

## 열전모듈 제습기의 제습 능력 및 에너지 효율 극대화를 위한 열교환기 용량 최적화

### Optimization of Heat exchanger Capacity to Maximize the Performance and Energy Efficiency of TEM Dehumidifiers

이태희(Tae-Hee Lee)<sup>†</sup>

수원과학대학교 소방안전설비공학과 조교수

Assistant Professor, Department of Fire Protection, Safety and Facilities, Suwon Science College, Gyeonggi 18516, Korea

#### Abstract

The capacity optimization of the heat exchanger of the TEM dehumidifier was performed through numerical analysis. If the ratio of the size of heat exchangers on the cold and hot surfaces of the TEM is not appropriate, the larger the size of the heat exchanger results the lower performance and efficiency. Optimizing the ratio of heat exchangers on the cold surface of TEM can improve the performance and the efficiency compared to when the ratio is 50%. The optimal proportion of cold surface heat exchangers is inversely proportional to the sum of the size of the heat exchangers on the cold and hot surfaces. When the optimum ratio of cold surface heat exchanger was applied, the larger the sum of size of the two heat exchangers results the greater the improvement of the performance and efficiency, compared to when the ratio of cold surface heat exchangers is 50%.

**Key words:** Dehumidifier(제습기), Thermoelectric module, TEM(열전모듈), Dehumidification efficiency(제습 효율), Dehumidification capacity(제습량), Optimization(최적화)

<sup>†</sup>Corresponding author

E-mail: thlee@ssc.ac.kr

접수일: 2021년 07월 25일; 심사일: 1차:2021년 08월 13일, 2차:2021년 08월 18일; 채택일: 2021년 08월 19일

#### 기호 설명

- $A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]
- $C_{pa}$  : 공기의 정압비열 [ $kJ/(kg \cdot K)$ ]
- $h, h_s$  : 습공기 및 포화습공기의 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]
- $i$  : 전류 [ $A$ ]
- $L_H$  : 수증기의 응축 잠열 [ $kJ/kg$ ]
- $\dot{m}_a$  : 공기의 질량 유량 [ $kg/s$ ]
- $P$  : 열전모듈 소비전력 [ $W$ ]
- $Q_a$  : 공기 측 열전달량 [ $W$ ]
- $Q_T$  : 열전모듈의 흡열량 및 방열량 [ $W$ ]
- $q_w$  : 제습량 [ $L/day$ ]
- $R_e$  : 열전모듈의 전기 저항 [ $\Omega$ ]

$R_t$  : 열전모듈의 열저항 [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]  
 $T$  : 온도 [K,  $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $U$  : 총합열전달계수 [ $\text{W}/\text{m}^2\text{^{\circ}\text{C}}$ ]  
 $V$  : 전압 [V]  
 $w, w_s$  : 절대습도, 포화 절대습도 [ $\text{kg}_w/\text{kg}_a$ ]

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 제백 계수(Seebeck coefficient) [V/K]  
 $\varepsilon$  : 열교환기의 유용도  
 $\eta_w$  : 제습 효율 [L/kWh]  
 $\rho_w$  : 물의 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

#### 하첨자

$a$  : 공기, 공기 측  
 $c, h$  : 열전모듈 저온부, 고온부  
 $i, o$  : 입구, 출구  
 $l, s, t$  : 잠열(latent heat), 현열(sensible heat), 전열(total heat)  
 $m$  : 물질전달  
 $T$  : 열전모듈

## 1. 서 론

제습 기술은 식품 산업을 비롯한 다양한 산업 분야에서 필요할 뿐만 아니라 가정에서도 제습기, 의류 건조기 그리고 의류 관리기 등에서도 폭넓게 활용되고 있다. 제습에 응용되는 기술은 냉각식, 압축식, 흡수식, 흡착식 등이 있는데, 이 중에서 냉각 방식이 가장 널리 사용되고 있다[1]. 냉각을 응용한 제습 관련 기술은 증기 압축식 냉동사이클을 이용하는 방식과 열전모듈을 이용하는 방식이 있다. 이 둘의 공통점은 고온, 고습의 공기를 제습 장치의 저온부로 흡입하여 공기 중의 현열과 수증기(잠열)를 빼앗아 공기를 온도가 낮고 건조한 상태로 만든 후, 이것을 시스템의 고온부를 냉각하는데 활용하는 구조를 가진다는 것이다. 열전모듈을 적용한 냉각 제습 장치의 공기 유동 및 열전달의 구조와 장치 내에서 일어나는 공기의 온·습도 변화를 Fig. 1에 도시하였다.

압축식 또는 열전 냉각 방식 시스템이 냉각 목적으로 사용될 때에는 고온 측 또는 저온 측 열교환기의 성능이 증가할수록 냉각시스템의 성능과 효율은 높아진다. 그러나 열전모듈이 적용된 제습기 관련 기존 연구에 따르면 저온부 열교환기의 성능이 개선될 경우 제습기의 성능과 효율이 감소하며 이로부터 저온부 열교환기의 성능은 최적화의 대상임을 알 수 있다[2].

제습기의 설계 및 효율과 관련된 기존의 연구를 살펴보면 다음과 같다. 제습기에 사용된 열교환기의 핀 피치와 풍량에 따른 제습기의 성능 변화를 수치적으로 해석한 결과가 있으며, 이 연구 결과에 따르면 핀 갯수가 증가할 경우 출구의 절대 습도가 감소하고, 풍량의 증가에 따라 출구 습도가 증가하였다[1]. 이 연구는 핀 갯수와 풍량의 변화에도 증발 및 응축온도를 일정하다고 가정하였다. 그러나 실제 시스템에서의 핀 갯수와 풍량의 변화는 증발 및 응축 온도의 변화를 가져오는데, 이를 반영하지 못한 것이 아쉬운 점이라 할 수 있다. Duong 등[3]은 압축식 제습기에서 풍량, 증발기와 응축기의 관 배열 그리고 핀 개수 등이

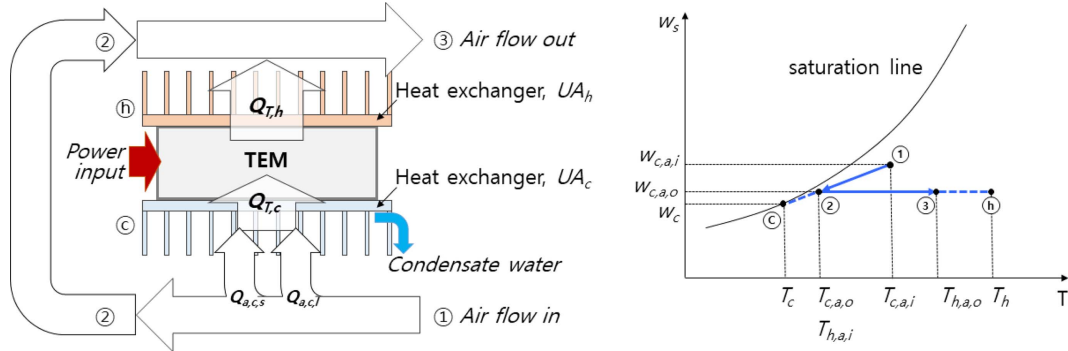


Fig. 1. Schematic and Psychrometric diagram of TEM dehumidification system

증발기와 응축기의 표면 유속의 균일도, 온도 균일도, 그리고 압력강하 등에 미치는 영향에 대해 수치적으로 연구하였다. 또한 제습기의 최적 설계를 위하여 열전모듈이 적용된 제습기의 운전 조건, 즉 공기의 온도 습도 및 운전 전압에 따른 실험을 수행하여 최적 운전 전압이 존재함을 밝힌 연구 결과가 있으며[4], 이와 관련된 이론적 연구 결과도 존재한다[5]. 이 외에도 제습기에 적용된 열교환기의 설계 인자나 제습기의 운전 인자 등의 영향에 대한 연구는 다수가 존재 한다[6-10]. 그러나 열교환기 성능이 시스템의 성능과 효율에 미치는 영향에 대한 연구는 찾아보기 어렵다.

이 연구에서는 열전모듈이 적용된 냉각식 제습 시스템의 고온부 및 저온부에 부착된 열교환기의 성능이 제습기의 성능과 효율에 미치는 영향에 대해 수치적으로 해석하고, 그 해석 결과로부터 열전모듈 제습기의 최적 설계 방향을 제시하고자 한다. 이 연구에 적용된 열전모듈 제습기의 해석 방법은 기존 연구의 결과[5]를 이용한다.

## 2. 열전모듈 제습기 해석

열전모듈 저온부에서 흡수하는 열량, 입력 전력 그리고 고온부에서 방출되는 열량 등을 식 (1)-(3)에 나타내었다[11].

$$Q_{T,c} = i\alpha T_c - \frac{1}{2}i^2 R_e - \frac{T_h - T_c}{R_t} \tag{1}$$

식 (1)의 우변의 각 항은 Peltier 효과에 의한 냉각 열량, 열전모듈을 통과하는 전류에 의한 발열량 중 저온부로 흐르는 열량 그리고 열전모듈의 고온부에서 저온부로의 전도에 의한 열전달량이다.

$$P = i\alpha\Delta T + i^2 R_e \tag{2}$$

위 식은 열전모듈의 입력 전력이며, 고온부에서 방출되는 열량,  $Q_{T,h}$ 는 식 (1)과 식 (2)의 저온부 흡열량  $Q_{T,c}$ 와 입력 전력  $P$ 의 합으로써 다음과 같다.

$$Q_{T,h} = i\alpha T_h + \frac{1}{2}i^2 R_e - \frac{T_h - T_c}{R_t} \tag{3}$$

$\varepsilon - NTU$ 법을 이용하여 저온부 공기 측의 열 및 물질전달과 고온부 공기측 열전달을 해석하였으며, 식으로 표현하면 다음과 같다[5].

$$Q_{a,c,t} = Q_{a,c,s} + Q_{a,c,l} = \dot{m}_a C_{pa} \varepsilon_c (T_{c,a,i} - T_c) + \dot{m}_a L_H \varepsilon_m (w_{c,a,i} - w_s(T_c)) \tag{4}$$

$$Q_{a,h} = \dot{m}_a C_{pa} \varepsilon_h (T_{c,a,i} - T_h) \quad (5)$$

여기서 식 (4)의  $\varepsilon_c$ 와  $\varepsilon_m$ 는 각각 열전 모듈 저온부에 장착된 열교환기의 열전달 및 물질전달 유용도 (effectiveness)이며, 열 및 물질전달의 상사성을 이용하여 두 값을 동일하다고 가정하였다[12]. 그리고 식 (5)의  $\varepsilon_h$ 는 열전모듈 고온부에 부착된 열교환기의 열전달 유용도이다. 열전모듈 제조기의 해석은 식 (1)의 저온부의 열전 모듈의 열전달과 식 (4)의 공기 측 열전달량을 일치시키고, 식 (3)과 식 (5)의 고온부의 열전달량을 동일하게 만드는  $T_c$ 와  $T_h$ 를 찾는 과정이다.

제조기의 성능, 즉 제습량  $q_w$ 과 제습 효율  $\eta_w$ 는 다음과 같이 산출한다[5].

$$q_w = \dot{m}_a \varepsilon_m (w_{c,a,i} - w_s(T_c)) / \rho_w \quad (6)$$

$$\eta_w = \frac{q_w}{P} \quad (7)$$

### 3. 해석 결과 및 고찰

일반적인 열전모듈 제조기는 열전모듈, 고온부 열교환기, 저온부 열교환기 그리고 공기의 유동을 위한 팬으로 구성된다. 이 연구에서는 고온부 열교환기와 저온부 열교환기를 합친 크기를 고정하고, 열교환기를 고온부와 저온부에 어떻게 분배하는 것이 열전모듈 제조기의 성능과 효율에 가장 유리할 것인지에 대해 해석적으로 조사하여 제조기의 성능과 효율에 대한 최적 설계의 방향을 제시하고자 한다.

수치해석을 위해 적용된 열전모듈의 사양과 공기 측 운전조건은 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다. 이 연구에서는 Table 3에 나타낸 것과 같이 고온부와 저온부에 부착된 열교환기의 크기를 의미하는  $UA_h$ 와  $UA_c$ 의 합,  $UA_h + UA_c$ 이 10, 15, 20 W/K 일 때  $UA_c$ 의 비율에 따른 성능 및 효율에 대해 계산하고 그 결과를 분석한다. 열교환기, 즉  $UA_h$ 와  $UA_c$ 에 대해서는 기존의 연구[2]에 상술 되어 있다.

Fig. 2에  $UA_h + UA_c$  중에서  $UA_c$ 의 비율이 50%인 경우, 운전 전압에 따른 총 열전달량과 현열전달량을

**Table 1.** Specification of the TEM

Parameter	Value
Max. current, $i_{\max}$ , A	6.0
Max. voltage, $V_{\max}$ , V	17.5
Max. temp. difference, $\Delta T_{\max}$ , K	72
Max. cooling capacity, $Q_{c,\max}$ , W	57

**Table 2.** The air side condition

Parameter	Value
Air temperature, $T_{a,c,b}$ , °C	30
Relative humidity of the air, %	80
Air flow rate, $\dot{m}_a$ , kg/s	0.0194

**Table 3.** Conditions for the numerical analysis

Parameter	Case number	Value, W/K
$UA_h + UA_c$	1	10
	2	15
	3	20

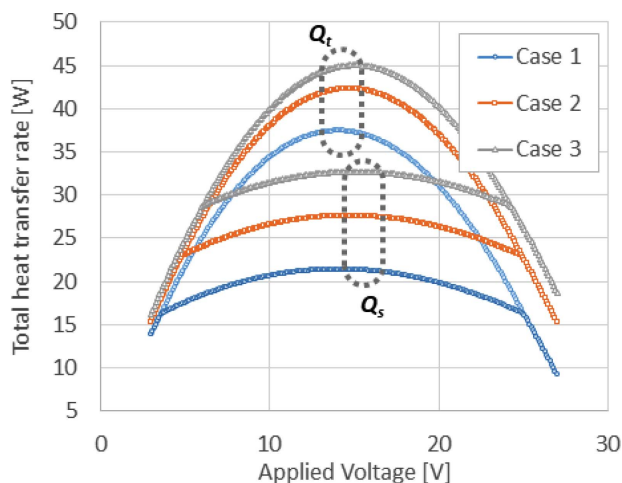


Fig. 2. Heat transfer rate with respect to the applied voltage at  $UA_c/(UA_h + UA_c) = 0.5$

도시하였다.  $UA_h + UA_c$ 이 클수록 총 열전달량과 현열전달량은 큰 값을 보였으며 이것은 고온부 열교환기의 성능,  $UA_h$ 와 저온부 열교환기의 성능,  $UA_c$ 의 증가에 따른 당연한 결과라고 볼 수 있다. Fig. 3에는 잠열 전달량과 비례하는 제습 성능을 나타내었다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 제습 성능은 총 열전달량과는 달리 열교환기가 커질수록 감소하였다. 이것은 제습이 가능한 저온부의 온도, 즉  $T_c$ 가 26°C(30°C, 80% 공기의 이슬점 온도) 이하 일 때 열전달의 포텐셜과 물질전달의 포텐셜 간의 비선형성에 기인한다고 볼 수

Table 4. Numerical analysis results of the conditions in Table 3

Case	$Q_{a.c.t}$ [W]	$Q_{a.c.s}$ [W]	$q_w$ [L/day]	effectiveness, $\epsilon_h = \epsilon_c = \epsilon_m$	$T_{c,min}$ [°C]	$w_s(T_{c,min})$ , [kg/kg <sub>a</sub> ]	$h_s(T_{c,min})$ , [kJ/kg]	$\frac{\epsilon_m}{\epsilon_{m,case1}}$	$\frac{\Delta T}{\Delta T_{case1}}$	$\frac{\Delta w}{\Delta w_{case1}}$	$\frac{\Delta h}{\Delta h_{case1}}$
1	37.4	21.4	0.570	0.226	25.2	0.02026	7.483	1	1	1	1
2	42.3	27.6	0.523	0.319	25.6	0.02079	7.656	1.412	0.913	0.649	0.802
3	45.0	32.7	0.439	0.401	25.8	0.02112	7.763	1.774	0.861	0.434	0.680

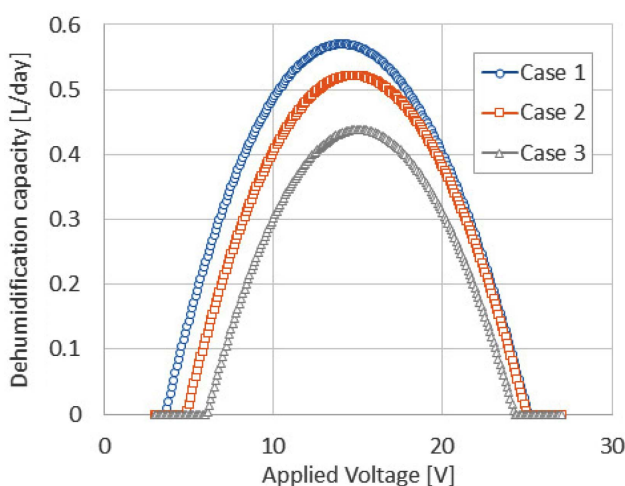


Fig. 3. Dehumidification capacity with respect to the applied voltage at  $UA_c/(UA_h + UA_c) = 0.5$

있다. 즉,  $UA_h + UA_c$ 가 증가함에 따라 저온부의 온도,  $T_c$ 가 증가하여 열전달의 포텐셜,  $T_{a,c,i} - T_c$ 가 감소하지만, 그 감소율이 열전달의 유용도,  $\epsilon_c$ 의 증가율 보다는 적기 때문에 현열 전달량,  $Q_{a,s}$ 는 증가한 반면, 물질전달의 포텐셜,  $w_{a,c,i} - w_s(T_c)$ 는 물질전달의 유용도,  $\epsilon_m$ 의 증가율 보다 더 크게 감소하여 잠열전달량,  $Q_{a,l}$ 과 제습량,  $q_w$ 가 감소한 것으로 설명할 수 있으며 이를 Table 4에 나타내었다. 이 표에는 총 열전달과 관련된 에너지 전달의 포텐셜, 즉 저온부 입구 공기의 습공기 엔탈피와 저온부 열교환기 표면의 포화 엔탈피의 차이,  $h_{a,c,i} - h_s(T_c)$ 도 함께 나타내었는데 에너지 전달의 포텐셜은 열전달 및 물질전달의 포텐셜이 복합적으로 작용한 결과이며 그 감소율은 열교환기 유용도 증가율보다는 크지 않았으며, 그 결과로 열교환기 크기 증가에 따라 총 열전달량은 증가하였다.

Fig. 4와 Fig. 5에는 Table 3의 각 Case에 대해서  $UA_c/(UA_h + UA_c)$ 의 값에 따른 제습 성능과 효율을 각각 도시하였다.  $UA_c/(UA_h + UA_c)$  값마다 최대 제습 성능을 보이는 인가전압이 존재하며 그 전압에서의 제습 성능과 효율을 두 그림에 나타내었다. 이 그래프들을 보면 저온부 열교환기의 비율이 일정 값 이상인 경우 전체 열교환기의 크기가 클수록 제습 성능과 효율이 나빠지며, 저온부 열교환기의 비율이 작아질수록 이리

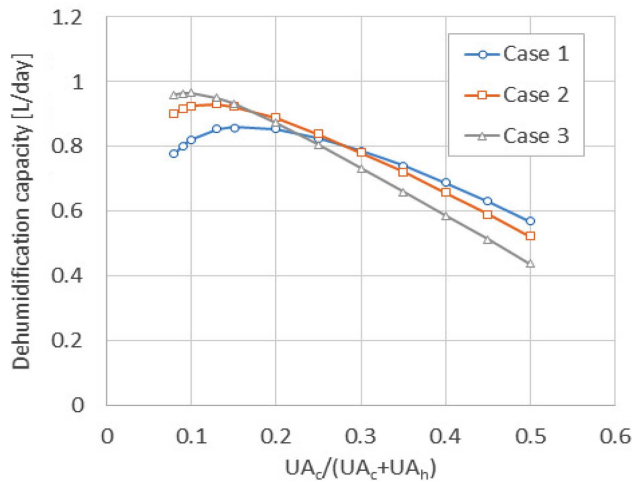


Fig. 4. Dehumidification capacity with  $UA_c/(UA_h + UA_c)$

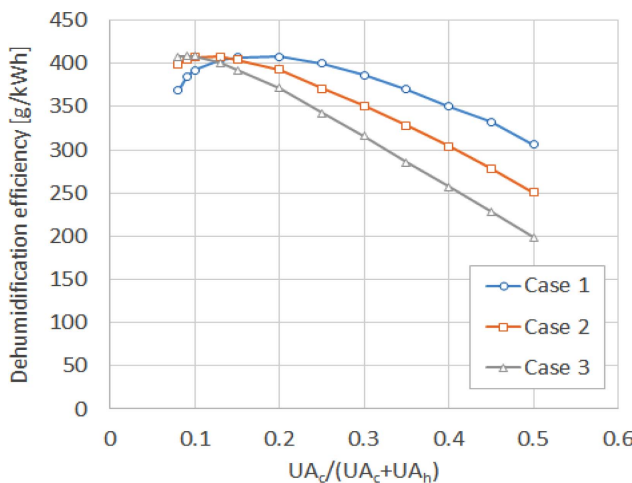


Fig. 5. Dehumidification efficiency with  $UA_c/(UA_h + UA_c)$

Table 5. Optimal design results

Case	Optimal ratio of $UA_c$	Optimal condition		50% $UA_c$ condition		Improvement	
		$q_{w,opt}$ L/day	$\eta_{w,opt}$ g/kWh	$q_{w,50\%UA_c}$ L/day	$\eta_{w,50\%UA_c}$ g/kWh	$q_{w,opt}$ $q_{w,50\%UA_c}$	$\eta_{w,opt}$ $\eta_{w,50\%UA_c}$
1	15%	0.861	406.9	0.570	305.9	151%	133%
2	13%	0.931	407.9	0.523	250.3	178%	163%
3	10%	0.966	408.2	0.439	198.5	220%	206%

한 경향이 사라져 큰 열교환기를 가지는 시스템의 성능과 효율이 우위를 가지게 된다. 두 그림에서 알 수 있듯이 저온부 열교환기 크기의 최적 비율은 10~15%이며, 그 최적 비율은 전체 열교환기의 크기와 반비례한다.

저온부 열교환기의 최적 비율을 적용한 최적 설계 결과를 Table 5에 나타내었다. Table 5와 Fig. 4로부터 알 수 있듯이 제습 성능은 고온부와 저온부의 두 열교환기의 크기를 동일하게 설계할 때 대비 각 Case 별로 151%, 178% 그리고 220%가 된다. 즉 동일한 열교환기 재료비를 사용하여 분배 최적화를 통하여 얻을 수 있는 성능 향상의 폭이 크다는 것을 알 수 있다. 특히 전체 열교환기의 크기가 클수록 최적화에 따른 개선의 가능성도 크게 나타났는데, 이는 최적화 이전 시스템의 저온 측 열교환기의 크기가 지나치게 커서 표면 온도가 높기 때문이다. 제습 효율을 도기한 Fig. 5와 Table 5를 살펴보면 저온부 열교환기의 비율이 50%인 경우, 그 효율이 각 Case 별로 305.9, 250.3, 198.5 g/kWh 였으나 최적 비율을 적용할 경우 406.9, 407.9, 408.2 g/kWh로써 33%, 63% 그리고 106%의 효율 증가를 보였다. 저온 측 열교환기가 큰 Case 3에서 최적화에 따른 효율 증가가 크게 나타났는데, 이 현상 또한 최적화 이전 시스템의 저온 측 열교환기의 크기 때문에 나타난 높은 표면 온도가 야기한 낮은 효율에 기인한 것이다.

#### 4. 결 론

열전모듈이 적용된 제습기의 열교환기 용량 최적화를 수치해석을 통하여 실시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열전모듈의 저온부와 고온부에 부착되는 열교환기 크기의 비율이 부적절할 경우 열교환기 사이즈가 클수록 성능과 효율이 나빠진다.
- (2) 열전모듈 저온부의 열교환기의 비율을 최적화 할 경우 그 비율이 50%인 경우에 대비하여 성능과 효율의 개선이 가능하다.
- (3) 열전모듈 저온부의 열교환기의 최적 비율은 전체 열교환기의 크기에 반비례하여 감소하며, 전체 열교환기가 클수록 열전모듈 저온부의 열교환기의 비율이 50%인 경우에 비하여 성능 및 효율에 있어서 더 큰 폭의 개선이 가능하다.

#### References

1. Nguyen, H. H., Duong, X. Q., Lee, S. S., Kim, K. M., Yang, Y. W., and Chung, J. D., 2019, Numerical Analysis of Dehumidification in Compressor Type Dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 31, No. 4, pp. 167-173.
2. Lee, T. H., 2020, The Analysis of the Effects of Design Parameters on the Energy Efficiency and Performance of TEM Dehumidifiers, Korea Society of Geothermal Energy Engineers, Vol. 16, No. 3, pp. 1-7.
3. Nguyen, H. H., Duong, X. Q., Lee, S. S., Kim, K. M., Yang, Y. W., and Chung, J. D., 2018, Numerical Analysis of A Compressor Type of Dehumidifier : (II) Heat Transfer, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration

- Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 92-99.
4. Kwon, O. K., Yun, J. H., and Kim, J. H., 2006, Performance Test Evaluation of Electronic Dehumidifier Using Thermoelectric Module, Proceedings of the KSME Conference 2006. 6, pp. 2046-2051.
  5. Lee, T. H., 2019, Development of analysis algorithm of a thermoelectric module applied dehumidifier, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 31, No. 10, pp. 473-482.
  6. Kang, D. H., Kim, S. H., and Kim, K. H., 2007, Development of a Drain-Type Electronic Dehumidifier Using Thermoelectric Element, Proceedings of the KSME Conference 2007, pp. 3430-3434.
  7. Ryu, S. R., Yeom, H. J., Lee, H. J., and Cho, H., 2018, A Fundamental Study on the Composition for the Hybrid Dehumidification System Using Thermoelectric Device, J. of KIAEBS, Vol. 12, No. 6, pp. 618-626.
  8. Kwon, O. K., Yun, J. H., and Kim J. H., 2006, Performance Test Evaluation of Electronic Dehumidifier Using Thermoelectric Module, Proceedings of the KSME Conference 2006, pp. 2046-2051.
  9. Wang, H., and Qi, C., 2010, Experimental study of operation performance of a low power thermoelectric cooling dehumidifier, I. J. of Energy and Environment, Vol. 1, Issue 3, pp. 459-466.
  10. Im, D. H., 2018, Study on the Design of a New Heatsink Cooling System for Thermoelectric Dehumidifier, M.S. Thesis, Korea University.
  11. Ro, S. T., and Seo, J. S., 1990, Principle of thermoelectric refrigeration and system design, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 19, No. 3, pp. 135-145.
  12. Kim, D. S., 2014, Theoretical Analysis of a Recuperative Refrigeration Dehumidifier, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 26, No. 1, pp. 48-54.