

직교류형 재생 증발식 냉방기의 성능해석

최 봉 수, 이 대 영^{*†}, 홍 회 기^{**}

경희대학교 대학원, *한국과학기술연구원 열·유동제어 연구 센터, **경희대학교 기계산업시스템공학부

Performance Analysis of a Cross-flow Type Regenerative Evaporative Cooler

Bong Su Choi, Dae-Young Lee, Hiki Hong^{*†}

ABSTRACT: Analytical study has been carried out on the cross-flow type regenerative evaporative cooler(REC). The heat and mass transfer in the dry and wet channels of the regenerative evaporative cooler are modelled and solved numerically. When neglecting the conduction through the plates and the convection due to evaporation water, the effectiveness of the cross-flow type REC is found to depend only on the geometric ratio of the channel pitch to the square root of the channel height. When considering those effects, the effectiveness is evaluated to decrease by as much as 20% for a small REC with H=200 mm. The influences of the conduction through the wall and the convection due to the evaporation water should be considered in the design of a compact cross-flow type REC with high effectiveness.

Key words: Performance analysis(성능해석), Cross-flow type(직교류형), Regenerative evaporative cooler (재생 증발식 냉방기)

기 호 설 명

T : 온도 [°C]
 T_{dew} : 이슬점 온도 [°C]
 k : 대류 열전달 계수 [W/m²K]
 h : 전도 열전달 계수 [W/mK]
 C_p : 정압 비열 [J/kgK]
 i_{fg} : 상변화 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 Γ : 단위길이 당 유량 [kg/s]
 V : 냉방기 벽체 체적 [m³]
 A_c : 냉방기 단면적 [m²]
 H : 냉방기 높이 [mm]

L : 냉방기 길이 [mm]
 t : 시간 [sec]
 p : 채널 간격 [mm]
 R_{ph} : 채널 간격비 [$\sqrt{\text{mm}}$]
 NTU : 전달 단위수
 Re_o : Reynolds 수
 R_{mc} : 추기 비율
 N_{cond} : 벽체 조건에 대한 무차원계수
 R_{hc} : 건채널과 증발수의 열용량비
 R_{wall} : 벽체 열용량에 대한 무차원계수
 Q : 열교환기 높이에 대한 길이의 비
 M_{water} : 증발수의 유량비

그리스 문자

δ : 벽체 두께 [mm]
 ω : 절대 습도 [kg/kg dry air]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.kr

- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- θ : 온도에 대한 무차원계수
- Ψ : 절대 습도에 대한 무차원계수

상첨자

- * : 무차원계수

하첨자

- h : 건채널
- c : 습채널
- a : 공기
- w : 벽체
- $water$: 증발수
- i : 입구측
- o : 출구측

1. 서론

일반적으로 재생 증발식 냉방기를 해석할 때 건채널과 습채널 사이 벽체에서의 전도나 증발수의 대류에 의한 영향은 무시하는데, 이는 해석 결과에 미치는 영향이 다른 해석 인자에 비해 작기 때문이다.^(1,2) 하지만, 동일한 전달 단위수를 가지는 재생 증발식 냉방기라 하더라도 크기가 작은 경우나 유용도가 높은 경우에는 해석 결과에 미치는 영향은 다를 수 있다.

이에 본 연구에서는 Runge-Kutta 법을 이용하여 벽체에서의 전도와 증발수의 대류에 의한 영향을 고려한 재생 증발식 냉방기의 성능을 해석한다. 핀이 없는 형태의 직교류형 재생 증발식 냉방기를 해석 모델로 선정하여 벽체에서의 전도 및 증발수에 의한 대류 효과를 무시한 기준 조건에 대한 해석을 바탕으로 벽체 두께에 따른 벽체에서의 전도에 의한 영향을 해석한다. 또한 증발수의 대류가 냉방기 성능에 미치는 영향과 둘을 모두 고려한 경우에 대해 분석한다.

2. 냉방기 모델링

2.1. 해석 모델

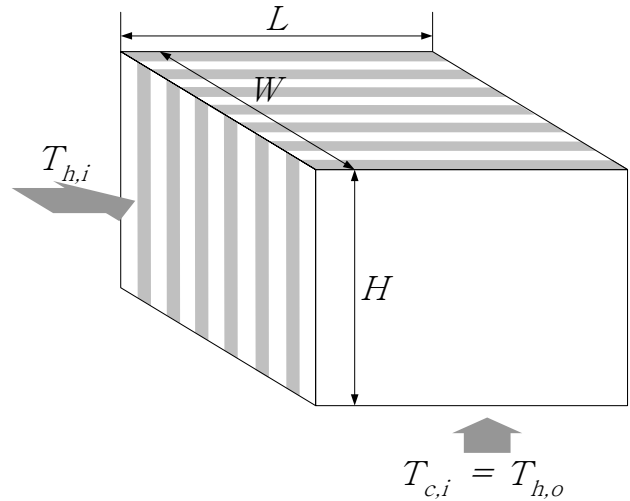


Fig. 1 Schematic diagram of a cross flow regenerative evaporative cooler.

Fig. 1은 해석 모델의 개략도를 나타낸 것으로 본 연구에서 냉방기의 폭(W)은 단위길이(1 m)로 설정하였다. 냉방기의 재질은 알루미늄 ($k=202 \text{ W/mK}$)으로, 건채널을 통과한 공기는 30%가 습채널로 추기($R_{mc}=0.3$)되는 것으로 설정하였다. 또한 채널을 통과하는 공기의 최대 허용 압력강하를 50 Pa로 설정하여 이를 바탕으로 열교환기의 높이에 대한 길이의 비(Q)는 $R_{mc}^{0.5}$ 로 설정하였다. 외기 조건은 여름철 공조 조건을 감안하여 건구온도 32°C , 상대습도 40%로 설정하였다.

본 연구에서의 해석 모델은 건채널과 습채널의 반복적인 구조로 이루어져 있으므로 해석 영역을 Fig. 2와 같이 한 쌍의 채널로 했으며 계산시 사용된 가정은 다음과 같다.

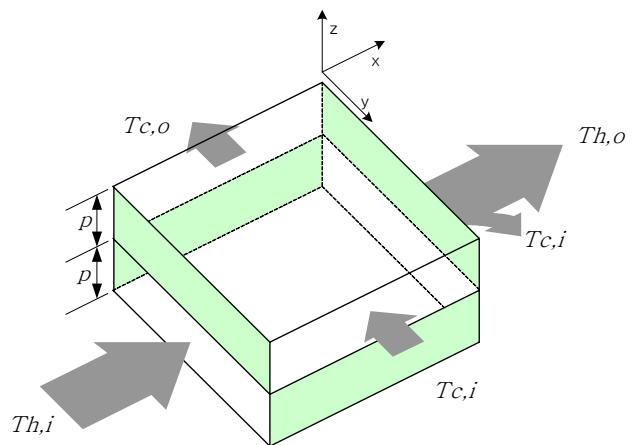


Fig. 2 Channel of a cross flow regenerative evaporative cooler.

- (1) 채널 내 유동은 무한 평판에서의 유동과 같다.
- (2) 채널 내 유동은 층류이며, 비정상 상태이고 벽체 내부 열발생은 없다.
- (3) 건채널과 습채널의 채널 간격은 같다.
- (4) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (5) 증발수는 두께가 매우 얇아 증발수 두께에 의한 전도는 없다.
- (6) 증발수는 연속적이며 습채널 벽체 면을 완전히 덮고 있다.
- (7) 건채널을 통과한 공기는 완전혼합된 상태에서 추가되어 습채널로 유입된다.

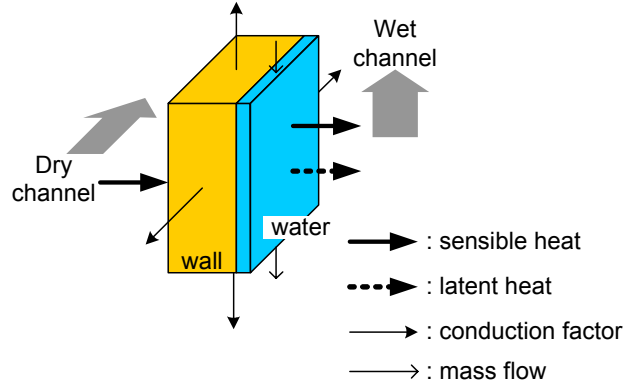


Fig 3. Analysis model.

2.2. 채널 해석

건채널과 습채널 사이의 에너지 전달 과정을 Fig. 3에 제시하였다. 에너지 전달 과정은 미소 면적을 기준으로 해석하였고 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\delta\theta_h}{\delta x^*} = NTU_h(\theta_h - \theta_w) \quad (1)$$

$$\frac{\delta\theta_c}{\delta y^*} = NTU_c(\theta_w - \theta_c) \quad (2)$$

$$\frac{\delta\Psi_c}{\delta y^*} = NTU_c(\Psi_w - \Psi_c) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} R_{wall} \frac{\delta\theta_w}{\delta t} &= NTU_h(\theta_h - \theta_w) + R_{mc} NTU_c \\ &\quad \times \{(\theta_c - \theta_w) + (\Psi_c - \Psi_w)\} \\ &\quad + N_{cond} \left(\frac{\delta^2\theta_w}{\delta x^{*2}} + Q^2 \frac{\delta^2\theta_w}{\delta y^{*2}} \right) \quad (4) \\ &\quad + R_{hc} M_{water} \frac{\delta\theta_w}{\delta y^*} \\ &\quad + NTU_c R_{mc} Ja \theta_w (\Psi_c - \Psi_w) \end{aligned}$$

여기서 식(1)-(2)는 각각 건채널과 습채널에서의 에너지 방정식이고 식(3)은 습채널에서의 수증기 보존식이다. 식(4)는 벽체 사이에서의 에너지 보존식이다. 위 식에 사용된 무차원계수들은 다음과 같이 결정된다.

$$\theta = \frac{T - T_{dew,i}}{T_i - T_{dew,i}} \quad (5)$$

$$\Psi = \frac{i_{fg}(\omega - \omega_i)}{C_{p,a}(T_i - T_{dew,i})} \quad (6)$$

$$NTU_h = \frac{hA_c}{C_{p,a}\dot{m}_h} \quad (7)$$

$$NTU_c = \frac{hA_c}{C_{p,a}\dot{m}_c} \quad (8)$$

$$R_{mc} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \quad (9)$$

$$N_{cond} = \frac{k/L \times \delta W}{C_{p,a}\dot{m}_h} \quad (10)$$

$$R_{hc} = \frac{C_{p,water}\dot{m}_{water}}{C_{p,a}\dot{m}_h} \quad (11)$$

$$Ja = \frac{C_{p,water}(T_i - T_{dew,i})}{i_{fg}} \quad (12)$$

$$R_{wall} = \frac{C_{p,water}V}{C_{p,h}\dot{m}_h} \quad (13)$$

$$Q = \frac{L}{H} \quad (14)$$

여기서 NTU는 전달 단위수를 나타내며 R_{mc} 는 건채널 유량에 대한 습채널 유량을 의미한다.

3. 냉방기 해석

3.1. 기준 조건에 대한 해석

본 연구에서는 벽체 두께와 증발수의 대류효과를 무시한 상태를 기준 조건으로 선정하였다. Fig. 4는 기준 조건에서의 냉방기 높이와 채널 간격비에 따른 냉방기의 열전달량과 냉방기 유용도를 나타낸 것으로 냉방기의 전달 단위수는 채널 간격비에 의해 결정되며 냉방기 용량은 냉방기 크기에

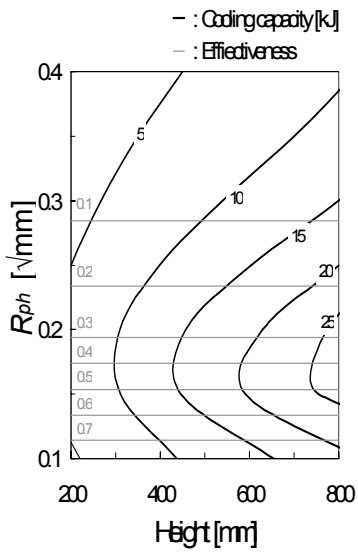


Fig. 4 Contours of effectiveness and the cooling capacity with R_{ph} and H .

비례함을 알 수 있다. 또한 0.7 이상의 냉방기 유용도를 얻기 위해선 채널 간격비를 $0.114 \sqrt{\text{mm}}$ 이하가 되도록 해야함을 확인할 수 있다.

3.2. 벽체에서의 전도에 의한 영향 해석

벽체 두께에 의한 영향을 알아보기 위해 채널 간격비는 기준 조건에서 냉방기 유용도가 0.7인 $0.114 \sqrt{\text{mm}}$ 로 설정하였고 증발수의 대류효과에 의한 항목은 고려치 않았다. 또한 벽체는 모두 단열된 상태로 가정하였다. 해석 결과 Fig. 5에서 보이는 바와 같이 냉방기 높이가 200 mm이고 벽체의

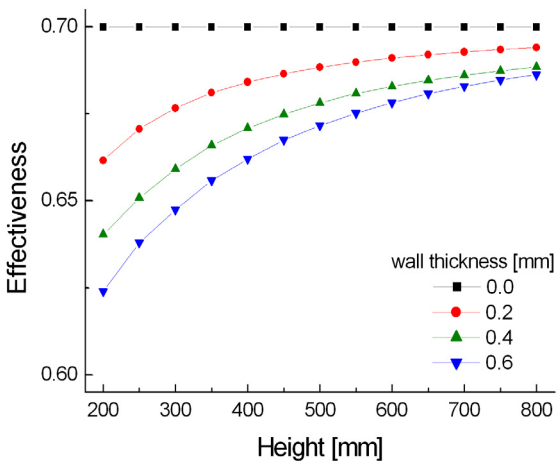


Fig. 5 Effectiveness degradation due to the wall conduction.

두께가 0.2 mm일 경우 고려하지 않았을 때와 4% 정도의 차이를 보이는 반면 800 mm일 때는 1% 정도 차이를 보임을 확인할 수 있었다.

3.3. 증발수의 대류효과에 의한 영향 해석

Fig. 6는 레이놀드 수에 따른 냉방기 유용도를 나타낸 것으로 레이놀드 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_o = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (15)$$

여기서, Γ 는 단위길이당 유량을 나타낸다. 해석시 증발수의 두께는 충분히 얇아 증발수에서의 전도에 의한 영향은 없으며 증발수의 온도는 벽체의 온도와 동일한 것으로 설정하였다. 벽체는 건채널 입·출구측면과 습채널 출구측 면은 단열되어 있으나 증발수가 유입되는 면은 증발수의 유입 온도인 것으로 가정하였다. 이때 냉방기를 통과한 증발수가 다시 입구로 유입되는 것으로 설정하여 장발수의 유입온도는 이전 time step에서 계산된 냉방기 습채널 입구측 벽체온도의 평균 온도로 하였다.

Table 2는 레이놀드 수의 증가에 따른 냉방기 유용도와 증발량에 대한 공급 유량을 나타낸 것이다. 증발량은 유량과는 상관없이 유용도는 증발수 유량이 증가함에 따라 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

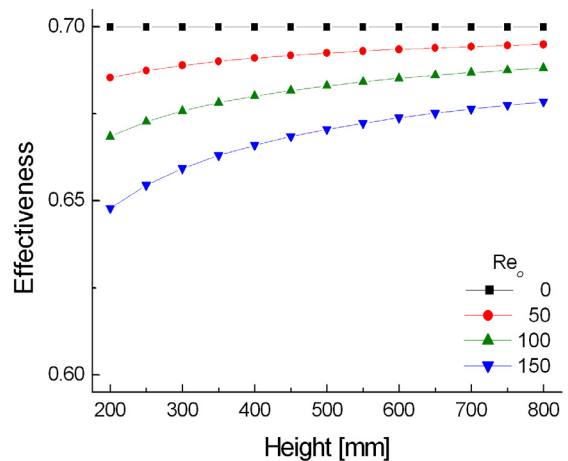


Fig. 6 Effectiveness degradation due to the water convection.

Table 1 Effectiveness degradation due to the water convection.

Re_o	Effectiveness	Mass flow [g/ms]		
		initial	final	ratio
50	0.693	6.162	3.936	2.77
100	0.683	12.324	10.144	5.65
150	0.671	18.486	16.334	8.59

3.4. 벽체와 증발수에 의한 영향 해석

Fig. 7은 벽체 두께 및 증발수에 의한 효과 모두를 고려하여 채널 간격비가 $0.1 \sqrt{\text{mm}}$ 일 때를 해석한 결과로 둘에 의한 영향이 동시에 나타남을 알 수 있다. 특히 냉방기 높이가 200 mm일 때 두 효과를 고려하지 않았을 때와 비교해 17% 차이를 보임을 알 수 있다.

Fig. 8은 냉방기 채널 간격비의 변화에 따른 유용도 감소를 나타낸 것으로 채널 간격비가 0.2 mm인 유용도 곡선은 크게 차이가 없는 것에 비해 0.1 mm인 유용도 곡선은 벽체에서의 전도와 증발수의 대류에 의한 효과에 크게 영향을 받는 것으로 나타나 성능이 좋은 냉방기일수록 벽체 두께와 증발수에 의한 성능 감소 현상이 뚜렷한 것으로 나타났다.

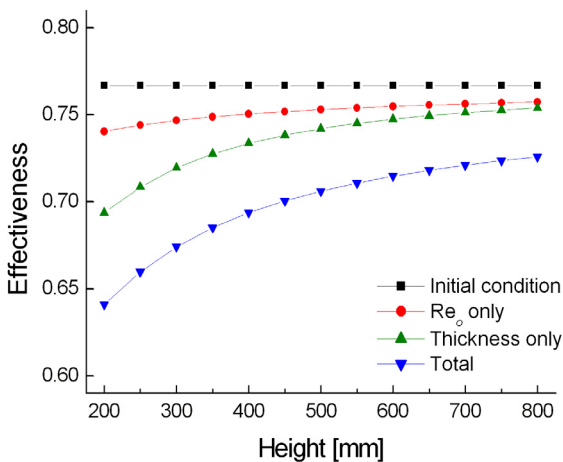


Fig. 7 Effectiveness degradation considering both the effects .
($Re_o=50$, Thickness=0.2 mm)

4. 결론

부차적 요소를 고려하지 않고 재생 증발식 냉각기의 성능을 해석하면서, 냉방기의 유용도는 채널 간격비(P/\sqrt{H})에 의해 정의되며 냉방기 열전달량은 냉방기의 크기에 비례함을 확인할 수 있었다.

건채널과 습채널 사이 분리벽을 통한 열전도에 의하여 냉방기 유용도가 감소함을 보였으며, 감소 정도는 냉방기의 크기가 작을수록 더욱 커서 $H=200$ mm인 경우에는 유용도가 4% 감소하는 것으로 분석되었다.

또한 증발수의 대류효과를 고려하면 증발수 유량의 증가는 냉방기 유용도의 감소를 야기하는 것을 알 수 있으며 감소 정도는 벽체를 통한 열전도의 효과와 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

유용도가 높은 냉방기일수록 또한 소형일수록 벽체에서의 전도 및 증발수의 대류에 의한 성능 저하가 상대적으로 큰 것으로 분석되었다. 벽체에서의 전도와 증발수 대류 효과를 고려하지 않은 경우 유용도 0.76으로 예상되는 냉방기에서 이러한 영향을 고려하면 $H=200$ mm인 경우 유용도가 17% 감소하며 $H=800$ mm인 경우에는 5%가 감소된다. 이를 바탕으로 고성능 소형냉방기에서는 벽체와 같은 부차적 요소를 설계에 반영하여야 함을 알 수 있다.

참고문헌

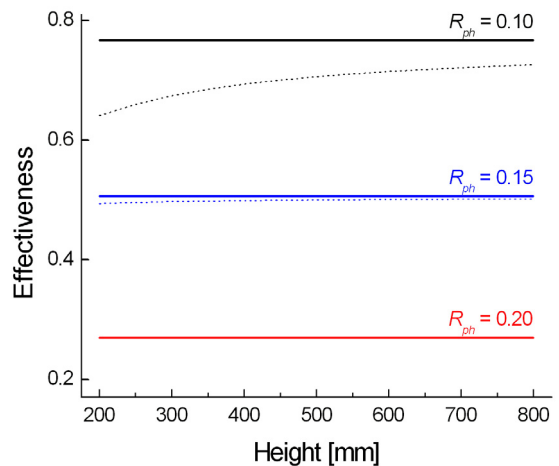


Fig. 8 A Degree of the effectiveness degradation.(Thickness=0.2 mm)

1. Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *Journal of heat transfer*, Vol. 103, pp. 579-585.
2. Hsu, S. T. and Lavan, Z., 1989, Optimization of wet-surface heat exchanger, *Energy*, Vol. 14, No. 2, pp. 757-770.
3. Kettleborough, C. F. and Hsieh, C. S., 1983, The thermal performance of the wet surface plastic plate heat exchanger used as an indirect evaporative cooler, *Transactions of the ASME*, Vol. 105, pp. 366-373.
4. Yoon, Y. H., Lee, D. Y. and Lee, J. H., 2001, Optimum design of a counter air-to-air plate heat exchanger, *Proceedings of SAREK*, pp. 603-607.
5. Kakac, S., 2002, *Heat Exchanger*, 2nd ed., CRC press, New York, pp. 349-372.
6. Cengel, Y. A., 1999, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, pp. 241-284.
7. Lee, K. S., 2003, *Numerical Methods for Engineers*, Won Hwa, Seoul, pp. 405-414.