

대향류 핀삽입형 재생증발식 냉방기 연구

최 봉 수, 홍 희 기*, 이 대 영**†

경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부, **한국과학기술연구원 에너지메카닉스연구센터

Study on the Counterflow Regenerative Evaporative Cooler with Finned Channels

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

Graduate School, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

*School of Mechanical and Industrial System Engineering, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

**Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received January 4, 2008; revision received May 23, 2008)

ABSTRACT: The regenerative evaporative cooler(REC) is to cool a stream of air using evaporative cooling effect without an increase in the humidity ratio. In the regenerative evaporative cooler, the air can be cooled down to a temperature lower than its inlet wet-bulb temperature. Besides the cooling performance, for practical application of the regenerative evaporative cooler, the compactness of the system is also a very important factor to be considered. In this respect, three different configurations, i.e., the flat plate type, the corrugated plate type, and the finned channel type are investigated and compared for the most compact configuration. The optimal structure of each configuration is obtained individually to minimize the volume for a given effectiveness within a limit of the pressure drop. Comparing the three optimal structures, the finned channel type is found to give the most compact structure among the considered configurations. The volume of the regenerative cooler can be reduced to 1/8 by adopting the finned channel type as compared to that of the flat plate type.

Key words: Regenerative evaporative cooler, REC(재생증발식 냉방기), Evaporative cooling(증발 냉각), Corrugated plate(주름판), Finned channel(핀삽입 채널)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 c_a : 공기의 정압비열 [$kJ/kg-^{\circ}C$]
 D : 이슬점온도 [$^{\circ}C$]
 d : 수력직경 [m]
 f : 유동저항계수(Darcy friction factor)
 H : 냉방기 높이 [m]
 h : 대류 열전달계수 [$W/m^2-^{\circ}C$]

i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 k : 열전도율 [$W/m-^{\circ}C$]
 L : 냉방기 유동방향 길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Ntu : 전달단위수
 Nu : Nusselt 수
 ΔP : 압력손실 [Pa]
 p : 간격 [m]
 Re : Reynolds 수
 r_{ex} : 습채널 추가율
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 U : 유속 [m/s]
 W : 냉방기의 폭 [m]

† Corresponding author

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

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

x : 건채널 유동방향 좌표 [m]
 y : 습채널 유동방향 좌표 [m]

그리스 문자

η : 유용도
 θ : 무차원 온도
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ω : 무차원 절대습도

상첨자

* : 무차원 길이

하첨자

c : 주름(corrugation)
 d : 건채널
 f : 핀
 in : 건채널 입구
 l : 층류
 out : 건채널 출구
 p : 열전달판
 t : 난류
 w : 습채널
 x : 건채널 유동방향
 y : 습채널 유동방향

1. 서 론

재생증발식 냉방기는 일종의 간접 증발식 냉방기로 Fig. 1에 나타난 바와 같이 건채널을 통과한 공기의 일부를 물이 적셔져있는 습채널로 추기시켜 물 증발을 유도하여 건채널 공기를 냉각한다. 재생증발식 냉방기는 이론적으로 흡입공기를 이슬점 온도까지 냉각할 수 있으며, 냉방기 가동에 따른 실내 습도 증가 문제가 없다.

Pescod(1979)⁽¹⁾는 평판형 플라스틱 열교환기를 적용한 재생증발식 냉방기 설계를 제시하였으며,

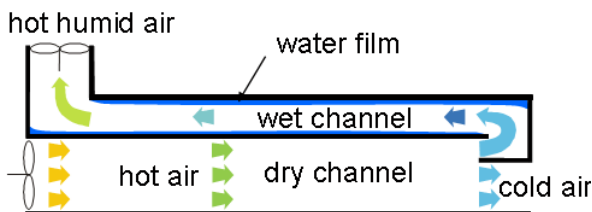


Fig. 1 Principle of regenerative evaporative cooling.

Maclaine-Cross and Banks(1983)⁽²⁾는 재생증발식 냉방기의 이론 해석방법을 제시하였다. Hsu et al.(1989)⁽³⁾은 재생증발식 냉방기의 최적 설계를 수행하였으며, Erens and Dreyer(1993)⁽⁴⁾는 직교류 평판형 증발식 냉방기에 대한 수정 모델을 제시하였고, Stoitchkow and Dimitrov(1998)⁽⁵⁾는 직교류 평판형 증발식 냉방기의 냉방성능을 연구하였다.

전술한 바와 같이 현재까지 재생증발식 냉방기에 대한 연구는 직교류 판형열교환기에 대한 연구가 대부분이다.⁽¹⁻⁵⁾ 이는 이미 상용화되어 있는 직교류 공기-공기 판형열교환기를 이용하여 Fig. 2와 같이 용이하게 재생증발식 냉방기로 전환할 수 있기 때문이다. 그러나 이러한 구조로는 증발식 냉방기의 크기가 커지게 되는 단점이 있다.

재생증발식 냉방기의 실용화를 위해서는 냉각 성능뿐만이 아니라, 외형 크기 또한 중요한 요인이 된다. 본 연구에서는 재생증발식 냉방기의 소형화를 위하여 대향류 핀삽입형 열교환기 구조를 고안하였다. 직교류 판형열교환기 구조에서 열전달면이 각각 평판과 주름판인 경우와 대향류 핀삽입형 열교환기 구조의 세가지 구조 각각에 대하여 압력손실 제한범위 내에서 주어진 냉각성능을 만족할 수 있는 최소의 외형치수를 구하며, 이를 비교하여 소형화에 가장 적합한 구조를 제안한다.

2. 대향류 핀삽입형 재생증발식 냉방기

재생증발식 냉방기는 Fig. 1의 개략도에 나타난 바와 같은 건채널과 습채널의 쌍이 반복적으로 중첩된 형태이다. 건채널과 습채널은 열전달판으로 분리되며, 습채널의 내면은 얇은 수막(water film)으로 덮여 있다. 건채널을 통과한 공기 일부가 습채널에 유입되며, 물 증발로 온도가 낮아진다. 이에 따라 건채널로부터 습채널로 열전달이 발생하며, 건채널을 통과하는 공기가 냉각된다. 건채널로부터 추기되어 습채널을 통과한 공기는 실외로 배출된다.

본 연구에서 제안하는 재생증발식 냉방기는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 채널 내에 핀을 삽입하고 건채널과 습채널을 대향류로 배치하여, 열전달효과를 향상시키고 밀집형에 적합하도록 한 것이다. 건채널 출구에서 습채널로 흡입되어 건채널 유동과 반대방향으로 유동한 추기공기는 습채널

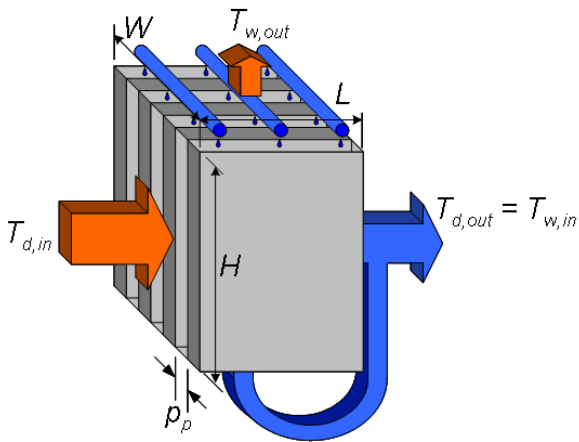
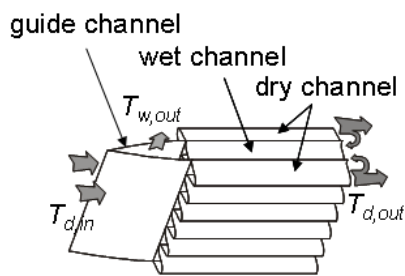
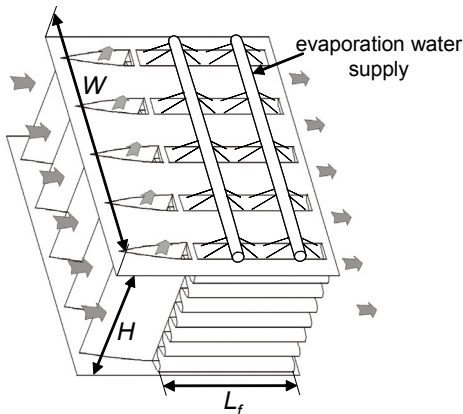


Fig. 2 Regenerative evaporative cooler in crossflow arrangement.



(a) Single pair of dry and wet channels



(b) Multiple pairs

Fig. 4 Regenerative evaporative cooler with finned channels in counterflow arrangement.

출구에 부착된 안내채널에 의하여 건채널 유입공기와 분리되어 외부로 토출된다.

3. 열물질전달 모델링

재생증발식 냉방기에서의 열 및 물질전달을 해

석하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입한다.

- (1) 채널내 공기의 흐름은 유동 및 열적으로 완전 발달되어 있다.
- (2) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (3) 수막의 두께가 매우 얇아서 수막에 의한 유동저항 및 열저항을 무시한다.
- (4) 건채널과 습채널 사이 분리판의 열저항은 무시한다.
- (5) Lewis 수는 1이다.

이상의 가정으로부터 건채널과 습채널의 에너지균형과 물질균형 방정식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{\partial \theta_d}{\partial x^*} = Ntu_d(\theta_p - \theta_d) \quad (1)$$

$$\frac{\partial \theta_w}{\partial y^*} = Ntu_w(\theta_p - \theta_w) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \omega_w}{\partial y^*} = Ntu_w(\omega_p - \omega_w) \quad (3)$$

$$Ntu_d(\theta_d - \theta_p) - r_{ex}Ntu_w\{(\theta_p - \theta_w) + (\omega_p - \omega_w)\} = 0 \quad (4)$$

위식에서 θ 와 ω 는 각각 무차원 온도 및 무차원 절대습도로 다음과 같이 정의된다.

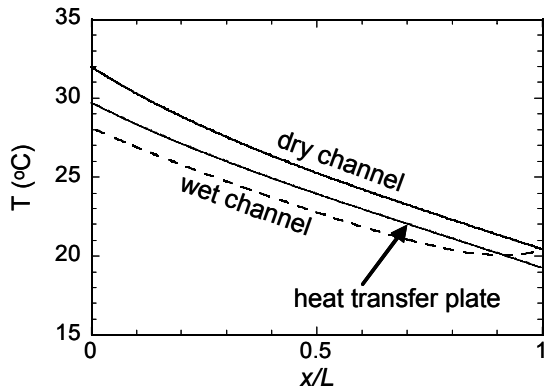
$$\theta = \frac{T - D_{d,\infty}}{T_{d,\infty} - D_{d,\infty}} \quad (5)$$

$$\omega = \frac{i_{fg}(w - w_{d,\infty})}{c_a(T_{d,\infty} - D_{d,\infty})} \quad (6)$$

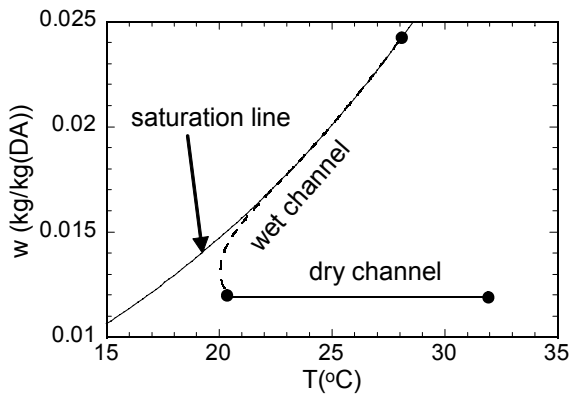
하첨자 d, w, p 는 각각 건채널, 습채널, 열전달판을 의미한다. ω_p 는 열전달판 표면에서의 습도로 열전달판 온도 θ_p 에서의 포화습도이다. x^* 는 y^* 는 건채널과 습채널 각각에서 유동방향 좌표에 대한 무차원 변수이며, 다음과 같이 유동방향 길이로 무차원화 된다.

$$x^* = x/L_x, y^* = y/L_y \quad (7)$$

Ntu 와 r_{ex} 는 각각 전달단위수와 습채널 추가율을 의미하며 다음과 같이 정의된다.



(a) Temperature distribution



(b) Psychrometric change

Fig. 4 Cooling process when $Ntu_d = Ntu_w = 8$, $r_{ex} = 0.3$, $T_{d,in} = 32^\circ\text{C}$, 40%RH).

$$Ntu_d = \frac{h_d A_d}{c_a \dot{m}_d}, Ntu_w = \frac{h_w A_w}{c_a \dot{m}_w} \quad (8)$$

$$r_{ex} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_d} \quad (9)$$

미분방정식(1)~식(3)의 경계조건은 다음과 같다.

$$\theta_d|_{x^*=0} = 1 \quad (10)$$

$$\theta_w|_{y^*=0} = \theta_d|_{x^*=1} \quad (11)$$

$$\omega_w|_{y^*=0} = 0 \quad (12)$$

건채널과 습채널의 Ntu가 각각 8, 추기율이 0.3, 흡입공기가 32 °C, 40%RH(이슬점온도 16.7 °C, 습구온도 21.6 °C) 일 때, 대향류형 재생증발식 냉방기내의 온도 및 습도분포를 식(1)~식(4)를 수치적분하여 구하였으며, Fig. 4에 나타내었다. 이 조건에서 건채널 통과공기는 입구에서의 습구온도보

다 더 낮게 냉각되며, 추기공기는 포화상태로 습채널을 통과함을 알 수 있다.

Fig. 4에 나타낸 바와 같이, Ntu와 추기율, 건채널 입구조건이 주어지면 재생증발식 냉방기의 성능을 구할 수 있다. 즉 재생증발식 냉방기의 기하학적 구조, 형상으로부터 Ntu를 구하면 운전조건에 따른 냉방성능을 구할 수 있다.

본 연구에서는 서론에서 언급한 바와 같이 직교류 판형열교환기 구조에서 열전달면이 각각 평판과 주름판인 경우와 대향류 핀삽입형 열교환기 구조의 세가지 구조의 냉방성능을 비교한다.

열전달면이 주름판인 경우의 적층형상을 Fig. 5에 나타내었다. 본 연구에서 주름판의 적층각도는 건채널과 습채널에서 균등한 주름 효과를 얻기 위하여 90°로 일정하게 적용하였다. 적층 주름판 사이 채널에서 판 간격, 주름 간격 등 관련인자의 넓은 범위에서 일반적으로 적용할 수 있는 열전달 및 압력손실에 대한 상관식을 찾을 수 없어서, 본 연구에서는 Table 1에 나타낸 선행연구자들의 연구결과를 참조하여 다음과 같은 상관식을 수립하였다.⁽⁶⁻⁸⁾

$$Nu = (8.235^3 + Nu_t^3)^{1/3} \quad (13)$$

$$Nu_t = \{0.0205 + 1.15(p_p/p_c)^{1.18}\} \times Re^{0.8-0.2(p_p/p_c)} \quad (14)$$

$$f = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3} \quad (15)$$

$$f_l = 2.42(p_p/p_c) + \frac{96 + 542(p_p/p_c)}{Re} \quad (16)$$

$$f_t = \{0.184 + 14.9(p_p/p_c)^{1.40}\} \times Re^{-0.2+0.046(p_p/p_c)} \quad (17)$$

위의 상관식은 열전달판의 간격 p_p 와 주름 간격 p_c 가 미치는 영향을 나타낼 수 있도록 정리한

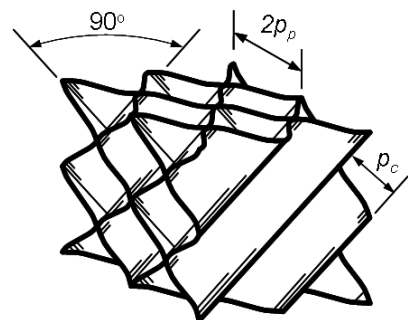


Fig. 5 Corrugated plate channel.

Table 1 Correlations for the Nusselt number and friction factor in flat and corrugated plate channels

channel		p_p/p_c	Nusselt number	friction factor
flat plate		0	for laminar 8.235 $Re > 10,000 \quad Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3}$	for laminar $f = 96/Re$ $Re > 10,000 \quad f = 0.184Re^{-0.2}$
corrugated plate	Stasiak et al. ⁽⁶⁾	0.25	$800 < Re < 4,000$ $Nu = 0.1889Re^{2/3}$	$800 < Re < 4,000 \quad f = 2.33Re^{-0.189}$
	Focke et al. ⁽⁷⁾	0.5	$300 < Re < 2,000 \quad Nu = 0.34Re^{0.7}$	$150 < Re < 1,800 \quad f = 1.21 + 367/Re$ $1,800 < Re < 30,000 \quad f = 5.84Re^{-0.177}$

것으로 p_p/p_c 가 0이 될 때 평판 채널에서의 값으로 수렴하도록 되어 있어, 평판 채널과 주름판 채널에 공통으로 적용할 수 있다. 층류인 경우 균일 열유속 조건에서의 Nu인 8.235를 적용한 것은 Fig. 4(a)에 보인 바와 같이 채널내에서의 온도변화가 균일열유속 조건의 경우에 가깝기 때문이다.

위의 Nu와 f 에 대한 상관식을 이용하여 주어진 압력손실 조건에서의 채널유속과 대류열전달계수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$U = \left(\frac{2}{\rho f} \frac{d}{L} \Delta P \right)^{0.5} \quad (18)$$

$$h = Nu \frac{k}{d} \quad (19)$$

대향류 핀삽입형 구조에서의 압력손실 및 열전달 해석에 대하여는 다수의 문헌에 매우 잘 정리되어 있으며, 본 연구에서는 핀삽입 채널을 다공성물질로 채워진 채널로 모델링하여 해석해를 구한 Lee et al. 등⁽⁹⁻¹¹⁾의 연구결과를 적용하였다.

4. 재생증발식 냉방기의 냉방성능

직교류 판형열교환기 구조에서 판 사이 간격 p_p 와 유동방향 길이 L 에 따른 재생증발식 냉방기의 공급유량과 유용도 변화를 계산하였으며, 대향류 핀삽입형 구조에서는 건채널 핀간격 p_{fd} 와 습채널 핀간격 p_{fw} 에 따른 변화를 구하였다. 재생증발식 냉방기가 최대 유입공기의 이슬점온도까지 냉각이 가능한 것을 고려하여 유용도를 다음과 같이 정의하였다.

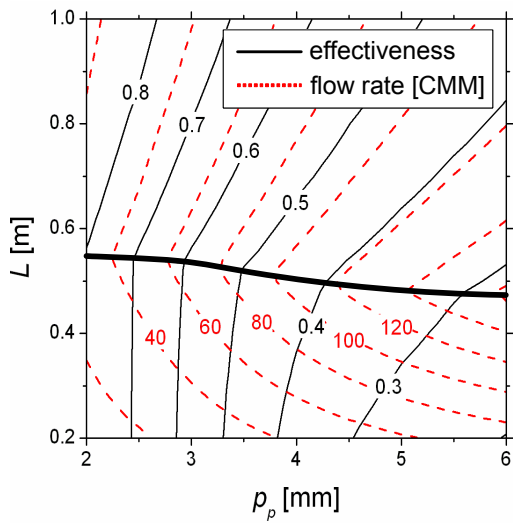
$$\eta = \frac{T_{d, \in} - T_{d, out}}{T_{d, \in} - D_{d, \in}} \quad (20)$$

Table 2 Parametric constants

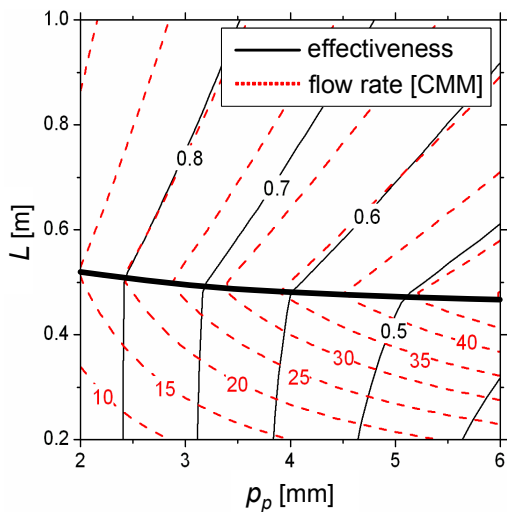
parameter	value
inlet air condition	32 °C, 40%RH
extraction ratio	0.3
width of cooler, W	1 m
height of cooler, H	1 m
pressure loss limit	50 Pa
plate thickness	0.2 mm
corrugation ratio, p_p/p_c of corrugated plate type	0.1
fin thickness of fin insertion type	0.15 mm
dry channel fin height of fin insertion type	20 mm
wet channel fin height of fin insertion type	10 mm
channel length of fin insertion type, L_f	200 mm

계산에 적용된 상수값들은 Table 2와 같다. 추기율이 커질수록 유용도가 증가하지만 공급유량이 감소하므로 냉방용량을 최대로 하는 적절한 추기율이 존재한다. 본 연구에서는 Maclaine-cross and Banks⁽²⁾ 등의 연구결과를 참고하여 추기율 0.3을 적용하였다. 건채널과 습채널에서의 압력손실이 모두 50 Pa 이하가 되는 최대 공급유량을 계산하였으며, 이 유량조건에서의 Ntu를 구하여 유용도를 계산하였다. 핀삽입형에서 습채널 핀높이는 일반적인 크기인 10 mm를 선택하였으며, 건채널 유량이 습채널 유량보다 큰 것을 감안하여 건채널에는 동일한 핀을 2개 삽입하는 것으로 하여 핀높이를 20 mm로 하였다.

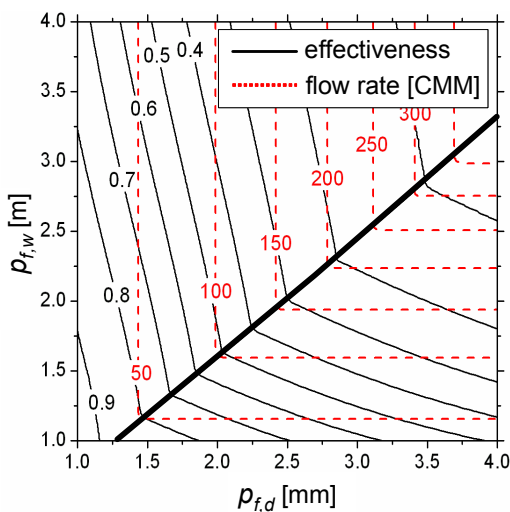
계산결과는 Fig. 6과 같다. 평판형과 주름판형에서 판 간격이 증가할수록 유용도는 감소하며, 유량은 증가한다. 이들 그림에서 굵은 실선으로 나



(a) Flat plate type



(b) Corrugated plate type



(c) Finned channel type

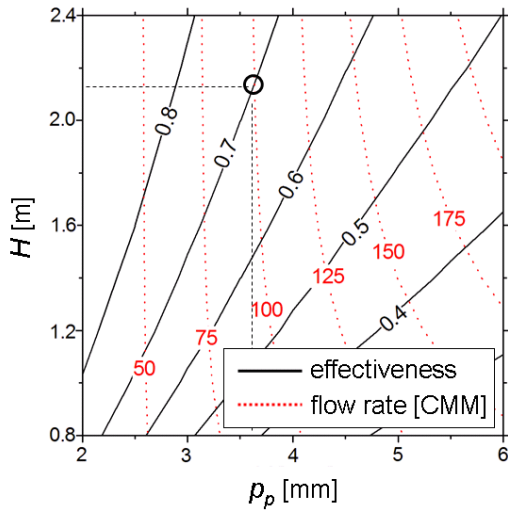
Fig. 6 Cooling performance.

타낸 지점은 건채널과 습채널의 압력손실이 50 Pa로 동일한 경우이며, 이 실선보다 L 이 큰 경우에는 건채널 압력손실은 50 Pa로 일정하고 습채널 압력손실은 50 Pa보다 작아지며, L 이 작은 경우에는 그 반대이다. 또한 굽은 실선으로 나타낸 지점은 유용도가 일정한 경우에 유량이 최대가 되는 지점, 즉 냉방용량이 최대인 지점임을 알 수 있다. 대향류 핀삽입형에서도 유사한 결과를 얻을 수 있는데, 굽은 실선으로 나타낸 지점이 유용도가 일정한 경우에 냉방용량이 최대가 되는 건채널 핀간격과 습채널 핀간격의 조합을 나타낸다.

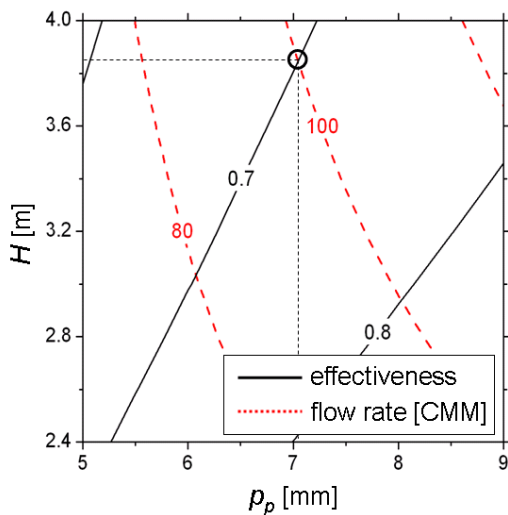
Fig. 6으로부터 유용도가 일정할 때 냉방용량을 최대로 하는 구조는 건채널과 습채널의 압력손실이 압력손실 제한값으로 동일하게 되는 구조임을 알 수 있다. 이제 재생증발식 냉방기의 세 가지 구조에 대하여 유용도 0.7, 공급 풍량 100 CMM을 만족하는 냉방기 크기를 구하여 서로 비교한다. 계산조건은 냉방기의 높이 H 를 독립변수로 한 것 이외에는 Table 2에 나타낸 것과 동일하다. 직교류의 냉방기 길이 L 와 핀삽입형의 습채널 핀간격은 건채널과 습채널의 압력손실이 동일하게 되어야 하는 조건으로부터 구하여진다.

계산결과를 Fig. 7에 나타내었으며, 유용도와 공급풍량 목표를 만족시키는 지점을 작은 원으로 표시하였다. 설계 목표를 만족시키는 냉방기의 높이는 주름판형이 가장 크고, 핀삽입형이 가장 작은 것을 알 수 있다. 기대와는 달리, 주름판형이 평판형보다 냉방기 높이가 훨씬 큰 것은 주름에 의한 열전달 증가 효과보다 유동저항 증가에 의한 역효과가 더욱 크기 때문인 것으로 분석되었다. 따라서 주름판을 적용하여 소형화하기 위해서는 압력손실 증가를 감수하여야 한다.

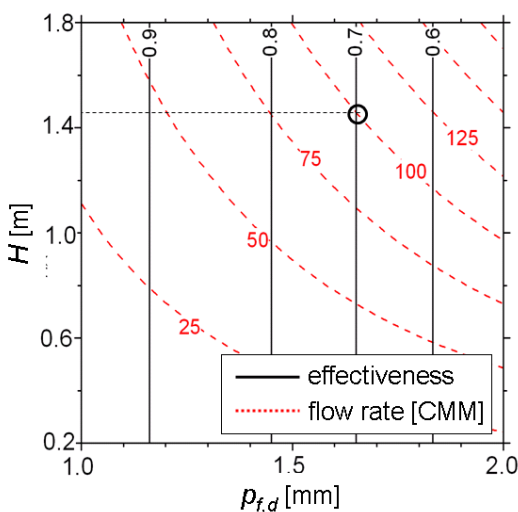
세 가지 구조에서 설계 목표를 만족시키는 냉방기 크기를 Table 3에 정리하였다. 핀삽입형이 다른 두 가지 형태보다 크기가 월등히 작으며, 평판형에 비하여 체적을 1/8 수준으로 줄일 수 있음을 알 수 있다. 이는 유동방향이 대향류로 바뀐 이유도 있지만, 핀삽입에 의하여 유로의 수력직경이 감소하였기 때문이다. 핀삽입 채널의 수력직경은 핀삽입 채널을 직사각채널로 단순화하여 구하였다. Song and Lee⁽¹²⁾의 연구결과로부터 동일한 열전달량을 유지하고자 할 때, 수력직경과 열교환기 길이와의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.



(a) Flat plate type



(b) Corrugated plate type



(c) Finned channel type

Fig. 7 Design results.

Table 3 Comparison of volume and weight

	flat plate type	corrugated plate type	finned channel type
width [m]	1.00	1.00	1.00
height, H [m]	2.12	3.84	1.46
length, L [m]	1.14	1.83	0.20
volume [m ³]	2.42	7.01	0.29
plate pitch [mm]	3.54	7.05	20.0(10.0)
fin pitch [mm]	-	-	1.65(1.33)
hydraulic dia. [mm]	7.08	13.8	2.9(2.1)
fin(Al) weight [kg]	-	-	48.9
plate weight [kg]	Al	359	549
	PP	118	180
total weight [kg]	Al	359	549
	PP	118	180

Al : aluminum, PP : poly-propylene, () : wet channel.

$$\frac{L_1}{L_2} \approx \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \quad (21)$$

Table 3에 나타난 수력직경의 차이를 참고할 때, 핀 부착만에 의하여 냉방기 길이를 평판형 대비 약 1/6로 단축할 수 있으며, 이것이 핀 삽입형의 냉방기 체적이 크게 감소한 주요 원인인 것으로 사료된다.

Table 3에는 재생증발식 냉방기의 무게도 나타내었다. 알루미늄으로 브레이징 제작한 핀삽입형이 열전달판을 폴리프로필렌(poly-propylene, 비중 0.9)으로 제작한 평판형보다도 무게를 1/2 이하로 줄일 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

직교류 판형열교환기 구조에서 열전달면이 각각 평판과 주름판인 재생증발식 냉방기와 대향류 핀삽입형 열교환기 구조의 재생증발식 냉방기 각각에 대하여 압력손실 제한범위 내에서 주어진 냉각성능을 만족할 수 있는 최소의 외형치수를 구하여 비교하였다.

주름판형 재생증발식 냉방기의 경우 난류 촉진 을 통한 열전달 증가 효과보다 유동저항 증가에

의한 역효과가 더욱 커서 냉방기 크기가 평판형보다 커지게 된다.

핀삽입형 재생증발식 냉방기는 핀삽입에 의한 수력직경 감소효과와 대향류 배치의 효과로 냉방기의 외형 크기를 크게 감소시킬 수 있다. 핀삽입형 재생증발식 냉방기는 평판형과 비교하였을 때 체적을 약 1/8로 감소시킬 수 있으며, 평판형 냉방기 재질을 폴리프로필렌으로 하고 핀삽입형의 재질을 알루미늄으로 적용하는 경우에도 무게를 평판형 대비 1/2 이하로 줄일 수 있다.

참고문헌

1. Pescod, D., 1979, A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant, *Trans, ASHRAE*, Vol. 85, pp. 238-251.
2. Maclaine-cross, I.L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *J. of Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 579-585.
3. Hsu, S. T., Lavan, Z. and Worek, W., 1989, Optimization of wet-surface heat exchangers, *Energy*, Vol. 14, pp. 757-770.
4. Erens, P. J. and Dreyer, A. A., 1993, Modeling of indirect evaporative air coolers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 17-26.
5. Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I., 1998, Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Int. J. Refrig.*, Vol. 21., pp. 463-471.
6. Stasiek, J. and Collins, M. W., Ciofalo, M., and Chew, P. E., 1996, Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages- I. Experimental results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 149-164.
7. Focke, W. W., Zachariades, J. and Olivier, I., 1985, The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1469-1479.
8. Metwally, H. M. and Manglik, R. M., 2004, Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 2283-2292.
9. Lee, D.-Y. and Vafai, K., 1999, Analytical characterization and conceptual assessment of solid and fluid temperature differentials in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423-435.
10. Lee, D.-Y., Jin, J. S. and Kang, B. H., 2002, Momentum boundary layer and its influence on the convective heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 229-233.
11. Song, C. H., Lee, D.-Y., and Ro, S. T., 2003, Heat transfer enhancement in an air-cooled heat exchanger by evaporative cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1241-1249.
12. Song, G.-E. and Lee, D.-Y., 2006, A method to reduce flow depth of a plate heat exchanger without a loss of heat transfer performance, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 18, pp. 129-136.