

제습공조용 핀-관형 증발기의 열성능 모델링

박 병 규[†], 이 태 환^{*}

한국기계연구원 열유체환경연구부, *진주산업대학교 산업자동차공학과

Thermodynamic Modeling of Finned Tube Evaporator for Dehumidification and Air Conditioning

Byung Kyu Park[†], Tae Hwan Lee^{*}

Department of Thermal, Fluid and Environmental Engineering, Korea Institute of Machinery and Materials, Taejeon 305-600, Korea

^{*}Department of Industrial Automation Engineering, Chinju National University, Chinju 660-758, Korea

(Received April 18, 2000 ; revision received October 9, 2000)

ABSTRACT: A crossflow finned tube evaporator has been investigated using tube-by-tube method. The refrigerant flows inside tubes while the air passes outside the finned tube. R134a for a refrigerant and wet air were used in this analysis. Three refrigerant circuitries, complex or simple, were compared. The effects of refrigerant circuitry and airside condensation on thermal performance such as heat transfer rate, enthalpy of refrigerant, temperature of refrigerant and air, pressure of refrigerant and average condensate layer thickness were investigated. It was found that this method could be applied to the analysis of finned tube evaporator for dehumidification and air conditioning.

Key words: Tube-by-tube method(관순법), Thermal performance(열성능), Evaporator(증발기), Refrigerant circuitry(냉매회로), Dehumidification(제습)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C : 열용량률, $\dot{m}c_p$ [W/K]
 C_r : 열용량률의 비, C_{min}/C_{max}
 c_p : 정압비열 [J/kgK]
 D : 직경 [m]
 F : 인자(factor)
 f : 마찰계수(friction factor)
 G : 질량플럭스(mass flux) [kg/m^2s]

h : 열전달계수 [W/m^2K]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 i_{fg} : 포화증기와 포화액의 엔탈피차 [kJ/kg]
 k : 열전도계수 [W/mK]
 L : 관길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량(mass flowrate) [kg/s]
 Ntu : 전달단위수(number of transfer unit)
 P : 압력 [Pa]
 Q : 열전달량 [W]
 R : 열저항 [K/W]
 Re : 레이놀즈수(Reynolds number)
 r : 반경 [m]
 x : 건도(dryness)
 T : 온도 [$^{\circ}C$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@mailgw.kimm.re.kr

- t : 두께 [m]
- U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
- v : 비체적 [m^3/kg]
- Y : 인접 열의 가장 가까운 관까지 거리의 반 [m]
- y : 동일 열 내에서 관피치의 반 [m]

그리스 문자

- ϵ : 유효도(effectiveness)
- η : 핀효율(fin efficiency)
- μ_l : 액체 냉매의 점성계수 [Pa s]
- ρ : 밀도(density) [kg/m^3]

하첨자

- a : 공기
- f : 핀(fin)
- i : 관내부
- in : 냉매 입구 상태
- m : 평균값
- max: 최대값
- min: 최소값
- o : 관외부
- r : 냉매
- tot : 전체
- w : 관벽

1. 서 론

산업발전과 생활수준의 향상에 따른 에너지의 사용량 증가는 심각한 부존자원 고갈과 환경 파괴를 초래하고 있다. 에너지의 효율적 이용은 이러한 문제 해결의 한 방법이 될 수 있으며, 여기에는 열성능 예측이 선행되어야 한다. 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 열교환기 중 제습공조용 증발기의 열성능을 예측하고자 한다.

제습공조용 증발기의 열성능 예측은 내부 유동 양식이 매우 복잡하고 관 외부에 응축이 생기기 때문에 매우 어렵다. 열전달과 압력강하는 이 내부 유동상태에 의존하며, 일반적인 공조시스템에서 증발기 입구에서는 작동매체의 건도가 0.2~0.3 정도이고 증발기 출구에서는 과열증기 상

대가 된다. 특히 잘 설계된 증발기에서는 과열증기 영역이 유동비등 영역에 비해 작아야 하므로, 열성능 예측은 핀-관 증발기의 최적화에 있어서 필수적이다.

제습공조용 증발기에는 Fig. 1과 같은 핀-관 열교환기(finned tube heat exchanger)가 널리 사용되고 있다. 증발기를 구성하는 요소 중 핀과 관은 열전달계수에 아주 큰 영향을 미치는 요소이며 여기서는 관의 재질은 동(copper), 핀의 재질은 알루미늄으로 된 증발기에 대하여 고려하였다. 이러한 핀-관 열교환기에 대하여는 많은 연구가 이루어져 왔으며, 그 기본적인 해석 방법은 열교환기 전체를 모델링하는 방법과 수치해석적인 방법이 주를 이루고 있다. 그러나 로그평균온도차(Log Mean Temperature Difference, LMTD)나 유효도-전달단위수($\epsilon-Ntu$)와 같이 열교환기 전체를 모델링 방법은 간단하여 적용하기는 쉽지만 지나친 단순화로 인하여 열전달에 미치는 여러 가지 요인을 간과하여 버린다는 단점이 있다. 이에 비하여 수치해석은 정확한 결과를 얻을 수 있다는 장점이 있지만 적용 방법이 복잡하고 계산 시간이 많이 소요된다는 단점이 있다. 이러한 두 방법의 단점을 보완하고 해석 결과의 신뢰성을 높이기 위하여 Domanski⁽¹⁾는 각각의 단일관을 해석함으로써 열교환기 전체의 열전달 해석을 할 수 있는 관순법(tube-by-tube method)을 도입하여 증발기를 해석하였다. Mathur^(2,3)는 자동차용 응축기와 증발기의 열성능 해석에 관순법을 도입하였다. Youn et al.^(4,5)은 직교류 열교환기에 관순법을 도입하여 진표면에 대한 열성능을 해석하였다.

열교환기 전체를 모델링하여 해석하는 방법에

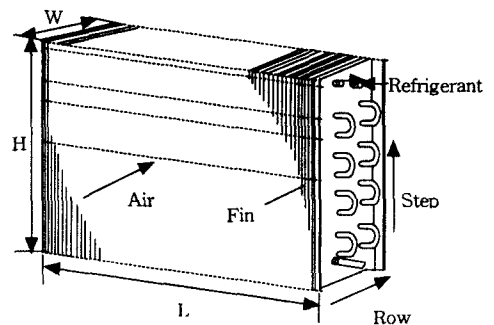


Fig. 1 Crossflow heat exchanger.

비하여 관순법이 가지는 가장 큰 장점 중의 하나는 냉매회로의 영향을 고려할 수 있다는 점이다. 따라서 본 연구에서는 관순법을 적용하여 제습공조용 증발기의 열성능을 예측하고, 공기량과 냉매회로가 열성능에 미치는 영향을 고찰하며, 공기속의 수분 용출량을 예측해 보고자 한다. 또한 추후 이를 확장하여 효과적인 증발기 설계방법을 개발하고자 한다.

2. 해석 방법

2.1 열전달 해석

Fig. 2와 같이 관의 내부에는 냉매가 흐르고, 외부에는 관과 수직되는 방향으로 공기가 흐르고 있는 열교환기의 단일관에 대하여 고려한다. 이러한 직교류의 열교환기에서는 관 단면에서 냉매 온도가 일정하고, 냉매의 유동방향으로는 공기가 혼합되지 않는다고 가정한다. 유효도-전달단위수 ($\epsilon - Ntu$)를 이용한 열교환기 해석이론을 이러한 단일관에 도입하면, 열전달량은 다음과 같은 식으로 구해진다.

$$Q = \epsilon C_{\min}(T_{a, \text{in}} - T_{r, \text{in}}) \quad (1)$$

$$C = \dot{m}c_p \quad (2)$$

여기서 Q , ϵ , T 는 각각 열전달량, 유효도(effectiveness), 온도이며, 하첨자 a , r 은 각각 공기와 냉매를 나타내며, in은 공기나 냉매의 입구상태를 의미한다. \dot{m} 와 c_p 는 각각 질량유량과 비열이며, 이 둘을 곱한 C 를 열용량률(heat capacity rate)이라고 하며, C_{\min} 은 공기와 냉매의 열용량률

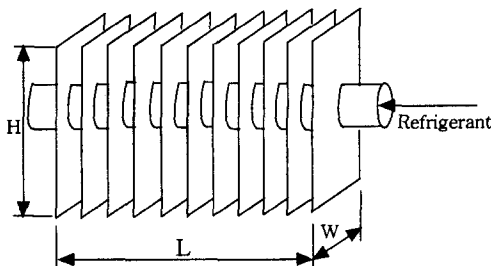


Fig. 2 Single finned tube.

중에서 작은 쪽을 취한 것이다.

열전달 계산을 위하여는 관 내부를 흐르는 냉매유동을 정확하게 파악하여야 한다. 왜냐하면 냉매는 상변화를 일으키는 물질이므로, 조건에 따라 단상(single phase) 혹은 이상(two phase)을 가질 수 있으며, 냉매의 상(phase)에 따라 열전달 특성이 달라지기 때문이다. 냉매의 단상유동은 과열증기유동(superheated vapor flow)이며, 이상유동은 포화유동(saturated flow)이다. 냉매유동은 건도 x 에 따라 다음과 같이 세 가지 유동으로 구분되며 각각 다른 열전달 상관식을 적용한다.⁽¹⁾

(1) 환상유동(annular flow), $x < 0.85$

(2) 분산유동(dispersed flow), $0.85 < x < 1$

(3) 단상유동(single phase flow), $x = 1$

환상유동과 분산유동의 경우에는 냉매가 포화 상태에 있으므로 온도의 변화는 일어나지 않는다고 가정할 수 있다. 이 경우 유효도는 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = 1 - \exp(-Ntu) \quad (3)$$

단상유동의 경우에는 냉매의 온도변화를 수반하므로 유효도는 다음 식으로 표현된다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-C_r \cdot Ntu)}{C_r}\right] \quad (4)$$

$$C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad (5)$$

열전달이 일어나면 냉매의 엔탈피가 변화하게 되며, 열전달량과 엔탈피의 관계는 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} \Delta i \quad (6)$$

여기서 Δi 는 엔탈피차를 나타내며, 식(6)은 온도변화가 일어나는 단상유동, 온도변화가 없는 포화유동 모두에 적용되는 식이다. 온도변화가 일어나는 단상유동에서는 식(6) 대신 필요에 따라 다음 식을 사용할 수도 된다.

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T \quad (7)$$

열전달량과 관 입구에서의 냉매온도나 엔탈피가

Table 1 Thermal resistances and heat transfer correlations suggested by Domanski⁽¹⁾

No.	Symbol	Thermal resistance	Correlation equation	Remark
1	R_r	$\frac{1}{h_r A_i}$	<p><u>Single phase flow</u> $h_r = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.4} (k_r / D_i)$</p> <p><u>Annular flow</u> $h_r = F_l h_l + F_{\text{pool}} h_{\text{pool}}$ where $h_l = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.4} (k_l / D_i)$ $h_{\text{pool}} = 55 F_p^{0.12} (-\log F_p)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$ $F_l = F_{l,0} [1 + 24000 \text{ Bo}^{1.16} + 1.37 X^{-0.86}]$ $F_{l,0} = \frac{\text{Fr}^{2(0.1-2 \text{ Fr}^2)}}{1}$ if $\text{Fr}^2 \leq 0.05$ otherwise $F_{\text{pool}} = F_{\text{pool},0} [1 + 1.15 \times 10^{-6} F_l^2 \text{ Re}^{1.17}]^{-1}$ $F_{\text{pool},0} = \frac{\text{Fr}}{1}$ if $\text{Fr}^2 \leq 0.05$ otherwise</p> <p><u>Mist flow</u> $h_r = (1-x) h_{r, \text{annular}} + (x-0.85) h_{r, \text{single}}$</p>	Refrigerant side resistance
2	R_w	$\frac{1}{h_w A_m}$	$h_w = k_w / t_w$	Wall conduction resistance
3	R_o	$\frac{1}{h_o A_o}$	$h_o = 5.678 \exp(6.902 + 2.889F)$ where $F = \left(\frac{l_{\text{ind}} N_f d}{D_o} \right)^{0.75} (t_f N_f)^{1.25}$	Contact resistance between wall and fin
4	R_a	$\frac{1}{h_a A_{\text{tot}}}$	<p><u>Dry tube</u> $h_a = h_{a,o} \left[1 - \frac{A_f}{A_{\text{tot}}} (1-\eta) \right]$</p> <p><u>Wet tube</u> $\frac{1}{h_a} = \frac{1}{h_{a, \text{cond}}} + \frac{1}{h_{a,f}}$ where $h_{a, \text{cond}} = k_w / \delta$ with $\delta = 1.082 \left(\frac{\mu_w \dot{m}_{\text{cond}}}{g \rho_w^2} \right)^{1/3}$ $h_{a,f} = F_{\text{cond}} h_{a,o} \left[1 - \frac{A_f}{A_{\text{tot}}} (1-\eta) \right]$ $F_{\text{cond}} = \left[1 + \frac{i_{fg} (\phi_a - \phi_w)}{c_{p,a} (T_a - T_w)} \right]$</p> <p><u>For both dry and wet tube</u> $h_{a,o} = \frac{0.14 G_c c_{p,a}}{\text{Pr}^{2/3} \text{Re}^{0.32}} \left(\frac{s_p}{s_{\text{row}}} \right)^{-0.502} \left(\frac{s_f}{D_o} \right)^{0.0312}$</p>	Air side resistance

Bo : Boiling Number, Fr : Froude Number, M : Molecular Weight

알려져 있을 때, 식(6)이나 식(7)을 사용하면 관 출구에서의 냉매온도나 엔탈피를 구할 수 있으며, 이것을 이용하면 다른 냉매변수도 계산할 수 있다.

식(3)이나 식(4)에 사용된 전달단위수는 다음과 같이 정의된다.

$$Ntu = UA_{tot}/C_{min} \quad (8)$$

전달단위수의 정의에 사용된 U , A_{tot} 는 각각 총괄열전달계수, 총전열면적을 나타낸다. 총괄열전달계수는 열전달량을 구하는데 있어서 가장 중요한 인자 중의 하나이며, 총열저항 R_{tot} 와는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$R_{tot} = 1/(UA_{tot}) \quad (9)$$

이 총열저항은 다음 식과 같이 여러 가지 열저항 R 로 이루어져 있다.

$$R_{tot} = R_r + R_i + R_w + R_o + R_a \quad (10)$$

하첨자 i , w , o 는 각각 관내부, 관벽, 관외부를 나타낸다. 우변의 항들은 각각 관내부의 대류열저항, 관내부의 오염인자(fouling factor), 관벽의 전도열저항, 핀과 관 사이의 접촉열저항, 관외부의 대류열저항을 나타낸다. 이 모든 열저항은 증발기의 열성능에 직접적인 영향을 미치는 인자들이다. 관외부의 대류열저항에는, 공기 중의 수분이 응축하여 생기는 응축막에 의한 전도열저항도 포함된다. 각각의 열저항에 대한 관계식은 Table 1에 나타나 있다.

열교환기의 각 관들이 건관(dry tube)인 상태를 유지할 수도 있지만, 열전달 과정에서 조건에 따라 공기 중의 수분이 응축되어 핀과 관표면에 부착되는 습관(wet tube)이 될 수도 있다. 습관의 경우에는 현열뿐만 아니라 잠열에 의한 열전달도 고려되어야 한다. 이러한 수분 응축이 열전달에 미치는 영향은 크게 응축막의 생성, 열전달계수의 변화 및 그로 인한 핀효율의 변화 등을 들 수 있다. 이들 중 Table 1에 나타나 있지 않는 핀효율 η 는 다음 식으로 구한다.⁽⁵⁾

$$\eta = \frac{\tanh(Mr_o\theta)}{Mr_o\theta} \quad (11)$$

$$M = \left(\frac{2h_{a,cond}}{k_f t_f} \right)^{0.5} \quad (12)$$

$$\theta = \left(\frac{r_f}{r_o} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_f}{r_o} \right) \right] \quad (13)$$

$$\frac{r_f}{r_o} = 1.27 \frac{y}{r_o} \left(\frac{Y}{y} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (14)$$

여기서 t_f , k_f 는 각각 핀의 두께, 핀의 열전도계수를 의미하며, r_o , r_f 는 각각 관의 외부반경, 평핀(flat fin)의 등가반경을 나타낸다. y 는 동일한 열 내에서 핀피치의 반, Y 는 인접한 열의 핀 중 가장 가까운 관과의 거리의 반을 나타내는데, y 가 Y 보다 크다면 y 와 Y 를 바꾸어 주어야 한다. $h_{a,cond}$ 는 공기유동만을 고려한 열전달계수로서 건관인 경우 Table 1의 $h_{a,o}$, 습관인 경우 $h_{a,o} F_{cond}$ 이다.

2.2 압력강하 해석

냉매의 압력강하는 열교환기의 성능에 큰 영향을 미치는 요인이며, 보통 중력에 의한 압력강하는 무시하고 마찰과 운동량 변화로 인한 압력강하만 고려한다. 냉매가 단상유동일 경우는 마찰에 의한 압력강하는 다음과 같이 Fanning 마찰계수와 Fanning식을 사용한다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{2G^2}{\rho} \quad (15)$$

$$f = 0.046 \text{ Re}^{-0.2} \quad (16)$$

운동량 변화에 의한 압력강하는 다음 식과 같이 된다.

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (17)$$

냉매가 이상유동일 경우에는 다음과 같은 Pierre 상관식을 사용하여 계산하며, 이 식은 마찰과 운동량 변화의 효과를 하나의 식으로 표현한 것이다.

$$\Delta P = \left(f \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x_m} \right) G^2 v_m \quad (18)$$

$$f = 0.0185 \left(\frac{K_f}{Re} \right)^{0.25} \quad (19)$$

$$K_f = \frac{i_{fg} \Delta x}{gL} \quad (20)$$

사용된 기호 중 Re 는 레이놀즈수, g 는 중력가속도, v_m 은 평균건도 x_m 에서 계산된 비체적을 나타내며 Δx 는 입구와 출구의 건도차를 나타낸다.

2.3 관순법

단일관 해석의 결과를 이용하여 전체 열교환기의 성능을 계산하기 위하여 관순법을 적용한다. 관순법에서는 각 관의 성능을 개별적으로 평가하고, 이들을 종합하여 최종적으로 전체 열교환기의 성능을 평가하는 방법을 취한다. 열교환기가 2열 이상일 경우 공기측 열전달을 계산하기 위하여는 Fig. 3과 같이 앞열의 출구 변수를 뒷열의 입구 변수로 사용한다. 냉매에 대해서도 동일한 원칙이 적용된다. 즉, 앞관의 출구 변수가 뒷관의 입구 변수로 된다.

단일관 해석은 복잡하거나 임의로 구성된 냉매 회로에 대하여는 적용할 수 없으나 관순법을 적용하면 냉매회로가 열교환기의 성능에 미치는 영향을 알 수 있다는 장점이 있다. 또한 냉매가 열교환기 내부에서 상변화를 일으키거나 단상 및 이상유동이 열교환기 내부에 공존하는 경우에는 일반적인 $\epsilon - Ntu$ 법을 적용할 수 없으나 관순법을 적용하면 상당히 정밀한 정도까지 해석할 수 있다.

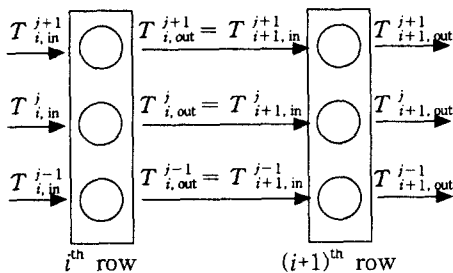


Fig. 3 Tube-by-tube method.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 관 내부에 냉매가 흐르고 관 외부에 관과 수직 방향으로 공기가 흐르는 직교류 핀-관 증발기의 열성능을 관순법으로 해석하였다. 열성능은 공기유량에 따른 열전달량, 냉매와 공기의 상태가 열전달에 미치는 영향, 공기 속의 수분응축 등을 중심으로 해석하였다. 해석에 사용된 증발기의 설계 데이터는 Table 2와 같다.

Table 2 Design parameters

	Parameter	Data
slab	quantity	1 slab
	height	400 mm
	length	400 mm
tube	outer diameter	10 mm
	tube thickness	0.4 mm
	tube pitch	25 mm
	row pitch	20 mm
fin	fin pitch	2.5 mm
	fin thickness	0.2 mm
air	flowrate	0.25 m ³ /s
	inlet temp.	27°C
	relative humidity	0.5
refrigerant	inlet quality	0.2
	outlet sat. temp.	10°C
	outlet superheat	5°C

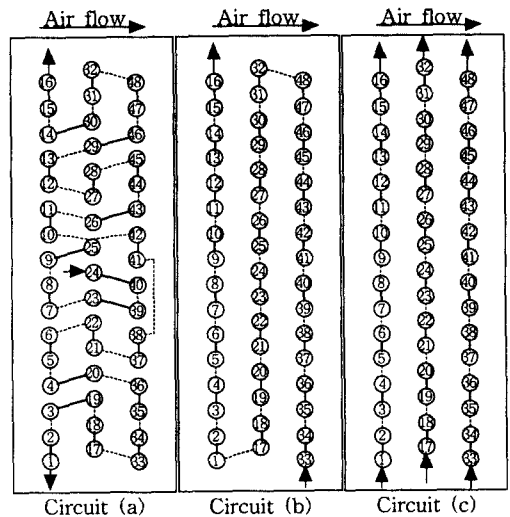


Fig. 4 Refrigerant circuitry.

Table 3 Branch of each circuit

Circuit	Branch	Related tube number
(a)	(a1)	24→25→1
	(a2)	24→25→16
(b)	(b1)	33→48→32→17→1→16
	(c1)	1→16
(c)	(c2)	17→32
	(c3)	33→48

관 내부의 냉매는 R134a, 관의 재질은 동, 핀의 재질은 알루미늄으로 가정하였다.

관순법은 냉매회로의 영향을 뚜렷이 볼 수 있다는 장점을 가지고 있다. 본 연구에서는 냉매회로의 영향을 파악하기 위하여 Fig. 4와 같은 3가지 냉매회로를 임의로 구성하여 해석하고 결과를 비교하였다. Table 2의 모든 설계 데이터는 구성된 모든 냉매회로에 동일하게 적용하였다.

Fig. 4는 Fig. 1에 나타난 열교환기를 오른쪽에서 본 그림이며, 원으로 표시된 부분은 관, 원 속에 표시된 숫자는 관의 번호를 의미한다. 관번호는 냉매가 통과하는 순서대로 정하지 않고, 공기가 유입되는 방향의 열을 우선으로 하여, 증발기의 하단에 있는 관에서부터 상단의 관으로 갈수록 증가하도록 관번호를 부여하였다. 관과 관 사이에 연결된 실선과 점선은 각각 전면과 후면에서 두 관이 연결됨을 의미하며, 화살표는 냉매의 입구와 출구를 의미한다. 또한 공기는 좌측 방향에서 유입되어 우측 방향으로 유출되는 것으로 가정하였다.

각각의 냉매회로는 지류(branch)로 이루어져 있으며, Table 3에서 보는 바와 같이 냉매회로 (a)는 2개(a1, a2), 냉매회로 (b)는 1개(b1), 냉매회로 (c)는 3개(c1, c2, c3)의 지류로 구성되어 있다.

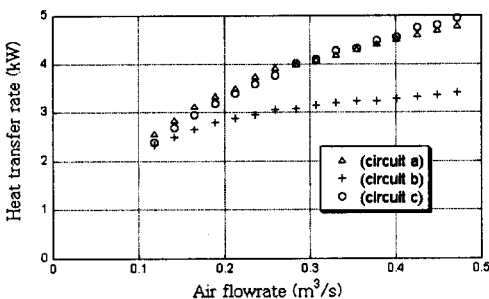


Fig. 5 Heat transfer rate of evaporator.

Table 4 Heat transfer rate

Refrigerant	Enthalpy difference (kJ/kg)	Mass flowrate (kg/s)	Heat transfer (kW)
R12	120	0.0224	2.7
R22	161	0.0224	3.6
R134a	158	0.0191	3.0

즉, 회로 (a)는 24번관에서 냉매가 유입되고 25번관에서 분기되어 각각 1번관과 16번관을 통하여 유출되는 경우의 냉매회로이다. 냉매회로 (b)는 33번관에서 냉매가 유입되고 3열의 모든 관을 차례로 거친 다음, 2열의 모든 관을 거치고 최종적으로 1열의 모든 관을 통과하여 1번관에서 유출되는 대향 직교류적인 성질을 가지는 배열의 냉매회로이다. 냉매회로 (c)는 3개의 각 열 하단에 있는 관(1번, 17번, 33번관)에서 냉매가 유입되어 각 열 상단에 있는 관(16번, 32번, 48번관)에서 유출되는 냉매회로이다. 또한 냉매회로 내에서, 냉매는 독립적으로 지류에 공급되는 것이 아니라, 동일한 팽창기(expansion device)로부터 분배·공급되는 것으로 가정하였다. 따라서 각 지류에 공급되는 냉매의 유량은 압력강하 조건에 따라 달라진다.

Fig. 5는 공기 유량에 따른 냉매의 열전달량을 예측한 결과이다. 공기 유량을 제외한 나머지 설계 변수들은 Table 2의 값들을 그대로 유지한다. 결과는 냉매회로 (a)와 (c)의 열전달 효과는 크게 차이가 나지 않으며, 냉매회로 (b)의 열전달 효과는 냉매회로 (a)와 (c)에 비해서 현저하게 감소하는 것으로 나타났다. (b)가 열전달 성능이 낮은 이유는, (b)는 하나의 지류만 가지고 있으므로 개략적으로 질량유속이 (c)보다 3배, (a)보다 1.5배 가량 크고 배관의 길이가 길어서 압력강하가 크고(Fig. 9 참조) 온도강하가 크다(Fig. 8 참조). 따라서 (b)의 경우는 공기와 냉매간의 평균온도차가 (a)나 (c)보다 작으므로 열전달량이 감소한다.

Table 4는 냉매회로 (b)의 경우에 냉매에 따른 열전달 효과를 비교한 것이다. 냉매로는 R12, R22, R134a가 사용되었다. 증발기에 유입·유출되는 냉매의 비엔탈피(specific enthalpy) 차이와 열전달량은 R12가 가장 적으며, R22와 R134a는 비슷하지만 R22가 조금 더 효과적인 것으로 나

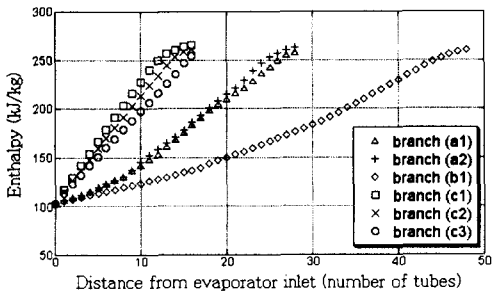


Fig. 6 Variation of refrigerant enthalpy.

타났다. 또한 냉매유량은 R12와 R22가 비슷하며, R134a는 약간 적은 것으로 나타났다.

Fig. 6은 냉매가 증발기 입구에서 출구까지 각 관에서의 비엔탈피를 나타낸 것이다. 횡축은 관 번호가 아니라, 각 지류에서 냉매의 유동이 진행된 관의 수를 나타낸다. 따라서 냉매회로 (a)에서는 16, 냉매회로 (b)에서는 48, 냉매회로 (c)에서는 28이 지류의 끝이 된다. 실제로 그래프에 데이터가 표시된 위치는 관과 관 사이를 나타내며, 첫번째 데이터는 유입되는 냉매, 마지막 데이터는 유출되는 냉매, 중간 데이터는 앞의 관과 뒤의 관 사이의 냉매 엔탈피를 나타낸다. 관순법에서는 앞관의 출구 상태가 뒤의 관의 입구 상태와 동일한 것으로 가정하므로, 인접한 두 엔탈피의 차이가 실제 열전달에 기여하게 된다. 냉매회로 (a)의 두 지류 (a1) 및 (a2)는 분기되기 전까지는 동일한 엔탈피를 보이고 있지만, 분기된 직후부터는 지류 (a2)의 엔탈피가 지류 (a1)의 엔탈피보다 약간 높은 경향을 보여준다. 이런 엔탈피 차이는 두 지류가 분기된 후의 관이 비대칭으로 배열되어 있음에 기인한다. 이것은 각 열에서의 관의 수와 배열을 보면 명백해진다. 즉 분기된 후, 지류 (a1)에는 1열에 6개, 2열에 6개, 3열에 8개의 관이 배치되어 있으며, 지류 (a2)에는 1열에 7개, 2열에 7개, 3열에 6개의 관이 배치되어 있다. 공기와의 온도차가 커서 열전달 효과가 큰 1열과 2열에 더 많은 관이 배열된 지류 (a2)가 지류 (a1)에 비하여 전반적인 엔탈피가 높아지는 것은 당연하다. 또한 25번관에서 분기된 후, 지류 (a2)는 1열에 있는 10번관으로 연결되고, 지류 (a2)에서는 3열에 있는 42번관으로 연결되기 때문에, 분기된 직후의 엔탈피도 지류 (a2)가 높다. 냉매회로 (c)는 하나의 열이 하나의 지류가 되는

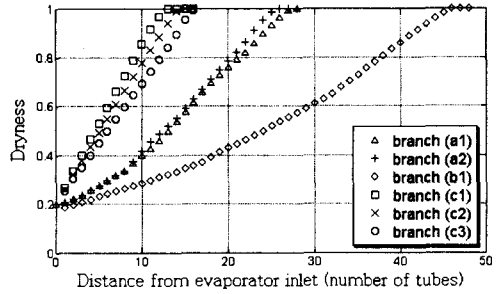


Fig. 7 Variation of dryness.

회로이다. 이 경우는 냉매회로를 구성하는 지류의 엔탈피의 특성이 뚜렷이 나타나며, 지류 (c1), (c2), (c3)의 순서로 엔탈피가 높다. 이것은 지류 (c1)은 1열, (c2)는 2열, (c3)는 3열에 배열되어 있으며, 공기가 각 열을 통과하면서 온도가 떨어지고 냉매와의 온도차가 줄어들어 열전달 효과가 떨어지기 때문이다.

Fig. 7은 냉매의 유동이 진행된 관의 수에 따른 냉매의 건도(quality)를 보여준다. 여기서 포화 증기뿐만 아니라 과열증기의 건도도 1로 표현하였다. 전반적인 경향은 엔탈피와 유사하며, 냉매회로는 (c), (a), (b)의 순서로, 지류는 (c1), (c2), (c3), (a2), (a1), (b1)의 순서로 빨리 포화증기상태가 된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 냉매가 증발기에 유입되어 유출될 때까지 냉매의 온도분포를 보여준다. 과열상태가 되기 전까지는 냉매의 온도가 계속적으로 낮아지고 있는데, 이것은 유동이 진행함에 따라 압력강하가 커지고 이에 따른 포화온도가 낮아지기 때문이다. 따라서 지류에 포함된 관의 수가 많은 냉매회로 (b)에서 냉매의 온도강하는 커진다. 일단 포화증기상태로 된 냉매는 공기로부터 얻은

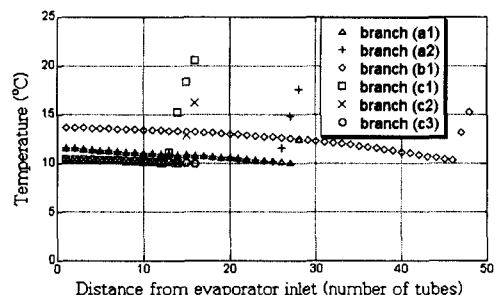


Fig. 8 Variation of refrigerant temperature.

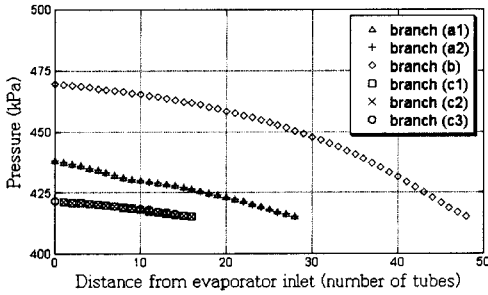


Fig. 9 Variation of refrigerant pressure.

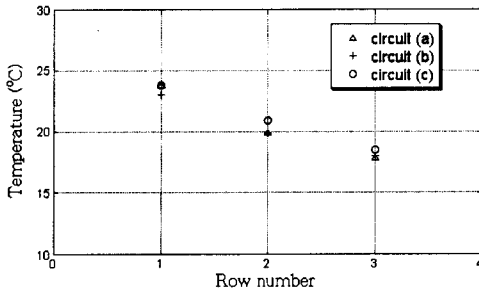


Fig. 10 Air temperature after the row.

열을 전부 온도를 높이는 데 사용되기 때문에 급격히 온도가 상승된다.

Fig. 9는 냉매가 증발기에 유입되어 유출될 때까지 냉매의 압력분포를 보여준다. 포화상태나 과열상태에 관계없이, 유동이 진행됨에 따라 압력손실이 커지고 압력은 낮아짐을 보여준다.

각 열의 출구에서 평균적인 공기온도는 Fig. 10에 나타나 있다. 냉매와 공기 사이에 열전달이 이루어짐에 따라 공기의 온도는 낮아짐을 볼 수 있다.

Fig. 11은 공기의 온도변화를 나타낸 것이다. 횡축은 유동의 진행을 나타내는 것이 아니라 관번호를 나타내며, 온도는 관을 지난 뒤의 공기온도이다. 1열의 하단에서 상단까지는 1번에서 16번, 2열의 하단에서 상단까지는 17번에서 32번, 3열의 하단에서 상단까지는 33번에서 48번의 관번호가 부여되어 있음을 감안할 때, 같은 열에 속한 관의 공기온도는 크게 차이가 나지 않고 열과 열 사이의 공기온도차는 크다는 것을 알 수 있다. 그러나 1열의 상단 끝부분인 16번관 근처에서는 공기온도가 현저히 높게 나타나는데 이것은 그 부분에서 냉매는 이미 과열상태로 되어 냉

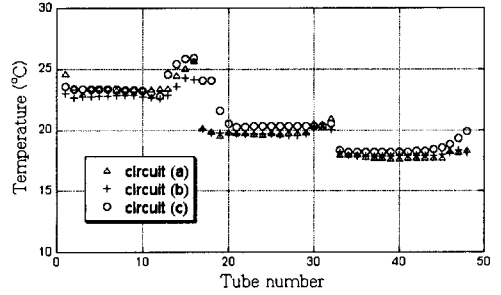


Fig. 11 Air temperature after the tube.

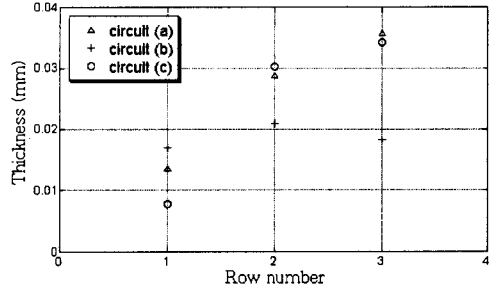


Fig. 12 Average thickness of condensate.

매온도가 높아진 상태이기 때문에 공기와의 온도차가 줄어들어 열전달이 감소하기 때문이다.

Fig. 12는 각 열에서 응축수의 평균두께를 나타낸 것이다. 평균두께는 fin의 폭방향으로 응축물의 변화가 없다고 가정하고 층류 막응축(Laminar Film Condensation) 이론을 도입하여 계산하였다. 고온의 공기가 유입되어 냉매와 열교환을 하는 과정에서 공기의 온도가 이슬점 이하로 떨어지면 응축수가 발생하며, 본 연구에서는 그 효과를 각 열에서 응축수층의 평균두께로 나타내었다. 냉매회로 (a)와 (c)에서는 공기의 입구에서 출구로 갈수록 응축수층의 평균두께가 커지는 현상을 보이고 있다. 공기가 증발기에 유입되어 유출될 때까지 계속하여 냉매로 에너지를 전달하게 되고 공기의 온도는 점점 낮아져서 이슬점에 접근한다. 따라서 증발기 입구 근처에서는 냉매로 전달된 에너지 중 현열(sensible heat)이 차지하는 부분이 많지만, 출구에 접근할수록 공기온도가 이슬점 이하로 떨어져서 공기 중의 수분을 응축시키는 잠열(latent heat)이 상대적으로 크게 된다. 이것은 공기 유동이 진행될수록 응축수층의 두께가 두꺼워진다는 것을 의미한다. 그러나

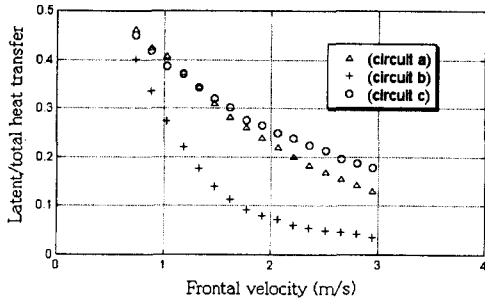


Fig. 13 Ratio of latent heat to total heat.

회로 (b)에서는 3열에서 응축수층의 두께가 2열보다 줄어든다. 이것은 냉매회로 (b)에서는 1열과 2열에서 대부분의 열전달이 이루어지기 때문에 3열에서는 공기온도는 낮아지고 냉매온도는 높아져서, 공기와 냉매의 온도차가 줄어들어 열전달이 감소하기 때문으로 해석된다. 냉매를 변화시킨 해석에서는 Table 4와 동일하게 R22, R134a, R12의 순서로 응축수층의 두께가 큰 것으로 나타났다.

전면풍속이 커지면 그에 따라 냉매유량도 커지고 열전달도 늘어나지만, Fig. 13에서 보는 바와 같이 공기 중의 수분을 응축시키는 잠열열전달의 비중은 오히려 줄어든다. 공기유량이 커질수록, 모든 냉매회로에서 현열열전달의 비율이 커지고 잠열열전달의 비중은 작아진다. 그러나 잠열열전달의 비중이 전면풍속에 따라 0.45-0.05로 지나치게 민감하게 변화하는 것은 각 관이 동일한 상태에 있지 않음으로서 발생하는 국소적인 잠열열전달 효과와 기존의 잠열열전달 계산 모델의 불완전성으로 인하여 생긴 현상으로 보이며, 이 부분에 대하여는 추가적인 연구가 필요한 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 관 내부에는 냉매가 흐르고 관 외부에는 공기가 흐르는 제습공조용 증발기를 관순법으로 모델링하였으며, 모든 설계 데이터는 동일하고 냉매회로만 다르게 구성한 증발기의 열성능을 검토하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 관순법으로 열교환기를 구성하는 관의 열성능을 광범위하게 평가할 수 있으며, 열성능에

영향을 미치는 인자들의 영향을 파악할 수 있다.

(2) 관순법을 사용하면 일반적인 열교환기 해석 방법으로는 평가하기 어려운 복잡한 냉매회로의 해석과 제습량의 예측도 가능하다.

(3) 냉매회로의 구성은 증발기의 열성능에 상당히 큰 영향을 미치며, 열성능, 작업성, 열시스템의 구성을 고려한 열전달 회로의 최적화가 가능하다.

(4) 증발기의 열성능 시뮬레이션의 정도를 향상시키고 개선된 모델을 개발하기 위해서는 실험을 통한 추가적인 검증연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(온실가스저감기술개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Domanski, P. A., 1989, EVSIM—An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133.
2. Mathur, G. D., 1997, Modeling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Part I: Condensers, SAE 970829, pp. 11-19.
3. Mathur, G. D., 1997, Modeling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Part II: Evaporators, SAE 970830, pp. 21-30.
4. Youn, B., Yoo, K. C., Park, H. Y. and Kim, Y. S., 1996, Modeling of cross-flow fin-tube evaporator, Proceedings of the Spring Annual Meeting, KSME 96TF27, pp. 73-81.
5. Youn, B., Park, H. Y. and Kim, C. H., 1998, Analytical model of dry surface cross-flow fin-tube heat exchanger by tube-by-tube method, Proceedings of the SAREK '98 Summer Annual Conference, pp. 1399-1404.

6. Chwalowski, M., Didion, D. A. and Domanski, P. A., 1989, Verification of Evaporator Computer Models and Analysis of Performance of an Evaporator Coil, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Par 1.
7. Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1981, A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/CON/80/R1, Oak Ridge, TN.
8. Domanski, P. A. and Didion, D. A., 1983, Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device, NBS Building Science Series 155, Washington, DC.
9. Kuehn, T. H., Ramsey, J. W. and Threlkeld, J. L., 1998, *Thermal Environmental Eng.*, 3rd ed. Prentice-Hall, Inc.
10. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1982, *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*, J. Wiley & Sons.
11. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins, Proc. of Eighth Int. Heat Transfer Conference, San Francisco.
12. Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, Effects of Fin Pattern of the Air-Side Heat Transfer Coefficient In Plate finned-Tube Heat Exchangers, ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part II, p. 1961.
13. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1997, *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, Atlanta, GA.
14. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, 1996, *ASHRAE Handbook, HVAC System and Equipment*, Atlanta, GA.
15. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling In tubes and annuli, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
16. Sheffield, J. W., Wood, R. A. and Sauer, Jr. H. J., 1989, Experimental Investigation of Thermal Conductance of Finned Tube Contacts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 2, pp. 107-121.
17. Anderson, S. W., Rich, D. G. and Geary, D. F., 1966, Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4-in. OD Tube, *ASHRAE Transactions*, Vol. 72, p. 28.