

증발기의 설계조건에서 공기측 열전달계수 및 압력강하 산출

김 창 덕[†], 이 진 호^{*}

(주)센추리 기술연구소, *연세대학교 기계공학과

Evaluation of Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics on Design Conditions of Evaporator

Chang-Duk Kim[†], Jinho Lee^{*}

Department of Research & Development, Century Corporation, Chungnam 336-842, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received March 17, 2003; revision received October 7, 2003)

ABSTRACT: An experimental study on the air-side pressure drop and heat transfer coefficient of slit fin-tube heat exchanger has been carried out. The data reduction methodology for air-side heat transfer coefficients in the literature is not based on a consistent approach. This paper focuses on new method of data reduction to obtain the air-side performance of fin-tube heat exchanger using R22 and recommends standard procedures for dry and wet surface heat transfer estimation in fin-tube heat exchanger having refrigerant on the tube-side. Results are presented as plots of friction f -factor and Colburn j -factor against Reynolds number based on the fin collar outside diameter and compared with previous studies. The data covers a range of refrigerant mass fluxes of 150~250 kg/m²s with air flows at velocity ranges from 0.3 m/s to 0.8 m/s.

Key words: Slit fin-tube heat exchanger(슬릿핀-관 열교환기), Pressure drop(압력강하), Heat transfer coefficient(열전달계수), Wet surface(습표면)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m ²]	EF : 미세관의 열전달 향상인자
b_p' : 관외측 포화엔탈피의 비	f : Fanning 마찰계수, 분율
b_r' : 관내측 포화엔탈피의 비	G : 질량유속 [kg/m ² s]
$b_{w,m}'$: 회전체측 포화엔탈피의 비	h : 열전달계수 [W/m ² °C]
$b_{w,p}'$: 회전체측 포화엔탈피의 비	$h_{o,w}$: 공기측 총괄열전달계수 [W/m ² °C]
C^* : 열용량률 비, C_{min}/C_{max}	i : 엔탈피 [kJ/kg]
C_{eff} : 유효 열용량률	j : Colburn j -factor
C_p : 정압비열 [kJ/kg °C]	k_p : 관의 열전도계수 [W/m °C]
	m : 질량유량 [kg/s]
	NTU : 열전달 단위수
	P : 압력 [Pa]
	Pr : Prandtl 수
	Q : 열전달량 [W]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-530-3711; fax: +82-41-533-3845

E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr

q	: 열유속 [W/m^2]
Re	: Reynolds 수
RH	: 상대습도 [%]
T	: 온도 [$^{\circ}C$]
t_p	: 관두께 [m]
U	: 총괄열전달계수 [$W/m^2^{\circ}C$]
W	: 절대습도 [kg/kg_{air}]
x	: 건도

그리스 문자

Δ	: 차이
ϵ	: 유효도
η	: 유용도

하첨자

a	: 공기
c	: 접촉, 최소유동단면적
d	: 건표면
D_c	: 환칼라 두께를 포함한 관외경
D_h	: 수력직경
e	: 증발기
f	: 환
fg	: 잠열
i	: 입구
l	: 잠열
m	: 평균
max	: 최대값
min	: 최소값
o	: 출구, 관외부
p	: 보조 열교환기
pi	: 관내
po	: 관외
r	: 냉매
s	: 과열, 현열
sat	: 포화
t	: 관, 전체
tp	: 2상유동
v	: 기상
w	: 물
wet	: 습표면

1. 서 론

일반적으로 원형 동관과 알루미늄 환으로 이루어진 환-관 열교환기는 기하학적인 복잡성과 작동유체의 상변화에 따른 해석상의 어려움으로 인하여 열교환기의 각 유형별 열전달량과 압력강하의 특성 산출은 실험적 방법에 의존하고 있다. 이러한 환-관 열교환기 실험의 궁극적인 목적인 공기측 열전달계수의 산출은 냉매를 작동유체로 사용하기 때문에 관내 2상유동 및 단상유동이 공존하게 되므로 각 유동과 영역에 따른 냉매측 열전달계수와 영역비율을 적용하여야 구할 수 있는 번거로움이 존재한다. 따라서 대부분의 건·습표면에서의 공기측 열전달 및 압력강하의 특성 산출은 실험데이터 처리의 편리성과 작동유체의 불확실성이 작다는 이유로 단상류의 물을 사용한다.⁽¹⁻⁴⁾ 그러나 동일한 환형상, 관배열을 갖는 열교환기의 공개된 공기측 열전달 및 압력강하 데이터는 연구자와 실험데이터의 처리방법(가정과 모델링)에 따라 다르게 나타난다.⁽²⁻⁴⁾ Wang et al.⁽⁵⁾은 이러한 결과의 원인을 접촉열저항, 실험데이터 처리방법, 공기와 물의 열저항, 관내측 열전달계수, 실험의 불확실성이라고 주장하였다.

공기측 열전달 및 압력강하 측정을 위한 실험장치는 관내의 작동유체와 상관없이 공기유속 및 압력 측정장치, 풍동, 항온항습실, 출구 공기온도 센서 등이 필요하나, 관내측은 작동유체에 따라 실험장치가 달라진다. 작동유체가 물인 경우에는 별도의 항온수조를 설치하여 펌프에 의하여 열교환기로 공급되는 반면 냉매는 증발기의 설계조건에 맞는 입구 건도(quality)와 질량유량을 만족하기 위하여 냉매가열 및 냉각장치, 기어펌프, 유량계, 압력조절장치 등이 필요하다. 따라서 냉매의 경우 실험장치의 설치비용은 물의 경우보다 상승하고 실험방법 또한, 복잡하여 불확실성이 증가하는 단점이 있다. 그러나 실제 증발기의 설계조건에서 실험은 가장 신뢰성 있는 열전달 및 압력강하 특성 데이터를 얻을 수 있다. 즉, 열전달량, 공기측 및 냉매측 압력강하량, 총괄열전달계수 등의 실질적인 성능평가와 제품설계의 활용이 가능한 장점이 있다. 이에 본 연구에서는 실제 제조 양산 공정으로부터 환-관 열교환기를 직접 제작하여 작동유체로 냉매를 사용한 증발기의 설계조건에서 실험을 수행한 후 j 및 f -factor값의 산

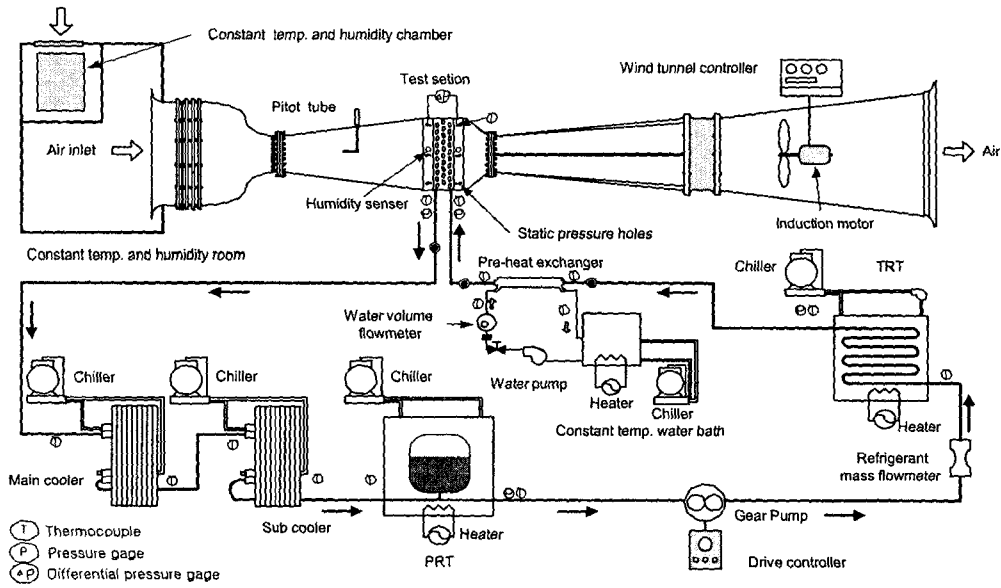


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporation test system.

출방법을 제안하고자 한다. 산출된 j 및 f -factor 값은 물을 작동유체로 구한 다양한 실험 결과 (건·습표면, 평판환, 슬릿환, 슈퍼슬릿환)와 비교하여 제안방법의 신뢰성을 검증하여 산발적으로 공개된 실험데이터의 처리방법을 정리하고 냉매를 적용할 경우 증발기의 공기측 성능평가방법의 타당성을 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터에 의해 공기유속이 조절되고 시험부를 지난 공기는 향온향습실과 연결된다. 향온향습실 내에는 향온향습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다.

냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 자기구동 기어펌프로 유입되는 냉매는 과냉각액 상태로 유지되어야 하므로 시험 열교환기를 지난 후 주냉각기 및 보조냉각기와 연결된 판형

열교환기에서 냉매 대 냉매로 열교환하여 냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 시험 열교환기 입구의 냉매건도는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였다. 또한, 시험 열교환기의 냉매유로길이에 따른 온도분포를 알기 위하여 49개의 곡관부에는 열전대를 설치하였다.

2.2 시험 열교환기

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 대향류

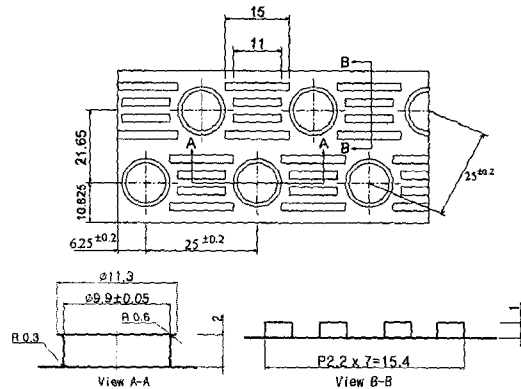


Fig. 2 Details of the slit fin configuration. (all dimensions in mm)

Table 1 Specification of the slit fin-tube heat exchanger

Parameter	Specification	Parameter	Specification
Number of tubes for row	16	Coil height	400 mm
Number of tube rows	3	Air flow length	80 mm
Tube outside diameter	9.52 mm	Tube material	Copper
Horizontal tube spacing	25 mm	Fin material	Aluminium
Vertical tube spacing	21.65 mm	Tube rows alignment	Staggered type
Fin density	493 fin/m	Fin type	Slit

Table 2 Experimental conditions

Air-side	Dry bulb temperature of air at the evaporator inlet	27°C
	Standard relative humidity at the evaporator inlet	50%
	Face velocity at the evaporator inlet	0.3~0.8 m/s
Refrigerant-side	Refrigerant	R22
	Quality at the evaporator inlet	0.2
	Refrigerant mass fluxes	150, 200, 250 kg/m ² s
	Evaporation temperature	7°C
	Degree of superheat	5°C

형태인 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿 환-관 열교환기로 제작하였으며, 관내 미세 환(micro-fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿 환-관 열교환기 환형상과 세부제원은 Fig. 2와 Table 1에서 보여주고 있다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서 실험조건은 Table 2와 같으며, 증발기의 설계조건은 각 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속을 변화시키는 방법을 사용하였다. 즉, 냉매의 질량유속 변화에 따른 출구 과열도 조건을 만족하기 위한 공기유속의 측정으로부터 공기측 열전달계수와 압력강하의 산출이 이루어진다. 실험데이터는 온도변화 ±0.3°C, 압력변화 ±3% 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다.

3. 실험데이터 처리

3.1 증발기 입구의 냉매건도

증발기로 유입되는 냉매건도는 보조 열교환기의 가열수에 의하여 냉매에 가해진 열전달량으로

부터 계산한다.

$$Q_p = m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (1)$$

$$Q_p = Q_{p,s} + Q_{p,l} \quad (2)$$

$$Q_{p,s} = m_r C_{p,r} (T_{r,o} - T_{r,i}) \quad (3)$$

$$Q_{p,l} = m_r i_{fg,r} x_{p,o} \quad (4)$$

$$x_i = x_{p,o} = \frac{1}{i_{fg,r}} \left[\frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r} (T_{r,o} - T_{r,i}) \right] \quad (5)$$

3.2 증발기의 열전달량 산출

$$Q_a = Q_{a,s} + Q_{a,l} \quad (6)$$

$$Q_{a,s} = m_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (7)$$

$$Q_{a,l} = m_a (W_{a,i} - W_{a,o}) i_{fg,w} \quad (8)$$

$$Q_r = Q_{lp} + Q_v \quad (9)$$

$$Q_{lp} = m_r (1 - x_i) (i_{v,r} - i_{l,r}) \quad (10)$$

$$Q_v = m_r (i_{s,r} - i_{v,r}) \quad (11)$$

증발기에서 각상의 유동영역비율은 Fisher and Rice⁽⁶⁾, Jung and Radermacher⁽⁷⁾의 방법으로 계산하였다.

$$f_{tp} = \frac{Q_{tp}}{Q_r} \quad (12)$$

$$f_v = 1 - f_{tp} \quad (13)$$

열전달량은 다음과 같다.

$$Q_{tp}' = \left(\frac{Q_e}{Q_r} \right) Q_{tp} \quad (15)$$

$$Q_v' = \left(\frac{Q_e}{Q_r} \right) Q_v \quad (16)$$

증발기의 열전달량은 공기측과 냉매측 열전달량의 산술 평균으로 계산하며, 두 값의 평균 편차는 8%이다.

$$Q_e = \frac{Q_r + Q_a}{2} \quad (14)$$

3.3 증발기의 j-factor 산출

증발기의 j-factor의 산출은 Fig.3과 같이 2상 유동과 단상유동(과열증기)영역으로 구분하여 계산한다. 먼저 2상유동 영역의 ϵ_{tp} , NTU_{tp} 는 아래

또한, 증발기의 평균 열전달량을 고려한 가상의

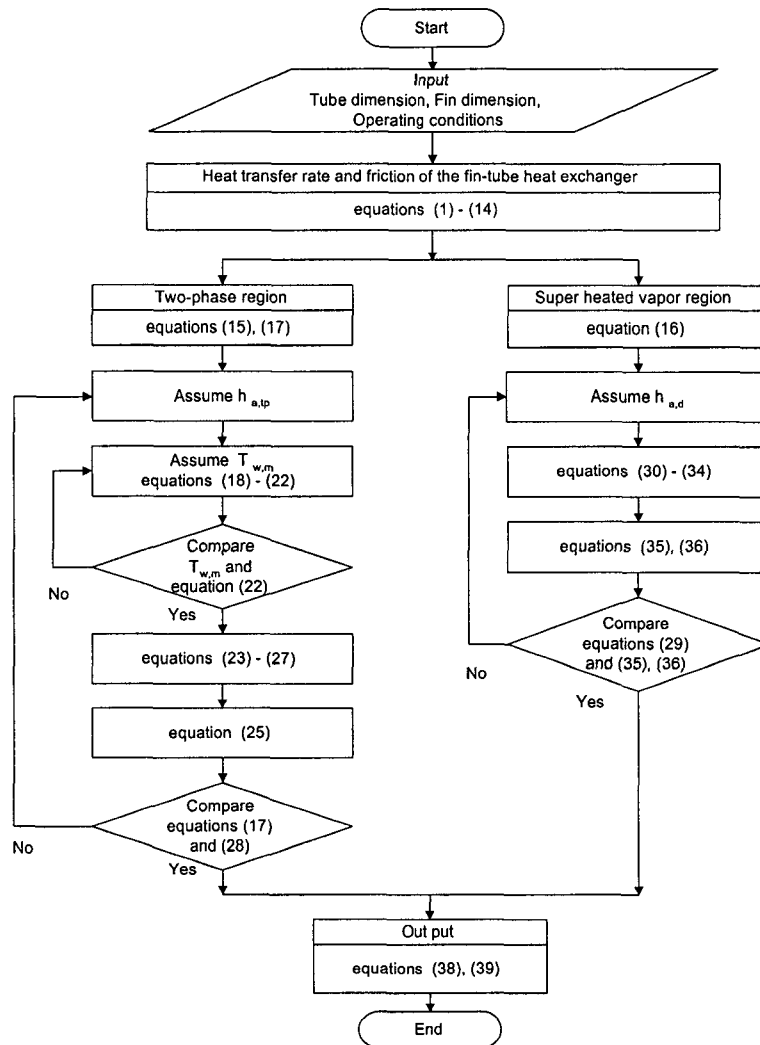


Fig. 3 Flow chart of air-side heat transfer coefficients reduction program for evaporator.

와 같고 U_{tp} 는 Wang et al.⁽⁴⁾과 Myers⁽⁸⁾의 방법을 사용하였다.

$$\epsilon_{tp} = \frac{Q_{tp}'}{Q_{\max}} = \frac{Q_{tp}'}{C_{a,tp}(T_{a,i} - T_{r,tp,i})} \quad (17)$$

$$U_{tp} = \left\{ \frac{b_r' A_{o,tp}}{h_{tp} A_{pi,tp}} + \frac{b_p' t_p A_{o,tp}}{k_p A_{pm,tp}} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{po,tp}}{b_{w,p} A_{o,tp}} + \frac{A_{f,tp} \eta_{f,wet}}{b_{w,m}' A_{o,tp}} \right)} \right\}^{-1} \quad (18)$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_{p,a}}{b_{w,m}' h_{a,tp}}} \quad (19)$$

$$b_r' = \frac{i_{s,pi,m} - i_{r,m}}{T_{pi,m} - T_{r,m}} \quad (20)$$

$$b_p' = \frac{i_{s,po,m} - i_{s,pi,m}}{T_{po,m} - T_{pi,m}} \quad (21)$$

흰뿌리와 전체 흰의 수막 평균 온도에 의해 계산되는 $b_{w,p}'$, $b_{w,m}'$ 는 $T_{w,p}$ 와 $T_{w,m}$ 에 대응하는 값이나, $T_{w,m}$ 은 미지수이므로 식(22)을 이용하여 반복 계산한다.

$$i_{s,w,m} = i_a - \frac{C_{p,a} h_{o,w} \eta_{f,wet}}{b_{w,m}' h_{a,tp}} \times \left(1 - U_{tp} A_{o,tp} \left[\frac{b_r'}{h_{tp} A_{pi,tp}} + \frac{t_p b_p'}{k_p A_{pm,tp}} \right] \right) \times (i_a - i_{r,m}) \quad (22)$$

$$NTU_{tp} = \frac{U_{tp} A_{o,tp}}{C_{a,tp}} \quad (23)$$

$$A_{o,tp} = A_o f_{tp} \quad (24)$$

$$C_{a,tp} = m_a C_{p,a} f_{tp} \quad (25)$$

$$C^* = \frac{C_{a,tp}}{C_{eff}} \quad (26)$$

$$C_{eff} = \frac{C_{a,tp} \Delta T_a}{\Delta T_r} \quad (27)$$

$$\epsilon_{tp} = \frac{1 - e^{-NTU_{tp}(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU_{tp}(1-C^*)}} \quad (28)$$

과열증기 영역의 ϵ_v , U_v , NTU_v 는 아래와 같고, 관내의 열전달계수는 Wang et al.⁽¹⁶⁾의 식을 사용하였다.

$$\epsilon_v = \frac{Q_v'}{Q_{\max}} = \frac{Q_v'}{C_{a,v}(T_{a,i} - T_{r,s,i})} \quad (29)$$

$$U_v = \left(\frac{A_{o,v}}{h_{r,v} A_{pi,v}} + \frac{1}{h_{a,d} \eta_o} + \frac{A_{o,v} t_p}{k_p A_{pi,v}} + \frac{A_{o,v}}{h_c A_{po,v}} \right)^{-1} \quad (30)$$

$$NTU_v = \frac{U_v A_{o,v}}{C_{\min}} \quad (31)$$

$$A_{o,v} = A_o f_v \quad (32)$$

$$C_{r,v} = m_r C_{p,r}, \quad C_{a,v} = m_a C_{p,a} f_v \quad (33)$$

$$C_{\min} = \min(C_{r,v}, C_{a,v}) \quad (34)$$

$$C_{\max} = \max(C_{r,v}, C_{a,v})$$

3열의 흰-관 열교환기의 과열증기 영역에서의 유효도 처리방법은 아래와 같이 C_{\min} 이 공기측이면 식(35), 냉매측이면 식(36)을 사용한 Wang et al.⁽⁵⁾의 방법을 적용하였다.

$$K = 1 - e^{-NTU_v/3}$$

$$\epsilon_v = \frac{1}{C^*} \left[1 - e^{-3KC^*} \times \left\{ 1 + C^* K^2 (3 - K) + \frac{3(C^*)^2 K^4}{2} \right\} \right] \quad (35)$$

$$K = 1 - e^{-NTU_v \cdot C^*/3}$$

$$\epsilon_v = 1 - e^{-3K/C^*} \times \left\{ 1 + \frac{K^2(3-K)}{C^*} + \frac{3K^4}{2(C^*)^2} \right\} \quad (36)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (37)$$

증발기의 Colburn j -factor는 앞에서 구한 각 영역별 공기측 열전달계수를 이용하여 아래와 같이 산출한다.

$$h_{a,e} = h_{a,tp} f_{tp} + h_{a,d} f_v \quad (38)$$

$$j = \frac{h_{a,e}}{G_a C_{p,a}} \text{Pr}^{2/3} \quad (39)$$

Table 3 Correlations of evaporator used for data reduction

Evaporator		Remark
Refrigerant-side heat transfer coefficient	Two-phase	Gungor and Winterton ⁽¹²⁾ , Chen ⁽¹⁴⁾ , Kandlikar ⁽¹⁵⁾
	Single-phase	Wang et al. ⁽¹⁶⁾
Heat transfer enhancement factor	Two-phase	Schlager et al. ⁽¹³⁾
Air-side heat transfer coefficient	Wet	Wang et al. ⁽¹⁾
		Gray and Webb ⁽²⁾
	Dry	Wang et al. ⁽¹⁷⁾
		Nakayama and Xu ⁽¹⁸⁾
		Wang et al. ⁽¹⁹⁾
Du et al. ⁽²⁰⁾		
Air-side pressure drop	Wet	Wang et al. ⁽¹⁾
		Wang et al. ⁽¹⁷⁾
	Dry	Nakayama and Xu ⁽¹⁸⁾
		Wang et al. ⁽¹⁹⁾
		Du et al. ⁽²⁰⁾
Fin efficiency	Wet	McQuiston and Parker ⁽⁹⁾
	Dry	Schmidt ⁽¹⁰⁾
Contact conductance Refrigerant property Air property	Natio ⁽¹¹⁾ REFPROP 6.01 ⁽²¹⁾ ASHRAE handbook ⁽²²⁾	

3.4 증발기의 *f*-factor의 산출

증발기의 Fanning 마찰계수 *f*-factor는 Kays and London⁽²³⁾ 식을 사용하였다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[\frac{2\rho_i \Delta P_a}{G_a^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (40)$$

증발기의 실험데이터 처리에 있어 적용된 상관관계식은 Table 3과 같으며, 수행된 실험에 대한 불확실도는 Kline and McClintock⁽²⁴⁾이 제시한 방법

Table 4 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature	± 0.75%
Humidity	± 0.3%
Pressure	± 0.25%
Mass flow rate of refrigerant	± 0.2%
Mass flow rate of air	± 4.09%
Heat transfer rate of refrigerant	± 1.29%
Heat transfer rate of air	± 4.71%

으로 분석하여 Table 4에 정리하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4에서는 냉매의 질량유속 변화에 따른 평

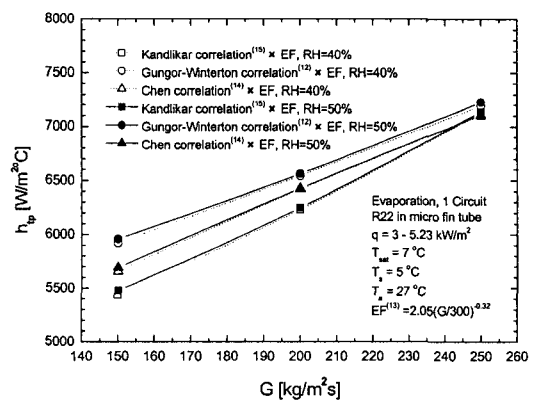


Fig. 4 Comparison of the heat transfer coefficients subjected to change of evaporation heat transfer correlations.

균 건조에서의 증발열전달계수를 보여주고 있다. 관의경 9.52 mm의 미세회관에 대한 증발열전달계수는 평활관에서 제안한 상관관계식^(12,14,15)으로 계산한 후 Schlager et al.⁽¹³⁾이 제안한 미세회관의 열전달 향상인자를 곱하여 산출하였다. 그림에서 동일한 질량유속과 열유속 조건에서 증발열전달계수는 상이한 경향을 보였다. 상대습도 50% 기준에서 Gungor and Winterton⁽¹²⁾의 증발열전달계수는 Chen⁽¹⁴⁾과 Kandlikar⁽¹⁵⁾보다 각각 평균 2.7, 4.7% 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 증가할수록 각 증발열전달계수의 차이는 감소하였다. 또한, 동일한 출구과열도(5°C) 조건에서 증발열전달계수는 상대습도 50%일 경우 40%보다 높게 나타났다. 이는 상대습도 증가로 인한 공기측 열전달계수의 상승 때문에 관내의 2상유동 길이가 감소하여 공기의 열유속이 증가한 것에 기인한다. 그러나 상대습도 10% 증가에 따른 증발열전달계수의 향상폭은 0.36%로 미세하였다. 공기측 열전달계수를 구하기 위한 증발열전달계수는 평균값에 근접한 Chen⁽¹⁴⁾의 상관관계식을 사용하였다.

Fig. 5에서는 공기의 상대습도를 40%(a) 및 50%

(b)로 구분하고 다양한 회형상에 따른 실험결과와 비교하였다. 공기측 열전달계수의 비교대상은 본 연구에서 사용한 슬릿회관과 회형상이 동일한 기존의 공개된 상관관계식에서 비교되어야 하나 다양한 회(평판회, 슬릿회, 슈퍼슬릿회)에서 제시한 것이다. 따라서 기존의 상관관계식과의 비교 방법은 기본적인 열교환기의 형상값은 동일하게 두고 회의 형상만을 변화시켰다. 또한, j -factor 값의 산출기준에 있어 Nakayama and Xu⁽¹⁸⁾의 슬릿회는 수력직경 Re_{Dh} 을 그 외는 회칼라 두께를 포함한 관외경 기준의 Re_{Dc} 을 사용하였으며, 냉매의 질량유량에 따라 설계조건을 만족하도록 공기측 레이놀즈수를 변화시켰다. 공기의 상대습도 40%(a)의 경우 습표면과 건표면의 유동영역에 비율에 따라 산출한 시험 열교환기(슬릿회)의 j -factor 값은 건표면의 Du et al.⁽²⁰⁾(슈퍼슬릿회), Wang et al.⁽¹⁹⁾(슬릿회), Nakayama and Xu⁽¹⁸⁾(슬릿회)보다 각각 평균 15, 34, 17.8% 높게 나타났다. 또한, 습표면에서 Wang et al.⁽¹⁾(평판회)의 j -factor 값은 건표면의 Gray and Webb⁽²⁾(평판회), Wang et al.⁽¹⁷⁾(평판회)보다 각각 평균 39.8, 14.2%

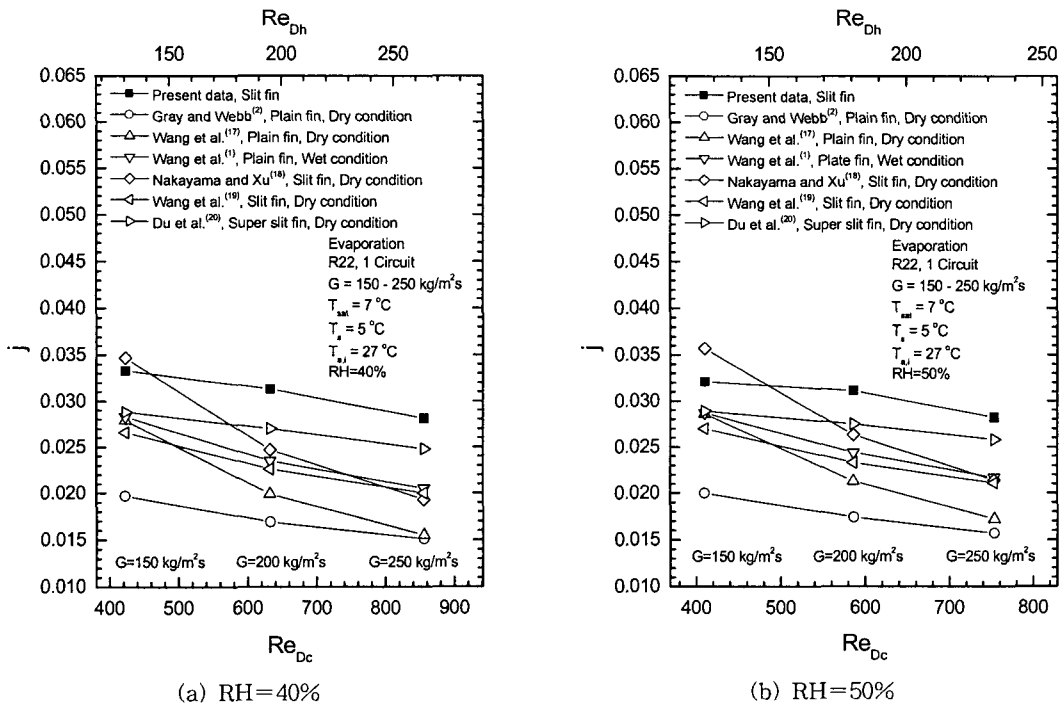


Fig. 5 Comparison of the experimental j -factor with other j -factor correlations of evaporator.

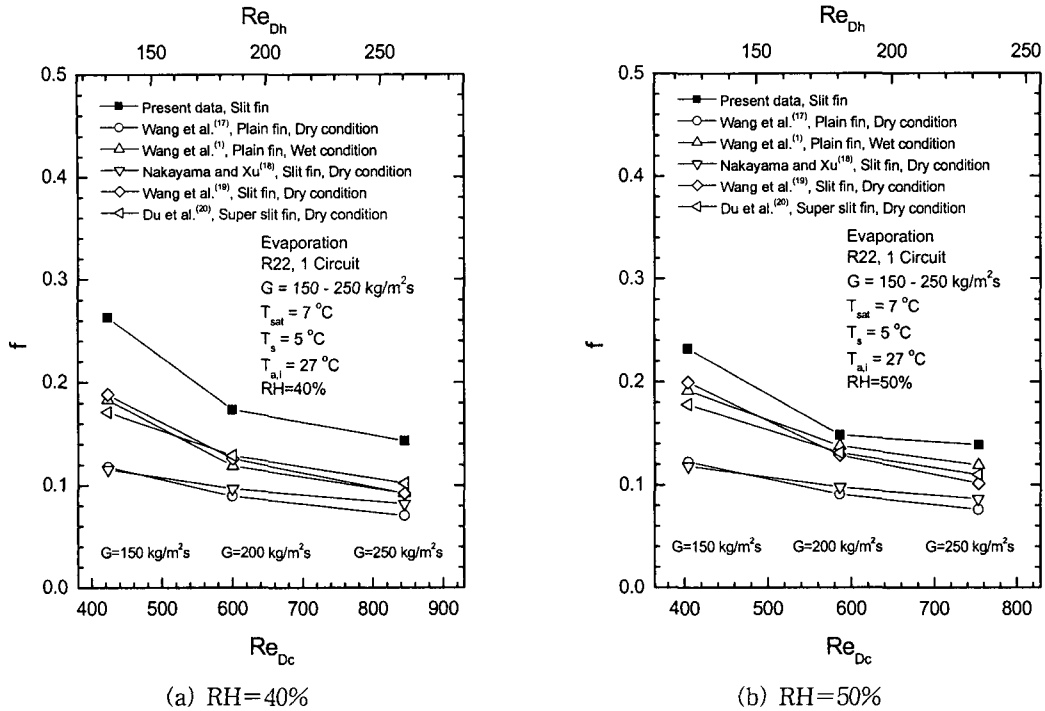


Fig. 6 Comparison of the experimental f -factor with other f -factor correlations of evaporator.

높았다. 이는 실험데이터 처리방법과 고려인자가 각 연구자에 따라 다르고 습표면에서는 응축수로 인한 공기측 열전달계수의 향상 때문이다. 즉, 실험에서 산출한 시험 열교환기(슬릿핀)의 j -factor 값은 건표면에서 산출한 슬릿핀보다 크게 나타났는데 이는 흰표면에 형성된 응축수 액막이 조도 역할로 작용하여 흰표면의 난류강도를 증가시켜 열전달이 향상된 것으로 사료된다.

Fig. 5의 (b)는 상대습도 40%를 갖는 (a)에서 상대습도만을 50%로 증가시킨 경우이다. 상대습도가 증가하면 일정한 증발기의 출구 과열도(5°C)를 유지하기 위한 공기유속이 작아지므로 이에 따른 공기측 레이놀즈수는 40%보다 감소하였다. 상대습도 50%에서 산출한 시험 열교환기(슬릿핀)의 j -factor 값은 건표면의 Du et al. (20)(슈퍼슬릿핀)보다 평균 11.2% 높게 나타났고 40%의 변화경향과 동일하였다. 또한, Nakayama and Xu (18)의 상관관계식은 낮은 공기측 레이놀즈수 범위에서 기존 상관관계식과 큰 차이를 보여 예측의 신뢰성이 작음을 보였다. 결국, 시험 열교환기의 j -factor 값은 흰의 형상 및 상태(건·습표면)에 따

른 열전달 특성변화가 일치하여 산출절차의 신뢰성을 확인하였다.

Fig. 6에서는 공기의 상대습도를 40%(a) 및 50%(b)로 구분하고 다양한 흰형상에서 구한 실험 결과의 f -factor 값을 비교 도시한 것이다. 상대습도 40%(a)의 경우 시험 열교환기(슬릿핀)의 f -factor 값은 Wang et al. (17)(평판핀), Wang et al. (17)(습표면의 평판핀), Nakayama and Xu (18)(슬릿핀), Wang et al. (19)(슬릿핀), Du et al. (20)(슈퍼슬릿핀)보다 각각 평균 209, 47, 97, 43, 44%, 상대습도 50%(a)에서는 79, 16, 72, 21, 24% 높게 나타났다. 이와 같이 상대습도 50%에서의 f -factor 값이 40%보다 작은 이유는 동일한 출구 과열도 5°C를 유지하기 위한 공기유속이 감소하였기 때문이다.

5. 결론

본 연구는 R22를 적용한 슬릿핀-관 열교환기의 증발기의 설계조건에서 공기측 열전달 및 압력강하를 산출하였고 작동유체로 물을 사용하여

계산된 기존의 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2상유동 및 단상유동이 공존하는 증발기의 설계조건에서 환-관 열교환기의 j -factor 값을 산출하기 위한 공기측 열전달계수의 선정방법을 아래와 같이 제안하였다.

$$h_{a,e} = h_{a,tp} f_{tp} + h_{a,d} f_v$$

(2) 증발기의 설계조건에서 습표면의 공기측 열전달계수와 압력강하는 건표면보다 상대적으로 크며, 공기유속이 작을수록 상대습도의 영향은 큰 것으로 나타났다. 또한, 상대습도 50%에서의 공기측 압력강하는 동일한 출구 과열도 5°C를 유지하기 위한 공기유속이 40%보다 감소하여 작게 나타났다.

(3) 냉매를 적용한 증발기의 설계조건에서 구한 j 및 f -factor 값은 물을 이용하여 산출한 j 및 f -factor 값과 환의 표면상태(건·습표면) 및 형상(평판환, 슬릿환, 슈퍼슬릿환)에 따른 특성 경향이 일치하였다.

참고문헌

1. Wang, C. C., Lin, Y. T. and Lee, C. J., 2000, An airside correlation for plain fin-and-heat exchangers in wet conditions, International Journal of Heat Transfer, Vol. 43, pp. 1869-1872.
2. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchangers having plain fins, Proceedings 8th International Heat Transfer Conference, Vol. 6, pp. 2745-2750.
3. Kayansayan, N., 1993, Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, pp. 263-272.
4. Wang, C. C., Hsieh, Y. C. and Lin, Y. T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.
5. Wang, C. C., Webb, R. L. and Chi, K. Y., 2000, Data reduction air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 21, pp. 218-226.
6. Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I, A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
7. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerants charged with pure and mixed refrigerants, International Journal of Refrigerant, Vol. 14, pp. 223-232.
8. Myers, R. J., 1967, The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned-tube coil, M.S. thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
9. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design, John Wiley & Sons, pp. 543-547.
10. Schmidt, Th. E., 1949, Heat transfer calculation for extended surface, Refrigerating Engineering, Vol. 49, pp. 351-357.
11. Natio, N., 1970, SHASE Transactions (The Society of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engineers of Japan), Vol. 44, pp. 1-5.
12. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19, No. 3, pp. 351-358.
13. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, Performance predictions of refrigerant oil mixtures in smooth and internally finned tube, II, design equations, ASHRAE Transaction, Vol. 96, pp. 170-182.
14. Chen, J. C., 1966, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 5, pp. 322-329.
15. Kandlikar, S. G., 1990, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat

- transfer inside horizontal and vertical tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219-228.
16. Wang, C. C., Chiou, C. C. and Lu, D. C., 1996, Single-phase heat transfer and flow friction correlation for micro fin tubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, pp. 500-508.
 17. Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: Correlation, Vol. 43, pp. 2693-2700.
 18. Nakayama and Xu, 1983, Enhanced fins for air-cooled heat exchangers-heat transfer and friction correlations, 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, pp. 495-502.
 19. Wang, C. C., Tao, W. H. and Chang, C. J., 1999, An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 595-603.
 20. Du, Y. J. and Wang, C. C., 2000, An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4475-4482.
 21. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP) Ver. 6.01, NIST.
 22. ASHRAE, 1993, *Fundamental Handbook (SI)*.
 23. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
 24. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.