

응축기의 설계조건에서 공기측 열전달계수 및 압력강하 산출

김 창 덕[†], 전 창 덕^{*}, 이 진 호^{**}

(주)센추리 기술연구소, ^{*}충주대학교 기계공학과, ^{**}연세대학교 기계공학과

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

Chang-Duk Kim[†], Chang-Duk Jeon^{*}, Jinho Lee^{**}

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

**Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 383-870, Korea*

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

(Received August 23, 2002; revision received February 3, 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 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 0.6 m/s to 1.6 m/s.

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

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]
 C : 열용량비, C_{\min}/C_{\max}
 C_p : 정압비열 [kJ/kg°C]
 d : 직경 [m]
 EF : 열전달 향상인자
 f : 분율, Fanning 마찰계수
 G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [W/m²°C]
 j : Colburn j -factor
 k : 열전도계수 [W/m°C]
 m : 질량유량 [kg/s]
 NTU : 열전달 단위수
 P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열전달량 [kW]
 Re : Reynolds 수
 t : 동관두께 [m]
 T : 온도 [°C]
 U : 총괄 열전달계수 [W/m²°C]
 V : 유속 [m/s]

[†] Corresponding author

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

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

그리스 문자

- Δ : 차이
- δ : 두께 [m]
- ϵ : 유효도
- η : 유용도
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- σ : 전면면적과 최소유동면적의 비

하첨자

- a* : 공기
- c* : 응축, 집축, 흰칼라, 최소유동단면적
- eff* : 유효
- f* : 흰
- fg* : 잠열
- fr* : 전면
- i* : 입구
- l* : 액상
- m* : 평균
- max* : 최대값
- min* : 최소값
- o* : 관외부, 출구
- p* : 관
- pi* : 관내
- po* : 관외
- r* : 냉매
- s* : 표면
- sat* : 포화
- sc* : 과냉각액
- sh* : 과열증기
- t* : 관, 전체
- tp* : 2상유동
- v* : 기상
- w* : 벽, 습구

1. 서 론

일반적으로 원형 동관과 알루미늄 흰으로 이루어진 흰-관 열교환기는 기하학적인 복잡성과 작동유체의 상변화에 따른 해석상의 어려움으로 인하여 열교환기의 각 유형별 열전달량과 압력강하의 특성 산출은 실험적 방법에 의존하고 있다. 이

러한 흰-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 공기측 열전달 및 압력강하의 특성 산출은 실험데이터 처리의 편리성과 작동유체의 불확실성이 작다는 이유로 단상류의 물을 사용한다.⁽¹⁻⁴⁾ 그러나 동일한 흰형상, 관배열을 갖는 열교환기의 공개된 공기측 열전달 및 압력강하 데이터는 연구자와 실험데이터의 처리방법(가정과 모델링)에 따라 다르게 나타난다.⁽¹⁻⁴⁾ Wang et al.⁽⁵⁾은 이러한 결과의 원인을 집축열저항, 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 응축기의 설계조건에 맞는 입구 과열도와 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 응축기의 설계조건에서 실험은 가장 신뢰성 있는 열전달 및 압력강하 특성 데이터를 얻을 수 있다. 즉, 열전달량, 공기측 및 냉매측 압력강하량, 총괄 열전달계수 등의 실질적인 성능평가와 제품설계의 활용이 가능한 장점이 있다. 이에 본 연구에서는 실제 제조 양산 공정으로부터 흰-관 열교환기를 직접 제작하여 작동유체로 냉매를 사용한 응축기의 설계조건에서 실험을 수행하였다. 측정된 열전달 특성값은 신뢰할 수 있는 다양한 상관관계식을 적용하여 공기측 열전달계수를 산출하고 신뢰성의 검증을 위하여 물을 사용하여 구한 기존의 공기측 열전달 및 압력강하의 실험결과와 상호 비교하였다. 이를 통하여 산발적으로 공개된 실험 데이터의 처리방법을 정리하고 냉매를 적용할 경우 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 항온항습실과 연결된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기 전면 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배

제하기 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 냉매대 냉매로 열교환하여 냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 시험 열교환기의 입구 과열도는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였다. 또한 시험 열교환기의 냉매 유로길이에 따른 온도분포를 알기 위하여 49개의 곡관부에는 열전대를 설치하였다.

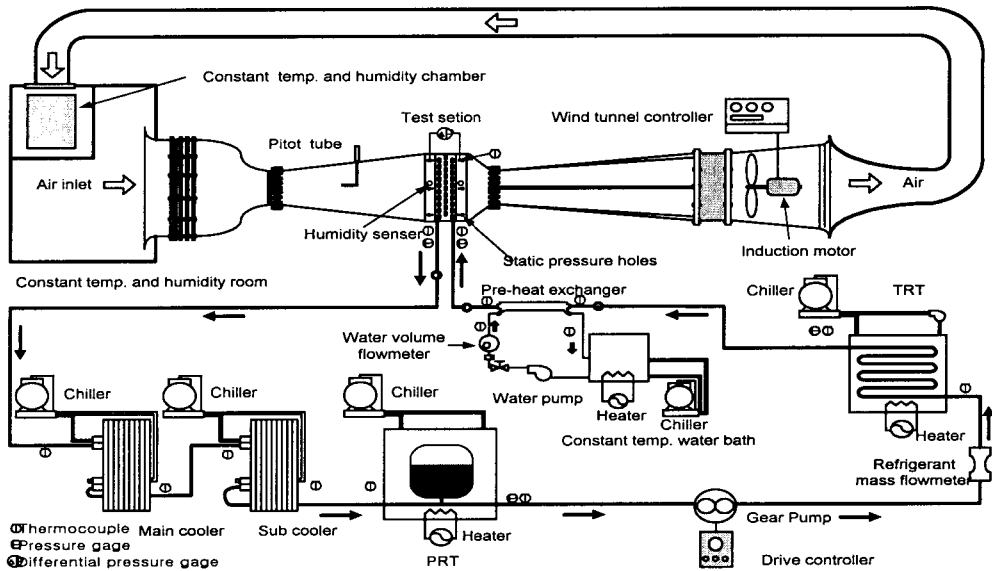


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

Table 1 Geometric dimensions of the slit fin-tube heat exchanger

Parameter	Specification	Parameter	Specification
Number of tubes for row	16	Fin spacing	1.95 mm
Number of tube rows	3	Width of slit	12.5 mm
Inside tube diameter	9.28 mm	Breadth of slit	2.2 mm
Fin collar outside tube diameter	10.24 mm	Height of slit	0.99 mm
Tube thickness	0.36 mm	Number of slits in enhanced zone	4
Fin thickness	0.12 mm	Heat exchanger height	400 mm
Expansion rate of tube	1.05	Heat exchanger length	400 mm
Transverse tube pitch	25 mm	Tube material	Copper
Longitudinal tube pitch	21.65 mm	Fin material	Aluminium
Fin pitch	1.8143 mm	Tube rows alignment	Staggered type
Fin density	551	Fin type	Slit

2.2 시험 열교환기

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 대향류 형태로 400×400×80 mm(가로×세로×폭)이 슬릿핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세핀(micro fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기 횡형상과 세부제원은 Table 1과 Fig. 2에서 보여주고 있다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서 실험조건과 계측기의 측정오차는 각각 Table 2, 3과 같으며, 응축기의 설계조건은 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속을 변화시키는 방법을 사용하였다. 즉 냉매의 질량유속 변화에 따른 출구 과냉도 조건을 만족하기 위한 공기유속의 측정으로부터 공기측 열전달계수와 압력강하의 산출이 이루어진다. 실험데이터는 전체 시스템이 안정된 실험조건이 유지되

Table 2 Experimental conditions (KS C9306)

Air	Dry bulb temp.	35℃
	Web bulb temp.	24℃
	Air face velocity	0.6~1.6 m/s
Ref.	Refrigerant	R22
	Mass flux	150, 200, 250 kg/ms ²
	Condensation temp.	50℃
	Inlet superheat	10℃
	Subcooling temp.	5℃

는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다.

2.4 실험데이터 처리

일반적으로 슬릿핀-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매는 2상유동과 단상유동으로 구분하여 열전달량을 계산할 수 있다.

$$Q_v = m_r(h_{sh} - h_v) \tag{1}$$

$$Q_{tp} = m_r h'_{fg} \tag{2}$$

여기서 Q_v 는 과열증기의 열전달량을 의미하고 Q_{tp} 는 2상유동의 열전달량으로써 냉매의 질량유량과 관벽의 혼합평균 냉매온도 T_w 를 적용하여 구동 엔탈피차(driving enthalpy difference)인 h'_{fg} 로부터 구한 Fisher and Rice⁽⁶⁾의 방법을 적용하였다.

$$h'_{fg} = h_{fg} + C_{p,r,v}(T_w - T_{tp,i}) \tag{3}$$

$$T_w = \frac{rT_{tp,i} - T_{a,i}}{r-1} \tag{4}$$

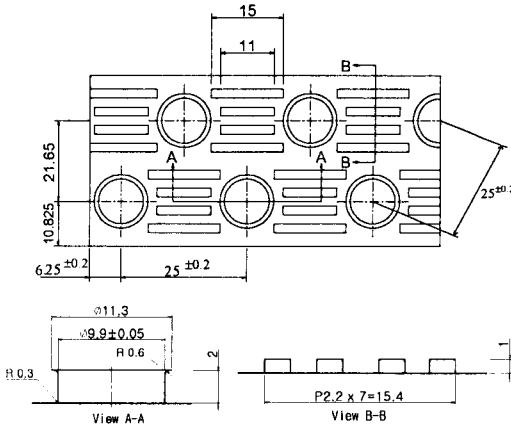


Fig. 2 Details of the slit fin configuration.

Table 3 Specification of measuring device

	Manufacturer	Model	Range	Error (Full scale)
T-type thermocouple	Omega	FF-T-30	-60~200℃	±0.1℃
Micro manometer	Furness controls Inc.	FCO12	0~19.99 mmH ₂ O	±1%/1.95 Pa
Mass flow meter	Oval	D025S-SS-200	0~10 kg/min	±0.2%
Volume flow meter	Kytora	Gear meter 2950	0.04~4.0 L/min	±1%
Pressure transmitter	Setra	C230	0~3447 kPa	±0.25%
Thermocouple reference unit	ISOTECH	1310	0℃	±0.01%
Humidity transmitter	Sam won Eng.	d_i : 10 mm L : 250 mm	0~100%	±3%

$$r = 1 + \frac{h_{v,s} A_{pi}}{h_{a,c} A_o \eta_o} \quad (5)$$

여기서 $h_{v,s}$ 는 과열증기의 열전달계수로써 미세현관에서 산출한 Wang et al.⁽⁷⁾의 상관관계식을 사용하였으며, $C_{p,r,v}$, $T_{tp,i}$, $T_{a,i}$, A_{pi} , $h_{a,c}$, A_o , η_o 는 각각 과열증기의 비열, 포화온도, 공기의 입구 온도, 관내측 면적, 공기측 열전달계수, 관외측 면적, 표면유용도를 의미한다.

$$Q_l = m_r(h_l - h_{sc}) \quad (6)$$

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} + Q_l \quad (7)$$

$$Q_a = m_a C_{p,a} \Delta T_a \quad (8)$$

응축기의 평균 열전달량은 공기측과 냉매측 열전달량의 산술평균으로 계산하였으며, 실험결과 두 값의 평균편차는 5% 내에 일치하였다.

$$Q_c = \frac{Q_r + Q_a}{2} \quad (9)$$

응축기에서 각상의 유동영역비율은 공기측 열전달계수의 산출을 위하여 필수적이다. 이러한 유동영역비율은 곡관부에서 측정된 온도변화로부터 예측할 수 있으며, 일정한 과열도(10°C)와 과냉도(5°C)를 갖는 단상유동에서의 열전달량은 2상유동보다 상대적으로 작기 때문에 Fisher and Rice,⁽⁶⁾ Jung and Radermacher⁽⁸⁾의 방법으로 계산하였다.

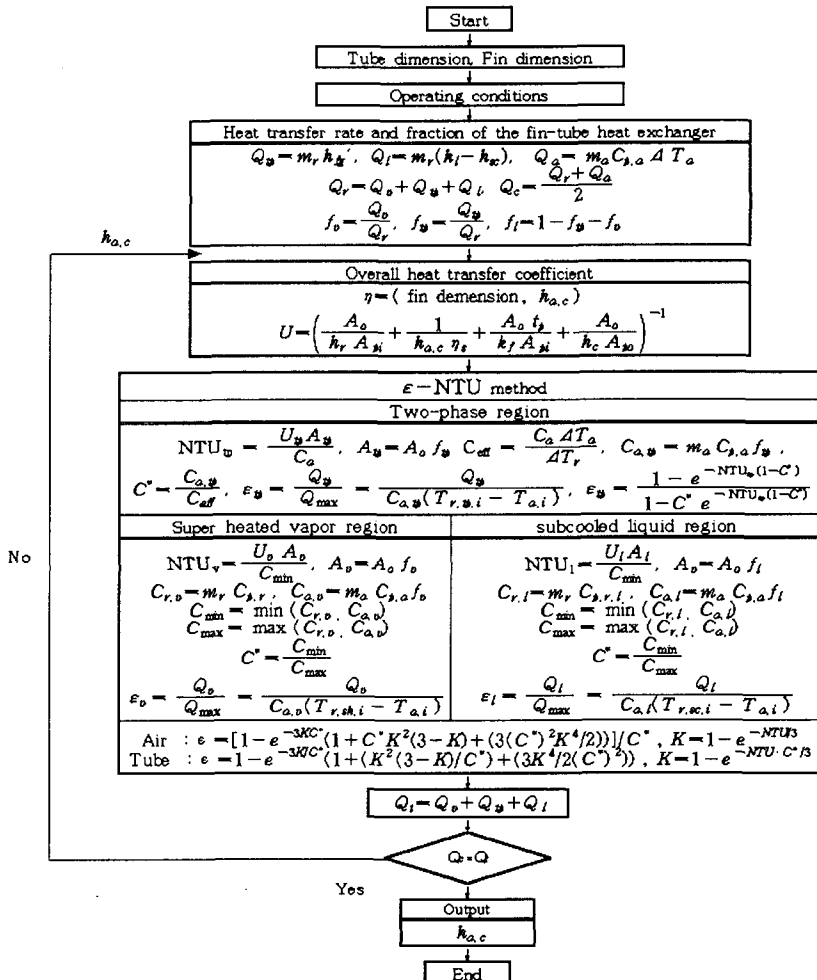


Fig. 3 Flow chart of air-side heat transfer coefficients reduction program for condenser.

$$f_v = \frac{Q_v}{Q_r} \quad (10)$$

$$f_{tp} = \frac{Q_{tp}}{Q_r} \quad (11)$$

$$f_l = 1 - f_{tp} - f_v \quad (12)$$

여기서 f_v , f_{tp} , f_l 는 각각 과열증기, 2상유동, 과냉각액의 영역비율을 의미한다.

응축기의 설계조건에서 흰은 건표면이므로 공기측 열전달계수는 관내측 냉매의 유동영역과 상관없이 동일한 값을 가진다. 따라서 공기측 열전달계수의 산출은 Fig. 3과 같이 임의값 $h_{a,c}$ 을 가정한 후 유동영역별로 ϵ -NTU 방법을 적용하여 구한 냉매측 총열전달량 Q_l 와 응축기의 평균열전달량 Q_c 가 동일할 때까지 반복하여 계산한다. 즉, 2상유동 영역의 Q_{tp} 는 가정한 $h_{a,c}$ 값으로 NTU_{tp} 을 구한 후 ϵ_{tp} 을 계산하여 총괄 열전달계수 U_{tp} 을 이용하여 계산한다. 흰의 표면유효도는 Schmidt⁽²²⁾의 흰효율 상관관계식으로 계산하며, 관벽열저항, 접촉열저항,⁽²¹⁾ 관내측 열전달계수는 실험으로부터 측정된 온도와 압력, 건도, 형상값으로 계산한다. 공조기용 대항류 열교환기의 유효도 ϵ

는 Kays and London⁽²⁵⁾식을 바탕으로 Wang⁽²⁶⁾이 냉매측 압력강하로 인한 온도강하나 비공비 혼합냉매의 온도구배를 고려한 유효열용량(effective heat capacity)을 사용하여 계산한다. 과열증기영역에서는 2상유동영역과 마찬가지로 건표면에서의 공기측 열전달계수 $h_{a,c}$ 을 가정하여 건표면의 유효도를 구한 후 관벽열저항, 접촉열저항, 관내측 열전달계수를 고려하여 총괄 열전달계수 U_o 을 계산한다. 과열증기의 관내측 열전달계수는 미세흰관에 적용한 Wang et al.⁽⁷⁾의 상관관계식을 적용한다. 과열증기의 전달단위수 NTU_o 는 U_o 을 이용하여 계산하고 NTU_o 가 결정되면 ϵ_o 을 산출하는데 이 값은 냉매와 공기측이 혼합되지 않는 흰-관 열교환기의 직교류 유동에 대하여 2열 이상일 경우 각 열에 따라 공기의 입구온도가 달라지기 때문에 다르게 나타난다. 따라서 본 연구에서는 Wang et al.⁽⁵⁾이 열수 및 C_{min} 의 관계에 따라 제시한 유효도 처리방법을 적용하였다. 과냉각액 영역에서의 열전달량 Q_l 은 과열증기영역과 동일한 방법으로 계산하며, 각 영역에서 구한 열전달량의 합인 Q_l 는 가정한 $h_{a,c}$ 을 변화시켜 가면서 실험에서 산출한 평균열전달량 Q_c 와 허용오차(10^{-4}) 범위 내에 만족할 때까지 반

Table 4 Correlations of condenser used for data reduction

		Condenser	Remark
Refrigerant-side heat transfer coefficient	Two-phase	Travis et al. ⁽⁹⁾ , Cavallini and Zecchin ⁽¹⁰⁾ , Shah ⁽¹¹⁾	Smooth tube
		Cavallini et al. ⁽¹²⁾ , Kedzierski and Goncalves ⁽¹³⁾	Micro-fin tube
	Single-phase	Gnielinski ⁽¹⁴⁾	Smooth tube
		Wang et al. ⁽⁷⁾	Micro-fin tube
Heat transfer enhancement factor	Two-phase	Schlager et al. ⁽¹⁵⁾	
Air-side heat transfer coefficient		Gray and Webb ⁽¹⁶⁾ , Wang et al. ⁽¹⁷⁾	Plain
		Nakayama and Xu ⁽¹⁸⁾ , Wang et al. ⁽¹⁹⁾	Slit
		Du et al. ⁽²⁰⁾	Super slit
Air-side pressure drop		Wang et al. ⁽¹⁷⁾	Plain
		Nakayama and Xu ⁽¹⁸⁾ , Wang et al. ⁽¹⁹⁾	Slit
		Du et al. ⁽²⁰⁾	Super slit
Contact conductance		Natio and Seshmo ⁽²¹⁾	
Fin efficiency		Schmidt ⁽²²⁾ , Seshimo and Fujii ⁽³⁾	
Refrigerant property		REFPROP 6.01 ⁽²³⁾	
Air property		ASHARE handbook ⁽²⁴⁾	

복 계산한다. 수렴조건에 만족한 응축기의 공기측 열전달계수 $h_{a,c}$ 을 구한 후 아래와 같이 Colburn j -factor를 산출한다.

$$j = \frac{h_{a,c}}{G_c C_{p,a}} \text{Pr}^{2/3} \quad (13)$$

$$G_c = \frac{\rho_m V_a A_{fr}}{A_c} = \frac{m_a}{A_c} = \frac{\rho_m V_a}{\sigma} \quad (14)$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (15)$$

여기서 V_a , G_c , A_{fr} , m_a , A_c 는 각각 공기유속, 최소자유유동면적을 통과하는 질량유속, 전면적, 공기의 질량유량, 최소자유유동면적을 의미한다.

Fanning 마찰계수 f -factor는 공기측 압력강하 ΔP_a 을 이용하여 환-관 열교환기의 입구 및 출구 손실계수의 영향을 무시한 Kays and London⁽²⁵⁾ 식을 사용하였다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[\frac{2\rho_i \Delta P_a}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) - \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (16)$$

응축기의 실험데이터 처리에 있어 적용된 상관관계식은 Table 4에서 정리하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4에서는 냉매의 응축열전달계수와 공기유속에 따른 공기측 열전달계수의 변화를 도시하였다. 그림에서 응축열전달계수가 높을수록 낮은 공기측 열전달계수를 보였다. 이는 응축 열전달계수가 크면 동일한 응축 열전달량을 만족하기 위하여 공기측 열전달계수가 작아지기 때문이다. Shah⁽¹¹⁾의 식으로부터 산출한 공기측 열전달계수는 평균 $50.5 \text{ W/m}^2\text{C}$ 로써 가장 크며, Cavallini et al.⁽¹²⁾의 식은 $48.8 \text{ W/m}^2\text{C}$ 로써 가장 작게 나타났다. 그러나 두 값의 차이는 $1.69 \text{ W/m}^2\text{C}$ 를 보여 응축 열전달계수에 따른 공기측 열전달계수의 차이는 크지 않았다. 이는 환-관 열교환기의 전체 열저항에서 공기측 열저항이 차지하는 비중이 50~80%로 가장 크고 냉매측 및 집축열저항이 각각 10~20%이므로 공기측 열전달계수를 개선함으로써 전체 열교환기의 성능을 효과적으로 증대

시킬 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 5에서는 Fig. 3의 절차에 따라 공기측 열전달계수를 산출한 후 j -factor 값으로 기존 실험결과와 비교한 것이다. 냉매의 응축열전달계수는 R12와 R22의 수평 평활관의 응축 실험값을 기초로 해서 만든 Travis et al.⁽⁹⁾의 상관관계식에 Schlager et al.⁽¹⁵⁾이 제시한 미세관의 열전달 향상인자를 곱하여 계산하였다. 이 값은 Fig. 4와 같이 다양한 상관관계식에서 계산한 응축 열전달계수의 평균값에 근접하여 채택하였다. 공기측 열전달계수는 환형상이 같으면 관내의 작동유체와 상관없이 동일하여야 하나 기존의 공개된 상관관계식은 본 연구에서 사용한 슬릿환과 다른 다양한 환(슈퍼슬릿환, 슬릿환, 평판환)에서 제시한 것이다. 따라서 기존의 상관관계식과의 비교방법은 기본적인 열교환기의 형상값은 동일하게 두고 환의 형상만을 변화시켰다. 또한 j -factor값은 Nakayama and Xu⁽¹⁸⁾의 슬릿환은 수력직경 Re_{Dh} 을 그 외는 환칼라 두께를 포함한 관외경 기준의 Re_{Dc} 을 사용하였으며, 냉매의 질량유량에 변화에 따라 설계조건을 만족하도록 공기의 레이놀즈수를 증가시켰다. 실험에서 과냉도 조건을 유

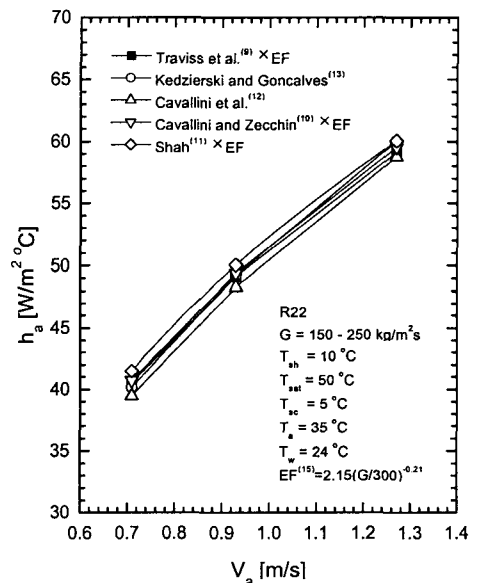


Fig. 4 Comparison of the heat transfer coefficients subjected to change of condensation heat transfer correlations.

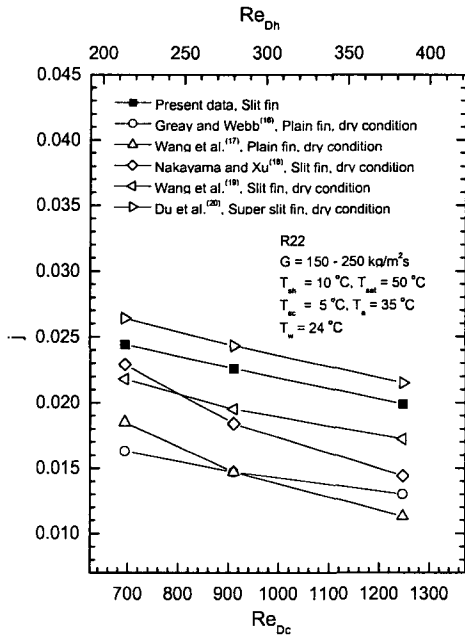


Fig. 5 Comparison of the experimental j -factors with other correlations of condenser.

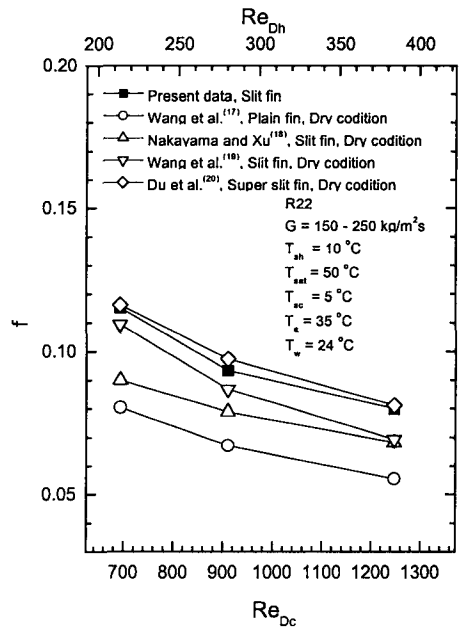


Fig. 7 Comparison of the experimental f -factor with other correlations of condenser.

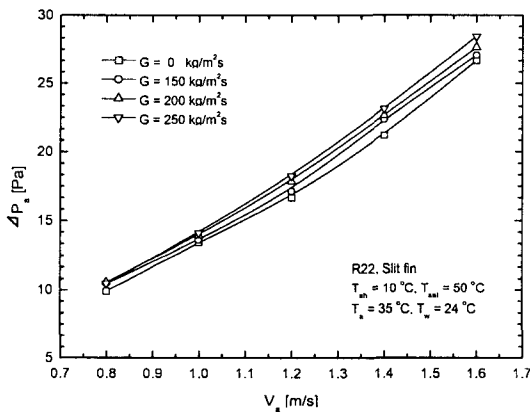


Fig. 6 Air-side pressure drop subjected to change of refrigerant mass flux of condenser.

지하기 위한 공기유속은 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 각각 0.71, 0.93, 1.27 m/s이며, 이에 따른 공기측 열전달계수는 각각 40.5, 49.1, 59.1 W/m²°C로 나타났다. 공기측 열전달계수는 Du et al.⁽²⁰⁾의 슈퍼슬릿핀보다 7.9% 작고, Wang et al.⁽¹⁷⁾의 평판핀보다는 54.7% 크게 나타났다. 또한 Gray and Webb,⁽¹⁶⁾ Wang et al.,⁽¹⁷⁾ Nakayama

and Xu⁽¹⁸⁾보다 각각 평균 52, 23.2, 14.7% 크게 나타났다. 따라서 흰의 형상을 제외한 관의 직경, 관과 관사이의 열간격, 단간격, 흰간격 및 열수 등의 형상변수가 동일한 상태에서 공기측 열전달 특성은 슬릿의 절개 방향(한쪽, 상하방향), 슬릿의 수, 슬릿의 길이 등 흰의 형상에 따라 결정되는 것을 알 수 있다. 결국, 흰의 형상이 슈퍼슬릿 흰과 유사한 시험 열교환기의 j -factor 값은 상호 근접하며, 흰의 형상변화에 따른 열전달 특성변화가 일치하여 산출절차의 신뢰성을 확인하였다.

Fig. 6에서는 냉매의 질량유속과 공기유속에 따른 공기측 압력강하를 보여주고 있다. 공기측 압력강하는 모든 냉매의 질량유속 범위에서 공기유속이 증가할수록 단조 증가하였으며, 냉매의 질량유속과 공기유속이 클수록 변화폭이 상승하였다. 특히 냉매의 질량유속 250 kg/m²s의 경우 압력강하는 150, 200 kg/m²s보다 각각 평균 4.2, 1.9% 증가하였다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 2상 유동영역이 증가하여 공기와의 열전달이 향상되기 때문이다. 즉, 출구의 공기온도가 높아져서 공기의 비체적과 속도를 증가시켜 공기의 유동저항이 증가하므로 공기측 압력강하는 크게 나타나는 것이다. 이러한 효과를 보다 더 명확히 규명하기

위하여 공기와 흰의 온도가 동일하도록 관내 냉매의 유동이 없을 경우와 비교한 결과, 공기측 압력강하는 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s보다 각각 평균 3.1, 5.4, 7.5% 낮아 관내측 질량유속이 공기측 압력강하에 영향이 있음을 확인하였다. 이러한 결과는 물을 사용할 경우 얻을 수 없는 실질적인 현상임을 알 수 있다.

Fig. 7에서는 f -factor 값을 기존의 공개된 결과와 상호 비교한 것이다. 그림에서 Wang et al.⁽¹⁹⁾이 제시한 슬릿흰의 f -factor 값은 Nakayama and Xu⁽¹⁸⁾보다 평균 12.6%의 크며, 공기의 레이놀즈수가 클수록 상대편차는 증가하였다. 실험결과 f -factor 값은 Du et al.⁽²⁰⁾의 슈퍼슬릿흰보다 평균 2% 작고 Wang et al.⁽¹⁷⁾의 평판흰보다 42.3% 크게 나타났다. 또한 Nakayama and Xu⁽¹⁸⁾와 Wang et al.⁽¹⁹⁾의 슬릿흰보다 각각 평균 22.4%, 8.6% 높게 나타나서 R22를 적용하여 구한 f -factor 값은 물을 이용하여 산출한 기존의 f -factor 값과 흰형상 변화에 따른 경향이 일치하였다. 따라서 작동유체로 냉매를 사용할 경우 Du et al.⁽²⁰⁾이 제시한 슈퍼슬릿흰보다 공기측 압력강하는 유리한 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구는 R22를 적용한 슬릿흰-관 열교환기의 응축기 설계조건에서 공기측 열전달 및 압력강하를 산출하였고 작동유체로 물을 사용하여 계산된 기존의 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2상 및 단상유동이 공존하는 응축기 설계조건에서 슬릿흰-관 열교환기의 j 및 f -factor 값의 산출방법을 제시하였다.

(2) 응축기(건표면) 설계조건에서 공기측 압력강하의 산출은 실제적인 성능판단이 가능하므로 실제 작동조건에서 직접 산출하는 것이 바람직하다.

(3) 슬릿흰-관 열교환기의 j 및 f -factor 값은 모든 공기의 레이놀즈수 범위에서 기존 실험결과의 평판흰보다 크며, 슈퍼슬릿흰보다 작게 나타났다. 따라서 R22를 적용하여 구한 j 및 f -factor 값은 물을 이용하여 산출한 j 및 f -factor 값과 흰의 형상변화에 따른 특성 경향이 일치하였다.

참고문헌

1. McQuiston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Transactions, Vol. 84, pp. 266-293.
2. 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.
3. Seshimo, Y. and Fujii, M., 1991, An experimental study of the performance of plate fin and tube heat exchanger at low Reynolds number, in: Proceeding of the 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 4, pp. 449-454.
4. Wang, C. C., Hsieh, Y. C., Chang, Y. J. and Lin, Y. T., 1996, Sensible heat and friction characterization of plate finned-tube heat exchangers having plain fins, International Journal of Refrigeration, Vol. 19, pp. 223-230.
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. 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, 17, pp. 500-508.
8. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerants charged with pure and mixed refrigerants, International Journal of Refrigerant 14, pp. 223-232.
9. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron A. B., 1972, Force convection condensation inside tube: a heat transfer equation for

- condenser design, ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp. 157-165.
10. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proc. 5th Heat Transfer Conference, Tokyo, Japan, September, 3-7, pp. 309-313.
 11. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
 12. Cavallini, A., Doretto, L., Klammsteiner, N., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1995, Condensation of new refrigerant inside smooth and enhanced tube, Proceeding 19th International Refrigeration Conference at Hague, Vol. 4, pp. 105-114.
 13. Kedzierski, M. A. and Goncaves, J. M., 1997, Horizontal convective condensation of alternative refrigerant within a micro-fin tube, NISTIR 6095, US Dept. Commerce.
 14. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Journal of Chemical Engineering, 16, pp. 359-368.
 15. 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. 3321, pp. 170-182.
 16. 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.
 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. Natio, N., 1970, SHASE Transactions, Vol. 44, 5, p. 1.
 22. Schmidt, Th. E., 1949, Heat transfer calculation for extended surface, Refrigerating Engineering, Vol. 49, pp. 351-357.
 23. REFPROP Ver. 6.01, 1998, NIST.
 24. ASHRAE, 1993, Fundamental Handbook(SI).
 25. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
 26. Wang, C. C., 1999, Design of air-cooled fin-and-tube heat exchanger accounting for the effect of complex circuiting, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchanger, Kluwer Academic Publishers, pp. 163-184.