

증발기의 압력강하에 대한 상대습도의 영향

김 창 덕[†], 강 신 형*, 박 일 환**, 이 진 호***

(주)센추리 기술연구소, *전양대학교 기계공학과, **한국기술교육대학교 기계정보공학부, ***연세대학교 기계공학과

Effects of Relative Humidity on the Evaporator Pressure Drop

Chang-Duk Kim[†], Shin-Hyung Kang*, Il-Hwan Park**, Jinho Lee***

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

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University of Technology & Education, Chungnam 330-708, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Konyang University, Chungnam 383-870, Korea

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

(Received January 26, 2004; revision received February 26, 2004)

ABSTRACT: It is well known that some key parameters, such as evaporating temperature, refrigerant mass flow rate, face velocity and inlet air temperature, have significant influence on the evaporator performance. However performance studies related to a humid environment have been very scarce. It is demonstrated that the refrigerant mass flow rate, heat flux, water condensing rate and air outlet temperature of the evaporator significantly increase with air inlet relative humidity. As the air inlet relative humidity increases, the latent and total heat transfer rates increase, but the sensible heat transfer rate decreases. The purpose of this study is to provide experimental data on the effect of air inlet relative humidity on the air and refrigerant side pressure drop characteristics for a slit fin-tube heat exchanger. Experiments were carried out under the conditions of inlet refrigerant saturation temperature of 7°C and mass flux varied from 150 to 250 kg/m²s. The condition of air was dry bulb temperature of 27°C, air velocity varied from 0.38 to 1.6 m/s. Experiments showed that air velocity decreased 8.7% on 50% of relative humidity 40% of that at degree of superheat of 5°C, which resulted that pressure drop of air and refrigerant was decreased 20.8 and 8.3% for 50% of relative humidity as compared to 40%, respectively.

Key words: Evaporator(증발기), Pressure drop(압력강하), Relative humidity(상대습도), Air(공기), Refrigerant(냉매)

기 호 설 명

EF : 미세회관의 열전달 향상인자
 f : 마찰계수

G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 열전달계수 [W/m²°C]
 L : 전체 냉매유로 길이 [m]
 P : 압력 [kPa]
 q : 열유속 [W/m²]
 Re : 레이놀즈수(Reynolds number)
 RH : 상대습도 [%]
 T : 온도 [°C]

[†] Corresponding author

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

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

V : 유속 [m/s]
 x : 건도, 2상유동 길이 [m]

그리스 문자

Δ : 차이
 ϕ : 직경

하첨자

a : 공기
 Dc : 흰칼라 두께를 포함한 관외경
 e : 증발
 i : 입구
 m : 평균
 o : 관외부
 r : 냉매
 sub : 과열증기
 tp : 2상유동

1. 서 론

일반적으로 원형 동관과 알루미늄 흰으로 이루어진 흰-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)는 기하학적인 복잡성과 작동유체의 상변화에 따른 해석상의 어려움으로 인하여 열교환기의 각 유형별 열전달량과 압력강하의 특성산출은 실험적인 방법에 의존하고 있다.

작동유체로 물을 적용한 기존의 실험연구로써 McQuiston^(1,2)은 5개의 흰-관 열교환기에 대하여 건표면과 습표면에서 공기측 열전달계수와 압력강하의 상관관계식을 제시하였으며, Mirth and Ramadhyani^(3,4)는 공기의 상대습도가 증발기(웨이브흰-관 열교환기)의 성능에 미치는 영향을 제시하였다. Fu et al.⁽⁵⁾은 제습조건에 증발기(루우버흰-관 열교환기)의 실험결과에서 공기의 상대습도가 증가할수록 공기측 현열(sensible) 열전달계수는 명백히 감소한다고 보고하였다.

Wang et al.⁽⁶⁾은 제습조건에서 9개의 흰-관 열교환기의 실험결과, 공기측 열전달계수는 입구의 공기조건에 의존되지 않으며 공기측 마찰계수는 흰의 표면조건에 매우 예민하다고 제시하였다. 특히, 완전히 젖은 습표면 조건에서 공기측 마찰계

수는 입구의 공기조건, 흰간격 및 열수의 변화에 크게 좌우되지 않고 건표면보다 상당히 크다고 보고하였다. Wang et al.⁽⁷⁾은 습표면에서 Wang et al.⁽⁶⁾의 실험에서 고려하지 못한 단(step)간격과 열(row)간격의 변화결과를 기존의 실험데이터에 포함하여 총 31개의 평판흰-관 열교환기를 분석한 후 공기측 열전달계수와 압력강하의 상관관계식을 제시하였다.

작동유체로 냉매를 사용한 기존의 실험연구로써 Liang et al.⁽⁸⁾은 R12와 R134a를 증발기(웨이브흰-관 열교환기)에 적용하여 공기의 건구온도 27°C, 공기유속 2m/s, 증발온도(출구 압력기준) 10°C 및 출구 과열도 5°C(냉매온도 15°C) 조건에서 공기의 상대습도를 20~90%로 변화시킬 경우 냉매의 질량유량, 열유속(heat flux), 응축수량, 출구의 공기온도, 현열과 잠열 열전달량(latent heat transfer rate)의 실험 및 해석결과를 제시하였다. 그들은 상대습도 40% 이하에서는 열전달량이 일정하나 상대습도 50%부터는 공기측 열전달계수의 향상으로 냉매의 질량유량, 열유속과 응축수량의 선형적인 증가가 수반되며, 이에 따라 잠열 열전달량은 증가하나 현열 열전달량은 감소하면서 전체 열전달량이 현저히 증가한다고 보고하였다.

Wu and Webb⁽⁹⁾은 작동유체 R134a를 적용한 용접형 알루미늄 증발기(brazed aluminum evaporator)의 출구측 냉매압력을 270 kPa로 고정시킨 후 상대습도 50~90% 범위에서 성능해석을 수행한 결과, 상대습도가 클수록 습공기의 물질전달이 향상되어 전체 열전달량이 증가한다고 주장하였다. 그들은 공기의 상대습도가 증가하면 증발기 출구의 과열도 5°C 조건을 만족하기 위해서는 냉매의 질량유량을 증가시켜야 하고 증가된 냉매의 질량유량은 냉매측 압력강하의 증가를 수반하여 입구의 증발압력(증발온도)이 상승하게 되어 현열 열전달량은 감소한다고 보고하였다. 즉, 공기의 상대습도 변화는 공기측 압력강하뿐만 아니라 냉매측 압력강하에도 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 실제 제조양산 공정으로부터 직접 증발기(슬릿흰-관 열교환기)를 제작하고 R22를 작동유체로 적용하여 증발기의 성능에 큰 영향을 미치는 공기의 상대습도 40, 50% 조건에서 공기유속, 냉매의 질량유속 및 출구의 과열도 5°C 조건 변화에 따른 공기측과 냉매측의 압력강하 특성실험을 수행하고자 한다.

2. 실험

2.1 시험 열교환기 및 실험장치

본 연구에서 사용한 시험 열교환기는 대향류 형태인 슬릿핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관 내는 미세핀(micro-fin)이 가공되어 있는 관외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기의 횡형상과 세부제원(형상특성)을 각각 Fig. 1과 Table 1에 정리하였다.

실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터(inverter)에 의해 공기 유속이 조절되고, 시험부(test section)를 지난 공기는 향온항습실과 연결된다. 향온항습실 내에는 향온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기의 사용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 시험 열교환기 입구의 냉매 건도(quality)는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계 및 냉매가시창을 설치하였다. 그 외의 본 실험장치의 세부적인 구성(계략도)과

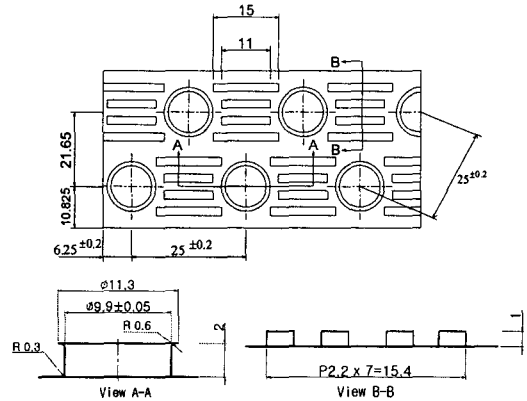


Fig. 1 Details of the slit fin configuration (all dimensions in mm).

설명은 Kim and Lee⁽¹⁰⁾의 논문에 기술되어 있다.

2.2 실험조건 및 방법

본 연구의 실험조건은 Table 2와 같이 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기의 상대습도와 공기유속의 변화로부터 출구의 과열도 5°C 조건의 유지 여부에 따라 수행하였다.

Table 1 Specification of the test heat exchanger

Heat exchanger	Height × Width × Depth (mm)	400 × 400 × 80
	Number of tubes for row	16
	Number of tube rows	3
	Tube rows alignment	Staggered type
Tube	Outside diameter (mm)	9.52
	Fin root diameter (mm)	8.52
	Equivalent diameter (mm)	8.54
	Minimum wall thickness (mm)	0.3
	Number of fins	60
	Helix angle (°)	18.0
	Fin angle (°)	53
	Fin height (mm)	0.2
	Expansion rate of tube	1.05
	Material	Copper
Fin	Horizontal tube spacing (mm)	25
	Vertical tube spacing (mm)	21.65
	Fin density (fins/m)	493
	Fin type	Slit
	Material	Aluminium

Table 2 Experimental conditions

Air-side	Dry bulb temperature at the evaporator inlet	27°C
	Relative humidity	40, 50%
	Face velocity at the evaporator inlet	0.38~1.6 m/s
Refrigerant-side	Refrigerant	R22
	Quality at the evaporator inlet	0.2
	Refrigerant mass flux	150, 200, 250 kg/m ² s
	Evaporation temperature	7°C
	Superheat at the evaporator outlet	5°C

Table 3 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature	±0.75%
Pressure drop of air	±1%
Pressure	±0.25%
Mass flow rate of refrigerant	±0.2%
Mass flow rate of air	±4.09%
Humidity	±0.3%
Heat transfer rate of refrigerant	±1.29%
Heat transfer rate of air	±4.21%

본 연구에서 수행된 실험에 대한 불확실도는 Kline and McClintock⁽¹¹⁾이 제시한 방법으로 분석하여 Table 3에 정리하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 과열도를 5°C로 고정하지 않은 경우

3.1.1 냉매온도 분포

Fig. 2의 (a)~(c)는 증발기 입구측 R22의 증발 온도 7°C, 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시킬 경우 공기의 상대습도의 미소변화(10%)에 따른 증발온도와 U-bend의 관외벽에서 측정된 온도차이를 나타낸 실험결과이다. 횡축의 x , L 은 각각 증발기 입구에서부터 2상유동 길이와 전체 냉매유로 길이이며, 두 값으로 무차원화시킨 값이 상대 길이(relative length) X 이다. 실험에서 얻은 온도차이는 49개 U-bend의 관외벽 온도를 기준으로 취득되는데, 이 온도는 관내의 냉매온도와 ±0.5°C 내에 일치하므로 냉매의 유로진행에 따른 온도변화로부터 각상(2상 및 단상유동)의 유동영역과 온도분포를

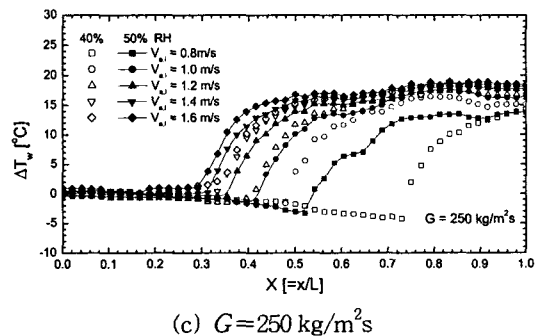
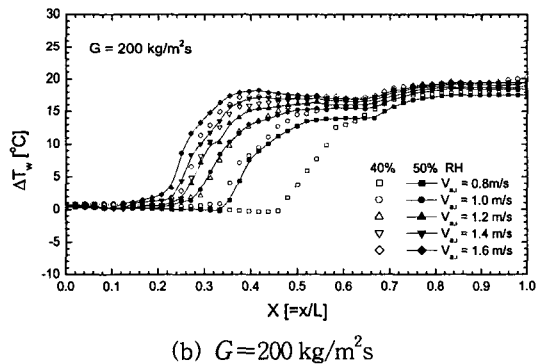
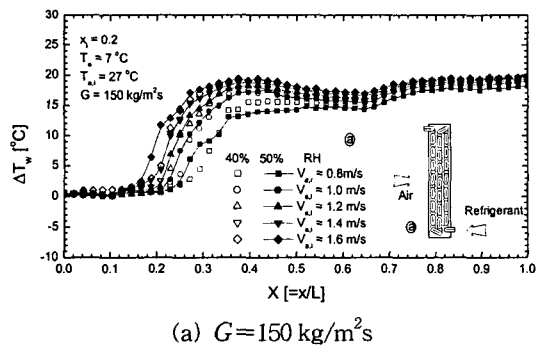


Fig. 2 Distribution of relative length subjected to changer of refrigerant mass flux of evaporator.

알 수 있다. 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 건도(x) 0.2의 증발과정(2상유동) 상태로 유입된 냉매는 상변화를 마치고 과열증기(단상유동)로 증발기를 빠져나갔으며, 공기유속과 상대습도가 클수록 2상유동의 상대길이는 감소하였다.

Fig. 2의 (a)는 냉매의 질량유속 150 kg/m²s로써 공기유속 0.8~1.6 m/s 범위에서 증발과정(2상유동)은 공기의 상대습도 40%의 경우가 50%보다 느리게 진행되었다. 냉매온도 분포에 따른 온도구배(temperature glide)의 변화지점은 증발기 입구로부터 평균 20% 지점까지 증발과정이 완료된 후 64% 지점을 중심으로 새로운 온도구배가 나타났다. 이러한 온도구배는 전체의 냉매유로에서 과열증기영역(전체유로의 80%)이 2상유동영역(전체유로의 20%)보다 상대적으로 크고, 회로배열(circuit arrangement) ③과 같이 증발기 입구의 7℃ 냉매(2상유동)는 27℃의 냉매(과열증기)와 서로 인접되어 열과 단에 따라 온도차를 유발하여 공기유동 방향과 반대로 흰과 동관의 열전도 현상으로 기인된 것이며, 상대습도 50%에서의 단상유동의 상대길이는 40%보다 평균 3.2% 커서 과열도의 변화폭이 증가하였다. 이러한 현상은 Kim et al.⁽¹²⁾이 증발기(슬릿핀-관 열교환기)에서 냉매(R22, R407C)의 과열증기영역이 2상유동영역보다 상대적으로 클 경우 흰과 동관의 열전도에 의한 온도구배가 나타나므로 증발기의 과열도, 유로배열, 열과 열 사이의 흰 절개를 고려해야 한다는 주장과도 일치한다.

Fig. 2의 (b)는 냉매의 질량유속 200 kg/m²s로써 공기의 상대습도에 따른 2상유동의 상대길이와 과열도를 나타낸 것이며, 그 변화폭은 (a)의 150 kg/m²s보다 크게 나타났다. 특히, 상대습도 40%, 공기유속 0.8 m/s에서의 증발온도는 냉매측 압력강하로 인하여 평균 1℃ 감소하였다. 흰과 동관의 열전도 현상은 증발기 입구로부터 전체 냉매유로의 42~80% 부분에서 발생하였으며, 공기유속이 작을수록 그 변화는 출구의 냉매유로까지 진행되었다. 이는 공기유속이 감소하면 공기측 열전달계수가 작아지므로 동일한 증발잠열을 공기로부터 얻기 위해서는 공기유속이 클 때보다 더 긴 냉매유로가 요구되기 때문이다.

Fig. 2의 (c)는 냉매의 질량유속 250 kg/m²s로써 2상유동의 상대길이는 (a)와 (b)보다 길고 공기의 상대습도 미소변화(10%)에 따른 온도차이

(증발기 입구 냉매온도와 U-bend의 관외벽 온도 차이)는 공기유속이 작을수록 크게 나타났다. 특히, 상대습도 40%, 공기유속 0.8 m/s에서 증발온도는 냉매측 압력강하로 인하여 평균 4℃ 감소하였고 흰과 동관의 열전도에 의한 온도구배는 (a)와 (b)보다 완만하게 진행되었다. 따라서 출구 과열도 조건을 고려하지 않은 실험에서 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 상대습도 미소변화(10%)에 따른 2상유동의 상대길이 변화폭은 크게 나타났으며, 냉매의 온도구배 현상은 감소하였다.

3.1.2 2상유동의 상대길이

Fig. 3에서는 Fig. 2의 실험결과를 냉매의 질량유속, 공기유속 및 공기의 상대습도의 변화에 따라 2상유동의 상대길이를 도시한 것이다. 공기유속 0.8 m/s, 공기의 상대습도 40%의 경우 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 2상유동의 상대길이는 50%보다 각각 14.3, 17.9, 27.8%로 크게 나타났고 공기유속 1.6 m/s의 경우 냉매의 질량유속 150, 200 kg/m²s에서는 2상유동의 상대길이는 동일하나 250 kg/m²s에서는 전체 냉매유로의 20% 지점에 위치하여 상대습도의 미소변화(10%)에 따른 각상(2상 및 단상유동)의 상대길이는 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 큰 영향을 받았다. 이는 냉매의 질량유속이 증가할수록 상변화 열전달에 참여하는 냉매량이 증가하고 공기유속이 작을수록 공기측 열전달계수가 감

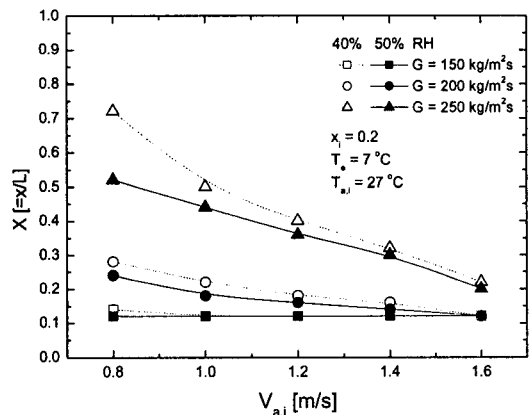


Fig. 3 Two phase relative length versus air velocity for mass velocity and air inlet relative humidity of evaporator.

소하므로 2상유동의 상대길이는 점점 길어지게 된다. 이에 따라 냉매측 압력강하는 더 크게 발생하고, 증발온도는 큰 폭으로 감소하게 된다. 낮은 증발온도는 공기와의 유효 평균 온도차이가 변화시켜 2상유동의 상대길이에 영향을 주기 때문이다.

3.1.3 공기측 압력강하

Fig. 4는 공기의 상대습도, 공기유속 및 냉매의 질량유속의 변화에 따른 공기측 압력강하를 측정 한 실험결과이다. 공기측 압력강하는 풍동 시험부의 입·출구의 벽면에 설치한 24개의 정압공(static hole)과 마노미터(manometer)를 이용하여 평균값으로 취득하였으며, 공기유속이 증가할수록 단조 증가하였다. 상대습도 50%, 냉매의 질량유속 250 kg/m²s에서 공기측 압력강하는 150, 200 kg/m²s보다 각각 평균 5.8, 2% 증가하였고, 모든 냉매의 질량유속 범위(150~250 kg/m²s)에서 상대습도 10%의 증가는 공기측 압력강하를 평균 3% 증가시켰다. 이는 냉매의 질량유속과 상대습도가 클수록 습공기의 물질전달(응축수량) 증가로 인한 공기의 유동저항이 증가하였기 때문이다. 습공기의 물질전달로 기인한 응축수는 중력에 의하여 증발기 하류 단으로 떨어지거나 공기 유속의 영향으로 후류 열로 이동하여 환표면의 상태(건·습표면)는 2상유동(증발과정)과 단상유동(과열증기)영역에 따라 구분하기 곤란하였다.

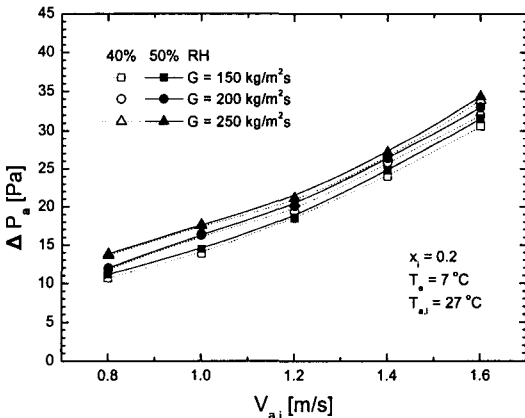


Fig. 4 Effect of air inlet relative humidity on the air-side pressure drop subjected to change of inlet air velocity of evaporator.

Fig. 5는 Fig. 4의 공기측 압력강하 ΔP_a의 실험 결과와 환칼라 두께를 포함한 관외경 기준의 공기측 레이놀즈수 Re_{Dc}을 이용하여 Kays and London⁽¹³⁾ 식으로 Fanning 마찰계수 f-factor 값을 산출한 것이다. 모든 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 f-factor 값은 공기측 레이놀즈수가 작을수록 높은 값을 가지며, 클수록 감소하였다. 이는 Kays and London⁽¹³⁾ 식에서 공기측 레이놀즈수가 증가함에 따라 증발기의 최소자유 유동면적을 통과하여 질량유속을 결정하는 공기 유속의 제곱이 공기측 압력강하보다 상대적으로 크게 증가하기 때문이다.

공기의 상대습도 50%, 냉매의 질량유속 250 kg/m²s에서 f-factor 값은 150, 200 kg/m²s보다 각각 평균 8.5, 2.1% 크게 나타났으며, 공기측 레이놀즈수가 작을수록 f-factor 값에 대한 냉매의 질량유속의 영향이 크게 나타났다.

냉매의 질량유속 150 kg/m²s의 경우 과열증기 영역(전체냉매유로의 80%)이 대부분을 차지하여 증발과정을 통한 잠열 열전달보다 현열 열전달의

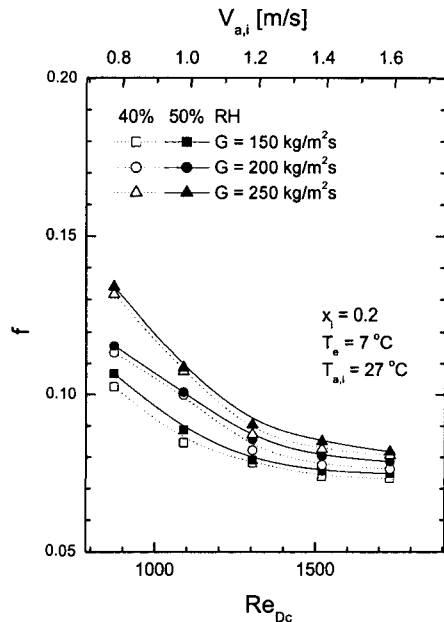


Fig. 5 Effect of air inlet relative humidity on the air side friction characteristics subjected to change of inlet air velocity of evaporator.

영향이 크나 250 kg/m²s의 경우 공기유속이 작을수록 2상유동영역이 과열증기영역보다 상대적으로 증가하면서 잠열 열전달률이 증가하기 때문이다. 이러한 현상은 공기유속이 작을수록 크게 나타나서 응축수량의 변화가 *f*-factor 값에 큰 영향을 미치는 것으로 사료된다. 따라서 증발기 출구의 과열도 5°C 조건을 고려하지 않은 경우 *f*-factor 값은 공기의 상대습도 미소변화(10%)보다는 냉매의 질량유속과 공기유속 변화에 큰 영향을 받았다.

3.1.4 냉매측 압력강하

Fig. 6은 냉매의 질량유속, 공기의 상대습도 및 공기유속의 변화에 따른 냉매측 압력강하의 실험 결과이다. 실험에서 사용된 압력센서는 전체압력 범위에서 ±0.25%의 불확실도를 가지며, 압력센서 본체와 연결부는 주위온도에 영향이 없고 냉매온도와 동일할 수 있도록 외부와 단열 처리하였다. 실험에서 측정된 냉매측 압력강하는 증발기의 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)의 가속, 마찰 및 중력의 압력강하를 모두 포함한 것이다.

냉매측 압력강하는 냉매의 질량유속이 증가할수록 단조 증가하였으며, 냉매의 질량유속과 공기유속이 작을수록 상대습도의 영향이 큰 것으로 나타났다. 그러나 공기유속 0.8~1.6 m/s, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s의 범위에서 냉매측 압력강하는 상대습도 10% 증가에 따라 평균 0.82% 감소하여 그 차이는 미소하였다. 특히, 냉매의 질

량유속 250 kg/m²s에서 2상유동영역(전체유로의 52~74%)이 과열증기영역(전체유로의 26~48%)보다 상대적으로 커서 상대습도에 따라 각 유동영역이 예민하게 변화되어 냉매측 압력강하에 큰 영향을 주었다. 그러나 냉매의 질량유속 150 kg/m²s의 경우 과열증기영역이 대부분을 차지하여 상대습도 10%의 증가는 냉매측 압력강하에 미치는 영향이 작았다. 따라서 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작아 2상유동(증발과정)영역이 단상유동(과열증기)영역보다 상대적으로 큰 조건에서 상대습도 미소변화(10%)는 냉매측 압력강하 측면에서 중요하게 고려되어야 할 것으로 사료된다.

3.2 과열도를 5°C로 고정한 경우

3.2.1 냉매온도 분포 ($\Delta T_{sup} = 5^\circ\text{C}$)

Fig. 7은 증발기 입구의 증발온도 7°C, 공기의 상대습도(40, 50%)와 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 출구의 과열도를 5°C로 고정한 경우 냉매유로의 진행에 따른 증발온도 7°C와 U-bend의 관외벽 온도와의 차이를 측정 한 실험 결과이다. 모든 냉매의 질량유속 범위에서 증발기로 유입된 냉매는 전체 냉매유로의 평균 90% (입구기준) 지점까지 증발과정이 진행된 후 과열도 5°C의 과열증기 상태로 출구를 빠져나갔다. 2상유동영역에서 냉매의 질량유속 250 kg/m²s, 상대습도 40%의 경우 온도차이는 평균 3.2°C이나 질량유속 150 kg/m²s, 상대습도 50%의 경우 0.45°C로써 증발온도의 강하는 냉매의 질량유속이 클수록 압력강하의 증가로 인하여 크게 나타났

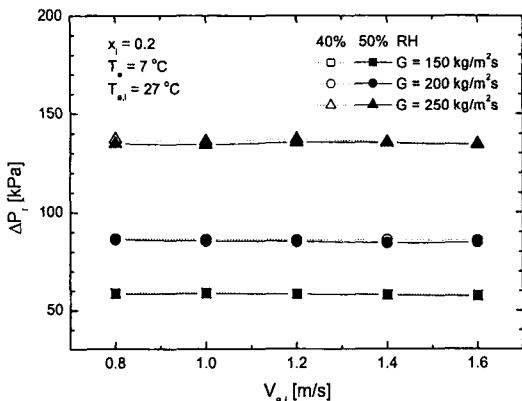


Fig. 6 Refrigerant pressure drop versus air velocity for mass velocity and air inlet relative humidity of evaporator.

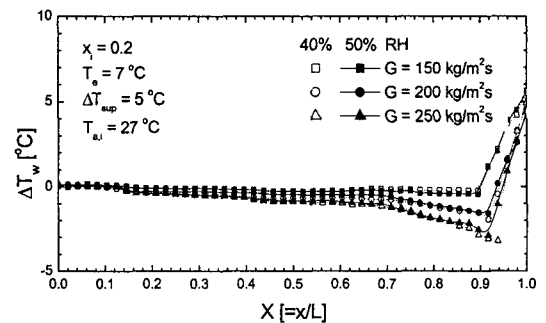


Fig. 7 Distribution of relative length subjected to changer of refrigerant mass flux of evaporator for superheat 5°C.

다. 따라서 동일한 증발기 출구의 과열도 5°C 조건에서 상대습도 50%의 경우 온도차이는 상대습도 40%보다 평균 0.54°C 높게 나타났다.

3.2.2 증발열전달계수 ($\Delta T_{sup}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 8은 평균 건도 0.6에서 냉매의 질량유속과 상대습도의 변화에 따른 증발열전달계수를 보여 주고 있다. 관외경 9.52 mm의 미세회관에 대한 증발열전달계수는 평활관(smooth tube)에서 제안한 상관관계식^(14,15,16)으로 계산한 후 Schlager et al.⁽¹⁷⁾이 제안한 미세회관의 열전달 향상인자 EF 을 곱하여 산출하였다. 그림에서 동일한 냉매의 질량유속과 공기의 상대습도 조건에서 증발열전달계수는 상이한 경향을 보였다.

상대습도 50% 기준에서 Gungor and Winter-ton⁽¹⁴⁾의 증발열전달계수는 Chen⁽¹⁵⁾과 Kandlikar⁽¹⁶⁾보다 각각 평균 2.7, 4.7% 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 증가할수록 각 증발열전달계수의 차이는 감소하였다. 또한, 동일한 증발기 출구의 과열도 5°C 조건에서 증발열전달계수는 상대습도 50%일 경우 40%보다 높게 나타났다. 이는 상대습도의 증가로 인한 공기측 열전달계수의 상승 때문에 관내의 2상유동영역 길이가 감소하여 공기의 열유속이 증가한 것에 기인한다. 그러나 상대습도 10% 증가에 따른 증발열전달계수의 향상폭은 0.36%로써 출구 과열도를 5°C로 고정할 경우 상대습도의 미소변화(10%)에 따른 증발열전달계수의 영향은 작았다.

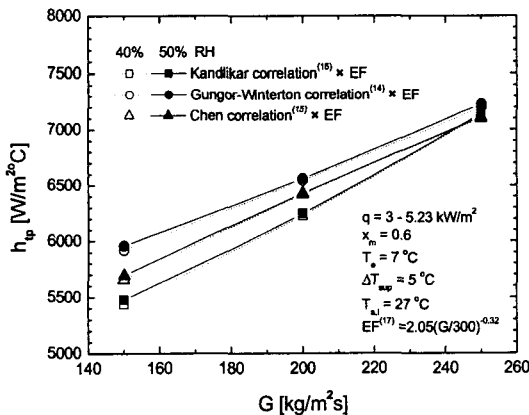


Fig. 8 Comparison of the heat transfer coefficients subjected to change of evaporation heat transfer correlations.

3.2.3 공기측 열전달계수 ($\Delta T_{sup}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 9는 Fig. 7의 실험결과를 만족하는 공기유속의 측정으로부터 Kim and Lee⁽¹⁰⁾의 산출방법으로 회를 습표면(2상유동영역)과 건표면(과열증기영역)으로 구분하여 공기측 열전달계수를 구한 것이다. 공기유속이 증가하면 모든 유동영역(2상 및 단상유동)에서 공기측 열전달계수는 선형적으로 증가하였으며, 습표면의 공기측 열전달계수는 건표면보다 크게 나타났다. 즉, 공기의 상대습도 50%, 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 습표면과 건표면의 공기측 열전달계수는 40%보다 각각 평균 10.5, 9% 작게 나타났다. 이는 상대습도 50%에서 증발기의 출구 과열도 5°C 조건을 만족하기 위한 공기유속이 40%보다 8.7% 작기 때문이다. 그러나 상대습도에 따른 각 유동영역별 공기측 열전달계수의 변화 경향은 유사하였다.

3.2.4 공기측 압력강하 ($\Delta T_{sup}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 10은 증발기 출구의 과열도 5°C 조건에서 공기측 압력강하 ΔP_a 를 측정하고 회칼라 두께를 포함한 관외경 기준의 레이놀즈수로부터 Fanning 마찰계수 f - factor 값을 산출한 결과이다.

일반적으로 동일한 공기유속과 냉매의 질량유속 조건에서 공기의 상대습도가 클수록 공기측 압력강하와 증발기 출구의 과열도는 상승하나 본 연구와 같이 각 냉매의 질량유속에 따라 증발기 출구의 과열도를 5°C로 고정할 경우 상대습도가

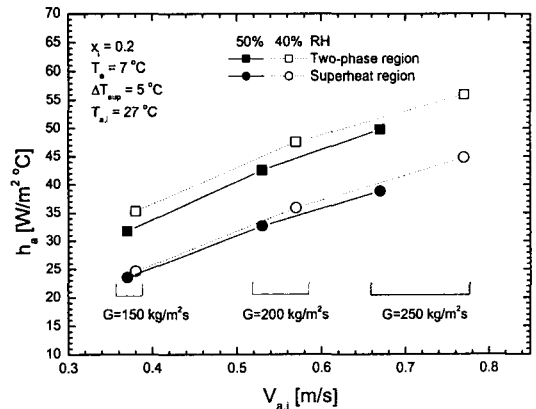


Fig. 9 Sensitivity of the air-side heat transfer coefficients subjected to heat transfer regions of evaporator.

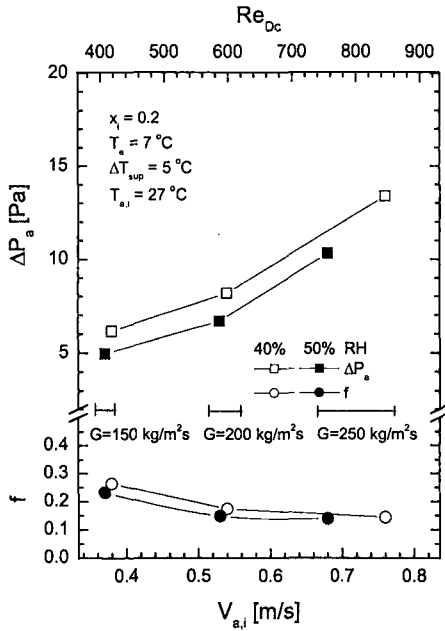


Fig. 10 Air-side heat transfer coefficient and f -factor against air face velocity of evaporator.

증가할수록 필요한 공기유속은 작아진다. 따라서 상대습도 50%에서 공기측 압력강하와 f -factor 값은 40%보다 각각 평균 20.8, 10.5% 작았으며, f -factor 값은 공기유속이 작을수록 공기의 상대습도 영향이 큰 것을 나타냈다.

3.2.5 냉매측 압력강하 ($\Delta T_{sup} = 5^\circ\text{C}$)

Fig. 11은 증발기 출구의 과열도 5°C 조건에서 냉매측 압력강하 ΔP_r 의 측정결과와 2상유동 마찰계수 f_{tp} 의 산출결과이다. 냉매측 압력강하는 냉매의 질량유속이 클수록(증기속도 증가) 레이놀즈수에 큰 영향(마찰계수 변화)을 주어 단조 증가하였다. 상대습도 50%에서 냉매측 압력강하와 2상유동 마찰계수는 40%보다 각각 평균 8.3, 5.8% 작게 나타났다. 앞서 언급하였듯이 공기의 상대습도가 증가하면 증발기 표면과 습공기 사이의 물질전달의 향상으로 잠열 열전달량이 증가하여 냉매의 질량유속을 증가시켜야만 증발기 출구의 과열도 조건을 만족시킬 수 있다.

증가된 냉매의 질량유속은 냉매측 압력강하를 증가시키고 증발온도의 강하로 이어져 현열 열전

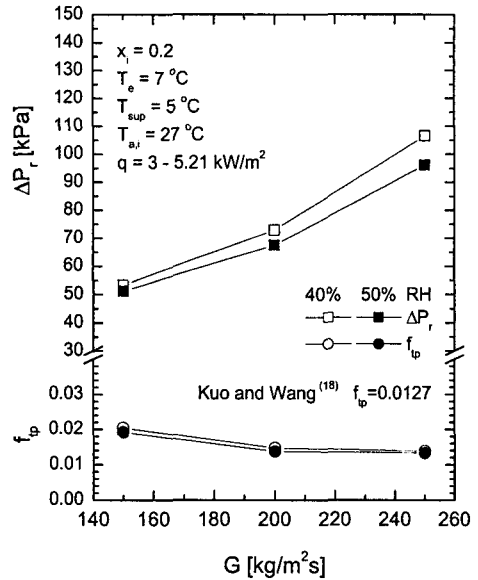


Fig. 11 Refrigerant pressure drop and friction factor at various mass flux of evaporator.

달량을 변화시킨다. 그러나 본 연구와 같이 실험 조건으로 냉매의 질량유속과 출구의 과열도 조건을 고정시키고 상대습도를 증가시킬 경우 상대습도 50%의 필요 공기유속은 40%보다 감소하게 된다. 공기유속의 감소는 2상유동영역 길이를 변화시켜 상대습도의 미소변화(10%)에 따라 냉매측 압력강하는 다르게 나타나는 것이다.

공기의 상대습도에 따른 2상유동 마찰계수는 직관부(수평관)와 곡관부(U-bend)의 가속, 마찰 및 중력의 압력강하를 모두 포함한 실험결과를 기준으로 산출한 것이므로 본 연구와 동일한 미세회관의 직관부에서 산출한 Kuo and Wang (18)의 2상유동 마찰계수보다 상대습도 40%와 50%에서 각각 28, 21% 크게 나타났다. 이는 공기의 상대습도에 따른 열유속과 2상유동영역 길이 변화가 1차적인 원인이며, Kim and Lee (19)이 동관의 확관과정으로 인한 미세회관의 형상변화, U-bend 연결부(용접부)의 영향, 낮은 냉매의 질량유속에서 중력의 영향과 예측 상관관계식의 적용형상 및 실험조건의 차이가 압력강하(2상유동 마찰계수) 예측과 실험결과와의 차이를 증대시킨다는 결과로 설명할 수 있다. 그러나 냉매의 질량유속 변

화에 따른 2상유동 마찰계수의 특성경향은 Kuo and Wang⁽¹⁸⁾의 결과와 일치하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 R22를 작동유체로 적용하여 증발기 성능에 큰 영향을 미치는 공기의 상대습도 범위(40, 50%)에서 공기유속(0.38~1.6 m/s), 냉매의 질량유속(150~250 kg/m²s) 및 출구의 과열도 5°C 조건 변화에 따른 공기측과 냉매측의 압력강하 특성실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기 출구의 과열도를 5°C로 고정하지 않은 경우 냉매의 2상유동과 단상유동의 상대길이는 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 공기의 상대습도의 미소변화(10%)에 큰 영향을 받았으며, 환과 동관의 열전도에 의한 온도구배 현상은 감소하였다. 또한, 공기측 압력강하는 공기의 상대습도 미소변화보다는 냉매의 질량유속과 공기유속 변화에 큰 영향을 받았다.

(2) 증발기 출구의 과열도를 5°C로 고정한 경우 공기의 상대습도 50%에서 냉매의 증발 열전달계수는 40%보다 평균 0.36% 높아 상대습도의 미소변화(10%)의 영향이 작았다. 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기의 상대습도 50% 경우 습표면(2상유동영역)과 건표면(과열증기영역)의 공기측 열전달계수는 40%보다 각각 평균 10.5, 9% 작게 나타났다. 이는 상대습도 50%에서 증발기의 출구 과열도 5°C 조건을 유지하기 위한 공기유속이 40%보다 8.7% 작기 때문이다.

(3) 증발기 출구의 과열도를 5°C로 고정한 경우 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s, 공기의 상대습도 50%에서 공기측 압력강하와 f -factor 값은 40%보다 각각 평균 20.8, 10.5% 작았으며, f -factor 값은 공기유속이 작을수록 공기의 상대습도 영향이 크게 나타났다. 또한, 냉매측 압력강하와 2상유동 마찰계수는 40%보다 각각 평균 8.3, 5.8% 작게 나타났다.

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. McQuiston, F. C., 1978, Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Transactions, Vol. 84, pp. 294-308.
3. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1993, Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 14, pp. 391-400.
4. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, Correlation for predicting the air side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils, Experimental heat transfer, Vol. 7, pp. 143-162.
5. Fu, W. L., Wang, C. C. and Chang, C. T., 1995, Effect of anti-corrosion coating on the thermal characteristics of a louvered finned heat exchanger under dehumidifying condition, Advances in Enhanced Heat/Mass Transfer and Energy Efficiency, ASHE HTD-Vol. 320/PID-Vol. 1, pp. 75-81.
6. 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.
7. 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.
8. Liang, S. Y., Liu, M., Wong, T. N. and Nathan, G. K., 1999, Analytical study of evaporator coil in humid environment, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 1129-1145.
9. Wu, X. M. and Webb, R. L., 2002, Thermal and hydraulic analysis of brazed aluminum evaporator, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1369-1390.
10. Kim, C. D. and Lee, J., 2003, Evaluation of air-side heat transfer and friction characteristics on design conditions of evaporator, Korean Journal of Air-Conditioning and Re-

- frigeration Engineering, Vol. 15, No. 12, pp. 1007-1017.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
 12. Kim, C. D., Jeon, C. D. and Lee, J., 2003, Effects of the temperature glide and superheat of R407C on the performance of evaporator, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 852-859.
 13. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
 14. 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.
 15. 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.
 16. 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.
 17. 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.
 18. Kuo, C. C. and Wang, C. C., 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro/smooth tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 2259-2269.
 19. Kim, C. D., Park, I. H. and Lee, J., 2004, Prediction and experiment of pressure drop of R22, R407C and R410A on design conditions of condenser, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 42-53.