

수평 평활관내 R245fa의 흐름 응축 열전달 특성

박 현 신, 박 기 정, 정 동 수^{*†}

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Flow Condensation Heat Transfer Characteristic of R245fa in a Horizontal Plain Tube

Hyun-Shin Park, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung^{*†}

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received August 22, 2007; revision received November 23, 2007)

ABSTRACT: Flow condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R123 and R245fa are measured in a horizontal plain tube. The main test section in the experimental flow loop is made of a plain copper tube of 9.52 mm outside diameter and 530 mm length. The refrigerant is cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Tests are performed at a fixed saturation temperature of 50 ± 0.2 °C with mass fluxes of 50, 100, 150 kg/m²s and heat flux of 7.3~7.7 kW/m². Heat transfer data are obtained in the vapor quality range of 10~90%. Test results show that the flow condensation HTCs of R245fa are overall 7.9% higher than those of R123 at all mass fluxes. The pressure drop of R245fa is smaller than that of R123 at the same heat flux. In conclusion, R245fa is a good candidate to replace ozone depleting R123 currently used in chillers from the view point heat transfer and environmental properties.

Key words: Heat transfer coefficients(HTCs, 열전달계수), Flow condensation(흐름 응축), R245fa (냉매245fa), R123(냉매123), Chiller(칠러), Condenser(응축기)

기 호 설 명

A	: 열전달 면적 [m ²]	\dot{m}	: 질량 유량 [kg/s]
B_o	: Boiling 수	P	: 압력 [kPa]
C_p	: 정압비열 [kJ/kgK]	Pr	: Prandtl 수
D	: 지름 [m]	Q	: 열량 [W]
G	: 질량 유속 [kg/m ² s]	Re	: Reynolds 수
h	: 열전달계수 [W/m ² K]	T	: 온도 [K or °C]
h_{fg}	: 응축잠열 [kJ/kg]	x	: 건도
k	: 열전도도 [mW/mK]	X_{tt}	: Martinelli 파라미터

그리스 문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

μ : 점성계수 [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$]

ρ	: 밀도 [kg/m^3]
σ	: 표면 장력 [N/m]
Φ	: 액체 물성치 조합

하첨자

<i>cal</i>	: 계산치
<i>exp</i>	: 실험치
<i>f</i>	: 포화액
<i>g</i>	: 포화증기
<i>in</i>	: 관내
<i>out</i>	: 관외
<i>r</i>	: 냉매
<i>w</i>	: 물
<i>wall</i>	: 벽면

1. 서 론

지난 반세기동안 냉동/공조기의 작동유체로 널리 사용되어 오던 염화불화탄소(CFC)는 1974년 Molina and Rowland⁽¹⁾에 의해 성층권 내의 오존층을 붕괴시키는 것으로 밝혀졌다. 그 후 오존층 붕괴는 인류의 건강을 위협하며 생태계를 파괴하는 것으로 알려져 심각한 국제 문제로 대두되었고 1987년에는 몬트리올 의정서가 제안되어 이 물질들에 대한 국제적 규제가 시작되었고 점차로 규제 내용이 강화되고 있다.⁽²⁾ 이에 CFC를 대체하기 위해 몇몇 수소화염화불화탄소(HCFC)와 수소불화탄소(HFC)가 개발되었지만 HCFC 역시 오존층을 파괴하는 염소를 포함하고 있어 장기적 대체냉매로서는 부적절하다. 따라서 장기적 관점에서 냉동/공조기의 작동유체로는 HFC 및 자연 냉매가 채택될 것으로 보인다. 또한 기후 변화와 관련된 1997년의 교토 의정서는 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각시켰고 몇몇 불화탄소들이 온난화에 영향을 미치므로 이것들을 규제 가스 목록에 넣어 이것들의 사용을 규제하는 방안을 제안하였다.⁽³⁾ 이런 상황 하에서 여러 가지 국제적 환경규제에 효과적으로 대응하며 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 온난화를 완화시킬 수 있는 냉매를 개발하는 것이 시급히 필요하다.^(4,5)

경제가 발전되고 삶의 질이 향상되면서 많은 사람들이 쾌적한 실내 환경을 요구하게 되었고

그 결과 이제 대규모 상업용 빌딩에서는 여름철에 중앙 집중식 냉방이 이루어지고 있다. 소형 빌딩과는 달리 대형 빌딩의 공기조화에는 대개 터보 냉동기로 알려진 원심식 대형 공조기(칠러)가 많이 사용되고 있다. 국내에서는 흡수식 냉방에 의한 건물 공조가 많이 이루어지고 있으나 근본적으로 흡수식은 원심식 압축기를 이용하는 방식에 비해 시스템의 열효율이 낮아 지구온난화에 미치는 간접적인 영향이 크기 때문에 지구온난화 완화에 근본적으로 도움이 되지 못한다.

과거에는 원심식 터보 냉동기에 CFC11이 사용되었으나 오존층 붕괴 문제가 대두된 이후 HCFC123과 HFC134a 시스템이 개발되어 현재 상용화되고 있다. HCFC인 R123을 사용하는 시스템은 일단 에너지 효율이 높고 기존의 CFC11 시스템과 작동 압력이 비슷하다는 장점이 있어 근 10여 년 동안 많이 사용되었다. 그러나 근본적으로 R123은 오존층 붕괴를 일으키는 HCFC이므로 환경 보호 측면에서 장기적 대체물이 될 수 없다. 반면에 R134a의 경우 작동 압력이 R123이나 R11보다 월등히 높아 시스템을 작게 만들 수 있다는 장점이 있지만 동시에 기존에 사용하던 장비와 제조 공정 등을 모두 바꾸어야 하고 또 에너지 효율도 R123 시스템보다 낮으며 직간접 지구온난화 효과가 상대적으로 높다는 단점을 가지고 있다. 이런 이유로 인해 가능하면 작동 압력이 R123과 비슷하면서 지구온난화지수(GWP)도 낮고 에너지 효율도 높은 환경 친화적인 냉매를 사용하는 원심식 공조기 시스템의 개발이 필요하다.

이런 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 Honeywell사는 R123을 대체할 수 있는 저압용 냉매로 R245fa를 개발하였다. R245fa는 R134a와 비교할 때 오존층 파괴지수(ODP)는 0.0으로 같지만 지구온난화지수는 약 30% 정도 낮으며 대기 중 수명도 약 50% 정도 짧아서 환경적인 측면에서 R123과 R134a의 대체 냉매로 유력하다.⁽⁶⁾ 이러한 우수성 때문에 일본의 원심식 냉동기 제조업체인 Ebara 사에서는 R245fa를 적용한 터보 냉동기를 이미 개발하여 판매 중에 있고⁽⁷⁾ 미국에서도 몇몇 회사들이 제품 개발에 힘쓰고 있다. 그러나 신냉매 적용 기술의 경우 국내 기업들은 외국의 선진 기업들에 비해 기술적인 부분이 미흡하고 또 냉동기 관련 공개적인 실험 데이터 역시 부족한 형편이다.

R245fa를 대체 냉매로 사용하기 위한 연구는 1995년부터 꾸준히 이루어지고 있다. Johnson⁽⁸⁾은 발포제의 대체물질로 R245fa를 제시하면서 이 물질이 오존파괴지수가 0이고 에너지 절약 차원에도 큰 효과가 있음을 밝혔다. 또한 원심식 칠러의 R11이나 R123을 대체하기 위한 R245fa의 열안정성에 대한 연구도 진행되었다.⁽⁹⁾

R245fa를 적용한 원심식 냉동기를 개발하기 위해서는 응축기의 최적설계를 위한 기초 자료라 할 수 있는 흐름 응축 열전달 특성에 대한 연구가 필요하다. 그러나 지금까지 수행된 흐름 응축 열전달에 대한 연구를 종합해 보면 연구자들이 대부분 R11, R12, R22, R134a 등의 작동 유체를 독립적으로 사용하여 열전달 성능을 평가하였음을 알 수 있다. Kwon et al.⁽¹⁰⁾은 R11과 R123을 이용해 흐름 응축 열전달계수를 측정하고 데이터를 이용해 새로운 상관식을 제시하였다. Jung et al.⁽¹¹⁾은 R12, R22 등을 포함하여 다양한 증기압을 가지는 순수 냉매의 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다. 최근에 Lim⁽¹²⁾은 평관에서 R134a, R123, R134a/R123 혼합냉매에 대한 유동양식과 압력강하를 측정하였다.

위의 문헌 조사에서 알 수 있듯이 R245fa에 대한 흐름 응축 열전달계수는 지금까지 전혀 공개적으로 알려지지 않았다. 따라서 관련 업체들이 R245fa를 적용하는 친환경 고효율 원심식 칠러의 응축기를 적합하게 설계하기 위해서는 R245fa에 대한 흐름 응축 열전달계수가 필요하다. 이에 본 연구에서는 외경 9.52mm인 수평 평활관을 이용하여 R123과 R245fa의 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하여 산업 현장에서 필요한 실험 데이터를 제공하고자 한다. 또한 기존에 개발된 열전달계수를 예측한 상관식과 실험 결과를 비교, 검토하여 적용가능성을 살펴보고자 한다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 본 연구에서는 2차 유체 냉각 방식을 이용하는 실험 장치를 사용하였다. 장치 자체는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성되었다.

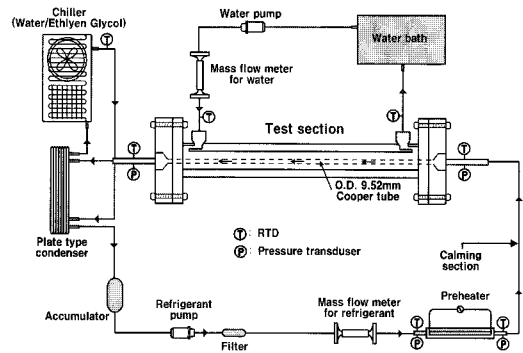


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

주시험부는 이중관 열교환기 형태로 구성하였다. 내관은 외경 9.52mm 동관, 외관은 나일론 플라스틱으로 제작하여 내관 상하좌우에 2mm의 간격을 갖게 하였다. 또한 주시험부 양면의 플랜지 역시 동일한 플라스틱으로 제작하여 열손실을 최소화하였다. 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 물을 흐르게 하여 대향류로 열을 교환하게 하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제로 열이 교환되는 주시험부의 길이는 530mm이며 냉매의 입구에서 105mm 간격으로 네 부분에 열 에폭시를 사용하여 내관의 상하좌우 외부 표면에 각각 4개씩 16개의 T-type 열전대를 접촉시켜 내관의 벽면온도를 직접적으로 측정하였다.

물 순환부에는 주시험부에 들어가는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8kW급 항온조를 사용하였고 물의 유량을 측정하기 위해 코리올리스 효과를 이용한 정밀 질량 유량계를 설치하였다. 물-에틸렌글리콜 순환부는 7.5 냉동톤급 R22 칠러를 통해 정밀하게 온도를 제어하여 주시험부에서 나온 2상 상태의 냉매가 과냉되도록 하였다.

예열기는 외경 15.88mm, 길이 8,000mm의 동관 안에 직경 8mm의 씨즈 히터를 넣어 제작하여 최대 9kW를 공급할 수 있도록 만들었고 가변 전원 공급 장치를 사용하여 예열기에 공급하는 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 약 2,000mm 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태에서 흐르면서 완전 발달되어 평형 상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 하였다.

냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 ± 0.01 °C인 RTD(ASL사 F250) 정밀 온도계를 사용하였고 압력은 PX800-500GV(OMEGA사) 정밀

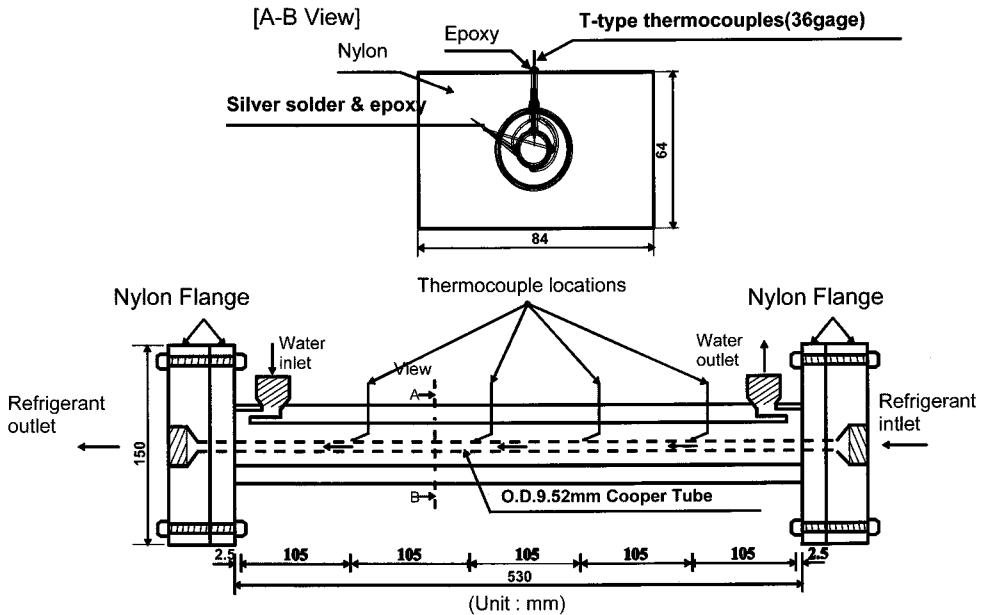


Fig. 2 Details of test section.

압력계로 측정하였으며 시험부 양단의 차압을 측정하기 위해 PX821-030DV(OMEGA사) 정밀 차압계를 사용하였다. 질량 유량계로는 성질이 다른 여러 종류의 물질을 냉매로 사용하는 것을 고려해서 작동 유체의 성질과 상관없이 순환량을 측정할 수 있는, 코리올리스 효과를 이용한 고정밀도의($\pm 0.2\%$)인 질량 유량계를 사용하였다. 끝으로 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 데이터 수록 장치(Hewlett Packard사 HP3852A)에서 수집하였다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R123과 R245fa 냉매를 작동유체로 사용하고 응축온도를 50 ± 0.2 °C로 고정하고 질량 유속은 50, 100, 150 kg/m²s로 변화시키며 평균 열유속은 7.3~7.7 kW/m²로 고정한 채 데이터를 취하였다.

실험을 하기에 앞서 먼저 진공 펌프를 이용하여 실험 장치를 절대 진공(2kPa)에 가깝게 만든 후 냉매를 주입하였다. 냉매 유량, 예열기의 열량, 환상 공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량, 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 정상 상태의 조건에 이르면 온도, 압력, 유량 등

을 데이터 수록 장치에서 약 20분간 측정하였다.

참고로 Table 1은 본 연구에서 사용한 R123과 R245fa 냉매들의 불성치를 REFPROP 7.1⁽¹³⁾에 의해 계산한 결과를 보여 준다.

Table 1에서 확인할 수 있듯이 R123과 R245fa는 저압용 냉매로서 R22같은 고압 냉매에 비해 액체/기체의 밀도비가 5.3~8.5배 정도 낮다. 밀도비가 작다는 것은 이상 상태에서 액체상에 비해 기체상의 질량이 적게 존재한다는 것을 의미한다. 따라서 고건도 영역에서는 액체상의 질량이 기체상의 질량에 비해 매우 작기 때문에 시스템 전체의 질량이 매우 작아지게 된다. 이는 동일한 흐름 응축 실험 조건을 유지하기 위해서 보다 큰 체적공간을 확보해야 함을 뜻한다. 본 연구에서는 실험 조건을 만족시키기 위해 시스템 내의 냉매 충전량을 줄임으로 압력 및 체적공간을 확보하였다. 그러나 냉매 충전량을 너무 많이 줄이게 되면 실험 측정에 필요한 질량 유속을 확보하는데 큰 어려움이 있다. 이런 어려운 점 때문에 비교적 낮은 질량 유속과 높은 포화온도에서 실험을 수행하였다. 이와 같은 문제점들을 해결하기 위해서 시스템 설계 및 냉매 특성에 대한 연구가 앞으로도 계속 진행되어야 할 것이다.

Table 1 Thermophysical properties of tested refrigerants at 50°C

	P (kPa)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	ρ_g/ρ_f	h_{fg} (kJ/kg)	C_{Pf} (kJ/kgK)	k_f (mW/mK)	μ_f (μPa·s)	σ (N/m)	Φ
R123	212	1398	13.0	0.00932	160.44	1.052	69.79	315.88	0.01228	1.30
R245fa	345	1268	19.1	0.01508	175.27	1.399	82.40	298.60	0.01086	1.65

2.3 실험 자료의 처리 및 불확실성

먼저 실험 장치 계측의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상유동에서 냉매가 잃은 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 비교하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 이 두 열량은 ±5% 이내에서 서로 잘 일치하였다. 이로써 시스템의 단열이 잘 이루어졌고 계측 장치가 정확하다는 것을 알 수 있었다. 이런 좋은 결과를 얻기 위해 정밀 항온조를 사용하여 각 부분의 열전달들을 정밀하게 보정하였다.

예열기가 냉매에 공급한 열량은 전력계로 측정하고, 예열기 입구에서 냉매의 엔탈피는 그 부분의 온도와 압력을 측정함으로써 결정할 수 있다. 또한 에너지 보존 법칙을 이용하여 예열기 출구에서 냉매의 엔탈피를 구할 수 있다. 이렇게 구한 엔탈피와 실제로 측정된 압력을 이용하여 상태방정식을 적용하면 예열기 출구 즉, 주시험부 입구의 건도를 구할 수 있다. 한편 주시험부에서의 건도 변화도 위와 동일한 방법으로 구할 수 있다. 냉매 측의 열전달계수를 구하기 위해서는 벽면의 온도와 냉매의 온도 그리고 냉매가 얻은

열량 등을 알아야 하며 벽면의 온도는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 네 부분에 열전달을 사용하여 직접 측정하였다. 냉매의 온도는 냉매 측 입출구의 온도를 이용하여 역시 열전달을 부착한 네 부분에서 선형 보간에 의해서 구하였다. 압력강하로 인한 냉매의 온도 강하가 최대 0.2~0.3 °C 정도이므로 선형 보간에 의한 오차는 그리 크지 않다. 여기서는 냉매가 얻은 열량이 물이 잃은 열량과 같다고 가정하고 16개의 열전달이 잃은 온도를 평균하여 벽면의 온도를 구하였다. 그 뒤 시험부 입구와 출구의 냉매 온도를 평균하여 냉매의 온도를 구하여 식(1), 식(2)와 같이 열전달 계수를 구하였다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_r - T_{wall})A} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

측정에 따른 실험 데이터의 불확실성은 Kline and McClintock⁽¹⁴⁾이 제안한 오차 파급 방법을 이용하여 예측하였으며 결과를 Table 2에 나타내었다. 열전달계수의 측정에 따른 실험 데이터의 불확실성은 약 2.1~3.8% 정도로 나타났다.

Table 2 Parameters and uncertainties

Parameter	Uncertainty
T_RTD(°C)	±0.01 °C
T_Thermocouple(°C)	±0.1 °C
Pressure(kPa)	±3.4kPa
Pressure drop(kPa)	±0.2kPa
\dot{m} (kg/s)	±0.2%
Heat flux(kW/m ²)	1.4~1.5%
Heat transfer coefficient(kW/m ² K)	2.1~3.8%

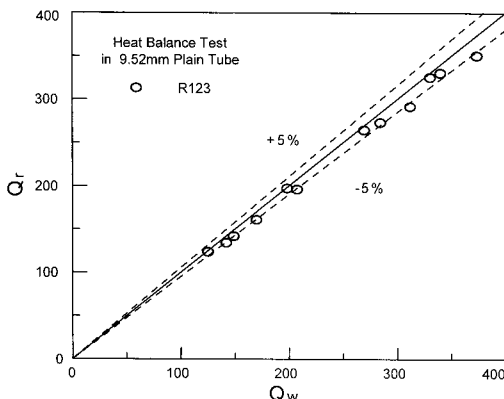


Fig. 3 Heat balance for single-phase liquid flow.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 R123과 R245fa를 냉매로 사용하여 $50 \pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 응축온도에서 질량유속 각각 50, 100, 150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 변화시켜가며 건도변화에 따른 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하였다.

3.1 질량 유속 변화에 따른 여러 냉매의 흐름 응축 열전달계수 비교

Fig. 4~Fig. 6은 각각 질량 유속 50, 100, 150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 건도 변화에 따른 R123과 R245fa의 흐름 응축 열전달계수를 보여 준다. 또한 기존에 많이 이용되어 온 R22와 R134a의 흐름 응축 열전달계수와 비교하기 위해 최근 Kim et al.⁽¹⁵⁾이 제시한 상관식에 의해 예측된 값을 함께 제시하였다. Kim et al.⁽¹⁵⁾의 흐름 응축 상관식은 여러 상관식 중 Dobson and Chato⁽¹⁶⁾가 제시한 상관식을 수정하여 도출되었고 저압냉매인 R123, 중압냉매인 R142b, R12, R134a, 고압냉매인 R22, R125, R32 등 다양한 종류의 증기압을 가지는 냉매의 데이터를 이용하여 가장 최근에 개발된 식으로 일반적인 냉매의 흐름 응축 열전달계수를 잘 예측하는 것으로 알려져 있다.

질량 유속이 50 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 R245fa의 열전달계수는 R123보다 높게 나타났고 예측식에 의해 계산된 R22와 R134a의 열전달계수보다도 높은 것으로 나타났다. 또 질량 유속이 100 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때에도 R245fa의 열전달계수는 R123보다 높게 나타났고 R22와 R134a와는 비슷한 것으로 나타났다. 이런 추세는 질량 유속이 150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때에도 비슷하게 나타났다. 이 결과들을 종합해 보면 R245fa의 흐름 응축 열전달계수는 기존 냉매인 R123보다 높고 R22와 R134a와 비교해서는 비슷하거나 높은 것으로 나타났다. 또한 모든 냉매에 대해 건도와 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 전형적인 결과가 나타났다.

지금까지 문헌에 나와 있는 흐름 응축 열전달 상관식은 대개 단상 유동 열전달에 보편적으로 쓰이는 Dittus-Boelter 방정식을 수정하고 이상 유동을 고려하기 위해 Martinelli 파라미터 X_{tt} 를 도입하는 형태가 가장 일반적으로 수용되어 왔다. Kim et al.⁽¹⁵⁾의 흐름 응축 상관식 역시 같은

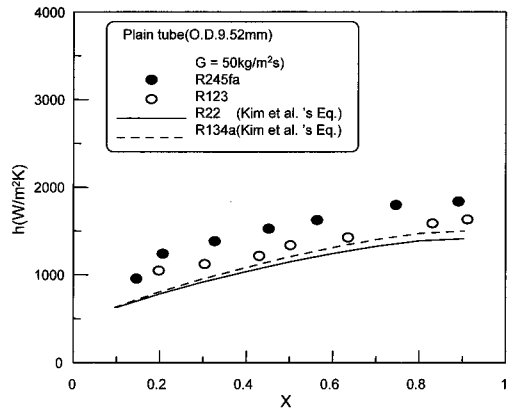


Fig. 4 HTC's of R123, R245fa, R22, R134a at 50 $\text{kg/m}^2\text{s}$ in a horizontal plain tube.

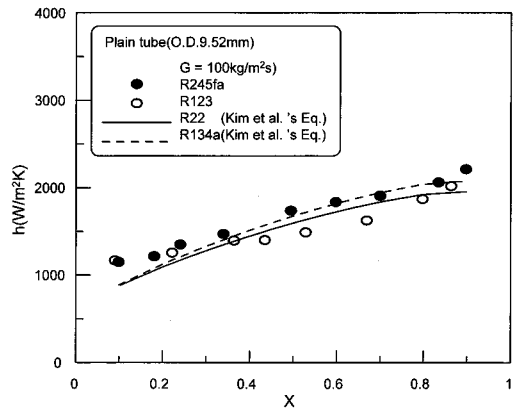


Fig. 5 HTC's of R123, R245fa, R22, R134a at 100 $\text{kg/m}^2\text{s}$ in a horizontal plain tube.

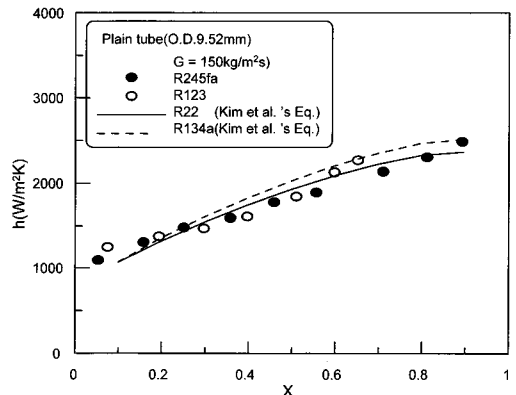


Fig. 6 HTC's of R123, R245fa, R22, R134a at 150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ in a horizontal plain tube.

종류의 수정된 식이라 할 수 있다. 식(3)은 Kim et al.⁽¹⁵⁾이 제시한 상관식이다. 식(3)에서 확인할 수 있듯이 액체와 기체의 밀도비와 점도비의 무차원수인 X_{tt} 가 작을수록 열전달계수는 크게 예측될 것으로 사료된다.

$$h = 22.42h_f \left(1 + \frac{2}{X_{tt}}\right)^{0.81} B_o^{-0.33} \left(\frac{k_f}{D}\right) \quad (3)$$

여기서,

$$h_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.1}$$

$$B_o = \frac{Q}{h_{fg} GA}$$

또한 흐름 응축 열전달계수는 Dittus-Boelter 방정식의 액체 물성치 조합인 $\Phi = (C_{Pf}/\mu_f)^{0.4} k_f^{0.6}$ 에 비례한다.⁽¹⁷⁾ Table 1에서 확인할 수 있듯이 R123과 R245fa의 액체 물성치 조합인 Φ 를 비교해 보면 각각 1.30, 1.65로 R245fa의 결과는 R123에 비해 26.9% 정도 높게 계산됨을 알 수 있다. 따라서 R245fa의 흐름 응축 열전달계수가 R123에 비해 높을 것으로 예측된다. 실제로 측정된 결과를 보면 질량 유속이 50, 100 kg/m²s일 때 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 각각 17.2%, 9.5% 정도 높게 나타났고, 질량 유속이 150 kg/m²s일 때는 비슷하게 나타났다. 결과를 종합해 보면 전체적으로 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 평균적으로 7.9% 정도 높게 측정되었다.

위의 결과들을 종합해 보면 R123의 대체냉매로 부각되고 있는 R245fa가 열역학적 물성치와

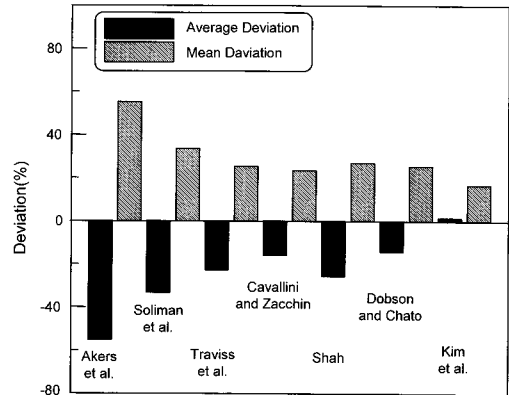


Fig. 7 Deviation of various correlations against the present data.

수송 물성치에 따라 R123보다 높은 흐름 응축 열전달계수를 가지는 것으로 나타났다. 또한 질량 유속이 작아질수록 R123에 비해 R245fa가 더 높은 열전달 향상을 나타내므로, 대체냉매로서의 효율을 극대화시키기 위해 이와 같은 점을 시스템 설계 시 고려하여야 할 것이다. 따라서 R245fa는 열전달 특성 면에서 장기적인 R123의 대체냉매로 고려될 수 있을 것이다.

3.2 타 연구자들의 흐름 응축 상관식과 실험 데이터 비교

Table 3과 Fig. 7은 본 실험에서 얻은 평균 데이터를 현재까지 가장 널리 알려진 Akers et al.⁽¹⁸⁾, Soliman et al.⁽¹⁹⁾, Traviss et al.⁽²⁰⁾, Cavallini and Zecchin⁽²¹⁾, Shah⁽²²⁾, Dobson and Chato⁽¹⁶⁾, Kim et al.⁽¹⁵⁾ 등의 상관식과 비교한 결과를 보여 준다. 비교적 가장 오래된 상관식인 Akers et al.⁽¹⁸⁾ 상관식을 제외하고 다른 모든 상관식은 절대오차(Mean

Table 3 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers et al.		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini and Zecchin		Shah		Dobson and Chato		Kim et al.	
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean
R123	-54.1	54.1	-33.4	33.4	-19.9	22.0	-13.8	21.2	-24.0	24.3	-11.4	23.0	6.3	16.8
R245fa	-56.3	56.3	-33.2	33.3	-25.6	28.5	-18.1	25.4	-27.4	29.4	-17.3	27.5	-3.3	16.1
All	-55.2	55.2	-33.3	33.4	-22.8	25.3	-16.0	25.3	-25.7	26.9	-14.4	25.3	1.5	16.5

$$Average\ deviation = \frac{1}{n} \sum_1^n \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

$$Mean\ deviation = \frac{1}{n} \sum_1^n ABS \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

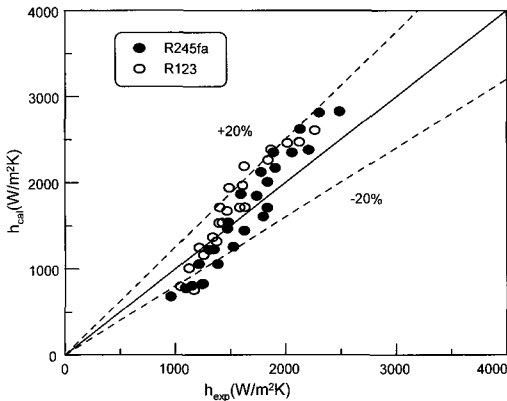


Fig. 8 Comparison of HTC with Kim et al.⁽¹⁵⁾'s correlation.

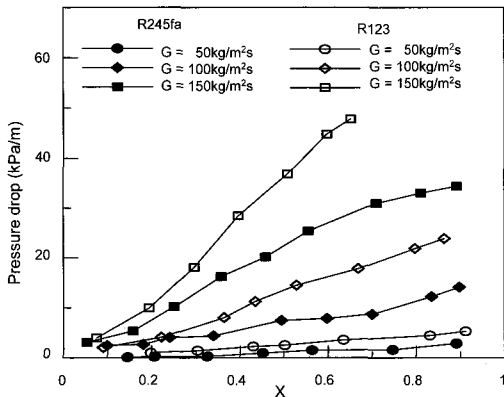


Fig. 9 Pressure drop of R123 and R245fa in a horizontal plain tube.

deviation) 30% 내외로 실험치를 무난하게 예측 하였으며 특히 이 중에서 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식은 상대오차 1.5%, 절대 오차 17%로 실험치를 가장 잘 예측하였다. 실제로 흐름 응축 열전달의 복잡한 메커니즘을 고려하면 20~30%의 오차는 널리 용인되는 수준의 값이다. Fig. 8은 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식의 예측 값과 실험 값을 비교해서 보여 준다. 이 결과는 기존에 사용되던 R12, R22, R32, R125, R134a, R142b 등과 같이 다양한 증기압을 가진 냉매들의 데이터를 근간으로 개발된 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식이 새 냉매인 R245fa의 흐름 응축 열전달계수 역시 17%의 오차 내에서 무난히 예측함을 보여 주며 따라서 R245fa를 적용한 응축기 설계에도 이용될 수 있음을 보여 준다.

3.3 질량 유속 변화에 따른 R123, R245fa의 압력 강하 비교

Fig. 9는 본 실험에서 측정한 압력강하를 50, 100, 150 kg/m²s의 질량 유속에 대하여 건도의 함수로 보여 준다. Fig. 9에서 확인할 수 있듯이 R123과 R245fa 두 냉매의 압력강하는 건도와 질량 유속이 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 일반적으로 여러 작동 유체의 압력강하를 비교할 때 증기압이 낮은 유체일수록 압력강하가 큰 경향을 보이는데 이번의 실험 결과 역시 증기압이 낮은 R123의 압력 강하가 R245fa보다 큼을 잘 보여 준다.

4. 결 론

본 연구에서는 R123과 R245fa 냉매를 작동 유체로 사용하여 50±0.2 °C의 응축온도에서 질량 유속을 50, 100, 150 kg/m²s로 변화시키며 건도 변화에 따른 흐름 응축 열전달계수와 압력강하를 측정하였고 실험 데이터를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 질량 유속에서 R245fa의 흐름 응축 열전달계수는 R123보다 7.9% 정도 높은 것으로 나타났다.

(2) 기존 상관식은 대부분 30% 오차 범위 안에서 R245fa 데이터를 예측하였고 특히 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식은 절대오차 17% 안에서 실험치를 가장 잘 예측하였다.

(3) R123과 R245fa의 압력강하는 건도와 질량 유속이 증가할수록 증가하는 것으로 나타났으며 증기압이 높은 R245fa의 압력강하가 R123보다 작은 것으로 나타났다.

(4) R245fa는 R123과 비슷한 압력을 가지면서 환경적인 측면과 흐름 응축 열전달 성능 면에서 R123보다 좋은 특성을 보이므로 R123을 대체할 수 있는 친환경 냉매로 보인다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 2006 청정생산기술개발사업(주관기관 : 화인텍 센추리)의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자들에게 감사한다.

참고 문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozones, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-812.
2. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
3. Global Environmental Change Report, 1997, A brief analysis of the Kyoto protocol, Vol. 4, No. 24, December.
4. Marto, P. J. and Nunn, R. H., 1981, Power condenser heat transfer technology, Hemisphere Washington, pp. 287-372.
5. Bergles, A. E., 1985, Techniques to augment heat transfer, *Handbook of heat transfer application*, McGraw-Hill, New York, Ch. 3.
6. Calm, J. M. and Hourahan, G. C., 2001, Refrigerant data summary, *Engineered Systems*, Vol. 18, No. 11, pp. 74-88.
7. Furuta, T., 2006, Development of centrifugal refrigeration machine with R245fa, *The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2006*, Session 7.
8. Johnson, R. W., 2004, The effect of blowing agent choice on energy use and global warming impact of a refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 794-799.
9. Angelino, G. and Invernizzi, C. C., 2003, Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 51-58.
10. Kwon, O. B., Oh, H. K., Oh, J. T. and Kim, S. G., 1993, Condensation heat transfer characteristics of HCFC-123 inside horizontal smooth tube, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 160-168.
11. Jung, D., Song, K. H., Cho, Y. M. and Kim, S. J., 2003, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 1, pp. 4-11.
12. Lim, T. W., 2005, Flow pattern and pressure drop of pure refrigerants and their mixture in horizontal tube, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19, No. 12, pp. 2289-2295.
13. Lemmon, E. W., McLinden, M. O. and Huber, M. L., 2003, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties, REFPROP version 7.1.
14. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering* Vol. 75, pp. 3-8.
15. Kim, S. J., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.
16. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *ASME J. Heat Transfer* Vol. 120, pp. 193-213.
17. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixture, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
18. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
19. Soliman, H. M., Schuster, J. R., and Berenson, P. J., 1968, A General heat transfer correlation for annular flow condensation, *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 167-176.
20. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
21. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A di-

mensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 3, pp. 309-313.

22. Shah, M.M., 1979, A General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.