

수평 전열관내 유동비등하는 순수냉매와 혼합냉매의 열전달 특성에 관한 연구

임 태 우[†], 한 규 일
부경대학교 기계공학부

A Study on Heat Transfer Characteristics in Flow Boiling of Pure Refrigerants and Their Mixtures in Horizontal Tube

Tae-Woo Lim[†], Kyu-Il Han

School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea

(Received May 21, 2002; revision received January 14, 2003)

ABSTRACT: An experimental study was carried out in a uniformly heated horizontal tube to examine heat transfer characteristics of pure refrigerants, R134a and R123, and their mixtures during flow boiling. The flow pattern was also observed through tubular sight glasses with an internal diameter of 10 mm located at the inlet and outlet of the test section. Tests were run at a pressure of 0.6 MPa and in the heat flux ranges of 5~100 kW/m², vapor quality 0~100 percent and mass velocity of 150~600 kg/m²s. The observed flow patterns were compared to the flow pattern map of Kattan et al., which predicted well the present data over the entire range of mass velocity employed in this study. Heat transfer coefficients of the mixture were less than the interpolated values between pure fluids both in the low quality region where the nucleate boiling is dominant and in the high quality region where the convective evaporation is dominant.

Key words: Pure refrigerant(순냉매), Zeotropic mixture(변온증발 혼합냉매), Flow pattern(유동양식), Mole fraction(몰비)

기 호 설 명

d : 관 내경 [m]
 F : 향상계수
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 P : 압력 [Pa]
Pr : Prandtl 수

S : 억제계수
 T : 온도 [K]
 X_1 : 액체의 몰비
 $X_{\#}$: 마티넬리 변수
 Y_1 : 증기의 몰비
 z : 축방향 거리 [m]

그리스 문자

α : 열전달계수 [W/m² · K]
 β : 증기전도

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1581; fax: +82-51-620-1574

E-mail address: kyunlim@hanmail.net

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

하첨자

b : 혼합평균 또는 비등
 c : 대류
 i : 입구
 l : 액체
 v : 증기

1. 서 론

이전의 설비(즉, 냉동기나 히트펌프)에서 사용된 CFCs계 냉매들이 지구의 성층권에서 오존층을 파괴한다고 보고됨에 따라 이들 냉매에 대한 사용이 규제되어 왔다. CFCs계 냉매인 R11과 R12는 R123과 R134a로 각각 대체되어 사용되어 왔으며, 또한 대체 작동유체로서 냉매혼합물도 큰 관심을 끌고 있다. 대체물질 또는 대체냉매로서는 순수성분 매체가 일반적이지만, 서로 다른 성분을 혼합한 혼합물질도 관심을 모으고 있다. 일반적으로, 냉매혼합물은 각각 서로 다른 장점을 가지는 非共沸(zeotropic), 共沸(azeotropic), 그리고 擬似共沸(near-azeotropic) 혼합냉매로 분류될 수 있다. 비공비 혼합냉매(zeotropic mixture)의 중요한 특징으로는 일정 압력하에서 증발이나 응축과정에서 매체온도가 변화하는 소위, 로렌즈 사이클을 구성한다는 것이다. 이러한 특징으로 냉동기나 히트 펌프의 성적계수가 향상될 뿐만 아니라, 동력 사이클에 사용될 경우 그 열효율이 개선된다. 또한, 매체의 온도변화에 따른 열원유체의 온도를 변화시키면, 증발이나 응축과정의 평균 온도차는 경감되고 열교환 효율의 향상으로 이어진다. 그러나, 혼합냉매는 몇 가지 단점도 가지고 있는데, 그중에서 가장 큰 문제로서 혼합냉매의 열전달계수는 순수냉매의 열전달계수와 비교했을 때 저하한다는 것이다.

Chen⁽¹⁾은 2상 유동비등 열전달을 “핵 비등”과 “대류증발” 항으로 분류한 중첩 모델을 사용하여 순수냉매에 대한 열전달상관식을 개발하였다.

Bennett and Chen⁽²⁾은 순수냉매에 대한 Chen의 상관식을 혼합냉매로 확장하였다. 즉, 온도구

동력(temperature driving force)에 관한 질량전달의 영향과 Chen의 상관식에 포함되지 않은 비등 열전달에 관한 프란틀 수(Prandtl number)의 영향을 고려하였다.

Jung et al.⁽³⁾은 R22/R114와 R12/R152a 냉매 혼합물에 대하여 Chen의 모델을 토대로 상관식을 개발하였다. Jung et al.은 핵비등 억제에 관한 열유속의 영향을 고려하기 위해 Chen의 억제계수와는 다른 새로운 계수를 도입하였으며, 순수냉매와 혼합물 각각에 대하여 그들의 상관식은 7.2%와 9.6%의 오차를 나타내었다.

Kandlikar^(4,5)는 유동비등 열전달을 핵비등이 지배적인 영역과 대류비등이 지배적인 영역으로 분류하여 순수냉매와 혼합냉매에 대한 열전달상관식을 개발하였으며, 특히 이들 두 영역에서 더 큰 값이 열전달계수로 사용된다. 또한, 이들 상관식에는 모든 유체에 대하여 경험적으로 결정되어야 하는 유체의존 파라메타가 포함되어 있다.

최근, Choi et al.⁽⁶⁾은 순수냉매와 이들의 비공비 혼합물 둘 다에 적용할 수 있는 새로운 상관식을 개발하였다. 특히, 대류증발 항에서 열전달 감소의 영향을 고려하기 위해 향상계수(enhancement factor) 대신에 수정계수(correction factor)를 사용하였다.

특히, 비공비 혼합냉매 중에서 R134a/R123은 이들 사이의 비점(boiling point)의 차가 약 60 K에 이를 정도로 크며, 또한 온도와 압력의 적절한 레벨에서 노점(dew point)과 비점(bubble point) 곡선 사이에 큰 온도차를 얻을 수 있지만 현재까지 R134a/R123의 비공비 혼합냉매에 대한 열전달 실험자료는 부족한 편이다. 따라서, 본 연구에서는 수평관내 유동비등시 열전달에 미치는 몇 가지 변수들을 파라메타로 하여 순수냉매 R134a와 R123, 그리고 이들의 비공비 혼합냉매에 대한 열전달 실험을 수행하여 순수냉매와 혼합냉매 각각으로부터 얻어진 결과를 비교 분석하며, 혼합냉매의 유동비등시 혼합물 영향으로 인한 열전달 저하와 같은 열전달 특성을 규명하는 것이다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타내었다. 시스템은 저장탱크, 펌프, 유량계, 혼합실, 예열기, 시험구간, 관찰부(sight glass

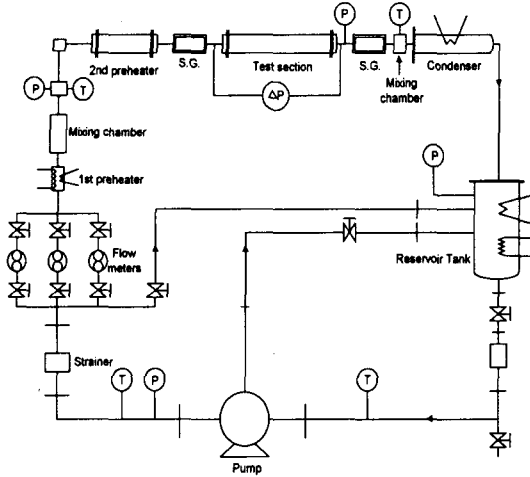


Fig. 1 Schematic of Experimental apparatus.

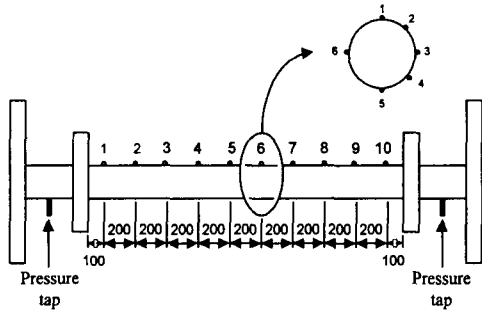


Fig. 2 Test section.

section), 응축기, 그리고 보조장치들로 구성된다. 모든 실험은 혼합실의 입구에서 과냉액으로 진행되었다. 과냉액 상태의 냉매는 먼저 예열기에서 시험구간 입구의 주어진 엔탈피까지 가열되며, 시험구간으로 들어가 다시 가열된다. 유동양식은 시험부 출구에 놓인 관찰부를 통해 관찰되었으며, 이 관찰부는 시험부와 동일한 내경을 가진다. 본 연구에서 사용된 실험조건으로 질량유속은 150, 300, 그리고 600 kg/m²s이고, 열유속은 5~100 kW/m²이다.

Fig. 2는 2m의 길이를 가지는 스테인레스 스틸 튜브인 시험부로 내경은 10mm, 두께는 1.5mm이다. 시험구간의 바깥 벽면온도는 200mm 간격으로 튜브의 바깥 표면에 점 용접(spot-welded)된 크로멜-알루멜(Chromel-Alumel) 열전대에 의해 측정되었다. 각 단면에서는 튜브의 상부에서 시계방향으로 0°, 45°, 90°, 135°, 180°, 그리고

Table 1 Physical properties for the saturation or bubble-point temperature at 0.6 MPa

Property	Pure fluid		Mixture (X ₁ =0.49)
	R134a	R123	R134a/R123
Saturation or bubble-point temperature	21.6 [294.7]	88.24 [361.4]	38.9 [312.1]
Density (kg/m ³)	liquid 1218.8 vapor 29.06	1285.3 35.92	1304 29.07
Viscosity (μPa·s)	liquid 210 vapor 12.3	223 12.9	251 12.6
Specific heat (kJ/kg·K)	liquid 1.42 vapor 1.01	1.107 0.847	1.21 1.02
Latent heat(kJ/kg)	181.1	140.6	171.1
Surface tension(mN/m)	8.38	8.03	9.87

270°의 지점에 총 6개의 열전대를 부착하였다. 주위로의 열손실을 줄이기 위해 시험부는 파이버 글래스(fiber glass) 단열재로 덮여 있다. 시험부는 저전압 고전류 변압기를 통해 안정화되는 교류에 의한 전기적 가열방법에 의해 가열된다. 시험부를 통한 압력강하는 차압계에 의해 측정되었다.

튜브의 내부 벽면 온도는 튜브 벽면 내에서 균일하게 열이 생성된다는 가정하에 일차원 열전도 방정식을 사용하여 측정된 바깥 벽면온도로부터 계산된다. 주위로의 열손실은 튜브 표면과 주위 공기 사이의 온도차의 함수로 계산되었다. 유체 온도와 압력은 시험부 입·출구에 있는 혼합실에서 측정되었다.

2.1 상평형도와 냉매의 물성치

Table 1는 본 연구에서 사용된 순수냉매와 혼합냉매에 대한 여러 가지 물성치를 나타내며, 혼합냉매에 있어서 저온증발냉매(more volatile, R-134a)의 몰비는 X₁=0.49이다(즉, 저온증발 냉매의 몰비가 혼합물 조성을 표현하기 위해 사용되었다). 혼합물의 상평형도와 열역학적인 물성치는 15개의 정수를 가지는 Benedict-Webb-Rubin⁽⁷⁾ 상태방정식을 사용하여 평가하였다.

Fig. 3은 0.6 MPa의 일정 압력하에서 R134a와 R123의 비공비 혼합냉매에 대한 상평형도를 나타낸다.

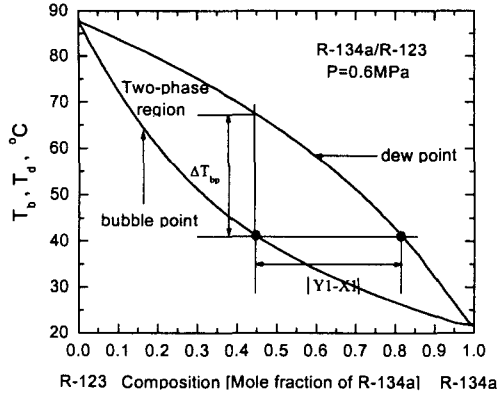


Fig. 3 Phase equilibrium diagram.

2.2 열전달계수의 정의

시험구간의 입구에서부터 축방향 거리 z 에서의 열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = \frac{q}{(T_w - T_b)} \quad (1)$$

여기서 q 는 열유속, T_w 는 관내 벽면온도, 그리고 T_b 는 혼합 평균온도를 나타낸다. 혼합 평균온도는 시험구간의 입구에서부터 어떤 지점까지 다음의 열평형방정식을 만족하도록 결정되어진다.

$$h = h_{in} + 4qz/Gd \quad (2)$$

여기서 h_{in} 는 입구에서의 유체 엔탈피, G 는 질량 유속, 그리고 d 는 관 내경을 나타낸다. 열역학적인 평형을 가정함으로써 혼합물의 비 엔탈피, h 와 증기건도, β 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = h_L(1 - \beta) + h_V\beta \quad (3)$$

$$\beta = \frac{X_{1,m}^* - X_1^*}{Y_1^* - X_1^*} \quad (4)$$

여기서 위 첨자 *는 질량비(mass fraction)를 나타내며, 액체와 증기 엔탈피는 압력, 온도, 그리고 조성의 함수로써 각각 다음과 같다.

$$h_L = h_L(P, T_b, X_1) \quad (5)$$

$$h_V = h_V(P, T_b, Y_1) \quad (6)$$

유체온도 P 는 시험구간을 통해 측정된 압력강하를 선형보간하여 결정하였다. 따라서, P , h , 그리고 $X_{1,m}^*$ 는 각 단면에서 알 수 있는 값이므로, 미지의 변수들인 T_b , β , X_1 , 그리고 Y_1 는 Benedict-Webb-Rubin 상태방정식으로부터 식(3)에서 식(6)을 만족시킬 때 결정된다.

튜브 벽면온도는 원주 방향을 따라 다르기 때문에 열전달계수는 각각의 원주 방향 위치에서 결정된다. 따라서, 본 연구에서는 평균 열전달계수는 다음과 같은 평균 벽면온도를 사용하여 계산하였다.

$$T_w = \frac{[T_o + 2(T_{45} + T_{90} + T_{135}) + T_{180}]}{8} \quad (7)$$

식(1)로부터 열전달계수의 오차는 열유속 q 와 벽면과열도 $(T_w - T_b)$ 의 오차에 의해 발생한다. 열유속 q 는 전압과 전류계측 오차로 2~3%로 예측된다. 그리고, 벽면온도 측정으로 인한 오차는 열전대 보정으로부터 약 0.2°C로 추정되었다. T_b 는 냉매의 압력측정(전형적으로 1 kPa은 포화온도에서 0.12°C에 해당된다)과 유량측정(1%는 포화온도에서 0.1°C에 해당된다)의 정확성에 의해 결정되며, T_b 를 구하기 위해 사용되는 BWR 상태방정식의 오차는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 로 평가된다. 따라서, 열전달계수 α 에서의 오차는 10%내로 평가되었다.

2.3 유동양식

본 연구에서는 시험부 출구에 놓인 관찰부(sight glass section)를 통해 관측된 유동양식을 간헐류, 층류, 파형류, 그리고 환상류로 분류하였다. Fig. 4는 관측된 유동양식의 전형적인 사진을 나타낸다. Fig. 5에 나타낸 바와 같이, 분류된 유동양식은 질량유속과 건도를 좌표축으로 하는 선도상에 플롯할 수 있다. 그림에 나타난 유동양식의 경계는 Kattan et al.⁽⁸⁾에 의해 주어진다. 그림으로부터 알 수 있듯이 혼합물로부터 얻어진 유동양식은 Kattan et al.의 유동양식 선도에서 잘 예측되고 있다. Kattan et al.의 유동양식 선도로부

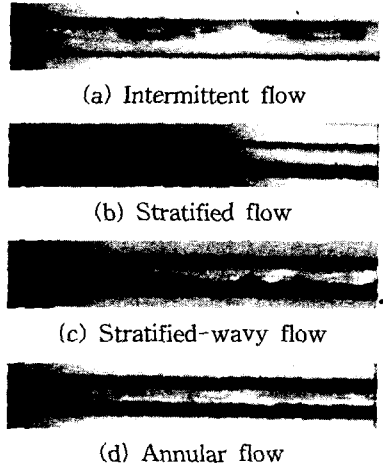


Fig. 4 Typical pictures of flow patterns.

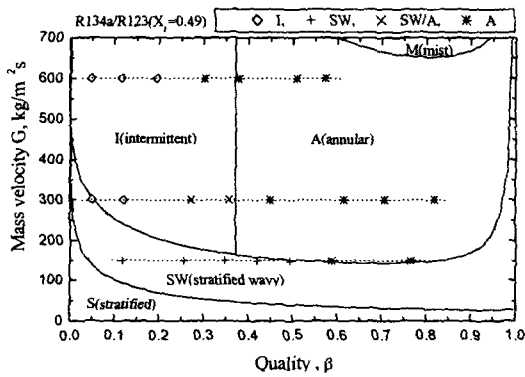


Fig. 5 Flow patterns on the G-β map.

터 파형류에서 환상류로의 천이는 150 kg/m²s의 질량유속에서 일어난다는 것을 알 수 있다. 그러나, VDI 유동양식 선도에서는 100 kg/m²s 이상의

질량유속에서 환상류로의 천이가 발생하는 것으로 보고되고 있다. 또한, 간헐류에서 환상류로의 천이는 건도가 거의 0.37에서, 그리고 150 kg/m²s 이상의 질량유속에서는 거의 일정하지만, 본 연구에서 관측된 결과는 질량유속이 증가함에 따라 환상류로의 천이건도는 점점 작아진다는 것을 알 수 있다.

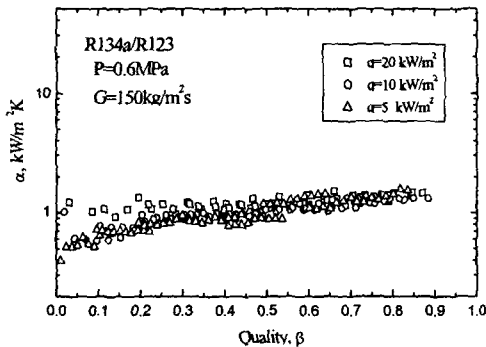
3. 결과 및 고찰

3.1 열전달 특성

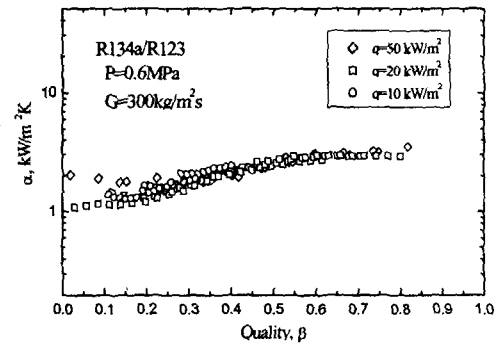
Fig. 6의 (a)와 (b)는 질량유속이 G=150과 300 kg/m²s인 두 가지 경우에 대하여 열유속을 변수로 하여 증기건도에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이 열전달계수는 저건도영역에서 열유속에 크게 의존한다는 것을 알 수 있다. 즉, 열유속이 크면 클수록 열전달계수도 또한 더 크게 나타났다. 열전달계수에 대한 열유속의 의존성은 핵비등이 이 영역에서의 열전달을 지배하기 때문으로 사료된다. 그러나, 증기건도가 증가함에 따라 열유속의 의존성은 사라지게되며, 서로 다른 열유속 값들에서의 열전달계수는 한 곳으로 모아지게 된다.

따라서 이 영역에서의 열전달계수는 증기건도와 질량유속에만 의존하게 되며, 이 영역에서의 열전달은 주로 대류증발에 의해 지배를 받게 된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 순냉매와 혼합냉매의 증기건도에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸다. 그림으로부터 저건도에서의 혼합물에 대한 열전달계수는 순냉매



(a) G=150 kg/m²s



(b) G=300 kg/m²s

Fig. 6 Heat transfer coefficient vs. quality (Influence of heat flux).

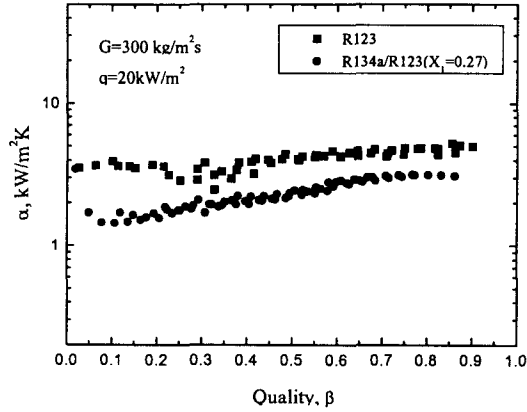


Fig. 7 Heat transfer coefficient versus quality.

들에 대한 것보다 작은 값을 나타내고 있다는 것을 알 수 있으며, 이것은 또한 이전의 여러 연구들에서도 밝혀진 것이다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 이 영역에서의 열전달계수의 감소는 풀비등에서의 마찬가지로 혼합냉매의 핵비등 열전달계수의 감소 때문이라고 사료된다. 또한, 유동양식이 환상류이고 대류증발이 지배적인 고진도 영역에서의 열전달계수의 감소는 관내 액막에서의 혼합물 조성의 원주 방향 변화 때문으로 사료된다. 환상류에서의 액막은 튜브 상부에서 가장 얇으므로 증발은 여기서 매우 강하게 일어나서, 튜브 하부 액막에 비해 상부에서 저온 증발냉매가 먼저 증발하게 되어 결과적으로 비점(bubble point) 온도가 상승하게 된다. 이와 같이 액막 온도의 비균일성은 고진도 영역에서 열전달 감소의 주요한 원인으로 생각할 수 있다.

3.2 열전달 상관식

Webb and Gupte는 현재까지 제안된 열전달 상관식을 세 그룹, 즉 중첩(superposition) 모델, 향상(enhancement) 모델, 그리고 점근(asymptotic) 모델로 분류하였다. 중첩 모델은 원래 Chen에 의해 시작된 것으로, Chen은 이상 유동비등 열전달을 핵비등 기여와 대류증발 기여의 두 가지 성분으로 이루어져 있다고 가정하였으며, 이것은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\alpha = F\alpha_c + S\alpha_b \quad (8)$$

여기서 α_c 는 유동변수들의 함수인 대류 열전달계

수이고, α_b 는 열유속에 의존하는 핵비등 열전달 계수를 나타낸다. 식(8)에서 F 와 S 는 각각 향상 계수(enhancement factor)와 억제계수(suppression factor)를 나타낸다. Chen은 열유속과 무관하게 마티넬리 변수의 함수로 F 를 상관하였으며, S 는 2상 Reynolds 수의 함수로 표시되었다. 핵비등이 완전히 억제되고 대류증발이 열전달을 지배하는 경우 열유속은 무시되며, 열전달계수는 증기진도에만 의존하게 된다. 이때 Chen의 F 계수는 다음과 같이 된다.

$$\frac{\alpha}{\alpha_c} = F\left(\frac{1}{X_H}\right) = 1 + 1.8\left(\frac{1}{X_H}\right)^{0.82} \quad (9)$$

열전달에 관한 핵비등과 대류증발의 상대적인 기여를 평가하기 위해 α/α_c 와 $1/X_H$ 를 좌표로 하여 데이터를 플롯할 수 있다. 여기서, α_c 와 $1/X_H$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\alpha_c = 0.023 \frac{\lambda_l}{d} \left[\frac{G(1-\beta)d}{\mu_l} \right]^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \quad (10)$$

$$\frac{1}{X_H} = \left(\frac{\beta}{1-\beta} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (11)$$

Fig. 8은 무차원 변수를 사용하여 순수냉매와 혼합냉매에 대하여 해석된 결과를 Chen, Jung, Murata, 그리고 Yoshida⁽¹²⁾ 등의 F 계수와 비교한 것을 나타낸다. 혼합물의 열역학적인 물성치(thermodynamic properties)는 BWR(Benedict-

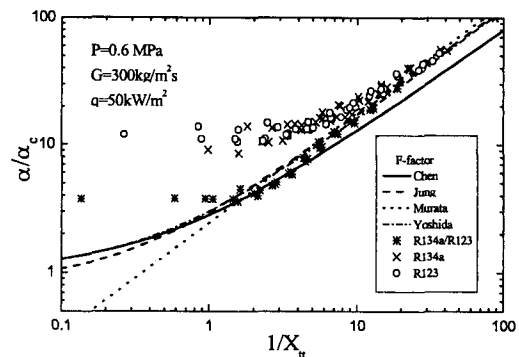


Fig. 8 Normalized heat transfer coefficient for mixture and pure fluids.

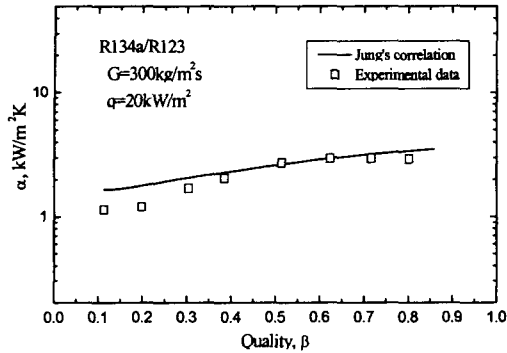


Fig. 9 Comparison between the experimental data and the correlation of Jung et al.

Webb-Rubin) 상태방정식으로부터 계산되며, 전달 물성치(transport properties)는 Reid⁽¹³⁾에 의해 추천된 방법을 사용하여 계산하였다. 그림에서 저건도 영역에서의 열전달계수는 다소 분산되어 있는데, 이것은 열전달계수가 열유속과 질량유속에 의존하기 때문이다. 따라서, Jung 등의 연구에서도 나타났듯이, 마티넬리 변수의 역수인 $1/X_u$ 의 값이 5 이하의 영역에서의 α/α_c 값들은 F 계수의 실선 부분에 이르기까지 넓은 범위에 걸쳐 분산된다. 또한, Fig. 6에서 설명되었듯이 건도가 증가함에 따라 열유속에 대한 의존성은 덜 중요하게 되며, 서로 다른 열유속값들에서의 열전달계수는 어떤 하나의 곡선 상에서 서로 만나게 된다는 것을 알 수 있다. 이때의 열전달계수는 증기건도에만 의존하게 된다. 고건도 영역에서 열전달계수는 열유속에는 무관하며, 증기건도에만 의존한다는 것은 대류증발이 이 영역에서의 열전달을 지배한다는 것을 의미한다.

Fig. 9는 혼합냉매에 대한 실험결과를 Jung 등의 상관식과 비교한 결과를 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 Jung 등의 상관식은 현 데이터를 만족스럽게 예측하고 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 순수냉매와 혼합냉매에 대해 측정된 열전달계수를 Shah와 Kandlikar의 상관식에 의해 각각 계산된 것 사이의 비교를 나타낸다. 순수냉매의 경우 Shah의 상관식은 32%의 평균 편차(mean deviation)와 14.8%의 평균 편차(average deviation) 내에서 현 데이터를 상관하였다. 그리고 혼합냉매는 Kandlikar의 상관식에 의해 35%의 평균 편차(mean deviation)와 -34%의 평균 편차(average deviation)내에서 본 연구

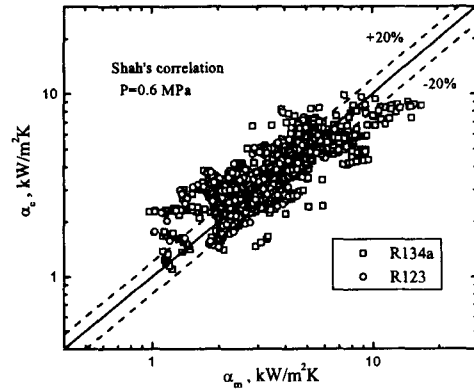


Fig. 10 Comparison with the correlation of Shah for pure refrigerants.

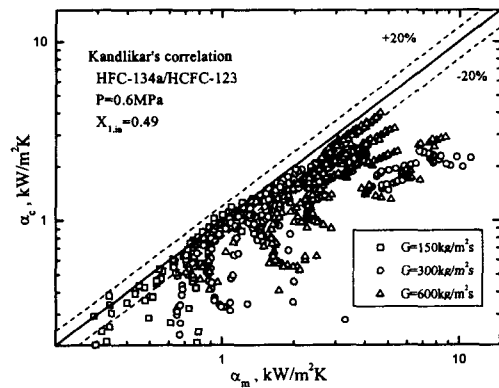


Fig. 11 Comparison with the correlation of Kandlikar for mixture.

의 데이터를 상관하였으며, 대부분의 데이터를 상당히 낮게 예측(최대 -90%까지)하고 있다. 이것은 Kandlikar의 상관식에 포함된 계수들의 결정이 여러 냉매들에 대한 데이터뱅크(data bank)로부터 결정되었기 때문으로 사료된다.

4. 결 론

균일하게 가열되는 수평 전열관에서 순수냉매 R134a와 R123, 그리고 이들의 혼합냉매를 사용하여 유동비등 열전달에 대한 실험적인 연구를 수행하였으며, 이러한 결과를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Kattan의 유동양식 선도는 본 연구에서 관측된 유동양식을 잘 예측하고 있지만, 환상류로의 천이경계, 즉 천이건도를 정확히 예측하는 것

은 불가능하다.

(2) 저건도 영역에서 저열유속일 때 열전달계수는 질량유속에 의존하지만, 고열유속에서는 질량유속에는 무관하며 풀비등에 대한 열전달계수 값에 접근하게 된다. 반면, 고건도 영역에서는 열유속의 영향을 볼 수 없으며, 이때 열전달계수는 질량유속에만 영향을 받는 것으로 나타났다.

(3) 핵비등이 지배적인 영역에서 순수냉매에 비해 혼합냉매의 열전달계수의 감소는 풀비등에서와 마찬가지로 혼합냉매의 핵비등 열전달계수의 감소 때문이라고 사료되며, 또한 대류증발이 지배적인 영역에서는 관내 액막에서의 혼합물 조성의 원주 방향 변화 때문으로 사료된다.

(4) 순수냉매에 대한 열전달계수는 Shah의 상관식에 의해 32%의 평균 편차를 나타내었으나, 혼합냉매의 경우 Kandlikar의 상관식은 본 연구의 데이터를 평균 35%만큼 낮게 예측하였다.

참고문헌

1. Chen, J.C., 1966, Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, I.E.C. Proc. Dev., Vol.5, pp. 322-329.
2. Bennett, D.L. and Chen, J.C., 1980, Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures, AIChE J., 26, pp. 451-461.
3. Jung, D.S. and Radermacher, R., 1989, Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 2435-2446.
4. Kandlikar, S.G., 1990, A General Correlation for Saturated Two-phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
5. Kandlikar, S.G., 1991, Correlation Flow Boiling Heat Transfer Data in Binary Systems, HTD-Phase Change Heat Transfer, ASME, Vol. 159, pp. 163-170.
6. Chio, T. Y., Kim, Y. J., Kim, M. S., and Ro, S. T., 2000, Evaporation Heat Transfer of R32, R134a, R32/R134a, and R32/125/134a inside a Horizontal Smooth Tubes, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3651-3660.
7. Nishiumi, H. and Saito, S., 1977, Correlation of the Binary Interaction Parameter of the Modified Generalized BWR Equation of State, J. Chem. Eng. Japan, Vol. 10, pp. 176-180.
8. Kattan, N., Thome, J.R. and Favrat, D., 1998, Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1, J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 140-147.
9. Ross, H., Radermacher, R., Marzo, M. and Didion, D., 1987, Horizontal Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 30, pp. 979-992.
10. Jung, D.S. and Radermacher, R., 1989, Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a mixture of R22/R114, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 131-145.
11. Murata, K. and Hashizume, K., 1993, Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures Inside Tubes, Transactions of ASME, Vol. 115, pp. 680-689.
12. Yoshida, S., Mori, H. and Hong, H., 1994, Prediction of Heat Transfer Coefficient for Refrigerants Flowing in Horizontal Evaporator Tubes, Transactions of JAR, Vol. 11, pp. 67-78.
13. Reid, R. C., Prausnitz, J. M., and Sherwood, T. K., 1977, The Properties of Gases and Liquids, 3rd Edn., McGraw-Hill, New York.