

균일하게 가열되는 수평전열관내 냉매의 유동 비등 열전달과 압력 강하 특성에 관한 연구

임태우 · 박종운⁺ · 김준호*

(부경대학교, * 목포해양대학교)

A Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Flow Boiling of Binary Mixtures in a Uniformly Heated Horizontal Tube

*Tae-Woo LIM, Jong-Un PARK and Jun-Hyo KIM**

*Pukyong National University, *Mokpo National Maritime University*

(Received 30 July 2002 / Accepted 22 October 2002)

Abstract

An experimental study was carried out to make clear heat transfer characteristics in flow boiling of binary mixtures of refrigerants R134a and R123 in a uniformly heated horizontal tube. Experiments were run at a pressure of 0.6 MPa both for pure fluids and mixtures in the ranges of heat flux 10~50 kW/m^2 , vapor quality 0~100% and mass flux 150-600 kg/m^2s . Heat transfer coefficients of mixtures were reduced compared to 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. Total pressure drop during two-phase flow boiling in a horizontal tube consists of the sum of two components, that is, the frictional pressure drop and pressure drop due to acceleration. The frictional pressure drop is the most difficult component to predict, and makes the most important contribution to the total pressure drop. On the other hand, the acceleration pressure drop resulting from the variation of the momentum flux caused by phase change is generally small as compared to the frictional pressure drop. There is no significant

⁺Corresponding author : 051-620-6162, pjun9017@pknu.ac.kr

difference in measured pressure drop between mixtures and pure fluids. The correlation of Martinelli and Nelson predicted most of the present data both for pure and mixed refrigerants within 30%.

Key words : Heat transfer, Pressure drop, Flow boiling, Horizontal tube

I. 서론

이전의 설비(즉, 냉동기나 히트펌프)에서 사용된 단 성분 유체(CFCs or HCFCs)에 대한 대체 작동 유체로서 냉매 혼합물은 큰 관심을 끌어 왔다. 대체 물질 또는 대체 냉매로서는 순수 성분 매체가 일반적이지만, 서로 다른 성분을 혼합한 혼합 물질도 관심을 모으고 있다. 일반적으로, 냉매 혼합물은 각각 서로 다른 장점을 가지는 非共沸(zeotropic), 共沸(azeotropic) 그리고 擬似共沸(near-azeotropic) 혼합 냉매로 분류될 수 있다. 비공비 혼합 냉매(zeotropic mixture)의 중요한 특징으로는 일정 압력하의 증발이나 응축과정에서 매체 온도가 변화하는 소위, 로렌즈 사이클을 구성한다는 것이다. 이러한 특징으로 냉동기나 히트 펌프의 성적계수가 향상될 뿐만 아니라, 동력 사이클에 사용될 경우 열효율이 개선된다. 또한, 매체의 온도변화에 따른 열원 유체의 온도를 변화시키면, 증발이나 응축과정의 평균온도차는 경감되고 열교환 효율의 향상으로 이어진다. 그러나, 혼합 냉매는 몇 가지 단점을 가지고 있는데, 그 중에서 가장 큰 문제는 혼합 냉매의 열전달 계수가 순수 냉매의 열전달 계수보다 낮다는 것이다.

지금까지, 수평 관내 강제 대류 비등시 혼합 냉매의 열전달 성능을 예측하기 위한 많은 시도가 이루어져 왔으며, 이러한 결과로써 여러 가지 상관식이 제안되었다. Webb and Gupte(1992)는 현재까지 제안된 열전달 상관식을 세 그룹 즉, 중첩(superposition) 모델, 향상(enhancement) 모델 그리고 점근(asymptotic) 모델로 분류하였다. 중첩 모델은 원래 Chen(1966)에 의해 시작되었으며, 이것은 나중에 Bennett and Chen(1980), Gungor and Winterton(1986) 그리고 Jung(1989)으로 이어져 왔다. 향상 모델을 대표하는 것은 Shah(1976), Gungor and Winterton(1987) 그리고 Kandlikar(1990,1991)의 상관식을 들 수 있다. 마지막으로, 점근 모델은 Kutateladze(1961), Liu and Winterton(1988) 그리고 Klimenko(1988) 상관식들에서 사용되었다.

또한, 냉동기나 공조시스템과 같은 열교환기의 설계시 중요한 요소인 이상 압력 강하에 관한 실험적인 연구와 경험적인 예측 방법이 관내 유동 비등에 대해서 이루어져 왔는데, 이러한 결과로써 수평관내 이상 압력 강하에 대한 수많은 경험식이 개발되었으나, 이들의 대부분은 증기-스팀 또는 물-공기 혼합물을 토대로 개발된 것이다. 따라서, 이들 상관식을 그대로 냉매 혼합물에 적용하기는 어려울 것으로 사료된다. 즉, 물-공기 시스템의 이상 유동 현상은 냉매 시스템의 것과는 다르기 때문이다.

이상 유동 비등시 측정된 압력 강하는 두 가지 성분의 합으로 구성된다. 즉, 마찰 압력 강하와 가속에 의한 압력 강하이다. 마찰 압력 강하는 예측하기 가장 어려운 성분으로 총 압력 강하에 가장 중요한 기여를 한다. 반대로, 상변화에 따른 운동량 유속의 변화에 의하여 영향을 받는

가속에 의한 압력 강하는 마찰 압력 강하에 비해 일반적으로 작게 나타난다. 유동 비등시 마찰 압력 강하는 두 가지 방법에 의해 예측되는데, 즉 각 상의 속도가 똑 같다고 가정하는 균질 모델(1994)과 슬립류 모델로 언급되는 분리 모델이다.

Pierre(1966)는 균질 모델을 토대로 냉매 R12, R22 그리고 R502에 대해 측정된 압력 강하로부터 상관식을 개발하였다. Lockhart-Martinelli(1949)는 분리 모델을 처음 사용하여 잘 알려진 상관법을 제안하였다. 이것은 나중에 수평 유동 비등시 압력 강하를 예측하기 위해 Martinelli-Nelson(1948)에 의해 수정되었다. Jung et al.(1989)은 냉매 R22, R114, R12 그리고 R152a를 사용하여 수평 유동 비등의 압력 강하에 관한 실험적인 연구를 수행하여, Martinelli-Nelson의 상관식을 수정하였다.

따라서, 본 연구에서는 수평전열관내 대류 비등시 순수 냉매 R134a와 R123, 그리고 이들의 혼합 냉매를 이용하여 열전달과 압력 강하에 대한 실험 데이터를 구한 후, 본 연구에서 얻어진 결과로부터 앞에서 언급한 열전달과 압력 강하에 관하여 기존의 상관식들과의 비교·검토를 통해 열전달과 압력 강하 특성을 고찰하였다.

II. 이론적 연구

시험 구간의 입구에서부터 축 방향 거리 z 까지의 열전달 계수는 다음과 같이 정의된다.

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

여기서 q 는 열유속, T_w 는 관내 벽면 온도 그리고 T_b 는 냉매의 혼합 평균 온도이다. 혼합 평균 온도는 시험 구간의 입구에서부터 어느 지점까지 다음의 열평형 방정식을 만족하도록 결정되어진다.

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

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 증기 건도, β 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

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

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

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

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

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

유체 온도 P는 시험 구간에서 측정된 압력 강하를 선형 보간하여 결정하였다. 따라서, P, h 그리고 $X_{1, in}^*$ 는 각 단면에서 알 수 있는 값이므로, 미지의 변수들인 T_b , β , X_1 그리고 Y_1 는 Benedict-Webb-Rubin 상태 방정식으로부터 식(3)에서 (6)을 만족시킬 때 결정되어진다.

열전달 계수는 시험부 벽면 온도가 원주 방향에 따라 다르기 때문에 각각의 원주 방향 위치에서 계산할 수 있다. 따라서, 본 연구에서의 평균 열전달 계수는 다음과 같은 관 벽면 평균 온도를 사용하여 계산하였다.

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

식(1)에서 열전달 계수의 오차는 열유속 q와 벽면과열도 ($T_w - T_b$)의 오차에 의해 발생한다. 열유속 q는 전압과 전류계측 오차로써 2~3%로 예측된다. 그리고, 시험부 벽면온도 측정으로 인한 오차는 열전대 보정으로부터 약 0.2°C로 추정되었다. T_b 는 냉매의 압력측정(전형적으로 1kPa은 포화온도에서 0.2°C에 해당된다.)과 유량측정(1%는 포화온도에서 0.1°C에 해당된다.)의 정확성에 의해 결정되며, T_b 를 구하기 위해 사용되는 BWR상태방정식의 오차는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 로 평가된다. 따라서, 열전달 계수 α 에서의 오차는 10%내로 평가되었다.

III. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig.1과 같다. 시스템은 저장 탱크, 펌프, 유량계, 혼합실, 예열기, 시험 구간, 관찰부(sight glass section), 응축기 그리고 보조 장치들로 구성되었다. 모든 실험은 과냉액 상태에서 혼합실로 들어가며, 과냉 상태의 냉매액은 먼저 예열기에서 시험구간 입구의 실험조건 엔탈피까지 가열되어, 시험 구간으로 들어간다. 유동 양식은 시험부 출구에 놓인 시험부와 동일한 내경을 가진 관찰부를 통해 관찰하였다. 본 연구에서 사용된 실험 조건은 Table 1과 같으며, 저온 증발 냉매(more volatile, R134a)의 몰 비가 혼합물 조성을 표현하기 위해 사용되었다.

Fig. 2 는 시험부 길이 2m인 스테인레스 스틸로써 내경 10mm, 두께는 1.5mm이다. 바깥 벽면 온도는 시험구간을 따라 200mm 간격으로 관 표면상에 점 용접(spot-welded) 된 크로멜-알루멜(Chromel-Alumel) 열전대에 의해 측정되었다. 각 단면에서는 튜브의 상부에서 시계 방향으로 0°, 45°, 90°, 135°, 180° 그리고 270°의 지점에 총 6개의 열전대를 부착하였다. 주위로의 열 손실을 줄이기 위해 시험부는 파이버 글래스(fiber glass)로 단열하였다. 시험부는 교류 전류로 직접 가열시켰으며, 압력강하는 차압계를 이용하여 측정하였다. 냉매 온도 및 압력은 시험부 입·출구에 있는 혼합실에서 측정되었다.

관내 벽면 온도는 측정된 외 벽면 온도로부터 관 벽면 내에서 균일하게 열이 생성된다는 가정하에 일차원 열전도 방정식을 사용하여 계산하였다. 열손실은 시험부 표면과 주위공기 사이의 온도차 함수로 계산되었다.

Table 1. Experimental conditions

Pressure	0.6	MPa
Mass velocity	150, 300, 600	kg/m ² s
Heat flux	1~50	kW/m ²
Quality range	0~0.8	
Test fluid	R134a	
	R123	
	R134a/R123($X_1=0.49$)	

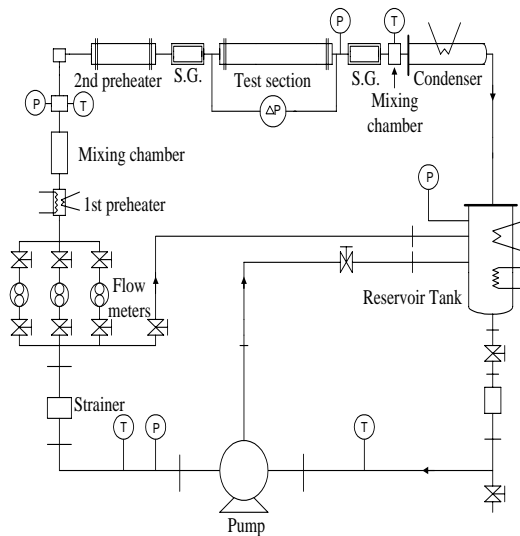


Fig. 1. Schematic of experimental apparatus.

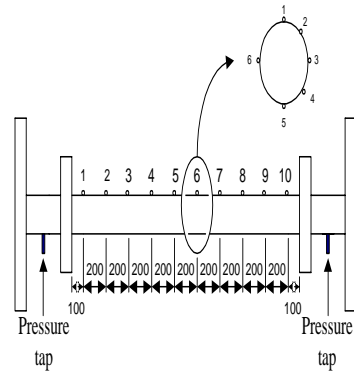


Fig. 2. Detail of test section.

Table 2 는 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 여러 가지 물성치를 나타내고 있으며, 혼합 냉매의 저온 증발 냉매 몰 비는 0.49이다. 혼합물의 상평형도와 열역학적인 물성치(thermodynamic properties)는 15개의 정수를 가지는 Benedict-Webb-Rubin(1977) 상태방정식을 사용하여 평가하였으며, 전달 물성치(transport properties)는 Reid(1977)가 추천한 방법을 사용하여 구하였다. Fig. 3 은 0.6 MPa의 일정 압력하에서 R134a/R123의 비공비 혼합 냉매에 대한 상평형도를 나타낸 것이다. Fig.4(a), (b) 그리고 (c)는 0.6MPa의 압력하에서 세 개의 조성 즉, $X_1=0.27$, $X_1=0.49$ 그리고 $X_1=0.75$ 에 대하여 혼합물 엔탈피의 함수로써 포화온도와 증기 건도의 변화를 나타낸다.

Table 2. Physical properties for the saturation or bubble-point temperature at 0.6MPa

Property	Pure fluid		Mixture (X1=0.49)	
	R-134a	R-123	R134a/R123	
Saturation or bubble-point temperature	°C [K]	21.6 [294.7]	88.24 [361.4]	38.9 [312.1]
Density (kg/m ³)	liquid vapor	1218.8 29.06	1285.3 35.92	1304 29.07
Viscosity (μPa · s)	liquid vapor	210 12.3	223 12.9	251 12.6
Specific heat (kJ/kg · K)	liquid vapo	1.42 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

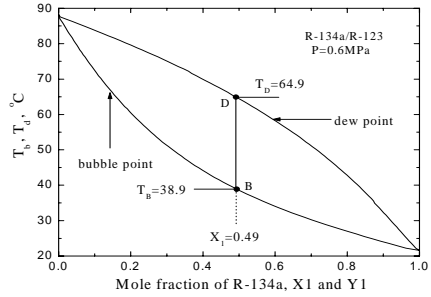
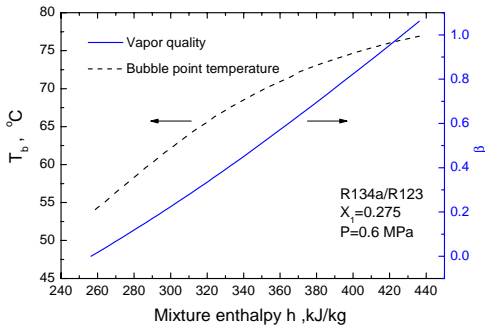
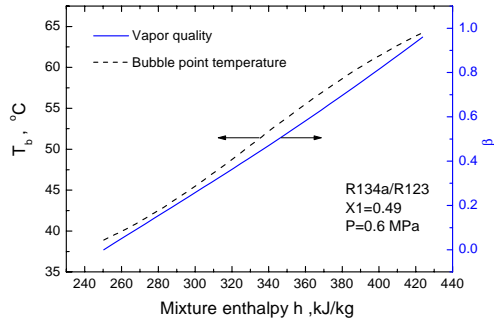


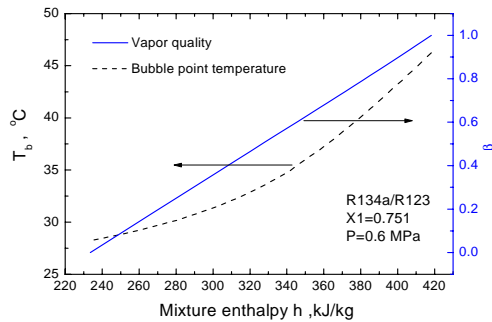
Fig. 3. Phase equilibrium diagram.



(a) 27%R134a/73%R123



(b) 49%R134a/51%R123



(c) 75%R134a/25%R123

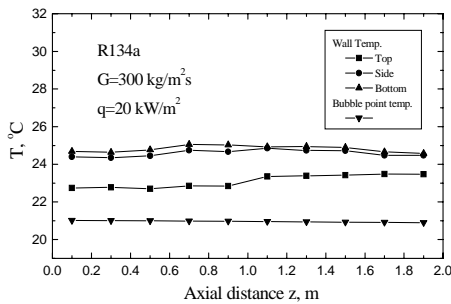
Fig. 4. Bubble point temperature and vapor quality versus mixture enthalpy.

IV. 결과 및 고찰

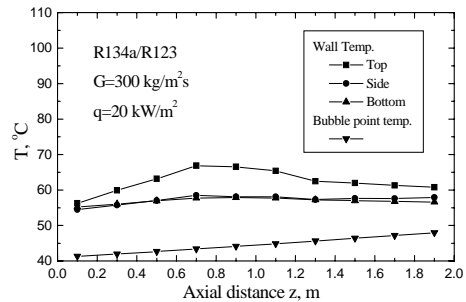
1. 열전달

가. 열전달 계수의 원주 방향 변화

Fig. 5(a)와 (b)는 순 냉매와 혼합 냉매에 대해 시험 구간의 길이에 따라서 관의 상부, 측면 그리고 하부의 벽면 온도와 혼합 평균 온도의 변화를 나타낸 것이다. 순수 냉매의 경우 관 하부에서의 벽면 온도가 상부에 비해 높게 나타난다는 것을 알 수 있다. 이것은 중력에 의해 하부의 액막이 상부보다 두껍기 때문이다. 그리고 순수 냉매의 혼합 평균 온도는 관의 축 방향을 따라 점점 감소한다는 것을 알 수 있는데, 이것은 시험 구간의 압력 손실로 인해 혼합 평균 온도가 감소하기 때문이다. 순수 냉매의 경우와 반대로 혼합 냉매는 관의 하부에 비해 상부에서의 온도가 높게 나타났다. 순수 냉매와 달리 혼합 냉매에서의 이러한 반대 현상은 관의 상부와 하부에서 액막의 조성 변화와 기·액 계면에서의 물질 전달 저항으로 설명할 수 있다. Jung등(1989)은 R22와 R144의 혼합 냉매에 대한 실험에서 관의 상부는 하부에서의 국소 액체 조성에 비해 작다는 것을 관측하였다. 순수 냉매와 달리 혼합 냉매에 대한 포화 온도는 Fig. 5(b)에 나타나 있듯이 축 방향을 따라 증가한다는 것을 알 수 있는데, 이것은 Fig. 3에 나타난 상평형도에 의해 설명될 수 있다.



(a) Pure refrigerant (R134a)



(b) Mixture ($X_1=0.49$)

Fig. 5. Typical plots of wall and fluid temperature along the tube axial.

나. 열 유속과 질량 유속의 영향

여기서부터 전개되는 열전달 계수는 식(7)에 의해 정의된 평균 벽면 온도를 토대로한 평균 열전달 계수를 의미하며, 이것은 열 유속과 질량 유속 그리고 증기 건도의 영향을 받게 된다. Fig. 6은 열 유속을 변수로하여 건도에 따른 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로

부터 알 수 있듯이 저건도 영역에서의 열전달 계수는 열 유속에 의존하며, 열 유속이 크면 클수록 열전달 계수도 크다는 것을 알 수 있다. 열전달 계수에 대한 이러한 열 유속의 의존성으로부터 저건도 영역에서는 핵 비등이 열전달을 지배한다는 것을 알 수 있다. 그러나 건도가 증가함에 따라 열 유속에 대한 의존성은 덜 중요하게 되며, 서로 다른 열 유속 값들에서의 열전달 계수는 어떤 하나의 곡선 상에서 서로 만나게 된다는 것을 알 수 있다. 이 때의 열전달 계수는 증기 건도에만 의존하게 됨을 알 수 있다. 고건도 영역에서 열전달 계수는 열 유속에는 무관하며, 증기 건도에만 의존한다는 것은 대류 증발이 이 영역에서의 열전달을 지배한다는 것을 의미한다.

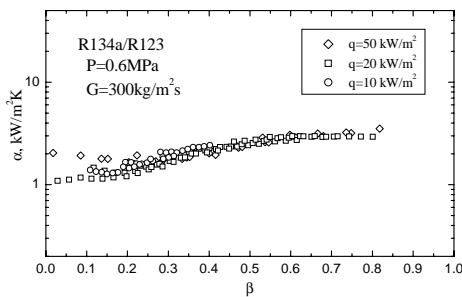


Fig. 6. Heat transfer coefficient versus quality with variation of heat flux.

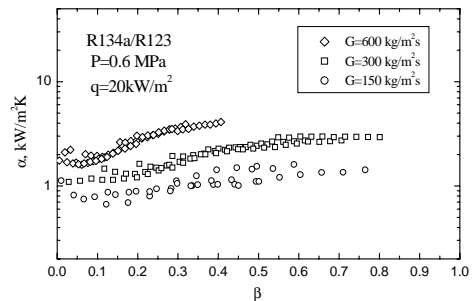


Fig. 7. Heat transfer coefficient versus quality with variation of mass flux.

Fig. 7은 $q=20\text{kW/m}^2$ 에 있어서 열전달 계수에 관한 질량 유속의 영향을 나타낸다. 그림에 나타나 있듯이 전 건도 영역에서의 열전달 계수는 질량 유속의 증가와 더불어 보다 큰 값을 나타내고 있다는 것을 알 수 있다. 위에서 언급된 열전달 특성은 정성적으로 순 냉매에 대한 것과 비슷하다.

다. 열전달 상관식

유동 비등 열전달의 주요 메카니즘으로 핵 비등과 대류 증발을 고려할 수 있다. 이들의 기여는 다음과 같이 열전달 계수의 중첩 형태를 가정하여 해석 할 수 있다.

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

여기서 α_c 는 유동 변수들의 함수인 대류 열전달 계수이고, α_b 는 열 유속에 의존하는 핵 비등 열전달 계수를 나타낸다. 식(8)에서 F와 S는 각각 향상 계수(enhancement factor)와 억제 계수(suppression factor)를 나타낸다.

핵 비등이 완전히 억제되고 대류 증발이 열전달을 지배하는 경우 열 유속은 무시되며, 열전달 계수는 증기 건도에만 의존하게 된다. 이와 같은 상황 하에서 식(8)은 다음과 같이 된다.

$$(9) \frac{\alpha}{\alpha_c} = F(1/X_{tt})$$

열전달에 관한 핵 비등과 대류 증발의 상대적인 기여를 평가하기 위해 α/α_c 와 $1/X_{tt}$ 를 좌표로 하여 데이터를 플롯 할 수 있다. 여기서, α_c 와 $1/X_{tt}$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

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

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

Fig. 8은 변수로 열 유속을 사용하여 α/α_c 와 $1/X_{tt}$ 를 좌표로하여 데이터를 나타낸 것이다. 그림으로부터 α/α_c 는 $1/X_{tt}$ 의 작은 값을 나타내는 영역에서는 열 유속에 의존하며, 이것으로부터 핵 비등이 이 영역을 지배한다는 것을 알 수 있다. $1/X_{tt}$ 의 값이 커짐에 따라 α/α_c 의 열 유속에 관한 의존성은 사라지며, 핵 비등의 기여는 덜 중요하게 되어 최종적으로는 대류 증발에 의해 대체된다.

Gungor & Winterton은 수직관과 수평관에 적용할 수 있도록 Chen의 상관식을 수정한 것으로 식(8)에서 S와 α_c 는 Chen과 같으며, F와 α_b 는 다음과 같다.

$$(12) E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$$

$$(13) \alpha_b = 55Pr^{0.12} (-\log Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

$$(14) Bo = \frac{q}{Gh_{fg}}$$

여기서 E는 항상 계수 F 대신에 사용된 것으로 마티넬리 변수와 비등수의 함수로 나타내었다. 비등수의 도입은 액막에서 기포성장의 결과로 교란된 액막으로 인해 열전달 증가를 고려하기 위한 것이다. 그리고 풀비등 열전달 계수, α_b 는 Cooper의 상관식을 사용하여 계산되었다.

이들 상관식을 수평관에 적용할 때 약간의 수정이 요구된다. 즉, 액체 Froude수가 0.05이하일 경우 E와 S는 E_2 와 S_2 에 의해 다음과 같이 각각 곱해져야한다.

$$(15) E_2 = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)}$$

$$(16) S_2 = \sqrt{Fr_l}$$

$$(17) Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D}$$

Jung등은 R22/R114 와 R12/R152a 냉매 혼합물에 대하여 Chen의 모델을 토대로 새로운 상관식을 개발하였다. Jung등은 핵 비등 억제에 관한 열 유속의 영향을 고려하기 위해 Chen의 억

제 계수와는 다른 새로운 계수를 도입하여 다음과 같은 혼합 냉매에 대한 상관식을 개발하였다.

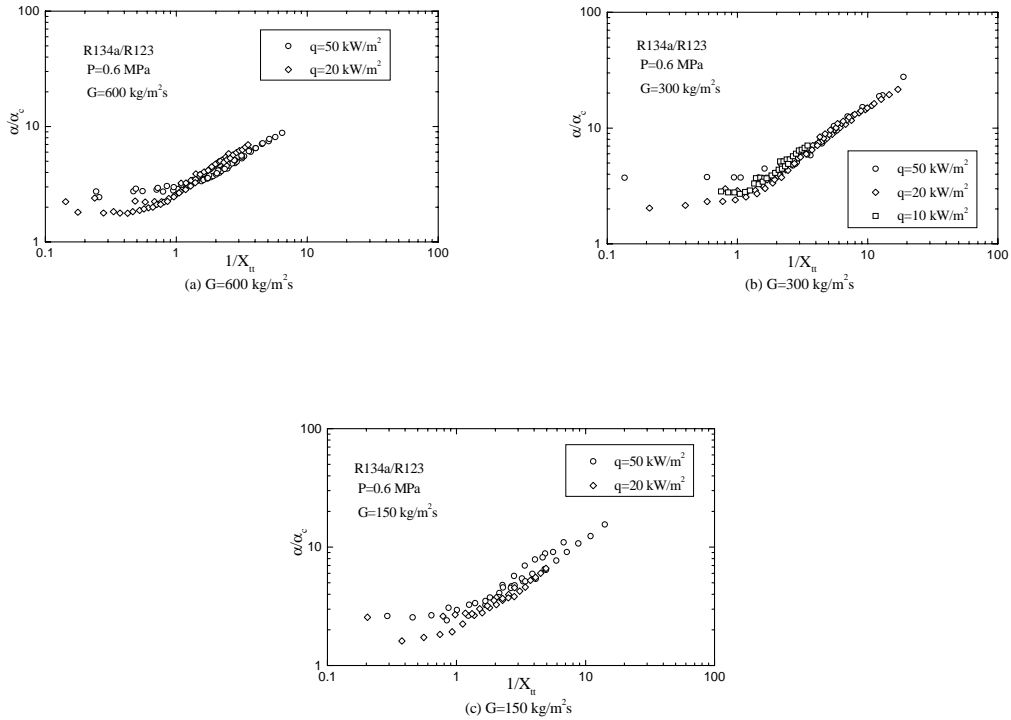


Fig. 8. Normalized heat transfer coefficient versus $1/X_{tt}$.

$$(18) \quad \alpha = \frac{N}{C_{UN}} \alpha_{SA} + C_{me} F_p \alpha_c$$

여기서

$$\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_l}{bd} \left(\frac{qb_d}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} \text{Pr}_l^{0.533}$$

$$C_{UN} = [1 + (b_2 + b_3)(1 + b_4)](1 + b_5)$$

$$C_{me} = 1 - 0.35 |Y - X|^{1.56}, \quad \text{for } 0.9 < C_{me} < 1.0$$

$$F_p = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$$

균일하게 가열되는 수평전열관내 냉매의 유동 비등 열전달과 압력 강하 특성에 관한 연구

$$N = 4048X_{ff}^{1.22}Bo^{1.13}, \quad \text{for } X_{ff} < 1$$

$$N = 2 - 0.1X_{ff}^{-0.28}Bo^{-0.33}, \quad \text{for } 1 \leq X_{ff} \leq 5$$

Fig. 9와 10은 순수 냉매와 혼합 냉매에 대해 측정된 열전달 계수를 Gungor & Winterton과 Jung등의 상관식에 의해 각각 계산된 것 사이의 비교를 나타낸다. 순수 냉매의 경우 Gungor & Winterton의 상관식은 33.5%의 평균 편차(mean deviation)내에서 현 데이터를 상관하였다. 그리고 혼합 냉매는 Jung등의 상관식에 의해 평균 35% 내에서 본 연구의 데이터를 상관하였다.

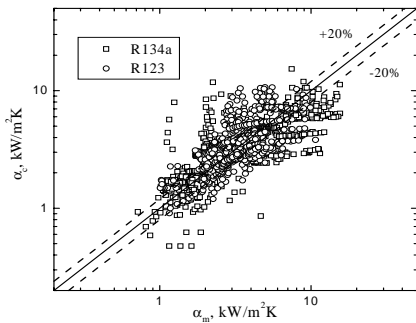


Fig. 9. Comparison with the correlation of Gungor & Winterton for pure refrigerants.

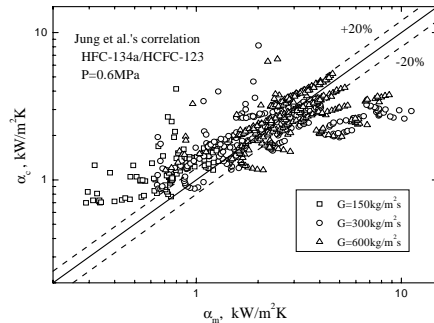


Fig. 10. Comparison with the correlation of Jung et al. for mixture.

2. 압력강하

유동 비등시 수평관내 총 압력 강하는 두 가지 성분으로 구성되며, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$(19) \quad \Delta P = \Delta P_f + \Delta P_a$$

여기서, ΔP_f 는 마찰 압력 강하를 나타내고, ΔP_a 는 가속으로 인한 압력 강하를 나타낸다.

마찰 압력 강하는 예측하기에 가장 어려울 뿐만 아니라, 총 압력 강하에 가장 중요한 기여를 하는 반면, 가속으로 인한 압력 강하는 마찰 압력 강하와 비교했을 때 일반적으로 작게 나타나는데, 본 연구의 경우 가속으로 인한 압력 강하는 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 총 압력 강하에서 각각 6.5%와 10%의 평균치를 나타내었다.

가. 압력 강하에 대한 상관식

Martinelli and Nelson의 상관식은 수평관내 유동 비등시 압력 강하를 예측하기 위해 광범위하게 사용되어 오고 있으며, 이들의 상관식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(20) \quad \Delta P_{MN} = \frac{2f_{fo}G^2z}{D\rho_l} \left[\frac{1}{\beta} \int_0^\beta \phi_{fo}^2 d\beta \right] + \frac{G^2}{\rho_l} \left[\frac{\beta^2}{\varphi} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) + \frac{(1-\beta)^2}{(1-\varphi)} - 1 \right]$$

여기서 ϕ 와 ϕ_{fo} 는 각각 보이드율과 이상 마찰 승수를 나타내는 것으로 다음과 같다.

$$(21) \quad \phi_{fo}^2 = \phi_{io}^2(1-\beta)^{1.8} \quad \text{and} \quad \phi_{io} = \left(1 + \frac{1}{\beta^{0.5}} \right)^2$$

여기서 X_{tt} 는 식(11)에 의해 정의되는 마티넬리 변수이다.

Jung등은 냉매 R22, R114, R12 그리고 R152a를 사용하여 수평 유동 비등의 압력 강하에 관한 실험적인 연구를 수행하여, Martinelli-Nelson의 상관식을 수정함으로써 다음과 같은 새로운 상관식을 개발하였다.

$$(22) \quad \Delta P_p = \frac{2f_{fo}G^2z}{D\rho_l} \left[\frac{1}{\Delta\beta} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \phi_p^2 d\beta \right]$$

여기서 ϕ_p^2 는 다음과 같이 정의 되는 이상 마찰 승수이다.

$$(23) \quad \phi_p^2 = 30.78\beta^{1.323}(1-\beta)^{0.477} P_r^{-0.7232}$$

Fig. 11과 12는 본 연구의 실험으로부터 측정된 압력 강하와 Martinelli & Nelson과 Jung등의 상관식으로부터 계산된 결과사이의 비교결과를 나타낸 것이다. Martinelli & Nelson의 상관식은 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 대부분의 데이터를 30%의 평균 편차(Mean deviation)내에서 예측하였다. 이것은 52%의 평균 편차를 나타내는 Jung등의 상관식보다는 다소 정확하였다.

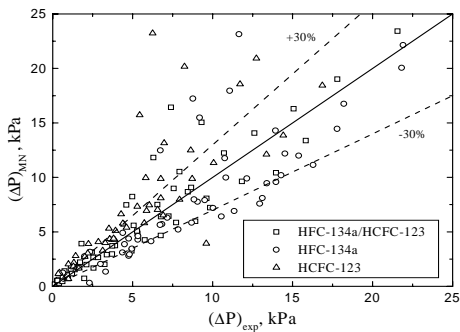


Fig. 11. Comparison between measured data and the correlation of Martinelli and Nelson.

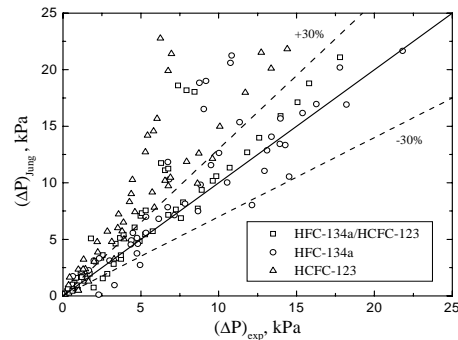


Fig. 12. Comparison between measured data and the correlation (Jung et al, 1989).

V. 결 론

균일하게 가열되는 수평 전열관에서 순수 냉매 R134a와 R123 그리고 이들의 혼합 냉매를 사용하여 유동 비등 열전달과 압력 강하에 대한 실험적인 연구를 수행하였으며, 측정된 데이터를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 열전달 계수에 관한 열 유속의 의존성은 저 건도 영역에서 중요하게 나타났으며, 고 건도 영역에서는 이러한 영향이 사라지게 됨을 알 수 있었다. 그리고 질량 유속은 본 연구의 전 건도 영역에서 열전달 계수에 영향을 미쳤다.
2. 혼합 냉매의 열전달 계수는 순수 냉매들에 비해 낮게 나타남을 알 수 있었다. 이러한 감소는 저 건도 영역의 경우 혼합 냉매에 대한 핵 비등 열전달 계수가 크게 감소되었기 때문이며, 고 건도 영역에서는 관 주위를 따라 액막의 비선형 온도 분포 때문으로 사료된다.
3. 순수 냉매에 대한 열전달 계수는 Gungor & Winterton의 상관식에 의해 33.5%의 평균 편차를 나타내었으나, 혼합 냉매의 경우 Jung등의 상관식은 본 연구의 데이터와 평균 35%범위 내에서 일치하였다.
4. 측정된 총 압력 강하 데이터는 Martinelli and Nelson의 상관식에 의해 30%의 평균 편차를 나타내었으며, 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 압력 강하의 특성은 유사하게 나타났다. 그리고 가속에 의한 압력 강하는 총 압력 강하의 6.5%~10%의 평균치를 나타내었다.

VI. 참고문헌

- Bennett, D.L., and Chen, J.C., Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures, *AIChE J.*, 26, pp.451~461, 1980.
- Chen, J. C., Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *I.E.C. Proc. Dev.*, Vol. 5, pp.322~329, 1966.
- Collier, J. G. and Thome, J. R., Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition. Oxford University Press, London, 1994.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp.351~358, 1986.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparison of Correlations with Data, *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp.148~156, 1987.
- Jung, D. S., and Radermacher, R., 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, 1989.
- Jung, D. S., and Radermacher, R., Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.32, pp.2435~2446, 1989.
- Kandlikar, S. G., A General Correlation for Saturated Two-phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, *J. Heat Transfer*, Vol. 112, 1990, pp. 219~228.
- Kandlikar, S. G., Correlation Flow Boiling Heat Transfer Data in Binary Systems, *HTD-Phase Change Heat Transfer*, ASME, Vol. 159, pp.163~170, 1991.
- Klimenko, V. V., A Generalized Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp.541~552, 1988.
- Kutateladze, S. S., Boiling Heat Transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 4, pp.31~45, 1961.
- Liu, Z., and Winterton, R. H. S., Wet Wall Flow Boiling Correlation with Explicit Nucleate Boiling Term, in *Multi-Phase Transport and Particulate Phenomena*, (Veziroglu, T.N., ed.), Hemisphere, Washington, DC, Vol. 1, pp.419~432, 1988.
- Lockhart, R. W., and Martinelli, R. C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chem. Engng. Prog.* Vol.45, pp.39~48, 1949.
- Martinelli, R. C., and Nelson, D. B., Prediction of Pressure Drop During, forced-Circulation Boiling of Water, *Trans. ASME* Vol.70, pp.695~702, 1948.
- Nishiumi, H., and Saito, S., Correlation of the Binary Interaction Parameter of the Modified Generalized BWR Equation of State, *J. Chem. Eng. Japan*, Vol.10, pp.176-180, 1977.
- Pierre, B., Flow Resistance with Boiling Refrigerants, *ASHRAE Trans.* pp.28~42, 1966.
- Reid, R. C., Prausnitz, J. M., and Sherwood, T. K., *The Properties of Gases and Liquids*, 3rd Edn., McGraw-Hill, New York, 1977.
- Shah, M. M., A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow Through Pipes, *ASHRAE Trans.* Vol. 82, pp.66~86, 1976.
- Webb, R. L. and Gupta N. S., A Critical Review of Correlations for Convective Vaporization in Tubes and Tube Banks, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 13, pp.58~81, 1992.