

혼합냉매의 풀비등 열전달 상관식

고영환, 김종곤, 박진석, 정동수*, 김영일*
인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과, *한국과학기술원 열·유동제어 연구센터

Pool Boiling Heat Transfer Correlation for Mixture Refrigerants

Young-Hwan Ko, Jong-Gon Kim, Jin-Seok Park, Dongsoo Jung[†], Young-Il Kim^{*}

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 405-751, Korea

[†]Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 405-751, Korea

^{*}Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

(Received September 29, 2000; revision received November 14, 2000)

ABSTRACT: Pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) of HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a, HFC32/HFC125 and HFC32/HFC125/HFC134a were measured on a horizontal smooth tube. The experimental apparatus was specially designed to simulate the real heat transfer tube with the use of the secondary fluid of water. Data were taken in the order of decreasing heat flux starting at 80 kW/m² and ending at 5 kW/m² in the pool temperature at 7°C. Test results showed that HTCs of these mixtures were 11~38% lower than those of ideal HTCs calculated by a linear mixing rule with pure fluids' HTCs. Experimental data were compared with Stephan & Körner, Thome, Schlünder, Thome & Shakir's correlations only to find that those correlations were not satisfactory for all fluids. Hence, a new correlation based on the present data was proposed which could be applied even to the ternary mixture. The correlation predicts the degradation of HTCs of mixtures well, showing a mean deviation of less than 15% for all the mixture data.

Key words: Pool boiling heat transfer(풀비등 열전달), Zeotropic mixture(비공비 혼합냉매), Equivalent pure fluid(동등한 순수매체), Mixture correlation(혼합냉매 상관식)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m²]
 A_o : 식(5)의 실험상수
 B_o : 식(9)의 비율계수
 D : 지름 [m]
 GTD : 온도구배차 [K]
 h : 열전달계수 [W/m² · K]

h_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [W/m · K]
 K : 식(4)의 감소인자
 L : 관 길이 [m]
 m_{cal} : 식(11)의 지수
 P : 압력 [kPa]
 P_o : 대기압 [1 bar]
 q : 열량 [W]
 T : 온도 [K 혹은 °C]
 X : 액체 상태 물분율
 Y : 기체 상태 물분율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

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

그리스 문자

- α : 열확산계수 [m^2/s]
- β : 질량전달계수 [m/s]
- ν : 동점성계수 [m^2/s]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- ΔT : 온도차 [K 혹은 $^{\circ}C$]
- Φ : 상대증발비

하첨자

- avg* : 평균값
- b* : 기포이탈
- bottom* : 관 아랫면
- bp* : 비등범위
- exp* : 실험값
- f* : 포화 액체 상태
- g* : 포화 기체 상태
- i* : 이상적
- r* : 환원값
- sat* : 포화상태
- side* : 관 옆면
- Schlünder* : Schlünder
- S&K* : Stephan과 Körner
- th* : 열전대
- top* : 관 윗면
- Thome* : Thome
- T&S* : Thome과 Shakir
- w* : 열전달 표면
- wall* : 관 표면
- 1, 2 : 증기압이 높은, 낮은 매체

1. 서 론

발전소, 냉동 시스템, 그리고 열에너지 변환 시스템 등에서 외부와의 열전달 메커니즘으로 널리 사용되어 온 비등 열전달의 경우 대개 순수 물질이 작동 유체로 사용되어 왔으나 최근 들어 혼합매체의 사용도 증가하고 있다. 특히 냉동/공조 분야에서는 기존에 사용되어 온 냉매들이 오존층을 파괴시킨다는 발표가 있는 이후에 세계 각국은

구냉매(CFC 및 HCFC 계열)를 대체할 수 있는 신냉매(HFC 및 자연 냉매 계열)의 개발에 박차를 가하고 있다. 신냉매의 경우 그 수가 제한되어 있으므로 지난 몇 년 사이에는 여러 순수 신냉매를 혼합하여 소비자의 필요에 따라 증기압이나 성능을 만족시켜 주는 ‘비(非)오존층 붕괴’ 혼합냉매가 많이 등장하기 시작했다. 혼합냉매는 기존의 냉동/공조 시스템을 크게 변화시키지 않고도 작동유체로 적용할 수 있다는 장점이 있으며 특히 비공비 혼합냉매의 경우 증발 및 응축시 온도구배가 생기므로 외부 유체와의 온도 매칭을 통해 열역학적 비가역성을 줄일 수 있다는 특징도 지니고 있다. 그러나 혼합매체를 작동유체로 사용할 경우 열전달이 생기는 표면 근처에서 증기압이 큰 매체가 먼저 증발하기 때문에 조성의 구배가 생기게 되고 이로 말미암아 질량전달저항이 존재하게 된다. 다시 말해 혼합매체에서 기포가 발생하려면 반드시 열전달 표면 근처에서 온도 구배와 더불어 조성 구배도 극복해야만 하며 따라서 이런 부가적인 질량전달저항으로 인해 동일한 열유속에서도 혼합매체의 경우 기포 수가 줄어들고 성장 및 이탈도 방해를 받아 열전달계수가 낮게 된다.⁽¹⁾

0.1, 0.15 그리고 0.2의 환원압력하에서 혼합냉매 R22/R124에 대해 실험을 수행한 Chiou et al.⁽²⁾은 열전달계수의 감소 원인을 액체의 점성과 증발잠열의 비선형적인 변화에 있다고 주장하였다. 2원혼합냉매와 3원혼합냉매인 R404A, R407C, R507에 대해 연마된 수평관에서 풀비등 열전달 실험을 수행한 Köster et al.⁽³⁾의 경우 기존의 상관식에서 열유속과 열전달계수와의 관계를 개선해야만 좀더 정확한 예측값이 나온다고 주장하였다. 그리고 이상적인 열전달계수에 초점을 둔 Yagov⁽⁴⁾은 벽면 근처의 액체층에서 휘발성이 큰 매체의 조성비 변화가 local void fraction의 3제곱근에 비례한다고 추측하여 혼합매체 상관식을 개발하였다. 백금선($d=0.1\text{ mm}$)을 이용하여 다양한 압력(5~40 bars)과 열유속(1.5~150 kW/m^2)에서 R32/R125에 대해 실험을 수행한 Shen et al.⁽⁵⁾은 혼합매체의 열전달계수에 영향을 미치는 인자를 열유속, 기체-액체의 조성변화 그리고 기체-액체의 밀도비로 표현하였다. 또한 Krupiczka et al.⁽⁶⁾은 비등 열전달에 있어 질량전달효과를 고려하여 복합구성매체에 대한 수학적인 모델을 제

시하였는데 이는 열전달계수를 계산하는 과정에서 기체상에서의 질량전달저항보다 액체상에서의 질량전달저항을 고려하는 것이 좀더 정확하다는 것이다.

이렇듯 혼합매체의 비등 열전달 현상은 매우 복잡하기 때문에 실험을 통해 관련 인자들을 살펴보고 이를 통해 실제의 작동 조건에 합당한 열전달계수 상관식을 만든 것이 가장 합당한 방법이라 할 수 있다. 이에 본 연구에서는 신냉매인 HFC32, HFC125, HFC134a를 사용하여 이들을 조성별로 혼합한 2원혼합냉매 HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a, HFC32/HFC125 그리고 3원혼합냉매 HFC32/HFC125/HFC134a에 대해 새로운 실험 데이터를 제시하고 증발기 설계⁽⁷⁾에 기초 자료가 되는 혼합냉매의 비등 열전달 상관식을 개발하여 제시하고자 한다.

2. 실험과정

2.1 실험장치 및 증발관 제작

Fig. 1은 상온에서 다양한 증기압을 갖는 여러 가지 순수/혼합 냉매의 풀비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도이다. 본 실험의 가장 큰 특징 중 하나는 기존의 연구에서처럼 증발관에 카트리지 히터를 삽입하여 균일한 열유속을 내도록 하지 않고 대신 실제 증발기에서의 조건과 유사한 상태에서 데이터를 취하기 위해 2차 유체인 물을 증발관 내로 흐르게 하여 비등이 생기게 했다는 점이다. 실험장치에 대한 보다 자세한 내용은 Ko et al.⁽⁸⁾의 연구를 참조하기 바란다.

Fig. 2는 본 실험에서 사용된 증발관의 모습이

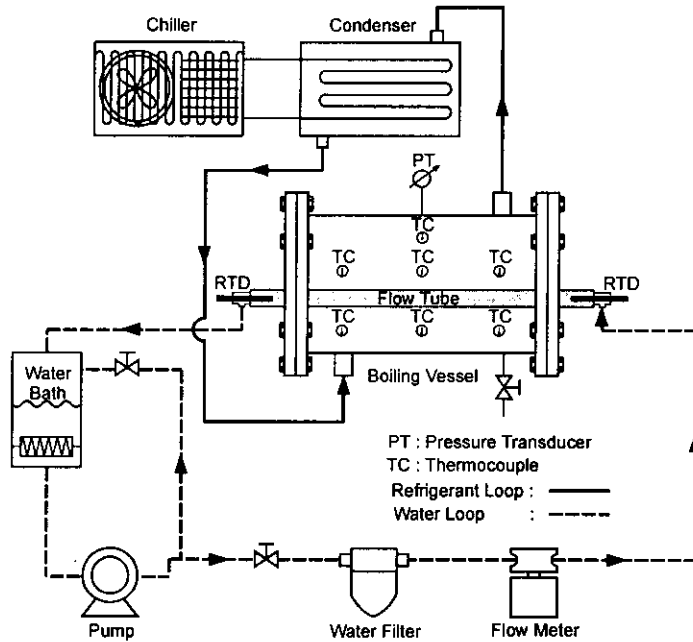


Fig. 1 Schematic diagram of the pool boiling test facility.

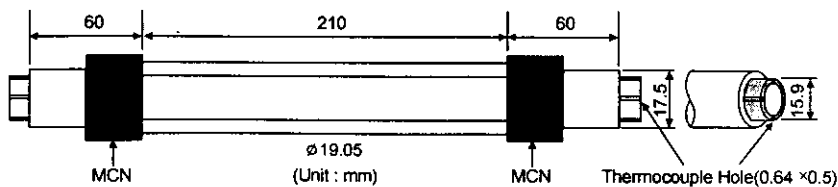


Fig. 2 Flow tube specifications.

다. 증발관의 표면에 직접 열전대를 부착할 수 없기 때문에 본 연구에서는 두 개의 동관을 용접하여 열전대를 삽입할 수 있도록 증발관을 제작하였다. 액체 냉매와 접촉하여 비등이 발생하는 표면의 길이는 210 mm이고, 증발관의 양끝에는 외부와의 열전달을 차단하기 위해 열전도도가 매우 낮은 MC 나일론(Monomer Cast Nylon, MCN)으로 길이 34 mm, 두께 1.5 mm의 부싱을 만들어 증발관에 끼웠다. 증발관 제작에 대한 보다 자세한 내용 또한 Ko et al.⁽⁸⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.2 실험방법

셀-튜브 형태의 증발기에 사용되는 증발관은 시간이 지남에 따라 표면불결효과⁽⁹⁾에 의해 열전달 성능이 저하되며 따라서 증발관의 표면을 균일하게 유지하며 실험을 하는 것이 그 무엇보다 중요하다. 이에 본 실험에서는 냉매를 교체할 때마다 증발관의 표면을 1000번 사포로 약 5분간 균일하게 닦아낸 후 아세톤으로 세척하여 항상 균일한 표면을 유지하였다. 실험방법에 대한 자세한 내용은 Lee et al.⁽¹⁰⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.3 실험결과의 처리 및 신뢰성

열전대가 설치된 증발관의 국부 열전달계수는 식(1)에 의해 계산된다.

$$h = \frac{(q/A)}{(T_{wall} - T_{sat})} \quad (1)$$

여기서 h , A , q 는 각각 국부 열전달계수(W/m²·K), 열전달 면적(m²) 그리고 2차 유체인 물이 냉매로 전달한 열량(W)이다. 위에서도 언급했듯이, 실제 증발관 표면의 온도 T_{wall} 은 열전대 삽입 구멍으로부터 1 mm 정도 떨어져 있으므로 식(2)와 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

$$T_{wall} = T_{th} - \frac{(q/A)}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D_o/D_{th})}{k} \right] \quad (2)$$

여기서 T_{th} , L , D_o , D_{th} , k 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달 관의 길이(m), 관의 직경(m), 열전대까지의 직경(m), 증발관의 열전도도(W/m·K)이다. 본 실험에서 사용한 증발관은 열전도도가 높은 구리관으로서 보정값 T_{wall} 와 측정값 T_{th} 의 차이가 거의 없으므로 열전대의 측정값을 벽면의 온도라고 가정하여 열전달계수를 결정했다.

유체가열 방법을 사용하면 증발관의 표면 온도가 2차 유체의 온도 감소로 인해 측방향으로 떨어지게 된다. 그러나 2차 유체의 온도 감소를 1.0 °C 정도로 유지하는 경우에는 표면의 온도분포가 직선이라고 가정하고 열전달관의 길이 부분에서 중심이 되는 부분의 표면 온도를 측정된 뒤 이를 이용하여 증발관 전체에 대한 평균 열전달계수를 계산해도 그 차이는 거의 없음을 실험을 통해 알 수 있게 되었다. 따라서 식(1)을 이용하여 위, 아래, 옆면의 국부 열전달계수를 결정한 뒤 식(3)의 산술평균식으로 평균 열전달계수를 구하였다.

$$h_{avg} = \frac{h_{top} + 2h_{side} + h_{bottom}}{4} \quad (3)$$

본 실험 중에서 발생하는 측정오차를 계산하기 위해 Kline and McClintock⁽¹¹⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 오차의 원인은 대부분 정밀도 ±0.1°C인 열전대에서 비롯되었으며 벽면과열도가 낮은 열유속에서는 ±5.4%, 높은 열유속에서는 ±2.0%의 실험오차를 보였다. 또한 실험의 재현율은 ±5% 이내로 매우 우수하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 평판에서 HFC 혼합냉매의 조성을 변화시켜 가며 풀비등 열전달 실험을 수행하였다. 작동 유체로는 HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a, HFC32/HFC125, HFC32/HFC125/HFC134a 등 3개의 2원 혼합냉매와 1개의 3원 혼합냉매를 선택하였고 풀 온도를 7°C로 유지한 채 열유속을 80 kW/m²에서 5 kW/m²로 낮추어 가면서 열전달계수를 측정하였고 그 결과를 토대로 혼합냉매에 대한 풀비등 상관식을 개발하였다. Table 1은 본 연구에서 열전달계수를 측정된 혼합냉매

Table 1 Compositions and GTDs of zeotropic mixtures at 300 kPa

	HFC32/HFC134a		HFC125/HFC134a		HFC32/HFC125		HFC32/HFC125/HFC134a	
	Mass fraction	GTD(K)	Mass fraction	GTD(K)	Mass fraction	GTD(K)	Mass fraction	GTD(K)
Case 1	0.0/1.0	0.00	0.0/1.0	0.00	0.0/1.0	0.00	0.1/0.2/0.7	5.69
Case 2	0.2/0.8	6.11	0.2/0.8	2.84	0.2/0.8	0.32	0.2/0.6/0.2	4.05
Case 3	0.4/0.6	6.63	0.4/0.6	4.41	0.4/0.6	0.14	0.23/0.25/0.52	6.54
Case 4	0.6/0.4	5.18	0.6/0.4	4.64	0.6/0.4	0.03	0.5/0.3/0.2	3.51
Case 5	0.8/0.2	2.84	0.8/0.2	3.31	0.8/0.2	0.00	0.7/0.2/0.1	1.72
Case 6	1.0/0.0	0.00	1.0/0.0	0.00	1.0/0.0	0.00		

의 조성과 REFPROP 6.0⁽¹²⁾에 의해 구한 이 냉매들의 온도구배차(Gliding temperature difference, GTD)를 보여준다.

3.1 타 연구자의 데이터와 비교

Fig. 3은 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 본 실험에서 측정된 HFC134a의 열전달계수를 타 연구자의 실험 결과와 비교한 것이다. Webb and Pais⁽¹³⁾ 그리고 Wang⁽¹⁴⁾은 풀의 온도를 4.4℃로 유지한 채 카트리지 히터로 가열하여 실험을 수행하였으며 Park et al.⁽¹⁵⁾은 풀의 온도를 7℃로 유지한 채 카트리지 히터를 사용하여 실험을 수행하였다. 그림을 통해 알 수 있듯이 2차 유체에 의한 가열 방법으로 실험한 본 연구의 열전달계수와 타 연구자의 열전달계수는 전 구간에 걸쳐 평균 12%의 오차를 보였으며 열유속이 증가할수

록 오차는 6% 정도로 떨어지는 경향을 보였다. Fig. 4는 순수냉매인 HFC32, HFC125, HFC134a를 조성별로 비등 용기에 충전하여 HFC407C를 만들어 실험한 것과 시중에서 유통되고 있는 듀퐁사의 HFC407C(AC9000)를 충전하여 실험한 데이터를 비교한 것이다.

그림에서 알 수 있듯이 두 경우의 열전달계수는 3~4% 정도의 오차 내에서 서로 잘 일치했다. 이 같은 비교를 통해 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

3.2 혼합냉매의 열전달계수

Fig. 5~Fig. 10은 2원 혼합냉매의 온도구배차와 풀비등 열전달계수를 조성의 함수로 나타낸 것이다. 혼합냉매를 구성하는 순수냉매들의 비등점 차이로 인해 발생하는 온도구배차는 질량전달

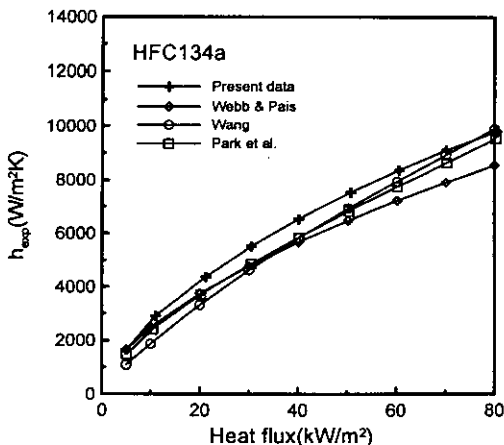


Fig. 3 Comparison of test results with other researcher's data.

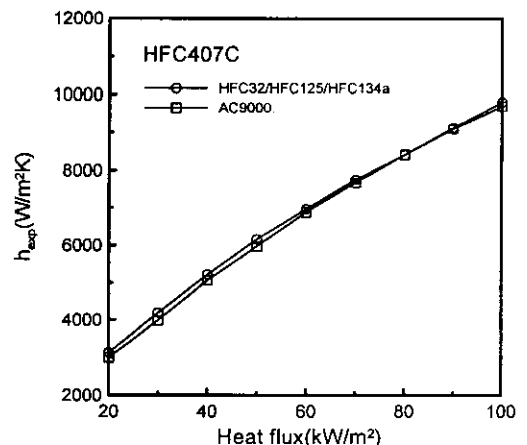


Fig. 4 Comparison of HFC407C data.

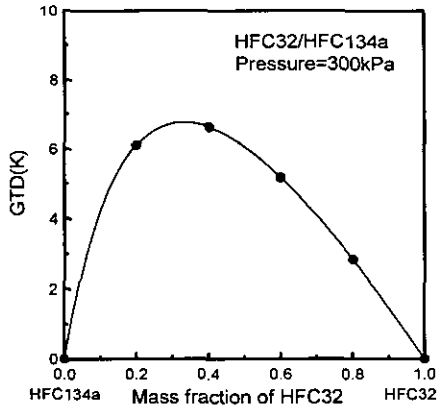


Fig. 5 GTDs of HFC32/HFC134a.

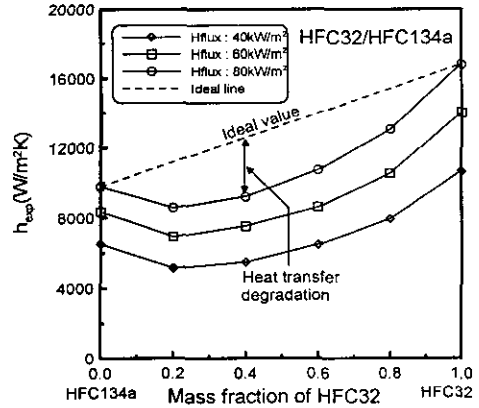


Fig. 6 Pool boiling HTCs of HFC32/HFC134a on a smooth tube.

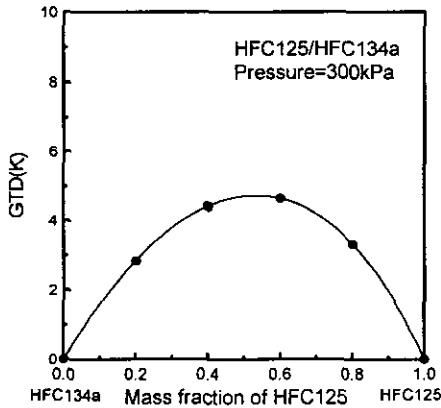


Fig. 7 GTDs of HFC125/HFC134a.

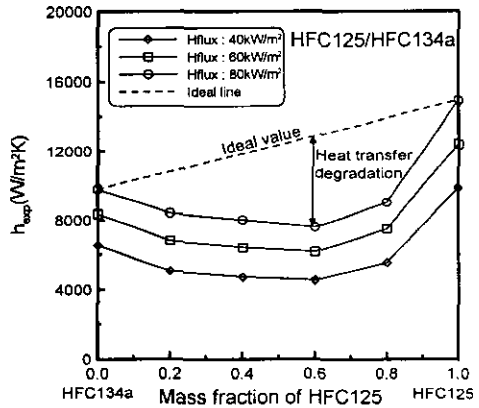


Fig. 8 Pool boiling HTCs of HFC125/HFC134a on a smooth tube.

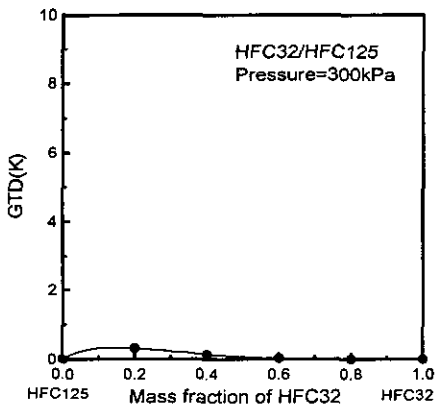


Fig. 9 GTDs of HFC32/HFC125.

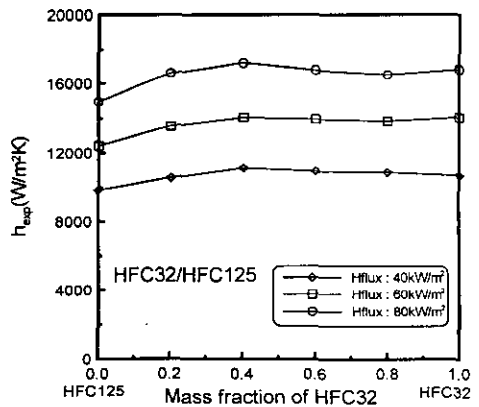


Fig. 10 Pool boiling HTCs of HFC32/HFC125 on a smooth tube.

저항과 밀접한 관계를 갖고 있어 풀비등 열전달 계수를 저하시키는 중요한 인자로 알려져 있다.

Fig. 5와 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 HFC32/HFC134a 혼합냉매는 HFC32의 조성이 30% 정도 일 때 온도구배차가 가장 크며 이때의 열전달 계수 값이 이상적인 값으로부터 가장 많이 감소하였다. 이러한 현상은 HFC125/HFC134a의 실험에서도 확인할 수 있었다(Fig. 7과 Fig. 8 참조). 한편 HFC32/HFC125는 온도구배가 0.2°C 미만인 근공비 혼합냉매로 질량전달저항이 거의 없으므로 Fig. 9와 Fig. 10에서 알 수 있듯이 혼합냉매의 열전달계수가 순수냉매의 값들 사이에서 큰 변화를 보이지 않고 있다.

3.3 혼합냉매 상관식 비교

Fig. 6과 Fig. 8에서 알 수 있듯이 실험을 통해 얻은 혼합냉매의 풀비등 열전달계수는 순수냉매의 값에 조성의 가중치를 주어 구한 이상적인 열전달계수(Fig. 6과 Fig. 8의 직선)보다 작은 값을 갖는다. 이 같은 감소원인을 연구자들은 열전달 표면에서의 온도구배와 질량전달저항으로 설명하고 있다. Fig. 11에서 보여주듯이 초기 액체 조성은 X_1 이었으나 기포가 발생함에 따라 기포주변의 액체영역에서는 증기압이 높은 물질이 금방 없어지므로 액체의 농도는 X_1 로 감소하게 되고(Point A) 이에 상응하는 기포의 농도는 Y_1 가 된다(Point B). 이처럼 경계층에서는 액체 농도가 줄어들음으로 인해 열을 전달시켜 주는 온도차가 $(T_w - T_b)$ 에서 $(T_w - T_1)$ 로 감소하게 된다. 그런데 설계 엔지니어의 입장에서는 매번 열전달계수를 측정할 때마다 경계층에서의 조건을 수치적으로 계산하는 것은 매우 불편하므로 대개 처음의 농도 X_1 과 액체 풀의 온도 T_b 를 사용하게 된다. 그러나 T_b 을 기준으로 계산된 벽면과열도는 실제의 과열도인 $(T_w - T_1)$ 가 아니라 과장된 값인 $(T_w - T_b)$ 이 된다. 이 같은 현상을 종종 "벽면과열도손실"(A loss of available superheat)이라 불린다. 또한 기포가 발생되는 경계층에서는 농도구배가 발생되므로 혼합매체 중에서 증기압이 높은 물질이 농도구배를 극복하고 기포를 형성해야만 한다. 이 같은 농도구배는 열전달을

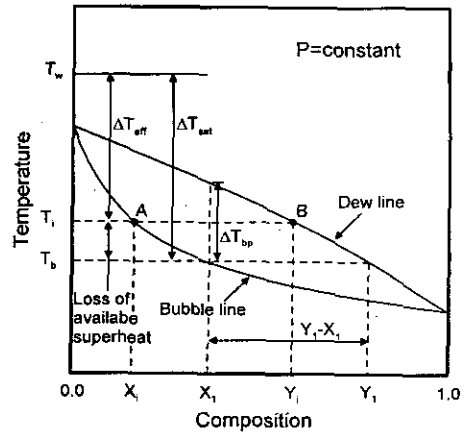


Fig. 11 Vapor-liquid phase equilibrium diagram.

가로막는 인자로서 질량전달저항이라 부른다.

지난 몇 십 년간 혼합매체에 대한 열전달계수의 감소원인을 알기 위해 많은 연구가 수행되었고 그 결과로 개발된 대부분의 혼합매체 풀비등 상관식은 대개 열전달계수의 감소인자로 상변화 과정 중에서의 조성비 변화와 벽면과열도 등에 초점을 두고 있다. 그러한 상관식은 다음과 같은 일반적인 형태로 표현된다.

$$\frac{h}{h_{id}} = \frac{1}{(1+K)} \quad (4)$$

여기서 K 는 열전달계수 감소인자로서 0보다 크며 1보다 작은 값을 가지는데 여러 연구자들은 일정한 온도, 압력 하에서의 조성 차이나 온도구배차의 함수 등을 이용하여 다음과 같이 혼합매체의 풀비등 열전달계수 상관식을 제시하였다.

(1) Stephan and Körner⁽¹⁶⁾

$$K = A_o(Y_1 - X_1)(0.88 + 0.12P/P_o) \quad (5)$$

(2) Thome⁽¹⁷⁾

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp} \quad (6)$$

(3) Schlünder⁽¹⁸⁾

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} (T_2 - T_1)(Y_1 - X_1)(1 - e^{-\theta}) \quad (7)$$

(4) Thome and Shakir⁽¹⁹⁾

$$K = \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp}(1 - e^{-\phi}) \quad (8)$$

Stephan and Körner⁽¹⁶⁾가 제시한 상관식은 1~10기압 범위에서 적용되며 그들은 실험상수 Ao 와 조성차이 $(Y_1 - X_1)$, 그리고 압력비 P/P_0 에 따라 감소인자가 결정된다고 주장하였다. 또한 Happel and Stephan⁽²⁰⁾도 일정압력과 열유속에서 조성차이에 의한 함수로 혼합매체의 상관식을 유도했으며 조성차이가 열전달계수의 감소인자로서 가장 지배적인 역할을 한다고 주장하였다. 한편 1982년에 발표된 Thome⁽¹⁷⁾의 상관식은 각각의 혼합매체마다 다양한 실험상수를 갖는 Stephan and Körner⁽¹⁶⁾의 상관식을 보완하여 감소계수를 온도구배차 ΔT_{bp} 의 함수로 표현한 것이다. 혼합매체 상관식 개발에 많이 이용되는 Schlünder⁽¹⁸⁾의 연구 결과는 막이론(film theory)을 통해 기포주위의 질량전달과정을 설명한 것으로 그는 열유속의 효과를 포함한 상관식을 제시하였다. 식(7)에서의 $(T_2 - T_1)$ 는 동일한 압력 하에서 혼합매체를 구성하는 순수매체의 포화온도차이고 ϕ 는 상대증발비(relative vaporization rate)로서 식(9)과 같이 표현된다.

$$\phi = \frac{-Bo(q/A)}{\rho_f \beta_f h_{fg}} \quad (9)$$

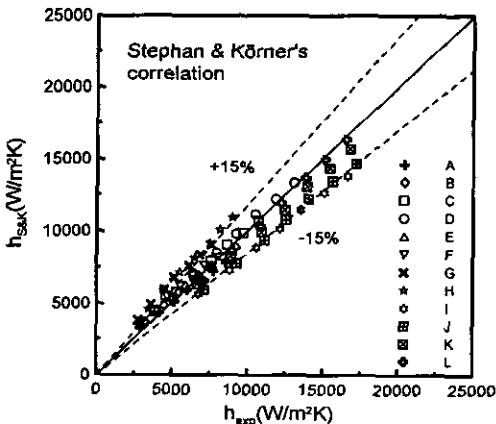


Fig. 12 Comparison of Stephan & Körner's correlation against experimental data.

여기서 Bo 는 증발잠열을 일으키는 데 사용되는 열유속의 비율을 나타내는 비율계수인데 그는 그 값을 1로 고정했고 β_f 는 질량전달계수로서 0.0002 m/s 값을 갖는다고 가정했다.

Thome and Shakir⁽¹⁹⁾은 Schlünder⁽¹⁸⁾의 상관식과 기존의 연구를 토대로 자신들의 수정식(8)을 발표하였다. 여기서 주목할 점은 기존의 상관식에서는 h_{id} 값을 구하기 위해 식(10)을 사용하였으나 Thome and Shakir⁽¹⁹⁾는 혼합매체를 '동등한 순수매체'(Equivalent pure fluid, EPF)로 취급하여 이상적인 열전달계수 h_{id} 를 구하였다는 점이다. '동등한 순수매체'로 가정하여 h_{id} 를 구하는 경우에는 순수냉매의 상관식에 들어가는 모든 물성치 값에 혼합매체의 물성치를 대입하는 것을 뜻하며 이렇게 계산된 h_{id} 는 대부분의 혼합매체 열전달계수를 계산할 때 사용되는 식(10)에 의해 계산되는 h_{id} 와 상당히 다르게 된다. 따라서 엔지니어들은 특별히 이 점에 유의하여야 한다.

$$\frac{1}{h_{id}} = \frac{X_1}{h_1} + \frac{X_2}{h_2} \quad (10)$$

Fig. 12~Fig. 15는 본 실험에서 취한 데이터를 Stephan and Körner,⁽¹⁶⁾ Thome,⁽¹⁷⁾ Schlünder⁽¹⁸⁾ 그리고 Thome and Shakir⁽¹⁹⁾의 상관식과 비교한 결과를 보여주며 각각의 혼합냉매 조성은 Table 2를 참조하기 바란다. 혼합매체를 구성하는 순수

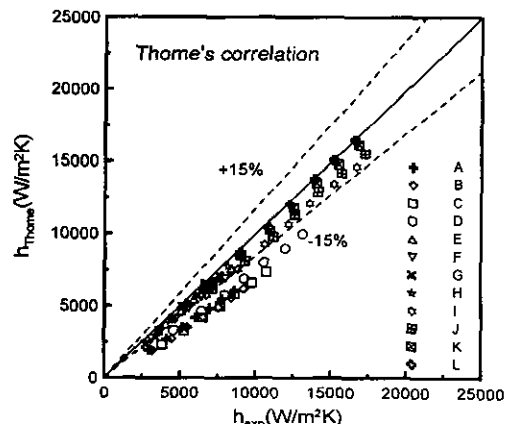


Fig. 13 Comparison of Thome's correlation against experimental data.

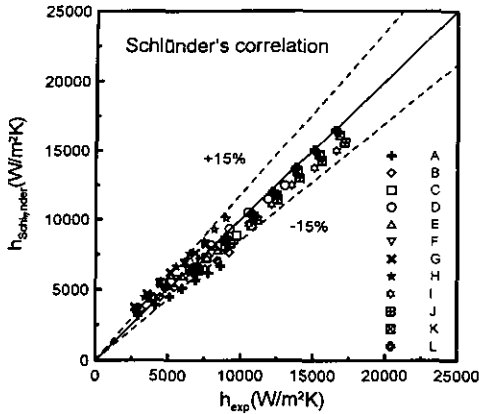


Fig. 14 Comparison of Schlünder's correlation against experimental data.

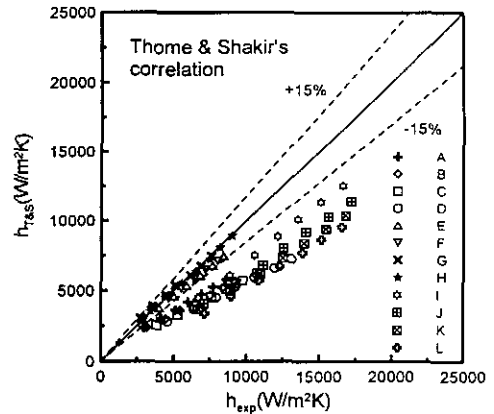


Fig. 15 Comparison of Thome & Shakir's correlation against experimental data.

Table 2 Pool boiling heat transfer experiments with binary and ternary mixtures

No.	Refrigerants	Mass fraction	No.	Refrigerants	Mass fraction	No.	Refrigerants	Mass fraction
A	HFC32/HFC134a	0.2/0.8	G	HFC125/HFC134a	0.6/0.4	M	HFC32/HFC125/HFC134a	0.1/0.2/0.7
B	HFC32/HFC134a	0.4/0.6	H	HFC125/HFC134a	0.8/0.2	N	HFC32/HFC125/HFC134a	0.2/0.6/0.2
C	HFC32/HFC134a	0.6/0.4	I	HFC32/HFC125	0.2/0.8	O	HFC32/HFC125/HFC134a	0.23/0.25/0.52
D	HFC32/HFC134a	0.8/0.2	J	HFC32/HFC125	0.4/0.6	P	HFC32/HFC125/HFC134a	0.5/0.3/0.2
E	HFC125/HFC134a	0.2/0.8	K	HFC32/HFC125	0.6/0.4	Q	HFC32/HFC125/HFC134a	0.7/0.2/0.1
F	HFC125/HFC134a	0.4/0.6	L	HFC32/HFC125	0.8/0.2			

매체들의 열전달계수값을 이용하여 h_{id} 값을 구한 Stephan and Körner,⁽¹⁶⁾ Thome,⁽¹⁷⁾ Schlünder⁽¹⁸⁾의 상관식의 경우 절대평균오차는 10~16% 정도이지만 Thome and Shakir⁽¹⁹⁾가 제시한 상관식의 경우 26% 정도로 실험 데이터를 크게 과소 평가하고 있다. Thome and Shakir⁽¹⁹⁾의 상관식이 실험 결과를 과소 평가하게 된 이유는 h_{id} 값을 구할 때 그들이 혼합매체를 '동등한 순수매체'로 가정하고 Stephan and Abdelsalam⁽²¹⁾의 상관식을 적용하여 그 값을 구했기 때문이다. Ko et al.⁽⁸⁾의 연구에서 밝혀진 바와 같이 Stephan and Abdelsalam⁽²¹⁾의 상관식은 HFC32의 열전달계수를 매우 과소 평가하는 경향을 보이고 있는데 그 이유는 그 상관식이 열전도도에 의한 영향을 제대로 고려하지 않기 때문이다. 이를 통해 혼합냉매의 풀비등 열전달 상관식을 새로이 개발할 경우 반드시 신냉매의 모든 물성치를 가능한 한 모두 고려해야만 함을 알 수 있다.

3.4 혼합냉매의 상관식 개발

혼합냉매의 열전달계수를 예측하기 위해서는 h_{id} 값을 알아야 한다. 기존의 연구자들은 h_{id} 값을 구하기 위해 각각의 순수매체의 열전달계수에 물분율을 적용하였다. 그러나 이 방법을 적용하려면 혼합매체를 구성하는 순수매체들의 열전달계수값을 다 알아야하는 번거로움이 있다. 그러므로 본 연구에서는 '동등한 순수매체'를 가정하는 Thome and Shakir⁽¹⁹⁾의 상관식을 수정하여 혼합냉매에 대한 새로운 상관식을 만들었다.

앞서 언급한 바와 같이 h_{id} 값을 구하기 위해 Stephan and Abdelsalam⁽²¹⁾의 순수냉매 상관식을 이용할 경우 신냉매의 예측치에서 큰 오차가 발생하므로 본 연구에서는 Ko et al.⁽⁸⁾이 제시한 식(11)을 이용하여 h_{id} 값을 구하였다.

$$h_{id} = F(P_r, T_r) \frac{k_f}{D_b} \left[\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}} \right]^{m_{sw}} \left(\frac{\nu_f}{\alpha_f} \right)^{-0.3} \quad (11)$$

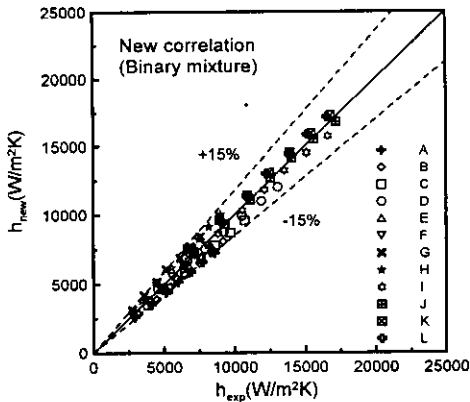


Fig. 16 Comparison of the new correlation with binary mixture data.

$$F(P_r, T_r) = 10 P_r^{0.1} (1 - T_r)^{-1.4} \quad (12)$$

$$m_{cat} = 0.855 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.309} P_r^{-0.437} \quad (13)$$

위 식에 필요한 물성치들은 REFPROP 6.0⁽¹²⁾ 프로그램을 이용하여 구했으며 최종적으로 본 연구에서는 혼합냉매의 풀비등 열전달 예측식으로 식 (14)을 개발했다.

$$\frac{h}{h_{id}} = \left[1 + 0.65 \frac{h_{id}}{(q/A)} \Delta T_{bp} \right]^{-0.71} \quad (14)$$

실험을 통해 얻은 데이터와 본 연구에서 개발된 상관식을 가지고 혼합냉매의 비등 열전달계수를 예측한 결과 $\pm 15\%$ 이내에서 2원 및 3원 혼합냉매의 모든 데이터가 일치함을 알 수 있었다 (Fig. 16과 Fig. 17 참조).

4. 결 론

본 연구에서는 비등온도 7°C에서 2원혼합냉매 HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a, HFC32/HFC125과 3원혼합냉매 HFC32/HFC125/HFC134a의 조성을 변화시키면서 실제 시스템과 유사한 2차 유체가열방법으로 열유속 5~80 kW/m² 범위에서 풀비등 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하고 새로운 상관식을 개발하였으며 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

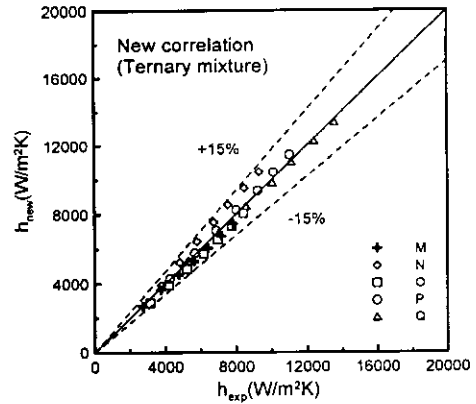


Fig. 17 Comparison of the new correlation with ternary mixture data.

(1) 실험을 통해 얻은 열전달계수를 분석한 결과 혼합냉매의 풀비등 열전달계수는 온도구배차에 큰 영향을 받음을 확인할 수 있었다. HFC32/HFC134a의 열전달계수는 이상적인 값으로부터 11~22% 정도 감소했고 HFC125/HFC134a의 경우에는 20~38% 정도 감소하였다.

(2) Stephan and Körner⁽¹⁶⁾ Thome⁽¹⁷⁾ 그리고 Schlünder⁽¹⁸⁾의 상관식을 본 연구의 실험값과 비교한 결과 16% 정도의 오차가 발생하여 어느 정도 신뢰성이 있음을 확인할 수 있었다. 그러나 이런 상관식들은 한결같이 h_{id} 값을 구하기 위해 순수매체들의 열전달계수값을 알아야 하는 번거로움이 있다. 이를 극복하기 위해 Thome and Shaker⁽¹⁹⁾는 순수매체로 구성된 혼합매체를 동등한 순수매체로 취급하여 h_{id} 를 구하였다. 그러나 Thome and Shaker⁽¹⁹⁾의 상관식은 신냉매의 물성치를 제대로 고려하지 않아 본 실험 결과와 비교할 때 26% 정도 과소 평가함을 알 수 있었다.

(3) 끝으로 혼합냉매의 풀비등 열전달계수에 영향을 미치는 온도구배차를 열전달 감소인자로 선택하고 동등한 순수매체 방식을 이용하여 혼합냉매 상관식을 개발한 결과 HFC32/HFC134a, HFC125/HFC134a, HFC32/HFC125, 그리고 HFC32/HFC125/HFC134a 등 모든 혼합냉매 데이터를 15% 이내에서 정확히 예측할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정 연구개

발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였고 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Bier, K. and Schmidt, J., 1996, Bubble Formation with Pool Boiling of Pure Fluids and Binary Fluid Mixtures, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 1661-1667.
2. Chiou, C. B., Lu, D. C. and Wang, C. C., 1997, Investigations of Pool Boiling Heat Transfer of Binary Refrigerant Mixtures, Heat Transfer Engineering Vol. 18, No. 3, pp. 61-72.
3. Köster, R., Herres, G., Kaupmann, P. and Hübner, P., 1997, Influence of the Heat Flux in Mixture Boiling: Experiments and Correlations, 1997, Int. J. Refrig., Vol. 20, No. 8, pp. 598-605.
4. Yagov, V. V., 1998, Predicting Method for Heat Transfer Coefficient at Binary Mixtures Nucleate Boiling, Proceedings of 11th IHTC, Vol. 2, pp. 545-550.
5. Shen, J., Spindler, K. and Hahne, E., 1999, Pool Boiling Heat Transfer of Refrigerant Mixtures R32/R125, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 8, pp. 1091-1102.
6. Krupiczka, R., Rotkegel, A. and Ziobrowski, Z., 2000, The Influence of Mass Transport on the Heat Transfer Coefficients during the Boiling of Multicomponent mixtures, Int. J. Therm. Sci., Vol. 39, pp. 667-672.
7. Kim, I. S., 1999, Design of an Evaporator Heat Exchanger for R123 and R134a refrigerants, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 368-374.
8. Ko, Y. H., Kim, J. G., Song, K. H., Jung, D. S. and Kim, Y. I., 2000, Pool Boiling Heat Transfer Correlation for Pure Refrigerants, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 10.
9. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat transfer, John Wiley & Sons. Inc., New York, pp. 293-294.
10. Lee, J. K., Ko, Y. H., Song, K. H., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1998, Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants in Enhanced Tubes, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 22, No. 7, pp. 980-991.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
12. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, REFPROP Version 6.0.
13. Webb, R. L. and Pais, C., 1992, Nucleate Pool Boiling Data for Five Refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35(8), pp. 1893-1904.
14. Wang, C. C., 1996, Pool Boiling of R-22, R-124 and R-134a in a Plain Tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40(7), pp. 1657-1666.
15. Park, J. S., Kim, J. G., Jung, D. S. and Kim, I. L., 1999, Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants on Enhanced Tubes, Proc. SAREK'99 Summer Annual Conference(1), pp. 113-118.
16. Stephan, K. and Körner, M., 1969, Calculation of Heat Transfer in Evaporating Binary Liquid Mixtures, Chemie-Ingenieur Technik, Vol. 41, No. 7, pp. 409-417.
17. Thome, J. R., 1983, Prediction of Binary Mixture Boiling Heat Transfer Coefficients Using Only Equilibrium Data, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 7, pp. 965-974.
18. Schlünder, E. U., 1986, Heat Transfer in Nucleate Boiling of Mixtures, In Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., San Francisco, 1986, Vol. 4, pp. 2073-2079.

19. Thome, J. R. and Shakir, S., 1987, A New Correlation for Nucleate Pool Boiling of Aqueous Mixtures, AIChE Symposium Series, Vol. 83, No. 257, pp. 46-51.
20. Happel, O. and Stephan, K., 1974, Heat Transfer from Nucleate to Beginning of Film Boiling in Binary Mixture, Pro. of the 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo, Paper B7.8.
21. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73-87.