

순수냉매의 풀비등 열전달 상관식

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

Pool Boiling Heat Transfer Correlation for Pure Refrigerants

Young-Hwan Ko, Jong-Gon Kim, Kil-Hong Song, Dongsoo Jung*, Young-Il Kim*

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

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

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

(Received July 25, 2000; revision received September 7, 2000)

ABSTRACT: Pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) of HCFC123, CFC11, HCFC142b, HFC134a, CFC12, HCFC22, HFC125 and HFC32 on a horizontal smooth tube have been measured. The experimental apparatus is specially designed to simulate the real heat transfer tube with the use of the secondary fluid of water as a heat source rather than a conventional electric heat source. 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 HFC125, and HFC32 are 50~67% higher than those of HCFC22. It is also found that some of the popular pool boiling heat transfer correlations in the literature are not good to predict the HTCs of newly developed alternative refrigerants. A new correlation was developed by a regression analysis which is based upon the consistent data obtained in this study and it showed an excellent agreement with all experimental data having an absolute mean deviation of less than 10%.

Key words: Pool boiling heat transfer(비등 열전달), Heat transfer coefficients(열전달계수), Alternative refrigerants(대체냉매), Correlation(상관식)

기호설명

<p>A : 열전달 면적 [m²] C_p : 정압비열 [kJ/kg · K] D : 지름 [m] g : 중력가속도 [m/s²] h : 열전달계수 [W/m² · K] h_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]</p>	<p>k : 열전도도 [W/m · K] L : 관 길이 [m] m : 식(4)의 지수 M : 분자량 [kg/kmol] Nu : Nusselt 수, $\frac{hL}{k_f}$ P : 압력 [kPa] q : 열량 [W] R_p : 표면조도 [μm] T : 온도 [K 혹은 °C]</p>
--	--

† 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 : 접촉각 [$^\circ$]
- μ : 점성계수 [$Pa \cdot s$]
- ν : 동점성계수 [m^2/s]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

- avg* : 평균값
- b* : 기포이탈
- bottom* : 관 아랫면
- cal* : 계산값
- Cooper* : Cooper
- exp* : 실험값
- f* : 포화 액체 상태
- g* : 포화 기체 상태
- r* : 환원값
- sat* : 포화상태
- side* : 관 옆면
- S&A* : Stephan과 Abdelsalam
- th* : 열전대
- top* : 관 윗면
- wall* : 관 표면

1. 서론

비등 열전달 현상은 잠열에 의한 열전달과 부력에 의한 대류현상으로 인해 상변화가 없는 단상 열전달보다 열의 이동이 훨씬 크다. 따라서 비등 열전달 상관식을 개발하기 위해서는 기포의 성장과 이탈에 의한 미소층에서의 열의 이동과 낮은 열유속에서 중요한 인자로 작용하는 자연대류에 대한 열역학적 고찰이 필요하다.^(1,2) 이에 지난 몇 십 년간 핵비등 열전달에 대한 이해가 많이 진척되었고 이를 근거로 몇몇 실험식이 제시되고 있지만 대개의 경우 연구자의 관점에 따라 특정 유체나 조도, 압력 하에서만 적용되는 한계성을 가지고 있다. 그 결과 이러한 상관식을 새

로 개발된 대체냉매에 적용할 경우 상당한 오차가 생길 가능성이 크다.

냉매의 물성치에 중점을 둔 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾의 상관식과 환산압력 및 표면조도를 이용한 Cooper⁽⁴⁾의 상관식들은 주로 오존층 파괴를 일으키는 구냉매(CFC, HCFC 계열)를 근거로 유도되었기 때문에 신냉매(HFC 계열)의 열전달 계수를 예측하는 경우에는 오차가 발생하는 것으로 나타났으며 이러한 사실은 Jung et al.⁽⁵⁾의 연구에서도 밝혀진 바 있다. Thome⁽⁶⁾도 최근에 발표한 논문에서 실제 증발기를 정밀하게 설계하기 위해서는 기존의 상관식을 보완할 필요성이 있다고 주장했다.

이에 본 연구에서는 실제 시스템과 유사한 실험장치를 특별 제작하여 증기압이 상이한 CFC, HCFC, 그리고 HFC 계열의 대표적인 냉매 8개를 실험하며, 여기서 얻은 데이터를 비교 검토하여 증발기 설계⁽⁷⁾에 기초 자료가 되는 순수냉매의 비등 열전달 상관식을 개발하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 상온에서 다양한 증기압을 보이는 여러 순수 냉매의 풀비등 열전달계수를 안전하게

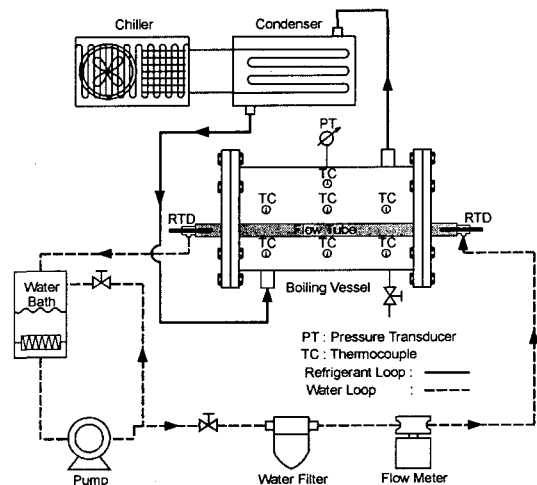


Fig. 1 Schematic diagram of the pool boiling test facility.

측정할 수 있는 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 열원부의 두 부분으로 나뉜다. 냉매 순환부는 비등용기와 응축기로 구성되어 있으며 비등용기는 직경 101.6 mm, 길이 230 mm의 스테인레스 스틸 파이프 및 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작하였다. 또한 비등현상을 관찰하기 위해 고압용 유리로 된 가시창과 용기 내의 액체, 기체 온도를 정확하게 측정할 수 있는 7개의 열전대가 균일하게 설치되어 있으며, 비등용기의 위쪽에는 냉매의 과냉 여부를 확인하기 위한 압력 게이지와 압력 변환계가 설치되어 있다. 응축기는 내부에 설치된 열교환기로 증발된 냉매증기를 액체로 만든 뒤 중력에 의해 다시 비등용기로 순환되도록 설치하였다. 증기의 응축에 필요한 냉각수는 독립적인 외부 냉각기에 의해 정밀하게 온도가 제어되어 응축기의 열교환기로 순환된다.

본 실험의 가장 큰 특징 중 하나는 기존의 연구에서처럼 증발관에 카트리지 히터를 삽입하여 균일한 열유속을 내도록 하지 않고, 대신에 실제 증발기에서의 조건과 유사한 상태에서 데이터를 취하기 위해 2차 유체인 물을 증발관 내로 흐르게 하여 비등이 생기게 했다는 점이다. 즉, 정밀항온조에서 펌프를 통해 나온 물은 필터를 지나 코리올리스(Coriolis) 효과를 이용한 정밀도 $\pm 0.2\%$ 의 고정도 질량유량계를 통과한 뒤 증발관으로 들어가 비등을 일으켜 냉매로 열을 잃고 다시 항온조로 들어가게 된다. 이 같은 유체가열 방법을 사용할 때 가장 유의해야 할 점은 관 내부의 열전달 저항을 줄이기 위해 2차 유체의 속도를 빠르게 해야 한다는 것과 동시에 튜브의 축방향 온도를 균일하게 유지하기 위해 가능한 한 증발관의 입출구에서의 온도차를 작게 해야 한다는 점이다. 이 같은 목적을 달성하기 위해 2차 유체인 물의 유량을 40~145 g/s까지 제어할 수 있는 바이패스 밸브를 설치하였으며, 증발관 내에는 피치 3.5 mm의 스프링을 축방향으로 삽입하여 관 내부에서 강한 난류가 형성되도록 했다.

또한 열유속을 계산하는데 가장 중요한 인자 중 하나는 2차 유체가 흐르는 증발관 입출구에서의 온도차이다. 이를 정밀하게 측정하기 위해 본 연구에서는 정밀도 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 인 RTD(ASL사 F250)를 사용하여 증발관 내를 통과하는 물의 입출구 온도차를 직접 측정하였다.

2.2 증발관 제작

열전달계수를 정확히 측정하려면 증발관에서의 표면온도를 정확히 측정해야 한다. 용접이나 전기도금 등의 방법으로 비등이 발생하는 증발관 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면 조건의 변화로 정확한 온도 측정이 어렵다. 또한 많은 연구자들이 쓰고 있는 EDM(Electrostatic Discharge Machining)방식은 가공 길이의 제한 때문에 증발관 전체 길이별 국부 열전달계수의 측정이 불가능하다. 따라서 Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 증발관의 표면에 변화를 주지 않고 표면온도를 정확히 측정하기 위해서 15.9 mm의 매끈한 동관의 상하측면에 너비가 0.64 mm인 밀링커터로 긴 홈을 내어 직경 0.5 mm의 열전대가 들어갈 수 있도록 만들었다. 그 뒤 이 동관을 19.05 mm의 증발관과 은납으로 용접하여 서로 달라붙게 하였다. 이 과정에서 미리 만든 열전대 홈에는 0.6 mm의 철사를 넣어 납이 홈에 들어가지 못하게 하였고, 여러 차례의 시도를 거쳐 전 표면에서 납이 균일하게 퍼지도록 하였다. 증발관과 삽입관이 잘 붙었는지를 확인하기 위해 관을 절단하여 살펴보았으며, 그 결과 용접이 아주 잘 되었음을 확인하였다.

액체 냉매와 접촉하여 비등이 발생하는 표면의 길이는 210 mm이고, 증발관의 양끝에는 외부와의 열전달을 차단하기 위해 열전도도가 매우 낮은 MC나일론(Monomer Cast Nylon, MCN)으로 길이 34 mm, 두께 1.5 mm의 부싱을 만들어 증발관에 끼웠다. 증발관 제작에 대한 보다 자세한 내용은 Lee et al.⁽⁸⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.3 실험방법

셸-튜브 형태의 증발기에 사용되는 증발관은 시간이 지남에 따라 표면불결효과⁽⁹⁾에 의해 열전달 성능이 저하된다. 따라서 증발관의 표면을 균일하게 유지하며 실험을 하는 것이 그 무엇보다

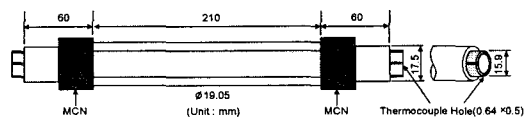


Fig. 2 Flow tube specifications.

중요하다. 이에 본 실험에서는 냉매를 교체할 때마다 증발관의 표면을 #1000 사포로 약 5분간 균일하게 닦아낸 후 아세톤으로 세척하여 항상 균일한 표면을 유지하였다. 실험방법에 대한 자세한 내용은 Lee et al.⁽⁸⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.4 실험결과와 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($W/m^2 \cdot K$), 열전달 면적(m^2) 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)과 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($^{\circ}C$), 열전달 관의 길이(m), 관의 직경(m), 열전대까지의 직경(m), 증발관의 열전도도($W/m \cdot K$)이다. 본 실험에서 사용한 증발관은 열전도도가 높은 구리관으로서 보정값 T_{wall} 와 측정값 T_{th} 의 차이가 거의 없으므로 열전대의 측정

값을 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 $^{\circ}C$ 정도로 유지하는 경우에는 표면의 온도분포가 직선이라고 가정하고 증발관의 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 있었다. 따라서 식(1)을 이용하여 위, 아래, 옆면의 국부 열전달계수를 결정한 뒤 식(3)의 산술 평균식으로 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⁽¹⁰⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 오차의 원인은 대부분 정밀도 $\pm 0.1^{\circ}C$ 인 열전대에서 비롯되었으며 벽면과 열도가 낮은 열유속에서는 $\pm 5.4\%$, 높은 열유속에서는 $\pm 2.0\%$ 의 실험오차를 보였다. 또한 실험의 재현율은 5% 이내로 매우 우수하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 평관에 대해서 증기압이 상이한 8가지 순수냉매의 풀비등 열전달 실험을 수행하였다. HCFC123, CFC11, HCFC142b, HFC134a, CFC12, HCFC22, HFC125, HFC32를 풀 온도 7 $^{\circ}C$ 에서 열유속을 80 kW/m^2 에서 5 kW/m^2 로 10

Table 1 Some properties of tested refrigerants at 7 $^{\circ}C$

	Ref.	P_{sat} (kPa)	P_r	T_r	k_f (W/m · K)	k_v (W/m · K)	$\mu_f \times 10^{-6}$ (Pa · s)	$\mu_v \times 10^{-6}$ (Pa · s)	σ (N/m)
저압	HCFC123	44.5	0.0121	0.613	0.08159	0.00814	517.4	10.10	0.0173
	CFC11	53.8	0.0122	0.595	0.09203	0.00770	488.0	9.60	0.0201
중압	HCFC142b	185.8	0.0451	0.683	0.08807	0.01030	292.1	9.28	0.0096
	HFC134a	374.6	0.0924	0.749	0.08892	0.01213	248.0	11.02	0.0106
	CFC12	385.4	0.0932	0.727	0.07338	0.00922	231.0	11.03	0.0109
고압	HCFC22	621.5	0.1254	0.759	0.09171	0.00991	202.2	11.82	0.0107
	HFC125	831.8	0.2292	0.826	0.06755	0.01324	182.4	12.27	0.0060
	HFC32	1012	0.1750	0.798	0.14890	0.01251	145.0	11.97	0.0098

kW/m²씩 낮추면서 열전달계수를 측정하였고 그 결과를 토대로 새로운 상관식을 개발하였다. Table 1은 본 연구에서 수행된 8개의 냉매를 증기압에 따라 세 그룹으로 분류하여 REFPROP 6.0⁽¹¹⁾에 의해 구한 각각의 물성치를 보여준다.

3.1 타 연구자의 데이터와 비교

Fig. 3은 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 본 실험에서 측정한 HCFC22의 열전달계수를 타 연구자의 실험 결과와 비교한 것이다. Webb and Pais⁽¹²⁾ 그리고 Wang⁽¹³⁾의 연구는 비등온도 4.4°C에서 카트리지 히터에 의한 가열 방법으로 실험

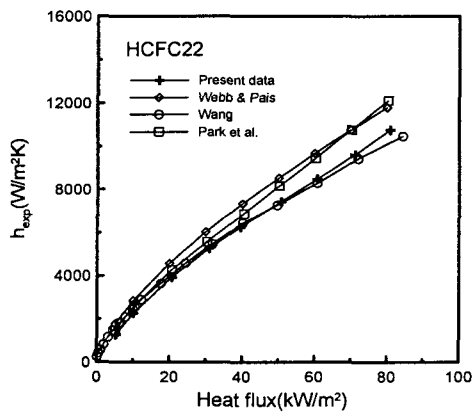


Fig. 3 Comparison of test result with Webb & Pais, Wang and Park et al.

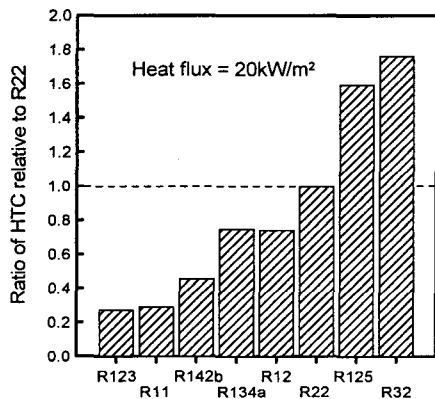


Fig. 4 Ratio of heat transfer coefficients of various refrigerants relative to R22 at 20 kW/m².

을 하였으며 Park et al.⁽¹⁴⁾의 연구는 비등온도 7°C에서 카트리지 히터로 실험을 하였다. 그림을 통해 알 수 있듯이 2차 유체에 의한 가열 방법으로 실험한 본 연구의 열전달계수와 타 연구자의 열전달계수는 전 구간에 걸쳐 평균 11%의 오차를 보였으며 열유속이 증가할수록 오차는 8% 정도로 작아지는 경향을 보였다. 이 같은 비교를 통해 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

3.2 순수냉매의 열전달계수

Fig. 4와 Fig. 5는 실험을 수행한 7°C에서의 포화압력에 따른 열전달계수를 나타낸다. 그림을 통해 알 수 있듯이 HCFC22를 기준으로 했을 때 HCFC123, CFC11, HCFC142b 등의 중저압 냉매는 열전달계수가 전 열유속에 걸쳐 약 53~71% 정도 떨어지며, CFC12와 HFC134a는 22~28% 정도 떨어지는 것으로 나타났다. 반면에 HFC125, HFC32 등의 고압 냉매의 경우에는 평균적으로 50~67% 정도 높게 나타났다. 이 결과를 토대로 저압에서 고압에 걸쳐 각 냉매의 열전달계수는 포화압력의 영향을 크게 받을 수 있다.

3.3 순수냉매 상관식 비교

풀비등 열전달계수를 예측하기 위해 가장 널리 사용되는 식은 Cooper⁽⁴⁾와 Stephan and Abdel-salam⁽³⁾이 개발한 상관식이다. Cooper⁽⁴⁾는 광범위

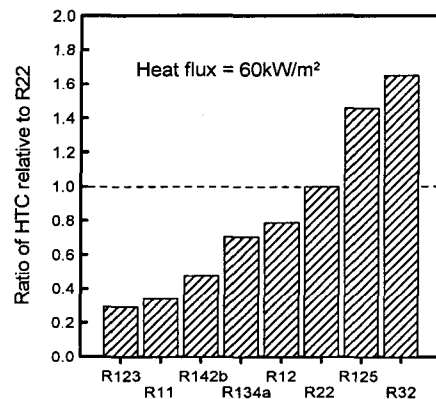


Fig. 5 Ratio of heat transfer coefficients of various refrigerants relative to R22 at 60 kW/m².

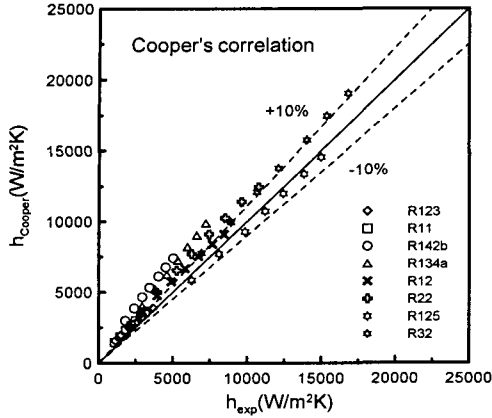


Fig. 6 Comparison of Cooper's correlation against experimental data.

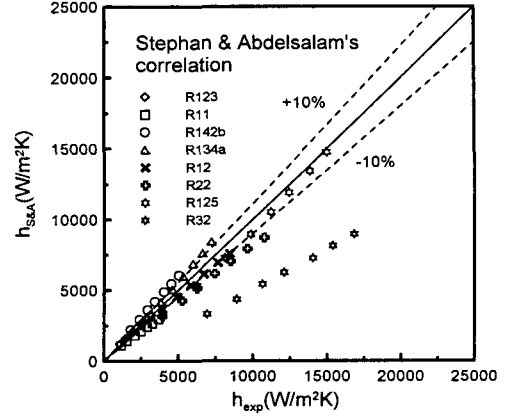


Fig. 7 Comparison of S&A correlation against experimental data.

한 작동유체를 가지고 환원 물성치 방법을 이용하여 다음의 상관식을 발표하였다.

$$h_{Cooper} = 90(q/A)^{0.67} M^{-0.5} P_r^m (-\log P_r)^{-0.55} \quad (4)$$

$$m = 0.12 - 0.2 \log R\phi \quad (5)$$

Cooper⁽⁴⁾는 열전달계수에 대한 열유속의 지수 값 m을 유체에 상관없이 모두 동일하게 고정하여 열전달계수를 예측하였다.

Stephan and Abdelsalam⁽³⁾은 5000여 개의 실험 데이터를 가지고 회귀분석법을 통해 다음과 같은 상관식을 발표했는데 이 식은 냉매군에 대해서 환원압력 0.003에서 0.78 사이의 영역에서 평균절대오차 10.5%를 갖는다고 주장했다.

$$h_{S\&A} = 207 \frac{k_f}{D_b} \left[\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}} \right]^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.581} \times \left(\frac{\nu_f}{\alpha} \right)^{0.533} \quad (6)$$

Fig. 6과 Fig. 7은 본 실험에서 취한 데이터를 Cooper⁽⁴⁾와 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾의 상관식과 비교해 본 것이다. Cooper⁽⁴⁾의 식은 평균적으로 22% 정도 과대 평가되었고 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾의 식은 HFC32의 경우 49% 과소 평가되었다.

Fig. 8은 본 실험에서 수행된 8개 냉매의 열

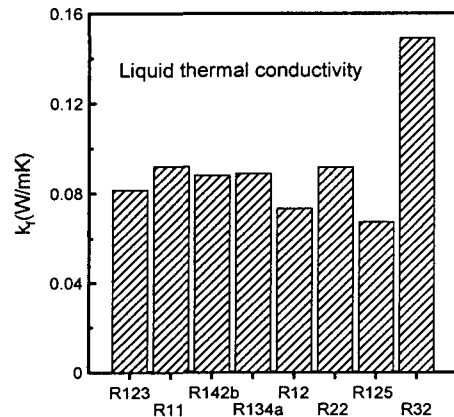


Fig. 8 Comparison of thermal conductivities of various pure refrigerants at 7°C.

전도도를 나타낸다. 이 그림에서 알 수 있듯이 HFC32의 열전도도는 다른 냉매에 비해 약 2배 정도 높기 때문에 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾의 상관식을 적용할 경우 상당한 오차가 발생하는 것으로 추정된다. 이 같은 결과를 바탕으로 중저압과 고압에 대한 순수냉매 상관식 개발의 필요성을 확인할 수 있었다.

3.4 순수냉매의 상관식 개발

본 연구에서 개발한 상관식의 개발 과정은 크게 두 단계로 나눌 수 있다.

첫째 실험 결과와 선행연구자들의 연구 결과를

근거로 열전달 기구의 영향인자를 찾아낸 후 Buckingham⁽¹⁵⁾의 Pi 이론에 의해서 무차원 그룹으로 나눈다. 둘째 열전달계수를 포함한 무차원 그룹에 대해서 나머지 그룹의 중요도를 판단한 뒤 수치해석 기법을 통해 최적의 상관식을 만든다. 이를 위해서 본 연구에서는 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾이 사용한 회귀분석법을 사용했다.

비등 열전달은 열유속, 표면조건, 열전달 표면과 포화온도와의 차이를 나타내는 벽면과열도, 액체와 기체의 밀도차에 의한 부력, 잠열, 특성길이, 열역학적인 물성치 등에 따라 영향을 받는다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$h = h[q/A, R\beta, \Delta T, g(\rho_f - \rho_g), h_{fg}, \sigma, C_p, k, \mu, \dots] \quad (7)$$

이를 근거로 물리적인 의미를 갖는 무차원 그룹을 만들어 정리하면 Table 2와 같다.

비등 열전달계수를 포함한 무차원 그룹은 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = \frac{hD_b}{k_f} \quad (8)$$

$$D_b = 0.0146\beta[2\sigma/g(\rho_f - \rho_g)]^{1/2} \quad (9)$$

여기서 특성길이 L 을 기포의 이탈지름 D_b 로 정하고 β 는 접촉각 35° 로 한다.

Nu 값에 대해서 위 무차원 그룹 각각을 회귀분석법에 의해 분석한 결과, 열유속과 포화온도를 포함한 그룹, 열확산율과 운동량의 비율을 나타

Table 2 Dimensionless parameters affecting pool boiling heat transfer

No.	Dimensionless Parameters	No.	Dimensionless Parameters
1	$\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}}$	5	$\mu_f \frac{C_p}{k_f}$
2	$\frac{\alpha^2 \rho_f}{\sigma D_b}$	6	$C_p \frac{T_{sat}}{h_{fg}}$
3	$h_{fg} \left(\frac{\mu_f}{\sigma}\right)^2$	7	$1 - T_r$
4	$\frac{\rho_g}{\rho_f}$	8	P_r

내는 그룹, 밀도비를 나타내는 그룹 그리고 환원 물성치를 포함한 그룹이 최소의 오차를 나타내는 것으로 확인되었다. 따라서 가장 큰 영향을 주는 그룹을 먼저 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$Nu = F(r) \left[\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}} \right]^{C_1} \left[\frac{\nu_f}{\alpha} \right]^{C_2} \quad (10)$$

$$F(r) = F(P_r, T_r) \quad (11)$$

여기서 $F(r)$ 는 위 상관식을 보다 정확하게 예측하기 위한 수정함수로서 환원 물성치만의 곱으로 나타낸다. 1998년에 발표된 Jung et al.⁽⁵⁾의 상관식에서는 14.86이라는 일정한 상수를 사용하여 비등 열전달계수를 예측하였으나 본 연구에서는 수정함수를 사용하여 다음과 같은 형태의 상관식을 개발하였다.

$$Nu = F(P_r, T_r) \left[\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}} \right]^{m_{cal}} \left(\frac{\nu_f}{\alpha_f} \right)^{-0.3} \quad (12)$$

$$h = F(P_r, T_r) \frac{k_f}{D_b} \left[\frac{(q/A)D_b}{k_f T_{sat}} \right]^{m_{cal}} \left(\frac{\nu_f}{\alpha_f} \right)^{-0.3} \quad (13)$$

$$F(P_r, T_r) = 10 P_r^{0.1} (1 - T_r)^{-1.4} \quad (14)$$

$$m_{cal} = 0.855 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.309} P_r^{-0.437} \quad (15)$$

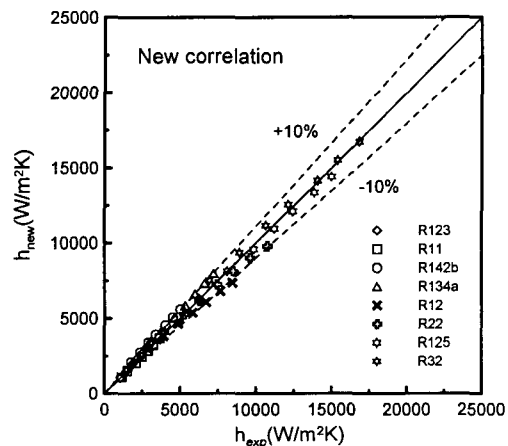


Fig. 9 Comparison of the new correlation with experimental data.

위 식의 물성치들은 REFPROP 6.0⁽¹¹⁾ 프로그램을 이용하여 구했으며 본 연구에서 개발된 상관식을 가지고 순수냉매의 비등 열전달계수를 예측한 결과, 절대평균오차 10% 이내로 모든 데이터를 정확히 예측할 수 있음을 알 수 있었다(Fig. 9 참조).

4. 결 론

본 연구에서는 비등온도 7°C에서 HCFC123, CFC11, HCFC142b, HFC134a, CFC12, HCFC22, HFC125, HFC32 등 증기압이 상이한 8개 냉매에 대해 실제 시스템과 유사한 2차 유체에 의한 가열 방법으로 열유속 5~80 kW/m² 범위에서 열유속을 10 kW/m²씩 줄여가면서 풀비등 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하고 새로운 상관식을 개발한 결과 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 동일 포화온도에서 포화압력이 큰 냉매일수록 열전달계수가 증가함을 볼 수 있었다. 그리고 CFC11의 대체냉매인 HCFC123과 CFC12의 대체냉매인 HFC134a는 거의 같은 증기압을 가지며 실험을 통해 얻은 열전달계수 또한 비슷한 값이 측정되었다.

(2) Cooper⁽⁴⁾ 상관식의 경우 모든 냉매에 걸쳐 평균적으로 22% 정도 과대 평가되었으며 Stephan and Abdelsalam⁽³⁾의 경우 CFC와 HCFC 냉매에 대해서는 상관식과 실험값이 비교적 잘 일치하였지만 HFC32의 경우 냉매의 열전도도를 제대로 고려하지 않아 약 49% 정도 과소 평가되었다.

(3) 풀비등 열전달에 영향을 미치는 물성치들을 무차원 그룹화하고 이를 회귀분석법을 사용하여 순수냉매의 상관식을 개발한 결과 CFC, HCFC, 그리고 HFC 계열의 모든 냉매의 열전달계수 값이 절대평균오차 10% 이내에서 정확히 예측할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정 연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

참고문헌

1. Hsu, Y. Y. and Graham, R. W., 1976, Transport Processes in Boiling and Two-Phase System, Hemisphere Publishing Company, Washington, D. C.
2. Van Stralen, S. J. D., 1968, The Growth Rate of Vapor Bubbles in Superheated Pure Liquids and Binary Mixtures, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1467-1512.
3. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73-87.
4. Cooper, M. G., 1982, Correlations for Nucleate Boiling Formulation Using Reduced Properties, PCH, Vol. 3, No. 2, pp. 89-111.
5. Jung, D. S., Kim, C. B., Song, K. H. and Lee, J. K., 1998, Nucleate Boiling Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants, Proc. 11th IHTC, Vol. 2, pp. 443-447.
6. Thome, John R., 1996, Boiling of new refrigerants : a state-of-the-art review, Int. J. Refrig. Vol. 19, No. 7, pp. 435-457.
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. 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.
9. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat transfer, John Wiley & Sons. Inc., New York, pp. 293-294.
10. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
11. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermo-

- dynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, REFPROP Version 6.0.
12. 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* 35(8), pp. 1893-1904.
 13. Wang, C. C., 1996, Pool Boiling of R-22, R-124 and R-134a in a Plain Tube, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40(7), pp. 1657-1666.
 14. 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.
 15. Buckingham, E., 1914, On Physically Similar Systems ; Illustration of the Use of Dimensional Equations, *Physical Review* 4(4), pp. 345-376.