수평미세관내 R-290의 비등열전달 특성

최 광 일, A. S. Pamitran, 오 종 택*†
전남대학교대학원 냉동공학과, *전남대학교 냉동공학과

Boiling Heat Transfer Characteristics of R-290 in Horizontal Smooth Minichannel

Kwang-Il Choi, A. S. Pamitran, Jong-Taek Oh*†
Graduate School, Chonnam National University, Chonnam 550-749, Korea
**Department of Refrigeration Engineering, Chonnam National University, Chonnam 550-749, Korea*

(Received July 10, 2006; revision received September 29, 2006)

ABSTRACT: The present paper dealt with an experimental study of boiling heat transfer characteristics of R-290. Pressure gradient and heat transfer coefficient of the refrigerant flow inside horizontal smooth minichannel were obtained with inner tube diameter of 3.0 mm and length of 2,000 mm. The direct electric heating method was applied for supplying a heat to the refrigerant uniformly. The experiments were conducted with R-290 purity of 99.99%, at saturation temperature of 0 to 10℃, a mass flux range of 50~250 kg/m^{2}s, and a heat flux range of 5~20 kW/m^2. The heat transfer coefficients of R-290 increased with increasing mass flux and saturation temperature, wherein the effect of mass flux was higher than that of the saturation temperature. Heat flux has a low effect on the increasing of heat transfer coefficient. The heat transfer coefficient was compared with six existing heat transfer coefficient correlations. The Zhang et al.'s correlation (2004) gave the best prediction of heat transfer coefficient. A new correlation to predict the two-phase flow heat transfer coefficient was developed based on the Chen correlation. The new correlation predicted the experimental data well with a mean deviation of 11.78% and average deviation of −0.07%.

Key words: Minichannel(미세관), R-290(프로판), Flow boiling(흐름비등), Pressure gradient(압력강하), Heat transfer coefficient(열전달계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

Bo : 보일링 수, $q/(h_{fg}G)$
C_p : 정압비열 [J/kg·K]
D : 관경 [m]
F : Reynolds 수 인자
f : 마찰요소
G : 질량유속 [kg/m^2·s]
h : 열전달계수 [kW/m^2·K]
i : 엔탈피 [kJ/kg]
k : 관의 열전도계수 [W/m·K]
L : 관길이 [m]
M : 분자량
P : 압력 [Pa]
Q : 열량 [kW]
q : 열유속 [kW/m^2]

† Corresponding author
Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003
E-mail address: ohjt@chonnam.ac.kr

T : 온도 [K]
x : 건도

그리스 문자

μ : 점성계수 [Pa·s]
ρ : 밀도 [kg/m^3]
ϕ^2 : 2상유동마찰요소
X : Lockhart-Martinelli parameter

하첨자

exp : 실험값
f : 액체
g : 기체
i : 내경
nb : 핵비등
o : 외경
r : 상대
sat : 포화
tp : 2상
tt : 난류-난류
wi : 관내벽
wo : 관외벽

1. 서 론

자연냉매인 탄화수소계열의 냉매는 오존층 파괴와 지구온난화에 거의 영향을 주지 않으면서 타 냉매보다 증기밀도 및 액점성계수가 낮고 잠열량이 커 전열성능이 우수하므로 시스템의 고성능화 및 소형화가 가능하다. 최근 유럽에서는 HC계열의 냉매를 이용한 고효율 장치 개발과 더불어 많은 열펌프 시스템의 작동유체가 HC계열 냉매로 신속하게 전환되고 있는 실정이다. Wen et al.[1]은 R-290, R-600 및 R-290/600 혼합냉매에 대한 열전달 실험에서 R134a보다 우수한 열전달 특성을 밝혔으며, 이를 이용한 새로운 상관식을 제시하였다. Jung et al.[2]은 R-290, R-600a, R-600을 냉매로 다양한 열전달 촉진관에서의 핵비등 열전달에 대해 연구하였으며, 이와 같은 가연성 냉매들은 압력강하의 증가와 함께 핵비등 열전달계수도 증가한다고 하였다. Cho et al.[3]은 5 mm 평활관 내 R-32/290 혼합냉매의 성분비에 따른 증발열전달 특성에 대한 실험적 연구에서 열전달계수는 R-32의 비율이 증가할수록 R-290 단일냉매일 때보다 미소하나마 증가하였고, 압력강하는 R-22 및 R-410A보다 낮다고 보고하였다. 이와 같은 기존의 연구들[4-8]은 대부분 관내경 5 mm 이상의 시험관내 열전달에 관한 것으로서 3 mm 이하의 미세관내 열전달 특성에 관한 연구는 미흡하다. 특히 R-290을 비롯한 탄화수소계 냉매의 미세관내 비등열전달에 미치는 관경의 영향 및 열전달 상관식에 대한 연구는 대단히 부족하다.

본 연구에서는 관내경 3.0 mm인 수평미세관을 시험부인 증발기로 이용하여 R-290의 다양한 실험조건에 따라 압력강하 및 비등열전달계수를 구하여 기존의 열전달 상관식과 비교하였고, 수평미세관내 R-290의 비등열전달에 대해 기존의 상관식을 개선시킨 열전달상관식을 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 응축기, 과냉각기, 냉매펌프, 예열 및 예냉기, 그리고 시험부인 증발기로 구성하였다. 냉매순환을 간단히 설명하면 펌프에서 나온 냉매는 질량유량계에서 유량이 측정된 후 예열기를 지나 시험구간인 증발기로 순환된다. 증발기에서 증발한 냉매증기는 응축기에서 응축된 후 과냉각기에서 과냉각도가 조절되어 수액기로 유입되며 냉매펌프에 의해 실험장치로 재순환된다. 냉매유량 조절을 위해 인버터에 의해 회전수가 조절되는 마이크로사의 마그네틱기어펌프를 사용하였다. 증발기인 시험부는 Fig. 2와 같이 스테

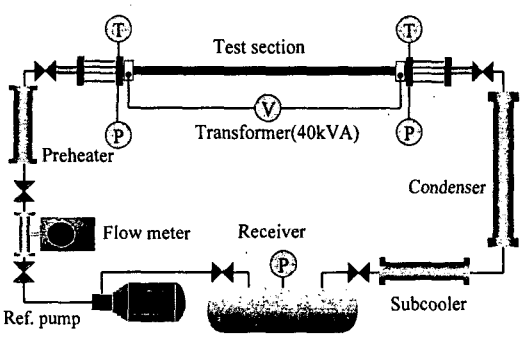

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

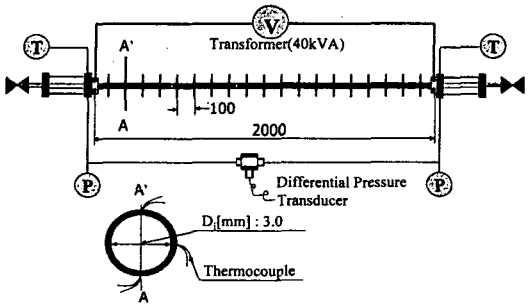

Fig. 2 Details of the test section.

인레스강 튜브로서 내경 3.0 mm, 시험부 길이가 2,000 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이방향 100 mm 간격으로 19곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 3군데 부착하였다. 또한 시험부 입·출구와 예열기 입·출구의 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기 입출구에 정밀 브르동관식 압력계 및 차압계를 설치하여 각각의 압력 및 입출구 차압을 측정하였다. 또한 증발기 내의 냉매 유동양식을 관찰하기 위하여 시험부 입구 및 출구에 각각 길이 100 mm인 가시화장치를 설치하였다.

시험부인 증발기의 가열은 직접가열방식으로 일정한 열유속을 가하기 위하여 전압과 전류값에 의해 열유속이 조절되는 용량 40 kVA인 전압조정기를 사용하였으며, 온도, 압력, 유량 등 모든 측정값은 다채널 기록계(요코가와 DA100)로 전송된 후 GPIB 통신으로 컴퓨터에 저장하였고, 시스템 전체가 2시간 이상 정상상태가 된 것을 확인한 후 각종 데이터를 측정하였다.

실험조건은 Table 1과 같다. 본 연구에서 사용

Table 1 Experimental conditions

Refrigerants	R-290
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter [mm]	3.0
Saturation temperature [℃]	0, 5, 10
Tube length [mm]	2,000
Mass flux [kg/m^{2}s]	50 to 250
Heat flux [kW/m^2]	5, 10, 15, 20
Quality	0~1.0

Table 2 Estimated uncertainty

Parameter	Uncertainty
Mass flow meter	±0.39% to ±2.03%
Mass flux	±1.47% to ±2.48%
Absolute pressure	±0.25 kPa
Inner wall temperature	±0.4% to ±5.99%
Heat flux	±1.99% to ±3.39%
Mass quality	±1.82% to ±3.82%
Heat transfer coefficient	±3.06% to ±9.46%

된 R-290에 대한 물성치는 냉매 물성치계산 프로그램인 REFPROP(Ver. 6.02)를 이용하여 계산하였다. 또한 Table 2에 실험의 측정값에 대한 오차를 나타내었다.

3. 실험데이터의 정리

본 실험에서의 국소 비등열전달계수는 식(1)과 같이 구하였다.

$$h = \frac{q}{T_{wi} - T_{sat}} \tag{1}$$

열유속 q는 다음의 식(2)로 계산하였다.

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot L} \tag{2}$$

시험부 관내 벽면온도는 측정한 관외 벽면온도를 정상상태에 대한 1차원 열전도방정식으로 계산하며 식(3)과 같다.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi kL} \ln \frac{d_o}{d_i} \tag{3}$$

그리고 건도는 시험부 내 냉매의 에너지평형으로부터 식(4)와 같이 계산하였다.

$$x = \frac{i - i_f}{i_{fg}} \tag{4}$$

포화온도인 T_{sat}는 측정한 시험부 압력으로 계산하였으며, 냉매의 물성치는 REFPROP Version 6.0을 이용하여 계산하였다.

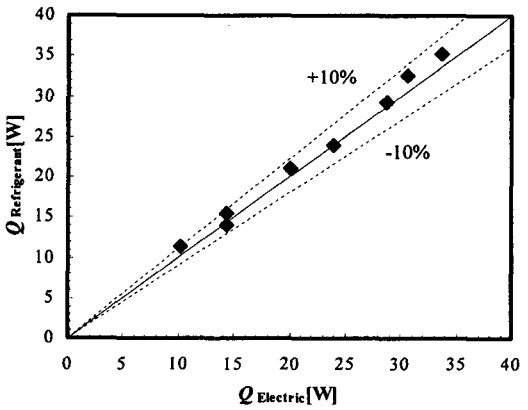

Fig. 3 Heat balance between $Q_{Electric}$ and $Q_{Refrigerant}$ in the evaporator.

Fig. 3은 시험부인 증발기에서의 정확한 열전달량 측정과 장치의 신뢰성 확보를 위해 전기 가열량과 냉매 단상 열전달량 사이의 열평형을 검토한 것이다. 가로축은 직접 가열을 통한 전기 가열량 $Q_{Electric}$이고, 세로축은 냉매가 얻은 열량 $Q_{Refrigerant}$이다. 그림에서 알 수 있듯이 ±10% 이내에서 잘 일치하고 있다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력강하

Fig. 4는 관내경 3.0 mm에서 R-290의 시험부 입구온도가 10℃일 때 열유속 5 kW/m^{2}부터 20 kW/m^{2}까지 변화시키면서 질량유속 50 kg/m^{2}s에서 250 kg/m^{2}s로 증가시킨 시험부 입구 및 출구에서 측정한 증발기 단위길이당 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 압력강하는 질량유속이 증가함에 따라 증가하였다. 그리고 열유속의 증가와 더불어 질량유속이 증가함에 따라 압력강하도 증가하고 있다. 고질량유속일 때가 저질량유속일 때보다 열유속증가에 따른 압력강하가 더 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것은 일정한 질량유속에서 열유속이 증가할수록 냉매액이 냉매증기로 상변화를 하면서 건도의 증가와 함께 기액 이상류의 마찰압력강하가 더 증가하기 때문이라고 사료된다.

4.2 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 5는 포화온도 10℃, 열유속 10 kW/m^{2}일 때 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 건도변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 건도 0.15까지 열전달계수가 약간 감소한 후 건도 증가에 따라 전반적으로 열전달계수도 증가하였다. 저건도 영역에서의 열전달계수는 일정하게 감소하면서 질량유속 증가에 따른 차이를 보이지 않았다. 따라서 상대적으로 열유속이 낮을 때 저건도 영역에서는 열유속의 영향을 받는 핵비등이 지배적이지 않고 비교적 질량유속의 영향이 큰 슬러그유동

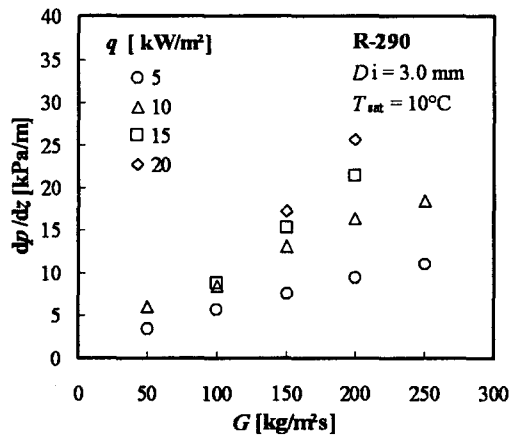

Fig. 4 Variation of pressure gradient vs mass flux with respect to heat flux.

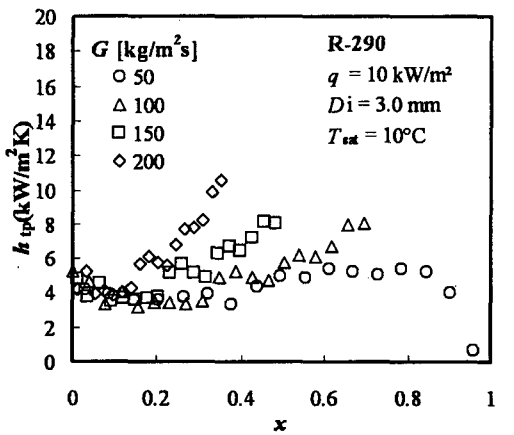

Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient vs quality with respect to mass flux.

(slug flow)의 유동양식이 형성되었기 때문이라고 사료된다.

그리고 질량유속 50 kg/m^{2}s일 때는 건도 증가에 따른 열전달계수의 증가는 거의 나타나지 않지만, 질량유속 100 kg/m^{2}s 이상일 때는 질량유속이 증가할수록 건도 증가에 따른 열전달계수의 증가가 뚜렷하게 나타났으며, 또한 질량유속이 증가할수록 전체 평균 열전달계수도 증가하였다. 이것은 질량유속이 증가하면 시험부 관내 냉매 레이놀즈 수(Re)의 증가와 증기속도의 증가에 따라 환상유동이 더욱더 발달하기 때문이라고 생각된다.

4.3 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 6은 R-290의 포화온도 10℃, 질량유속 150 kg/m^{2}s로 일정하게 유지하고 열유속을 10~20 kW/m^{2}까지 증가시켰을 때 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 전체적으로 건도가 증가할수록 증가하였으며, 저건도 영역이 고건도 영역에서보다 열유속의 영향이 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 건도 0.25까지는 열유속이 증가할수록 열전달계수는 20~30% 증가하였고, 건도 0.25 이후 고건도 영에서는 열유속이 증가하여도 열전달계수의 차이가 나타나지 않음을 알 수 있다. 이것은 저건도 영역에서는 열유속의 영향에 의한 핵비등이 열전달계수에 지배적인 영향을 미치지만 고건도 영역에서는 핵비등이 억제되고 질량유속과 건도의 증가에 의한 강제대류증발이 열전달계수의 증가에 지배적인 영향을 미치기 때문이다.

4.4 비등열전달계수에 미치는 포화온도의 영향

R-290 냉매의 포화온도 변화에 따른 비등열전달계수를 Fig. 7에 나타내었다. 질량유속 100 kg/m^{2}s, 열유속 15 kW/m^{2}으로 일정하게 유지하고 포화온도 0~10℃까지 변화시켰을 때 건도변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 건도 증가에 따라 드라이아웃이 일어나는 건도 0.8까지는 미세하지만 전반적으로 증가하였으며, 포화온도 5℃ 증가할 때마다 평균 열전달계수는 약 9%씩 증가하였다.

이것은 일정한 질량유속에서 포화온도가 증가함에 따라 냉매액의 밀도가 감소하고 냉매속도가 증가하여 체적유량이 증가되므로 열전달계수가 증가된 것이라고 생각된다.

4.5 증발열전달 상관식과의 비교

실험결과를 기존의 비등열전달 상관식인 Chen,[9] Shah,[10] Gungor-Winterton,[11] Wattelet et al.,[13] Kandlikar,[14] Takamatsu,[12] Zhang et al.[15]과 비교하였고, 그리고 이들 상관식을 R-290 냉매에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보았다.

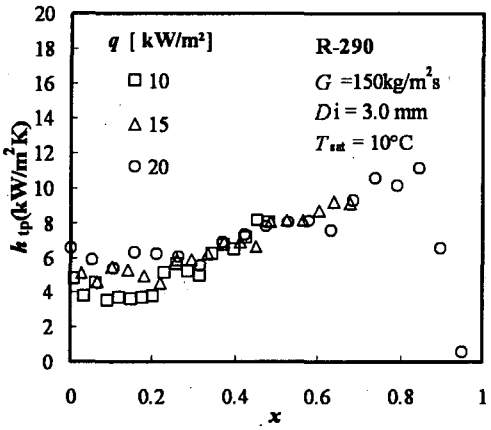

Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient vs quality with respect to heat flux.

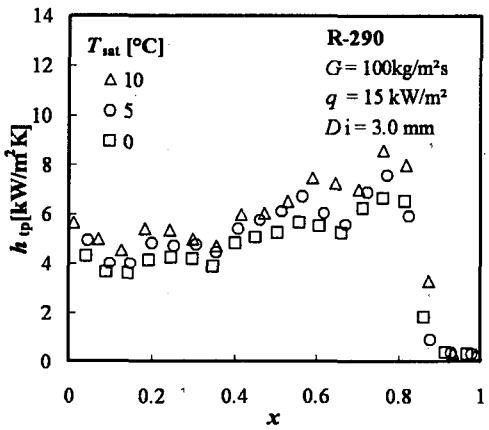

Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient vs quality with respect to evaporation temperature.

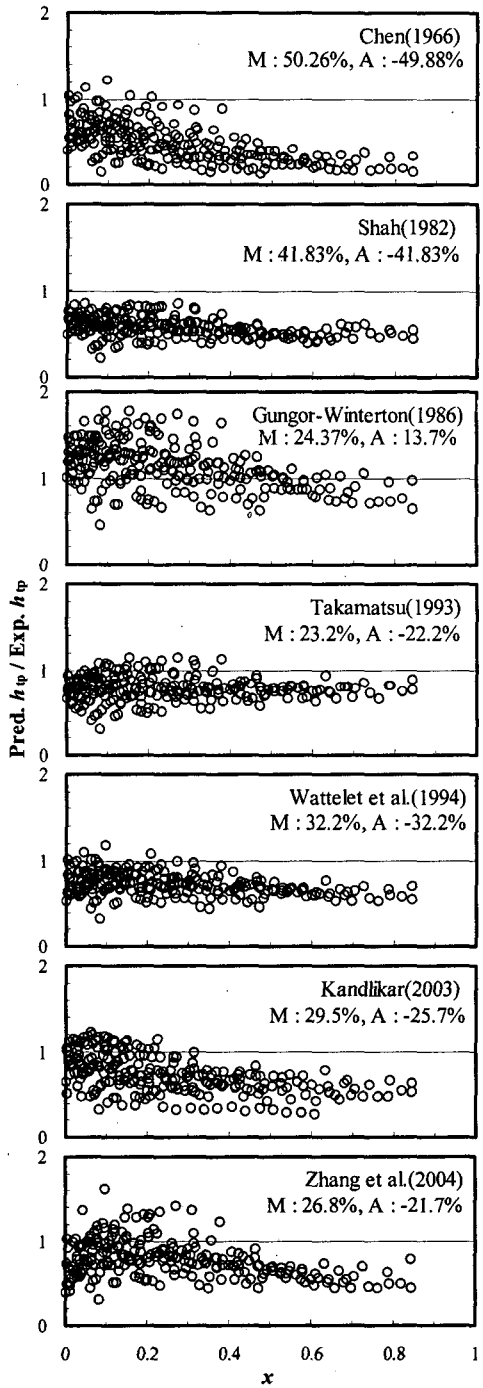

Fig. 8 Comparison of measured heat transfer coefficients with several exiting correlations, M: Mean deviation, A: Average deviation.

Fig. 8에서 알 수 있듯이 Chen[9] 및 Shah[10]의 상관식은 40% 이상의 오차를 나타내어 미세관경의 열전달 예측의 적용에는 한계를 나타내었으며, Wattelet et al.[13]의 상관식을 제외한 Gungor-Winterton,[11] Kandlikar,[14] Takamatsu,[12] Zhang et al.[15] 등의 상관식들은 30% 이내의 오차로 일치함을 알 수 있다.

그러므로 기존의 냉매와 열물성 차이가 비교적 큰 R-290 냉매에 기존 상관식들을 적용하기에는 오차범위가 너무 크기 때문에 미세관에서의 R-290 냉매의 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다고 생각된다. Table 3은 실험데이터와 비교 사용된 기존 상관식들이다.

4.6 R-290의 비등열전달 상관식 개발

비등열전달에 영향을 미치는 2가지 중요한 메커니즘은 잘 알려져 있듯이 핵비등과 강제대류증발이므로 본 연구에서도 Chen[9]의 상관식을 기본으로 하여 R-290의 강제대류비등 열전달 일반관계식을 핵비등과 강제대류의 항으로 간단히 다음의 방정식(5)와 같이 나타내었다.

$$h_{tp} = C_{nbc} h_{nbc} + F h_{fo} \tag{5}$$

Chen[9]은 기액 2상유동의 특성을 설명하기 위하여 레이놀즈수 인자 $F = \mathrm{fn}(X_{tt})$를 제시하였다. F는 Lockhart-Martinelli[16] 파라미터 X_{tt}의 함수로서 대류채널(convection channel) 압력강하를 나타낸 것이며, 소구경관에서 흐름의 영향에 따른 층류유동 조건에서 나타나는 비등열전달에 대해서는 수정할 필요가 있다고 사료된다. 본 실험에서 증기-액 유동상태는 난류-난류(tt) 50.3%, 난류-층류(tv) 39.3%, 층류-난류(vt) 9.1%, 층류-층류(vv) 1.3%로 나타났다. Zhang et al.[15]은 기액 2상 비등열전달에서 기상의 증가에 의한 난류의 발달로 압력강하가 증가하므로 Chen[9]의 레이놀즈수 F를 2상유동마찰요소로서 다음의 식(6)과 같이 나타내었다.

$$F = 0.064(\phi_f^2)^{0.5} \tag{6}$$

ϕ_f^2는 식[7]과 같이 4가지 유동조건에 대해 Chisholm[17]의 일반식으로 나타낼 수 있다.

Table 3 Previous correlation

Chen (1966)

$h_{tp} = S \cdot h_{nb} + F \cdot h_{fo}$

$h_{nb} = h_{\text{Forster-Zuber}}$

$h_{fo} = h_{\text{Dittus-Boelter}}$

$F = \text{fn}(X_{tt})$ and $S = \text{fn}(\text{Re}_f)$

Shah (1982)

For horizontal tubes when $\text{Fr}_f > 0.04$

$N = C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8}\left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5}$

$h_{tp} = \text{MAX}(h_{nb}, h_c)$

$\frac{h_{nb}}{h_{fo}} = \text{fn}(N, Bo)$, $\frac{h_c}{h_{fo}} = \text{fn}(N, Bo)$

Gungor-Winterton (1986)

$h_{tp} = E \cdot h_f + S \cdot h_{pb}$

$E = \text{fn}(Bo, X_{tt})$ and $S = \text{fn}(Bo, X_{tt}, \text{Re}_l)$

$h_f = h_{\text{Dittus-Boelter}}$, $h_{pb} = h_{\text{cooper}}$

Takamatsu et al. (1993)

$h_{tp} = h_{cv} + h_{nbm}$

$h_{cv} = h_{fo} \times F$

$h_{nbm} = h_{pbm} \times S_m \times K^{0.745}$

$F = \text{fn}(X_{tt})$

$S = \text{fn}(\text{Ja}, \text{La}, h_{cv}, k_f)$

$K = \text{fn}(h_{cv}, S, h_{pb})$

Wattelet et al. (1994)

$h_{tp} = \left(h_{nb}^n + h_{eb}^n\right)^{1/n}$, $n = 2.5$

$h_{nb} = h_{\text{Cooper}}$

$h_{cb} = h_{\text{Dittus-Boelter}} \times F \times R$

$F = \text{fn}(X_{tt})$ and $R = \text{fn}(Fr_f)$

Kandlikar-Steinke (2003)

$$\frac{h_{tp}}{h_{fo}} = D_1 Co^{D_2}(1-x)^{0.8}\text{fn}(Fr_{fo}) + D_3 Bo^{D_4}(1-x)^{0.8} F_{fl}\text{fn}(Fr_{fo})$$

Zhang et al. (2004)

$h_{tp} = S \cdot H_{nb} + F \cdot h_{sp}$

For horizontal ◦ ular channel

$h_{nb} = h_{\text{Forater-Zuber}}$

if $\text{Re}_f < 2300$

$h_{sp} = \text{MAX}\left(h_{\text{Dittus-Boelter}}, 4.36\frac{k_f}{D}\right)$

if $\text{Re}_f \geq 2300$

$h_{sp} = h_{\text{Dittus-Boelter}}$

$F = \text{fn}(\phi_f)$ and $S = \text{fn}(\text{Re}_f)$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \tag{7}$$

난류-난류(tt), 층류-난류(vt), 난류-층류(tv), 층류-층류(vv)의 4가지 증기-액 유동상태에 따른 Chisholm계수 C의 값은 각각 20, 12, 10, 5이며, Lockhart Martinelli 파라미터 X는 다음의 방정식(8)로부터 구할 수 있다.

$$X = \sqrt{\frac{(dP/dZ)_f}{(dP/dZ)_g}} = \left(\frac{f_g}{f_f}\right)^{1/2}\left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \tag{8}$$

기상과 액상의 마찰요소 f_g와 f_f를 나타내는 Blasius 방정식[18]을 이용하면 방정식(8)은 방정식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$X = \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{1/8}\left(\frac{1-x}{x}\right)^{7/8}\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \tag{9}$$

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한 F값은 Fig. 9에 나타내었듯이 방정식(7)로부터 구한 ϕ_f^2와 실험데이터를 이용하여 방정식(10)과 같이 구하였다.

$$F = \text{fn}(\phi_f^2) = 0.0841\phi_f^2 + 0.9159 \tag{10}$$

또한 핵비등억제계수(suppression factor) C_{nbc}는 식(11)과 같이 2상유동 마찰요소 ϕ_f^2과 보일링수 Bo로 구하였다.

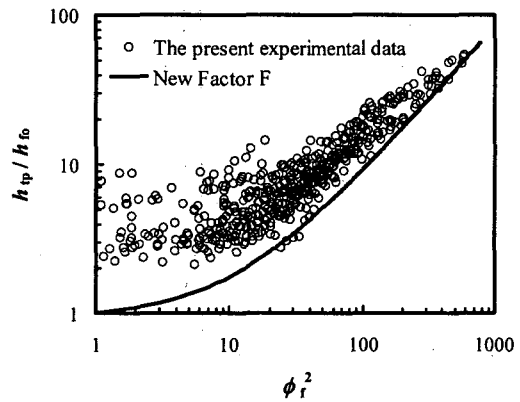

Fig. 9 Two-phase heat transfer multiplier as a function of ϕ_f^2.

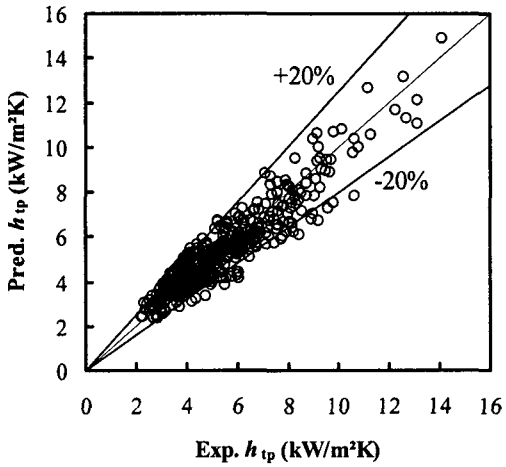

Fig. 10 Diagram of experimental heat transfer coefficient h_{exp} vs prediction heat transfer coefficient h_{pred}.

$$C_{nbc} = 0.7741(\phi_f^2)^{-0.2171} Bo^{-0.0926} \quad (11)$$

핵비등열전달계수 h_{nbc}는 식(12)와 같이 Cooper[19] 상관식을 이용하였으며, 액단상 대류비등열전달 h_{fo}는 식(13)과 같이 Dittus-Boelter[20] 상관식을 이용하였다.

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (12)$$

$$h_{fo} = 0.023 \frac{k_l}{D}\left[\frac{G(1-x)D}{\mu_f}\right]^{0.8}\left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f}\right)^{0.4} \quad (13)$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균 편차가 −0.07%, 절대 평균 편차가 11.78%로 나타났으며, Fig. 10과 같이 실험데이터를 ±20%로 잘 예측하였다.

5. 결 론

수평미세관의 내경 3.0 mm, 관길이 2,000 mm인 스테인레스강 튜브로써 R-290에 대해 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 질량속도가 증가함에 따라 압력강하가 증가하였으며, 고질량유속일 때가 저질량유속일 때보다 열유속증가에 따른 압력강하가 더 증가하였다.

(2) 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향은 고건도 영역보다 저건도 영역에서 핵비등의 영향으로 더 지배적이었다.

(3) 일정한 열유속 및 질량유속에서 포화온도가 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.

(4) 질량유속의 증가가 포화온도 및 열유속의 증가보다 열전달계수에 더 큰 영향을 미쳤으며, 질량유속이 증가할수록 저건도영역보다는 고건도 영역에서 그것이 더 뚜렷하게 나타났다.

(5) 실험결과를 기존의 열전달 상관식과 비교한 결과 ±25% 이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균 편차 −0.07% 및 절대 평균 편차 11.98%로 일치하는 미세관내 R-290에 대한 상관식을 개발하였다.

참고문헌

1. Wen, M. Y. and Ho, C. Y., 2005, Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290 (propane), R-600 (butane), and mixture of R-290/R-600 in the three-lines serpentine small-tube bank, Applied Thermal Engineering, Article in Press.
2. Jung, D. S., Lee, H. S., Bae, D. S. and Ha, J. C., 2005, Nucleat boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants on various enhanced tubes, Int. J. refrigeration, Vol. 28, pp. 451-455.
3. Cho, J. M., Kim, J. H., Yoon, S. H. and Kim, M. S., 2005, Experimental studies on the evaporative heat transfer of R32/290 mixtures in a horizontal smooth tube, Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Proceedings of the SAREK 2005 Winter Annual Conference Volume, 05-W-042, pp. 268-273.
4. Lee, H. S., Yoon, J. I., Kim, J. D. and Pradeep Bansal, 2005, Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 2351-2359.
5. Spatz, M. W. and Motta, S. F. Y., 2004, An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems,

Int. J. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 475-483.
6. Bhattacharyya, S., Mulhopadhyay, S., Kumar, A., Khurana, R. K. and Sarkar, J., 2005, Optimization of a CO_2-C_3H_8 cascade system for refrigeration and heating, Int. J. of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1284-1292.
7. Jung, D. S., Lee, H. S., Bae, D. S. and Oho., S. J., 2004, Nucleate boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants, Int. J. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 409-414.
8. Chen, Y., Groll, M., Mertz, R. and Kulenovic, R., 2005, Pool boiling heat transfer of propane, isobutane and their mixtures on enhanced tubes with reentrant channels, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 2310-2322.
9. Chen, J. C., 1966, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development, Vol. 5, pp. 322-329.
10. Shah, M. M., 1982, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study, ASHRAE Trans, Vol. 88, pp. 185-196.
11. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
12. Takamatsu, H., Momoki, S. and Fujii, T., 1993, A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 13, pp. 3351-3360.
13. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L. and Christoffersen, B. R., 1994, Evaporative characteristics of R-12, R-134a, and a mixture at low mass fluxes, ASHRAE Trans, Vol. 94-2-1, pp. 603-615.
14. Kandlikar, S. G. and Steinke, M. E., 2003, Predicting heat transfer during flow boiling in minichannels and microchannels, ASHRAE Trans, CH-03-13-1, pp. 667-676.
15. Zhang, W., Hibiki, T. and Mishima, K., 2004, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 5749-5763.
16. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1940, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, Chem. Eng. Prog., Vol. 45, pp. 39-48.
17. Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, Int J Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp. 1767-1778.
18. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, Oxford Science Publications, 3rd ed., pp. 34-72.
19. Cooper, M. G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties, In: Advances in Heat Transfer, Academic Press, Vol. 16, pp. 157-239.
20. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Publications in Engineering, Vol. 2, pp. 443-461.