

세관 내 응축 열전달 특성에 관한 연구

오후규† · 박기원* · 노건상** · 홍진우***

(원고접수일 : 2003년 9월 16일, 심사완료일 : 2003년 11월 3일)

Study on the Condensation Heat Transfer Characteristics in Small Diameter Tubes

Hoo-Kyu Oh† · Ki-Won Park* · Geon-Sang Roh** · Jin-Woo Hong***

Abstract : The Condensation heat transfer coefficients of R-22 and R-134a were measured in smooth horizontal copper tubes with inner diameters of 1.77, 3.36 and 5.35 mm, respectively. The experiments were conducted in a closed loop, which was driven by a magnetic gear pump. They were performed for the following ranges of variables: mass flux (200 to 500 kg/m² · s), saturation temperature 30 °C and quality (0 to 1.0).

The main results obtained are as follows : Condensation heat transfer coefficients in the small diameter tubes (ID < 7 mm) were observed to be strongly affected by inner diameter change and to differ from those in the large diameter tubes. The heat transfer coefficients in the small diameter tubes were 20 ~ 40 % higher than those in the large diameter tubes as the inner diameter of the tube was reduced. Also, it was very difficult to apply some well-known previous predictions (Cavallini-Zecchin's, Haraguchi's and Dobson's correlation) to small diameter tubes. Based on an analogy between heat and mass transfer, the new correlation is proposed to predict the experimental data more accurately.

Key words : Condensation Heat Transfer(응축 열전달), Small Diameter Tube(세관), Alternative Refrigerants(대체냉매), R-22, R-134a

기호설명

A : 전열 면적[m ²]	d : 관내경[m]
c_p : 비열[kJ/kg · K]	dz : 소구간 길이 [m]
	G : 질량 유속[kg/m ² · s]
	h : 열전달 계수[kW/m ² · K]

† 책임저자(부경대학교 기계공학부), E-mail : headam@pknu.ac.kr, T : 051)620-6441

* 여수대학교 냉동공학과, E-mail : pkw@yosu.ac.kr

** 동명대학 가스냉동과, E-mail : rohgs@yongma.tmc.ac.kr

*** 삼성전자 DA총괄 시스템가전사업부, E-mail : jinwoo.hong@samsung.net

i_{fg} : 응축 잠열[kJ/kg]
 κ : 열전도도[kW/(m·K)]
 L : 시험부 길이[m]
 M : 질량 유량[kg/h]
 n : 소구관 번호[/]
 p : 압력[kg/cm²]
 q : 열유속[kW/m²]
 Q : 전열량[kW]
 T : 온도[K]
 x : 건도[/]
 μ : 점도[Pa·s]
 ρ : 밀도[kg/m³]
 z : 관길이[m]

하 첨 자

cal : 계산값
 c : 응축기
 cr : 임계
 exp : 실험값
 ID : 내경
 in : 입구
 L : 국소
 l : 액체
 m : 평균
 OD : 외경
 out : 출구
 r : 냉매
 sat : 포화 상태
 TP : 이상류
 v : 기체
 w : 시험부 내관벽
 wi : 시험부 내관벽 내벽면
 wo : 시험부 내관벽 외벽면

무 차 원 수

H_i : 상변화 수, $[\frac{c_{pl}(T_{sat}-T_{wi})}{i_{fg}}]$
 Pr_l : 액체 Prandtl 수, $[\frac{c_{pl}\mu_l}{k_l}]$

Re_l : 액체 Reynolds 수, $[\frac{Gd(1-x)}{\mu_l}]$

1. 서 론

응축 현상이 가지는 복잡한 유동 및 열전달 특성으로 인해서 명확하게 열전달 특성을 규명하기는 매우 어렵지만, 지난 40 여 년 동안의 꾸준한 연구 성과로 인해서 상당 부분 응축 열전달 특성이 규명되었고, 신뢰성 높은 예측 상관식도 보고되었다. 그러나, 종래의 응축 열전달 특성에 관한 연구는 대부분 대구경관(수력직경 7 mm 이상)에서 이루어진 연구가 대부분이며, 지금까지 이루어진 세관 내 응축 열전달 특성에 관한 연구는 체계적이지 못한 것으로 보인다. 지금까지의 세관 내 응축 열전달과 관련된 연구를 소개하면; Dobson 등⁽¹⁾은 내경 4.57 mm 인 수평 평활 원형 동관에서 R-12와 R-134a를 이용하여 응축 열전달 실험을 하였다. 실험 결과로부터, 그들은 종래의 Shah⁽²⁾, Traviss⁽³⁾, Cavallini-Zecchin⁽⁴⁾의 상관식으로는 세관 내 응축 열전달 특성을 예측하기 힘들다고 보고, 새로운 응축 상관식을 제안하였다. 그리고 김 등⁽⁵⁾은 다양한 형태의 미소 유로를 가지는 16 × 1.7 mm 장방형 평활 관과 장방형 마이크로 핀 관에서 R-134a를 이용하여 응축 열전달 실험을 하였다. 그들은 핀이 없는 평활관보다 핀이 있는 마이크로 핀 관이 약 55 ~ 80 % 정도 열전달 성능이 높다고 밝히고 있으며, 이에 대한 원인으로서는 핀의 표면 장력에 의한 응축 액막 제거 효과 때문이라고 추정하였다. 또한, 응축 액막 레이놀즈 수, Re_l 를 인자로 하는 새로운 응축 상관식을 제안하였다. 한편, Yang 등⁽⁶⁾은 5 가지의 다양한 형태의 미소 유로를 가지는 장방형 평활 관과 마이크로 핀 관에서 R-12와 R-134a를 이용하여 응축 열전달 실험을 하였다. 그들은 평활관보다 마이크로 핀 관의 성능이 우수함을 확인하였으며, 이러한 성능 차이는 마이크로 핀이 가지는 표면 장력의 영향으로 보았다. 또한, 응축 열전달 계수를 표면 장력에 의한 영향과 기·액 경계면에서의 전단력에 의한 영향의 합으로 나타내는 모델을 제시하였으며, 특히 낮은 질량 유속

과 높은 건도 조건에서는 표면장력에 의한 영향이 지배적이라고 하였다. 또한 Webb 등⁽⁷⁾은 미소 유로를 가지는 알루미늄 장방형 관에서 R-134a를 이용한 응축 실험을 하였다. 그들은 실험 결과가 Shah⁽²⁾의 상관식으로 예측한 값과 큰 차이가 나타남을 밝히고 있으며, 종래의 응축 상관식을 미소 유로를 가지는 장방형 관에 적용하는데 있어서 신중한 검토를 거쳐야 한다고 보고하고 있다. 지금까지의 일련의 연구로부터, 유체의 유로가 세관화되면 세관 내 응축 열전달 특성은 종래의 대구경관 내 열전달 특성과 매우 다른 특징을 나타내고 있음을 알 수 있다.

따라서, 본고에서는 R-22와 대체냉매 R-134a를 작동 유체로 하여, 세관(내경 1.77mm, 3.36mm 그리고 5.35mm 수평 평활 동관)에서 응

축 열전달 특성을 분석하여 세관 열교환기 기초 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치

Fig. 1은 응축 열전달 실험 장치도 및 시험부 상세도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 실험 장치는 강제 순환식 사이클이며, 냉매가 순환되는 경로와 브라인이 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 자기 펌프(Tuthill 사) 및 질량 유량계(Oval 사)를 통해서 일정한 유량으로 조절되어 증발기에 흡입된다. 증발기에 흡입된 냉매는 일정한 입구 건도로 조절되어 시험부(응축기)에 유입된다. 시험부에 흡입된 냉매 증기는 브라인에 의해 응축되고 수액기로 흘러간다. 이때, 냉매 증기

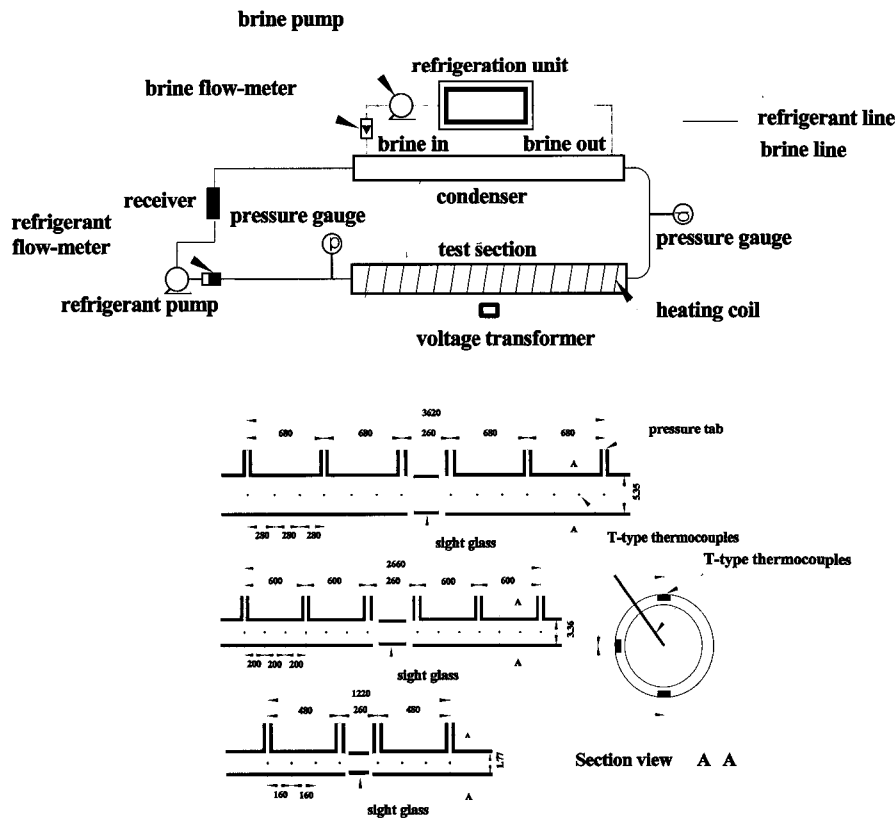


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus and detail diagram of test section for condensation heat transfer.

를 응축시키기 위한 브라인은 별도로 설치된 냉동기 유니트에서 일정 온도와 유량으로 조절되어 시험부에 냉매 흐름 방향과 반대 방향(대향류)으로 유입된다.

시험부(응축기)는 내관과 외관으로 구성된 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 인 수평 평활 동관이며, 관 벽두께는 0.7 mm로 동일하다. 그리고 그림에서와 같이, 시험부 관 길이는 1220 mm, 2660 mm, 3620 mm 이며, 관 길이 방향으로 160 mm, 200 mm, 280 mm 로 등 간격으로 소구간이 나누어져 있다. 각소구간에는 표준 온도계로 보정된 T 형 열전대를 냉매, 내관 외벽면 상·측·하부 그리고 브라인 온도를 각각 측정할 수도록 설치하였다. 열전대에서 측정된 데이터는 데이터 로거(Yokogawa 사)의 단자에 연결되어 바로 PC에서 처리하도록 하였으며, 모든 측정은 냉매의 온도, 압력 및 유량 등이 일정하게 유지되는 정상 상태 하에서 30 회 이상 측정하였다. 그리고 시험부를 비롯한 전체 실험 장치는 열침입 및 열손실을 최소화할 수 있도록 충분히 단열되어져 있다.

Table 1 Experimental condition for condensation heat transfer.

Refrigerant	R-22	R-134a
Test section	Horizontal copper tube	
ID of test section (mm)	1.77, 3.36, 5.35	
Mass flux ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)	200 ~ 500	
Quality (/)	0 ~ 1.0	
Saturation temperature ($^{\circ}\text{C}$)	30	

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험조건 및 데이터 처리

본 응축 열전달 실험에서 사용한 작동 유체 R-22와 R-134a의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP (version 5.0)⁽⁸⁾을 이용하였고

Table 1은 실험 조건을 나타낸 것이다.

응축 열전달 특성을 분석하기 위해서는 냉매가 내관 내벽면에 공급해 주는 열유속 $q_{c,r}$ 을 알아야 한다. 이 $q_{c,r}$ 은 아래의 식 (1)로 계산한다.

$$q_{c,r} = \frac{Q_{c,r}}{\pi \cdot d_{ID} \cdot dz} \quad (1)$$

여기서, $Q_{c,r}$ 는 브라인이 내관 외벽면으로부터 공급 받은 전열량[kW]을 나타내며, 식 (2)로 구한다.

$$Q_{c,r} = M_{c,r} \cdot c_{p,c,r} \int_{T_{c,r,in}}^{T_{c,r,out}} dz \quad (2)$$

여기서, $M_{c,r}$ 는 냉매의 질량 유량[kg/s], $T_{c,r,in}$ 과 $T_{c,r,out}$ 는 소구관에서 냉매의 입구와 출구 온도[K]를 나타내며, $c_{p,c,r}$ 는 냉매의 비열[kJ/kg·K]을 나타낸다. 그리고 내관의 원주 방향 관내 응축 국소 열전달 계수 $h_{c,r,L}$ [kW/m²·K]은 식 (3)으로 구한다.

$$h_{c,r,L} = \frac{q_{c,r}}{(T_{c,r} - T_{c,wi})} \quad (3)$$

여기서, 시험부 내부는 포화 상태로 가정하여, 시험부 내관 내부에서 측정된 냉매 온도 $T_{c,r}$ 을 냉매 포화 온도로 가정하여 사용하였다. 그리고 시험부 내관벽에서의 열전달이 1차원 정상 상태 전도로 이루어진다고 가정하고, 식 (4)를 사용하여 내관 내벽면 온도 $T_{c,wi}$ 를 계산하였다.

$$T_{c,wi} = T_{c,wo} + Q_c \cdot \frac{\ln(d_{OD} / d_{ID})}{(2 \cdot \pi \cdot dz \cdot \kappa_w)} \quad (4)$$

여기서, $T_{c,wo}$ 는 실험에서 측정된 내관 외벽면 상·측·하부 온도를 평균한 온도이다. 그리고 응축 평균 열전달 계수 $h_{c,m}$ [kW/m²·K]은 식 (5)로 구하고, 각 소구관에서의 전도는 식 (6)으로 계산한다.

$$h_{c,m} = \sum \frac{h_{c,r,L}}{n} \quad (5)$$

$$x = x_{in} - \frac{\pi \cdot d_{ID}}{G_{c,r} \cdot i_{c,fg}} \int_{z_1}^{z_2} q_{c,r} dz \quad (6)$$

여기서, $G_{c,r}$ 는 냉매 질량 유속($\text{kg/m}^2\text{s}$)이고 $i_{c,fg}$ 는 냉매 응축 잠열(kJ/kg)이다.

3.2 세관 내 응축 열전달

Fig. 2는 R-22를 작동 유체로 하고 내경 1.77 mm, 3.36 mm 그리고 5.35 mm 관에서 건도 변화에 따른 응축 국소 열전달 계수 $h_{c,r,L}$ 를 나타낸 것이다. 그림에서, 횡축은 건도를 나타내었고, 종축은 응축 국소 열전달 계수 $h_{c,r,L}$ 를 나타내었는데, 내경 1.77 mm 관에서 얻은 $h_{c,r,L}$ 의 성능이 내경 3.36 mm와 5.35 mm 관에서 얻은 성능보다 최대 20 ~ 40 % 정도 좋았다. 그리고 세관 모두에서 건도의 변화에 따라 국소 열전달 계수의 변화가 크게 나타났다. 특히, 건도 0.5 ~ 0.9에서 관경의 세관화로 인한 열전달 성능 향상폭이 뚜렷하였다. 이는 관경이 세관화됨에 따라 증기 응력과 표면 장력의 효과가 두드러져서 환상류의 응축 액막이 점점 더 얇아지고, 낮은 건도 영역에서부터 환상류가 나타나기 때문인 것으로 보인다⁽⁹⁾. 또한, 열전달이 일어나는 전열면의 접촉 면적이 증가함에 따라 열전달 성능이 향상되는 것으로 여겨진다⁽¹⁰⁾. 따라서, 건도의 변화는 세관 내 응축 열전달 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 보이며, 전체 건도 영역에서 관경의 세관화로 인한 성능 향상 효과를 얻을 수 있을 것으로 여겨진다.

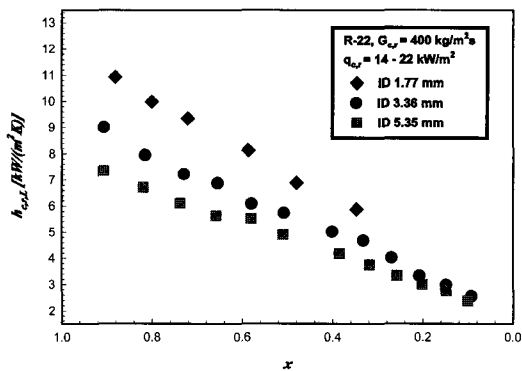


Fig. 2 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with quality at $G_{c,r} = 400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

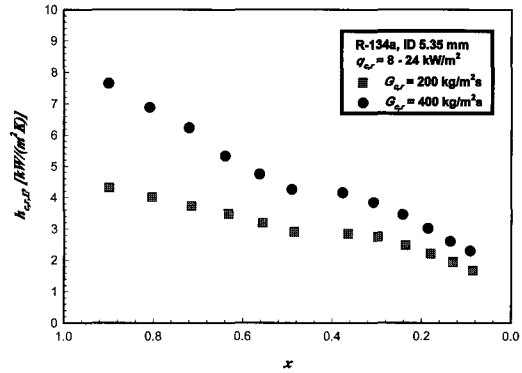


Fig. 3 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with mass flux in ID 5.35 mm tube.

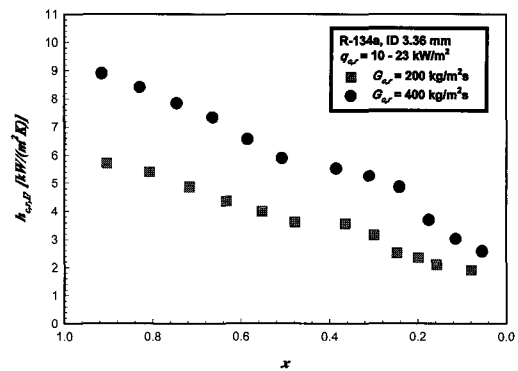


Fig. 4 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with mass flux in ID 3.36 mm tube.

Fig. 3과 4는 R-134a를 작동 유체로 하고, 질량 유속의 변화에 따른 내경 5.35 mm와 3.36 mm 관에서 얻은 응축 국소 열전달 계수 $h_{c,r,L}$ 를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 질량 유속의 증가에 따라 응축 국소 열전달 계수가 최대 10 ~ 50 % 증가하였다. 그러므로, 세관 내 응축 열전달의 경우도 종래 연구와 동일한 경향을 나타낸다고 판단된다. 따라서, 질량 유속의 변화는 세관 내 응축 열전달 특성에 주요한 영향을 미치는 것으로 보인다.

3.3 종래 응축 상관식과의 비교

종래 수평 평활 대구경관에서 제안된 응축 상관

식에는 Shah⁽²⁾, Travis⁽³⁾, Aker⁽¹¹⁾, Cavallini-Zecchin⁽⁴⁾, Soliman⁽¹²⁾, Haraguch⁽¹³⁾ 등이 있으며 최근 들어, 세관 내 응축 열전달 실험에서 제안된 Dobson⁽¹⁾과 Yan-Lin⁽¹⁴⁾의 상관식이 있다. 여기서 대표적으로 Cavallini-Zecchin, Haraguch 그리고 Dobson의 상관식과 본 실험 결과와 비교하였다.

3.3.1 Cavallini-Zecchin의 상관식

Cavallini와 Zecchin은 간단한 형태이면서 비교적 일반성이 있는 식을 제안하였는데, R-11, R-12, R-21, R-22, R-113와 R-114를 포함한 몇 가지의 냉매를 사용하여 상관식의 신뢰성을 확인하였다. 그리고 Cavallini-Zecchin 상관식은 응축 열전달 계수 h_{TP} (kW/m²·K)를 식 (7)로 구한다.

$$h_{TP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d_{ID}} \quad (7)$$

여기서, Pr_l 는 액체 Prandtl 수, k_l 는 액체 열전도도(kW/m·K), 그리고 상당 Reynolds 수 Re_{eq} 은 식 (8)로 구한다. Cavallini-Zecchin 상관식은 Dittus-Boelter⁽¹⁵⁾ 식과 유사한 상관식 형태를 가지며, 상관식 적용이 용이한 장점을 가지고 있다.

$$Re_{eq} = G_{eq} \cdot \frac{d_{in}}{\mu_l} \quad (8)$$

$$G_{eq} = G_r \cdot \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \quad (9)$$

3.3.2 Haraguchi의 상관식

Haraguchi는 내경 8.4 mm 인 수평 평활 동관에서 R-22, R-134a 그리고 R-123를 작동 유체로 하여 응축 열전달 실험을 하였다. 이 상관식은 자연 대류 유동이 지배하는 열전달 영역과 강제 대류 유동이 지배하는 열전달 영역으로 구분되어 있으며, 식 (10)로 나타난다.

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5} \quad (10)$$

여기서, Nu_F 는 강제 대류 유동이 지배하는 열전

달 영역의 Nu 수이며, 식 (11)으로 구한다. 그리고 Nu_B 는 자연 대류 유동이 지배하는 열전달 영역의 Nu 수이며, 식 (12)로 계산한다.

$$Nu_F = 0.0152 (1 + 0.6 Pr_l^{0.8}) \left(\frac{\phi_v}{X_{tt}} \right) Re_l^{0.77} \quad (11)$$

$$Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga Pr_l}{H_l} \right)^{0.25} \quad (12)$$

여기서, ϕ_v 는 식 (13)으로 구하는 Lockhart-Martinelli 파라메타, $H(\xi)$ 는 식 (14)로 계산되는 보이드올 함수이다. ξ 는 Smith⁽¹⁶⁾가 제안한 보이드올이며, 식 (15)로 구한다. 그리고 Ga 는 식 (16)으로 계산하는 Galileo 수이며 그리고 H_l 은 상 변화 수이며 식 (17)로 구한다.

$$\phi_v = 1 + 0.5 \left[\frac{Gr}{\sqrt{(gd_{ID} \rho_g (\rho_l - \rho_g))}} \right]^{0.75} X_{tt}^{0.35} \quad (13)$$

$$H(\xi) = \xi + \{10[(1-\xi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re\} \sqrt{\xi(1-\sqrt{\xi})} \quad (14)$$

$$\xi = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) (0.4 + 0.6 \sqrt{\left| \frac{\frac{\rho_g}{\rho_l} + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right|} \right) \right]^{-1} \quad (15)$$

$$Ga = \left(\frac{g \rho_l^2 d_{ID}^{0.3}}{\mu_l} \right) \quad (16)$$

$$H_l = \left(\frac{c_{pl} (T_{sat} - T_{wi})}{i_{fg}} \right) \quad (17)$$

그리고, Haraguchi 상관식의 적용 범위와 같다.

$$90 \leq G_{c,r} \leq 400, \quad 0.9 \geq x \geq 0.1, \quad 3 \leq q_{c,r} \leq 33,$$

$$2.5 \leq Pr_l \leq 4.5, \quad 2 \times 10^2 \leq Re_l \leq 2 \times 10^4,$$

$$4.8 \times 10^9 \leq \frac{Ga Pr_l}{H_l} \leq 9.5 \times 10^{10},$$

$$0 < X_{tt} \leq 1, \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 3 \times 10^4$$

3.3.3 Dobson의 상관식

Dobson은 내경 4.57 mm 수평 평활 동관을 이용해서 R-12와 R-134a의 응축 열전달 성능 실험을 실시하였다. Dobson은 실험을 통해, 작동 유체의 유동 양식에 따라 과상류 영역에 적용할 수 있는 상관식과 환상류 영역에 적용할 수 있는 상관식을 각각 제안하였다. 그리고 환상류 영역에서 얻은 실험 결과는 Lockhart-Martinielli 변수 X_{tt} 와 좋은 상관 관계를 가진다고 보고하였다. 그래서 Dobson은 환상류 영역에서 적용할 수 있는 새로운 응축 상관식을 Forst-Zuber⁽¹⁷⁾ 상관식의 형태에 마티넬리 변수 X_{tt} 를 포함하여, 식 (18)과 같이 간단한 형태로 제안하였다.

$$Nu = 0.023 Re_i^{0.80} Pr_i^{0.3} g(X_{tt}) \quad (18)$$

여기서, $g(X_{tt})$ 는 식 (19)로 계산된다.

$$g(X_{tt}) = \frac{2.61}{X_{tt}^{0.805}} \quad (19)$$

3.3.4 종래 응축 상관식과의 비교

Fig. 5은 실험 결과로부터 얻은 Nu_{exp} 수와 Cavallini-Zecchin 상관식으로 예측한 Nu_{C-Z} 수를 비교하여 나타낸 것인데, 횡축은 건도를 나타내고 종축은 Nu_{exp} 수와 Nu_{C-Z} 수의 비를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이, Cavallini-Zecchin 상관식은 내경 3.36 mm 와 5.35 mm 관에서 얻은 실험 결과와 10 ~ 30 % 차이를 가지며, 특히 저 건도 영역($x = 0.3$ 이하)에서 큰 차이를 나타내었으며, 역시 내경 1.77 mm 관에서 얻은 실험 결과와는 전체 건도 영역에서 50 % 이상의 큰 차이를 나타내었다. Cavallini-Zecchin 상관식은 전체 건도 영역에서 실험 결과를 과소 예측하고 있는데, 이는 종래 대구경관에 비해, 높은 열전달 성능을 가지는 세관 내 열전달 특성을 충분히 고려하지 못하고 있기 때문인 것으로 보인다. 그리고 특히, 내경 1.77 mm 관에서 얻은 실험 결과와 Cavallini-Zecchin 상관식의 예측치와 많은 차이를 나타내는 것은 세 개관 중에서 내경 1.77 mm 관에서 가장 뚜렷한 세관 내 열전달 성능 향상이 나타나기 때문인 것으로 여겨

진다. Fig. 6은 실험 결과로부터 얻은 Nu_{exp} 수와 Haraguchi 상관식으로 예측한 $Nu_{Haraguchi}$ 수를 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 보시다시피, Haraguchi 상관식은 내경 5.35 mm 와 3.36 mm 관경에서는 실험 결과와 20 % 이내로 매우 잘 일치하였지만, 내경 1.77 mm 관에서는 종래 Cavallini-Zecchin의 상관식과 마찬가지로 상당한 범위의 차이를 나타내었다. 이는 Haraguchi 상관식이 냉매의 질량 유속과 열물성의 변화에 따른 성능 변화는 잘 예측하지만, 관경 변화에 따른 성능 변화를 충분히 반영하지 못하기 때문인 것으로 보인다. Fig. 7은 Dobson의 상관식으로 예측한 Nu_{Dobson} 수와 실험으로부터 얻은 Nu_{exp} 수를 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이, Dobson 상관식은 환상류 영역으로 추정되는 건도 0.2 ~ 0.8 범위 내에서 내경 5.35 mm, 3.36 mm 와 1.77 mm 관 모두에서 30 % 이내의 차이를 나타내었으며, 이외의 건도 영역인 건도 0.8 이상 영역과 건도 0.3 이하 영역에서는 50 % 이상의 큰 범위의 차이를 보였다. Dobson 상관식은 종래 강제 대류가 지배하는 영역의 Nu_F 와 자연 대류가 지배하는 영역의 Nu_B 의 합으로 전체 Nu 수를 구하는 점근선 모델(Asymptotic Model⁽¹⁸⁾) 형태인 Haraguchi 상관식에 비해, 관경 변화에 따른 성능 변화와 대구경관에 비해 넓은 환상류 영역을 가지는 것으로 알려져 있는 세관 내 열전달 특성⁽⁹⁾을 잘 예측하는 것으로 판단된다.

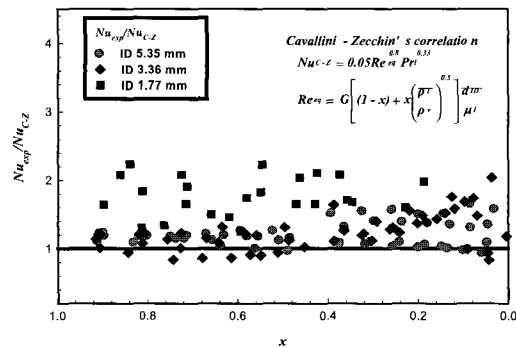


Fig. 5 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu_{C-Z} using Cavallini-Zecchin's correlation.

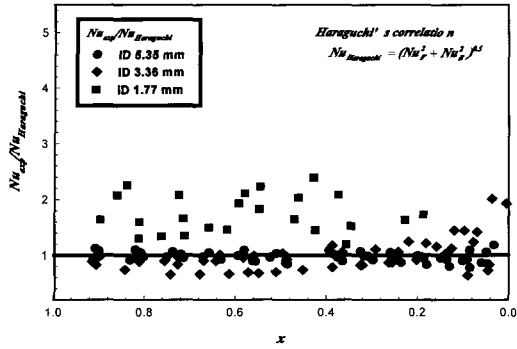


Fig. 6 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated $Nu_{Haraguchi}$ using Haraguchi's correlation.

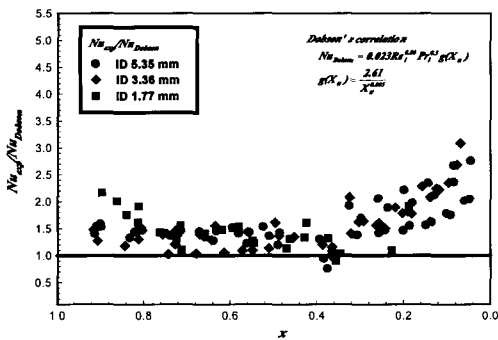


Fig. 7 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu_{Dobson} using Dobson's correlation.

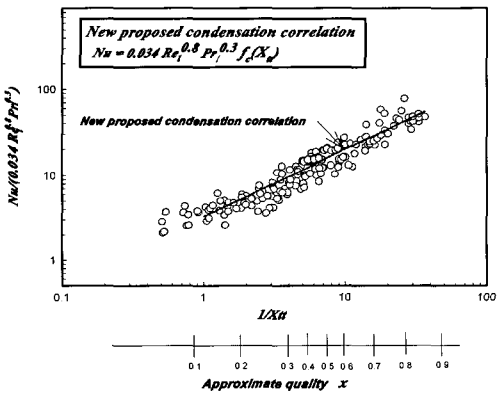


Fig. 8 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu_c using the new proposed condensation correlation.

따라서, 종래 응축 상관식을 세관 내 응축 열전

달에 적용하는 것은 곤란하거나 매우 신중한 고려가 필요한 것으로 보인다. 그리고 환상 유동의 간단한 유체 역학적 모델을 도입하고, 운동량과 열전달의 상사성으로부터 차원 해석하여 세관 내 열전달 특성을 잘 모사하고 있는 Dobson의 상관식을 기본 형태로 하고, 본 실험을 통해서 얻은 실험 결과를 최소 제곱 회귀법⁽¹⁹⁾으로 수치 해석하여 최대 18.2 %의 오차를 가지는 응축 상관식을 식 (20)과 같이 제안하였으며, 본 상관식과 실험 결과와의 차이는 식 (22)로 계산하였다.

$$Nu_c = 0.034 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.3} f_c(X_{it}) \quad (20)$$

$$f_c(X_{it}) = \left[3.28 \left(\frac{1}{X_{it}} \right)^{0.78} \right] \quad (21)$$

$$e_m = \frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \frac{|Nu_{exp} - Nu_{cal}|}{Nu_{exp}} \right) \times 100 \quad (22)$$

본 상관식의 적용 범위는 다음과 같다.

$$1.8 \leq \left(\frac{1}{X_{it}} \right) \leq 40, 1.5 \leq d_{ID} \leq 6$$

$$200 \leq G_{c,r} \leq 400, 0.15 \leq x \leq 0.85,$$

$$5 \leq q_{c,r} \leq 35, 500 \leq Re_l \leq 10000,$$

$$2 \leq Pr_l \leq 5$$

그리고 Fig. 8은 본 실험 결과와 새로 제안한 응축 상관식으로 예측한 값과 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 실험 결과와 $1/X_{it}$ 는 좋은 상관 관계를 나타내었다. 또한, 새로 제안한 상관식의 적용 범위 밖의 응축 열전달에서는 Haraguchi 상관식을 제한적으로 적용하는 것도 좋을 것으로 보인다.

4. 결 론

내경 1.77, 3.36 mm 그리고 5.35 m 수평 평활 동관에서 R-22와 R-134a를 작동 유체로 하여, 응축 열전달 실험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 내경 1.77 mm 관에서 얻은 응축 국소 열

전달 계수가 내경 3.35 mm와 5.35 mm 관에서 얻은 열전달 계수보다 최대 20 ~ 40 % 정도 높았으며, 전체 건도 영역에서 관경의 세관화로 인한 성능 향상 효과를 얻을 수 있을 것으로 여겨진다.

(2) 종래 수평 평할 대구경관에서 제안된 응축 상관식(Cavallini-Zecchin과 Haraguchi)과 최근 들어, 세관 내 응축 열전달 실험에서 제안된 Dobson 상관식과 본 실험 결과는 상당한 차이를 나타내었다. 따라서, 본 실험 결과를 최대 18.2 % 이내로 예측할 수 있는 새로운 응축 상관식을 제안하였다.

(3) 세관 내 응축 열전달 성능을 예측하기 위해서, 종래 제안된 응축 상관식(Cavallini-Zecchin, Haraguchi 그리고 Dobson 상관식)을 적용하는 것은 매우 신중한 고려가 필요한 것으로 보인다.

참고문헌

- [1] Dobson, M.K., Chato, J.C., Hinde, D.K. and Wang, S.P. "Experimental evaluation of internal condensation of refrigerations R-12 and R-134a", ASHRAE Tran. No-94-5-3, pp 744 ~ 754, 1994.
- [2] Shah, M.M. "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp 547 ~ 556, 1979.
- [3] Traviss, D. P., Rehsenow, W. M., and Baron, A.. B. "Forced convective condensation in tubes : A heat transfer correlation for condenser design", ASHRAE Tran. 79(1), pp 157 ~ 165, 1973.
- [4] Cavallini, A. and Zechin, R., "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convective condensation", Proceedings of the Fith International Heat Transfer Conference 3, pp 309 ~ 313, 1974.
- [5] Kim, J-S and Katsuta, M., "멀티 패스 R-134a의 응축열전달을 및 압력손실", 냉동·공조공학 제 14권 제 5호, pp 273 ~ 283, 1995.
- [6] Yang, C.Y., Webb, R.L., "A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins", TRANS. ASME, Vol. 119, pp. 776 ~ 782, 1997.
- [7] Webb, RL., Zhang, M. and Narayamamurthy R. "Condensation heat transfer in small diameter tubes", Proceedings of 11th IHTC, Vol. 6, pp. 403 ~408, 1998.
- [8] Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A, 1996.
- [9] 홍진우, 정재천, 장승환, 권옥배, 오후규, R-22 및 R-134a의 세관 내 유동 특성에 관한 연구, 대한설비공학회 논문집, 제14권, 제 9호, pp. 756 ~ 765, 2002.
- [10] 劉勝芳, 飛原英治, "三成分混合冷媒の沸騰・凝縮熱傳達における管經の影響", 學位論文, 東京大, 1996.
- [11] Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., "Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes", Chem. Eng. Pro., Symp. Ser., 55-29, pp. 171 ~ 182, 1959.
- [12] Soliman, M., Schuster, J.R., Berenson, P.J., "A general heat transfer correlation for annular flow condensation", J. Heat Transfer 90 pp 267 ~ 276, 1968.

- [13] Haraguchi, E., Koyama, H., Fujii, H., "Condensation of refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a horizontal smooth tube", Tran of the JSME, Vol. 60, No. 574, pp 2117 ~ 2116, 1994.
- [14] Yan, Y.Y., Lin, T.F., "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 697 ~ 708, 1999.
- [15] Dittus, F. W., and L. M. K. Boelter, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, pp. 443, 1930.
- [16] Smith, O.G., Tong, L.S., Rohner, W.M., "Burnout in steam-water flows with axially nonuniform heat flux", ASME Paper, No. 65-WA/HT-33, 1968.
- [17] Forster, H.K., Zuber, N., "Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer", Am. Inst. Chem. Eng. J. No. 1, pp. 531 ~ 535, 1955.
- [18] Webb, R. L. and Gupte, N.S., "A critical review of correlations for convective vaporization in tubes and tube banks", J. of Heat Transfer Eng., Vol. 13, No.3, pp. 58 ~ 81, 1992.
- [19] 유혜영, 이강섭 공역, "공학도를 위한 수치해석", 희중당, pp. 476~510, 1994.

저 자 소 개



오후규 (吳厚圭)

1948년생. 1975년 국립부산수산대학교 식품공학과 졸업(공학학사), 1977년 동대학원 냉동공학과 졸업(공학석사), 1983년 와세다 대학교 졸업(공학박사) 현재 국립부경대학교 기계공학부 교수 재직중.



박기원 (朴基元)

1960년 1월생, 1983년 국립부산수산대학교 냉동공학과 졸업(학사), 1985년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사), 1993년 동대학원 냉동공학과 졸업(박사), 현재 국립여수대학교 냉동공학과 교수 재직중



노건상 (盧建尙)

1966년생, 1990년 국립부산수산대학교 냉동공학과 졸업(학사), 1992년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사), 1997년 국립부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(박사). 동명대학교 가스냉동과 교수 재직중.



홍진우 (洪鎭佑)

1972년생, 1995년 국립부산수산대학교 냉동공학과 졸업(학사), 1998년 국립부경대학교 산업대학원 냉동공조공학과 졸업(석사), 2001년 국립부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(박사), 현재 삼성전자 DA 총괄 시스템가전사업부 재직중.