

알루미늄 다채널 평판관내 R22, R410A, Propane의 흐름 응축 열전달 성능 비교

박 기 정, 이 기 영, 정 동 수[†]

인하대학교 대학원 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube

Ki-Jung Park, Ki-Young Lee, Dongsoo Jung[†]

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

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

(Received April 11, 2005; revision received May 16, 2005)

ABSTRACT: Flow condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R410, Propane (R290) were measured inside a horizontal 9 hole aluminum multi-channel flat tube. The main test section in the refrigerant loop was made of a 0.53 m long multi-channel flat tube of hydraulic diameter of 1.4 mm. Refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Data were obtained in qualities of 0.1~0.9 at mass flux of 200~400 kg/m²s and heat flux of 7.3~7.7 kW/m² at the saturation temperature of 40°C. All popular heat transfer correlations in single-phase subcooled liquid flow and flow condensation originally developed for large single tubes predicted the present data of the multi channel flat tube within 25% deviation when effective heat transfer area was used in determining experimental data. This suggests that there is little change in flow characteristics and patterns when the tube diameter is reduced down to 1.4 mm diameter range. Hence, a modified correlation based on the present data was proposed which could be applied to small diameter tubes with effective heat transfer area. The correlation showed a mean deviation of less than 20% for all data.

Key words: Flow condensation(흐름 응축), Multi-channel flat tube(다채널 평판관), R22(냉매 22), R410A(냉매 410A), Propane(프로판)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m²]
 Bo : Boiling 수

Cp : 비열 [kJ/kgK]
 D : 지름 [m]
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 g : 중력가속도 [9.81 m/s²]
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 h_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 j : 무차원(gas velocity)
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

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

P	: 둘레 [m]
Pr	: Prandtl 수
Q	: 열량 [W]
R	: 면적비
Re	: Reynolds 수
T	: 온도 [K or $^{\circ}C$]
x	: 건도 [-]
X_u	: Martinelli 파라미터

그리스 문자

α	: 기공률
μ	: 점성계수 [kg/ms]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]

하첨자

cal	: 계산치
eff	: 유효
exp	: 실험치
h	: 수력직경
g	: 증기
in	: 입구
l	: 포화액
out	: 출구
r	: 냉매
v	: 포화증기
w	: 냉각수
$wall$: 벽

1. 서 론

오존층 파괴에 따른 CFC계 및 HCFC계 냉매의 생산, 무역 및 사용의 규제에 의하여⁽¹⁾ CFC계 냉매의 대체냉매로서 염소원자를 포함하지 않은 HFC계의 냉매가 유력시되고 있고 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 또한, 최근에는 지구 온난화 문제가 대두되어 전 산업계가 간접효과를 줄이기 위해 에너지 효율을 높이려고 큰 노력을 경주하고 있다.

현재 상업용 및 가정용 공조기에서 널리 사용되

고 있는 R22는 오존층 붕괴와 지구 온난화 등의 환경문제로 인해 몬트리올 의정서에서 규제물질로 정해졌으며, 유럽연합의 경우 현재 새로 제조되는 공조기에는 R22를 충전하지 못하게 하고 있다. 환경보호가 매우 중요한 문제로 인식되고 있는 시점에서 오존층을 보호하고 에너지 효율을 증대시키며 동시에 냉매충전량을 줄이기 위한 대체냉매의 개발과 성능평가가 절실히 요구되고 있다.

최근에 R22 대체냉매로 언급된 R410A(50%R32/50%R125, Allied Signal사의 AZ20)는 온도구배가 매우 작은 근공비 혼합매체로서 전통적인 냉매 충전방법을 적용할 수 있을 뿐만 아니라 장비 소형화에 대한 잠재성과 시스템의 효율이 향상될 가능성을 지니고 있어 매우 매력적이다.⁽²⁾

그러나 HFC 및 HCFC계 혼합냉매들의 오존층 파괴지수(ODP)는 0이나 혹은 0에 가깝지만 지구 온난화 지수(GWP)가 CO₂에 비해 1,500배 정도나 되기 때문에 지구 온난화 문제를 해결하기 위해 새로운 대체냉매를 개발하는 것이 매우 필요하다.

반면에 탄화수소 냉매들은 오존층 파괴지수가 0이고 지구 온난화 지수가 3 이하로 매우 낮으므로 환경친화적이다. 열역학적 성질 및 수송계수들을 비교해 보면 탄화수소들은 HFC 및 HCFC계 냉매에 비해 잠열이 크고 증기밀도 및 액체의 점성이 현저히 낮아서 우수한 열역학 및 열전달 성능을 제공하므로 앞으로 유망한 대체냉매라고 할 수 있다.⁽³⁾

탄화수소를 냉매로 사용하는 데 가장 큰 문제점은 가연성이지만 기존의 공조/냉동기들의 대부분이 밀폐식 압축기를 채용하고 있으므로 누출 가능성이 적고 또한 가연성에 대비한 설계를 한다면 위험성을 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다. 현재 유럽에서는 탄화수소 냉매를 냉장고에 적용하여 판매하고 있으며 일본, 한국, 인도, 중국 등도 이런 추세를 따라가고 있다. 또한 유럽에서는 가정용 에어컨이나 히트펌프, 그리고 자판기에 탄화수소를 넣은 제품이 널리 홍보되고 판매되고 있다. 따라서 앞으로는 환경친화적인 탄화수소계 냉매사용이 급격히 늘어날 것으로 전망되며 이에 따라 탄화수소 계열 냉매들의 열전달 특성도 연구되어야 할 것이다.

최근 고성능 냉동·공조용 열교환기 개발과 관련된 기술로 Fig. 1과 같이 수력직경이 작고 다수의 미소유로를 가지는 다채널 평판관(Multi-chan-

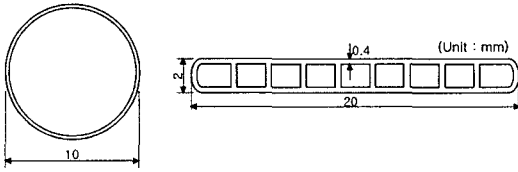


Fig. 1 Comparison of general round tube and multi-channel flat tube.

nel flat tube)을 이용하는 방법이 제안되고 있다. 다채널 평판관은 기존의 원형관에 비해 수력직경이 작고 무게가 가볍고 열전달 성능이 높기 때문에 제한된 공간 내에서 고효율의 성능을 요구하는 자동차의 열교환기를 구성하는 데 매우 적합하다. 그러나 가정용 냉동/공조기에 적용하기에 지금까지 진행된 연구 결과가 매우 미흡한 상태이다.⁽⁴⁾

이에 따라 1990년대 중반부터 자동차용 평판관에 대한 연구가 간헐적으로 수행되었다. Yang and Webb⁽⁵⁾은 4개의 채널을 가지며 수력직경이 2.64 mm인 평판관을 사용하여 자동차 에어컨에 사용되던 R12와 그 대체냉매인 R134a에 대한 흐름 응축 실험을 수행하였고 과냉 단상유동의 경우 Petukhov⁽⁶⁾ 상관식이, 질량유속이 낮은 흐름 응축의 경우 Akers et al.⁽⁷⁾의 상관식이 실험치를 잘 예측한다고 보고하였다. 한편, Kim et al.^(8,9)은 Yang and Webb⁽⁵⁾의 실험장치와 유사한 실험장치를 사용하여 7개의 채널을 가지며 수력직경이 1.41 mm인 평판관을 사용해서 R22와 R410A에 대한 흐름 응축실험을 수행하였고 Yang and Webb⁽⁵⁾의 결과와 비슷한 결과를 얻었다.

지금까지 수행된 대부분의 연구결과를 보면 과냉 단상유동의 경우는 기존의 잘 알려진 단일관의 상관식이 평판관내 미세관의 실험치를 합당한 수준에서 잘 예측하지만, 내경이 6 mm 이상인 단일 원형관에 20% 정도의 오차를 가지고 적용되는 Shah⁽¹⁰⁾나 Dobson and Chato⁽¹¹⁾ 등의 흐름 응축 상관식은 미세 평판관에서의 흐름 응축실험 데이터를 50% 이상 과대평가하는 것으로 나타났다. 따라서 미세평판관을 사용하여 데이터를 얻고 이를 바탕으로 상관식을 개발하기 위해서는 기존의 단일관에 적용되는 상관식을 여러 개의 미세채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인해야 한다.

이에 본 연구에서는 수력직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 R22의 대체냉매로 쓰

이고 있는 R410A와 장기적 대체물인 프로판 탄화수소(R290)의 단상유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하고 열전달 성능을 상호 비교하여 기존의 단일관에 적용되는 상관식을 여러 개의 미세채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인하고 기존의 흐름응축 열전달 상관식을 수정 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치는 Seo et al.⁽¹²⁾이 사용한 것과 동일하므로 본 논문에서는 간단하게 실험장치에 대해 설명하려 한다. 관심이 있는 독자는 Seo et al.⁽¹²⁾의 논문을 참조하기 바란다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 주시험부에서 냉매를 응축시키기 위해 사용되는 물 순환부, 그리고 주시험부를 통과한 냉매를 일정한 온도로 과냉시켜 주는 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성하였다.

과냉된 냉매는 냉매펌프와 예열기를 지나면서 원하는 유량과 조건을 갖게 되며 주시험부에서 물과 열교환을 하여 응축이 되고 궁극적으로 고밀도 열교환기를 거쳐 과냉되어 저장용기에 쌓이며 펌프에 의해 다시 순환되는 과정을 거친다.

냉매순환을 위해서는 기름을 사용하지 않고 유량을 제어할 수 있는 정밀 마그네틱 펌프를 사용했다. 또한 냉매의 유량을 측정하기 위해 작동유체의 성질과 상관없이 $\pm 0.2\%$ 의 정밀도로 유량을 측정할 수 있는 유량계를 사용하였다. 최대 9 kW를 공급할 수 있도록 예열기를 제작했고 가변 전원 공급장치를 사용하여 예열기의 공급열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 4,000 mm 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태에서 유동하면서 정상 상태를 이루게 한 후 시험부에 들어가도록 하였다.

주시험부는 Fig. 2에 있는 것과 같이 이중관 형태로 구성하였다. 내관으로는 알루미늄 평판관을 사용하였고 외관은 나일론 플라스틱으로 제작하여 내관과 상하좌우에 1.5~2 mm의 간격을 갖게 하였다. 또한 주시험부 양면의 플랜지 역시 동일한 플라스틱으로 제작하여 열손실을 최소화하였다. Fig. 3은 본 실험에서 사용한 알루미늄 평판

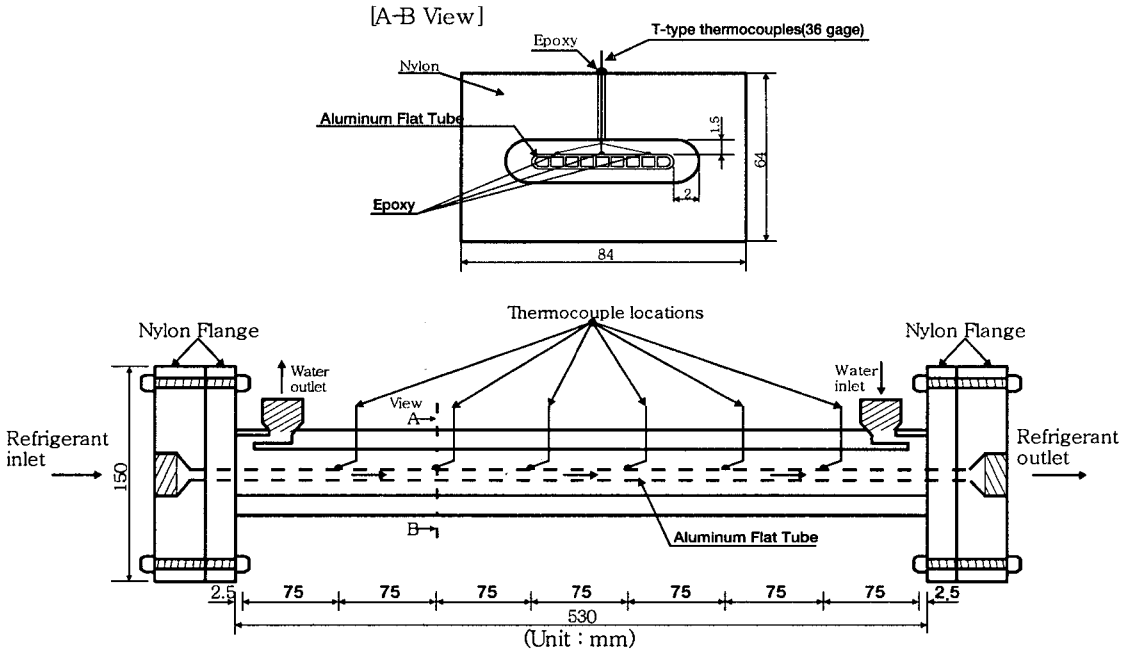


Fig. 2 Details of test section.

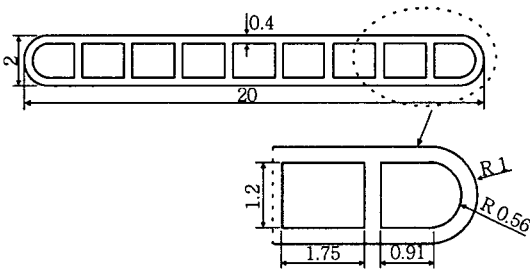


Fig. 3 Multi-channel test tube.

관을 보여준다. 주시험부에서는 내관에 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상공간에 물이 흐르게 하여 대향류로 열이 교환되었다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제 열이 교환되는 주시험부의 길이는 530 mm이며 냉매의 입구 쪽에서부터 75 mm의 간격으로 에폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 총 18개의 T-type 열전대(36 gage)를 접착시켜 벽면온도를 직접 측정하였다.

주시험부 입출구에서 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 0.01°C인 RTD를 사용하였고 냉매측의 압력은 ±0.1% 정밀도를 가진 압력계로 측정하였다. 실험에 사용된 열전대와 압력 측정장치는 모두 사용에 앞서 정밀하게 보정되었다. 끝으로 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 컴퓨

터와 연결된 데이터 수록장치에서 수집하였다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R22, R410A, 그리고 R290(Propane)을 냉매로 사용하였고, 각 냉매에 대해 응축온도는 $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량유속은 200, 300, 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로, 평균 열유속은 $7.3 \sim 7.7 \text{ kW/m}^2$ 로 고정하여 실험을 수행하였다.

실험을 하기 전에 먼저 실험장치를 절대 진공에 가깝게 만든 후 적정량의 냉매를 주입하고 냉매유량, 예열기 열량, 환상공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량, 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 정상 상태의 조건에 이르게 한 뒤 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록장치에서 약 20분간 측정하였다.

2.3 실험자료의 처리 및 불확실성

먼저 계측장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상유동에서 냉매가 잃은 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 확인하였다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 두 열량은 최대 3% 이내에서 잘 일치하였으므로 단열이 적당하게 이루어졌고 계측장치

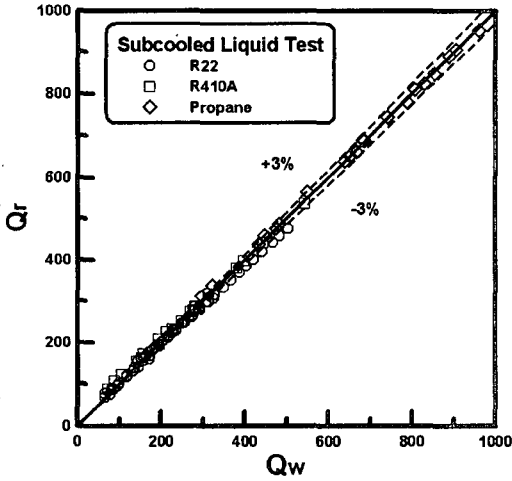


Fig. 4 Heat balance for single-phase liquid flow.

가 정확함을 알 수 있었다. 예열기 입구에서 냉매의 온도와 압력을 측정함으로써 엔탈피를 결정하였으며 예열기 출구의 엔탈피는 에너지 보존법칙을 이용하여 알 수 있다. 주시험부 입출구의 상태는 예열기 출구, 즉 주시험부 입구의 상태를 안 뒤 에너지 보존법칙과 상태방정식을 사용하여 구할 수 있다. 냉매측 열전달계수를 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 주시험부 물측의 유량과 입출구 온도차를 이용하여 열량을 측정하고 18개의 열전대가 읽은 온도의 평균을 구하여 표면온도로 사용하고 열전대가 부착된 여섯 부분에서의 냉매온도의 평균을 구하여 식(1)과 (2)에 의해 열전달계수를 구하였다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_{wall} - T_r)A} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C p_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

식(1)에서 명목상 면적 A는 다채널 평판관에서 냉매가 흐르는 전체 내부면적을 가리킨다. 열전달계수 측정에 따른 불확실성은 Kline and McClintock⁽¹³⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 모든 냉매에 대해 5% 미만으로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력직경이

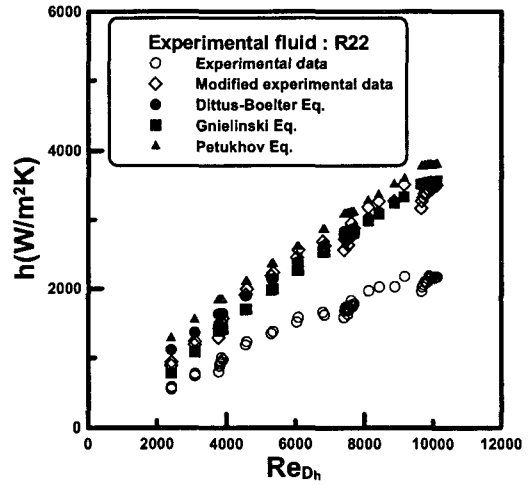


Fig. 5 Experimental data and predictions of R22 for single-phase liquid flow.

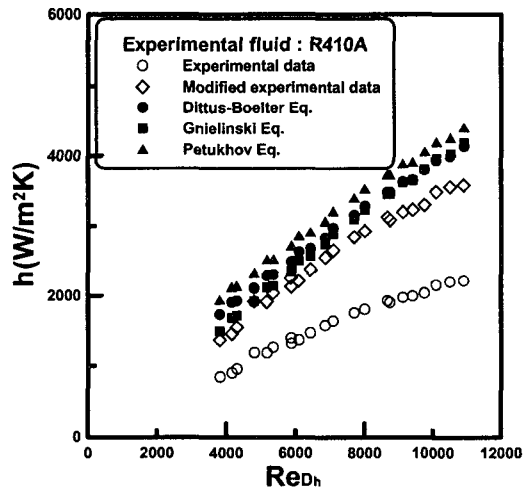


Fig. 6 Experimental data and predictions of R410A for single-phase liquid flow.

1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 40℃의 응축온도에서 질량유속을 200, 300, 400 kg/m²s로 바꾸어 가며 R22, R410A, 그리고 R290(Propane)의 단상유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다.

3.1 단상유동 열전달계수

Figs. 5~7은 과냉 단상 유동 데이터와 단상 유동 열전달에서 가장 많이 사용되는 세 가지 상관식에 의한 예측치를 여러 레이놀즈수에서 보여

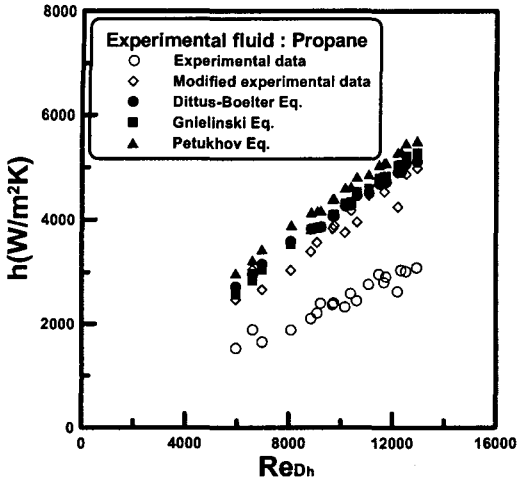


Fig. 7 Experimental data and predictions of propane for single-phase liquid flow.

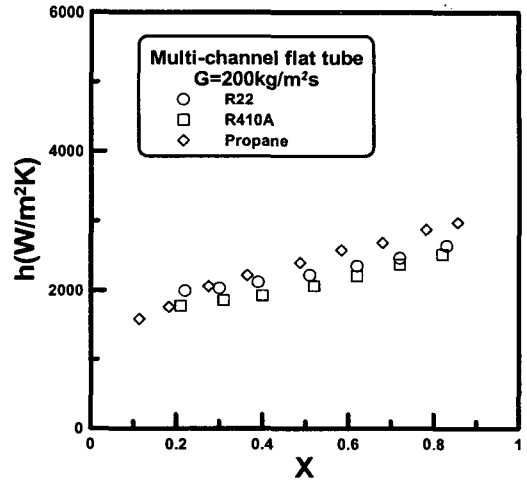


Fig. 8 HTC's of R22, R410A and Propane at 200 kg/m²s in a multi-channel flat tube.

준다. 여기서 레이놀즈수는 수력직경 (D_h)을 기준으로 산출되었으며 본 연구에서 사용된 알루미늄 평판관의 수력직경은 1.4 mm이다.

Figs. 5~7에서 볼 수 있듯이 Gnielinski,⁽¹⁴⁾ Dittus and Boelter,⁽¹⁵⁾ 그리고 Petukhov⁽⁶⁾ 상관식은 평판관에서의 R22, R410A, 그리고 Propane의 단상실험 데이터(Figs. 5~7에서 Experimental data로 표기된 심벌 참조)를 각각 50~100% 정도 과대평가하였다.

Seo et al.⁽¹²⁾은 평판관 내의 세관과 단일 세관 사이에는 열전달이 실제로 일어나는 유효면적 (A_{eff})에 대한 차이점이 있음을 밝혔다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 평판관의 유효면적 (A_{eff})은 평판관 내부의 미세관에서 양옆 면적을 제외하고 실제로 열이 전달되는 부분의 면적을 말한다. 본 실험에서 사용된 평판관의 유효면적 (A_{eff})은 명목상 면적의 약 61.5%였으며 그 값을 방정식 (1)에 넣어 새로이 열전달계수를 결정했다(Figs. 5~7에서 Modified experimental data로 표기된 심벌 참조). Figs. 5~7은 이렇게 구한 단상유동 열전달계수와 상관식들에 의한 예측치가 상관식들의 오차범위 수준인 6~25% 내에서 잘 일치함을 보여준다. 이 결과는 기존의 단상유동 열전달상관식을 다채널 평판관의 각각의 미세관에 적용할 때 열전달이 일어나는 유효면적 (A_{eff})을 고려해야 함을 보여준다.

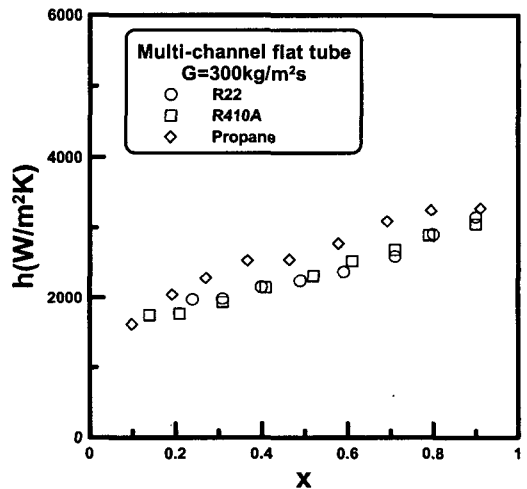


Fig. 9 HTC's of R22, R410A and Propane at 300 kg/m²s in a multi-channel flat tube.

3.2 흐름 응축 열전달계수

Figs. 8~10은 질량유속 200, 300, 400 kg/m²s에서 건도 증가에 따른 냉매들의 국부 열전달계수를 보여준다. 여기서 국부 열전달계수는 명목상 면적을 기준으로 계산되었다.

질량유속이 200 kg/m²s인 경우 R410A의 열전달계수는 R22보다 7% 정도 낮았고, Propane의 경우 3% 정도 높았다. 300 kg/m²s인 경우 R410A는 거의 비슷했고 Propane의 경우 10% 정도 높

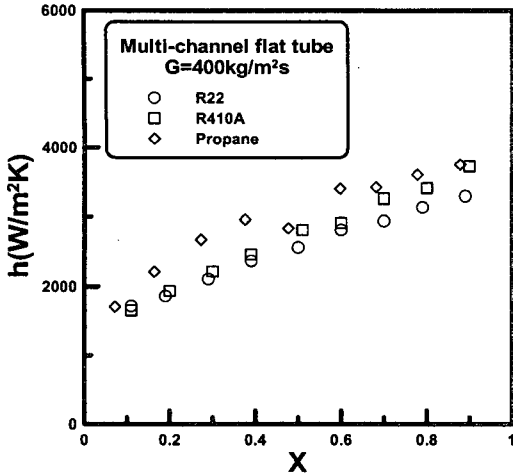


Fig. 10 HTC's of R22, R410A and Propane at 400 kg/m²s in a multi-channel flat tube.

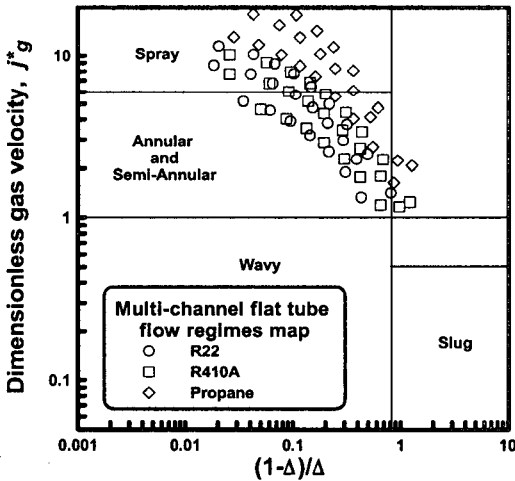


Fig. 11 Flow regimes map of all experimental data (Tandon et al.⁽¹⁶⁾).

았다. 400 kg/m²s인 경우 R410A와 Propane의 열전달계수는 R22보다 각각 8%, 18% 정도 높았다. 이 결과를 종합하면 대체로 질량유속이 증가할수록 R22와 열전달계수의 차이가 증가하고 건도의 증가에 따라 열전달계수도 증가함을 알 수 있다.

본 연구에서 취득한 모든 데이터가 어떤 유동양식을 가지는지 알아보기 위해 비교적 최근에 제시된 Tandon et al.⁽¹⁶⁾의 유동양식선도를 이용해 실험결과를 비교하였으며, 이를 Fig. 11에 나타내었다. Tandon et al.⁽¹⁶⁾의 유동양식선도는 유

동양식을 특성화하는 식으로 무차원화된 가스속도(j_g^*)와 변형된 기공률(α)로 제안하였다. 이때 기공률은 Smith의 관계식을 이용하였다. 식(3)과 식(4)는 각각 가스속도(j_g^*)와 변형된 기공률(α)을 나타낸다.

$$j_g^* = \frac{xG}{[gD\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}} \quad (3)$$

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0.4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}} \right\} \right]^{-1} \quad (4)$$

Fig. 11은 본 실험에서 사용한 미세관에서의 유동양식이 기포류(Spray)와 환형류(Annular)가 지배적임을 보여준다. 이는 Seo et al.⁽¹²⁾이 밝힌 바와 같이 미세관에서의 응축현상이 내경이 큰 관에서의 유동양식과 크게 다르지 않은 것을 확인할 수 있고, 단상유동에서와 같이 유동양식에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

3.3 타 연구자들의 흐름 응축 상관식과 실험 데이터 비교

Seo et al.⁽¹²⁾은 내경이 1.4 mm의 미세관에서의 응축현상과 양식이 내경이 큰 관에서와 큰 차이가 없음을 밝혔고 단상유동과 마찬가지로 흐름 응축에서도 유효면적(A_{eff})을 적용하면 기존의 상관식을 사용할 수 있음을 보였다. Table 1과 Fig. 12는 이처럼 명목상 면적(A)과 유효면적(A_{eff})을 적용해 흐름 응축 열전달계수를 구한 뒤 흐름 응축 열전달에서 많이 사용되는 기존의 상관식들이 예측한 흐름 응축 열전달계수와 그것들을 비교한 결과를 보여준다(Table 1의 위부분과 아래부분 참조). 명목상 면적을 적용한 경우 단상유동에서와 마찬가지로 모든 상관식들은 실험 데이터를 심하게 과대예측하는 것으로 나타났다. 한편 유효면적을 사용한 경우 Akers et al.⁽⁷⁾을 제외하고 Traviss et al.,⁽¹⁷⁾ Shah,⁽¹⁰⁾ Dobson and Chato,⁽¹¹⁾ Soliman et al.,⁽¹⁸⁾ Cavallini and Zecchin⁽¹⁹⁾ 등의 상관식은 평균 20~50%의 오차를 갖는 것으로 나타났다으며, 특별히 Kim et al.⁽²⁰⁾의 상관식은 17.6

Table 1 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers et al.		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini and Zecchin		Shah		Dobson and Chato		Kim et al.	
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean
Nominal area is used														
R22	205.3	205.3	25.3	30.0	89.4	89.4	97.1	97.1	76.0	76.0	88.8	88.8	59.1	59.1
R410A	249.1	249.1	41.0	48.8	115.2	115.2	122.8	122.8	100.3	100.3	109.2	109.2	89.7	89.7
Propane	58.0	58.0	107.7	107.7	184.2	184.2	197.0	197.0	168.1	168.1	183.2	183.2	99.8	99.8
All	170.8	170.8	58.0	62.1	129.6	129.6	139.0	139.0	114.8	114.8	127.1	127.1	82.9	82.9
Effective area is used														
R22	89.0	89.0	-22.4	22.5	17.3	23.3	22.0	27.2	9.0	19.5	16.9	24.6	-1.5	9.0
R410A	116.1	116.1	-12.7	19.2	33.2	40.0	38.0	45.1	24.0	33.2	29.5	37.9	17.5	20.2
Propane	-2.2	11.8	28.6	29.6	75.9	75.9	83.9	83.9	66.0	66.0	83.9	83.9	23.7	23.7
All	67.6	72.3	-2.2	23.7	42.1	46.4	48.0	52.1	33.0	39.5	40.6	45.9	13.2	17.6

$$\text{Average deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right], \text{ Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{ABS} \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

%의 오차를 보이면서 가장 좋은 결과를 나타냈다. 이런 결과는 미세관을 포함하는 평판관의 경우 단상유동이나 흐름 응축 모두 유효 열전달면적(A_{eff})에 따라 열전달계수가 크게 변함을 보여주며 동시에 유효 열전달면적(A_{eff})을 알면 기존의 흐름 응축 열전달계수 상관식을 사용하여 적정수준의 오차범위 안에서 열전달계수를 예측할 수 있음을 보여준다.

3.4 흐름 응축 열전달 상관관계식 개발

본 실험의 결과를 통해 살펴보면 내경이 1.4 mm의 미세관에서의 응축현상과 양식이 내경이 큰 단일 원관에서와 큰 차이가 없으며 단지 본 평판관의 경우 단상유동 결과에서 언급한 바 있는 열전달 유효면적(A_{eff})에 따라 열전달계수가 결정됨을 알 수 있다.

이에 따라 기존에 다양한 냉매에 대해 실험을 하여 그 데이터를 바탕으로 유도된 Kim et al.⁽²⁰⁾의 단일 원관에 대한 흐름 응축 열전달계수 상관식에 유효면적비(R_{eff})의 개념을 도입해 미세관에서의 최종 열전달계수 예측을 위해 식(5)을 제시할 수 있다.

$$h = 22.42 h_l \left(1 + \frac{2}{X_u} \right)^{0.81} Bo^{0.33} \left(\frac{k_l}{D} \right) \times R_{eff} \quad (5)$$

여기서, $h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}$$

$$Bo = \frac{Q}{h_{fg} GA}$$

$$R_{eff} = \frac{A_{eff}}{A}$$

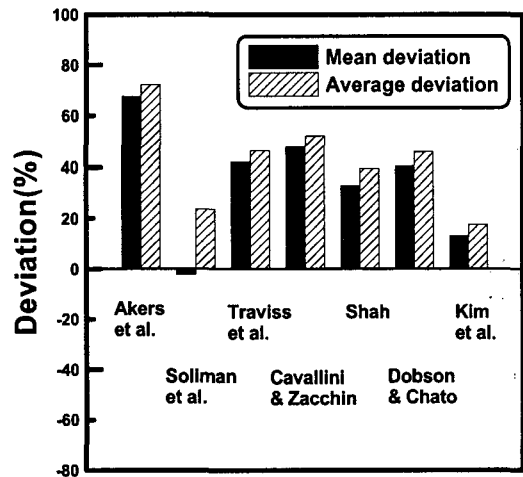


Fig. 12 Deviation of various correlations against the present data when effective area is used.

Fig. 12는 이처럼 유효면적비(R_{eff})를 사용하여 결정된 열전달계수와 상관식 사이의 오차를 보여주며 모든 실험결과에 대해 평균오차는 20% 이하로 나타났다. 단일 원관에서 Kim et al.⁽²⁰⁾의 예측상관식이 평균 15% 이하의 오차를 보이므로 미세 평판관에 동일한 식을 적용하여 20% 정도의 오차로 잘 예측할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 응축 온도 40°C에서 질량유속을 200, 300, 400 kg/m²s로 바꾸어 가며 R22, R410A, 그리고 R290(Propane)의 단상유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 단상유동에서 유효면적을 사용하면 기존의 단일 원관에 적용되는 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 25% 이내에서 잘 예측하였다.

(2) 질량유속이 200 kg/m²s에서 R410A의 열전달계수는 R22보다 7% 정도 낮았고 Propane은 3% 정도 높았다. 300 kg/m²s에서 R410A의 열전달계수는 R22와 거의 비슷했고 Propane은 10% 정도 높았다. 400 kg/m²s에서 R410A와 Propane의 열전달계수는 R22보다 각각 8%, 18% 정도 높았다.

(3) 단상유동에서와 마찬가지로 흐름 응축에서도 유효면적을 사용하면 기존의 단일 원관에 적용되는 흐름 응축 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 50% 이내에서 예측하였고, 기존에 제시된 Kim et al.⁽²⁰⁾의 식에 유효면적비(R_{eff})를 도입한 결과 평균오차 20% 이내에서 실험치를 잘 예측할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학재단 특정기초연구(R01-2003-000-10194-0(2003))로 수행되었습니다.

참고문헌

1. UNEP, 1987, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act.
2. Didion, D. A., 1994, Private Communication,

- US National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
3. Kruse, H., 1996, The stats of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proc. of the Int. Conferences on Ozone Protection Technologies, Washington, DC, pp.179-188.
4. Ikeda, H. and Shoji, Y., 1994, Sumitomo Light Metal Tech. Reports, Vol. 35, p. 43.
5. Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without microfins, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 791-800.
6. Petukhov, B. S., Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with physical properties, Advances in Heat Transfer, Vol. 6, Academic Press, New York.
7. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within horizontal tubes, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
8. Kim, N. H., Cho, J. P. and Kim, J. O., 2000, R-22 condensation in flat aluminum multi-channel tubes, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 7, pp. 77-90.
9. Kim, N. H., Cho, J. P., Kim, J. O. and Youn, B., 2003, Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, No. 7, pp. 830-839.
10. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
11. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213.
12. Seo, Y. H., Park, K. J. and Jung, D., 2004, A comparison of flow condensation HTC's of R22 alternatives in the multi-channel tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp.

- 589-598.
13. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering* 75, pp. 3-8.
 14. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
 15. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California, Berkeley, *Publications on Engineering*, Vol. 2, p. 443.
 16. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1982, A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 763-768.
 17. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
 18. Soliman, H. M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 167-176.
 19. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 309-313.
 20. Kim, S. J., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.