

R22 대체냉매의 수평원관내 흐름비등 열전달 특성

한재응, 김신종, 정동수*, 김영일**

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과, **한국과학기술원 열·유동제어 연구센터

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube

Jae-Ung Han, Sin-Jong Kim, 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 August 1, 2000; revision received December 26, 2000)

ABSTRACT: Flow boiling heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R134a, R407C, and R410A were measured for a horizontal plain tube. The test section was made of a copper tube of 8.8 mm inner diameter and 1000 mm length respectively. The refrigerant was heated by passing hot water through an annulus surrounding the test section. All tests were performed at a fixed refrigerant saturation temperature of 5°C with mass fluxes of 100~300 kg/m²s. HTCs were measured by two methods: the direct wall temperature measurement method and the indirect Wilson plot method. Experimental results showed that the Wilson plot method was affected greatly by the external test conditions and yielded inconsistent results. For the mass flux of 100 kg/m²s, HTCs were almost constant regardless of the quality for a given refrigerant, HTCs of R134a and R407C were similar to those of R22 while those of R410A were 60% higher than those of R22. For the mass fluxes of 200 and 300 kg/m²s, HTCs of R407C were almost the same as those of R22, while HTCs of R134a and R410A were 12~13% and 20~23% higher than those of R22 respectively. For pure refrigerant, Shah's correlation yielded a good agreement with the measured data both qualitatively and quantitatively.

Key words: Heat transfer coefficients(열전달계수), Flow boiling(흐름비등), Wall temperature measurement method(벽면온도 측정방법), Wilson plot method(윌슨플롯방법), Alternative refrigerants(대체냉매)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m²]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg · K]

G : 질량유속 [kg/m² · s]
 h : 열전달계수 [W/m² · K]
 $LMTD$: 대수평균온도차 [°C]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Q : 열전달률 [W]
 Re : 레이놀즈수
 P_r : 환원압력(reduced pressure)
 T : 온도 [°C]

† Corresponding author

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

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

U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 x : 전도

하첨자

ave : 평균값
 i : 내측
 in : 입구측
 o : 환상공간측
 out : 출구측
 r : 냉매측
 w : 물측
 $wall$: 벽면
 1 : 첫 번째 측정위치
 2 : 두 번째 측정위치

1. 서 론

냉동/공조기에서 가장 중요한 역할을 하는 기 중 하나는 냉매가 외부원과의 열교환을 통해 증발하면서 냉동효과를 일으키는 증발기이다. 단상 열전달계수 예측식으로는 증발기 내부에서의 흐름비등 열전달계수를 정확히 예측할 수 없기 때문에 효율적인 증발기 설계를 위해서는 반드시 흐름비등 열전달계수를 알아야 한다. 또한 최근 들어 지구환경 및 에너지 문제의 심각성이 대두되면서 오존층 붕괴를 일으키지 않는 대체냉매를 적용해야 하므로 대체냉매의 흐름비등 열전달계수를 측정하는 것이 증발기 설계에 필수적이다. 이에 지난 10여 년간 많은 연구자들이 대체냉매에 관한 흐름비등 열전달계수의 측정, 관내의 유동형태, 압력강하 특성 등에 관한 연구를 수행해 왔다. Wijaya and Spatz⁽¹⁾는 R22와 R410A, Hambraeus⁽²⁾는 R134a와 R22, Wattlelet et al.⁽³⁾은 R12와 R134a에 대해서 전기가열 방법을 사용하면서 열전대를 관 표면에 부착하여 직접 열전달계수를 측정하는 연구를 수행했고 Eckels and Pate⁽⁴⁾는 R12와 R134a, Chamra and Webb⁽⁵⁾은 R22, Kuo and Wang⁽⁶⁾은 R22, Torikoshi and Ebisu⁽⁷⁾는 R22와 R407C, Nidegger et al.⁽⁸⁾과 Zurcher et al.⁽⁹⁾은 R134a에 대해서 2차유체 가열 방법을 적용하되 열전대를 관 표면에 부착하지 않고 대신에 월스플룻방법을 이용하여 간접적으

로 열전달계수를 측정하는 연구를 수행했다. 또한 Ebisu et al.⁽¹⁰⁾은 R22와 R407C, Chen et al.⁽¹¹⁾은 R22와 R134a, Takamatsu et al.⁽¹²⁾은 R12, R134a, R22에 대해서 2차유체 가열방법을 적용하되 관 표면에 열전대를 부착하여 직접 열전달계수를 측정하는 실험을 수행했다.

월스플룻을 이용하여 간접적으로 냉매측 열전달계수를 구하는 경우에는 먼저 물측 환상공간의 열전달계수를 예측한 뒤 이를 이용하여 총괄열전달 저항식으로부터 간접적으로 냉매측 열전달계수를 구하게 된다. 이 방법을 사용하면 실험장치를 쉽게 제작할 수 있고 4~8m 정도 되는 긴 관의 평균 열전달계수를 단번에 측정할 수 있다는 장점이 있지만 열전대를 벽면에 직접 부착하지 않기 때문에 물측 환상공간의 열전달계수를 예측할 때의 오차가 냉매측 열전달계수에 크게 영향을 미친다는 단점이 있다. 반면에 벽면온도 측정 방법은 근래에 많이 시도되고 있는 방법으로 관 표면에 열전대를 부착하여 직접 벽면온도를 측정하고 이를 이용하여 열전달계수를 구하는 방법으로 시험관의 길이를 작게 하고 전도변화를 작게 하여 국부 열전달계수에 가까운 값을 측정할 수 있는 장점이 있지만 얇은 관 표면에 열전대를 부착해야 하므로 제작이 어렵다는 단점이 있다.

본 연구에서는 우선 2차유체 가열방법으로 R22와 R22의 대체냉매로 검토되고 있는 R134a, R407C, R410A에 대한 흐름비등 열전달계수를 측정하고자 하며 또한 위에서 언급한 실험방법의 차이로 인한 열전달계수 변화가 있는가를 확인하기 위해 동일한 실험장치에서 월스플룻방법과 벽면온도 측정방법을 동시에 적용하여 그 결과를 비교하고자 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

Fig. 1은 2차유체가열 흐름비등 열전달 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성되어 있다. 냉매 순환부는 냉매펌프, 냉매 필터, 질량유량계, 예열기, 주시험부, 판형 열교환기로 된 응축기, 냉매 수액기로 구성되어 있다.

응축기에서 응축된 냉매액은 수액기에 모이고

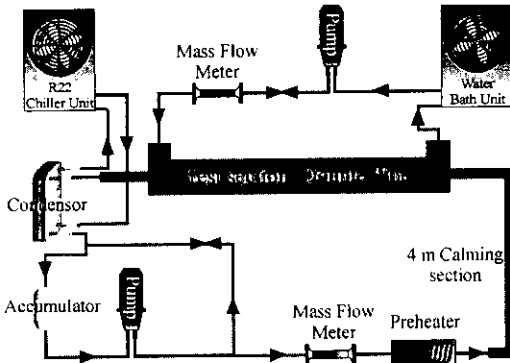


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

마그네트형 냉매 펌프에 의해 순환된다. 예열기는 외경 15.88 mm, 길이 8m의 동관 안에 직경 8 mm의 씨즈히터(Sheath heater)를 넣어 최대 9 kW를 공급할 수 있도록 만들었고 가변전원공급 장치를 사용하여 공급되는 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 약 4m 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 열을 받지 않고 흐르면서 평형상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 했으며 시험부 입구에서의 온도와 압력 측정을 통해 냉매가 평형을 이루고 있음을 확인했다.

또한 질량유량계로는 성질이 다른 여러 종류의 물질을 냉매로 사용하므로 작동유체의 성질과 상관없이 순환량을 측정할 수 있는 코리올리스(Coriolis) 형식의 유량계를 사용하였다. 주시험부는 이중관 열교환기 형태로 내관의 외경은 9.52 mm 동관, 외관의 외경은 19.05 mm 동관으로 구성하였으며 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상공간에는 물을 흐르게 하여 대향류로 열교환하게 하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제 열교환이 일어나는 주시험부의 길이는 1.0 m이며 냉매의 입구쪽에서 각각 0.4, 0.7 m 되는 곳에 예폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 T-type 열전대를 접착시켰다. 또한 각각의 열전대 부착 위치에서 원주방향으로 상하좌우 90° 간격을 유지하며 작은 홈을 낸 뒤 4개의 열전대를 관 표면에 직접 접착시켰으며 열전대의 센서 부분과 2차유체인 물이 직접 접촉하지 않도록 예폭시 처리했다. 그 다음 열전대 심은 위치에서 2차유체의 흐름방향으로 약 5 cm 정도 뒤로 빼내고 조그만 구멍을 통해 열전대를 주시험부 밖으로 나오도록 했다.

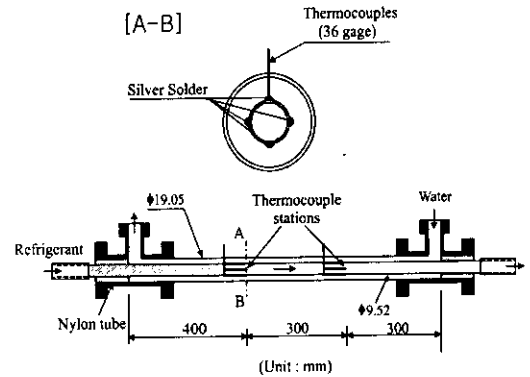


Fig. 2 Schematic diagram of test section.

냉매측의 입출구에는 온도와 압력을 측정하기 위해 크로스-유니온을 사용하였고 물측의 입출구에는 온도를 측정하기 위해 티-유니온을 사용하였다. 온도는 정밀도가 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 인 RTD(ASL사 F250)를 사용하여 측정하였으며 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 데이터 수록장치(Hewlett Packard사 HP3852A)에서 수집하였다. 시험부에서의 압력을 측정하기 위해 PX800 series 정밀 압력계를 사용하였고 시험부 양단의 차압을 측정하기 위해서 PX821-030DV 정밀 차압계를 사용하였다.

실험장치 계측의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상유동에서 냉매가 받은 열전달률과 2차작동 유체인 물이 공급한 열전달률을 확인하였다. 두 열량을 비교한 결과 서로 $\pm 3\%$ 이내에 드는 것을 확인할 수 있었으며 이로서 단열이 잘 이루어졌고 계측장치가 정확하다는 것을 알 수 있었다. 또한 열전대에서 측정되는 온도가 정확한지 확인하기 위해서 정밀 항온조를 사용하여 모든 열전대를 보정하였다. 그 결과 정상상태에서 열전대와 RTD 사이에 0.1°C 의 온도차가 있음을 확인하였으며 이를 보정하였다. 원순플롯방법의 경우도 주시험부의 냉매관에 외부 벽면에 열전대를 부착하지 않은 것을 빼고는 위의 실험장치와 모든 것이 동일하게 하였다.

2.2 실험방법 및 조건

실험방법 및 조건은 벽면온도 측정방법과 원순플롯방법 모두 동일하다. 실험을 수행하기 위해 우선 진공펌프를 사용하여 실험장치를 진공으로 만들고 그런 다음 냉매를 적정량 주입하고, 냉매

의 주입이 끝나면 R22 칠러와 항온조의 물펌프를 가동한다. 그후 냉매펌프를 가동시켜 냉매유량, 예열기의 열전달률, 환상공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량(80 g/s), 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 조건의 정상상태에 이르면 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록장치에서 약 20분간 측정하였다. 모든 냉매에 대해 증발온도는 $5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량유속은 100, 200, 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로, 평균 열유속은 약 $7 \sim 7.5 \text{ kW/m}^2$ 로 고정하였는데 이 값들은 현재 냉동공조기에서 가장 많이 사용되는 값이다.

2.3 실험자료 처리 및 불확실성

2.3.1 벽면온도 측정방법

냉매측 열전달계수를 구하기 위해서는 벽면의 온도와 냉매의 온도 그리고 냉매가 얻은 열전달률 등을 알아야 하는데 벽면의 온도는 Fig. 2에 있는 것처럼 두 부분에서 열전대를 사용하여 직접 측정했고 냉매의 온도는 냉매측 입출구의 온도를 이용하여 역시 그 두 부분에서 선형보간식에 의해서 구했다. 압력강화로 인한 냉매의 온도강하가 최대 $0.3 \sim 0.4^\circ\text{C}$ 정도뿐이 되지 않으므로 선형보간에 의한 오차는 크지 않다. 이 방법의 경우 냉매가 얻은 열전달률이 물이 없는 열전달률과 같다고 가정하고 8개의 열전대가 읽은 온도를 평균하고 열전대가 달린 두 부분에서의 냉매 온도를 평균하여 식(1), (2)와 같이 열전달계수를 구했다. 열전달계수의 측정에 따른 실험 오차는 Kline and McClintock⁽¹³⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 약 3.6% 정도로 나타났다.

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

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

2.3.2 윌슨플롯방법

냉매측의 열전달계수를 구하기 위해 총괄열전달계수와 물측의 열전달계수를 알아야 한다. 총괄열전달계수는 물측이 공급한 열전달률과 냉매측이 받은 열전달률을 평균한 값과 대수평균온차를 이용하여 식(4)와 같이 구했다. 이 경우에는 물측과 냉매측의 열전달률을 모두 측정했으므로 식(3)과 같이 평균열전달률을 계산했다. 물측의

열전달계수를 알기 위해 환상공간과 내측 모두에 물을 흐르게 하여 수정된 윌슨플롯방법⁽¹⁴⁾을 적용했으며 최종적으로 냉매측의 열전달계수 h_i 는 표면불결계수의 영향과 내관의 두께를 통한 열전도 영향을 무시한 총괄열전달 저항식(5)를 이용하여 구했다. 이 경우 열전달계수의 측정에 따른 실험 오차는 약 7.1% 정도로 나타났다.

$$Q_{\text{ave}} = \frac{Q_w + Q_r}{2} \quad (3)$$

$$U_o = \frac{Q_{\text{ave}}}{A_o LMTD} \quad (4)$$

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (5)$$

여기서 $LMTD$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$LMTD = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (6)$$

$$\Delta T_1 = T_r - T_{w,\text{in}} \quad (7)$$

$$\Delta T_2 = T_r - T_{w,\text{out}} \quad (8)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 두 방법으로 측정된 열전달계수의 비교 분석

Fig. 3~6은 윌슨플롯방법과 벽면온도 측정방법을 적용하여 측정된 흐름비동 열전달계수를 질량유속에 따라 냉매별로 나타낸 것이다. 결과를 살펴보면 윌슨플롯방법을 적용하여 간접적으로 측정된 열전달계수가 벽면온도 측정방법을 적용한 결과보다 R22, R134a, R407C의 경우 약 10~20% 정도 높게 나타났으며 R410A의 경우 무려 50~80%까지 높게 나타났다.

윌슨플롯방법을 적용할 경우 열전달계수가 벽면온도 측정방법의 값보다 높게 측정되는 이유는 윌슨플롯방법 적용시 가장 중요한 인자인 물측 환상공간의 열전달계수 h_o 때문이다. 식(5)에서 냉매측 열전달계수 h_i 를 구하기 위해서는 물측 환상공간의 열전달계수인 h_o 를 구해야 하며 사실이 값을 구하는 것이 윌슨플롯방법에서 가장 중요하다. 만일 h_o 가 잘못 예측되면 h_i 가 크게 영

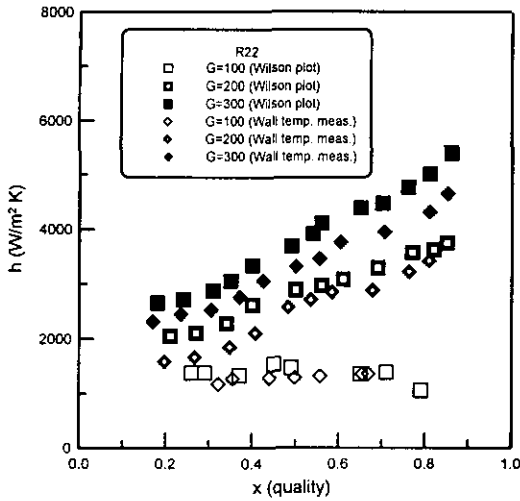


Fig. 3 Flow boiling HTC of R22 for various mass fluxes [kg/m²s].

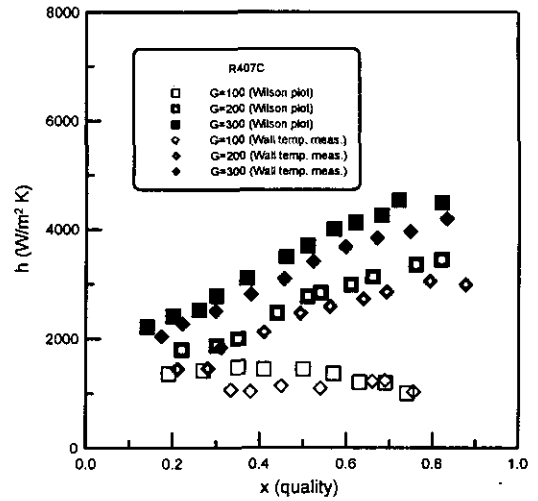


Fig. 5 Flow boiling HTC of R407C for various mass fluxes [kg/m²s].

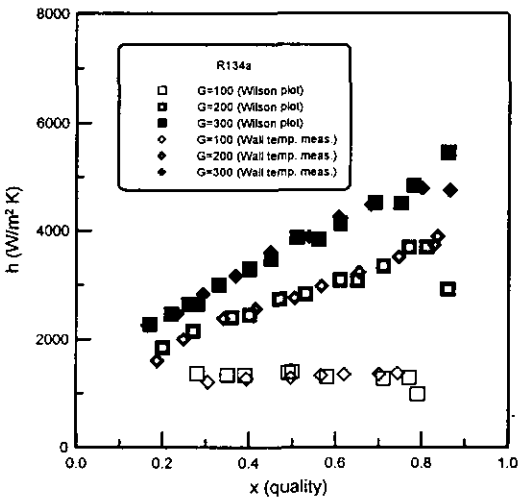


Fig. 4 Flow boiling HTC of R134a for various mass fluxes [kg/m²s].

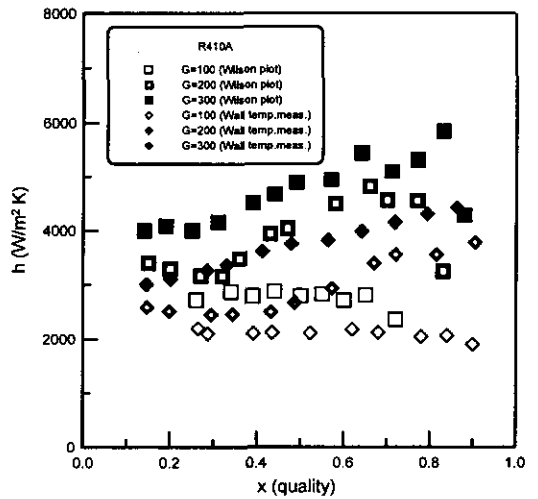


Fig. 6 Flow boiling HTC of R410A for various mass fluxes [kg/m²s].

향을 받게 된다.

Fig. 7은 윌슨플롯방법을 이용하여 냉매측 열전달계수 h_i 를 구하기 위한 열전달저항 방정식에 필요한 상수들을 보여주며 Fig. 8은 식(5)을 나타내는 그림으로 몇몇 h_o 에 대하여 U_o 를 독립변수로 변화시킬 때 h_i 의 변화를 보여준다. A, B, C 커브에서 수직으로 나타난 점근선은 냉매측 열전달계수인 h_i 가 무한대가 되어 U_o 가 h_o 로 최대값

을 갖는 경우를 나타낸 것이다(식(5) 참조). 실제로 모든 경우에 U_o 는 h_o 보다 낮게 되어 0부터 h_o 까지의 값을 가질 수 있으며 실험을 통해 식(4)를 이용해서 구하게 된다. 본 실험에서 측정된 실험 데이터에 의하면 U_o 는 대략 1000~1900 W/m²·K 정도의 값을 가진 것으로 드러났다.

한편 수정된 윌슨플롯방법을 이용할 때에는 환상공간 내의 2차유체 유량을 고정하기 때문에

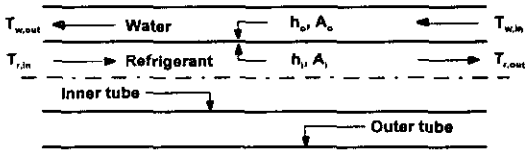


Fig. 7 Variable in the overall heat transfer coefficient equation.

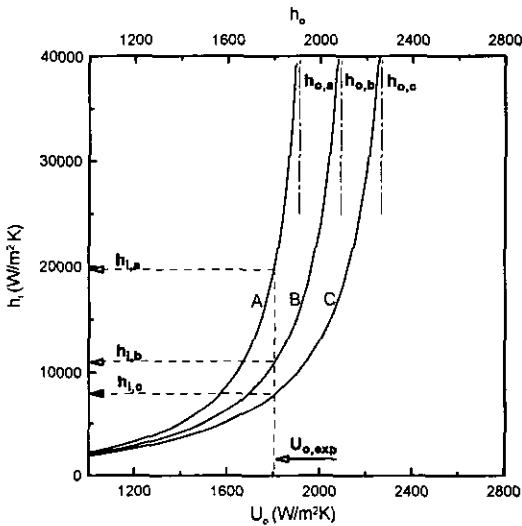


Fig. 8 Variation of h_i for various h_o with constant $U_{o,exp}$.

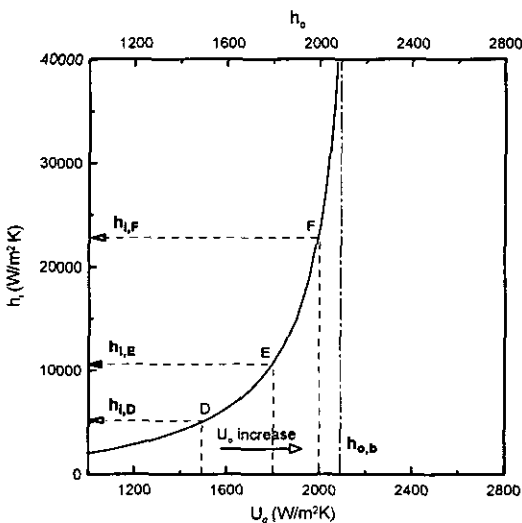


Fig. 9 Variation of h_i for various U_o with constant $h_{o,b}$.

환상공간 내의 물측 열전달계수 h_o 는 약 $2300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 정도로 고정되게 된다. 또한 냉매, 질량유속, 열유속, 건도, 입출구 온도 등의 실험조건이 같다면 A, B, C 세 경우 모두 식(4)에 의거하여 동일한 $U_{o,exp}$ (이 경우 $1800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 로 고정)를 갖는다. 이제 B 경우의 $h_{o,b}$ 가 정확한 값이라고 가정하고 실험상의 문제나 오차 등으로 인해 A와 C 경우 같이 h_o 가 각각 높거나 낮게 예측되는 경우를 생각해 보자. 먼저 C와 같이 h_o 를 정확한 값인 $h_{o,b}$ 보다 높게 예측한 경우 C커브와 $U_{o,exp}$ 가 만나는 점에 의해 결정되는 $h_{i,c}$ 는 정확한 $h_{o,b}$ 에 기초한 $h_{i,b}$ 보다 낮게 나타난다. 이 경우 h_i 는 C커브가 완만히 변하는 부분에서 결정되기 때문에 h_o 가 다소 높게 예측되더라도 h_i 는 그다지 크게 영향을 받지 않는다. 그러나 A와 같이 h_o 를 정확한 값인 $h_{o,b}$ 보다 낮게 예측한 경우 A 커브와 $U_{o,exp}$ 에 의해서 결정되는 $h_{i,a}$ 는 정확한 $h_{o,b}$ 에 기초한 $h_{i,b}$ 보다 높게 나타난다. 이 때에 h_i 는 A커브가 급격히 변하는 부분에서 결정되기 때문에 h_o 에 따른 h_i 는 크게 영향을 받게 된다. 따라서 월슨플롯방법 적용시 h_o 가 낮게 예측되는 경우 h_i 가 심히 과대평가될 수 있으므로 상당한 주의가 필요하다. 본 실험에서도 h_o 가 낮게 예측되어 벽면온도 측정방법보다 월슨플롯방법을 통해 구한 h_i 가 높게 나타남을 알 수 있었다.

월슨플롯방법의 또 다른 문제점은 물측환상공간의 열전달계수 h_o 를 정확히 예측한다 하더라도 h_i 커브의 특성상 U_o 가 h_o 에 근접할수록 U_o 의 증가에 따른 h_i 의 변화가 급격하므로 h_i 가 과대평가된다는 점이다(Fig. 9의 D, E, F 경우 참조).

이 경우 식(5)에 의거하여 h_o 가 고정되어 있으므로 U_o 에 영향을 미치는 인자는 단지 h_i 뿐인데 h_i 는 냉매 자체의 물성치가 좋을수록(예를 들면 R410A가 R22보다 좋음), 관 자체의 열전달계수가 높을수록(예를 들어 마이크로 핀관이 평관보다 높음) 높게 되며 그 결과 U_o 가 h_o 에 근

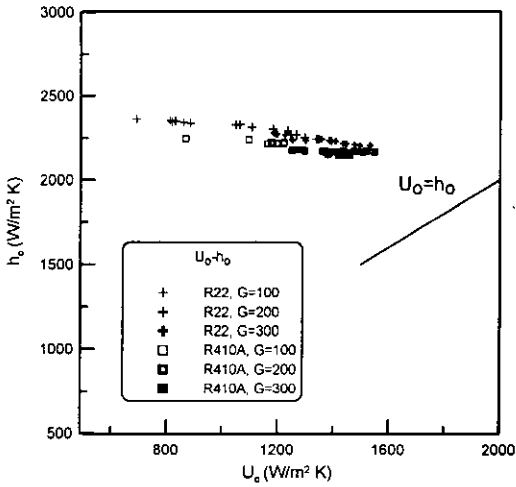


Fig. 10 Relationship between U_o and h_o for R22 and R410A.

접하게 되어 h_i 가 과대평가된다. Fig. 10은 R22와 R410A에 대한 U_o 를 비교한 것인데 R22보다 R410A의 U_o 가 h_o 에 근접하고 있으며 결국 R410A의 냉매측 열전달계수 h_i 가 더욱 과대평가된다(Fig. 3, 6 참조). 따라서 윌슨플롯방법을 적용하면 냉매측 열전달계수 h_i 가 이런 변수들에 의해 크게 영향을 받아 과대평가되므로 일관성 있는 데이터를 얻을 수 없다.

3.2 동일조건에서 냉매들의 열전달계수 비교

본 연구에서 수행한 두 가지 방법 중 벽면온도 측정방법이 일관성이 있고 정확하므로 이 방법으로 측정된 흐름비등 열전달계수를 다음과 같이 비교 분석하였다. Fig. 11과 Fig. 12는 여러 냉매의 열전달계수를 두 개의 질량유속에 대해 비교한 것이다. 전체적으로 질량유속과 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가했는데 이는 질량유속이 커짐에 따라, 건도가 진행됨에 따라 Re 수가 커져 대류증발의 영향이 커지기 때문이다. 질량유속이 100 kg/m²s일 때 모든 냉매의 열전달계수는 건도에 상관없이 일정하게 나타났는데 이는 질량유속이 적을수록 핵비등이 왕성하고 대류증발 효과가 작기 때문이라 사료되며 Thome⁽¹⁵⁾이 제안한 유동형태 분포도를 보면 질량유속이 100 kg/m²s에서는 환상유동이 형성되지 않아 대류증

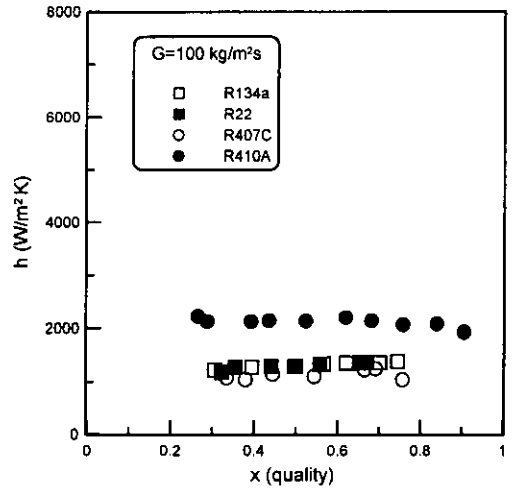


Fig. 11 HTCs measured by Wall temp. method at 100 kg/m²s.

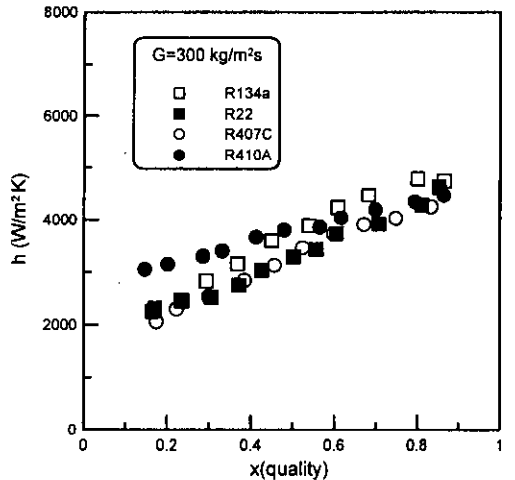


Fig. 12 HTCs measured by Wall temp. method at 300 kg/m²s.

발이 활발히 일어나지 않음을 알 수 있다. 또한 R22, R134a, R407C의 열전달계수는 비슷했고 R410A의 열전달계수는 R22보다 63% 정도 높게 나타났다. R410A의 열전달계수가 매우 높게 나타나는 이유는 R410A의 환원압력(reduced pressure) P_r 가 매우 높기 때문이라 생각된다. Chiou et al.⁽¹⁶⁾에 의하면 P_r 가 높을수록 형성되는 기포 크기가 작아지기 때문에 핵비등이 더 활발하게 일어나 열전달계수가 향상된다고 발표한 바 있다. 따라서 질량유속 100 kg/m²s일 때는 유속이

적기 때문에 핵비등이 지배적으로 나타나므로 R410A처럼 P_r 가 높은 냉매일수록 열전달계수가 높게 나타난다. 하지만 질량유속이 증가함에 따라 핵비등은 억제되고 대류증발이 증대되므로 열전달계수에 미치는 P_r 의 영향은 작아지게 된다. 따라서 질량유속 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 와 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 R410A의 열전달계수는 R22에 비해 20~23% 정도 높게 나타났다. 한편 질량유속 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 와 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 R134a의 열전달계수는 R22에 비해 12~13% 정도 높게 나타났으며, R407C의 열전달계수는 비슷하게 나타났다.

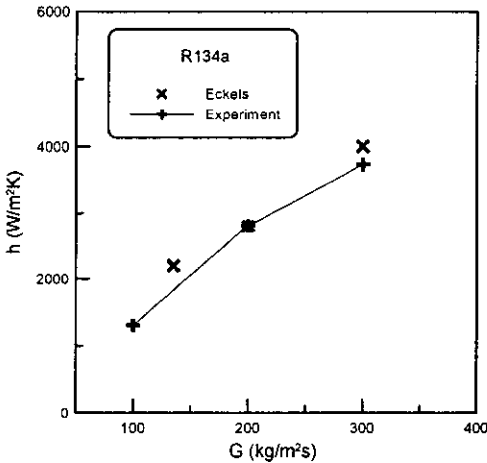


Fig. 13 Comparison of HTC against Eckels & Pate's Data.

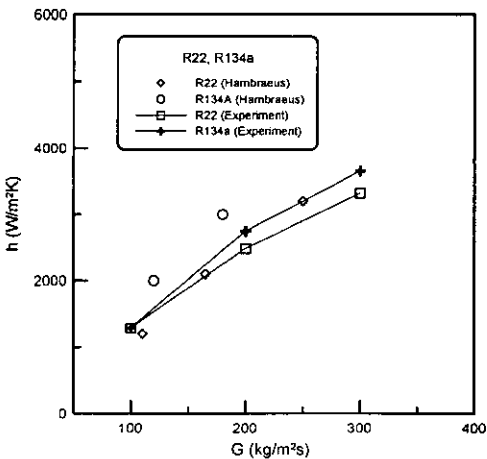


Fig. 14 Comparison of HTC against Hambraeus's Data.

3.3 타 연구자들의 평균 열전달계수 비교

Fig. 13과 Fig. 14는 본 실험에서 구한 근사 국부 열전달계수들을 모든 건도에 따라 적분을 수행하여 평균 열전달계수를 구한 뒤 타 연구자들의 평균 열전달계수와 비교한 결과를 보여준다. Eckels and Pate⁽¹⁷⁾가 측정한 R134a의 데이터와 비교해 보면 질량유속이 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때에는 대체로 잘 일치했으나 질량유속이 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때에는 본 실험 데이터가 10% 정도 낮은 것으로 나타났다. Hambraeus⁽²⁾의 결과와 비교해 보면 R22의 경우에는 비교적 잘 일치했으나 R134a의 경우에는 20% 정도 낮은 것으로 나타났고 본 논문에서는 나타내지 않았으나 Chen and Li⁽¹¹⁾의 R22, R134a 데이터와도 잘 일치하였다.

3.4 순수 냉매 상관식과의 비교

R22와 R134a의 실험결과를 Shah,⁽¹⁸⁾ Gungor and Winterton,⁽¹⁹⁾ Kandlikar⁽²⁰⁾ 등의 열전달 상관식과 비교했다. Fig. 15와 Fig. 16에서 볼 수 있듯이 Shah⁽¹⁸⁾의 상관식은 전 구간에서 고른 분포를 보이며 10% 내에서 잘 일치했으나 Gungor and Winterton⁽¹⁹⁾의 상관식은 분포 자체가 고르지 않으며 20% 정도의 편차를 보였고 역시 본 논문에서 언급하지 않았으나 Kandlikar⁽²⁰⁾의 상관식도 Gungor and Winterton⁽¹⁹⁾의 상관식과 비슷하였다.

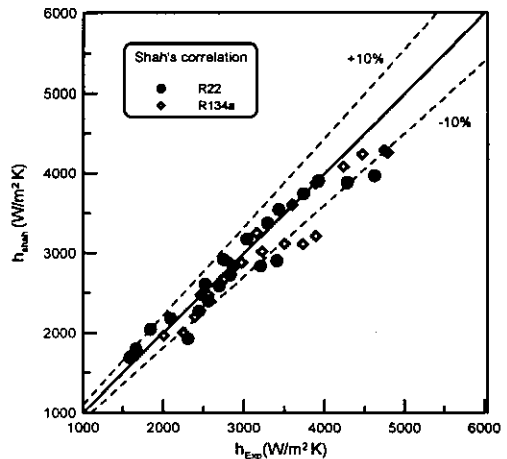


Fig. 15 Comparison of HTC with Shah's correlation.

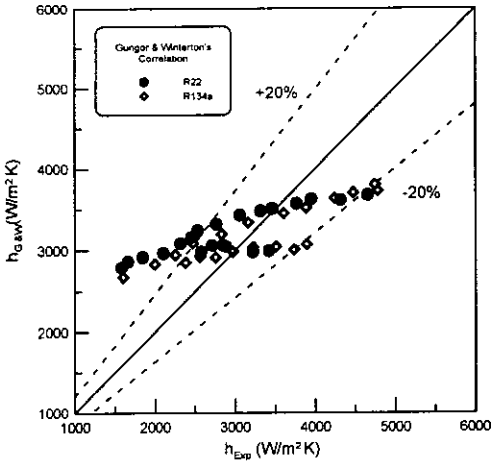


Fig. 16 Comparison of HTC's with Gungor & Winterton's correlation.

4. 결 론

본 연구에서는 R22와 이를 대체할 수 있는 R134a, R407C, R410A 냉매의 흐름비등 열전달계수를 측정하기 위한 장치를 제작하여 동일한 증발온도와 열유속 하에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s로 변화시켜 가면서 두 가지 측정방법을 적용하여 흐름비등 열전달계수를 구하였고, 그 결과를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 월슨플롯방법의 적용시 냉매의 질량유속이 클수록, 건도가 증가할수록, 냉매의 열전달 특성이 좋을수록 흐름비등 열전달계수가 높게 나타남을 확인할 수 있었으며 데이터의 일관성과 정확성을 위해 벽면온도 측정방법을 사용하는 것이 좋을 것을 알 수 있었다.

(2) 질량유속이 100 kg/m²s일 때에는 모든 냉매의 흐름비등 열전달계수가 건도에 상관없이 거의 일정하게 나타났으며 이때 R134a, R407C의 열전달계수는 R22와 비슷했고 R410A의 열전달계수는 R22보다 63% 정도 높게 나타났다.

(3) 질량유속이 200 kg/m²s와 300 kg/m²s일 때 R134a의 열전달계수가 R22와 비교하여 12~13% 정도 높게 나타났으나 R407C의 열전달계수는 비슷하게 나타났으며 R410A의 열전달계수는 20~23% 정도 높게 나타났다.

(4) 순수 냉매의 경우 정량적 및 정성적으로 Shah의 상관식과 실험 데이터가 가장 잘 일치하는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행되었습니다.

참고문헌

1. Wijaya, H. and Spatz, M. W., 1995, Two-Phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/125, ASHRAE Trans., Vol. 101, Part 1, Paper No-95-14-2.
2. Hambraeus, K., 1991, Heat Transfer Coefficient during Two-Phase Flow Boiling of HFC-134a, Int. J. Refrig, Vol. 14, pp. 357-362.
3. 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. 100, Paper No-94-2-1.
4. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1994, In-Tube Heat Transfer and Pressure Drop of R-134a and Ester Lubricant Mixture in a Smooth Tube and a Microfin Tube: Part 1 Evaporation, ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 2, pp. 265-282.
5. Chamra, L. M., Webb, R. L. and Radlett, M. R., 1996, Advanced Microfin Tubes for Evaporation, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 9, No. 9, pp. 1827-1838.
6. Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, In Tube Evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm Micro-fin/Smooth Tube, Int. J. Mass Transfer, Vol. 39, No. 12, pp. 2559-2569.
7. Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1994, In-Tube Heat Transfer Characteristics of Refrigerant Mixtures of HFC-32/134a and HFC-32/125/134a, Int. Refrigeration Conf. at Purdue, pp. 293-298.
8. Nidegger, E., Thome, J. R. and Favrat, D., 1997, Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R-134a/oil Mixtures Part

- I: Evaporation in a Plain/Microfin Tube, HAVC&R Research, Vol. 3, No. 1, pp. 38-53.
9. Zurcher, O., Thome, J. R. and Favrat, D., 1997, Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R-134a/oil Mixtures Part II: Evaporation in a Plain/Microfin Tube, HAVC&R Research, Vol. 3, No. 1, pp. 54-64.
 10. Ebisu, T., Okuyama, K. and Torikoshi, K., 1997, Enhancement of Evaporation Heat Transfer for Alternative Refrigerant, Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, pp. 2459-2466.
 11. Chen, M., Li, P. W., Li, W. and Tao, W. Q., 1997, An Experimental Investigation on Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of HFC-32/HFC-134a Mixtures inside a Horizontal Smooth Tube, Transport Phenomena in Thermal Science and Process Engineering, Kyoto, Japan.
 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. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
 14. Shah, R. K., 1990, Assesment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data, Int. J. of Heat Transfer, Vol. 5, pp. 51-56.
 15. Thome, J. R. 1999, Boiling and Evaporation of Fluorocarbon and Other Refrigerants: A State-of-the-art Review, Report Prepared for ARI Arlington, Virginia 22203-1627.
 16. Chiou, C. C., Lu, D. C. and Wang, C. C., 1997, Pool boiling of R22, R124 and R134a on a plain tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 7, pp. 1657-1666.
 17. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1992, Evaporation and Condensation of HFC-134a and CFC-12 in a Smooth and a Microfin Tube, ASHRAE Trans., Vol. 97, Part 2, pp. 71-81.
 18. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study, ASHRAE Trans., Vol. 88, Part 2, pp. 66-86.
 19. Gungor, K. E. and Winterton, R. 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.
 20. Kandlikar, S. G., 1990, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
 21. Kim, J. W. and Han, J. U., 1998, Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative in a Horizontal Tube, Proceedings of the SAREK, 553-558.
 22. Han, J. U. and Kim, S. J., 1999, Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of pure and mixed refrigerants, Proceedings of the SAREK, 19-24.