알루미늄 다채널 평판관내 R22의 흐름응축 열전달 성능 비교

서영호† · 임대택* · 박기정** · 정동수***

A Comparison of Flow Condensation HTCs of R22 Alternatives in the Multi-Channel Tube

Young-Ho Seo, Dae-Taeg Lim, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung

Key Words : Flow Condensation(흐름 응축), Multi-Channel Flat Tube(다채널 평판관), R22(냉매 22), R134a(냉매 134a)

Abstract

Flow condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R22 and R134a were measured on horizontal aluminum multi-channel tube. The experimental apparatus was composed of three main parts ; a refrigerant loop, a water loop and a water-ethylene glycol loop. The test section in the refrigerant loop was made of aluminum multi-channel tube of 1.4 mm hydraulic diameter and 0.53 m length. The refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. The data scan vapor qualities (0.1~ 0.9), mass flux (200~400 kg/m^{2}s) and heat flux (7.3~7.7 kW/m^2) at 40±0.2℃ saturation temperature in small hydraulic diameter tube. It was found that some well-known previous correlations were not suitable for multi-channel tube. So, It must develop new correlations for multi-channel tubes.

기호설명

A	: 열전달 면적 [m^2]
Cp	: 정압비열 [kJ/kg·K]
Dh	: 수력직경 [m]
Re	: 레이놀즈 수
G	: 질량유속 [kg/m^{2}s]
h	: 열전달계수 [W/m^{2}K]
Q	: 열량 [W]
T	: 온도 [℃ or K]
X	: 건도

† ㈜화성인더스트리
E-mail : syh1593@nate.com
TEL : (031)984-4704 FAX : (031)984-3706
* ㈜화성인더스트리
** 인하대학원 기계공학과
*** 인하대학교 기계공학과

1. 서 론

염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HCFC) 등은 우수한 열역학, 화학적 성질 때문에 지난 반세기 동안 냉동/공조 분야와 전자제품세정, 단열재, 에어로졸의 분사기체 및 우리의 일상생활과 관련되어 여러 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 CFC와 HCFC 냉매에 포함된 염소(Cl)는 오존층을 파괴시키는 주요한 원인이라고 알려진 후, 미국 및 유럽의 선진국에서 '몬트리올 의정서'에 조인하기에 이르렀다. 오존층을 붕괴시키는 CFC의 생산, 무역, 사용을 규제하고 있다. 산업전반에 사용되는 냉동/공조 기기들의 에너지 효율을 높이려면 열교환기의 효율을 높여야 하며, 이를 위해 응축기에 사용되는 응축관에 대한 흐름응축 열전달 계수를 측정하는 실험이 선행되어야 한다. 기존의 가정용 냉동/공조 기기의 응축기에는 대개 내경이 6 mm 이상의 원형 동관이 사용되고

있다. 그러나 에너지 효율 증대와 냉매 충진량을 줄여야 한다는 주장이 나오면서 자동차 공조기의 응축기는 미세 채널로 구성된 다채널 평판관(Multi channel flat tube)으로 제작되고 있다. 본 연구에서 사용한 평판관(Multi channel flat tube)은 원형관(동관)에 비하여 상대적으로 수력직경이 작고 무게가 가벼울 뿐만 아니라 열전도율이 높기 때문에 제한된 공간내에서 고효율의 성능을 요구하는 데 매우 적합한 열교환기의 구성품이다. 그러나 현재까지 다채널 평판관에 대한 연구는 간헐적으로 이루어지고 있으며 90 년대 중반부터 다채널 평판관에 대한 연구들이 진행 되었는데 Yang & Webb[(1)]은 수력직경이 2.64 mm인 4 개의 채널을 가진 평판관을 사용하여 R12 와 그 대체냉매인 R134a에 관한 응축 실험을 하였다. Kim et al[(2,3)]은 7 개의 채널을 가진 수력직경이 1.41 mm인 평판관을 사용하여 흐름응축 실험을 수행하여 Yang & Webb[(1)]의 결과와 비슷한 결론을 얻었다.

지금까지 수행된 대부분의 연구 결과를 보면 과냉 단상 유동의 경우는 기존의 잘 알려진 단일관의 상관식이 평판관 내의 미세관의 실험치를 합당한 수준에서 잘 예측하였지만 내경이 6 mm이상인 단일 원형관에 20% 정도의 오차를 가지고 적용되는 shah[(4)]나 Dobson and Chato[(5)] 등의 흐름 응축 상관식은 미세 평판관에서의 흐름 응축 실험 데이터를 50% 이상 과대평가하는 것으로 나타났다. 따라서 기존의 단일관에 적용되는 상관식들이 미세 채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인해야 한다.

이에 본 연구는 수력직경이 1.4 mm 이며 9 개의 채널을 가지 다채널 평판관에 대한 R22 및 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하고 단일관에 적용되는 상관식과 비교하여 적용 여부를 확인해 보고자 한다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1 은 2 차 유체 냉각 흐름 응축 열전달 실험 장치의 개략도이다. 실험 장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성하였다. 질량 유량계는 성질이 다른 여러 종류의 물질을 냉매로 사용하는 것을 고려하여 작동유체의 성질과 상관없이 순환량을 측정할 수 있는 Coriolis type 의 유량계를 사용하였다. 예열기는 동관 안에 씨즈히터(Sheath heater)를 넣은 것으로 최대 9 kW 를 공급할 수 있도록 제작하였다.

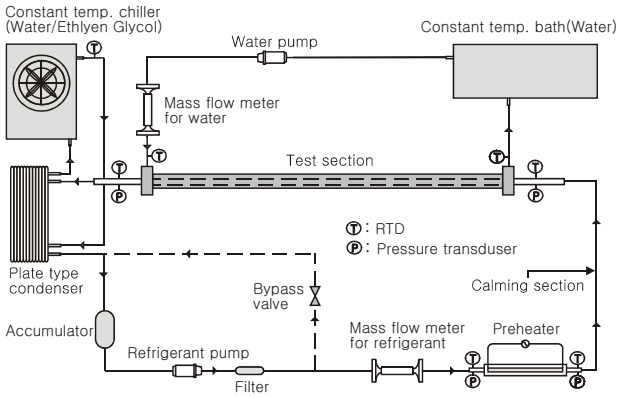

Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus

주 시험부는 이중관 열교환기 형태로 내관(D_h=1.4mm)은 알루미늄 평판관을 사용하였고 외관은 내관과의 간격을 상▪ 하, 좌▪ 우 각각 2mm, 1.5mm의 간격을 두어 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 물이 흐르게 하여 대향류로 열교환하게 하였다.

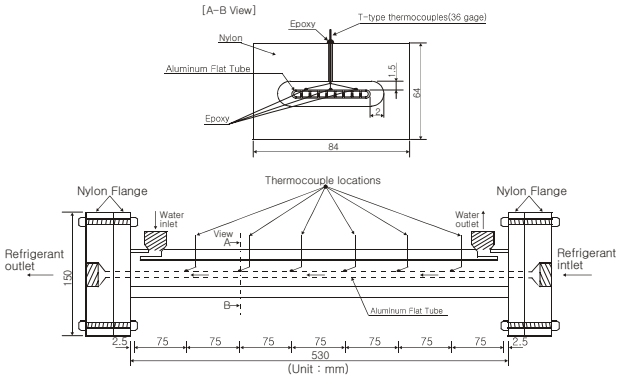

Fig. 2 Details of Test Section

Fig. 2 에서 볼 수 있듯이 실제 열교환이 일어나는 주 시험부의 길이는 530mm 이며 냉매의 입구 쪽에서 75mm 의 간격으로 열 에폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 총 18 개의 T-type 열전대를 접착시켜 벽면온도를 직접적으로 측정하였다. 물 순환부는 주 시험부에 들어가는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8 kW 급 항온조를 사용하였고 물의 유량을 측정하기 위하여 코리올리스(Coriolis) 효과를 이용한 정밀도 ±2%인 정밀 질량 유량계를 설치하였으며 물의 입. 출구 온도를 측정하기 위해서 T-유니온을 사용하였다. 물-에틸렌글리콜 순환부는 5 냉동톤급 R22 칠러를 통해 정밀하게 온도가 제어되어 주 시험부에서 나온 2 상 상태의 냉매를 과냉시키도록 하였다.

본 실험에서 사용한 알루미늄 평판관에 대한 제원은 Fig. 3 과 같다.

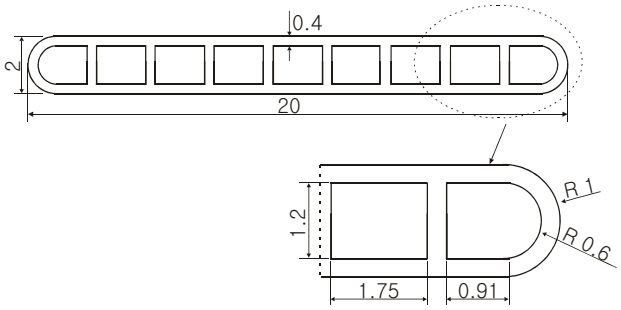

Fig. 3 Multi Channel test tube

2.2 실험 장치

각각의 냉매에 대해 응축온도를 40±0.2℃로, 질량유속은 각각 200, 300, 400 kg/m^{2}s으로, 평균 열유속은 약 7.3~7.7 kW/m^{2}으로 고정하였다. 실험 장치를 절대 진공(2 kPa)에 가깝게 만든 후 냉매를 주입하고, 냉매 유량, 예열기의 열량, 환상 공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량, 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 정상 상태의 조건에 이르면 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록 장치에서 약 20 분간 측정하였다.

2.3 질량 유속 결정

원형관의 질량 유속은 대개 관의 내경을 기준으로 해서 단면적 당 질량유량으로 계산하지만 Fig. 3 에서 볼 수 있듯이 평판관의 경우 원형관과 형상이 다르므로 여기서는 평판관 내 모든 채널의 단면적을 계산하여 질량유속(Mass flux)을 결정하였다. 본 실험에서 사용한 평판관의 총 단면적(A_c)은 다음과 같이 계산된다.

- 양 끝 두 개 채널의 면적
  $2\times(0.91\times1.2+\pi/2\times0.56^2) = 3.1692$ mm^2
- 내부 일곱 개 채널의 면적
  $1.75\times1.2\times7 = 14.7$ mm^2
- 총 단면적
  $3.162+14.7 = 17.862$ mm^2

2.4 실험 자료의 처리 및 불확실성

먼저 계측 장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상 유동에서 냉매가 잃은 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 확인하여 Fig. 4 에서 볼 수 있듯이 두 열량은 최대 5% 이내에서 잘 일치하였으므로 단열이 적당하게 이루어졌고 계측 장치가 정확함을 알 수 있었다. 한편 예열기가 냉매에 공급한 열량은 전력계로 측정하였다. 예열기 입구에서 냉매의 온도와 압력을 측정함으로써 엔탈피를 결정하였으며 예열기 출구의 엔탈피는 에너지 보존 법칙을 이용하여 알 수 있었다. 주시험부 입출구의 상태는 예열기 출구 즉 주시험부 입구의 상태를 안 뒤 에너지 보존 법칙과 상태방정식을 사용하여 구할 수 있다. 냉매 측 열전달계수를 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 주시험부 물 측의 유량과 입출구 온도차를 이용하여 열량을 측정하고 18개의 열전대가 읽은 온도의 평균을 구하여 표면 온도로 사용하고 열전대가 부착된 여섯 부분에서의 냉매 온도의 평균을 구하여 식(1)과 (2)에 의해 열전달계수를 구하였다.

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

$$Q_w = Q_r = \dot{m}Cp_w\left(T_{w,in} - T_{w,out}\right) \tag{2}$$

식 (1)에서 명목상 면적 A 는 다채널 평판관에서 냉매가 흐르는 전체 내부 면적을 가리킨다. 이렇게 구한 열전달계수는 엄격한 의미에서 한 건도에서의 국부 열전달계수가 아니며 냉매 측 입·출구 사이의 전체 건도에서의 평균 열전달계수이다.

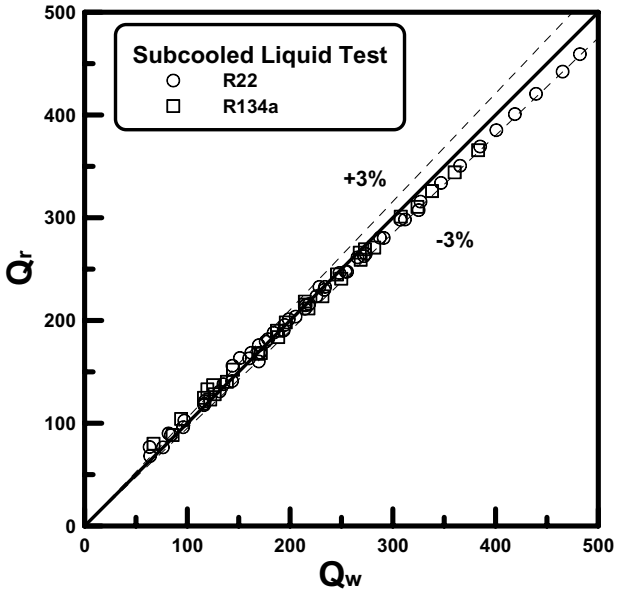

Fig. 4 Heat balance for single-phase liquid flow.

단지 이렇게 구한 평균 열전달계수가 국부 열전달계수에 접근하게 하기 위하여 냉매 측 입구와 출구의 건도차를 최소화하였다. 열전달계수 측정

에 따른 불확실성은 Kline and McClintock[6]이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 모든 냉매에 대해 5% 미만으로 나타났다.

3. 연구 결과 및 고찰

본 연구에서는 9 개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 ㎜인 알루미늄 평판관을 사용하여 40℃의 응축 온도에서 질량 유속을 200, 300, 400 kg/m^{2}s으로 바꾸어 가며 R22 와 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다.

3.1 단상 유동 열전달 계수

Fig. 5 는 과냉 단상 유동 데이터와 단상 유동 열전달에서 가장 많이 사용되는 세 가지 상관식에 의한 예측치를 여러 레이놀즈 수에서 보여 준다.

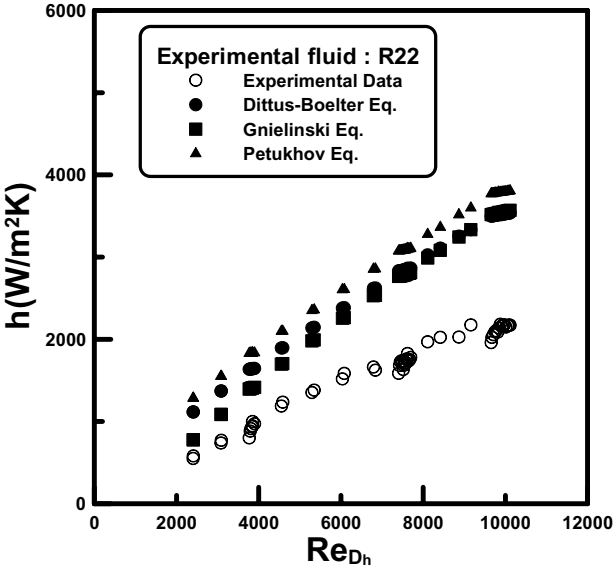

Fig. 5 Experimental data and predictions for single-phase liquid flow.

여기서 레이놀즈 수는 수력직경(D_h)을 기준으로 산출되었으며 본 평판관의 경우 1.4 ㎜이다.

본 연구에서 사용된 수력 직경이 1.4 ㎜ 의 평판관 내부에서의 단상 유동은 기존의 큰 직경 단일관에서의 유동과 다를 바가 없을 것으로 예상되며 따라서 상관식과 본 데이터와의 차이는 다른 데서 발생하는 것으로 추정할 수 있다.

본 실험에서 사용한 평판관의 가운데 들어 있는 미세관의 경우 실제로 열을 받는 곳은 위 부분과 아래 부분뿐이며(Fig. 3 참조) 미세관의 양 옆은 관내 냉매의 온도가 같으므로 단열된 것으로 볼 수 있다. 반면에 동일한 수력직경의 원형관의 경우에는 둘레를 따라가며 전체에서 열이 전달된다.

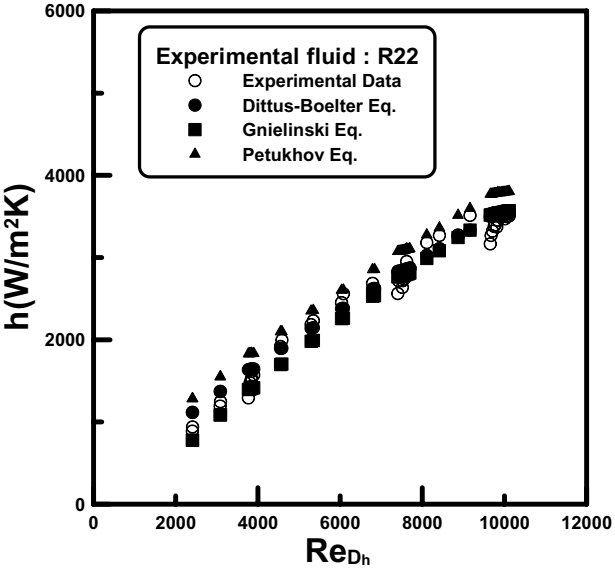

Fig. 6 Modified experimental data and predictions for single-phase liquid flow.

그러므로 평판관 내의 모든 미세관을 수력직경이 동일한 단일 원형관으로 가정하는 것은 합리적이지 않으며 이로 인해 큰 오차가 발생할 수 있음을 알 수 있다. 이에 이번에는 평판관 내부의 미세관에서 양 옆 면적을 제외하고 실제로 열이 전달되는 유효 면적(A_{eff})을 계산한 뒤(실제로 명목상 면적의 61.5%) 그 값을 방정식 (1)에 넣어 새로 열전달계수를 결정했다. Fig. 6 은 이렇게 구한 단상 유동 열전달계수와 상관식들에 의한 예측치가 상관식들의 오차 범위 수준인 6-15% 내에서 잘 일치함을 보여 준다. 일단 이 결과는 기존의 단상 유동 열전달 상관식을 다채널 평판관의 각각의 미세관에 적용할 수 있으나 이 때에 열전달이 일어나는 유효 면적을 고려해야 함을 보여 준다.

3.2 흐름 응축 열전달계수

Fig. 7~9 는 질량 유속 200, 300, 400 kg/m^{2}s에서 건도 증가에 따른 냉매들의 국부 열전달계수를 보여 준다.

질량유속이 200 kg/m^{2}s인 경우 R134a의 열전달계수는 R22 와 거의 비슷했으며 300, 400 kg/m^{2}s인 경우 R22 보다 각각 3%와 10% 정도 높은 것으로 나타났다. Kim et al.[9]은 내경이 8.82 ㎜인 동관에서 R22, R134a를 포함한 일곱 가지 순수냉매의 흐름 응축 열전달계수를 측정한 바 있는데 그들이 취한 R22 와 R134a 데이터들 역시 본 실험 에서 평판관에서 얻은 실험 결과와 유사한 추세를 나타내었다. 물론 두 냉매 모두에 대해 건도가 증가함

에 따라 열전달계수도 증가했다. 이런 것을 종합적으로 살펴볼 때 내경이 1.4 ㎜의 미세관에서의 흐름 응축의 유동 양식이나 특성은 단상 유동의 경우와 마찬가지로 대형 단일 원관의 경우와 비교해서 크게 변하지 않았다고 추정할 수 있다.

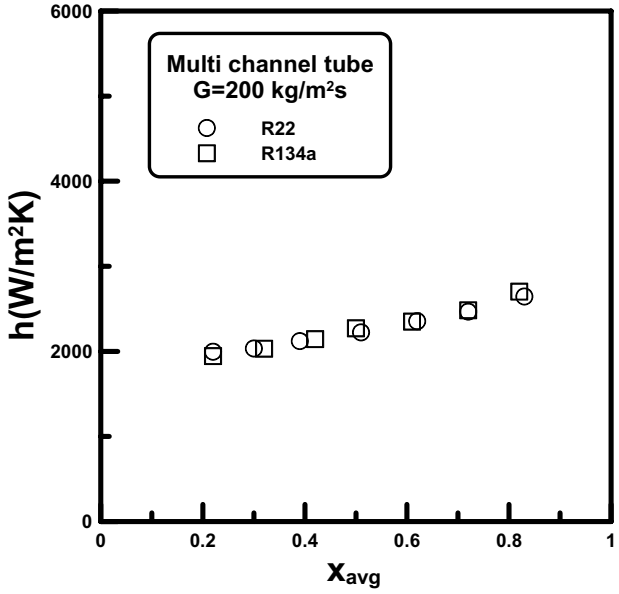

Fig. 7 HTCs of R22 and R134a at 200 kg/m^{2}s in a multi channel tube.

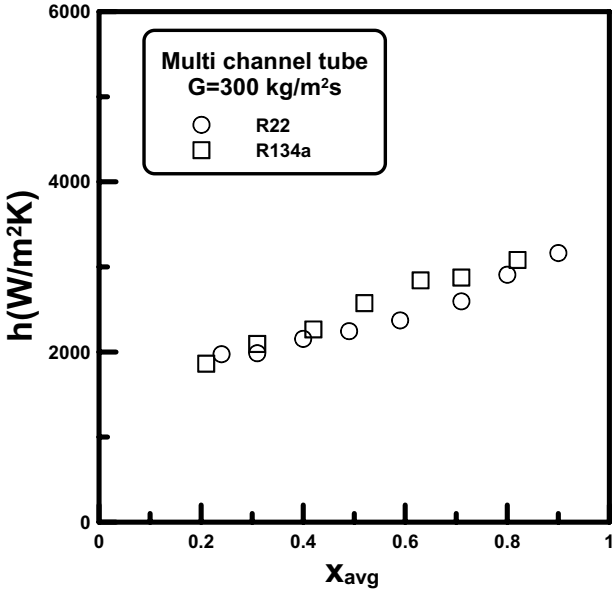

Fig. 8 HTCs of R22 and R134a at 300 kg/m^{2}s in a multi channel tube.

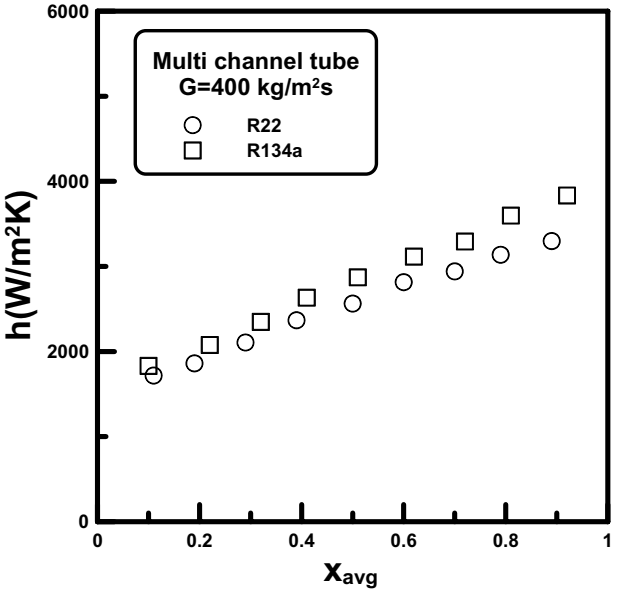

Fig. 9 HTCs of R22 and R134a at 400 kg/m^{2}s in a multi channel tube.

4. 결 론

본 연구에서는 9 개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 ㎜인 알루미늄 평판관을 사용하여 40℃의 응축 온도에서 질량 유속을 200, 300, 400 kg/m^{2}s으로 바꾸어 가며 R22 와 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 단상 유동에서 유효 면적을 사용하면 기존의 대형 단일 원관에 적용되는 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 15% 이내에서 잘 예측하였다.

(2) 단상 유동의 경우와 마찬가지로 유효 면적을 사용하면 기존의 대형 단일 원관에 적용되는 흐름 응축 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 20% 이내에서 잘 예측하였다.

후 기

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

참고문헌

(1) 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 Trans., Vol. 39, No. 4, pp. 791-800.
(2) 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.
(3) 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.
(4) 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.
(5) Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer Vol. 120, pp. 193-213.
(6) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, mechanical engineering 75, pp. 3-8.
(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) 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.
(9) Kim, S. J., Song, K. H., 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.