2003 춘계학술발표회 논문집
한국원자력학회

새로운 실험 기법을 이용한 소구경 단관에서의 응축 열전달 특성의 실험적 연구

An Experimental Study of Condensation Heat Transfer in a Single Mini-Tube Using New Experimental Techniques

신정섭, 김태주, 김무환

포항공과대학교
경북 포항시 효자동 산31

요약

소구경관 내에서의 응축열전달 및 압력강하 특성을 연구하기 위해 새로운 실험기법을 적용한 실험장치를 제작하여 내경이 0.691 mm 인 원형 수평 단관에서 R134a 의 관내 응축 열전달 실험을 수행하였다. 실험 범위는 질량유속 100~600 kg/m^{2}s, 열유속 5~20 kW/m^2, 건도 0.15~0.85, 그리고 포화온도 40℃이며 본 연구를 통해 질량 유속과 건도의 변화에 대한 국부 응축 열전달 계수와 마찰 압력 강하의 영향을 관찰하였다. 그리고 응축 Nusselt 수와 마찰 압력 손실을 기존의 상대적으로 큰 관에서 사용되는 상관식들과 비교하였다. 또한 유동 가시화를 통해 질량유속과 건도에 따른 유동 형태를 관찰하였다.

Abstract

New experimental techniques were developed to experimentally investigate the characteristics of condensation heat transfer and pressure drop for R134a in a horizontal single round tube with an inner diameter of 0.691 mm. Tests were performed for a mass flux of 100 to 600 kg/m^{2}s, a heat flux of 5 to 20 kW/m^2, and a saturation temperature of 40^{o}C. According to mass flux and qualities, the experimental local condensation heat transfer coefficients and two-phase frictional pressure gradients are shown. The experimental data of condensation Nusselt number and frictional pressure drop are compared with previous correlations, most of which are proposed for the condensation of pure refrigerant in a relatively large diameter tube. By flow visualization method, various flow patterns were observed according to mass flux and quality.

1. 서론

최근의 알루미늄 압출 및 브레이징 기술의 발전으로 인하여 전통적인 열교환기보다 수력직경이 매우 작은 열교환기의 사용이 일반화되고있다. 이 기술로 제작되는 열교환기의 일반적인 형태는 수력 직경이 1 mm 내외의 사각단면을 가지는 다채널관이다. 기존 원형 단면의 핀-관 열교환기와 비교할 때, 이 소구경 다채널 열교환기는 같은 열전달 능력에서 내외부의 체적이 작아지며 가볍기 때문에 산업체에서 많은 관심을 가지고 있다. 그러므로 이처럼 작은 관에서의 응축 열전달 계수와 압력 강하를 정확히 예측하는 것은 무척이나 중요하다. 그러나 소구경관에서의 응축 열전달 계수와 압력 강하 특성을 결정짓는 중력, 점성력, 표면 장력 등의 상대적인 크기가 기존관과는 다르기 때문에 기존의 상관식 및 실험 결과를 소구경에 적용하는 것이 어렵다.

지금까지 수력 직경 1 mm 내외의 작은 관에 대한 응축 현상을 연구한 결과는 많지 않다. Webb 등 (2001)은 R134a 를 작동유체로 하여 수력 직경이 응축 열전달 계수와 압력 강하에 미치는 영향을 살펴보았다. 그들은 수력직경이 0.44, 0.611, 1.33 와 1.564 mm 인 알루미늄 평편관 및 핀부착관을 사용하였다. 모든 관의 열전달량계수는 등가 Reynolds 모델을 사용한 Akers 등(1959) 또는 Moser 등(1998)의 상관식으로 잘 예측할 수 있었다.

Koyama 등 (2001)은 두 종류(19 개의 채널로 구성된 수력직경 0.8 mm 인 관과 8 개의 채널로 구성된 수력 직경 1.11 mm 인 관)의 관에서의 R134a 의 응축 열전달 계수에 대해 연구하였고 기존의 상관식들과 결과를 비교하였다. 그들은 입구 포화 압력을 1.7 MPa 로 고정시킨 상태에서 질량 유속을 100~700 kg/m^2s 로, 건도는 0.0~1.0 으로 변화시키며 실험하였으나 관 단면 형상에 대한 언급은 없다.

김종수 등(1996)은 폭 16 mm, 높이 1.7 mm 의 외곽 단면을 가지는 9 종류의 압출관에서 R12 와 R134a 의 응축 현상에 대해 연구하였다. 실험에 사용된 관은 다채널 납작관으로, 채널수 8~23 개 , 수력 직경 0.717~1.171 mm 의 범위인데, 전열면적의 증가로 인해 채널수가 증가할수록 응축 열전달량이 증가한다고 보고하였다. 한편 압력 강하량은 질량 유속이 증가할수록 증가하는데, 특히 채널수가 23 개일 때 급격하게 증가하였다. 열전달량은 핀의 수가 늘어날수록 증가하지만 핀의 수가 4 개를 넘으면 오히려 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 응축수에 의해 핀이 완전히 파묻혀 더 이상 핀으로서의 역할을 못하기 때문이다.

위에서 설명한 실험 결과들은 소구경관내의 응축 시 관형상 및 열유속에 따른 영향을 설명하지 못하고 있다. 한편, 상기 연구결과들은 다채널관에서이고 원형 단면의 결과가 아니므로 원형 단관에서의 연구가 선행될 필요가 있다. 특히 유동 불안정 때문에 생기는 유속의 변동 현상으로 인해 열전달과 압력 강하가 다채널관과 단관이 서로 다를 수도 있음을 고려해야 한다. Kandlikar (2002), Kandlikar 등 (2001)은 다채널 증발기에서의 이 같은 유동 불안정을 발견하였고 더욱이 몇몇의 채널에서는 역류 현상까지 발생하는 것을 발견하였다.

한편, 기존의 방법(2 차 유체와 열교환을 하고 그 2 차 유체의 열량을 측정하는 방법)으로는 소구경 단관에서 실제 응용 영역에 대한 실험을 정확히 실행하는 것은 매우 어렵다. 가장 큰 이유는 유동 조건들(열유속, 질량 유속, 건도 등)을 제어하기가 어렵기 때문이다. 또한 작은 스케일의 열전달에서는 외부와의 열손실이 무시할 수 없는 오차 중

의 하나이다. 이러한 측정상의 난점 때문에 지금까지 소구경관에 대한 대부분의 연구들이 다채널 납작관을 이용하였다. 본 연구에서는 소구경 단관에 대한 새로운 실험 기법을 개발하여 포화 온도 40 °C, 수력 직경 0.691 mm 인 수평 원형관에서 R134a 의 응축 열전달과 압력 강하 특성을 연구하였다. 실험 결과는 기존의 상관식들과 비교하였다. 저자들이 아는 범위에서는 본 연구가 밀리미터 이하의 내경을 가지는 원형 단관의 응축 열전달 현상에 대한 최초의 결과라고 생각한다.

2. 실험

2.1 실험 장치

실험 장치의 개략도를 Fig. 1 에 나타내었다. 시험부는 냉매 순환 루프, 냉각수 순환 루프 그리고, 데이터 취득 시스템으로 구성되어 있다. 냉매 순환 루프는 크게 기어 펌프, 예열부, 시험부, 과냉각기와 리시버로 구성되어 있다. 작동유체 R134a 는 가변속 마그네틱 기어펌프에 의해 시험부 루프를 순환한다. 기어 펌프 후단에 있는 조절 밸브는 냉매 질량 유속을 보다 정밀하게 제어하는데 이용된다. 시험부 입구의 냉매 건도를 조절하기 위해 전기 히터를 이용한 예열기를 설치하였고, 예열부에서의 열손실을 줄이고 그 양을 예측하기 용이하기 위해 히터를 냉매관 내에 삽입하였다. 예열부에서 나온 냉매는 시험부에서 공기 냉각에 의해 응축되는데 시험부의 입출구에 내경 0.75 mm 인 투명한 테프론 관을 설치하여 냉매의 상태 및 유동 형태를 관찰하였다. 시험부에서 나온 냉매를 완전히 응축 시키기 위해 시험부 출구에 이중관 수냉식 과냉각기를 설치하였으

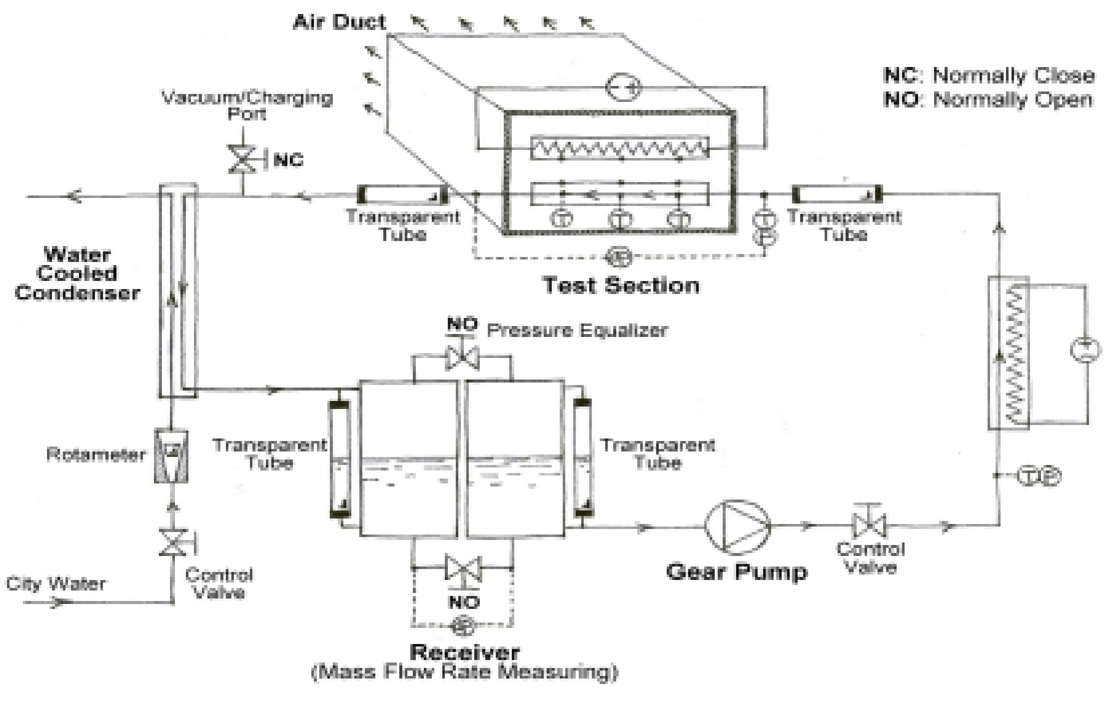

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

며 여기서 완전히 응축이 끝난 액냉매는 리시버로 유입되면서 전체적인 냉매 순환루프를 이루게 된다. 한편 냉매 루프의 작동 압력은 주로 리시버에 설치된 히터를 이용하여 조절하게 된다.

2.2 시험부

시험부의 크기와 냉매 질량 유량이 상당히 작기 때문에 정확하게 응축 열전달 계수를 측정하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 새로운 실험 기법을 이용하여 측정하였다.

Fig. 2 는 열전달계수 측정 방법을 설명하기 위한 시험부 개념도이다. 시험부는 2 개의 시험관, 히터선, 핀, 공기 덕트, 그리고 팬으로 구성되어 있다. 2 개의 시험관은 각각 핀에 부착하였는데 하부의 관으로는 냉매가 흐르면서 응축하게 되고, 상부의 관에는 냉매 대신 히터선이 삽입되어 있다. 이렇게 두개의 핀부착 관들은 교차류 형태의 공기 덕트에 평행하게 설치되어 있다. 만약 하부의 냉매관에서 응축되는 열량과 상부의 히터 삽입관에서 방출되는 열량이 같다면 상대적으로 같은 위치에서의 핀표면 온도가 서로 같아야 한다는 것이 본 시험부의 원리이다. 즉, 팬과 히터는 가변 직류 전원공급장치에 연결되어 있으며, 각각의 평균 핀표면 온도(T_{sh} 과 T_{sr})가 같게끔 조절함으로써 시험

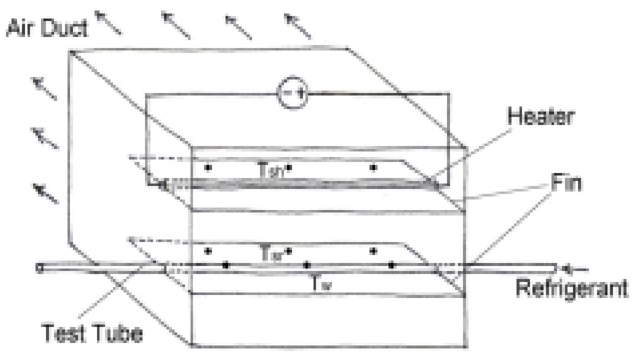

Fig. 2 Conceptual schematic diagram of the test section

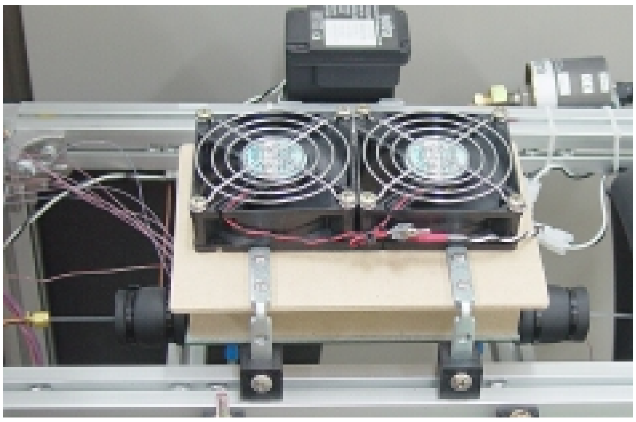

Fig. 3 Cross-flow air-cooled test section

부에서의 열유속을 변화시키거나 측정을 하게된다. 이 방법에 따르면 기존의 실험 방법에서 필요한 이차측 유체의 정보(유량, 비열, 입출구온도차)가 불필요하게 된다. 이와 같은 개념으로부터 소구경 실험에서 가장 큰 난점인 열유속을 쉽게 조절할 수 있었으며 더구나 이 방법에서는 시험부의 단열자체가 불필요하므로 기존 실험 방법으로는 해결하기 어려웠던 열손실 문제가 발생하지 않는다.

Fig. 3 은 시험부의 실제 사진이다. 시험관의 내경은 설치하기 전에 측정하였다. 먼저 임의로 자른 시험관의 길이와 외경을 정밀하게 측정한 후 관의 질량을 측정한다. 다음엔 구리의 밀도와 관 길이 및 외경을 이용하여 관이 아닌 봉일 경우의 질량을 계산한다. 이렇게 실측한 질량과 계산한 질량의 비로부터 내경과 외경의 비를 구할 수 있으므로 본 실험에 사용될 소구경 원관의 내경을 정확히 측정할 수 있다. 위 계산으로 구한 내경은 0.691 mm 이며, 시험부의 유효 길이는 171 mm 이다. 시험부의 열유속을 측정하기 위해 사용되는 히터는 가변 직류 전원공급장치와 연결되어 있다. 관표면 온도를 측정하기 위해 6 개의 열전대를 28 mm 간격으로 관 벽에 설치하였고. 두 개의 핀 표면에 각각 3 개 열전대를 설치하여 시험관의 열유속을 측정하였다. 냉매측 포화 온도는 미리 보정된 압력계로부터 측정하여 산출하였다. 절대압력과 차압은 시험부의 전/후단 20 mm 지점에서 측정하였으며, 중력의 영향을 없애기 위해 압력 센서와 압력 포트는 시험관과 같은 높이로 평행하게 설치하였다.

2.3 질량 유량 측정 방법

질량 유량을 측정하는 기구는 Fig. 1 에서 리시버부분에 나타나 있다. 정상 상태에서는 두 리시버 탱크의 상하 밸브가 모두 열려있는 상태가 되기 때문에 두 탱크에서의 냉매 수위는 같게된다. 만약 Fig. 1 의 리시버 하부 밸브를 닫게 되면, 오른쪽 탱크의 수위는 감소하고 왼쪽 탱크의 수위는 증가하게 된다. 이미 보정된 차압계를 이용하여 두 리시버 사이의 시간에 따른 차압 변화율을 측정하면 질량유량을 구할 수 있다. 그러나 대부분의 실험 조건에서는 두 탱크에서의 냉매 온도차로 인해 왼쪽 리시버의 압력이 오른쪽보다 약간 낮아져 리시버간의 역류 현상을 발생하게 되어 그 양을 구해서 보정해야 한다. 리시버의 하부 밸브를 열고 상부 밸브를 닫게 되면, 리시버간의 수위 변화량이 역류량을 표현하게 되므로 이 변화량 측정하여 역류량을 구하였다. 이러한 방법을 통해 본 연구에서는 2.3 g/min 정도의 소유량도 측정할 수 있게 되었다.

2.4 실험 조건 및 방법

본 연구에는 작동유체로 R134a 를 사용하였다. 본 연구에서의 실험 조건은 표 1 와 같다. 본 실험은 질량 유속이 100, 200, 400, 또는 600 kg/m^{2}s 인 경우에 응축 실험을 수행했으며, 이것을 질량 유량으로 환산하면 2.3~13.5 g/min 이 된다. 시험부를 흐르는 냉매의 유량은 가변속 마그네틱 기어 펌프를 이용하여 제어하였다. 열유속은 시험부의 풍량을 변화시키면서 5, 10, 15, 또는 20 kW/m^2 범위에서 실험하였으며 시험부 입구의 냉매건도는 예열기에서 히터전력을 변화시키면서 조절하였다.

2.5 실험 자료 취득 방법 및 불확실성

계측된 실험 자료는 데이터 로거, GPIB 인터페이스, PC 등으로 구성된 데이터 획득

장치를 이용하여 수집하였고, MS-Excel 을 이용하여 실시간으로 실험 조건과 실험 결과에 대한 모든 정보를 관찰하고 분석하였다.

평균 응축열전달 계수는 일정 시간 동안의 측정된 온도를 평균하여 구했다. 열전달 계수와 압력 손실을 건도범위 약 0.15 에서 0.85 사이에서 구했고 R134a 의 열역학적 물성값들은 REFPROP 5.1(1996)을 이용하여 구하였다. 모든 계측 센서의 오차를 고려할 때 평균 열전달 계수에 대한 불확실성은 최소 ± 3.5(최소 질량유속, 최대 열유속, 최소 건도 조건)에서 최대 ± 19.9%(최대 질량유속, 최소 열유속, 최대 건도 조건)이며 표 2 에 실험의 불확실성을 나타내었다.

표 1. 실험 조건

내경 (mm)	0.691
작동유체	R134a
응축 온도 (^oC)	40
질량유속 (kg/m^2s)	100, 200, 400, 600
열유속 (kW/m^2)	5, 10, 15, 20
건도	0.15 ~ 0.85

표 2. 실험 불확실성

온도	± 0.1 ^oC
압력	± 1.5 kPa
차압	± 0.15 kPa
질량 유속	± 3.5%
열유속	± 3.2%
열전달 계수	± 3.5 ~ ± 19.9%

3. 실험 결과의 처리

3.1 응축 열전달

시험부 입구의 냉매의 평균 건도는 예열기와 시험부에서의 각각의 열평형 관계를 이용하여 구하였다.

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}}\left[i_{ph,in} + \frac{(\dot{Q}_{ph} - \dot{Q}_{ph,loss})}{\dot{m}_r} - i_f \right] \tag{1}$$

$$x = x_{in} + \frac{\dot{Q}_{test}}{2\dot{m}_r i_{fg}} \tag{2}$$

여기서 예열기의 단열재를 통해 나가는 열손실, $\dot{Q}_{ph,loss}$ 는 원통좌표계에서의 1 차원 열전도 방정식을 이용하여 계산한 값을 사용하였다.

응축 열전달 계수와 Nusselt 수는 다음의 식으로 계산하였다.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_r} \tag{3}$$

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \tag{4}$$

여기서 q''는 열유속으로, 관내부 면적과 시험부에서의 총응축량으로부터 계산된다. 또한 T_w 와 T_r는 각각 관내부와 냉매의 평균 온도이며, 여기서 T_w 는 원통좌표계에서의 1 차원 열전도 방정식을 이용하여 계산하였다.

3.2 2 상유동 압력손실

관내에서 응축이 생길 경우 시험부 입출구 지점에서 측정한 총 압력손실(Δp_{exp})은 마찰 손실(Δp_f), 가속손실(Δp_a), 입구(Δp_{in})와 출구(Δp_{out}) 손실로 구성된다.

$$\Delta p_{\exp} = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_{in} + \Delta p_{out} \tag{5}$$

여기서 가속 압력 손실 및 입출구 압력손실항들은 다음의 식(Collier and Thome , 1994)들을 이용하여 예측하였다.

$$\Delta p_a = G^2 v_{fg} \Delta x \tag{6}$$

$$\Delta p_{in} = \frac{G^2 v_f}{2}\left[\left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma^2}\right)\right]\left[1 + \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)x\right] \tag{7}$$

$$\Delta p_{out} = -G^2 \sigma (1 - \sigma) v_f \left[1 + \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)x\right] \tag{8}$$

여기서 식 (7)의 C_c 는 축소 계수이며 단면적비 σ 의 함수이다.

위의 식으로 예측한 가속 및 입/출구에서의 압력손실을 바탕으로 구한 값은 측정된 총 압력손실에 비해 상대적으로 작았으며, 마찰에 의한 압력 손실이 실험 조건에 따라서 총압력 손실의 92~117% 정도를 차지하였다.

4. 실험 결과

4.1 응축열전달

냉매의 질량유속과 건도 변화에 대한 국부 응축 열전달 특성이 Fig. 4 에 나타나있다. 실험 결과와 비교하여 위해 기존에 많이 사용하는 상관식(Shah, 1979; Akers 등, 1958)의 결과를 같이 표시하였다. 예상할 수 있는 것과 같이 국부 Nusselt 수는 저질량 유속 영역을 제외하고는 냉매의 건도가 증가할수록 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 Nusselt 수는 평균 건도가 증가할수록 질량유속에 더 민감하게 반응하는 것을 알 수 있다. 이와 같은 경향은 수력 직경 1.46 mm 와 질량 유속 75~750 kg/m^{2}s 에서 다채널 납작관을 사용하여 R134a 의 응축에 대해 연구한 William 등(2002)과 같은 결과이다.

한편, 몇몇의 연구에서 열유속이 응축 열전달에 영향을 보이고 있는 것으로 나타나고 있다(Yan and Lin, 1999; Yang and Webb, 1996; Kim and Cho, 1997). 그러나 본 연구에서는 열유속과 응축 열전달 사이의 어떠한 관계도 발견할 수 없었다.

Shah 상관식은 질량 유속이 400 에서 600 kg/m^2 사이에서는 잘 예측하는 것을 알 수 있다. 그러나 그 경향은 저질량 유속과 고질량 유속에서 서로 다르다. Akers 등의 상관식은 모든 영역에서 실험 결과보다 작은 값을 보이고 있으나 이러한 차이는 질량 유속이 증가할수록 감소하는 것을 알 수 있다.

4.2 2 상유동 압력 손실

Fig. 5 는 냉매의 건도와 질량 유속에 대해 2 상유동 압력 손실 구배를 나타낸 것이다. 또한 여기에는 기존 Friedel 상관식(1979)으로 구한 값도 나타내었다. 응축 열전달계수에서와 마찬가지로 압력 손실과 열유속에는 의미있는 관계가 나타나지 않았다. 한편, 냉매 건도가 증가할수록 압력 손실은 증가하지만 임의의 건도값 이상에서는 증가율이 다소 감소하는 것을 보이고 있다. 예를 들면, 저질량유속 100 kg/m^{2}s 에서는 건도 0.6 이상에서, 질량유속 400 kg/m^{2}s 에서는 건도 0.7 이상에서 증가율이 감소한다. 이것은 건도나 질량 유속이 증가하고 액막이 점점 더 얇아질 때 기액 경계면이 보다 매끈하게 되어 압력 손실이 감소하기 때문으로 보인다 (Christoffersen, 1993). 이와 같은 유동 특성은 유동 가시화를 통해서도 관찰할 수 있었다.

고질량 유속에서는 Friedel 상관식이 잘 일치하나 저질량 유속에서는 과대 예측하는 것으로 나타났다. 또한 본 실험에서는 시험부의 차압이 고건도 영역을 제외하고는 상당히 큰 맥동을 가지는 것으로 측정되었는데, 그것은 이런 소구경관에서 표면 장력의 영향으로 유동 형태가 안정되지 못하기 때문으로 예상된다. 한편 본 연구에서는 시험부 냉매의 평균 압력으로부터 냉매의 평균 온도를 구했기 때문에 열전달 계수 또한 이 압력 변동의 영향을 받았다.

4.3 유동 가시화

시험부 출구에 위치한 내경 0.75 mm 의 투명 테프론관에서의 유동형태를 디지털 카메라를 이용하여 관찰하였다.

다양한 형태의 유동이 나타났으며, Fig. 6 은 질량 유속 100 kg/m^{2}s 일 때의 유동 형태

이다. 유동 형태는 크게 기포류(bubbly flow), 슬러그류(slug flow), 링-환상류(annular-ring flow)와 환상류(annular flow)로 구분할 수 있었다. 이 질량 유속에서는 슬러그류에서 환상류로의 천이가 건도 0.3 과 0.4 사이에 일어남을 알 수 있다.

질량 유속 300 kg/m^{2}s 일 때의 유동 형태가 Fig. 7 에 나타나 있다. 고건도 영역에서는 액적이 관찰되었으며, 슬러그류에서 환상류로의 천이는 건도 0.2 와 0.3 사이에서 관찰되었다. 비록 작은 관이지만 작은 기포들은 부력의 영향으로 관 상부쪽에 모여 흐르는 것을 알 수 있다.

Fig. 8 은 질량 유속 600 kg/m^{2}s 일 때의 유동 형태이다. 고건도 영역에서 보다 매끈하고 얇은 환상 액막이 관찰된다.

결과적으로 질량 유속이 증가할수록, 유동 형태의 천이는 더 작은 건도에서 일어나며, 본 연구에서 성층류는 어떠한 실험 조건에서도 관찰되지 않았다.

5. 결론

본 연구에서는 소구경 단관에서 R134a 의 응축 열전달 및 압력강하 특성을 실험적으로 살펴보았다. 본 연구에서의 결론은 다음과 같다.

1. 소구경 단관에서 질량 유속과 응축 열전달계수를 측정하기 위해 새로운 실험 기법을 개발하였다.
2. Nu 수와 압력 손실은 냉매의 질량이 증가할수록 증가한다.
3. Nu 수와 압력 손실은 냉매의 건도에 따라 증가하며, 특히 고질량 유속에서 그 영향이 더 크게 나타난다.
4. 본 연구에서 열유속의 영향은 나타나지 않았다.
5. 고건도 영역을 제외하고는 압력강하에서 큰 맥동이 관찰되었으며, 열전달 계수도 마찬가지로 이 변동에 따라 영향을 받았다.
6. 기존의 열전달 상관식과 비교했을 때, Shah(1979)와 Akers 등(1958)의 상관식은 본 실험 데이터를 정확히 예측하지 못했다. 그리고 Friedel(1979) 상관식은 고질량 유속에서 잘 일치했으나 저질량 유속에서는 많은 오차를 나타내었다.
7. 유동 가시화 결과 전 실험 조건에서 성층류는 발견되지 않았다. 한편, 소구경 관에서는 열전달과 압력 강하 특성에 유동 형태가 중요한 역할을 하는 것으로 예상되며 좀더 많은 연구가 요구된다.

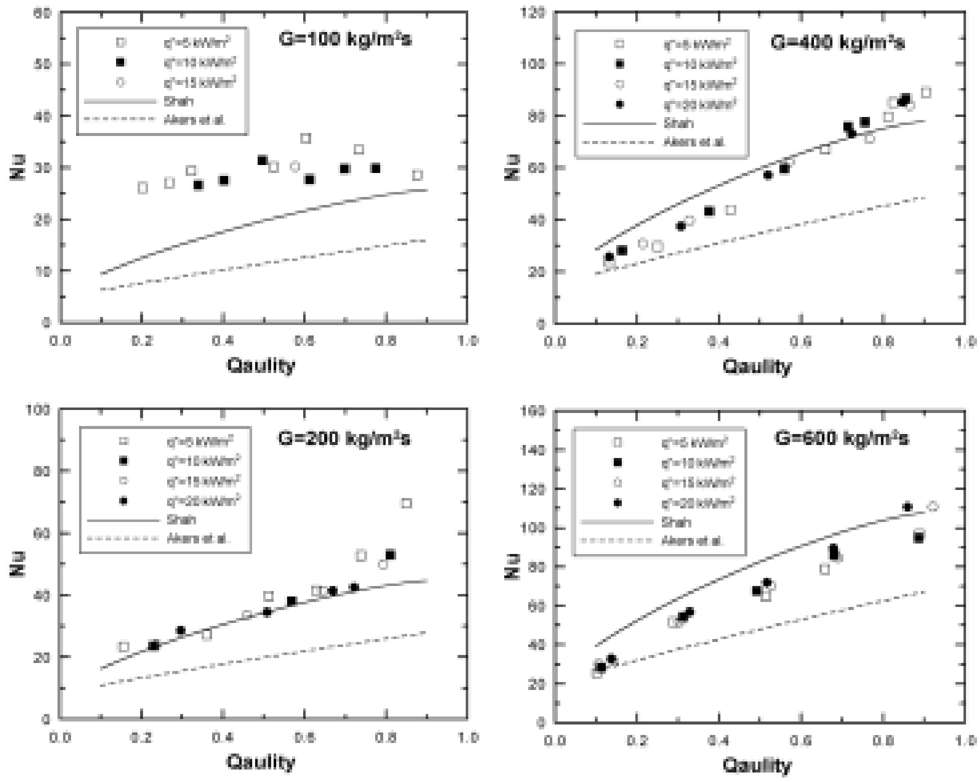

Fig. 4 Local Nusselt number vs. quality

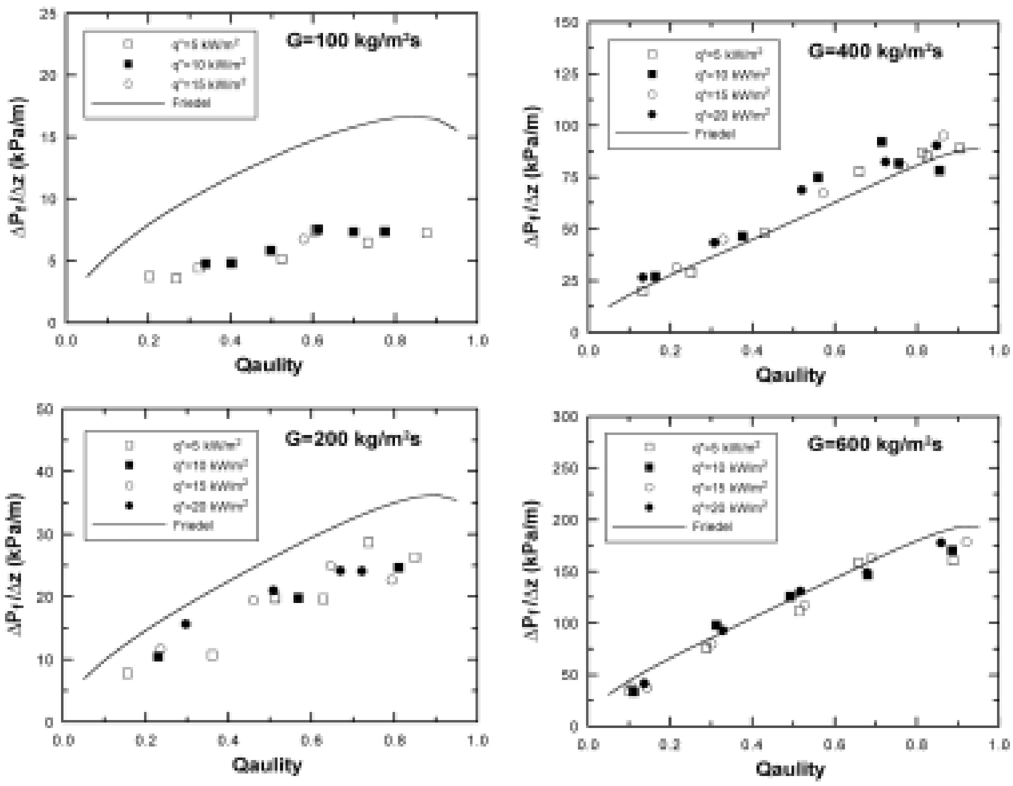

Fig. 5 Two-phase frictional pressure gradient vs. quality

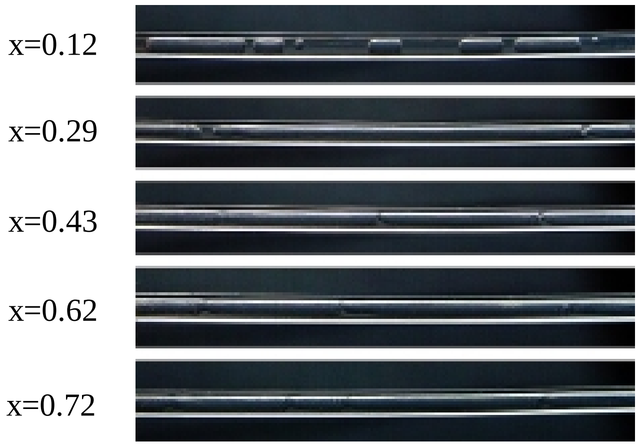

Fig. 6 Two-phase flow patterns, *G* = 100 kg/m^{2}s (flow direction: right to left)

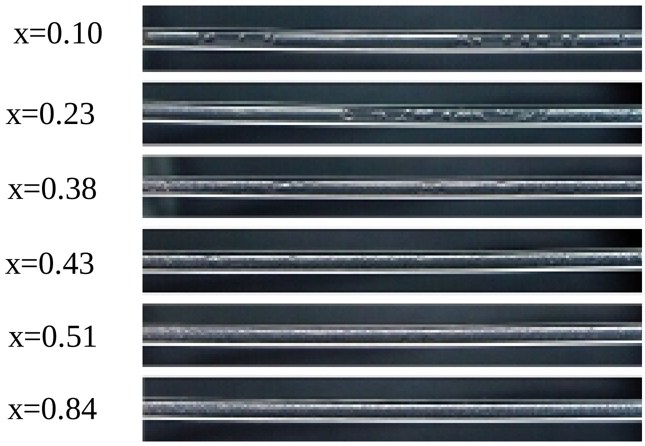

Fig. 7 Two-phase flow patterns, *G* = 300 kg/m^{2}s (flow direction: right to left)

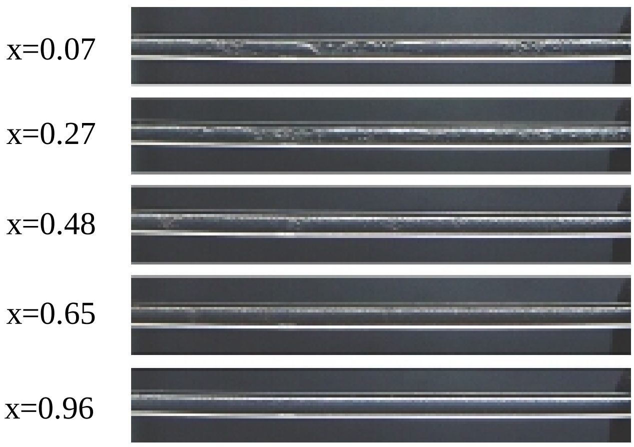

Fig. 8 Two-phase flow patterns, *G* = 600 kg/m^{2}s (flow direction: right to left)

기호 설명

C_c 축소 계수
D 직경, mm
D_h 수력 직경, mm
G 질량 유속, kg/m^2s
H 높이, mm
h 열전달 계수, $kW/m^{2o}C$
I 엔탈피, J/kg
i_{fg} 증발 잠열, J/kg
ID 내경, mm
k 열전도도, W/m^oC
$\dot{m}$ 질량 유량, kg/s
p 압력, Pa
$\dot{Q}$ 열전달량, kW
q'' 열유속, kW/m^2
Re Reynolds 수, dimensionless
T 온도, ^oC
W 폭, mm
x 수증기 건도
z 축방향 좌표, m

로마자

v 비체적, kg/m^3
σ 단면적비

하첨자

c 임계 또는 축소
de 감소
exp 실험
f 마찰 또는 액체
fg 액체와 기체의 차이
i 내부
in 입구
LF 액막
$loss$ 열손실
out 출구
ph 예열기
r 냉매
sr 냉매측 표면

sh 히터측 표면
test 시험부
w 벽

참고문헌

1. Akers, W.W., Deans, H.A., and Crosser, O.K., 1958, Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
2. Christoffersen, B.R., Chato., J.C., Wattelet, J.P., and Souza, A.L., 1993, Heat Transfer and Flow Characteristics of R22, R32/R125, and R134a in Smooth and Microfin Tubes, *ACRC Technical Report*, Vol. 47, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL.
3. Collier, J.G., and Thome, J.R., 1994, *Convective Boiling and Condensation (3rd Ed.)*, Oxford University Press, Oxford, U.K.
4. Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European Two-phase Flow Group Meeting*, Paper No. 2, Ispra, Italy (quoted by Whalley, 1987).
5. Kandlikar, S.G., 2002, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 389-407.
6. Kandlikar, S.G., Steinke, M.E., Tian, S., and Campbell, L.A., 2001, High-speed photographic observation of flow boiling of water in parallel minichannels, *National Heat Transfer Conference*, ASME.
7. 김종수, 1996, 알루미늄 편평 압출관내 R-134a 의 응축 열전달 및 압력 손실, 대한 기계학회 1996 년 추계학술대회 논문집 B, pp.755-762.
8. 김내현, 조진표, 김정오, 김만회, 윤재호, 1997, 소구경 원관내의 R-22 응축열전달에 대한 실험, 대한 기계학회 1997 년 추계학술대회 논문집 B, pp. 328-334.
9. Koyama, S., and Kuwahara, K., 2001, Experimental Study on Condensation of R134a in a Multi-port Extruded Tube, *Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of New Refrigerants*, Paderborn, Germany, pp. 47-54.
10. Moser, K., Webb, R.L., and Na, B., 1998, A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 410-417.
11. Shah, M.M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
12. Wang, W.W.W., Radcliff, T.D, and Christensen, R.N., A Condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, 2002, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 473-485.
13. Webb, R.L., and Ermis, K., 2001, Effect of hydraulic diameter on condensation of R-134a in flat, extruded aluminum tubes, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol.8 No. 2, pp. 77-90.
14. Yan, Y., and Lin, T., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp.

697-708.
15. Yang, C., and Webb, R.L., 1996, Condensation of R12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 791-8
16. Zivi, S.M, 1964, Estimation of steady state steam void-fraction by means of principle of minimum entropy production, J. Heat Transfer, Vol.86, pp.237~252.