

< 논문 >

스테인리스 평활관의 관 두께 및 표면거칠기에 따른 R-134a 의 관외측 응축 열전달 특성 연구

허재혁* · 윤 린** · 이용택* · 김용찬†
(2006년 8월 17일 접수, 2006년 9월 18일 심사완료)

Condensation Heat Transfer Characteristics of R-134a with Wall Thickness and Surface Roughness on Stainless Steel Horizontal Plain Tubes

Jaehyeok Heo, Rin Yun, Yongtaek Lee and Yongchan Kim

Key Words : Wall Thickness(관 두께), Surface Roughness(표면거칠기), Plain Tube(평활관), Condensation Heat Transfer(응축 열전달), Stainless Steel Tube(스테인리스관), R-134a

Abstract

The filmwise condensation heat transfer coefficients of R-134a on the horizontal copper and stainless steel tubes were measured and analyzed. The outside diameter of the tubes was 15.88 mm, and the tube thickness ranged from 0.89 to 1.65 mm. The polished stainless steel tube had an RMS surface roughness(R_q) of 0.37 μm , and commercial stainless steel tubes had an surface roughness(R_q) of 1.855 μm . The tests were conducted at the saturation temperatures of 20 and 30°C, and the liquid wall subcoolings from 0.4 to 2.1°C. The measured condensation heat transfer coefficients were significantly lower than the predicted data by the Nusselt analysis. This trend in the stainless steel tube was explained by the effects of thermal resistance of tube material and surface roughness. Based on the experimental data with respect to wall thickness and surface roughness, it was suggested that the existing correlation on external condensation should be modified by considering material and surface roughness factors. The revised correlation was developed by introducing the effects of wall thickness and surface roughness into the Nusselt equation. The average deviation of the revised correlation was 13.0 %.

기호설명

A : 전열면적(m^2)
 C_p : 정압비열($\text{kJ/Kg}\cdot\text{K}$)
 D : 응축관 외경(m)
 g : 중력가속도(m/s^2)
 h : 응축 열전달계수($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
 t : 관두께(m)

k : 열전도계수($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
 L : 관길이(m)
 \dot{q} : 열유속(W/m^2)
 R : 열저항(K/W)
 R_q : 제곱평균 표면거칠기(μm)
 r : 응축관 반지름(m)
 \dot{m} : 질량유량(kg/s)
 T : 온도
 r : 반지름(m)

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과
 E-mail : yongckim@korea.ac.kr
 TEL : (02)3290-3366 FAX : (02)921-5439

* 고려대학교 기계공학과
 ** 한밭대학교 기계공학과

그리스문자

δ : 액막두께(m)
 μ : 점성계수($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

ρ : 밀도(kg/m³)
 Ω : 기준 축과의 각도

하첨자

ave : 평균
 l : 액체
 s : 관표면, 고체
 sat : 포화
 i : 내부
 o : 외부
 v : 기체

1. 서론

관외측 응축열전달에 대한 연구는 평활관 및 여러 기술이 접목된 축진관에 이르기까지 열전달 성능을 정확히 예측할 수 있는 수준에 이르고 있다. 주요 연구 방향은 냉매와 표면 형상의 차이에 따른 열전달 특성이며 HFCs 계열의 냉매 특성 연구와 3 차원 형상 가공으로 열전달 성능이 검증된 “Turbo-C”의 성능대비 연구가 주로 진행되었다. 이는 대부분 열전달이 매우 뛰어나고 가공성이 우수한 동관에 대한 연구이며 동관을 사용하는 열교환기에 유용한 기초 연구라고 할 수 있다. 그러나 내식성과 강도 및 안정성(수명)이 보장되어야 하는 특수 분야에서는 동관 보다는 스테인리스와 티타늄 등의 관이 선호되고 있으며, 특히 초저온 유체의 기화설비에서는 스테인리스 및 티타늄관이 적용되고 있다. 위의 재질에 대한 열전달 실험 및 성능 예측에 관한 연구는 극히 제한되어 있으며 열전달 실험 데이터의 확보와 열전달 경험식의 개발이 절실히 요구된다.

구리 이외의 재질에서 응축열전달 특성은 액적응축(dropwise condensation)과 관련된 연구가 주로 진행되었다. 일반적인 막응축(filmwise condensation)을 액적응축으로 변화시킬 때의 열전달이 크게 향상되는 특성에 착안하여 실제 현장에 적용하기 위한 연구들이 진행되었다. Peterson 과 Westwater⁽¹⁾는 증기와 부동액에 적용할 수 있는 액적응축 상관식을 제안하였으며, Woodruff 와 Westwater,⁽²⁾ 그리고 O'Neill 과 Westwater⁽³⁾는 금과 은으로 된 표면에서 정밀한 표면가공을 한 경우 증기의 액적응축이 지속적으로 발생한다고 서술하였다. Tsuruta 와 Tanaka⁽⁴⁾는 열전도도가 다른 네가지 금속(구리, 유리, 스테인리스강, 탄소강)에 대한 액적응축 실험을 수행하였으며, 열전도도가 낮을수록 열전달계수는 감소하였다. 또한 Tsuruta 와 Tanaka⁽⁵⁾는 제한 저항(constriction resistance) 이론을 통해 재질의 열

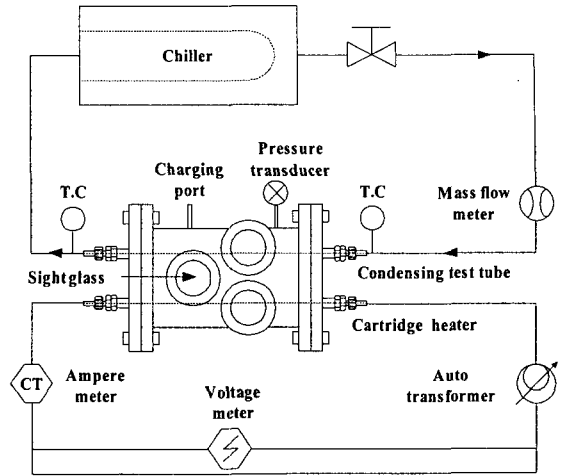


Fig. 1 Schematic diagram of the test setup

전도도에 따른 영향을 고찰하고 성능 예측모델을 제시하였다.

본 연구에서는 스테인리스 평활관에 대한 응축열전달 실험을 통해 기존 동관의 열전달 특성과 비교 고찰하고, 스테인리스 평활관의 두께 및 표면거칠기가 응축 열전달 성능에 미치는 영향을 살펴보려 한다. 또한 평활관의 두께 및 표면거칠기의 영향을 효과적으로 반영할 수 있는 무차원수를 개발하고, 실험결과를 통해 검증하여 스테인리스 및 구리관에서 적용가능한 관외측 응축 열전달계수 상관식을 제안하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 관외측 응축 열전달 성능을 측정하기 위한 실험장치는 크게 시험부, 응축회로부 및 증발회로부로 구성하였다. 시험부는 원통형 스테인레스(SUS 304) 쉘로 제작하였으며, 쉘의 상단에는 응축부가 하단에는 증발부가 각각 위치한다. 쉘의 좌우에는 관외측 응축 현상을 관찰할 수 있도록 가시화 창 6 개를 장착하였다. 외기온도의 영향을 차단하기 위하여 시험부 전체를 단열하고, 외기온도를 시험부 내부의 포화온도와 동일하도록 조절하였다.

쉘 내의 응축부에서 기체상의 작동유체는 응축되어 증발부로 떨어지게 되고, 증발부에서는 다시 기체로 증발되어 쉘 내에서 순환하게 된다. 쉘 내 응축부의 응축열량과 증발부의 증발열량은 열평형을 유지하도록 열량을 조절하였다. 응축회로부는 응축 시험관 및 6 개의 보조응축배관에 저온의 부

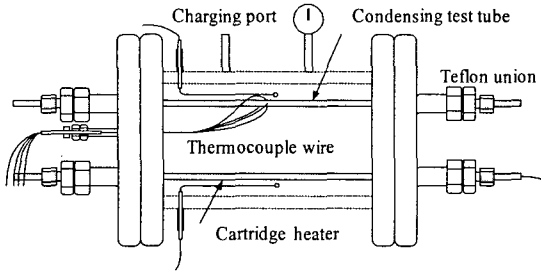


Fig. 2 Detailed description of the test section

Table 1 Specifications of the test tubes

Tube no.	O.D (mm)	I.D (mm)	Roughness (μm)
1	15.88	13.75	0.678(R_q)
2	15.88	12.68	1.855(R_q)
3	15.88	13.40	1.855(R_q)
4	15.88	14.10	1.855(R_q)
5	15.88	13.40	0.371(R_q)

동액을 순환시키는 부분으로 철러와 밸브를 이용하여 부동액의 온도 및 유량을 조절하였다. 증발회로부는 셀 내부에 4 개의 카트리지 히터를 설치하고 전압조정기를 이용하여 용량을 조절하였다. 증발부의 히터에 공급된 전력은 전압계와 전류계를 사용하여 측정하였다. Fig. 2에 나타낸 바와 같이 관 외부온도 측정을 위해 T형 열전대를 시험관 중앙의 상하좌우에 위치시켰고, 열전도 성능이 우수한 열전도 에폭시(Thermalink 38)를 사용하여 1 mm 크기의 점으로 응축 시험관 표면에 부착하였다. 이 같은 온도측정 방법은 본 실험에서 사용된 모든 응축관에 대하여 동일하게 적용하였다. 한편 온도 측정의 오차율을 줄이기 위해 보정실험을 실시하였으며, 온도의 측정오차는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내로 만족하였다.

Table 1은 시험관의 사양과 표면거칠기 측정결과를 나타내고 있다. 평활관의 경우 상용튜브 및 표면 가공관을 사용하였으며, 상용튜브 및 표면 가공관의 표면거칠기의 측정을 위해 AFM(Atomic Force Microscope) 장비를 사용하였다.

2.2 실험조건 및 결과 처리

작동유체는 HFC 계 냉매인 R-134a를 사용하였다. 시험부의 냉매 포화온도는 20°C 와 30°C 로 유지하였고, 측정된 관벽면 및 시험관 입출구 부동

액의 온도, 시험부 내부 압력, 관내 부동액 유량 데이터를 이용하여 다음의 과정을 거쳐 응축 열전달계수를 계산하였다.

열유속은 식 (1)을 이용하여 시험부 입구의 유량과 시험부를 지나면서 부동액이 얻은 열량을 측정하여 계산하였다. 이 때 부동액의 비열은 입출구 온도의 평균값으로 계산하였고, 부동액의 입출구 온도차는 $0.5\text{--}0.6^\circ\text{C}$ 로 유지하였다. 관의 외부면적은 식 (2)와 같이 계산하였다. 열전달계수는 식 (3)을 이용하여 계산하였고, 실험의 불확실도 해석을 위해 Moffat⁽⁶⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 열전달계수의 불확실도는 식 (4)를 통해 알 수 있듯이 유량측정, 관내측 입출구 온도차, 관외측 과냉도에 대한 불확실도의 항목으로 각각 정리될 수 있다. 각 실험조건의 평균값을 대입한 유량측정과 관외측 과냉도의 불확실도는 각각 3.0%, 8.7%이며, 관내측 입출구 온도 측정의 평균 불확실도가 10.0%로 열전달계수 측정의 불확실도에 가장 큰 영향을 주는 것을 알 수 있었다. 모든 영향을 고려한 열전달계수의 불확실도는 13.7%로 예측되었으며, 관외측 과냉도가 증가함에 따라 10.0% 수준으로 감소하였다. 불확실도가 커진 이유는 시험 튜브의 길이가 비교적 짧고, 시험 튜브의 외경이 크기 때문에 입출구에서의 온도차가 크게 벌어지지 않은 데 있다. 이러한 오차를 줄이기 위해 온도보정실험을 통하여 온도측정의 상대오차를 최소화하였다.

$$q'' = \dot{m}C_p(T_o - T_i) / A \tag{1}$$

$$A = \pi DL \tag{2}$$

$$h = q'' / (T_{sat} - T_s) \tag{3}$$

$$h = f(\dot{m}, (T_o - T_i), (T_{sat} - T_s)) \tag{4}$$

3. 실험 결과 및 고찰

스테인리스 평활관에 대한 실험데이터 검증을 위해, 구리재질의 평활관에 대한 비교실험을 진행하였다. Fig. 3은 20°C 와 30°C 의 냉매 포화온도 조건에서 측정된 구리 평활관의 응축 열전달계수를 식 (5)의 Nusselt⁽⁷⁾ 상관식과 비교한 것이다.

$$h = 0.725 \left(\frac{k^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{lv}}{\mu D_o (T_{sat} - T_s)} \right)^{0.25} \tag{5}$$

응축 평활관 실험에서는 Nusselt⁽⁷⁾ 상관식이 가장 널리 참조되고 있으며, 20°C 와 30°C 에서 각각

상관식의 예측치보다 20%, 18%정도 낮게 나타났다. 이러한 경향은 R-134a 및 기타 냉매에 대한 실험 결과에서도 나타나고 있다. Kumar 등⁽⁸⁾은 40°C 포화 온도 조건에서 Nusselt⁽⁷⁾ 상관식 보다 7.5-10.5% 낮게 나타났고, White⁽⁹⁾가 측정한 R-12 데이터는 예측치 보다 13% 낮게 나타났다. 이러한 경향은 물과 같은 냉매에서는 Nusselt⁽⁷⁾ 상관식의 예측값보다 높게 측정되는 것을 고려해볼 때, 각 냉매에 대한 특성에 따른 것이라 볼 수 있다. 본 실험의 열전달계수는 동일 냉매를 사용한 Kumar 등⁽⁸⁾의 실험 데이터보다 8-9% 낮게 측정되었으며, 이는 두 실험의 온도조건 및 실험장치의 구조차이로 인한 것으로 고려해 볼 수 있다. Kumar 등⁽⁸⁾의 실험에서는 시험부가 밀폐되어있지 않고 냉매가 순환하는 구조였던 반면, 본 실험에서는 완전 밀폐구조로서 강제대류의 영향이 없다는 차이를 보인다. Michael 등⁽¹⁰⁾의 실험결과에 따르면 기상 냉매의 순환속도가 증가함에 따라 강제대류의 영향에 의해 열전달계수가 상승하였으며, 기존 실험방식에 비해 완전밀폐구조의 경우 열전달계수가 다소 낮게 측정될 수 있는 근거를 제시하였다.

관 재질 및 표면거칠기에 따른 열전달 특성을 고찰하기 위하여 구리관 및 스테인리스 관에 대한 응축열전달 실험을 진행하였으며, Fig. 4에 실험결과를 나타내었다. 응축 온도 20°C 와 30°C 조건에서 튜브 3의 열전달계수는 각각 Nusselt⁽⁷⁾ 식에 비해 52.5%, 57.2% 낮았으며, 튜브 1의 구리관에 비해 48.3%, 51.7% 낮은 값을 보였다. 이와 비슷한 연구 결과를 살펴보면 증기를 적용한 액적응축실험에서 Tanner 등⁽¹¹⁾과 Griffith 등⁽¹²⁾은 각각 수직방향과 수평방향에서 동관에 비해 스테인리스 응축 열전달

계수가 1/5 임을 발표하였다. 또한 Rose⁽¹³⁾의 실험에서는 스테인리스 응축 열전달계수가 증기의 유속 증가에 따라 구리관 대비 1/2-1/4 수준이었다. 응축에 관한 기존 결과에 따르면 관표면에 특별한 처리를 하지 않은 경우, 막응축이 발생하는 것으로 알려져있다. 액적응축이 관재질의 열전도도에 영향을 받는 것과 달리 막응축은 관재질의 열전도도에는 무관한 것으로 결론을 내리고 있으나 이를 뒷받침하는 실험 결과는 부족한 실정이다. Rose⁽¹³⁾의 경우는 구리 코팅 처리된 여러 재질의 액막응축을 비교하기 위해 특별한 처리를 하지 않은 스테인리스관과 비교 실험하였으며, 이 자료에 따르면 분명 구리관에 비해 현저히 낮은 경향을 나타내고 있었다. 이 때의 유동을 가시화장을 통해 확인한 결과 액적응축과 막응축이 공존하고 있음을 서술하였다. 따라서 본 실험의 경우 R-134a를 적용한 응축실험에서 구리관에 비해 스테인리스관의 열전달계수가 1/2 수준으로 측정된 것은 앞의 여러 실험 결과들과 유사한 경향을 보이는 것으로 판단할 수 있다. 이렇게 구리관에 비해 스테인리스관의 응축 열전달 성능이 감소하는 이유로 관 재질의 낮은 열전도도로 인한 열저항의 증가와 표면거칠기의 증가에 따른 응축액의 순환속도 감소를 들 수 있으며, 각 인자에 대한 세부실험을 수행하였다.

3.1 관 두께에 따른 특성

관 재질의 낮은 열전도도에 따른 열저항의 증가

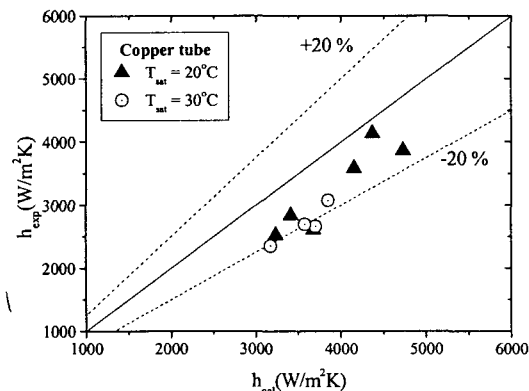


Fig. 3 Comparison of the measured R-134a HTCs with the Nusselt's equation for copper plain tube

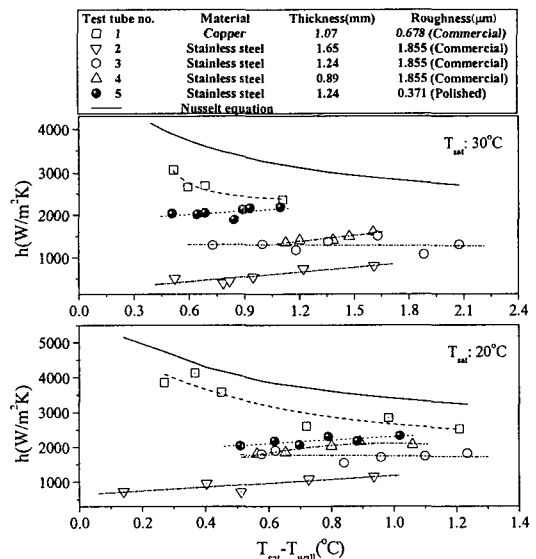


Fig. 4 Condensation heat transfer coefficient with the wall subcooling

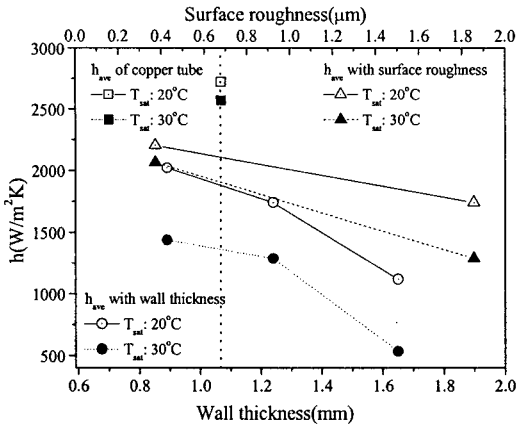


Fig. 5 Variation of the heat transfer coefficients with wall thickness and surface roughness

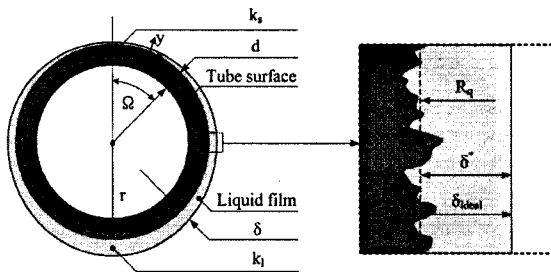


Fig. 6 Modelling of the filmwise condensation on a tube

가 응축열전달에 미치는 영향을 살펴보기 위해 스테인리스관의 두께를 0.89 mm, 1.24 mm, 1.65 mm로 변화시켜가며 열저항의 증가에 따른 응축열전달계수를 측정하였다(Tube no. 2, 3, 4). 20°C 조건에서 0.89 mm와 1.24 mm에서의 열전달계수가 1.65 mm일 때 보다 각각 107.8%, 88.5% 상승했으며, 30°C 조건에서는 각각 143.0%, 123.9% 높은 값을 기록하였다. Fig. 5는 관 두께 변화에 따른 평균 열전달계수 변화를 나타내고 있으며, 관 두께에 증가에 따른 열전달 성능의 감소가 잘 나타나고 있다. 스테인리스관의 경우에 관 두께에 따라 열전달계수가 감소하는 가장 큰 원인은 역시 구리의 1/25 수준의 낮은 열전도도 때문으로 풀이되며, 관 두께의 영향은 상대적으로 열전도도가 우수한 구리관의 경우에는 나타나지 않는다. 세부적으로 살펴보면 1.65 mm에서 1.24 mm로 두께가 감소했을 때 열전달계수가 2 배 정도 상승했으며, 1.24 mm에서 0.89 mm로 감소했을 때 열전달계수는 10% 정도 증가하여 그 상승폭이 높지 않았다.

관 두께의 증가는 재질 고유의 열저항의 상승을 뜻하며, 재질 저항과 액막저항은 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_{film} = \frac{\delta^*}{k_l A_l}, \quad R_{material} = \frac{t}{k_s A_s} \quad (6)$$

Fig. 6에 응축관의 단면을 나타내었다. 액막 층의 성장 및 관의 두께에 따른 저항비를 고찰하기 위해 20°C에서의 재질저항 및 액막저항을 계산하고, 이를 Fig. 7에 나타내었다. 구리관의 경우 저항비 ($R_{material} / R_{film}$)가 거의 0에 근접함을 알 수 있다. 즉 액막저항에 비해 재질저항은 무시할 만한 수치이며, 이러한 이유로 인해 구리관에 대해서는 재질저항의 개념이 도입될 필요가 없다. 그러나 스테인리스관의 경우, 액막의 성장이 충분하지 않을 때 액막저항보다 재질저항이 더 크게 작용하며, 관 두께가 두꺼울수록 재질저항이 응축 열전달에 미치는 영향이 커지고 있음을 알 수 있다. 따라서 스테인리스관의 초기 막응축 열전달계수를 정확히 예측하기 위해서는 기존의 Nusselt⁽⁷⁾식에 액막저항 이외에 재질저항으로 인한 손실 항목이 추가될 필요성이 있다. 따라서 본 연구에서는 식 (7)과 같은 Nusselt⁽⁷⁾식의 수정형을 제시하였다.

$$h = \left(1 + \frac{R_{material}}{R_{film}} \right)^a \cdot h_{nusselt} \quad (7)$$

3.2 표면거칠기에 따른 특성

막응축 열전달에서 표면거칠기가 미치는 영향을 알아보기 위해서 다음의 실험을 진행하였다. 두께 1.24 mm의 상용 스테인리스 평활관과, 동일 규격에서 표면가공을 통해 다듬어진 스테인리스관을 적용하여(Tube no. 3, 5) 포화온도 20°C와 30°C에서 응축 열전달계수를 측정하였다. 이 때 각 튜브의 표면거칠기는 상용관의 경우 1.855 µm이며, 표면가공 후에는 상용관의 1/5 수준인 0.371 µm를 기록하였다. Fig. 4의 실험결과에 따르면 표면가공한 경우 기존 상용관에 비해 20°C와 30°C 조건에서 각각 30.8%, 61.4% 향상된 열전달계수를 나타냈다. 표면거칠기 변화에 따른 평균 열전달 계수 변화를 Fig. 5에 나타내었으며, 위의 결과에 따라 관외측 응축에서 표면거칠기가 주요 인자로 작용할 수 있음을 알 수 있다. 표면거칠기가 낮을수록 관 표면의 미세 틈사이에 역류되는 응축액의 양이 감소되며, 이로 인해 액막 저항 층은 거친 표면에 비해 매끄러운 표면일 때 얇아지게 되고 관 표면의 과냉도는 줄어들게 되며, 열전달계수의 향상으로 이어진다. 또한 매끄러운 표면은 응축액의 배출속도를 증가시키며, 이는 응축현상의 순환속도의 증가

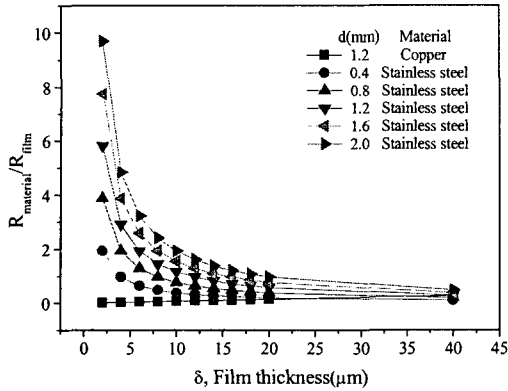


Fig. 7 Resistance ratio of tube material and liquid film with the film thickness

로 이어진다. 이러한 현상은 표면의 친수성 및 발수성으로 표현되기도 하며, 표면이 매끄러울수록 응축액은 표면에 퍼지지 않고 방울상태를 유지하게 된다. 이러한 특성을 최대한 활용하기 위해 표면에 발수코팅 처리한 경우 액적응축으로 변하게 되며, 본 실험에서는 열전달계수의 경향과 가시화창을 통한 관찰을 미루어볼 때 막응축의 초기형태를 보이는 것으로 판단된다.

본 연구에서는 표면거칠기에 따른 응축의 순환 속도 변화를 다음과 같이 수식화 하였다. Fig. 6에서 응축 액막의 실제 두께는 식 (8)과 같이 표현된다. 표면이 거친 관에서의 실제 응축량은 평균 표면거칠기 R_q 의 체적에 해당하는 응축량만큼 감소되는 것으로 가정할 수 있으며, 이는 표면전체에서 응축액의 순환속도를 떨어뜨리게 된다. 단위 길이당 응축량은 Nusselt⁽⁷⁾의 막응축에 관한 식 (9), (10)의 전개를 통해 식 (11)을 이용하여 예측할 수 있으며, 표면거칠기에 따른 응축액의 순환량 감소는 식 (12)의 유량비로 표현할 수 있다.

$$\delta^* = \delta_{ideal} + R_q \quad (8)$$

$$h_{lv} \frac{d\dot{m}'}{dx} = \frac{k_l(T_{sat} - T_s)}{\delta} \quad (9)$$

$$u = \frac{(\rho_l - \rho_v)g \sin \Omega}{\mu_l} \left(y\delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (10)$$

$$\dot{m}' = \rho_l \int_0^{\delta} u dy = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3 g \sin \Omega}{3\mu_l} \quad (11)$$

$$\frac{\dot{m}'_{real}}{\dot{m}'_{ideal}} = \left(1 + \frac{R_q}{\delta_{ideal}} \right)^3 \quad (12)$$

식 (11)을 액막두께 δ 로 미분하고 식 (13)과 식 (9)을 변수분리하여 전개하면 액막의 두께는 식 (14)로 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾ Ω 에 따른 액막두께 δ 의 적분은 식 (15), (16)를 통해 구할 수 있으며, 수평 원관의 평균 액막두께는 식 (17)과 같이 계산된다.

$$\frac{d\dot{m}'}{d\delta} = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^2 g \sin \Omega}{\mu_l} \quad (13)$$

$$\delta_{ideal} = \left(\frac{4\mu_l k_l (T_{sat} - T_s) x}{g \sin \Omega h_{lv} \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/4} \quad (14)$$

$$x = r\Omega \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sum_0^{\pi} \delta_{ideal} d\Omega &= \int_0^{\pi} \delta_{ideal} d\Omega \\ &= \left(\frac{4\mu_l k_l (T_{sat} - T_s) r}{g h_{lv} \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/4} \cdot \int_0^{\pi} \left(\frac{\Omega}{\sin \Omega} \right)^{1/4} d\Omega \end{aligned} \quad (16)$$

$$\delta_{ideal,ave} = 1.28 \cdot \left(\frac{4\mu_l k_l (T_{sat} - T_s) r}{g h_{lv} \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/4} \quad (17)$$

스테인리스관의 초기 막응축에서 액막이 충분히 성장하기 전에는 표면거칠기의 영향을 받게 되며, 응축량의 감소로 이어진다. 이러한 응축량 감소비를 식 (12)로 나타내었다. 본 연구에서는 표면거칠기에 대한 항목으로 영향을 유량비로 표현하여 식 (7)에 제시한 Nusselt 수정식에 표면거칠기의 수정항을 추가하였다.

$$h = \left(1 + \frac{R_{material}}{R_{film}} \right)^a \cdot \left(1 + \frac{R_q}{\delta_{ideal,ave}} \right)^b \cdot h_{nusselt} \quad (18)$$

각 항의 지수 a, b는 본 연구의 실험결과를 토대로 다중변수 비선형 회귀분석을 이용하여 도출하였다. 이 때 지수 a, b는 각각 -1.86, -6.08로 나타났다. Fig. 8은 응축 열전달계수 측정값과 식 (18)을 이용하여 예측한 결과를 비교하여 오차를 나타낸 것이다. 예측 열전달계수는 본 실험에 사용된 스테인리스관과 구리관의 측정 열전달계수에 대해 $\pm 25\%$ 의 상대오차 이내로 수렴하고 있으며, 평균오차율은 13.0%를 기록하였다. R-134a를 적용한 구리 및 스테인리스관의 초기 막응축에서 식 (18)에 제시한 상관식은 유용하게 사용될 수 있으며, 기타 냉매 및 재질에 대한 검증 및 계수 수정

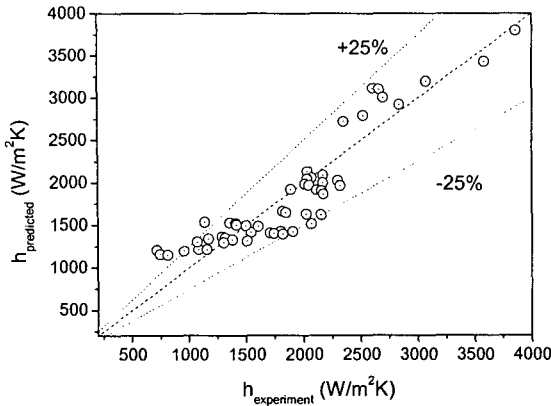


Fig. 8 Comparison of the measured R-134a HTC's with the Nusselt's equation for copper plain tube

을 통해 다양하게 적용될 수 있을 것으로 기대한다.

4. 결론

스테인리스 평활관의 열전달계수가 구리관에 비해 현저히 낮은 이유로 재질의 고유 열저항 특성 및 표면거칠기의 차이를 제시하였다. 이를 규명하기 위하여 재질저항 및 액막저항에 대한 비율을 고찰하였으며, 표면거칠기에 따른 영향은 응축량의 고찰을 통해 제시하였다. 재질 및 표면거칠기의 인자별 수정향을 제시하였으며, 상관식은 초기 막응축에서 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

(1) 응축온도 20°C 와 30°C 조건에서 스테인리스관(tube. 3)의 열전달계수는 구리관(Tube. 1)에 비해 48.3%, 51.7% 낮게 나타났다.

(2) 스테인리스관의 두께변화 실험에서는 응축온도 20°C 조건에서 관 두께 0.89 mm 와 1.24 mm 에서의 열전달계수가 1.65 mm 일 때 보다 각각 107.8%, 88.5% 상승했으며, 응축온도 30°C 조건에서는 각각 143.0%, 123.9% 높게 나타났다. 또한 관 두께에 따른 재질저항의 영향을 정량적으로 나타내는 추가항을 제시하였다.

(3) 표면거칠기 변화 실험에서는 표면가공한 경우 기존 상용관에 비해 응축온도 20°C 와 30°C 조건에서 각각 30.8%, 61.4% 향상된 열전달계수를 나타냈으며, 표면거칠기 차이에 따른 응축순환비를 수식으로 전개하여 제시하였다.

(4) Nusselt⁽⁷⁾ 모델을 기반으로 평균 액막두께를 나타내는 상관식을 제시하였으며, 재질특성 및 표면특성을 반영한 각 항을 기존의 Nusselt⁽⁷⁾ 식에 수정항으로 추가하였다. 실험결과를 바탕으로 완

성된 형태의 상관식과 지수값을 제시하였다. 본 연구에서 제시된 상관식의 평균오차는 13.0%로 나타났다.

후 기

이 논문은 2005 년도 학술진흥재단의 지원(M01-2005-000-10005-0) 및 과학기술부의 21 세기 프론티어 연구 개발 사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술 개발 사업단의 지원(BB2-101-1-0-1)에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Peterson, A. C. and Westwater, J. W., 1966, "Dropwise Condensation of Ethylene Glycol," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 62, No. 64, pp. 135~142.
- (2) Woodruff, D. M. and Westwater, J. W., 1981, "Steam Condensation on Various Gold Surface," *J. Heat transfer*, Vol. 103, pp. 685~692.
- (3) O'Neill, G. A. and Westwater, J. W., 1984, "Dropwise Condensation of Steam on Electroplated Silver Surface," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 1539~1984.
- (4) Tsuruta, T., Tanaka, H. and Togashi, S., 1991, "Experimental Verification of Constriction Resistance Theory in Dropwise Condensation Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 11, pp. 2787~2796.
- (5) Tsuruta, T. and Tanaka, H., 1991, "A Theoretical Study on the Constriction Resistance in Dropwise Condensation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 11, pp. 2779~2786.
- (6) Moffat, R. J., 1985, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment," *Journal of Fluids Engineering*, 107, pp. 173~178.
- (7) Carey, V. P., 1992, "Liquid-vapor Phase-change Phenomena," *Hemisphere Publishing Corporation*, pp. 352~372.
- (8) Kumar, R., Varma, H. K., Mohanty, B. and Agrawal, K. N., 2000, "Prediction of Heat Transfer Coefficient During Condensation of Water and R-134a on Single Horizontal Integral-fin Tubes," *Int. Journal of Refrigeration*, 25, pp. 111~126.
- (9) White, R. E., 1948, "Condensation of Refrigerant Vapors Apparatus and Film Coefficient for Freon-12," *J Soc Refrig*, pp. 375~379.
- (10) Michael, A. G., Marto, P. J., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1989, "Effect of Vapor Velocity During Condensation on Horizontal Smooth and Finned Tubes," *ASME HTD*, Vol. 1, 14, pp. 1~10.
- (11) Tanner, D., Pope, D., Potter, C. and West, D., 1965, "Heat Transfer in Dropwise Condensation-Part II," *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 8, pp. 427~436.
- (12) Griffith, P. and Lee, M., 1967, "The Effect of Surface Thermal Properties and Finish on Dropwise

- Condensation," *Int. Journal Heat Mass Transfer*, 10, pp. 697~707.
- (13) Rose, J. W., 1978, "Effect of Condenser Tube Material on Heat Transfer During Dropwise Condensation of Steam, *Int. Journal Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 835~840.
- (14) Koch, G., Kraft, K. and Leipertz, A., 1998, "Parameter Study on the Performance of Dropwise Condensation," *Rev. Gén. Therm.*, 37, pp. 539~548.
- (15) Heo, J. H., Yun, R., Kim, Y. C., Chung, J. T. and Moon, Y. J., 2004, "Condensation Heat Transfer Characteristics of R-134a on Stainless Steel Horizontal Plain and Low Fin Tubes," *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 109~114.