

소구경 원관내의 R-22 응축열전달에 대한 실험

Experiments on R-22 condensation heat transfer in small diameter tubes

김 내 현*, 조 진 표*, 김 정 오*, 김 만 회**, 윤 재 호***
 N. H. Kim, J. P. Cho, J. O. Kim, M. H. Kim, J. H. Yun

Key words : Condensation(응축), In-tube(관내), R-22, Small diameter(소구경), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력손실)

Abstract

In this study, condensation heat transfer experiments were conducted with two small diameter($\phi 7.5$, $\phi 4.0$) tubes. Comparison with existing in-tube condensation heat transfer correlations indicated that the correlations overpredict the present data. For example, Akers correlation overpredicts the data upto 104%. The condensation heat transfer coefficient of the $\phi 4.0$ I.D. tube was smaller than that of the $\phi 7.5$ I.D tube; at the mass velocity of $300\text{kg/m}^2\text{s}$, the difference was 12%. The pressure drop data of the small diameter tubes were highly(two to six times) overpredicted by the Lockhart-Martinelli correlation. Subcooled forced convection heat transfer test confirmed that Gnielinski's single phase heat transfer correlation predicted the data reasonably well.

기 호 설 명

A : 전열면적[m²]
 c_p : 비열[J/kgK]
 d_i : 관내경[m]
 D_h : 관외측 환형부 수력직경[m]
 f : 이상 마찰계수[식 (25)]
 f_l : 액상 마찰계수[식 (26)]
 g : 중력가속도[m/s²]

G : 질량유속[kg/m²s]
 h : 열전달계수[식 (13)] [W/m²K]
 h_{fg} : 증발잠열[J/kg]
 j_g^* : 무차원 기체속도[식 (20)]
 k : 열전도도[W/mK]
 L : 시험부 길이[m]
 m : 질량유량[kg/s]
 Nu_{Dh} : 수력직경기준 너셀트수
 Pr : 프란틀수
 q : 열유속[W/m²]
 Q : 전열량[W]
 Re_{Dh} : 수력직경기준 레이놀즈수

* 인천대학교 기계공학과

** 삼성전자 주식회사

*** 생산기술연구원

Re_{eq} : 등가 레이놀즈수[식 (22)]
 Re_1 : 등가 레이놀즈수[식 (27)]
 t : 관벽두께[m]
 U : 총괄열전달계수[W/m²K]
 x : 건도
 X_{H_2} : 마티넬리 인자[식 (19)]

그리스 문자

α : 기공율
 ΔP : 시험부 압력손실[N/m²]
 ΔT : 온도차[K]
 μ : 점도[Ns/m²]
 ρ : 밀도[kg/m³]
 ϕ_v^2 : 2상 마찰손실계수[식 (3)]

하첨자

a : 가속
 ave : 평균
 exp : 실험자료
 eq : 등가
 f : 마찰
 i : 관내측
 l : 액체
 lat : 잠열
 lm : 대수평균
 o : 관외측
 p : 예열기
 r : 냉매
 sat : 포화
 sens : 현열
 t : 전체
 v : 기체
 w : 냉각수

1. 서 론

최근들어 공조용 핀-관 열교환기의 관경은 점차로 줄어드는 추세이다. 그간 열교환기에는 $\phi 9.5$ (관외경 9.5mm) 동관이 주로 사용되어 왔으나 최근에는

$\phi 7$ 동관을 사용한 열교환기가 보급되고 있고 $\phi 4$ 열교환기도 개발 중인 것으로 알려져 있다. 핀-관 열교환기에 있어서 대부분의 열저항은 공기측에 있으므로 공기측의 전열성능을 향상시키는 것이 주용하다. 핀-관 열교환기에서 원관은 상당한 압력손실을 유발하고 원관 후류 정체 영역을 형성하여 전열성능을 감소시키므로 원관의 직경이 작을수록 공기측 성능은 향상된다.

그간 $\phi 7$ 열교환기에 대해서는 일부 연구가 수행되어 공기측과 냉매측 전열실험자료가 다소 존재하나 그보다 관경이 작은 경우는 Dobson⁽¹⁾의 냉매측 연구를 제외하고는 자료가 전무한 실정이다. Dobson은 내경 $\phi 7.04$, $\phi 4.57$, $\phi 3.14$ 관에서 R-22를 비롯한 세 종류의 냉매를 사용하여 응축 실험을 수행하였다. 자동차용 응축기에는 수력직경이 작은 알미늄 평판관이 사용된다. 냉매는 평판관 내를 통과하는데 평판관은 다수의 사각형 셀로 나뉘어져 평판관의 수력직경은 1~2mm 정도가 된다. Yang과 Webb⁽²⁾, Katsuta⁽³⁾, 전창덕 등⁽⁴⁾, 김중수⁽⁵⁾는 평판관내 응축실험을 수행하였다.

그간 원관내 응축 열전달계수를 예측하는 상관식이 다수 개발되었다. 하지만 대부분의 상관식들은 수력직경이 작은 경우에 실험자료를 과대예측하는 것으로 알려져 있다. 관의 내경이 작아지면 표면장력의 영향이 커지고 이에 따라 응축시 환상류에서 성층류로 천이가 더디게 일어나는데 전열 성능의 감소는 이와 관련이 있을 것으로 예상되나 아직 명확히 밝혀진 것은 없다. 본 연구에서는 내경 $\phi 7.5$, $\phi 4.0$ 인 원관 내에서 R-22 응축 실험을 수행하였다. 실험은 질량유속 150~800kg/m²s, 열유속 5~16kW/m² 범위에서 수행되었다.

2. 실험장치

실험장치의 개략도 및 시험부의 상세도를 Fig.1과 2에 나타내었다. 시험부는 길이 500mm의 동심원관으로 구성되는데 냉매는 내측 원관으로 흐르고 물은 시험부의 환형 공간으로 흐른다. 시험시 물측의 유속을 가능한한 높게하여 물측의 열저항을 작게하는 것이 필요한데 이는 환형부의 공간이 가능한한 작아야만 가능하다. 본 연구에서는 환형

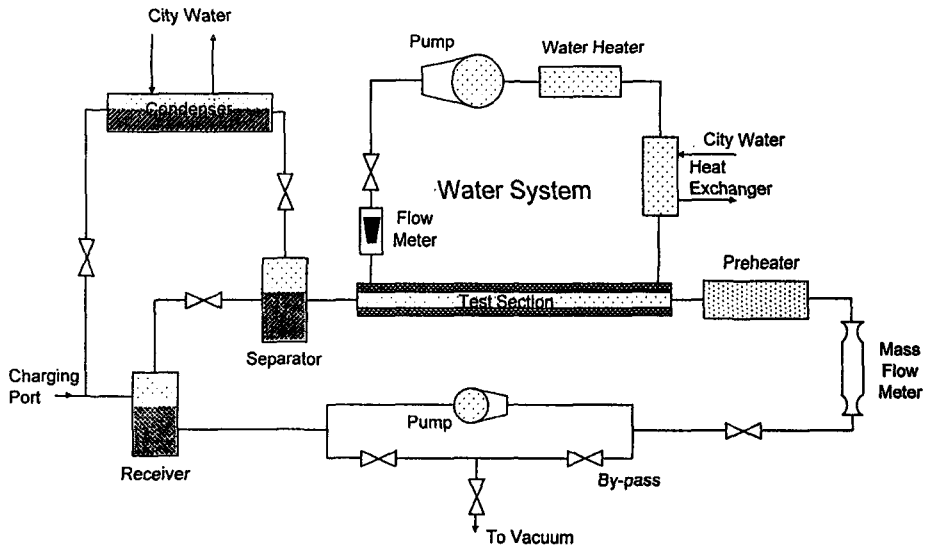
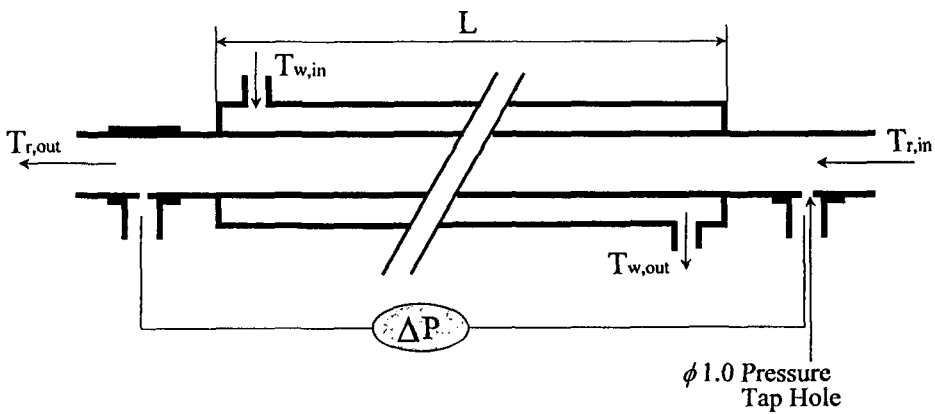


Fig.1 Schematic drawing of the apparatus



	Type 1	Type2
Inner tube I.D	φ4.0	φ7.5
Inner tube O.D	φ6.0	φ9.5
Outer tube I.D	φ7.7	φ10.9
Inner tube material	Stainless steel	Copper
L	0.495m	0.5m

Fig.2 Schematic details of the test section

부의 간격이 1.0mm 정도로 유지되었다. 시험부의 제원은 Fig.2에 나타나 있다.

Fig.1에 나타나 있듯이 냉매는 관내측으로 일정 건도를 가지고 유입되어 시험부를 지나는 동안 환형공간을 흐르는 냉각수에 의하여 일부 응축된다. 시험부를 나온 이상 냉매는 기액분리기(모델: 부성냉열 BSR-AV-010 용량: 1.8L)로 가서 액체는 하부에 위치한 리시버(모델: 부성냉열 BRV-010 용량: 2.7L)로 가고 증기는 상부의 셀-튜브형 응축기(모델: 부성냉열 BSC-WO30 용량: 2,150kcal/h)의 셀측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 냉각수가 흐르며 냉매 증기를 응축한다. 응축액은 중력에 의하여 수액기에 모아진다. 수액기의 과냉액은 드라이어를 통과한 후 마그네틱펌프(모델: Tuthill PUMP M9869v 용량: 1gpm)에서 가압되어 예열기로 공급된다. 마그네틱펌프와 예열기 사이에는 질량유량계(모델: OVAL D025S-SS-200 용량: 0~200kg/h)가 장착되어 유량을 측정한다. 예열기에는 5kW 히터가 장착되어 시험부에 일정건도의 냉매를 공급해 준다. 냉매의 유량은 마그네틱펌프의 토출량을 일부 재순환시켜 조절하고 시험부 입구 냉매건도는 예열기에 공급되는 열량으로 조절한다. 따라서 본 실험장치는 냉매 건도, 유량, 그리고 열유속을 각각 조절할 수 있도록 설계되어 있다. 시험부 후방에는 싸이트글라스를 설치하여 유동양식을 관찰할 수 있도록 하였다.

시험부의 환형 공간을 흐르는 냉각수는 관내 응축열을 전달받아 온도가 올라가는데 이 응축열은 시험부 후방의 판형 열교환기(모델: 협신폰열 HX-13H-40, 용량: 200,000kcal/hr)에서 수돗물과 열교환으로 제거된다. 냉각수 저장조에는 액침식 히터가 장착되어 냉각수 온도를 조절한다. 냉각수의 유량은 펌프(모델: 금성펌프 pw261B, 용량: 490W)와 시험부 사이에 설치된 플로트형 유량계(모델: Tokyo Keiso, 용량: 2.5 l/min)에서 측정한다.

온도측정부위는 모두 5개소로 시험부 평판관의 냉매 입출구 온도, 시험부 냉각수의 입출구 온도 그리고 예열기 전방의 냉매온도이다. 온도는 온도보정된 RTD(Pt 100 Ω)를 사용하여 측정하였다. 압력 측정부위는 세 개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 압력계(모델:

Setra 280E, 용량: 0~500psia)중 하나는 시험부 전방에 설치하여 응축 압력을 측정하고 다른 하나(모델: Setra 280E, 용량: 0~500psia)는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동액이 과냉 상태인지 포화 상태인지를 확인하는데 사용되었다. 압력계는 자중계(dead weight tester)를 사용하여 보정되었다. 시험부의 압력손실은 차압계(모델: Sead 230, 용량: 0~25psid)로 측정되었다. 차압계는 정밀 부르돈식 압력계로서 보정되었다.

3. 실험순서

실험장치는 고압(약 20기압)에서 작동하므로 냉매를 충전하기전 시험부의 기밀을 확인하여야 한다. 기밀시험은 우선 고압공기를 채워 넣은후 비눗물을 사용하여 누출여부를 확인하였고 그 이후에는 냉매를 채워넣은 후 할로젠 계측기로써 누출여부를 재차 확인하였다. 이렇게하여 시간당 0.5kPa 이내로 기밀을 유지할 수 있었다.

실험장치에 적정량의 냉매를 충전하는 것은 매우 중요하다. 만일 충전량이 너무 적으면 유량조절이 어렵고 마그네틱펌프에 액이 모자라 펌프에 손상을 가져올 수도 있다. 만일 충전량이 너무 많으면 높은 건도에서 열공급에 따라 시스템 압력이 계속 높아져 압력 조절이 어려워진다. 실험장치는 냉매충전전 진공펌프로 충분히(약 한시간 가량) 진공시켰다. 그후 약간의 냉매를 장치내로 주입한 후 다시 진공시키는 작업을 수회 반복하였다. 장치내의 공기 잔류 여부는 포화 온도와 포화압력의 일치여부로 확인할 수 있는데 본 실험 중 두 값은 0.3 $^{\circ}$ C 이내에서 일치하였다. 냉매 주입은 냉매탱크를 뒤집어 놓고 시작하여 탱크내의 공기가 돌아갈 가능성을 배제하였다. 냉매탱크에는 열선을 감아 압력을 실험 장치 내부보다 높게하여 냉매를 주입하였다. 또한 주입시 마그네틱펌프도 가동하여 주입을 원활하게 하였다. 시스템이 최대 유량에서 정상적으로 작동되면 냉매 주입을 중단하고 예열기 히터를 가동시켜 장치내 압력과 건도가 예정값에 도달하는지 확인하였다. 만일 압력이 예정치보다 작으면 냉매 충전량이 부족하므로 충전을 계속하였다.

반대로 압력이 계속 증가하면 냉매를 방출시켰다.

실험은 최대 열유속, 최대유량에서 시작하였다. 이 상태에서 1시간 가량 작동시킨후 아래 절차에 따라 실험을 수행하였다.

- 1) 정해진 질량유속에 유량을 맞춘다.
 - 2) 예열기와 보조 응축기의 냉각수량을 조절하여 시험부 입구 건도를 맞춘다. 건도가 바뀌면 압력손실도 변화하므로 1)과 2)를 반복작업하여 원하는 질량유속과 건도를 맞춘다.
 - 3) 시험부 환형공간을 흐르는 냉각수의 레이놀즈수를 2000에 맞춘다.
 - 4) 수순환회로의 액침형 히터를 작동시켜 냉각수의 온도를 올림으로써 시험부 열유속을 감소시키며 실험을 수행한다.
 - 5) 건도를 바꾸어 2)~4)를 반복수행한다.
 - 6) 질량유속을 바꾸어 1)~5)를 반복수행한다.
- 위와 같이하여 열유속 5kW/m²에서 16kW/m², 건도 0.1에서 0.9, 질량유속 150kg/m²s에서 800kg/m²s 사이의 응축실험자료를 얻었다.

4. 자료처리

본 실험은 시험부가 수평상태에서 수행되므로 측정된 압력손실(ΔP_{exp})은 마찰손실(ΔP_f)과 가속손실(ΔP_a)로 구성된다.

$$\Delta P_{exp} = \Delta P_f + \Delta P_a \quad (1)$$

분리유동모델⁽⁶⁾을 사용하면 ΔP_f와 ΔP_a는 하기식으로 나타난다.

$$\Delta P_a = -\Delta \left[\frac{G^2 x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (2)$$

$$\Delta P_a = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \Delta z = \Phi_v^2 \left(\frac{dp}{dz} \right)_v \Delta z \quad (3)$$

여기서 (dp/dz)_v는 이상류 증 기상성분만이 관내를 흐른다고 생각할 때의 마찰에 의한 압력구배이고 α는 기공율로 아래식들^(6,7)로 구해진다.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_v = - \frac{0.079 G^2 x^2}{\rho_v d_i (G x d_i / \mu_v)^{0.25}} \quad (4)$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (5)$$

식 (2)와 (3)을 식 (1)에 대입하면 측정된 압력손실로부터 이상보정계수 Φ_v²를 마티넬리 인자 X_{tt}의 함수로 구할 수 있다.

시험부내의 전열량은 냉각수측의 열정산에 따라 아래식으로 구해진다.

$$Q_t = m_w c_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (6)$$

시험부 입구의 냉매건도 x_{in}은 예열기에서의 열정산에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 현열과 잠열로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (7)$$

$$Q_{sens} = m_r c_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \quad (8)$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg} x_{in} \quad (9)$$

윗 식들로부터 x_{in}은 다음과 같다.

$$x_{in} = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{Q_p}{m_r} - c_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \right] \quad (10)$$

시험부를 지나는 동안 건도 변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fg}} \quad (11)$$

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (12)$$

냉매측 열전달 계수는 총합열전달 계수 U₀와 관외측 열전달 계수 h₀로부터 아래식으로 구해진다.

$$Q_t = U_o A_o \Delta T_{lm} = h_i A_i \Delta T_i = h_o A_o \Delta T_o \quad (13)$$

$$h_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right] \frac{A_i}{A_o} - \frac{t A_i}{k A_m}} \quad (14)$$

여기서 A_m은 관내측과 외측의 평균 전열 면적이다. 관외측 환형공간에서의 열전달계수 h₀는 Wilson

plot⁽⁶⁾을 사용하여 구한다. Wilson plot은 총합열 전달계수로부터 관 내측과 외측의 열전달 계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용된다. 본 연구에서는 Farrell등⁽⁹⁾이 제안한 수정된 Wilson plot을 사용하여 관외측 열전달계수를 구하였다. 이 방법에서는 관 외측의 열전달 상관식을 Sieder-Tate⁽¹⁰⁾ 형태로 가정하고 실험자료로부터 레이놀즈수의 지수와 비례상수를 구하게 된다. 실험은 관내측의 유량과 온도를 일정하게 하고 관 외측의 유속을 바꿔가며 수행되는데 기존 Wilson plot에 비하여 적은 실험 횟수로 상관식을 구할 수 있는 잇점이 있다. Wilson plot 실험시 유의할 점은 관 내외측 모두 난류상태를 유지하여야 한다는 것이다. 이를 위하여 내측관 외측에 가는 철선을 감아 난류를 촉진시켰다.

5. 시험결과 및 고찰

5.1 관외측 열전달계수

본 연구에서는 전술한 바와 같이 수정된 Wilson plot법을 사용하여 관외측 열전달계수를 레이놀즈수의 함수로 도출하였다. 관 외측에는 난류를 촉진시키기 위하여 직경 $\phi 0.2$ 의 철사를 5mm 간격으로 감은 후 그 위를 얇은 알루미늄 은박지로 감았다. 실험은 관내측의 물의 온도(60°C)와 유속(6.2m/s)을 일정하게 하고 관 외측의 유속을 변화시키며 수행되었다. 이 때 관 외측을 흐르는 물의 온도는 35°C로 일정하게 유지되었다. Fig.3에 내경 $\phi 7.5$ 관의 Wilson plot 시험 결과가 보여진다. 여기서 X_1 과 Y_1 은 실험자료로부터 레이놀즈수의 지수와 비례상수를 구하기 위한 매개변수들로 아래 식으로 표현된다.

$$X_1 = A_i / [A_o (k_w / D_h) (Re_{Dh}^m Pr^{1/3})] \quad (15)$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{U_o A_o} - \frac{1}{k A_m} \right) A_i \quad (16)$$

Wilson plot으로 구한 두 관의 관외측 열전달 상관식은 다음과 같다.

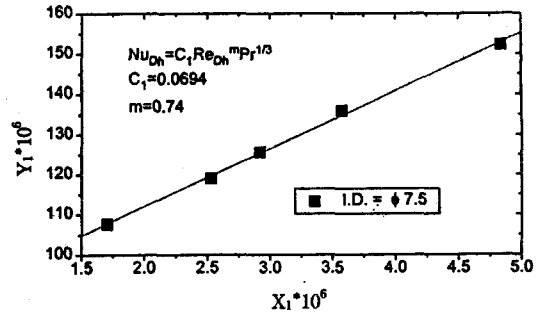


Fig.3 Typical modified Wilson plot

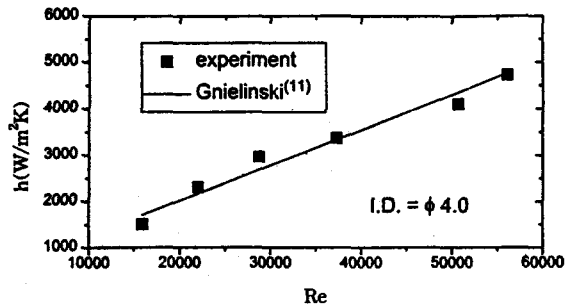


Fig.4 Subcooled forced convection heat transfer coefficient of the $\phi 4.0$ I.D. tube

내경 $\phi 7.5$: $Nu_{Dh} = 0.0694 Re_{Dh}^{0.74} Pr^{1/3}$ (17)

내경 $\phi 4.0$: $Nu_{Dh} = 0.0274 Re_{Dh}^{0.81} Pr^{1/3}$ (18)

실험시 관내측과 관외측의 열수지는 5%내에서 일치하였다.

5.2 과냉액 실험결과

응축실험에 앞서 R-22가 액체상태로 관내측을 흐르는 단상유동에 관한 열전달 실험을 수행하였다. 실험은 관외측의 온도(25°C) 및 유속(1.0m/s)을 일정하게 유지하고 관 내측을 흐르는 냉매의 온도와 유속을 변화시키며 수행하였다. Fig.4에 측정된 내경 $\phi 4.0$ 관의 관내측 단상 열전달계수와 Gnielinski⁽¹¹⁾의 상관식이 비교되어 있는데 실험자료는 상관식과 6%내에서 일치함을 보인다.

5.3 응축실험결과

R-22 응축시험은 내경 $\phi 7.5$, $\phi 4.0$ 두 관에 대

하여 질량유속 150~800kg/m²s, 열유속 5~16kW/m² 범위에서 수행되었다. 질량유속은 펌프를 흐르는 냉매를 일부 우회시켜 조절하였고 열유속은 시험부 환형부를 흐르는 냉각수의 온도를 조절하여 변화시켰다. 이 때 환형부를 흐르는 냉각수 유량은 일정하게(레이놀즈수가 2000이 되도록) 유지하였다. 시험시 응축온도는 45℃로 유지되었는데 이는 시험부 후방에 위치한 응축기의 관내측을 흐르는 냉각수의 온도와 유량을 조절함으로써 가능하였다.

5.3.1 유동양식

수평관내 응축시 나타나는 유동 형태를 예측할 수 있는 유동양식 선도는 다수 존재하나 Breber 등⁽¹²⁾의 선도가 본 연구와 적합한 것으로 판단되었다. Fig.5에 질량유속 150, 300, 580, 800kg/m²s 경우에 관내 응축이 진행되면서 예상되는 유동형태가 나타나 있다. 여기서 X_{tt} 는 마티넬리 인자이고 j_g^* 는 무차원 기체속도로 아래 식으로 나타내진다.

$$X_{tt} = (\rho_v / \rho_l)^{0.5} (\mu_l / \mu_v)^{0.1} [(1-x)/x]^{0.9} \quad (19)$$

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd; \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (20)$$

Fig.5는 질량유속 150kg/m²s 경우 성층류가 지배적이고 580kg/m²s 이상에서는 환상류가 지배적임을 보여준다. 질량유속 300kg/m²s 경우는 저건도 영역에서는 성층류가, 고건도 영역에서는 환상류가 형성됨을 보여준다.

5.3.2 응축 압력강하특성

Fig.6은 내경 $\phi 4.0$ 관에서 단위길이당 압력손실을 보여주는데 건도와 질량유속이 증가할수록 압

력손실이 커짐을 보여준다. Fig.7에는 압력손실 실험결과를 이상보정계수 ϕ_{vt}^2 와 마티넬리 변수 X_{tt} 로 나타내었고 Lockhart-Martinelli⁽¹³⁾의 상관식과 비교하였다. Lockhart-Martinelli 상관식은 실험자료를 2배에서 6배 가량 과대예측하는데 Yang과 Webb⁽¹⁴⁾도 수력직경이 작은 평판관에서 유사한 결과를 얻었다. 응축에 따른 시험부 입출구의 건도 변화는 3~20% 가량되었는데 이 값은 질량유속이 작을수록, 열유속이 클수록 커졌다. Kline과 Mc-Clintock⁽¹⁵⁾의 방법에 따라 실험오차해석을 수행하였는데 이상보정계수 ϕ_{vt}^2 의 오차는 질량유속 580kg/m²s에서 $\pm 15.4\%$, 800kg/m²s에서 $\pm 8.2\%$ 가 되었다.

5.3.3 응축열전달특성

응축실험 결과는 기존 상관식들에 의한 예측치와 비교함으로써 상관식의 적용가능성을 판단할

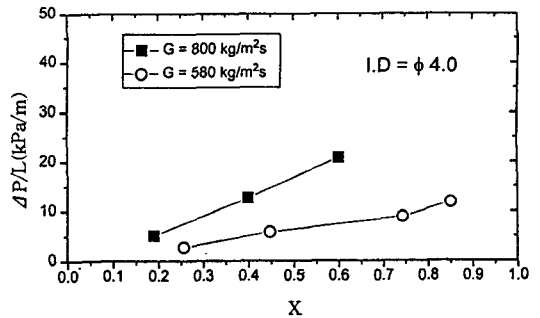


Fig.6 Two-phase flow pressure gradient in the $\phi 4.0$ tube

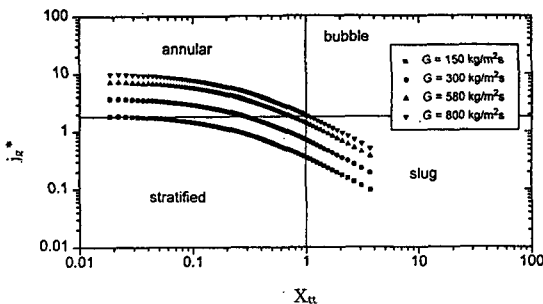


Fig.5 Flow regime map of Breber et al.⁽¹²⁾

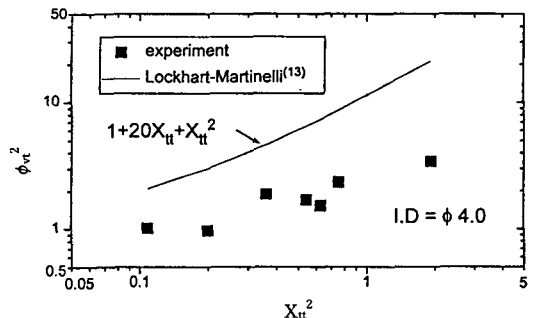


Fig.7 Two-phase friction multiplier in the $\phi 4.0$ I.D. tube vs. Martinelli parameter

수 있다. 관내 응축 열전달계수를 예측하는 상관식은 그간 다수 개발되었는데 크게 성층류 상관식과 환상류 상관식으로 구별된다. 성층류 상관식은 증기 유속이 낮아 유동이 중력에 의해 지배되는 성층류 영역에 적용 가능한 상관식으로 Chato⁽¹⁶⁾, Jaster과 Kosty⁽¹⁷⁾ 등의 상관식이 있다. 증기 유속이 커지면 증기와 액체의 계면전단응력이 커지고 환상류가 형성되는데 이 영역에 적용가능한 상관식으로는 Traviss 등⁽¹⁸⁾, Cavallini와 Zecchin⁽¹⁹⁾, Shah⁽²⁰⁾, Boyko와 Kruzhilin⁽²¹⁾, Akers 등⁽²³⁾이 있다. 이들 상관식의 예측치는 경우에 따라 매우 다른 값을 보이는데 본 실험조건(R22, 45°C 응축, $G=300\text{kg/m}^2\text{s}$, 관내경 $\phi 4.0$)에서의 예측치가 Fig. 8에 보여진다. Fig.8은 Traviss 등⁽¹⁸⁾의 예측치가 Akers 등⁽²²⁾의 예측치의 2배 정도됨을 보여준다.

Fig.9는 내경 $\phi 7.5$ 관에서 질량유속이 150, 300,

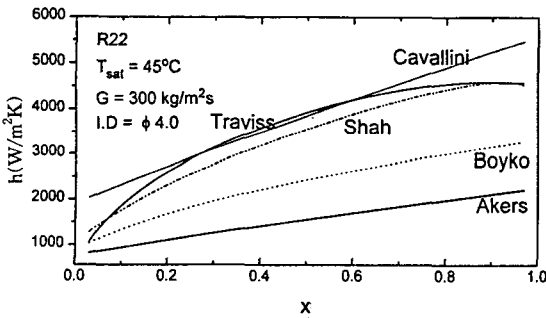


Fig.8 Comparison between different condensation correlations

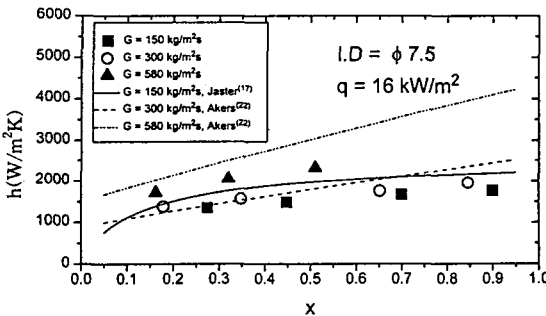


Fig.9 Condensation heat transfer coefficient in the $\phi 7.5$ I.D. tube showing the effect of mass flux

580 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 변환 때 응축 열전달계수를 보여준다. 이 때 열유속은 16kW/m^2 으로 일정하였다. Fig. 9는 질량유속과 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. Fig.9에는 상관식들(Akers⁽²²⁾, Jaster과 Kosty⁽¹⁷⁾)에 의한 예측치도 보여진다. 질량유속 $150\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서는 성층류가 지배적이리라 예상되므로 Jaster와 Kosty의 성층류 상관식과 비교하였고 300과 $580\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서는 Akers의 환상류 상관식과 비교하였다. Akers 상관식은 Fig.8에 보이듯이 예측치가 가장 작아 실험자료는 Akers 상관식보다도 작으므로 다른 상관식과의 비교는 시도하지 않았다. Fig.9는 Jaster와 Kosty의 상관식은 실험자료를 22%에서 29%까지, Akers의 상관식은 낮은 질량유속에서는 14% 과소예측하다가 질량유속이 커지면 38%까지 과대예측함을 보여준다. Yang과 Webb⁽²⁾도 평판관에 대한 실험에서 실험치가 Akers의 상관식보다 작게 나타남을 보고하였다. Kline과 McClintock⁽¹⁵⁾의 방법에 따라 열전달계수 h에 대한 실험오차해석을 수행하였는데 질량유속 $150\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 $\pm 11.3\%$, $800\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 $\pm 6.2\%$ 가 되었다.

Fig.10은 질량유속 $300\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 열유속이 5, 10, 16kW/m^2 으로 변화될 때 열전달계수를 보여준다. 열전달계수는 열유속이 커질수록 다소 증가함을 보여준다. 일반적으로 열유속의 영향은 성층류에서 나타나고 환상류에서는 열전달계수가 열유속과 무관한 특성이 있는데 본 실험결과는 환상류 영역에서도 열유속의 영향이 나타남을 보인다. Yang

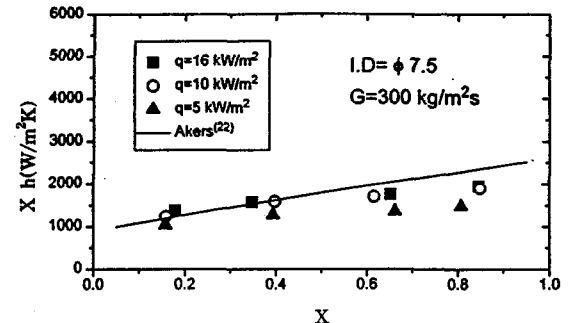


Fig.10 Condensation heat transfer coefficient in the $\phi 7.5$ I.D. tube showing the effect of heat flux

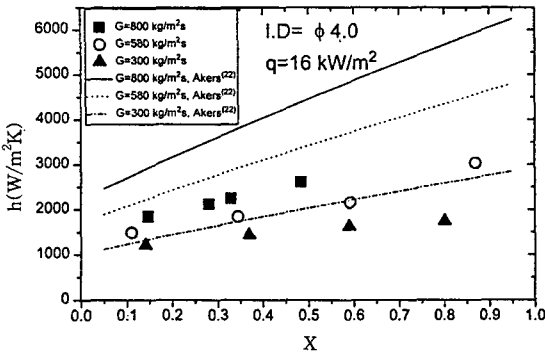


Fig. 11 Condensation heat transfer coefficient in the $\phi 4.0$ tube showing the effect of mass flux

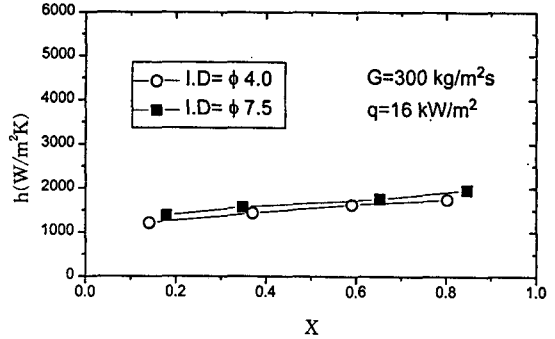


Fig. 12 Condensation heat transfer coefficient in the $\phi 4.0$ I.D. tube compared with that in the $\phi 7.5$ I.D. tube

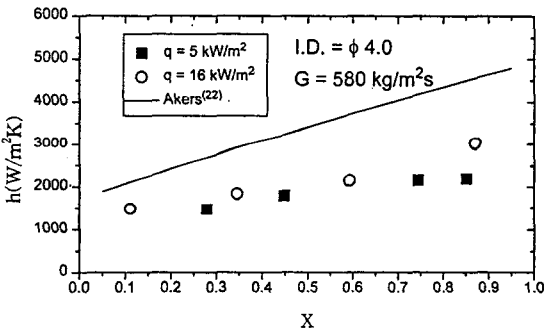


Fig. 13 Condensation heat transfer coefficient in the $\phi 4.0$ I.D. tube showing the effect of heat flux

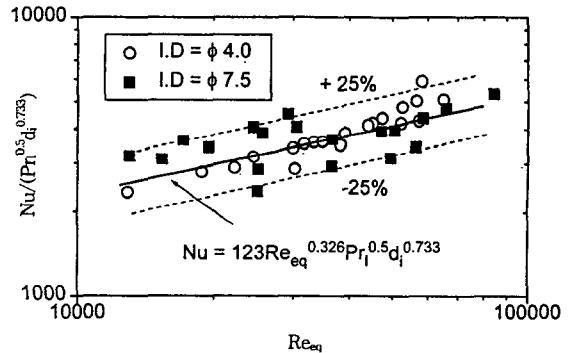


Fig. 14 Present data compared with the heat transfer correlation [Eq. (21)]

과 Webb도 평관내에 대한 실험에서 전질량유속 (400~1,400kg/m²s) 범위에서 열유속이 커질수록 열전달계수가 증가하는 현상을 확인하였다. 이는 수력직경이 작은 경우 환상류 영역에서도 열유속의 영향이 나타남을 의미하는데 그 이유는 명확히 않다. Fig.10은 Akers 상관식이 실험자료를 낮은 질량유속에서는 14% 과소예측하다가 질량유속이 커지면 44%까지 과대예측함을 보여준다.

Fig.11은 내경 $\phi 4.0$ 관에서 질량유속이 300, 580, 800kg/m²s로 변할 때 응축 열전달계수를 보여준다. 열유속은 16kW/m²으로 일정하였다. Fig.11도 내경 $\phi 7.5$ 경우와 같이 질량유속과 전도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. Fig.11에는 Akers 상관식에 의한 예측치도 보여지는데 상관

식은 실험자료를 8%에서 68%까지 과대예측함을 보인다. Fig.12에는 질량유속 300kg/m²s, 열유속 16kW/m²에서 내경 $\phi 7.5$ 관과 $\phi 4.0$ 관의 열전달계수가 비교되어 있는데 내경 $\phi 7.5$ 관의 열전달계수가 $\phi 4.0$ 관의 열전달계수보다 12%가량 큼을 보여준다. Fig.13에는 질량유속 580kg/m²s에서 열유속이 5, 16kW/m²으로 변화될 때 열전달계수가 나타나 있는데 열전달계수는 열유속이 커질수록 다소 증가함을 보인다. 또한 Akers 상관식은 실험자료를 37%에서 104%까지 과대예측함을 보여준다.

이상의 결과들은 소구경관의 응축 열전달계수가 기존 상관식들의 예측치보다 전반적으로 낮음을 보인다. 기존 상관식들이 내경 $\phi 9$ 이상의 관에 대한 실험자료를 바탕으로 만들어졌음을 고려하면 관 내

경이 감소할수록 열전달계수가 감소하는 것으로 유추할 수 있는데 본 실험의 결과(φ4.0 관의 열전달계수가 φ7.5 관의 열전달계수보다 다소 낮음)도 이를 뒷받침한다. 따라서 추후 개발되는 상관식에는 관 내경을 인자로 포함하여야 할 것이다. 일반적으로 관 내경이 작아지면 표면장력이 영향이 커지고 따라서 응축시 환상류에서 성층류로의 천이가 더디게 일어나는 것으로 알려져 있다. 관 내경이 열전달계수에 미치는 영향은 이와 관계가 있으리라 예상되나 아직 명확히 알려진 것은 없다. 본 실험결과로부터 개발된 상관식은 다음과 같다.

$$Nu = 123Re_{eq}^{0.326} Pr_l^{0.5} d_i^{0.733} \quad (21)$$

$$Re_{eq} = G_{eq} d_i / \mu_i \quad (22)$$

$$G_{eq} = G_l + G_v (\rho_l / \rho_v)^{0.5} \quad (23)$$

Fig.14는 식 (21)이 대부분의 실험자료를 ±25% 이내에서 예측함을 보여준다. 또한 압력손실 실험 자료는 식 (24)로 상관되었다.

$$f/f_i = 0.0145 Re_{eq}^{0.41} \quad (24)$$

$$f = \frac{\Delta P_f}{4} \frac{d_i}{L} \frac{2\dot{\rho}_l}{G_{eq}^2} \quad (25)$$

$$f_i = \frac{\Delta P_{f,i}}{4} \frac{d_i}{L} \frac{2\rho_l}{G^2} = 0.079 Re_l^{0.25} \quad (26)$$

$$Re_l = G d_i / \mu_i \quad (27)$$

6. 결 론

본 연구에서는 내경 φ7.5, φ4.0 관에서 R22를 사용하여 관내 응축실험을 수행하였다. 주된 연구 결과는 다음과 같다.

1) 기존 상관식들은 실험결과를 과대예측한다. Akers 상관식과 비교하였을 때 상관식은 실험결과를 104%까지 과대예측하였고 그 차이는 질량유속과 건도가 커질수록 증가하였다.

2) 내경 φ4.0 관의 열전달계수는 φ7.5 관의 값보다 다소 작았다. 질량유속 300kg/m²s에서 그

차이는 12% 정도 되었다.

3) Lockhart와 Martinelli의 압력손실 상관식은 본 실험자료를 2배에서 6배정도 과대예측하였다.

4) 본 실험 결과는 식 (21)과 (24)로 상관된다.

5) 과냉 냉매의 강제대류 열전달계수는 Gnielinski 상관식으로 잘 예측되었다.

참 고 문 헌

1. Dobson, M. K., 1994, Heat Transfer and Flow Regimes during Condensation in Horizontal Tubes, Ph.D Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.
2. Yang, C-J. 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.
3. Katsuta, M., 1994, "The effect of a cross-sectional geometry on the condensation heat transfer inside multi-pass tubes", Proc. of WTPF, Vol. 2, pp. 146~157, AFERC, POSTECH.
4. 전창덕, 정재원, 이진호, 1997, "다체널 평판관의 응축 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제3호, pp. 376~388.
5. 김종수, 1996, "알미늄 편평 압출관내 R-134a의 응축열전달 및 압력손실", 대한기계학회 1996년 추계학술대회 논문집 B, pp. 755~762.
6. Collier, J. G., and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, Oxford University Press.
7. Zivi, S. M., 1964, "Estimation of steady state steam void-fraction by means of principle of minimum entropy production", Transactions ASME, Series C, 86, pp. 237~252.
8. Wilson, E. E., 1915, "A Basis for rational design of heat transfer apparatus", Trans. ASME, Vol. 37, pp. 47~70.

9. Farrell, P., Wert, K., and Webb, R., 1991, "Heat transfer and friction characteristics of turbulent radiator tubes", SAE Technical Paper series, No. 910197.
10. Sieder, E. N. and Tate, G. E., 1936, "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes", *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 28, pp. 1429~1435.
11. Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows", *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359~368.
12. Breber, G., Palen, J. W. and Taborek, J., 1980, "Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria", *J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 471~476.
13. Lockhart R. W. and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes", *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, No. 1, pp. 39.
14. Yang, C-Y. and Webb, R. L., 1996, "Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 39, No. 4, pp. 801~809.
15. Kline, S. J. and McCintock, F. A., 1953, "The description of uncertainties in single sample experiments", *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9.
16. Chato, J. C., 1962, "Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes", *J. Am. Soc. Heating Refrig. Aircond. Engrs.*, Vol. 4, pp. 52.
17. Jaster, H., and Kosky, P. G., 1976, "Condensation in a mixed flow regime", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 95~99.
18. Traviss, D.P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1973, "Forced-convection condensation inside tubes", *ASHRAE Transaction*, Vol. 79, Pt.1, p. 157~165.
19. Cavallini, A., and Zecchin, R., 1971, "High velocity condensation of organic refrigerants inside tubes", *Proceeding of 8th International Congress of Refrigeration*, Brussels, Belgium, Vol 2, pp. 193~200.
20. Shah, M. M., 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation in tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 547~556.
21. Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes", *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 10, pp. 361~373.
22. Akers, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K., 1958, "Condensation heat transfer within horizontal tubes", *Chemical Engineering Progressive Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.