

종횡비가 다른 납작관 내 응축열전달 및 압력손실

김내현*† · 박지훈* · 차상진*

* 인천대학교 기계시스템공학부

Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Flat Tubes with Different Aspect Ratios

Nae Hyun Kim*†, Ji Hoon Park*, Sang Jin Cha*

* Dept. of Mechanical System Engineering, Univ. of Incheon,

(Received July 29, 2010 ; Revised September 27, 2010 ; Accepted September 27, 2010)

Key Words: Low Condensation(응축), Heat Transfer(열전달), Pressure drop(압력손실), Aspect ratio(종횡비)

초록: 본 연구에서는 내경 5.0mm 원관을 납작하게 한 납작관에 대하여 R-410A 를 사용하여 응축열전달 실험을 수행하였다. 실험은 포화온도와 열유속을 각각 45°C 와 10kW/m² 으로 고정한 상태에서 질량유속과 건도를 변화시키며 수행되었다. 실험결과 납작관의 종횡비가 열전달계수에 미치는 영향은 유동양식에 따라 달리 나타났다. 환상류에서는 종횡비가 증가할수록 증가하고 성층류에서는 종횡비가 증가할수록 감소하였다. 한편 납작관의 마찰손실은 종횡비가 증가할수록 증가하였다. 기존 상관식들은 납작관의 열전달계수와 마찰계수를 적절히 예측하였다.

Abstract: In this study, condensation heat transfer coefficients of R-410A were obtained in flattened tubes made from round tubes with an inner diameter of 5.0 mm. The saturation temperature was 45°C; the heat flux, 10 kW/m²K; the mass flux, 100–400 kg/m²s; and the quality, 0.2–0.8. The results showed that the effect of the aspect ratio on the condensation heat transfer coefficient depended on the flow pattern. For annular flow, the heat transfer coefficient increased as the aspect ratio increased. For stratified flow, however, the reverse was true: the pressure drop increased as the aspect ratio increased. Existing correlations adequately predicted the heat transfer coefficients and pressure drops of the flattened tubes.

- 기호설명 -

A : 면적 (m²)
 AR : 종횡비
 C_p : 비열 (J/kgK)
 D_h : 수력직경 (m)
 h : 열전달계수 (W/m²K)
 h_{fg} : 응축잠열 (J/kg)
 k : 열전도도 (W/mK)
 \dot{m} : 유량 (kg/s)
 Nu_{Dh} : 수력직경 기준 Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 P_w : 접수길이 (m)
 Q : 전열량 (W)

q : 열유속 (W/m²)
 Re_{Dh} : 수력직경 기준 Reynolds 수
 T : 온도 (K)
 U : 총괄열전달계수 (W/m²K)
 x : 건도
 dP/dz : 압력손실구배 (Pa/m)

하첨자

ave : 평균
c : 유동단면적
exp : 실험치
f : 마찰
i : 관내측
in : 입구
lat : 잠열
m : 관중간

† Corresponding Author, knh0001@incheon.ac.kr
© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

o	: 관외측
out	: 출구
p	: 예열기
pred	: 예측치
r	: 냉매
sat	: 포화
sens	: 현열
t	: 총합
w	: 물

1. 서론

1.1 연구배경

가정용 공조기의 응축기나 증발기로 원관이 적용된 흰-관 열교환기가 널리 사용되고 있다. 하지만 원관을 사용하는 경우 원관 후방에서 전열 성능이 감소하는 문제가 있다. 최근들어 납작한 알루미늄 압출평판관에 루버핀을 브레이징한 알루미늄 열교환기가 가정용 공조기의 응축기로 일부 적용되고 있다. 하지만 브레이징 공정에 비용이 수반되기 때문에 아직은 원관 열교환기가 선호된다. 특히 알루미늄 열교환기는 공기측 결로수의 배출, 냉매의 분배등에 어려움이 있어 증발기로는 적용되고 있지 않다.

흰-관 열교환기에서 원관 대신에 타원관이나 납작한 관을 사용하면 전열 성능을 현저히 개선시킬 수 있다. Webb and Iyengar⁽¹⁾는 타원관 (5 x 8 mm)이 적용된 흰-관 열교환기와 8mm 원관이 적용된 흰-관 열교환기의 공기측 전열성능을 비교하였는데 열전달계수는 유사하였고 압력손실은 타원관 열교환기가 10% 가량 낮음을 보고하였다. Kim and Kim⁽²⁾은 납작관 (3.5 x 9.5mm) 열교환기와 원관 (7.0mm) 열교환기의 공기측 성능 비교를 통하여 납작관을 사용하면 열교환기의 체적을 15% 적게 할 수 있음을 보고하였다. Fig. 1에 납작관을 사용한 흰-관 열교환기의 흰 사진이 나타나 있다.

공조용 열교환기를 설계하기 위해서는 공기측 열전달계수뿐 아니라 냉매측 열전달계수를 알아야 한다. 그간 원관내 냉매측 열전달에 대해서는 수많은 연구가 수행되었고 설계 상관식도 다수 존재한다.^(3,4) 하지만 타원관이나 납작관 내 냉매 열전달에 대해서는 매우 제한된 연구 결과만이 보고되었다. Wilson 등⁽⁵⁾은 내경 8.7mm 평활원관 및 마이크로핀이 가공된 원관을 점진적으로 납작관으로 변형시키며 R-134a 와 R-410A 를 사용하여 응축 열전달 및 압력손실을 측정하였다. 열전달계수는 관의 중형비가 증가할수록 증가하였는데, 높이 3mm 납작관에서 최대의 열전달계수(평활관의

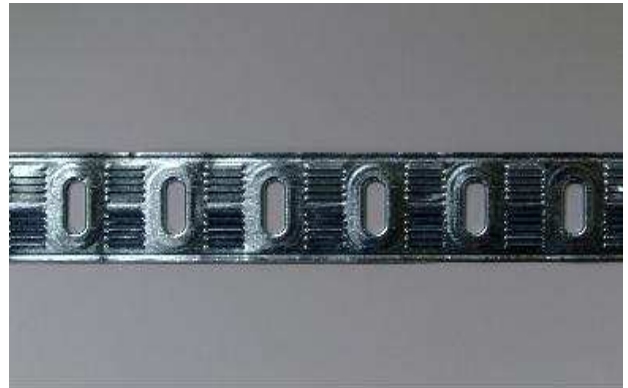


Fig. 1 Aluminum fin used for a flat tube heat exchanger

경우는 원관의 2 배, 마이크로핀관의 경우는 4 배)를 얻을 수 있었다. 압력손실은 기존 상관식들로 적절히 예측되었다. Kim 등⁽⁶⁾은 외경 9.5mm의 마이크로핀이 가공된 원관을 1:1.5 비율로 타원화한 타원관에 대하여 R-22 증발 열전달계수를 측정하였다. 타원관의 열전달계수는 원관에 비하여 2~15% 증가하였고, 압력손실은 유사하게 나타났다. Moreno Quiben 등^(7,8)은 내경 8mm 와 13.84mm 원관을 높이 2mm 와 3mm 로 납작하게 만든 관에 대하여 R-22 와 R-410A 를 사용하여 압력손실과 증발 열전달 실험을 수행하였다. 기존 상관식들은 압력손실을 과소예측하고 증발열전달을 적절히 예측하였다. Nasr 등⁽⁹⁾은 내경 8.7mm 의 원관을 순차적으로 납작하게 만든 납작관에 대하여 R-410A 증발열전달 실험을 수행하였다. 관이 납작해질수록 열전달계수와 압력손실이 증가하였다.

상기 문헌조사는 납작관 내 증발 및 응축 열전달계수에 대한 연구가 매우 제한됨을 보여준다. 특히 응축 열전달의 경우는 Wilson 등⁽⁵⁾의 연구가 유일하다. 하지만 이 연구도 외경 9.5mm 관에 대하여 수행되었다. 본 연구에서는 외경 7.0mm (내경 5.0 mm) 원관을 순차적으로 변화시켜가며 R-410A 를 사용하여 응축열전달 실험을 수행하였다. 현재 가정용 공조기에는 외경 7.0mm 관이 주로 사용되고 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 시료제작

흰-관 열교환기에는 두께 0.3mm 의 구리 원관이 사용된다. 이 관을 사용하여 납작관을 제작할 경우 고압(R-410A 포화온도 45°C 에서 포화압력은 27 기압)을 견디지 못하고 변형되리라 예상되었다. 응축시험에 적절한 재질과 두께를 도출하기 위하여 납작관의 변형에 대한 전산 해석

Table 1 Geometric dimension of tested tubes

Tube	A _c (mm ²)		P _w (mm)		D _h (mm)	
	Des.	Meas.	Des.	Meas.	Des.	Meas.
Round	19.6	19.6	16.0	16.0	5.0	5.0
AR = 2	16.7	18.1	16.0	16.4	4.2	4.4
AR = 4	11.2	12.3	16.0	16.2	2.8	3.0
AR = 6	8.3	9.3	16.0	16.1	2.1	2.3

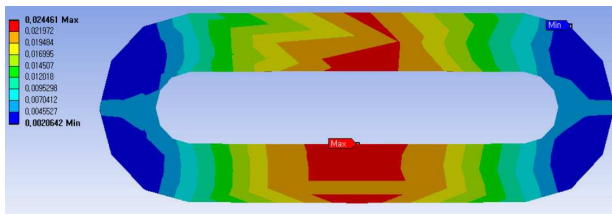
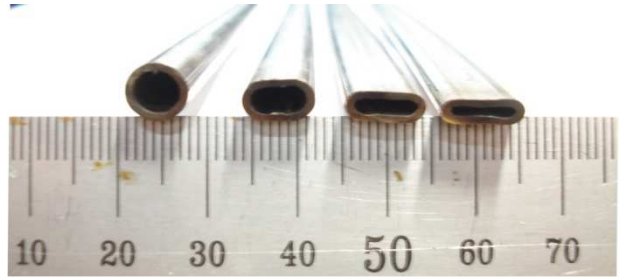


Fig. 2 Deformation of AR = 6 stainless steel tube with 1.0 mm thickness predicted by ANSYS code

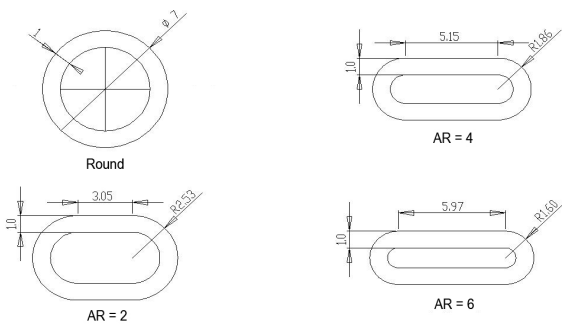
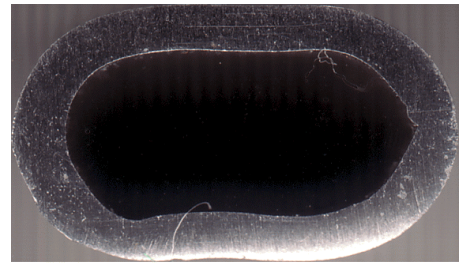
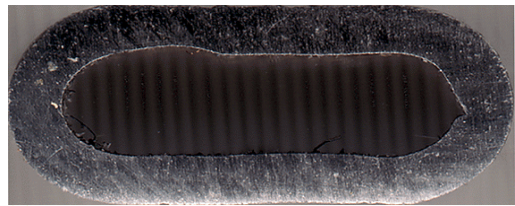


Fig. 3 Design of tubes having different aspect ratio

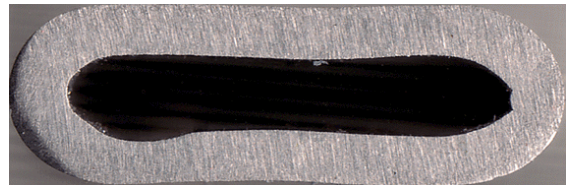
을 수행하였다. ANSYS⁽¹⁰⁾를 사용하여 종횡비 6, 두께 1.0 mm 인 스테인리스 관에 대하여 변형해석을 수행한 결과 30 기압의 내압을 가하더라도 변형량을 0.02 mm 이내로 유지할 수 있음을 확인하였다. 따라서 본 연구에는 두께 1.0 mm 의 스테인리스 관을 사용하였다. Fig. 2 에 ANSYS 해석결과를 수록하였다. Fig. 3 에는 원관과 관 내측 종횡비 2, 4, 6 인 납작관 3 종의 설계도가 나타나 있다. 납작관은 시형작업을 거쳐 인발가공으로 제작되었다. Fig. 4 에는 제작된 납작관의 단면 사진이 나타나 있다. 이 사진은 납작관이 대체로 설계대로 제작되었음을 보여준다. 사진에 나타난 단면형상은 길이 방향으로 균일하였다. Table 1 에는 납작관의 내부 유동 단면적, 수력직경, 접수길이의 설계치와 실측치가 나타나 있다. 실측치가 설계치보다 유동단면적은



(a) AR = 2 tube



(b) AR = 4 tube



(c) AR = 6 tube

Fig. 4 Tubes tested in the present study

8~12%, 수력직경은 5~10%, 접수길이는 1~3% 큼을 보여준다. 또한 그 차이는 종횡비가 클수록 증가함을 알 수 있다. 열전달계수 등의 자료처리에는 실측치를 사용하였다. 납작관의 내압성을 실제로 확인하기 위하여 양단을 막고 내부를 30 기압으로 가압하여 변형 유무를 확인하였다. 가압 후 3일이 지나도 변형은 무시할 만하였다.

2.2 실험장치

실험장치 개략도와 시험부의 상세도를 Fig 5~7 에 나타내었다. 냉매는 관 내측으로 일정한 건도를 가지고 유입되어 시험부를 지나가는 동안 환형공간으로 흐르는 냉각수에 의하여 일부 응축

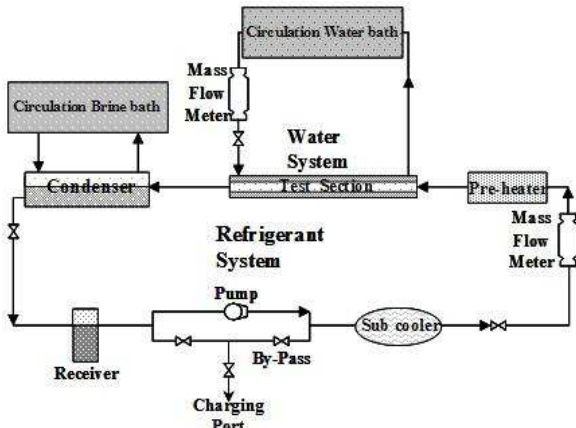


Fig. 5 Schematic drawing of the experimental apparatus

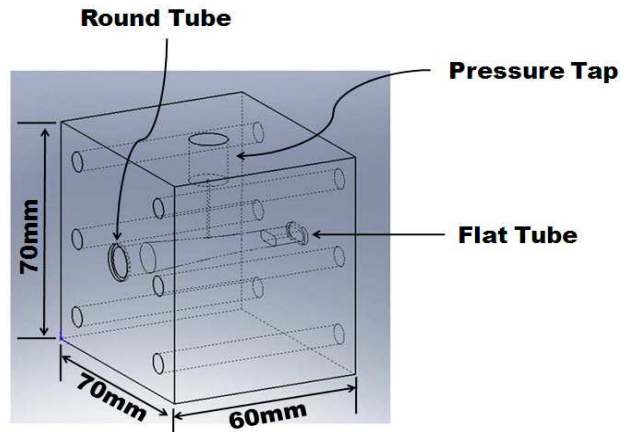
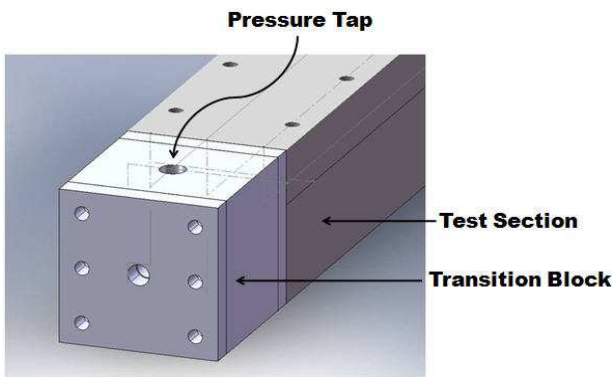
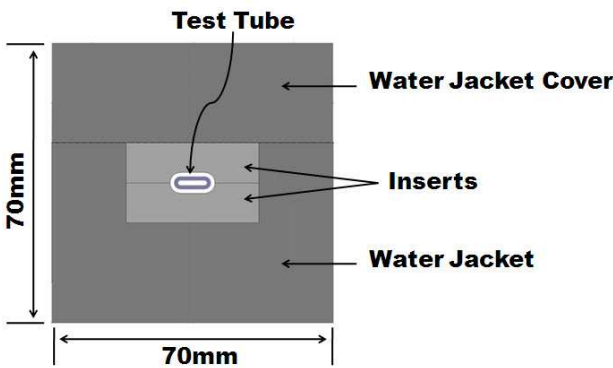


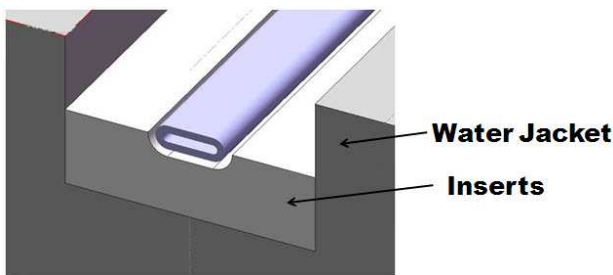
Fig. 7 Detail drawing of the transition block



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Detail drawing of the test section

된다. 냉각수의 온도는 항온수조에서 조절된다. 시험부를 나온 2 상 냉매는 쉘-튜브형 응축기의 쉘측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 브라인이 흐르며 냉매증기를 응축한다. 응축액은 중력에 의하여 리시버에 모아진다. 리시버의 액냉매는 스트레이너를 통과한 후 마그네틱 기어펌프에서 가압된다. 냉매는 과냉기를 지나 질량유량계를 통과한 후 예열기로 공급된다. 예열기는 히터가 삽입된 원관으로 3.6kW (300W, 12 개) 용량이다. 시험부 입구의 건도는 예열기에 공급되는 열량으로 조절되고 유량은 마그네틱 기어펌프의 토출량을 일부 재순환시켜 조절한다. 전열관으로의 열유속은 시험부 환형 공간을 흐르는 냉각수의 온도로서 조절한다. 냉각수의 유량은 항온수조와 시험부 사이에 설치된 질량유량계에서 측정한다. 본 실험장치는 냉매의 건도, 유량 그리고 열유속을 각각 독립적으로 조절할 수 있도록 설계되어 있다.

Fig. 6 에는 시험부 상세도가 나타나 있다. 시험부는 길이 1.0m 의 환형 채널로 구성되고 시험부 중앙에 전열관이 장착된다. 냉매는 전열관 내측으로 흐르고 냉각수는 전열관 외측 환형부로 흐른다. 실험의 정확도를 높이려면 가능한한 환형부의 열저항을 최소화하는 것이 바람직하다. 이를 위하여 관 외측에 직경 0.3mm 의 니크롬선을 2mm 간격으로 감아 난류를 촉진하였다. 또한 유속을 크게 하는 것도 필요하다. 하지만 너무 유속이 크면 시험부 입출구 온도차가 줄어들어 열정산의 정확도가 떨어지므로 적절한 조절이 필요하다. 본 연구에서는 기존 연구 결과⁽¹⁾를 참고하여 환형부의 간격을 1.0mm 로 하였다. 이 간격을 유지하려면 납작관의 형태에 따라 환형부 형태도 달라져야 한다. 본 연구에서는 전열관 외측에 테프론 재질의 인서

트를 납작관 형태에 따라 달리 가공, 삽입하여 환형부를 구성하였다. 또한 시험부의 납작관과 실험 장치의 원관을 연결하기 위해서는 트랜지션부가 필요하다. Fig. 7 에 트랜지션부의 상세도를 나타내었다. 트랜지션부에는 압력공을 가공하여 채널 차압을 계측하였다.

시험 장치의 온도 측정부위는 모두 다섯개소로 시험부 납작관의 냉매 입출구 온도, 환형부의 냉각수 입출구 온도, 그리고 예열기 전방의 과냉 온도이다. 온도는 보정된 T 형 열전대를 사용하여 측정한다. 압력측정 부위는 세개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정한다. 압력계 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 시험부 압력을 측정하고 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정한다. 이 두 압력은 냉매가 과냉상태인지 포화상태인지를 확인하는데 사용된다. 냉매는 가정용 공조기에 사용되는 신냉매인 R-410A 를 사용하고 시험부 건도를 0.2~0.8, 질량유속을 100~400kg/m²s 로 변화시키며 실험을 수행하였다. 실험 중 열유속은 10kW/m² 으로 일정하게 유지하였다.

2.3 실험결과 처리방법

시험부내의 전열량은 환형부 냉각수측의 열정산에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$Q_t = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

시험부 입구의 냉매건도 x_{in} 은 예열기에서의 열정산에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 현열량과 잠열량으로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (2)$$

$$Q_{sens} = \dot{m}_r C_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = \dot{m}_r h_{fg} x_{in} \quad (4)$$

위 식으로부터 x_{in} 은 다음과 같다.

$$x_{in} = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{Q_p}{\dot{m}_r} - C_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \right] \quad (5)$$

시험부를 지나는 동안 건도 변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{\dot{m}_r h_{fg}} \quad (6)$$

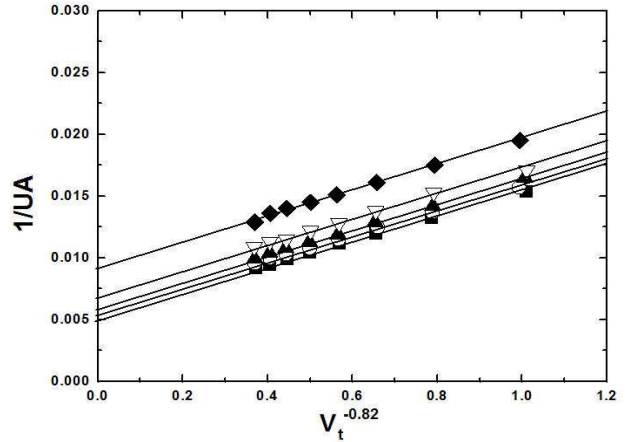


Fig. 8 Wilson plot results of the round tube

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (7)$$

냉매측 열전달계수는 총합열전달계수 U_o 와 관외측 열전달계수 h_o 로부터 아래식으로 구해진다. 여기서 A_m 은 관벽 중간위치에서의 전열면적이다.

$$h_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right] \frac{A_i}{A_o} - \frac{tA_i}{kA_m}} \quad (8)$$

관외측 환형공간에서의 열전달계수 h_o 는 Wilson Plot 을 사용하여 구하였다⁽¹²⁾. Wilson plot 은 총합 열전달계수로부터 관 내측과 외측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽온도 측정이 어려운 경우에 널리 사용된다. Wilson plot 에서는 관 외측의 온도와 유량이 일정한 상태에서 관 내측의 유속을 증가시키며 일련의 실험을 수행하고 다시 관 외측의 유량을 변화시킨 후 반복적으로 실험을 수행하여 관외측 열전달계수를 얻는다. Fig 8 에 원관에서 수행된 Wilson plot 시험 결과를 대표적으로 나타내었다. 이렇게 구해진 관외측 열전달계수를 회귀분석하여 얻어진 상관식은 다음과 같다.

원관 : $Nu_{Dh} = 0.0466 Re_{Dh}^{0.77} Pr_w^{0.4}$

AR=2 납작관 : $Nu_{Dh} = 0.0426 Re_{Dh}^{0.70} Pr_w^{0.4}$

AR=4 납작관 : $Nu_{Dh} = 0.00556 Re_{Dh}^{1.0} Pr_w^{0.4}$

AR=6 납작관 : $Nu_{Dh} = 0.0518 Re_{Dh}^{0.80} Pr_w^{0.4}$

Table 2 Experimental uncertainties

Parameter	Max. Uncertainties
Temperature	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Pressure Transducer	$\pm 0.1\text{ kPa}$
Water flow rate	$\pm 0.2\%$
Refrigerant flow rate	$\pm 0.1\%$
h_o	$\pm 10\%$
h_i	$\pm 12.5\%$
$(dP/dz)_f$	$\pm 4.2\%$

상기 상관식은 $1400 \leq Re_{Dh} \leq 4200$ 의 범위에서 적용 가능하다. 응축 실험시 관 외측 유량은 1.0 l/min 으로 유지되었고 이 때 Re_{Dh} 는 2100 정도되었다. Kline and McClintock⁽¹³⁾의 제안에 따라 응축열 전달계수와 압력손실에 대한 오차해석을 수행하였다. Table 2 에 오차해석 결과를 수록하였다. 관 외측 열전달계수 상관식의 오차를 10% 로 가정하였을 때⁽¹¹⁾ 응축 열전달계수의 오차는 최대 12.5%, 압력손실의 오차는 최대 4.2% 이었다.

3. 실험 결과 및 논의

3.1 응축열전달계수

Fig. 9 에 원관의 응축 열전달계수를 질량유속의 함수로 나타내었다. 모든 실험시 포화온도는 45°C , 열유속은 10 kW/m^2 을 유지하였다. 이 그림은 건도와 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보인다. Fig. 10 에는 원관의 실험자료를 Shah⁽¹³⁾와 Akers 등⁽¹⁴⁾의 상관식 예측치와 비교하였다. Akers 상관식은 적절히 예측한 반면에 Shah의 상관식은 과대 예측함을 보인다. Shah 상관식은 물, R-11, R-12, R-22 등의 데이터를 기반으로 개발된 실험식으로 내경 7mm 이상의 냉매 응축 열전달계수 예측에 많이 활용되는 식이다. 본 연구에 사용된 원관의 내경은 5mm 로 상관식의 범위를 벗어나 있다. 소구경관의 경우 Shah 상관식은 데이터를 과대예측하는 것으로 알려져 있다.⁽¹³⁾

Fig. 11 에 납작관의 실험자료를 원관과 비교하였다. Fig. 11(a)는 질량유속 $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 열전달계수를 보여준다. 낮은 건도에서는 서로 크게 차이가 나지 않으나 건도가 높아질수록 종횡비가 큰 관의 열전달계수가 크게 나타남을 보인다.

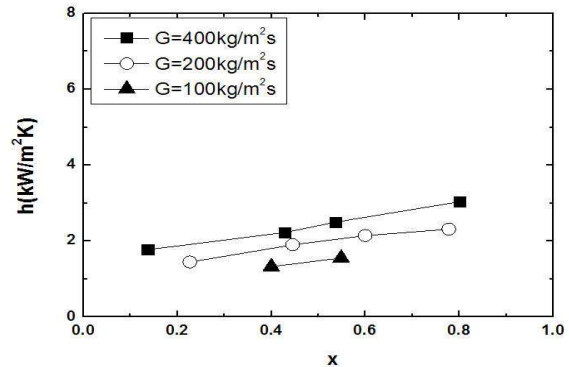


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficient of the round tube ($T_{\text{sat}} = 45^\circ\text{C}$, $q = 10\text{ kW/m}^2$)

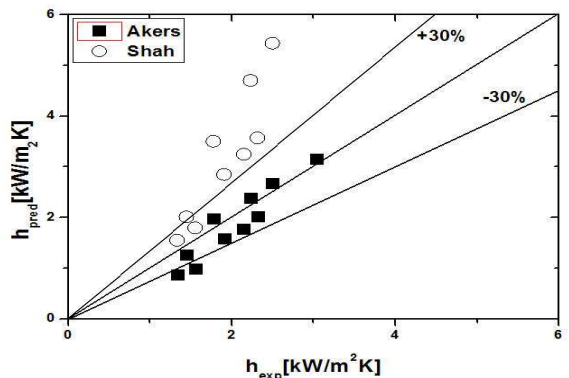
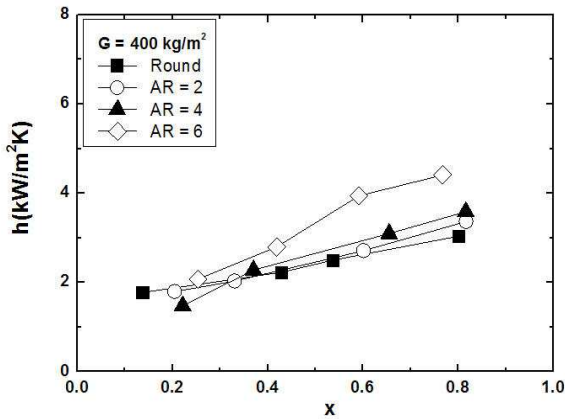


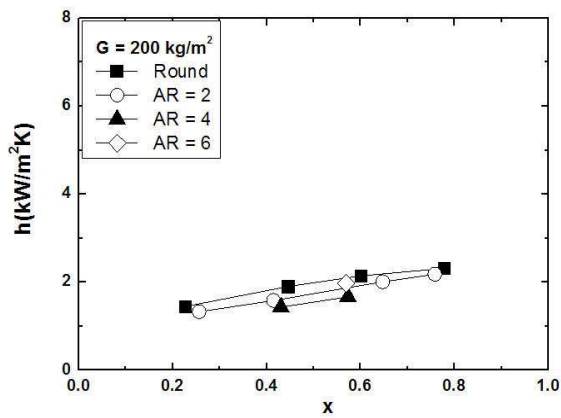
Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients of round tube compared with the predictions

평균적으로 종횡비가 2 인 납작관의 열전달계수는 원관보다 10%, 종횡비 4 인 납작관은 20%, 종횡비 6 인 납작관은 원관보다 45% 높게 나타났다. Fig. 11(b)에 질량유속 $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 열전달계수를 나타내었다. 이 그림은 질량유속 $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ 과는 전혀 다른 경향을 보여준다. 즉, 큰 차이는 아니지만 원관의 열전달계수가 가장 높고 종횡비 2 인 납작관은 원관보다 8%, 종횡비 4 인 납작관은 25% 낮게 나타났다. 종횡비 6 인 납작관의 경우는 실험 시 입출구 건도차가 너무 크게 나서 데이터를 획득할 수 없었다. 이러한 경향은 Fig. 11(c)의 질량유속 $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서도 동일하게 나타났다. 질량유속 $100\text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서도 원관의 열전달계수가 가장 높고 종횡비 2 인 납작관은 16% 낮게 나타났다.

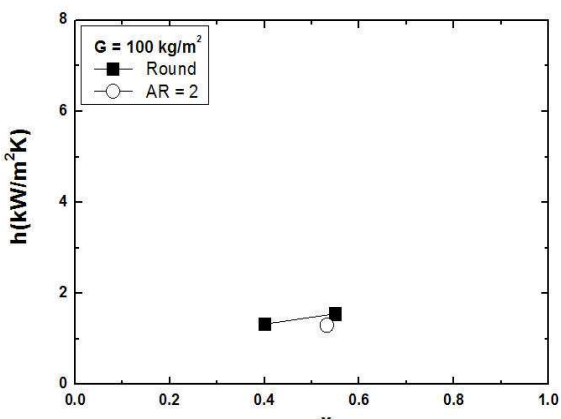
질량유속에 따라 납작관과 원관의 열전달계수의 상대적 크기가 바뀌는 이유를 살펴 보기 위하여 본 실험조건의 유동 양식을 Taitel and Dukler 선도⁽¹⁵⁾에 나타내었다. Fig. 12 는 질량유속 $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 경우는 환상류이지만 $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 이하에서는 성층류가 됨을 보여준다.



(a) $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



(c) $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 11 Effect of a mass flux on condensation heat transfer coefficients of flat tubes ($T_{\text{sat}} = 45^\circ\text{C}$, $q = 10\text{ kW/m}^2$)

Fig. 13 에 원관과 납작관에서 환상류와 성층류의 가상적인 유동 형태를 나타내었다. 환상류의 경우 원관에서는 원주 둘레로 액막이 균일하게 형성된다. 하지만 납작관에서는 액체가 좌우로 몰려 흐르고 상하부는 (특히 상부는) 액막의 두께가 얇

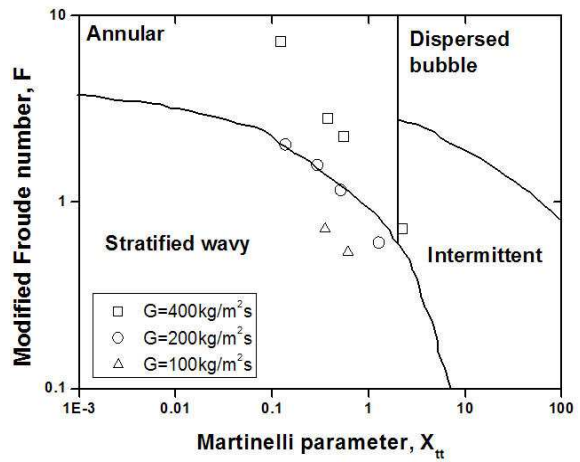


Fig. 12 Flow pattern of the round tube shown in Taitel-Dukler map

Estimated Flow Pattern in Flat Tube				
Flow Regime	Round	AR = 2	AR = 4	AR = 6
Annular Flow				
Stratified Flow				

Fig. 13 Estimated flow patterns in flat tubes

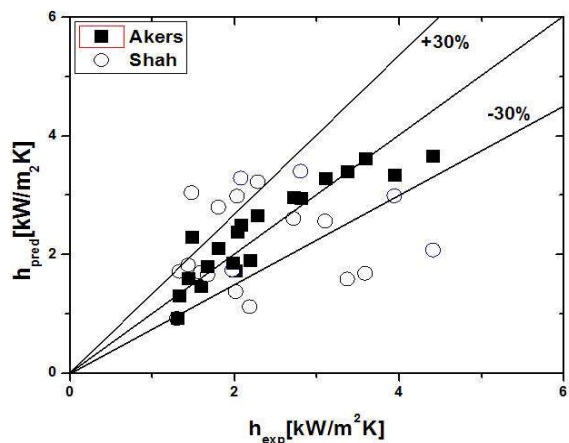
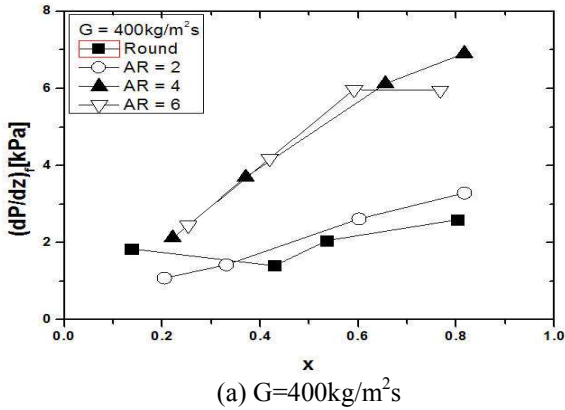
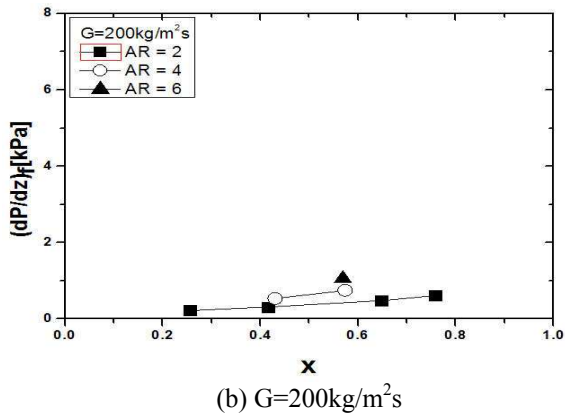


Fig. 14 Condensation heat transfer coefficients of flat tubes compared with predictions

게 형성된다. 응축열전달은 액막의 두께에 반비례하므로 이 부분을 통하여 열전달이 촉진된다. 납작관의 중형비가 클수록 상하부의 액막이 얇은



(a) $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 15 Frictional pressure drop in flat tubes

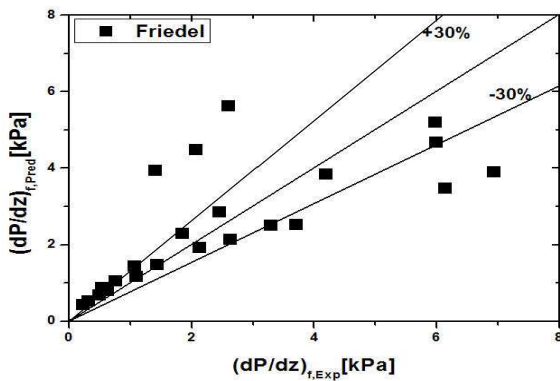


Fig. 16 Frictional pressure drop in the flat tubes compared with predictions

부위가 증가하여 열전달계수가 증가하는 것으로 판단된다. 성층류에서는 이와는 반대로 종횡비가 클수록 액체가 납작관 하부에 널리 퍼지고 따라서 액막이 얇은 영역이 감소한다. 따라서 종횡비가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 것으로 판단된다.

Wilson 등⁽⁵⁾은 포화온도 35°C 의 R-410A 와 R-134a 응축 열전달 실험에서 전 질량유량 범위

(75~400 kg/m²s)에서 납작관의 열전달계수가 원관보다 높음을 보고하였다. 그들의 실험 범위를 Taitel and Dukler 선도에서 확인한 결과 75 kg/m²s 는 성층류 영역에 속하였다. 현재로써는 성층류영역에 속하는 영역에서 왜 두 연구결과가 다른 경향을 나타내는지 명확치 않다.

Fig. 14 에 납작관 열전달계수를 Shah⁽¹³⁾와 Akers 등⁽¹⁴⁾의 상관식 예측치와 비교하였다. 이 그림은 Akers 등⁽¹⁴⁾의 상관식이 납작관의 열전달계수를 ± 30% 이내로 잘 예측함을 보여준다. Shah 상관식은 현저히 과대 또는 과소 예측한다.

3.2 관내 압력손실

Fig. 15 에 관내 압력손실을 나타내었다. 압력손실은 응축실험과 동시에 측정되었는데 측정치에서 응축에 따른 가속손실을 뺀 순수한 마찰손실을 나타내었다. Fig. 15(a)는 질량유속 400kg/m²s 에서 측정한 데이터이고 Fig. 15(b)는 질량유속 200kg/m²s 에서 측정한 데이터이다. 질량유속 100 kg/m²s 에서는 측정치가 차압계의 범위를 벗어나 측정되지 않았다. Fig. 15(a),(b)는 대체로 납작관의 종횡비가 증가할수록 압력손실이 증가함을 보여준다. 하지만 건도 0.2 와 0.8 에서는 다소 엇갈리는 경향도 나타나는데 그 이유는 명확치 않다. Fig. 16 에는 측정치를 Friedel⁽¹⁶⁾ 상관식과 비교하였다. 이 그림은 Friedel 상관식이 대부분의 (75%) 압력손실 데이터를 ± 30% 이내로 잘 예측함을 보여준다. Wilson 등⁽⁵⁾도 기존 상관식으로 납작관의 압력손실을 적절히 예측할 수 있다고 보고하였다.

4. 결론

본 연구에서는 내경 5.0mm 원관을 종횡비 2, 4, 6 으로 납작하게한 납작관에 대하여 R-410A 를 사용하여 응축열전달 실험을 수행하였다. 실험은 포화온도와 열유속을 각각 45°C 와 10kW/m² 으로 고정한 상태에서 질량유속과 건도를 변화시키며 수행되었다.

- (1) 납작관의 종횡비가 열전달계수에 미치는 영향은 유동양식에 따라 다르다. 환상류에서는 종횡비가 증가할수록 증가하고 성층류에서는 종횡비가 증가할수록 감소한다.
- (2) 납작관의 열전달계수는 Akers 등 상관식으로 잘 예측되었다.
- (3) 납작관의 마찰손실은 종횡비가 증가할수록 증가하였다.

(4) 납작관의 마찰손실은 Friedel 상관식으로 잘 예측되었다.

후 기

본 연구는 2008 년도 한국 학술진흥재단 지역대학 우수과학자 육성지원 연구사업의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Webb, R. L. and Iyengar, A., 2001, "Oval Finned Tube Condenser and Design Pressure Limits," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 147~158.
- (2) Kim, N.-H. and Kim, S.-H., 2010, "Dry and Wet Air-Side Performance of a Louver-Finned Heat Exchanger Having Flat Tubes," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 24, pp. 1553~1561.
- (3) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd edition, Oxford University Press.
- (4) Ghiaansiaan, M. S., 2008, *Two-Phase Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems*, Cambridge University Press.
- (5) Wilson, M. J., Newell, T. A., Chato, J. C. and Infante Ferreira, C. A., 2003, "Refrigerant Charge, Pressure Drop, and Condensation Heat Transfer in Flattened Tubes," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 442~451.
- (6) Kim, M.-H., Shin, J. S. and Bullard, C. W., 2001, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during R-22 Evaporation in an Oval Microfin Tube," *J. Heat Transfer*, Vol. 123, pp. 301~308.
- (7) Moreno Quiben, J., Cheng, L., da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R., 2009, "Flow Boiling in Horizontal Flatten Tubes: Part I – Two-Phase Frictional Pressure Drop Results and Model," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3634~3644.
- (8) Moreno Quiben, J., Cheng, L., da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R., 2009, "Flow Boiling in Horizontal Flatten Tubes: Part II – Flow Boiling Heat Transfer Results and Model," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3645~3653.
- (9) Nasr, M., Akhavan-Behabadi, M. A. and Marashi, S. E., 2010, "Performance evaluation of flattened tube in boiling heat transfer enhancement and its effect on pressure drop," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 430~436.
- (10) ANSYS 12, 2010, ANSYS Inc.,
- (11) Kim, N.-H., Cho, J.-P. and Youn, B., 2003, "Condensation of R-22 and R-410A in Flat Aluminum Extruded Tubes," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 830~839.
- (12) Wilson, E. E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus," *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47~70.
- (13) Kline S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9.
- (14) Webb, R. L. and Kim, N. H., 2005, *Principles and Enhanced Heat Transfer*, Ch. 12, 2nd edition, Taylor and Francis Pub.
- (15) Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, "A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow," *AIChE J.*, Vol. 22, pp. 47~55.
- (16) Friedel, L., 1979, "Improved Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," *3R Int.*, Vol. 18, pp. 485~492.