

마이크로핀관과 평활관에서의 증발열전달과 압력손실 특성

Evaporation heat transfer and pressure loss in micro-fin tubes and a smooth tube

장 세 환*, 정 시 영**, 홍 영 기***
 S. H. Jang, S. Jeong, Y. K. Hong

Key words: Evaporation heat transfer(증발 열전달), Micro-fin tube(마이크로핀관), R-22

ABSTRACT

Evaporation heat transfer coefficient and pressure loss were measured for three different micro-fin tubes and a smooth tube. The experiments were carried out with R-22 over a wide range of vapor quality, mass velocity and heat flux. Heat transfer coefficient of the tube with slightly modified fin shape was found to be higher than that of the commercial reference tube by 60%. The improvement of heat transfer has been achieved without noticeable increase of pressure loss. Heat transfer coefficient was increased with increasing quality, refrigerant mass flux, and heat flux. However, the effect of refrigerant mass flux and heat flux was not great. Heat transfer coefficient at bottom was lower than that at top of the tube in low quality region, which suggested the existence of stratification in the micro-fin tube. Pressure drop was linearly increased with increasing refrigerant quality and was proportional to about square of mass flux.

기호설명

$(h_{TP})_{finned}$: 마이크로핀관의 열전달계수 [W/m² K]
 $(h_{TP})_{smooth}$: 평활관의 열전달계수 [W/m² K]
 $(\Delta P)_{finned}$: 마이크로핀관의 압력손실 [kPa/m]
 $(\Delta P)_{smooth}$: 평활관의 압력손실 [kPa/m]
 C_p : 비열 [kJ/kg K]
 d_i : 관의 직경 [m]
 G : 질량 유량 [kg/m² s]
 h : 열전달계수 [W/m² K]
 h_{fg} : 증발엔탈피 [kJ/kg]

h_{TP} : 이상 열전달계수 [W/m² K]
 L : 관의 길이 [m]
 q : 열유속 [W/m²]
 \dot{Q}_e : 시험부에서의 총 열전달을 [W]
 \dot{Q}_{latent} : 전가열부에서의 잠열 열전달을 [W]
 \dot{Q}_{pre} : 전가열부에서의 총 열전달을 [W]
 \dot{Q}_{sens} : 전가열부에서의 현열 열전달을 [W]
 T_b : 관 하부에서의 벽면온도 [K]
 T_r : 냉매온도 [K]
 T_s : 관 측면에서의 벽면온도 [K]
 $T_{subcooled}$: 과냉각된 냉매온도 [K]
 T_t : 관 상부에서의 벽면온도 [K]
 T_w : 평균 벽면온도 [K]

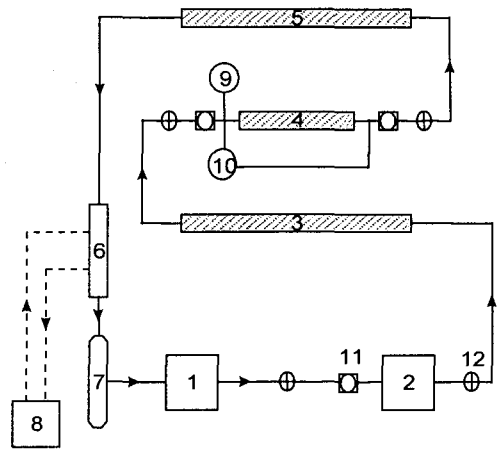
* 서강대학교 대학원
 ** 정회원, 서강대학교 기계공학과
 *** 삼성전자

1. 서론

현재 에어컨에 사용되고 있는 대부분의 증발기는 수평관 내로 건도 0.1~0.25 정도로 냉매가 들어와 증발한 후 과열증기로 흘러나가는 직접 팽창형 증발기이다. 이러한 형태의 증발기에서는 냉매측의 열전달계수를 향상시키기 위하여 마이크로핀관(micro-fin tube)이 널리 사용되는데, 마이크로핀관은 관내에 미소한 그루브를 일정한 나선각(helix angle)을 갖게 가공한 것이다.

마이크로핀관의 열전달계수 향상 요인은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 하나는 핀에 의한 전열면적의 증가이고 다른 하나는 나선각을 갖는 핀에 의한 유동 형태의 변화이다. 수평관에서의 유동 가시화 방법에 의하면 마이크로핀관에서는 액체가 나선형 홈에 의하여 관 상부로 이동하고 모세관 힘이 중력보다 커져 액체가 관 상부에서 유지된다. 그러므로 평활관에서는 관 상부가 마르거나 부분적으로 젖어 있는 성층유동(stratified flow)이 형성되는데 반하여 마이크로핀관에서는 관벽을 따라서 액체가 흐르고 관 중심으로 기체가 흐르는 환형유동(annular flow)이 형성되어 관 전체에 고른 액막이 형성되게 되고 이에 따라 열전달이 향상된다⁽¹⁾. 또한 튜브 내부의 나선형상의 홈은 유체의 유동을 난류화한다.

마이크로핀관 내부에서의 증발 열전달계수에 관한 연구는 R-22를 중심으로 10여년 전부터 활발히 수행되어 왔다. Schlager 등⁽²⁾은 R-22를 작동유체로 하는 일련의 실험을 수행하여 응축과 증발 열전달계수가 마이크로핀관의 경우가 평활관 경우의 1.5~2배로 크게 나타나며 압력손실은 그다지 크게 증가하지 않음을 보였다. Khanpara 등⁽³⁾은 helix angle과 핀의 형상에 의한 열전달계수의 영향을 연구하였으며, Koto 등⁽⁴⁾은 R-22와 대체 냉매에 대하여 실험을 실시하였다. Kattan 등⁽⁵⁾은 R134a와 R-123을 대상으로 수평관과 수직관에 대한 실험을 실시하여 저유량에서 마이크로핀에 의한 열전달 효과가 주로 환형유동 형성으로 인한 관벽의 젖음성의 증가에 의한 것이라는 것을 간접적으로 입증하였다. 마이크로핀관(micro-fin tube)에서는 유동이 평활관에 비하여 매우 복잡하기 때문에 아직 이론적 모델이나 상관식이 확립되지 못한 상태이다. 그러나 최근에는 실용적인 측면에서 마이크로핀관의 형상을 개



1.pump 2.mass flow meter 3.pre-heater 4.test tube 5.post heater 6.condenser 7.receiver 8.refrigerator 9.absolute pressure transducer 10.differential pressure transducer 11.sight glass 12.valve

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

선하여 상당한 열전달 상승효과를 얻은 결과가 보고되고 있다⁽⁶⁾.

본 연구에서는 서로 다른 핀형상을 가진 세 종류의 마이크로핀관과 평활관에 대하여 증발 열전달과 압력 손실을 측정하였다. 냉매는 비교 자료가 풍부한 R-22를 택하였으며 건도 변화, 냉매 유량 변화 및 열유속의 변화에 대한 영향을 살펴 보았다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

실험장치의 구성도는 Fig.1과 같다. 냉매 순환 펌프는 수액기(receiver)에 저장된 액상의 냉매를 순환시키며, $\pm 0.3g/s$ 의 정밀도를 갖는 질량유량계(Coriolis Type)를 거치면서 냉매의 유량이 측정된다. 전 가열부(pre-heater)에서는 측정된 전 가열부의 입구 온도와 질량 유량으로부터 원하는 시험부 입구 건도를 만들어 주기 위한 열량이 공급된다. 시험부는 관을 촘촘히 감고 있는 절연

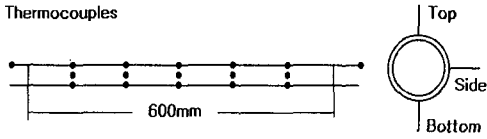


Fig. 2 Temperature measurement in test section.

가열선에 의하여 가열되며 냉매는 건도가 높아져 후 가열부(post-heater)로 들어 간다. 시험부를 통과한 냉매중 증발하지 않고 액상으로 존재하는 냉매는 후 가열부를 거치면서 완전히 증발하게 되고, 냉매는 과열 상태로 응축기에 들어 간다. 응축기에서 응축된 냉매는 수액기로 들어가 순환을 계속한다. 응축기는 냉동기에 의하여 냉각되는데 냉동기는 응축 용량을 조절하기 위해 인버터형을 채택하였다.

시험부는 외경 7mm인 동관으로 현재 에어컨에 사용되고 있는 마이크로핀관(A관)과 시험 제작된 2종류의 마이크로핀관(B,C관), 그리고 외경 6.35mm의 평활관을 교체해가며 실험하였고, 시험부의 유효가열 길이는 0.6m이다. 시험부의 입구 부분과 출구 부분은 차압을 재기 위해 $\pm 15\text{Pa}$ 의 정밀도를 갖는 차압계가 설치되어 있고, 또한 시험부의 입구 부분에는 시험부 입구 부분의 관 내부 압력을 측정하기 위해 $\pm 3.1\text{kPa}$ 의 정밀도를 갖는 절대압계를 설치하였다. 절대압계를 이용하여 관내부 냉매의 포화 증기압을 알 수 있고 냉매의 물성치표를 이용하여 포화 온도를 계산함으로써 관내부의 온도를 측정할 수 있다. 관내부의 냉매의 분포는 매우 복잡한 형태를 띠고 열전대를 이용한다 하더라도 기상과 액상 및 관의 중심부와 내부 벽면부분의 온도가 다르기 때문에 내부 온도를 직접적으로 측정하는 것은 힘들다. 절대압계를 이용한 포화 온도를 통하여 내부 온도를 간단하게 측정할 수 있으며, 현재 많이 쓰이고 있는 방법중의 하나이다. 시험부의 입구에서 관 표면온도를 측정해본 결과 냉매의 포화온도와 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 정도내에서 일치하는 것을 확인하였다. 관의 외벽온도를 측정하기 위해 관 외벽에 10cm 간격으로 5부분에 위, 중간, 아래의 3개씩 총 15개의 T-type 열전대를 설치하였고, 증발관 입구 부분에서 5cm 앞부분과 증발관 출구부분에서

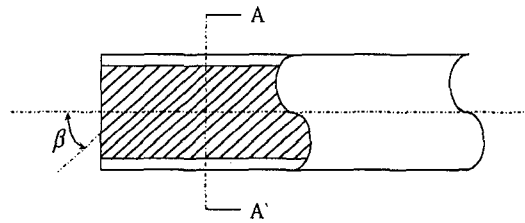


Fig. 3 Profile of micro-fin tube(OD: outer diameter, ID: inner diameter, HF: fin height, BWT: bottom wall thickness, α : fin angle, β : helix angle).

5cm 뒷부분에 각각 입구 및 출구 온도 측정을 위한 열전대를 설치하였다. 온도 측정 위치는 Fig.2에 나타나 있다.

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에 사용된 마이크로핀관은 외경 7mm의 세종류로서 A관은 현재 제품에 사용하는 관이며 B, C관은 마이크로핀의 형태를 약간 개선한 시제품관이다. 모든 핀의 형상은 사다리꼴 형태이다. 그러나 A관과 B관은 거의 삼각형 핀모양을 하고 있고, C관의 경우는 거의 사각형에 가깝다. A관과 B관의 내면 핀형상은 같다. 그러나 B관은 핀의 수직 방향을 따라서 불규칙적으로 흠집이 나있다. A, B관의 경우 18도의 나선각을 가지고 한 방향으로 핀들이 배열되어 있는데 반하여 C관의 경우 0도의 나선각을 가지는 1차 그루브가 있고 다시 42~47도의 2차 그루브를 가진다. A관과 B관의 경우 압출 방식으로 제작된 관인데 반하여 C관은 내면 형상을 먼저 가공한 후

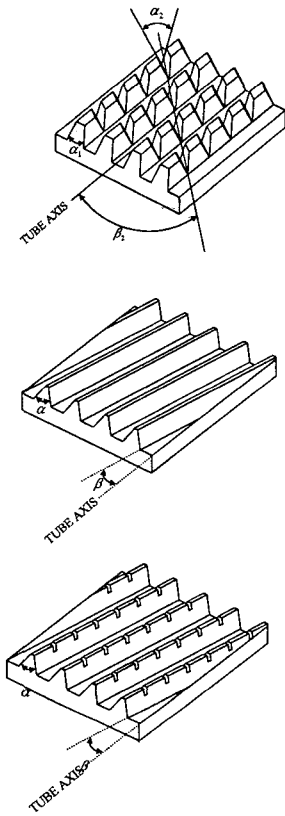


Fig. 4 Profile of micro-fin tubes (α : fin angle, β : helix angle).

말아서 용접하여 가공하였기 때문에 압출 방식으로 제작된 관에 비하여 더 복잡한 내면 형상을 가공할 수 있다. 각 관과 핀 형상에 대한 자세한 설명은 Table 1과 Fig.3, Fig.4에 주어져 있다.

본 연구에 사용한 냉매는 R-22이다. 증발열전달 특성에 영향을 미치는 것은 건도, 냉매의 질량유속, 관벽에서 가해지는 열유속, 증발온도 등이 있다. 냉매의 질량유속을 세가지 경우($191 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, $287 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, $383 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$)에 대하여, 관벽에서 가해지는 열유속을 세가지 경우 (10.8 kW/m^2 , 13.9 kW/m^2 , 19.6 kW/m^2)에 대하여, 입구 건도를 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8에 대하여 변화시켜가며 실험을 하였다. 증발온도는 모든 실험에서 $10 \sim 10.5^\circ\text{C}$ 를 유지하였다. 실험 방법은 다음과 같다. 우선 실험 장치의 내부를 진공 펌프를

Table 1 Specification of micro-fin tube and smooth tube[mm] (MF: micro-fin tube SM: smooth tube)

	MF A	MF B	MF C	SM
outer diameter	7.0	7.0	7.0	6.35
inner diameter	6.16	6.16	6.11	4.7
bottom wall thickness	0.27	0.27	0.25	0.825
fin height	0.15	0.15	0.20	-
No. of fins	60	60	56	-
1st fin angle	56	56	12-22	-
1st helix angle	18	18	0	-
2nd fin angle	-	-	42-47	-
2nd helix angle	-	-	35-45	-

이용하여 진공 상태로 만든 후에 2kg의 냉매를 충전하였다. 유량 조절밸브를 이용하여 냉매 유량을 조절하고, 전, 후 가열기와 증발 시험부, 그리고 냉동기의 인버터를 조절하여 건도, 열유속, 증발 온도 등의 실험 조건을 맞추어 준다. 어느 정도 시간이 지난 후 시스템의 운전상태가 정상 상태에 이르면, 시험부의 온도, 절대압, 차압, 질량유량, 시험부의 가열량을 측정하였다.

2.3 실험 데이터의 처리

전 가열부에서의 에너지 평형으로부터 시험부 입구에서의 건도를 계산할 수 있다. 외부로의 열손실을 무시한다면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{Q}_{sens} + \dot{Q}_{latent} \quad (1)$$

여기서 \dot{Q}_{pre} 는 가열선을 통하여 전 가열부로 전달된 열량이다. 그리고 \dot{Q}_{sens} 는 수액기에 저장된 과냉 상태의 냉매가 원하는 증발 온도까지 올라가는데 필요한 열량이며 \dot{Q}_{latent} 는 시험부

입구에서의 원하는 건도를 맞춰주기 위하여 주어진 열량이다.

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m}C_p(T_{sat} - T_{subcooled}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{latent} = \dot{m}h_{fg}x_{pre-out} \quad (3)$$

그럼 시험부 입구에서의 건도는 다음과 같이 계산되어진다.

$$x_{test-in} = \frac{\dot{Q}_{latent}}{\dot{m}h_{fg}} = x_{pre-out} \quad (4)$$

시험부에 사용된 동관의 관내측 열전달 계수를 결정하기 위하여 열유속과 관 내벽의 온도 T_w 를 알아야 한다. 동관의 경우 열전도율이 높고 실험에 사용된 관벽의 두께가 0.3mm이하이므로 관벽의 저항을 무시하면 열전달 계수는 다음과 같이 정의 될 수 있다.

$$h = \frac{\dot{q}}{T_w - T_r} \quad (5)$$

여기서 T_r 은 증발관 내의 냉매의 온도로서 실제로는 관에서 압력손실이 일어남에 따라 온도가 낮아지므로 본 연구에서는 열전달이 일어나지 않는 시험부 입구에서 측정된 벽면 온도와 시험부 출구에서 측정된 벽면온도의 평균을 증발기 관내의 냉매 평균온도로 택하였다. 이때 시험부 입구에서 측정된 온도와 절대압으로부터 구한 시험부 내의 포화 온도가 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 내에서 일치함을 확인하였다.

\dot{q} 은 전열선을 통해 전달된 열유속을 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_e}{\pi d_i L} \quad (6)$$

여기서 \dot{Q}_e 는 절연가열선을 통해 공급된 가열량이다. L 은 시험부의 유효 가열 길이이며 d_i 는

관의 내경이다. 마이크로핀관의 경우에 d_i 는 관의 바닥면과 핀높이의 중간 지점을 기준으로 하여 계산하였다.

시험부의 관벽의 온도는 5지점에 관외부 표면 총 15점의 상, 하, 측면 3곳에 열전대를 붙여 측정한 온도값의 평균을 사용하게 되며 다음과 같이 정의된다.

$$T_w = \frac{T_t + 2T_s + T_b}{4} \quad (7)$$

여기서 아래 첨자 t, b, s는 각각 시험부 관의 상부(top), 하부(bottom), 측면부(side)를 나타내게 된다.

2.4 실험 오차 해석

Holman(1989)의 방법에 의한 오차 해석 결과 열전달계수에서의 오차의 주된 원인은 냉매의 포화 온도의 측정에 기인하였으며 벽면과 냉매의 온도차가 3~5도일때 열전달계수의 불확실성은 8.6%~13.3%정도로 나타났다. 그리고 압력 강하의 불확실성은 차압계의 정도가 $\pm 15\text{Pa}$ 인데 반하여 본 실험 범위는 1~14kPa정도 이므로 차압계의 정도에 의한 압력 강하의 불확실성은 미미하였다.

3 실험 결과

3.1 관별 열전달계수

세 종류의 마이크로핀관과 평활관에 대하여 열유속을 13.9 kW/m^2 로, 질량유속을 $287 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ 로 일정하게 유지한 후 각 관에 대하여 측정된 열전달계수를 Fig.5에 나타내었다.

평활관의 경우 저건도 영역에서는 마이크로핀관의 열전달계수와 큰 차이를 보이지 않았다. 그러나 건도가 증가함에 따라서 마이크로핀관과 점점 큰 차이를 보였다. 마이크로핀관의 경우에는 건도의 증가에 따른 열전달계수 증가율이 컸으나 평활관의 경우는 건도에 따른 열전달계수의 증가가 마이크로핀관에 비하여 미미하였다. 마이크로핀관들 사이의 건도에 따른 열전달 특성도 차이

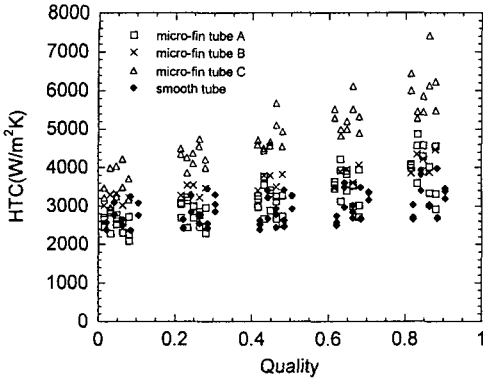


Fig. 5 Heat transfer coefficient in micro-fin tubes and a smooth tube.

를 보였다. B관의 경우 저건도 영역에서는 A관보다 높은 열전달계수를 나타내었지만 건도가 증가함에 따라 A관과 차이가 거의 나타나지 않았다. 내면 형상이 거의 비슷한 A관과 B관의 이러한 열전달 특성을 통하여 B관에서의관의 흡집이 저건도의 핵비등 영역에서 영향을 미친다고 생각되어진다. C관의 경우 전 건도 영역에서 가장 높은 열전달계수를 가졌으며 건도에 따른 열전달계수의 증가율도 가장 컸다. 그리고 평활관에 비하여 저건도에서는 1.3배 정도, 고건도에서는 1.9배 정도의 열전달계수 향상을 보였다.

3.2 질량유속의 영향

Fig.6은 A관에서의 실험결과로서 열유속을 $13.9 kW/m^2$ 로 고정시키고, 질량유속을 각각 $191 kg/s \cdot m^2$, $287 kg/s \cdot m^2$, $383 kg/s \cdot m^2$ 로 변화시키면서 건도에 따른 열전달계수의 변화를 살펴본 것이다. 유속이 증가함에 따라서 열전달계수도 증가하는 경향을 보였다. 질량유속이 작은 경우 고건도 영역에서 열전달계수가 급격히 감소하였는데, 이러한 현상이 나타나는 이유는 질량유속이 감소함에 따라 건도가 높은 영역에서 관벽의 젖음성(wetting)이 좋지 않기 때문으로 생각된다. 일반적으로 질량유속이 증가하면서 열전달계수가 증가하는 원인은 유속이 증가함에 따라 액막의 두께가 감소하기 때문이라고 생각할 수 있고, 크게는 유속 변화에 따른 유동 형태의 변

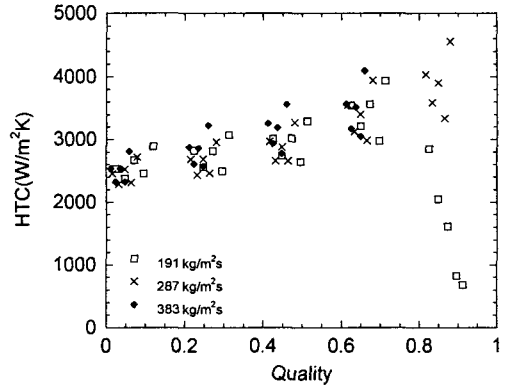


Fig. 6 Effect of refrigerant mass flux on heat transfer coefficient.

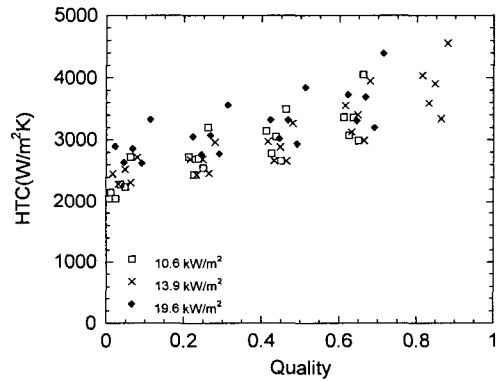


Fig. 7 Effect of heat flux on heat transfer coefficient.

화에 기인한다고 할 수 있다⁽⁷⁾.

3.3 열유속의 영향

A관에서 열유속 변화에 대한 열전달계수의 변화는 Fig.7에 나타나 있다. 실험은 질량유속을 $287 kg/s \cdot m^2$ 으로 유지시킨후 열유속을 $10.8 kW/m^2$, $13.9 kW/m^2$, $19.6 kW/m^2$ 로 변화시켜서 수행하였다. 증발관에서의 열유속이 증가함에 따라 열전달계수는 약간 증가하는 것을 알 수 있었다. 그 이유는 높은 열유속인 경우에 핵비등이 활발해졌기 때문이라고 생각된다. Ross등(1987)⁽⁸⁾

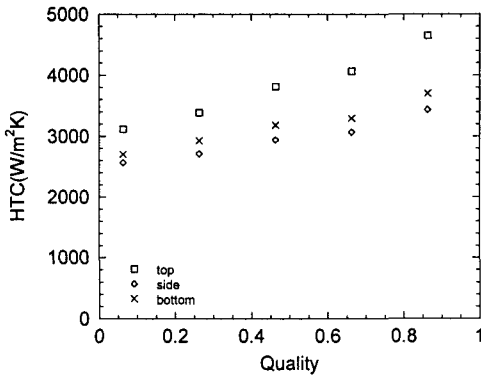


Fig. 8 Local heat transfer coefficient in a horizontal smooth tube.

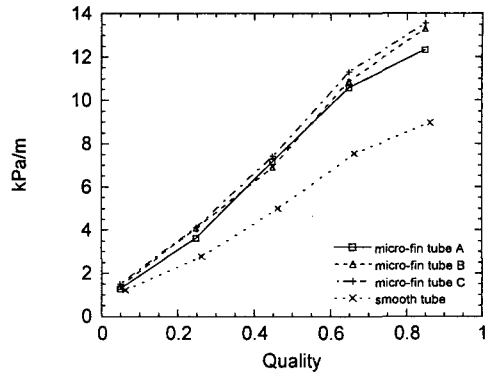


Fig. 10 Pressure drop in micro-fin tubes and a smooth tube.

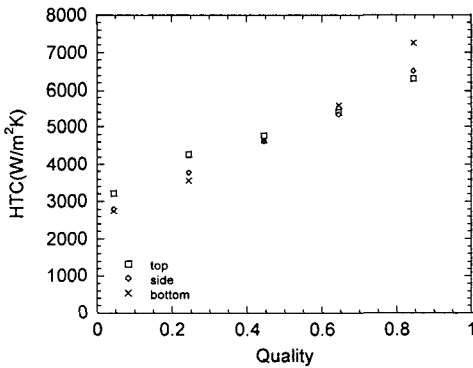


Fig. 9 Local heat transfer coefficient in a horizontal micro-fin tube C.

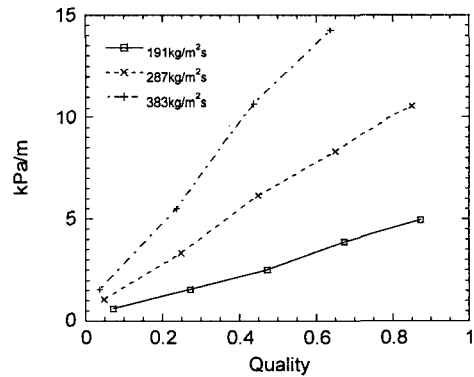


Fig. 11 Effect of refrigerant mass flux on pressure drop.

의 연구에서 보면 열유속의 영향은 저건도 영역에서 크게 나타나고 고건도에서는 열유속의 영향이 미미하였으나 본 연구에서는 건도에 따른 열유속의 영향을 발견할 수 없었다.

3.4 국소 열전달계수

지금까지 설명된 열전달계수는 식(7)에서 처럼 평균 벽면 온도를 택하여 계산된 값이다. 평활관과 마이크로핀관의 상부, 하부, 측면부의 열전달계수의 차이를 알아보기 위해 평활관과 C관에 대하여 열유속을 13.9 kW/m^2 로, 질량유속을 $287 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ 로 유지하고 실험한 각 위치별 열전달

계수를 Fig.8, Fig.9에 표시하였다. 증발 열전달 과정에서 평활관의 경우에는 중력의 영향에 의하여 하부가 상부보다 더 두꺼운 액막을 형성하게 되고 이로 인하여 상부가 하부보다 높은 열전달계수를 가진다고 알려져 있다⁽⁸⁾. 마이크로핀관에서는 유동이 마이크로핀에 의하여 회전하면서 관벽을 환형으로 고루 적시기 때문에 평활관에 비하여 중력효과가 작을 것으로 예측된다. Fig.8에서와 같이 평활관의 경우 관의 상하부에 따른 열전달계수의 차이가 크고 전 건도 영역에서 관의 상부가 하부보다 높은 열전달계수를 가졌다. 이는 평활관의 경우 본 실험 유속에서 유동의 성층화가 크게 나타남을 알 수 있는 결과이다. 그러나 마이크로핀관의 경우 평활관에서의 결과와는

Table 2 Heat transfer enhancement factor and pressure drop penalty factor (pressure drop penalty factor)

Quality	MF A	MF B	MF C	SM
0.05	0.93 (1.04)	1.16 (1.12)	1.30 (1.25)	1 (1)
0.25	0.99 (1.31)	1.20 (1.47)	1.51 (1.49)	1 (1)
0.45	1.08 (1.44)	1.28 (1.39)	1.67 (1.49)	1 (1)
0.65	1.17 (1.40)	1.26 (1.44)	1.75 (1.50)	1 (1)
0.85	1.25 (1.37)	1.30 (1.48)	1.87 (1.51)	1 (1)
Average	1.09 (1.31)	1.24 (1.38)	1.62 (1.45)	1 (1)

달리 관의 상하부에 따른 열전달계수의 차이가 작고, 낮은 건도 영역에서는 관의 상부가 하부에 비하여 높은 열전달율을 보였으나 건도가 높아짐에 따라 점점 상하부의 값이 비슷해지는 결과를 보였다. 이는 마이크로핀에 의해 환형 유동이 촉진되었기 때문이라고 생각되며, 고건도로 갈수록 기상의 속도 증가로 인하여 액막이 점점 균일해짐을 나타내는 결과라고 생각된다.

3.5 압력손실

세 가지 종류의 마이크로핀관과 평활관에서의 압력손실 결과를 Fig.10에 나타내었다. 이 때 모든 관에서 실험 조건을 열유속은 13.9 kW/m^2 , 질량유속은 $287 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ 으로 유지하였다. 건도가 높아짐에 따라 관내 유속이 빨라져 압력손실도 선형적으로 높아짐을 알 수 있었고 전체적으로 마이크로핀관들의 압력손실은 크게 차이가 나지 않음을 알 수 있었다. A관에 비하여 높은 열전달율을 보였던 C관의 경우 압력손실도 약간 증가하였다. 그리고 마이크로핀관이 평활관에 비하여 저건도에서는 약 1.1배로부터 고건도에서는 약 1.5배 가량 높은 압력손실을 보였다. Fig.11은 A관에서 열유속을 13.9 kW/m^2 로 유지하고 질량유속을 $191 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, $287 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$, $383 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ 로 변화시키면서 압력손실을 측정 한 결과이다.

질량 유속이 증가함에 따라 압력손실도 증가함을 알 수 있다.

3.6 마이크로핀관에서의 열전달계수 증가율과 압력손실 증가율 비교

마이크로핀관에서의 열전달계수의 증가와 압력손실의 증가를 종합적으로 관찰하기 위하여 본 실험 결과를 다음과 같이 정의되어지는 열전달 촉진계수와 압력손실 증가계수를 이용하여 표 2에 정리하여 보았다.

$$EF = \frac{(\bar{h}_{TP})_{finned}}{(\bar{h}_{TP})_{smooth}} \quad (8)$$

$$PF = \frac{(\Delta P)_{finned}}{(\Delta P)_{smooth}} \quad (9)$$

여기서 평균 열전달계수는 건도별로 각 색션에서 측정 한 열전달계수를 평균 한 값이다.

A관과 B관의 경우는 열전달계수 증가율에 비하여 압력손실의 증가가 상대적으로 컸으며 C관의 경우는 압력손실 증가가 다른 관들에 비하여 컸으나 열전달계수의 증가가 더 큼을 알 수 있었다.

4. 결론

본 연구를 통해서 마이크로핀관과 평활관에서의 열전달에 관해 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 마이크로핀관이 평활관에서보다 높은 열전달계수를 가졌으며 건도가 높아짐에 따라 열전달계수의 차이도 커졌다. C관의 경우 평활관에 비하여 저건도에서는 1.3배정도, 고건도에서는 1.9배 정도의 열전달계수 향상을 보였다.

(2) 모든 관에서 건도가 증가함에 따라 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 그러나 평활관의 경우는 마이크로핀관에 비하여 건도에 따른 증가가 크지 않았다.

(3) 모든 관에서 질량유속과 열유속이 증가할수록 열전달계수도 증가하였으나 그 변화정도는 크지 않았다.

질량유속이 적은 경우에는 고건도 영역에서 관

벽의 젖음성이 좋지 않아 열전달계수가 급격히 감소하였다.

(4) 평활관에서는 전 건도 영역에서 관 상부의 열전달계수가 관 하부보다 컸으며 마이크로핀관인 C관의 경우 저건도 영역에서는 관상부의 열전달계수가 하부의 열전달계수보다 높았으나 고건도로 가면서 점점 비슷해지는 결과를 보였다.

(5) 마이크로핀관이 평활관에 비하여 건도에 따라서 1.1배에서 1.5배정도 압력 손실이 더 컸으며 마이크로핀관들 사이의 압력 특성은 서로 거의 차이가 나지 않았다. 그리고 압력손실은 건도가 증가하고, 유량이 증가함에 따라 증가하였다.

후 기

본 연구는 한국 과학재단이 지원한 목적기초지원사업(과제번호 96-0200-12-01-3)에 의해 수행되었으며 이에 감사를 표합니다.

참고문헌

1. S. P. Manwell and A. E. Bergles, 1990, Gas-Liquid Flow Patterns in Refrigerant-Oil Mixtures, ASHRAE Trans., Vol. 96, part 2, pp. 456-464.
2. L. M. Schlager, M. B. Pate and A. E. Bergles, 1990, Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Micro-fin Tubes with Refrigerant 22, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 1041-1047.
3. J. C. Khanpara, M. B. Pate and A. E. Bergles, 1987, Local Evaporation Heat Transfer in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube Using Refrigerants 22 and 113, Boiling and Condensation in Heat Transfer Equipment, E. G. Ragi, Ed., HTD Vol. 85, ASME, New York, pp. 31-39.
4. M.Goto, N. Inoue, K. Koyama, 1995, Evaporation Heat Transfer of HCFC-22 and Its Alternative Refrigerants Inside an Internally Grooved Horizontal Tube, 19th Int. Congress of Refrigeration, Vol. *IVa* , pp. 246-253.
5. N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat, 1995, Boiling of R-134a and R-123 in a Microfin Tube, 19Th Int. Congress of Refrigeration, Vol. *IVa* , pp. 337-344.
6. 蛭子 毅, 藤野 宏和, 鳥越 邦和, 1997, W字型 内面溝付伝熱管を用いたR407Cの熱伝達特性, 空 氣調和・冷 凍連合講 演會講 演論 文集, pp. 85-88.
7. S. J. Eckels, M. B. Pate, 1992, An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 70-77.
8. H. Ross, R. Radermacher, M. Di Marzo, D. Didion, 1987, Horizontal Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 5, pp. 979-992.