마이크로핀관의 확관 전후 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

전 상 희, 황 윤 욱, 윤 석 호, 김 민 수†
서울대학교 기계항공공학부

An Experimental Study on Evaporative Heat Transfer Characteristics in Micro-Fin Tubes Before and After Expansion Process

Sang Hee Jun, Yun Wook Hwang, Seok Ho Yoon, Min Soo Kim†
School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received July 14, 2000; revision received September 9, 2000)

ABSTRACT: An experimental study on evaporative heat transfer characteristics in micro-fin tubes before and after expansion process has been performed with R-22. Single-grooved micro-fin tubes with outer diameter of 9.52 mm were used as test sections, and it was uniformly heated by applying direct current to the test tubes. Experiments were conducted at mass flow rates of 20 and 30 kg/hr. For each mass flow rate condition, evaporation temperature was set at 5 and 15℃ and heat flux was changed from 6 to 11 kW/m^2. The evaporative heat transfer coefficient of micro-fin tubes after expansion is decreased because of the crush of fins and enlargement of inner diameter compared to that before expansion. Convective boiling effect decreased remarkably at higher quality range in the micro-fin tube after expansion, and the difference of the heat transfer coefficient in micro-fin tubes before and after expansion was greater for higher quality region. The evaporative heat transfer coefficient of the micro-fin tube after expansion was 19.9% smaller on the average than that before expansion.

Key words: Evaporative heat transfer coefficient(증발 열전달계수), Micro-fin tube(마이크로핀관), Tube expansion(확관), R-22

기 호 설 명

D_{ei} : 시험부의 등가내경 [m]
h : 증발 열전달 계수 [kW/m^{2}K]
k : 열전도율 [W/mK]
L : 시험부의 길이 [m]
r : 시험부의 반경 [m]
T : 온도 [℃]
Q : 시험부의 발생열량 [kW]
q'' : 열유속 [kW/m^2]
q : 단위체적당 열량 [kW/m^3]
Nu : 눗셀트 수(Nusselt Number)

하첨자

AE : 확관 후

† Corresponding author
Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179
E-mail address: minskim@snu.ac.kr

BE : 확관 전
i : 시험부의 내부
o : 시험부의 외부
sat : 포화상태

1. 서 론

가정용 에어컨은 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 등을 주요 구성요소로 하는 증기압축시스템으로서, 시스템의 효율을 향상시키기 위한 방안으로 각 구성요소의 성능향상과 함께 시스템의 최적설계가 주요한 관심사이다. 이 중 응축기와 증발기는 냉동기의 성능과 크기에 큰 영향을 미치는 열교환기로서 관과 핀의 형상 변경이나 소형화 등을 통하여 효율을 증대시키고자 하는 노력들이 많은 연구자들에 의해 이루어지고 있다.

증발기와 응축기에 이용되는 열교환기는 주로 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있는 핀-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)가 사용되고 있다. 냉매가 흐르는 동관으로는 평활관이 사용되어 왔으나 수년 전부터 열전달성능을 촉진시키기 위하여 마이크로핀관(micro-fin tube)이 널리 사용되고 있다. 1970년대 일본의 Hitachi사의 Fujie et al.[1]에 의해 처음 개발된 후 Shinohara et al.[2]에 의해 개량되어 공조기의 열교환기용 열전달관으로 사용이 일반화된 마이크로핀관은 외경 6.35, 7.94, 9.52, 14.3 또는 15.9 mm의 관내에 높이가 0.2~0.35 mm이고, 단면이 삼각형인 마이크로핀을 관의 중심축으로부터 측정하였을 때 8~30°의 나선각을 갖도록 가공한 것이다. 또한 핀의 나선이 한 방향으로만 가공되어 있을 경우는 한 방향그루브 마이크로핀관(single-grooved micro-fin tube), 엇갈린 두 방향으로 가공되었을 경우에는 양방향그루브 마이크로핀관(cross-grooved micro-fin tube)이라고 한다.

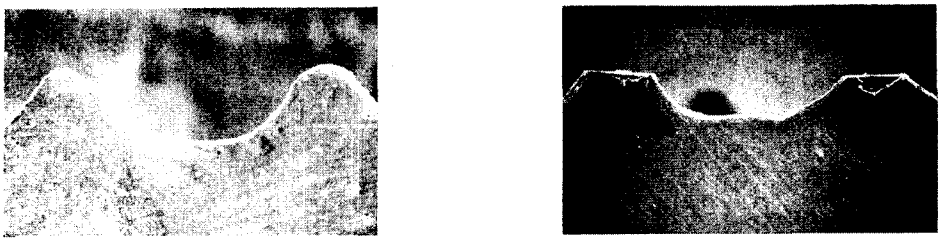
열전달관에 있어서 관내측 형상의 변경은 공기측 핀의 형상변경에 비해 경제적이기 때문에 적은 비용으로도 시스템의 효율을 개선할 수 있는 이점이 있다. 따라서 마이크로핀관에서 기존냉매 및 환경친화적 대체냉매의 열전달특성에 관한 연구는 많은 연구자들에 의해 진행되어 왔다.[2-7] 마이크로핀관을 사용하였을 경우 관내측의 핀에 의한 마찰저항의 증가로 인해 평활관에 비해 압력강하가 증가하여 압축일이 커지게 되는 반면 열전달계수의 증가폭이 압력강하에 비해 상대적으로 크기 때문에 시스템의 성능은 전체적으로 향상되는 것으로 알려져 있다.[4,8-11]

증발기 및 응축기에 사용되는 핀-관 열교환기를 제작하기 위해서는 알루미늄 핀과 관을 밀착시키는 확관공정을 거쳐야 하고 이 과정에서 본래의 마이크로핀관의 형상에 일정한 변화가 가해지게 된다. 확관공정은 관의 외부에 알루미늄 핀을 헐겁게 끼운 다음 관 내부에서 바깥쪽으로 관을 압착하여 알루미늄 핀과 관을 밀착시키는 공정이다. 이 공정을 거치고 난 후 관은 내경과 외경이 확관 전에 비해 커지게 되고 핀의 형상이 변화하게 됨으로써 확관 전과는 다소 다른 기하학적 형상을 갖게 된다. 이에 따라 열전달특성이 달라짐으로써 확관 전후의 열전달계수도 달라질 것으로 예상된다. 즉 확관 후에는 마이크로핀의 산이 낮아지고 관 내경이 증가하게 되므로 핀에 의한 열전달촉진 효과가 다소 감소할 것이고, 따라서 열전달 계수가 감소할 것으로 예상할 수 있다. 압력강하량의 경우에는 확관 후가 확관 전에 비해 핀에 의한 마찰이 감소하게 되고 관 내경이 증가하게 되어 그 값이 감소하게 될 것이다. 따라서 열전달 향상과 압력 손실 모두 감소하게 될 것으로 예상된다. 열전달 향상 감소를 고려한 열교환기의 설계와 손실계수를 고려한 압축기 설계를 통하여 최적의 설계점을 얻기 위해서는 확관 후의 열전달특성에 관한 연구가 필요하지만 현재까지 이에 관한 연구가 미미한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 마이크로핀관내의 냉매의 증발열전달 특성뿐만 아니라, 확관 전후 마이크로핀관의 열전달 특성의 변화를 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 마이크로핀관의 기하학적 형상

마이크로핀관에서 그 형상이 열전달특성에 영향을 미치는 주요인자라고 할 때, 확관공정에 의한 형상변화가 이루어진 후의 열전달성능은 확관 전과는 다르게 나타날 것으로 예상할 수 있다. 실제로 본 연구에 사용된 마이크로핀관의 경우 확관 전에는 외경이 9.52 mm였음에 비해 확관 후에는 10.02 mm로 5.25%의 외경변화가 있었고, 관벽의 두께가 0.49 mm에서 0.37 mm로 감소하였



(a) before expansion (b) after expansion

Fig. 1 Scanning electron microscope (SEM) photographs of the cross-sectional fin shape of micro-fin tubes before and after expansion.

다. 단면적을 기준으로 한 등가 내경(equivalent diameter)은 8.54 mm에서 9.28 mm로 증가하였고 핀의 높이와 형상이 변형되었음을 사진촬영과 분석을 통해 확인하였다. 핀의 형상변화는 Fig. 1에서 알 수 있으며, 확관 전의 마이크로핀관의 핀 형상이 매끄러움을 알 수 있다. 그러나 확관 후의 마이크로핀관의 핀형상은 산 높이가 낮아져 있고 납작하게 눌려 있음을 확인할 수 있다. 내부면적의 증대와 핀의 형상변화는 열전달면적을 축소시켜 열전달 성능의 저하요인으로 작용할 것이고, 벽 두께의 변화는 열전달 성능의 향상요인으로 작용할 것으로 보인다.

마이크로핀관 내 냉매의 증발열전달 계수를 구하고자 할 때는 열유속, 시험부의 내벽면온도 및 냉매의 포화온도를 구하여야 한다. 특히, 시험부의 내벽면온도를 계산할 때에는 시험부의 외경 및 내경이 입력변수로서 사용된다. 마이크로핀관의 경우 관 내부에 존재하는 핀을 기준으로 하여 내경에 관한 여러 가지 제안들이 있다. 일반적으로는 핀의 끝을 기준으로 하는 내경이 주로 언급되고 있으며 일부에서는 페리미터(perimeter)를 기준으로 한 내경이 언급되는 경우도 있다. 관의 내경과 유동단면적의 정확한 측정은 마이크로핀관의 실제 사용을 위해 매우 중요하다. 이에 관해 Webb and Scott[12]은 핀이 녹아서 관 내벽에 원형으로 부착되었을 때의 면적을 기준으로 한 보존법칙(metal conservation principle)의 개념을 도입한 등가 내경(equivalent inside diameter, D_{ei})이 마이크로핀관의 실제특성을 가장 잘 나타낼 수 있다고 주장하였고, 본 연구에서도 등가 내경에 기초하여 열전달계수를 산출하였다.

2.1 실험장치

본 연구을 수행하기 위한 실험장치를 Fig. 2에 나타내었다. 실험장치는 냉매를 순환시켜 주는

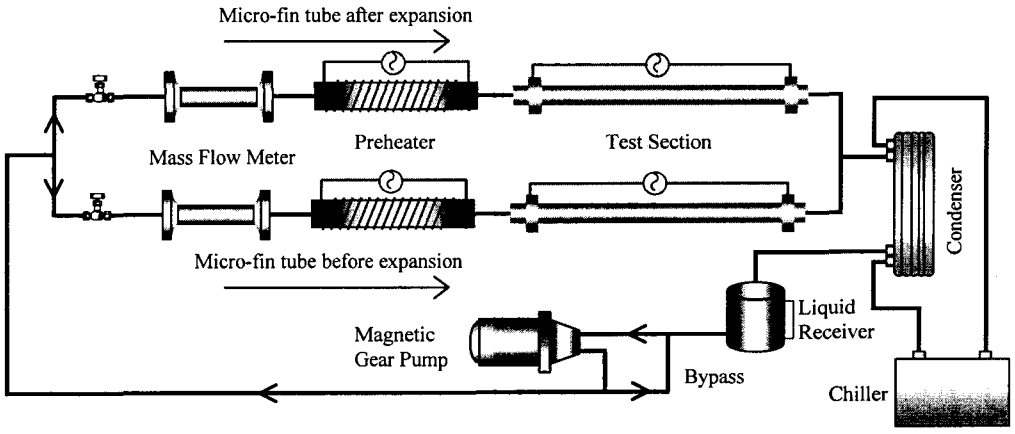


Fig. 2 Schematic diagram of evaporative heat transfer test rig to compare the characteristics before and after expansion of micro-fin tubes.

Table 1 Specification of the micro-fin tubes in this study.

Model number	9PRF30C
Outer diameter	9.52±0.05 mm
Inner diameter	8.52 mm
Bottom thickness	0.30±0.03 mm
Average thickness	0.36 mm
Fin height	0.20±0.02 mm
Helical angle	18±2°
Fin width	0.24±0.04 mm
Number of fins	60
Fin angle	53±10°
Thermal conductivity	0.387 kW/mK

마그네틱펌프(magnetic gear pump), 확관 전후의 두 마이크로핀관에 냉매를 동일한 유량으로 공급하기 위한 니들밸브(needle valve), 냉매의 건도를 조절하기 위한 예열기(pre-heater), 시험부, 2차유체와의 열교환을 통해 냉매를 응축시키는 열교환기(heat exchanger), 수액기(liquid receiver)로 구성되어 있다. 펌프에서 나온 액상의 냉매는 질량유량계(mass flow meter)로 유입되어 그 유량을 측정하게 된다. 질량유량계를 지난 냉매는 예열기를 지나 확관 전과 후 각각의 마이크로핀관으로 이루어진 시험부로 유입되며, 시험부에서는 직접가열을 통하여 냉매에 열을 공급하게 된다. 시험부에서의 증발과정을 거친 2상의 냉매는 열교환기에서 냉각된 후 수액기를 거쳐 펌프입구로 유입된다. 시험부의 미세유량 조절을 위해 바이패스(by-pass) 회로를 설치하였다.

시험부는 외경이 9.52 mm인 마이크로핀관을 사용하였다. 본 실험에 사용된 마이크로핀관의 제원을 Table 1에 나타내었다. 시험부 입구에는 절대압계를 사용하여 압력을 측정하였고, 입구와 출구 사이에는 차압계를 설치하여 압력차를 측정하였다. 시험부의 총 길이는 1400 mm이고 시험부 앞에서 200 mm인 지점에서부터 250 mm 간격으로 다섯 군데의 외벽면에 열전대(thermocouple)와 열전파일(thermopile)을 설치하였다. 열전대의 설치 위치 및 열전파일 연결형태를 Fig. 3에 나타내었다. 열전대는 확관 전의 마이크로핀관과 확관 후의 마이크로핀관에 대하여 입구로부터 동일 위치에서 각 관의 온도를 재고 열전파일은 두 관의 온도차를 측정할 수 있도록 설치하였다. 두 관의 온도차가 매우 작을 것으로 예상되는 만큼 열전파일은 전압차를 4배 증폭시킬 수 있도록 만들었다. 열전대의 끝은 탄소봉 용접을 하였고 관의 상하좌우 네 곳에서 측정할 수 있도록 하였다.

본 실험에서는 확관 전후의 두 관을 이용하여 동일한 조건하에서 동시에 실험을 수행하였으며, 냉매에 열을 공급하는 방식으로는 냉매가 흐르는 금속관 자체의 저항을 이용하여 열을 가하는 직접가열 방식(direct heating method)을 사용하였다. 실험에 사용된 동관은 일반적으로 사용되는 것으로서 화학성분이 Cu-0.02P, 도전율이 85% ACS인 인탈산동을 이용하였는데, 동은 저항이 상당히 낮은 금속이므로 이를 가열하기 위해서는 고전류를 흘려 주어야 하며, 이를 위해서는 변압기(transformer)를 사용하여 저전압, 고전류를 만들어 공급하였다.

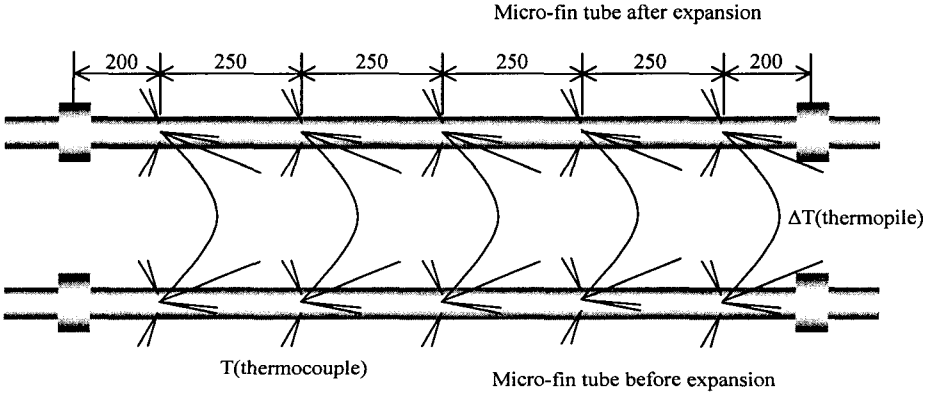


Fig. 3 Representation of the temperature measuring points on micro-fin tubes before and after expansion.

시험부에 전력을 공급하기 위해서 시험부 양단에 전극을 설치하였으며, 220 V, 30 A로 전원에서 공급받은 전력은 가변전원공급기(slidacs), 변압기(transformer)를 지나 정류기를 거치도록 설계되었다. 가변전원공급기를 지나는 전력은 0-220 V, 0-30 A의 범위에서 변화시켰고, 권선비를 36 : 1로 제작한 변압기에서는 220 V, 30 A의 전력이 공급될 경우 이를 6 V, 1100 A로 전압을 낮출 수 있도록 설계하였다. 강압과정을 거친 후 정류기(rectifier)를 통과시켜 시험부로 직류로 공급하였다.

2.2 실험조건 및 방법

본 연구의 실험대상 냉매는 HCFC계열의 순수 냉매인 R-22이다. 냉매의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 주요인자들은 증발온도, 냉매의 유량, 열유속이다. 따라서 본 연구에서는 질량유량을 20과 30 kg/hr로 유지시킨 경우에 대하여 증발온도를 5, 15℃, 열유속을 6 및 11 kW/m^{2}으로 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다.

실험방법은 다음과 같다. 먼저 진공펌프를 이용하여 실험장치 내부를 진공으로 만든 다음, 냉매를 충전시킨다. 실온에서 냉매를 충전하는 경우에는 냉매용기와 시스템의 압력이 같아지는 순간 더이상 충전이 되지 않기 때문에 저온의 2차 유체를 순환시키면서 냉매펌프를 작동시켜 시스템 내부의 압력을 낮추어 냉매를 충전하였다. 본 실험에서는 펌프출구의 바이패스를 이용하여 유량을 조절하면서 냉매를 시스템 내부에 순환시키고, 니들밸브를 이용하여 각각의 시험부에 공급되는 유량을 균일하게 조정하였다. 예열기와 시험부에 공급되는 전기는 가변전원공급기를 이용하여 그 양을 조절하였고, 시험부를 지난 냉매는 응축용 열교환기로 유입시켰다. 냉동기와 2차유체 펌프를 이용하고 온도조절기를 이용하여 2차 유체의 브라인 저장조의 원하는 온도를 설정하였다. 실험조건에 맞춘 후 일정한 시간(실험의 각 경우에 대해서 대략 30분 정도에서 1시간 정도)이 흐르면 정상상태(steady state)에 도달하게 되는데 정상상태의 판단 기준은 온도편차 0.2℃, 압력편차가 2 kPa, 질량유량의 편차가 0.15 g/s 이하일 때로 제한하였다. 정상상태에 도달하게 된 후부터 3초 간격으로 100개의 데이터를 받은 후 이를 컴퓨터에 저장하였고, 이 값들을 평균하여 열전달 계수를 계산하는 데 이용하였다. 이렇게 구한 열전달 계수에 대해서 Coleman and Steele[13]이 제시한 신뢰도 95%의 불확실성 해석(uncertainty analysis)를 수행하였으며, 그 값은 약 7.2 %이다.

2.3 실험자료의 처리

시험부 각 부분에서의 국소열전달계수는 식(1)과 같이 정의된다.

$$h=\frac{q''}{T_i-T_{sat}} \tag{1}$$

시험부에 가해진 열유속은 시험부에 가해진 열량을 시험부 내부 등가 표면적으로 나누어 구하였으며, 식(2)와 같이 표시된다.

$$q''=\frac{Q}{\pi D_{ei}L} \tag{2}$$

내벽면의 온도는 외벽면온도를 측정하여 열원(heat source)이 있는 경우의 반경방향의 1차원 열전도 방정식을 통하여 계산하였으며 내벽면온도는 식(3)과 같이 표현된다.

$$T_i=\frac{qr_o^2}{4k}\left\{1-\left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right\}+\frac{qr_o^2}{2k}\ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)+T_o \tag{3}$$

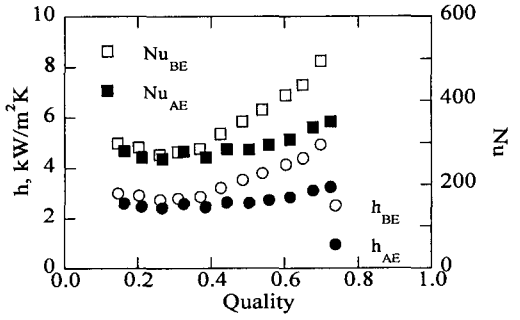
식(3)에서 사용된 r_i는 등가내경(equivalent inside diameter, D_{ei})에 기초한 값이다.

열전달 계수는 네 지점에서 측정한 내벽면 온도를 기준으로 구한 열전달 계수의 평균값을 취하였고, 냉매의 포화온도는 대표적인 물성계산 프로그램인 REFPROP 6.0[14]을 이용하여 포화온도를 구하였다.

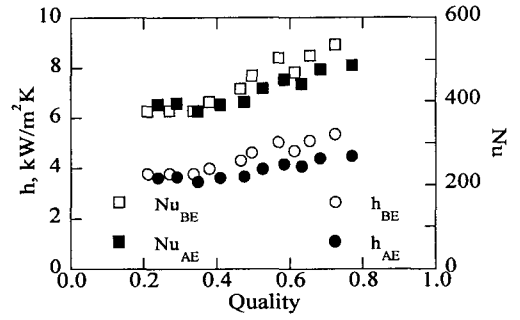
3. 실험결과 및 고찰

3.1 질량유량이 동일한 경우의 실험결과

Fig. 4에서는 질량유량 30 kg/hr, 포화온도 15℃일 때, 열유속이 6 kW/m^{2}과 11 kW/m^{2}의 두 가지



(a) T_{sat}=15℃, $\dot{m}$=30 kg/hr, q''=6 kW/m^2



(b) T_{sat}=15℃, $\dot{m}$=30 kg/hr, q''=11 kW/m^2

Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient versus quality in the micro-fin tubes before and after expansion.

경우에 대해서 실험한 결과를 보여주고 있다. 건도가 증가할수록 확관 전후 마이크로핀관의 열전달계수가 모두 증가하는 경향을 보임을 확인할 수 있다. 또한 마이크로핀관의 열전달계수가 확관 전에 비해 감소하고 있음을 확인할 수 있다.

일반적으로 평활관의 경우 증발 초기인 저건도 영역에서 핵비등의 영향에 의해 열전달계수가 높은 값을 가지나 계속 증발이 진행됨에 따라 점차로 그 영향이 감소하여 건도 0.2~0.3 부근에서 최저값을 갖고, 이후 기상과 액상 사이의 계면에서 발생하는 대류비등의 영향에 의해 완만하게 열전달 계수가 상승하는 패턴을 보이는 것으로 알려져 있다.[15] 또한 질량유량 또는 질량유속을 동일하게 유지하는 경우, 초기에 핵비등 영역에서 열유속이 클수록 열전달이 활발히 일어나는 것으로 알려져 있다. 이는 증발초기에 벽면에서의 기포생성, 액막에서의 기포 성장 및 소멸에 의한 열전달, 즉 핵비등 열전달에 의한 영향이 크게 나타나기 때문에 대류비등에 의한 열전달의 영향과 합쳐져서 열전달이 활발히 일어나기 때문이다. 이후로 핵비등의 영향이 감소하면서 열전달계수가 약간 감소하다가 증발의 진행에 따라 건도가 높아지면 다시 열전달계수가 증가하는 경향을 보인다. 이는 건도가 높아질 경우 기상의 유속이 빨라지고 대류비등의 영향이 강해지기 때문에 열전달이 증가하며, 열유속이 열전달에 미치는 영향이 작아지게 되기 때문이다. 증발이 거의 완료되어 가는 것으로 판단되는 고건도 영역에서는 벽면온도가 급격히 상승하게 되는데 이는 고건도 지역에서 기상이 벽면과 접촉할 기회가 많아지기 때문에 열전달이 급격하게 저하되는 현상을 나타낸다.

Fig. 4의 결과에서는 확관 전후 마이크로핀관의 열전달성능이 저건도 영역보다는 고건도 영역으로 갈수록 더욱 큰 차이를 보이는 것을 확인할 수 있는데, 확관공정에 의해 관의 내경이 커지게 됨으로써 열전달성능이 감소하게 된 것으로는 저건도 영역에서의 작은 차이를 설명할 수는 있을 것으로 보여지나 고건도 영역으로 진행하면서 나타나는 급격한 차이는 설명할 수 없다. 이는 확관 후의 마이크로 핀관이 확관 전에 비해 내경의 확대와 더불어 핀의 형상이 변화함으로써 유동교란 효과의 감소를 야기하게 되고, 따라서 고건도 영역으로 진행할수록 마이크로 핀관에서 그 영향이 두드러지는 젖음효과(wetting)의 영향을 감소시켰다고 설명할 수 있다. 즉 확관 후의 마이크로핀관은 관 내부의 핀이 확관공정에 의해 무디게 됨으로써 핀의 형상에 의해 촉진되는 유동의 교란이 확관 전의 마이크로핀관 내부 유동에 비하여 덜 진행되고, 따라서 유동의 교란에 의한 관벽의 젖음효과 역시 감소하게 된 것으로 생각된다.

확관 전후 마이크로 핀관의 증발열전달계수는 모두 건도가 증가함에 따라 평활관과 마찬가지로 증가하는 경향을 보인다. 평활관의 경우 건도 0.2~0.3 부근에서 열전달계수의 최저점이 생기는데 마이크로핀관의 경우 열전달계수의 최저점이 거의 나타나지 않는다. 이는 마이크로핀관의 유동특성에 기인한 열전달 특성으로 생각된다. 즉 건도 0.2~0.3 부근에서 평활관의 경우 파형유동(wavy flow)이 나타나겠지만 마이크로핀관의 경우는 핀에 의한 유동의 선회효과로 인하여 환형

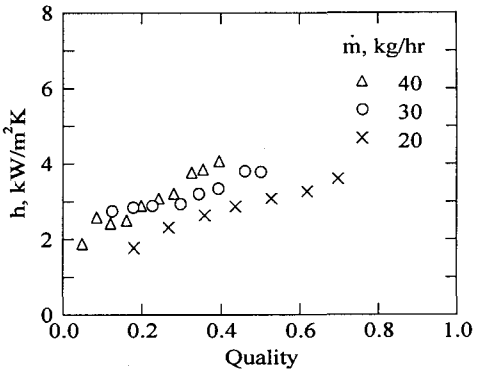
유동(annular flow)에 가까운 유동형태가 나타나게 되어 증발초기부터 대류비등의 영향이 나타나게 된 것으로 생각되고, 이에 따라 증발초기에 핵비등의 영향이 감소함으로써 야기되는 열전달계수의 감소가 거의 나타나지 않게 되는 것으로 생각된다.

건도 0.3 이상의 영역에서는 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 급격하게 상승하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 나선각의 핀에 의해 유동이 원심력을 받게 되고 이에 따라 유동이 핀의 나선 배열을 따라 선회하게 되었으며, 유동경계층이 핀에 의해 파괴되면서 유동의 교란이 촉진되고 이에 따른 관벽의 젖음효과(wetting)가 촉진되었기 때문인 것으로 보인다. 확관 전의 마이크로핀관의 경우가 확관 후의 관에 비해서 고건도 영역에서 열전달계수가 더욱 급격히 상승하고 있음을 확인할 수 있다. 이는 마이크로핀관을 확관했을 경우에 핀의 산높이가 낮아짐에 따른 것으로 생각된다. 즉 핀의 산높이가 낮아짐에 따라 마이크로핀관 내부의 형상이 평활관에 가깝게 되고 그에 따라 열전달특성 역시 마이크로 핀관에서 평활관에 좀더 근접하게 된 것으로 생각된다. 더불어 확관 후의 마이크로핀관에서 열전달계수의 상승이 완만한 것은 유동교란의 효과가 감소하여 대류비등의 효과도 현저히 줄었기 때문으로 생각된다. 또한 건도 0.3 이하의 영역에서는 확관 전후의 마이크로핀관의 열전달계수가 고건도 영역에 비해 큰 차이가 나지 않음을 확인할 수 있다.

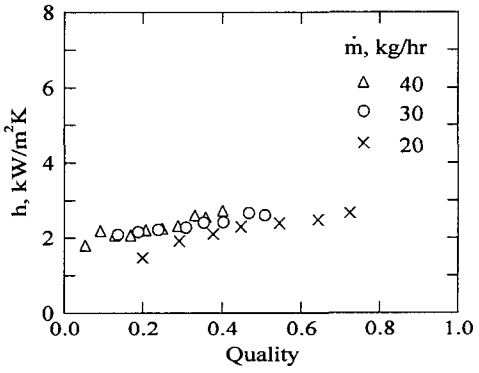
Fig. 4에서는 확관 전후의 증발 열전달 계수뿐만 아니라 유효내경을 기준으로 한 누셀트 수(Nusselt number; Nu)의 경향을 건도변화에 따라서 표시하였다. 확관 전후의 누셀트 수의 차이는 열전달 계수의 차이보다 줄어듬을 알 수 있다. 이것은 확관 후에 관경은 증가하지만 증발 열전달 계수가 감소하여 열전달이 감소하는 것을 나타낸다.

4.2 질량유량 및 열유속 변화에 따른 증발 열전달 특성

Fig. 5에서는 확관 전과 확관 후를 구분하여 증발온도 5℃와 열유속 6 kW/m^{2}인 경우에 질량유량을 20, 30 및 40 kg/hr로 변화시켜 가면서 열전달계수의 변화를 살펴본 그림이다. 일반적으로



(a) Before expansion

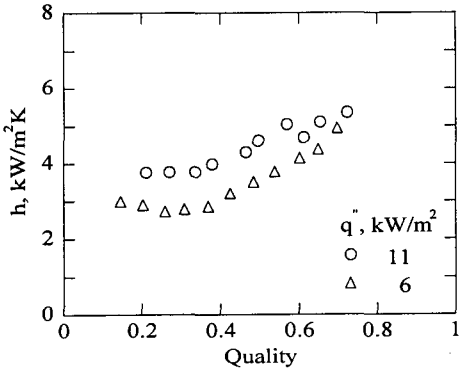


(b) After expansion

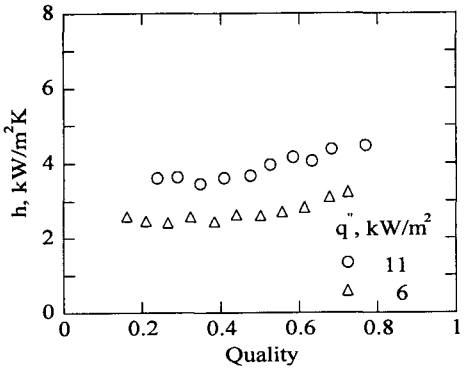
Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient for different mass flow rates in the micro-fin tubes before and after expansion (Tsat=5℃, q″=6 kW/m^2).

증발온도와 열유속이 동일할 경우 질량유량 또는 질량유속이 빨라지게 되면 열전달계수가 향상된다.[16] 본 연구결과에서 전체적으로 질량유량이 증가하는 경우에 열전달계수도 증가함으로 확인할 수 있었다. 질량유량이 증가함에 따라 확관 전 마이크로핀관의 증발열전달계수가 확관 후 마이크로핀관에 비해 더 큰 폭으로 상승함을 확인할 수 있다. 이는 확관 전의 마이크로핀관이 확관 후에 비하여 질량유량이 커질 경우 내부핀에 의한 유동교란이 활발할 것으로 판단된다.

증발온도 15℃와 질량유량 30 kg/hr인 경우에 열유속을 6 및 11 kW/m^{2}로 변화시켜 가면서 측정한 열전달계수의 변화를 Fig. 6에서 보여주고 있다. 열유속이 증가하였을 때 열전달계수가 증



(a) Before expansion



(b) After expansion

Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux in the micro-fin tubes before and after expansion (Tsat=5℃, $\dot{m}$=30 kg/hr).

가함을 알 수 있다. 대체로 평활관의 경우 열유속을 높이면 초기의 핵비등 영역에서는 열전달계수가 크게 상승하지만 건도가 증가한 영역에서는 열유속이 커졌을 때 열전달 계수가 약간 상승하는 경향을 나타낸다. 그러나 마이크로핀관을 이용한 본 실험결과에 의하면 열유속이 증가함에 따라 평활관과는 달리 모든 영역에서 그 값이 대체적으로 증가하고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 HCFC계열의 냉매인 R-22에 대해서, 외경 9.52 mm의 마이크로핀관과 이를 확관한 관을 사용하여 증발 열전달 특성을 고찰하였다. 본 연구의 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 마이크로핀관에서는 핀에 의한 유동의 선회효과로 인하여 액상은 바깥쪽, 기상은 안쪽으로 흐르는 환형유동의 특성이 나타나서 저건도 영역에서 증발열전달계수의 감소가 거의 없었고, 고건도 영역에서는 평활관에 비하여 가파르게 열전달 계수가 증가하는 것을 볼 수 있었다. 증발이 진행되면서 마이크로핀관의 내부핀에 의한 유동의 교란과 선회가 활발해져 관벽의 젖음효과가 증대하게 되고, 이 때문에 고건도 영역에서 증발이 진행됨에 따라 열전달계수가 급격히 증가하였다.

(2) 본 연구에서는 확관 후 마이크로핀관의 증발열전달계수가 확관 전에 비해 최소 11.5%에서 최대 29.3%까지 감소하였고, 평균적인 감소폭은 19.9%였다. 마이크로핀관을 확관한 후에는 내경과 외경이 증가하게 되고 핀높이가 낮아지는 단면의 형상변화는 유동의 교란 및 선회효과를 감소시키며, 관내경의 증가와 함께 열전달성능의 저하요인으로 작용하였다.

(3) 마이크로핀관을 이용한 열교환기를 설계할 때에는 확관공정 후의 핀의 형상변화에 따른 증발열전달계수의 감소를 고려하여야 한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단(과제번호 : 1999-1-304-006-3)의 지원 및 BK21 사업의 지원에 의해 이루어졌으며, 마이크로핀관을 제공해 준 (주)센추리에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Fujie, K., Itoh, N., Innami, T., Kimura, H., Nakayama, N. and Yanugidi, T., 1977, Heat transfer pipe, U.S. Patent 4044797, assigned to Hitachi Ltd.
2. Shinohara, Y., Oizumi, K., Itoh, Y. and Hori, M., 1987, Heat transfer tube with grooved inner surface, U.S. Patent 4658892, assigned to Hitachi Cable Ltd.
3. Eckels, S. J., Pate, M. B. and Bemisderfer, C. H., 1992, Evaporation heat transfer heat transfer coefficients for R-22 in micro-fin

tubes of different configurations, ASME Symposium Volume, HTD-Vol. 202, pp. 117-126.
4. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7 mm micro-fin tubes with R-22, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 1041-1047.
5. Chiang, R., 1993, Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of refrigerant-22 in 7.5 mm diameter axial and helical grooved tube, AIChE Symp. Ser. 295, Vol. 89, pp. 205-210.
6. Yoshida, S., Matsunaga, T. and Hong, H. P., 1987, Heat transfer to refrigerants in horizontal evaporator tubes with internal, spiral grooves, Proceedings 1987 ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 5, pp. 165-172.
7. Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1996, Advanced micro-fin tubes for evaporation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 9, pp. 1827-1838.
8. Yang, C.-Y. and Webb, R. L., 1996, Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes With and without micro-fins, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 791-800.
9. 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 Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 801-809.
10. Kwak, K. M., Chang, J. S., Bai, C. H. and Chung, M., 1999, Heat transfer with geometric shape of micro-fin tubes (I), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, pp. 774-788.
11. Kwak, K. M., Chang, J. S., Bai, C. H. and Chung, M., 1999, Heat transfer with geometric shape of micro-fin tubes (II), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, pp. 789-798.
12. Webb, R. L. and Scott, M. J., 1980, A parametric analysis of the performance of internally finned tubes for heat exchanger application, J. Heat Transfer, Vol. 102, pp. 38-43.
13. Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1989, Experimentation and uncertainty analysis for engineers, John Wiley and Sons Inc.
14. McLinden, M. O., Kleine, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Standard Reference Database 23, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP), Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, U.S.A.
15. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 1, pp. 131-145.
16. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, 3rd ed., Oxford Univ. Press, New York.