

다공도가 다른 전열촉진관의 냉매 풀비등에 미치는 오일의 영향

김 내 현[†], 이 응 렬^{*}, 민 창 근^{*}

인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 대학원

Effect of Oil on Pool Boiling of Refrigerant on Enhanced Tubes having Different Pore Sizes

Nae-Huyn Kim[†], Eung-Ryul Lee^{*}, Chang-Keun Min^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received August 18, 2005; revision received February 2, 2006)

ABSTRACT: The effect of enhanced geometry (pore diameter, gap width) is investigated on the pool boiling of R-123/oil mixture for the enhanced tubes having pores with connecting gaps. Tubes with different pore diameters (and corresponding gap widths) are specially made. Significant heat transfer degradation by oil is observed for the present enhanced tubes. At 5% oil concentration, the degradation is 26 to 49% for $T_{sat}=4.4^{\circ}\text{C}$. The degradation increases 50 to 67% for $T_{sat}=26.7^{\circ}\text{C}$. The heat transfer degradation is significant even with small amount of oil (20 to 38% degradation at 1% oil concentration for $T_{sat}=4.4^{\circ}\text{C}$), probably due to the accumulation of oil in sub-tunnels. The pore size (or gap width) has a significant effect on the heat transfer degradation. The maximum degradation is observed for $d_p=0.20$ mm tube at $T_{sat}=4.4^{\circ}\text{C}$, and for $d_p=0.23$ mm tube at $T_{sat}=26.7^{\circ}\text{C}$. The minimum degradation is observed for $d_p=0.27$ mm tube for both saturation temperatures. It appears that the oil removal is facilitated for the larger pore diameter (along with larger gap) tube. The highest heat transfer coefficient with oil is obtained for $d_p=0.23$ mm tube, which yielded the highest heat transfer coefficient for pure R-123. The heat transfer degradation increases as the heat flux decreases.

Key words: Enhanced tube(전열촉진관), Refrigerant-oil mixture(냉매-오일 혼합물), Pool boiling (풀비등), R-123, Mineral oil(광유)

기 호 설 명

d_p : pore 직경 [m]

h : 열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

H_t : 터널 높이 [m]

P : 압력 [N/m^2]

P_f : 핀 피치 [m]

P_p : pore 피치 [m]

P_{p1} : 원주방향 pore 피치 [m]

P_{p2} : 인접 pore 피치 [m]

P_w : 점수 들레 [m]

q'' : 열유속 [W/m^2]

T_v : 냉매온도 [K]

T_{sat} : 포화온도 [K]

T_w : 관벽온도 [K]

W_t : 하부 터널 폭 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

1. 서 론

중대형 냉동기에는 만액식 증발기가 사용된다. 만액식 증발기의 냉매측 성능은 핵비등 열전달계수와 대류비등 열전달계수를 더하여 구할 수 있다.⁽¹⁾ 따라서 전열관의 핵비등 성능은 만액식 증발기 성능예측에 중요한 인자가 된다. 만액식 증발기에는 핵비등 성능이 우수한 성형가공관이 널리 사용된다. 성형가공관의 외측에는 미세한 공동이 가공되어 있는데 이 공동들은 기포를 광범위하고 안정되게 발생시킴으로써 전열성능을 촉진한다. 미세가공 형상은 크게 세 종류(pore, gap, pore and gap)로 나눌 수 있다.⁽²⁾ Fig.1에 그 형상이 나타나 있는데, pore 관으로는 Hitachi사의 Thermoexel-E가 있고, gap 관으로는Wieland사의 GEWA-T, pore and gap 관으로는 Wolverine사의 Turbo-B를 들 수 있다.

냉동기의 압축기에는 윤활 및 냉각을 위하여 오일이 사용된다. 이 오일 중 일부는 냉매와 함께 냉동기 내를 순환하는데 오일농도는 5%까지 되기도 한다.⁽³⁾ 냉매-오일 혼합물의 비등시 전열면에서 생성되는 기포 주위에는 순수냉매의 증발로 인하여 고농도 오일층이 존재한다. 이 고농도층은 물질저항으로 작용하여 비등 열전달계수를 감소시킨다. 하지만 오일은 전열면에 거품(foam)을 형성하기도 하는데 이 거품은 전열면에 얇은 액막을 형성하고 이차 비등(secondary nucleation)을 유발하여 열전달계수를 증가시키기도 한다.⁽⁴⁾

성형가공관의 오일효과에 대해서는 그간 연구가 일부 수행되었다. Wanniarachchi et al.⁽⁵⁾은 GEWA-T(gap)와 Thermoexel-E(pore) 관에 대한 R-114/오일 실험에서 오일농도가 증가할수록 비등 열전달계수가 감소한다고 보고하였다. 순수냉

매의 열전달계수와 비교할 때 오일농도 3%에서 ($T_{sat}=2.2^{\circ}\text{C}$, $q''=30\text{ kW/m}^2$), GEWA-T의 열전달계수는 14% 감소하였고 Thermoexel-E의 열전달계수는 33% 감소하였다. 오일농도 6%에서는 감소율이 각각 34%와 54%로 증가하였다. Memory et al.⁽⁶⁾은 R-124/오일을 사용하여 GEWA-K(gap)와 Turbo-B(pore/gap) 관의 풀비등 실험을 수행하였다. 흥미롭게도 GEWA-K의 열전달계수는 낮은 오일농도에서(6%까지) 순수 R-124의 열전달계수보다 높았다. 하지만 Turbo-B에서는 오일농도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하였는데 6%($T_{sat}=2.2^{\circ}\text{C}$, $q''=25\text{ kW/m}^2$) 농도에서 열전달계수는 24% 감소하였다. Webb and McQuade⁽³⁾는 GEWA-SE(gap)와 Turbo-B(gap/pore) 관에 대하여 R-11과 R-123을 사용하여 오일의 영향을 조사하였다. 열전달계수는 오일의 농도가 증가할수록 감소하였는데, 5% 농도($T_{sat}=4.4^{\circ}\text{C}$, $q''=30\text{ kW/m}^2$)의 R-11에서 GEWA-SE는 23%, Turbo-B는 26% 감소하였다. Memory et al.⁽⁴⁾은 gap 관(GEWA-T, GEWA-K, GEWA-YX), pore 관(Thermoexel-HE), 그리고 pore/gap 관(Turbo-B)에 대하여 R-114를 사용하여 오일의 영향을 검토하였다. Gap 관에서는 일부 낮은 오일농도에서 열전달계수가 증가하였으나 pore 관이나 pore/gap 관에서는 오일을 첨가할수록 열전달계수는 감소하였다. 상기 연구결과들은 성형가공관의 경우 오일의 영향이 미세가공 형상에 따라 차이를 보여준다. 오일첨가시 gap 관에 비하여 pore 관이나 gap/pore 관의 열전달계수가 현저히 감소함을 보여주는데 이는 pore 관의 경우 오일이 미세공동 하부에 누적되기 때문으로 알려져 있다.⁽³⁾ 순수냉매에서는 pore 관이 gap 관보다 월등히 높은 열전달계수를 보여주지만,⁽³⁾ pore 관의 경우 오일

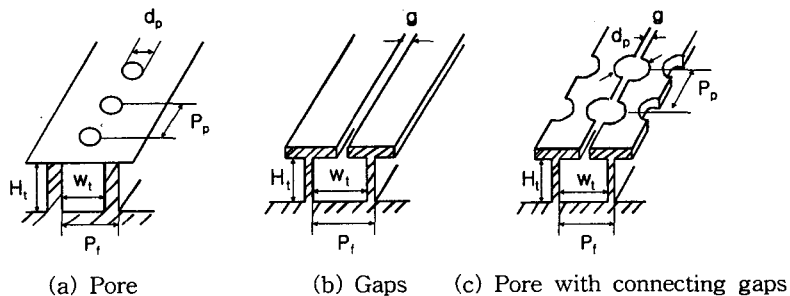


Fig. 1 Characteristic dimensions of structured enhanced tubes.

에 의한 열전달계수의 감소가 현저히 크다.

그간 전열촉진관에 대한 냉매-오일 풀비등 실험은 전술한 바와 같이 주로 상용 전열관을 사용하여 수행되었다. 상용 전열관의 경우 촉진형상이 서로 현저히 다르기 때문에 이들 결과로부터 pore 직경, pore 피치 등과 같은 기본 형상이 미치는 영향을 평가할 수는 없다. 촉진형상에 대한 체계적 연구로는 Zarnescu et al.⁽⁷⁾이 유일하다. 그들은 pore 직경(0.18과 0.23 mm), pore 피치(0.75와 1.5 mm), 그리고 하부 터널 단면적(0.19와 0.23 mm)이 다른 전열촉진관에 대하여 R-134a/오일 혼합물을 사용하여 풀비등 실험을 수행하였다. 전열촉진관은 낮은 핀관(low-fin tube) 외측에 펀치로 구멍 낸 구리 박판을 납땜하여 제작되었다. 오일에 의한 열전달계수 감소율은 하부 터널 단면적이 감소할수록 증가하였고 pore 직경과 피치가 미치는 영향은 미미하였다.

본 연구에서는 Turbo-B 로 대표되는 pore/gap 관에 대해서 촉진형상이 미치는 영향을 검토하였다. Pore 직경이 다른 세 종류의 pore/gap 관을 제작하고 R-123을 사용하여 오일의 영향을 조사하였다. 이 전열관들의 순수냉매 풀비등 성능은 Kim and Choi⁽²⁾에 나타나 있다.

2. 전열촉진관

Kim and Choi⁽²⁾가 순수냉매 풀비등 실험시 사용했던 동일한 전열촉진관을 본 실험에서도 사용하였다. Fig. 2에 전열관의 단면과 표면 확대사진을 나타내었다. 이 관들은 1,654 fins/m의 핀 밀도, 1.3 mm 핀 높이를 가지는 낮은 핀관을 모재로 하여 핀 상부에서 0.9 mm 깊이로 축방향으로 V자로 파낸 후 핀 상부를 롤링하여 제작되었다. 제조절

Table 1 Geometric dimensions of the sample tubes

No.	1	2	3
d_p (mm)	0.20	0.23	0.27
g (mm)	0.04	0.07	0.10
P_{p1} (mm)	0.71	0.71	0.71
P_{p2} (mm)	0.374	0.384	0.400
P_f (mm)	0.605	0.605	0.605
H_f (mm)	0.54	0.54	0.54
W_f (mm)	0.25	0.25	0.25

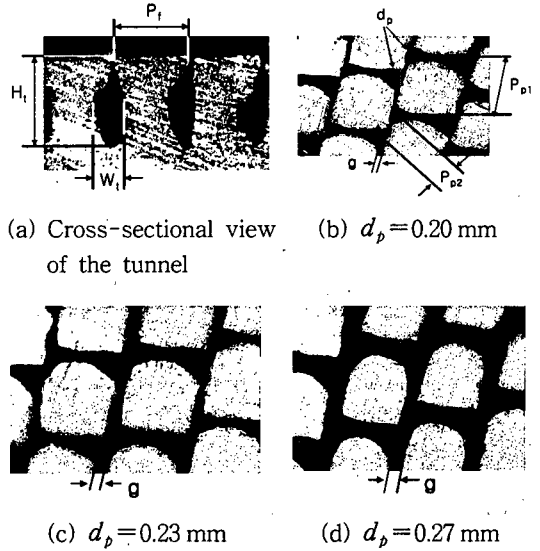


Fig. 2 Enlarged photos showing the present enhanced geometry.

과 Fig. 2에 나타난 바와 같이 표면에는 삼각형 pore와 gap이, 하부에는 표주박형 터널이 형성되었다. Pore 크기는 물리에 가해지는 힘을 변경하여 조절하였다. Table 1에 제작된 전열촉진관의 기하학적 형상을 나타내었다. 여기서 pore 직경은 삼각형 pore에 내접하는 원의 직경으로부터 구하였다.

3. 실험장치 및 절차

Fig. 3에 실험장치 개략도를 나타내었다. 시험부

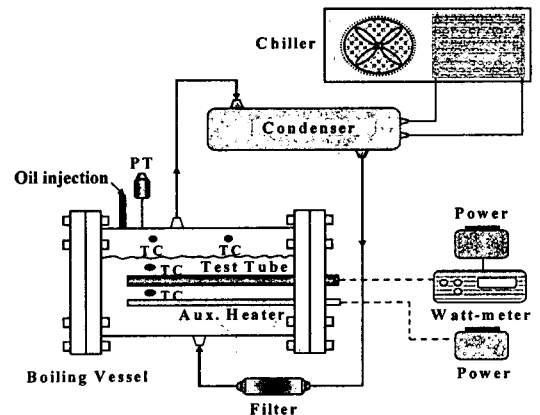


Fig. 3 Schematic drawing of the experimental apparatus.

는 직경 150 mm, 길이 350 mm의 동관으로 제작되어 일단에는 시험전열관이 장착되고 다른 단에는 관측창을 설치하여 비등현상을 관측하고 수위를 계측할 수 있도록 하였다. 시험부에서 증발한 증기는 상부에 위치한 응축기에서 응축된 후 시험부 하부로 되돌아온다. 응축기는 셀-튜브형 열교환기로 관 내측에는 3RT급 항온수조로부터 공급되는 브라인이 흐르며 관 외측의 냉매증기를 응축시킨다. 실험은 터보냉동기용 증발기의 작동온도인 포화온도 4.4°C와 상온(26.7°C)의 두 온도에서 수행되었다.

시험전열관의 상세도를 Fig. 4에 나타내었다. 전열관의 비등성능을 알기 위해서는 관벽온도를 측정하여야 한다. 관벽온도는 일반적으로 관벽 사이에 열전대를 심고 이로부터 측정된 온도를 외삽하여 구한다. 하지만 실제 성형가공관의 경우는 관벽 두께가 1 mm 미만으로 얇기 때문에 열전대를 심을 수가 없다. 따라서 본 연구에서는 외경 18.8 mm, 내경 13.5 mm의 동봉을 성형가공하여 특별 제작하였다. 시험전열관의 내측에는 시험 전열부에 꼭 맞는 외경 13.45 mm의 히터를 장착하였다. 히터는 발열부가 시험전열관과 길이방향으로 일치하도록 특별 제작하였다. 히터 삽입시 전열관과 히터 사이에는 thermal epoxy를 발라 열전달이 원활히 이루어지도록 하였다. 또한 시험전열관의 전후에는 테프론 마개와 링으로 측부 열손실이 최소화되도록 하였다. 열전대 구멍은 시험부 상부로부터 13 mm 떨어진 지점에 직경 1.0 mm, 길이 85 mm(중심까지)로 상하좌우 네 곳에 가공되었다. 구멍에 열전대를 삽입할 때는 열전대를 thermal epoxy에 충분히 묻힌 후 삽입하여 열전대와 구멍 사이에 빈 공간이 없도록 하였다. 냉매액의 온도와 증기온도는 각각 두 곳씩 네 곳에서 측정하였다. 액의 온도는 전열관 상하 각각 20 mm 떨어진 곳에서, 증기온도는 시험부 상부에

서 측정되었는데 시험중 이 네 온도는 0.2°C 이내에서 일치하였다. 또한 압력트랜스듀서로 측정된 압력으로부터 환산된 포화온도와 비교하였을 때 이들은 0.3°C 이내에서 일치하였다. 온도측정은 직경 0.13 mm의 가는 Cu-Co 열전대로 이루어졌다.

오일은 두 개의 주입구가 장착된 오일주입기를 사용하여 시험부 상부에서 시험부 내로 주입되었다. 일정량의 오일을 주입기에 넣은 후 한쪽 주입구는 시험부에 연결하고 다른 쪽은 질소통에 연결하여 질소의 압력으로 오일을 시험부 내로 밀어 넣었다. 본 실험에 사용된 오일은 40°C에서 점도가 45.8 m²/s인 알킬벤젠유이다. 시험은 오일 농도 1%, 2%, 3%, 5%, 7%, 10%에서 수행되었는데 농도 5% 이상에서 큰 변화가 예상되지 않을 경우는 5%까지만 수행하였다.

오일 주입 후 Bergles and Chyu⁽⁸⁾가 제안한 방법을 따라 실험을 수행하였다. 우선 시험전열관을 최대 열유속(약 50 kW/m²)에서 한 시간 가량을 비등시켜 전열관과 액 중의 잔류가스를 제거한 후 열유속을 천천히 0 kW/m²까지 감소시킨다. 다음 30분간 보조히터(포화온도 26.7°C일 경우) 또는 냉동기(포화온도 4.4°C일 경우)를 사용하여 포화온도를 유지시킨다. 그후 시험전열관의 열유속을 천천히 최대 열유속까지 증가시킨다. 최대 열유속에서 정상상태가 되면 벽면온도와 포화액, 포화증기온도, 그리고 포화압력을 측정한다. 이후 열유속을 일정량 감소시켜 가며 온도와 압력을 측정한다. 열유속을 변화시킨 후 정상상태까지는 대략 5분 정도 소요되었다. 시험 중 액의 수위는 전열관 상부 5 cm를 유지하도록 하였다. 본 실험에서 시험전열관의 관벽온도는 관 내벽에 심은 4곳의 열전대로부터 측정된 온도를 외삽하여 구하였다. 관벽온도를 정확하게 알기 위해서는 가능한 한 많은 곳에서 온도를 측정하면 좋지만, 이 경우 열전대 구멍을 너무 많이 가공하면 관벽 내의 열전도에 영향을 미치므로 일반적으로 서너개소 정도로 제한한다. 관벽온도 측정시 또한 가지 유의해야 할 사항은 관의 길이방향으로의 온도변화이다. 관 양단에서는 측부 열손실에 따라 관벽온도가 다소 내려갈 수 있다. 이를 확인하기 위하여 열전대 위치를 길이방향으로 변화시키며 온도변화를 측정하였는데 열전대의 위치가 열전달계수에 미치는 영향은 6% 이내로 무시

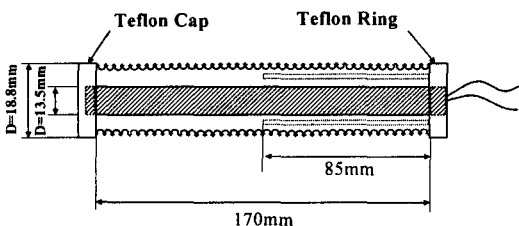


Fig. 4 Detailed sketch of the test tube.

할 만하였다. 따라서 본 연구에서는 열전대를 관의 중심부에 위치하도록 하고 온도를 측정하였다.

시험 종료 후 냉매-오일 혼합물 1 kg 가량을 무게를 알고 있는 추기장치로 추출하였다. 냉매가 담긴 추기장치의 무게를 잰 후 추기장치 일단에 있는 밸브를 조금 열어 대략 2일에 걸쳐 냉매만을 배출하였다. 그 후 추기장치 무게를 재어 오일 농도를 결정하였다. 이렇게 측정된 농도는 초기 주입된 농도와 ±1% 내에서 일치하였다.

본 실험에서 열전달계수는 열유속(q'')을 벽면 과열도 ($T_w - T_s$)로 나누어 구하였다. 냉매 온도 T_s 로는 Thome⁽⁹⁾의 제안에 따라 측정된 액냉매의 온도를 사용하였다. 열전달 면적 A 로는 관 외경으로 계산되는 공칭면적($=\pi DL$)을 사용하였다. 실험의 오차해석을 Kline and McClintock⁽¹⁰⁾의 방법에 따라 수행하였다. 온도 측정의 오차는 ±0.1°C 이고 이에 따른 열전달계수의 오차는 열유속 40 kW/m²에서 ±3%, 10 kW/m²에서 ±7%가 되었다.

4. 실험결과 및 논의

4.1 평활관

Fig. 5에 포화 온도 4.4°C에서 획득한 평활관의 열전달계수를 나타내었다. 이 그림은 오일농도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소함을 보인다. Fig. 6에는 $q''=8, 20, 40$ kW/m²에서 열전달계수 감소율($1 - h/h_{pure}$)을 오일농도의 함수로 나타내었다. 오일농도의 증가에 따라 열전달계수가 현저히 감

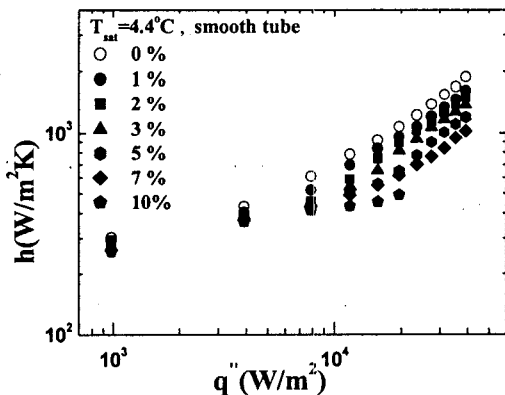


Fig. 5 Effect of oil on boiling heat transfer coefficients of the smooth tube at $T_{sat}=4.4^\circ\text{C}$.

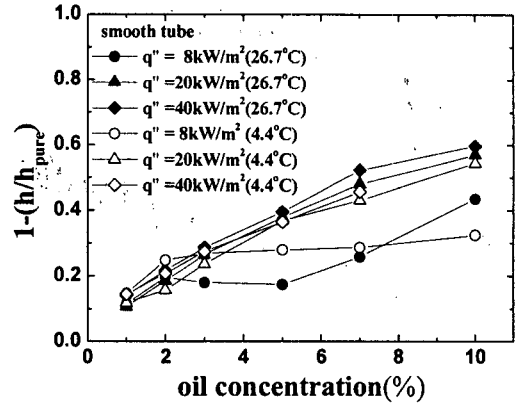


Fig. 6 Effect of oil on the heat transfer degradation for the smooth tube.

소함을 보인다. 포화 온도 4.4°C, $q''=40$ kW/m²의 경우 감소율은 2% 오일농도에서 21%, 5% 오일농도에서는 37%이다. 또한 열전달계수는 열유속이 증가할수록 감소함을 보인다. Jensen and Jackman,⁽¹¹⁾ Memory et al.⁽⁴⁾도 유사한 경향을 보고 하였는데 기포발생이 왕성해짐에 따라 더 많은 오일이 비등 표면으로 이송되어 두꺼운 오일층을 형성하고 기포성장을 방해하기 때문이라고 설명하였다. Fig. 6은 포화 온도가 열전달계수 감소율에 미치는 영향은 미미함을 보여준다.

4.2 전열촉진관

Fig. 7과 Fig. 8에 $d_p=0.27$ mm 전열촉진관에 대

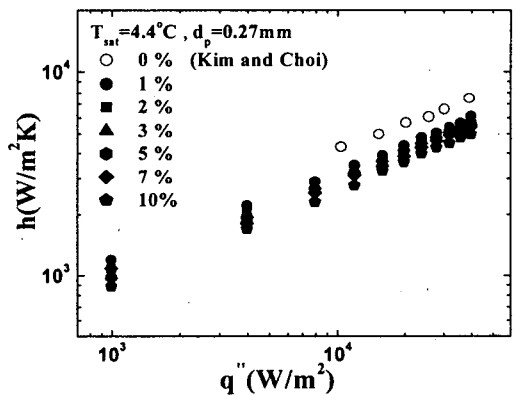


Fig. 7 Effect of oil on heat transfer coefficients of $d_p=0.27$ mm tube ($T_{sat}=4.4^\circ\text{C}$).

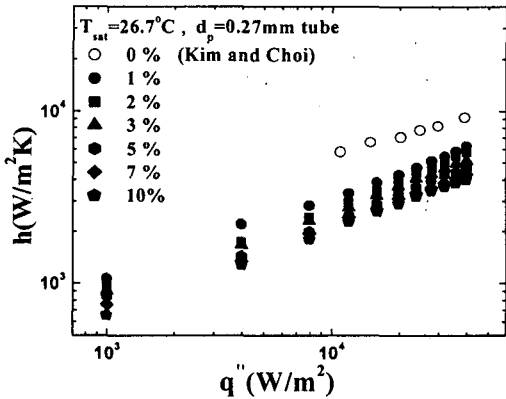


Fig. 8 Effect of oil on heat transfer coefficients of $d_p=0.27$ mm tube ($T_{sat}=26.7^\circ\text{C}$).

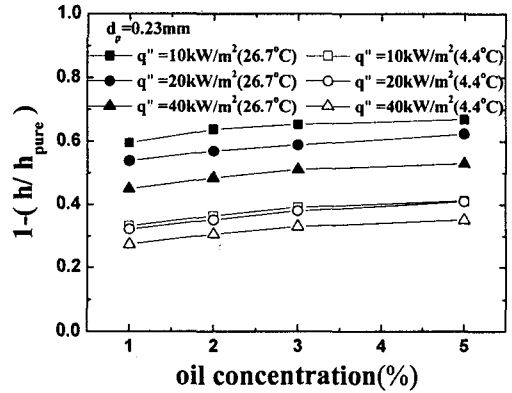


Fig. 10 Effect of oil on the heat transfer degradation for $d_p=0.23$ mm tube.

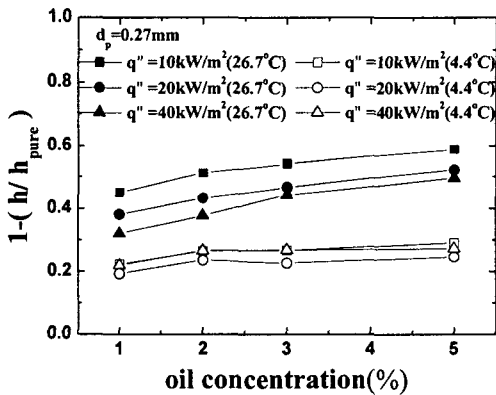


Fig. 9 Effect of oil on the heat transfer degradation for $d_p=0.27$ mm tube.

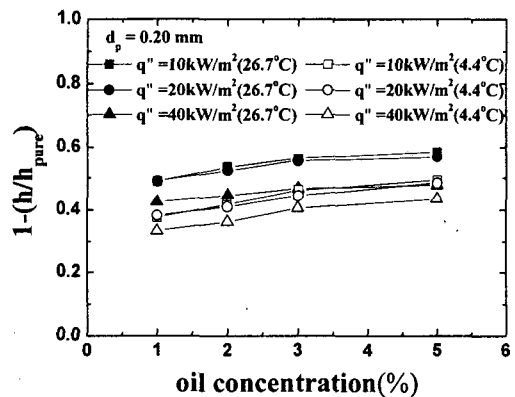


Fig. 11 Effect of oil on the heat transfer coefficients for $d_p=0.20$ mm tube.

한 냉매-오일 열전달계수를 도시하였다. 이 그림에 나타난 순수냉매 실험자료는 Kim and Choi⁽²⁾의 데이터로 동일한 전열관에 대하여 획득된 것이다. 본 실험에서는 순수냉매 데이터를 얻을 수 없었다. 한번 오일실험을 수행하고 나면 장치 내에 오일이 축적되고, 이 오일은 수회의 냉매세척을 통해서도 완전히 제거할 수가 없었다. 장치 내에 남아 있는 미량의 오일은 전열촉진관의 전열성을 현저히 감소시키는 것으로 나타났다. 하지만 평활관의 경우는 그 영향이 무시할 만하였다.

Fig. 9에서 Fig. 11에 세 전열촉진관에 대한 열전달 감소율을 나타내었다. 감소율은 포화온도가 높을수록 현저히 증가함을 보인다. 오일농도 5%의 감소율은, 포화온도 26.7°C에서는 50~67%인

반면, 4.4°C에서는 26~49%이다. Wang et al.⁽¹²⁾도 평활관에 대한 R-22/오일 시험에서 포화온도가 증가할수록 열전달 감소율이 증가한다고 보고하였는데 그 이유로 포화온도가 증가할수록 표면장력(즉, 기포 형성과열도)이 증가하고 또한 거품(foam)이 줄어들기 때문이라고 설명하였다. 본 연구의 평활관 데이터(Fig. 6)는 포화온도의 영향이 크지 않음을 보이는데 본 실험 중 거품은 관측되지 않았다. 평활관은 오일농도 5%에서 18~36%의 감소율을 나타내었다.

Fig. 9에서 Fig. 11은 소량의 오일일지라도 촉진관의 전열성능이 현저히 감소됨을 보여준다. 오일농도 1%에서, 포화온도 4.4°C의 경우 20~38%, 26.7°C의 경우 32~60%가 감소된다. 평활관의 경

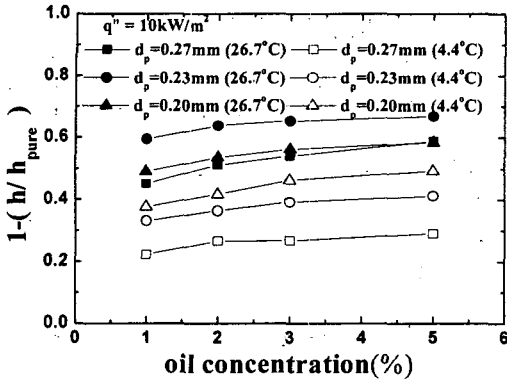


Fig. 12 Effect of oil on heat transfer degradation at $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$.

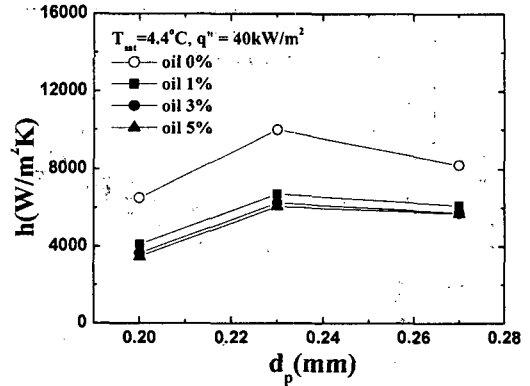


Fig. 13 Effect of pore diameter on the heat transfer coefficients of R-123/oil mixtures at $T_{sat} = 4.4^\circ\text{C}$, $q'' = 40 \text{ kW/m}^2$.

우, 1% 오일농도에서 감소율은 15% 이하였다. 전열촉진관에서는 오일이 하부터널 내에 쌓이고 따라서 전열성능이 현저히 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 9에서 Fig. 11은 열유속이 증가할수록 열전달 감소율은 감소함을 보여준다. 이는 평활관과는 반대의 경향이다. 관 표면에서 열전달이 일어나는 평활관과는 달리 전열촉진관에서는 상당부분의 열전달이 터널 내부에서 액막 증발에 의해 유발된다.⁽¹³⁾ 높은 열유속에서는 터널 내부의 비등이 왕성해지고 따라서 기포와 함께 터널 외부로 배출되는 오일도 많아져 열전달 감소율이 줄어드는 것으로 판단된다.

Fig. 12에 $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ 에서 세 전열관의 열전달 감소율을 도시하였다. 최대 감소율을 나타내는 형상은 포화온도에 따라 다르게 나타났다. 포화온도 4.4°C 에서는 $d_p = 0.20 \text{ mm}$ 관에서 최대 감소율이 나타났고 26.7°C 에서는 $d_p = 0.23 \text{ mm}$ 관에서 최대 감소율이 나타났다. 최소 감소율은 포화온도에 무관하게 $d_p = 0.27 \text{ mm}$ 관에서 나타났는데 이는 pore 직경이 큰 경우 오일배출이 상대적으로 용이하기 때문으로 판단된다. 이러한 경향은 다른 열유속에서도 동일하였다. Fig. 13은 포화온도 4.4°C , $q'' = 40 \text{ kW/m}^2$ 에서 세 전열관의 열전달계수를 보여준다. 순수냉매의 데이터도 나타나 있다. 순수 R-123의 경우와 마찬가지로, 오일이 있더라도 최대 열전달계수는 $d_p = 0.23 \text{ mm}$ 관에서 나타났다(하지만 최소 열전달 감소율을 나타내는 형상은 $d_p = 0.27 \text{ mm}$ 였다).

상기 결과들은 촉진관의 전열성능이 오일에 의

해 현저히 감소함을 보여준다. 하지만 본 연구는 풀비등에 대한 결과이고 실제 중대형 냉동기의 만액식 증발기에서는 대류비등이 주요한 열전달 메카니즘이다. 이 경우는 강제대류에 의해 촉진관의 터널 내 오일이 외부로 배출되어 풀비등보다는 전열성능이 개선되리라 예상된다. Czikk et al.⁽¹⁴⁾은 다공질 코팅된 전열촉진관이 장착된 R-11 냉동기에 대한 실험에서 오일농도 2%까지는 성능이 순수냉매의 경우와 유사함을 보고하였다. 하지만 동일한 전열촉진관을 사용하여 풀비등 실험을 하였을 때는 3% 오일농도에서 25%의 열전달 감소율이 나타났다.⁽¹⁵⁾ 이로부터 대류 비등시는 풀비등시보다 오일의 영향이 경감됨을 알 수 있다. 오일이 대류비등에 미치는 영향에 대해서는 추후 보고할 예정이다.

5. 결론

본 연구에서는 pore/gap 형상 전열촉진관의 R-123/오일 풀비등시 촉진형상(pore 직경, gap 간격)이 미치는 영향을 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 본 연구의 전열촉진관에서 오일은 열전달을 현저히 감소시킨다. 오일농도 5%에서, 포화온도 4.4°C 인 경우 열전달 감소율은 26~49%이고, 포화온도 26.7°C 인 경우 열전달 감소율은 50~67%이다.

(2) 소량의 오일이라도 열전달계수를 현저히 감소시킨다(포화온도 4.4°C , 1% 농도의 경우 감소율은 20~38%이다). 이는 오일이 전열촉진관의 하

부터널에 축적되기 때문에 판단된다.

(3) 최대 열전달 감소율이 나타나는 전열촉진 형상은 포화온도에 따라 다르다. 포화온도 4.4°C의 경우는 $d_p=0.20$ mm 관에서 최대 감소율이 나타났고 26.7°C의 경우는 $d_p=0.23$ mm 관에서 최대 감소율이 나타났다. 하지만 최소 감소율은 $d_p=0.27$ mm 관에서 나타났다. 이는 pore 직경이 큰 경우 터널 내 오일의 배출이 용이하기 때문에 판단된다.

(4) 순수 R-123과 R-123/오일 모두 최대 열전달계수는 $d_p=0.23$ mm 관에서 나타났다.

(5) 열전달 감소율은 열유속이 증가할수록 감소한다. 이는 평활관과는 반대의 경향으로, 높은 열유속에서 격렬한 기포발생으로 인해 터널 내 오일이 손쉽게 배출되기 때문에 판단된다.

후 기

본 연구는 2001년도 에너지기술 학술진흥사업으로 수행되었습니다. 관계기관에 감사드립니다.

참고문헌

- Chen, J. C., 1963, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, 6th National Heat Transfer Conference, ASME Paper 63-HT-34, Boston, MA.
- Kim, N-H. and Choi, K-K., 2001, Nucleate pool boiling on structured enhanced tubes having pores with connecting gaps, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 44, pp. 17-28.
- Webb, R. L. and McQuade, W. F., 1993, Pool boiling of R-11 and R-123 oil-refrigerant mixtures on plain and enhanced tube boiling, ASHRAE Trans., Vol. 99, Pt. 1, pp. 1225-1236.
- Memory, S. B., Sugiyama, D. C. and Marto, P. J., 1995, Nucleate pool boiling of R-114 and R-114/oil mixtures from smooth and enhanced surfaces - I. single tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, pp. 1347-1361.
- Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J. and Reilly, J. T., 1986, The effect of oil contamination on the nucleate boiling performance of R-114 from a porous coated surface, ASHRAE Trans., Vol. 92, Pt. 2, pp. 339-348.
- Memory, S. B., Bertsch, G. and Marto, P. J., 1993, Pool boiling of HCFC-124/oil mixtures from smooth and enhanced tubes, in Heat Transfer with Alternate Refrigerants, HTD-Vol. 243, pp. 9-18.
- Zarnescu, V., Webb, R. L. and Chien, L-H., 2000, Effect of oil on the boiling performance of structured and porous surfaces, HVAC&R Research, Vol. 6, No. 1, pp. 41-53.
- Bergles, A. E. and Chyu, M. C., 1982, Characteristics of nucleate pool boiling from porous metallic coatings, J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 279-285.
- Thome, J. R., 1996, Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review, Int. J. Refrig., Vol. 19, pp. 435-457.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The description of uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9.
- Jensen, M. K. and Jackman, D. L., 1984, Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures, J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 133-140.
- Wang, C-C., Lin, Y-T., Chung, H-D. and Robert Hu, Y. Z., Some observations of foaming characteristics in the nucleate boiling performance of refrigerant-oil mixture, ASHRAE Trans., Vol. 105, Pt. 1, Paper CH-99-3-1.
- Chien, L.-H. and Webb, R. L., 1998, A nucleate boiling model for structured enhanced surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 2183-2195.
- Czikk, A. M., Gottzmann, C. F., Ragi, E. G., Withers, J. G. and Habdas, E. P., 1970, Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers, ASHRAE Trans., Vol. 76, Pt. 1, pp. 96-109.
- Gottzmann, C. F., O'Neill, P. S. and Minton, P. E., 1973, High efficiency heat exchangers, Chem. Eng. Prog., Vol. 97, No. 7, pp. 69-75.