

마이크로핀관 응축기 내 냉매-냉동기유 혼합물의 전열 특성

조금남* · 태상진**

Condensation heat transfer for refrigerant-oil mixtures in microfin tube condenser

Keumnam Cho and Sang-Jin Tae

Key Words: condensation heat transfer, R-407C, POE oil, U-bend, microfin tube

Abstract

Condensation heat transfer experiments for R-22 and R-407C refrigerants mixed with mineral oil and POE oil respectively were performed in straight and U-bend sections of a microfin tube. Experimental parameters were an oil concentration from 0 to 5%, a mass flux from 100 to 400 kg/m²s and an inlet quality from 0.5 to 0.9. The enhancement factors for R-22 and R-407C refrigerants at the first straight section decreased continuously as the oil concentration increased. They decreased rapidly as the mass flux decreased and inlet quality increased. The heat transfer coefficients in the U-bend were the maximum at the 90° position. The heat transfer coefficients at the second straight section within the dimensionless length of 48 were larger by a maximum of 33% than the average heat transfer coefficients at the first straight section.

기호설명

- EF : 향상 계수
- G : 질량 유속 [kg/m²s]
- h : 열전달 계수 [kW/m²K]
- h⁺ : 1단 직관부 평균 열전달 계수에 대한 2단 직관부 열전달 계수의 비
- L⁺ : 관 내경에 대한 길이 비
- q : 시험부 열유속 [kW/m²]
- T : 온도 [°C]
- x : 건조

하첨자

- in : 시험부 입구
- r : 냉매
- wi : 관 내벽면

1. 서론

HCFC계열인 R-22의 단기 대체 냉매로서 R-22와 비슷한 물성치를 갖고 있어 시스템의 수정없이도 사용이 가능한 R-407C(R-32/R-125/R-134a: 23%/25%/52%)가 주목되고 있다. R-407C는 극성을 띄어 비극성인 광유와는 용해도가 낮아 열전달 효율이 떨어지므로 PAG(Poly Alkylene Glycol) 오일과 POE(Polyol Ester)오일과 같이 극성을 갖는 냉동기유와 같이 사용되어야 한다. 그러나 PAG 오일은 R-22와 광유에 비해 화학적 안정성은 우수하나 상분리 현상과 수분 흡수 등의 문제가 있어, 수분 흡수가 낮고 가수 분해 안정성이 높은 POE 오일의 사용이 요구된다.

산업용 열교환기에 사용이 확대되고 있는 마이크로핀관은 내부 전열 면적이 종래의 평활관보다 커서 전열 성능이 향상된다. 이러한 마이크로핀관 내의 응축 열전달에 미치는 냉동기유의 영향에 대한 연구는 Schlager 등⁽¹⁻²⁾과 Eckels 등⁽³⁻⁴⁾에 의해 이루어 졌다.

그러나 이러한 마이크로핀관의 곡관부 내 열전

* 정희원, 성균관대학교 기계공학부

** 성균관대학교 대학원

달 특성 및 이에 미치는 냉동기유에 대한 연구는 거의 이루어지고 있지 않다. 평활관 곡관부 내의 증발 열전달에 대한 Ouazia와 Marvillet⁽⁵⁾의 연구, R-22와 R-407C를 사용해 곡률 반경비 2.5인 곡관부를 갖는 평활관 및 마이크로핀관 내 열전달 특성을 조사한 조금남과 김병기⁽⁶⁾의 연구, 마이크로핀관 곡관부 내 증발 열전달에 미치는 냉동기유의 영향을 조사한 Cho와 Tae⁽⁷⁾의 연구가 있을 뿐이다.

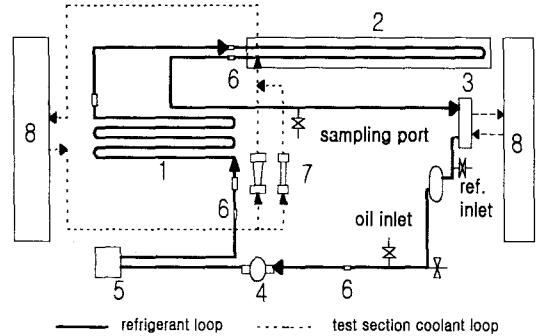
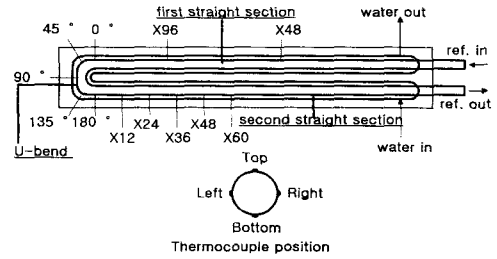
따라서 본 연구에서는 R-22와 R-407C의 마이크로핀관 직관부와 곡관부의 응축 열전달 특성과 이에 미치는 팜유와 POE 오일의 영향을 각각 실험적으로 조사하였다.

2. 실험 장치 및 방법

시험부는 외경 9.52 mm, 내경 8.53 mm, 편 높이가 0.2 mm, 편 개수 60, 편 나선각 18° 인 마이크로핀관이며, 수직면 상에 상하로 평행하게 놓인 직관부 각각의 길이는 1 m, 관 외경에 대한 곡관부의 곡률 반경비는 2.61이었다. Fig. 1에서와 같이 시험부 직관부와 곡관부의 12 개 지점의 상, 하, 좌, 우 네 군데에 설치한 총 48개의 열전대도 관 외벽면 온도를 계측하였고 열전대의 위치는 직관부의 경우 관 내경에 대한 배율로, 곡관부의 경우는 45° 간격으로 표시되었다.

실험 장치는 Fig. 1과 같이 냉매 순환부와 냉각수 순환부로 나뉘어 진다. 냉매 순환부는 수직면 상에 위치한 곡관부를 포함한 마이크로핀관 시험부, 예열기, 판형 응축기, 냉동기유 주입 및 추출 장치, 마그네틱 냉매액 펌프, 질량 유량계 등으로 구성되었다. 시험부 입출구에는 유동 가시화를 위해 pyrex관을 설치하였고 예열기의 입출구에는 전기 절연을 위해 테플론 관을 설치하였다. 냉각수 순환부는 냉각수인 물을 순환하기 위한 항온조와 냉각수 유량 측정을 위한 로타미터 (7, 20 lpm)로 구성되었다. 시험부 전체와 곡관부 입출구에서 냉각수 온도를 계측하였고, 시험부 전체에 대한 냉각수 온도 상승률은 1 °C 정도였다. 전체 실험에 대해 시험부내 냉매의 건도 변화율은 0.2로 조절되었다.

냉동기유는 냉동기유 주입 장치를 이용하여 고압 질소 가스로 가압하여 주입하였으며 주입량은



1 pre-heater 2 test section 3 plate heat exchanger
4 refrigerant pump 5 mass flow meter 6 sight glass 7 rotameter 8 chiller

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

주입 전후 주입 장치의 질량을 전자 저울(0~4000g범위, 오차 0.1g)로 계측하여 구하였다. 냉동기유 농도는 ASHRAE Standard⁽⁸⁾에 제시된 boiling-off method에 따라 냉동기유 샘플링 장치를 이용해 냉매와 냉동기유 혼합물을 일정량 추출한 직후 질량과 냉매를 증발시킨 뒤 남은 냉동기유 질량의 차를 이용해 구했다. 주입 및 추출을 통해 측정된 냉동기유 농도는 Table 1에 나타나 있다.

Table 1 Measured concentration of injected and sampled refrigeration oil (weight %)

Oil %	R-22		R-407C	
	Injected	Sampled	Injected	Sampled
1	1.08	1.02	1.15	1.12
3	3.03	2.93	3.10	3.07
5	5.03	4.97	4.98	4.91

R-22 냉매에 대한 냉동기유로 광유 (290 SUS), R-407C 냉매에 대한 냉동기유로 POE 오일 (315 SUS)을 사용하였다. 냉동기유 농도는 전체 냉매와 냉동기유 혼합물에 대한 냉동기유의 질량분율로 정의된다. 실험 변수는 냉동기유 농도 (0, 1, 3, 5%), 시험부 입구 건도 (0.5~0.9), 그리고 질량 유속 (100~400 kg/m²s)이었다. 시험부 입구 압력은 1.5 MPa로 일정하게 조절되었다.

3. 자료 처리 및 오차 해석

시험부 내 국부 응축 열전달 계수는 다음 식(1)과 같다.

$$h = \frac{q}{T_r - T_{wi}} \quad (1)$$

식(1)에서 q는 냉각수 유량과 입출구의 온도차로부터 구했다. 냉매 온도(T_r)는 우선 분리 유동 모델을 이용하여 계산한 시험부 각 구간의 압력 강하 비율과 측정된 시험부 입출구의 압력 강하 값을 비교하여 각 온도 측정 지점의 압력을 구했다. 꼭관부에서의 압력 강하는 꼭관부에 대한 Chisholm의 방법⁽⁹⁾을 이용하여 계산하였다. R-22의 경우 계산한 각 온도 측정 지점에서의 압력을 이용해 증기압 곡선에서 포화 압력과 포화 온도의 관계로부터 냉매 온도를 구했다. R-407C의 경우 1.5 MPa에서 온도 하강 구배가 5.11 °C인 변온 응축 혼합 냉매이므로 냉매의 온도는 압력과 건도의 함수이다. 따라서 R-22와 동일한 방법으로 각 지점의 압력을 구하고 시험부 입구에서 각 지점까지의 열전달량으로부터 구한 엔탈피를 이용해 각 지점에서의 건도를 구했다. 일정 압력하에서 포화 증기에서 포화액까지 온도가 선형적으로 변한다고 가정하여 각 지점에서의 포화 온도를 포화 압력과 건도의 함수로 나타냈다.

Moffat⁽¹⁰⁾이 제시한 오차 해석 방법을 식(1)에 적용해 구한 응축 열전달 계수의 오차 범위는 R-22의 경우 2.9~5.1%, R-407C의 경우 2.2~4.4%였다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 1단 직관부 내 열전달 특성

Fig. 2는 1단 직관부 내 평균 열전달 계수를 나타낸다. R-22와 R-407C 냉매 모두 질량 유속과 입구 건도가 증가함에 따라 열전달 계수는 증가했다. R-22 냉매의 경우 질량 유속 300 kg/m²s 이상에서는 열전달 계수가 질량 유속에 따라 일정하게 나타났는데 이는 마이크로핀관 내에서 질량 유속이 일정 값 이상 증가하면 질량 유속이 계속적으로 증가하여도 마이크로핀에 의한 표면 마찰력이 증가하여 관 벽면에 근접한 냉매액의 유동 속도는 크게 증가하지 않기 때문인 것으로 사료된다. 반면, R-407C는 3성분 혼합 냉매로서 응축 과정에서 비점이 높은 냉매가 비점이 낮은 냉매보다 먼저 응축하게 되므로 기액 계면 상에 물질 저항을 형성하게 되어 열전달을 방해한다. 따라서, R-407C의 경우는 질량 유속이 커질수록 이러한 혼합 냉매의 기액 계면 상의 물질 저항이 감소되어 열전달 계수는 연속적으로 증가하는 것으로 판단된다. 이러한 기액 계면 상의 물질 저항으로 인해 Fig. 2에서와 같이 R-407C는 R-22에 비해 12~44% 정도 낮은 열전달 계수를 나타냈다. 냉동기유 농도가 5%인 경우 열전달 계수는 냉동기유 농도 0%인 순수 냉매보다 감소하였으며 그 감소 폭은 질량 유속이 작을수록 그리고 입구 건도가 클수록 크게 나타났다.

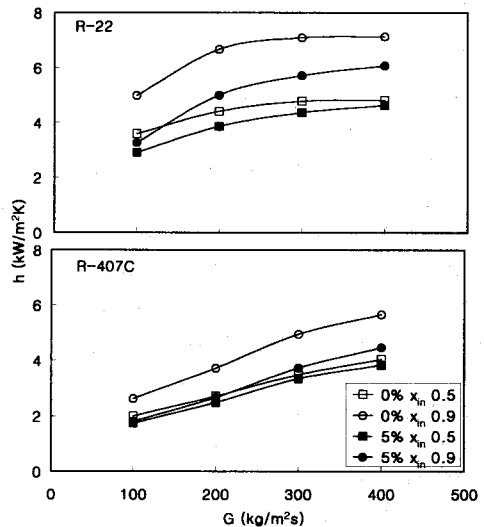


Fig. 2 Heat transfer coefficients in the first straight section

Fig. 3는 1단 직관부 내의 이러한 냉동기유 농도 변화에 따른 열전달 계수의 변화를 향상 계수(EF)로 나타낸다. 향상 계수는 냉동기유 농도 0%의 열전달 계수에 대한 각 냉동기유 농도에서의 열전달 계수의 비로 정의된다. R-22와 R-407C 모두 냉동기유 농도가 증가함에 따라 향상 계수는 연속적으로 감소했다. R-22와 R-407C 모두 질량 유속이 작을수록 그리고 입구 건도가 클수록 향상 계수의 감소율은 크게 나타났으며, 냉동기유 농도가 5%일 때 R-22의 경우 최소 0.65, R-407C의 경우 최소 0.70까지 감소했다. 냉동기유 농도 증가에 따른 열전달 계수의 연속적 감소는 냉매액과 냉동기유 혼합물의 점도의 증가로 설명될 수 있다. 이상 유동 열전달의 상관식은 단상 난류 유동 열전달에 대한 Dittus-Boelter식에 수정 계수를 도입하여 나타낼 수 있는데 상관식에서 점도에 반비례하는 레이놀즈 수의 지수가 점도에 비례하는 프란틀 수의 지수보다 크므로 누셀트 수는 점도에 반비례하게 되고, 이에 따라 혼합물 내 냉동기유의 농도가 커질수록 점도가 커져서 열전달 계수는 감소하게 된다. 질량 유속이 클수록 향상 계수가 크게 나타나는 것은 질량 유속의 증가에 따라 냉매와 냉동기유 혼합물이 유막의 형성 없이 혼합이 잘 이루어지기 때문이다.

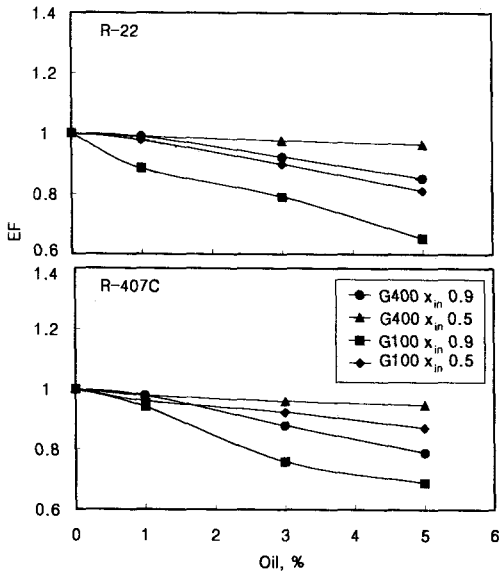


Fig. 3 Enhancement factors in the first straight section

4.2 곡관부 내 열전달 특성

Fig. 4는 곡관부의 각 온도 측정 위치에서의 열전달 계수를 냉동기유 농도가 0%와 5%일 때 질량 유속이 크고 입구 건도가 작은 경우와 그 반대의 경우에 대해 나타낸다. R-22와 R-407C 모두 곡관부에서의 열전달 계수는 1단 직관부 보다 크게 나타났고 90° 지점에서 최대가 되었다. 이는 곡관부에서 원심력에 의한 유동 교란의 효과 때문이다. 열전달 계수는 1단 직관부에서와 같이 냉동기유 농도가 0%에서 5%로 증가함에 따라 질량 유속 400 kg/m²s, 입구 건도 0.5인 조건보다 질량 유속 100 kg/m²s, 입구 건도 0.9인 조건에서 더 급격히 떨어졌다. 냉동기유 농도 증가에 따른 곡관부 각 위치별 열전달 계수의 감소율은 위치에 따라 비슷하게 나타났다.

Fig. 5는 곡관부 90° 지점에서의 냉동기유 농도에 따른 향상 계수를 나타낸다. 1단 직관부와 마찬가지로 곡관부에서도 냉동기유 농도가 증가함에 따라 향상 계수는 연속적으로 감소했으며 그 감소율은 질량 유속이 작을수록 그리고 입구 건도가 클수록 컸다. 향상 계수는 질량 유속이 큰 경우가 질량 유속이 작은 경우보다 향상 크게 나

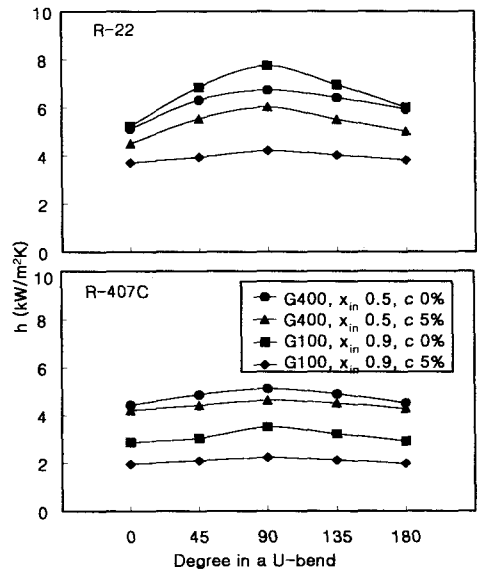


Fig. 4 Heat transfer coefficients in the U-bend

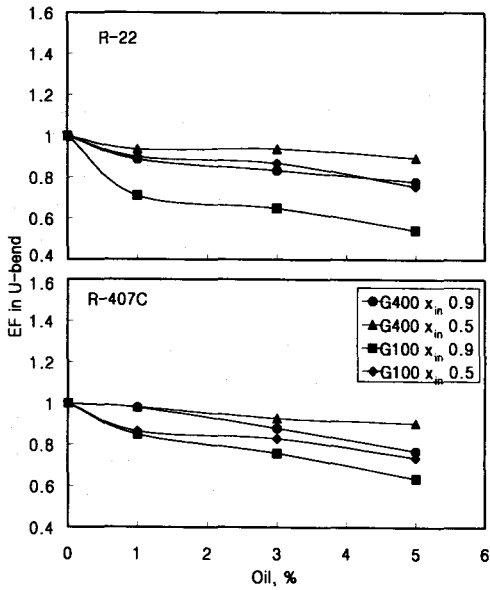


Fig. 5 Enhancement factors at the 90° position of the U-bend

타났는데 이는 곡관부에서의 원심력에 의한 유동 교란의 효과가 질량 유속이 클수록 크기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 입구 건도가 큰 경우가 입구 건도가 작은 경우보다 항상 계수가 작게 나타난 것은 입구 건도가 클수록 이상 유동 중 냉매액 내의 국부 냉동기유 농도가 크기 때문으로 사료된다.

4.3 2단 직관부 내 열전달 특성

Fig. 6은 1단 직관부 평균 열전달 계수에 대한 2단 직관부 각 지점에서의 열전달 계수의 비(h^+)를 질량 유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 입구 건도 0.9에서 나타낸다. L^+ 는 마이크로핀관 내경에 대한 2단 직관부 시작점에서부터의 길이의 비로 정의된다. R-22와 R-407C 냉매 모두에서 L^+ 의 값이 48 이내 일 때 2단 직관부의 열전달 계수는 1단 직관부의 평균 열전달 계수에 대하여 최대 33%까지 컸다. 이는 곡관부에 의한 2차 유동의 효과가 곡관부 후 직관부의 일정 영역까지 영향을 미치고 있음을 보여주는 것이다. 이러한 효과는 L^+ 가 48보다 큰 경우 소멸되었다. 냉동기유 농도가 증가함에 따라 h^+ 는 증가하였는데 이는 높은 밀도의 냉동

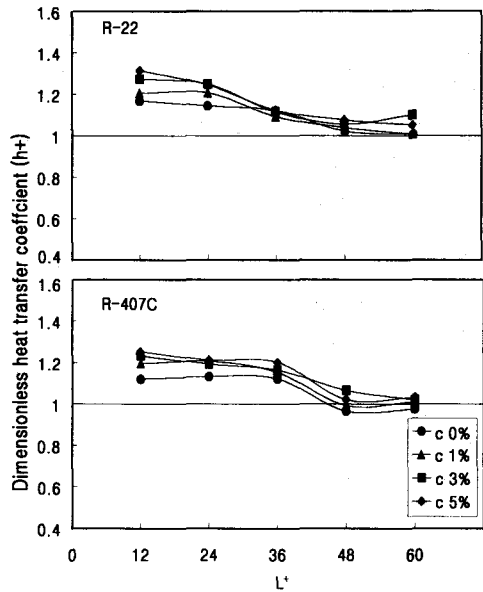


Fig. 6 Dimensionless heat transfer coefficients in the second straight section for the mass flux of $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and the inlet quality of 0.9

기유가 첨가됨에 따라 이러한 유동 교란의 효과가 증대되기 때문이다.

5. 결론

- (1) 1단 직관부에서는 R-22와 R-407C 냉매 모두 질량 유속과 입구 건도가 클수록 열전달 계수가 크게 나타났으나, R-22의 경우 질량 유속 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이상에서는 일정한 열전달 계수를 나타냈다.
- (2) 1단 직관부에서는 질량 유속이 작고 입구 건도가 클수록 냉동기유 농도 증가에 따른 항상 계수의 감소율이 크게 나타났다.
- (3) 곡관부에서는 직관부에 비하여 원심력에 의한 유동 교란의 효과로 열전달 계수가 증가하였으며 곡관부 90° 지점에서 최대가 되었다.
- (4) 곡관부에서는 1단 직관부와 마찬가지로 각 냉동기유 농도에서 질량 유속이 클수록 그리고 입구 건도가 작을수록 항상 계수는 크게 나타났다.
- (5) R-22와 R-407C 냉매 모두에서 L^+ 의 값이 48

이내일 때 2단 직관부의 열전달 계수는 1단 직관부의 평균 열전달 계수에 대하여 최대 33%까지 컸다.

참고문헌

- (1) Schlager, L. M., Pate, M. B., Bergles, A. E., 1989, Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp. 375~385.
- (2) Schlager, L.M., Pate, M.B. and Bergles, A.E., 1989, A comparison of 150 and 300 SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in smooth tube and a micro-fin tube, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp.387~397.
- (3) Eckels, S. J., Doerr, T. M., Pate, M. B., 1994, In-tube heat transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: Part 2 - condensation, ASHRAE Trans. Vol. 100, pp. 283-294.
- (4) Eckels, S. J., Doerr, T. M., Pate, M. B., 1998, Heat transfer coefficients and pressure drops for R-134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro-fin tube, ASHRAE Trans. Vol. 104, pp. 366-375.
- (5) Ouazia, B. and Marvillet, C., 1994, Forced convective heat transfer of R-22 evaporating in upward and downward flow in U-bend, International J. Refrigeration, Vol. 17, No. 4, pp. 250~256.
- (6) 조금남, 김병기, 1997, 대체냉매를 사용한 평활관 및 마이크로핀관 곡관부내 증발 열전달 특성, 대한 기계 학회 논문집, 제21권, 제9호, pp.1207~1217.
- (7) Keumnam Cho and Sang-Jin Tae, 2000, Evaporation heat transfer for R-22 and R-407C refrigerant-oil mixture in a microfin tube with U-bend, International J. of Refrigeration, Vol. 23, No. 3, pp. 219~231.
- (8) ASHRAE, 1984, Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant (ANSI/ASHRAE Standard 41.4), pp.1~4.
- (9) Collier, J. G., Thome, J. R., 1994, Convective boiling and condensation, 3rd ed., Oxford University Press, New York.
- (10) Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME: J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.