

유턴 흐름을 갖는 차량공조용 플레이트형 증발기의 전열특성에 관한 연구

A study on the characteristics of heat transfer and pressure drop in plate type evaporator with U-turn for automotive air conditioner

강 정 길*, 김 종 수**
J. K. Kang, J. S. Kim

Key words: Evaporation heat transfer(증발열전달), Enhanced bead(전열촉진돌기), Turn clearance ratio(흐름목비), Oil concentration(유농도)

ABSTRACT

The evaporation heat transfer and pressure drop characteristics for HFC-134a in flat plate type heat exchangers with enhanced beads were experimentally investigated. Three plate type evaporators with different geometric condition of U-turn area were tested. Mass fluxes were tested over the range of 83 kg/m²s to 166 kg/m²s, and heat fluxes were varied from 4 kW/m² to 12 kW/m². Evaporation temperature was 5°C with inlet qualities of 0.1 to 1.0.

There was no notable difference in the heat transfer coefficient by geometric variation of U-turn area, but the third plate with cross-ribbed channel at U-turn area was better than others in the evaluation using volume goodness factor comparison. Also, the mixtures of HFC-134a and PAG oil was tested to determine oil effects on heat transfer and pressure drop. As oil concentration was increased, heat transfer coefficient was increased by 22~48% up to the 3 wt.%, but decreased by 14~22% at the 4 wt.%. The pressure drop was increased by the maximum of 100% as oil concentration was increased.

기 호 설 명

A_s : 플레이트형 증발기의 전열면적(전열촉진돌기 무시함) [m²]
 A_c : 플레이트형 증발기의 평균유로단면적(전열촉진돌기 고려함) [m²]

C_p : 정압비열 [kJ/kg K]
 D : 플레이트형 증발기의 유로폭 [m]
 DP : 증발기 입출구의 압력차 [kPa]
 DL : 단위유로길이 [m]
 E_{std} : 단위전열면적당의 펌프동력 [W/m²]
 G : 냉매순환량 [kg/h]
 h : 냉매의 평균열전달계수 [W/m² K]
 h_{mix} : 냉매/냉동유 혼합물의 평균열전달계수 [W/m² K]

* 정회원, 양산대학 건축기계설비과

** 정회원, 부경대학교 냉동공조공학과

- i_{fg} : 냉매의 증발잠열 [J/kg]
- k : 열전도도 [kW/m K]
- L : 유턴부(U-turn area)의 흐름목 길이 [m]
- \dot{m} : 질량유속 [kg/m²s]
- Nu : Nusselt수 [=hd/k]
- Pr : Prandtl수 [= $\mu C_p/k$]
- Q_{htr} : 예열기의 전열량 [kW]
- Q_s : 플레이트형 증발기의 전열량 [kW]
- q : 열유속 [kW/m²]
- Re : 레이놀즈수 [=md/ μ]
- T_{bulk} : 유체의 혼합평균온도 [K]
- T_{wall} : 증발기 벽면의 평균온도 [K]
- W_{cyl} : 시료병의 중량 [g]
- W_{mix} : 냉매/냉동기유 혼합물을 포함한 시료병의 중량 [g]
- W_{oil} : 냉동기유를 포함한 시료병의 중량 [g]
- X : 시험부의 입구건도 [-]

그리스 문자

- ρ_g, ρ_l : 기상 및 액상의 밀도 [kg/m³]
- μ : 점도 [N·s/m²]
- ω : 냉동기유의 농도 [wt%]

1. 서론

최근 국제적인 에너지 수급의 불안정과 에너지의 효율적인 이용에 대한 각국의 노력은 시대적인 요구에 부응하여 많은 연구를 진행하고 있다. 특히 자동차 산업에 있어서 에너지 절약 기술은 환경 친화적인 자동차 개발과 맞물려 자동차의 연비를 향상시키는 가장 필요한 연구과제이다. 현재 자동차에 사용되고 있는 공냉식 열교환기는 엔진냉각을 위한 라디에터(Radiator), 차실내의 난방을 위한 히터 코어(Heater core), 냉방시스템을 구성하는 증발기 및 응축기가 있으며, 이들 열교환기는 차량의 주행조건 변화에 대응하기 위해 어느 산업에 사용되는 열교환기보다도 더 경량, 박형, 고성능의 것으로 개발되어야 한다. 이들 중에서도 자동차 공조기용 증발기는 차량의 외부환경에 대응하여 차실내를 신속하게 쾌적한 환경으로 조성하고 또한 오존층파괴와 관련된 환경유해물질의 배출을 줄일 수 있도록 냉매의 증

진량을 최소화하는 제품을 개발하는데 연구의 주안점을 두고 있다.⁽¹⁻³⁾

국내의 자동차 산업에서는 기존의 오존층 파괴 지수가 높은 CFC-12를 새로운 대체 냉매인 HFC-134a로 충전하는 신냉매용 공조 시스템이 1996년부터 시판하는 자동차에 장착되고 있다. 그러나 이러한 냉매 및 냉동기유의 변경에 따른 증발기의 성능특성은 기존의 데이터를 사용할 수 없게 되어 대체냉매 및 냉동기유에 대한 새로운 자료가 필요하게 되었다.

기존의 식품산업이나 화학플랜트 등에서 많이 사용되어 왔던 플레이트형 열교환기는 대량생산과 효율면에서 우수성을 가지고 있으므로 현재 자동차 공조용 증발기로서 가장 많이 사용되고 있다. 이러한 우수성을 가지고 있음에도 불구하고 플레이트형 증발기에 대한 연구자료는 극소수이며, 이러한 연구로는 Cohen 등⁽⁴⁾의 리브 경사 각 변화에 따른 전열 성능에 관한 연구, Xu 등⁽⁵⁾의 리브 채널의 유로방향에 따른 전열 특성 연구, Ohara 등⁽²⁾의 전열촉진돌기가 없는 채널과 리브 성형 채널의 전열특성 연구, 강정길 등⁽¹⁾의 리브 형상에 따른 전열 특성 연구가 있다. 그러나 대체냉매 및 냉동기유에 대한 연구자료는 매우 부족하여 고효율의 증발기를 개발하기 위해서는 실제 사용되는 냉매의 특성에 관한 정보가 절실한 실정이다.

본 연구에서는 이러한 특성을 감안하여 새로운 형태의 증발기 개발을 위한 기초자료로서 플레이트 형상에 따른 성능 특성과 자동차 공조장치의 특성상 냉매와 냉동기유가 혼합된 상태로 순환하므로 혼합물 상태에서의 열전달 및 압력손실 특성에 대한 연구를 실험을 통해 수행하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 열전달 실험장치의 구성

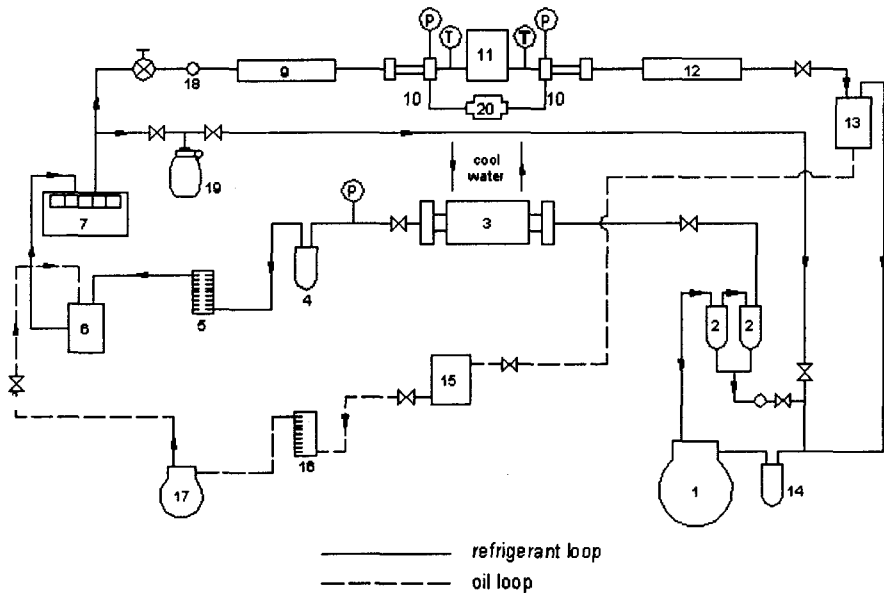
Fig. 1은 본 연구 대상인 플레이트형 증발기(시험부)에 안정된 냉매와 냉동기유를 공급하기 위해 제작된 장치로서 실선으로 표시된 냉매 순환 시스템과 점선으로 표시된 냉동기유 순환 시스템으로 구성되어 있다. 냉매 순환시스템은 기본 냉동시스템으로서 다음과 같이 구성되어 있다.

즉, 냉매 순환량의 조절을 위해 무단변속기를

장착한 모터에 의해 구동되는 개방형 압축기(1)에서 토출된 고온 고압의 과열증기상의 냉매는 냉동기유를 함유하고 있으므로 시험 목적에 맞게 완전히 냉동기유를 분리할 수 있도록 직렬로 설치된 2개의 유분리기(2)를 통과한 후 수냉식 응축기(3)에서 냉각수에 의해 냉각되어 완전 응축된다. 과냉각 상태의 액은 수액기(4)를 거쳐 전자식 질량 유량계(7)에 의해 질량유량이 측정되어 수동식 팽창밸브(8)에 이른다. 이 수동식 팽창밸브의 개도 조절에 의해 냉매는 실험 증발압력까지 등엔탈피 팽창되며, 써스형 열전대(Sheath type thermocouple) 및 부르돈관식 압력계에 의해 냉매의 온도 및 압력이 측정된 후 냉매는 예열기(9)에 의해 실험조건에 맞는 입구 건도로 조절되어 시험부(11)로 유입된다. 시험부의 입구건도를 조절하기 위한 예열기는 30 m 길이의 피복된 구리선($\phi 0.6$ mm, $0.06 \Omega/m$)을 동관에 조밀

하게 감아 2개를 병렬로 연결하여 사용하였다. 시험부에서는 입출구에서의 냉매의 온도, 압력 및 플레이트형 증발기의 벽면온도를 측정하였으며, 시험부 입출구의 압력차는 차압계(20)에 의해 측정되도록 했다. 또한 시험부 전후의 유체 유동양식을 관찰할 수 있도록 시험부의 입출구에 가시화부(10)를 설치하였으며, 시험부를 나온 냉매는 예열기와 같은 방식으로 만들어진 후부 가열기(12)를 통해 완전한 과열증기가 되어 압축기로 재 순환하도록 냉동시스템을 구성하였다.

냉동기유 순환시스템은 오일탱크(15)내에 채워진 냉동기유를 오일펌프(17)와 오일 유량계(16)를 통해 일정량만큼 냉매-냉동기유 혼합 탱크(6)로 압송하여 시험부에 공급하며, 시험부를 나온 냉매-냉동기유 혼합물은 다시 저압측의 유분리기(13)에서 냉매와 냉동기유로 분리되어 냉동기유는 오일탱크(15)로 재 순환시키도록 구성되어 있



- | | | |
|--------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Compressor | 7. Electronic mass flowmeter | 14. Accumulator |
| 2. Oil separator | 8. Manual expansion valve | 15. Oil tank |
| 3. Condenser | 9. Preheater | 16. Oil flowmeter |
| 4. Receiver/drier | 10. Visual section | 17. Oil pump |
| 5. Flowmeter | 11. Test section | 18. Sight glass |
| 6. Refrigerant/oil mixing tank | 12. Post heater | 19. Oil sampling cylinder |
| | 13. Low pressure side oil separator | 20. Differential pressure transducer |

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental test loop.

다. 본 시험 장치의 특성상 냉동기유는 기어펌프에 의해 강제 압송되므로 냉동기유가 냉매와 잘 혼합이 될 수 있도록 내부에 유리구슬을 채운 혼합탱크(6)와 시험부를 나온 냉매와 냉동기유의 혼합물로부터 냉동기유가 재 분리될 수 있도록 내부에 분배기를 갖춘 저압측 유분리기(13)를 별도로 제작하였다.

2.2 시험부

Fig. 2는 본 연구에 사용된 플레이트형 증발기의 엘리먼트로서 2장을 겹쳐 브레이징하여 냉매의 유로가 형성되며, 기존의 플레이트형 증발기와는 달리 유효면적(공기와 열교환 면적)을 극대화하기 위해 냉매의 출입구(집합탱크)가 한쪽에 설치되어 있고 냉매가 가운데 분리벽을 중심으로 180도 회전하여 흐르는 구조로 되어있다. 유로의 상승 및 하강류 영역의 열교환부에는 전열촉진돌기가 성형되어있는데 이것은 최근의 플레이트형 열교환기가 약 0.3~0.5 mm 두께의 알루미늄 박판을 사용하므로 돌기의 성형으로 열전달을 촉진 시킬과 동시에 증발기의 내압 강도를 높이는 효과를 가지므로 최근에 많이 채용되고 있다. 강정길 등⁽¹⁾의 연구 결과에서 경사 리브보다 타원형 돌기가 더 우수한 전열성능을 갖는 것으로 나타

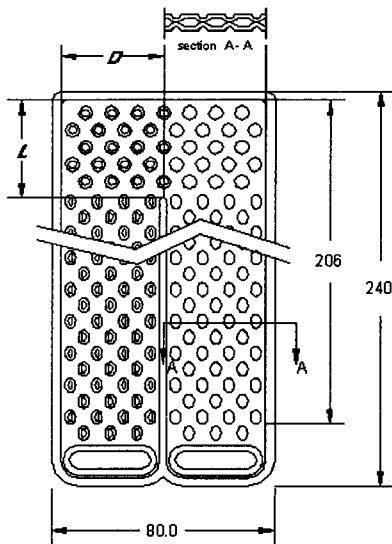


Fig. 2 Plate type evaporator for this study.

Table 1 Description of geometrical parameters of test plates

Name		Test plate samples		
		#1	#2	#3
Enhanced mechanism	Straight area	Bead	Bead	Bead
	U-turn area	Dimple	Dimple	Ribbed channel
Flow channel height		2.0 mm	2.0 mm	2.0 mm
Flow channel width		36 mm	36 mm	36 mm
Turn clearance ratio $[L/D]$		0.91	0.73	0.91
Average hydraulic diameter		3.1 mm	3.1 mm	3.1 mm
Average flow length		0.463 m	0.470 m	0.463 m

났으므로 본 연구에서는 상승 및 하강류를 갖는 유로에 타원형의 돌기를 성형하고 유턴부에서의 각기 다른 특성을 가진 3종류의 플레이트형 증발기를 시험대상으로 선정했다. Table 1은 실험에 사용된 증발기의 제원을 나타내며, 기본 모델인 시험 플레이트 #1은 유턴(U-turn)부에 원형의 돌기가 성형되어 있다. 또한 시험 플레이트 #2는 기본 플레이트와 동일한 형상으로 유로의 유턴부에서의 흐름목비(L/D)를 달리했으며, 시험 플레이트 #3은 유로의 유턴(U-turn)부의 전열촉진 돌기 형상을 45도의 경사진 리브(rib)로 성형하였다. 시험 플레이트 #3의 경우는 2장의 플레이트가 겹쳐져 형성되는 유턴부의 유로는 X자형으로 이루어진다. 시험부에 플레이트형 증발기의 설치하는 집합탱크부에 타원형상의 점진적으로 확대시킨 알루미늄 파이프를 용접시켜 이 파이프와 가시화부의 황동 블럭에 가공된 홈과 연결하도록 했다. 플레이트형 증발기는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 열전대의 리드선에 의해 생기는 열전달면과 시험부에 열을 공급하는 플레이트형 실리콘 고무 히터(Plate type silicon rubber heater)간의 틈새를 제거하고 열전달면에 균일한 열유속을 공급하기 위해 증발기와 동일한 재질의 알루미늄 퍼티(Aluminum putty)를 약 2 mm 두께로 도포한 후 1.7 mm 두께의 플레이트형 실리콘 고무 히터(Watlow model F040100C8)를 놓고 그 위에 석면(Asbestos)과 베이클라이트(Bakelite)판을 사용하여 고정하였으며, 그 외부에 폴리우레탄폼으로 열손실이 없도록 충분히 단열을 실시하였다.

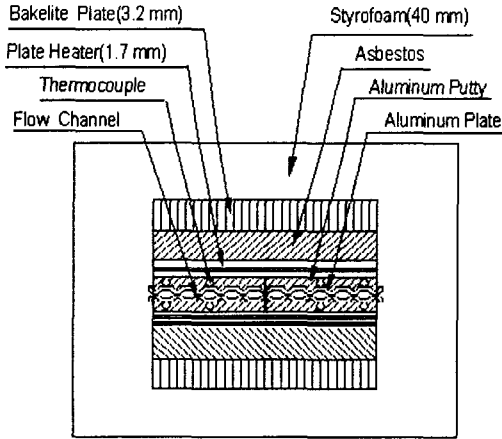


Fig. 3 Cross sectional view of the insulated test plate.

2.3 데이터 취득 및 정리

시험부의 입구전도, X 는 다음 식(1)을 이용하여 계산되었다.

$$X = \frac{Q_{hr}}{G i_{fg}} \quad (1)$$

여기서 Q_{hr} 는 전열량으로서 예열기의 입력전력, G 는 냉매순환량, i_{fg} 는 시험부 입구에서 측정된 포화온도에 의한 냉매의 증발잠열을 의미한다.

또한 시험부의 열전달 계수는 다음 식(2)와 같이 계산하였다.

$$h = \frac{q}{T_{wall} - T_{bulk}} \quad (2)$$

여기서 T_{wall} 은 플레이트형 증발기의 표면에 설치된 열전대의 평균온도로서 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 $\phi 0.2$ mm의 T형 열전대를 플레이트 표면에 20개소 설치했으며, 실험에 사용한 열전대의 측정오차는 항온조에서 예비실험을 통해 약 0.1°C 이내인 것을 확인하였다. 각 온도의 측정은 설정조건이 정상상태에 도달한 후 3회 측정된 평

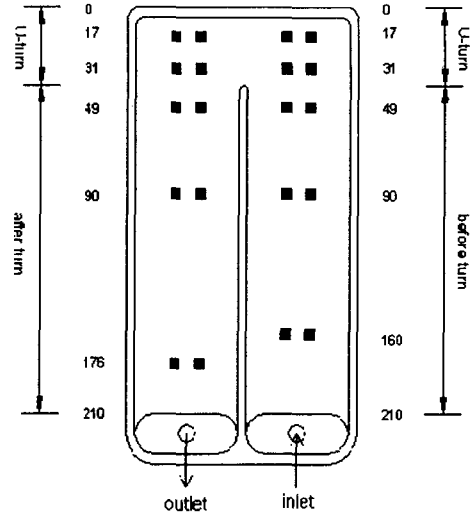


Fig. 4 Location of the thermocouples on the test plate.

균온도를 그 대표값으로 사용하였다. T_{bulk} 는 증발기 입출구 냉매의 혼합평균온도로서 입출구에 설치된 씨스형 열전대를 이용하였다. q 는 플레이트형 증발기에 가해지는 열유속으로서 다음 식(3)에 의해 계산된다.

$$q = \frac{Q_s}{A_s} \quad (3)$$

여기서 Q_s 는 플레이트형 증발기의 표면에 가해지는 열량으로서 플레이트형 고무 히터의 입력전력으로 제어하며, A_s 는 플레이트형 증발기의 전열면적으로서 전열축진돌기의 면적을 무시한 투영면적으로 계산되었다.

냉동기유의 농도, ω (wt.%) 측정은 ASHRAE Standard 41.4에 의해 시료 채취병과 전자저울을 이용하여 다음 식(4)와 같이 계산했다. ⁽⁶⁾

$$\omega = \frac{W_{oil} - W_{cyl}}{W_{mix} - W_{cyl}} \quad (4)$$

여기서 W_{oil} 은 냉동기유를 포함한 시료병의 무게, W_{cyl} 은 시료 채취병의 무게, W_{mix} 은 냉매와

Table 2 Experimental ranges of test parameters

Parameter	Value
Saturation Temp.	5 °C
Working fluid	HFC-134a and PAG oil
Mass flux	80~200 kg/m ² s
Quality	0.1~1.0
Heat flux	4~12 kW/m ²
Oil concentration	0 ~ 6 wt.%

냉동기유의 혼합물을 포함한 시료병의 무게를 나타낸다. 또한 혼합물의 열물성치는 Schlager등⁽⁷⁾의 연구결과를 참고하여 보다 정확한 근사치를 얻기 위해 순수냉매의 물성치를 사용했으며, 이들 물성치는 일본냉동협회의 냉매의 열물성표를 사용했다.

본 연구의 진행은 Table 2에 나타난 바와 같은 실험조건으로 실시했다.

3. 결과 및 고찰

3.1 장치의 열평형

실험이 진행되는 동안 열은 일정하게 예열기와 시험부의 히터에 의해 시험냉매로 가해진다. 또한 시험부의 단열층을 통해 외부로부터 침투되는 열은 특히, 저열유속의 경우에 열전달율의 측정정도를 저하시키게 된다. 그러므로 본 연구에서는 타 연구자들이 많이 사용하는 액펌프 대신에 실제 자동차 공조용으로 사용되고 있는 사판식 압축기를 사용하였기 때문에 시험부에서 포화액 냉매를 이용한 열평형 실험이 어려워 단상의 물을 이용하여 열수지를 확인하고자 여러 연구자들이 추천하고 있는 Dittus-Boelter의 식(5)에 의한 열전달계수의 계산치와 실험에 의한 열전달계수의 측정치를 비교하였다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5)$$

여기서 Nu, Re, Pr은 각각 Nusselt수, Reynolds수, Prandtl수로서, 무차원수를 나타낸다.

실험 결과는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 실험에 의해 측정된 열전달계수와 Dittus-Boelter식에

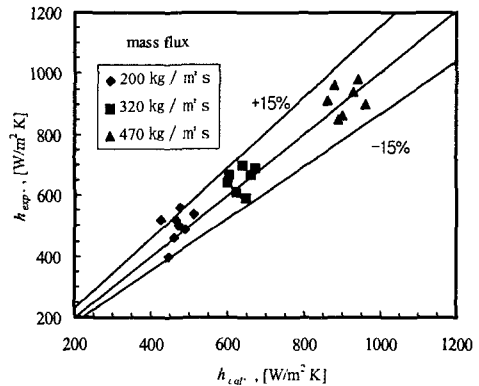


Fig. 5 Comparison of calculated and experimental heat transfer coefficients for water.

로 계산된 단상액의 열전달계수는 ±15%이내에서 잘 일치함을 알 수 있었다.

3.2 HFC-134a의 열전달계수

Fig. 6은 본 연구의 기본 모델로서 유탄부의 흐름목비(L/D)가 0.91인 시험 플레이트 #1에서의 질량유속 83, 119, 166 kg/m²s에 대한 열유속 및 입구 건도의 변화에 따른 열전달 특성을 나타낸다.

시험 플레이트 #1에서의 열전달계수는 질량유속이 낮은 83 kg/m²s의 경우, 열유속이 4 kW/m²일 때는 건도가 증가함에 따라 계속 증가하지만, 열유속을 2~3배로 증가시키면 저건도에서는 건도증가에 따라 4 kW/m²일때의 열전달계수에 비해 약 30~40% 정도의 증가를 보인다. 그러나 건도가 약 0.6~0.7 부근을 넘어서면서 열전달계수는 급격하게 감소하는 경향을 보였다. 질량유속 119 kg/m²s에서의 열전달계수의 변화는 열유속이 낮은(4 kW/m²) 경우는 건도가 증가함에 따라 증가하지만, 84 kg/m²s때보다 완만한 기울기로 나타났다. 열유속을 2~3배로 증가시키면 저건도에서는 건도증가에 따라 열전달계수도 증가하지만 건도가 약 0.7부근에서 부터 급격한 감소현상을 보인다. 또한 질량유속을 166 kg/m²s로 증가시켰을 때 열전달계수에 있어서 큰 변화는 열유속 8, 12 kW/m²일 때 피크치가 고건도(약 0.8)

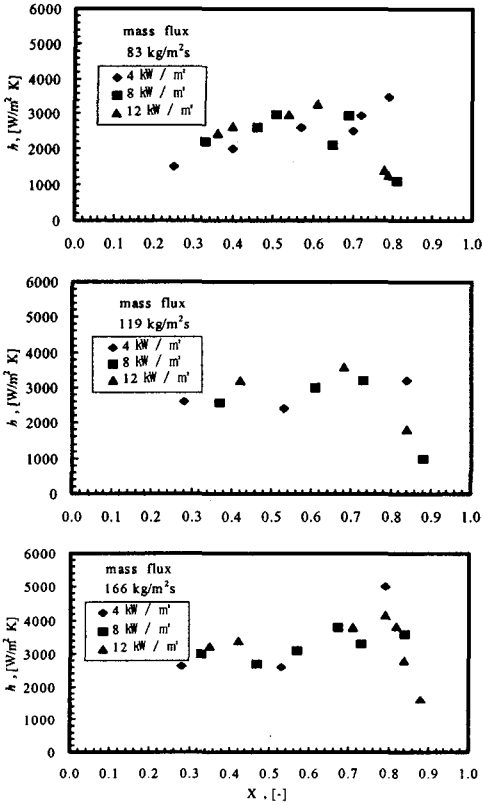


Fig. 6 Heat transfer coefficient vs. inlet quality with various heat flux for the plate #1.

영역으로 이동하는 현상을 볼 수 있다.

이상에서의 현상은 유체가 유턴하는 구조를 지닌 유로의 흐름목에서의 유속증가에 따른 영향이 큰 것으로 판단된다. 즉, 질량유속이 작은 경우, 유체는 상승류 구간에서 중력에 의한 영향을 역으로 받게되어 흐름목에서의 유속이 떨어져 유턴하기 직전에 과열현상이 발생하며, 유턴영역을 지난 후의 액냉매 분포가 유로 중앙부의 분리벽을 따라 흐르므로 열유속을 증대시키면 전체적으로 과열부가 확대되어 저건도 영역에서도 열전달계수는 급격한 감소현상을 나타낸다. 질량유속이 클 경우는 흐름목에서의 유속이 빨라지므로 유턴부를 지난 후에 액냉매의 흐름은 유로의 가장자리로 넓게 퍼져 전체적으로 과열영역의 발생이 지연되므로 고건도까지 열전달계수의 증가를 가

저오게 된다. 또 이러한 현상은 플레이트의 벽면 온도의 변화를 통해서도 알 수가 있었다. 시험 플레이트 #2는 기본 모델(#1)에서 유로 중앙의 분리벽을 약 6 mm 연장한 흐름목비가 0.73인 시험 플레이트로서 본 연구에서 사용되는 플레이트의 유로형상은 180도 유턴(U-turn)하는 구조이므로 흐름목비에 따른 영향을 조사하고자 했다. Fig. 7은 시험 플레이트 #2에 대한 질량유속, 열유속 및 입구건도의 변화에 따른 열전달 특성을 나타낸 것이다. 기본 모델의 실험결과와 비교한 큰 변화는 질량유속 83 kg/m²s에서 건도증가에 따라 열전달계수는 대체적으로 감소하는 경향을 보이며, 열유속의 영향으로는 건도 0.5이하에서는 저열유속(4 kW/m²)에 비해 2~3배 증가시킨 경우, 열전달계수는 20~80%의 증가를 보이나 건도가 높을 경우는 감소함을 보였다. 또한 질량유속

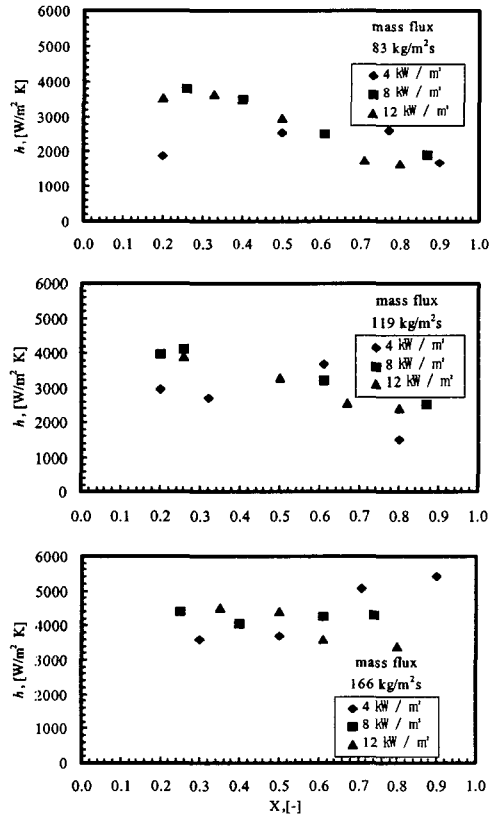


Fig. 7 Heat transfer coefficient vs. inlet quality with various heat flux for the plate 2.

을 $119 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 증가시켰을 때는 열유속 4 kW/m^2 에서는 건도 약 0.6부근까지 열전달계수가 피크치를 나타내었으나, 열유속을 2~3배로 증가시켰을 때는 입구건도가 증가함에 따라 서서히 감소하는 경향을 보였으며, 열유속의 증가에 따른 열전달계수의 변화는 최대 33%의 증가를 나타내었다. 질량유속을 $166 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 증대시켰을 때는 건도에 관계없이 열전달계수는 대체적으로 고른 분포를 나타내었다.

이러한 현상은 유팀(U-turn)부 흐름목의 단면적이 줄어들어 동일한 질량유속에서도 플레이트 #1에 비해 플레이트 #2의 흐름목을 통과하는 냉매의 유속이 빨라짐에 따라 유팀부를 지난 하강류 영역에서 액상 냉매의 분포가 유로의 가장자리까지 흐르게 되므로 질량유속이 높은 경우는 열전달계수의 변화가 작게 나타남을 알 수 있다. 그러나 이러한 흐름목의 비가 작은 유로에서는 질량유속이 작으면 유팀 직전에서 기액간의 속도 차이로 인해 액상 결핍부가 발생하여 유팀부를 지나면서 기체상의 흐름부분에서 Dryout이 빠르게 일어나므로 전체적인 열전달성능은 저하할 것으로 판단된다.

시험 플레이트 #3은 기본 모델과 같은 유팀부의 흐름목비를 가진 플레이트에서 유팀부의 돌기형상을 45도의 경사진 리브로 성형한 구조의 시험부근이나 유팀부에서 냉매의 흐름을 원활하게 하여 플레이트형 증발기의 전체적인 성능향상 방안을 찾고자 함과 동시에 실제 차량에 장착되어 사용하는 유사한 종류의 증발기에서 이상 고압으로 인한 파열 부위는 유팀부에서 발생하므로 내압성을 보강한 구조를 찾고자 선정되었다.

Fig. 8은 플레이트 #3에 대한 질량유속 및 열유속의 변화에 대한 건도에 따른 열전달계수의 영향을 조사한 결과이다. 질량유속 $83 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 열전달계수는 건도 0.6~0.7부근까지는 건도에 따른 큰 변화가 없었으나 열유속의 증가에 따른 열전달계수의 변화는 30~60%의 증가를 보였다. 또한 질량유속 $119 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 경우에 있어서 열전달계수의 변화는 플레이트 #2와 비슷한 경향을 보이지만 열전달계수가 급격하게 감소하는 Dryout의 발생은 다소 고건도 영역(0.6~0.7)에서 나타남을 알 수 있다. 질량유속 $166 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 건도가 높아짐에 따라 열전달계수도 증가하지만, 열유속의 영향은 별로 크게 나타나지 않았다.

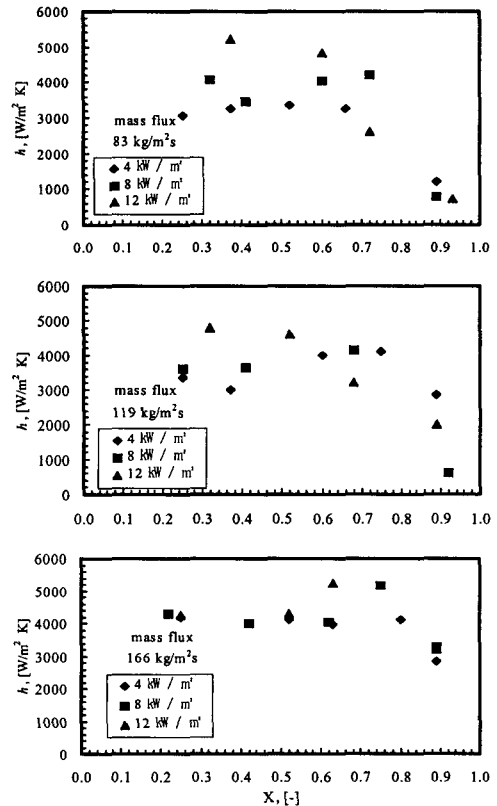


Fig. 8 Heat transfer coefficient vs. quality with various heat flux for test plate #03.

는 건도가 높아짐에 따라 열전달계수도 증가하지만, 열유속의 영향은 별로 크게 나타나지 않았다. 그러나 열전달계수가 격감하는 영역은 건도 0.7~0.8부근에서 발생하였다. 이러한 현상은 유팀부에 성형된 경사진 리브의 영향으로 열유속의 증가와 함께 건도가 증가함에 따라 생성된 기액 2상류 흐름에서 원심력에 의한 영향을 거의 해소시켜 기액의 고른 분포상태로 유팀부를 지나 하강류 영역에 유입되므로 기액 2상류의 편류에 따른 Dryout현상이 억제되어 좋은 전열 성능을 나타내는 것으로 생각된다.

이상의 실험결과를 통해 유팀부에 있어서 흐름목의 비와 유팀부에 성형되는 돌기형상에 따른 열전달계수의 변화는 현저하지는 않았으나 그 영향을 찾을 수 있었다. 즉, 유팀부의 흐름목비가 작으면 이 부분에서 냉매의 유속증가에 따른 원

심력의 작용으로 질량유속이 클 경우, 유턴 후의 액냉매의 분포가 유로의 벽면까지 이루어지므로 전체적인 평균열전달계수는 우수하며, 질량유속이 작을 때는 오히려 성능저하를 가져올 수 있다. 또 동일한 흐름목비를 가진 구조에서는 유턴부에 성형되는 돌기가 원형일 때에 비해 약 45도의 경사진 리브를 성형했을 때는 유턴부의 냉매 흐름이 X자형(경사진 리브의 겹침)의 유로로 인해 어느 한쪽으로 치우치는 현상을 해소하기 때문에 Dryout의 발생이 지연되어 평균열전달계수는 고건도 영역까지 증가하는 경향을 나타낼 수 있다.

3.3 압력손실 특성

열교환기의 성능평가는 열전달계수와 함께 에너지 절약 차원에서 증발과정의 압력손실에 관한 정보도 열교환기를 설계하기 위해서는 매우 중요한 평가기준이 된다.

Fig. 9는 시험 플레이트 #1, #2, #3에 대한 질량유속, 열유속의 변화에 따른 압력손실의 영향을 조사한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 플레이트 #1에서는 질량유속이 작을 때는 압력손실에 대한 건도의 영향이 별로 나타나지 않았으나 질량유속을 119, 166 kg/m²s으로 증가시켰을 때 압력손실은 건도에 비례하며, 질량유속 83 kg/m²s에 비해 압력손실의 변화는 약 3~5배로 현저하게 증가함을 알 수가 있었다. 또한 플레이트 #2에서는 플레이트 #1과 유사한 경향을 볼 수 있으나 질량유속 166 kg/m²s의 경우에는 플레이트 #1의 압력손실보다 건도변화에 대한 높은 의존도를 나타낸다. 또한 질량유속을 43% 증가시켰을 때의 압력손실은 약 2배정도 증가했으나 질량유속을 2배로 증가시켰을 때는 약 5배 정도로 압력손실이 증가되었다. 플레이트 #3의 경우에 있어서는 동일한 흐름목비를 갖는 플레이트 #1에 비해 질량유속이 낮은 83 kg/m²s에서도 건도에 따른 압력손실의 변화는 플레이트 #1에 비해 약 3배 정도의 높은 기울기를 가지며, 질량유속을 119, 166 kg/m²s로 높였을 때는 흐름목의 비가 작은 플레이트 #2와 같은 경향을 나타낸다.

이상의 실험결과에서 각 시험 플레이트에서의 열유속 변화에 대한 압력손실의 변화는 아주 미미한 것으로 나타났으며, 질량유속과 건도 변화

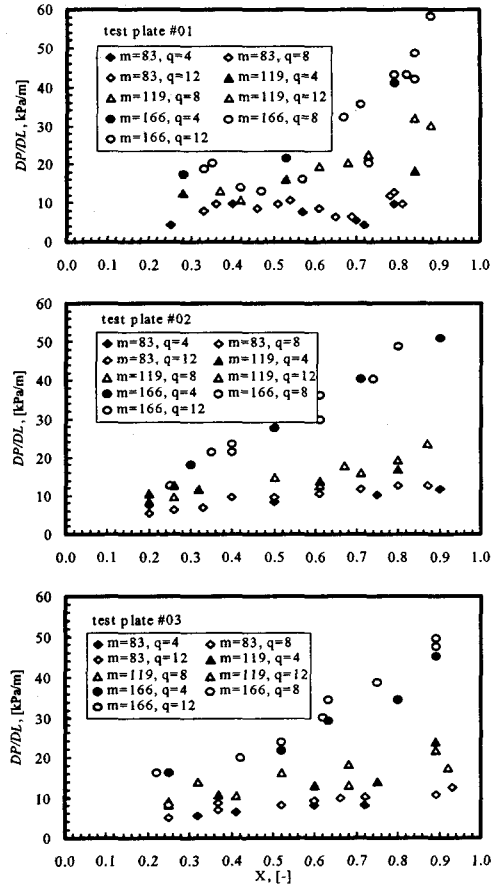


Fig. 9 Pressure drop vs. heat flux for various test plates.

의 영향이 지배적으로 나타났다. 또한 플레이트 형 증발기의 유턴부 형상에 따른 압력손실에 대한 영향은 나타나지만 현저하지는 않았다.

3.4 체적성능계수의 비교

일반적인 열교환기에 있어서 압력손실은 증발 열전달계수와 매우 밀접한 관계를 가지고 있다. 그러므로 열교환기의 성능평가는 압력손실과 증발열전달계수를 동시에 비교할 수 있는 방법이 필요하다. 여기서는 열교환기의 성능평가법⁽⁹⁾중에서 전열량을 펌프동력과 관계로 비교하는 체적성능계수(Volume goodness factor)⁽¹⁰⁾를 사용하여 각 시험 플레이트의 성능을 Fig. 10과 같이

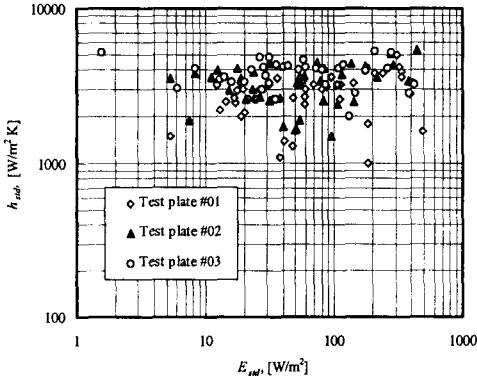


Fig. 10 Comparison of volume goodness factor for test plates.

평가하였다. Fig. 10의 h_{std} 는 유체의 표준 물성조건(압력 0.35 MPa에서의 R-134a)에서의 열전달계수를 의미하며, Fig. 6~Fig. 8에서의 h 값을 사용했으며, E_{std} 는 단위전열면적당의 펌프 동력(Pumping power)으로 다음 식(6)에 의해 계산되었다.

$$E_{std} = \frac{DP \cdot V}{A_s} \quad (6)$$

여기서 DP 는 시험 플레이트 입출구의 압력손실, A_s 는 플레이트에 성형된 전열축진돌기의 표면을 고려하지 않은 기본전열면적을 의미하며, V 는 체적유량으로서 식(7)에 의해 구해진다.

$$V = \left[\frac{GX}{\rho_g} + \frac{G(1-X)}{\rho_l} \right] A_c \quad (7)$$

여기서 A_c 는 전열축진돌기의 형상을 고려한 평균 유로 단면적이며, ρ_g, ρ_l 는 각기 기상, 액상의 밀도를 나타낸다.

Fig. 10에서 보는 바와 같이 동일한 E_{std} 값(약 20 W/m²)에서의 h_{std} 값을 비교했을 때, 플레이트 #1이 가장 낮고 플레이트 #2는 약 16%, 플레이트 #3은 약 50% 정도 높은 것으로 나타났다. 그러므로 펌프동력을 고려한 압력손실과 열전달계수를 고려한 체적성능계수의 평가에서 유턴부의 흐름목의 비가 약 0.91, 경사진 리브를 성형한 구조의

시험 플레이트 #3이 우수한 것으로 판단된다.

3.5 냉동기유의 혼입에 따른 영향

냉동기 및 공조기기를 설계하는데 있어서는 냉동기유는 마찰부의 윤활과 냉각작용을 위해 필요하므로 냉동기유가 혼입되었을 때의 열전달계수 및 압력손실에 관한 데이터는 이러한 시스템의 특성을 파악하여 최적의 성능을 발휘하는 설계를 위해 매우 중요한 정보이다. 특히 유분리기가 없이 압축기로부터 토출된 냉동기유가 냉매와 함께 냉동시스템을 순환하는 자동차용 공조장치에서는 냉동기유의 혼입에 따른 저압측에 설치된 증발기의 열전달 성능에 큰 영향을 미치게 되므로 최적의 공조시스템을 개발하는데 필수적인 자료가 된다⁽³⁾. 이러한 냉동기유의 혼입에 따른 증발기의 성능특성에 관한 연구는 주로 구경 4~12 mm의 평활원관 또는 마이크로핀 원관에 대해 이루어지고 있으며, 대체적으로 건도가 낮은 영역에서는 냉동기유의 영향이 작지만 고건도 영역에서는 큰 차이를 보인다. 본 연구에서는 전열성능이 우수한 플레이트 #3을 이용하여 열유속 8 kW/m², 질량속도 119 kg/m²s에서 입구 건도 및 유농도의 변화에 따른 전열성능을 검토하였다.

Fig. 11은 냉동기유 농도 변화에 따른 열전달계수의 변화를 조사한 것으로 유농도 2 wt.%에서는 냉동유가 없는 순수냉매에 비해 25~33%의 증가를 보였으며, 유농도가 3 wt.%로 증가시켰을 경우는 22~48%의 증가를 보였다. 그러나 유농도를 6 wt.%로 증가시켰을 때는 오히려 14~22%

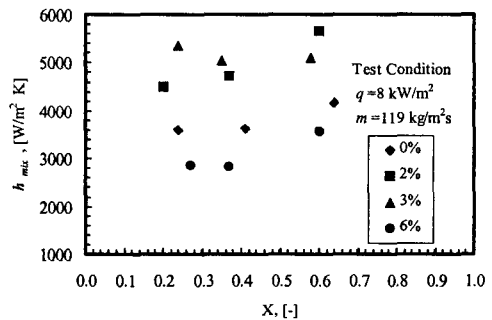


Fig. 11 Effect of oil concentration on heat transfer coefficient for the plate #3.

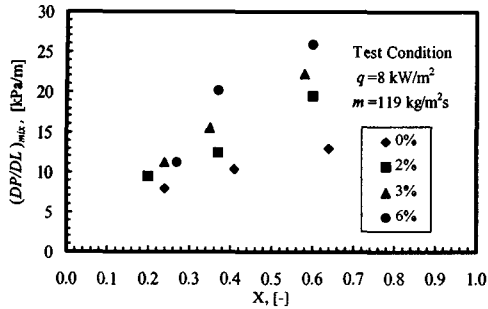


Fig. 12 Effect of oil concentration on pressure drop for test plate #03.

의 감소를 보였다. 이러한 결과는 냉동유의 혼입으로 혼합물의 표면장력과 점도가 증가함에 따라 열전도도가 증가 또는 감소하기 때문으로 판단된다. 일반적으로 표면장력이 증가하면 2상류의 유동형태가 환상류에서는 벽면이 잘 젖을 수 있게 되어 열전달계수가 증가하는 경향이 있으며, 고건도에서는 액상 냉매가 증발하여 유농도가 국적으로 상승하여 열전달을 저해하는 층이 형성되어 전체적인 성능저하를 유발하기도 한다.⁽¹¹⁾

본 실험의 결과는 Torikoshi 등⁽¹²⁾, Panek 등⁽¹³⁾ 배상철 등⁽¹⁴⁾의 연구 결과와도 유사한 경향을 보였다. 또한 냉매에 냉동유가 혼입되면 혼합물의 점도가 증가하며, 이것은 액막과 증기핵 사이와 마찬가지로 벽면과 액막 사이의 전단응력이 증가하게 되어 압력손실을 증가시키는 경향이 있다.

Fig.12는 냉동유의 혼입에 따른 압력손실의 영향을 조사한 것으로 유농도 2 wt.%에서는 순수 냉매의 압력손실보다 약 19~50%의 증가를 보였으며, 유농도 3 wt.%에서는 40~70%의 증가를 보였다. 또한 냉동유의 혼입을 6 wt.%로 증가시켰을 경우는 40~100% 압력손실의 증가를 나타내었다. 이러한 결과에서 보는 바와 같이 저건도에서보다 고건도일수록 유농도의 영향이 강하게 나타났다. 즉, 냉동유의 농도가 증가함에 따라 플레이트의 상승류 영역에서는 점도의 영향으로 마찰저항이 증대하고 유턴구간을 지남에 따라 기액이 분리되어 하강류에서는 증기부분의 속도가 증가되어 냉동유의 치우침 현상으로 전열촉진돌기와의 마찰저항이 증대되므로 전체적으로 압력손실이 증가하는 것으로 생각된다.

4. 결론

자동차 공조장치용 고효율 증발기의 개발을 위해 소형의 플레이트형 모델을 제작하여 냉매 HFC-134a와 PAG 냉동기유를 사용하여 증발열전달 및 압력손실에 대한 실험을 실시하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 플레이트형 증발기에서의 열전달 특성은 질량유속과 열유속이 증대될수록 증가하며, 건도 0.6~0.8범위에서 Dryout이 발생함을 알 수 있었다. 또한 이러한 질량유속 및 열유속에 대한 열전달계수의 영향은 원관에서의 연구결과^(15,16)에 비해 크지 않았다.

(2) 플레이트의 유턴부에 있어서 흐름목의 비와 돌기형상의 변화 대한 열전달 성능의 현저한 변화는 없었으며, 이것은 주로 상승 및 하강류 영역의 전열촉진돌기의 영향이 지배적인 것으로 판단된다.

(3) 압력손실은 주로 질량유속과 건도변화의 영향이 우세하였으며, 유턴부의 흐름목비가 동일한 경우에도 유로에 성형된 원형의 돌기보다 경사진 리브의 경우가 다소 낮은 압력손실을 보였다.

(4) 압력손실과 열전달 특성을 동시에 고려한 체적성능계수의 평가에서 본 연구의 3종류 플레이트 중에서 흐름목비 0.91, 리브가 성형된 플레이트 #03이 가장 좋은 것으로 나타났다.

(5) 냉동기유의 혼입에 따른 증발열전달 특성은 유농도가 증가함에 따라 증가하는 경향이 보였으며, 유농도 3 wt.%에서 열전달계수는 약36%의 증가로 가장 높게 나타났고, 6 wt.%로 증가시키면 열전달계수는 오히려 감소함을 알 수 있었다. 반면에 압력손실은 유농도가 증가됨에 따라 크게 증가함을 보였다.

후 기

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제(1997-004-E00076) 연구비에 의하여 연구되었으며, 관계자 여러분들께 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 강정길, 김기효, 박태영, 김중수, 1995, 자동차

- 공조용 증발기의 고성능화에 관한 연구, 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권 제1호, pp. 73-80.
2. T. Ohara, T. Yamamoto and H. Fujita, 1990, Heat transfer and pressure drop of boiling flow in a cross-ribbed flat channel, Int. Comm. Heat mass transfer, Vol. 17, pp. 556-566.
 3. 平田敏夫, 荒井宏昭, 荒平治, 1992, HFC-134aを用いた車輛用空調装置について, 日本自動車技術會學術講演會前別集, 924, pp. 133-136.
 4. M. Cohen and V. P. Carey, 1989, A comparison of the flow boiling performance characteristics of partially-heated cross-ribbed channels with different rib geometries, Int. J. Heat mass transfer., Vol. 32, No. 12, pp. 2459-2478.
 5. X. Xu and V. P. Carey, 1987, Heat transfer and two-phase flow during convective boiling in a partially-heated cross-ribbed channel, Int. J. Heat mass transfer, Vol. 30, pp. 2385-2397.
 6. ASHRAE, 1985, Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant, ASHRAE Standard 41.4.
 7. L. M. Schlager, M. B. Pate and A. E. Beigles, 1987, A survey of refrigerant heat transfer and pressure drop emphasizing oil effects and in-tube augmentation, ASHRAE Trans(1987), Vol. 93, pp. 392-416.
 8. 代替フロン類の熱物性, 1991, 日本冷凍協會.
 9. I. Tanasawa, 1988, Enhancement of forced convection heat transfer, Trans. of the JAR. Vol. 5, No. 1, pp. 1-13.
 10. R. K. Shah and A. L. London, 1978, Advances in heat transfer, Suppl. 1, Academic press, pp. 393-397.
 11. J. M. S. Jabardo and C. L. da Silva, 1991, Modeling of the nucleate boiling of refrigerant-oil mixtures, Proceedings of the XVIII international congress of refrigeration, pp. 514-518.
 12. K. Torikoshi, K. Kawabata and T. Ebisu, 1992, Heat transfer and pressure drop characteristics of HFC-134a in a horizontal heat transfer tube, International refrigeration conference-energy efficiency and new refrigerants, Vol. 1, pp. 167-176.
 13. J. S. Panek, J. C. Chato, M. S. Jabardo, A. L. de Souza and J. P. Wattlelet, 1992, Evaporation heat transfer and pressure drop in ozone-safe refrigerants and refrigerant-oil mixtures, ACRC TR-11, pp. 45-55.
 14. 배상철, 강태욱, 김정훈, 정찬영, 김종수, 1996, 냉동유가 마이크로핀관내 R-134a의 증발열 전달에 미치는 영향, 공기조화·냉동공학논문집, 제8권 제1호, pp. 140-150.
 15. J. P. Wattlelet, J. P. Renie, and J. C. Chato, 1990, Design, building, and baseline testing of an apparatus used to measure evaporation characteristics of ozone-safe refrigerants, ACRC TR-2, pp. 75-97.
 16. K. Hambraeus, 1991, Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC-134a, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 357-362.