

# 자동차용 증발기 판 내의 증발 열전달 및 유동 특성에 관한 실험적 연구

곽 경 민<sup>\*1)</sup> · 주 상 우<sup>1)</sup> · 정 우 열<sup>2)</sup> · 김 택 근<sup>2)</sup> · 김 광 일<sup>2)</sup>

영남대학교 기계공학부<sup>1)</sup> · 한라공조(주)<sup>2)</sup>

## An Experimental Study on In-Plate Evaporation Heat Transfer and Flow Characteristics for Automobile

Kyungmin Kwak<sup>\*1)</sup> · Sangwoo Joo<sup>1)</sup> · Wooyoul Jung<sup>2)</sup> · Taekkeun Kim<sup>2)</sup> · Kwangil Kim<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>School of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongbuk 712-749, Korea

<sup>2)</sup>CAE Team, Halla Climate Control Corp., 1689-1 Sinil-dong, Daedeok-gu, Daejeon 306-230, Korea

(Received 18 July 2006 / Accepted 15 September 2006)

**Abstract** : An experimental study was performed to evaluate the in-plate evaporation heat transfer and flow characteristics of a evaporator used in automobile. Two test-cores with different heat transfer area, bead-shape and bead-array were tested, A type and B type. For the heat transfer, Nusselt number for B type test-core reaches a value nearly equal to the one for A type test-core, in the whole range of equivalent Reynolds number. But, for the same mass flow rate of refrigerant, hA for B type test-core becomes higher with the increase of the mass quality of refrigerant than for A type test-core. In a flow visualization experiment, the wake zone of refrigerant circulating at u-turn position of plate is observed.

**Key words** : Heat transfer coefficients(열전달 계수), Flow visualization(유동 가시화), Plate(판), Evaporator(증발기)

### Nomenclature

A : heat transfer area, m<sup>2</sup>  
D<sub>h</sub> : hydraulic diameter, m  
G : mass flux, kg/m<sup>2</sup>s  
 $\bar{h}$  : local heat transfer coefficients, W/m<sup>2</sup> K  
k : thermal conductivity, W/mK  
Nu : Nusselt number  
Pr : Prandtl number  
Q : heat capacity, W  
Re : Reynolds number  
T : temperature, °C  
x : quality

### Subscripts

eq : equivalent  
l : liquid  
s : saturation  
v : vapor  
w : wall

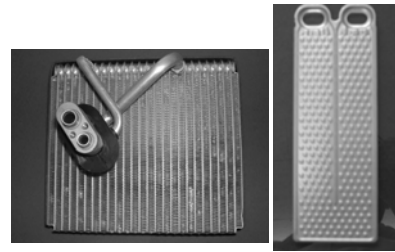
### 1. 서론

최근의 자동차 공조 분야는 자동차 부품 산업이 갖는 역동적인 산업 특성과 마찬가지로 개발 경향이 점점 소형화 및 고효율화 추세에 있으며, 특히 냉동사이클을 구성하는 자동차 에어컨에 사용되는 열교환기에서 증발기는 차량 내의 냉방 성능에 직접적인 영향을 미치는 핵심 부품으로서 관련 공조업

\*Corresponding author, E-mail: kmkwak@ynu.ac.kr

계를 중심으로 고효율 증발기의 개발에 박차를 가하고 있다. 증발기는 공기와 냉매와의 열전달 촉진 정도에 의해 그 성능이 달라지며, 현재 국내에서 적용되고 있는 증발기는 공기 측에는 루버 핀(louver-fin)과 냉매 측에는 냉매 유로에 작은 비드(bead)형상이 가공된 판(plate)으로 크게 구성되어 있다. 이 때, 루버 핀은 핀의 높이, 핀 피치, 루버 각도, 루버 피치 등 다양한 형상 인자의 조합에 의해 핀 성능이 결정되며, 판은 열전달 면적, 비드의 배치 및 비드 형상 등에 의해 냉매 열전달에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 관련 공조업계의 대부분의 경우 증발기의 성능평가는 핀과 판이 조합된 하나의 단품에 대하여 증발 성능을 평가하고 있긴 하지만 핀과 판의 개별적인 성능을 평가하고 있지 못한 실정이며, 또한 관련 공조업계의 기술 공개에 대한 강한 거부감 및 경험적인 연구의 한계성으로 증발기 개발에 대한 체계적인 연구는 아직까지 부족한 실정이다. 핀에 대한 선행 연구는 자동차에 사용되는 응축기 등을 비롯하여 부분적으로 이루어지고 있지만(1~4) 증발기 판에 대한 연구는 국내의 경우 거의 전무한 실정이다. 이에 본 연구에서는 자동차용 증발기 개발의 기초 설계 자료를 확보하기 위하여 현재 사용되고 있는 증발기 판을 대상으로 하여 냉매 측의 열전달 특성과 유동 특성을 실험적으로 평가하고자 한다.

Fig. 1(a)는 현재 사용되고 있는 증발기 단품의 일례를 나타내었고, Fig. 1(b)는 증발기를 구성하고 있는 판의 구조를 나타내고 있다. Fig. 1(b)와 같이 표면이 매끈한 알루미늄 소재에 프레스 공법으로 냉매 입·출구 및 원형(혹은 타원) 형상의 비드를 가공하여 하나의 판을 가공하게 되고 여기에 같은 형상의 판을 서로 적층시키면 하나의 냉매 유로 구조가 이루어진다. 이와 같이 하여 한 쌍의 판과 핀을 차례로 적층하게 되면 Fig. 1(a)와 같이 다수의 핀-판 구조를 이루는 증발기가 구성된다. 이 때 판의 입·출구를 기준으로 볼 때 냉매 유로는 U자 형태이다. 냉매 측인 판 내의 열전달은 상변화 과정을 수반하게 되며 실제 증발기 판의 경우, 전체 냉매 유량에서 각 한 쌍의 판 내에 유입되는 냉매 유량은 냉매 회로(pass) 수에 의해 달라지며, 따라서 각 판 내의 열전달 특성은 냉매 회로 구조에 따라서도 다를 수 있는



(a) Evaporator (b) Plate with bead

Fig. 1 Photo. of evaporator assembly and plate with bead

구조이다. 본 연구에서는 한 쌍의 판을 대상으로 하여 대류 열전달 계수를 측정하고 열전달 성능을 평가하였다. 또한 판 내에 흐르는 냉매의 유동 특성을 파악하기 위하여 별도로 제작한 시험부에서 유동 가시화 실험을 수행하였다.

## 2. 실험 장치

### 2.1 실험 장치 개요

R134a를 작동유체로 하는 증발기 판 내 상변화 열전달과 유동 가시화를 평가하기 위하여 실험 장치를 Fig. 2와 같이 구성하였다. 실험 장치에서 냉매 회로는 크게 냉매를 순환하는 기어펌프, 냉매를 응축시키기 위한 예 응축기(pre-condenser), 시험부 입구로 유입되는 냉매의 건도(quality)를 조절하는 예 증발기(pre-evaporator), 시험부(test-core, 판), 시험부로 빠져 나온 냉매를 기어 펌프에 액상으로 유입시키기 위해 설치된 후 응축기(after-condenser)로 구성되어 있다. 본 연구에서는 증발기에서의 열전달 성능 평가를 목적으로 하기 때문에 증발기 입구 압력과 유량 및 건도를 실제 운전 조건과 동일하게 유지시켜주면 된다. 일반적으로 자동차용 냉동사이클에서 압축기를 사용하는 증기 압축식 냉동 사이클로 구성되지만, 본 연구에서는 증발기 판의 냉매 입구 조건을 동일하게 유지하고 실험의 용이성을 위하여 압축기 대신에 기어 펌프를 사용한 것이 특징이다. 기어펌프 전후에 바이패스 밸브를 설치하여 냉매 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 예 응축기 및 후 응축기의 냉매와 열전달을 이루는 유체는 부동액을 사용하였고, 예 증발기와 한 쌍의 판으로 구성된 시험부에는 물을 사용하여 열전달 과정을 이루게 하였다. 순환되는 냉매 유량은 냉매의 액상 상태에서

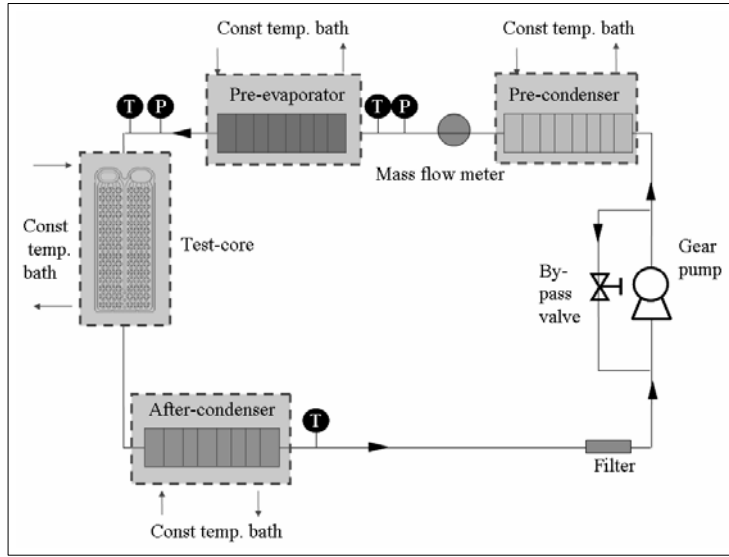
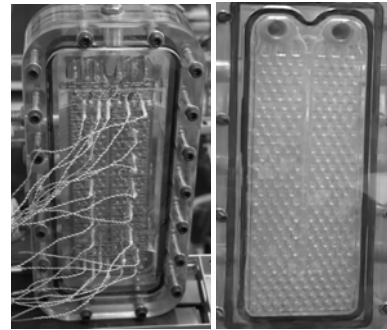


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

측정하기 위해서 예 응축기를 거치고 난 이후의 지점에서 액상 냉매의 유량을 질량유량계(mass flow meter)로 측정하였다. 냉매와의 열전달에 사용된 모든 유체는 일정 온도를 유지하여 유입할 수 있도록 항온조를 각각 설치하였다.

## 2.2 시험부

시험부는 열전달 성능평가를 위한 시험부와 유동 가시화를 위한 시험부로 구분된다. 열전달 평가용 시험부는 실제 사용되고 있는 증발기 단품을 절단하여 한 쌍의 판을 발채한 후 여기에 냉매 입·출구 포트를 설치하여 냉매가 흐를 수 있도록 제작하였으며, 시험부 주위에는 아크릴 케이스를 설치하여 외부 열원인 물과 냉매가 열전달을 이룰 수 있도록 하였다. 시험부 외부의 벽면온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 시험부 외벽의 횡 방향과 종 방향으로 총 20지점에 설치하였다. Fig. 3(a)에 열전달 평가용 시험부와 시험부 벽면에 부착된 열전대의 사진을 함께 나타내었다. 냉매의 입·출구지점에 열전대를 부착하여 냉매 온도를 측정하였고, 냉매 입구 지점에 절대 압력계를 설치하여 냉매 압력을 각각 측정하였다. 아크릴로 공급되는 외부열원인 가열수는 입·출구지점에 열전대를 사용하여 가열수의 온도를 측정하였고, 질량유량계를 사용하여 가



(a) Heat transfer (b) Flow visualization

Fig. 3 Photo. of test-cores

열수의 유량을 측정하였다. Fig. 3(b)에 나타낸 유동 가시화용 시험부는 아크릴 계통의 재질을 사용하여 내부 비드형상을 비롯하여 Fig. 3(a)의 실제 형상 및 크기를 동일하게 별도 제작하였다. 유동가시화용 시험부는 외부 열원과 열전달이 일어나지 않는 단열 조건에서 평가하였다. Table 1에 본 연구에 사용된 시험부의 사양을 나타내었다. 현재 자동차용 증발기에 사용되고 있는 판 중에서 2종류의 판을 선정하여 시험부를 제작하였으며, 판의 폭, 열전달 면적 및 유동 단면적은 시험부 A형이 시험부 B형에 비해 상대적으로 크지만 수력 직경은 서로 같은 것이 특징이다. 그러나 시험부 내에 가공된 비드의 형상과 비드의 배치는 각각 서로 다르다.

Table 1 Dimensions of test cores

Item	Heat transfer		Flow visualization	
	A	B	A	B
Test-core type				
Heat transfer area, m <sup>2</sup>	0.032	0.028	0.032	0.028
Flow cross area, mm <sup>2</sup>	76.6	40.4	76.6	40.4
Hydraulic diameter, m	0.004	0.004	0.004	0.004

### 2.3 실험방법

Fig. 2와 같이 실험 장치가 구성되면 진공 펌프를 구동하여 냉매 측 유로를 진공으로 유지한 후 적정량의 냉매(R134a)를 주입하였다. 이 때 기어펌프를 구동시키게 되면 장치 내에 냉매가 흐르게 되고 압력 및 냉매 유량 변화는 냉매 량의 변화와 기어펌프 주위에 설치한 바이패스 밸브를 변화시키면서 조절하였다. 기어펌프를 통과한 냉매는 예 응축기를 통과하여 이 구간동안 냉매가 완전히 응축될 수 있도록 하였다. 이 때 냉매가 응축된 정도는 냉매 압력과 냉매 온도측정으로 구할 수 있다. 예 응축기를 통과한 과냉 상태의 냉매는 예 증발기로 유입되고 항온조에서 일정온도로 유입되는 가열수와 열전달 과정을 거치면서 증발된다. 이 때 예 증발기에서 증발되는 정도는 가열수의 유량을 변화시키면서 조절할 수 있으며, 이로 인해 시험부 입구로 유입되는 냉매 건도 변화의 조절이 가능하도록 하였다. 열전달 성능평가 실험의 경우, 하나의 냉매 유량과 냉매 건도가 결정되어 시험부 입구로 유입하게 되면 시험부는 항온조에서 일정온도로 유입되는 가열수와 열전달 과정을 이루고 후 응축기로 유입된다. 이 때 시험부에 공급되는 가열수의 입·출구온도 및 유량을 측정하여 시험부에 공급된 열량을 얻을 수 있게 되고, 에너지 평형식에 의해 시험부 출구의 건도를 계산할 수 있다. 후 응축기에 의해 기어펌프가 원활히 작동할 수 있도록 냉매의 상태를 응축 상태로 만들어 주었다. 냉매 유량과 건도 량을 변화시키면서 시험부 입구에 유입하는 조건을 위의 방법으로 반복하여 실험을 수행하였다. 냉매 유량은 실제 증발기 단품에서 평가하고 있는 냉매 유량을 기준으로 한 쌍의 판에 해당하는 냉매 유량을 선정하였다. 유동가시화 실험의 경우, 시험부에 가열수가 공급되지 않은 단열조건이며 이 외의 실험방법은 열전달 성능평가 실험과 동일하다.

### 2.4 데이터 처리 및 획득

온도 및 압력의 측정은 Fluke 사의 NetDAQ과 컴퓨터를 연결하여 측정하였다. 본 연구에 사용된 R134a의 물성치는 NIST의 REFPROP(5)를 이용하였다. 냉매의 작동조건에 따라 측정된 냉매 열전달 계수는 전도 열전달을 무시하고 냉매와 외부 열원과의 에너지 평형식 으로부터 다음의 식을 이용하였다.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A(T_w - T_s)} \quad (1)$$

여기서  $Q$ 는 가열수가 획득한 열량이며,  $A$ 는 시험부(판) 내의 열전달 면적,  $T_w$ 은 시험부 외벽에 설치한 총 20지점의 평균 벽면 온도,  $T_s$ 는 시험부 입구 압력에 해당하는 냉매의 포화 온도를 각각 나타낸다. 본 연구에서 제시한 열전달 계수는 시험부 입·출구의 평균 건도에 대한 시험부 전체의 평균 열전달 계수를 의미한다. 식 (1)을 이용하여 무차원 Nusselt 수는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu = \frac{\bar{h} D_h}{k_l} \quad (2)$$

여기서,  $D_h$ 와  $k_l$ 은 시험부 내의 수력 직경과 액상의 열전도 계수를 각각 의미한다.

측정한 냉매 유량과 건도변화를 무차원하여 나타낸 등가 레이놀즈수( $Re_{eq}$ )는 식 (3)과 같이 나타내었다.

$$Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l}, \quad Re_v = \frac{GxD_h}{\mu_v} \quad (3)$$

여기서  $Re_l$ 은 액상의 레이놀즈 수를 나타내고  $Re_v$ 는 기상의 레이놀즈 수를 의미하며,  $G$ 는 질량유속을 각각 나타낸다.

## 3. 실험 결과

### 3.1 열전달 실험결과

시험부의 입구 포화온도와 벽면에 부착된 각 지점의 벽면온도를 평균하여 건도 변화에 대한 온도

차이로 표현할 수 있으며, Fig. 4는 A형 시험부에 대하여 그 일례를 나타내었다. 건도가 증가할수록(증발이 진행될수록) 시험부의 평균 벽면온도와 입구 포화온도와의 차이는 감소하는 경향을 보이며, 식 (1)에 의해 가열수가 획득한 열량과 포화 온도 및 벽면온도로부터 시험부 관 내의 열전달 계수를 나타낼 수 있다. 건도가 약 0.2~0.6에서 구한 열전달 계수는 건도 변화에 대하여 증가하고 있으며, 이는 증발이 진행될수록(건도가 증가할수록) 열 저항이 큰 액상의 액막 두께의 감소와 환상유동(annular flow)과 같은 열전달에 유리한 유동양식으로 전환되어서 열전달 계수를 증가시킨 것으로 판단된다. 이때 건도는 시험부 입·출구의 평균건도를 사용하였으며, 건도변화는 약 0.1 정도에서 이루어졌다.

Fig. 5는 시험부 A형과 B형에 대해서 등가 레이놀즈 수 변화에 대한 무차원 열전달인 Nusselt 수의 변화를 각각 나타내었다. 등가 레이놀즈 수의 증가는 냉매의 건도 및 유량의 증가를 의미하며, 등가 레이놀즈 수가 증가할수록 두 시험부의 Nusselt 수 역시 증가되는 일반적인 경향을 보이고 있다. Nusselt 수의 증가는 증발 열전달의 증가를 의미한다. 두 시험부는 관 내에 가공된 비드의 형상, 비드의 배치, 열전달 면적 등이 서로 다름에도 불구하고 Nusselt 수는 서로 유사한 값을 나타내고 있다. Fig. 5로부터 시험부의 무차원 열전달 계수 상관식을 식 (4)와 같이 나타내었다.

$$Nu/Pr^{1/3} = 29.55e^{0.00014Re_{eq}} \quad (4)$$

하나의 냉매 유량이 주어지면 식 (3)에 의해 두 시험부에서의 등가 레이놀즈 수가 결정되고 이에 대해 식 (4)로부터 두 시험부의 무차원 Nusselt 수를 각각 사용하면 무차원 Nusselt 수는 식 (2)에 의해 열전달 계수로 나타낼 수 있으며, 본 연구에서는 이와 같은 방법을 이용하여 Fig. 6에 두 시험부에서 냉매 유량을 10kg/hr로 고정된 후 건도 변화에 대한 관 내 hA의 변화를 나타내었다. 여기서 A는 각 시험부의 관 내 열전달 면적을 의미한다. 건도 증가에 대해 두 시험부의 hA는 증가하고 있으며, B형 시험부의 hA가

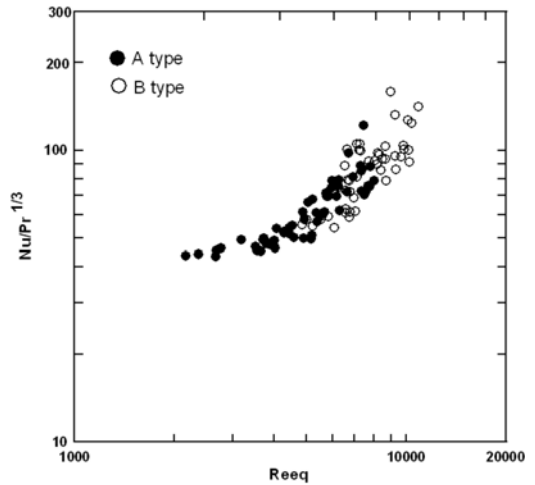


Fig. 5 Nondimensional heat transfer with respect to Reynolds number

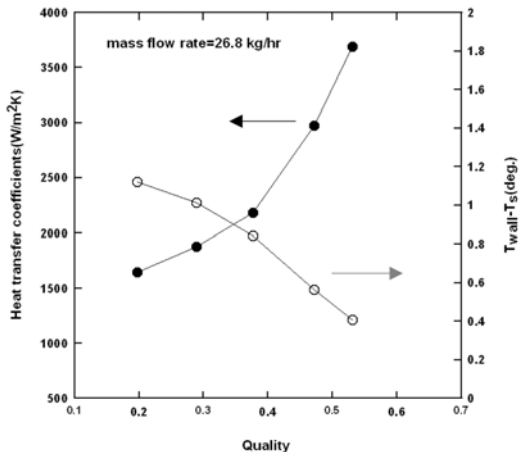


Fig. 4 The variation of heat transfer coefficients and  $T_w - T_s$  with respect to quality(A type test-core)

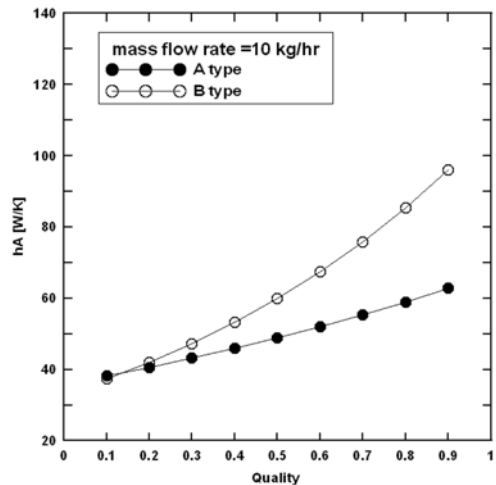


Fig. 6 Comparison of hA with respect to quality

A형 시험부에 비해 크며, 특히 건도가 증가할수록 그 차이는 더욱 커지고 있다. B형 시험부는 A형 시험부에 비해 열전달 면적이 작긴 하지만 열전달 계수의 증가가 더 크게 작용하여  $hA$ 의 값이 크며, 이는 동일 냉매 유량에서 비교하면 B형 시험부의 판이 A형 시험부의 판에 비해 열전달 성능이 우수함을 나타내는 것으로 설명될 수 있다.

### 3.2 유동가시화 실험결과

실제 증발기 플레이트 형상과 동일하게 제작된 시험부를 대상으로 유동가시화 실험을 수행한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 전체 판 사진과 확대부의 사진을 함께 나타내었으며, 전체사진에서 냉매는 그림 우측의 상단에서 유입되어 좌측의 상단으로 흐르는 U자 형태이다. 유입된 냉매는 비드와 비드사이의 유로를 따라 흐르고 이 때 비드 후류에 재순환 영역이 존재하는 영역이 관측되었으며, 그 크기는 비드 크기에 비해 크지 않았다. 가시화에서 가장 주목할 점은 판의 모서리부 지점인 1, 2, 3 영역에서 액상의 냉매가 재순환 되는 것이 관측되었다. 재순환 영역은 입구 건도의 조건 변화에 상관없이 두 시험부 모두에서 관측 되었다. 이러한 현상은 판 내 냉매 층의 압력강하를 증가시킬 수 있는 요인으로 작용하게 되고 또한 판 내의 열전달 면적을 충분히 활용하지 못하여 열전달이 원활하게 일어나지 않을 수 있다.

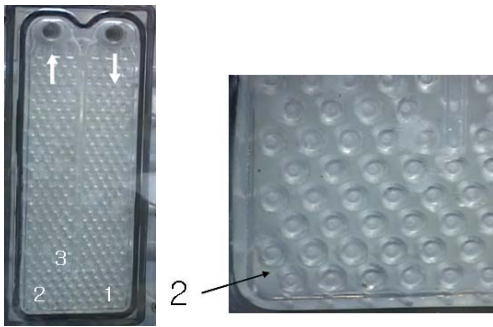


Fig. 7 Photo. of flow characteristics inside plate

## 4. 결론

자동차용 증발기에서 한 쌍으로 구성된 판을 대상으로 판 내의 열전달 실험과 유동 특성을 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 현재 자동차용 증발기에 사용되고 있는 증발기의 2 종류를 대상으로 하여 증발기 판 내의 무차원 상변화 열전달 상관식을 제시하였으며, 두 시험부의 등가 레이놀즈 수에 대한 무차원 증발 열전달 특성은 거의 유사하였다.
- 2) 냉매 유량이 일정할 경우, 건도가 커질수록 B형 시험부의  $hA$ 는 A형 시험부의  $hA$ 에 비해 더욱 증가하였다.
- 3) 유동가시화 관측을 통하여 U자형 냉매 유로 구조를 가지는 두 시험부에서는 액상 냉매가 판 내에서 재순환되는 영역이 존재하였으며, 현재보다 냉매 층의 열전달 성능 증가와 냉매 압력 강하를 감소시키기 위해서는 이에 대한 추가 연구가 필요하다고 사료된다.
- 4) 본 연구 결과는 자동차 증발기 판 내의 열전달과 유동 특성을 제시함으로써 향후 고효율 증발기 판 설계에 유용한 자료로 활용될 것으로 생각된다.

## References

- 1) S. H. Lee and J. W. Park, "A Study on Prediction Method of Vehicle Cooling Performance with A/C Condenser," Transactions of KSAE, Vol.10, No.3, pp.51-60, 2002.
- 2) T. W. Lim and J. U. Park, "A Study on Pressure Drop Characteristics of Refrigerant in Heat Exchanger for Automobile," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.119-125, 2003.
- 3) K. H. Kim, J. S. Jang and J. I. Park, "Development on the Sub-Cooled Hybrid Condenser in Automotive Air-Conditioning System," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.70-76, 2003.
- 4) K. Kwak and H. Lee, "Characteristics of Fin-Side Heat-Transfer and Pressure Drop in a Condenser for Automobile," Transactions of KSAE, Vol.12, No.3, pp.152-158, 2004.
- 5) NIST Standard Reference Database 6.01, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerant and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP)," 1998.