

자동차 에어컨용 평행류 응축기의 성능평가

장 혁 재, 강 병 하[†]

국민대학교 대학원, *국민대학교 기계·자동차공학부

Performance Evaluation of a Parallel Flow Condenser for Automotive Air Conditioners

H.J. Chang, B.H. Kang[†]

Graduate School, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

*School of Mechanical & Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received October 24, 2002; revision received February 18, 2003)

ABSTRACT: The new shape of louver-fin has been applied to a parallel flow condenser to enhance air-side heat transfer rate for an automotive air-conditioner. R-134a is employed as a refrigerant inside the flat tube of the condenser. This problem is of particular interest in reducing the geometric size of the automotive air conditioner. The effect of air flow rate on pressure drop as well as heat transfer in air side are studied in detail. Comparison of the performance is also made with that of a conventional parallel flow condenser, which is available in the market. The results obtained indicate that the total pressure drop through the present condenser is not changed, while the heat transfer rate is increased by 24% at high velocity of air flow, compared with those of the conventional condenser. The parallel flow condenser with a new shape of louver-fin could be reduced in size by 20% for the equivalent condenser capacity, compared with the conventional parallel flow condenser.

Key words: Louvered-fin(루버핀), Parallel flow condenser(평행류 응축기), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하), Automotive air-conditioner(자동차용 에어컨)

기 호 설 명

A : 공기측 열전달면적 [m^2]

C_p : 비열 [$kJ/kg \cdot K$]

F_p : 핀피치 [mm]

h : 엔탈피 [kJ/kg]

H : 평행류 응축기의 공기방향 두께 [mm]

L_p : 루버피치 [mm]

L_θ : 루버각 [degree]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

ΔP : 평행류 응축기 공기측 압력손실 [kPa]

Q : 열전달량 [W]

ΔT : 온도차 [$^\circ C$]

U : 총합 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

V : 응축기로 유입되는 공기속도 [m/s]

하첨자

a : air side

r : refrigerant side

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4298; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: bhkang@kookmin.ac.kr

1. 서 론

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 따라 에너지 사용량이 급증하고 있으며, 이는 에너지 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 그러므로 모든 분야에서는 에너지 절약을 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 자동차 역시 에너지 절감을 위하여, 많은 연구가 진행되고 있으며, 특히 연비를 높이기 위한 노력이 진행 중에 있다. 자동차에 설치되는 에어컨의 중량이 클수록 자동차의 중량이 증가하므로 자동차 연비는 낮아진다. 또한 자동차 에어컨의 부피가 커짐에 따라 압축기, 송풍기 등에 사용되는 에너지가 커지므로 연비를 감소시킨다. 이러한 이유로 자동차 연비를 향상시키기 위해서는 자동차 에어컨의 경량화 및 고효율화가 필요하다.

자동차용 에어컨 응축기는 제작방법에 따라 핀-튜브형, 서펜틴형, 평행류형이 있으나 90년대 초 냉매가 R-12에서 R-134a로 바뀌면서 단위체적당 열전달량이 큰 평행류형이 기존의 핀-튜브형과 서펜틴형을 대체하여 사용되고 있다. 평행류형 응축기는 기존의 원형관과 달리 미세유로를 가진 평판관을 사용하여 냉매를 통과하게 하였으며, 루버핀 또는 슬릿형 핀 사이를 공기가 지나가게 하여 열교환이 이루어지게 제작되었다. 그러나 슬릿형 핀보다 루버핀을 사용한 평행류 응축기가 열전달 성능향상뿐만 아니라 크기 및 중량을 감소시킬 수 있으므로 현재 자동차 응축기로 많이 사용되고 있다. 평행류 응축기는 연속적인 표면 형상을 가지고 있는 일반 평판핀과 달리 루버핀에 의하여 불연속적인 표면이 만들어지고, 그 위에 기존의 경계층 두께보다 얇은 여러 개의 경계층이 발달하여 전열면에서의 열저항이 감소되어 결국 열전달계수를 향상시키는 방법이다.

이러한 루버핀은 1950년대부터 사용되었으나 고효율핀을 개발하기 위한 본격적인 연구는 최근들어 활발히 이루어지고 있다. Davenport⁽¹⁾는 루버피치를 특성길이로 하는 Re_L 를 기준으로 삼각 채널형상의 핀피치 32개의 루버핀에 대한 연구를 수행하였으며, Kays and London⁽²⁾는 7가지의 루버핀 모델에 대한 열전달특성과 압력강하특성에 대한 실험적 자료를 발표하였다. Chang et al.^(3,4)은 여러 가지의 브레이징 알루미늄 열교환기 및 루버핀 형상에 대하여 실험하여 열전달량과 압력

강하에 대한 상관식을 제시하였다. 국내에서는 Jeon⁽⁵⁾에 의해서 루버핀을 사용한 고밀도 열교환기의 유동 및 열전달 측정에 관한 연구가 수행되었으며, Kim⁽⁶⁾ 등은 루버각과 핀의 개수를 변화시키면서 루버피치/핀피치가 열전달량과 압력강하에 미치는 영향을 연구하여 발표하였다.

이와 더불어 평행류 열교환기에 대한 연구로 Cho et al.^(7,8)은 자동차 에어컨용으로 사용되고 있는 평행류형 응축기에 대한 기술개발 및 적용에 관하여 발표하였으며, 더 나아가 시뮬레이션 및 설계변수에 대해서도 연구하였다. Han et al.⁽⁹⁾은 자동차 열교환기에 사용되고 있는 주름진 루버핀을 보다 경제적으로 설계하기 위하여 수치적 해석방법을 연구하였으며, Kim et al.⁽¹⁰⁾은 평판관형 알루미늄 열교환기의 성능평가실험을 하였다. 그리고 Youn et al.⁽¹¹⁾은 웨이브 및 슬릿핀-관 열교환기의 압력강하 및 열전달특성에 관한 실험을 발표하였다.

기존의 연구결과를 토대로 Chang et al.⁽¹²⁾은 응축기의 크기와 무게를 줄이면서 열전달성을 증가시키기 위하여 기존 루버핀보다 루버피치와 핀피치는 작게 하고, 루버각은 크게 설계한 루버형상을 가진 루버핀을 제작하여, 평행류 응축기에 사용하였으며, 응축기 관내에 물을 냉매로 사용하여 열전달 및 압력강하 특성인 j -factor 및 f -factor를 구하였다. 본 연구에서는 Chang et al.⁽¹²⁾이 구한 j -factor 및 f -factor 상관식으로부터 실제 자동차 에어컨용 평행류 응축기를 제작하여, 응축기 관내에 물 대신 R-134a를 사용하여 공기입구 속도에 따른 평행류 응축기의 열전달 및 압력강하 특성을 규명하였으며, 결과를 기존 자동차 에어컨 응축기로 사용되고 있는 평행류 응축기와 비교 평가하였다.

2. 평행류 응축기의 구조와 성능평가

본 연구에서는 최근에 자동차 에어컨용 응축기로 사용되고 있는 평행류 응축기의 성능향상을 위해 Chang et al.⁽¹²⁾이 설계한 루버형상을 가진 평행류 응축기를 제작하여 입구공기 속도에 따른 압력강하 및 열전달량을 측정하여, 기존의 제품과 성능을 비교 평가하였다. 본 실험에서 사용한 새로운 평행류 응축기와 기존의 평행류 응축기의 형상 및 제원을 Fig. 1, Fig. 2 및 Table 1에 나타

Table 1 Louver fin geometries of the present model

Characteristics of louver fin (mm)	Present condenser	Conventional condenser
Core size (L×W×H)	616×340×16	617×339×20
Fin width (F_d)	16.0	20.0
Fin thickness (F_{th})	0.09	0.1
Fin pitch (F_p)	2.6	2.8
Louver pitch (L_p)	1.0	1.2
Louver angle (degree)	28.0	24.5
Louver length (L_l)	12.5	15
Nonlouvered inlet and exit fin regions (S_1)	1.2	1.2
Number of louver fin	12	12
Redirection length (S_2)	2.0	2.2
Tube height (T_p)	16.0	20.0
Tube width (T_w)	1.75	2.0
Flow pass	15-9-5-5	13-9-4-4

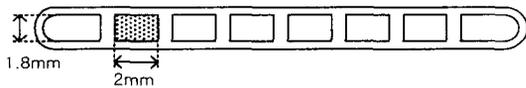


Fig. 1 Cross-sectional geometry of the flat tube.

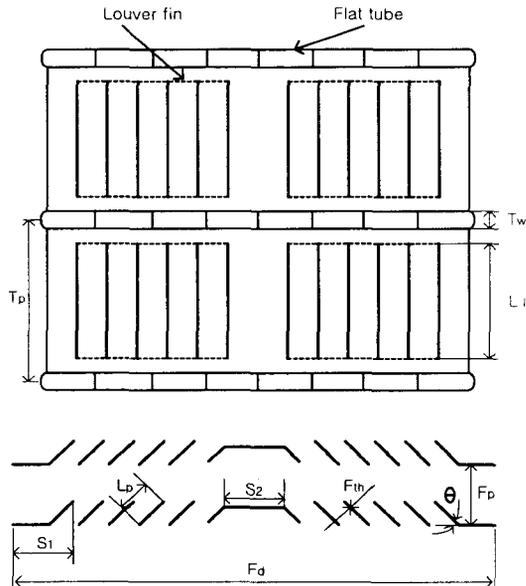


Fig. 2 Louvered-fin geometry for the brazed heat exchanger.

내었으며, 실험 성능평가 조건을 Table 2에 나타내었고, 이 조건은 ARI⁽¹³⁾에서 제시한 기준이다. Table 1에 나타났듯이 기존 평행류 응축기보다

Table 2 Condenser core test condition for the parallel flow condenser

Test condition	
Refrigerant	R-134a
Condenser inlet air temp.	35±2℃
Condenser average pressure	16.7 kg/cm ² G
Condenser inlet ref. temp.	86.45℃
Condenser inlet superheating	25±2℃
Condenser outlet subcooling	5±2℃
Air velocity	1~5 m/s

두께(H)를 줄임으로써 응축기 부피를 줄였으며, 열전달을 향상시키기 위해 핀피치 및 루버피치는 작게, 루버각은 크게 제작하였다.

본 평행류 응축기 실험에서는 응축기의 공기 및 R-134a측 입·출구 온도를 측정하고, 식(1)과 식(2)를 이용하여 공기측에서 얻은 열전달량(Q_a)과 R-134a측에서 얻은 열전달량(Q_r)을 구하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_p \Delta T_a \quad (1)$$

$$Q_r = \dot{m}_r (h_{out} - h_{in}) \quad (2)$$

$$UA = Q_a / \Delta T_{LMTD} \quad (3)$$

R-134a의 h 는 냉매입구의 과열영역에서의 온도와 냉매출구부의 과냉각영역에서의 온도차가 영향이 적고 정확한 상태변화를 알 수 없으므로 냉매측 입·출구 온도와 압력을 측정하여 ASHRAE

에서 제시한 R-134a표로부터 구하였다. 또한 식 (3)으로부터 UA 를 구하여, 두 응축기의 성능을 비교하였다. 여기서, ΔT , \dot{m} , C_p , h , A 및 U 는 입·출구 온도차, 질량유량, 비열, 엔탈피, 공기측 열전달면적 및 총합 열전달계수를 나타내며, 하첨자 a 와 r 는 공기 및 R-134a를 나타낸다.

3. 실험장치 및 조건

본 연구에서 제작한 평행류 응축기의 열전달 및 압력강하 특성을 규명하고, 현재 자동차 에어컨 응축기로 사용하고 있는 평행류 응축기와 성능을 비교 평가하기 위해 Fig. 3과 같은 실험장치에서 두 평행류 응축기를 실험하였다. 실험장치는 일정한 조건을 가진 냉매를 만들어 주는 챔버와 공기와 냉매가 열교환하는 실험영역으로 되어 있으며, 냉매 및 공기의 실험조건들은 앞에서 제시한 Table 2에 나와 있다. 챔버 안에는 증발기, 압축기, 과열기, 냉매회수 및 공급장치와 더불어 유분리기 등이 설치되어 있으며, 여기서 일정한 조건의 냉매가 만들어진 후 실험할 응축기로 공급한다. 응축기를 통과한 냉매는 압력검출기, 냉매유량계와 팽창밸브를 지나 다시 챔버 안으로 들어와 일정한 상태로 만들어진 후 응축기로 다시 공급된다. 응축기 공기측 입·출구의 압력과 온도는 응축기 입·출구에 설치된 온도센서와 압력검출기로부터 얻을 수 있다.

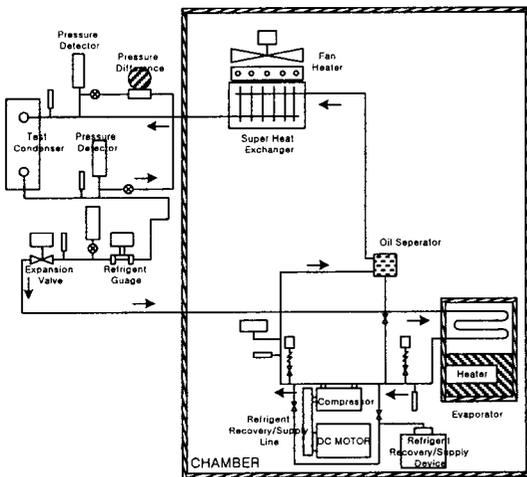


Fig. 3 Schematic of experimental setup for heat exchanger.

본 연구에서는 자동차 에어컨용 평행류 응축기의 압력강하 및 열전달량을 측정하기 위하여 응축기로 들어가는 공기입구 유속을 1~5 m/s로 변화시켜 가면서 풍속에 따른 응축기의 공기측 입·출구 압력 및 온도와 R-134a의 입·출구 압력 및 온도를 측정하였다. 시험설비 내에서 풍량 측정장치는 ANSI/ASHRAE 51-1985, AMCA 210-85의 규격대로 만들어진 것이다.

4. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 본 연구에서 제작한 평행류 응축기와 기존 자동차용 응축기의 열전달특성 및 압력강하에 대하여 비교 평가하였다.

우선 실험장치와 실험방법의 정확성을 평가하

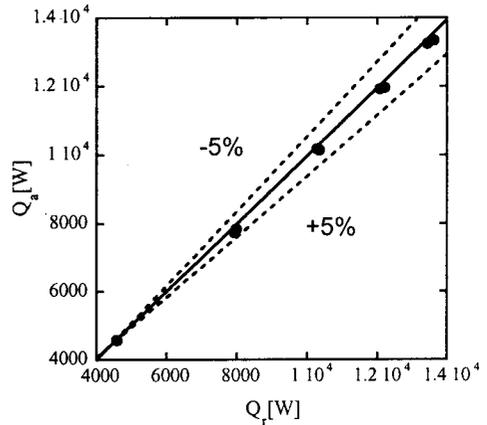


Fig. 4 Heat balance of a condenser between air and R-134a sides.

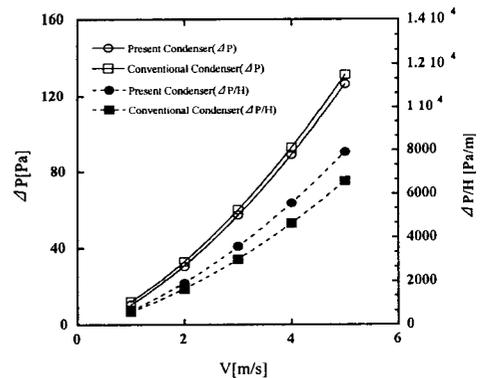


Fig. 5 Effect of air inlet velocity on the pressure drop through the condenser.

기 위하여 각 실험에 대하여 공기측에서 얻은 열량과 R-134a에서 잃은 열량을 비교하였다. Fig. 4에 나타나듯이 최대 $\pm 5\%$ 의 범위에서 공기측에서 얻은 열량과 R-134a에서 잃은 열량이 열평형으로 이루어졌음을 알 수 있다.

응축기에 유입되는 풍속에 따른 압력강하량을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5와 같이 공기의 유속이 증가함에 따라 상대적으로 유동저항이 커지므로 공기의 압력강하가 비선형적으로 증가하였다. 또한 두 응축기의 압력강하량은 풍속이 증가함에 따라 거의 차이가 없으나 본 연구에서 제작한 평행류 응축기의 두께가 16 mm로 기존 응축기의 20 mm보다 적으므로 응축기 단위두께당 압력강하량($\Delta P/H$)은 본 연구에서 제작한 평행류 응축기가 현재 자동차 에어컨 응축기로 사용되고 있는 응축기보다 최대 20% 더 큰 값을 가졌다.

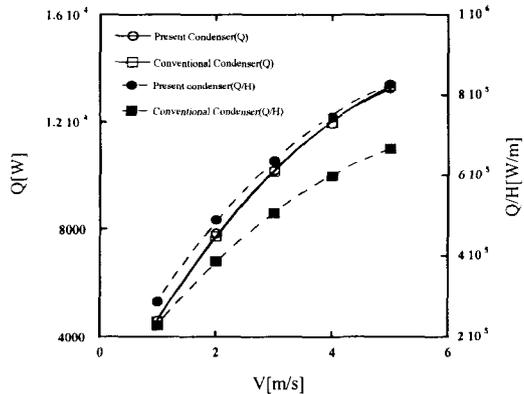


Fig. 6 Effect of air inlet velocity on the heat transfer rate.

이는 루버형상 중 압력강하에 가장 큰 영향을 미치는 루버각에 기인한 것으로 본 연구에서 제작한 평행류 응축기의 루버각이 현재 사용중인 평판관-루버핀 열교환기의 루버각보다 더 크기 때문에 결국 공기의 저항이 커지므로 단위두께당 압력강하가 증가하였다.

열교환기에 유입되는 공기의 유속에 따른 두 응축기의 열전달량을 Fig. 6에 나타내었으며, UA 값을 구하여 Fig. 7에 나타내었다. 두 응축기는 풍속이 증가함에 따라 열전달량이 증가하였다.

또한 두 응축기의 열전달량은 풍속이 증가함에 따라 거의 차이가 없으나 응축기 단위두께당 열전달량(Q/H)은 본 연구에서 제작한 평행류 응축기가 현재 자동차 에어컨에 사용되고 있는 응축기보다 최대 24% 증가하였으며, UA 값 역시 본 연구에서 제작한 평행류 응축기의 UA 값이 기존에 사용중인 평행류 응축기의 UA 값과 거의 같은 값을 가지나 단위두께당 UA 값을 비교하였을 경우 본 연구에서 제작된 평행류 응축기가 기존의 평행류 응축기보다 최대 23% 높은 것을 알 수 있다. 이는 열전달 향상에 큰 영향을 미치는 루버피치와 핀피치에 기인한 것으로 본 연구에서 제작된 평행류 응축기의 루버피치와 핀피치가 현재 사용중인 응축기의 루버피치와 핀피치보다 더 작기 때문이다. 루버피치가 작을수록 열경계층은 작아져 열전달이 향상되며, 핀피치가 작을수록 핀 사이에서 유동혼합이 잘 이루어져 열전달이 향상된다.

두 응축기 성능을 비교 평가를 위하여 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$)을 Fig. 8에 나타내었

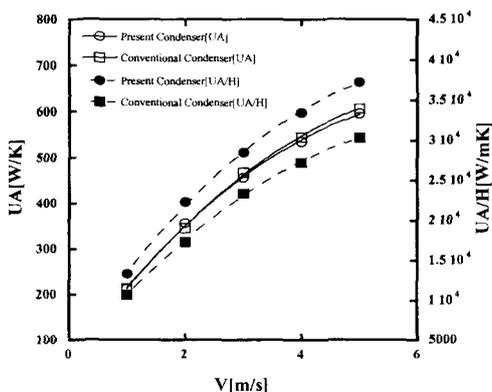


Fig. 7 Comparison of UA and UA/H.

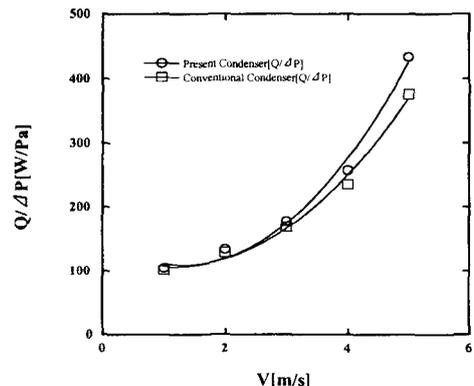


Fig. 8 Comparison of $Q/\Delta P$.

다. 저풍속(1 m/s)에서는 본 연구에서 제작된 평행류 응축기의 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$)과 기존 평행류 응축기의 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$)이 거의 비슷한 값을 가지나 풍속이 증가함에 따라 두 응축기의 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$) 차이가 나타나기 시작하다가 고풍속(4 m/s)이 되면 본 연구에서 제작된 평행류 응축기의 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$)이 현재 자동차 에어컨에 사용되고 있는 응축기보다 약 15% 정도 더 큰 것을 볼 수 있다.

이러한 결과로부터 본 연구에서 제작한 응축기를 자동차 에어컨에 적용시 기존 평행류 응축기보다 응축기 부피를 약 20% 줄일 수 있어 자동차 경량화에 기여하고, 자동차 에어컨에 충전되는 냉매의 양도 감소시킬 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서 제작한 평행류 응축기는 현재 자동차 에어컨에 사용되고 있는 평행류 응축기와 비교하여 응축기 단위두께당 압력강하량($\Delta P/H$)은 입구풍속에 따라 최대 20% 증가하였다. 또한 응축기 단위두께당 열전달량(Q/H)은 본 연구에서 제작한 평행류 응축기가 기존 평행류 응축기보다 입구풍속에 따라 최대 24% 증가하였으며, 단위두께당 UA 값 역시, 기존 평행류 응축기보다 최대 23% 증가하였다. 위 자료를 토대로 두 응축기의 성능을 비교 평가하기 위하여 단위압력강하당 열전달량($Q/\Delta P$)를 비교하였을 경우 본 연구에서 제작한 평행류 응축기가 기존의 평행류 응축기보다 약 15% 정도 더 큰 것을 볼 수 있다. 이에 기존의 자동차용 에어컨으로 사용되고 있는 평행류 응축기를 본 연구에서 제작한 평행류 응축기로 사용하였을 경우, 응축기의 부피를 약 20% 줄일 수 있어 자동차의 경량화에 기여할 뿐만 아니라 충전냉매의 양도 줄일 수 있다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 선문대학교 공조 기술 지역협력 연구센터의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Davenport, C. J., 1983, Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, AICHE Symp. Ser. 79, pp. 19-27.
2. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., New York, McGraw-Hill.
3. Chang, Y. J., Wang, C. C. and Chang, W. R., 1992, Heat transfer and flow characteristics of automotive brazed aluminium heat exchanger, ASHRAE Transactions Symp., 100, pp. 643-652.
4. Chang, Y. J., Wang, C. C. and Chang, W. R., 1996, Air side performance of brazed aluminium heat exchanger, J. of Enhanced Heat Transfer 3, pp. 15-28.
5. Jeon, C. D., 1996, Research review for louvered-fin type compact heat exchanger, SAREK, Vol. 8, No. 1, pp. 120-139.
6. Kim, J. H., 1997, An experimental study on the heat transfer and friction characteristics in the louvered-fin for flat-tube heat exchanger, Proceedings of the SAREK 1997 Winter Annual Conference, pp. 171-176.
7. Cho, Y. D., Bae, T. S. and Han, C. S., 1998, A Performance simulation and parametric study for a parallel flow condenser, Proceedings of the SAREK 1998 Summer Annual Conference, pp. 1405-1410.
8. Cho, Y. D., Yoo, S. Y. and Han, C. S., 1999, Development of design technique for automotive condenser, SAREK, Vol. 11, No. 1, pp. 10-17.
9. Han, C. S., Cho, J. H. and Park, B. S., 2002, Three Dimensional Analysis for the Performance of the Corrugated Louver Fin for a Vehicle Heat Exchanger, SAREK, Vol. 14, No. 2, pp. 116-126.
10. Kim, M. H., Kim, K. J., Kim, E. S., Chu, E. S., Bae, Y. D. and Park, Y. S., 1997, Performance evaluation of brazed aluminum heat exchanger, Proceedings of the SAREK 1997

- Summer Annual Conference, pp. 209-215.
11. Youn, B., Kim, Y. H., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. S., 1997, Experimental study of pressure drop and heat transfer characteristics of $\phi 10.07$ wave and wave-slit fin-tube heat exchangers, SAREK, Vol. 10, No. 5, pp. 589-599.
 12. Chang, H. J., Kang, B. H., Kim, S. and Park, B. K., 2002, An Experimental study on heat transfer and pressure drop of air side in a plate-louvered fin heat exchanger, SAREK, Vol. 14, No. 6, pp. 485-492.
 13. ARI Standard, Unitary air-conditioning and air source heat pump equipment, pp. 210-240.