

차량용 이산화탄소 열펌프 시스템의 냉난방 성능 비교평가

김 성 철¹⁾ · 김 민 수^{*2)}

자동차부품연구원 열제어시스템연구센터¹⁾ · 서울대학교 기계항공공학부²⁾

Comparative Evaluation of the Cooling and Heating Performance of a CO₂ Heat Pump System for Vehicles

Sung Chul Kim¹⁾ · Min Soo Kim^{*2)}

¹⁾Thermal Management System Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received 1 August 2008 / Accepted 12 September 2008)

Abstract : A CO₂ heat pump system was designed for both cooling and heating in the cabin of electric vehicles, hybrid vehicles or fuel cell vehicles. In this study, the performance characteristics of the heat pump system without any supplementary heating device were analyzed and the heating performance was compared with the cooling performance for various operating conditions. Experiments were carried out by changing the speed of electric drive compressor, the air flow rate of interior heat exchanger and the air inlet temperature and speed of exterior heat exchanger. Therefore, the cooling/heating capacities and the corresponding COPs are quantified. Also, the heat pump system showed an improved performance for the cooling operation and the heating operation. In this study, the experimental results can be used to evaluate the effect of system design changes on system performance as well as the development of a highly efficient heat pump system.

Key words : Heat pump(열펌프), Carbon dioxide(이산화탄소), Fuel cell vehicle(연료전지 자동차), Electric drive compressor(전동식 압축기)

Nomenclature

COP : coefficient of performance
C_p : specific heat, kJ/kg·K
D : depth, mm
H : height, mm
h_{fg} : latent heat, kJ/kg
 \dot{m} : mass flow rate, kg/h
P : pressure, MPa
 ΔP : pressure difference, kPa
 \dot{Q} : cooling/heating capacity, kW

RH : relative humidity, %
T : temperature, °C
u : volume flow rate, m³/min
V : air speed, m/s
W : width, mm
W : absolute humidity of moist air, kg/kg
 \dot{W} : compressor power, kW

Subscripts

a : air
c : cooling
comp : compressor

*Corresponding author, E-mail: minskim@snu.ac.kr

e : evaporator
 gc : gas cooler
 h : heating
 i : inlet
 ind : indoor
 o : outlet
 out : outdoor
 r : refrigerant

1. 서론

최근의 높은 유가 상승에 기인하여 전기동력 차량에 대한 관심이 높아지고 있다. 또한 오존층 파괴 및 지구온난화 등의 환경 문제가 심각해지고 있기 때문에, 이러한 차량의 공조장치에 부합하는 이산화탄소(CO₂) 이용 냉난방 시스템에 대한 연구가 필요한 실정이다. 현재 자동차용 에어컨 시스템에 사용 중인 R134a 냉매는 지구온난화를 발생시키는 주된 냉매인 반면, 친환경적인 이산화탄소 냉매는 지구온난화에의 영향이 거의 없다. 또한 이산화탄소를 이용한 자동차용 에어컨에 대한 성능 연구가 활발히 이루어져, 최근에 와서는 기존 R134a 이용 시스템과 동등한 수준의 성능을 나타내는 것으로 알려진 바 있다.¹⁻⁵⁾

일반적으로 전기를 동력으로 사용하는 차량, 예컨대, 연료전지를 동력으로 하는 자동차에서는 스택에서 방출되는 열만을 전적으로 이용하여 난방을 할 수 없기 때문에 난방을 위해서는 부가적인 장치가 필요하다. 따라서 열펌프 장치를 이용해 차실 내의 냉난방을 동시에 효과적으로 구현하는 것이 필요하다. 열펌프 시스템은 난방용량이 PTC(positive temperature coefficient) 히터의 용량을 증가하고, 연소식 히터에 비해 배출되는 유해가스의 양이 현저히 줄어든다.⁶⁾ Kim 등⁷⁾은 연료전지 차량을 대상으로 한 이산화탄소 열펌프 시스템에서 스택 폐열을 이용함으로써 난방 성능 및 효율 향상 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 연료전지 차량에 적용하는 것을 목표로 열펌프 시스템을 이용하여 냉방과 난방을 동시에 수행할 수 있도록 하고, 열펌프의 냉난방 성능특성을 고찰함으로써 냉난방 부하에 따른 시스템

의 최적 설계에 필요한 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험 장치 및 자료 분석

2.1 실험 장치 구성

이산화탄소 열펌프 시스템은 전동식 압축기, 실내의 마이크로 채널 열교환기(증발기, 실내 가스냉각기 및 실외 열교환기), 내부열교환기(liquid line to suction line heat exchanger), 팽창밸브 및 어큐물레이터 등으로 구성되어 있다. 압축기로는 Dorin 사의 이산화탄소용 압축기인 TCS113 모델을 사용하였고, 열교환기 등은 시스템 작동 압력과 용량에 맞도록 설계 제작하였다. Table 1에서는 이산화탄소 열펌프 시스템을 구성하는 각 요소들의 상세 제원을 나타내었다. 또한 차량 실내의 온습도 조건을 구현하기 위한 공기조화 장치는 풍동 및 항온항습기 등으로 구성되어 있으며, 열교환기 시험부 전면에서 유입되는 공기의 온도와 습도를 항상 일정하게 유지하고 제어가 가능하도록 하였다. 측정 장치는 냉매 또는 공기의 온도, 압력, 질량유량, 그리고 압축기 소요동력 등을 측정하여 시스템의 성능을 계산하도록 하고, 이러한 값들의 측정위치는 Fig. 1에 자세히 나타내었다.

2.2 자료 분석

열펌프 시스템의 냉난방 성능을 파악하고자 시스템 용량, 압축기 소요동력, 그리고 성적계수(COP)를 계산하였다. 시스템 용량은 냉난방의 경우 식 (1), (2)에 의해 공기가 열교환기와의 열전달량을 계산함으로써 각각 얻어진다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_e &= \dot{Q}_{s,e} + \dot{Q}_{i,c} \\ &= \dot{m}_{a,e} C_{p,a,e} (T_{a,e,i} - T_{a,e,o}) + \dot{m}_{a,e} (W_{a,e,i} - W_{a,e,o}) h_{f,g,e} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{a,gc} C_{p,a,gc} (T_{a,gc,o} - T_{a,gc,i}) \quad (2)$$

압축기 소요동력은 인버터 손실을 제외하고 압축기로 들어가는 동력을 전력계(Yokogawa, WT230)로 측정하였다. 그리하여 COP는 식 (3)에 의해서 계산된다.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (3)$$

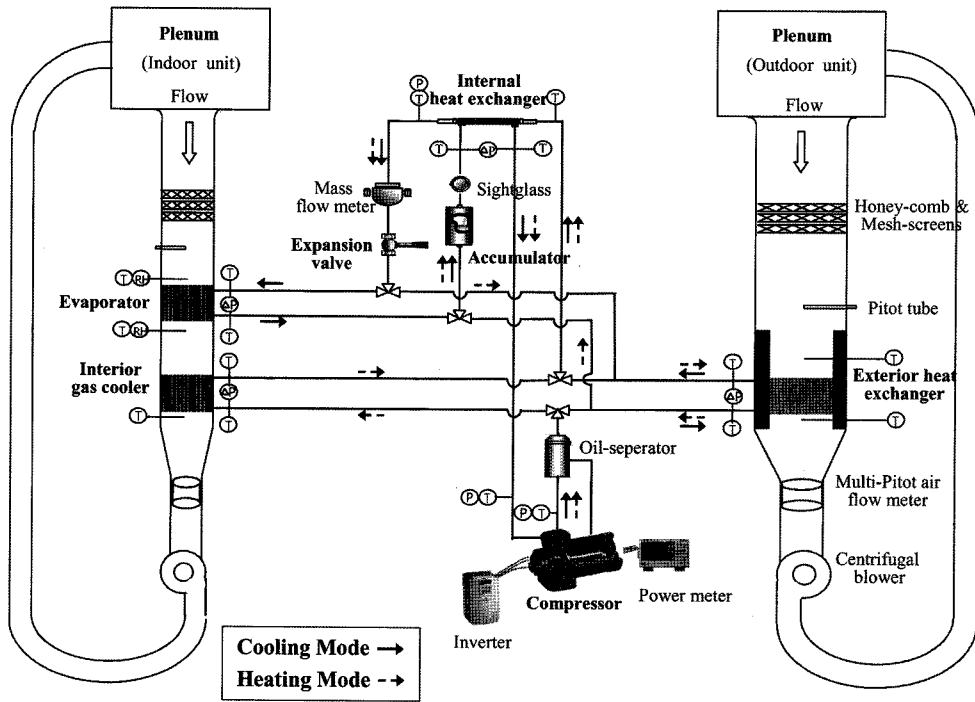


Fig. 1 Layout of the test facility of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles

Table 1 System specification

Component	Specification
Compressor	Electric drive 3 kW power consumption 2.7 m ³ /h at 3500 rpm
Interior gas cooler	Microchannel HX 2-slab, 4-pass W248×H238×D37.5 mm ³
Evaporator	Microchannel HX 4-slab, 4-pass W248×H235×D87.5 mm ³
Exterior heat exchanger	Microchannel HX 1-slab, 4-pass W692×H367×D14.55 mm ³
Internal heat exchanger	Coaxial tube, counter flow I.D. 5.5, O.D. 21, L 1500 mm
Expansion valve	Manual metering valve max. 24.2 MPa at 38°C
Accumulator	400 cc

Table 2 Test conditions

Parameter	Unit	Cooling	Heating
Compressor speed	rpm	1460, 1750*, 2040, 2330	
Outdoor air inlet speed	m/s	1.5, 2.5, 3.0*, 3.5, 4.5	
Indoor air flow rate	m ³ /min	4.0, 5.5, 7.0*, 8.0	
Outdoor air inlet temperature	°C	31, 35*, 39, 43, 47	-10, -5, 0, 5, 10*
Indoor air inlet temperature	°C	27	21*, 23
Relative humidity	%	40	-

*Standard condition

3. 결과 및 토의

3.1 시스템 운전 조건

열펌프 시스템의 운전 조건에 의한 냉난방 시스

템의 성능을 파악하기 위해 압축기 회전 속도, 외기 풍속 및 온도, 그리고 실내 풍량의 변화에 따른 시스템 성능 실험을 수행하였다. Table 2에는 냉난방 실험 조건을 나타내었으며, 압축기 회전 속도, 실내외 공기 풍량/풍속, 온도 및 습도 조건을 설정하였다. 본 연구의 열펌프 시스템에 대해 냉난방 모드에서의 냉매 충전량과 팽창밸브 개도의 최적 운전 조건을 찾기 위해 사전에 실험을 통하여 최적 충전량과 최적 과열도를 구하였다. 여기서 초월임계 사이클

에는 내부 열교환기가 필수적으로 포함되기 때문에 팽창밸브 개도 조절을 위해 내부 열교환기 출구에서의 과열도를 기준으로 삼았다.

3.2 압축기 회전 속도의 영향

전동식 압축기의 회전 속도 변화는 차량의 운전 조건과 무관하게 순환하는 냉매유량을 변화시켜서 시스템 냉난방 부하에 능동적인 대응이 가능하며, 이러한 특성을 갖고 있어 벨트식 압축기에 비해 회전수의 변동 범위를 줄일 수 있다. Fig. 2에서 압축기 회전 속도가 1460 rpm에서 2330 rpm까지 변화함에 따라 냉방 및 난방에서의 시스템 성능을 각각 나타내었다. 여기서 알 수 있는 바와 같이, 압축기 회전 속도가 증가함에 따라 냉난방 용량은 현저히 증가하게 되고, 반면 COP는 압축기 소요동력의 증가로

인하여 감소하였다. 냉난방 용량도 상당히 증가하지만 압축기 소요동력의 증가율보다 작으므로 COP는 감소하게 된다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 압축비가 증가하고 압축기 흡입구에서의 비체적이 증가하기 때문에 압축일은 증가하게 된다. 최대 냉방용량이 3.6 kW이고, 최대 냉방 COP가 2.2에 이르렀다. 또한 최대 난방용량이 3.9 kW이고, 최대 난방 COP가 2.4를 나타내었다. 전체 운전영역에서 보면 난방의 경우, 시스템 COP가 다소 높게 나타내고 있음을 알 수 있다.

3.3 외기 풍속의 영향

자동차의 운전 주행속도에 따라 가스냉각기 전면으로 유입되는 공기의 속도는 변화한다. 이러한 차속 변화 시 열펌프 시스템에 미치는 영향을 파악하고자 가스냉각기 전면 풍속의 변화에 대한 실험을 수행하였다. 가스냉각기 전면 풍속이 증가할수록 외부 공기와의 열전달량이 증가하게 되어, 단위 냉난방 효과는 증가하고 압축비는 오히려 감소하여, Fig. 3에 나타난 바와 같이, 냉난방 용량과 COP는 모두 증가하게 된다. 가스냉각기 전면 풍속 증가에 따라 시스템 성능은 다소 증가하지만, 실외 열교환기는 기본적으로 외기 온도 및 풍속의 심한 변화를 고려하여 용량이 크게 설계되어 있기 때문에 다른 운전변수와 비교하여 성능에 미치는 영향은 그리 크지 않은 것을 확인할 수 있었다. 외기 풍

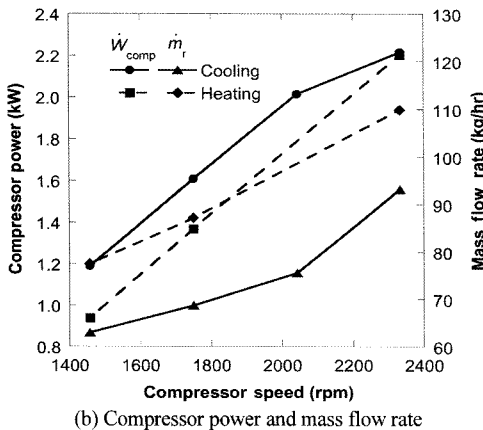
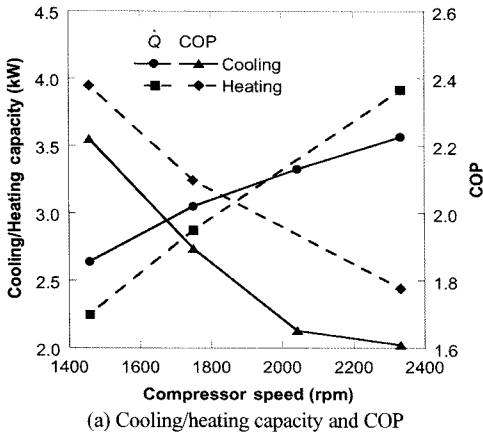


Fig. 2 System performance with respect to compressor speed; $T_{ind,c}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{out,c}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,h}=21^{\circ}\text{C}$, $T_{out,h}=10^{\circ}\text{C}$, $u_i=7\text{ m}^3/\text{min}$, $V_o=3\text{ m/s}$, $RH_e=40\%$

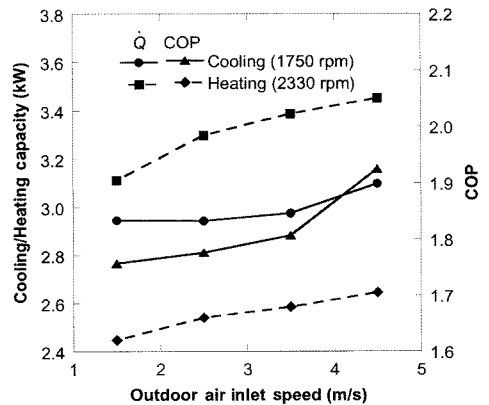


Fig. 3 System performance with respect to outdoor air inlet speed; $T_{ind,c}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{out,c}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,h}=21^{\circ}\text{C}$, $T_{out,h}=5^{\circ}\text{C}$, $u_i=7\text{ m}^3/\text{min}$, $RH_e=40\%$

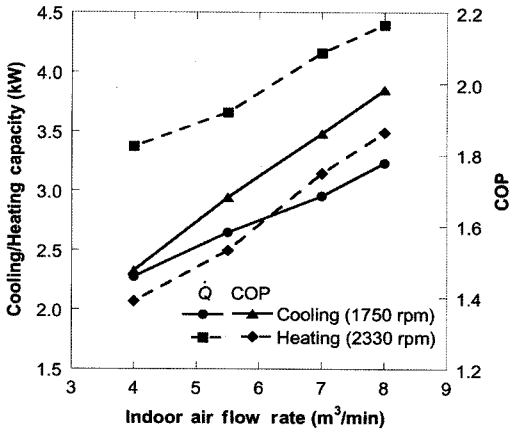


Fig. 4 System performance with respect to indoor air flow rate; $T_{ind,c}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{out,c}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,h}=23^{\circ}\text{C}$, $T_{out,h}=10^{\circ}\text{C}$, $V_o=3\text{ m/s}$, $\text{RH}_e=40\%$

속이 1.5 m/s에서 4.5 m/s까지 변화함에 따라 냉방 용량이 4.6% 증가하고, 냉방 COP가 9.0% 증가하였다. 또한 난방용량이 10.9% 증가하고, 난방 COP가 5.2% 향상되었다.

3.4 실내 풍량의 영향

실내 공기유량의 변화가 열펌프 시스템 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해, 실내 공기유량을 4 m³/min에서 8 m³/min까지 변화시켜가면서 실험을 수행하였다. 실내 공기유량이 증가함에 따라, 증발 또는 가스냉각 엔탈피가 크게 증가하여 냉난방 용량은 증가하게 되고, COP도 마찬가지로 증가하였다. 실내 풍량을 4 m³/min에서 8 m³/min까지 변화시키에 따라, 냉방용량이 42.0% 증가하고, 냉방 COP가 34.3% 증가하였다. 또한 난방용량이 30.3% 향상되고, 난방 COP가 34.1% 증가하였다.

3.5 외기 온도의 영향

외기 온도는 자동차의 실내 열부하에 크게 영향을 미치는 변수이고 실제의 경우, 외기 온도가 가스냉각기 전면으로 유입되는 공기의 온도와 일치하지는 않는다. 가스쿨러로의 유입되는 공기는 재순환 및 도로의 열을 흡수하여 11.1°C정도 온도가 상승하게 된다.⁸⁾

Fig. 5(a)에 나타난 바와 같이 냉방의 경우, 외기 온도가 증가함에 따라 압축기 소요동력이 증가하고 냉방용량은 오히려 감소하므로 시스템 COP는 줄어

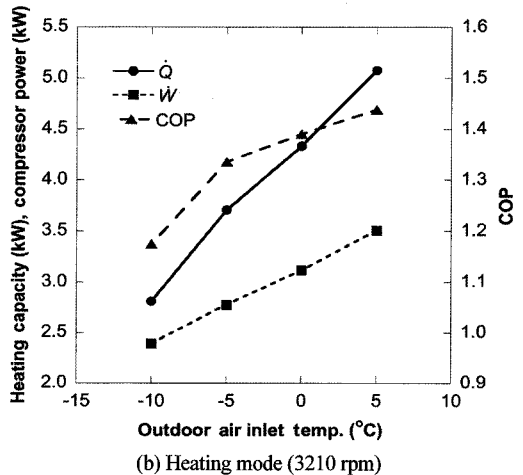
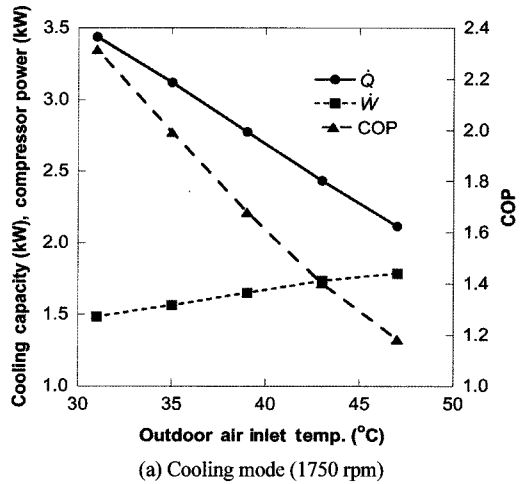


Fig. 5 System performance with respect to outdoor air temperature; $T_{ind,c}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,h}=21^{\circ}\text{C}$, $u_i=7\text{ m}^3/\text{min}$, $V_o=3\text{ m/s}$, $\text{RH}_e=40\%$

들게 된다. 압축기 회전 속도 1750 rpm인 중속 조건에서 외기 온도가 31°C에서 47°C로 증가함에 따라 냉방용량은 38.4% 감소하였고, 특히 COP는 48.9%만큼 감소하였다. 또한 외기 온도는 자동차의 난방부하에도 크게 영향을 미치는 변수이며 특히, 외기온도가 영하 이하의 저온인 경우 증발기 표면에 서리가 생성되어 증발기 전면으로 유입되는 공기의 유동을 막아 난방성능이 급격히 낮아질 수 있다. 난방의 경우 Fig. 5(b)에서 알 수 있는 바와 같이, 외기 온도가 감소함에 따라 압축기 소요동력이 감소하지만 난방용량이 급격히 감소하기 때문에 COP는 줄어들게 된다. 압축기 회전 속도가 3210 rpm의

고속 조건에서 외기 온도가 5°C에서 -10°C로 감소함에 따라 난방용량은 44.7% 감소하였고, COP는 18.7%만큼 감소하였다.

4. 결론

전기를 사용하여 운행하는 자동차, 특히 연료전지 자동차에서는 난방 시 고온 열원의 부재로 인해, 내연기관 차량에서처럼 냉각수만으로는 난방이 불가능하게 된다. 또한, 신속한 난방이 이루어져야만 소비자의 쾌적성을 만족시킬 수 있으므로 열펌프를 난방에 이용하여야만 한다. 따라서 본 연구에서는 냉난방 겸용의 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능평가를 통해 다양한 운전조건에서의 효율적인 냉난방 설계를 위한 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 압축기 회전 속도가 1460 rpm에서 2330 rpm까지 변화함에 따라 최대 냉방용량이 3.6 kW이었고, 최대 냉방 COP가 2.2에 도달하였다. 또한 최대 난방용량이 3.9 kW이었고, 최대 난방 COP는 2.4를 나타내었다.
- 2) 가스쿨러 전면 풍속 증가에 따라 시스템 냉난방 성능은 다소 증가하지만, 다른 운전변수와 비교하여 성능에 미치는 영향은 그리 크지 않음을 확인하였다.
- 3) 실내 풍량이 두 배가 되면 즉, 4 m³/min에서 8 m³/min까지 변화함에 따라, 냉방의 경우 1750 rpm에서 냉방용량 42.0%, COP 34.3% 증가하였고, 난방의 경우 2330 rpm에서 난방용량 30.3%, COP 34.1% 증가됨을 알 수 있다.
- 4) 압축기 회전 속도 1750 rpm인 중속 조건에서 외기 온도가 31°C에서 47°C로 증가함에 따라 냉방용량은 38.4% 감소하였고, 특히 COP는 48.9%만큼 감소하였다. 또한 압축기 회전 속도가 3210 rpm의 고속 조건에서 외기 온도가 5°C에서 -10°C로 감소함에 따라 난방용량은 44.7% 감소하였고, COP는 18.7%만큼 감소하였다.

후 기

본 연구는 국가지정연구실 및 차세대 성장동력산업 미래형자동차 기술개발사업의 일환으로 수행되었으며, 또한 마이크로열시스템연구센터의 지원에

도 감사하는 바이다.

References

- 1) J. Yin, Y. C. Park, D. Boewe, R. McEnaney, A. Beaver, C. W. Bullard and P. S. Hrnjak, "Experimental and Model Comparison of Transcritical CO₂ Versus R134a and R410 System Performance," Proc. of the IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo, Norway, pp.376-387, 1998.
- 2) R. McEnaney, D. Boewe, J. Yin, Y. C. Park, C. W. Bullard and P. S. Hrnjak, "Experimental Comparison of Mobile A/C Systems when Operated With Transcritical CO₂ Versus Conventional R134a," Proc. International Refrigeration Conference, Purdue, pp.145-150, 1998.
- 3) J. S. Brown, S. F. Yana-Motta, P. A. Domanski, "Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO₂ and R134a," Int. J. Refrig., Vol.25, pp.19-32, 2002.
- 4) H. Gentner, "Passenger Car Air Conditioning using Carbon Dioxide as Refrigerant," Proc. of the IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo, Norway, pp.303-313, 1998.
- 5) T. Tamura, Y. Yakumaru and F. Nishiwaki, "Experimental Study on Automotive Cooling and Heating Air Conditioning System Using CO₂ as a Refrigerant," Int. J. Refrig., Vol.28, pp.1302-1307, 2005.
- 6) G. Feuerecker, B. Schäfer and T. Strauss, "Auxiliary Heating Systems of Conventional and Heat Pump Type: Technology, Performance and Efficiency," SAE 2005-01-2055, 2005.
- 7) S. C. Kim, J. C. Park, M. S. Kim and J. P. Won, "Performance Evaluation of a CO₂ Heat Pump System for Fuel Cell Vehicles," Transactions of KSAE, Vol.16, No.1, pp.37-44, 2008.
- 8) M. S. Bhatti, "A Critical Look at R744 and R134a Mobile Air Conditioning Systems," SAE 970527, 1997.