

자동차용 CO₂ 에어컨 시스템 열교환기 성능 특성에 관한 실험적 연구

김 성 철* · 이 동 혁 · 원 종 필

자동차부품연구원 열제어시스템연구센터

Experimental Studies on the Performance Characteristics of Heat Exchangers of CO₂ Air Conditioning System for Vehicle

Sung Chul Kim* · Dong Hyuk Lee · Jong Phil Won

Thermal Management System Research Center, KATECH, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

(Received 9 June 2008 / Accepted 11 August 2008)

Abstract : The performance characteristics of heat exchangers which consist of a gas cooler, an evaporator and an internal heat exchanger have been investigated at various operating conditions of CO₂ air conditioning system by experiments. The heat exchangers were designed for use in the vehicle CO₂ air conditioning system, when considering the characteristics of heat transfer and high pressure as CO₂ refrigerant. This paper studied the performance of heat exchangers at various compressor speeds and expansion valve openings, and quantified the heat transfer rates and pressure drops. Heat transfer rates at the gas cooler and the evaporator were 6.9 kW and 5.2 kW, respectively, when the compressor speed was 4000 rpm and refrigerant vapor quality at the evaporator outlet was 0.98. Therefore, this paper carried out that the heat exchangers were analyzed to achieve superior performance for the vehicle transcritical CO₂ cycle.

Key words : Evaporator(증발기), Gas cooler(가스냉각기), Internal heat exchanger(내부 열교환기), CO₂(이산화탄소), Cooling capacity(냉방 용량), Heat rejection(열방출)

Nomenclature

COP : coefficient of performance

C_p : specific heat, kJ/kg·K

D : depth, mm

H : height, mm

h_{fg} : enthalpy of evaporation of moist air, kJ/kg

IHX : internal heat exchanger

L : length, mm

\dot{Q} : heat capacity, kW

RH : relative humidity, %

T : temperature, °C

u : volume flow rate, m³/min

V : velocity, m/s

W : width, mm

X : absolute humidity of moist air, kg/kg

x : refrigerant vapor quality

Greek

ϕ : outer diameter

Subscripts

a : air

*Corresponding author, E-mail: sckim@katech.re.kr

e, evap : evaporator
 gc, G/C : gas cooler
 i : inlet
 l : latent
 o : outlet
 s : sensible

1. 서론

자동차 공조시스템에 사용되는 냉매와 관련하여 유럽공동체 위원회(EC)에서는 냉매 규제에 대한 법규를 제정 및 공포하였고, 지구온난화지수(GWP; Global Warming Potential)가 150 이상인 에어컨 시스템을 장착한 차량을 대상으로 2011년 형식승인차량 및 2017년 신차에 대한 규제가 이루어질 것으로 예상되고 있다.¹⁾ 이러한 이유로 미국, 일본 및 유럽 등 각지에서 자연친화적 냉매인 CO₂ 이용 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. CO₂의 경우, 지구온난화지수가 R134a의 경우보다 매우 낮고, 단위 체적당 냉동용량이 증대되어 자동차용 냉방 시스템의 크기와 무게를 줄일 수 있다. 그리고 이미 기존 연구결과에서 CO₂ 시스템이 현재의 R134a 시스템과 비교하여 동등한 냉방 성능을 낼 수 있는 것으로 보고 되고 있다.²⁻⁶⁾ Kim 등⁷⁻¹⁰⁾은 CO₂ 냉매를 내연기관 차량 뿐만 아니라 연료전지 차량을 대상으로 한 다양한 운전조건에서의 냉난방 시스템 실험을 수행하였고, CO₂의 자동차 공조시스템 적용 가능성을 비교하고자 노력하였다.

본 연구에서는 미래 자동차용 공조시스템 개발 및 지구 온난화 규제 모두를 만족시킬 수 있는 CO₂ 에어컨 시스템의 적용을 위한 가스냉각기, 증발기 및 내부 열교환기들의 제작 및 성능 평가를 수행하였다. 이는 시스템 운전 조건에서의 각 단품 성능 특성을 분석하여 시스템 매칭과 최적화 기술을 위한 유용한 자료를 얻기 위함이다.

2. 열교환기 설계 및 제작

CO₂ 에어컨 시스템에서 가스냉각기는 압축기에 의해 고온 고압이 된 냉매의 온도를 낮추는 기능을 한다. 기존의 R134a 시스템의 응축기와는 달리, 가스냉각기는 작동압력이 80~150 bar 정도로 매우 높

기 때문에 시스템에 적합한 내압 설계가 이루어져야 하며, CO₂ 냉매가 R134a 대비 점도가 낮지만 밀도가 높기 때문에 압력강하가 크게 되지 않도록 고려해야 한다. 또한 열전달 계수가 크기 때문에 동등한 열전달량을 위해서는 공기측의 전열면적과 비교하여 냉매측 유효전열면적의 비율을 기존의 R134a용 열교환기보다 작게 설계할 수 있다. 본 연구에 사용된 가스냉각기는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 마이크로채널 타입이며, 고압에서의 안전성을 확보하기 위해 35.2 MPa 이상의 내압을 가지도록 설계하였다. 또한 압력 강하를 최소화하기 위해 1-slab, 2-pass의 냉매 유로 구조를 선택하였으며, 튜브는 압출공법을 이용하고, 헤더는 프레스 성형을 통하여 제작하였다.

증발기는 가스냉각기의 경우와 마찬가지로 마이크로채널 타입이며, 사용 압력이 30~90 bar로 비교적 높기 때문에 내압성을 고려한 설계가 필요하다. 따라서 CO₂용 증발기의 구조는 기존의 적층형(laminated type)에서 헤더와 튜브를 분리하는 헤더 분리형 구조를 채용하였다. 환의 경우, 공기를 냉각하는 과정에서 발생된 응축수의 배출성을 고려하여야 하기 때문에 응축수의 신속한 배출을 위하여, 루버의 길이를 최대화하고, 응축수의 표면 장력을 작게 하여 응축수의 배출 및 환과 튜브의 접촉 면적을 극대화 할 수 있는 환을 적용하였다. 증발기는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 2-slab, 4-pass의 냉매 유로 구조를 선택하였고, 고압에서의 안전성을 확보하기 위해, 26.4 MPa 이상의 내압을 가지도록 제작되었다.

내부 열교환기는 증발기 출구에서 토출된 저온 냉매와 가스냉각기 출구에서 토출된 고온 냉매를 상호 열교환시켜, 팽창밸브로 들어가는 냉매의 온도를 낮추어 시스템의 냉방성능을 향상시키는 기능을 갖

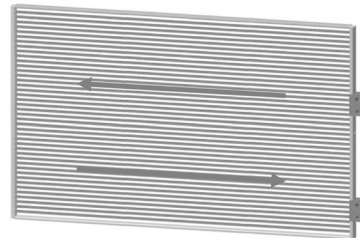


Fig. 1 Schematic diagram of gas cooler

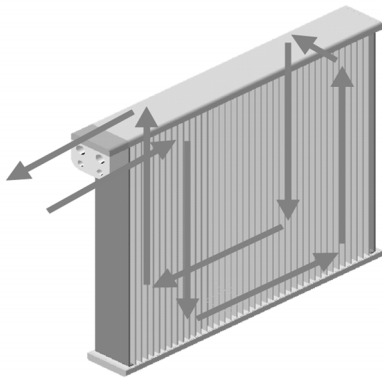


Fig. 2 Schematic diagram of evaporator

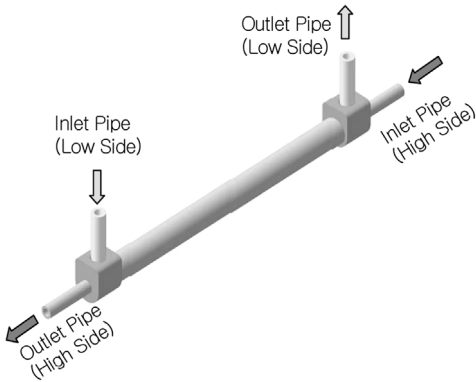


Fig. 3 Schematic diagram of internal heat exchanger

는다. 내부 열교환기의 용량이 큰 경우, 압축기로 유입되는 냉매의 과열도 증가로 시스템의 효율이 저하되고, 용량이 작을 경우, 고온의 냉매가 팽창밸브에 의해 팽창되기 때문에 냉방성능이 저하된다. 따라서 CO₂ 시스템의 내부 열교환기는 적합한 용량 선정이 요구된다.¹¹⁾ Fig. 3에 나타난 바와 같이 내부 열교환기는 본 연구에서 실차에 장착성이 용이하고, 배관의 기능을 함께 할 수 있는 이중관 형태(coaxial type)로 설계하였다. 고압 및 저압부 모두 존재하기 때문에, 고압부를 기준으로 하여, 35.2 MPa 이상의 내압을 가지도록 설계하였다.

3. 실험 장치 및 방법

연료전지 자동차용 CO₂ 에어컨 시스템은 Fig. 4에서 나타낸 바와 같이, 전동식 압축기, 가스냉각기, 팽창밸브, 증발기, 어큐뮬레이터, 그리고 내부 열교

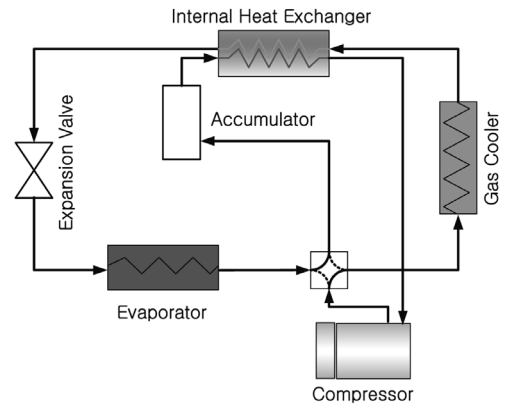


Fig. 4 Schematic diagram of CO₂ air conditioning system

Table 1 Specification of the components

Component	Specification
Compressor	Reciprocating type Displacement: 7.5 cc/rev
Gas cooler	Microchannel type 1-slab, 2-pass W630×H375×D16 (mm ³)
Evaporator	Microchannel type 2-slab, 4-pass W260×H250×D35 (mm ³)
Internal heat exchanger	Coaxial tube Counter flow φ19 mm, L 1000 mm
Expansion device	Expansion valve
Accumulator	500 cc

환기로 구성되어 있다. 각 열교환기들을 포함한 시스템에 대한 상세 사양은 Table 1에 나타내었다.

전동식 압축기는 사판식(swash plate type)의 압축기로서 용량은 7.5 cc이고, 최대 허용 회전수는 6500 rpm이다. 팽창밸브는 작동 온도 범위가 -30 °C~120°C, 파괴 압력은 320 bar의 특성을 갖는다.

코리올리 효과의 ±0.15%의 정밀도와 680 kg/h의 유량 범위를 갖는 냉매 질량유량계가 내부열교환기 고압 측 출구와 팽창밸브 입구 사이의 구간에 설치되어 질량유량 측정 오차를 최소화하였다. 또한 압축기, 가스냉각기, 증발기 및 내부 열교환기 등의 입구와 출구 위치에는 절대압력 160 bar 및 100 bar까지 측정 가능한 정밀도 ±0.1%의 압력센서를 사용하였고, 각 열교환기의 압력강하를 측정하기 위해 정밀도 ±0.1%의 차압계를 설치하였으며, 고압 유동

배관 내에서의 온도 측정을 위해 초절연성, 고내압성의 T타입 열전대들이 측정개소의 라인 내에 직접 삽입된 형태로 각각 부착되어 각 상태점에서의 온도를 측정하였다. 공기의 풍량은 시험부 후단에 위치하는 정밀도 ±0.25%의 노즐 차압 센서를 이용한 노즐 유량계에서 측정하였다. 차량 실내의 공기의 온습도 조건을 구현하기 위한 가스냉각기와 증발기 항온항습 실내에는 항온기와 가습기를 설치하여 열교환기 시험부 전면에서 유입되는 공기의 온도와 습도를 항상 일정하게 유지하고 제어가 가능하도록 하였다.

각 열교환기 용량은 식 (1)-(3)에 의해 계산된다. 측정된 결과들의 신뢰성을 검토하기 위해 증발기 및 가스냉각기에서 공기측과 냉매측의 에너지 균형을 계산해본 결과 ±5% 이내의 오차를 보여 신뢰성을 확보하였다.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{s,e} + \dot{Q}_{l,e}$$

$$= \dot{m}_{a,e} C_{p,a,e} (T_{a,e,i} - T_{a,e,o}) + \dot{m}_{a,e} (X_{a,e,i} - X_{a,e,o}) h_{fg,e} \quad (1)$$

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

$$\dot{Q}_{h,ihx} = \dot{m}_{ihx} (h_{h,ihx,i} - h_{h,ihx,o}) = \dot{Q}_{l,ihx} \quad (3)$$

4. 실험 결과 및 고찰

연료전지 차량을 대상으로 한 CO₂ 에어컨 시스템 운전에 의한 성능 평가조건은 Table 2에서 알 수 있는 바와 같이, 여름철 우리나라에서 주로 나타나는 외기 조건 및 현재 R134a 시스템에서 주로 사용되는 실험 조건 중에서 가장 대표적인 조건을 선정하여 실험을 수행하였다. 가스냉각기 및 증발기의 외기 온도 조건을 설정하고, 팽창밸브의 개도를 조정하여 가스냉각기 입구의 압력을 변화시켰으며, 증발기의 압력은 그에 따라 맞추어지도록 하였다. 그에 따라 압축기 회전수가 5000 rpm일 때, 시스템의 압력-엔탈피 선도를 Fig. 5에 나타내었다. 팽창밸브 개도 조절에 의한 가스냉각기 입구 압력의 증가는 시스템 저압 측 압력을 낮추게 하며, 가스냉각기와 증발기의 엔탈피를 증가시키고 내부 열교환기의 엔탈피를 감소시키는 것을 알 수 있다.

Table 2 Test conditions

Item		Condition
Gas cooler (Air side)	Temp.	35°C
	Velocity	2 m/s
Evaporator (Air side)	Temperature/ Humidity	35°C/ 50% RH
	Flow rate	420 m ³ /h
Compressor speed (RPM)		3,000 ~ 6,000

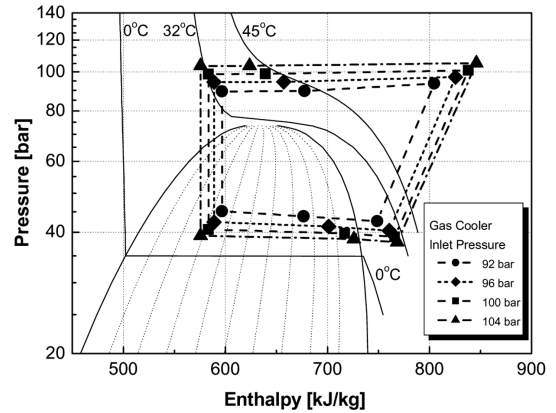
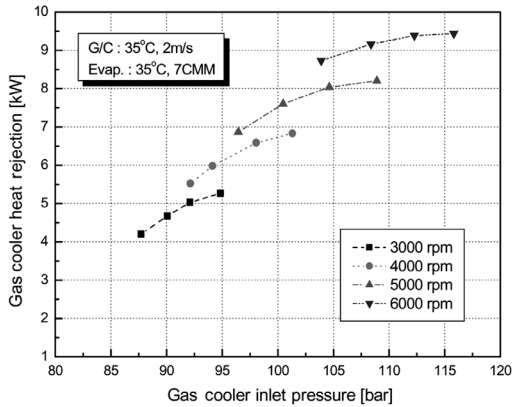


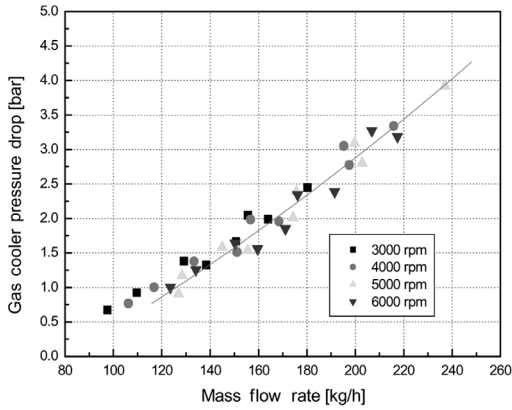
Fig. 5 Pressure-enthalpy diagram ($T_{gc,i} = 35^\circ\text{C}$, $V_{gc,i} = 2\text{ m/s}$, $T_{evap,i} = 35^\circ\text{C}$, $u_{evap,i} = 7\text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{evap} = 50\%$, Compressor speed = 5000 rpm)

4.1 가스냉각기

설계 고안된 가스냉각기의 성능을 평가하기 위해서 압축기의 회전 속도를 3,000~6,000 rpm으로 변화시키면서 열교환기 성능을 측정하였다. Fig. 6(a)에서 나타난 바와 같이 가스냉각기의 방열량은 압축기 회전 속도 증가에 따라 4.1 kW에서 9.4 kW까지 변화하였다. 전동식 압축기의 정격 회전수 4,000 rpm에서 가스냉각기 입구 압력 101 bar ($x=0.98$, 증발기 출구 건도)을 기준으로, 가스냉각기의 방열량은 6.9 kW를 보이고 있다. Fig. 6(b)는 가스냉각기의 냉매 유량에 따른 압력강하 특성을 보여주고 있다. 냉매 유량이 커질수록 압력강하는 증가하는 경향을 보였고, 냉매 유량이 160 kg/h을 기준으로 1.9 bar 정도의 압력강하가 발생함을 확인하였다. 냉각 모듈의 열교환기 배열 특성에 따라 라디에이터 방열량에 영향을 미치는 가스냉각기의 공기측 출구 온도를 측정하여 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 냉매의 질량 유량이 작은 경우보다 큰 경우, 출구 공기의 온



(a) Heat rejection



(b) Pressure drop

Fig. 6 Experimental results of the gas cooler

도차가 커지는 경향을 보이며, 질량 유량 조건이 171 kg/h에서 온도차가 28°C 가장 나타냄을 알 수 있다. 압축기 회전 속도 증가에 따라 압축기 토출 냉매 온도는 증가하며, 일반적인 냉매와는 달리 CO₂의 경우 가스냉각기에서의 방열과정동안 더 큰 온도 변화가 발생한다. 또한 가스냉각기는 기본적으로 외기 온도 및 풍속의 심한 변화를 고려하여 용량이 크게 설계되어 있기 때문에 열교환기에 대하여 실제 열전달률이 최대 가능한 열전달률에 대한 비인 유용도(effectiveness)는 거의 변화가 없다. 따라서 냉매의 질량유량이 증가하면 가스냉각기의 출구 공기 온도차가 커지게 된다.

4.2 증발기

증발기의 성능 특성을 알아보기 위해서 압축기의

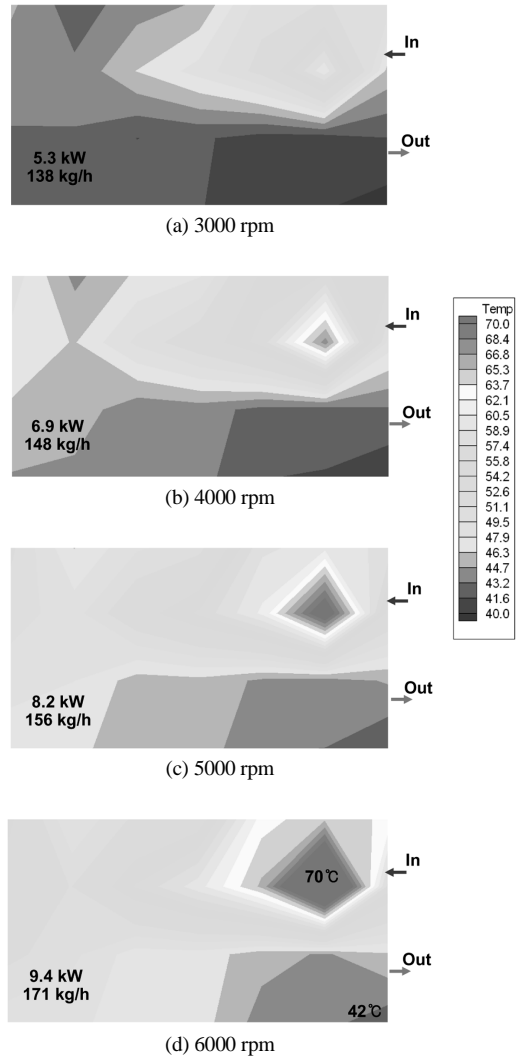


Fig. 7 Temperature distribution of the gas cooler

회전 속도를 변화시키면서 증발기의 성능을 측정 하였다. Fig. 8(a)에서 알 수 있는 바와 같이 증발기의 냉방 능력은 압축기 회전 속도 증가에 따라 3.1kW에서 6.3 kW까지 변화하였다. 압축기 회전 속도 4000 rpm에서 증발기 출구 건도가 0.98을 기준으로, 증발기의 냉방 능력 5.2 kW를 얻었다. Fig. 8(b)에서 증발기의 압력강하는 냉매 유량이 커짐에 따라 0.25 bar에서 1.25 bar까지 증가하는 경향을 나타내었고, 냉매 유량이 160 kg/h을 기준으로 0.65 bar 정도의 압력강하가 발생함을 알 수 있다. 차실 내 냉방시 쾌적성과 밀접한 관련이 있는 증발기 공기측 출구의 온

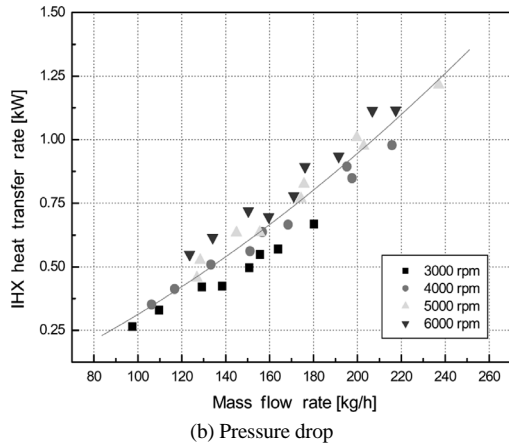
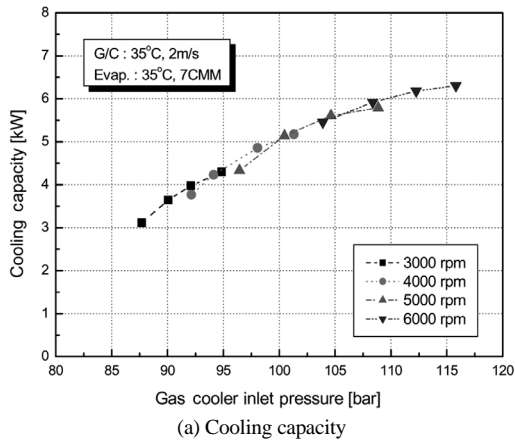


Fig. 8 Experimental results of the evaporator

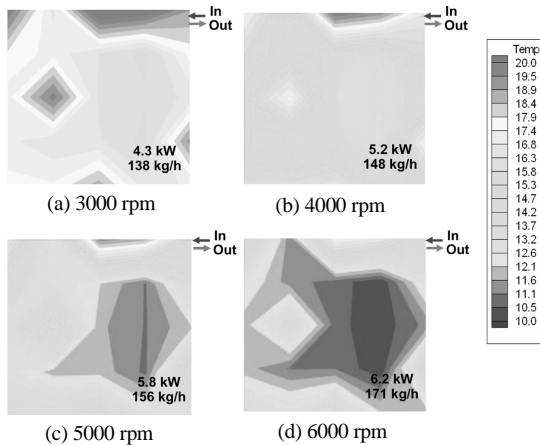


Fig. 9 Temperature distribution of the evaporator

도를 측정하여 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 냉매의 질량 유량이 작은 경우보다 큰 경우의 출구 공기

온도가 낮아지는 경향을 보이며, 증발기의 경우 온도분포가 비교적 균일하게 나타나는 특성을 가짐을 알 수 있다.

4.3 내부 열교환기

압축기의 회전 속도를 변화하면서 Fig. 10(a)에서와 같이 내부 열교환기의 용량을 측정하였으며, 1.4~3.7 kW의 결과를 나타내었다. CO₂ 시스템은 내부 열교환기 용량에 따라 시스템 성능계수(COP)가 증가하는 경향을 보이다가 지나치게 내부 열교환기 용량이 커지면 오히려 감소하는 추세를 보인다.¹¹⁾ 따라서 CO₂ 시스템의 내부 열교환기는 적절한 용량 선정이 요구되며, 이러한 실험 결과를 토대로 내부 열교환기 용량 설정을 통해 향후 시스템의 최적화가 이루어질 것으로 판단된다. Fig. 10(b)는 내부 열

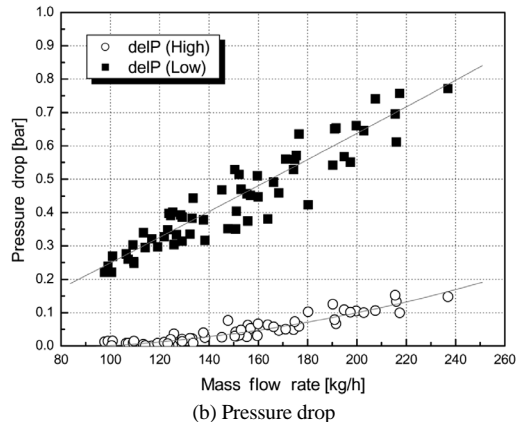
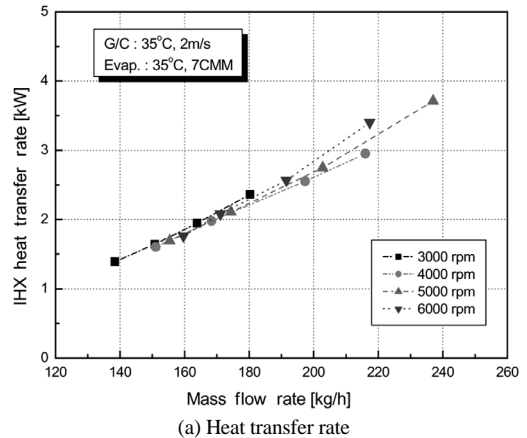


Fig. 10 Experimental results of the internal heat exchanger

교환기의 압력강하를 나타낸 결과로서 냉매유량 160 kg/h일 때 고압측은 약 0.05 bar이나, 저압 측의 경우 약 0.5 bar 수준을 보였다. 저압측에서의 압력강하가 큰 이유는 냉매의 비체적이 증가하기 때문에 냉매가 흐르기 어렵게 되어 압력강하가 상승할 뿐만 아니라 기하학적으로 전열면적 증가를 위해 채널 수가 많고 수력직경이 작기 때문이다.

5. 결론

자동차용 CO₂ 에어컨 시스템에서 시스템 매칭과 성능 최적화를 위하여 운전조건별 각 열교환기 성능 특성을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 가스냉각기 방열량은 압축기 회전 속도 증가에 따라 4.1 kW에서 9.4 kW까지 변화하였다. 압축기 회전수 4000 rpm, 가스냉각기 입구 압력 101 bar을 기준으로, 가스냉각기의 방열량은 6.9 kW를 나타내었다.
- 2) 증발기 냉방 능력은 압축기 회전수의 증가에 따라 3.1~6.3 kW까지 변화하였다. 압축기 회전수 4000 rpm에서 증발기의 냉방 능력은 5.2 kW를 얻었다. 또한 증발기의 경우 출구 공기의 온도 분포가 비교적 균일하게 나타나는 특성을 확인하였다.
- 3) 압축기의 회전 속도 변화를 통해 내부 열교환기의 열교환량은 1.5~3.7 kW를 나타내었다. 압력강하의 경우 저압측에서의 냉매 비체적이 증가하기 때문에 냉매가 흐르기 어렵게 되어 압력강하가 상승하는 이유로, 고압측보다 크게 나타남을 확인하였다.
- 4) 본 연구에서 개발된 열교환기들은 시스템 운전 조건에서 비교적 좋은 열전달 성능을 나타내었으며, 압력강하도 양호한 수준임을 알 수 있다. 향후 시스템의 최적화에 있어, 이러한 실험 결과는 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하는 차세대성장동력 미래형자동차기술개발사업의 일환으로 수행되었다. 도움을 주신 관계자 여러분께 감사하는 바이다.

References

- 1) EU News, Parliament opts for containment on F-gases, <http://www.euractiv.com>
- 2) 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.
- 3) 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 at Purdue, pp.145-150, 1998.
- 4) J. S. Brown, S. F. Yana-Motta and 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.
- 5) H. Gentner, "Passenger car air conditioning using carbon dioxide as refrigerant," In: Proc. of the IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo, Norway, pp. 303-313, 1998.
- 6) 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.
- 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) S. C. Kim, D. H. Lee, H. S. Lee, J. P. Won, D. W. Lee and W. S. Lee, "Studies on the Performance Characteristics of an Electronically Controlled CO₂ Air Conditioning System for Fuel Cell Electric Vehicles," Transactions of KSAE, Vol.16, No.2, pp.150-157, 2008.
- 9) S. C. Kim, M. S. Kim and J. P. Won, "Experimental Studies on the Stack Cooling Performance Using a CO₂ Air Conditioning System

- in Fuel Cell Vehicles,” Transactions of KSAE, Vol.16, No.3, pp.87-93, 2008.
- 10) M. Park, S. C. Kim, D. W. Kim and M. S. Kim, “Studies on the Steady State and Dynamic Characteristics of a Carbon Dioxide Air-conditioning System for Vehicles,” KSME, Vol.31, No.6, pp.531-538, 2007.
- 11) A. Rozhentsev and C. C. Wang, “Some Design Features of a CO₂ Air Conditioner,” Applied Thermal Engineering, Vol.21, pp.871-880, 2001.