

연료전지 자동차용 전자 제어식 CO₂ 냉방 시스템의 성능 특성에 관한 연구

김 성 철^{*1)} · 이 동 혁¹⁾ · 이 호 성¹⁾ · 원 종 필¹⁾ · 이 대 웅²⁾ · 이 원 석³⁾

자동차부품연구원 열제어연구팀¹⁾ · 한라공조(주)²⁾ · 두원공조(주)³⁾

Studies on the Performance Characteristics of an Electronically Controlled CO₂ Air Conditioning System for Fuel Cell Electric Vehicles

Sung Chul Kim^{*1)} · Dong Hyuk Lee¹⁾ · Ho Seong Lee¹⁾ ·
Jong Phil Won¹⁾ · Dae Woong Lee²⁾ · Won Suk Lee³⁾

¹⁾Thermal Management Research Team, KATECH, 74 Yongjung-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungam 330-912, Korea

²⁾Halla Climate Control Corporation, 1689-1 Sinil-dong, Daedeok-gu, Daejeon 206-230, Korea

³⁾Doowon Climate Control Corporation, 16-1 Wonnam-ri, Umbong-myeon, Asan-si, Chungnam 336-864, Korea

(Received 14 August 2007 / Accepted 10 October 2007)

Abstract : The main objective of this paper is to investigate the performance characteristics of a CO₂ air conditioning system for fuel cell electric vehicles (FCEV). The present air conditioning system for FCEV uses the electrically driven compressor and electrically controlled expansion valve for CO₂ as a working fluid. The experimental work has been done with various operating conditions, which are quite matching the actual vehicle's driving conditions such as different compressor speed and high pressure to identify the characteristics of the system. Experimental results show that the cooling capacity and coefficient of performance (COP) were up to 6.3 kW and 2.5, respectively. This paper also deals with the development of optimum high pressure control algorithm for the transcritical CO₂ cycle to achieve the maximum COP.

Key words : Fuel cell electric vehicles(연료전지 자동차), Air conditioning system(냉방 시스템), Transcritical CO₂ cycle(초임계 이산화탄소 사이클), Electrically driven compressor(전동식 압축기), Coefficient of performance(성적 계수)

Nomenclature

COP : coefficient of performance

C_p : specific heat, kJ/kg·K

D : depth, mm

H : height, mm

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

L : length, mm

P : pressure, bar

\dot{Q} : heat capacity, kW

RH : relative humidity, %

T : temperature, °C

V : velocity, m/s

v : volume flow rate, m³/min

W : width, mm

W : absolute humidity of moist air, kg/kg

\dot{W} : compressor power, kW

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

Subscripts

- a : air
- comp : compressor
- e/evap : evaporator
- G/C : gas cooler
- i/in : inlet
- l : latent
- opt : optimum
- o/out : outlet
- s : sensible

1. 서론

최근 들어, 화석 연료를 대체할 수 있을 것으로 기대되는 연료전지 기술은 발전에서부터 소형기기에 이르기까지 그 사용범위가 광범위하다. 특히, 자동차산업 분야에서는 차세대 자동차로 각광받고 있는 연료전지 자동차의 경우, 내연기관 자동차보다 동력 시스템의 에너지 효율이 높고, 배기가스의 배출이 거의 없는 등 장점이 많아 국내외에서 상용화를 위해 연구가 활발히 이루어지고 있다. 실제로, 연료전지 자동차의 상용화 목표를 달성하기 위해서는 기존의 내연기관 자동차와 유사한 최고속도, 가속 성능, 등판능력을 비롯해 스택 냉각 및 차 실내 냉난방의 열적 안정이 이루어져야만 한다. 그 중에 연료전지 자동차용 냉방 시스템은 기존의 내연기관 자동차와는 다른 특징을 갖고 있으며, 가장 큰 차이점은 벨트 구동식 압축기가 아닌 전동식 압축기가 동력원으로 사용된다는 것이다. 차량 구동 시스템과 별도로 운용되는 전동식 압축기의 사용에 의해, 차량 정지 시의 하절기 예냉과 저속 주행에서의 신속한 동적 특성에 따라 향상된 냉방 성능을 제공할 수 있다. 또한 전동식 압축기의 위치 설정이 자유롭기 때문에 시스템 배열/배치의 최적화가 용이하며, 전동식 압축기의 구조적 특성상 냉매 밀폐성이 향상된다. 이러한 전동식 압축기를 적용한 냉방 시스템의 고효율성과 제어의 용이성은 차량 주행 속도에 무관하게 안정된 시스템의 냉방 성능 확보 및 시스템 효율 향상이 가능한 측면이 있다.¹⁻⁴⁾

연료전지 차량과는 별도로, 지구환경에 대한 관심은 공조시스템에 사용되는 냉매에까지 영향을 미

치고 있으며, 이와 관련하여 유럽공동체 위원회에서는 플루오르화 온실가스 규제에 대한 법규를 제정 및 공포하였고, 지구온난화지수(GWP)가 150 이상인 R134a를 사용하는 현재 에어컨 시스템을 장착한 차량을 대상으로 2011년 형식승인차량 및 2017년 신차에 대한 규제가 이루어질 것으로 예상되고 있다.⁵⁾ 이에 대하여 미국, 일본 및 유럽 등의 각지에서는 자연친화적 냉매인 CO₂ 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. CO₂의 경우, 지구온난화지수가 R134a의 경우보다 1/1300에 불과하고, 고압에서 작동하는 특성을 갖고 있으므로, 체적 열용량이 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 보고되고 있다.⁶⁻¹⁰⁾

따라서 본 연구에서는 연료전지 자동차용 공조시스템 개발 및 지구 온난화 규제 모두를 만족시킬 수 있는 CO₂ 냉방 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 시스템에 대한 특징을 살펴보기 위해, 압축기의 회전속도와 가스쿨러 및 증발기로 유입되는 공기의 온도와 풍량을 다양하게 변화시켜가면서, 시스템 성능에 미치는 영향을 알아보았다. 또한 각 운전 조건에 대한 최대의 COP 조건을 찾아내어, 운전 조건에 따라 시스템이 최대의 COP를 갖도록 시스템 조건을 구현할 수 있는 고압 설정 알고리즘을 제시하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

자동차용 CO₂ 에어컨 시스템의 성능을 측정하기 위한 실험 장치를 Fig. 1과 같이 제작하였다. 시스템 성능 평가 장치의 전체적인 구성은 전동식 압축기, 오일 분리기, 가스쿨러, 팽창밸브, 증발기, 어큐물레이터, 그리고 내부 열교환기로 구성되어 있다. 각각의 주요 구성부품에 대한 상세 사양은 Table 1에 나타내었다.

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 가

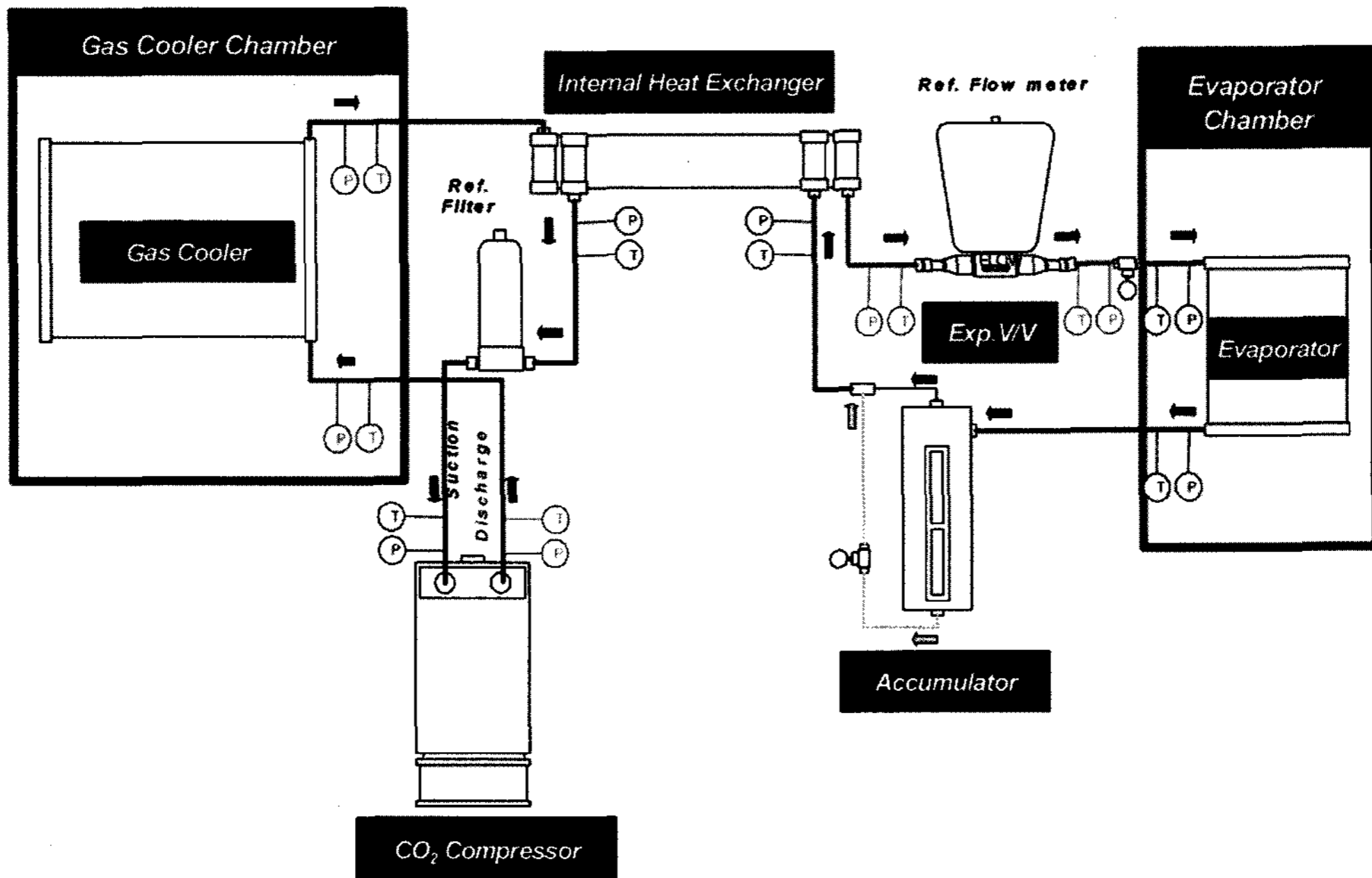


Fig. 1 Schematic diagram of calorimeter system for CO₂ air conditioning performance test

Table 1 Specifications of system component

Component	Specification
Compressor	Electrically driven Radial piston type Displacement: 8.6 cc/rev
Gas cooler	Microchannel type Core size(mm ³): W630×H375×D16
Evaporator	Microchannel type Core size(mm ³): W260×H250×D35
Internal heat exchanger	Coaxial tube, counter flow φ19 mm, L 1000 mm
Expansion valve	Electrically controlled expansion valve
Accumulator	500 cc

스쿨러, 증발기 및 내부 열교환기 등의 입구와 출구에는 절대압력 160 bar 및 100 bar까지 측정 가능한 정밀도 ±0.1%의 압력센서를 사용하였으며, 고압 유동 배관 내에서의 온도 측정을 위해 초절연성, 고내압성의 T타입 열전대들이 측정개소의 라인 내에 직접 삽입된 형태로 각각 부착되어 각 상태점에서의 온도와 압력을 측정하였다. 차량 실내의 온습도 조건을 구현하기 위한 가스쿨러와 증발기 항온항습 실내에는 항온기와 가습기를 설치하여 열교환기 시험부 전면에서 유입되는 공기의 온도와 습도를 항

상 일정하게 유지하고 제어가 가능하도록 하였다.

시스템 냉방 성능을 파악하고자 시스템 용량, 압축기 소요동력, 그리고 성능계수 (COP)를 계산하였다. 시스템 용량은 식 (1)에 의해 증발기로의 공기가 빼앗긴 열량을 계산하여 얻어진다.

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

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

압축기 소요동력은 인버터 손실을 포함하여 인버터로 들어가는 동력을 전력계로 측정하였다. 그리하여 COP는 식 (2)에 의해서 결정된다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (2)$$

3. 실험 결과 및 분석

하절기 차량에서 나타나는 다양한 조건을 기준으로 하여, 시스템 운전 및 외기 조건 변수에 대한 냉방 성능의 변화를 살펴보고, 최대 COP 조건을 찾기 위해서 Table 2와 같은 평가 조건에서 실험을 수행하였다. 가스쿨러 및 증발기의 외기 온도 조건을 설정하고, 팽창밸브의 개도를 조정하여 가스쿨러 입

Table 2 Test conditions

$T_{G/C, in}$ (°C)	RPM	$V_{G/C, in}$ (m/s)	RH_{evap} (%)	$T_{evap, in}$ (°C)	$v_{evap, in}$ (m ³ /min)
27	3000	2	50	27	7
35	4000				
42	5000				
	6000				

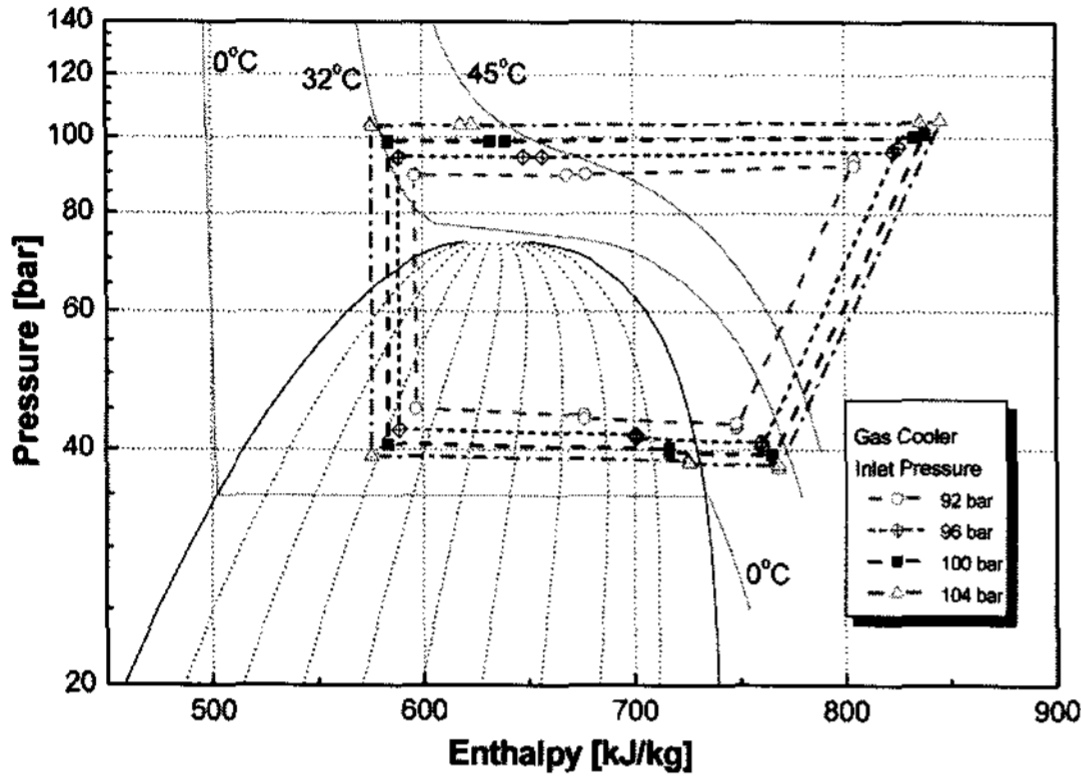
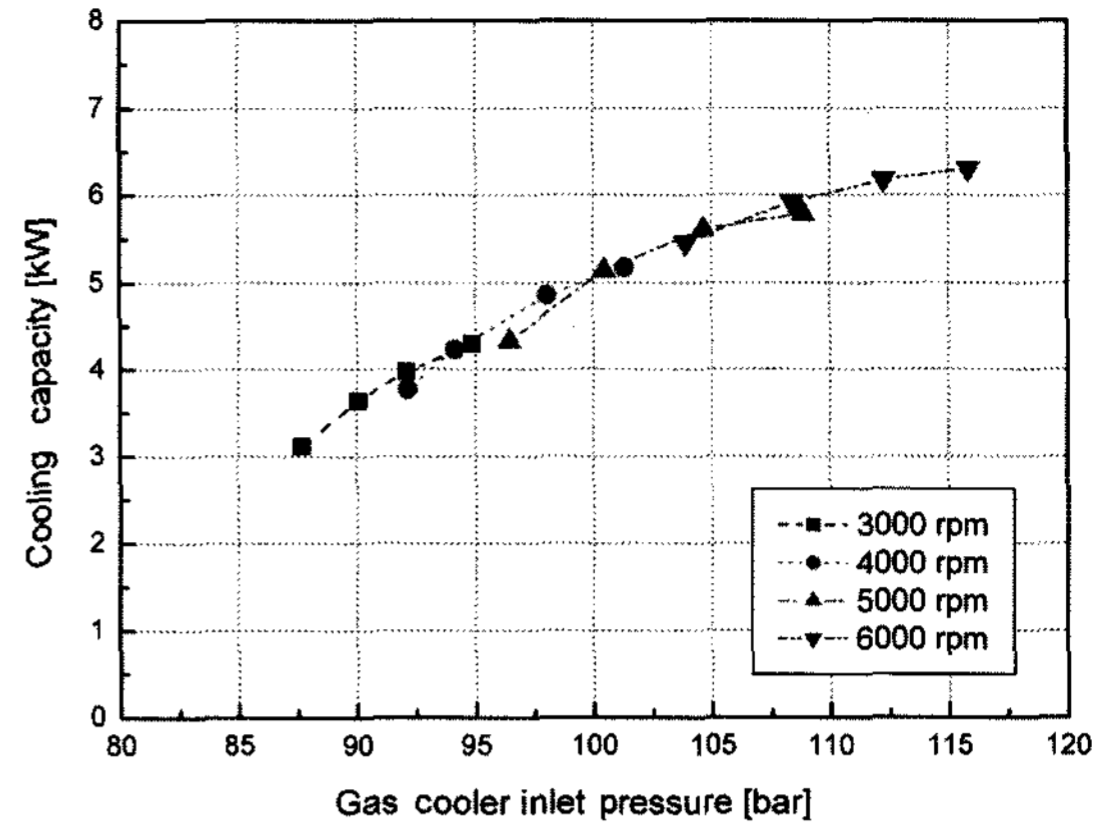


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram ($T_{G/C, in} = 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, in} = 2$ m/s, $T_{evap, in} = 35^\circ\text{C}$, $v_{evap, in} = 7$ m³/min, $RH_{evap} = 50\%$, Compressor speed = 5000 rpm)

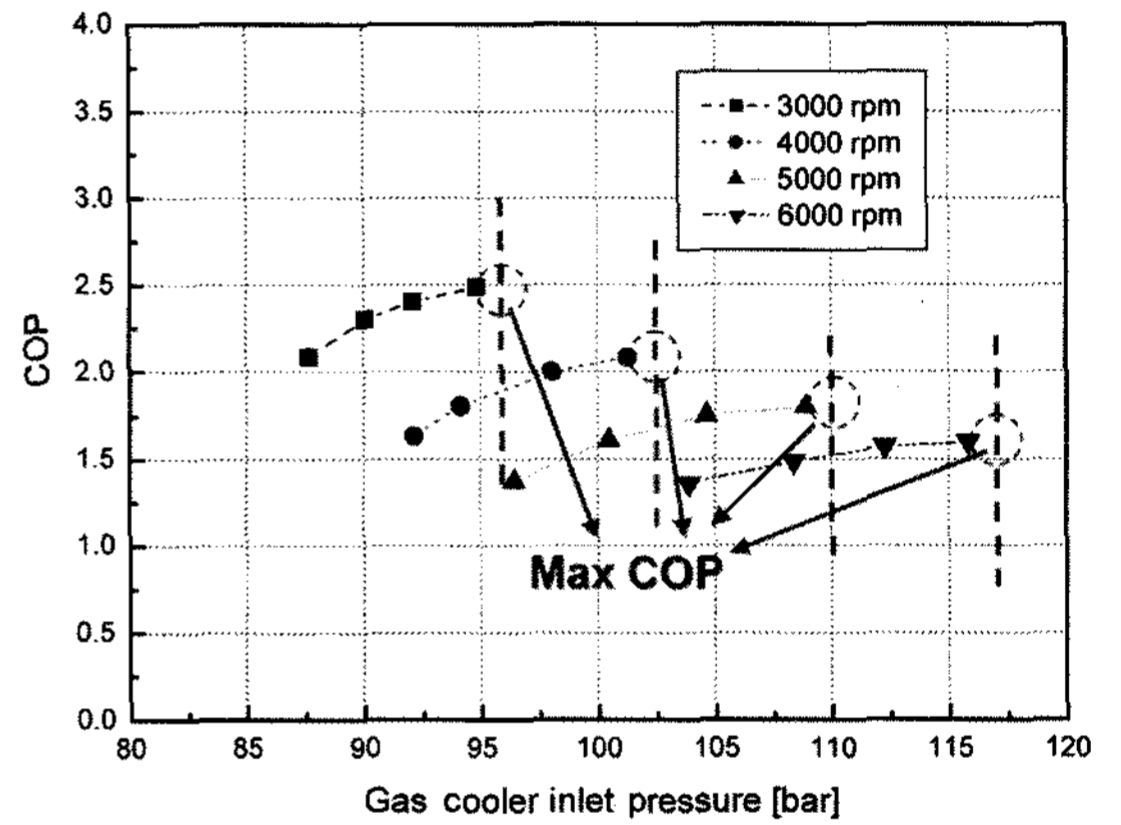
구의 압력을 변화시켰으며, 증발기의 압력은 그에 따라 맞추어지도록 하였다. 그에 따른 시스템의 압력-엔탈피 선도를 Fig. 2에 나타내었다(그림상에 표시된 온도는 냉매의 온도를 의미하고 캡션에서 괄호안의 기호들은 실내/외기의 물성치와 압축기 회전속도를 나타낸다.).

3.1 압축기 회전속도 변화의 영향

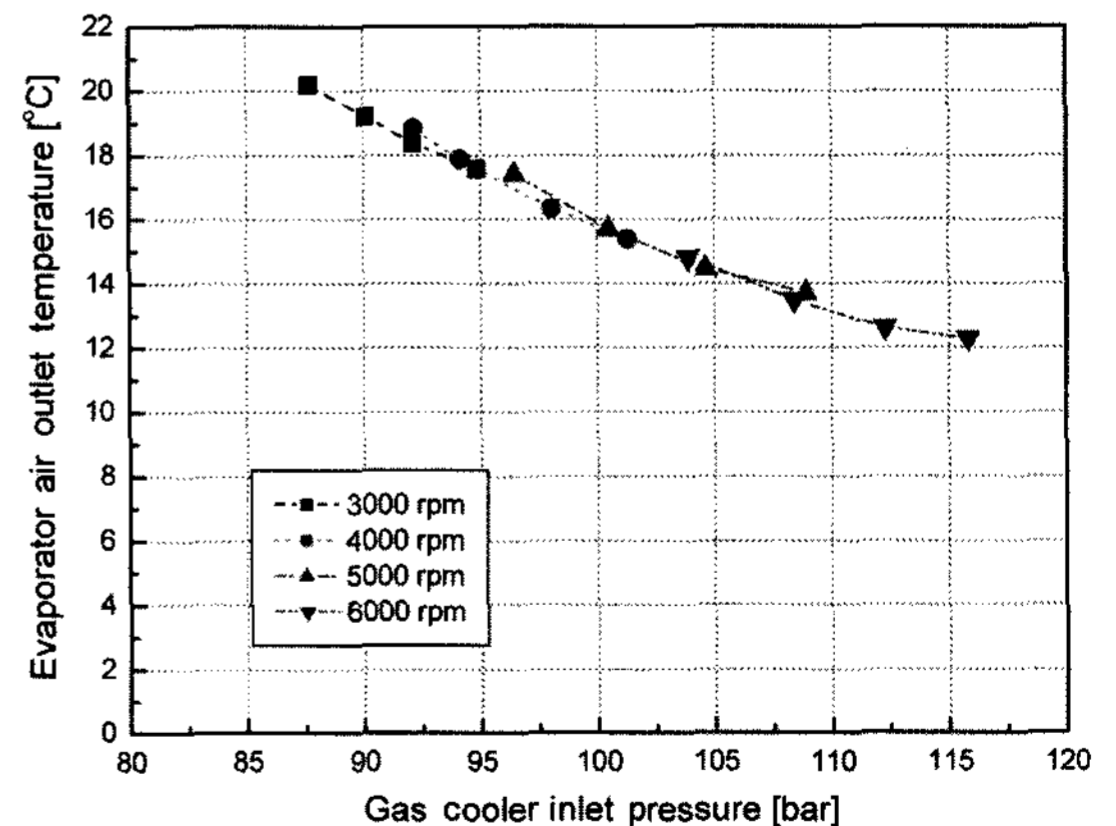
외기 조건을 일정하게 두고, 전동식 압축기의 회전속도를 변화시키면서, 시스템 성능 시험을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3(a)와 (b)에서 볼 수 있듯이 압축기 회전속도가 증가할수록, 증발기 냉방 용량이 최대 6.3 kW까지 증가하게 되고, COP의 경우는 반대로 3000 rpm에서 최대 2.5를 얻을 수 있었다. 각각의 압축기 회전속도에 대해 고압 측 압력이 증가할수록 냉방 용량 및 COP의 증가율이 감소하면서 증가함을 알 수 있다. 그리고 증발기 출구 건도($x < 1$)와 압축기 입구 과열도 ($DSH_{comp} > 5^\circ\text{C}$) 및 증발 온도($T_{evap} > 0^\circ\text{C}$) 조건을 만족하는 최대 압력에서 최대 COP가 얻어짐을 알 수



(a) Cooling capacity



(b) COP



(c) Evaporator air outlet temperature

Fig. 3 System performance for various gas cooler inlet pressure with respect to the compressor speed ($T_{G/C, in} = 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, in} = 2$ m/s, $T_{evap, in} = 35^\circ\text{C}$, $v_{evap, in} = 7$ m³/min, $RH_{evap} = 50\%$)

있다. Fig. 3(c)에서는 압축기 회전속도가 빨라짐에

따라 압력비의 증가로 인한 증발압력 감소로 증발기 출구 공기 온도가 감소함을 알 수 있다. 또한 고압측 압력이 증가할수록 증발기 출구 공기 온도가 감소함을 볼 수 있다.

3.2 가스쿨러 입구 공기온도 변화의 영향

가스쿨러 입구 공기온도가 시스템 성능에 크게 영향을 미치는 인자임을 기존 연구를 통해서 알 수 있었고,¹¹⁻¹³⁾ 본 연구에서도 이에 대한 영향을 살펴 보기 위해 실험을 수행하였다. 다른 모든 조건은 동일하게 하고, 가스쿨러 입구 공기온도가 27, 35 및 42°C로 변화할 때, 각각의 COP 및 냉방 용량을 Fig. 4에 나타내었다(증발기 입구 공기조건이 차실 내 조건을, 가스쿨러 입구 공기조건이 외기조건을 의미

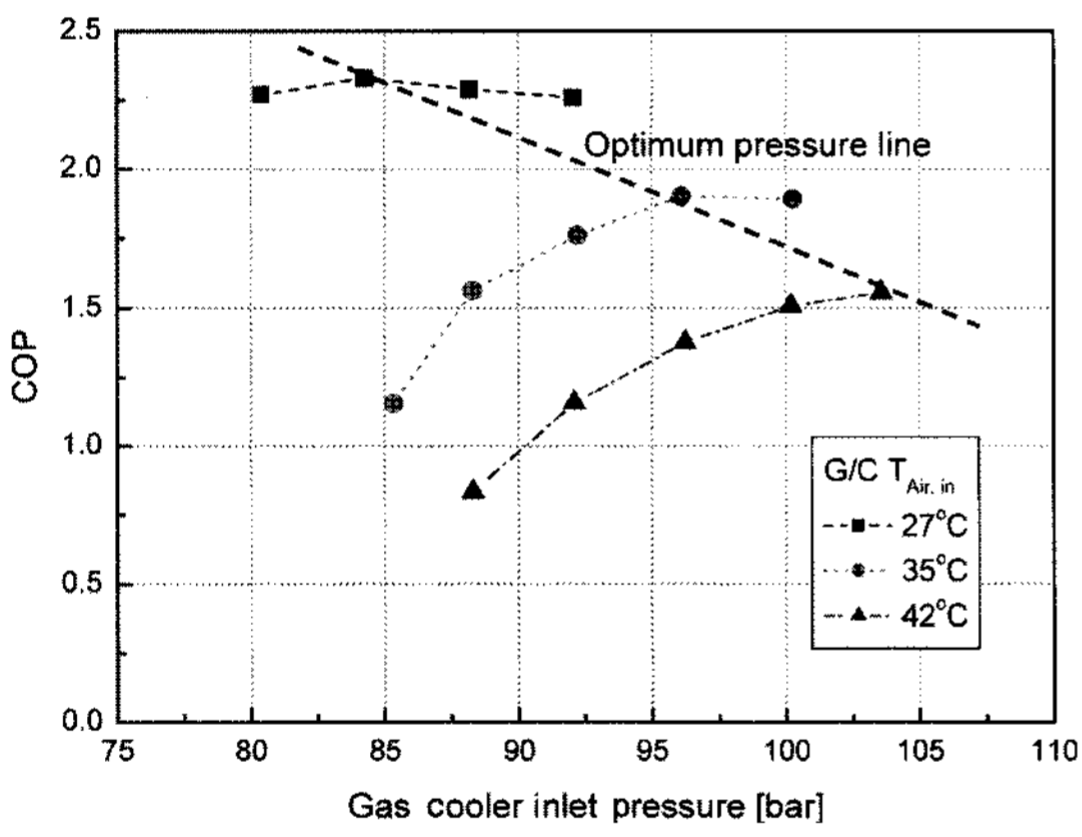
한다). 외기 온도가 증가할수록 COP와 냉방 용량은 감소하게 된다. 이것은 외기 온도가 증가함에 따라 가스쿨러와의 열교환량이 줄어들게 되고, 그에 의해 냉방 성능도 감소하기 때문이다. Fig. 4(a)에 나타난 바와 같이 각각의 외기 온도 조건에 대해 최대 COP가 존재하고, 이것이 최적의 압력 값이 됨을 알 수 있다. 또한 외기 온도가 증가할수록 최적 고압도 증가함을 알 수 있다.

3.3 가스쿨러 입구 공기풍속 변화의 영향

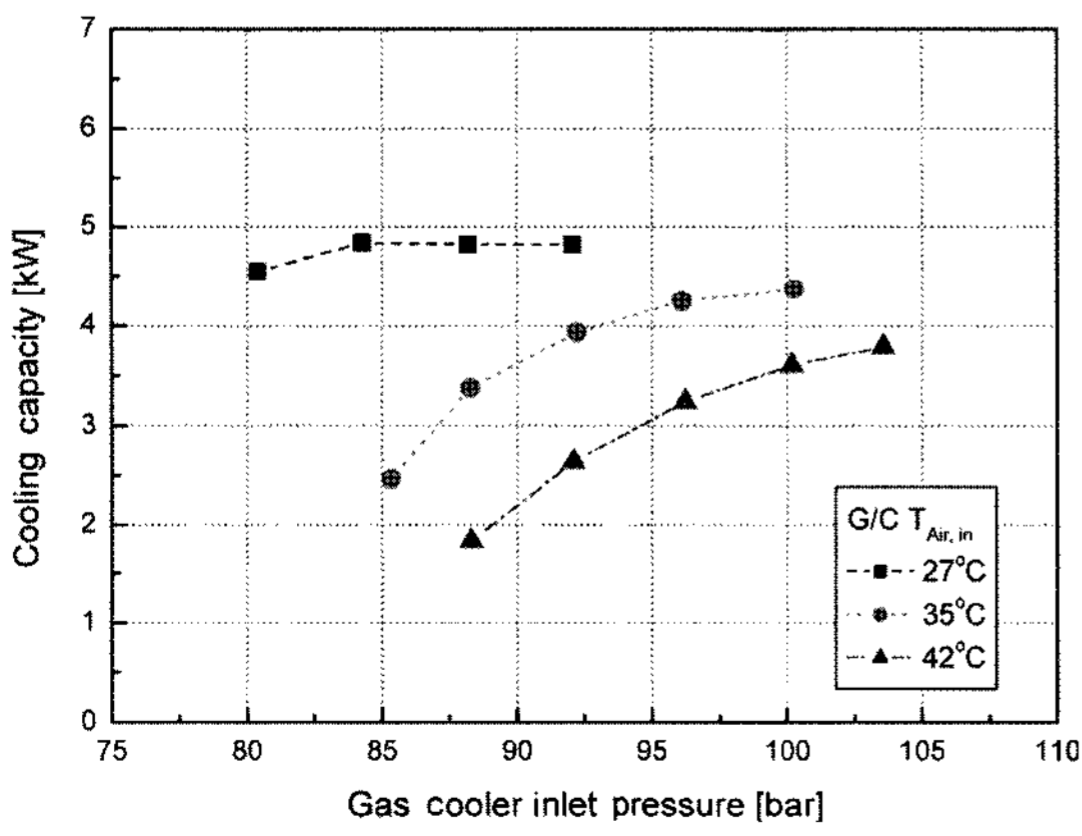
차량의 운전 주행속도에 따라 가스쿨러 전면으로 유입되는 공기의 속도는 변화한다. 이러한 차속 변화 시 가스쿨러 입구 공기풍속이 냉방 시스템 성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 다른 모든 조건은 동일하게 하고, 입구 공기의 속도가 2 및 4 m/s로 변화 하였을 때, 각각의 COP 및 냉방 용량을 Fig. 5에 나타내었다. 외기 풍속이 증가하면 COP와 냉방 용량은 증가하게 된다. 이것은 외기 풍속이 증가함에 따라 외기와 가스쿨러와의 열교환량이 늘어나기 때문이다. Fig. 5(a)에서는 각각의 외기 풍속 조건에 대해 최대 COP가 존재하는 압력 부근이 나타나 있다. 가스쿨러 입구 압력이 증가할수록 냉방 용량은 증가하고, 더욱 증가하게 되면 냉방 용량이 일정해지는 경향을 보임을 Fig. 5(b)에서 알 수 있다.

3.4 증발기 입구 공기온도 변화의 영향

실내 부하의 영향으로 증발기 입구 공기온도가 변화하게 되고, 따라서 이에 대한 영향도 살펴보았다. 가스쿨러 입구 공기온도를 35°C로 고정시키고, 증발기 입구 공기온도를 27 및 35°C로 변화시키며 실험을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 증발기 입구 공기온도가 증가하면 COP 및 냉방 용량은 증가하게 된다. 증발기 입구 공기온도가 증가함에 따라 냉매와의 온도차가 커지고, 그에 의해 열교환량이 커져서 냉방 용량이 증가하는 것을 Fig. 6(b)를 통해 알 수 있다. Fig. 6(a)에서는 증발기 입구 공기온도가 커짐에 따라 시스템 내의 냉매 질량유량도 증가하기 때문에, 그에 따른 압축기 일의 증가로 인하여 시스템 COP의 증가는 냉방 용량의 경우와 비교하여 상대적으로 증가율이 감소하였다.

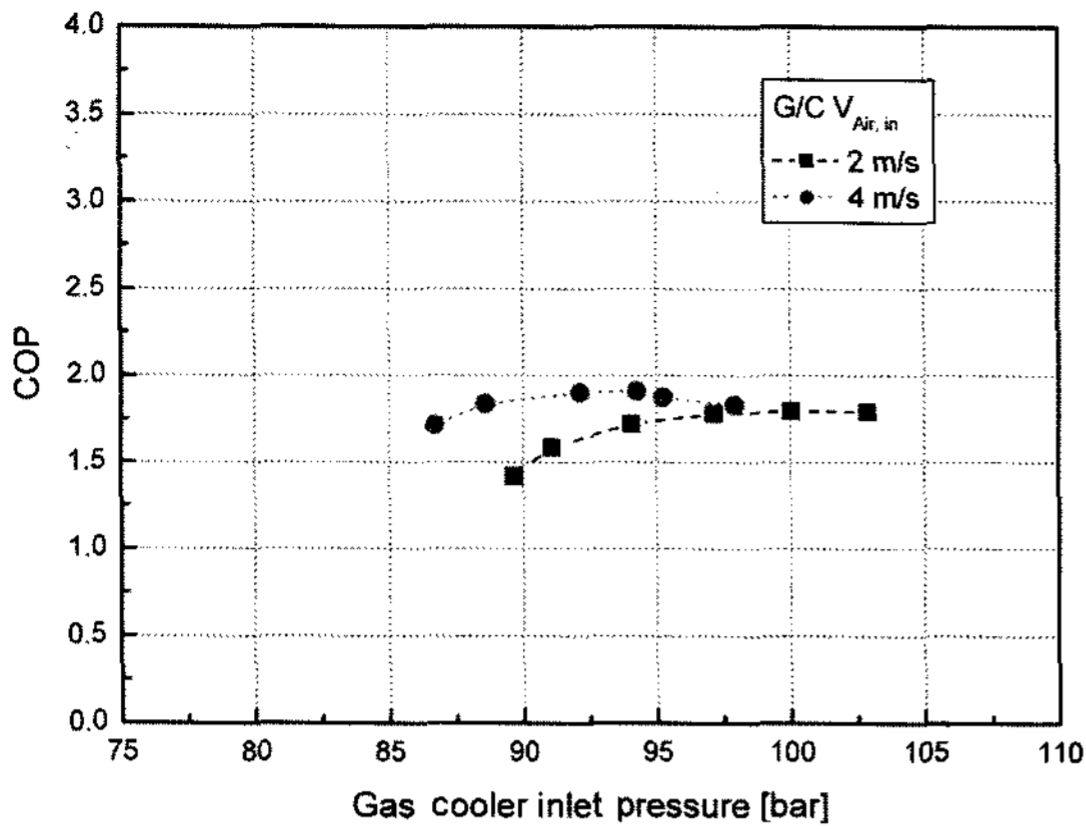


(a) COP

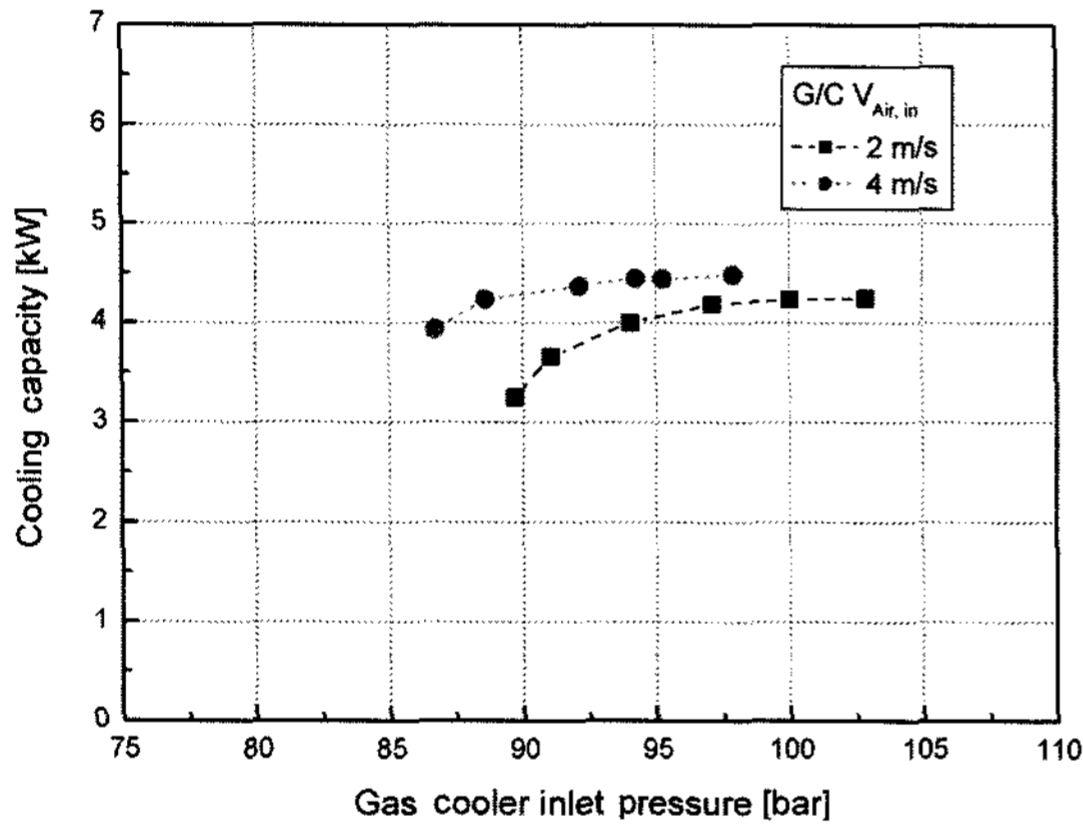


(b) Cooling capacity

Fig. 4 Effect of gas cooler air inlet temperature ($V_{G/C, in} = 2$ m/s, $T_{evap, in} = 27^\circ\text{C}$, $v_{evap, in} = 7$ m³/min, $RH_{evap} = 50\%$, Compressor speed = 4000 rpm)



(a) COP

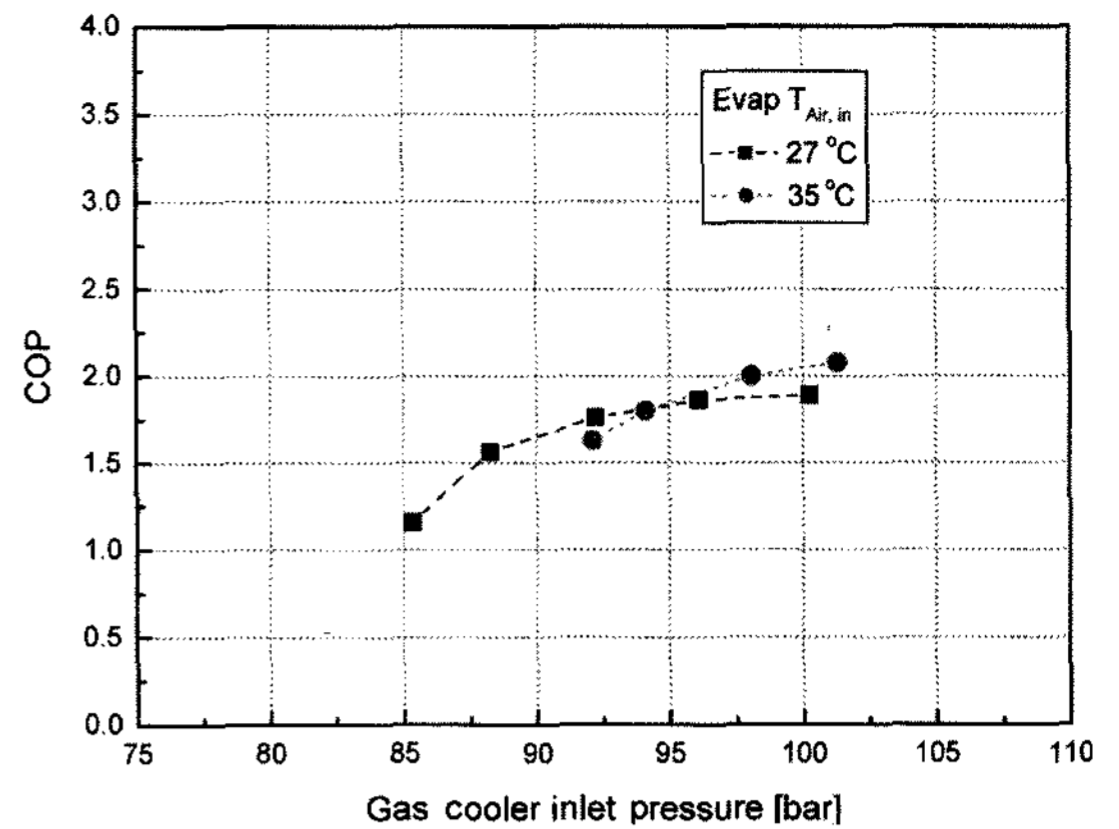


(b) Cooling capacity

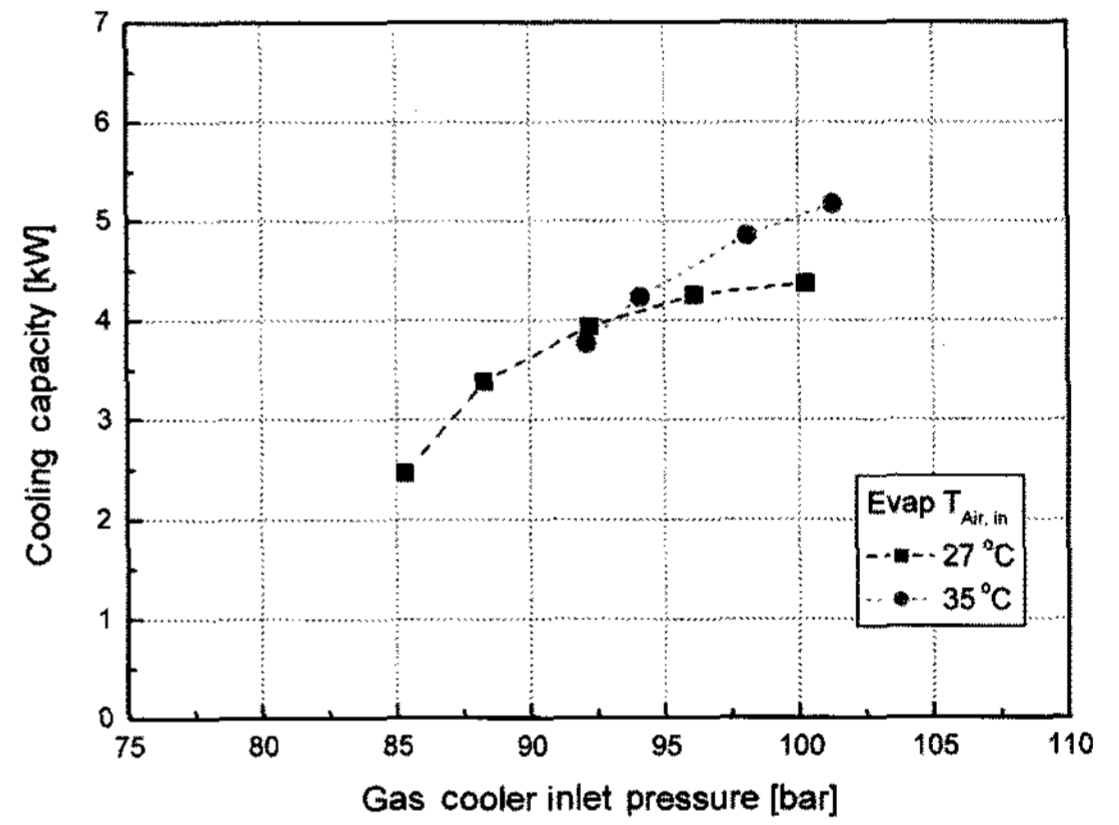
Fig. 5 Effect of gas cooler air inlet speed ($T_{G/C, in} = 35^\circ\text{C}$, $T_{evap, in} = 27^\circ\text{C}$, $v_{evap, in} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{evap} = 50\%$, Compressor speed = 4000 rpm)

3.5 연료전지 냉방 시스템 고압설정 알고리즘

이산화탄소 초임계 사이클에서 가스쿨러 출구 온도, 증발 온도 및 압축기의 성능에 따른 가스쿨러 압력의 최적값이 결정된다.¹⁴⁾ 효율적인 시스템 제어는 적은 개수의 제어 변수를 이용해 최대의 효율을 얻는 것이며, 시스템에 영향을 미치는 많은 인자 중에 가장 크게 영향을 미치는 인자를 찾는 것이 매우 중요하다. 따라서 운전 조건에 의한 변화폭이 상대적으로 크고, 시스템 성능에 큰 영향을 미치는 가스쿨러 출구 냉매의 온도를 측정하여 가스쿨러 입구 또는 압축기 출구의 압력을 조정하면 된다. 그러나 압력과 온도를 한 위치에서 동시에 측정 가능하며 이를 이용하면 보다 더 간단한 시스템 구성이 가능하



(a) COP



(b) Cooling capacity

Fig. 6 Effect of evaporator air inlet temperature ($T_{G/C, in} = 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, in} = 2 \text{ m/s}$, $v_{evap, in} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{evap} = 50\%$, Compressor speed = 4000 rpm)

므로 가스쿨러 출구에서의 압력을 설정해 주는 것이 더 유리하다. 또한 가스쿨러 내에서의 압력강하는 크지 않으므로(0.5 ~ 3 bar 정도), 가스쿨러 출구 냉매의 온도를 측정하고, 압력을 기준으로 팽창밸브 개도를 설정한다는 기본 개념으로부터 이 두 변수의 관계를 Fig. 7에 나타내었다. 시스템 운전 및 외기 조건에 대해, 가스쿨러 출구 냉매온도와 냉매 최적압력사이의 관계를 선형적으로 표현하면 식 (3)과 같다. 가스쿨러 출구온도범위 35°C와 50°C사이에서 식 (3)의 오차는 ±10%이다.

$$P_{opt} (\text{bar}) = T_{G/C, ref, out} (^\circ\text{C}) \times 1.75 + 24.28 \quad (3)$$

기존 연구자인 Yang et al.¹⁵⁾의 실험결과와 비교해보아도 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서, 시

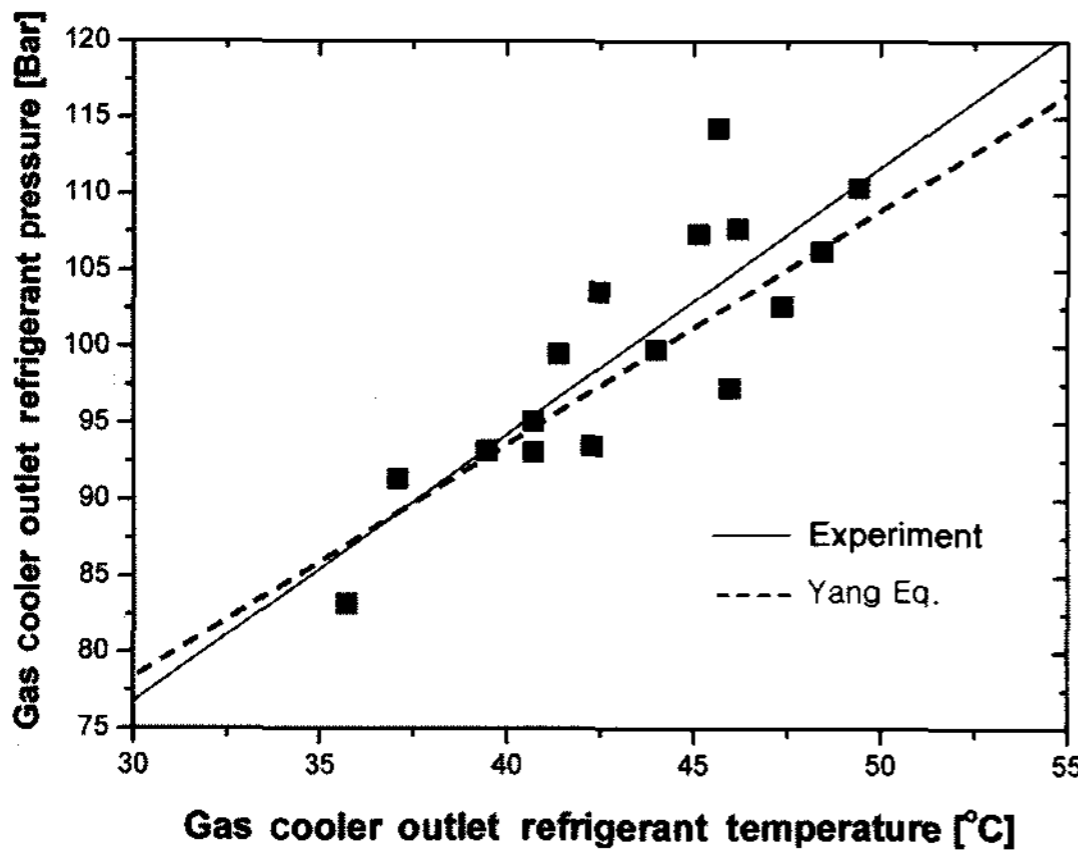


Fig. 7 Relation between refrigerant temperatures and COP-maximizing pressures at gas cooler exit

시스템을 최적으로 제어하기 위한 알고리즘은 가스쿨러 출구에서의 온도와 압력을 측정하여 위의 상관식을 적용한 제어로직에 의해 구현되어진다.

4. 결론

전동식 압축기를 사용한 연료전지 자동차용 CO₂ 에어컨 시스템에 대해 다양한 운전 조건 변화를 통해 냉방 용량 및 시스템 COP에 영향을 미치는 인자들을 살펴보고, 그러한 결과를 바탕으로 최적 COP 제어 알고리즘을 제시하고자 하였다.

- 1) 압축기 회전 속도에 따라 최대 6.3 kW까지의 냉방 용량 및 최대 2.5의 시스템 COP를 나타내었다. 압축기 회전 속도가 증가함에 따라 냉방 용량과 압축기 소요동력 모두 증가하지만 압축기 소요동력의 증가량이 더 크기 때문에 COP는 감소하는 경향을 나타내었다.
- 2) 가스쿨러 및 증발기로 유입되는 공기의 온도와 풍량(풍속)을 다양하게 변화함에 따라, 시스템 성능에 미치는 영향을 정량화하였다.
- 3) 외기 온도 조건에 대해 COP가 최대로 되는 최적 고압이 존재함을 알 수 있었고, 시스템 성능에 크게 영향을 미치는 인자임을 확인하였다.
- 4) 가스쿨러 출구 냉매온도와 냉매 최적압력의 선형관계식을 제시하였다. 이러한 고압부의 설정 알고리즘을 바탕으로 하여, 전자 팽창 밸브 등을 이용한 간단한 시스템 제어의 구성이 가능함을 알 수 있었다.

후 기

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

References

- 1) N. S. Ap, "Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV) Cooling System Versus Internal Combustion Engine Vehicle (ICEV) Cooling System," EVS 19 Congress, Busan, Korea, 2002.
- 2) N. S. Ap, G. Guyonvarch, M. Cloarec and L. Rouveyre, "Cooling System and Climate Control of Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV)," EVS 17 Congress, Montreal, Canada, 2000.
- 3) M. Makino, N. Ogawa, Y. Abe and Y. Fujiwara, "Automotive Air-conditioning Electrically Driven Compressor," SAE 2003-01-0734, 2003.
- 4) S. C. Kim, M. S. Kim, I. C. Hwang and T. W. Lim, "Performance Evaluation of a CO₂ Heat Pump System for Fuel Cell Vehicles Considering the Heat Exchanger Arrangements," International Journal of Refrigeration, Vol.30, pp.1195-1206, 2007.
- 5) EU News, Parliament Opts for Containment on F-gases, <http://www.euractiv.com>, 2005.
- 6) 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. IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo, Norway, pp.376-387, 1998.
- 7) 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.
- 8) 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.
- 9) H. Gentner, Passenger Car Air Conditioning Using Carbon Dioxide as Refrigerant, Proc. IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Oslo, Norway, pp.303-313, 1998.
 - 10) 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.
 - 11) J. K. Lee, D. H. Lee, J. P. Won and H. K. Lee, "Effects of Operating Parameters on Cooling Performance of a Transcritical CO₂ Mobile Air-conditioning System," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.2476-2482, 2006.
 - 12) Y. C. Park, J. M. Yin, C. W. Bullard and P. S. Hrnjak, "Experimental and Model Analysis of Control and Operating Parameters of Transcritical CO₂ Mobile A/C System," VTMS-4 Conference, London, England, pp.163-170, 1999.
 - 13) 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," Transactions of KSME, Vol.31, No.6, pp.531-538, 2007.
 - 14) S. M. Liao, T. S. Zhao and A. Jakobsen, "A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles," Applied Thermal Engineering, Vol.20, pp.831-841, 2000.
 - 15) W. W. Yang, A. Fartaj and D. S. Ting, "CO₂ Automotive A/C System Optimum High Pressure Control," SAE 2005-01-2022, 2005.