

연료전지 자동차용 이산화탄소 열펌프 시스템에서의 냉방 성능에 관한 실험적 연구

김 성철¹⁾, 박 민수²⁾, 김 민수³⁾, 황 인철⁴⁾, 노 영우⁵⁾, 박 문수⁶⁾

An experimental study on the cooling performance of carbon dioxide heat pump system for fuel cell vehicles

Sungchul Kim, Minsoo Park, Min Soo Kim, Inchul Hwang, Youngwoo Noh, Moonsoo Park

Key words : Heat pump(열펌프), CO₂(이산화탄소), FCEV(연료전지 자동차), Stack(스택), Electricity-driven compressor(전동식 압축기), Coefficient of Performance(성능계수), Microchannel(마이크로 채널), Gas cooler(가스쿨러), Internal heat exchanger(내부 열교환기)

Abstract : This experimental study presents the results of the cooling performance test of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles. The experimental facility provides the cooling and heating environment for cabin and heat releasing component. The test loop is designed to target the cooling capacity of 5 kW and its coefficient of performance (COP) of 2.2. The cooling performance of the heat pump system is strongly dependent on the refrigerant charge and the degree of superheat. We carried out basic experiments to obtain optimum refrigerant charge and the degree of superheat level at the internal heat exchanger outlet. The heat pump system for fuel cell vehicles is different from that of engine-driven vehicles, where the former has an electricity-driven compressor and the latter has the belt-driven (engine-driven) compressor. In the fuel cell vehicle, the compressor speed is an independent operating parameter and it is controlled to meet the cooling/heating loads. Experiments were carried out at cooling mode with respect to the compressor speed and the incoming outdoor air speed. The results obtained in this study can provide the fundamental cooling performance data using the CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles.

Nomenclature

C_p : specific heat, kJ/kg-K
 i_{fg} : evaporating enthalpy of moist air, kJ/kg
 \dot{m} : mass flow rate, kg/h
 P : pressure, MPa
 P_{ratio} : pressure ratio
 Q_e : cooling capacity, kW
 RH : relative humidity, %
 T : temperature, °C
 W : humidity ratio, kg H₂O/kg DA
 \dot{W} : compressor work, kW

-
- 1) 서울대학교 대학원 기계항공공학부
E-mail : ksc35@reflab.snu.ac.kr
Tel : (02)880-7545(교) 3308 Fax : (02)883-0179
 - 2) 서울대학교 대학원 기계항공공학부
E-mail : minsu727@reflab.snu.ac.kr
Tel : (02)880-7545(교) 3308 Fax : (02)883-0179
 - 3) 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : minskim@snu.ac.kr
Tel : (02)880-8362 Fax : (02)833-0179
 - 4) 현대자동차(주) 남양연구소
E-mail : ichwang@hyundai-motor.com
Tel : (031)369-7397 Fax : (031)369-7622
 - 5) 현대자동차(주) 남양연구소
E-mail : ywnoh@hyundai-motor.com
Tel : (031)369-7397 Fax : (031)369-7622
 - 6) (주)엔지비 기술개발팀
E-mail : mspark@ngvtek.com
Tel : (02)886-8719 Fax : (02)886-5108

subscrip

a : air
dis : compressor discharge
e : evaporator
i : inlet
l : latent
o : outlet
r : refrigerant
s : sensible

1. 서 론

최근 급격한 유가 상승과 지구 온난화로 인한 자연재해 등의 이유로 신·재생에너지에 대한 관심이 커지고, 이에 대한 연구가 가속화 될 전망이다. 그 일환으로 차세대 동력원의 하나로 급부상되고 있는 연료전지 분야의 PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell)을 이용한 연료전지 자동차 (FCEV)의 연구개발에 국내외적으로 많은 관심이 집중되고 있다. 연료전지 기술은 미래의 청정에너지로 가장 유력한 수소에너지 활용기술의 핵심기술로서 미국 비전 21 및 세계 우수기관 선정 21세기 10대 핵심 기술 중의 하나이다. 연료전지 자동차는 유해 배기가스 (HC, CO, NOx)의 규제와 지구온난화로 인한 대기온실가스 (CO₂)의 규제 및 화석연료인 석유자원 고갈로 인한 대체에너지 개발의 필요성 때문에 신개념의 동력시스템으로 많은 이들의 주목을 받고 있다.

연료전지 기술은 그 원리가 약 200년 전에 이미 개발 되었으나, 오랜 세월이 지난 1900년 대 중반에 와서야 우주선 등의 항공분야에 일부 사용 되었다. 그리고 자동차 분야에서의 연료전지는 기존의 내연기관과 비교하여 높은 에너지 효율을 갖고 있음에도 불구하고 연료전지 시스템의 막대한 비용과 신뢰성 문제 등으로 최근에 들어와서야 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. 이는 내연기관과는 달리 전기화학적인 반응을 이용하여 전기, 열 및 물을 발생시키는 에너지 변환 과정에서 유해 배출물이 배출되지 않는 큰 장점을 지니고 있어 친환경적인 기술로서 각광을 받고 있으며, 미래의 성장동력으로 인정되고 있는 기술이다.

냉동 및 공조분야에서는 오존층 파괴와 지구 온난화 등의 환경 문제를 해결하기 위한 대체냉매의 선정 및 적용 등의 연구가 꾸준히 진행되고 있으며, 특히 자연냉매인 이산화탄소를 이용한 냉난방 장치의 개발이 가속화되고 있다. 이와 같이 차량용 연료전지 동력시스템 기술과 연료전지 차량에 적용되는 CO₂를 이용한 냉난방 시스템에

대한 연구는 미래의 고효율, 무공해 자동차 개발을 위한 핵심기술이다.

현재 자동차 시장의 대부분을 차지하고 있는 내연기관의 냉난방 시스템의 특징은 크게 몇 가지로 나눌 수 있다. 에어컨 압축기가 자동차의 엔진과 벨트로 연결이 되어 있는 벨트구동식으로 엔진의 회전 속도가 빨라짐에 따라 압축기의 회전수도 빨라지는 구조를 가지고 있다. 그리고 난방 시에는 에어컨 시스템을 이용해서 하는 반면 난방 시에는 엔진 냉각수를 에어컨 모듈의 히터 코어에 흘려 보내 그 폐열을 이용하는 구조를 취한다.

이에 반해 연료전지 자동차에서의 냉난방 시스템은 여러 면에서 내연기관 자동차의 그 시스템과 차이점을 보인다. 에어컨 압축기는 엔진이 없기 때문에 벨트 구동식 압축기를 쓰지 않고 전기 구동식 압축기를 쓴다. 이로 인해 축벨트구동인 경우의 누설발생을 없애고, 압축기의 회전수 조절을 통한 용량 조절이나 주어진 부하에서의 회전수를 적절히 조절해서 최적의 COP를 낼 수 있기 때문에 용량조절이나 부하에 맞는 압축기 최적 회전수를 산출하는 것이 보다 용이해졌다는 점에서 매우 긍정적이다. 그러나 엔진 같은 고온열원의 부재로 인해 연료전지 자동차에서의 냉난방 시스템은 필히 냉난방이 모두 가능한 열펌프가 되어야 한다. 그리고 스택의 반응 시 발생하는 열을 제거해야 하는데 이 폐열을 그대로 외부로 방열하는 것보다 실내에서 유용하게 쓰는 것이 에너지이용 효율 면에서 중요하다. 즉, 내연기관 자동차의 난방 시에는 엔진 같은 고온열원을 이용해 충분히 차실 내의 난방이 가능하기 때문에 따로 사이클을 통해 고온열원을 만들 필요가 없다. 하지만 연료전지 자동차의 스택은 엔진처럼 고열원이 아니기 때문에 충분한 차실 내 난방을 위해서 열펌프 시스템이 필요하게 된다.

본 연구에서는 연료전지 자동차용 CO₂ 열펌프 시스템의 냉난방 성능 자료와 연료전지 스택 시뮬레이터와의 연계를 통한 스택 열방출 관계를 규명하기 위한 기초 실험으로서, 자동차의 운전 조건 및 차 실내 및 외부조건에 따른 냉방성능 자료를 얻기 위해서 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치의 구성

실험장치는 냉매 및 공기의 상태를 측정하여 시스템의 성능을 평가하도록 고안 및 제작하였다. CO₂ 열펌프 시스템의 성능을 계산하고 평가하기 위한 자료를 얻기 위해서는 기본적으로 온도, 압력, 질량유량, 그리고 습도의 측정이 필요하

며, 이러한 값들의 측정위치는 Figure 1에 표시하였다.

연료전지 자동차용 CO₂ 열펌프는 크게 세 가지 시스템으로 이루어져 있다. 우선, CO₂ 열펌프 시스템은 반밀폐형 전동식 압축기, 오일 새퍼레이터, 실 내외측 마이크로 채널 열교환기 (가스쿨러, 증발기, 히터코어), 내부열교환기 (liquid line to suction line heat exchanger), 폐열용 열교환기(exhaust heat exchanger), 팽창밸브, 어큐뮬레이터, 사이트글라스, 질량유량계 및 3 방밸브 등으로 구성되어 있다. 다음으로, 스택냉각 시스템은 라디에이터, 스택 시뮬레이터 및 펌프 등으로 이루어진다. 그리고 차량 실내의 온습도 조건을 구현하기 위한 공기조화장치는 풍동 및 항온항습기 등으로 구성되어 있다.

실외조건을 모사한 풍동 내 열교환기 시험부에는 스택 냉각용 라디에이터와 외부 열교환기 (가스쿨러)를 설치하고, 온도 측정을 위해서 TC (thermocouple) 와이어를 각각의 열교환기 전 후에 설치하였다. 또한 시험부 전에는 공기 풍속 및 유동의 균일성을 측정하기 위해서 피토판을 설치하였으며, 공기의 풍량은 시험부 후단 및 블로어 앞에 위치하는 덕트타입의 멀티피토 유량계에서 측정하였다. 공기 온도는 열교환기 전에 설치된 TC 와이어에 의해 9 포인트에서 측정하지만 열교환기를 지난 후에는 상대적으로 유동의 균일성이 떨어지고, 단면적에 따라 온도분포가 불균일하므로 35 포인트에서 온도를 측정하였다. 그리고

시험부에 라디에이터 및 가스쿨러가 장착되어 유동이 벽면의 영향을 받지않을 정도의 충분한 여유를 주도록 제작하였다. 블로어의 최대 풍속은 10 m/s이다.

차 실내 모듈을 모사한 풍동에는 증발기와 히터코어를 두고 그 사이에 폐열용 열교환기를 두었다. 증발기 전 후에는 샘플링 트리를 설치하고, 튜브로 연결된 습도센서 (General Eastern, Hygro-M3 1311DR)에 의해 공기 습도를 측정하였다. 그리고 각각의 열교환기 전 후에 TC (thermocouple) 와이어를 설치하여 온도를 측정하게 된다. 풍량은 차실 외측 풍동에서와 마찬가지로 덕트타입의 멀티피토 유량계를 이용하여 측정하고 블로어의 최대 풍량은 9 m³/min이다.

Table 1에서는 CO₂ 열펌프 시스템을 구성하는 각 요소들의 제원을 나타내었다.

2.2 실험조건 및 방법

연료전지 자동차용 CO₂ 냉난방 시스템에서, 자동차 운전조건, 차 실내 및 외부조건에 따른 시스템의 냉방 성능을 파악하고자 냉매 충전량, 팽창밸브 개도, 압축기 회전속도, 그리고 외기 풍속의 변화에 따른 실험을 Table 2에 나타낸 조건에서 수행하였다.

초월임계 사이클에서는 내부 열교환기를 필수적으로 갖고 있어, 팽창밸브 개도 조절을 위한 기

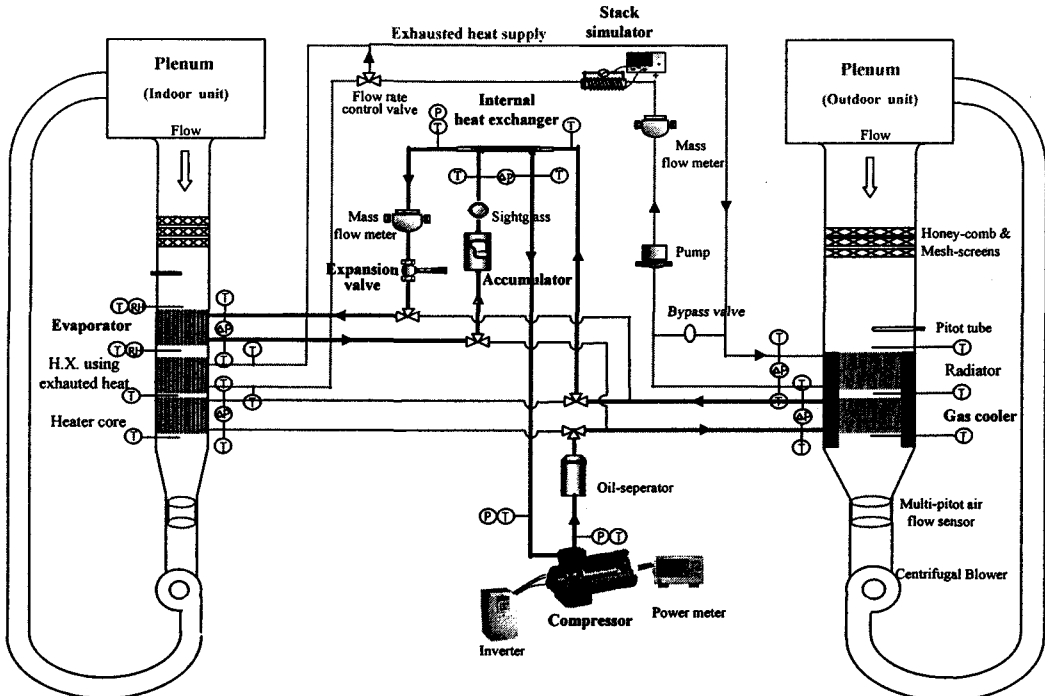


Figure. 1 Test facility of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles

Table 1 System specification

Component	Specification
Compressor	Electric-driven 3 kW at 380 V/60 Hz
Cas cooler	Microchannel, 1 slab
Evaporator	Microchannel, 4 slab
Internal heat exchanger	Coaxial tube, counter flow
Expansion valve	Manual metering valve
Accumulator	400 cc

Table 2 Test conditions

Description	Unit	Values
Refrigerant charge	kg	0.85/1.00/1.10/1.20/1.25/1.30/1.35
Degree of superheat	°C	6/8/10/12/14/16/18/20
Compressor speed	Hz	25/30/35/40/45
Gas cooler air speed	m/s	1.5/2.5/3.5/4.5
Gas cooler air inlet temp.	°C	35
Evaporator air flow rate	m ³ /min	7/8
Evaporator air inlet temp.	°C	27/35
Evaporator air inlet humidity	%	25/40

준으로 증발기 출구보다는 내부 열교환기 출구에서의 과열도를 제어하는 것이 시스템의 성능과 팽창밸브 개도의 제어성이 보다 좋으므로, (1) 내부열교환기 출구 과열도를 일정하게 유지하면서 냉방 성능실험을 수행하였다.

냉방 성능을 계산하기 위해, 냉각과 제습과정을 포함하는 냉방용량은 감열과 잠열을 합하여 식(1)에 의해 얻어진다.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_e &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \\
 &= \dot{m}_{a,e} C_p (T_{a,e,i} - T_{a,e,o}) \text{ [kW]} \quad (1) \\
 &+ \dot{m}_{a,e} (W_{a,e,i} - W_{a,e,o}) i_{fg}
 \end{aligned}$$

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

압축기 소요동력은 인버터 손실을 제외하고 압축기로 들어가는 동력을 전력계 (Yokogawa, WT230)로 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉매 충전량 변화에 따른 시스템 성능

냉매 충전량은 시스템 부피와 관련되어 냉방용

량, 압축기 소요동력과 COP 등의 시스템 성능에 영향을 미치게 된다.

실험조건으로 압축기 주파수 30 Hz, 증발기 입구 공기조건 27°C, 40% RH, 실내 풍량 7 m³/min, 가스쿨러 입구 공기조건 35°C, 외기 풍속 3 m/s 및 내부열교환기 출구 과열도를 일정하게 유지하고, 냉매 충전량을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. Figure 2에서 알 수 있는 바와 같이 내부 열교환기 출구 과열도를 고정한 상태에서 최대의 냉방용량 및 COP 값이 존재하였다. 그리고 과열도가 증가할수록 최적의 냉매 충전량값이 감소함을 알 수 있다. 본 시스템에서는 주어진 조건에서 냉매 충전량 1.2~1.3 kg에서 좋은 성능을 보여주고 있다.

초월입계 사이클의 최적고압은 과열도와 함께 시스템의 제어 변수가 되어 냉매 충전량 및 팽창밸브의 개도를 조절하여 맞춰지게 되고, 시스템은 최대 성능계수를 나타내게 된다. (2)

Figure 3은 압축기 토출압력이 증가함에 따라 성능계수가 증가하다 다시 감소하는 경향을 나타

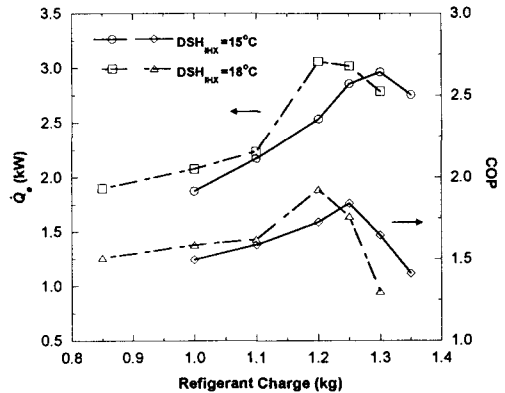


Figure. 2 Performance with respect to the refrigerant charge

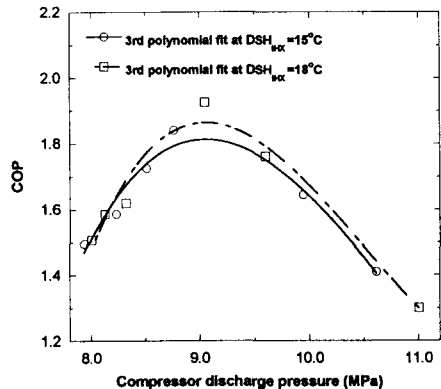
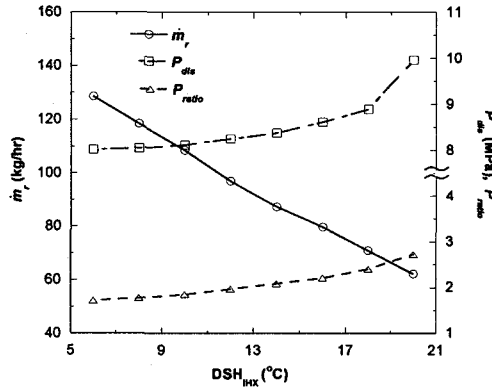


Figure. 3 Performance with respect to the compressor discharge pressure

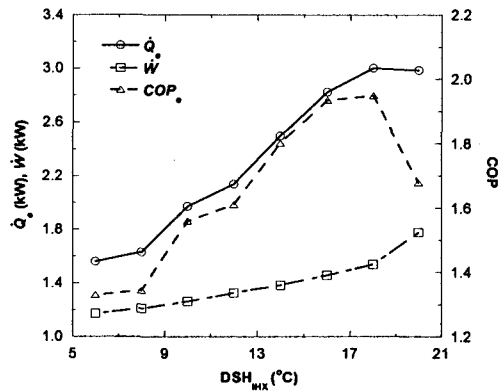
내고 있다. 이러한 변화를 통하여, 최대의 성능 계수를 얻을 수 있는 압축기 토출압력의 최적값이 존재함을 확인할 수 있다. 압축기 토출압력이 9.1 MPa 근처에서 최대의 COP가 존재하였고, 이 점은 내부 열교환기 출구의 상태값이 등온선의 구배가 최고로 급격히 변화하는 점에 위치할 때와 거의 일치한다.

3.2 팽창밸브 개도 변화에 따른 시스템 성능

냉매 충전량 1.20 kg, 압축기 주파수 30 Hz, 증발기 입구 공기 조건 27°C, 40% RH, 실내 풍량 7 m³/min, 가스쿨러 입구 공기조건 35°C 및 외기 풍속 3 m/s 로 일정하게 유지하고, 내부 열교환기 출구 과열도를 변화시켜가면서 실험을 수행하였다.



(a) Mass flow rate, compressor discharge pressure, pressure ratio



(b) Cooling capacity, compressor work, COP

Figure. 4 Performance with respect to the degree of superheat at the internal heat exchanger outlet

Figure 4에서 볼 수 있듯이 주어진 냉매 충전량과 실험조건에서, 내부열교환기 출구 과열도를 증가시키기 위해 팽창밸브 개도를 조절할 때, 냉매 질량유량이 감소하고 압축기 토출압력과 압력비가 증가하게 된다. 이로 인하여 압축기 소요동력은 증가하나, 냉방용량과 COP는 증가하다 감소하는 경향을 나타내고 있다. 시스템 성능 확보를 위해 내부열교환기 출구 과열도는 대략 14~20°C 를 유지하는 것이 유리하다.

3.3 압축기 주파수 변화에 따른 시스템 성능

전동식 압축기의 회전수 변화는 차량의 운전조건과 무관하게 순환하는 냉매유량을 변화시켜 시스템 전체의 운전에 큰 영향을 미치는 인자로서, 벨트구동식 냉방 시스템에 비해 회전수의 변동범위를 줄일 수 있다.

냉매 충전량 1.25 kg, 증발기 입구 공기 조건 27°C, 40% RH, 실내 풍량 7 m³/min, 가스쿨러 입구 공기조건 35°C, 외기 풍속 3 m/s 로 고정하고 압축기 주파수를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. Figure 5에서 25 Hz에서 35 Hz까지는 팽창밸브 개도를 조절하여 내부열교환기 출구 과열도가 16°C를 유지하도록 하였고, 35 Hz에서 45 Hz까지는 증발기 표면에서의 서리 형성 문제로 인한 성능저하 때문에 증발기 포화온도를 0°C로 유지하였다. 35 Hz 이후부터는 압축기 주파수가 증가함에 따라 증발기 포화온도를 0°C로 유지하기 위해 팽창밸브 개도를 많이 열어주므로 시스템 질량유량이 급속히 증가하지만 고압부 내부 열교환기에서의 냉각효과가 증가하지 못하여 방열량이 거의 일정하게 되면서 40~45 Hz 근처에서 증발

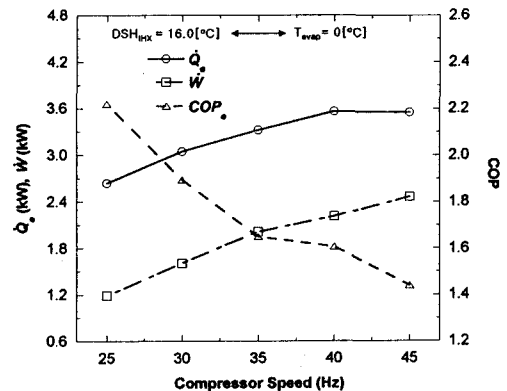


Figure. 5 Performance with respect to the compressor speed (DSH_{ihx} = 16°C between 25~35 Hz, T₀ = 0°C between 35~45 Hz)

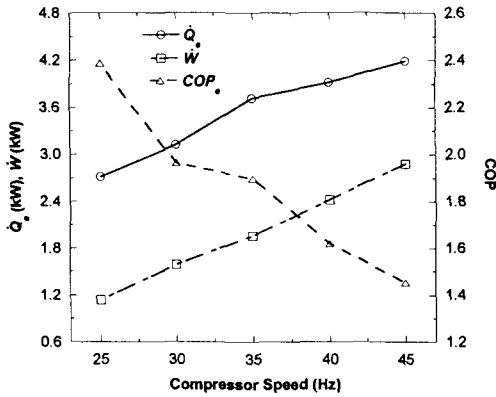


Figure. 6 Performance with respect to the compressor speed ($DSH_{HX} = 14^\circ\text{C}$)

기의 냉방용량이 포화상태에 이르게 된다.

실험조건으로 냉매충전량 1.25 kg, 증발기 입구 공기 조건 35°C , 25% RH, 실내 풍량 $8\text{ m}^3/\text{min}$, 가스쿨러 입구 공기조건 35°C , 외기 풍속 3 m/s 로 고정한 상태에서, 팽창밸브 개도를 조절하여 내부열교환기 출구 과열도가 14°C 가 유지되도록 하고 압축기 주파수를 변화시켜 가면서 수행한 실험결과를 Figure 6에 나타내었다. 최대 냉방용량이 4.2 kW 이고, 최대 COP가 2.4에 이르렀다.

3.4 외기 풍속 변화에 따른 시스템 성능

자동차의 운전 주행속도에 따라 가스쿨러 전면으로 유입되는 공기의 속도는 변화한다. 이러한 차속 변화 시 열펌프 시스템에 미치는 영향을 파악하고자, 가스쿨러 전면 풍속의 변화에 대한 실험을 수행하였다. 실험조건으로는 냉매 충전량 1.25 kg, 압축기 주파수 30 Hz, 증발기 입구 공기

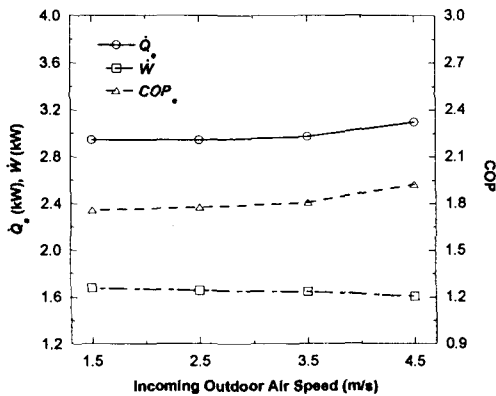


Figure. 7 Performance with respect to the incoming outdoor air speed

조건 27°C , 40% RH, 공기 풍량 $7\text{ m}^3/\text{min}$, 가스쿨러 입구 공기조건 35°C 로 고정한 상태에서 팽창밸브 개도를 조절하여 내부열교환기 출구 과열도가 16°C 가 유지되도록 하고 외기 풍속을 1.5 m/s 에서 4.5 m/s 까지 변화시켰다.

냉방용량과 COP는 가스쿨러 전면 풍속이 증가할수록 외부공기와 열전달량이 증가하므로 향상된다. 또한 압축비가 감소하여 압축기 소요동력도 감소하게 된다. 그리하여 Figure 7에 나타난 바와 같이 가스쿨러 전면 풍속 증가에 따라서 시스템 성능은 다소 증가하지만 다른 운전변수와 비교하여 성능에 미치는 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있다.

4. 결론

1. 냉매 충전량이 1.2~1.3 kg 일 때 시스템 냉방 성능의 확보가 가능하였고, 압축기 토출 압력이 9.1 MPa 근처에서 시스템의 COP가 최대가 됨을 알 수 있었다.
2. 내부 열교환기 출구 과열도를 기준으로 냉방 성능실험을 수행한 결과, 시스템의 성능과 팽창밸브 개도의 제어성을 확인할 수 있었고, 과열도를 $14\text{--}20^\circ\text{C}$ 로 유지하는 것이 시스템 성능에 유리함을 알 수 있었다.
3. 압축기 주파수가 변화함에 따라 CO_2 열펌프 시스템의 최대 냉방용량 4.2 kW , 최대 COP 2.4를 얻을 수 있었다.
4. 외기 풍속이 증가함에 따라 시스템 냉방 성능은 좋아지나, 다른 운전 변수들과 비교하여 성능에 미치는 영향이 크지 않음을 확인할 수 있었다.

후기

본 연구를 수행하는데 큰 도움을 준 자동차부품연구원 원종필 박사에게 감사하는 바이다.

References

- [1] 김동원, 김운조, 김민수, 2004, 이산화탄소를 이용한 열펌프의 용량조절에 관한 연구, pp. 518-523, 대한설비공학회.
- [2] Neksá, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., 1998, CO_2 heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, Int. J. Refrig., Vol. 21, No. 3, pp. 172-179.
- [3] Y. C. Park, J. M. Yin, C. W. Bullard and P. S. Hrnja k, 1999, Experimental and model analysis of control and operating parameters of transcritical CO_2 mobile A/C system, pp. 163-170, VIMS conference