

연료전지 자동차용 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능평가

김 성 철¹⁾ · 박 종 철²⁾ · 김 민 수^{*2)} · 원 종 필¹⁾

자동차부품연구원 열제어연구팀¹⁾ · 서울대학교 기계항공공학부²⁾

Performance Evaluation of a CO₂ Heat Pump System for Fuel Cell Vehicles

Sung Chul Kim¹⁾ · Jong Chul Park²⁾ · Min Soo Kim^{*2)} · Jong Phil Won¹⁾

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

²⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea
(Received 4 April 2007 / Accepted 21 August 2007)

Abstract : The global warming potential (GWP) of CO₂ refrigerant is 1/1300 times lower than that of R134a. Furthermore, the size and weight of the automotive heat pump system can decrease because CO₂ operates at high pressure with significantly higher discharge temperature and larger temperature change. The presented CO₂ heat pump system was designed for both cooling and heating in fuel cell vehicles. In this study, the performance characteristics of the heat pump system were analyzed for heating, and results for performance were provided for operating conditions when using recovered heat from the stack coolant. The performance of the heat pump system with heater core was compared with that of the conventional heating system with heater core and that of the heat pump system without heater core, and thus the heat pump system with heater core showed the best performance among the selected heating systems. On the other hand, the heating performance of two different types of coolant/air heat pump systems with heater core was compared each other at various coolant inlet temperatures. Furthermore, to use exhausted thermal energy through the radiator, experiments were carried out by changing the arrangement of a radiator and an outdoor evaporator, and quantified the heating effectiveness.

Key words : Heat pump(열펌프), Heating performance(난방 성능), Carbon dioxide(이산화탄소), Fuel cell vehicles(연료전지 자동차), Electricity-driven compressor(전동식 압축기), Stack coolant(스택 냉각수)

Nomenclature

COP : coefficient of performance

C_p : specific heat, kJ/kg·K

D : depth, mm

H : height, mm

\dot{m} : mass flow rate, kg/h

P : pressure, MPa

ΔP : pressure difference, kPa

\dot{Q} : heating capacity, kW

T : temperature, °C

\dot{V} : volume flow rate, m³/min

v : air speed, m/s

W : width, mm

\dot{W} : compressor power, kW

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

Subscripts

- a : air
- c : coolant
- ch : cabin heater
- hc : heater core
- i : inlet
- ind : indoor
- o : outlet
- out : outdoor
- over : overall
- r : refrigerant
- rad : radiant

1. 서론

환경규제가 심화되고 있는 자동차 분야에서는 수소연료와 산소가 전기화학적으로 반응하여 생성되는 전기를 동력으로 이용하는 연료전지차에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 차량용 연료전지 시스템 운전 기술과 연료전지 차량에 적용되는 친환경 냉매 이산화탄소(CO₂)를 이용한 냉난방 시스템에 대한 연구는 연료전지 차량이 원하는 시스템 효율을 얻기 위해 매우 중요하다. 최근 들어, 오존층 파괴 및 지구온난화 등의 환경 문제가 심각해지고 있다. 현재 자동차용 에어컨 시스템에 사용 중인 R134a 냉매는 지구온난화를 발생시키는 주된 냉매인 반면, 친환경적인 이산화탄소 냉매는 지구온난화 지수가 R134a의 경우보다 1/1300에 불과하고, 고압에서 작동하는 특성을 갖고 있으므로, 체적용량이 증대되어 자동차용 냉난방 시스템의 크기와 무게를 줄일 수 있다. 이러한 장점으로 인하여 이산화탄소를 이용한 자동차용 에어컨에 대한 성능 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 기존 R134a 이용 시스템에 필적하는 성능을 나타냄을 보여주었다.^{1,5)}

연료전지를 동력으로 하는 자동차는 엔진에서 방출되는 열만을 전적으로 이용하여 난방할 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, 연소식히터에 비해 배출되는 유해가스의 양이 현저히 줄어든다.⁶⁾ Hammer and Wertenbach⁷⁾는 가솔린 차량에서 이산화탄소를 이용하는 열펌프 시스템과 히터코어를 이용한 난방 시스템의 초기 난방성능을 각각 비교하였다. 열펌프 시스템의 경우 차실내 온도가 -20°C에서 20°C까지 변화하는데 걸리는 시간이 50% 가량 단축되었다. Antonijevic and Heckt⁸⁾는 차량의 보조 난방장치로 R134a를 이용하는 열펌프 시스템의 성능을 평가하였다. 히터코어 또는 PTC 히터를 이용한 난방시스템에 비해 열펌프의 난방성능이 우수함을 보여주었다.

본 연구에서는 연료전지 자동차에 적용하는 것을 목표로 냉난방 운전이 모두 가능한 이산화탄소 열펌프 시스템을 설계하고, 스택 폐열을 외부에 버리지 않고 난방열로 이용하는 열펌프의 성능특성을 고찰하고자하며, 이를 토대로 연료전지 자동차용 이산화탄소 열펌프 시스템의 설계에 필요한 유용한 자료를 제공하고자 한다.

2. PEM 연료전지 운전장치

차량용 연료전지 시스템의 핵심은 전기를 발생시키는 스택이지만 이를 구동시키기 위한 운전장치(BOP: balance of plant)가 매우 중요하며, 이를 잘 설계하여야 연료전지 시스템이 정상적으로 작동하고, 원하는 효율을 얻을 수 있다. Fig. 1에서와 같이 연료전지 시스템 운전장치는 크게 공기공급계, 수소공급계, 열 및 물관리계로 나눌 수 있다. 스택에서 수소와 산소의 원활한 반응이 일어나도록 하기 위해 압축기, 블로어와 같은 공기공급장치, 수소 탱크, 압력 조절기, 수소 재순환기 등으로 구성된 수소공급장치, 스택에서 발생하는 열을 이동시켜서 외부로 방출하며 시스템 내의 열 수급을 조절하는 열관리장치, 연료 및 공기의 적당한 습도를 조절하는 가습기와 물 순환을 위한 펌프나 물저장 탱크 등을 포함한 물관리 장치 등이 필요하다.

3. 실험장치 및 자료분석

3.1 실험장치의 구성

실험장치는 냉매, 공기 및 냉각수의 상태를 측정

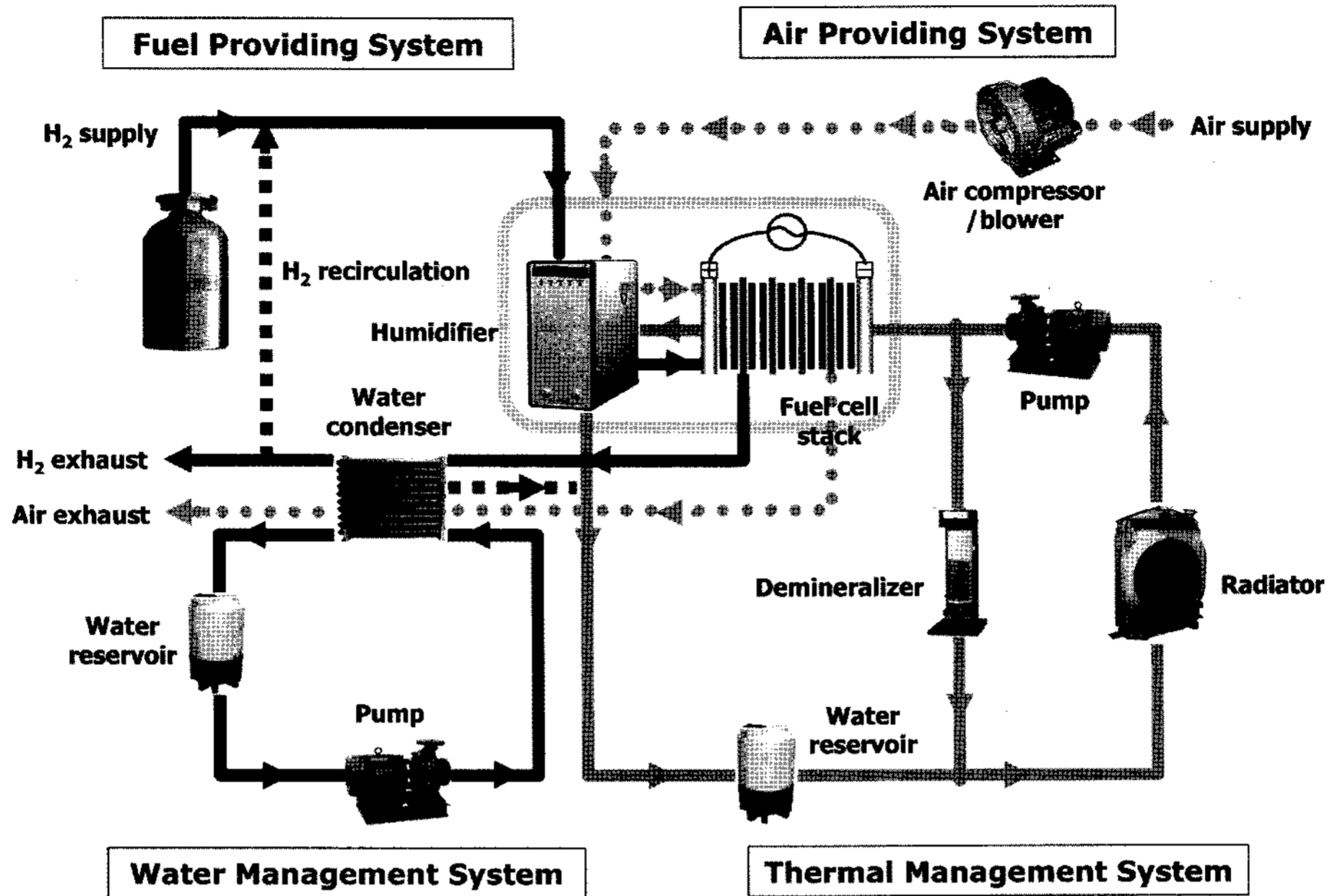


Fig. 1 Schematic of BOP (balance of plant) system for fuel cell vehicles

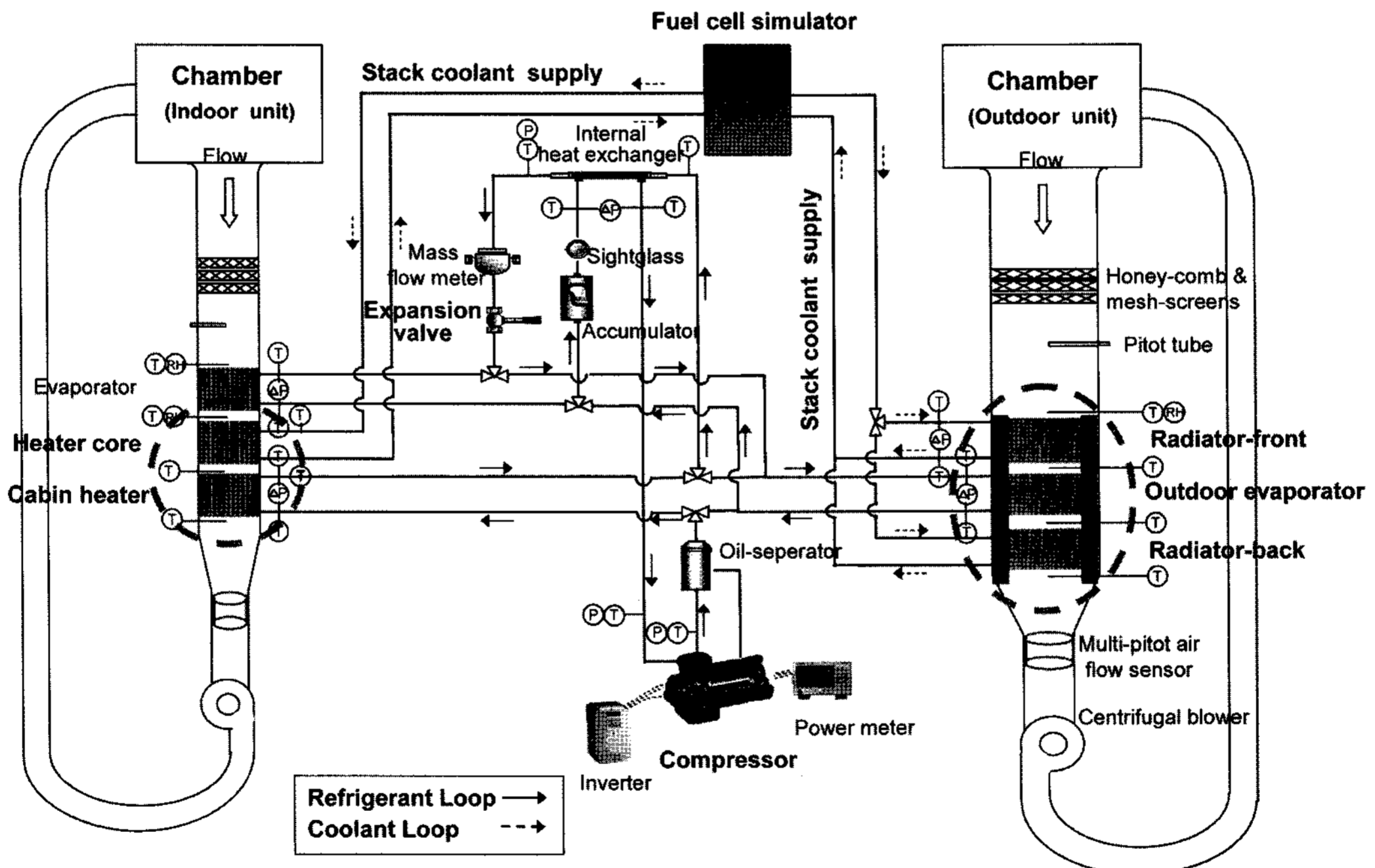


Fig. 2 The layout of the test facility of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles

하여 시스템의 성능을 평가하도록 고안 및 제작하였다. 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능을 계산하고 평가하기 위한 자료를 얻기 위해서는 기본적으로

로 온도, 압력, 질량유량, 그리고 압축기 소요동력의 측정이 필요하며, 이러한 값들의 측정위치는 Fig. 2에 표시하였다. 연료전지 자동차용 이산화탄소 열

펌프 실험장치는 크게 세 가지 시스템으로 이루어져 있다. 우선, 히터코어를 포함한 이산화탄소 열펌프 시스템은 전동식 압축기, 오일분리기, 실 내외측 마이크로 채널 열교환기(실내 히터, 실외 증발기), 내부열교환기(liquid line to suction line heat exchanger), 팽창밸브, 어큐뮬레이터, 사이트글라스, 질량유량계 및 3방밸브 등으로 구성되어 있다. 압축기로는 Dorin 회사의 이산화탄소용 압축기인 TCS113 모델을 사용하였고, 열교환기 등은 작동압력과 용량에 맞도록 제작하였다. 히터코어로 들어가는 스택 냉각수의 유량 및 온도는 스택 시뮬레이터로 조절하였다. 다음으로, 스택냉각 시스템은 방열용 라디에이터, 스택 열원 모사용 시뮬레이터 및 냉각수 순환용 펌프 등으로 이루어진다. 그리고 차량 실내외 온습도 조건을 구현하기 위한 공기조화장치는 풍동 및 항온항습기 등으로 구성되어 있다. 실외환경을 모사한 풍동 내 열교환기 시험부에는 스택 냉각용 라디에이터와 실외 증발기를 설치하고, 온도 측정을 위해서 열전대(thermocouple) 와이어를 각각의 열교환기 전 후단에 설치하였다. 또한 시험부 유동 상류에는 공기 풍속 및 유동의 균일성을 측정하기 위해서 피토포를 설치하였으며, 공기의 풍량은 시험부 후단 및 블로어 앞에 위치하는 덕트타입의 멀티피토 유량계에서 측정하였다. 공기 온도는 열교환기 전에 설치된 열전대 와이어에 의해 9개의 포인트에서 측정하지만, 열교환기를 지난 후에는 상대적으로 유동의 균일성이 떨어지고 단면적에 따라 온도분포가 불균일하므로 35개의 포인트에서 온도를 측정하였다. 그리고 시험부에 라디에이터 및 실외 증발기가 장착되어 유동이 벽면의 영향을 받지 않을 정도의 충분한 여유길이를 갖도록 제작하였다. 블로어의 최대 풍속은 10 m/s이다. 차 실내 냉난방 모듈을 모사한 풍동에는 냉방용 증발기와 실내 히터를 두고 그 사이에 히터코어를 두었다. 각각의 열교환기 전 후에 열전대(thermocouple) 와이어를 설치하여 온도를 측정하도록 하였다. 풍량은 차실외측 풍동에서와 마찬가지로 덕트타입의 멀티피토 유량계를 이용하여 측정하고, 블로어의 최대 풍량은 9 m³/min이다. Table 1에서는 이산화탄소 열펌프 및 스택 냉각 시스템을 구성하는 각 요소들의 제원

을 나타내었다.

3.2 자료분석

연료전지 자동차용 이산화탄소 열펌프 시스템에서, 난방 성능을 파악하고자 시스템 용량, 압축기 소요동력, 그리고 성능계수(COP)를 계산하였다. 열펌프의 시스템 용량은 식 (1)에 의해 공기가 흡수한 열량을 계산하여 얻어지고, 히터코어를 포함한 경우에는 열펌프 시스템 용량이 식 (2)에 의해 히터코어와 실내 히터로부터 흡수된 열량이 합산된다.

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{a,ch} C_{p,a} (T_{a,ch,o} - T_{a,ch,i}) \quad (1)$$

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

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{W}} \quad \text{or} \quad COP = \frac{\dot{Q}_{over}}{\dot{W}} \quad (3)$$

Table 1 System specification

Component	Specification
Compressor	Electricity-driven 3 kW power consumption 2.7 m ³ /h at 3500 rpm
Stack simulator	Heating capacity 30 kW coolant flow rate 120 L/min
Radiator	Fin and tube HX W640×H460×D18 mm ³
Cabin heater	Microchannel HX, 2 slabs W248×H238×D37.5 mm ³
Heater core	Fin and tube HX, 1 slab W205×H230×D25 mm ³
Evaporator	Microchannel HX, 4 slabs W248×H235×D87.5 mm ³
Outdoor evaporator	Microchannel HX, 1 slab W692×H367×D14.55 mm ³
Outdoor CO ₂ /coolant evaporator	Coaxial tube, counter flow 6 sections, L 4800 mm
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

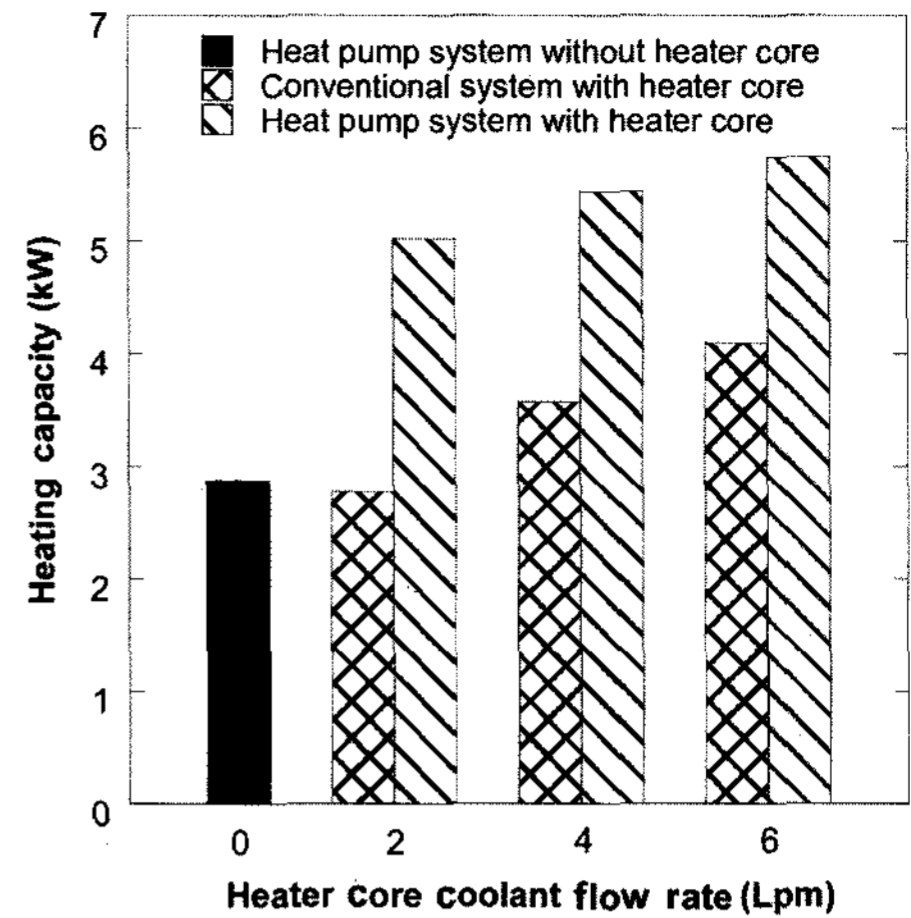
4. 실험결과 및 토의

4.1 공기 대 공기 열펌프 시스템

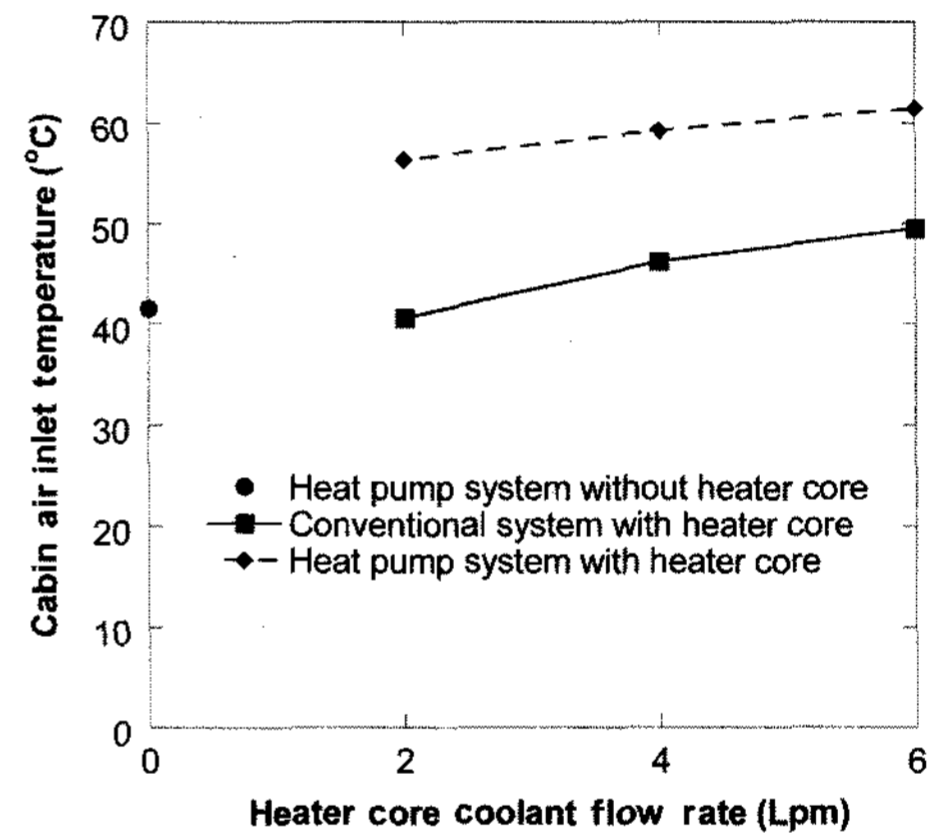
연료전지 차량의 경우 스택 냉각수의 온도가 대략 65°C 정도에 불과하므로, 차 실내의 난방 유닛은 부가적으로 히터코어가 설치되어 실내 히터로 들어가는 실내 공기의 온도를 높여주는 역할(예열)을 하는 배열 구조를 갖는다. 스택 냉각수를 효과적으로 이용하기 위해서는 히터코어의 유량범위에서 히터코어 겸용 열펌프로부터 얻을 수 있는 열량을 정량화할 필요가 있을 것이다. Fig. 3(a)는 히터코어를 이용한 난방시스템과 히터코어 유무에 따른 공기/공기 열펌프 시스템의 성능을 나타내었다. 다른 시스템들과 비교하여 히터코어 겸용 열펌프 시스템의 난방용량은 히터코어로 흘러 들어가는 스택 냉각수 온도가 65°C일 때, 냉각수 유량이 증가됨에 따라 히터코어의 공기 출구 온도는 증가하여 전체적인 난방용량도 증가하게 되어, 냉각수 유량이 6 L/min일 때 최대 5.7 kW가 되었다. 히터코어가 없는 열펌프 시스템과 비교하여 유량이 2, 4, 6 L/min일 경우, 난방용량이 각각 75, 89, 100%가 향상되었다. 또한, 히터코어를 이용한 난방 시스템과 비교해서는 각각 78, 72, 70%가 증가되었다. Fig. 3(b)에서는 차실 내로 유입되는 공기의 온도를 각각의 시스템에 대하여 나타내었다. 히터코어 겸용 열펌프 시스템인 경우가 가장 높은 공기유입온도를 얻을 수 있었으며 차실 내의 급속 난방이 가능한 것을 알 수 있다.

4.2 물 대 공기 열펌프 시스템

공기/공기 열펌프 시스템은 외기 온도가 영하 이하이고 장시간 운전인 경우 실외 증발기 표면에 서리가 생성되어 공기 유입을 원활하지 못하게 하는 반면, 냉각수/공기 열펌프 시스템은 그럴 염려가 없을 뿐만 아니라 2차유체로 차가운 외기 대신 스택 냉각수가 사용되기 때문에 난방 성능 면에서 탁월하다 할 수 있다. Fig. 4에서 보여지는 바와 같이, 스택 시뮬레이터로부터 냉각수가 공급되어 시스템 (1)은 냉각수/이산화탄소 증발기로 들어가서 1차 열교환이 되고난 후 히터코어로 들어가서 2차 열교환을 한다. 시스템 (2)는 스택 냉각수가 히터코어를 먼저 지난 후 냉각수/이산화탄소 증발기로 가도록 구



(a) Heating capacity



(b) Cabin air inlet temperature

Fig. 3 Comparison of performance for the heat pump system without heater core, conventional heating system with heater core and heat pump system with heater core; $T_{c,hc,i}=65^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,i}=21^{\circ}\text{C}$, $T_{out,i}=10^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{ind}=7\text{ m}^3/\text{min}$, $v_{out,i}=3\text{ m/s}$, compressor speed=1750 rpm

성되어 있다.

Fig. 5(a)에서는 다양한 냉각수 입구 온도에 따른 시스템 (1)과 시스템 (2)의 난방성능을 비교하여 보여주었다. 스택 냉각수가 55°C에서 65°C로 변화함에 따라, 시스템 (1)의 경우 난방용량이 약간 감소하고 COP는 상당히 증가하였다. 반면, 시스템 (2)의 경우는 스택 냉각수가 증가함에 따라, 난방용량이 상당히 증가하고 COP는 거의 변화가 없었다. 일반적으로, 차실 내로 더 뜨거운 공기를 공급하기 위해서는 히터에서 주위 공기와의 열교환량이 늘어나야 하기 때문에, 이에 따른 비가역성의 증가로 시스템

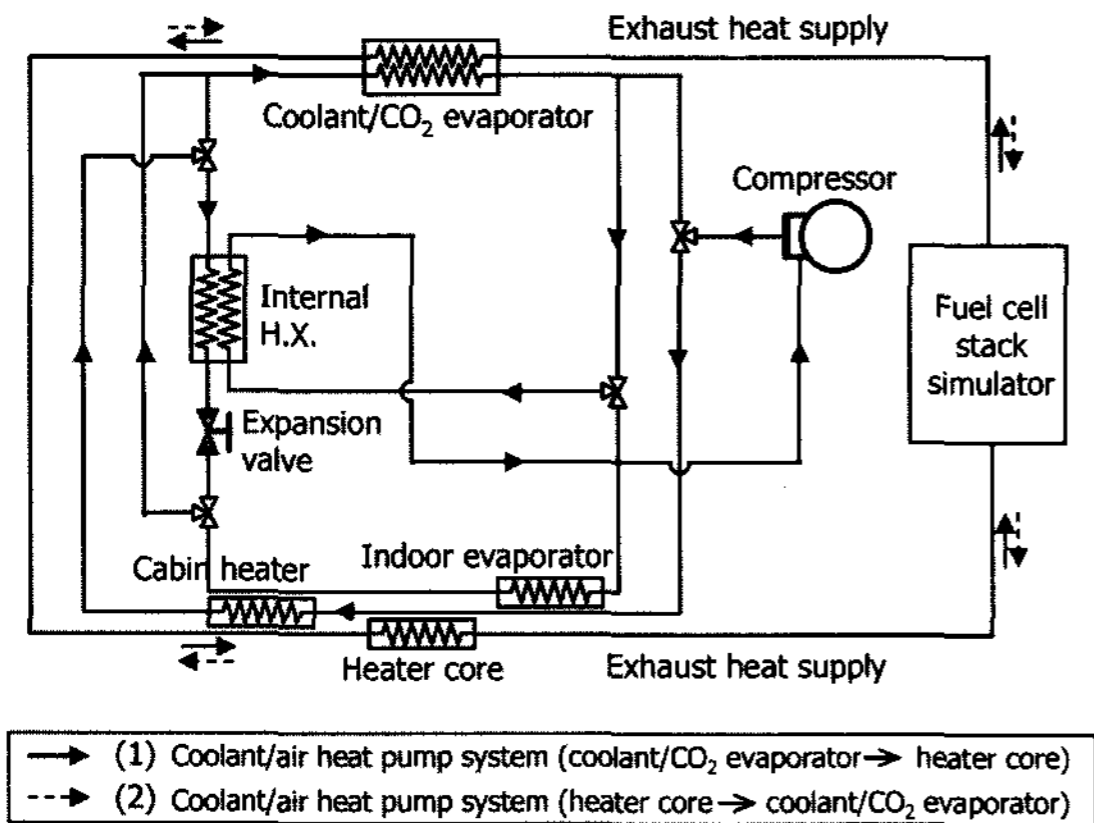


Fig. 4 The layout of the experimental setup of two different types of coolant to air heat pump systems with heater core for fuel cell vehicles

COP는 감소한다. 냉각수 입구 온도 65°C 조건에서 시스템 (1)과 비교하여 시스템 (2)의 경우 난방용량이 매우 크게 되어 COP는 다소 낮았다. 그리하여 난방용량과 COP를 모두 고려하여 볼 때, 시스템 (2)가 시스템 (1)의 경우보다 다소 우수한 난방성능 및 경향성을 보여주었다. Fig. 5(b)의 압력-엔탈피 선도에서는 냉각수 온도가 증가함에 따라, 시스템 (1)의 경우에 팽창장치의 개도 조절에 따른 높은 증발 압력과 낮은 가스냉각 압력으로 인해 냉매의 질량유량이 상당히 증가하였고, 압축기 토출 온도와 내부 열교환기 용량의 저하 때문에 가스냉각 엔탈피는 감소하였다. 또한 압축비의 감소로 인하여 압축기의 압축일이 상당히 줄어들었다. 그리하여 냉각수 입구 온도의 증가에 따라 난방용량이 약간 감소하였으나, 압축기 소요동력이 상당히 감소하여 COP는 오히려 증가하였다. 반면, 시스템 (2)의 경우는 냉각수 입구 온도의 증가에 따라 냉매의 질량유량과 가스냉각 엔탈피가 서서히 증가하였다. 또한 압축비의 증가로 인하여 압축기의 압축일이 약간 늘어났다. 그리하여 COP는 냉각수의 온도 변화와 관계없이 거의 일정하게 유지되었다. 결과적으로, 시스템 (2)가 시스템 (1)보다 난방용량 측면에서 냉각수 온도가 60°C 또는 65°C일 때 더 유리하였고, COP 측면에서는 냉각수 온도가 55°C 또는 60°C일 때 더욱 효율적이었다. 시스템 (2)가 히터코어와 냉각수/이산화탄소 증발기에 의해 스택 폐열을 회수하는데 유리한 배열 구조임을 알 수 있다.

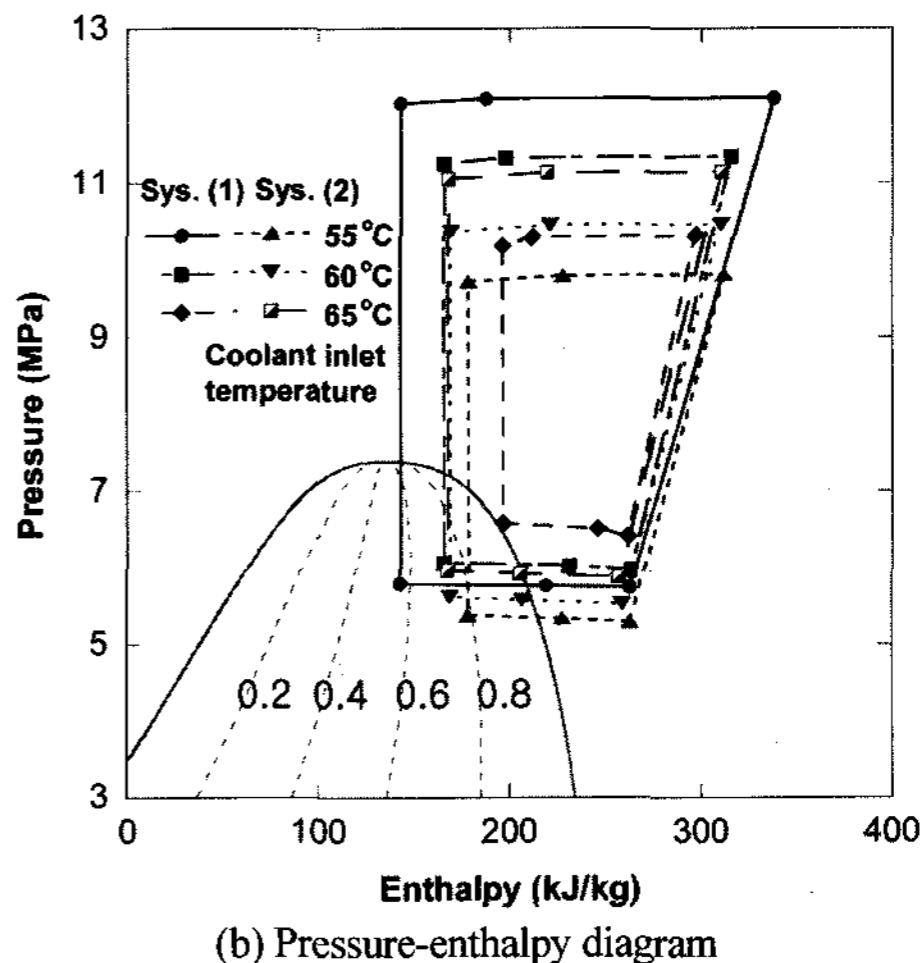
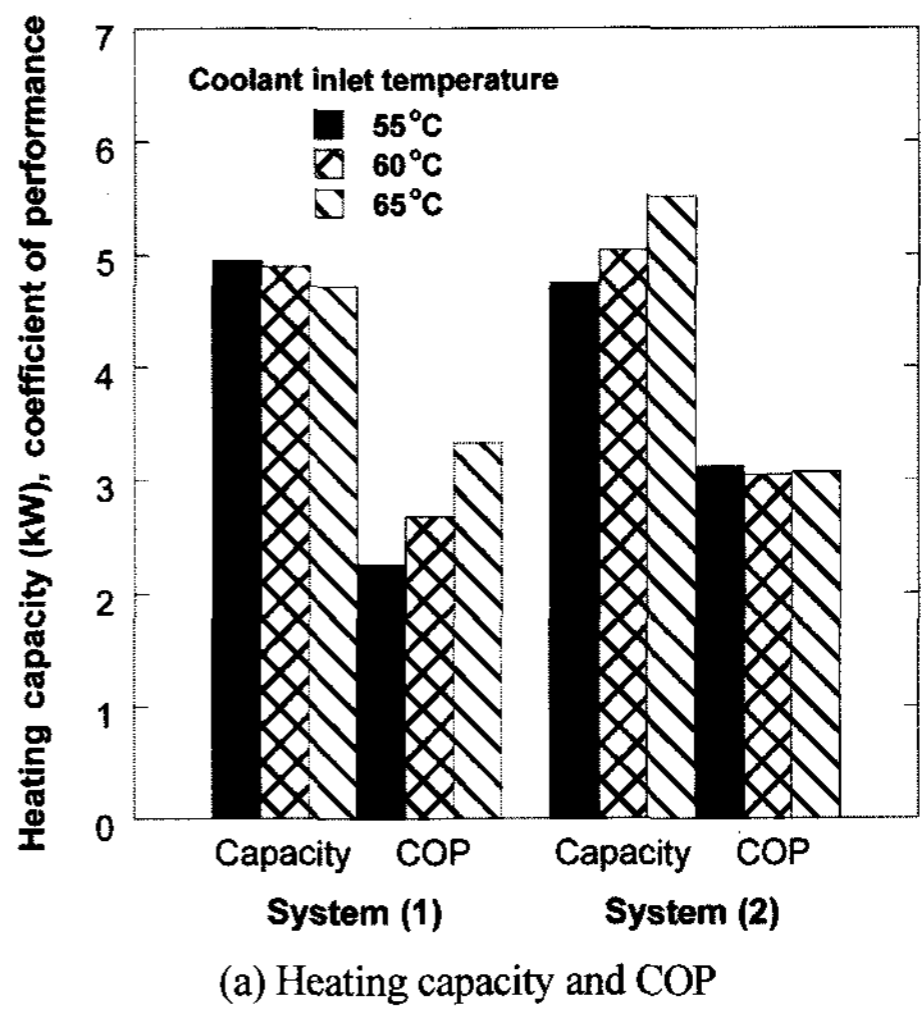
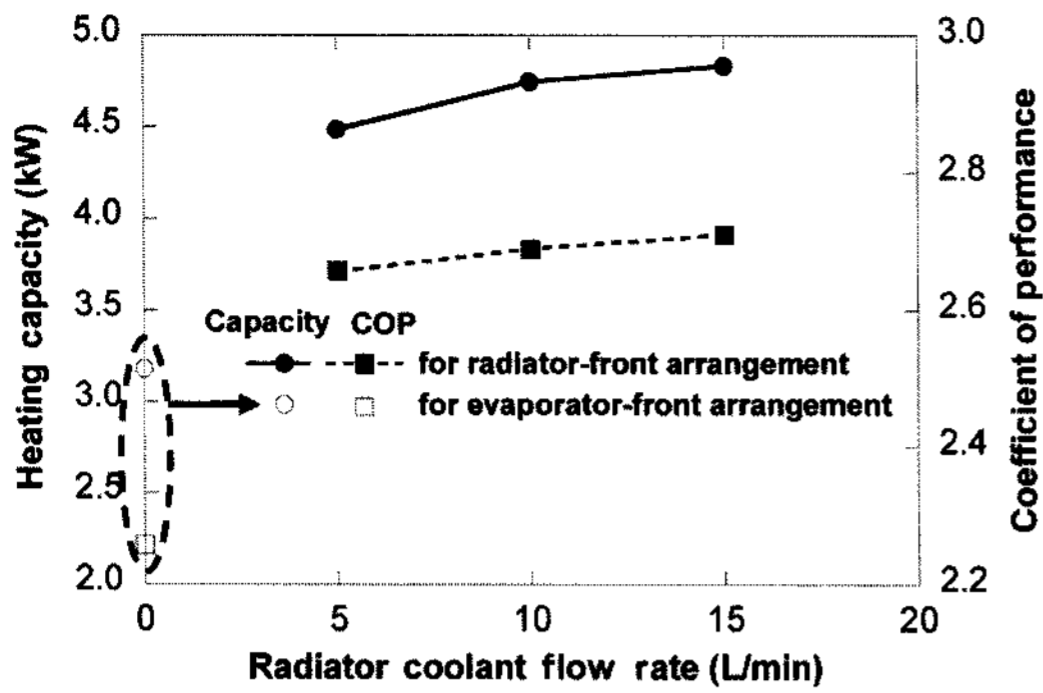


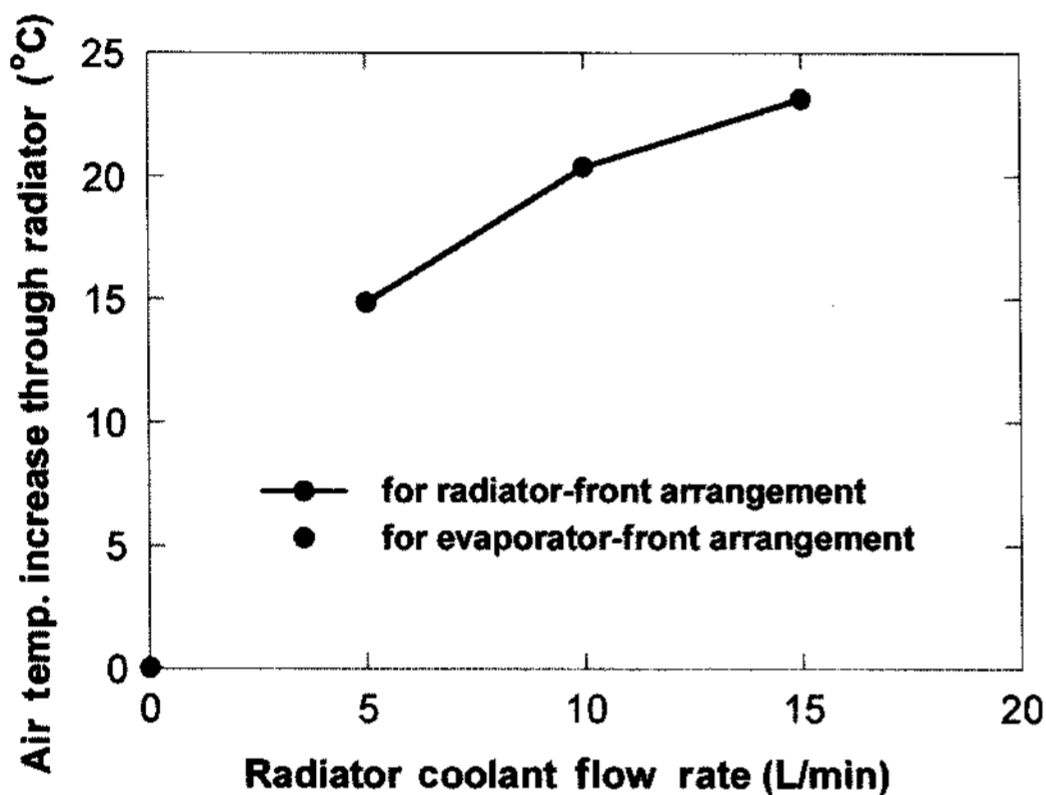
Fig. 5 Comparison of performance between two different types of coolant to air heat pump systems with heater core at various coolant inlet temperatures; $\dot{V}_{c,hc} = 1$ L/min, $T_{ind,i} = 21^\circ\text{C}$, $T_{out,i} = 10^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{ind} = 7$ m³/min, $v_{out,i} = 3$ m/s, Compressor speed = 1750 rpm; (1) coolant flows through the evaporator first and then the heater core, (2) coolant flows through the heater core first and then the evaporator

4.3 라디에이터 배열에 따른 영향

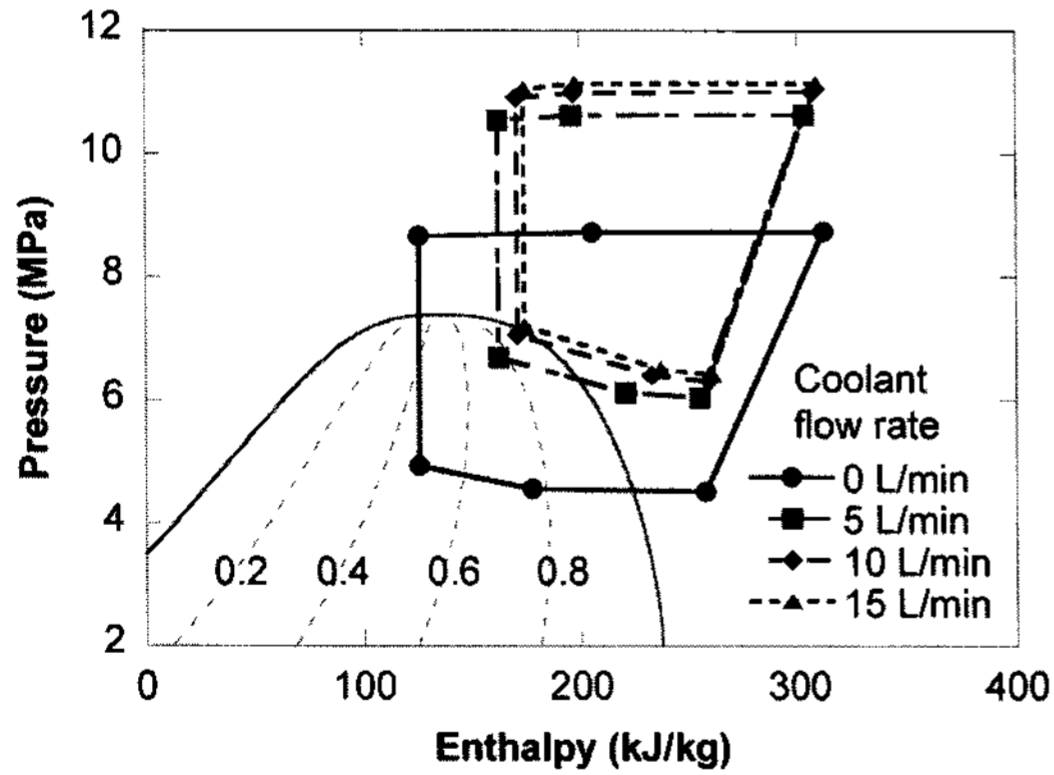
증발기 전면 위치인 배열의 경우 증발기가 라디에이터의 유동 상류에 위치함으로써, 라디에이터로부터 열전달의 영향이 없다. 이는 냉각수 유량이 열펌프 성능 변화에 아무런 영향을 미치지 않으므로, 냉각수 유량이 0인 것으로 간주할 수 있다. Fig. 6(a)에서는 라디에이터 입구 냉각수 온도가 55°C일 때,



(a) System performance



(b) Air temperature increase through radiator



(c) Pressure-enthalpy diagram

Fig. 6 System performance and pressure-enthalpy diagram with respect to the radiator coolant flow rate; $T_{c,rad,i}=55^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,i}=21^{\circ}\text{C}$, $T_{out,i}=15^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{ind}=7\text{ m}^3/\text{min}$, $v_{out,i}=3\text{ m/s}$, compressor speed=1750 rpm

기존 라디에이터 위치일 때와 비교하여 라디에이터가 열펌프 실외기 앞에 위치할 경우의 난방성능이 상당히 향상됨을 알 수 있다. 또한 냉각수 유량이 증가함에 따라 그 효과는 더욱 커지는 것으로 나타났다

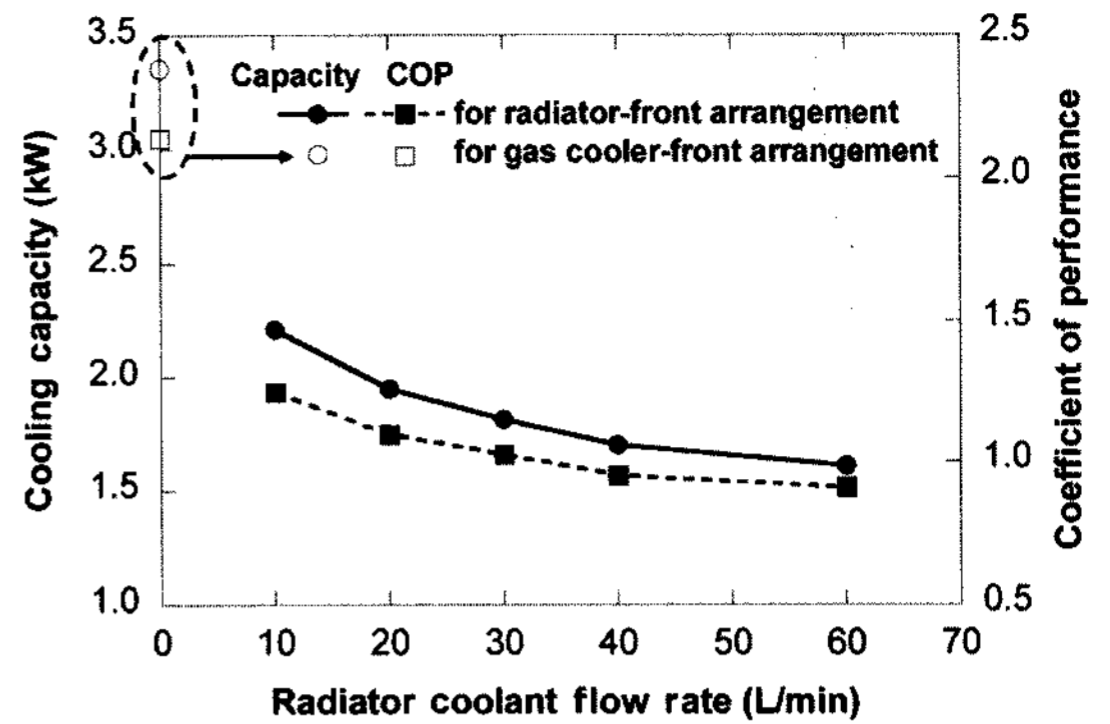


Fig. 7 System performance with respect to the radiator coolant flow rate; $T_{c,rad,i}=60^{\circ}\text{C}$, $T_{ind,i}=27^{\circ}\text{C}$, $T_{out,i}=33^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{ind}=7\text{ m}^3/\text{min}$, $v_{out,i}=3\text{ m/s}$, compressor speed=1750 rpm

다. 냉각수 유량에 따라 라디에이터로부터 흡수된 증발 열량이 증가하게 되어 난방용량이 41%에서 52%까지 상승하였고, COP는 18%에서 20%까지 향상되었다. Fig. 6(b)는 라디에이터 냉각수 유량이 증가할수록 증발기 입구 공기 온도가 라디에이터를 통과하면서 더욱 상승하게 된다. 공기의 온도는 라디에이터를 전면에 위치시킨 배열에서 유량이 15 L/min일 때, 라디에이터를 지난 후 최대 23°C 가량 상승하는 것을 알 수 있다. Fig. 6(c)는 라디에이터 냉각수 유량이 증가함에 따른 압력-엔탈피 선도의 변화를 보여주고 있다. 가스냉각 엔탈피는 거의 변화가 없으나, 냉매의 압력이 더 높은 영역으로 이동함에 따라 질량유량이 상당히 증가함을 관찰할 수 있었다.

반면에 Fig. 7에서는 냉방조건에서의 시스템 성능을 보여주고 있다. 라디에이터 입구 냉각수 온도가 60°C일 때, 일반적인 라디에이터 위치일 때와 비교하여 라디에이터가 열펌프 시스템의 실외기(증발기) 앞에 위치하는 경우의 냉방성능이 현저히 감소됨을 알 수 있다. 이는 외기가 라디에이터를 통과하면서 온도가 상승되어 가스쿨러로 유입되기 때문이다. 또한 냉각수 유량이 증가함에 따라 간섭은 더욱 커지는 것으로 나타났다. 이와 같이 라디에이터 배열의 변화가 차질 내 냉방조건에서는 난방용량이 40%에서 60%, COP가 43%에서 65%까지 저하되었다.

5. 결론

연료전지 자동차에서는 난방 시 고온 열원의 부재로 인해, 엔진차량에서처럼 냉각수만으로 난방이 불가능하게 된다. 또한, 신속한 난방이 이루어져야만 소비자의 쾌적성을 만족시킬 수 있으므로 열펌프를 난방에 이용하여야만 한다. 이와 더불어 냉각수를 이용한 스택 폐열을 차 실내에서 유용하게 쓰는 것이 에너지 이용 효율면에서 매우 중요하다. 따라서, 본 연구에서는 스택 냉각수를 효과적으로 이용하기 위한 방안을 제시하였고, 성능평가를 통해 이산화탄소 열펌프 시스템의 효율향상에 대해 살펴 보았다.

- 1) 스택 냉각수로 가열되는 히터코어를 공기 예열에 사용하는 히터코어 겸용 열펌프 시스템의 난방성능을 평가하고 히터코어가 없는 열펌프 시스템의 성능과 비교하였다. 히터코어 겸용 열펌프 시스템이 우수한 난방 성능을 나타내었다.
- 2) 스택 냉각수의 유동 흐름 순서에 의한 두 가지의 물/공기 열펌프 시스템들에 대하여 냉각수 온도의 변화에 따른 성능을 평가 및 비교하였다. 시스템 (2)가 난방성능 측면에서 좀 더 유리하였다. (시스템 (1): 냉각수가 먼저 증발기를 지나고 다음에 히터코어를 지나는 배열 구조, 시스템 (2): 냉각수가 먼저 히터코어를 지나고 다음에 증발기를 지나는 배열 구조)
- 3) 라디에이터와 실외 증발기의 배열에 따른 열펌프의 성능 변화를 파악하였다. 라디에이터 전면 위치인 배열에서 그와 반대인 경우보다, 라디에이터로부터 흡수된 증발열량이 증가하게 되어 시스템의 난방용량은 최대 52%, COP는 최대 20%까지 향상되었다. 라디에이터를 전면에 위치시킨 배열은 차실 난방 효과와 스택 열방출에 유리한 구조이나, 지나친 난방 성능의 감소로 그 대로 적용하는 것은 무리임을 알 수 있다. 이와 같은 배열을 할 경우 난방 시의 성능 확보에 관해서도 동시에 고찰하는 것이 필요하다.

후 기

본 연구는 BK21 프로그램, 국가지정연구실 사업 및 마이크로열시스템연구센터의 지원으로 수행되었

다. 또한 현대자동차의 지원에도 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 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.
- 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) H. Hammer and J. Wertenbach, Carbon Dioxide as Supplementary Heating Device, The SAE Automotive Alternate Refrigerants Systems Symposium, Scottsdale, AZ, USA, 2000.
- 8) D. Antonijevic and R. Heckt, "Heat Pump Supplemental Heating System for Motor Vehicles," Int. J. Automobile Engineering, 218 Part D, pp.1111-1115, 2004.