

〈 논문 〉

자동차용 이산화탄소 냉방 시스템의 정상상태 및 동적 특성에 관한 연구

박민수* · 김성철* · 김달원** · 김민수†
(2007년 1월 12일 접수, 2007년 4월 24일 심사완료)

Studies on the Steady State and Dynamic Characteristics of a Carbon Dioxide Air-Conditioning System for Vehicles

Minsu Park, Sung Chul Kim, Dal Won Kim and Min Soo Kim

Key Words: Air-Conditioning(냉방), Carbon Dioxide(이산화탄소), Cool Down(초기 냉각), COP(성능 계수), Steady State Operation(정상상태), Dynamic Characteristics(동특성)

Abstract

In this study, an air conditioning system using carbon dioxide as a refrigerant was developed for automotive cabin cooling. Experiments have been carried out to examine the steady state and dynamic characteristics of this system. The system consists of a compressor, a gas cooler, an evaporator, an expansion device, an internal heat exchanger and an accumulator. The compressor is a variable displacement type, driven by the electric motor, and the gas cooler and the evaporator are aluminum extruded heat exchangers of micro channel type. The CO₂-refrigerant charge, the compressor speed, the air inlet temperature of the gas cooler, the air inlet temperature and the air flow rate of the evaporator and the cooling load are varied and the performance of the system is experimentally investigated. As the compressor speed increased, cooling capacity increased, but the coefficient of performance was deteriorated. As the cabin air temperature or the air flow rate to the cabin was set high, both the cooling capacity and the COP increased. In the cool down experiment with 1.0 or 2.0 kW of heat load, the dynamic characteristics of the air-conditioning system were investigated. For a given capacity of compressor, cool down speed was monitored, and the temperature change was acceptable for low heat load condition.

기호설명

C_p : 정압비열, kJ/kg · K
 h : 엔탈피, kJ/kg
 \dot{m} : 질량유량, kg/h
 P : 압력, MPa
 P_{ratio} : 압력비

Q : 냉방용량, kW
 RH : 상대습도, %
 T : 온도, °C
 t : 시간, min
 W : 절대습도, kg/kg
 \dot{W} : 압축기 소요동력, kW

† 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : minskim@snu.ac.kr
TEL : (02)880-8362 FAX : (02)880-0179

* 서울대학교 기계항공공학부
** 현대모비스

하첨자

a : 공기
e : 증발기
i : 입구
l : 액상

o : 출구
r : 냉매
w : 물

1. 서 론

21세기에 들어오면서 환경 문제에 대한 관심과 우려가 점점 커졌고 지금까지 존재해 왔던 시스템들에 관하여 새로운 시각의 연구를 필요로 하게 되었다. 그것은 친환경적인 시스템을 구축하는 것으로서 이는 자동차용 냉난방 시스템에도 적용되고 있다. 현재 대부분의 차량에 장착되어 있는 냉난방 시스템의 경우, 사용되는 냉매의 지구 온난화 지수가 매우 커서 환경에 악영향을 미치며, 이에 따라 유럽 연합에서는 2017년까지 모든 차량에 대해 기존 냉매의 사용을 금한다는 내용을 발표하기도 했다.⁽¹⁾ 따라서 대체 냉매의 사용은 필수불가결한 문제이고 국내외적으로 대체 냉매의 개발에 관한 연구가 많이 진행이 되고 있는 상황이다. 이산화탄소의 경우 대체 냉매로서 큰 관심을 받고 있는데, 이산화탄소는 천연 냉매이며 오존층 파괴 지수가 0, 지구 온난화 지수가 1로서 매우 작다. 또한 이산화탄소는 인화성과 독성이 없으며, 높은 비열과 체적열용량을 가지고 있어 냉매로서도 탁월한 열역학적 물성을 가지고 있다.⁽²⁾ 이산화탄소를 냉매로 사용하는 에어컨 시스템은 임계압력 이상의 고압 측과 임계압력 이하의 저압 측으로 이루어진 초월임계 사이클로서 작동된다. 초월임계 사이클은 가스압축, 가스 냉각, 단열 팽창, 2상 증발의 네 단계로 구성되어 열방출 과정이 초월임계 상태에서 일어난다. 이산화탄소를 냉매로 하는 초월임계 사이클의 경우 작동 압력이 매우 높으므로 기존 냉매를 사용하는 시스템과는 다른 구성요소들이 필요하게 된다. 따라서 본 연구에서는 자동차용 이산화탄소 냉난방 시스템을 구축하기 위해 차량용 이산화탄소 압축기와 마이크로 채널 타입의 가스쿨러 및 증발기, 팽창 장치를 비롯한 고압용 구성 요소들을 사용하여 실험을 수행하였다. 차 실내 및 외부 조건에 따른 냉방 성능과 열부하가 있을 시의 초기 냉방 성능에 관한 실험을 수행하고, 이 결과를 분석함으로써 향후 자동차용 이산화탄소 냉난방 시스템을 설계, 제작하는데 유용

한 정보를 제공하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 자동차용 CO₂ 냉난방 시스템의 설계

실험 장치는 냉매 및 공기의 상태를 측정하여 시스템의 성능을 평가할 수 있도록 설계하였다. Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 자동차용 CO₂ 열펌프는 벨트 구동식 압축기, 실내외 측 마이크로 채널 타입의 열교환기, 내부 열교환기, 팽창장치, 어큐물레이터, 사이트글라스, 질량유량계 등으로 구성되어 있다. 압축기와 실내외 열교환기 및 내부 열교환기는 차량용 냉난방 시스템에서 요구하는 용량과 COP를 확보할 수 있도록 기존의 논문 및 실험 데이터를 바탕으로 고려하여 선정 또는 제작하였다. 또한 어큐물레이터, 질량유량계 등은 운전조건을 고려하여 본 시스템에 적합한 제원의 기기들로 선정하였다. 차량 실내외를 모사하기 위한 공기조절장치로서 실내용 및 실외용 풍동과 향온습기를 제작하여 설치하였다. 시스템 성능을 계산하고 평가하기 위해서 시스템 곳곳에 센서 및 계측기를 설치하여 온도, 압력, 질량유량 및 습도를 측정할 수 있게 하였다.

실외 조건을 모사한 풍동 내 열교환기 시험부에는 마이크로 채널 타입의 가스쿨러를 제작하여 설치하였고, 가스쿨러 전 후의 공기 온도를 측정하기 위해 불확실도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 열전대 어레이 와 이어를 가스쿨러 전면과 후면에 각각 설치하였다. 가스쿨러 전면에는 9 곳에 설치하여 온도를 측정하였고 가스쿨러 후면에는 전면과 비교하였을 때 상대적으로 유동의 균일성이 떨어지고 국소적인 온도차이가 존재하므로 35 곳에 설치하여 측정하였다. 시험부 앞 쪽에는 공기 풍속과 유동의 균일성을 측정하기 위한 피토판을 설치하였고 공기 풍량은 시험부 후단 및 송풍기 앞에 위치하는 불확실도 $\pm 1\%$ 의 덕트 타입의 멀티 피토판 유량계를 이용하여 측정하였다.

실내 조건을 모사한 풍동 내 열교환기 시험부에는 가스쿨러와 마찬가지로 마이크로 채널 타입의 증발기를 제작하여 설치하였다. 증발기 전 후의 공기 온도 역시 가스쿨러 측과 같은 방식으로 열전대 어레이를 이용하여 측정하였고, 온도 이외에 전단과 후단에 튜브로 연결된 불확실도

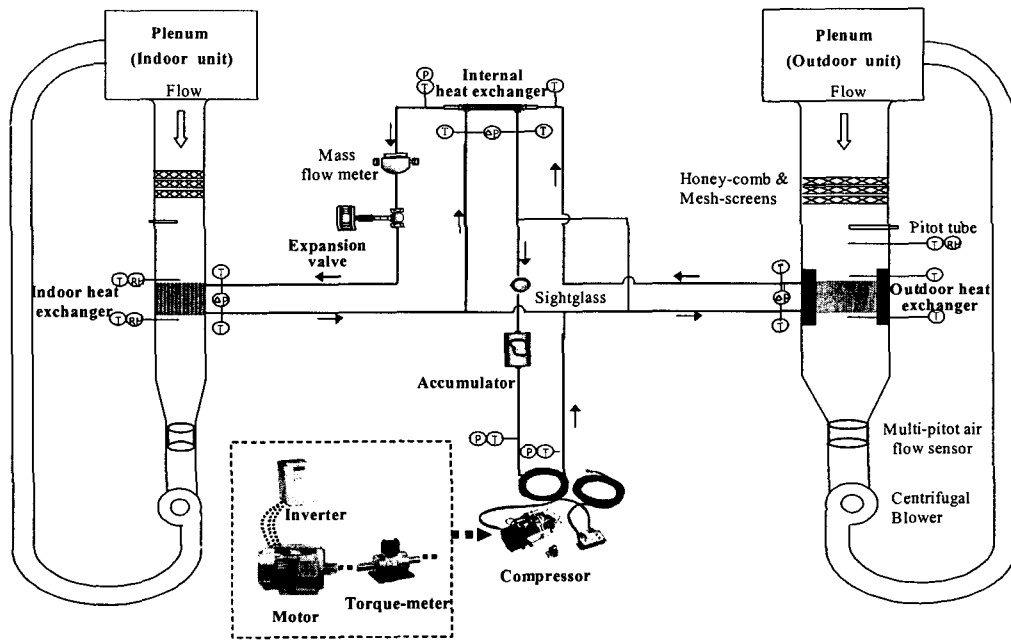


Fig. 1 Test facility of a CO₂ air conditioning system for vehicles

±0.2°C의 습도센서를 통하여 공기 습도를 측정하였다. 공기 풍량은 가스쿨러 측과 마찬가지로 덕트 타입의 멀티피토 유량계를 이용하여 측정하였다. 이 밖에 CO₂ 열펌프 시스템을 구성하고 있는 각 요소들의 제원은 Table 1에 나타난 바와 같고 Table 2에 열교환기의 상세 사양을 나타내었다.

2.2 실험 조건 및 방법

차량의 운전 조건에 따른 CO₂ 냉방 시스템의 성능을 파악하기 위해 압축기 회전 속도, 외기 온도, 실내 온도 및 풍량의 변화에 따른 정상 상태 실험과 초기 열부하가 존재할 때의 초기 냉각 성능과 열부하의 변화에 따른 초기 냉각 성능을 평가하기 위한 동특성 실험을 수행하였다. Table 3에 실험 조건을 나타내었다. 실험조건은 한국공업규격 (KS C 9306)에 준하여 실내외의 공기 측의 온도 및 습도조건을 설정하였다. 위의 실험들을 수행하기 전에 시스템의 최적 운전 조건을 찾기 위한 예비실험을 수행하여 최적 충전량과 최적 과열도를 구했다. 예비 실험 결과 본 연구에 사용되는 시스템은 1 kg의 냉매 충전량과 16°C의 과열도에서 최적의 성능을 낼 수 있음을 알 수 있었다. 초월임계 사이클에는 내부 열교환기가 필수적으로 포함되기 때문에 팽창 밸브 개도 조

절을 위한 기준으로 증발기 출구보다는 내부 열교환기 출구에서의 과열도를 기준으로 제어하는 것이 시스템의 성능과 팽창밸브 개도의 제어에 보다 좋으므로,⁽³⁾ 내부 열교환기 출구 과열도를 16°C로 유지하면서 실험을 수행하였다.

정상 상태 냉방 성능 실험은 크게 4가지로 분류할 수 있다. 즉, 압축기 회전 속도의 변화에 따른 성능 실험, 외기 온도의 변화에 따른 성능 실험, 실내 온도의 변화에 따른 성능 실험 그리고 실내 풍량의 변화에 따른 성능 실험이다. 압축기 회전 속도는 자동차의 속력과 직접적인 관련이 있다. 자동차용 압축기의 경우 냉방 시스템의 압축기와 차량의 엔진이 벨트 풀리에 의해 연결되어 있기 때문에 엔진의 rpm에 따라 압축기의 회전 속도가 결정되게 된다. 또한 엔진의 rpm은 차량의 주행 속도와 밀접한 관련이 있으므로 압축기 회전 속도는 차량의 주행 속도에 종속적이라고 볼 수 있다. 차량의 주행 속도는 곧 가스쿨러로 불어 들어오는 공기의 속도를 뜻한다. 차량의 주행 속도가 증가할수록 가스쿨러로 유입되는 공기의 속도가 증가하게 되며 가스쿨러에서 열교환이 보다 잘 일어날 수 있게 되어 냉매의 온도가 많이 높지 않아도 충분한 냉방 용량을 확보할 수 있게 된다. 따라서 압축기 회전 속도의 변화에

Table 1 System component specification

Component	Specification
Compressor	Mechanically driven Swash plate type Variable 15 cc displacement 4.7 kW at 3000 rpm 70/140 bar 600-8000 rpm
Gas cooler	Microchannel, 1 slab W692 × H367 mm ²
Evaporator	Microchannel, 4 slabs W248 × H235 mm ²
Internal heat exchanger	Coaxial tube, counter flow L 1500 mm
Expansion devices	Manual metering valve
Accumulator	400 cc

Table 2 Specifications of the heat exchangers

	Gas Cooler	Evaporator
Port diameter (mm)	0.687	0.687
Number of tubes	39	24
Tube thickness (mm)	2	2
Tube pitch (mm)	10	10
Tube depth (mm)	16	16
Tube length (mm)	660	235
Fin height (mm)	8	8
Fin depth (mm)	16	38
Fin thickness (mm)	0.1	0.1
Fin density (fins/in)	20.32	15.24
Fin length (mm)	650	225
Fin pitch (mm)	1.25	1.65
Louver angle	40	40
Port number	13	13

따른 시스템 성능을 살펴봄으로써 차량의 주행속도에 따른 시스템 성능을 알 수 있다. 외기 온도는 냉방 시스템에서 가스쿨러로 유입되는 공기의 온도를 의미한다. 외기 온도가 상승하면 냉매온도가 그 이상이 되어야 열교환이 가능하게 되어 시스템의 냉방 성능이 확보되므로 외기 온도는 냉동 시스템에서 압축기 출구 냉매의 압력 및

Table 3 Test conditions for steady state experiments

Condition	Unit	Value
Refrigerant charge	kg	1.0
Degree of superheat	℃	16
Compressor speed	rpm	700/900/1200*/1500/ 1800/2100/2400
Gas cooler air speed	m/s	1.2/1.5/1.8*/2.1/2.5/ 3.0/3.5
Gas cooler air inlet temperature.	℃	31/35*/39/43/47
Evaporator air inlet temperature	℃	23/27*/31/35
Evaporator air flow rate	m ³ /min	4/5/6/7*/8
Evaporator air inlet humidity	%	25/35/50*

*Standard condition

전체적인 시스템의 성능과 밀접한 관련이 있다. 실내 온도는 냉방 시스템에서 증발기로 유입되는 공기의 온도를 의미한다. 차 실내의 온도 역시 차량의 냉방 시스템의 성능에 큰 영향을 미치므로 차 실내의 온도 변화에 따른 시스템 성능 변화를 살펴볼 필요가 있다. 마지막으로 실내 풍량은 차 실내 공조시스템의 풍량을 의미하며 실차의 경우 사용자가 임의로 조절하여 설정할 수 있는 값이다. 실제적으로 실내 풍량은 송풍기의 풍량에 의해 결정되며 이에 따라 냉방 성능이 변화하므로 송풍기의 풍량을 모사하기 위해 본 실험에서는 증발기 입구 풍량의 변화에 따른 시스템 성능의 변화를 고찰하였다. 또한 압축기 회전 속도는 차량의 엔진 속도에 종속적이고 차량의 엔진 속도는 차량의 주행 속도, 즉 외기 풍속과 관련이 있다. 따라서 압축기 회전 속도에 따라 외기 풍속이 변하게 되므로 압축기 회전 속도를 변화시키고 동시에 외기 풍속도 변화시켜 가며 실험을 수행하였다.

위의 실험들을 통해 냉방 시스템의 정상상태 성능 실험을 평가하기 위한 지표로서 냉방 용량과 성능계수(COP)를 선택하였다.⁽⁴⁾ 냉방 용량은 주어진 조건 하에서 제어 공간을 충분히 냉각시킬 수 있는지의 여부를 판단할 수 있는 중요한 값이고, 성능 계수는 시스템에 소요된 동력과 냉방 용량의 비로서 얼마나 효율적으로 시스템을

냉각시킬 수 있는지를 판단할 수 있는 값이다. 냉방 성능을 계산하기 위한 압축기 소요 동력은 압축기 축과 직렬로 연결된 토크미터로 측정된 토크와 속도계로 측정된 rpm 값으로 식 (1)에 의해 구하고, 냉방 용량은 증발기에서의 감열과 응축수에 의한 잠열의 합으로 식 (2)에 의해 구하였다.⁽⁵⁾

$$\dot{W} = \text{Torque} \times \text{RPM} \times 2\pi/60 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{a,e}[C_p(T_{a,e,i} - T_{a,e,o}) + h_{wl}(W_{ai} - W_{ao})] \quad (2)$$

동특성 실험으로서 초기 냉각 성능 실험을 수행하였다. 일반적으로 차 실내의 승객이 쾌적함을 느끼는 것을 차 실내의 온도와 관련이 깊다. 따라서 초기 열부하가 존재하는 상황에서의 초기 기동 시에 얼마나 빠른 시간 안에 승객들이 쾌적함을 느낄 수 있을 정도의 온도까지 실내 온도를 떨어뜨릴 수 있는지 살펴볼 필요가 있다. 이를 실험하기 위해 증발기 챔버 안에 히터를 설치하고 증발기를 지난 공기를 순환시켜 챔버를 지나 다시 증발기 입구로 들어가게 하였다. 이는 실내 초기 부하를 모사하기 위한 방법이며, 실험을 진행하는 동안 초기 부하값을 계속 유지하였다. 증발기 입구와 출구의 온도를 측정하였으며, 동특성 실험 조건을 Table 4에 나타내었다.

이상의 실험들의 신뢰성을 검토하기 위해 증발기에서 공기 측과 냉매 측의 에너지 균형을 계산해본 결과 2.88%의 오차를 나타내었다.

Table 4 Test conditions for dynamic experiments

Condition	Unit	Value
Refrigerant charge	kg	1.0
Degree of superheat	℃	16
Compressor speed	rpm	700/1500/2400
Gas cooler air speed	m/s	1.2/2.1/3.5
Gas cooler air inlet temperature	℃	43
Evaporator air inlet temperature	℃	43
Evaporator air flow rate	m ³ /min	7
Evaporator air inlet humidity	%	25
Initial heat loads	kW	1.0 / 2.0

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 압축기 회전 속도 변화에 따른 시스템 성능
 차량용 냉난방 시스템의 압축기는 자동차의 엔진과 벨트로 연결되어 구동되므로 자동차의 주행 속도에 따라 회전 속도가 변하게 되므로 rpm의 변화에 따른 성능 변화를 살펴볼 필요가 있다. 압축기 회전 속도 이외의 조건은 Table 3의 기준 조건으로 맞추고 실험하였고, 그 결과를 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 압축기 회전 속도가 증가할수록 냉방 용량은 증가하다가 2100 rpm에서 최대가 되며 2400 rpm에서는 오히려 조금 감소하게 된다. 압축기 소요 동력의 경우 역시 회전 속도가 증가할수록 증가하는데 이는 회전 속도의 증가에 따른 압축비의 증가에 의한 것임을 Fig. 3을 통해 알 수 있다. 압축기 소요 동력의 증가량이 냉방 용량의 증가량에 비해 크므로 COP는 압축기 회전 속도가 증가할수록 감소하는 추세를 보인다. 이 결과를 통해 저속 영역에서는 시스템 성능이 좋으나 많은 냉방 용량을 확보하기가 힘들고 고속 영역에서는 충분한 냉방 용량을 확보할 수는 있으나 시스템 성능 면에서는 좋지 않은 결과를 보였다. 따라서 본 실험을 수행하는 데에 있어서 냉방 용량과 COP의 측면에서 만족할 만한 결과를 낼 수 있는 운전 영역을 설정하였다. Fig. 2를 보면 차량용 냉방 시스템은 엔진이 중속으로 작동할 때 좋은 시스템 성능을 보이며 충분한 냉방 용량을 확보할 수 있음을 알 수 있다. 따라서 1200 rpm을 최적 운전 조건이라고 판단하여 이후의 실험에서의 기준 회전 속도를 1200 rpm으로 설정하였다. 실제 차량에서는 본 실험의 결과를 토대로 엔진의 rpm에 맞게 실내 에어컨 설정 온도나 풍량을 유기적으로 조절하여 냉방 용량을 확보하면서 좋은 시스템 성능을 유지할 수 있다.

3.2 외기 온도 변화에 따른 시스템 성능

차량의 외기 온도는 냉방 용량에 매우 큰 영향을 미치는 요인이다. 외기 온도가 낮으면 냉매의 온도가 그리 높지 않아도 가스쿨러에서 충분한 냉각이 이루어질 수 있다. 그 결과 증발기 입구의 건도가 낮아지면서 냉방 용량은 증가하게 된다. 이와 달리 외기 온도가 높으면 가스쿨러에서

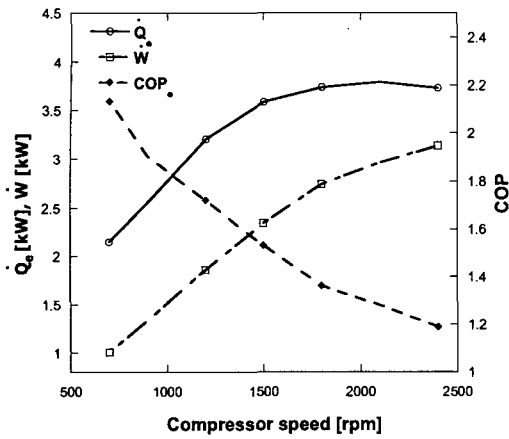


Fig. 2 Effect of compressor speed on the system performance

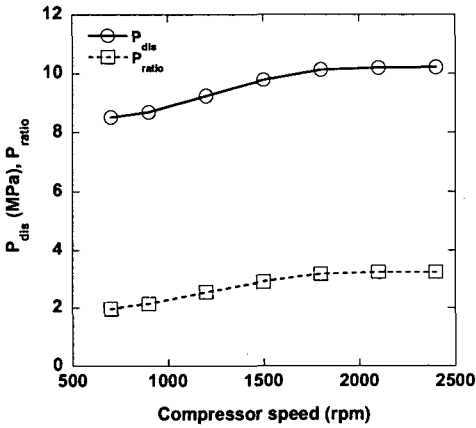


Fig. 3 Effect of compressor speed on the discharge pressure and pressure ratio

충분한 냉각이 이루어지지 못하고 증발기 입구의 건도가 상대적으로 높아지게 되어 냉방 용량이 감소하게 된다. 또한 외기 온도가 증가하면 외기 온도 이상의 높은 온도를 확보하기 위해 압축기 토출 온도가 증가하게 되어 압축기 소요 동력이 증가하게 된다. 따라서 외기 온도가 증가할수록 COP는 급격하게 감소하게 된다. 외기 온도 이외의 조건은 Table 3의 기준 조건으로 맞추고 실험한 결과를 Fig. 4에 나타내었다.

3.3 실내 온도 변화에 따른 시스템 성능 차량의 실내 온도에 따라 증발기에서의 열교환

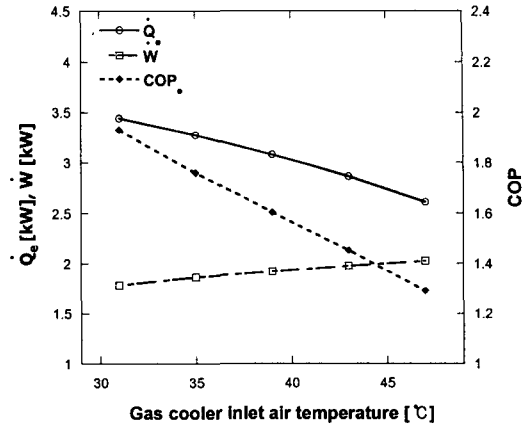


Fig. 4 Effect of outdoor temperature on the system performance

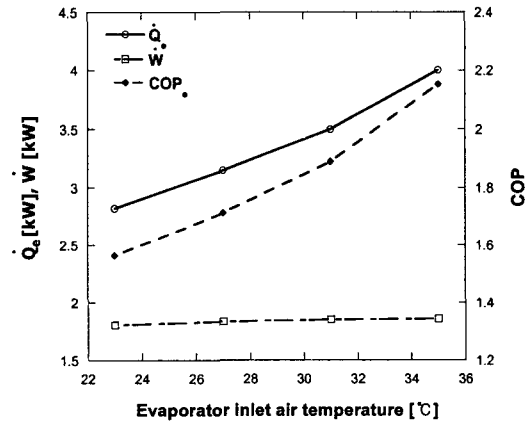


Fig. 5 Effect of indoor temperature on the system performance

량이 달라지기 때문에 실내 온도 변화에 따른 시스템 성능을 살펴볼 필요가 있다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 실내 온도가 증가함에 따라 냉방 용량은 증가하지만 압축기 소요 동력은 거의 변하지 않는 경향을 보였다. 따라서 냉방 용량과 압축기 소요 동력의 비로 구해지는 COP는 실내 온도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다.

3.4 실내 풍량 변화에 따른 시스템 성능

실차에서 실내 풍량은 사용자가 편의에 맞게 임의로 조절할 수 있는 변수이다. 본 실험에서는 사용자가 실내 풍량을 조절하는 데에 있어 조절 기준이 되는 자료를 제시하고자 실내 풍량 변화

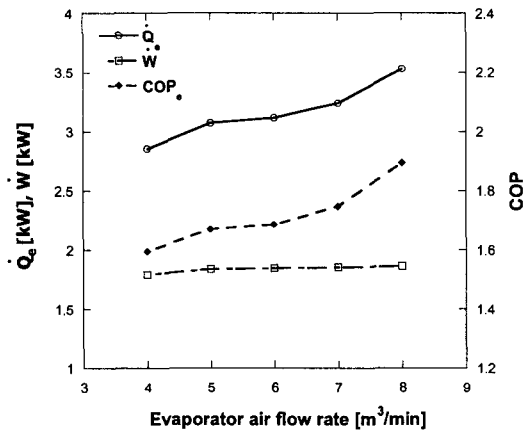


Fig. 6 Effect of indoor air flow rate on the system performance

에 따른 시스템 성능을 살펴보았다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 실내 풍량이 증가할수록 냉방 용량은 증가한다. 하지만 실내 온도의 변화와 마찬가지로, 실내 풍량이 증가함에 따른 압축기 소요동력의 변화량은 매우 적다. 따라서 COP는 냉방 용량과 비슷한 경향을 보이며 증가하게 된다.

3.5 초기 냉각 성능 실험

앞서 언급했듯이 차량의 초기 기동 시에 실내 온도를 승객들이 쾌적함을 느낄 수 있는 온도까지 떨어뜨리는 데 걸리는 시간을 살펴보는 것은 매우 중요하다. 현재 이산화탄소 냉난방 시스템을 적용하고 있는 여러 자동차 회사에서 그 목표로 삼고 있는 온도는 대략 22°C 정도이고 걸리는 시간은 약 30분 정도이다. 이 온도는 시스템 개발의 기준이 되는 온도로서 30분 이내에 22°C 이하로 온도를 떨어뜨릴 수 있도록 기존의 시스템을 개선하거나 새로운 시스템을 개발하고 있다.

본 실험에서는 여러 가지 외부적인 요건들을 고려하여 적정 목표 온도를 25°C로 설정을 하고 실내 온도가 이 온도에 도달하는데 걸리는 시간을 측정하였다. 열부하가 1 kW인 경우와 그보다 더 많은 2 kW인 경우에 대해 초기 냉각 성능 실험을 수행하여 Fig. 7에 그 결과를 나타내었다. 실험 과정 동안 압축기 회전 속도를 바꾸어 가면서 실험을 수행하였는데 이는 엔진의 rpm이 항상 일정하게 유지되는 것이 아니므로 엔진이 공회전 상태, 중속, 고속으로 회전할 때의 운전 상황을 모사하여 보다 실제에 가까운 실험을 하기 위함

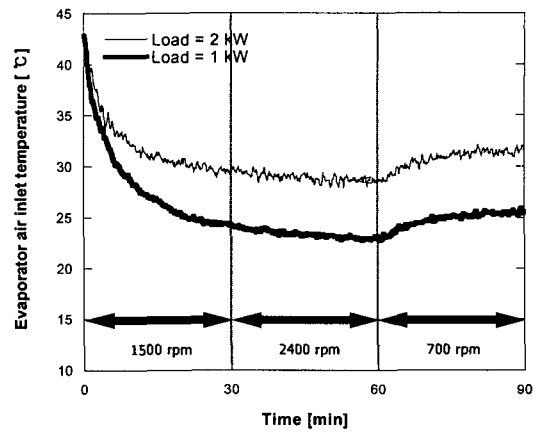


Fig. 7 Experimental results for evaporator air inlet temperature vs. time (gas cooler inlet T : 43°C, evaporator air inlet T : 43°C, RH : 25%, degree of super heat : 16°C)

이다. 공회전 상태에서 압축기 회전 속도를 700 rpm, 차량의 중속 운전에서 압축기 회전 속도를 1500 rpm, 차량의 고속 운전에서 압축기 회전 속도를 2400 rpm으로 각각 설정하고 각각의 운전 모드에서 30분씩 시스템을 운전하여 90분 동안의 성능 변화를 살펴보았다.⁽⁶⁾

Fig. 7에 나타낸 바와 같이 1 kW의 열부하가 있을 때, 약 20분 후에 목표 온도인 25°C에 도달하는 것을 알 수 있다. 이후 고속으로 주행하는 경우를 모사하기 위해 2400 rpm에서 30분간 실험을 한 경우 온도가 더 감소하게 되었고, 공회전 상태인 경우에는 감소된 냉방 용량으로 인하여 오히려 온도가 약간 증가하는 경향을 보였다. 열부하가 2 kW인 경우는, 중속, 고속 운전 모드를 거친 후에도 목표 온도인 25°C에 도달하지 못하였고 공회전 상태에서 마찬가지로 온도가 증가하는 경향을 보였다. 이로써 초기 열부하가 클수록 초기 냉각 성능은 떨어지게 되어 목표 온도에 도달하는 데에 더 많은 시간이 소요된다. 즉, 초기 열부하가 1 kW일 때는 좋은 초기 냉방 성능을 보여주지만 열부하가 2 kW일 때는 실내 온도를 목표 온도인 25°C까지 떨어뜨리는 것이 쉽지 않다. 이를 보완하기 위해서는 보다 큰 용량의 압축기를 설치하는 등의 시스템 개선을 통해 냉방 용량을 증대시킬 필요가 있다.

4. 결 론

자동차의 냉난방을 위한 차량용 이산화탄소 열펌프 시스템을 설계하고 냉방 시스템의 정상 상태 및 동적 특성을 살펴보기 위한 실험을 수행하였다.

정상 상태 실험을 통해 압축기 회전 속도, 외기 온도, 실내 온도 및 실내 풍량의 변화에 따른 시스템 성능의 변화를 살펴보았다. 압축기 회전 속도가 증가함에 따라 냉방 용량과 압축기 소요 동력 모두 증가하였지만 압축기 소요 동력의 증가량이 더 크기 때문에 COP는 계속하여 감소하는 경향을 보였다. 그리고 외기 온도가 증가함에 따라 냉방 용량은 감소하고 압축기 소요 동력은 증가하여 COP는 감소하였다. 또한 실내 온도와 풍량이 증가하면 냉방 용량은 증가하지만 압축기 소요 동력은 크게 변하지 않기 때문에 COP는 냉방 용량의 변화와 비슷한 증가하는 경향을 보였다. 또한 1200 rpm 정도의 중속 주행시, 실외 및 실내 온도가 35°C 일 때, 그리고 실내 풍량이 8 m³/min 일 때 시스템의 최적 운전이 가능함을 보였다. 이상의 정상 상태 성능 실험으로부터 냉방 용량과 COP의 관점에서 본 실험에 사용된 자동차용 이산화탄소 냉방 시스템이 최적의 성능을 유지할 수 있음을 파악하였다.

자동차용 이산화탄소 냉방 시스템의 동적 특성을 살펴보고자 초기 열부하에 따른 시스템의 초기 냉방 성능 실험을 수행하였다.

초기 열부하가 1 kW 인 경우에는 약 20분 후에 목표 온도에 도달하며 초기 냉방 성능을 확보할 수 있었지만 열부하가 2 kW 인 경우에는 목표 온도에 도달하지 못하여 높은 열부하에 대해 냉방 성능이 부족함을 보였다. 즉 초기 열부하가 클수록 초기 냉방 성능은 떨어지게 되어 차 실내 온도가 목표 온도에 도달하는 데에 소요되는 시간이 길어지게 된다. 본 시스템의 경우, 이산화탄소 압축기의 용량이 실제 차량용 냉방 시스템의 압축기 용량보다 작게 선정되었기 때문에 초기 열부하가 높을 때 충분한 초기 냉방 성능을 확보하지 못하였다. 따라서 압축기의 용량을 증가시키

면 초기 열부하가 높을 때에도 초기 냉방 성능을 확보할 수 있다.

후 기

본 연구는 교육인적자원부 BK 21 프로그램 및 마이크로 열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었다. 또한 현대모비스의 지원에도 감사하는 바이다.

참고문헌

- (1) EU News, 2005, Parliament Opts for Containment on F-Gases, <http://www.eurativ.com>.
- (2) Bullard, C. W., Kim, M. and Pettersen, J., 2003, "Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30, pp. 119~174.
- (3) Kim, S. C., Park, M., Kim, M. S., Hwang, I. C., Noh, Y. W. and Park, M., 2005, "An Experimental Study on the Cooling Performance of Carbon dioxide Heat Pump System for Fuel Cell Vehicles," *Proc. of the Korean Society for New and Renewable Energy*, June 17-18, Jeju, pp. 378~383.
- (4) Chen, J., Chen, Z. and Liu, H., 2005, "Experimental Investigation of a CO₂ Automotive Air Conditioner," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1293~1301.
- (5) Horuz, I. and Kaynakli, O., 2003, "An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 2, pp. 273~284.
- (6) Aljanabi, M. K., Joudi, K. A. and Mohammed, A. S. K., 2003, "Experimental and Computer Performance Study of an Automotive Air Conditioning System with Alternative Refrigerants," *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 2959~2976.