

# 이중열원을 이용한 전기자동차용 히트펌프 시스템의 난방 성능 특성에 관한 연구

## Study on the Heating Performance Characteristics of a Heat Pump System Utilizing Air and Waste Heat Source for Electric Vehicles

우형석(Hyoung Suk Woo)<sup>1</sup>, 안재환(Jae Hwan Ahn)<sup>1</sup>, 오명수(Myoung Su Oh)<sup>1</sup>,  
강훈(Hoon Kang)<sup>2</sup>, 김용찬(Yongchan Kim)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>고려대학교 기계공학부 대학원, <sup>2</sup>고려대학교 기계공학부

<sup>1</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>2</sup>Division of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received December 11, 2012; revision received February 7, 2013)

**Abstract** An electric vehicle is an environment-friendly automobile which does not emit any tailpipe pollutant. In a conventional vehicle with an internal combustion engine, the internal cabin of the vehicle is usually heated using waste heat from the engine. However, for an electric vehicle, an alternative solution for heating is required because it does not have a combustion engine. Recently, a heat pump system which is widely used for residential heating due to its higher efficiency has been studied for its use as a heating system in electric vehicles. In this study, a heat pump system utilizing air source and waste heat source from electric devices was investigated experimentally. The performance of the heat pump system was measured by varying the mass flow rate ratio. The experimental results show that the heating capacity and COP in the dual heat source heat pump were increased by 20.9% and 8.6%, respectively, from those of the air-source heat pump.

**Key words** Electric vehicle(전기자동차), Heat pump(히트펌프), Heat recovery(열회수), Coolant(냉각수)

\* Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

### 기호설명

*COP* : 시스템 성능계수  
*CR* : 압축비  
*DB* : 건구온도  
*EEV* : 전자팽창장치  
*HX* : 열교환기  
*m* : 냉매 질량유량 [kg/h]  
*P* : 압력 [kPa]  
*q* : 열전달량 [kW]  
*SH* : 과열도 [°C]  
*T* : 온도 [°C]  
*W* : 압축기 소비동력 [kW]  
*WB* : 습구온도  
 $\Phi$  : 바이패스 유량비

### 하첨자

*comp* : 압축기  
*cond* : 응축기  
*d* : 토출측  
*h* : 난방  
*HR* : 폐열측  
*OD* : 외기측  
*s* : 흡입측  
*T* : 총 합

### 1. 서론

일반적으로 내연기관을 이용하는 자동차는 운전 중 엔진에서 발생하는 폐열을 이용하여 자동차 실내 난방을 수행한다. 그러나 엔진이 없는 전기자동차의 경우

엔진에서 발생하는 폐열을 이용할 수 없기 때문에 자동차 실내를 난방할 수 있는 방안이 필요하다. 이에 대해 최근 가정용 난방 기구로서 널리 사용되고 있는 히트펌프 시스템이 주목받고 있다. 히트펌프는 저온의 열원으로부터 고온의 열원으로 에너지를 전달함으로써 높은 성능계수를 갖으며, 성능계수가 최대 1.0인 전기 히터보다 높은 효율을 갖는다. 또한 차량 내 추가적인 공간 및 비용이 요구되는 전기 히터와는 달리 기존의 에어컨 시스템에 사방밸브를 추가함으로써 간단히 히트펌프 시스템으로 변화시킬 수 있다.

하지만 현재 자동차 에어컨 또는 히트펌프에서 주로 사용되는 냉매인 R-134a는 다른 냉매에 비하여 매우 낮은 포화압력을 갖는데 포화온도가  $-26^{\circ}\text{C}$  이하로 떨어지면 포화압력은 일반적인 대기압 100 kPa보다 낮아진다. 따라서 극한 외기조건에서 난방운전 시 냉매의 특성은 높은 압축비, 낮은 냉매유량 및 난방용량의 부족을 야기하며, 이를 극복하기 위하여 부가적인 난방장치가 필요하다. 이의 대안으로서 전기 자동차 내의 발열부인 전기 모터, 인버터 등으로부터의 폐열을 이용하여 난방을 하는 히트펌프가 제시될 수 있다.

기존 자동차에 히트펌프를 적용한 연구는 주로 내연기관 자동차 위주로 진행되어 왔다. Antonijevic et al.<sup>(1)</sup>은 자동차 실내 난방에서 부가적인 난방 장치의 필요성과 히트펌프 적용의 가능성을 연구하였다. 제안된 자동차 히트펌프 시스템은 PTC 히터 등 다른 자동차의 부가적인 난방장치에 비해 우수한 성능을 나타내었다. Hosoz et al.<sup>(2)</sup>은 R-134a를 사용하는 자동차 에어컨 및 히트펌프의 성능 특성을 연구하였다. 냉·난방 운전에서 냉·난방용량, COP, 압축기 토출온도 및 액서지 변화량에 대해 운전 조건이 미치는 영향을 고찰하였고, 추가적인 난방열원의 필요성을 제안하였다. Cho et al.<sup>(3)</sup>은 겨울철 엔진의 열원이 부족할 경우에 대해 엔진 냉각수를 열원으로 하는 히트펌프를 구성하여 난방 성능이 향상된 시스템을 제안하였다. 구성된 히트펌프 시스템을 시스템 시험과 실차 시험을 통해 기존 시스템과 비교하였고, 기존의 히터를 사용하지 않고도 실내 온도가 최고  $10^{\circ}\text{C}$  이상 높아 난방성능이 우수함을 증명하였다. 최근 별다른 난방장치가 없는 전기자동차 또는 연료전지 자동차에서 난방을 위한 히트펌프의 연구가 수행되었다. Lee et al.<sup>(4)</sup>은 냉각수를 사용하여 연료전지의 스택에서 나오는 열원을 이용한  $\text{CO}_2$  히트펌프의 성능 특성을 연구하였다. 스택의 열원을 이용한  $\text{CO}_2$  히트펌프를 제작하였으며, 여러 변수에 대해 스택의 폐열회수를 위한 성능 최적화를 하였다. 그에 따라 난방용량과 난방 COP가 연료전지 자동차의 난방부하를 대응하기 충분함을 나타냈다. Kim et al.<sup>(5)</sup>은 연료전지 자동차의 스택 냉각수의 열을 이용한  $\text{CO}_2$  히트펌프에 대해 연구하였다. 히터코어가 있는 히

트펌프를 다른 시스템과 비교하여 가장 우수한 성능을 가짐을 나타냈으며, 냉각수 대 공기 히트펌프가 공기 대 공기 히트펌프보다 나은 성능을 가짐을 나타냈다. Cho et al.<sup>(6)</sup>은 전기버스에서 전자장비의 폐열을 이용한 히트펌프의 난방 성능특성에 대해 연구하였다. 그에 따라 전기버스에서 폐열 이용 히트펌프는 짧은 주행거리의 제약이 있는 전기버스에서의 난방장치로서 적용 가능함을 나타내었다.

전기차에 대한 히트펌프 연구는 냉매로써  $\text{CO}_2$ 를 사용한 히트펌프 위주로 진행되었으며, 이 또한 많지 않은 실정이다. 본 연구에서는 냉매 R-134a를 사용하는 전기자동차용 히트펌프를 설계 및 제작하여, 외기열원 또는 전기장치로부터의 폐열원에 따른 히트펌프의 성능 실험을 통해 난방 성능을 분석하고자 한다. 또한 난방 성능 향상 방안으로써 이중열원 히트펌프를 제시하여 겨울철 난방장치로서의 가능성을 확인하고자 한다. 이중열원을 적절히 사용하기 위해, 두 열원으로 흐르는 냉매 유량비의 변화에 따라 시스템의 성능특성을 고찰하고, 이를 난방성능 향상을 위한 기초자료로 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 본 연구에서 제작한 R-134a 히트펌프 시스템의 구성도를 나타낸다. 시스템은 크게 전기구동 압축기, 실내측 열교환기, 외기측 열교환기, 전자팽창장치, 폐열측 열교환기 등의 냉매측 루프와 폐열을 모사하기 위한 냉각수측 루프로 구성되었다. Table 1은 냉매측 루프에서의 구성요소의 사양을 나타낸다. 압축기는 전기구동 BLDC 트윈 로터리 압축기이며, 과열도 제어를 위한 팽창밸브는 스텝모터와 니들밸브로 구성된 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve, EEV)로서 최대 개도(전개 시)는 500스텝이다. 실내측과 외기측 열교환기는 핀 앤 플레이트 타입의 알루미늄 열교환기를 사용하였고, 폐열측 열교환기는 냉각수와의 열교환을 하기 위해 판형 열교환기를 채택하였다. 냉각수측 루프는 전기자동차에서 발생하는 폐열을 모사하기 위한 장치로서 히터, 펌프로 구성되어 있다.

사이클의 운전시 성능을 측정하기 위하여 주요 요소 기기의 입·출구 위치에 압력센서와 온도센서를 설치하여 온도 및 압력을 측정하였다. 압력센서의 정밀도는 전체 측정범위에서  $\pm 0.3\%$ 이며, 온도센서는 3선식 Pt 100  $\Omega$ 의 측온저항체를 사용하였으며, 정밀도는  $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ 이다. 또한, 응축기 출구에 코리올리식 질량유량계를 장착하여 시스템의 냉매유량을 측정하였으며, 정밀도는 측정값의  $\pm 0.1\%$ 이다. 난방용량을 구하기 위한 방법으로 공기열량계법<sup>(7)</sup>을 이용하여 측정하였다. 열교환기 전·후의 공기 건구 및 습구온도는 3선식 Pt 100 $\Omega$

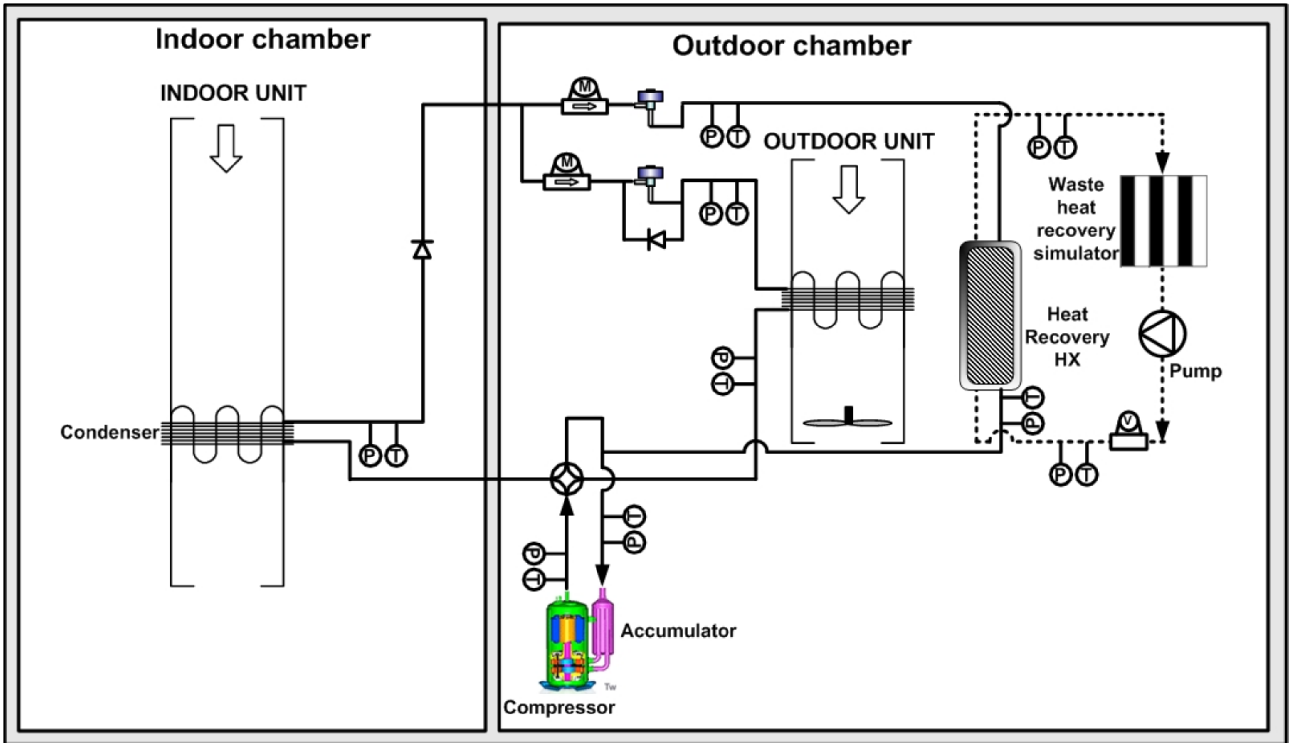


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump system for an electric vehicle.

Table 1 Principal system specifications

Component	Specification
Compressor	Electric driven twin rotary type, 24 cm <sup>3</sup> /rev
Outdoor evaporator	Aluminum fin/tube HX, 670 W×350 H mm <sup>2</sup>
Indoor condenser	Aluminum fin/tube HX, 220 W×280 H mm <sup>2</sup>
Waste heat recovery evaporator	Plate fin HX, 140 W×370 H mm <sup>2</sup>
Expansion valve	Electronic expansion valve, Port size 1.6 mm

의 측온저항체를 사용하였으며, 정밀도는 ±0.15°C이다. 실내측의 풍량은 76.2 mm의 노즐경을 가지는 노즐을 사용하여 노즐법<sup>(8)</sup>으로 측정하였다. 노즐 전·후의 차압은 디지털 차압계를 사용하였으며 정밀도는 측정값의 ±0.2%이다. 시스템의 성능계수 COP는 압축기 소비전력 대비 난방용량으로 식(1)과 같다.

$$COP = Q_{cond} / W_{comp} \quad (1)$$

본 히트펌프 시스템은 외기열원 이용 난방, 폐열원

이용 난방, 이중열원 이용 난방의 3가지 방식으로 운전되었다. 외기열원 이용 난방의 경우 일반적인 외기열원 히트펌프 시스템과 동일하게 외기측 열교환기를 증발기, 실내측 열교환기를 응축기로 각각 사용하여 난방운전을 수행하였다. 그리고 폐열원 이용 난방의 경우는 증발기로서 폐열측 열교환기를 이용하여, 외기측 EEV를 전폐하고 폐열측 EEV를 5°C 과열도로 고정하여 실험하였다. 이중열원 이용 난방의 경우는 외기측 열교환기, 폐열측 열교환기를 모두 증발기로 사용하는 운전모드로서 각 증발측 열교환기 전단의 EEV를 유량비에 따라 제어하였다.

예비실험을 통해서 시스템 최적축전량은 1,650 g으로 결정하였다. 압축기 운전수는 3,600 rpm에서 운전하였으며, 온습도 조건은 KS 규격<sup>(9)</sup>을 참고하였다. 실내 조건은 건구 20.0°C, 습구 15°C로 설정하였으며, 실내풍량은 7 CMM으로 하였다. Table 2는 이중열원 이용 히트펌프 시스템의 실험조건을 나타낸다. 외기열원 이용 운전은 외기온도를 -10~15°C 범위에서 변화시켰고, 폐열원 이용 운전은 폐열량을 1~2.5 kW로 변화시키면서 운전하였다. 폐열원 이용 시 실험 초기에는 냉각수의 온도가 변화하지만 일정 시간 이후에는 안정화되어 일정한 냉각수의 온도가 나타난다. 그에 따라 냉각수 온도가 충분히 안정된 후에 실험을 수행하였다. 이중열원 난방운전은 외기온도 7°C, 폐열량 2.5 kW 조

Table 2 Test conditions

Parameters	Air source	Waste heat source	Dual heat source
Outdoor air temperature (°C)	DB -10, -5, 0, 7, 15	DB 7/WB 6	DB 7/WB 6
Waste heat transfer rate (kW)	-	1, 1.5, 2, 2.5	2.5

건에서 수행되었다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 외기열원 운전

외기열원에 따른 난방 성능특성을 고찰하기 위해 외기온도를 -10°C에서 15°C로 변화시키며 히트펌프의 난방 실험을 수행하였다. 폐열측 EEV는 전폐하고, 외기측 EEV 개도 조절을 통하여 과열도 5°C에서 실험을 수행하였다.

Fig. 2는 외기온도 변화에 따른 난방용량, 소비전력 및 COP의 변화를 나타낸다. 외기온도가 상승함에 따라 증발압력은 상승하고 압축기 흡입측 냉매 밀도는 증가하여 냉매 유량은 증가하였다. 그에 따라 난방용량과 소비전력은 증가하였고, 난방용량의 증가율이 소비전력의 증가율에 비해 더 크기 때문에 COP는 증가하였다. -10°C에서의 난방용량은 7°C에서의 난방능력에 비해 53.5%로서 외기온도가 낮을수록 필요한 난방 부하는 증가하는데 비해 난방용량은 크게 감소하였다. R-134a를 냉매로 사용하는 자동차용 히트펌프에서는 외기온도가 영하로 낮아졌을 때 증발압력이 대기압 근처까지 감소하여 고압측비로 인해 난방용량 부족 문제가 발생할 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 추가적인 난방장치 또는 열원이 필요하다고 판단된다.

#### 3.2 폐열회수 운전

외기열원 이용시 저온조건에서의 부족한 난방용량을 극복하기 위해 전기자동차 내 폐열을 이용하였다. 그에 따른 히트펌프의 난방 실험을 수행하였고 성능특성을 고찰하였다. 폐열량을 1 kW에서 2.5 kW로 변화시켰으며, 외기측 EEV는 전폐한 상태에서 폐열측 EEV 개도 조절을 통하여 과열도를 5°C로 고정하였다.

Fig. 3은 폐열량 변화에 따른 난방용량, 소비전력 및 COP의 변화를 나타낸다. 폐열량이 증가함에 따라 증발부하의 증가로 증발온도는 상승하였고, 압축기 입구측 냉매밀도 증가와 압축비 감소로 냉매 유량은 증가하였다. 그에 따라 난방용량 및 소비전력은 증가하였고, 난방용량의 증가율이 소비전력에 비해 더 크기 때문에 COP는 증가하였다. 폐열회수 운전은 외기온도에 대한 영향이 작다는 장점이 있으나, 폐열량이 작은 경

우에는 난방능력이 크게 감소하게 되어 외기열원 운전과 동일하게 난방 성능이 떨어지는 문제를 야기할 수 있다.

#### 3.3 이중열원 이용 난방운전

외기열원이나 폐열원 등의 단일열원 이용 난방운전시 외기온도가 낮거나 폐열량이 작은 조건에서는 난방용량이 부족하게 된다. 이에 외기열원과 폐열원, 즉 이중열원을 이용함으로써 난방용량을 증대시킬 수 있다. 이중열원 이용시 각 열원으로 분배되는 냉매유량 분배비에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하기 위해 폐열측

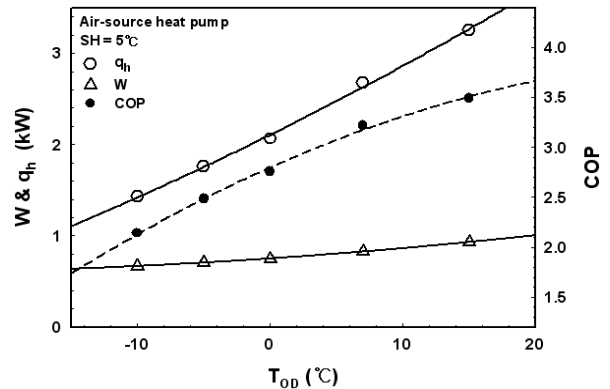


Fig. 2 Variations of heating capacity, work and COP with outdoor air temperature.

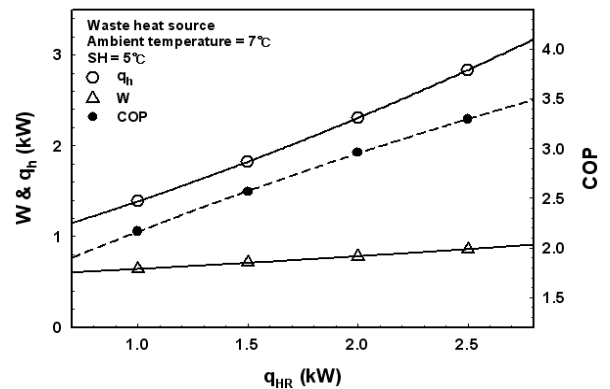


Fig. 3 Variations of heating capacity, work and COP with waste heat transfer rate.

바이패스 유량비  $\Phi_{HR}$ 에 따라 난방 실험을 수행하였다. 유량비  $\Phi_{HR}$ 는 전체 냉매순환량 대비 폐열측 냉매순환량의 비율로 나타내며, 식(2)와 같다.

$$\Phi_{HR} = \frac{\text{Mass flow rate at HR side}}{\text{Total mass flow rate}} \quad (2)$$

각각 외기측 증발기와 폐열측 증발기의 출구 과열도를 5°C, 5°C를 최소 과열도 조건으로 하여,  $\Phi_{HR}$ 를 증가시킬 때는 폐열측 과열도를 5°C로 고정하고 외기측 과열도를 증가시켰으며,  $\Phi_{HR}$ 를 감소시킬 때는 외기측 과열도를 5°C로 고정하고 폐열측 과열도를 증가시켰다. 이중열원 이용 난방 실험은 외기온도 7°C, 폐열량 2.5 kW에서  $\Phi_{HR}$ 를 변화시키며 수행되었다. 폐열측과 외기측의 과열도가 각각 5°C, 5°C의  $\Phi_{HR}$ 는 0.8로 나타났으며 이 때의  $\Phi_{HR}$ 를 최소 과열도를 갖는 표준 유량비 조건으로 정하였다.

Fig. 4는  $\Phi_{HR}$ 의 변화에 따른 폐열측 유량, 외기측 유량 및 전체 유량을 나타낸다. 유량비  $\Phi_{HR}$  증가에 따라 폐열측 팽창장치의 개도는 증가하였으며, 외기측 팽창장치의 개도는 감소하였다. 그에 따라 외기측 유량은 감소하였고 폐열측 유량은 증가하였다. 표준 유량비 조건 0.8에서 전체유량은 최대를 나타내었고, 폐열측 유량의 증가율은 점차 감소, 외기측 유량의 감소율은 점차 증가하는 경향을 나타내었다.

Fig. 5는  $\Phi_{HR}$ 의 변화에 따른 흡입압력, 토출압력 및 압축비의 변화를 나타낸다. 팽창장치의 개도는  $\Phi_{HR}$  0.8에서 최대 개도를 나타냈는데, 압력 강하량이 감소하였기 때문에 흡입압력 또한 최대를 나타내어야 한다. 그러나  $\Phi_{HR}$  0.6에서 0.8까지의 흡입압력 변화는 1% 이내로 나타났고, 토출압력 또한  $\Phi_{HR}$  0.6에서 최대로 나타났다. 이는  $\Phi_{HR}$ 이 증가하였을 때 폐열측 팽창장치의

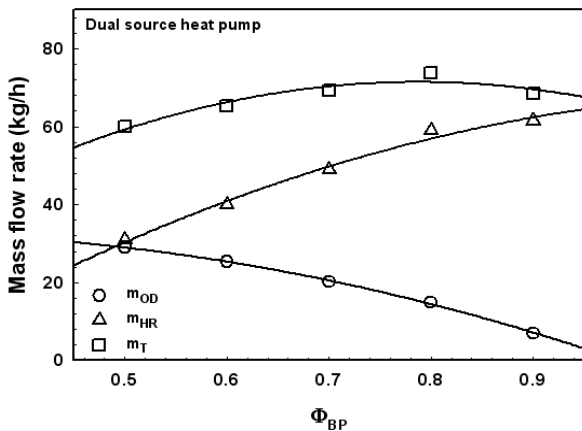


Fig. 4 Variations of Mass flow rate at OD side and HR side and total mass flow rate with  $\Phi_{HR}$ .

개도는 증가하고 외기측 팽창장치의 개도는 감소하여, 두 개도의 변화에 따른 영향이 서로 상충하기 때문이다.  $\Phi_{HR}$ 이 0.8일 때 최소 과열도인 기준 유량비이기 때문에 팽창장치 개도가 가장 크며 최소 압축비를 나타내었다.

Fig. 6은  $\Phi_{HR}$ 의 변화에 따른 난방용량, 소비동력 및 COP의 변화를 나타낸다. 난방용량은  $\Phi_{HR}$  0.6에서 최대를 나타내었으며, 이는 응축압력 상승 및 소비동력의 증가로 인해 나타났다. 표준 유량비  $\Phi_{HR}$  0.8 대비  $\Phi_{HR}$  0.9의 난방용량은 7.6% 감소하였는데,  $\Phi_{HR}$  0.8 대비  $\Phi_{HR}$  0.7의 난방용량 변화율에 비해 큰 차이를 나타낸다. 이는  $\Phi_{HR}$  0.8 이상에서는 폐열측 유량은 증가하였고, 외기측 유량은 감소하였는데, 폐열측 유량 증가 시에는 유량과 관계없이 일정한 열전달량을 얻지만, 외기측 유량 감소 시에는 열전달량이 감소하기 때문에 난방용량은 감소하였다. 총 유량 증가와 과열도 감소

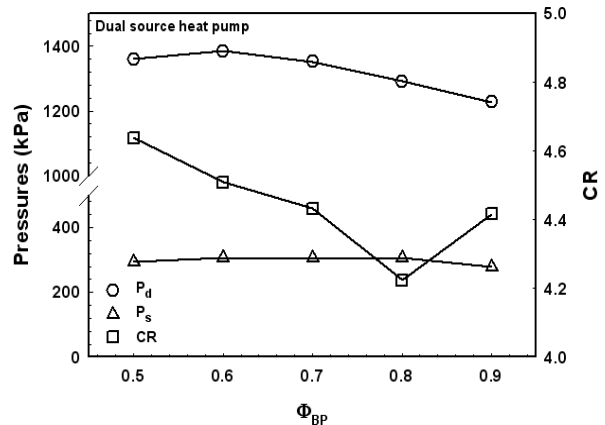


Fig. 5 Variations of Suction pressure, discharge pressure and compression ratio with  $\Phi_{HR}$ .

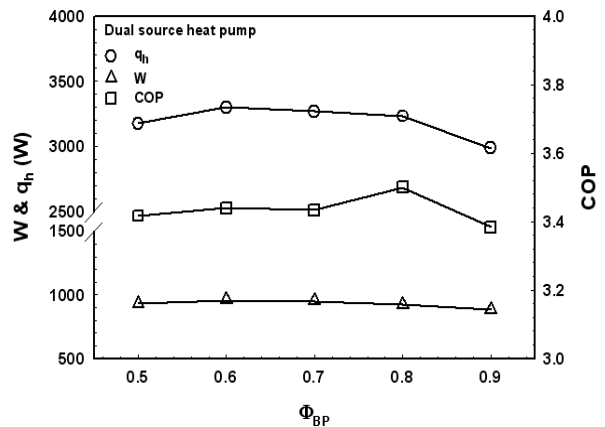


Fig. 6 Variations of Heating capacity, work and COP with  $\Phi_{HR}$ .

의 영향이 상충되어 폐열측 소비전력은  $\Phi_{HR}$  0.6에서 최대를 나타내었으며, 0.6 이상에서는 총 유량의 증가량이 감소함에 따라 과열도 감소의 영향이 더 크기 때문에 소비전력은 감소하였다.  $\Phi_{HR}$  0.8에서 압축기 흡입측에서의 과열도가 최소이기 때문에 COP는 최대였으나 최대 차이는 3.3% 이내로 나타났다.  $\Phi_{HR}$ 이 표준 유량비 조건일 때 폐열측 유량이 작은 기준 유량비 이하에서는 난방용량이 증가하였으나 큰 차이를 나타내지 않았고, 외기측 유량이 작은 기준 유량비 이상에서는 난방용량이 크게 감소하였다. 표준 조건에 비해  $\Phi_{HR}$ 이 감소할 때, 폐열측 열전달량은 고정되어 있기 때문에 외기측 유량이 증가함에 따라 난방용량은 증가하여야 한다. 그러나 폐열측 유량 감소에 따라 흡입압력과 토출압력이 감소하는 영향을 갖기 때문에 난방용량은 큰 차이를 나타내지 않았다. 반면에 표준 조건에 비해  $\Phi_{HR}$ 이 증가할 경우 외기측 열전달량이 크게 감소하여 난방용량이 감소한다. 따라서  $\Phi_{HR}$ 이 작을 때는 난방용량의 변화가 없지만  $\Phi_{HR}$ 이 클 때는 변화가 크게 나타났다.

Fig. 7은 외기열원만을 이용하였을 때의 주요 성능 특성 대비 이중열원을 이용함에 따른 성능특성 비교를 나타낸다. 이중열원을 이용하였을 때의  $\Phi_{HR}$ 은 기준유량비로 설정하였으며, 외기온도 7°C에서의 난방 성능 대비 7°C 조건과 함께 각각 1 kW, 2.5 kW의 폐열량을 추가적으로 이용하였을 때 성능의 변화율을 백분율로 나타내었다. 폐열량이 2.5 kW를 함께 이용하였을 때 흡입압력의 증가에 따라 압축비는 감소하였으며, 냉매 유량의 분배로 외기측에 흐르는 유량은 73% 감소하였으나, 총 유량은 33% 증가하였다. 그에 따라 소비전력 및 난방용량은 각각 11.3%, 20.9% 증가하였으며, COP는 8.6% 증가하였다. 폐열량이 1 kW일 때 또한 2.5 kW의 폐열량과 같은 경향을 나타내었으나, 폐열원으로부터 얻을 수 있는 열량이 더 작기 때문에 성능 변화율

은 2.5 kW에서의 성능 변화율보다 작은 값을 나타내었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 공기열원과 폐열원의 이중열원 이용 전기자동차용 히트펌프의 난방 운전 특성에 대해서 고찰하였다. 기존의 공기열원을 이용하는 시스템과 폐열원을 이용한 시스템에서 난방 성능실험을 수행하였고, 각 열원에서의 난방용량 부족을 해결하기 위해 두 열원을 동시에 이용하는 이중열원 히트펌프 시스템을 설계 및 제작하여 폐열측 바이패스 유량비  $\Phi_{HR}$ 에 따른 난방 성능실험을 수행하였다.

(1) 유량비에 따른 난방용량 및 COP의 변화에 대해, 표준 유량비 조건보다  $\Phi_{HR}$ 이 작을 때는 난방용량의 변화가 없지만  $\Phi_{HR}$ 이 클 때는 난방용량의 감소가 크게 나타났다. 또한 COP는 표준 유량비 조건에서 가장 크게 나타났다. 또한  $\Phi_{HR}$ 은 표준 유량비 조건과 같거나 더 작은 경우로 설정하는 것이 부하 변화에 대해 더 안정적일 것으로 판단된다.

(2) 외기온도 7°C, 폐열량이 2.5 kW일 때, 이중열원을 이용시 난방용량과 COP는 외기온도 7°C 조건의 외기열원 이용 난방용량과 COP 대비 각각 20.9%, 8.6% 상승하였다. 외기열원이 작을 경우 폐열원을 복합적으로 사용하여 난방용량 및 COP를 향상시킬 수 있음을 나타내었다.

#### 후 기

본 연구는 한국산업기술평가관리원(과제번호 : 1003 5530)과 한국에너지기술평가원(과제번호 : 2012401020 3250)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Antonijevic, D. and Heckt, R., 2004, Heat pump supplemental heating system for motor vehicles, Proc. the Institution of Mechanical Engineers, pp. 1111-1115.
2. Hosoz, M. and Direk, M., 2006, Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system, Energy conversion and management, Vol. 47, pp. 545-559.
3. Cho, Y. D., Si, J. M., Lee, K. C., and Han, C. S., 2004, Study of heat pump system for automotive, Proceedings of the SAREK, pp. 536-541.
4. Lee, H. S., Won, J. P., Cho, C. W., Kim, Y. C., and Lee, M. Y., 2012, Heating performance characteristics

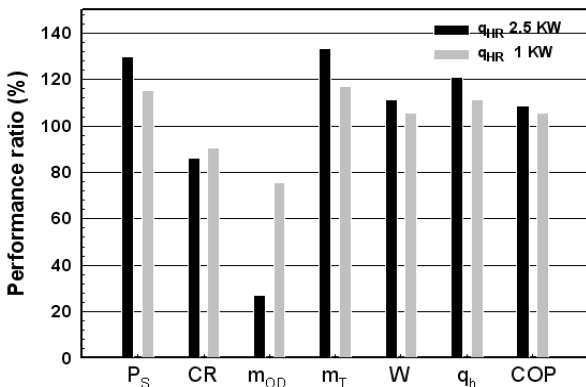


Fig. 7 Performance ratio with respect to using an air source and a dual heat source.

- of stack coolant source heat pump using R744 for fuel cell electric vehicles, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 26, pp. 2065-2071.
5. Kim, S. C., Kim, M. S., Hwang, I. C., and Lim, T. W., 2007, Heating performance enhancement of a CO<sub>2</sub> heat pump system recovering stack exhaust thermal energy in fuel cell vehicles, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, pp. 1215-1226.
  6. Cho, C. W., Lee, H. S., Won, J. P., and Lee, M. Y., 2012, Measurement and evaluation of heating performance of heat pump system using wasted heat of electric devices for an electric bus, *Energies* 5, pp. 658-669.
  7. ASHRAE Standard 37-78, 1978, Methods of testing for rating unitary air conditioning and heat pump equipment.
  8. ASHRAE Standard 51-75, 1975, Laboratory methods of testing fans for rating.
  9. Korean Standards Association, 2003, KS air-conditioner : KS C 9306.