

공기열원 히트펌프의 난방 성능특성에 관한 실험적 연구

이 권재, 권영철^{*†}, 전종균*, 박삼진*, 권정태**, 허철***
선문대학교 대학원, *선문대학교 기계공학과, **호서대학교 기계공학과, ***한국해양연구원

Experimental Study on Heating Performance Characteristics of Air Source Heat Pump with Air to Water Type

Kwon Jae Lee, Young Chul Kwon^{*†}, Chong Keun Chun^{*}, Sam Jin Park^{*},
Jeong Tae Kwon^{**}, Cheol Huh^{***}

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Hoseo University, Chungnam, 336-795, Korea

^{***}Korea Ocean Research and Development Institute, Daejeon, 305-343, Korea

(Received November 30, 2010; revision received April 27, 2011)

ABSTRACT: This paper presents the heating performance characteristics of the air source heat pump with air to water type. The heating capacity, COP, P-h diagram were measured at various operating conditions, air-side temperatures, relative humidities, and inlet/outlet water temperature under the standard heating condition of KS B 6275. The experimental data for the heat pump were measured using the air-enthalpy calorimeter and the constant temperature water bath. As the air-side temperature increases, the heating capacity and COP increase. The effect of the air-side relative humidities on the heat pump performance is insignificant. The heat pump performance on inlet and outlet water temperatures and air-side temperatures(-7, -11, -15°C) were studied. Heating capacity and COP increased about 27~39% with the air-side temperature increasing. Enthalpy between the front and the rear of condenser decreased about 6% by increasing of the inlet water temperature. These results can be utilized in the design of the air source heat pump system with air to water type.

Key words: Air to water(공기-물), COP(성능계수), Heating capacity(난방능력), Heat pump(히트펌프), Performance(성능)

1. 서 론

생활수준의 향상, 1차 에너지의 고갈을 우려한 국가적 에너지절약 정책수립 그리고 체적한 공조환경의 구현을 위하여 최근 고효율 공조설비에 관심이 공

조업계를 중심으로 크게 집중되고 있다. 히트펌프는 이런 관심 속에 그 사용량이 점차 증가하여 현재 에어컨 대비 히트펌프 비율은 40% 이상이다. 히트펌프는 저온의 열원에서 고온의 열원으로 열을 전달하는 장치로 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 그리고 4-way 밸브로 구성되어 있으며, 공조기 고효율화 정책에 따라 히트펌프의 기술은 크게 발전해 왔다.^(1, 2)

Jung et al.⁽³⁾은 핀-튜브형 실외열교환기에 R-410a

† Corresponding author

Tel.: +82-41-530-2396; fax: +82-41-530-2986

E-mail address: yckweon1@sunmoon.ac.kr

냉매를 사용하여 응축 및 증발조건 시 열교환기의 열 전달 및 압력강하에 대한 연구를 수행하였고, 관경이 7 mm인 실외 열교환기에서 단수를 2개 혹은 4개로 설계하는 것보다 3개로 설계하는 것이 열량 및 냉매 압력강하 측면에서 유리하다고 보고하였다. Kim et al.⁽⁴⁾은 전자팽창 밸브의 유량이 과냉도에 의한 영향보다 압력에 의한 영향이 크며, 과냉도가 증가하면 냉매의 밀도가 증가하여 유량이 증가한다고 보고하였고, 최근 일본에서는 Yosuke와 Takashi^(5, 6)는 3중 효용 흡수식 칠러와 고효율 2중 효용 칠러의 에너지효율에 대한 연구결과를 보고하였고, Kwon et al.⁽⁷⁾은 흡수식 냉온수기의 증발기용 전열관의 성능 실험에서 액막 레이놀즈수가 증가함에 따라 관외 열전달계수가 증가함을 보였다.

공기열원 히트펌프에 관한 연구 및 개발은 지속적으로 수행되어왔으나, 공기 대 물 형식의 히트펌프에 비해 공기 대 물 형식의 히트펌프는 체계적이고 축적된 자료가 부족한 실정으로, 친환경적이고 고효율인 히트펌프의 장점을 이용하여 보일러를 대체하거나 또는 보조 장비로써 이용이 가능하다.

따라서 본 연구에서는 공기 대 물 방식의 공기열원 히트펌프 개발 및 기초설계 자료로 활용하고자, 히트펌프의 외기 운전조건과 입·출구 수온을 변화시켜 난방능력과 COP를 실험을 통해 획득하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 논문에서는 공기열원 히트펌프의 성능실험을 위하여 공기 엔탈피 방식의 칼로리미터를 사용하였고, KS B 6275⁽⁸⁾에서 규정한 시험방법을 적용하여 시험하였다. Fig. 1은 본 연구에 사용된 공기열원 히트펌프의 계통도이다.

공기열원 히트펌프의 성능측정은 칼로리미터의 온·습도가 일정하게 유지되는 동안 측정하였고, 이 때 오차범위는 건구온도 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, 습구온도 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이다. 실험 중 PC를 통해 실험 상태를 확인하였으며, 획득된 데이터는 PC에 저장되고 측정값은 자동으로 출력된다.

소비전력은 전력량계(power meter)를 사용하여 측정하였다. 항온수조는 KS B 6275에 명시된 열량을 측정하기 위하여 물을 사용하는 실험장치로서 PID 방식에 의하여 제어되며, 온도센서는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의

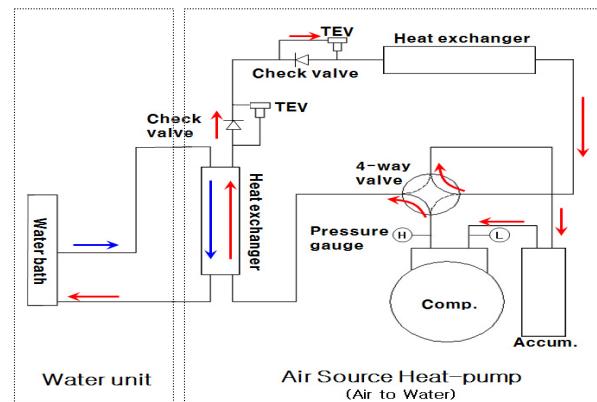


Fig. 1 Schematic of air source heat pump.

저항온도계(RTD)를 사용하였다. 유량은 전자유량계를 사용하였으며 최대 60 l/min까지 계측할 수 있다. 계측기를 통해 측정되는 신호는 GPIB 보드를 거쳐 PC에 입력되어 열교환량을 계산한다.

본 연구에 사용한 공기열원 히트펌프의 사양은 Table 1과 같다. 공기열원 히트펌프에 적용된 응축기는 이중관 열교환기로 냉매 대 물의 열교환 방식을 가지며, 증발기에 유입되는 냉매량은 감온 팽창밸브(thermal expansion valve)를 사용하여 조절한다. 또한 냉매의 역류를 방지하고자 체크밸브(check valve)를 설치하였으며, 증발기에서 냉매가 증발하지 못한 상태에서 액상으로 압축기에 유입되는 것을 방지하고자 압축기 전단에 액분리기(accumulator)를 설치하여 구성하였다. 그리고 응축압력과 증발압력을 측정하고자 압축기의 흡입부분과 토출부분에 압력계를 부착하였다.

2.2 실험결과 처리 방법

본 연구의 실험조건은 Table 2와 같다. 공기 대 물

Table 1 Specifications of heat pump

Rated heating capacity	7,400 W				
Heat exchanger	water	double tube	O.D. 12.7 mm		
	air	fin-tube	fin pitch 1.4 mm		
			slit fin		
Compressor type			tube O.D. 10 mm		
Refrigerant			Scroll		
			R-22		

Note) O.D. : outside diameter.

Table 2 Test conditions

Water side	Temperature (°C)	Input	40	54		
		Output	45	50	59	60
Flow rate(kg/s)		variable(9~20) (set $\Delta T = 5, 10^\circ\text{C}$)				
Air side	Temperature(°C)	7, 12, 17				
	Relative humidity(%)	67, 77, 87				

방식의 공기열원 히트펌프를 칼로리미터에 설치하고, 입·출구 수온 측정을 위하여 온도센서를 공기열원 히트펌프의 각 부위에 부착하였다.

외기 건구온도 변화에 따른 공기열원 히트펌프의 성능특성을 확인하고자 외기온도를 7°C, 12°C 그리고 17°C로 변화시키며 난방운전 실험을 수행하였다. 외기 상대습도 변화에 따른 공기열원 히트펌프의 성능특성 실험은 외기 상대습도를 67%, 77% 그리고 87%로 변화시키며 실험하였다.

그리고 입구수온은 40°C와 54°C 그리고 입·출구 수온차는 5°C와 10°C에서 공기열원 히트펌프의 난방능력과 소비전력을 측정하였고 물의 유량은 입·출구 수온차를 일정하게 유지하기 위하여 가변하였다. COP는 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_{heating}}{W}$$

여기서, $Q_{heating}$ 은 난방능력을, W는 소비전력을 나타낸다. 실험의 신뢰도 확보를 위해 물측과 냉매측의 온도편차가 $\pm 5\%$ 이내를 만족하는 데이터를 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉매충진량 선정

공기열원 히트펌프의 냉매충진량 선정을 위하여 건구온도 7°C, 상대습도 87% 그리고 입구수온 40°C 일 때 냉매충진량을 2,100 g에서 2,500 g까지 100 g씩 충진하여 실험하였고, 이 때 출구측 물 유량을 가변하여 출구수온을 45°C로 유지하였다.

Fig. 2는 냉매충진량에 따른 공기열원 히트펌프의 난방능력과 COP를 나타낸 것이다. 냉매충진량이 2,100 g에서 2,400 g까지 증가함에 따라 난방능력은 7.13 kW에서 7.24 kW로 증가하였고, 냉매충진량

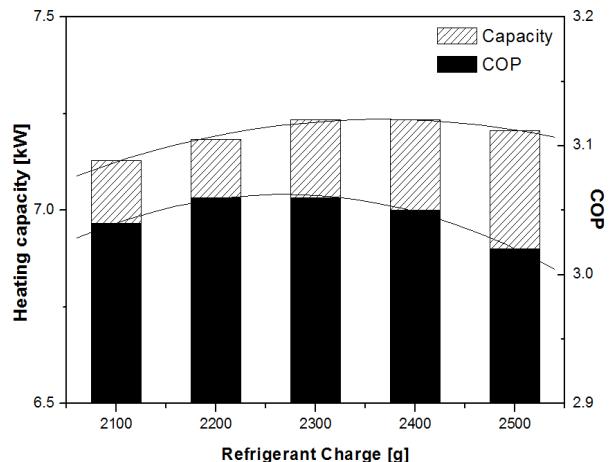


Fig. 2 Variation of heating capacity and COP with the refrigerant charge.

2,500 g에서 7.2 kW를 나타내었다. COP는 냉매충진량 2,200 g과 2,300 g일 때 3.06으로 최대값을 나타내었다. 따라서 본 연구에서의 냉매충진량은 최대 COP 값을 가지며 난방능력이 높은 2,300 g으로 연구를 수행하였다.

3.2 온도변화에 대한 성능

난방운전 조건에서 공기열원 히트펌프의 성능특성을 조사하기 위하여, 상대습도 87%일 때 외기 건구온도 변화에 따른 난방능력과 COP를 Fig. 3에 나타내었다.

입구수온 40°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 일 경우, 외기 건구온도가 7°C에서 17°C로 높아짐에 따라 물 유량은 증가하였으며, 그 결과 공기열원 히트펌프의 난방능

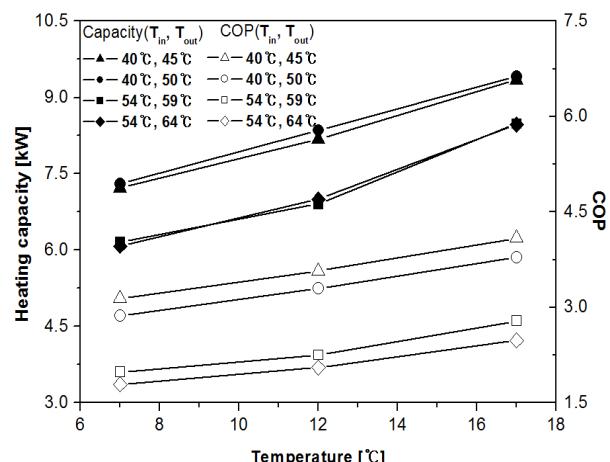


Fig. 3 Variation of heating capacity and COP with the air-side temperature.

력은 7.22 kW에서 9.34 kW로 약 29% 증가하였다. 그리고 입구수온 40°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, 입구수온 54°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 그리고 입구수온 54°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 의 난방능력 변화도 입구수온 40°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 의 경우와 유사하게 각각 27%, 37% 그리고 39% 정도 증가하였다. 그리고 입구수온이 40°C에서 54°C로 높아지게 되면 난방능력이 약 15% 정도 감소함을 보인다. 이는 입구수온의 증가로 물과 압축기에서 토출된 냉매의 온도차가 감소하여 열교환율이 감소하였기 때문으로 판단된다.

COP는 외기 건구온도가 7°C에서 17°C로 높아짐에 따라 3.14에서 4.01로 약 30% 증가하였다. 입구수온 40°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, 입구수온 54°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 그리고 입구수온 54°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 의 시험조건에서도 난방능력의 증가와 유사한 비율로 COP가 증가한 것을 알 수 있다. 이는 외기 건구온도의 증가에도 소비전력의 변화는 크지 않았기 때문이다.

Fig. 4는 외기 건구온도 7°C일 때 외기 상대습도 변화에 따른 난방능력과 COP를 나타낸 것이다. 외기 상대습도 변화에 대한 난방능력과 COP의 변화는 거의 없다. 이는 공기열원 히트펌프의 난방운전 시 실외공기에 포함된 절대습도량이 근소한 차이를 두고 변하기 때문에 외기 상대습도를 변화시켜도 히트펌프의 증발기 표면에 발생하는 응축수량 변화가 적어 잠열의 영향이 변하지 않는 것으로 판단된다.

입구수온을 40°C와 54°C로 변화하였을 때 난방능력은 입구수온 40°C에서 높게 나타났다. 그리고 입구수온이 40°C와 54°C로 동일할 때 입·출구 수온차가 변하여도 난방능력은 서로 유사하였다. 그러

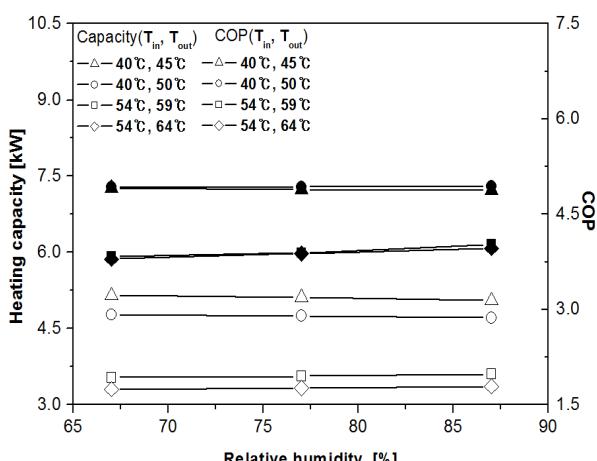


Fig. 4 Variation of heating capacity and COP with the air-side relative humidity.

나 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 일 때, COP는 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 보다 낮게 나타났으며, 이는 출구수온의 증가가 응축기의 응축압력을 상승시켜 압축비가 커짐으로써 소비전력이 증가하였기 때문이다. 이로부터 공기열원 히트펌프의 난방성능을 향상시키기 위해 입구수온은 40°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 에서 더 유리함을 알 수 있다.

공기열원 히트펌프의 사이클 특성을 살펴보고자 Fig. 5와 같이 외기 건구온도 변화에 따른 P-h선도를 작성하였다.

Fig. 5(a)는 표준시험 조건인 입구수온 40°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 일 때, 외기 건구온도에 따른 P-h선도이다. 외기 건구온도가 증가함에 따라 증발온도가 증가하고, 압축기 전·후단의 엔탈피 차이가 감소함을 볼 수 있다. 실험에서 외기 건구온도의 증가에 따른 소비전력의 변화가 거의 없다. 이는 압축기 전·후단의 엔탈피 차이가 감소한 만큼 냉매 순환량이 증가하였기 때문으로 판단된다.⁽⁹⁾ 외기 건구온도의 변화에도 응축온도가 일정하게 나타나는 것은 물의 전열효율이 높기 때문으로 판단된다. 따라서 응축온도를 실험조건의 출구수온 부근까지 냉각시킬 수 있으며, 응축온도가 일정하게 나타났다.

Fig. 5(b)는 입구수온 40°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 일 때, 외기 건구온도에 따른 P-h선도이다. 외기 건구온도의 증가에 따라 증발압력은 Fig. 5(a)와 유사하게 나타났다. 그러나 출구수온의 증가로 응축온도와 압력이 증가하였다. Fig. 5(a)와 비교했을 때 증발압력은 비슷하나 출구수온 50°C가 응축압력이 높게 측정되어 압축비가 증가하였고 소비전력이 증가하였다. 난방능력은 표준시험과 비슷하고 소비전력은 증가하였기 때문에 COP가 감소하였다.

Fig. 5(c)는 입구수온 54°C와 $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ 일 때 외기 건구온도에 따른 P-h 선도이다. Fig. 5(a)와 비교했을 때 응축압력과 온도가 증가하였다. 응축압력의 증가로 압축비가 증가하였고 이는 소비전력의 증가로 나타났다. 입구수온이 40°C에서 54°C로 증가함에 따라 응축기 전후단의 엔탈피 차이는 입구수온 40°C일 경우 약 204 kJ/kg, 입구수온 54°C일 경우 약 193 kJ/kg 감소하였다.

Fig. 5(d)는 입구수온 54°C와 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 일 때 외기 건구온도에 따른 P-h 선도이다. Fig. 5(c)와 입구수온이 동일한 조건에서 출구수온의 증가로 응축온도와 압력이 증가하였다. 압축비의 증가로 Fig. 5(c)보다 소비전력이 증가하여 난방능력은 유사하지만 COP는 감소하였다.

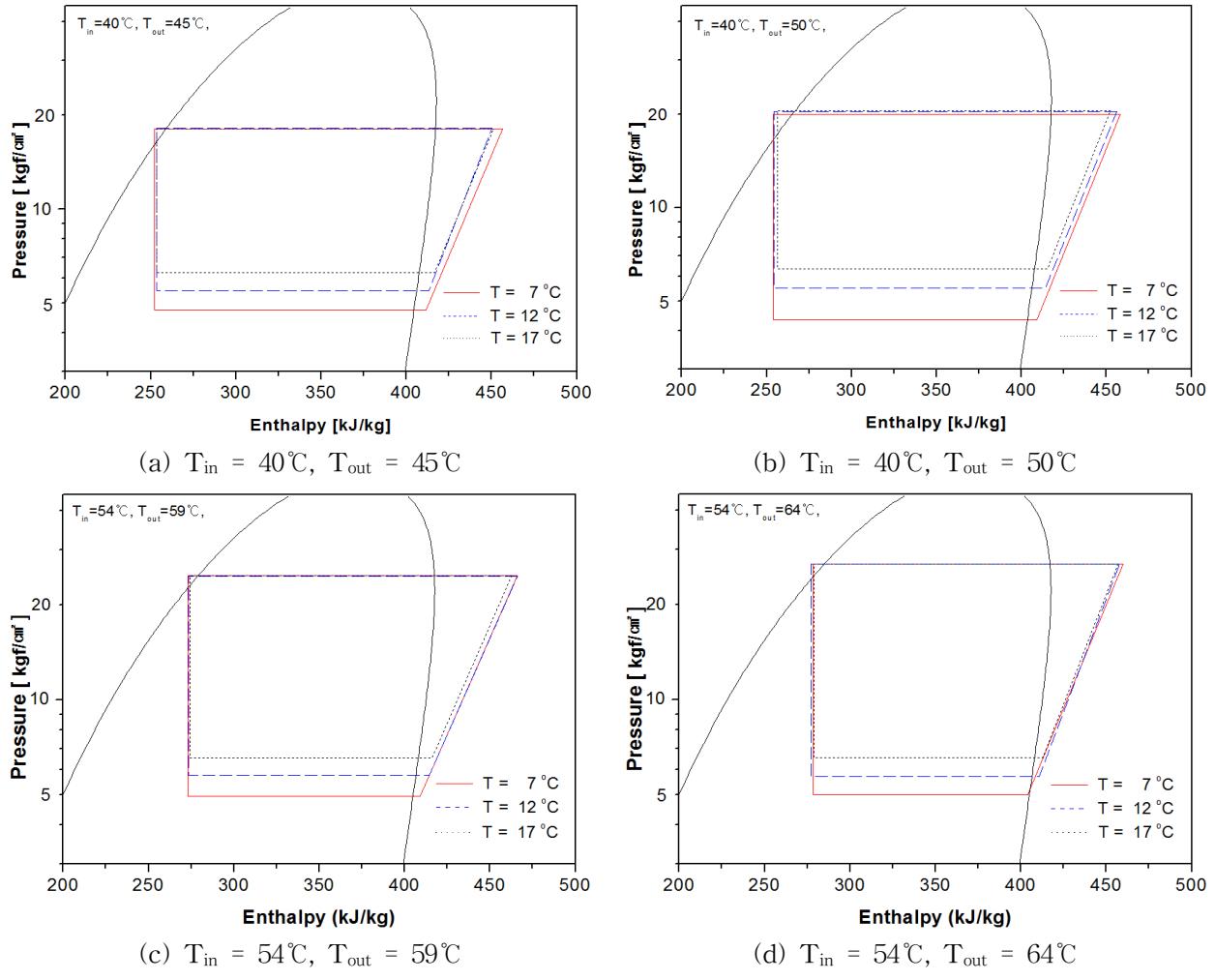


Fig. 5 Variation of schematic diagram of P-h with the air-side temperature.

3.3 동절기 외기온도 변화에 대한 성능

Fig.6은 동절기 외기온도가 영하인 점을 고려하여 공기열원 히트펌프의 겨울철 난방성능을 조사하고자 실외온도(-7, -11, -15°C) 변화에 따른 난방능력과 COP를 나타낸 것이다. 난방능력은 건구온도 7°C, 상대습도 87%, 입구수온 54°C 조건을 기준으로 건구온도 -7°C에서 46%, -11°C에서 60% 그리고 -15°C에서 87% 감소하였다. 이는 외기 건구온도의 감소로 증발기로 낮은 온도의 공기가 유입되어 열교환 효율이 감소하였고, 압축기로 유입 냉매온도가 낮아져 압축기 토출냉매의 온도가 낮아졌기 때문이다. COP는 -7°C에서 48%, -11°C에서 62% 그리고 -15°C에서 87% 감소하였다. 이는 외기온도 변화에 따른 소비전력의 변화율이 난방능력의 변화율보다 작았기 때문이다. 따라서 낮은 실외온도에서도 히트펌프 성능을 확보하기 위한 시스템 보완 및

기술개발을 필요로 한다.

4. 결 론

본 연구에서는 외기온도 조건에 따른 공기 대 물방식의 공기열원 히트펌프의 난방성능과 동절기 조건에 따른 특성을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

외기 건구온도의 증가에 따라 공기열원 히트펌프의 난방능력과 COP는 약 27~39% 증가하였다. 반면 외기 상대습도가 67~87%로 증가할 때 히트펌프의 난방성능 변화는 거의 없어, 히트펌프의 난방성능은 외기 건구온도의 영향을 크게 받음을 알 수 있다.

P-h선도로부터 외기 건구온도가 증가하면 증발기의 증발압력과 온도가 증가하였고, 입·출구 수온차가 증가하면 응축압력과 응축온도가 증가함을 알

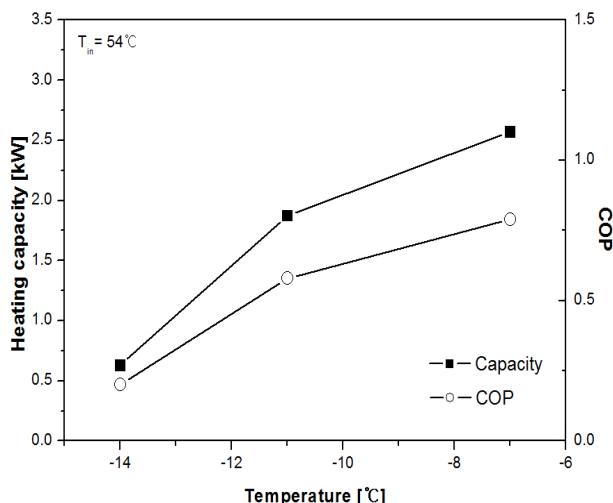


Fig. 6 Variation of heating capacity and COP with the air-side temperature (-7, -11, -15°C).

수 있었다. 또한, 입구수온이 높아지면 응축기 전·후단의 엔탈피차가 약 6% 감소하였다. 이는 입·출구수온이 낮을수록 공기열원 히트펌프의 난방성능이 우수해 짐을 나타낸다.

겨울철 난방성을 고려한 실외 영하온도조건에서는 실외온도가 낮아짐에 따라 난방능력과 COP가 크게 감소하였다. 따라서 낮은 실외조건에서도 희망성능이 확보되도록 히트펌프 시스템의 재설계 및 추가 기술개발이 필요함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행하고 있는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발”사업의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- Kwon, Y. C., Chun, C. K., Park, Y. C., Ko, K. W., and Seo, D. N., 2008, Experimental study on cooling performance of multi-heat pump by indoor-unit combination, Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 9, No. 6, pp. 1487-1493.
- Kim, Y. J., Park, I. S., Kim, H. H., Youn, B., and Gil S. H., 2002, Development of a cycle simulation program for multi airconditioning systems using R410a, Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 3, No. 3, pp. 210-215.
- Jung, G. H., Park, Y. C. and Oh, S. K., 2004, A study on performance characteristics of heat exchanger for heat pump with R410a refrigerant, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 340-348.
- Kim, K. S., Kim, Y. G., Ryu, S. K., and Kim, T. J., 1995, Superheat control of evaporator by EEV, Proceedings of the SAREK 1995 Summer Annual Conference, pp. 296-301.
- Yosuke, Goto, 2008, Triple effect absorption chiller-heater, Refrigeration, Vol. 83, No. 5, pp. 29-34.
- Takashi, Aoyama, 2008, Absorption chiller-heater with auxiliary waste heat recovery, Refrigeration, Vol. 83, No. 5, pp. 35-41.
- Kwon, O. K., Cha, D. A., Yun, J. H., and Kim, H. S., 2009, A study on the heat transfer performance of evaporator heat transfer tube for absorption chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 4, pp. 215-221.
- KS B 6275, 2002, Reciprocating water-chillers.
- Lee, E. C., Baek, C. H., Kang, H., Kim, Y. C., Cho, H. H., and Cho, S. W., 2009, Experimental study on the performance of a CO₂ heat pump water heater, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 6, pp. 367-372.