

재열기를 사용한 고성능 VI 사이클 열펌프의 난방 성능 특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of Heating Performance of High-Performance Heat Pump with VI cycle using Re-Heater

이진국* · 최광환***

Jin-Kook Lee* and Kwang-Hwan Choi***

(Received 10 June 2015, Revision received 27 July 2015, Accepted 28 July 2015)

Abstract: In this study, the characteristics of heating performance of a high-performance air-cooled heat pump with vapor-injection(VI) cycle using re-heater was investigated experimentally. Devices used in the experiment is consist of a VI compressor, condenser, oil separator, refrigerant (economizer outlet refrigerant) re-heater, economizer, evaporator. And R410A was used as a working fluid. The experiment was conducted with two cycles(cycles A and B) for investigating heating performance. In case of cycle B, heat exchange was conducted by re-heater between outlet refrigerant of compressor and suction refrigerant of the VI system(Fig.1, re-heater). But the re-heater was not used in case of cycle A. As a result of this experiment, discharge temperature of refrigerator in compressor was shown higher value, when the cycle B was conducted, because of the heat exchange between suction refrigerant of VI cycle and outlet refrigerant of compressor in the re-heater than cycle A that was not use re-heater. it means that liquid hammer and the decrement of heating performance can be decreased by using re-heater. Also, Heating coefficient of performance(COPh) was shown about 2.98 in Cycle B which was 4% higher than Cycle A and from these results, It was confirmed that the improvement of the heating performance of heat pump with VI cycle can be achieved by applying re-heater.

Key Words : Vapor-injection(VI) cycle, High performance heat pump system, Heating coefficient of performance

— 기 호 설 명 —

VI : Vapour injection

COP : Coefficients of performance

Q : Heat transfer rate [kW]

h : Enthalpy [kJ/kg]

*** 최광환(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과

E-mail : choikh@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6179

* 이진국 : 부경대학교 냉동공조공학과 대학원

*** Kwang-Hwan Choi(corresponding author) : Department of Refrigeration and Air conditioning Engineering, Pukyong National University.

E-mail : choikh@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6179

* Jin-Kook Lee : Graduate School of Refrigeration and Air conditioning Engineering, Pukyong National University.

P	: Pressure [kg/m ²]
G	: Volumetric flow rate [m ³ /h]
C	: Specific heat [kJ/kg°C]
q	: Heat quantity per unit mass[kJ/kg]
T	: Temperature [°C]
x	: Quality [kg/kg]
A _{wh}	: Compression work [kJ/kg]
P _{aw}	: Power consumption of compressor [kW]

그리스 문자

ρ	: Density [kg/m ³]
---	--------------------------------

하첨자

e	: Evaporator
c	: Condenser
h	: Heating
w	: Water
i	: Inlet
o	: Outlet

1. 서 론

에너지 소비와 온실가스 방출의 많은 부분을 차지하는 가정과 건물의 냉난방에 히트펌프와 같은 에너지 절약기기의 적용 확대 및 기기의 고효율화 요구가 해마다 증대되고 있다. 이러한 관점에서 정부에서는 신재생에너지 확대를 위하여 사회적 공감대를 형성하고자 하고 있으며, 관련산업 및 시장 육성을 통해 저탄소 녹색산업 성장에 많은 노력을 기울이고 있다¹⁾. 또한 기존 열펌프에 사용되고 있는 일부 냉매 중 HCFC(수소화염화불화탄소)계는 성층권의 오존층 붕괴와 지구온난화의 주원인으로 밝혀짐에 따라 대체냉매인 R410A를 사용한 VI(Vapour Injection)기술은 열펌프의 적용을 더욱 확대할 수 있는 유망한 기술 중의 하나로 각광받고 있다.²⁾

VI(Vapour Injection)사이클의 특성은 VI압축기 인젝션 포트(Injection port)로 흡입되는 냉매가 응

축기 출구 냉매와 에코노마이저(Economizer)에서 열교환함에 따라 응축기 출구 냉매가 과냉각이 발생함으로써 플래쉬가스(flash gas)를 방지하며 응축효과를 향상시킨다. 또한 겨울철에는 증발온도 저하에 따른 냉매의 비체적 증가로 난방능력이 낮아지는 원인을 해소하고자 한 것이 VI사이클의 특징이다.³⁻⁵⁾

특히 VI사이클을 적용한 열펌프는 한랭지역에서 재래식보다 우수하다는 연구결과를 바탕으로 최근 대기업 중심으로 관심을 보이고 있으나 아직 이에 대한 실용적 연구가 미흡한 실정이다. 본 연구는 VI 사이클을 적용한 한랭지역 고성능 공기열원 2단 열펌프 개발을 위한 연구의 일환으로, VI 공기열원 열펌프 사이클에서 에코노마이저(Fig. 1 No. 9)와 압축기 사이에 응축기 입구 고온 냉매와 VI 흡입냉매를 서로 열교환(Fig. 1 No. 3)하여 토출가스 온도를 상승시킨 냉매 재열기를 사용했을 때의 성능특성을 실험적 규명하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험장치의 개략적인 모습을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 압축기, 유분리기, 실내용축기, 에코노마이저, 팽창밸브, 실외증발기, 재열기(Re-heater), 액가스 분리기 등으로 구성되어 있다. 여기서 사용된 압축기의 구조는 측면에 흡입밸브와 토출밸브가 있고 헤드 위쪽에 VI(Vapour-Injection ports) 흡입구 포트가 설치되어 있다. 이들 흡입밸브 중 압축기 측면 흡입밸브는 증발기로부터 저압증기 냉매를 흡입하고 헤드 위쪽 흡입구는 판형열교환기로부터 중간 압력의 증기 냉매를 흡입되는 구조이다. 이때 한랭지역 난방 시, 외기온도가 너무 낮거나 어떤 원인에 의해 시스템이 불안정할 때, 중압부 상태로 압축기에 흡입되는 VI 냉매와 실외 증발기 출구냉매가 습증기 되면 압축기 액해머(Liquid hammer)와 난방능력 저하에 영향을 미치게 되며, 본 연구에서는 이를 보완하기 위해 Fig. 1에서와 같이 판형열교

환기(9번 Economizer) 출구 냉매(G2, 7)인 VI흡입 냉매와 응축기 입구로 유입되는 냉매(G1+G2, 4)를 재열기를 통해 열교환시켰다. 이로 인해 압축기 VI흡입 중압부를 항상 안정적으로 중압과열 증기로 인젝션(Injection) 시킬과 동시에 압축기 토출온도를 높여 난방성능 및 시스템 효율을 향상 시키도록 하였다. 압축기의 제어는 과전류 계전기, 고저압스위치(DPS)를 이용해 안전제어를 하였고, 온도 자동팽창밸브의 감온통을 통해 증발기로 유입되는 냉매량을 제어하도록 하였다.

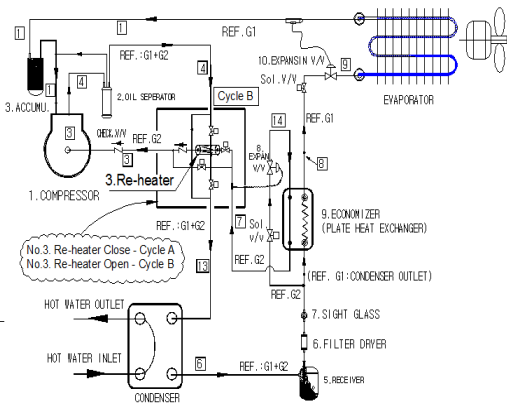


Fig. 1 Heating schematic of VI compression refrigeration cycle using heat-exchanger

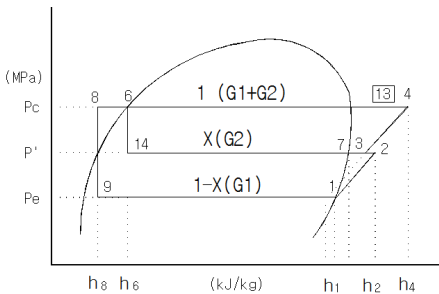


Fig. 2 P-h diagram schematic of VI compression refrigeration cycle

온도측정은 시스템 각 측정 포인트에 T-type 열전대를 설치하여 실시하였고, 30초 간격으로 데이터로그(Ghaphtec, midi Logger GL 800)에 데이터로 수집하여 컴퓨터에 저장되도록 하였으며, 응축압력과 증발압력 측정의 경우 압축기의 흡입 부분

과 토출부분에 원형 브로돈관 압력계를 부착하여 실시하였다. 사용된 측정 장치에서 각 온도센서들은 이용에 앞서 정도 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 의 정밀 온도계로 보정을 실시하였다. 또한 각 센서들의 불확실도(Uncertainty)는 T-Type 열전대의 경우 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 압력계까지 $\pm 1.0\%$ 이며, 수유량계는 $\pm 1.5\%$ 미만이었다. 시스템 사양은 Table 1에 나타난 바와 같다.



Fig. 3 Actual view of experimental apparatus

Table 1 Specification of experimental apparatus

Components	Type	Specifications
Compressor	Power	3Φ 380V 60Hz
	Volume	Scroll, 3.5HP
	Suction	$\Phi 22.22$
	Discharge	$\Phi 12.7$
Evaporator Fan	Form	110W 6P
	Power	1Φ 220V 60Hz
Flux rate (water)	l/min	58.8
Heating water tank volume	Size	$\Phi 600 \times 1200\text{H}$, 0.23 Ton
Outdoor Temp.	$^\circ\text{C}$	4°C

2.2 실험방법 및 조건

실험은 유사 외기조건에서 기존의 VI(Vapour injection) 시스템과 본 연구에서 적용된 재열기(re-heater)가 적용되었을 때를 비교하고, 난방 능력과 성능계수(COP_h)를 계산하여, 해당 연구에서 제안한 시스템에 의한 난방 성능 향상에 대한 분석을 수행하였다. 이를 위해 Table 2에서와 같이 외부공기 열원(heat source)을 이용하여, 외기온도 일정 조건에서 VI 시스템의 응축기 입구로 향하는 냉매와 VI 흡입 냉매를 냉매 재열기를 통해 열교환하는 경우(사이클 B)와 이를 수행하지 않았을

Table 2 Experimental methods and classification

Heat Exchangers Use or No Use		Plate type Heat Exchangers No Use	Plate type Heat Exchangers Use
		Cycle(A)	Cycle(B)
Outdoor Evap. Temp. constancy	Q_e : Evap. Capacity	O	O
	Q_c : Cond. capacity	O	O
	A_{wh} : Comp. capacity	O	O
	Heating COP_h	O	O

경우(사이클 A) 두가지 조건에 대해 실험을 실시하였다.

이때, 각 사이클에서 응축능력과 압축 일량을 구해 난방성능계수(COP_h)를 계산하였다. 시험부의 온도와 압력측정은 시스템이 열적평형 상태에 도달했을 때, 증발기 입·출구 냉매온도, 응축기 측의 온수온도를 측정하여 온수조 내부 온수 온도가 원하는 온도에 도달하였을 때의 데이터 값을 사용하였다. 그리고 실험의 기준이 되는 고온수조 용량은 Table 1과 같으며, 고온수조의 수온이 7℃에서 40℃까지 상승하는 시간을 기준으로 응축능력(Q_c), 압축일량(A_{wh}) 및 난방성능계수(COP_h) 등을 분석하였다.

2.2 데이터 해석방법

본 연구에서는 시스템 해석방법을 위해 압축기 흡입 및 토출 압력 게이지에 의해 압력을 측정하고, 각각의 기기 입·출구 포인트마다 온도 측정을 하였다. 측정결과를 통해 냉매 R410A 모니엘선도에서 엔탈피 차이로 응축열량(q_{ch}), 이론 난방성능계수(COP_h)를 비교 분석하고자 하였고, 실질적으로는 압축기 입력 전류와 온수유량, 고온수조에서의 입출구 온도를 측정하여, 응축기 온수능력(Q_{ch})과 실제 난방 성능계수(COP_h)를 구하여 기존 시스템과 비교 연구를 하였다.

먼저, P-h선도(Fig. 2)를 참조하여 아래와 같이

VI압축 사이클 난방성능계수(COP_h) 계산식을 도출하였고, 냉동량(q_e)는 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$q_e = (1-x)(h_1 - h_9) = \frac{(h_7 - h_6)(h_1 - h_9)}{(h_7 - h_8)} \quad (1)$$

냉동량(q_e) 계산에 필요한 건도(quality, x)는 장치의 열평형에서 P-h 선도를 사용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$xh_{14} + (1-x)h_6 = xh_7 + (1-x)h_8 \quad (2)$$

$$x = \frac{(h_6 - h_8)}{(h_7 - h_8)}, \quad 1-x = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_7 - h_8)} \quad (3)$$

응축열량(q_c)의 경우 다음 식과 같다.

$$q_c = h_{13} - h_6 \quad (4)$$

압축일량(A_{wh})은 Fig. 2의 P-h 선도를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A_{wh} &= q_c - q_e \\ &= (h_{13} - h_6) - \frac{(h_7 - h_6)(h_1 - h_9)}{(h_7 - h_8)} \\ &= \frac{(h_{13} - h_6)(h_7 - h_8) - (h_7 - h_6)(h_1 - h_9)}{(h_7 - h_8)} \end{aligned} \quad (5)$$

난방 성능계수는 식 (1)과 (5)로부터 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} COP_h &= \frac{q_c}{A_{wh}} \\ &= \frac{(h_{13} - h_6)(h_7 - h_8)}{(h_{13} - h_6)(h_7 - h_8) - (h_7 - h_6)(h_1 - h_9)} \end{aligned} \quad (6)$$

실제 난방 성능계수(COP_h)는 실내 측 온수 유량과 입·출구 온도 데이터를 사용하여 다음의 식으로 계산하였다.

$$COP_h = \frac{\rho_w G_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i})}{P_{Aw} \times 3600} \quad (7)$$

여기서 P_{Aw} 는 아래와 같다.

$$P_{Aw} = \sqrt{3} V_e A_e \cos \theta \quad (8)$$

이때, V_e 는 전압 (3 ϕ /380V), A_e 는 전류, 그리고 $\cos \theta$ 는 역률을 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 재열기 사용유무와 VI압축에 따른 난방성능 특성

3.1.1 재열기 차단과 VI압축 사용 할 경우 난방성능특성 : Cycle(A)

Fig. 4는 VI사이클 압축기 입·출구(Fig. 1에서 ①,④) 에코노마이저 입·출구(Fig. 1에서 ⑭->⑦), ⑥->⑧)와 증발기입구(⑨)에서의 시간에 따른 냉매 온도 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 4에서와 같이 압축기 출구온도는 외기온도의 영향으로 서서히 상승되고 있음을 알 수 있다.

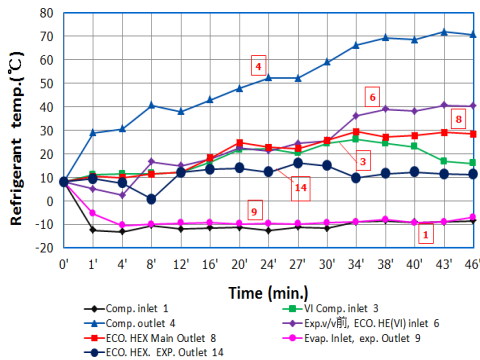


Fig. 4 Change of refrigerant temperature with time

증발기입구 온도(⑨)와 압축기 입구 온도(①)차가 2~3℃ 나는 것은 증발기 압력강하에 따른 온도차 이며, 습증기 냉매 상태로 압축기에 흡입되는 것을 알 수 있다.

또한 에코노마이저 입구(⑭) 및 VI 흡입측 냉매

(⑬)가 일정하지 않고 서로 불안정하게 흐르고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 외기온도 일정조건에서 증발기 입구(⑨) 온도와 증발기 출구(②) 온도를 나타내고 있으며 증발기 입·출구 온도는 -6℃~-10℃로 불안정하게 운전되고 있는 것을 알 수 있다.

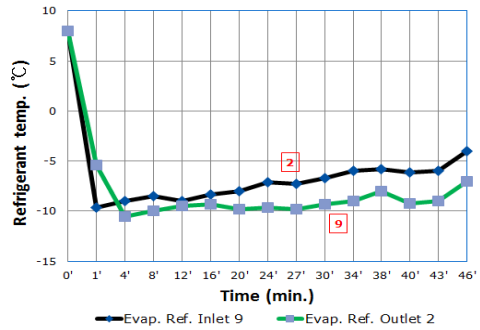


Fig. 5 Change of evaporator inlet-outlet refrigerant temperature with time

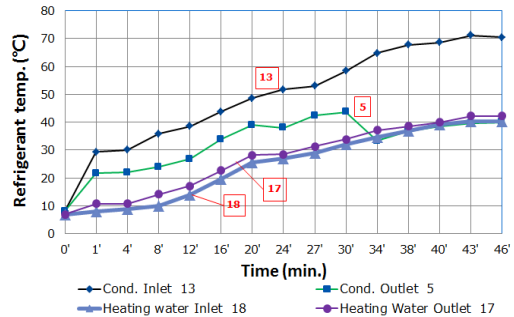


Fig. 6 Change of condenser refrigerant and heating water inlet-outlet temperature with time

Fig. 6에는 온수조 내부 수온이 7℃에서 40℃까지 상승될 때 시간에 따른 응축기 입·출구 냉매와 온수 입·출구 온도를 나타내었다. 측정 결과 40℃에 도달하는 데에는 46분 시간이 걸렸으며, 온수 입·출구 온도차는 2℃ 차이를 내면서 일정하게 상승하는 모습을 나타내었다.

응축기 입·출구에서 입구냉매 쪽은 온수 온도 상승과 함께 상승하는 모습을 보였다. 응축냉매 출구(⑤) 온도는 일정 시간까지 온수(⑭,⑮)의 온도 상승과 함께 증가하는 모습을 보였으나, 30분

정도 이후에는 온수 입구(18) 온도와 같은 유사한 온도를 보였으며, 이는 온수조 내부 온수 온도 상승이 응축기 출구냉매(5) 온도에 영향을 미쳤기 때문으로 판단된다.

Fig. 7에는 압력에 따른 난방성능계수(COP_h)를 나타내었으며, 온수조에서 순환되는 온수 온도 상승과 함께 응축압력과 압축일량이 증가하여 난방 성능계수(COP_h)가 완만하게 하락되었음을 알 수 있다.

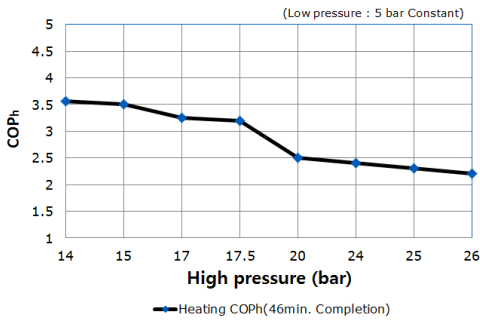


Fig. 7 Change of COP_h with high pressure

3.1.2 재열기와 VI압축 사용 한 경우 난방성능특성 : Cycle(B)

Fig. 8은 공기열원 VI 압축 히트펌프, 압축기 입출구(1,4), 에코노마이저입출구(14->7, 6->8)와 증발기입구(9)에서의 시간에 따른 냉매온도 변화를 나타낸 것이다. 해당 그림에서와 같이 압축기 출구온도는 외기온도의 영향으로 재열기를

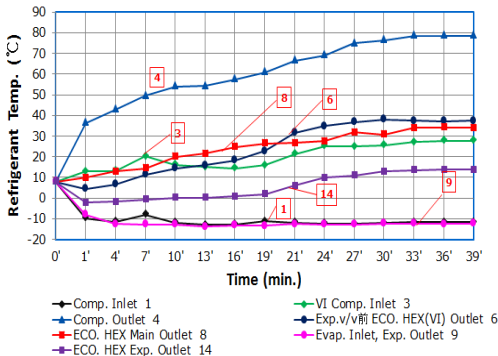


Fig. 8 Change of refrigerant temperature with time

사용하지 않은 상태보다 안정적으로 서서히 상승되고 있음을 알 수 있으며, 에코노마이저 입구(14) 및 VI 흡입측 냉매(3)는 24분 정도부터 안정적인 모습을 보였다. Fig. 9는 증발기 입구(9) 및 출구(2) 온도를 나타내고 있으며 입·출구 온도는 -10~ -13°C로 일정하게 운전되고 있는 것을 알 수 있다.

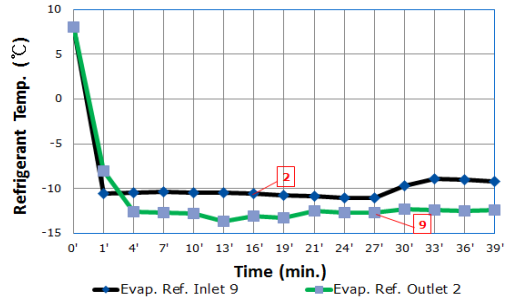


Fig. 9 Change of evaporator inlet-outlet refrigerant temperature with time

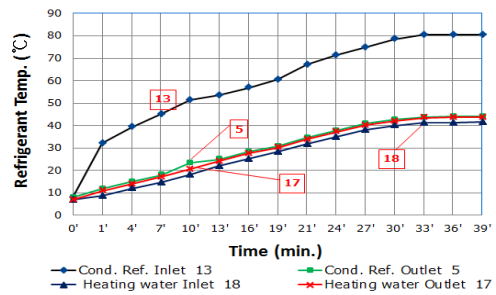


Fig. 10 Change of condenser refrigerant and heating water inlet-outlet temperature with time

Fig. 10은 온수조 내부 수온이 7°C에서 40°C까지 상승될 때 시간에 따른 응축기 입·출구 냉매와 온수 입·출구 온도를 나타내었다. 측정 결과 40°C에 도달하는 데에 약 39분 정도의 시간이 걸렸으며, 온수 입·출구 평균 온도차는 2.3°C 차이를 내면서, 일정하게 상승하는 모습을 나타내었다. 응축기 입구 냉매(13) 온도상승과 함께 온수 입·출구(18,17) 온도도 상승하는 모습을 나타내고 있으며, 응축기 출구 냉매(5)가 온수조에서 순환되는 온수 입구온도(18)와 비슷한 온도로 상승하는 것

으로부터 대항류에 의한 흐름의 영향을 받고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 압력에 따른 난방성능계수(COP_h)를 나타내고 있으며, 온수조에서 순환되는 온수 온도 상승과 함께 응축압력과 압축일량이 증가하여 난방성능계수(COP_h)가 완만하게 하락되는 것을 알 수 있다.

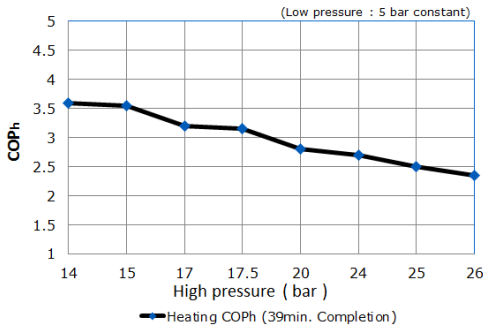


Fig. 11 Change of COP_h with high pressure

4. 결 론

본 연구에서는 외기온도 일정조건에서 온수조 내부 수온이 7℃에서 40℃로 승온되는 시간동안 재열기 사용유무에 따른 시스템에서의 냉매 및 온수온도 그리고 난방성능계수(COP_h)를 분석하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 온수가 목표 온도에 도달하는 시간은 Cycle B (재열기 및 VI압축 사용)가 Cycle A(재열기 차단, VI압축 사용)보다 더 짧은 시간이 소요됨을 확인할 수 있었다.

(2) 난방성능계수(COP_h)는 Cycle B(재열기 및 VI 압축 사용)가 Cycle A(재열기 차단, VI압축 사용)의 평균 2.86보다 4% 정도 높게 나왔으며, 이로부터 재열기 사용으로 인해 성능 향상이 된 것을 알 수 있었다.

(3) 동절기 외기온도가 낮아지면 압축기에 흡입되는 냉매의 비체적 증가로 냉매 순환량이 급격히 줄어든다. 이때, VI(vapour injection)으로 인해 중온중압으로 된 흡입냉매가 압축기에 흡입되어 난방능력에 도움이 될 수 있으나, 여기에 재열기를 사용할 경우 기존의 VI 사이클 히트펌프보다 더욱 고성능 VI 사이클 히트펌프를 구현할 수 있음을 확인하였다.

References

1. H. J. Kwon, 2010, "Green Energy Solution using High Efficiency VRF Heat Pump", Journal of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 39, No. 12 pp. 43-49.
2. W. J. Kim, D. G. Kang, Y. H. Lee, K. J. Park and D. S. Jung, 2011, "Performance of HFC32/HFC125Mixtures for Heat Pumps", Summer Annual Conference of The society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, pp. 141-148..
3. J. H. Heo, 2013, "Heating Performance Improvement Technique of a 2-Stage Heat Pump using Vapor Injection Technique", Journal of The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 42, No. 12, pp. 48-50.
4. EMERSON Climate Technologies, [http://www.emersonclimate.com/europe/Product Documents/Copeland Literature/C060209_0311_1111_E_AGL_HPScroll_FULLL_0.pdf](http://www.emersonclimate.com/europe/Product_Documents/Copeland_Literature/C060209_0311_1111_E_AGL_HPScroll_FULLL_0.pdf), Accessed February 14, 2015.
5. C. W. Roh and M. S Kim, 2011, "Effect of intermediate Pressure on the Heating Performance of a Heat Pump System using R410A Vapor-Injection Technique", Summer Annual Conference of The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, pp. 137-140.