

# 가스인젝션 기술을 적용한 공기열원 가변속 열펌프의 냉방성능 향상에 관한 연구

정민우\*, 허재혁\*, 정해원\*, 김용찬†  
 고려대학교 기계공학과 대학원, \*고려대학교 기계공학과

## The Cooling Performance Enhancement of a Variable Speed Heat Pump Using Gas Injection Technique

Min Woo Jeong\*, Jaehyeok Heo\*, Hae Won Jung, Yongchan Kim†  
 Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea  
 \*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received December 22, 2008; revision received April 9, 2009)

**ABSTRACT:** In this study, the improvement of cooling capacity by applying gas injection technique in a two-stage heat pump using R410A was experimentally investigated. A twin rotary type compressor with gas injection was applied to the heat pump system. The optimum refrigerant charge for the injection and the non-injection cycles was selected to achieve the maximum COP at the cooling standard condition. The injection cycle showed less optimum refrigerant charge than that of the non-injection cycle. The cooling performances of the injection and the non-injection cycles were measured and compared by varying compressor frequency from 40 to 90 Hz. The cooling capacity of the gas injection cycle was 1.6%~11.3% higher than that of the non-injection cycle. The COP of the gas injection cycle was 13.7% to 28.9% higher than that of the non-injection cycle at the same cooling capacity. The heat pump system showed stable operation after 30% of the injection valve opening.

**Key words:** Gas injection(가스인젝션), Cooling performance(냉방성능), Two-stage cycle(2단 사이클), Gas/liquid separator(기액분리기)

### 기 호 설 명

*COP* : 성능계수  
*comp.* : 압축기  
*db* : 건구  
*freq.* : 주파수 [Hz]  
*ID* : 실내  
*m<sub>actual</sub>* : 실제 냉매량 [kg]  
*m<sub>vapor</sub>* : 포화증기 상태 냉매량 [kg]

*m<sub>liquid</sub>* : 포화액체 상태 냉매량 [kg]  
*OD* : 실외  
*Q<sub>cooling</sub>* : 냉방용량 [kW]  
*wb* : 습구

### 1. 서 론

최근 국내외적으로 에너지절약 시스템의 개발과 쾌적성에 대한 요구가 증가하면서 4계절 사용 가능한 열펌프 시스템에 관한 관심과 수요가 증가하는 추세이다. 특히 보다 높아져가는 여름 기온과 혹서 지역에서의 냉방기기 사용 증가로 냉

† Corresponding author  
 Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439  
 E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

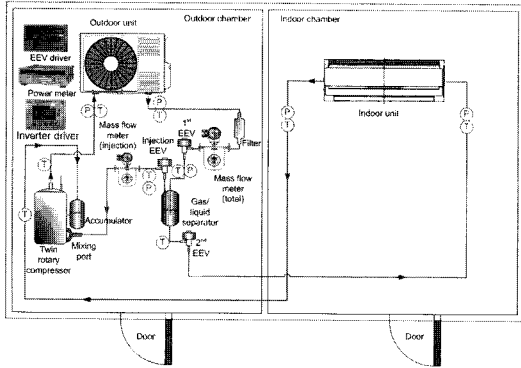


Fig. 1 Schematic of experimental setup.

방기 사용 환경도 다양해지고 있다. 혹서 조건에서 열펌프의 냉방운전 시, 충분한 냉방성과 압축기 운전신뢰성 확보는 필수적이다. 냉방운전시에 외기온도 증가에 따라 응축압력 및 온도가 상승하며 이에 따라 압축비 및 소요동력 증가와 질량유량 감소에 따른 냉방성능 저하 문제가 발생한다.

가스인젝션 사이클은 기액분리기에 분리된 가스 냉매를 압축기의 1, 2차 실린더 사이에 주입하여, 압축과정에서 중간냉각으로 인한 소요동력의 감소와 유량 증가효과를 보이고, 액상의 냉매만을 증발기로 유입시켜 증발과정상의 엔탈피 이득을 얻게 한다. 따라서 가스인젝션 사이클은 혹서 조건에서 중간냉각 효과로 인해 압축기 신뢰성 확보에 유리하며, 높은 외기온도 조건에서도 응축 열교환량의 증가로 충분한 응축용량 확보에 용이하다.

가스인젝션 사이클은 열펌프의 난방운전 시 난방능력 향상에 크게 기여하는 것으로 알려져 있다. Suzuki et al.<sup>(1)</sup>은 기액분리기를 사용한 가스인젝션 열펌프를 사용하여 -20℃에서 30%의 난방용량 상승과 20%의 효율향상을 보인바 있다. 또한 Heo et al.<sup>(2,3)</sup>은 7℃에서 10.6%의 난방용량 상승과 2%의 효율향상을 보였다. 반면 기액분리기를 활용한 가스인젝션 적용 열펌프의 냉방성능에 대한 연구는 상대적으로 미약한 수준이다. Ding et al.<sup>(4)</sup>은 R22를 작동유체로 하며, 내부열교환기를 사용한 가스인젝션 열펌프에서 응축온도가 60℃일 때 9.7%의 냉방성능 향상 효과를 보였다. Lee et al.<sup>(5)</sup>은 트윈로터리 압축기와 내부열교환기를 적용한 CO<sub>2</sub> 시스템에서 냉방용량과 COP의 7.1%, 17.5% 증가와 소비전력의 8.8% 감소를 보였다. 기존 연구는 주로 정격의 압축기 주파수에서 연구가

Table 1 Test conditions

Parameters	Value
Temperature(℃)	ID(db/wb) : 27/19.5, OD(db/wb) : 35/24
Refrigerant	R410A
Charge amount(g)	800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300
Comp. freq.(Hz)	40, 50, 60, 70, 80, 90
1 <sup>st</sup> EEV opening(%)	From 40% to 100% in a step of 5%
2 <sup>nd</sup> EEV opening(%)	From 40% to 100% in a step of 5%
3 <sup>rd</sup> EEV opening(%)	From 0% to 100% in a step of 10%

Table 2 Uncertainties of measured and reduced parameters

Parameters	Uncertainty	Full scale
Temperature	±0.2℃	-270~400℃
Power meter	±0.01%	20 kW
Mass flow meter	±0.2%	0~360 kg/h
Mass flow meter	±0.1%	0~82 kg/h
Pressure transducer	±0.13%	0~1000 psig
Electronic balance weight	±0.5 g	41 kg
Cooling capacity	1.59%	-
COP <sub>cooling</sub>	1.64%	-

진행되었으며, 주파수 가변형 압축기를 적용하였을 때 가스인젝션에 의한 냉방성능 특성에 관한 연구는 미흡하다.

본 연구에서는 열펌프의 냉방성능 향상 및 압축기 신뢰성확보를 위하여 기액분리기를 적용한 가스인젝션 열펌프 시스템을 제작하였으며, 냉방 표준조건에서 냉매충전량 및 압축기 주파수 변화에 따른 냉방성능 특성을 기존 시스템과 비교하여 고찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

가스인젝션 적용 열펌프를 Fig. 1에 나타내었다. 가스인젝션 열펌프의 성능 측정과 제어를 위하여 KS 규격에 따른 실험조건을 구현할 수 있는

향온항습실에서 열펌프를 구성하였다. 모든 실험은 KS C9306<sup>(6)</sup>에 따른 조건에서 수행하였다. 열펌프의 정격 냉방용량은 3.6 kW, 냉매는 R410A를 사용하였다. 압축기는 주파수 가변형 트윈로터리 방식을 사용하였으며, 실외기는 22단 2열 3패스의 핀-튜브 열교환기를 사용하였다. 실내기는 핀-튜브형 벽걸이 타입 열교환기이며, 팬은 60 Hz, 200 V로 고정하여 운전하였다. 3.5 kW급 용량으로 설계된 기액분리기를 사용하였으며, 사이클 고단측과 저단측으로 연결되는 2개의 포트와 압축기를 향한 인젝션 포트가 구성된다. 각 포트에는 전자 팽창밸브(EEV)를 장착하여 압력과 유량조절을 가능하게 구성하였다. 첫 번째 및 두 번째 EEV는 각각 중간단 및 저단측 압력을 결정하며, 인젝션 밸브는 인젝션 가스의 압력 및 유량을 결정한다.

Table 1은 실험조건을 나타내었다. 실험의 온습도 조건은 KS C 9306<sup>(6)</sup>에 따라 설정되었으며, 냉방표준조건에서 냉매충전량 변화, 압축기 운전 주파수 변화 및 인젝션 밸브 개도 변화에 따른 성능특성을 측정하였다. Table 2는 실험에 사용된 주요 계측장치의 제원을 나타내고 있다.<sup>(7)</sup>

냉매충전량 변화 실험에서는 압축기 운전주파수를 50 Hz로 고정시키고, 냉매충전량을 800 g에서 1300 g까지 100 g씩 증가시켜가며 실험을 수행하였다. 압축기 운전주파수 변화 실험에서는 압축기 운전주파수를 40 Hz에서 90 Hz까지 변화시켜가며 성능을 측정하였으며, 인젝션 밸브 개도 변화 실험에서는 60 Hz에서 인젝션 밸브의 개도를 0%에서 100%까지 변화시켰다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 냉매충전량 변화에 따른 성능 특성

최적의 냉매충전량은 시스템의 크기에 의존하고 있다. 따라서 충전량을 일반화하여 0과 1사이의 값인 무차원화된 냉매충전량(Normalized charge)로 표현하는 것이 더 적절하다. 기상과 액상의 냉매의 질량은 실내온도 25 °C를 기준으로 계산하며 시스템이 모두 포화기체의 냉매로 가득찬 것을 0으로, 포화액체로 가득찬 것을 1로 정의한다. 무차원 냉매충전량은 다음 식에 따라 계산하였다.<sup>(8)</sup>

$$Normalized\ charge = \frac{m_{actual} - m_{vapor}}{m_{liquid} - m_{vapor}} \quad (1)$$

Table 3 Optimal 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> EEV opening with normalized charge

Normalized charge	0.186	0.218	0.250	0.281	0.313	0.344
Injec.cycle						
EEV opening	92%	84%	80%	64%	60%	60%
Non-inj.cycle						
EEV opening	92%	84%	80%	60%	52%	52%

Heo et al.<sup>(8)</sup>의 연구에 따르면, 인젝션 사이클에 있어서 충전량 변화에 따른 성능 특성은 압축기 운전주파수 변화에 크게 영향을 받지 않으므로, 50 Hz로 고정하여 실험을 진행하였다. Table 3은 충전량 변화에 따라 사이클이 최적화되는 최적 EEV 개도율을 나타내고 있다. 충전량이 상대적으로 적은 영역에서는 인젝션 사이클과 비인젝션(Non-injection) 사이클의 최적 EEV 개도율이 유사하나 충전량이 증가할수록 최적 개도율이 인젝션 유무에 따라 4%~8%로 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 인젝션으로 인한 냉매유량 증가 때문이며 유량 증가에 따라 EEV 개도 역시 증가시켜야 한다. 따라서 최적 충전량의 지점에서 인젝션 운전 시에는 EEV의 개도를 좀 더 증가시켜주어야 시스템의 효율을 최대화할 수 있다.

Fig. 2는 무차원 냉매충전량에 따른 냉방용량 변화를 나타낸 그래프이다. 이때의 냉방성능은 Table 3에 나타낸 최적 EEV 개도일 때의 실험결과를 바탕으로 하고 있다. 인젝션 사이클의 냉방용량의 경우 냉매충전량이 0.281인 지점에서 최대점을 보이고, 그 전에서는 증가 경향을 그 후로는 감소 경향을 보인다. 비인젝션(Non-injection) 사이클의 경우 0.313까지 꾸준히 상승하였으며, 이후 증가세가 둔화되었다.

Fig. 3은 무차원 냉매충전량에 따른 COP와 소요동력의 변화를 나타낸 것이다. 인젝션 사이클은 냉매충전량이 0.281인 경우, 비인젝션(Non-injection) 사이클은 0.313에서 COP의 최대치를 보이고 있고, 역시 최적 충전량에서 떨어질수록 감소하는 경향을 보인다. 인젝션 사이클의 경우 냉매충전량 0.281부터 소요동력의 증가세가 둔화되며, 비인젝션(Non-injection) 사이클의 경우 지속적인 증가를 보인다. 따라서, 인젝션 사이클의 경우 냉매충전량 0.281에서, 비인젝션(Non-injection) 사이클은 0.313에서

최적의 사이클이 구성된다고 판단된다. 무차원 냉매충전량 0.281과 0.313은 각각 실제 냉매충전량 1100 및 1200 g을 의미한다.

인젝션 유무에 따른 최적 충전량 변화는 인젝션을 이용한 열펌프 설계 시 충전량 특성을 잘 이해하고 반영해야 함을 의미한다. 이러한 충전량 차이는 대형 시스템으로 갈수록 냉매순환량이 증가하므로 그 격차가 벌어질 것으로 예상된다. 인젝션 사이클은 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 충전량 변화에 따라 3.4%~12.6% 정도 높은 냉방용량을 보였으며, COP는 2.7%~4.7% 정도 감소하였다. 인젝션 사이클의 경우 비인젝션(Non-injection) 대비 냉방용량 증가 폭에 비해 COP의 감소폭은 크지 않으므로 동일한 냉방능력일 때의 COP는 비인젝션(Non-injection)보다 높을 것으로 기대한다.

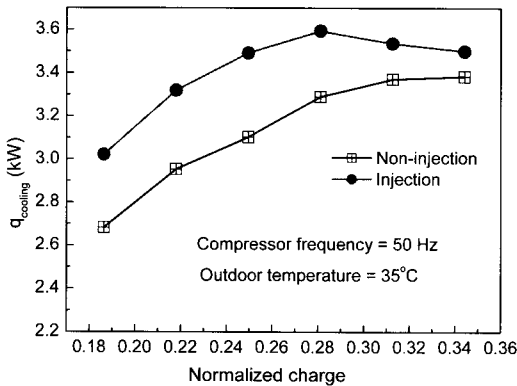


Fig. 2 Variation of cooling capacity with normalized charge.

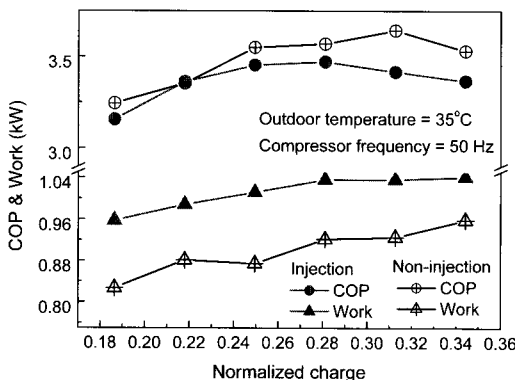


Fig. 3 COP and power consumption with normalized charge.

Table 4 Optimal 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> EEV opening with comp. freq

Hz	40	50	60	70	80	90
Injec.cycle						
EEV opening	56%	68%	72%	84%	92%	96%
Non-inj.cycle						
EEV opening	68%	76%	72%	72%	72%	72%

3.2 압축기 운전 주파수 변화에 따른 성능 특성

압축기 운전주파수를 변화시키면, 부하변동에 대응이 가능하며, 보다 효율적인 운전이 가능하다. 본 실험에서는 압축기 운전주파수를 40 Hz에서 90 Hz로 가변하고, 각 운전주파수에서 1<sup>st</sup>와 2<sup>nd</sup> EEV 개도를 44%~100%까지 조절하여, 냉방용량과 COP의 최대값을 보이는 지점에서 그 증가율을 기준으로 최적 지점을 선정하였고, 냉방용량과 COP의 차이가 명확하지 못할 경우에는 냉방용량을 기준으로 선정하였다. 최적 EEV 개도율은 Table 4에 나타났다. 또한 열펌프 운전시 운전조건에 따라 인젝션 사이클과 비인젝션(Non-injection) 사이클의 모드전환이 필요한 경우를 대비하여 인젝션 사이클의 성능이 최적을 보일 때인 0.36에서 냉매충전량을 고정하여 진행하였다.

Fig. 4는 냉방표준조건에서 압축기 운전주파수의 변화에 따른 냉방용량의 변화를 나타내고 있다. 압축기 운전주파수가 증가할수록 인젝션 사이클과

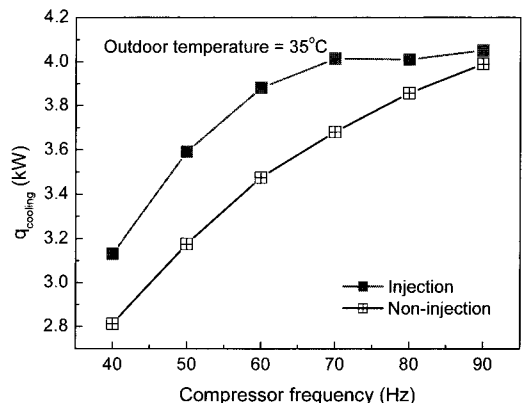


Fig. 4 Variation of cooling capacity with compressor frequency.

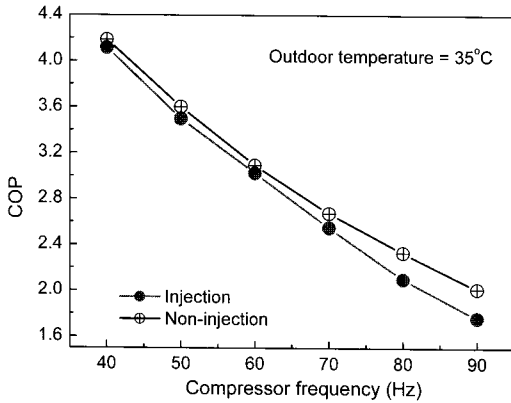


Fig. 5 COP with compressor frequency.

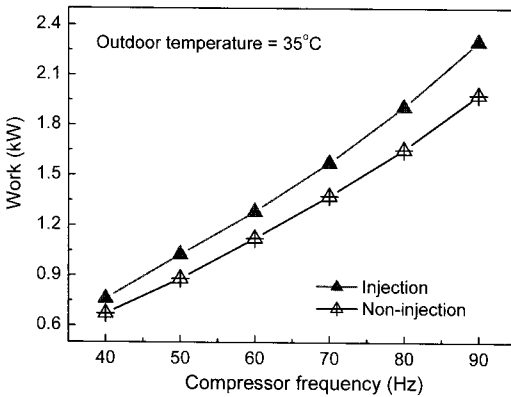


Fig. 6 Work with compressor frequency.

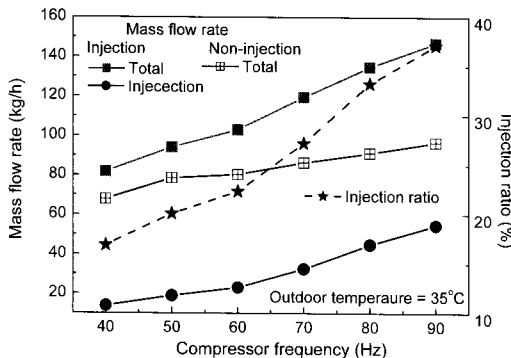


Fig. 7 Variation of mass flow rate with compressor frequency.

비인젝션(Non-injection) 사이클 모두 냉방용량이 증가하였다. 인젝션 사이클은 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 주파수 변동에 따라 1.6%~13.1% 높은 냉방용량을 기록하였다. 인젝션 사이클은 60

Hz에서, 비인젝션(Non-injection) 사이클의 경우 70 Hz에서 정격용량인 3.6 kW의 용량을 확보하였다. 따라서 동일 냉방용량을 기준으로 하는 경우 인젝션 사이클이 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 저주파수 영역에서 운전 가능하다. 인젝션 사이클의 경우 최대 운전주파수인 90 Hz에서 정격용량의 112.5%, 비인젝션(Non-injection) 사이클의 경우 107.8%까지 나타났다. 인젝션 사이클의 경우, 70 Hz 이상부터는 냉방용량의 증가 경향이 급격히 감소한다. 이는 시스템의 냉매순환량이 기액분리기의 용량을 초과하여 기액분리기가 정상 동작을 하지 않아 액냉매가 압축기로 유입되기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 5는 압축기 운전주파수 증가에 따른 COP의 변화를 나타낸 것이다. 인젝션 사이클이 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 주파수 증가에 따라 1.7%에서 12.5% 정도 COP가 낮게 나타났다. Fig. 6은 주파수 증가에 따른 소요동력의 변화를 나타낸 그림이다. 인젝션 사이클의 경우, 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 전체 질량유량을 20.5%에서 52.0%까지 증가시키는데, 이것은 소요동력 증가의 원인이 된다.

Fig. 7은 인젝션 사이클의 전체 질량유량과 인젝션 유량, 그리고 비인젝션(Non-injection) 사이클의 전체 질량유량 변화를 보여준다. 냉방용량의 경우, 증발기를 통과하는 냉매유량의 영향을 크게 받는다. 압축기 주파수가 증가하면 응축기를 통과하는 전체 질량유량이 증가하는 만큼 인젝션 유량도 증가하여, 상대적으로 증발기를 통과하는 냉매유량은 많이 증가하지 않아 비인젝션(Non-injection) 사이클과 증발기 냉매유량에서 큰 차이를 보이지 않는다. 하지만, Fig. 8에 나타난 것과 같이 인젝션 사이클이 기액분리기 적용에 따라 증발과정에서의 엔탈피 차이가 증가하기 때문에 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비하여 냉방용량이 증가하게 된다. 또한, 인젝션 사이클이 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 압축과정에서의 엔탈피 차이가 적음에도 불구하고 소요동력이 증가하는 이유는 압축기를 통과하는 전체 질량유량이 증가하기 때문이다.

비인젝션(Non-injection) 사이클은 인젝션 사이클과 동일한 수준의 냉방용량으로 끌어올리기 위해서는 더 높은 압축기 운전주파수에서 운전해야 하고, 인젝션 사이클의 냉방용량 증가율에 비해 COP의 감소율이 상대적으로 낮으므로, Fig. 5에서와 같은 비교는 적절하지 않으며, 동일한 냉방용량에

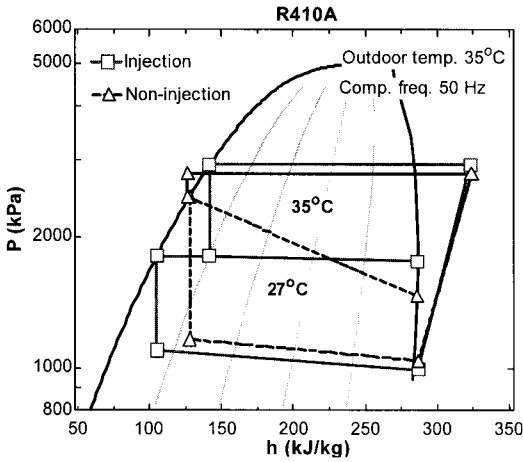


Fig. 8 Cycle variation with cycle option in P-h diagram.

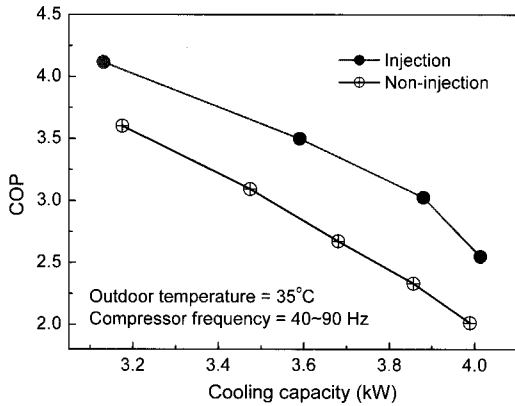


Fig. 9 COP with cooling capacity at various compressor frequency.

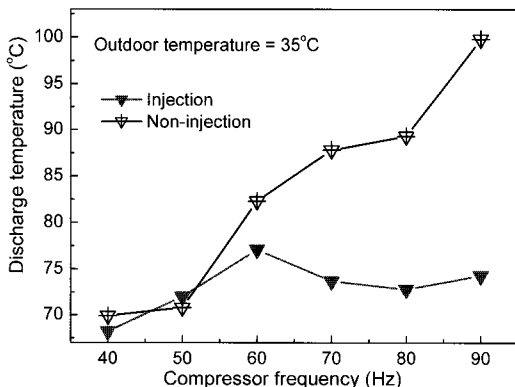


Fig. 10 Variation of discharge temperature with compressor frequency.

서의 성능비교가 필요하다고 판단된다. Fig. 9는 동일 냉방용량 기준일 때의 COP 변화를 살펴보기 위하여 인젝션 및 비인젝션(Non-injection) 사이클의 COP를 냉방용량 변화에 따라 나타낸 그림이다. 인젝션 사이클의 COP가 냉방용량 증가에 따라 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 높게 나타났으며, 실험데이터를 바탕으로 얻어진 수식을 이용하여 동일 냉방용량을 기준으로 환산한 COP에 의하면, 그 차이는 13.7%~28.9%이다. Fig. 9에서 냉방용량 증가에 따라 3.8kW 부근에서 COP의 차이는 가장 크게 나타났다. 냉방표준조건에서 인젝션 사이클은 3.2kW~4.0kW의 냉방용량 영역에서 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 지속적으로 높은 COP를 기록하였으며, 이는 인젝션 사이클 기준으로 최적화된 충전량으로 운전하는 경우, 비인젝션(Non-injection) 운전으로 전환할 필요성이 감소함을 의미한다.

Fig. 10은 압축기 토출온도 변화를 나타내고 있다. 압축기 토출온도의 경우, 운전주파수 변화에 따라 인젝션 사이클이 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 2.4%에서 18.4% 정도 감소하였다. 비인젝션(Non-injection) 사이클의 경우 운전주파수가 증가하면 압축기 토출온도가 계속 증가하였다. 그러나 인젝션 사이클의 경우는 주파수의 증가에 따라 60 Hz까지는 증가하지만, 그 이후에는 큰 변화를 보이지 않았다. 이는 Fig. 7에서 볼 수 있듯이, 70 Hz 이상에서 인젝션 비율의 급격한 증가로 인한 중간냉각 효과의 극대화에 기인한 것으로 판단된다.

인젝션 사이클은 압축기 토출온도를 감소시키며 이를 통하여 압축기 과부하 조건에서 압축기 운전유지와 신뢰성에 유리하다.

### 3.3 인젝션 밸브 개도 변화에 따른 성능 특성

인젝션 사이클과 비인젝션(Non-injection) 사이클은 동일 운전조건에서 상당한 성능차이를 보인다. 인젝션 밸브의 개도 조작을 통해 두 사이클의 구현이 가능하며, 이는 인젝션 개도 밸브의 제어 요소로서의 가능성을 보여준다. 따라서 인젝션 밸브 개도의 변화가 시스템에 어떤 변화를 주고, 어느 정도의 영향을 주는지를 알아볼 필요가 있다. 이를 50 Hz에서 인젝션 사이클이 최적의 성능을 보이는 첫 번째 및 두 번째 EEV의 개도 조건에서 인젝션 밸브의 개도를 0%에서 100%까지 조작하

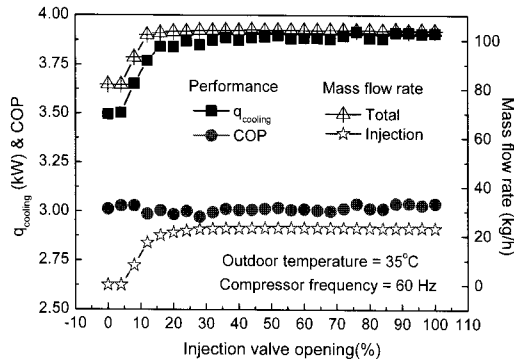


Fig. 11 Variation of cooling performance and mass flow rate with injection valve opening.

였다.

Fig. 11은 인젝션 개도변화에 따른 냉방용량, COP, 소요동력 및 전체 질량유량과 인젝션 유량의 변화를 보여준다. 인젝션 개도 변화 30% 이전에는 인젝션 밸브 개도 변화에 따라 냉방용량과 COP, 소요동력이 증가하는 경향을 보이고, 그 이후부터는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 전체 질량유량과 인젝션 유량의 경우도 30% 이전까지는 증가를 보이고, 그 이후부터는 일정한 값을 보인다. 따라서 시스템은 인젝션 개도 변화 30% 이후부터는 안정화 상태에 도달한 것으로 판단된다. 인젝션 밸브 개도는 0%에서 30%까지만 사이클 제어요소로 작용하고, 30% 이후부터는 안정화상태에 도달하여 그 이상의 영역에서의 개도제어는 큰 의미가 없는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 R410A를 냉매로 하고 기액분리기를 적용한 인젝션 사이클의 냉방성능특성을 비인젝션(Non-injection) 사이클과 비교하여 고찰하였다.

(1) 인젝션 사이클의 최적의 무차원 냉매충전량은 0.281이었고, 비인젝션(Non-injection) 사이클은 0.313이었다.

(2) 인젝션 사이클은 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 주파수 변화에 따라 1.6%~13.1%의 냉방용량을 더 증가시켰다.

(3) 인젝션 사이클은 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 주파수 변화에 따라 1.7%~12.5%의 COP가 낮게 나타났으나, 동일한 냉방용량을 기준으로 한

COP 값은 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 13.7%~28.9% 높은 경향을 보였다.

(4) 인젝션 사이클의 압축기 토출온도는 운전 주파수 변화에 따라 비인젝션(Non-injection) 사이클에 비해 2.4%~18.4% 감소하였다.

(5) 인젝션 밸브 개도가 30% 이상이 되면 기액분리기가 정상적으로 작동하며 시스템은 안정화 상태에 도달하였다. 그 이후 영역에서는 시스템의 성능은 큰 변화를 보이지 않았다.

#### 후 기

본 연구는 2008년도 한국에너지자원기술기획 평가원의 연구비 지원으로 수행되었습니다(2008NBLH ME090000).

#### 참고문헌

1. Suzuki, T., Ishii, K., Gas-Injection Heat Pump System for Electric Vehicle, 13th International electric vehicle symposium, pp.245-250.
2. Heo, J. H., Jeong, M. W., Joo, Y. J. and Kim, Y. C., 2008, Effects of gas injection on the heating performance of a two-stage heat pump with refrigerant charge amount, 9th International IEA Heat Pump Conference.
3. Heo, J. H., Jeong, M. W., Jeon, J. U. and Kim, Y. C., 2008, Effect of gas injection on the heating performance of a two-stage heat pump using a twin rotary compressor with refrigerant charge amount, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, No. 3, pp. 77-88.
4. Ding, Y. J., Chai, Q. H., G. Y. and Jiang, M. Y., 2004, Experimental study of an improved air source heat pump, Energy Conversion and Management, Vol. 45, No. 15-16, pp. 2393-2403.
5. Lee, H. S., Baek, C. H., Cho, H. H., Kim, Y. C. and Cho, S. W., 2006, Experimental study on the performance improvement of CO<sub>2</sub> system with a twin rotary compressor, Proceedings of the SAREK 2006 Winter Annual Conference, pp. 392-397.
6. KS C 9306, 1999, Air conditioner, Korean Agency for Technology and Standards.

7. ASHRAE Guideline 2, 1986, Engineering analysis of experimental data, Atlanta(GA), ASHRAE, USA.
8. Heo. J. H., Jeong, M. W., Kim, B. S., Lee, S. I. and Kim, Y. C., 2008, Effects of various operating conditions of the gas injection cycle on the optimal refrigerant charge, Proceedings of the KSME 2008 Spring Annual Meeting, pp. 70-73.