

산업용 냉각기의 압축기 회전수 변화에 따른 용량제어 특성 The characteristics of capacity control using a variable speed compressor in an industrial cooler

백승문 · 문춘근 · 윤정인 · 정석권 · 김은필

S. M. Baek, C. G. Moon, J. I. Yoon, S. K. Jeong and E. Kim

(접수일 : 2011년 02월 22일, 수정일 : 2011년 03월 30일, 채택확정 : 2011년 04월 06일)

Key Words : Inverter (인버터), Electronics expansion valve (전자팽창밸브), Cooling capacity (냉각능력), Capacity control (용량제어), Industrial cooler (산업용 냉각기)

Abstract : This paper presents the capacity-control characteristics in an industrial cooler with a variable speed compressor. The inverter-type compressor is controlled by the rotational speed of the operational frequency. This type of the compressor performs the wide range of load compared to the on-off type. When the load of the system reduces, the rotational speed will be reduced. Thus, the system leads to the less power consumption and extends the longer durability of the compressor. With the variable rotational speed of the compressor the cooling capacity of the cooler is about 1.6-3.6 kW and the capacity control is about 40-100%. The system showed the highest efficiency when the rotational speed is about 45-70 Hz. The results can be used as the basic design data to control an industrial cooler.

1. 서 론

산업용 공작기계는 상하좌우로 빠르게 움직이기 때문에 마찰에 따른 열이 발생하게 된다. 이런 마찰 열로 인한 변형은 공작기계 오류의 70% 이상을 차지하며 정밀도를 유지하는 데 치명적 결함을 발생시킨다. 따라서 산업용 공작기계의 초고속화 및 초정밀화로 인해 구동장치, 열교환장비, 금형, 제품 냉각 등에 필수적으로 열변형 방지를 위해 정밀한 온도제어가 가능한 공작기계용 냉각기의 필요성이 요구되고 있다.

Baek 등^{1,2)}은 비교적 온도 정밀도는 떨어지나 간단한 방법으로 제어할 수 있는 핫가스 제어 방법을 이용하여 산업용 냉각기의 성능특성을 파악하였다. 그러나 이 방법의 경우 제품의 생산단가를 낮추는 이점은 있으나, 온도를 정밀하게 제어하기에는 한계점을 가지고 있다.

기존의 공작기계용 냉각기에 적용되어왔던 제어 방식은 on-off 방식으로 운전되는 냉각기는 빈번한 on-off 운전으로 인하여 시스템 자체의 신뢰성이 떨어지고 소음이 커지며, 냉각기의 수명을 단축시키고 정교한 제어가 불가능하였다. 반면에 인버터형 가변속 압축기를 사용한 냉각기는 압축기의 회전수가 일정한 on-off 방식에 비해 용량제어 변화폭이 커서 광범위의 부하 변동에 대응할 수 있으며, 부하 감소시 회전수를 감소시켜 운전하므로 기동소비전력을 감소시킬 수 있는 장점과 에너지 절약은 물론 압축기 수명과 신뢰성을 향상시킬 수 있다. 이와 같은 장점으로 인해 앞으로 인버터형 가변속 압축기를 채용한 산업용 냉각기의 보급이 확대될 전망이다.

Cohen 등³⁾은 소형 및 상업용 에어컨에서 가변속 압축기를 사용했을 때의 에너지 소비 패턴을 해석적으로 분석하였다.

Lida 등⁴⁾은 회전식 압축기의 회전수 변화에 따른 히터펌프의 성능평가를 실험적으로 수행하였다. 그들은 압축기 회전수 변화를 25~75Hz범위에서 연구를 수행하여 정속 압축기에 비해 EER이 향상됨을 밝히고 있다.

최근에는 스크롤 압축기의 회전수 변화에 따른

윤정인(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6180
백승문 : 부경대학교 대학원
문춘근 : (주) 대일
정석권, 김은필 : 부경대학교 냉동공조공학과

성능평가 연구가 수행되었다.^{5,6)}

Baek 등⁷⁾은 압축기의 회전수 변화와 전자팽창밸브의 개도 변화가 전체 시스템에 미치는 영향에 대해 실험적으로 규명하였다. Yang 등⁸⁾은 압축기 출구 과열도 정보를 이용하여 외부조건이나 냉방부하의 변화에 적합한 가변속 증기압축 냉동시스템의 제어에 관한 연구를 수행하였다. Li 등⁹⁾은 냉동사이클의 과열도 제어와 회전수 제어 모델링을 통한 용량제어 모델을 구축하였다. Kim 등¹⁰⁾은 퍼지온도제어기를 이용하여 실제 산업용 오일냉각기를 대상으로 온도제어실험을 수행하였다.

본 연구는 인버터형 가변속 압축기의 회전수 변화에 따른 산업용 냉각기의 성능 변화를 실험적으로 규명하였다. 또한 일정범위 내에서 과열도를 유지시킨 상태에서 압축기의 회전수별 냉각능력 분포와 냉각기의 성능계수를 파악함으로써 산업용 냉각기를 최적의 조건으로 제어하기 위한 자료로 활용하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1과 Fig. 2는 본 연구에서 사용한 실험 장치의 개략도와 실제 실험장치 사진을 나타낸 것이다. 실험장치는 냉매가 순환하는 산업용 냉각시스템 계통과 응축기 및 증발기의 2차 열교환을 위하여 각 열교환기에 공급되는 2차 유체의 온도를 조절하는 항온설비로 구성되어 있다.

압축기는 회전수조절이 가능한 3.5kW(1RT)급 가변속 밀폐형 왕복동식이며, 응축기는 핀 튜브형 공랭식 응축기, 증발기로는 나관코일식 증발기를 장착하였으며 팽창밸브로는 전자팽창밸브(EEV)를 사용하였다. 그리고 저압을 측정하기 위해 압축기 냉매 흡입 측에 압력센서를 장착하였고, 고압은 팽창밸브 입구 측의 압력 센서로 측정하였다. 밀폐형 왕복동식 압축기 소요동력은 파워미터(Yokogawa)를 부착하여 실험장치의 운전조건에 따라 압축기에서 소요되는 동력을 실시간으로 획득 저장이 가능하도록 설치하였다. 또한 냉매배관 내 냉매상태 파악을 위하여 사이트 그래스를 응축기 출구와 압축기 입구에 각각 설치하였다. 그리고 증발기와 응축기, 압축기, 전자팽창밸브 등 주요 입·출구에는 T형 온도센서를 설치하였으며, 냉매 유량 측정을 위해 질량유량계(Oval)를 응축기 출구 측에 설치하였다. 또한

공작기계 부하를 대신할 히터가 설치된 2차 열교환기를 설치하여 냉각기에서 냉각된 냉수와 열교환될 수 있도록 하였으며, 냉수유량 측정을 위해 디지털 수유량계를 설치하였다.

2.2 실험조건 및 방법

압축기 회전수 변화에 따른 용량제어 특성에 관한 실험 조건을 Table 1에 나타내었다. 실험장치의 냉수탱크에서 배출되는 냉수 유량은 15 l/min로 일정하게 유지시켰다. 실제로 실험장치에 공작기계를 부착시켜 가동하는 실험은 부하변동을 일정하게 유지하기 어려운 점과 공작기계의 가동조건 변화에 따른 변수가 너무 많아 공작기계의 부하 담당을 위해 부하조절이 가능한 히터를 설치하여 냉각기의 출구 수온이 25℃가 유지 되도록 히터 발열량을 조절하였다. 그리고 압축기 회전수별 전자팽창밸브의 개도량 값은 압축기 흡입 냉매의 과열도가 5~8℃ 범위를 유지할 수 있는 범위의 값을 사용하였다.

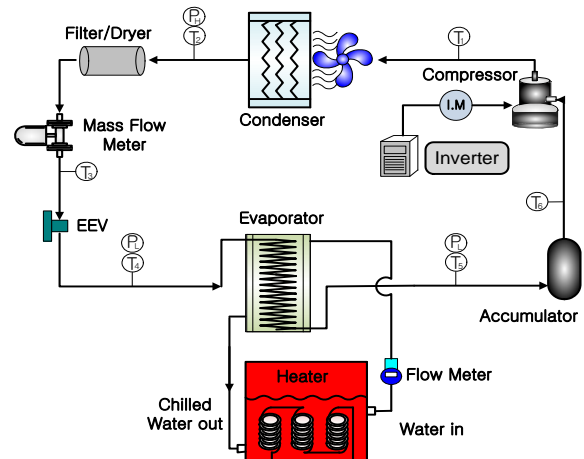


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 2 Photograph of experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Parameters	Conditions
Chilled water flow rate [l/min]	15
Chamber temperature [°C]	35
Chilled water outlet temperature [°C]	25
EEV step	0~480
Refrigerant	R-22
Inverter [Hz]	30~90
Inverter compressor capacity [kW]	3.5

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 압축기회전수 변화에 따른 응축기 출구 압력의 변화와 증발기 출구압력의 변화 값을 나타낸 그래프이다. 압축기의 압력 한계 값 이상시는 시스템 이상발생으로 압축기 크랙이나 파손이 생길 수 있으므로 인버터타입 압축기 권장 구동 압력 조건 이내에서 사용해야 한다. 따라서 본 실험 장치에 장착된 압축기의 작동한계 값을 Table 2에 나타내었다.

압축기의 회전수 변화에 따른 응축기 출구압력은 1.73~2.1MPa 로 나타났으며, 모두 압축기 한계압력 이하로 측정이 되어 실험조건으로 사용할 경우 문제가 없을 것으로 판단된다. 압축기 회전수를 낮출수록 응축기 출구압력은 낮아짐을 보였으며, 최대압력과 최소압력의 차이는 18% 정도로 나타났다.

또한 압축기회전수 변화에 따른 증발기 출구압력은 0.61~0.85MPa 이내로 나타났으며 30~35Hz에서는 압축기 자체의 진동이 심하여 장시간 가동이 어려웠으며, 이로 인하여 압축기 자체의 안정성이 저해할 수 있을 것으로 판단되었다. 따라서 회전수 제어시 30~35Hz에서의 제어는 피해야 될 회전수 영역으로 판단된다. 그리고 압축기 회전수를 낮출수록 증발기 출구압력은 높아짐을 보였으며, 최대압력과 최소압력의 차이는 26% 정도로 나타났다.

Table 2 Compressor application limitation

Item	Standard condition	Overload condition
Discharge pressure [MPa]	2.16 Max	2.7 Max
Suction pressure [MPa]	0.39~0.69	0.2~0.79
Discharge temperature [°C]	100	115

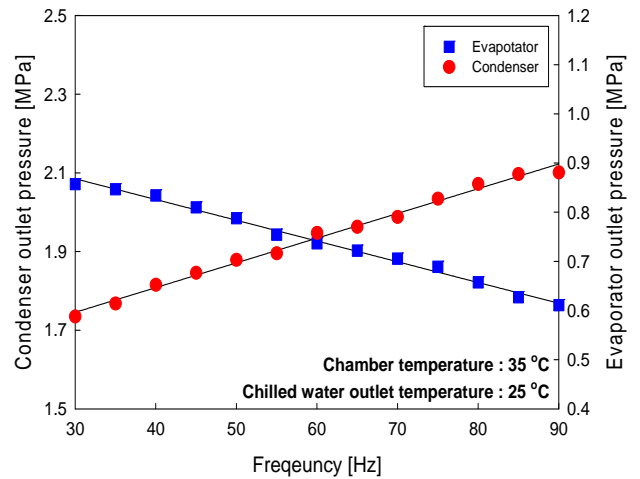


Fig. 3 Pressure of condenser and evaporator as a function of frequency

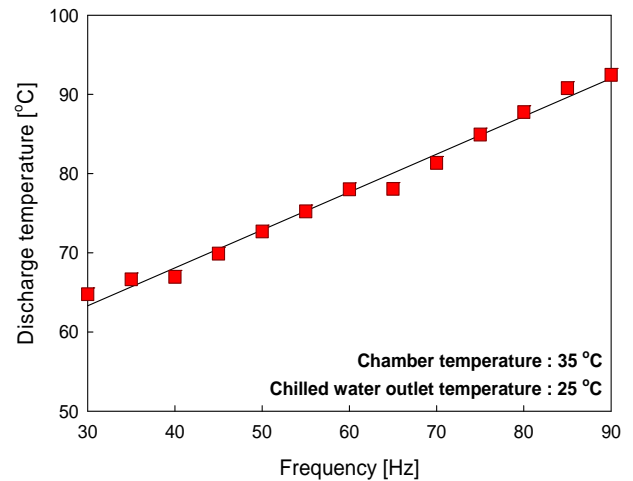


Fig. 4 Discharge temperature as a function of frequency

Fig. 4는 압축기회전수 변화에 따른 압축기토출 냉매온도의 변화 값을 나타낸 그래프이다. 압축기 토출온도가 한계온도 이상으로 지속적으로 사용 시에는 압축기 과열로 인한 오일의 열화 및 심한 마모 발생의 우려가 있다. 따라서 회전수 변화에 따른 압축기 토출온도의 확인은 상품의 내구성 측면에서는 대단히 중요하다. 압축기의 회전수 변화에 따른 압축기토출 냉매온도는 64~92°C사이의 온도로 나타났으며, 모두 압축기 한계토출온도 이하로 측정되어 안전성에는 문제가 없을 것으로 판단된다. 압축기 고회전수와 저회전수와의 토출온도 차이는 30% 정도로 나타났다.

Fig. 5는 압축기회전수 변화에 따른 증발기입구와 출구의 압력차이인 증발기 압력강하를 나타낸 그래프이다. 압축기의 회전수 변화에 따른 증발기 압력

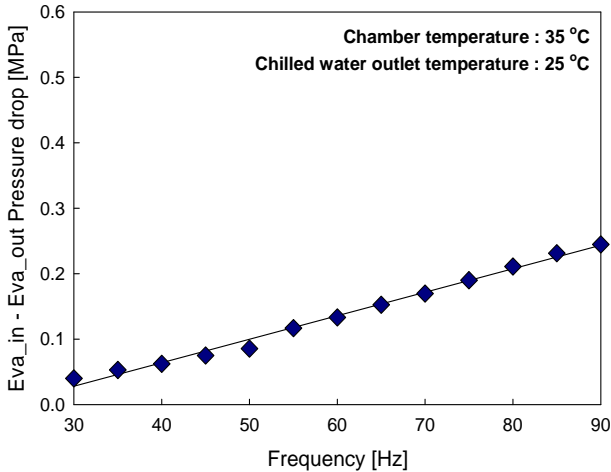


Fig. 5 Evaporator pressure drop as a function of frequency

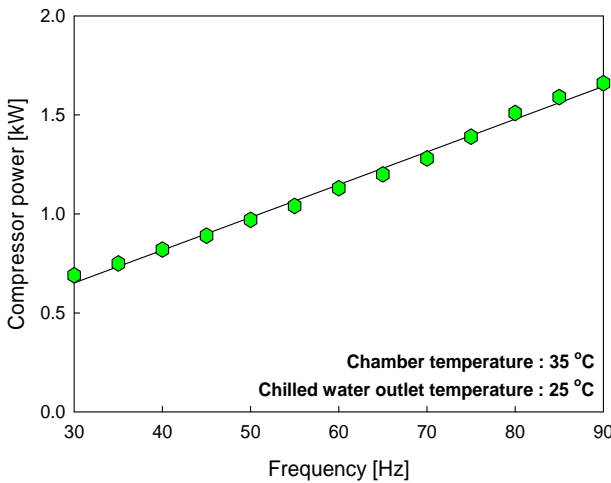


Fig. 6 Compressor power as a function of frequency

강하는 0.04~0.24MPa 사이로 나타났다. 압축기 고회전수에서 증발기의 압력강하가 크며 저회전수에서는 압력강하가 작음을 확인할 수 있었는데, 증발기의 압력강하가 클수록 압축기 소요동력이 커지게 되며, 이로 인해 전체적인 냉각기의 성능계수의 하락을 이끌기 때문에 증발기의 압력강하를 줄이는 것이 필요하다. 현재 장착되어 있는 증발기 이외의 제품을 통해 압력강하를 줄이는 방향으로 향후 설계를 할 필요가 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 압축기회전수 변화에 따른 압축기 소요동력의 변화값을 나타낸 그래프이다. 시스템 전체 에너지 소비의 절반 이상을 차지하고 있는 압축기의 소요동력의 체크는 필수적이다. 압축기의 회전수 변화에 따른 압축기 소요동력의 변화는 0.7~1.6kW 사이로 나타났다. 또한 압축기회전수 변화에 대한

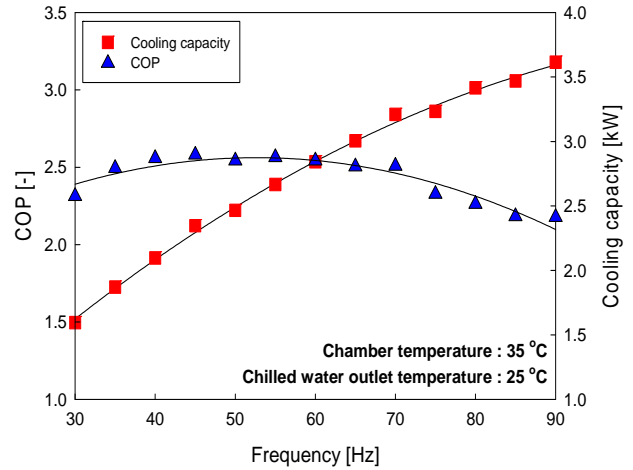


Fig. 7 COP and cooling capacity as a function of frequency

압축기 소요동력의 변화는 압축기 회전수가 낮아질수록 감소하였으며 그 변화는 선형적임을 확인할 수 있었다. 그리고 최대 소요동력과 최소 소요동력의 차이는 58%정도 편차가 크음을 확인할 수 있었다.

Fig. 7은 압축기회전수 변화에 따른 냉각능력 변화값과 성능계수 변화값을 나타낸 그래프이다. 압축기 회전수 변화에 따른 냉동능력 변화는 1.6~3.6kW 사이로 나타났다. 압축기회전수 변화에 대한 냉각능력 변화는 선형적으로 변함을 알 수 있어 용량제어가 비교적 단순화될 수 있음을 보여주었다. 압축기회전수 변화에 따른 냉각기의 용량제어범위는 40~100% 정도로 확인되었다.

그리고 압축기의 회전수 변화에 따른 성능계수 변화는 2.1~2.6 사이로 나타났다. 압축기의 정격 Hz인 60Hz를 기준으로 압축기 고회전수에서의 성능계수가 압축기 저회전수에서의 성능계수보다 낮은 값을 보였는데 이는 압축기 고회전수에서 냉각능력의 증가에 비해 압축기 소요동력의 증가가 상대적으로 더 큼으로 인해 성능계수의 하락되는 것으로 판단된다. 또한 45~70Hz 정도의 중간 주파수 범위대에서 성능계수의 값이 상대적으로 높아 효율이 가장 좋은 운전조건임을 알 수 있었다. 이 결과는 향후 압축기 회전수 제어를 통한 산업용 냉각기의 용량제어 설계 시 참고가 될 수 있으리라 판단된다.

4. 결 론

압축기의 회전수 변화에 따라 전자팽창밸브의 개도를 조절하였을 경우 전체 시스템에 미치는 영향에 대해 실험적인 방법으로 연구를 수행하여 다음

과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전자팽창밸브 개도변화에 따른 시스템의 성능 특성을 파악할 수 있었으며, 압축기의 회전수 변화에 따른 증발기 압력강하는 0.04~0.24MPa 사이로 비교적 크게 나타나 시스템의 고효율화를 위해서는 증발기 형식의 변화를 줄 필요성을 확인할 수 있었다.

(2) 압축기의 회전수 변화에 따른 압축기 소요동력 변화는 0.7~1.6kW 사이로 나타났으며, 최대 소요동력과 최소 소요동력의 차이는 58%정도 편차가 큼을 확인할 수 있었다.

(3) 압축기의 회전수 변화에 따른 시스템 냉동능력은 1.6~3.6kW로, 용량제어범위는 40~100% 정도임을 확인할 수 있었으며, 45~70Hz 범위가 가장 높은 효율을 나타내었다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

참고 문헌

1. S. M. Beak, J. H. Choi, J. Y. Byun, C. G. Moon, H. S. Lee, S. K. Jeong, and J. I. Yoon, 2009, "Characteristics of Temperature Control by Hot-gas Bypass Flow Rate on Industrial Water Cooler", Journal of the Korean Society of Marine Engineering Vol.33, No. 8, pp. 55-62.
2. J. H. Choi, S. M. Baek, B. J. Jin, W. J. Choi, C. G. Moon, H. S. Lee and J. I. Yoon, 2009, "Performance Characteristics of Cooler Controlled Capacity Using Hot-Gas Bypass", ICHMT CONV-09 Tunisia, pp.502-505.
3. Cohen. R, J. F. Hamilton and J. T. Pearson, 1974 "Possible energy conservation through the use of variable-capacity compressor", Proc. Purdue Compressor Technology Cong., Purdue, USA, pp. 50-54.
4. Lida. K, T. Yamamoto, T. Kuroda and H. Hibi, 1982, "Development of an energy saving oriented variable-capacity system heat pump", ASHRAE Trans., No. 88, pp. 441-449.
5. Ischii. N, M. Yamamura, H. Morokiski, M. Fukushima, 1988, "On the superior dynamic behaviour of a variable rotating speed scroll compressor", Proc. Purdue comp. Tech. Conf. Purdue. USA, pp. 7-82.
6. Ischii. N, M. Yamamura. S. Muramatsy, et al., 1990, "Mechanical efficiency of a variable speed scroll compressor", Proc. Purdue comp. Tech. Conf. Purdue. USA, Vol. 1, pp. 192-199.
7. S. M. Beak, C. G. Moon, H. W. Kim, S. K. Jeong and J. I. Yoon, 2010, "Characteristics of Capacity Control of Variable Speed Water Cooler with the Electronic Expansion Valve Open/Close Degree", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.34, No.1, pp.282-288.
8. D. S. Yang, G. b. Lee, M. S. Kim and Y. M. Cho, 2004, "A Study on the Capacity Modulation of a Variable Speed Vapor Compression System using Superheat at the Compressor Discharge," Proceedings of the SAREK 2004 Winter Annual Conference, p. 99.
9. Hua. Li, J. I. Yoon and S. K. Jeong, 2004, "Dynamic Characteristics of Refrigeration System for Control Evaporator Superheat and Compressor Capacity", The Korean Society for Power System Engineering, KSPSE The 2004 Spring Conference, pp. 170-174.
10. Sun Chul Kim, Dae Sun Hong and Won Jee Chung, 2004, "Temperature Control for an Oil Cooler System Using PID Control with Fuzzy Logic", Transactions of Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol.13, No.4, pp.87-94.