

하천수 열원 2단 압축 열펌프시스템의 부분부하 운전특성에 관한 실험적 연구

김지영*·백영진*·이영수†·나호상*

An Experimental Study on the Part-Load Performance of a River Water Source 2-Stage Heat Pump

Ji-Young Kim, Young-Jin Baik, Young-Soo Lee, Ho-Sang Ra

Key Words: River water heat source(하천수열원), Heat pump(열펌프), Part-load(부분부하)

Abstract

The river water heat source heat pump has the advantage in the performance compared to air source heat pump. Although its better performance, the large temperature difference between load and source makes system performance worse by nature. In this study, 2-stage compression is considered as the solution of this problem. Generally, heat pump is designed for maximum capacity rate, but it actually operates at part load condition in many cases. Therefore, an information on the part-load character is very important in view of the system overall performance. In this study, part-load performance tests of a R134a 2-stage compression heat pump were carried out over the river water and supply heating water temperature changes. The experimental results show that the system performance is influenced by the part load rates, river water temperature, load temperature, etc.

기호설명

T : 온도 [°C]
Q : 열량 [kW]

하첨자

heating: 난방
source : 열원
sink : 열침
in : 입구
out : 출구

1. 서론

하천수는 일반적으로 해수, 하수처리수 등과 같이 계절에 따라 대기와의 온도차가 분명하게 나타나며(여름철에는 대기온도보다 낮고 겨울철에는 대기온도보다 높음) 수온은 지역별로 다소 차이는 있으나 연간, 일간 온도변화가 작기 때문에 안정적인 열원이다. 국내인 경우 하천수는 동절기 3~16°C, 하절기 22~28°C로 나타났으며 통상 하절기에는 수온이 외기 온도보다 약 5°C 정도 낮고, 동절기에는 10°C 정도 높은 특성을 가지고 있다. 공기열원과 비교할 때 온도의 계절변동이 작아 공기열원 열펌프보다 효율이 향상된 열펌프 시스템을 구성 할 수 있다. 그러나 동절기의 경우, 공기보다 우수한 하천수 열원을 이용한다 하더라도, 원활한 난방 및 급탕을 위해서는 생산 온수의 온도가 적어도 50-60°C 이상은 되어야 한다. 결국 열원의 온도를 고려하면 결코 작지 않

† 회원, 한국에너지기술연구원 재생에너지연구부

E-mail : yslee@kier.re.kr

TEL: (042)860-3161 FAX: (042)860-3133

* 한국에너지기술연구원 재생에너지연구부 미활용에너지, 지열연구센터

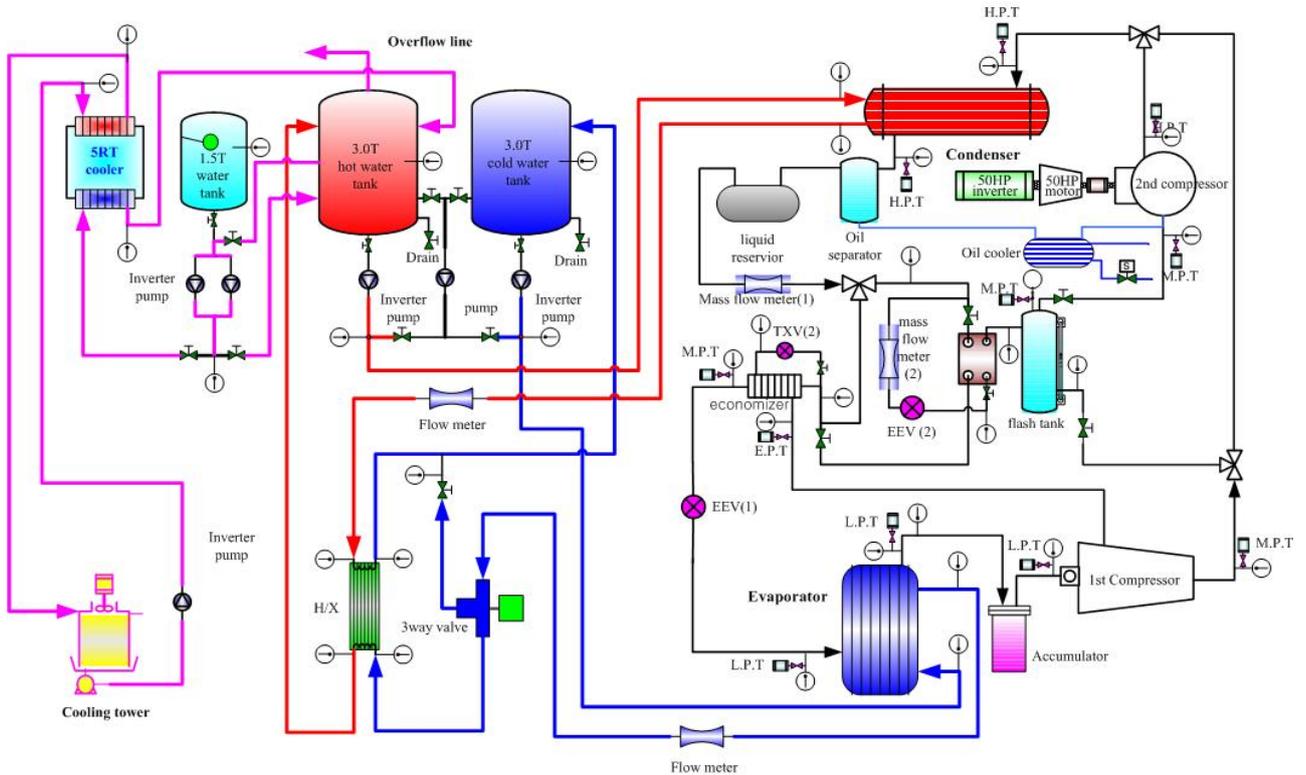


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

은 온도차가 존재하며, 이는 열펌프 성능저하의 주요 원인이 된다. 이와 관련하여, 본 연구에서는 시스템의 효율을 높이기 위한 방법으로 2단 압축 방식을 적용 하여 30RT급 시스템을 구성 하였다⁽¹⁻²⁾. 그러나 소형 시스템인 경우 부하에 On-Off를 통해 용량이 제어 될 수 있으나 본 연구 시스템과 같은 중대형의 시스템인 경우 부하에 따라 가변적으로 용량을 제어 할 수가 있다. 통상적으로 시스템의 용량 선정은 최대 부하를 기준으로 이루어지고 있으나 실제 운전은 많은 부분이 부분부하에 이루어지고 있다. 따라서 부분부하에서의 시스템의 성능이 전체 성능 평가를 좌우 할 수 있는 중요한 요소이다⁽³⁾.

본 연구에서는 하천수 열원 2단 압축 열펌프 시스템의 부하율에 따라 혹은 열원 측 조건에 따라 부분부하 조건에의 운전 특성을 고찰 하였다.

2. 열펌프 시스템 및 실험

2.1 열펌프 시스템

Fig. 1에 본 연구의 2단 압축 열펌프 시스템 실험장치의 개략도를 나타내었다. 1단 압축기는 독

일 Bitzer 社의 반밀폐형 트윈 로터 콤팩트 스크류 압축기를 사용하였다. 1단 압축기에는 이코노마이저 기능과 “이중용량제어” 슬라이드 제어변을 채용하여 압축기를 개조하지 않고도 무단계 또는 4단계 용량제어(25%, 50%, 75%, 100%)가 가능하다. 2단 압축기는 이코너마이저 운전이 가능한 개방형 트윈 스크류 압축기를 사용하였으며 인버터 및 3상유도 전동기로 사용하여 주파수 제어(0-60hz)를 통해 용량제어가 가능하다. 증발기는 Plate-type 열교환기를 사용하였고, Shell & tube-type 응축기를 사용하였다. 중간 압력 및 2단 압축기에 과열도와 응축기에 과냉도를 높이기 위해 응축기와 팽창 밸브 사이에 중간 냉각기 및 팽창탱크를 설치하였다. 응축기에서 나온 고온의 액 냉매의 일부를 중각냉각기에서 팽창시켜 응축기의 과냉도를 증가시키고 팽창된 냉매는 1단축에 고온고압의 냉매가스와 플래쉬 탱크에서 섞여 2단 압축기에 흡입되게 된다. 이때 중간 냉각기에 설치된 팽창 밸브 개도는 고단 압축기 입구 과열도에 따라 조절되어 진다. 팽창밸브는 입구 측에 압력과 온도를 측정하여 밸브의 개도를 PID 제어하는 전자팽창밸브(EEV)를 사용하였으며 시

Table 1 Experimental condition

Heat source temp. [°C]	Heat sink temp [°C]	Comp. capacity [%] (1st-2nd)
5-2	43 - 50	50-50
10-7	53 - 60	75-75
15-12	63 - 70	100-100

시스템 작동 유체는 HFC134a를 사용하였고 그 외 부속기기로 수액기와 오일 분리기, 오일 쿨러 등이 설치되어있다.

2.2 계측기

시스템의 성능을 파악하기 위해 각각의 부속기기의 입·출구에 4-Wire RTD와 전자식 압력계를 설치하였다. 수액기 후단에는 냉매용 질량 유량계를 설치하여 전체 시스템의 냉매유량을 측정할 수 있도록 하였고, 중각 냉각기로 흐르는 냉매유량을 측정하기 위한 별도의 질량 유량계도 설치하였다. 또한, 응축기 및 증발기 후단에 유량계를 설치하여 응축기와 증발기에 흐르는 2차 유체의 유량을 측정하였다.

2.3 실험방법 및 조건

실험 장치는 3ton 크기의 저온수와 고온수 저장 탱크, 증발기의 2차유체 입구 온도를 일정 온도 유지하기 위한 3way 밸브 및 열교환기 등으로 구성되었다. 우선 증발기에서 생산된 저온수 중 일정량은 3way 밸브에 의해 바이패스 되어져 일정량은 저온수 저장 탱크로 직접 들어가고 나머지는 열교환기를 통해 응축기에서 생산된 고온수와 열교환하여 저온수 탱크로 유입된다. 이 때, 3way 밸브의 개도를 PID 제어하여 원하는 실험 조건을 원활히 구현할 수 있도록 하였다. 고온수인 경우 칠러가 연결된 냉수탱크와 인버터 펌프, PID 컨트롤러를 사용하여 목표 온도가 유지되도록 냉수탱크에 물을 고온수 탱크로 유입하여하여 목표 온도를 제어 할 수 있도록 구성하였다.

2단 압축기와 오일 분리기 중간에는 오일 쿨러를 설치하여 고단 압축기에 토출 온도가 90°C 이상인 경우 압축기에 안전성능을 확보하기 위해 솔레노이드 밸브와 온도조절기를 이용해 2단 압축기에 흡입되는 오일을 냉수를 사용해 강제 냉각하도록 하였다.

실험은 2차 유체의 온도 변화는 열펌프 시스템의 성능에 큰 영향을 미치므로 온도변화에 따른 성능을 살펴보기 위해 Table 1과 같이 1-2단 압축기에 부하율을 50-50%, 75-75%, 100-100%에 대하여 증발기 2차 유체(열원)의 입·출구 온도와 응축기 2차 유체(난방수)의 입·출구 온도에 따라 실험 수행하였다. 시스템의 실험 조건을 만족하는 평행상태에 도달한 이후 약 30분 동안 5초 간격으로 취득한 데이터를 평균한 값을 취하여 이를 운전 시험 데이터로 사용하였다.

3. 실험 결과

Fig. 2는 2단 압축시스템의 압축기 용량과 COP를 하천수 열원 및 공급 온도 조건에 따라 나타내었다. 그림의 COP는 1-2단 압축기 용량의 50%이고 하천수 열원의 입구 온도는 5°C, 난방수 공급 온도는 50°C를 기준 조건으로 하여 무차원화한 것이다. 압축기 용량이 증가 할수록 COP는 감소하는 경향을 알 수 있으며 온수 공급 온도가 높을수록 효과 점차 낮아지는 경향성이 약해진다. COP는 열원 측에 온도가 증가 할수록 증가하며 공급 온도가 높을수록 COP는 낮아진다. 공급 온도의 증가는 압축비의 증가를 유발하며 이는 압축기에 체적 효율의 감소, 비가역성의 증가로 이어진다. 그러나 열원의 온도가 5°C, 온수 공급온도가 70°C인 경우 1-2단 압축기 용량이 75%인 경우에 가장 높은 COP를 나타낸다.

Fig. 3은 2단 압축시스템의 압축기 용량과 난방 용량을 하천수 열원 및 난방수 공급 온도 조건에 따라 나타내었다. 그림의 난방용량은 앞서와 마찬가지로 같은 조건으로 하여 무차원화한 것이다. 압축기의 용량이 증가 할수록 전체 난방용량은 증가하며 열원측에 온도가 증가 할수록 난방용량이 증가 하는 것을 알 수 있다. 그러나 난방수 공급 온도에 따른 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 4는 난방 공급수 온도가 50°C인 경우 열원 측 온도와 압축기 용량에 따른 고단 압축기의 토출 냉매 가스 온도를 나타낸 것으로 압축기 용량의 용량이 증가 할수록 토출온도가 증가 하는 것을 알 수 있다. 열원측의 온도가 5°C인 경우 나머지 조건에 비해 온도 증가 폭이 조금 낮은 것을 확인 할 수 있다. 그러나 공급 온도가 70°C

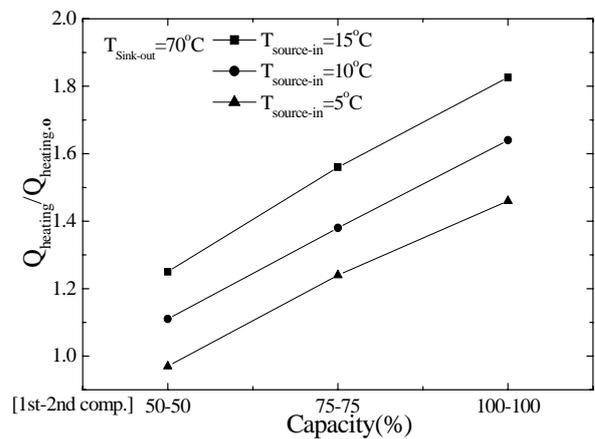
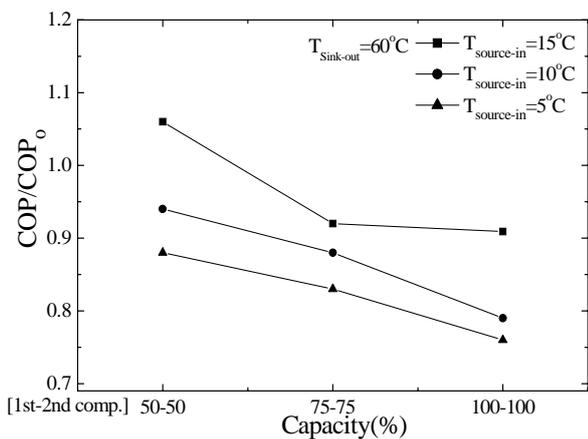
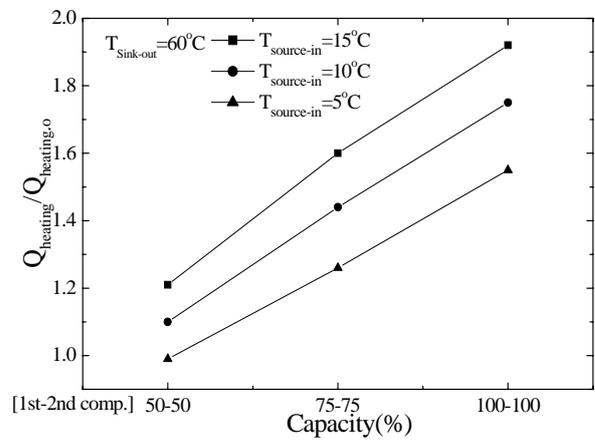
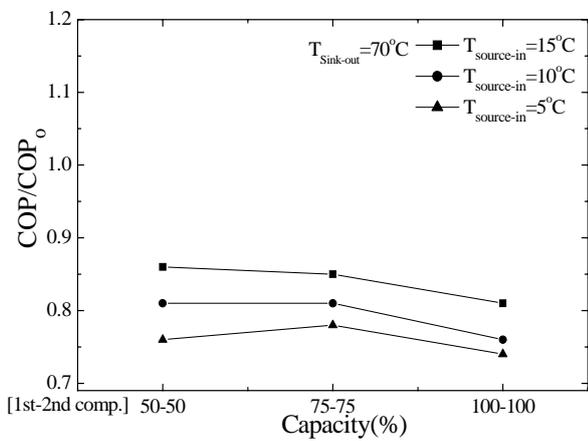
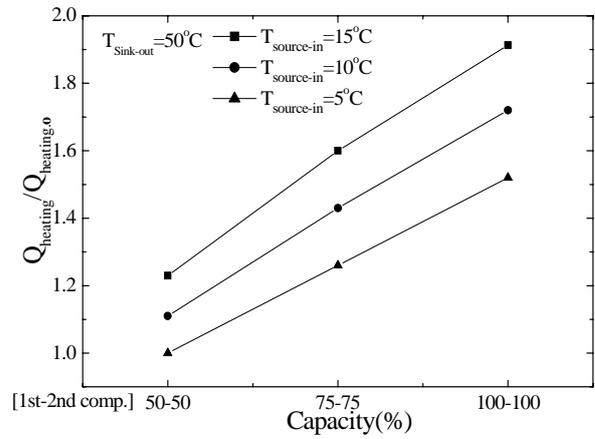
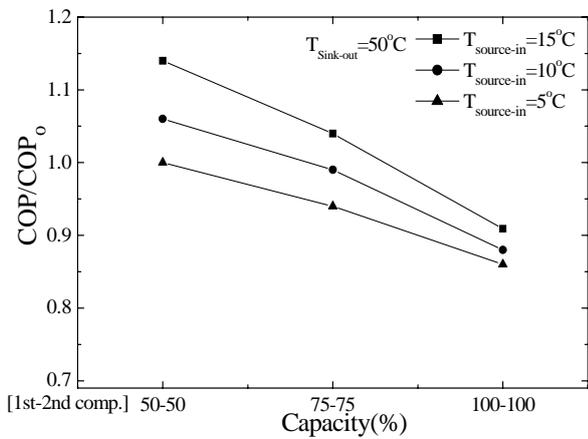


Fig. 2 COP with respect to compressor capacity (COP₀: T_{source-in}=43°C, T_{sink-out}=50°C)

Fig. 3 Heating capacity with respect to compressor capacity (Q_{heating,0}: T_{source-in}=43°C, T_{sink-out}=50°C)

인 경우는 Fig. 5와 같이 높은 토출가스 온도를 형성한다. 높은 토출가스온도는 압축기 오일의 탄화 등 많은 기계적인 문제를 야기 시킬 수 있다. 본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 압축기 토출 온도에 의해 고단 압축기와 오

일 분리기 사이에 설치된 오일 쿨러의 냉각수 흐름을 제어하는 장치를 설치하였다. 냉각 제어는 on-off 제어로써 90°C 이상 온도가 상승할 경우 오일 쿨러에 냉각수를 흘려보내며 편차를 2°C

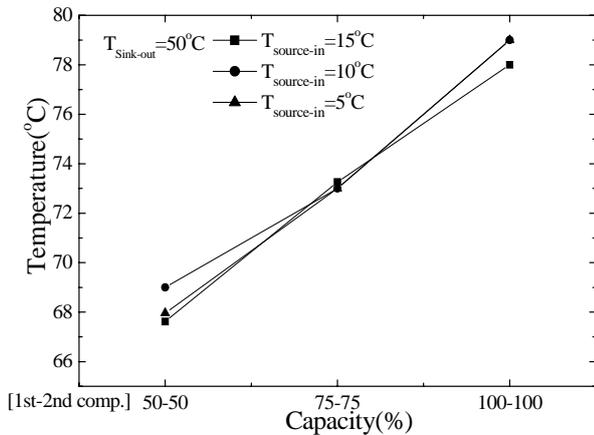


Fig. 4 Compressor discharge temp. with respect to compressor capacity

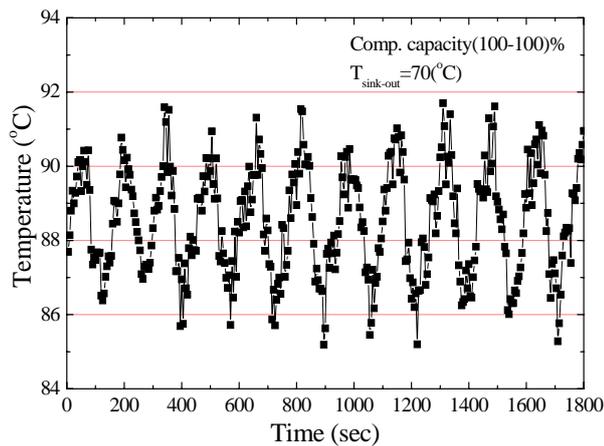


Fig. 5 Compressor discharge temp. variation with time

로 설정하였다. Fig. 5는 이와 같은 제어를 통한 압축기 토출 온도를 보여주고 있으며 토출온도는 크게 90°C를 넘어서지 못하고 있으며 지속적인 제어를 통해 시스템의 안정적인 운전을 할 수 있다.

4. 결론

본 연구는 가변 제어가 가능한 스크류 압축기를 적용한 하천수 열원 2단 압축 열펌프 시스템의 부분부하에서의 시스템의 용량 가변 작동에 관한 운전 특성을 실험적으로 분석하였다.

압축기의 용량이 증가함에 따라 COP는 감소하는 것을 알 수 있었으나 난방 공급수의 온도가 증가 할수록 성능 저하 감소폭은 감소하는 것을 알 수 있었다. 특히 난방 공급수 온도가 70°C이고 열원측 온도가 5°C인 경우 1-2단 압축기 용량이 75%일 때 가장 높은 COP를 나타냈다.

압축기의 용량 및 열원측 온도가 증가함에 따라 난방용량은 증가하나 공급수 온도에 따른 영향은 미비하였다.

압축기 용량의 증가에 따라 2단 압축기에 토출 온도 또한 비례하여 증가하나 난방 공급수의 온도가 높아지면 시스템의 신뢰성을 확보하기 위해 압축기 토출온도 제어 및 처리된 냉각수에 보존된 열 회수가 필요함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발 사업단(과제번호 BB2-101)의 지원에 의해 수행 되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Y.S. Lee, J.R Kim, K.C. Chang, W.H. Lee, H.S. RA, Y.J. Baik, 2004, "Performance Test of 2-Stage Heat Pump System using River Water as a Heat Source", *Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, 2004 Summer Conference*, pp. 1288 ~ 1293.
- (2) J.R. Kim, Y.S. Lee, H.s. Ra, Y.J. Baik, 2005, "Research on Performance Test of 2-Stage Heat Pump System using River Water as a Heat Source", *Journal of The Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea*, Vol 35, pp. 214 ~ 219.
- (3) Y.S. Chang, Y.C. Lee, Y.G. Kim, 2003, "Part-Load Performance Test of a Screw Chiller with Economizer using R22 and R407C", *Journal of The Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea*, Vol 15, No. 15, pp. 902-909.