

열교환기 용량변화에 따른 하천수열원 열펌프의 성능 변화

박성룡[†] · 백영진^{*} · 김희환^{**} · 이영수^{*}

Performance Variations of River Water Source Heat Pump System According to Heat Exchanger Capacity Variations

Seong-Ryong Park, Young-Jin Baik, Hee-Hwan Kim, Young-Soo Lee

Key Words: Un-utilization energy(미활용에너지), River water(하천수), Heat pump(열펌프), Plate type heat exchanger(판형열교환기)

Abstract

The utilization of unused energy is important because it can afford to offer a chance to increase energy efficiency of a heat pump system. One of the promising unused energy sources is river water. It can be used as a heat source in both heating and cooling effectively with its superior features as a secondary working fluids. In this study, the performance of a 5HP heat pump system using river water as a heat source is investigated by both experiment and simulation. According to system simulation results, performance improvement of condenser seems more effective than that of evaporator for better COP_H. The serial connection is also preferred among several methods to improve plate type heat exchanger performance. The experimental results show that the hot water of 50~60°C can be acquired from water heat source of 5~9°C with COP_H of 2.7~3.5.

기호설명

i : 엔탈피 [kJ/kg]
 T : 온도 [K]
 W : 압축기 소비 전력 [kW]
 v : 비체적 [m³/kg]

map : 압축기 map
 out : 출구
 r : 냉매
 suc : 흡입상태

하첨자

c : 응축기
 comp: 압축기
 e : 증발기

1. 서 론

하천수의 온도는 계절에 따라 다소 변화하기는 하나, 공기의 온도변화에 비하여 안정적이며, 겨울철에는 외부공기에 비해 따뜻하고, 여름철에는 차갑기 때문에 열펌프의 열원으로 사용될 경우 매우 우수한 성능을 기대할 수 있다. 이와 관련하여 일본 등지에서는 하천수 열원 시스템을 적용한 지역냉난방사업이 활발히 추진되고 있다.⁽¹⁾ 하천수를 열원으로 사용할 경우, 물론 이물질 등에 의한 열교환기의 오염 및 열공해와 관련한 환경평가에 대한 고려가 필요하다. 이외에도 하천수를 사용하기 위한 토목 공사 등이 요구되므로,

[†] 한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터

E-mail : srpark@kier.re.kr

TEL : (042)860-3224 FAX : (042)860-3133

^{*} 한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터

^{**} 공주대학교 기계공학과 대학원

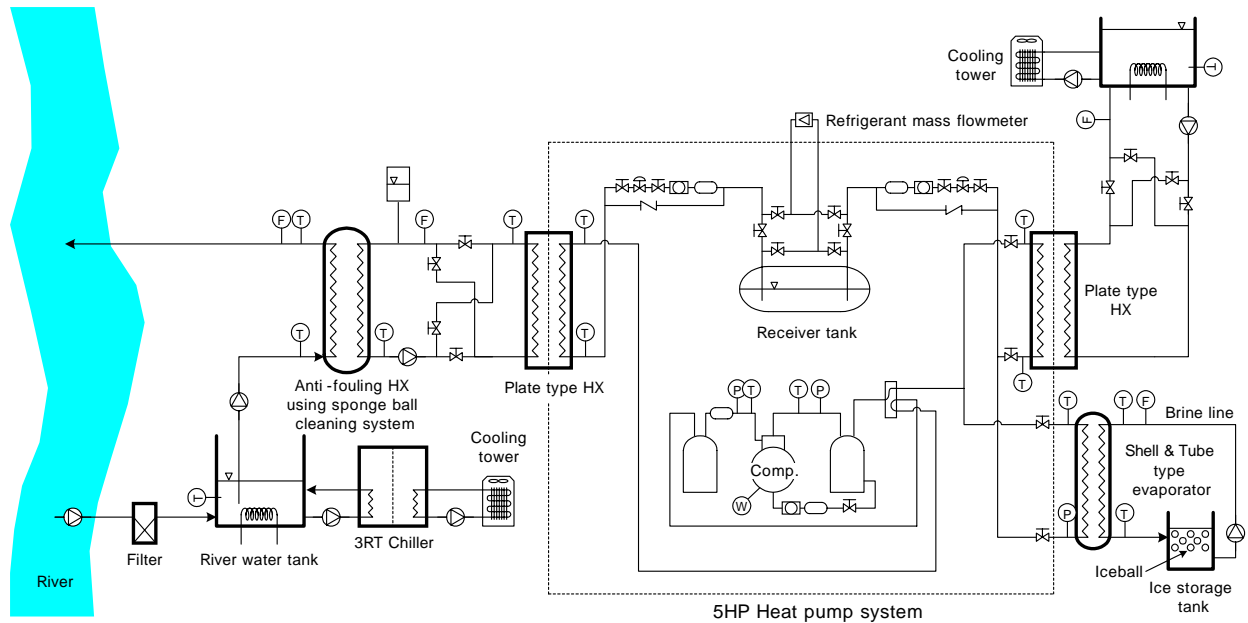


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental apparatus

어느 정도 이상의 규모를 갖는 경우에 유리하다. 본 연구에서는 이러한 중규모 이상의 시스템 설계를 위한 기초 연구로서, 판형열교환기 모델 변화에 따른 하천수 열원 열펌프의 성능변화를 고찰하였으며, 이를 위하여 시뮬레이션과 성능실험을 병행하였다.

2. 실험 장치

본 연구의 하천수 열원 열펌프는 동계 운전의 경우 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 의 하천수 열원을 이용하여 $50\sim 60^{\circ}\text{C}$ 의 온수를 생산할 수 있도록 제작한 것으로서 한국에너지기술연구원 내 미활용에너지연구팀 실험실에 설치되어 있으며 설치 위치로부터 약 50m 거리에 탄동천(갑천의 지류로서, 대덕연구단지과 인접)이 흐른다. 그러나, 본 연구에서는 아직 기초 단계의 과정으로서 하천수 대신 수돗물을 열원으로 사용하여 실험을 수행하였다. 열펌프 시스템은 R134a를 작동유체로 하는 5HP급 밀폐형 왕복동식 압축기, 용접식 판형 응축기 및 증발기, 정온식 자동팽창밸브, 순환펌프 및 ball-type 자동 세척 열교환기, 사방변, 필터 드라이어, 수액기, 그리고 투시창 등으로 구성되었다. 이 외에 압축기의 소비 전력 측정을 위한 3상 비평형 전력계, 물 및 브라인의 온도를 측정하기 위한 4선식 RTD, 냉매측 측정을 위한 압력 트랜

스듀서 및 T-type 열전대, 냉매유량 측정을 위한 질량 유량계 및 물 유량 측정을 위한 자기 유량계등이 설치되었다. 소비 전력, 온도, 압력, 유량 등의 모든 신호는 HP VXI 데이터 취득 시스템에 의해 측정되어 HP사의 VEE 프로그램에 의해 PC 화면에 표시 및 저장되었으며, 실험 대상 열펌프의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 이 중 용접식 판형 응축기 및 증발기는 제조사에 의뢰하여 본 시스템의 목표 성능을 얻을 수 있는 적절한 용량의 것으로 선정하였다. 그러나, 이상의 시스템을 동계 운전 모드에서 운전하였을 때 목표성능을 얻을 수 없었으며, 분석 결과, 설계 조건에 비하여 응축압력이 너무 높게 운전되고 있었으며, 특히 압축기 토출 가스 온도가 너무 높아 윤활 계통에 문제를 발생시킬 소지가 있는 등 시스템 개선의 여지가 있는 것으로 조사되었다.

3. 시뮬레이션

시스템의 적절한 개선을 위하여 본 연구에서는 시스템 시뮬레이션을 수행하였다. 시스템 시뮬레이션은 압축기 제조사로부터 제공받은 성능곡선을 기초로한 압축기 모델링과 판형열교환기 제조사로부터 제공받은 판형열교환기 선정 프로그램을 사용하여 수행하였다. 통상적인 경우, 열교환기 선정 프로그램을 사용하면 설계 운전조건 입

력에 맞추어 입력 조건 만족은 물론 어느 정도의 여유율을 갖는 적절한 모델이 선정된다. 또한, 이와 같은 방법을 사용하여 열교환기를 선정한 경우, 실제 실험결과 예상 성능이 얻어지지 않으면 여유율을 늘려 한 단계 또는 두 단계 큰 열교환기로 대체하는 것이 보통이다. 그러나, 실제의 경우 열교환기를 교체하면 압축기 성능 및 시스템의 모든 상태가 동시에 변화하므로, 이를 제대로 예측하기 위해서는 압축기 모델링과 연계하여 열교환기 선정 프로그램을 사용하여야 한다. 본 연구에서는 이와 같은 방법으로 관형열교환기의 관수 및 세브론각, 판크기 등의 변화가 전체 시스템에 어떠한 영향을 미치는지를 조사하였다. 압축기 모델링을 위하여 본 연구에서는 식(1)~식(2)와 같이 Fischer and Rice⁽²⁾가 제안한 map-based 모형과 식(3)~식(4)와 같은 Dabiri and Rice⁽³⁾의 과열도 보정 관계식을 사용하였다. 또한 응축기 입구 냉매 상태를 계산하기 위해 압축기 및 토출관에서의 열손실을 압축기 소비전력의 함수로 구하였다. 식(4)에서 i^* 는 등엔트로피 압축 과정을 통한 압축기의 토출 가스 엔탈피를 나타낸다.

$$W_{map} = a_1 T_e^2 + a_2 T_e + a_3 T_c^2 + a_4 T_c + a_5 T_e T_c + a_6 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{r, map} = b_1 T_e^2 + b_2 T_e + b_3 T_c^2 + b_4 T_c + b_5 T_e T_c + b_6 \quad (2)$$

$$\dot{m}_{r, corr} = \left(0.75 \frac{v_{suc, map}}{v_{suc}} + 0.25 \right) \dot{m}_{r, map} \quad (3)$$

$$W_{corr} = \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{r, map}} \right) \left(\frac{i^*_{out} - i_{suc}}{i^*_{out, map} - i_{suc, map}} \right) W_{map} \quad (4)$$

열교환기 모델링으로서 전술한 바와 같이 TAU 프로그램⁽⁴⁾의 계산결과를 인용하였다. TAU 프로그램의 입력변수는 열교환기의 종류(판의 크기, 판수, 세브론각, 직렬연결), 작동유체, 열교환기 입, 출구 온도 및 전열량이며, 계산 결과로서 냉매의 포화온도, 유량 및 압력강하 등을 얻을 수 있다. 압축기 모델링과 TAU 프로그램의 계산결과를 연계시켜 시스템 시뮬레이션을 수행하는 방법은 Fig. 2와 같다. 우선 하천수 입구 온도 및 유량, 온수 입구 온도 및 유량, 그리고 과열도 및 과냉도가 입력변수로서 주어진다. 응축온도와 증발온도를 가정한 후 압축기 모델링으로부터 냉매의 질량 유량, 소비전력, 그리고 응축기 입구 가스의 상태를 계산한다. 다음, TAU 프로그램을 사

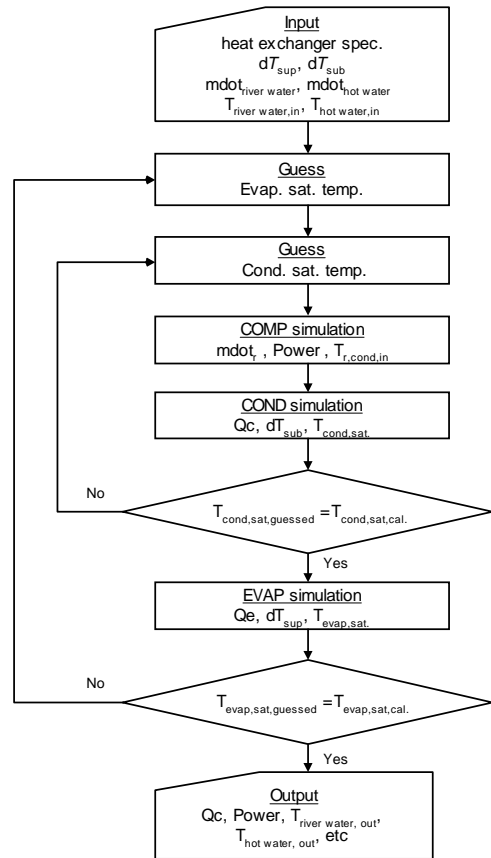


Fig. 2 Simulation procedure

용하여 주어진 조건에서의 응축온도를 계산한다. 계산한 응축온도가 가정된 응축온도와 일치하지 않으면 응축온도를 다시 가정하여 계산을 반복한다. 증발기에 대해서도 동일한 과정으로 반복계산을 수행한다. 시뮬레이션 결과로서 난방능력, 압축기 소비전력, 열원수 출구 온도, 응축 및 증발 압력 등을 얻을 수 있다. 한편, sponge-ball type의 자동세척 열교환기는 shell & tube 열교환기로서, 예비실험 결과를 사용하여 양측의 질량 유량의 함수로서 미리 구한 UA 관계식을 사용하여 해석하였다. 이상에서 모든 물성치 계산에는 미국 F-chart software사의 EES(Engineering Equation Solver) version 6.2⁽⁵⁾를 사용하였다.

4. 시뮬레이션

이상의 시뮬레이션은 시스템의 적절한 개선을 위하여 수행된 것이므로, 열교환기 교체 전 시스템의 실제 성능을 가장 잘 예측하는 모델을 우선 선정한 후, 이를 기준으로 하여 판수 및 세브론

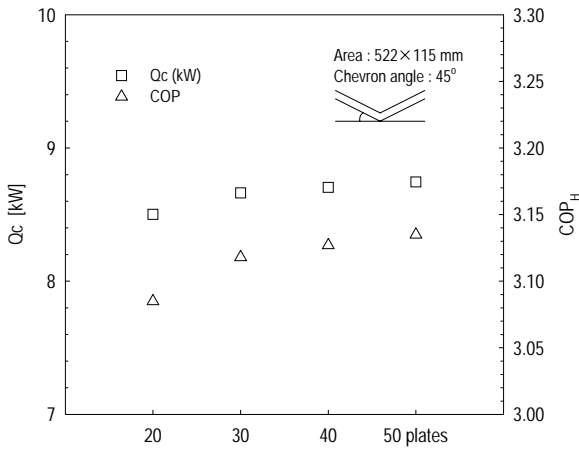


Fig. 3 Performance variations according to plates of evaporator

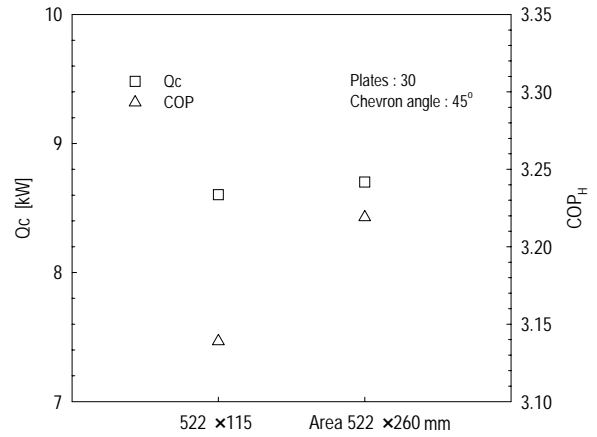


Fig. 6 Performance variations according to single plate area of condenser

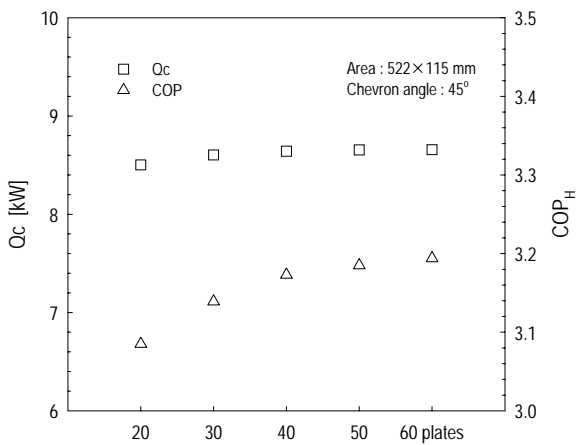


Fig. 4 Performance variations according to plates of condenser

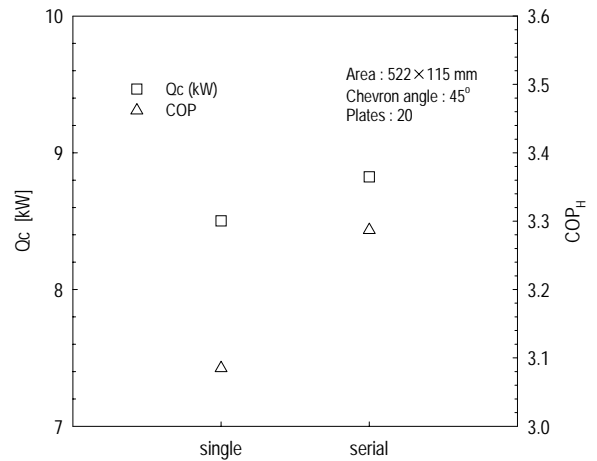


Fig. 7 Performance variations according to condenser arrangement

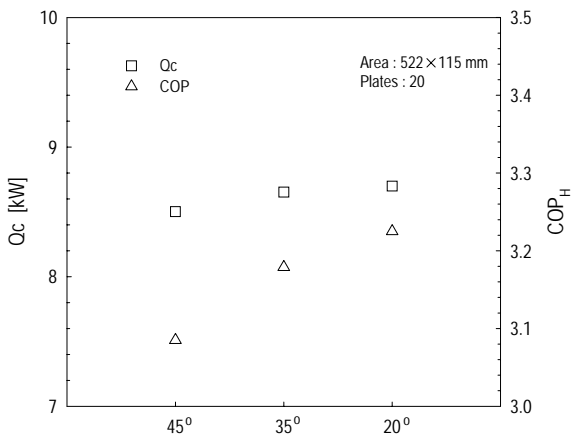


Fig. 5 Performance variations according to chevron angle of condenser

각, 판 크기 등을 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. 분석 결과, 열교환기 교체 전 시스템의 실제 성능을 가장 잘 예측하는 모델은 증발기 및 응축기 모두 판 크기 522×115 mm, 세브론 각 45°, 판 수 20장인 제품으로 나타났다. 계산 조건은 설계 운전 조건인 하천수 온도 7°C, 생산 온수 온도 50°C인 경우로 하였으며, Fig. 3~7에 시뮬레이션 결과를 나타내었다. Fig. 3과 Fig. 4에 응축기와 증발기를 각각 고정시키고 증발기와 응축기의 판 수만을 각각 증가시킨 경우의 시스템 변화를 비교하여 나타내었다. 양측 모두 판 수를 증가시킬수록 난방열량과 성능계수가 증가하다가 일정한 값으로 수렴하는 동일한 경향을 나타내나, 응축기의 판 수를 증가시키는 것이 성능계수

측면에서 유리함을 알 수 있다. 증발기의 판 수를 증가시킬 경우, 냉매 유량이 늘어 난방열량 측면에서는 유리하지만 응축압력을 낮추는 효과는 응축기의 판 수를 증가시키는 경우에 비하여 작다. 유회 계통에 있어서도 응축압력을 낮추는 방향이 좋으므로, 본 연구의 시스템에서는 응축기를 교체하는 것이 더 바람직한 것으로 판단된다. Fig. 5, 6 및 7은 각각 응축기의 세브론각의 변화, 판 크기(폭)의 변화, 그리고 직렬연결 여부에 따른 시스템 성능 변화를 나타낸 것이다. 모든 인자의 변화에 대하여 성능 변화가 나타나지만 그 중에서도 직렬연결의 경우 큰 성능 향상을 기대할 수 있음을 알 수 있다. 즉, Fig. 4의 판 크기 522×115 mm, 세브론각 45°, 판 수 40장 모델과 Fig. 7의 판 크기 522×115 mm, 세브론각

45°, 판 수 20장 모델을 직렬연결 한 경우를 비교하면, 세브론각이 같고, 전열면적도 거의 동일함에도 불구하고 큰 성능차이를 나타내는데, 이는 판 수를 증가시킬 경우 채널 당 유량이 줄어 열교환기 내부의 열전달계수가 감소하기 때문이다. 이상과 같은 시뮬레이션 결과와 설치 공간 등의 상황을 바탕으로 본 연구에서는 교체 대상 열교환기에 비하여 판 수가 2배 많은 모델을 구하여 실험장치를 수정하였다. 열교환기 교체 후 실험결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 시뮬레이션 결과와 비교하여 나타내었다. 시뮬레이션은 응축온도를 ±2°C 범위 내에서 예측하였으며, 성능계수도 만족할만한 오차 범위 이내에서 예측하였다. 또한, Fig. 10과 Fig. 11에 열원수의 온도 변화에 따른 시스템의 성능 실험 결과를 나타내었다. 성능 실

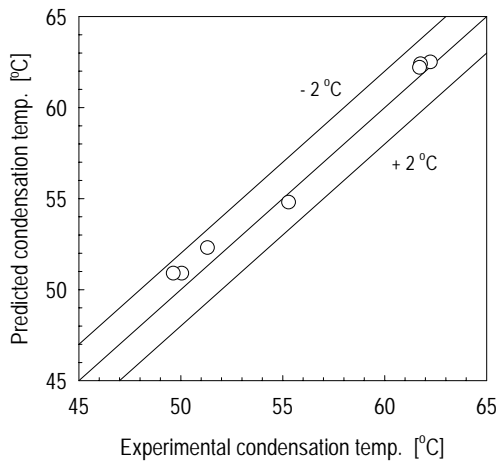


Fig. 8 Experimental $T_{cond,sat}$ and predicted $T_{cond,sat}$

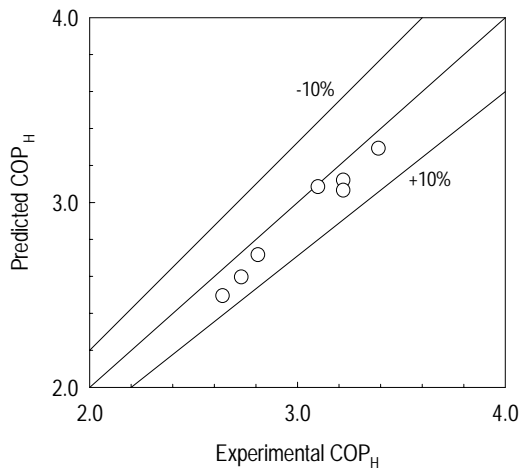


Fig. 9 Experimental COP_H and predicted COP_H

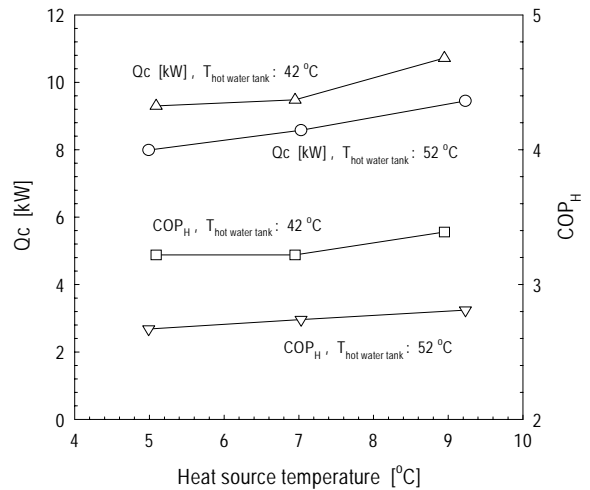


Fig. 10 Experimental heating capacity and COP_H

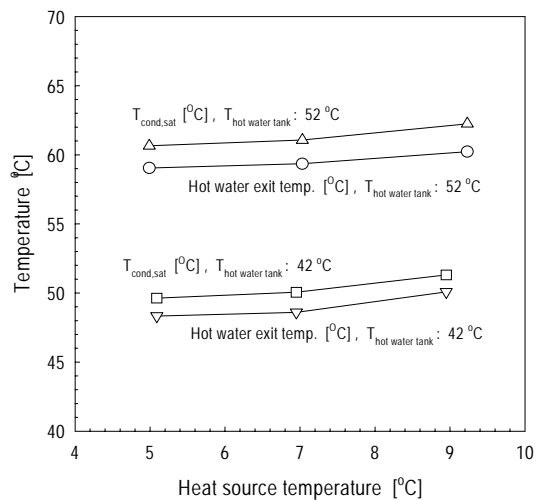


Fig. 11 Experimental $T_{cond,sat}$ and $T_{hotwater}$

험은 열원수 온도 5, 7, 9℃, 온수조 온도 42℃ 및 52℃의 조건에서 수행되었다. 실험 결과에 따르면, 열원수 온도가 약 9℃ 일 때 60℃ 온수를 얻을 수 있으며, 이때의 성능계수는 약 2.9 수준인 것으로 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 5~10℃의 하천수를 열원으로 이용하여 50~60℃의 온수를 생산할 수 있는 5HP급 열펌프를 제작하였고, 성능 실험 및 시뮬레이션을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 시스템 시뮬레이션 결과, 성능계수를 향상시키기 위해서는 증발기보다는 응축기의 성능 향상이 필요하며, 이는 윤회 계통의 안전 측면에서도 긍정적으로 작용할 수 있다.
- (2) 관형 응축기의 성능에 영향을 미치는 인자는 관 수, 관의 크기, 직렬연결 여부 등 여러 가지가 있으며, 동일한 전열면적을 갖는다고 생각하면, 직렬연결의 경우 가장 큰 성능 향상을 기대할 수 있다.
- (3) 실험 결과, 열원수 온도 5℃~9℃의 범위에서, 50~60℃의 온수를 생산하였으며, 이때의 성능계수는 약 2.7~3.5 였다.

향후 하천수를 직접 사용한 장기간의 실험을 통한 오염인자의 영향, ball-type 자동 세척 열교환기의 성능 및 오염방지 기술, 그리고 혹한 운전시 열교환기의 결빙 가능성 등에 관한 연구를 수행 할 계획이다.

참고문헌

- (1) Park, S. R., 2002, River water utilization technique and its examples, Korean Association of Air Conditioning, Refrigerating and Sanitary Engineers, Vol. 19, No. 3, pp. 78-86.
- (2) Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I. A steady state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
- (3) Dabiri, P. M. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, ASHRAE Trans., Vol. 87.
- (4) TAU Calculation Program Ver. 2.01, 1997, Lundalogik AB, Sweden.
- (5) Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 2001, EES(Engineering Equation Solver) Ver. 6.2, F-Chart Software, USA.