

하천수열원을 이용한 2단압축 열펌프의 난방성능 시뮬레이션

박 차 식, 김 보 현*, 김 용 찬**, 이 영 수***, 방 기 영****

고려대학교 기계공학과 대학원, *삼성전자(주), **고려대학교 기계공학과, ***한국에너지기술연구원, ****UNITEM

Simulation on the Heating Performance of a 2-Stage Compression Heat Pump System Using River Water

Chasik Park, Bohyun Kim*, Yongchan Kim**, Young Soo Lee***, Ki-young Bang****

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Compressor R&D Team, Samsung Gwangju Electronics Co., Gwangju 271, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

***Korea Institute of Energy Research, 71-2 Jang-dong Yousong-ku, Taejeon 305-343, Korea

****UNITEM, Guro-dong Guro-ku, Seoul 152-050, Korea

(Received May 13, 2005; revision received September 9, 2005)

ABSTRACT: The use of river water as a heat source of a heat pump has the advantage in the performance compared to the use of atmospheric air because the temperature variation of river water over the year is relatively small. In this study, the performance of the heat pump system using river water as a heat source was numerically investigated. A simulation model for the 2-stage compression heat pump system was developed with each component model composed of compressors, heat exchangers, a flash tank and electronic expansion devices. The performance of the heat pump system using river water was improved by 50% compared to that using atmospheric air in winter conditions.

Key words: River water(하천수), Heat pump(열펌프), 2-Stage compression heat pump(2단압축 열펌프), Electronic expansion valve(EEV, 전자팽창밸브)

기 호 설 명

Bo : Boiling 수
 D : 오리피스 직경 [m]
 D_h : 수력직경 [m]
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 L : 오리피스 길이 [m]
 m : 질량유량 [kg/s]

Nu : Nusselt 수
 P : 압력 [kPa]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 전열량 [kW]
 q̇ : 열유속 [W/m²]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [°C]
 W : 압축기 소요동력 [kW]
 X : 냉매의 건도

그리스 문자

μ : 점도 [Ns/m²]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

- ρ : 밀도 [kg/m³]
- σ : 표면장력 [N/m]
- v : 비체적 [m³/kg]

하첨자

- act* : 실제 조건
- c* : 임계점
- cond* : 응축기
- eq* : 등가 또는 상당
- evap* : 증발기
- isen* : 등엔트로피 과정
- l* : 액상
- m* : 평균
- map* : 맵 조건
- phase* : 상
- s* : 포화점
- sub* : 과냉도
- v* : 기상

1. 서 론

열펌프는 하나의 기계장치로 냉방과 난방을 운전할 수 있는 효율적인 기기이다. 기존에 열펌프는 주로 냉방기로 사용되었지만 최근에는 도쿄의 정서 발효에 따른 이산화탄소 배출량에 대한 규제 움직임으로 화석연료 사용을 줄이기 위해 난방에도 효율적으로 적용하려는 연구가 진행되고 있다. 현재 대부분의 열펌프는 공기를 열원으로 사용하고 있다. 열원으로서 공기를 사용할 경우

동절기 난방 운전조건에서 외기온도가 저하하면 착상이나 난방용량 부족 현상이 발생할 수 있다. 그러나, 하천수는 겨울철에는 외기온도에 비하여 따뜻하므로 열펌프의 열원으로 사용하기에 효과적이며, 공기열원 열펌프에 비해 온도변화가 적으므로 안정적이기 때문에 우수한 성능을 기대할 수 있다.⁽¹⁾ 열펌프시스템을 난방에 효율적으로 적용하기 위한 온수의 생산을 위하여 Park et al.⁽²⁾은 2단압축 열펌프시스템을 제안하였다. 하천수를 이용한 온열제조 열펌프에 있어서 동절기 온수온도는 약 50℃ 이상이 되어 열원과의 온도차가 크기 때문에 시스템의 성능을 고려할 때 2단압축 시스템이 반드시 필요하다.

본 연구에서는 하천수를 열원으로 하는 2단압축 열펌프시스템의 난방성능을 파악하기 위하여 냉매 R134a에 대한 사이클 해석모델을 개발하였으며, 이를 적용하여 주요 운전변수에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하였다.

2. 열펌프 사이클 모델링

본 연구에서는 하천수를 난방열원으로 하는 2단압축 열펌프시스템을 Fig. 1과 같이 구성하여 모델링하였다. 중간압력 및 고단과 저단측 유량을 최적제어하기 위하여 플래시탱크와 중간 열교환기를 동시에 적용하는 시스템을 설계하였다. 이 시스템은 응축기를 통하여 나오는 액냉매를 증발기로 보내고, 그중 일부를 팽창시켜 저단측에서 토출된 냉매와 열교환하도록 구성하였다. 이러한 열교환 과정은 플래시탱크의 열교환량을 감소시

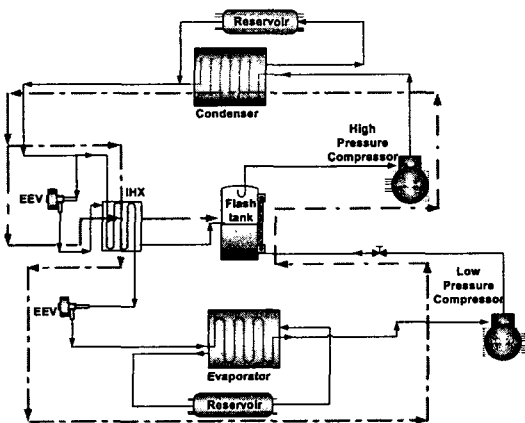


Fig. 1 Schematic of the heat pump system.

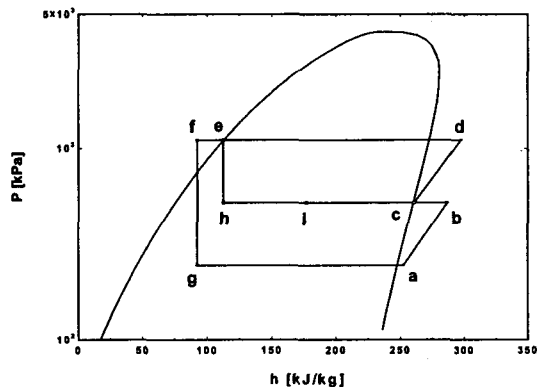


Fig. 2 P-h diagram of the 2-stage compression heat pump system.

켜 플래시탱크의 크기를 감소시키며, 각각의 냉매유량을 독립적으로 제어하여 중간압력을 적절히 유지시켜 주는 효과가 있다.

2단압축 시스템의 압력-엔탈피 선도를 Fig. 2에 나타내었다. a지점의 압축기 입구냉매는 저단축 압축기를 통하여 압축되어 b상태가 된 후에 플래시탱크에서 열교환을 통하여 c점 상태로 냉각된다. c상태에서 냉매는 고단축 압축기를 통하여 다시 압축된 후에 d상태로 토출되고, 토출된 냉매는 응축기로 유입되어 e상태가 된다. e상태에서 냉매는 유량이 분배되어 일부는 팽창장치를 통하여 팽창되어 h상태로 된다. 중간 열교환기에서는 팽창되지 않은 냉매(e상태)와 팽창된 냉매(h상태)가 서로 열교환되어 각각 f와 i의 상태가 된다. i상태의 냉매는 다시 플래시탱크로 유입되어 저단 압축기 토출부의 냉매인 b상태와 혼합되어 c상태에서 열교환을 통해서 엔탈피 평형이 이루어진다. f상태의 냉매는 팽창장치를 거쳐 증발기로 유입되고 증발 열전달과정을 거친 후 a상태가 되어 다시 저단 압축기로 흡입된다.

2.1 시스템 모델링

하천수를 열원으로 하는 3RT급 2단압축 열펌프의 난방운전시 외부의 부하변동 및 전자팽창밸브(EEV) 개도에 따른 시스템 성능변화를 고찰하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 열펌프시스템의 시뮬레이션을 위한 프로그램의 흐름도를 Fig. 3에 나타내었다.

2.2 압축기 모델링

본 연구에서의 압축기 모델링은 압축기 제조회사에서 제공하는 압축기 성능자료(map-data)를 이용하여 식(1)~(2)와 같이 Fischer and Rice⁽³⁾가 제안한 map-based 모델을 이용하였다. 이 모델은 냉매의 질량유량과 소비동력을 응축온도(T_c)와 증발온도(T_e)의 2변수 이차방정식의 형태로 나타낸 것이다. 하지만 압축기 성능데이터는 대부분 압축기 칼로리미터에서 정해진 응축기 포화온도 및 증발기 포화온도와 고열도를 통해서 얻어진 것이므로, 다른 과열도에 대해서는 식(3)~(4)와 같은 Dabiri and Rice⁽⁴⁾의 과열도 보정관계식을 사용하였다.

$$\dot{m}_{r, map} = a_1 T_e^2 + a_2 T_e + a_3 T_c^2 + a_4 T_c + a_5 T_e T_c + a_6 \tag{1}$$

$$W_{map} = b_1 T_e^2 + b_2 T_e + b_3 T_c^2 + b_4 T_c + b_5 T_e T_c + b_6 \tag{2}$$

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

$$W_{act} = \left(\frac{\dot{m}_{r, act}}{\dot{m}_{r, map}} \right) \left(\frac{\Delta h_{isen, act}}{\Delta h_{isen, map}} \right) \tag{4}$$

2.3 열교환기 모델링

본 연구에서 설계된 열교환기는 단상과 이상영역으로 구분하여 식(5)~(10)을 이용하여 모델링하였다. 판형 열교환기는 n개의 구간으로 나누어서 한 구간에서 입구 조건값을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환관계식을 풀어 출구 조건값을 구한다. 출구 조건값은 다음 구간의 입력값으로 하여 같은 방식으로 각 구간의 출구 조건값을 구한

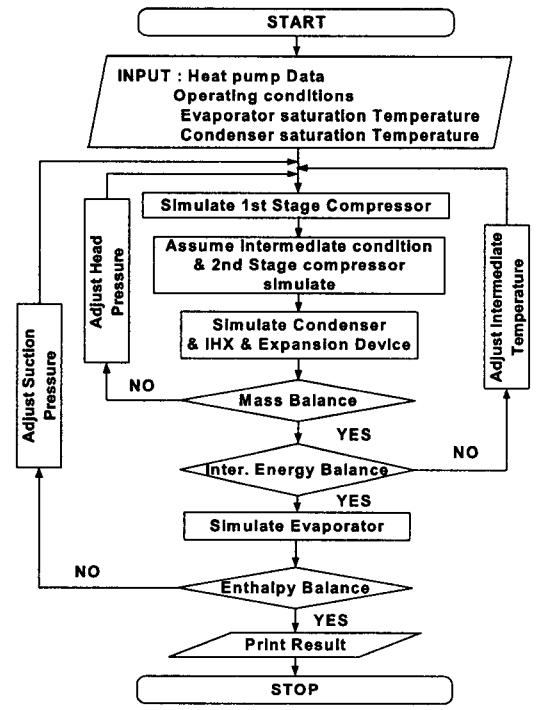


Fig. 3 Flow chart of the heat pump simulation.

다. 이 같은 방식을 계속하여 전체 열교환기의 열교환량을 통한 출구 조건값을 구한다. 그런데, 열교환기에서의 유동이 대향류이므로 계산의 입구 조건값인 냉매의 입구온도 및 물의 출구온도를 동시에 알 수가 없다. 따라서, 전체 열전달관계를 고려하여 하나의 구간에서 열교환량을 가정한 후에 대수평균온도차(LMTD) 방법을 이용하여 그 구간에서 계산된 열교환량과 처음 가정한 열교환량이 오차범위 이내로 일치할 때까지 계산을 반복하였다. 각 영역에서 열전달량을 구하기 위한 열전달계수는 Yan et al.⁽⁵⁻⁶⁾이 제안한 상관식을 이용하였다. 하천수를 열원으로 사용하는 열교환기는 일정기간 사용하면 관 표면에 스케일이 형성되어 오염계수(fouling factor)에 의한 열전달 손실이 발생하는데 본 연구에서는 이를 고려하지 않았다.

$$\text{Nu}_{1\text{phase}} = 0.2121 \text{Re}^{0.78} \text{Pr}^{1/3} \quad (5)$$

$$\text{Nu}_{\text{cond}, 2\text{phase}} = 4.118 \text{Re}_{\text{eq}}^{0.4} \text{Pr}^{1/3} \quad (6)$$

$$\text{Nu}_{\text{evap}, 2\text{phase}} = 1.926 \text{Re}_{\text{eq}} \text{Pr}_l^{1/3} \text{Bo}_{\text{eq}}^{0.3} \text{Re}^{-0.5} \quad (7)$$

$$\text{Re}_{\text{eq}} = \left(\frac{G_{\text{eq}} D_h}{\mu_l} \right) \quad (8)$$

$$\text{Bo}_{\text{eq}} = \frac{\ddot{q}}{G_{\text{eq}} i_{\text{fg}}} \quad (9)$$

$$G_{\text{eq}} = G \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (10)$$

2.4 팽창장치 모델링

2단압축 시스템은 고단과 저단측의 유량조절 및 중간압 제어를 위해서는 가변면적 팽창장치가 반드시 필요하다. 본 시스템에서는 팽창장치로서 전자팽창밸브(EEV)를 적용하였다. EEV 제어기는 전체 개도를 128스텝(step)으로 제어 가능한 드라이버를 사용하였다.

기본적으로 EEV 내에는 오리피스와 니들밸브가 있기 때문에 냉매유량에 영향을 미치는 요소는 오리피스의 유량변화에 미치는 요소와 니들에 의한 개도변화에 따른 유량변화 요인을 고려하여 식(11)과 같은 함수로 나타내었다. 팽창장치의 모델링은 EEV의 냉매유량을 예측할 수 있는 Park et al.⁽⁷⁾이 제안한 식(12)과 같은 무차원 형태의

Table 1 Dimensionless Pi-groups for EEV

π -Group	Parameter	π -Group	Parameter
π_1	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_l \rho_v}}$	π_6	$\frac{L}{D}$
π_2	$\frac{P_c - P_i}{P_c}$	π_7	$\frac{\rho_l}{\rho_v}$
π_3	$\frac{P_c - P_d}{P_c}$	π_8	$\frac{\mu_l}{\mu_v}$
π_4	$\frac{P_c - P_s}{P_c}$	π_9	$\frac{\sigma}{DP_i}$
π_5	$\frac{\Delta T_{\text{sub}}}{T_c}$	π_{10}	$\frac{EEV_{\text{opening}}}{EEV_{\text{full opening}}}$

경험적 유량상관식을 사용하였다. 일반적으로 팽창장치의 냉매유량에 영향을 주는 운전변수로는 입구압력, 과냉도, 포화압력, 하류압력⁽⁸⁾ 등이 있고, EEV에는 니들밸브에 의한 개도량도 운전변수로 고려되어야 한다. Table 1은 식(12)의 각 무차원항의 변수를 나타낸다.

$$\dot{m} = f(P_c, P_i, P_s, P_d, \Delta T_{\text{sub}}, L, D, \mu_f, \mu_g, \rho_f, \rho_g, \sigma, T_c, EEV_{\text{opening}}) \quad (11)$$

$$\pi_1 = a_1 \pi_2^{a_2} \pi_3^{a_3} \pi_4^{a_4} \pi_5^{a_5} \pi_6^{a_6} \pi_7^{a_7} \pi_8^{a_8} \pi_9^{a_9} \pi_{10}^{a_{10}} \quad (12)$$

3. 결과 및 고찰

난방운전의 2단압축 시스템은 용축기와 증발기의 부하변동과 고단측과 저단측의 유량제어 등 많은 운전변수를 가지고 있다. 본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 2단압축 열펌프시스템을 구성하여 성능을 측정하였다. 또한, 검증된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 하천수 온도변화에 따른 성능변화와 EEV 개도변화에 따른 시스템 성능을 고찰하였다.

3.1 시뮬레이션 프로그램의 검증

본 시뮬레이션 검증을 위해서 3RT급 2단압축 열펌프시스템을 구성하여 실험을 수행하였다. 작동유체는 냉매 R-134a를 적용하였고, 압축기는 Copeland사의 스크롤형 압축기를 저단과 고단측에 각각 설치하였다. 팽창장치는 시스템의 냉매

Table 2 Specifications of experimental setup

Items		Specification
Compressor	High-stage	Copeland ZR47K3E 2 RT
	Low-stage	Copeland ZF18K4E 3 RT
EEV	High-stage	Saginomiya DKV18 10 kW
	Low-stage	Fujikoko BD24SH 15 kW
Heat exchanger	Condenser	Plate type 16 kW
	Evaporator	Plate type 12 kW

유량을 고려하여 저단과 고단측에 EEV를 적용하였다. 응축기와 증발기는 판형 열교환기를 적용하였고 2차유체인 물과 열교환을 하도록 하였다. 응축기와 증발기측의 부하조절을 위하여 각각 칠러와 항온조를 사용하였다. Table 2는 본 연구에 적용한 주요 실험장치 제원을 나타낸다.

실험조건은 동절기 하천수 온도조건을 맞추기 위해서 증발기측의 2차유체의 온도를 5~11℃ 범위로 설정하고, 응축기측의 2차유체의 온도는 온수 온도조건을 맞추기 위해서 입구측을 45℃로 설정하였다. 이때 증발기와 응축기를 통과하는 2차유체의 유량은 각각 20 lpm 및 25 lpm으로 고정하였다. 이러한 조건에서 실험결과와 동일조건의 시뮬레이션 결과를 비교하여 Table 3에 나타내었다. 시뮬레이션에서는 시스템 평형을 위하여 플래시탱크에서 질량유량과 에너지평형이 이루어진다고 가정을 하였고, 마찰에 의한 손실은 고려하지 않았다. 그러나 실제 실험에서는 열교환기와 배관에서 마찰에 의한 압력강하와 단열손실이 발생하였다. 특히, 저단압축기에서 플래시탱크를 거쳐 고단압축기로 냉매가 흐르는 동안 압력손실

이 크게 발생하여 시스템을 흐르는 질량유량에 영향을 주었다. 하지만, 시뮬레이션에서 예측한 응축기의 난방용량은 실험값과 비교하여 6% 이내의 오차범위에서 비교적 잘 일치하였다.

3.2 하천수 온도변화에 따른 성능변화

Fig. 4는 하천수의 온도변화에 따른 시스템의 증발, 중간, 응축압력의 변화를 나타낸다. 하천수의 온도변화에 따라 증발압력에 비하여 중간압력의 변화가, 중간압력의 변화에 비하여 응축압력의 변화가 더 크게 나타났다. 이는 저단측 EEV 개도를 동일하게 유지하였기 때문에 팽창장치의 부하는 일정한 반면, 중간압력이 증가하여 고단측에 흐르는 냉매유량이 증가하여 응축압력의 상승이 더 높게 나타난 것이다. 따라서 저단측과 고단측 모두 압축비가 상승하게 되어 압축기에서 소요되

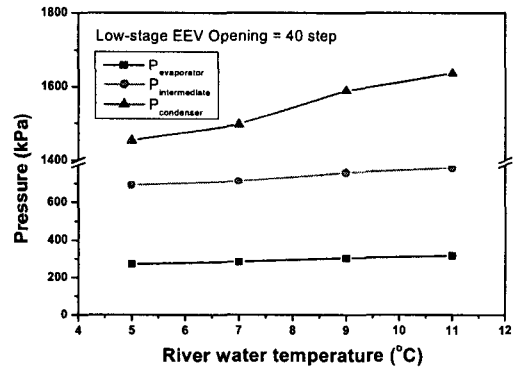


Fig. 4 Pressure variation with river water temperature.

Table 3 Comparison of simulation data with experimental data

	River water temp. [°C]		Experimental data	Simulation data	Deviation [%]
Heating capacity [kW]	5		16.89	17.74	-5.04
	11		18.72	19.75	-5.49
Power input [kW]	5		5.66	5.43	4.03
	11		6.00	5.72	4.67
Mass flow rate [g/s]	Low stage	5	71.19	76.38	-7.30
		11	82.15	88.52	-7.76
	High stage	5	92.41	99.80	-7.99
		11	102.90	111.60	-8.46
COP	5		2.98	3.27	-9.55
	11		3.12	3.45	-10.56

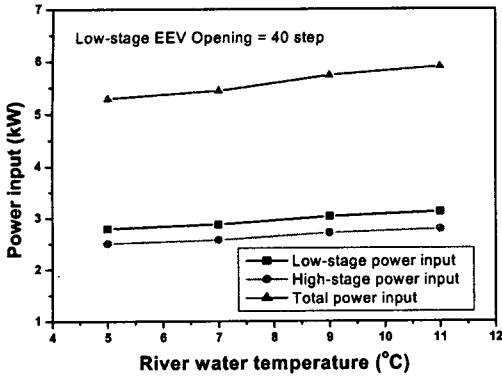


Fig. 5 Power input variation with river water temperature.

는 압축기의 소비동력은 증가하게 된다. Fig. 5는 이러한 압축비의 상승으로 인하여 고단축과 저단축의 압축기 소비동력이 증가하여 결과적으로 시스템의 전체 소비동력이 증가하게 되는 결과를 보여준다.

Fig. 6은 하천수 온도가 상승하면서 중간압력이 높아져 결과적으로 고단축에 흐르는 냉매유량이 증가함을 나타낸 것이다. 응축기 전후의 엔탈피 변화는 하천수 온도변화에 따라 시스템이 변화하면서 커다란 차이를 나타내지 않는다. 따라서 응축기에서의 냉매유량과 엔탈피 차의 곱으로 표현되는 시스템의 난방용량은 고단축 냉매유량의 증가로 인하여 증가하게 된다.

Fig. 6에서 알 수 있듯이 하천수 온도가 증가할수록 시스템 난방용량은 증가하였지만, Fig. 5에

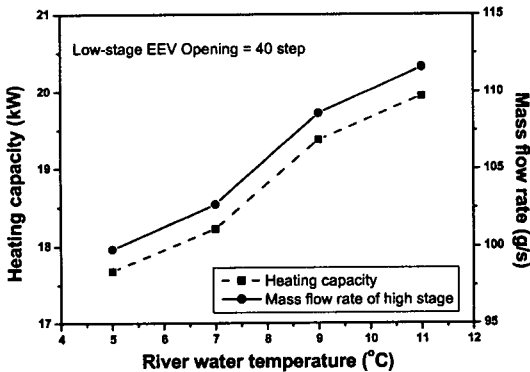


Fig. 6 Variations of mass flow rate and heating capacity with river water temperature.

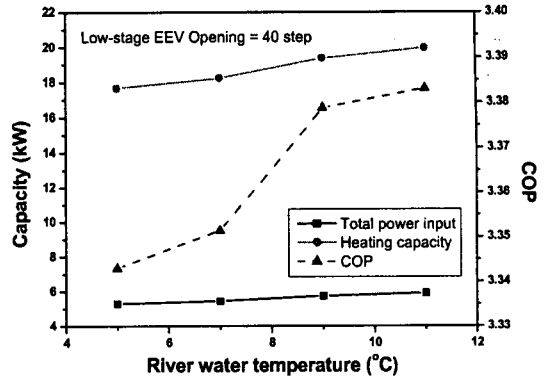


Fig. 7 System performance variation with river water temperature.

서 나타나듯이 전체 소비동력 또한 증가하였기 때문에 난방용량과 소비동력의 비로 표현되는 난방 COP의 변화는 소비동력의 증가분과 난방용량 증가분의 상대적 크기에 따라 결정된다.

Fig. 7은 난방모드 시뮬레이션 결과를 전체 압축일과 난방용량 및 시스템 난방 COP로 나타낸 것이다. 본 시스템에 대한 시뮬레이션 결과 하천수의 온도 증가에 따른 난방용량의 증가는 전체 시스템의 소비동력 증가에 비하여 약간 크기 때문에 시스템의 난방 COP는 증가한다. 하지만, 그 양이 매우 작기 때문에 순수한 하천수 온도의 증가에 따른 시스템의 난방 COP의 향상은 기대하기 어렵다. 그러나 겨울철 하천수의 온도가 증가함에 따라 고단축에 흐르는 냉매유량의 증가로 인하여 얻을 수 있는 난방용량의 증가는 기대할 수 있다. 따라서 하천수의 온도의 변화와 동시에 저단축과 고단축 EEV의 개도를 제어하여 시스템 성능을 향상시키는 방법을 고려해야 한다.

3.3 EEV 개도변화에 따른 성능변화

2단압축 시스템은 냉매유량과 에너지평형 측면에서 고단축과 저단축이 각각 독립적이 아니라, 종속적인 관계를 가지고 있다. 즉, 고단축 팽창장치인 저단축에, 저단축 팽창장치는 고단축에 상호 영향을 주는 관계이다. 따라서 본 연구에서는 저단축 EEV 개도의 변화에 따른 시스템 성능을 예측하고, 시스템이 평형을 이루었을 때, 고단축 유량의 흐름을 결정하여 이에 맞는 고단축 EEV의 개도를 선정한 후 시스템을 최적화하였다.

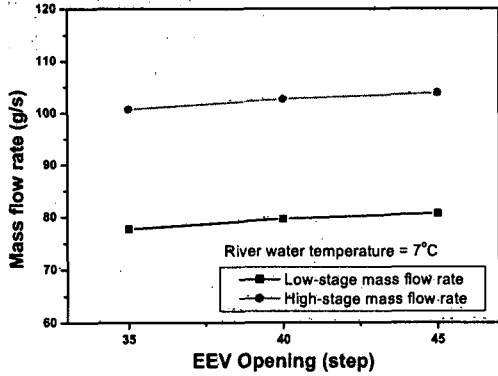


Fig. 8 Low and high-stage mass flow rate with the low-stage EEV opening.

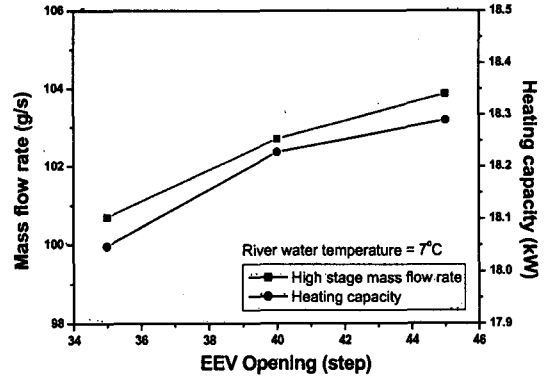


Fig. 9 Variations of high-stage mass flow rate and heating capacity with the low-stage EEV opening.

Fig. 8은 저단축 EEV 개도가 증가함에 따라 고 단축과 저단축에 흐르는 냉매유량이 증가함을 보여주고 있으며, Fig. 9는 고단축 냉매유량의 증가가 난방용량의 증가에 영향을 미치는 것을 보여준다. 저단축 EEV 개도가 증가하면 증발압력과 중간압력의 상승으로 인하여 압축기 입구에서 냉매의 밀도가 증가하게 되고, 그로 인하여 비체적은 작아져서 압축기에 흡입되는 냉매유량은 증가하게 된다. 따라서 고단축 냉매유량의 증가로 난방용량은 증가하게 된다. Fig. 10은 이러한 시뮬레이션 결과를 통한 EEV 개도의 변화와 난방 COP와의 관계를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 결과 EEV 개도가 증가할수록 시스템의 전체 압축기의 소비동력은 감소하고, 난방용량은 증가하기 때문에 시스템의 난방 COP는 증가하게 된다. 하지만 저단축 EEV 개도가 증가하면 저단 압축기 입구의 과열도는 감소하게 되어 EEV 개도량에 제한을 주게 된다.

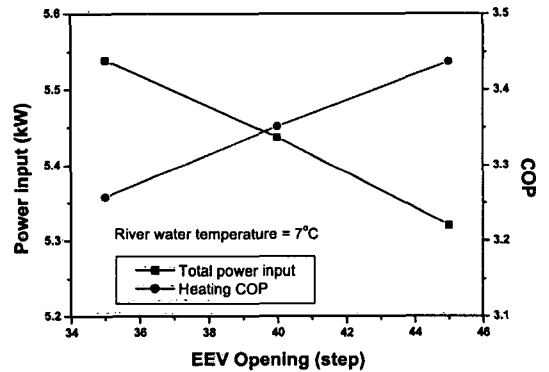


Fig. 10 Variations of power input and COP with the low-stage EEV opening.

Table 4는 난방운전시 시스템의 성능에 영향을 미치는 주요한 변수인 하천수의 온도와 EEV 개도변화에 따른 시스템의 난방성능을 나타낸다. 난방시스템의 성능은 하천수의 온도에 따라서 저단과 고단축의 EEV 개도를 적절하게 조절함으로써 향상시킬 수 있다. 시뮬레이션 결과 하천수의 온

도 11°C, 저단축 EEV 개도 45 step, 고단축 EEV 개도 95 step의 최적 운전조건 하에서 최대 난방용량 19.75 kW, 난방 COP 3.45를 얻을 수 있었다.

3.4 공기열원 대비 성능비교

본 연구에서는 하천수를 이용한 열펌프시스템의 시뮬레이션 결과를 기존의 공기열원 열펌프시스템의 난방성능과 비교하였다.

Table 4 Effects of the river water temperature and the EEV opening step

River water temp. [°C]	Low-stage EEV step	High-stage EEV step	Heating capacity [kW]	Heating COP
5	35	60	17.74	3.27
11	45	95	19.75	3.45

Table 5 Monthly average temperature in Korea

Month	Nov.	Dec.	Jan.	Feb.	Mar.
Temp.	7.09	1.35	-2.10	-1.69	6.26

Table 5는 기상자료⁽¹⁰⁾를 바탕으로 우리나라 겨울철 평균 외기온도를 나타낸 것이다. 12, 1, 2월의 평균 온도가 2°C 미만으로 나타났고, 일몰 후부터 일출 전까지의 시간대별 기온은 -5°C 미만으로 평균 외기온도보다 더욱 낮은 것으로 나타났다. 이러한 겨울철 외기온도는 공기열원 열펌프의 착상에 심각한 문제점을 가져온다.

Figs. 11, 12는 Sami and Tulej⁽⁹⁾의 3RT급 공기열원 열펌프의 외기온도 변화에 따른 난방성능

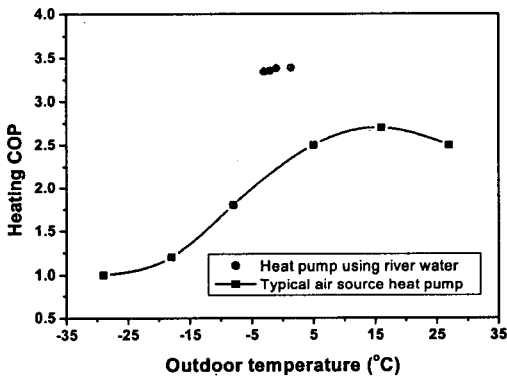


Fig. 11 Comparison of COP between air source heat pump and heat pump using river water.

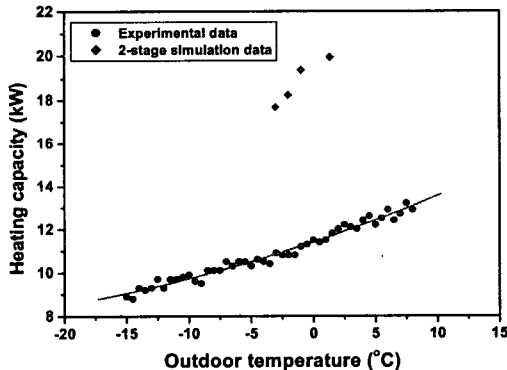


Fig. 12 Comparison of heating capacity between air source heat pump and heat pump using river water.

을 본 연구의 해석결과와 비교한 것이다. 겨울철 우리나라 평균 외기온도인 -3~2°C의 범위에서 기존의 공기열원 열펌프 난방 COP는 약 2.3 정도이다. 하지만, 본 연구에서 해석한 열펌프시스템은 겨울철 하천수 온도를 증발기의 열원으로 하였기 때문에 공기열원 열펌프시스템의 난방 COP보다 약 1 정도 높은 3.4를 나타내었다. 또한 공기열원 열펌프는 우리나라 외기온도 조건 하에서 취득할 수 있는 난방용량이 약 11kW를 나타낸 반면, 겨울철 외기온이 -3°C일 때, 하천수 온도가 5°C를 유지하면 2단압축 난방 시뮬레이션 결과 약 17kW로 55%의 증가효과가 있는 것으로 나타났다. 이상의 결과에서 살펴보았듯이 하천수를 이용한 2단압축 열펌프시스템은 공기열원 열펌프시스템에서 발생할 수 있는 착상문제나 용량부족 문제를 해결할 수 있고, 보다 높은 효율의 열펌프시스템을 구현할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 하천수를 이용한 2단압축 열펌프시스템에 관한 사이클 특성을 고찰하였다. 시스템 성능에 크게 영향을 미치는 인자인 하천수의 온도와 EEV 개도에 따라 난방성능을 예측하였고, 공기열원 열펌프시스템과 하천수열원 열펌프시스템의 비교를 통하여 보다 효율적인 시스템에 대해 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 하천수를 이용한 온열제조용 2단압축 열펌프시스템의 성능을 예측할 수 있는 모델링을 개발하였다.

(2) 난방운전시 시스템의 고단축과 저단축 용량이 서로 독립적이지 않기 때문에 하천수 온도 변화 및 EEV 개도변화의 영향을 고려하여 난방성능을 평가하였다. 겨울철 증발기의 열원 역할을 하는 하천수 온도 증가에 따라서 난방 COP는 증가하는 것으로 나타났지만, 그 양은 작기 때문에 순수한 하천수 온도의 증가에 따른 시스템 난방 COP의 향상은 기대하기 어렵다. 하지만, 겨울철 하천수의 온도가 증가함에 따라 고단축에 흐르는 냉매유량의 증가로 인하여 얻을 수 있는 난방용량의 증가는 기대할 수 있다.

(3) 겨울철 외기온도가 낮은 지역에서 하천수를 이용한 열펌프시스템을 적용하면 기존의 공기열원 열펌프에서 발생하는 용량부족이나 착상문

제를 극복할 수 있으며, 본 연구에서 제안된 시스템은 기존 공기열원 열펌프에 비하여 난방 COP는 약 50%, 난방용량은 약 55% 향상되는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발 사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발 사업단의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Shin, H. J. and Lee, S. K., 1997, The state-of-art trends of the heat pump system using sewage water as heat source, Korean Journal of the SAREK, Vol. 26, No. 3, pp. 151-161.
2. Park, S. R. and Park, J. T., 2001, An analytical investigation for the optimum design of the two-stage heat pump system, Proceedings of the SAREK '01 Winter Annual Conference, pp. 57-62.
3. 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.
4. 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.
5. Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 993-1006.
6. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, ASME Trans., Vol. 121, pp. 118-127.
7. Park, C. S. and Kim, Y. C., 2004, The experiments and modeling on the performance of electronic expansion valves with R-22, Proceedings of the SAREK '04 Winter Annual Conference, pp. 422-426.
8. Choi, J. M. and Kim, Y. C., 2004, A generalized correlation for two-phase flow of alternative refrigerants through short tube orifices, Int. J. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 393-400.
9. Sami, S. M. and Tulej, P. J., 1994, A new design of an air source heat pump using a ternary mixture for cold climates, Heat Recovery system & CHP, Vol. 15, No. 6, pp. 521-529.
10. Seo, J. S., 1996, Development of the weather data, Proceedings of SAREK 1996 Lecture Meeting of Refrigeration, pp. 53-82.