

지역난방용 2단 압축 히트펌프 시스템 성능평가

박 차 식, 차 동 안*, 권 오 경**

호서대학교 기계공학부, *한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹

Performance Evaluation of a Two-Stage Compression Heat Pump System for District Heating

Chasik Park, Dong An Cha*, Oh Kyung Kwon**

School of Mechanical Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea

*Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan-Si, 331-825, Korea

(Received April 10, 2012; revision received June 7, 2012)

ABSTRACT: The objective of this study is to investigate the performance of a two-stage compression heat pump system for district heating. The experimental setup of heat pump consists of compressor, condenser, evaporator, expansion device, intercooler, flash tank, oil separator and accumulator. The experimental evaluations on the two-stage compression cycle were carried out under various operating conditions which were heat source temperature, the degree of compressor inlet superheat, and intermediate pressure. The temperature ranges of unutilized energy as the heat source were used in the test conditions. As the heat source temperature increased from 10°C to 30°C, the COP and heating capacity of the heat pump system increased by 22.6% and 45.8%, respectively. The performance of the two-stage heat pump system increased by 5.2% with the variation of the intermediate pressure in the same heat source temperature conditions.

Key words: District heating(지역난방), Intermediate pressure(중간압), Two-stage compression heat pump(2단 압축 히트펌프), Unutilized energy(미활용에너지)

기 호 설 명

C_p : 비열 [J/(kg · K)]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P_c : 응축압 [kPa]
 P_e : 증발압 [kPa]
 P_i : 중간압 [kPa]
 Q_H : 난방용량 [kW]
 T : 온도 [°C]
 W : 압축기 소요동력 [kW]

그리스 문자

θ : 중간압 무차원 변수

하첨자

c : 응축기
 c_{in} : 응축기 입구
 c_{out} : 응축기 출구
 w : 2차 유체(물)
 $1stage$: 1단(저단)
 $2stage$: 2단(고단)

1. 서 론

산업화의 확산에 따른 에너지 수요가 증대함에 따라 화석에너지의 대량소비와 지구온난화 등의 지구 환경 문제가 제기되면서 에너지의 효율적인 이용이 요구되고 있다. 최근에는 에너지의 효율적인 사용을 위해서 집단에너지 공급지역이 증대함에 따라 고온

† Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: kwonok@kitech.re.kr

수를 이용한 난방 및 급탕에 대한 수요가 지속적으로 요구된다. 따라서 지역난방 시스템과 조합을 통한 열원의 효율적 이용과 배열 회수를 통한 에너지 절감의 필요성이 크게 증대하고 있다. 이를 위해서 지역난방 및 산업체 등의 보일러에서 발생되고 있는 다양한 유형의 미활용에너지인 중저온의 폐수를 활용하는 것은 에너지 절약뿐만 아니라 친환경 측면에서 그 유용 가치가 매우 높다고 할 수 있다.

지역난방은 대규모의 첨단 열생산시설에서 생산된 열을 배관을 통해 수요처로 공급하여 이용하게 하는 난방 시스템을 말한다. 지역난방은 각 건물이나 개별세대에 난방시설을 따로 설치할 필요가 없으므로 안전하고 쾌적하며 편리하다는 장점을 가지고 있고 발전 과정에서 부산물로 발생하는 열을 이용하는 것이기 때문에 경제적이며 친환경적인 난방방식이다. 또한, 중저온 폐수를 활용할 수 있는 기술로서 히트펌프 시스템이 있으며 최근 들어서는 에너지 수급과 효율적 이용측면에서 그 필요성이 증대되고 있다. 히트펌프는 공기열원, 수열원, 지열원 등의 다양한 열원을 이용하여 냉난방을 할 수 있다. 공기열원 방식은 구조가 간단하고 초기 설치비가 저렴하여 가장 많이 적용하고 있으나 공기열원의 특성상 연중온도 변화가 높고 특히 동절기 외기온이 낮을시에 난방성능이 급격히 저하되는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 수열원이나 지열원 방식의 히트펌프를 최근에는 적용하고 있으며, 특히 중저온 폐수를 활용한 미활용 에너지 이용기술은 효율 향상 측면에서 반드시 필요하다고 할 수 있다.

Kim et al.⁽¹⁾은 지역난방 시설물의 외기온도 변화에 따른 공급수 온도와 공급유량 변화를 고찰하였다. 이러한 자료를 바탕으로 난방운전 실태와 세대요금분배 현황을 분석하여 지역난방 시설의 효율적인 운전과 합리적인 관리방안을 제시하였다. Kim et al.⁽²⁾은 지역난방 시스템의 효율을 높이기 위해 공급열에 대한 회수온도를 낮추는 방안으로 지역난방용 열교환기 성능에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Byun et al.⁽³⁾과 Hong et al.⁽⁴⁾은 외기온도 변화에 따른 각 세대에 필요한 난방부하를 예측하고 배관망 열손실을 최소로 하기 위해 공급수유량과 온도를 제어하는 열공급 최적제어에 관한 연구를 수행하였다.

한편, 지역난방 시스템의 효율을 높이고자 히트펌프를 적용한 연구가 수행되었다. Shu et al.⁽⁵⁾은 해수열원 지역난방 히트펌프 시스템과 기존의 보일러를

사용한 지역난방 시스템의 성능을 비교하여 열원과 거리에 따른 해수열원 히트펌프 시스템의 임계 성능(Critical COP)을 분석하였다. 또한, 해수열원 히트펌프에 성능에 영향을 주는 설계인자로서 해수펌프수두, 히트펌프 효율, 해수열원의 온도, 그리고 증발기에서의 해수 입출구 온도차 등을 제시하였다. Eriksson et al.⁽⁶⁾은 스웨덴의 지역난방 시스템의 열공급 방식을 분석하였는데, 히트펌프 이용한 열공급 방식이 23.9%를 차지하였고, 주로 연간 열공급량 500 GWh 이상의 대용량 시스템에 적용된다고 보고하였다.

Çomakli et al.⁽⁷⁾은 지역난방의 배관에 따른 엑서지 분석을 하여 배관의 단열재 두께에 따른 열손실율과 공급온도와 환수온도에 따른 엑서지 변화량을 고찰하였다. 여기서 단열재의 두께 20 cm를 적용한 경우에는 8 cm를 적용한 경우와 비교하여 열손실이 25% 감소하는 것으로 분석하였고 공급온도가 10°C 증가할 때 지역난방의 전체 엑서지손실은 0.75% 증가하는 것으로 나타났다.

미활용 에너지를 열원으로 사용하여 60°C 이상의 고온수를 히트펌프를 이용하여 생산할 경우에 증발기와 응축기의 온도차가 크게 나타나는데, 1단 압축일 경우에는 압축기의 효율이 급격히 떨어져 시스템 효율이 낮아지게 되므로 2단 압축 히트펌프 시스템을 구성하였다. 그러나 2단 압축 시스템은 1단 압축 시스템보다 기기의 구성이 복잡하고 운전조건에 따라 성능변화가 크게 나타난다.⁽⁸⁻¹⁰⁾

본 연구에서는 히트펌프를 이용하여 60~70°C 부근의 온수를 생산하고 나머지는 보일러를 사용해서 열수요처에 난방 및 급탕이 가능한 지역난방용 히트펌프 시스템에 대한 연구를 수행하였다. Fig. 1은 이에 대한 개략도를 나타낸다. 동절기 난방을 위한

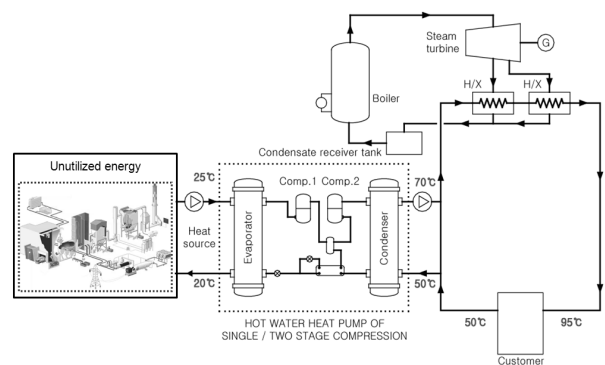


Fig. 1 Schematic of the heat pump system for district heating.

온수생산 온도가 높기 때문에 본 연구에서는 시스템의 효율을 고려하여 2단 압축으로 시스템을 구성하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 2는 난방용 고온수를 생산하기 위하여 본 연구에서 구성한 실험장치의 개략도를 나타내었고, Table 1에는 주요 기기의 제원을 나타내었다. 2단 압축 사이클의 중간압 제어와 고단축과 저단축의 냉매유량 제어를 위해서 인버터를 사용하는 가변속스크롤 압축기와 전자팽창밸브를 사용하였다. 부하측인 응축기와 열원측인 증발기는 각각 판형열교환기를 사용하여 2차 유체를 항온조와 연결하여 시험조건을 구현하도록 하였다. 시스템 작동유체로는 냉

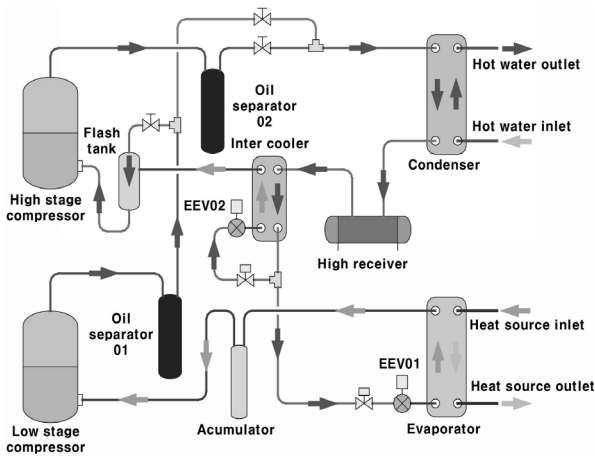


Fig. 2 Experimental setup of the two-stage compression heat pump system.

Table 1 Specification of experimental setup

Component	Specification
Compressor	1-stage Danfoss 25 kW SZ125-3 Scroll
	2-stage Danfoss 17 kW SZ084-9 Scroll
Heat exchanger	Condenser Plate type 41 kW
	Evaporator Plate type 30 kW
	IHX Plate type 8 kW
Expansion device	1-stage AKV15-2 34 kW
	2-stage AKV10-6 10 kW

매 R134a를 사용하였다.

냉동사이클의 분석을 위하여 주요 구성기기 전후의 온도, 압력 및 유량을 측정하였다. 시스템의 온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이다. 냉매압력은 디지털식 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 $\pm 0.13\%$ 이다. 냉매유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 유량값을 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 $\pm 0.1\%$ 이다. 저단압축기와 고단압축기에는 각각 파워미터를 연결하여 저단축과 고단축에서 소비되는 압축기의 소요동력을 측정하였다. 측정값에 의한 난방용량과 시스템 COP의 불확실도는 각각 3.72%와 3.73%로 나타났다.

2.2 실험방법

본 연구에서는 2단 압축 히트펌프의 운전특성을 고찰하기 위하여 열원측인 증발기 2차 유체 입구온도와 난방 부하측인 응축기 2차 유체 유량을 변화시키고 압축기의 회전수와 전자팽창밸브의 과열도를 제어하였다. 열원측의 입구온도는 산업체 등에서 발생하는 미활용에너지의 온도대가 다양함을 고려하여 10°C 에서 5°C 간격으로 30°C 까지 변화시키면서 운전특성을 분석하였다. Table 2에는 본 실험에서 적용한 운전조건을 나타내었다. 운전결과에 따른 난방시스템의 용량과 성능은 각각 식(1)과 식(2)를 이용하여 구하였다.

Table 2 Test conditions

Component	Operation conditions
Condenser secondary flow	Inlet temperature [$^{\circ}\text{C}$] 50
	Flow rate [m^3/h] 2.2
Evaporator secondary flow	10
	Inlet temperature [$^{\circ}\text{C}$] 15
	20
	25
Flow rate [m^3/h]	30
	5.0
Frequency[Hz] (high stage compressor)	40, 50, 60
Superheat[$^{\circ}\text{C}$] (low stage compressor)	2, 5, 8, 11

$$Q_H = \dot{m}_{w,c} C_{Pw,c} (T_{w,c,out} - T_{w,c,in}) \quad (1)$$

$$COP = \frac{Q_H}{W_{1stage} + W_{2stage}} \quad (2)$$

3. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 시스템의 최적화를 위하여 냉매를 10.5~12.8 kg까지 변화시키면서 최적충전량을 고찰하였다. 냉매충전량이 증가함에 따라 난방능력과 압축기의 소요동력은 증가하였다. 냉매충전량이 12.3 kg에서 COP가 최대를 나타내었고 그 이후에는 다시 감소하는 경향을 나타내어 이를 최적충전량으로 결정하였다.

Fig. 3은 열원의 온도변화에 따른 고온수 출구온도 변화를 나타낸다. 열원측 입구온도는 미활용에너지의 온도 조건에 따라 변화하는데 도시주변에서 발생하는 온도차에너지는 보통 15~25°C 범위에서 발생하게 된다.^(11, 12) 저단축 압축기의 주파수는 60 Hz로 고정하고, 고단축압축기의 주파수를 40/50/60 Hz로 가변시키면서 열원의 온도에 변화를 주었다. 열원측 온도가 상승함에 따라 압축기입구에서의 냉매 비체적이 감소하므로 냉매의 질량유량은 증가하고 응축압력도 상승하여 온수 생산온도는 높아진다. 또한, 고단축의 압축기 회전수가 증가함에 따라 고단축의 냉매유량이 증가하게 되고 열교환량이 증가함에 따라 온수의 생산온도는 높아지게 된다.

Fig. 4는 열원의 온도변화에 따른 난방능력과 COP의 변화를 나타낸다. 열원측 입구온도가 상승함에 따라 응축기를 통과하는 고단축의 냉매유량이 증가

하므로 난방능력은 크게 변화하였는데 최대 45.8%까지 증가하였다. 시스템의 성능변화는 열원측 입구온도가 상승함에 따라 최대 22.6%까지 상승하였다. 열원온도 상승에 따라 시스템 성능이 난방능력보다 낮게 상승한 이유는 열원온도가 높아지면서 시스템을 흐르는 냉매유량이 증가하여 압축기의 소요동력이 증가하였기 때문으로 판단된다.

Fig. 5는 저단압축기 입구의 과열도 변화에 따른 냉매유량과 난방 부하측과 연결된 응축기에서의 온수 생산온도를 나타낸다. 저단압축기 입구에서의 과열도가 2~11°C까지 증가하는 동안 냉매유량은 최대 7.6% 감소하였다. 일반적으로 압축기 입구측에서 과열도가 증가하게 되면 압축기의 토출온도가 높아지게 되지만, 그림에서 알 수 있듯이 과열도 증가에 따라 순환되는 냉매유량은 감소하게 되므로 응

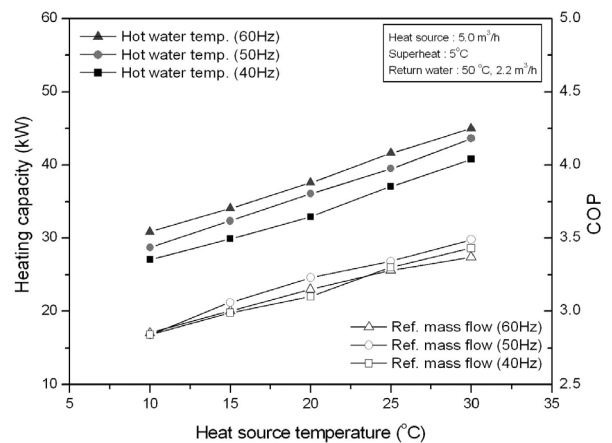


Fig. 4 Heating capacity and COP with the variation of heat source temperature.

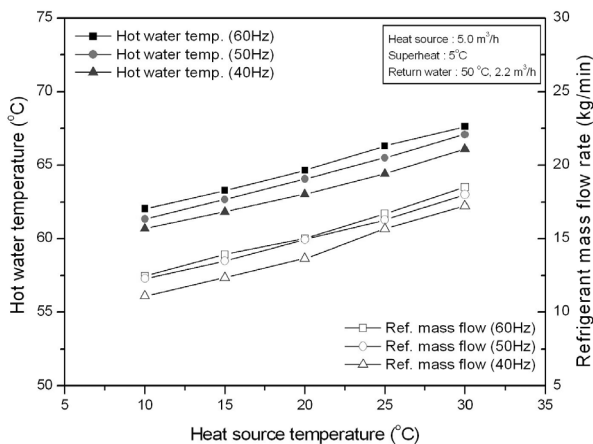


Fig. 3 Hot water temperature and refrigerant mass flow rate with the variation of heat source temperature.

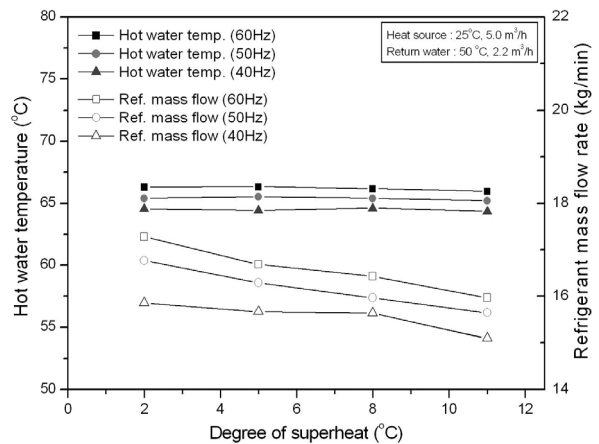


Fig. 5 Hot water temperature and refrigerant mass flow rate with the variation of superheat.

축기에서 생산되는 온수의 온도는 크게 변화지 않음을 나타내고 있다. 따라서 온수 생산온도를 높이기 위해 과열도를 증가시키기 보다는 시스템의 팽창변과 고단압축기의 중간압 제어에 의한 냉매유량 제어가 필요한 것으로 나타났다.

Fig. 6은 저단압축기 입구의 과열도 변화에 따른 난방용량과 COP 변화를 나타낸다. 과열도가 증가하면서 난방용량은 최대 2.2% 감소하였는데 이는 Fig. 5에서 알 수 있듯이 과열도 증가에 따른 냉매유량의 감소로 인해 시스템 전체의 난방능력이 감소하였기 때문이다. 2~11°C의 과열도 구간에서 시스템 성능 변화는 크게 나타나지 않았는데 이는 과열도가 증가하면서 난방용량이 감소하였지만 압축기 소요동력도 냉매유량이 감소하면서 낮아졌기 때문이다.

Fig. 7은 열원 온도와 고단압축기의 주파수 변화에 따른 시스템 압력 변화를 나타낸다. 열원 온도가 상승할수록 시스템에 흐르는 냉매유량은 증가하여 시스템 전체의 압력은 증가하였다. 중간압 제어를 위하여 고단압축기의 주파수를 변화시키면 압축기 주파수가 증가함에 따라 고단축 팽창장치에서 통과되는 냉매의 저항은 증가하게 되고, 고단축의 압축비는 증가하여 중간압이 낮아지게 된다. 열원 온도에 따라 중간압도 증가하는 경향을 나타내었는데 열원 온도가 높아질수록 저단압축기에서 토출되는 냉매유량이 증가하여서 중간압에 영향을 주었기 때문이다.

Fig. 8은 운전조건에 따른 시스템의 성능을 중간압 변화에 따라 나타내었다. 중간압은 식(3)과 같이 응축압과 증발압의 차에 대한 중간압과 증발압의 차로 표준화하여 나타내었다.

$$\theta = \frac{P_i - P_e}{P_c - P_e} \quad (3)$$

열원 온도가 증가하게 되면 최대 COP를 나타내는 중간압도 증가하였다. 이것은 열원 온도가 높아질수록 2단 압축 사이클의 증발압과 응축압이 증가하면서 동시에 최적 중간압도 증가하기 때문이다. 또한, 열원온도가 높을수록 중간압에 따른 시스템의 성능변화가 최대 5.2%까지 크게 나타났다. 이는 열원온도가 높을수록 저단압축기에서 토출되는 냉매유량이 증가하게 되어 고단압축기의 가변에 따른 시스템 성능변화에 더 큰 영향을 주었기 때문이다. 따라서 2단 압축 시스템에서는 열원온도가 변화할수록 시스템의 성능을 최적화하기 위한 중간압 제

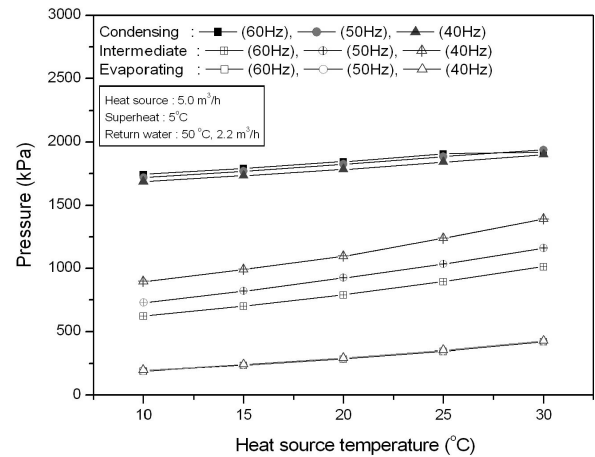


Fig. 7 Pressure with the variation of heat source temperature and compressor frequency.

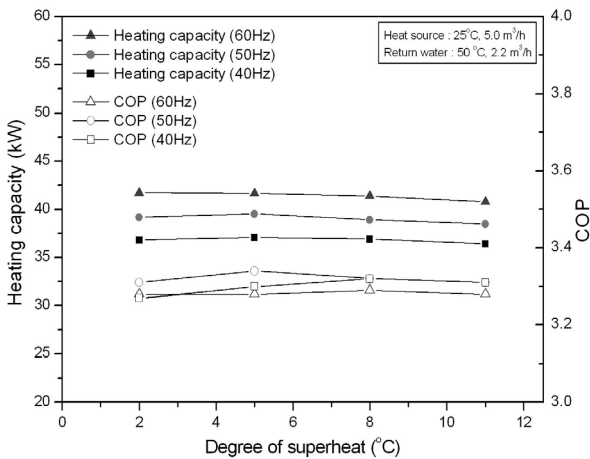


Fig. 6 Heating capacity and COP with the variation of superheat.

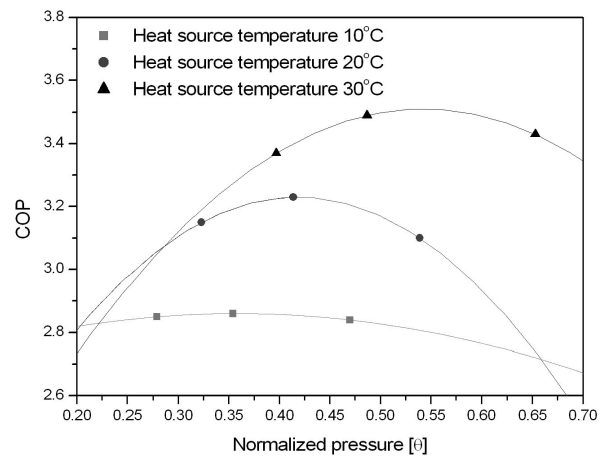


Fig. 8 COP with the variation of normalized pressure.

어가 필요한 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 지역난방용 2단 압축 히트펌프 시스템의 운전변화에 따른 성능특성 실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 미활용에너지를 이용한 지역난방용 히트펌프는 열원온도가 상승할수록 시스템의 성능은 향상되었다. 열원온도가 10℃에서 30℃로 상승할 때 난방용량은 최대 45.8%로 증가하였고, 성능은 최대 22.6%까지 향상하였다.

(2) 시스템의 과열도가 증가함에 따라 냉매유량과 난방용량은 각각 최대 7.6%와 2.2% 감소하였으나 생산되는 온수 온도와 시스템 성능변화에는 큰 영향을 주지 않았다.

(3) 2단 압축 사이클은 중간압 제어에 따라 성능을 변화시킬 수 있는데 동일한 열원조건에서 최대 5.2%까지 성능을 향상시킬 수 있었다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(과제번호 : 20103030110030)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

참고문헌

- Kim, Y. K., Lee, T. W., and Kim, D. H., 2011, An analysis of heating operation characteristics of user-side facilities in the district heating system, Proceedings of the SAREK winter annual conference, pp. 75-78.
- Kim, J. W., Baik, Y. J., Lee, Y. S., Cho, S. H., and Chung, D. H., 2011, An experimental study on the performance of heat exchanger for district heating substation, Proceedings of the SAREK summer annual conference, pp. 1331-1336.
- Byun, J. K., Choi, Y. D., and Shin, J. K., 2011, Study on the development of optimal heat supply control algorithm in district heating apartment building according to the variation of outdoor air temperature, Proceedings of the SAREK summer annual conference, pp. 1222-1226.
- Hong, S. K., Lyu, S. B., and Cho, S. H., 2011, An application study of predictive optimal control for apartment house by district heating system, Proceedings of the SAREK summer annual conference, pp. 527-532.
- Shu, H., Duanmu, L., Li, X., and Zhu, Y., 2010, Energy-saving judgment of electric-driven seawater source heat pump district heating system over boiler house district heating system, Energy and buildings, pp. 889-895.
- Eriksson, M. and Vamling, L., 2007, Future use of heat pumps in Swedish district heating systems : Short- and long-term impact of policy instruments and planned investments, Applied energy, pp. 1240-1257.
- Çomakli, K., Yüksel, B., and Çomakli, Ö., 2004, Evaluation of energy and exergy losses in district heating network, Applied energy, Vol. 24, pp. 1009-1017.
- Zubair, S. M., Yaqub, M., and Khan, S. H., 1996, Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage ad mechanical subcooling refrigeration cycles, International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 8, pp. 506-516.
- Ratts, E. B. and Brown, J. S., 2000, A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression refrigeration cycles using an entropy generation minimization method, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, No.5, pp. 353-365.
- Park, C. S., Jung, T. H., Joo, Y. J., and Kim, Y. C., 2009, An experimental study on the optimal intermediate pressure of a 2-stage compression heat pump using river water, SAREK, Vol. 21, No. 6, pp. 333-339.
- Kim, S. H., 2011, Applications instance of heating and cooling system using the sewage water, Proceedings of the SAREK summer annual conference, pp. 160-165.
- Lee, S. R., Noh, K. C., Park, D. Y., and Oh, M. D., 2009, A study on utilization of temperature difference energy from waste water in urban building, Proceedings of the SAREK winter annual conference, pp. 537-543.