대한설비공학회 2008 하계학술발표대회 논문집 pp. 1353 ~ 1357

08-R-003

해수열원 히트펌프 시스템의 운전특성

장기창†, 백영진, 나호상, 김지영, 이재훈
한국에너지기술연구원(KIER) 지열에너지연구센터

The Operation Characteristics of a Sea Water Source Heat Pump System

Ki-Chang Chang†, Young-Jin Baik, Ho-Sang Ra, Ji-Young Kim, Jae-Hoon Lee
Geothermal Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research(KIER), Yoosung P.O Box 103, Taejon 305-600, Korea

ABSTRACT: A sea water source cascade heat pump was designed and tested in this study. The system was designed to perform a single stage operation in summer, as well as a cascade operation in winter to ensure the high temperature lift. A steady-state simulation model was developed to analyze and optimize its performance. The simulation results show that the R717 exhibits best performance among combinations considered in this study. A R410A also exhibits the highest performance among HFCs with the smallest compressor displacement. A 15-RT R410A-R134a pilot system was installed in the 5-story commercial building at Samcheok City by the East Sea. A scroll type R410A compressor, a reciprocating type R134a compressor, plate type condenser/ evaporator/ cascade heat exchanger and two electronic expansion valves were used to build a pilot. A titanium plate type heat exchanger is also used for the heat exchanging with a sea water. The heat source/sink water is supplied from the well below the seashore in the depth of 5 m. In the initial test of the system, supply water temperature was rising up to 67℃ using a sea water heat source of 9℃, while an ambient temperature was 4.5℃.

Key words: Sea water heat source(해수열원), Heat pump(히트펌프)

1. 서 론

해수 열에너지는 자연에너지로서 온도의 계절 변동이 하천수에 비해 적고, 동결온도가 약 -2℃로 낮아 하천수보다 저온까지 열이용이 가능하며, 냉·난방 시 대기와 5~10℃ 정도의 온도차를 가지고 있으므로 (여름에는 대기보다 5~10℃ 낮고 겨울에는 대기보다 5~8℃ 높음), 히트펌프의 열원으로서 아주 우수한 특성을 가지고 있다.

† Corresponding author
Tel.: +82-42-860-3163; fax: +82-42-860-3133
E-mail address: kcchang@kier.re.kr

또한, 이용가능 해수 열에너지의 부존량은 유효해안선 1 km당 약 7,000 Gcal/month로, 이는 해안선 1 km당 약 5,000여 세대의 아파트를 난방할 수 있는 막대한 열량으로서, 우리나라의 경우 3면이 바다인 점을 고려하면 해수 열에너지는 거의 무한한 에너지원으로 생각할 수 있다.

이러한 장점 때문에, 북유럽의 스웨덴, 노르웨이 등에서는 1982년부터 해수 열원 기기를 지역 난방용으로 이용하고 있다. 스웨덴의 경우 1.5~2℃의 해수를 이용, 1MW 이상급의 히트펌프 플랜트가 다수 운전되고 있으며, 노르웨이에서는 4~7℃의 해수를 열원으로 약 15 km^2에 달하는

지역의 난방에 해수열원 히트펌프를 사용하고 있다. 최근 일본에서는 1993년부터 福岡의 Seaside Momochi지구를 비롯한 大阪 南港 Cosmo Area, 高松市 Sunport高松地區 등에서 지역냉난방용으로 해수 열원을 이용하고 있다.

이와 관련하여, 본 연구센터에서는 해수(하절기 21~26℃, 동절기 3~16℃)가 갖는 열에너지를 히트펌프의 열원으로 이용하여 냉·난방용의 냉·온수를 제조하여 열수요처에 공급하기 위한 기술을 개발하고 있다. 한편, 히트펌프의 이차 유체로서의 해수 및 냉·온수 조건을 살펴보면, 냉방 운전의 경우 매우 우수하다고 판단되나, 난방 운전의 경우 필요한 온수 온도와 해수의 온도차가 비교적 커서 압축과정에서의 큰 비가역 손실이 예상된다. 이를 최소화하기 위한 방법으로서, 본 연구에서는 캐스케이드 사이클(cascade cycle)을 고려하였다.

본 연구에서는 향후 개발할 중규모 이상의 시스템 설계를 위한 기초 연구로서, 현재 상업적으로 이용되고 있는 몇몇의 냉매들을 적용한 해수열원 히트펌프의 냉·난방 사이클에 대하여, 시스템이 어떤 성능을 갖는지를 시뮬레이션 방법을 통하여 해석 및 고찰하였으며, 실제 시스템을 제작하여 시운전을 수행하여 그 특성을 살폈다.

2. 해수의 특성 및 온도

해수는 수온의 계절변화가 작고 수량도 풍부하게 존재하므로 히트펌프의 열원수(냉각수)로서 우수한 특성을 갖고 있지만 해수를 이용하기 위해서는 기기의 부식에 유의하여야 하고, 해수에 함유하고 있는 해초, 조개류, 부유물 등에 의한 오염이나 부착 등에 대한 문제점을 갖고 있다.

해수의 성분은 NaCl, $MgCl_2$, $MgSO_4$, $CaSO_4$ 등 과 같은 염류들이 전체 염류의 99.9%를 차지하고 있으며, 이들의 대부분은 지각의 암석을 이루는 성분이 용해되어 바다로 운반된 것이 대부분이며 일부는 해저 화산폭발에 의한 화산가스가 해수에 녹아 공급된다. 국내 연안의 해수 염분은 일반적으로 동해안이 서해안보다 높고, 하절기보다는 동절기에 높게 나타나고 있다. 해수의 염분은 열교환기 재질의 부식을 초래하는 결과를 가져오므로 내식성 있는 재질을 선택하는 지표가 될 수 있다.

Table 1 Temp. of domestic sea water (℃)

	West Sea			South Sea			East Sea		
	In Cheon	Gun San	Mok Po	Jeju	Tong Yeong	Bu San	Po Hang	Ul Jin	Sok Cho
JAN	2.7	3.5	5.1	14.3	7.0	11.3	9.9	12.4	11.0
FEB	2.5	3.9	4.5	13.9	6.5	11.4	9.7	10.2	7.3
MAR	5.0	6.8	7.6	14.0	10.9	12.8	10.5	10.4	6.7
APR	9.7	12.7	11.8	15.1	13.5	14.0	12.9	12.5	9.0
MAY	14.1	17.4	16.1	16.1	17.5	15.4	13.9	13.5	12.4
JUN	18.8	20.9	20.3	18.9	22.2	17.5	19.5	18.0	17.9
JUL	21.6	25.2	23.8	23.7	23.2	19.2	21.5	18.7	21.0
AUG	23.7	26.8	25.2	26.2	27.3	23.9	25.4	21.8	23.3
SEP	22.4	23.8	23.5	23.6	24.2	22.5	23.1	21.6	21.7
OCT	17.7	18.8	19.8	21.7	20.9	19.8	19.4	19.5	19.1
NOV	13.7	13.5	15.2	19.4	17.7	16.8	16.0	16.8	15.6
DEC	7.1	7.9	10.5	16.7	12.7	15.8	12.1	13.5	12.7
Avg.	13.2	15.1	15.3	18.6	17.0	16.7	16.2	15.7	14.8

한편, Table 1은 국내 해안의 해수온도를 월별로 조사한 결과로서 서해안 군산 위의 지역은 동절기에 해수온도가 5℃ 이하로 떨어지기 때문에 히트펌프의 열원으로 직접 이용하기에 부적절한 것으로 나타나며, 남해안 및 동해안은 해수의 간만의 차도 적은 반면에 동절기에 히트펌프의 열원으로 사용할 수 있는 충분한 여건을 갖고 있다. 특히 제주, 부산 및 울진 부근 지역은 동절기에도 해수온도가 10℃ 이상을 유지하고 있기 때문에 해수열원 냉난방 시스템을 도입하기에 양호한 조건을 갖고 있다.

3. 시스템 시뮬레이션

본 연구의 시스템은 압축기, 응축기, 증발기, 캐스케이드 열교환기 및 팽창밸브 등으로 구성되어 있다. 압축기의 경우, 압축기 제조사 들이 제공하는 성능 계산 프로그램의 계산 결과를 기반으로 하여 단열효율(isentropic efficiency)을 증발 및 응축 온도의 함수로 모델링 하였다. 본 연구에서는 상용 HFC 냉매인 R134a, R407C, R410A와 자연냉매인 R717(암모니아), 그리고 비교자료로서 R22를 작동유체로서 고려하였다. R134a, R407C, R410A 및 R22는 밀폐형 스크롤 압축기의 데이터를 사용하여 모델링 하였다. 한편 R717은 개방형 왕복동 압축기의 데이터를 사용하여 모델링 하였으며, 이 때 고효율 전동기를 적용하여 압축기를 구동하는 경우를 가정하여 전동기 효율을 0.93으로 가정하였다. 밀폐형 스크롤 압축기 및 개방형 왕복동 압축기의 체적효율

Table 2 Cooling performance comparison

	COP	V_{th} [m^3/h]	P_{eva} [kPa]	P_{cond} [kPa]	T_{dis} [℃]
R134a	4.85	113.7	317	899	53.8
R407C	4.77	74.1	537	1449	62.6
R410A	5.02	48.7	855	2137	60.8
R717	5.50	82.0	466	1354	98.3
R22	5.07	72.4	535	1363	66.4

은 각각 압력비의 함수로 표현된다. 응축기, 증발기 및 캐스케이드 열교환기는 대향류 흐름을 갖는다고 가정하여 식(1)과 같이 해석하였다.

$$\frac{1}{\Delta T_{hx}} = \frac{Q_1}{Q_{hx}\Delta T_1} + \frac{Q_2}{Q_{hx}\Delta T_2} + \frac{Q_3}{Q_{hx}\Delta T_3} = \frac{1}{Q_{hx}} \Sigma \frac{Q_i}{\Delta T_i} \qquad (1)$$

팽창과정은 등엔탈피과정으로 생각하였으며, 증발기 출구 과열도는 5℃, 응축기 출구 과냉도는 2℃로 하였다. 시뮬레이션 결과로서 전열량, 압축기 일 및 각 구성요소의 입출구 상태 등을 얻을 수 있다.

하계의 일반적인 운전조건으로 예상되는 냉수온도 12→7℃, 열전달 유체온도 30→33℃(하계 최고 해수온도는 약 25℃)의 운전조건에 대하여, 열교환기의 총 UA=30 kW/K, 증발기의 대수평균 온도차 7℃, 냉방능력 70.3 kW(20RT) 일 때, R134a, R410A, R407C, R717 및 R22를 사용한 시스템의 냉방 성능 계산 결과를 Table 2에 나타내었다. 전술한 바와 같이 하계의 2차유체 조건은 매우 좋아서 단단 압축 사이클로도 충분하다.

냉방성능 계산 결과, R717(암모니아)이 가장 높은 COP 5.5를 보여주었다. 그런데, 토출가스 온도도 가장 높게 나타났다. 이는 동계 운전 조건과 같이 단단으로 큰 온도 리프트를 만들어야 하는 경우에는 큰 단점으로 작용한다. R410A도 HFC 중에서는 가장 높은 COP를 보여주었으며, 특히 압축기 요구 체적이 작다는 장점이 있다. 다만, 응축 압력이 높아 고온 작동(동계 고온수 제조시)에서 불리하다. R134a는 가장 큰 압축기 요구 체적을 필요로 한다. 그러나, 응축압력 및 압축기 토출가스 온도가 낮아 고온 작동에서 유리함을 알 수 있다.

난방운전은 전술한 바와 같이 캐스케이드 사이클로 작동하는 것으로 생각하였으며, 저단 압축기는 위의 하계조건에서 계산된 크기를 그대로 적용하는 것으로 하였다. 이는 하계에는 저단 압축기만 구동하여 단단 사이클로 작동시키고, 동계에는 두 개의 압축기를 모두 구동하여 캐스케이드 사이클로 작동시키기 위함이다. 또한, 각 열교환기에서의 대수평균온도차를 입력 변수로하여 시뮬레이션을 수행하였는데, 이는 현재 설계단계이므로 사이클이 얼마나 높은 성능 달성할 수 있는지와 이 때의 압축기 총 요구 체적(total displacement)을 가늠하는 것이 중요하기 때문이다.

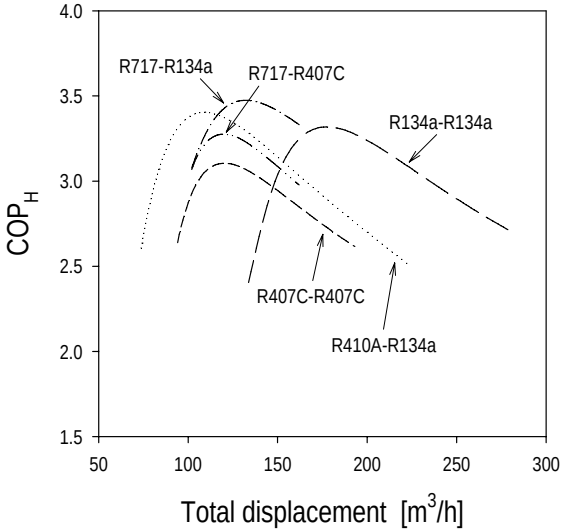

Fig. 1 COP_H over V_{th} changes

동계의 일반적인 운전조건으로 예상되는 열전달 유체온도 5→2℃(동계 최저 해수온도는 약 10℃), 온수온도 53→60℃의 운전조건에 대하여, 열교환기들의 대수평균 온도차를 5℃로 할 때, 압축기 총 요구 체적(total displacement)을 바꿔가며 여러 저-고단 냉매적용 캐스케이드 히트펌프 사이클의 성능변화를 고찰하였으며, 그 계산 결과를 Fig. 1에 나타내었다.

Total displacement의 증가에 따라, 난방성능계수의 경우, 이를 극대화시키는 최적 total displacement가 존재한다. 2차 유체들의 조건에 의해 기 결정된 고단 응축온도 및 저단 증발온도 조건하에서 저단 displacement에 비해 고단 displacement가 너무 작거나 클 경우, 시스템의 중간단 온도에 해당하는 저단의 응축온도 및 고단 증발온도가 어느 한 쪽으로 쏠리게 되기 때문이다. Fig. 1에 따르면, R717-R134a 조합이

total displacement 133 m^3/h (저단 R717 82 m^3/h, 고단 R134a 51 m^3/h)에서 COP_H=3.47의 가장 높은 성능계수를 나타낸다. R410A-R134a 조합도 가장 작은 최적 total displacement 109.7 m^3/h (저단 R410A 48.7 m^3/h, 고단 R134a 61.0 m^3/h)에서 COP_H=3.40의 높은 성능계수를 보여주었다.

4. 시스템 제작 및 시운전

실제 시스템은 R410A-R134a 조합 시스템으로 제작되었는데, 이는 취급의 용이성 및 초기 투자비용 등을 고려한 것이다. 시스템을 이루는 주요 구성요소는 R410A 스크롤 저단 압축기, R134a 왕복동 고단 압축기, 판형 증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기, 전자식 팽창변 및 티타늄 재질의 판형열교환기 등이며, 실제 시스템의 외관을 Fig. 2에 나타내었다.

위와 같이 제작된 시스템은 현재 강원도 삼척시 근덕면 덕산리 소재 국립 강원대학교 삼척캠퍼스 해양관광레저스포츠센터 건물에 설치되어 시운전 중에 있다. 부하 건물은 총 5층 규모로 건평 270평, 연면적 467평으로 수영장, 샤워실, 연구실, 식당, 조리실, 15인용 방 3개, 귀빈용 방 3개, 20평 규모의 사무실, 체력단련장, 교육장 등으로 구성되어 있다. 본 시스템 설치전에는 겨울에는 진공온수 보일러(경유)로 FCU+바닥난방을, 여름에는 개별 패키지 에어컨 및 룸 에어컨을 이용한 개별 냉방을 수행해 왔다.

한편, 실제 현장에 설치된 시스템의 성능 측정을 위하여 전력계, 유량계, 측온저항체 및 열전대 등을 설치하였으며, 데이터로거와 Labview를 이용하여 Fig. 3과 같이 계측 시스템을 구축하였다.

본 연구의 시스템은 실제 적용처에 설치되어 있으므로, 소형 냉난방기와는 달리 열환경 챔버와 같은 실험실 내에서 성능실험을 수행할 수 없다. 따라서, 원하는 해수 온도 등을 구현할 수 없으므로, 주어진 현장 상황에서 실험을 수행하였다. 시스템의 시운전은 난방운전에 대하여 수행되었으며, 캐스케이드 난방 운전에 대해 공급온도를 변화시켜가며 수행하였다. 단단 난방 운전도 기술적으로는 가능하나, 온수 온도를 충분히 높이기 어려우므로, 실제로는 캐스케이드 난방을 위한 예열운전에 주로 사용된다.

Fig. 2 Sea water source heat pump system

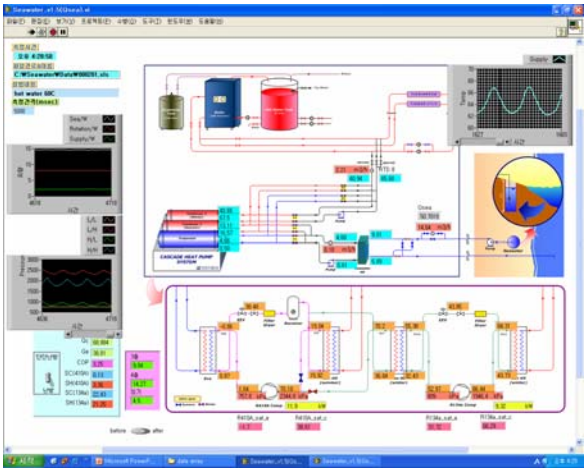

Fig. 3 Measurement system

Fig. 4는 몇몇 시운전 일에 대하여, 일평균 대기온도($T_{ambient}$)와 기상청 제공 해수온도(T_{sea}) 및 본 연구의 해수열교환기 입구 측정온도($T_{sea\ water\ inlet}$)를 각각 나타낸 것이다. 본 연구에서는 해수의 취수를 위해 해안에 관정을 뚫어, 이를 이용하였으므로, 측정된 해수열교환기 입구 온도가 기상청 제공 해수 온도와 차이를 보이지만, 여전히 난방열원으로서 대기에 비해 우수한 조건을 갖는다.

Fig. 5는 2008년 4월 1일 수행한 캐스케이드 난방 시운전(설정온도를 정하지 않은 수동운전)시 해수열교환기 입구 측정온도(해수취수온도), 해수열교환기 출구 측정온도(해수방류온도), 리턴수 온도 및 난방 공급수 온도를 운전시간 경과에 따라 나타낸 것이다. 시운전 기간 동안 해수 취

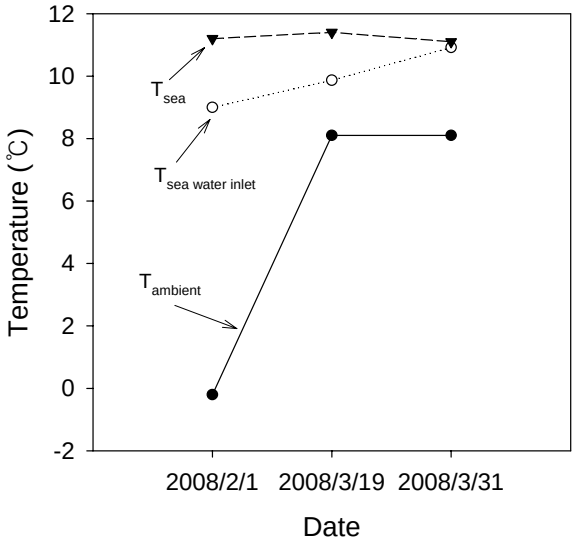

Fig. 4 Temperature variations

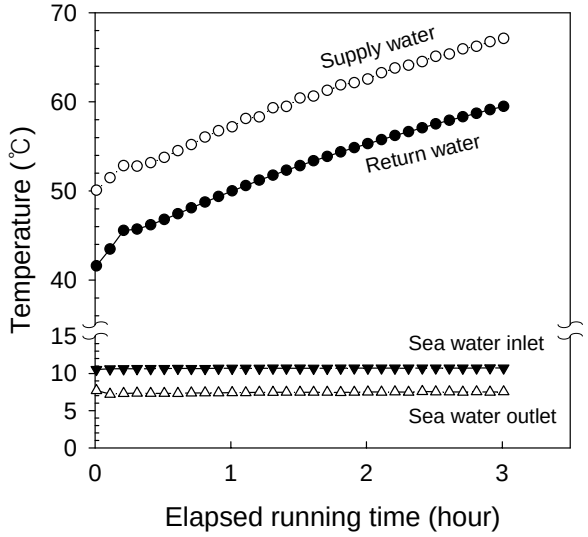

Fig. 5 Temperature variations

수온도는 거의 일정하게 약 10.5℃를 유지하였으며, 해수 방류온도도 약 7.5℃ 정도로 일정하였다. 한편, 리턴수 및 난방 공급수 온도는 운전시간의 경과에 각각 43→60℃ 및 50→67.5℃로 상승함으로써, 본 연구의 시스템으로 65℃ 이상의 온수를 생산할 수 있음을 확인하였다.

난방 공급수의 온도를 고온으로 할 경우에 예상되는 기술적 문제는 압축기 고압 또는 과전류 및 토출가스 고온에 따른 오일 열화 등이다. 본 연구에서는 다중의 안전회로를 구성하여 위의 상황들에 대처할 수 있도록 하였는데, 이 때문에 난방 공급수 생산 고온 한계가 존재한다. 본 연구에서는 난방 공급수 온도가 67.5℃일 때, 고단 압축기의 토출가스 온도가 85℃(안전회로 동작 설정치이며, 본 연구에 사용된 실제 POE 오일의 사용가능 토출가스 온도는 최고 100℃)에 도달하여 시스템이 정지하였다.

5. 결론

본 연구에서는 해수가 갖는 열에너지를 히트펌프의 열원으로 이용하여 냉·온수를 제조하기 위한 연구로서, 현재 상업적으로 이용되고 있는 몇몇의 냉매들(R134a, R407C, R410A, R717, R22)을 적용한 해수 열원 조건에서의 히트펌프의 냉·난방 사이클에 대하여, 시스템이 어떤 성능을 갖는지를 시뮬레이션 방법을 통하여 해석 및 고찰하고, R410A-R134a 시제품을 제작하여 실제 해수를 이용한 캐스케이드 난방 시운전을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 하계 운전조건에서, 가장 높은 COP를 갖는 냉매는 R717였다. R410A도 HFC 중에서는 가장 높은 COP를 보여주었으며, 특히 압축기 요구 체적이 작다는 장점이 있다.

2. 동계 운전조건에서도 R410A-R134a 조합은 비교적 작은 압축기 배제 체적으로 높은 성능을 보여주었다.

3. R410A-R134a 시제품을 제작하여 실제 해수를 이용한 캐스케이드 난방 시운전을 수행하였으며, 65℃ 이상의 온수를 생산할 수 있음을 확인하였다.

향후, 현재 시운전 중인 시스템의 성능 확보여부 및 신뢰성에 관한 연구를 수행할 예정이며, 또한 시스템 최적 운전 방안에 관한 연구를 지속적으로 병행할 계획이다.

후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하고 있는 에너지절약기술개발사업 중 한국에너지기술연구원이 주관하여 수행하고 있는 “해수이용 냉난방 시스템 개발”과제(2005-E-BD02-P-05-0-000)의 일부 결과이며, 이를 지원하는 관계자 여러분들께 감사의 말씀을 드립니다.