

## 해수열원 히트펌프 시스템의 설계 및 운전

이재훈, 김지영, 백영진, 장기창<sup>†</sup>, 나호상, 신광호

한국에너지기술연구원(KIER) 지열에너지연구센터

### A Design and Test of a Sea Water Source Heat Pump System

Jae-Hun Lee, Ji-Young Kim, Young-Jin Baik,  
Ki-Chang Chang<sup>†</sup>, Ho-Sang Ra, Kwang-ho Shin

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°C using a sea water heat source of 9°C, while an ambient temperature was 4.5°C.

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

#### 1. 서 론

현재 생활의 쾌적성 및 안락함의 추구에 따른 가정 및 상업용 냉난방·급탕 열수요가 급증하고 있다. 이러한 급증하는 수요에 따른 에너지 공급 또한 에너지이용효율화를 도모하기 위한 미활용 에너지를 이용하는 냉난방시스템의 개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

다양한 미활용에너지 자원중 해수열에너지는

그 부존량이 유효해안선 1km당 약 7,000 Gcal/month<sup>(1)</sup> 로, 이는 해안선 1km당 약 5,000여 세대의 아파트를 난방 할 수 있는 막대한 열량이다. 우리나라의 경우 3면이 바다인 점을 고려하면 해수 열에너지는 거의 무한한 에너지원으로 생각할 수 있다. 또한 계절에 따른 수온의 변동이 하천수에 비해 적고, 동결온도가 약 -2°C로 낮아 하천수보다 저온까지 열 이용이 가능하며, 여름에는 대기보다 5-10°C 낮고 겨울에는 대기보다 5-8°C 높은 온도차를 가지고 있으므로, 히트펌프의 열원으로서 아주 우수한 특성을 가지고 있다. 이러한 장점 때문에, 북유럽의 스웨덴, 노르웨이 등에서는 1982년부터 해수 열원기기를 지

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3163; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: kcchang@kier.re.kr

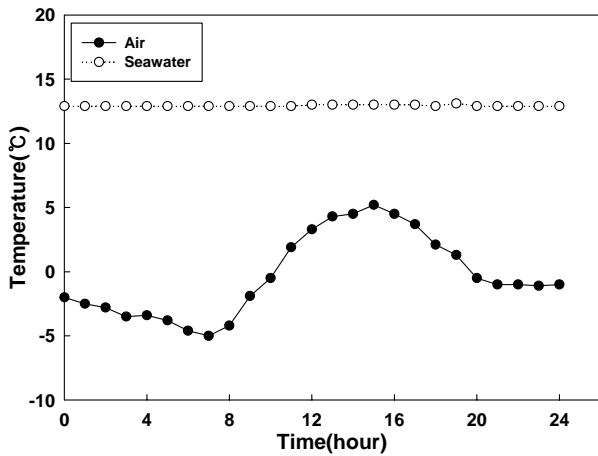


Fig. 1 Seawater and air temp. in East Sea

역난방용으로 이용하고 있다. 스웨덴의 경우 1.5-2°C의 해수를 이용, 1MW 이상급의 히트펌프 플랜트가 다수 운전되고 있으며, 노르웨이에서는 4-7°C의 해수를 열원으로 약 15km<sup>2</sup>에 달하는 지역의 난방에 해수열원 히트펌프를 사용하고 있다. 최근 일본에서는 1993년부터 福岡의 Seaside Momochi 지구를 비롯한 大阪 南港 Cosmo Area, 高松市 Sunport 高松地區 등에서 지역난방용으로 해수 열원을 이용하고 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 현재 상업적으로 이용되고 있는 몇몇의 냉매들을 적용한 해수 열원 히트펌프의 냉·난방 사이클에 대하여, 시스템이 어떤 성능을 갖는지를 시뮬레이션 방법을 통하여 해석 및 고찰하였으며, 실제 해수열원 캐스케이드 히트펌프 시스템 제작 및 현장적용을 통해 시스템의 운전 특성을 살펴보았다.

## 2. 해수의 특성

해수는 수온의 계절변화가 작고 수량도 풍부하게 존재함으로써 히트펌프의 열원으로서 우수한 특성을 갖고 있지만 해수를 이용하기 위해서는 해수위 화학적 특성으로 인한 기기의 부식에 유의하여야 하고, 해수에 함유하고 있는 해초, 조개

류, 부유물 등에 의한 오염이나 부착 등에 대한 문제점을 갖고 있다. 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. 본 연구에는 이러한 문제를 해결하기 위해 바이오 파울링을 해소하기 위한 해수 열교환기의 해수측 입구와 출구를 교차로 사용 가능한 역세정 배관을 설치하였으며 재질 또한 부식에 강한 티타늄 재질로 제작하여 설치하였다.

한편, 국내 해안의 해수온도는 서해안 군산 위의 지역은 동절기에 해수온도가 5°C 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°C 이상을 유지하고 있기 때문에 해수열원 냉난방 시스템을 도입하기에 양호한 조건을 갖고 있다. Fig. 1 은 기상청에서 제공되는 데이터를 토대로 동해안지역의 겨울철 대기온도와 해수온도를 비교 할 수 있는 그래프로 위에 설명한 바와 같이 해수는 적은 일중온도차 및 대기보다 높은 온도를 형성함을 알 수 있다.

## 3. 히트펌프 시스템의 시뮬레이션

해수열원 히트펌프 시스템의 모델링은 압축기, 응축기, 증발기, 캐스케이드 열교환기 및 팽창밸브 등으로 구성되어 있으며. 압축기의 경우, 압축기 제조사 들이 제공하는 성능 계산 프로그램의 계산 결과를 기반으로 하여 단열효율을 증발 및 응축 온도의 함수로 모델링 하였다. 본 연구에서는 상용 HFC 냉매인 R134a, R407C, R410A 와 자연냉매인 R717(암모니아), 그리고 비교 자료로서 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 스크

Table 1 Cooling performance comparison

	COP	$V_{3}^{th}$ [m <sup>3</sup> /h]	$P_{eva}$ [kPa]	$P_{cond}$ [kPa]	$T_{dis}$ [°C]
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

롤 압축기 및 개방형 왕복동 압축기의 체적효율은 각각 압력비의 함수로 표현된다. 응축기, 증발기 및 캐스케이드 열교환기는 대향류 흐름을 갖는다고 가정하여 식(1)과 같이 해석하였다.

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

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

하계의 일반적인 운전조건으로 예상되는 냉수 온도 12→7°C, 열전달 유체온도 30→33°C(하계 최고 해수온도는 약 25°C)의 운전조건에 대하여, 열교환기의 총 UA=30 kW/K, 증발기의 대수평균 온도차 7°C, 냉방능력 70.3 kW(20RT) 일 때, R134a, R410A, R407C, R717 및 R22를 사용한 시스템의 냉방 성능 계산 결과를 Table 1에 나타내었다. 전술한 바와 같이 하계의 2차 유체 조건은 매우 좋아서 단단 압축 사이클로도 충분하다.

냉방성능 계산 결과는 R717(암모니아)이 가장 높은 COP 5.5를 보여주었으나 토출가스 온도 또한 가장 높게 나타났다. 이는 동계 운전 조건과 같이 1단 압축 사이클로 큰 온도 리프트를 만들어야 하는 경우에는 큰 단점으로 작용한다. R410A는 HFC계열 중에 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 작

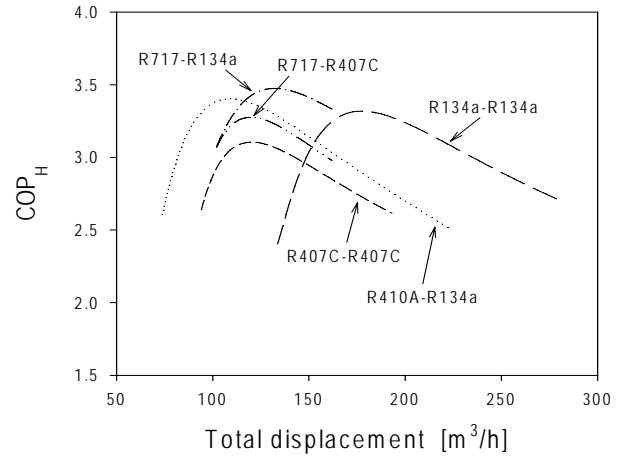


Fig. 2 COP<sub>H</sub> over V<sub>th</sub> variations

동에서 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 변수로 하여 시뮬레이션을 수행하였는데, 이는 현재 설계 단계이므로 사이클이 얼마나 높은 성능 달성할 수 있는지와 이때의 압축기 총 요구 체적(total displacement)을 가늠하는 것이 중요하기 때문이다.

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

전체 배제체적의 증가에 따라, 난방성능계수의 경우, 이를 극대화시키는 최적 배제체적이 존재한다. 2차 유체들의 조건에 의해 결정된 고단 응축온도 및 저단 증발온도 조건하에서 저단 배제체적에 비해 고단 배제체적이 너무 작거나 클 경우, 시스템의 중간단 온도에 해당하는 저단의 응축온도 및 고단 증발온도가 어느 한 쪽으로 치우치기 때문이다. Fig. 2에 따르면, R717-R134a 조합이 전체 배제체적이 133 m<sup>3</sup>/h (저단 R717



Fig. 3 Heat pump system

82 m<sup>3</sup>/h, 고단 R134a 51 m<sup>3</sup>/h)에서 COP<sub>H</sub>는 3.47로 가장 높은 성능계수를 나타내었다. R410A-R134a 조합도 가장 작은 최적 전체 배제체적이 109.7 m<sup>3</sup>/h (저단 R410A 48.7 m<sup>3</sup>/h, 고단 R134a 61.0 m<sup>3</sup>/h)에서 COP<sub>H</sub>는 3.40의 높은 성능계수를 보여주었다.

#### 4. 시스템 제작 및 시운전

실제 현장 적용 시스템은 시뮬레이션 결과를 토대로 R410A-R134a 조합 시스템으로 제작되었으며 이는 취급의 용이성 및 초기 투자비용 등을 고려한 것이다. 시스템을 이루는 주요 구성요소는 R410A 스크롤 타입 저단 압축기, R134a 왕복동 타입 고단 압축기, 판형 증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기, 전자식 팽창밸브 및 티타늄 재질의 판형열교환기 등이 적용되었으며, 실제 시스템의 외관을 Fig. 3에 나타내었다. 시스템은 현재 강원도 삼척시 근덕면 덕산리 소재 국립 강원대학교 삼척캠퍼스 해양관광레저스포츠센터 건물에 설치되어 시운전 중에 있다. 시스템 적용건물은 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 있으며 겨울에는 경유 보일러로 FCU+바닥 난방을, 여름에는 개별 패키지 에어컨 및 룸 에어컨을 이용한 개별 냉방을 수행해 왔다.

현장에 설치된 시스템의 성능 측정을 위하여

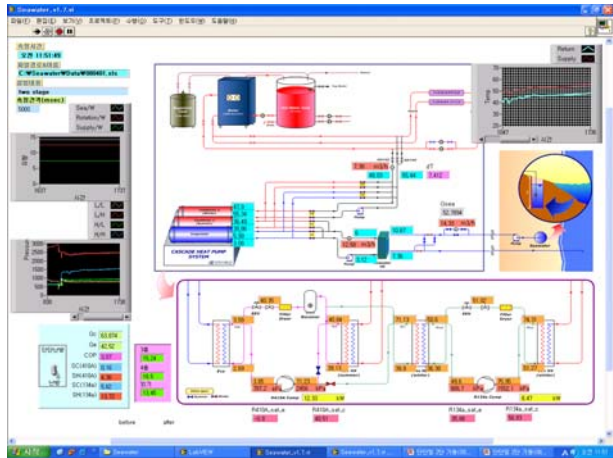


Fig. 4 Monitoring system

전력계, 유량계, 측온저항체 및 열전대 등을 설치하였으며, 각 데이터의 측정은 Agilent-34970A와 Labview program를 이용하여 Fig. 4와 같이 모니터링 시스템을 구축하였다.

현장 시스템의 운전은 난방운전에 대하여 수행되었으며, 캐스케이드 난방 운전에 대해 공급운도를 변화시켜가며 수행하였다.

Fig. 5는 2월과 3월중 실험일에 대하여, 일평균 대기온도(T<sub>ambient</sub>)와 기상청 제공 해수온도(T<sub>sea</sub>) 및 본 연구의 해수열교환기 입구 측정온도(T<sub>sea water inlet</sub>)를 각각 나타낸 것이다. 본 연구에서는 해수의 취수를 위해 해안에 관정을 뚫는 방식을 적용하였으며 현장에서 측정된 해수열교환기 입구 온도가 기상청 제공 해수 온도와 조금 차이를 보이지만, 난방열원으로서 대기에 비해 우수한 조건을 갖는 것을 알 수 있다.

Fig. 6는 2008년 4월중에 수행한 캐스케이드 난방 시운전(설정온도를 정하지 않은 수동운전)시 리턴수 온도 및 난방 공급수 온도를 운전시간 경과에 따라 나타낸 것이다. 운전시 공급수와 리턴수의 온도차는 7℃를 유지하였으며 리턴수 및 난방 공급수 온도는 운전 시간의 경과에 각각 43→60℃ 및 50→67.5℃로 상승함으로써, 본 연구의 시스템으로 65℃ 이상의 온수를 생산할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 실험으로 시운전시 저단압축기와 고단압축기의 소비전력을 나타낸 것으로 온수의 온도가 올라감에 따라 소비전력이 증가하는 것을 확인 할 수 있으며 저단압축기의

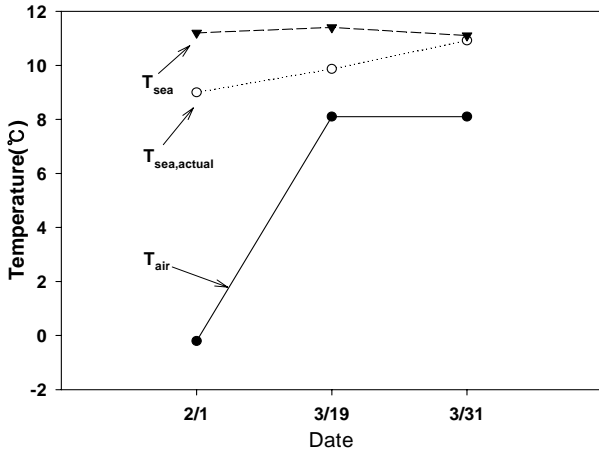


Fig. 5 Sea-water and air Temperature variations

소비전력이 고단압축기에 비해 전력소비가 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 앞의 시운전에서 냉매의 토출온도 변화를 나타낸 것이다. R134a 압축기의 토출온도가 R410A 압축기 토출온도보다 높은 온도로 형성되어 있고, 온수가 만들어 질수록 그 상승폭은 더 커지며 R410A 압축기 토출온도의 상승폭은 R134a 압축기에 비하여 완만한 상승곡선을 보여주고 있는 것을 알 수 있다.

난방 공급수의 온도를 고온 생산 할 경우 예상되는 기술적 문제는 압축기 고압 또는 토출가스 고온에 따른 오일 탄화 등이 있다. 본 시스템에서는 다중의 안전회로를 구성하여 위의 상황들에 대처할 수 있도록 하였으며 난방 공급수 온도가

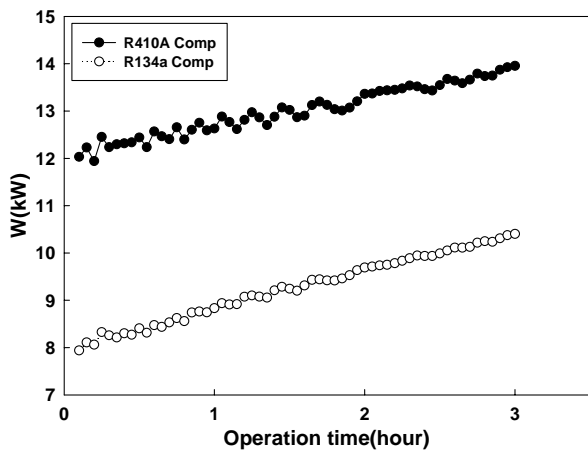


Fig. 7 Low and high-stage compressor consumption power variations over time

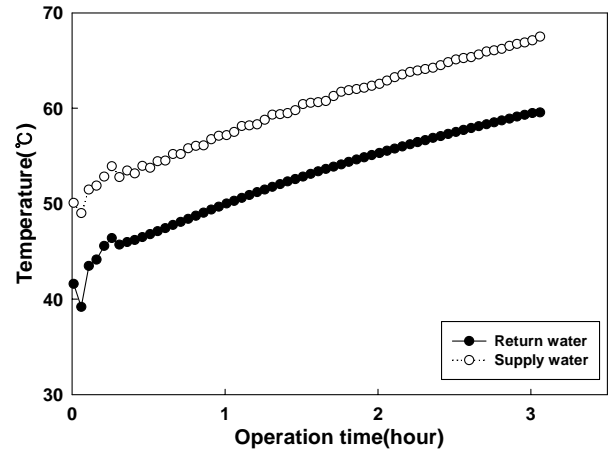


Fig. 6 Supply and return water temperature variations over time

67.5°C일 때, 고단압축기의 토출가스 온도가 85°C일 때 안전회로가 동작하며 실제 사용된 POE 오일의 사용가능 온도는 최고 100°C이다.

## 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, 이를 통해 R410A-R134a 캐스케이드 운전

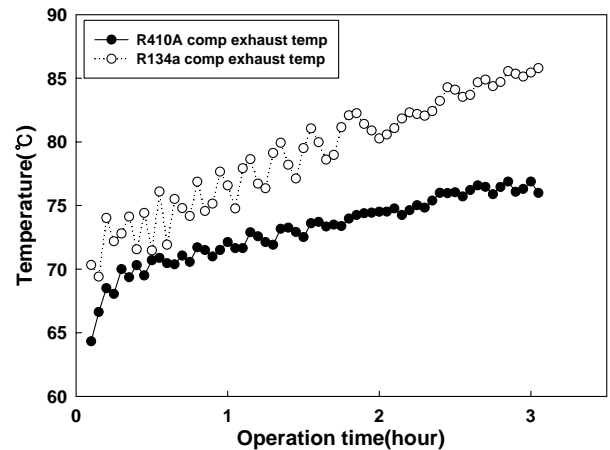


Fig. 8 Low and high-stage compressor exhaust gas temperature variations over time

이 가능한 시제품을 제작하여 실제 해수를 이용한 난방 운전 실험을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 하계 운전조건에서, 가장 높은 COP를 갖는 냉매는 R717였으며 R410A도 HFC 중에서는 가장 높은 COP를 보여주었으며, 특히 압축기 배제 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°C 이상의 온수를 생산할 수 있음을 확인하였다.

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

## 후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하고 있는 에너지 절약기술개발사업 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.

## 참고 문헌

1. K.H. Bang, S.H. Cho, K.J. Lee and J.T. Park, 1998, "A study on the ocean thermal energy resource", Proceedings of the SAREK summer annual conference, pp. 861~866.
2. Y.J Baik, K.-C Chang, S.R Park, H.S Ra J.Y Kim, 2006 "Performance Analysis of a Sea Water Heat Source Heat Pump" Proceedings of the KSME spring annual conference, pp.2342~2347