



해수온도변화에 따른 온도차발전시스템의 동적 성능 시뮬레이션 Dynamic Performance Simulation of OTEC According to Seawater Temperature Change

임승택* · 이호생*† · 김현주*

Seung-Taek Lim*, Ho-saeng Lee*† and Hyeon-Ju Kim*

(Received 28 September 2017, Revision received 20 December 2017, Accepted 20 December 2017)

Abstract: In this paper, Performance of 1MW OTEC system using R32 with varying seawater temperature range is studied. Steady state cycle is designed and its output and generation efficiency were 1,014kW and 2.72%, respectively. Compared to dynamic cycle, system performance and change during long term operation is studied. The simulation is performed by decreasing surface seawater temperature from 29°C to 25°C with 20 minute of reaction time. Dynamic cycle with same condition applied to steady state cycle and it showed output and efficiency of 1,020kW and 2.75% respectively. Seawater temperature decreased from 29°C and the vapor fraction of refrigerant decreased below 1 at 28°C. While the vapor fraction was above 1, the turbine output decreased by 0.017kW per second. After the seawater temperature reached 26.2°C, the turbine output decreased by 1.03kW per second. However, Driving the turbine below the saturation temperature caused the occurrence of surging and the influx of liquid refrigerant. When the liquid separator having a capacity of 1.0 m³ was used, the flow into the turbine was confirmed after 5 minutes from the first liquid refrigerant coming into the separator.

Key Words : Ocean Thermal Energy Conversion, Steady State cycle, Dynamic cycle, Turbine Generator

1. 서 론

국내 신재생에너지 보급비중은 1차 에너지 대비 2.75%이며, 전체 신재생에너지 생산량의 93%를 폐기물 바이오 수력이 차지하고 있어 신재생에너지 비중의 증가와 새로운 에너지 개발이 필요로 하고 있다. 앞으로 사용 가능한 저온 폐열을 회수하여 에너지를 생산하는 기술을 확보할 경우, 전체 사회 시스템에서 발생하는 에너지의 소비

절감에 크게 기여할 것으로 예상된다.

그 중 해양에너지는 매우 안정적이며, 무한한 청정에너지 자원이다. 바다는 지구 전체 면적의 약 3/4를 차지하고 있기 때문에 지구에 도달하는 태양에너지의 상당량이 바다로 흡수되고 있다.¹⁾

국내에서는 해수온도차발전에 대한 연구를 강원도 고성인 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해수플랜트연구센터에서 2010년부터 기초 연구를 시작하여 2011년 100 W급 OTEC

*† 이호생 : 선박해양플랜트연구소

E-mail : hslee@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5021

*임승택, 김현주 : 선박해양플랜트연구소

*† Ho-Saeng Lee : Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering

E-mail : hslee@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5021

*Seung-Teak Lim, Hyeon-Ju Kim : Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering

Mock-up장치를 성공적으로 설계, 제작 및 운전을 하였으며, 2013년 20 kW급 OTEC를 설계, 제작하여 성공적으로 운전하여 국내의 해수온도차발전 기술이 세계의 최고기술에 발맞춰 많은 기술 향상을 확인 할 수 있는 계기가 되었다.²⁾

해수 온도차 및 운전 특성에 따른 발전 사이클의 특성은 다양하게 연구되어 왔다.^{3,4)} 이후 발전소 온배수나 태양열과 같은 미활용열 등을 이용한 발전 효율 향상방안이 연구되어 왔다.^{5,6)} 최근에는 이젝터를 적용한 EP-OTEC 사이클 설계를 통하여 최대 3.1%의 발전효율을 확인하였다.⁷⁾ 그러나 기존 연구는 정적 사이클 해석으로서 실제 시스템 운전 중 발생하는 터빈으로의 냉매유입, 터빈 효율 감소 시간 등과 같은 운전특성의 파악에 어려운 점이 있다. 본 연구는 향후 해수온도발전의 국내 실증을 위해 플랜트 운전에 영향을 미치는 해수열원의 온도변화에 따른 운전특성을 동적 사이클에 적용하여 해석하였다.

해수온도차발전의 열원으로 이용되는 표층수에 심층수 배출로부터의 유입이나 심층수 배관의 파손과 같은 냉수의 혼입 등의 갑작스런 온도 변화를 가정하였으며, 실제 운전 중 시스템 상태 변화에 따른 운전 방식의 조절이나 제어 설계를 위하여 해석을 수행하였다.

2. 해수온도차발전 사이클

2.1 정적 사이클

2.1.1 정적 사이클 설계

해수온도차발전 사이클을 설계하기 위한 작동부는 3가지로 나눌 수 있다. 먼저, 표층 해수를 취수하고 열교환하는 고온 열원부와 심층수를 취수하여 열교환하는 저온 열침부, 냉매를 순환하고 터빈을 구동하는 작동부로 나눈다.

1 MW 해수온도차발전의 정적 사이클을 설계하기 위한 고온 열원 표층수의 온도 조건은 29℃로 설계하였으며, 이때 유량은 1,948.5 kg/s이다. 또한 심층수의 온도조건과 유량은 5℃와 1,805 kg/s로 설계하였다. 냉매로는 R32를 적용하였다.

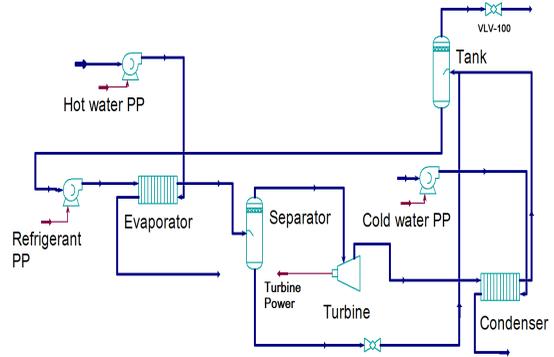


Fig. 1 1MW OTEC steady state cycle

R32 냉매는 HFC계 순수냉매로서 ODP 값이 0이며, GWP 값도 675로 낮아 환경과피 요인이 적고, 기존 R134a 및 R125와 비교하여 열전달계수가 약 30% 높아 시스템효율이 상승한다.⁸⁾ 그로 인해 동일 열교환 능력을 위한 열교환 체적을 줄일 수 있게 된다.

정적 사이클의 구성은 Fig. 1과 같다. 시뮬레이션 해석 방법으로는 기본적인 유기랭킨사이클을 해석하기 위해 공정설계프로그램인 AspenTech HYSYS(V8.8)프로그램을 하였으며, 시뮬레이션 상태방정식으로는 Peng-Robinson 방정식을 사용하였다. Peng-Robinson 방정식의 상태 방정식은 식 (1)과 같다.

여기서 P는 압력, R은 기체상수, T는 온도, V는 부피, 그리고 a, b는 각각 상수를 의미하는데, 이는 식 (2), (3)과 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (1)$$

$$a = a_c \alpha \quad (2)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3)$$

2.1.2 정적 사이클 시뮬레이션

정적 해수온도차발전 사이클을 설계를 통하여

정상 상태의 해수 유량과 온도 조건에서의 시스템 성능을 시뮬레이션하였다.

이때 발전 사이클에서 발생하는 에너지 변화는 다음 식 (4)와 같다.

여기서 W_T 는 터빈출력, Q_H 는 증발열량, Q_C 는 응축열량, W_{RP} 는 냉매펌프를 나타낸다. 또한 시스템 효율은 식 (5)와 같으며, η_C 는 사이클 효율을 나타낸다.

$$W_T = Q_H - Q_C - W_{RP} \quad (4)$$

$$\eta_C = \frac{W_T}{Q_H} \quad (5)$$

설계 유량과 온도에 따라 시스템 성능은 최대 출력이 1,296 kW를 나타내었으며, 소비 동력으로 냉매 펌프가 83.45 kW, 표층수 펌프가 52.5 kW, 심층수 펌프가 145.5 kW를 나타내어, 총 순수 출력은 1,014.5 kW를 보였다.

이때 발생된 온도차발전 사이클의 효율은 37.2 MW 표층수 열량과 비교하여 순수 출력에서 2.72%를 나타내었다. 정적 사이클의 성능 특성은 아래 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Parameter of steady-state cycle of OTEC

Parameter	Value	Unit
System efficiency	3.48	%
Turbine Power	1,296	kW
Refrigerant Pump Power	83.45	kW
Hot water Pump Power	52.5	kW
Cold water Pump Power	145.5	kW
Heat source Duty	37,250	kW
Heat sink Duty	36,055	kW
Net Power	1,014.5	kW
Net efficiency	2.723	%
Turbine inlet Pressure	1,688	kPa
Turbine inlet Temperature	24.7	°C
Refrigerant mass flow rate	119	kg/s

2.2 동적 사이클

2.2.1 동적 사이클 설계

1) 물질의 균형(Materials Balance)

해수온도차발전 운전 중 시스템 내에서 발생하는 유량, 부피, 밀도의 물리적 성질 변화를 물질 균형이라 하며, 각 구성 요소의 물질 균형은 식 (6)과 같다.

$$\frac{d(\rho_{jo} V)}{dt} = F_i \rho_i - F_o \rho_o \quad (6)$$

여기서, F_i 은 탱크에 들어가는 공급 물의 유량, F_o 는 탱크에서 나가는 물의 유량, ρ_i 는 공급 물의 밀도, ρ_o 는 배출 물의 밀도, V 는 탱크 내부의 유체 부피이다. 동적 설계를 통하여 시스템 내외로의 유체의 흐름은 대류 및 분자의 확산으로 발생하며, 대류 흐름이 시스템으로 들어오고 나가는 흐름의 대부분에 기여한다. 동적 질량, 구성 요소 및 에너지의 변화는 정적 상태 균형과 유사하며, 이것은 시스템의 출력 변수가 시간에 따라 변하는 것을 허용한다.

2) 에너지 균형(Energy Balance)

해수온도차발전을 통하여 발생하거나 사용되는 에너지 변화를 에너지 균형이라 하며, 각 구성 요소의 에너지 균형은 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d[(u + k + \emptyset) V]}{dt} &= F_i \rho_i (u_i + k_i + \emptyset_i) \\ &\quad - F_o \rho_o (u_o + k_o + \emptyset_o) \\ &\quad + Q + Q_r \\ &\quad - (w + F_o P_o - F_i P_i) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 u 은 내부 에너지, k 는 운동 에너지, \emptyset 는 잠재 에너지 : 단위 질량당 에너지 량, w 는 시스템에 의해 수행되는 샤프트 일 에너지 : 시간당 에너지, P_o 는 시스템 압력, P_i 는 공급 유체의 압력, Q 는 경계를 가로 지르는 열에너지, Q_r 는 반

응 열 에너지이다. 시스템 내외로의 에너지 흐름은 대류 또는 전도에 의한 것이며, 경계를 넘어 시스템에 추가되는 열은 전도 또는 방사에 의한 것이다. 동적 사이클의 구성은 Fig. 2와 같다.

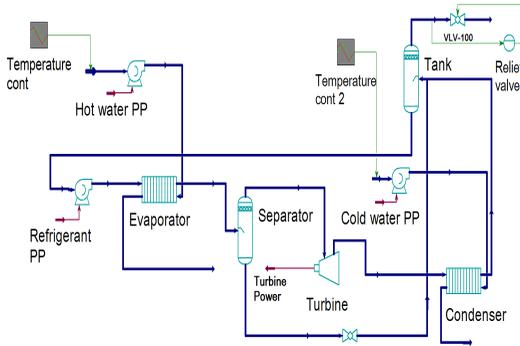


Fig. 2 1 MW OTEC Dynamic cycle

2.2.2 동적 사이클 시뮬레이션

정적 해수온도차발전 사이클 설계를 기반으로 동적 상태의 해수온도차발전 사이클을 시뮬레이션 하였다. 동적 시뮬레이션은 고정 인자를 제외하고 시스템 내의 변동 인자에 따라 최적화된 사이클을 구현한다. 정적 사이클과의 비교를 위해 고정 인자로 해수 유량 및 온도, 냉매 유량, 증발압력을 선정하여 시뮬레이션을 진행하였다.

Table 2 Parameter of Dynamic cycle of OTEC

Parameter	Value	Unit
Refrigerant mass flow rate	119	kg/s
Mass flow rate of Surface seawater	1948.5	kg/s
Mass flow rate of Deep seawater	1805.0	kg/s
Separator Volume	1.0	m ³
Hot water in Temperature	29 ~ 25	°C
Cold water in Temperature	5	°C
Working time	30	min
Reaction time	20	min

동적 사이클을 설계하기 위하여 사이클의 운전 시간을 30분으로 설계 하였다. 표층 해수의 온도 변화를 4°C 변화하도록 설계하여 29°C에서 25°C로의 온도 변화를 적용 하였다. 이때 변화되는 과정의 반응 시간은 20분으로 가정하였다. 최초 온도 변화는 운전 후 4분 지점에서 점증적으로 온도를 감소하였으며, 터빈으로의 냉매 유입이 없는 경우와 1.0 m³의 용량의 액분리기를 적용하여 액적 발생시의 운전 특성을 가정하여 비교하였다. 동적 사이클의 운전 특성은 Table 2에 나타내었다.

3. 동적 사이클 시뮬레이션 결과

3.1 터빈 성능 특성

해수온도차발전의 운전 중 표층해수의 온도가 20분의 간격으로 29.0°C에서 25.0°C로 감소하였을 경우 터빈의 운전 특성은 Fig. 3과 같다. 초기 표층수 온도가 감소함에 따라 터빈의 출력은 초당 0.017 kW의 미세한 감소율을 나타내었으나, 건도가 1 이하의 잠열이 발생하는 구간인 28.0°C (240Second) 이후로 초당 1.03 kW의 급격한 감소율을 보였다. 최저 304.4 kW의 출력을 나타내었으며, 45 kW 가량 회복하여 유지되었다. 터빈의 출력은 냉매의 건도와 유량 변화와 동일하게 변화하며, 냉매의 온도가 포화온도 이하로 내려감에 따라 액분리기로 들어가는 냉매의 유량과 온도 감소에 따른 밀도변화에 의하여 출력이 변화된다.

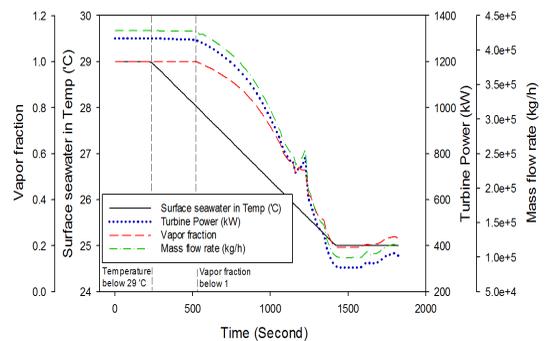


Fig. 3 Performance Characteristics of the Turbine generator without liquid inflow

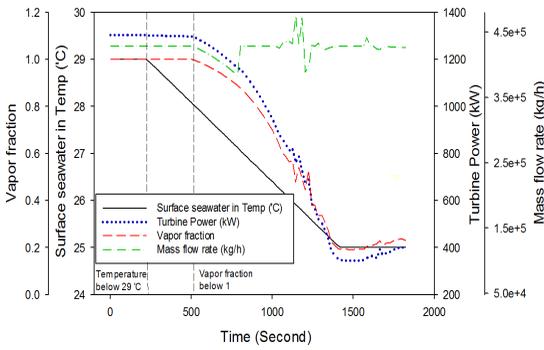


Fig. 4 Performance Characteristics of Turbine generator with the 1.0 m3 separator

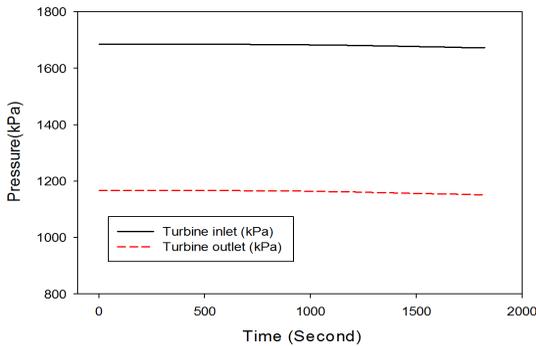


Fig. 5 Pressure change of the Turbine in & out according to seawater temperature

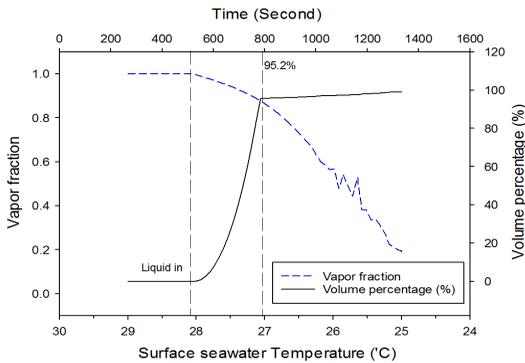


Fig. 6 Performance Characteristics of the 1.0 m3 separator by Seawater Temperature

Fig. 4와 같이 터빈의 액냉매 유입을 방지하는 1.0 m³ 액분리기를 적용한 경우, 건도가 1이하로 내려가는 240초 지점 이전에는 유량감소가 없으

나, 그 이후에는 표층수 온도와 함께 초당 151.1 kg/s의 급격한 유량감소를 보이다 액분리기 만액으로 인하여 액냉매의 터빈 유입을 보였다. 1.0 m³의 액분리기를 적용한 1 MW 온도차발전의 경우 표층수 온도 감소율을 적용하여 약 5분간의 운전이 가능할 것으로 예상되며, 표층수 온도가 낮아짐에 따라 만액까지의 운전가능시간이 감소할 것으로 예상된다. Fig. 5는 터빈 입출구의 압력 변화를 나타내며, 표층수온도가 감소하면서 압력 감소율이 높아지는 것을 확인하였다. 터빈 입구측과 출구측 압력은 최대 12.5 kPa, 15.2 kPa의 감소를 보였다. Fig. 6은 표층수온도의 변화와 액분리기의 액냉매 체적 변화로서 터빈으로의 액 유입용량인 95.2%까지 초당 0.003 m³로 액냉매가 증가한다.

3.2 열교환기 성능 특성

해수 온도가 변함에 따라 응축기 및 증발기에서의 온도 변화를 비교하였다. Fig. 7과 같이 증발기에서의 표층수 온도 변화는 기존 4.42°C를 나타내었으나, 표층수 온도가 25.0°C로 감소하면서 1.16°C로 감소하게 되어 3.26°C의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 27.4 MW의 손실이 발생하였다.

냉매의 입출구 온도 변화 또한 기존 13.77°C에서 12.72°C로 1.05°C의 온도 차이를 보였으며, 총 증발열량의 감소로 인하여 냉매의 포화 압력대비 엔탈피가 감소하고 이에 따라 건도가 줄어들게 되어 냉매의 응축이 발생하였다.

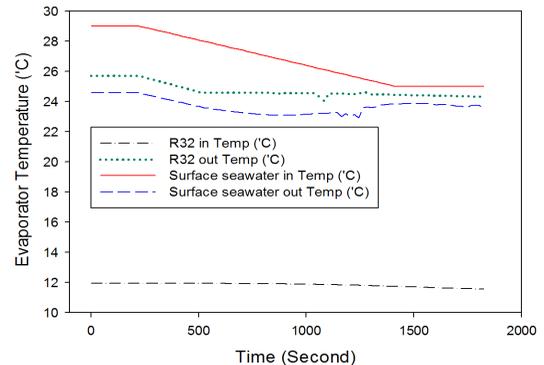


Fig. 7 Performance Characteristics of the Evaporator

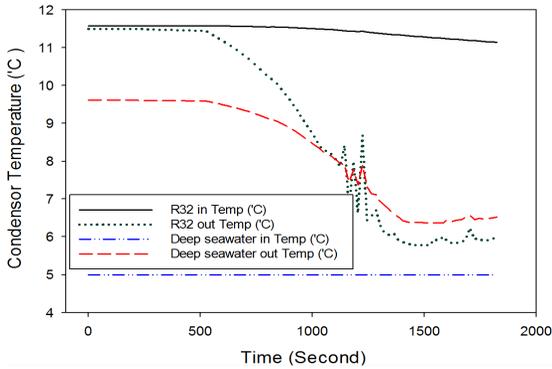


Fig. 8 Performance Characteristics of the Condenser

Fig. 8과 같이 응축기에서의 심층수 온도 변화는 기존 4.61°C를 나타내었으나, 표층수 온도가 25.0°C로 감소하면서 1.39°C로 감소하게 되어 3.22°C의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 25.1 MW의 손실이 발생하였다.

냉매의 응축기 입출구 온도 변화는 기존 0.09°C에서 5.52°C로 5.43°C의 급격한 온도 차이를 보였으며, 터빈 출력 냉매의 엔탈피가 감소하면서 응축열량 감소와 상관없이 과냉각이 발생하였다.

3.3 에너지 변화 특성

열교환기 및 터빈에서 발생하는 전체 에너지 변화는 Fig. 9와 같다. 표층수 온도 29.0°C에서의 각 에너지 총량은 증발기 37.17 MW, 응축기 35.96 MW, 터빈 1,302 kW를 보여 약 3.50%의 효율을 나타내었다. 기존 3.48%의 정적 사이클과 비교하여 동적 사이클에서 0.02% 차이의 거의 동일한 값을 나타내었고, 증발기에서의 80 kW의 에너지 감소와 함께 냉매의 증발온도가 24.7°C에서 25.7°C로의 과열도의 증가로 인하여 발생하였다.

표층수온도가 25°C로 감소되면서 증발기에서 9.67 MW, 응축기 및 터빈에서 8.64 MW와 304.2 kW를 나타내어 전체 에너지양이 감소하였으나, 발전량과 증발열량 감소가 일정하여 전체 효율은 3.15%로 거의 변화되지 않았다. 하지만 증발기에서의 열교환 과정 중에 증발열량과 터빈 출력간의 편차가 발생하여 효율이 불규칙적으로 변환되는 것을 확인하였으며, 냉매의 증발 과정에서 습증기가 발생함에 따라 터빈 서지의 원인이 될 것

으로 판단된다.

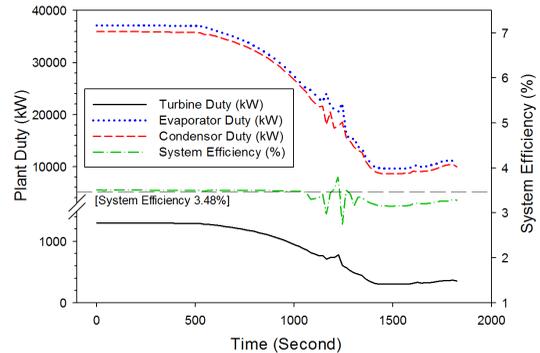


Fig. 9 Characteristics of the Energy Conversion of 1 MW OTEC system

4. 결 론

본 연구를 통해서 해수 온도차 발전의 동적 성능 특성을 비교하였다.

1) 기존 정적 사이클의 운전 성능대비 동적 사이클에서 0.02%의 효율 상승을 보였으며, 기존 설계 조건 대비 37.17 MW로의 증발 열량의 감소와 1.0°C의 과열도 증가에 의해 발생하였다.

2) 표층 해수의 온도 감소변화에 따라 터빈에서 최대 997.6 kW의 출력 감소가 발생하였으며, 진도가 1 이하의 지점(28.0°C)에서 출력 감소율이 증가하는 것을 확인하였다.

3) 해수온도차발전의 운전 중 터빈으로의 액냉매 유입을 방지하기 위해 1.0 m³ 용량의 액분리기를 적용하여 운전 특성을 비교한 결과, 온도의 감소에 따라 0.003 m³의 초당 증가량을 보였고, 약 4분 내에 터빈유입을 확인하였다. 따라서 포화온도 이하에서는 증발열량의 변화로 인해 터빈 서지의 원인이 될 것으로 판단된다.

본 연구를 통해서 향후 개발될 해수온도차발전 플랜트의 해수 온도에 따른 운전 특성을 파악하며, 플랜트 제어에 적용될 것으로 예상된다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인

“해수-미활용열 이용 온도차발전 및 담수화 기초 성능평가 기반구축(2/3)” 에 의해 수행되었습니다 (PES9060).

References

1. T. B. Seo, 2001, "Introduction of ocean temperature difference power generation system", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol 30, No 1, 18-24.
2. H. S. Lee, H. J. Kim, Y. K. Jung, J. H. Son, S. W. Cha and D. W. Kim, 2013, "Analysis and Experiment of Cycle Performance for 30W Mock-up OTEC", Marine Environment and Energy, Spring Conference, 2013.5, p. 43.
3. J. I. Yoon, H. S. Lee, H. J. Kim, J. H. Moon, S. H. Seol, C. H. Son, K. H. Choi and Y. B. Kim, 2016, "Performance Analysis of Ejector-Pump Thermal Energy Conversion System Using Various Working Fluids", The Korean Society for Power System Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 87-92.
4. S. W. Cha, H. S. Lee, H. J. Kim and D. S. Moon, 2014, "Basic performance analysis of ocean thermal energy conversion using the refrigerant mixture R32/R152a", Marine Engineering, Vol. 38, No. 4, pp. 502-507.
5. N. J. Kim, H. Y. H. Jeon and J. B. Kim, 2007, "Cycle Simulation on OTEC System using the Condenser Effluent from Nuclear Power Plant", Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 3, pp. 37-44.
6. V. H. Nguyen and G. S. Lee, 2013, "Performance Investigation of Solar-Heating Ocean Thermal Energy Conversion(SH-OTEC) in Korea", The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 37, No. 1, pp. 43-49.
7. J. H. Moon, H. S. Lee, H. J. Kim, S. T. Lim and J. I. Yoon, 2016, "Performance Comparison of the OTEC Cycles Using an Ejector", the Korean Association of ocean science and Technology Society, Vol. 1, No. 1, pp. 167-172.
8. J. T. Oh and E. Hihara, 2000, "Condensation Heat Transfer for Pure HFC Refrigerants and a Ternary Refrigerants Mixture Inside a Horizontal Tube", The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 24, No. 2, pp. 233-240