

작동변수에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 분석

윤정인¹ · 손창효[†] · 백승문² · 김현주³ · 이호생⁴

(원고접수일 : 2012년 9월 6일, 원고수정일 : 2012년 11월 2일, 심사완료일 : 2012년 11월 19일)

Exergy Analysis of R744 OTEC Power Cycle with Operation Parameters

Jung-In Yoon¹ · Chang-Hyo Son[†] · Seung-Moon Baek² · Hyeon-Ju Kim³ · Ho-Saeng Lee⁴

요약 : 본 논문은 R744용 해양온도차 발전 시스템의 운전변수에 대한 최적의 설계를 위해서 엑서지 효율을 이론적으로 분석하였다. 본 연구에서 고려된 작동변수로는 과열도와 과냉각도, 증발온도와 응축온도, 터빈과 펌프 효율 등이다. 분석한 결과를 요약하면 다음과 같다. R744용 해양온도차 발전 사이클의 증발온도, 과열도, 터빈효율, 펌프효율이 증가할수록 엑서지 효율은 증가한다. 그러나 응축온도와 과냉각도는 증가할수록 엑서지 효율이 감소한다. 이 중에서 증발온도의 변화가 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율에 가장 크게 영향을 미치고, 펌프효율이 가장 적게 영향을 미친다. 따라서 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율을 증가시키기 위해서는 증발온도를 표층수 온도에 가장 근접하게 증가시키는 것이 유리하다.

주제어 : 엑서지 분석, 해양온도차 발전 사이클, 이산화탄소

Abstract: This paper describes an analysis on exergy efficiency of R744 OTEC power system to optimize the design for the operating parameters of this system. The operating parameters considered in this study include subcooling and superheating degree, evaporation and condensation temperature, and turbine and pump efficiency, respectively. The main results are summarized as follows : As the evaporation temperature, superheating degree, and turbine and pump efficiency of R744 OTEC power system increases, the exergy efficiency of this system increases, respectively. But condensation temperature and subcooling degree of R744 OTEC power system increases, the exergy efficiency of this system decreases, respectively. The effect of evaporation temperature and pump efficiency on R744 OTEC power system is the largest and the lowest among operation parameters, respectively. Therefore, the refrigerant temperature in the evaporator must be closely to the surface seawater temperature to enhance the exergy efficiency of R744 OTEC power system.

Key words: Exergy analysis, Ocean thermal energy conversion (OTEC) power cycle, R744

1. 서 론

최근 들어 지구환경 문제로 인해 해양온도차 (Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) 발전에 대한 연구가 전세계적으로 다양하게 진행되고 있

는 실정이다. 여기서, 해양온도차 발전이란 해양의 25°C 표층수와 5°C의 심층수의 온도차(해양온도차), 즉, 이 온도차를 랭킨사이클에 적용하면 터빈으로부터 동력을 얻을 수 있고, 이 동력을 발전기

[†] 교신저자(부경대학교 냉동공조공학과, E-mail: sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051-621-6802)

1 부경대학교 냉동공조공학과, E-mail: yoonji@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6180

2 부경대학교 대학원, E-mail: hottock77@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6180

3 한국해양과학기술원 해양심층수연구센터, E-mail: hyeonju@kiost.ac, Tel: 054-780-5200

4 한국해양과학기술원 해양심층수연구센터, E-mail: hoslee@kiost.ac, Tel: 054-780-5200

구동에 사용하면 전기를 생산할 수 있는 기술을 말한다. 이 기술을 적용한 시스템을 해양온도차 발전사이클 (OTEC power cycle)이라고 한다.

현재 우리나라는 몇몇 연구기관과 대학을 중심으로 산학연 공동연구로 해양온도차 발전시스템 개발에 관심을 가지고 다각적인 연구가 진행되고 있지만, 아직까지는 이와 관련된 연구는 초기 연구단계로서 실용화를 위한 심도 깊은 연구가 필요한 실정이다[1].

기존의 해양온도차 발전시스템에 적용되고 있는 프레온계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 향후 더 이상 사용할 수가 없다. 그러므로 이를 대체할 수 있는 대체 냉매의 개발과 적용 가능성에 대한 연구가 절실한 실정이다[2]. 따라서 최근 기존 프레온계 냉매의 지구환경문제를 해결할 수 있는 냉매로 거론되고 있는 천연냉매로는 CO₂(R744, 이산화탄소)가 대두되고 있다[3].

지금까지 발표된 R744를 적용한 해양온도차 발전 사이클에 대한 종래의 연구[4-11]를 살펴보면, 우선 Tseng 외[4]는 암모니아 냉매용 OTEC 발전 사이클의 성능을 수치적으로 분석하였다. Yeh 외[5]는 OTEC 발전 사이클의 출력에 대한 심층수의 온도와 유량의 영향을 조사하였다. Kim 외[6]는 OTEC 발전 시스템의 성능을 열역학적으로 분석하였다. 이러한 종래의 연구로부터 알 수 있듯이, 해양온도차 발전 사이클에 대한 관심이 많아지고 있으나, 아직까지 R744 냉매를 해양온도차 발전 사이클에 적용한 연구가 대단히 부족할 뿐만 아니라 이론이 확실하게 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서 본 논문에서는 EES(Engineering Equation Solver)[12] 프로그램을 이용하여 R744 냉매를 적용한 해양온도차 발전시스템을 모사하고 이를 통해 해양온도차 발전시스템에 대한 기초 설계 자료를 제공하고자 한다. 이를 위해 R744 냉매용 해양 온도차 발전시스템의 실제 성능 척도인 제 2법칙 효율(second law efficiency)을 이용하여 각각의 변수에 대한 영향을 분석하였다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치

(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등)와 엑서지 분석은 EES 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. R744 냉매를 적용한 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

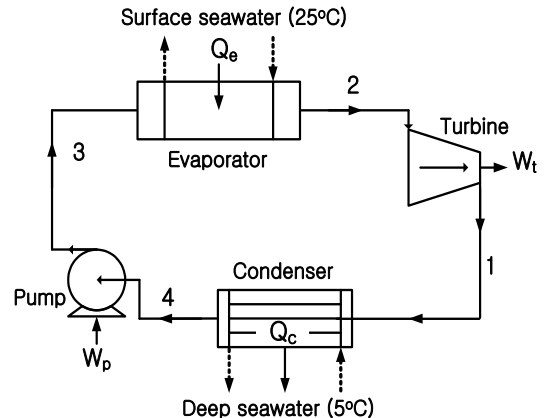


Figure 1: Schematic of R744 OTEC power cycle.

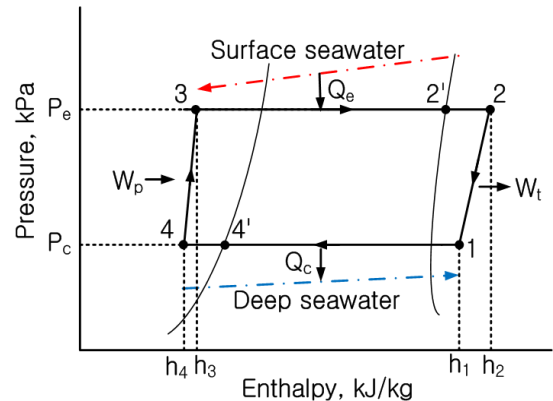


Figure 2: P-h diagram of R744 OTEC power cycle.

- 열교환기(증발기, 응축기)의 냉매 압력강하는 무시하며, 열손실을 고려하여 온도차를 5°C로 가정한다.
- 사이클 내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Figure 1은 R744를 적용한 해양온도차 발전 사이클의 개략도를 나타낸 것이고, Figure 2는 P-h 선도를 나타낸 것이다. 그리고 본 시스템의 제 2법칙 효

Table 1: Energy, entropy and mass balance equation for each component of R744 OTEC power cycle.

Component	Energy	Entropy	Mass
Evaporator (3→2)	$Q_e = m(h_2 - h_3)$	$S_e = m \left\{ (s_2 - s_3) - \frac{(h_2 - h_3)}{T_H} \right\}$	$m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$ $= m_{2'} = m_{4'}$
Turbine (2→1)	$W_t = m(h_2 - h_1)\eta_t$	$S_t = m(s_2 - s_1)$	
Condenser (1→4)	$Q_c = m(h_1 - h_4)$	$S_c = m \left\{ (s_4 - s_1) - \frac{(h_4 - h_1)}{T_L} \right\}$	
Pump (4→3)	$W_p = m(h_3 - h_4)/\eta_p$	$S_p = m(s_3 - s_4)$	
Subcooling degree (4'→4)	$\Delta T_{suh} = T_{4'} - T_4$	-	
Superheating degree(2→2')	$\Delta T_{suc} = T_2 - T_{2'}$	-	
- OTEC power cycle efficiency : $\eta_{OTEC} = \frac{W}{Q_e}$, $W = W_t - W_p$			

Table 2: Balance equation of irreversibility and exergy destruction factor(EDF) for each component of R744 OTEC power cycle

Component	Irreversibility	Exergy destruction factor (EDF)
Evaporator (3→2)	$I_e = T_o m \left\{ (s_2 - s_3) - \frac{(h_2 - h_3)}{T_H} \right\}$	$EDF_e = I_e/W$
Turbine (2→1)	$I_t = T_o m (s_2 - s_1)$	$EDF_t = I_t/W$
Condenser (1→4)	$I_c = T_o m \left\{ (s_4 - s_1) - \frac{(h_4 - h_1)}{T_L} \right\}$	$EDF_c = I_c/W$
Pump (4→3)	$I_p = T_o m (s_3 - s_4)$	$EDF_p = I_p/W$
- System total EDF : $EDF_{total} = EDF_e + EDF_c + EDF_t + EDF_p$		

을과 엑서지의 분석에 필요한 식들은 **Table 1, 2**에 정리하였다.

R744용 해양온도차 발전 사이클의 제 2법칙 효율(second law efficiency) η_{II} 은 동일한 조건에서 최대 가능(가역) 열효율($\eta_{th,rev}$)에 대한 실제 열효율(η_{real})의 비로써, 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{real}}{\eta_{th,rev}} = \frac{\eta_{OTEC}}{1 - T_o/T_H} \tag{1}$$

여기서, T_H 는 히트소스(heat source) 온도이고, T_o 는 주위의 온도이다.

R744용 해양온도차 발전 사이클의 열원수(표층수)의 온도($T_{ss,in}$)는 25℃이고, 주위온도(T_o)는 3

0℃이다. 따라서 식(1)의 분모항 내에 있는 T_o/T_H 값이 1보다 커지게 되므로, 제 2법칙 효율(second law efficiency) η_{II} 은 음수의 값이 나오게 된다. 이러한 경우, 제 2법칙 효율(엑서지 효율)을 계산하는 식은 엑서지 파괴인자(EDF, exergy destruction factor)로부터 구할 수 있다[9].

$$\eta_{II} = \frac{1}{1 + EDF_{total}} \tag{2}$$

여기서, EDF_{total} 는 **Table 2**에서 나타낸 것처럼, 각각의 구성품에 대한 엑서지 파괴인자(EDF)를 모두 합한 값이다.

Table 3에는 본 연구에서 사용되는 R744용 해양

온도차 발전 사이클의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 3에서 성능 분석범위는 R744용 해양온도차 발전 사이클의 일반적인 운전조건이다. R744용 해양온도차 발전 사이클의 개략도와 상태점을 나타낸 Figure 1과 운전조건을 나타낸 Table 3의 분석 범위로부터 Table 1과 2의 수식을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 R744A용 해양온도차 발전 사이클의 제 2법칙 효율에 영향을 미치는 인자들에 대해서 살펴보고자 한다.

Table 3: Analysis conditions.

Refrigerant	R744(CO ₂)
Condenser temperature, T _c [°C]	5, 10*, 15
Evaporator temperature, T _e [°C]	15, 20*, 25
Superheat temperature, ΔT _{sub} [°C]	0, 5*, 10, 15, 20
Subcooling temperature, ΔT _{suc} [°C]	0, 5*, 10, 15, 20
Mass flow rate m, [kg/s]	0.1
Turbine efficiency η _t [/]	0.55, 0.65, 0.75, 0.85*, 0.95
Pump efficiency η _p [/]	0.65, 0.75, 0.85*, 0.95
Ambient temperature T _o [°C]	30
Surface seawater temperature T _{ss,in} [°C]	25
Deep seawater temperature T _{ds,in} [°C]	5
* Reference value	

3. 결과 및 토론

3.1 증발온도의 영향

Figure 3은 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 증발온도의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실 인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

Figure 3에서 알 수 있듯이, 증발온도(t_e)가 증가할수록 엑서지 효율(η_{II})은 약 169% 정도 증가한다.

이는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두 합친 EDF_{total}이 감소하기 때문이다. 즉, 증발온도가 증가할수록 펌프와 터빈의 EDF는 일정한 반면, 증발기와 응축기의 EDF는 감소하는데, 이 중에서 증발기의 EDF가 가장 큰 비율로 감소한다. 그 이유는 증발온도가 증가할수록 증발기의 비가역성이 감소하여 엑서지 파괴인자(EDF_e)가 감소하기 때문이다. 그리고 Figure 3에서 최적화된 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율은 수직 실선으로 표시된 것으로, 이는 Table 3의 운전조건에서 기준값(Reference value)을 근거로 계산한 값이다. 따라서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(증발온도 20°C시의 효율)은 최소값(증발온도 15°C시의 효율)에 비해서 89.5% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

3.2 응축온도의 영향

Figure 4는 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 응축온도의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실 인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

Figure 4에 나타난 것처럼, 응축온도(t_c)가 증가할수록 엑서지 효율(η_{II})은 약 66.3% 정도 감소한다. 이는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두 합친 EDF_{total}이 증가하기 때문이다. 즉, 응축온도가 증가할수록 펌프와 터빈의 EDF는 일정한 반면, 증발기와 응축기의 EDF는 증가하는데, 이 중에서 응축기의 EDF가 가장 큰 비율로 증가한다. 그 이유는

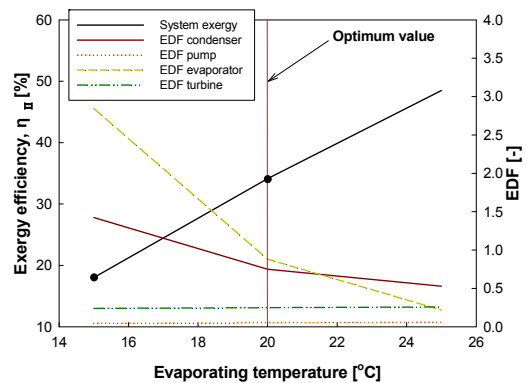


Figure 3: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC power cycle with evaporating temperatures.

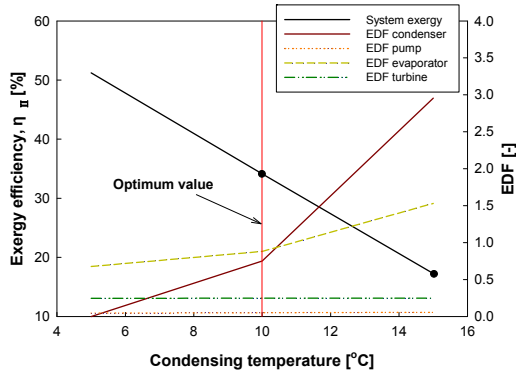


Figure 4: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC power cycle with condensing temperatures.

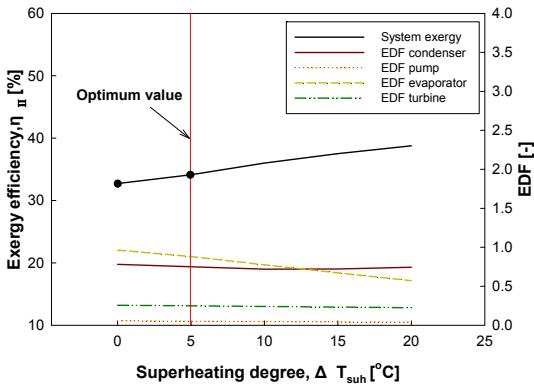


Figure 5: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC Power cycle with superheating degrees.

응축온도가 증가할수록 응축기의 비가역성이 증가하여 엑서지 파괴인자(EDF_c)가 증가하기 때문이다. 그리고 Figure 4에서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(응축온도 10°C시의 효율)은 최소값(응축온도 15°C시의 효율)에 비해서 97.6% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

3.3 과열도의 영향

Figure 5는 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 과열도의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

Figure 5에서 과열도(ΔT_{suh})가 증가할수록 엑서지 효율은 약 18.5% 정도 증가하는 경향을 보였다. 이는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두

합친 EDF_{total}이 감소하기 때문이다. 즉, 과열도가 증가할수록 펌프와 터빈의 EDF는 일정한 반면, 응축기의 EDF는 약간 감소하는데, 증발기의 EDF가 가장 큰 비율로 감소한다. 그 이유는 과열도가 증가할수록 증발기의 비가역성이 감소하여 엑서지 파괴인자(EDF_e)가 감소하기 때문이다. 그리고 Figure 5에서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(과열도 5°C시의 효율)은 최소값(과열도 0°C시의 효율)에 비해서 4.3% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

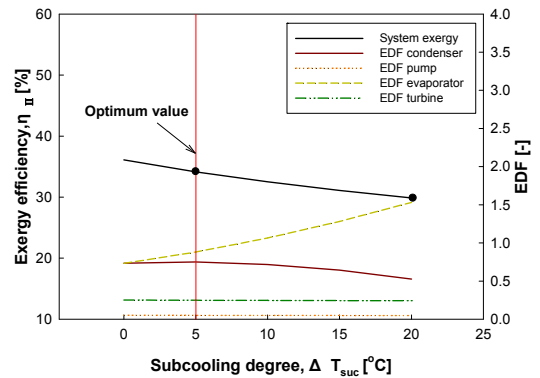


Figure 6: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC power cycle with subcooling degrees.

3.4 과냉각도의 영향

Figure 6은 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 과냉각도의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

Figure 6에서 알 수 있듯이, 과냉각도(ΔT_{suc})가 증가할수록 엑서지 효율은 약 17.3% 정도 감소하였다.

이는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두 합친 EDF_{total}이 증가하기 때문이다. 즉, 과냉각도가 증가할수록 펌프와 터빈의 EDF는 일정한 반면, 응축기의 EDF는 감소하는데, 증발기의 EDF가 가장 큰 비율로 증가한다. 그 이유는 우선, 응축기 비가역성의 감소로 인해 응축기의 엑서지 파괴인자(EDF_c)가 감소하는 반면에, 증발기 비가역성이 증가하여 증발기의 엑서지 파괴인자(EDF_e)는 증가하기 때문이다. 따라서 응축기의 EDF_c 감소 비율보다는 증발기의 EDF_e 증가율이 더 크기 때문이다. 그

리고 Figure 6에서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(과냉도 5℃시의 효율)은 최소값(과냉도 20℃시의 효율)에 비해서 14.3% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

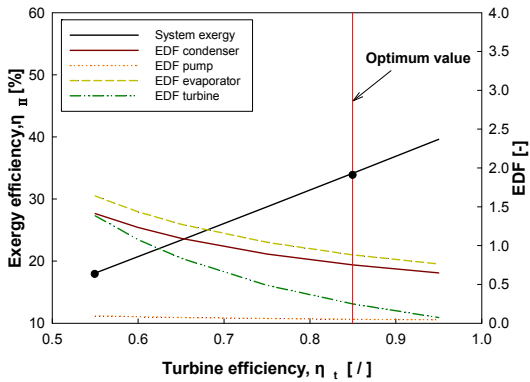


Figure 7: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC power cycle with turbine efficiencies.

3.5 터빈효율의 영향

Figure 7은 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 터빈효율의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

Figure 7에서 터빈효율(η_I)이 증가할수록 엑서지 효율은 약 119% 정도 증가하는 경향을 보였다. 이는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두 합친 EDF_{total} 이 감소하기 때문이다. 즉, 터빈효율이 증가할수록 펌프의 EDF는 일정한 반면, 터빈, 증발기, 응축기의 비가역성 감소로 인해 모든 EDF가 감소한다. 이 중에서 터빈의 EDF가 가장 큰 비율로 감소한다. 그리고 Figure 7에서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(터빈효율 0.85시의 효율)은 최소값(터빈효율 0.55시의 효율)에 비해서 88.8% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

3.6 펌프효율의 영향

Figure 8은 Table 3의 운전조건에서 모든 냉매에 대해서 펌프효율의 변화에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율(η_{II})과 엑서지 손실인자(EDF)의 변화를 나타낸 것이다.

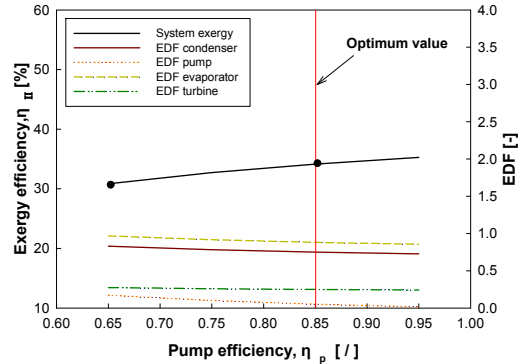


Figure 8: Exergy efficiency and EDF of R744 OTEC power cycle with pump efficiencies.

Figure 8에서 펌프효율이 증가할수록 엑서지 효율은 약 14.3% 정도 증가하는 경향을 보였다. 그 이유는 식 (2)에서와 같이 각 구성기기의 EDF를 모두 합친 EDF_{total} 이 감소하기 때문이다. 즉, 터빈의 EDF는 일정반면, 응축기, 증발기, 펌프의 비가역성이 감소로 인해 이들의 EDF가 감소하기 때문이다. 그리고 Figure 8에서 최적화된 사이클의 엑서지 효율(펌프효율 0.85시의 효율)은 최소값(펌프효율 0.65시의 효율)에 비해서 10.6% 정도 증가되는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

지금까지 R744용 해양온도차 발전 시스템의 엑서지 효율에 영향을 미치는 과열도(ΔT_{suh}), 과냉각도(ΔT_{suc}), 응축온도(T_c), 증발온도(T_e), 터빈효율(η_t), 펌프효율(η_p) 등의 인자들에 대해서 Table 3의 운전조건에서 살펴보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) R744용 해양온도차 발전 사이클의 증발온도, 과열도, 터빈효율, 펌프효율이 증가할수록 엑서지 효율은 증가한다. 그러나 응축온도와 과냉각도는 증가할수록 엑서지 효율이 감소한다. 따라서 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율은 증발온도, 과열도, 터빈효율, 펌프효율, 응축온도, 과냉각도에 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 이러한 작동변수들 중에서 증발온도의 변화가 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율에 가장 크게 영향을 미치고, 펌프효율이 가장

적게 영향을 미친다. 따라서 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 효율을 증가시키기 위해서는 증발온도를 표층수 온도에 가장 근접하게 증가시키는 것이 가장 유리하다. 그리고 본 시스템의 엑서지 효율을 향상시키기 위해서는 반드시 각 구성품의 엑서지 손실을 파악해야 하며 이를 통해 엑서지 손실을 최소화하여 R744용 해양온도차 발전 사이클이 최대 효율을 나타낼 수 있도록 해야 한다.

후 기

본 연구는 국토해양부가 지원하는 ‘해양심층수의 에너지 이용 기술 개발’ 결과임을 밝히며 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] H. S. Lee, H. J. Kim, D. H. Jung et al., “A study on the improvement for cycle efficiency of closed-type OTEC”, *Journal of the Korea Society of Marine Engineering*, vol. 25, no. 1, pp. 80-84, 2011 (in Korean).
- [2] J. I. Yoon, C. H. Son, S. M. Baek et al., “Performance characteristic of R744 OTEC power cycle with operation parameters”, *Journal of the Korea Society of Marine Engineering*, vol. 36, no. 5, pp. 10-14, 2012 (in Korean).
- [3] C. H. Son, H. K. Oh, “Heat exchanger for heat pump using CO₂”, *Journal of the Korea Society of Marine Engineering*, vol. 32, no. 1, pp. 10-14, 2008 (in Korean).
- [4] C. H. Tseng, K. Kao, Y. Yang, et al., “Optimal design of a pilot OTEC power plant in Taiwan”, *J. Energy Resour. Technology*, vol. 113, pp. 294-299, 1991.
- [5] R. H. Yeh, T. Z. Su, M. S. Yang, “Maximum output of an OTEC power plant”, *Ocean Engineering*, vol. 32 pp. 685-700, 2005.
- [6] N. J. Kim, C. N. Kim, W. Chun, “Using the condenser effluent from a nuclear power plant for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 1008-1013, 2009.
- [7] T. J. Rabas, C. B. Panchal, H. C. Stevens, “Integration and optimization of the gas removal system for hybrid-cycle OTEC power plants”, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 112, pp. 19-28, 1990.
- [8] H. Uehara, A. Miyara, Y. Ikegami, T. Nakaoka, “Performance analysis of an OTEC plant and a desalination plant using an integrated hybrid cycle”, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 118, pp. 115-122, 1996.
- [9] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic rankine cycle(ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation”, *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2740-2754, 2011.
- [10] A. Kazim, “Hydrogen production through an ocean thermal energy conversion system operating at an optimum temperature drop”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2236-2246, 2005.
- [11] T. Dylan, “Ocean thermal energy conversion: current overview and future outlook”, *Renew. Energy*, vol. 6, no. 3, pp. 367-373, 1994.
- [12] EES: Engineering Equation Solver, fChart Software Inc, 2006.