

다양한 작동유체를 이용한 20 kW급 해양온도차 발전 사이클 성능 분석

윤정인¹ · 예병효² · 허정호³ · 김현주⁴ · 이호생⁵ · 손창효[†]

(원고접수일 : 2013년 8월 19일, 원고수정일 : 2013년 9월 14일, 심사완료일 : 2013년 11월 7일)

Performance analysis of 20 kW OTEC power cycle using various working fluids

Jung In Yoon¹ · Byung Hyo Ye² · Jung Ho Heo³ · Hyun Ju Kim⁴ · Ho Saeng Lee⁵ · Chang Hyo Son[†]

요약: 본 연구에서는 고효율 20 kW급 해양온도차 발전사이클을 새롭게 제안하고, 발전사이클의 성능이 최대가 되는 작동유체를 선정하기 위해서 단일냉매 15종과 혼합냉매 16종을 적용하여 발전사이클의 성능을 비교 분석하였다. 시스템 효율, 필요 냉매순환량, 그리고 TPP와 같은 인자를 사용하여 발전사이클의 특성을 분석하였다. 우선, 발전사이클의 효율 측면에서는 R32/R152a(87:13)가 가장 높으며, 필요 냉매 순환량은 R717이 가장 낮다. 그리고 논문에서 새롭게 제시한 TPP의 분석 결과에서는 R32/R134a 70:30이 가장 적합한 냉매로 나타났다. 이상의 결과로부터, 각각의 분석인자에 적합한 냉매는 그 목적에 따라서 다르다는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 이러한 분석인자에 맞는 냉매의 선정이 필요하다.

주제어: 단일냉매, 혼합냉매, 해양온도차 발전사이클, 시스템효율, 성능분석

Abstract: In this paper, the 20 kW Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC) is newly proposed in order to select the refrigerant that makes the cycle performance be optimized and the performance of 20 kW OTEC applying 15 pure refrigerants and 16 mixed refrigerants is analyzed. The efficiency of system, the mass flow of working fluids and TPP, which is new concepts, are analyzed. In view of cycle efficiency, R32/R152a (87:13) is the highest efficiency among the refrigerants. At the mass flow of working fluid to make the 20 kW electricity, R717 is shown as the lowest value. And in view of TPP in this study, R32/R134a 70:30 is the most optimized refrigerant. The analysis can confirm that the refrigerant is different along with the part of the system, so it is necessary to select the optimized refrigerant for 20 kW OTEC.

Keywords: Pure refrigerant, Mixed refrigerant, Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC), System efficiency, Performance analysis

1. 서론

최근 지구온난화, 오존층 파괴, 산성비 등 심각한 환경문제는 화석연료 사용이 증가하고 있기 때문이며, 이에 대한 대책이 시급한 실정이다. 이러한 문제점의 해결 방안 중 하나는 신재생에너지인 해양에너지를 이용하는 것이다. 해양은 지구 표면의 70% 이상을 차지하고 있기

[†] Corresponding Author: Department of refri & air-conditioning Eng., Bukyung national University, Yongdand-dong, Nam-gu, Busan, 608-739, Korea, Email : sonch@pknu.ac.kr

1 Department of refri & air-conditioning Engineering, Bukyung national University E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6180

2 Department of refri & air-conditioning Engineering, Bukyung national University E-mail : come9933@naver.com, Tel : 051-629-6180

3 Department of refri & air-conditioning Engineering, Bukyung national University E-mail: jeonghohesse@gmail.com, Tel : 051-629-6180

4 Korea Institute of Ocean Science & Technology E-mail: hyeonju@kiost.ac, Tel:054-780-5200

5 Korea Institute of Ocean Science & Technology E-mail: hoslee@kiost.ac, Tel:054-780-5200

때문에, 활용 가능성이 대단히 높다. 특히 친환경 에너지 이용 기술 중 하나인 해양온도차 발전(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC)은 유해 물질을 발전시키지 않는 친환경적이며, 주·야 구별없이 일정한 전력생산이 가능하다[1].

해양온도차 발전사이클과 관련된 종래의 연구를 살펴보면, 우선 Yoon et al. [2]은 단일냉매와 혼합냉매를 적용한 발전사이클의 증발온도의 변화에 따른 시스템 효율을 분석하였다. 그리고 발전사이클의 성능 특성을 APR_c , APR_e , APR_i 와 같은 인자를 이용하여 분석하였다[3].

Hung et al. [4]은 다양한 냉매를 적용한 해양온도차발전 사이클의 성능을 분석 및 조사하였다.

Athanasios et al. [5]은 해양온도차 발전사이클을 설계하고, 이를 통해 발전사이클에 최적화된 작동유체를 찾고자 하였다.

이상의 종래연구를 살펴보면, 다양한 작동유체를 적용한 해양온도차 발전사이클의 성능 분석 및 비교에 대해서 많은 결과가 있다. 하지만 다양한 작동유체가 발전시스템에 미치는 영향에 대해서 명확한 이론이 아직까지 정립되지 않은 실정이다[6][7].

따라서 본 논문에서는 새롭게 제안한 고효율 20 kW급 해양온도차 발전사이클의 성능 분석을 하고 정립하고자 하였다. 이를 위해 상용프로그램인 HYSYS 프로그램[8]을 이용하여 분석조건이 동일한 해양온도차 발전사이클에 다양한 냉매를 적용하여 본 연구의 결론을 도출하였다.

2. 성능분석

2.1 시스템 분석

본 논문에서 제안한 Figure 1의 해양온도차 발전사이클은 기본 해양온도차 발전사이클과 다르다. 우선, 증발기, 응축기, 터빈, 펌프 이외에 터빈 통과 후의 작동유체와 펌프 통과 후의 작동유체를 서로 열교환하기 위한 재생기(Regenerator)를 설치하였다. 그리고 재생기를 통과한 작동유체와 팽창밸브를 통과한 작동유체를 서로 열교환시키는 냉각기(Cooler)가 추가되었다. 재생기와 냉각기

를 설치한 이유는 재생기는 증발열량을 줄여주며, 냉각기는 응축열량을 줄여주는 역할을 하기 때문이다. 기본사이클의 경우 제안한 해양온도차 발전사이클과 비교하였을 때, 재열기가 없어서 증발열량을 감소시키기 어렵고, 냉각기를 설치하여 응축열량을 감소시킬 수가 없다.

Figure 2는 제안한 해양온도차 발전사이클의 P-h 선도를 나타낸 것이다. Figure 2에서, 저단과 고단 터빈에서 각각 전력을 생산하며, 응축압력에서 증발압력까지 작동유체 펌프를 통해서 유체를 승압하게 된다. 그리고 증발기와 응축기 입구 측에 표층수와 심층수 펌프가 각각 설치되어, 표층수와 심층수를 대기압까지 가압하게 된다.

2.2 시스템 분석

본 연구에서 제안하는 해양온도차 발전시스템의 효율, 열량 및 일량은 식 (1)-(4)로부터 구할 수 있다. 우선, 증발기에서 흡수한 열량은 식 (1)로 얻을 수 있다.

$$Q_e = m(h_2 - h_1) \quad (1)$$

고단 및 저단터빈의 출력량은 아래의 식 (2)와 (3)으로 구할 수 있다.

$$W_{t1} = m(h_2 - h_3)\eta_{t1} \quad (2)$$

$$W_{t2} = m'(h_6 - h_7)\eta_{t2} \quad (3)$$

작동유체 펌프의 투입 일량은 아래와 같이 식 (4)로 구할 수 있다.

$$W_p = m(h_{10} - h_9)/\eta_p \quad (4)$$

그리고, 해양온도차발전시스템의 효율은 식(5)로 구할 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_e} \quad (5)$$

여기서 W는 총 터빈일량에서 총 펌프일량을 뺀 값으로 정의하며, 식 (6)으로 구할 수 있다.

$$W = W_t - W_p \quad (6)$$

저단터빈의 일량을 구하는 식 (3)에서 m' 는 냉각기 출구건도가 0.95이므로 $m' = 0.95m$ 으로 정의된다. 그리고 터빈과 펌프일량을 구하는 식 (2)-(4)는 각각 기계효율을 고려하였다. 종래의 연구[3]는 식 (6)에서 전체일량(W)을 구할 때, 표층수와 심층수의 펌프일량을 고려하지 않았지만, 본 연구에서는 표층수와 심층수의 펌프일량을 포함하여 전체일량(W)를 구하였다.

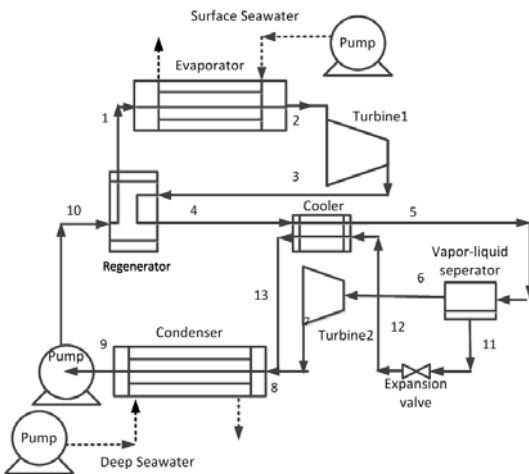


Figure 1: Schematic of proposed OTEC power cycle

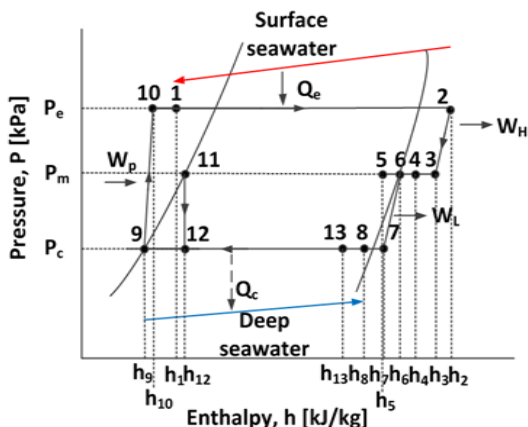


Figure 2: P-h diagram of OTEC power cycle

해양온도차 발전사이클의 분석을 위한 조건은 다음 Table 1에 나타내었다. 전체일량(W)은 총 터빈일량에서 총 펌프일량을 뺀 값이며, 20 kW이다. 표층수와 심층수의 입·출구온도, 증발기 출구온도를 고정하였다. 고단 및 저단 터빈의 기계효율은 80%, 작동유체와 해수펌프의 기계효율은 65%로 설정하였다.

모든 열교환기 내 대수평균온도차(LMTD)는 3.5℃를 설정하였으며, 특히 증발기와 응축기에서 작동유체 측의 압력강하는 10kPa, 표층수와 심층수 측의 압력강하는 50kPa로 하였다. 냉각기 출구건도는 0.95로 고정하였다.

Table 1: Analysis conditions of OTEC power cycle

Variable	Value
Total output (kW)	20
Outlet temperature at evaporator (℃)	24
Inlet temperature of deep water (℃)	5
Temperature difference of deep water (℃)	5.8
Inlet temperature of surface water (℃)	26
Temperature difference of surface water (℃)	3
Isentropic efficiency of turbine (%)	80[9]
Efficiency of working fluid pump (%)	65[9]
Efficiency of the sea water pump (%)	65[9]
Heat exchanger LMTD (℃)	3.5
quality at outlet of cooler	0.95

Table 2: Refrigerants group of OTEC power cycle

Pure refrigerants	Mixed refrigerants
R22, R134a, R717	R32/R290
R290, R600a, R1270	R32/R1270
R245fa, R410a, R404a	R32/R134a
R500, R507a, R32	R32/R152a
R152a, R125	

2.3 작동유체의 종류와 특징

본 연구에서 적용한 작동유체는 Table 2에서 처

Table 3: The difference of Mass enthalpy in system

Pure refrigerants			Mixed refrigerants		
	Evaporator(kJ/kg)	High-Low Turbine(kJ/kg)		Evaporator(kJ/kg)	High-Low Turbine(kJ/kg)
R22	201.5	4.1	R32,R290 (20:80)	355.0	7.7
R134a	196.6	3.7	R32,R290 (45:55)	338.5	7.3
R717	1250.1	25.1	R32,R290 (70:30)	312.3	7.2
R290	366.1	7.3	R32,R290 (87:13)	317.9	7.2
R600a	346.4	4.8	R32,R1270 (20:80)	356.3	7.7
R1270	368.5	7.6	R32,R1270 (45:55)	329.9	7.3
R245fa	151.3	2.5	R32,R1270 (70:30)	326.5	7.3
R410a	215.8	4.8	R32,R1270 (87:13)	318.3	7.1
R404a	160.2	3.5	R32,R134a (20:80)	218.3	4.8
R500	182.6	3.5	R32,R134a (45:55)	244.2	5.6
R507a	156.8	3.4	R32,R134a (70:30)	274.3	6.5
R32	311.4	6.8	R32,R134a (87:13)	293.9	6.8
R152a	302.9	5.5	R32,R152a (20:80)	301.7	6.3
R125	127.5	2.8	R32,R152a (87:13)	308.5	7.3

럼 단일냉매 15종과 혼합냉매 16종이다. 혼합냉매는 Jung et al. [8]의 논문에서 제시한 냉매와 혼합비를 참고하여, 20:80, 45:55, 70:30, 87:13으로 설정하였다.

Table 3은 상용프로그램인 HYSYS를 이용하여, **Table 2**에서 제시한 냉매를 적용한 발전사이클의 증발기 입·출구, 고단 및 저단 터빈 입·출구 각 지점의 단위질량당 엔탈피를 구하고, 증발기 입·출구, 고단 및 저단터빈의 단위질량당 엔탈피차의 합을 각각 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 시스템 효율 비교

Figure 3은 **Table 2**에서 제시한 냉매를 발전사이클에 적용했을 때, 단일냉매와 혼합냉매로 분리하여 효율을 나타낸 그래프이다.

Table 1의 분석조건에서 최적화된 시스템효율을 비교하였으며, 최적화란 가장 높은 효율을 가지는 사이클 상태를 말한다. 각 냉매에 대한 효율을 분석한 결과, 단일냉매에서 R32가 1.14%로 가장 높은 효율을 나타내었고, R600가 0.4401%로 가장 낮았다. **Figure 3**에서 혼합냉매 중 R32/R134의 70:30(Mass fraction)와 R32/R152a의 87:13(Mass fraction)의 효율이 가장 높게 나타났다. 하지만 수

치상으로 효율은 R32/R152a의 87:13이 1.325%로 R32/R134의 70:30보다 0.001% 높았다.

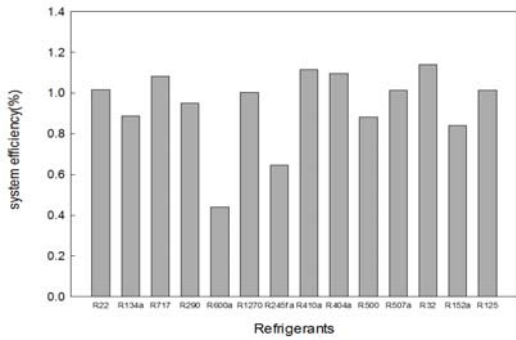
반면에, R32/R1270의 20:80은 효율이 1.085%이며, 이는 가장 낮은 수치이다. **Figure 3**에서 R32/R290의 45:55, R32/R152a의 20:80은 R32/R1270의 20:80과 비슷한 크기이지만, 수치상으로 각각 1.088%, 1.113%로 R32/R1270 20:80 보다 높았다. 분석한 냉매 중 R32/R152a 87:13이 가장 효율이 높았으며, R600a는 가장 효율이 낮았다.

단일냉매의 경우 각 냉매별 효율이 뚜렷한 차이를 보인 반면, 혼합냉매의 경우 비슷한 경향을 보였다. **Table 3**에서 단일냉매의 경우 각 냉매별 증발기, 고단·저단터빈의 입·출구 엔탈피차가 차이가 크지만, 혼합냉매의 경우 엔탈피차의 차이가 거의 없다.

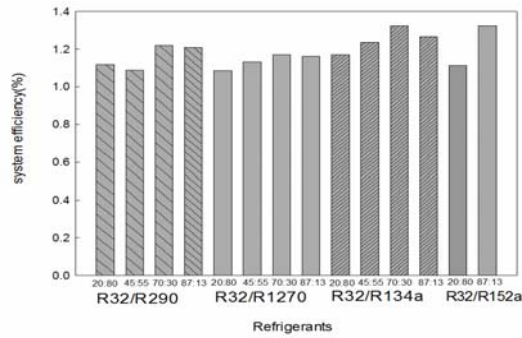
따라서 단일냉매에 비해 혼합냉매에서는 냉매별 일정한 효율을 나타내었다. 결론적으로 냉매별 효율이 차이가 나는 이유는 발전사이클의 증발기와 고단·저단터빈의 입·출구의 단위질량 당 엔탈피 차이가 다르며, 출력 20 kW를 생산하기위한 필요 냉매량이 다르기 때문이다. 20 kW를 생산하는데 필요한 냉매량이 적고, 증발기의 단위질량당 엔탈피차이가 작을수록 효율은 높다.

3.2 시스템 TPP비교

TPP(Turbine Per Pump)를 도입한 배경은 펌프



(a) Pure refrigerant



(b) mixed refrigerant

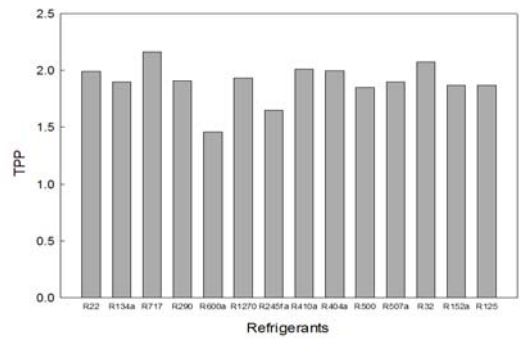
Figure 3: The system efficiency of OTEC power cycle

일량에 대한 터빈일량의 비율을 나타내기 위해서이다. TPP는 터빈일량에서 펌프일량을 나눈 것으로, 식 (7)와 같이 나타낼 수 있다.

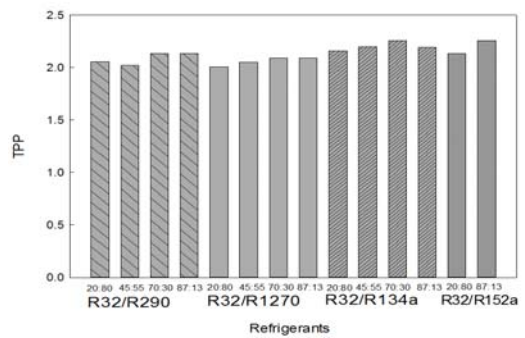
$$TPP = \frac{W_t}{W_p} \quad (7)$$

즉, TPP값이 클수록 펌프일량보다 터빈일량이 많다는 것을 의미한다.

Figure 4는 냉매별 TPP를 나타낸 그래프이다. 단일냉매에서는 R717이 2.16으로 가장 높았으며, R744는 1.37로 가장 낮았다. 그리고 혼합냉매에서는 R32/R134a 70:30이 2.26으로 가장 높았고, R32/R1270 20:80이 2로 가장 낮았다. 각 냉매별 TPP가 다른 이유는 사이클의 조건에 의해 증발압력과 응축압력이 결정되며, 이때 증



(a) Pure refrigerant



(b) mixed refrigerant

Figure 4: The TPP of OTEC power cycle

발열량과 응축열량은 각 냉매마다 다르기 때문에, 표층수와 심층수의 펌프일량에서 차이가 발생한다.

또한, 터빈의 경우 증발압력에서 응축압력으로 감압될 때 엔탈피차이와, 응축압력에서 증발압력으로 가압할 때 엔탈피차이가 일정하지 않기 때문이다.

3.3 필요 냉매순환량

식 (1)-(4)에서 필요 냉매순환량(m)은 모두 포함되며, 중요한 요소이다. 본 연구는 전술한 바와 같이, 발전사이클의 총 출력은 20 kW이며, 이에 따른 필요 냉매순환량은 각 냉매마다 다르다.

Figure 5은 20 kW급 발전사이클의 필요 냉매순환량을 나타낸 그래프이다. 단일냉매에서 필요 냉매순환량은 R245fa가 73750 kg/h로 가장

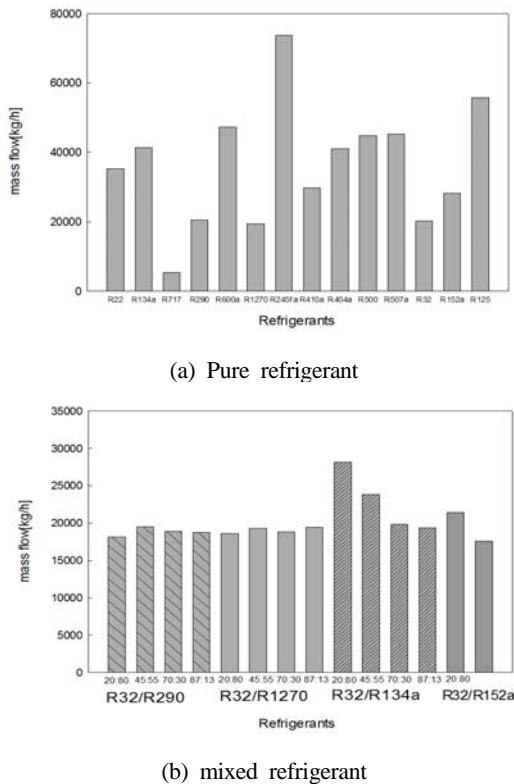


Figure 5: The mass flow of OTEC power cycle

많았으며, R717이 5326 kg/h로 가장 적었다. 혼합냉매에서는 R32/R134a 20:80에서, 28150 kg/h로 가장 많았고, R32/R152a 87:13일 때, 17610 kg/h로 가장 적었다. 이와 같이 냉매별 필요 순환량의 차이가 발생하는 요인은 고단 및 저단 터빈에서 생산하는 일량, 작동유체와 표층수 및 심층수에 소요되는 펌프동력이다.

증발압력과 응축압력은 Table 1의 조건에 의해 각 냉매마다 결정되며, 이때 증발압력과 응축압력 사이에 압력차이가 발생한다. 이로 인해 고단 및 저단터빈의 입·출구의 단위질량당 엔탈피 차이가 다르게 된다. 엔탈피 차이가 클수록 같은 냉매량을 투입했을 경우 터빈에서 생산하는 일량이 많다. 즉 엔탈피차이가 클수록 냉매량을 줄일 수 있다.

다음으로 작동유체펌프에 같은 냉매량이 흐를 경우 증발압력과 응축압력의 차이가 클수록 펌

프의 소요동력은 증가하게 된다. 터빈의 경우 엔탈피 차이에 더 큰 영향을 받았으며, 펌프는 압력의 영향을 더 크게 받았기 때문에 다음과 같이 결론을 내렸다. 마지막으로 표층수와 심층수의 입출구의 온도는 일정하다.[Table 1 참조] 그리고 펌프가 가압시켜야하는 압력은 동일하다. 증발열량과 응축열량이 크면, 표층수와 심층수 유량이 증가한다. 즉 표층수와 심층수 유입 측의 펌프의 소요동력이 증가하게 되며, 작동유체 투입량도 증가하게 된다.

위와 같이 세부분으로 나누어 필요 냉매순환량이 냉매별로 다른 원인을 분석해보았다. 결론적으로 단위 냉매 순환량 당 터빈에서 생산하는 일량이 많고, 펌프의 소요동력이 작을수록, 필요 냉매순환량이 적어진다는 결론을 얻었다.

4. 결 론

본 연구에서는 Table 2의 냉매를 Table 3의 분석조건에서 시스템 효율, TPP, 필요 냉매순환량에 대해서 서로 비교 및 분석하였으며, 이에 대한 결론을 요약하면 다음과 같다.

우선, 시스템 효율측면에서는 R32/R152a 87:13이 가장 높고, 필요 냉매순환량 측면에서는 R717이 가장 적은 냉매이며, 전력생산 측면에서는 R32/R134a 70:30이 가장 높았다. 그리고 냉매유량과 시스템효율을 고려하였을 경우, 대부분 동관(또는 동합금)으로 제작되는 해양온도차 발전사이클에 적용할 경우 R717은 부식성이 있기 때문에, 현실적으로 적용이 어렵다. 따라서 Table 2의 모든 냉매에서, R717 다음으로 필요냉매량이 적으며, 시스템효율이 가장 높은 R32/R152a 87:13이 가장 적합한 냉매이다.

단일냉매를 해양온도차 발전에 적용한 참고문헌[3]의 경우와 비교해 보았을 경우, 동일한 단일냉매를 적용한 본 논문에서 R32이 효율이 가장 높았지만, [3]에서는 R717과 R152a가 가장 높았다. 이처럼 차이가 발생하는 이유는 분석조건과 연구한 해양온도차 발전사이클의 구조가 다르기 때문이다. 따라서, 해양온도차 발전시스템의 종류와 이 사이클의 운전조건에 따라서

각 냉매의 특징이 달라지므로, 사이클 효율 뿐만 아니라, 각 구성기기의 크기 또한 달라지게 된다. 그러므로, 해양온도차 발전사이클의 종류와 운전조건에 맞는 작동유체를 선택하여 사용하는 것이 대단히 중요하다.

후 기

본 연구는 국토해양부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] J. I. Yoon, S. M. Baek, and C. H. Son, “Power system for ocean thermal energy conversion,” The Korean Society of Marine Engineering, vol. 36, no. 2, pp. 217-223, 2012 (in Korean).
- [2] J. I. Yoon, S. M. Baek, C. H. Son, J. H. Heo, B. H. Ye, H. S. Lee, and H. Ju. Kim, “Efficiency characteristics of OTEC power cycle applying to single and multi component refrigerants”, The Korean Society of Marine Engineering Spring Conference, pp. 259-260, 2012 (in Korean).
- [3] J. I. Yoon, C. H. Son, S. M. Baek, H. J. Kim, and H. S. Lee “Performance comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids”, International symposium on Innovative Materials for Processes in Energy Systems, pp. 565-570, 2013.
- [4] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, K. F. Tsai, “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade,” Energy, vol. 35, pp. 1403-1411, 2010.
- [5] I. Athanasios, B. Papadopoulos, Mirko stjepovic, and Patrick Linke, “On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic rankine cycles”, Applied Thermal Engineering, vol. 30, no. 6-7, pp. 760-769, 2010.
- [6] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [7] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer, “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles,” Energy, vol. 32, no. 7, pp. 1210-1221, 2007.
- [8] H. S. Lee, H. J. Kim, D. G. Kang, and D. S. Jung, “Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps”, Elsevier, vol. 40, no. 1, pp. 100-106, 2012.
- [9] L. A. Vega, "Ocean thermal energy conversion primer", vol. 36, no. 4, pp. 25-35, winter, 2002.
- [10] Aspen HYSYS. Version 8.0, Aspen Technology Inc, 2013.