

마셜제도 적용을 위한 작동유체별 50 kW 해수온도차발전 사이클 성능 비교

문정현¹ · 이호생² · 김현주^{2,†} · 지 호³

¹선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터 선임기술원

²선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터 책임연구원

³선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터 선임연구원

Comparison of 50 kW Ocean Thermal Energy Conversion Cycle Performance by Working Fluid for Marshall Island Application

Junghyun Moon¹, Hosaeng Lee², Hyeonju Kim^{2,†}, and Ho Ji³

¹Senior Engineer, Seawater Energy Research Center,
Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Gangwon 24747, Korea

²Principal Researcher, Seawater Energy Research Center,
Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Gangwon 24747, Korea

³Senior Researcher, Seawater Energy Research Center,
Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Gangwon 24747, Korea

요 약

본 연구에서는 마셜제도에 적용하기 위해 작동유체에 따른 50 kW급 해수온도차발전의 사이클 해석 결과를 제시하였다. 해석을 위해 표층수, 심층수관의 관경과 관 길이, 이에 따른 관손실 및 펌프로부터 육상까지의 수두와 육상에서 플랜트의 높이를 펌프 소요동력 산출에 반영하였다. 작동유체는 선박해양플랜트연구소에서 전통적으로 사용한 폐쇄형 해수온도차발전 플랜트의 작동유체인 R32, 일본, 미국 등 주요국의 해수온도차발전에 사용되는 암모니아, GWP 규제에 의해 Low GWP 냉매로 주목받고 있는 HFO계 냉매 4종(R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z), R1233zd(E))을 해석에 사용하였다. 해석을 위해 24°C로 고정된 터빈 입구온도와 50 kW 발전을 위한 작동유체 유량을 가정하였으며 터빈 입구 온도 24°C를 기준으로 작동가능한 범위의 터빈 입구 압력 및 출구 압력을 통해 각 작동유체별 사이클의 50 kW 출력 지점을 도출하였다. 도출된 50 kW의 터빈출력에 대해 각 작동유체별 사이클의 심층수 유량, 표층수 유량과 이에 따른 심층수펌프, 표층수펌프의 소요동력, 작동유체 펌프 소요동력을 통해 사이클의 순출력을 도출하였다. 또한 각 사이클별 최고 순출력을 비교하였으며 이 때의 효율을 비교하였다.

Abstract – In this study, the results of cycle analysis of 50 kW sea temperature difference power generation according to working fluid were presented for application to the Marshall Islands. For the analysis, the pipe diameter and pipe length of the surface water and deep water pipes, the resulting pipe loss, the water head from the pump pit to land, and the height of the plant from land were reflected in the calculation of pump power requirements. Various working fluids were considered like R32, which is the working fluid of a closed seawater temperature differential power plant traditionally used by the Ship & Offshore Plant Research Institute; ammonia, which is used in seawater temperature differential power generation in major countries such as Japan and the United States; and HFO-based refrigerant, which is attracting attention as a low GWP refrigerant due to GWP regulations. Three species (R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E)) were used for analysis. For the analysis, the turbine inlet temperature fixed at 24°C and the working fluid flow rate for 50 kW power generation were assumed. Based on the working fluid temperature of 24°C, the turbine inlet and outlet pressures in the operable range were used to achieve an output of 50 kW in the cycle for each working fluid. A point was derived. For the

[†]Corresponding author: hyeonju@kriso.re.kr

gross power of 50 kW, the net output was derived excluding the power required for the deep water pump, surface water pump, and working fluid pump. In addition, the highest net output for each cycle was compared, and the efficiency at this time was compared.

Keywords: OTEC(해수온도차발전), Eco-friendly refrigerants(친환경냉매), Net power(순출력), Pipe pressure lose(배관압력손실), Analysis(해석)

1. 서 론

기후변화에 관한 정부 간 협의체(IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change)는 스위스 인터라켄에서 단기 기후 행동의 시급성을 강조한 'IPCC 제 6차 평가보고서'를 만장일치로 승인하였다. 해당 보고서에서는 온실가스 배출을 통한 인간 활동은 전 지구 지표 온도를 1850~1900년 대비 현재(2011~2020년) 1.1°C 상승시켰으며 지구온난화로 인한 온도 상승을 1.5°C로 제한하기 위해 2020년 초 이후의 잔여 탄소배출 허용량은 500GtCO₂라고 밝혔다. 또한 현재 이미 계획되어있는 화석연료 인프라에서 발생할 것으로 추산되는 CO₂ 잠재 배출량만으로도 1.5°C 목표달성을 위한 잔여 탄소배출허용량을 초과한다고 발표하였다. 해당 보고서에서는 지구 온난화를 1.5°C 또는 2°C로 제한하기 위해 연간 평균 투자비를 현재 수준보다 3-6배 증가해야 함을 강조하였다(Oh *et al.*[2023]).

1881년 프랑스의 물리학자 D'Arsonval에 의해 제안된 해수온도차발전은 증발기에 유입된 표층수를 열원으로 액체 상태의 암모니아와 같은 작동유체를 증발시키고, 증발된 작동유체가 터빈을 구동하여 전력을 생산한다. 터빈을 지나며 압력이 낮아진 기체 상태의 작동유체는 응축기로 들어가 심층수와 열교환하며 다시 액체 상태가 되고 작동유체 펌프에 의해 증발기로 유입되며 사이클을 형성한다(R. D. Fuller.[1978]).

해수온도차발전이 개발된 이후로 사이클의 효율 상승, 핵심부품 개선, 취수동력 저감 등 다양한 부분에 대한 연구가 진행되어 왔다. 해수온도차발전의 효율을 높이기 위한 연구로 Dual-pressure ORC를 사용한 연구에서는 순출력 증가를 최적화 목표로 하여 고온, 저온 증발기, 응축기 전열판 유효길이, 고압터빈 부피비, 열교환기 열전달 면적비율 등 6개 변수를 최적화 하여 초기 대비 최종 14.95%의 순출력을 향상하였다(Zhixiang[2020]). OTEC 사이클에 이젝터를 사용하여 사이클 성능을 개선하고자 하는 연구도 진행되었다. 이젝터의 작동부로 고압의 작동유체를 분사하면 흡입부에 저압이 형성되며, 해당 흡입부를 터빈 토출부와 연결해 터빈 입출구의 압차를 키워 발전량을 늘리는 방식으로 증기-증기(V-V) 이젝터, 액-증기(L-V) 이젝터, 작동부 펌프를 적용한 액-증기 이젝터 사이클(EP-OTEC)이 비교되었으며 표층수온 26°C와 심층수온 5°C를 적용한 해당 연구에서 세 사이클의 터빈 순출력은 약 20 kW로 유사하게 나타났으나 EP-OTEC의 경우 V-V 사이클과 L-V 사이클 대비 열교환기 크기를 줄일 수 있는 것으로 나타났다(Moon *et al.*[2016]).

해수온도차발전의 취수동력 저감을 위한 모형실험 연구도 진행되었다. 1MW OTEC 발전의 취수동력 저감을 위해 상사법칙을 활용한 40:1 축소 모형을 제작하여 사이클 구현을 통한 펌프 전력 절

감이 가능한지 실험하였으며 모형실험에서 사이클 구현을 통해 최대 37.5%의 전력절감 효과를 확인하였다(Yoon *et al.*[2022]).

또한 파나마의 San Blas 군도에 터빈출력 125 kW의 소규모 적용을 위한 ORC 발전기 결합 OTEC 시스템의 이론적 모델 최적화 수행 연구도 있었다. 해당 연구에서는 암모니아, R152a, R1234yf, R1234ze, R125, R161, 프로판, 이소부텐, R143a, Defluorobutane 11종의 작동유체가 사용되었으며 표층수 온도 30°C, 심층수 온도 5°C로 설정된 해당 시뮬레이션에서 암모니아가 순출력 99.3 kW로 가장 높은 순출력을 나타내었다(Vera[2020]).

연중 평균 28°C 내외의 일정한 표층수온을 나타내는 태평양 도서국가들은 해수온도차 발전을 위한 우수한 열원을 보유하고 있다고 할 수 있다. 이러한 연중 높고 일정한 표층수온은 태평양 도서국가에서 해수온도차발전 잠재량이 높다는 것을 뜻한다(Kim *et al.*[2021]). 그러나 대부분의 태평양 도서국가에서는 전력생산을 위해 노후화된 디젤발전기를 사용하고 있으며 태평양 도서로의 유류 해상운송에 따른 비용 상승과 증가하는 전력수요 대비 노후 장비 고장 등으로 전기 사용료가 비싸고, 지역적인 정전이 자주 발생하는 문제가 발생하고 있다.

본 연구에서는 위 서술한 문제의 해결을 위해 태평양에 위치한 마셜제도의 마셜국립대학(CMI, College of the Marshall Islands)의 Arrak 캠퍼스에 적용할 50 kW급 해수온도차발전 사이클 구성 및 해석을 진행하였다. R32를 포함한 작동유체 6종에 대해 터빈 입·출구 압력을 변화하며 터빈 출력 50 kW 시 기준 표층수, 심층수 유량에 따른 각 펌프 소요동력 등 기생부하와 이를 제외한 최대 시스템 순출력을 도출하였다. 또한 최대 시스템 순출력 시 각 작동유체별 시스템의 효율을 비교하였다.

2. 50 kW급 해수온도차발전 성능비교

2.1 해수온도차발전 사이클

본 연구에서는 작동유체별 사이클의 터빈 출력, 펌프 소모동력, 효율, 순출력 등을 비교하였으며 이를 위해 Fig. 1과 같은 폐쇄형 해수온도차발전 사이클을 사용하였다. 폐쇄형 해수온도차발전은 유기냉매를 작동유체로 사용하며 증발기에서 표층수와 열교환하여 증발한 고온·고압의 작동유체가 터빈을 구동하여 전력을 생산한다. 터빈을 구동하며 압력이 낮아진 저압상태의 작동유체는 응축기에서 심층수와 열교환하여 액체상태가 되며 작동유체 펌프에 의해 증발기로 유입되며 사이클을 형성한다. 작동유체의 증발과 응축을 위해 표층수와 심층수의 취수가 필요하며 발전량의 일부를 취수동력으로 이용한다.

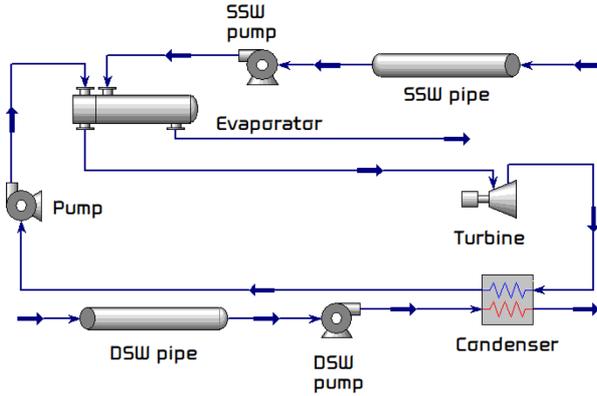


Fig. 1. Schematic diagram of the 50 kW OTEC cycle.

2.2 작동유체

50 kW급 해수온도차발전 사이클의 성능 비교를 위해 자연계, HFC계, HFO계 작동유체를 사용하였으며 Table 1에 본 연구에 사용된 작동유체의 종류와 정보에 대해 표시하였다.

중래 연구에 따르면(Avery and Wu[1994]) OTEC에 적합한 작동유체는 27°C에서 700~1400 kPa의 증발압력을 나타내며, 생산 전력당 낮은 부피유량, 높은 화학적 안정성, 발전 사이클 부품과의 호환성, 우수한 열전달 특성, 저렴한 비용 및 환경수용성을 가져야 한다.

최근에는 지구온난화가 가속되며 EU는 EU 온실가스 배출량의 2.5%를 차지할 정도로 지구온난화 효과가 매우 강력하다고 규정되는 불화온실가스(F-gas)의 규제를 강화하였다. 이로 인해 2025년부터 상업용 냉장, 냉동고에 지구온난화지수(GWP)가 150 이상인 F-gas 사용이 금지된다. HFC계 작동유체는 대표적인 F-gas로 분류된다.

사용된 작동유체는 다음과 같다. 자연계 작동유체는 암모니아로, 암모니아는 뛰어난 열역학적 특성에 의해 OTEC에서는 가장 많이 사용되는 작동유체이다(Yang and Yeh[2014]). 미국과 일본에서 전통적인 해수온도차발전의 작동유체로 사용하였으며 특히 일본에서는 Uehara 사이클, Kalina 사이클에 암모니아가 사용되었다. HFC계 작동유체로는 R32를 사용하였다. 한국의 KRISO에서는 R32를 사용하여 20kW급 해수온도차발전 과일 및 플랜트, 1MW급 해수온도차발전의 동해상 실험 등을 수행하였다. HFO계 작동유체로는 R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z), R1233zd가 사용되었다. HFO계 작동유체의 GWP는 10 미만으로 냉장·냉동 분야에서는 HFC계 작동유체의 대체 물질로 연구되고 있으며 해수온도차발전 또한 마

Table 2. Cycle analysis conditions

Parameter	Value	Unit
SSW temperature	29	°C
DSW temperature	5	°C
Turbine efficiency	76	%
Pump efficiency	75	%
HX approach	2.5	°C
Turbine inlet temperature	24	°C
Intake pipe ID	362	mm
SSW pipe length	640	m
DSW pipe length	1,810	m
Height from pump pit to evaporator	4.5	m
Height from pump pit to condenser	5	m

찬가지로 HFO계 작동유체를 이용한 다양한 사이클 연구가 진행되고 있다(Hu et al.[2020]).

2.3 성능비교 해석조건

Table 2과 같은 조건에서 각 작동유체별 해수온도차발전 사이클의 성능해석을 진행하였다. 표층수온은 마주로 주변 해역의 평균 온도인 29°C, 심층수온은 CTD 탐사결과 870 m 부근에서 5.7°C를 확인하였고, 1,000 m 에서 5°C 이하의 심층수를 취수할 수 있을 것으로 예상된다. 사이클 핵심부품인 터빈의 효율은 76%, 펌프효율은 75%로 가정하였다. 열교환기의 성능을 나타내는 지표 중 하나인 approach 온도는 2.5°C로 가정하였으며 증발기를 지나 터빈으로 들어가는 작동유체의 온도는 24°C로 고정하였다.

또한 표층수 펌프와 심층수 펌프에서의 소요동력 산출을 위해 배관에서의 손실과 펌프에서 각 열교환기까지의 높이를 고려하였다. 배관 손실 계산을 위해 취수배관의 내경, 취수관 길이를 가정하여 펌프의 위치를 결정하였으며 펌프에서 각 열교환기까지의 높이를 고려하여 펌프 소요동력을 계산하였다. 취수관은 HDPE를 사용하였고 취수관 내경은 362 mm, 표층수 취수관과 심층수 취수관의 길이는 각각 640 m, 1,810 m로 설정하였다.

시뮬레이션에는 Peng-Robinson 방정식이 사용되었으며 식은 아래와 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V^2 + 2bV - b^2} \tag{1}$$

여기서, $a = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c}$

Table 1. Compared working fluids and characteristics

Working fluid	Standard boiling point [°C]	Critical boiling point [°C]	Critical pressure [bar]	ODP	GWP	Safety group
Ammonia	-33	132.4	113.6	0	>1	B2
R32	-52	78.1	57.8	0	675	A2
R1234yf	-29	94.7	33.8	0	4	A2L
R1234ze(E)	-19	109.4	36.3	0	7	A2L
R1234ze(Z)	10	150.1	35.3	0	1	A2L
R1233zd	18	166.4	36.2	0	4.5	A1

$$b = 0.0778 \frac{RT_c}{P_c}$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2$$

3. 결과 및 고찰

3.1 터빈입출구 압력

해수온도차발전의 각 작동유체별 최대 순출력 비교를 위해 각 작

동유체별 시스템 최적화를 수행하였다. 시스템에서 열원, 열침, 각 핵심장치 효율, 열교환기 Approach 등 조건을 설정하여 두었으므로 터빈 입출구 압력조건에 따라 시스템의 터빈출력(Gross power), 표준수위와 심층수 취수량 및 소모동력 등이 결정되었다.

해수온도차발전의 터빈출력은 터빈을 지나는 작동유체의 유량과 터빈 전·후단에서 작동유체의 엔탈피 차이에 의해 결정된다. 이 엔탈피 차이에 큰 영향을 주는 요소가 압력이며, 작동유체별로 해당 되는 온도대에서의 구동 압력이 다르므로 작동유체별 터빈 입출구

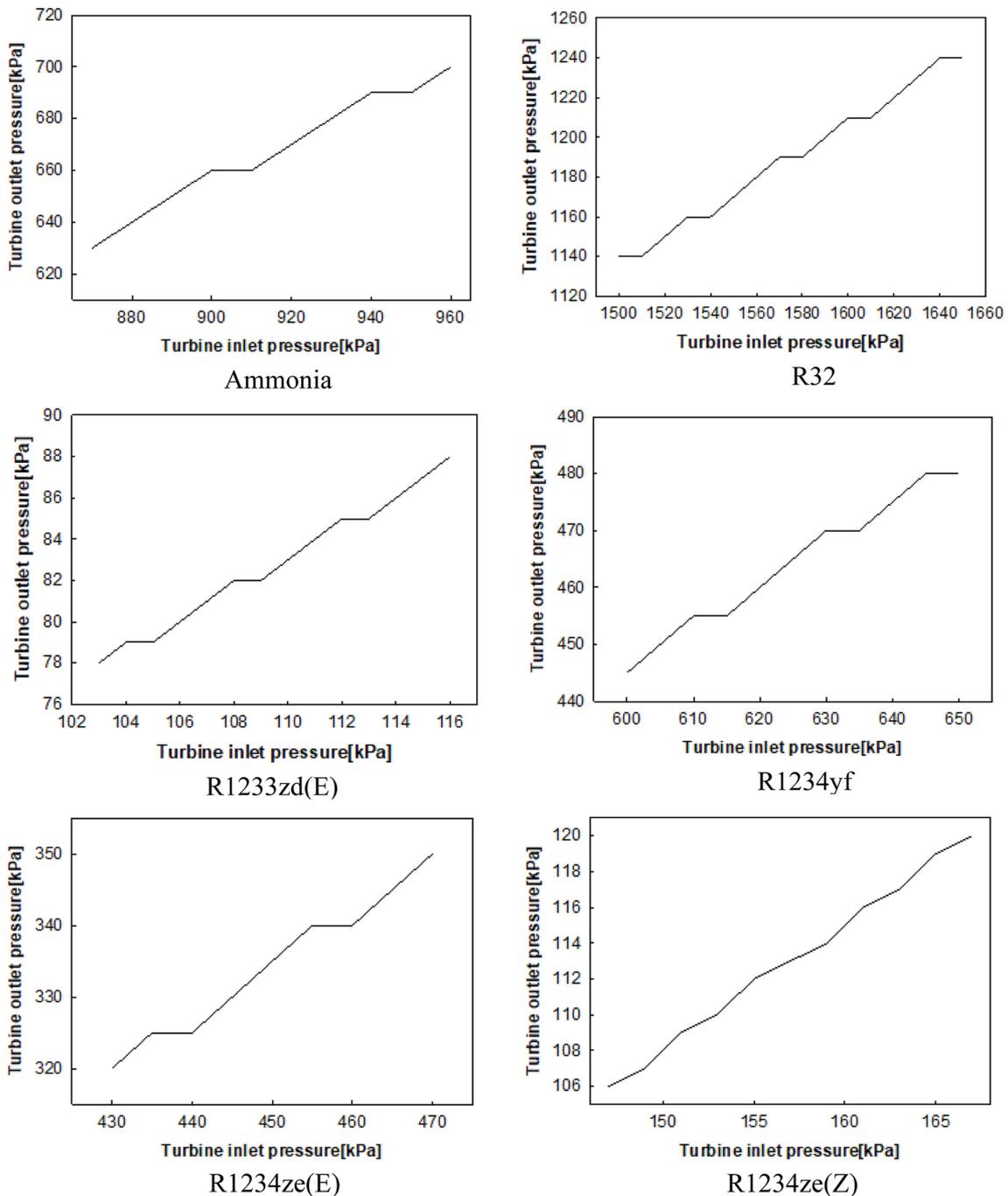


Fig. 2. Turbine inlet-outlet pressure by working fluid.

압력을 선정하였다. 이를 위한 조건으로 터빈 입구에서의 작동유체 온도를 24°C로 고정하였다. 터빈 입구에서 작동유체의 압력이 올라가 액적이 발생하는 압력을 최대로, 해당 압력의 약 10% 아래 압력까지를 해석 범위 압력대를 설정하였으며 터빈 입구압력을 기준으로 터빈출력 50 kW를 나타내는 터빈 출구압력을 선정하였다. 아래 식은 터빈의 발전량을 산정하는 식이다.

$$\text{Turbine power} = \dot{m} (h_{\text{turb.in}} - h_{\text{turb.out}}) \quad (2)$$

여기서 \dot{m} 은 작동유체 유량이며 $h_{\text{turb.in}}$ 은 터빈 입구에서 작동유체 엔탈피, $h_{\text{turb.out}}$ 은 터빈 출구에서의 작동유체 엔탈피다. 유량이 고정된 상태에서 50 kW의 터빈 발전량을 나타내기 위해 터빈 입구의 압력이 상승하며 터빈 입구의 엔탈피가 상승함에 따라 터빈 출구의 엔탈피 또한 상승 시키기 위해 터빈 출구 압력을 올리며 시뮬레이션을 진행하였다. Fig. 2는 해석에서 사용된 작동유체별 터빈 입구 및 출구의 압력이다. 그래프에 나타난 것과 같이 터빈의 입구 압력이 높아질수록 동일한 터빈출력 50 kW를 나타내기 위해 터빈 출구 압력이 높아지고 있는 것을 확인할 수 있으며 터빈 출구 압력은 계단식으로 상승함을 확인할 수 있다.

암모니아는 터빈 입구압력 870 kPa에서 960 kPa 구간에서, R32는 1500 kPa에서 1650 kPa, R1233zd(E)는 103 kPa에서 116 kPa, R1234yf는 600 kPa에서 650 kPa, R1234ze(E)는 430 kPa에서 470 kPa, R1234ze(Z)는 146 kPa에서 168 kPa에서 구동함을 확인하였다.

3.2 펌프 소요동력

해수온도차발전의 터빈출력에서 펌프의 소요동력을 제외한 실제 사용 가능한 전력을 순출력이라 한다. 따라서 펌프의 소요동력은 해수온도차발전에서 최소화 해야 할 중요한 요소이다. 터빈출력이 높더라도 펌프의 소요동력 또한 높아 순출력이 적다면 해당 사이클은 실제 적용이 어려우며, 터빈 출력대비 펌프의 소요동력을 얼마만큼 줄이느냐가 해수온도차발전 사이클 개발의 중요한 요소이다.

펌프의 소요동력은 취수배관 내부의 마찰손실, 플랜트 높이에 따른 수두에 의해 결정된다. 2.3절에 언급한 바와 같이 본 해석에 사용된 해수온도차발전의 해수 취수관은 HDPE 재질로 외경은 400 mm, 내경은 362 mm이며 표층수 취수관은 약 650 m, 심층수 취수관은 약 1,800 m이다. 이레는 관 길이에 의한 마찰손실을 계산한 식이다.

$$\Delta h = \lambda \frac{L v^2}{d 2g} \quad (3)$$

여기서 Δh 는 마찰손실, λ 는 관 마찰계수, L 은 관 길이, d 는 관 직경, v 는 관내 유속, g 는 중력가속도이다. 독일의 블라시우스(H. Blasius)는 레이놀즈수(Re)와 연관시켜 실험식을 발표하였으며 실험 식은 아래와 같다.

$$\lambda = 0.3164 R_e^{-\frac{1}{4}} \quad (4)$$

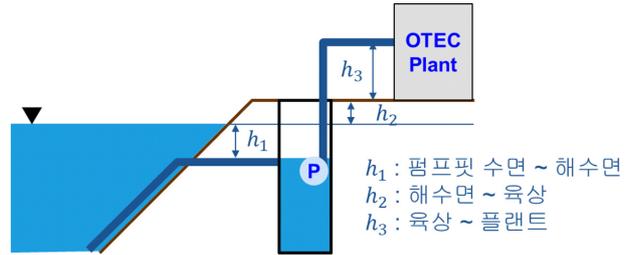


Fig. 3. Pump system schematic.

여기서, $R_e = \frac{D u \rho}{\mu}$ 이며 D 는 관내경(m), u 는 관내유속(m/s), ρ 는 유체 밀도(kg/m^3), μ 는 유체의 점도($\text{Pa}\cdot\text{s}$)이다.

Fig. 3은 펌프 시스템의 개략도이다. 해수 취수를 위해 펌프핏을 설치하며 표층수와 심층수가 펌프핏으로 유입되기 위해 해수면보다 Δh 만큼 낮은 위치에 펌프핏을 설치하여야 한다. 여기에 해수면에서 육상까지의 높이, 육상에서 플랜트 열교환기까지 높이를 합한 값이 펌프소모동력 계산을 위한 유효흡입수두가 된다. 본 논문에서는 해수면에서 육상까지의 높이를 2.5 m, 육상에서 플랜트의 높이를 2.5 m로 가정하여 해석을 진행하였다.

터빈 입구 압력은 표층수의 취수량과 연관이 있다. 터빈 입구의 압력이 높을수록 열교환기 내부에서 작동유체의 증발온도가 상승되며, 설정된 열교환기 Minimum approach를 만족하기 위해 취수된 표층수의 배출온도가 높아지게 된다. 표층수의 취배수 온도 차이가 적어지며 증발열량을 만족하기 위해 많은 유량이 필요하게 되며 이는 표층수 펌프 소요동력 상승으로 이어진다.

터빈 출구에서의 압력은 마찬가지로 심층수의 취수량과 연관이 된다. 터빈 출구에서의 압력이 낮을수록 터빈에서의 발전량은 늘어나나 작동유체의 터빈 토출 온도가 낮아지며, 설정해 둔 응축기의 Minimum approach 달성을 위해 취수된 심층수의 토출온도가 낮아지게 된다. 이 때 응축열량 만족을 위해 필요 취수량이 증가하게 되며 펌프 소요동력 증가와 순출력 감소로 이어진다.

따라서 터빈 입구·출구 압력이 낮았다가 높아지며 필요 표층수 유량은 점점 많아지고 필요 심층수 유량은 점점 적어지는 패턴을 보인다.

Fig. 4는 해석에 사용된 터빈 입출구 압력을 만족하기 위해 필요로 하는 표층수, 심층수 및 작동유체의 유량이다. 각 작동유체별로 작동유체의 유량은 고정되었으며, 터빈 입구, 출구 압력에 따라 표층수, 심층수의 유량이 변동되었다.

그래프는 터빈의 입구압력 상승에 따른 표층수, 심층수의 유량을 나타내었으며, 터빈 입구 압력이 증가하며 기술한 것과 같이 표층수 펌프의 유량은 증가하였고, 터빈 출구 압력 또한 계단식으로 상승하였기 때문에 심층수의 유량은 계단식으로 감소하였다.

Fig. 5는 Fig. 4에 나타난 각 작동유체의 유량에 따른 표층수, 심층수, 작동유체 펌프의 소요동력을 나타낸 그래프이다. 작동유체 유량은 고정되어 있어 소요동력의 변화는 없으며 터빈 입구압력 변화에 따라 표층수와 심층수의 소요동력이 변동되는 것을 확인할 수 있다.

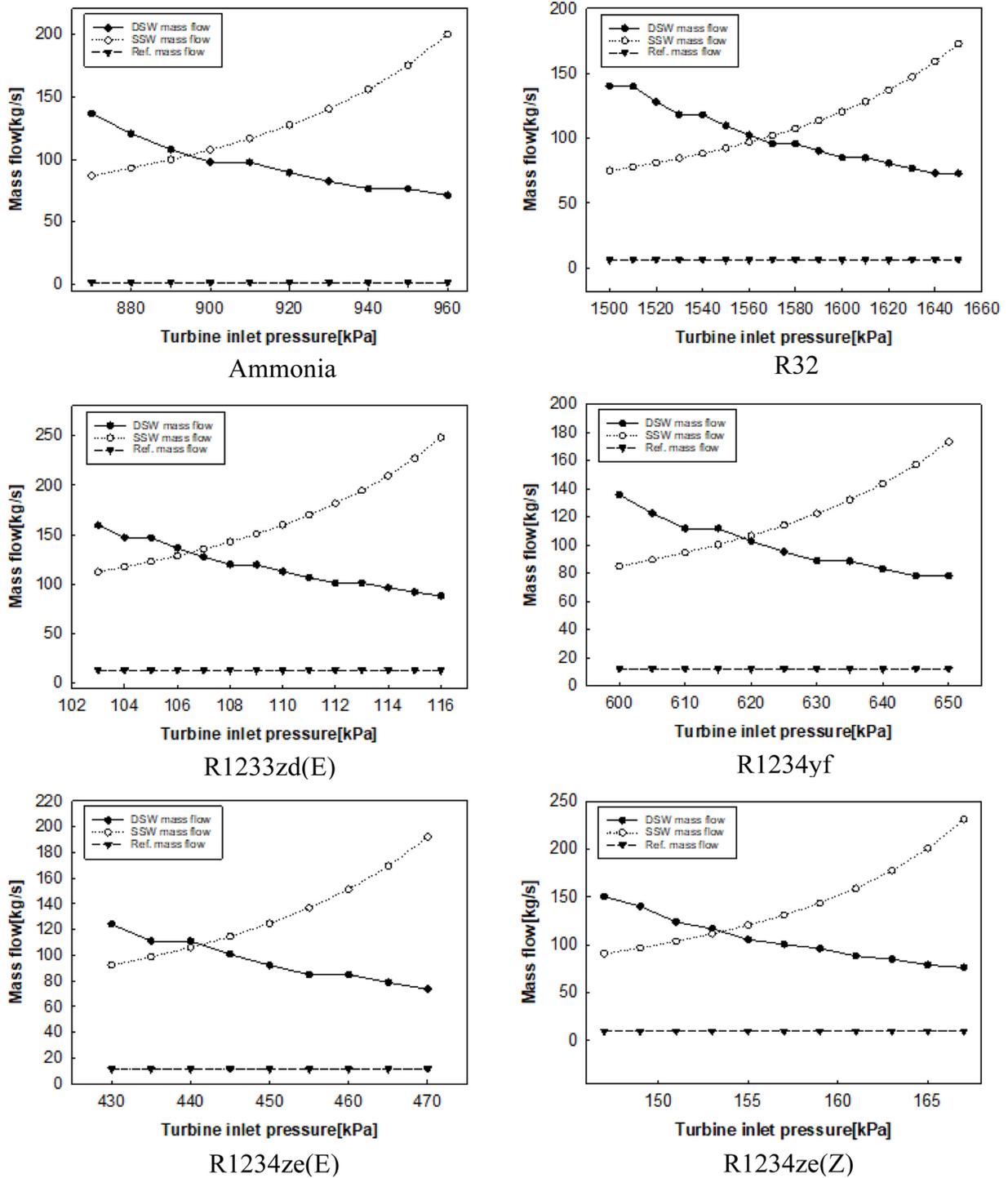


Fig. 4. Surface water, deep water and working fluid mass flow rates.

3.3 순출력

앞서 기술한 것과 같이 해수온도차발전에서는 실제 사용자가 사용할 수 있는 전력인 순출력의 최적화가 중요하다. 따라서 아래의 식 (5)와 같이 각 펌프에서의 최적화된 소요전력을 산출한 뒤 터빈 출력에서 이를 제외하여 각 작동유체별 순출력의 최적화를 수행하였다.

$$\text{Net power} = \text{Gross power} - \text{Pump consumption} \quad (5)$$

Fig. 6는 작동유체별 순출력 최적화 그래프이다. 파란 점선은 터빈출력으로 터빈 입구압력과 관계없이 50 kW를 나타내고 있으며 빨간 실선은 터빈출력에서 각 펌프의 소요동력을 제외한 순출력을 나타내었다. 각 작동유체는 모두 터빈 입구압력이 증가하며 순출력

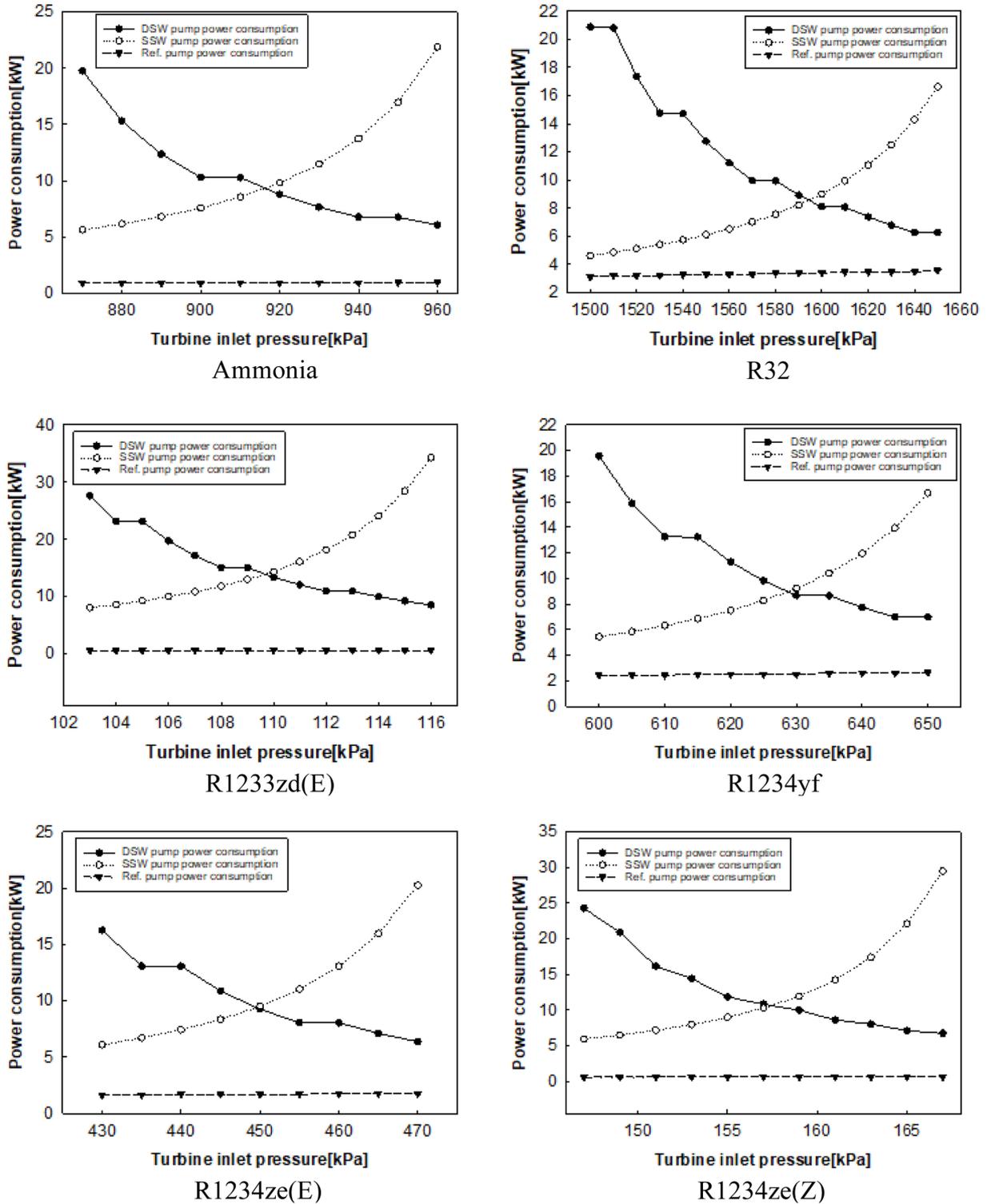


Fig. 5. Surface water, deep water and working fluid pump power requirements.

또한 증가하다 변곡점을 지나며 감소하는 추세를 보였으며, 최대 순출력 지점을 검정색 실선으로 표시해두었다.

순출력이 이같은 추세를 나타내는 것은 터빈 입구압력이 낮을때는 표층수 취수펌프는 적은 취수동력을 나타내지만 터빈 출구압력 또

한 낮아 심층수 취수펌프에서 큰 소요동력을 나타내고, 터빈 입구 압력이 높을때는 표층수 취수펌프가 큰 취수동력을 나타내지만 터빈 출구압력이 높아져 심층수 취수펌프에서 적은 소요동력을 나타내며 중간지점에서 각 취수펌프의 소요동력 최적지점이 발생하기

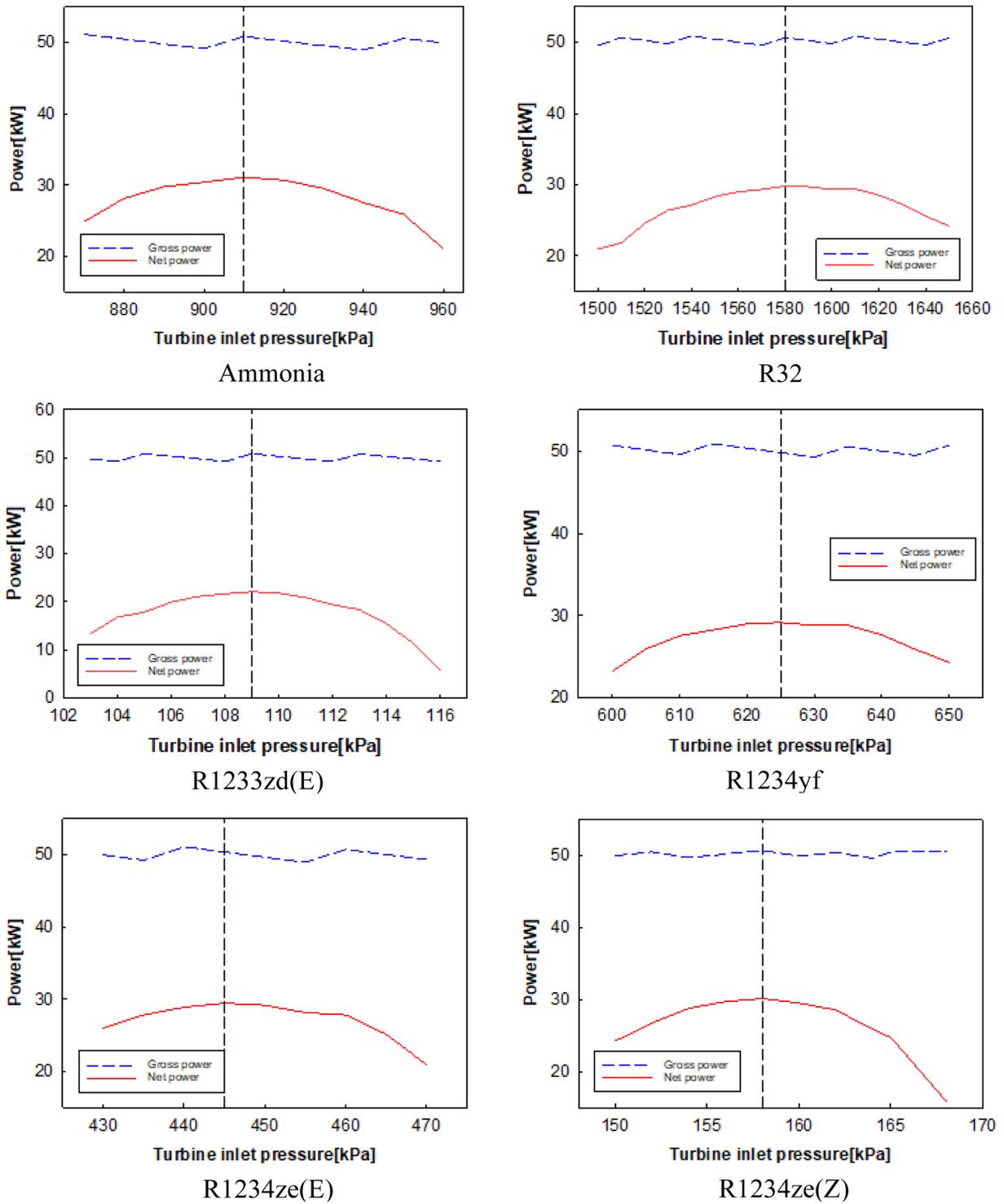


Fig. 6. Turbine power and net power by working fluid.

때문이다.

Fig. 7은 작동유체별 최대 순출력을 비교한 그래프로, 암모니아가 31.20 kW로 가장 높은 순출력을 나타내었으며 R1233zd(E)는 22.11 kW 가장 낮은 순출력을 보였고, 그 외의 작동유체는 28~29 kW 사이의 순출력을 나타내었다.

4. 결 론

본 연구에서는 태평양 도서국가의 에너지 문제 해결을 위한 작동유체에 따른 50 kW급 해수온도차발전 사이클을 해석하고 비교하였다.

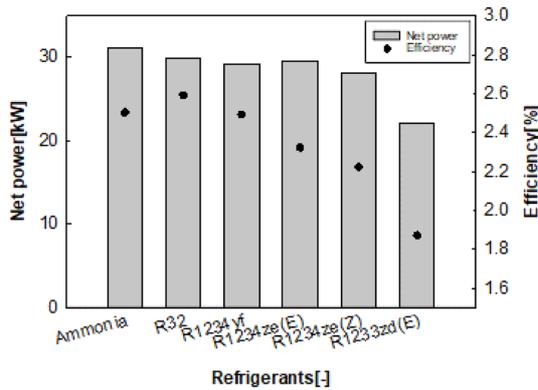


Fig. 7. Net power and efficiency by working fluid.

암모니아, R32, R1233zd(E), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) 총 6종의 작동유체를 적용하여 50 kW 해수온도차발전 사이클을 모사하였으며 표층수온, 심층수온, 취수 배관 길이 등 주어진 조건에서 표층수, 심층수, 작동유체 펌프의 소요동력을 구하여 순출력을 산출하였다.

먼저 가동 범위 확인 및 최적화를 위해 작동유체의 터빈입구 압력을 높이며 50 kW를 나타내는 터빈 출구압력을 구하였다. 각 작동유체별로 터빈 입구의 압력이 높아지며 터빈 출구압력 또한 계단식으로 높아지는 것을 확인 하였다.

작동유체별 해수 펌프 소요동력에 있어서, 먼저 650 m의 표층수 취수관과 1,800 m의 심층수 취수관의 마찰손실을 반영하였으며 터빈 입구압력이 높아질수록 표층수 취수펌프의 소요동력이 증가하며, 터빈 입구압력이 낮을 시 터빈 출구압력도 낮아 심층수 취수 펌프의 소요동력이 증가하는 것을 확인 하였다.

펌프의 소요동력을 제외한 순출력 측면에서는 암모니아가 31.20 kW로 가장 높은 순출력을 나타내었으며 R32, R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z)는 28.1~29.7 kW로 유사한 순출력을 나타내었다. R1233zd(E)는 22.1 kW로 타 작동유체 대비 낮은 출력을 나타내어 선정 작동유체 후보에서 제외하였다. 환경적인 측면에서는 암모니아는 GWP가 0, HFO계 작동유체인 R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z)는 GWP가 10 미만이나 GWP가 675로 높은 R32는 작동유체 후보에서 제외하였다. 안정성 측면에서는 독성이 있는 암모니아를 제외하였으며 고압 위험성, 방폭 등 초기투자비용이 추가될 수 있는 R1234yf, R1234ze(E)를 제외하였다.

따라서 본 논문의 해석과 적용 조건에 따라 R1234ze(Z)를 마설제도 적용을 위한 50 kW 해수온도차발전을 위한 작동유체로 선정하였으며 본 연구에서의 기초 사이클 해석 이후 실제 플랜트 건설을 위해 작동유체 유량에 따른 핵심부품의 상세 성능 및 크기, 터빈-발전기 해석, 배관설계, 시공방법 등 추가적인 검토가 필요하다.

기 호

- GWP : 지구온난화지수(Global Warming Potential)
- ODP : 오존과괴지수(Ozone Depletion Potential)
- SSW : 표층해수(Surface Seawater)

- DSW : 심층해수(Deep Seawater)
- HX : 열교환기(Heat Exchanger)
- ID : 배관내경(Inner Diameter)
- Ref : 작동유체(Working Fluid, Refrigerant)

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “친환경 신담수 초고도농축 복합공정 개발(3/5)”에 의해 수행되었습니다(PES5173).

References

- [1] Oh, C.W., Song, Y. W. and Kim, T.H., 2023, Implications for Climate Technology Response, based on the IPCC's Sixth Assessment Report Synthesis Report, National Institute of Green Technology, 1(1).
- [2] Fuller, R.D., 1978, Ocean Thermal Energy Conversion, Ocean Management, 4, 241-258.
- [3] Zhixiang, Wu, Huijun Feng, Lingen Chen, Wei Tang, Junchao Shi, Yanlin Ge, 2020, Constructal thermodynamic optimization for ocean thermal energy conversion system with dual-pressure organic Rankine cycle, Energy Conversion and Management, 210, 1-15.
- [4] Moon, J.H., Lee, H.S., Kim, H.J., Lim, S.T. and Yoon, J.I., 2016, Performance Comparison of the OTEC Cycles Using an Ejector. in proc. of KOSMEE Spring Meeting, Busan, Korea, 167-172.
- [5] Yoon, J.W., Kim, H.J., Lee, H.S. and Seo, J.B, 2022, A Model Test for Reduction of Pumping Power of 1MW Scale OTEC, J. Power System Engineering, 26(4), 71-80.
- [6] Vera, D., Baccioli, A., Jurado, F., Desideri, U., 2020, Modeling and optimization of an ocean thermal energy conversion system for remote islands electrification, Renewable Energy, 162, 1399-1414.
- [7] Kim, H.J., Lee, H.S., Lim, S.T., M. Petterson, 2021, The Suitability of the Pacific Islands for Harnessing Ocean Thermal Energy Conversion and the Feasibility of OTEC Plants for Onshore or Offshore Processing, Geosciences, 11(10), 1-21.
- [8] Avery, A.H., Wu, C., 1994, Renewable Energy from the Ocean, ed., A Guide to OTEC Oxford University Press, New york.
- [9] Yang, M.H., Yeh, R.H., 2014, Analysis of Optimization in an OTEC Plant Using Organic Rankine Cycle, Renewable Energy, 68, 25-34.
- [10] Hu, S., Li, J., Yang, F., Yang, Z., Duan, Y., 2020, Multi-objective Optimization of Organic Rankine Cycle Using Hydrofluorolefins(HFOs) Based on Different Target Preferences, Energy, 203, 1-14.

Received 4 October 2024
 1st Revised 23 October 2024, 2nd Revised 11 November 2024
 Accepted 11 November 2024