

작동유체 및 사이클에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능분석

김준성¹ · 김도엽² · 김유택[†] · 강호근³

(Received September 25, 2015 ; Revised November 18, 2015 ; Accepted November 27, 2015)

Performance analysis of an organic Rankine cycle for ocean thermal energy conversion system according to the working fluid and the cycle

Jun-Seong Kim¹ · Do-Yeop Kim² · You-Taek Kim[†] · Ho-Keun Kang³

요약: 해양온도차발전은 해양의 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전하는 유기랭킨사이클이다. 작동유체와 사이클 구성은 유기랭킨사이클의 열역학적 효율에 큰 영향을 미치는 요소이다. 본 연구에서는 작동유체와 사이클에 따른 해양 온도차발전시스템의 성능분석을 수행하였다. 고전적인 단순 랭킨사이클과 단순 랭킨사이클의 대안으로 제시되고 있는 개방형 및 통합형 재생 랭킨사이클 그리고 칼리나 사이클이 본 연구에서 고려되었으며, 작동유체로는 9종의 단일냉매와 3종의 혼합냉매를 본 연구에 적용하였다. 사이클의 성능분석에는 핀치포인트온도차를 일정하게 유지하는 핀치포인트분석이 적용되었다. 성능분석결과를 살펴보면, 단순 랭킨사이클과 개방형 및 통합형 재생 랭킨사이클의 경우 RE245fa2를 작동유체로 사용하며, 칼리나 사이클의 경우 NH₃/H₂O의 질량비가 0.9:0.1일 때 열역학적 효율이 가장 높았다. 한편, 개방형 및 통합형 재생 랭킨사이클과 칼리나 사이클을 해양온도차발전시스템에 적용할 경우 단순 랭킨사이클과 비교하여 각각 약 2.0%, 1.0%, 10.0%의 효율 향상을 기대할 수 있었다.

주제어: 해양온도차발전, 유기랭킨사이클, 작동유체

Abstract: Ocean thermal energy conversion is an organic Rankine cycle that generates power using the temperature difference between surface water and deep water. This study analyzes the thermodynamic efficiency of the cycle, which strongly depends on the working fluid and the cycle configuration. Cycles studied included the classical simple Rankine cycle, Rankine cycles with an open feedwater heater and an integrated regenerator, as well as the Kalina cycle. Nine kinds of simple refrigerants and three kinds of mixed refrigerants were investigated as the working fluids in this study. Pinch-point analysis that set a constant pinch-point temperature difference was applied in the performance analysis of the cycle. Results showed that thermodynamic efficiency was best when RE245fa2 was used as the working fluid with the simple Rankine cycle, the Rankine cycles with an open feedwater heater and an integrated regenerator, and when the mixing ratio of NH₃/H₂O was 0.9:0.1 in the Kalina cycle. If the Rankine cycles with an open feedwater heater, an integrated regenerator, and the Kalina cycle were used for ocean thermal energy conversion, efficiency increases could be expected to be approximately 2.0%, 1.0%, and 10.0%, respectively, compared to the simple Rankine cycle.

Keywords: Ocean thermal energy conversion, Organic rankine cycle, Working fluid

1. 서론

지구 표면의 70% 이상을 차지하고 있는 해양은 지구에 도달하는 태양에너지를 저장하는 주요 매체이다[1]. 수심이 깊어질수록 해수의 온도는 감소하여 수심 1,000m의 해수온도는 약 4~5°C인 반면 표층수는 태양에너지를 흡수하여 상대적으로 높은 온도이다. 이와 같이 태양에너지로부터 비롯된

표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전하는 동력사이클을 해양온도차발전(OTEC; Ocean Thermal Energy Conversion)이라고 하며, 표층수와 심층수의 온도차가 20°C 이상일 경우 해양온도차발전은 충분한 경제성을 확보할 수 있다[2].

해양온도차에너지의 부존량은 연간 인류가 필요한 에너지의 약 4,000배에 달하며[3], 해양온도차에너지는 지속가

† Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9662-2175>): Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 606-791, Korea, E-mail: kimyt@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4258

1 Department of Marine System Engineering, Graduate School of Korea Maritime and Ocean University, E-mail: kylejune@nate.com, Tel: 051-410-4862

2 Nuclear Power Equipment Research Center, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: doyeop@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-5129

3 Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: hkkang@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4260

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

능한 청정에너지라는 장점으로 인해 미국과 일본을 중심으로 1970년대 이후 지속적인 연구가 수행되어 왔다[4]. 그러나 열원인 표층수의 온도가 25~30℃에 불과하므로 고도의 기술력이 요구되는 유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle)의 사용이 불가피하며, 열원과 열침의 온도차가 20℃에 불과하므로 시스템의 효율이 약 4%에 불과하다. 이와 같이 해양온도차발전용 유기랭킨사이클은 적은 수준의 에너지를 이용하고, 시스템 효율이 낮으므로 효과적이고 경제적인 기술에 대한 연구가 필요하다[5].

유기랭킨사이클의 효율과 경제성에 있어 사이클의 구성과 작동유체는 큰 영향을 미친다. 사이클의 구성에 대해 살펴보면 기본적인 단순 랭킨사이클에 재생과 재열 등의 방법을 이용한 다양한 사이클을 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 적용하여 효율개선을 도모하기 위한 연구가 진행되어왔다. 또한 NH₃/H₂O 혹은 R32/R134a 혼합 작동유체를 사용하는 칼리나 사이클(Kalina cycle)은 기존의 유기랭킨사이클의 대안으로 제시되고 있으며[6], 최근 태양열과 같은 추가열원을 이용하여 기존 해양온도차발전용 사이클의 효율 상승을 도모한 사이클이 제안되기도 하였다[7]. 한편 작동유체는 유기랭킨사이클의 효율 및 경제성에 직접적인 영향을 미친다. 이에 따라 V. Maizza *et al.* [8], Yamamoto *et al.* [9], Tchanche *et al.* [10]은 유기랭킨사이클에 적합한 작동유체의 선정에 대한 연구를 수행하였다. 해양온도차발전용 작동유체로는 고전적으로 순수유체인 NH₃와 R22가 사용되어 왔으나[4], 몬트리올 의정서에 의해 CFC 및 HCFC 계열의 유기냉매의 사용이 규제되었으며 NH₃의 독성 및 부식성에 대한 문제로 인하여 R134a, R152a, RE245fa2 등과 같은 순수냉매가 해양온도차발전용 작동유체로 거론되고 있다[8]. Yoon *et al.*은 단일냉매 15종과 혼합냉매 16종을 해양온도차발전용 사이클에 적용하여 단일 냉매로는 R32가 효율적인 면에서 가장 유리함을 제시하였고, R32/R134a, R32/R152a와 같은 혼합 냉매 또한 해양온도차발전용 작동유체로서 적합하다는 연구 결과를 보였다[11].

한편 Wang *et al.* [12], Guo *et al.* [13], Li *et al.* [14], Aydin *et al.* [15]은 작동유체 및 사이클에 따른 유기랭킨사이클의 열역학적인 분석에 핀치포인트온도차(PPTD; Pinch Point Temperature Difference)를 이용하였다. PPTD는 증발기, 응축기와 같은 열교환기에서 열원 혹은 열침과 작동유체의 최소온도차이며, 열교환기의 비용과 규모를 결정하는 중요한 변수이다[14]. 또한 열원 및 열침의 온도변화와 PPTD를 정의하여 사이클의 증발온도 및 응축온도를 결정할 수 있으므로 작동유체 및 사이클의 구성에 따른 유기랭킨사이클의 열역학적 분석에 PPTD를 이용하는 것이 바람직하다. 이와 같이 PPTD를 이용한 열역학적 분석방법을 핀치포인트분석(PPA; Pinch Point Analysis)이라고 한다[12].

본 연구의 목적은 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 적용될 수 있는 다양한 사이클에 대하여 고찰하고, 이러한 사이클에 본 연구에서 선별한 작동유체를 적용하여 열역학

적 사이클의 성능을 분석하는 것이다. 이때 PPA의 개념을 적용하였으며, 분석도구로는 열역학적 공정 및 사이클의 상용설계프로그램인 HYSYS를 사용하였다. HYSYS를 이용하여 일반적인 해양온도차발전의 운전조건에 적합한 사이클을 모사하였으며, 각 사이클에 선별한 작동유체를 적용하여 각각의 사이클 효율을 산출하였다.

2. 해양온도차발전용 사이클

해양온도차발전용 유기랭킨사이클은 종류에 따라서 사이클 구성방법 및 열역학적 특징이 다르므로[1], 각 사이클의 특징에 대해 파악할 필요가 있다. 본 연구에서는 단순 랭킨사이클, 개방형 재생 랭킨사이클, 통합형 재생 랭킨사이클, 칼리나 사이클을 선정하여 각 사이클의 열역학적 특징에 대해 파악하였다.

2.1 단순 랭킨사이클

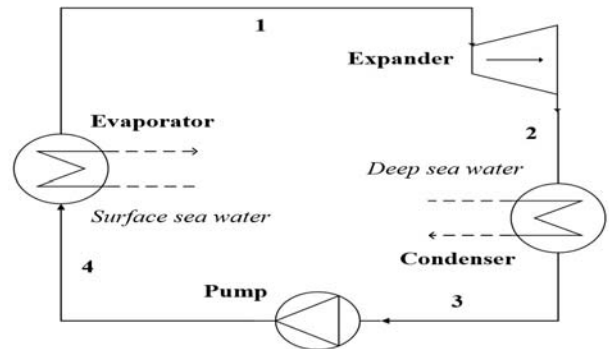


Figure 1: Schematic diagram of the simple Rankine cycle

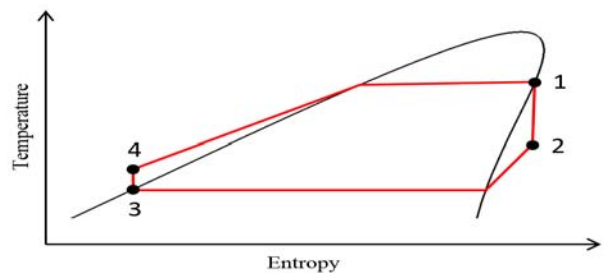


Figure 2: T-s diagram of the simple Rankine cycle

Figure 1과 2는 단순 랭킨사이클의 개략도와 T-s 선도를 나타내고 있다. 단순 랭킨사이클은 해양온도차발전용 사이클 중 가장 기본이 되는 사이클이며, 이상적인 경우 그 작동원리는 다음과 같다. 작동유체는 1번 지점과 같이 증기상태로 터빈에 유입된다. 유입된 증기는 이상적인 터빈의 경우 등엔트로피 팽창을 한다. 2번 지점의 팽창된 증기는 응축압력에서 심층수와 열교환하여 응축이 된다. 3번 지점의 응축액은 이상적인 펌프에 유입되는 경우 증발압력까지 등엔트로피적으로 압력이 상승된다. 증발기로 유입된 4번 지점의 작동유체는 표층수에 의해 가열되어 사이클이 터빈 입구 상태까지 완성된다[16][17].

2.2 개방형 재생 랭킨사이클

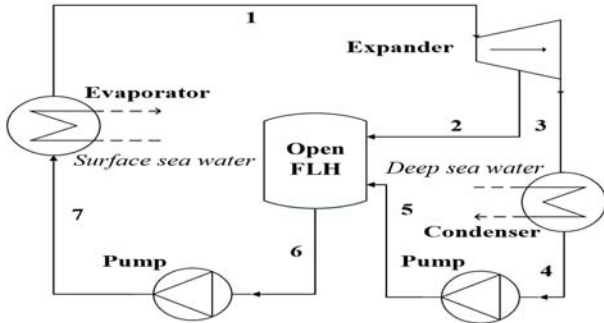


Figure 3: Schematic diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater

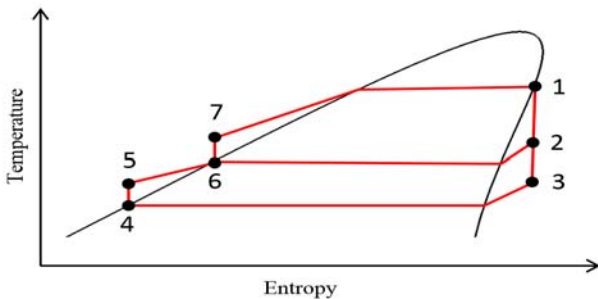


Figure 4: T-s diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater

Figure 3과 4는 개방형 재생사이클 개략도와 이상적인 T-s 선도를 나타내고 있다. 단순 랭킨사이클의 열효율 개선을 위하여 2번 지점과 같이 터빈 증기의 일부를 추출하고, 추출된 증기는 급수를 가열한다. 급수가 재생에 의해 가열되는 장치를 재생기 또는 급수가열기라 한다. 여기서, 증발기 및 응축기 출구측 상태가 주어졌을 경우 추출된 증기의 분율은 급수가열기로 유입되는 증기의 압력에 의해 결정된다[18]. 급수가열기를 통한 재생은 터빈 출구의 압력이 낮아 작동유체의 비체적이 과대해지는 문제를 제어하는데 도움을 주기도 한다. 이처럼 터빈으로부터 추출된 증기가 펌프에서 토출되는 급수와 혼합되는 재생기를 가진 사이클을 개방형 재생 랭킨사이클이라고 부르며[18], 개방형 재생 랭킨사이클을 이용하여 단순 랭킨사이클의 효율을 개선할 수 있다[1][16][19].

2.3 통합형 재생 랭킨사이클

Figure 5와 6은 통합형 재생 랭킨사이클의 개략도와 이상적인 T-s 선도를 나타내고 있다. 통합형 재생 랭킨사이클에서는 5번 지점의 응축액이 증발기로 유입되기 전에 2번 지점의 터빈 출구 측의 증기에 의해 6번 지점 상태까지 온도가 상승한다. 이러한 예열을 통해 사이클의 열효율 개선을 기대할 수 있다. 이와 같이 2번 지점의 증기와 5번 지점의 응축액이 열교환하는 재생기를 가진 사이클을 통합형 재생 랭킨사이클이라고 한다. 이 사이클은 재생기의 사용

을 위해서 터빈을 지난 2번 지점의 증기의 온도가 5번 지점의 응축액의 온도보다 더 높아야 한다. 또한 Tchanche *et al.* [1] 연구에 의하면 Figure 6에서 보이는바와 같이 터빈에 액이 존재하지 않는, 즉 과열증기영역인 안전영역에서 작동유체 팽창과정이 이루어질 수 있는 dry 혹은 isentropic fluid가 통합형 재생 랭킨사이클에 적합하다. 여기서 dry fluid, isentropic fluid 그리고 wet fluid는 각각 포화증기선의 기울기가 양수, 무한대 그리고 음수이다.

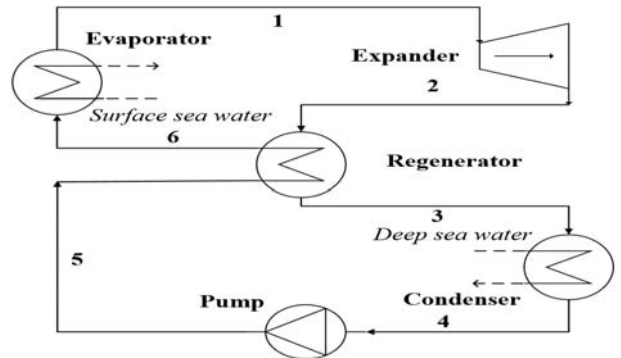


Figure 5: Schematic diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator

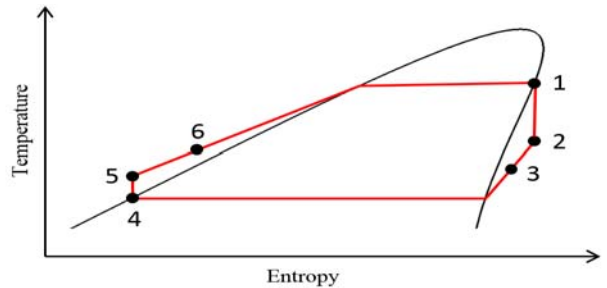


Figure 6: T-s diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator

2.4 칼리나 사이클

Figure 7은 칼리나 사이클의 개략도를 나타낸다. 단순 랭킨사이클에서 분리기, 재생기, 팽창밸브, 혼합기가 추가되었으며, 작동원리는 다음과 같다. 증발기에서 증발된 증기 혼합물은 분리기에 의해 6번 지점의 증기 상태와 7번 지점의 액체 상태로 상분리가 이루어진다. 증기는 터빈을 가동시킨 뒤 단열된 혼합기로 유입되고, 액체는 재생기에서 열교환을 한 후, 팽창밸브를 지나 단열된 혼합기에서 합쳐져 응축기에서 응축이 된다. 이때 칼리나 사이클은 랭킨사이클과 달리 NH₃/H₂O와 같은 혼합 작동유체를 사용한다는 특징이 있다. 이러한 혼합 작동유체는 증발기와 응축기에서 혼합비의 변화에 따라 증발온도는 상승시키고, 응축온도는 하강시킨다. 이러한 현상은 작동유체와 해수간의 열전달에 있어 비가역성을 줄인다[1][19][20]. Zhang *et al.* [21]의 연구에 의하면 칼리나 사이클은 기존의 유기랭킨사이클보다 열역학적 효율이 우수하며, 비가역성이 낮다.

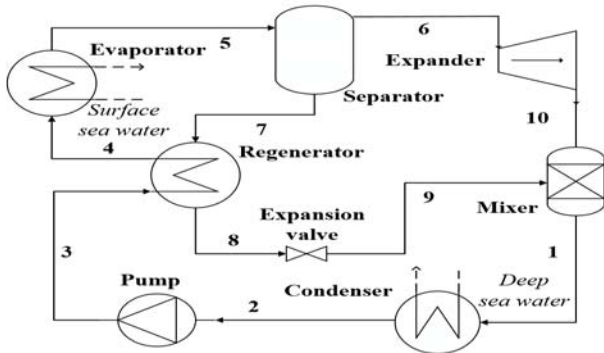


Figure 7: Schematic diagram of the Kalina cycle

3. 사이클 분석 조건

3.1 작동유체의 선정

작동유체는 유기랭킨사이클의 효율에 큰 영향을 미치는 요소이다. 본 연구에서는 NIST Refprop을 참조하여 39종의 작동유체 중 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 적합한 작동유체를 선정하였으며, 선정기준은 다음과 같다.

최근에 강화되고 있는 환경적 요구조건에 따라 오존층 붕괴 및 지구온난화 등의 환경문제를 유발하여 규제대상이 되고 있는 CFC 및 HCFC 계열의 작동유체를 제외하였다. 또한 증발온도와 응축온도를 각각 24°C와 10°C로 가정하고 증발온도에 의한 포화압력($P_{vap@24°C}$)이 임계압력을 초과 혹은 3 MPa 이상 과도한 압력이 형성되는 작동유체와 응축 온도에 의한 포화압력($P_{liq@10°C}$)이 대기압 이하인 작동유체는 연구대상에서 제외하였다. 여기서 대기잔류시간(ALT; Atmosphere Life Time)이 1000 years 이하이며, 지구온난화 지수(GWP; Global Warming Potential)가 3000 이하인 작동유체를 선별하였고, ASHRAE 안전등급에 따라 독성과 가연성이 낮은 A1, A2 그룹의 작동유체를 선별하였다. 여기서 ASHRAE 안전등급이 알려지지 않은 R236ea, RE245fa2, R161은 무독성, 무가연성 작동유체로 간주하였다. ASHRAE 안전등급에 대한 부연 설명은 Table 1과 같다. 또한 위의 선정기준에 따라 본 연구에 적용한 9종의 작동유체는 Table 2 및 Table 3과 같다.

Table 1: Safety classifications according to the ASHRAE safety group

Flammability in air (@ 60[°C] & 101.3 [kPa])	ASHRAE safety group	
	Lower toxicity (OEL* \geq 400[ppm])	Higher toxicity (OEL* $<$ 400[ppm])
Higher flammability	A3	B3
Lower flammability	A2	B2
Lower flammability (with a maximum burning velocity of \leq 10[cm/s])	A2L	B2L
No flame propagation	A1	B1

*OEL : Occupational Exposure Limit

Table 2: Information of the working fluids selected in this study (dry fluid and isentropic fluid)

Class	Dry fluid		Isentropic fluid	
	R236ea	RE245fa2	R134a	R1234yf
Substance	HFC	HFC	HFC	HFO
CAS no.	431-63-0	1885-48-9	811-97-2	754-12-1
$P_{vap@24°C}$ [MPa]	0.2	0.08	0.65	0.66
$P_{liq@10°C}$ [MPa]	0.12	0.04	0.41	0.44
ALT [years]	10.7	2.2	14	0.03
GWP	1370	286	1430	4
ODP	0	0	0	0
ASHRAE safety group	-	-	A1	A2L

*ODP : Ozone Depletion Potential

Table 3: Information of the working fluids selected in this study (wet fluid)

Class	Wet fluid				
	R32	R152a	R161	R407C	R410A
Substance	HFC	HFC	HFC	HFC	HFC
CAS no.	75-10-5	75-37-6	353-36-6	-	-
$P_{vap@24°C}$ [MPa]	1.64	0.58	0.9	0.99	1.61
$P_{liq@10°C}$ [MPa]	1.11	0.37	0.6	0.78	1.09
ALT[years]	4.9	1.4	0.3	15.66	16.95
GWP	675	124	12	1774	2088
ODP	0	0	0	0	0
ASHRAE safety group	A2L	A2	-	A1	A1

3.2 해석조건

3.2.1 기본조건

유기랭킨사이클의 설계에서 증발온도와 응축온도의 결정은 시스템 효율에 있어 매우 중요하다[2][22]. Yoon *et al.* [11]은 다양한 작동유체에 따른 해양온도차발전용 사이클의 성능분석에서 증발온도와 응축온도를 일정하게 유지하였으나, 이와 같은 분석방법을 이용할 경우 작동유체 및 사이클의 구성에 따라 PPTD는 변화한다. 다양한 작동유체 및 시스템의 구성에 따른 랭킨사이클의 열역학적인 분석에서 증발온도와 응축온도를 일정하게 유지하는 것은 바람직하지 않으며, 열원과 열침의 변화와 PPTD를 일정하게 유지하는 PPA 기법이 적합하다[12]-[15]. 본 연구에서는 Aydin *et al.* [15]의 연구에 따라 증발기와 응축기의 PPTD를 각각 2°C로 가정하였다. 또한 표층수와 심층수의 입구온도는 각각 28°C, 5°C로 가정하였으며, 각각 출구 측과의 온도차는 3°C로 가정하였다. 터빈으로 유입되는 작동유체의 건도는 Figure 2, 4, 6과 같이 포화증기상태에 해당하는 1이며, 응축기를 지난 작동유체의 건도는 포화액상태에 해당하는 0으로 가정하였다. 단, 칼리나 사이클의 경우 터빈으로 유입되는 작동유체의 상태는 분류기에서 상분리가 되는 증기이다. 증발기의 열전달량을 고정하기 위해 표층수 질량유량을 1000 kg/s로 가정하였다. 외부와의 열교환 및 열교환기

내에서의 압력강하는 무시하였으며, 상기를 정리하면 **Table 4**와 같다.

Table 4: Basic design parameters for the thermodynamic cycle

Parameters	Values
Surface seawater temperature [°C]	28
Deep seawater temperature [°C]	5
Seawater temperature difference [°C] (between inlet and outlet at the evaporator and condenser)	3
Evaporation pinch point temperature difference [°C]	2
Condensation pinch point temperature difference [°C]	2
Evaporator exit vapor quality	1
Condenser exit vapor quality	0
Surface seawater flow rate [kg/s]	1,000
Turbine adiabatic efficiency [%]	85
Pump adiabatic efficiency [%]	80

3.2.2 압력비

개방형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클과 달리 중간압력(P_{mid})이 존재하므로, 열역학적 사이클의 분석에서 압력비(f_p)를 선정할 필요가 있다[16][19]. 본 연구의 경우 PPTD에 따라 증발온도와 응축온도가 정해지며 증발기 출구와 응축기 출구의 작동유체 상태는 각각 포화증기 및 포화액으로 가정하였으므로 사이클의 고압(P_{high})과 저압(P_{low})이 결정된다. 중간압력(P_{mid})은 식 (1)과 같이 압력비로 정의할 수 있다.

$$P_{mid} = P_{low} + f_p(P_{high} - P_{low}) \quad (1)$$

3.2.3 유용도

재생기가 이상적 재생기에 접근하는 정도를 나타내는 개념이 유용도(ϵ_{reg})이다[19][23]. 통합형 재생 랭킨사이클과 칼리나 사이클의 해석조건으로 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 선정할 필요가 있고, **Figure 5**로부터 그 정의는 다음과 같다.

$$\epsilon_{reg} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_5} \quad (2)$$

3.2.4 Peng-Robinson 방정식

이상기체방정식의 대안으로 보다 엄밀한 다수의 실제기체 방정식이 제안되고 있으나[18], 본 연구에서는 Peng-Robinson 방정식을 사용하였다.

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m^2 + 2bV_m - b^2} \quad (3)$$

$$a = \frac{0.457235R^2T_c^2}{p_c} \quad (4)$$

$$b = \frac{0.077796RT_c}{p_c} \quad (5)$$

$$\alpha = (1 + \kappa(1 - T_r^{0.5}))^2 \quad (6)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (7)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (8)$$

여기서, 기체상수(R)와 임계점에서의 온도(T_c) 그리고 압력(p_c)을 이용하여 식 (4) ~ (5)에서 a 와 b 값을 계산할 수 있다. 식 (8)에서 절대온도(T)와 임계점에서의 온도(T_c)를 이용해 T_r 값을 구할 수 있으며, 식 (7)에서 무중심 입자(ω)를 이용해 κ 값을 구할 수 있다. 식(7) ~ (8)에서 구한 T_r 과 κ 를 이용해 식 (6)에서 α 값을 산출할 수 있다. 이렇게 구해진 값들을 기체 혹은 액체의 단위 몰부피(V_m)에 적용하게 되면 식 (3)과 같이 기체의 절대 압력(p)을 유도할 수 있다.

3.2.5 사이클 효율 계산

선정된 사이클에 대한 성능을 비교하기 위한 방법으로 식 (9)을 이용해 사이클 효율을 계산할 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{\sum W_{turb} - \sum W_{pump}}{Q_{evap}} \quad (9)$$

터빈의 출력일(W_{turb})에서 펌프의 입력일(W_{pump})을 제하여 사이클의 정미출력일을 계산하고, 이를 증발기의 입력열(Q_{evap})로 나누어 사이클 효율을 산출할 수 있다[18].

4. 결과 및 고찰

4.1 단순 랭킨사이클

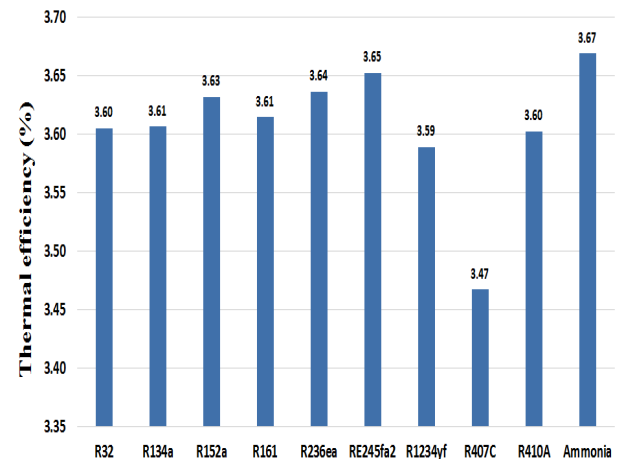


Figure 8: Thermal efficiency of the simple Rankine cycle

Figure 8은 전술한 바와 같이 본 연구에서 선정된 9종의 작동유체와 NH₃를 작동유체로 선정하여 단순 랭킨사이클에 대한 사이클 효율을 분석한 결과이다. 여기서 NH₃는 부식성과 독성을 가지나 해양온도차발전용 최적의 작동유체로서 알려져 있다[2]. 모든 작동유체를 비교하였을 경우 NH₃가 3.67%로 가장 높은 효율을 보였다. 그리고 본 연구에서 선별한 9종의 작동유체 중에서는 RE245fa2가 3.65%로 가장 높은 효율을 보였으며, R407C가 3.47%로 가장 낮은 효율을 보였다. 그러나 Kim *et al.* [16]의 연구결과와 마찬가지로 작동유체에 따른 단순 랭킨사이클 효율은 큰 차이가 없었다. 이는 선정된 작동유체의 열역학적 특성이 본 연구조건에 있어서 큰 차이가 없다는 것을 알 수 있었다.

4.2 개방형 재생 랭킨사이클

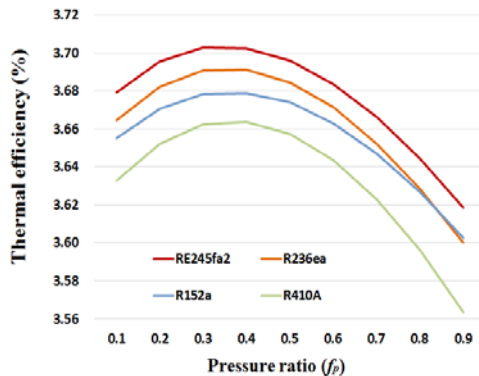


Figure 9: Thermal efficiency of the Rankine cycle with open feedliquid heater for various pressure ratio

개방형 재생 랭킨사이클의 경우 중간압력(P_{mid})이 존재하므로 작동유체별로 압력비(f_p)에 따른 개방형 재생 랭킨사이클의 효율 변화를 분석한 결과는 Figure 9와 같다. 본 연구에서 선별한 9종의 작동유체 중 RE245fa2, R236ea, R152a, R410A가 개방형 재생 랭킨사이클용 작동유체로서 높은 효율을 보이고 있다. Kim *et al.* [16], Shin *et al.* [19]의 연구결과와 마찬가지로 개방형 재생 랭킨사이클에서 압력비(f_p)가 0.3~0.4 인 경우 가장 효율이 높았으며 작동유체별로 압력비에 따른 효율변화는 비슷한 양상을 보이고 있다.

Figure 10은 단순 랭킨사이클과 개방형 재생 랭킨사이클의 사이클 효율을 비교한 그래프이며, Figure 11은 Figure 10에 따른 개방형 재생 랭킨사이클의 효율상승률을 나타낸다. 단순 랭킨사이클에서 가장 사이클 효율이 낮았던 R407C가 3.47%에서 3.55%로 효율이 2.3% 향상된 작동유체인 반면, R152a가 3.63%에서 3.68%로 효율이 1.3% 상승한 작동유체이다. 그러나 작동유체에 따른 효율향상의 폭은 큰 차이가 없었다. 모든 작동유체에서 개방형 재생 랭킨사이클의 효율이 단순 랭킨사이클의 효율을 상회하였다. 이러한 결과는 터빈에서 추기된 증기를 급수가열기에 유입시

켜 발생한 재생 효과임을 알 수 있다. Tchanche *et al.* [1]과 Cengel *et al.* [18]은 이러한 재생의 효율적 이점을 극대화하기 위하여 복수의 재생기 설치를 제안하기도 하였으나, 복수의 재생기 도입은 복잡한 사이클 구성의 구성으로 인한 설치의 문제와 비용적인 문제를 야기할 수 있으므로 경제성 평가가 필수적이다.

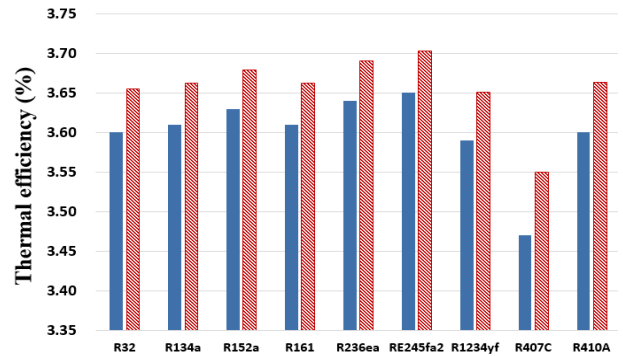


Figure 10: Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with open feedliquid heater

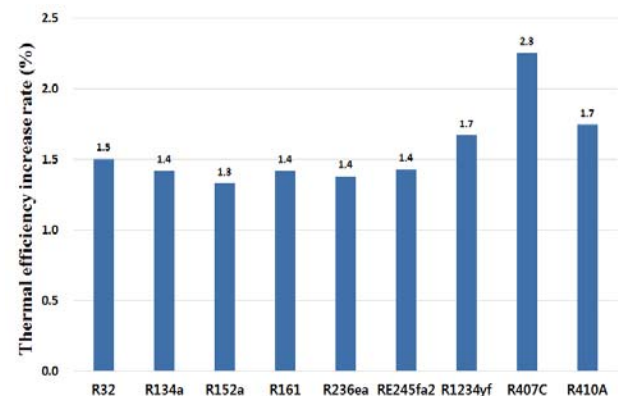


Figure 11: Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with open feedliquid heater

4.3 통합형 재생 랭킨사이클

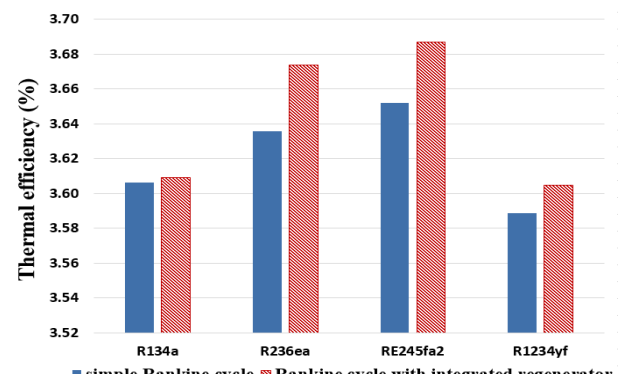


Figure 12: Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with integrated regenerator

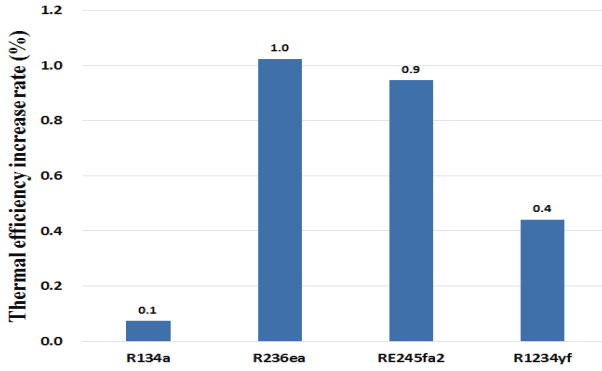


Figure 13: Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with integrated regenerator

본 연구에서는 Wang *et al.* [23]의 연구를 참조하여 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 0.9로 가정하였다. Figure 12는 통합형 재생 랭킨사이클에서 dry 및 isentropic fluid 4종의 효율과 단순 랭킨사이클의 효율을 비교한 결과이며, Figure 13은 Figure 12에 따른 통합형 재생 랭킨사이클의 효율상승률을 나타낸다. 여기서 dry fluid인 R236ea가 약 3.64%에서 약 3.67%로 1.0% 효율 향상을 보였으며, RE245fa2는 0.9% 효율 향상이 되었다. 한편 isentropic fluid인 R134a와 R1234yf의 경우 사이클 효율이 각각 0.1%, 0.4% 향상되었으나, dry fluid에 비해 효율상승률이 작았다. Figure 6를 참조하면 dry fluid는 터빈 입구 측에 과열도가 없어도 팽창과정 후에 높은 과열도를 가진다. 그러므로 팽창과정 후에 비교적 과열도가 낮은 isentropic fluid의 경우보다 더 큰 효율 향상을 기대할 수 있었다.

한편 wet fluid를 사용할 경우 재생기에서 temperature cross가 발생한다. Figure 5를 참조하면 temperature cross는 재생기를 지난 6번 지점의 작동유체 온도를 오히려 하강시켜 증발기 부하를 증가하게 하고, 3번 지점의 작동유체 온도를 상승하게 하여 제대로 된 사이클 성능을 산출할 수가 없다. 또한 wet fluid는 터빈 입구 측에 과열도가 없는 경우 작동유체의 팽창과정에서 터빈의 역적손상이 발생할 수 있다. 그러므로 Tchanche *et al.* [1]의 주장에 따라 wet fluid보다는 dry 및 isentropic fluid가 통합형 재생 랭킨사이클에 더 적합하다는 것을 알 수 있다.

4.4 칼리나 사이클

칼리나 사이클은 혼합 작동유체를 사용하는 사이클이다. 혼합 작동유체로써 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 는 칼리나 사이클의 기본 작동유체이다. 한편 Chen *et al.* [24]은 R22의 대체냉매로 비공비 혼합냉매인 R134a/R32를 제시하였고, Yoon *et al.* [11]은 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 R134a/R32, R152a/R32의 혼합 작동유체를 사용할 경우 큰 효율을 보인다는 결과를 발표하였다. 따라서 본 연구에서는 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, R134a/R32, R152a/R32 혼합 작동유체를 칼리나 사이클에 적용하여 사이클 효율에 대한 결과를 나타내었다. Yari *et al.* [20]의 연구를 참조하여 혼합 작동유체 조성

비와 터빈 입구 압력 변화에 따른 사이클 성능을 분석하였으며, Shin *et al.* [19]의 연구를 참조하여 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 0.9로 가정하였다.

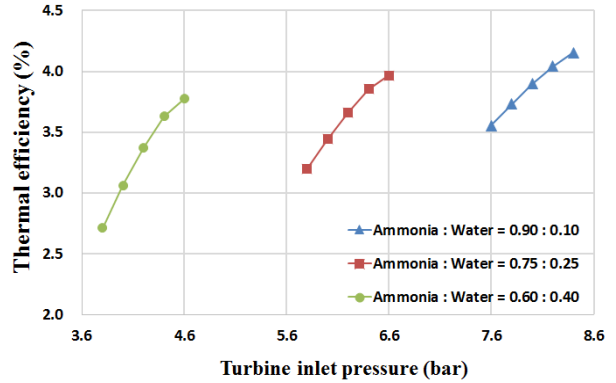


Figure 14: Thermal efficiency of the Kalina cycle ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

Figure 14는 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 에 대한 결과이다. NH_3 의 질량비가 0.9일 때 최대 사이클 효율이 4.15%이고, 0.75일 때 최대 사이클 효율이 3.96%이며, 0.6일 때 최대 사이클 효율이 3.77%이다. 이는 Kim *et al.* [16], Shin *et al.* [19]의 연구결과와 같이 NH_3 의 질량비가 커질수록 사이클 효율 범위도 상승된다는 것을 알 수 있다. 터빈 입구 압력 범위 또한 NH_3 의 질량비와 함께 비례하여 상승하였다. 이는 NH_3 가 상대적으로 비점은 낮고, 증기압은 큼에 따라 나타나는 현상이다.

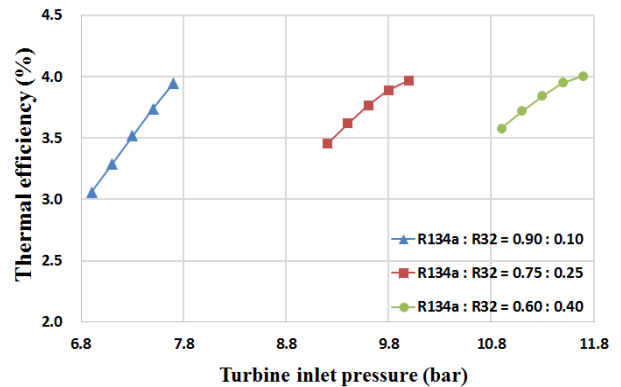


Figure 15: Thermal efficiency of the Kalina cycle (R134a/R32)

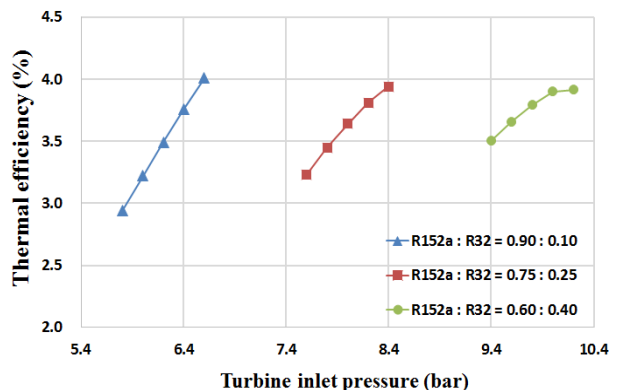


Figure 16: Thermal efficiency of the Kalina cycle (R152a/R32)

Figure 15와 16은 비공비 혼합냉매인 R134a/R32와 R152a/R32에 대한 결과이다. R134a/R32의 경우 R134a의 질량비가 0.9일 때 최대 사이클 효율이 3.95%이고, 0.75일 때 최대 사이클 효율이 3.97%이며, 0.6일 때 최대 사이클 효율이 4.01%이다. R152a/R32의 경우 R152a의 질량비가 0.9일 때 최대 사이클 효율이 4.01%이고, 0.75일 때 최대 사이클 효율이 3.94%이며, 0.6일 때 최대 사이클 효율이 3.91%를 나타내었다. 이는 조성비에 따라 사이클 효율 변화가 컸던 NH₃/H₂O와 달리 R134a/R32와 R152a/R32의 경우 조성비에 따른 사이클 효율이 비교적 대동소이한 경향을 보였다. 이러한 현상의 원인은 고정된 PPTD가 R134a/R32와 R152a/R32 최대 사이클 효율에 영향을 주기 때문이다. 상기의 혼합 작동유체의 경우는 R134a와 R152a의 질량비가 낮아질수록 터빈 입구 압력 범위가 상승됨을 알 수 있었다. 이는 R32가 상대적으로 비점은 낮고, 증기압은 큼에 따라 나타나는 현상이다.

Figure 17은 단순 랭킨사이클과 비교한 칼리나 사이클의 효율상승률을 나타낸다. Kim *et al.* [16], Shin *et al.* [19]의 연구에 의하면 NH₃/H₂O를 사용한 칼리나 사이클만이 단순 랭킨사이클에 비해 큰 효율향상을 주장하고 있다. 본 연구에서는 단순 랭킨사이클에서 NH₃의 효율이 3.67%를 나타내는 반면 칼리나 사이클에서 NH₃/H₂O는 4.15%로 효율이 약 11.6% 크게 상승하였다. 한편 단순 랭킨사이클에서 R134a, R152a, R32는 각각 3.61%, 3.63%, 3.60% 효율을 보였으며 칼리나 사이클에서 R134a/R32, R152a/R32는 약 4.01%로 효율이 약 10.0% 크게 향상되었다. 따라서 비공비 혼합냉매인 R134a/R32, R152a/R32 또한 칼리나 사이클에서 유용한 작동유체임을 알 수 있다.

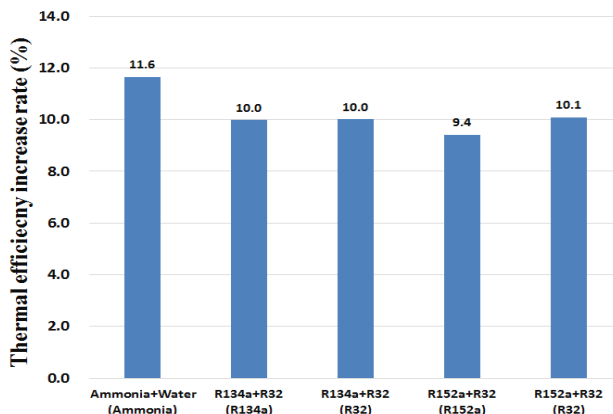


Figure 17: Thermal efficiency enhancement rates of the Kalina cycle

5. 결 론

단순 랭킨사이클의 경우 본 연구에서 선별한 9종의 작동유체 중 RE245fa2가 가장 높은 사이클 효율을 보였으나, 작동유체별 사이클 효율은 큰 차이가 없었다. 따라서 작동유체 선정에 있어 사이클 효율뿐만 아니라 ALT, GWP, ODP와 같은 환경적인 요소와 ASHRAE 안전 등급에 따른 안전

성 그리고 작동유체의 경제성에 대해 고려하는 것이 중요하다는 것을 알 수 있다.

개방형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클에 비해 약 2.0%의 효율을 향상시킬 수 있었으며, 가장 이상적인 압력비는 0.3~0.4 이었다. 통합형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클에 비해 약 1.0%의 효율을 향상시킬 수 있었으며, dry fluid가 isentropic보다 작동유체로 적합하다.

칼리나 사이클의 경우 본 연구의 범위에서는 NH₃/H₂O 조성비가 0.90:0.10일 때 가장 사이클 효율이 높았다. 한편 단순 랭킨사이클과 비교해 볼 때 약 10% 효율향상을 기대할 수 있었다. 그러나 칼리나 사이클은 구성이 매우 복잡하며 혼합 작동유체의 반응성 등을 고려하여야 하므로 경제성 평가 및 보다 엄밀한 이론적 근거의 확보가 필요할 것으로 사료된다.

칼리나 사이클을 제외한다면 개방형 재생 랭킨사이클이 가장 효율적인 사이클이며 이 사이클의 경우 급수가열기의 추가 설치 및 다른 방식의 재생기법을 결합하여 보다 큰 사이클 효율을 기대할 수 있을 것으로 보인다.

후 기

본 논문은 2013년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP, "OTEC 발전용 신개념 저온작동유체 및 반경류터빈의 기술개발", No. 20133030000110)의 일부 지원으로 이루어진 성과이며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- [1] B. F. Tchanche, M. Pettrissans, and G. Papadakis, "Heat resources and organic Rankine cycle machines," *Journal of the Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 1185-1199, 2014.
- [2] M. H. Yang and R. H. Yeh, "Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle," *Journal of the Renewable Energy*, vol. 68, pp. 25-34, 2014.
- [3] L. A. Vega, "Ocean thermal energy conversion primer," *Journal of the Marine Technology Society*, vol. 6, no. 4, pp. 25-35, 2003.
- [4] H. J. Kim, H. S. Lee, Y. K. Jung, D. H. Jung, D. S. Moon, and S. W. Hong, "Feasibility study on the commercial plant of ocean thermal energy conversion (OTEC-K50)," *Proceedings of the Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference*, pp. 763-768, 2012.
- [5] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications," *Journal of the Renewable and*

- Sustainable Energy Reviews, vol. 15, no. 8, pp. 3963-3979, 2011.
- [6] H. Uehara and Y. Ikegami, "Parametric performance analysis of OTEC system using HFC32/HFC134a mixtures," *Journal of the ASME Solar Engineering*, vol. 2, pp. 1005-1010, 1995.
- [7] N. Yamada, A. Hoshi, and Y. Ikegami, "Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant," *Journal of the Renewable Energy*, vol. 34, no. 7, pp. 1752-1758, 2009.
- [8] V. Maizza and A. Maizza, "Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems," *Journal of the Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 7, pp. 570-590, 1996.
- [9] T. Yamamo, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, "Design and testing of the organic Rankine cycle," *Journal of the Energy*, vol. 26, no. 3, pp. 239-251, 2001.
- [10] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, and A. Frangoudakis, "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle," *Journal of the Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 11-12, pp. 2468-2476, 2009.
- [11] J. I. Yoon, B. H. Ye, J. H. Heo, H. J. Kim, H. S. Lee, and C. H. Son, "Performance analysis of 20 kW OTEC power cycle using various working fluids," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 37, no. 8, pp. 836-842, 2013 (in Korean).
- [12] D. Wang, X. Ling, and H. Peng, "Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery," *Journal of the Applied Thermal Engineering*, vol. 48, pp. 63-71, 2012.
- [13] C. Guo, X. Du, L. Yang, and Y. Yang, "Performance analysis of organic Rankine cycle based on location of heat transfer pinch point in evaporator," *Journal of the Applied Thermal Engineering*, vol. 62, no. 1, pp. 176-186, 2014.
- [14] Y. R. Li, J. N. Wang, and M. T. Du, "Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle," *Journal of the Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 503-509, 2012.
- [15] H. Aydin, H. S. Lee, H. J. Kim, S. K. Shin, and K. Park, "Off-design performance analysis of a closed-cycle ocean thermal energy conversion system with solar thermal preheating and superheating," *Journal of the Renewable Energy*, vol. 72, pp. 154-163, 2014.
- [16] N. J. Kim, S. H. Shin, and W. G. Chun, "A study on the thermodynamic cycle of OTEC system," *Journal of the Korean Solar Energy Society*, vol. 26, no. 2, pp. 9-18, 2006 (in Korean).
- [17] H. S. Lee, H. J. Kim, D. H. Jung, and D. S. Moon, "A study on the improvement for cycle efficiency of closed-type OTEC," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 35, no. 1, pp. 46-52, 2011 (in Korean).
- [18] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics*, McGrawHill, 2011.
- [19] S. H. Shin, D. S. Jung, C. B. Kim, and T. B. Seo, "A study of ocean thermal energy conversion systems using Kalina cycle and regenerative Rankine cycle," *Journal of the Korean Solar Energy Society*, vol. 19, no. 3, pp. 101-113, 1999 (in Korean).
- [20] M. Yari, A. Mehr, V. Zare, S. Mahmoudi, and M. Rosen, "Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC(organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source," *Journal of the Energy*, vol. 83, pp. 712-722, 2015.
- [21] X. Zhang, M. He, and Y. Zhang, "A review of research on the Kalina cycle," *Journal of the Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 7, pp. 5309-5318, 2012.
- [22] F. Sun, Y. Ikegami, B. Jia, and H. Arima, "Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion," *Journal of the Applied Ocean Research*, vol. 35, pp. 38-46, 2012.
- [23] E. Wang, H. Zhang, B. Fan, M. Ouyang, Y. Zhao, and Q. Mu, "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle(ORC) for engine waste heat recovery," *Journal of the Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3406-3418, 2011.
- [24] J. Chen and J. Yu, "Performance of a new refrigeration cycle using refrigerant mixture R32/R134a for residential air-conditioner applications," *Journal of the Energy and Buildings*, vol. 40, no. 11, pp. 2022-2027, 2008.