creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학박사 학위논문

PID 및 시퀀스를 활용한 해수온도차발전 실증플랜트의 자동제어 시스템 구축 연구

Development study of Automatic Control System for Demonstration Plant of OTEC(Ocean Thermal Energy Conversion) Using PID and Sequence Controller

지도교수 오 철

2020년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

임 승 택

본 논문을 임승택의 **공학박사** 학위논문으로 인준함.

위원장 : 이 영 호 (인)

위 원 : 윤 정 인 (인)

위 원 : 김 명 환 (인)

위 원 : 정 형 호 (인)

위 원 : 오 철 (인)

2019년 12월 23일

한국해양대학교 대학원

Collection @ kmou

목 차

List of Tables ····· iv
List of Figures ····· vi
Abstract ····· x iii

제 1 장 서 론 ····· 1
1.1 연구배경 ····· 1
1.2 종래의 연구 ····· 11

제 2 장 해수온도차 발전 이론 및 성능 개선 현황 ····· 19
2.1 해수온도차발전(OTEC)의 원리 ····· 19
2.1.1 개방형 해수온도차발전(OC-OTEC) ····· 19
2.1.2 패쇄형 해수온도차발전(CC-OTEC) ····· 22
2.2 해수온도차발전(OTEC)의 성능 개선 연구 ····· 24
2.2.1 해수온도차발전 성능 개선 원리 ····· 26
2.2.2 성능 개선형 해수온도차발전의 적용 ····· 32

제 3 장 해수온도차발전 시스템 모델링 및 성능 해석 ····· 35
3.1 작동유체의 종류 및 선정 ····· 35
3.1.1 해수온도차발전 적용 작동유체 ····· 35
3.1.2 최적 작동유체 선정 ····· 39
3.2 열원 특성 및 적용 ····· 41
3.2.1 해수열원 특성 분석 ····· 41
3.2.2 해수 및 미활용 열원 잠재량 분석 ····· 46
3.3 해수온도차발전 시스템 해석 조건 ····· 50
3.3.1 시스템 해석 적용 상태방정식 ····· 50
3.3.2 각 시스템 구성요소 상태방정식 ····· 52

Collection @ kmou

3.4 해수온도차발전 시스템 설계 ····· 58
3.4.1 20kW급 해수온도차발전 정적 시뮬레이션 ····· 58
3.4.2 1000kW급 해수온도차발전 정적 시뮬레이션 ····· 60
3.5 소결론 ····· 63

제 4 장 해수온도차발전 설계 및 성능평가 ····· 64
4.1 20㎾급 온도차발전설비의 실험기반 구축 ····· 64
4.1.1 폐쇄형 해수온도차발전 실험장비 구축 ····· 64
4.1.2 폐쇄형 해수온도차벌전 터빈 구축 ····· 67
4.1.3 폐쇄형 해수온도차벌전 모니터링 구축 ····· 68
4.2 20kW 해수온도차발전 시뮬레이션 및 실험 비교 ····· 70
4.2.1 폐쇄형 해수온도차발전 실험 조건 ····· 70
4.2.2 폐쇄형 해수온도차발전 실험 결과 비교 ····· 71
4.3 소결론 ····· 75

제 5 장 MW급 해수온도차발전 최적 제어 구축 ····· 76
5.1 폐쇄형 해수온도차발전 동적 시뮬레이션 ····· 76
5.1.1 동적 사이클 설계 이론 ····· 77
5.1.2 해수온도변화 따른 MW급 해수온도차발전 동적 설계 ··· 78
5.1.3 해수온도변화 따른 MW급 해수온도차발전 성능변화 ····· 80
5.1.4 해수유량변화 따른 MW급 해수온도차발전 성능변화 ····· 90
5.2 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어 ····· 100
5.2.1 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어 구축 ····· 101
5.2.2 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어 성능변화 시뮬레이션 123
5.3 폐쇄형 해수온도차발전 시퀀스 제어 ····· 133
5.3.1 MW급 해수온도차발전 시퀀스 제어 구축 ····· 133
5.3.2 MW급 해수온도차발전 기동 시퀀스 제어 ····· 138
5.3.3 MW급 해수온도차발전 정지 시퀀스 제어 ····· 141
5.4 소결론 ····· 147

Collection @ kmou

제 6 장 해수온도차발전 경제성 분석 ····· 149
6.1 MW급 온도차발전 사이클의 경제성 분석 ····· 149
6.1.1 경제성 분석 원리 ····· 149
6.1.2 경제성 분석 기본가정 ····· 150
6.1.3 경제성 분석 절차 ····· 151
6.2 해수온도차발전 적용지에 따른 경제성 분석 ····· 154
6.2.1 해수온도차발전 적지 분석 ····· 154
6.2.2 해수온도차발전 적용지의 발전 성능특성 ····· 162
6.2.3 해수온도차발전의 경제성 분석 결과 ····· 165
6.3 소결론 ····· 174

제 7 장 결 론 ····· 176

참고문헌 ····· 180

감사의 글 ····· 186

Collection @ kmou

List of Tables

Table 3.1 Working fluids 1 ····· 37
Table 3.2 Working fluids 2 ····· 37
Table 3.3 Distribution of domestic seawater temperature difference ····· 48
Table 3.4 Domestic seawater and unused heat source type and amount ····· 49
Table 3.5 Simulated condition according to east sea situation ····· 59
Table 3.6 Operating range according to surface water temperature (Cold water temperature : 5℃) ····· 60
Table 3.7 Simulated condition according to Kiribati sea situation ····· 61
Table 3.8 Operating range according to surface water temperature (Cold water temperature : 5.5℃) ····· 62
Table 4.1 Major equipment and specifications of 20kW OTEC system ··· 67
Table 4.2 Maximum output value of 20kW OTEC plant ····· 70
Table 5.1 Parameter of dynamic cycle of OTEC ····· 78
Table 5.2 Specifications for CC-OTEC cycle ····· 107
Table 5.3 Material streams in OTEC simulation 1 ····· 108
Table 5.4 Material streams in OTEC simulation 2 ····· 108
Table 5.5 Energy streams in OTEC simulation ····· 109
Table 5.6 Pump & Turbine dynamic specification in OTEC simulation · 109
Table 5.7 Heat exchanger dynamic specification in OTEC simulation ··· 110
Table 5.8 Tank & Separator specification in OTEC simulation ····· 110
Table 5.9 Bypass valve size results in OTEC simulation ····· 110
Table 5.10 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 5.5℃) ····· 113
Table 5.11 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 6.5℃) ····· 114

Collection @ kmou

Table 5.12 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 7.5℃) ····· 115
Table 5.13 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 8.5℃) ····· 116
Table 5.14 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 9.5℃) ····· 117
Table 5.15 Parameter of dynamic cycle of OTEC ····· 122
Table 5.16 Emergency stop of 20kW OTEC plant ····· 135
Table 5.17 Initial investment cost for CC-OTEC system ····· 147
Table 6.1 Expected country to apply ····· 155
Table 6.2 Initial investment cost for CC-OTEC system ····· 158
Table 6.3 Initial investment cost for CC-OTEC system with 15% Cost reduction ····· 158
Table 6.4 Parameters of CC-OTEC ····· 161
Table 6.5 Internal rate of return and net present value of 10MW CC-OTEC ····· 169
Table 6.6 Internal rate of return and net present value of 10MW CC-OTEC including 15% cost reduction ····· 170
Table 6.7 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC ····· 172
Table 6.8 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC including 15% cost reduction ····· 173
Table 6.9 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC in kiribati ····· 175

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 1.1 Line representation between two points ····· 2
Fig. 1.2 Estimated carbon dioxide reduction ····· 2
Fig. 1.3 Germany's nuclear power reduction and renewable energy use road-map ····· 4
Fig. 1.4 Total world energy consumption by source (2013) ····· 4
Fig. 1.5 Energy ratio by waste heat temperature ····· 5
Fig. 1.6 OTEC developments in the world(1 : USA, 2 : Japan, 3 : Nederland, 4 : Japan(saga univ'), 5 : France, 6 : Korea) ····· 8
Fig. 1.7 World OTEC developing map ····· 10
Fig. 1.8 Schematic of SH-OTEC ····· 14
Fig. 1.9 Schematic of ORC with the regenerator[25] ····· 14
Fig. 1.10 Ship's ORC system with seawater cooling ····· 16
Fig. 1.11 Block diagram of warm and cold seawater flow rate regulation 18
Fig. 2.1 schematics of 1st stage open cycle OTEC ····· 21
Fig. 2.2 Schematics of 2nd stage open cycle OTEC ····· 22
Fig. 2.3 schematics of closed cycle OTEC ····· 23
Fig. 2.4 Experimental equipment of OTEC using Kalina cycle (Bluerise) ····· 25
Fig. 2.5 4.5kW experimental equipment of OTEC using Uehara cycle (Saga Univ) ····· 25
Fig. 2.6 3D graphic and picture of 200kW HOTEC plant using 80℃ heat source (KRISO) ····· 26
Fig. 2.7 Schematic of Novel OTEC cycle{(a) using heat collector, (b) using reheater, (c) using generator} ····· 28
Fig. 2.8 Schematic of Two-phase ejector OTEC cycle[45] ····· 31
Fig. 2.9 P-h diagram of the EP-OTEC cycle[45] ····· 31

Collection @ kmou

Fig. 2.10 3D design of 1MW OTEC plant in Kiribati (KRISO) ····· 33
Fig. 2.11 3D design of advanced future OTEC plant (KRISO) ····· 34
Fig. 3.1 GWP characteristics according to pressure and capacity of working fluid ····· 38
Fig. 3.2 Comparison of required power and pure power of 1,043kW OTEC by refrigerant ····· 40
Fig. 3.3 System efficiency by refrigerant of 1,043kW seawater temperature differential power generation ····· 40
Fig. 3.4 Distribution of sea temperature at 10m Depth in February(left) and August(right) in domestic (출처: 해양자료센터) ····· 42
Fig. 3.5 Distribution of world surface sea temperature (source : www.seatemperature.org) ····· 43
Fig. 3.6 East sea temperature by depth ····· 45
Fig. 3.7 Temperature and velocity change with seawater depth in Kiribati ····· 45
Fig. 3.8 Illustration of standard OTEC process when η=0.5 and Qww=10 m^3/s; work ratio is 1.0 (feed pump power negligible) ····· 47
Fig. 3.9 Annual OTEC net power density if no change of the ocean's thermal structure occurred when Wcw = 60m year-1. (source : Ocean Thermal Energy Conversion) ····· 47
Fig. 4.1 20kW OTEC plant 3D mdel ····· 65
Fig. 4.2 20kW OTEC plant blueprint ····· 65
Fig. 4.3 20kW OTEC plant in Go-seung(KRISO) ····· 66
Fig. 4.4 20kW OTEC actual Turbine and blueprint in Go-seung(KRISO) 68
Fig. 4.5 Monitoring system of 20kW OTEC plant ····· 69
Fig. 4.6 Automatic control in monitoring system of 20kW OTEC plant ·· 69
Fig. 4.7 Flow rate and evaporation pressure change through 20kW OTEC experiment ····· 72

Collection @ kmou

Fig. 4.8 Changes in output and turbine outlet temperatures through OTEC 72
Fig. 4.9 Evaporation temperature, evaporation pressure, and output change according to seawater temperature through 20kW OTEC simulation 74
Fig. 4.10 Evaporation temperature, evaporation pressure, and output change according to seawater temperature through 20kW OTEC plant 74
Fig. 5.1 Seawater temperature difference dynamic simulation program ·· 76
Fig. 5.2 1MW OTEC dynamic cycle with automatic controller 79
Fig. 5.3 Performance characteristics of the turbine generator without liquid inflow according to the surface seawater temperature changes 80
Fig. 5.4 Performance characteristics of turbine generator with the 1.0 m^3 separator according to the surface seawater temperature changes 81
Fig. 5.5 Pressure change of the turbine in & out according to the Surface seawater temperature changes 82
Fig. 5.6 Performance characteristics of the 1.0 m^3 separator according to the surface seawater temperature changes 82
Fig. 5.7 Performance characteristics of the evaporator 84
Fig. 5.8 Performance characteristics of the condenser 84
Fig. 5.9 Characteristics of the energy conversion of 1MW OTEC system 85
Fig. 5.10 Performance characteristics of the turbine generator according to the deep seawater temperature changes 87
Fig. 5.11 Pressure change of the turbine in & out according to the deep seawater temperature changes 87
Fig. 5.12 Performance characteristics of the evaporator2 88
Fig. 5.13 Performance characteristics of the condenser2 89
Fig. 5.14 Characteristics of the energy conversion of 1MW OTEC system

Collection @ kmou

according to the deep seawater temperature changes ····· 90
Fig. 5.15 Performance characteristics of evaporator according to surface water flow rate ····· 91
Fig. 5.16 Performance characteristics of condenser according to surface water flow rate ····· 92
Fig. 5.17 Performance characteristics of turbine according to surface water flow rate ····· 93
Fig. 5.18 Performance characteristics of energy in OTEC according to surface water flow rate ····· 93
Fig. 5.19 Performance characteristics of evaporator according to deep water flow rate ····· 94
Fig. 5.20 Performance characteristics of condenser according to deep water flow rate ····· 95
Fig. 5.21 Performance characteristics of turbine according to deep water flow rate ····· 96
Fig. 5.22 Performance characteristics of energy in OTEC according to deep water flow rate ····· 96
Fig. 5.23 Performance characteristics of evaporator according to refrigerant flow rate ····· 97
Fig. 5.24 Performance characteristics of condenser according to Refrigerant flow rate ····· 98
Fig. 5.25 Performance characteristics of turbine according to refrigerant flow rate ····· 99
Fig. 5.26 Performance characteristics of energy in OTEC according to refrigerant flow rate ····· 99
Fig. 5.27 Figures of actual turbine and working fluid pump ····· 103
Fig. 5.28 Characteristics of power and head variation with flow rate and efficiency of applied turbine and working fluid pump (Up : 3,000RPM

Collection @ kmou

Turbine, Down : 345RPM refrigerant Pump) ····· 104
Fig. 5.29 Characteristics of power and head variation with flow rate and efficiency of applied turbine and working fluid pump (Up : 690RPM refrigerant Pump, Down : 1,150RPM refrigerant Pump) ····· 105
Fig. 5.30 Flow chart of dynamic OTEC controller ····· 112
Fig. 5.31 Implementation of PID-A equation ····· 119
Fig. 5.32 Performance change by control selection ····· 120
Fig. 5.33 RPM accuracy comparison with integral and difference Values ····· 121
Fig. 5.34 Comparison of reaction rates with changes in integral and difference ····· 121
Fig. 5.35 Dynamic changes of OTEC without controller in Inlet and Outlet temperatures and heat capacity of the evaporator with seawater temperature differences ····· 124
Fig. 5.36 Dynamic changes of OTEC without controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of condenser with seawater temperature difference ····· 124
Fig. 5.37 Dynamic changes of OTEC without controller of power and efficiency of refrigerant pump with seawater temperature difference ····· 125
Fig. 5.38 Dynamic changes of OTEC without controller in turbine output and efficiency with seawater temperature differences ····· 125
Fig. 5.39 Dynamic changes of OTEC without controller in refrigerant pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference ····· 127
Fig. 5.40 Dynamic changes of OTEC without controller in pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference ····· 127
Fig. 5.41 Dynamic changes of OTEC with controller in inlet and outlet

Collection @ kmou

temperatures and heat capacity of the evaporator with seawater temperature differences ····· 129
Fig. 5.42 Dynamic changes of OTEC with controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of condenser with seawater temperature difference ····· 129
Fig. 5.43 Dynamic changes of OTEC with controller of power and efficiency of refrigerant pump with seawater temperature difference ····· 130
Fig. 5.44 Dynamic changes of OTEC with controller in turbine output and efficiency with seawater temperature differences ····· 130
Fig. 5.45 Dynamic changes of OTEC with controller in refrigerant pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference ····· 132
Fig. 5.46 Dynamic changes of OTEC with controller in pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference ····· 132
Fig. 5.47 Start sequence for 20kW OTEC plant ····· 133
Fig. 5.48 Normal stop sequence for 20kW OTEC plant ····· 135
Fig. 5.49 Emergency stop sequence for 20kW OTEC plant ····· 135
Fig. 5.50 Start sequence list designed with HYSYS ····· 137
Fig. 5.51 Stop sequence list designed with HYSYS ····· 137
Fig. 5.52 Performance change according to start sequence control of 1MW OTEC ····· 139
Fig. 5.53 Performance change according to start sequence Control of 1MW OTEC2 ····· 140
Fig. 5.54 Performance change according to normal stop sequence control of 1MW OTEC ····· 142
Fig. 5.55 Performance change according to normal stop sequence control of 1MW OTEC2 ····· 143

Collection @ kmou

Fig. 5.56 Performance change according to emergency stop sequence control of 1MW OTEC ····· 145
Fig. 5.57 Performance change according to emergency stop sequence control of 1MW OTEC2 ····· 146
Fig. 6.1 Economic feasibility analysis procedure ····· 152
Fig. 6.2 General economic feasibility procedure ····· 153
Fig. 6.3 Annual seawater temperature changes in Kiribati ····· 155
Fig. 6.4 Capital Cost for Single Stage OTEC Plants (1992)[63] ····· 157
Fig. 6.5 Initial investment cost for CC-OTEC system in normal and with 15% cost reduction ····· 159
Fig. 6.6 Gross power for OTEC in application areas ····· 162
Fig. 6.7 Power consumptions for CC-OTEC ····· 163
Fig. 6.8 Net power for OTEC in application areas ····· 164
Fig. 6.9 Total selling cost for CC-OTEC in application areas ····· 166
Fig. 6.10 Net power and turbine efficiency for OTEC according to surface seawater temperature change ····· 168
Fig. 6.11 Selling cost for OTEC in Kiribati according to surface seawater temperature change ····· 168

Collection @ kmou

Development study of Automatic Control System for Demonstration Plant of OTEC(Ocean Thermal Energy Conversion) Using PID and Sequence Controller

Lim, Seung Taek

Division of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

Through this study, we design closed cycles for the demonstration and commercialization of OTEC using seawater temperature difference, and design the scale of OTEC using PID and sequence for autonomous and unmanned distribution of plants. The performance characteristics were analyzed.

Selection of working fluid for designing the basic cycle, analysis of heat source, and evaluation of temperature difference potential were carried out, and the control range for automation of the working fluid pump RPM control was selected through the operating characteristic fertilizer of the 20kW pilot plant.

R32, an environmentally friendly and low-risk refrigerant, was designed through the selection of the optimum working fluid, and the seawater heat source of the final selected site(Kiribati) was applied at an average of 30 ℃ per year, and the heat sink was also applied at

Collection @ kmou

5 ℃.

Through static simulation of MW-grade seawater temperature differential power generation, the heat source temperature was reduced and the decrease amount according to the temperature change of evaporator pressure and turbine output was 45 kPa/℃ and 101.7 kW/℃, respectively. And 84.3 kW/℃ change were predicted.

In addition, PID control and sequence control algorithms and control elements were selected to build a closed seawater temperature differential control system for practical use of seawater temperature differential generation. By applying the selected control values, we implemented dynamic simulation of seawater temperature differential power generation, reviewed the accuracy of control and system stability, and confirmed the start and stop operation characteristics according to the sequence change.

At this time, the power reduction of the maximum 997.6kW occurred in the turbine according to the temperature change of the surface seawater, and it was confirmed that the power reduction rate increased at the point of dryness below 1(at 28.0 ℃).

In order to construct a control system by optimally applying the proportional value, integral value, and derivative value, the RPM control accuracy of the refrigerant pump and the reaction rate value were compared. Integral value 0.09min and derivative, which are control values with a low RPM accuracy of 2.45, were compared. The value 0.06min is 39S which is below average in terms of control responsiveness. Applying the integrated value 0.06min showing the responsiveness below average and the derivative value 0.08min applying the control system of OTEC with 33℃ reaction speed and accuracy of 2.73RPM The system safety was derived through.

The start of the OTEC shows a rapid increase in flow rate up to 110 kg/s, the maximum RPM flow rate of the pump at 600RPM as the initial refrigerant pump is started, and then decreases to the full flow rate

Collection @ kmou

after the valve at the turbine inlet is 100% open.

The shutdown process is stopped by a 30% reduction in flow rate and 50% output at the 10% point where the bypass valve is first opened, with the turbine inlet closure and the full opening of the bypass valve at 25% of the rated output.

Finally, the performance characteristics and economic feasibility of each region were compared for the commercialization of seawater temperature differential power generation.

Regional electricity sales generated approximately 8,487 thousand dollar in Kiribati, which had a high power cost of 0.327 $/kWh, and approximately 1,278 thousand dollar in lakes, generating 0.29 $/kWh.

With the supply of 50MW commercial plants, Australia and Kiribati have high net present values of $ 108,000 and $ 580,000, respectively, and their internal returns are more than 8.5% and 19.6%, respectively.

In this paper, we designed static and dynamic cycles for the construction of unmanned facilities and control system facilities of OTEC plants. In the future, a guideline for establishing a control system for a seawater thermal power plant was presented. In addition, it is expected to be used as basic data for the dissemination through economic analysis.

KEY WORDS: Ocean Thermal Energy Convesion 해수온도차발전; Working Fluid Pump 작동유체 펌프; Proportional-Integral-Differential controller 비례-적분-미분 제어기; Sequence controller 시퀀스 제어기; Dynamic Simulation 동적설계.

Collection @ kmou

제 1 장 서 론

1. 1 연구배경

BP(British Petroleum) Energy Outlook 2030 에 따르면 2030년까지 세계 인구는 83억 명에 도달할 것으로 예상하고 있으며, 앞으로 13억 명이 사용할 에너지가 필요할 것으로 예상하고 있다. 또한 세계 경제수입은 2011년에 비교하여 2030년에 약 2배의 경제성장을 보일 것으로 예상하고 있어 Fig. 1.1의 그림과 같이 에너지 소비량 증가를 예상하고 있다. BP 통계에 의하면 세계 원유 확인 매장량은 2007년 말 기준으로 1조 2,379억 배럴로 추정되었다. 이는 현재와 같은 생산 수준으로 약 42년을 캐낼 수 있는 양이며, 석유확보 경쟁은 피할 수 없는 현실임을 시사한다[1].

반면 지속되는 환경 파괴와 자원고갈을 원인으로 최근 미국, 일본, 영국, 프랑스, 독일, 이탈리아 및 캐나다의 7개 선진국을 중심으로 2100년까지 화석연료 사용을 단계적으로 중단한다는 데 의견을 모았다고 밝혔으며, 또한 산업화 이전 대비 섭씨 2℃ 미만으로 온도 상승을 억제하여, Fig. 1.2의 그림과 같이 2050년까지 이산화탄소 배출을 점진적으로 줄여 Blue Map 배출량인 14GtC까지 도달하겠다는 의견을 모았다.

Collection @ kmou

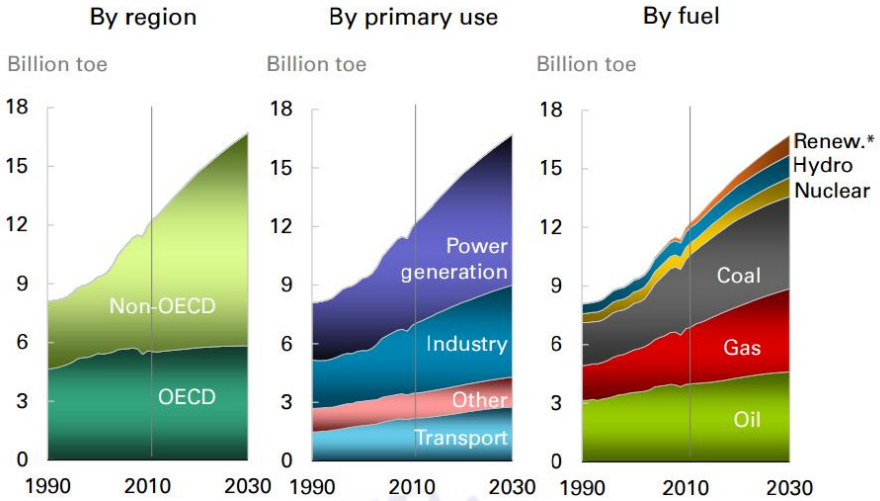


Fig. 1.1 Electricity consumption trend by world sector

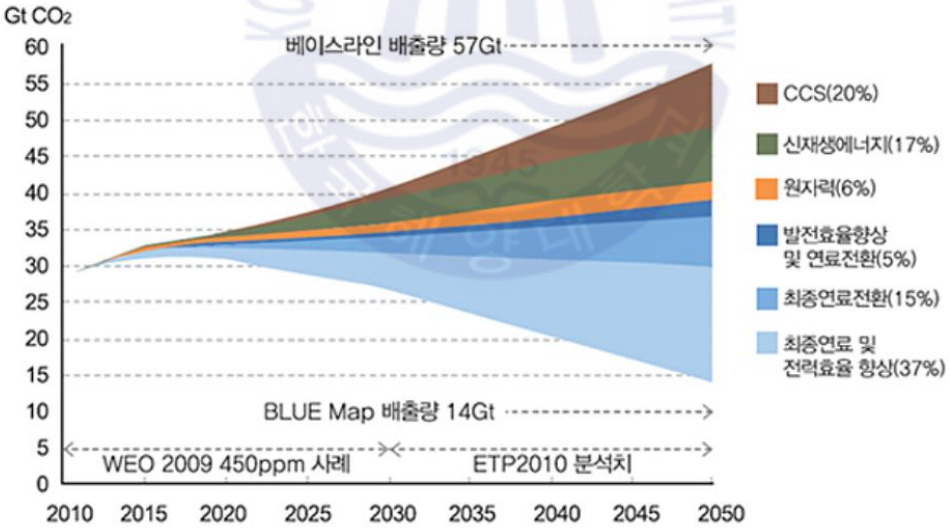


Fig. 1.2 Estimated carbon dioxide reduction

Collection @ kmou

IPCC AR5에 따르면 RCP2.6의 예상시나리오에서 이산화탄소 농도가 420ppm에 이르고, 대기온도가 1.6℃ 상승하는 수준의 온실가스 배출 시나리오가 된다. RCP2.6에서 허용되는 배출 탄소의 규모는 790GtC 인데 현재까지 배출한 량이 515GtC이므로 앞으로 남아있는 허용 배출 규모는 275GtC로 이산화탄소 발생에 따른 에너지 시장 변화가 불가피하다. 에너지 부족과 환경파괴의 문제를 해소하기 위한 다양한 노력들이 강구되고 있다[2].

화석연료의 대안이었던 원자력에너지가 후쿠시마 사고 이후 안전성 문제의 이유로 독일, 스위스, 일본 등 선진국을 중심으로 점증적 폐지 및 운영이 중단되고 있으며, 원자력 폐기물 처리 비용과 원자력 발전 원가 상승에 따른 경쟁력 감소로 지원이 감소하고 있다. 이와 같이 기존 연료에 대한 신뢰도의 감소로 대안화 될 수 있는 에너지원의 개발이 필요하며 에너지와 환경문제를 해결할 친환경의 무한한 에너지원 개발인 신재생에너지 개발에 세계의 관심이 모아지고 있다[3].

2011년 기준 세계에너지공급 (12,782 백만 TOE) 중 신재생에너지는 13%(1,657 백만 TOE)를 점유하고 있다. 1990년 ~ 2011년 사이 재생에너지 연평균증가율은 2.0%로 세계 총 1차 에너지공급 연평균 증가율 1.9%를 다소 상회한다. 장기 전망을 살펴보면, 2035년 세계 일차에너지수요의 18%를 재생에너지가 담당할 것으로 정망된다. 또한 OECD 국가를 중심으로 신재생에너지 의무할당제(RPS, Renewable Portfolio Standard) 또는 발전차액지원제도(FIT, Feed in Tarrif) 등의 신재생에너지 보급화 사업을 통하여 보급 촉진의 노력을 보이고 있다.

Fig. 1.3은 IRENA에서 발표한 독일의 원전축소 및 신재생에너지 보급에 관한 그래프로서 2025년까지 원전 사용을 제로와 하며 이에 필요한 에너지는 신재생에너지로 대처할 것으로 발표하였다. (irena remap2030)

이와 같이 세계는 탈원전, 화석연료 감축, 이산화탄소 감축 등의 슬로건을 가지고 신재생에너지 개발을 촉구하고 있으며, 다양한 에너지원 개발에 몰두하고 있다.

dCollection @ kmou

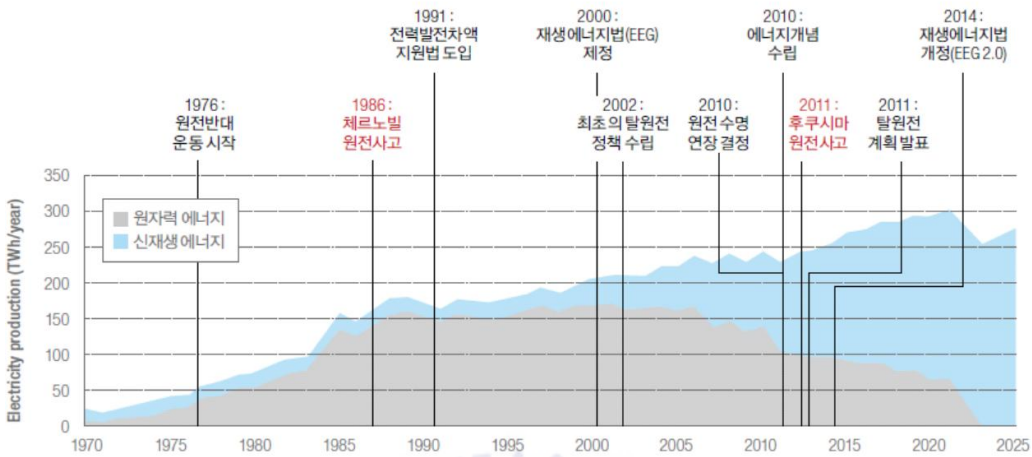


그림 1 | 독일의 원전 축소 및 신재생 확대 로드맵(자료 : IRENA, REmap 2030)

Fig. 1.3 Germany's nuclear power reduction and renewable energy use road-map

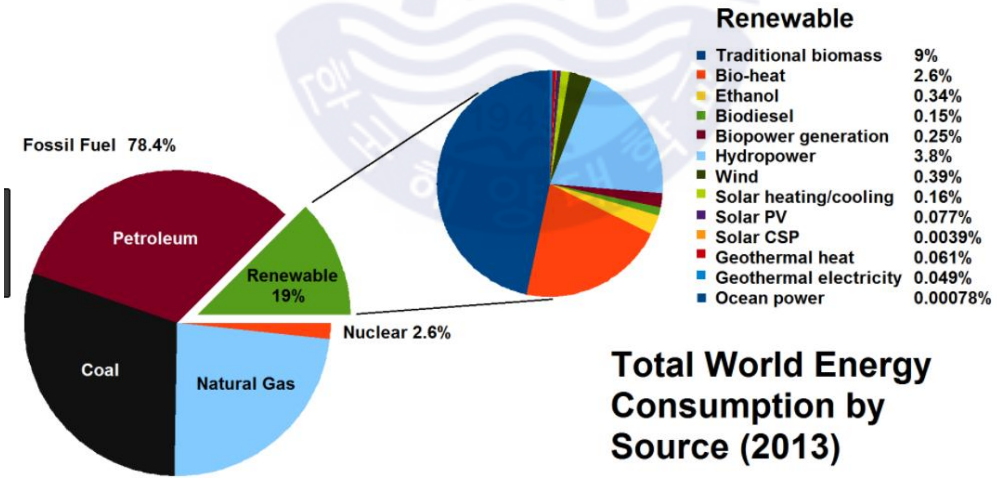


Fig. 1.4 Total world energy consumption by source (2013)

Collection @ kmou

REN21 Renewables 2014 Global Status 보고서의 전 세계 신재생에너지 보급 비율은 19%에 달하며, 그 중 바이오매스와 수력이 약 13%를 담당하고 있다. Bio-heat, 태양열, 지열과 같은 신재생 열원의 이용은 3%에 달하지만 Bio-heat이 대부분을 차지하며, 수열 및 산업 폐열 등의 미활용 열 이용은 미비하다. Fig. 1.4는 2013년 신재생에너지 비율과 세부 항목을 나타낸다.

국내 또한 신재생에너지 보급비중은 1차 에너지 대비 2.75%이며 전체 신재생에너지 생산량의 93%를 폐기물 바이오 수력이 차지하고 있어 신재생에너지 비중의 불균형을 보이며, 이로 인하여 새로운 에너지 개발이 필요로 하고 있다. 그 중 해양에너지는 1%에 달하며, 이중 대부분이 시화 조력이 담당하고 있다. 반면 태양열 및 지열, 해수열과 같은 미활용열 이용은 1.5% 미만으로 미흡하여 앞으로 사용 가능한 저온 폐열을 회수하여 에너지를 생산하는 기술을 확보할 경우 전체 사회 시스템에서 발생하는 에너지의 소비 절감 및 발전에 크게 기여할 것으로 예상된다[4]. Fig. 15는 미활용 에너지의 분포와 잠재량을 나타낸다.

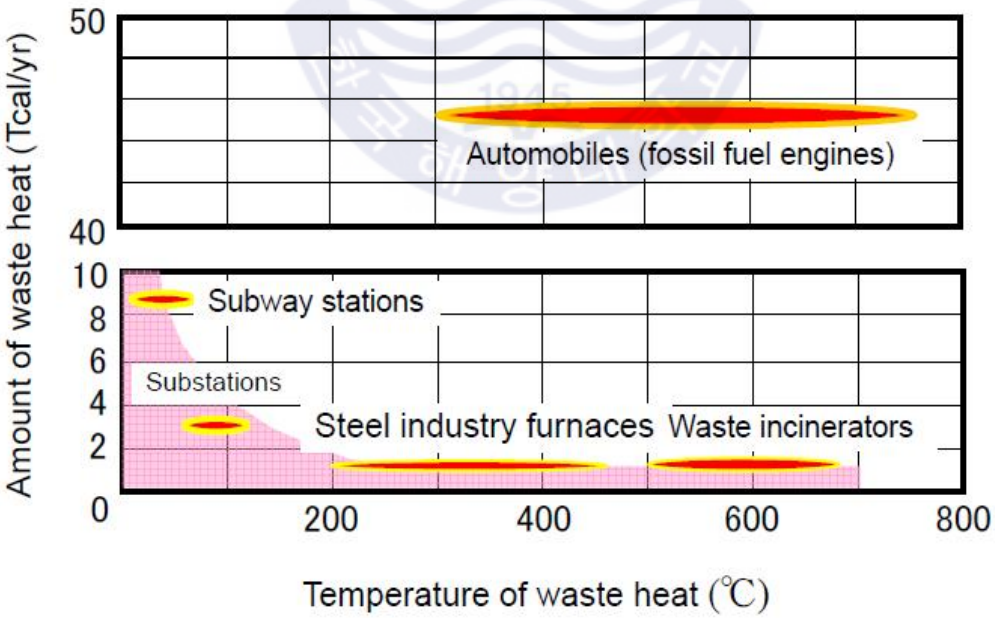


Fig. 1.5 Energy ratio by waste heat temperature

Collection @ kmou

그 중 해양에너지는 매우 안정적이며, 무한한 청정에너지 자원이다. 바다는 지구 전체 면적의 약 3/4을 차지하고 있기 때문에 지구에 도달하는 태양에너지의 상당량이 바다로 흡수되고 있다[5].

4차 산업에 따른 산업 규모의 증가에 따라 에너지 사용량이 증가하고 있으며, 2012년 세계 산업 에너지 소비량은 222.3 십억 Btu에서 2040년 309.1 십억 Btu까지 증가할 것으로 예상하고 있다. 그 중 신재생에너지는 17.4십억 Btu에서 44.2%가 증가된 25.1십억 Btu에 이를 것으로 예상하고 있다[6]. 또한, 전 세계에 걸친 환경 문제를 대체하고자 신재생에너지에 대한 수요가 증가하고 있으며, 해양 신재생에너지도 그 대안으로 생각되고 있다[7].

IEA-OES의 보고서(2006)에 따르면, 해상풍력, 해양바이오, 해상태양광을 제외한 세계 해양에너지의 부존 잠재량은 9만 3,100 TWh/년으로 평가되며, 이는 2013년 세계 전력 생산량 2만 3,321TWh/년의 약 4배에 해당되며 우리나라는 조력과 파력이 각각 6,500 MW, 해수온도차 발전 4,000 MW, 조류 1,000 MW 등의 잠재량을 가지고 있다.

해수온도차발전(OTEC) 기술은 해양 표면의 따뜻한 표층수와 800-1,000m 깊이의 차가운 심층수 사이의 온도차를 사용하여 전기를 생산한다. 표층수는 작동유체와 열교환하여 터빈을 작동시키는 역할을 하는 증기를 생산하며, 냉수는 증기를 응축시키고 증기압 차이로 터빈을 구동 시키는데 사용된다.

또한, 해수온도차에너지의 잠재량은 세계적으로 넓게 퍼져 있어 최소 98개의 국가에서 경제성을 가지고 있다[8]. 하와이대학의 Luis vaga교수에 따르면 아프리카와 인도 해안, 미 대륙의 열대 서부 및 남동부 해안 및 많은 카리브 해 연안과 태평양 섬은 해수면 온도가 25℃~ 30℃라고 보고하였다. 이처럼 세계적인 에너지 부족을 해결하기 위하여 해수 열을 이용하는 온도차발전에 대한 관심과 연구가 진행되고 있다[9].

1974 년 미국은 하와이 코나 해안의 Keahole Point에 하와이 자연 자원 연구소(NELHA)를 설립하여, 따뜻한 지표수와 심층수에 대한 액세스 및 높은 전기 비용으로 인해 미국 최고의 OTEC 지역으로 선정되었다. 같은 해에 록히드는

Collection @ kmou

미국 국립 과학 재단으로부터 OTEC 연구를위한 보조금을 받아 록히드, 미 해군, 마카이 오션 엔지니어링, 딜링 햄 건설 및 기타 회사들은 “Mini-OTEC“라고 불리는 세계 최초이자 유일한 50kW급 전력 생산 OTEC 공장을 건설하여 1979년 소량의 전기가 생산되었다. 이후 1992년 210kW급 개방형 온도차발전을 연구 및 구축하였다[10].

2013년 3월, 다양한 일본 산업을 보유한 사가 대학은 새로운 OTEC 공장의 설치를 완료했으며, 오키나와 현은 2013년 4월 쿠메 섬에서 OTEC 운영 테스트를 시작했다고 발표했습니다. 주요 목표는 컴퓨터 모델의 유효성을 입증하고 OTEC을 대중에게 시연하는 것입니다. 테스트와 연구는 2016 년 말까지 사가 대학의 지원으로 수행 될 것입니다. IHI Plant Construction Co. Ltd, Yokogawa Electric Corporation 및 Xenesys Inc는 오키나와 부지 내에서 100kW급 공장을 건설하였다[11].

국내에서는 미국, 일본, 프랑스에 이어 세계 4번째로 20kW급 Pilot plant가 구축 되었으며, 2020년에는 국내 기술로 키리바시에서 세계 최초로 MW급 규모의 실증 플랜트를 구축 예정이다[12]. Fig. 1.6은 국가별 해수온도차발전 파일롯 규모 플랜트의 모습을 나타낸다.

Collection @ kmou

Fig. 1.6 OTEC developments in the world(1 : USA, 2 : Japan, 3 : Nederland, 4 : japan(saga univ’), 5 : France, 6 : Korea)

Collection @ kmou

세계 공통적으로 겪고 있는 에너지의 수요와 공급의 문제, 그리고 이에 수반되는 환경적인 문제들의 해결안으로써 신재생 에너지 분야의 연구와 사업이 활발하게 이루어지고 있다. 이것의 일환으로써, 해수온도차발전 시스템(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC)은 친환경적 발전방식으로 미국, 일본 그리고 많은 유럽국가에서 각광받고 있다.

그 예로, 미국의 L사는 남중국해에 10MW급 OTEC 설비를 설치할 계획이며, 프랑스는 리유니온섬에 10MW급 시스템을 설치할 계획이다. 유럽연합은 프랑스의 D사 등에 약 1억달러의 자금을 투자하여 마르티니크섬에 16MW급 시스템을 건설할 계획이며, 유럽해양에너지협회에 따르면 2030년까지 미국은 365MW, 일본은 2500MW급 시스템을 건설하여 세계 해양온도차 발전 시장에서 앞서나갈 전망이다. Fig. 1.7은 세계 해수온도차발전 개발 진행 현황을 나타낸다.

본 논문에서는 실증 플랜트 규모인 MW급 해수온도차발전의 시스템을 구축하고 자동화 제어를 구축하기 위한 일환으로서 해수열원을 조사하고 기존 폐쇄형 발전의 성능을 분석하여 결과를 반영한 상용화 가능한 시스템을 대상으로 하여, Pilot 규모의 20kW급 OTEC 플랜트의 설계데이터를 계산하고, 해석프로그램을 활용하여 시스템 운전의 에너지 효율을 시뮬레이션 하였다. 또한, 실제 20kW급 Pilot plant를 통해 시스템 과열도 변화와 터빈 출력 및 증발압력의 변화량을 시뮬레이션과 비교하였다.

향후 국외 실증이 진행될 MW급 해수온도차발전의 안정성을 고련한 시스템 설계안을 제시하고자, 외부 변수의 변화에 따른 터빈 출력 변화를 고려하였으며, 또, 작동유체펌프의 PID제어를 통한 터빈 이상의 최소화 방안을 비교 분석하였다. 프로그램을 활용한 해석을 통해 각 시스템 별 운전에 요구되는 소비동력을 구하여 시스템 효율을 분석하고, 발전량을 계산하여 상호 비교를 통해 유리한 시스템 개발 방향을 제시하고자 하였다. 경제적인 측면에서도 현재 널리 운영되는 싱글 사이클 발전과 다양한 사이클 변화를 적용한 사이클 발전의 경제성을 검토하였다.

Collection @ kmou

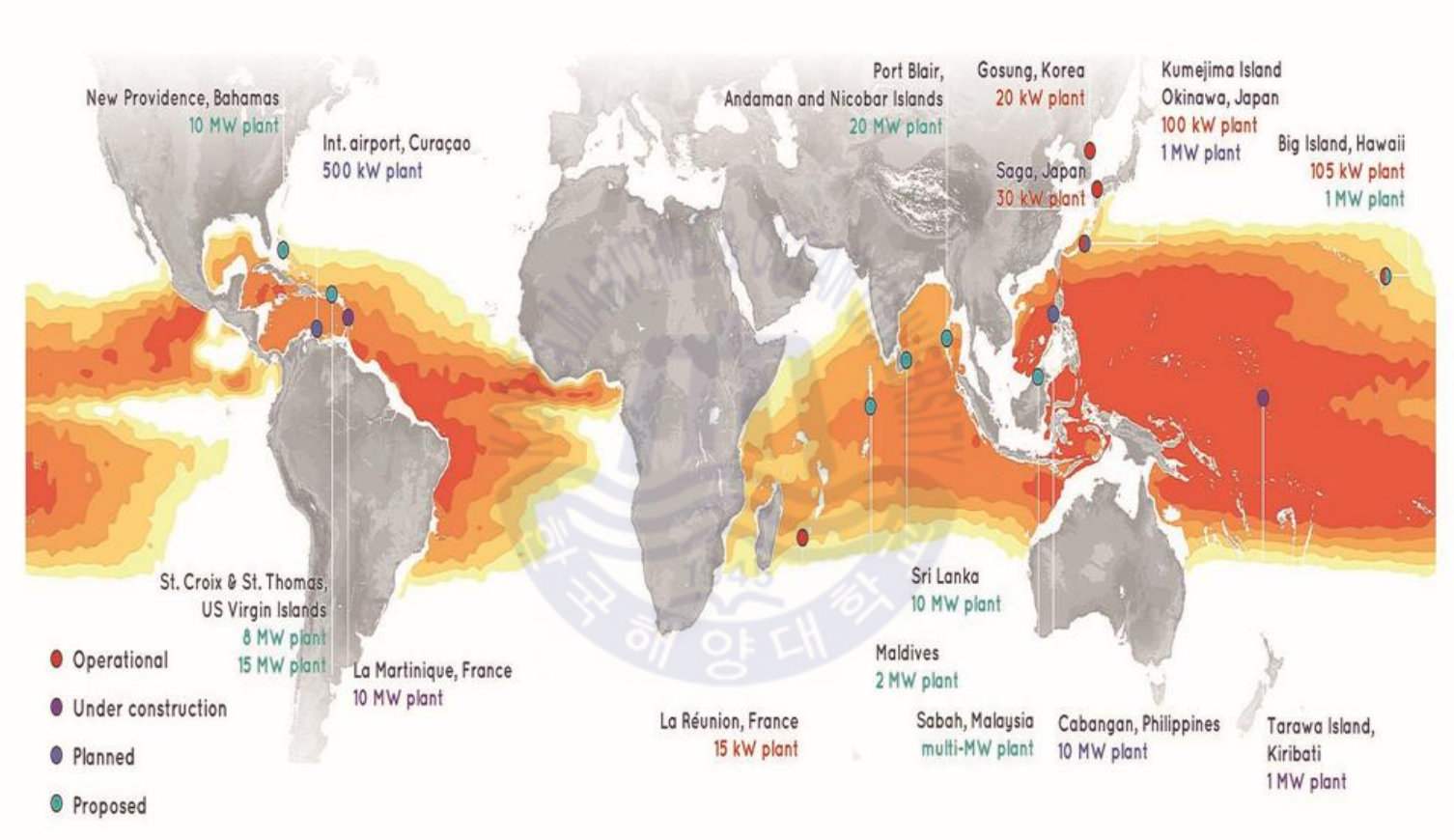


Fig. 1.7 World OTEC developing map

Collection @ kmou

1. 2 종래의 연구

Rankine cycle의 개발 이래로 1850년대에 알코올을 이용한 첫 발전 모델이 구상 되었으며, 1883년 frank Ofeldt가 Organic Working Fluids (Isopentane (C5H12), Butan, R-22)를 이용한 발전 이론 발표하였다. 이후 1961년 Herry Zvi Tabor와 Lucien Bronicki에 의해서 첫 상용모델이 개발 되었으며, 1972년에야 Ormat에 의한 첫 상업 모델이 개발 되었다.

또한, ORC와 그 원리를 같이 하는 OTEC(ocean thermal energy conversion)은 1881년 프랑스 과학자 d' Arsonval에 의해 원리가 적립되어 1930년에 첫 상용 모델이 개발 되었다.

이런 해양온도차발전은 수심에 따른 바닷물의 온도차를 이용하여 에너지를 취득하는 기술로서 열대해역에서 해면의 해수 온도는 흔히 20℃를 넘으나 해면으로부터 500 ~ 1000m 정도 깊이의 심해에서는 4℃로 거의 일정하다. 이와 같은 온도차를 이용 하여 작동유체를 증발시켜 터빈을 구동하여 전력을 얻고 다시 작동유체를 응축하는 방식으로 발전하는 기술이다. 이는 다른 해양에너지에 비해 변동성이 적기 때문에 안정적인 전력 생산이 가능하다는 장점이 있다. 하지만 해양온도차는 20℃의 작은 온도차를 이용하여 발전을 하게 되므로 많은 양의 유량이 필요하며, 또한 지역에 따라 국내와 같이 계절변화가 큰 지역에는 적용에 한계가 있다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 태양열 및 산업 폐수, 지열 등의 열원을 이용한 고온도차 발전의 연구가 진행되고 있다.

지열 열원을 이용한 바이너리 지열 발전의 경우 지열원 온도가 150℃이하에서 Iso-pentane이나 Iso-butane등의 대기압에서 비등점이 낮은 작동유체를 이용하여 대기오염이 없는 유기랭킨사이클을 말한다[13]. 그 밖에 폐열원은 화력 및 원자력 발전소[14], 산업 폐수, 선박 폐열[15] 등 다양한 열원의 적용이 가능하며 연구 또한 지속적으로 진행되고 있다. 국내에서는 해양온도차발전에 대한 연구를 강원도 고성의 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해수플랜트연구센터에서 "해양심층수의 에너지 이용기술 개발"이라는 해양수산부 과제를 통해 요소기술 개발에 대한 연구를 진행하고 있다. 2010년부터 시작한

Collection @ kmou

연구과제는 2011년 100W급 OTEC Mock-up장치를 성공적으로 설계, 제작 및 운전을 하였으며, 최근 2013년 20kW급 OTEC을 설계, 제작하여 성공적으로 운전하여 국내의 해양온도차발전 기술이 세계의 최고기술에 발맞춰 많은 기술 향상을 확인 할 수 있는 계기가 되었다[16]. 이와 같은 온도차발전기술을 기반으로 하여 다단 지열사이클 등 고온도차발전의 연구가 진행되고 있으며[17], 현재 200kW급 복합 폐열 이용 고온도차 발전의 제작을 완료 하였다.

이호생 등은 30℃의 열원과 5℃의 냉열 조건에서의 폐쇄형 해수온도차발전 사이클 효율 향상 방안에 대한 연구를 진행하여 2단 터빈을 적용한 사이클에서는(MSRC) 기존효율(3.1%)에 비해 3.3%까지 상승하는 것을 확인하였다.[18]

윤정인 등은 R744 작동유체를 적용하여 다양한 운전 조건에서의 성능을 비교하였으며, 증발온도가 상승할수록 증발열량과 응축열량이 감소하는 것과 전체 출력은 증가하며, 사이클효율이 상승하는 효과를 연구 하였고, 터빈효율이 증가할수록 응축기의 입구 엔탈피가 증가하기 때문에 응축열량이 증가하여 전체적인 시스템 효율이 감소한다는 것을 발표 하였다[19].

또한 외국의 연구 사례를 보면 Bertrand F. Tchanche 등은 Fig. 1.8과 같이 태양열 지열 등의 저온 열원을 이용하여 ORC의 적용을 연구하였으며, ORC는 스팀에 비하여 임계압력이 낮고 끓는 점이 낮는 등 적용에 몇가지 장점이 있다고 기술 하였다[20]. 또한 Bahram Saadatfar는 ORC의 적용을 위하여, 다양한 열원을 적용하여 시스템의 사용가능성을 평가하였다. 고열원으로써 태양열, 지열, BIOMASS, 산업폐열, 열료전지 및 해수열 등의 사용을 검토한다. 또한 작동유체의 평가기준을 적용하며, 터빈의 구조의 변화를 적용하였다. 먼저 작동유체의 고려될 점으로 포화증기선, 물리적 성질, 잠열과 현열, 끓는점, 몰수 및 전도유과 환경, 안전성 등을 고려하여 평가 하였다. BIOMASS 경우 300℃열원을 사용하며, 2008년까지 88MWe급 시스템이 설비되었다. 태양열의 경우 현제 4.2%의 효율을 가진 시스템이 연구되어 있으며. 지열의 경우 90℃이하의 중온을 이용하여 17개국에서 373MW의 발전을 하고 있다. 그밖에 산업폐열을 이용한 발전 및 조수시스템 등 열원과 부산물의 연구가 진행되고 있다[21]. J. Larjola는 증발잠열이 물보다 낮은 유기냉매를 이용하여 최적의 고속 폐열회수발전을 구

Collection @ kmou

현하였다. 500kW급 터보발전기를 비교하였을 경우, 물을 작동유체로 사용할 경우 38%, 유기냉매를 사용할 경우 70%의 효율을 나타내었다. 고속 ORC 발전 설비를 적용은 각속도 ω = 15700rad/s에서 출력에 따른 질량비가 6kg/kW로 적용하였다. 이 고속발전은 샤프트 속도가 증가할수록 구체적 가격의 하락과 출력 대비 질량유량의 감소를 나타내었다. 작동유체의 선택은 온도 안정성 및 비용 면에서 가장 적합한 R114이 선정되었으며, 이를 이용하여 250kW급 고속폐열발전을 구현할 경우 2512rad/s의 각속도를 가진 발전기를 설계하였다. 이 때 1500kW급 스팀발전과 비교하여 다단고속ORC발전은 총 효율 면에서 23~27%, 비용 면에서 20%의 저감을 확인하였다[22].

국내에서는 한국에너지기술연구원에서 1994년부터 구유형으로 태양광 연계 온도차 발전의 연구를 시작하였고, 이후 접시형의 경우 1996년부터 연구를 시작하여 집광기 용량증가에 따른 형상 변경을 거쳐 2007년 독일의 10kW급 스털링 엔진인 SOLO 엔진을 장착하여 전력을 생산하였고, 이후 상업화 모델을 개발하여 현재 시범 보급 사업을 진행하고 있으며, Vguyen Van Hap은 태양열 이용 해양온도차발전시스템의 성능 예측하여 SOTEC의 시간별(24시간), 월별 사이클 효율에 대한 해석을 하였으며, 하루중 가장 높을때에 12%에서 가장 낮을 때 2%이하의 효율을 나타내었다. 월평균 효율은 5.8~6.75%를 확인할 수 있었다[23].

Collection @ kmou

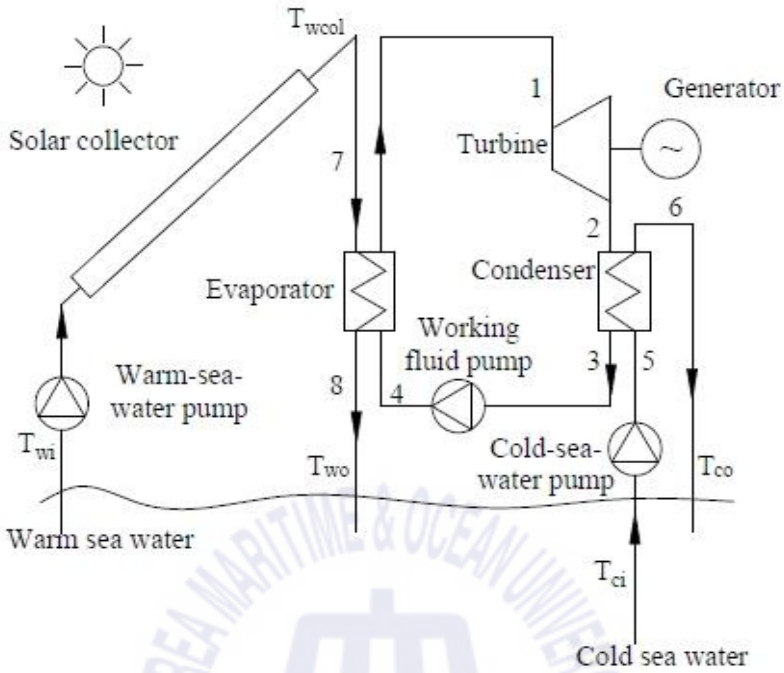


Fig. 1.8 Schematic of SH-OTEC

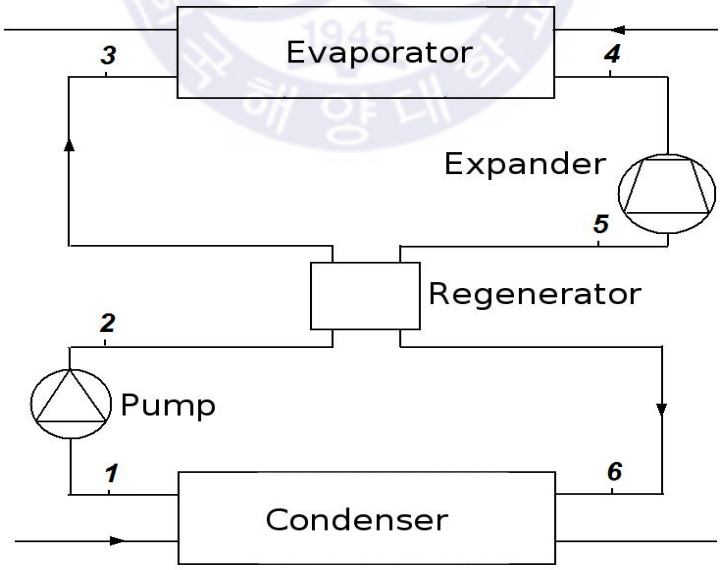


Fig. 1.9 Schematic of ORC with the Regenerator[24]

Collection @ kmou

강윤영 등은 울진 원자력발전소 온배수를 이용한 재생식 해양온도차발전에 대한 연구를 진행하여 다양한 사이클의 변화에 따른 정적 성능 비교를 하였으며, 재열 사이클인(Regeneration cycle)에서 가장 높은 성능 효율과 R134 작동유체에서 4.55% 가장 좋은 성능을 확인 할 수 있었다[24]. Fig. 1.9는 재열기를 포함하는 해수온도차발전의 계략도이다.

김현주 등의 연구에서는 발전소 온배수를 이용한 1MW급 폐쇄형 해양온도차발전 성능해석을 수행하여 온배수의 수온이 증가할수록 사이클의 효율은 증가하였으며 36℃에서 6.3%의 사이클 효율을 보였다[25]. 그 밖에 발전소 온배수 열원을 이용한 ORC 발전에 다양한 연구가 진행되고 있으며 실용화 가능성을 모색하고 있다.

또한, 선박에서 발생하는 배기 폐열을 활용하여 ORC를 구성하는 연구가 진행되었으며, 진정근 등은 유기랭킨 사이클을 이용한 선박 주기관 폐열 회수 시스템의 열역학적 분석을 통해 기존 스팀터빈 발전에서 터빈구동을 위한 증기압 사용을 위하여 300℃ 근방의 폐열온도가 요구된다. 그러나 현제 배기가스 온도가 230~250℃ 이므로 스팀폐열 회수 발전을 위해 부적합하다. 그를 보안하기 위해서 유기랜킨사이클을 적용하였고, 작동 유체로는 R245fa로서 154℃인 비가연성 유체로 200℃ 근방의 폐열원에 적용되어 사용되어진다. 열교환기에서의 핀치점(Pinch Point) 온도차에 의한 열교환기의 성능변화가 크므로, 핀치점 온도차와 최소허용 접근온도차를 5℃, 10℃로 달리하여 성능을 평가 한다. 그 결과 250℃ 열원에서는 약 10%의 시스템 효율을 얻었으며, 수에즈막스 유조선의 경우 620kW 정도의 전력이 생성되어 정상운항 900kW의 전력을 소비하는 선박에서 59~69%의 전력을 생상하는 것을 확인하였다[26]. 그리고 오철 등은 해수온도차를 이용한 선박의 ORC 발전 시스템 최적화를 통해 선박 폐열을 이용한 ORC 발전장치를 구동하기 위하여 현제 상용화되는 작동유체를 적용하여 최대 시스템 효율을 선정하였다. 작동유체의 시스템 효율은 R717이 10.63%, SES36이 10.40%, TFEA가 9.67%, R152a가 9.45%, R134a가 8.07%의 순으로 확인되었다. 하지만 온도 범위에 따라 140℃이상에서는 TFEA가 가장높은 출력을 보이며 170℃에서 가장 높은 출력인 1,650kW를 기록하였다. 그 밖에 110~140℃ 범위에

Collection @ kmou

서는 SES36이 가장 높으며, 66~110℃ 사이에서는 R717이 가장 높은 것으로 확인 할 수 있으며, R134a의 효율이 가장 낮은 것으로 확인할 수 있다[27]. Santiago Suárez de la Fuente 는 선박의 부하는 50~100%로 운전될 때, RC와 ORC의 성능 및 이점을 비교한다. 터빈의 효율은 75%, 펌프 효율은 90%, 보일러와 응축기의 핀치포인트(Pinch Point)는 5K, 보일러 출구 폐열은 온도는 433.15K의 선박 제원을 사용하여 두 플랜트의 성능을 비교하였다. 이 때 비교된 작동유체는 RC의 물과, ORC의 벤젠, 헵탄, MM, 톨룬을 사용하였다. 75%의 엔진성능으로 시뮬레이션 결과 물은 19.6%로 헵탄의 38.3%의 약 52%의 효율 감소를 확인하였으며, 최고압력은 물이 1.710kPa과 헵탄 810kPa의 차이를 확인할 수 있었다[28]. Fig. 1.10은 선박 폐열을 이용한 ORC 발전 사이클의 계략도이다.

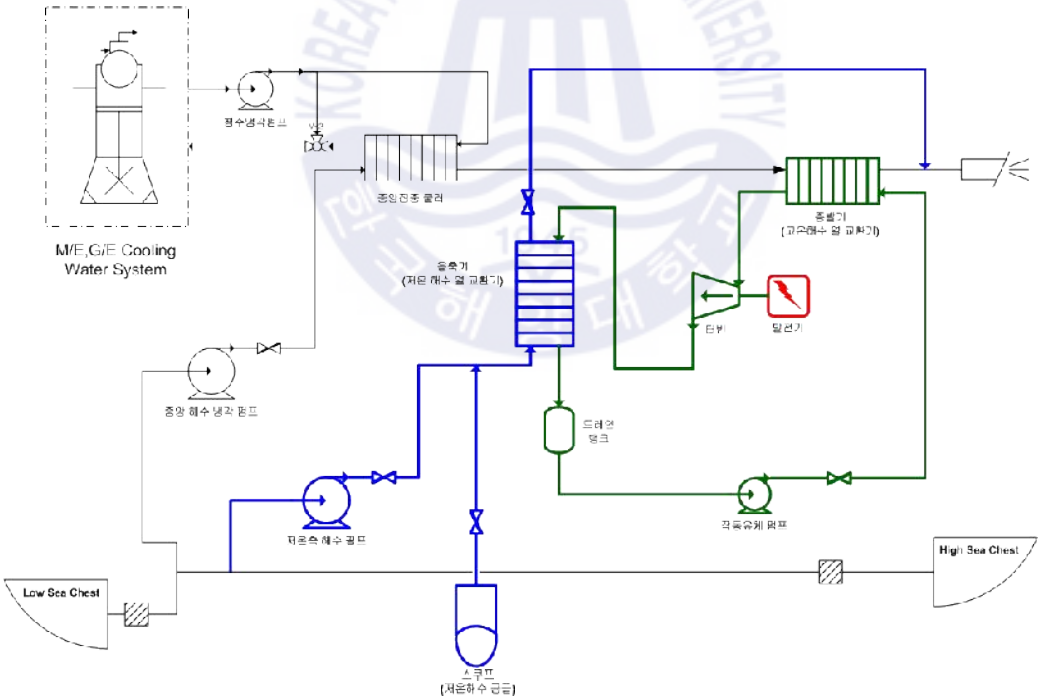


Fig. 1.10 Ship's ORC system with seawater cooling

Collection @ kmou

이와 같은 해수온도차발전 시스템 성능 향상 연구 및 사이클 개발연구 뿐만 아니라 실증 플랜트의 구축과 제어 시스템을 구축하기 위한 연구가 세계적으로도 진행되어왔으며, 일본은 해수온도변화에 따른 이단 해수온도차발전의 제어 특성을 비교하였고, PI 제어를 적용하여 목표 출력에 도달하기까지 비제어(Control free) 대비 1/10 수준으로 단축하였다[29]. 또한, Web 기반으로 GUI[graphical user interface]를 통해 컴퓨터를 활용하여 제어 값에 따른 성능 변화를 가시적으로 모니터링 하였다[30]. 뿐만 아니라 일본에서 설계한 UEHARA 사이클의 제어시스템을 구축하여 유량제어를 구축하고 변화량을 비교하였다[31], [32]. Fig. 1.11은 우해아라 사이클의 해수 온도 변화에 따른 제어 다이어그램을 나타내고 있다.

본 논문에서는 국내 실증에 앞서 현지 플랜트의 자동화를 위한 제어시스템 구축을 위하여 실제 적용하고자 하는 터빈 및 작동유체 펌프, 열교환기의 성능 데이터를 적용하여 제어 데이터를 구축하고자 하며, 시퀀스 제어 및 PID 제어 구축을 위한 최적의 알고리즘과 제어 값을 도출하고자 한다.

또한, 기존 연구에서는 해수온도차발전 시스템 제어에 따른 성능 분석 및 평가 자료가 미미하였고, 시스템 안정화의 측면에서의 연구가 부족한 것으로 보인다. 이에 본 연구를 통하여 자동화 시스템을 이용한 해수온도차발전 시스템 구성에 있어 제어 정확성 및 반응속도의 향상과 관련하여 설계에 반영할 수 있는 자료를 얻고자, 해석프로그램을 활용하여 시스템 운전의 성능 특성을 시뮬레이션 하였다. 이를 통해 해수온도차발전 시스템의 경제적인 적용성을 검토하여 시스템의 개발과 상용화에 활용하고자 하였다.

Collection @ kmou

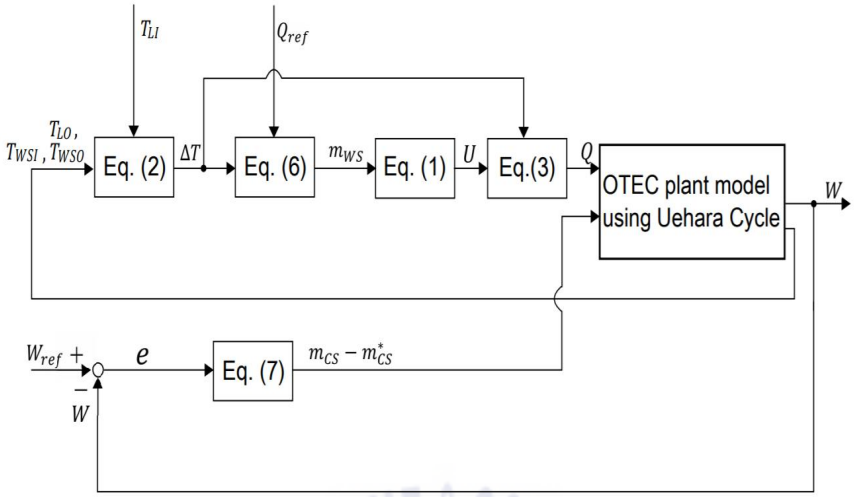


Fig. 1.12 Block diagram of warm and cold seawater flow rate regulation

Collection @ kmou

제 2 장 해수온도차 발전 이론 및 성능 개선 현황

2.1 해수온도차발전(OTEC)의 원리

2.1.1 개방형 해수온도차발전(OC-OTEC)

1) 1단 증발 개방형 온도차발전

1단 증발 개방형 온도차발전(1st stage OC-OTEC)은 증발 챔버 내로 유입된 표층 해수가 진공펌프에 의해 저압으로 감압 되며, 상온에서 증발하게 된다. 증발된 수증기가 터빈을 통과하여 발전하게 되며, 터빈을 통과한 습증기는 응축기를 통하여 증류수로 응축된다. 증기 응축을 위한 열침으로는 수심 700m 이하에서 4~6℃의 저온 심층수를 사용한다. 응축기에서 상변화된 증류수는 담수챔버에 저장되며, 챔버는 진공펌프에 의해 저압을 형성한다. 이때, 담수는 펌프를 이용하여 배출된다. 개방형 온도차발전의 증발 열량은 식 (2.1)과 같으며, 응축 열량은 식 (2.2)와 같다. 또한 저압 증기 터빈의 출력은 식 (2.3)과 같이 구하며, 식 (2.4)는 증기 발생량을 나타낸다.

$$Q_w = m_{ww} Cp(T_{wwi} - T_{wwo}) \tag{2.1}$$

$$Q_c = m_{cw} Cp(T_{cwi} - T_{cwo}) \tag{2.2}$$

$$W_t = m_s(h_{ti} - h_{to}) = m_s \eta_t (h_{ti} - h_{tos}) \tag{2.3}$$

$$m_s = Q_w / h_{fg} \tag{2.4}$$

Collection @ kmou

여기서, m_{ww}와 m_{cw}는 각각 표층수와 심층수의 질량 유량, Cp는 비열, T_{wwi}와 T_{wwo}는 표층해수 그리고 T_{cwi}와 T_{cwo}는 심층해수의 열교환기 입구와 출구에서의 온도를 나타낸다. 또한, m_s는 증기유량을 나타내며, η_t는 터빈효율, h_{ti}와 h_{to}는 각각 이론적 터빈 입구와 출구의 엔탈피를 나타내며 h_{tos}는 실제 터빈 효율을 적용한 출구에서의 엔탈피이다. h_{fg}는 증발되는 증기의 엔탈피로서 증발열량과의 관계식을 통해 증기량을 계산한다.

온도차발전의 순수효율은 식 (2.5)와 같이 발생전력량과 증발열량과의 비로 구하며, 이때 순수 전력량은 식 (2.6)과 같이 터빈전력량과 사용전력의 차로 구한다.

$$\eta_{net} = \frac{W_{net}}{Q_w} \tag{2.5}$$

$$W_{net} = W_t - w_{wwp} - w_{cwp} - w_{dwp} - w_{vp} \tag{2.6}$$

여기서 W_t는 터빈의 발전량을 나타내며, w_{wwp}, w_{cwp}, w_{dwp}, w_{vp}는 각각 개방형 온도차발전의 필요 동력인 표층수 펌프, 심층수 펌프, 담수 펌프, 진공 펌프를 나타낸다. 1단 증발 개방형 온도차발전의 구성은 Fig. 2.1와 같다.

Collection @ kmou

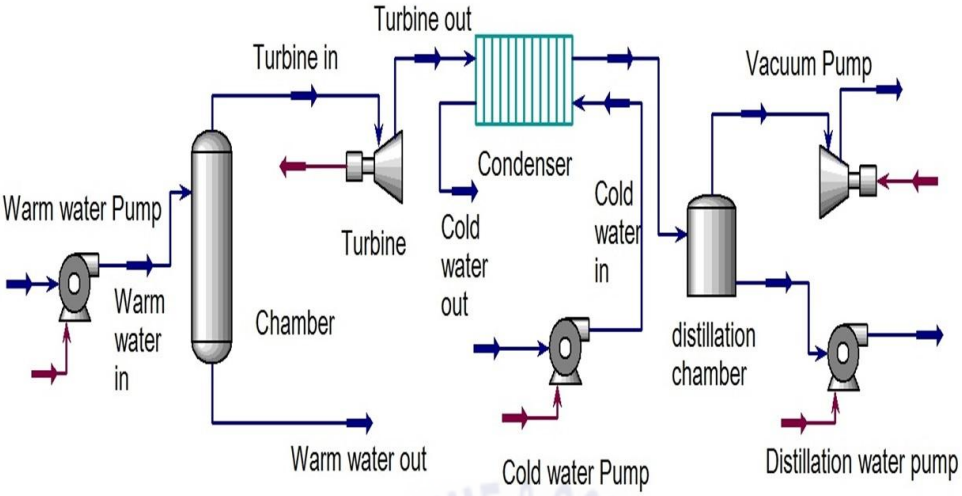


Fig. 2.1 Schematics of 1st stage open cycle OTEC

2) 2단 증발 개방형 온도차발전

2단 증발 개방형 온도차발전(2nd stage OC-OTEC)은 1단 증발과 발전 방식이 동일하다. 하지만 1단 진공챔버에서 배출된 표층수가 2차 감압되어 증발이 발생하며, 발생한 증기는 터빈을 통과하지 않고 2차 응축기에서 응축되어 2차 담수챔버에 저장된다. 저장된 담수는 담수 펌프2에 의해 이송되며, 진공 챔버2와 담수 챔버2는 진공펌프2에 의해 감압된다. 2단 증발 개방형 온도차발전의 담수 생산량은 식 (2.7)과 같으며, 순수 출력은 식 (2.8)과 같다. 2단 증발 개방형 온도차발전의 구성은 Fig. 2.2와 같다.

$$m_s = Q_{w1}/h_{fg1} + Q_{w2}/h_{fg2} \tag{2.7}$$

$$W_{net} = W_t - w_{wwp} - w_{cwp} - w_{dwp1} - w_{vp1} - w_{dwp2} - w_{vp2} \tag{2.8}$$

Collection @ kmou

여기서 Q_{w1}와 Q_{w2}는 1단 증발열량과 2단 증발열량을 나타내며, h_{fg1}와 h_{fg2}는 1단 증발 이후의 엔탈피량과 2단 증발이후의 엔탈피량을 나타낸다. 또한, 순수 출력을 구하기 위한 필요 동력을 계산하는 과정에서 w_{dwp2}와 w_{vp2}의 추가 필요 전력이 소요된다.

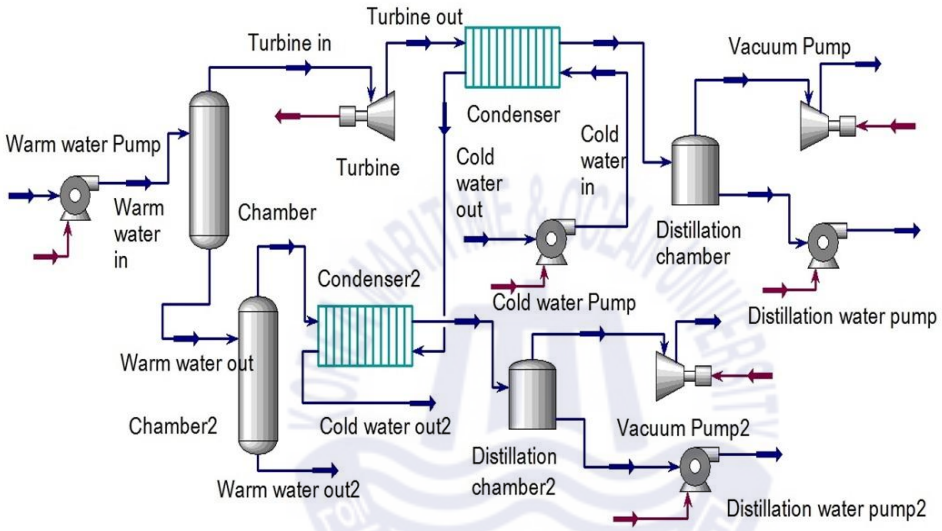


Fig. 2.2 Schematics of 2nd stage open cycle OTEC

2.1.2 폐쇄형 해수온도차발전(CC-OTEC)

폐쇄형 온도차발전(CC-OTEC)은 개방형과 달리 작동 유체(Working Fluids)를 터빈에 통과시켜 발전하며, 표층수와 심층수의 온도차를 이용한다. 표층수에 의해 증발된 작동 유체는 고온, 고압의 상태로 터빈을 통과하며, 이후 감압되어 심층수에 의해 저온 액체로 응축 된다. 이 사이클은 작동 유체 펌프에 의해 순환된다. 폐쇄형 발전의 터빈 출력은 식 (2.9)와 같으며, 순수 발전량은 식 (2.10)과 같다.

Collection @ kmou

$$W_t = m_r(h_{ti} - h \tag{2.9}$$

$$W_{\neq\ t} = W_t - w_{wwp} - w_{cwp} - w_{rp} \tag{2.10}$$

여기서 m_r는 작동유체의 질량 유량을 나타내며, w_{rp}는 작동유체의 순환 펌프 동력을 나타낸다. 폐쇄형 온도차발전은 개방형과 비교하여 전력 효율이 높고 터빈의 소형화가 가능하여, 대형 온도차발전과 해상형 온도차발전을 구성하기에 적합하다. 폐쇄형 온도차발전의 구성은 Fig. 2.3과 같다.

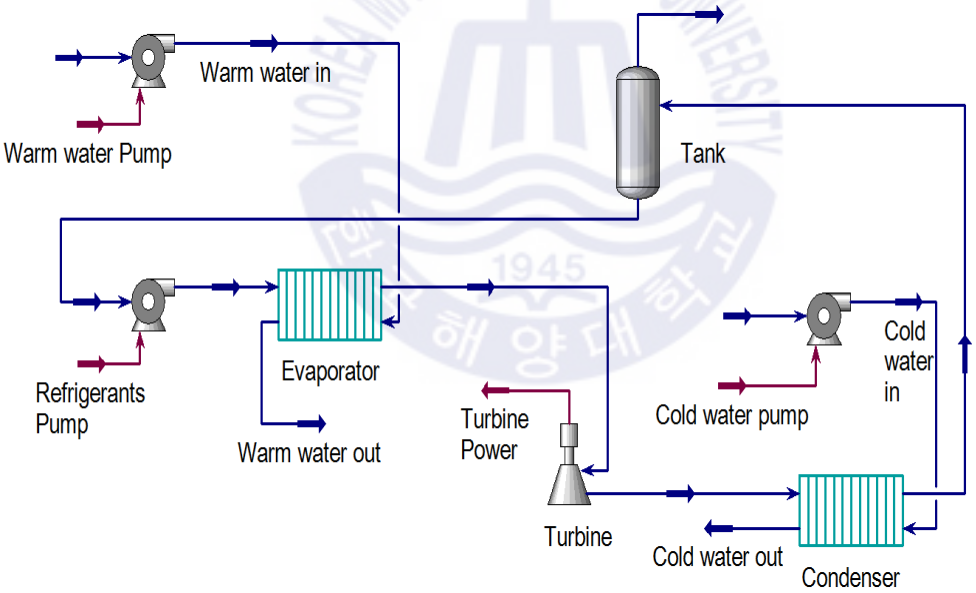


Fig. 2.3 Schematics of closed cycle OTEC

Collection @ kmou

2.2 해수온도차발전(OTEC)의 성능 개성 연구

해수온도차발전은 기존 열 엔진과 비교할 때 효율이 낮다. 이 작은 온도차에 의해 구동되는 열 엔진의 실제 효율은 시스템의 열 및 마찰 손실로 인한 최대 이론값보다 훨씬 작으며, 이와 같은 관점에서는 OTEC은 실현 가능한 대체 에너지 원이 아닌 것으로 보인다[33]. 하지만 해수를 구동 열원으로 사용하기 때문에 연료가 본질적으로 무료로서 대량으로 사용할 수 있는 대체 에너지원으로서, 많은 평가자는 이러한 요인은 낮은 효율을 상쇄하고 열대 지역에서 대규모 사용 전력에 대한 신재생에너지로서 OTEC을 적용 가능한 후보로 생각 되고 있다[34].

이와 같은 해수온도차발전의 낮은 효율을 대체하기 위하여 높은 열원을 사용하여 효율을 개선하거나 시스템을 개선할 수 있는 장치를 추가하여 효율을 높이는 방안이 연구 되었다. 과거 1981년에 해양의 온도 차이를 이용하여 전력을 생산하는 새로운 방법이 제안되었으며, 이것은 발명자 인 칼리나 박사의 연구 결과로 칼리나(Kalina) 사이클이라고 알려져 있다. 1981년 전까지 연구의 주요 초점은 잘 알려진 폐쇄형 랭킨 사이클이었으며, Kalina 사이클은 암모니아와 물의 혼합물을 사용하여 운영 할 수 있었고, 순수한 물질(예 : 암모니아)을 필요로 하는 랭킨 사이클(Rankine cycle)보다 이점이 있었다.

1994년 사가 대학은 우에하라 하루 교수와 그의 팀의 이름을 따서 새로 발명된 우에하라 사이클을 시험하기 위해 4.5kW 발전플랜트를 설계 및 건설하였다. 이 사이클에는 흡수 및 추출 공정이 포함되어있어 이 시스템으로 Kalina 사이클보다 1~2% 성능이 뛰어난 것으로 확인되었다[35], [36]. Fig. 2.4와 같이 현재 네델란드의 Bluerise는 Kalina 사이클을 이용한 온도차발전 기초 실험을 진행하고 있으며, 일본의 Saga 대학은 Fig. 2.5와 같이 우에하라 사이클을 활용한 4.5kW급 실험을 진행하고 있다[37], [38].

Collection @ kmou

Fig. 2.4 Experimental equipment of OTEC using Kalina Cycle (Bluerise)

Fig. 2.5 4.5kW Experimental equipment of OTEC using Uehara Cycle (Saga Univ)

최근에는 Amyra MY 등은 SC-OTEC(Solar Collected Ocean Thermal Energy Conversion) 사이클을 고안하여 태양의 열에너지를 집열시스템을 활용하여 가열하며 표층수와 열교환하여 수온이 높은 표층수와 수온이 낮은 심층수를 각각 기화열과 응축열로 활용하여 전기를 생산하는 발전 시스템의 성능을 개선하였으며[39], Hakan Aydin은 태양열 집열기를 통해 해수온도차발전의 과열도를 증가시킴으로서 성능 변화를 도출하였다[40].

또한, 1982년 큐슈 일렉트릭(일본)도 50kW OTEC 플랜트를 건설하는 데 성공했으며, 이 발전소는 디젤 발전기의 폐열을 활용하는 폐쇄 루프 사이클을 기반으로 개발되었다. Fig. 2.6은 최근 김현주 등에 의해 2015년 70~80℃의 산업폐열과 심층수를 활용한 200kW 고온도차발전 플랜트이며, 제작 및 실험을 통해 최대 7.8%의 발전 효율을 도출하여 미활용 열을 활용한 온도차발전의 산업화를 위한 기반을 마련하였다[41].

성능개선 장치를 통한 효율 개선의 일환으로서 재열기와 재생기를 통한 열량 감소에 대한 연구가 수행되었으며, 이호생 등은 재열기와 재생기를 추가한 해수온도차발전이 기본 사이클과의 성능 변화를 비교하였다[42].

Collection @ kmou

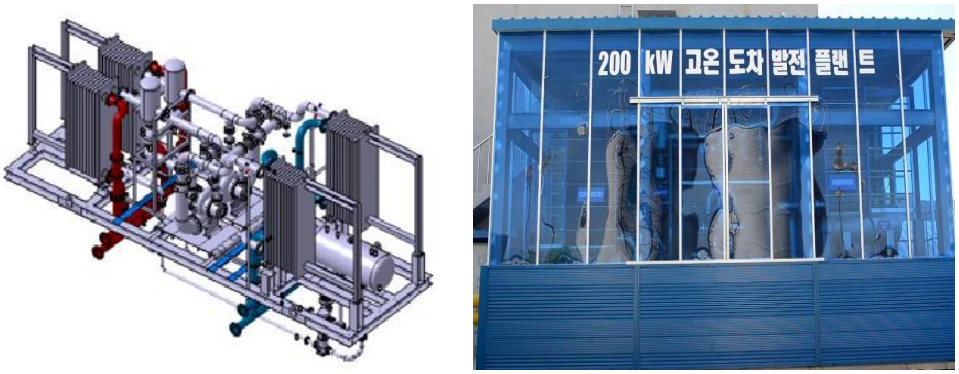


Fig. 2.6 3D graphic and picture of 200kW HOTEC plant using 80℃ heat source (KRISO)

2.2.1 해수온도차발전 성능 개선 원리

해수온도차발전시스템은 해양심층수와 해양표층수와의 온도차를 이용해 전력을 생산하는 것으로, 시스템 효율은 입력 에너지량인 증발부 열량에 대한 출력 에너지량인 터빈 출력의 비로서 나타낼 수 있다. 따라서 열원의 온도가 상승함에 따라 증발 압력이 높아지며, 터빈의 입출구 엔탈피 차가 증가하여 발전 출력과 효율을 증대시킬 수 있다. 태양열 및 지열, 산업 폐열을 회수할 수 있는 집열기와 축열탱크를 활용하여 고온의 열원을 사용하는 방법이 이에 속한다. 반면 열원의 증발부에 열량을 줄여 입력 에너지량을 줄이면 해양 온도차 발전 시스템 효율을 증대시킬 수 있는데, 이를 위해 다양한 연구를 통해 폐쇄형 해양온도차발전 사이클 효율 향상을 위한 방안을 고안하였으며, 재생기를 부착하는 방안과 재열기를 부착하는 방안은 열부하를 줄여 효율을 증대시키는 방안 중에 하나이다.

복합해수온도차발전(Hybrid Ocean Thermal Energy Conversion) 또는 고온도차발전(High temperature-difference Ocean Thermal Energy Conversion)은 태양열, 지열뿐 아니라 공장 및 발전소 온배수 등의 미활용열 등을 증발기 열원으로 공급하고, 해양심층수 등의 해수를 응축기 열침으로 사용하는 신재생 발전

Collection @ kmou

이다. 또한 산업 및 신재생 미활용 열을 활용하여 열원의 온도를 높이면 열원과 열침과의 온도차가 증가하게 되며, 터빈 입출구의 엔탈피 차가 증가하여 효율과 출력이 향상하게 되는데, 터빈으로 유입되는 작동유체가 보다 높은 에너지를 가지게 되어 그 결과 좀 더 많은 터빈 출력을 달성할 수 있게 된다. 즉, 고단 터빈 출구에서의 작동유체와 좀 더 높은 온도의 미활용열인 발전소 배열이나 산업폐열 혹은 태양열 및 지열 집열기에 의한 복합 시스템으로 구성이 가능하다. 이 미활용 에너지를 작동유체와 열교환시켜 저단 터빈으로 유입되는 작동유체의 에너지 레벨을 높이게 되며 해양 온도차 발전시스템의 효율을 증대시킬 수 있게 된다.

Collection @ kmou

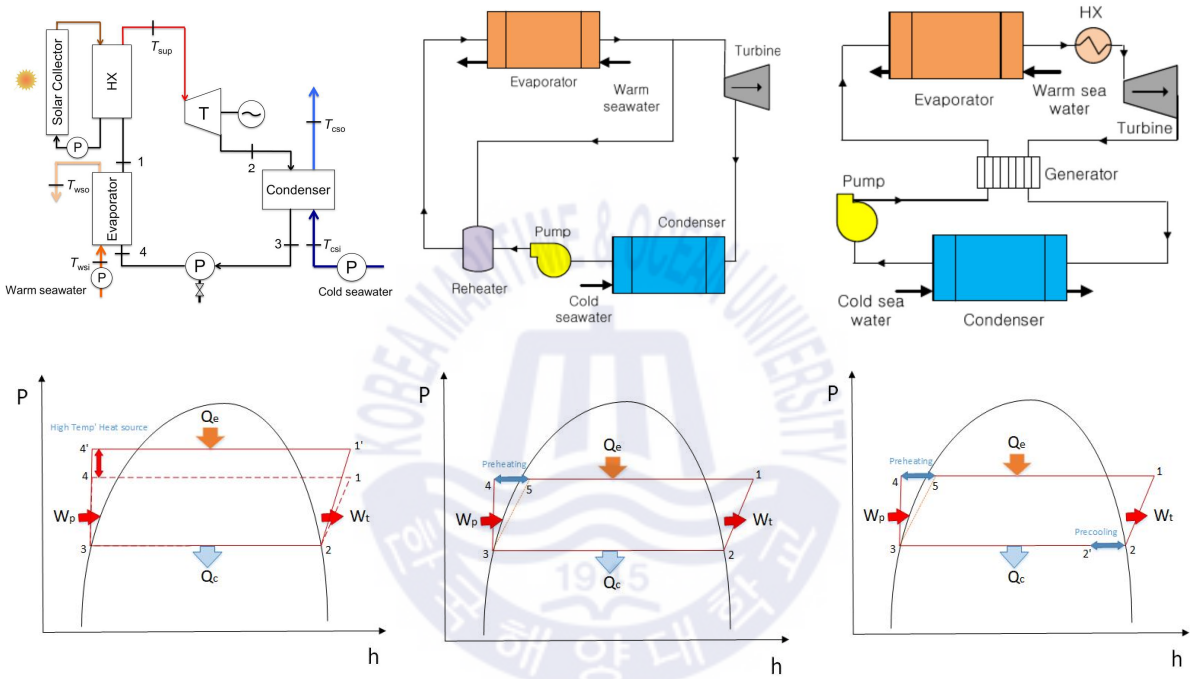


Fig. 2.7 Schematic of novel OTEC cycle{(a) using heat collector, (b) using reheater, (c) using generator}

Collection @ kmou

기존 해수온도차발전의 증발기 열량 및 터빈출력은 식 (2.11)과 (2.12)와 같으나 미활용열을 사용함으로서 열원의 온도가 상승하게 되며, Fig. 2.7(a)와 같이 증발기의 엔탈피가 변경되어 증발기 열량과 터빈출력이 식 (2.13)과 (2.14)와 같이 변경된다.

$$Q_w = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \tag{2.11}$$

$$W_t = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \tag{2.12}$$

$$Q_w = \dot{m}_r (h_{1'} - h_{4'}) \tag{2.13}$$

$$W_t = \dot{m}_r (h_{1'} - h_2) \tag{2.14}$$

반면 증발기에서 발생하는 열량을 줄이기 위하여 재열기(reheater)나 재생기(generator)를 구축한 해수온도차발전의 경우 재생기를 부착하는 방안은 Fig. 2.7(b)에 나타난 바와 같이 터빈 출구에서 과열된 증기가 가지는 열을 회수해서 기화기로 유입되는 작동유체에 열을 전달하여 사이클 효율을 향상시키는 방안이고, 재열기를 부착하는 방안은 Fig. 2.7(c)에 나타난 바와 같이 증발부에서 기화되는 작동유체 일부를 바이패스시켜 작동유체 펌프로 유입되는 작동유체와 열교환시키게 되면 작동유체 펌프로 유입되는 작동유체의 온도가 상승시켜 증발 열부하를 줄이는 방법으로 사이클 효율을 향상시킨다.

재생기와 재열기의 증발 열량을 계산하는 식은 식 (2.15)와 같이 변경되며, 터빈의 엔탈피 변화는 동일하나 열량 감소로 인하여 전체 시스템 효율은 증가하게 된다. 반면, 재열기를 구비한 사이클의 경우 터빈으로 유입되는 작동유체의 유량이 재열기 공급량만큼 감소하여 식 (2.16)과 같이

Collection @ kmou

된다.

$$Q_w = \dot{m}_{ww}(h_1 - h_5) \tag{2.15}$$

$$W_t = (\dot{m}_r - \dot{m}_{rh})(h_{1'} - h_2) \tag{2.16}$$

그 밖에 해수온도차발전의 성능 개선을 위한 방안으로서 최근에는 Yoon 등에 의해 고안된 이젝터를 사이클에 접목한 EP-OTEC에 의해 발전출력과 효율을 향상하였으며, 26℃의 표층 해수온도 조건에서 최대 3.1%의 발전 효율을 도출하였다[43]. 이젝터를 이용한 온도차발전은 Fig. 2.8의 시스템 개략도와 Fig. 2.9의 P-h선도에 나타난바와 같이 증발기 입구에 설치된 분배기로부터 분지된 일부의 작동유체는 증발기에서 고열원인 해양의 표층수와 열교환하여 고압의 기체상태가 된다. 이 고압의 작동유체는 사이클에서 발생한 압력 차에 의해 터빈을 구동시키고 이젝터의 흡입부로 유인된다. 한편, 분배기에서 나누어진 나머지 작동유체는 증발기를 통과하지 않고 액상태로 작동부 펌프에 의해 이젝터의 작동부로 이동하며, 이때 작동부 펌프의 양정만큼의 압력상승이 기대된다. 이 압력상승은 사이클에서 중요한 요소인데, 그것은 액-증기 이젝터의 노즐에 더 강한 힘으로 작동부 유체를 공급할 때 더욱 낮은 흡입부 압력이 획득가능하기 때문이다. 이젝터를 적용한 해양온도차 발전 시스템에서 더 낮은 흡입부 압력은 곧 터빈의 입구와 출구의 압력 차이의 증가를 의미하며, 이것은 터빈 발전량의 증가로 이어진다. 이젝터 내부에서 분사된 작동부 유체와 유인된 흡입부 유체는 혼합되어 응축압력으로 배출되며, 응축기에서 해양의 저열원인 심층수와 열교환 후 응축한다. 마지막으로, 펌프에 의해 순환하며 사이클을 형성한다.

Collection @ kmou

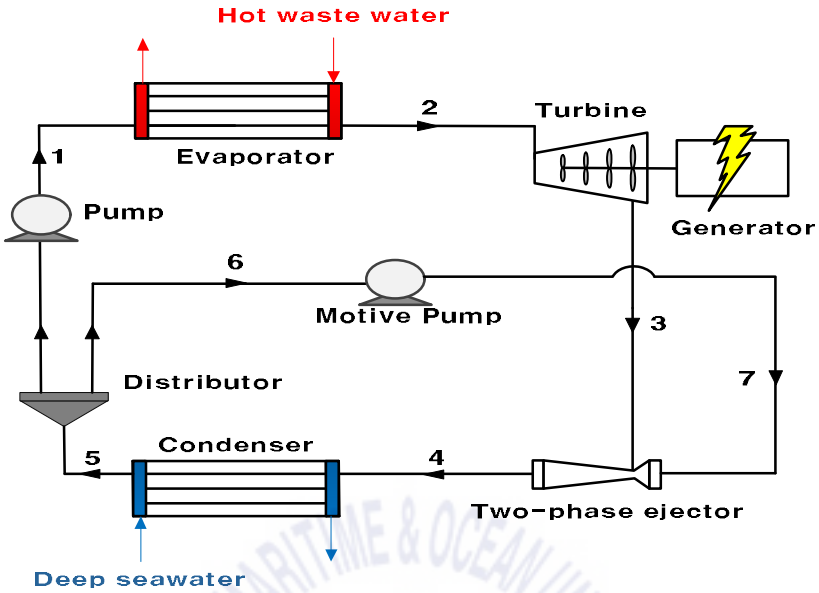


Fig. 2.8 Schematic of Two-phase ejector OTEC cycle[44]

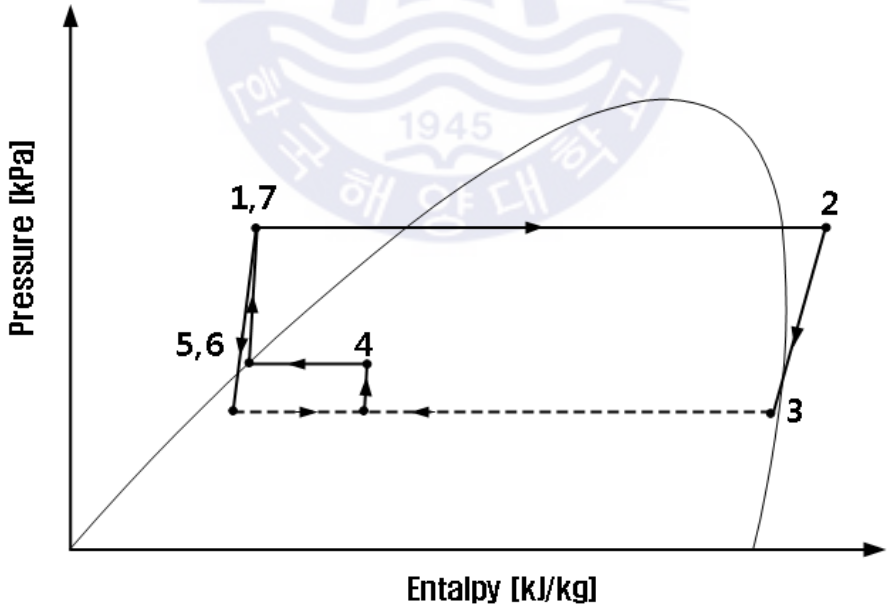


Fig. 2.9 P-h diagram of the EP-OTEC cycle[44]

Collection @ kmou

터빈의 총 출력과 순 출력은 터빈을 통과하는 질량 유량과 터빈 입구와 출구 사이의 엔탈피 변화에 의해 결정된다. 그러므로 압력 변화에 비례하는 엔탈피 변화는 터빈을 사용하여 더 많은 전기를 발생시키기 위해 증가된다.

또한 Motive 펌프는 EP-OTEC 사이클을 작동시키는데 핵심 요소이며, 작동유체 펌프의 동력은 터빈 순 전력 식 (10)인 터빈의 총 출력 식 (2.17)에서 제외된다. EP-OTEC 사이클은 기본 OTEC 사이클에 포함되지 않은 Motive 펌프를 적용한다. 원동 펌프로의 동력 입력은 터빈의 순 동력 식 (2.18), (2.19)을 산출하기 위해 터빈의 총 동력에서 배제된다. 시스템 효율성은 입력 열용량과 출력 에너지 사이의 비율로 나타낸다.

$$W_T = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \tag{2.17}$$

$$W_{CP} = \dot{m}_r(h_1 - h_5) \tag{2.18}$$

$$W_{MP} = \dot{m}_r(h_7 - h_6) \tag{2.19}$$

$$W_{net} = W_T - W_{CP} - W_{MP} \tag{2.20}$$

2.2.2 성능 개선형 해수온도차발전의 적용

현재 대한민국에서는 2021년 키리바시 완공을 목표로 Fig. 2.10과 같은 1MW급 온도차발전의 제작 및 실험이 진행되고 있다. 2019년 국내 실증을 완료 후 2년간의 현지 공사가 진행될 예정이며, 초기 투자비용과 시스템 안전성을 고려하여 R32 작동유체를 활용한 폐쇄형 온도차발전을 적용하였다. 현 프로젝트가 최초의 상용화를 위한 실증 플랜트 구축이 된다면,

Collection @ kmou

향후 경제성 및 성능 개선을 고려한 고효율 시스템을 적용해야 할 것이다. 앞서 언급된 재열 및 재생 사이클과 이젝터를 적용한 EP-OTEC 사이클이 기존 칼리나 또는 우에하라 사이클과 비교하여 성능뿐만 아니라 경제적인 이익 측면에서도 경쟁력을 가져야만 할 것이다.

향후 개선된 해수온도차발전의 상용화를 위한 다음과 같은 사항을 고려해야 할 것이다.

Fig. 2.10 3D Design of 1MW OTEC plant in Kiribati (KRISO)

① 개선된 해수온도차발전 시스템의 출력 또는 효율 면에서 우수한가.

② 개선된 해수온도차발전 시스템을 적용 후 초기 투자비용을 회수하기까지 경제적으로 경쟁성이 있는가.

Collection @ kmou

③ 개선된 해수온도차발전 시스템의 환경 및 안전성 측면에서 수용 가능한가.

④ 개선된 해수온도차발전 시스템은 운전자가 쉽게 운전이 가능한가.

⑤ 개선된 해수온도차발전 시스템은 자동화 및 무인화를 구현하기 위하여 제어가 용이한가.

상기 고려 사항을 기반으로 개선화된 온도차발전의 연구를 통하여 가까운 미래에는 Fig. 2.11과 같은 고효율의 안정화 된 발전 플랜트의 보급이 가능할 것으로 예상된다.

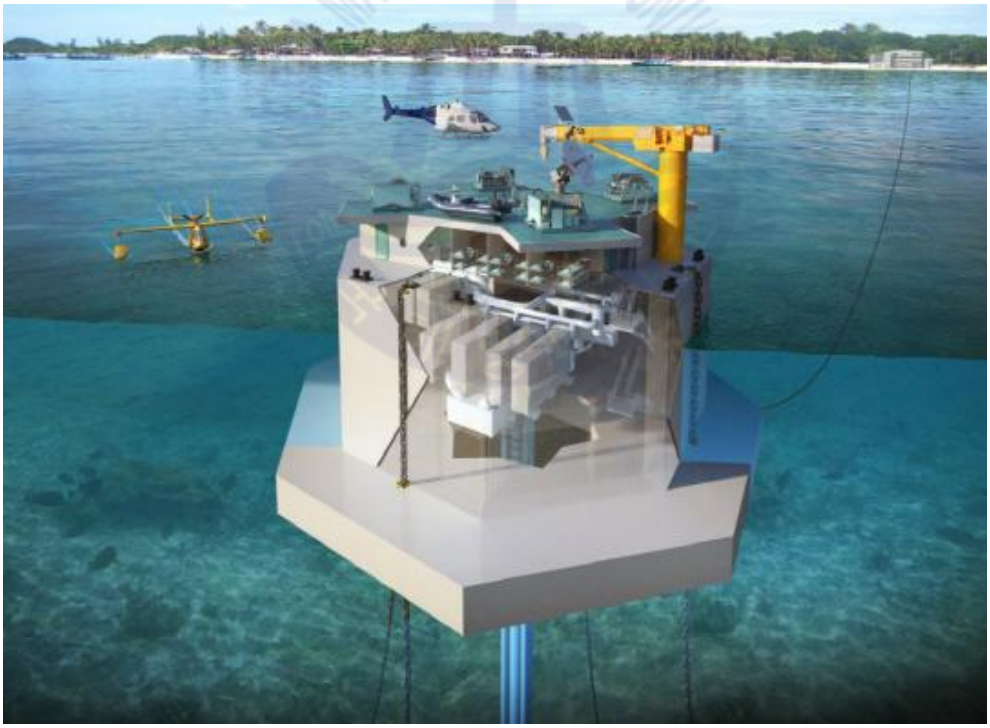


Fig. 2.11 3D Design of advanced future OTEC plant (KRISO)

Collection @ kmou

제 3 장 해수온도차발전 시스템 설계 및 해석

3.1 작동유체의 종류 및 선정

3.1.1 해수온도차발전 적용 작동유체

해수 열원을 이용한 유기랭킨사이클 발전을 구성하기 위하여 선행돼야 할 과제는 열원 조건에 맞는 작동유체를 선정하는 것이다. 작동유체(Working Fluids)란 열기관에서는 열에너지의 공급을 받는 유체가 팽창함으로써 역학적 일을 하는데, 나머지 에너지를 방출해 원래의 상태로 되돌아간 다음에 다시 열의 공급을 받는다는 식으로, 유체가 몇 단의 상태변화를 하는 하나의 사이클에 의해 동력이 발생한다. 또한, 히트 펌프 또는 냉동기에서는, 동력을 소비해 유체가 상태변화를 하는 하나의 사이클을 형성하고 열에너지를 저온부에서 고온부로 이동시키는 등의 에너지의 이동 역할을 담당하는 유체를 명칭할 때 작동유체라 한다[44].

ORC 발전에서는 증발기에서 고온 고압으로 팽창된 증발된 작동유체가 터빈의 블레이드를 통과하는 과정에서 압력과 온도가 감소하면서 터빈을 회전시키며 운동에너지를 생성한다. 회전된 터빈은 발전기를 통하여 전기에너지로 전환된다. 터빈을 통과한 작동유체는 응축기를 통과하면서 액화되어 펌프로 순환된다.

대표적인 작동유체로는 암모니아와 R22, R134a가 있으며, 암모니아는 압축식/흡수식 냉동기 또는 OTEC 등의 온도차 발전의 작동유체로 사용되어 왔으며, 시스템 적용에 따라 필요한 터빈 및 열교환기의 크기가 줄어드는 장점이 있다[45], [46]. 또한, R22와 R134a의 냉동기의 발전과 함께

Collection @ kmou

작동유체로 가장 널리 사용되었으나 대기중에 대량으로 방출되는 CFC계 작동유체가 오존층을 파괴하는 물질로 판명됨에 따라서 1985년 3월과 1987년 9월에 '오존층보호를 위한 비에너 협약'과 '오존층 파괴물질에 대한 몬트리올 의정서'가 국제환경계회(UNEP)의 주도하에 각각 채택되었으며, 온실가스 농도의 안정화를 위한 교토의정서 발행 이후 오존층파괴지수(ODP : Ozone Depleting Potential)와 지구온난화지수(GWP : Global warming potential)가 높아 현재는 사용이 점차 감소되고 있다[47], [48].

Table 3.1은 국내외 냉동공조 및 ORC 등에 상용되고 있는 작동유체의 GWP와 ODP 지수를 나타내고 있다. R141B과 R22는 각각 0.11과 0.05로 오존층 파괴 지수를 내포하고 있으며, 작동유체별 비교 시뮬레이션에는 NBP가 낮은 R22를 적용하여 비교하였다. 반면, R134A과 R245FA, R236EA, R22는 GWP가 높아 국제 사회에서 점차 사용이 감소되고 있으며, 이를 대체하기 위한 신냉매(작동유체)의 개발이 진행되고 있다.

Table 3.2는 상용 작동유체의 Density와 Molar mass, NBP, Critical Temperature를 나타내고 있으며, R141B과 R245CA, R245FA는 각각 증발온도가 15℃ 이상의 상온으로서 저온의 심층수를 활용하는 해수온도차발전에서는 제외 하였다.

최종 성능비교 시뮬레이션에 적용된 작동유체는 기존 해수온도차발전과 냉동 사이클에 적용되고 있던 R717과 R22, R134A와 새롭게 대체되는 Low GWP인 R32, R1234YF, R1234ZE를 비교하였다. 반면, 자연냉매인 isobutane은 안전도가 A3으로 낮아 적용에 제외 되었다. 각 적용 냉매의 증발압력과 용량에 따른 GWP와 위험도 특성은 Fig. 3.1과 같다.

Collection @ kmou

Table 3.1 Working fluids 1

Name	Chemical symbol	Safety group	GWP	ODP
R134A	CF3CH2F	A1	1430	0
R717	NH3	B2	0	0
R141B	C2H3Cl2F	A2	725	0.11
R245CA	C3H3F5	A2	693	0
R245FA	C3H3F5	A1	1030	0
R236EA	C3H2F6	N/A	1200	0
R1234YF	C3H2F4	A2	4	0
R1234ZE	CF3CH	A2	7	0
R22	CHClF2	A1	1810	0.05
isobutane	C4H10	A3	0	0
R32	CH2F2	A2	675	0

Table 3.2 Working fluids 2

Name	Chemical symbol	Density [kg/m³]	Molar mass [kg/kmol]	NBP [℃]	Critical Temp. [℃]
R134A	CF3CH2F	511.9	102.03	-26.16	101.0
R717	NH3	233.25	17.03	-33.3	133
R141B	C2H3Cl2F	458.5	116.9	32	194
R245CA	C3H3F5	525.46	134	25.13	174.4
R245FA	C3H3F5	519.4	134	15.1	154
R236EA	C3H2F6	564.9	152	6.19	139.3
R1234YF	C3H2F4	475.55	114.04	-29	95
R1234ZE	CF3CH	456.17	114.04	-19	109
R22	CHClF2	523.8	86.4	−40.7	96
isobutane	C4H10	225.5	58.12	-11.7	135
R32	CH2F2	424.0	52.02	-51.65	78.10

Collection @ kmou

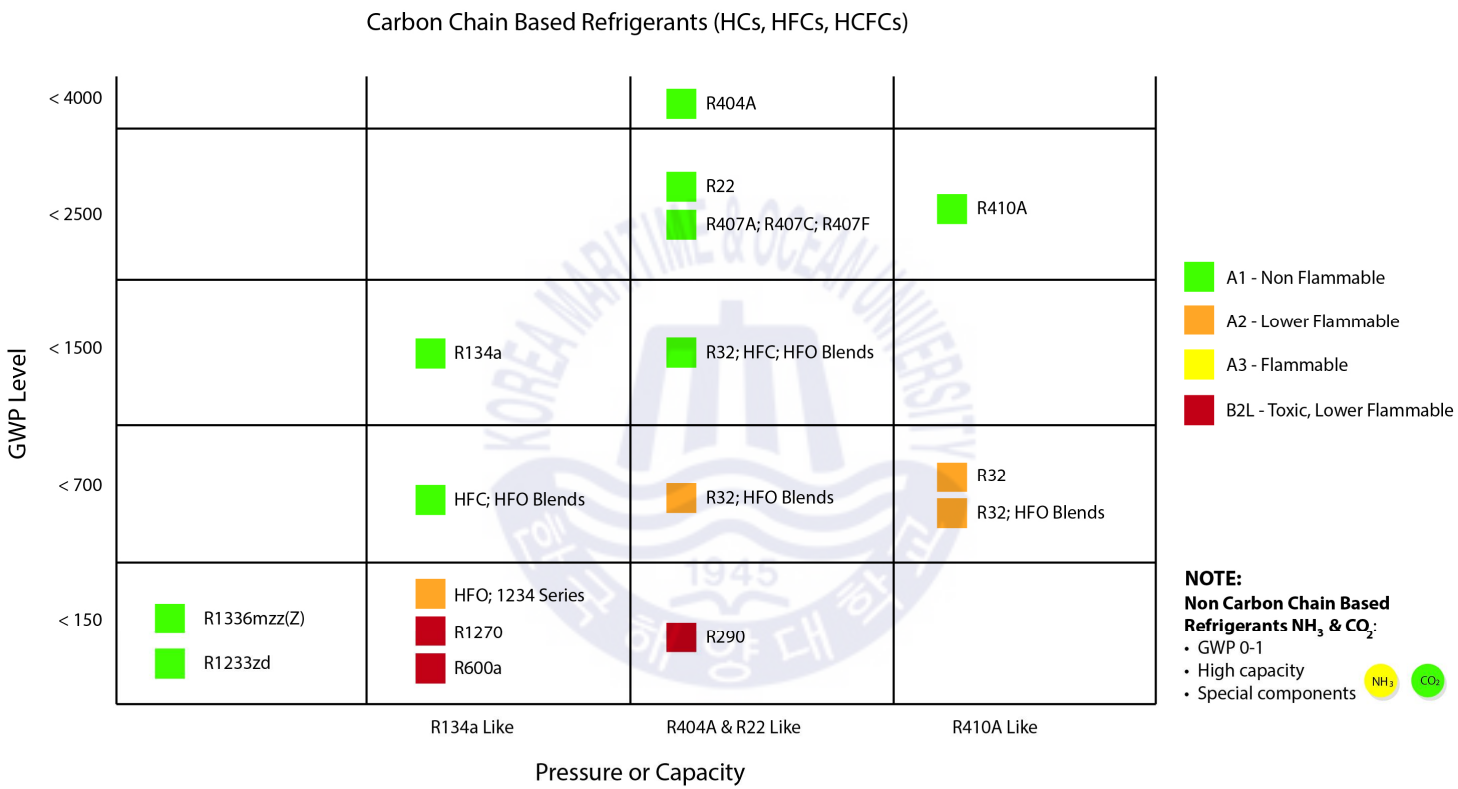


Fig. 3.1 GWP Characteristics according to pressure and capacity of working fluid

Collection @ kmou

3.1.2 최적 작동유체 선정

해수온도차발전의 작동유체로 선정하기 위한 사전 비교를 위하여 동일 출력의 해수 온도차발전을 설계하고 작동유체로 선정하기 위한 각 냉매별 순수 출력과 효율을 비교하였다. 적용된 해수온도차발전은 기본적인 폐쇄형 사이클을 적용하였으며, Fig. 3.2에 1,043kW의 동일 출력을 발생하기 위한 순수출력과 소요 동력을 확인 하였으며, 이때 적용된 표층수와 심층수의 열원 온도는 각각 29℃와 5℃를 적용하였다. 순수 출력은 암모니아가 722kW가 생산되어 가장 높았으며, R32가 702kW를 차지하여 차선으로 높은 것을 확인하였다. 가장 낮은 출력은 R134a가 675.8kW를 보였으며, 그 밖에 R1234ZE와 R1234YF가 각각 685kW와 868kW로 낮은 출력을 기록하였다.

반면, Fig. 3.3는 각 냉매별 시스템 효율로서 R32 작동유체에서 가장 높은 효율인 2.861%를 보였으며, 이후에는 암모니아가 2.766%를 기록하였다. 그 밖에는 R22가 2.674%, R1234yf가 2.62%, R1234ze가 2.506%, R134a가 2.479% 순으로 기록하였다.

이번 해수온도차발전 실증플랜트의 설계와 제어시스템을 구축하기 위하여 효율이 가장 높으며, 출력이 높은 R32를 선정하였으며, 실제 적용하고자 하는 남태평양 도서국가의 해수열원 조건을 적용하여 시뮬레이션 하였다.

Collection @ kmou

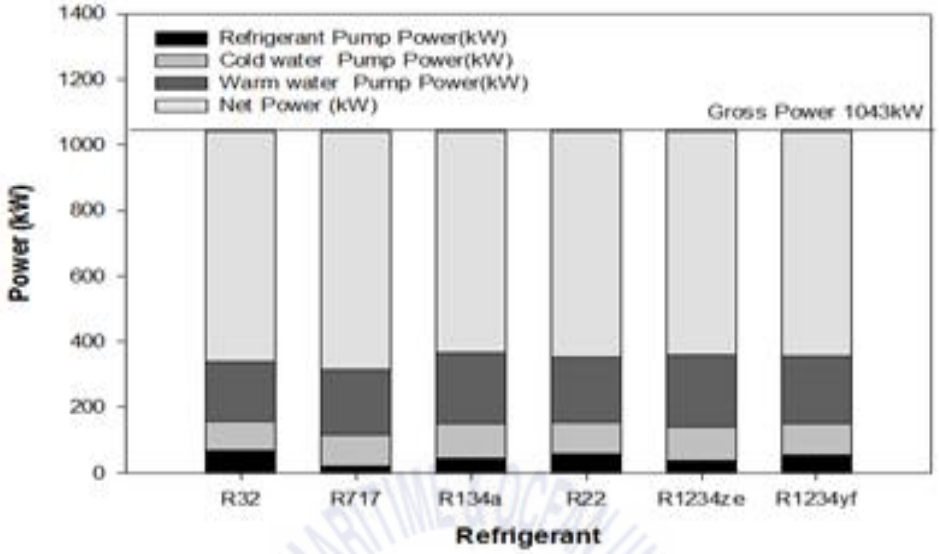


Fig. 3.2 Comparison of required power and pure power of 1,043kW OTEC by refrigerant

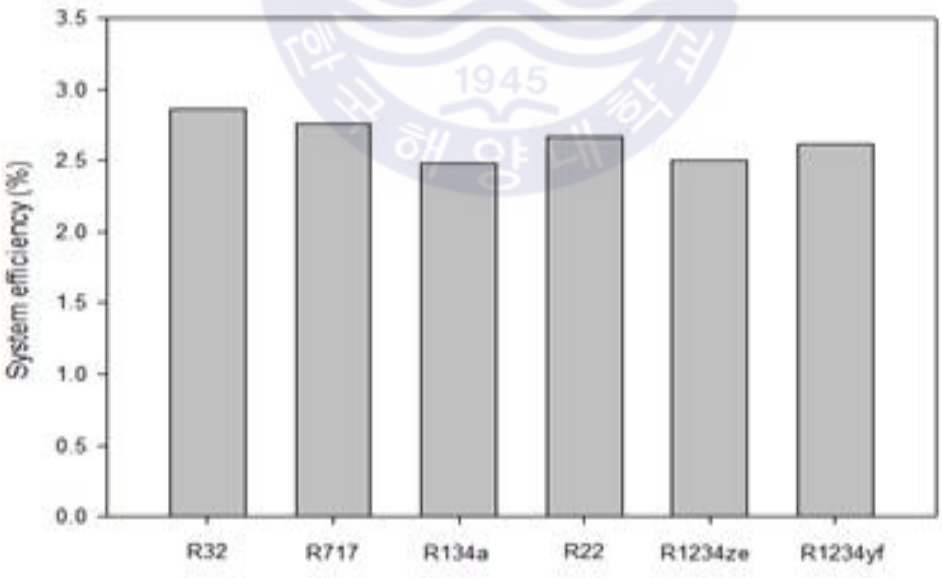


Fig. 3.3 System efficiency by refrigerant of 1,043kW OTEC

Collection @ kmou

3.2 열원 특성 및 적용

해수온도차 발전을 포함한 온도차 발전 시스템은 고온의 열원부와 저온의 열원간의 온도차에 의한 발전으로 열원의 선정 및 적용에 따른 시스템 성능의 변화와 성능 특성이 다양하다. 일반적으로 냉난방 및 공기조화에 사용되는 공기열원은 에너지 밀도(Energy density)가 낮고 온도 편차가 크므로 사용이 제한되며, 대용량의 발전에 한계를 갖는다.

따라서 대형 화력 및 원자력 발전에서는 해수 및 담수를 저온 열원으로 활용한다. 하지만 해수 및 담수를 취수하는 데는 지역적 한계가 있어 대형 강이나 호수가 없는 내륙 지역에는 발전 설비를 구축하는 것이 불가하다. 이러한 대한으로 물의 저온 증발을 활용한 냉각탑 설비를 가추며, 이러한 냉각탑 설비는 초기 투자비용 및 담수 사용에 따른 지출 금액이 높다.

3.2.1 해수열원 특성 분석

신재생에너지 원별 기술동향에 따르면 수열은 '해수의 표층의 열'로 정의되고 있어, 수열이용기술은 '해수의 표층의 열을 히트펌프를 이용하여 냉・난방에 활용하는 기술'로 정의될 수 있다. 이는 해양의 온도차를 변환시켜 전기 또는 열을 생산하는 해양에너지 이용기술의 하나이다. 따라서 현재 수열은 좁은 의미에서 해양표층수를 열원으로 이용하는 것을 대상으로 하지만 넓은 의미에서는 해양심층수, 발전소온배수 등도 포함하는 미활용 해수열에너지로서 정의될 수 있다.

신・재생에너지로 이용할 수 있는 수열(해수온도차) 에너지는 해수의 온도와 대기의 온도 차이 또는 해양 표층수와 심층수간 수온의 차이라고 할 수 있다. 해수온과 기온의 차이는 계절별 냉난방 부하에 대응하기 위한 가용 자연열원으로서 해수가 이용될 수 있음을 의미한다.

저온 열에너지로서 해수열을 이용하는 이유는 다양하지만 대표적으로 세 가지로 분류되며, 저온성과 정온성 그리고 부용성에 있다.

Collection @ kmou

해수의 저온 특성은 전 세계해수 표면 온도와 외부 온도간의 온도차를 비교해보면 내륙 지역에 고온이 분포되며, 해안으로 갈수록 온도가 감소되는 것을 알 수 있다. 또한 내륙의 여름 평균 온도가 최대 45℃에 달하는데 반하여 해안의 온도는 평균 32℃로 13℃의 온도 차이를 보인다. 또한, 해수는 수심이 낮을수록 태양광의 영향이 적어 온도의 변화가 적으며, 여름철에는 상온보다 낮게 유지되며 겨울철에는 상온보다 높게 형성된다. Fig. 3.4는 국내 겨울 및 여름의 해수 온도분포를 보여준다. 우리나라 주변해역의 수심 10m층에 대한 해수 수온 분포는 위도에 따라 다르며 계절적 변화를 보이고 있지만 겨울철 표층수온은 8~12℃로 기온보다 따뜻하며, 여름철 표층수온은 22~26℃로 기온보다 차가운 편이다. 또한, 해수온도차발전을 적용하기 위한 해수열원은 전 세계적으로 널리 분포하며, 취수 거리에 다소 차이가 발생하나 약 100여개의 나라에서 적용이 가능하다. Fig. 3.5는 전 세계 표층수 온도분포를 나타낸다. 적도 지역은 최대 35℃까지 해수 온도가 상승하는 것을 확인할 수 있다.

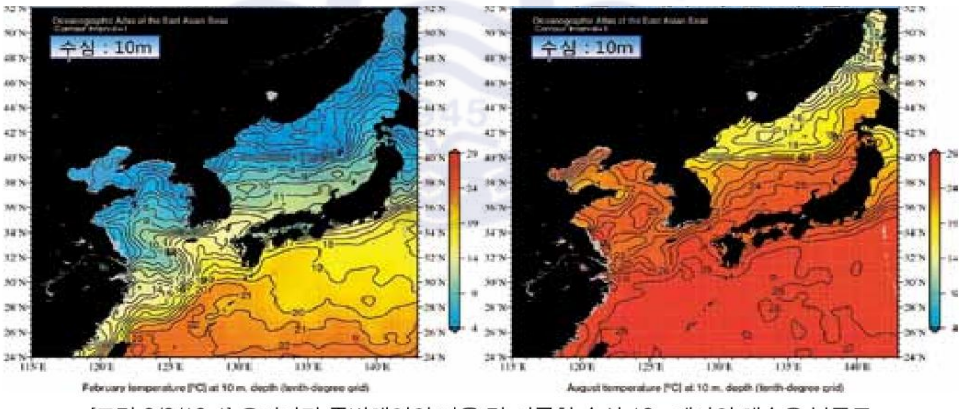


Fig 3.4 Distribution of sea temperature at 10m depth in February(left) and August(right) in domestic (출처: 해양자료센터)

Collection @ kmou

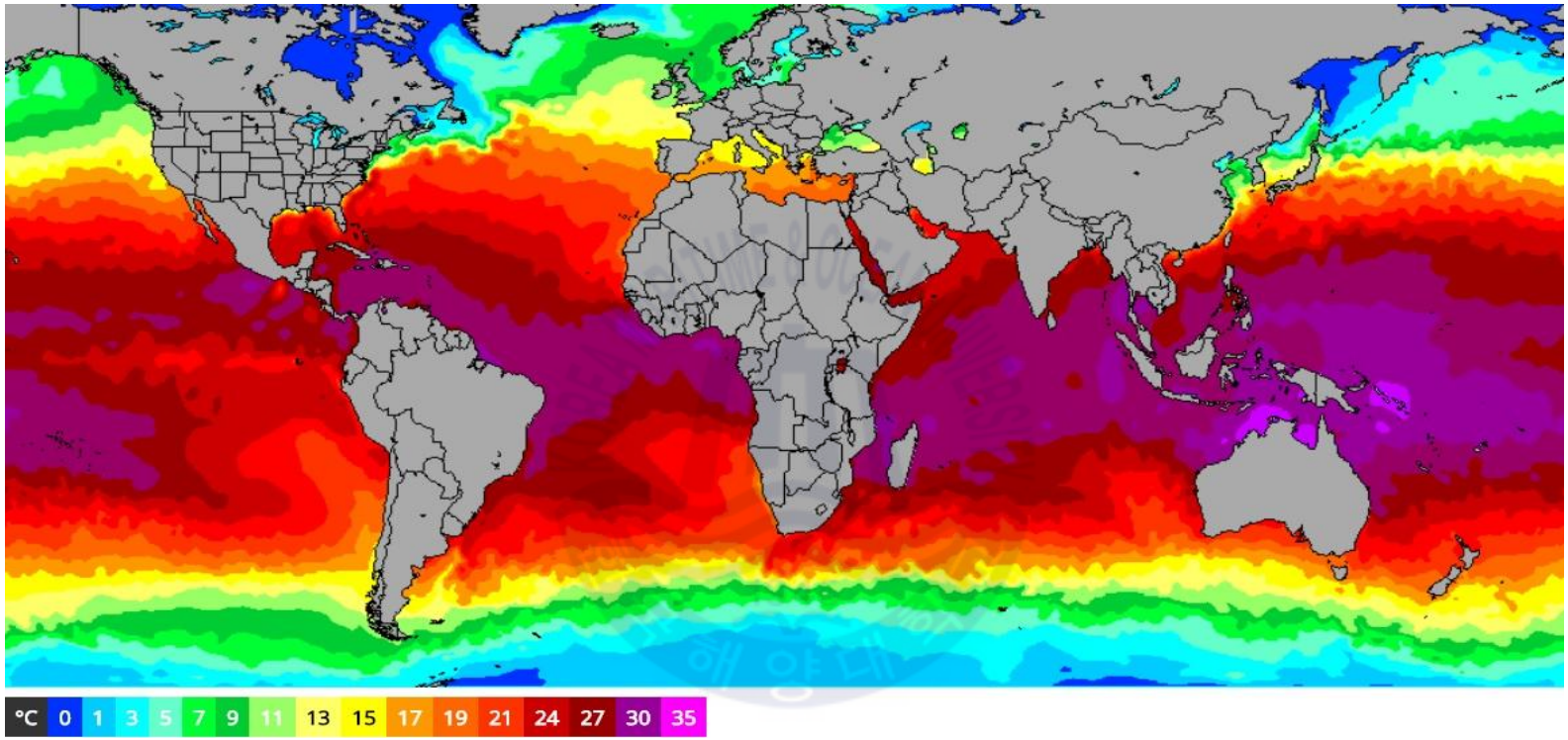


Fig. 3.5 Distribution of world surface sea temperature (source : www.seatemperature.org)

Collection @ kmou

1) 해양 심층수

우리나라는 수면 200m이하의 지점을 해양 심층수로 규정하며, 이 심층수는 태양광의 영향을 거의 받지 않아 연간 온도가 매우 낮게 형성되어 있다. 심층수를 이용한 저온 열원으로의 사용은 일본과 미국을 중심으로 연구되어 왔으며, 국내에서도 해수온도차발전의 저온열원으로 다양한 연구가 진행되어 왔다.

해양 심층수는 세계적으로 분포되어 있으나 취수 수심의 온도가 다르며, 취수 지점까지의 거리가 경제성에 중용한 요인이 된다. 국내에는 동해에만 분포되어 연 평균 1~2℃를 유지하고 있어 매우 저온의 특성을 보며, 취수 지점까지의 거리도 가까워 사용에 유리하다.

또한, 심층수는 연간 또는 일간 온도 변화의 차이가 외기 온도와 비교하여 적어 응축기의 열원으로 사용할 경우 안정된 발전 출력이 가능하다. 한편, 깊은 수심에서 취수가 가능하고, 수심 200m 이하에서 수온 3℃이하의 차가운 해수를 이용할 수 있을 경우에는 직접 열교환에 의한 저온열원으로 이용이 가능하다. Fig. 3.6은 동해상의 수심별 온도변화를 나타낸다. 300m 지점 이하에서는 연간 2℃ 이하를 유지한다.

Fig. 3.7은 적도 부근에 위치한 남태평양 도서국가(Kiribati)의 해수 수심 변화에 따른 온도 분포를 보여준다. 3개의 조사 지점에서 동일하게 더 낮은 수심의 해수에 더 낮은 수온을 보여 표층에서 약 30℃를 보이는 열원이 수심 1,000m 지점에서는 약 5℃ 내외를 보여 25℃의 온도차를 보인다. 또한, 해수의 이동속도도 수심에 따라 점차 감소하여 1,000m 지점에서는 변화가 감소한다.

Collection @ kmou

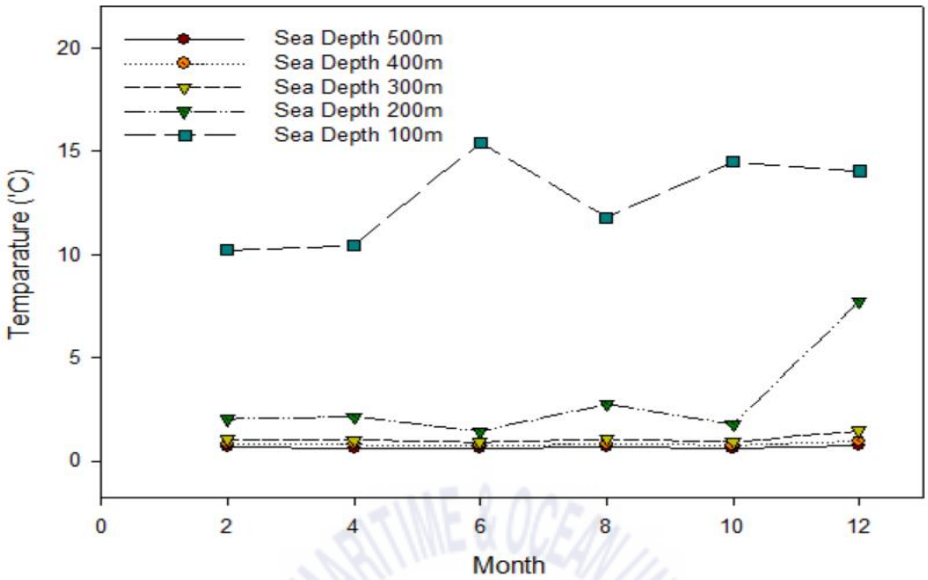
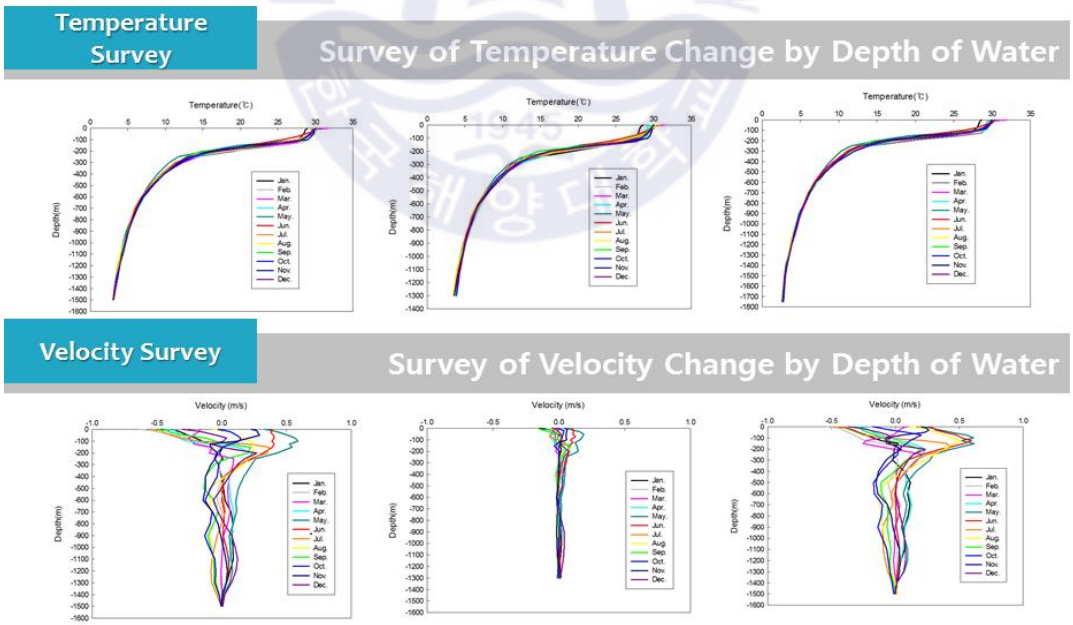


Fig. 3.6 East sea temperature by depth



(a) (b) (c)

Fig. 3.7 Temperature and velocity change with seawater depth in Kiribati

Collection @ kmou

3.2.2 해수 및 미활용 열원 잠재량 분석

1) 세계적인 해수온도차발전 잠재량

해수열에너지 잠재량 산정은 Nihous가 제시한 이론을 기반으로 계산이 가능하며, Nihous는 Fig. 3.9의 해수온도차발전 시스템으로부터 생산된 발전량을 식 (3.1)과 같이 산정하였다[49]. 이를 바탕으로 이론적 잠재량은 취수된 표층수가 기화기에 전달하는 열하중을 이론적 잠재량으로 정의하여 식 (3.2)와 같이 사용하였고, 기술적 잠재량은 해수온도차발전의 발전량에서 시스템을 구동하기 위해서 소요되는 전력량을 제외한 출력으로 정의하여 식 (3.3)과 같이 사용하였다.

$$P_g = w_{cw}\frac{3\rho c_p \epsilon_{tg}\gamma}{16(1+\gamma)}\frac{(\triangle T)^2}{T} \tag{3.1}$$

$$Q = Q_{ww} = \frac{3\triangle T}{8(1+\gamma)} \times \gamma w_{cw} \times \rho c_p \tag{3.2}$$

$$P_{net} = w_{cw}\frac{3\rho c_p \epsilon_{tg}\gamma}{16(1+\gamma)}\frac{(\triangle T)^2}{T} - w_{cw}0.4\frac{\rho c_p \epsilon_{tg}\gamma}{4(1+\gamma)} \tag{3.3}$$

또한, Fig. 3.10과 같이 해수온도차발전은 적도 지역을 중심으로 분포하고 있으며, 적도에서 ±2.5° 지점에서 가장 높은 잠재량을 나타내는 1,000 kW/km^{2}을 보였다. 향후 적용될 키리바시도 잠재량이 가장 높은 지역에 속한다.

Collection @ kmou

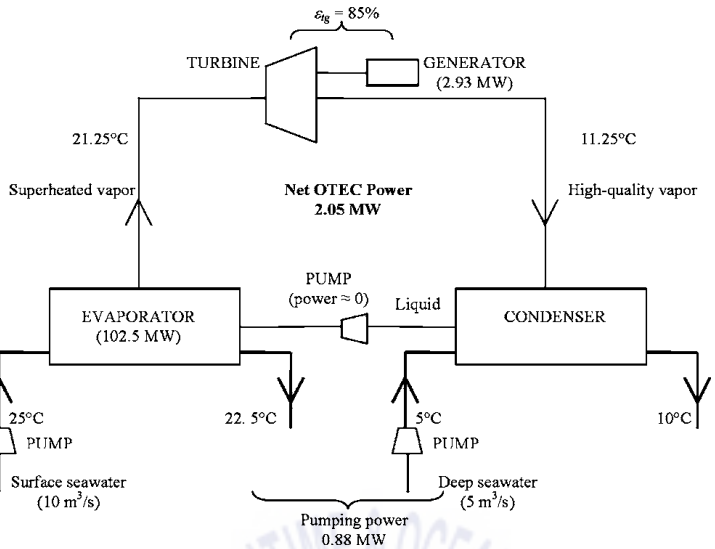


Fig. 3.8 Illustration of standard OTEC process when η =0.5 and Qww=10 m^3/s; work ratio is 1.0 (feed pump power negligible)

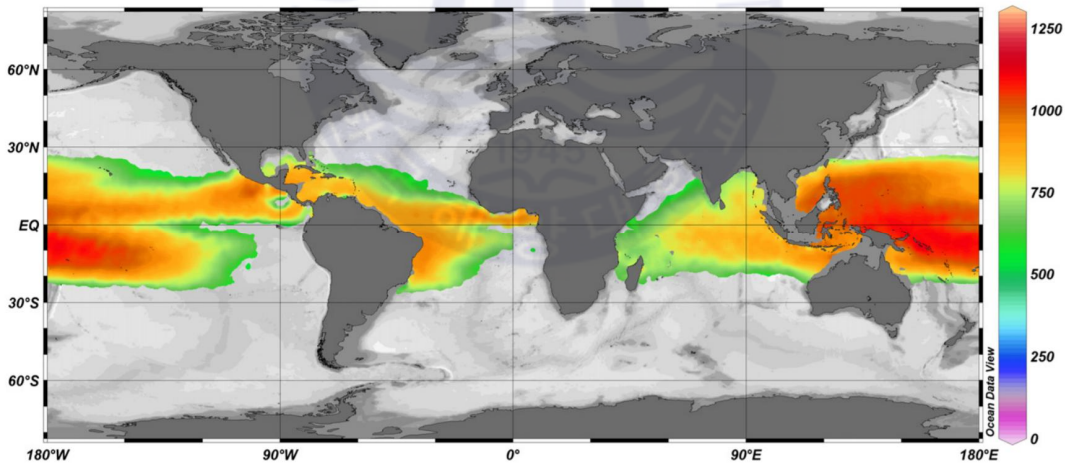


Fig. 3.9 Annual OTEC net power density if no change of the ocean' s thermal structure occurred when Wcw = 60m year-1. (source : Ocean Thermal Energy Conversion)

Collection @ kmou

2) 국내 해수온도차발전 잠재량

해수온도차발전을 위한 국내 해수열원의 잠재량은 단위 면적당 심층수 취수량과 해수의 밀도 등을 고려하여 이론적 잠재량을 선정하였으며, 군사 지역 및 미접근 해안가를 반영하여 지리적 잠재량을 산정하고, 최종적으로 시스템의 효율과 순수출력을 고려하여 기술적 잠재량을 도출하였다.

Table 3.3 Distribution of domestic seawater temperature difference

Local	Annual average heat load [MW/km^2]	Survey area [km^2]	Facility capacity [GW]	Annual power generation [TWh/y]
Theoretical potential	8.4	57,408	452	3,978
Geographic potential	8.4	57,408	340	2,995
Technical potential	0.1	13,594	2.7	23.4

Table 3.3과 같이 해수온도차발전을 위한 국내 해수열원의 잠재량은 기술적 측면을 고려해도 연간 23.4 TWh/y에 달하며, 기술 증가에 따라 사용 에너지량도 증가할 것으로 예상된다. 하지만 연간 개절별 온도변화에 이유로 실제 적용에는 다양한 미활용 열원을 고려하거나 시스템을 개선하는 등의 노력으로 극복해야 할 필요가 있다.

또한, Table 3.4는 국내 해수뿐만 아니라 산업 폐열과 발전소 배열 등의 미활용열원 분포를 비교한 것이며, 100℃ 이상의 고온을 보이는 산업폐열은 시스템 출력과 효율 향상이 높을 것으로 예상된다. 순수한 해수온도차발전을 고려해도 발전소 배열을 활용한 경우 기존에 비교하여 7~9℃의 온도 향상을 확보할 수 있어 성능 개선이 클 것으로 판단된다.

Collection @ kmou

Table 3.4 Domestic seawater and unused heat source type and amount

Unused heat type	Shape	Temperature	Amount(Domestic)
Geothermal	Steam, hot water	Over 80℃	145,695,882MWh/y *Calculating Technical Potential **2014 Renewable Energy
Ship wasted heat	Exhaust heat	230~260℃	
Offshore plant wasted heat	Exhaust heat	380~560℃	
Industrial process waste heat	High pressure hot water, Exhaust heat	120~150℃	*After using gas turbine
Power plant warm drainage	hot water	20~40℃	77,028Tcal/y *Thermal power generation standards
Seawater	hot water	10~30℃	27,160Tcal/y *7 regions (Incheon, Busan, Ulsan, Gangneung, Gunsan, Mokpo, Seogwipo) **Temperature difference energy as renewable energy
Power plant transformer heat	hot water	35~65℃	
Incineration heat	Exhaust heat	250~300℃	387만Gcal/y **Domestic Waste Incineration Heat Utilization Status
Fuel cell waste heat	hot water	80℃	

Collection @ kmou

3.3 해수온도차발전 시스템 해석 조건

시스템 시뮬레이션은 Aspen HYSYS 11V로 수행하였다. Aspen HYSYS 프로그램은 석유 · 화학분야에서 공정을 설계하고 시뮬레이션을 통해 검증하는 상용 프로그램이다. 가스 프로세서, 정제, 화학분야의 플랜트 설계에 주로 이용되며, 실제 LNG FPSO 등 해양플랜트의 Topside 공정 프로세스 설계에도 해당 프로그램이 이용되고 있다.

Aspen HYSYS 프로그램은 유기랭킨 사이클의 해석에도 적용되는데 이는 천연가스 공정, 석유정제, 석유화학, 화학산업과 관련된 프로세서에 유기랭킨 시스템이 설치되기 때문이다.

3.3.1 시스템 해석 적용 상태방정식

시스템 해석에 적용된 모델식(property package)은 냉동시스템에 널리 이용되는 Peng-Robinson 상태방정식(PR EOS)을 적용하였으며, 상태방정식은 다음 식 (3.4)과 (3.5)으로 정의된다.

$$P=\frac{RT}{V-b}-\frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \tag{3.4}$$

$$Z^3-(1-B)Z^2+(A-2B-3B^2)Z-(AB-B^2-B^3)=0 \tag{3.5}$$

여기서,

$$A=\frac{aP}{(RT)^2}$$

$$B=\frac{bP}{RT}$$

Collection @ kmou

$$b = 0.077796\frac{RT_c}{P_c}$$

$$a = 0.457235\frac{(RT_C)^2}{P_C}[1 + m(1 - \sqrt{T_r}]^2$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

$$m = 0.37464 + 1.54226w - 0.26992w^2$$

참고, acentric factor > 0.49 일 때,

$$m = 0.379642 + (1.48503 - (0.164423 - 1.016666w)w)w$$

$P =$ Pressure

$R =$ Ideal gas constant

$T =$ Temperature

$Z =$ Compressibility factor

$w =$ Acentric facter

첨자(subscript) :

$_c =$ Variable at the critical point

$_r =$ Variable at the reduced point

PR EOS에서 엔탈피와 엔트로피의 값을 얻기 위해 적용된 계산방법은 다음 식 (3.6) 및 (3.7)와 같다.

$$\frac{H - H^{ID}}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{2\sqrt{2}bRT}(a - T\frac{da}{dt})\ln[\frac{V + (\sqrt{2}+1)b}{V + (\sqrt{2}-1)b}] \quad (3.6)$$

$$\frac{E - E_o^{ID}}{R} = \ln(Z - B) - \ln\frac{P}{P^o} - \frac{A}{2\sqrt{2}bRT}(\frac{T}{a}\frac{da}{dt})\ln[\frac{V + (\sqrt{2}+1)b}{V + (\sqrt{2}-1)b}] \quad (3.7)$$

Collection @ kmou

여기서,

H=Enthalpy

E= Entropy

첨자(subscript) :

^{HD} = Ideal gas

$_{o}$ = Reference state

3.3.2 각 시스템 구성요소 상태방정식

(1) 열교환기(Heat Exchanger)

열교환기의 계산은 고온과 저온 유체의 에너지 밸런스에 기초하며, 일반적으로 고온의 유체가 저온의 유체에 열교환기 용량만큼의 열량을 공급하게 된다. 열정산(heat balance)식은 다음 식 (3.8)과 같다.

$$Balance\ Error = [M_{cold}(H_{out} - H_{in})_{cold} - Q_{leak}] - [M_{hot}(H_{out} - H_{in})_{hot} - Q_{loss}] \quad (3.8)$$

여기서,

M= Fluid mass flow rate

H = Enthalpy

Q_{leak} = Heat leak

Q_{loss} = Heat loss

열교환기를 통해서 전달되는 총 열전달량(heat exchange duty)은 총열전달계수, 열교환기의 전열면적, 대수평균온도차(Log Mean Temperature Difference, LMTD)에 의해 다음 식 (3.9)로 나타낼 수 있다.

Collection @ kmou

$$Q = UA\Delta T_{LM}F_t \tag{3.9}$$

여기서,

U = Overall heat transfer coefficient

A = Surface area available for heat transfer

ΔT_{TM} = Log mean temperature difference

F_t = LMTD correction factor

일반적으로, 기본 모델 열교환기에 적용되는 식은 다음과 같다.

$$M_s(H_{in} - H_{out})_{shell} - Q_{loss} + Q = \rho\frac{d(VH_{out})_{shell}}{dt} \tag{3.10}$$

튜브(tube) 측은,

$$M_t(H_{in} - H_{out})_{tube} - Q = \rho\frac{d(VH_{out})_{tube}}{dt} \tag{3.11}$$

여기서,

M_s = Shell fluid flow rate

M_t = Tube fluid flow rate

ρ = Density

H = Enthalpy

Q_{loss} = Heat loss

Collection @ kmou

Q = Heat transfer from the tube side to the shell side

V = Volume shell or tube holdup

(2) 펌프(Pump)

펌프는 입구 측 유체에 압력을 증가시켜 이송하기 위해 사용된다. 펌프의 작동은 압축기의 작동과 유사하나 사용 유체가 비압축성에 적용된다. 펌프의 이상적인 동력(ideal power, PWR_i)는 다음 식 (3.12)의 표준펌프 방정식에 근거하여 계산한다.

$$PWR_i = \frac{(P_{out} - P_{in}) \times F}{\rho_{liq}} \tag{3.12}$$

여기서,

P_{out} = Pump outlet pressure

P_{in} = Pump inlet pressure

F = Flow rate

ρ_{liq} = Liquid density

펌프의 실동력(actual power, PWR_a)은 펌프의 효율식 (3.13)에서 정의된다.

$$\eta(\%) = \frac{PWR_i}{PWR_a} \times 100\% \tag{3.13}$$

식 (3.12)와 (3.13)에서 펌프 운전에 필요한 실동력은 다음 식 (3.14)로 나타낼 수 있다.

Collection @ kmou

$$PWR_a = \frac{(P_{out} - P_{in}) \times F \times 100\%}{\rho_{liq} \times \eta(\%)} \tag{3.14}$$

실동력은 또한 입출구 유체의 열유량(heat flow)의 차와 같다. 펌프의 효율이 100 % 보다 작은 경우 초과에너지는 출구의 유체 온도를 상승시키게 된다.

(3) 터빈(Turbine)

터빈의 효율은 식 (3.15)와 같이 실제 팽창 프로세스에서 발생하는 Power와 단열팽창에서 발생하는 Power의 비율로 주어진다.

$$\eta(\%) = \frac{PWR_a}{PWR_i} \times 100\% \tag{3.15}$$

열역학적으로 기계적으로 가역 가능한 Process의 일은 다음 식 (3.16)으로 부터 표현 될 수 있다.

$$W = \int VdP \tag{3.16}$$

여기서,

$W =$ Work

$V =$ Volume

$\Delta P =$ Pressure difference

터빈(Expander)의 Actual power는 입/출구 유체의 Heat flow (enthalpy)차이와 동일하다. 따라서 실제 출력은 다음 식 (3.17) 같이 정의 된다.

Collection @ kmou

$$W_{actual} = Q_{inlet} - Q_{outlet} - W_{pump} \tag{3.17}$$

Expander의 Isentropic 또는 Polytropic power 는 다음의 식 (3.18)으로 부터 계산되어 진다.

$$W = F_1(MW)\left(\frac{n}{n-1}\right)CF\left(\frac{P_1}{\rho_1}\right)\times\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1\right] \tag{3.18}$$

여기서,

n = Volume exponent

CF = Correction factor

P_1 = Pressure of the inlet stream

P_2 = Pressure of the exit stream

ρ_1 = Density of the inlet stream

ρ_2 = Density of the exit stream

F_1 = Molar flow rate of the inlet stream

MW = Molecular weight of the gas

여기서 Volume exponent n은 다음과 같다.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho'_2}{\rho_1}\right)}$$

Correction factor는 다음 식으로 계산 된다.

Collection @ kmou

$$CF = \frac{h'_2 - h_1}{\left(\frac{n}{n-1}\right)\left(\frac{P_2}{\rho'_2} - \frac{P_1}{\rho_1}\right)}$$

여기서,

$h_2^{'} =$ Enthalpy of the exit stream

$h_1 =$ Enthalpy of the inlet stream

Collection @ kmou

3.4 해수온도차발전 시스템 설계

3.4.1 20kW급 해수온도차발전 정적 시뮬레이션

선정된 폐쇄형 OTEC의 기본 구성요소는 크게 4가지로 나타낼 수 있는데 발전을 주관하는 터빈과, 열교환을 하는 응축기와 증발기, 작동유체를 순환하는 펌프로 구성되며, 표층수와 심층수의 온도변화가 클수록 발전 효율이 상승한다. 시스템의 안정성을 확보하기 위하여 과열된 기체 작동유체가 터빈으로 유입되어야 하며, 각 열원온도변화에 따른 과열도를 확보하기 위하여 열원 온도를 29℃에서 21℃로 감소하면서 과열도 1.5℃를 확보하는 시스템을 시뮬레이션 하였다. 이때 사용되는 열침의 온도는 5℃의 수심 1,000m 이하의 심층수 조건을 활용하였다.

응축기와 증발기에서의 Pinch point는 최저 설계 값인 1.5℃를 적용하였다. 이를 통하여 얻게 된 해수온도차발전의 용량은 29℃의 동해상 표층 해수온도조건에서 20kW급을 선정하여 실제 Pilot 플랜트와 결과를 비교하였다. Table 3.5는 동해상 해수 온도차발전 적용 조건이다.

Collection @ kmou

Table 3.5 Simulated condition according to east sea situation

Parameter	Value
OTEC Gross power (kW)	20
Heat source inlet temperature (℃)	21 to 29
Heat source delta temperature (℃)	3
Heat sink inlet temperature (℃)	5
Heat sink delta temperature (℃)	5
Pinch point temperature (℃)	1.5
Over heat temperature (℃)	1.5
Warm water mass Flow (kg/s)	47.8
Cold water mass Flow (kg/s)	open
Heat source inlet pressure (kPa)	150
Heat sink inlet pressure (kPa)	150
Isentropic turbine efficiency (%)	85
Isentropic pump efficiency (%)	75
Refrigerants mass flow rate (kg/s)	open

표층해수 온도가 점차 감소함에 따른 해수온도차발전 성능 특성은 Table 3.6과 같이 증발기 압력이 점차 하강하여 터빈 출력이 감소하게 되며, 증발온도 또한 26.07℃에서 점차 감소하여 21℃열원 조건에서 18.07℃에 이른다.

1℃의 열원 온도감소에 따라 증발온도 또한 1℃의 감소가 발생하며, 응축수 유량은 0.06kg/s의 증가량을 보이며, 총 유량에 0.2%의 차이로 변화량은 적은 것으로 나타난다.

반면, 열원온도가 감소하면서 증발기 압력은 평균 42.1 kPa/℃의 감소량을 보이며, 터빈 출력은 1.52 kW/℃의 평균 감소량을 확인 하였다.

Collection @ kmou

Table 3.6 Operating range according to surface water temperature (Cold water temperature : 5℃)

Warm water temperature(℃)	R32 mass flow rate (kg/s)	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Pump power (kW)	Cold water mass flow rate (kg/s)	Turbine power (kW)
29	1.99	1690	1180	26.07	1.395	27.84	20.0
28		1645		25.07	1.276	27.90	18.54
27		1601		24.07	1.161	27.96	17.07
26		1558		23.07	1.048	28.02	15.59
25		1515		22.07	0.934	28.09	14.05
24		1473		21.07	0.824	28.16	12.5
23		1432		20.07	0.716	28.23	10.94
22		1392		19.07	0.611	28.3	9.36
21		1353		18.07	0.509	28.37	7.77

3.4.2 1,000kW급 해수온도차발전 정적 시뮬레이션

상기 20kW급 정적 시뮬레이션과 같이 1,000kW급 해수온도차발전의 정적 시뮬레이션을 설계하였다. 1,000kW급 정적 시뮬레이션은 최종 적용하고자 하는 키리바시 해수 조건을 적용하여 과열도를 1℃ 이상으로 유지하도록 시뮬레이션 결과를 도출하였다. 키리바시는 표층 해수온도가 최대 31℃까지 상승하며, 표층 최저 온도는 26℃에 달한다. 반면, 수심 1,000m의 심층수 온도는 동해상보다 0.5℃가량 높은 5.5℃의 값을 적용하였다. 20kW 설계 데이터와 다른 점은 고온의 해수열을 최대한 회수하기 위하여 증발기의 해수 온도변화를 5℃로 적용하였다.

그 밖에 열교환기 Pinch 온도와 온도차, 펌프 및 터빈의 효율을 동일하게 적용하였으며, 표층수 유량을 제외한 공급 압력은 동일하다. Table 3.7은 키리바시 해수 온도차발전 적용 조건이다.

Collection @ kmou

Table 3.7 Simulated condition according to Kiribati sea situation

Parameter	Value
OTEC Gross power (kW)	1000
Heat source inlet temperature (℃)	31 to 26
Heat source delta temperature (℃)	5
Heat sink inlet temperature (℃)	5.5
Heat sink delta temperature (℃)	5
Pinch point temperature (℃)	1.5
Over heat temperature (℃)	1.5
Warm water mass Flow (kg/s)	1864
Cold water mass Flow (kg/s)	open
Heat source inlet pressure (kPa)	150
Heat sink inlet pressure (kPa)	150
Pressure drop in heat exchanger (kPa)	10
Isentropic turbine efficiency (%)	85
Isentropic pump efficiency (%)	75
Refrigerants mass flow rate (kg/s)	open

1,000kW급 해수온도차발전의 표층해수 온도가 점차 감소함에 따른 성능 특성은 Table 3.8과 같으며, 동해상과 같이 증발기 압력이 점차 하강하여 터빈 출력이 감소하게 되어 증발온도 또한 26.24℃에서 점차 감소하여 26℃ 열원 조건에서 21.07℃에 이른다.

1℃의 열원 온도감소에 따라 증발온도 또한 1.04℃의 감소가 발생하며, 응측수 유량은 4kg/s의 증가량을 보이며, 20kW 설계와 같이 총 유량에 0.2%의 차이로 변화량을 나타낸다.

반면, 열원온도가 감소하면서 증발기 압력은 평균 45 kPa/℃의 감소량을 보이며, 터빈 출력은 101.7 kW/℃의 평균 감소량을 확인 하였다.

Collection @ kmou

Table 3.8 Operating range according to surface water temperature (Cold water temperature : 5.5℃)

Warm water temperature(℃)	R32 mass flow rate (kg/s)	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Pump power (kW)	Cold water mass flow rate (kg/s)	Turbine power (kW)
31	129.6	1698	1187	26.24	89.38	1809	1267
30		1651		25.2	81.31	1813	1168
29		1605		24.16	73.42	1817	1068
28		1560		23.12	65.7	1821	966.6
27		1515		22.07	57.99	1826	862
26		1473		21.03	50.61	1830	758.5

Collection @ kmou

3.5 소결론

해수온도차발전 설계를 위한 최적 작동유체 선정을 통해 GWP 및 ODP의 환경영향이 적으며, 독성을 비교하였으며, 작동유체별 성능 평가를 통해 해수온도차발전 출력과 효율을 비교하였다. R32 작동유체는 675의 지구온난화지수를 보이며, 오존층파괴의 영향이 없다. 또한, 독성이 없는 순수 냉매로서 고압으로 인한 체적감소가 예상된다. 작동유체별 성능평가에서도 702kW의 순수 출력과 2.861%의 시스템 효율을 보여 성능의 우수성을 확인하였다.

해수온도차발전의 설계의 또 한 가지 중요한 요소는 열원조건의 분석이다. 해수온도차발전에 적용되는 해수열에너지는 표층의 고온해수와 심층의 저온 해수가 각각 열원과 열침으로 이용되며, 국내에서는 계절변화와 함께 표층수온이 22~26℃까지 변화되지만 설계에 적용된 키리바시의 해수 열원은 연간 평균 30℃이며, 열침 또한 5℃로 일정하게 분포하고 있다.

국내 해수열에너지의 기술적 잠재량은 약 100 kW/km^2 달하지만 키리바시와 같은 남태평양 도서국가에는 약 1,000 kW/km^2 의 잠재량을 보이고 있어 세계적으로 해수온도차발전의 적용성이 높을 것으로 예상된다.

해수온도차발전 성능 비교를 위하여 R32 작동유체와 키리바시 해수열원 조건을 적용한 폐쇄형 발전 사이클을 설계하였으며, 터빈, 해수 및 작동유체 펌프, 열교환기 등 각 요소의 상태방정식을 적용하여 해수온도변화에 따른 성능 특성을 비교 하였다.

실험과의 과열도 비교를 위한 20kW급 폐쇄형 해수온도발전을 설계하였으며, 과열도 1℃ 조건의 발전 사이클은 29℃의 열원조건에서 20kW를 생산하며, 21℃로 열원 온도가 감소하면서 출력은 7.77kW까지 감소하는 것을 확인하였다. 또한, 향후 제어시스템 구축을 위한 1,000kW급 폐쇄형 사이클을 설계하였으며, 31℃의 열원에서 1,267kW를 보였다.

Collection @ kmou

제 4 장 해수온도차발전 실험

4.1 20kW급 해수온도차발전 실험기반 구축

4.1.1 폐쇄형 해수온도차발전 실험장비 구축

다양한 표층수 온도조건에서 해수온도차발전의 성능을 검증하고 최적 제어시스템을 구축하기 위한 실험적인 연구를 진행하였다. 실험에서 적용된 변수로 해수온도차발전의 성능을 결정하는 요소인 표층수 온도, 터빈 입구 압력 그리고 작동유체 유량을 설정하였다.

Fig. 4.1과 Fig. 4.2는 각각 20kW급 성능실험장치의 3D 모델링과 설계 장치도를 나타낸다. 실험장치의 작동유체 측에는 2개의 열교환기, 2대의 작동유체펌프, 2개의 유량계, 그리고 유량 제어를 위한 밸브류 등으로 구성되어 있다. 표층수 열교환기(Evaporator)에서 가열된 작동유체는 작동부 유체의 온도조건을 조성하며, 압력조건은 작동유체 펌프에 의해 형성 및 조절한다. 터빈 토출부에서 액체와 기체의 혼합상태로 토출된 작동유체는 응축기(Condenser)를 지나며 저온의 심층수와 열교환을 통해 액상태로 응축된다. 작동부와 흡입부에 설치된 각각의 질량유량계를 통해 각 유체의 질량유량을 측정하고, 설치된 밸브류를 이용하여 각각의 유량이 조절 가능하도록 설계하였다. 20kW급 해수온도차발전의 성능검증을 위한 기초 실험 내용은 다음과 같다.

dCollection @ kmou

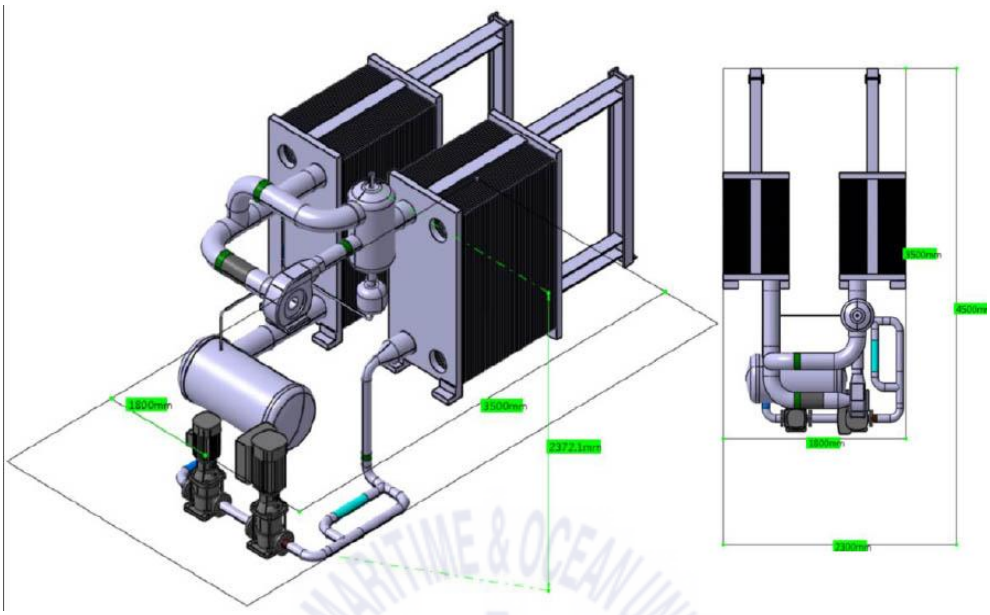


Fig. 4.1 20kW OTEC plant 3D model

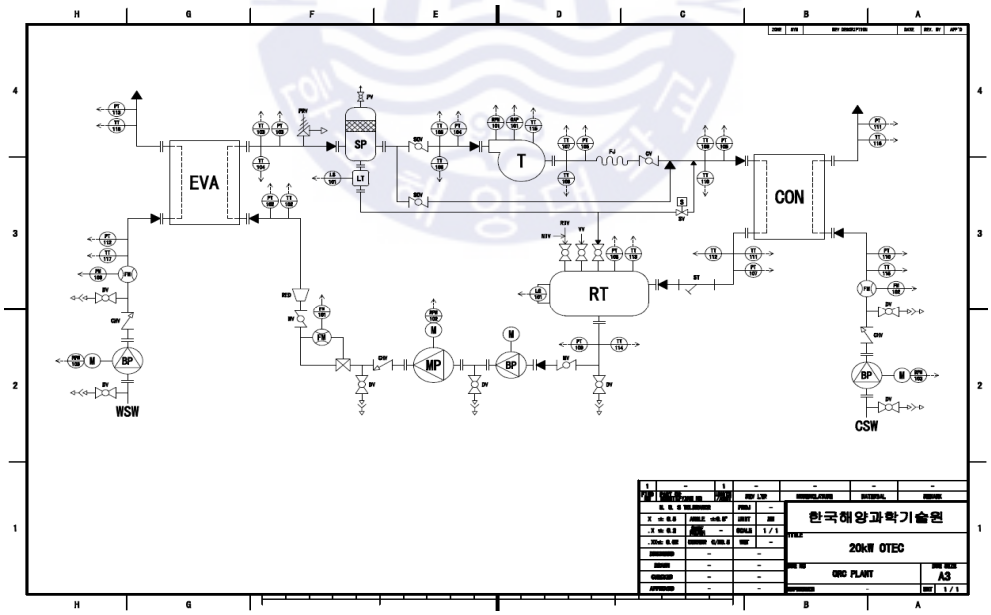


Fig. 4.2 20kW OTEC plant blueprint

Collection @ kmou

① 표층 해수온도의 감소에 따라 최대 출력에서 과열도 변화 비교

② 과열도 감소에 따라 작동유체 유량 및 증발 압력을 감소하면서 과열도 관찰

③ 운전의 안정성을 유지할 수 있도록 과열도 1℃ 이상으로 유지하며, 터빈 출력 증가를 위하여 과열도 3℃ 미만으로 유지함

④ 저온의 표층수온 조건을 보정하기 위한 100톤급 축열 설비로 열원공급

구축된 20kW급 해수온도차발전 시스템은 기본 폐쇄형 사이클을 적용하였으며, Receiver Tank의 작동유체가 부스터펌프와 순환펌프에 의해 1,600kPa까지 가압하여 증발기에 공급된다. 증발기는 티타늄소재의 판형 열교환기로서 반용접방식으로 최대 1,800kPa까지 운용 가능하며, Relief Valve는 1,700kPa에서 열리게 된다. 30℃의 해수열원에 의해 과열된 작동유체는 액분리기를 지나 터빈으로 공급되며, 터빈에서 발전 후 감압되어 응축기로 공급된다.

해수온도차발전 시스템의 주요 구성 요소 및 사양은 Table 4.1과 같으며, 현재 국내에 구축된 20kW급 해수온도차발전 파일롯 플랜트는 Fig. 4.3과 같다. 시스템의 출력 제어는 작동유체펌프에 의해 수동 제어되며, 3상 380V의 60Hz 주파수를 조절하여 RPM 제어를 통한 출구 압력과 유량을 조절한다.

Fig. 4.3 20kW OTEC plant in Go-seung(KRISO)

Collection @ kmou

Table 4.1 Major equipment and specifications of 20kW OTEC system

Major equipment	Type	No	Model	Manufacturer (Country)	Specification
Turbine	Radial Inflow Turbine	1	Radial type	Jinsol Turbo (Korea)	- Rated Speed: 21,000rpm - Number of Stator Blade: 20 - Number of Rotor Blade: 14 - Number of Pole: 2 - Rated Voltage: 380V(rpm) line-to-line - Phase: 3 - Rated Power: 22.5kW
Condenser	Plate type	1	LWC 100X (B-16)	GEA (Germeny)	Semi-Welded
Evaporator	Plate type	1	LWC 150L (B-16)	GEA (Germeny)	Semi-Welded
Ref. Pump	Axial type	2	1. CRN 15-1 2. CRNE15-3	Grundfos (Denmark)	3phase, 380V, 60HZ

4.1.2 폐쇄형 해수온도차발전 터빈 구축

이번에 압력 변화 실험에 적용된 Radial 터빈은 진솔터보기계에서 제작하였으며, 최대 21,000RPM으로 운전되며, 20개의 stator Blade와 14개의 Rotor Blade로 구성되어있다. 또한, 함께 구성된 발전설비는 3상 380V의 전압과 60Hz의 주파수를 보이며, 최대 22.5kW까지 발전이 가능하다. Fig. 4.4는 현재 강원도 고성에 구축된 20kW급 해수온도차발전의 터빈 설계도와 현장 사진이다.

Collection @ kmou

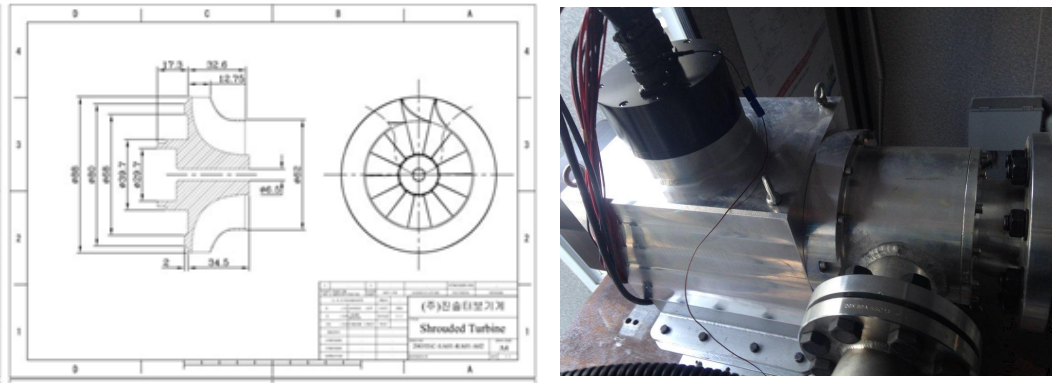


Fig. 4.4 20kW OTEC actual Turbine and blueprint in Go-seung(KRISO)

4.1.3 폐쇄형 해수온도차발전 모니터링 구축

구축된 20kW급 해수온도차발전 시스템은 DAS 모니터링 시스템을 통해 시스템 각 부위의 압력과 온도를 측정 가능하며, 출력 변화도 확인 가능하다. 또한 표층 및 심층수 유량과 작동유체의 순환 유량의 확인이 가능하여, 열원과 열침의 발생 열량을 도출할 수 있다.

Fig. 4.5는 20kW해수온도차발전의 모니터링 구성이며, Fig. 4.6은 모니터링 시스템에서 제공하는 계측 데이터 그래프이다. 계측 데이터는 초당 축정되며, 실험자의 필요에 따라 원하는 데이터를 확인할 수 있다.

Collection @ kmou

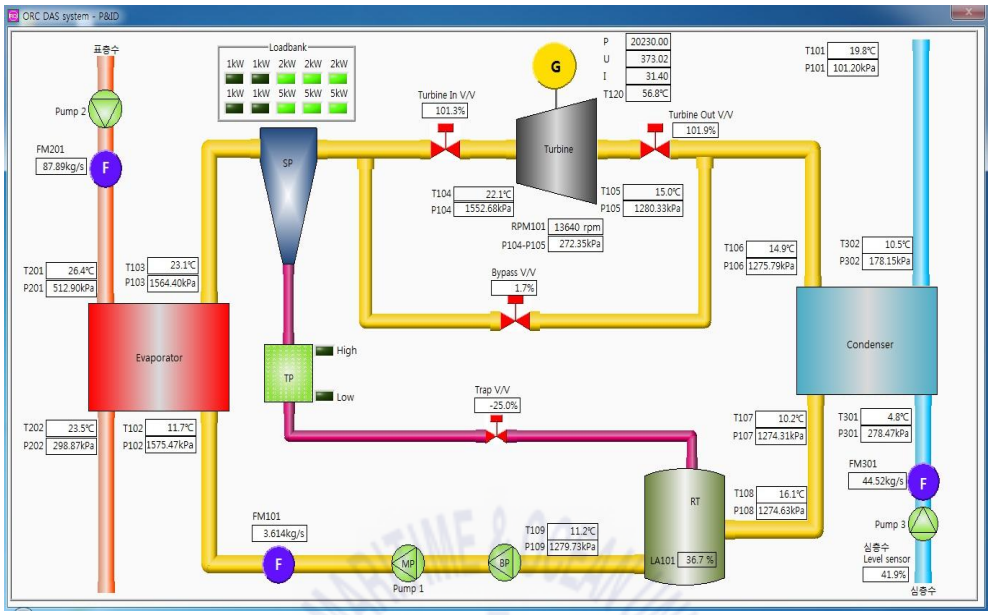


Fig. 4.5 Monitoring system of 20kW OTEC Plant

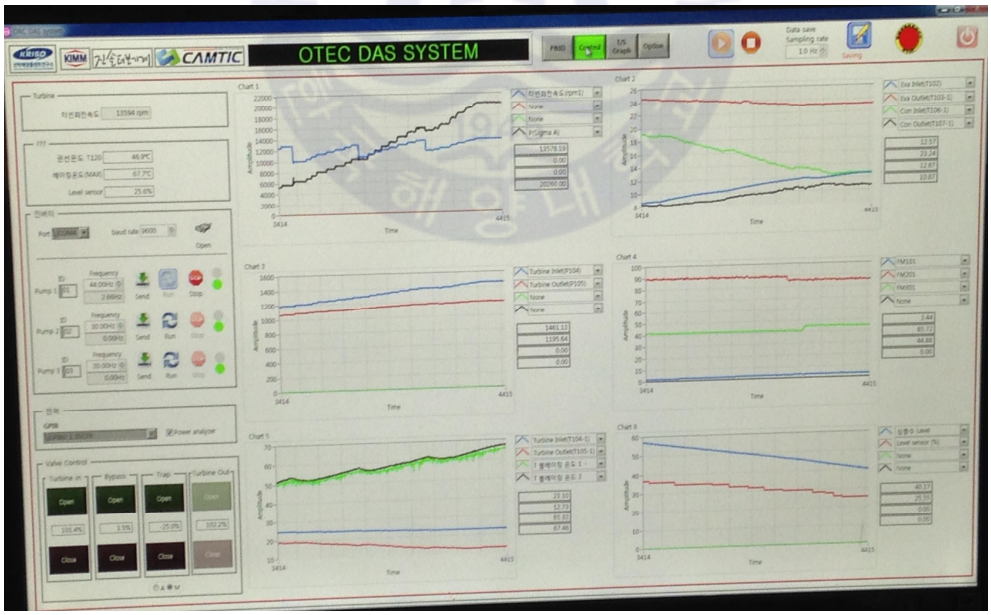


Fig. 4.6 Automatic control in monitoring system of 20kW OTEC plant

Collection @ kmou

4.2 20kW 해수온도차발전 시뮬레이션 및 실험 비교

4.2.1 폐쇄형 해수온도차발전 실험조건

실험은 28℃, 4℃의 열원 열침을 설정한 24℃ 온도차의 실험조건에서의 출력 및 성능특성 확인하였으며, 28℃에서 14℃까지 표층수 온도를 감소하면서 터빈 출력 안전성과 과열도 변화 확인하였다. Table 4.2에서와 같이 20kW급 해수온도차발전 시스템의 최대 유량 및 온도 조건에서는 약 20.3kW의 출력과 2.1%의 시스템 효율을 보였다.

최대 출력 및 효율 발생 이후 약 100분간 온도를 점차 감소하면서 터빈 입구의 유량과 압력을 점차 감소 조절하였으며, 과열도 1℃를 유지하기 위하 Refprop을 이용한 증발온도와 증발기 입구 측 작동유체의 증발압력과 비교하였다.

Table 4.2 Maximum output value of 20kW pilot OTEC plant

Parameter	Value
Heat source inlet temperature (℃)	30.1
Heat source outlet temperature (℃)	26.9
Warm water mass flow (kg/s)	70.63
Heat sink inlet temperature (℃)	3.94
Heat sink outlet temperature (℃)	9.88
Cold water mass flow (kg/s)	38.55
OTEC gross power (kW)	19.7
System efficiency (%)	2.09

Collection @ kmou

4.2.2 폐쇄형 해수온도차발전 실험 결과

20kW 해수온도차 발전 실험을 통해 표층수 온도가 시간에 따라 단계적으로 20℃까지 감소하면서 시스템 성능을 분석하였다. Fig. 4.7에서와 같이 20kW 발전 출력으로 운전하는 플랜트에서 온도가 하강함에 따라 점차 과열도가 감소하게 되면서 약 25℃의 표층 온도조건에서 증발기 터빈입구의 작동유체 온도가 포화온도와 만나는 22℃까지 감소하게 된다.

과열도를 1℃ 이상으로 유지하기 위하여 점차 펌프의 RPM을 감소하게 되며, Fig. 4.8과 같이 유량과 증발압력의 변화를 가져오게 된다. 최초 유량과 압력 변화는 운전 시작 후 2400초 지점에서 발생하며, RPM 변화에 따라 유량과 압력이 수직 하강한다. 초기 유량변화가 기존 3.1kg/s에서 2.8kg/s로 약 10% 가량 감소하면서 증발압력은 50kPa의 감소를 보이며, 이런 압력과 유량의 변화는 터빈 출력에 영향을 주게 되어 단계적으로 하강 곡선이 발생하게 되며, 유량이 급격히 변하는 지점에서는 출력 변화 또한 헌팅이 발생하는 것을 확인 하였다.

또한, 2400초 지점의 급격한 유량 감소는 터빈으로 유입되는 작동유체의 온도가 급격히 감소하여 증발온도와 만나는 현상(과열도 1℃ 이하)이 발생하게 되며, 이와 같은 현상은 액작동유체의 발생을 초래하며, 증발온도 이하의 온도조건으로 장기간 운전하게 되면 터빈으로 액작동유체가 유입될 것으로 예상된다.

향후 논의될 최적제어 구축을 통하여 상기 발생된 과열도 1℃ 이하 운전을 사전 방지하며, 환경 변화에 따라 과열도 1℃ 이상을 유지하는 제어 시스템을 구축할 계획이다.

dCollection @ kmou

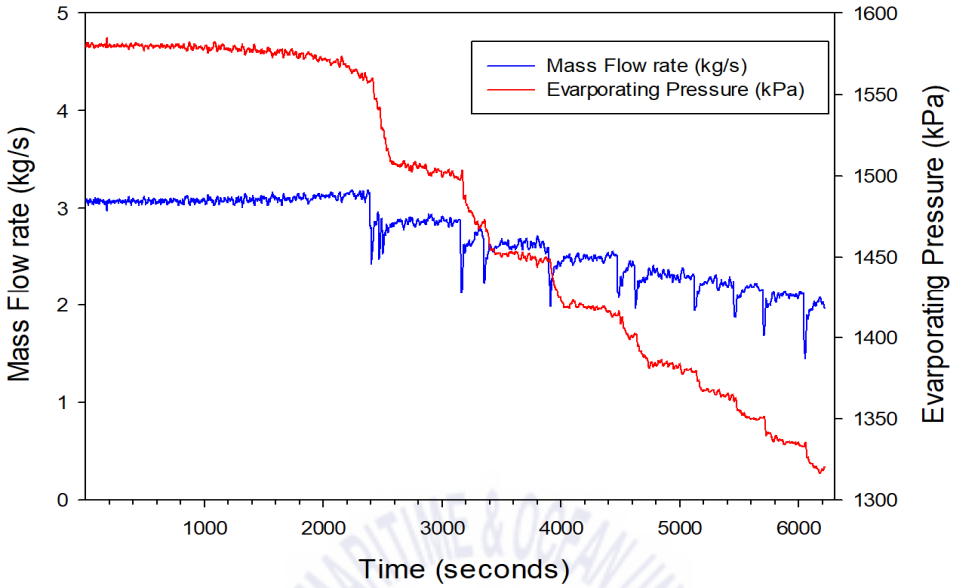


Fig. 4.7 Flow rate and evaporation pressure change through 20kW OTEC experiment

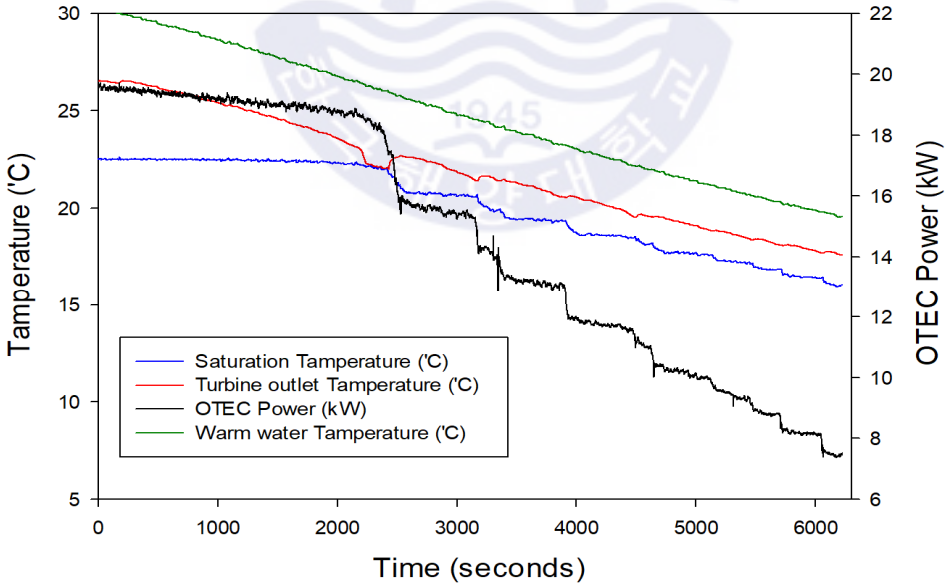


Fig. 4.8 Changes in output and turbine outlet temperature through 20kW OTEC experiment

Collection @ kmou

해수온도변화에 따른 20kW급 해수온도차발전 시뮬레이션과 실험과의 성능특성 비교를 통해서 향후 제어시스템을 구축하기 위한 사전 데이터를 구축하고자 한다. Fig. 4.9과 Fig. 4.10는 각각 20kW급 해수온도차발전의 온도변화에 따른 시뮬레이션 결과와 실험 결과이다. 시뮬레이션 결과에 따르면 해수온도변화에 따른 증발압력변화의 비는 42.125 kPa/℃이다. 또한, 발전출력과 증발온도는 각각 1.529 kW/℃와 1 ℃/℃이다. 반면 실험결과를 통해 얻어지는 해수온도변화에 따른 증발압력의 비는 27.43 kPa/℃이며, 출력과 증발온도는 각각 1.267 kW/℃와 0.858 ℃/℃이다.

실험 결과에 따르면 시뮬레이션 결과와 비교하여 약 34.9% 압력 감소율이 둔화되며, 출력 변화는 17.1% 증발온도는 14.2% 가량 변화량이 작게 나타났다. 출력 변화 비교에서 도출된 17.1%는 RPM 제어에 따른 유량 감소로 발생될 것으로 예상되며, 향후 제어시스템 구축에서는 제어변화에 따라 유량과 증발압력을 유기적으로 적용할 계획이다.

Collection @ kmou

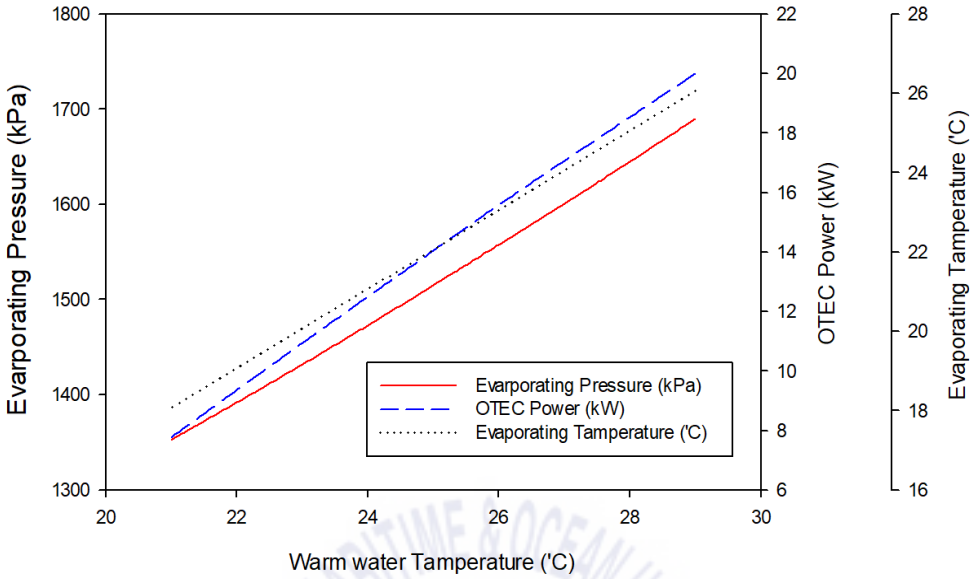


Fig. 4.9 Evaporation temperature, evaporation pressure, and output change according to seawater temperature through 20kW OTEC simulation

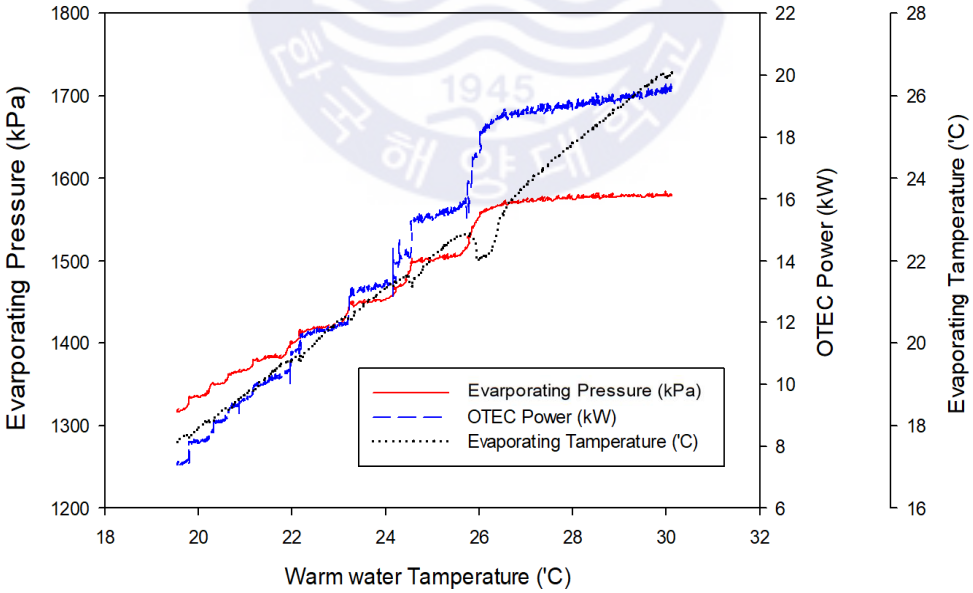


Fig. 4.10 Evaporation temperature, evaporation pressure, and output change according to seawater temperature through 20kW OTEC plant

Collection @ kmou

4.3 소결론

해수온도차발전의 최적 제어 구축을 위해 해수온도차발전 과열도 실험을 통하여 유량과 터빈 유입 압력 변화에 따른 시스템 성능 특성을 분석하였다. 실험은 시뮬레이션 모델과 같은 폐쇄형 기본 사이클로 구성되어 있으며, 터빈과 증발기, 응축기, 2개의 작동유체 펌프와 저장탱크로 구성되어 있다. 각 장치의 입·출구에는 온도와 압력을 측정하여 터빈 등으로 공급되는 작동유체의 정확한 상태를 해석할 수 있었으며, 또한 해수와 작동유체의 유량을 측정하여 모니터링 시스템을 통해 데이터를 분석하였다.

과열도 변화 실험을 위해 표층수 온도를 28℃에서 14℃까지 감소하면서 터빈 출력 안전성과 과열도 변화 확인하였다. 과열도를 1℃ 이상으로 유지하기 위하여 점차 펌프의 RPM을 감소하게 되며, 수동으로 작동유체 펌프의 Hz 크기를 줄이면서 작동유체 유량과 증발압력의 급감 현상이 발생하게 되었다. 실험 시작 후 유량변화가 10% 가량 감소하는 24,000초 지점에서는 압력이 약 50kPa가량 급격히 감소하게 되며, 이러한 압력과 유량의 변화는 터빈으로 유입되는 작동유체의 증발온도를 감소시키게 되어 과열도가 1℃ 이하로 내려가게 되는 원인이 되었다.

해수온도변화에 따른 20kW급 해수온도차발전 시뮬레이션과 실험과의 성능특성 비교를 통해서 향후 제어시스템을 구축하기 위한 데이터 분석을 수행하였으며, 정적시뮬레이션을 통해 얻게 된 해수온도변화에 따른 증발압력, 증발온도, 출력의 변화는 실험과 비교하여 각각 34.9%, 14.2%, 17.1% 가량 적게 나타났다.

기존 1MW급 해수온도차발전의 정적시뮬레이션을 통해 열원온도가 감소하면서 증발기 압력은 평균 45kPa/℃의 감소량을 보이며, 터빈 출력은 101.7kW/℃의 평균 감소량을 확인 하였으나, 실험 결과를 적용하면 약 29.7 kPa/℃와 84.3 kW/℃가 될 것으로 예상된다. 실험결과와의 비교를 통하여 향후 구축된 제어시스템의 정확성 비교가 수행될 예정이다.

Collection @ kmou

제 5 장 MW급 해수온도차발전 최적 제어 구축

5.1 폐쇄형 해수온도차발전 동적 시뮬레이션

해수온도차발전의 구동안정화를 위해서는 PID제어를 통한 자동화가 수반돼야 하며, 제어시스템을 구축하기 위하여 제어 로직을 구성하고, 알고리즘을 선정하며, 각 제어값을 도출하여 해수온도차발전의 반응 정확도와 속도를 비교해야한다. 본 장에서는 시뮬레이션을 통해 실증 규모의 폐쇄형 OTEC의 최적 제어시스템을 구축하여 운전 특성을 비교하고, 해수온도변화에 따라 1℃ 이상의 과열도를 유지하는 시스템을 구축하고자 한다. Fig. 5.1은 하이시스를 이용한 동적 시뮬레이션 프로그램이다.

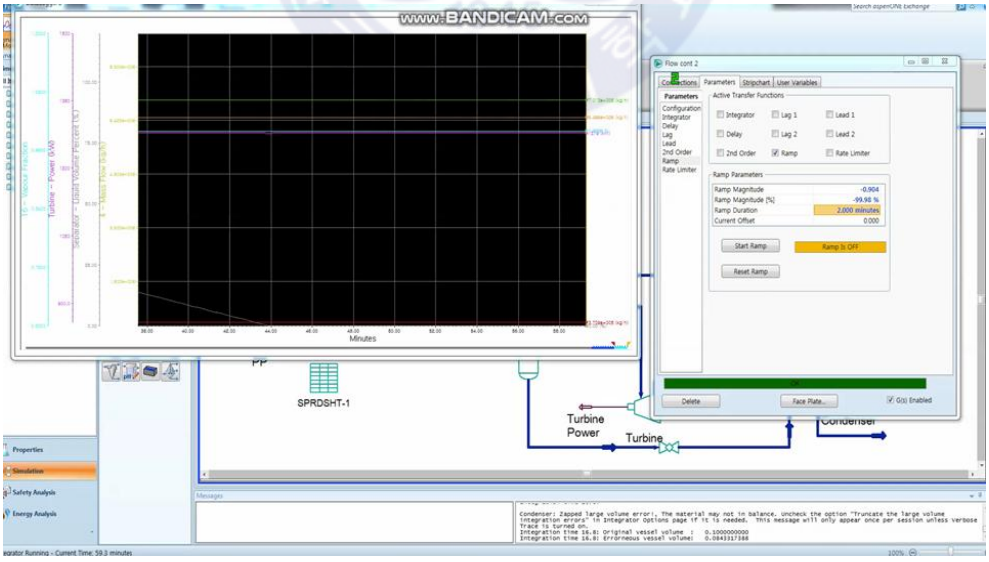


Fig. 5.1 Seawater temperature difference dynamic simulation program

Collection @ kmou

5.1.1 동적 사이클 설계 이론

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 (5.1)와 같다.

$$\frac{d(\rho_{jo}V)}{dt} = F_i\rho_i - F_o\rho_o \tag{5.1}$$

여기서, F_i은 탱크에 들어가는 공급 물의 유량, F_o는 탱크에서 나가는 물의 유량, ρ_i는 공급 물의 밀도, ρ_o는 배출 물의 밀도, V는 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 (5.2)과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{d[(U+E_k+E_p)V]}{dt} &= [F_i\rho_i(\widehat{H}_i + \frac{u_i^2}{2} + gz_i) - F_o\rho_o(\widehat{H}_o + \frac{u_o^2}{2} + gz_o)] \\ &+ (Q+Q_r) - [w + (F_oP_o - F_iP_i)]\end{aligned} \tag{5.2}$$

여기서, U은 내부 에너지, E_k는 운동 에너지, E_p는 잠재 에너지 : 단위 질량당 에너지 량, w는 시스템에 의해 수행되는 샤프트 일 에너지 : 시간당 에너지, P_o는 시스템 압력, P_i는 공급 유체의 압력, Q는 경계를 가로 지르는 열에너지, Q_r는 반응 열 에너지이다. 시스템 내외로의 에너지 흐름은 대류 또는 전도에 의한 것이며, 경계를 넘어 시스템에 추가되는 열은 전도 또는 방사에 의한 것이다. 시스템 내외로 이동되는 에너지는 그 종류에 따라 $\widehat{H}$는 시스템 내외의 엔탈피 u는 유체의 속도, g는 중력가속도와 z는 거리를 나타낸다.

Collection @ kmou

5.1.2 해수온도변화 따른 MW급 해수온도차발전 동적 설계

1) 온도변화

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, 작동유체 유량, 증발 압력을 선정하여 시뮬레이션을 진행 하였다.

동적 사이클을 설계하기 위하여 사이클의 운전시간을 1,800초로 설계 하였다. 표층 해수의 온도변화를 4℃ 변화하도록 설계하여 29℃에서 25℃로의 온도 변화를 적용 하였다. 이때 변화되는 과정의 반응 시간은 1,200초로 가정 하였다. 최초 온도변화는 운전 후 240초 지점에서 점증적으로 온도를 감소하였으며, 터빈으로의 작동유체 유입이 없는 경우와 1.0m^3 의 용량의 액분리기를 적용하여 액적 발생 시의 운전 특성을 가정하여 비교하였다. Table 5.1은 해수온도차발전의 동적 설계 조건이다.

Table 5.1 Parameter of dynamic cycle of OTEC

Parameter	Value	Unit
Refrigerant mass flow rate	119	kg/s
Mass flow rate of surface seawater	1,948.5	kg/s
Mass flow rate of deep seawater	1,805.0	kg/s
Separator volume	1.0	m^3
Hot water in temperature	29 ~ 25	℃
Cold water in temperature	5	℃
Working time	1,800	second
Reaction time	1,200	second

Collection @ kmou

2) 유량변화

시뮬레이션에 적용될 유량변화 상황은 2대의 병렬 운전 중인 표층수 및 심층수 펌프 오류에 따른 각 해수유량 1/2감소와 작동유체펌프의 이상으로 발생된 펌프 정지를 고려하였다. 해수유량변화에 따른 작동유체 용량변화와 액분리기의 액적발생의 변화를 비교하기 위하여 23.6m^3의 저장탱크와 1.0m^3의 액분리기를 적용하였으며, 초기 운전 조건은 저장탱크에 50%의 용량을 보유하며 액분리기는 0%의 저장용량을 설계하였다. Fig. 5.2은 1MW급 해수온도차발전의 동적 시뮬레이션에 제어시스템을 적용한 사이클 구성도이다.

총 시스템 운전시간은 1,800초로 설계하였으며, 초기 유량변화는 시스템 운전이 시작된 후 1,080초에 감소하기 시작하여 600초간 변화과정을 설계하였다.

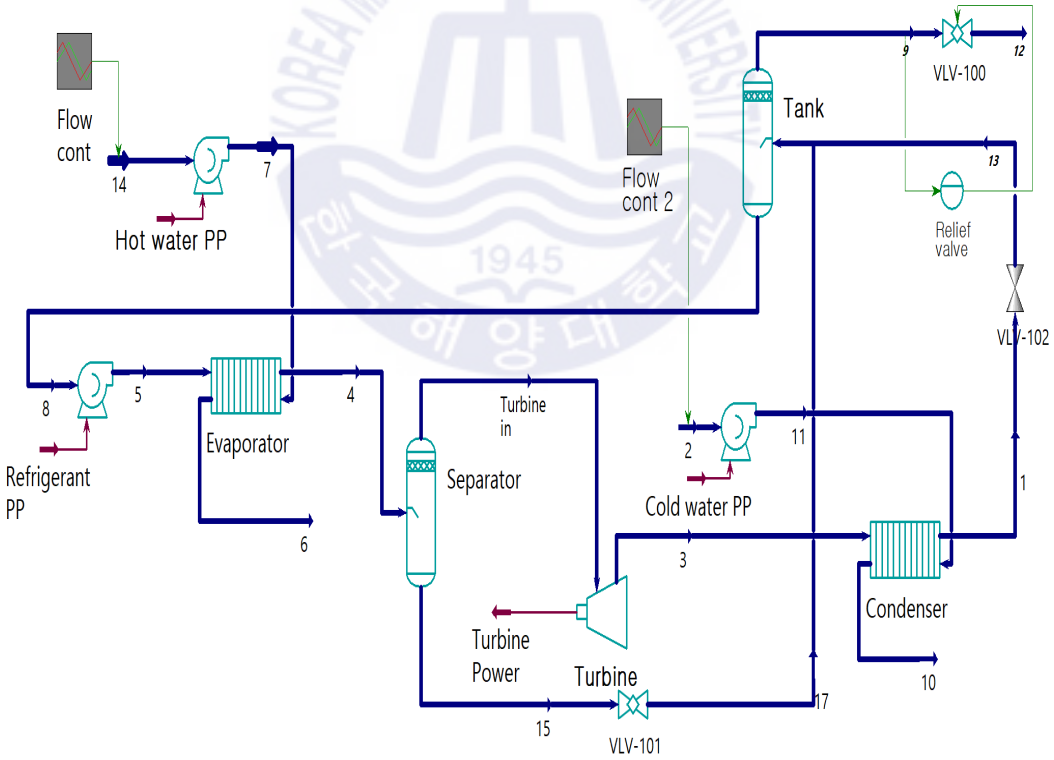


Fig. 5.2 1MW OTEC dynamic cycle with automatic controller

Collection @ kmou

5.1.3 해수온도변화 따른 MW급 해수온도차발전 성능변화

5.1.3.1 표층수 온도변화에 따른 해수온도차발전 성능변화

1) 터빈 성능 특성

해수온도차발전의 운전 중 표층해수의 온도가 1,200초의 간격으로 29.0℃에서 25.0℃로 감소하였을 경우 터빈의 운전 특성은 Fig. 5.3과 같다. 초기 표층수 온도가 감소함에 따라 터빈의 출력은 초당 0.017kW의 미세한 감소율을 나타내었으나, 건도가 1 이하의 잠열이 발생하는 구간인 28.0℃ (240Second) 이후로 초당 1.03kW의 급격한 감소율을 보였다. 최저 304.4kW의 출력을 나타내었으며, 45kW 가량 회복하여 유지되었다. 터빈의 출력은 작동유체의 건도와 유량 변화와 동일하게 변화하며, 작동유체의 온도가 포화온도 이하로 내려감에 따라 액분리기로 들어가는 작동유체의 유량과 온도 감소에 따른 밀도변화에 의하여 출력이 변화된다.

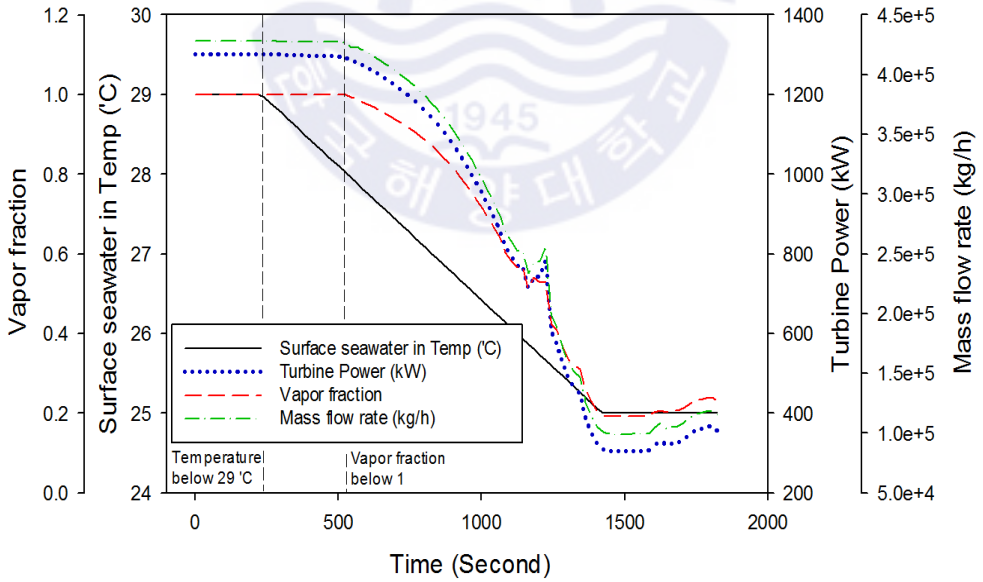


Fig. 5.3 Performance characteristics of the turbine generator without liquid inflow according to the surface seawater temperature changes

Collection @ kmou

Fig. 5.4와 같이 터빈의 액 작동유체 유입을 방지하는 1.0m^3 액분리기를 적용한 경우, 건도가 1이하로 내려가는 240초 지점 이전에는 유량감소가 없으나, 그 이후에는 표층수 온도와 함께 초당 151.1 kg/s의 급격한 유량감소를 보이다 액분리기 만액으로 인하여 액 작동유체의 터빈 유입을 보였다. 1.0m^{3}의 액분리기를 적용한 1MW 온도차발전의 경우 표층온도 감소율을 적용하여 약 300초간의 운전이 가능할 것으로 예상되며, 표층수 온도가 낮아짐에 따라 만액까지의 운전가능시간이 감소할 것으로 예상된다. Fig. 5.5는 터빈 입출구의 압력 변화를 나타내며, 표층온도가 감소하면서 압력 감소율이 높아지는 것을 확인하였다. 터빈 입구측과 출구측 압력은 최대 12.5kPa, 15.2kPa의 감소를 보였다. Fig. 5.6는 표층온도의 변화와 액분리기의 액 냉매 체적 변화로서 터빈으로의 액 유입용량인 95.2%까지 초당 0.003m^{3}로 액 작동유체가 증가한다.

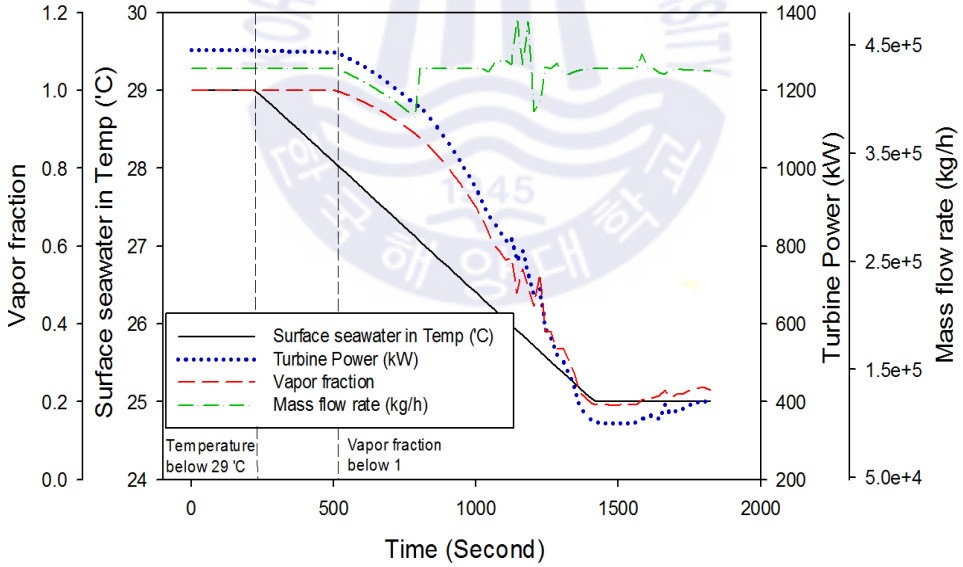


Fig. 5.4 Performance characteristics of turbine generator with the 1.0 m^3 separator according to the surface seawater temperature changes

Collection @ kmou

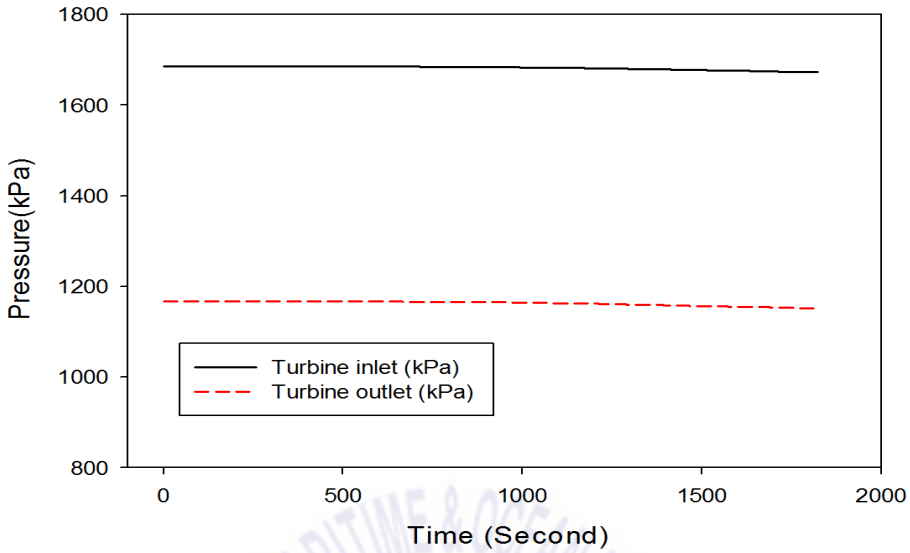


Fig. 5.5 Pressure change of the turbine in & out according to the surface seawater temperature changes

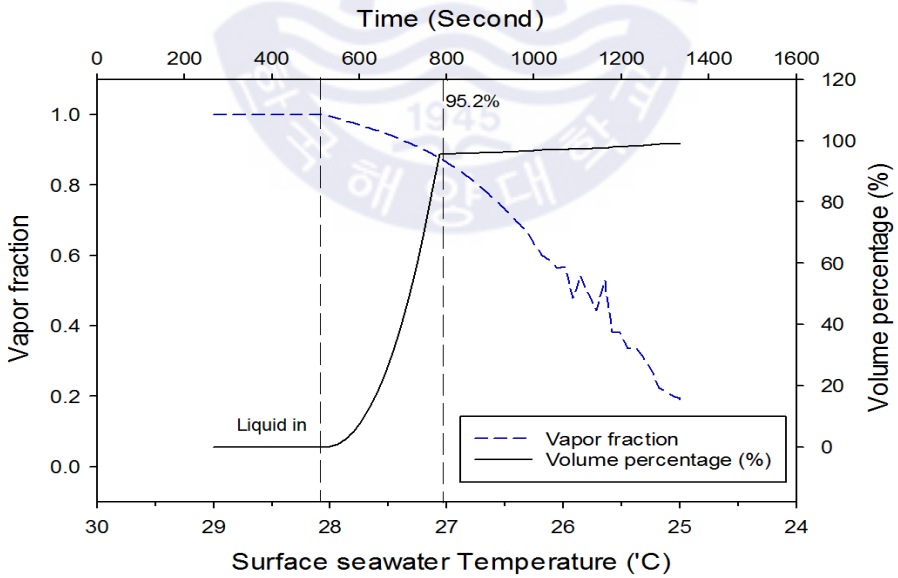


Fig. 5.6 Performance characteristics of the 1.0m^3 separator according to the surface seawater temperature changes

Collection @ kmou

2) 열교환기 성능 특성

해수 온도가 변함에 따라 응축기 및 증발기에서의 온도 변화를 비교하였다. Fig. 5.7과 같이 증발기에서의 표층수 온도 변화는 기존 4.42℃를 나타내었으나 표층수 온도가 25.0℃로 감소하면서 1.16℃로 감소하게 되어 3.26℃의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 27.4MW의 손실이 발생하였다.

작동유체의 입출구 온도 변화 또한 기존 13.77℃에서 12.72℃로 1.05℃의 온도 차이를 보였으며, 총 증발열량의 감소로 인하여 작동유체의 포화 압력대비 엔탈피가 감소하고 이에 따라 건도가 줄어들게 되어 작동유체의 응축이 발생하였다.

Fig. 5.8와 같이 응축기에서의 심층수 온도 변화는 기존 4.61℃를 나타내었으나 표층수 온도가25.0℃로 감소하면서 1.39℃로 감소하게 되어 3.22℃의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 25.1MW의 손실이 발생하였다.

작동유체의 응축기 입출구 온도 변화는 기존 0.09℃에서 5.52℃로 5.43℃의 급격한 온도 차이를 보였으며, 터빈 출력 작동유체의 엔탈피가 감소하면서 응축열량 감소와 상관없이 과냉각이 발생하였다.

Collection @ kmou

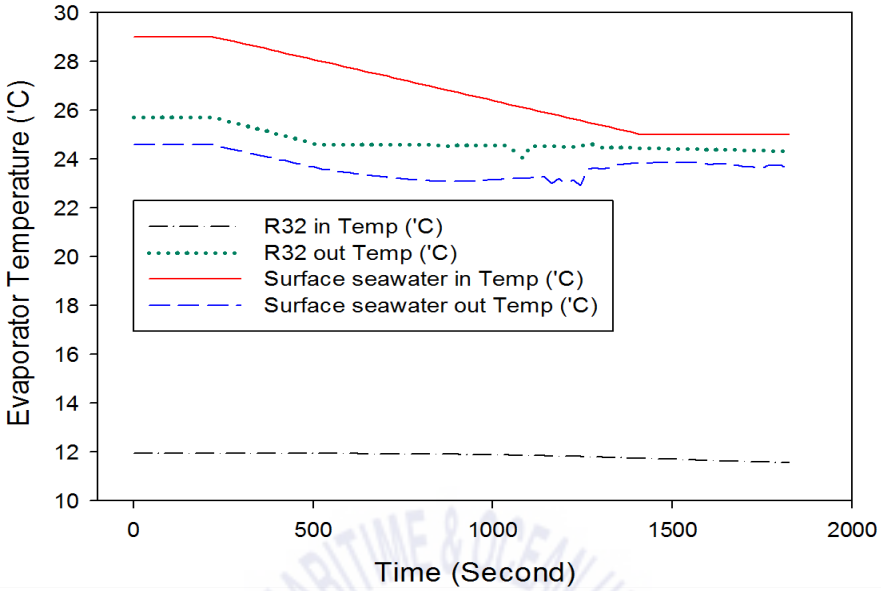


Fig. 5.7 Performance characteristics of the evaporator

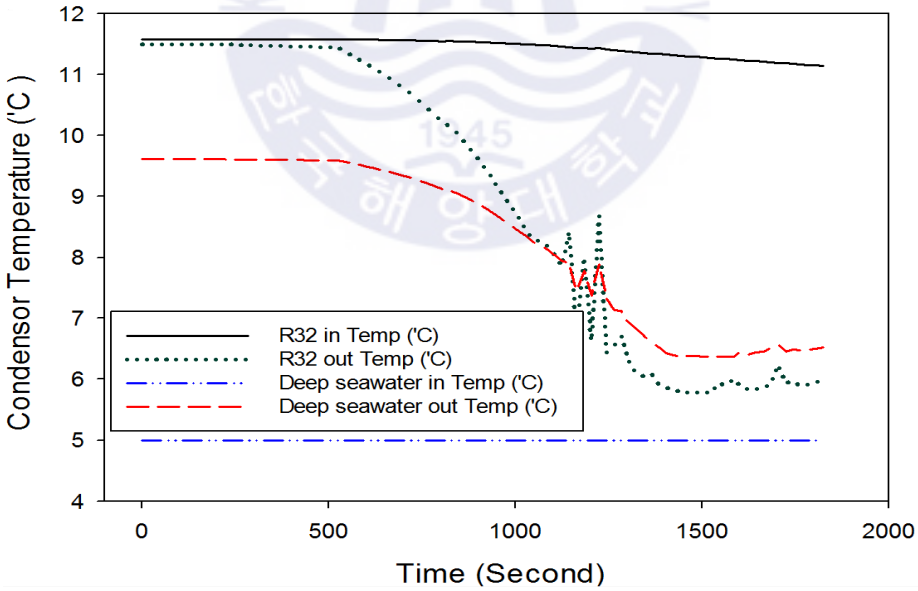


Fig. 5.8 Performance characteristics of the condenser

Collection @ kmou

3) 에너지 변화 특성

열교환기 및 터빈에서 발생하는 전체 에너지 변화는 Fig. 5.9와 같다. 표층수 온도 29.0℃에서의 각 에너지 총량은 증발기 37.17MW, 응축기 35.96MW, 터빈 1,302kW을 보여 약 3.50%의 효율을 나타내었다. 기존 3.48%의 정적 사이클과 비교하여 동적 사이클에서 0.02% 차이의 거의 동일한 값을 나타내었고 증발기에서의 80kW의 에너지 감소와 함께 작동유체의 증발온도가 24.7℃에서 25.7℃로의 과열도의 증가로 인하여 발생하였다.

표층수온도가 25℃로 감소되면서 증발기에서 9.67 MW, 응축기 및 터빈에서 8.64MW와 304.2kW을 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, 작동유체의 증발 과정에서 습증기가 발생함에 따라 터빈 서징의 원인이 될 것으로 판단된다.

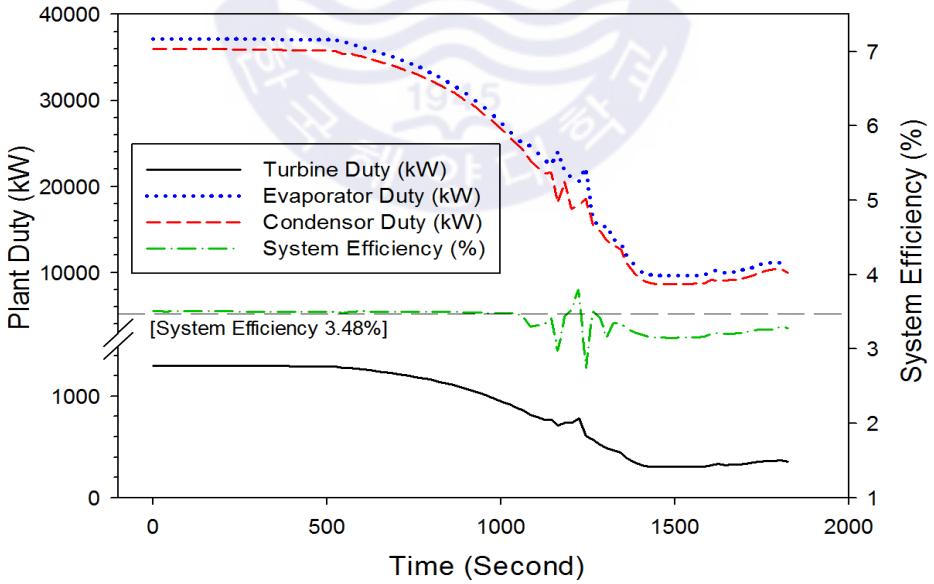


Fig. 5.9 Characteristics of the energy conversion of 1 MW OTEC system

Collection @ kmou

5.1.3.2 심층수 온도변화에 따른 해수온도차발전 성능변화

1) 터빈 성능 특성

해수온도차발전의 운전 중 심층해수의 온도가 1,200초의 간격으로 5.0℃에서 9.0℃로 증가하였을 경우 터빈의 운전 특성은 Fig. 5.10과 같다. 심층수 온도가 증가함에 따라 터빈의 출력은 초당 0.125kW의 감소율을 나타내었으며, 최저 1,146kW의 출력을 나타내었다. 동일한 출력으로 구동되는 작동유체 펌프는 심층수 온도가 증가하면서 터빈 출구측 압력이 상승하게 되고, 터빈 입출구의 압력차가 감소함에 따라 펌프의 입출구 압력 또한 기존 606.5kPa에서 552.4kPa까지 감소하게 된다.

압력차의 감소는 펌프의 수두감소를 의미하며, 수두 감소와 반비례하여 작동유체의 유량 증가를 보인다. 기존 103.0kg/h에서 111.3kg/s까지 증가하게 된다. Fig. 5.11은 심층수 온도 변화에 따른 터빈 입출구의 압력변화이다.

이때 심층수 온도와 함께 초당 16.31 kg/s의 유량증가를 보인다. 표층수 온도 감소와는 달리 심층수의 온도 증가는 터빈으로 유입되는 기체 작동유체의 건도에는 영향을 미치지 않으며, 운전 기간 동안 1 이상을 보인다.

Collection @ kmou

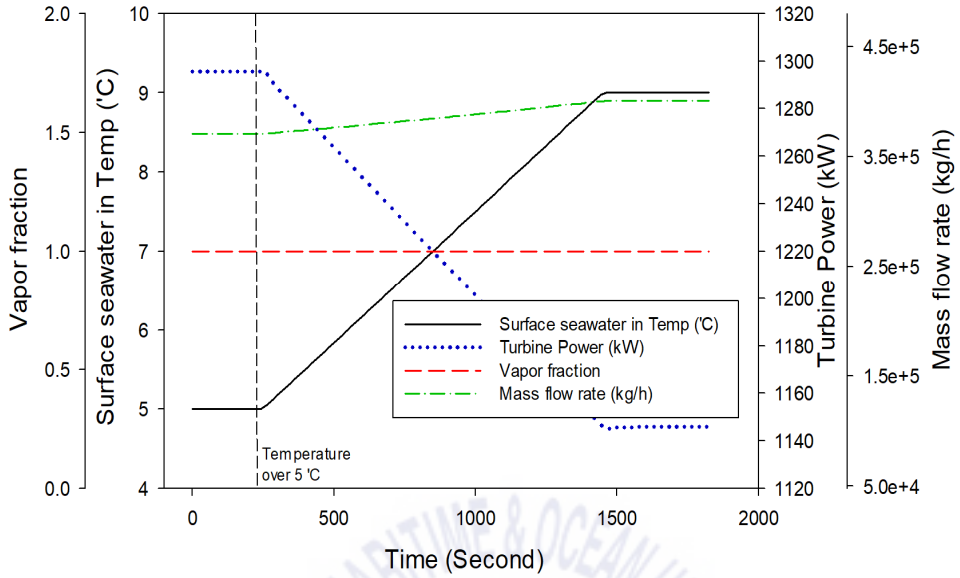


Fig. 5.10 Performance characteristics of the turbine generator according to the deep seawater temperature changes

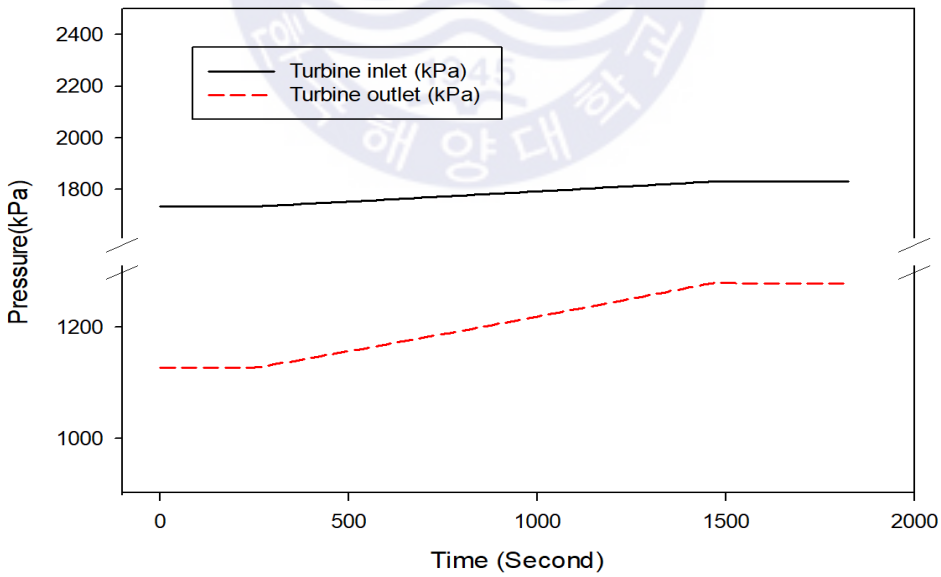


Fig. 5.11 Pressure change of the turbine in & out according to the deep seawater temperature changes

Collection @ kmou

2) 열교환기 성능 특성

해수 온도가 변함에 따라 응축기 및 증발기에서의 온도 변화를 비교하였다. 증발기에서의 표층수 온도 변화는 기존 3.88℃를 나타내었으나 심층수 온도가 9.0℃로 증가하면서 4.04℃로 증가하게 되어 0.16℃의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 1.3MW의 열량증가를 보였다.

하지만 작동유체의 입출구 온도 변화는 기존 17.59℃에서 12.50℃로 5.09℃의 온도 감소를 보였으며, 유입되는 작동유체의 온도가 증가함에 따라 해수 출구측 온도의 상승과 증발열량의 증가가 발생하는 것을 확인하였다.

응축기에서의 심층수의 응축기 입출구 온도 변화는 기존 4.03℃를 나타내었으나 심층층수 온도가 9.0℃로 증가하면서 4.22℃로 증가하게 되어 0.19℃의 차이가 발생하였다. 에너지로 환산하면 약 1.48MW의 응축열 증가가 발생하였다. 작동유체의 응축기 입출구 온도 변화는 기존 0.13℃에서 온도변화와 상관없이 일정한 것을 확인하였다. 증발기와 응축기의 성능 변화는 Fig. 5.12와 5.13과 같다.

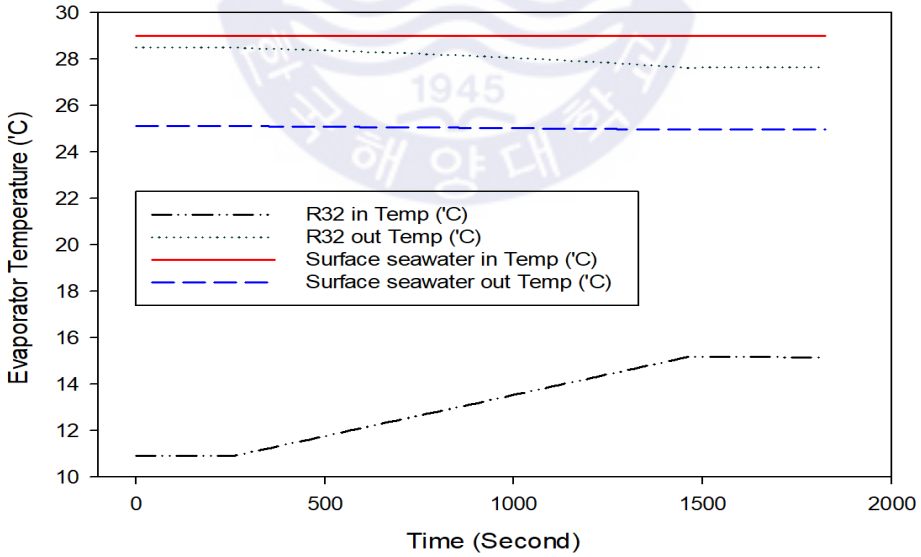


Fig. 5.12 Performance characteristics of the evaporator

Collection @ kmou

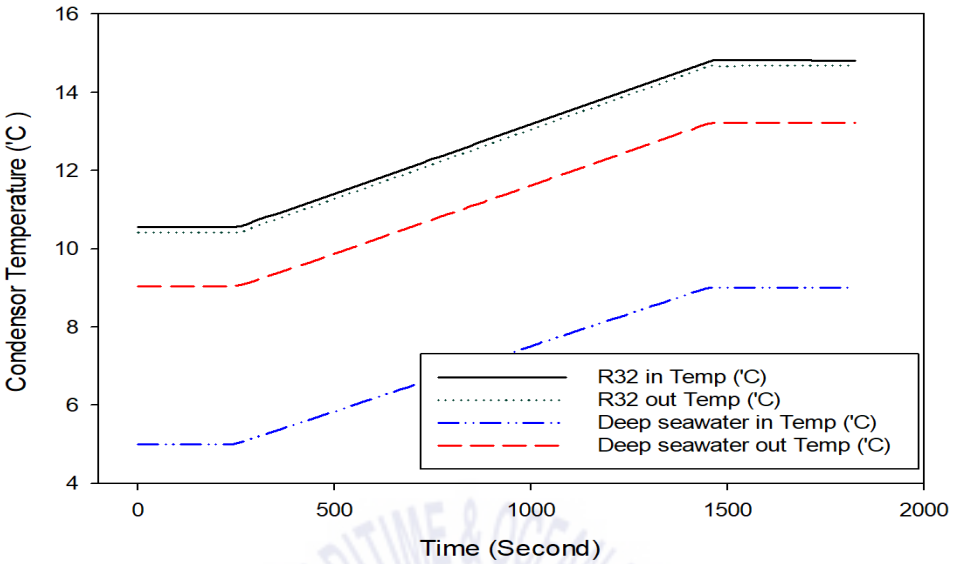


Fig. 5.13 Performance characteristics of the condenser

3) 에너지 변화 특성

열교환기 및 터빈에서 발생하는 전체 에너지 변화는 Fig. 5.14와 같다. 심층수 온도 5.0℃에서의 각 에너지 총량은 증발기 32.6MW, 응축기 31.4MW, 터빈 1,295kW을 보여 약 3.97%의 효율을 나타내었다.

심층수 온도 증가에 따라 증발기 33.9 MW, 응축기 32.9MW, 터빈 1,146kW를 나타내어 전체 에너지양이 약 11.5% 감소하였으며, 증발열량이 다소 증가하나 발전량이 감소함에 따라 전체 효율이 3.38%로 약 14.9%의 변화가 발생하였다. 심층수 온도가 변화 하여도 열량, 터빈출력, 유량 등의 시스템 성능 인자가 비례적으로 감소 또는 증가하며, 표층수 온도 변화에서 발생하는 액 작동유체의 유입, 출력의 맥동 현상이 발생하지 않는다.

Collection @ kmou

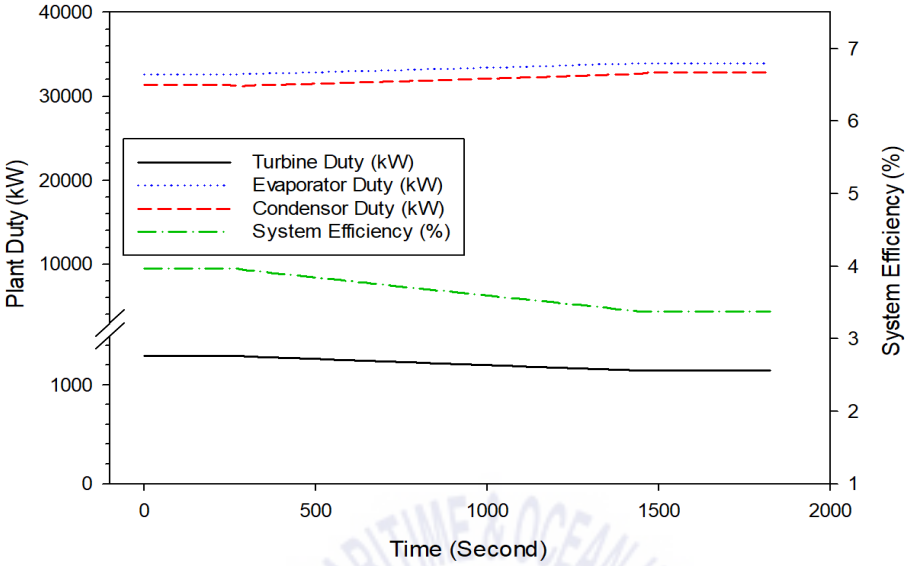


Fig. 5.14 Characteristics of the energy conversion of 1 MW OTEC system according to the deep seawater temperature changes

5.1.4 해수유량변화 따른 MW급 해수온도차발전 성능변화

5.1.4.1 표층수유량 변화 특성

1) 열교환기 성능 특성

표층수 유량이 변화되는 가정을 적용하여 해양온도차발전의 운전특성을 시뮬레이션 하였으며, 정상상태에서 운전 중 유량변화가 열교환기에 미치는 영향을 비교하였다. 표층수 유량이 감소하는 1,080초 지점부터 증발기의 해수 온도차는 비례적으로 증가하며 최대 7.6℃를 보인다. 표층유량이 감소하면서 작동유체의 증발기 입구온도가 점차 감소하며, 유량감소에 따라 점차 증발열량이 감소되어 1,380초 지점부터는 작동유체의 증발기 출구온도가 포화온도 이하인 25.8℃로 감소되어 액이 발생하였다. Fig. 5.15는 표층수 유량변화에 따른 증발기에서의 온도변화를 보여준다.

응축기에서의 온도변화는 작동유체가 증발기에서 포화온도 이하로 내려가는

Collection @ kmou

23분까지 거의 동일하나 이후 급격히 감소하여 심층수 온도차는 기존 4℃에서 3.3℃로 감소하고 R32의 출구 온도는 분당 0.28℃로 감소하다가 만액이 된 1,470초부터 액분리기에서 액상의 유체가 터빈으로 들어오게 되어 0.4℃의 온도가 상승한다. Fig. 5.16는 표층수 유량변화에 따른 응축기에서의 온도변화를 보여준다.

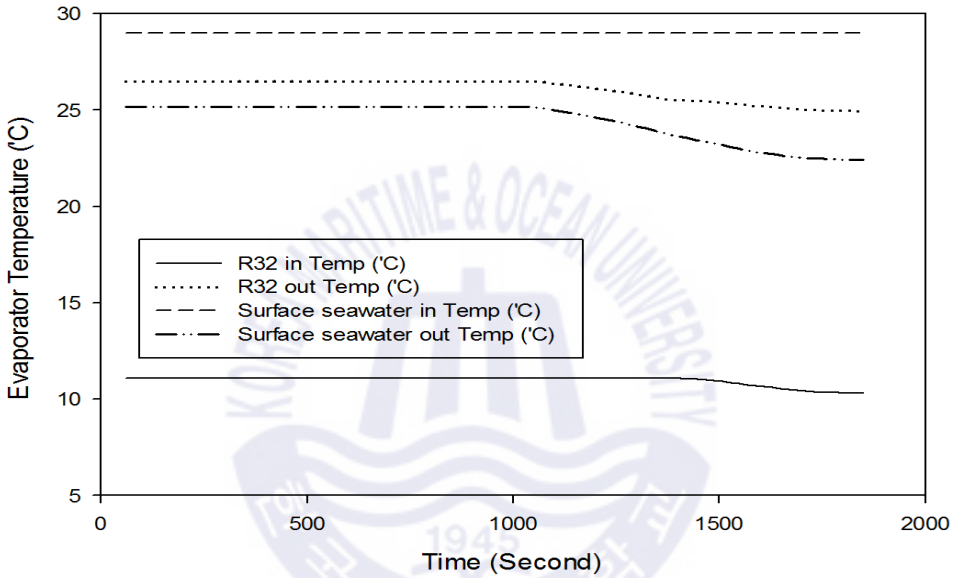


Fig. 5.15 Performance characteristics of evaporator according to surface water flow rate

Collection @ kmou

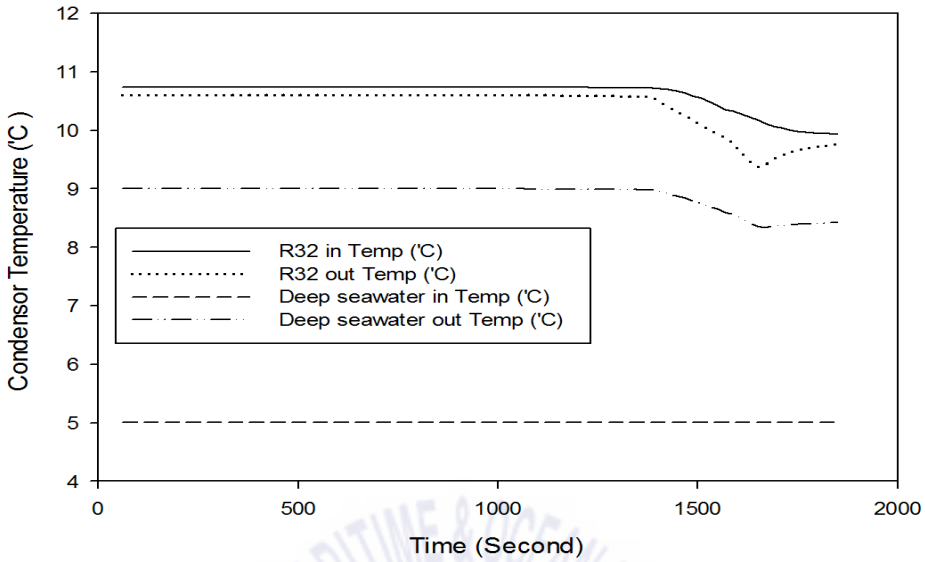


Fig. 5.16 Performance characteristics of condenser according to surface water flow rate

2) 에너지 변화 특성

Fig. 5.17의 터빈 성능 변화와 같이 표층해수의 유량이 감소하게 되면서 점차 터빈출력이 감소하게 되나 미미하다. 그러나 해수유량이 점차 감소하면서 터빈 입구 측 작동유체의 건도가 1이하로 내려가게 되고 이후 급격한 출력 변화가 발생하여 초당 0.61kW 감소되다가 액분리기의 액상 작동유체가 터빈으로 들어오면서 출력이 30kW 증가한다.

증발기와 응축기, 터빈의 에너지 변화는 Fig. 5.18과 같으며, 건도가 1이하로 내려가기 전까지 변화가 없으나 이후 액분리기로 작동유체가 유입되어 감소한 유량만큼 열교환기 및 터빈의 발생 열량과 출력이 감소한다. 액분리기의 액용량은 1,470초부터 증가하여 200초 이후 액분리기 용적 95.5%의 만액이 되어 액상으로 터빈으로 유입된다. 표층수 유량감소에 따라 증발기 발생열량은 기존 116.4 GJ/h에서 99.1 GJ/h까지 감소하여 약 14.9%의 열량 감소가 발생하며, 응축시 흡입 열량은 기존 112.1 GJ/h에서 96.7 GJ/h까지 감소하여 13.7% 차이가 발생한다.

Collection @ kmou

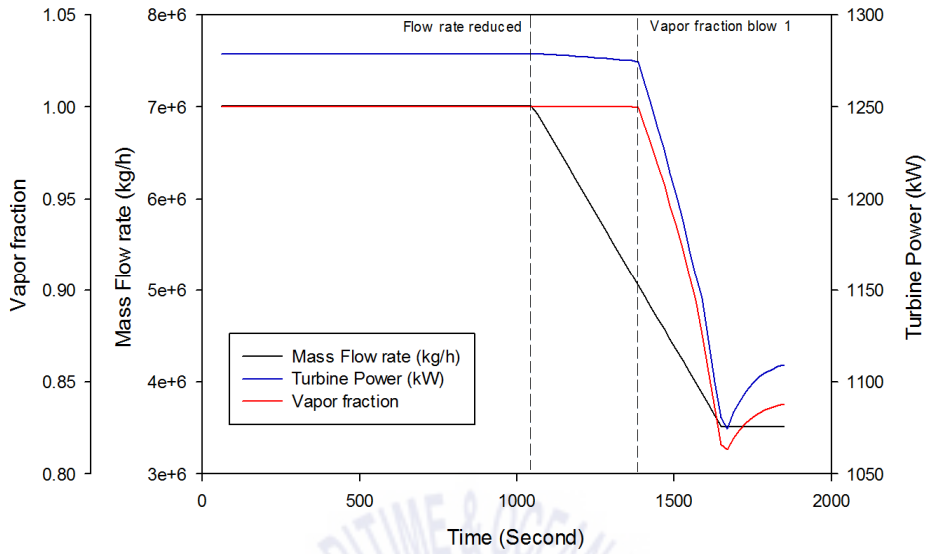


Fig. 5.17 Performance characteristics of turbine according to surface water flow rate

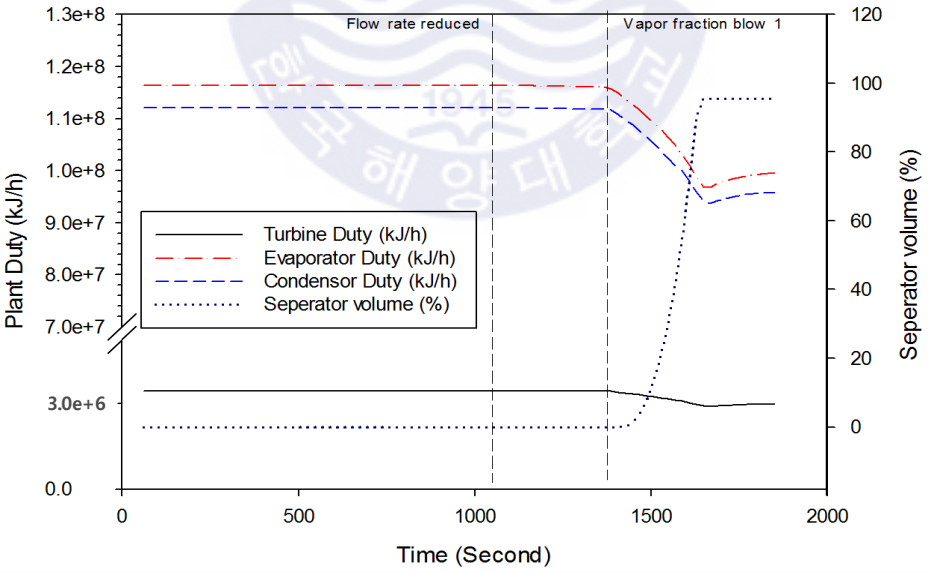


Fig. 5.18 Performance characteristics of energy in OTEC according to surface water flow rate

Collection @ kmou

5.1.4.2 심층수유량 변화 특성

1) 열교환기 성능 특성

심층수 유량이 1/2로 감소함에 따라 응축기 및 증발기에서의 온도 변화를 비교하였다. 심층수 유량이 감소하는 1,080초부터 증발기 작동유체의 입구 온도가 점차 증가하여 기존 11.1℃에서 13.2℃로 변하며, 1,470초부터 작동유체의 출구 온도가 약 0.5℃ 증가하게 된다. Fig. 5.19는 심층수 유량변화에 따른 증발기에서의 온도변화를 보여준다.

응축기에서의 온도변화는 유량변화가 시작되면서 심층수 입출구 온도차가 최대 7℃까지 발생하며, 응축기에서의 작동유체 온도변화는 10.7℃로 유입되던 작동유체가 심층수 유량이 감소되면서 12.7℃까지 상승하게 되고 입출구 온도차는 0.1℃가 발생하나 유량에 따른 변화는 없다. Fig. 5.20은 심층수 유량변화에 따른 응축기에서의 온도변화를 나타낸다.

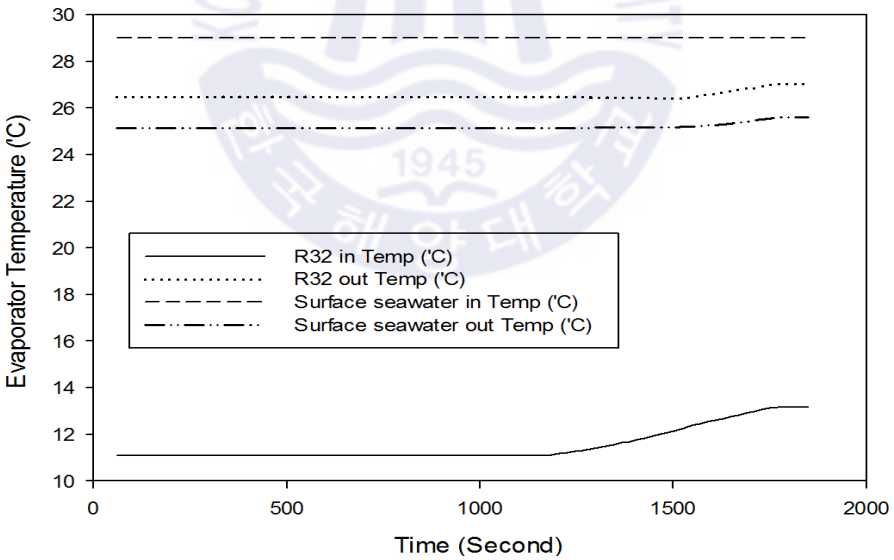


Fig. 5.19 Performance characteristics of evaporator according to deep water flow rate

Collection @ kmou

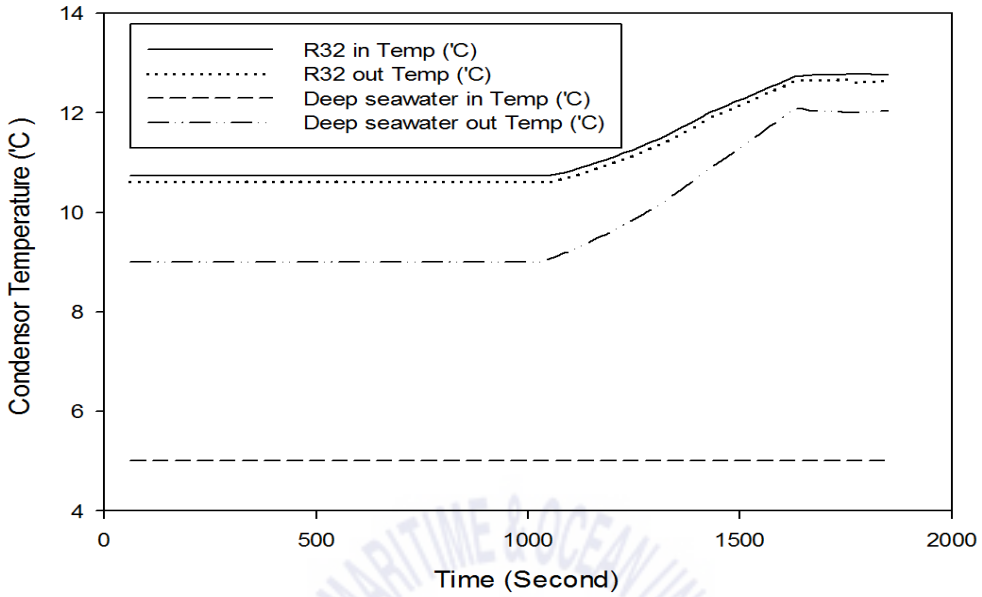


Fig. 5.20 Performance characteristics of condenser according to deep water flow rate

2) 에너지 변화 특성

Fig. 5.21의 터빈 성능 변화와 같이 표층해수의 유량이 감소하게 되면서 초당 0.11kW로 감소하게 되며, 이후 해수유량이 점차 감소하면서 건도가 1이하로 내려가면서부터 초당 0.58kW 감소된다.

심층수 유량변화에 따른 에너지 변환과 액분리기 용량변화는 Fig. 5.22와 같으며, 증발기 출구 측 작동유체에 액발생 이후 210초에 터빈에 액이 유입된다. 또한, 증발기에서 발생되는 열량은 기존 116.4 GJ/h에서 102.4 GJ/h까지 감소하여 약 12.0%의 열량 감소가 발생하며, 응축시 흡입 열량은 기존 112.1 GJ/h에서 98.3 GJ/h까지 감소하여 12.3% 차이가 발생한다.

Collection @ kmou

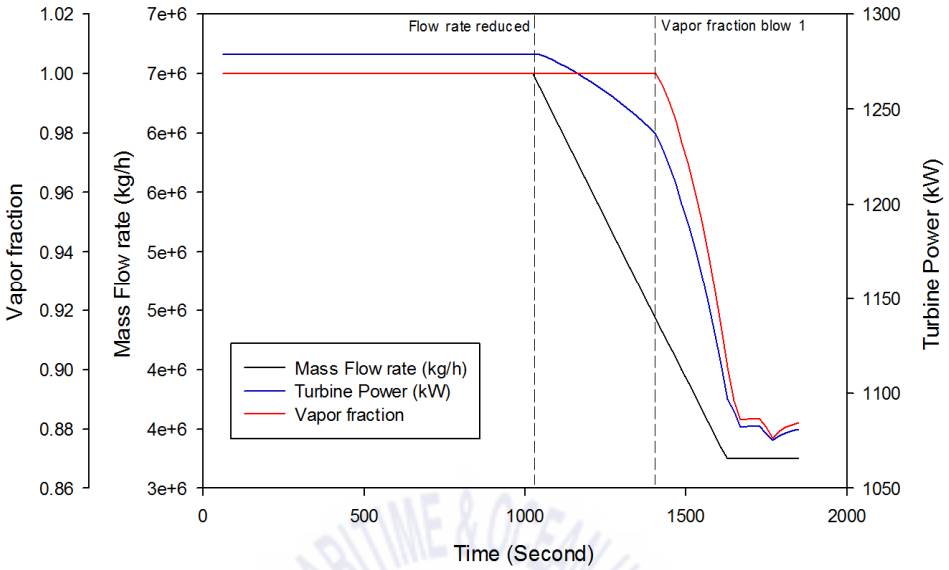


Fig. 5.21 Performance characteristics of turbine according to deep water flow rate

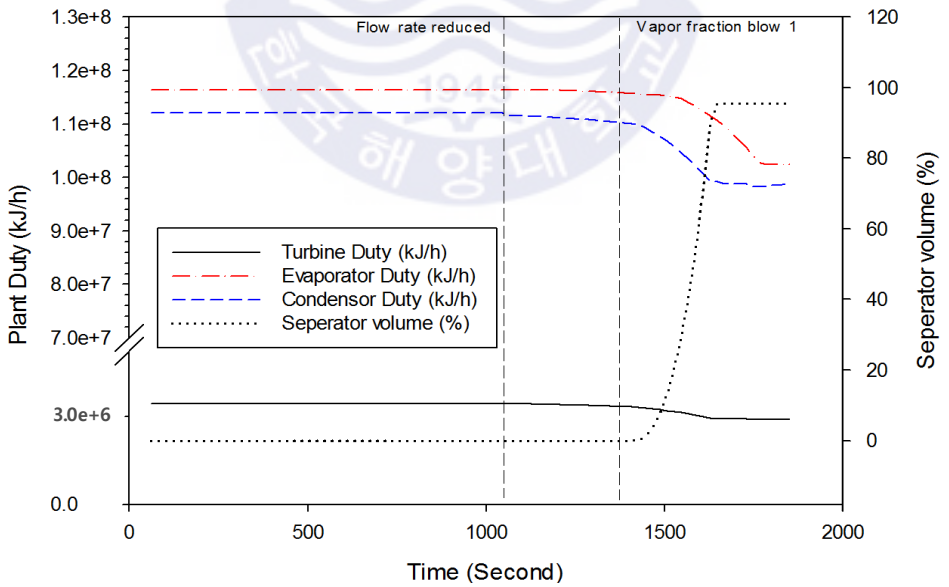


Fig. 5.22 Performance characteristics of energy in OTEC according to deep water flow rate

Collection @ kmou

5.1.4.3 작동유체유량 변화 특성

1) 열교환기 성능 특성

작동유체의 유량이 감소에 따른 증발기 온도변화는 기존 29℃로 유입되던 표층수 입출구에서 유량감소가 시작되는 1,080부터 온도차가 점차 감소되어 1,470초에 온도차가 0℃이 된다. 또한, 작동유체간의 증발기 입출구 온도차는 기존 15.2℃에서 점차 증가하여 29℃의 작동유체 출구온도와 18.5℃의 변화를 보인다. 증발기에서의 입출구 온도변화는 Fig. 5.23과 같다.

반면 응축기 입출구 온도변화는 Fig. 5.24와 같으며, 작동유체의 유량이 감소함에 따라 작동유체 출구온도와 심층수 출구 온도가 점차 5℃로 감소하게 된다. 그리고 R32 작동유체의 입구 온도는 기존 10.7℃에서 10.5℃ 약간의 감소를 보인다.

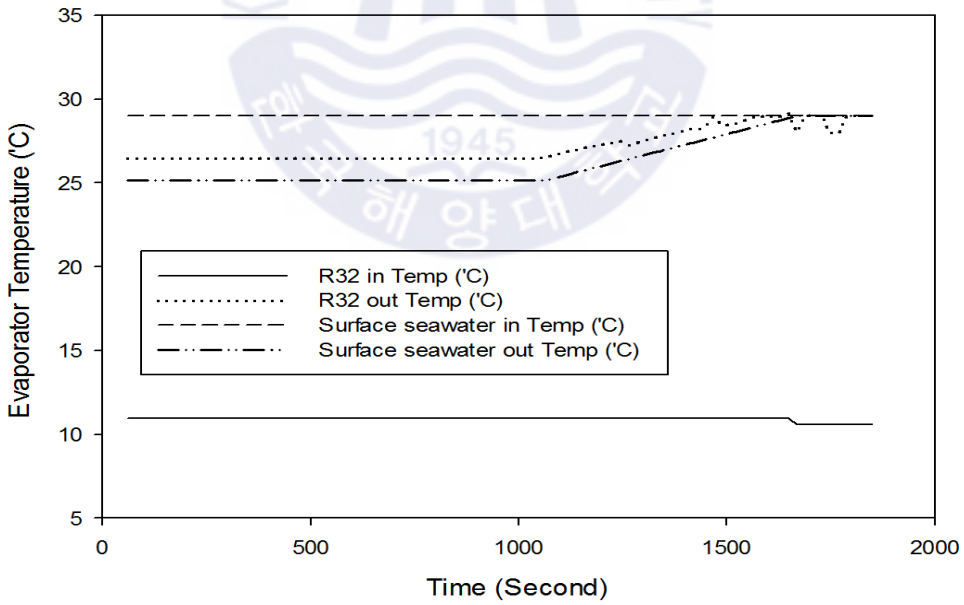


Fig. 5.23 Performance characteristics of evaporator according to refrigerant flow rate

Collection @ kmou

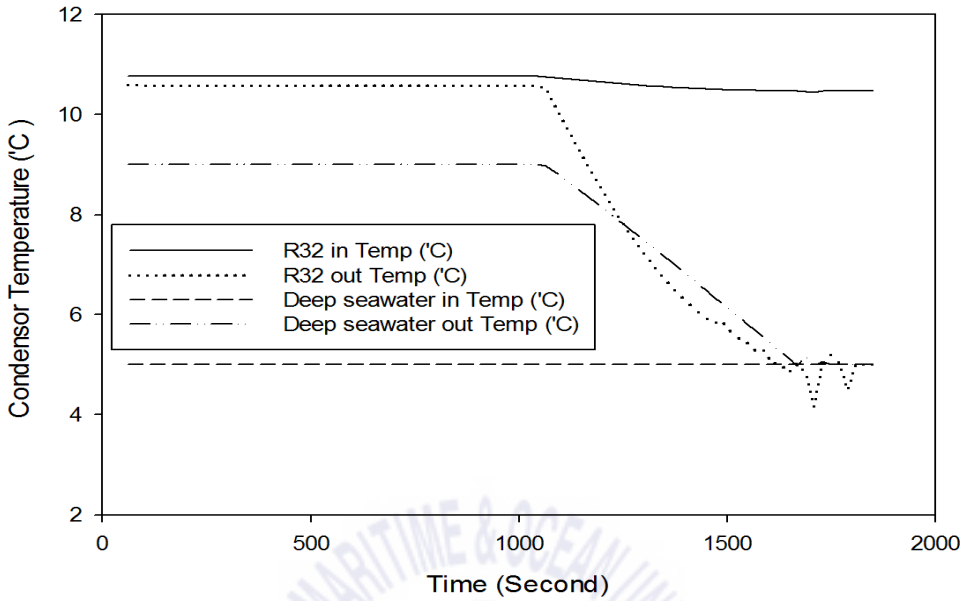


Fig. 5.24 Performance characteristics of condenser according to refrigerant flow rate

2) 에너지 변화 특성

작동유체의 유량 감소에 따른 터빈과 에너지 변화는 Fig. 5.25와 Fig. 5.26과 같으며, 터빈 유입 유량이 0 kg/h까지 감소하면서 동일한 비율로 터빈의 출력, 증발열량 및 응축열량이 감소하여 0이 된다.

Collection @ kmou

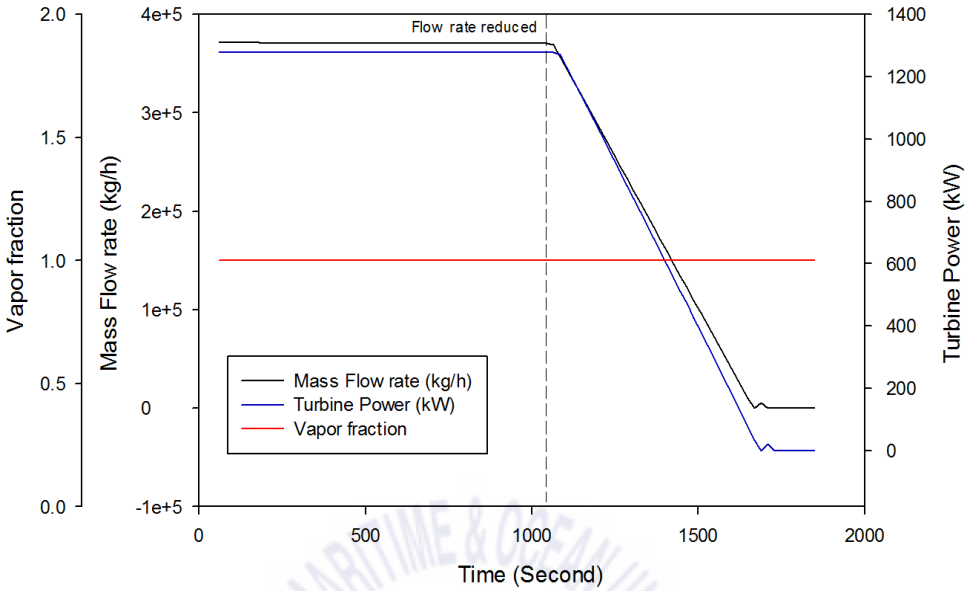


Fig. 5.25 Performance characteristics of turbine according to refrigerant flow rate

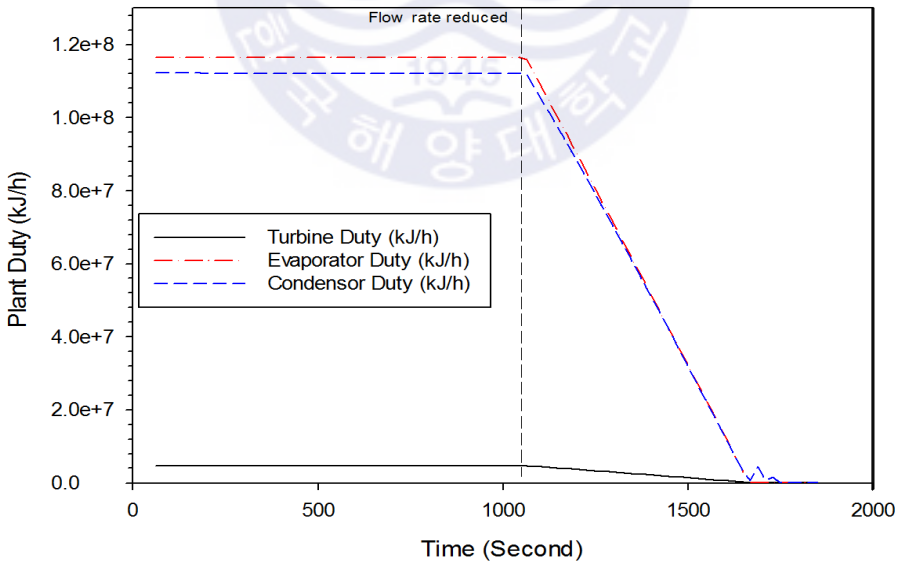


Fig. 5.26 Performance characteristics of energy in OTEC according to refrigerant flow rate

Collection @ kmou

5.2 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어

온도차발전의 가장 보편화된 발전 방식은 저온 냉매를 작동유체로 활용하는 폐쇄형(Closed Cycle OTEC) 발전이며, 1979년 미국의 50kW급 OTEC 플랜트를 시작으로 2013년 세계에서 4번째로 대한민국에 20kW급 Pilot 플랜트가 구축되었다. 현재에는 대한민국에서 남태평양 도서국가인 키리바시에 적용 예정으로 1MW급 실증 플랜트를 제작 및 실증을 진행하고 있다. 1MW 해수온도차발전은 작동유체 펌프의 PID 제어를 통한 자동제어 시스템을 구축할 예정이며, 온도 및 유량 변화에 따른 무인화 운전을 구축할 예정이다. 해수온도차발전의 제어는 해수 유량제어, 터빈 입구 밸브제어 및 냉매펌프 유량제어 방식이 있으며, 냉매펌프의 유량제어는 가장 제어가 용이하여 보편적으로 작동유체 펌프의 유량을 조절하는 것이 널리 사용되고 있다.

반면 국내뿐만 아니라 세계적으로도 실증플랜트의 자동제어를 구축하기 위한 연구가 수행되었으며, 일본은 해수온도변화에 따른 이단 해수온도차발전의 제어특성을 비교하였고, PI 제어를 적용하여 목표 출력에 도달하기까지 비제어(Controll free) 대비 1/10 수준으로 단축하였다. 또한, Web 기반으로 GUI[graphical user interface]를 통해 컴퓨터를 활용하여 제어값에 따른 성능변화를 가시적으로 모니터링 하였다. 뿐만 아니라 일본에서 설계한 UEHARA 사이클의 제어시스템을 구축하여 유량제어를 구축하고 변화량을 비교하였다[50], [51].

본 장에서는 국내 실증에 앞서 현지 플랜트의 자동화를 위한 제어시스템 구축을 위하여 실제 적용하고자 하는 터빈 및 작동유체 펌프, 열교환기의 성능데이터를 적용하여 제어 데이터를 구축하고자 한다. 또한, PID 제어 구축을 위한 최적의 알고리즘과 제어값을 도출하고자 한다.

Collection @ kmou

5.2.1 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어 구축

5.2.1.1 MW급 폐쇄형 온도차발전 사이클 설계

폐쇄형 온도차발전(CC-OTEC)은 작동 유체(Working Fluids)를 터빈에 통과시켜 발전하며, 표층수와 심층수의 온도차를 이용한다. 표층수에 의해 증발된 작동 유체는 고온, 고압의 상태로 터빈을 통과하며, 이후 감압되어 심층수에 의해 저온 액체로 응축 된다. 이 사이클은 작동 유체 펌프에 의해 순환된다. 작동유체를 응축하기 위한 열침으로는 수심 1,000m 이하에서 취수되는 5℃ 이하의 저온 심층수를 사용한다. 응축기에서 상변화된 작동유체는 탱크에 저장된다. 해수온도차 발전의 증발 열량은 식 (5.3)과 같으며, 응축 열량은 식 (5.4)와 같다. 또한 폐쇄형 발전의 터빈 출력은 식 (5.5)와 같으며, 순수 발전량은 식 (5.6)과 같다.

$$Q_w = \dot{m}_{ww} Cp(T_{wwi} - T_{wwo}) \tag{5.3}$$

$$Q_c = \dot{m}_{cw} Cp(T_{cwi} - T_{cwo}) \tag{5.4}$$

$$W_t = \dot{m}_r (h_{ti} - h_{to}) = \dot{m}_r \eta_t (h_{ti} - h_{tos}) \tag{5.5}$$

$$W_{net} = W_t - W_{wwp} - W_{cwp} - W_{rp} \tag{5.6}$$

여기서 m_r는 작동유체의 질량 유량을 나타내며, W_{rp}는 작동유체의 순환 펌프 동력을 나타낸다. 폐쇄형 온도차발전은 개방형과 비교하여 전력 효율이 높고 터빈의 소형화가 가능하여, 대형 온도차발전과 해상형 온도차발전을 구성하기에 적합하다[52], [53].

폐쇄형 발전에 적용된 작동유체는 R32로서 HFC계 순수냉매로서 ODP 값이 0이며, GWP 값도 675로 낮아 환경파괴 요인이 적으며, 기존 R134a 및 R125와 비교하여 열전달계수가 약 30%높아 시스템효율이 상승하여 동일 열교환 능력을

Collection @ kmou

위한 열교환기 체적을 줄일 수 있게 된다[54].

동적 시뮬레이션 해석 방법으로는 기본적인 유기랭킨사이클을 해석하기 위해 공정설계프로그램인 Aspentech HYSYS(11V)프로그램을 하였으며, 식 (5.7)에 나타난바와 같이 물에 대한 국제 표준 방정식을 포함한 높은 정확도의 헬름홀츠 에너지 모델식(Helmholtz energy equations)을 사용하였다. 헬름홀츠 자유 에너지는 f 로서 무 차원 형태로 표현되며, $\Phi = f/(RT)$로 표시되어 이상 기체 부분 Φ° 와 잔여 부분 Φ^{r}로 표현된다[55].

$$\frac{f(\rho,\tau)}{RT} = \Phi(\delta,\tau) = \Phi^{\circ}(\delta,\tau) + \Phi^{r}(\delta,\tau) \tag{5.7}$$

여기서 $\delta = \rho/\rho_c$이며, $\tau = T_c/T$이고 T_c와 ρ_c는 각각 임계점에서의 온도와 밀도이며, R은 기체 상수이다.

폐쇄형 온도차발전의 설계를 위해 동일한 헬름홀츠 에너지 상태 방정식을 적용하였으나, R32 작동유체의 특성에 따라 상태방정식을 식 (5.8) 같이 변환 적용하였다[56].

$$\Phi^{\circ} = \ln\delta + a^{\circ}{}_0 + a^{\circ}{}_1 + a^{\circ}{}_1 \ln\tau + \sum_{i=3}^{6} a^{\circ}{}_i \ln[1 - e^{-n^{\circ}{}_i T}] \tag{5.8}$$

여기서 a와 n은 계수를 나타낸다. 반면 실제기체의 상태방정식은 식 (5.9)과 같다.

$$\Phi^{r} = \sum_{i=1}^{8} a_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=9}^{19} a_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\delta^{e_i}} \tag{5.9}$$

여기서 e는 계수를 나타낸다.

Collection @ kmou

5.2.1.2 MW급 폐쇄형 온도차발전 시뮬레이션 구성

온도차발전을 설계하기 위하여 2016년 선박해양플랜트연구에서 진행된 상세 설계 데이터를 적용하였으며, 이때 제작된 터빈과 작동유체 펌프의 성능 곡선을 적용하여, 터빈과 작동유체를 통과하는 유량에 따른 압력변화와 효율을 적용하여 시스템을 구성하였다. 진솔터보기계에서 제작된 1.2MW급 터빈발전기는 R32 냉매를 작동유체로 사용하여 120kg/s 유량에서 최대 수두인 42.9m를 보이며, 이때 효율은 84.7%를 나타낸다. 또한, 노아라 사의 작동유체 펌프는 RPM 345, 690, 1,150에서 각각의 유량별 효율과 수두변화를 적용하였으며, 플랜트 운전 중 외부 조건의 변화에 따라 RPM 제어가 가능하도록 시스템을 구성하였다. 작동유체 펌프는 1,150RPM에서 최대 성능을 보이며, 450 m^3/h의 유량에서 46m의 총 수두와 80%의 펌프효율을 보이고 있다. Fig 5.27은 실제 터빈과 작동유체 펌프의 모습이며, 터빈과 펌프의 유량과 효율에 따른 총 수두 변화는 각각 Fig 5.28과 Fig 5.29과 같다.

폐쇄형 온도차발전의 표층 해수 온도조건은 적도 지역 태평양 도서국가인 키리바시의 평균 온도인 31℃를 적용하였으며, 이때 증발압력은 1,687kPa로서 작동유체는 약 3℃로 과열된 상태로 터빈에 공급된다. 심층수 온도는 5.5℃로 키리바시의 수심 1,000m 지점의 실제 관측 온도를 적용하였으며, 응축 압력은 1,237kPa로서 3.4℃로 과냉각되어 저장된다.

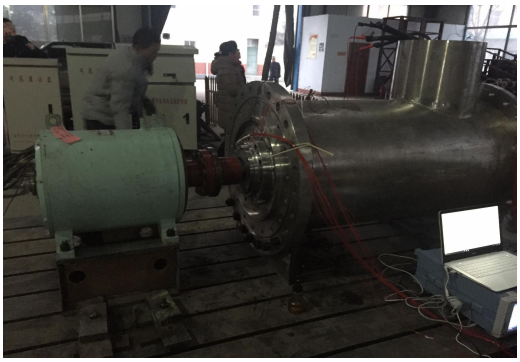


Fig. 5.27 Figures of actual turbine(Jinsol Turbo) and working fluid pump(Lowara)

Collection @ kmou

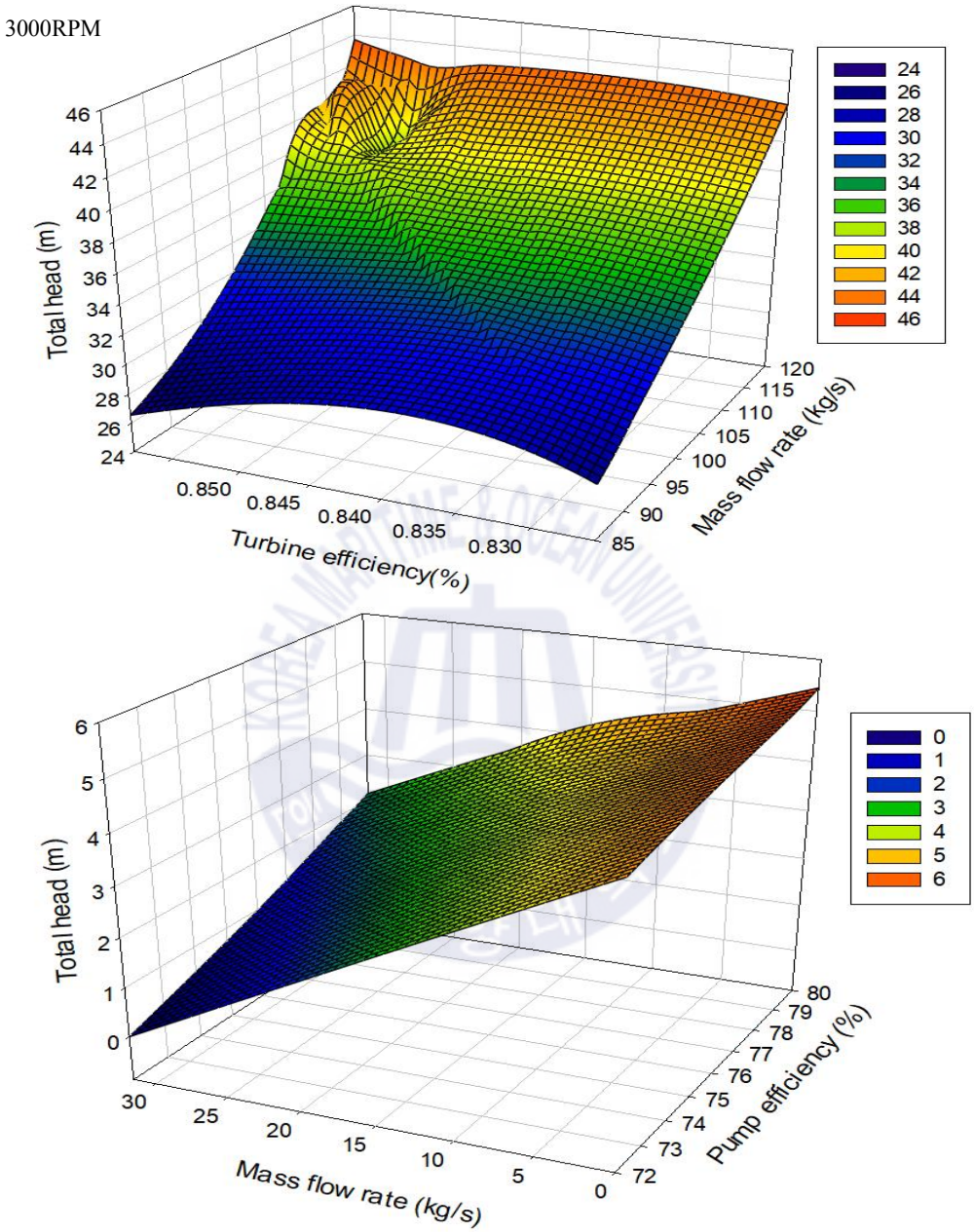


Fig. 5.28 Characteristics of power and head variation with flow rate and efficiency of applied turbine and working fluid pump (Up : 3,000RPM Turbine, Down : 345RPM refrigerant Pump)

Collection @ kmou

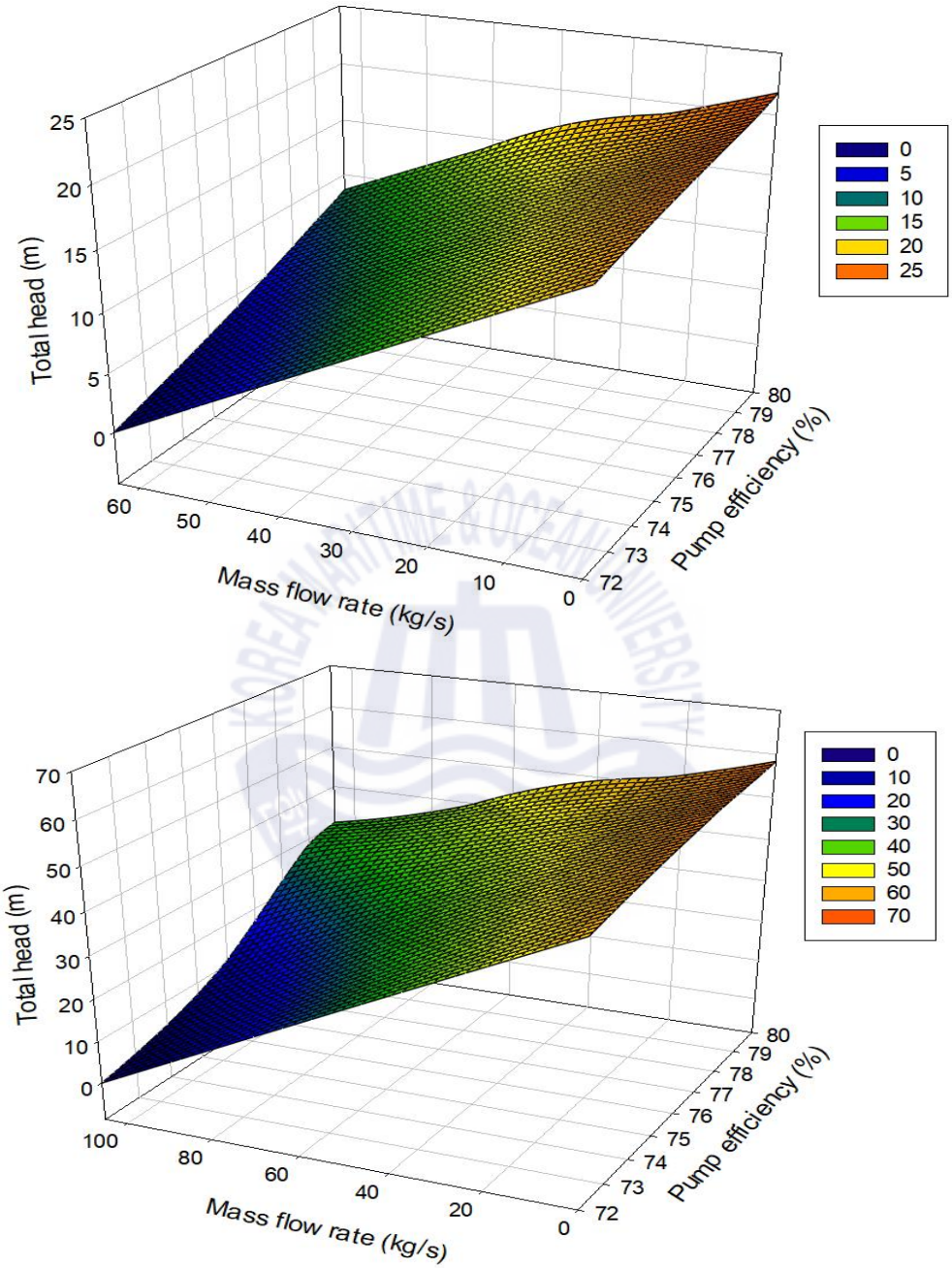


Fig. 5.29 Characteristics of power and head variation with flow rate and efficiency of applied turbine and working fluid pump (Up : 690RPM refrigerant Pump, Down : 1,150RPM refrigerant Pump)

Collection @ kmou

이때, 작동유체의 유량은 117.7kg/s로 설계하였으며, 표층수와 심층수는 각각 1,864.6kg/s와 1503.3kg/s를 적용하였다. 해수 펌프의 효율과 터빈의 효율은 각각의 성능조건을 적용하여 비교하였으며, 설계 온도조건에서 펌프 효율은 79.93%, 압력 증가량은 459.6kPa, 소요 전력은 65.87kW를 나타내었다. 또한, 터빈의 발전 효율은 83.06%, 압력 변화는 418.9kPa, 발전 출력은 980.5kW를 확인하였다.

표층수와 심층수에서 발생하는 손실 수두는 육상형 라이저와 열교환기, 감압 챔버, 피팅 등의 다양한 요인으로 발생하며, 폐쇄형 발전의 총 손실 수두는 표층해수에서 5.5m, 심층해수에서 8.2m로 설계하였다. 온도차발전의 손실 수두는 현재 선박해양플랜트연구소에 개발 중인 폐쇄형 온도차발전 실시설계 수두 조건을 적용하였다. 식 (8)은 총 손실 수두 발생에 관한 계산식으로서 폐쇄형 발전의 Static loss와 Dynamic loss는 차이가 적어 본 논문에서는 고려하지 않았다.

$$\begin{aligned} &\Sigma Total\,head\,loss \\ &= Static\,loss + dynamic\,loss + \\ &\quad pipe\,head\,loss + trech\,head\,loss \\ &\quad Supply\,pipe\,head\,loss \end{aligned} \tag{5.10}$$

온도차발전 사이클 구성에 대한 자세한 사항은 Table 5.2와 같으며, 이를 적용한 해수온도차발전 최적 운전 성능 특성은 Table 5.3-5.9와 같다.

Collection @ kmou

Table 5.2 Specifications for CC-OTEC cycle

Design conditions	
Working fluid	R32, Seawater
Warm water temperature	31℃
Cold water temperature	5.5℃
Warm water head loss	5.5m
Cold water head loss	8.2m
Seawater pump efficiency	75%
HDPE pipe diameter	1,085.6mm
Cold water pipe length	2,870m
warm water pipe length	500m
Refrigerant Pump efficiency	Actual data accepted
Turbine efficiency	Actual data accepted
Turbine inlet pressure	1,658.7 kPa
Turbine outlet pressure	1,239.1 kPa
Pump inlet pressure	1,174.6 kPa
Warm water flow rate	1,864.6 kg/s
Cold water flow rate	1,503.3 kg/s
Refrigerant water flow rate	117.7 kg/s
Turbine inlet temperature	28.2 ℃
Condenser heat transfer coefficient	2,084 kJ/℃-s
Condenser heat transfer area	761.6 m^2
Evaporator heat transfer coefficient	1,082 kJ/℃-s
Evaporator heat transfer area	897.6 m^2

Collection @ kmou

Table 5.3 Material streams in OTEC simulation 1

Name	3.00	5.00	6.00	7.00	8.00	10.00	11.00	1.00	9.00	12.00
Vapour fraction	0.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00
Temperature [C]	13.28	12.65	26.60	31.01	12.30	10.76	5.51	11.55	12.30	11.34
Pressure [kPa]	1,218.63	1,661.19	193.42	224.12	1,184.4	261.30	262.00	1,191.63	1,184.4	1,150.0
Molar flow [kgmole/h]	8,096.94	8,096.88	368,865.27	368,865.27	8,096.88	301,186.24	301,186.24	8,096.94	0.00	0.00
Mass flow [kg/s]	117.01	117.01	1,845.87	1,845.87	117.01	1,507.19	1,507.19	117.01	0.00	0.00
Liquid volume flow [m^3/h]	439.00	439.00	6,658.55	6,658.56	439.00	5,436.85	5,436.85	439.00	0.00	0.00
Heat flow [kW]	(1,023,075.3)	(1,057,050.88)	(29,313,973.86)	(29,278,876.75)	(1,057,119.90)	(24,038,387.66)	(24,072,600.37)	(1,057,288.11)	(0.00)	(0.00)

Table 5.4 Material streams in OTEC simulation 2

Name	12.00	2.00	14.00	15.00	16.00	17.00	13.00	4.00
Vapour fraction	1.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.00	0.00	1.00
Temperature [C]	11.34	5.50	31.00	28.02	28.02	16.13	11.55	28.02
Pressure [kPa]	1,150.00	150.00	160.00	1,654.13	1,654.13	1,184.40	1,184.40	1,654.13
Molar flow [kgmole/h]	0.00	301,186.24	368,865.27	0.00	8,096.94	0.00	8,096.94	8,096.88
Mass flow [kg/s]	0.00	1,507.19	1,845.87	0.00	117.01	0.00	117.01	117.01
Liquid volume flow [m^3/h]	0.00	5,436.85	6,658.56	0.00	439.00	0.00	439.00	439.00
Heat flow [kW]	(0.00)	(24,072,820.63)	(29,279,034.12)	(0.00)	(1,021,962.46)	(0.00)	(1,057,288.11)	(1,021,953.79)

Collection @ kmou

Table 5.5 Energy streams in OTEC simulation

Name	Turbine power	Refrigerant PP.	Cold water PP.	Hot water PP.
Heat flow [kW]	1,112.91	69.76	220.26	157.36

Table 5.6 Pump & Turbine dynamic specification in OTEC simulation

	Hot water PP	Cold water PP	Refrigerant PP	Turbine
Head [m]	6.52	11.18	48.08	11.12
Fluid head [kJ/kg]	0.06	0.11	0.47	1,133.71
Speed [rpm]	60.00	60.00	1,167.77	3,000.00
Efficiency [%]	75.00	75.00	79.95	86.04
Pressure rise [kPa]	64.12	112.00	476.79	435.51
Power [kW]	157.36	220.26	69.76	1,113.06
Capacity [m^3/h]	6,626.40	5,309.94	416.60	9,418.96

Collection @ kmou

Table 5.7 Heat exchanger dynamic specification in OTEC simulation

	Evaporator	Condenser
Duty [kW]	35,098.32	34,212.48
Heat L\loss [kW]	0.00	0.00
UA [kJ/C-h]	27,970,000.00	34,282,967.00
Mean temperature driving force [C]	4.52	3.59
Effective UA [kJ/C-h]	17,753,689.90	30,636,663.10
Flow scale Factor	1.00	1.00
Ft Factor	0.63	0.89
Uncorrected Lmtd [C]	7.12	4.02

Table 5.8 Tank & Separator specification in OTEC simulation

	Receiver tank	Separator
Vessel volume [m3]	56.55	2.36
Vessel diameter [m]	3.00	1.00
Height [m]	8.00	3.00
Liq volume percent [%]	50.05	0.00
Liq percent level [%]	50.05	0.00
Feed delta pressure [kPa]	0.00	0.00
Vessel pressure [kPa]	1,184.28	1,654.01

Table 5.9 Bypass valve size results in OTEC simulation

	Bypass Valve
Valve opening [%]	0.00
Conductance (Cv) [USGPM(60F,1psi)]	1,800.00
Mass flow [kg/s]	0.00
Friction delta pressure [kPa]	469.73
K value damp factor	0.95
Cg	60,239.52
Fp	1.00
Xt	0.70
Fl	0.90

Collection @ kmou

5.2.1.3 해수온도차발전 제어 사이클 시뮬레이션

1) 제어 범위 설계

작동유체 펌프의 유량 제어를 통한 시스템 안정화를 위하여 해수 온도변화에 따른 성능변화를 사전에 비교할 필요가 있으며, 표층수와 심층수의 온도변화를 적용하여 결과를 도출하였다. 키리바시의 표층 해수 온도변화는 연간 일정하나 겨울철 최저 28℃ 이하로 내려가며, 심층수의 온도는 연간 1℃ 변화정도로 일정하게 유지한다. 그러나 기상 이변 및 배관에서의 누설로 인한 온도 상승을 고려하여 표층수의 온도 변화는 26℃에서 31℃를 적용하였으며, 심층수는 5.5℃에서 9.5℃까지의 변화를 비교하였다. 본 시뮬레이션에서는 해수 열원의 온도 변화만을 적용하며, 해수 유량 및 시스템의 영향을 주는 요인은 없도록 설계 하였다.

작동유체 펌프의 최대 RPM인 1,150에서 표층수와 심층수의 온도차가 24℃이하로 내려가면서부터 1℃의 온도변화에 따라 40RPM이 감소하도록 설계하였다. 시스템의 안정화를 위하여 과열도가 1℃ 이상을 유지하도록 설계하였으며, 온도가 점차 감소함에 따라 순수 출력의 감소가 발생하므로 최소 발전 출력을 50kW 이하에서 시스템이 정지하도록 설계하였다. 또한, 펌프 RPM 및 온도차가 950RPM과 19℃ 미만에서 정지하도록 설계하였다. 온도 및 유량 제어를 포함한 폐쇄형 온도차발전 사이클의 제어 플로 차트는 Fig. 5.30과 같다.

Collection @ kmou

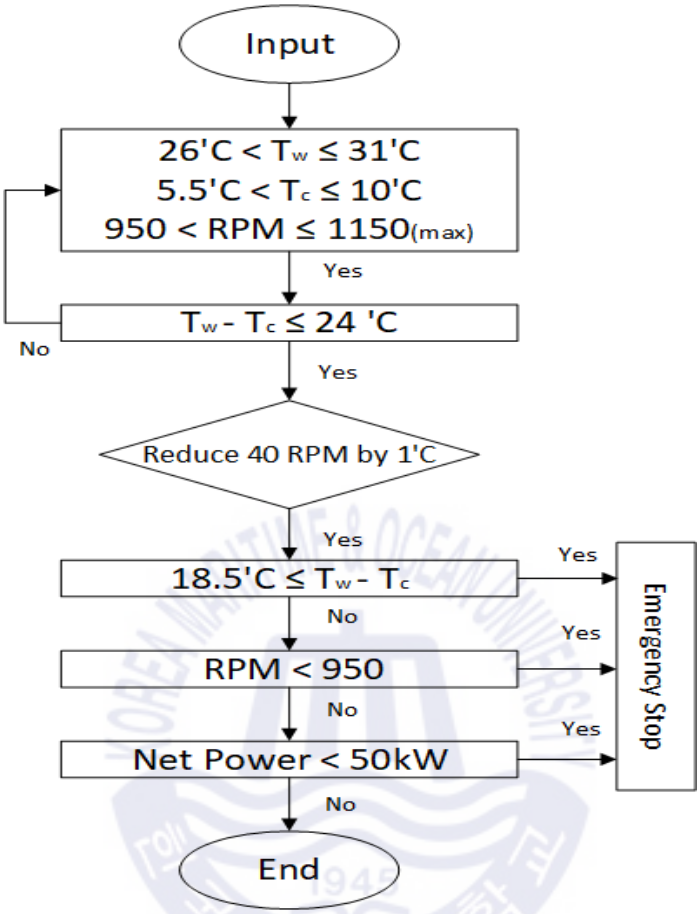


Fig. 5.30 Flow chart of dynamic OTEC controller

표층수와 심층수의 온도 변화에 따른 성능 변화는 Table 5.10~14과 같으며, RPM변화 및 증발압력, 응축압력, 증발온도와 응축온도, 증발 및 응축 압력에서의 포화 온도, 과열도와 과냉각도를 나타내고 있다.

Collection @ kmou

Table 5.10 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 5.5℃)

Warm water temperature (℃)	RPM	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Saturating temperature in evaporator (℃)	Super heat (℃)	Condensing temperature (℃)	Saturating temperature in condenser (℃)	Sub cooling (℃)
31	1,150	1,687	1,237	28.2	24.9	3.3	10.47	13.9	-3.43
30.5	1,150	1,685	1,237	27.7	24.9	2.8	10.5	13.9	-3.4
30	1,150	1,684	1,236	27.05	24.9	2.15	10.5	13.8	-3.3
29.5	1,130	1,665	1,231	26.75	24.5	2.25	10.3	13.7	-3.4
29	1,110	1,650	1,225	26.3	24.1	2.2	10.1	13.5	-3.4
28.5	1,090	1,630	1,223	26	23.7	2.3	9.8	13.5	-3.7
28	1,070	1,610	1,220	25.6	23.2	2.4	9.65	13.4	-3.75
27.5	1,050	1,600	1,217	25.1	23	2.1	9.5	13.3	-3.8
27	1,030	1,585	1,213	24.7	22.6	2.1	9.25	13.2	-3.95
26.5	1,010	1,570	1,211	24.3	22.3	2	9.1	13.1	-4
26	990	1,550	1,210	23.8	22	1.8	9	13.1	-4.1

Collection @ kmou

Table 5.11 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 6.5℃)

Warm water temperature (℃)	RPM	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Saturating temperature in evaporator (℃)	Super heat (℃)	Condensing temperature (℃)	Saturating temperature in condenser (℃)	Sub cooling (℃)
31	1,150	1,717	1,272	28.2	25.6	2.6	11.46	14.8	-3.34
30.5	1,150	1,717	1,271	27.6	25.6	2	11.45	14.8	-3.35
30	1,130	1,698	1,265	27.2	25.2	2	11.24	14.6	-3.36
29.5	1,110	1,680	1,262	26.8	24.8	2	11	14.5	-3.5
29	1,090	1,663	1,258	26.4	24.4	2	10.8	14.4	-3.6
28.5	1,070	1,647	1,255	26	24.1	1.9	10.6	14.4	-3.8
28	1,050	1,630	1,251	25.55	23.7	1.85	10.4	14.2	-3.8
27.5	1,030	1,616	1,247	25.15	23.4	1.75	10.24	14.1	-3.86
27	1,010	1,602	1,246	24.72	23	1.72	10.08	14.1	-4.02
26.5	990	1,588	1,244	24.3	22.7	1.6	9.93	14	-4.07
26	970	1,575	1,243	23.9	22.4	1.5	9.74	14	-4.26

Collection @ kmou

Table 5.12 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 7.5℃)

Warm water temperature (℃)	RPM	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Saturating temperature in evaporator (℃)	Super heat (℃)	Condensing temperature (℃)	Saturating temperature in condenser (℃)	Sub cooling (℃)
31	1,130	1,735	1,277	28.2	26	2.2	12.15	15	-2.85
30.5	1,110	1,705	1,292	27.29	25.3	1.99	11.85	15.4	-3.55
30	1,090	1,685	1,287	26.85	24.9	1.95	11.6	15.2	-3.6
29.5	1,070	1,665	1,285	26.45	24.5	1.95	11.4	15.2	-3.8
29	1,050	1,652	1,282	26	24.2	1.8	11.25	15.1	-3.85
28.5	1,030	1,635	1,280	25.55	23.8	1.75	11.05	15.1	-4.05
28	1,010	1,620	1,276	25.1	23.4	1.7	10.9	14.9	-4
27.5	990	1,608	1,274	24.7	23.2	1.5	10.72	14.9	-4.18
27	970	1,595	1,273	24.25	22.9	1.35	10.55	14.8	-4.25
26.5	950	1,582	1,271	23.8	22.6	1.2	10.4	14.8	-4.4

Collection @ kmou

Table 5.13 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 8.5℃)

Warm water temperature (℃)	RPM	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Saturating temperature in evaporator (℃)	Super heat (℃)	Condensing temperature (℃)	Saturating temperature in condenser (℃)	Sub cooling (℃)
31	1,090	1,730	1,330	28.45	25.9	2.55	12.7	16.4	-3.7
30.5	1,070	1,713	1,325	27.4	25.5	1.9	12.6	16.2	-3.6
30	1,050	1,699	1,321	27	25.2	1.8	12.4	16.1	-3.7
29.5	1,030	1,685	1,318	26.55	24.9	1.65	12.2	16.1	-3.9
29	1,010	1,668	1,317	26.15	24.5	1.65	12.05	16	-3.95
28.5	990	1,655	1,315	25.7	24.2	1.5	11.9	16	-4.1
28	970	1,642	1,312	25.25	23.9	1.35	11.7	15.9	-4.2
27.5	950	1,628	1,310	24.8	23.6	1.2	11.5	15.8	-4.3

Collection @ kmou

Table 5.14 Operating fluid pump RPM control range according to surface water temperature(Cold water temperature : 9.5℃)

Warm water temperature (℃)	RPM	Evaporating pressure (kPa)	Condensing pressure (kPa)	Evaporating temperature (℃)	Saturating temperature in evaporator (℃)	Super heat (℃)	Condensing temperature (℃)	Saturating temperature in condenser (℃)	Sub cooling (℃)
31	1,050	1,735	1,360	28.6	26	2.6	13.4	17.2	-3.8
30.5	1,030	1,718	1,355	27.6	25.6	2	13.25	17	-3.75
30	1,010	1,705	1,355	27.2	25.3	1.9	13.05	17	-3.95
29.5	990	1,690	1,350	26.73	25	1.73	12.85	16.9	-4.05
29	970	1,677	1,348	26.3	24.7	1.6	12.67	16.8	-4.13
28.5	950	1,663	1,345	25.9	24.4	1.5	12.45	16.8	-4.35

Collection @ kmou

2) PID 제어 설계

PID 제어(PID control)는 실제 응용분야에서 가장 많이 사용되는 대표적인 형태의 제어기법이다. PID 제어기는 기본적으로 피드백(feedback)제어기의 형태를 가지고 있으며, 제어하고자 하는 대상의 출력값(output)을 측정하여 이를 원하고자 하는 참조값(reference value) 혹은 설정값(setpoint)과 비교하여 오차(error)를 계산하고, 이 오차값을 이용하여 제어에 필요한 제어값을 계산하는 구조로 되어 있습니다. 표준적인 형태의 PID 제어기는 아래의 식과 같이 세개의 항을 더하여 제어값(MV:manipulated variable)을 계산하도록 구성이 되어 있다. PID 제어를 나타내는 식은 (5.11)과 같다.

$$MV(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t)dt + K_d \frac{de}{dt} \tag{5.11}$$

위의 식에서 제어 파라메터 K_p, K_i, K_d를 이득값(gain)이라고 하고, 각각 비례값, 적분값, 미분값을 나타낸다. 각 항의 값의 크기는 시간을 나타내는 함수인 t의 변화에 따라 변경된다. 오류 변수 $e(t)$는 설정값과 변수값의 차를 통해 발생하며, 이를 나타내는 식은 (5.12)과 같다.

$$e(t) = SP(t) - PV(t) \tag{5.12}$$

해수온도차발전에 적용하고자 하는 최적의 PID 제어값을 도출하기 위한 선행 연구로서 변수의 범위를 0-100% 범위로 변환하고, 그 다음 솔루션 알고리즘에 적용한다. 변수값으로 선정된 표층수와 심층수의 온도차는 최대 24℃에서 최소 18.5℃까지 변화되며, 이때 변수값은 식 (5.13)을 통해 백분율로 분류된다.

Collection @ kmou

$$PV(\%) = 100\left(\frac{PV - PV_{\min}}{PV_{\max} - PV_{\min}}\right) \tag{5.13}$$

상기 정해진 변수값을 통해 모든 출력에 대해 상한 및 하한을 지정할 수 있으며, 출력 제한은 미리 결정된 최소 또는 최대 출력 값이 초과되지 않도록 한다. RPM 제어 범위는 출력에 대해 0% 및 100%가 각각 낮은 한계(Low limit) 및 높은 한계(High limit)로 선택하였다.

또한, 각 정해진 운전 범위에 따라 최적의 비례값, 적분값, 미분값을 구하기 위하여 알고리즘(Algorithm)을 선택하고 미분값과 적분값의 비교 시뮬레이션을 통해 선정된 RPM에 따른 도출된 RPM과의 차이를 확인하였다.

먼저 제어 파라미터를 선정하기 위해 각 이득값의 범위를 3.0~5.4로 변경하여 제어 값과 설정 값과의 차이가 최소가 되는 반응 정확도와 설정 값까지 도달하기 위하여 소요되는 시간의 최솟값을 갖는 반응 속도를 비교하였다. 유량 제어를 위한 컨트롤러 튜닝 선정 값을 적용 후 온도차를 24℃에서 23℃까지 1℃를 감소하면서 결과 값을 비교하였다. 이때 심층수 온도 조건은 6.5℃를 적용하였으며, 사용된 알고리즘은 Fig. 5.31과 같이 Honeywell사의 PID-A 모델을 적용하였다[57].

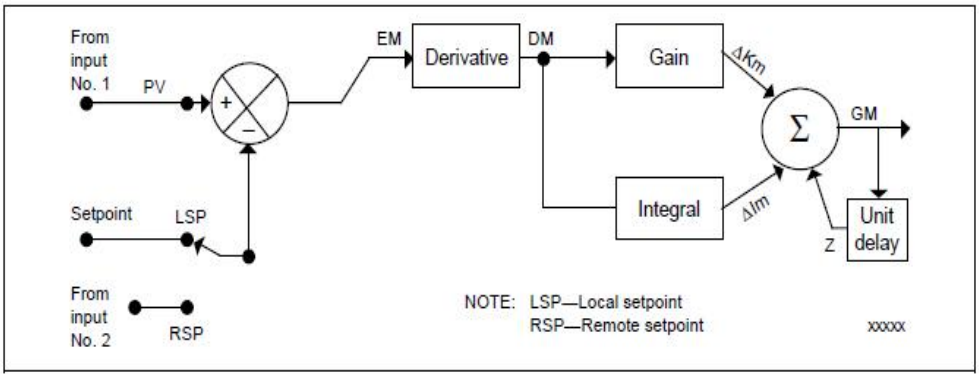


Fig. 5.31 Implementation of PID-A equation

Collection @ kmou

각 P, PI, PID 제어의 운영에 따라 반응 정확도와 응답 속도는 Fig. 5.32와 같이 변화하며, PID 제어를 통해 시간 변화에 따른 최적 응답 효과를 보인다.

3) PID 제어 값 선정

제어값의 변화에 따른 RPM 정확도와 응답속도에 대한 설명은 Fig. 5.33과 5.34와 같다. RPM 정확도는 적분값의 변화에 따라 크게 변화되며, 3.6초의 적분값에서는 최대 19.87RPM까지 차이를 보인다. 반면 미분값의 변화에 따라서는 최대 1.2RPM에서 최소 0.41RPM변화를 보이며 최적 운전조건인 1,150RPM과의 차이는 미분값과 적분값이 각각 5.4초와 3.6초에서 최소값인 2.45RPM을 보였다. 반면 제어값에 따른 응답속도의 변화는 특정 제어값에서는 응답속도가 급격히 상승하는 것을 확인하였다. 응답속도가 최소값이 되는 지점은 적분값과 미분값 각각 4.8초에서 30초를 나타내었으며, 최대값은 적분값 3.6초와 미분값 4.2초에서 41초를 보였다. RPM 정확도가 가장 높았던 제어값에서의 응답속도는 평균 33.6초를 초과하는 39초를 보여 적용에 제약이 있으며, 정확도가 다음으로 높은 제어값에서 평균 이하인 33초의 응답속도를 갖는 적분값 3.6초와 미분값 4.8초 지점의 제어값 선정이 고려된다.

Collection @ kmou

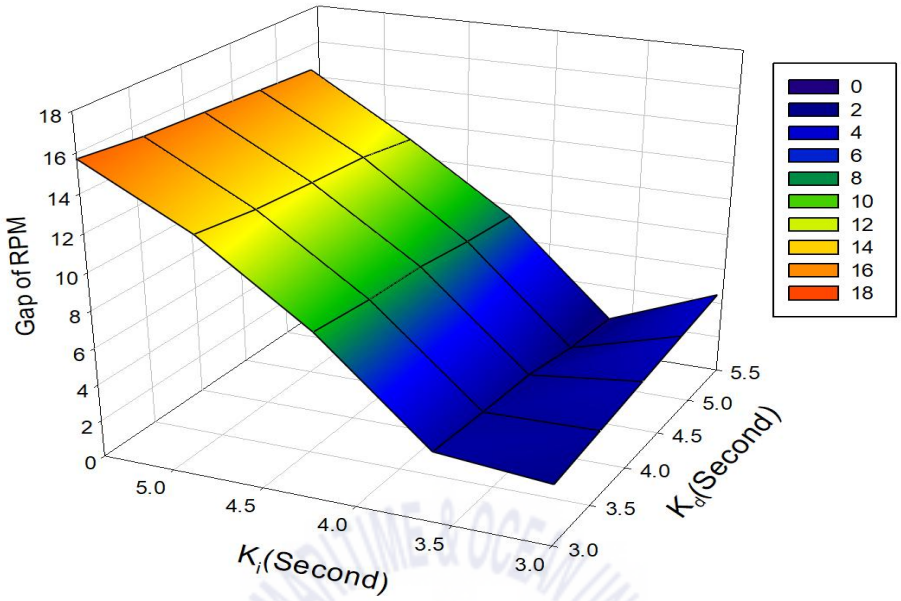


Fig. 5.33 RPM accuracy comparison with integral and difference values

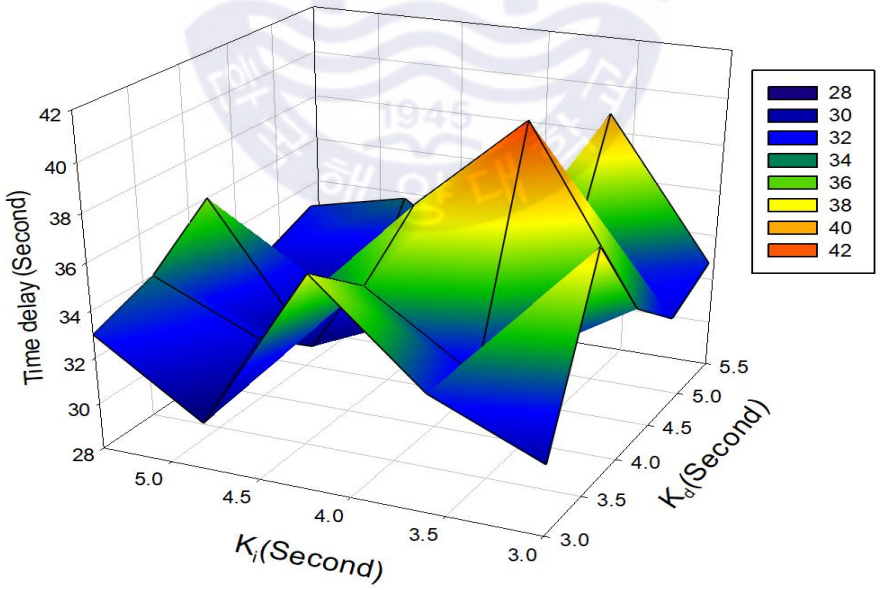


Fig. 5.34 Comparison of reaction rates with changes in integral and difference

Collection @ kmou

4) PID 제어를 적용한 해수온도차발전 동적 시뮬레이션

앞서 선정된 PID 값을 적용하여 해수 온도변화에 따른 작동유체 펌프 제어를 갖춘 해수온도차발전을 설계하고 시간 변화에 따라 해수 온도 변화를 적용하여 적용된 제어값을 통해 펌프 RPM 값과 설계 값과의 차이를 비교하며, 이때 해수온도차발전의 과열도 변화를 비교하여 시스템 안전성 확보 여부를 비교하였다. 또한, 이때 발생되는 발전 출력과 작동유체 펌프의 출력 변화를 비교하여 순수 출력 발생량과 효율 변화를 비교하였다. 동적 시뮬레이션을 위한 운전 범위는 Table 5.15와 같다.

본 시뮬레이션에서는 온도변화에 따른 지속적인 펌프 구동 특성을 분석하기 위하여 115m^3급 용량의 저장 설비를 자정하였으며, 25%의 유량 지점에서 기체 냉매의 펌프 유입이 발생하도록 설계하였다. 또한, 액분리기에서 분리된 액 작동유체는 제 2 저장 설비에 유입되어, 터빈으로의 액 작동유체 유입은 없도록 가정하였다.

Table 5.15 Parameter of dynamic cycle of OTEC

Parameter	Value	Unit
Warm water temperature	30 to 27	℃
Cold water temperature	5.5 to 6.5	℃
Warm and Cold water temperature difference range	24.5 to 21.5	℃
Pump RPM range	950~1,150	RPM
Pump RPM step per 1℃	40	RPM
Working time	42,000	second
Reaction time	35,000	second
Liquid volume at tank	115	m^3
Liquid percentage at low level (vapor inlet point to pump)	25	%

Collection @ kmou

5.2.2 폐쇄형 해수온도차발전 PID 제어 성능변화 비교 시뮬레이션

5.2.2.1 해수 온도변화에 따른 온도차발전 비제어(Non-control) 성능변화

Fig. 5.35와 Fig. 5.36과 같이 표층 해수의 온도가 감소하고 심층수 온도가 상승함에 따라 증발기에서의 작동유체 입출구 온도의 감소를 보이며, 유량의 헌팅이 발생하는 23℃의 온도차에서 증발기 열량이 유사한 형상으로 상승과 하락을 반복한다. 또한, 작동유체 펌프에 기체가 유입되면서 열량이 급격히 감소하게 되어 최종적으로 27,000kW 이하로 내려가게 된다. 반면, 응축기 에서는 작동유체의 입출구 온도변화가 기존 4.9℃에서 최종 1.2℃로 감소하게 되며, 응축열량의 감소는 증발열량과 유사한 형상을 보인다.

Fig. 5.37은 작동유체 펌프의 성능변화로서 기존 66kW의 출력과 79.9%의 효율을 보이던 냉매 펌프는 해수 온도차가 감소하면서 헌팅 발생 지점인 23℃ 이후 동력은 동력과 효율은 헌팅하게 되고 최대 72kW까지 출력이 상승하다가 기체가 유입되면서 출력이 감소하게 된다. 펌프의 입출구 압력은 해수온도 변화와 함께 검차 감소되며, 출구 온도는 기존 1,703 kPa에서 최대 1,524 kPa까지 감소하게 된다.

Fig. 5.38은 터빈의 성능변화로서 기존 959.4.kW의 발전출력과 82.5%의 효율을 보이며, 해수의 온도차 감소화 함께 930kW까지 감소하게 된다. 하지만 유량의 헌팅이 발생하는 2,000초에서 3,500초까지 4번의 헌팅이 발생하고, 최대 1,000kW의 출력 증가를 보이가 700kW까지 감소하게 된다.

Collection @ kmou

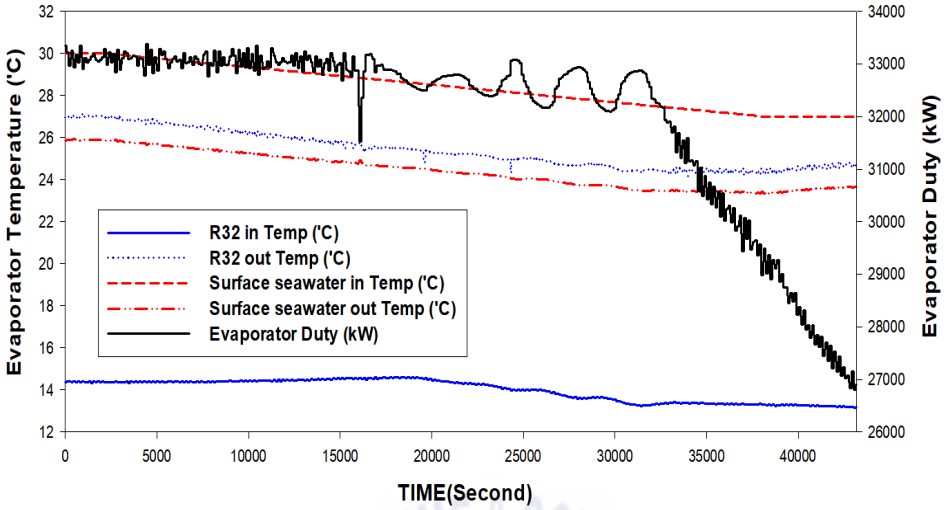


Fig. 5.35 Dynamic changes of OTEC without controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of the evaporator with seawater temperature differences

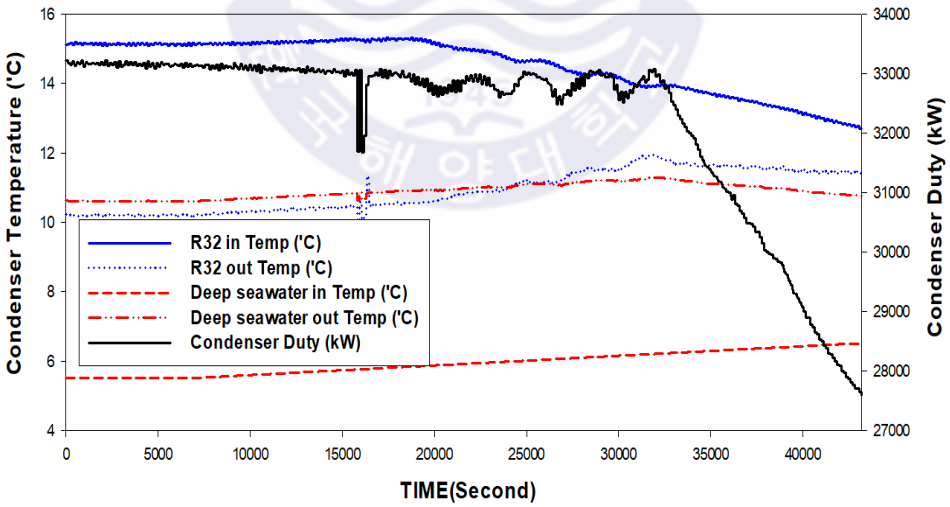


Fig. 5.36 Dynamic changes of OTEC without controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of the condenser with seawater temperature differences

Collection @ kmou

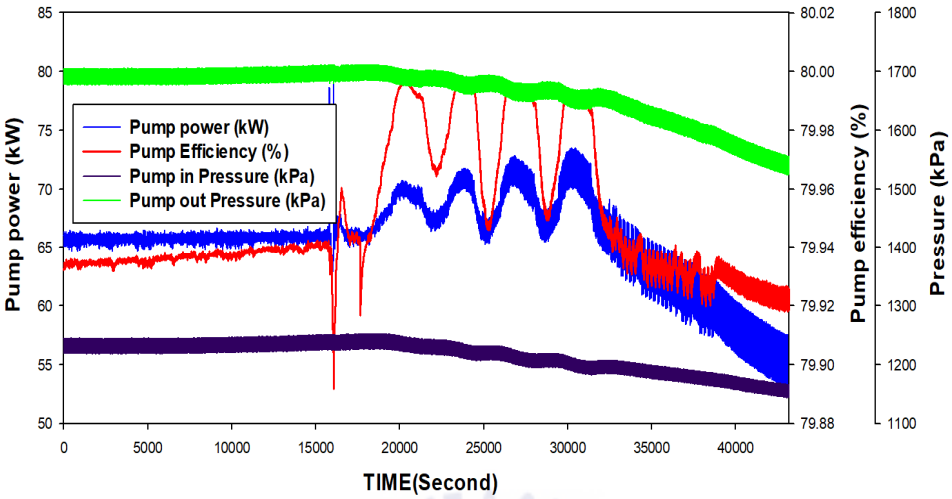


Fig. 5.37 Dynamic changes of OTEC without controller of power and efficiency of refrigerant pump with seawater temperature differences

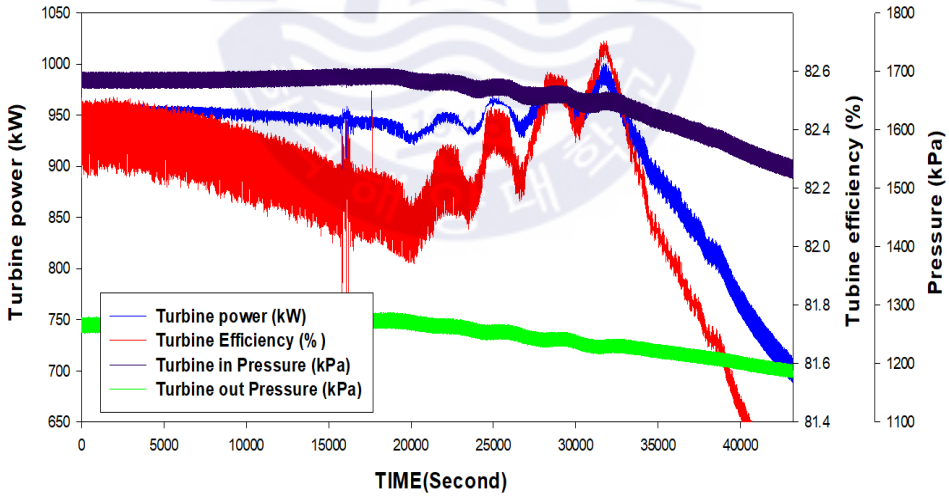


Fig. 5.38 Dynamic changes of OTEC without controller in turbine output and efficiency with seawater temperature differences

Collection @ kmou

5.2.2.2 해수 온도변화에 따른 펌프 비제어 RPM 및 과열도 변화

온도제어를 포함하지 않는 온도차발전 구동에서는 해수온도가 변화함에 따라 펌프의 유량을 유기적으로 변경할 수 없으며, 설계 이상의 유량은 증발기를 통과하여도 액체 상태로 터빈으로 유입된다. Fig. 5.39와 같이 증발기 출구의 건도는 표층수와 심층수의 온도차가 23℃가 되는 16,000초 지점부터 급격히 감소하며, 총 유량의 10% 정도가 액상으로 액분리기로 유입된다. 또한, 온도가 점차 감소함에 따라 증발기의 증발압력이 감소하게 되며, 펌프의 유량 헌팅이 발생하게 된다. 그러나 34,000초 지점부터는 리시버탱크의 작동유체 토출 배관으로부터 기체 작동유체가 펌프로 유입하게 된다.

Fig. 5.40은 제어를 구축하지 않은 OTEC의 과열도 변화이다. 건도의 변화가 시작되는 16,000초부터 과열도가 0까지 감소하게 되며, 34,000초 지점부터는 기체 작동유체가 유입되므로 다시 과열도가 상승하는 현상을 보인다. 대량의 액 작동유체가 터빈으로 유입될 경우 터빈의 캐비테이션 발생 및 헌팅 발생의 원인이 될 것으로 예상된다.

Collection @ kmou

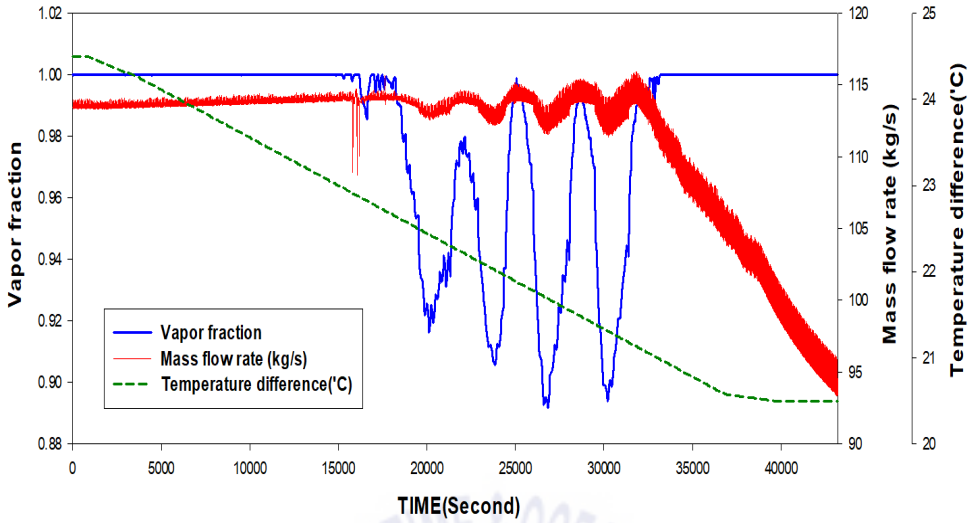


Fig. 5.39 Dynamic changes of OTEC without controller in refrigerant pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference

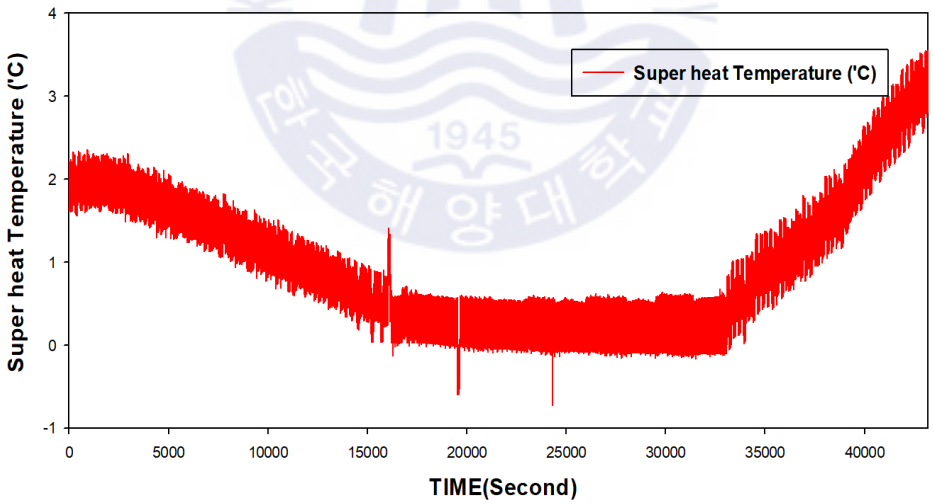


Fig. 5.40 Dynamic changes of OTEC without controller in pump RPM and flow rate according to seawater temperature difference

Collection @ kmou

5.2.2.3 해수 온도변화에 따른 온도차발전 제어 성능변화

해수 온도를 변화를 10시간으로 가정하여 표층수 3도 하락, 심층수 1도 상승을 동시에 가정 하였을 경우 시간별 해수온도차 발전의 성능 변화를 비교하였다. Fig. 5.41과 5.42와 같이 표층 해수의 온도가 감소하고 심층수 온도가 상승함에 따라 증발기에서의 작동유체 입출구 온도의 감소를 보이며, 기존 11.9℃에서 최종 10.3℃까지 온도차가 감소하였다. 따라서 증발기의 열량은 기존 최대 33,504kW에서 26,121kW까지 22%의 열량 감소가 발생하였다. 반면, 응축기 에서는 작동유체의 입출구 온도변화가 기존 4.4℃에서 최종 4.2℃로 적으며, 응축열량의 감소도 기존 20%가 발생하였다.

Fig. 5.43은 작동유체펌프의 성능변화로서 기존 66kW의 출력과 79.9%의 효율을 보이던 작동유체펌프의 온도차가 감소하면서 출력은 41.7kW까지 감소하였으며, 효율 변화도 79.4%로 소량 감소하였다. 또한, 펌프 입출구의 압력 변화는 기존 460kPa에서 약 93kPa감소한 367.1kPa을 나타내었다.

Fig. 5.44은 터빈의 성능변화로서 기존 976kW의 발전출력과 82.7%의 효율을 보이나 온도가 감소하면서 출력은 602kW까지 감소하며, 효율은 80.7%까지 감소하였다. 터빈에서의 입출구 압력 변화는 기존 421.4kPa에서 328.7kPa까지 감소하는 것을 확인 하였다.

Collection @ kmou

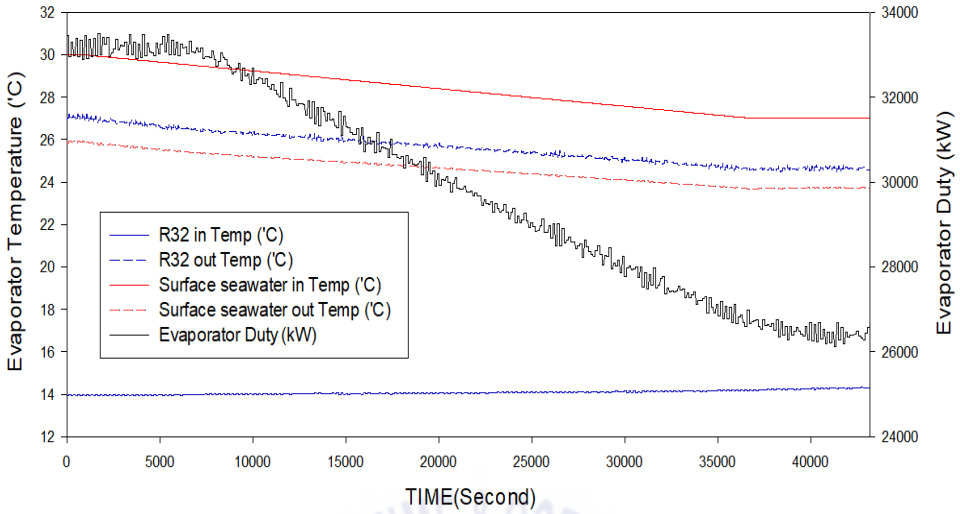


Fig. 5.41 Dynamic changes of OTEC with controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of the evaporator with seawater temperature differences

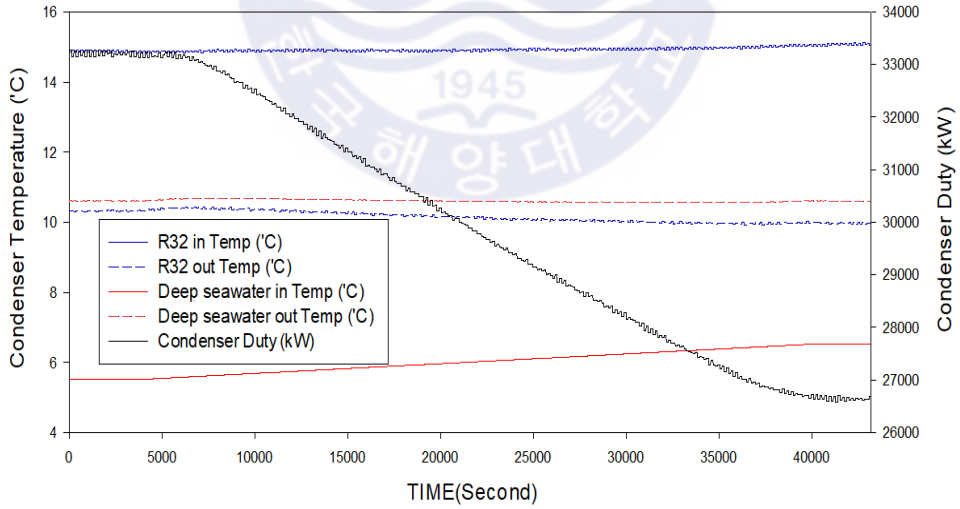


Fig. 5.42 Dynamic changes of OTEC with controller in inlet and outlet temperatures and heat capacity of condenser with seawater temperature difference

Collection @ kmou

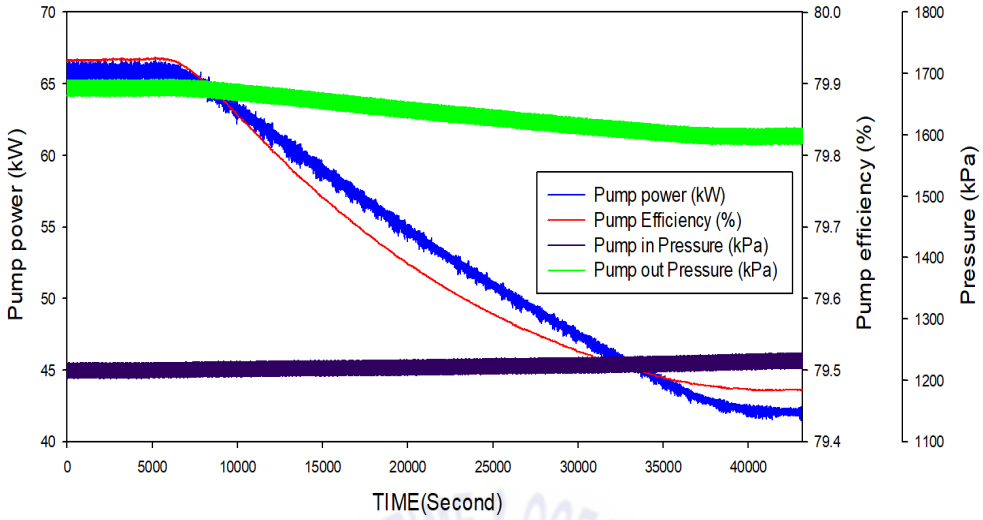


Fig. 5.43 Dynamic changes of OTEC with controller of power and efficiency of refrigerant pump with seawater temperature difference

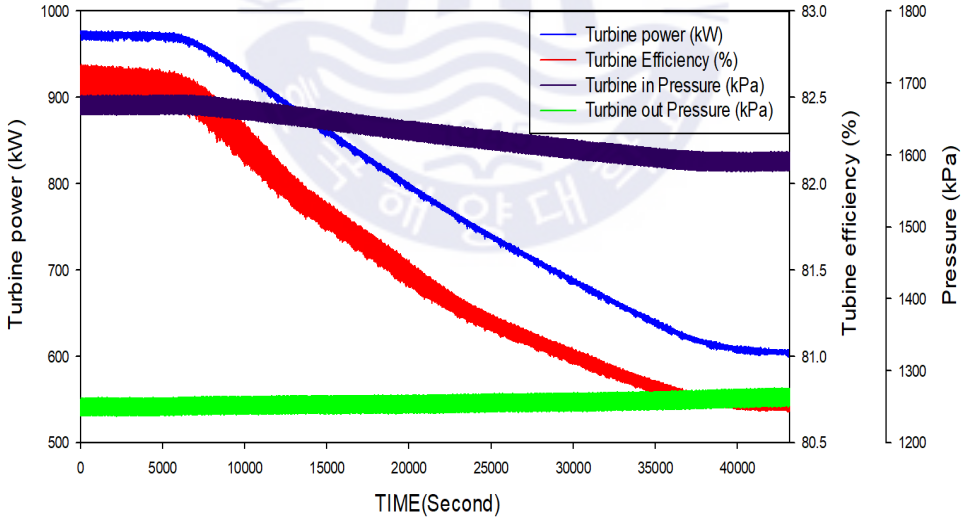


Fig. 5.44 Dynamic changes of OTEC with controller in turbine output and efficiency with seawater temperature differences

Collection @ kmou

5.2.2.4 해수 온도변화에 따른 펌프 RPM 및 과열도 변화

해수 온도를 변화를 10시간으로 가정하여 표층수 3도 하락, 심층수 1도 상승을 동시에 가정하였을 경우 시간별 제어 RPM 변화 및 과열도 변화를 비교하였다. 기존 PID 제어값에 따라 RPM 제어를 비교한 결과 21.5℃의 온도차 조건에선 1,010.13RPM으로 제어값인 1,010RPM과 비교하여 0.01%의 오차율을 보이는 것을 확인하였다. 이때 작동유체의 질량유량은 기존 114.2kg/s에서 최종 90.2kg/s까지 감소하였다. 유량과 RPM의 동적 변화는 Fig 5.45와 같다.

또한, 해수온도차발전의 구동 안전성의 주요 요소인 과열도 변화는 Fig. 5.46과 같이 변화를 확인 하였으며, 운전 후 약 720초 지점에서 온도 변화가 시작되면 기존 과열도가 높은 지점에서 점차 감소하다가 RPM 제어를 통해 과열도를 1.4~2.2℃ 범위로 유지되었다.

Collection @ kmou

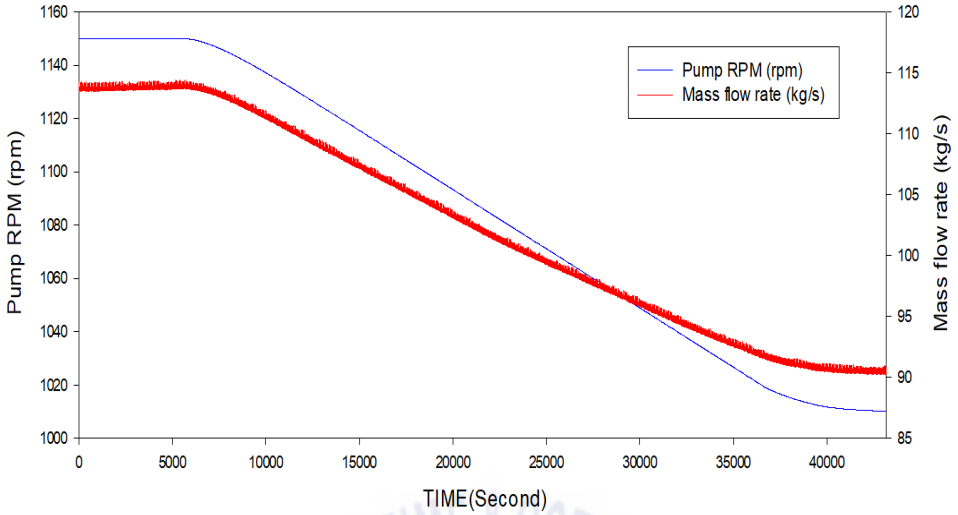


Fig. 5.45 Dynamic changes of OTEC with controller in refrigerant pump RPM and flow rate according to seawater temperature differences

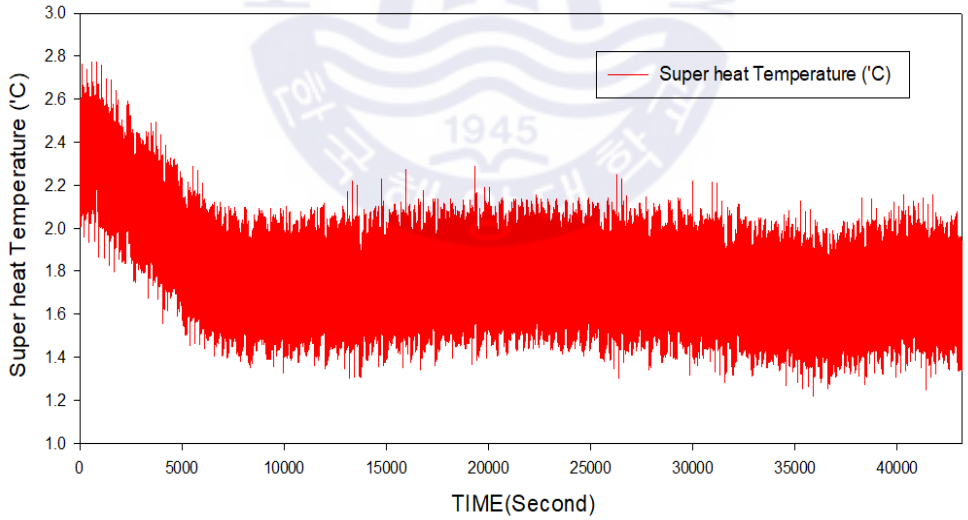


Fig. 5.46 Dynamic changes of OTEC with controller in pump RPM and flow rate according to seawater temperature differences

Collection @ kmou

5.3 폐쇄형 해수온도차발전 시퀀스 제어

5.3.1 MW급 해수온도차발전 시퀀스 제어 구축

1) 해수온도차발전 기동/정지 시나리오 설계

해수온도차발전의 자동화를 위한 사전 작업으로 시스템 구동부터 안정화되기까지의 시나리오를 설계하는 것이다. 아래 Fig. 5.47은 지난 20kW급 운전 데이터를 바탕으로 설계된 운전 시나리오다. 보는 것과 같이 정상상태로 안정화가 되기까지 ① 심층수 및 ② 표층수 펌프의 기동, ③ 바이패스 및 ④ 터빈입구 밸브 개방 그리고 ⑤ 작동유체펌프의 RPM 제어까지 시퀀스제어(Sequence Control)[1]를 통해 순차적으로 기동 및 제어 되야 한다.

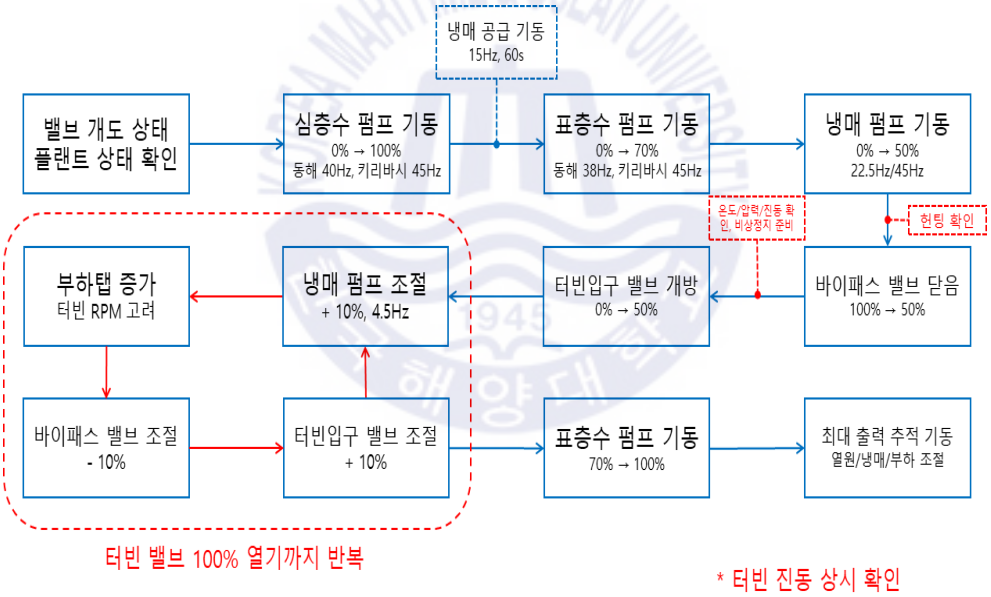


Fig. 5.47 Start sequence for 20kW OTEC plant

1) 시퀀스 제어(Sequence Control) : 미리 정해진 순서에 따라 제어의 각 단스계를 차례로 진행해 가는 제어를 말한다. 시퀀스 제어는 신호 전달면에서 그림과 같이 제어계를 제어 신호 등이 전부 순환하지 않고 회로가 열려 일방통행으로 되어 있다. 따라서 시퀀스 제어를 개회로 제어라고 하는 수도 있다.

Collection @ kmou

단, 여기서 시스템 안정화를 위한 작동유체펌프의 자동제어 바이패스 밸브 조절은 터빈 구동과 과열도, 액증기 발생 등 다양한 요인을 고려하여 조절되야만 하며, 이는 펌프 RPM, 증발온도 및 압력 등이 계측되고 PLC(programmable logic controller)제어[2)]를 통해 순차적으로 RPM과 밸브를 조절해야 한다.

반면, 해수온도차발전 정지를 위한 시퀀스의 일반 적인 정지 모델은 급격한 운전 정지로 터빈의 이상을 최소화하기 위하여 순차적으로 터빈으로 공급되는 유량을 감소하고 터빈 출력을 감소하며, 저부하 상태에서 플랜트를 정지한다. 정지 시퀀스의 구성은 ① 바이패스 밸브와 ② 작동유체펌프만을 제어하게 되며, 바이패스 밸브를 증가하면서 작동유체펌프의 RPM을 감소하게 되며, 터빈 출력이 30% 이하에서 정지 모드를 통해 터빈입구의 밸브는 닫히고 바이패스 밸브는 완전 개방되며, 펌프는 정지하게 된다.

Fig. 5.48은 일반적인 순차 정지를 Fig. 5.49는 비상시 작동되는 정지 시퀀스를 나타낸다. 비상 정지는 급격하게 터빈과 플랜트에 이상을 미치는 사항인 터빈 간극 감소, 터빈 이상 진동, 펌프 이상 등에서 작동하며, 작동유체펌프의 RPM 제어 없이 바이패스 밸브의 완전 개방과 터빈 입구 폐쇄, 작동유체펌프 정지로 이어진다. Table 5.16은 바싱정지 항목과 데이터이다.

Table 5.16 Emergency stop of 20kW OTEC plant

Parameter	Emergency stop	Remarks(20kW)
Receiver coolant level	Below 11.9%	
Turbine rotation speed	4,400 RPM	22,000RPM(normal 15,000RPM, 46.7%)
Evaporator outlet pressure	1,650kPa	Safety valve pressure(1700kPa) Below 1650kPa
Pump inlet pressure	150kPa	150kPa(29℃ Design criteria)
Magnetic bearing vibration	5mm/s	5mm/s(RMS), 10mm/s(RMS)

2) PLC(programmable logic controller)제어 : 각종 센서로부터 신호를 받아 제어기에 신호를 보냄으로써 사람이 지정해둔 대로 시스템이 작동하도록 해주는 장치이다.

Collection @ kmou

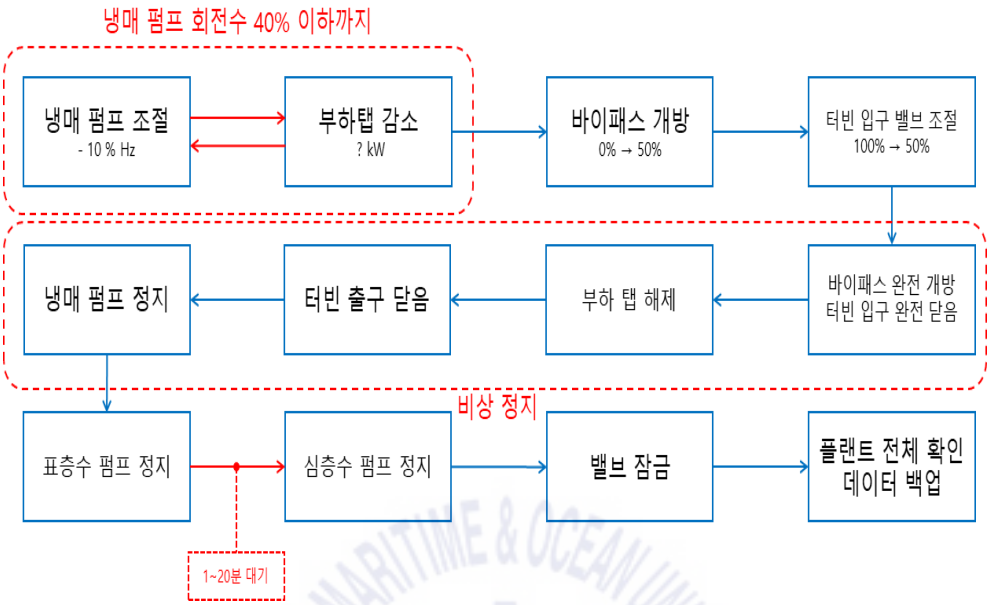


Fig. 5.48 Normal stop sequence for 20kW OTEC plant

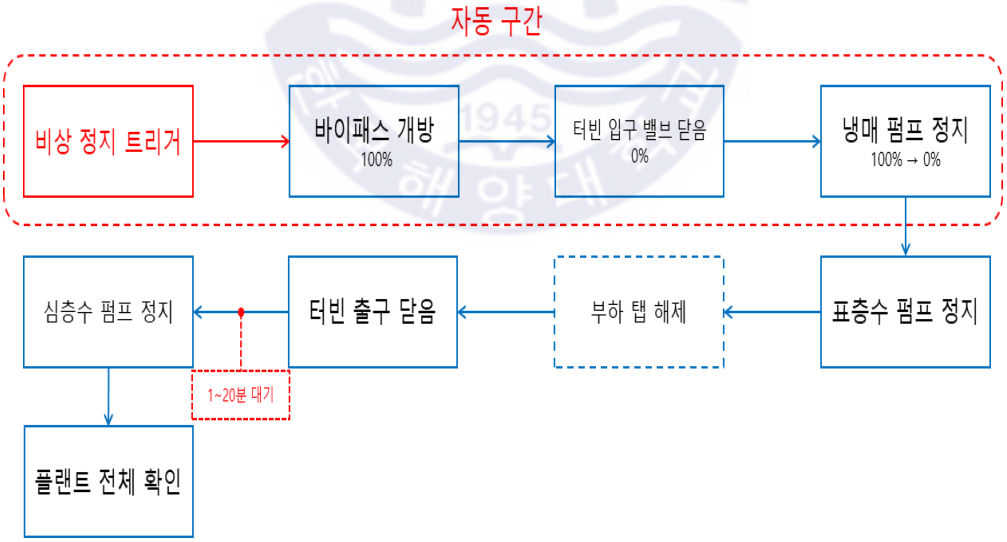


Fig. 5.49 Emergency stop sequence for 20kW OTEC plant

Collection @ kmou

2) 1MW 해수온도차발전 시퀀스 제어 설계

1MW의 기동을 위한 시퀀스 시나리오를 구축하기 위하여 HYSYS를 통해서 가상 시나리오를 설계하였다. 시퀀스 과정은 20kW와 같으며, Fig 5.50과 같은 순서로 RPM과 밸브가 조절된다. 각 과정간의 TIME Delay는 50초간으로 설정하였으며, 시스템이 정상으로 운전되기까지 반복적으로 설계값을 변경하면서 최적 값을 도출하였다.

HYSYS를 활용하여 해수온도차발전 시스템의 시퀀스를 구성하기 위하여 먼저 1MW급 플랜트를 설계하였으며, 동적사이클로 재구성하여 다양한 변수(유량, RPM, 밸브 궤도 등)의 적용을 통해 성능변화가 도출 가능하도록 구성하였다. 이후 시퀀스 제어 항목을 구성하였으며, 심층수 유량 100% 공급 후에 표층수 유량을 100% 공급하고 작동유체펌프가 기동되어 약 50%의 초기 부하로 운전되며, 터빈입구 밸브 100%로 개방과 바이패스 밸브 40%로 폐쇄 된다. 그리고 순차적으로 작동유체펌프의 RPM이 증가하며, 바이패스 밸브의 궤도는 0%으로 감소되어 최종 정상 상태로 운전된다.

반면 정지 기동에서는 Fig 5.51과 같이 바이패스밸브가 20%까지 순차적으로 열리면서 작동유체펌프의 RPM도 최종 800RPM까지 감소된 뒤 바이패스 밸브궤도의 100% 개방과 터빈입구 밸브궤도의 0% 폐쇄를 통해 완전 정지한다.

Collection @ kmou

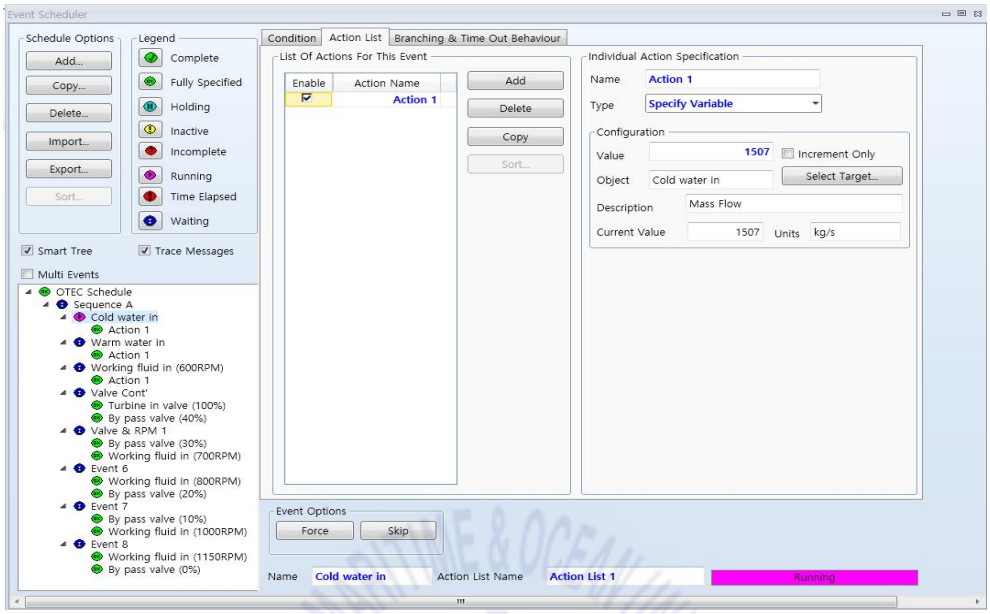


Fig 5.50 Start sequence list designed with HYSYS

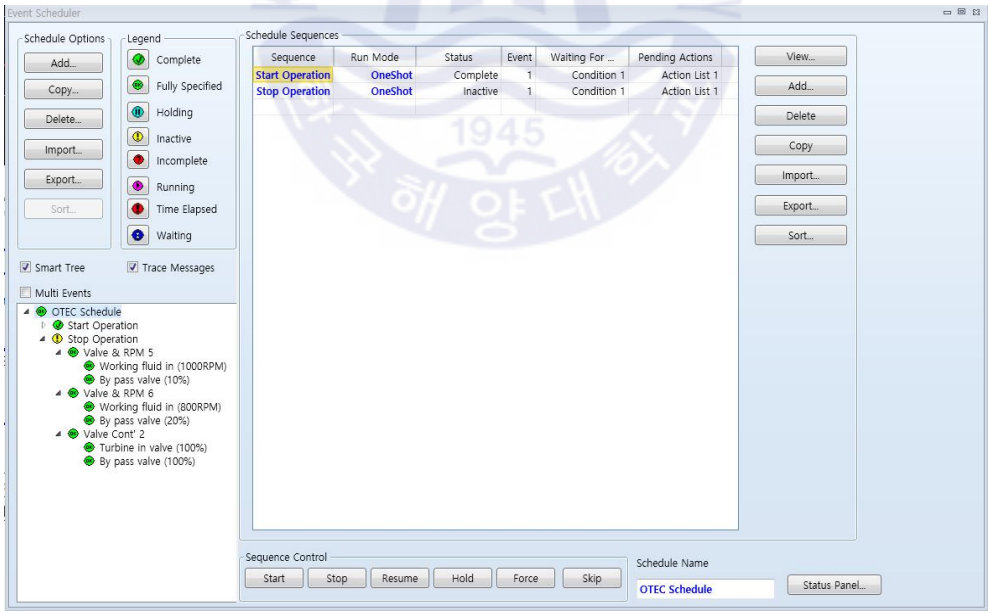


Fig 5.51 Stop sequence list designed with HYSYS

Collection @ kmou

5.3.2 MW급 해수온도차발전 기동 시퀀스 제어

Fig 5.52는 1MW급 해수온도차발전의 기동 시퀀스 제어에 따른 성능변화를 나타내고 있다. 앞서 2장에 언급한 바와 같이 동적사이클을 통해 표층수 및 심층수 유량이 공급되고 순차적으로 밸브와 작동유체펌프 RPM이 조절되는 것을 확인하였다.

또한, Fig 5.53은 각 시퀀스에 따라 밸브 또는 RPM이 변화 하면서 시스템의 영향을 비교한 것으로서 먼저 최초 작동유체펌프가 기동되면서 펌프의 최대 RPM 유량인 110kg/s까지 급격한 유량 증가를 보이며, 대량의 작동유체가 증발기에 공급되므로 완전히 증발되지 못하고 약 80% 가량만 증발되어 액분리기에 공급된다. 터빈입구의 밸브가 100% 개방되며, 바이패스 밸브가 40%가량 감소되면서 작동유체펌프의 유량은 기존 600RPM의 전격 유량을 회복하며, 증발기 출구의 건도 또한 1로 회복된다. 이후 RPM이 단계적으로 증가하고 밸브가 단계적 닫히면서 출력 증가와 터빈 유입 유량이 증가하게 되며, 이때 터빈의 출력 변화곡선은 터빈에 유입되는 작동유체 유입 유량 곡선과 유사하게 변화되는 것을 확인하였다.

작동유체펌프의 RPM이 1,150조건에 도달하고 바이패스 밸브 궤도가 0%에 달하면 최종 정상상태 운전에 도달하며, 초기 터빈 출력이 설계 최대값인 980kW보다 약 63kW 증가한 1,043kW를 보이며, 약 50초 이후에 안정화되어 설계 운전값 범위인 974kW로 정상 운전된다.

Collection @ kmou

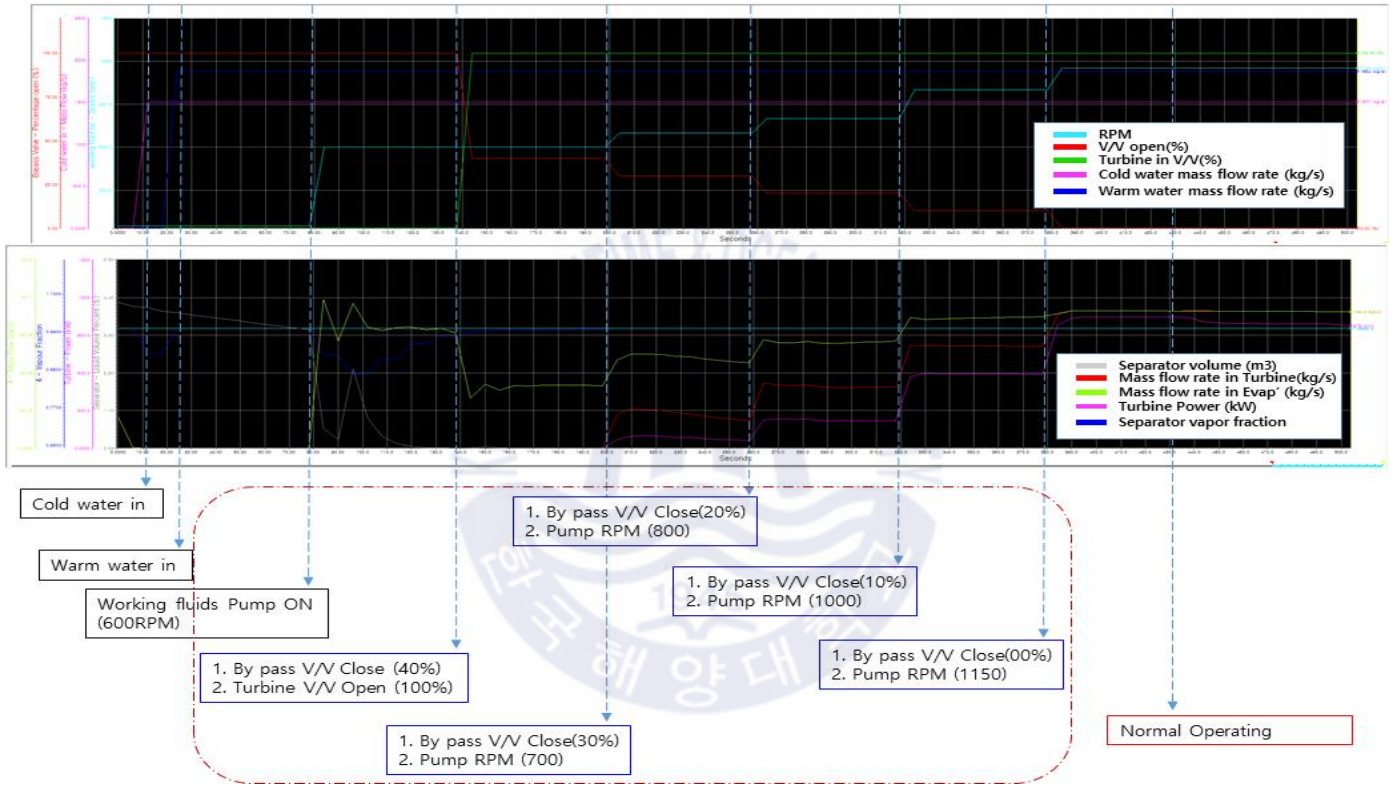


Fig 5.52 Performance change according to start sequence control of 1MW OTEC

Collection @ kmou

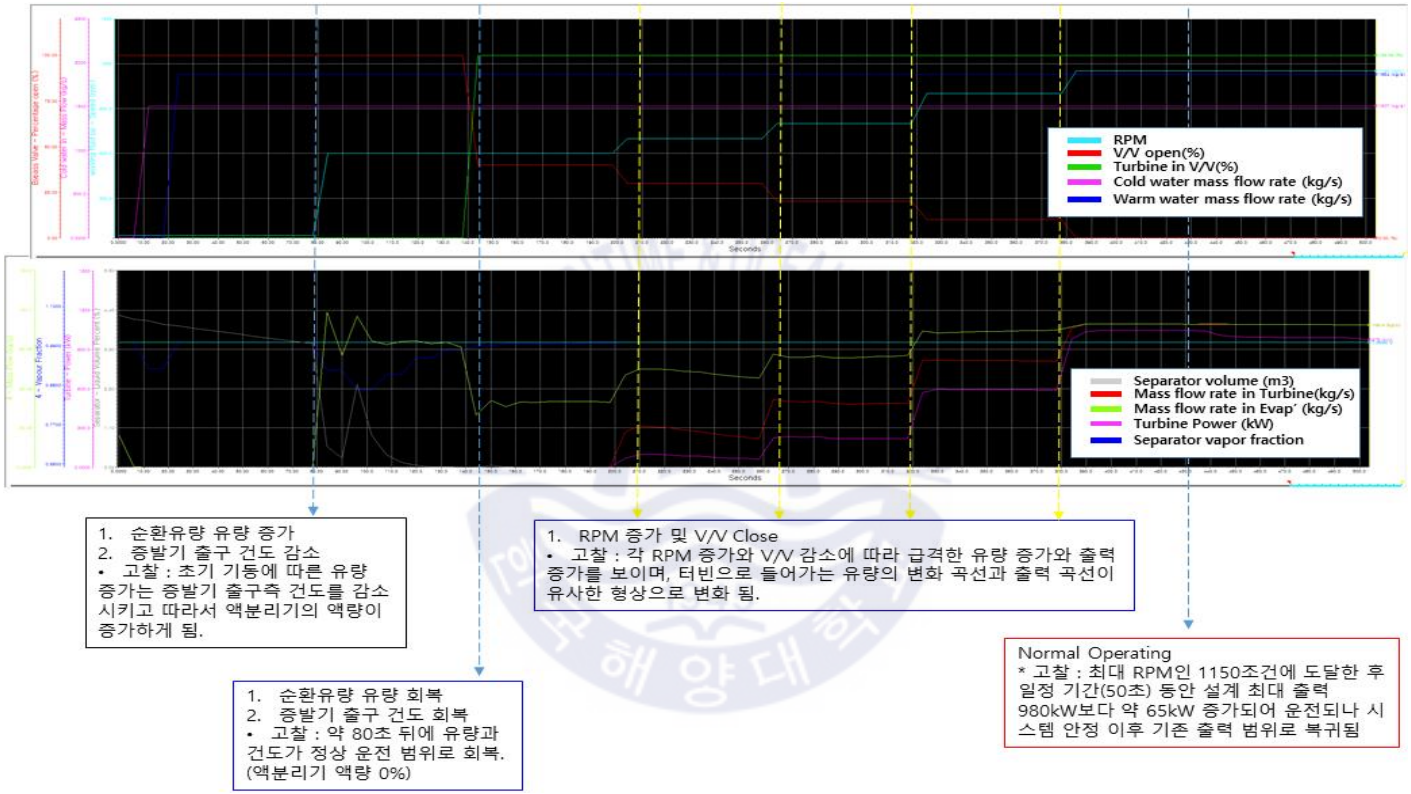


Fig 5.53 Performance change according to start sequence control of 1MW OTEC2

Collection @ kmou

5.3.3 MW급 해수온도차발전 정지 시퀀스 제어

5.3.3.1 MW급 해수온도차발전 일반 정지 시퀀스 제어

Fig 5.54은 1MW급 해수온도차발전의 정지 시퀀스 제어에 따른 성능변화를 나타내고 있다. 순차적으로 밸브와 작동유체펌프 RPM이 조절되어 시스템 정지를 확인하였다. 최초 10%에서 20%까지 증가 후 이후 100%로 개방되며, RPM은 최초 1,000에서 800까지 감소 후 정지 하였다.

또한, Fig 5.55는 각 시퀀스에 따라 밸브 또는 RPM이 변화 하면서 시스템의 영향을 비교한 것으로서 바이패스 밸브가 최초 열리는 10% 지점부터 유입 유량이 30%가량 감소하는 것을 확인하였으며 출력은 50%가 감소되었다. 그리고 20%가량 열리게 되면서 유량은 60%가 감소되고 출력은 25%가량으로 감소하게 된다. 바이패스 밸브가 완전히 개방되고 터빈 입구의 밸브가 완전히 패쇠 되면서 시스템 순환 유량이 45%가량 급격히 증가하게 되다가 10초 내로 복구되며, 약 100초간 24.1%가량 점차적으로 상승하게 되어 시스템이 정지된다.

Collection @ kmou

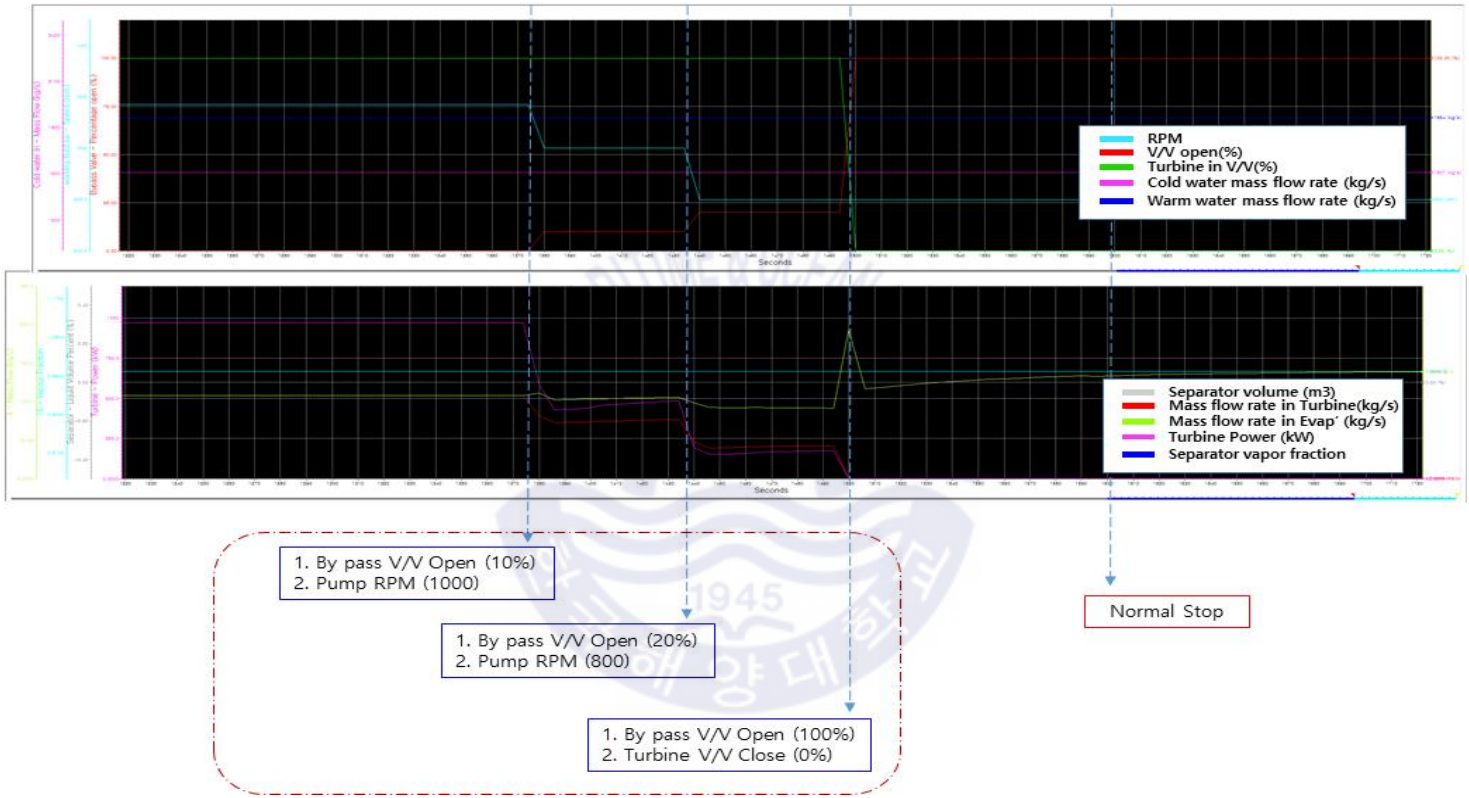


Fig 5.54 Performance change according to normal stop sequence control of 1MW OTEC

Collection @ kmou

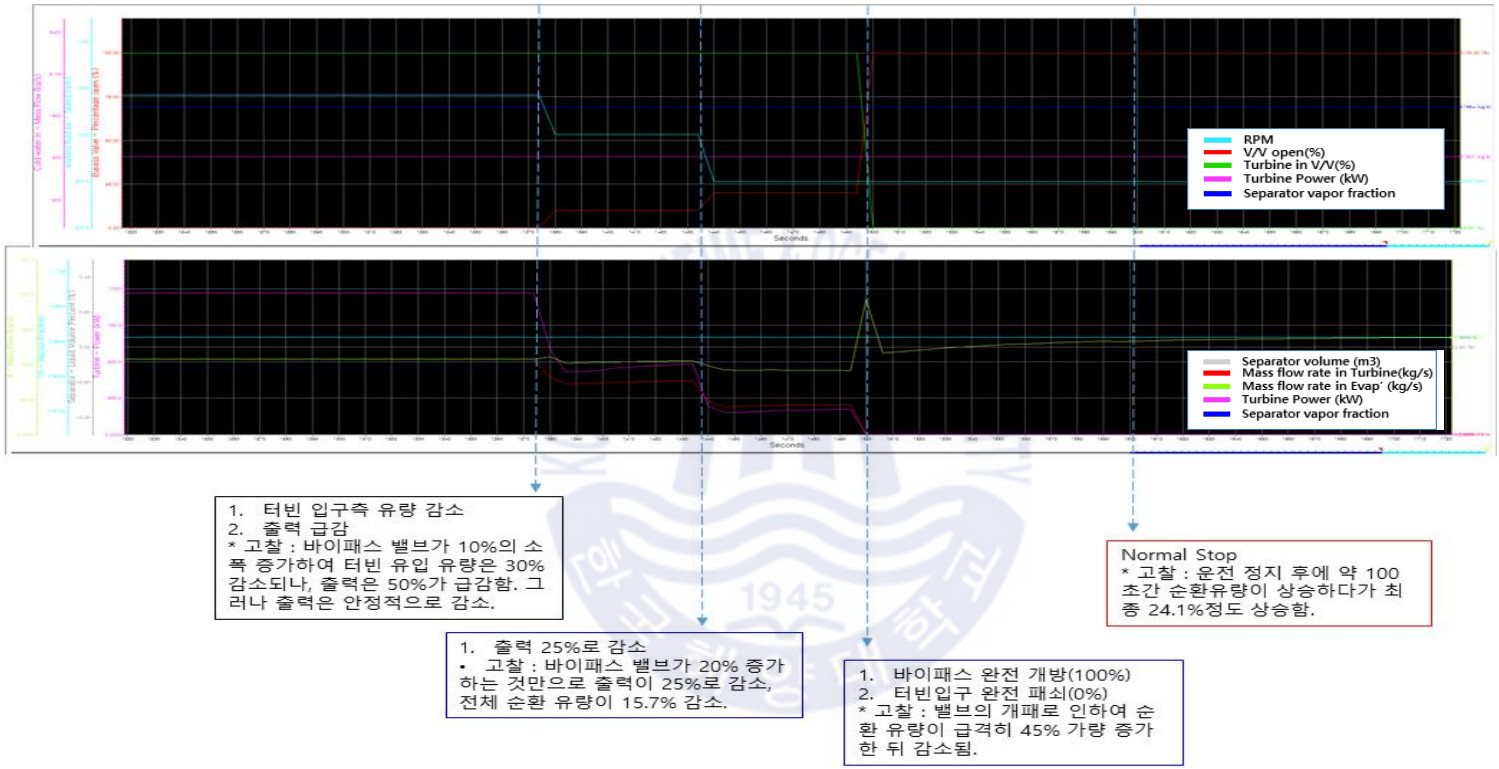


Fig 5.55 Performance change according to normal stop sequence control of 1MW OTEC2

Collection @ kmou

5.3.3.2 MW급 해수온도차발전 비상 정지 시퀀스 제어

Fig 5.56은 1MW급 해수온도차발전의 비상정지 시퀀스 제어에 따른 성능 변화를 나타내고 있다. 바이패스 밸브가 급격이 개방되어 100%에 달하며, 이후 터빈 입구측 밸브가 0%로 완전히 폐쇄된다.

또한, Fig 5.57은 각 시퀀스에 따라 밸브가 전환 되면서 시스템의 영향을 비교한 것으로서 바이패스 밸브가 100% 열리면서 15초 내로 터빈으로 유입되는 작동유체와 터빈 출력이 0으로 감소된다. 반면, 플랜트를 순환하는 유량은 300%가량 증가하게 되며, 증가와 감소를 반복하다가 펌프 정지 후에 0이 된다. 순환 유량이 갑자기 증가하면서 액분리기에 최대 30%가량 증가하게 되며, 터빈 입구측 밸브가 닫힌 뒤 액분리기에 액용량이 점차 감소한다.

Collection @ kmou

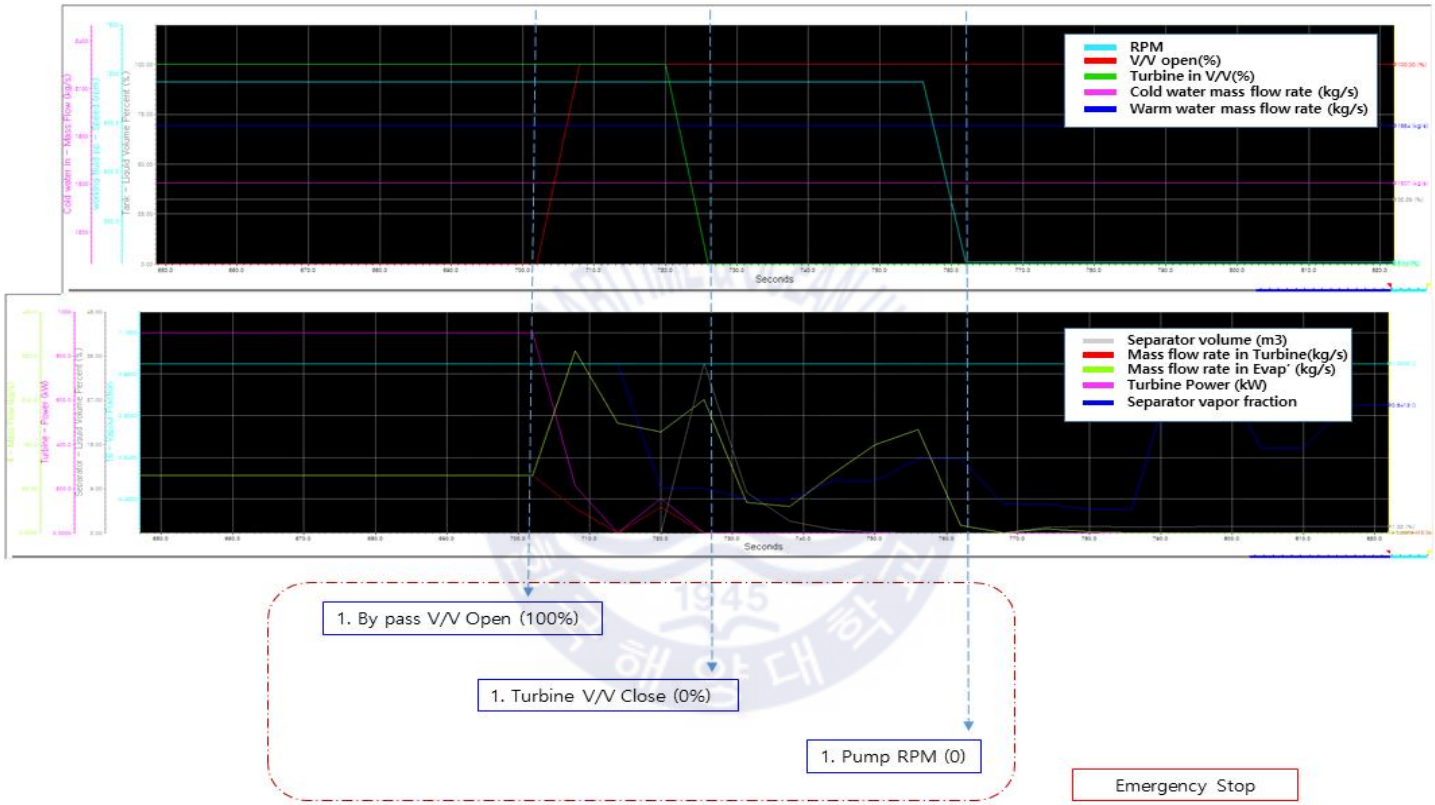


Fig 5.56 Performance change according to emergency stop sequence control of 1MW OTEC

Collection @ kmou

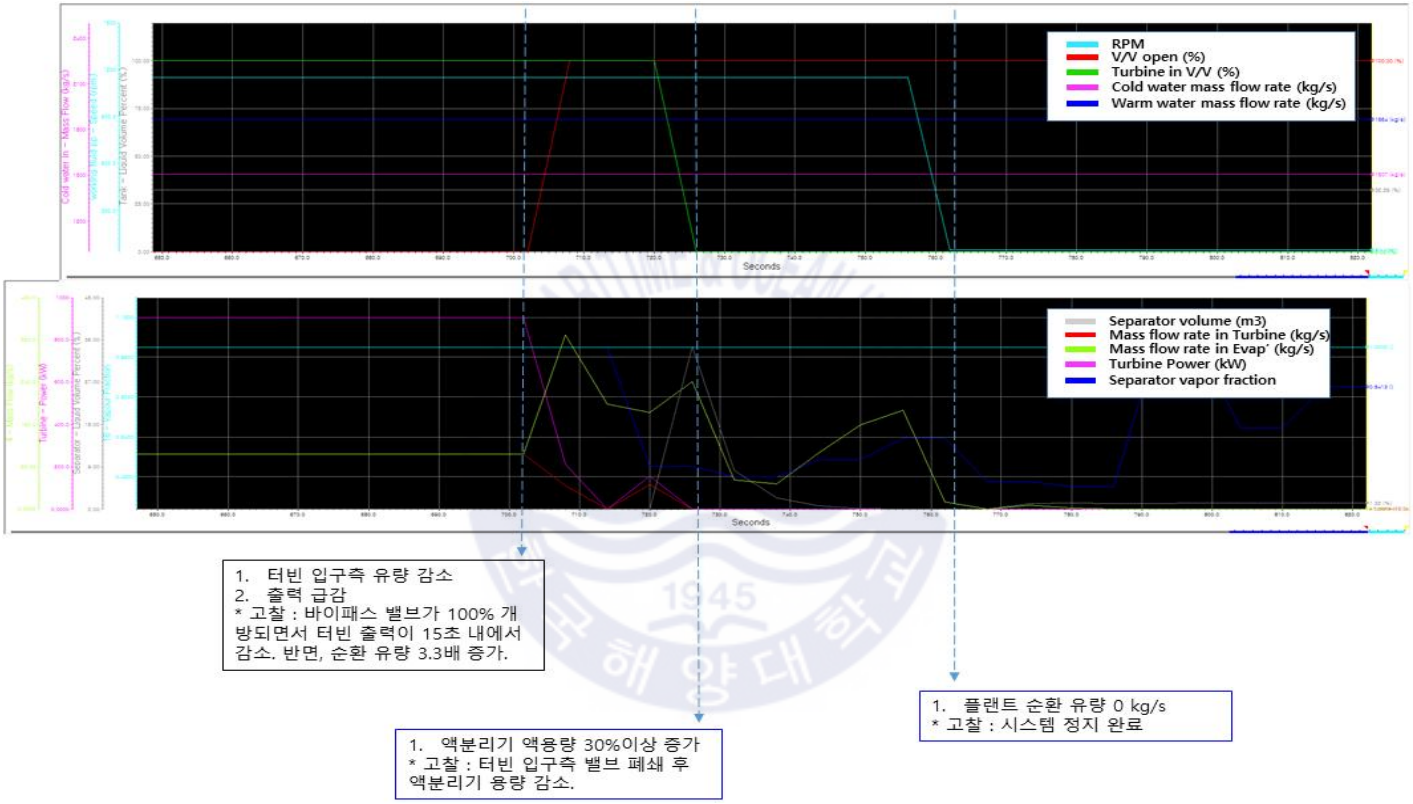


Fig 5.57 Performance change according to emergency stop sequence control of 1MW OTEC2

Collection @ kmou

5.4 소결론

1) 해수온도차발전 동적 사이클 설계

해수온도차발전의 자동제어를 구축하기 위하여 동적 사이클 시뮬레이션을 통해 다변화되는 외부 조건에 따른 1MW급 실증 플랜트의 운전 특성을 비교하였다. 적용된 외부 조건은 해수의 표층 및 심층의 온도와 유량의 변화를 통해 시스템의 영향을 확인하였다.

해수 온도변화에 따라 29℃의 표층수 온도가 25℃까지 감소하면서 초당 1.03kW의 급격한 감소율을 보였으며, 최저 304.4kW의 출력을 나타내었다. 반면, 심층수온도가 기존 5℃의 표층수 온도가 9℃까지 증가하면서 초당 0.16kW의 감소율과 1,146kW의 최저 출력을 확인하였다.

또한, 표층 및 심층 해수의 유량이 감소함에 따라 비례적으로 출력 감소를 확인하였으며, 각각 1,074kW와 1,075kW까지 터빈 출력이 감소하였다.

2) PID 제어 시스템 구축 및 성능 특성

비례값과 적분값, 미분값을 최적 적용을 통한 제어시스템 구축을 방안으로 작동유체펌프의 RPM 제어 정확도와 반응속도 값을 비교하였다. Table 5.17과 같이 최종 2개의 적분값과 미분값을 도출하였으며, 그중 제어 반응도가 높은 5.4초와 4.8초를 선정하였다.

Table 5.17 Final selected control value

Integral(K_i:Sec.)	Difference (K_d:Sec.)	RPM gap	Time delay(Sec.)
5.4	3.6	2.45	39
3.6	4.8	2.73	33

플랜트 운전 중 해수온도의 조건 변화에 따라 RPM 제어가 가능하도록

Collection @ kmou

시스템을 구성하였으며, 과열도가 1.2℃ 이상으로 유지되어 시스템 안정화를 확인하였다.

표층 및 심층 해수의 온도가 동시에 변화하면서 시스템 출력은 1.2℃의 과열도를 유지하며 감소하였으며, 최종 출력은 602kW까지 감소하며, 효율은 80.7%까지 감소하였다. 터빈에서의 입출구 압력 변화는 기존 421.4kPa에서 328.7kPa까지 감소하였다.

3) 시퀀스 제어 시스템 구축 및 성능 특성

20kW급 Pilot 플랜트의 수동 기동 및 정지 과정을 분석하여 자동화 구축을 위한 시퀀스 제어 시스템을 설계 하였으며, 기동 특성은 최초 작동 유체펌프가 기동되면서 펌프의 최대 RPM 유량인 110kg/s까지 급격한 유량 증가를 보이며, 터빈입구의 밸브가 100% 개방된 이후 정력 유량으로 감소하게 된다.

또한, 정지 특성은 바이패스 밸브가 최초 열리는 10% 지점부터 유입 유량이 30%가량 감소하는 것을 확인하였으며 출력은 50%가 감소되었다. 이후 바이패스 밸브가 20%가량에서 발전 출력은 25%가량으로 감소하게 되며, 점진적으로 바이패스 밸브를 개방한 뒤 터빈 출력이 0kW 지점에서 터빈 입구측 밸브를 차단하여 정지한다.

Collection @ kmou

제 6 장 해수온도차발전 경제성 분석

6.1 MW급 온도차발전 사이클의 경제성 분석

전 세계적으로 전력부족을 해결하기 위한 방안으로 해수 온도차발전의 연구가 진행되고 있다. 2010년 하와이 대학에서 보고되어진 80MW급 OC-OTEC과 CC-OTEC과의 성능 비교에서는 전기 및 담수 생산량에서 CC-OTEC의 경우 432,609 MWh/y이며, OC-OTEC의 경우 414,415 MWh/y 및 118,434 m^3/day를 나타내어 전력량에서 약 4.2%의 차이를 나타내었으나 담수 생산량을 금액으로 전환하면 그 가치가 더 높을 것으로 보고하였다.

하지만 본 논문에서는 제어 구축에 적용된 폐쇄형 온도차발전의 다양한 해수표층온도 분포의 적용예상 지역을 선정하여 전력생산에 따른 온도차발전의 경제성 비교를 수행하였으며, 초기 설비 용량 증가에 따라 적용가능한 지역의 경제성을 분석하였다.

6.1.1 경제성 분석 원리

해수온도차발전의 실용화 따른 경제성 분석은 편익/비용 분석, 순현재가치법 또는 순현가법(Net Present Value: NPV) 그리고 내부수익률법(Internal Rate of Return: IRR) 등을 적용하여 경제적 가치를 분석하며, 사회적 자본의 직·간접 투자에 따른 투명성을 확보하기 위한 중요한 수단이 된다.

1) 편익/비용 분석

Collection @ kmou

편익/비용 분석(Benefit-Cost ratio: B/C ratio)은 경제적 가치를 판단함에 있어 이해가 용이하고 사업규모를 고려함에 따라 널리 활용된다.

총 편익과 총비용에 대해 할인된 현재가치 금액의 비율, 즉 미래에 발생될 편익과 비용을 현재가치로 환산한 후 편익에 따른 현재가치를 비용에 따른 현재가치로 나눈 값이다.

① 일반적으로 B/C ratio ≥ 1.0이면 경제적 타당성이 있다고 판단

② B/C ratio의 계산방법은 식 (6.1)과 같음

$$\text{비용/편익 비율(B/C ratio)} = \frac{\sum_{t=t_0}^{n} B_t/(1+r)^t}{\sum_{t=t_0}^{n} C_t/(1+r)^t} \qquad (6.1)$$

t : 연수	B_t : t시점의 편익
t_0 : 사업의 개시시점	C_t : t 시점의 비용
n은 사업의 완료시점(분석기간)	r : 할인율

2) 순현재가치(NPV)

사업에 수반된 모든 비용과 편익을 기준연도의 현재가치로 할인하여 총편익에서 총비용을 뺀 값을 나타낸다.

① 일반적으로 분석결과 NPV ≥ 0이면 경제적 타당성이 있다고 판단

② NPV 계산방법은 식 (6.2)과 같음

$$\text{순현재가치(NPV)} = \sum_{t=t_0}^{n} \frac{B_t}{(1+r)^t} - \sum_{t=t_0}^{n} \frac{C_t}{(1+r)^t} \qquad (6.2)$$

t : 연수	B_t : t시점의 편익
t_0 : 사업의 개시시점	C_t : t 시점의 비용
n은 사업의 완료시점(분석기간)	r : 할인율

Collection @ kmou

3) 내부수익률(IRR)

편익과 비용을 현재가치로 환산한 값이 같아지는 할인율 R을 구하는 방법으로서, 즉 사업의 시행으로 인한 순현재가치를 0으로 만드는 할인율(R)을 구하는 방법을 의미한다.

① 일반적으로 분석결과 IRR > 사회적 할인율보다 크면 경제적 타당성이 있다고 판단

② IRR 계산방법은 식 (6.3)와 같음

내부수익률(IRR) : $$\sum_{t=0}^{n}\frac{B_t}{(1+R)^t}-\sum_{t=0}^{n}\frac{C_t}{(1+R)^t}=0 \qquad (6.3)$$

t : 연수	B_t : t시점의 편익
t_0 : 사업의 개시시점	C_t : t 시점의 비용
n은 사업의 완료시점(분석기간)	R : 내부수익율

6.1.2 경제성 분석 기본가정

연구개발 사업의 예비타당성 분석은 한국개발연구원 '예비타당성 조사 수행을 위한 일반지침 수정·보완 연구(제5판)' 및 한국과학기술기획평가원 '국가연구개발사업 예비타당성조사 수행 세부지침'에 따라 일반적으로 사업 시작 후 30년을 평가 대상기간으로 설정하였다.

또한, 미래의 현금흐름을 현재가치화하기 위한 할인율은 5.5% 사회적 할인율을 적용하였으며, 비용과 편익 추정은 물가상승률을 반영하지 않는 불변가격(Constant Price)으로 추정함에 따라 실질할인율인 사회적 할인율 적용하였다.

① 한국개발연구원 「예비타당성 조사 일반지침 4판」까지는 할인율 6.5%를 적용하였으나 5판에서는 사회적 할인율을 재추정하여 5.5%를 적용

② 또한 한국과학기술기획평가원 「연구개발부문 사업의 예비타당성조

Collection @ kmou

사 표준지침 연구(제1판)」에서도 급격한 사회적 할인율 조정을 피하고, 최근 금리의 상향 변동 가능성을 감안하여 5.5%를 적용

③ 플랜트 구축 완료 시점부터 약 20년간 비용이 발생하도록 가정하였으며, 이후에는 수리 및 주요 부품의 변경 주기가 발생하여 수익 발생이 없다고 가정

6.1.3 경제성 분석 절차

경제적 타당성 분석 절차는 Fig. 6.1와 같이 시뮬레이션 결과를 바탕으로 비용 추정, 편익 추정, 경제적 타당성 평가 순으로 실시한다.

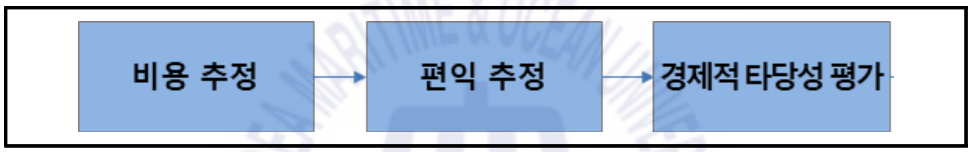


Fig. 6.1 Economic feasibility analysis procedure

1) 비용 추정

총비용은 크게 초기설치에 필요한 소요비용인 총사업비와 사업이후 소요되는 운영비로 구분되며, 매년 운영비가 필요기 때문에 총 사업비의 약 5%를 연간 운영비로 가산하여 비용을 산정한다.

① 총사업비는 초기 설치비용(Capital Costs)과 운영비용으로 나눔(Operating Costs)

② 운영비는 초기설치 이후 소요되는 시설·장비 유지보수비, 관리 운영비를 포함

2) 편익 추정

편익 추정은 해수온도발전에서 발생하는 편익 항목 중에서 효용성이 높고 가시적인 결과를 확인할 수 있는 전력 생산량으로 계산되며, 냉난방 및 농/어업 이용 등과 같은 부수적인 이익 항목은 고려하지 않는다.

편익항목 결정 방법에 따라 NPV 및 IRR 분석결과에 영향을 미치기 때

Collection @ kmou

문에 향후 변경 개선될 요지가 있으며, 일반적인 경제적 타당성 평가 절차는 Fig. 6.2와 같다.

① 일반적으로 편익항목들의 측정에는 수많은 가정과 복잡한 절차가 동반됨

② 이러한 편익추정의 어려움으로 인하여 전력 생산량만을 고려함

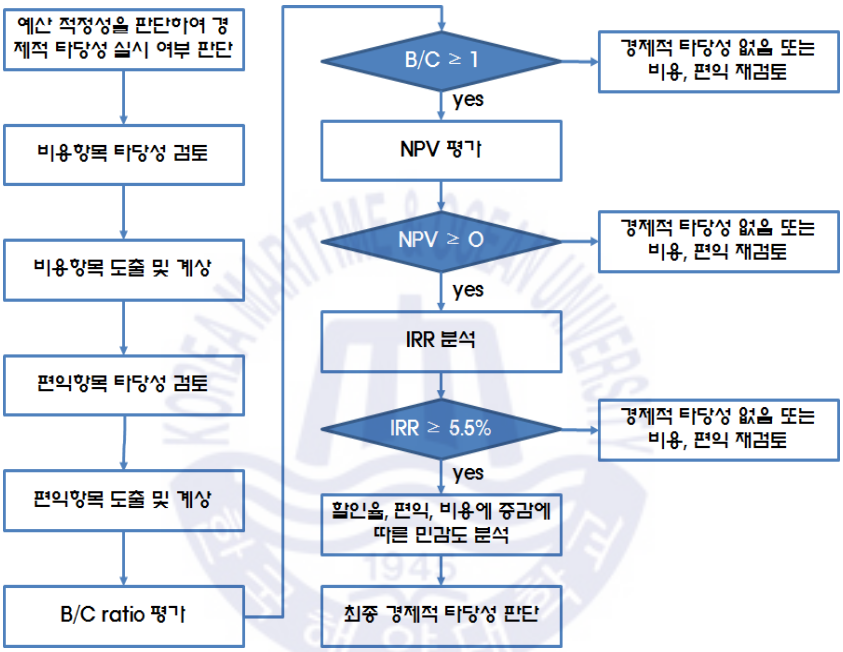


Fig. 6.2 General economic feasibility procedure

Collection @ kmou

6.2 해수온도차발전 적용지에 따른 경제성 분석

해수온도차발전을 적용하기 위해서는 몇 가지 조건이 필요하다. 먼저 4~6℃의 저온 열원을 취수할 수 있는 수심 1,000m 내외의 심층수가 분포해야 하며, 연간 표층 온도와의 차가 20℃이상 유지가 필요하다. 심층수 취수거리가 증가함에 따라 제작비용 및 열손실, 압력손실이 발생하며, 본 시뮬레이션은 사이클 적용에 따른 배관 손실을 제외하고 동일 취수 조건과 터빈 효율을 가정하여 비교하였다.

표층수 온도와 발전 방식에 따른 전력 발생량을 비교하기 위하여 10개의 온도차발전 가능 지역을 선정하고 평균 해수온도를 적용한 온도차발전 사이클을 시뮬레이션 하였다.

6.2.1 해수온도차발전 적지 분석

1) 해수온도 분석

해수온도차 발전을 위한 20℃이상의 온도차를 가지는 표층해수온도는 적도를 중심으로 위도분포 ±20도 내외의 지역에 분포한다. 온도차는 적도지역으로 갈수로 늘어나며 개절에 따라 최대 25℃의 표층과 심층의 온도차를 보인다.

Table 6.1은 지역별 연간 표층수 온도를 나타낸다. 상대적 고위도인 일본의 경우 평균 표층온도가 24.95℃를 보이며, 적도에 인접한 키리바시의 경우 평균 29.05℃의 최대 수온을 보인다.

Fig. 6.3은 지난 2016년에 조사된 키리바시 타라와 지역의 수심에 따른 연간 해수온도를 나타낸다. 표층 온도는 계절 변화에 따라 3~4℃의 차이를 나타내지만 심층수의 온도는 1,000m 지점에서 연간 5℃를 유지한다.

Collection @ kmou

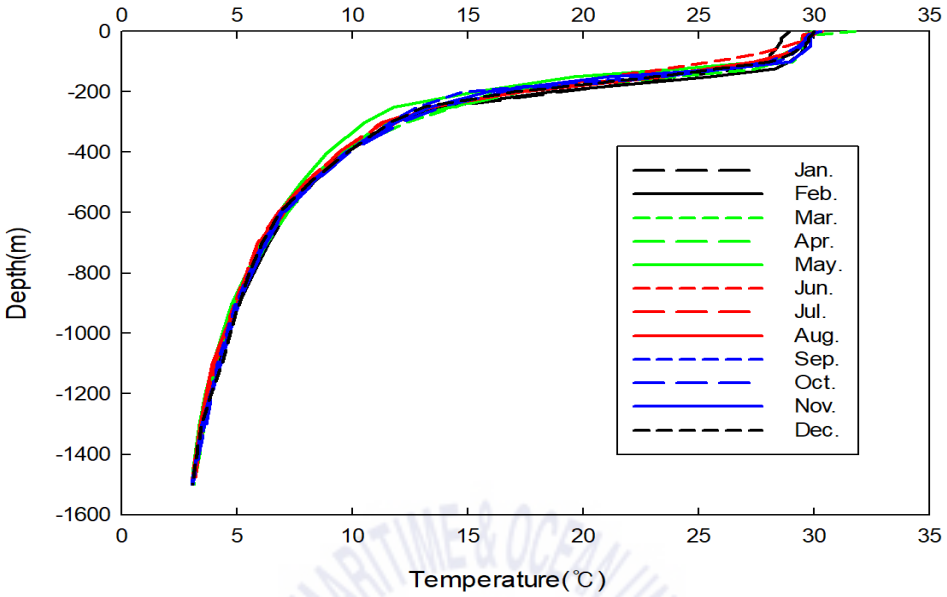


Fig. 6.3 Annual seawater temperature changes in Kiribati

Table 6.1 Expected country to apply

Nation	Surface temperature (℃)	Electric selling cost ($/kWh)
Mexico	27.56	0.192
USA	25.56	0.12
Brazil	27	0.17
Australia	26.75	0.29
Fiji	27	0.13
Philippine	28	0.182
Malaysia	28.1	0.075
India	28	0.08
Kiribati	29.05	0.327
Indonesia	29	0.10
Japan	24.95	0.22

Source : https://www.seatemperature.org/

Collection @ kmou

2) 경제성 분석

선정된 10개의 해수온도차발전적용지에서 생성되는 전력의 비용 경제성을 비교하기 위해서 각 지역의 전력 판매단가를 분석 하였다. 선정된 지역은 평균 0.17 $/kWh의 판매단가를 보였으며, 남태평양 도서국인 키리바시는 전력 단가가 0.327 $/kWh의 높은 수준을 보였다.

해수온도차발전으로부터 생산되는 전력 생산가격을 통하여 초기 투자비용 대비 순현재가치(NPV)와 내부수익률(IRR)을 비교 하였으며, 초기 투자 대비 최적 적용지를 선정 하였다.

Table 6.2는 순수출력 변화에 따른 폐쇄형 온도차발전의 초기 투자비용을 나타내고 있다. 온도차발전은 실증 플랜트 개발이 전무한 만큼 초기 투자비용에 대한 정보가 부족하다. 그러나 Vega 및 Kim 등은 육상형 폐쇄형 온도차발전 초기 설비비용을 통해 경제성 분석을 수행하였으며, 1 MW의 전력생산을 위해 1일 100,000톤의 취수가 가능한 대용량 취수관을 개발하여 설치하는 것으로 가정하였다. Vega는 50MW의 발전의 경우 열교환기 설치비용을 215 $/m^{2}에서 100 $/m^2 가량 발생할 것으로 적용하였으며, 해수의 취수 설비는 수심 1km까지 도달하기 위한 10km 이내의 해안을 가정하였다. Fig. 6.4는 Vega에 의해 제안된 해수온도차발전의 설비용량별 초기 투장비용을 나타낸다. [58], [59].

또한, Vega는 본인의 경제성 비교에서 기술의 발달이 향후 초기 투자비용의 감소를 야기할 것으로 예측하였으며, 약 30%의 감소율을 적용하였다. Kim도 초기 투자비용의 15%와 30%의 변화를 적용하여 경제성 분석을 수행하였다 [60].

본 논문에서는 비관적인 관점으로 초기 투자비용 변화를 적용하였으며, 15%의 비용 변화와 설비 용량의 변화를 적용하여 경제성을 비교하였다. Table 6.3은 15%의 초기 투자비용 저감을 적용한 해수온도차발전 초기 투자비용을 나타내고 있으며, Fig. 6.5는 폐쇄형 OTEC의 용량별 초기 투자비용과 태양광발전의 초기 투자비용을 비교한 그림이다.

Collection @ kmou

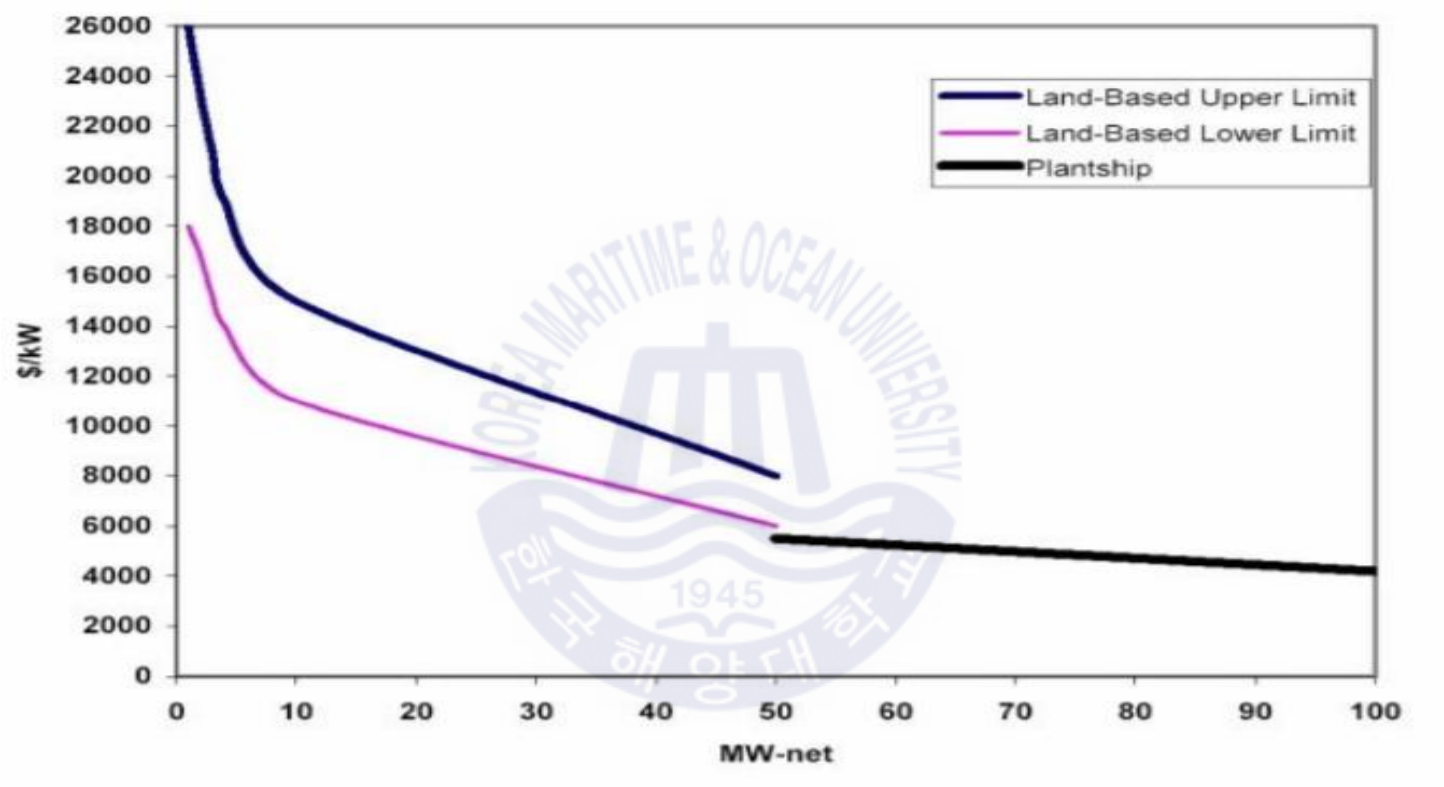


Fig. 6.4 Capital Cost for Single Stage OTEC Plants (1992)[63]

Collection @ kmou

Table 6.2 Initial investment cost for CC-OTEC system

Unit : 1 Million

Net power (MW)	1MW	10MW	50MW
Heat exchanger	3.6	35	123
Seawater system (Pipes and Pumps)	13.6	60	119
Turbine	2.7	25	61.5
Structure	3.6	15	73.8
Etc	1.8	15	32.7
Total cost ($)	25.3	150	410
Initial cost ($/kW)	0.0253	0.015	0.0082

Table 6.3 Initial investment cost for CC-OTEC system with 15% cost reduction

Unit : 1 Million

Net power (MW)	1MW	10MW	50MW
Heat exchanger	3.06	29.75	104.55
Seawater system (Pipes and Pumps)	11.56	51	101.15
Turbine	2.29	21.25	52.28
Structure	3.06	12.75	62.73
Etc	1.53	12.75	27.8
Total cost ($)	21.5	127.5	348.5
Initial cost ($/kW)	0.0215	0.0127	0.0069

Collection @ kmou

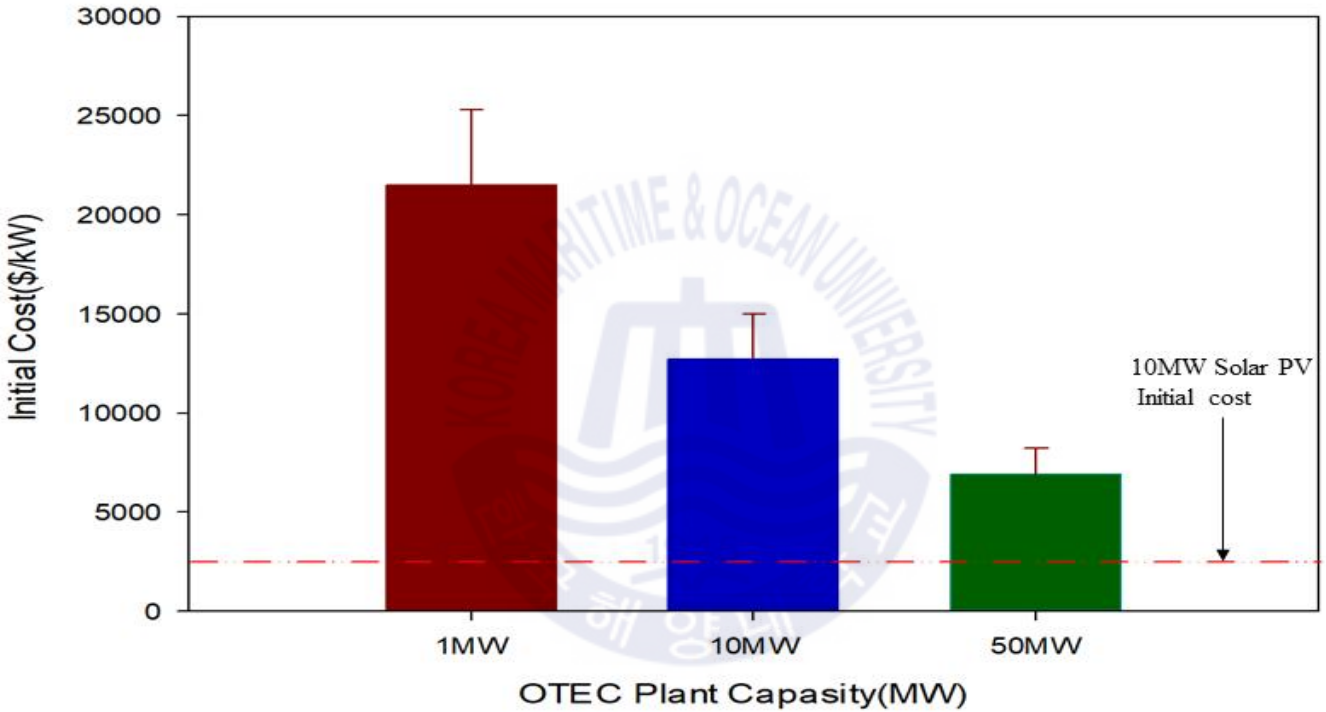


Fig. 6.5 Initial investment cost for CC-OTEC system in normal and with 15% cost reduction

Collection @ kmou

3) 해수온도차발전 성능분석

해수온도발전의 지역 비교를 위하여 폐쇄형(CC-OTEC) 발전을 설계하였고 순수 지역 해수온도 조건을 적용하여 발전 성능을 확인 하였다. 폐쇄형 온도차발전을 설계하기 위하여 동일 표층수 유량으로 설계하였다. 지역에 따라 다양한 표층온도를 적용하였기 증발기 해수측 온도차를 5℃로 설계 하였다. 표층수의 유량은 1,864 kg/s의 설계 유량을 적용하였으며, 심층수의 유량은 동일 응축기 입출구 온도차에서 표층수 온도 변화에 따라 변화한다.

해수 펌프의 효율과 터빈의 효율은 각각 75%와 85%를 적용하여 설계하였으며, 표층수와 심층수에서 발생하는 손실 수두는 육상형 라이저와 열교환기, 감압 챔버, 피팅 등의 다양한 요인으로 발생하며, 손실 수두는 표층해수에서 5.5m, 심층해수에서 8.2m로 설계 하였다. 폐쇄형 온도차 발전의 설계 값은 Table 6.4와 같다.

폐쇄형 온도차발전의 열교환기 설계를 위하여 핀치 온도를 1.5℃로 가정하였으며, 과열도는 1℃로 설계 하였다. 작동유체의 유량은 해수 온도에 따라 변화되며, 적용 지역에의 선택에 따라 온도차발전 구성장치의 소비 전력과 순수출력 발생량을 비교 하였다.

Collection @ kmou

Table 6.4 Parameters of CC-OTEC

Design conditions		
Warm water temperature	variable	℃
Warm water delta temperature	5	℃
Cold water temperature	5.5	℃
Cold water out temperature	9.6	℃
Warm water flow rate	1,864	kg/s
Warm water head loss	4.5	m
Cold water head loss	8.16	m
Warm water pump efficiency	75	%
Cold water pump efficiency	75	%
Turbine efficiency	80	%
Heat exchanger pinch temperature	1.5	℃
Super heat	0	℃
Working fluid	R32	

Collection @ kmou

6.2.2 해수온도차발전 적용지의 발전 성능특성

1) 총 출력

동일 발전 조건에서 지역별 특성을 비교 하였다. 24.95℃의 상대적 저온의 표층 해수 조건을 가진 일본에서는 동일 유량 조건에서 727.9kW의 발전량을 보였다. 그러나 해수온도 증가에 따라 29.1℃의 키리바시의 경우 최대 1,159kW의 출력을 보여 59.2%의 출력 차이를 보였다. 피지와 필리핀의 경우에서 보면 1℃의 온도 증가에 따라 약 105kW의 출력 증가가 발생하는 것을 확인하였다. Fig. 6.6은 폐쇄형 온도차발전의 지역별 총 출력을 나타낸다.

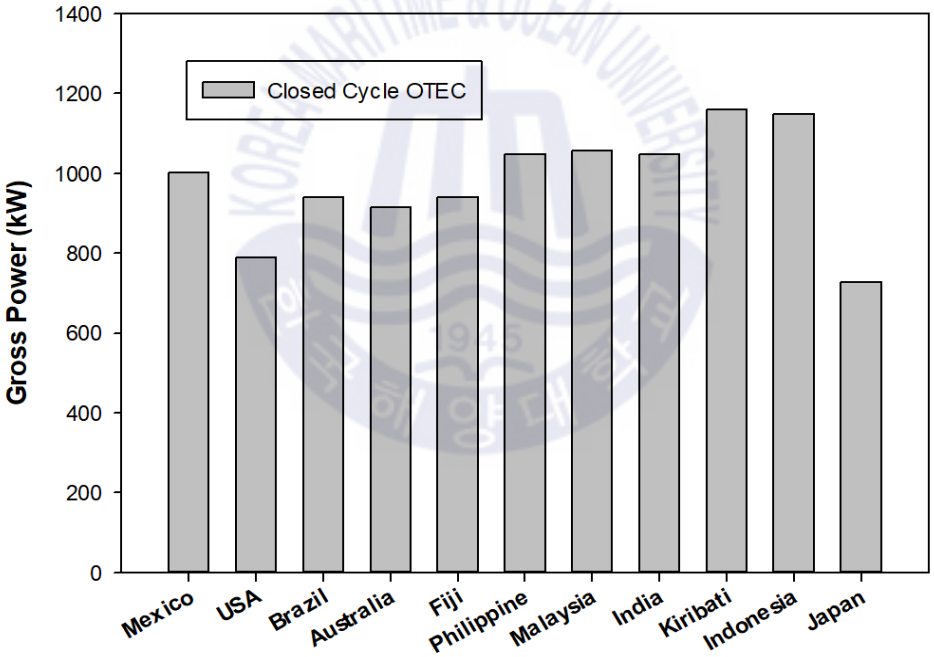


Fig. 6.6 Gross power for OTEC in application areas

Collection @ kmou

2) 소요 전력

순수 출력을 구하기 위하여 해수온도차발전 구동을 위한 소요 전력을 분석 하였으며, 심층, 표층, 작동유체의 펌프 소요동력을 비교하였다. 키리바시 지역 조건의 폐쇄형 사이클에서 최대 399.1kW의 소요 동력을 보이고 일본에서는 374.4kW의 소요 동력일 발생하여 약 24.7kW의 출력차가 발생하는 것을 확인하였다. 이와 같이 펌프의 소요 동력 변화가 적은 것은 해수 온도조건과 관계없이 동일한 해수 취수량을 설계하여 도출된 것으로 판단된다. 소요 동력의 차이는 작동유체 펌프의 순환 유량과 밀접하게 관계되어 있으며, 해수 온도가 높은 지역에서 다량을 사이클 순환 작동유체가 소요됨으로 지역별 차이를 보였다. Fig. 6.7은 온도차발전의 소요 전력을 나타낸다.

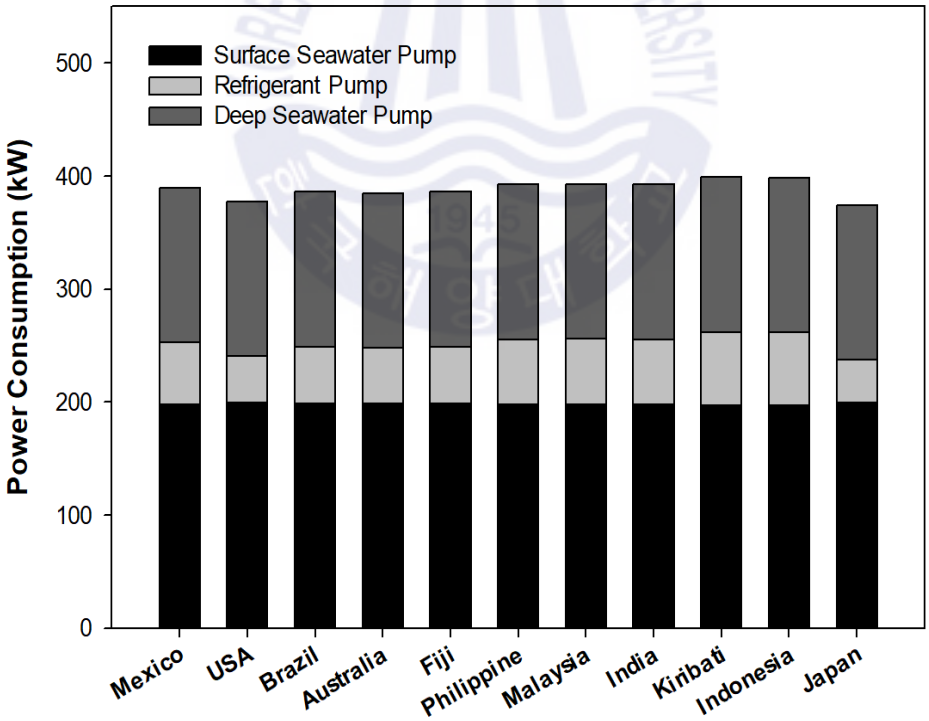


Fig. 6.7 Power consumptions for CC-OTEC

Collection @ kmou

3) 순수 출력

Fig. 6.8은 폐쇄형 온도차발전의 지역별 순수 출력을 나타낸다. 최대 순수 출력을 보이는 키리바시는 약 759.9kW를 보이며, 일본의 경우 353.5kW를 보인다. 지역별 평균 발전량은 약 590.9kW이며, 일본과 미국을 제외하고는 지역별 약 637.2kW를 보여 전력 수급이 부족한 도서지역 발전에 유용할 것으로 판단된다.

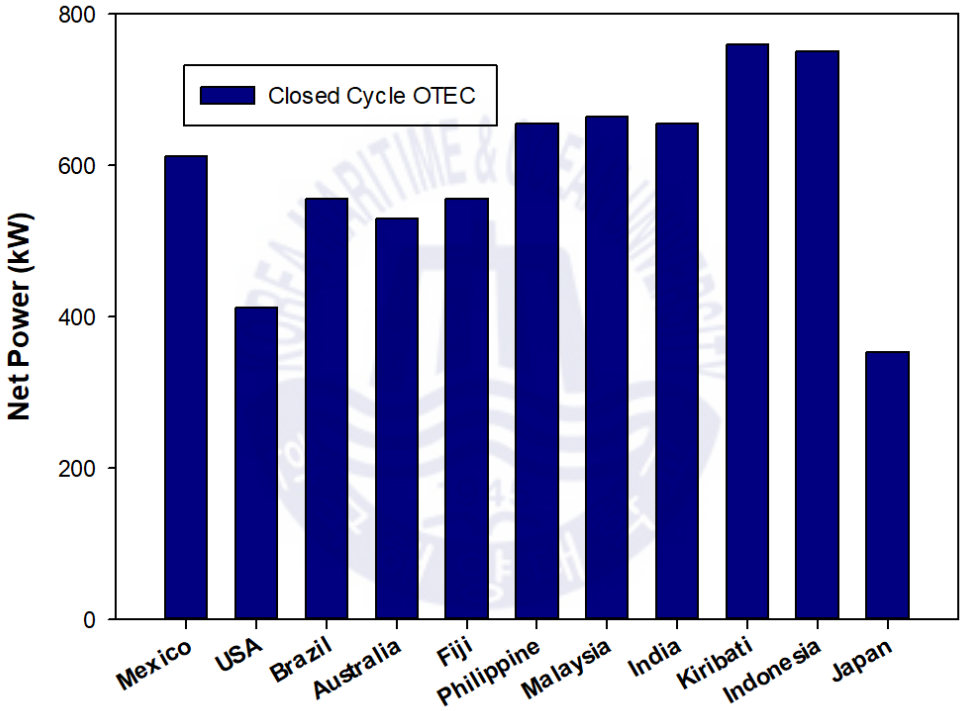


Fig. 6.8 Net power for OTEC in application areas

Collection @ kmou

6.2.3 해수온도차발전의 경제성 분석 결과

해수온도차발전이 가능한 적용지의 전기 요금을 적용하여 총 판매 비용을 분석하였다. 최대 판매수익은 키리바시에서 연간 2,068 천달러의 수익이 발생하였으며, 최저 수입은 미국에서 410 천달러를 기록 하였다. 호주의 판매비용은 약 1,278 천달러로 해수 온도는 낮으나 전력비용이 높아 수입이 높으며, 키리바시의 경우 전력비용과 해수 온도가 함께 높아 판매비용이 상승한 것으로 예상된다. 각 지역별 전력 생산금액은 Fig. 6.9와 같다. 반면 미국, 말레이시아, 인도, 일본 등은 낮은 전력비용과 낮은 해수온도에 의해 현재 적용성이 낮은 것으로 예상된다.

각 국가에 적용된 해수온도차발전은 해수 온도변화에 따라 터빈 효율과 전력량에 변화가 발생하며, 겨울철 낮은 해수면 온도의 영향으로 출력 저하가 예상된다. Fig. 6.10은 키리바시의 해수면 변화에 따라 발생되는 1MW급 해수온도차발전의 터빈 효율과 순수 출력의 변화로서 26℃까지 해수면 온도가 감소할 경우 77.58%의 터빈 효율과 292.1kW의 순수 출력이 발생할 것으로 예상된다.

이때 변화되는 연간 전력 판매금액은 Fig. 6.11과 같으며, 26℃의 해수면 조건에서는 약 795 천달러의 수익이 발생하여 29.1℃의 열원대비 1,373 천달러의 비용차이가 발생할 것으로 예상된다.

Collection @ kmou

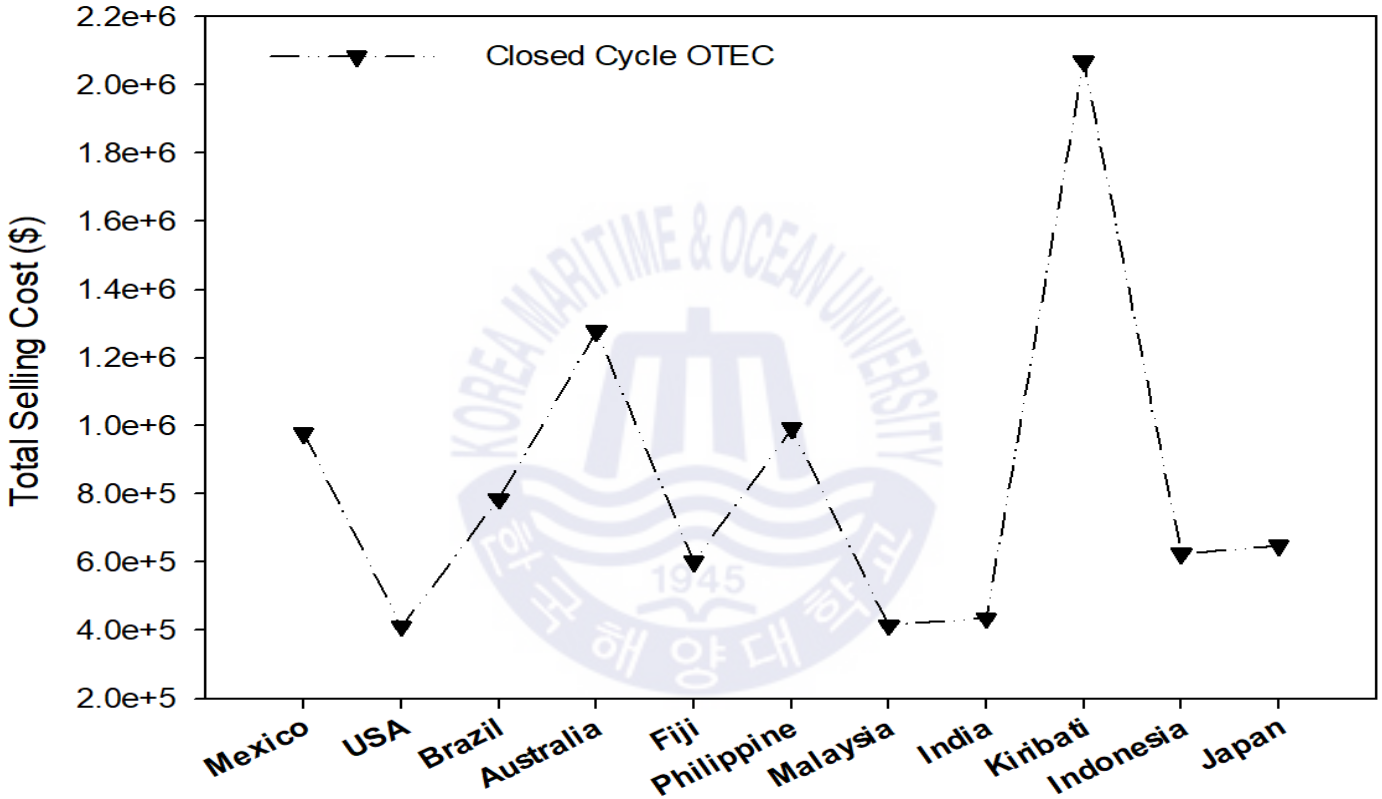


Fig. 6.9 Total selling cost for CC-OTEC in application areas

Collection @ kmou

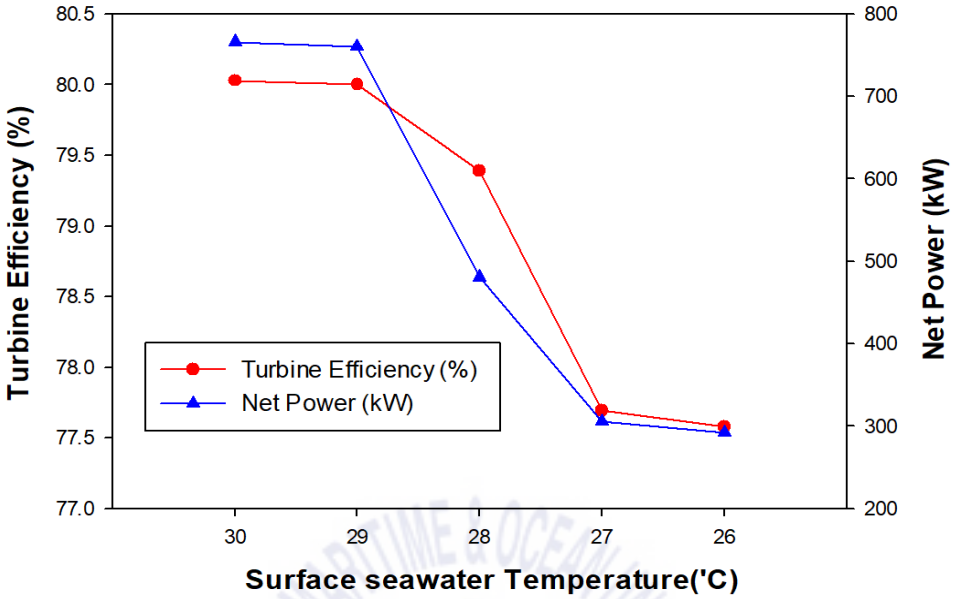


Fig. 6.10 Net power and turbine efficiency for OTEC according to surface seawater temperature change

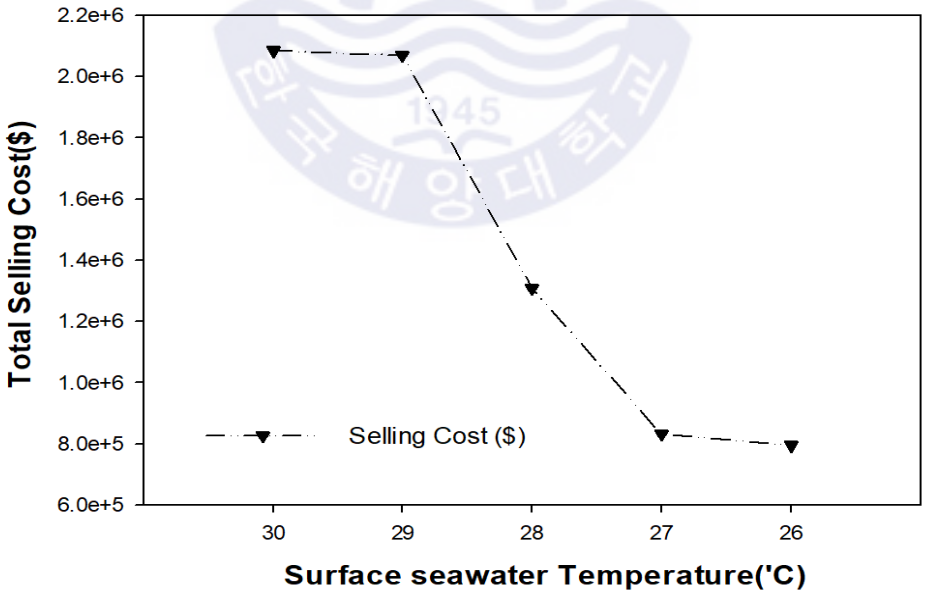


Fig. 6.11 Selling cost for OTEC in Kiribati according to surface seawater temperature change

Collection @ kmou

그러나 1MW 용량의 해수온도차발전은 높은 초기 투자비용 대비 순이익 측면이 적어 NPV와 IRR과 같은 경제적 가치를 도출하기 어렵다. 따라서 경제적 가치가 발생하는 10MW급 해수온도차발전과 50MW급 해수온도차발전을 비교하였다.

Table 6.5와 같이 각 지역별 내부수익율과 순현재가치를 분석한 결과 키리바시에서 전기료 대비 경제성이 우수한 것으로 판단되었다. 호주는 키리바시 다음으로 높은 전력 판매 단가를 보이나 10MW급을 적용할 경우 -86,947 천달러의 NPV를 보였으며, -3.14%의 내부수익률을 보여 경제성 확보를 위한 발전 용량 증가 및 단가 감소가 필요할 것으로 예상된다. 10MW급 온도차발전에서도 경제성을 확보한 키리바시에서는 7,505 천달러의 순현재가치와 6.10%의 내부 수익률을 보였다.

순현재가치가 0이상에서 수익성이 있는 것으로 폐쇄형 온도차발전에서는 키리바시를 제외 하고 마이너스 수익을 보인다. 향후 기술 개발에 따라 초기 투자비용이 15% 감소될 것으로 예상되며, 감소된 초기 투자비용을 적용 할 경우 호주에서 0.04% 내부수익율을 보여 향후 온도차발전의 적용이 가장 유력할 것으로 예상된다. 초기 투자비용 감소를 적용한 경제성 분석 결과는 Table 6.6과 같다.

Collection @ kmou

Table 6.5 Internal rate of return and net present value of 10MW CC-OTEC

Unit : 1 Thousand

OTEC Type		Closed cycle
Mexico	NPV($)	-122,872
	IRR(%)	-9.41
USA	NPV($)	-190,547
	IRR(%)	-
Brazil	NPV($)	-145,794
	IRR(%)	-19.97
Australia	NPV($)	-86,947
	IRR(%)	-3.14
Fiji	NPV($)	-167,872
	IRR(%)	-
Philippine	NPV($)	-121,130
	IRR(%)	-8.99
Malaysia	NPV($)	-190,088
	IRR(%)	-
India	NPV($)	-187,540
	IRR(%)	-
Kiribati	NPV($)	7,505
	IRR(%)	6.10
Indonesia	NPV($)	-164,988
	IRR(%)	-
Japan	NPV($)	-162,276
	IRR(%)	-

Collection @ kmou

Table 6.6 Internal rate of return and net present value of 10MW CC-OTEC including 15% cost reduction

Unit : 1 Thousand

OTEC Type		Closed cycle
Mexico	NPV($)	-86,928
	IRR(%)	-5.37
USA	NPV($)	-154,603
	IRR(%)	-
Brazil	NPV($)	-109,849
	IRR(%)	-11.14
Australia	NPV($)	-51,003
	IRR(%)	0.04
Fiji	NPV($)	-131,928
	IRR(%)	-
Philippine	NPV($)	-85,186
	IRR(%)	-6.5
Malaysia	NPV($)	-154,144
	IRR(%)	-
India	NPV($)	-151,596
	IRR(%)	-
Kiribati	NPV($)	43,449
	IRR(%)	9.33
Indonesia	NPV($)	-129,043
	IRR(%)	-
Japan	NPV($)	-136,000
	IRR(%)	-

Collection @ kmou

해수온도차발전의 초기 설비를 50MW급으로 증가하였을 경우 키리바시와 호주에서 높은 NVP와 IRR을 보인다. 키리바시는 증가된 발전용량에서 최대 580,682 천달러의 NPV를 보였으며, 19.67%의 높은 내부수익률을 보였다. 또한, 호주에서도 108,419 천달러의 NPV를 보였으며, 8.51%의 내부수익률을 보여 경제성을 확보하였다.

그 밖에 멕시코와 필리핀에서도 각각 3.3%와 3.59%의 IRR로 차기 해수온도차발전 도입이 예상되었다. 50MW급 해수온도차발전 초기 투자비용을 적용한 경제성 분석 결과는 Table 6.7과 같다.

또한, 50MW급 설비의 초기 투자비용이 15%가량 감소되었을 경우 멕시코에서 27,044 천달러의 NPV와 6.41%의 IRR의 확보가 가능하며, 필리핀에서는 35,753 천달러의 NPV와 6.7%의 IRR 확보가 가능하다. 키리사비의 경우 NVP증가가 최대 678,929 천달러의 가치를 갖게되며, IRR은 24.35%라는 최고 수치를 보인다. Table 6.8은 초기 투자비용이 15% 감소된 50MW급 해수온도차발전의 NVP와 IRR의 변화이다.

초기 설비 용량의 증가 또는 초기 투자비의 감소는 경제성 지표인 NVP와 IRR 상승에 영향을 미친다. 하지만 피지와 인도와 말레이시아의 경우 50MW 용량에서도 최대 IRR 지표가 -10% 이하를 보여 발전소 온배수 또는 지열과 같은 미활용열을 활용한 열원 온도 증가 또는 200MW급 이상의 대형 플랜트를 정부의 지원 등으로 구축되어야 경제성이 확보될 것으로 판단된다.

Collection @ kmou

Table 6.7 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC

Unit : 1 Thousand

OTEC Type		Closed cycle
Mexico	NPV($)	-71,203
	IRR(%)	3.31
USA	NPV($)	-409,581
	IRR(%)	-
Brazil	NPV($)	-184,813
	IRR(%)	-0.83
Australia	NPV($)	108,419
	IRR(%)	8.52
Fiji	NPV($)	-296,206
	IRR(%)	-
Philippine	NPV($)	-62,494
	IRR(%)	3.59
Malaysia	NPV($)	-407,286
	IRR(%)	-
India	NPV($)	-394,548
	IRR(%)	-18.49
Kiribati	NPV($)	580,682
	IRR(%)	19.66
Indonesia	NPV($)	-281,782
	IRR(%)	-5.5
Japan	NPV($)	-268,223
	IRR(%)	-4.72

Collection @ kmou

Table 6.8 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC including 15% cost reduction

Unit : 1 Thousand

OTEC Type		Closed cycle
Mexico	NPV($)	27,044
	IRR(%)	6.41
USA	NPV($)	-311,333
	IRR(%)	-12.74
Brazil	NPV($)	-87,566
	IRR(%)	2.25
Australia	NPV($)	206,666
	IRR(%)	11.93
Fiji	NPV($)	-197,959
	IRR(%)	-2.91
Philippine	NPV($)	35,753
	IRR(%)	6.7
Malaysia	NPV($)	-309,038
	IRR(%)	-12.38
India	NPV($)	-296,300
	IRR(%)	-10.64
Kiribati	NPV($)	678,929
	IRR(%)	24.35
Indonesia	NPV($)	-183,535
	IRR(%)	-2.12
Japan	NPV($)	-169,976
	IRR(%)	-1.42

Collection @ kmou

6.3 소결론

상용화를 위한 해수온도차발전 적용지의 전력비용과 열원 조건을 비교하고 적용하고자 하는 설비의 용량의 비교하여 경제성을 검토하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1, 10, 50MW급 해수온도차발전의 발전 단가는 각 0.0253, 0.015, 0.0082 $/kWh를 보이며, 1MW를 기준으로 지역별 예상 발전 출력을 도출하였다. 해수열원이 29.05℃를 보이는 키리바시는 지역별 최대 순수 발전량인 759.9kW를 보이며 일본의 경우 24.75℃의 낮은 열원 온도의 원인으로 353.5kW의 낮은 발전량을 확인하였다. 이를 전력 생산비용으로 환산하면 키리바시에서 연간 2,068 천달러 그리고 일본에서 약 647 천달러의 수익을 확인하였다.

사회적 할인율을 5.5%로 가정하고, 연간 운영비를 초기 투자비의 5%로 가정하여 10MW급 규모에서 해수온도차발전이 키리바시에 적용될 경우 경제성을 보유하는 6.1%의 내부수익율을 보이며, 7,505 천달러의 순현재가치를 나타내었다.

50MW급의 상용화 수준의 플랜트로 대형화 될 경우 해수온도차발전은 Table 6.9와 같이 키리바시는 증가된 발전용량에서 최대 580,682 천달러의 NPV를 보였으며, 19.67%의 높은 내부수익률을 보였다. 또한, 초기 비용 감소에 따라 15%가량 감소되었을 경우 NVP증가가 최대 678,929 천달러의 가치를 갖게 되며, IRR은 24.35%까지 상승하게 되는 것을 확인하였다.

해수온도차발전은 심층수의 양식, 농업, 담수 등 다양한 수익 발생 항목이 발생하며, 본 논문에서는 적용되지 않았다. 향후 편익 항목을 확대하여 해수온도차발전의 경제성 분석을 수행 할 경우 경제성을 확보하지 못한 피지, 인도, 말레이시아 등에서 내부수익율과 순현재가치가 높아질 것으로 예상된다. 일본은 쿠메즈마 섬에서 심층수를 활용한 양식으로 높은 수익을 얻고 있다. 이와 같이 다양한 수익 창출을 통해 해수온도차발전의 사용화 및 보급화를 앞당길 것으로 예상된다.

Collection @ kmou

Table 6.9 Internal rate of return and net present value of 50MW CC-OTEC in Kiribati

Unit : 1 Thousand

Kiribati	Without Cost reduction	15% Cost reduction
NPV($)	580,682	678,929
IRR(%)	19.66	24.35

Collection @ kmou

제 7 장 결 론

본 연구를 통해서 향후 해수온도차를 활용한 해수온도차발전의 실증 및 상용화를 위한 폐쇄형 사이클을 설계하고, 보급된 플랜트의 자동화 및 무인화를 위한 PID 및 시퀀스를 활용한 실증 규모의 해수온도차발전 사이클을 설계하고 성능 특성을 분석 연구하였다.

기본 사이클 설계를 위한 작동유체 선정, 열원분석, 온도차발전 잠재량 평가 등이 수행되었으며, 20kW급 Pilot 플랜트의 운전 특성 비료를 통해서 작동유체 펌프 RPM 제어의 자동화를 위한 제어 범위를 선정하였다.

1) 최적 작동유체 선정을 통해 친환경성과 저위험성 작동유체인 R32를 설계하였으며, 설계에 적용된 최종 선정지(키리바시)의 해수 열원은 연간 평균 30℃이며, 열침 또한 5℃로 적용하였다.

2) 해수온도차발전 성능 비교를 위하여 R32 작동유체와 키리바시 해수 열원 조건을 적용한 1MW급 폐쇄형 발전 사이클을 설계하였으며, 터빈, 해수 및 작동유체 펌프, 열교환기 등 각 요소의 상태방정식을 적용하여 해수온도변화에 따른 성능 특성을 비교 하였으며, 20kW급 해수온도차발전 플랜트가 29℃의 열원조건에서 20kW를 생산할 때 21℃로 열원 온도가 감소하면서 출력은 7.77kW까지 감소하는 것을 확인하였다.

3) 실험 시작 후 유량변화가 10% 가량 감소하는 24,000초 지점에서는 압력이 약 50kPa가량 급격히 감소하게 되며, 이러한 압력과 유량의 변화는 터빈으로 유입되는 작동유체의 증발온도를 감소시키게 되어 과열도가 1℃ 이하로 내려가게 되는 원인이 되었다.

Collection @ kmou

4) 1MW급 해수온도차발전의 정적시뮬레이션을 통해 열원온도가 감소하면서 증발기 압력과 터빈 출력의 온도변화에 따른 감소량을 각각 45kPa/℃과 101.7 kW/℃을 확인 하였으며, 실험 결과를 적용하면 약 29.7kPa/℃와 84.3 kW/℃의 변화량을 예측하였다.

또한, 본 연구를 통해서 해수온도차발전의 실용화를 위한 폐쇄형 해수온도차발전의 제어시스템을 구축하고자 PID제어와 시퀀스제어 알고리즘을 선정하고 제어요소를 선정하였다. 또한, 선정된 제어값을 적용하여 해수온도차발전의 동적시뮬레이션을 구현하고 제어의 정확성과 시스템 안정성을 검토하였으며, 시퀀스 변화에 따른 기동 및 정지 운전 특성을 확인하였다.

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

2) 표층 해수의 온도 변화에 따라 터빈에서 최대 997.6kW의 출력 감소가 발생하였으며, 건도가 1 이하의 지점(28.0℃)에서 출력 감소율이 증가하는 것을 확인 하였다.

3) 해수온도차발전의 운전 중 터빈으로의 액작동유체 유입을 방지하기 위하여 1.0 m^3 용량의 액분리기를 적용하여 운전 특성을 비교하였으며, 온도의 감소에 따라 0.03 m^3의 증가량을 보여, 약 240초 내에 터빈유입을 확인하였으며, 포화온도 이하에서는 증발열량의 변화로 인하여 터빈 서징의 원인이 될 것으로 판단된다.

4) 비례값과 적분값, 미분값을 최적 적용을 통한 제어시스템 구축을 방안으로 작동유체펌프의 RPM 제어 정확도와 반응속도 값을 비교하였으며, RPM 정확도가 오차범위 2.45로 낮은 제어값인 적분값(K_i) 5.4초와 미분값(K_d) 3.6초는 제어 반응도 측면에서 평균 이하인 39초로 늦어 평균 이하의 반응도를 보이는 적분값(K_i) 3.6초와 미분값(K_d) 4.8초를 적용하여 33℃의

Collection @ kmou

반응속도와 2.73RPM의 정확도를 보이는 해수온도차발전의 제어시스템 적용을 통한 시스템 안전화를 도출하였다.

5) 작동유체 펌프는 RPM 345, 690, 1,150에서 각각의 유량별 효율과 수두변화를 적용하여, 플랜트 운전 중 해수온도의 조건 변화에 따라 RPM 제어가 가능하도록 시스템을 구성하였으며, 과열도가 1℃이상으로 유지되어 시스템 안정화를 확인하였다. 표층수와 심층수의 온도차가 감소하는 시점부터 평균 과열도(2.3℃)가 감소하여 24℃ 이하로 내려가는 약 6,000초 이후부터는 평균 1.7℃의 과열도를 유지하면서 운전되었다.

6) 해수온도차발전의 기동은 초기 작동유체펌프가 기동되면서 600RPM에서 펌프의 최대 RPM 유량인 110kg/s까지 급격한 유량 증가를 보이다가 터빈입구의 밸브가 100% 개방된 이후 전격 유량으로 감소하게 되며, 정지과정은 바이패스 밸브가 최초 열리는 10% 지점에서 유량 30% 감소와 출력 50%로 감소되어 정격 출력의 25%의 지점에서 터빈 입구측 폐쇄와 바이패스 밸브 완전 개방을 통해 정지된다.

7) 해수온도차발전플랜트를 설계하고 제어하고자 하는 펌프 및 터빈 등의 운전 특성에 따른 제어 알고리즘을 선정하며, 제어값에 따른 반응도와 정확도를 평가하여 최종적으로 동적 모델링을 통한 구동 안정도를 평가함으로서 실제 플랜트에서 발생할 수 있는 제어 오류 및 불안정 운전을 최소화 할 수 있다.

상기 설계된 실증 규모의 해수온도차발전의 실용화 보급을 위하여 적용 가능한 지역별 성능 특성과 경제성을 비교 하였다.

1) 지역의 해수 열원 특성에 따라 발전 출력은 키리바시에서 약 759.9kW를 보이며, 일본의 경우 353.5kW를 보인다. 지역별 평균 발전량은 약 590.9kW을 나타내었다.

2) 지역별 전력 판매의 경우 0.327 $/kWh의 높은 전력비용을 보이는 키

Collection @ kmou

리바시에서 약 8,487 천달러의 수익을 보였으며, 호주에서는 0.29 $/kWh의 전력비용을 보여 약 1,278 천달러의 수익이 발생하였다.

34) 50MW급 상용화 플랜트의 보급을 통해 호주와 키리바시는 각각 108,000 천달러와 580,000 천달러의 높은 순현재가치를 보이며, 내부수익율 또한 각각 8.5%와 19.6% 이상을 보여 실용화 가능성이 높은 것으로 판단된다. 또한, 멕시코와 필리핀과 같은 경우 향후 기술개발을 통한 15%의 초기 투자비용의 감소를 적용할 경우 6.4% 이상의 내부수익율을 보여 적용 가능성을 확인 하였다.

4) 향후 다양한 편익 항목을 적용하여 해수온도차발전의 경제성을 확보하고 보급 활성화를 앞당길 것으로 예상된다.

본 논문은 해수온도차발전 플랜트의 무인화 설비 및 제어시스템 설비의 구축을 위한 정적 및 동적 사이클을 설계 하였으며, 제어 알고리즘을 선정하고 제어 값을 도출하여 최종 시뮬레이션을 통한 시스템 검증까지의 일련의 과정을 정립하므로 향후 해수온도차발전플랜트의 제어 시스템 구축을 위한 가이드라인을 제시하였다. 또한, 경제성 분석을 통해 보급화를 위한 기초 자료로 활용될 것으로 예상된다.

Collection @ kmou

References

[1] British Petroleum, 2012. Energy Outlook 2030

[2] IPCC, 2014. The Fifth Assessment Report

[3] 홍정석, 이영준, 이영철, 2012. 후쿠시마 사고 이후 원자력 정책과 R&D 동향 및 주요 이슈, 한국과학기술기회평가원,

[4] I. Terasaki, "Cobalt Oxide as a Fuel Cell Material"

[5] 서태범, 2001. "해양온도차발전 시스템의 소개", 설비저널, 30(1), pp. 18-24

[6] EIA, 2016. International Energy Outlook 2016

[7] Khaligh, A. & Onar, O. C., 2010. Energy Harvesting, Solar, Wind, and Ocean Energy Conversion System, CRC Press

[8] R. Kempener & F. Neumann, 2014. "Ocean Thermal Energy Conversion Technology Brief", IRENA Ocean Energy Technology Brief 1, IRENA, Germany

[9] Vega, L.A., 2012. "Ocean Thermal Energy Conversion", Encyclopedia of Sustainability Science and Technology, Springer, pp. 7296-7328

[10] L. Meyer & D. Cooper; R. Varley. 2013. "Are We There Yet? A Developer's Roadmap to OTEC Commercialization" (PDF). Hawaii National Marine Renewable Energy Center.

[11] "OTEC Okinawa Project". otecokinawa.com.

[12] 오 철, 2011. "해양온도차를 이용한 냉난방시스템 및 발전 시스템의 현황과 미래전망", 설비저널, 40(8), pp. 37-47

Collection @ kmou

[13] M.Oreijah., 2012. “Expander Modelling in Binary Cycle Utilizing Geothermal Resources for Generating Green Energy in Victoria, Australia “, 49, pp. 316-323
[14] 김남진, 전용한, 김종보, 2007. “원자력발전소 온배수를 이용한 해양온도차발전 사이클 해석”, 한국태양에너지학회 논문집, 37-44
[15] 김종권, 김유택, 강호근. 2014. “선박폐열회수(WHRS) ORC 시스템의 과열기 구성에 따른 특성 해석“, 한국마린엔지니어링학회지, 38(1), pp. 8-14
[16] 이호생 등, 2013. “해양온도차발전 초소형 파일럿플랜트에 의한 성능평가해석 및 실험”, 한국해양환경에너지학회, 2013 춘계학술대회논문집, pp. 43-43
[17] 차상원, 이호생, Albert Kim, 김현주, 2014. “다단지열사이클의기초성능해석“, 한국 해양환경 · 에너지학회 추계학술대회, 1(1), pp. 165-170
[18] 이호생, 김현주, 정동호, 문덕수, 2011. “폐쇄형 해양온도차발전 사이클 효율 향상 방안”, 한국마린엔지니어링학회지, 35(1), pp. 46-52
[19] 윤정인 등, 2012. “운전조건에 따른 R744용 해양온도차발전 사이클의 성능 특성”, 한국마린엔지니어링학회지, 36(6), pp. 580-585
[20] Bertrand F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis & G. Papadakis, 2011. “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15, pp.3963-3979
[21] Bahram Saadatfar, Reza Fakhrai & Torsten Fransson, 2013. “Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review”, The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability, JMES 1(1)
[22] J. Larjola, 1995. “Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)” Int. J. Production Economics 41, pp. 227-235

Collection @ kmou

[23] Vguyen Van Hap, 이근식, 2013. “태양열 이용 해양온도차발전시스템의 성능 예측”, 대한기계학회, 37(1), pp. 43~49
[24] 강윤영, 박성식, 박윤범, 김남진, 2012. “울진 원자력발전소 온배수를 이용한 재생식 해양온도차발전에 대한 연구”, 설비공학논문집, 24(7), pp. 591-597,
[25] 김현주, 이호생, 정동호, 문덕수, 2010. “발전소 온배수를 이용한 1MW급 폐쇄형 해양온도차발전 성능해석”, 한국마린엔지니어링학회지, 34(4), pp. 470-476
[26] 진정근, 이호기, 박건일, 최재웅, 2011. “유기랭킨 사이클을 이용한 선박 주기관 폐열 회수 시스템의 열역학적 분석” 대한기계학회 논문집, pp. 2,475-2,480
[27] 오 철, 송영욱, 2012. “해수 온도차를 이용한 선박의 ORC 발전 시스템 최적화”, 마린엔지니어링학회지, 36(5), PP. 595~602
[28] Santiago Suárez de la Fuente, Alistair R. Greig a, 2013. “Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions”, Low Carbon Shipping Conference, London, pp. 1~17
[29] Yoshitaka Matsuda et al, 2017, “Control of OTEC Plant Using Double-stage Rankine Cycle Considering Warm Seawater Temperature Varia “, IFAC PapersOnLine, 50(1), pp. 135-140
[30] Satoru Goto et al, 2017. “Web Application for OTEC Simulator Using Double-stage Rankine Cycle”, IFAC PapersOnLine, 50(1), pp. 121-128
[31] M. Nakamura, N. Egashira and H. Uehara, 1986. “Digital Control of Working Fluid Flow Rate for an OTEC Plant”, J. Sol. Energy Eng, 108(2). pp. 111-116
[32] Yoshitaka Matsuda el al, 2017. “Construction of OTEC Potential Model Based on Cycle Analysis”, Transactions of the Institute of system, Control and information Engineers, 30(8), pp. 297-304

Collection @ kmou

[33] W. H. Avery and C. Wu, 1994. Renewable Energy From the Ocean : A Guide to OTEC, Oxford University Press(England).
[34] Galbraith, 2009. "Generating Energy from the Deep", New York Times
[35] Uehara H., and Nakaoka T. 2005. Development and Prospective of Ocean Thermal Energy Conversion and Spray Flash Evaporator Desalination. Saga University, Saga, Japan. Viewed on December 3, 2007. http://www.ioes.saga-u.ac.jp/VWF/general-review_e.html#8
[36] Finney, 2008, Ocean Thermal Energy Conversion. Guelph Engineering Journal, (1), pp. 17 - 23. ISSN: 1916-1107. ©2008.
[37] Kevin Salz. 2018. "An assessment of the performance and potential of OTEC innovation clusters worldwide", Master thesis submitted to Delft University of Technology
[38] http://www.ioes.saga-u.ac.jp/en/facilities/ioes_facilities (Uehara Cycle in Saga Univ)
[39] Amyra MY et al, 2015, "SIMULATION STUDY ON ENHANCING HYDROGEN PRODUCTION IN AN OCEAN THERMAL ENERGY (OTEC) SYSTEM UTILIZING A SOLAR COLLECTOR", Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering) 77(1), pp. 23-31
[40] Aydin & Hakan, 2013. "PERFORMANCE ANALYSIS OF A CLOSED-CYCLE OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION SYSTEM WITH SOLAR PREHEATING AND SUPERHEATING". Open Access Master's Theses. Paper 163. http://digitalcommons.uri.edu/theses/163
[41] H. S. Lee, S. T. Lim, J. H. Moon & H. J. Kim, 2016, Performance assessment for high Temperature OTEC plant, Progress in renewable energies offshore-guedes soares(Ed.), pp. 475-480
[42] H. S. Lee, H. J. Kim, D. H. Jung and D. S. Moon, 2011, "A Study on the Improvement for Cycle Efficiency of Closed-type OTEC",

Collection @ kmou

Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 35(1), pp. 46～52,
[43] J. I. Yoon et al, 2017. “Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a” , Renewable Energy, 105, pp. 366-373
[44] 한국과학창의재단, 과학백과사전, 작동유체, http://www.scienceall.com/%ec%9e%91%eb%8f%99%ec%9c%a0%ec%b2%b4working-fiuid/
[45] Bharathan, D. 2011, “Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production” , Technical Report, National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-5500-49121, www.nrel.gov/docs/fy11osti/49121.pdf.
[46] IRENA, 2014, “OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION TECHNOLOGY BRIEF”
[47] 제 3세대 CFC 대체물질 개발 동향 - 과학기술정책연구원
[48] 유엔환경계획 한국위원회, 2002, (주)주손미디어, ‘교토의정서’
[49] Gérard C. Nihous, 2007. “A Preliminary Assessment of Ocean Thermal Energy Conversion Resources” , Journal of Energy Resources Technology 129(1), pp. 10-17.
[50] M. Nakamura, N. Egashira and H. Uehara, “Digital Control of Working Fluid Flow Rate for an OTEC Plant” , J. Sol. Energy Eng, Vol. 108, No. 2, 1986, pp. 111-116
[51] Navani J.P. & Sapra Sonal, 2013. 1st edition, Non-Conventional Energy Resources (For UPTU & UTU), S. CHAND & COMPANY PVT. LTD.
[52] Y, U. Song, 2018, “A study of OTEC application on deep-sea FPSOs” , Journal of Marine Science and Technology, 24(2), pp. 1-13
[53] J. T. Oh, & 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, 24(2), pp. 233~240.

Collection @ kmou

[54] J. I. Yoon et all, 2013, “Performance analysis of 20 kW OTEC power cycle using various working fluids”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 37(8), pp. 836-842
[55] Aspen HYSYS, 2011. Dynamic Modeling Guide, Aspen Technology Inc.
[56] R. Tillner-Roth & A. Yokozeki, 1997. “An international standard equation of state for difluoromethane (R-32) for temperatures from the triple point at 136.34 K to 435 K and pressures up to 70 MPa“, Journal of Physical and Chemical Reference Data, 25(6), pp. 1273-1328
[57] Honeywell, 2000, A Process Control Primer, U.S.A
[58] L,-A. Vega, 2010, “Economics of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC): An Update”. Offshore Technology Conference, (in USA) [Online]. Available: http://hinmrec.hnei.hawaii.edu/wp-content/uploads/2010/01/OTEC-Economics-2010.pdf
[59] Vega, L.A., 1992, “Economics of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) “, Published by the American Society of Civil Engineers (ASCE), pp. 152-181
[60] J. H. Kim et all, “A Feasibility Sturdy on Thermal Energy Resource in Deep Ocean Water”, Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering “ 15(1), pp. 9-18

Collection @ kmou

감사의 글

논문이 완성되기까지 부족한 저를 끊임없이 지도해주시고 인도해주신 오철 지도교수님의 노고에 진심어린 감사를 드립니다.

또한, 바쁘신 중에도 논문의 바른 방향을 위하여 지도 편달해주신 이영호 교수님과 윤정인 교수님, 정형호 교수님, 김명환 교수님께도 진심어린 감사를 드립니다.

그리고 논문이 완성되기까지 물심양면으로 지원과 지도해주신 선박해양플랜트연구소 김현주 본부장님과 문덕수 센터장님 이호생 박사님 외 많은 선후배님들께 감사드리고 또 언제나 저를 믿고 기다려주신 부모님과 장인, 장모님, 사랑하는 아내와 아이들과 기쁨을 함께하고자 합니다.

이 글에 다 담지 못했지만 언제나 저를 지켜봐 주시고 응원해주신 모든 분들에게 감사드리며 보내 주신 신뢰와 기대에 어긋나지 않도록 최선을 다하는 삶을 약속드립니다.

마지막으로, 나의 처음과 나중을 아시며, 앉고 서는 것까지 아시고, 나의 가는 길을 지켜주시고 보호하여주신 하나님 아버지께 사랑과 감사를 드립니다.

dCollection @ kmou