



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

다양한 작동유체를 적용한  
증기-증기 이젝터용  
해양온도차 발전시스템의 성능분석



부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

예 병 효

공학석사학위논문

다양한 작동유체를 적용한  
증기-증기 이젝터용 해양온도차  
발전시스템의 성능분석

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2015년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

예 병 효

# 예병효의 공학석사 학위논문을 인준함

2015년 2월



주 심 공학박사 최 광 환 (인)

위 원 공학박사 금 종 수 (인)

위 원 공학박사 윤 정 인 (인)

# 목 차

목차 .....	I
Abstract .....	VI
List of figures and tables .....	VI
Nomenclature .....	IX
제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.1.1 해양온도차 발전시스템 .....	1
1.1.2 해양온도차 발전시스템 기술 동향 .....	2
1.1.2.1 국내동향 .....	2
1.1.2.2 국외동향 .....	5
1.2 종래 연구 .....	6
1.3 연구 목적 .....	8
제 2 장 연구관련 기본 이론 .....	9
2.1 해양온도차 발전시스템의 종류 .....	9
2.1.1 밀폐형 해양온도차 발전시스템 .....	9

2.1.2 개방형 해양온도차 발전시스템 .....	10
2.1.3 혼합형 해양온도차 발전시스템 .....	11
2.1.4 재생식 랭킨 사이클 .....	12
2.1.5 Kalina 사이클 .....	13
2.1.6 Uehara 사이클 .....	15
2.2 이젝터 .....	16
2.3 열역학 모델식 .....	18
2.3.1 상태방정식 .....	18
2.3.2 상태방정식 선정 .....	19
2.4 작동유체의 종류 및 특성 .....	21
<b>제 3 장 이젝터와 분배기를 이용한 해양온도차 발전시스템 .....</b>	<b>23</b>
3.1 본 시스템의 소개 및 특징 .....	23
3.2 성능분석 .....	27
3.2.1 고단터빈의 출구압력 변화 .....	30
3.2.2 분배기의 유량비 변화 .....	33

3.2.3 증기-증기 이젝터의 노즐구경 변화 .....	36
3.3 결론 .....	41
<b>제 4 장 작동유체 별 증기-증기 이젝터용 해양온도차 발전시스템의 성능 비교 .....</b>	<b>42</b>
4.1 성능비교 .....	42
4.2 결과 및 고찰 .....	44
4.2.1 시스템 효율 비교 .....	44
4.2.2 APRe .....	46
4.2.3 APRc .....	48
4.2.4 TPP .....	50
4.2.5 필요 작동유체 유량 비교 .....	52
4.2.6 이젝터 압력 회복률과 효율 증가율 .....	54
4.2.7 성능분석 결과표 .....	57
<b>제 5 장 결 론 .....</b>	<b>59</b>
참고문헌 .....	62
감사의 글 .....	65

# Performance analysis of vapor-vapor ejector OTEC system applying various working fluids

Byung Hyo Ye

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering  
The Graduate School  
Pukyong National University

## Abstract

In this paper, 20kW Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC) with vapor-vapor ejector is proposed. vapor-vapor ejector is to increase pressure as like pump without electricity. By installing the vapor-vapor ejector in system, the needed working fluid rate and evaporation capacity are less than not installing. And then, The system efficiency of OTEC is better than not. The performance analysis is conducted for optimizing the system with HYSYS simulation program. The procedure of performance analysis includes outlet pressure of high turbine, the mass flow ratio of working fluid at separator and nozzle diameters of vapor-vapor ejector. When the nozzle diameters of vapor-vapor ejector are varied properly, the performance of vapor-vapor ejector is highest. After optimizing this proposed OTEC system with ejector, the increasing rate of efficiency

of proposed OTEC system with ejector is about 15% comparing with basic OTEC system. From these results, It is necessary to set the pressure ratio, mass flow ratio, nozzle diameters in ejector to increase the efficiency of proposed OTEC system. Additionally, in this study, 12 refrigerants were selected for performance comparison. 12 refrigerants applied to proposed OTEC system and were optimized in system. And the results of performance comparison are system efficiency,  $APR_e$ ,  $APR_c$ , TPP and mass flow rate of working fluids, pressure recovery rate of ejector. In case of system efficiency, R134a is the highest efficiency among 12. But, in case of  $APR_e$  and  $APR_c$ , R744 is the optimized to minimize the size of heat exchangers. In TPP, R717 is the most suitable to decrease the consumption of pump work. And R717 needs the least amount of mass flow rate of working fluids to make 20kW at turbine.

As mentioned above, with respect to factors of performance comparison, the optimized working fluid is different. So It is necessary to select the optimized working fluid which is suitable respectively.

# LIST OF FIGURES AND TABLES

## List of figure

Fig 1.1 : Experimental equipment of 20kW OTEC system in Korea(Go-Sung)

Fig 1.2 : Generating system of C-OTEC in Korea

Fig 2.1 : Closed OTEC system

Fig 2.2 : Opened OTEC system

Fig 2.3 : Mixed OTEC system

Fig 2.4 : OTEC system with regenerator

Fig 2.5 : Kalina system

Fig 2.6 : Uehara system

Fig 2.7 : The structure of inner ejector

Fig 2.8 : The change curve of pressure in ejector

Fig 2.9 Three types of working fluids(Dry(a), Isentropic(b), Wet(c))

Fig 3.1 : Schematics of proposed vapor-vapor ejector OTEC system

Fig 3.2 : P-h diagram of proposed OTEC system

Fig 3.3 : The results of system performance with respect to variation of outlet pressure at high turbine

Fig 3.4 : The results of ejector performance with respect to variation of outlet pressure at high turbine

Fig 3.5 : The results of system performance with respect to variation of mass flow ratio of separator

Fig 3.6 : The results of ejector performance with respect to variation of mass flow ratio of separator

Fig 3.7 : The results of system performance with respect to variation of mass flow ratio of separator

Fig 3.8 : The results of ejector performance with respect to variation of mass flow ratio of separator

Fig 3.9 : The results of velocity of working fluid in ejector with respect to variation of mass flow ratio of separator

Fig 4.1 : System efficiency of working fluids comparing with BOTEC

Fig 4.2 :  $APR_e$  of working fluids comparing with BOTEC

Fig 4.3 :  $APR_c$  of working fluids comparing with BOTEC

Fig 4.4 : TPP of working fluids

Fig 4.5 : Mass flow rate of working fluids comparing with BOTEC

Fig 4.6 : The rate of pressure recovery in ejector and rate of increase of system efficiency

### **Table list**

Table 2.1 : Fluid groups of OTEC power cycle used in this study

Table 3.1 Energy balance equation of each components of OTEC power cycle.

Table 3.2 : Analysis conditions of Proposed OTEC power cycle

Table 3.3 : Proposed diameters in ejector

Table 3.4 : The results of performance analysis of R32 proposed OTEC system

Table 4.1 Refrigerants group of Proposed OTEC power cycle

Table 4.2 Thermodynamic and environmental data of the selected fluids

Table 5.1 The results of performance comparison with respect to working fluids in proposed OTEC system

# NOMENCLATURE

## SYMBOLS

$ds$	Difference of entropy	$[J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}]$
$dt$	Difference of temperature	$[K]$
$P_E$	Evaporation pressure	$[kPa]$
$P_C$	Condensation pressure	$[kPa]$
$Q_E$	Evaporation capacity	$[kW]$
$Q_C$	Condensation capacity	$[kW]$
$W$	Net power	$[kW]$
$W_{HT}$	High turbine gross power	$[kW]$
$W_{LT}$	Low turbine gross power	$[kW]$
$W_{P1}$	Pump 1 work	$[kW]$
$W_{P2}$	Pump 2 work	$[kW]$
$W_{P3}$	Pump 3 work	$[kW]$
$m$	Mass flow	$[kg/h]$
$\eta_E$	EOTEC system efficiency	$[\%]$
$\eta_B$	BOTEC system efficiency	$[\%]$
$\eta_T$	Efficiency of turbine	$[\%]$
$\eta_P$	Efficiency of pump	$[\%]$
$h$	Entalpy	$[kJ/kg]$
$P_d$	Discharge pressure of ejector	$[kPa]$
$M_d$	Mass flow rate at Discharge in ejector	$[kg/h]$
$V_d$	Velocity at Discharge in ejector	$[m/s]$
$E$	Efficiency of ejector	$[\%]$
$M_s$	Discharge pressure of ejector	$[kg/h]$
$V_s$	Mass flow rate at Discharge in ejector	$[m/s]$
$M_m$	Velocity at Discharge in ejector	$[kg/h]$
$V_m$	Mass flow rate at Discharge in ejector	$[m/s]$

$A_d$	Area of discharge in ejector	$[m^2]$
$P_s$	Suction pressure of ejector	$[kPa]$
$P_R$	Repulsion pressure	$[kPa]$
$P_A$	Attraction pressure	$[kPa]$
$b$	Size of the hard spheres	$[m^3]$
$g(v)$	Fuction of the molar volume	$[-]$
$T$	Absolute temperature	$[K]$
$T_c$	Absolute temperature at the critical point	$[K]$
$R$	Universal gas constant	$[J/mol \cdot K]$
$V$	Velocity	$[m/s]$
$A$	Area	$[m^2]$
$\rho$	Density	$[kg/m^2]$

### Greek symbols

$\alpha$	Parameter of equation
$\omega$	Acentric factor of the species



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

### 1.1.1 해양온도차 발전시스템

최근 들어, 개발도상국 중심으로 산업 및 경제발전을 위해 무분별한 화석연료 사용이 증가하고 있으며 이로 인해 지구온난화, 오존층 파괴와 같은 심각한 환경문제가 발생하고 있다. 이를 해결하기 위한 방안 중 하나인 해양의 에너지를 이용하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 해양은 지구 표면의 약 75%를 차지하고 있으며, 막대한 청정에너지를 보유하고 있다. 특히 해양으로 흡수되는 태양 에너지는 인간이 소비하고 있는 전체 에너지의 약 4000배에 달할 정도로 엄청난 양이다. 이러한 해양에너지를 이용하는 신재생 에너지시스템은 파력, 조력 등이 있으며 이외에 ‘해양온도차 발전시스템(OTEC)’이 있다. 해양온도차 발전시스템은 표층수와 심층수의 온도 차이를 이용하여 전력을 생산하는 시스템을 의미한다. 해양온도차 발전시스템은 추가적인 동력원이 필요 없으며 연중 일정한 해수의 온도 차로 인해서 안정적인 발전이 가능하다. 또한 에너지원 이용에 있어서 청정성, 부영양화, 고미네랄성 그리고 저온의 심층수를 활용한다는 점에서 많은 기대효과를 가져올 수 있다. 현재 우리나라 뿐만 아니라 일본, 미국, 유럽 등 세계 각지에서 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

## 1.1.2 해양온도차 발전시스템 기술 동향

### 1.1.2.1 국내동향

현재 우리나라는 1960년 이후 산업발전으로 인해 에너지 수요가 급격히 증가하고 있는 추세이다. 하지만 국내의 경우 화석연료의 매장량이 부족하며 이를 보충하기 위해서 외국으로부터의 수입에 대부분 의존하고 있는 실정이다. 이 뿐만 아니라 화석연료의 사용이 증가됨에 따라 환경적인 문제도 계속해서 증가하고 있다. 이를 해결하기 위해서 신재생에너지원에 대한 관심이 날로 높아지고 있다. 신재생에너지원 중 하나인 해양온도차 발전시스템(OTEC) 기술에 대한 연구가 진행 중이다. 하지만 해외에 비해서 국내의 OTEC 기술은 아직 미흡한 실정이며, OTEC 시스템을 상용화하기 위한 연구가 본격적으로 시작되었다.[1]

최근에는 한국전력을 주축으로 'C-OTEC' 발전설비를 준공하였다. 'C-OTEC'이란 기존 해양온도차 발전방식이 우리나라와 같은 중위도 지역에서는 표층수의 온도가 높아지는 여름철에 운전이 가능하다는 문제점을 해결하기 위해 추진된 것으로 해양 표층의 고온수 대신 발전과정에서 발생하는 열에너지는 활용하는 시스템이다.[2] 한국전력은 지난 1월 동해안 영동 화력발전소에 10kW급 Pilot Plant 설치를 완료하고 현재 시운전 중이며 2015년 3월까지 실증 설비 운전을 마칠 계획이다. 또한 실증과정을 거쳐 영동화력발전소 1호기에 1MW급 C-OTEC을 적용할 경우, 연간 14억 가량의 경제적 효과가 있을 것으로 내다보고 있다.

또한 2010년부터 한국기계연구원과 해양연구원이 공동으로 개발해온 20kW급 해양온도차 발전시스템을 동해안에 설치하여 실증실험을 실시

하고 있다.

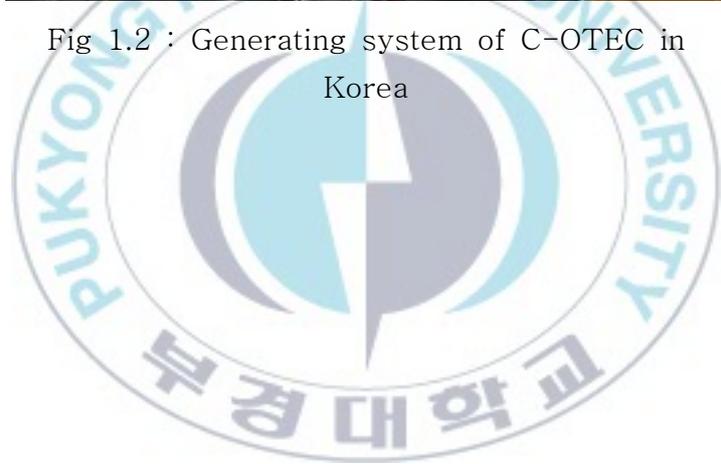
이처럼 동해안을 중심으로 활발히 해양온도차 발전에 관한 연구가 진행되고 있으며, 앞으로도 시스템의 효율을 개선하기 위해서 다양한 실험이 이루어 질 것이다.[3]



Fig 1.1 : Experimental equipment of 20kW OTEC system in Korea(Go-Sung)



Fig 1.2 : Generating system of C-OTEC in Korea



### 1.1.2.2 국외동향

우리나라보다 앞서 세계의 선진국들을 중심으로 해양온도차 발전시스템의 실증화 실험 및 실제 가동을 하는 등 활발히 연구가 진행되고 있다. 미국은 80년대 초에 이미 160 kW급의 해양 온도차 발전에 대한 실증 실험을 마쳤으며 하와이에는 50 kW급 발전소가 가동 중이며 10만 kW급의 대규모 발전소가 건설되고 있다. 또한 2000년부터 해양 온도차 발전을 통해 일부 연안지역에 전력을 공급하고 있다.

일본은 1000 kW급 해양온도차 발전시스템에 대한 실증 실험을 수행하여 동남아 국가에 관련 기술을 수출하고 있다.

프랑스는 남태평양의 타히티 섬에 5000 kW급 해양온도차발전소 건설을 계획하고 있고 핀란드, 스페인과 공동으로 저온도차 OTEC 시스템을 이용한 해수 담수화 장치 개발을 추진하고 있다. 네덜란드도 80년대 후반부터 개발에 착수하여 인도네시아의 발리 섬에 250 kW급 발전소 건설을 추진 중이며 영국은 10 MW급 해상 발전소 건설 사업을 추진하고 있다.[4]

이와 같이 국외의 해양온도차발전과 관련된 연구는 활발히 진행되고 있으며, 이미 실증화 실험을 거쳐 기술을 수출하는 단계까지 이르렀다.

## 1.2 종래 연구

1.1.2절 국내 및 국외 동향에서 언급한 바와 같이 해양온도차 발전시스템에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 하지만 국내의 경우 시작 단계로 사이클 설계 및 작동유체 선정에 관한 연구가 미흡한 상태이다. 본 연구는 전술한 두 가지 내용에 관한 내용을 포함하고 있으며, 관련 종래 연구를 살펴보면 다음과 같다.

우선 Yoon 등[5-7]은 재생기와 냉각기를 설치한 고효율 해양온도차 발전시스템에 대해 제안을 하고, 이에 대한 성능 분석을 실시하였다. 재생기를 이용하여 증발기의 입구 측에 설치함으로써 증발열량을 감소시켜 효율을 증가시키고자 하였다. 또한, 아임계 상태에서 작동하는 해양온도차 발전시스템에 다양한 작동유체를 적용하여 작동유체 간 성능 비교를 하였다. 이외에도 이젝터를 응축기 입구 측에 설치하고, 유량비와 이젝터의 구경크기를 조절함으로써, 최적화되는 과정에 대한 초기연구를 진행하였다. Xinguo Li 등[8-9]은 Kalina cycle의 응축기 입구 측에 이젝터를 설치하였으며, 이젝터의 효과에 따른 시스템 효율에 대한 연구를 진행하였으며, 기본 해양온도차 발전시스템에 비해 터빈의 발전량을 증가 하는 결과를 나타냈다. 또한 초임계 유기랭킨사이클에 터빈의 출구와 응축기 사이에 이젝터를 설치에 따른 터빈의 발전량의 변화에 대해서 연구하였다. 이젝터를 설치한 초임계 유기랭킨사이클에서 터빈의 발전량이 가장 높았으며, 이젝터를 설치하는 것이 설치하지 않은 것에 비해 효과가 있음을 서술하였다.

Huang 등[10]은 이젝터를 설치한 ORC 장치를 구성하고, 이젝터 내

부의 노즐의 구경비(면적비)와 이젝터로 유입되는 유량의 비율에 대한 상관관계와 이젝터의 성능에 대한 기초자료를 제공하였다.

이상의 종래연구는 해양온도차 발전시스템의 효율을 개선시키기 위한 방안 및 효율 개선을 위한 방안으로 이젝터를 설치함으로써 발전시스템의 효율 상승효과에 대한 내용이다.

다음으로는 작동유체 선정에 관한 종래연구이다. 우선 Yoon 등[11]은 다양한 작동유체를 이용하여 20kW급 해양온도차 발전사이클의 성능을 분석하였다. 본 종래연구에서는 단일냉매 15종과 혼합냉매 16종을 적용하여 발전사이클의 성능을 비교하였으며, 시스템 효율 측면에서 R32/R152a(87:13)이 가장 높았다. 그리고 터빈의 발전량과 펌프의 소요 동력의 비율을 나타내는 TPP를 새롭게 제안하였으며, TPP의 경우 R32/R134a(70:30)이 가장 적합하였다. 발전시스템의 효율과 발전량과는 일정한 연관성이 없으며 증발열량, 필요 작동유체유량 등을 고려하여 적합한 작동유체 선정이 필요함을 언급하였다. Hung 등[12]과 Athanasios 등[13]은 기본 해양온도차 발전시스템에 다양한 작동유체를 적용하여 각 작동유체별 물성치에 따른 성능에 대해 분석하였다.

이상의 종래연구는 해양온도차 발전시스템에 다양한 작동유체를 적용하여 각 요소별 성능비교에 관한 것이다.

본 두 가지 부분에 대한 종래연구를 참고하여 본 연구를 진행하였다.

### 1.3 연구 목적

해양온도차 발전시스템은 표층수와 심층수의 약 20°C의 온도 차에서 발전을 해야하기 때문에 효율이 다소 낮은 경향이 있다. 시스템 효율을 높이기 위해 많은 연구가 전 세계적으로 진행되고 있으며, 특히 열역학적으로 성질이 우수한 작동유체 선정이 중요한 과제로 부각되고 있다.

우선 본 연구에서는 기본 해양온도차 발전시스템의 효율을 개선하기 위해 응축기 입구 측에 증기-증기 이젝터를 설치하였다. 증기-증기 이젝터를 적용함으로써 응축압력 이하에서 운전이 가능하며 이로 인해 터빈의 발전량을 기존 대비 증가시킬 수 있어 효율 개선이 가능하다. 또한 같은 터빈 발전량일 경우 전체 작동유체의 유량 및 열교환기의 크기를 줄일 수 있다.

따라서, 본 논문의 목적은 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템의 내부압력, 증기-증기 이젝터로 유입되는 유량비, 증기-증기 이젝터의 구경 등을 변화시켜가면서 최적화 과정을 이루고, 다양한 작동유체를 적용하여 최적의 작동유체를 선정하는 것이다. 이를 위해서 공용 프로그램인 HYSYS[14]를 이용하여 제안하는 해양온도차 발전시스템을 설계하고 단일냉매(6)와 혼합냉매(6)에 따른  $APR_e$ ,  $APR_c$ , TPP, 전체작동유체 유량, 시스템 효율 등을 성능 비교 요소로 선정하여 각 요소별로 분석하였다.

## 제 2 장 연구관련 기본 이론

### 2.1 해양온도차 발전시스템의 종류

종래에 다양한 해양온도차 발전시스템이 제안되었으며 그 종류는 다양하다. 밀폐형, 개방형, 재생식 해양온도차 발전시스템[15], Kalina[16], Uehara[17] 등이 있다.

#### 2.1.1 밀폐형 해양온도차 발전시스템

밀폐형 해양온도차 발전시스템은 랭킨사이클(Rankine cycle)을 적용한 형태로 증발기, 터빈, 응축기, 펌프 4행정으로 구성되어있다. 사용되는 작동유체는 대기압 하에서 증발이 잘 이루어져야하고 환경적으로 무해하여야한다. 증발기에서 유입된 작동유체는 고온의 표층수와 열교환하여 기화한다. 기화된 작동유체는 터빈으로 유입이 되는데 터빈에 연결된 발전기(Generator)를 통해 전력을 생산한다. 터빈을 통과한 작동유체는 응축기로 유입되어 저온의 심층수와 열교환하여 액화된다. 이때 액화된 작동유체는 펌프를 통해서 증발압력까지 가압되는 사이클을 기본 밀폐형 해양온도차 발전시스템이라고 한다.

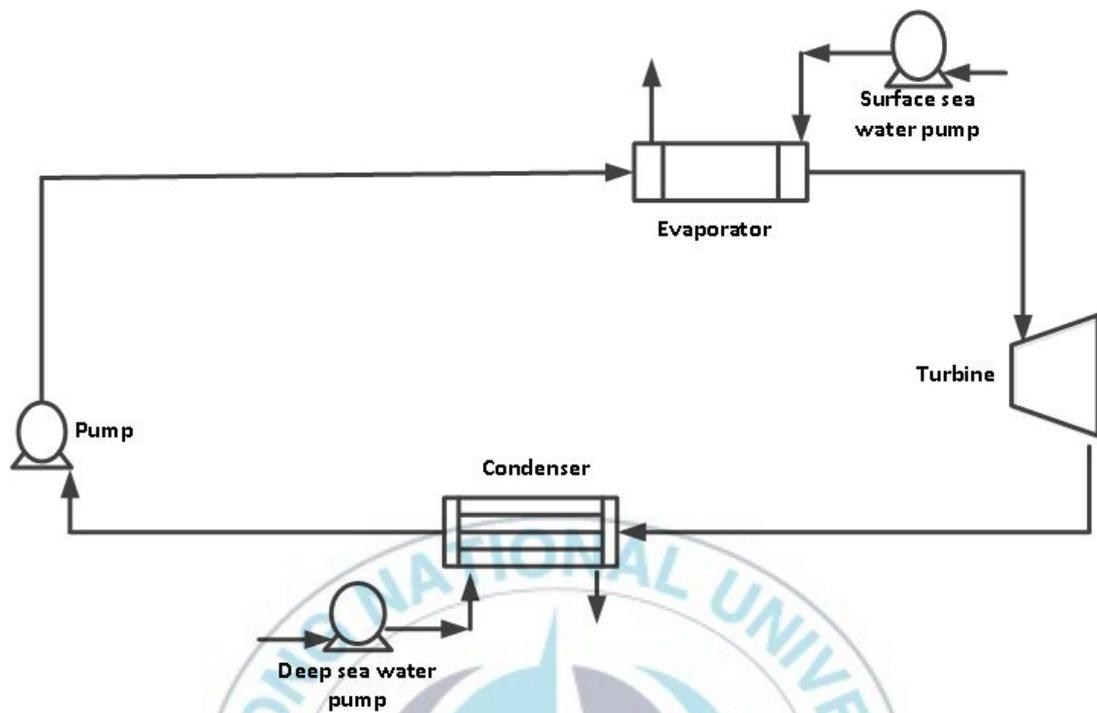


Fig 2.1 Closed OTEC system

### 2.1.2 개방형 해양온도차 발전시스템

개방형 해양온도차 발전시스템은 기본 해양온도차 발전시스템과의 차이점은 해수 자체를 작동유체로 이용하는 것이다. 증발기로 유입된 해수는 증기압 이하로 유지되어 증발하여 터빈을 통해 팽창한 후 응축한다.

작동유체를 해수로 이용하고 증발압력과 응축압력 간의 압력 차이가 밀폐형 해양온도차 발전시스템에 비해 작기 때문에 밀폐형에 비해서 효율이 다소 낮다. 하지만 담수생산과 발전을 동시에 한다는 장점이 있다.

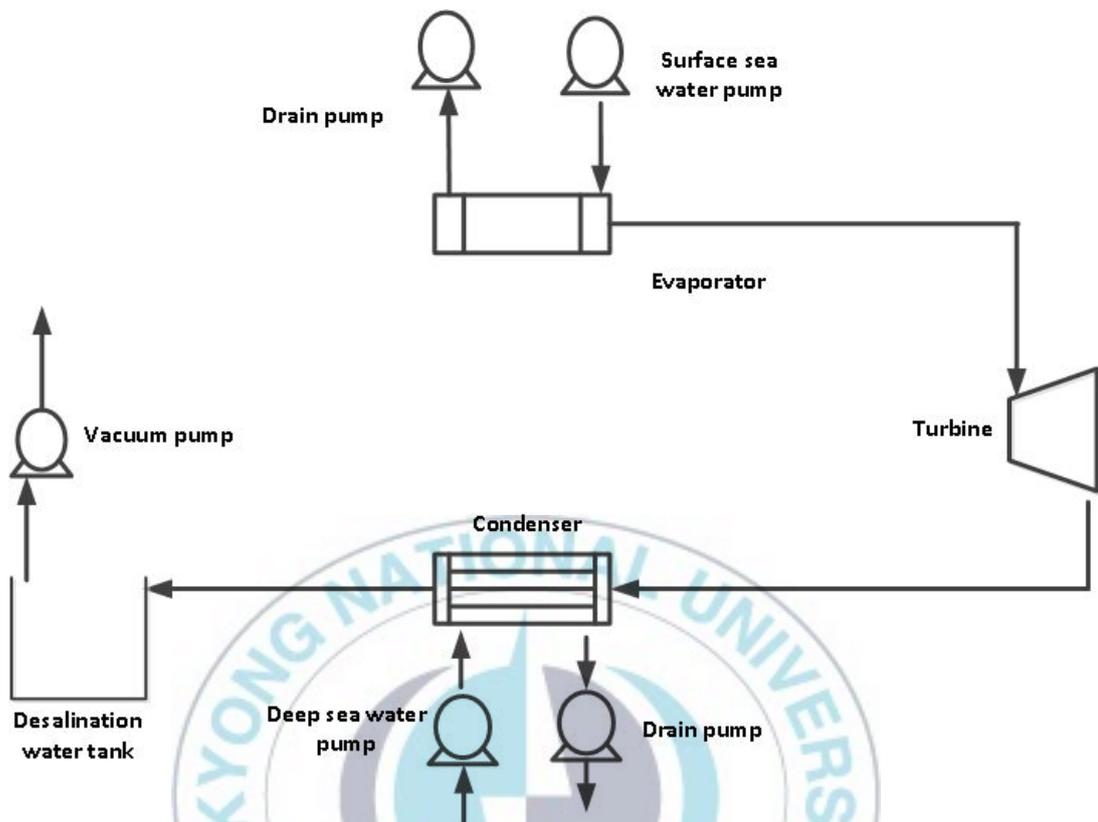


Fig 2.2 Opened OTEC system

### 2.1.3 혼합형 해양온도차 발전시스템

혼합형 해양온도차 발전시스템은 밀폐형과 개방형 해양온도차 발전시스템을 혼합한 형태로서, 담수생산과 효율향상을 동시에 이루기 위해 만들어졌다. 표층수가 증발기 내에서 작동유체와 열교환을 한 후 기화기로 유입되어 담수를 생산하는 시스템이다. 기화기로 유입되지 않은 작동유체는 터빈으로 유입되어 발전기로부터 전력을 생산한다.

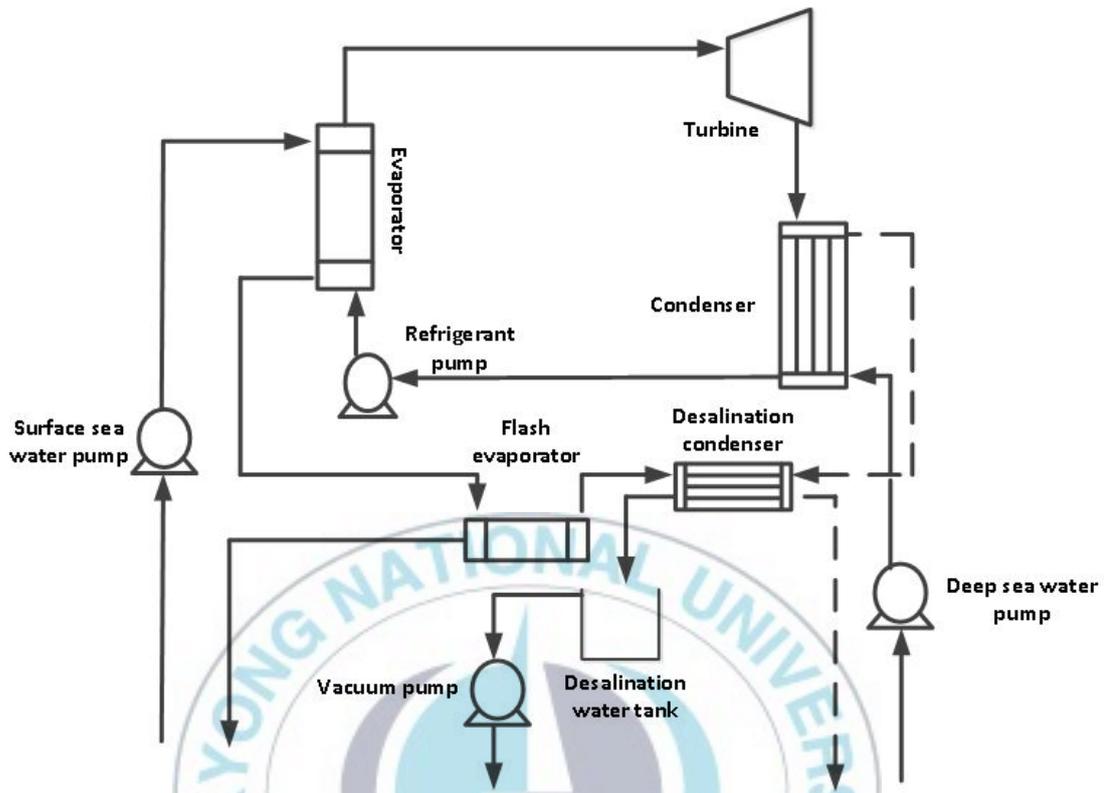


Fig 2.3 Mixed OTEC system

#### 2.1.4 재생식 랭킨 사이클

재생식 랭킨 사이클은 기본 밀폐형 해양온도차 발전시스템과 유사하지만, 터빈으로 유입된 증기의 일부를 중간 단계에서 바이패스(Bypass)하여 재생기(Regenerator)를 통해 증발기로 유입되는 작동유체의 온도를 상승시키는 것이다. 이는 터빈에서 전력을 생산하기 위해 필요한 증발열량을 감소시키기 때문에 해양온도차 발전시스템의 효율을 증가시킬 수 있다.

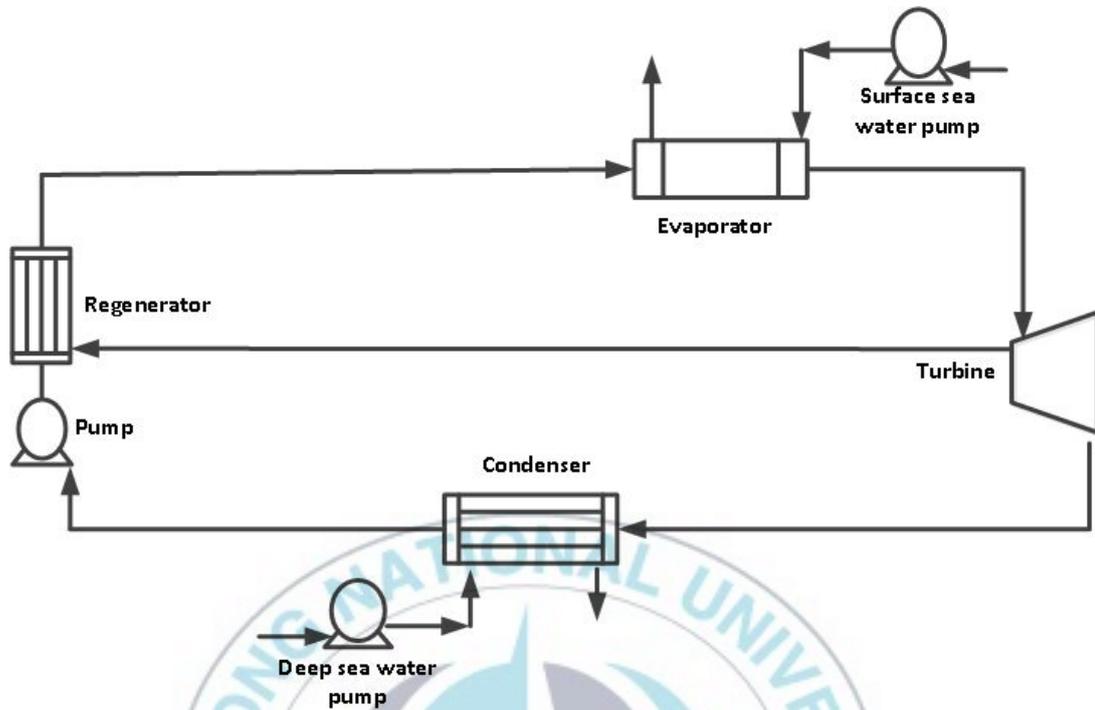


Fig 2.4 OTEC system with regenerator

### 2.1.5 Kalina 사이클

Kalina는 기본 해양온도차 발전시스템에서 변형된 시스템으로 암모니아와 물을 혼합한 작동유체를 사용하는 것이 특징이다. 또한 기본 해양온도차 발전시스템에 4 요소인 증발기, 터빈, 응축기, 펌프 외에 재생기, 팽창밸브, 분리기 그리고 혼합기 등이 추가적으로 설치된다.

사이클 작동원리는 다음과 같다. 우선, 증발기에서 암모니아-물 혼합 작동유체를 가열하여 분리기로 보낸다. 이후 포화증기와 포화액체로 분리가 되는데 이때 포화증기는 터빈으로 보내 발전하며, 흡수기로 이동한다. 포화액체는 재생기로 유입되어 응축기에서 응축된 작동유체와 열교

환하여 팽창밸브를 통해 감압되어 흡수기로 유입된다. 이후에 터빈을 통과한 증기와 혼합되어 응축기로 이동한다. 응축기에서 응축된 혼합유체는 펌프에서 가압되어 재생기로 유입된다. 재생기에서는 분리기를 통해 분리된 포화액체와 열교환을 하게 되는데 이때 증발기로 유입되는 작동유체의 온도를 상승시키므로 증발열량을 감소시킬 수 있다.

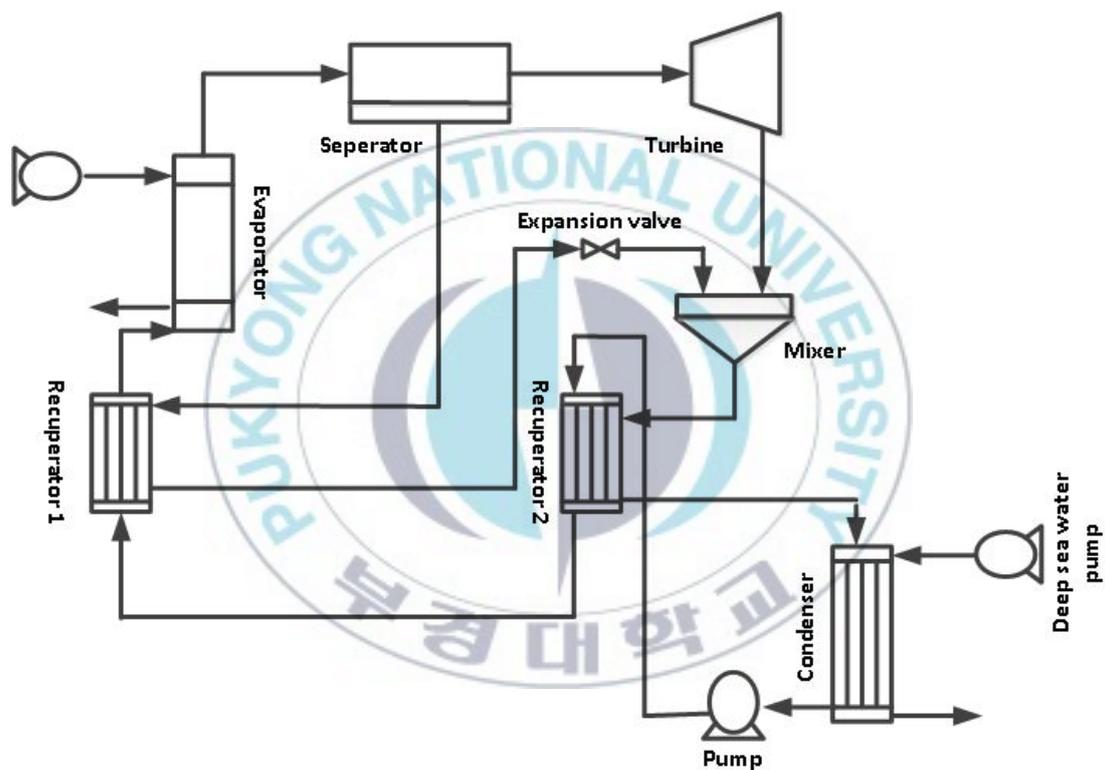


Fig 2.5 Kalina system

## 2.1.6 Uehara 사이클

Uehara 사이클은 Kalina 사이클과 유사한 구성을 가지고 있지만 다른 점이 있다면 다단터빈을 적용하였다는 점이다. 또한 기액분리기를 통과한 지점에 재열기를 2개 설치하여 증발기 입구로 유입되는 온도를 증가시켜 증발열량을 감소시켰다. 해양온도차 발전시스템의 효율의 경우 증발열량이 감소하고 터빈의 생산일량이 증가하게 되면 효율이 상승되므로 Kalina 사이클에 비해 효율이 상승하도록 설계된 시스템이다.

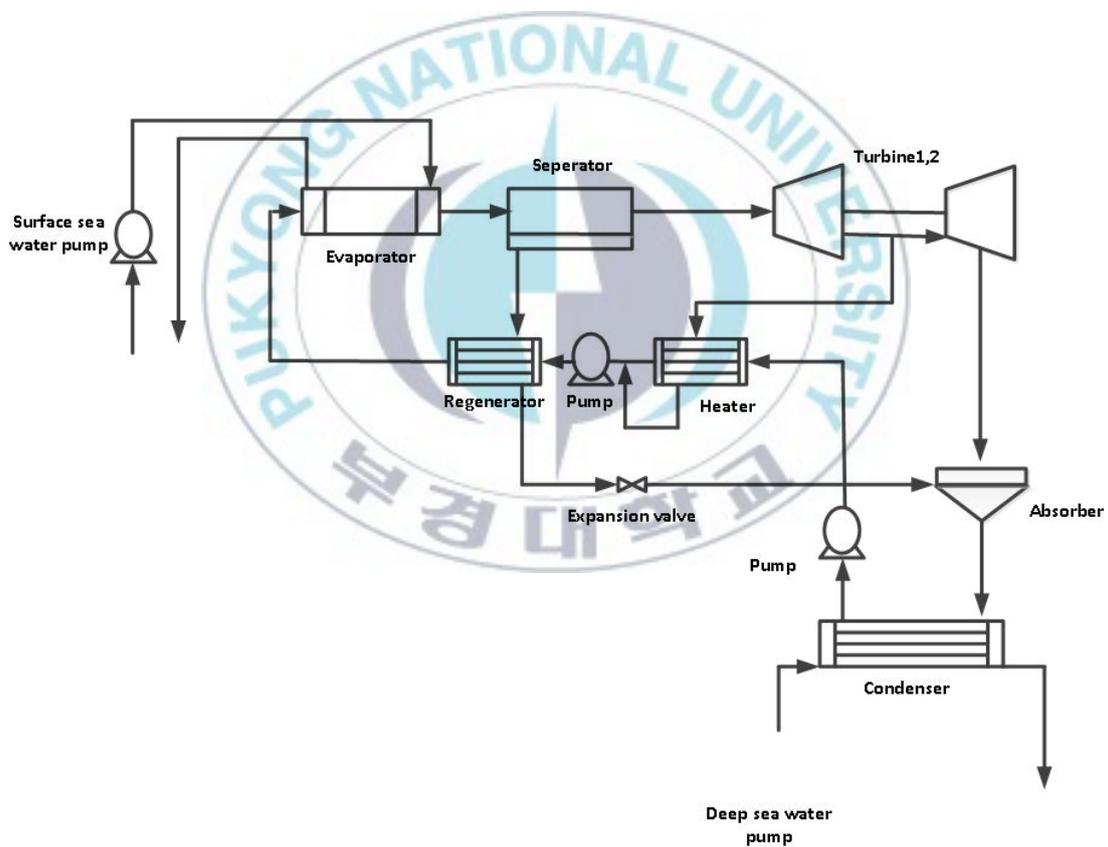


Fig 2.6 Uehara system

## 2.2 이젝터

본 논문에서 해양온도차 발전시스템의 터빈 발전량을 기본대비 상승하기 위해서 응축기 입구 측에 이젝터를 설치하였다. 이젝터는 고압의 유체를 노즐을 통과하게하면 속도가 상승하게 되는데 이때 저압 측의 유체가 유입되어 혼합되어 분출되는 기기이다. 대개의 경우 이젝터는 1차 구동노즐과 혼합부, 디퓨저로 구성되어있으며 1차 구동 노즐을 통과한 고속의 유체는 2차 측 유체를 혼합부로 흡입하여 2차 유체의 압력을 변화시켜 디퓨저로 송출되는 일종의 유체 펌프이다. 이젝터의 경우 1차 유체와 2차 유체의 운동량 교환으로만 작동하기 때문에 이젝터 전체의 성능이 다소 낮은 경향이 있다. 하지만 이젝터는 구조가 간단하며 고장이 나지 않아서 유지 및 보수하는 경우가 거의 없다. 또한 대용량의 유체를 압축, 수송할 수 있어 항공기, 각종 플랜트시설, 공조시설, 화학공정 등에 널리 활용되고 있다. [18]

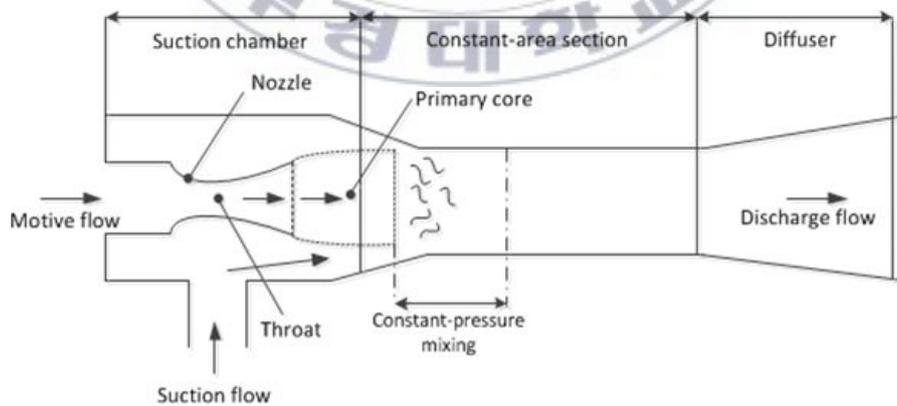


Fig 2.7 : The structure of inner ejector

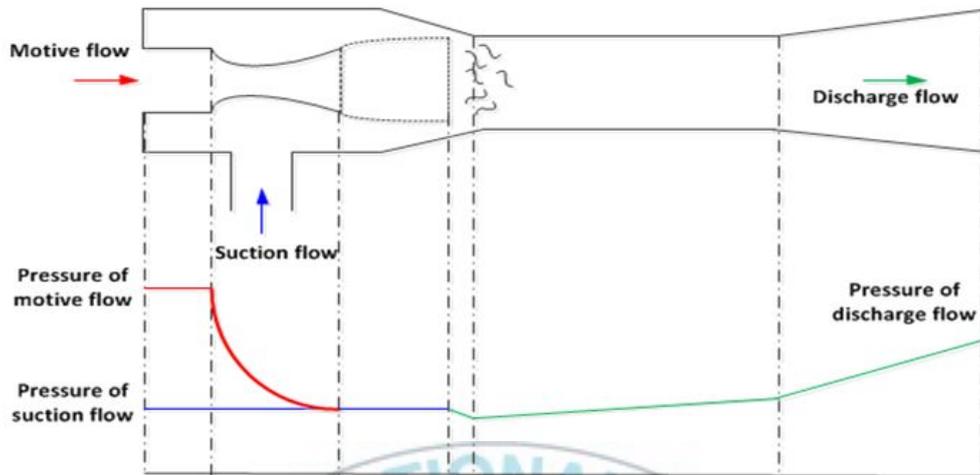


Fig 2.8 : The change curve of pressure in ejector

그림 2.7에서 1차 유체(Motive flow)가 이젝터로 유입되어 노즐(Nozzle)을 통과하여 노즐 밖으로 분출이된다. 이때 1차 유체의 유속이 증가하여 압력이 강하되는데 이때 2차 유체(Suction flow)를 유입된다. 유입한 2차 유체는 1차유체와 Constant-pressure mixing 부분에서 혼합된 뒤 디퓨저(Diffuser)로 분출된다. 이때 그림 2.8처럼 디퓨저로 분출되는 유체의 압력은 1차 유체의 압력보다는 낮게 2차 유체의 압력보다는 높다. 1차 유체의 운동량이 2차 유체의 운동량과 교환하면서 2차 유체의 압력을 상승시킨다. 운동량변화만을 통해서 2차 유체의 압력을 상승하기 때문에 펌프처럼 추가적인 소요 동력이 필요 없지만 효율이 낮다.

이젝터의 설계에 있어서는 내부 노즐의 구경, 이젝터의 길이, 내부로 흡입되는 유체의 속도, 유량 등의 다양한 요소를 고려해야하기 때문에 제대로 된 설계를 위해서는 상당한 연구가 필요하다.

## 2.3 열역학 모델식

### 2.3.1 상태방정식

해양온도차 발전시스템의 성능분석을 위해 시뮬레이션 할 경우에는 대상공정과 근접하게 모사하는 것이 매우 중요하며, 이에 올바른 열역학 모델식 선정은 필수적이다. 특히 잘못된 모델식을 선정할 경우 열역학적 측면에서 봤을 때, 열교환기의 사이징을 목표에 비해서 크거나 혹은 작게 선정할 경우가 발생할 수 있으며 실제로 장치를 구동할 시, 오차율이 크게 발생하는 요인으로 작용할 수 있다. 따라서 열역학 모델식을 선정하는 부분에 있어서 본 연구에 적용하는 작동유체의 어떤 성질을 지니고 있는 지에 대한 우선적으로 연구가 필요하다. 본 연구에서는 할로카본계, 탄화수소계, 혼합냉매 등 여러 가지 성분들이 혼합된 작동유체를 적용하여 해양온도차 발전시스템의 성능을 분석하는 것으로 이에 적합한 상태방정식 선정하였다.

### 2.3.2 상태방정식 선정

2.3.1에서 언급한 바와 같이 본 연구에서는 할로카본계, 탄화수소계, 혼합냉매 등 다양한 작동유체를 해양온도차 발전시스템에 적용하여 성능을 분석하였다. 이에 적합한 상태방정식은 Peng-Robinson로 이는 혼합물에 대한 상평형 계산과정에 있어서 성분 간의 상호작용 관계가 포함되어있다. Peng-Robinson 식은 다음과 같다. [19]

$$P = P_R + P_A \quad (2.1)$$

$$P_R = \frac{R \cdot T}{v - b} \quad (2.2)$$

$$P_A = -\frac{a}{g(v)} \quad (2.2)$$

$$P = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a \cdot \alpha}{v(v + b) + b(v - b)} \quad (2.4)$$

여기서,

$$a = 0.45724 \frac{R^2 \cdot T_c^2}{P_c} \quad (2.5)$$

$$b = 0.07780 \frac{R \cdot T}{P_c} \quad (2.6)$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (2.7)$$

본 상태방정식에는 입자의 구의 크기, 몰입자, 입자 간의 흡입력, 절대 온도 그리고 임계점에서의 절대온도 등의 정보가 포함되어 있어 본 시뮬레이션 상에서 다양한 작동유체에 대한 정보를 통해 성능비교 시에 적합한 상태방정식이라 할 수 있다.



## 2.4 작동유체의 종류 및 특성

해양온도차 발전시스템은 작동유체를 증발기에서 기화시켜서 터빈으로 유입되어 발전하는 시스템이다. 이때 작동유체 선정은 해양온도차 발전 시스템의 성능뿐만 아니라 환경성, 경제성에도 영향을 미치기 때문에 중요한 요소이다.

해양온도차 발전시스템 작동유체의 선정기준은 사용온도 범위에서 적절한 증기압이 되어야한다. 증발기로 유입되는 작동유체의 온도는 표층수 측 온도를 고려하여 대략적으로  $24^{\circ}\text{C}$ 이므로 증발기 통과된 이후에 포화증기 또는 과열증기 상태가 이루어져야한다. 터빈으로 유입되기 위해서는 비등점이  $24^{\circ}\text{C}$  이하 이어야한다. 만약  $24^{\circ}\text{C}$ 에서 포화증기 상태이 지 못할 경우에는 증발기에서 과열도를 주게 되므로 증발기의 크기가 커지게 되어 시스템의 효율 저하의 원인이 된다.

열교환기의 열전달 성능 향상과 사이즈를 감소시키기 위해서 작동유체의 밀도가 높아야한다. 밀도가 높을수록 시스템을 소형화(Compact)시킬 수 있다.

작동유체는 선도 상의 포화증기선 모양에 따라서 크게 3가지 종류가 나뉘어진다. 그림 2.5와 같이 T-S 선도에서 포화증기선이 (+)인 경우에는 Dry(건조)한 작동유체이고, (-)인 경우에는 Wet(습)한 작동유체이며 포화증기선이 등엔트로피선과 일치하는 경우 Isentropic(등엔트로피)한 작동유체로 분류되며 표 2.1은 Dry, Isentropic, Wet 계열별 대표 작동유체들이다. [20]

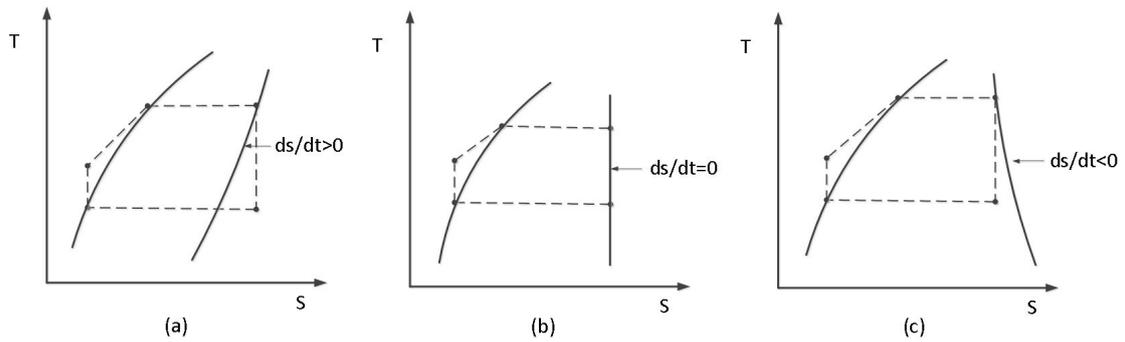


Fig 2.9 Three types of working fluids(Dry(a), Isentropic(b), Wet(c))

Table 2.1 : Fluid groups of OTEC power cycle used in this study

Dry fluids	Isent fluids	Wet fluids
R22, R600a	R245fa, R134a, R125	R717, R290, R1270, R744, R410A, R404A, R500, R507A, R32, R152a

# 제 3 장 이젝터와 분배기를 이용한 해양온도차 발전시스템

## 3.1 본 시스템의 소개 및 특징

본 해양온도차 시스템은 증기-증기 이젝터를 적용한 고효율 해양온도차 발전시스템으로 개략도는 그림 3.1과 같다. 그림 3.1에서 알 수 있듯이 본 시스템은 기본 해양온도차 발전시스템의 구성요소인 증발기, 터빈, 응축기, 펌프 이외에 증기-증기 이젝터, 다단펌프, 혼합기 등으로 구성되어 있다. 우선 증발기 출구 측에 있는 고단터빈 이후에 기액분리기가 설치되어 있다. 터빈을 통과 후 작동유체는 과열 증기 상태에서 액-증기 상태로 바뀐다. 액이 증기-증기 이젝터와 저단터빈으로 유입되는 것을 방지하기 위해서 기액분리기를 설치하였으며, 기액분리기를 통해 분리된 액은 펌프1을 통해 증발기 입구 측으로 이동한다. 그리고 기액분리기를 통과한 증기는 적절한 유량비로 분리되어 저단터빈과 증기-증기 이젝터로 유입된다. 저단터빈 이후의 액-증기 상태의 작동유체는 고단터빈 측에 설치된 기액분리기와 동일한 방식으로 액과 증기가 분리되어 액은 펌프 2를 통해 증발기 입구 측으로 유입되고 증기는 증기-증기 이젝터로 유입된다. 증기-증기 이젝터 내부에서 압축과 팽창과정을 거쳐 응축기 측으로 유입된다. 유입된 작동유체는 펌프 3을 통해서 증발기 입구 측으로 이동하여 혼합기에서 펌프 1과 펌프 2로부터 승압된 작동유체와 혼합되어서 증발기로 유입되는 시스템이다.

본 시스템의 특징은 터빈을 통과하고 난 이후에 기액분리기를 통해 액을 펌프로 미리 증발기 측으로 이동하게 되는데 이때 응축기 측으로 유입되는 작동유체의 유량이 감소하게 되어 응축기의 크기를 줄일 수 있다. 또한 중간 펌프를 통해 미리 증발압력까지 가압된 작동유체로 인해 증발기 입구 측으로 유입되는 작동유체의 온도가 소폭 상승하여 증발기의 크기를 다소 줄일 수 있는 장점이 있다. 또한 고단터빈의 출구 측에 유량을 분리하여 터빈과 증기-증기 이젝터로 유입이 가능하도록 구성이 되어있어 저단터빈과 증기-증기 이젝터로 유입되는 유량비 조절이 가능하다. 그리고 응축기 입구 측에 증기-증기 이젝터를 설치하여서 응축압력 이하까지 운전이 가능하기 때문에 터빈의 발전량을 증기-증기 이젝터를 사용하지 않은 시스템에 비해서 증가시킬 수 있다. 반대로 터빈의 발전량을 동일한 상태에서 타 해양온도차 발전시스템과 비교할 경우, 작동유체의 유량을 감소시킬 수 있으며 증발기와 응축기의 크기를 소형화시킬 수 있다.

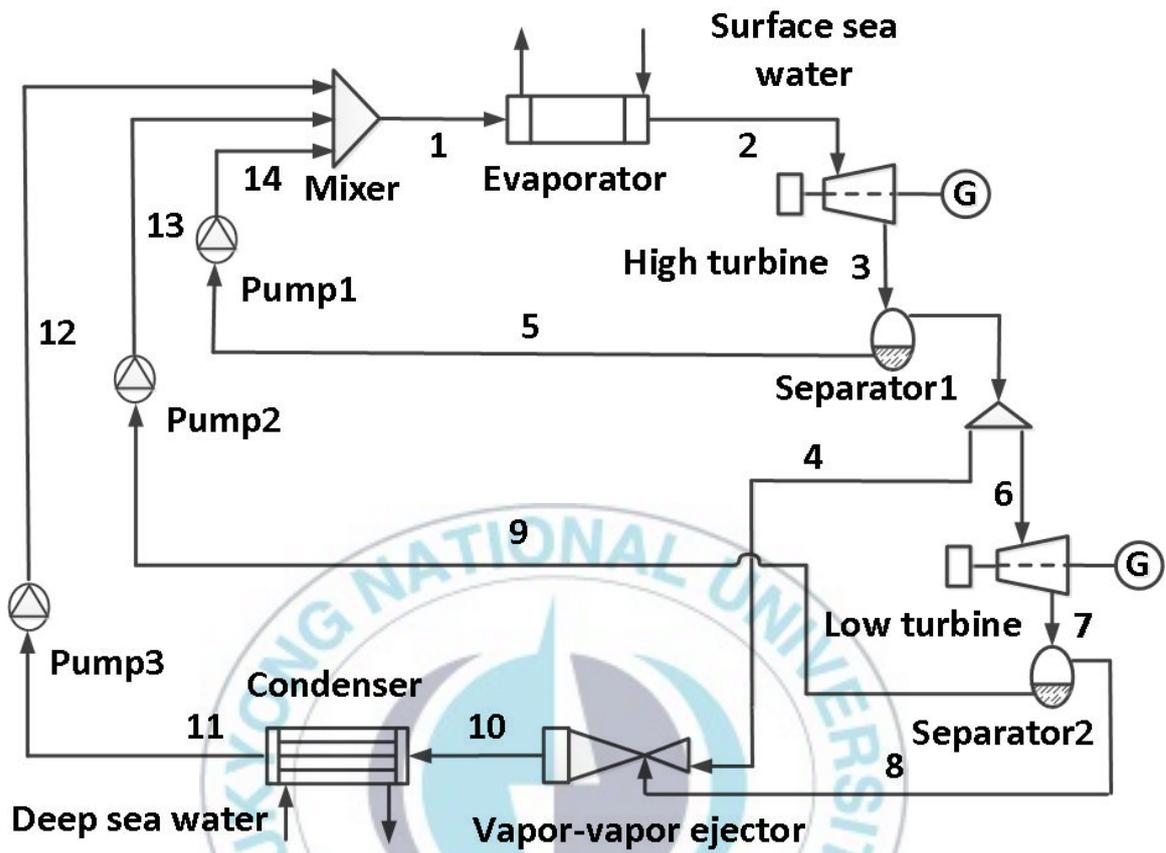


Fig 3.1 : Schematics of proposed vapor-vapor ejector OTEC system

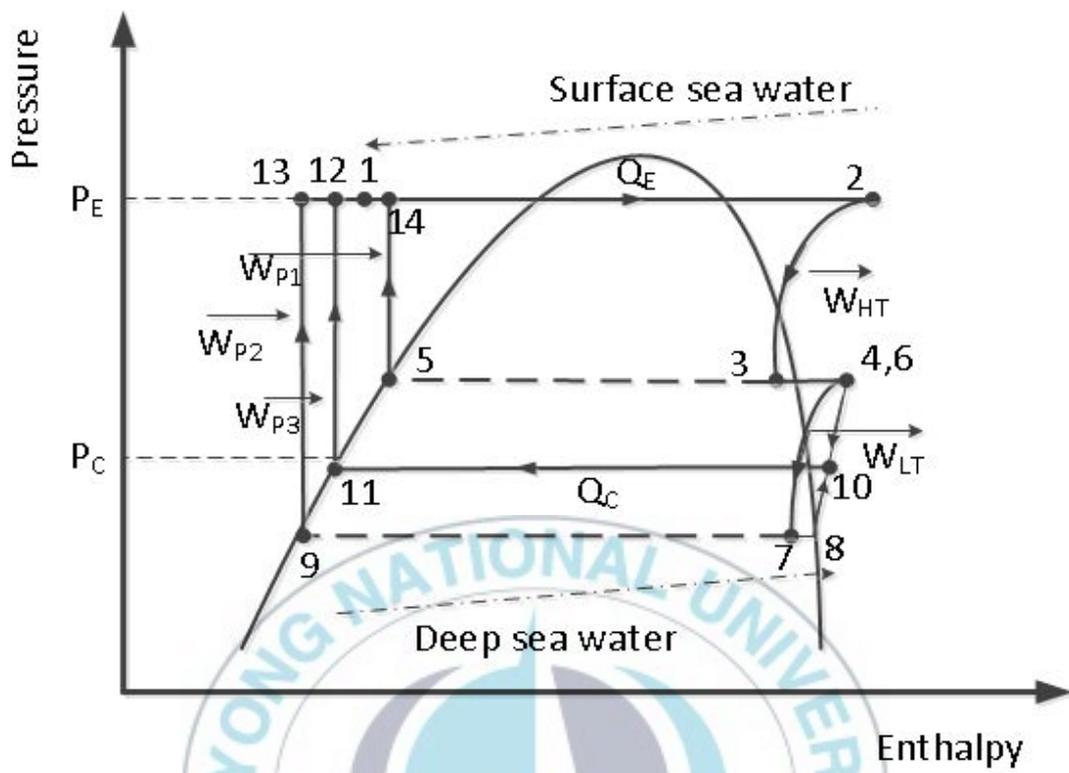


Fig 3.2 : P-h diagram of proposed OTEC system

### 3.2 성능분석

증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템을 최적화시키기 위해 성능 분석을 이루었다. 성능 분석을 위해 공용프로그램인 HYSYS를 이용하였다. 제안한 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 포함된 구성기기의 식은 표 3.1의 식으로 계산하였다.

Table 3.1 Energy balance equation of each components of OTEC power cycle.

Component	Energy	Mass
Evaporator (1→2)	$Q_e = m(h_2 - h_1)$	$m1=m2$
High turbine (2→3)	$W_{HT} = m(h_2 - h_3)\eta_t$	$m2=m3$
Low turbine (6→7)	$W_{LT} = m(h_7 - h_6)\eta_t$	$m7=m6$
Pump 1 (5→14)	$W_{P1} = m(h_{14} - h_5)/\eta_p$	$m14=m5$
Pump 2 (9→13)	$W_{P2} = m(h_{13} - h_9)/\eta_p$	$m13=m9$
Pump 3 (11→12)	$W_{P3} = m(h_{12} - h_{11})/\eta_p$	$m12=m11$
Vapor-vapor ejector (4,8→10)	$P_d = (M_d \cdot V_d \cdot E - M_s \cdot V_s - M_m \cdot V_m)/A_d/1000 +$ $= m10$	$m4+m8$ $= m10$
Condenser (10→11)	$Q_C = m(h_{10} - h_{11})$	$m10=m11$

성능 분석에 필요한 요소로는 총 3가지로, 고단터빈의 출구압력, 분배기를 통한 유량비, 증기-증기 이젝터의 구경비이다. 표 3.2는 본 시스템의 성능분석을 위해 초기 해양온도차 발전시스템에 적용한 조건이다.

우선 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템의 고단터빈

출구압력을 변화시켜가며 분석하였다. 증발압력과 응축압력을 고려한 압력범위 내에서 시스템 효율과 터빈 발전량 측면에서 가장 적합한 고단터빈의 출구압력을 결정한 이후 분배기의 유량비를 조절한다. 이때 유량은 0.1 비율로 증기-증기 이젝터로 유입되는 유량을 조절하여 최적의 유량비를 찾는다. 마지막으로 증기-증기 이젝터의 노즐의 구경을 조절하는데 이때 구경비 설정 기준은 유량의 속도를 30 ~ 60m/s가 되도록 하여 설정한다. 유량의 속도는 증기-증기로 유입이 될 경우 초킹(Choking) 현상을 방지하기 위함으로 설정되었다. 구경은 5가지로 나뉘어 10mm씩 변화시켜가며 분석하였다. 이때 유량의 속도에 적합하면서 발전시스템의 효율이 최대가 되는 구경비를 선정한다.



Table 3.2 Analysis initial conditions of Proposed OTEC power cycle

Variable	Value
Working fluid	R32
Gross power of Turbine (kW)	20
Inlet temperature of deep sea water (°C)	5
Temperature difference of deep sea water (°C)	5.8
Inlet temperature of surface sea water (°C)	26
Temperature difference of surface sea water (°C)	3
Efficiency of turbine (%)	80
Efficiency of working fluid pump (%)	65
Heat exchanger LMTD (°C)	3.5
Pressure drop in heat exchanger(Working fluids/ Water)(kPa)	10/50
Initial diameter of ejector (Motive/Suction/Discharge) (mm)	50/50/50
Initial flow ratio of separator	0.5/0.5

### 3.2.1 고단터빈의 출구압력 변화

증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템의 고단터빈 출구압력을 변화시켜 증발열량, 펌프일량, 시스템 효율 및 이젝터의 성능을 분석하였다. 표 3.2의 조건에 적합한 R32용 해양온도차 발전시스템의 증발압력은 1,592kPa이며, 응축압력은 1,196kPa이므로, 증발압력과 응축압력의 사이의 압력범위에서 고단터빈의 출구압력을 조정하였으며, 증발압력과 응축압력을 고려하여 본 연구에서 설정한 압력범위는 1200kPa ~ 1500kPa이다. 그림 3.3은 고단터빈의 출구압력에 따른 시스템효율, 펌프일량, 증발열량을 나타낸 것이다. 터빈의 발전량은 표 3.2에서 20kW로 고정이므로, 터빈 발전량은 제외하였다. 고단터빈의 출구압력을 1200kPa에서 1500kPa까지 50kPa씩 변화시켰을 경우 고단터빈의 출구압력이 1200kPa일 때 시스템 효율이 가장 높았으며 1200kPa에서 고단터빈의 출구압력이 상승할 경우, 시스템 효율이 감소되는 경향을 보였다. 따라서 시스템 효율 측면에서 가장 적합한 고단터빈의 출구압력은 1200kPa이다.

그림 3.4는 본 시스템에 적용한 증기-증기 이젝터의 내부 압력 및 이젝터의 성능을 나타낸 것이다. 이젝터의 성능을 나타내기 위해 Pressure drop이라는 개념을 사용하였으며, Pressure drop( $\Delta P$ 의 식은 식 (2)로부터 구한다.

결과를 요약하면 다음과 같다. 고단터빈의 출구압력이 1200kPa 일때, 증기-증기 이젝터의 성능이 가장 낮았으며, 1500kPa에서 성능이 가장 높음을 확인 할 수 있었다. 이젝터의 성능부분에 있어서는 Pressure drop이 1200kPa에서 가장 작았으며 1500kPa에서 가장 크게 나타났다.

따라서 그림 4와 그림 5로부터 시스템효율과 증기-증기 이젝터의 성능 측면에서 적절한 고단터빈의 출구압력은 서로 상이한 결과를 나타내는 것을 확인 할 수가 있었으며 이는 추가적인 성능분석이 필요함을 의미한다.

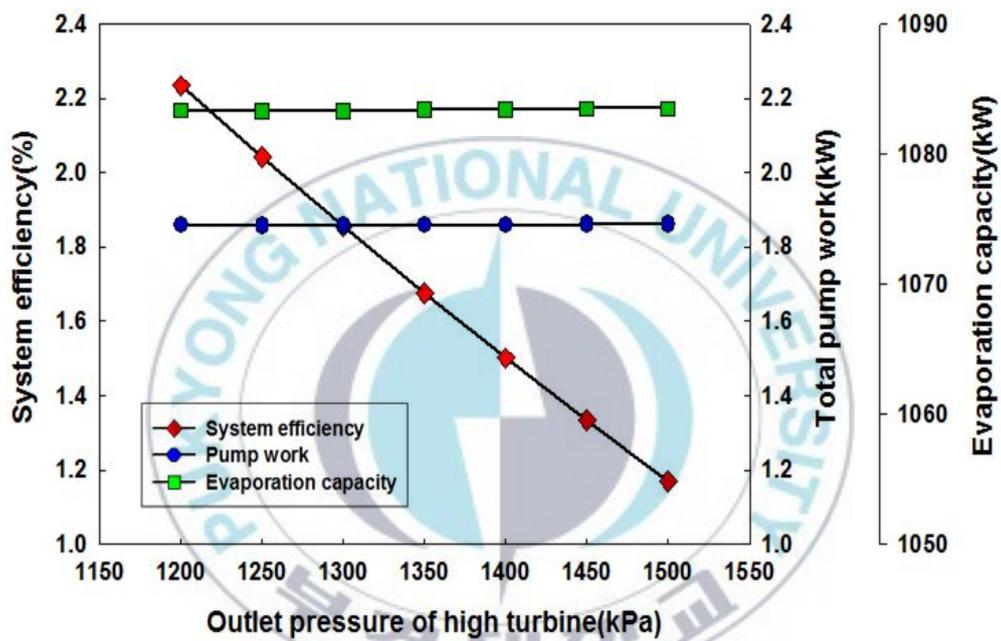


Fig 3.3 The results of system performance with respect to variation of outlet pressure at high turbine

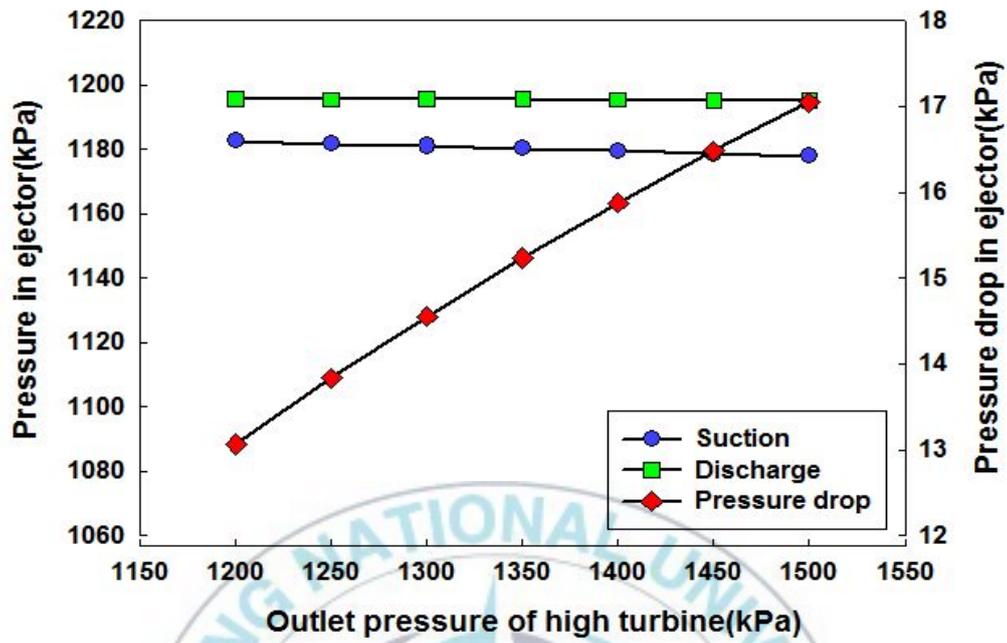


Fig 3.4 The results of ejector performance with respect to variation of outlet pressure at high turbine

### 3.2.2 분배기의 유량비 변화

증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템은 분배기를 이용하여 증기-증기 이젝터의 저단터빈과 작동부로 유입되는 작동유체의 유량을 조절한다.

**그림 3.1**에서 저단터빈을 통과한 작동유체는 증기-증기 이젝터의 흡입 측으로 유입되는데, 저단터빈을 통과하였기 때문에, 액이 일부 발생한다. 하지만 이는 저단터빈을 통과한 작동유체유량의 약 2% 미만이며, 대부분 증기-증기 이젝터의 흡입 측으로 유입된다. **그림 3.5**는 분배기 유량비의 변화에 따른 증발열량, 펌프일량, 시스템효율을 나타낸 것으로, 증기-증기 이젝터의 작동부와 저단터빈으로 유입되는 비율이 0.4 : 0.6일 때, 시스템 효율이 가장 높게 나타났다.

**그림 3.6**은 분배기의 유량비에 따른 이젝터의 성능을 나타낸 것으로서 식 (2)로부터 Pressure drop이 가장 높은 지점인 0.5 : 0.5일 때, 증기-증기 이젝터의 성능이 가장 높게 나타났다.

결과를 요약하면 다음과 같다. 시스템 효율 측면에서는 작동부와 흡입측으로 분배되는 유량비가 0.4 : 0.6일 경우 시스템 효율이 가장 높았으며, 증기-증기 이젝터의 측면에서는 0.5 : 0.5 비율일 때 Pressure drop이 가장 높았다. 시스템 효율과 이젝터의 성능에 가장 적합한 유량비에 다소 차이가 발생하였으며 추가적인 성능분석이 필요하다.

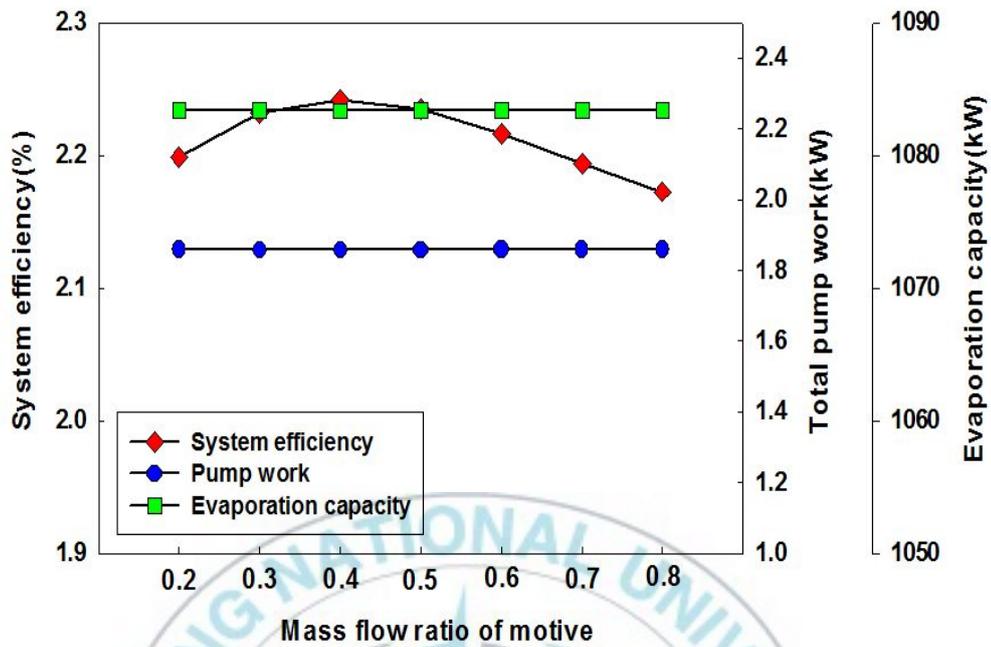


Fig 3.5 The results of system performance with respect to variation of mass flow ratio of separator

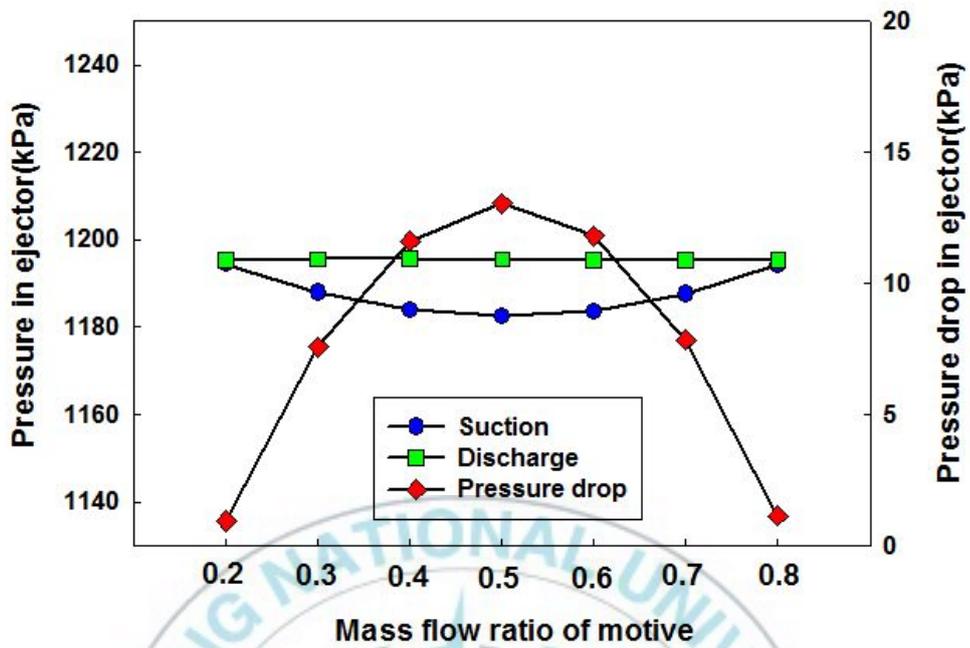


Fig 3.6 The results of ejector performance with respect to variation of mass ratio of separator

### 3.2.3 증기-증기 이젝터의 노즐구경 변화

**표 3.3**은 증기-증기 이젝터의 내부의 노즐구경을 나타낸 것이다. 구경 크기 기준은 분배기의 유량비에 따른 적절한 구경으로 5가지로 제안하였으며, Case 1에서 Case 5로 갈수록 구경의 크기가 감소하는 경향을 보였다.

**그림 3.7**는 증기-증기 이젝터의 성능을 나타낸 것으로서 **표 3.3**의 Case 1에서 Case 5로 갈수록 시스템 효율이 높아지고 증발열량과 펌프 소요동력이 감소하는 경향을 보였다. 터빈의 발전량이 20kW로 일정하기 때문에 증발열량과 펌프의 소요동력이 감소하였다. **그림 3.8**은 이젝터의 성능을 나타낸 것으로 **그림 3.8**과 같이 Case 1에서 Case 5로 갈수록 성능이 높아지는 것이 확인 가능하다. 즉 증기-증기 이젝터의 구경이 작을수록 이젝터의 성능 및 시스템의 효율이 높아지는 상관관계를 가지고 있음을 알 수 있다.

**그림 3.9**는 증기-증기 이젝터로 유입되는 적정 유속범위(30 - 60m/s) 내의 적절한 증기-증기 이젝터의 노즐 구경을 나타낸 것으로서 증기-증기 이젝터의 작동부, 흡입부, 분출부 측의 노즐 구경이 각각 35/45/40 mm(Case 4)일 경우, 적정 유속 범위에 속한다. 결론적으로 시스템효율과 증기-증기 이젝터의 적정 유속범위에서 가장 적절한 노즐 구경은 35/45/40 mm인 것을 알 수 있었다.

Table 3.3 Proposed diameters in ejector

Case	Motive/Suction/Discharge diameters in ejector(mm)
1	65/75/70
2	55/65/60
3	45/55/50
4	35/45/40
5	25/35/30

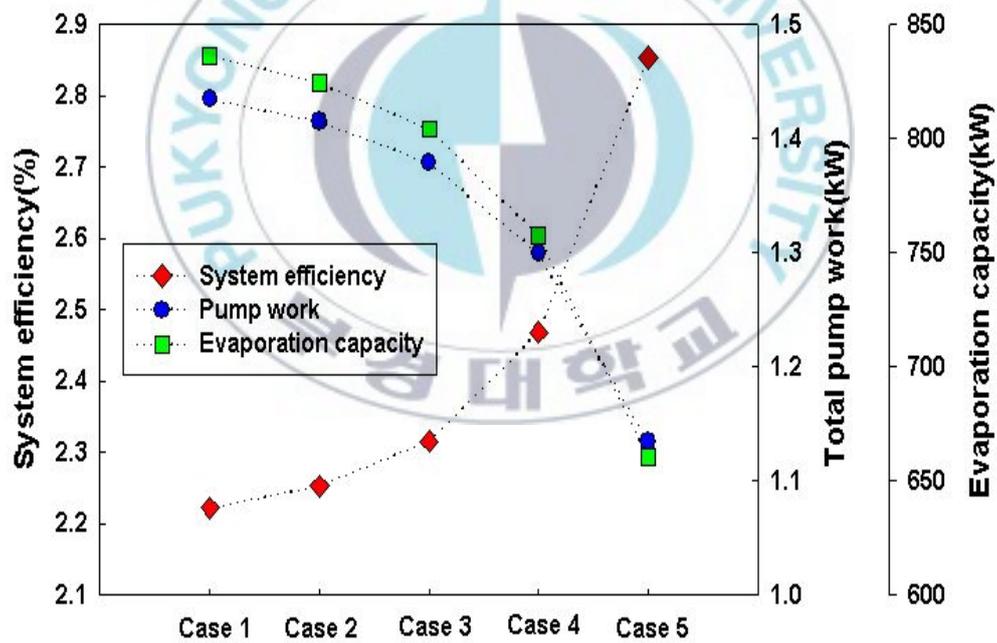


Fig 3.7 The results of system performance with respect to variation of diameters in ejector

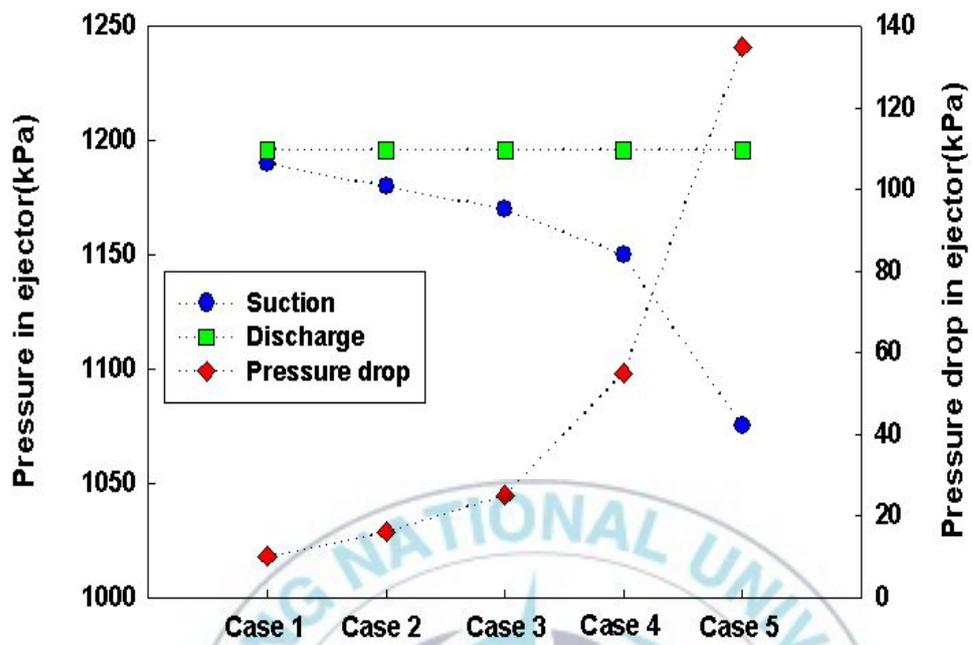


Fig 3.8 The results of ejector performance with respect to variation of diameters in ejector

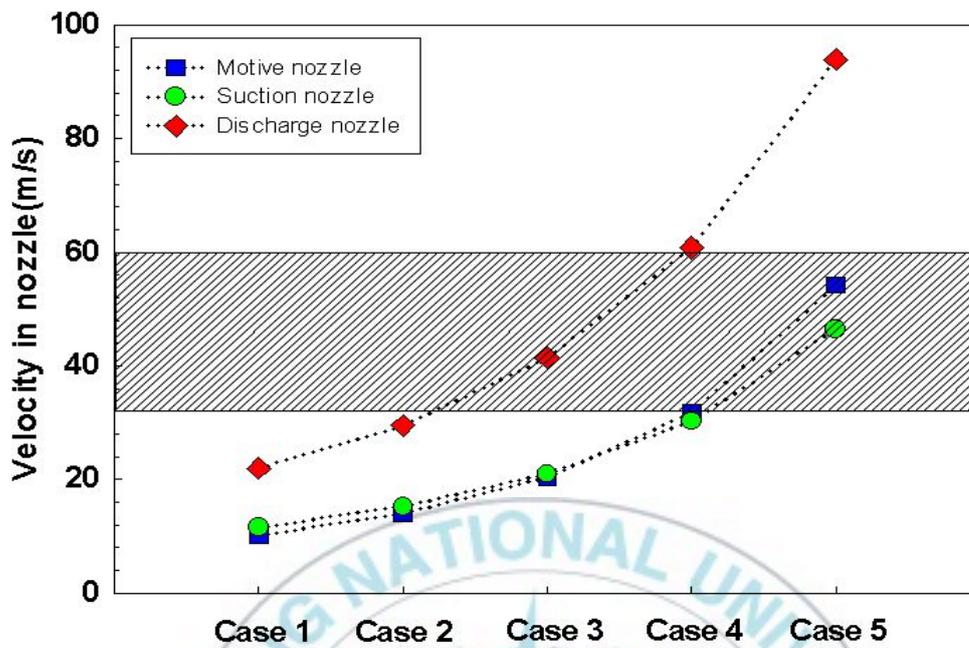


Fig 3.9 The results of velocity of working fluid in ejector with respect to variation of mass flow ratio of separator

Table 3.4 The results of performance analysis of R32 proposed OTEC system

Factor	Value
Motive pressure(kPa)	1.200.00
Suction pressure(kPa)	1,138.50
Discharge pressure(kPa)	1,195.60
Mass flow ratio(Motive/Suction)	0.4/0.6
Pressure recovery(kPa)	53.17
Ejector nozzle diameter (Motive/Suction/Discharge)(mm)	35/45/40
Mass flow rate(kg/h)	8,360
Evaporator capacity(kW)	724.53
Condensation capacity(kW)	705.80
System efficiency(%)	2.49

### 3.3 결론

본 성능분석은 작동유체 R32를 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 적용하여 공용 프로그램인 HYSYS를 통해 수행한 것이다. 성능분석 요소로는 크게 3가지로 고단터빈의 출구압력 변화, 분배기의 유량비 변화, 증기-증기 이젝터 내부의 노즐 구경비 변화로 수행하였다. 고단터빈의 출구압력은 증발압력과 응축압력 사이의 압력으로 조정하였으며, 1200 kPa에서 발전시스템의 효율이 최대가 되었다. 그리고 유량비의 경우에는 증기-증기 이젝터로 유입되는 유량비 (Motive/Suction)이 0.4 / 0.6 일 때, 발전시스템의 효율이 최대가 되었으며, 마지막으로 5개의 Ejector nozzle 구경의 크기 중에서 35/45/40일 때, 유입되는 유속이 30~60m/s 이내이면서 효율이 가장 우수하였다. 이때 시스템의 효율이 가장 최대가 되었으며, 효율은 2.49%로 기본 해양온도차 발전시스템에 R32를 적용 시 효율인 2.2%에 비해서 약 12% 증가율을 보였다. 본 성능분석의 결과는 표 3.4로 정리되었다.

이로써, 본 시스템의 최적화를 위해 성능분석 과정 수립과 동시에 추가적으로 이젝터의 실증화 실험을 위한 기초 자료를 제공한다.

# 제 4 장 작동유체 별 증기-증기 이젝터용 해양온도차 발전시스템 성능 비교

종래의 연구는 기본해양온도차 발전시스템에 다양한 작동유체를 적용하여 성능을 비교하였다. 하지만 새롭게 제안된 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 대한 작동유체별 성능을 비교한 연구는 명확히 제시되지 않았다. 따라서 본 연구에서 제안하는 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 Dry, Isentropic, Wet 계열의 작동유체를 적용하여 3.2절의 성능분석 방식에 따라 최적화 시킨 상태에서 각각 성능 비교를 하였다.

## 4.1 성능비교

위에서 진술한 바와 같이 4장의 핵심 내용은 다양한 작동유체를 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 적용하여 성능을 비교하는 것이다. 표 4.1은 본 성능 비교시 사용된 작동유체를 나타낸 것으로 Dry, Isent, Wet으로 각각 나뉘어져있다. 성능 비교에 사용된 작동유체는 단일 6종과 혼합 6종으로 구성이 되어있다. 표 4.2는 각 작동유체의 물성치와 환경적 지수를 나타낸 것이다.

Table 4.1 Refrigerants group of Proposed OTEC power cycle

Dry fluids	Isent fluids	Wet fluids	Mixed
R22	R32	R134a	R32 / R290 (70:30)
R600a	R744		R32 / R1270 (70:30)
	R717		R32 / R134a (70:30)
			R32 / R152a (87:13)
			R32 / R744 (90:10)
			R32 / R744 (10:90)

Table 4.2 Thermodynamic and environmental data of the selected fluids [21,22]

Working fluid	Chemical formula	Critical Pressure(MPa)	Critical Temperature(°C)	GWP	ODP
R22	CHClF <sub>2</sub>	4.99	96.20	1700	0.05
R600a	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	3.64	134.71	0.1	0
R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	5.80	78.40	550	0
R744	CO <sub>2</sub>	7.30	31.10	1	-
R717	NH <sub>3</sub>	11.42	133.00	0	0
R134a	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	4.05	101.10	1300	0
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	4.25	96.70	3	0
R1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	4.62	91.8	1.8	0
R152a	CHF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	4.50	113.5	120	0

## 4.2 결과 및 고찰

### 4.2.1 시스템 효율 비교

표 4.1의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 3절의 최적화 과정을 통해 작동유체별 효율을 비교하였다. 해양온도차 발전시스템의 효율식은 식 (4.1)로써, 전체일량에서 증발열량을 나눈 값으로 정의 가능하다. 전체일량은 식 (4.2)로 표현된다. 즉 전체일량이 클수록, 전체일량을 생산하기 위해 필요한 증발열량이 적을수록 발전시스템의 효율이 상승한다.

$$\eta_{\text{otec}} = \frac{W}{Q_e} \quad (4.1)$$

$$W = W_t - W_p \quad (4.2)$$

그림 4.1은 작동유체별 기본 해양온도차 발전시스템(BOTEC)과 제안하는 증기-증기 이젝터의 해양온도차 발전시스템(EOTEC) 효율을 나타낸 것이다. 분석한 결과 BOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 R717이 가장 높았으며, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R152a(87:13)이 가장 높았다. 그리고 EOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 R134a가 가장 높았으며, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R152a(87:13)이 가장 높았다. 이처럼 차이가 발생하는 이유는 BOTEC의 경우에는 이젝터가 없으며 EOTEC의 경우에는 이젝터가 적용되는데, 이젝터 내부의 적정 유속이 일정하게 한 상태에서 구경이 설정이 되어 각 작동유체별로 이젝터의 성능의 차이가 발생하여 발전시스템의 효율에 영향을 미치기 때문이다.

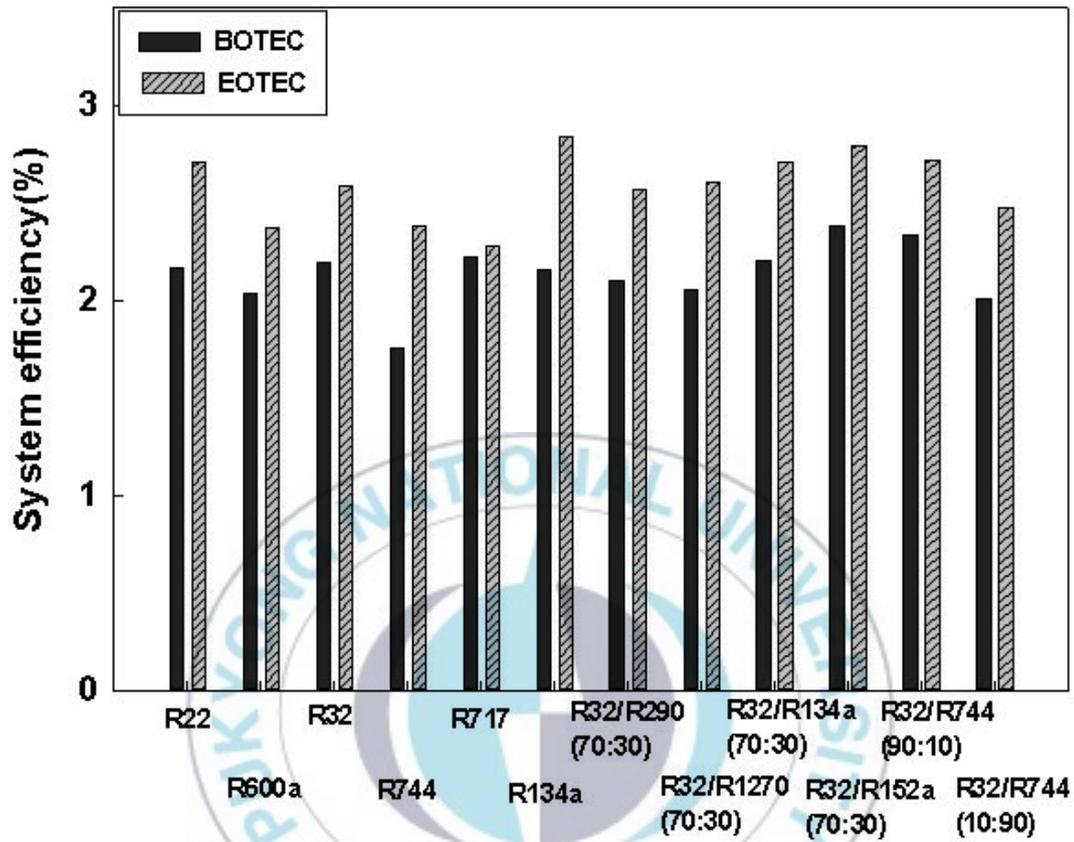


Fig 4.1 : System efficiency of working fluids comparing with BOTEC

## 4.2.2 APR<sub>e</sub>

Table 5의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 작동유체별 증발열량의 상대적인 크기를 비교하였다. 상대적인 크기를 APR<sub>e</sub>로 나타내었다. APR<sub>e</sub>는 식 (4.3)으로써 표현가능하며, 증발열량에서 터빈의 발전량을 나눈 것으로 정의가능하다. 이때 터빈의 발전량은 표 3.2에서 전술한 바와 같이 20kW로 고정이 되어있다. 따라서 APR<sub>e</sub>의 크기가 크다는 것은 동일한 터빈의 발전량 20kW를 생산하기 위해 필요한 증발열량이 크다는 것을 의미한다. 따라서 APR<sub>e</sub> 수치가 작을수록 적합한 작동유체이다.

$$APR_e = \frac{Q_e}{W_t} \quad (4.3)$$

그림 4.2은 작동유체별 기본 해양온도차 발전시스템(BOTEC)과 제안하는 증기-증기 이젝터의 해양온도차 발전시스템(EOTEC) 증발기의 상대적인 크기(APR<sub>e</sub>)를 나타낸 것이다. BOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 R744가 가장 작았고, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R744(10:90)이 가장 작았다. 그리고 EOTEC의 경우에는 단일 작동유체의 경우 R744가 가장 작았고, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R744(10:90)이 가장 작았다. 작동유체별로 BOEC과 EOTEC의 경향이 비슷한데 이는 증발열량 자체가 이젝터의 성능에 영향을 크게 받지 않는다는 것을 확인 할 수 있다.

터빈의 발전량 20kW를 생산하기 위해 필요한 증발열량이 적을수록 적

합한 작동유체이므로 BOTEC과 EOTEC에서 가장 적합한 작동유체는 단일 및 혼합 작동유체 각각 R744, R32/R744(10:90)임을 알 수 있다.

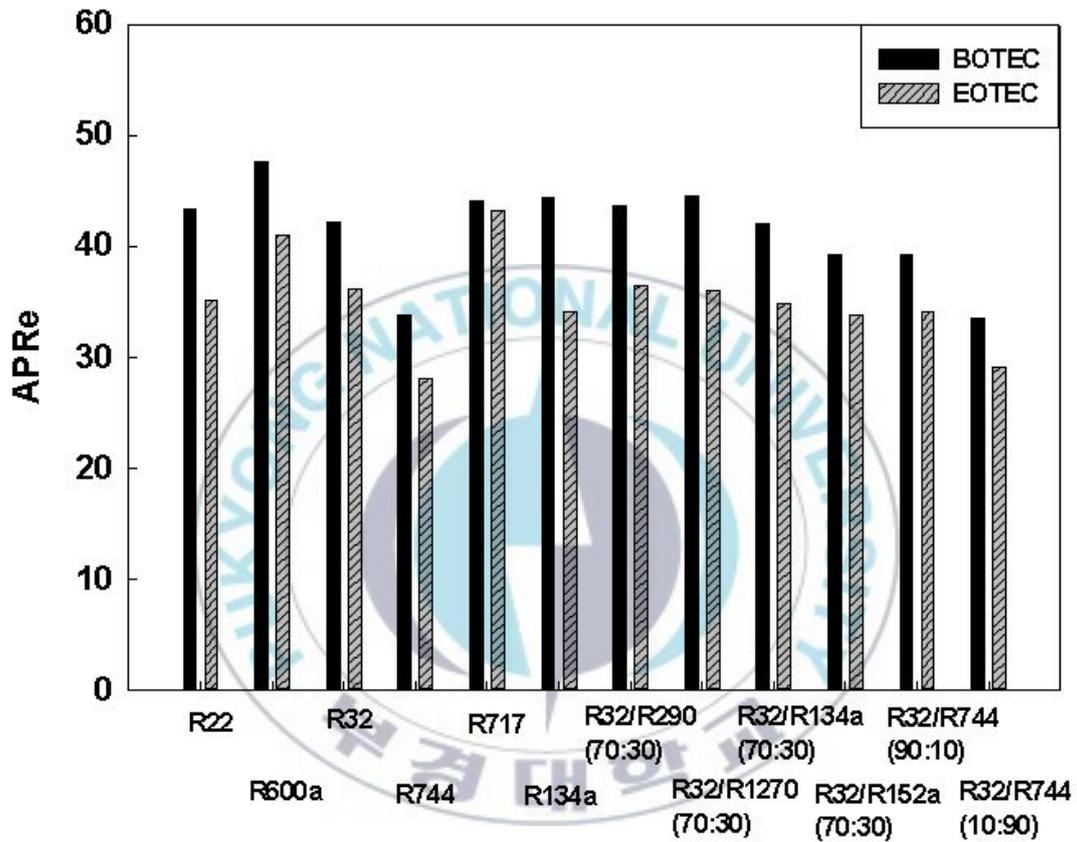


Fig 4.2 : APR<sub>e</sub> of working fluids comparing with BOTEC

### 4.2.3 APR<sub>c</sub>

표 4.1의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 작동유체별 응축열량의 상대적인 크기를 비교하였다. 상대적인 크기를 APR<sub>c</sub>로 나타내었다. APR<sub>c</sub>는 식 (4.4)로써 표현가능하며, 응축열량에서 터빈의 발전량을 나눈 것으로 정의가능하다. 이때 터빈의 발전량은 표 3.2에서 전술한 바와 같이 20kW로 고정되어있다. 따라서 APR<sub>c</sub>의 크기가 크다는 것은 동일한 터빈의 발전량 20kW를 생산하기 위해 필요한 응축열량이 크다는 것을 의미한다.

$$APR_c = \frac{Q_c}{W_t} \quad (4.4)$$

그림 4.3는 작동유체별 기본 해양온도차 발전시스템(BOTEC)과 제안하는 증기-증기 이젝터의 해양온도차 발전시스템(EOTEC) 응축기의 상대적인 크기(APR<sub>c</sub>)를 나타낸 것이다. BOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 R744가 가장 작았고, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R744(10:90)이 가장 작았다. 그리고 EOTEC의 경우에는 단일 작동유체의 경우 R744가 가장 작았고, 혼합 작동유체의 경우에는 R32/R744(10:90)이 가장 작았다. 또한 APR<sub>c</sub>와 동일한 경향을 보이는데 그 이유는 터빈에서의 전력 생산량이 20kW로 고정되어있기 때문이다. 그리고 이젝터를 적용하였을 경우 APR<sub>c</sub>처럼 APR<sub>c</sub>을 감소시킬 수 있다.

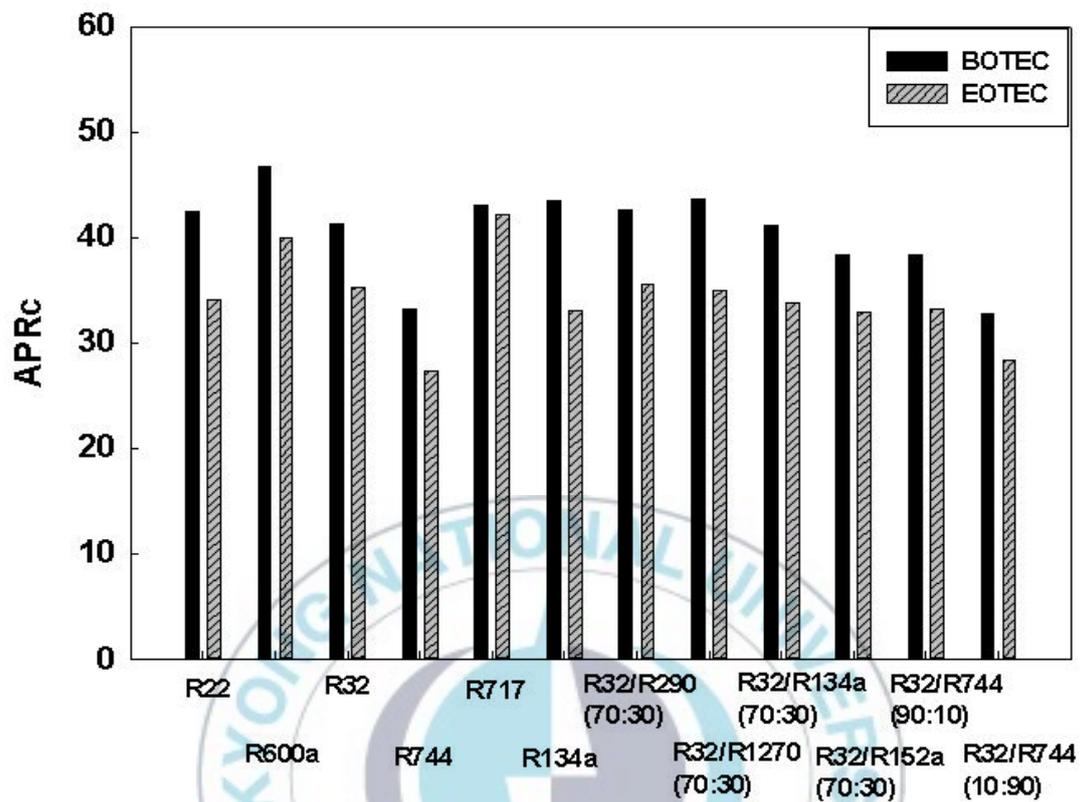


Fig 4.3 :  $APR_c$  of working fluids comparing with BOTEC

#### 4.2.4 TPP

표 4.1의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 작동유체별 터빈 발전량 대비 펌프 소요동력의 상대적인 크기를 비교하였다. 상대적인 크기는 TPP로 나타내었다. TPP는 식 (3)로써 표현가능하며, 터빈 발전량에서 펌프 소요동력을 나눈 것이다. TPP는 터빈의 발전량이 20kW로 고정일 경우에 필요한 펌프의 소요동력을 나타낸 것으로, 펌프의 소요동력이 적을수록 TPP 수치가 증가한다. 즉 TPP가 높을수록 성능비교 측면에서 우수하다.

$$TPP = \frac{W_t}{W_p} \quad (4.5)$$

그림 4.4는 작동유체별 기본 해양온도차 발전시스템(BOTEC)과 제안하는 증기-증기 이젝터의 해양온도차 발전시스템(EOTEC)의 터빈의 발전량 대비 펌프의 소요동력의 상대적인 크기(TPP)를 나타낸 것이다. BOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 TPP의 수치가 가장 큰 것은 R717이며 혼합 작동유체의 경우 R32/R152a(87:13)이다. 그리고 EOTEC의 경우 단일 작동유체의 경우 TPP의 수치가 가장 큰 것은 R717이며 혼합 작동유체의 경우 R32/R152a(87:13)이다. 전술한 두 작동유체의 경우에는 20kW를 생산하기 위한 펌프의 소요동력이 적다는 것을 의미하므로 의미가 있는 작동유체이다.

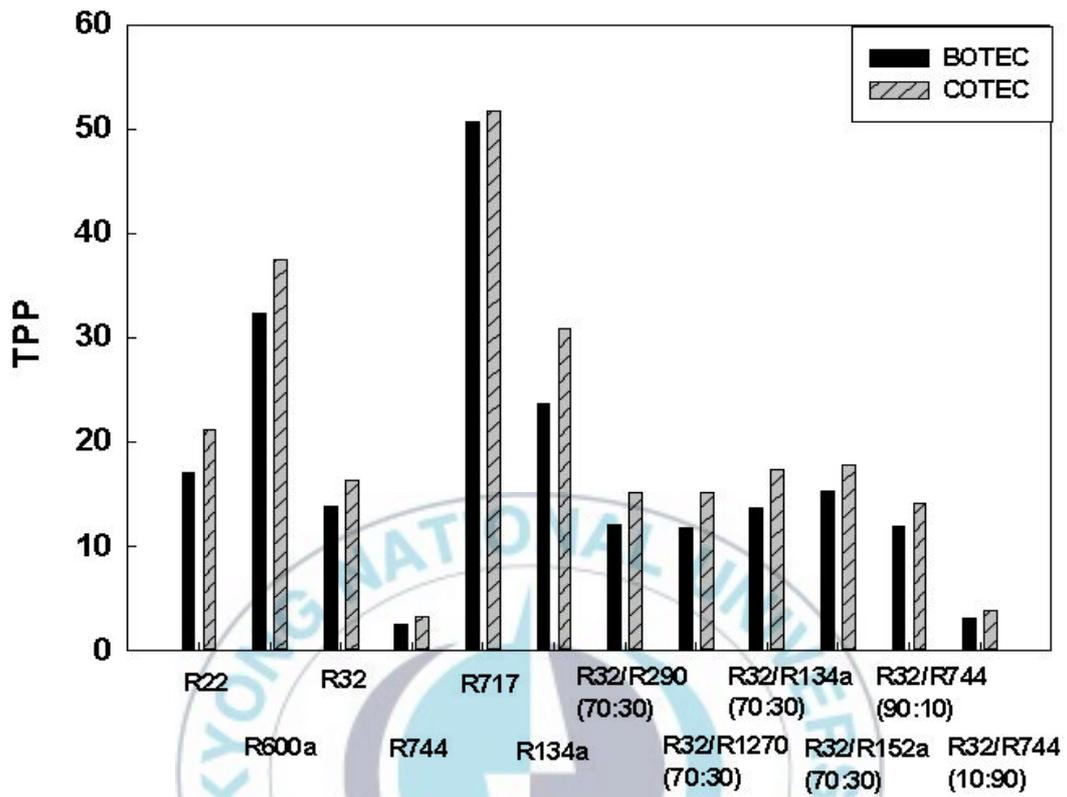


Fig 4.4 : TPP of working fluids

#### 4.2.5 필요 작동유체유량 비교

표 4.1의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 작동유체별 필요한 작동유체 유량을 비교하였다. 이는 터빈 발전량 20 kW를 생산하기 위해 필요한 작동유체유량으로써, 필요 작동유체의 유량이 적을수록 시스템의 경량화(Compact) 설계가 가능하다. 단위 질량당 증발열량이 크더라도 필요 작동유체유량이 적게되면 증발열량을 줄일 수 있다.

그림 4.5는 작동유체별 기본 해양온도차 발전시스템(BOTEC)과 제안하는 증기-증기 이젝터의 해양온도차 발전시스템(EOTEC)의 터빈의 발전량 20kW를 생산하기 위한 필요 작동유체 유량을 나타낸 것이다.

그림 4.5를 보게되면 BOTEC과 EOTEC 모두 단일 작동유체는 R717, 혼합작동유체의 경우에는 R32/R152a(87:13)이 가장 적은 작동유체를 필요로 하였으므로 시스템의 소형화(Compact) 측면에서 유리한 작동유체이다.

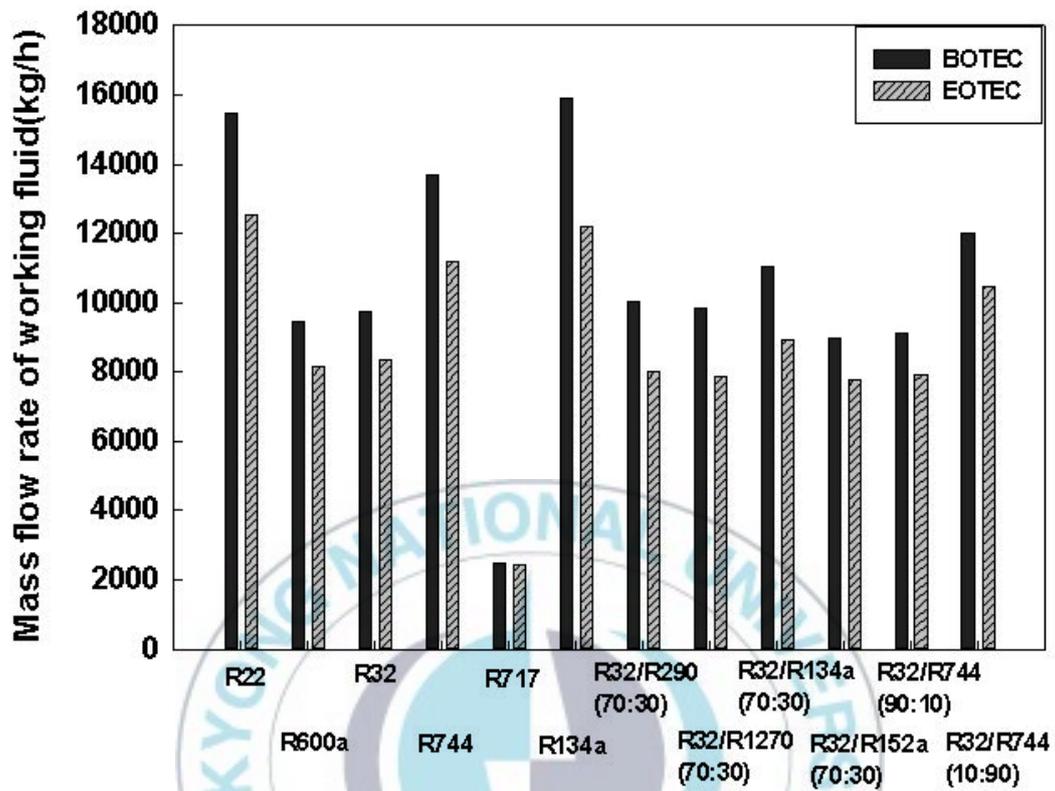


Fig 4.5 : Mass flow rate of working fluids comparing with BOTEC

#### 4.2.6 이젝터 압력 회복률과 효율 증가율

표 4.2의 구성된 작동유체를 표 3.2의 분석조건 하에서 작동유체별 이젝터 압력 회복률과 시스템의 효율 증가율의 상관관계를 분석하였다. 이젝터의 압력 회복률의 식은 다음 식 (4.6)으로 계산된다.

$$R_e = \frac{P_d - P_s}{P_E - P_C} \times 100 (\%) \quad (4.6)$$

그리고 시스템의 효율 증가율은 다음 식 (4.7)로 계산된다.

$$R_s = \frac{\eta_E - \eta_B}{\eta_B} \times 100 (\%) \quad (4.7)$$

이젝터의 압력회복률은 표 3.2의 조건에 적합한 증발압력과 응축압력의 차이 대비해서 이젝터에서의 압력 회복량으로 계산되어진다. 이 수치는 증발압력과 응축압력 사이에서 이젝터가 압력 상승의 정도를 나타내는 것으로 높을수록 이젝터의 성능이 다른 작동유체를 적용한 경우보다 유리하다는 것을 의미한다. 시스템 효율 증가율의 경우에는 이젝터를 적용한 시스템에서 기본 시스템의 차이에서 기본시스템으로 나눈 것으로 계산되며, 기본 해양온도차 발전시스템 대비하여 효율의 상승 정도를 나타낸다.

그림 4.6은 이젝터 압력 회복률과 시스템 효율 증가율을 나타낸 것이다. 그림 4.6을 보게되면 단일 작동유체의 경우 R134a가 이젝터의 압력 회복률 및 시스템 효율 증가율이 가장 높은 것을 확인 할 수 있었으며,

혼합작동유체의 경우에는 R32/R744(10:90)이 가장 높은 것을 확인 할 수 있었다. 전반적으로 이젝터의 압력 회복률이 높을수록 시스템의 효율 증가율 또한 높은 것을 확인 할 수 가 있었다. 그리고 R744의 경우에는 이젝터를 적용할수록 이젝터 압력 회복률이 높은 것을 확인 할 수가 있는데, 이는 R744를 적용할 경우 이젝터로 유입되는 작동압력이 높아 이젝터의 성능이 타 작동유체에 비해서 우수하였기 때문이다. 또한 R717의 경우에는 타 작동유체에 비해서 압력회복률이 굉장히 낮으며 시스템 효율 상승률이 함께 낮은 것을 확인 할 수 있다. 그 이유를 R134a와 비교하여 살펴보면 이젝터로 유입될 때 속도가 30~60m/s로 고정일 경우 R134a가 이젝터의 Motive, Suction, Discharge로 유입되는 밀도가 약 20kg/m<sup>3</sup>이며 R717이 약 5kg/m<sup>3</sup>이다. 구경을 통과할 때 속도 식 (4.8)에

$$V = \frac{m}{A \times \rho} \quad (4.8)$$

속도가 30m/s로 일정하다고 가정한다면 밀도가 낮을수록 유량이 줄어들게 된다. 즉 구경 면적이 동일하다고 하더라도 유량이 적어지게 되므로 이젝터의 압력회복이 크지 않으므로 R717은 R134a에 비해 이젝터의 압력회복률이 상대적으로 작다.

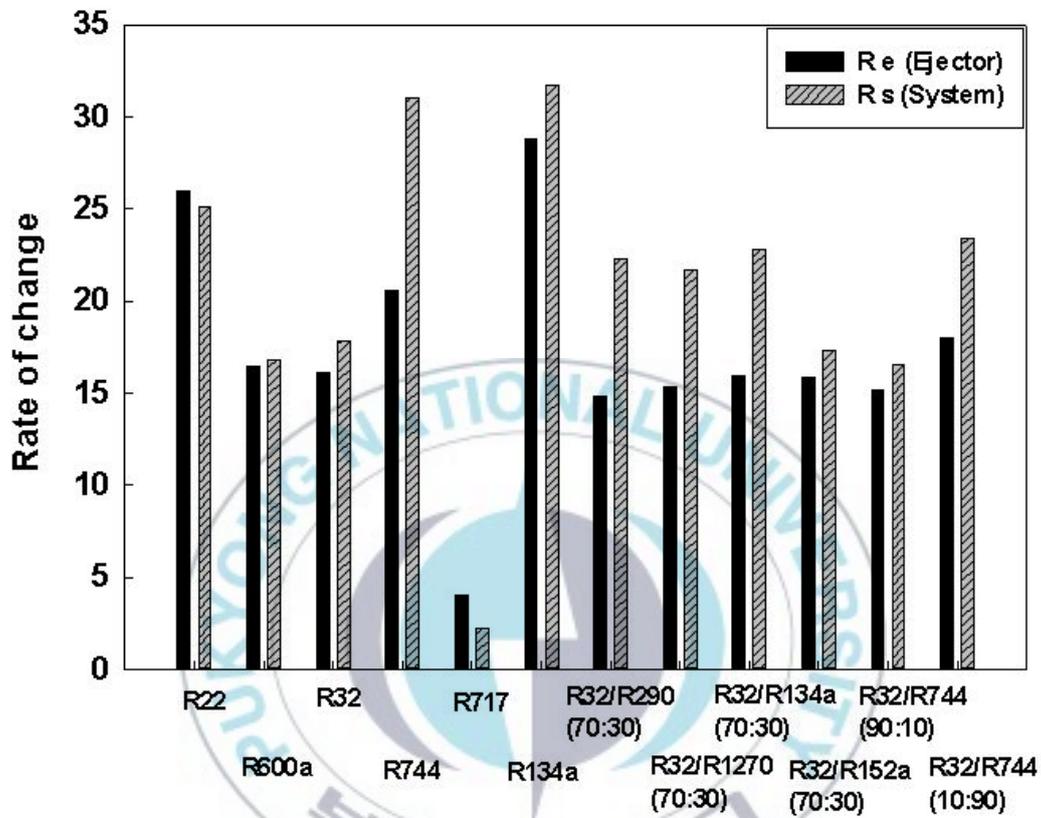


Fig 4.6 : The rate of pressure recovery in ejector and rate of increase of system efficiency

#### 4.2.7 성능분석 결과표

4.2절의 성능 분석한 결과를 다음과 같이 표로 나타내었다. 표는 단일 작동유체와 혼합작동유체로 구분하였으며, 성능분석에는 System efficiency,  $APR_e$ ,  $APR_c$ , TPP, Mass flow rate 순으로 작성하였다.

Table 5.1 The results of performance comparison with respect to working fluids in proposed OTEC system

(A) Pure working fluid

	System efficiency	$APR_e$	$APR_c$	TPP	Mass flow rate
Suitability	R134a	R744	R744	R717	R717
unsuitability	R717	R717	R717	R744	R22

	Re	Rs
Suitability	R134a	R134a
unsuitability	R717	R717

(B) Mixed working fluid

	System efficiency	APR <sub>e</sub>	APR <sub>c</sub>	TPP	Mass flow rate
Suitability	R32	R32	R32	R32	R32
	/R152a (87:13)	/R744 (10:90)	/R744 (10:90)	/R152a (87:13)	/R152a (87:13)
unsuitability	R32	R32	R32	R32	R32
	/R744 (10:90)	/R290 (70:30)	/R290 (70:30)	/R744 (10:90)	/R744 (10:90)

	R <sub>e</sub>	R <sub>s</sub>
Suitability	R32	R32
	/R744 (10:90)	/R744 (10:90)
unsuitability	R32	R32
	/R290 (70:30)	/R744 (90:10)

## 제 5 장 결론

증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템을 최적화 과정 및 다양한 작동유체를 적용하여 최적화한 결과를 토대로 성능 비교한 결과는 다음과 같다.

(1) 최적화 과정은 고단터빈의 출구압력, 이젝터로 유입되는 유량비, 이젝터의 구경 크기 변화로 구성되며, 이젝터의 구경 크기를 변화할 경우에 가장 큰 효율 변화를 보였다. 이젝터의 효율을 결정하는 가장 큰 요인은 구경인 것으로 확인 되었으며 따라서 이젝터의 적정 구경을 찾는 것이 가장 중요하다.

(2) 성능 비교에서 가장 중요한 요소인 시스템 효율 측면에서는 R134a가 가장 높은 것으로 나타났다. 이젝터의 경우에는 비슷한 크기의 구경일 경우에는 밀도가 높은 작동유체일수록 이젝터의 압력 회복률이 높아 지는데 R134a의 경우에는 타 작동유체에 비해서 밀도가 높은 작동유체이기 때문에 압력 회복률이 높아 시스템 효율 상승률이 높아 졌다. 따라서 시스템 효율 측면에서 가장 적합한 작동유체는 R134a이다.

(3) 열교환기의 크기를 의미하는  $APR_c$ 와  $APR_e$  측면에선 R744가 가장 적합한 작동유체였다. 그 이유는 타 작동유체에 비해 작동유체의 비체적이 매우 작기 때문에 체적유량(동일한 냉동능력에서 냉매순환량)이 적어 열교환기의 크기를 감소시킬 수 있기 때문이다. 즉 효율 측면에서는 높지 않으나 열교환기를 소형화(Compact)하기 위해서는 R744가 가장 적합한 작동유체이다.

(4) 펌프의 소요동력 대비 터빈의 발전량의 상대적인 크기를 의미하는 TPP의 경우에는 R717이 가장 적합하였다. 초기 설정으로 터빈의 순수 발전량이 20kW로 고정된 경우이므로 펌프의 소요동력이 작을수록 TPP 값이 높는데, R717의 경우 터빈의 순수 발전량 20kW를 생산하기 위한 작동유체의 유량이 타 작동유체에 비해서 작는데 그 이유는 비체적이 타 작동유체에 비해서 상당히 크기 때문이다. 그리고 R717의 경우에는 증발압과 응축압의 차이가 상당히 작기 때문에 펌프의 소요동력이 타 작동유체에 비해서 상당히 작게 된다. 따라서 전력 측면에선 R717이 타 작동유체에 비해서 우수하다.

(5) 터빈의 순수 발전량 20kW를 생산하기 위해 필요한 작동유체의 유량 측면에서는 (4)에서 언급한 바와 같이 R717은 비체적이 상대적으로 매우 큰 작동유체이기 때문에 터빈의 발전량 20kW를 생산하는데 필요한 작동유체의 유량이 매우 적다. 따라서 시스템의 전체적인 사이즈(배관 크기 등)을 소형화 하기 위해서는 R717이 가장 적합한 작동유체이다.

(6) 이젝터의 압력회복률 측면에서는 R134a가 가장 적합하였다. 그 이유는 (2)에서 언급한 바와 같이 R134a는 밀도가 상대적으로 큰 작동유체로서 이젝터에 유입이 될 경우에 이젝터의 압력회복률이 매우 높아지기 때문이다. 따라서 이젝터의 압력회복률이 높아짐에 따라서 시스템의 효율 상승률 또한 높아진 결과를 보였다.

(2)에서 (6)은 각 요소 별 성능 비교를 한 것으로 이를 종합하는 최종적인 지표는 시스템 효율로써, 본 증기-증기 이젝터를 적용한 해양온도차 발전시스템에 가장 적합한 작동유체는 이젝터의 압력회복률과 시스템

효율 상승률이 가장 높으며, 실제 시스템 효율이 가장 높은 R134a가 가장 적합한 작동유체임을 알 수 있다.



## 참 고 문 헌

- [1] 서태범, 해양온도차 발전 시스템의 소개, 2001, 대한설비공학회
- [2] [http://www.newsis.com/ar\\_detail/view.html?ar\\_id=NISX20140304\\_0012762640&cID=10401&pID=10400](http://www.newsis.com/ar_detail/view.html?ar_id=NISX20140304_0012762640&cID=10401&pID=10400)(한국전력C-OTEC)
- [3] [<http://blog.naver.com/sangjohan/70182281558>](한국해양과학기술원 한상조 연구원 블로그)
- [4] <http://blog.naver.com/koempr/220125421490>(해양환경관리공단 - 다른나라에도 해수온도차 발전을 하고 있을까요?)
- [5] J. I. Yoon, C. H. Son., S. M. Baek., B. H. Ye, H. S, Lee and H. J. Kim, 2014, "Performance characteristics of a high-efficiency R717 otec power cycle", Applied Thermal Engineering, in press.
- [6] J. I. Yoon, C. H. Son, S. M. Baek, H. J. Kim, H. S. Lee, 2014, "Efficiency comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids", Heat Mass Transfer, Vol. 50, No. 7, pp 985-996
- [7] J. I. Yoon. C. H. Son, H. U. Kim, B. H. Ye, H. J. Kim, H. S, Lee, 2013, "Performance Characteristic of the CO<sub>2</sub> OTEC Power cycle applying the ejector", the Korea Society for Marine Environment and Energy, pp 285-285
- [8] Xinguo Li, Qilin Zhang, Xiajie Li, 2013, "A Kalina cycle with ejector", Journal of ELSEVIER, Energy 54, pp. 212-219

- [9] Xinguo Li, Haijun Huang, Wenging Zhao, 2014, "A supercritical or transcritical Rankine cycle with ejector using low-grade heat", Energy 78, pp. 551-558
- [10] B. J. Huang, J. M. Chang, 1999, "Empirical correlation for ejector design", International Journal of Refrigeration 22, pp 379-388
- [11] 윤정인, 예병효, 허정호, 김현주, 이호생, 손창효, 2013, 다양한 작동 유체를 이용한 20kW급 해양온도차 발전 사이클 성능 분석, 한국마린엔지니어링학회, Vol. 37, No. 8, pp. 836-842
- [12] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, K. F. Tsai, 2010, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade," Energy, vol. 35, pp. 1403-1411
- [13] I. Athanasios, B. Papadopoulou, Mirko Stijepovic, and Patrick Linke, 2010, "On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic rankine cycles", Applied Thermal Engineering, vol. 30, no. 6-7, pp. 760-769
- [14] Aspen HYSYS. Version 8.0, Aspen Technology Inc, 2014.
- [15] 김남진, 신상호, 천원기, 2006, 해양 온도차발전 시스템의 열역학 사이클에 대한 연구, 한국태양에너지학회 논문집, Vol 26, No. 2, pp 9-18
- [16] 김경훈, 고희종, 김세웅, 2011, 저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 칼리나 사이클의 성능 해석, 한국수소 및 신에너지학회, Vol 22, No. 1, pp. 109-117
- [17] <http://diren.mines-paristech.fr/sites/Thopt/en/co/cycle-uehara.html>
- [18] 정성재, 이준희, 이권희, 최보규, 김희동, 2001, 음속/초음속 이젝터

시스템의 2차정체실 압력특성, 대한기계학회 추계학술대회, pp. 646-651

[19] Ding-Yu Peng, Donald B. Robinson, 1975, A new two-constant equation of state

[20] Qidi ZHU, Zhiqiang SUN, Jiemin ZHOU, 2013, Performance analysis of organic rankine cycles using different working fluids, Thermal Science Online-first Issue 00, pp. 14-14

[21] Refrigerants ASHRAE handbook-Fundamental, 가스플랜트 사업단

[22] [http://en.wikipedia.org/wiki/List\\_of\\_refrigerants](http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants)



## 감사의 글

실험실에 들어온 지 엇그제 같은데 벌써 대학원 생활을 끝나게 되니 마음이 허전합니다. 이 논문을 끝으로 제가 해온 약 2년여간의 대학원 생활을 정리하고자 합니다. 대학원에서 생활하면서 정말 감사하고 고마운 분들이 많았기에 이렇게 졸업을 할 수 있게 되지 않았나 돌아켜봅니다.

우선 2년의 대학원 생활 동안 깊은 관심과 따뜻한 격려로 저를 더 큰 사람으로 만들어 주신 윤정인 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 교수님을 통해 연구에 관한 것뿐만 아니라 인생에 필요한 많은 덕목 등을 같이 배울 수 있어서 정말 감사드립니다. 따끔하게 지적하며 조언하신 김종수 교수님, 저의 논문에 많은 관심을 주셨던 금종수 교수님, 항상 저에게 깊은 관심과 애정을 주신 최광환 교수님, 열정적으로 교육을 하셨던 정석권 교수님, 늘 긍정적으로 학생을 대하신 김은필 교수님 그리고 밤늦게 까지 저희를 지도하시며 함께 같이 어려운 점을 공유해주신 손창호 교수님 진심으로 감사드립니다.

에너지시스템 연구실에서 실험실을 위해 많은 노력을 기울여주신 백승문 선배님께도 감사를 드립니다. 또한 해양과학기술원에 방문했을 때 후배들을 반겨주시며 하나하나 장치에 대해서 설명을 해주시던 이호생 선배님께도 깊은 감사를 드립니다. 그리고 실험 장치를 제작해주시고 전공에 대한 많은 가르침을 주신 문춘근 선배님과 이동훈 선배님께도 깊은 감사를 드립니다. 에너지 시스템 연구실의 여러 선배님들이 깊이 있는

애정이 있었기에 이렇게 졸업을 할 수 있게 되었다고 생각합니다. 감사드립니다.

2년의 길다면 길고 짧다면 짧은 시간 동안 실험실에서 밤을 새우면서 공부하고 연구했던 나의 가족과 같은 실험실원인 현욱 형, 정호 형, 성훈 형, 동일, 정현, 창민, 희민, 청래에게 정말 감사합니다. 특히 석사 1년 차에 같은 실험과제를 수행했을 때 헌신적으로 과제를 이끌어 많은 성과를 냈던 현욱형 정말로 감사합니다. 이후에 성훈 형과 창민이 덕분에 무사히 과제를 마무리 하게 되었습니다. 정말 감사하고 고맙습니다. 그리고 전공적으로 모르는 부분에 대해 상세히 알려준 정호 형 감사합니다. 그리고 나의 친구 동일이 항상 어려운 점에 대해 공유해줘서 고맙습니다. 그리고 실험실의 분위기를 책임 졌던 정현이 그리고 나의 가족 같은 동생들 창민, 희민, 청래 모두 고맙습니다.

마지막으로 늘 아들을 위해 헌신하고 사랑해주신 아버지와 어머니, 집에 갈 때마다 용돈을 주시던 할머니, 그리고 공부를 열심히 해서 원하던 바를 이룬 동생, 이러한 든든한 가족이 있지 않았다면 졸업하지 못하지 않았을까 생각합니다. 정말 감사합니다. 사회에 나가서도 든든한 가족의 일원이 되도록 항상 노력하겠습니다.

다시 한 번 무사히 제가 졸업하게 도움을 준 많은 분들께 감사합니다. 더욱더 정진하는 사람이 되겠습니다.