

선박 엔진의 출력 크기에 따른 ORC 폐열 발전시스템에 관한 연구

송영욱[†]

(Received December 18, 2017 ; Revised February 19, 2018 ; Accepted February 27, 2018)

Study on the ORC power generation system in marin engines of various sizes

Young-Uk Song[†]

요약: 본 연구에서는 선박에서 배출되는 배기가스를 줄이는 목적의 일환으로 선박의 엔진으로부터 버려지는 배기가스 폐열을 회수하여 전력을 생산하는 유기랭킨사이클(ORC) 발전 시스템을 설계하였다. 선박의 엔진 크기에 따른 배기가스의 온도와 유량을 조사하여 ORC 발전 시스템의 열원으로 적용하였고, 작동유체로는 Novec649, R245fa, TFEA를 선정하여 동일한 배기가스 설계 조건에서 시뮬레이션 하여 비교 해석하였다. ORC발전 시스템은 선박에서 스팀을 생성하는 배기가스 보일러 후단에서 설치하는 조건으로 설계를 하여, 스팀 발전 사이클과 ORC 발전 사이클의 조합으로 구성하였다. 시스템 해석결과 82,440kW급 초대형 엔진의 배기가스 기준에서, 스팀 발전 사이클에서는 537.4kW를 얻을 수 있었고, ORC 발전 사이클에서는 작동유체를 TFEA로 하였을 때, 가장 적은양의 작동유체인 49,462kg/h에서 805.5kW의 출력을 얻어서 스팀과 ORC 발전 사이클의 전체 출력은 1,342.9kW를 얻을 수 있었다. 선박이라는 제한된 공간의 설계조건에서 배기가스 폐열회수 ORC 발전시스템에는 TFEA를 작동유체를 하였을 때 효율이 높은 시스템을 구성할 수 있다.

주제어: 배기가스, 선박엔진, 유기랭킨사이클, 폐열회수, Novec649, R245fa, TFEA

Abstract: In this study, an organic Rankine cycle(ORC) power generation system was designed to produce electricity by recovering waste heat from ship's main engine exhaust gas. The ORC power generation system was designed to be installed at the rear of the exhaust gas boiler that generates steam for the ship. According to the different exhaust gas capacities of the engine, the power generation capacity of the ORC was simulated using different working fluids, such as Novec649, R245fa, and TFEA, under the same design conditions. As a result of the simulation, from the exhaust gas of the 82,000 kW class engine, 537.4 kW of power were obtained in the steam power generation cycle. In addition, 805.5 kW of power were obtained in the ORC power generation cycle with 49,462 kg/h of TFEA as the working fluid. The total output of steam and the ORC power generated was 1,342.9 kW. Therefore, if a vessel is to be subjected to limited design conditions of weight and space, an ORC power generation system with TFEA as a working fluid is the most efficient application for the recovery of waste heat using minimal fluid.

Keywords: Exhaust gas, Marine engine, ORC, Novec649, R245fa, TFEA

1. 서론

지구 온난화 문제는 더 이상 단순한 환경 규제만으로 해결될 수 있는 상황은 아니다. 전 세계는 UN을 중심으로 하여 기후협약에 합의하고 스스로 강제적인 규제를 강화하고 있다. 이제는 보다 적극적인 방법으로 버려지는 에너지를 줄이고 재활용 하는 방안들을 연구하고 현장에 적용하도록 노력하여 한다.

이러한 환경문제는 육상뿐 아니라 해상에서의 선박 물동량의 증가에 따른 배기가스로부터 기인하는 환경오염이 심각하게 제기되고 있다. 선박이 대형화되면서 초대형 선박

의 엔진은 일반 자동차보다 대량의 배기가스를 배출 하고 있다. 그만큼 버려지는 에너지도 많을 뿐만 아니라 환경문제의 위험도 증가하고 있다. 국제해사기구(IMO)에서는 선박에서 배출하는 CO2량을 2030년까지 30% 줄이는 것을 목표로 규제를 강화 하고 있다[1][2].

선박에서 배기가스를 줄이는 방법에는 방출되는 에너지를 재활용하여 추가적으로 석유자원을 소비하는 디젤 발전기나 보일러를 대신하여 연료 소비를 절감함으로써 에너지 효율을 높이는 방안이 적용될 수 있다.

유기랭킨사이클(ORC: Organic Rankine Cycle)은 육상의

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4644-9332>): Division of Technical Sales, Pentatech Co.,Ltd., 1, Haeyang-ro 117 beon-gil, Yeongdo-gu, Busan, Korea, E-mail: bsong@pentatech.co.kr, Tel: 051-403-1245

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

열병합 발전소등의 폐열회수 현장에 설치되어 그 효율성이 입증되어 실제 운영되어 지고 있는 사례가 있으며, 보다 안전하고 친 환경적면서도 효율이 높은 작동유체를 선정하는 연구들 또한 활발하게 진행되고 있다[3][4].

화물 운송 수단으로서의 선박에 추가적으로 장비를 설치하는 것은 육상에서와는 달리 제한된 공간과 배수량의 증가라는 설계 제약 조건이 될 수 있다. 그러나 선박의 대형화로 인한 초대형 디젤엔진에서 방출하는 약 250℃ 이상의 연소가스와 해수라는 무한한 냉각수의 공급 조건은 ORC 발전 시스템을 적용할 수 있는 최적 조건이 아닐 수 없다.

본 연구에서는 선박의 엔진 모델별로 배출되는 배기가스의 사양을 기준으로 친환경 작동유체를 선정하여 ORC 시스템을 구성하고 시뮬레이션으로 폐열 회수 발전량을 확인함으로써 선박의 에너지원 절감방안을 제시하고자 한다.

2. 선박의 엔진과 배기가스

2.1 선박의 출력과 배기가스

선박 엔진의 모델은 MAN B&W사에서 제공하는 2-Stroke 엔진의 CEAS Calculation Tool을 이용하여, Tier III 기준으로 선정하였으며, 선박엔진의 연료로는 일반적으로는 Marine Diesel Oile 이라고 불리는 병커C유가 사용되고 있으나, 친환경 에너지 회수를 목적으로 하는 본 연구에서는 근래에 증가하고 있는 LNG를 연료로 추진하는 MEGI 엔진을 기준으로 선정하였다[5].

LNG를 선박의 연료로 사용하는 것은 친환경적인 이점도 있지만, 폐열 회수 관점에서 보았을 때, 병커C유를 연료로 하는 선박의 배기가스 중에 함유되어있는 황의 결로현상으로 인한 장비의 부식의 우려가 제거되므로 보다 적극적인 열에너지 회수가 가능하여 질 수 있을 것이다.

Table 1: Specification of MAN B&W MEGI 2-stroke engine model using CEAS calculation.

Engine Model	Power [kW]	RPM [r/min]	Exh.flow [kg/h]	Exh.Temp [°C]
6G40ME	6,600	125	42,840	240
8G45ME	11,120	111	71,280	240
8G50ME	13,760	100	88,560	237
6G60ME	16,080	97	106,560	235
6G70ME	21,840	83	141,120	236
9G80ME	42,390	72	227,520	250
10G90ME	62,400	84	342,360	250
12G90ME	74,880	84	410,760	250
12G95ME	82,440	80	447,840	250

Table 1은 CEAS로 선박의 엔진 모델별로 출력과 배기가스를 계산한 결과이다. 80MW 급의 초대형 12기통 엔진에서의 과급기 후단에서의 배기가스 온도는 약 250℃이고, 배기가스 유량은 447,840kg/h이고, 작은 6MW급의 6기통 로 엔진에서는 240℃인 것으로 확인할 수 있다.

2.2 배기가스 열 해석

배기가스 출구에 열교환기를 설치하여 Figure 1과 같이 에너지를 회수하는 시스템을 구현할 수 있다. 열교환기 후단에서의 엔탈피를 h_i 로 하고 열교환기를 설치하여 후단으로부터 열교환후의 엔탈피를 h_o 로 하였을 때, 엔탈피 차이는 식 (1)과같이 계산되어진다.

$$\Delta h = h_o - h_i \tag{1}$$

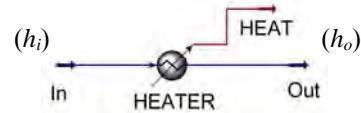


Figure 1: Exhaust gas heater simulation

배기가스의 설계 기준을 250℃의 공기로 하고, 출구 측의 온도를 기준으로 Δh 는 열교환기 후단의 출구 측의 온도가 210℃에서 1,196kJ/kgmole, 170℃에서 2,382 kJ/kgmole로 엔탈피 변화량을 확인할 수 있다. 본 연구에서 회수하고자 하는 열 에너지원이다.

Figure 2에서 각 엔진의 출력에 대한 RPM, 온도와 배기가스 유량의 변화를 확인할 수 있다.

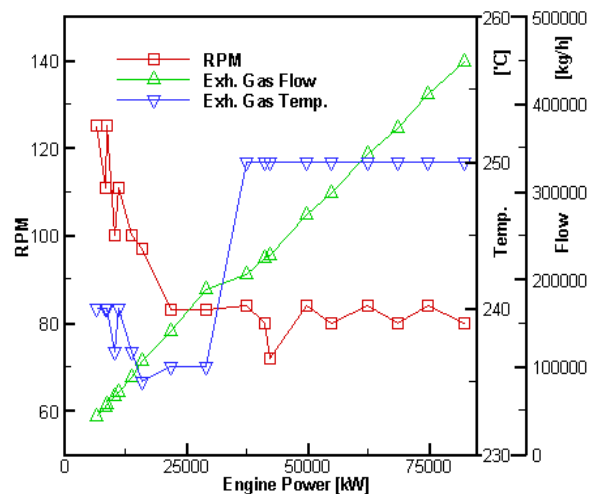


Figure 2: Exhaust Gas Specification of 2-Stroke MEGI engine

3. 배기가스 ORC 발전시스템의 해석

3.1 ORC 냉매의 선정

ORC 사이클에서의 냉매는 회수 가능한 폐열원의 온도 범위 내에서 화학적인 물성치가 안정적이면서도 친환경적이어야 한다. ORC 냉매의 적용에 대해서는 많은 연구가 활발하게 진행되어 보고되었고, 시장에 상용화 되어 나온 제품들이 있다[6].

여러 가지 작동유체 중에서 배기가스 폐열 회수에 상용화되어 시장에서 쉽게 구입이 가능한 3M사에서 개발 판매

중인 Novec649와 Honeywell 사에서 개발하여 판매중인 R245fa, 그리고 TFEA 3가지 냉매를 선정 하였다. 이들 냉매의 기본적인 물성치는 **Table 2**와 같다[7]-[9].

Table 2: Properties of Selected Working Fluid

Refrigerant	Unit	A	B	C
Molecular Weight	g/mol	316	134	100
Boiling Point	°C	49.0	15.3	73.8
Critical Temperature	°C	169.0	154.0	259.2
Critical Pressure	bar	18.8	36.5	48.2

A: Novec649 (C₆F₁₂O-N₁)
 B: R245fa (1,1,1,3,3,-Tentafluoropropane/CF₃CH₂CHF₂)
 C: TFEA (2,2,2-Trifluoroethanol/C₂H₃F₃O)

3.2 ORC 발전시스템의 구성

3.2.1 유기랭킨사이클(ORC)

유기 랭킨 사이클은 중저온(70~400°C) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 냉동기에 사용되는 냉매나 탄화수소계통의 유기매체를 작동유체로 사용하는 저온 증기 열 동력 사이클로 상대적으로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 저온 열원을 이용하여 고효율의 동력을 발생시킬 수 있다.

Figure 3은 이상적인 랭킨 사이클 시스템의 구성도와 온도 엔트로피(T-S) 곡선을 나타낸 것으로 T-S 곡선에서 카르노 사이클은 a-b-c-d 과정을 순환하는 반면에 랭킨사이클의 경우 1-2-3-4 과정으로 열 교환 과정과 압축팽창 과정으로 구성되어 있다.

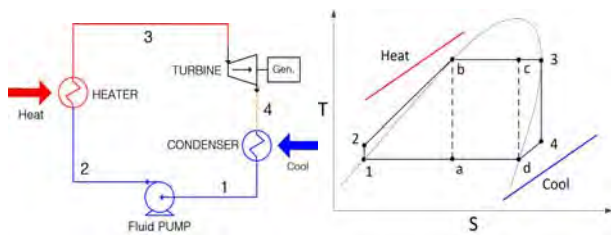


Figure 3: T-S Diagram of ORC System

유기 랭킨 사이클에서 응축기와 증발기의 온도 그리고 작동유체가 결정되면 작동 유체의 열역학적 물성 값표나 방정식에 의해 각 점의 엔탈피(h)를 구할 수 있으며, 사이클의 열량, 출력 및 시스템 성능은 다음과 같이 계산된다 [10][11].

$$\text{입력 열량 } Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (2)$$

$$\text{터빈 출력 } W_{out} = h_3 - h_4 \quad (3)$$

$$\text{배출 열량 } Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (4)$$

$$\text{펌프 일량 } W_{in} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

$$\text{순수 일량 } W_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\text{효율 } \eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (7)$$

$$= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (8)$$

3.2.2 선박의 배기가스 ORC 발전시스템의 구성

일반 선박에서 배기가스 폐열의 재활용은 보조기계 시스템에 사용되는 온수 및 스팀의 생성 목적이 있으므로, 종래에 설계되어 적용되는 배기가스 보일러시스템은 유지를 하면서 추가적인 열원을 회수하는 방안이 보다 효과적일 것이다.

따라서 본 연구에서는 엔진의 배기가스 후단에 기존 선박에 설치되는 WHRU(Waste Heat Recovery Unit)와 동일하게, 스팀을 발생시킬 수 있는 열교환기와 그 후단에 추가로 열교환기를 설치하여 ORC 발전 사이클을 적용하였다.

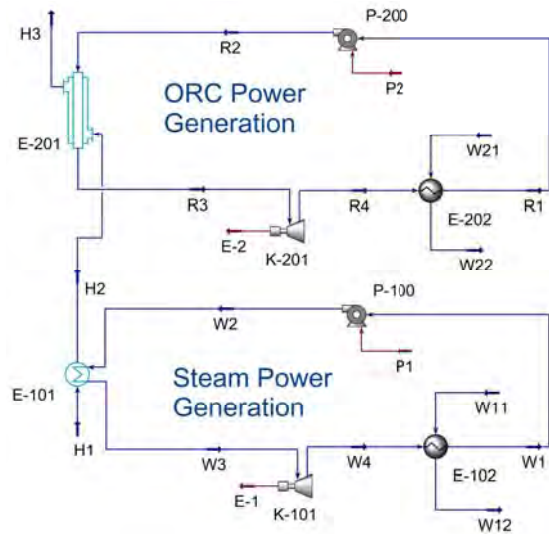


Figure 4: Simulation System Configuration for Exhaust Gas Recovery System

Figure 4의 설계 조건에서 배기가스(H1)의 온도와 유량 조건은 **Table 1**에서 얻은 조건으로 설정하고, 냉각수(W11,W21)의 온도 조건은 30°C로 설정 하였다. 스팀히터(E-101)의 해석 조건은 정상유량(Steady Rate) 기준으로 설정하고, ORC히터(E-201)의 해석 조건은 출구 측의 온도를 170°C로 설정하였다. 펌프와 터빈의 Isentropic Efficiency는 75%로 정의 하였다.

시스템 시뮬레이션과 해석에는 Aspen HYSYS V10을 사용하였으며 상태방정식(Fluid Package)은 Peng-Robinson을 적용하였다.

Peng-Robinson 상태방정식은 다음과 정의되어진다[12].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (9)$$

$$a = a_c \alpha \quad (10)$$

$$a_c = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (11)$$

$$b = 0.077480 \frac{RT_c}{P_c} \quad (12)$$

$$\sqrt{\alpha} = 1 + k(1 - T_r^{0.5}) \quad (13)$$

$$k = 0.37464 + 1.5422\omega - 0.26992\omega^2 \quad (14)$$

여기서 ω 는 이심인자(acentric factor)이다.

엔탈피 계산은 다음 식 (15)으로 계산되어진다.

$$H - H^{IG} = PV - RT - \left(a - \left(\frac{da}{dT} \right) T \right) \frac{1}{2\sqrt{2}b} \ln \frac{V+b(1+\sqrt{2})}{V+b(1-\sqrt{2})} \quad (15)$$

엔트로피 계산은 다음 식 (16)으로 계산되어진다.

$$S - S^{IG} = R \ln \left(\frac{V-b}{RT} \right) - \frac{1}{2\sqrt{2}b} \ln \left(\frac{V+b(1+\sqrt{2})}{V+b(1-\sqrt{2})} \right) \frac{da}{dt} \quad (16)$$

Heat flow 계산은 다음 식 (17)으로 계산되어진다.

$$C_p - C_p^{IG} = T \int_{\infty}^V \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_V dV + R + \frac{T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P^2}{\left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_P} \quad (17)$$

여기서 IG는 온도 T에서 계산된 이상기체에서의 값이다.

Turbine에서 발생하는 실제 출력은 다음과 같이 계산되어진다.

$$Power Produced_{actual} = Heat Flow_{inlet} - Heat Flow_{outlet} \quad (18)$$

3.3 선박 배기가스 ORC 발전시스템의 사이클 해석

3.3.1 스팀 발전 사이클 해석

스팀 발전 사이클에서는 응축기(E-102) 후단에서 스팀이 응축되도록 건도(Vapor fraction)가 0이 되는 조건으로 하고, 증발기(E-201)에서의 스팀이 170℃에서 7.0bar_g의 조건이 되도록 작동유체 펌프(P-100)의 압력을 설정하였다. 증발기에서 기화된 스팀은 터빈(K-101)을 구동하고, 터빈에 연결된 발전기를 구동하여 전력을 생산한다.

12G95ME, 82,440kW급 초대형 엔진에서 배기가스(H1)의 온도가 250℃, 배기가스 유량이 447,840kg/h의 조건인 선박에서 상기의 조건으로 시뮬레이션 해석결과 증발기 후단 (W3)에서 발생하는 스팀의 유량은 5,031kg/h이다. 발생한 스팀은 터빈을 구동하여 전력을 생산하고 응축기에서 52℃로 응축되어져서 다시 펌프에 의해서 순환되어진다. 이때 터빈에서 발생하는 Heat flow는 1.935x10⁶kJ/h이고 전력은 537.4kW이다.

Table 3에서 설계조건에서의 스팀의 물성치를 확인하였고 이 값을 식 (2) - 식 (8)에 대입하여 계산하면 Q_i는 2,558kJ/kg 이고, W_{out}은 385kJ/kg 이다. 따라서 효율(η_{th})은 0.15이다.

Table 3: Cycle Condition of Steam Working fluid

Name	W1	W2	W3	W4
Vapour fraction	0	0	1	0.9
T(°C)	50.0	50.1	170.5	70.89
P(bar_g)	-0.8	7.5	7.0	-0.7
F(kg/h)	5031	5031	5031	5031
h(kJ/kg)	-15715	-15713	-13155	-13540
s(kJ/kgmole-C)	12.68	12.69	120	126.7
Heat Flow(kJ/h)	-7.9x10 ⁷	-7.9x10 ⁷	-6.6x10 ⁷	-6.8x10 ⁷

Figure 5에서 6,000kW급부터 80,000kW급의 엔진으로부터 발생하는 배기가스로 Figure 4와 같이 구성된 랭킨사이클로부터 발생하는 스팀의 용량과, 발전 용량을 확인할 수 있다. 선박에서 발생하는 스팀은 온수 및 연료 예열 등의 에너지원으로 사용가능하고 잉여 스팀은 발전에 사용할 수 있을 것이다.

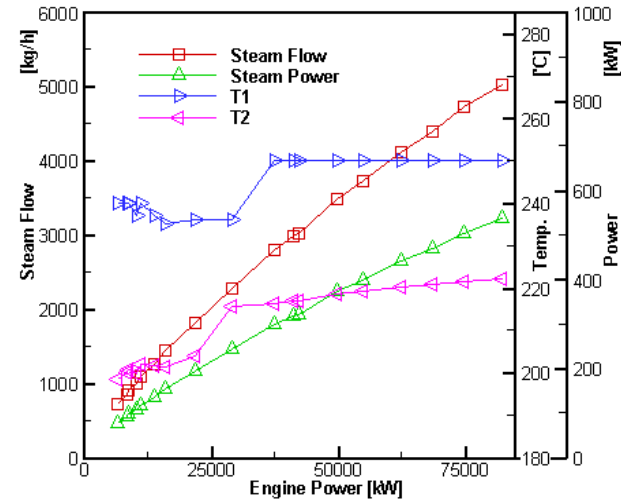


Figure 5: Steam Generation Cycle of 2-Stroke MEGI engine

3.3.2 ORC 발전 사이클 해석

배기가스는 스팀히터(E-101)에서 열 교환하고 ORC 증발기(E-201)의 입구(H2)에 유입되는 온도(T2)는 엔진의 용량에 따라 약 198℃에서 222℃사이 이다. ORC 증발기 후단 (H3)의 온도 조건을 170℃로 설정하였다.

작동유체는 증발기 출구(R3)에서 배기가스 출구와의 온도

차이가 약 10℃이상 되도록 열교환기를 설계 하였고 터빈 (K-201) 입구(R3)에서 포화기체(건도 1)가 되는 조건으로 하여 작동유체펌프(P-200)의 압력을 설정하였다. 터빈을 구동한 작동유체는 30℃의 해수(W21)에 의해서 냉각되어 응축기(E-202) 출구(R1)에서 50℃에서 액화(건도 0)되도록 설정하였다.

동일한 설계 조건에서 작동유체를 비교하기위하여 외부 열 조건은 동일하게 적용하였으나, 작동유체 중 R245fa의 경우 Table 2에서 확인할 수 있는바와 같이 임계온도와 임계압력이 154℃, 36.5bar이므로 설계 가능한 온도를 설정하여 152.6도로 하였다. 또한 R245fa의 임계온도 이상에서의 장시간 운전 가능성에대한 안정성은 확인되었다[8].

ORC 발전 사이클에서 시스템의 출력 성능은 작동유체의 열역학적 특성에 따라 터빈 입구와 출구에서 열량의 차이에 따라 결정지어진다. 12G95ME, 82,440kW급 초대형 엔진의 배기가스를 기준으로 하여 Figure 4의 설계 조건에서 얻은 작동유체의 상태 값은 Table 4에서 확인할 수 있다.

Table 4: Different Working Fluid Condition from Maximum Size of ORC Power Generation system [Novec649]

Name	R1	R2	R3	R4
Vapour fraction	0	0	1	1
T(℃)	50	50.91	160.1	123.3
P(bar_g)	0.1	15.5	15.0	0.5
F(kg/h)	141152	141152	141152	141152
h(kJ/kg)	-67.68	-66.42	103.4	88.23
s(kJ/kgmole℃)	-65.14	-64.86	73.48	77.55
Heat Flow(kJ/h)	-9.55x10 ⁶	-9.38x10 ⁶	-1.46x10 ⁷	-1.25x10 ⁷

[R245fa]

Name	R1	R2	R3	R4
Vapour fraction	0	0	1	1
T(℃)	50	52.2	152.6	65.1
P(bar_g)	2.4	35.0	34.5	2.9
F(kg/h)	112450	112450	112450	112450
h(kJ/kg)	-8918	-8915	-8701	-8727
s(kJ/kgmole℃)	-561.7	-561.3	-487.3	-483.8
Heat Flow(kJ/h)	-1.0x10 ⁹	-1.0x10 ⁹	-9.86x10 ⁸	-9.81x10 ⁸

[TFEA]

Name	R1	R2	R3	R4
Vapour fraction	0	0	1	1
T(℃)	50.0	50.41	159.1	85.7
P(bar_g)	-0.6	12.5	12.0	-0.1
F(kg/h)	49462	49462	49462	49462
h(kJ/kg)	-9267	-9266	-8781	-8840
s(kJ/kgmole℃)	-3091	-3091	-2972	-2966
Heat Flow(kJ/h)	-4.58x10 ⁸	-4.58x10 ⁸	-4.34x10 ⁸	-4.37x10 ⁸

Novec649를 작동유체로 적용하는 경우, 응축기에서 50℃로 액화되어진 작동유체는 펌프에 의해서 15.5bar_g로 가압되어 50.9℃의 온도로 증발기로 들어간다. 증발기에서 배기가스와 열 교환하여 온도가 상승하는 작동유체는 15bar_g에서 160.1℃로 포화기체 상태가 되어 터빈을 구동하고 전력을 생성한다. 이때 터빈에서 발생하는 Heat flow는 2.147x10⁶kJ/h이고 전력은 596.3kW이다. 소요되는 작동유체 Novec649의 유량은 141,152kg/h이다

각 유체의 엔탈피 값을 앞의 식에 대입하면 Q_i 는 169.82kJ/kg이고, W_{out} 은 15.17kJ/kg 이다. 따라서 효율(η_{th})은 0.08이다.

R245fa를 작동유체로 적용하는 경우, 앞에서 설명된 바와 같이 임계온도가 낮아 증발기 출구에서의 온도를 다른 유체보다 낮게 설정할 수밖에 없다. 응축기에서 50℃로 액화된 작동유체는 펌프에 의해서 35bar_g로 가압되어 52.2℃로 증발기로 들어간다. 증발기 후단에서는 34.5bar_g에서의 포화기체 상태로 152.6℃가 되어 터빈을 구동하고 응축기로 들어가서 액화된다. 이때 터빈에서 발생하는 Heat flow는 2.939x10⁶kJ/h이고 전력은 816.5kW이다. 소요되는 작동유체의 유량은 112,450kg/h이다.

각 유체의 엔탈피 값을 앞의 식에 대입하면 Q_i 는 214kJ/kg이고, W_{out} 은 26kJ/kg 이다. 따라서 η_{th} 은 0.11이다.

TFEA를 작동유체로 적용하는 경우, 응축기에서 50℃로 액화된 작동유체는 펌프에 의해서 12.5bar_g로 가압되어 50.4℃로 증발기로 들어간다. 증발기 후단에서는 12.0bar_g에서의 포화기체 상태로 159.1℃가 되어 터빈을 구동하고 응축기로 들어가서 액화된다. 이때 터빈에서 발생하는 Heat flow는 2.901x10⁶kJ/h이고 전력은 805.85kW이다. 소요되는 작동유체의 유량은 49,462g/h이다.

각 유체의 엔탈피 값을 앞의 식에 대입하면 Q_i 는 485kJ/kg 이고, W_{out} 은 59kJ/kg 이다. 따라서 효율(η_{th})은 0.12이다.

각 작동유체별로 Table 1에서 조사한 엔진의 출력에 따라 배기가스온도와 유량을 설정하여 ORC 발전 시스템을 해석한 결과를 Figure 6에서 확인할 수 있다.

ORC 사이클에서 작동유체는 변경되어도 스팀 사이클에는 변동이 없으므로 동일한 발전 용량을 얻을 수 있다. 스팀 사이클에서는 6,600kW급의 엔진으로부터 76.5kW, 8,200kW급의 엔진으로부터는 537.5kW를 얻을 수 있다.

Figure 6 (a)은 Novec649를 작동유체로 적용하였을 때 ORC 사이클에서 얻을 수 있는 발전용량이다. 6,600kW급의 엔진으로부터는 31kW를 얻어서 전체 107.5kW의 전력을 얻을 수 있고, 8,200kW급의 엔진으로부터는 596kW를 얻어서 스팀 사이클과 합하여 전체 1133.5kW의 전력을 얻을 수 있다.

Figure 6 (b)은 R245fa를 작동유체로 적용하였을 때 ORC 사이클에서 얻을 수 있는 발전용량이다. 6,600kW급의 엔진으로부터 51.5 kW를 얻어서 전체 128kW의 전력을 얻을 수 있고, 8,200kW급의 엔진으로부터는 816.5kW 를 얻어서 스팀

사이클과 합하여 전체 1,354kW의 전력을 얻을 수 있다.

Figure 6 (c)은 TFEA를 작동유체로 적용하였을 때 ORC 사이클에서 얻을 수 있는 발전용량이다. 6,600kW급의 엔진으로부터 51kW를 얻어서 전체 127kW의 전력을 얻을 수 있고, 8,200kW급의 엔진으로부터는 805.5kW를 얻어서 스팀 사이클과 합하여 전체 1,343kW의 전력을 얻을 수 있다.

ORC 발전 시스템의 성능 결정에 중요한 요인은 터빈에서의 발전 출력과 이때에 필요한 작동유체의 질량유량이다. 특히, 선박에서는 제한된 공간에서 시스템을 배치하여야 하고, 가능한 중량을 줄여야 하는 제약조건이 있다.

Figure 7은 서로 다른 작동유체 조건에서 ORC 발전시스템에 소요되는 질량유량과 생산할 수 있는 발전용량을 엔진의 출력에 따라 비교하여 확인한 결과이다.

터빈의 발전용량은 R245fa > TFEA > NOVEC649 순으로 6,600kW급 엔진에서 R245fa는 51.6kW, TFEA는 51.0kW, Novec649는 31.1kW를 생산할 수 있고, 82,000kW급 엔진에서 R245fa는 816.5kW, TFEA는 805.7kW, NOVEC649는 596.1kW를 생산할 수 있다. R245fa와 TFEA가 NOVEC649보다 1.4배 높은 출력을 얻을 수 있었다.

작동유체의 질량유량은 TFEA < R245fa < NOVEC649 순으로 6,600kW급 엔진에서 TFEA는 3,129.5kg/h, R245fa는 7,115kg/h, NOVEC649는 7,115kg/h가 소요되고, 82,000 kW급 엔진에서 TFEA는 49,462.9kg/h, R245fa는 110,558kg/h, Novec649는 141,151kg/h가 소요되었다. R245fa는 TFEA에 비해 2.2배, NOVEC649는 2.9배가 많이 소요 되는 것을 확인할 수 있었다.

ORC 시스템에서 작동 유체별로 터빈의 출력과 질량유량이 차이 나는 이유는 설계된 시스템 조건에서 식 (18)과 같이 터빈 입출구에서 작동유체의 열량의 차이가 터빈의 출력을 결정하기 때문이며, 식 (7)에서 정의된 시스템 효율의 차이 때문이다.

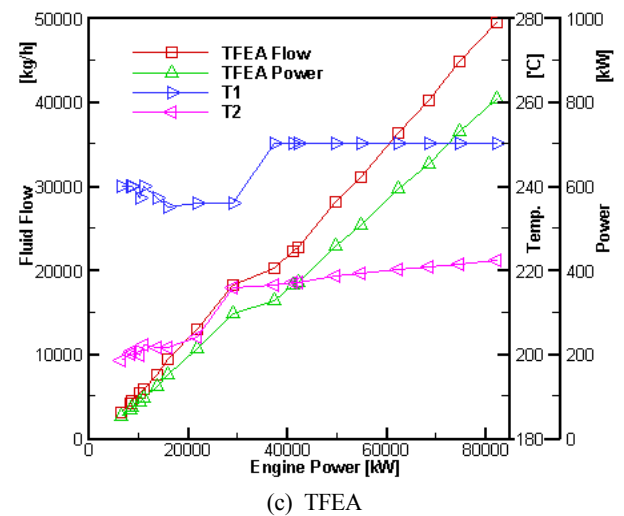
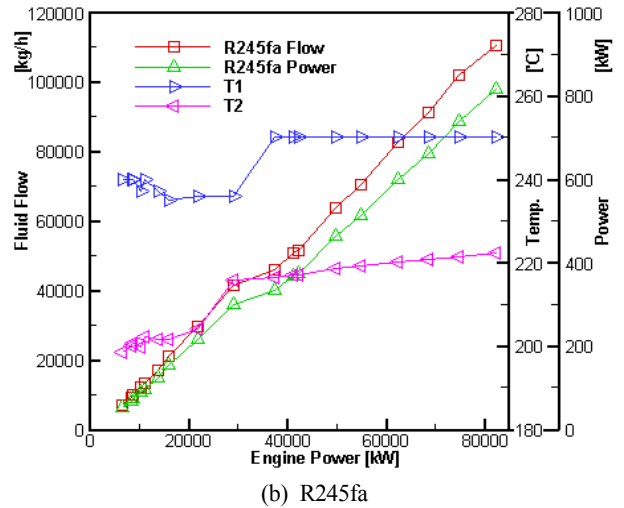
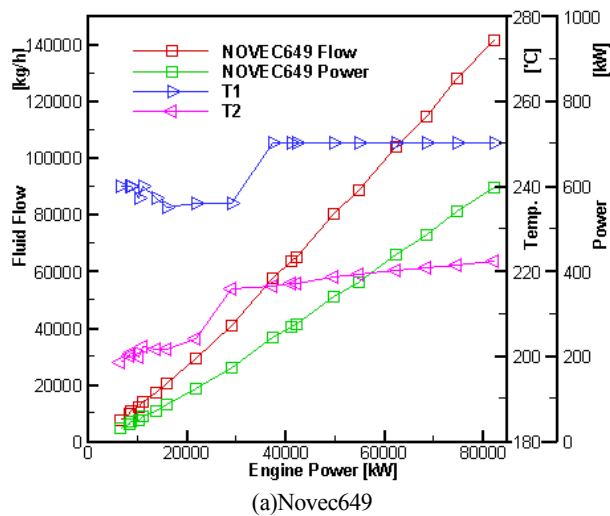


Figure 6: Simulation Result of ORC Power Generation System by Working Fluid from Novec649/R245fa/TFEA

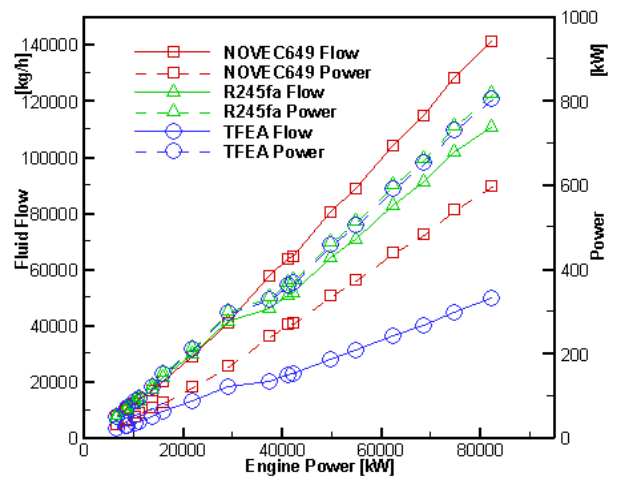


Figure 7: Comparison of Fluid Mass flow and ORC Power Generation Working Fluid from Novec649/R245fa/TFEA

4. 결 론

본 논문에서는 선박 엔진의 출력별로 배기가스 온도와 유량을 조사하여, 배출되는 배기가스로부터 버려지는 열에너지를 회수하여 전력을 생산하는 ORC 발전시스템을 선박의 배기가스 보일러 후단에 설치하여 스팀 발전시스템과 함께 조합하는 시스템을 설계하고 시뮬레이션 하여 생산 가능한 발전용량을 확인하였다.

ORC 사이클에서 작동유체는 Novec649, R245fa, TFEA를 선정하여 엔진으로부터 배출되는 배기가스는 증발기 후단에서 170℃로 배출되는 동일한 조건으로 설정하고, 작동유체는 최적조건으로 설정하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 스팀발전 사이클에서는 6,600kW급의 엔진으로부터 76.5kW, 8,200kW급의 엔진으로부터는 537.5kW를 얻을 수 있었다.
- (2) ORC 발전 사이클에서 터빈의 발전용량은 R245fa > TFEA > NOVEC649 순으로 82,000kW급 엔진에서 R245fa는 816.5kW, TFEA는 805.7kW, NOVEC649는 596.1kW를 생산할 수 있다. R245fa와 TFEA가 NOVEC649보다 1.4배 높은 출력을 얻을 수 있었다.
- (3) 작동유체의 질량유량은 TFEA < R245fa < NOVEC649 순으로 82,000 kW급 엔진에서 TFEA는 49,462.9kg/h, R245fa는 110,558kg/h, Novec649는 141,151kg/h가 소요되었다. R245fa는 TFEA에 비해 2.2배, NOVEC649는 2.9배가 많이 소요 되는 것을 확인할 수 있었다.

선박의 제약된 공간과 중량의 설계조건을 고려하였을 때, TFEA를 작동유체로 하는 배기가스 ORC 발전시스템이 R245fa나 NOVEC649보다 적은양의 유체를 사용하여 효율이 높은 시스템을 구성할 수 있다.

References

[1] Y. C. Lee and H. W. Doo, "A study on the IMO regulations regarding GHG emission from ships and its implementation," *Journal of Navigation & Port Research*, vol. 35, no. 5, pp. 371-372, 2011 (in Korean).

[2] N. T. Jeong, "Recent international development on the technical an operational measures of IMO's Co2 emission control from ships," *Journal of Advanced Research in Ocean Engineering*, vol. 14, no. 1, pp. 65-66, 2011 (in Korean).

[3] ACCESS ENERGY® THERMAPOWER® ORC, www.calnetix.com/access-energy-therma-power-orc-systems, Accessed December 7, 2017.

[4] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 32, pp. 1210-1221, 2007. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/sci->

[ence/article/pii/S0360544206001812](https://doi.org/10.1016/j.enconeng.2017.07.001)

[5] CEAS Engine Calculation, MAN Marine Engines & System, v1.8.96, <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>, Accessed December 7, 2017.

[6] H. S. Jang, Y. S. Han, Y. G. Song, and S. H. Kim, "ORC system performance analysis upon R-245fa and novec 649," *Transactions of the Korea society of Geothermal Energy Engineers*, vol. 12, no. 3, pp. 17-23, 2016 (in Korean). [Online]. Available: <http://insight.dbpia.co.kr/article/related.do?nodeId=NODE07016322>

[7] 3MTM Novec™ Fluids For Organic Rankine Cycle Systems, www.3M.com/Novec, Accessed December 7, 2017.

[8] Gentron® 245fa Product Manual, www.honeywell-refrigerants.com, Accessed December 7, 2017.

[9] L. N. Anh, *Thermodynamic Data of Working Fluids for Energy Engineering*, Ph.D. Dissertation, Department of Material Sciences and Process Engineering, University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Vienn, 2009.

[10] G. H. Lee and S. H. Won, *Development of organic Rankine cycle system utilizing the waste heat (I)*, Korea Institute of Energy Research, 1989 (in Korean).

[11] C. Oh and Y. U. Song, "A optimization of the ORC for ship's power generation system," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 36, no. 5, pp. 595-602 2012 (in Korean).

[12] *Thermodynamics COM Interface*, Aspen HYSYS Reference guide, Aspen Technology, Inc., 2009.