



선박용 엔진의 배기 열을 회수하기 위한 유기랭킨 사이클의 이론적 해석

임태우 · 이춘기*
(한국해양대학교)

Theoretical Analysis of ORC(organic rankine cycle) Aystem to Recover waste heat of Marine Engine

Tae-Woo LIM · Chun-Ki LEE*
(Korea Maritime and Ocean University)

Abstract

This study presents a performance analysis of ORC(Organic Rankine Cycle) to recover the exhaust heat of marine engine. In order to select the suitable working fluid, the critical temperature is chosen as the evaluation criterion. In this study, toluene and benzene with medium temperature fluids(150-250°C) are selected as the working fluid. The influence of turbine inlet temperature on the system performance is evaluated to analyze the power output and efficiency. The simulation results show that the efficiency of toluene is slightly higher than that of benzene. When the turbine inlet temperature is 543 K, the thermal efficiency of ORC system increases by 28.4% using toluene as the working fluid.

Key words : ORC, Pinch point temperature difference(PPTD), Power, Thermal efficiency, Waste heat

I. 서론

열 기관, 기계 설비 분야 그리고 에너지 집약적인 공정들은 많은 양의 열을 생성한다(Bonilla et al., 1997; Tchanche et al., 2011). 이렇게 생성된 열 속에는 또한 많은 양의 오염 물질인 이산화탄소(CO₂), 질소 산화물(NOx) 그리고 황산화물(SOx) 등을 포함하고 있다. 미래 화석 연료의 고갈과 에너지 수요를 충족시키고 환경 문제를 완화시킬 수 있는 재생가능한 에너지 또는 폐열 에너지기에 많은 관심이 집중 되어 왔다.

기존의 동력 설비 시스템의 경우 작동유체로 물을 사용함으로써 고온의 연소로부터 에너지를

얻어 왔다. 그러나 산업폐열, 지열, 태양열, 바이오매스, 해양에너지 등과 같은 재생에너지로부터 열을 회수할 경우 물이외의 다른 종류의 작동 유체를 사용하거나 시스템의 작동 조건 등을 변경하지 않으면 안 된다. 기존의 스팀 사이클은 400°C 이하의 열원에서는 경제성이 부족하다고 할 수 있다. 따라서 이러한 중·저온 열원을 효율적으로 회수하기 위해서는 스팀 사이클과 다른 사이클이 필요하며, 유기랭킨사이클 (Organic Rankine Cycle)이 유망한 사이클로 제안되어 왔다. 유기랭킨사이클은 기본적으로 스팀 사이클의 원리와 유사하다. 유기랭킨사이클은 약 100°C의 저온에서부터 약 350°C의 중온의 열원에 적용하

* Corresponding author : 051-410-4277, leeck@kmou.ac.kr

기 적합하며, 심지어 더 낮은 온도 조건에서도 열회수를 목적으로 사용될 수 있다.

지난 수십 년 동안 디젤 엔진 효율이 크게 향상되었지만 상당한 양의 에너지가 여전히 대기로 방출되고 있다(Teng et al., 2006). 이러한 손실은 엔진 작동 조건에 따라 다르며, 연료 에너지의 대략 50%에 이르는 것으로 보고되고 있으며(Teng et al., 2011), 주로 배기가스, 재킷 냉각수 그리고 공기 냉각 시스템과 윤활 시스템과 같은 여러 경로를 통해 손실되고 있다(Dolz et al., 2012). 이러한 폐열을 회수하기 위한 많은 연구가 이루어져 왔으며, 특히 대형(heavy duty) 엔진 분야에서 가장 유망한 기술 중 하나는 하부(bottoming) 유기랭킨 사이클로 폐열을 회수하는 것이다.

MAN 그룹은 열회수 보일러, 증기 터빈 그리고 발전기를 포함한 배기가스 이용 시스템을 제시하여 엔진 효율을 10% 향상시킬 수 있었다(Jing & Fan, 2010). Wärtsilä는 이중 압력 보일러와 터빈을 포함한 회수 시스템을 개발하여 엔진 효율이 11.4%까지 향상 될 수 있음을 확인하였다. ABB는 출력 용량이 서로 다른 선박 디젤 엔진에 대하여 2가지 유형의 회수 시스템을 제안하였다. 궁극적으로 이러한 폐열 회수를 통해 전체 에너지 요구량 및 환경오염에 대한 영향을 감소시킬 수 있는 것으로 관측되었다(Song et al., 2015). He et al.(2011)은 윤활유 냉각 및 배기가스의 폐열을 적용하기 위한 ORC와 냉각수의 폐열을 회수하기 위한 Kalina 사이클로 구성된 WHR(waste heat recovery) 시스템을 제안하였다. 나중에 Shu et al.(2014)는 R124, R134a, R245fa, R600, R600a 그리고 R1234yf를 작동 유체로 사용하여 4 행정 기관의 배기가스 및 실린더 냉각수의 폐열을 회수하기 위해 또 다른 이중 루프 RC를 제안되었다. Chen et al.(2011)은 열전 발전기가 선박의 폐열을 회수할 수 있을 것이라고 제안하였으며, 시뮬레이션을 통해 300kW의 폐열로부터 600W 이상의 전력을 생산할 수 있음을 확인하였다. 그러나 그 회수율은 상대적으로 낮았다.

Larsen et al.(2013)은 선박용 엔진 열 회수용으로 최적의 작동 유체, 보일러 압력 및 랭킨 사이클 공정별 배치(process layout)를 결정하기 위한 적용 가능한 방법론을 제시하였다. Teng et al. (2007)과 Teng et al.(2009)은 엔진 배기가스, 충전 공기 냉각기 및 EGR 냉각기에서 열을 회수하기 위해 ORC-WHR 시스템을 설계하였다. 이 연구를 통해 그들은 최대 20%의 엔진 출력 증가를 입증하였다.

본 연구에서는 배기가스의 폐열을 회수하기 위해 선박용 디젤 엔진과 연결된 하부(bottoming) 시스템으로 유기랭킨 사이클을 제안하며, 150~250°C 사이인 중온 유기 유체에 해당하는 Toluene과 Benzene을 작동 유체로 사용하여 ORC 시스템을 모델링하고 이를 통해 터빈 입구의 과열도에 따른 ORC 시스템의 성능을 분석하는 것이다.

II. 시스템 개요

1. 상부(topping) 디젤 엔진

본 연구에서는 Liang et al.(2014)의 논문에서 사용한 9RTA-96C Sulzer 선박용 엔진을 주 엔진으로 선택하였다. 엔진의 주요 사양은 <Table 1>과 같다. 중유의 완전 연소에 대한 가정하에, 공연비(air fuel ratio)가 18.5이고 질량을 기준으로 한 배기 가스의 조성은 CO₂=17.60%, H₂O=5.29%, N₂=72.16%, O₂=4.5% 그리고 SO₂=0.45%로 가정하였다. 이러한 조성들은 가스 물성치를 평가하는데 사용된다.

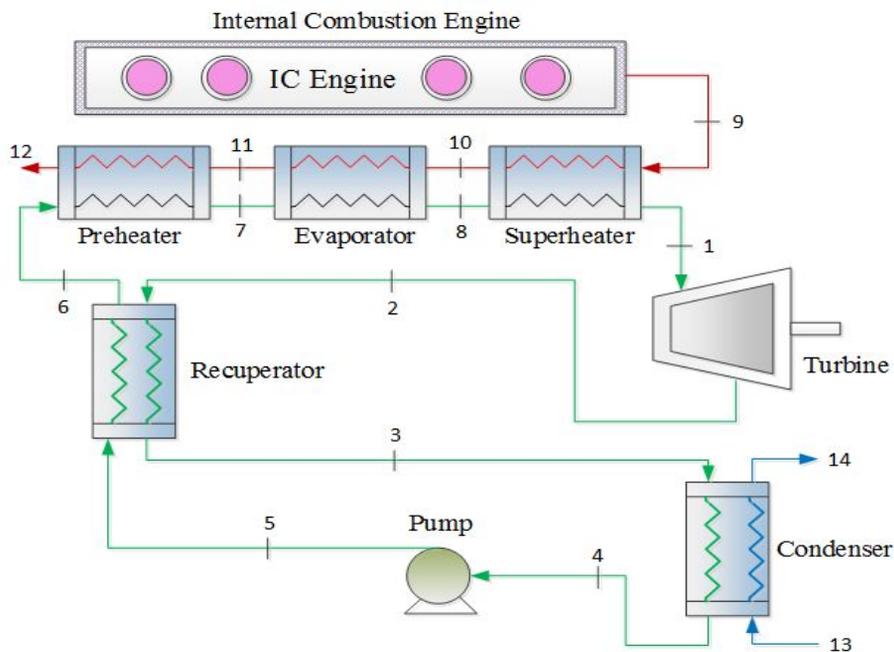
<Table 1> Main parameters of marine engine

Parameter	Value
Max power	51,480 [kW]
Rotate speed	102 [rpm]
Bore	960 [mm]
Stroke	2,500 [mm]
Exhaust mass flow	105.5 [kg/s]
Exhaust temperature	587 [K]

2. 하부(bottoming) ORC 시스템

ORC 시스템은 증발기, 터빈, 열회수기, 응축기 그리고 작동 유체 펌프로 구성된다. [Fig. 1]은 선박용 엔진으로부터 폐열 회수를 위한 기본 ORC 시스템의 개략도를 나타낸다. ORC 시스템의 작동 유체로는 Toluene과 Benzene을 사용하였다. 일반적으로 작동 유체는 임계온도를 토대로 3가지 범주로 나눌 수 있다. 즉, 임계온도가 150℃ 미만

인 저온 유체, 150-250℃ 사이인 중간 유체, 그리고 250℃ 이상인 고온 유체로 분류할 수 있다. <Table 2>는 여러 유기 작동 유체를 나타내고 있으며, 본 연구에서 선택된 작동 유체는 고온에 해당하며 그 외의 유체는 본 연구의 증발온도(463K)에서 사용하기 어려운 것으로 판단하여 2가지의 작동 유체에 대해서만 성능을 평가하였다.

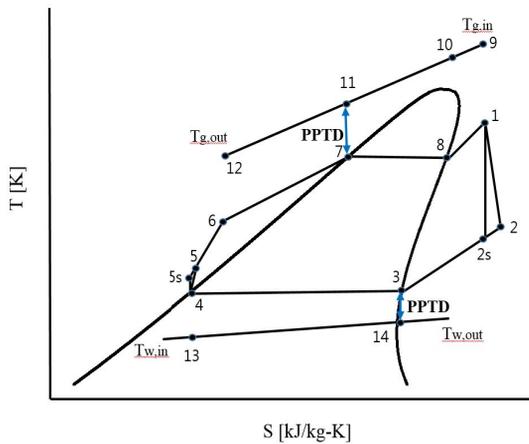


[Fig. 1] Schematic diagram of ORC system

<Table 2> List of organic fluids

Name	Tc(K)	Pc(MPa)	Type	M(g/mol)	ODP	GWP
R123	456.83	3.66	isentropic	152.93	0.02	76
R134a	374.21	4.06	wet	102.3	0	1430
R245fa	427.2	3.64	isentropic	134.05	0	1030
R1234yf	367.85	3.38	isentropic	114.04	0	< 1
R410A	344.5	4.9	-	72.58	0	2088
R744(Carbon dioxide)	304.13	7.38	wet	44.01	0	1
Benzene	562.05	4.89	isentropic	78.11	-	-
Toluene	591.75	4.13	dry	92.14	-	-

또한 T-s 선도에서 포화 증기 엔트로피 선의 기울기에 따라 유기 유체를 3가지 유형으로 분류한다. 즉 기울기가 0보다 작으면 wet 유체, 0과 거의 같으면 isentropic 유체 그리고 0보다 크면 dry 유체로 정의한다. [Fig. 2]는 Toluene의 T-s 선도를 나타내고 있다.



[Fig. 2] Temperature-entropy diagram

예열기, 증발기 그리고 과열기 내의 작동 유체는 엔진의 배기가스 폐열로부터 열을 회수하여 가열, 증발 그리고 과열되어 터빈으로 들어가 팽창하여 동력을 생산한 후 터빈을 빠져나온다. 터빈을 나온 배출 유기 가스는 열회수기로 들어가 펌프에서 가압된 유기 유체가 예열기로 들어가기 전에 미리 유기 유체를 가열시킨다. 열회수기를 나온 유기 가스는 응축기로 들어가 액체로 응축된 후 펌프에 의해 펌핑되어 다시 열회수기, 예열기, 증발기 그리고 과열기로 순환된다.

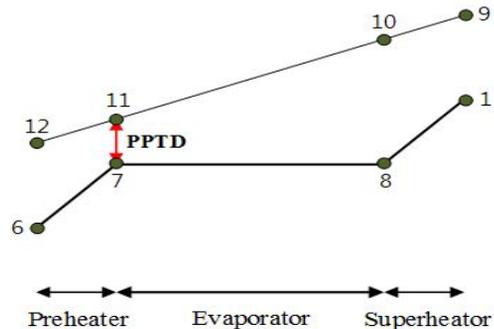
3. 시스템 모델링

모델링에 앞서 주요 변수들이 먼저 설정되어야 하며, <Table 3>에 나타낸 바와 같다. 사이클 각 지점에서의 열역학적인 상태량을 얻기 위해 에너지 보존 법칙과 질량 보존 법칙을 적용하였다.

<Table 3> Main parameters assumed for the ORC system

Parameter	Value
Turbine inlet temp.	473-543 [K]
Evaporation pressure	1.217 [MPa]
Condensing pressure	29.65 [kPa]
Atmosphere pressure	101 [kPa]
Cooling water initial temp.	298 [K]
PPTD of evaporator	30 [°C]
PPTD of condenser	10 [°C]
Turbine isentropic efficiency	80 [%]
Pump isentropic efficiency	70 [%]

배기가스 온도와 질량 유량은 <Table 1>에 나타나 있으며, 핀치 포인트에서 최소 핀치 포인트 온도차(PPTD)는 가스 유체 열교환기 성능을 충족시키기 위해 30°C로 간주된다(Tian et al. 2012; Vaja et al. 2010).



[Fig. 3] Temperature curve between exhaust gas and working fluid

[Fig. 3]의 온도 곡선으로부터 작동 유체의 질량 유량을 구하기 위해 다음과 같은 에너지 평형식을 사용한다.

$$m_{org} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} (T_9 - T_{11})}{h_1 - h_7} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 $c_{p,g}$ 는 점9와 점11 사이의 평균 온도에서 결정된다.

배기가스에 의해 회수된 총 열량은 다음과 같다.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{org}(h_1 - h_6) \dots\dots\dots (2)$$

터빈에서 팽창 후 작동 유체의 상태는 점 2에 위치한다. 팽창 과정의 비가역성 때문에 과정 1-2는 엔트로피 증가의 과정이 된다. 점 2의 비엔탈피와 터빈의 출력은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_2 = h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s}) \dots\dots\dots(3)$$

$$W_{turb} = \dot{m}_{org}(h_1 - h_2) \dots\dots\dots(4)$$

여기서, η_t 는 터빈의 내부 효율을 나타낸다.

응축기에서 방출된 열량은 다음 식에 의해 계산되며, 핀치 포인트 온도차는 10℃로 가정하여 에너지 평형식으로부터 냉각수 유량을 계산한다.

$$Q_{con} = \dot{m}_{org}(h_3 - h_4) \dots\dots\dots(5)$$

응축기를 나온 작동 유체는 펌프에 의해 압축된 후 작동 유체는 점5에 위치한다. 과정 4-5도 압축 과정에서 비가역 손실의 결과로 엔트로피 증가가 존재한다. 점5의 비엔탈피와 펌프에서 소비된 전력은 다음 식에 의해 결정될 수 있다.

$$h_5 = h_4 + (h_{5s} - h_4)/\eta_{pump} \dots\dots\dots(6)$$

$$W_{pump} = \dot{m}_{org}(h_5 - h_4) \dots\dots\dots(7)$$

여기서 η_{pump} 는 펌프의 단열 효율을 나타낸다.

점 6에서의 비엔탈피는 다음의 에너지 평형으로부터 구해진다.

$$\dot{m}_{org}(h_6 - h_5) = \dot{m}_{org}(h_2 - h_3) \dots\dots\dots(8)$$

사이클에 의해 생성된 순 출력과 전체 사이클 효율은 각각 다음과 같다.

$$W_{net} = W_{tur} - W_{pump} \dots\dots\dots(9)$$

$$\eta_{cyc} = \frac{W_{tur} - W_{pump}}{Q_{evap}} \dots\dots\dots(10)$$

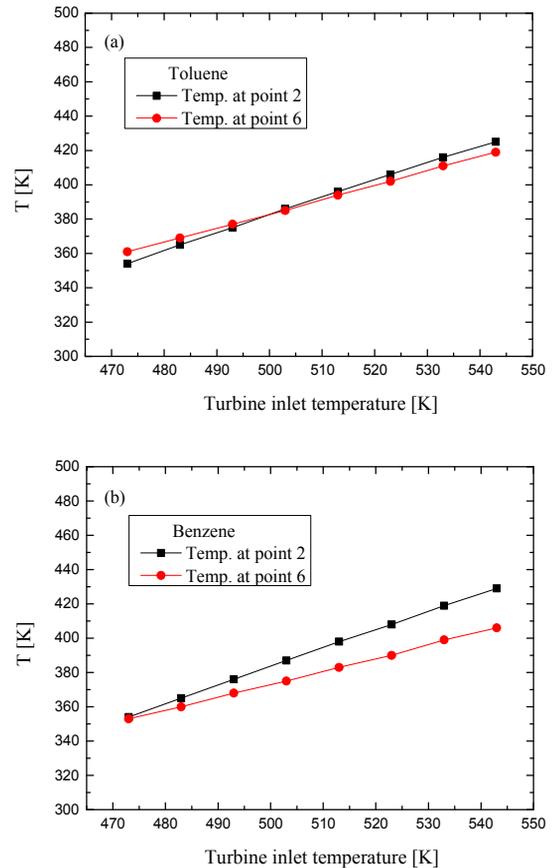
시스템 시뮬레이션은 Matlab 환경에서 작성된 프로그램을 사용하여 수행되었으며, 작동 유체의

물성치는 REFPROP 9.1 데이터베이스를 사용하여 얻어졌다.

III. 결과 및 고찰

본 연구에서는 열원인 선박용 디젤 엔진의 출구온도를 587K로 그리고 질량 유량을 105.5 kg/s로 고정한 후 터빈 입구온도를 473에서 573K까지 변화시켰을 때 ORC 시스템의 순 출력 및 효율을 계산하였다. 그리고 ORC 시스템의 작동 유체는 Toluene과 Benzene을 사용하였다.

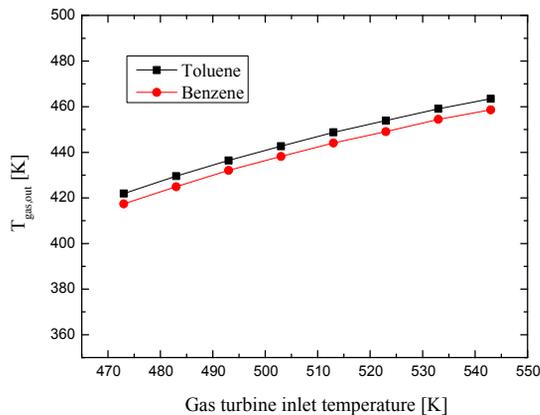
[Fig. 4]는 터빈 입구 온도 변화에 따른 점2와 6에서의 온도 변화를 나타낸다.



[Fig. 4] Temperature variation with turbine inlet temperature (superheat)

점2는 작동 유체가 터빈에서 팽창한 후 열회수기로 들어갈 때의 온도이고 점6은 펌프에서 가압된 후 열회수기로 들어갈 때의 온도를 나타낸다. Toluene의 경우 터빈의 입구 온도가 낮을 때는 점 2보다 점 6에서의 온도가 약간 높다가 터빈 입구 온도가 증가함에 따라 점 2의 온도가 더 높아 진다는 것을 알 수 있다. 반면에 Benzene의 경우 터빈의 입구 온도가 낮을 때는 점 2와 6의 온도는 거의 비슷하며 터빈 입구 온도가 증가함에 따라 점점 온도차가 증가하는 것으로 나타났다. 점2에서는 Toluene과 Benzene 둘 다 각 터빈 입구 온도에서 온도의 크기가 비슷하지만, 점6에서는 Benzene의 경우 Toluene보다 전반적으로 온도의 크기가 작기 때문인 것으로 생각된다.

[Fig. 5]는 터빈 입구 온도 변화에 따른 배기가스 출구 온도 변화를 나타낸다.

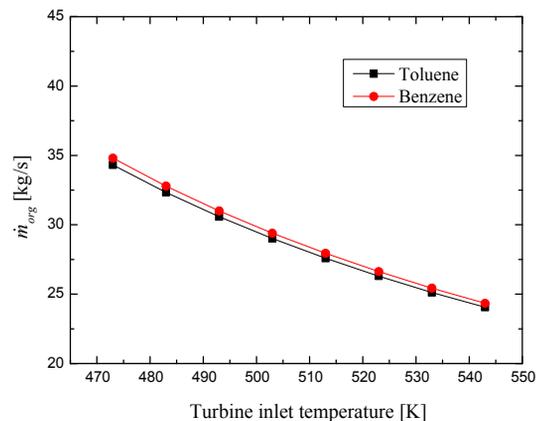


[Fig. 5] Temperature variation of exhaust gas with turbine inlet temperature (superheat)

배기가스 온도가 산 노점(acid dew point) 이하로 떨어질 경우 부식이 발생하며, 산 노점은 황 함량에 따라 변한다. 또한 출구 배기가스 온도는 ORC 열교환기의 특성에 따라 달라지며, Shu et al.(2017)은 산 부식을 방지하기 위하여 배기가스 출구온도가 산 노점(403K) 이상이 되도록 설정하였다. Yang(2016)은 선박용 디젤 엔진의 폐열원 조건 중에서 배기가스 출구온도를 411K로 최소

출구 온도 조건으로 설정하였다. 따라서 본 연구에서는 예열기를 빠져나가는 배기가스 출구 온도가 410K 이하로 떨어지지 않도록 설정하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그림으로부터 알 수 있듯이 배기가스 출구 온도는 417~463K의 범위에 있다는 것을 알 수 있다.

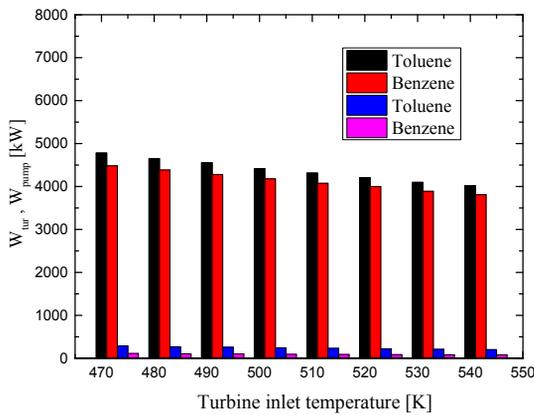
[Fig. 6]은 터빈 입구 온도 변화에 따른 작동 유체의 질량 유량의 변화를 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 터빈 입구의 과열도가 증가함에 따라 작동 유체의 질량 유량은 감소한다는 것을 알 수 있다. 즉, 작동 유체의 질량 유량이 증가함에 따라 터빈 입구 과열도도 감소하며, 과열도를 크게 하기 위해서는 질량 유량이 작아져야 한다는 것을 알 수 있다.



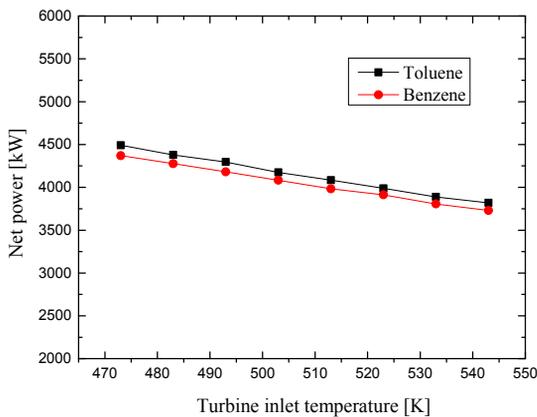
[Fig. 6] Variation of Mass flow rate of working fluid with superheat

[Fig. 7]은 터빈 입구 온도 변화에 따른 터빈의 출력 일과 펌프의 입력 일의 변화를 나타내고 있으며, [Fig. 8]은 순 출력 일의 변화를 나타내고 있다. 그림으로부터 알 수 있듯이 Ttoluene이 Benzene보다 출력이 약간 높게 나타났으며, 터빈 입구 과열도가 증가함에 따라 출력 일은 감소하고 있다. 이것은 과열도가 증가함에 따라 작동 유체의 질량 유량이 감소하며, 따라서 터빈 출구에서 작동 유체에 포함된 에너지가 커진다는 사실 때문이다. 결국 터빈에서의 에너지 변환율이

더 작아지게 되는 결과가 된다. 따라서 더 많은 출력을 생산하기 위해서는 터빈 입구 과열도를 낮게 설정하는 것이 유리하다. [Fig. 6]과 [Fig. 7]의 결과로부터 터빈에 의해 생산된 출력은 작동 유체의 질량 유량과 터빈 입구와 출구 사이의 엔탈피 차이에 따라 달라진다는 것을 알 수 있다.



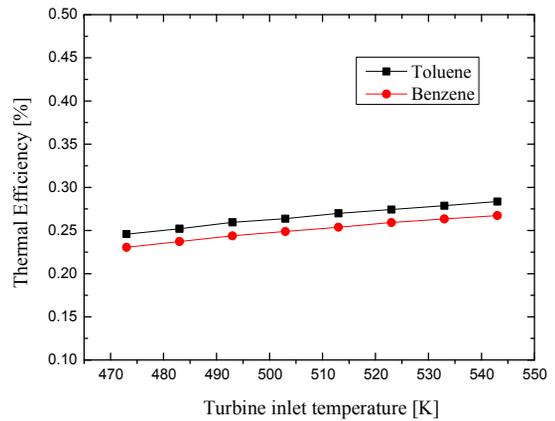
[Fig. 7] Power variation of turbine & pump



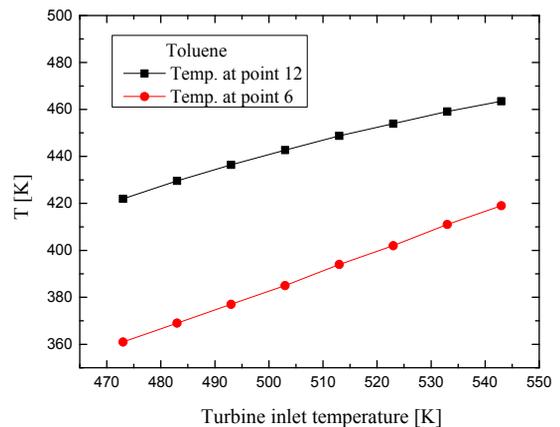
[Fig. 8] Variation of net power with superheat

[Fig. 9]는 터빈 입구 온도 변화에 따른 ORC 시스템의 열효율 변화를 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 열효율은 터빈 입구 과열도가 증가함에 따라 증가하는데 Toluene의 경우 최대 열효율은 약 28.4%를 나타냈으며, Benzene의 경우 약 26.7%를 나타내었다. 과열도가 증가함에 따라 예

열기 입구(점6)에서 작동 유체의 온도는 증가한다. 따라서 예열기 입구에서의 작동 유체와 배기 가스 출구(점12) 사이의 온도차는 감소하게 되며, [Fig. 10]에 그 결과가 나타나 있다.



[Fig. 9] Variation of thermal efficiency with superheat



[Fig. 10] Temperature variation of points 6 & 12

이것은 응축기에서 많은 양의 에너지가 버려지는 것을 방지해 준다(Wei et al., 2007). 그리고 증발과정 동안 작동 유체가 흡수하는 에너지는 작아지게 된다. 결과적으로 위에서 언급하였듯이 출력 일은 과열도가 증가함에 따라 감소하며, 열효율은 증가하게 된다.

IV. 결론

본 연구에서는 배기가스의 폐열을 회수할 목적으로 유기랭킨 사이클을 선박용 엔진의 하부에 연결하여 터빈 입구의 과열도 변화에 따른 ORC 시스템의 성능 분석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 터빈 입구의 과열도가 증가함에 따라 작동 유체의 질량 유량은 감소하는 것으로 나타났다. 즉, 과열도를 크게 하기 위해서는 질량 유량이 작아져야 한다는 것을 알 수 있다.

2. 터빈 입구 과열도가 증가함에 따라 출력 일은 감소하는 것으로 나타났으며, 터빈에 의해 생산된 출력은 작동 유체의 질량 유량과 터빈 입구와 출구 사이의 엔탈피 차이에 따라 달라진다는 것을 알 수 있다.

3. 열효율은 출력과 반대로 터빈 입구 과열도가 증가함에 따라 증가하는 것으로 나타났다. Toluene의 경우 최대 열효율은 약 28.4%를 나타냈으며, Benzene의 경우 약 26.7%를 나타내었다.

References

Bonilla J. J. · Blanco J. M. · Lopez L. · Sala J. M.(1997). Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country. *Applied Thermal Engineering*. 17, 283~288.

Chen, M. · Sasaki, Y. & Suzuki, R. O.(2011). Computational simulation of thermoelectric generators in marine power plants. *Mater Trans*, 52(8), 1549~1552.

Dolz, V. · Novella, R. · Garcia, A. & Sanchez, J. H. D(2012). Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: study and analysis of the waste heat energy. *Appl. Therm. Eng.*, 36, 269~278.

He, M. · Zhang, X. · Zeng, K. & Gao, K. (2011). A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy*, 36, 6821~6829.

Jing, G. & Fan, J.(2010). Review of energy utilization technology for marine diesel engine. *Diesel Engine*, 6, 1~4.

Larsen, U. · Pierobon, L. · Haglind, F. & Gabrielli, C.(2013). Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy*, 55, 803~812.

Liang, Youcai · Shu, Gequn · Tian, Hua · Wei, Haiqiao · Liang, Xingyu · Liu, Lina & Wang, Xuan (2014). Theoretical analysis of a novel electricity-cooling cogeneration system (ECCS) based on cascade use of waste heat of marine engine. *Energy Conversion and Management*, 85, 888~894.

Shu, G. · Liu, L. · Tian, H. · Wei, H. & Yu, G. (2014). Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Appl Energy*, 113, 1188~1198.

Shu, Gequn · Liu, Peng · Tian, Hua · Wang, Xuan & Jing, Dongzhan(2017). Operational profile based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat. *Energy Conversion and Management*, 146, 107~123.

Song, J. · Song, Y. · Gu, C. W.(2015). Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, 82, 976~985.

Tchanche, Bertrand F. · Lambrinos, Gr. · Frangoudakis, A · Papadakis, G.(2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3963~3979.

Teng, H. & Regner, G.(2009). Improving fuel economy for HD diesel engines with WHR rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection. *SAE Technical Paper*.

Teng, H. · Klaver, J. · Park, T. · Hunter, G. L. & Velde, V. D.(2011). A rankine cycle system for recovering waste heat from HD diesel engines e WHR system development. *SAE Int.*, 2-4.

Teng, H. · Regner, G. & Cowland, C.(2006). Achieving high engine efficiency for heavy-duty

- diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic-fluid ranking cycle. SAE Tech. Pap. Ser., 1~3.
- Teng, H. · Regner, G. & Cowland, C.(2007). Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part I: hybrid energy system of diesel and Rankine engines. SAE Technical Paper.
- Tian, H. · Shu, G. Q. · Wei, H. Q. · Liang, X. Y. & Liu, L. N.(2012). Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy*, 47, 125~136.
- Vaja, I. & Gambarotta, A.(2010). Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*, 35, 1084~1093.
- Wei, D. · Lu, X & Lu, Z.(2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Convers. Manage.*, 48(4), 1113~1119.
- Yang, Min-Hsiung(2016). Optimizations of the waste heat recovery system for a large marine diesel engine based on transcritical Rankine cycle. *Energy*, 113, 1109~1124.
-
- Received : 21 June, 2017
 - Revised : 03 April, 2017
 - Accepted : 08 April, 2017