

디젤 엔진의 재킷 냉각수 열을 회수하기 위한 ORC의 열역학적 해석

임태우 · 이춘기[†]
(한국해양대학교)

Thermodynamic Analysis of ORC to Recover waste Heat of Jacket Cooling Water in Diesel Engine

Tae-Woo LIM · Chun-Ki LEE[†]
(Korea Maritime and Ocean University)

Abstract

Among the waste heat discharged from diesel engine, the temperature of the jacket cooling water whose temperature of the heat source is relatively low rises to 85°C. Organic Rankine Cycle(ORC) can effectively recover the low temperature heat source such as jacket cooling water due to its distinctive thermodynamic performance. Therefore, in this study, ORC system for recovering waste heat of jacket cooling water which is a low temperature heat source is constituted. by selecting R245fa and R1234yf as working fluids for low temperature heat sources, the efficiency of the ORC system for the two working fluids is compared. Also, the effect of the saturation temperature change of the evaporator on the system performance is investigated. From the simulation results, it is found that the efficiency of R2345fa is 26~35% higher than that of R1234yf. When the saturation temperature of evaporator is 353 K, the efficiency of ORC system using R245fa as the working fluid increases by 11%.

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

I. 서론

선박용 디젤 엔진의 경우, 연료 에너지의 약 50% 미만이 유용한 출력으로 전환되는 반면 나머지 에너지는 주로 배기가스, 재킷 냉각수 그리고 공기 냉각 시스템과 윤활 시스템과 같은 기타 다른 방법을 통해 손실되고 있다(Dolz et al. 2012). 폐열회수 기술을 통해 이렇게 버려지는 에너지를 회수하기 위한 노력이 이루어져 왔으며, 궁극적으로 이러한 폐열 회수를 통해 전체 에너

지 요구량 및 환경오염에 대한 영향을 감소시킬 수 있었다.

폐열원은 일반적으로 온도 레벨에 따라 다음과 같이 분류된다. 즉, 저온은 230°C이하의 열원을 말하며, 중온은 230-650°C의 열원, 그리고 고온은 650°C이상의 열원을 말한다. 중온 및 고온의 폐열원은 증기 랭킨 사이클 및 열저장 기술을 통해 쉽게 회수 될 수 있다(Bohl 2009). 그러나 전체의 절반 이상을 차지하는 저온의 열원은 활용하는데 어려움이 많았다. ORC(Organic Rankine Cycle) 시

[†] Corresponding author : 051-410-4277, leeck@kmou.ac.kr

시스템은 저온 조건에서 견고한 열 성능, 시스템 단순성, 환경 및 경제적 이점과 같은 중요한 장점으로 인해 저온 열원을 활용할 수 있는 유망한 에너지 변환 기술로 입증되어 왔다(Song et al. 2014).

열원의 온도가 낮고 발전 시스템의 규모가 작을 경우 유기 유체(organic fluid)는 물보다 많은 장점을 가지고 있다. 즉, 유기 유체는 물에 비해 포화비등점이 낮은 특성을 가지고 있으며, 물보다 더 큰 분자량을 가지고 있기 때문에 작동유체로 사용될 경우 물에 비해 팽창기에서의 질량 유량이 증가하게 된다. 일반적으로, 질량 유량이 클수록 터빈의 효율은 증가하며, 터빈의 손실은 감소하게 된다. 결과적으로 저온 열원에서 유기 유체는 물보다 높은 사이클 효율을 얻을 수 있으며, 이러한 높은 효율로 인해 소형 발전 시스템에서는 유기 유체가 선호 되고 있다. 기존의 발전 시스템의 경우 작동유체로 물을 사용함으로써 고온의 연소로부터 에너지를 얻어 왔다. 그러나 물 이외의 다른 종류의 작동 유체를 사용하거나 시스템의 작동 조건을 변경함으로써 보다 저온의 열원으로도 상당히 많은 에너지를 얻을 수 있게 되었다.

Lim et al.(2017)은 배기가스의 폐열을 회수하기 위해 선박용 디젤 엔진과 연결된 하부(bottoming) 시스템으로 유기랭킨 사이클을 제안하였으며, 최대 28.4%의 열효율을 얻었다. Thekdi et al.(2011)은 95-260°C의 소스(열원) 온도 범위에서 제안된 ORC에 대한 다양한 발전 기술을 비교하였으며, 주어진 온도 범위에 대해 8-12%의 변환 효율을 주장하였다(Singh et al. 2016). Vaja et al.(Vaia 2010)은 470°C의 엔진 배기가스 온도 열원으로부터 하부 ORC시스템 내 작동 유체로 벤젠을 사용함으로써 약 12%의 전체 설비 효율 증가를 얻었다. Larsen et al. (2013)은 선박 응용 분야의 경우 열원 온도가 각각 180°C에서 360°C 범위에 대해서는 20~30%에 해당하는 최적의 ORC 시스템 효율이 얻어진다고 주장하였다. 이는 대략 10%에

서 15% 사이의 전반적인 발전소 효율 향상으로 해석 될 수 있다. Soffiato et al.(2015)은 엔진 냉각수, 윤활유 냉각기 및 소기 냉각기의 폐열을 사용하여 ORC의 다양한 구성을 분석하여 회수 효율이 최대 8%인 저온 열원의 폐열회수 가능성을 입증하였다.

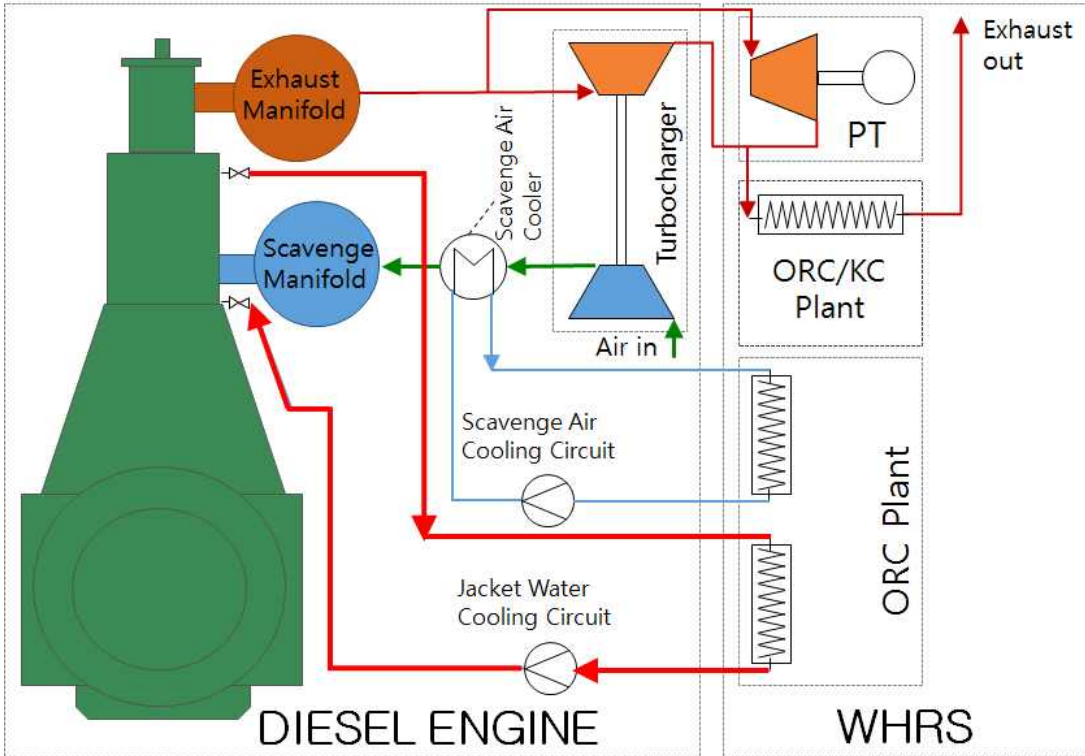
선박용 디젤 엔진으로부터 배출되는 폐열 중 열원의 온도가 낮은 재킷 냉각수는 85°C까지 온도가 상승하나, 이중 연료(dual-fuel) 및 가스 엔진의 경우 냉각수 온도는 3-4bar의 냉각수 압력에서 125°C까지 상승할 수 있다(Kuiken 2008).

재킷 냉각수는 낮은 열원 임에도 불구하고 엔진 작동 중에도 재킷 냉각수를 계속 사용할 수 있을 뿐만 아니라, 그 열량은 상당히 많은 양에 해당하기 때문에 이 폐열을 회수하여 전체 시스템 효율을 향상시킬 수 있다. 따라서 본 연구의 목적은 저온 열원인 재킷 냉각수의 폐열을 회수하기 위한 ORC시스템을 구성하며, 저온 열원에서 사용할 수 있는 작동 유체로 R245fa와 R1234yf를 선정하여 두 작동 유체에 따른 ORC시스템의 효율을 비교하였으며, 또한 증발기의 포화온도 변화가 시스템 성능에 미치는 영향을 고찰하는 것이다.

II. 시스템 개요

1. 상부(topping) 디젤 엔진

디젤 엔진으로부터 발생하는 폐열은 배기가스, 공기 냉각 시스템 그리고 재킷 냉각수와 같은 열원을 들 수 있으며, [Fig. 1]은 이 흐름도를 나타내고 있다. 또한 [Fig. 1]은 열원을 회수하기 위한 ORC 그리고 KC(Kalina cycle) 시스템을 포함하고 있다. <Table 1>은 선박이 항해 중일 때 얻을 수 있는 폐열의 온도 범위를 나타내고 있다(Heywood 1988; Kuiken 2007; Shu et al. 2013). 본 연구에서는 열을 회수하기 시작하는 재킷 냉각수의 온도와 유량은 각각 85°C와 56kg/s로 설정하였다.



[Fig. 1] Diesel waste heat recovery system (Singh et al. 2016).

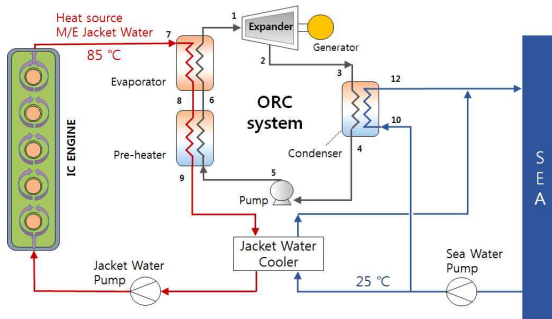
<Table 1> Temperature range of main waste heat sources

Source	Temperature range
Engine exhaust gas	200~500 [°C]
Scavenge air (compressor outlet)	100~160 [°C]
Engine cooling water	70~125 [°C]

2. 하부(bottoming) ORC 시스템

[Fig. 2]는 증발기, 팽창기, 응축기 그리고 펌프로 구성된 ORC시스템의 개략도를 나타낸다. ORC 시스템의 작동 유체로는 임계온도를 토대로 3가지 범주로 나눌 수 있다. 즉, 150°C 미만인 경우를 저온 유체, 150-250°C 사이인 경우를 중온 유체 그리고 250°C 이상인 경우를 고온 유체로

분류하고 있다. 따라서 본 연구에서 임계온도가 150°C 미만인 여러 작동유체 중에서 R245fa와 R1234yf를 사용하여 ORC 시스템에 대한 성능을 평가하였다. <Table 2>는 두 작동 유체에 대한 특징을 나타내고 있으며, R245fa는 dry보다 isentropic유체에 더 가까우며, R1234yf는 isentropic 유체이다. 즉, [Fig. 3]의 T-s선도에서 R245fa와 R1234yf의 포화 증기 엔트로피 선의 기울기가 각각 양($ds/dT \geq 0$)의 값과 영($ds/dT=0$)의 값을 나타내고 있기 때문이다. 본 연구에는 사용되지 않았지만 포화 증기 엔트로피선의 기울기가 음의 값을 갖는 경우를 wet 유체라 한다. Wet 유체는 일반적으로 과열을 필요로 하며, 건식 및 등 엔트로피 유체는 그렇지 않다. 따라서 isentropic 유체와 dry 유체가 일반적으로 ORC 시스템에 권장되고 있다(Chen et al. 2010).



[Fig. 2] Schematic diagram of ORC system.

<Table 2> Properties of working fluids

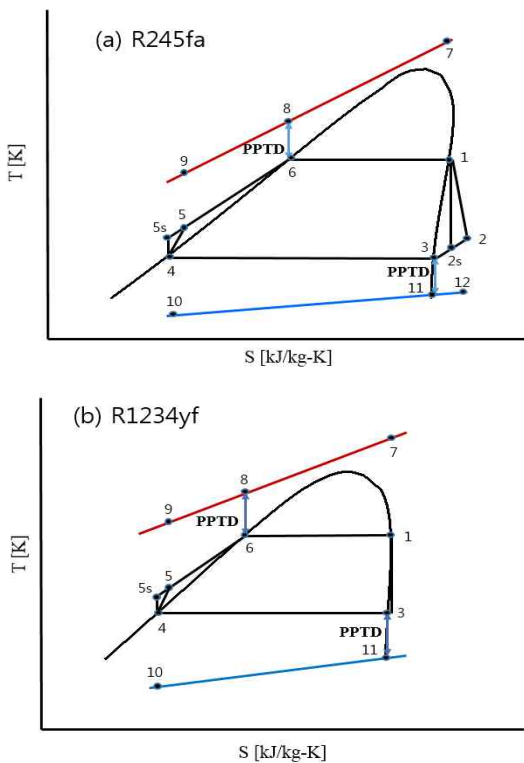
Working fluid (Type)	T _c	P _c	Molar mass
R245fa (≈ isentropic)	154.5 [°C]	3.64 [MPa]	134.05 [g/mol]
R1234yf (isentropic)	94.7 [°C]	3.38 [MPa]	114.04 [g/mol]

3. 시스템 모델링

<Table 3>은 모델링에 앞서 주요 변수들의 초기 설정 값을 나타내고 있다. 증발기의 포화온도는 345, 349 그리고 353°C이다. 점 6과 8 그리고 3과 11사이의 온도차를 핀치 포인트 온도차 (PPTD)라고 한다. 보통 핀치 포인트 온도차가 작을수록 열회수가 많아지게 되며, 결과적으로 효율이 높아지게 된다. 또한 핀치 포인트 온도차가 작을수록 그 만큼 더 열교환 면적이 커야한다. 일반적으로 핀치 포인트 온도차는 효율성과 경제성을 고려하여 2~7°C(Barse et al. 2016; Ke 2009)로 설정된다. 본 연구에서는 핀치 포인트 온도차를 2°C로 설정하였다. 그리고 응축 압력은 0.19MPa이며, 해당하는 포화온도는 305°C이다.

<Table 3> Main parameters assumed for the ORC system

Parameter	Value
Evaporation temperature	345, 349, 353 [°C]
Condensing temperature	305 [°C]
Atmosphere pressure	101 [kPa]
Cooling water initial temp.	25 [°C]
PPTD of evaporator	2 [°C]
PPTD of condenser	2 [°C]
Turbine isentropic efficiency	80 [%]
Pump isentropic efficiency	70 [%]



[Fig. 3] Temperature-entropy diagram.

[Fig. 3]의 T-s선도에 나타난 각 지점에서의 열역학적인 상태량은 에너지 보존 법칙과 질량 보존 법칙을 적용하여 얻을 수 있으며, ORC 시스템을 순환하는 작동 유체의 질량 유량은 다음과 같은 에너지 평형식을 사용하여 구한다.

$$m_{org} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} (T_7 - T_8)}{h_1 - h_6} \dots\dots\dots (1)$$

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

재킷수로부터 회수된 총 열량은 다음과 같다.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{org}(h_1 - h_5) \dots\dots\dots (2)$$

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

$$h_2 = h_1 - \eta_{exp.}(h_1 - h_{2s}) \dots\dots\dots (3)$$

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

여기서, $\eta_{exp.}$ 는 팽창기의 내부 효율로 <Table 3>에 나타나 있다.

응축기에서 작동유체로부터 냉각수로 방출된 열량은 다음 식에 의해 계산된다.

$$Q_{con} = \dot{m}_{org}(h_2 - h_4) \dots\dots\dots (5)$$

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.

ORC 시스템에 의해 생성된 순 출력과 전체 사이클 열효율은 각각 다음과 같다.

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

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

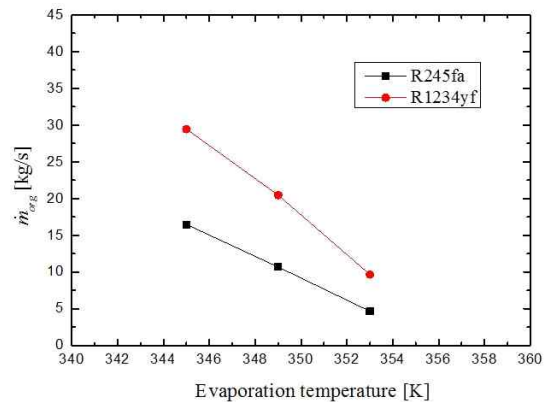
ORC 시스템 내 작동유체의 물성치는 미국 표

준 기술 연구소 (National Institute of Standards and Technology)에서 개발 한 REFPROP 9.1에 의해 계산되며, 전체 시스템은 Matlab 환경에서 작성된 프로그램을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

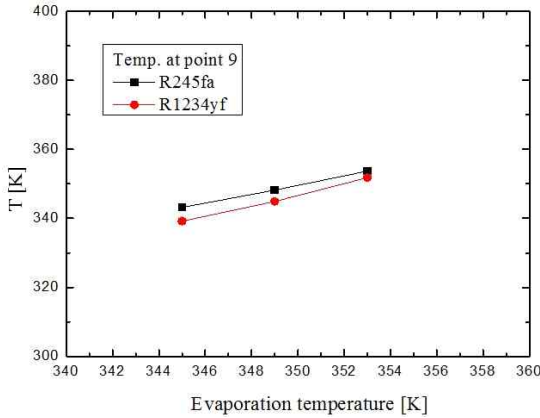
III. 결과 및 고찰

본 연구에서는 디젤 엔진에서 배출되는 열원 중 저온이지만 열원의 양이 많으며, 선박 운항 시 계속해서 사용이 가능한 재킷 냉각수의 폐열을 회수하기 위한 ORC 시스템을 구성하였다. 재킷 냉각수의 온도는 85℃이며 질량 유량은 56kg/s로 설정하였다. ORC 시스템의 작동 유체는 R245fa와 R1234yf를 사용하여 증발기의 포화온도에 따른 출력 및 효율을 계산하였다.

[Fig. 4]는 증발기의 증발 온도 변화에 따른 작동 유체의 질량 유량의 변화를 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 작동 유체의 질량 유량은 상당히 감소한다는 것을 알 수 있다. 이것은 증발기의 증발 온도가 낮아짐에 따라 재킷 냉각수가 증발기와 예열기에서 열교환후 예열기를 빠져나갈 때 [Fig. 3]의 점9의 온도가 더욱 감소하기 때문에 작동유체의 질량유량은 감소하게 된다.

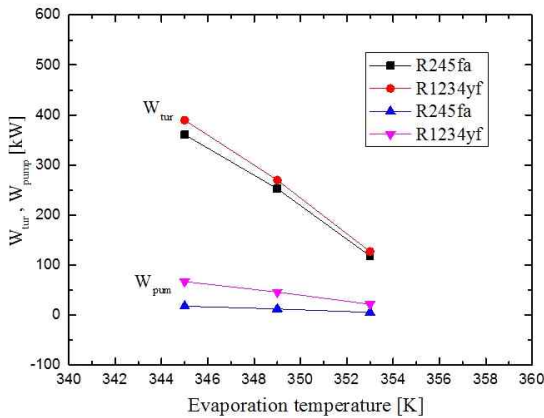


[Fig. 4] Variation of Mass flow rate of working fluid with evaporation temperature.



[Fig. 5] Temperature variation of point 9 with evaporation temperature.

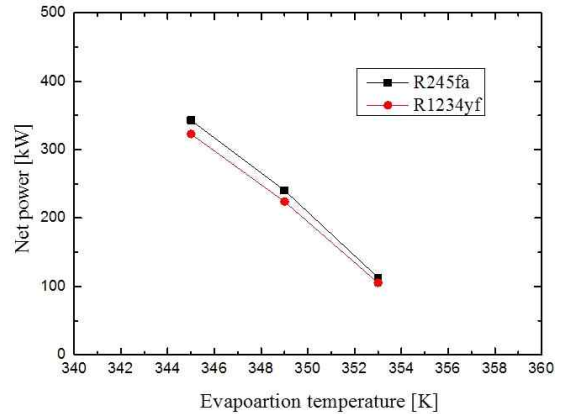
[Fig. 5]는 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 점9에서의 온도 변화를 나타내고 있다. 그림으로부터 알 수 있듯이 증발 온도가 증가함에 따라 재킷 냉각수가 열교환 후 빠져나가는 점9에서의 온도가 증가하고 있다는 것을 알 수 있다.



[Fig. 6] Power variation of turbine & pump.

[Fig. 6]은 증발기의 증발 온도 변화에 따른 팽창기의 출력 일과 펌프의 입력 일의 변화를 나타내고 있으며, [Fig. 7]은 순수 출력 일의 변화를 나타내고 있다. 그림으로부터 알 수 있듯이 R1234yf가 R245fa보다 출력이 높게 나타났으며, 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 출력 일은

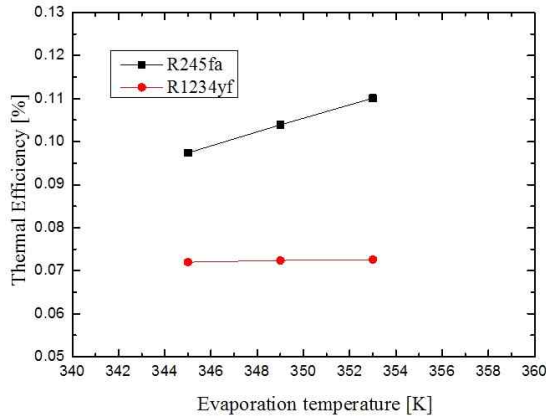
두 유체 모두 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 증발온도가 증가함에 따라 팽창기에서의 엔탈피 감소보다 작동 유체의 질량 유량의 감소가 훨씬 크기 때문이다. 따라서 더 많은 출력을 생산하기 위해서는 증발기의 증발온도를 낮추는 것이 낫다고 할 수 있다.



[Fig. 7] Variation of net power with evaporation temperature.

[Fig. 7]의 순수 출력 일은 R245fa가 R1234yf보다 높게 나타났는데, 이것은 R1234yf의 경우 펌프의 입력 일이 R245fa보다 높게 나타났기 때문이다. 따라서 [Fig. 4]와 [Fig. 6]의 결과로부터 팽창기에 의해 생산된 출력은 작동 유체의 질량 유량과 팽창기 입구와 출구 사이의 엔탈피 차이에 따라 달라진다는 것을 알 수 있다.

[Fig. 8]은 증발기의 증발 온도 변화에 따른 ORC 시스템의 열효율 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이 열효율은 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 증가하는데 R245fa의 경우 최대 열효율은 약 11%를 나타냈으며, R1234yf의 경우 약 7%를 나타내었다. 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 점9([Fig. 3])에서의 온도는 증가하게 되며, 결국 증발기에서 작동유체가 흡수하는 열량은 그 만큼 더 감소하게 되어 열효율은 증가하게 된다.



[Fig. 8] Variation of thermal efficiency with evaporation temperature.

IV. 결론

본 연구에서는 저온 열원인 디젤 엔진의 재킷 냉각수의 폐열을 회수하기 위하여 유기랭킨사이클을 구성하여 증발기의 포화 온도 변화에 따른 ORC시스템의 성능을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 증발기의 포화 온도가 증가함에 따라 저온 열원인 재킷 냉각수 출구 온도는 증가하였으며, 작동 유체의 질량 유량은 감소하였다.
2. 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 출력 일은 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 증발 온도가 증가함에 따라 팽창기에서의 엔탈피 감소보다 작동 유체의 질량 유량의 감소가 훨씬 크기 때문이다.
3. 열효율은 증발기의 증발 온도가 증가함에 따라 증가하였다. 이것은 증발기에서 작동유체가 흡수하는 열량이 더 감소함에 따라 열효율이 증가하게 된다.

References

Barse K. A. & Mann M. D.(2016). Maximizing ORC performance with optimal match of working fluid

with system design. *Appl. Therm. Eng.*, 100, 11~19.

Bohl R.(2009). Waste heat recovery from existing simple cycle gas turbine plants e a case study. In: 18th Symposium on industrial application of gas turbines (IAGT). Alberta, Canada.

Chen H. and Goswami D. Y. & Stefanakos E. K.(2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 14, 3059~3067.

Dolz, V. · Novella, R. · García, A. & Sanchez, J(2012). HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. *Applied Thermal Engineering*, 36, 269~278.

Heywood J. B.(1988). Internal combustion engine fundamentals, Vol. 930, New York: McGraw-Hill.

Ke W.(2009). Research on waste heat power generation of aluminum reduction cell's flue based on organic Rankine cycle Master's Dissertation. Central South Univ. (in Chinese).

Kuiken K.(2008). Diesel engines for ship propulsion and power plants-I, Vol. 1. Onnen, The Netherlands: Target Global Energy Training.

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.

Lim T. W. & Lee C. K.(2017). Theoretical analysis of ORC(organic Rankine cycle) system to recover waste heat of marine engine, *Journal of Fisheries and Marine Sciences Education*, 29(5), 1522~1530.

Shu G. · Liang, Y. · Wei, H. · Tian, H. · Zhao, J. & Liu, L.(2013). A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renew Sustain Energy Rev.*, 19, 385~401.

Singh, D. V & Pedersen, E.(2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications, *Energy Conversion and Management*, 111, 315~328.

Soffiato M. · Frangopoulos, C. A. · Manente, G. · Rech, S. & Lazzaretto, A.(2015). Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. *Energy Convers*

- Manage 92, 523~534.
- Song, J. · Li, Y. · Gu, C. W. & Zhang, L.(2014). Thermodynamic analysis and performance optimization of an ORC (Organic Rankine Cycle) system for multi-strand waste heat sources in petroleum refining industry, *Energy*, 71, 673~680.
- Thekdi A. & Belt C.(2011). Waste heat reduction and recovery options for metals industry. In: *Energy technology*. John Wiley & Sons, Inc., 17~24.
- Vaja I. & Gambarotta A.(2010). Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*, 35, 1084~1093.
-
- Received : 04 April, 2018
 - Revised : 02 May, 2018
 - Accepted : 08 May, 2018