

유기 랭킨 사이클을 이용한 선박 주기관 폐열 회수 시스템의 열역학적 분석[§]

진정근^{*†} · 이호기^{*} · 박건일^{*} · 최재웅^{*}

* 삼성중공업 조선해양연구소

Thermodynamic Analysis of the Organic Rankine Cycle as a Waste Heat Recovery System of Marine Diesel Engine

Jungkun Jin^{*†}, Hoki Lee^{*}, Gunil Park^{*} and Jaewoong Choi^{*}

* Marine Research Institute, Samsung Heavy Industries

(Received December 21, 2011; Revised April 23, 2012; Accepted April 30, 2012)

Key Words: Organic Rankine Cycle(유기 랭킨 사이클), Waste Heat Recovery System(폐열 회수 시스템), Heat Engine(열기관), Marine Diesel Engine(박용 디젤 엔진), Scavenge Air(소기 공기), Air Cooler(공기 냉각기), R245fa

초록: 유기 랭킨 사이클(ORC)을 이용한 선박 주기관 폐열 회수 시스템의 열역학적 분석을 수행하고 적용 가능성 및 효과를 검토하였다. 이론 해석에서는 ORC 와 ORC 에 열을 전달하기 위한 열전달 루프, 냉각수 공급 펌프를 모두 고려하여 전체 효율을 예측하였다. ORC 사이클의 성능은 증발기와 응축기의 특성과 열전달 루프의 온도 조건을 달리하여 평가되었으며 그 특성을 사이클 효율과 시스템 효율 관점에서 비교하였다. 수에즈막스 유조선에 대하여 ORC 사이클은 250°C 이하의 폐열 조건에 대하여 약 10% 정도의 열효율을 보였다. ORC 이용하여 엔진 폐열로부터 주기관 출력의 3~4%에 해당하는 전력을 생산할 수 있으며 수에즈막스 유조선에 적용 시, 정상 운항시 필요한 전력의 59~69%를 ORC 생산 전력으로 대체하여 운항 중 연료 소모량을 절감시킬 수 있는 것으로 나타났다.

Abstract: A thermodynamic analysis and a feasibility study on the organic Rankine cycle (ORC) as a waste heat recovery system for a marine diesel engine were carried out. The ORC and its combined cycle with the engine were simulated, and its performance was estimated theoretically using R245fa. A parametric study on the performance of the ORC system was carried out under different temperature conditions of the heat transfer loop and specification of the heat exchanger. According to the thermodynamic analysis, ~10% of the thermal efficiency of the cycle was able to be realized with the low temperature heat source below 250°C. The electric power output of the ORC was estimated to be about 4% of the mechanical power output of the engine, considering additional pumps for cooling water and circulation of the heat transfer medium. According to the present study, the electric power generated by the ORC is about 59%–69% of the required power, and it is possible to reduce the fuel consumption under normal seagoing conditions.

- 기호설명 -

H : 엔탈피 (kW)
LMTD : Log Mean Temperature Difference
 \dot{m} : 질량 유량 (kg/s, kg/h)
Q : 열량 (kW)

η : 효율 (%)
 \dot{V} : 부피유량

하첨자
allow : allowable (허용)
appr. : approach (접근)
cond : 응축
CW : 냉각수
exh : 배기가스
Loop : 순환루프(열전달)
PP : 핀치점 (Pinch point)

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 추계학술대회(2011. 11. 2.-4., EXCO) 발표논문임

† Corresponding Author, jungkun.jin@samsung.com

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

sca : 연소 공기 (Scavenge air)
 SW : 해수

1. 서론

지난 2011년 7월, 국제해사기구 (IMO)의 62차 해양환경보호위원회 (MEPC)에서는 2013년 1월 1일 이후 건조되는 400톤 이상의 선박에 대한 탄소 배출 허용 기준을 마련하였다. 이에 따라 선박 건조 관련 기관들은 규제 만족을 위한 다양한 선박 및 의장품 개발을 진행하고 있다. 이 중 선박 주기관의 효율을 향상시키는 기술은 연료 소모량을 감소시켜 배기가스 규제를 만족시킬 수 있는 기술이며, 선주, 선사의 입장에서는 운항비용을 저감시킬 수 있는 기술에 해당하여 많은 관심을 받고 있다.

일반적인 선박 엔진의 에너지 균형은 Fig. 1과 같다. 연료의 저위발열량(LHV, Lower Heating Value)의 50% 정도가 추진에 사용되고 있으며 나머지는 열의 형태로 버려지고 있다. 따라서 외부로 버려지는 배출 열을 유용한 형태로 회수하면 전체 시스템의 에너지 효율을 향상시킬 수 있으며 선박 적용 기술로는 엔진 배기 라인에 폐열 회수 보일러를 장착하고 보일러에서 생성된 스팀으로 터빈을 구동하여 전력을 생산하는 폐열 회수 시스템(WHRS, Waste Heat Recovery System)이 있다.(Fig. 2)

Fig. 2와 같은 스팀 터빈 발전에서 터빈 구동을 위한 충분한 증기압 형성을 위해서는 300°C 근방의 폐열 온도가 요구된다. 그러나 현재 엔진의 배기가스 온도는 230~250°C 이므로 스팀 폐열 회수 발전을 위해서는 배기가스 온도를 증가시켜야 하는데 이를 위해서는 연비, 배기가스에서 일정 수준의 폐열 터를 감수해야 한다는 점과 시스템이 커지는 단점이 있다. 또한 질소산화물, 황산화물 배출 규제 만족을 위하여 엔진 배기가스 온도가 낮아지고 있어 스팀 터빈 적용에는 제한이 있다. 또한, Fig. 1에 제시된 바와 같이 약 34%의 폐열을 가지고 있는 연소공기와 자켓 냉각수의 온도가 190°C 미만이기 때문에 단독으로 WHRS의 열원으로 사용하지 못하고 배기가스 보일러의 급수 예열하는데 사용하게 된다.

유기 랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle, 이하 ORC)은 저온에서 고압의 증기압을 형성할 수 있는 유기냉매를 이용하는 랭킨 사이클로 저온 폐열 회수에 적합한 사이클로 널리 알려져 있다.(2,3) 유기 냉매들은 물과 다르게 isentropic 혹은 dry fluid이기 때문에 터빈에 과열증기 상태로 공급할 필요가 없어 증발기 및 터빈 설계가 용이하다.(3) 이와 같은 특성에 따라 중저온 폐열이 발생하는 플랜트

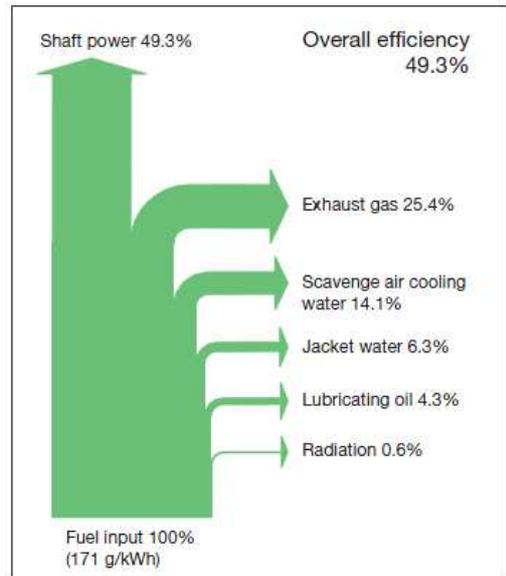


Fig. 1 Heat balance of a Sulzer 12RTA96C engine (Wärtsilä) (1)

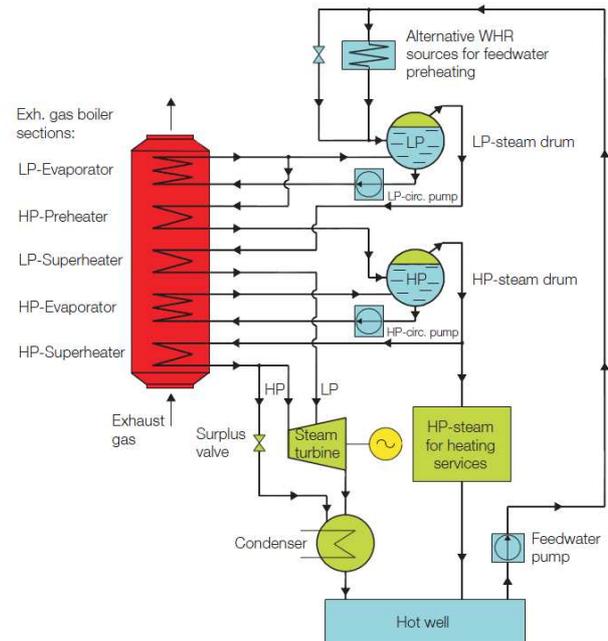


Fig. 2 Example of the WHRS (MAN Diesel & Turbo)

의 하부 사이클로 구성되는 폐열 회수 시스템,(4,5) 지열발전,(6) 태양열 발전,(7) 바이오매스 플랜트(8) 및 해수 온도차 발전에 적용되고 있으며, 발전용 디젤 엔진에 적용되는 연구도 진행되고 있다.(9)

앞서 언급한 바와 같이 선박 폐열의 온도는 낮기 때문에 ORC를 이용한 중저온 폐열 회수 기술을 적용하기에 적합하다. 그러나 ORC를 이용한 선박 폐열 회수 시스템에 대한 논문은 거의 없는 실정이다.(2) 이에 본 연구에서는 ORC를 기반으로 한 선박 주기관의 중저온 폐열 회수 시스템

에 대하여 그 효과를 열역학적으로 분석하고 특징을 파악하여 선박 폐열 회수 시스템으로서의 적용 가능성을 타진하는 연구를 수행하였다.

2. 시뮬레이션

2.1 엔진 폐열 조건

선박의 에너지 흐름과 엔진은 각 프로젝트의 요구 조건과 선종에 따라 달라지기 때문에 보편적인 폐열 조건 확보에는 어려움이 있다. 본 연구에서는 MAN Diesel & Turbo 사의 6S70ME-C8.1-TII 를 대상 엔진으로 선정하였다. 해당 엔진의 NCR (Normal Continuous Rating, 정상 연속 출력) 은 16.4 MW (SMCR 18.2 MW) 로 수에즈막스(Suez Max) 유조선에 적합하다.

Fig. 3 은 수에즈막스 탱커의 연료 에너지 사용 구성을 나타낸 것으로 연소공기에 포함된 폐열량은 이코노마이저에서 배출되는 배기가스 폐열에 대등한 수준임을 확인할 수 있다. 따라서 효과적인 에너지 회수를 위해서는 연소 공기의 열을 반드시 회수해야 한다.

배기가스의 폐열 회수 효과를 극대화하기 위해서는 대기로 방출되는 배기가스 온도를 최대한 낮추는 방향으로 설계해야 한다. 선박 주연료인 HFO (Heavy Fuel Oil)의 경우 약 3% 정도의 황을 포함하고 있어 엔진 배기가스에는 다량의 황산화물 함유되어 있다. 따라서 배출 온도가 너무 낮으면 황산화물이 응축되어 열교환기 부식의 원인이 된다. 따라서 대기로 배출되는 배기가스 온도가 산노점(Acid dew point)보다 높도록 설계되거나 부식 방지를 위한 방안이 필요하다. 엔진 메이커는 배출가스 최저 제한 온도를 160℃로 제시하고 있으며 본 연구에서는 배출 제한 온도를 165℃로 선정하였다.

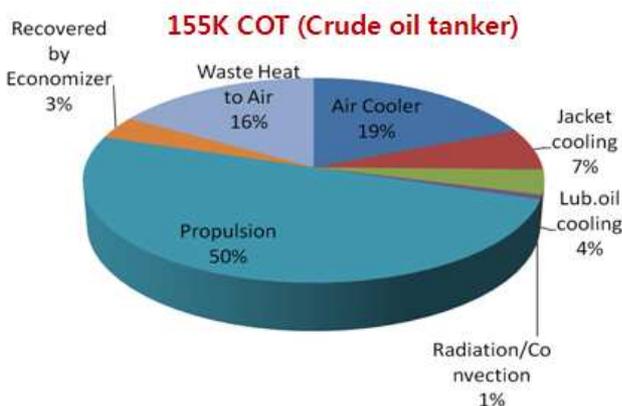


Fig. 3 Energy Balance of crude oil tanker (Suez Max)

반면 연소 공기는 일반적으로 40℃ 까지 냉각하여 실린더 내부로 공급하기 때문에 최저 온도 제한이 없다.

본 연구에서 선정한 대상 엔진의 NCR 에서 폐열 조건은 Table 1 과 같다. ISO condition 에서 터보 차저를 통과한 배기가스 온도는 227℃ 이지만 선박 연료 가열 등에 필요한 서비스 스팀을 생성한 후에는 약 202℃ 정도로 낮아지게 된다. 본 연구의 계산에서는 서비스 스팀 생성에 사용된 이후의 배기가스로부터 폐열을 회수하는 것으로 가정하였다.

2.2 시뮬레이션 방법

2.2.1 사이클 해석

작동 유체로는 R245fa (CF₃CH₂CHF₂)를 사용하였다. R245fa 는 isentropic fluid 에 가까운 dry fluid 로 터빈 출구에서 응축되는 액적에 의한 침식이 일어나지 않기 때문에 과열증기 상태로 터빈에 공급할 필요가 없다. 또한 임계 온도가 154℃인 비가연성 유체로 200℃ 근방의 폐열원에 적용되는 ORC 에 널리 사용되고 있다.⁽³⁾

ORC 사이클은 증발기, 응축기, 펌프, 터빈으로 간략하게 구성하며 사이클 해석에 적용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 작동유체는 포화증기(saturated vapor) 상태로 터빈/ 팽창기에 유입
- (2) 터빈 배출 증기는 과열 상태로 응축기에서 냉각/응축되며 복열기(regenerator) 없음
- (3) 응축기 출구에서는 포화액체 상태로 배출
- (4) 열교환기, 배관에서의 압력 강하 무시
- (5) 증발기 최대 압력은 3,000 kPa 로 제한

터빈의 효율은 일반적인 반경 터빈의 효율인 82% 로 가정하였고 펌프의 등엔트로피 효율은 선박에서 사용되는 펌프의 효율을 기준으로 68%로 가정하였다. 한편, 발전기와 모터의 효율은 통상적으로 사용하고 있는 제품을 기준으로 각각 95%, 80%로 가정하였다. 전체 시스템은 Engineering Equation Solver(EES, F-chart) 를 이용하여 분석하였으며 작동유체의 물성치는 Table 2 와 같다.

Table 1 Waste heat from M/E (6S70ME-C8.1-TII)

	온도(℃)	유량 (kg/h)
배기가스	227	150,300
연소공기	182	147,600

Table 2 Properties of R245fa

P _{Crit}	T _{Crit}	끓는점	분자량
3,651 kPa	154°C	15.11°C	134

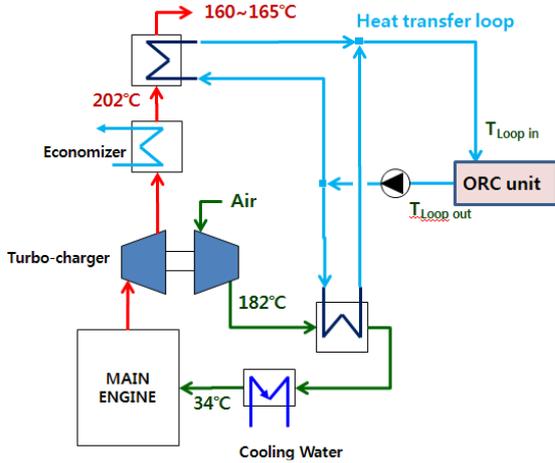


Fig. 4 ORC-WHRS concept

열전달 매체는 선박 폐열과 ORC 증발기 사이를 순환하며 열을 간접 전달하는 매체로 ORC와 선박 폐열을 물리적으로 분리시키는 역할을 한다. 이러한 방식을 통하여 열교환기 파손에 따른 유기 냉매의 선박 주기관으로 침투를 막고 직접적인 피해를 최소화 할 수 있다. 본 연구에서는 선박에서 쉽게 사용 가능한 물을 열전달 매체로 사용하였다. 통상 고온 열원에는 thermal oil 을 사용하지만 화재 위험성으로 인하여 연소 공기 폐열 회수에 적용하기에는 어려움이 있다. 열전달루프에서 순환하는 물의 압력은 루프 내 최고 온도 조건에서의 비등 압력보다 높도록 설정하여 순환 과정에서 상변화가 발생하지 않는 것으로 가정하였다. 이와 같은 개념으로 구성된 시스템의 예는 Fig. 4와 같다.

ORC 냉각수의 온도는 사용 조건 및 계절에 따라 달라진다. 해수를 직접 사용할 경우에는 운항 지역의 해수 조건에 따라 온도가 결정되는 반면 청수를 사용할 경우 일반적인 설계 온도인 32~36°C의 범위에서 결정된다. 또한 응축기 입구와 출구에서의 냉각수 온도차이는 단위 질량당 냉각수가 흡수하는 열량을 결정함과 동시에 ORC 작동 유체의 응축 온도 및 압력을 결정한다. 따라서 본 연구에서는 냉각수 온도와 냉각수 입·출구 허용 온도차($\Delta T_{CW, allow}$)를 변수로 하여 시뮬레이션을 수행하였다(Fig. 5).

사이클 효율(η_{cycle})과 시스템 효율(η_{system})은 식 (1)~(3)과 같다. 사이클 효율은 ORC 사이클의

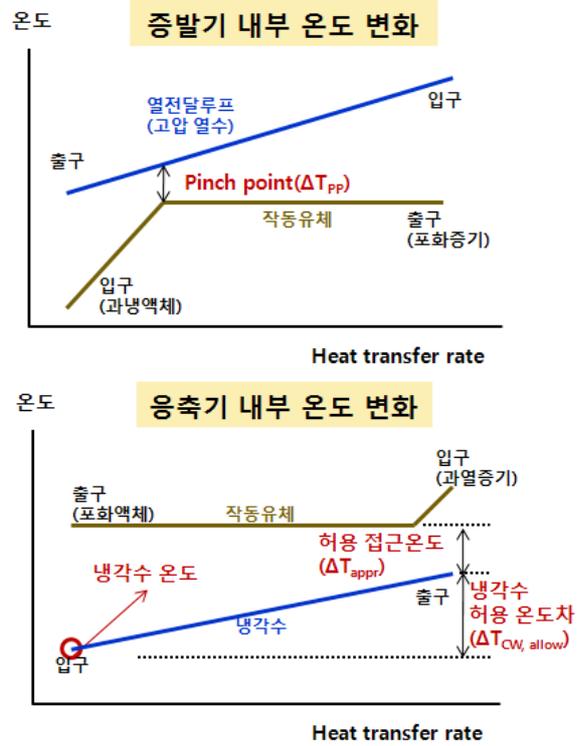


Fig. 5 Design parameter of the heat exchanger

$$W_{Out,net} = W_{turbine} - W_{p,ORC} \quad (1)$$

$$\eta_{cycle} = W_{Out,net}/Q_{evap} \quad (2)$$

$$\eta_{system} = (W_{Out,net} - W_{p,loop} - W_{p,CW})/Q_{evap} \quad (3)$$

$$W_p (kW) = \rho g / \eta_{p,sw} \times h \times \dot{V} \quad (4)$$

열효율이며 시스템 효율은 열전달루프 구동과 냉각수 공급을 위하여 추가된 펌프의 소모 동력을 고려한 효율로 정의된다. 순환루프 및 해수공급 펌프의 소모 전력은 식 (4)를 이용하여 예측한다. 순환루프의 수두(h)는 10 m, 해수펌프의 수두(h)는 20 m로 설정하였으며 펌프-모터 조합의 효율은 64% ($\eta_{p,sw}$)이고 물의 밀도(ρ)는 1000 kg/m³으로 가정하였다.

2.2.2 증발기와 응축기의 핀치점(Pinch Point)

핀치점은 상변화가 있는 열교환기를 통과하는 두 유체의 T-ΔH 선도에서 두 유체 사이의 온도차가 가장 작은 지점을 의미한다. 핀치점 온도차(ΔT_{PP})는 열교환기의 성능을 제한한다.⁽⁹⁾

냉각수 출구 온도($T_{cw,o}$)와 작동 유체의 응축 온도(T_{cond}) 차이를 최소 허용 접근온도(ΔT_{appr})로 정의할 수 있다. 본 연구에서는 핀치점 온도차와 최소 허용 접근온도를 5°C, 10°C로 달리하여 계산을 수행하였다. 이와 같은 가정을 사용할 경우 작

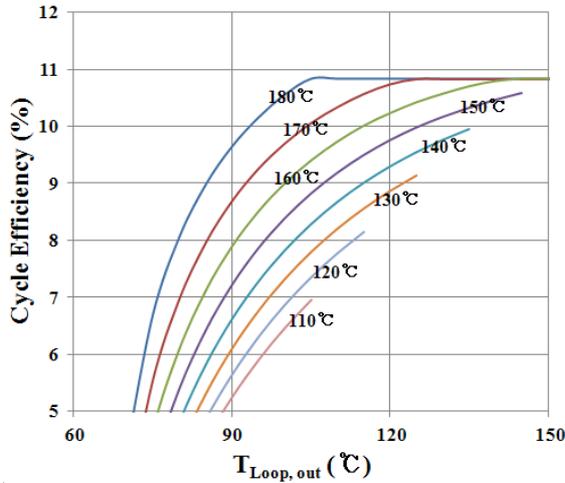


Fig. 6 Cycle efficiency ($T_{CW}=36^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{CW,allow} = \Delta T_{PP} = \Delta T_{appr.} = 10^{\circ}\text{C}$)

동 유체 증기 압력은 ΔT_{PP} 와 열원의 온도 변화에 의하여 결정되며, 응축 압력 역시 $\Delta T_{appr.}$ 및 냉각수 온도에 의하여 결정되게 된다.(Fig. 5)

3. 결과 및 토의

3.1 ORC 성능 곡선

Fig. 6 은 냉각수 온도가 36°C 이고, $\Delta T_{CW,allow}$, ΔT_{PP} , $\Delta T_{appr.}$ 가 모두 10°C 일 때의 η_{cycle} 을 나타내고 있다. 그래프의 x 축은 ORC 증발기에서 배출되는 열전달 매체의 온도이고 각 그래프는 ORC 증발기에 공급되는 열전달매체의 온도가 고정되었을 때 얻어진 결과이다. 열매체의 ORC 공급 온도($T_{Loop,in}$)와 배출 온도($T_{Loop,out}$)가 증가할수록 η_{cycle} 이 증가한다. 이는 증발기의 T- ΔH 선도에서 고온 열원측 선도가 상승하여 동일 ΔT_{PP} 를 만족하기 위한 증발기 압력이 증가하였기 때문이다. 한편, ORC 에 공급되는 열매체의 온도가 180°C 인 경우에는 증발기에서 배출되는 열수의 온도가 105°C 이상이면 효율은 더 이상 증가하지 않는 것으로 나타났는데 이는 해당 조건 이상에서는 가정에 의하여 증발기 압력이 $3,000\text{ kPa}$ 로 제한되기 때문이다.

Fig. 7 은 시스템 전체의 효율(η_{system})을 나타내고 있다. 사이클 효율과는 다르게 $T_{Loop,out}$ 이 증가함에 따라 효율이 증가하다가 최고점에 도달한 후에는 다소 감소하는 것으로 나타난다. $T_{Loop,out}$ 이 증가하면 증발기의 증발 압력을 높일 수 있어 사이클 효율은 증가하지만 동일한 열량(Q_H)을 공급하기 위하여 필요한 유량은 식 (5)에서와 같이 증가하게 된다. 이로 인하여 순환 펌프 소모 동력

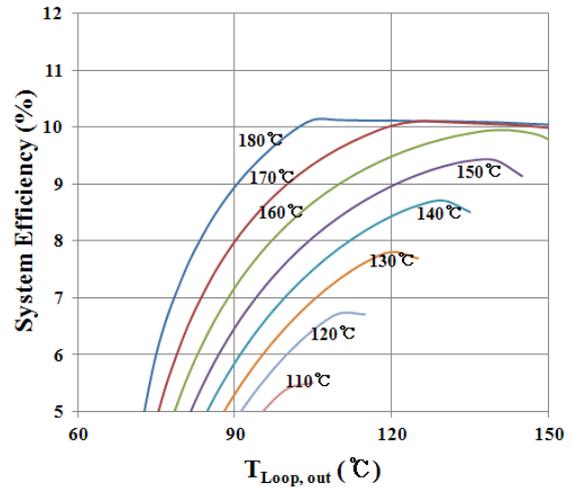


Fig. 7 System efficiency ($T_{CW}=36^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{CW,allow} = \Delta T_{PP} = \Delta T_{appr.} = 10^{\circ}\text{C}$)

이 증가하게 되는데 시스템 효율이 최대가 된 이후에는 순환 펌프 소모 동력의 증가가 커져서 전체 시스템의 효율은 감소하는 것으로 나타난다.

$$\dot{m}_{Loop} = Q_H / (C_p \times (T_{Loop,in} - T_{Loop,out})) \quad (5)$$

3.2 열교환기 설계 변수에 의한 효과

Fig. 8, 9 는 $T_{Loop,in}$ 이 180°C 일 때의 η_{cycle} 과 η_{system} 의 최대치를 비교하여 나타내고 있다. 그래프에서 pinch 는 ΔT_{PP} , ΔT_{appr} 를, rising 은 $\Delta T_{CW,allow}$ 를 나타낸다. 효율은 냉각수의 온도에 가장 큰 영향을 받으며 이는 응축기 압력이 낮아짐에 따라 터빈에서의 팽창비가 증가하기 때문이다. 작동 유체의 응축 온도는 $\Delta T_{appr} + \Delta T_{CW,allow}$ 에 의하여 결정되므로 $5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$ 이나, $10^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C}$ 의 응축 온도와 압력은 동일하게 된다. 그러나 $\Delta T_{PP} = \Delta T_{appr}$ 이므로 증발기의 핀치 조건은 다르게 되어 증발기 압력이 달라질 수 있다. 하지만 $T_{Loop,in}$ 이 180°C 일때는 이미 증발기 압력이 최대 제한 압력 $3,000\text{ kPa}$ 로 설정되어 있어 ΔT_{PP} 가 달라져도 증발기 압력이 같게 된다. 따라서 Fig. 8 에서 $5^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$ 조합이나 $10^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C}$ 조합의 응축 압력, 증발 압력이 같기 때문에 사이클 효율 또한 같게 나타난다.

그러나 시스템 효율 측면에서는 다른 특성이 나타난다. Fig. 9 에 따르면 $\Delta T_{CW,allow}$ 에 상관없이 ΔT_{appr} 에 의하여 전체 시스템 효율이 결정되는 것으로 나타났다. 이는 동일한 ΔT_{appr} 에 대하여 $\Delta T_{CW,allow}$ 가 작으면 작동 유체의 응축 온도가 낮 아져 사이클 효율은 다소 높아지지만, 냉각수로 방출되는 열량이 유사한 상태에서 $\Delta T_{CW,allow}$ 가 감소하여 오히려 필요한 냉각수 유량이 증가하고 이에 따른 펌프 소모 동력이 증가하기 때문이다.

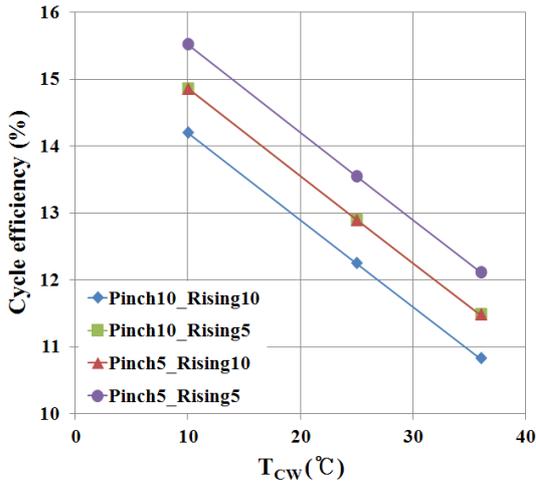


Fig. 8 Maximum cycle efficiency ($T_{Loop,in}=180^{\circ}C$)

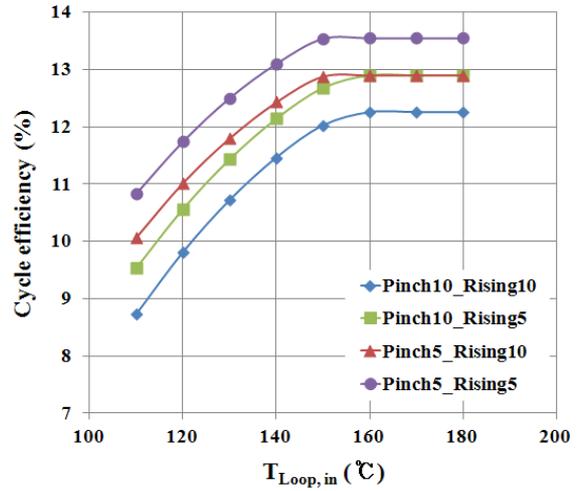


Fig. 10 Maximum η_{cycle} with various $T_{Loop,in}$

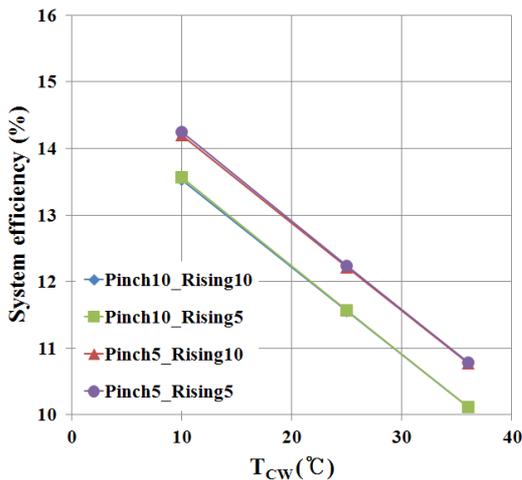


Fig. 9 Maximum system efficiency ($T_{Loop,in}=180^{\circ}C$)

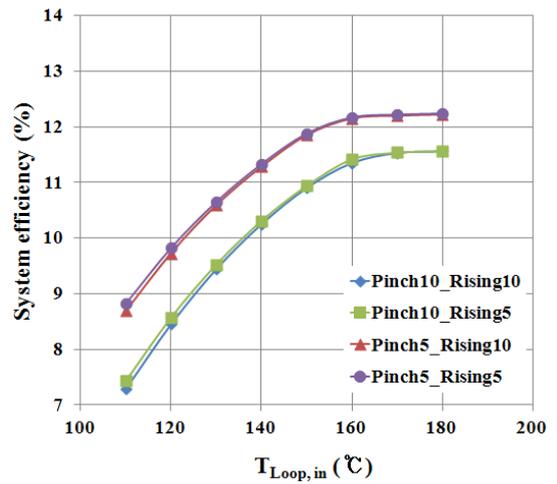


Fig. 11 Maximum η_{system} with various $T_{Loop,in}$

따라서 실제 적용에서 $\Delta T_{CW, allow}$ 를 감소시켜 응축 온도, 압력을 감소시키는 것은 시스템 차원에서 큰 효과가 없으며 오히려 냉각수 공급 유량이 늘어나 배관이 커지는 등의 단점이 발생할 수 있다.

Fig. 10 과 11 은 냉각수 온도가 25°C 일 때, $T_{Loop,in}$ 에 따른 η_{cycle} 와 η_{system} 의 최대 값을 비교하고 있다. η_{cycle} 은 $T_{Loop,in}$ 이 160°C 이상일 경우에는 Fig. 8 과 같은 특성이 나타났으나 낮은 온도에서는 다르게 나타났다. 이는 160°C 이상에서는 증발기 압력이 상한치로 고정된 반면 그 이하에서는 ΔT_{pp} 에 의하여 증발기 압력이 결정되기 때문이다. 응축 압력은 같지만 ΔT_{pp} 가 5°C 일 때 증발 압력이 높기 때문에 사이클 효율이 더 높게 나타난다. 반면 η_{system} 은 거의 모든 $T_{Loop,in}$ 온도 범위에서 유사한 결과가 나타났다.

열교환기의 ΔT_{pp} 를 작게 설계하면 시스템의 효율은 증가한다. 그러나 열교환기의 필요 전열 면적은 증가하게 되어 시스템이 커지고 가격이 증가하는 효과가 나타나므로 설치 공간과 경제성을 고려하여 열교환기 요구 조건을 설정해야 한다.

3.3 ORC-WHRS 성능 예측

이상의 성능 곡선에서 얻은 결과는 ORC 에 열을 간접적으로 전달하는 열전달 루프를 기준으로 표현하고 있다. 따라서 실제 선박 폐열 조건으로부터 해당 열전달 루프로 전달 가능한 열량을 검토하여 실제 회수 가능한 출력을 예측할 수 있다.

본 절에서 제시하는 출력은 ORC 터빈- 발전기의 출력에서 ORC 펌프, 해수 펌프, 순환 펌프의 소모 동력을 제외하고 순수하게 얻을 수 있는 출력을 말한다. 일반적으로 유조선은 운항 중에 연

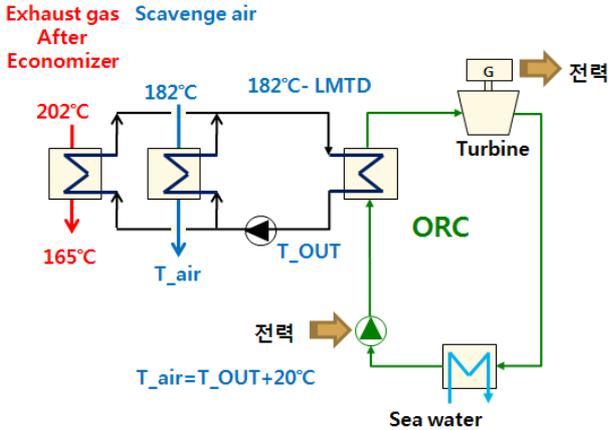


Fig. 12 ORC-WHRS system

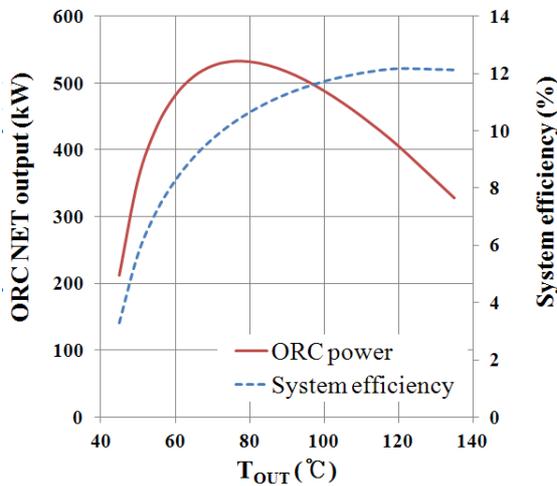


Fig. 13 ORC output power and η_{system} with respect to the $T_{Loop,out}$

료의 가열 등에 사용할 증기를 배열 보일러 ('Exhaust gas boiler' or 'economizer')를 이용하여 생성한다. 따라서 설계조건(ISO, 90% load)에서 약 1.6 ton/hr 스팀을 생성 후 165°C 까지 배기 온도를 낮추어 폐열을 회수한다면 배기가스로부터 약 1,578 kWe 의 열을 회수할 수 있다. ISO 조건에서 해수의 온도는 25°C 이므로 최대 효율을 보이는 180-80°C 조합의 열전달루프 적용이 가능하다. 이때 효율을 이용하면 회수 가능한 출력은 193 kWe 로 NCR 출력의 1.18% 정도에 해당한다. 그러나 배기가스 온도를 160°C까지 낮추게 된다면 ORC에 의하여 회수된 출력은 219 kWe 로 증가하여 출력의 1.34%까지 증가한다.

연소 공기는 통상적으로 과급기로 압축된 180°C 근방의 고온 공기를 냉각수를 이용하여 45°C 까지 냉각하여 엔진 실린더에 공급한다. 그러나 열전달루프를 이용하여 열을 회수하게 되면 회수 열량 및 회수 후 공기 온도는 열회수를 위하여 ORC

Table 3 ORC-WHRS recovered electric power (T_{exh} after heat exchanger = 165°C)

LMTD	20°C	15°C	10°C
ORC power	532 kWe (3.2%)	576 kWe (3.5%)	624 kWe (3.8%)

증발기에서 배출되어 열교환기로 들어오는 열전달 매체의 온도 ($T_{Loop,out}$)에 의하여 결정된다. 연소 공기 열회수용 열교환기의 열원의 온도차가 전 구간에서 LMTD 로 균일하게 유지된다면 $T_{Loop,in}$ 은 182°C-LMTD 이고 과급된 연소 공기는 물로 열을 빼앗긴 후에 $T_{Loop,out}+LMTD$ 까지 온도가 떨어지게 될 것이다. Fig. 13 은 LMTD 가 20°C일 때 배기가스와 연소공기 열을 이용한 ORC 출력으로 최대 532.4 kWe 로 나타났다. Fig. 13 에 따르면 출력이 최대인 조건에서 효율이 최대가 되지 않는다. 이는 연소 공기 회수 열량이 $T_{Loop,out}$ 의 영향을 받기 때문이다. 최대 출력 조건에서 η_{system} 은 10.2% 이다. 이때 사용되는 연소 공기의 폐열은 3,621 kW 로 배기가스 폐열의 2.3 배에 해당하며 전체 시스템에서는 배기가스 열보다 연소 공기 폐열의 영향이 더 큰 것으로 나타났다. Table 3 은 배기가스 온도를 165°C까지 감소시킬 때 LMTD 별 회수량을 정리한 결과로 LMTD 가 10°C일 때 배기가스 온도를 160°C까지 낮추게 되면 647 kWe (NCR 출력의 3.9%)의 전력을 회수할 수 있다.

3.4 계절에 따른 효과

선박 엔진은 계절에 따라 특성이 달라지고 폐열량 역시 달라지게 된다. Table 4 는 본 논문에서 검토한 엔진의 계절별 폐열을 비교하고 있다. 배기가스 온도는 폐열 보일러 이후의 온도이다.

Table 5 는 각 계절 조건에 대하여 Fig. 13 과 같은 출력 곡선에서 획득한 최대 출력으로 LMTD 는 15°C로 가정하고 배기가스 온도는 165°C까지 낮추어 폐열을 회수하는 것으로 가정하였다.

Tropical 조건의 경우에는 가정한 LMTD 를 이용하여 열회수루프 온도를 결정하면 $T_{Loop,in}$ 높아 열전달루프의 요구 압력이 과도하게 높아지므로 Tropical 조건에서도 ISO 조건과 $T_{Loop,in}$ 이 동일하도록 (167°C) 설정하였다. Table 5 의 결과에서 열량 비율은 연소 공기 폐열 회수량과 배기가스 회수량 비율이며 수치가 클수록 연소 공기의 폐열이 배기가스 폐열에 비하여 더 많이 사용된 것으로 볼 수 있다. 냉각수 온도는 선박의 경우 통상적으로 청수의 온도가 32°C로 설정되어 있으므로 청수를 사

Table 4 Waste heat conditions (6S70ME-C8.1-III)

	배기가스		연소 공기	
	온도 (°C)	유량 (ton/h)	온도 (°C)	유량 (ton/h)
ISO	202	150.3	182	147.6
Winter	189	162.7	169	160
Tropical	221	141.1	208	138.3

Table 5 ORC system output

	ISO	Winter	Tropical
냉각수 온도 고정			
ORC 출력	508 kW (3.1%)	381 kW (2.3%)	659 kW (4.0%)
열량 비율	2.3	3.1	1.8
냉각수 온도	32°C		
냉각수 온도 변동			
ORC 출력	576 kW (3.5%)	578 kW (3.5%)	617 kW (3.8%)
열량 비율	2.4	3.2	1.8
냉각수 온도	25°C	10°C	36°C

사용하여 냉각하는 방식(냉각수 온도 고정)과 계절별로 해수 직접 사용(냉각수 온도 변동)을 모두 고려하였다.

청수를 냉각수로 사용하여 냉각수 온도가 32°C로 고정되면 계절에 따라 최대 출력이 크게 변동하게 된다. 이는 열원의 온도가 변동함에 따라 시스템 효율이 달라지고 배기가스 열원의 온도는 계절에 따라 변하는데 반하여 출구조건은 동일하게 설계되므로 배기가스에서 회수할 수 있는 열량이 달라지기 때문이다. 여름의 경우 겨울에 비하여 상대적으로 배기가스 열량의 사용 비율이 더 커지는 것을 알 수 있다.

한편, 냉각수 온도가 계절에 따라 변동하게 되면 예컨대, 겨울의 경우 배기가스, 연소 공기의 온도가 낮아져 증발 압력이 낮아지지만 냉각수 온도도 낮아 응축 압력도 낮아져 효율은 크게 떨어지지 않게 된다. 따라서, 선박용 ORC 시스템에서는 냉각수로 해수를 사용하여 계절에 따른 변동을 최소화하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

3.5 냉매 선정 문제

냉매 선정은 폐열원의 온도와의 적합성과 해당 조건에서의 사이클 효율을 고려하는 것도 중요하지만 안전성, 환경 문제를 고려하는 것 역시 중요하다. R245fa는 현재 200°C 근방의 열원을 사용하는 ORC 작동 유체로 가장 널리 사용되고 있다.

그러나 육상과 달리 선박의 경우에는 선급(Class)의 인증을 받는 절차가 중요한데 R 계열 냉매의 경우 GWP(Global Warming Potential)에 대한 기준이 있다. 각 선급마다 다소 차이는 있으나 가장 강력한 경우 GWP 최대치를 1,900으로 제한하고 있는데 본 연구에서 검토한 R245fa의 GWP는 950으로 현재의 기준에서는 사용에 무리가 없다. 그러나 향후 규제가 더 강화되어 R245fa 사용에 어려움이 있는 경우에는 다른 냉매를 사용하여 시스템을 구성해야 한다.

냉동 공조에 널리 사용되어 왔던 R134a(GWP:1300) 역시 ORC의 작동유체로 사용이 가능하다. 그러나 GWP 수치가 높아 사용 제한이 있게 되는데 이에 대한 대체 냉매로 성능이 유사한 R1234yf(GWP:4)가 냉동 공조용으로 개발되었다. 따라서 R1234yf를 냉매를 이용하여 ORC를 구성하면 GWP 상에서는 문제가 되지 않겠으나 적용 온도가 낮기 때문에 현재 선박의 폐열 조건(~200°C)에서 시스템 효율을 최대한 얻기에는 어려움이 있다. 향후 강화될 GWP 조건에서 ORC를 적용하기 위해서는 R245fa의 대체 작동 유체가 냉매 생산 업체에 의하여 개발되는 것을 기대할 수 있으나 그렇지 못한 경우에는 시스템 효율 저감을 감수하고 R1234yf와 같은 냉매를 이용하거나 CO₂를 이용한 초임계 사이클(Supercritical Cycle)을 대안으로 검토할 수 있다.⁽¹⁰⁾

4. 결론

ORC를 이용한 선박 폐열 회수 시스템에 대한 열역학적 사이클 분석을 통하여 그 적용 가능성을 확인하였다. R245fa를 이용하여 냉각수 공급과 열전달매체 순환을 위한 펌프를 고려하였을 때 약 10~12%의 전체 시스템 효율 구현이 가능하였다.

수에즈막스 유조선에 적용할 경우 최대 620 kWe 정도의 전력 생산이 가능한 것으로 나타났다. 대상 선박의 경우 정상 운항 조건에서 약 900kWe 정도의 전력을 소모하게 되는데 ORC를 이용하여 필요 전력의 59~69% 정도를 생산할 수 있어 발전기 부하 감소에 따른 연료 저감 효과를 기대할 수 있는 것으로 나타났다. 본 연구 과정에서 얻은 선박 폐열 회수를 위한 ORC 시스템의 설계 요구 조건 및 실적용을 위하여 필요한 연구 내용은 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) ORC에 유입되는 열매체 온도가 높을수록 사이클 효율이 증가하지만 액체 상태의 물로 열을 전달하고자 할 경우 필요한 압력이 높아진다. 한

편, ORC에서 열전달매체의 배출온도가 낮아지면 ORC 증발기 성능 제한으로 인하여 사이클 효율이 감소하고 너무 높으면 열전달루프 상의 온도차 감소에 따라 동일 열량 전달을 위해 필요한 유량이 증가하여 순환 펌프 소모 전력이 증가한다. 따라서 열전달루프 상의 온도 범위는 전체 시스템 효율과 비용을 고려하여 구성해야 한다. 본 연구에서 검토한 R245fa의 안정성을 감안하면 ORC에 유입되는 열전달매체의 온도는 160°C 미만이 되도록 구성해야 하며 ORC에서 배출되는 열전달매체의 최적 온도는 75~90°C 정도인 것으로 나타났다. 그러나 정확한 최적 배출 온도는 냉각수 온도에 따라 차이가 있으므로 사용할 냉각수 온도를 고려하여 열전달루프의 온도를 결정해야 한다.

(2) 응축기 온도 조건(접근 온도차)이 동일할 경우 냉각수 유량이 증가하면 냉매의 응축 온도가 낮아져 사이클의 열역학적 효율은 증가한다. 반면 냉각수 공급 펌프의 소모 전력이 증가하여 시스템 효율에는 큰 변동이 없다. 따라서 펌프 용량은 시스템 효율에 크게 영향을 미치지 않는 범위에서 최소화하는 것이 배관 구성에서 이득이며 냉각수 입출구의 온도차는 10°C 이상으로 설정하는 것이 적당하다.

(3) 해수를 직접 사용하면 응축 온도가 낮아져 효율이 증가하는 장점이 있다. 그러나 열교환기의 유지 보수 및 장비 가격을 고려하면 청수를 사용이 적합할 수 있으며, 이 경우에도 온도가 가장 낮은 지점에서 청수를 분기하여 사용해야 한다.

(4) 본 연구에서는 에너지 균형 측면에서 공정을 구성하고 기본적인 사이클 분석을 통하여 그 효과를 예측하였다. 엔진의 폐열량은 운항 중에 엔진의 부하 변동과 항로에 따른 외부 대기 조건에 따라 달라진다. 따라서 ORC 발전량도 운항 상태에 따라 달라진다. 또한 정상 운항 조건에서 ORC 생산 전력이 선박내 필요 전력보다 적으므로 실제 시스템 설계 단계에서는 적용 대상 선박의 항로를 고려하여 설계점을 결정하고 탈설계점(off-design)에서의 작동 방안에 대한 검토가 추가되어야 한다.

(5) 본 연구에서는 공정 측면의 효과를 고려하였다. 그러나 실제 적용을 위해서는 폐열 회수를 위한 열교환기의 공간 상의 제약 및 이로 인한 열전달량의 제한, 비용적인 측면을 고려한 효과 분석과 열전달루프의 제어/운영적인 측면의 추가 연

구가 필요하다.

또한, 상기 서술한 운항 중 폐열량 변동을 고려하기 위해서는 정상 상태에서의 효과뿐만 아니라 폐열량 변동에 따른 동적 특성에 대한 시뮬레이션이 수행되어야 한다.

참고문헌

- (1) Schmid, H., 2004, "Less Emissions Through Waste Heat Recovery," *Green Ship Technology Conference*, London, UK, 2004/04/28-29.
- (2) Tchanché, B.F., Lambrinos, Gr., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., 2011, "Low-Grade Heat Conversion into Power Using Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 3963~3979.
- (3) Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., 2010, "A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059~3067.
- (4) Kang, S.H. and Chung, D.H., 2010, "Design and Experimental Study of ORC System," *SAREK 2010 Fall-conference*, 10-S-224.
- (5) Park, H.S., Cho, H.C. and Lee, Y.K., 2001, "Development of 1MW Organic Rankine Cycle System," *Journal of Energy Engineering*, Vol. 10, No. 4, pp.318~326.
- (6) Barbier, E., 2002, "Geothermal Energy Technology and Current Status: an Overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, pp. 3~65.
- (7) Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H. and Lemort, V., 2011, "Performance and Design Optimization of a Low-Cost Solar Organic Rankine Cycle for Remote Power Generation," *Solar Energy Reviews*, Vol. 85, pp. 955~966.
- (8) Dresherm, U. and Bruggemann, D., 2007, "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 223~228.
- (9) Srinivasan, K.K., Mago, P.J. and Krishinan, S.R., 2010, "Analysis of Exhaust Waste Heat Recovery from a Dual Fuel Low Temperature Combustion Engine Using an Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 35, pp.2387~2399.
- (10) Chen, Y., Lundqvist, P. and Platell, P., 2005, "Theoretical Research of Carbon Dioxide Power Cycle Application in Automobile Industry to Reduce Vehicle's Fuel Consumption," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp.2041~2053.