

선박용 디젤엔진의 배기가스 열회수 시스템 (II) - R245fa 및 Water 의 작동유체에 대한 엑서지 분석 -

최 병 철^{*†} · 김 영 민^{**}

* (사)한국선급 환경플랜트팀, ** 한국기계연구원 그린동력연구실

Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Marine Diesel Engine (II) - Exergy Analysis for Working Fluids of R245fa and Water -

Byung Chul Choi^{*†} and Young Min Kim^{**}

* Environment & Plant Team, Korean Register of Shipping,

** Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received November 24, 2011 ; Revised March 14, 2012 ; Accepted March 20, 2012)

Key Words : Rankine Cycle(랭킨사이클), R245fa(R245fa), Water(물), Exergy(엑서지)

초록: 대형 선박의 추진용 디젤엔진에서 버려지는 배기가스의 열을 회수하기 위한 랭킨사이클이 적용된 발전시스템에 대하여 R245fa 및 water 의 작동유체에 따른 그 엑서지 특성을 분석하였다. 그 이론적인 계산 결과로, R245fa 에 대하여 터빈입구의 압력이 증가할수록 엑서지 효율 및 시스템의 엑서지 효율이 증가하였고, 엑서지 파괴율은 주로 응축기 및 증발기에서 상대적으로 높게 나타났다. 그리고 질량유량의 증가에 따라 시스템의 엑서지 효율이 증가하는 특성을 보였다. Water 의 경우에, 증발기에서의 엑서지 파괴율은 R245fa 의 경우와 유사하게 나타났지만, 터빈입구의 압력 및 질량유량 비율의 변동에 대하여 열원에 대한 엑서지 손실률이 가장 큰 폭으로 변동하였다.

Abstract: The exergy characteristics for R245fa and water working fluids have been analyzed for an electric generation system utilizing the Rankine cycle to recover heat from the wasted exhaust gas from a diesel engine used for the propulsion of a large ship. The theoretical calculation results showed that the efficiencies of exergy and system exergy improved as the turbine inlet pressure increased for R245fa at a fixed mass flow rate. Furthermore, the exergy destruction rates of the condenser and evaporator were relatively larger than those in other components. The exergy efficiency of the system increased with increasing mass flow rate. For a water working fluid, although the exergy destruction rate of the evaporator was similar to that for R245fa, the exergy loss rate varied significantly in response to variations in the pressure and mass flow rates at the turbine inlet.

- 기호설명 -

\dot{E} : 엑서지율 [kW]
 e : 단위질량당 엑서지 [kJ/kg]
 h : 단위질량당 엑서지 [kJ/kg]
 s : 단위질량당 엔트로피 [kJ/kgK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
 \dot{W} : 동력 [kW]
 η : 효율
 T : 온도 [K]
 P : 압력 [kPa]

ϵ_e : 엑서지 활용률
 C_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 R : 비율
 v : 비체적 [m³/kg]
 \dot{V} : 체적유량 [m³/hr]

하첨자

0 : 기준상태
o : 작동유체
cv : 제어체적
in : 입구
out : 출구
c : 임계점
pp : 핀치점

† Corresponding Author, byungchul.choi@gmail.com
© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

- p : 펌프
- e : 증발기
- t : 터빈
- c : 응축기
- sys : 시스템

1. 서론

에너지효율설계지수(EEDI)는 새로 건조되는 선박의 종류 및 크기에 따른 CO₂ 배출 특성을 나타낸다. 이러한 각 선박의 에너지효율 수준은 요구되는 최대허용치를 만족해야 한다.^(1,2)

선박의 에너지효율을 극대화하기 위하여 선형, 추진계통 개선, 및 신재생에너지 적용 등의 다양한 기술들이 개발되고 있으며, 그 중에 선박 주엔진의 폐열을 이용한 발전시스템은 보조 추진동력원으로 활용되어 그 EEDI 상에서 CO₂ 배출량을 획기적으로 저감시키는 역할을 할 수 있다.^(1,2)

엔진의 폐열을 회수하기 위해서 유기 작동유체를 사용하는 랭킨사이클을 적용한 다양한 연구가 수행되고 있다. 주로 순수 또는 혼합된 작동유체에 대한 그 시스템의 효율 및 출력을 비교하여 최적의 작동유체를 선정하는 연구가 수행되었다.^(3,4) 한편으로 엔진의 배기가스뿐만 아니라 냉각수, 흡입공기 및 배기가스 재순환 장치를 통합한 열회수 시스템에 대한 연구도 수행되었다.^(5,6) 이러한 연구들은 대부분이 자동차용 또는 발전용 증소형 엔진의 폐열 조건에서 그 성능이 비교되었다.

최근에 대형 선박의 추진용 엔진을 대상으로 그 배기가스를 열원하는 랭킨사이클에 대한 열회수 발전시스템의 에너지효율 특성을 R245fa 및 water의 작동유체에 대하여 이론적으로 살펴보았다.⁽⁷⁾

본 연구에서는 에너지보존 법칙을 기반의 선행연구⁽⁷⁾에 대한 확장된 연구로서, 열역학 제 2 법칙에 대한 이론적 엑서지 모델을 적용하였고, 작동유체 R245fa 및 water에 대한 압력 및 질량유량의 변화에 대하여 엑서지 특성을 조사하였다.

2. 이론적 모델

2.1 엑서지 모델

개방형 시스템에서 위치/운동에너지를 무시한 i 상태의 엑서지율(\dot{E}_i)은 아래의 식 (1)과 같다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\dot{E}_i = \dot{m} e_i = \dot{m}_o \{(h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o)\} \quad (1)$$

여기서, e , h , 및 s 는 각각 단위질량당 엑서지 [kJ/kg],

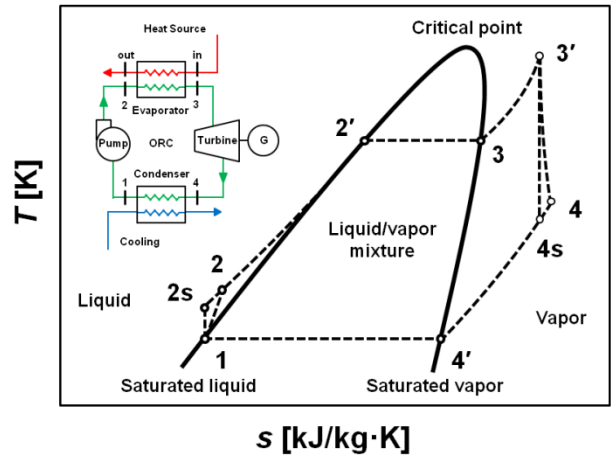


Fig. 1 Schematics and T-s diagram of basic Rankine cycle

엔탈피 [kJ/kg], 및 엔트로피 [kJ/kgK]이고, \dot{m}_o 는 작동유체의 질량유량 [kg/hr]이다. 또한 하첨자 0은 엑서지 값이 0이 되는 기준상태(Dead state)를 의미하고, 상온 $T_o = 298.15$ K 및 상압 $P_o = 101.3$ kPa로 가정하였다.

하나의 제어체적에 대하여 들어온 총 엑서지율($\dot{E}_{cv,in}$)과 떠나간 총 엑서지율($\dot{E}_{cv,out}$)의 차이는 제어체적 내에서 비가역성 때문에 파괴된 총 엑서지율($\dot{E}_{cv,d}$)과 같다. 이러한 정상 상태의 엑서지율에 대한 평형식은 아래의 식 (2)와 같다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\Sigma \dot{E}_{cv,d} = \Sigma \dot{E}_{cv,in} - \Sigma \dot{E}_{cv,out} \quad (2)$$

Fig. 1에서 펌프, 증발기, 터빈, 및 응축기로 구성되는 기본 랭킨사이클의 개략도를 내삽하였고, 그 열역학적 상태를 온도-엔트로피(T-s) 선도에 나타내었다. 여기서, 1-2 과정에서 펌프는 \dot{W}_p 의 동력이 공급되어 액체의 작동유체를 상태 1에서 2로 가압시켜서 증발기로 공급시키는 역할을 한다. 이때, 가역성일 경우에 상태 2s의 $s_1 = s_{2s}$ 등엔트로피 과정이 되지만, 비가역성을 고려하여 상태 2는 펌프의 효율(η_p)이 적용된다. 이러한 펌프에서의 엑서지 파괴율($\dot{E}_{d,p}$)은 아래의 식 (3)과 같다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,p} &= \dot{W}_p + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \\ &= \dot{W}_p + \dot{m}_o (e_1 - e_2) \\ &= \dot{m}_o (h_2 - h_1) + \dot{m}_o \{(h_1 - h_2) - T_o (s_1 - s_2)\} \\ &= \dot{m}_o T_o (s_2 - s_1) \end{aligned} \quad (3)$$

2-3 과정은 $P_{2s} = P_2 = P_3 = P_{3'}$ 를 갖는 등압조건에서 외부 열원으로부터 증발기 내의 작동유체로 에너지가 전달된다. 이때에 작동유체는 주로 액상의 상태 2에서 포화액체의 상태 2' 및 포화증기의 상태 3로 가열될 뿐만 아니라, 액체/기체의 혼합기 또는 가열증기 상태 3'로의 상변화도 가능하다. 이

러한 증발기로 공급될 수 있는 열원의 엑서지율 (\dot{E}_{in})은 아래의 식 (4)와 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{m}_{in} e_{in} \\ &= \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_0 - T_0 (s_{in} - s_0)\} \end{aligned} \quad (4)$$

또한 그 증발기를 빠져나가서 손실된 엑서지율 (\dot{E}_{out})은 아래의 식 (5)와 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{out} &= \dot{m}_{in} e_{out} \\ &= \dot{m}_{in} \{h_{out} - h_0 - T_0 (s_{out} - s_0)\} \end{aligned} \quad (5)$$

한편, 그 증발기 내에서 파괴된 엑서지율($\dot{E}_{d,e}$)은 아래의 식 (6)과 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,e} &= \dot{E}_{in} + \dot{E}_2 - \dot{E}_{out} - \dot{E}_3 \\ &= \dot{m}_{in} (e_{in} - e_{out}) + \dot{m}_o (e_2 - e_3) \\ &= \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_{out} - T_0 (s_{in} - s_{out})\} + \dot{m}_o \{h_2 - h_3 - T_0 (s_2 - s_3)\} \end{aligned} \quad (6)$$

3-4 과정에서 고온/고압의 작동유체는 터빈에 의해서 팽창되어 축일 \dot{W}_t 을 발생시키고 발전기를 구동하여 전기를 생산한다. 이때에 $s_3 = s_{4s}$ 의 가역적 과정에서 손실이 발생하기 때문에 터빈의 효율(η_t)이 고려된다. 이러한 터빈에서의 엑서지 파괴율($\dot{E}_{d,t}$)은 아래의 식 (7)과 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,t} &= \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_t \\ &= \dot{m}_o (e_3 - e_4) - \dot{W}_t \\ &= \dot{m}_o \{(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)\} - \dot{m}_o (h_3 - h_4) \\ &= \dot{m}_o T_0 (s_4 - s_3) \end{aligned} \quad (7)$$

4-1 과정은 $P_4 = P_{4s} = P_4 = P_1$ 를 갖는 등압조건에서 외부 응축기의 냉각수로 열이 전달되고, 저압의 증기는 다시 액체 상태로 돌아온다. 이러한 응축기에서의 엑서지 파괴율($\dot{E}_{d,c}$)은 아래의 식 (8)과 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,c} &= \dot{E}_4 - \dot{E}_1 \\ &= \dot{m}_o (e_4 - e_1) \\ &= \dot{m}_o \{(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1)\} \end{aligned} \quad (8)$$

기본 랭킨사이클에서 공급된 엑서지율과 시스템에서 활용된 엑서지율인 순동력 $\dot{W}_{net}(= \dot{W}_t - \dot{W}_p)$ 에 대한 열역학 2 법칙의 엑서지 효율(η_e)은 아래의 식 (9)과 같이 정의된다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\begin{aligned} \eta_e &= (\dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_d - \dot{E}_{out}) / \dot{E}_{in} \\ &= \{\dot{E}_{in} - (\dot{E}_{d,p} + \dot{E}_{d,e} + \dot{E}_{d,t} + \dot{E}_{d,c}) - \dot{E}_{out}\} / \dot{E}_{in} \\ &= \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \end{aligned} \quad (9)$$

한편, 시스템에서 최대 이용이 가능한 엑서지율과 실제로 전달된 엑서지율에 대한 비율인 엑서지 활용률 ε_e 을 아래의 식 (10)과 같이 정의할 수 있다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\varepsilon_e = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) / \dot{E}_{in} \quad (10)$$

그 랭킨사이클에서 증발기의 엑서지 활용률을 고려한 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 을 아래의 식

(11)과 같이 정의할 수 있다.⁽⁸⁻¹²⁾

$$\eta_{sys,e} = \varepsilon_e \eta_e \quad (12)$$

2.2 열원 및 가정

Table 1 는 대형 선박에서 주 추진기관으로 사용되는 대표적인 2 행정 저속 디젤엔진에 대하여 75 %의 고정된 부하조건에서 스피드, 소비연료의 질량유량 \dot{m}_f , 배기가스의 온도 T_{in} 및 질량유량 \dot{m}_{in} 을 나타낸 것이다.⁽¹³⁾ 이때 배기가스의 비열은 $c_{p,in} = 1.012 \text{ kJ/kgK}$ 로 상온, 상압에서의 공기의 비열과 근사하다고 가정하였다.⁽¹⁴⁾ 배기가스의 온도를 고려하여 최대 3 % 의 $c_{p,in}$ 변동에 대하여 엑서지 효율은 1 % 미만의 오차범위를 보였다.⁽¹⁵⁾

또한, 이코노마이저(보일러)는 그 배기가스를 활용하여 선박 내의 난방 및 연료 예열용으로 쓰이는 스팀을 생산한다. 또한 디젤엔진의 배기가스에 포함된 NOx, SOx, 및 soot 등의 다양한 배출물을 저감하는 장치가 응용되어 배기단에 설치될 수 있다. 그러나, 본 연구에서는 후단에 설치되는 다양한 설비의 영향을 제외하고 배기가스를 직접적으로 적용하였다.

Table 2 에서 R245fa 및 water 의 작동유체에 대한 랭킨사이클을 이용한 폐열회수 발전시스템의 엑서지를 계산하기 위해서 사용한 값들을 요약하였고, 선행 연구의 조건과 동일하다.⁽⁷⁾ 우선, 사이클 내에 각각의 작동유체에 대한 최대 압력 P_{max} 과 최대 온도 T_{max} 는 각

Table 1 Exhaust gas heat source for a representative marine diesel engine

Power		Speed		\dot{m}_f	T_{in}	\dot{m}_{in}
[%]	[kW]	[%]	[rpm]	[kg/hr]	[K]	[kg/hr]
75	51,498	91	92.7	9,002	541	391,358

Table 2 Assumptions used to calculate the exergy efficiency

	R245fa	water(R718)
T_c [K]	427.2	647.1
P_c [MPa]	3.651	22.062
T_{min} [K] / T_1	305	306
P_{min} [kPa] / P_1	189.8	5.0
X_1	0	
ΔT_{pp} [K]	10	
η_p	0.85	
η_t	0.85	

작동유체의 임계 압력 P_c 과 임계 온도 T_c 를 적용하였고, 초임계 사이클을 제외하였다. 또한 R245fa 의 최소 온도 T_{min} 는 305 K 로 설정하였으며, 이때의 포화증기 압력을 최소 압력 P_{min} 으로 적용하였다. 그리고 water 의 최소 온도 T_{min} 는 최소 압력 P_{min} 이 5 kPa 이 되는 조건의 온도인 306 K 로 설정하였다.

작동유체에 대한 터빈의 입구압력 및 질량유량의 가변 비율을 각각 아래의 식 (13) 및 (14)과 같이 정의하여 사용하였다. 즉,

$$R_p = (P_2 - P_{min}) / (P_{max} - P_{min}) \quad (13)$$

$$R_m = \dot{m}_o / \dot{m}_i \quad (14)$$

한편, 펌프 입구의 작동유체의 건도 X_1 는 $X_1 = 0$ 를 갖는 포화액체 상태로 설정하였다. 그리고 핀치점 온도와 T_2 사이에 최소 온도차 ΔT_{pp} 는 10 K 로 가정하였다.⁽¹⁶⁾ 그리고 펌프와 터빈의 효율은 모두 0.85 로 고정하여 적용하였다. 또한 작동유체의 열역학적 물성치는 NIST 에 의해 개발된 REFPROP ver. 9 를 통하여 얻었으며,⁽¹⁶⁾ EES ver. 8 을 이용하여 열역학적 계산을 수행하였다.⁽¹⁷⁾ 그 계산된 결과는 $T_4 > T_1$, $T_{in} > T_3$, 및 $T_{out} > T_2$ 를 모두 만족하는 데이터만 유효하게 취급하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 R_p 변화에 대한 엑서지 특성

$R_m = 0.50$ 로 고정된 R245fa (a)와 $R_m = 0.10$ 로 고정된 water (b)에 대하여 각각의 R_p 변화에 따른 엑서지 활용률 ϵ_e , 엑서지 효율 η_e , 및 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 을 Fig. 2 에서 나타내었다. 우선, R245fa 의 경우, R_p 가 0.01-1.0 으로 증가함에 따라 증발기에서 엑서지 활용률 ϵ_e 는 0.99-0.97 로 조금 감소하였다. 거의 100 %에 가까운 엑서지 활용률

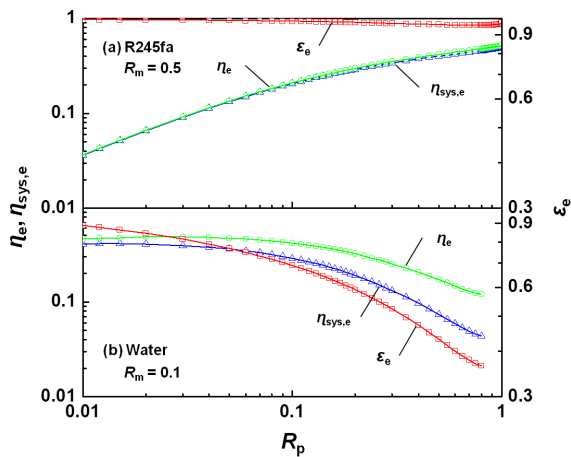


Fig. 2 ϵ_e , η_e , and $\eta_{sys,e}$ characteristics for R245fa (a) and water (b) with R_p variation

을 보였기 때문에 η_e 와 $\eta_{sys,e}$ 의 차이는 거의 나타나지 않았다. 그리고 $\eta_{sys,e}$ 은 R_p 가 증가함에 따라 계속적으로 증가하는 경향을 보였고, $R_p = 1.0$ 에서 η_e 와 $\eta_{sys,e}$ 는 각각 0.5258 와 0.5123 의 최대값이 나타났다.

Fig. 2 에서 $R_m = 0.50$ 로 고정된 R245fa (a)에 대하여 R_p 변화에 따른 각각의 엑서지 파괴율 \dot{E}_d 및 순동력 \dot{W}_{net} 의 특성을 Fig. 3 에 나타내었다. 우선, 응축기 $\dot{E}_{d,c}$ 및 증발기 $\dot{E}_{d,e}$ 에서 각각의 엑서지 파괴율은 R_p 가 증가함에 따라 전체적으로 감소하는 경향을 보였지만, 대략적으로 $O(1,000 \text{ kW})$ 의 차수 (Order)를 갖고, 다른 모듈에서의 엑서지 파괴율에 비하여 상대적으로 크게 나타났다. 그리고 $\dot{E}_{d,c}$ 가 $\dot{E}_{d,e}$ 보다 항상 더 크게 발생하였다. 또한 R_p 의 증가에 따라 터빈에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,t}$ 과 열원에 대한 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} 은 모두 $O(10-100 \text{ kW})$ 으로 증가하였고, 펌프에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,p}$

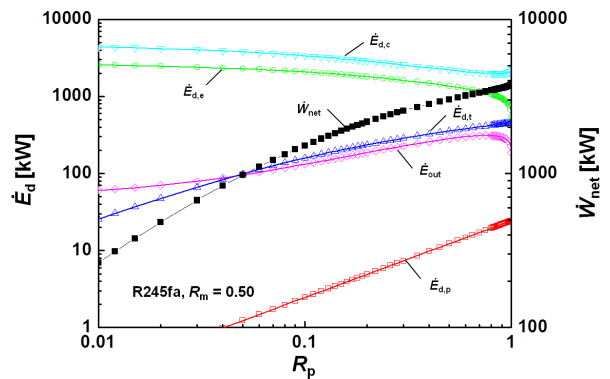


Fig. 3 \dot{E}_d and \dot{W}_{net} characteristics for R245fa with R_p variation

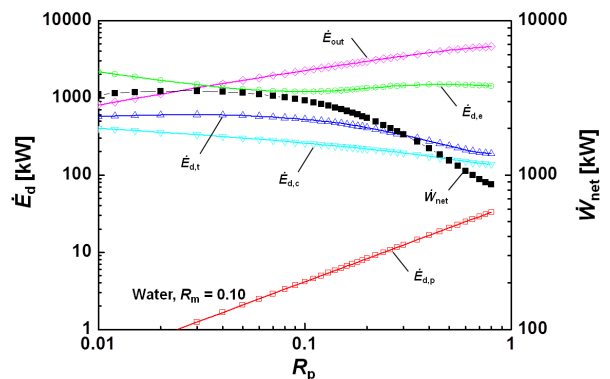


Fig. 4 \dot{E}_d and \dot{W}_{net} characteristics for water with R_p variation

은 계속적으로 증가하여 대략 $O(10 \text{ kW})$ 의 값을 갖지만 상대적으로 무시할 수 있는 수치를 보였다. 한편, R_p 에 따라 사이클의 순출력 \dot{W}_{net} 이 증가될 수록 \dot{E}_{dt} , \dot{E}_{out} , 및 \dot{E}_{dp} 는 증가하는 경향을 보였고, 반면에 \dot{E}_{dc} 및 \dot{E}_{de} 는 감소하는 경향을 보였다.

Fig. 2에서 $R_m = 0.10$ 로 고정된 water (b)에 대하여, $R_p = 0.01-0.80$ 의 증가에 따라 $0.8887-0.3652$ 로 엑서지 활용률 ε_e 은 크게 감소하였다. 이에 따라 엑서지 효율은 $R_p = 0.03$ 에서 $\eta_e = 0.4821$ 의 최대값을 보였으며, 시스템의 엑서지 효율은 $R_p = 0.015$ 에서 $\eta_{sys,e} = 0.410$ 으로 최대값이 나타났다.

$R_m = 0.10$ 로 고정된 water에 대하여 R_p 변화에 따른 각각의 엑서지 파괴율 \dot{E}_d 및 순동력 \dot{W}_{net} 의 특성을 Fig. 4에 나타내었다. 우선, R_p 의 증가에 따라 순동력은 $R_p = 0.03$ 에서 $\dot{W}_{net} = 3,499 \text{ kW}$ 로 최대 값을 보였고, 이후로 급격하게 감소하였다. 이에 따라 열원에 대한 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} 이 R_p 가 증가함에 따라 $O(1,000 \text{ kW})$ 으로 가장 큰 비율을 차지하였다. 그리고 증발기에서의 엑서지 파괴율 \dot{E}_{dc} 은 R_p 에 대하여 대략 $1,000-2,000 \text{ kW}$ 의 일정한 값을 유지하였다. 한편, 각각의 터빈 \dot{E}_{dt} 및 응축기 \dot{E}_{de} 에서의 엑서지 파괴율은 $O(100 \text{ kW})$ 의 범위 내에서 R_p 에 따라 전반적으로 감소하는 경향을 보였다. 반면에 펌프에서의 엑서지 파괴율 \dot{E}_{dp} 은 R_p 에 따라 증가하는 경향을 보였지만 $O(1-10 \text{ kW})$ 의 범위로 크지 않았다.

3.2 R_m 변화에 대한 엑서지 특성

Fig. 5은 대표적인 R_p 에서 R245fa (a)와 water (b)에 대하여 R_m 의 변화에 따른 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 특성을 보여준다. 우선, R245fa (a)의 경우

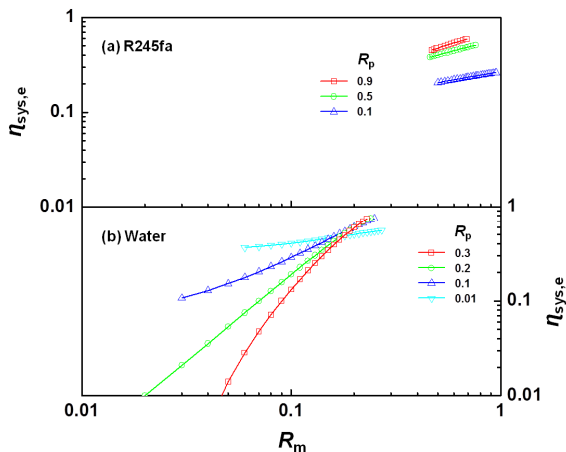


Fig. 5 $\eta_{sys,e}$ characteristics for R245fa (a) and water (b) with R_m and R_p variation

에는 R_m 의 증가에 따라 $\eta_{sys,e}$ 은 증가하는 경향을 보였다. 그리고 R_p 가 더 클수록 $\eta_{sys,e}$ 이 상대적으로 높게 나타났으며, 예를 들어, $R_p = 0.5$ 에 대하여 $R_m = 0.46-0.76$ 에서 시스템의 엑서지 효율은 $\eta_{sys,e} = 0.3823-0.5085$ 의 값을 보였다.

$R_p = 0.50$ 로 고정된 R245fa에 대하여 R_m 변화에 따른 각각의 엑서지 파괴율 \dot{E}_d 및 순동력 \dot{W}_{net} 의 특성을 Fig. 6에서 R245fa(a)에 나타내었다. 특히, 응축기 \dot{E}_{dc} 및 증발기 \dot{E}_{de} 에서의 엑서지 파괴율은 $O(1,000 \text{ kW})$ 를 보였고, 총 엑서지 파괴율에 대하여 상대적으로 높은 비율을 차지하였다. 또한, 터빈 \dot{E}_{dt} 및 펌프 \dot{E}_{dp} 에서의 엑서지 파괴율은 각각 $O(100 \text{ kW})$ 및 $O(10 \text{ kW})$ 의 값을 보였다. 그리고 R_m 이 증가함에 따라 열원의 엑서지 손실은 감소하였고, 사이클의 순출력 \dot{W}_{net} 은 대략 $O(10-100 \text{ kW})$ 로 증가하는 특성을 가졌다.

Water에 대한 대표적인 R_p 의 조건에서, R_m 의 변화에 따른 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 특성을 Fig. 5에서 water(b)에 나타내었다. 우선, $R_m \leq 0.10$ 의 경우, 상대적으로 낮은 R_p 의 조건에서 R_m 의 감소에 따른 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 의 감소율이 더 크게 나타났다. 반면에, $R_m > 0.10$ 의 경우에는 $R_p = 0.10-0.30$ 의 변화에도 $\eta_{sys,e}$ 은 거의 일정하였으며, R_m 과 함께 $\eta_{sys,e}$ 은 계속적으로 증가하여, $R_m = 0.20-0.30$ 의 범위에서 $\eta_{sys,e}$ 은 대략 0.80 의 최대 값을 나타내었다.

Fig. 6의 water (b)에 대한 엑서지 파괴율 \dot{E}_d 및 순동력 \dot{W}_{net} 의 특성을 보면, 열원에 대한 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} 은 $R_m \leq 0.1$ 의 범위에서 상대적으로 가장 큰 비율인 $O(1,000 \text{ kW})$ 을 차지하였다. 그러나 $R_m > 0.1$ 인 범위에서 R_m 의 증가에 따라 \dot{E}_{out} 은 $O(1,000 \text{ kW})$ 에서 $O(10 \text{ kW})$ 이하로 급격하게 감소

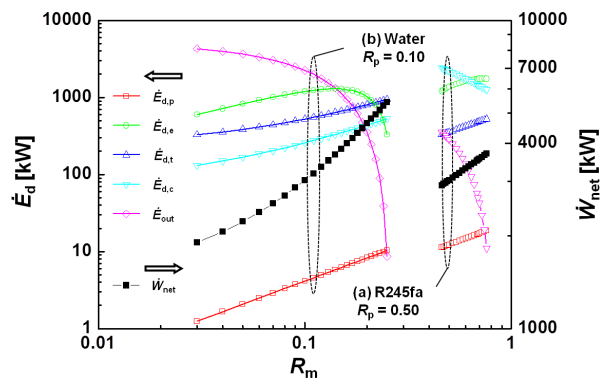


Fig. 6 \dot{E}_d and \dot{W}_{net} characteristics for R245fa(a) and water(b) with R_m variation

하였다.

증발기 $\dot{E}_{d,e}$, 터빈 $\dot{E}_{d,t}$, 응축기 $\dot{E}_{d,c}$, 및 펌프 $\dot{E}_{d,p}$ 에서의 각각의 엑서지 파괴율은 R_m 이 증가함에 따라 전체적으로 증가하는 경향을 보였다. 그리고 엑서지 파괴율은 증발기, 터빈, 응축기, 및 펌프의 순서로 상대적으로 크게 발생하였다. 특히, 증발기에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,e}$ 은 약 $R_m > 0.1$ 부터 다시 감소하게 되는데, 이는 열원의 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} 이 크게 감소되어 증발기에서의 엑서지 활용율 ε_e 이 증가되었다는 것을 의미한다. 따라서 사이클의 순출력 \dot{W}_{net} 은 R_m 에 따라 대략 $O(10-100 \text{ kW})$ 로 계속적으로 증가하는 특성을 보였다.

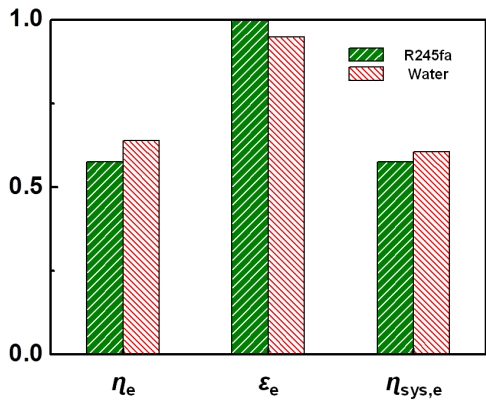


Fig. 7 ε_e , η_e , and $\eta_{sys,e}$ comparison of R245fa for $(R_m, R_p) = (0.70, 0.82)$ and water for $(R_m, R_p) = (0.20, 0.13)$

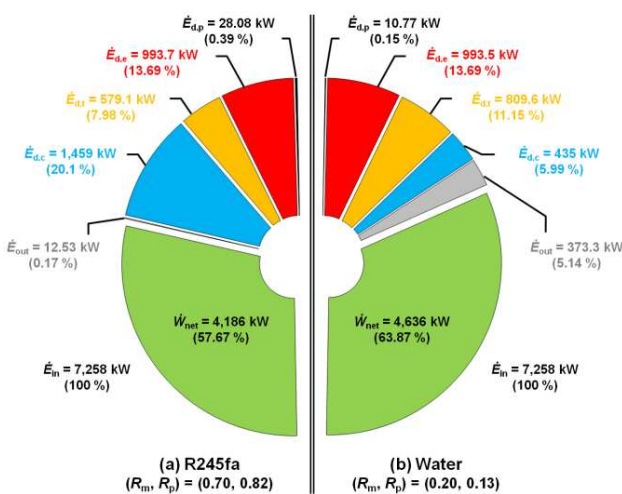


Fig. 8 Exergy comparison of R245fa for $(R_m, R_p) = (0.70, 0.82)$ and water for $(R_m, R_p) = (0.20, 0.13)$

3.3 R245fa와 water 간의 엑서지 특성 비교

Fig. 2 및 5에서 R_m 및 R_p 의 변화에 따른 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 을 조사한 결과를 바탕으로, 각 작동유체에 대하여 최대의 엑서지 효율이 나타나는 조건을 선택하여 엑서지의 특성을 비교하였다. 따라서 R245fa의 경우에는 $(R_m, R_p) = (0.70, 0.82)$ 와 water의 경우에는 $(R_m, R_p) = (0.20, 0.13)$ 의 대표적인 조건에 대한 엑서지 효율 η_e , 엑서지 활용율 ε_e , 및 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 을 Fig. 7에 나타내었다. 우선, R245fa의 경우에 대한 엑서지 효율은 $\eta_{sys,e} = 0.5767$ 이고, $\eta_{sys,e} = 0.6387$ 갖는 water의 경우가 R245fa의 경우보다 다소 크게 나타났다. 그리고 엑서지 활용율은 R245fa 및 water의 경우에 대하여 각각 $\varepsilon_e = 0.9983$ 및 0.9486 로 R245fa의 경우가 상대적으로 높은 값을 갖지만, 두 작동유체에 대한 증발기에서의 엑서지 활용율은 거의 100%에 가깝게 나타났다. 따라서, water의 경우에 대한 시스템의 엑서지 효율은 $\eta_{sys,e} = 0.6059$ 로서 R245fa의 $\eta_{sys,e} = 0.5757$ 의 값보다 대략 3% 정도 크게 나타났다.

한편, Fig. 7에서 각 작동유체의 대표적인 R_m 및 R_p 과 동일한 조건에 대하여, 증발기로 공급된 열원의 엑서지율 \dot{E}_{in} ($= 7,258 \text{ kW}$, 100%)에 대비하여 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} , 각 모듈에서의 엑서지 파괴율 \dot{E}_d , 및 순출력 \dot{W}_{net} 의 비율들을 Fig. 8에 나타내었다. 우선, water(a)에 대한 사이클에 의해서 발생하는 순동력 \dot{W}_{net} 는 $4,636 \text{ kW}$ (63.87%)로서, $\dot{W}_{net} = 4,186 \text{ kW}$ (57.67%)를 갖는 R245fa(b)의 경우보다 더 크게 나타났다.

두 가지 작동유체의 경우에 대하여 펌프 $\dot{E}_{d,p}$ 에서는 1% 미만의 낮은 엑서지 파괴율을 보였고, 증발기 $\dot{E}_{d,e}$ 에서는 13.69%로 거의 동일한 엑서지 파괴율을 보였다. 그리고, 터빈에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,t}$ 은 11.15%를 갖는 water의 경우가 7.98%를 갖는 R245fa의 경우보다 더 크게 발생하였다. 반면에, R245fa에 대하여 응축기의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,c}$ 는 20.10% (1,459 kW) 보였으며, 이는 5.99%를 갖는 water의 경우보다 3배 이상으로 높은 값이다.

또한 R245fa의 경우에는 $\dot{E}_{out} = 0.17\%$ 이고, 이때의 $T_{out} = 306.5 \text{ K}$ 로서 손실이 거의 없었다. 따라서 R245fa의 작동유체에 대하여, 열원의 엑서지 손실량과 응축기에서 파괴되는 엑서지의 회수량의 상반되는 관계를 고려한다면, 재생기 등을 적용하여 시스템의 엑서지 효율을 최적화될 수 있을 것이다.

반면에, water의 경우에는 $\dot{E}_{out} = 373.3 \text{ kW}$ (5.14%)

를 보였고, $T_{out} = 345.5$ K 를 나타내었다. 따라서 water 의 작동유체에 대하여, 시스템의 엑서지 효율을 향상시키기 위해서는 버려지는 열원으로 온수를 동시에 생산하는 열병합 발전시스템에 대한 검토가 요구된다.

3.4 R245fa 와 water 간의 팽창비 비교

Fig. 7 의 각 작동유체에 대한 대표적인 R_m 및 R_p 조건에서 터빈(팽창기)의 입구인 상태 3' 및 출구의 4 상태에 대한 비체적 v [m^3/kg]로부터 체적유량 \dot{V} [m^3/hr]을 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\dot{V} = \dot{m}_o v \quad (15)$$

우선 R245fa 에 대하여, 상태 3' 의 체적유량 \dot{V}_3 는 708.48 m^3/hr 이고, 상태 4 에서 체적유량 \dot{V}_4 는 11,782.44 m^3/hr 으로 나타났다. 이에 대하여 터빈에서의 팽창비 \dot{V}_4/\dot{V}_3 는 16.63 을 갖는다. 반면에, water 에 대하여 $\dot{V}_3 = 163.80$ m^3/hr 및 $\dot{V}_4 = 236,265$ m^3/hr 이고, $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 1,442.37$ 로 약 87 배의 더 큰 값을 보였다.

Water 인 경우의 엑서지 효율이 R245fa 보다 더 크게 나타났지만, 작동유체로서 water 를 적용하기 위해서는 2-phase 유체⁽⁷⁾에 적합해야 할 뿐만 아니라 큰 팽창비를 갖는 터빈(팽창기)의 개발이 요구되는 것을 의미한다. 그리고 용적식 팽창기를 적용하기에는 사이즈가 크게 확대되어야 하기 때문에 시스템의 경제성 측면에서 불리할 수 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해서는 요소부품의 개발이 요구되지만, 단시간에 해결될 수 있는 부분이 아니라고 사료된다. 따라서, 이를 시스템적으로 보완하기 위한 연구가 필요하다고 판단된다.

4. 결론

선박의 주 추진용 디젤엔진의 배기가스 열회수 시스템에 대하여 랭킨사이클의 열역학적 모델을 적용하였고, R245fa 및 water 의 작동유체에 대한 엑서지 분석을 수행하였다.

그 결과, R245fa 의 경우에 고정된 R_m 에 대하여, R_p 가 증가함에 따라 주로 $O(1,000$ kW)를 갖는 응축기 \dot{E}_{dc} 및 증발기 \dot{E}_{de} 에서의 엑서지 파괴율이 감소하는 특성을 보였다. 이에 따라 엑서지 효율 η_e 및 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 이 증가하는 특성을 보였으며, 사이클에 의해 발생하는 순동력 \dot{W}_{net} 도 증가하는 경향이 나타났다.

또한 고정된 R_p 에 대하여, R_m 의 증가에 따라 주로 응축기에서의 엑서지 파괴율 \dot{E}_{dc} 이 감소되면

서 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 이 증가되는 특성을 보였다.

Water 의 경우, $R_p = 0.10$ 로 고정된 조건에 대하여, R_m 이 증가함에 따라 엑서지 손실률 \dot{E}_{out} 이 $O(1,000-10$ kW)로 급격하게 감소하였다. 이에 따라 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 및 순동력 \dot{W}_{net} 도 증가하는 경향을 보였다.

반면 $R_m > 0.10$ 의 경우에는, $R_p = 0.10-0.30$ 의 변화에 대하여 그 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 의 변동은 상대적으로 작았고 거의 일정하게 나타났다.

참고문헌

- (1) Buhaug, Ø., Corbett, J.J., Endresen, Ø., Eyring, V., Faber, J., Hanayama, S., Lee, D.S., Lee, D., Lindstad, H., Markowska, A.Z., Mjelde, A., Nelissen, D., Nilsen, J., Pålsson, C., Winebrake, J.J., Wu, W. and Yoshida, K., 2009, *Second IMO GHG Study 2009*, International Maritime Organization(IMO) London, UK.
- (2) IMO, 2011, *Chapter 4 Regulations on Energy Efficiency for Ships*, MEPC 62/WP. 11/Add. 1/Rev. 1.
- (3) Vaja, I., Gambarotta, A., 2010, "Internal Combustion Engine Bottoming with Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 35, pp. 1084~1093.
- (4) Bombarda, P., Invernizzi, C.M. and Pietra, 2010, "Heat Recovery from Diesel Engines: A Thermodynamic Comparison Between Kalina and ORC Cycles," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 212~219.
- (5) Teng, H., Regner, G. and Cowland, C., "Achieving High Engine Efficiency for Heavy-Duty Diesel Engines by Waste Heat Recovery Using Supercritical Organic-Fluid Rankine Cycle," SAE2006-01-3522.
- (6) Teng, H. and Regner, G., 2009, "Improving Fuel Economy for HD Diesel Engines with WHR Rankine Cycle Driven by EGR Cooler Heat Rejection," SAE2009-01-2913.
- (7) Choi, B.C. and Kim, Y.M., 2012, "Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Marine Diesel Engine (I) – Energy Efficiency Comparison for working fluids of R245fa and Water," *Trans. KSME (B)*, Vol. 36, No. 3, pp. 293~299.
- (8) Dai, Y., Wang, J. and Gao, L., 2009, "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery," *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576~582.
- (9) Al-Sulaiman, F.A., Dincer, I. and Hamdullahpur, F., 2010, "Exergy Analysis of an Integrated Solid Oxide Fuel Cell and Organic Rankine Cycle for Cooling, Heating, and Power Production," *Journal of Power*

- Sources, Vol. 195, 2346~2354.
- (10) Al-Sulaiman, F.A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I., 2011, "Greenhouse Gas Emission and Exergy Assessments of an Integrated Organic Rankine Cycle with a Biomass Combustor for Combined Cooling, Heating, and Power Production," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 439~446.
- (11) Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th Ed.*, McGraw-Hill, pp. 279~605.
- (12) Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A.S., 2007, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Ed.*, John & Wiley & Sons, pp. 669~722.
- (13) Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., 2011, *Technical File for Hyundai-Wartsila 12RT-flex96C-B*.
- (14) Srinivasan K.K., Mago P.J. and Krishnan 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.
- (15) Boyce, M.P., 2010, *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, 2nd Ed.*, ASME Press, pp. 46~47.
- (16) Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., 2010, *REFPROP Ver. 9.0*, NIST.
- (17) Klein, S.A., *Engineering Equation Solver(EES), Prof., Ver. 8.830*.