

선박용 디젤엔진의 배기가스 열회수 시스템 (I) - R245fa 및 Water의 작동유체에 대한 에너지효율 비교 -

최 병 철*† · 김 영 민**

* (사)한국선급 환경플랜트팀, ** 한국기계연구원 그린동력연구실

Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Marine Diesel Engine (I) - Energy Efficiency Comparison for Working Fluids of R245fa and Water -

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

* Environment & Plant Team, Korean Register of Shipping,

** Dept. of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received September 20, 2011; Revised December 21, 2011; Accepted December 26, 2011)

Key Words : Rankine Cycle(랭킨사이클), R245fa(R245fa), Water(물), Efficiency(효율)

초록: 대형 선박의 추진용 디젤엔진에서 버려지는 배기가스의 열을 회수하기 위한 랭킨사이클이 적용된 발전시스템에 대하여 R245fa 및 water의 작동유체들에 따른 열역학적 효율 특성을 분석하였다. 그 이론적인 계산 결과로, 고정된 질량유량의 R245fa에 대하여 터빈입구의 압력이 증가할수록 사이클, 시스템, 및 전체적 효율이 증가하였고, 사이클에 의해 발생하는 순동력도 증가하는 특성을 보였다. 반면, water의 경우에는 R245fa에 비하여 더 낮은 질량유량 및 터빈입구 압력의 비율에서 최대의 시스템 효율을 보였다. 또한 water에 대하여 최적화된 사이클의 순출력, 시스템 효율, 및 전체적 효율의 값들은 R245fa의 경우보다 더 크게 나타났다.

Abstract: The thermodynamic efficiency characteristics of R245fa and water as working fluids have been analyzed for the electricity generation system applying the Rankine cycle to recover the waste heat of the exhaust gas from a diesel engine for the propulsion of a large ship. The theoretical calculation results showed that the cycle, system, and total efficiencies were improved as the turbine inlet pressure was increased for R245fa at a fixed mass flow rate. In addition, the net work rate generated by the Rankine cycle was elevated with increasing turbine inlet pressure. In the case of water, however, the maximum system efficiencies were demonstrated at relatively small ratios of mass flow rate and turbine inlet pressure, respectively, compared to those of R245fa. The optimized values of the net power of the cycle, system efficiency, and total efficiency for water had relatively large values compared to those of R245fa.

1. 서론

해운 분야에서 발생하는 주요 온실가스는 이산화탄소(CO₂)이며 엔진 배기가스, 화물수송(포장), 및 냉각제 등의 다양한 배출원을 갖는다. CO₂는 주로 선박 내의 주 엔진, 보조 엔진, 그리고 보일러 등의 배기가스로 배출된다. 그리고 국내외의 해운 산업에 의해서 발생하는 총 CO₂ 배출량은 2007년을 기준으로 약 10억톤을 기록하였으며,

이는 전 세계 CO₂ 배출량의 3.3% 정도를 차지한다.⁽¹⁾

국제연합(UN) 산하의 국제해사기구(IMO)의 해양환경보호위원회(MEPC)는 신조선 및 운항선박에서 배출되는 CO₂를 저감시키기 위한 규제로써 국제적인 해양오염방지협약(MARPOL Annex VI)을 개정하였고 공식적으로 채택하였다.⁽²⁾ 이에 따르면 대략적으로 산적화물선, 가스운반선, 유조선, 컨테이너선, 일반화물선, 냉동화물운반선, 및 검용선에 대하여 CO₂ 감축율을 2015년에 10%, 2020년에 20%, 및 2025년에 30%까지 단계적으로 달성해야 하는 상황이다.

선박의 에너지효율을 극대화하기 위하여 선형

† Corresponding Author, byungchul.choi@gmail.com

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

및 추진계통 개선 등의 다양한 기술들이 개발되고 있으며, 그 중에 선박엔진의 폐열을 이용한 발전 시스템은 동력당 CO₂ 배출을 획기적으로 감소시킬 수 있는 기술로써 주목 받고 있다.

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

본 연구에서는 대형 선박 추진용 엔진의 배기가스를 대상으로 랭킨사이클을 적용한 열회수 발전 시스템의 이론적 모델을 살펴보았다. 그리고 작동유체 R245fa 및 water 에 대한 압력 및 질량유량의 변화에 대하여 열역학적 효율의 특성을 비교하고자 한다.

2. 작동유체

랭킨사이클에서 R245fa(1,1,1,3,3-pentafluoropropane) 및 water 의 작동유체에 대하여 대표적으로 고려되는 환경 및 안전적 특성을 Table 1 에 나타냈다. 우선 R11(trichlorofluoromethane, CCl₃F) 1 kg 이 파괴하는 오존량을 기준으로 한 오존파괴지수(ODP)는 R245fa 및 water 의 경우에 모두 0 의 값을 갖는다. 또한 100 년 동안에 이산화탄소(CO₂) 1 kg 이 기여하는 지구온난화의 정도를 기준으로 하는 지구온난화지수(GWP)는 각각의 R245fa 및 water 에 대하여 950 및 < 1 값을 갖고, 150 이상은 규제 대상이 된다.⁽⁷⁻⁹⁾

Water 는 비가연성이고 독성을 갖지 않는다. 그러나 R245fa 는 자발화온도 T_{ig} 가 685 K 이며 가연

Table 1 Environmental and safe properties for the working fluids of R245fa and water

	R245fa	water(R718)
Chemical formula	C ₃ H ₃ F ₅	H ₂ O
ODP	0	0
GWP	950	<1
Toxicity	Low	None
T_{ig} [K]	685	None
Flammability	Not Available	None

성을 보이거나 농후 및 희박의 가연한계에 대하여 유효한 데이터는 아직 없었고, 독성이 상대적으로 약하지만 장시간 노출되었을 경우에 유해한 특성을 지닌다.⁽⁷⁻⁹⁾

작동유체 R245fa 및 water 에 대한 온도-엔트로피($T-s$) 선도를 Fig. 1 에 나타내었다. 일반적으로 작동유체는 내부에 삽입된 그림과 같이 포화증기선의 기울기(dT/ds)에 따라 3 가지로 분류된다. 즉, $dT/ds < 0$ 인 경우는 water 와 같이 습한 유체, $dT/ds > 0$ 인 경우는 R245fa 와 같은 건조한 유체, 그리고 $dT/ds = 0$ 인 경우는 R134a 와 같은 등엔트로피 유체로 구분된다.⁽¹⁰⁾

3. 이론적 모델

3.1 기본 랭킨사이클

Fig. 2 는 기본 랭킨사이클을 구성하는 펌프, 증발기, 터빈, 및 응축기의 개략도를 나타내는 것으로서, 이에 대한 열역학적 상태를 Fig. 3 의 온도-엔트로피($T-s$) 선도에 나타내었다. 1-2 과정에서 펌프는 액체의 작동유체를 상태 1 에서 2 로 가압시켜서 증발기로 공급시키는 역할을 하고, 식 (1)과 같은

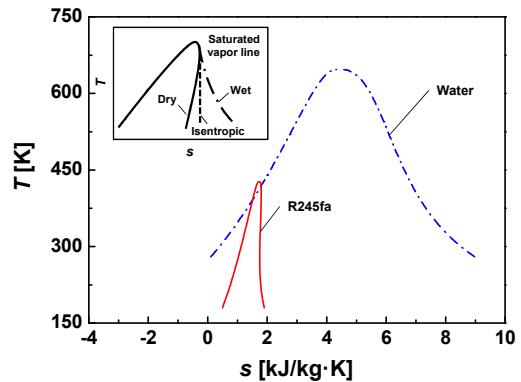


Fig. 1 $T-s$ diagram of R245fa and water

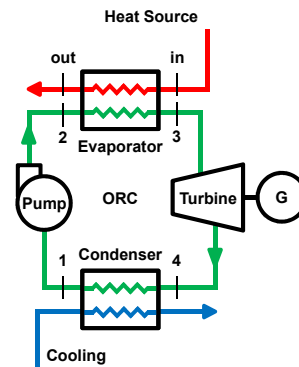


Fig. 2 Schematics of basic Rankine cycle

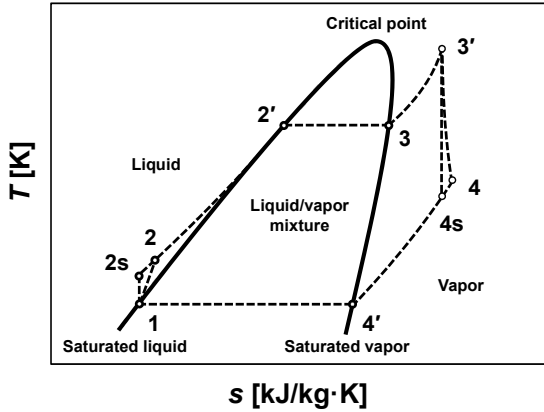


Fig. 3 T-s diagram for the basic Rankine cycle

\dot{W}_p 의 동력이 요구된다.^(11,12) 즉,

$$\dot{W}_p = \dot{m}_o (h_2 - h_1) \quad (1)$$

여기서, \dot{m}_o 은 작동유체의 질량유량, h [kJ/kg]는 엔탈피를 나타낸다. 이때에 손실이 없는 가역성일 경우에 상태 2s 는 $s_1 = s_{2s}$ 를 갖는 등엔트로피 과정이 되고, 손실을 고려한 펌프의 효율은 아래의 식 (2)과 같다.^(11,12)

$$\eta_p = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (2)$$

2-3 과정은 $P_{2s} = P_2 = P_3 = P_{3'}$ 를 갖는 등압조건에서 외부 열원으로부터 식 (3)과 같은 \dot{Q}_e 의 에너지를 공급받는다.^(11,12)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_o (h_3 - h_2) \quad (3)$$

이때에 작동유체는 주로 액상의 상태 2 에서 포화액체의 상태 2' 및 포화증기의 상태 3 로 가열될 뿐만 아니라, 액체/기체의 혼합기 또는 가열증기 상태 3'로의 상변화도 가능하다.

3'-4 과정에서 고온/고압의 작동유체는 터빈에 의해서 팽창되어 에너지를 소비하며, 식 (4)과 같은 터빈의 축일 \dot{W}_t 은 발전기를 구동하여 전기를 생산하는 데 이용된다.^(11,12)

$$\dot{W}_t = \dot{m}_o (h_{3'} - h_4) \quad (4)$$

이때에 $s_{3'} = s_{4s}$ 의 가역적 과정에서 손실을 고려한 터빈의 효율은 식 (5)와 같다.^(11,12)

$$\eta_t = (h_{3'} - h_4) / (h_{3'} - h_{4s}) \quad (5)$$

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.

기본 랭킨사이클에 대하여 터빈과 펌프의 축일의 차이로 생산되는 순동력 \dot{W}_{net} 에 대한 열역학적 효율은 아래의 식 (6)과 같이 정의된다.^(11,12)

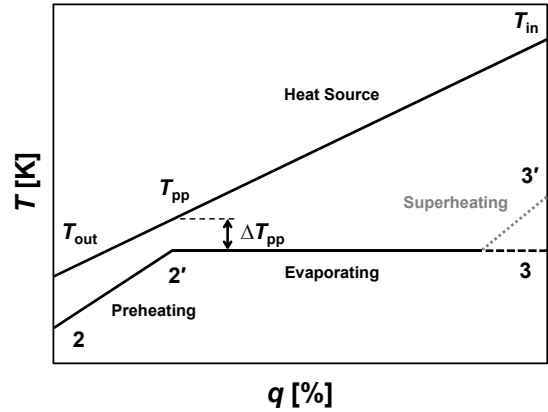


Fig. 4 T-q diagram of the evaporator

$$\begin{aligned} \eta_{cyc} &= \dot{W}_{net} / \dot{Q}_e \\ &= (\dot{W}_t - \dot{W}_p) / \dot{Q}_e \\ &= \{ \dot{m}_o (h_{3'} - h_4) - \dot{m}_o (h_2 - h_1) \} / \dot{m}_o (h_3 - h_2) \\ &= \{ (h_{3'} - h_4) - (h_2 - h_1) \} / (h_3 - h_2) \end{aligned} \quad (6)$$

Fig. 4 는 배기가스의 열원으로부터 랭킨사이클의 증발기로 열교환이 발생하는 온도-열전달(T-q) 다이어그램을 나타낸다. 선박용 디젤엔진에서 배출되는 배기가스의 온도를 T_{in} 및 그 질량유량을 \dot{m}_{in} 으로 각각 정의하였고, 증발기에서 배출되는 배기가스의 온도를 T_{out} 으로 정의하였다. T_{in} 에서 T_{out} 으로 열량이 감소함에 따라 사이클 내에 작동유체의 온도는 T_2 에서 T_3 (등온) 또는 $T_{3'}$ (과열)까지 증가하게 된다. 이때 T_2 에서 열원의 온도와의 차이가 최소가 되는데, 이 지점을 핀치점 온도 T_{pp} 라고 하고, T_{pp} 와 T_2 사이에 최소 온도차를 ΔT_{pp} 라고 한다.^(3,13)

한편, 위치/운동에너지가 무시되고 유입/유출되는 질량유동이 일정한 정상상태의 대향류 열교환 과정은 두 가지로 구성된다. 첫째, 2-2'의 과정에서 압축된 액체는 열원의 현열(sensible heat)에 의하여 포화액체 상태의 끓는점까지 예열된다. 이때의 에너지 균형은 식 (7)과 같다.^(3,13)

$$\dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{pp} - T_{out}) = \dot{m}_o (h_{2'} - h_2) \quad (7)$$

여기서 $c_{p,in}$ 는 열원의 정압비열을 나타낸다.

2'-3의 등온과정에서 열원의 잠열(latent heat)에 의해서 하나의 순수 작동유체는 포화액체에서 포화기체로 증발된다. 이러한 경우의 에너지 균형은 식 (8)과 같다.^(3,13)

$$\dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_{pp}) = \dot{m}_o (h_3 - h_{2'}) \quad (8)$$

한편 열원에서 그 열교환기 내에 작동유체로 전달 가능한 최대의 열전달율 \dot{Q}_{max} 와 실제의 열전달

을 \dot{Q}_{act} 는 각각 식 (9)와 (10)같이 표현된다.^(3,13)

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_2) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{act} = \dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_{out}) \quad (10)$$

따라서 최대도 이용 가능한 열량과 실제로 사용된 열량에 대한 비율인 열활용률 ε 은 아래의 식 (11)과 같이 정의된다.^(3,13)

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{(T_{in} - T_{out})}{(T_{in} - T_2)} \quad (11)$$

한편, 랭킨사이클에 대하여 그 증발기의 열활용률을 고려한 시스템 효율 η_{sys} 은 아래의 식 (12)과 같이 정의된다.⁽³⁾

$$\eta_{sys} = \varepsilon \eta_{cyc} \quad (12)$$

또한 랭킨사이클에 의해 발생한 순일률을 엔진에 공급된 연료의 발열량으로 나눈 값을 전체적 효율 η_{tot} 로 식 (13)과 같이 정의하였다.

$$\eta_{tot} = \dot{W}_{net} / \dot{m}_f LHV \quad (13)$$

Table 2 Exhaust gas heat source for a representative marine diesel engine

Power		Speed		\dot{m}_f	T_{in}	\dot{m}_{in}
[%]	[kW]	[%]	[rpm]			
25	17,170	63	64.3	3,094	568	130,633
50	34,336	79	81	6,072	600	250,771
75	51,498	91	92.7	9,002	541	391,358
100	68,639	100	102	12,366	560	503,205

Table 3 Assumptions used to calculate the system 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	

3.2 열원 및 가정

Table 2 는 대형 선박에서 주 추진기관으로 사용되는 대표적인 2 행정 저속 디젤엔진에 대하여 출력변화에 따른 스피드, 소비연료의 질량유량 \dot{m}_f , 배기가스의 온도 T_{in} 및 질량유량 \dot{m}_{in} 을 나타낸 것이다.⁽¹⁴⁾ 이때 배기가스의 비열은 $c_{p,in} = 1.012$ J/gK 로 상온 25 °C, 상압 1.013 bar 의 공기와 같다고 가정하였다.

연료는 ISO 8217 에서 규정하는 DMC grade 의 Bunker-A 로서, 저위발열량(LHV)은 10,063 kcal/kg 로 가정하였다. 그리고 선박 운항의 효율성을 고려하여 단위 동력당 연료소모량(SFOC)이 약 174.8 g/kWh 로서 최소가 되는 75 %의 고정된 부하조건에 대한 배기가스를 열원으로 선택하였다. 또한, 선박 내의 난방 및 연료 예열용 스티름을 생산하는 이코노마이저(보일러) 등, 그 배기가스를 활용하는 다양한 환경 설비들이 엔진의 후단에 설치되는데, 본 연구에서는 그러한 영향들을 제외하고 배기가스를 직접적으로 적용하였다.

Table 3 에서 R245fa 및 water 의 작동유체에 대하여 랭킨사이클을 이용한 폐열회수 발전시스템의 효율을 계산하기 위해서 사용한 값들을 요약하였다. 우선, 사이클 내에 각각의 작동유체에 대해서 허용되는 압력과 온도의 범위를 설정하였다. 최대 압력 P_{max} 과 최대 온도 T_{max} 는 각 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 포화증기압력을 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 (14) 및 (15)과 같이 정의하여 사용하였다. 즉,

$$R_p = (P_2 - P_{min}) / (P_{max} - P_{min}) \quad (14)$$

$$R_m = \dot{m}_o / \dot{m}_{in} \quad (15)$$

한편, 펌프 입구의 작동유체의 건도 X_1 는 $X_1 = 0$ 를 갖는 포화액체 상태로 설정하였다. 그리고 ΔT_{pp} 는 대개 5-10 K 의 범위 내에서 선택되는데, 본 연구에서는 10 K 로 가정하였다. 그리고 펌프와 터빈의 효율은 모두 0.85 로 고정하여 적용하였다. 또한 작동유체의 열역학적 물성치는 NIST 에 의해 개발된 REFPROP ver. 9 를 통하여 얻었으며,⁽¹⁵⁾ EES ver. 8 을 이용하여 열역학적 계산을 수행하였다.⁽¹⁶⁾ 그 계산된 결과는 $T_4 > T_1$, $T_{in} > T_3$, 및 $T_{out} > T_2$ 를 모두 만족하는 데이터만 유효하게 취급하였다.

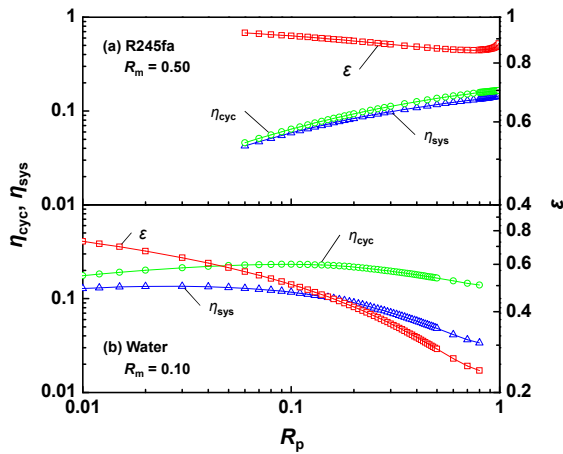


Fig. 5 η_{cyc} , ϵ , and η_{sys} characteristics for R245fa (a) and water (b) with R_p variation

4. 결과 및 토의

4.1 압력의 변화

우선 $R_m = 0.50$ 로 고정된 R245fa (a)와 $R_m = 0.10$ 로 고정된 water (b)에 대하여 각각의 R_p 변화에 따른 열교환기 열활용률 ϵ , 사이클 효율 η_{cyc} , 및 시스템 효율 η_{sys} 을 Fig. 5에서 나타내었다.

R245fa의 경우, R_p 가 감소함에 따라 η_{cyc} 및 η_{sys} 는 모두 감소하는 경향을 보였다. 특히, $R_p = 0.99$ 인 지점에서 $\eta_{cyc} = 0.1652$ 및 $\eta_{sys} = 0.1454$ 로 각각 최대값을 갖고, 이때의 $\epsilon = 0.8799$ 을 갖는다.

반면에 R_p 의 감소에 따라 ϵ 는 감소하여 $R_p = 0.75$ 에서 최소값을 갖고, 다시 증가하였다. 예를 들어, $R_p = 0.10$ 에서 η_{cyc} 및 η_{sys} 는 각각 0.06411 및 0.05851의 값을 갖고, ϵ 는 0.9127까지 증가되었다.

Fig. 5의 R245fa (a) 및 water (b)에 대한 대표적인 R_p 값에 따른 상태 1-2-2'-(3)-3'-4-(4)-1의 사이클을 Fig. 6의 T-s 선도에서 각각 나타내었다. 우선 R245fa의 경우에는 $R_p = 0.10, 0.50,$ 및 0.90 에 따라 증발온도는 각각 338.4, 392.9, 및 421.9 K로 증가하였고, 이에 대하여 터빈의 입/출구 조건인 과정 3'-4에서 모두 과열증기의 상태를 보였다.

Fig. 5에서 상대적으로 작은 $R_m = 0.10$ 을 갖는 water (b)인 경우에 R_p 가 증가할수록 η_{cyc} 이 증가하다가 $R_p = 0.10$ 에서 $\eta_{cyc} = 0.2318$ 의 최대값을 보이며, 다시 감소하는 경향을 갖는다. 그리고 ϵ 는 R_p 의 증가에 따라 꾸준히 감소하였으며, 이에 따라 $R_p = 0.03$ 에서 $\eta_{sys} = 0.1353$ 로 최대값을 갖는다.

Fig. 6의 water에 대한 T-s 선도에서 나타난 것과 같이, $R_p = 0.01, 0.03$ 및 0.10 로 압력이 증가되면 증발 온도가 각각 397.2, 436.2 및 490.7 K로 증가

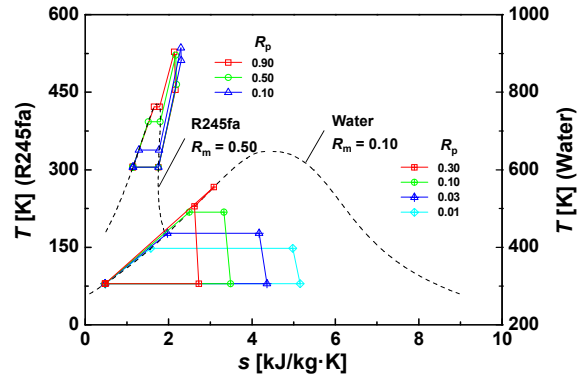


Fig. 6 T-s diagram for R245fa (left) and water (right) with R_p variation

하는 특성을 보인다. 특히 $R_p = 0.30$ 의 경우에, 상태 2'는 $(T [K], s [kJ/kgK]) = (555.3, 3.087)$ 를 갖는 포화액체 상태이지만, 상태 3'는 실제적으로 $(T, s) = (505.5, 2.623)$ 를 나타내었다. 이는 식 (8)에서 P_2 가 증가함에 따라 작동 유체의 온도 T_2 가 555.3 K로 증가하여 열원의 온도($T_{in} = 541$ K)에 대한 차이가 음의 값을 갖기 때문이다. 이는 본 연구에서 정의한 핀치점 온도 $T_{pp}(= T_2 + \Delta T_{pp})$ 에 종속된 결과이다. 결국, R_p 의 증가에도 포화액체에서 기체로의 상변화가 발생하지 않는 3 변 사이클(Trilateral cycle) 영역이며,⁽¹⁷⁾ 이에 대한 보다 자세한 연구가 필요하다.

전반적으로 $R_p = 0.01-0.30$ 에 대한 water의 경우에서 과정 3'-4는 액체와 증기가 공존하는 이상(2-phase)상태가 발생하였다. 이러한 경우는 터빈의 손상 및 효율 저하의 요인이 되기 때문에 이를 방지하기 위하여 추가적인 가열기 또는 응축수 제거 장치 등이 고려되거나, 터빈을 대신하여 이상(2-phase)유체에 적합한 고용량의 용적식 팽창기로 대체하는 것이 필요하다.

4.2 질량유량의 변화

Fig. 7은 대표적인 R_p 에서 R245fa (a)와 water (b)에 대하여 R_m 의 변화에 따른 시스템 효율 η_{sys} 특성을 보여준다. 우선 R245fa (a)에 대하여 R_p 가 더 클수록 사이클의 효율이 상대적으로 높게 나타났다. 그리고 R_m 이 증가함에 따라 η_{sys} 은 증가하는 경향을 보인다.

한편, R_m 변화에 대한 사이클의 T-s 선도를 Fig. 8에 나타내었다. 우선 각각의 $R_p = 0.10$ 및 0.90 를 갖는 R245fa에 대하여, 상태 3'에서 과열증기의 온도는 $R_m = 0.50$ 의 경우보다 $R_m = 0.66$ 로 증가된 경우가 상대적으로 감소하였고, 이에 따라 식 (3)의 회수된 열량과 식 (4)의 터빈일도 동시에 감소하였다. 따라서 R_m 의 증가에 따라 η_{cyc} 및 η_{sys} 은 위의 식 (6)과 (12)에 의해서 결과적으로 모두 증가하는 경향을 보였다.

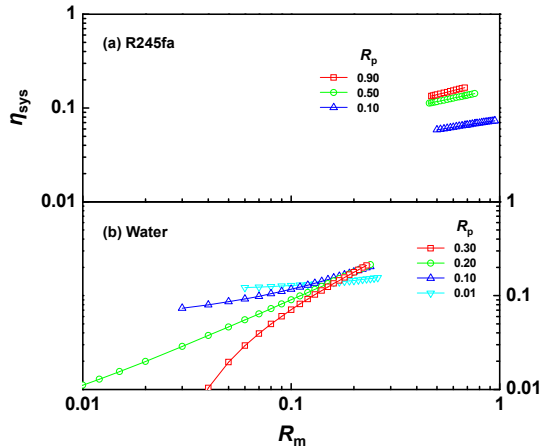


Fig. 7 η_{sys} characteristics for R245fa (a) and water (b) with R_m and R_p variation

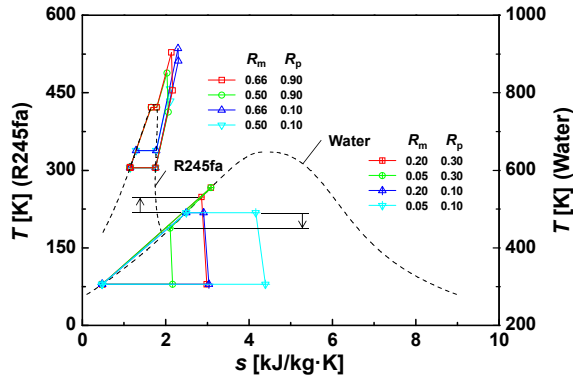


Fig. 8 T - s diagram for R245fa (left) and water (right) with R_m and R_p variation

Fig. 7의 작동유체 water (b)에 대하여 전반적으로 유효한 R_m 의 범위는 R245fa (a)의 경우에 비하여 상대적으로 더 작은 값을 갖는다. 예를 들어, 상온/상압 조건에서 비열 $c_p = 0.9197$ J/gK를 갖는 R245fa 보다 water의 경우가 상대적으로 큰 $c_p = 4.1813$ J/gK를 갖는다. 따라서 water 경우는 R245fa에 비하여 상대적으로 작은 질량유량에도 동일한 열량의 회수가 가능하다는 것을 의미한다.

Fig. 7(b)에서 R_m 의 증가에 따라 시스템 효율은 전반적으로 증가하는 특성을 보였다. 또한 대략적으로 $R_m \leq 0.10$ 인 경우에, 특정한 R_m 에 대하여 R_p 가 증가할수록 η_{sys} 이 감소하는 경향이 나타났다. 반면에 $R_m > 0.10$ 인 경우에는 R_p 에 대한 영향은 거의 나타나지 않았다.

Water에 대한 R_m 및 R_p 의 변화에 따른 T - s 선도를 Fig. 8에서 비교하였다. 우선 $R_m = 0.05$ 의 경우에 $R_p = 0.10$ 에서 0.30으로 증발압력을 증가시키면, 터빈입구의 온도가 490.7에서 450.8 K로 감소하고, 각각의 엔트로피도 4.158에서 2.109 kJ/kgK

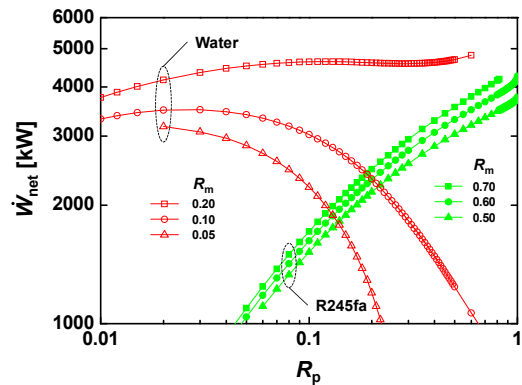


Fig. 9 \dot{W}_{net} for R_p variation

로 더 작은 값을 갖는다. 따라서 시스템 효율이 $\eta_{sys} = 0.08597$ 에서 0.01954로 감소하게 된다. 이러한 경우는 앞서 설명한 Fig. 6에서 $R_p = 0.30$ 의 water인 경우와 동일한 결과이며, 향후 지속적인 연구가 필요하다.

반면, $R_m = 0.20$ 의 경우에 $R_p = 0.10$ 에서 0.30으로 증발압력을 증가시키면, 터빈입구의 온도가 490.7에서 531.2 K로 증가하고, 각각의 엔트로피는 2.91에서 2.86 kJ/kgK로 다소 더 작은 값을 갖는다. 결과적으로 그 시스템 효율이 $\eta_{sys} = 0.1791$ 에서 0.1775로 다소 감소하였지만 거의 일정하게 나타났다.

4.3 순동력 특성

R245fa와 water에 대하여 R_p 변화에 따른 식 (6)에서 정의한 사이클에 의해서 생산되는 순동력 \dot{W}_{net} 의 특성을 Fig. 9에 나타내었다. 우선 R245fa의 경우에는 R_p 의 증가에 따라 순동력이 꾸준히 증가하는 특성을 보이고, $R_m = 0.50, 0.60$ 및 0.70로 증가함에 따라 \dot{W}_{net} 은 증가하는 경향을 보이지만 크지 않은 범위이다. 특히, $(R_m, R_p) = (0.70, 0.82)$ 의 조건에서 $\dot{W}_{net} = 4,186$ kW의 값을 갖고, 전체적인 효율 η_{tot} 및 시스템의 효율 η_{sys} 은 각각 0.0397 및 0.162의 값을 보였다. 이때 배기가스의 출구온도 T_{out} 는 306.5 K의 값을 갖는다.

반면, water의 경우에는 R_p 의 증가에 따른 순동력의 경향이 R245fa와 대조된다. R_m 에 따라 $(R_m, R_p) = (0.05, 0.02)$ 에서 $\dot{W}_{net} = 3,172$ kW의 최대값을 갖고, $(R_m, R_p) = (0.10, 0.03)$ 에서 $\dot{W}_{net} = 3,499$ kW의 최대값을 갖는다. 그 이후로 R_p 가 증가함에 따라 터빈의 출력은 감소하는 경향을 보였다. 특히, $R_m = 0.20$ 의 경우에 \dot{W}_{net} 은 R_p 가 증가함에 따라, $R_p = 0.01$ -0.05까지는 급격하게 증가하였고, 그 이후로는 약 4,600 kW로 거의 일정한 출력을 보였다. 특

히, $(R_m, R_p) = (0.20, 0.13)$ 에서 $\dot{W}_{net} = 4,636 \text{ kW}$ 및 $\eta_{tot} = 0.04397$ 의 값을 갖고, 이때의 η_{sys} 은 0.1793 의 값을 보였고, T_{out} 는 345.5 K 의 값을 갖는다.

결과적으로 기본 랭킨사이클의 R_p 및 R_m 의 변화에 대하여 최적화된 각각의 작동유체에 대한 조건에서, water 의 열역학적 에너지효율이 R245fa 의 경우보다 대체적으로 다소 높게 나타났다.

한편, 가연성이 있는 R245fa 에 대한 폭발 및 화재 위험성을 배제시키기 위해서 배기가스와 R245fa 사이에 비가연성의 열전달 매체가 요구된다. 따라서 중간매체의 비가연성을 고려한다면, 그 열회수율이 더 감소될 수 있다. 또한 점차 강화되고 있는 GWP 및 독성에 대한 규제를 고려한다면, R245fa 의 작동유체를 대형 디젤엔진의 배기가스에 대하여 랭킨사이클을 이용한 열회수 발전시스템에 적용하기 위해서는 향후 지속적인 연구가 필요할 것이다.

5. 결론

선박의 주 추진용 디젤엔진의 배기가스 열회수 시스템에 대하여 랭킨사이클의 열역학적 모델을 적용하였고, R245fa 및 water 의 작동유체에 대한 에너지효율 특성을 비교 분석하였다.

그 결과, 특정한 R_m 을 갖는 R245fa 의 경우에 R_p 가 증가할수록 사이클 효율 η_{cyc} , 시스템 효율 η_{sys} , 및 전체적 효율 η_{tot} 이 증가하는 특성을 보였으며, 사이클에 의해 발생하는 순동력 \dot{W}_{net} 도 증가하는 경향을 보였다. 또한 고정된 R_p 에 대하여 R_m 의 증가에 따라 시스템 효율 η_{sys} 이 증가하는 특성이 나타났다.

특정한 R_p 를 갖는 water 의 경우에 R_m 의 증가에 따라 시스템 효율이 증가하는 경향이 나타났다. 한편, 약 $R_m \leq 0.10$ 의 경우에 R_p 의 증가에 따라, 사이클 효율은 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보였고, 증발기 열활용률 ε 은 계속해서 감소하였다. 이에 따라 사이클 효율의 최대값이 나타나는 R_p 보다 상대적으로 낮은 조건에서 시스템 효율의 최대값이 나타났다. 반면 $R_m > 0.10$ 의 경우에는, $R_p = 0.10-0.30$ 의 변화에 따른 그 시스템 효율의 변동은 상대적으로 작게 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. and 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., "Improving Fuel Economy for HD Diesel Engines with WHR Rankine Cycle Driven by EGR Cooler Heat Rejection," SAE2009-01-2913.

(7) Hundy, G.F., Trott, A.R. and Welch, T.C., 2008, *Refrigeration and Air Conditioning 4th Ed.*, Butterworth-Heinemann, pp. 30~40.

(8) Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P., 2010, "On the System Design and Selection of Optimal Working Fluids for Organic Rankine Cycles," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 760~769.

(9) Kondo, S., Urano, Y., Tokuhashi, K., Takahashi, A. and Tanaka, K., 2001, "Prediction of Flammability of Gases by Using F-number Analysis," *Journal of Hazardous Materials*, Vol. A82, pp. 113~128.

(10) Chen, H., Goswami, Y. and Stefankos, 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.

(11) Kaminski, D.A. and Jensen, M.K., 2005, *Introduction to Thermal and Fluids Engineering*, John Wiley & Sons, Inc, pp. 257~665.

(12) Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th Ed.*, McGraw-Hill, pp. 279~605.

(13) 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.

(14) Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., 2011, *Technical File for Hyundai-Wartsila 12RT-flex96C-B*.

(15) Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., 2010, *REFPROP Ver. 9.0*, NIST.

(16) Klein, S.A., *Engineering Equation Solver(EES), Prof., Ver. 8.830*.

(17) Fischer, J., 2011, "Comparison of Trilateral Cycles and Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 36, pp. 6208~6219.