

LNG 연료 추진선박의 LNG 냉열을 이용한 유기랭킨사이클의 성능 분석

최용석¹ · 이윤혁² · 강호근³ · 임태우[†]

(Received May 25, 2018 ; Revised September 5, 2018 ; Accepted September 12, 2018)

Performance analysis of the organic Rankine cycle using LNG cold energy in LNG-fueled ships

Yong-Seok Choi¹ · Yoon-Hyeok Lee² · Ho-Keun Kang³ · Tae-Woo Lim[†]

요약: 본 연구에서는 LNG 연료 추진선박의 LNG 냉열을 회수하기 위해서 유기랭킨사이클의 성능을 분석하였다. 천연가스를 LNG로 액화시킬 때 많은 양의 에너지가 소모되며, 이를 다시 기화시킬 때 냉열은 소산된다. LNG 연료 추진선박에서는 이러한 냉열을 적절하게 활용하지 못하고 있으므로, 본 연구에서는 LNG의 냉열을 활용하기 위해서 유기랭킨사이클을 이용한 발전시스템을 구성하였다. 5종류의 작동유체를 적용하였으며, 응축온도와 증발온도 및 과열도의 변화에 따른 사이클의 성능을 분석하였다. 사이클의 성능을 평가하기 위해서 열역학적 효율과 엑서지 효율을 사용하였으며, 본 연구의 결과에 따르면 LNG의 냉열을 회수하기 위한 사이클을 평가하기 위해서는 엑서지 효율을 사용하는 것이 적절한 것으로 나타났다. 적용된 작동유체 중 R142b가 가장 높은 엑서지 효율 28.5%와 정미 출력 73.7kW가 나타났다.

주제어: 액화천연가스, LNG 연료 추진선박, 냉열, 유기랭킨사이클, 엑서지

Abstract: In this study, the performance of the organic Rankine cycle (ORC) to recover liquid natural gas (LNG) cold energy of an LNG-fueled ship is analyzed. When natural gas is liquefied to LNG, a large amount of energy is consumed, and when it is vaporized again, the cold energy is dissipated. Because this cold energy is not properly utilized in an LNG-fueled ship, this study constructs a power generation system employing the ORC to utilize cold energy from the LNG. Five types of working fluids are applied, and the cycle performance is analyzed according to the variations in condensation temperature, evaporation temperature, and degree of superheat. Thermal efficiency and exergy efficiency are used to evaluate the performance of the ORC. The results of this study showed that it was appropriate to use exergy efficiency to evaluate a cycle that recovered LNG cold energy. Of all the working fluids used, R142b showed the highest exergy efficiency at 28.5% and produced a net power output of 73.7 kW.

Keywords: LNG, LNG-fueled ship, Cold energy, ORC, Exergy

1. 서 론

2018년 4월에 개최된 IMO (International Maritime Organization) MEPC (Marine Environment Protection Committee) 72차 총회에서 선박에서 발생하는 온실가스 배출량을 2008년 대비 2050년 까지 50%까지 감소하는 것으로 결정하였다[1].

강화되는 환경 규제에 대해서는 몇 가지 대응방안이 조망되었는데 저유황유를 사용하거나, SO_x 및 PM (particulate matter) 제거를 위한 scrubber 그리고 NO_x 감소를 위한 EGR (exhaust gas recirculation), SCR (selective catalytic reduction)

등을 사용하는 후처리 방법이 있으며, LNG (liquefied nature gas), 메탄올 (methanol), LPG (liquefied petroleum gas) 등의 대체 연료를 사용하는 방법이 있다[2]-[4]. 저유황유의 경우 유가가 현재 유가에 비해서 상승하게 되면 운영비용이 다른 방식과 비교해서 크게 증가하게 되므로, 현재는 후처리 방법과 LNG 등의 대체 연료가 각광받고 있다. 특히 LNG의 경우 SO_x와 PM은 거의 배출되지 않으며, NO_x는 약 80%, CO₂는 약 20% 적게 배출되므로 장기적으로는 LNG 연료가 경제적인 것으로 전망되고 있다[5][6].

LNG는 자연 상태일 때 기체상태의 천연가스를 액화시킨

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3925-0731>): Professor, Division of Marine Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: kyunlim@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4256

1 Senior researcher, Thermofluid Center, Korea Marine Equipment Research Institute, E-mail: choiys@komeri.re.kr, Tel: 051-400-5126

2 M.S. candidate, Division of Marine System Engineering, Graduate School of Korea Maritime and Ocean University, E-mail: yhocean@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4862

3 Professor, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: hkkang@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4260

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

액화천연가스로서 저장과 이송을 위해서 약 $-161^{\circ}\text{C} \sim -163^{\circ}\text{C}$ 상태의 액체로 변환하여 저장된다. 하지만 다시 연료로 사용할 경우 기화기를 거쳐 일정한 온도까지 상승시킨 후 기체상태의 천연가스로 공급되어야 한다[7]. 기체상태의 천연가스를 LNG로 액화시킬 때 많은 양의 에너지가 소모되며, 이를 다시 기화시킬 때 저온 열침으로서 유용한 냉열은 소산된다.

육상에서는 기화기에서 발생하는 LNG의 냉열을 활용하여 이미 산업전반에 걸쳐 적용되고 있다[8][9]. 냉열을 직접적으로 활용하여 냉동 창고 등에 공급하거나, 공기 중의 질소나 산소를 분리하는 공기분리, 극저온 이산화탄소 포집[10], 해수담수화 그리고 전력을 생산하는 발전에 이용된다. 이 중 LNG 냉열을 저온 열침으로 사용하는 발전 시스템은 활용범위가 넓어 상기 언급한 방안 중에 가장 선호된다[11].

하지만 선박에서는 현재까지 이러한 LNG의 냉열을 활용하는 시도는 활발하게 이루어지지 않고 있다. 주로 보일러에서 생산된 스팀이나 해수를 이용하여 중간 열매체 에틸렌글리콜 등을 가열하고 이 중간 열매체가 다시 LNG를 기화시키는 시스템을 적용하고 있다[12].

폐열을 포함한 여러 열원에서 발전 사이클을 구성하는 연구는 많이 이루어지고 있다. T. W. Lim and C. K. Lee [13]은 선박의 배기가스의 폐열을 고온 열원으로 사용하여 유기랭킨사이클 (organic Rankine cycle)을 구성하였다. 작동유체는 Toluence 와 Benzene을 사용하였으며, 터빈 입구 과열도의 변화에 따른 사이클의 성능을 분석하였다. X. Shi and D. Che [14]는 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하여 LNG 냉열을 회수하는 복합 랭킨 사이클을 구성하였다. 터빈 입출구 압력, 저온 열침의 온도의 영향에 따른 사이클 효율과 엑서지 (exergy) 효율을 비교하였다. J. Bao et al. [15]은 propane을 작동유체로 선정하여 기존의 랭킨 사이클, LNG가 직접 팽창되어 터빈을 구동하는 직접 팽창 사이클, 복합 사이클, 2단 응축 사이클을 구성하였다. LNG의 증발압력과 응축온도의 영향에 따른 각 사이클의 성능을 분석하였다.

본 연구에서는 LNG를 기화시킬 때 발생하는 냉열을 저온 열침으로, 메인엔진의 재킷을 냉각하고 나온 냉각수 (JCW; Jacket Cooling Water)를 고온 열원으로 사용하는 유기랭킨 사이클과 이 사이클을 LNG 연료 추진선박에 적용하는 것을 제안하며, 5종류의 작동유체를 사용하여 열역학적 효율, 엑서지 효율 그리고 정미 출력을 사용하여 사이클의 성능을 분석하였다.

2. LNG 추진선박의 연료공급 시스템

LNG 추진선박의 연료공급 시스템의 개략도는 Figure 1에 나타내었다. LNG는 LNG 탱크에서 저압펌프와 고압펌프를 통해 300 bar 까지 가압한 후 기화기를 거쳐 $45^{\circ}\text{C} \sim$

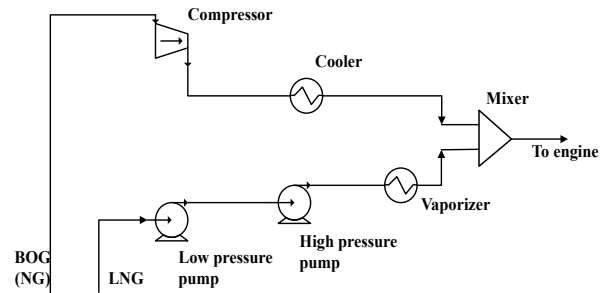


Figure 1: Schematic of the fuel gas supply system

55°C 의 온도까지 가열되어 엔진에 공급되며, 이 때 LNG의 저장 중에 자연적으로 발생하는 BOG (boil-off gas)를 300 bar까지 압축시켜 엔진에 함께 공급된다. 기화기에서는 LNG를 기화시키기 위한 열원으로 물과 에틸렌글리콜의 혼합물을 사용한다.

LNG의 냉열은 LNG 기화기에서 발생하며, 개략도는 Figure 2에 나타내었다. 기존의 기화기 시스템의 물/에틸렌글리콜을 사용할 경우에 LNG의 냉열은 이용되지 못하고 외부로 버려지게 된다. 기화기에서 발생하는 LNG의 냉열을 이용하기 위해서는 추가적인 시스템이 요구된다. 시스템 모델링을 위한 운전 조건은 J. M. Cheon [16]의 연구를 참고하여 Table 1과 같이 가정하였다.

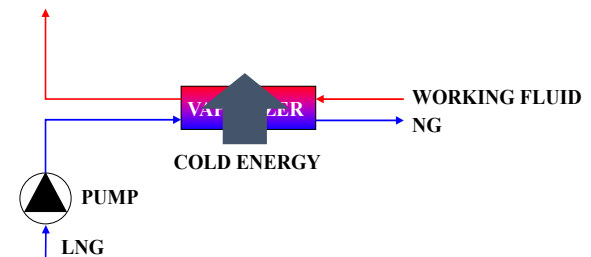


Figure 2: Schematic of LNG cold energy utilization

Table 1: Operating conditions of the LNG cycle

Parameter	Value
Mass flow rate of LNG [kg/h]	2600
Initial temperature of LNG [$^{\circ}\text{C}$]	-162
Initial pressure of LNG [bar]	1
Final temperature of NG [$^{\circ}\text{C}$]	45
Final pressure of NG [bar]	300

3. 시스템 모델링

3.1 열역학적 사이클

사이클을 구성하기 위한 기본적인 작동 조건은 Table 1의 조건을 적용하였으며, 사이클을 모델링하기 위한 추가적인 조건은 Table 2와 같이 가정하여 나타내었다.

Table 2: Parameters for modeling the ORC

Parameter	Value
PPTD [°C]	5
Isentropic efficiency of the turbine [%]	80
Isentropic efficiency of the pump [%]	80
Outlet temperature of JCW [°C]	50
Evaporation temperature [°C]	55 ~ 80
Condensation temperature [°C]	-100 ~ 0
Turbine inlet temperature [°C]	60 ~ 80
Pressure of JCW [bar]	3
Temperature of JCW [°C]	85

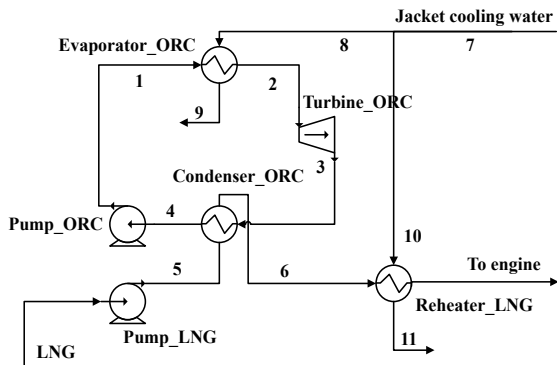


Figure 3: Schematic of organic Rankine cycle

열원 및 열침과 작동유체의 최소온도차를 의미하는 핀치 포인트 온도차 (PPTD; Pinch Point Temperature Difference) 는 작을수록 열회수율이 증가하여 효율이 증가한다. 본 연구에서는 증발기와 응축기 모두 5°C로 가정하였다. 시스템은 정상상태로, LNG는 순수 메탄 (CH₄)으로 가정하였다. 또한 파이프와 열교환기에서의 압력강하는 무시하였으며, 파이프와 열교환기는 잘 단열된 것으로 가정하여 열손실은 무시하였다[14].

유기랭킨사이클은 펌프, 증발기, 터빈 그리고 응축기 (LNG 기화기)로 구성된다. Figure 3은 선박에 적용된 유기랭킨사이클의 개략도를 나타내며, 각 지점에서의 T-s 선도는 Figure 4에 나타내었다. 고온 열원으로는 메인엔진의 재킷 냉각수를 사용하였으며, 저온 열침으로는 LNG를 기화시킬 때 발생하는 냉열을 사용하였다. ORC의 응축기에서 LNG를 기화시키며, NG가 엔진에 공급되는 온도인 45°C까

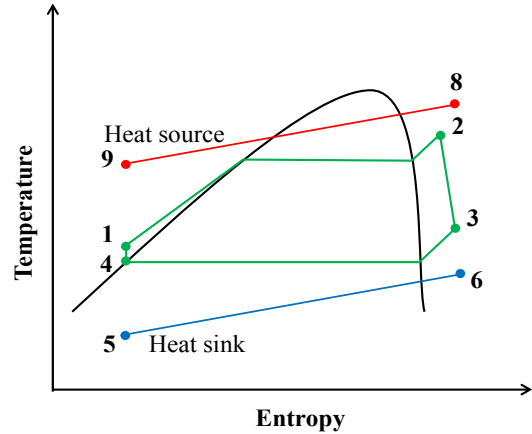


Figure 4: Temperature-entropy diagram

지 가열하기 위해서 reheater를 추가하여 재킷 냉각수 일부를 ORC를 거치지 않고 직접 열교환을 할 수 있도록 사이클을 구성하였다.

각 지점에서의 열역학적 상태량은 질량 보존식과 에너지 보존식을 적용하여 구해지며, 적용되는 식들은 Table 3에 요약하여 정리하였다.

유기랭킨 사이클의 정미 출력 W_{net} 과 열역학적 에너지 효율 η_{th} 은 각각 식 (1)과 식 (2)와 같이 구해진다.

$$W_{net} = W_{turbine} - W_{pump_{ORC}} \quad (1)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{eva}} \quad (2)$$

여기서, W 는 출력을 나타내며, Q_{eva} 는 증발기에서 회수되는 열량을 나타낸다.

엑서지는 사망상태 (dead state condition)로부터 이용 가능한 최대 잠재일을 나타내며, 엔트로피의 개념을 포함하여 정의된다[15][17]. 본 연구에서는 에너지 해석과 엑서지 해석을 동시에 수행하였다. 운동 엑서지와 위치 엑서지를 무시할 수 있을 때, 비 엑서지 (specific exergy) ex 와 엑서지 유량 (exergy flow rate) Ex 은 각각 다음 식들과 같이 정의 된다.

$$ex = h - h_0 - T_0(S - S_0) \quad (3)$$

$$Ex = m \times ex \quad (4)$$

Table 3: Equations applied to energy analysis of ORC

Component	Equation
Pump_ORC	$W_{pump_ORC} = m_{wf}(h_1 - h_4)$
Evaporator_ORC	$Q_{eva} = m_{wf}(h_2 - h_1) = m_{jcw1}(h_8 - h_9)$
Turbine_ORC	$W_{turbine} = m_{wf}(h_2 - h_3)$
Condenser_ORC(=Vaporizer_LNG)	$Q_{cond} = m_{wf}(h_3 - h_4) = m_{LNG}(h_6 - h_5)$
Pump_LNG	$W_{pump_LNG} = m_{LNG}(h_5 - h_{LNG_initial})$

Table 4: Properties of working fluids for LNG cold energy utilization at 1atm

Working fluid	Boiling temperature (K)	Enthalpy of vaporization (kJ/kg)	Critical temperature (K)	Critical pressure (MPa)	GWP	ASHRAE safety group
R32 (CH ₂ F ₂)	221.5	381.86	351.26	5.782	675	A2
R152a (C ₂ H ₄ F ₂)	249.13	329.91	386.41	4.517	120	A2
R134a (C ₂ H ₂ F ₄)	247.08	216.97	374.21	4.059	1430	A1
R22 (CHClF ₂)	232.34	233.75	369.30	4.990	1810	A1
R142b (C ₂ H ₃ ClF ₂)	264.03	223.25	410.26	4.055	2310	A2

여기서 h 는 엔탈피, T 는 온도, S 는 엔트로피 그리고 m 은 질량유량을 나타내며, 하첨자 0는 사장상태 (25°C, 1atm)에서의 상태량을 의미한다.

LNG와 열원의 엑서지는 각각 식 (5)와 식 (6)과 같이 구해진다.

$$Ex_{LNG} = Ex_{LNG_{in}} - Ex_6 \tag{5}$$

$$Ex_{source1} = Ex_{source1_{in}} - Ex_9 \tag{6}$$

엑서지 효율 η_{ex} 은 다음식과 같이 계산된다.

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{Ex_{total}} = \frac{W_{net}}{Ex_{LNG} + Ex_{source1}} \tag{7}$$

사이클의 해석은 Matlab R2017a를 이용하여 수행되었으며, 작동유체의 물성치는 REFPROP 9.1의 데이터베이스 기반으로 Matlab과 연동하여 사용하였다.

3.2 작동유체 선정

본 연구에서는 LNG 냉열을 이용하여 ORC를 구성한 기존의 참고문헌들[11][15]에 적용된 냉매 중 유럽연합의 F-gas Regulation 기준에 따라서 지구온난화지수 (GWP; Global Warming Potential)가 2500 이하인 냉매를 선정하였으며[18], ASHRAE 안전등급 중 독성과 가연성이 낮아 안정성이 확보된 A1, A2 그룹으로 한정하여[17], Table 4에 나타내었다.

상기 언급한 친환경적인 측면 외에도 높은 효율을 얻기 위해서 작동유체는 다음과 같은 요건을 갖추어야 한다[19].

- 낮은 점성, 높은 열전도도와 증발 잠열
- 낮은 비체적
- 낮은 작동 압력
- 사이클의 최대 온도 보다 높은 임계 온도

4. 결과 및 고찰

4.1 응축온도에 따른 사이클 성능

LNG 추진선박에서의 LNG 냉열을 이용하여 발전하기 위해서 본 연구에서는 ORC를 적용하였으며, Table 4에 나타난 5 종류의 작동유체를 사용하여 비교-분석하였다.

Figure 5는 터빈 입구온도를 80°C로 고정했을 때 응축온도의 변화에 따른 작동유체의 유량을 나타낸 것이다. 응축온도가 증가함에 따라서 작동유체의 유량은 증가하는 것으로 나타났다. 응축온도가 증가한다는 것은 LNG가 기화하고 더 높은 온도까지 가열되는 것을 의미한다. 즉, 기화된 NG를 더 높은 온도로 가열시키기 위해서는 작동유체의 유량을 증가시켜야 한다. LNG 기화기(ORC의 응축기)를 지난 후 NG의 온도는 Figure 6에 나타내었으며, 이때 응축온도 약 -40 ~ -50°C 범위에서 NG의 온도는 약 -42 ~ -54°C로 나타났다. 추후의 연구에서는 이러한 온도 범위 내에서 2단 ORC 혹은 다른 용도의 냉열 이용 가능성을 확인해 볼 수 있을 것으로 사료된다.

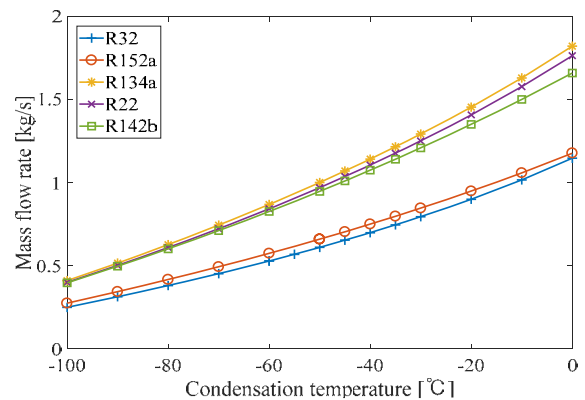


Figure 5: Mass flow rate variation with condensation temperature

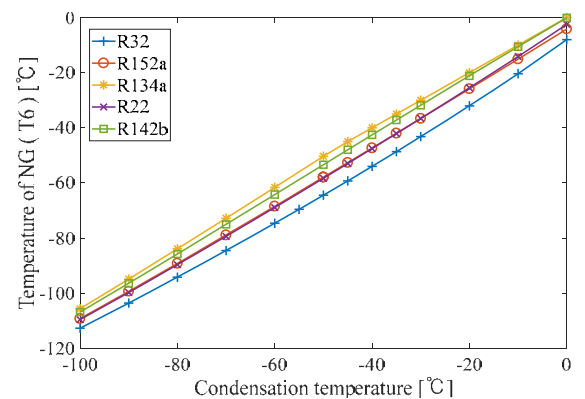


Figure 6: Temperature of NG(T6) variation with condensation temperature

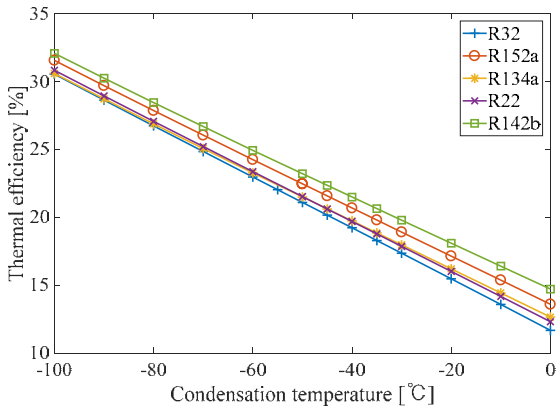


Figure 7: Thermal efficiency variation with condensation temperature

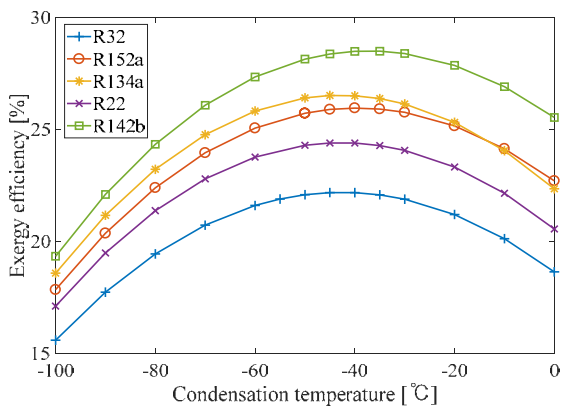


Figure 8: Exergy efficiency variation with condensation temperature

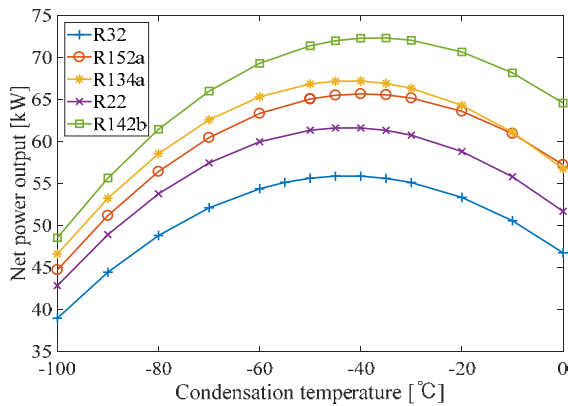


Figure 9: Net power efficiency variation with condensation temperature

Figure 7과 Figure 8은 각각 응축온도의 변화에 따른 열역학적 효율과 엑서지 효율을 나타낸 것이다. 기존의 열역학적 효율은 응축온도가 증가함에 따라서 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 응축온도가 증가함에 따라서 증발기에서의 얻어지는 총 열량이 증가하기 때문에 식 (2)에 나타난 것과 같이 열역학적 효율은 감소하게 된다. 엑서지 효율은 제 2법칙 효율(second law efficiency)이라고도 불리며, 소비된 엑서지에 대한 회수된 엑서지의 비로서 정의된다.

Figure 8에 나타난 엑서지 효율은 유용일에 대해서 재킷냉각수의 열에너지와 LNG의 냉열을 얼마나 효과적으로 회수할 수 있는지를 나타낸 것으로 볼 수 있다. 작동유체별로 응축온도 약 영하 40-45°C 부근에서 가장 높은 엑서지 효율이 나타났다. 이 때 출력은 Figure 9에 나타내었다. 엑서지 효율과 출력은 서로 유사한 경향으로 변화하였다. 엑서지 효율은 앞서 언급한 식 (7)과 같이 정의된다. 응축온도의 변화와 무관하게 LNG의 엑서지는 일정하게 유지되며, 열원의 엑서지 또한 거의 일정하게 유지되기 때문에 결국 엑서지 효율은 출력에 의해서 결정된다.

4.2 증발온도 및 과열도에 따른 사이클 성능

T-s 선도의 포화증기선의 기울기가 0보다 작으면 wet fluid, 0보다 크면 dry fluid 그리고 0과 거의 같으면, isentropic fluid로 정의한다[13]. 본 연구에서 사용한 작동유체 중 R32, R152a, R22는 wet fluid 그리고 R134a와 142b는 isentropic fluid로 구분된다. wet fluid의 경우 터빈 출구에서의 포화액-증기 혼합물 상태로 존재할 가능성이 크며, 통상적으로 터빈 출구에서 증기건도는 0.9 이상이 되도록 설계하여야 한다[20]. 따라서 터빈 입구온도를 80°C로 고정한 후 증발온도와 과열도의 변화에 따른 사이클 성능을 분석하였다. 각 작동유체별 응축온도는 4.1절에서 얻어진 최적의 응축온도를 기준으로 설정하였다.

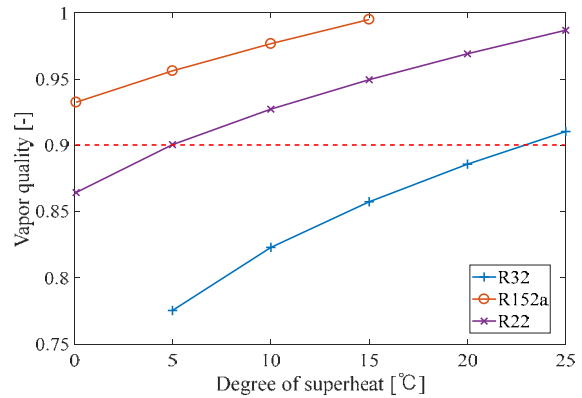


Figure 10: Vapor quality variation with degree of superheat

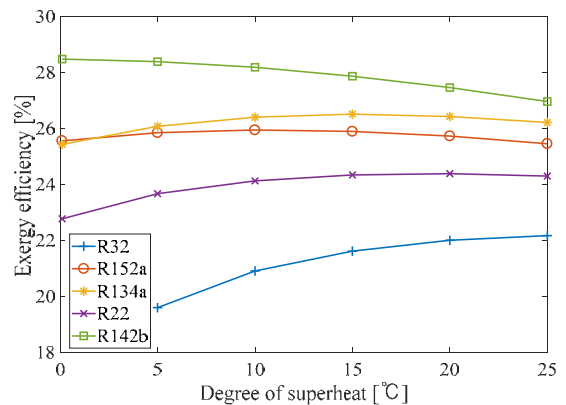


Figure 11: Exergy efficiency variation with degree of superheat

Table 5: Optimization results of ORC and performance

Working fluid	Evaporation temperature [°C]	Condensation temperature [°C]	Degree of superheat [°C]	Net Power [kW]	Thermal efficiency [%]	Exergy Efficiency [%]
R32 (CH ₂ F ₂)	55	-40	25	55.87	19.2	22.2
R152a (C ₂ H ₄ F ₂)	70	-40	10	65.66	20.7	26.0
R134a (C ₂ H ₂ F ₄)	65	-45	15	67.2	20.6	26.5
R22 (CHClF ₂)	60	-45	20	61.6	20.6	24.4
R142b (C ₂ H ₃ ClF ₂)	80	-40	0	73.7	21.5	28.5

Figure 10은 wet fluid의 과열도에 따른 증기건도를 나타낸 것이다. R32의 경우 증발온도 55°C, 과열도 25°C 일 때 증기건도 0.91이며, R152a와 R22의 경우 증발온도 75°C, 과열도 5°C 이상일 경우 0.9 이상의 증기건도가 구해졌다. Figure 11과 Figure 12는 각각 작동유체의 과열도에 따른 엑서지 효율과 정미 출력을 나타낸 것이다. R32는 과열도 25°C, R152는 10°C, R134a는 15°C, R22는 20°C 그리고 R142b는 0°C에서 가장 높은 엑서지 효율과 정미 출력이 나타났으며, 결과는 Table 5에 정리하였다.

Figure 13에서는 과열도에 따른 LNG 기화기 후단의 NG의 온도를 나타내었다. 과열도가 증가할수록 NG의 온도는 증가하는 것으로 나타났다. 작동유체의 과열도를 증가시키기 위해서는 작동유체의 유량이 일정할 때, 본 사이클의 열원인 재킷 냉각수의 유량이 증가되어야 하며, 이것은 시스템의 전체 공급 열량이 증가하는 것을 의미한다. 따라서 열

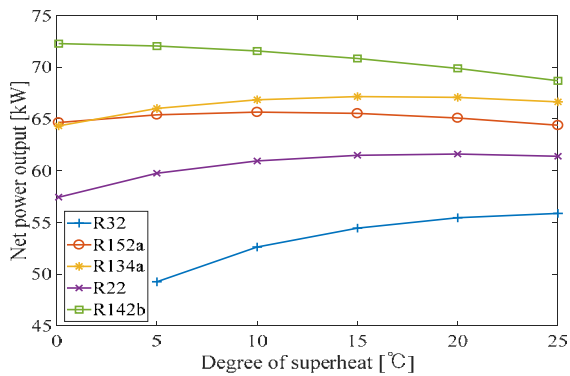


Figure 12: Net power output variation with degree of superheat

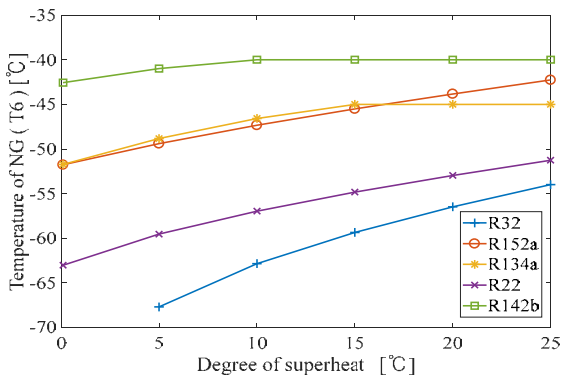


Figure 13: Temperature of NG(T6) variation with degree of superheat

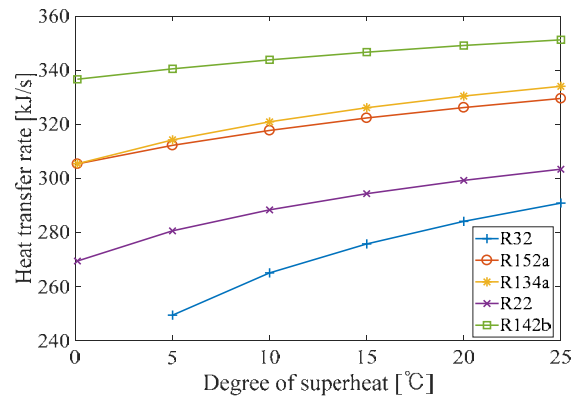


Figure 14: Heat absorption variation with degree of superheat

침을 통해서 방출하는 열량이 증가한다. 과열도의 변화에 따른 공급되는 열량은 Figure 14에 나타내었다.

본 장에서 분석한 결과에 따르면 응축온도와 증발온도 및 과열도는 사이클의 효율을 결정짓는 중요한 변수로 판단된다.

그리고 본 연구에서 적용한 시스템을 실제 선박에 적용하기 위해서는 육상과는 달리 설치 공간 등의 제약이 있다. 따라서 본 연구를 토대로 경제성 분석 및 열교환기 전열면적 등을 고려하여 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 LNG 연료 추진선박의 LNG 냉열을 이용한 발전시스템을 설계하기 위해서 ORC를 적용하였으며, 5 종류의 작동유체에 대해서 기존의 열역학적 효율과 엑서지 효율을 이용하여 분석하였다. 그리고 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 엑서지 효율은 유용일에 대한 회수된 일로서 정의되며, LNG 냉열 회수 시스템에서는 열역학적 효율보다는 엑서지 효율을 기준으로 판단하는 것이 적절하다.
- (2) LNG 냉열을 이용한 유기랭킨사이클의 성능은 응축온도와 증발온도 및 과열도에 의존하는 것으로 나타났다. 그리고 응축온도가 증가할수록 사이클에서 요구되는 작동유체의 유량은 증가하였다.
- (3) 유기랭킨사이클의 터빈 입구에서의 적정 과열도는 작동유체별로 다르게 나타났으며, 본 연구에서 고려한 5 종류의 작동유체 R142b의 경우 최대 엑서지 효율

28.5%, 최대 정미 출력 73.7kW로서 가장 높았으며, R32의 경우 최대 엑서지 효율 22.2%, 최대 정미 출력 55.87kW로서 가장 낮게 나타났다.

- (4) 추후의 연구에서는 본 시뮬레이션의 결과를 바탕으로 기화기를 지난 Nature Gas의 냉열을 재이용하는 방안과 실제 선박에 적용하기 위한 경제성 평가 등의 연구가 진행 될 수 있을 것으로 사료된다.

References

- [1] IMO Marine Environment Protection Committee, 72nd Session, <http://www.imo.org>, Accessed April 20, 2018.
- [2] L. Wei and P. Geng, "A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance," *Fuel Processing Technology*, vol. 142, pp. 264-278, 2016.
- [3] H. Wei, C. Yao, W. Pan, G. Han, Z. Dou, T. Wu, M. Liu, B. Wang, J. Gao, C. Chen, and J. Shi, "Experimental investigations of the effects of pilot injection on combustion and gaseous emission characteristics of diesel/methanol dual fuel engine," *Fuel*, vol. 188, pp. 427-441, 2017.
- [4] A. Armellini, S. Daniotti, P. Pinamonti, and M. Reini, "Evaluation of gas turbines as alternative energy production systems for a large cruise ship to meet new maritime regulations," *Applied Energy*, vol. 211, pp. 306-317, 2018.
- [5] C. Kraipat, P. Chedthawut, and G. H. Choi, "Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas)," *Energy*, vol. 53, pp. 52-57, 2013.
- [6] S. K. Yun, "Characteristics of boil-off-gas partial re-liquefaction system in LNG ships," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 40, no. 3, pp. 174-179, 2016 (in Korean).
- [7] M. Miana, R. Legorburo, D. Diez, and Y. H. Hwang, "Calculation of boil-off rate of liquefied natural gas in mark III tanks of ship carriers by numerical analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 279-296, 2016.
- [8] M. R. Gomez, J. R. Gomez, L. M. Lopez-Gonzalez, and L. M. Lopez-Ochoa, "Thermodynamic analysis of a novel power plant with LNG (liquefied natural gas) cold energy exploitation and CO₂ capture," *Energy*, vol. 105, pp. 32-44, 2016.
- [9] U. Lee, K. H. Park, Y. S. Jeong, S. H. Lee, and C. H. Han, "Design and analysis of a combined Rankine cycle for waste heat recovery of a coal power plant using LNG cryogenic exergy," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 23, pp. 9812-9824, 2014.
- [10] N. Zhang and N. Lior, N, "A novel near-zero CO₂ emission thermal cycle with LNG cryogenic exergy utilization," *Energy*, vol. 31, no. 10-11, pp. 1666-1679, 2006.
- [11] B. B. Kanbur, L. Xiang, S. Dubey, F. H. Choo, and F. Duan, "Cold utilization system of LNG: a review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 1171-1188, 2017.
- [12] Y. H. Lee, Y. T. Kim, and H. K. Kang, "An analysis on the characteristics of regasification system for LNG-FSRU depending on the performance with vaporization and temperature of the heat source," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 38, no. 6, pp. 625-631, 2014 (in Korean).
- [13] T. W. Lim and C. K. Lee, "Theoretical analysis of ORC(organic Rankine cycle) system to recover waste heat of marine engine," *Journal of Fishier and Marin Educational Research*, vol. 29, no. 5, pp. 1522-1530, 2017 (in Korean).
- [14] X. Shi and D. Che, "A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 3, pp. 567-575, 2009.
- [15] J. Bao, Y. Lin, R. Zhang, N. Zhang, and G. He, "Strengthening power generation efficiency utilizing liquefied natural gas cold energy by a novel two-stage condensation Rankine cycle (TCRC) system," *Energy Conversion and Management*, vol. 143, pp. 312-325, 2017.
- [16] J. M. Cheon, A Study on Operational Characteristics of High Pressure LNG Fuel Gas Supply System, M. S. Thesis, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Korea, 2017 (in Korean).
- [17] J. S. Kim, D. Y. Kim, H. K. Kang, and Y. T. Kim, "Performance analysis of an organic Rankine cycle for ocean thermal energy conversion system according to pinch point temperature difference," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 40, no. 6, pp. 476-483, 2016 (in Korean).
- [18] EU Legislation to Control F-Gases, <https://ec.europa.eu>, Accessed May 1, 2018.
- [19] C. R. Kuo, S. W. Hsu, K. H. Chang, and C. C. Wang, "Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system," *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 5877-5885, 2011.
- [20] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 7th ed., McGraw-Hill Education, 2010.