

# LNG 냉열과 재생 유기 랭킨 사이클을 이용한 복합 사이클의 성능 특성 해석

김경훈<sup>1</sup> · 정영관<sup>1</sup> · 한철호<sup>2,†</sup>

<sup>1</sup>금오공과대학교 기계공학과, <sup>2</sup>금오공과대학교 기계시스템공학과

## Performance Characteristics Analysis of Combined Cycle Using Regenerative Organic Rankine Cycle and LNG Cold Energy

KYOUNG HOON KIM<sup>1</sup>, YOUNG GUAN JUNG<sup>1</sup>, CHUL HO HAN<sup>2†</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

†Corresponding author :  
chhan@kumoh.ac.kr

Received 24 March, 2020

Revised 21 April, 2020

Accepted 30 April, 2020

**Abstract** >> This paper presents a thermodynamic performance analysis of a combined cycle consisting of regenerative organic Rankine cycle (ORC) and liquefied natural gas (LNG) Rankine cycle to recover low-grade heat source and the cold energy of LNG. The mathematical models are developed and the system performances are analyzed in the aspect of thermodynamics. The effects of the turbine inlet pressure and the working fluid on the system performance such as the mass flow rates, heat transfers at heat exchangers, power productions at turbines, and thermal efficiency are systematically investigated. The results show that the thermodynamic performance of ORC such as net power production and thermal efficiency can be significantly improved by the regenerative ORC and the LNG cold energy.

**Key words** : Organic Rankine cycle(유기 랭킨 사이클), Regeneration(재생), Low grade heat source(저등급 열원), LNG(액화 천연가스), Cold energy(냉열)

## 1. 서론

Liquefied natural gas (LNG)는 약  $-165^{\circ}\text{C}$ 의 극저온 온도와 대기압보다 약간 높은 압력에서 저장되며, 낮은 온도로 인해 큰 냉열 에너지(cold energy)를 가지고 있다. LNG의 냉열 에너지는 기체 액화나 공기 분리 공정, 식품 저장이나 냉동을 위한 식품산업, 해수 담수화와 같은 여러 가지 방법으로 추출할 수 있다.

그러나 최근 들어 LNG의 냉열 에너지를 활용하기 위해 가장 널리 연구된 응용 분야는 저등급 열원을 사용하는 열동력 사이클에서 LNG를 열싱크로 활용하는 분야이다. LNG의 기화 과정에서 냉열을 열역학 사이클의 열싱크로 활용하면 응축기에서의 압력 감소로 인해 열역학적 사이클의 효율을 높이고 시스템의 출력을 증대시킬 수 있으며, 기화된 LNG 가스를 이용해서 추가적인 동력을 생산할 수도 있다<sup>1-3)</sup>.

저등급 열원은 온도가 상대적으로 낮고 일반적으로 열이 전달됨에 따라 온도가 변하는 현열 에너지 형태로 공급된다. 저등급 열원과 LNG 냉열 에너지를 이용하는 열동력 사이클은 암모니아물 혼합물을 작동유체로 사용하는 랭킨 사이클과 유기 랭킨 사이클(organic Rankine cycle, ORC)이 경쟁력 있는 시스템들로 평가되고 있다<sup>4,6)</sup>. 암모니아-물과 같은 비공비 혼합물(zeotropic mixture)은 등압 조건에서도 온도가 변하면서 상변화가 일어나기 때문에 현열 형태의 저등급 열원 유체와 작동 유체 사이에 열이 전달되는 과정에서 온도차의 불균형과 엑서지 파괴를 줄일 수 있어서 에너지 변환 효율을 높일 수 있다<sup>7,8)</sup>. 또한 ORC는 물을 작동유체로 사용하는 랭킨 사이클과 기본적인 구조는 같지만 작동유체로서 물보다 비등점이 낮은 냉매나 유기물을 사용한다<sup>9)</sup>.

Choi 등<sup>10)</sup>은 다단 ORC와 LNG 쿨드 에너지를 이용하는 복합 사이클을 제안하고 해석하였다. Rao 등<sup>11)</sup>은 태양에너지를 저온 열원으로 사용하는 ORC와 LNG 랭킨 사이클로 구성된 복합 사이클에 대해 연구하였다. Kamalinejad 등<sup>12)</sup>은 LNG 발전소에서 운영비와 설치비를 절감하기 위한 혼합 정수 비선형

프로그래밍(mixed integer non-linear programming, MINLP) 모델을 도입하여 연구하였다. Soffiato 등<sup>13)</sup>은 LNG 운반선에서 선박발전기의 저등급 폐열을 이용하는 ORC에 대해 연구하였다. Xue 등<sup>14)</sup>은 가스-증기 복합화전의 저등급 배기가스와 LNG의 냉열 에너지를 이용하는 2단 ORC에 대해 분석하였다. Sun 등<sup>15)</sup>은 작업유체로 3개의 탄화수소를 혼합하여 사용하는 LNG-ORC 복합 사이클을 제안하고 연구하였다. Lee 등<sup>16)</sup>은 LNG 냉열 에너지를 이용하는 ORC에서 22종류의 작동유체에 대한 성능 해석을 통해 R170, R134a 및 R290의 경우가 성능이 우수함을 보고하였다. Lee와 Kim<sup>17)</sup>은 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨사이클과 LNG 랭킨사이클의 복합사이클에 대해 연구하였으며, Kim과 Kim<sup>18)</sup>은 작동유체에 따른 ORC와 LNG 랭킨 사이클을 이용한 복합 사이클의 열역학적 성능 특성을 연구하였다.

본 논문에서는 현열 형태의 저등급 열원을 이용하고 재생기를 채용한 유기 랭킨 사이클과 LNG의 냉열을 이용한 랭킨 사이클의 복합 사이클에서 8종의 서로 다른 작동유체를 재생 ORC에서 사용할 때 열역학적 성능 특성을 비교 분석하고 또한 터빈입구압

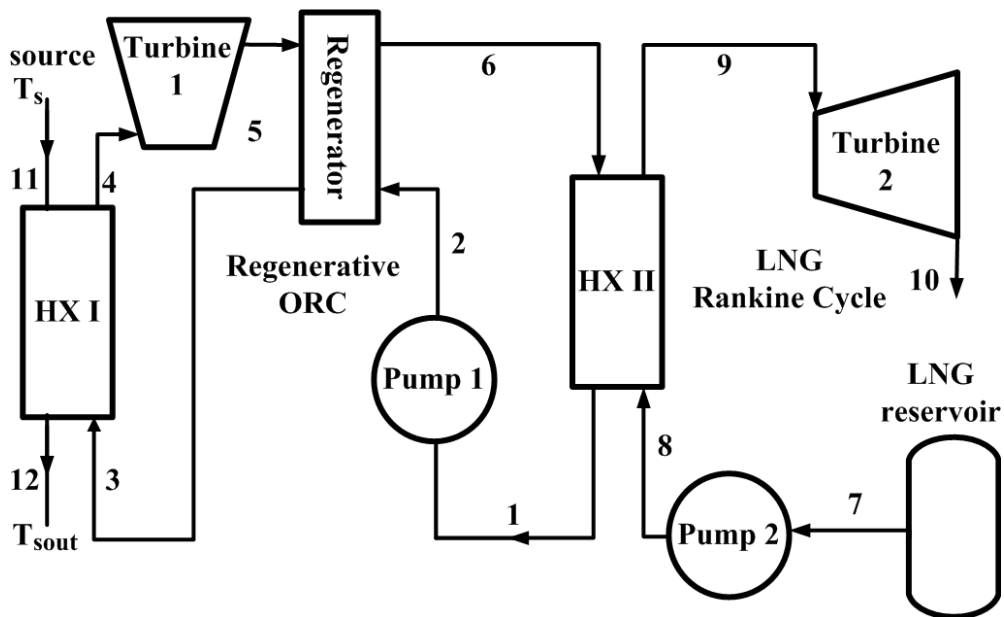


Fig. 1. Schematic diagram of the combined cycle

력의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석한다.

## 2. 시스템 해석

본 논문에서는 현열 형태의 저등급 열원을 이용하는 재생기를 채용한 ORC와 LNG 냉열을 이용하는 랭킨 사이클의 복합 사이클에 대한 열역학적 성능을 해석하며 시스템 개략도는 Fig. 1과 같다. ORC는 열원유체로 작동유체를 가열하는 열교환기 1, 터빈 1, 재생기 및 펌프 1 등으로 구성되어 있고 LNG 사이클은 펌프 2, 열교환기 2 및 터빈 2로 구성되어 있다. 열교환기 2는 ORC에서는 응축기로 기능하고 LNG 사이클에서는 증발기로 기능한다.

본 연구에서는 해석 대상을 터빈입구온도가 작동유체의 임계압력보다 낮은 아임계 사이클에 국한한다. 또한 해석의 편의를 위해 LNG는 순수 메탄(CH<sub>4</sub>)으로 가정하며 열원은 입구온도 T<sub>s</sub>로 유입되는 표준공기로 가정한다. 터빈입구에서 작동유체는 순수 증기인 경우로 제한한다. 시스템에서 열교환기를 제외한 열손실은 무시하며, 터빈과 펌프 이외에서의 압력 변화 또한 무시한다. 또한 펌프와 터빈에서의 등엔트로피 효율은 각각 η<sub>p</sub>와 η<sub>t</sub>로 일정하다고 가정한다. 열교환기에서는 고온과 저온 유체의 최소 온도차는 미리 설정한 핀치포인트에 도달하는 조건으로 해석을 수행한다.

열원유체의 질량유량이 m<sub>s</sub>일 때 ORC와 LNG의 질량유량 m<sub>w</sub> 및 m<sub>L</sub>는 열교환기 1과 2에서의 에너지 균형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_w = \frac{m_s(h_{11} - h_{12})}{h_4 - h_3} \quad (1)$$

$$m_L = \frac{m_w(h_6 - h_1)}{h_9 - h_8} \quad (2)$$

여기에서 h는 비엔탈피를 나타낸다.

열교환기 1의 열전달, 열교환기 2의 열전달, 재생기 열전달, ORC 출력, LNG 출력, 시스템 총 출력 및 열효율을 각각 Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, Q<sub>r</sub>, W<sub>ORC</sub>, W<sub>LNG</sub>, W<sub>net</sub> 및 η<sub>th</sub>라고 하면 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_1 = m_w(h_4 - h_3) \quad (3)$$

$$Q_2 = m_w(h_6 - h_1) = m_L(h_9 - h_8) \quad (4)$$

$$Q_r = m_w(h_5 - h_6) = m_w(h_3 - h_2) \quad (5)$$

$$W_{ORC} = m_w(h_4 - h_5) - m_w(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$W_{LNG} = m_L(h_9 - h_{10}) - m_L(h_8 - h_7) \quad (7)$$

$$W_{net} = W_{ORC} + W_{LNG} \quad (8)$$

$$\eta_{th} = W_{net}/Q_1 \quad (9)$$

열교환기에서 열전달용량(heat transfer capability) UA는 열전달계수가 극심하게 변하지 않는다는 전제 하에 어느 정도까지는 근사적으로 열교환기의 열전달 면적을 반영한다고 할 수 있다. 시스템의 총 열전달용량 UA<sub>tot</sub>은 근사적으로 다음과 같이 구할 수 있다<sup>17)</sup>.

$$UA_{tot} = \frac{Q_1}{\Delta T_{m,HX1}} + \frac{Q_2}{\Delta T_{m,HX2}} + \frac{Q_r}{\Delta T_{m,r}} \quad (10)$$

여기에서 ΔT<sub>m</sub>은 로그평균온도차로서 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max}/\Delta T_{min})} \quad (11)$$

작동유체는 임계온도가 낮은 순으로 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa, R123 및 이소펜탄의 8가지를 고려하며 작동유체의 분자량 M, 임계온도 T<sub>cr</sub>, 임계압력 P<sub>cr</sub>, 이심인자 ω 등 기본적인 열역학적 성질들은 Table 1에 있다. 본 논문에서 작동유체의 열역학적 상태량은 Patel-Teja 방정식을 이용하여 계산하였다<sup>19,20)</sup>.

Table 1. Basic thermodynamic data of working fluids

Substance	M (kg/kmol)	T <sub>cr</sub> (K)	P <sub>cr</sub> (bar)	ω
R22	86.468	369.30	49.71	0.219
R134a	102.031	380.00	36.90	0.239
R152a	66.051	386.60	44.99	0.263
Propane	44.096	396.82	42.49	0.152
Isobutane	58.123	408.14	36.48	0.177
R245fa	134.048	427.20	36.40	0.3724
R123	136.467	456.90	36.74	0.282
Isopentane	72.150	460.43	33.81	0.228

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서 열원 유체는 1 kg/s의 표준 공기로 가정하며, 시뮬레이션을 위한 기본적인 시스템 데이터는 다음과 같다. 열원 온도  $T_s = 200^\circ\text{C}$ , 터빈입구 온도  $T_H = 190^\circ\text{C}$ , 응축 온도  $T_C = -20^\circ\text{C}$ , 핀치포인트 온도차  $\Delta T_{pp} = 8^\circ\text{C}$ , LNG 터빈입구압력  $P_{H2} = 10 \text{ bar}$ , LNG 터빈 출구 압력  $P_{L2} = 1 \text{ bar}$ , 펌프 효율  $\eta_p = 0.7$ , 터빈 효율  $\eta_t = 0.7^{17)}$ .

Fig. 2는 환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 ORC에서 작동유체의 질량유량에 미치는 영향을 보여준다. 여기서 환산 압력(reduced pressure)은 작동유체의 임계압력에 대한 압력의 비를 의미하며, 본문에서는 아임계 사이클을 고려 대상으로 하므로 환산 터빈입구 압력은 1 이하가 된다. 터빈입구압력의 변화에 따라 질량유량 등 시스템의 성능에 미치는 영향은 작동유체의 임계온도나 임계압력, 증발잠열을 비롯해서 다양한 열역학 성질들이 주어진 설계 변수들과의 관계에서 복합적으로 영향을 미친다.<sup>21)</sup> R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 상대적으로 낮은 작동 유체의 경우,

터빈입구압력이 증가하면 질량 유량이 감소하여 최소값에 도달한 후 다시 증가하며, 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. ORC의 질량 유량은 Eq. (1)에서 보는 바와 같이 열교환기 1에서 열원 유체의 온도 강하에 비례하며, 작동 유체의 단위질량당 열전달에 반비례한다. 터빈입구압력이 낮을 때, 터빈입구압력의 증가는 증발 온도의 상승을 가져오고 결과적으로 열원 유체의 출구 온도의 상승으로 이어진다. 따라서 터빈입구압력의 증가는 질량 유량의 감소 요인으로 작용한다. 그러나 터빈입구압력이 높은 영역에서 압력의 증가는 증발열을 현저히 낮추기 때문에 작동유체의 질량 유량을 증가시키는 데 지배적인 역할을 한다. 이에 반해 R123이나 이소펜탄과 같은 임계 온도가 상대적으로 높은 작동유체의 경우에 작동유체의 질량유량은 터빈입구압력이 증가함에 따라 현저히 감소하며, 이는 임계 온도와 열원 온도의 차이가 작기 때문에 터빈입구압력의 증가로 인한 질량유량의 감소 요인이 증가 요인에 비해 주된 역할을 하기 때문이다. 동일한 환산 터빈입구압력에서 ORC의 질량유량은 R22와 R134a의 경우가 가장 크고 이소펜탄의 경우가 가장 작다.

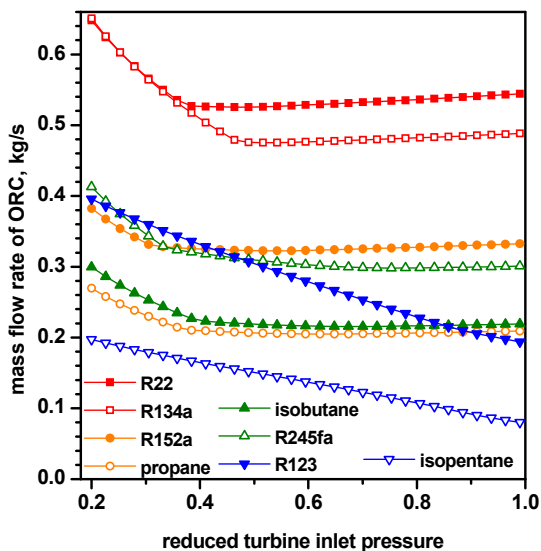


Fig. 2. Effects of turbine inlet pressure on the mass flow rate of ORC

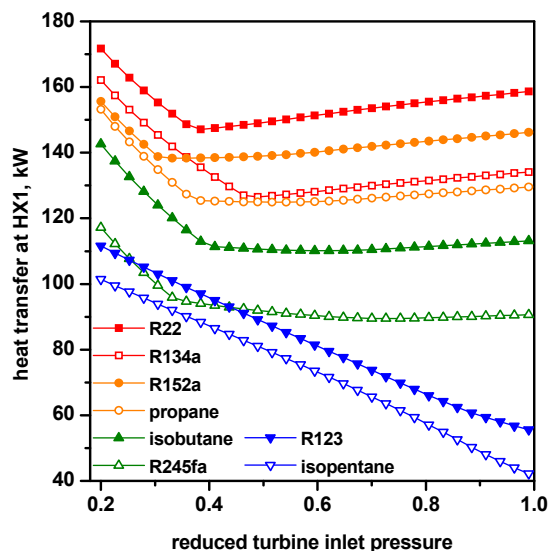


Fig. 3. Effects of turbine inlet pressure on the heat transfer at HX1

환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화에 따른 LNG 사이클의 열교환기 1에서 열원유체로부터 시스템에의 유입열에 미치는 영향이 Fig. 3에 나타나 있다. 시스템 유입열은 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 상대적으로 낮은 작동 유체의 경우, 터빈입구압력이 증가하면 질량 유량이 감소하여 최소값에 도달한 후 다시 증가한다. 이는 재생기가 없는 ORC-LNG 복합 사이클에서 시스템 유입열은 터빈입구압력의 증가에 따라 단순 감소하는 경향과 다르다<sup>17)</sup>. 재생 ORC에서 터빈입구압력이 커질 때 시스템 유입열이 다시 증가하는 것은 터빈입구압력이 증가하면 터빈에서 압력비가 커지면서 출구온도가 낮아지면서 재생기에서의 열전달이 감소해 소 열교환기 1의 입구에서 작동유체의 온도가 낮아지기 때문이다. 동일한 환산 터빈입구압력에서 시스템 유입열은 R22의 경우에 가장 크고 이소펜탄의 경우에 가장 작다.

Fig. 4는 환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 ORC에서의 출력에 미치는 영향을 보여준다. ORC의 출력은 질량유량과 터빈 비팽창일에 비례하고 터빈 입구압력이 증가할수록 단위질량당 터빈팽창일은 커

진다. 환산 터빈입구압력이 낮은 경우에는 모든 작동 유체의 경우에 질량유량이 감소하므로 ORC 출력은 터빈입구압력에 대해 복잡한 경향을 보인다. 환산 터빈 입구압력이 0.5보다 클 때 ORC 출력은 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 낮은 작동 유체의 경우에는 터빈입구압력에 따라 증가하지만 R123이나 이소펜탄처럼 임계압력이 높은 작동유체의 경우에는 터빈입구압력이 증가함에 따라 질량유량이 감소하면서 ORC 출력도 감소한다.

환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 LNG 사이클에서의 출력에 미치는 영향을 Fig. 5가 보여준다. 그림에서 LNG 사이클의 출력의 크기는 ORC의 출력의 크기가 대등함을 알 수 있으며, 이는 LNG 냉열을 이용한 동력 생산이 시스템의 출력을 크게 향상시킬 수 있음을 보여준다. LNG 사이클의 터빈 2의 조건이 고정되어 있기 때문에 LNG 사이클의 출력은 LNG 사이클의 질량유량에 비례하며, LNG 사이클의 질량유량은 ORC의 질량유량과 열교환기 2의 응축열에 비례한다. 환산 터빈입구압력이 낮은 경우에는 모든 작동유체의 경우에 질량유량이 감소하면서 터빈 입구압력이 증가에 따라 LNG의 출력도 감소한다.

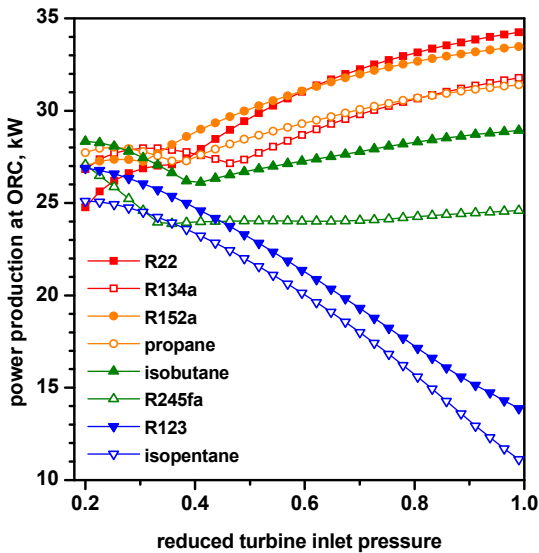


Fig. 4. Effects of turbine inlet pressure on the power production of ORC

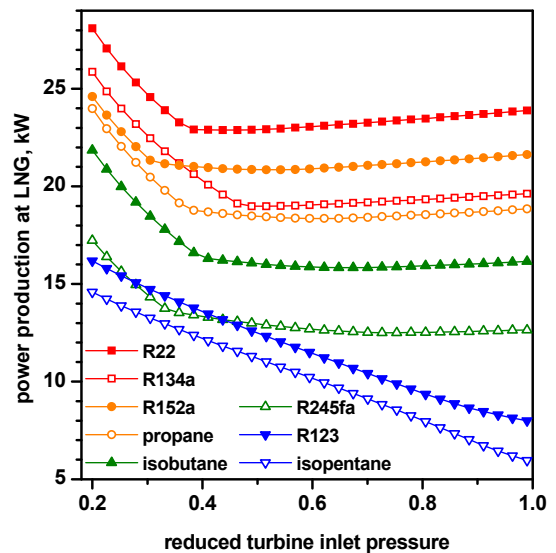


Fig. 5. Effects of turbine inlet pressure on the power production at LNG cycle

환산 터빈입구압력이 높아지면 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 낮은 작동 유체의 경우에는 터빈입구압력이 증가해도 ORC의 질량유량에 큰 변화가 없어지면서 LNG의 출력도 큰 변화가 없다. 그러나 R123이나 이소펜탄과 같이 임계 온도가 높은 작동 유체의 경우에는 ORC의 질량유량이 계속 감소하면서 LNG 사이클의 출력도 감소한다. LNG 사이클의 출력은 R22의 경우에 가장 크고 이소펜탄의 경우에 가장 작다.

Fig. 6은 환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 복합사이클 시스템의 출력에 미치는 영향을 나타낸다. 시스템의 출력은 ORC와 LNG 사이클 출력의 합이며 ORC의 출력보다 훨씬 크기 때문에 LNG의 냉열을 열싱크로만 사용하는 것보다 시스템의 출력을 대폭 향상시킬 수 있음을 알 수 있다. 환산 터빈입구압력이 높아짐에 따라 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 낮은 작동 유체의 경우에는 감소하다가 최소값에 도달한 후 증가하지만 R123이나 이소펜탄의 경우에는 단순 감소한다. 시스템 출력은 R22나 R134a의 경우에 가장 크고 이소펜탄이나 R123의 경우에 가장 작다.

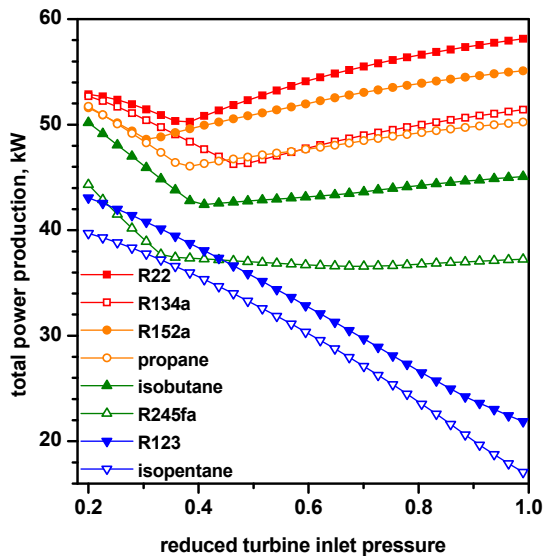


Fig. 6. Effects of turbine inlet pressure on the total power production

환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 복합사이클 시스템의 열효율에 미치는 영향을 Fig. 7이 보여준다. 시스템의 열효율은 환산 터빈입구압력이 높아짐에 따라 R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa와 같이 임계 온도가 낮은 작동 유체의 경우

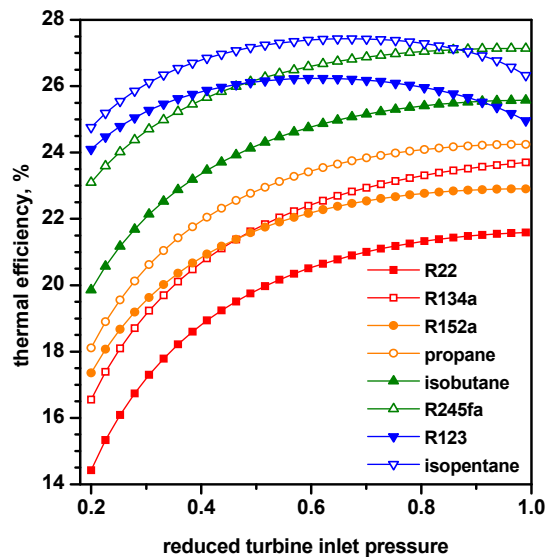


Fig. 7. Effects of turbine inlet pressure on the system thermal efficiency

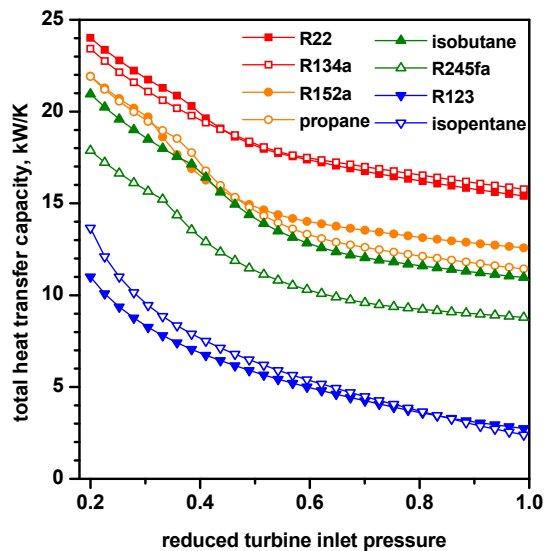


Fig. 8. Effects of turbine inlet pressure on the total heat transfer capacity

에는 단조 증가하지만 R123이나 이소펜탄의 경우에는 증가하다가 극댓값을 가진 후 감소한다. 또한 동일한 환산 터빈입구압력에서 시스템의 열효율은 R22나 R134a의 경우가 가장 높고 이소펜탄이나 R245fa의 경우가 가장 높다. 이는 시스템의 열효율이 시스템 유입열에 대한 시스템 출력의 비로 정의되고, R22 등 임계온도가 낮은 작동유체의 경우에 시스템의 출력이 상대적으로 크지만 시스템의 유입열은 상대적으로 더 크기 때문이다. 또한 같은 작동유체와 운전 조건에서 재생 ORC-LNG 복합시스템의 열효율이 재생기가 없는 복합시스템<sup>17)</sup>에 비해 열효율이 훨씬 높다.

Fig. 8은 환산 터빈입구압력과 작동 유체의 변화가 시스템의 열전달용량 UA에 미치는 영향을 보여준다. 환산 터빈입구압력이 증가함에 따라 모든 작동유체의 경우에서 열전달용량은 단순 감소하며, 또한 동일한 환산 터빈입구압력에서 R22나 R134a의 경우에 가장 크고 이소펜탄이나 R123의 경우에 가장 작다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 저등급 열원 및 LNG 냉열 에너지를 회수하기 위한 재생 유기랭킨사이클(regenerative organic Rankine cycle)과 LNG 랭킨 사이클로 구성된 복합 사이클에 대한 열역학적 분석을 제시한다. 해석에서 열원은 200°C, 1 kg/s의 표준 공기로 가정하며, R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa, R123 및 이소펜탄의 8종류를 작동유체로 고려하였다. 작동유체와 환산 터빈입구압력의 변화에 따른 파라메트릭 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

1) LNG 사이클의 출력 크기는 ORC의 출력 크기와 대등하여 LNG 냉열을 열싱크로 활용할 뿐 아니라 동력 생산을 통해 시스템의 출력을 현저하게 향상시킬 수 있다.

2) R22, R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, R245fa 등의 임계온도가 상대적으로 낮은 작동유체의 경우에는 터빈입구압력이 증가함에 따라 시스템의 출력은 감소하다가 극솟값을 가진 후 다시 증가하며 열

효율은 단조 증가한다.

3) R123이나 이소펜탄같이 임계온도가 상대적으로 높은 작동유체의 경우에는 터빈입구압력이 증가함에 따라 단조 감소하며 열효율은 극댓값을 갖는다. 동일한 환산 터빈입구압력 조건에서 시스템 출력은 대체적으로 물질의 임계온도가 낮아질수록 커지나 열효율은 그 반대이다.

4) 재생 ORC-LNG 복합사이클이 단순 ORC-LNG 복합사이클에 비해 열효율이 높다.

#### 후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비로 지원되었습니다(2019-104-022).

#### References

1. M. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Romero Gómez, and J. Carbia Carril, "Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process", *Renew. Sustain. Energy Rev.* Vol. 38, 2014, pp. 781-795, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.029>.
2. K. H. Kim, J. M. Ha, and K. C. Kim, "Effects of working fluids on the performance characteristics of organic Rankine cycle (ORC) using LNG cold energy as heat sink", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 25, No. 2, 2014, pp. 200-208, doi: <https://doi.org/10.7316/khnes.2014.25.2.200>.
3. K. H. Kim, J. M. Ha, and K. C. Kim, "Thermodynamic performance characteristics of organic Rankine cycle (ORC) using LNG cold energy", *Journal of the Korean Institute of Gas*, Vol. 18, No. 2, 2014, pp. 41-47, doi: <https://doi.org/10.7842/kigas.2014.18.2.41>.
4. Y. Liu, J. Han, and H. You, "Performance analysis of a CCHP system based on SOFC/GT/CO<sub>2</sub> cycle and ORC with LNG cold energy utilization", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 44, No. 56, 2019, pp. 29700-29710, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.201>.
5. H. Habibi, M. Zoghi, A. Chitsaz, K. Javaher, and M. Ayazpour, "Thermo-economic analysis and optimization of combined PERC - ORC - LNG power system for diesel engine waste heat recovery", *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 173, 2018, pp. 613-625, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.005>.
6. Z. Pan, L. Zhang, Z. Zhang, L. Shang, and S. Chen, "Thermodynamic analysis of KCS/ORC integrated power

- generation system with LNG cold energy exploitation and CO<sub>2</sub> capture”, *J. Natural Gas Science Eng.*, Vol. 46, 2017, pp. 188-198, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2017.07.018>.
7. K. H. Kim, C. H. Han, and K. Kim, “Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles”, *Thermochimica Acta*, Vol. 530, 2012, pp. 7-16, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tca.2011.11.028>.
  8. F. Sun, W. Zhou, Y. Ikegami, K. Nakagami, and X. Su, “Energy-exergy analysis and optimization of the solar-boosted Kalina cycle system 11 (KCS-11)”, *Renewable Energy*, Vol. 66, 2014, pp. 268-279, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.015>.
  9. Y. Dai, J. Wang, and L. Gao, “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 50, No. 3, 2009, pp. 576-582, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.10.018>.
  10. I. H. Choi, S. Lee, Y. Seo, and D. Chang, “Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery”, *Energy*, Vol. 61, 2013, pp. 179-195, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.047>.
  11. W. J. Rao, L. J. Zhao, C. Liu, and M. G. Zhang, “A combined cycle utilizing LNG and low-temperature solar energy”, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 60, No. 1-2, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.043>.
  12. M. Kamalinejad, M. Amidpour, and S. M. M. Naeynian, “Thermodynamic design of a cascade refrigeration system of liquefied natural gas by applying mixed integer non-linear programming”, *Chinese J. Chem. Eng.*, Vol. 23, No. 6, 2015, pp. 998-1008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cjche.2014.05.023>.
  13. M. Soffiato, C. A. Frangopoulos, G. Manente, S. Rech, and A. Lazzaretto, “Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier”. *Energy Convers. Manag.*, Vol. 92, 2015, pp. 523-534, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.085>.
  14. X. Xue, C. Guo, X. Du, L. Yang, and Y. Yang, “Thermodynamic analysis and optimization of a two-stage organic Rankine cycle for liquefied natural gas cryogenic exergy recovery”, *Energy*, Vol. 83, 2015, pp. 778-787, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.088>.
  15. H. Sun, H. Zhu, F. Liu, and H. Ding, “Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid”. *Energy*, Vol. 70, 2014, pp. 317-324, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.128>.
  16. Y. Lee, J. Kim, U. Ahmed, C. Kim, Y. W. Lee, “Multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) design considering exergy efficiency and inherent safety for LNG cold energy utilization”, *J. Loss Prevention in the Process Industries*, Vol. 58, 2019, pp. 90-101, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jlp.2019.01.006>.
  17. H. Y. Lee and K. H. Kim, “Energy and exergy analyses of a combined power cycle using the organic rankine cycle and the cold energy of liquefied natural gas”, *Entropy*, Vol. 17, No. 9, 2015, pp. 6412-6432, doi: <https://doi.org/10.3390/e17096412>.
  18. K. H. Kim and K. C. Kim, “Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy”, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 70, No. 1, 2014, pp. 50-60, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.064>.
  19. T. Yang, G. J. Chen, W. Yan, and T. M. Guo, “Extension of the Wong-Sandler mixing rule to the three-parameter Patel-Teja equation of state: application up to the near-critical region”, *Chem. Eng. J.*, Vol. 67, No. 1, 1997, pp. 27-36, doi: [https://doi.org/10.1016/S1385-8947\(97\)00012-0](https://doi.org/10.1016/S1385-8947(97)00012-0).
  20. J. Gao, L. D. Li, Z. Y. Zhu, and S. G. Ru, “Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule”, *Fluid Phase Equilibrium*, Vol. 224, No. 2, 2004, pp. 213-219, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2004.05.007>.
  21. K. H. Kim, “Study of working fluids on thermodynamic performance of organic Rankine cycle (ORC)”, *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 22, No. 2, 2011, pp. 223-231, doi: <https://doi.org/10.7316/khnes.2011.22.2.223>.