Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society(2014. 4), Vol. 25, No. 2, pp. 200~208
DOI: http://dx.doi.org/10.7316/KHNES.2014.25.2.200
ISSN 1738-7264
eISSN 2288-7407

LNG 냉열을 열싱크로 이용하는 유기랭킨사이클(ORC)의 작동유체에 따른 성능 특성

김경훈[1] · 하종만[2] · 김경천[3†]
[1]금오공과대학교 기계공학과, [2]한국가스공사 신에너지기술연구센터, [3]부산대학교 기계공학부

Effects of Working Fluids on the Performance Characteristics of Organic Rankine Cycle (ORC) Using LNG Cold Energy as Heat Sink

KYOUNG HOON KIM[1], JONG MAN HA[2], KYUNG CHUN KIM[3†]
[1]Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
[2]R&D Division, Korea Gas Corporation,
[3]School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract >> This paper presents thermodynamic performance analysis of organic Rankine cycle (ORC) using low temperature heat source in the form of sensible energy and using liquefied natural gas (LNG) as heat sink to recover the cryogenic energy of LNG. LNG is able to condense the working fluid at a very low condensing temperature in a heat exchanger, which leads to an increased power output. Based on the mathematical model, a parametric analysis is conducted to examine the effects of eight different working fluids, the turbine inlet pressure and the condensation temperature on the system performance. The results indicate that the thermodynamic performance of ORC such as net work production or thermal efficiency can be significantly improved by the LNG cold energy.

Key words : Organic Rankine cycle(유기 랭킨 사이클), Low-temperature heat source(저온 열원), LNG(액화 천연가스), Heat sink(열싱크), Cold energy(냉열)

Nomenclature

h : specific enthalpy, kJ/kg
M : molar mass, kg/kmol
m : mass flow rate, kg/s
P_{cr} : critical pressure, bar
P_H : turbine inlet pressure, bar
P_{HL} : LNG pressure, bar
Q_{in} : heat input rate, kW
r : mass flow ratio
T_c : condenser outlet temperature, K or °C
T_{cr} : critical temperature, K
T_H : turbine inlet temperature, K or °C
T_s : source temperature, K or °C
UA_{tot} : heat transfer capability, kW/K
W_{net} : net work production, kW
y_{te} : quaulity at turbine exit
ΔT_m : log mean temperature difference, K
η : isentropic efficiency

†Corresponding author : kckim@pusan.ac.kr
[접수일 : 2014.3.17 수정일 : 2014.4.8 게재확정일 : 2014.4.30]
Copyright ⓒ 2014 KHNES

η_{th} : thermal efficiency efficiency
ω : eccentric factor

Subscripts

cd : condenser
ev : evaporator
L : LNG
p : pump
t : turbine
w : working fluid

1. 서 론

기존의 동력 사이클은 열원의 온도가 낮아질수록 열효율이 현저히 낮아지기 때문에 많은 저온 열원이 활용되지 않고 버려지고 있는 실정이다. 최근 20여년간 미활용 폐열 등 저등급 열원을 효율적으로 변환하기 위한 동력 사이클로 유기 랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle; ORC)와 비공비 혼합물을 작동유체로 이용하는 사이클이 최근 20여년간 활발히 연구되고 있다[1-3].

ORC는 수증기 랭킨 사이클과 같은 구조를 가지고 있으나 수증기 대신에 비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 사용하며, 구조가 간단하고 운전이 용이하며 신뢰도도 높고, 다양한 저등급의 열원을 사용할 수 있는 장점을 가지고 있다. ORC에서는 어떤 작동유체를 사용하는가와 어떤 조건으로 작동할 것인가가 시스템의 운전과 에너지 효율, 그리고 환경 문제에 큰 영향을 준다.

Hung et al.[4]은 온도가 매우 낮은 열원을 그리고 Lai et al.[5]은 비교적 고온의 열원을 활용하는 ORC의 열역학적 성능 특성에 대해 보고하였다. Dai et al.[6]은 작동유체에 따라 엑서지 효율을 최대로 하는 ORC의 최적 조건에 대해 비교 검토하였으며, Delgadotorres et al.[7]은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 최적 운전조건에 대해 연구하였다. Tchanche et al.[8]은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 작동유체 종류에 따른 시스템의 열역학적 성능 특성을 조사하였고 Kim and Han[9]은 다양한 작동유체를 사용하는 천이 유기랭킨 사이클(Transcritical ORC)에서 재생기가 있는 경우와 없는 경우의 성능 특성을 비교 분석하였다.

액화 천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)는 천연가스에 비해 에너지 밀도가 약 600배가 높은 청정 에너지원으로 각광을 받고 있으며 국내에서도 가정 및 산업용 연료로 널리 사용되고 있다. 메탄(CH_4)이 주성분인 LNG는 대기압 하에서 약 -162°C의 극저온 액체 상태로 저장되며 기화 과정에서 약 840kJ/kg의 냉열을 방출한다. 이러한 LNG의 냉열을 효과적으로 활용하기 위한 연구들이 주목 받고 있다[10].

Miyazaki et al.[11]은 기존의 쓰레기 소각열을 이용한 사이클과 LNG 냉열을 활용한 복합사이클을 비교 분석하였고 Choi and Chang[12]은 LNG 냉열을 이용하는 동력 사이클을 열역학적으로 해석하였다. Bisio and Tagliafico[13]는 LNG 냉열을 재생하기 위한 밀폐 사이클의 질소터빈을 제시하였으며 Wang et al.[14]은 저등급 열원과 LNG 냉열을 사용하는 몇 가지 동력 생산 사이클을 제안하였다.

Lee[15]는 LNG의 냉열과 발열량을 함께 이용하는 복합사이클을 설계하였으며 Shi and Che[16]는 기액분리기가 있는 LNG 냉열과 저온 폐열을 활용한 복합 발전 사이클에 대해 연구하였다. Wang et al.[17]은 LNG를 동력 사이클의 열 싱크로 사용하여 전기를 생산하는 암모니아-물 동력 시스템에서 최적 운전조건을 연구하였다.

본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원을 활용해서 효과적으로 동력을 생산하기 위하여 LNG 냉열을 열싱크로 활용하는 ORC의 열역학적 성능 특성을 해석하였다. 여덟 가지 서로 다른 작동유체를 ORC에서 사용할 때 시스템의 성능 특성을 비교 해석하였으며

터빈입구 압력의 변화가 시스템에 미치는 영향에 대해 조사하였다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 현열 형태의 저온 폐열을 유용한 일로 변환하기 위하여 LNG 냉열을 열싱크로 이용하는 ORC에 대한 열역학적 성능 해석을 수행한다. 작동유체는 임계온도가 낮은 순으로 R143a, R22, R134a, R152a, 이소부탄, 부탄, R245fa, R123의 여덟가지를 고려하며 작동유체의 분자량 M, 임계온도 T_{cr}, 임계압력 P_{cr}, 이심인자 ω 등 기본적인 열역학적 성질들은 Table 1에 나와 있다.

시스템 개략도는 Fig. 1에서 보는 바와 같다. 응축기를 나온 온도 T_c, 상태 1의 작동유체는 펌프 1에서 압력 P_H의 상태 2로 가압되어 증발기로 들어간다. 작동유체는 증발기를 통해 터빈입구 온도 T_H의 상태 3으로 가열된 다음 터빈에 들어가 응축 압력까지 상태 4로 팽창되어 응축기로 들어간다. LNG는 저장조에서 상태 5로 나와 펌프 2에 의해 압력 P_{HL}의 상태 6으로 가압되어 응축기로 들어가서 LNG의 냉열을 이용하여 ORC의 작동유체를 응축시키며 상태 7까지 가열된다.

Table 1 Basic data for working fluids

Substance	M $(kg/kmol)$	T_{cr} (K)	P_{cr} (bar)	ω
R143a	84.041	346.25	37.58	0.253
R22	86.468	369.30	49.71	0.219
*R*134*a*	102.031	380.00	36.90	0.239
*R*152*a*	66.051	386.60	44.99	0.263
isobutane	58.123	408.14	36.48	0.177
butane	58.123	425.18	37.97	0.199
R245fa	134.048	427.20	36.40	0.372
R123	136.467	456.90	36.74	0.282

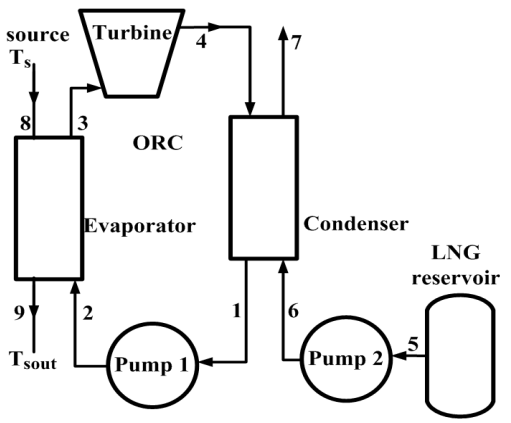

Fig. 1 Schematic diagram of the system

본 연구에서는 해석 대상을 터빈입구 온도가 작동유체의 임계압력보다 낮은 아임계 사이클에 국한한다. 또한 해석의 편의를 위해 LNG는 순수 메탄(CH_4)으로 가정하며 열원은 입구온도 T_s로 유입되는 표준공기로 가정한다. 터빈 입구에서 작동유체는 순수 증기인 경우로 제한하며 터빈 출구에서 작동유체의 건도는 y_{te} 이상이라고 가정한다. 시스템에서 열교환기를 제외한 열손실은 무시하며, 터빈과 펌프 이외에서의 압력변화 또한 무시한다. 또한 펌프와 터빈에서의 등엔트로피 효율은 각각 η_{p1}, η_{p2}와 η_t로 일정하다고 가정한다.

현열형태의 저온 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우에 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하기 때문에 본 연구에서는 주어진 공급 열원으로부터 최대의 동력을 생산하기 위한 최대 작동유체 유량으로 운전하는 것으로 해석한다. 그러므로 열교환기와 응축기에서 고온과 저온 유체의 최소 온도차는 미리 설정한 핀치포인트에 도달하는 조건으로 해석을 수행 한다[2,3].

열원유체의 질량유량을 m_s라 하면 ORC와 LNG의 질량유량 m_w 및 m_L는 열교환기와 응축기에서 에너지 균형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_w = \frac{m_w}{m_s} == \frac{c_s(T_s - T_{sout})}{h_3 - h_2} \quad (1)$$

$$r_L = \frac{m_L}{m_w} = \frac{h_4 - h_1}{h_7 - h_6} \quad (2)$$

여기에서 r_w 및 r_L은 각각 작동유체와 열원유체, 그리고 LNG와 열원유체간의 질량유량비이며, T_{sout}은 열원유체의 열교환기 출구 온도, h는 비엔탈피, 그리고 c_s는 열원유체의 정압비열을 나타낸다. 열교환기에서의 열유입률과 시스템의 순생산동력 및 열효율을 각각 Q_{in}, W_{net} 및 η_{th}라 하면 이들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{in} = m_w(h_3 - h_2) \quad (3)$$

$$W_{net} = m_w[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \quad (4)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{Q_{in}} \quad (5)$$

동력생산 시스템의 성능 면에서 동력을 생산하기 위한 열전달 면적도 중요하다. 열교환기 안에서 열전달계수 변화가 심하지 않다고 가정하면 시스템의 열전달 소요 면적은 다음과 같이 정의되는 열전달용량(heat transfer capability) UA_{tot}로 반영할 수 있다.

$$UA_{tot} = \frac{Q_{ev}}{\Delta T_{m,ev}} + \frac{Q_{cd}}{\Delta T_{m,cd}} \quad (5)$$

여기에서 Q는 열전달, 하첨자 ev 및 cd는 각각 열교환기 및 응축기를 의미하고 ΔT_m은 열교환기에서의 로그평균온도차로서 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})} \quad (6)$$

한편 시스템의 작동유체와 LNG의 열역학적 상태량들은 Patel-Teja 상태방정식[18]에 의해 계산한다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 열원유체 질량유량이 m_s = 1kg/s라고 설정하고 시스템의 주요 변수들의 기본 값으로 T_s = 200°C, T_H = 190°C, T_c = -20°C, P_{HL} = 10bar, $\eta_{p1} = \eta_{p2}$ = 0.70, η_t = 0.70, y_{te} = 0.88을 사용한다. 또한 증발기와 응축기에서는 열교환기 내 고온과 저온 유체의 최소 온도차가 핀치 포인트 ΔT_{pp} = 8°C가 되도록 운전한다고 설정한다.

Fig. 2에서는 작동유체가 R123인 경우 터빈 1의 입구 압력이 10bar에서 40bar까지 변할 때 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비의 변화를 보여준다. 질량유량비는 열원온도가 낮을 때는 터빈입구압력에 따라 감소하지만 열원온도가 상승함에 따라 터빈입구압력에 대한 감소율이 줄어들다가 열원온도가 높은 경우 터빈입구압력의 증가에 따라 상승할 수 있다. 그리고 열원온도가 상승함에 따라 질량유량비가 증가하지만 열원온도가 작동유체의 임계온도보다 높아지면 열교환기에서 증발잠열보다 과열증기의 비중이 커지면서 터빈입구압력이나 열원온도 변화에 따른 질량유량비의 변화가 작아진다. 또한 다른 작동유체들도 열원온도에 따라 온도범위는 다르지만 정성적으로 유사한 경향을 보인다.

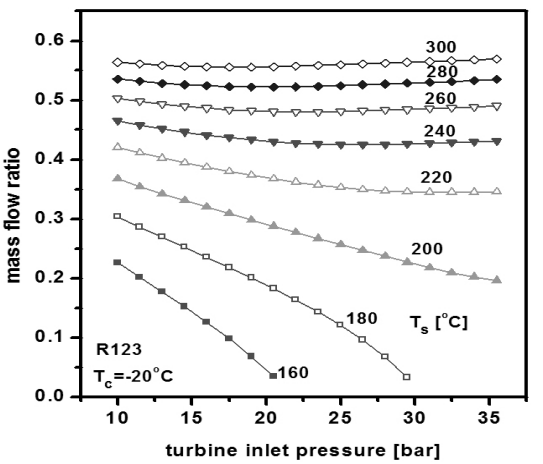

Fig. 2 Mass flow ratio of R123 for various source temperatures

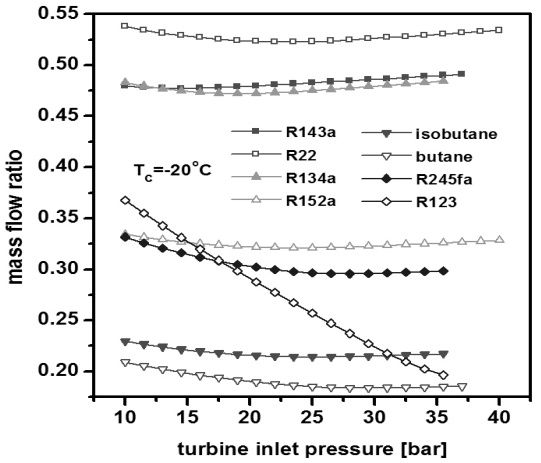

Fig. 3 Mass flow ratio of working fluid for Tc=-20°C

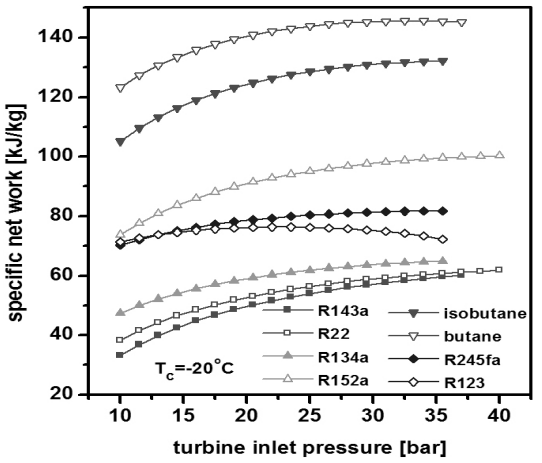

Fig. 4 Specific net work for Tc=-20°C

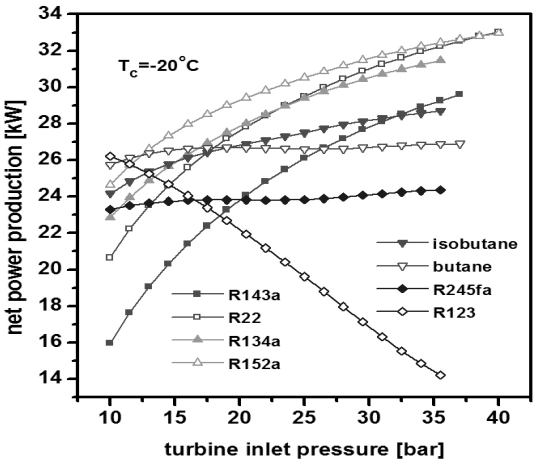

Fig. 5 Net power production for Tc=-20°C

Fig. 3에서는 열원온도가 200°C일 때 작동유체와 터빈입구압력 변화에 따른 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비의 변화를 보여준다. 질량유량비는 터빈입구압력이 증가함에 따라 대체로 감소했다 증가해서 극소값을 갖는다. 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. 질량유량비는 식(1)에서 보는 바와 같이 열원유체의 온도차에 비례하고 작동유체 단위질량당 증발기에서의 가열량에 반비례한다. 터빈입구압력이 증가하면 증발잠열의 감소로 인해서 비가열량이 감소해 증가 요인가 있는 반면에 터빈입구압력 상승에 따른 증발온도의 상승으로 인해 감소 요인도 있기 때문이다. 그런데 임계온도가 가장 높은 R123의 경우에는 앞에서 기술한 바와 같이 열원온도와 임계온도의 차이가 작기 때문에 시스템 성능에 대한 터빈 입구 압력 변화의 영향이 크고, 터빈입구압력에 따른 질량유량비의 감소 요인이 두드러져서 질량유량비는 터빈입구압력의 증가에 따라 현저히 감소한다.

Fig. 4, 5에서는 터빈입구압력이나 작동유체에 따른 작동유체 단위질량당 순생산일과 순생산동력의 변화를 각각 보여준다. 고정된 응축 온도, 즉 고정된 응축 압력에서 터빈입구압력이 상승하면 터빈에서 압력비가 증가하여 터빈에서 비순생산일이 증가하게 된다. 시스템의 순생산동력은 작동유체의 질량유량과 비순생산일의 곱으로 구하는데, 터빈입구압력의 상승에 따라 질량유량비의 변화보다 비순생산일의 변화가 두드러져서 시스템의 순생산동력은 대체로 터빈입구압력의 상승에 따라 증가한다. 그러나 R123의 경우에는 Fig. 2에서 보듯이 질량유량이 터빈입구압력의 증가에 따라 현저하게 감소하므로 순생산동력도 감소한다. 고정된 터빈입구압력에 대해 순생산동력은 대체로 작동유체의 임계온도가 높아질수록 증가하다가 감소한다. 즉 시스템의 순생산동력은 작동유체의 임계온도에 따라 극대가 되는 물질이 존재한다. 순생산동력은 R152a, R22, R134a의 경우가 크

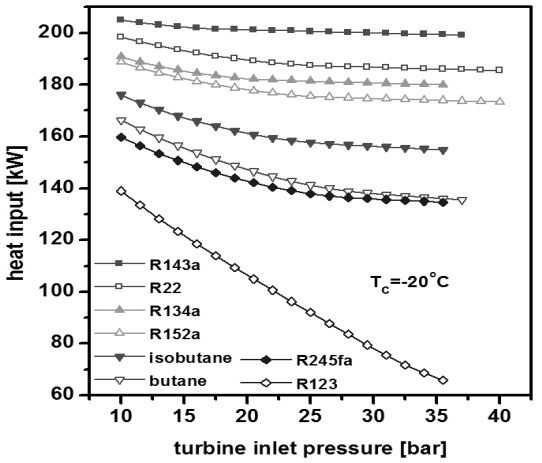

Fig. 6 Heat input for Tc=-20°C

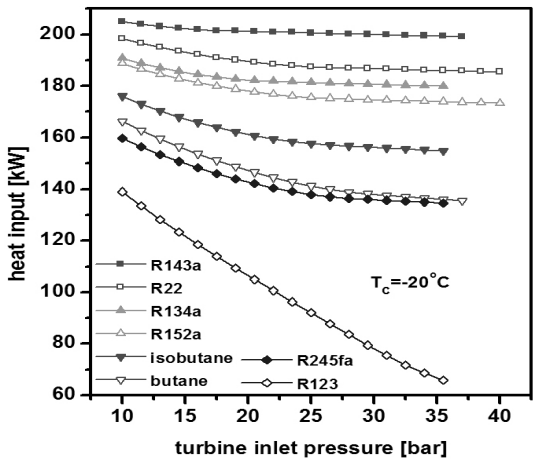

Fig. 7 Heat transfer capability for Tc=-20°C

고 부탄, R245fa, R123의 경우가 작다.

Fig. 6, 7은 작동유체와 터빈입구압력에 따른 증발기 유입열 및 열전달용량의 변화를 보여준다. 증발기 유입열은 작동유체의 질량유량과 작동유체 단위질량당 유입열의 곱으로 구해지는데, 터빈입구 압력 상승에 따른 비유입열의 감소 현상이 두드러져서 터빈입구압력의 증가에 따라 증발기 유입열은 감소한다. 고정된 터빈입구압력에 대해 작동유체의 임계온도가 낮을수록 대체로 작동유체의 질량유량비도 커지고 이에 따라 증발기 유입열도 증가한다. 시스템의 열전달용량은 증발기와 응축기에서의 열전달용량의 합이

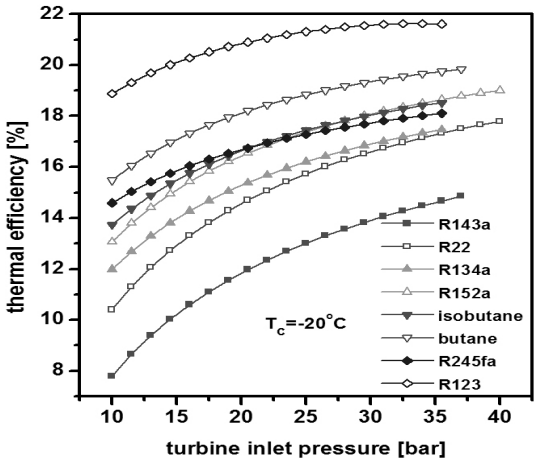

Fig. 8 Thermal efficiency for Tc=-20°C

고 증발기의 영향이 두드러져서, 작동유체와 터빈입구압력에 따른 시스템의 열전달 용량의 변화는 증발기 유입열의 거동과 정성적으로 유사하다.

Fig. 8은 작동유체와 터빈입구압력에 따른 열효율의 변화를 보여준다. 열효율은 터빈입구압력이 상승함에 따라 증가하는데, 이는 열효율은 시스템 유입열에 대한 순생산동력의 비로 정의되는데 터빈입구압력이 상승함에 따라 시스템 유입열은 감소하는 반면에 순생산동력은 대체로 증가하기 때문이다. 고정된 터빈입구압력에 대해서 작동유체의 임계온도가 높을수록 대체로 열효율이 높은데, 이는 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 시스템 유입열이 현저하게 감소하기 때문이다. 또한 주어진 조건에서 열효율이 높은 물질과 순생산동력이 높은 물질이 다른데, 배출된 열원유체를 난방 등에 다시 활용하는 경우에는 열효율이 더 중요하다고 할 수 있지만 그렇지 않은 경우에는 순생산동력이 더 중요하다고 할 수 있다.

Fig. 9, 10에서는 응축온도가 30°C일 때 작동유체와 터빈입구압력에 따른 시스템의 순생산동력과 열효율의 변화를 각각 보여준다. 그림에서 우리는 다른 조건이 동일할 때 응축온도가 30°C로 높은 경우에는 LNG 냉열을 열싱크로 이용하여 응축온도를 -20°C로 낮춘 경우에 비해 현저하게 시스템의 순생산동력

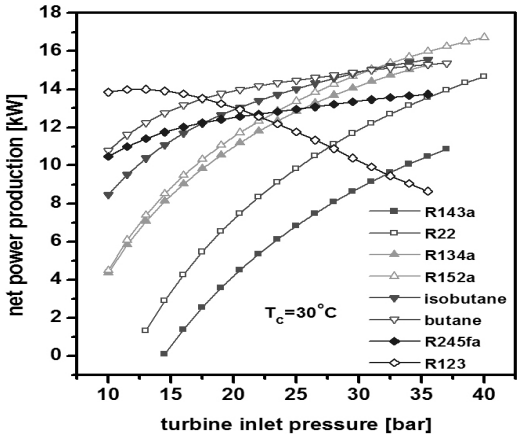

Fig. 9 Net power production for Tc=30°C

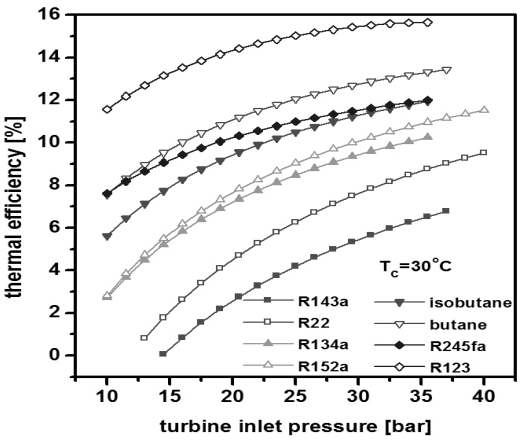

Fig. 10 Thermal efficiency for Tc=30°C

과 열효율이 낮아져서 LNG 냉열을 이용하면 시스템의 성능을 현저하게 향상시킬 수 있음을 알 수 있다. 열효율의 경우에는 응축온도가 -20°C인 경우와 정성적으로 비슷하지만 시스템 순생산동력의 경우에는 달라서 동일 운전조건에서 이소부탄, 부탄, R152a의 경우에 순생산동력이 크다는 사실을 알 수 있다.

지금까지 우리는 열원유체의 유량이나 온도 등 주어진 조건에서 터빈입구압력에 따른 순생산동력, 열효율, 그리고 열전달용량 등의 특성을 살펴보았다. Table 2에서는 응축온도가 -20°C와 30°C일 때 작동유체별 응축압력을 보여준다. 여기에서 우리는 응축온도가 30°C일 때에는 임계온도가 낮은 R143a나

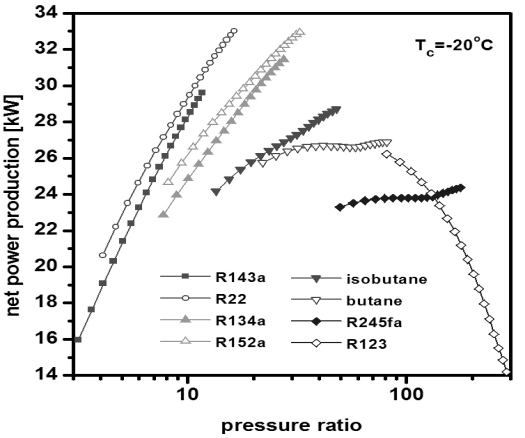

Fig. 11 Net power production as a function of pressure ratio

Table 2 Condensation pressure of working fluids

Substance	condensation pressure (bar)	
	T_c = -20°C	T_c = 30°C
R143a	3.160	14.395
R22	2.449	11.902
R134a	1.295	6.833
R152a	1.228	6.691
isobutane	0.744	4.093
butane	0.455	2.841
R245fa	0.201	1.764
R123	0.123	1.092

R22의 응축압력이 매우 높고 응축온도가 -20°C일 때에는 임계온도가 높은 R245fa나 R123의 응축압력이 매우 낮음을 알 수 있다. 또한 Fig. 11에서는 응축온도가 -20°C일 때 압력비, 즉 응축압력에 대한 터빈입구압력의 비에 따른 순생산동력의 변화를 보여준다. Fig. 11을 Fig. 5의 터빈입구압력에 대한 순생산동력 그래프와 비교해보면 임계온도가 상대적으로 높은 R245fa나 R123의 경우 200°C의 열원과 LNG 냉열을 이용하는 시스템에서는 열역학적 성능이 미흡함을 알 수 있다.

4. 결 론

LNG냉열을 열싱크로 이용하는 ORC 시스템에서

여덟가지 다른 작동유체에 대해 터빈입구압력과 응축온도에 따른 시스템의 열역학적 성능을 다양한 관점에서 해석하였으며 주요 결과는 다음과 같다.

1) 시스템의 열효율은 터빈입구압력이 높아짐에 따라 증가하며, 동일한 터빈입구압력에서 작동유체의 임계온도가 높을수록 대체로 높다.
2) 시스템의 순생산동력은 터빈입구압력이 높아짐에 따라 대체로 증가하며, 동일한 터빈입구압력에서는 작동유체의 임계온도에 따라 증가하다가 감소한다.
3) LNG 냉열을 이용하여 응축온도를 낮추면 동일조건에서 순생산동력과 열효율이 현저하게 개선되며 응축온도에 따라 순생산동력이 최대가 되는 작동유체가 달라진다.
4) 작동유체에 따른 시스템의 성능은 시스템의 순생산동력이나 열효율 뿐 아니라 열전달용량이나 터빈의 압력비 등 다양한 관점에서 판단해야 한다.

후 기

이 논문은 2010년도 및 2011년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 및 선도연구센터지원사업(No. 2010-0007355, No. 2011-0030663)과 2011년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제임(No. 20112010100030).

References

1. V. A. Prisyazhniuk, “Alternative trends in development of thermal power plant”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
2. K. H. Kim, C. H. Han, K. Kim, “Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles”, Thermochimica Acta, Vol. 530, No. 20, 2012, pp. 7-16.
3. K. H. Kim, H. J. Ko, K. Kim, “Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles”, Applied Energy, Vol. 113, 2014, pp. 970-981.
4. T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, K. F. Tsai, “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,” Energy, Vol. 35, 2010, pp. 1403-1411.
5. N. A. Lai, M. Wendland, J. Fisher J, “Working fluids for high temperature organic Rankine cycle,” Energy, Vol. 36, 2011, pp. 199-211.
6. Y. Dai, J. Wang, L. Gao, “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery,” Energy Convs. Mgmt., Vol. 50, 2009, pp. 576-582.
7. A. Delgadotorres, L. Garciarodriguez, “Double cascade organic Rankine cycle for solar-driven reverse osmosis desalination”, Desalination, Vol. 216, 2007, pp. 306-313.
8. B. F. Tchanche, G. Papadakis, A. Frangoudakis, “Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle”, App. Therm. Eng., Vol. 29, 2009, pp. 2468~2476.
9. K. H. Kim, C. H. Han, “Analysis of transcritical organic Rankine cycles for low-grade heat conversion,” Adv. Sci. Lett., Vol. 8, 2012, pp. 216-221.
10. S. Kumar, H. T. Kwon, K. H. Choi, W. S. Lim, J. H. Cho, K. J. Tak, I. Moon, “LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development,” Applied Energy, Vol. 88, 2011, pp. 4264-4273.
11. T. Miyazaki, Y. T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, “A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy”, Energy, Vol. 25, 2000, pp. 639-655.
12. K. I. Choi, H. M. Chang, “Thermodynamic analysis of power generation cycle utilizing LNG cold energy”, Superconductivity and Cryogenics, Vol. 1, No. 1, 1999, pp. 48-55.

13. G. Bisio, L. Tagliafico, “On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system”, Exergy, Vol. 2, 2002, pp. 34-50.
14. Q. Wang, Y. Z. Li, J. Wang, “Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source”, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, 2004, pp. 539-548.
15. G. S. Lee, “Design and exergy analysis for a combined cycle using LNG cold/hot energy”, Korean Journal of Air-conditioning and Refrige-ration engineering, Vol. 17, No. 4, 2005, pp. 285-296.
16. X. Shi, X. Che, “A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy”, Energy, Vol. 50, 2009, pp. 567-575.
17. J. Wang, Z. Yan, M. Wang, “Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink”, Energy Vol. 50, 2013, pp. 13-522.
18. T. Yang, G. J. Chen, 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, 1997, pp. 27-36.