

# 재생 유기랭킨사이클을 이용한 직렬 열병합 발전 시스템의 열역학적 성능 특성

김경훈<sup>1</sup> · 박배덕<sup>2</sup> · 김만회<sup>3†</sup>

<sup>1</sup>금오공과대학교 기계공학과, <sup>2</sup>금오공과대학교 대학원, <sup>3</sup>경북대학교 기계공학과

## Thermodynamic Performance Analysis of a Cogeneration System in Series Circuit Using Regenerative ORC

KYOUNG HOON KIM<sup>1</sup>, BAE DUCK PARK<sup>2</sup>, MAN-HOE KIM<sup>3†</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering

<sup>2</sup>Graduate School of Kumoh National Institute of Technology, Daehakro 61, Gumi, Gyeongbuk 730-701, Korea

<sup>3</sup>School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

**Abstract** >> This paper presents the analytical results of the thermodynamic performance characteristics for a cogeneration system using regenerative organic Rankine cycle (ORC) driven by low-grade heat source. The combined heat and power cogeneration system consists of a regenerative superheated ORC and an additional process heater in a series circuit. Eight working fluids of R134a, R152a, propane, isobutane, butane, R245fa, R123, and isopentane are considered for the analysis. Special attention is paid to the effect of turbine inlet pressure on the system performance such as thermal input, net power and useful heat productions, electrical, thermal, and system efficiencies. The results show a significant effect of the turbine inlet pressure and selection of working fluid on the thermodynamic performance of the system.

**Key words** : ORC(유기랭킨사이클), Combined heat and power(CHP, 열병합발전), Series circuit(직렬연결), Working fluid(작동유체), Thermodynamic performance(열역학적 성능)

### Nomenclature

$c_p$  : specific heat, kJ/kg°C  
 $h$  : specific enthalpy, kJ/kg  
 $m$  : mass flow rate, kg/s  
 $P$  : pressure, bar  
 $p$  : reduced pressure

$P_H$  : turbine inlet pressure, bar  
 $Q$  : heat transfer, kW  
 $Q_p$  : process heat transfer, kW  
 $Q_r$  : heat transfer at regenerator, kW  
 $q$  : specific heat transfer, kJ/kg  
 $T$  : temperature, K or °C  
 $T_C$  : coolant temperature, °C  
 $T_H$  : turbine inlet temperature, °C  
 $T_L$  : condensation temperature, °C  
 $T_S$  : source temperature, °C  
 $T_{SE}$  : source exhaust temperature, °C

<sup>†</sup> Corresponding author : manhoe.kim@knu.ac.kr

Received: 2015.5.8 in revised form: 2015.6.7 Accepted: 2015.6.30

Copyright © 2015 KHNES

- $T_{SO}$  : source outlet temperature, °C
- $W_{net}$  : net power production, kW
- $w$  : specific work, kJ/kg
- $W$  : power, kW
- $\Delta T_{pp}$  : pinch temperature difference, °C
- $\eta$  : isentropic efficiency
- $\eta_{th}$  : thermal efficiency

### Subscripts

- cr : critical
- p : pump/process heat
- PR : process-heat return
- PS : process-heat supply
- s : source
- t : turbine
- w : working fluid

## 1. 서 론

현재 에너지원으로 가장 많이 사용하고 있는 화석 연료는 자원의 고갈과 지구 온난화 현상 등을 발생시키고 있어 심각한 에너지 및 환경 문제로 대두되고 있다. 이로 인해 에너지 시스템의 효율을 향상시키고 대기 중 CO<sub>2</sub> 농도를 감축시키는 친환경 재생 에너지에 대한 관심이 높아지고 있다. 지금까지 많은 종류의 신재생 에너지가 개발되고 있으나 경제성 확보가 쉽지 않은 실정이다. 신재생 에너지와 같은 저등급 열원을 기계일로 효과적으로 변환하는 유망한 방안으로 암모니아-물 등 비공비 혼합물을 작동유체로 하는 동력 생산 시스템<sup>1-3)</sup>과 함께 유기 랭킨사이클(Organic Rankine Cycle, ORC)이 주목 받고 있다.

유기랭킨사이클은 기본적인 구성이 기존의 증기 랭킨사이클과 같지만 가장 주된 차이는 작동유체에 있다. 유기랭킨사이클에서는 작동유체로 비등점이 물보다 낮은 유기물질(냉매, 탄화수소 등)을 주로 사용하기 때문에 보다 낮은 열원 온도에서도 효과적으

로 구동될 수 있다. 유기랭킨사이클은 다양한 저 등급의 열원을 사용할 수 있고 구조가 간단하며 신뢰성도 높으나, 작동유체와 운전조건의 선정이 시스템의 성능과 열효율은 물론 환경에도 큰 영향을 미치기 때문에 이에 대한 많은 연구가 필요하다<sup>4,5)</sup>.

열병합(Combined Heat and Power, CHP) 발전은 하나의 프로세스에서 전기 또는 기계 에너지와 열에너지의 두 가지 형태를 동시에 생산하는 것으로 새로운 개념은 아니다. 그러나 최근 들어 화석연료의 고갈과 환경문제로 인하여 신재생 에너지를 보다 효율적으로 활용하기 위해서 유기랭킨사이클이 경제성을 획기적으로 올릴 수 있는 유망한 방안 중의 하나로 주목 받고 있다<sup>6-7)</sup>.

Raj 등<sup>8)</sup>은 바이오매스, 태양에너지, 연료전지 등 신재생 에너지를 이용한 열병합 관련 연구들에 대해 105건의 참고문헌을 검토 정리하여 총설 논문을 발표하였다. Dresler 등<sup>9)</sup>은 바이오매스, Wang 등<sup>10)</sup>은 시멘트 공장의 폐열, Guo 등<sup>11)</sup>은 지열을 열원으로 하는 열병합 유기랭킨사이클의 성능 특성에 대한 연구를 하였다. Qiu<sup>12)</sup>는 ORC를 기반으로 하는 소형 열병합 발전 시스템에서 작동유체의 영향에 대해 연구하였으며, Kim<sup>13)</sup>과 Kim 및 Perez-Blanco<sup>14)</sup>는 ORC를 기반으로 하는 전기 및 냉동 병합 시스템의 열역학적 성능 특성에 대해 연구하였다.

Heberle 등<sup>15)</sup>은 지열을 열원으로 하고 ORC를 기반으로 하는 열병합 사이클에서 ORC와 공정열이 직렬연결과 병렬연결인 경우 시스템의 열역학적 특성에 대해 비교 연구하였으며, Kim 등<sup>16)</sup>은 ORC를 이용하는 직렬연결 방식의 열병합 발전 시스템에서 작동유체의 영향에 대해 연구하였다.

그러나 이전 연구<sup>15-16)</sup>에서는 터빈 입구에서 작동유체가 포화증기상태이며 터빈입구 압력을 작동유체 임계압력의 90%로 제한하였다. 본 논문에서는 재생과열증기 유기랭킨사이클을 이용한 직렬 열병합 발전 시스템의 성능 특성을 다양한 작동유체에 대해

분석한다. 터빈입구 압력이 작동유체의 임계압력 이하의 범위에서 변할 때 생산 동력과 공정열 및 시스템 효율 등 다양한 시스템의 열역학적 특성을 분석하고 여러 가지 작동유체에 따른 영향도 조사한다.

## 2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 나타난 바와 같이 저온 열원을 이용해 전기를 생산하는 ORC와 공정열이 직렬로 연결된 열병합 시스템을 분석한다. 시스템의 주요 구성 요소는 열원유체 열교환기, 응축기, 재생기, 공정열교환기, 펌프, 그리고 터빈 등이다. 본 연구에서는 해석의 편의를 위해 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) 열원은 온도  $T_s$ , 질량유량  $m_s$ 의 현열 에너지 형태로 공급되며 온도  $T_c$ 의 냉각수가 응축기에 공급된다.
- 2) 작동유체는  $T_H$ , 압력  $P_H$ 의 과열증기 상태로 터빈에 들어가고 온도  $T_L$ 의 포화액 상태로 응축기에서 나온다.
- 3) 펌프와 터빈 이외에서의 압력 변화는 무시하며 터빈입구 압력은 작동유체의 임계압력을 초과

하지 않는다.

- 4) 시스템은 열원 열교환기, 재생기, 응축기 등 열교환기에서의 열교환을 제외하고 단열되었으며, 열교환기는 고온과 저온유체의 최소 온도차가 핀치 온도차  $\Delta T_{pp}$ 가 되도록 운전된다.
- 5) 공정열은 공급온도  $T_{PS}$ 로 공급되고 회수온도  $T_{PR}$ 로 회수된다<sup>8)</sup>.
- 6) 터빈과 펌프의 등엔트로피 효율은 각각  $\eta_t$  및  $\eta_p$ 로 일정하게 유지된다.

Fig. 1에서 상태 1부터 상태13까지는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\text{상태 1: } T_1 = T_L, \quad \text{포화액} \quad (1)$$

$$\text{상태 2: } P_2=P_H, \quad h_2= h_1+(h_{2s}-h_1)/\eta_p \quad (2)$$

$$\text{상태 4: } P_4=P_H, \quad T_4=T_H \quad (3)$$

$$\text{상태 5: } P_5=P_1, \quad h_5= h_4-\eta_t(h_4-h_{5s}) \quad (4)$$

여기에서  $h_{2s}$ 와  $h_{5s}$ 는 각각 등엔트로피 압축과 등엔트로피 팽창시 엔탈피를 의미한다. 상태 3과 상태 6은 재생기에서 에너지 보존과 고온과 저온 유체의 온도차  $T_{hot}-T_{cold}$ 의 최소값이 핀치포인트 온도차에 의한다는 조건으로부터 다음과 같은 식을 연립해서 구할 수 있다.

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

$$\min(T_{hot} - T_{cold}) = \Delta T_{pp} \quad (6)$$

열원온도와 냉각수 온도로부터  $T_7=T_s$ ,  $T_{12}=T_c$ 이며,  $T_8$ ,  $T_9$  및  $T_{13}$ 은 각각 열원 열교환기, 공정열 열교

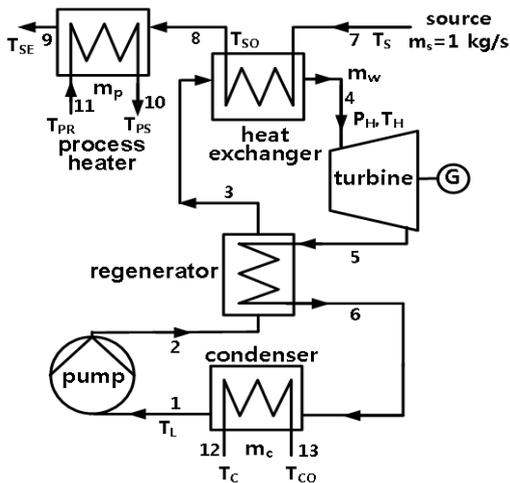


Fig. 1 Schematic diagram of the system

환기 및 응축기에서의 핀치포인트 조건으로부터 구할 수 있다.

주어진 열원유체의 질량유량  $m_s$ 에 대해 작동유체, 공정열수 및 냉각수의 질량유량  $m_w$ ,  $m_p$ ,  $m_c$ 는 열원 열교환기, 공정열교환기 및 응축기에서의 에너지 평형 조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_w = \frac{m_s c_{ps} (T_S - T_{SO})}{h_4 - h_3} \quad (7)$$

$$m_p = \frac{m_s c_{ps} (T_{SO} - T_{SE})}{c_{pp} (T_{PS} - T_{PR})} \quad (8)$$

$$m_c = \frac{m_w (h_6 - h_1)}{c_{pc} (T_{CO} - T_C)} \quad (9)$$

여기에서  $T$ 는 온도,  $h$ 는 비엔탈피,  $c_p$ 는 비열이며,  $T_{SO}$ ,  $T_{SE}$ ,  $T_{CO}$ 는 각각 열원유체 열교환기 출구온도, 열원유체 공정열교환기 출구온도 및 냉각수의 출구온도이다.

열원유체 열교환기, 재생기 및 공정열교환기에서의 열전달  $Q_s$ ,  $Q_r$ ,  $Q_p$ , 그리고 순생산 동력  $W_{net}$ 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_s = m_w (h_4 - h_3) = m_s c_{ps} (T_S - T_{SO}) \quad (10)$$

$$Q_r = m_w (h_3 - h_2) = m_w (h_5 - h_6) \quad (11)$$

$$Q_p = m_s (h_8 - h_9) = m_p (h_{10} - h_{11}) \quad (12)$$

$$W_t = m_w (h_4 - h_5) \quad (13)$$

$$W_p = m_w (h_2 - h_1) \quad (14)$$

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (15)$$

ORC의 열효율  $\eta_{th,ORC}$ 는 공정열이 없는 경우 열교환기에서 열원유체에 의해 공급된 열전달에 대한 순생산동력의 비로 정의되고 열병합발전 시스템의 열효율  $\eta_{th}$ 는 열원유체에 의해 공급된 열전달에 대한 순생산동력과 공정열의 합으로 정의되며 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_{th,ORC} = \frac{W_{net}}{Q_s} \quad (16)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net} + Q_p}{Q_s + Q_p} \quad (17)$$

본 연구에서 작동유체는 임계온도가 낮은 순으로 R134a, R152a, 프로판(propane), 이소부탄(isobutane), 부탄(butane), R245fa, R123, 이소펜탄(isopentane)의 여덟 가지를 대상으로 한다. 작동유체의 열역학적 상태량은 Patel-Teja의 상태방정식을 사용하여 계산하며<sup>17-18)</sup>, 작동유체의 분자량  $M$ , 임계온도  $T_{cr}$ , 임계압력  $P_{cr}$ , 이심인자  $\omega$  등 데이터는 Table 1에 주어진다<sup>19)</sup>.

**Table 1** Basic data for working fluids

substance	M (kg/kmol)	$T_{cr}$ (°C)	$P_{cr}$ (MPa)	$\omega$
R134a	102.031	106.85	3.690	0.239
R152a	66.051	113.45	4.499	0.263
propane	44.096	123.67	4.249	0.152
isobutane	58.123	134.99	3.648	0.177
butane	58.123	152.03	3.797	0.199
R245fa	134.0482	154.05	3.640	0.372
R123	136.467	183.75	3.674	0.282
isopentane	72.15	187.28	3.381	0.228

### 3. 결과 및 토의

본 연구에서 고려하는 열원유체는 표준 공기로서 질량유량  $m_s = 1 \text{ kg/s}$ 의 율로 공급된다고 가정한다. 시스템의 주요 변수들의 기본 값으로  $T_s = 200^\circ\text{C}$ ,  $T_H = 180^\circ\text{C}$ ,  $T_L = 35^\circ\text{C}$ ,  $T_C = 15^\circ\text{C}$ ,  $T_{PS} = 75^\circ\text{C}$ ,  $T_{PR} = 50^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{pp} = 8^\circ\text{C}$ ,  $\eta_p = 0.8$ ,  $\eta_t = 0.8$  을 사용한다.

Fig. 2에서는 각 작동유체에 대해 터빈입구 환산 압력  $p_H$ 가 0.4부터 1까지 변화할 때 열원유체의 열교환기에서의 열전달의 변화를 보여준다. 여기서 환산 압력(reduced pressure)은 작동유체의 임계압력에 대한 상대압력으로 정의된다. R134a, R152a나 프로판 같이 임계온도가 낮은 작동유체의 경우에는 적정 운전을 위한 터빈입구압력의 하한치가 존재한다. 이는 작동유체의 임계온도가 낮은 경우 터빈입구압력이 낮아지면 증발온도가 낮아지고 이에 따라 터빈 출구에서 작동유체의 온도도 낮아져서 공정열수를 가열하기 위한 온도 이하로 내려가기 때문이다. 또한 이소펜탄이나 R123 같이 작동유체의 임계온도가 높은 경우 적정 운전을 위한 터빈입구압력의 상한치가 존재한다. 이는 작동유체의 임계온도가 높은 경우 터빈

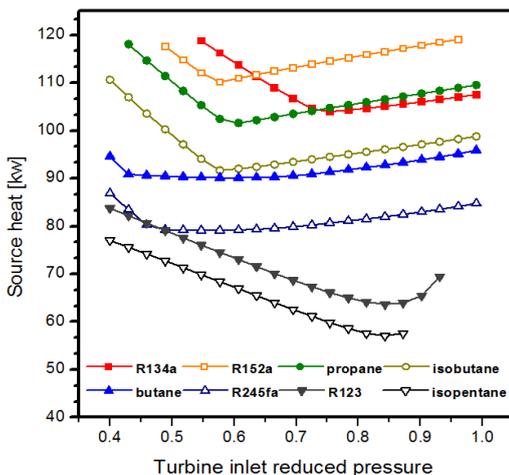


Fig. 2 Source heat in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

입구 환산압력이 높아지면 증발온도도 높아져서 터빈입구에서 작동유체가 순수 증기가 될 수 없기 때문이다.

열교환기의 열전달은 터빈입구 압력의 상승에 따라 감소하다가 극소 값을 보인 후 다시 증가한다. 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. 열교환기에서의 열전달은 식 (10)에서 보는 바와 같이 열원유체의 열교환기 출구온도의 증가에 따라 선형적으로 감소한다. 동일한 터빈입구온도에서 터빈입구 압력이 낮으면 터빈출구 온도가 높아지고 재생기에서의 열전달 증가로 열교환기에 들어오는 작동유체가 포화혼합물이 된다. 그러면 작동유체의 입구에서 핀치 포인트가 발생하기 때문에, 터빈입구압력이 상승하면 작동유체의 증발온도도 상승하면서 열원유체의 출구온도가 상승하고 열교환기 열전달은 감소하게 된다. 터빈입구 압력이 더 상승해서 열교환기 입구에서 작동유체가 압축액 상태가 되면 핀치 포인트는 작동유체가 포화액이 되는 지점에서 발생하게 된다. 그러면 터빈입구 압력 상승에 따라 핀치 포인트의 온도가 상승하는 것은 열원유체 출구온도의 상승 요인이 되고 열교환기 열전달에 대한 압축액 영역에서의 열전달 비중이 높아지는 것은 열원유체 출구온도의 감소 요인이 된다. 작동유체의 임계온도가 낮은 경우에는 일반적으로 후자의 효과가 더 커서 터빈입구압력이 상승함에 따라 열전달은 감소하다가 열교환기 입구에서 작동유체가 포화혼합물에서 압축액으로 바뀌는 지점에서 극소 값을 가진 후 다시 증가하게 된다. 그러나 R123이나 이소펜탄처럼 작동유체의 임계온도가 상대적으로 높은 경우에는 터빈입구압력 상승이 핀치 포인트에 미치는 영향에서 전자가 우세해져서 이들의 경우에는 열전달이 터빈입구압력에 따라 감소하며, 특히 터빈입구압력이 임계압력에 가깝게 상승하면 작동유체의 온도와 압력이 임계점에 가까워져서 급격한 구배변화를 보이게 된다.

Fig. 3에서는 각 작동유체에 대해 터빈입구 환산

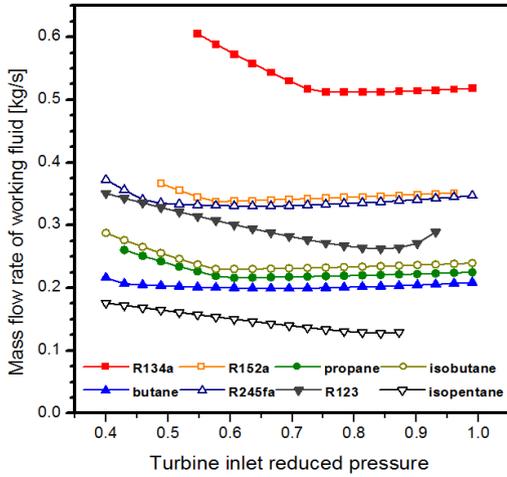


Fig. 3 Mass flow rate of working fluids for various turbine inlet reduced pressure

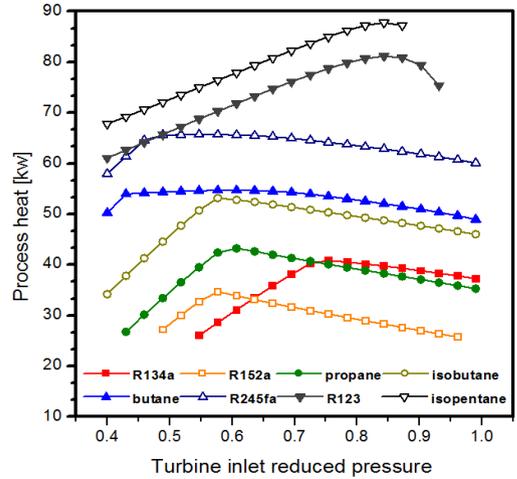


Fig. 5 Process heat in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

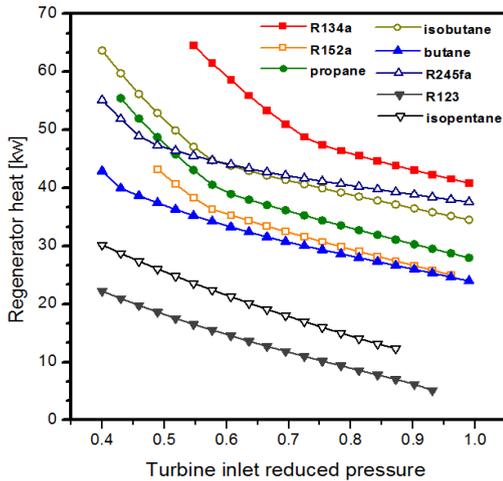


Fig. 4 Regenerator heat in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

압력의 변화에 따른 작동유체의 질량유량의 변화를 보여준다. 작동유체의 질량유량은 식 (7)에서 보는 바와 같이 열교환기에서의 열전달에 비례하고 작동유체 단위질량당 가열량, 즉 비가열량  $q_s$ 에 반비례한다. 터빈입구압력이 상승할수록 비가열량은 완만하게 증가하기 때문에 터빈입구압력에 따른 작동유체의 질량유량의 거동은 열교환기 열전달의 거동과 유사하다. 작동유체의 질량유량은 R134a가 가장 많고 이소펜탄의 경우가 가장 적다.

Fig. 4는 터빈입구환산압력이 변화할 때 재생기 열전달의 변화를 나타낸다. 재생기에서의 열전달은 터빈입구 환산압력이 증가할 때 모든 작동유체에 대해 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 터빈입구 압력이 상승하면 터빈에서의 압력비가 커져서 터빈 출구에서 작동유체의 엔탈피와 온도가 감소하게 되고 재생기에서의 고온과 저온 유체의 온도차가 감소하기 때문이다. 재생기에서의 열전달은 R134a의 경우가 가장 높고 R123의 경우가 가장 낮다.

Fig. 5에서는 터빈입구 환산압력의 변화에 따른 공정 열전달의 변화를 보여준다. 터빈입구 압력의 상승에 따른 공정 열전달의 변화는 열원 열교환기의 경우와 반대가 되어 터빈입구 압력에 따라 상승하다가 극대 값을 보인 후 다시 감소한다. 이는 같은 열원이 시스템에 공급되었을 때 열원 열교환기에서의 열전달이 많을수록 열교환기 출구에서의 온도가 떨어지기 때문이다. 본 논문에서 공정열의 공급과 회수 온도를 일정하게 유지한다고 가정했으므로 공정 열전달은 공정열수의 질량유량에 비례한다.

Fig. 6에서는 터빈입구 환산압력의 상승에 따른 순비생산일, 즉 작동유체 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. 순비생산일은 터빈입구 압력이 상승

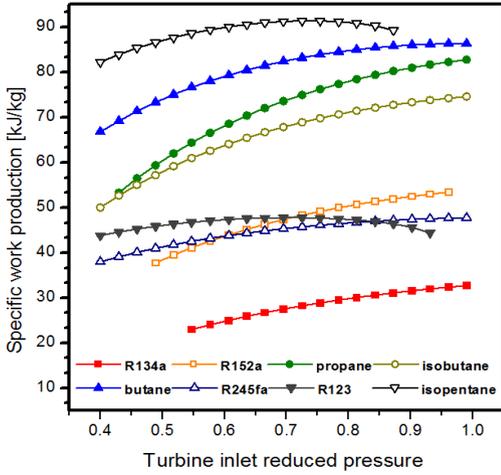


Fig. 6 Specific work production in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

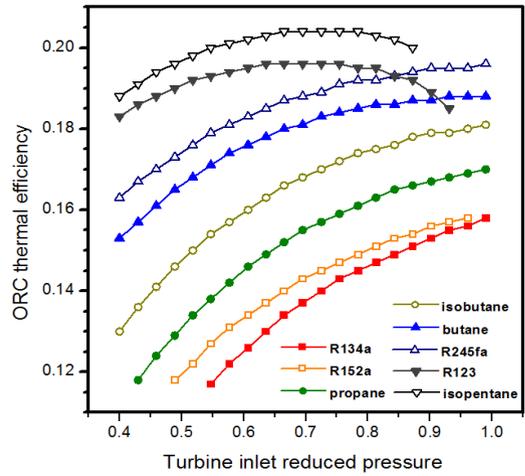


Fig. 8 Thermal efficiency of ORC in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

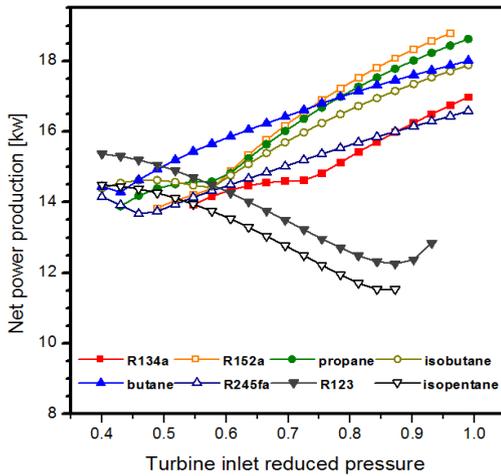


Fig. 7 Net power production in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

할수록 터빈에서의 압력비가 커지면서 터빈 비생산일과 순비생산일이 증가하지만 R123이나 이소펜탄의 경우에는 터빈입구 조건에서 열역학 상태량의 비선형 효과 때문에 터빈입구 압력에 대해 극대 값을 갖는다. 순비생산일은 이소펜탄인 경우에 가장 크고 R134a의 경우에 가장 작다.

Fig. 7에서는 터빈입구 환산압력의 상승에 따른 시스템의 순생산동력의 변화를 보여준다. 순생산동력은 순비생산일과 작동유체의 질량유량의 곱으로

구하는데, 일반적으로 순생산동력은 터빈입구압력에 따라 증가하지만 R123이나 이소펜탄의 경우에는 터빈입구압력에 따라 오히려 감소한다. 순생산동력은 R152a와 프로판의 경우에 가장 크고 이소펜탄과 R123의 경우에 가장 작다. 또한 본 논문에서는 열원 온도가 200°C로 일정한 경우에 대해 해석하고 있으므로 만일 ORC의 엑서지 효율을 열원유체의 입구 엑서지에 대한 시스템의 순생산동력으로 정의하면 ORC의 엑서지 효율은 순생산동력과 비례하게 된다.

Fig. 8에서는 터빈입구 환산압력의 상승에 따른 ORC의 열효율의 변화를 보여준다. ORC의 열효율은 식 (10)에서 보는 바와 같이 열원유체 열교환기에서 열전달에 대한 순생산동력의 비로서 정의된다. ORC의 열효율은 일반적으로 터빈입구압력에 따라 증가하며 R123이나 이소펜탄의 경우에는 터빈입구압력에 대해 최적 값을 갖는다. ORC의 열효율은 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 증가해서 R134a의 경우가 가장 낮고 이소펜탄의 경우에 가장 높다.

Fig. 9에서는 터빈입구 환산압력의 상승에 따른 열병합 사이클의 총 열효율의 변화를 보여준다. 열병합 사이클의 열효율은 식 (11)과 같이 열원유체에 의해 공급한 총 열량에 대한 순생산동력과 공정열에

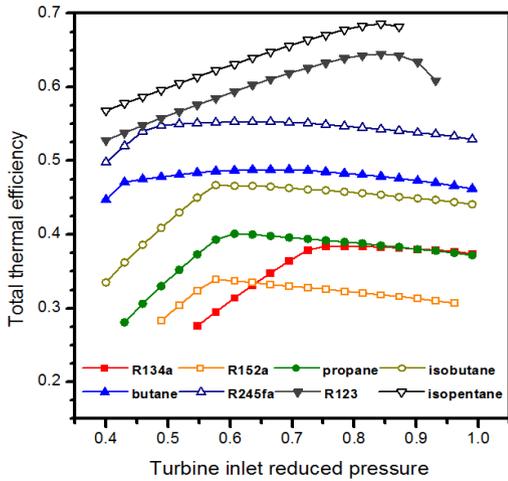


Fig. 9 Thermal efficiency of the system in accordance with working fluids for various turbine inlet reduced pressure

대한 비로 정의된다. 총열효율은 터빈입구 압력에 따라 극대 값을 가지며 일반적으로 작동유체의 임계온도가 높을수록 증가해서 R134a나 R152a인 경우 가장 낮고 R123이나 이소펜탄의 경우 가장 높다.

본 논문에서 열병합 사이클의 열효율은 참고문헌 15)의 재생 포화증기 ORC를 이용하는 직렬 또는 병렬연결의 열병합 사이클보다 높다. 또한 15)에서 저등급 열원을 이용하는 ORC 기반 열병합 사이클에서 이소펜탄의 성능이 우수하다고 추천하였다. 본 논문에서도 이소펜탄이 ORC의 열효율이나 열병합 사이클의 열효율이 가장 뛰어난 결과를 보여주고 있다. 그러나 주어진 열원을 이용해서 생산이 가능한 동력은 작는데 ORC에 공급되는 열전달이 작고 또 공정열이 많아서 열효율이 높은 것이므로 열병합 사이클의 사용 목적에 따른 분석과 선택이 필요하다.

#### 4. 결 론

저온 열원을 활용하는 재생 과열증기 유기랭킨사이클(ORC)을 이용하는 열병합 발전 시스템에서 여덟 가지 작동유체에 대해 터빈입구 압력에 따른 시스템의 열역학적 성능을 해석하였으며 주요 결론은

다음과 같다.

- 1) 저 등급 열원을 사용하는 재생 과열증기 ORC를 기반으로 하는 직렬 열병합 사이클의 열역학적 성능이 우수하다.
- 2) 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 일반적으로 순생산동력과 ORC 열효율은 증가하고 공정열과 열병합사이클 열효율은 최적 값을 갖는다.
- 3) 작동유체의 임계온도가 높을수록 일반적으로 ORC와 열병합사이클의 열효율은 높아지나 시스템의 순생산일은 감소할 수 있다.
- 4) 작동유체와 운전조건에 따른 ORC 기반 열병합 발전에 대한 보다 포괄적인 시스템 성능 해석과 경제성 연구가 필요하다.

#### 후 기

이 논문은 산업통상자원부의 재원으로 엔지니어링개발연구센터의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호 : N0000990).

#### References

1. E. Lanzi, E. Verdolini and I. Hascic, "Efficiency improving fossil fuel technologies for electricity generation: Data selection and trends", Energy Policy, Vol. 39, 2011, pp. 7000-7014.
2. K. H. Kim, H. J. Ko and 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.
3. K. H. Kim and K. C. Kim, "Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy", App. Therm. Eng., Vol. 70, 2014, pp. 50-60.
4. V. A. Bao and L. Zhao, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle", Renewable and Sustainable Energy Reviews,

- Vol. 24, 2013, pp. 325-342.
5. S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, "Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, 2013, pp. 164-186.
  6. N. N. Desai and S. Bandyopadhyay, "Process integration of organic Rankine cycle", *Energy*, Vol. 34, 2009, pp. 1674-1686.
  7. W. T. Tsai, "Regulatory compliance and environmental benefit analysis of combined heat and power (CHP) systems in Taiwan", *Energies*, Vol. 6, 2013, pp. 557-565.
  8. N. T. Raj, S. Iniyand R. Goic, "A review of renewable energy based cogeneration technologies", *Ren. Sust. Energy Rev.*, Vol. 15, 2011, pp. 3640-3643.
  9. G. Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC", *Renewable Energy*, Vol. 48, 2012, pp. 565-570.
  10. U. Dresher and D. Brueggemann, "Fluid selection for the organic rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *App. Therm. Eng.*, Vol. 27, 2007, pp. 223-228.
  11. J. Wang J, Y. Dai and L. Gao, "Exergy analysis and parametric optimization for different cogeneration power plants in cement industry", *App. Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 941-948.
  12. T. Guo, H. X. Wang and S. J. Zhang, "Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system", *Energy Convs. Mgmt.*, Vol. 52, 2011, pp. 2384-2391.
  13. K. H. Kim, "Exergy Analysis of Vapor Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, 2013, pp. 1137-1145.
  14. K. H. Kim and H. Perez-Blanco, "Performance Analysis of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Power and Refrigeration Cogeneration", *App. Therm. Eng.*, 2015, in press.
  15. F. Heberle and D. Brueggemann, "Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation", *App. Therm. Eng.*, Vol. 30, 2010, pp. 1326-1332.
  16. K. H. Kim and Y. G. Jung, "Performance Characteristics of Combined Heat and Power Generation with Series Circuit Using Organic Rankine Cycle", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 22, 2011, pp. 699-705.
  17. 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 Equilibria*, Vol. 224, 2004, pp. 213-219.
  18. T. Yang, G. J. Chen 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, 1997, pp. 27-36.
  19. C. L. Yaws, "Chemical properties handbook", McGraw-Hill, 1997.