

유기랭킨사이클로 구동되는 증기압축냉동사이클의 엑서지 해석

김 경 훈*

* 금오공과대학교 기계공학과

Exergy Analysis of Vapor Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle

Kyoung Hoon Kim^{*†}

* Dept. of Mechanical Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology

(Received May 27, 2013 ; Revised September 3, 2013 ; Accepted October 11, 2013)

Key Words: Exergy(엑서지), Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Working Fluid(작동유체), Low-Temperature Heat Source(저온 열원), Vapor Compression Cycle(증기압축 냉동사이클)

초록: 본 연구에서는 열 구동 냉동사이클로서 유기 랭킨사이클 (ORC)과 증기 압축 냉동사이클(VCC)의 복합 사이클에 대한 엑서지 해석을 수행하였다. 시스템의 열원으로는 다양한 재생 에너지 열원이나 산업체에서의 폐열 등 현열 형태의 저온 열원을 고려하였으며 작동유체로서 R143a, R22, R134a, 프로판, 이소부탄, 부탄, R245fa 및 R123 등 여덟가지 작동유체들을 고려하였다. 터빈 입구 압력의 변화나 작동유체의 종류에 따라 시스템의 COP 나 엑서지 효율은 물론 시스템의 각 요소에서의 엑서지 파괴 (아너지)에 미치는 다양한 영향에 대해 분석하고 논의하였다. 해석 결과는 주어진 열원 온도에 대해 시스템에서 가장 엑서지 파괴가 큰 구성 요소는 터빈 입구 압력과 작동유체에 따라 민감하게 변화하는 사실을 보여준다.

Abstract: In this study, exergy analysis of a thermally activated refrigeration cycle, a combined organic Rankine cycle (ORC), and a vapor compression cycle (VCC) were conducted. It is considered that a system uses a low-temperature heat source in the form of sensible heat, such as various renewable energy sources or waste heat from industries, and one of eight working fluids: R143a, R22, R134a, propane, isobutane, butane, R245fa, or R123. The effects of turbine inlet pressure and the working fluid selected on the exergy destructions (anergies) at various system components as well as the COP and exergy efficiency of the system were analyzed and discussed. The results show that the component of the greatest exergy destruction in the system varies sensitively with the turbine inlet pressure and/or working fluid.

- 기호설명 -

c_{ps} : 열원유체 정압비열 [kJ/kg·K]
 c_{pc} : 냉각수 정압비열 [kJ/kg·K]
 D : 엑서지 파괴 [kW]
 d : 엑서지 파괴율
 E : 엑서지 [kW]
 e : 비엑서지 [kJ/kg]
 E_{in} : 열원유체 엑서지 유입[kW]
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [bar]

P_c : 임계압력 [bar]
 P_H : 터빈입구압력 [bar]
 Q : 열전달률 [kW]
 r_c : 작동유체에 대한 냉각수의 질량유량비
 r_p : 유량분배비
 r_s : 열원에 대한 ORC 작동유체 질량유량비
 s : 비엔트로피 [kJ/kg·K]
 T : 온도 [°C]
 T_c : 임계온도 [°C]
 T_{cd} : 응축온도 [°C]
 T_{cw} : 냉각수 온도 [°C]
 T_e : 증발온도 [°C]
 T_H : 터빈입구온도 [°C]
 T_L : 냉각실 온도 [°C]

† Corresponding Author, khkim@kumoh.ac.kr

T_s	: 열원 온도 [°C]
W	: 동력 [kW]
ΔT_{pp}	: 핀치포인트 온도차 [°C]
η	: 등엔트로피 효율
η_{ex}	: 엑서지 효율

하첨자

0	: 열역학 상태량의 사장상태
cp	: 압축기
cd	: 응축기
c	: 냉각수
e	: 증발기
ev	: 팽창밸브
h	: 열원 열교환기
mix	: 혼합기
out	: 출구
p	: 펌프
r	: 재생기
s	: 열원
t	: 터빈

1. 서 론

저등급 열원을 활용하여 전기 등 유용한 동력을 효과적으로 생산하는 것은 에너지 부족이나 환경문제에 대한 중요한 해법이 될 수 있다. 지난 20 여년 동안 산업체 폐열, 태양열, 지열, 바이오 에너지, 해수 온도차 등 저등급의 열원을 효율적으로 활용하기 위한 칼리나 사이클(Kalina Cycle), 삼각 플래쉬 사이클 (Trilateral Flash Cycle) 이나 유기랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle, ORC) 등이 많은 주목을 받아왔으며 많은 연구가 이루어져 왔다.⁽¹⁻³⁾ 이중 유기랭킨 사이클은 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.⁽⁴⁻⁶⁾

Hung 등⁽⁷⁾은 온도가 매우 낮은 열원을 활용하는 ORC의 성능 특성을 연구하였으며, Delgadotorres 등⁽⁸⁾은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 최적 운전조건에 대해 연구하였다. Tchanche 등⁽⁹⁾은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 작동유체 종류에 따른 시스템의 열역학적 성능 특성을 조사하였으며, Kim and Han⁽¹⁰⁾은 다양한 작

동유체를 사용하는 천이 유기랭킨 사이클(Transcritical ORC)에서 재생기가 있는 경우와 없는 경우의 성능 특성을 비교 분석하였다. Lujan 등⁽¹¹⁾은 R245fa를 작동유체로 하는 유기 랭킨 사이클에서 팽창 과정을 모델링하였으며, Kang⁽¹²⁾은 R245fa를 작동유체로 하는 반경류 터빈을 채용한 ORC의 성능 특성을 실험적으로 연구하였다.

한편 세계적으로 냉동이나 공기조화를 위한 에너지도 꾸준히 늘고 있는데, 냉동 시스템 중 가장 많이 쓰이고 있는 사이클은 전기를 사용하는 증기 압축 냉동사이클 (Vapor Compression Cycle, VCC)이다. 전기 수요를 완화시키기 위한 대안으로서 흡수 냉동⁽¹³⁾이나 분사식 냉동⁽¹⁴⁾ 등 열로써 구동되는 냉동 시스템이 사용되어 왔다. 최근에는 이들보다 사용 가능한 열원의 온도 범위가 더 넓은 열구동 냉동시스템으로서 유기 랭킨 사이클과 증기 압축 냉동 사이클의 복합 사이클 (ORC-VCC) 시스템이 제안되었다. Aphornratana and Srveerakul⁽¹⁵⁾은 ORC의 팽창기와 VCC의 압축기가 왕복식 형태로 결합된 복합사이클을 제안하였다. Wang 등^(16,17)은 ORC의 팽창기와 VCC의 압축기의 다양한 조합이 가능한 ORC-VCC 시스템을 제안하였으며, Kim 등⁽¹⁸⁾은 다양한 시스템 설계 변수들에 대하여 시스템의 성능 특성을 분석하였다.

열시스템에 대해 열역학 제 2 법칙을 기반으로 하는 엑서지 성능 해석은 제 1 법칙을 기반으로 하는 성능 해석을 보완하고 그 한계를 극복하게 해 줄 수 있다. 현열 형태의 저등급 열원을 사용하는 ORC에서 열원 유체는 열교환기 내에서 열을 교환함에 따라 온도가 변하고, 열원 유체와 작동 유체 사이의 온도차 형성은 시스템의 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 ORC 시스템에서 엑서지 해석은 고온에서 등온등압 하에 에너지가 공급되는 기존의 열동력 사이클에서보다 중요하다. 엑서지 성능 해석을 통해 열시스템의 각 구성 요소나 과정에서 엑서지 파괴 (exergy destruction) 또는 아너지 (anergy), 그리고 열역학적 비효율성의 크기와 근원을 계산할 수 있으며⁽¹⁹⁾ 열시스템의 엑서지 해석에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다.⁽²⁰⁻²³⁾

본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원을 이용하는 ORC-VCC 복합 사이클로 구성된 열구동 증기 압축 냉동시스템⁽¹⁶⁻¹⁸⁾에서 작동유체의 종류나 터빈입구 압력에 따른 시스템 구성 요소에서의 엑서지 손실이나 파괴, 그리고 COP와 엑서지 효율 등 시스템의 성능에 미치는 영향을 열역학 제 2 법칙을 기반으로 하여 비교 분석한다. 특히 시스템에

서 엑서지 손실이나 파괴가 가장 많이 일어나는 구성요소가 작동유체의 종류나 터빈입구 압력 등에 따라 민감하게 달라진다는 사실을 보인다.

2. 시스템 해석

본 연구에서 ORC-VCC 복합 사이클의 작동유체에 대한 열역학적 상태량은 Patel-Teja 상태방정식을 기반으로 계산한다. 이 상태방정식은 a, b, c의 세 개의 파라미터를 가진 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)+c(v-b)} \quad (1)$$

여기서 P, v와 T는 작동유체의 압력, 비체적과 온도를 각각 나타내며 R은 일반기체상수이다. 파라미터 a, b, c는 온도의 함수며 그 구체적인 표현은 문헌들을 참고한다.^(24,25) 본 연구에서 작동유체로는 R143a, R22, R134a, 프로판, 이소부탄, 부탄, R245fa 및 R123 (임계온도 낮은 순) 등 여덟 가지를 고려하며 이들에 대한 기본적인 열역학데이터는 Table 1에 보여준다. 여기에서 M, T_c, P_c 및 ω는 각각 작동유체의 분자량, 임계온도, 임계압력 및 이심인자이다.^(11,26)

본 연구에서 해석할 ORC-VCC 복합 사이클의

개략도는 Fig. 1과 같으며 이들의 온도-엔트로피 선도는 Fig. 2와 같다. ORC는 저온 열원이 가진 에너지를 열교환기를 통하여 현열 형태로 공급함으로써 구동되어 터빈에서 일을 생산하고, 생산되는 일은 VCC의 압축기를 구동하여 냉각 사이클을 구동하는 한편 펌프로 작동 유체를 순환 시키는데 사용된다. 시스템 성능을 높이기 위해서 터빈 출구 쪽에 재생기(recuperator)를 채용하였다.

시스템의 설계변수로 터빈입구 압력 P_H, 터빈입구 온도 T_H, 응축 온도 T_c, 증발 온도 T_e, 냉각 온도 T_L 등을 설정할 수 있으며, 해석이 사용한 주요 가정은 다음과 같다. 1) 사이클은 작동유체의 임계압력보다 낮은 압력으로 작동된다. 2) 터빈 입구에서 작동유체는 압력 P_H, 온도 T_H의 과열증기

Table 1 Basic data for the working fluids

Substance	M(g/mol)	T _c (K)	P _c (bar)	ω
R143a	84.041	346.25	37.58	0.253
R22	86.468	369.30	49.71	0.219
R134a	102.031	380.00	36.90	0.239
propane	44.096	396.82	42.49	0.152
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

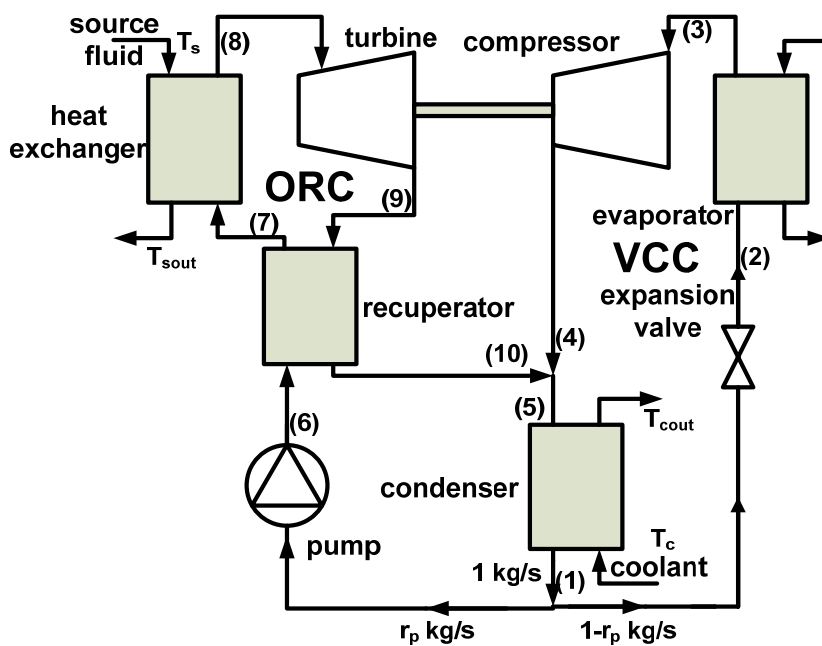


Fig. 1 Schematic diagram of the ORC-VCC system

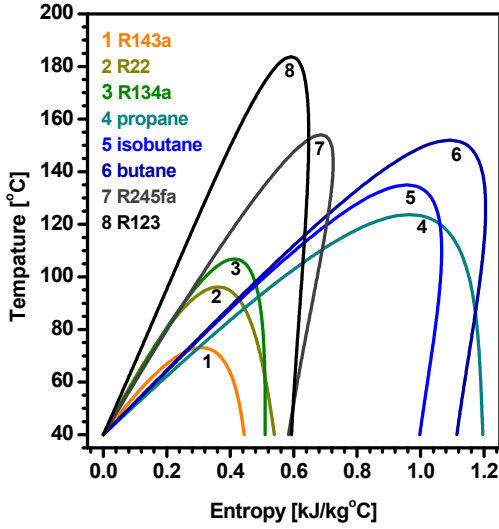


Fig. 2 Temperature-entropy diagrams of working fluids

이다. 3) 각 열교환기에서의 열교환 이외의 열손실은 무시한다. 4) 펌프, 터빈, 압축기의 거동은 각각 일정한 등엔트로피 효율로 나타낼 수 있으며, 이들을 제외한 곳에서 압력변화는 무시한다. 5) 각 열교환기에서 고온유체와 저온유체의 최소 온도차는 핀치 포인트 온도차 ΔT_{pp} 와 같다. 6) Reynolds 수 효과는 무시하며 시스템 변수들의 총량은 단위질량당 양에 비례한다. 7) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_{cd} 의 포화액이며 냉각수의 입구온도는 T_c 이다.

ORC 의 열교환기에서 작동유체의 질량유량과 열원 유체의 질량유량의 비를 r_s , VCC 의 응축기에서 냉각수의 질량유량과 작동유체의 질량유량 비를 r_c 라 하면 이들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_s = \frac{c_{ps}(T_s - T_{sout})}{h_8 - h_7} \quad (2)$$

$$r_c = \frac{h_5 - h_1}{c_{pc}(T_c - T_{cout})} \quad (3)$$

응축기에서 나온 유량 중에서 ORC 로 가는 유량의 비를 유량분배비 r_p 라 하면 이는 터빈 생산일이 펌프와 압축기에서의 소요일의 합과 같다는 조건에서부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_p = \frac{h_4 - h_3}{(h_1 + h_4 + h_8) - (h_3 + h_6 + h_9)} \quad (4)$$

각 구성 요소에서의 열역학 상태량, 질량유량이

나 열전달 등의 상세한 내용은 참고문헌 (18)을 참조한다. 비엑서지 e 를 다음과 같이 정의한다.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

여기에서 하첨자 0 은 사장상태를 나타내며 본 논문에서 T_0 는 냉각수의 입구온도와 같다고 가정한다. m 을 각 위치에서 질량유량이라 하고 엑서지 손실도 엑서지 파괴로 함께 표기하면 엑서지 균형식으로부터 열원유체에 의한 엑서지 유입 E_{in} 은 증발기에서 유용도 생산 E_c 와 시스템의 엑서지 총 파괴량 D_{tot} 의 합과 같게 되고 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{in} = E_e + D_{tot} = E_e + \sum D_i \quad (6)$$

$$E_{in} = m_s c_{ps} \left[T_s - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_s}{T_0} \right) \right] \quad (7)$$

$$E_e = Q_e \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (8)$$

$$D_{sout} = m_s c_{ps} \left[T_{sout} - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_{sout}}{T_0} \right) \right] \quad (9)$$

$$D_{cout} = m_s c_{pc} \left[T_{cout} - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T_{cout}}{T_0} \right) \right] \quad (10)$$

$$D_h = E_{in} - D_{sout} + m_7(e_7 - e_8) \quad (11)$$

$$D_t = m_7(e_7 - e_8) - W_t \quad (12)$$

$$D_r = m_6(e_6 + e_9 - e_7 - e_{10}) \quad (13)$$

$$D_p = m_6(e_1 - e_6) + W_p \quad (14)$$

$$D_c = m_5(e_5 - e_1) - D_{cout} \quad (15)$$

$$D_{mix} = m_{10}e_{10} + m_4e_4 - m_5e_5 \quad (16)$$

$$D_{ev} = m_2(e_1 - e_2) \quad (17)$$

$$D_{cp} = m_3(e_3 - e_4) + W_{cp} \quad (18)$$

$$D_e = m_2(e_2 - e_3) - E_e \quad (19)$$

여기에서 $Q_e = m_3(h_3 - h_2)$, $W_t = m_8(h_8 - h_9)$, $W_p = m_6(h_6 - h_1)$ 및 $W_{cp} = m_4(h_4 - h_3)$ 는 각각 증발기 냉동용량, 터빈 동력, 펌프 동력 및 압축기 동력이다.

시스템의 COP 와 엑서지 효율 η_{ex} 를 다음과 같이 정의한다.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{in}} \quad (20)$$

$$\eta_{ex} = \frac{E_e}{E_{in}} \quad (21)$$

엑서지 유입량에 대한 엑서지 파괴량의 비율을 엑서지 파괴율 d_i 로 정의하면 식 (6)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$1 = \eta_{ex} + d_{tot} = \eta_{ex} + \sum d_i \quad (22)$$

3. 결과 및 토의

본 연구에서 열원유체는 물이며 시스템의 주요 변수 값들은 기본값으로서 $T_s = 150^\circ\text{C}$, $T_H = 130^\circ\text{C}$, $T_{cd} = 40^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$, $T_L = 15^\circ\text{C}$, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$, $\eta_t = 80\%$, $\eta_p = 80\%$, $\eta_c = 80\%$ 를 사용한다. Fig. 3에서는 작동유체가 R245fa 이고 터빈입구온도가 130°C 로 일정할 때 다양한 터빈입구 압력에 대해 ORC-VCC의 전형적인 온도-엔트로피 선도를 보여준다. 본 연구에서 열교환기는 전술한 바와 같이 열교환기내 고온과 저온유체의 최소온도차가 미리 설정한 핀치포인트 온도차와 같다는 조건으로 해석한다. 터빈입구 압력이 5bar 로 낮은 경우 이에 대응하는 포화온도도 낮아 재생기를 나와 열원유체 열교환기에 들어가는 작동유체는 포화혼합물 상태이다. 터빈입구 압력이 10bar 로 높아지면 터빈입구 압력에 대응되는 포화온도가 높아져서 재생기 출구

에서 작동유체는 온도는 상승하지만 과냉액 상태가 된다. 터빈입구 압력이 15bar, 20bar 로 더 높아지면 터빈에서의 압력비 증가로 터빈 출구에서 작동유체의 온도가 낮아지고 재생기에서의 열전달이 감소하면서 재생기 출구, 즉 열원유체 열교환기 입구에서 작동유체의 온도가 더 낮아지게 된다.

Fig. 4 와 Fig. 5에서는 작동유체와 터빈입구 압력에 대해 열교환기에서 열원유체 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량비와 열원 유체의 배출에 의한 아너지율의 변화를 각각 보여준다. 터빈입구 압력이 증가하면 작동유체의 증발온도도 올라가고 이에 따라 열원유체의 열교환기 출구온도도 상승하면서 질량유량비는 감소하고 열원유체 배출에 의한 아너지율은 상승하게 된다. 터빈입구 압력이 특정값에 도달하게 되면 질량유량비나 아너지율

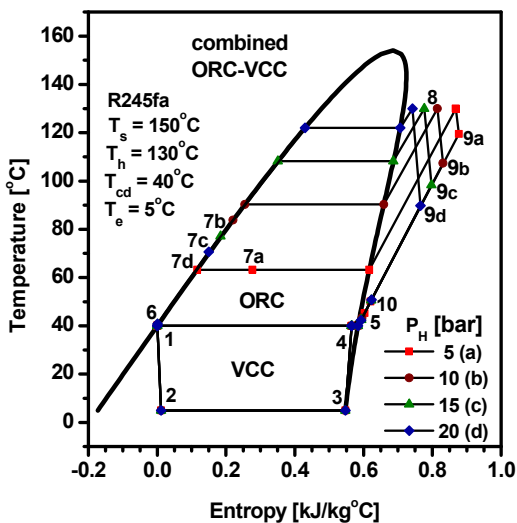


Fig. 3 Temperature-entropy diagram of ORC-VCC for various turbine inlet pressures (R245fa)

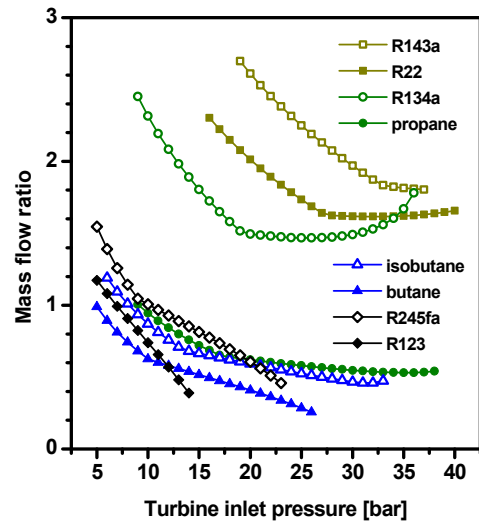


Fig. 4 Mass flow ratio at source heat exchanger

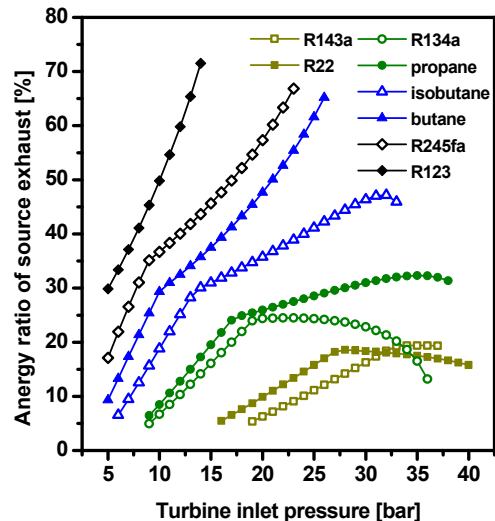


Fig. 5 Energy ratio of source exhaust

곡선에 변곡점이 발생하고 변화율이 달라지는데 이는 터빈입구 압력의 상승에 따라 열교환기에서 핀치 포인트가 작동유체의 열교환기 입구에서 발생하다가 작동유체가 포화액이 되는 지점으로 바뀌기 때문이다. 그림에서 R134a의 경우는 변곡점 이후 에너지율이 감소하는 것을 볼 수 있는데 이는 터빈입구 온도와 압력 조건이 작동유체의 임계점에 가까워지면서 열교환기내 열전달 중 증발잠열에 의한 열전달 비율이 감소하기 때문이다.

그림에서 작동유체마다 작동 가능한 터빈입구 압력의 하한값과 상한값이 존재하는 것을 볼 수 있다. 이는 터빈입구 압력의 하한값은 터빈입구 압력이 응축기 압력에 도달하기 때문이고 상한값은 터빈입구 압력이 작동유체의 임계압력에 도달

하기 때문이다. 고정된 터빈입구 압력에서 작동유체의 임계온도가 높아질수록 대체로 열원유체의 출구온도도 높아지면서 에너지율도 높아진다.

Fig. 6에서는 열원유체의 열교환기에서 작동유체와 터빈입구 압력에 대한 에너지율의 변화를 보여준다. 열교환기에서의 에너지율은 터빈입구 압력에 따라 감소한다. 이는 터빈입구 압력이 증가할수록 열교환기내 열전달 중 잠열의 비율이 감소하면서 고온과 저온 유체의 온도차가 감소하고 또 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비가 감소하기 때문이다. 주어진 터빈입구 압력에서는 대체로 작동유체의 임계온도가 높아질수록 이 에너지율은 감소한다. 이는 작동유체 단위질량당 열교환기의 열전달은 작동유체의 임계온도와 일정한 관계가 없으나 작동유체의 질량유량비는 임계온도에 따라 감소해서 열교환기에서의 열전달도 열교환기의 임계온도의 증가에 따라 감소하기 때문이다.

Fig. 7에서는 재생기에서 작동유체와 터빈입구 압력에 따른 에너지율의 변화를 보여준다. 재생기의 에너지율은 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 감소하는데, 이는 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 터빈 출구에서 작동유체의 온도가 떨어지고 이에 따라 재생기에서의 열전달도 감소하기 때문이다. 주어진 터빈입구 압력에서 재생기의 에너지율은 작동유체의 임계온도가 높아짐에 따라 감소한다.

Fig. 8에서는 응축기에서 작동유체와 터빈입구 압력에 따른 에너지율의 변화를 보여준다. 응축기의 에너지율은 터빈입구 압력의 변화에 따라 작동유체 단위질량당 응축기에서의 열전달 외에도 열원유체 열교환기나 응축기에서의 고온 및 저온유체 질량유

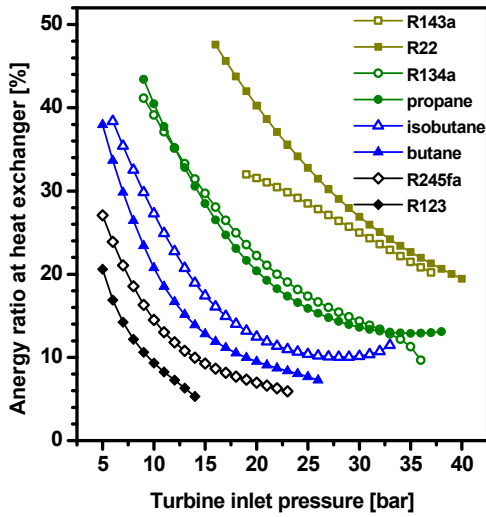


Fig. 6 Energy ratio at source heat exchanger

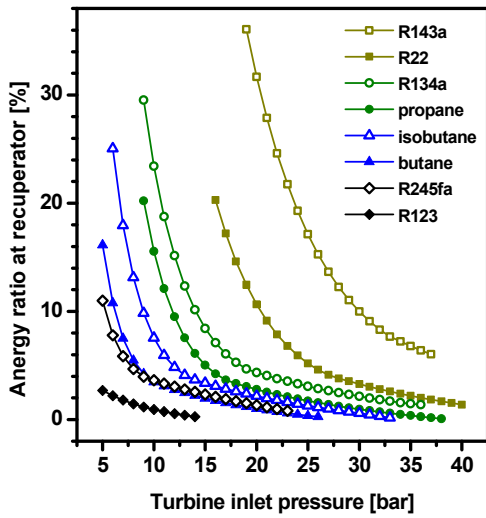


Fig. 7 Energy ratio at recuperator

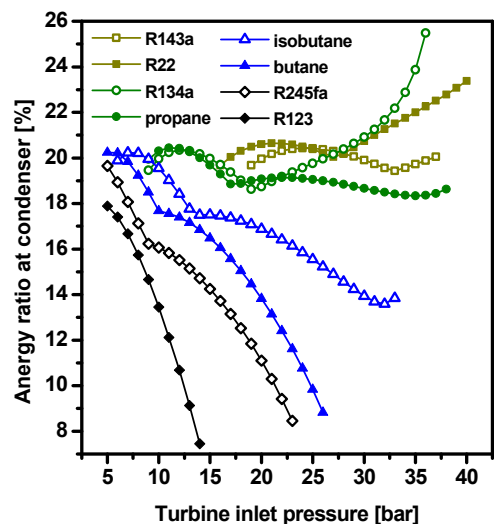


Fig. 8 Energy ratio at condenser

량비와 ORC-VCC 의 유량분배비 등에 의해 복합적으로 영향을 받는다. 이에 따라 작동유체의 임계온도가 상대적으로 낮은 R143a, R22, R134a 및 프로판 등에 대해서는 일정한 경향이 없고 임계온도가 상대적으로 높은 부탄, 이소부탄, R245fa 및 R123 등에 대해서는 터빈입구 압력이나 작동유체의 임계온도가 높아질수록 응축기에서의 아너지율은 감소한다.

Fig. 9 와 Fig. 10 에서는 터빈입구 압력의 변화에 따라 시스템의 각 구성요소에서의 아너지율의 변화를 작동유체가 R134a 와 R245fa 일 때 각각 비교해서 보여준다. 그림에서 우리는 시스템의 구성요소 중 아너지율이 가장 높은 요소, 즉 열역학적으로 가장 비효율적인 요소는 작동유체의 종류나 터빈입구 압력에 따라 민감하게 변하는 사실을 알 수 있다. 예를 들어 R134a 의 경우 시스템에서 아

너지율이 1,2 위인 구성요소는 터빈입구 압력이 증가함에 따라 열교환기-재생기, 열교환기-응축기, 열교환기-열원배기, 열원배기-열교환기, 열원배기-응축기, 응축기-열원배기 순으로 계속 변한다.

Fig. 11 과 Fig. 12 에서는 작동유체와 터빈입구 압력에 따른 시스템의 COP 와 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 시스템의 COP 는 터빈입구 압력이나 작동유체의 임계온도가 높아질수록 높아진다. 시스템의 엑서지 효율은 임계온도가 상대적으로 낮은 R143a, R22 및 R134a 등의 경우에는 COP 의 경우와 마찬가지로 터빈입구 압력이 높아지거나 작동유체의 임계온도가 높아질수록 높아진다. 이들의 경우에는 아임계 영역에서는 엑서지 효율의 최적점이 존재하지 않고 터빈입구 압력이 작동유체의 임계압력보다 높은 초임계 압력 영역에서 존재하게 된다. 특히 R134a 의 경우처럼 작동 압력이나 온도가 임계점에 근접한 경우에는 엑서지 효율 곡선이 변곡이 된다. 그러나 임계온도가 상대적으로 높은 프로판, 이소부탄, 부탄, R245fa 및 R123 등의 경우에는 엑서지 효율은 터빈입구 압력에 대해 극대값을 가지며 작동유체의 임계온도가 높을수록 터빈입구 압력의 최적값은 낮아진다. 즉, 상대적으로 임계온도가 높은 R245fa 이나 R123 의 경우가 낮은 운전 압력에서 높은 COP 나 엑서지 효율을 얻을 수 있다. 이러한 결과들은 열원온도가 150°C인 경우에 대한 것이며 열원 온도가 엑서지 효율 특성이 변한다. 기본적인 ORC 에서 엑서지 효율이 최대가 작동유체는 열원온도에 따라 달라지며 대체적으로 열원온도가 낮아질수록 임계점이 낮은 작동유체의 최고 엑서지 효율이 높다는 사실이 보고되고 있다.⁽²⁸⁾

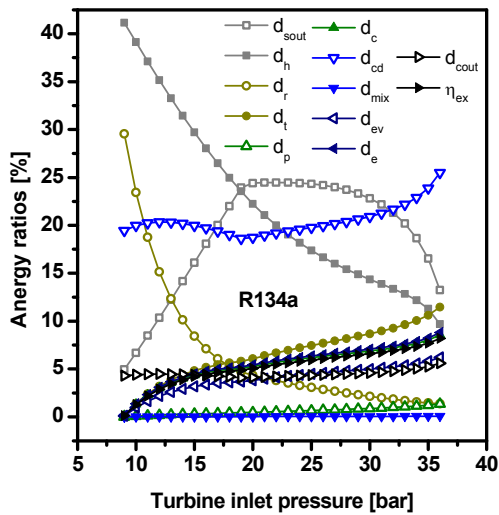


Fig. 9 Energy ratios at various components (R134a)

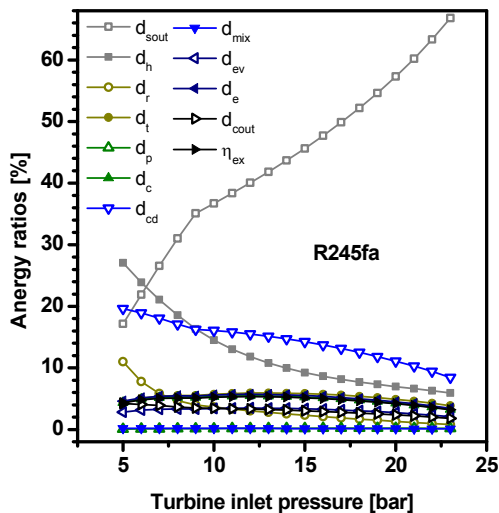


Fig. 10 Energy ratios at various components (R245fa)

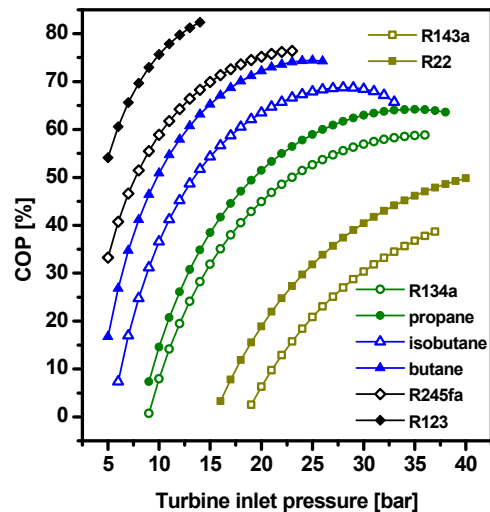


Fig. 11 COP of the ORC-VCC system

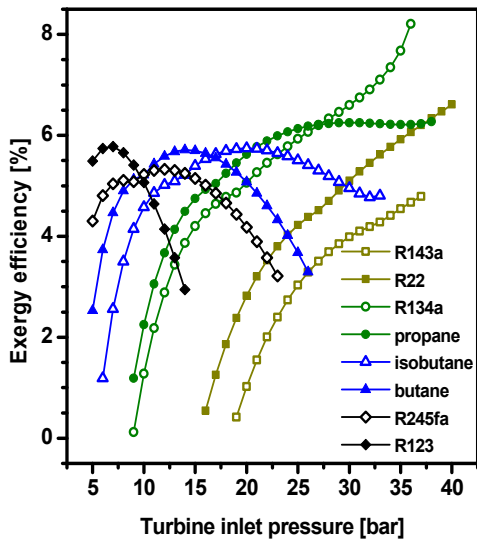


Fig. 12 Anergy ratios and exergy efficiency for $T_H = T_c$.

일반적으로 냉동 시스템의 성능은 COP로 평가하지만, 현열 형태의 저온 열원을 활용하는 경우, 특히 열교환기에서 배출된 열원 유체를 더 이상 활용하지 않는 경우에는 엑서지 효율이 더 의미있다. 또한 Fig. 9 과 Fig. 10 에서 보듯이 ORC 에서 작동유체로 많이 사용하고 있는 R134a 와 R245fa 를 예로 들었을 때 이들의 엑서지 성능 특성은 매우 다르게 나타난다. 또 열원온도가 변하면 각각의 작동유체에 대해 엑서지 성능 특성이 변화하고 엑서지 파괴가 가장 큰 구성 요소들이 변한다. 즉 시스템의 엑서지 성능 특성은 터빈입구 압력이나 열원온도 그리고 작동유체 등에 따라 민감하게 변하므로 이들에 대한 세심한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 응축기 출구에서 포화액의 온도를 설정하여 해석하므로 작동유체에 따라 응축압력과 터빈의 압력비가 변하게 된다. 작동유체의 선정은 ORC 시스템에서 사용되는 팽창기의 형식과 밀접한 관련이 있다. 어떤 조건에서 한 작동유체를 선정했을 때 부과되는 운전 범위에서 모든 종류의 팽창기가 운전 가능한 것은 아니어서, 그런 팽창기를 사용하기 위해서는 추가적인 설계를 해야 하는데 그러기엔 한계가 있다. 따라서 작동유체를 선정할 때는 열역학적 성능뿐 아니라 각 팽창기의 한계를 고려해서 설정해야 한다.⁽²⁹⁾

4. 결론

본 연구에서는 150℃의 물을 열원으로 활용하는 ORC-VCC 복합 사이클에서 R143a, R22, R134a, 프

로판, 이소부탄, 부탄, R245fa, R123 등 여덟 가지 작동유체에 대해 아임계압력 영역에서 엑서지 해석을 수행하였으며 주요 연구 결과는 다음과 같다.

(1) 터빈입구 압력이나 작동유체의 임계온도가 높아질수록 열원유체 배출로 인한 엑서지 파괴나 시스템의 COP는 대체로 증가하며 열원유체의 열교환기나 재생기에서 엑서지 파괴는 대체로 감소한다.

(2) 상대적으로 임계온도가 높은 R245fa 이나 R123의 경우가 엑서지 효율은 최적점을 가지며 낮은 운전 압력에서 높은 COP나 엑서지 효율을 얻을 수 있다.

(3) ORC-VCC 복합시스템은 열구동 증기압축 냉동시스템으로서 저온 열원을 효율적으로 활용하는 잠재성을 가졌으나 작동유체나 시스템의 변수에 따라 엑서지 파괴가 최대가 되는 구성 요소가 민감하게 변하므로 이에 대한 연구와 최적화가 필요하다.

후기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Prisyazhnink, V. A., 2008, "Alternative Trends in Development of Thermal Power Plant," *App. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 190~194.
- (2) Nowak, W., Stachel, A. A. and Borsukiewicz - Gozdur, A., 2008, "Possibilities of Implementation of a Absorption Heat Pump in Realization of the Clausius-Rankine Cycle in Geothermal Power Station," *App. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 335~340.
- (3) Kim, K. H., Han, C. H. and Kim, K., 2012, "Effects of Ammonia Concentration on the Thermodynamic Performances of Ammonia-Water Based Power Cycles," *Thermochimica Acta*, Vol. 530, No. 20, 2012, pp. 7~16.
- (4) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.
- (5) Quoilin, S., Broek, M. V. D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., 2013, "Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 164~186.
- (6) Aghahosseini, S. and Dincer, I., 2013, "Comparative Performance Analysis of Low-Temperature Organic Rankine Cycle (ORC) Using Pure and Zeotropic

- Working Fluids," *App. Therm. Eng.*, Vol. 54, pp. 35~42.
- (7) Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S., Tsai, K. F., 2010, "A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-Grade Energy Sources," *Energy*, Vol. 35, pp. 1403~1411.
- (8) Delgadotorres, A. and Garciarodriguez, L., 2007, "Double Cascade Organic Rankine Cycle for Solar-Driven Reverse Osmosis Desalination," *Desalination*, Vol. 216, pp. 306~313.
- (9) Tchanche, B. F., Papadakis, G. and Frangoudakis, A., 2009, "Fluid Selection for a Low- Temperature Solar Organic Rankine Cycle," *App. Therm. Eng.*, Vol. 29, pp. 2468~2476.
- (10) Kim, K. H. and Han, C. H., 2012, "Analysis of Transcritical Organic Rankine Cycles for Low-Grade Heat Conversion," *Adv. Sci. Lett.*, Vol. 8, pp. 216~221.
- (11) Lujan, J. M., Serrano, J. R., Dolz, V. and Sanchez, J., 2012, "Model of the Expansion Process for R145fa in an Organic Rankine Cycle (ORC) ," *App. Therm. Eng.*, Vol. 40, pp. 248~257.
- (12) Kang, S. H., 2012, "Design and Experimental Study of ORC (organic Rankine cycle) and Radial Turbine Using R145fa Working Fluid," *Energy*, Vol. 41, pp. 514~524.
- (13) Sun, D. W., 1997, "Solar Powered Combined Ejector-Vapour Compression Cycle for Air Conditioning and Refrigeration," *Energy Conv. and Mgmt.*, Vol. 38, pp. 479~491.
- (14) Vidal, H. and Colle, S., 2010, "Simulation and Economic Optimization of a Solar Assisted Combined Ejector-Vapor Compression Cycle for Cooling Applications," *App. Therm. Eng.*, Vol. 30, pp. 478~486.
- (15) Aphornratana, S. and Sriveerakul, T., 2010, "Analysis of a Combined Rankine-Vapor-Compression Refrigeration cycle," *Energy Conv. Mgmt.*, Vol. 51, pp. 2557~2564.
- (16) Wang, H., Peterson, R., Harada, K., Miller, E., Ingram-Goble, R. and Fisher, L., 2011, "Performance of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Heat Activated Cooling," *Energy*, Vol. 36, pp. 447~458.
- (17) Wang, H., Oeterson, R. and Herron, T., 2011, "Design Study of Configurations on System COP for a Combined ORC and VCC," *Energy*, Vol. 36, pp. 4809~4820.
- (18) Kim, K. H., Jin, J. Y. and Ko, H. J., 2012, "Performance Analysis of a Vapor-Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle," *Trans. of the Korean Society of Hydrogen Energy*, Vol. 23, pp. 521~529.
- (19) Baghernejad, A. and Yaghoubi, M., 2010, "Exergy Analysis of an Integrated Solar Combined Cycle System," *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2157~2164.
- (20) Kim, K. H., Ko, H. J. and Perez-Blanco, H., 2011, "Exergy Analysis of Gas-Turbine Systems with High-Fogging Compression," *Int. J. Exergy*, Vol. 8, pp. 16~32.
- (21) Kim, K. H. and Kim, K., 2012, "Exergy Analysis of Overspray Process in Gas Turbine Systems," *Energies*, Vol. 5, pp. 2745~2758.
- (22) Bao, J. and Zhao, L., 2012, "Exergy Analysis and Parameter Study on a Novel Auto-Cascade Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 48, pp. 539~547.
- (23) Kim, K. H., Han, C. H. and Kim, K., 2013, "Comparative Exergy Analysis of Ammonia-Water Based Rankine Cycles with and Without Regeneration," *Int. J. Exergy*, Vol. 12, pp. 344~361.
- (24) Yang, T., Chen, G. J. and Gou, T. M., 1997, "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, pp. 27~36.
- (25) Gao, J., Li, L. D. and Ru, S. G., 2004, "Vapor-Liquid Equilibria Calculation for Asymmetric Systems Using Patel-Teja Equation of State with a New Mixing Rule," *Fluid Phase Equilibrium*, Vol. 224, pp. 213~219.
- (26) Yaws, C. L., 1999, "Chemical properties handbook," McGraw-Hill.
- (27) Kim, K. H., Ko, H. J. and Kim, K., 2013, "Assessment of Pinch Point Characteristics in Heat Exchangers and Condensers of Ammonia-Water Based Power Cycles," *Applied Energy*, Vol. 113, pp. 970~981.
- (28) Kim, K. H., 2011, Theoretical Characteristics of Thermodynamic Performance of Combined Heat and Power Generation with Parallel Circuit Using Organic Rankine Cycle," *J. Korea Solar Energy Soc.*, Vol. 31, pp. 49-56.
- (29) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.