

터빈 추기를 이용한 재생 유기랭킨사이클의 열역학적 성능 해석

김경훈¹ · 황 선² · 김만회^{3†}

¹금오공과대학교 기계공학과, ²영남대학교 기계공학부, ³경북대학교 기계공학부

Thermodynamic Performance Analysis of Regenerative Organic Rankine Cycle using Turbine Bleeding

KYOUNG HOON KIM¹, SEON HWANG², MAN-HOE KIM^{3†}

¹Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
61 Daehakro, Gumi, Gyeongbuk 730-701, Korea

²School of Mechanical Engineering, Yonnam University, 280 Daehakro, Gyeongsan, Gyeongbuk 712-749, 730-701, Korea

³School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, 80 Daehakro, Bukgu, Daegu 702-701, Korea

Abstract >> This paper presents a thermodynamic performance analysis of regenerative organic Rankine cycle (ORC) using turbine bleeding to utilize low-grade finite thermal energy. Refrigerant R245fa was selected as the working fluid. Special attention is paid to the effects of the turbine bleeding pressure and the turbine bleed fraction on the thermodynamic performance of the system such as net power production and thermal efficiency. Results show that the thermal efficiency has an optimum value with respect to the turbine bleeding pressure and the net power production is lower than the basic ORC while the thermal efficiency is higher.

Key words : Organic Rankine Cycle(ORC, 유기랭킨사이클), Regeneration(재생), Turbine bleeding(터빈 추기), Thermal efficiency(열효율)

Nomenclature

c_p : specific heat, kJ/kg°C

E_s : exergy input, kW

h : specific enthalpy, kJ/kg

M : molar mass, kg/kmol

m : mass flow rate, kg/s

P : pressure, bar

P_H : turbine inlet pressure, bar

P_{tb} : turbine bleeding pressure, bar

Q : heat transfer rate, kW

s : specific entropy, kJ/kg°C

T : temperature, K or °C

T_C : coolant temperature, °C

T_H : turbine inlet temperature, °C

T_L : condensation temperature, °C

T_{pp} : pinch temperature difference, °C

T_S : heat source temperature, °C

W : power, kW

W_{net} : net power production, kW

x : enthalpy ratio

[†]Corresponding author : manhoe.kim@knu.ac.kr

Received : 2015.07.13 in revised form : 2015.08.18 Accepted : 2015.8.30

Copyright © 2015 KHNES

- β : bleeding fraction
 β_{\max} : maximum bleeding fraction
 η : isentropic efficiency
 η_{th} : thermal efficiency
 ω : eccentric factor

Subscripts

- 0 : dead state
 c : coolant
 cr : critical
 p : pump
 s : source
 t : turbine
 w : working fluid

1. 서 론

현재 산업계 폐열, 태양열, 지열, 해수 온도차 에너지 등의 다양한 저등급 에너지원은 발전효율이 낮아 잘 활용이 되지 않고 있다. 이는 물을 작동유체로 하는 증기 동력사이클 즉, 랭킨 사이클은 열원의 온도가 370°C 이하가 되면 경제성을 잃게 되는데 이러한 저등급 에너지를 기계일로 효과적으로 변환할 수 있는 방법으로서 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 동력 생산 시스템¹⁻³⁾과 함께 유기 랭킨 사이클(organic Rankine cycle, ORC)을 이용한 발전이 크게 주목 받고 있다.

ORC에서는 작동유체로 물 보다 비등점이 낮은 냉매나 탄화수소를 주로 사용하여 중저온에서도 효과적으로 시스템을 구동할 수 있다. 작동유체는 온도에 대한 포화증기의 엔탈피의 변화율(dT/ds_g)에 따라 영보다 작으면 습유체(wet fluid), 영보다 크면 건유체(dry fluid), 거의 수직이면 등엔트로피 유체(isentropic fluid)로 분류한다. ORC의 열역학적 특성은 작동유

체가 습유체, 건유체나 등엔트로피 유체냐에 따라 상당히 달라질 수 있다. ORC에서 어떤 작동유체를 사용하는가와 어떤 조건으로 작동할 것인가가 시스템의 운전과 에너지 효율 그리고 환경에 큰 영향을 주기 때문에 많은 연구를 필요로 한다^{4,5)}.

Hung 등⁶⁾은 온도가 매우 낮은 열원을 활용하는 ORC의 성능 특성을 연구하였으며 Lai 등⁷⁾는 비교적 고온의 열원을 활용하는 ORC에 대한 성능 특성을 연구하였다. Lujan 등⁸⁾은 R245fa를 작동유체로 하는 ORC에서 팽창 과정을 모델링하였으며 Dai 등⁹⁾과 Heberle 등¹⁰⁾은 엑서지를 기반으로 하여 작동유체에 따라 ORC 시스템의 성능을 최대로 할 수 있는 최적 조건에 대해 비교 연구하였다. Tchanche 등¹¹⁾은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 작동유체 종류에 따른 시스템의 열역학적 성능 특성을 조사하였으며 Delgado-Torres 등¹²⁾은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 최적 운전조건에 대해 연구하였다. 한편 Kim과 Kim¹³⁾ 및 Kim과 Perez-Blanco¹⁴⁾는 ORC를 기반으로 하는 전기 및 냉동 병합 생산시스템에서 작동유체에 따른 열역학적 성능 특성에 대해 연구하였다.

ORC에서 밀폐형 내부 열교환기 형태의 재생기를 사용하면 시스템의 열효율을 향상시킬 수 있는데 Kim과 Han¹⁵⁾는 다양한 작동유체를 사용하는 천연 유기랭킨 사이클 (Transcritical ORC)에서 재생기가 있는 경우와 없는 경우의 성능 특성을 비교 분석하였다. 그런데 ORC에서 개방형 가열기(direct contact feed heater)와 연계해서 터빈 추기(turbine bleeding)를 이용한 재생 사이클도 가능하다. 이는 작동유체가 증발기에 들어가기 전에 밀폐형 내부 열교환기를 이용하여 예열하는 재생 사이클과 유사하게 작용할 수 있다¹⁶⁾. Mago 등¹⁷⁾은 터빈 추기를 이용한 재생 ORC에 대한 연구를 통해 재생 ORC는 기본 ORC에 비해 열효율이 높고 비가역이 작을 수 있음을 보고하였다. Desai와 Bandyohay¹⁸⁾는 개방형과 밀폐형 재생기가 모두 있는 ORC에 대해서 그리고 Meinel 등¹⁹⁾은 2단

터빈을 이용한 개방형 재생 ORC에 대해 연구하였다.

그런데 개방형 재생기를 이용하는 재생 ORC 시스템은 그 포텐셜에 비해 관련된 연구가 매우 적고 보고된 연구결과들도 밀폐형 재생 ORC에 비해 매우 한정된 경우에 열효율과 같은 일부에 국한된 시스템의 성능 특성들이 보고되고 있다. 본 연구에서는 터빈 추기를 이용하는 개방형 재생 ORC 시스템의 열역학적 성능 특성을 해석하고자 한다. 시스템에서는 현열 형태의 저등급 열원을 사용하며 R245fa를 작동유체로 사용한다고 가정한다. 본 연구에서는 특히 터빈에서 추기율(turbine bleeding fraction)과 추기압력(turbine bleeding pressure)의 변화에 따른 증발기 열전달, 터빈과 펌프 동력, 순생산 동력과 열효율 등 시스템의 성능 특성을 재생이 없는 기본 ORC와 비교해서 분석한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서의 시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 저등급 열원을 이용하여 전기를 생산하는 ORC

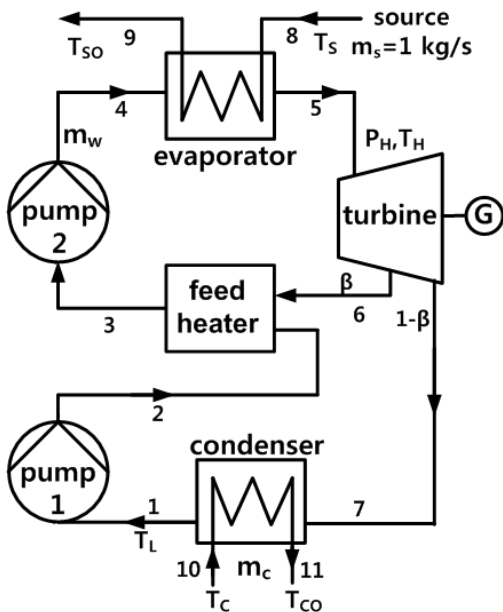


Fig. 1 Schematic diagram of the system

시스템이며 증발기, 추기가 있는 터빈, 응축기, 펌프 1과 펌프 2 그리고 개방형 가열기로 구성된다. 본 연구에서 해석을 위한 기본적인 가정은 다음과 같다.

- 1) 열원은 온도가 T_s 이고 질량유량이 1 kg/s 인 물이다.
- 2) 터빈 입구에서 작동유체는 온도 T_H , 압력 P_H 의 순수 증기이며 작동유체의 임계압력보다 낮다
- 3) 응축기 출구에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화액이며 펌프2 입구에서 작동유체는 순수 액체이다.
- 4) 열교환기 내에서의 열교환 이외의 열전달은 무시되며 펌프와 터빈 외의 압력변화도 무시된다.
- 5) 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 η_p 와 η_t 로 일정하게 유지된다.

열교환기 내에서 고온유체와 저온유체 온도차의 최소값은 핀치 포인트 온도차 ΔT_{pp} 에 도달한다.

터빈 입구에서 터빈입구온도 T_H 와 터빈입구압력 P_H 상태의 작동유체 1 kg 은 추기압력 P_b 에서 $\beta \text{ kg}$ 이 추기되고 나머지 $(1-\beta) \text{ kg}$ 은 응축 압력까지 마저 팽창한다고 설정한다. 열원유체의 질량유량이 m_s 일 때 증발기에서의 작동유체의 질량유량 m_w 와 응축기에서의 냉각수의 질량유량 m_c 는 열교환기 내에서 에너지 균형조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_w = \frac{m_s c_{ps} (T_s - T_{so})}{h_5 - h_4} \quad (1)$$

$$m_c = \frac{(1-\beta)m_w (h_7 - h_1)}{c_{pc} (T_{co} - T_c)} \quad (2)$$

여기에서 T 는 온도, h 는 비엔탈피, c_p 는 비열이며, T_{so} 와 T_{co} 는 각각 열원유체의 증발기 출구온도와 냉각수의 응축기 출구온도이다. 상태 3, 즉 급수가열기의 출구 조건 또는 펌프 2의 입구조건은 다음과 같은 급수가열기에서의 에너지 평형조건으로부터 정할 수 있다.

$$h_3 = (1 - \beta)h_2 + \beta h_6 \quad (3)$$

펌프 입구에서 작동유체는 액체이어야 한다는 조건에서 h_3 는 추기압력 P_{tb} 에서 포화액의 엔탈피보다 작아야 한다. 여기에서 작동유체가 포화혼합물인 경우뿐만 아니라 압축액이나 과열증기인 경우에 있어서 과열도나 과냉도를 파악하기 위해 엔탈피비 x 를 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad (4)$$

여기에서 하첨자 f 와 g 는 각각 포화액과 포화증기를 나타낸다. 엔탈피비는 포화혼합물에서는 건도와 같으며 과열증기에서는 1보다 크고 압축액에서는 0보다 작다. 그러면 상태 3에서의 작동유체는 순수 액체여야 하므로 엔탈피비는 0 이하의 값을 가져야 한다. 최대 추기율 β_{max} (maximum bleeding fraction)는 상태 3에서 포화액이 되는 조건, 즉 엔탈피비가 0이 되는 조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\beta_{max} = \frac{h_f(P_{tb}) - h_2}{h_6 - h_2} \quad (5)$$

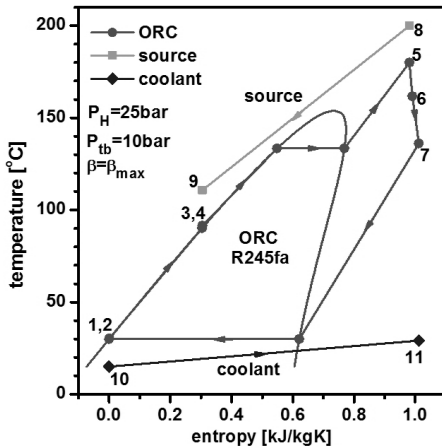


Fig. 2 Temperature-entropy diagram of the cycle ($P_H = 25$ bar, $P_{tb} = 10$ bar, $\beta = \beta_{max}$)

Fig. 2에서는 최대 추기율 조건에서 사이클의 온도-엔트로피 선도를 보여준다.

증발기 열전달 Q_s , 응축기 열전달 Q_c , 터빈 생산동력 W_t , 펌프 소요동력 W_p , 그리고 시스템 순생산동력 W_{net} 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_s = m_w(h_5 - h_4) = m_s c_{ps}(T_s - T_{so}) \quad (6)$$

$$Q_c = (1 - \beta)m_w(h_7 - h_1) = m_c c_{pc}(T_{co} - T_c) \quad (7)$$

$$W_t = m_w\{h_5 - \beta h_6 - (1 - \beta)h_7\} \quad (8)$$

$$W_p = (1 - \beta)m_w(h_2 - h_1) + m_w(h_4 - h_3) \quad (9)$$

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (10)$$

시스템의 열효율 η_{th} 과 엑서지 효율 η_{ex} 는 증발기에서 열원유체에 의해 공급된 열전달과 열원유체의 엑서지 공급에 대한 순생산동력의 비로 다음과 같이 각각 정의된다.

$$\eta_{th} = W_{net}/Q_s \quad (11)$$

$$\eta_{ex} = W_{net}/E_s \quad (12)$$

여기에서 E_s 는 열원에 의한 엑서지 공급으로서 다음과 같이 정의된다.

$$E_s = m_s[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (13)$$

여기에서 h 와 s 는 각각 비엔탈피와 비엔트로피이며 하첨자 0은 사상상태를 나타낸다.

본 연구에서 작동유체는 R245fa를 사용하며 작동유체의 열역학적 상태량은 Patel- Teja의 상태방정식을 사용하여 계산한다²⁰⁻²¹. 작동유체의 분자량 $M =$

134.0482 kg/kmol, 임계온도 $T_{cr} = 154.05^{\circ}\text{C}$, 임계압력 $P_{cr} = 36.40 \text{ bar}$, 이심인자 $\omega = 0.372$ 등이다²²⁾.

3. 결과 및 토의

본 연구에서 열원유체는 온도 $T_s = 200^{\circ}\text{C}$, 질량유량 $m_s = 1 \text{ kg/s}$ 의 율로 공급되는 물로 가정한다.

시스템의 주요 변수들의 기본 값으로 터빈입구압력 $P_{Hf} = 25 \text{ bar}$, 터빈입구온도 $T_{Hf} = 180^{\circ}\text{C}$, 응축온도 $T_L = 30^{\circ}\text{C}$, 냉각수 온도 $T_c = 15^{\circ}\text{C}$, 사장상태 온도 $T_o = 15^{\circ}\text{C}$, 핀치온도차 $\Delta T_{pp} = 8^{\circ}\text{C}$, 펌프효율 $\eta_p = 0.8$, 터빈효율 $\eta_t = 0.8$ 등을 사용한다. 추기압력 P_{tb} 는 1부터 15 bar까지의 변화를 분석하였다. 추기율 β 는 재생 없는 기본 ORC인 $\beta = 0\%$ 부터 30%까지 5% 간격으로 조사하며 펌프2 입구에서 작동유체가 포화액이 되는 최대 추기율 β_{max} 인 경우를 포함하였다.

Fig. 3에서는 추기압력에 따른 증발기 입구에서 작동유체의 온도 T_4 의 변화를 보여준다. 증발기 입구 온도는 추기압력에 대해서는 거의 변화가 없다. 그러나 추기율이 증가하면 급수 가열기에서 저온 유체에 비해 고온 유체의 공급이 늘어나면서 증발기 입구에서 작동유체의 온도도 $\beta = 0\%$ 인 기본 사이클의 경우 31°C 에서 $\beta = 30\%$ 에서 96°C 로 높아지게 된다.

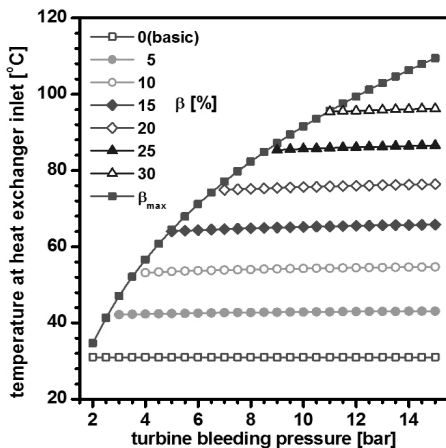


Fig. 3 Variations of temperature at evaporator inlet with turbine bleeding pressure

주어진 추기압에서 추기율이 최대 추기율보다 높아지면 펌프 2 입구에서 작동유체는 포화혼합물이 되기 때문에 최대 추기율 β_{max} 가 상한값이 된다. 최대 추기율은 추기압이 2 bar일 때 1.6%에서 추기압이 15 bar일 때 37.3%까지 증가한다. 최대 추기율 조건에서 증발기 입구온도는 추기압력 2bar일 때 35°C 에서 15bar일 때 109°C 까지 증가한다.

Fig. 4에서는 추기압력에 따른 증발기에서의 작동유체의 질량유량 m_w 의 변화를 보여준다. 질량유량은 추기압의 변화에 대해서는 거의 일정하며 추기율이 증가하면 질량유량도 증가한다. 이는 Fig. 3에서 본 바와 같이 증발기 입구에서 작동유체의 온도가 추기압의 변화에 대해서는 거의 일정하며, 추기율이 증가하면 증발기 입구에서 작동유체의 온도가 상승하여 터빈 입구온도와의 차이가 감소하면서 식 (1)에서 보는 바와 같이 질량유량이 증가하게 된다.

Fig. 5에서는 추기압력에 따른 펌프 2 입구에서 작동유체의 엔탈피비 x_3 의 변화를 보여준다. 엔탈피비는 추기압이 높아짐에 따라 감소하는데 이는 추기압력이 상승하면 펌프 1의 압축비가 높아지면서 펌프 1 출구에서 작동유체의 과냉도가 낮아지기 때문이다. 주어진 추기압에서 추기율이 높아지면 급수 가열기에 들어오는 추기된 작동유체의 양이 많아져 엔탈

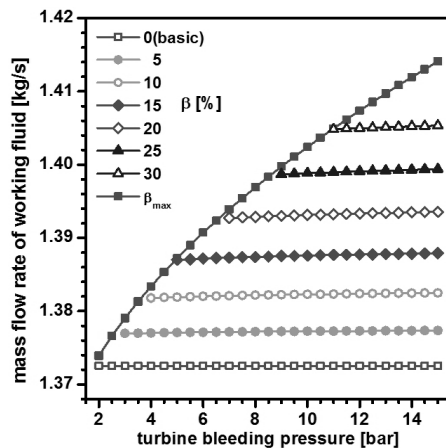


Fig. 4 Variations of mass flow rate of working fluid with turbine bleeding pressure

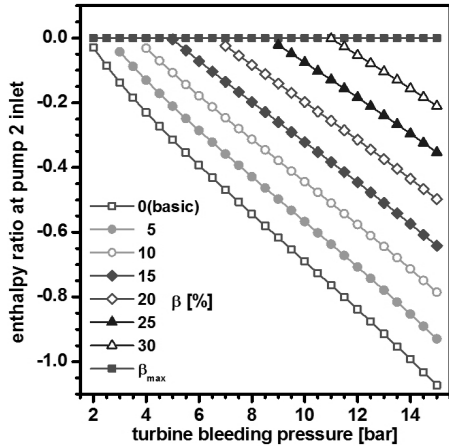


Fig. 5 Variations of enthalpy ratio at pump 2 inlet with turbine bleeding pressure

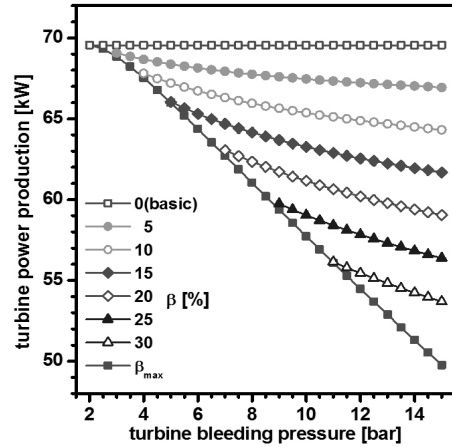


Fig. 7 Variations of turbine power with turbine bleeding pressure

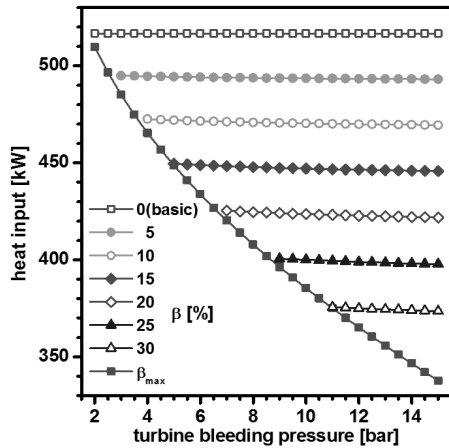


Fig. 6 Variations of heat input with turbine bleeding pressure

피비가 상승하여 최대 추기율에 도달하게 되면 작동 유체의 엔탈피비가 0, 즉 포화액이 된다.

Fig. 6에서는 추기압력에 따른 펌프 2 입구에서 증발기 열전달 Q_s 의 변화를 보여준다. 증발기 열전달은 증발기 입구에서 작동유체의 온도처럼 거의 변화가 없다. 그러나 추기율이 증가하면 증발기 입구에서 작동유체 온도가 높아짐에 따라 감소해서 기본 사이클의 경우 517 kW에서 추기율이 30%가 되면 374 kW로 낮아지게 된다. 최대 추기율 조건에서 증발기 열전달은 추기압력 2bar일 때 510 kW에서 15bar일 때 338 kW까지 감소한다.

Fig. 7에서는 추기압력에 따른 터빈 생산동력의 변화를 보여준다. 터빈 생산동력은 추기압력이 높아짐에 따라 감소하는데 이는 터빈 내에서 추기되는 작동유체의 압력비가 낮아지기 때문이다. 추기율이 0인 기본 ORC에서 터빈 생산동력은 70 kW이나 주어진 추기압력에 대해 추기율이 높아져도 터빈 생산동력이 감소하는데 이는 추기율이 높아짐에 따라 응축압력까지 큰 압력비로 팽창하는 작동유체의 양이 감소하기 때문이다. 최대 추기율 조건에서 터빈생산동력은 추기압력 2bar일 때 70kW에서 15bar일 때 50kW까지 감소하는데 이는 추기압력도 높아지면서 그에 상응하는 최대 추기율도 증가하기 때문이다.

Fig. 8에서는 추기압력에 따른 펌프 소요동력의 변화를 보여준다. 고정된 추기율에 대해 펌프 소요동력은 추기압력이 높아짐에 따라 감소한다. 이는 펌프 1의 유량은 $m_w(1-\beta)$ kg/s이고 펌프 2의 유량은 m_w kg/s인데 m_w 는 추기압에 따라 거의 변화가 없고 추기압력이 높아질수록 질량유량이 적은 펌프 1의 소요동력의 비중이 커지기 때문이다. 한편 추기압이 낮은 경우 펌프 소요동력은 추기율에 따라 증가하고 추기압이 높은 경우에는 반대로 펌프 소요동력은 추기율에 따라 감소하며 최대 추기율 조건에서 펌프

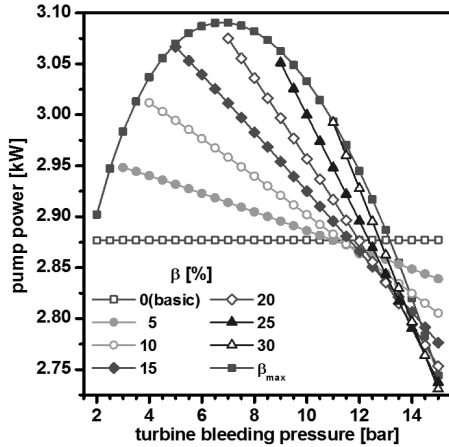


Fig. 8 Variations of pump power with turbine bleeding pressure

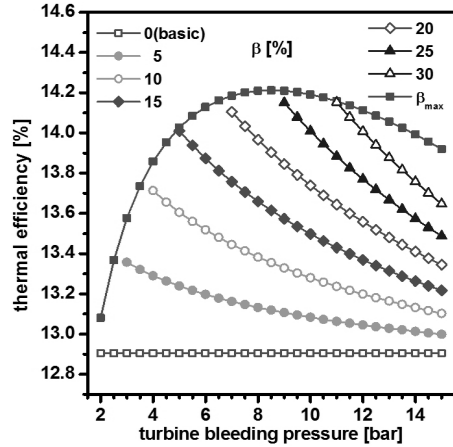


Fig. 10 Variations of thermal efficiency with turbine bleeding pressure

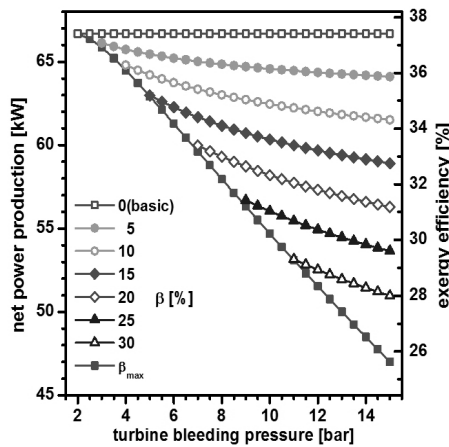


Fig. 9 Variations of net power production and exergy efficiency with turbine bleeding pressure

소요동력은 추기압에 따라 최대값을 갖는다. 이는 추기율이 높아짐에 따라 m_w 가 증가하는 효과와 (1-β)의 항이 감소하는 효과가 복합되고, 또한 추기압력이 높아지면서 이에 상응하는 최대 추기율 조건과 이에 따른 질량유량의 효과가 복합되기 때문이다.

Fig. 9에서는 추기압에 따른 시스템의 순생산동력과 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 펌프 소요동력은 터빈 생산동력에 비해 훨씬 작기 때문에 시스템의 순생산동력의 특성은 Fig. 7과 Fig. 9에서 보는 바와 같이 터빈 생산동력의 특성과 유사하다. 한편 시스템의 엑서지 효율은 식 (12)와 (13)에서 보는 바와 같이

정의되며 열원의 엑서지 공급이 일정하므로 엑서지 효율은 시스템의 순생산동력과 비례한다.

Fig. 10에서는 추기압에 따른 시스템의 열효율의 변화를 보여준다. 시스템의 열효율은 식 (11)에서 보는 바와 같이 증발기에서 유입된 열전달에 대한 시스템의 순 생산동력의 비로 정의되었다. 주어진 추기율에서 추기압이 높아지면 열효율이 감소한다. 이는 증발기 열전달은 추기압에 무관하게 일정한 반면에 시스템 순생산동력은 추기압에 따라 감소하기 때문이다. 또한 주어진 추기압에서 추기율이 높아지면 열효율도 상승한다. 이는 추기율이 높아짐에 따라 증발기 열전달도 감소하고 시스템 순생산동력도 감소하지만 순생산동력의 감소폭이 상대적으로 작기 때문이다. 예를 들어 추기율이 0인 기본 ORC에서 열효율은 12.9%인데 추기압이 15bar일 때 추기율이 10%, 20% 및 30%가 되면 열효율이 각각 13.1%, 13.3% 및 13.6%로 상승한다. 한편 최대 추기율 조건에서 시스템의 열효율은 추기압이 약 8.5 bar일 때 극대값 14.1%를 갖는데 이는 추기압이 높아짐에 따라 순생산동력이 감소해서 생기는 감소효과와 추기압에 상응하는 최대추기율이 상승해서 생기는 증가효과가 복합되기 때문이다.

Fig. 11은 Fig. 9과 10을 합성하여 수평축을 순생

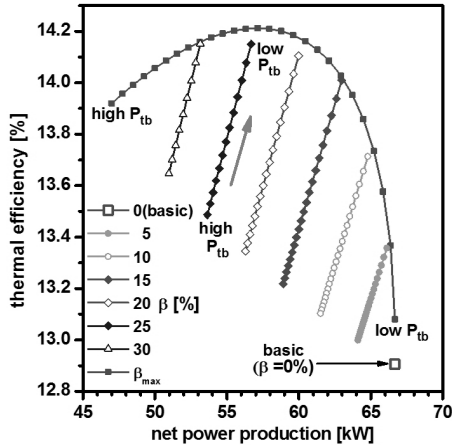


Fig. 11 Characteristic diagram of thermal efficiency and net power production

산동력으로 하고 수직축을 열효율로 나타낸 특성화 선도이다. Fig. 9에서 시스템의 순생산동력과 엑서지 효율이 서로 비례한다는 사실을 상기하면, Fig. 11에서 추기압이 낮아지면 시스템의 순생산동력이나 엑서지 효율, 열효율이 모두 증가하고 추기율이 높아지면 시스템의 순생산동력이나 엑서지 효율은 낮아지지만 열효율은 증가하는 사실을 알 수 있다. 또한 파라미터 전체 영역에서 터빈 추기를 통한 재생 ORC는 재생이 없는 ($\beta = 0\%$) 기본 ORC에 비해 시스템 생산동력이나 엑서지 효율은 떨어지고 열효율은 높다는 사실을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 터빈 추기를 이용한 재생 ORC에서의 성능특성에 대한 추기압과 추기율에 대한 영향을 해석하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 추기압이 높아지면 시스템의 순생산동력과 열효율이 모두 증가하고 추기율이 높아지면 시스템의 순생산동력은 낮아지지만 열효율은 증가한다.
- 2) 최대 추기율 조건에서 펌프 소요동력과 시스템 열효율은 극대값을 갖는다.

- 3) 주어진 열원에 대해 터빈 추기를 통한 재생 ORC는 추기가 없는 기본 ORC에 비해 시스템 생산동력은 작고 열효율은 높다.
- 4) 터빈추기에 의한 재생 ORC에서 최적조건이나 열원에 대한 추가 연구가 필요하다.

후 기

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

References

1. 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, pp. 7-16, 2012.
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, pp. 970-981, 2014.
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, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, pp. 50-60, 2014.
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, pp. 325-342, 2013.
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, pp. 164-186, 2013.
6. T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,

- Energy, Vol. 35, pp. 1403-1411, 2010.
7. N. A. Lai, M. Wendland, and J. Fisher, Working fluids for high temperature organic Rankine cycle, Energy, Vol. 36, pp. 199-211, 2011.
 8. J. M. Lujan, J. R. Serrano, V. Dolz, and J. Sanchez, Model of the expansion process for R145fa in an organic Rankine cycle (ORC), Applied Thermal Engineering, Vol. 40, pp. 248-257, 2012.
 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 Conversion and Management, Vol. 50, pp. 576-582, 2009.
 10. F. Heberle, and D. Brueggemann, Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1326-1332, 2010.
 11. B. F. Tchanche, G. Papadakis, and A. Frangoudakis, Fluid selection for a low- temperature solar organic Rankine cycle, Applied Thermal Eng., Vol. 29, pp. 2468-2476, 2009.
 12. A. M. Delgado-Torres, and Garcia-Rodriguez, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 2846-2856, 2010.
 13. K. H. Kim, Exergy Analysis of Vapor Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle, Transaction of Korean Society of Mechanical Engineering, B, Vol. 37, pp. 1137-1145, 2013.
 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. K. H. Kim, and C. H. Han, Analysis of transcritical organic Rankine cycles for low-grade heat conversion. Advance Science Letters, Vol. 8, pp. 216-221, 2012.
 16. S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, and Paepe M. De, Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery, Renewable and Sustainable Energy review, Vol. 47, pp. 448-461, 2015.
 17. P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 998-1007, 2008.
 18. N. B. Desai, and S. Bandyopadhyay, Process integration of organic Rankine cycle," Energy, Vol. 34, pp. 1674-1686, 2009.
 19. D. Meinel, C. Wieland, and Spliethoff, Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (ORC) concept, Applied Thermal Engineering, Vol. 63, pp. 246-253, 2014.
 20. 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, Chemical Engineering Journal, Vol. 67, pp. 27-36, 1997.
 21. 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, pp. 213-219, 2004.
 22. C. L. Yaws, Chemical properties handbook, McGraw-Hill, 1999.