

유기랭킨사이클에서 열온 변동에 따른 재생기의 효과 Effectiveness of Recuperator for Thermal Energy Fluctuation on Organic Rankine Cycle

조수용*† · 조종현**
Soo-Yong Cho*† and Chong-Hyun Cho**

(Received 22 February 2022, Revision received 04 April 2022, Accepted 04 April 2022)

Abstract : The ORC system is being used to obtain electrical energy from renewable energy. Generally, renewable energy such as solar heat, geothermal heat and wind power cannot supply energy constantly depending on time and geographical factors. Moreover, the waste heat of the industry also cannot be supplied with constant waste thermal energy according to the production process. In this study, a cycle analysis was performed based on the designed and manufactured equipment based on the design point when the thermal energy of heat source is fluctuated. In addition, we analyzed the effect of a regenerator applied to improve the system efficiency. When a regenerator is applied to the 100 KW class ORC where the temperature supplied from the heat source is changed from the maximum temperature of 160°C to the low temperature, the efficiency of the system can be increased about 0.5% by the applied regenerator. In this case, the efficiency of the system was obtained about 11%.

Key Words : Organic rankine cycle, Recuperator, Off-Design analysis, Performance prediction, Evaporator

— 기 호 설 명 —

A : 열교환기전열면적, [m²]

D_h : 수력직경, [m]

h : 엔탈피, [kJ/kg]

k : 열전도계수, [W/m.K]

\dot{m} : 질량유량, [kg/s]

N_D : 너셀수 ($h D_h/k$)

P : 압력, [kPa]

Pr : 프란틀수 ($c_p \mu/k$)

Re : 레이놀즈수 ($\rho V D_h/\mu$)

s : 엔트로피, [kJ/(kg.K)]

T : 온도, [K]

V : 평균속도, [m/s]

그리스 문자

η : 효율, [%]

ν : 동점성계수, [m²/s]

*† 조수용(ORCID:<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>) :
교수, 경상국립대학교 공과대학 항공기부품기술연구소
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

** 조종현(ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-8561-1294>) :
수석연구원, (주)위드피에스 연구개발실

*† Soo-Yong Cho(ORCID:<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>)
: Professor, ReCAPT, Gyengsang National University.
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**Chong-Hyun Cho(ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-0591-2848>)
: Principal Researcher, R&D Center, WEDPS.

- Γ : 비출력, [kW/kg]
- Π : 출력, [kW]
- Φ : 질량유량함수 ($\dot{m} \sqrt{T_t} / P_t$)
- Ψ : 팽창비
- Ω : 속도비

하첨자

- 1 : 터빈입구 (증발기출구)
- 2 : 1단터빈출구
- 3 : 2단터빈출구
- 4 : 재생기출구 (응축기입구)
- 6 : 펌프입구
- 7 : 펌프출구 (재생기입구)
- 8 : 재생기출구 (증발기입구)
- s : 등엔트로피과정
- t : 전상태 (total state)

1. 서 론

전 세계적으로 신·재생에너지에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. 이러한 이유는 화석연료에 의한 지구 온난화의 환경문제뿐만 아니라 화석연료의 고갈에 대책이 필요하기 때문이다. 현재 신·재생에너지에는 풍력 및 태양열이 큰 비중을 차지하고 있지만, 그 외에도 폐열, 지열, 바이오매스 등 다양하게 있다. 이러한 에너지들을 활용하는데 있어서, 직접 열원으로 활용하거나, 발전장치를 사용하여 전기에너지로 변환한다.

발전을 위하여서는 증기터빈이나 유기랭킨 사이클(ORC)을 이용할 수 있는데, 특히 ORC는 냉매를 작동유체로 사용한다. 많은 냉매 중에서도 이러한 용도로 사용되는 냉매는 증발온도가 수증기보다는 낮고, 응축온도는 높기 때문에 증기터빈과는 달리, 열원의 온도가 100°C 정도만 되더라도 전기에너지로 변환을 할 수 있는 장점이 있다. 하지만, ORC에 사용될 작동유체는 오존층을 파괴하지 않는 친환경적이면서, 온난화 지수나 가연성이 낮고, 효율은 높으면서 인체에 무해한 냉매¹⁾여야 한다. 따라서 CFC/HFC 계열의 단점을 개선한

대체냉매들이 적용 가능하며, 이 중에서도 작동조건에 따라 ORC의 작동유체로써 적합한 냉매를 선정^{2,3)} 하여 사용한다. 본 연구처럼 200°C 이하의 산업체 폐열을 기준으로 ORC를 적용하는 경우에, 적합한 작동유체로는 R245fa가 추천⁴⁾되었으며, 본 연구에서도 R245fa를 작동유체로 채택하였다

ORC를 구동하여 전기를 생산하는 핵심장치는 팽창기(터빈)이지만, 아주 다양한 형태의 팽창기가 적용 가능하다. 일반적으로 ORC의 출력에 따라 10 kW급의 소출력인 경우에는 용적식 팽창기인 스크롤형⁵⁾이 사용되며, 수백 kW급 이상의 대출력인 경우에는 터보형^{6,7)}이 적용된다. 본 연구에서는 산업체에서 발생하는 폐열의 가용한 열량을 고려하여 100 kW급 터보팽창기가 선정되었으며, 팽창비를 고려하여 2단으로 작동하는 구심터빈을 선정하였다.

산업체에서 발생하는 폐열량은 항상 일정하게 배출되는 것이 아니라, 작업공정에 따라 변하게 되는데, 일반적으로 작업주기에 따라 변동이 발생된다. 따라서 시스템의 설계점을 결정하는데 있어서, 폐열량의 활용범위를 어떻게 결정하느냐 하는냐에 따라 시스템의 설계점도 많이 달라진다. 팽창기의 경우, 설계점 이상에서 작동하면 초크 상태로 진입하므로 이러한 특성을 고려하여 ORC의 설계점은 최대 폐열량을 기준으로 설정하는 것이 타당하다.

폐열량이 줄어들어도 팽창기나 ORC 시스템을 구성하고 있는 열교환기의 작동은 문제가 없으나 설계점과는 상당히 다른 작동상태를 보이게 된다. 이러한 이유가 각각의 장치는 이미 설치되어 있는 장치로써 기계적인 구조의 변동이 불가능하기 때문이다. 따라서 폐열량의 변동에 따른 고정된 장치에서 운전상태의 변화를 조사하는 것은 시스템의 정확한 작동상태를 예측하는데 아주 핵심적인 요소가 된다.

시스템의 효율을 향상하기 위하여 터빈출구에서 나오는 작동유체의 열에너지를 회수하기도 한다. 이를 위하여 터빈출구에 재생기를 설치하여 터빈 출구의 작동유체가 가지고 있는 열에너지를 증발기로 공급되는 작동유체를 가열하는데 사용

한다. 이 경우에 응축기로 들어가는 작동유체의 열에너지가 자연스레 줄어들게 되어 응축부하가 줄어들게 되고, 증발기에 공급할 열에너지도 줄어들게 되어 증발기의 크기도 줄어들게 된다. 하지만 앞 절에서 언급한 것처럼 이러한 장치는 한번 설정되면 시스템을 고치지 않는다면 변경이 불가하다. 따라서 본 연구에서는 설정된 장치를 기준으로 사이클 해석의 연구를 수행하고자 하며, 또한 ORC 사이클에서 열원 변동에 따른 재생기의 영향력을 연구하여 보고자 한다.

2. ORC시스템 및 사이클 해석

본 연구에 적용된 ORC 시스템의 구성도를 Fig. 1에서 보여 주고 있다. 그림에서의 열원(A)에는 다양한 열에너지가 사용될 수 있으며, 일반적으로 태양열, 지열, 산업체에서 발생하는 폐열 등이 적용될 수 있다. 하지만 이러한 열원은 시간적, 환경적, 작업공정 등에 따라서 가변적인 열에너지를 제공한다. ORC 사이클에서는 이 열원으로부터 열교환기(E:증발기)를 사용하여 액체상태인 작동유체를 기체상태로 만든다. 고온고압의 기체상태인 작동유체는 터빈(B)을 구동하고, 발전기는 이때 발생된 터빈동력으로부터 전기에너지를 얻게 된다.

터빈에서의 팽창비에 따라 달라질 수 있지만, 일반적으로 터빈 출구를 나온 작동유체는 탱크(D)에 있는 작동유체의 온도보다는 높다. 따라서 ORC 시스템의 효율을 향상하기 위하여 이 열에너지를 이용하여 공급되는 작동유체를 가열한다. 이를 위하여 열교환기(F:재생기)를 터빈 출구에 설치한다. 재생기를 지난 작동유체는 열교환기(C:응축기)에서 액화되고, 액화된 작동유체는 탱크(D)에 저장된다. 사이클 과정은 탱크에 모인 작동유체가 펌프에 의하여 가압되고, 재생기를 거치면서 온도 상승이 이루어지고, 증발기로 들어가서 최종적으로 고온고압의 기체상태가 되는 과정으로 이루어진다. P-h 선도에서의 사이클과정은 참고문헌⁸⁾에 자세히 나와 있다.

ORC 사이클 효율은 터빈을 작동하기 위한 열에너지의 입력(\dot{I}_{input})과 ORC 시스템에서의 출력

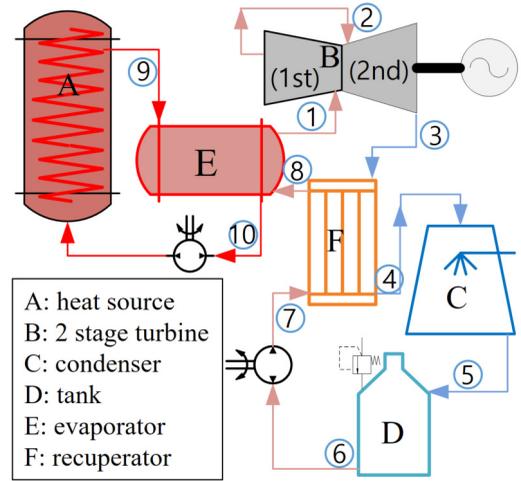


Fig. 1 Schematic diagram of ORC cycle

을 기준으로 구한다. 이 출력에는 터빈 발전기에서의 출력(\dot{I}_{output})에서 작동유체를 가압·이송하기 위한 펌프에서의 소모에너지(\dot{I}_{pump})를 제외한 것이 된다. 따라서 ORC 시스템의 효율은 식 (1)과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{I}_{output} - \dot{I}_{pump}}{\dot{I}_{input}} \quad (1)$$

펌프에서 소모되는 동력(\dot{I}_{pump} : kW)은 식 (2)와 같으며, 식에서의 하첨자 숫자는 Fig. 1에 표기된 원 안의 숫자가 의미하는 사이클 장치에서의 위치와 동일하다.

$$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_c (h_{t7} - h_{t6}) \quad (2)$$

식 (2)에서의 \dot{m}_c 는 증발기로 들어가는 상대적으로 낮은 온도의 작동유체의 질량유량을 의미한다. 펌프 출구에서의 h_{t7} 는 펌프 효율(η_{pump})에 의하여 식 (3)과 같이 결정되어진다.

$$h_{t7} = h_{t6} + \frac{(h_{t7,s} - h_{t6})}{\eta_{pump}} \quad (3)$$

식 (3)에서 $h_{t7,s}$ 는 펌프가 등엔트로피 과정을 통하여 얻을 수 있는 엔탈피를 의미한다. 본 연구에서처럼 질량유량이 변동하는 경우에, 펌프의 효율은 변동한다. 따라서 펌프의 소모동력도 변동하게 된다. 하지만 이 변동량은 시스템의 출력에 비하여 미미하므로 본 연구에서는 일반적으로 사용되는 펌프를 고려하여 효율을 85%로 적용하였다. 펌프에서 가압된 작동유체는 재생기에서 가열되는데, 재생기에서 외부로의 열손실은 없다고 가정하면 식 (4)와 같이 재생기 출구에서의 엔탈피 (h_{t8})를 구할 수 있다.

$$h_{t8} = h_{t7} - \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c} (h_{t4} - h_{t3}) \quad (4)$$

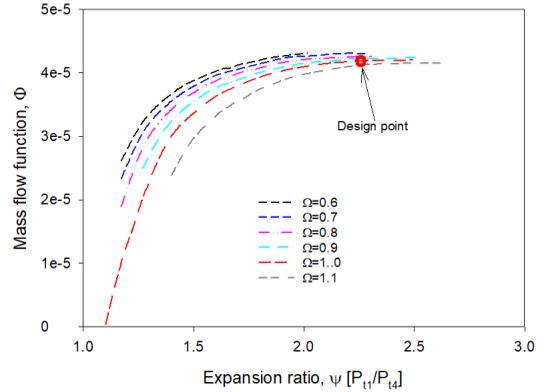
재생기를 거친 작동유체는 증발기에서 가열되어 증기상태가 되며, 이때 필요한 입력(Π_{input})은 식 (5)와 같이 얻어진다.

$$\Pi_{input} = \dot{m}_c (h_{t1} - h_{t8}) \quad (5)$$

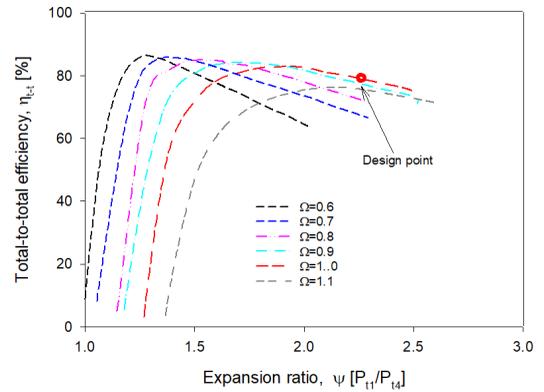
이 입력은 액체상태에서 가열되는 열과 기화잠열, 과열 과정의 열이 합쳐진 것이다. 본 연구에서는 터빈으로의 액적유입을 방지하기 위하여 과열도를 3°C로 설정하였다.

본 연구에서의 사이클에서는 터빈 입구의 압력이 20 bar 수준이므로 터빈에서의 팽창비를 고려하여 2단 구심터빈⁹⁾이 적용되었다. 따라서 터빈에서의 출력은 1단 터빈에서의 출력과 2단 터빈에서의 출력을 합하여 얻게 되지만, 터빈에서의 출력은 각 단에서의 터빈 효율(η_{t-i})에 따라 달라진다. 터빈이 설계점에서만 작동하면 일정한 효율이 적용되겠지만, 본 연구에서와 같이 열원의 온도가 변동하는 경우에는 이에 맞추어 터빈의 작동점도 변하게 된다. 따라서 이에 맞는 터빈의 효율을 적용하여야 한다.

주어진 터빈의 형상을 기준으로, 운전점이 변동하는 것에 따라 효율을 얻기 위하여서는 탈설계 성능해석을 수행하여야 한다. 탈설계 성능해석에



(a) mass flow function



(b) total-to-total efficiency

Fig. 2 Off-design point operation curves at the first stage turbine

서는 터빈에서 발생하는 손실을 바탕으로 터빈에서의 효율을 구할 수 있다.^{10,11)} 이에 적용되는 손실은 입사손실($h_{t,inc}$), 마찰손실($h_{t,fr}$), 부하손실($h_{t,bl}$), 형상손실($h_{t,p}$), 팁간극손실($h_{t,tip}$), 풍손손실($h_{t,wind}$), 재순환손실($h_{t,re}$), 출구손실($h_{t,exit}$)을 적용하였으며 자세한 모델식은 참고문헌¹²⁾을 참조할 수 있다. 이들 손실을 합하면 식 (6)과 같이 총손실($h_{t,loss}$)이 얻어진다.

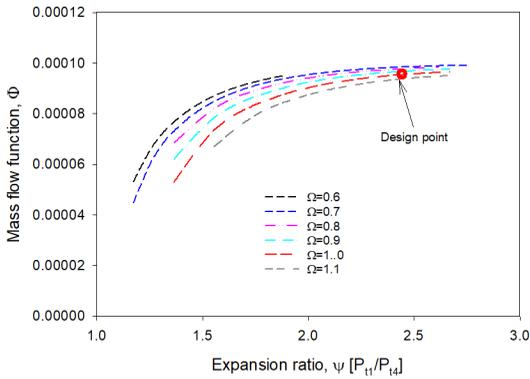
$$h_{t,loss} = h_{t,inc} + h_{t,fr} + h_{t,bl} + h_{t,p} + h_{t,tip} + h_{t,wind} + h_{t,re} + h_{t,exit} \quad (6)$$

식 (6)에서 예측된 총손실에서 터빈의 효율은 등엔트로피 과정으로 얻을 수 있는 출력($h_{t,s}$)으로

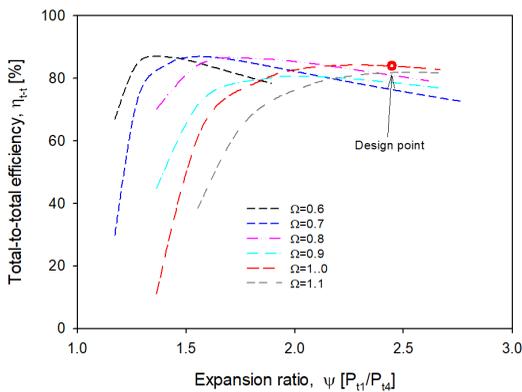
부터 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_{t-t} = 1 - \frac{h_{t, Loss}}{h_{t, s}} \quad (7)$$

Fig. 2는 본 연구에 적용된 2단 구심터빈으로 설계되어진 터빈에서, 1단 터빈에서의 탈설계 해석 결과를 보여 주고 있으며, 회전속도비(Ω)에 따라 질량유량함수(Φ)와 전효율(η_{t-t})을 보여 주고 있다. 아울러 Fig. 3에서는 2단 터빈에서의 결과를 보여 주고 있다. 작동점의 변동에 따른, 각 단에서 얻어진 터빈의 효율(η_{t-t})을 기준으로 터빈 출력은 식 (8)에서처럼 얻어진다.



(a) mass flow function



(b) total-to-total efficiency

Fig. 3 Off-design point operation curves at the second stage turbine

$$\Pi_{output} = \sum_1^{n=2} (\dot{m}_c h_{t, s, n}) \eta_{t-t, n} \eta_{gen} \quad (8)$$

터빈에서의 총출력은 2단 터빈에서의 출력을 얻는 것이므로, 2단의 결과를 합하는 것으로 식 (8)에서 나타내고 있으며, η_{gen} 는 발전기의 효율을 의미하고 본 연구에서는 97%가 적용되었다. 사이클 해석에 필요한 작동유체(R245fa)의 물성치는 NIST¹³⁾의 Refprop을 사이클해석 프로그램에 연동하였다. 아울러 작동온도에 따른 카르노사이클 효율은 터빈의 입출구 상태를 기준으로 식 (9)와 같이 구하였는데, 이 값은 주어진 작동조건에서 시스템효율의 한계를 보여 주는 기준 자료가 될 수 있다.

$$\eta_{carnot} = \frac{T_{t1} - T_{t3, s}}{T_{t1}} \quad (9)$$

3. 증발기 및 재생기에서의 운전

열원 온도에 변동이 발생하는 경우, ORC 시스템에서 최대의 출력을 얻기 위하여서는 터빈의 입구조건, 터빈 회전수, 작동유체의 질량유량 등이 조정되어야 한다. 이러한 이유는 장치가 이미 ORC 시스템에 설치되어 있어서 열원의 변동이 생겼다고 하여 바꿀 수 있는 것이 아니기 때문이다. 따라서 사이클해석에 있어서 열교환기(증발기-재생기)의 유용도는 고정된 값을 가지지 않으며, 입출구의 작동조건에 따라 달라지게 된다. 그러므로 해석을 수행하는데 있어서 이미 설치된 열교환기의 고정된 전열면적을 사용하여야 한다. 아울러 터빈의 경우도 동일한 터빈에서 열원변동에 따라 바뀐 작동상태의 조건만 사용하여 해석을 수행하여야 한다.

Table 2는 ORC 시스템의 설계점에서의 작동조건을 보여 주고 있다. 이를 기준으로 사용된 증발기는 셀앤드튜브 형의 증발기가 선정되었으며, 열원으로부터 열량의 전달은 오일이 사용되었다. 증발기 입구에서의 온도는 52°C로 선정되었는데, 이 값의 결정은 다음과 같다. 탱크에서 공급되는 작

Table 2 Operating conditions on design point

Property	1 st stage	2 nd stage
mass flow rate [kg/s]	4.18	4.18
rotational speed [RPM]	28,000	28,000
inlet total pressure [kPa]	2005.8	828.8
inlet total temperature [°C]	125	88.8

Table 3 Specification of evaporator

Tube property	Specifications
tube diameter [mm]	$D_i=22.9, D_o=25.4$
number of tube	20
heat conductivity [$W/m.K$]	137

동유체의 온도는 과냉각도를 2°C로 설정되었는데, 이러한 것은 펌프에 기포가 흡입되지 않도록 하기 위함이다. 따라서 펌프에 흡입되는 작동유체의 온도는 38°C이며, 이 온도는 펌프의 가압에 의하여 온도가 2°C 정도 상승하게 된다. 그러므로 재생기를 들어가는 작동유체의 온도는 압력에 따라 다소 차이가 있지만 40°C 정도이다. 터빈 출구에서 얻어지는 출구온도는 65°C 수준이므로 재생기의 유용도를 70% 급으로 설정하면 작동유체는 12°C 정도 상승하므로, 이를 기준으로 설계점에서 증발기 입구의 온도는 52°C로 설정되었다. 따라서 증발기에 공급되는 160°C 오일의 상태와 증발기 입·출구의 조건에 의하여 증발기의 총전열면적을 구하여야 한다.

Table 3의 증발기에 적용된 관을 기준으로 전열면적을 구하기 위하여서는 열관류계수를 구하여야 하는데, 관에서의 열전달계수(h_i)는 작동유체의 유동상태에 따라 달라진다. Fig. 4는 증발기 내에서의 작동유체의 상태변화와 열원에서 공급되는 오일의 온도변화를 보여 주고 있다. 따라서, 상태변화에 따라 관에서의 작동유체의 레이놀드수(Re_D)와 프란틀수(Pr)를 구하고, 너셀수(N_D)는 Dittus-Boelter 식에서 약간 변형된 식 (10)을 사용하여 계산하였다. 최종적으로 각각의 상태변화에 따른 전열면적을 합하여 총전열면적을 구하였으며, 설계점에서 증발기의 총전열면적은 203.2 m²가 얻어졌다.

$$N_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} \tag{10}$$

열원의 변동이 발생하는 경우, 증발기에서의 작동조건은 변화할 수 있으나, 총전열면적은 변경이 불가능하므로, 설계점에서 설정된 총전열면적을 기준으로 열전달량을 계산하여 작동유체(R245fa)의 물성치를 얻어야 한다. 이를 위하여 열교환기의 NTU 관계식 (11)을 사용하여 계산을 수행하였다.

$$NTU = -(1 + C_r)^{-0.5} \ln \left(\frac{E+1}{E-1} \right) \tag{11}$$

식 (11)에서의 C_r 은 열용량비를 나타내며, E 는 유용도(e)의 함수이며, 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$E = \frac{2/e - (1 + C_r)}{(1 + C_r)^{0.5}} \tag{12}$$

Fig. 4에서 오일의 입구온도(T_9)가 변화하면, 작동유체의 질량유량과 증발온도를 변경하면서 작동유체의 상태(상변화)에 따라 결정되는 각각의 전열면적의 합이 주어진 총전열면적과 일치되도록 한다. 하지만 이 값들은 재생기에서의 변화에 따라 조정이 되며, 최종적으로는 터빈에서의 작동조건에 따라 회전수의 변경과 함께 추가적인 재조정을 하여야 한다. 이러한 계산의 과정을 Fig. 5

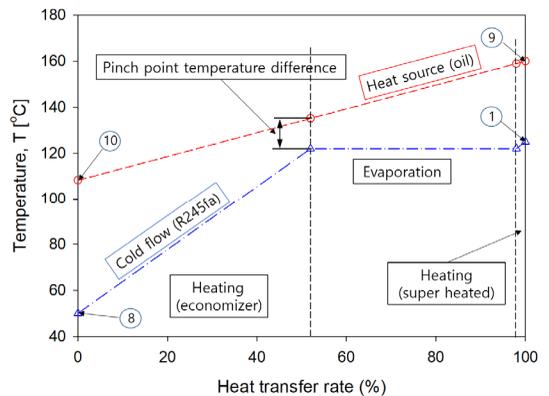


Fig. 4 Variation of temperature of oil and R245fa at the evaporator

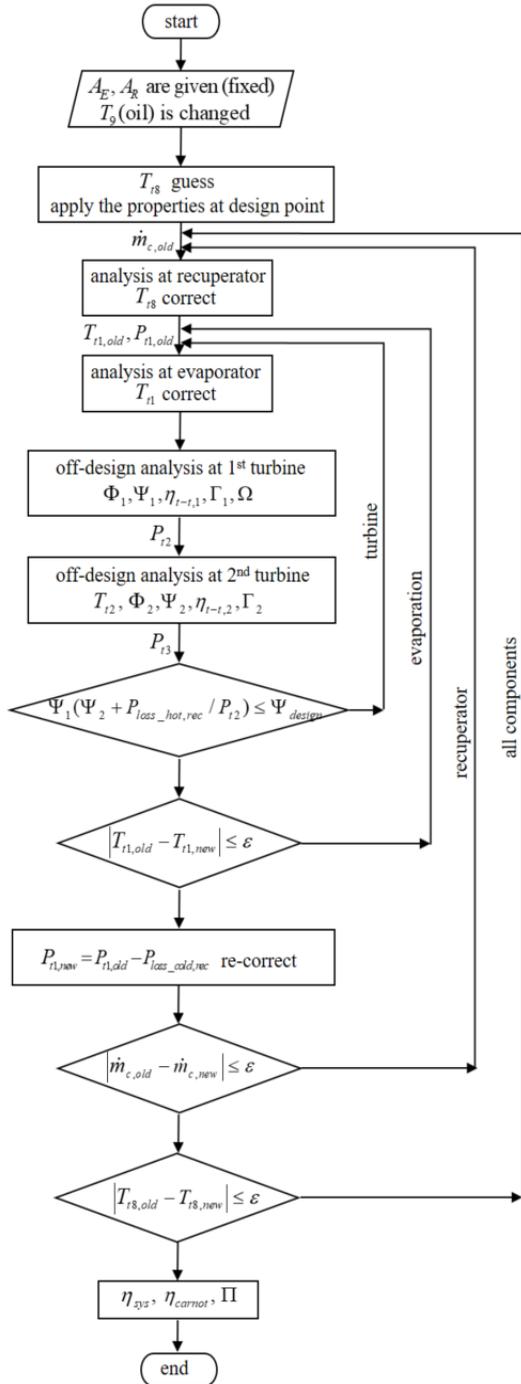


Fig. 5 Procedure of cycle analysis with recuperator when the heat source is changed

Table 4 Specification of recuperator

Tube property	Specification
tube diameter [mm]	$D_i=22.2, D_o=53.5$
thickness [mm]	1
heat conductivity [$W/m.K$]	137

에서 보여 주고 있다.

본 연구에서의 재생기는 대향유동열교환기를 적용하였으며, Table 4는 이때 적용된 관의 규격을 보여 주고 있다. 재생기에서는 증발기와 달리 작동유체의 상변화가 발생되지는 않는다. 설계점에서의 증발기로 향하는 작동유체의 입·출구 온도가 각각 40°C와 52°C이며, 터빈 출구에서 나오는 작동유체의 온도는 66.4°C이므로 이를 기준으로 총전열면적을 구하면 6.6 m²의 전열면적을 얻게 된다. 재생기의 경우에도 이 전열면적은 열원온도가 변하여도 변경될 수 없으므로, 변화된 작동조건은 이 전열면적을 기준으로 결정된다. 이때의 계산은 증발기와 마찬가지로 열전달계수를 구하고, 이를 바탕으로 열관류계수를 구하여 최종적으로 식 (13)의 NTU 관계식을 사용하여 구하게 된다.

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{e + 1}{e C_r - 1}\right) \quad (13)$$

4. 결과 및 분석

ORC의 설계점은 팽창기에서의 쇼크 발생을 고려하여 일반적으로 최고의 열원 열량을 기준으로 설정하므로, 열원의 변동은 설계점에서의 작동온도보다는 낮은 작동온도를 공급하게 된다. 열원의 변동이 발생되면 증발기와 재생기는 제한된 전열면적을 기준으로 가열, 증발, 과열의 상태에 도달하여야 한다. 오일의 펌프가 일정하게 작동한다면 오일의 질량유량은 변동이 없으므로 오일의 온도가 변동하게 되므로, 본 연구에서는 오일의 온도를 설계온도에서 12.5%까지 감소한 140°C까지 운전하는 경우를 고려한다.

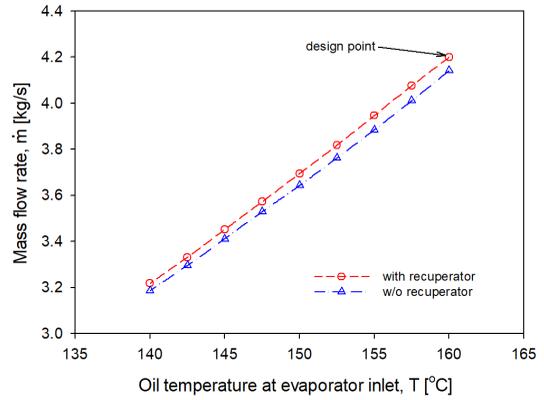
열원의 온도가 저하한 경우에 이에 대응하여 작동유체의 조건을 변동할 수 있는 다양한 방법이 있을 수 있으나, 최적의 방법은 작동유체의 질량유량, 터빈의 회전수, 증발기에서의 포화온도(압력)를 변경하여야만 출력의 감소를 최소화¹¹⁾할 수 있다. Fig. 6은 오일의 온도가 변경되는 경우에 재생기를 설치한 경우와 설치하지 않은 경우에 최대 출력을 얻을 수 있는 작동유체의 질량유량, 포화온도(압력) 및 터빈 회전수의 변동을 보여 주고 있다.

재생기가 없는 경우에 가열은 증발기만으로 하여야 하므로 시스템에서의 전열면적이 재생기만큼 적으므로 공급가능한 작동유체의 질량유량은 감소할 수밖에 없음을 보여 주고 있다. 반면에 질량유량의 감소에 따라 터빈 입구의 압력을 결정하게 되는 증발기에서의 포화온도는 오일의 온도가 낮아질수록 미세하게나마 증가하고 있음을 보여 주고 있다.

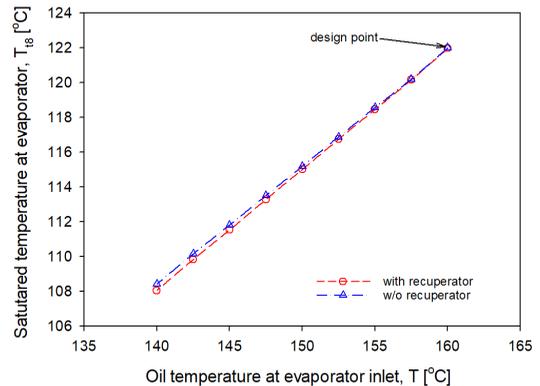
터빈에서의 회전수 조정은 그림에서 보여 주는 것과 같이 설계점 회전수에 비하여 최대 조정범위가 7% 이내이다. 터빈에서의 회전수 결정은 공력적인 요소와 구조적인 요소를 모두 고려하여 결정하므로 회전수의 변경은 임계속도에 문제가 없는지 확인하여야 한다. 하지만 일반적으로 설계점 회전수를 기준으로 임계속도의 여유폭은 15% 이상으로 설정하므로 본 연구에서의 결과처럼 미세한 회전수의 조정은 구조적인 문제를 야기하지 않을 것으로 판단된다. 최적의 회전수가 열원의 변동에 일정하게 변하지 않는 것은 터빈에서의 최대 가능한 팽창비와 쇼크 상태의 변동이 일정하게 설정되지 않기 때문이다.

Fig. 7은 열원 온도의 변화에 따라 터빈 출구에서의 작동온도의 변화와 재생기 출구에서의 온도 변화를 보여 주고 있다. 재생기가 없는 경우에는 증발기 입구온도와 동일하므로 40°C로 변동이 없다. 열원 온도가 감소하면 터빈으로 공급되는 작동유체가 감소하게 되고, 아울러 터빈 입구 압력도 감소하므로 터빈에서의 팽창비도 감소하게 된다. 따라서 터빈 출구에서의 작동유체 온도도 감소한다. 이로 인하여 고정된 전열면적의 재생기에

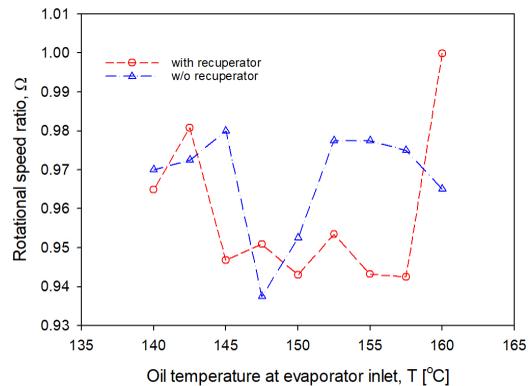
서 터빈 출구의 작동유체가 가지고 있는 열에너지를 회수하지만 재생기 출구에서의 온도도 같이 저하하고 있음을 보여 주고 있다.



(a) mass flow rate



(b) saturated temperature



(c) rotational speed ratio

Fig. 6 Optimal operation condition when the heat source is fluctuated

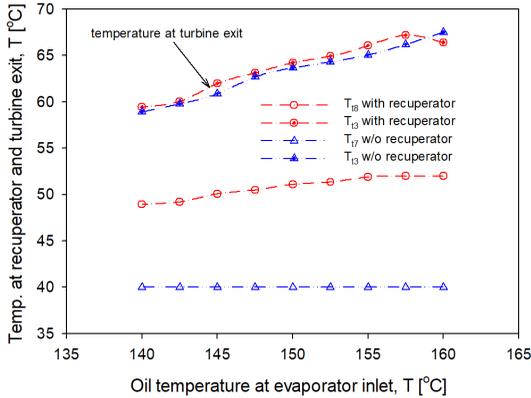


Fig. 7 Temperature variation at the recuperator exit and the turbine exit

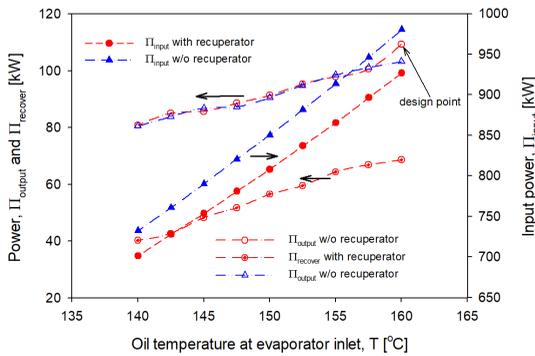


Fig. 8 Variation of the output and input power with the recovery power

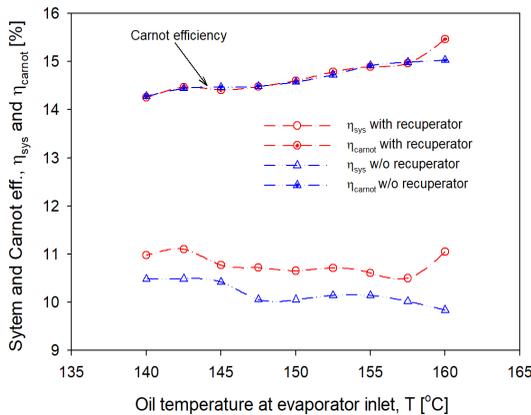


Fig. 9 Variation of the system efficiency and Carnot cycle efficiency

Fig. 8은 ORC 시스템을 구동하기 하는데 소모 되는 입력과 출력을 보여 주고 있으며, 추가적으로 재생기가 사용되는 경우에 재생기에서 회수하는 열에너지를 보여 주고 있다. 설계점에서의 출력은 109 kW로 설계점의 요구조건을 잘 만족하고 있음을 알 수 있으며, 열원 온도의 감소에 따라 출력은 80 kW까지 감소하고 있음을 보여 주고 있다. 재생기를 사용하지 않는 경우에도 비슷한 출력이 얻어지는 것은 재생기는 시스템의 효율을 상승하는 장치이므로 출력에는 영향을 미치지 않기 때문이다.

입력의 경우는 당연히 재생기의 사용유무에 따라 차이가 발생되어진다. 입력은 열원 온도의 변동과 직접적인 관련이 있으며, 최대 열원의 온도에서 1 MW 수준의 입력이 사용되고 있음을 알 수 있다. 재생기를 사용하는 경우에 입력은 재생기에서 회수하는 에너지만큼 사용량을 줄일 수 있다. 본 연구에 적용된 재생기에서는 열원 온도의 변동에 따라, 회수되는 에너지 양이 40~60 KW 수준으로 나타났음을 알 수 있다. 이러한 수치는 재생기의 크기를 키우면 더 증가할 수 있는 것은 당연하다 하겠다.

입력과 출력의 결과는 시스템의 효율에 직접적인 영향을 미치는데, Fig. 9는 효율의 결과를 보여 주고 있다. 재생기의 사용에 따라 시스템의 효율은 11% 정도를 유지하고 있음을 알 수 있으며, 재생기의 사용에 따라 시스템의 효율은 0.5% 수준의 상승 효과가 있음을 알 수 있다. 이 효율의 상승값은 재생기의 크기에 따라 달라질 수 있다. 카르노사이클 효율은 재생기의 유무에 영향을 받지 않는데, 이 값의 결정은 터빈에서의 팽창되는 온도의 영향을 받기 때문이다. 시스템에서의 카르노사이클의 효율은 14~15% 수준이므로 낮은 열원의 온도를 이용하는 ORC에서의 최대 효율은 어느 범위에 있는지 확인할 수 있으며, 효율을 증가하고자 하면 높은 열원의 온도를 사용하여야 한다.

6. 결 론

본 연구에서는 열원의 온도 변화가 발생하는 경우, ORC 시스템의 설계점에서 설정된 장치를 기준으로 사이클 해석을 수행하였다. 아울러 시스템의 효율을 상승하기 위하여 재생기를 설치한 경우의 그 효과에 대하여 분석을 수행하였다. 본 연구에 적용된 장치를 기준으로 열원에서 공급되는 열량의 온도가 최대 160°C에서 12.5%의 낮은 온도까지 변경되는 경우, 재생기를 사용하는 경우에 시스템의 효율은 약 0.5%의 상승을 얻을 수 있었으며, 이때의 시스템의 효율은 약 11% 수준이었으며, 카르노사이클의 효율은 14~15%였다.

Author contributions

S. Y. Cho; Conceptualization, Funding acquisition, Writing-review, Editing. Data curation, Formal analysis, Methodology & Project administration. C. H. Cho; Investigation, Resources, Software. Supervision, Validation, Visualization.

References

1. F. Veleza, J. Segoviab, M. C. Martin, G. Antolina, F. Chejnek and A. Quijanao, 2012, "A Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 6, pp. 4175-4189. (<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>)
2. B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos and Frangoudakis, 2009, "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11-12, pp. 2468-2476. (<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025>)
3. H. Chen, D. Y. Goswami and E. K. Stefanakos,

- 2010, "A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, No. 9, pp. 3059-3067. (<https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>)
4. S. Y. Cho and C. H. Cho, 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle", *Journal of Fluid machinery*, Vol. 18, No. 4, pp. 5-12. (<https://doi.org/10.5293/kfma.2015.18.4.005>)
5. S. Quoilin, V. Lemort and J. Lebrun, 2010, "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander", *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1260-1268.
6. A. Verneau, 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3 kW to 1300 kW", *VKI Lecture Series 1987-09*. (<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.06.026>)
7. T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai and K. Mori, 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 26, No. 3, pp. 239-251. ([https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(00)00063-3))
8. S. Y. Cho and C. H. Cho, 2014, "Optimal Operating Points on the Organic Rankine Cycle to Efficiently Regenerate Renewable Fluctuating Heat Sources", *New & Renewable Energy*, Vol. 10, No. 1, pp. 6-19. (<https://doi.org/10.7849/ksnre.2014.10.1.006>)
9. S. Y. Cho, Y. B. Jung and K. P. Kyun, 2018, "Design Technology of 2-Stage 100kW Class Radial turbines for Organic Rankine Cycle", *Journal of Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 22, No. 4, pp. 96-103. (DOI:10.9726/kspse.2018.22.3.011)
10. C. Rodgers, 1987, "Small High Pressure Ratio Radial Turbine Technology", *VKI Lecture Series 1987-07*.
11. A. Whiffield, 1989, "The Preliminary Design of

- Radial Inflow Turbines", ASME Paper 89-GT-83.
12. S. Y. Cho, B. S. Choi and H. S. Lim, 2019, "Optimal Off-Design Point Operation on a 2-Stages Radial Turbines for Organic Rankine Cycle", Journal of Korean Society for Power System Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 55-64. (DOI:10.9726/kspse.2019.23.4.055)
13. NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties", Refprop version 9.0.