

중온 배기열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체별 성능특성

권동욱, 허기무*, 윤성훈*, 문윤재*, 유호선**, 이재현*[†]
한국지역난방공사, *한양대학교 기계공학부, **승실대학교 기계공학과

Performance Characteristics of Organic Rankine Cycle Using Medium Temperature Waste Heat with Different Working Fluids

Dong-Uk Kwon, Ki-Moo Heo*, Sung-Hoon Yoon*, Yoon-Jae Moon*,
Ho-Sun Yoo**, Jae-Heon Lee*[†]

Korea District Heating Corp., Seongnam 463-908, Korea

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 156-743, Korea

(Received May 14, 2014; revision received May 23, 2014)

초 록 : 2012년부터 신재생에너지 의무공급제도가 국내에 도입되고, 전 세계적인 에너지 절약과 환경보존 측면에서 미활용 및 신재생에너지원에 대한 관심이 날로 증가하고 있다. 특히, 중저온 열원의 활용방안에 대하여 많은 관심과 연구가 활발하게 진행되면서 고부가가치의 전력생산이 가능한 유기랭킨사이클이 그 대안으로 떠오르고 있다. 따라서 본 연구에서는 유기랭킨사이클 발전시스템을 하수 처리장 1,500 kW 바이오가스엔진 배기열을 열원으로 하부 사이클을 구성하여 성능해석 상용 프로그램으로 성능특성을 예측하였다. 바이오가스엔진 배열의 실제 운전조건은 460℃의 온도와 매 초당 2.7 kg의 유량으로 운전되고 있었다. 이러한 열원 온도에 적합한 작동유체를 다수 선정하여 작동유체 종류별 성능해석을 수행하였으며, 최고의 성능이 나타나는 이소펜탄의 경우 163.1 kW의 발전출력과 13.66%의 효율을 얻을 수 있었다.

ABSTRACT : Renewable Portfolio Standards was introduced into the system in Korea in 2012. Interest in the unutilized and renewable energy sources is increasing, and these being actively investigated. An organic rankine cycle has emerged as an alternative in order to take advantage of bio-gas engine heat of sewage treatment plants whose capacity is 1500 kW. The organic rankine cycle power system was simulated by a simulator which is a commercial program of power plant design and performance analysis. The biogas engine is operated by 460℃ and 2.7 kg/s flow rate in the sewage treatment plant. Working fluids(R-601a, R-123, R-245fa) are selected to use in ORC power system in this temperature range. It was the isopentane that is the best performance among three working fluids. It could be obtained net power of 163.1 kW and efficiency of 13.66% from isopentane in the simulation.

Key words : renewable portfolio standards(신재생에너지 의무공급제도), organic rankine cycle(유기랭킨사이클), biogas engine(바이오가스엔진), working fluid(작동유체)

- 기 호 설 명 -

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

\dot{W} : 동력 [kW]

\dot{Q} : 열전달율 [kW]

T : 온도 [℃]

P : 유기랭킨사이클 출력 [kW]

η : 유기랭킨사이클 효율 [%]

h : 비엔탈피 [kJ/kg]

s : 비엔트로피 [kJ/kg · K]

[†] Corresponding author

Tel. +82-2-2220-0425; Fax +82-2-2220-4424

E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

1. 서론

우리 인류에게 큰 재앙으로 다가오고 있는 지구 온난화 문제의 주요인으로는 화석연료의 사용에 의한 이산화탄소의 배출이다. 화석연료가 아닌 신재생에너지를 이용하거나 화석연료를 이용하는 시스템의 효율향상 및 유해 배기가스를 절감하는 기술의 개발이야말로 에너지원의 확보와 환경보호라는 두 문제를 동시에 해결하기 위해 반드시 수행되어야 할 과제라고 할 수 있다. 이를 위한 노력은 현재 전 세계적으로 다방면에서 수행되고 있으며, 이러한 노력의 일환으로 산업폐열이나 신재생에너지를 이용한 유기랭킨사이클 발전기술에 관한 연구가 많이 진행되고 있다.^[1]

다양한 중저온의 미활용 열원, 태양열과 지열 등 신재생에너지를 이용한 에너지의 효율적인 사용방법에 대한 관심이 증가함에 따라 선진국에서는 소규모에서 대규모 용량의 유기랭킨사이클(ORC: Organic Rankine Cycle) 발전시스템을 개발하여 설치 및 운영하고 있다. ORC 발전시스템에 이용되는 저온 열원으로는 배기열과 같은 산업체 폐열뿐만 아니라 지열, 태양열 등 다양한 열원이 존재한다.^[2]

산업체에서 발생하는 배기열로써 에너지 효율을 향상시키기 위해 온도레벨이 높은 배열원은 공정용 증기의 생산 또는 증기터빈을 이용한 전력생산 등으로 회수하고, 온도레벨이 낮은 350℃ 이하의 중저온 배열은 랭킨 사이클을 이용한 발전의 곤란 등으로 거의 대기로 방출되고 있다. 중저온 배기열은 향후 적극적으로 활용해야 할 산업배열의 주체가 될 것으로 예상되지만, 경제성 있는 배열회수 시스템의 개발은 쉽지 않다. 현재 경제성 있는 중저온 배열회수 시스템으로 부각되고 이용되고 있는 것이 ORC 발전시스템이다. 이것은 화력발전 시스템의 기본구성인 랭킨사이클에 유기물질을 작동유체로 사용하는 발전시스템이다. 유기물질은 비등점이 낮아 저온에서도 기화되기 때문에 중저온 배열, 태양열, 지열 등을 이용하여 랭킨사이클시스템을 운용할 수 있다. ORC 발전시스템은 현재 선진국에서는 다수 적용되고 있는데 국내에서는 소용량 시스템 구축을 통해 기초연구를 수행한 사례는 있으나 시스템이 산업체에 적용되어 꾸준히 운전된 사례는 아직 전무한 상태이다.

본 연구에서는 하수처리장 소화조에서 발생하는 바이

오가스를 이용하여 엔진으로 발전을 하고 발전 배기열을 이용한 ORC 발전시스템을 하부 사이클로 구성할 경우 출력과 효율을 분석하여 성능을 예측하고자 한다.

2. 유기랭킨사이클

2.1 기본원리

일반적인 랭킨사이클 발전시스템은 보일러에서 고압이 된 증기가 터빈을 회전시킴으로써 발생하는 축동력을 전기에너지로 변환시키는 시스템이다. 그러나 이러한 랭킨 사이클은 작동유체로 물을 사용하고 있으며 고온의 열원에 대해서는 효율적인 작동유체이지만, 열원 온도가 중저온일 경우에는 시스템 효율 저하로 인한 경제성의 문제로 그 적용이 어려운 실정이다. 중저온 열원의 적용 시에 발생하는 기존 랭킨사이클의 효율저하 문제를 극복하기 위한 대안인 ORC 발전시스템은 작동유체로서 물을 사용하지 않고 유기혼합물을 사용한다.^[1]

즉, ORC 발전시스템은 화력발전 시스템과 기본구성은 동일하지만 유기혼합물을 작동유체로 사용하는 발전시스템으로 정의할 수 있다. 기존의 랭킨사이클과는 달리 비교적 저온의 열원을 이용하여 전력을 생산해 내는 시스템으로 저온 열원에서 작동해야 하기 때문에 작동유체로는 비등점이 낮고, 증기압이 높아야 하며, 터빈의 입구 질량유량을 증가시키기 위해 잠열이 작고, 밀도가 큰 것이 상대적으로 유리하다. 유기혼합물은 비등점이 낮아 저온에서도 기화하기 때문에 중저온의 열원을 이용하여 랭킨사이클 시스템을 운용할 수 있으며, 주로 사용되는 유기혼합물은 프레온 계열의 냉매와 프로판 등의 탄화수소계 물질 등이 적용되고 있다.

기존 랭킨시스템의 작동유체인 물이 포화증기점에서 터빈을 통해 팽창되는 경우에 터빈 출구에서 습증기상태로 유지되는 것과는 달리, 유기혼합물을 작동유체로 사용하는 ORC 발전시스템은 터빈 내에서는 액적이 발생되지 않으므로 터빈 회전익에 스트레스가 발생되지 않고, 증발기 출구에서 과열영역이 필요 없는 포화 사이클 시스템을 구성할 수 있다. 실제 시스템의 경우에는 열효율 향상을 위하여 대향류 열교환 방식의 재생기가 터빈 출구와 증발기 입구 사이에 추가로 설치된다.

터빈에서 팽창된 유체는 이상 상태에 도달하지 않고 과

열상태를 유지하기 때문에 증발기 입구에서의 과냉액보다 높은 온도로 유지되게 된다. 재생기의 장치에 의해 터빈 출구의 과열증기와 증발기 입구의 과냉액이 서로 열교환 되어, 증발기로 들어가는 작동유체의 온도를 상승시킴과 동시에 응축기로 들어가는 작동유체의 온도는 감소시킴으로써 전체 시스템 효율을 향상시킬 수 있다.

2.2 작동유체 종류

열원의 온도가 낮은 ORC 발전시스템에서는 물보다 증발온도가 낮은 온도에서도 증기 상태가 될 수 있는 다른 작동유체를 이용하여 발전 사이클을 구성한다. 즉, 물 대신 냉매나 탄화수소계 작동유체를 주로 사용하게 된다. 일반적인 작동유체는 염화불화탄소(CFC: Chloro Fluorine Carbon)계열로 염소(Cl), 불소(F), 탄소(C)로 화합된 냉매로 규제 대상인 냉매이며, R-11, R-12, R-113, R-114 및 R-115 등이 있다.

수소염화불화탄소(HCFC: Hydro Chloro Fluorine Carbon)계열은 수소(H), 염소(Cl), 불소(F), 탄소(C)로 구성된 냉매로 염소가 포함되어 있어도 수소원자가 포함되어 공기 중에서 쉽게 분해되지 않아 오존층에 대한 영향이 적으므로 대체냉매로 쓰이지만 염소가 포함되어 있어 완전한 대체냉매는 아니며, 종류에는 R-22, R-123, R-124 및 R-141b 등이 있다.

수소불화탄소(HFC: Hydro Fluorine Carbon)계열은 수소(H), 불소(F), 탄소(C)로 구성된 냉매로 염소가 화합물에 포함되어 있지 않아 몬트리올 의정서에 의해 규제되는 CFC 대체냉매로 주목받는 신냉매이며 종류에는 R-134a, R-125, R-31 및 R-143a 등이 있다.^[4]

랭킨사이클의 작동유체로서 유기혼합물을 선정할 때는 적용하고자 하는 시스템과 유기혼합물의 특성을 정확히 파악하여 선정하여야만 시스템의 효율을 최적화시킬 수 있다. 유기랭킨사이클용 작동유체의 선정기준으로는 시스템의 구성기기가 증발과정에서 초고압이나 응축과정에서 초진공이 되지 않도록 하기 위하여 사용온도 범위 내에서 적절한 증기압을 유지하여야 하며, 터빈, 배관 등의 컴팩트한 설계를 위해 작동유체의 밀도가 커야 하고 증발기나 응축기에서의 열전달 성능 향상과 크기 감소를 위해 열전달 특성이 좋아야 한다.

설비의 운전을 고려하여 사용온도 범위 내에서 화학적

Table 1 Properties of working fluids

Working fluid	R-601a	R-123	R-245fa
Classification	-	HCFC	HFC
Chemical formula	C ₃ H ₁₂	CHC ₁₂ CF ₃	CF ₃ CH ₂ CHF ₂
Molecular weight [kg/kmol]	72	153	134
Boiling point [°C@1atm]	28	28.7	15.3
Critical temperature [°C]	187.8	183.8	154.1
Critical pressure [bar]	32.9	37.4	36.4
Evaporation latent heat [101.3 kPa]	362.5	168.4	196.8
Toxicity	a little	a little	a little
ODP	0	0.02	0
GWP	0.01	0.02	0.24

*ODP(Relative Value of Ozone Depletion Potential, 오존층파괴지수)
*GWP(Relative Value of Global Warming Potential, 지구온난화지수)

인 안정성을 가지며 열분해가 일어나지 않고, 독성이나 위험성이 없어야 하며, 시스템 전체의 제작 원가의 절감과 함께 유지관리 편의성 및 비용 감소를 위해서는 작동유체의 구입이 쉽고 가격이 저렴하여야 한다.

Table 1은 본 연구에서 사용한 3가지 작동유체 종류별 특징을 나타낸다. 본 연구에서는 중온 배기열을 열원으로 사용하므로 중온 영역에서 일반적으로 많이 사용하는 R-601a, R-123 및 R-245fa를 작동유체로 선정하였다.

3. 배기열 이용 유기랭킨사이클

3.1 배기열원

2012년부터 국내에도 신재생에너지 의무공급제도가 도입되고, 에너지 절약이 국가적 과제로 대두되는 등의 국내외 에너지 환경 변화와 생활하수, 분뇨, 음식물 쓰레기 등에 포함되어 있는 유기물 슬러지 분해를 통한 바이오가스 활용 가능 기술이 발달됨에 따라 하수처리장 부생 바이오가스를 이용하여 전력을 생산하고자 바이오가스엔진 설비를 난지 하수처리장에 설치하여 2013년 2월부터 상

중온 배기열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체별 성능특성

업운전을 하고 있다. 하수처리장 시설용량은 하루에 100만 m³ 처리가 가능하고 실제 운영현황은 하루에 70만 m³ 이상을 처리하고 있다. 소화조에서의 바이오가스 생산량은 일일 최대 44,000 Nm³을 생산하고 있으며 혐기성 소화조에서 발생된 소화가스의 메탄농도는 약 60%로 구성되어 있다. 발생된 소화가스 중에 포함된 수분, 황산, 실록산 등을 제거하여 가스엔진 발전기용 연료로 공급하기 위하여 소화가스 탱크 후단에 제습설비, 탈황설비, 실록산 제거설비 등으로 전처리 설비가 구성되었다.

Fig. 1은 난지 하수처리장에서 하수슬러지 처리 및 바이오가스 생산 공정과 본 연구 대상인 ORC 발전시스템을 구성한 개략도를 나타낸다. 하수처리과정에서 발생한 농축된 하수슬러지를 혐기성 소화조로 이송하여 일정기간 숙성과정에서 생산된 바이오가스는 소화가스탱크에 저장되고 전처리설비인 제습설비, 탈황설비, 실록산 제거설비를 거치면서 정제된 바이오가스를 1,500 kW 용량의 바이오가스엔진 연료로 사용하여 발전을 하게 된다. 생산된 전력은 한전으로 매전하며, 열은 소화조 가온열원으로 사용하고 잉여분은 한국지역난방공사 열배관망에 공급토록 설비가 구성되어 있다.^[6]

하수처리장 바이오가스엔진 배기열을 회수하기 위해

ORC 발전시스템을 바이오가스엔진 하부 사이클로 구성하고, 배기열과 작동유체 사이의 열교환방법은 직접열교환방식을 사용하지 않고 설비 안전성, 부하제어 및 설비 운영의 편리성을 위해 중간매개체로서 열매체유를 이용하는 간접열교환방식을 채택하였다.

엔진 배기열은 간접열교환기에서 열매체유에 의해 열교환되고 열매체유는 증발기에서 작동유체와 열교환한다. 증발기 출구의 작동유체는 포화증기압으로서 터빈에서 전력을 생산하고 터빈 출구의 고온, 기상의 작동유체가 시스템의 효율을 증가시키기 위해 재생기에서 저온, 액상의 작동유체와 열교환을 하고 응축기에서 응축된다. 응축된 작동유체는 펌프로 가압되어 재생기를 통과하면서 예열되고, 증발기를 거치면서 증발되어 터빈에서 팽창 후 재생기를 거쳐 응축기로 순환되는 폐사이클을 구성하게 된다.^[7]

3.2 세부 사이클 구성

Fig. 2는 ORC 발전시스템의 프로세스 구성을 위한 열원계통(Heat source system), 작동유체계통(Working fluid system), 냉각계통(Cooling water system)으로

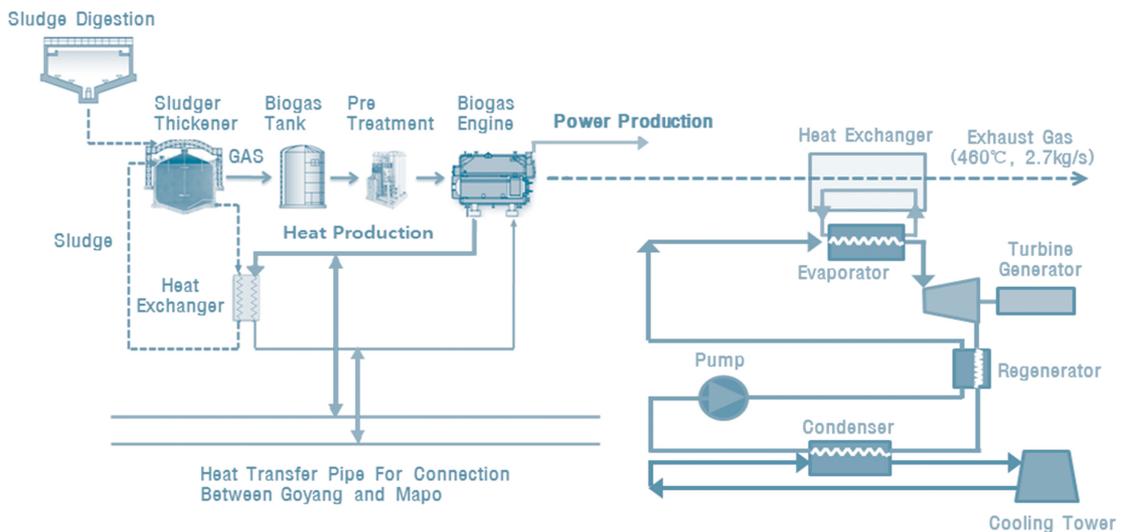


Fig. 1 Sewage disposal plant with biogas engine and ORC system

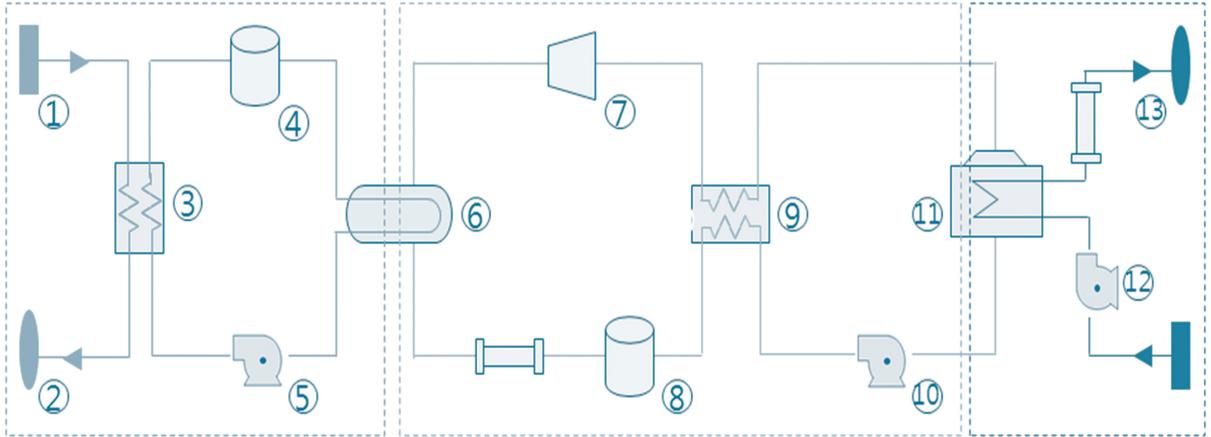


Fig. 2 Process configuration of organic rankine cycle

구분하여 구성한 프로세스를 나타낸다. 각 구성품에서 ①번은 열원입구, ②번은 열원출구, ③번은 열매체유열교환기, ④번은 열매체유, ⑤번은 열매체유 이송펌프, ⑥번은 증발기, ⑦번은 팽창터빈, ⑧번은 작동유체, ⑨번은 재생기, ⑩번은 작동유체 이송펌프, ⑪번은 응축기, ⑫번은 냉각수 입구, ⑬번은 냉각수 출구를 나타내며, ⑧번 작동유체에서는 각종 작동유체에 대한 데이터가 내장되어 있어 원하는 작동유체를 선택하여 성능을 비교할 수 있다.

열원계통(Heat source system)은 바이오가스 배기가스 열원을 기준으로 실제 운전 Data를 기준으로 하였다. 배기열원과 작동유체와의 열교환은 설비 안전성, 부하제어 및 안정적인 운전을 위하여 통상 사용하는 열매체유를 활용한 간접열교환방식으로 시스템을 구성하였으며, 열매체유는 운전온도가 -40°C 에서 399°C 로 광범위한 SYLTHERM 800 LIQUID로 선정하였다. 작동유체계통(Working fluid system)은 터빈, 재생기, 응축기, 작동유체이송펌프, 증발기로 구성되고, 터빈에서 배기되는 작동유체의 열을 회수하기 위해 재생기를 설치하고, 팽창터빈의 입구 압력과 배압의 변화에 따라서 성능의 변화를 분석하였다. 냉각계통(Cooling water system)은 수냉각 방식으로 하고, 기타 사이클을 구성하는 냉각수펌프, 작동유체이송펌프, 열매체유 이송펌프 등으로 시스템을 구성하여 성능해석을 수행하였다.

4. 성능해석

4.1 성능해석 이론

ORC 발전시스템 성능해석을 위한 각 프로세스에 관련된 방정식 설명을 위한 온도-엔트로피 선도는 Fig. 3과 같으며 성능해석을 위한 성능의 정의는 출력과 효율로 정의하기로 한다. 이 선도에서 T_{in} 은 열원 입구를, T_{out} 은 열원 출구를 나타내며 열원온도와 증발기 포화온도와의 차이를 Pinch Point Temperature Difference라 하며 이 온도를 낮추면 열회수량이 증가되나 더 많은 전열면적을

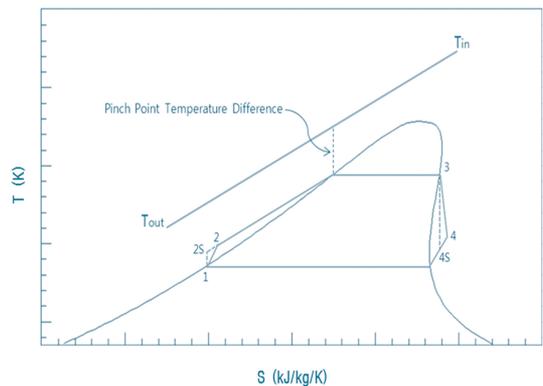


Fig. 3 T-S Diagram of ORC working fluid

중온 배기열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체별 성능특성

필요로 하므로 설비비용과 압력손실이 증가하게 된다.

Fig. 3 선도에서 펌프의 등엔트로피 효율 (η_p)은 다음과 같다.

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

여기서 하첨자 s 는 등엔트로피 상태를 h_1 , h_2 는 펌프 전단 엔탈피와 실제 증발기 전단 엔탈피를 각각 나타낸다.

펌프에 소요되는 동력 (W_p)은 다음과 같다.

$$\dot{W}_p = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

여기서 m_r 은 냉매의 질량유량을 나타낸다. 팽창터빈의 등엔트로피 효율 (η_E)은 다음과 같다.

$$\eta_E = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3)$$

여기서, h_3 , h_4 는 팽창터빈의 전단 엔탈피와 실제 응축기 전단의 엔탈피를 나타낸다.

팽창터빈에서 발생하는 동력 (W_E)은 다음과 같다.

$$\dot{W}_E = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (4)$$

증발기에 공급되는 열전달율 (Q_H)은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \quad (5)$$

응축기에서 방출되는 열전달율 (Q_L)은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_4 - h_1) \quad (6)$$

사이클의 열효율 (η_{th})은 다음과 같다.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_p}{\dot{Q}_H} \quad (7)$$

4.2 성능해석 기준조건

중온 배기열 이용 유기랭킨사이클 성능해석을 위해서 발전플랜트 설계 및 성능진단용으로 플랜트 설계사 및 건설사에서 많이 사용되는 상용프로그램인 THERMO-FLEX를 사용하였다.

Table 2는 본 연구에서 성능해석 기준사이클의 여러 가지 기준조건을 나타낸다.

5. 조건 변화에 따른 성능해석 결과 및 고찰

5장에서 앞서 분석한 기준조건하에서 작동유체 종류별, 재생기 유무, 배기열원 온도, 유량, 터빈입구 압력변화출구 배압을 각각 변화시켰을 때의 성능특성을 알아보았다.

5.1 작동유체별 성능특성

4장에서 정의한 기준조건하에서 작동유체를 변경하면서 그 성능특성을 알아보았다. 작동유체별 기준압력 20

Table 2 Basic conditions of performance analysis

Item	Conditions
Site conditions	Temperature : 32°C Relative humidity : 60 %
Heat source (Exhaust gas)	Temperature : 460°C Mass flow : 2.7 kg/s Quantity of input heat : 2,525 kW
Thermal oil	Pressure : 10 bar Mass flow : 4.6 kg/s
Thermal oil heat exchanger	Thermal effectiveness : 90 % Minimum pinch temperature : 100°C
Evaporator	Design pinch point temperature : 10°C
Turbine generator	Inlet Pressure : 20 bar Isentropic efficiency: 75 % Mechanical efficiency: 90 %
Regenerator	Thermal effectiveness : 90 % Minimum pinch temperature : 2°C
Condenser	Inlet water temperature : 20°C Minimum pinch temperature : 2°C
Pumps	Isentropic efficiency : 75 %
Pipe	Pressure loss : 0 %, Heat loss : 0 %

bar에 대한 포화온도가 R-601a가 가장 높고 R-123, R-245fa 순으로 포화온도가 높았으며 포화온도가 높을수록 단위 유량당 엔탈피가 커서 터빈의 열낙차가 크고, 작동유체 순환량은 줄어들어 소비동력이 작아 출력과 효율이 증가하였다. 즉 열원 온도에 적합한 작동유체가 있으며 이는 포화압력과 온도 및 유량과 상관관계가 있어 출력과 효율에 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. Fig. 4는 용량 1,500 kW 바이오가스엔진 배열을 이용한 ORC 발전시스템의 기준조건에서 작동유체 3가지 종류별 시뮬레이션 한 결과로 출력과 효율을 나타낸다. 작동유체 종류별 성능해석에서 기준조건에서 작동유체 R-601a는 163.1 kW의 출력과 13.66%의 효율을, R-123은 149.7 kW의 출력과 12.13%의 효율을, R-245fa는 122.7 kW의 출력과 8.88%의 효율을 얻을 수 있었다. 세 가지 작동유체 중에서는 R-601a가 성능이 가장 우수하게 나타났으며, 이러한 시뮬레이션으로 열원 온도에 따른 최적 작동유체가 있음을 알 수 있었다.

5.2 재생기 설치 유무에 따른 성능특성

증기를 작동유체로 하는 일반 랭킨사이클에서는 터빈 팽창 후 습증기 상태가 되므로 일정 건도이상을 유지하도록 설계하고, 출력과 효율을 향상시키기 위해 터빈 입구 압력을 올릴 경우 터빈 출구 건도가 낮아져서 터빈 블레이드 부식을 야기시키므로 압력을 올리면서 재가열을 해야 성능이 향상되고 터빈 출구 건도도 유지할 수 있는 특징이 있다. ORC 발전시스템의 작동유체는 비등점이

낮고 증기압이 높아 터빈 팽창 후에도 고온의 기체 상태를 유지하므로 재생기를 설치하여 이러한 고온 작동유체의 열을 회수함으로써 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다.

ORC 발전시스템의 기준조건하에서 재생기 설치 유무에 따른 작동유체 종류별 출력과 효율을 Fig. 5에 나타내고 있다. 재생기 유무에 따라서는 재생기로 회수하느냐 아니면 응축기에서 방열하느냐에 따라서 출력과 효율이 변화하였으며 열원의 입력 열량은 동일하였다. 재생기 설치 유무에 따른 작동유체 종류별 해석에서 R-601a는 재생기 설치 시 163.1 kW의 출력과 13.66%의 효율을, 재생기가 없을 경우 129.9 kW의 출력과 10.88%의 효율로 재생기 설치 시 33.2 kW의 출력과 2.78%의 효율이 상승하였다. R-123은 재생기 설치 시 149.7 kW의 출력과 12.13%의 효율을, 재생기가 없을 경우 134.8 kW의 출력과 10.92%의 효율로 재생기 설치 시 14.9 kW의 출력과 1.21%의 효율이 상승하였다. R-245fa는 재생기 설치 시 122.7 kW의 출력과 8.88%의 효율을, 재생기가 없을 경우 108.8 kW의 출력과 7.87%의 효율로 재생기 설치 시 13.9 kW의 출력과 1.01%의 효율이 상승함을 알 수 있었다. 따라서 중온 이상의 배기열을 열원으로 사용 시는 성능향상과 투자비 측면에서 재생기 설치를 반드시 고려하여야 한다고 판단된다.

5.3 배기열원 온도 변화에 따른 성능특성

용량 1,500 kW의 바이오가스엔진 기준사이클 성능해

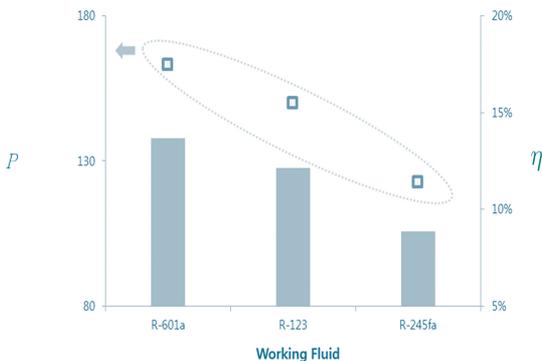


Fig. 4 Performance characteristic by working fluids

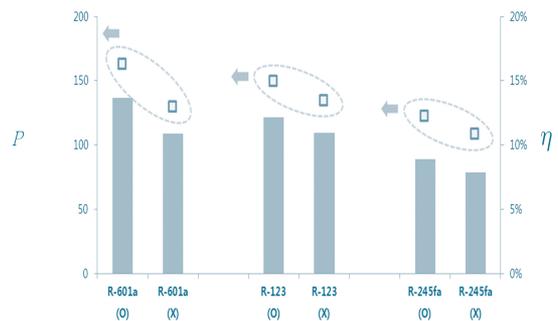


Fig. 5 Performance characteristic with regenerator and without regenerator

중온 배기열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체별 성능특성

석 조건인 460°C 온도와 유량 2.7 kg/s의 배기열로 유기랭킨사이클을 구성하여 배기열원의 온도를 300°C에서 500°C까지 변화시켰을 때의 성능특성을 알아보았다.

Fig. 6은 ORC 발전시스템의 기준조건에서 열원 온도 변화에 따른 작동유체 종류별 출력과 효율을 나타내고 있다. 그림에서와 같이 온도가 높을수록 작동유체의 유량이 증가하여 입력열량이 증가하므로 출력과 효율이 각각 상승하였다. 300°C일 때 R-601a는 8.31 kW의 출력과 13.39%의 효율을, R-123은 29.82 kW의 출력과 11.88%의 효율을, R-245fa는 34.8 kW의 출력과 8.73%의 효율을 나타내고, 중간 온도인 400°C에서는 R-601a는 111.5 kW의 출력과 13.63%의 효율을, R-123은 103.8 kW의 출력과 12.1%의 효율을, R-245fa는 89.04 kW의 출력과 8.85%의 효율을 나타내며, 500°C에서는 R-601a는 198.2 kW의 출력과 13.67%의 효율을, R-123은 180.90 kW의 출력과 12.14%의 효율을, R-245fa는 145.6 kW의 출력과 8.89%의 효율을 나타내었다. 세 가지 종류의 작동유체 중에서 R-601a가 출력과 효율측면에서 가장 우수한 성능을 나타내고 있었다. 출력 증감비율은 열원 온도 1°C 상승 시 R-601a는 0.84 kW, R-123은 0.75 kW, R-245fa는 0.55 kW씩 출력이 증가하였다.

열원 온도 증가에 따른 각종 변화량을 살펴보았다. 열원 온도가 증가할수록 작동유체 유량이 증가하였으며 이에 비례하여 입력열량이 증가하여 출력이 증가하는 것으로 분석되었다. 효율은 일정온도 구간까지는 입력열량에 비례하여 효율이 증가하다가 일정온도 이후에는 큰 변화 없

이 아주 미미하게 증가하였다. 이는 열원의 온도에 비례하여 열매체유 열교환기와 증발기에서 열교환량도 비례하여 증감하기 때문인 것으로 분석된다. 즉, 열매체유 열교환기와 증발기에서 작동유체의 출구온도는 동일하므로 열원의 입구 온도가 높을수록 열교환량이 증가하여 출력이 증가하고 열원의 온도가 낮을 경우에는 열매체유 열교환기의 열교환량이 작아져서 출력이 감소하는 것으로 분석되었다.

5.4 배기열원 유량 변화에 따른 성능특성

유기랭킨사이클 기준조건에서 배기열원의 유량이 1 kg/s에서 5 kg/s 사이의 변화에 따른 성능해석을 수행하였으며, Fig. 7은 ORC 발전시스템의 기준조건에서 열원 유량 변화에 따른 작동유체 종류별 출력과 효율을 나타내고 있다.

1 kg/s일 때 R-601a는 59.93 kW의 출력과 13.55%의 효율을, R-123은 54.94 kW의 출력과 12.02%의 효율을, R-245fa는 44.92 kW의 출력과 8.78%의 효율을 나타내고, 중간 유량인 2.5 kg/s에서는 R-601a는 151 kW의 출력과 13.65%의 효율을, R-123은 138.5 kW의 출력과 12.12%의 효율을, R-245fa는 113.5 kW의 출력과 8.87%의 효율을 나타내며, 5 kg/s에서는 R-601a는 251.8 kW의 출력과 13.68%의 효율을, R-123은 230.8 kW의 출력과 12.15%의 효율을, R-245fa는 188.2 kW의 출력과 8.9%의 효율을 나타내었다. 세 가지 종류의 작동유체 중에서도 열원 온도 상승 시와 마찬가지로 R-

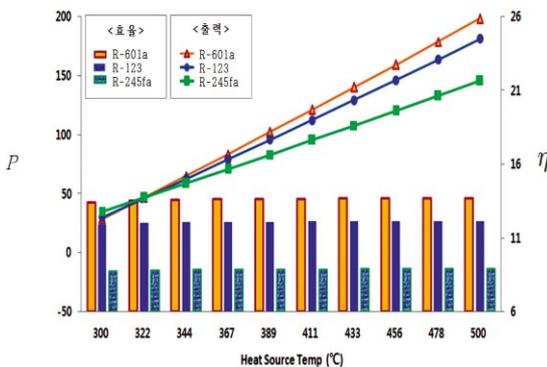


Fig. 6 Performance characteristic by exhaust gas temperature

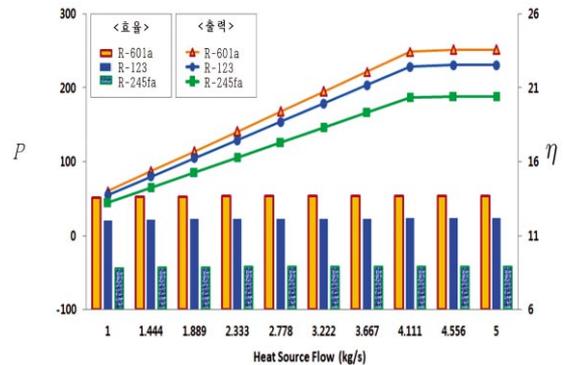


Fig. 7 Performance characteristic by exhaust gas mass flow

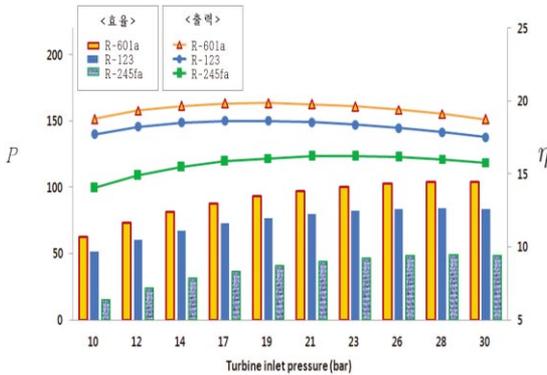


Fig. 8 Performance characteristic by turbine inlet pressure

601a가 출력과 효율측면에서 가장 우수한 성능을 나타내고 있었다. 그리고 출력 증감비율은 열원 유량이 매 초당 1 kg 상승 시 R-601a는 3.83 kW, R-123은 3.51 kW, R-245fa는 2.86 kW씩 출력이 증가하였다. 그러나 효율은 약간의 상승은 있었으나 큰 변화가 없었다. 이는 열원의 온도 상승 시와 유사하게 유량 증가에 비례하여 열매체유 열교환기와 증발기에서 열교환량도 비례하여 증감하기 때문인 것으로 분석된다. 즉, 열매체유 열교환기와 증발기에서 출구온도는 동일하므로 열원의 입구 유량이 증가할수록 열교환량이 증가하여 출력이 증가하고 열원의 유량이 작을수록 열매체유 열교환기의 열교환량도 작아져서 출력이 감소하고 있었다. 그러나 효율은 입력 열원 증감에 비례하여 출력이 증감하므로 큰 변화가 없었다.

5.5 터빈 입구 압력 변화에 따른 성능특성

용량 1,500 kW의 바이오가스엔진에서 기준사이클 성능해석 조건에서 터빈 입구압력을 10 bar에서 30 bar까지 변화시켰을 때 성능변화를 분석하였다.

Fig. 8은 ORC 발전시스템에서 터빈 입구 압력 변화에 따른 작동유체 종류별 출력과 효율을 나타내고 있다. 그림에서와 같이 터빈 입구 압력이 증가할수록 작동유체 유량이 감소하여 입력 열량이 감소하는 것을 알 수 있었다. 터빈 출구 배압에 따라서는 응축기에서 방열 열량의 대소에 따라 출력과 효율이 변화하였으며 열원의 입력 열량은 동일하였다.

터빈입구 압력 10 bar에서 R-601a는 151.50 kW의 출력과 10.70%의 효율을, R-123은 140.0 kW의 출력과 9.70%의 효율을, R-245fa는 99.62 kW의 출력과 6.36%의 효율을 나타내었다. 20 bar인 경우에는 R-601a는 163.1 kW의 출력과 13.66%의 효율을, R-123은 149.7 kW의 출력과 12.13%의 효율을, R-245fa는 122.7 kW의 출력과 8.88%의 효율을 나타내며, 30 bar인 경우에는 R-601a는 151.30 kW의 출력과 14.48%의 효율을 나타내고, R-123은 137.90 kW의 출력과 12.61%의 효율을, R-245fa는 118.60 kW의 출력과 9.43%의 효율을 나타내었다. 일반적인 랭킨사이클에서는 터빈 입구 온도와 압력이 올라가면 출력이 상승하는 것이 보통이나 ORC 발전시스템에서는 다른 특성을 보여준다. 압력상승에 비례하여 효율은 완만하게 상승하고 있었으나 출력은 R-601a는 20 bar까지, R-123도 19 bar까지, R-245fa는 23 bar까지는 상승하다가 그 이상의 압력에서는 터빈 입구압력 상승에 따라 출력이 감소하였다. 유기랭킨사이클의 터빈입구는 작동유체의 포화압력과 포화온도를 나타내므로 압력이 일정구간 이상 증가할 경우 포화온도도 증가하여 증발기에서 열회수량이 줄어들어 출력이 감소하는 것으로 분석된다. 터빈입구 압력 변화에 따른 출력과 효율의 변화를 분석한 결과 일정압력 이하까지는 입열량의 감소량 보다 터빈의 열낙차가 크므로 출력이 증가하다가 일정 압력 이상에서는 터빈의 열낙차의 증가량 보다 입열량의 감소가 더 커서 출력이 감소하는 것으로 분석된다. 그러나 효율은 압력상승에 비례하여 완만하게 증가하는 것으로 분석되었다. 이러한 분석 결과로부터 작동유체의 특성상 특정온도와 압력구간에서 최대의 출력을 얻을 수 있는 터빈입구 압력이 존재하는 것으로 분석된다.

6. 결론

본 연구에서는 하수처리장에서 운전 중인 용량 1,500 kW 바이오가스엔진 배기열원으로 유기랭킨사이클 발전 시스템을 구성하여 배기열원 온도 460℃, 유량 2.7 kg/s, 터빈 입구압력 20 bar 및 재생기 설치 등의 기준 조건하에서 작동유체 R-601a, R-123 및 R-245fa를 성능해석한 결과 R-601a가 가장 우수한 성능특성을 보였으며, 재생기 유무, 열원 온도, 유량, 터빈 입구압력 변

중온 배기열을 이용한 유기랭킨사이클 작동유체별 성능특성

화 등의 조건 변화에 따른 성능특성 영향에 대하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 작동유체 R-601a, R-123 및 R-245fa로 성능 해석한 결과 R-601a가 163.1 kW의 발전출력과 13.66%의 효율로 가장 우수한 성능을 보였다.

둘째, 터빈과 응축기 사이에 재생기를 설치할 경우 재생기가 없을 경우와 비교 시 약 1.01%~2.78%의 효율이 상승된다.

셋째, 배기열원의 온도 상승에 비례하여 출력이 증가하고 1°C 증가함에 따라 출력이 약 0.55 kW~0.84 kW 상승된다.

넷째, 배기열원의 유량 증가에 비례하여 출력이 상승하고 0.1 kg/s 증가함에 따라 출력이 약 2.86 kW~3.83 kW 상승된다.

다섯째, 터빈입구 압력 변화에 따라 작동유체 종류별 약 19 bar~23 bar 구간까지 출력이 증가하고 그 이상의 압력에서는 출력이 감소된다.

참고문헌

1. 강 훈, Journal of the KSME 9, Vol.49 No.9, 고려대학교, pp. 47-50.
2. Eum. H. S, 2012, Optimization Study on the Performance Analysis of Organic Rankine Cycle for Characteristics of Low Temperature heat Source, 설비공학논문집 제 24권 제 1호.
3. Kim. K. H, 2011, Study of Working Fluids on Thermo dynamic Performance of Organic Rankine Cycle(ORC), 금오공과대학교.
4. 한국지역난방공사, 2012, 지열을 이용한 발전 및 지역난방 활용방안 연구 최종보고서, pp. 76-77.
5. G. David, F. Michel, L. Sanchez, World Engineer's Convention, 2011.
6. 난지 물재생센터 바이오가스 생산량예측 불순물 제거방안 및 사업 최적화 연구용역 결과 보고서, 한국지역난방공사, 2011.
7. Eom. H. S, 2012, Experimental Study on the Operating Characteristics of Organic Rankine Cycle, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 208-215.