



가스 엔진 배열을 이용한 유기랭킨사이클 시스템의 열역학적 해석

성태홍 · 윤은구 · 김현동 · 최정환* · 채정민* · 조영아* · †김경천

부산대학교 기계공학부, *한국가스공사 연구개발원

(2014년 12월 30일 접수, 2015년 3월 17일 수정, 2015년 4월 23일 채택)

Thermodynamic Analysis on Organic Rankine Cycle using Exhaust Heat of Gas Engine

Taehong Sung · Eunkoo Yun · Hyun Dong Kim · Jeong Hwan Choi*

Jeong Min Chae* · Young Ah Cho* · †Kyung Chun Kim

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan, 609-735, Korea

*KOGAS R&D division New Energy Technology Center, Aansan 426-790, Korea

(Received December 30, 2014; Revised March 17, 2015; Accepted April 23, 2015)

요약

가솔린 엔진에서 개조된 가스 엔진에서 발생하는 냉각수와 배기가스를 분석하여 복합발전 시스템에서 활용 가능한 폐열의 양과 질을 확인하였다. 엔진 배기가스의 온도는 573.8 °C 이고, 엔진 출구 냉각수의 온도는 85.7 °C 이고, 폐열의 양은 엔진 냉각수가 배기가스에 비교하여 두 배 수준이었다. 두 가지 폐열의 상이한 온도와 양에 대응하는 유기랭킨사이클 (Organic Rankine Cycle: ORC) 발전시스템을 설계하고 열역학적 분석을 수행하였다.

Abstract - The amount and quality of waste heat from a gas engine which is modified from an automobile gasoline engine is analyzed. Exhaust temperature is 573.8 °C and engine cooling water exit temperature is 85.7 °C. The amount of waste heat of engine cooling water is double compared to that of exhaust gas. Organic Rankine cycle (ORC) system is designed for two different waste heat source of engine cooling water and engine exhaust and is thermodynamically analyzed.

Key words : gas engine, engine exhaust, organic rankine cycle(ORC), hybrid system, thermodynamic analysis

1. 서론

최근 세계적으로 환경적인 규제 강화와 에너지 부족 문제가 대두하면서 저온 열원 회수를 통한 에너지 재생 및 이용에 대한 관심이 커지고 있다. 그 중 대표적인 기술로 ORC 발전시스템에 대한 다양한 연구들이 진행되고 있다[1-4]. ORC 시스템은 물보다 낮은 비등점을 가지는 유기냉매를 작동유체로

사용하여 열에너지를 전기 에너지로 변환하는 발전 시스템으로 그 구성이 비교적 복잡하지 않고 구성요소의 수급이 쉬우며 발전과정에서 환경오염 물질과 온난화 가스의 배출이 없어 친환경적이다. 또한, 산업폐열, 선박폐열, 지열, 태양열, 바이오매스 등 기존에 활용성이 낮아 버려지는 열의 회수를 통해 고급 에너지인 전기를 생산하여 에너지 효율을 향상함으로써 에너지의 효과적인 활용에 이용될 수 있다[5].

또한, ORC는 비교적 열역학적 효율이 높으며, 스팀사이클과 비교하여 작동 온도 및 압력이 상대적으로 낮아 터빈에 작용하는 열적, 기계적 스트레스가

†Corresponding author:kckim@pusan.ac.kr

Copyright © 2015 by The Korean Institute of Gas

낮으며, 적절한 유기냉매를 선택하면 터빈 내부에서 팽창이 기체 상태로만 이루어져 액체에 의한 터빈 날개의 손상 위험이 없으므로 유지보수가 쉽고, 구동이 간단하여 시스템을 통제하는 작업자의 상시대기가 불필요하다는 장점이 있다[6].

자동차, 선박 등의 동력기관으로 광범위하게 사용되는 내연기관은 연료의 연소 후 고온의 배출가스를 방출한다. 최근 내연기관은 분산형 전력 발전원으로 주목받고 있으며 이러한 내연기관에 ORC를 결합하여 내연기관에서 발생하는 폐열을 활용하는 연구가 진행되고 있다[7-9].

본 연구에서는 이러한 ORC 기술을 가스 엔진을 이용한 Tri-generation 시스템에 접목해 가스 엔진에서 발생하는 고온의 배기가스와 냉각수를 이용하여 전기 에너지와 고온수를 동시에 생산할 수 있는 ORC 시스템을 설계하고 열역학적인 분석을 수행하였다. 상용 엔진에서 폐열 정보를 획득하여 폐열조건(온도/유량)을 분석하고 이를 활용하는 복합발전 시스템을 구성하였다.

II. 가스 엔진 폐열 특성 분석

산업 현장이나 내연기관의 엔진에서 발생하는 폐열을 이용한 ORC 발전시스템 개발에 있어서 가장 기초적이고 중요한 과정은 폐열의 특성을 분석하는 것이다. 폐열의 온도, 유량, 변동폭은 ORC 발전시스템의 작동 조건과 출력, 효율을 결정하는 근본적인 변수이며 이 조건에 따라 ORC 발전시스템의 구성, 작동조건, 제어 방법이 달라진다. 가스 엔진에서 발생하는 폐열은 실린더를 냉각시키기 위한 냉각수와 고온의 배기가스에서 주로 발생하므로 가스 엔진의 작동 상태에 따른 배기가스와 냉각수의 유량, 온도, 압력, 변동폭 등에 대한 측정 자료를 바탕으로 폐열의 특성을 분석하였다.

Fig. 1은 가스공사에서 개발하고 있는 가스엔진을

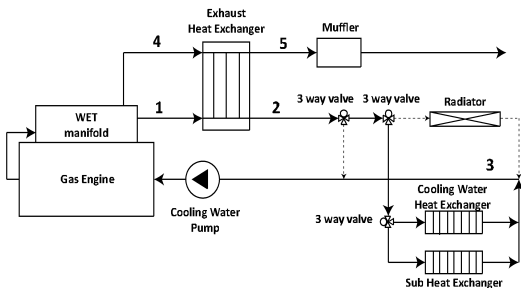


Fig. 1. Gas engine tri-generation system.

활용한 Tri-generation 시스템을 나타낸다. 가스엔진은 일본에서 개발된 M4R 가솔린 엔진을 가스 엔진으로 개조하였으며, 4개의 실린더에 배기량 1997cc, 최대 출력 142마력(6,000rpm), 최대 토크 20 kg · m (4,800 rpm)이며, 무게는 103 kg이다. 측정 지점 ②과 ③ 사이에 설치된 열교환기는 ORC 시스템의 증발기 역할로 폐열량 측정 실험에서는 별도의 냉각수를 사용해 엔진 냉각수를 냉각한다.

Table 1은 1,800 rpm에서 92% 부하에서 측정된 폐열 데이터이다. 엔진으로부터 573.8 °C의 배기가스가 배출되며 (측정 지점 ④) 엔진 냉각수와 열교환한 뒤 104.8 °C의 온도로 방출된다 (측정 지점 ⑤). 엔진 냉각수는 엔진에서 85.7 °C의 온도로 방출된 후 (측정 지점 ①) 엔진 배기가스와 열교환을 통해 88.4 °C (측정 지점 ②)까지 가열되고 이후 냉각수 열교환기를 통과하면서 온도가 72.7 °C로 떨어진 뒤 (측정 지점 ③) 엔진으로 들어간다. 배기가스의 압력은 115 kPa로 열교환기를 통과하면서 104 kPa로 낮아진다. 가스엔진 냉각수 폐열량은 42kW이고 배기가스에서 냉각수로 회수한 폐열량은 21kW로 배기가스 폐열량은 냉각수 폐열량과 비교해 절반 수준이다.

III. ORC 시스템 해석

3.1. 시스템 해석

ORC 발전 시스템의 정적 성능 해석을 위해 랭킨 사이클 해석 시 적용되는 열역학 수식과 물성값을 이용하였다. ORC 시스템은 열원과 냉각수의 온도 범위를 먼저 분석하여 허용 가능한 냉매의 증발온도와 응축온도를 확인한 다음 시스템 컴포넌트의 성능과 관계되는 스펙을 설계하였다. Tri-generation을 위한 ORC 시스템 설계에는 폐열 회수를 수행하는 증발기와 응축기의 온도변화, 질량유량, 과열도, 과냉도, 접근 온도 등을 설계한다. 열역학 사이클 해석 프로그램인 EES V9.698을 사용하여 ORC 시스템의 파라메트릭 분석을 수행하고 적합 냉매 및 사이클 조건을 설계하였다. 팽창기의 효율 η_{exp} 은 팽창기 입출구 엔탈피 변화 $h_{in,exp} - h_{out,exp}$ 에 등엔트로피 변화에서 얻을 수 있는 엔탈피 변화 $h_{in,exp} - h_{out,exp,s}$ 의 비로 나타내며 식 (1)과 같다.

$$\eta_{exp} = \frac{h_{in,exp} - h_{out,exp}}{h_{in,exp} - h_{out,exp,s}} \quad (1)$$

증발기에서의 열교환량 q_{ev} 는 식 (2)과 같이 유체

의 입출구 엔탈피 차로 나타낼 수 있다.

$$q_{ev} = h_{out,ev} - h_{in,ev} \quad (2)$$

증발기와 응축기에서 냉매와 물 사이의 열교환량은 식 (3-4)와 같이 보존된다.

$$\dot{M}_{hf}(h_{in,hf,ev} - h_{out,hf,ev}) = \dot{M}(h_{in,ev} - h_{out,ev}) \quad (3)$$

$$\dot{M}_{cf}(h_{in,cf,cd} - h_{out,cf,cd}) = \dot{M}(h_{in,cd} - h_{out,cd}) \quad (4)$$

시스템에서 팽창기와 펌프의 일은 식 (5-6)과 같이 입출구 엔탈피의 변화로 유도된다.

$$w_{exp} = h_{in,exp} - h_{out,exp} \quad (5)$$

$$w_{pp} = h_{in,pp} - h_{out,pp} \quad (6)$$

시스템의 실효일은 팽창기에서 발생하는 일과 펌프 일의 차로 식 (7)과 같이 나타낸다.

$$w_{net} = w_{exp} - w_{pp} \quad (7)$$

시스템 사이클의 효율 η_{cycle} 은 실효 일 w_{net} 을 증발기 열교환량 q_{ev} 으로 나눈 것으로 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_{cycle} = \frac{w_{exp} - w_{pp}}{q_{ev}} \quad (8)$$

3.2. ORC 단일 하이브리드 시스템 해석

개조된 가스엔진에서 발생하는 폐열을 최대한 활용하는 동시에 실험적으로 구현하기 쉬운 시스템을 만들기 위해서는 가능한 구성요소가 단순한 사이클을 설계할 필요가 있다. 저온의 냉각수 폐열의 양이 고온의 배기가스 폐열과 비교해 양이 많은 가스 엔진에 대한 ORC 시스템을 설계할 때, 가장 단순하게

Table 1. Data of gas engine exhaust

Cooling water exit temperature (1) in Fig. 1	85.7	°C
Temperature at (2) in Fig. 1	88.4	°C
Temperature at (3) in Fig. 1	72.7	°C
Cooling water mass flow rate	1.0	kg/s
Exhaust gas temperature (4) in Fig. 1	573.8	°C
Temperature at (5) in Fig. 1	104.8	°C

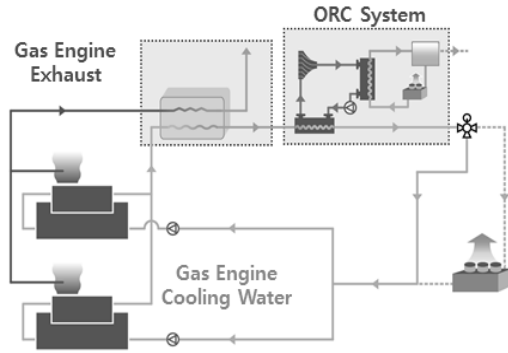


Fig. 2. Gas engine bottoming ORC system.

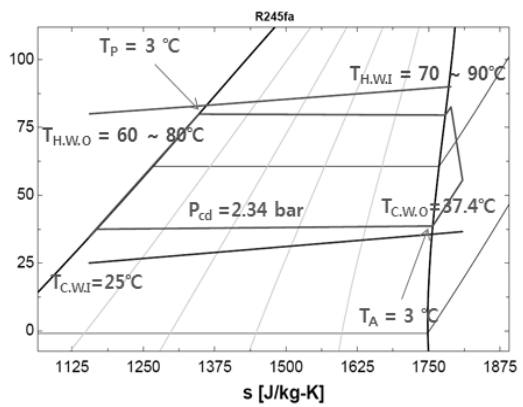


Fig. 3. T-s diagram for gas engine bottoming ORC system.

Table 2. Simulation condition

Condensing pressure	234	kpa
Condensing temperature	37.7	°C
Superheating temperature	3	°C
Subcooled temperature	3	°C
Pinch temperature	4	°C
Approaching temperature	3	°C
Pump efficiency	70	%
Expander efficiency	50-70	%
Cooling water inlet temperature (ORC)	25	°C
Cooling water outlet temperature (ORC)	37.4	°C
Hot water inlet temperature (ORC)	70-90	°C

시스템을 구성하는 방법은 Fig. 2와 Fig. 3에 묘사된 것처럼 가스 엔진을 냉각하고 나온 냉각수를 고온의 배기가스와 열 교환하여 배기가스의 폐열을 회수하여 ORC 시스템에 직접 공급하는 방식이다. 이 경우 가스 엔진의 냉각 성능을 유지하기 위해 냉각수의 유량을 일정량 이상으로 유지해야 하므로 온도를 일정 수준 이상으로 높일 수 없다는 단점이 있지만, 시스템이 간단하여 시스템 구성과 제어 유지/보수가 쉽다는 장점이 있다. Table 2는 ORC 시스템의 증발기 입구에서 가스 엔진 냉각수의 온도가 변할 경우 시스템의 성능 변화를 알아보기 위한 해석 조건을

나타내고 있다. 객관적인 성능 비교를 위해 다른 모든 조건은 같게 유지한 상태에서 증발기 고온수의 온도가 70 ~ 90°C로 변할 때 시스템의 출력 및 효율 변화를 해석하였다. 이 때 적용한 작동 유체는 R245fa이다.

Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7은 가스 엔진 냉각수의 증발기 입구에서의 온도 변화에 따른 증발 압력, 압력비, 출력, 시스템 효율 변화를 보여 주고 있다. 핀치 온도 (Pinch Temperature)를 4°C로 고정한 상태에서 해석하였기 때문에 가스 엔진 냉각수의 온도가 높아질수록 냉매의 증발 온도와 압력도 그에 비례하

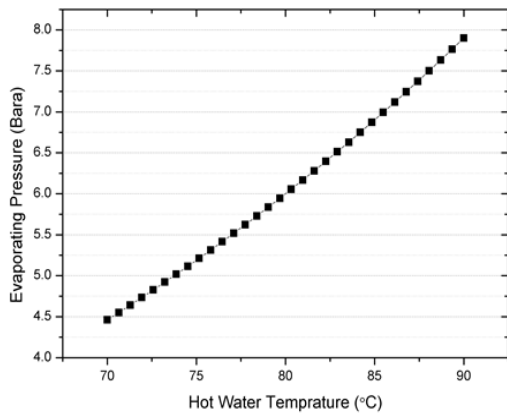


Fig. 4. Evaporating pressure corresponding to hot water temperature in gas engine bottoming ORC system.

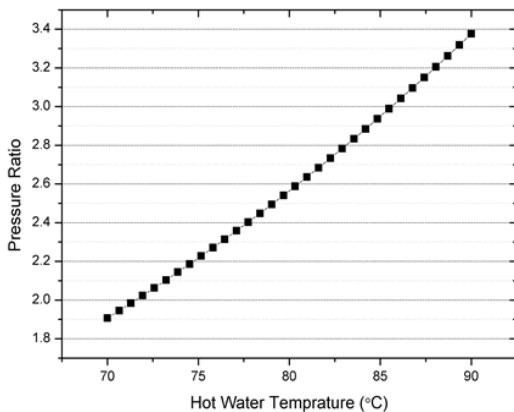


Fig. 5. Pressure ratio corresponding to hot water temperature in gas engine bottoming ORC system.

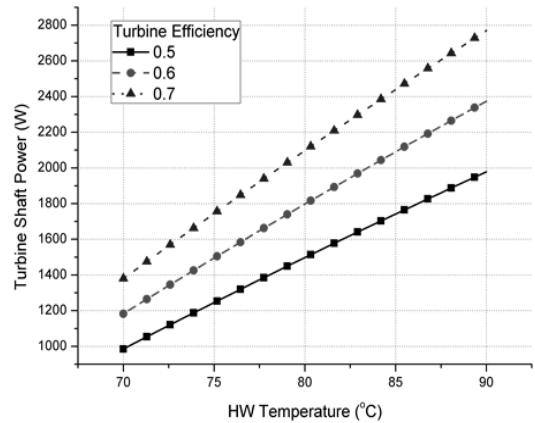


Fig. 6. Turbine shaft power corresponding to hot water temperature in gas engine bottoming ORC system.

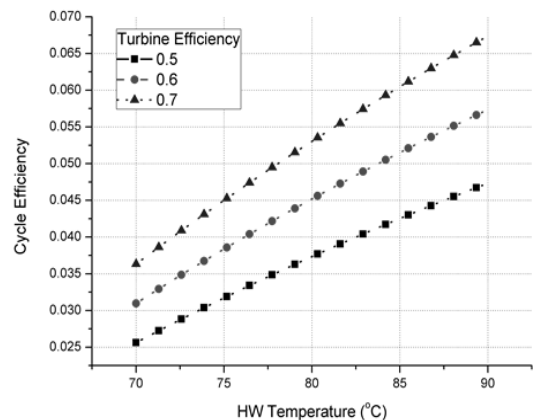


Fig. 7. Thermal efficiency corresponding to hot water temperature in gas engine bottoming ORC system.

여 상승하며 90℃에서 최대 압력은 절대압력으로 8 bar 수준이며, 압력비는 3.4까지 증가한다. 증발 압력과 압력비가 증가함에 따라 팽창기에서 생산되는 일의 양도 증가하게 되며, 시스템 효율도 동반 상승하게 된다. 이 때 팽창기 출력과 시스템 효율에 영향을 주는 요소는 팽창기의 등엔트로피 효율이다. 등엔트로피 효율은 팽창기의 설계단계에서 결정되는 요소로 비가역성이 최소화하도록 설계해야 한다. Fig. 6과 Fig. 7을 보면 팽창기의 등엔트로피 효율이 70%인 경우 팽창기 출력은 최대 2.8 kW 수준이며, 팽창기 등엔트로피 효율이 50%로 떨어지게 되면 팽창기 최대 출력은 2.0 kW로 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 그에 대응하여 시스템 효율도 대략 6.7%에서 4.7%로 감소함을 확인할 수 있다. 따라서 ORC 시스템의 효율을 향상하기 위해서는 가스 엔진 냉각수의 온도와 유량을 높이는 방향으로 시스템을 구성하고 작동 조건을 설정하는 것이 중요하다.

3.3. 온수 이용 ORC 시스템 해석

가스 엔진 폐열을 이용한 ORC 복합 발전시스템을 적용할 때 ORC 시스템의 또 다른 이용 방법의 하나는 ORC 시스템의 응축기로 들어가는 냉각수 유량을 제어하여 응축기 출구에서 냉각수 온도를 높여서 CHP 모드로 작동시키는 것이다. 이러한 경우 전기 출력은 감소하지만, 전체적인 ORC 시스템의 열역학적 효율은 90% 이상으로 증가하게 된다. 응축 압력의 변화에 따른 응축수의 온도 및 유량, 그리고 시스템 성능 변화를 알아보기 위해 Table 3의 조건에서 정적 해석을 수행하였다. 증발기로 유입되는

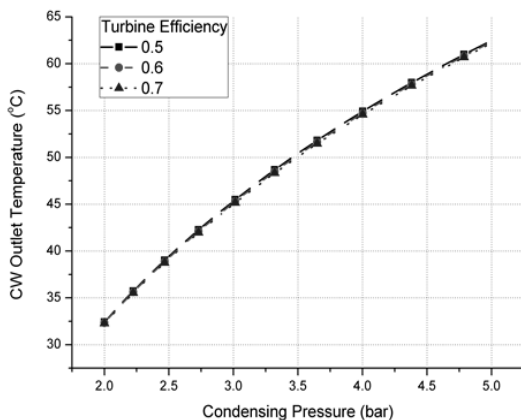


Fig. 8. Cooling water temperature corresponding to condensing pressure in gas engine bottoming ORC system.

고온수의 온도와 유량은 고정하고, 응축수 온도가 25℃이고 유량이 점진적으로 감소시키면 허용 접근 온도가 고정되어 있으므로 증발 압력이 상승하게 되고 그에 따라 응축기에서 응축수의 출구 온도가 상승하게 된다.

Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11은 ORC 발전시스템이 CHP 모드로 작동할 때, 응축 압력에 따른 응축수의 온도와 유량 변화 및 그에 대응하는 시스템의 출력과 효율 변화를 보여 주는 그래프이다. 앞서 언급한 것처럼 응축 압력이 증가할수록 응축기 출구에서 응축수의 온도가 비례적으로 상승하고 응축수의

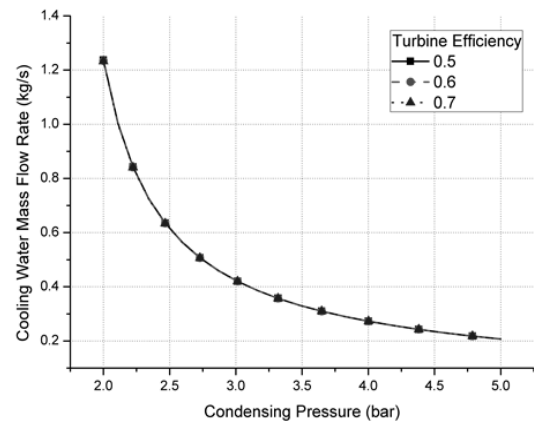


Fig. 9. Cooling water mass flow rate corresponding to condensing pressure in gas engine bottoming ORC system.

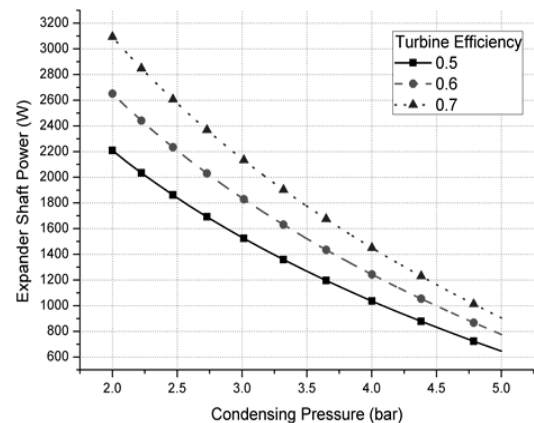


Fig. 10. Turbine shaft power corresponding to condensing pressure in gas engine bottoming ORC system.

유량은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 응축 압력이 2.0 bar의 경우 응축수의 온도는 32.5 °C 였으나 응축 압력이 3.5 bar로 상승하며, 응축 온도도 50 °C까지 상승하게 되고 유량은 0.35 kg/s로 감소한다. 응축압력을 3.5 bar로 높이면 50 °C의 고온수를 분당 약 18 리터씩 얻을 수 있다.

그러나 ORC 시스템의 출력과 효율은 팽창기의 등엔트로피 효율이 70%인 경우 응축 압력 2.0 bar 일 때, 3.1 kW, 약 7.8 %에서 응축 압력이 3.5 bar로 증가하게 되면 압력비가 감소하여 출력과 효율 모두 40% 이상 감소하게 된다. 따라서 가스 엔진 ORC 발전시스템을 CHP 모드로 작동시키고자 할 경우 설계 단계에서부터 Tri-generation의 용도 및 적용 분야를

신중하게 고려하여 정확한 작동 조건을 설정하고 설계를 진행하는 것이 바람직하다고 판단된다.

3.4. 열전달 루프 ORC 시스템 해석

가스 엔진 폐열을 이용하여 ORC 발전시스템을 설계할 때 고려할 수 있는 또 다른 시스템 구성은 Fig. 12와 Fig. 13에 나타나 있는 것과 같이 가스 엔진과 ORC 시스템 사이에 별도의 열전달 루프를 설치하여 간접적으로 고온수를 증발기에 공급하는 방식이다. 이 경우 열전달 루프의 유량을 제어할 수 있으므로 고온수의 온도를 제어할 수 있다는 장점이 있으나 열전달 루프를 구성하기 위해 가스엔진 냉각수와 열전달 루프 사이에 별도의 열교환기와 펌프를

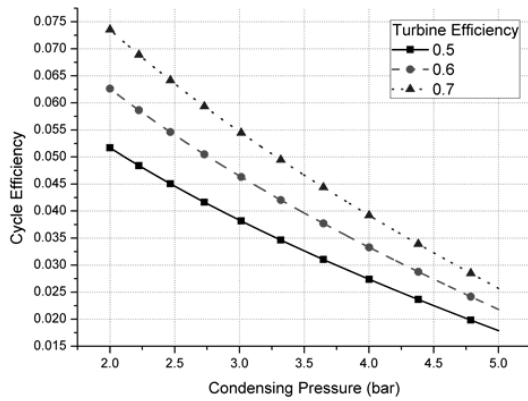


Fig. 11. Thermal efficiency corresponding to condensing pressure in gas engine bottoming ORC system.

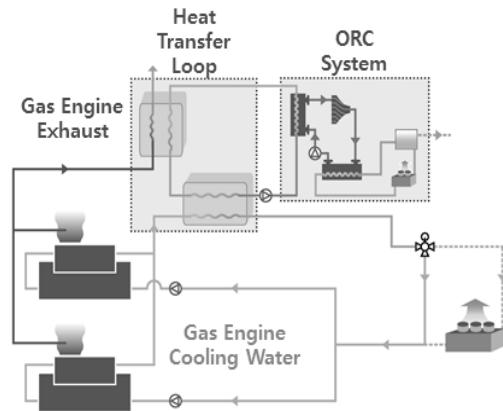


Fig. 12. Gas engine bottoming ORC system with additional heat transfer loop.

Table 3. Simulation condition

Evaporating pressure	790	kpa
Evaporating temperature	80.1	°C
Superheating temperature	3	°C
Subcooled temperature	3	°C
Pinch temperature	4	°C
Approaching temperature	3	°C
Pump efficiency	70	%
Expander efficiency	50-70	%
Cooling water inlet temperature (ORC)	25	°C
Hot water inlet temperature (ORC)	90	°C

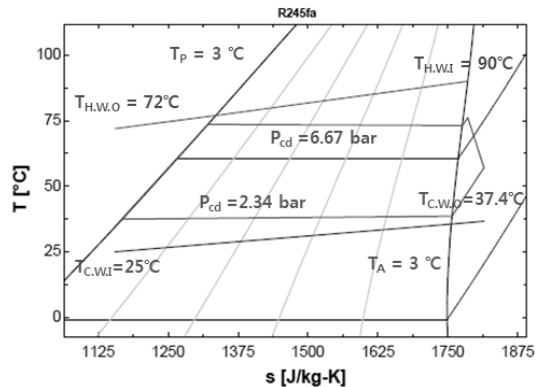


Fig. 13. T-s diagram for gas engine bottoming ORC system with additional heat transfer loop.

Table 4. Simulation condition

Evaporating pressure	667	kpa
Evaporating temperature	74	°C
Superheating temperature	3	°C
Subcooled temperature	3	°C
Pinch temperature	4	°C
Approaching temperature	3	°C
Pump efficiency	70	%
Expander efficiency	70	%
Cooling water inlet temperature (ORC)	25	°C
Cooling water outlet temperature (ORC)	37.4	°C
Refrigerant mass flow rate	1.5	kg/s
Hot water inlet temperature (ORC)	90	°C

Table 5. Simulation result comparison

	Case 3.1	Case 3.3	
Condensing pressure	234	234	kpa
Evaporating temperature	790	667	kpa
Pressure ratio	3.37	2.85	
Turbine power ($\eta_{turb}=0.7$)	2,770	1,130	W
Thermal efficiency	6.7	4.2	%

설치해야 하므로 시스템이 복잡해진다는 단점이 있다. Table 4는 가스 엔진 냉각수를 직접 이용하는 경우와 별도의 열전달 루프를 적용하는 경우에 대하여 ORC 시스템의 성능을 비교하기 위한 사이클 해석 조건을 나타내고 있다. 가스 엔진 냉각수로부터 충분히 폐열을 회수하기 위하여 증발기에서 고온수 출구 온도를 72 °C로 설정하였고 두 경우 모두 60 kW의 폐열을 회수하는 조건으로 비교하였으며, 그 계산 결과가 Table 5에 비교되어 있다. 별도의 열교환 루프를 설치하였을 경우 증발기 출구에서 고온수 온도가 낮으므로 핀치 온도에 의해 증발 압력과 온도가 낮아지게 되고 결과적으로 압력비가 낮아서 시스템 효율과 성능 측면에서 가스 엔진 냉각수를 직접 이용하는 경우보다 비효율적인 구성이 되는 것을 확인할 수 있다.

별도의 열교환 루프를 적용하는 경우, 열교환 루

프를 순환하는 고온수의 유량을 감소시켜 증발기 입출구에서의 온도 차이를 크게 할 경우 과열도는 높일 수 있으나 증발 압력과 온도가 떨어져 시스템 출력과 효율이 떨어진다. 반대로 고온수의 유량을 높여 증발기 입출구에서 고온수의 온도 차이를 줄일 경우 가스 엔진의 냉각수 온도가 일정하게 정해져 있으므로 가스엔진의 냉각수로부터 충분히 폐열을 회수할 수 없으므로 출력과 효율이 오히려 더 감소하는 상황을 가져올 수 있다. 결론적으로 별도의 열전달 루프를 설치하는 경우 시스템이 복잡해지고 설치비용이 상승하지만, 오히려 출력과 효율이 떨어지므로 적용 시 비효율적인 요인 발생할 것으로 판단된다.

V. 결론

가솔린 엔진을 개조한 가스 엔진의 온도 유량을 분석하여 가스 엔진에서 발생하는 두 가지 폐열인 엔진 냉각수와 엔진 배기가스의 양과 질을 확인하였다. 엔진 냉각수의 온도는 85.7 °C, 양은 42kW이고 엔진 배기가스의 온도는 573.8 °C, 양은 21kW로 저온열원인 엔진 냉각수의 양이 두 배 많은 것으로 나타났다.-

가스엔진의 냉각수와 배출가스를 분석하여 얻은 폐열을 토대로 온도와 유량이 다른 두 폐열을 활용하기 위한 ORC 시스템을 설계하고 열역학적 분석을 수행하였다. ORC 단일 시스템, 온수 활용 ORC 시스템, 별도의 열전달 루프 ORC 분석 결과 저온열원의 양이 많고 시스템을 단순하게 구성하는 경우 ORC 단일 시스템이 유리한 것을 확인하였다.

사용기호

- \dot{M} : 질량유량 [kg/s]
- cd : 응축기
- cf : 저온수
- ev : 증발기
- exp : 팽창기
- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- η_{cycle} : 사이클 효율
- η_{exp} : 팽창기 효율
- net : 실효
- hf : 고온수
- pp : 펌프
- q : 열량 [kJ/kg]
- s : 등엔트로피 상태
- w : 일 [kJ/kg]

감사의 글

이 논문은 한국가스공사의 지원과 한국연구재단 지원과제(No. 2009-00459, No. 2011-0030013)에 의하여 연구되었음.

REFERENCES

- [1] Liu, B.T., Chien, K.H. and Wang, C.C.. "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy*, **29**(8), 1207-1217, (2004)
- [2] Madhawa Hettiarachchi, H.D., Golubovic, M., Worek, W.M. and Ikegami, Y., "Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources" *Energy*, **32**(9), 1698-1706, (2007)
- [3] Wei, D., Lu, X., Lu, Z., and Gu, J., "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery" *Energy conversion and Management*, **48**(4), 1113-1119, (2007)
- [4] Yun, E., Kim, H.D., Yoon, S.Y., Kim, K.C., "Development of small-scale organic rankine cycle system and study on its operating characteristics", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, **37**(10), 919~926, (2013)
- [5] Quoilin, S., Broek, M.V.D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **22**, 168-186, (2013)
- [6] Hung, T.C., Shai, T.Y. and Wang, S.K., "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, **22**(7), 661-667, (1997)
- [7] Danov, S. N., and Gupta, A. K, "Modeling the performance characteristics of diesel engine based combined-cycle power plants—Part I: mathematical model", *Journal of engineering for gas turbines and power*, **126**(1), 28-34, (2004)
- [8] Danov, S. N., and Gupta, A. K, "Modeling the Performance Characteristics of Diesel Engine Based Combined-Cycle Power Plants—Part II: Results and Applications", *Journal of engineering for gas turbines and power*, **126**(1), 35-39, (2004)
- [9] Vaja, I. and Gambarotta, A., "Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs)", *Energy*, **35**(2), 1084-1093, (2010)