

# 하이브리드 Tri-generation 가스엔진-유기랭킨사이클 시스템의 설계 및 열역학적 해석

성태홍<sup>1</sup> · 윤은구<sup>1</sup> · 김현동<sup>1</sup> · 최정환<sup>2</sup> · 채정민<sup>2</sup> · 조영아<sup>2</sup> · 김경천<sup>1†</sup>  
<sup>1</sup>부산대학교 기계공학부, <sup>2</sup>한국가스공사 연구개발원

## Design and Thermodynamic Analysis of Hybrid Tri-generation Gas Engine-Organic Rankine Cycle

TAEHONG SUNG<sup>1</sup>, EUNKOO YUN<sup>1</sup>, HYUN DONG KIM<sup>1</sup>, JEONG HWAN CHOI<sup>2</sup>, JUNG MIN CHAE<sup>2</sup>,  
YOUNG AH CHO<sup>2</sup>, KYUNG CHUN KIM<sup>1†</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan, 609-735, Korea

<sup>2</sup>KOGAS R&D division New Energy Technology Center, Ansan 426-790, Korea

**Abstract** >> In a gas engine, the exhaust and the engine cooling water are generated. The engine cooling water temperature is 100 °C and the exhaust temperature is 500 °C. The amount of heat of engine cooling water is 43 kW and the amount of heat of exhaust is 21 kW. Eight different hybrid organic Rankine cycle (ORC) system configurations which considering different amount and temperature of waste heat are proposed for two gas engine tri-generation system and are thermodynamically analyzed. Simple system which concentrating two different waste heat on relatively low temperature engine cooling water shows highest thermal efficiency of 7.84% with pressure ratio of 3.67 and shaft power of 5.17 kW.

**Key words** : Gas engine(가스 엔진), Engine exhaust(엔진 배기), Organic Rankine cycle(유기랭킨사이클), Hybrid system(하이브리드 시스템), Thermodynamic analysis(열역학적 분석)

### Nomenclature

$h$  : enthalpy (kJ/kg)  
 $\eta$  : efficiency  
 $\dot{M}$  : mass flow rate (kg/s)  
 $q$  : heat transfer (kJ/kg)

### Subscripts

CD : condenser  
C.W. : cooling water  
E.G. : engine exhaust gas  
EV : evaporator  
HX : heat exchanger  
H.W. : hot water  
in : inlet  
out : outlet  
PP : pump

<sup>†</sup>Corresponding author : kckim@pusan.ac.kr

Received : 2015.01.02 in revised form 2015.01.24 Accepted: 2015.02.28

Copyright © 2015 KHNES

RF : refrigerant  
 RG : regenerator  
 s : isentropic  
 TH : thermal  
 TUR : turbine

## 1. 서 론

유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle: ORC) 시스템은 임계온도가 물보다 낮은 유기냉매를 작동유체로 사용하여 스팀사이클을 이용하여 회수 할 수 없는 산업폐열, 선박폐열, 태양열 지열 등 저온의 열원에 활용하여 에너지를 회수할 수 있어 이를 활용하기 위한 다양한 연구가 진행되고 있다<sup>1-6)</sup>. 특히 ORC 시스템은 구성이 단순하고 상대적으로 열역학적 효율이 우수하며 작동온도가 스팀사이클과 비교해 낮아 구동이 안정적이다<sup>7-8)</sup>.

연료와 공기를 연소실에서 연소시켜 동력을 얻는 내연기관은 자동차나 선박 등의 동력기관으로 광범위하게 이용되며 높은 온도의 폐열을 방출한다. 가스엔진에서는 배기가스 이외에도 가스엔진 자체의 온도를 일정 수준 이하로 유지하기 위해 냉각시스템을 구동하여 100℃ 내외의 폐열이 발생하고 있다. 내연기관과 ORC 시스템을 결합하여 이러한 내연기관에서 방출되는 폐열을 회수하는 시스템에 대한 연구가 진행되었다<sup>9-14)</sup>.

본 연구에서는 ORC 기술을 가스엔진과 결합하여 온도와 양이 상이한 엔진 배기가스와 냉각수를 활용할 수 있는 ORC 시스템을 설계하고 열역학적 분석을 수행하였다. 두 대의 가스엔진을 폐열원으로 사용하는 8 가지 하이브리드 시스템을 설계/분석하였다.

## 2. ORC 시스템 해석

가스엔진 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템을 설

**Table 1** Simulation condition for case study

	Engine cooling water engine exit temperature (°C)	Engine cooling water ORC outlet temperature (°C)	Engine cooling water mass flow rate (kg/s)	Recovered amount of heat (kW)
Case 1	90	85	2	64
Case 2	90	85	1	43
Case 3	90	75	0.67	64
Case 4	90	75	0.33	43
Case 5	90	85	2	64
Case 6	90	85	1	43
Case 7	90	75	0.67	64
Case 8	90	75	0.33	43

계하기 위하여 Table 1에 나타난 것과 같이 가스엔진 배열 특성에 따라서 8 가지 하이브리드 시스템을 설계하고 이에 대한 열역학적 해석을 수행하였다.

가스엔진에서는 100℃, 43kW 수준의 엔진 냉각수와 500℃, 21kW 수준의 배기가스가 발생한다. 가스엔진 냉각수의 온도와 유량은 그 발열량에 따라 90℃/85℃(냉각수 유량 1kg/s), 90℃/75℃(0.33 kg/s) 두 가지 경우에 대해 해석을 수행하였고, 시스템 구성에 있어서도 가스엔진 냉각수를 배기가스와 열교환 한 후 직접 증발기로 공급하는 방식(case 1~4)과 별도의 열교환 루프를 적용하는 방식(case 5~8) 두 가지 경우를 선택하여 해석에 적용하였다.

Tri-generation 시스템의 보다 효율적인 CHP 모드 사용을 위하여 가스엔진 냉각수 사용 조건을 엔진 2대의 모든 냉각수를 ORC 시스템에 사용하는 조건과 1대의 엔진 냉각수는 급탕으로 이용하고 나머지 1대의 엔진에서 나오는 냉각수는 ORC 시스템으로 공급하고 배기가스는 모두 ORC 시스템으로 공급되는 냉각수와 열교환하는 두 가지 방식을 채택하여 해석하였다.

재열기는 스크롤 팽창기를 나오는 고온의 냉매와 펌프를 나오는 저온의 냉매 사이에 설치하여 열을 회복하는 장치로 ORC 시스템에 설치된 재열기는 스크롤 팽창기의 팽창비와 등엔트로피 효율에 따라서

**Table 2** Simulation condition

Condensing pressure	232	kpa
Condensing temperature	37.7	℃
Superheating temperature	3	℃
Subcooled temperature	3	℃
Pinch temperature	4	℃
Approaching temperature	3	℃
Pump efficiency	70	%
Turbine efficiency	70	%
Regenerator efficiency	75	%
Cooling water inlet temperature (ORC)	25	℃
Cooling water outlet temperature (ORC)	37.4	℃
Cooling water mass flow rate (ORC)	0.97-1.47	kg/s

회수 할 수 있는 열량이 변화하며 최대 1% 수준의 열효율 향상을 기대할 수 있다. 재열기에서 회수하는 열량을 높일수록 재열기의 크기는 커지며 동시에 재열기에서 발생하는 압력손실도 증가한다.

가스 엔진 Tri-generation 시스템에서 발생하는 폐열을 활용하기 위한 ORC 시스템은 Table 2에 나타난 조건에 대해 Rankine 사이클의 설계에 사용되는 열역학 수식을 사용하여 설계하였다. ORC 시스템의 작동유체는 중저온 열원의 작동유체로 주목받고 있는 R-245fa를 선택하였다. ORC 시스템의 작동 사이클은 열원과 냉각수의 조건에 대해 질량유량, 접근온도, 핀치온도를 고려하여 응축온도와 증발온도를 결정하였으며 시스템 컴포넌트의 성능과 관계되는 조건을 결정하였다.

팽창기의 효율은 식 (1)과 같이 팽창기 입출구 엔탈피 변화에 등엔트로피 변화에서 얻을 수 있는 엔탈피 변화의 비로 나타난다.

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

증발기에서 발생하는 열교환량은 유체의 입출구 엔탈피 차로 식 (2)와 같다.

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

시스템에서 팽창기와 펌프의 일은 입출구 엔탈피의 변화로 식 (3)과 식 (4)와 같다.

$$w_{TUR} = h_{TUR,in} - h_{TUR,out} \quad (3)$$

$$w_{PP} = h_{PP,in} - h_{PP,out} \quad (4)$$

시스템의 실효일은 식 (5)과 같이 팽창기에서 발생하는 일과 펌프 일의 차이이다.

$$w_{net} = w_{TUR} - w_{PP} \quad (5)$$

시스템 사이클의 효율은 식 (6)과 같이 실효 일을 증발기 열교환량으로 나눈 것이다.

$$\eta_{TH} = \frac{w_{TUR} - w_{PP}}{q_{EV}} \quad (6)$$

ORC 시스템의 effectiveness는 식 (7)과 같이 열원의 온도 변화와 열원입구 온도와 사이클 최저온도의 차이의 비로 나타난다.

$$\epsilon = \frac{T_{H,W,EV,in} - T_{H,W,EV,out}}{T_{H,W,EV,in} - T_{CD,out}} \quad (7)$$

### 3. 가스 엔진 하이브리드 시스템 해석

Fig. 1에 나타난 case 1의 경우 가스 엔진 두 대로부터 2kg/s의 유량으로 나온 90℃ 고온의 냉각수가 배기가스와의 열 교환을 통해 92.6℃ 상승하여 증발기로 공급되고 가스 엔진으로부터 회수한 배열을 모두 냉매 측으로 방출하고 85℃로 빠져나오는 과정을 반복하면서 ORC 사이클을 형성하게 된다. 이 경우 ORC 시스템에서의 압력비는 3.67이고 출력은 5.17

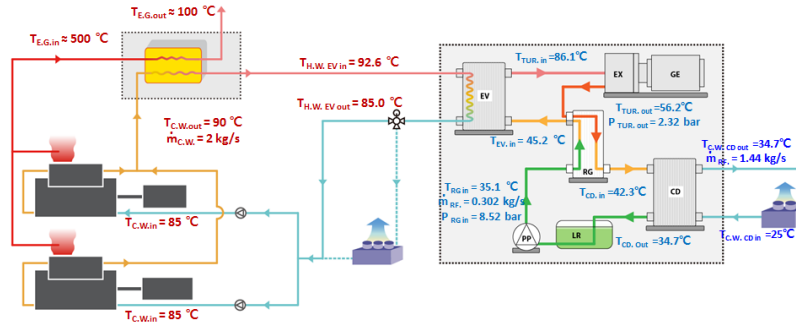


Fig. 1 System design for Case 1 in Table 1

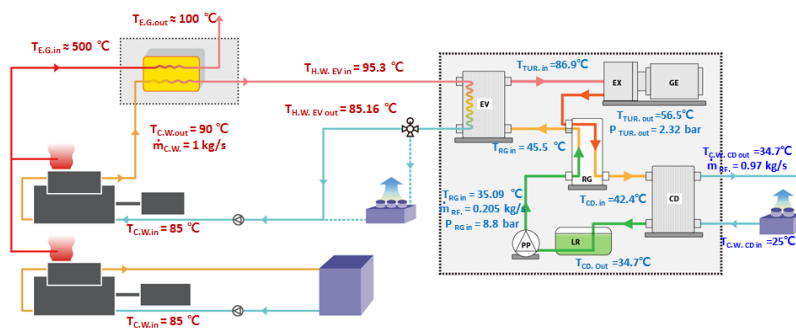


Fig. 2 System design for Case 2 in Table 1

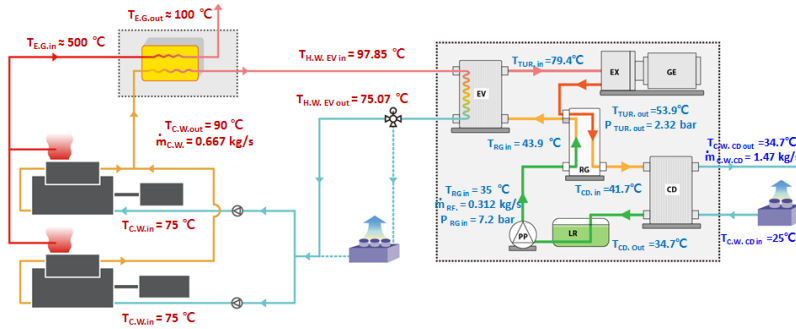


Fig. 3 System design for Case 3 in Table 1

kW, 열효율은 7.84%이다.

Fig. 2에 나타난 case 2의 경우 가스 엔진 한 대로부터 1kg/s의 유량으로 나온 90°C 고온의 냉각수가 배기가스와 열 교환을 통해 95.3°C 상승하여 증발기로 공급되고 나머지 한 대의 가스 엔진에서 발생하는 고온 냉각수는 별도로 온수 공급에 이용할 수 있도록 구성한 시스템이다. 배기가스와 열 교환하는 엔진 냉각수의 유량이 case 1의 절반인 1kg/s이므로

증발기 입구에서는 온도는 95.3°C로 약간 높아졌으므로 ORC 시스템의 압력비를 3.75까지 높일 수 있고 그에 따라 시스템 효율도 7.95%로 0.1% 정도 상승한다. 그러나 가스 엔진으로부터의 배열 회수량이 64kW에서 43kW로 감소하여 팽창기 출력은 3.53kW로 감소하였다.

Fig. 3에 나타난 case 3는 가스 엔진과 ORC 시스템의 증발기를 순환하는 냉각수의 유량이 0.67kg/s

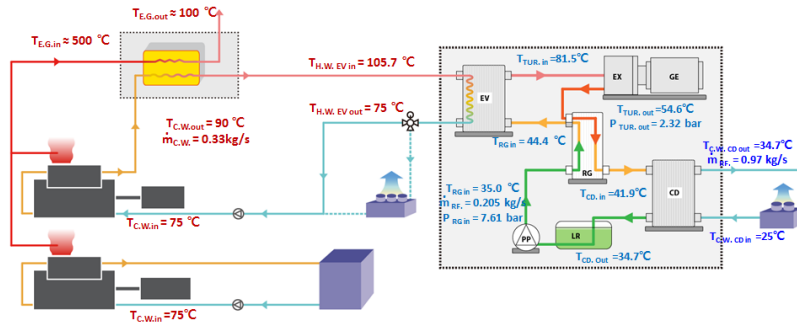


Fig. 4 System design for Case 4 in Table 1

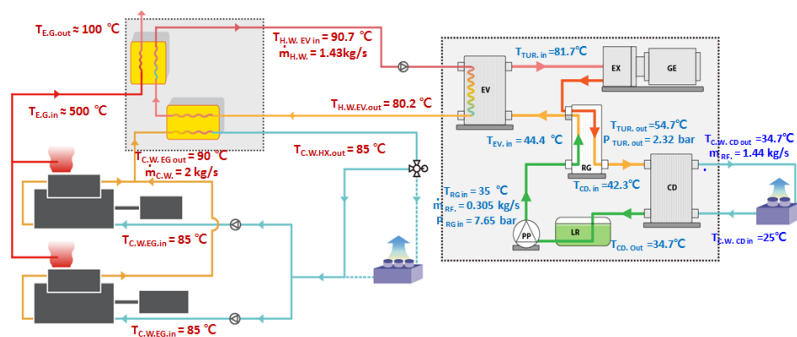


Fig. 5 System design for Case 5 in Table 1

으로 감소하여 가스 엔진 입출구에서의 온도 차이가 15°C 발생하는 경우에 대한 해석 조건이다. 가스 엔진 두 대를 모두 ORC 시스템에 적용할 경우 냉각수 온도를 97.9°C까지 높일 수 있으나 회수한 배열을 모두 발전에 이용하기 위해서는 증발기 출구에서 냉각수 온도가 75°C까지 떨어 저야 하므로 증발 압력이 낮아지게 되고, 결과적으로 압력비와 효율, 출력이 같이 감소한다. 이 경우 압력비 및 출력, 효율은 각각 3.1, 4.58kW, 6.91%이다.

Fig. 4에 나타난 case 4는 case 3와 동일한 작동 조건에서 한 대의 엔진에서 발생하는 냉각수는 급탕용으로 이용하고 나머지 한 대만 ORC 발전 시스템에 적용하는 경우이다. 앞서 언급한 것과 마찬가지로 ORC 증발기로 공급되는 냉각수 유량이 0.33kg/s으로 감소하였으므로 배기가스와의 열 교환을 통해 냉각수의 온도를 105.7°C까지 증가 시킬 수 있으므로

증발 압력을 7.61bar까지 높일 수 있고 압력비는 3.28, 출력은 3.16kW, 효율은 7.22%까지 높일 수 있다. 그러나 case 1과 비교 하였을 때는 출력과 효율면에서 모두 낮게 해석되었다.

Case 5에서 case 8까지는 가스 엔진 냉각수와 ORC 시스템 사이에 별도의 열 전달 루프를 사용하여 ORC 발전 시스템을 구동하는 시스템 구성에 대한 해석이다. 열전달 루프와 가스 엔진 냉각수와의 열 교환 시 열교환기의 크기 및 효율적인 실제적인 열 교환 효율을 고려하여 열전달 루프의 고온수와 가스 엔진 냉각수 사이에 3~5°C의 온도차이가 발생하도록 설계 하였다. Fig. 5에 나타난 case 5의 경우 열전달 루프를 순환하는 고온수의 유량은 1.43kg/s 이고 증발기 입구 온도가 90.7°C, 증발기 출구에서는 80.2°C였다. 이 때 시스템의 압력비는 3.3, 시스템 효율은 7.25%, 출력은 4.73kW였다. Case 1과 비교하였을 때, 가스

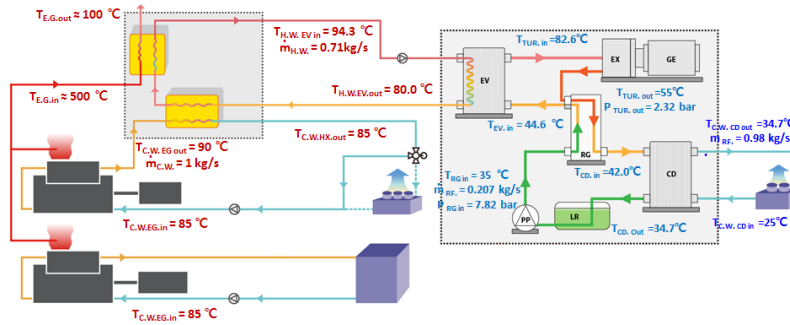


Fig. 6 System design for Case 6 in Table 1

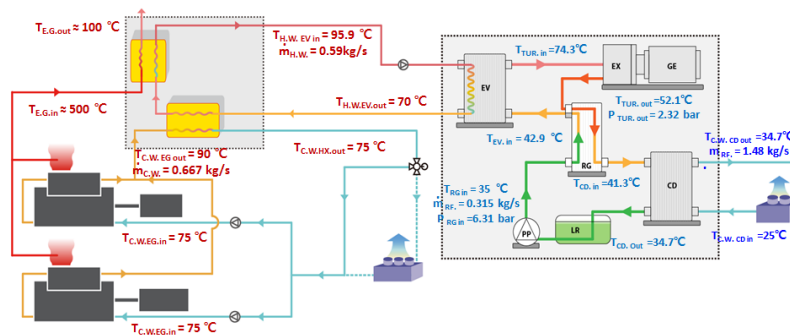


Fig. 7 System design for Case 7 in Table 1

엔진 냉각수로부터 모든 배열을 회수하기 위하여 열전달 루프의 증발기 출구에서의 온도를 낮추어야 하기 때문에 증발압력이 상대적으로 낮아지고 그에 따라 시스템 성능이 저하되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6에 나타난 case 6은 case 5에서 한 대의 가스엔진 냉각수를 급탕으로 사용하는 경우에 대한 시스템 구성이다. 이 때 열 교환 루프를 순환하는 고온수의 유량은 0.71kg/s로 감소하였고 반대로 증발기 입구에서의 온도는 94.3°C로 증가하였다. 따라서 case 5에 비해 압력비와 효율은 소폭 상승하지만 팽창기 출력은 3.27kW로 감소하였다.

Fig. 7은 case 7에 대한 시스템 구성과 작동 조건을 나타내고 있다. 가스 엔진을 순환하는 냉각수의 유량이 0.67kg/s를 감소하여 열전달 루프와 가스엔진 냉각수 열 교환기 출구에서의 온도가 75°C를 유지해야 하므로 증발기 출구에서 고온수의 온도는 70°C

까지 떨어지도록 설계 되었다. 따라서 이때 열전달 루프에서 고온수의 유량은 0.59kg/s이고 입구 온도는 95.9°C이다. 이 조건에서 ORC 발전 시스템은 압력비는 2.72로 급격하게 떨어지게 되고 효율은 6.17%, 팽창기 출력은 4.07kW로 감소하여 8가지 case중 가장 낮은 효율을 나타내었다.

Fig. 8에 나타난 case 8은 case 7과 동일한 구동 조건에서 가스 엔진 한 대에서 발생하는 냉각수를 급탕으로 이용하는 시스템 구성에 대한 해석 결과이다. 앞의 경우와 마찬가지로 열전달 루프를 순환하는 고온수의 유량이 감소하여 증발기 입구에서의 온도가 약 105°C까지 상승하였고 이에 따라 ORC 시스템의 압력비와 효율이 모두 동반 상승하여 각각 2.89, 6.51%를 나타내었다. 그러나 출력은 경우 8가지 case 중 가장 낮은 2.82kW로 나타났다.

Table 3은 앞서 설명한 8가지 case에 대한 작동 조

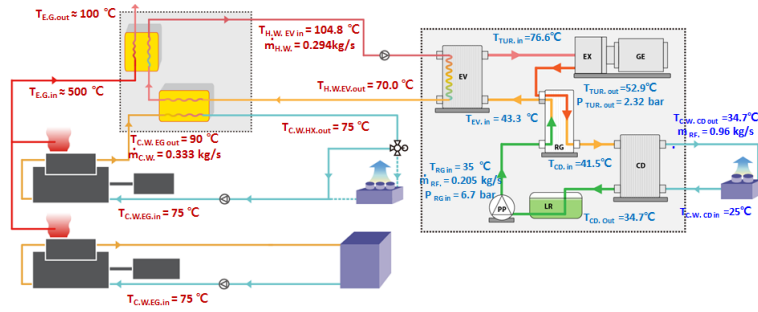


Fig. 8 System design for Case 8 in Table 1

Table 3 Simulation results comparison for case study in Table 1

	ORC inlet hot water temperature (°C)	Temperature change in evaporator (°C)	Heat loop HEX mass flow rate (kg/s)	Heat loop HEX outlet temperature (°C)	Heat loop HEX inlet temperature (°C)	Expansion Ratio	ORC Power (kW)	ORC thermal efficiency (%)	ORC effectiveness (%)
Case 1	92.6	7.6				3.7	5.2	7.8	13
Case 2	95.2	10.2				3.8	3.5	8.0	17
Case 3	97.9	22.9				3.1	4.6	6.9	36
Case 4	105.7	30.7				3.3	3.2	7.2	43
Case 5	90.7	10.7	1.43	87	80	3.3	4.7	7.3	19
Case 6	94.3	14.3	0.715	87	70	3.4	3.3	7.4	24
Case 7	95.9	25.9	0.589	87	80	2.7	4.1	6.2	42
Case 8	104.8	34.8	0.294	87	70	2.9	2.8	6.5	50

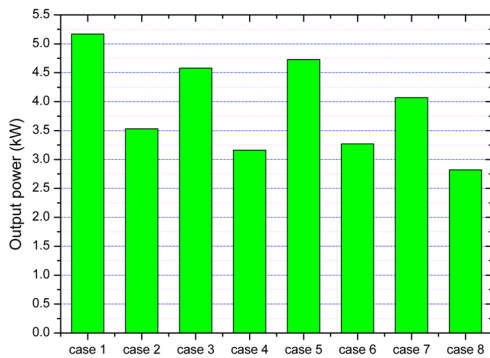


Fig. 9 Turbine power output comparison

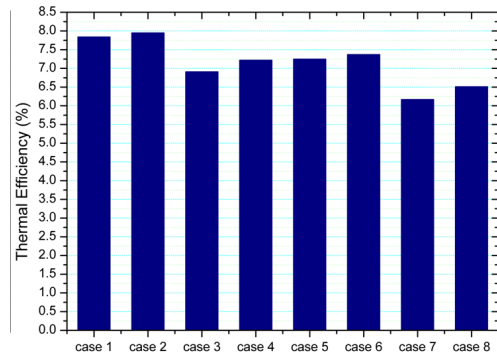


Fig. 10 Thermal efficiency comparison

건 및 성능을 비교한 결과이고 각 case에 따른 출력 및 ORC 발전시스템의 효율 변화가 Fig. 9와 Fig. 10에 나타나 있다. 가스엔진 2대의 냉각수 모두를 ORC로 공급하는 경우와 가스엔진 1대의 냉각수만 공급하는 경우 1대의 냉각수만 공급할 경우 배기가스와 열 교환 과정에서 온도가 상대적으로 높아져 압력비와 효율 소폭 상승하였으며, 가스 엔진 냉각수 유량

이 2kg/s과, 1kg/s 인 경우를 비교하였을 때는 냉각수 유량이 2kg/s의 경우 증발기에서의 증발 압력이 높아 효율 및 출력이 증가하는 것으로 나타났다. 또한 가스엔진 냉각수를 직접 이용하는 경우와 별도의 열전달 루프를 적용하는 경우를 비교해보면 별도 열전달 루프 적용하는 경우 열전달 루프를 통해 가스엔진 냉각수로부터 가용 배열을 모두 회수하기 위해서 증

발기 출구 온도를 낮추어야 하므로 ORC 시스템에서의 압력비가 상대적으로 낮아져 효율과 출력 모두 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

두 대의 가스 엔진에서 발생하는 상이한 온도와 양의 엔진 냉각수 폐열과 가스 엔진 배기가스 폐열을 활용하기 위해 8가지 ORC 시스템을 제안하고 열역학적 분석을 수행하였다. 두 대의 엔진에서 발생하는 냉각수를 가스 엔진 배기가스와 열 교환하여 온도를 최대한 상승시켜 ORC 발전시스템의 증발기로 직접 공급하는 방식이 시스템의 구성 측면이나 효율, 시스템의 제어 측면에서 가장 단순하고 효율적인 방법인 것으로 판단되며 이때 이론적인 최대 압력비는 3.67이고, 시스템 효율은 7.84%, 출력은 5.17kW 수준임을 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

#### References

1. B. T. Liu, K. H. Chien and C. C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy*, Vol. 29, No. 8, 2004, pp. 1207-1217.
2. U. Drescher and D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 1, 2007, pp. 223-228.
3. H. D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek and Y. Ikegami, "Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources", *Energy*, Vol. 32, No. 9, 2007, pp. 1698-1706.
4. T. C. Hung, "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids", *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, No. 5, 2001, pp. 539-553.
5. D. Wei, X. Lu, Z. Lu and J. Gu, "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery", *Energy conversion and Management*, Vol. 48, No. 4, 2007, pp. 1113-1119.
6. E. Yun, H. D. Kim, S. Y. Yoon and K. C. Kim, "Development of small-scale organic rankine cycle system and study on its operating characteristics", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 10, 2013, pp. 919~926.
7. 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, 2013, pp. 168-186.
8. T. C. Hung, T. Y. Shai and S. K. Wang., "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, Vol. 22, No. 7, 1997, pp. 661-667.
9. S. N. Danov and A. K. Gupta, "Modeling the performance characteristics of diesel engine based combined-cycle power plants—Part I: mathematical model", *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 126, No. 1, 2004, pp. 28-34.
10. S. N. Danov and A. K. Gupta, "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*, Vol. 126, No. 1, 2004, pp. 35-39
11. K. K. Srinivasan, P.J. Mago and S.R. Krishnan, "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 35,



- No. 6, 2010, pp. 2387-2399.
12. I. Vaja and A. Gambarotta, "Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs)", *Energy*, Vol. 35, No. 2, 2010, pp. 1084-1093.
  13. K. K. Srinivasan, P. J. Mago and S. R. Krishnan, "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 35, No. 6, 2010, pp. 2387-2399.
  14. R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. H. Hassan, S. Paria and M. Hasanuzzaman, "Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 8, 2012, pp. 5649-5659.