

## 250kW급 폐열회수 시스템 공정설계에 관한 연구

김경수\*, 방세경\*, 서인호\*, 이상윤\*, 정은익\*\*, 이종섭\*\*\*,#

\*(주)영광 기술연구소, \*\*(주)티에스테크 기술연구소, \*\*\*한국승강기대학교

### A Study on the Engineering Design for 250kW-Grade Waste Gas Heat Recovery

Kyoung Su Kim\*, Se Kyoung Bang\*, In Ho Seo\*, Sang Yun Lee\*,  
Eun Ik Jeong\*\*, Chung Seob Yi\*\*\*,#

\*Young Kwang. CO.,LTD., Research and Development Center,

\*\*TS-Tech.,LTD., Research and Development Center,

\*\*\*Korea Lift Collage, School of Lift Engineering

(Received 7 January 2019; received in revised form 12 January 2019; accepted 12 February 2019)

#### ABSTRACT

This study aims to gain the design data through the process design of the organic Rankine cycle, which can produce 250kW of electric power through waste heat recovery. In this study, a simulation was conducted using APSEN HYSYS to make the model for the process design of the 250kW-class waste heat recovery system. For the thermodynamic model, the test was conducted with hot water as the heat source, the water steam as the cooling water for the cooler, and the refrigerant R245FA in the cycle. In the final design, it was expected and found from the simulation that the cycle efficiency was 12.62% and that 250kW of power was produced considering the margin of 80%.

**Key Words :** Waste Gas Heat Recovery(폐열회수), Heat Balance(열정산), ORC(유기랭킨사이클)

#### 1. 서 론

최근 연료 및 전력단가의 지속적인 상승과 온실 가스 배출 규제 강화로 산업 전반적으로 이에 대한 대응방안으로 공정 간에 발생하는 폐열을 회수하여 재이용 하는 기술 개발이 중요 이슈로 부각되고 있다. 2010년 전후를 기반으로 중 저온 폐열발전의 개발이 가속화되어 상용화단계까지 개발이 되었으

나 투자대비 회수율(효율)이 떨어져 산업계에서는 직접적인 투자를 회피하고 있는 실정이다.

기존 산업에서 많이 사용하는 폐열회수 방식으로는 대표적으로 HRSG(Heat Recovery Steam Generator)와 스팀발전 등을 주로 사용하고 있고, 일반적으로 스팀발전이 가능한 온도대인 400°C 이상의 온도는 이미 활용을 하고 있어 현재 개발 대상을 많이 버려지고 있는 중저온대의 폐열 회수를 할 수 있는 폐열회수 시스템 개발이 필요한 시점이다<sup>[1-3]</sup>. 중저온 폐열회수 기술은 현재 외국에서 개발을 완료하여 사업을 하고 있는 유기랭킨발

# Corresponding Author : [csyi@klc.ac.kr](mailto:csyi@klc.ac.kr)

Tel: 82-55-949-2266, Fax: 82-55-949-2200

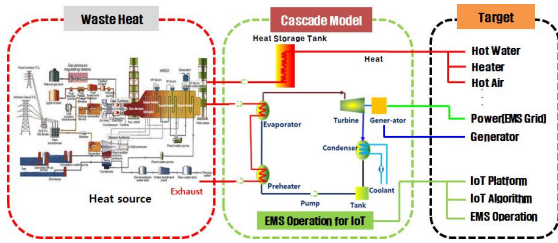


Fig. 1 Concept of waste gas heat recovery

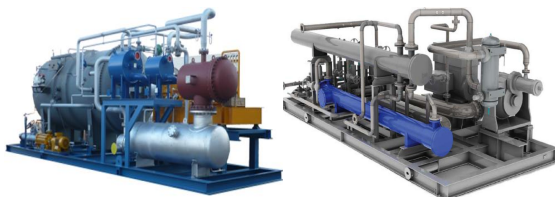


Fig. 2 250kW grade ORC system

전시스템(Organic Rankine Cycle)을 이용하여, 스마트 그리드 시대에 맞추어 차세대 다중전원을 선도할 대표적인 발전설비 개발이 필요하다. 또한 하이브리드 복합발전 시스템의 개발과 관련된 기술을 유관산업에 적용할 경우 국내외의 시장규모 및 수출 성을 고려할 때 국가에 미치는 경제적, 기술적 파급효과 기대할 수 있다<sup>4-8)</sup>.

본 연구는 Fig. 1과 같은 개념으로 폐열회수를 통해 250kW의 전력을 생산할 수 있는 유기랭킨발전시스템에 대한 공정설계를 통한 Fig. 2와 같은 ORC 시스템을 개발하기 위한 설계자료를 확보하고자 한다.

## 2. 공정설계

본 연구에서 250kW급 폐열회수 시스템에 대한 공정 설계에 대한 모델링은 APSEN HYSYS를 사용하여 시뮬레이션을 우선 수행하였다<sup>9)</sup>.

열역학 모델은 열원인 Hot Water와 냉각기의 냉각수에 사용되는 Water stream과 사이클 내의 R245fa 냉매로 나누어 진행하였다.

공급열원은 Table 1과 같이 중저온 폐열로 공급되고, 열원은 작동유체의 Liquid phase로부터 Vapor phase의 상변화에 사용된다. 공급열원은 과열기를

Table 1 Hot water condition

Properties	Unit	Spec.
Temperature	°C	150.0
Pressure	bar	4.76
Mass flow rate	kg/s	13.86
Volumetric flow rate	m <sup>3</sup> /hr	50.0

Table 2 Cooling water condition

Properties	Unit	Inlet	Outlet
Temperature	°C	32	37
Pressure	bar	1.387	0.187

Table 3 Physical property of R245fa

Working fluid	P <sub>c</sub> [bar]	T <sub>c</sub> [°C]	T <sub>b,p</sub> [°C]	M.W [g/mol]
R245fa	44.3	154.1	15.3	134

거쳐 증발기를 거친 후 예열기를 통해 토출된다.

냉각 유틸리티는 Table 2와 같이 32°C, 1.387bar의 Cooling water 액상의 형태로 냉각기에 공급되고, 냉각 유틸리티는 작동유체의 Vapor phase로부터 Liquid phase의 상변화에 사용되며, 37°C, 0.187bar로 배출된 후 냉각수는 다시 쿨링타워와 냉각수 펌프를 거쳐 재순환되는 시스템으로 구성된다.

냉매인 F245fa는 작동유체 분류 중 Dry fluid이며, 물리적인 특성으로 임계압력, 임계온도, 표준상태에서의 Saturated point와 몰당 질량은 Table 3과 같으며, 냉매탱크에서 냉매펌프를 거친 후 예열기, 증발기, 과열기를 통과한 후 Liquid phase에서 Vapor phase로 상변화한 후 터빈으로 유입된다.

사이클 효율은 열원으로부터 유입되는 열에너지와 터빈의 기계에너지 그리고 발전의 생산 전기에너지 향으로 정의되며, 아래의 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 펌프의 소요동력은 터빈의 생산동력에 비해 상대적으로 낮은 값을 가지기 때문에 생략한다.

$$\eta_{cycle} = \frac{W_T}{Q_H} \quad (1)$$

여기서  $W_T$ 는 터빈생산동력[kW],  $Q_H$ 는 입력열원량 [kW]을 나타낸다. 터빈출력은 엔탈피 변화와 터빈효율에 의하여 아래의 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$W_T = \dot{m} (H_1 - H_{2s}) \eta_{turbine} \quad (2)$$

여기서  $W_T$ 는 터빈생산동력[kW],  $\dot{m}$ 는 질량유량 [kg/s],  $H_1$ 는 터빈입구에서 엔탈피[kJ/kg],  $H_{2s}$ 는 터빈입구에서 엔탈피[kJ/kg]을 나타낸다.

터빈 효율은 아래의 식 (3)과 같이 얻을 수 있으며, 터빈의 크기나 형상에 대한 고려는 제외하고 선정하는 작동유체에 따라 형상설계는 가능하다는 가정하에 터빈에서 얻을 수 있는 효율을 일반적으로 80%로 설정하였다.

$$\eta_{turbine} = \frac{H_1 - H_{2a}}{H_1 - H_{2s}} \quad (3)$$

위 식에서  $H_{2a}$ 는 실제 팽창일 때 터빈 출구에서의 엔탈피[kJ/kg]를 나타낸다.

Fig. 3과 같이 예열기, 증발기, 과열기, 냉각기, 회복기로 장치가 구성되어 있고, 작동유체는 예열기, 증발기, 과열기를 통해 고온-고압의 Superheating vapor 상태로 터빈에 유입된 후 고온-저압의 Vapor 상태로 팽창된다. 팽창과정에서 생성된 기계에너지는 발전기를 통해 전기에너지를 생산한 후 회복기와 냉각기를 거쳐 Saturated liquid 상태로 냉매펌프에 공급되고, 냉매펌프는 터빈 입구의 압력까지 압력강화를 고려한 가압이 이루어진다.

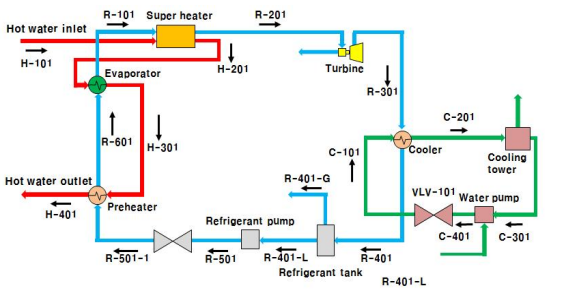


Fig. 3 Diagram of heat balance for ORC system

Table 4 Operation conditions

	Unit	Turbine		Refrigerant pump	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapor fraction (Phase)	-	1.0 (Saturated)	1.0	0.0 (Saturated)	0.0
Temp.	°C	133.0	74.14	36.12	37.29
Pressure	bar	19.79	1.587	1.387	21.96
Power	kW	36.86		1.959	
R245fa Flow rate	kg/s	7.933			

본 연구에서 선정한 공정의 주요장치인 터빈의 입-출구와 냉매펌프의 입-출구 운전온도, 압력조건은 Table 4와 같으며 터빈에서 133°C, 약 20bar 포화증기상태(Saturated)에서 약 74°C, 약 1.6bar 과열증기상태(Superheated)로 팽창하며 압력비는 8:1로 설계하였다.

냉각기에서 응축된 작동유체는 재순환을 위해 냉매펌프 입구에서 온도가 약 36.1°C, 압력이 약 1.4bar 포화 액체 상태에서 냉각펌프 출구에서 온도가 약 37.3°C, 압력이 약 22bar로 가압되며 15.8의 압축비를 가진다.

본 시스템은 사이클 효율 12%와 생산출력 250kW 성능을 발휘할 수 있도록 Heat balance를 통해 설계를 수행하였으며, 설계 조건으로 설계마진을 감안하여 출력 260kW, 터빈 효율 80%일 경우에 대하여 설계자료를 도출하였다.

본 연구에 적용되는 시스템의 각 구성요소에 대한 Heat balance를 통해 설계자료를 확보하였고, Table 5에서 Table 12는 열교환기 및 펌프, 터빈 등의 구성요소에 대한 설계자료를 나타내고 있다. 또한 본 연구에서 열교환기인 증발기, 예열기, 과

Table 5 Design data of evaporator

1	Duty	1.088	kW
2	Tube side feed mass flow	13.86	kg/s
3	Shell side feed mass flow	7.933	kg/s
4	Tube inlet temperature	148.4	°C
5	Tube outlet temperature	130.4	°C
6	Shell inlet temperature	108.7	°C
7	Shell outlet temperature	127.0	°C
8	LMTD	18.67	°C

**Table 6 Design data of preheater**

1	Duty	824.5	kW
2	Tube side feed mass flow	13.86	kg/s
3	Shell side feed mass flow	7.933	kg/s
4	Tube inlet temperature	130.4	°C
5	Tube outlet temperature	116.4	°C
6	Shell inlet temperature	37.30	°C
7	Shell outlet temperature	108.7	°C
8	LMTD	39.87	°C

**Table 7 Design data of superheater**

1	Duty	78.97	kW
2	Tube side feed mass flow	13.86	kg/s
3	Shell side feed mass flow	7.933	kg/s
4	Tube inlet temperature	150.0	°C
5	Tube outlet temperature	148.4	°C
6	Shell inlet temperature	127.0	°C
7	Shell outlet temperature	133.0	°C
8	LMTD	19.04	°C

**Table 8 Design data of cooler**

1	Duty	1.748	kW
2	Tube side feed mass flow	84.04	kg/s
3	Shell side feed mass flow	7.933	kg/s
4	Tube inlet temperature	32.0	°C
5	Tube outlet temperature	37.0	°C
6	Shell inlet temperature	74.14	°C
7	Shell outlet temperature	36.12	°C
8	LMTD	11.61	°C

**Table 9 Design data of refrigerant pump**

1	Delta P	20.50	bar
2	Power	16.58	kW
3	Capacity(Actual Vol. Flow)	21.84	m3/h
4	Feed pressure	2.20	bar
5	Feed temperature	36.13	°C
6	Product pressure	22.70	bar
7	Product temperature	37.29	°C

**Table 10 Design data of cooling tower**

1	Duty	1.764	kW
2	Feed pressure	1.2	bar
3	Feed temperature	37.0	°C
4	Product pressure	1.0	bar
5	Product temperature	31.99	°C

**Table 11 Design data of cooling water pump**

1	Delta P	1.4	bar
2	Power	15.76	kW
3	Capacity(Actual Vol. Flow)	304.1	m3/h
4	Feed pressure	1.0	bar
5	Feed temperature	31.99	°C
6	Product pressure	2.4	bar
7	Product temperature	32.0	°C

**Table 12 Design data of turbine**

1	Rate	8:1	
2	Feed pressure	20.8	bar
3	Feed temperature	133.0	°C
4	Product pressure	2.6	bar
5	Product temperature	74.14	°C

열기, 냉각기의 최종 대수평균온도차(LMTD : Logarithmic mean temperature difference)는 아래의 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})} \quad (4)$$

여기서  $T_{h,in}$ 은 고온측 유체 입구온도,  $T_{h,out}$ 은 출구온도를 나타내며,  $T_{c,in}$ 은 저온측 유체 입구온도,  $T_{c,out}$ 은 출구온도를 나타내고 있다. 본 연구에서 적용되는 열교환기는 모두 대향류일 경우에 대하여 설계되었다.

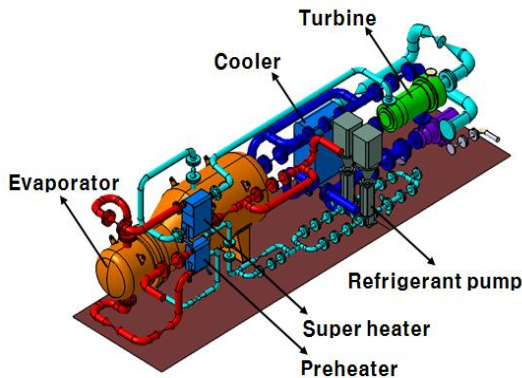
Table 13은 Fig. 3의 폐열회수 시스템 라인에서 각각의 구성요소 사이로 지나가는 작동유체에 관한 고온의 열원인 스팀라인과 냉각수 라인에 대한

**Table 13 Final design data for hot and cooling water stream line**

	Unit	C-101	C-201	C-301	H-101	H-201	H-301	H-401
Vapour fraction		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0012	0.0	0.0
Temperature	℃	32.0	37.0	31.96	150.0	148.4	130.4	116.4
Pressure	bar	1.387	0.1867	-0.013	3.747	3.547	3.347	3.147
Molar flow	kg <sub>mole</sub> /h	16,970	16,970	16,970	2769.9	2769.9	2769.9	2769.9
Mass flow	kg/s	84.04	84.04	84.04	13.86	13.86	13.86	13.86
Liquid volume flow	m <sup>3</sup> /h	303.2	303.2	303.2	50.0	50.0	50.0	50.0
Heat flow	kW	-1.327e+6	-1.325e+6	-1.327e+6	-2.120e+5	-2.120e+5	-2.131e+5	-2.139e+5
Actual volume flow	m <sup>3</sup> /h	304.0	304.6	304.1	54.41	64.77	53.39	52.74

**Table 14 Final design data for refrigerant stream line**

	Unit	R-101	R-201	R-301	R-401	R-401-L	R-501	R-601
Vapour fraction		1.0	1.0	1.0	0.0	0.0	0.0	0
Temperature	℃	127	133.0	74.14	36.13	36.121	37.29	108.7
Pressure	bar	19.99	19.79	1.587	1.187	1.387	21.69	20.19
Molar flow	kg <sub>mole</sub> /h	213.0	213.0	213.0	213.0	213.0	213.0	213.0
Mass flow	kg/s	7.933	7.933	7.933	7.933	7.933	7.933	7.933
Liquid volume flow	m <sup>3</sup> /h	20.93	20.93	20.93	20.93	20.93	20.93	20.93
Heat flow	kW	-68980	-68901	-69161	-70909	-70909	-70893	-70068
Actual volume flow	m <sup>3</sup> /h	221.4	240.1	2235	21.84	21.84	21.77	26.85



**Fig. 4 3D modeling of final design for 250kW ORC system**

설계데이터를 나타내고 있다. 또한 Table 14는 냉매라인에 대한 설계데이터를 나타내고 있다. 따라서 Fig. 4와 같이 설계된 데이터를 바탕으로 각각의 구성요소를 용량에 맞게 설계하여 최종적으로 3차원 모델링을 통해 250kW급 폐열회수 시스템에 적용할 수 있는 ORC 시스템을 최종 설계하였다.

## 4. 결론

폐열회수를 통해 250kW의 전력을 생산할 수 있는 유기랭킨발전시스템에 대한 공정설계에 대한 시뮬레이션을 수행한 결과 사이클 효율이 12.62% 수준으로 예측되었다. 따라서 공정설계를 통해 최종적으로 시스템 제작을 위한 각각의 요소부품에 대한 설계자료를 확보하였고, 이를 통해 최종적으로 3D 모델링을 통한 250kW급 폐열회수 시스템을 설계하였다.

## 후기

본 논문은 2017년 산업통상자원부 에너지기술개발사업(실증형과제 : 20172010000640)지원에 의해 수행되었습니다.

## REFERENCES

1. Yamamo, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K.

- “Design and testing of the organic Rankine cycle,” *Journal of the Energy*, Vol. 26, no. 3, pp. 239-251, 2001.
2. Yamada, N., Hoshi, A., and Ikegami, Y., “Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant,” *Journal of the Renewable Energy*, Vol. 34, No. 7, pp.1752-1758, 2009.
  3. Wang, E., Zhang, H., Fan, B., Ouyang, M., Zhao, Y., and Mu, Q., “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle(ORC) for engine waste heat recovery,” *Journal of the Energy*, Vol. 36, No. 5, pp.3406-3418, 2011.
  4. Wang, D., Ling, X. and Peng, H., “Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery,” *Journal of the Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp.63-71, 2012.
  5. Tchanche, B. F., Petrisans, M., and Papadakis, G., “Heat resources and organic Rankine cycle machines”, *Journal of the Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, pp. 1185-1199, 2014.
  6. Kim, J. S., Kim, D. Y., Kim, Y. T., Kang, H. K., “Performance analysis of an organic Rankine cycle for ocean thermal energy conversion system according to the working fluid and the cycle”, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 39, No. 9 pp.881~889, 2015.
  7. Ryoo, Y. S., Kim, J. H., Jeong, S. H., “Performance Evaluation of Closed Co-axial Ground Heat Exchanger in the case of 2000m-Depth Single Well”, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 15, No. 4, pp.83-92, 2016.
  8. Han, M. S., Cho, J. U., “A Study on the Shape Design of a Radiator Panel for Effective Heat Release”, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 15, No. 5, pp.25-30, 2016.