

20kW급 폐열회수 시스템 공정 설계에 관한 연구

김경수*, 방세경*, 정은익**, 이종섭***,#

* (주)영광 기술연구소, ** (주)티에스테크 기술연구소, ***경남과학기술대학교

A Study on the Engineering Design for 20kW-Grade Waste Gas Heat Recovery

Kyoung Su Kim*, Se Kyoung Bang*, Eun Ik Jeong**, Chung Seob Yi***,#

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

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

***Gyeongnam National University of Science and Technology

(Received 5 December 2018; received in revised form 9 December 2018; accepted 11 December 2018)

ABSTRACT

This study is collects design data through the process design of the organic Rankine cycle, which can produce 20kW of electric power through the recovery of waste heat. In this study, the simulation was conducted by using APSEN HYSYS in order to make the model for the process design of the 20kW class waste heat recovery system. For the thermodynamic model, the test was conducted with hot water as the heat source, with the water steam used as the cooling water for the cooler and the refrigerant R245fa in the cycle. In Case 1 and Case 2, it was expected and found that the cycle efficiency was 10.6% and that 36.86kw was produced, considering the margin of 84% of 20kW. In Case 3 and Case 4, it was expected and found from the simulation that the cycle efficiency was 12% and that 30.0kw was produced, considering the margin of 84% of 20kW.

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 되었으나

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℃ 이상의 온도는 이미 활용을 하고 있어 현재 개발 대상을 많이 버려지고 있는 중저온대의 폐열 회수를 할 수 있는 폐열회수 시스템 개발이 필요한 시점이다.¹⁻³⁾

중저온 폐열회수 기술은 현재 외국에서 개발을 완료하여 사업을 하고 있는 유기랭킨발전시스템

Corresponding Author : csyi@gntech.ac.kr

Tel: 82-55-751-3865, Fax: 82-55-751-3643

(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 파급효과가 기대할 수 있다.^{4,8)}

본 연구는 폐열회수를 통해 20kW의 전력을 생산할 수 있는 유기랭킨발전시스템에 대한 공정설계를 통한 설계자료를 확보하고자 한다.

2. 공정설계 시뮬레이션

본 연구에서 20kW급 폐열회수 시스템에 대한 공정 설계에 대한 모델링은 APSEN HYSYS를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

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

우선 Water stream인 경우 물성치 모델은 넓은 온도, 압력범위에서 물성계산이 가능한 NBS Stream모델을 적용하였고, R245fa stream인 경우 NIST(National Institute of Standards and Technology)의 DB를 이용하여 모델을 선정하였다.

공급열원은 Table 1과 같이 중저온 폐열로 150°C, 4.76bar의 Hot water 액상형태로 2.772kg/s의 유량이 공급되며, 공급열원은 작동유체의 Liquid phase

Table 1 Hot water condition

Properties	Unit	Spec.
Vapor fraction (Phase)	-	0.0(Liquid)
Temperature	°C	150.0
Pressure	bar	4.76
Mass flow rate	kg/s	2.772
Volumetric flow rate	m ³ /hr	10.0

Table 2 Cooling water condition

Properties	Unit	Inlet	Outlet
Vapor fraction(Phase)	-	0.0	0.0
Temperature	°C	32	37
Pressure	bar	1.4	1.2

Table 3 R245f Physical property

Working fluid	P _c [bar]	T _c [°C]	T _{b,P} [°C]	M.W [g/mol]
R245fa	44.3	154.1	15.3	134

Table 4 Hot water condition

	Evaporating Section	Condensing section
Case-1	① Preheater ② Evaporator ③ Superheater	① Cooler ② Recovery
Case-2	① Evaporator	① Cooler
Case-3	① Preheater ② Evaporator	① Cooler
Case-4	① Preheater ② Evaporator	① Cooler ② Recovery

로부터 Vapor phase의 상변화에 사용되며, 케이스별로 예열기, 증발기, 과열기의 각 장치에 유입된다고 가정하였다.

냉각 유틸리티는 Table 2와 같이 32°C, 1.4bar의 Cooling water 액상의 형태로 냉각기에 공급되고, 냉각 유틸리티는 작동유체의 Vapor phase로부터 Liquid phase의 상변화에 사용되며, 37°C, 1.2bar로 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 같다.

본 연구에서는 기존 폐열회수 시스템(400°C 이상)보다 악조건인 중저온(70~350°C) 폐열회수시스템에 대한 효율적인 폐열회수 공정개발이 목표이며, 개발시스템의 공정에서 주요 결정 변수는 열원온도 범위를 고려한 작동유체를 150°C의 폐열회수를 위해 R245fa를 적용하여 공정을 시뮬레이션하고자 한다.

본 연구에서는 증발부와 응축부의 장치 구성에 따라 시스템의 성능과 효율이 달라지게 됨에 따라 총 4가지의 케이스를 선정하여 비교분석을 수행하고자 하며, Table 4와 같이 총 4개의 Case에 대하여 시뮬레이션을 수행하고자 한다.

사이클 효율은 열원으로부터 유입되는 열에너지

와 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 은 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.

3. 공정설계 시뮬레이션 결과

3.1 Case-1 공정모델

Case-1의 경우 Fig. 1과 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,

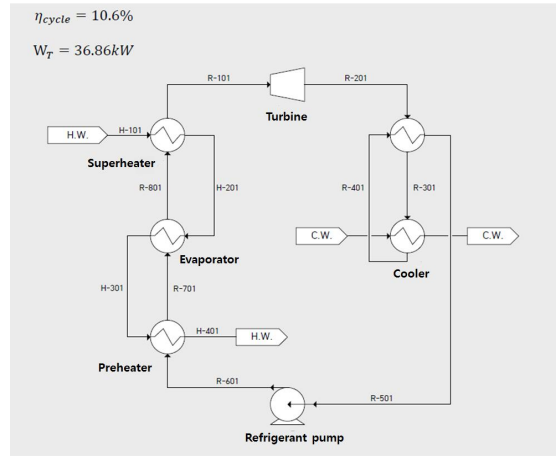


Fig. 1 Diagram of heat balance for case-1

Table 5 Operation conditions of case-1

	Unit	Turbine		Refrigerant pump	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapor fraction (Phase)	-	1.0 (Saturated)	1.0	0.0 (Saturated)	0.0
Temp.	°C	108	65.6	38.9	39.7
Pressure	bar	15	3.0	2.4	15.0
Power	kW	36.86		1.959	
R245fa Flow rate	kg/s	1.5616			

냉매펌프는 터빈 입구의 압력까지 압력강하를 고려한 가압이 이루어진다.

본 공정의 주요장치인 터빈의 입-출구와 냉매펌프의 입-출구 운전온도, 압력조건은 Table 5와 같으며 터빈에서 108°C, 15bar 포화증기상태(Saturated)에서 65°C, 3bar 과열증기상태(Superheated)로 팽창하며 팽창비는 0.2이다.

냉각기에서 응축된 작동유체는 재순환을 위해 냉매펌프 입구 38.9°C, 2.4bar 포화 액체 상태에서 39.7°C, 15bar로 가압되며 6.25의 압축비를 가진다.

Case-1의 경우에 대하여 시뮬레이션한 결과 사이클 효율이 10.6% 수준으로 결과가 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 36.86kW의 동력을 생산하는 것으로 나타났다.

3.2 Case-2 공정모델

Case-2의 경우 Fig. 2와 같이 예열기, 증발기, 냉각기로 장치가 구성되어 있으며, 본 공정의 작동유체는 예열기와 증발기를 통해 고온-고압 포화증기 상태로 터빈에 유입되고, 고온-저압 증기 상태로 팽창된다.

팽창과정에서 생성된 기계에너지는 발전기를 통해 전기에너지를 생산한 후 작동유체는 냉각기를 거쳐 포화액체 상태로 냉매펌프에 공급되고, 냉매펌프는 터빈 입구의 압력까지 압력강하를 고려한 가압이 이루어진다.

본 공정의 주요장치인 터빈의 입-출구와 냉매펌프의 입-출구 운전온도, 압력조건은 Table 6과 같이 정리할 수 있으며, 터빈에서 108°C, 15bar 포화증기상태(Saturated)에서 65°C, 3bar 과열증기상태(Superheated)로 팽창하며 팽창비는 0.2이다.

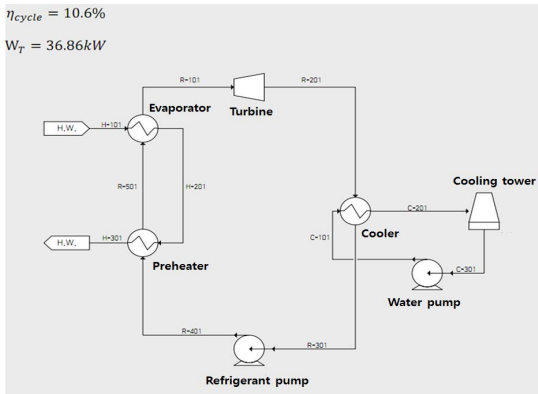


Fig. 2 Diagram of heat balance for case-2

Table 6 Operation conditions of case-2

	Unit	Turbine		Refrigerant pump	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapor fraction (Phase)	-	1.0 (Saturated)	1.0	0.0 (Saturated)	0.0
Temp.	°C	108.0	65.6	40.0	40.8
Pressure	bar	15.0	3.0	2.8	15.4
Power	kW	36.86		1.964	
R245fa Flow rate	kg/s	1.516			

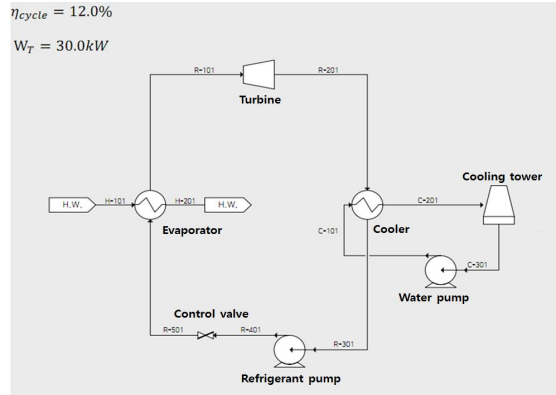


Fig. 3 Diagram of heat balance for case-3

Table 7 Operation conditions of case-3

	Unit	Turbine		Refrigerant pump	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapor fraction (Phase)	-	1.0 (Saturated)	1.0	0.0 (Saturated)	0.0
Temp.	°C	113.8	60.2	36.1	37.0
Pressure	bar	17.0	2.6	2.2	18.5
Power	kW	30.0		1.785	
R245fa Flow rate	kg/s	1.074			

냉각기에서 응축된 작동유체는 재순환을 위해 냉매펌프 입구 40°C, 2.8bar 포화액체 상태에서 40.8°C, 15.4bar로 가압되며 5.5의 압축비를 가진다.

Case-2의 경우에 대하여 시뮬레이션한 결과 사이클 효율이 Case-1의 결과와 같이 10.6% 수준으로 결과가 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 36.86kW의 동력을 생산하였다.

3.3 Case-3 공정모델

Case-3의 경우 Fig. 3과 같이 증발기, 냉각기로 장치가 구성되어 있으며, 작동유체는 증발기를 통해 고온-고압 포화증기 상태로 터빈에 유입되고 고온-저압 증기 상태로 팽창된다.

팽창과정에서 생성된 기계에너지는 발전기를 통해 전기에너지를 생산한 후 냉각기를 거쳐 포화액체

상태로 냉매펌프에 공급되며, 냉매펌프는 터빈 입구의 압력까지 압력강하를 고려한 가압이 이루어진다.

Case-3 공정에서 주요장치인 터빈의 입-출구와 냉매펌프의 입-출구 운전온도, 압력조건은 Table 7 과 같이 나타낼 수 있으며, 터빈에서 113.8℃, 17bar 포화증기상태에서 60.2℃, 2.6bar 팽창하며 팽창비는 0.15이다.

냉각기에서 응축된 작동유체는 재순환을 위해 냉매펌프 입구 36.1℃, 2.2bar 포화액체 상태에서 37.1℃, 18.5bar로 가압되며 8.4의 압축비를 가진다.

Case-3의 경우에 대하여 시뮬레이션한 결과 사이클 효율이 12.0% 수준으로 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 30.0kW의 동력을 생산하였다.

3.4 Case-4 공정모델

Case-4의 경우 Fig. 4와 같이 예열기, 증발기, 회복기, 냉각기로 장치가 구성되어 있으며, 작동유체는 증발기를 통해 고온-고압 포화증기 상태로 터빈에 유입되고 고온-저압 증기 상태로 팽창된다.

팽창과정에서 생성된 기계에너지는 발전기를 통해 전기에너지를 생산한 후 작동유체는 회복기와 냉각기를 거쳐 포화액체 상태로 냉매펌프에 공급되며, 냉매펌프는 터빈 입구의 압력까지 압력강하를 고려한 가압이 이루어진다.

Case-4의 공정에서 주요장치인 터빈의 입-출구와 냉매펌프의 입-출구 운전온도, 압력조건은 Table 8과 같이 나타낼 수 있으며, 터빈에서 121.3℃, 19.8bar 포화증기상태에서 64.52℃, 3bar 팽창하며 팽창비는 0.15이다. 냉각기에서 응축된 작동유체는 재순환을 위해 냉매펌프 입구 38.7℃, 2.4bar 포화액체 상태에서 39.8℃, 21.5bar로 가압되며 8.96의 압축비를 가진다. Case-4의 경우에 대하여 시뮬레이션한 결과 사이클 효율이 12.0% 수준으로 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 30.0kW의 동력을 생산하였다.

본 연구에서는 Case-4를 선정하여 각 구성요소에 대한 Heat balance를 통해 설계자료를 확보하였고, Table 9에서 Table 11.은 열교환기에 설계자료를 나타내고 있다.

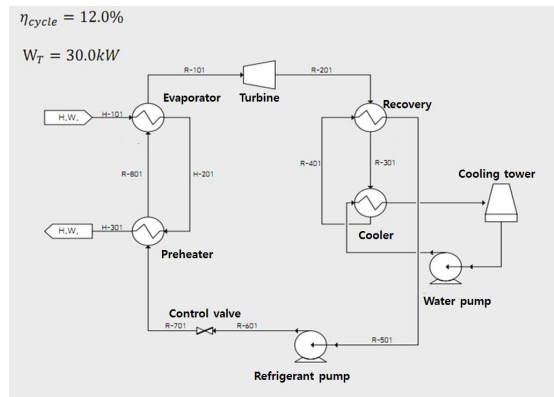


Fig. 4 Diagram of heat balance for case-4

Table 8 Operation conditions of case-4

	Unit	Turbine		Refrigerant pump	
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Vapor fraction (Phase)	-	1.0 (Saturated)	1.0	0.0 (Saturated)	0.0
Temp.	℃	121.3	64.5	38.7	39.8
Pressure	bar	19.8	3.0	2.4	21.5
Power	kW	30.0		2.108	
R245fa Flow rate	kg/s	1.29			

Table 9 Design data of evaporator

Evaporator		
1	Duty	199.20kW
2	Tube side feed mass flow	2.77kg/s
3	Shell side feed mass flow	1.52kg/s
4	Tube inlet temperature	150.00℃
5	Tube outlet temperature	134.70℃
6	Shell inlet temperature	108.70℃
7	Shell outlet temperature	108.70℃
8	LMTD	33.40℃

Table 10 Design data of preheater

Preheater		
1	Duty	154.90kW
2	Tube side feed mass flow	2.77kg/s
3	Shell side feed mass flow	1.52kg/s
4	Tube inlet temperature	134.70°C
5	Tube outlet temperature	122.30°C
6	Shell inlet temperature	40.80°C
7	Shell outlet temperature	108.70°C
8	LMTD	47.07°C

Table 11 Design data of cooler

Cooler		
1	Duty	312.10kW
2	Tube side feed mass flow	8.32kg/s
3	Shell side feed mass flow	1.52kg/s
4	Tube inlet temperature	30.00°C
5	Tube outlet temperature	38.00°C
6	Shell inlet temperature	65.56°C
7	Shell outlet temperature	40.00°C

4. 결 론

폐열회수를 통해 20kW의 전력을 생산할 수 있는 유기랭킨발전시스템에 대한 공정설계에 대한 시뮬레이션을 수행한 결과 Case-1과 Case-2의 경우 사이클 효율이 10.6% 수준으로 결과가 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 36.86kW의 동력을 생산하는 것으로 나타났다.

Case-3과 Case-4의 경우에 대하여 시뮬레이션한 결과 사이클 효율이 12.0% 수준으로 예측되었고, 생산동력은 20kW의 마진 84%를 고려하여 30.0kW의 동력을 생산하였다.

후 기

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

REFERENCES

1. Yamamoto, T., Furuhashi, T., N. Arai, and K. Mori, "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. D. Wang, X. Ling, and H. Peng, "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. Tchanché, 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.