

지열 발전을 위한 HFC-245fa 유기 랭킨 사이클의 성능해석

백영진[†], 김민성, 장기창, 윤형기, 이영수, 나호상

한국에너지기술연구원 태양열지열연구센터

Analysis of HFC-245fa organic Rankine cycle for geothermal power generation

YoungJin Baik[†], Minsung Kim, KiChang Chang, HyungKee Yoon,

YoungSoo Lee, HoSang Ra

*Solar Thermal and Geothermal Research Center, Korea Institute of Energy Research(KIER),
Yeosung P.O Box 103, Taejon 305-600, Korea*

Abstract

In this study, an ORC (Organic Rankine Cycle) is investigated for a low-temperature geothermal power generation by a simulation method. A steady-state simulation model is developed to analyze cycle's performance. The model contains a turbine, a pump, an expansion valve and heat exchangers. The turbine and pump are modelled by an isentropic efficiency. Simulations were carried out for the given heat source and sink inlet temperatures, and given flow rate that is based on the typical power plant thermal-capacitance-rate ratio. HFC-245fa is considered as a working fluid of the cycle. Simulation results, at the given secondary working fluids conditions, show that even though the power can be presented by both the evaporating temperature and the turbine inlet superheat, it depends on the evaporating temperature primarily.

Key words : Geothermal Power Generation(지열발전), Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클)

기호설명

h : 엔탈피 [kJ/kg]

$PPTD$: 편치온도차 [°C]

Q_H : 증발기에서의 전열량 [kW]

Q_L : 응축기에서의 전열량 [kW]

Q_{RG} : 재생기에서의 전열량 [kW]

T : 온도 [°C]

T_h : 포화증발온도 [°C]

W : 출력 [kW]

하첨자

C : 응축기

CI : 냉각수(heat sink) 입구

CO : 냉각수(heat sink) 출구

E : 증발기

HI : 지열수(heat source) 입구

HO : 지열수(heat source) 출구

RG : 재생기

[†] Corresponding author

Tel: +82-42-860-3226; fax: +82-42-860-3739

E-mail : twinjin@kier.re.kr

1. 서 론

지열은 인류가 가지고 있는 가장 오래된 에너지 자원 중 하나이며, 현재 전세계적으로 바이오 매스와 대수력을 제외한 신재생에너지 자원 중에서 가장 많은 에너지를 공급하고 있음에도 불구하고 우리나라에서는 그 중요성이 상대적으로 낮게 평가되어 왔다.

우리나라에는 화산활동과 관련된 고온성 지열 에너지가 부존하고 있지 않으므로, 현재로서는 히트펌프를 이용한 냉난방 목적에만 지열을 사용하고 있으나, 외국의 경우 냉난방은 물론 발전 목적으로 널리 사용하고 있다. EGC-2007(European Geothermal Conference-2007)에 집계된 2007년도 세계 지열 발전용량은 9,737 MWe(2007년 가동 1,141.6 MWe 포함)이며, 이는 2006년보다 804.3 MWe가 증가한 수치이다. 각국의 지열발전 규모를 보면, 세계 1위는 미국(2,687 MWe)이며, 필리핀(1,969.7 MWe), 인도네시아(992 MWe), 멕시코(953 MWe), 이탈리아(810.5 MWe), 일본(535.2 MWe), 뉴질랜드(471.6 MWe)가 그 뒤를 잇고 있다. 특히 최근에는 지하 심부(3,000 m 이상)의 고온암체(HDR; Hot Dry Rock)를 이용한 지열발전 기술도 개발되고 있다.

이와 관련하여, MIT(2006)에서 작성한 “The Future of Geothermal Energy”에 따르면, 2050년 미국 기저부하의 10%인 100,000 MWe를 EGS (Enhanced Geothermal Systems) 지열 발전이 담당할 수 있을 것으로 내다보고 있는데, 이는 현재 보다 약 40배 용량의 지열발전소의 건립이 필요함과, 그만큼 시장이 폭발적으로 확대될 것을 의미한다. 이와 같이 지열은 기상 조건에 좌우되는 태양광이나 풍력과는 달리 기존의 화력, 수력, 원자력 발전 등과 같이 기저부하를 담당할 수 있는 장점이 있다.

고온성 지열이 이용 가능한 경우, Fig. 1과 같이 스텀을 이용한 발전 방식이 사용된다. 그러나, 열원의 온도가 낮은 경우에는 물보다 낮은 온도에서도 증기 상태가 될 수 있는 다른 작동유체를 이용하여 발전 사이클을 구성한다 (ORC). 즉, 열원의 조건에 따라 발전 사이클에 적합한 작동유체의 선정이 반드시 필요하며, 작동유체는 사이클의 성능

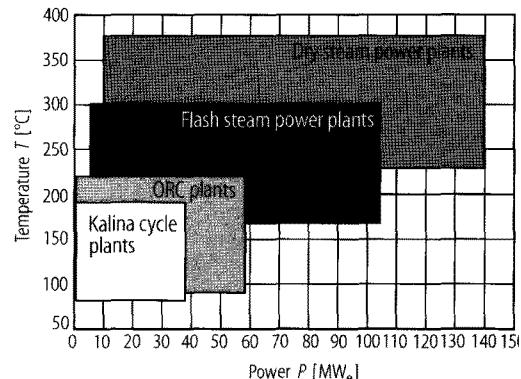


Fig. 1 Power range and characteristic reservoir temperatures of typical geothermal power plants[1]

에 매우 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.

이와 관련하여 propane, pentane, butane, siloxane, toluene, cyclohexane, benzene, p-xylene 및 HCFC-123 등 매우 다양한 유체들이 ORC의 작동유체로서 고려되어 왔다. 최근에는 환경에 대한 관심 증가로 인하여 HFC를 이용한 ORC 연구가 꾸준히 진행되고 있다.

한편, 우리나라의 경상북도 포항 등지에서는 지온 증가율이 40 °C/km까지 이르므로, 향후 우리나라에서도 차세대 저온 지열발전을 기대할 수도 있을 것으로 보고되고 있다[2].

이와 관련하여 본 연구에서는 국내 실정에 맞는 저온 지열발전 시스템의 개발을 위한 기초 연구로서, HFC-245fa를 이용한 유기랭킨 사이클을 해석 및 최적화 하였다.

2. 시스템 모델링 및 시뮬레이션

본 연구에서 고려하고 있는 사이클은 Fig. 2와 같이 증발기, 터빈, 재생기, 응축기, 펌프로 구성되어 있으며, 작동원리는 다음과 같다.

우선, 재생기에서 열교환을 마친 액상의 작동유체(Fig. 2의 2점)는 증발기내로 유입되어 열원(heat source)으로부터 열을 받아 증발하게 된다(2점→3점). 증발된 증기는 터빈을 가동시킨 후, 재생기로 유입된다(3점→4점). 터빈에서 나온 증기(4점)는 재생기로 들어온 액상의 작동유체(1점)를 가열한 후 응축기로 유입된다(5점). 응축기 내에서 열침(heat sink)과의 열교환을 통하여 포

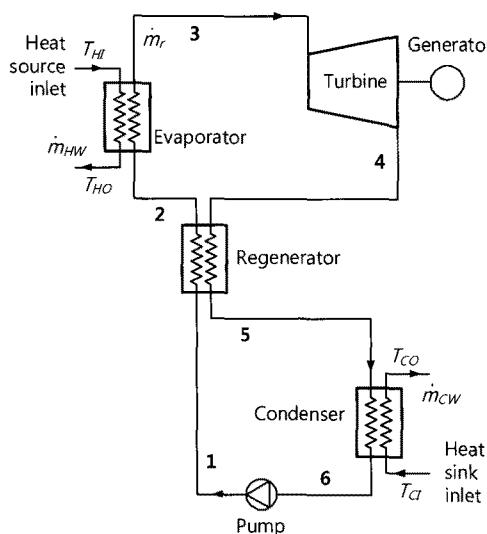


Fig. 2 Schematic diagram of ORC

화액 상태가 된 포화액(6점)은 펌프에 의해 가압 후(1점) 재생기로 유입되고, 사이클을 완성하게 된다.

이상과 같은 사이클을 해석하기 위하여, 정상상태로 가정하고, 압력강하는 무시하며, 모든 열교환기는 대향류 흐름을 갖는다고 가정하였다. 응축기와 증발기에서의 열평형은 다음과 같다.

$$Q_L = \dot{m}_r(h_5 - h_6) = \dot{m}_{CW}c_{p,CW}(T_{CO} - T_{CI}) \quad (1)$$

$$Q_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) = \dot{m}_{HW}c_{p,HW}(T_{HI} - T_{HO}) \quad (2)$$

$T_4 > T_1$ 인경우, 재생기에서의 열평형은 다음과 같다.

$$Q_{RG} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = \dot{m}_r(h_4 - h_5) = Q_{RG,max}\varepsilon_{RG} \quad (3)$$

여기서, 재생기의 유용도(effectiveness)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\varepsilon_{RG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad (4)$$

펌프와 터빈의 단열효율은 각각 다음과 같이

표현된다.

$$\eta_{isen,p} = \frac{h_{1,s} - h_6}{h_1 - h_6} \quad (5)$$

$$\eta_{isen,t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (6)$$

터빈 및 펌프의 동력을 각각 다음과 같다.

$$W_t = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (7)$$

$$W_p = \dot{m}_r(h_1 - h_6) \quad (8)$$

사이클의 출력(net power)은 다음과 같다.

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (9)$$

사이클의 성능은 서로 상호작용을 하는 다양한 인자들에 의해 결정되는데, 본 연구에서는 사이클 최적화를 위한 설계인자로 포화증발온도와 터빈 입구과열도(터빈입구온도-포화증발온도)를 택하였다. 사이클 시뮬레이션에 사용된 조건은 다음과 같다.

- (1) 지열수 유량=1 kg/s
- (2) 냉각수 유량=10 kg/s
- (3) 증발기 및 응축기 펀치온도차=3°C
- (4) 재생기 유용도 $\varepsilon_{RG}=0.9$
- (5) 터빈 및 펌프 단열효율은 0.8
- (6) 응축기 출구는 포화액 상태
- (7) 팽창과정은 등엔탈피 과정

작동유체들의 물성치는 REFPROP 7.1을 이용하여 구하였으며, 사이클 시뮬레이션을 수행하는 방법은 다음과 같다. 포화증발온도와 터빈입구 과열도가 주어진 상황에서, 응축압력과 작동유체의 유량을 가정하면, 주어진 터빈 단열효율로부터 터빈출구 상태가 결정된다. 응축기

출구 상태는 포화조건으로부터 결정된다. 주어진 펌프 단열효율로부터 펌프출구 상태가 결정된다. 만일 $T_4 > T_1$ 이면, 재생기 효율과 열평형으로부터 증발기 입구 상태와 응축기 입구 상태를 결정할 수 있다. 다음 증발기와 응축기의 열평형으로부터, 열원 및 열침의 온도 프로파일을 구할 수 있다. 이제 증발기와 응축기내 온도 프로파일을 각각 조사하여 열교환기내 핀치온도차를 각각 구할 수 있으며, 이 값이 주어진 값들과 다르면 응축압력과 작동유체의 유량을 재가정한 후 위의 과정을 반복한다. 계산이 종료되면, 시뮬레이션 결과로서 터빈 출력, 펌프 동력, 사이클 효율 및 각 구성요소의 입출구 상태 등을 얻을 수 있다.

한편, 200°C 이상의 열원을 이용하는 ORC의 경우, siloxane[3,4] 및 propane[5,6]을 작동유체로 사용하는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 우리나라의 지열에너지 부존 특성을 감안하여 약 100°C의 열원에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

약 100°C의 열원에 사용되고 있는 작동유체는 HFC-245fa[7,8]와 HFC-R134a[8,9]가 가장 대표적이다. 이와 관련하여 본 연구에서는 HFC-245fa를 작동유체로 고려하였다.

3. 시뮬레이션 결과

지열수 입구온도 100°C, 냉각수 입구온도 20°C 일 때, 포화증발온도(T_h)와 터빈입구과열도(ΔT_{sup}) 변화에 따른 사이클의 출력 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 출력은 포화증발온도 및 터빈입구과열도 모두의 영향을 받는다. 전체적으로는 포화증발온도에 의한 영향이 상대적으로 크다고 할 수 있으나, 포화온도가 최적화 된 상태에서는 터빈입구과열도의 영향도 무시할 수 없다. 주어진 터빈입구과열도에 대하여, 출력을 극대화 시킬 수 있는 포화증발온도가 존재한다. 최적점에 비해 포화증발온도를 높이면 사이클의 효율이 증가하긴 하나, 사이클의 구동원이라 할 수 있는 증발열량이 감소하므로 출력이 감소한다. 최적점에 비해 포화증발온도를 낮추면 효율 감소효과가 두드러져 출력이 감소한다.

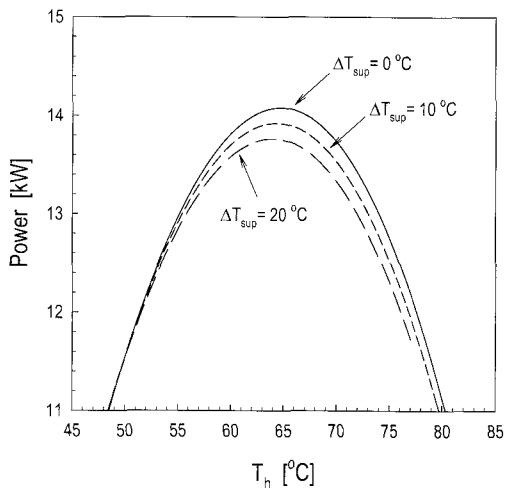


Fig. 3 Power of the HFC-245fa Rankine cycle

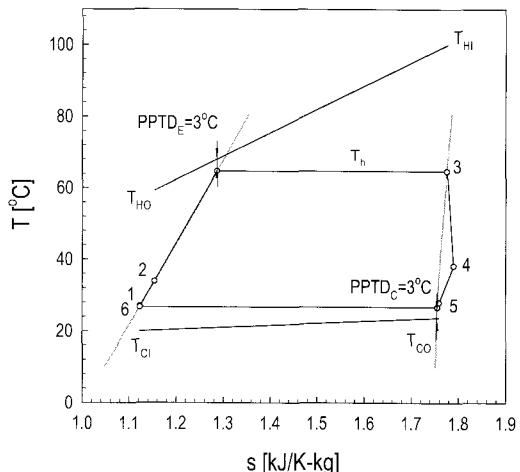


Fig. 4 Maximum power cycle of HFC-245fa on a T-s diagram

지열수 입구온도 100°C, 냉각수 입구온도 20°C 일 때, 최대출력 조건에서의 사이클의 T-s 선도와 계산결과를 각각 Fig. 4와 Table 1에 나타내었다. Fig. 4에 따르면, 증발기의 경우 핀치점이 포화액점에서 발생하며, 응축기의 경우 핀치점이 포화기체점에서 발생한다.

Fig. 5에 지열수 입구 및 냉각수 입구온도 변화에 따른 사이클의 최대 출력 변화를 나타내었다. 지열수 온도가 상승할수록, 그리고 냉각수 온도가 내려갈수록 출력이 증가한다. 시뮬레이션 결과에 따르면, 지열수온도=100°C, 냉각수온도=20°C이고,

Table 1. Simulation result at the maximum power output condition

Symbol	Description	Value
T_{crit}	Critical temperature	154.1 °C
T_1	Pump exit temperature	26.9 °C
T_2	Evaporator inlet temp.	33.87 °C
T_h	Evaporating temperature	64.7 °C
T_3	Turbine inlet temperature	64.7 °C
T_4	Turbine exit temperature	38.19 °C
T_5	Condenser inlet temp.	27.97 °C
T_6	Condenser exit temp.	26.72 °C
x_5	Condenser inlet quality	>1
\dot{m}_r	Refrigerant mass flow rate	0.8206 kg/s
P_{crit}	Critical pressure	3,640 kPa
P_3	Turbine inlet pressure	528.6 kPa
P_6	Pump inlet temperature	159.2 kPa
P_3/P_6	Turbine pressure ratio	3.320
v_3	Turbine inlet volume	0.0344 m ³ /kg
\dot{v}_3/W_{net}	Turbine inlet flow rate per unit power	2.007 m ³ /J
v_4/v_3	Volume ratio across the turbine	3.349
T_{HO}	Heat source exit temp.	59.27 °C
T_{CO}	Heat sink exit temp.	23.75 °C
W_{net}	Net power	14.08 kW
W_p	Pump power	0.2839 kW
W_t	Turbine power	14.36 kW
η	Cycle efficiency	8.24

냉각수유량이 지열수유량의 10배로 주어지면, HFC-245fa 랭킨 사이클을 이용하여, 지열수 유량 1 kg/s 당 최대 약 14 kW의 출력을 얻을 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 국내 실정에 맞는 저온 지열발전 시스템의 개발을 위한 기초 연구로서, 100°C의 저온 열원에 대한 HFC-245fa 랭킨 사이클을 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

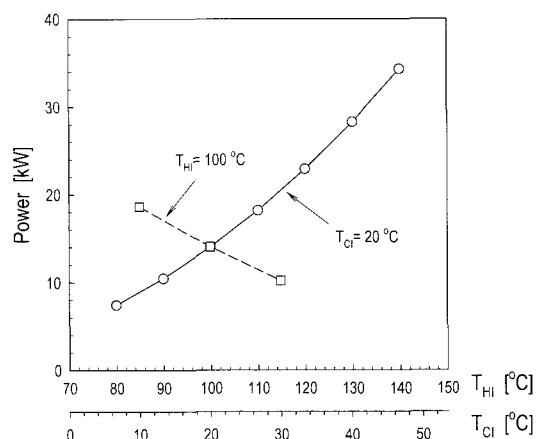


Fig. 5 Maximum power variations over the heat source and sink inlet temperature changes

- (1) 지열수 및 냉각수의 유량과 입구 온도가 주어졌을 경우, 사이클의 출력은 주로 포화증발온도에 의해 결정된다. 즉, 출력을 극대화 시킬 수 있는 최적 포화증발온도가 존재하므로, 이를 고려한 설계 및 운전이 필요하다.
- (2) 지열수온도=100°C, 냉각수온도=20°C이고, 냉각수유량이 지열수유량의 10배로 주어지면, HFC-245fa 랭킨 사이클을 이용하여, 지열수 유량 1 kg/s 당 최대 약 14 kW의 출력을 얻을 수 있다.
- (3) 만일 지열수온도가 120°C, 140°C라면, 지열수유량 1 kg/s 당 각각 약 23 kW, 34 kW의 최대 출력을 얻을 수 있으리라 기대된다.

참고문헌

1. Clauser, C., 2006, Landolt-Börnstein-Group VIII Advanced Materials and Technologies, Volume 3C Renewable Energy, Springer Berlin Heidelberg, p. 575.
2. Song, Y. H. and An, E. Y., 2005, Analysis on the current status of world geothermal energy resources utilization and the future prospect, Geosystem Engineering, Vol. 42, No. 4, pp. 287-296.
3. Vescovo, R., 2009, ORC recovering industrial

- heat, Cogeneration and On-Site Power Production, Vol. 10, No. 2, pp.53–57.
- 4. www.turboden.it
 - 5. Romero, M., 2007, Waste Heat Recovery and Air Pollution Control, AIChE Chicago Symposium, Session II Energy and Power Technology Developments, Chicago, Illinois: 25 September.
 - 6. www.wowenergies.com
 - 7. www.freepower.co.uk
 - 8. www.utcpower.com
 - 9. Holdmann, G., 2007, The Chena Hot Springs 400kW Geothermal Power Plant: Experience Gained During the First Year of Operation, GRC(Geothermal Resources Council) Annual Meeting, Sparks, Nevada: 2 October.