〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.2.145

저온 지열발전의 출력 극대화를 위한 흡수식 동력 사이클의 시뮬레이션§

백영진*·김민성*†·장기창*·이영수*·윤형기*
* 한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부 태양열지열연구센터

Simulation of an Absorption Power Cycle for Maximizing the Power Output of Low-Temperature Geothermal Power Generation

Young-Jin Baik*, Minsung Kim*†, Ki-Chang Chang*, Young-Soo Lee* and Hyung-Kee Yoon*
* Solar Thermal and Geothermal Research Center, Korea Institute of Energy Research

(Received September 14, 2009 ; Revised November 24, 2009 ; Accepted November 25, 2009)

Key Words: Geothermal Power Generation(지열발전), Absorption Power Cycle(흡수식 동력 사이클)

초록: 본 연구에서는 지열발전 등과 같은 저온 열원을 에너지원으로 하는 발전에 응용될 수 있는 흡수식 동력 사이클의 출력 최적화를 수행하였다. 이를 위해 정상상태 사이클 시뮬레이션을 수행하여 사이클의 성능을 고찰하였다. 시뮬레이션은 열원과 열침의 입구온도 및 유량을 고정한 상태에서 수행하였으며, 일반적인 발전소의 열원-열침 유량비를 고려하였다. 사이클의 성능은 두 개의 독립변수를 이용하여 나타내었는데, 이는 분리기 입구 암모니아 농도와 터빈 입구 압력이다. 시뮬레이션 결과, 100℃의 지열수와 20℃의 냉각수(지열수 유량의 5배) 조건에서, 흡수식 동력 사이클을 이용하면 지열수 유량 1 kg/s 당 최대 약 14 kW의 출력을 얻을 수 있음을 보였다.

Abstract: In this study, an absorption power cycle, which can be used for a low-temperature heat source driven power cycle such as geothermal power generation, was investigated and optimized in terms of power by the simulation method. A steady-state simulation model was adopted to analyze and optimize its performance. Simulations were carried out for the given heat source and sink inlet temperatures, and the given flow rates were based on the typical power plant thermal-capacitance-rate ratio. The cycle performance was evaluated for two independent variables: the ammonia fraction at the separator inlet and the maximum cycle pressure. Results showed that the absorption power cycle can generate electricity up to about 14 kW per 1 kg/s of heat source when the heat source temperature, heat sink temperature, and thermal-capacitance-rate ratio are 100°C, 20°C, and 5, respectively.

- 기호설명 -

c_p	:	비열 [kJ/kgK]
h	:	엔탈피 [kJ/kg]
P	:	압력 [kPa]
PPTD	:	핀치온도차 [℃]
Q	:	열량 [kW]
T	:	온도 [℃]
W	:	일량 [kW]
Y	:	암모니아의 농도

하첨자

C	:	흡수-응축기
CI	:	열침(냉각수) 입구
CO	:	열침(냉각수) 출구
CW	:	냉각수
E	:	보일러
HI	:	열원(지열수) 입구
HO	:	열원(지열수) 출구
HW	:	열원(지열수)
SHX	:	용액열교환기

§ 이 논문은 2009년도 열공학부문 춘계학술대회(2009. 5. 20-22, BEXCO) 발표논문임

† Corresponding Author, minsungk@kier.re.kr

1. 서 론

우리나라에는 화산활동과 관련된 고온성 지열

에너지가 부존하고 있지 않으므로, 현재로서는 히트펌프를 이용한 냉난방 목적에만 지열을 사용하고 있으나, 외국의 경우 냉난방은 물론 발전 목적으로도 널리 사용하고 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 현재보다 약 40배 용량의 지열발전소의 건립이 필요함을 의미한다.

지열발전 사이클 기술은 Rankine 사이클과 같은 열역학적 동력 사이클을 근간으로 하고 있는데, 최근에는 ORC(Organic Rankine Cycle; 유기랭킨사이클)와 더불어 칼리나(Kalina) 사이클과 같은 흡수식 기반의 동력 사이클을 이용한 실증사례들이 증가하고 있다.

흡수식 동력 사이클은 혼합 작동유체의 상변화 과정을 이용함으로써, 열교환 과정에서의 비가역성을 줄일 수 있는 장점이 있는데, 이는 비공비 혼합물을 작동유체로 이용함으로써 구현이 가능하다. 특히, 암모니아-물 혼합물은 흡수식 냉동사이클의 중요한 냉매로 사용되어 왔으며, 물에 대한 암모니아의 흡수성이 좋으며, 두 성분의 증기압이 크게 달라 흡수식 동력 사이클의 작동유체로 사용된다. 이 혼합물을 작동유체로 하는 흡수식 동력 사이클에 관한 연구는 Maloney and Robertson[1]에 의해 최초로 시도 되었으며, 80년대에 Kalina[2]에 의해 복합 발전용 하부 사이클의 새로운 대안으로서 주목을 받은 이후 몇몇 열원조건에 대한 개량이 이루어져 왔다.

Kalina가 제안한 것으로 지열분야에 적용 가능한 사이클은 KCS (Kalina Cycle System) 11, KCS 12, KCS 13, KCS 34[3] 및 KCS 34를 개량한 SG (System Geothermal) 2a, SG 2d, 그리고 SG 4d[4] 등이 있다.

KCS 11은 분리기를 사용하지 않는 암모니아-물 동력 사이클로서, 열원의 온도가 120~200 ℃ 일 경우에 적합하도록 설계되었다. KCS 12는 KCS 11에 내부 열교환기들을 추가하여 효율을 향상시킨 것이며[5-6], KCS 13도 KCS 11을 개량한 것인데 지열원의 액상비율이 높은 지열 발전 사이클에 적합하도록 설계되었다.[7]

KCS 34는 본 연구에서 고려하고 있는 흡수식 동력 사이클에 내부 열교환기를 추가한 형태인데, 이전의 Kalina 사이클과 달리 보일러 출구에 분리기를 도입함으로써, 보일러로 유입된 모든 유량을 증발시키지 않아도 사이클을 작동 시킬 수 있도록 하여 열원의 온도가 120℃ 이하에서도 운전될 수 있도록 한 특징이 있다.[8]

이상과 같은 흡수식 동력 사이클에 관한 연구로서, Ibrahim and Klein[9]은 약 182℃의 열원에 대한 사이클 시뮬레이션을 수행하여 열침의 유량이 작은 경우 Maloney and Robertson 사이클에 비해 KCS 5의 성능이 우수함을 알았다.

Valdimarsson and Eliasson[10]은 열원의 온도를 100~150℃로 바꾸어 가며 흡수식 동력 사이클의 성능 변화를 살폈는데, 열원의 일부를 난방에 사용할 목적으로 열원의 출구 온도를 80℃로 고정한 후 계산을 수행함으로써, 주어진 열원에 대한 사이클의 최대 발전 가능량을 제시하지는 못하였다. Madhawa Hettiarachchi 등[11]도 열원온도 90℃ 조건에 대한 흡수식 동력 사이클의 최적화 연구를 수행하였다. 그러나, 감압밸브 출구 상태를 포화액으로 단순화시켰으며, 특히 열교환기의 LMTD 조건을 준 상태에서 계산을 수행한 문제점이 있다.

사이클 시뮬레이션 연구에서 LMTD가 구속조건 중 하나로 사용되는 이유는 LMTD가 열교환기 내 두 유체간의 온도차를 대표할 수 있는 값으로서의 의미를 갖기 때문이다. 즉, 일반적으로 전열량과 LMTD 값으로부터 열교환기의 *UA*를 결정할 수 있기 때문인데, 이는 유체들의 비열이 근사적으로 일정한 경우에 한한다. 그런데, 암모니아-물 혼합물의 상변화 과정은 비열의 변화가 매우 큰 과정이므로, 열교환기 입출구 온도들만으로 정의된 단순 LMTD 값을 사용해서는 열교환기의 *UA*를 결정할 수 없다. 즉, 암모니아-물 혼합물의 상변화 과정에 있어서 LMTD는 열교환기 내 두 유체간의 온도차를 대표할 수 없다. 그러므로, LMTD를 구속조건으로 주는 것은 본 흡수식 동력 사이클의 해석에 매우 바람직하지 않으며, 의미를 가질 수 없는 조건 부여라 사료된다.

동력 사이클의 출력은 열원 및 열침의 온도 및 유량 등에 의하여 변화하므로, 사이클의 출력 성능을 나타낼 때는 조건을 명시하는 것이 필요하다. 관련하여 저온 지열발전 사이클의 출력 성능을 나타낼 때는 열원(지열수) 및 열침(냉각수)의 입구 온도 조건을 명시한 후, 단위 지열수 유량

(kg/s)당 출력(kW) 차원, 즉, kW/(kg/s) 차원[4,8]으로 나타내는 것이 보편적 추세이다. 이와 같은 추세에 따라 본 연구에서는 오차를 피할 수 없는 LMTD 조건을 주고 수행한 기존 연구들[10,11]과는 달리 보다 직관적이고 실질적이라 할 수 있는 열원 및 열침의 유량 조건을 준 상태에서 계산을 수행하였다.

한편, 우리나라의 경상북도 포항 등지에서는 지온 증가율이 40 ℃/km까지 이르므로, 향후 우리나라에서도 이러한 차세대 저온 지열발전을 기대할 수도 있을 것으로 보고되고 있다.[12]

이와 관련하여 국내 실정에 맞는 저온 지열발전 시스템의 개발을 위한 기초 연구로서, 본 연구에서는 열원 및 열침의 입구온도가 각각 100℃ 및 20℃로 주어진 경우에 대하여, 흡수식 동력 사이클의 설계인자 값을 변화시켜가며 사이클의 출력 변화를 살핀 후, 단위 열원 유량(kg/s)당 얻을 수 있는 최대 출력(kW) 값을 제시하였다.

2. 시스템 모델링 및 시뮬레이션

본 연구에서 고려하고 있는 흡수식 동력 사이클은 Fig. 1과 같이 보일러, 터빈, 흡수-응축기, 펌프, 분리기(separator), 감압밸브 및 혼합기(mixer) 등으로 구성되어 있으며, 작동원리는 다음과 같다.

우선, 용액열교환기에서 열교환을 마친 액상의 암모니아-물 혼합물은 보일러내로 유입되어 열원(heat source)으로부터 열을 얻어 가열된다. 이 때, 증기압이 높은 암모니아가 대부분 증발하게 된다. 이렇게 가열된 혼합물은 분리기 내에서 포화증기 및 포화액으로 분리된다. 분리된 포화증기는 터빈을 가동시킨 후, 혼합기로 유입된다. 한편, 분리기에서 분리된 고온의 포화액은 보일러로 유입되는 과냉액 상태의 암모니아-물 혼합물과 용액열교환기 내에서 열교환을 한 후, 감압밸브를 지나 혼합기로 유입된다. 혼합기에서 합쳐진 2상 상태의 혼합물은 흡수-응축기 내에서 열침(heat sink)과의 열교환을 통하여 포화액 상태가 된다. 이 포화액은 펌프에 의해 가압 후 용액열교환기로 유입되고, 사이클을 완성하게 된다.

이상과 같은 사이클을 해석하기 위하여, 정상상태로 가정하고, 압력강하는 무시하며, 모든 열교환기는 대향류 흐름을 갖는다고 가정하였다.

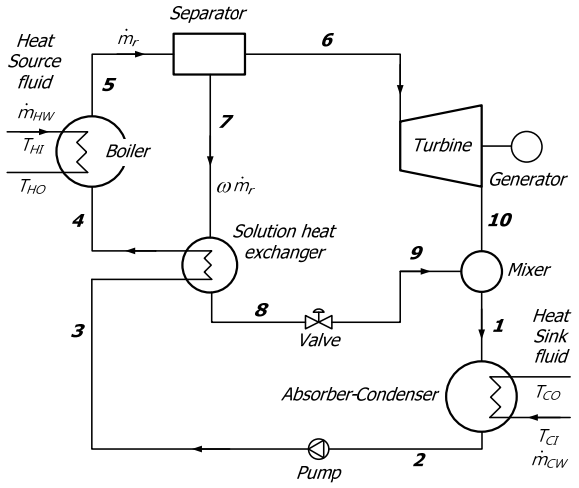

Fig. 1 Schematic diagram of an absorption power cycle

흡수-응축기, 보일러, 분리기 및 혼합기에서의 열평형은 각각 다음과 같다.

$$Q_C = \dot{m}_r(h_1 - h_2) = \dot{m}_{CW} c_{p,CW}(T_{CO} - T_{CI}) \tag{1}$$

$$Q_E = \dot{m}_r(h_5 - h_4) = \dot{m}_{HW} c_{p,HW}(T_{HI} - T_{HO}) \tag{2}$$

$$h_5 - h_6 = \omega(h_7 - h_6) \tag{3}$$

$$h_1 - h_{10} = \omega(h_9 - h_{10}) \tag{4}$$

여기서, ω는 보일러 출구유량 $\dot{m}_r$에 대한 액상의 질량분율이다. 용액열교환기에서의 열평형은 다음과 같다.

$$Q_{SHX} = \dot{m}_r(h_4 - h_3) = \omega\dot{m}_r(h_7 - h_8) \tag{5}$$

본 흡수식 동력 사이클의 경우, 항상 희용액의 열용량이 농용액의 열용량에 비해 작으므로, 용액열교환기 유용도(effectiveness) ε_{SHX}는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{Q_{SHX}}{Q_{SHX,\max}} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_3} \tag{6}$$

사이클의 출력(net power)은 다음과 같다.

$$W_N = \dot{m}_r(1-\omega)(h_6 - h_{10}) - \dot{m}_r(h_3 - h_2) \tag{7}$$

시뮬레이션 수행을 위해 주어진 주요 변수는 열원입구온도(T_{HI}) 및 유량($\dot{m}_{HW}$), 열침입구온도

(T_{CI}) 및 유량($\dot{m}_{CW}$), 용액열교환기 유용도(ε_{SHX}), 보일러 및 흡수-응축기 핀치온도차, 터빈 및 펌프 단열효율, 터빈입구 압력(P_6), 그리고 분리기입구 암모니아 농도(Y_5)이다.

사이클의 성능은 여러 인자들에 의해 결정되는데, 본 연구에서는 사이클 최적화를 위한 설계인자로 터빈입구 압력(P_6)과 분리기입구 암모니아 농도(Y_5)를 택하였다. 열원의 입구온도는 사이클 성능에 가장 큰 영향을 미치는 인자인데, 일반적인 지열발전 천공 깊이가 2~3 km 임을 고려하면, 우리나라에서는 약 80~120℃의 열원을 얻을 수 있다. 한편, 열원 유량은 1 kg/s으로 하였다. 또한, 열침의 유량이 일반적으로 열원 유량의 5~10 배로[9] 보고되고 있음을 감안하여 열침의 유량을 결정하였는데, 열침의 유량을 증가시킬수록 사이클의 출력은 증가할 것이나, 본 연구에서는 가장 보수적인 값을 취하여 5 kg/s을 열침의 유량으로 하였다. 사이클 시뮬레이션에 사용된 조건을 정리하면 다음과 같다.

(1) 열원입구온도 T_{HI}=100℃, 유량 $\dot{m}_{HW}$=1 kg/s
(2) 열침입구온도 T_{CI}=20℃, 유량 $\dot{m}_{CW}$=5 kg/s
(3) 보일러 및 흡수-응축기 핀치온도차=3℃
(4) 용액열교환기 유용도 ε_{SHX}=0.9
(5) 터빈 및 펌프 단열효율은 0.8
(6) 흡수-응축기 출구는 포화액 상태
(7) 감압과정은 등엔탈피 과정

암모니아-물의 물성치는 Ibrahim and Klein[13]의 식을 이용하여 구하였으며, 사이클 시뮬레이션을 수행하는 방법은 다음과 같다.

터빈입구 압력과 분리기입구 암모니아 농도가 주어진 상황에서, 펌프입구 온도와 터빈 입구 온도를 가정하면, 분리기 입구, 터빈 입구, 분리기 포화액 출구, 펌프 입구 상태가 결정된다. 다음, 펌프 출구 상태를 계산하고, 분리기의 에너지 보존식으로부터 포화액의 질량분율을 계산한다. 용액열교환기의 에너지 보존식과 주어진 유용도로부터 보일러 입구와 감압밸브 입구 상태가 결정되며, 등엔탈피 가정으로부터 감압밸브 출구 상태를 결정할 수 있다. 터빈 효율로부터 터빈 출구상태를 계산하고, 혼합기의 에너지 보존식으로부터 흡수-응축기 입구 상태를 계산한다. 이제 흡수-응축기, 보일러 및 전체 사이클에서의 열평형식을 통해 열원 및 열침의 출구 온도 및 냉매유량을 구할 수 있다.

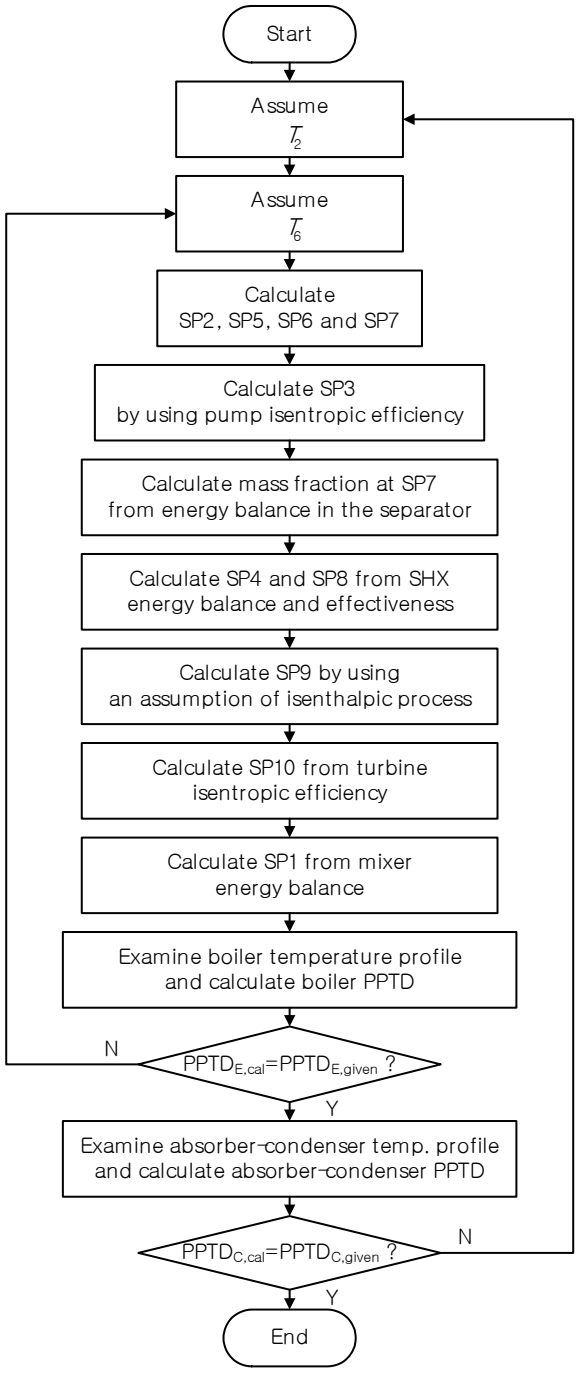

Fig. 2 Cycle simulation procedure

다음, 보일러와 흡수-응축기에서의 핀치온도차를 구한다. 이를 위해서는 열교환기 내 각 유체의 온도 프로파일을 알아야 하는데, 이를 알기 위해 본 연구에서는 보일러 및 흡수-응축기를 각각 동일한 열량을 갖도록 50등분 하였다. 즉, 보일러 및 흡수-응축기 각각에 대하여 51 개의 온도차를 구한 후 이들 중 최소값을 취하여 핀치온도차로 하였다. 계산된 핀치온도차가 주어진 핀

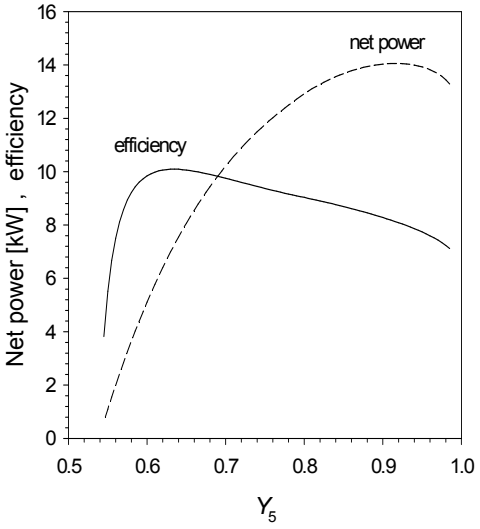

Fig. 3 Power and efficiency variations over separator inlet ammonia fraction(Y_5) change

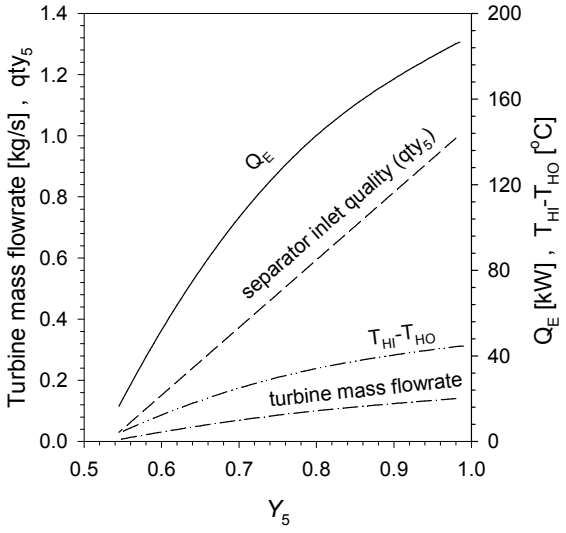

Fig. 4 Turbine mass flowrate and Q_E variations over separator inlet ammonia fraction(Y_5) change

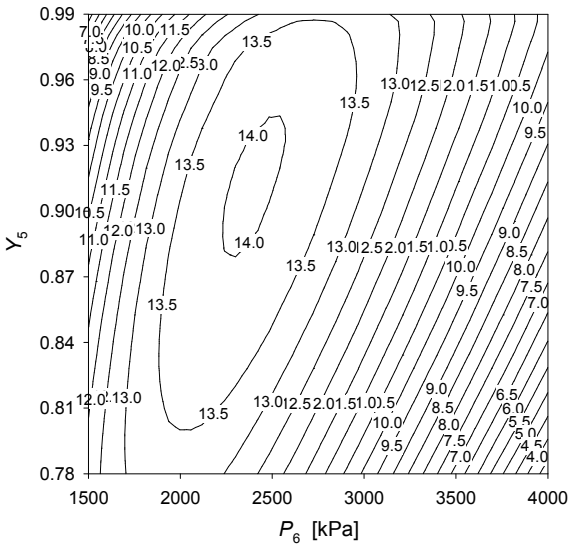

Fig. 5 Net power variations over separator inlet ammonia fraction(Y_5) and turbine inlet pressure(P_6) changes

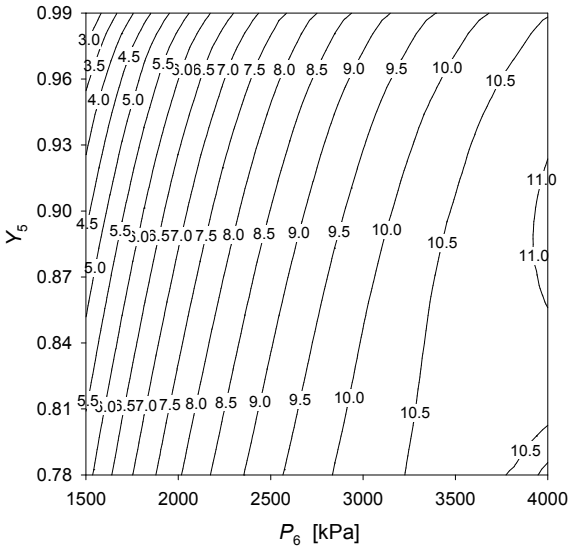

Fig. 6 Cycle efficiency variations over separator inlet ammonia fraction(Y_5) and turbine inlet pressure(P_6) changes

치온도차와 다르면 최초에 가정했던 펌프입구 온도와 터빈 입구 온도를 재가정한 후, 위의 과정을 반복하며, 이상의 과정을 Fig. 2에 나타내었다.

계산이 종료되면, 시뮬레이션 결과로서 터빈 출력, 펌프 동력, 사이클 효율 및 각 구성요소의 입출구 상태 등을 얻을 수 있다.

3. 시뮬레이션 결과

터빈입구 압력(P_6)이 2,420 kPa인 경우에 대하여, 분리기입구 암모니아 농도(Y_5) 변화에 따른 사이클의 출력(net power) 및 효율 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 일단 압력(P_6)이 주어지면 사이클의 출력 및 효율을 극대화 시킬 수 있는 최적 농도(Y_5)가 각각 존재함을 알 수 있다.

이는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 주어진 압력에 대해 농도가 낮을수록 분리기 입구 건도(qty_5)가 감소하는데, 이는 터빈유량이 감소하는 것을 의미하며, 결국 냉매측 및 물측 모두의 글라이드(입출구 온도차)를 감소시키는 결과를 가져온다. 그러므로, 농도가 너무 낮으면 열원의 에너지를

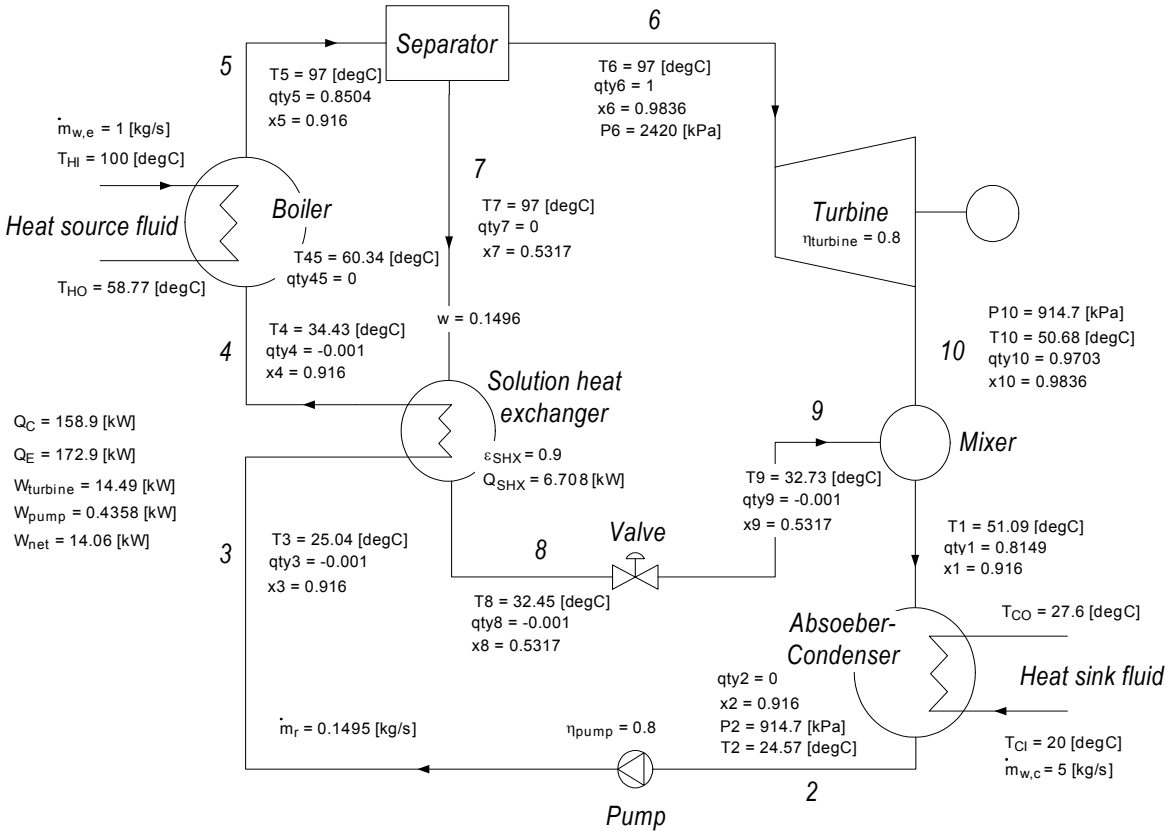

Fig. 7 An optimized absorption power cycle in this study

사이클로 충분히 전달할 수 없으므로, 즉, 가열량 Q_E가 감소하여 효율 및 출력이 나쁘다.

반대로 농도가 너무 높으면 큰 글라이드에 의해 사이클 자체의 효율이 감소하므로, 출력도 일정부분 감소하게 된다.

한편, 동일한 분리기입구 암모니아 농도(Y_5) 조건하에서 터빈입구 압력(P_6)을 변화시키는 경우에도 위와 같이 최적 터빈입구 압력(P_6)이 존재한다. 이는 주어진 일정 열원온도 조건하에서 압력이 너무 높을 경우, 농도를 변화시킬 수 있는 폭이 좁으므로, 큰 글라이드 조건, 즉, 가열량 Q_E를 충분히 커지도록 할 수 없기 때문이다. 반대로, 압력이 너무 낮을 경우에는 터빈 입출구의 압력차가 작으므로, 큰 출력을 얻을 수 없다.

그러므로, 주어진 열원 및 열침 조건에 대하여 사이클의 출력을 극대화시키기 위해서는 터빈입구 압력(P_6) 및 분리기입구 암모니아 농도(Y_5)를 함께 최적화 시키는 것이 필요하며, 두 변수의 변화에 따른 출력 및 효율 변화를 Fig. 5와 Fig. 6에 각각 나타내었다. 본 연구의 시뮬레이션 조건에서 얻은 최고 출력은 14.06 kW 였으며, 이 때의 터빈입구 압력(P_6)과 분리기입구 암모니아 농도(Y_5)는 각각 2,420 kPa 및 0.916 였으며, 이때의 계산 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

한편, 효율 측면에서의 최적점은 위의 Fig. 3에서와 같이 최고 출력점과 전혀 다른 운전점으로, 출력이 크지 않아 실용적인 측면에서는 바람직한 설계점이라 할 수 없다.

4. 결 론

본 연구에서는 국내 실정에 맞는 저온 지열발전 시스템의 개발을 위한 기초 연구로서, 암모니아-물 흡수식 동력 사이클을 해석하고, 주어진 조건하에서 두 설계 인자 값을 변화시켜가며 사이클의 성능 변화를 살폈으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 100℃의 지열수와 20℃의 냉각수(지열수 유량의 5배)가 이용가능하다면, 흡수식 동력 사이클을 이용하여, 지열수 유량 1 kg/s 당 최대 약 14 kW의 출력을 얻을 수 있다.

(2) 흡수식 동력 사이클은 주어진 조건에서 출

력을 극대화 시킬 수 있는 운전점이 존재하므로, 이를 고려하여 설계하여야 한다.

(3) 효율 측면에서의 최적 운전점은 출력 측면에서의 최적 운전점과 일치하지 않는다.

본 연구에서는 사이클 내부 설계조건 즉, 터빈 입구 압력 및 분리기입구 암모니아 농도만을 변수로 하여 최적화 연구를 수행하였으나, 향후 사이클 외부조건 변화에 따른 최적화 연구, 예를 들어 열침의 유량 증가에 따른 최적 설계점의 이동 경로 고찰 등의 연구가 필요할 것이다.

후 기

본 연구는 지식경제부가 지원하고 있는 신·재생에너지기술개발 사업 중 한국에너지기술연구원이 주관하여 수행하고 있는 “한국형 지열발전시스템의 기술개발 타당성 연구” 과제(2008-N-GE04-P-02)와 산업기술연구회가 지원하고 있는 “미래 핵심원천기술개발” 과제의 일부 결과이며, 이를 지원하는 관계자 여러분들께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

(1) Maloney, J. D. and R. C. Robertson, 1953, "Thermodynamic Study of Ammonia-Water Heat Power Cycles," *ORNL Report* CF-53-8-43, Oak Ridge, TN.

(2) Kalina, A. I., 1984, "Combined Cycle System with Novel Bottoming Cycle," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 737~742.

(3) Mlcak, H. A., 2002, "Kalina Cycle Concepts for Low Temperature Geothermal," T*ransactions : "Geothermal Resources Council*, Vol. 26, pp. 707~714.

(4) Kalina, A. I., 2006, "New Thermodynamic Cycles and Power Systems for Geothermal Applications," *Transactions : Geothermal Resources Council*, Vol. 30, pp. 747~750.

(5) Desideri U. and Bidini G., 1997, "Study of Possible Optimization Criteria for Geothermal Power plants," *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, No. 15, pp. 1681~1691.

(6) Marston, C. H. and Sanyal, Y., 1994, "Optimization of Kalina Cycles for Geothermal Application," *Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems*, pp. 97~104.

(7) Kalina, A. I. and Leibowitz, H. M., 1994, "Applying Kalina Cycle Technology to High Enthalphy Geothermal Resources," *Transactions : Geothermal Resources Council*, Vol. 18, pp. 531~536.

(8) Leibowitz, H. M. and Micak, H. A., 1999, "Design of a 2MW Kalina Cycle Binary Module for Installation in Husavik, Iceland," *Transactions : Geothermal Resources Council*, Vol. 23, pp. 75~80.

(9) Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1996, "Absorption Power Cycles," *Energy*, Vol. 21, Issue 1, pp. 21~27.

(10) Valdimarsson, P. and Eliasson, L., 2003, "Factors Influencing the Economics of the Kalina Power Cycle and Situations of Superior Performance," Proceedings of *International Geothermal Conferences*, pp. 32~40.

(11) Madhawa Hettiarachchi, H. D., Golubovic, M.,Worek, W. M. and Ikegami, Y., 2007, "The Performance of the Kalina Cycle System 11(KCS-11) with Low-Temperature Heat Sources," *ASME J. of Energy Resources Technology,* Vol. 129, pp. 243~247.

(12) Yoonho Song and Eunyoung Ahn, 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.

(13) Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1993, "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," *ASHRAE Transactions Symposia.* CH-93-21-2, pp. 1495~1502.