

저온 열원과 LNG 냉열을 이용하는 암모니아-물 동력 사이클의 열역학적 성능 해석

김 경 훈* · 김 경 천**†

* 금오공과대학교 기계공학과, ** 부산대학교 기계공학부

Thermodynamic Performance Analysis of Ammonia-Water Power Generation System Using Low-temperature Heat Source and Liquefied Natural Gas Cold Energy

Kyoung Hoon Kim* and Kyung Chun Kim**†

* Dept. of Mechanical Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology,

** School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

(Received January 9, 2014 ; Revised March 31, 2014 ; Accepted April 23, 2014)

Key Words: Low-Temperature Heat Source(저온열원), LNG(액화천연가스), Ammonia-Water Mixture(암모니아-물 혼합물), Performance Analysis(성능 해석), Exergy(엑서지)

초록: 본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원과 LNG의 냉열을 이용하는 복합 동력 생산시스템에 대한 열역학적 성능 해석을 수행하였다. 시스템의 작동유체로서 암모니아-물의 비공비 혼합물을 고려하였으며 재생기가 없는 기본 사이클과 있는 재생 사이클의 경우를 비교 해석하였다. 작동유체의 암모니아 농도나 응축 온도에 따라 시스템의 순생산일, 엑서지 파괴, 열효율이나 엑서지 효율 등에 미치는 다양한 영향에 대해 분석하고 논의하였다. 해석 결과는 시스템의 성능 특성이 작동유체의 암모니아 농도나 응축 온도에 따라 민감하게 변화하며, 열원유체 단위질량당 순생산일은 기본 사이클이 유리하나 열효율이나 엑서지 효율은 재생 사이클이 유리하다는 사실을 보여준다.

Abstract: In this study, a thermodynamic analysis was carried out for a combined power generation system using a low-temperature heat source in the form of sensitive energy and liquefied natural gas cold energy. An ammonia-water mixture, which is a zeotropic mixture, was used as the working fluid, and systems with and without a regenerator were comparatively analyzed. The effects of the mass fraction of ammonia and the condensation temperature of the working fluid on the system variables, including the net work production, exergy destruction, and thermal and exergy efficiencies, are analyzed and discussed. The results show that the performance characteristics of the system varied sensitively with the ammonia concentration or condensation temperature of the working fluid. The system without regeneration was found to be better in relation to the net work per unit mass of the source fluid, whereas the system with regeneration was better in relation to the thermal or exergy efficiency.

- 기호설명 -

A : 열교환 표면적 [m²]
 AW : 암모니아-물 혼합물
 c_s : 열원유체 정압비열 [kJ/kg·K]
 D_{tot} : 엑서지 파괴 [kW]

E : 엑서지 [kW]
 E_{in} : 엑서지 유입[kW]
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 HX : 열교환기
 m : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [bar]
 P_L : 터빈출구압력 [bar]
 P_H : 터빈입구압력 [bar]

† Corresponding Author, kckim@pusan.ac.kr

Q	: 열전달률 [kW]
R	: 재생 사이클
r_{aw}	: 열원유체에 대한 작동유체 질량유량비
r_{LNG}	: 열원유체에 대한 LNG의 질량유량비
S	: 기본 사이클
s	: 비엔트로피 [kJ/kg-K]
T	: 온도 [°C]
T_c	: 임계온도 [°C]
T_c	: 작동유체 응축온도 [°C]
T_H	: 터빈입구온도 [°C]
T_s	: 열원 온도 [°C]
U	: 열관류율 [kW/m ²]
W	: 순생산일 [kW]
x_b	: 암모니아 질량 농도
y_{tc}	: 터빈 출구 허용 최저 건도
ΔT_m	: 로그평균온도차 [°C]
ΔT_{pp}	: 핀치포인트 온도차 [°C]
η	: 등엔트로피 효율
η_{ex}	: 엑서지 효율
η_{th}	: 열 효율

하첨자

0	: 열역학 상태량의 사장상태
1	: 암모니아-물 동력사이클
2	: LNG 사이클
p	: 펌프
r	: 재생기
s	: 열원
t	: 터빈

1. 서 론

유엔기후변화협약(UNFCCC)에 따라 지구 온도 상승을 2°C로 제한해야 하는데 정부간기후변화패널(IPCC)에 따르면 이를 위해서는 이산화탄소 배출을 50%에서 80%를 감축해야 한다. 특히 발전 부문은 100% 신재생에너지로 충당하는 시나리오를 가지고 있는데 EU의 경우에는 재생에너지원(renewable energy resource, RES) 활용에 대한 적극적인 지원정책으로 2011년도에만 태양에너지 시설이 50 GWp가 증가하는 등 최근 이에 대한 투자와 설비가 급증하고 있다.⁽¹⁾

에너지 문제와 환경 문제로 인해 저등급 열원의 효과적인 활용이 더욱 중요해지고 있다. 저등

급의 열원은 대개 열이 전달되면 온도가 떨어지는 현열 에너지 형태인데 지난 20여년 동안 산업체 폐열, 태양열, 지열, 바이오 에너지, 해수 온도차 에너지 등 저등급의 열원을 유용한 일로 효과적으로 변환하기 위한 많은 연구가 이루어져 오고 있다.^(2,3) 그 중에서 유기 랭킨 사이클(organic Rankine cycle, ORC)은 수증기 랭킨 사이클과 같은 구조를 가지고 있으나 수증기 대신에 비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 사용하며, 구조가 간단하고 운전이 용이하며 신뢰도도 높고, 다양한 저등급의 열원을 사용할 수 있는 장점을 가지고 있다.⁽⁴⁻⁶⁾

저등급 열원을 효과적으로 활용하는 또 하나의 대안은 비공비 혼합물(zeotropic mixture)을 작동유체로 사용하는 것이다. 비공비 혼합물은 일정한 압력에서도 온도가 변하면서 상변화가 진행되어 열교환기 내에서 고온과 저온 유체 사이의 온도 불균형과 엑서지 파괴를 줄일 수 있어 유리하다.⁽⁷⁾ 특히 암모니아와 물의 혼합물은 큰 열용량과 낮은 비등점 등 열역학적 성질이 우수하고, 순수 물과 분자량이 비슷하여 증기터빈을 그대로 사용할 수 있는 등 많은 장점이 있기 때문에 기존의 흡수냉동 뿐만 아니라 저온 열원을 활용하는 동력 생산 분야에서도 활용 분야를 넓혀가고 있다.⁽⁸⁻¹⁴⁾

Ibrahim 과 Klein⁽⁸⁾은 Maloney 및 Robertson 과 Kalina 가 제안한 암모니아-물 동력사이클을 비교 분석하였으며 Zamfirescu 와 Dincer⁽⁹⁾는 보일러 대신에 용적식 팽창기를 이용하여 포화액을 기화시키는 암모니아-물 랭킨사이클에 대해 연구하였다. Roy 등⁽¹⁰⁾은 암모니아-물 랭킨사이클의 열교환기가 다관통식 열교환기인 경우에 대하여 유체 흐름을 고려한 사이클 해석을 하였으며, Wagner 등⁽¹¹⁾은 스크롤 팽창기를 이용한 암모니아-물 랭킨사이클의 성능특성을 해석하였다. Kim 등⁽¹²⁻¹⁴⁾은 암모니아-물 랭킨사이클에서 기본 사이클과 재생 사이클을 에너지와 엑서지 관점에서 비교 해석하였으며 암모니아의 농도가 시스템의 열역학적 성능에 미치는 영향에 대해 조사하였다.

메탄(CH₄)이 주성분인 천연가스(natural gas, NG)는 청정 에너지원으로 각광을 받고 있으며 가정 및 산업용 연료로 널리 사용되고 있고 세계 에너지 시장에서 점유율도 지속적으로 증가하고 있다. 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)는 기체 상태보다 밀도를 600 배 이상 크게 할 수 있어 수송과 저장에 유리하여 NG에서 LNG가 차

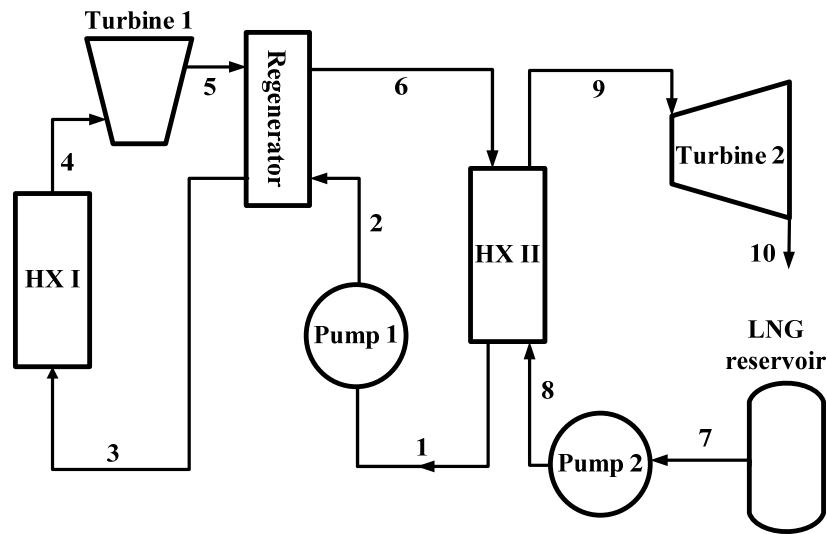


Fig. 1 Schematic diagram of the AW-LNG combined cycle

지하는 비율도 계속 증가하고 있어 곧 25%를 상회할 전망이다.^(15,16)

Kim 등⁽¹⁷⁾과 Tsatsaronis 와 Morosuk⁽¹⁸⁾ 등은 가스터빈 시스템과 LNG 의 냉열을 활용하는 복합 시스템에 대해 연구하였다. Miyazaki 등,⁽¹⁹⁾ Shi 와 Che,⁽²⁰⁾ Kim 등⁽²¹⁾은 저등급 열원을 사용하는 암모니아-물 랭킨사이클과 LNG 냉열을 이용하는 발전사이클의 복합사이클에 대해 연구하였으며, Wang 등⁽²²⁾은 LNG 냉열을 암모니아-물 랭킨사이클의 싱크로 사용하는 시스템에 대해 해석하였다. Deng 등⁽²³⁾과 Lee⁽²⁴⁾ 는 연료의 화학 에너지와 LNG 극저온 에너지의 두 에너지를 갖는 열병합 생산 시스템을 제안하고 분석하였다. Lu 등,⁽²⁵⁾ Szargut 과 Szczygiel,⁽²⁶⁾ Choi 등⁽²⁷⁾은 LNG 냉열을 이용한 계단식 복합 발전시스템을 연구하였다.

본 연구에서는 암모니아-물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클과 LNG 의 냉열을 이용한 동력 사이클의 복합 사이클에 대한 성능 해석을 수행한다. 열원은 현열 형태의 저온 열원을 사용하며 재생기가 없는 기본 사이클(simple cycle, S)과 있는 재생 사이클(regenerative cycle, R)의 경우를 비교 해석한다. 열역학 제 1 법칙을 기반으로 하는 에너지 해석뿐만 아니라 제 2 법칙을 기반으로 하는 엑서지 해석도 병행해서 수행한다. 작동유체의 암모니아 농도나 응축 온도에 따라 시스템의 생산일, 엑서지 파괴, 열효율이나 엑서지 효율 등에 미치는 다양한 영향에 대해 분석하고 논의한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원을 유용한 일로 변환하기 위하여 암모니아-물 혼합물을 작동 유체로 하는 기본 또는 재생 랭킨 사이클과 LNG 사이클로 구성된 복합 발전 사이클에 대한 열역학적 성능 해석을 수행하며 시스템의 개략도는 Fig. 1에서 보는 바와 같다.

온도 T_c , 포화액 상태 1의 작동유체는 펌프 1에서 압력 P_{H1} 의 상태 2까지 가압된다. 재생기에서 상태 3으로 예열되고, 열교환기 1을 통해 터빈입구 온도 T_{H1} 까지 상태 4로 더 가열된다. 이어서 작동유체는 터빈 1로 들어가 상태 5로 팽창되고, 재생기에서 저온 유체를 예열하고 상태 6으로 나오며, 열교환기 2로 들어가 LNG와 열교환 후 다시 상태 1이 된다. 한편 LNG 저장조로부터 공급된 상태 7의 LNG는 펌프 2에서 압력 P_{H2} 까지 가압되어 열교환기 2로 들어가서 암모니아-물 혼합물을 응축시키면서 냉열을 방출하고 가열되어 상태 9로 나온다. 이후 터빈 2로 들어가 동력을 생산한 후 상태 10으로 나오게 된다.

시스템의 설계변수로 열원온도 T_s , 암모니아-물 사이클의 터빈입구 온도 T_{H1} 및 압력 P_{H1} , 응축 온도 T_c , LNG 사이클의 터빈입구 온도 T_{H1} 및 압력 P_{H1} , 터빈출구 압력 P_{L2} 등을 설정할 수 있으며, 해석의 간편함을 위해서 사용한 주요 가정은 다음과 같다. 1) 열원유체는 온도 T_s 의 표준 공기이다.

2) LNG 는 순수한 CH₄ 이다. 3) 터빈 입구에서 작동유체는 과열증기이다. 4) 각 열교환기에서 고온과 저온 유체 사이의 열교환 이외의 열손실은 무시한다. 5) 펌프와 터빈에서의 등엔트로피 효율은 각각 η_{p1} , η_{p2} 와 η_{t1} , η_{t2} 로 일정하며 이들을 제외 한 곳에서 압력변화는 무시한다. 6) Reynolds 수 효과는 무시하며 시스템 변수들의 총량은 단위질량당 양에 비례한다. 7) 열교환기 2 의 출구에서 암모니아-물 혼합물은 온도 T_c 의 포화액이다.

현열 형태의 저온 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우에 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하기 때문에 본 연구에서는 주어진 공급 열원으로부터 최대의 동력을 생산하기 위한 최대 작동유체 유량으로 운전하는 것으로 해석한다. 그러므로 열교환기 1 과 2, 그리고 재생기 등 각 열교환기에서 고온과 저온 유체의 최소 온도차는 미리 설정한 핀치포인트에 도달하는 조건으로 해석을 수행 한다.

열원유체에 대한 암모니아-물 혼합물의 질량유량비를 r_{aw} , LNG 의 질량유량비를 r_{LNG} 라 하면 이들은 열교환기 1 과 2 에서의 에너지 균형 조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_{aw} = \frac{m_{aw}}{m_s} = \frac{c_s(T_s - T_{sout})}{h_4 - h_3} \quad (1)$$

$$r_{LNG} = \frac{m_{LNG}}{m_s} = r_{aw} \frac{h_6 - h_1}{h_9 - h_8} \quad (2)$$

여기에서 c_s 와 T_{sout} 은 각각 열원유체의 비열과 출구온도, m 은 질량유량, 그리고 h 는 비엔탈피이다.

열교환기에서 열전달용량 (heat transfer capability) UA 는 열전달계수가 극심하게 변하지 않는다는 전체 하에 어느 정도까지는 근사적으로 열교환기의 열전달 면적을 반영한다고 할 수 있다. 시스템의 총 열전달용량 UA_{tot} 은 근사적으로 다음과 같이 구할 수 있다.⁽²²⁾

$$UA_{tot} = \frac{Q_{HX1}}{\Delta T_{m,HX1}} + \frac{Q_{HX2}}{\Delta T_{m,HX2}} + \frac{Q_r}{\Delta T_{m,r}} \quad (3)$$

여기에서 ΔT_m 은 로그평균온도차로서 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max} / \Delta T_{min})} \quad (4)$$

엑서지 E 는 다음과 같이 정의한다.

$$E = m\{h - h_0 - T_0(s - s_0)\} \quad (5)$$

여기에서 하첨자 0 은 사장상태를 나타낸다. 열원 유체와 LNG 의 입구에서의 엑서지 E_s 와 E_{LNG} 는 근사적으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$E_s = m_s c_s \{T_s - T_0 - T_0 \ln(T_s / T_0)\} \quad (6)$$

$$E_{LNG} = m_{LNG} c_{LNG} \{T_7 - T_0 - T_0 \ln(T_7 / T_0)\} \quad (7)$$

그러면 시스템에 유입되는 엑서지 E_{in} 은 다음과 같이 열원유체와 LNG 에 의해 유입되는 엑서지의 합과 같다.

$$E_{in} = E_s + E_{LNG} \quad (8)$$

엑서지 손실도 엑서지 파괴로 함께 표기하면 엑서지 균형식으로부터 엑서지 유입 E_{in} 은 순생산일 W_{net} 와 시스템의 엑서지 총 파괴량 D_{tot} 의 합과 같게 된다.

$$E_{in} = W_{net} + D_{tot} \quad (9)$$

여기에서 시스템 순생산일은 AW 사이클의 순생산일 W_{aw} 와 LNG 사이클의 순생산일 W_{LNG} 의 합으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W_{aw} = m_{aw} \{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)\} \quad (10)$$

$$W_{LNG} = m_{LNG} \{(h_9 - h_{10}) - (h_8 - h_7)\} \quad (11)$$

$$W_{net} = W_{aw} + W_{LNG} \quad (12)$$

시스템의 열효율 η_{ex} 와 엑서지 효율 η_{ex} 를 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{net}}{m_s c_s (T_s - T_{sout})} \quad (13)$$

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{in}} \quad (14)$$

본 연구에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들 중 액체와 기체 상태는 Xu 와 Goswami⁽²⁸⁾

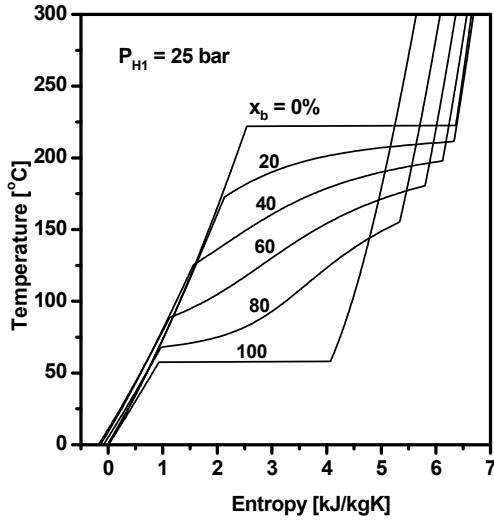


Fig. 2 T-s diagram of ammonia-water mixture at 25 bar

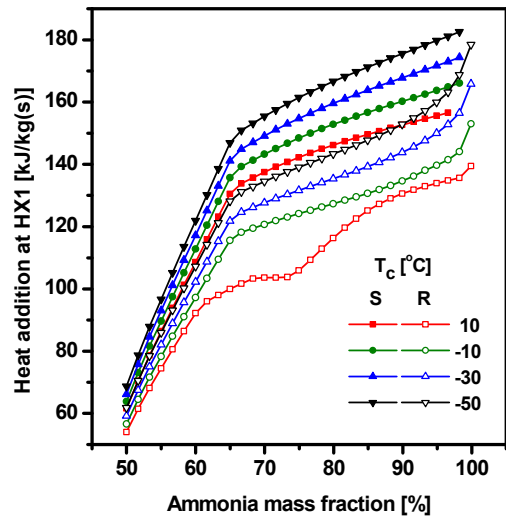


Fig. 4 Heat addition at heat exchanger 1

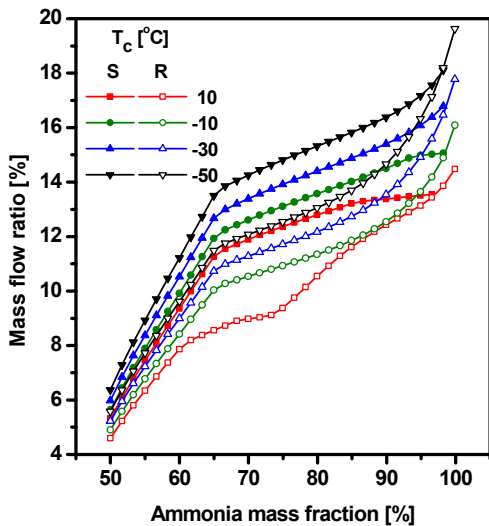


Fig. 3 Mass flow ratio of LNG to source fluid

의 과잉집스에너지 생성함수 방법에 의해서, 기체와 액체의 평형상태는 화학에너지 포텐셜 평형조건에 의해 직접 구하며,⁽¹²⁾ LNG의 열역학적 상태량들은 Patel-Teja 상태방정식법을 이용하여 계산한다.⁽²⁹⁾

Fig. 2에서는 압력이 25 bar 일 때 암모니아 농도의 변화에 따른 암모니아-물 혼합물의 온도-엔트로피 선도를 보여준다. 암모니아-물 혼합물에서 암모니아 농도 x_b 가 0%인 경우는 순수 물이 되며 일정한 압력에서는 일정한 온도에서 상변화가 일어난다. 암모니아 농도가 증가하면 일정한 압력에서도 온도가 변하면서 상변화가 일어나며 상변화하는 온도가 낮아진다. 암모니아 농도가 100%가

되면 혼합물은 순수 암모니아가 되어 다시 일정한 압력에서 일정한 온도에서 상변화가 일어난다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 시스템의 주요 변수들의 기본 값으로 $T_s = 200\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{H1} = 190\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{H1} = 25\text{ bar}$, $T_{H1} = 190\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{H2} = 10\text{ bar}$, $\Delta T_{H2} = T_6 - T_8 = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{L2} = 1\text{ bar}$, $\eta_{p1} = \eta_{p2} = 0.70$, $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0.70$, $y_{te} = 0.88$ 을 사용한다. 또한 열교환기 1 과 재생기에서는 열교환기 내 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차가 핀치 포인트 $\Delta T_{pp} = 8\text{ }^\circ\text{C}$ 가 되도록 운전한다고 설정한다.^(19,22) 즉 열교환기 1 에서는 주어진 열원유체에 대해 암모니아-물 작동유체가 최대 유량 조건으로 운전되며, 재생기에서는 열교환기 용량이 최대가 된다고 설정한다.

Fig. 3 은 작동유체의 응축온도가 10°C에서 -50°C 까지 변할 때 열원유체에 대한 LNG의 질량유량비를 보여준다. LNG의 질량유량비는 식 (2)에서 보는 바와 같이 열원유체에 대한 작동유체의 질량비와 작동유체의 질량유량에 대한 LNG의 질량유량비의 곱으로 구해지며 암모니아 농도가 높아질수록 그리고 작동유체의 응축온도가 낮아질수록 높아진다. 이는 다음과 같이 설명할 수 있다.

암모니아 농도가 높아질수록 증발잠열이 감소하면서 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비는 증가하며 반대로 작동유체에 대한 LNG 질량유량비는 감소하는데 전자의 경향이 더 커서 결국 LNG 질량유량비는 암모니아 농도에 따라 증가한

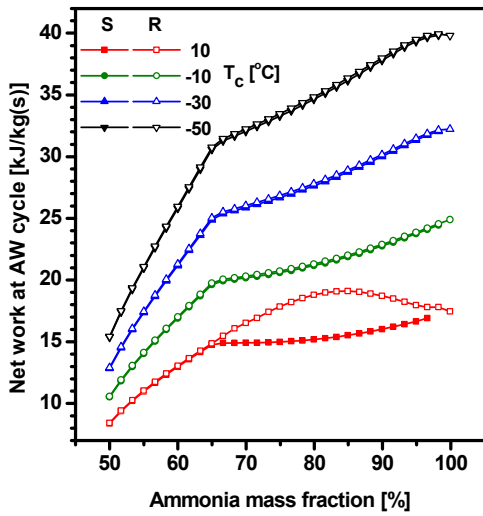


Fig. 5 Net work of AW cycle

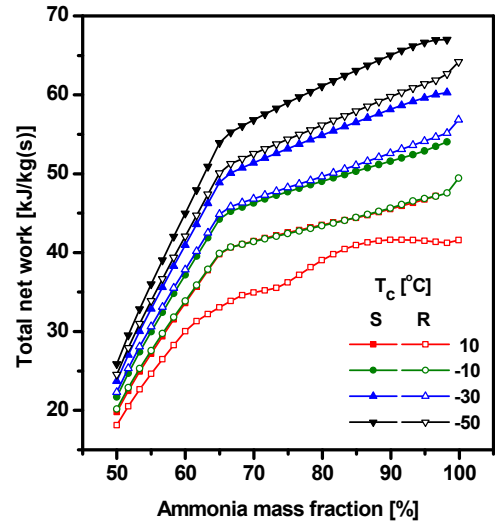


Fig. 7 Total net work of system

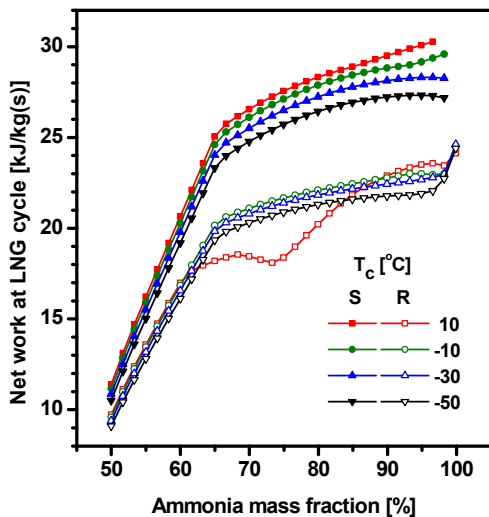


Fig. 6 Net work of LNG cycle

다. 또한 고정된 암모니아 농도에서 작동유체의 응축온도가 낮아지면 열교환기 2 에서 LNG 의 출구온도가 낮아지면서 LNG 단위질량당 흡열량이 감소하고 이에 따라 작동유체에 대한 LNG 의 질량유량비가 증가하는 것이 주된 원인이다.

한편 기본 사이클보다 재생 사이클이 LNG 질량유량비가 작는데 이는 열교환기 2 에서 열전달이 작아짐에 따라 작동유체에 대한 LNG 질량유량비가 작아지기 때문이다. 또 그림에서 질량유량비 증가율이 암모니아 농도가 60%에서 70% 사이에서 변하게 되는데 이는 열교환기 1 에서 핀치 포인트 발생장소가 바뀌기 때문이다. 재생 사이클에서 작동유체의 응축온도가 10°C인 경우에는 재

생기에서 열교환기 1 로 들어가는 작동유체의 일부가 증발하기 때문이다.

Fig. 4 는 열원유체 단위질량당 열교환기 1 에서의 열전달의 변화에 대한 암모니아 농도나 응축온도의 영향을 보여준다. 이 열전달은 암모니아 농도가 높아질수록 그리고 작동유체의 응축온도가 낮아질수록 증가하며, 기본 사이클의 경우가 재생 사이클의 경우보다 이 열전달이 많다.

Figs. 5~7 은 AW 사이클, LNG 사이클, 그리고 전체 사이클에서 열원유체 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. 그림에서 LNG 사이클의 터빈입구 압력이 AW 사이클의 터빈입구압력보다 훨씬 낮음에도 불구하고 각 사이클의 순 생산일이 거의 대등한 사실을 알 수 있고 이는 LNG 의 냉열 이용이 매우 중요하다는 사실을 말해준다. 또한 기본 사이클의 경우가 재생 사이클의 경우보다 순생산일이 크다.

작동유체의 응축온도가 고정되어 있을 때 각 사이클과 전체 사이클에서의 순생산일은 암모니아 농도에 따라 증가한다. AW 사이클에서는 암모니아 농도가 증가할수록 작동유체 단위질량당 순생산일은 감소하나 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비의 증가가 두드러지기 때문이며, LNG 사이클에서도 열원유체에 대한 LNG 의 질량유량비의 증가가 주된 원인이다.

고정된 암모니아 농도에 대해서 작동유체의 응축온도가 낮아지면 AW 사이클의 순생산일은 증가하고 LNG 사이클의 순생산일은 감소한다. AW 사이클의 경우에는 응축온도가 낮아짐에 따라 작동유체의 질량유량은 응축온도에 따라 변화가 거

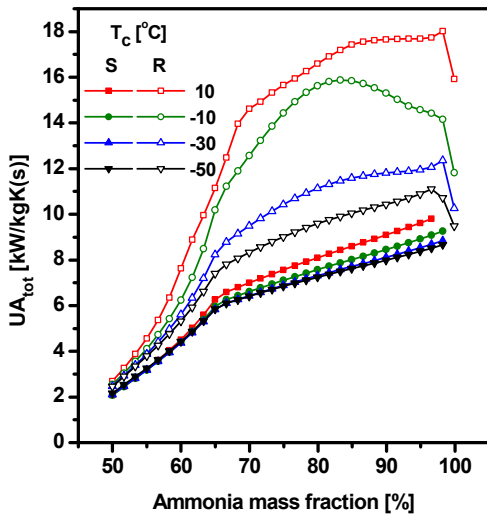


Fig. 8 Total thermal conductance of system

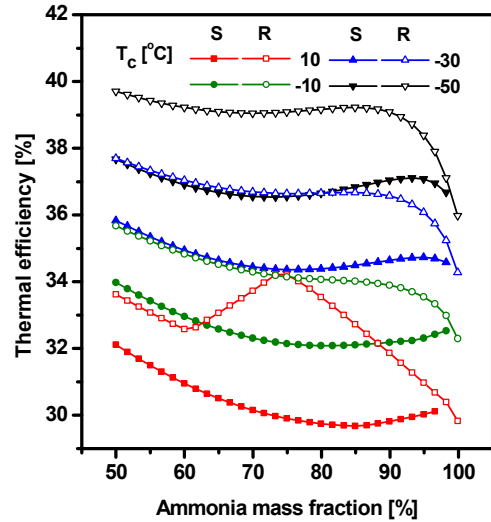


Fig. 10 Thermal efficiency of system

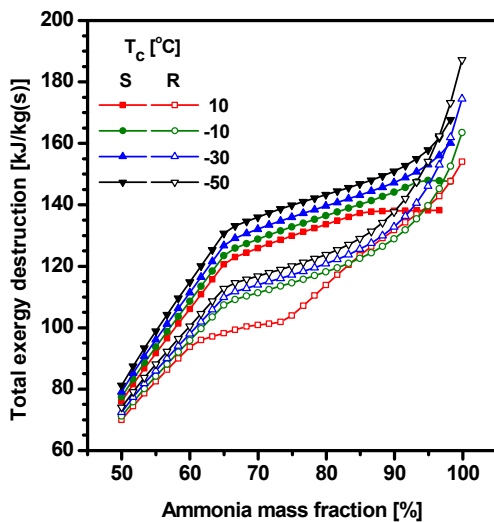


Fig. 9 Total exergy destruction of system

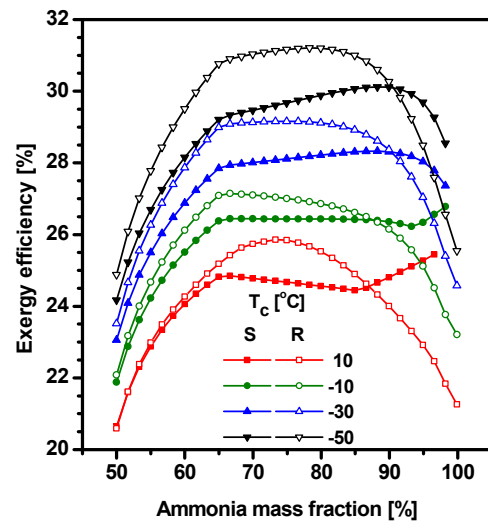


Fig. 11 Exergy efficiency of system

의 없지만 작동유체 단위질량당 순생산일이 증가하기 때문이다. LNG 사이클의 경우에는 응축온도가 낮아짐에 따라 LNG 단위질량당 순생산일이 더 크게 감소하기 때문이다.

Fig. 8에서는 시스템의 총 열전달 용량, UA_{tot} 의 변화를 보여준다. 총열전달용량은 암모니아 농도가 높아질수록 작동유체의 응축온도가 높아질수록 증가하며, 같은 암모니아 농도와 응축 온도 조건에서는 재생 사이클의 경우가 기본 사이클의 경우보다 크다.

Fig. 9에서는 시스템의 총 엑서지 파괴를 보여준다. 앞에서 언급하였듯이 암모니아 농도가 증가하면 열원유체 단위질량 기준으로 열교환기에서 열전달이나 순생산일이 증가하는데, 이에 따라 엑

서지 파괴도 대체적으로 증가한다. 마찬가지로 기본 사이클의 경우가 재생 사이클의 경우에 비해 열원유체 단위질량 기준으로 열교환기에서 열전달이나 순생산일이 증가하지만 엑서지 파괴도 크다. 한편 응축 온도가 낮아질수록 낮은 암모니아 농도 영역에서는 엑서지 파괴가 작아지지만 높은 농도 영역에서는 반대로 엑서지 파괴가 커진다.

Fig. 10에서는 작동유체의 암모니아 농도나 응축 온도에 대한 열효율의 특성을 보여준다. 시스템의 열효율은 식 (13)에서 보는 바와 같이 시스템에 공급한 열전달에 대한 순생산일로 정의되는데 그림에서 보는 바와 같이 LNG 냉에너지를 활용하는 복합시스템의 열효율은 저온 열원을 사용하는 보통의 동력 사이클에 비해 열효율이 훨씬

높다. 시스템의 열효율에 대한 작동유체의 암모니아 농도의 영향은 상대적으로 작다. 그러나 응축 온도가 낮아지면 열효율은 큰 폭으로 증가한다. 같은 암모니아 농도나 응축온도 조건에서 재생 사이클의 경우가 기본 사이클의 경우에 비해 열효율이 높다.

Fig. 11에서는 작동유체의 암모니아 농도나 응축 온도에 대한 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 시스템의 엑서지 효율은 식 (14)에서 보는 바와 같이 열원 유체와 LNG에 의해 시스템에 공급한 엑서지에 대한 순생산일로 정의된다. 엑서지 효율은 응축온도가 낮아지면 대체적으로 증가하는 반면에 암모니아 농도에 대해서는 최대값을 갖는데, 이는 암모니아 농도가 증가함에 따라 순생산일도 증가하지만 엑서지 파괴도 동시에 증가하기 때문이다. 또한 동일한 작동유체의 암모니아 농도나 응축온도 조건에서 재생 사이클이 기본 사이클에 비해 엑서지 효율이 높다. 열원유체 단위질량당 순생산일은 재생 사이클의 경우가 더 낮지만 이는 열원유체에 대한 LNG의 질량유량비가 낮기 때문이며 저온의 열원인 경우에 LNG 냉에너지의 엑서지가 상대적으로 크기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원을 사용하는 암모니아-물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클과 LNG의 냉열을 이용한 동력 사이클의 복합 사이클에 대한 성능 해석을 수행하였으며 주요 연구 결과는 다음과 같다.

(1) 시스템의 열원유체 단위질량당 순생산일은 작동유체의 암모니아 농도가 높아질수록 응축온도가 낮아질수록 증가하며 기본 사이클의 경우가 재생 사이클에 비해 크다.

(2) 시스템의 엑서지 효율은 암모니아 농도에 대해 최적값을 가지며 재생 사이클의 경우가 기본 사이클의 경우에 비해 높다.

(3) LNG 사이클의 순생산일은 암모니아-물 동력 사이클의 순생산일과 크기가 대등하며, LNG 냉열을 이용하는 복합 사이클은 LNG 냉열을 이용하지 않는 일반적인 경우보다 열효율이나 엑서지 효율이 훨씬 높다.

후 기

본 논문은 미래창조과학부의 재원으로 한국연구재단의 지원(No.2011-0030013, No.2013044133)과

산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술 평가원의 지원을 받아 수행한 연구 과제임 (No.20112010100030, No.20132020000390).

참고문헌

(References)

- (1) Spiecker, S. and Weber, C., 2014, "The Future of the European Electricity System and the Impact of Fluctuating Renewable Energy – A Scenario Analysis," *Energy Policy*, Vol. 65, pp. 185~197.
- (2) Prisyazhniuk, V. A., 2008, "Alternative Trends in Development of Thermal Power Plant," *App. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 190~194.
- (3) Nowak, W., Stachel, A. A. and Borsukiewicz – Gozdur, A., 2008, "Possibilities of Implementation of a Absorption Heat Pump in Realization of the Clausius-Rankine Cycle in Geothermal Power Station," *App. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 335~340.
- (4) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.
- (5) Quoilin, S., Broek, M. V. D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., 2013, "Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 164~186.
- (6) Kim, K. H., 2013, "Exergy Analysis of Vapor Compression Cycle Driven by Organic Rankine Cycle," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, pp. 1137~1145.
- (7) Ibrahim, O. M., 1996, "Design Considerations for Ammonia-Water Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 21, pp. 835~841.
- (8) Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1996, "Absorption Power Cycles," *Energy*, Vol. 21, pp. 21~27.
- (9) Zamfirescu, C. and Dincer, I., 2008, "Thermodynamic Analysis of a Novel Ammonia-Water Trilateral Rankine Cycle," *Thermochimica Acta*, Vol. 477, pp. 7~15.
- (10) Roy, P., Desilets, M., Galanis, N., Nesreddine, H. and Cayer E., 2010, "Thermodynamic Analysis of a Power Cycle Using a Low-Temperature Source and a Binary NH₃-H₂O Mixture as Working Fluid," *Int. J. Thermal Sci.*, Vol. 49, pp. 48~58.
- (11) Wagar, W. R., Zamfirescu, C. and Dincer, I., 2010, "Thermodynamic Performance Assessment of an Ammonia- Water Rankine Cycle for Power and Heat Production," *Energy Conv. Mgmt.*, Vol. 51, pp. 2501~2509.
- (12) Kim K. H., Han C. H., Kim K., 2012, "Effects of Ammonia Concentration on the Thermodynamic Performances of Ammonia-Water Based Power Cycles," *Thermochimica Acta*, Vol. 530, pp. 7~16.

- (13) Kim, K. H., Han, C. H. and Kim, K., 2013, "Comparative Exergy Analysis of Ammonia-Water Based Rankine Cycles with and Without Regeneration," *Int. J. Exergy*, Vol. 12, pp. 344~361.
- (14) Kim, K. H., Ko, H. J. and Kim, K., 2014, "Assessment of Pinch Point Characteristics in Heat Exchangers and Condensers of Ammonia-water Based Power Cycles," *Applied Energy*, Vol. 113, pp. 970~981.
- (15) International Energy Agency, 2012, "Golden Rules for a Golden Age of Gas World Energy Outlook Special Report on Unconventional Gas."
- (16) Roszak, E. A. and Chorowski, M., 2013, "Exergy Analysis of Combined Simultaneous Liquid Natural Gas Vaporization and Adsorbed Natural Gas Cooling," *Fuel*, vol. 111, pp. 755~762.
- (17) Kim, T. S., Ro, S. T., Lee, W. I. and Kauh, S. K., 1999, "Performance Enhancement of a Gas Turbine using LNG Cold Energy," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 25, pp. 653~660.
- (18) Tsatsaronis, G. and Morosuk, T., 2010, "Advanced Exergetic Analysis of a Novel System for Generating Electricity and Vaporizing Liquefied Natural Gas," *Energy*, Vol. 35, pp. 820-829.
- (19) Miyazaki, T., Kang, Y. T., Akisawa, A. and Kashiwagi, T., 2000, "A Combined Power Cycle using Refuse Incineration and LNG Cold Energy," *Energy*, Vol. 25, pp. 639~655.
- (20) Shi, X. and Che, D., 2009, "A Combined Power Cycle Utilizing Low-Temperature Waste Heat and LNG Cold Energy," *Energy*, Vol. 50, pp. 567~575.
- (21) Kim, K. H., Oh, J. H. and Ko, H. J., 2012, "Performance Analysis of a Combined Power Cycle Utilizing Low-Temperature Heat Source and LNG Cold Energy," *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 23, pp. 382~389.
- (22) Wang, J., Yan, Z. and Wang, M., 2013, "Thermodynamic Analysis and Optimization of an Ammonia-Water Power System with LNG (Liquefied Natural Gas) as Its Heat Sink," *Energy*, Vol. 50, pp. 513~522.
- (23) Deng, S. M., Jin, H. G., Cai, R. X. and Lin, R. M., 2004, "Novel Cogeneration Power System with Liquefied Natural Gas (LNG) Cryogenic Exergy Utilization," *Energy*, Vol. 29, pp. 497~512.
- (24) Lee, G. S., 2005, "Design and Exergy Analysis for a Combined Cycle Using LNG Cold/Hot Energy," *Korean J. Air-conditioning Refrigeration Eng.*, Vol. 17, pp. 285~296.
- (25) Lu, T. and Wang, K. S., 2009, "Analysis and Optimization of a Cascading Power Cycle with Liquefied Natural Gas (LNG) Cold Energy Recovery," *App. Therm. Eng.*, Vol. 29, pp. 1478~1484.
- (26) Szargut, J. and Szczygiel, I., 2009, "Utilization of the Cryogenic Exergy of Liquid Natural Gas (LNG) for the Production of Electricity," *Energy*, Vol. 34, pp. 827~837.
- (27) Choi, I. H., Lee, S. I. and Seo, Y. T., 2013, "Analysis and Optimization of Cascade Rankine Cycle for Liquefied Natural Gas Cold Energy Recovery," *Energy*, Vol. 61, pp. 179~195.
- (28) Xu, F. and Goswami, D. Y., 1999, "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures for Power Cycle application," *Energy*, Vol. 24, pp. 525~536.
- (29) Yang, T., Chen, G. J. and Guo, T. M., 1997, "Extension of the Wong-Sandler Mixing Rule to the Three-Parameter Patel-Teja Equation of State: Application up to the near-Critical Region," *Chem. Eng. J.*, Vol. 67, pp. 27~36.