

저온열원 활용을 위한 암모니아-물 재생 랭킨사이클의 엑서지 해석

김경훈¹ · 고형종¹ · 김세웅^{1†}

¹금오공과대학교 기계공학과

Exergy Analysis of Regenerative Ammonia-Water Rankine Cycle for Use of Low-Temperature Heat Source

KYOUNGHOON KIM¹, HYUNGJONG KO¹, SEWOONG KIM^{1†}

¹Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
61 Daehakro, Gyeongbuk, 730-701, Korea

Abstract >> Rankine cycle using ammonia-water mixture as a working fluid has attracted much attention, since it may be a very useful device to extract power from low-temperature heat source. In this work, the thermodynamic performance of regenerative ammonia-water Rankine cycle is thoroughly investigated based on the second law of thermodynamics and exergy analysis, when the energy source is low-temperature heat source in the form of sensible energy. In analyzing the power cycle, several key system parameters such as ammonia mass concentration in the mixture and turbine inlet pressure are studied to examine their effects on the system performance including exergy destructions or anergies of system components, efficiencies based on the first and second laws of thermodynamics. The results show that as the ammonia concentration increases, exergy exhaust increases but exergy destruction at the heat exchanger increases. The second-law efficiency has an optimum value with respect to the ammonia concentration.

Key words : Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Energy(에너지), Exergy(엑서지), Low-temperature heat source(저온열원), Rankine cycle(랭킨사이클), Regeneration(재생)

Nomenclature

c_p : isobaric specific heat, kJ/kgK	\dot{m} : mass flow rate, kg/s
D : anergy, kJ/kg	P_H : turbine inlet pressure, bar
d : anergy ratio	Q_{in} : heat addition, kW
e : specific exergy, kJ/kg	R : universal gas constant
E_{in} : exergy input, kJ/kg	s : specific entropy, kJ/kgK
G : specific Gibbs free energy, kJ/kmol	T : temperature, K
h : specific enthalpy, kJ/kg	T_H : source temperature, K
	T_L : cooling water temperature, K
	W_{net} : net work production, kW
	x : mole fraction of ammonia
	ΔT_{pp} : pinch point, K
	η_{th} : thermal efficiency

[†]Corresponding author : ksw@kumoh.ac.kr

[접수일 : 2012.1.25 수정일 : 2012.2.9 게재확정일 : 2012.2.24]

Copyright © 2012 KHNES

- η_{ex} : exergy efficiency
 η_p : isentropic pump efficiency
 η_t : isentropic turbine efficiency
 μ : chemical potential

Subscripts

- 0 : dead state
 a : ammonia
 CD : condenser
 ES : exhausted source
 HE : heat exchanger
 RG : regenerator
 TP : turbine and pump
 w : water

1. 서 론

화석 연료의 고갈과 환경 문제 등으로 인하여 석유, 천연가스, 석탄 등 에너지 자원을 효율적으로 사용할 수 있는 열시스템의 개발이 절실히 요구되고 있다. 열역학 제2법칙은 열역학 제1법칙과 함께 시스템의 효율성을 진단하고 복잡한 열역학적 계를 최적화하는 데에 강력한 도구가 될 수 있다. 엑서지(exergy)는 특정한 외부 조건에서 주어진 상태에 있는 어떤 계로부터 얻을 수 있는 최대 유용일을 의미하며, 최근에는 열역학적 시스템에 대한 에너지 해석뿐만 아니라 엑서지 해석도 활발히 연구되고 있다¹⁻⁸⁾.

현열 형태의 저온 열원을 활용하여 동력을 생산하는 경우 열원의 온도가 낮아질수록 시스템의 효율이 떨어지기 때문에 수증기를 사용하는 랭킨사이클과 같은 기존의 시스템은 경제성을 잃게 된다. 암모니아와 물의 혼합물을 작동유체로 사용하는 시스템에서는, 작동유체가 일정한 압력 하에서 온도가 변화하면서 상변화가 진행되므로 열교환기 내에서 고온과 저온 유체 사이의 온도 불균형과 엑서지 파괴를 줄여준다. 그러므로 이러한 시스템은 저온 열원을 활용하는 열동력 시스템에 유리하여 이에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다⁹⁻¹³⁾.

Ibrahim과 Klein¹⁴⁾은 Maloney 및 Robertson과 Kalina

가 제안한 암모니아-물 동력사이클을 비교 분석하였으며 Ibrahim¹⁵⁾은 암모니아-물 랭킨사이클에서 구성 요소에 따른 열역학적 성능 특성에 대해 조사하고 또 열교환기의 용량에 따른 영향을 평가하였다. Zamfirescu와 Dincer¹⁶⁾은 보일러 대신에 용적식 팽창기를 이용하여 포화액을 기화시키는 암모니아-물 랭킨사이클에 대해 연구하였다. Roy 등¹⁷⁾은 암모니아-물 랭킨사이클의 열교환기가 다관통식 열교환기인 경우에 대하여 유체 흐름을 고려한 사이클 해석을 하였으며, Wagner 등¹⁸⁾은 스크롤 팽창기를 이용한 암모니아-물 랭킨사이클의 성능특성을 해석하였다. Kim 등¹⁹⁾은 농도나 터빈입구 압력의 변화가 재생기가 있는 경우와 없는 경우의 암모니아-물 랭킨사이클의 성능에 미치는 영향을 비교 분석하였으며 농도 변화에 따른 열교환기의 온도 특성에 대해서도 조사하였다. Kim 등²⁰⁾은 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하고 저온 열원을 이용하여 동력과 냉동을 병합 생산하는 시스템에 대한 성능 특성을 분석하였다.

그러나 지금까지 암모니아-물 재생 랭킨사이클에 대한 체계적인 엑서지 해석이 보고되지 않고 있다. 본 연구에서는 저온의 열원을 활용하여 동력을 생산하는 암모니아-물 재생 랭킨사이클의 엑서지 특성에 대하여 조사한다. 시스템의 주요한 설계 변수인 암모니아-물 혼합물의 암모니아 농도와 터빈입구 압력의 변화가 각 구성 요소에서 엑서지 파괴(exergy destruction 또는 anergy)에 미치는 영향에 대해 조사하고, 또한 열역학 제1법칙에 의한 열효율(thermal efficiency)과 제2법칙에 의한 엑서지 효율(exergy efficiency)에 대해서도 분석한다. 특히 암모니아 농도의 변화에 따라 엑서지 파괴가 가장 큰 시스템의 구성요소가 변하는 사실을 보인다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 폐열이 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하여 동력을 생산하는 재생 랭킨사이클에 대하여 엑서지 해석을 한다. 시스템에서 액체

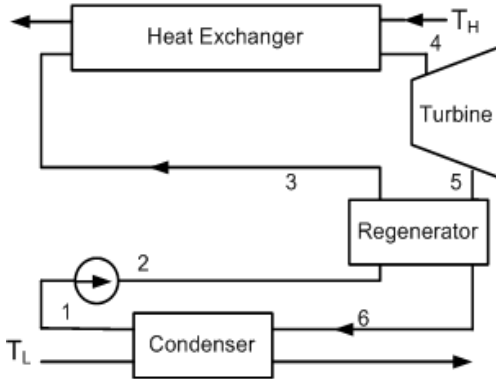


Fig. 1 Schematic diagram of the system

상태의 작동유체는 펌프에 의해 상태 1에서 상태 2로 가압된다. 이어서 작동유체는 재생기에 의해 상태 3으로 예열되어 열교환기로 들어간다. 열교환기에서 상태 4까지 가열된 작동유체는 터빈에서 상태 5로 팽창하며 재생기를 거쳐 6의 상태로 응축기에 들어가 냉각수와 열교환을 거쳐 상태 1까지 응축된다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 열원은 온도 T_H 의 표준공기이며 작동유체는 열교환기에 의해 $T_H - \Delta T_H$ 까지 가열된다.
- 2) 열싱크는 입구온도 T_L 의 냉각수이며 응축기에서 작동유체는 외부 냉각수에 의해 $T_L + \Delta T_L$ 의 포화액으로 냉각된다.
- 3) 열교환기에서의 열교환 외에 시스템의 열손실은 무시한다.
- 4) 펌프와 터빈 이외에서의 압력변화는 무시하며, 펌프와 터빈의 거동은 일정한 등엔트로피 효율 η_p 와 η_t 로 나타낼 수 있다.
- 5) 재생기와 열교환기 내에서 고온과 저온 유체의 최소 온도차는 지정한 최소온도차 ΔT_{pp} 에 도달한다.

본 연구에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들의 계산은 Xu와 Goswami²¹⁾의 과잉깁스에너지 생성함수 방법을 주로 따른다.

암모니아와 물의 몰수 및 총 몰수를 각각 N_a , N_w 및 N 이라 하면 기상과 액상에서 혼합물의 깁스 자유

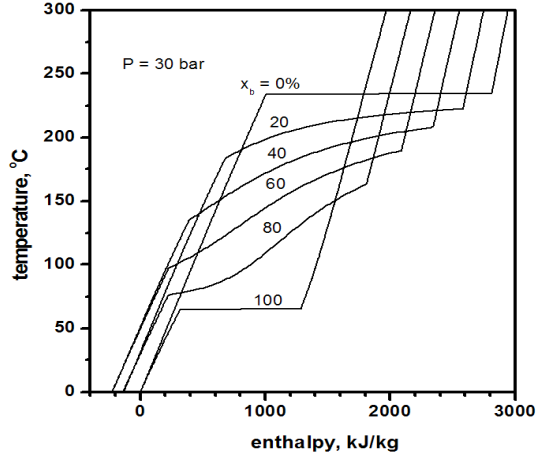


Fig. 2 Temperature-enthalpy diagram

에너지는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_m = N_a [G_a + RT \ln x] + N_w [G_w + RT \ln(1-x)] + NG^E \quad (1)$$

기액 평형상태에서는 액상과 기상에서 압력과 온도가 같다는 조건 외에 각 성분의 화학 퍼텐셜(chemical potential)이 같아야 한다는 조건, 즉 다음의 연립방정식을 만족해야 한다.

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \mu_a \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \mu_w \quad (3)$$

기액 평형조건으로 Xu와 Goswami²¹⁾는 압력과 액체 몰분율에 대한 방정식 풀이를 피하기 위해 평형상태에서 압력과 액체의 암모니아 질량분율에 대한 명시적인 실험식을 이용하였으나, 본 연구에서는 더 넓은 범위에서 정확한 계산이 가능하도록 식 (2)와 (3)의 연립방정식으로부터 평형조건들을 직접 구하였다²⁰⁾. Fig. 2는 압력이 30bar로 주어졌을 때 암모니아-물 혼합물의 암모니아 농도 변화에 따른 온도-엔탈피 선도를 보여준다. 그림에서 압력이 주어졌을 때

암모니아 농도가 높아질수록 이슬점의 온도와 엔트로피는 감소한다는 사실을 알 수 있다.

열원유체 단위질량당 열원으로부터 시스템으로의 유입열량 Q_{in} 과 순생산일 W_{net} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{in} = \dot{m}_m(h_4 - h_3) \quad (4)$$

$$W_{net} = \dot{m}_m(h_4 - h_5) - \dot{m}_m(h_2 - h_1) \quad (5)$$

물질의 단위질량당 엑서지 e 와 열원유체의 엑서지 유입 E_{in} 은 다음과 같이 나타낼 수 있다¹⁹⁾.

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

$$E_{in} = \dot{m}_s c_{ps} \{ T_H - T_0 - T_0 \ln(T_H/T_0) \} \quad (7)$$

여기에서 c_{ps} 는 열원유체의 정압비열이다. 그러면 열역학 제1법칙과 제2법칙에 의한 열효율 η_{th} 와 엑서지 효율 η_{ex} 는 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (8)$$

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{in}} \quad (9)$$

시스템의 각 구성 요소에서 엑서지 손실 또는 파괴는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$D_{ES} = \dot{m}_s e_{s,out} \quad (10)$$

$$D_{HE} = \dot{m}_s(e_{s,in} - e_{s,out}) + \dot{m}_m(e_3 - e_4) \quad (11)$$

$$D_{RG} = \dot{m}_m(e_5 - e_6) + \dot{m}_m(e_2 - e_3) \quad (12)$$

$$D_{CD} = \dot{m}_{cw} e_{cw,in} + \dot{m}_m(e_3 - e_4) \quad (13)$$

$$D_{TP} = \dot{m}_m(e_4 - e_5) + \dot{m}_m(e_1 - e_2) \quad (14)$$

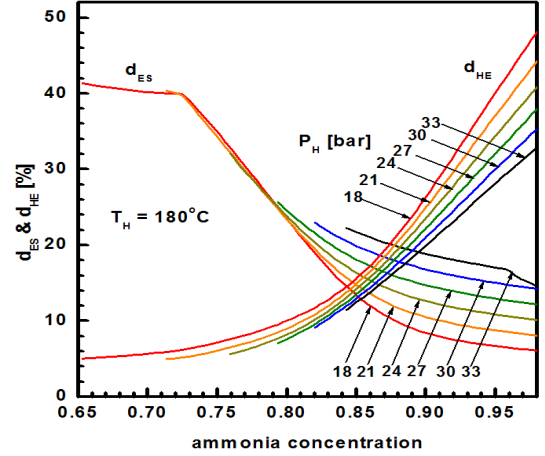


Fig. 3 Energy ratios of exhausted source and heat exchanger

여기에서 하첨자 ES, HE, RG, CD 및 TP는 각각 열원유체, 열교환기, 재생기, 응축기 및 터빈-펌프에서의 엑서지 손실 또는 파괴이며, 이들과 순생산일의 합은 엑서지 유입량과 같아야 하므로 다음과 같은 관계를 만족해야 한다.

$$D_{ES} + D_{HE} + D_{RG} + D_{CD} + D_{TP} + W_{net} = E_{in} \quad (15)$$

엑서지 파괴율 혹은 에너지비(anergy ratio) d_{ES} , d_{HE} , d_{RG} , d_{CD} , d_{TP} 는 엑서지 유입량에 대한 각 요소에서 에너지의 비이므로 다음과 같은 관계를 만족한다.

$$d_{ES} + d_{HE} + d_{RG} + d_{CD} + d_{TP} + \eta_{ex} = 1 \quad (16)$$

3. 결과 및 토의

본 연구에서 열원 유체는 표준 공기이며 사용된 시스템의 주요 변수들은 $T_H = 180^\circ\text{C}$, $T_L = 15^\circ\text{C}$, $\Delta T_H = 20^\circ\text{C}$, $\Delta T_L = 10^\circ\text{C}$, $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$, $T_0 = 288.15\text{K}$, $\eta_p = 0.85$, $\eta_t = 0.90$ 이다.

Fig. 3은 열원 유체의 배출과 열교환기에서의 에너지비를 보여준다. 주어진 터빈입구 압력에서 운전이 가능한 암모니아 농도는 하한이 존재하고 그 하

한값은 터빈입구 압력 증가에 따라 높아진다. 이것은 암모니아-물 혼합물이 터빈 입구에서 순수 증기가 되어야 하는데, 주어진 압력에서 암모니아 농도가 낮아지면 Fig. 2에서 보는 바와 같이 혼합물이 포화증기가 되는 이슬점(dew point)이 높아질 뿐만 아니라, 주어진 농도에서 압력 증가에 따라 이슬점이 높아지기 때문이다. 열원 유체 배출에 의한 아너지는 주어진 압력에서 암모니아 농도의 증가에 따라 감소하는데, 이는 암모니아 농도가 증가하면 열교환기 입구에서 작동유체의 온도가 낮아지고 이에 따라 열원 유체의 배출 온도도 낮아지기 때문이다.

암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 시스템은 순수 물질을 사용하는 경우에 비하여 현상에 대한 원인이 더 복잡적이다. 예를 들어 압력이 18bar일 때 암모니아 농도가 73% 근방에서 아너지-농도 곡선 기울기의 경향이 변한다. 이에 대한 원인은 다음과 같다.

본 연구에서 열교환기 내에서 고온과 저온 유체의 최소 온도차가 핀치 포인트에 도달하는 조건으로 해석하는데, 암모니아 농도가 낮은 경우에는 핀치 포인트 점이 저온 유체의 출구 쪽에 형성되지만 암모니아 농도가 증가하다가 73% 이상이 되면 핀치 포인트가 저온 유체의 기포점에서 형성되며 재생기 내의 열전달 패턴이 달라진다. 이에 따라 재생기 출구에서 고온 유체, 즉 열교환기 입구에서 작동유체의 온도는 암모니아 농도의 증가 시 거의 일정하다가 암모니아 농도가 73%를 넘게 되면 암모니아 농도에 따라 감소하게 되며, 열원 유체 배출에 의한 아너지도 73%를 기점으로 경향이 바뀌게 된다.

열교환기에서 아너지는 주어진 압력에서 암모니아 농도의 증가에 따라 증가한다. 이는 암모니아 농도가 높아질수록 순수 물질에 가까워지면서 기포점에서 이슬점까지 온도 변화가 작아지면서 열교환기 내에서 고온 유체와 저온 유체의 온도차가 커지고 열교환기에서의 비가역성(irreversibility)이 커지기 때문이다. 한편 주어진 암모니아 농도에서 열원 유체의 배출에 의한 아너지는 터빈입구 압력에 따라 증가하는데, 이는 압력의 상승에 따라 작동유체의 상변화 온도가 높아지고 이에 따라 열원 유체의 배출 온도

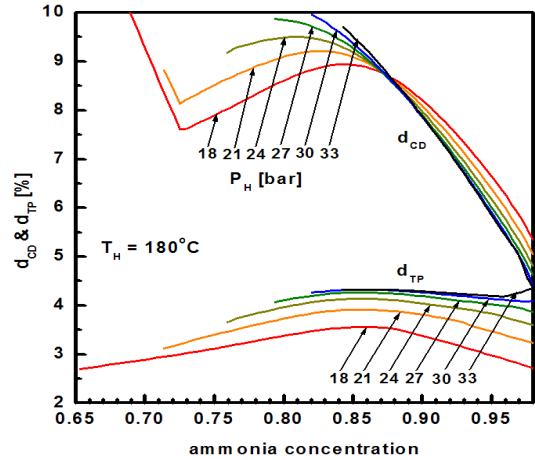


Fig. 4 Energy ratios of condenser and turbine-pump

가 높아지기 때문이다. 하지만 주어진 암모니아 농도에서 열교환기의 아너지는 터빈입구 압력에 따라 감소한다. 이에 대한 원인은 다음과 같다. 작동유체가 열교환기에 들어가 증발하면서 고온 유체와 온도차가 증가하다가 이슬점에서 최대 온도차가 된 다음 비열이 작은 과열증기 상태에서는 고온 유체와 온도차가 감소하게 된다. 주어진 암모니아 농도에서 압력이 낮은 경우 혼합물의 이슬점 온도가 낮아지면서 열교환기 내의 과열증기 부분이 커서 전체적으로 고온 유체와 저온 유체의 온도차가 커진다. 그러나 압력이 높아지면 이슬점 온도가 높아지면서 열교환기 내에서 상변화 하는 부분의 비중이 커지기 때문에 고온 유체와 저온 유체의 온도차가 작아지고 전체적으로 고온 분포를 보이게 되며, 이에 따라 열교환기 내의 비가역성이 감소한다.

Fig. 4는 응축기와 터빈-펌프에서의 아너지비를 보여준다. 응축기의 아너지는 냉각수의 배출에 의한 손실량과 응축기 열교환 과정에서 파괴량의 합으로서, 암모니아 농도와 터빈입구 압력이 모두 매우 낮은 영역을 제외하고는 주어진 터빈입구 압력에서 대체로 암모니아 농도의 증가에 따라 증가하다가 감소하여 최대값을 가지며, 암모니아 농도가 약 88%를 기준으로 하여 농도가 낮은 영역에서는 터빈입구 압력에 따라 증가하며 농도가 높은 영역에서는 소폭이 지

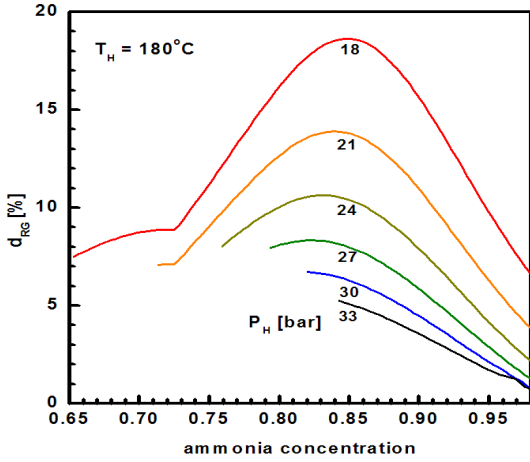


Fig. 5 Energy ratio of regenerator

만 감소한다. 또한 터빈 및 펌프에서 아너지는 암모니아 농도에 대해 최대값을 가지며 터빈입구 압력에 따라 증가하지만 압력이 높아지면 그 변화폭은 미미하다. 이러한 특성은 시스템의 순생산일과 비슷하며 다른 요소에 비해 터빈 및 펌프에서 아너지의 비율은 작은 편이다.

Fig. 5는 재생기의 아너지비를 보여준다. 재생기에서 아너지는 터빈입구 압력이 18bar일 때 암모니아 농도가 약 85%에서 최대값을 보이며 압력이 증가함에 따라 최대값을 보이는 암모니아 농도는 조금씩

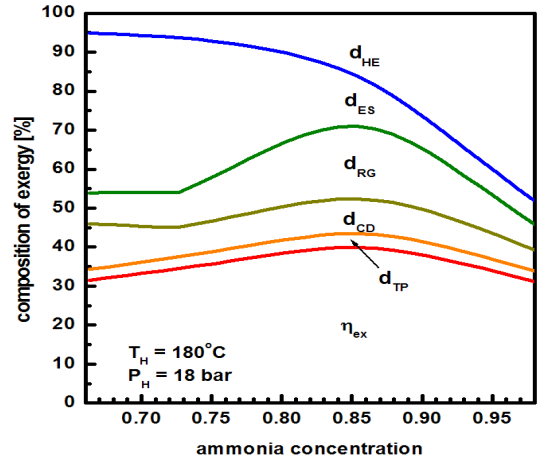


Fig. 7 Compositions of energies at $P_H = 18$ bar

낮아진다. 또한 압력이 높을수록 아너지는 낮아지나 운전이 가능한 암모니아 농도의 하한선은 높아진다.

Fig. 6은 열역학 제1법칙과 제2법칙에 의한 열효율 및 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 열효율과 엑서지 효율은 식 (8)과 식 (9)에서 보는 바와 같이 각각 시스템 유입열 및 유입엑서지에 대한 순생산일의 비로 정의된다. 열원의 온도가 일정한 경우에 시스템 유입열량은 주어진 터빈입구 압력에서 암모니아 농도에 따라 증가하며 시스템 유입엑서지는 일정하고 순생산일은 암모니아 농도에 대해 최대값을 갖는다.

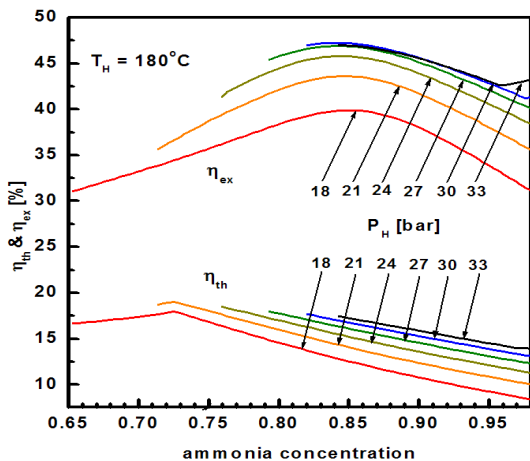


Fig. 6 Thermal and exergy efficiencies

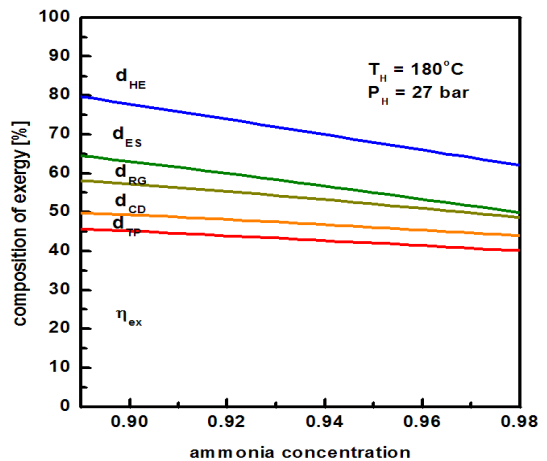


Fig. 8 Compositions of energies at $P_H = 27$ bar

따라서 열효율과 엑서지 효율 모두 암모니아 농도에 대해 최대값을 갖지만 엑서지 효율의 경우 최대가 되는 암모니아 농도는 약 85%로 열효율에 비해 더 높다. 또한 엑서지 효율은 열효율에 비해 그 값이 크다.

Fig. 7은 터빈입구 압력이 18bar인 경우에 식 (16)으로 나타나는 각 요소의 아너지비가 암모니아의 농도에 따라 변화하는 모양을 보여준다. 각 구성 요소에서 아너지의 비중은 암모니아 농도에 따라 민감하게 변화한다. 예를 들어 농도가 66%일 때 아너지는 열원 유체 배출, 응축기, 재생기 순으로 크고, 농도가 85%일 때는 재생기, 열교환기, 열원 유체 배출 순이며, 농도가 98%로 커지면 열교환기에 의한 아너지가 압도적으로 커진다.

Fig. 8에서는 터빈입구 압력이 27bar일 때 아너지비의 변화를 보여준다. 운전 가능한 암모니아 농도 영역에서 아너지는 대체로 열교환기, 열원 유체 배출, 응축기 순으로 크며, 암모니아 농도가 높아지면 재생기에 의한 엑서지 파괴 비중이 현저히 작아진다.

4. 결 론

본 연구에서는 현열 형태의 온도 180°C의 저온 열원을 사용하는 암모니아-물 재생 랭킨사이클에 대한 엑서지 해석을 수행하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 주어진 터빈입구 압력에서 암모니아 농도가 증가함에 따라 열원 유체 배출에 의한 아너지는 약간 감소하나 열교환기에서의 아너지는 급격하게 증가한다.
- 2) 시스템 구성 요소의 아너지는 암모니아 농도가 낮은 영역에서는 열원 유체 배출에 의한 아너지가 지배적이지만 암모니아 농도가 높은 영역에서는 열교환기에서의 아너지가 지배적이다.
- 3) 재생기에서의 아너지, 시스템의 열효율 그리고 엑서지 효율은 최대값이 존재한다.
- 4) 배출되는 열원 유체를 추가로 활용할 수 없는 현열 형태의 열원의 경우에는 열역학 제2법칙을 기반으로 하는 엑서지 해석이 중요하며, 시스템의

열적 특성은 암모니아 농도 및 터빈입구 압력의 변화에 따라 민감한 영향을 받는다.

- 5) 본 연구는 암모니아-물 재생 랭킨사이클에서 운전 압력에 따라 엑서지 효율이 최대가 되는 최적 암모니아 농도를 제시하고 있으며, 상용 발전 시스템 설계시 기초 자료로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. A. Bejan, G. Tsatsaronis and M. Moran : "Thermal design and optimization", John Wiley & Sons, 1996.
2. N. Lior and N. Zhang : "Energy, exergy, and second law performance criteria", Energy, Vol. 32, 2007, pp. 281-296.
3. G. Tsatsaronis : "Definition and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics", Energy, Vol. 32, 2007, pp. 249-253.
4. K. H. Kim and H. Perez-Blanco : "Potential of regenerative gas-turbine systems with high-fogging compression", Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp. 16-28.
5. H. Perez-Blanco, K. H. Kim and S. Ream : "Evaporatively-cooled compression using a high-pressure refrigerant", Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp. 1028-1043.
6. K. H. Kim, H. J. Ko and H. Perez-Blanco : "Analytical modeling of wet compression of gas turbine systems", Applied Thermal Engineering, Vol. 31, 2011, pp. 834-840.
7. K. H. Kim, H. J. Ko, K. Kim and H. Perez-Blanco : "Analysis of water droplet evaporation in a gas turbine inlet fogging process", Applied Thermal Engineering, Vol. 33-34, 2012, pp. 62-69.
8. K. H. Kim, H. J. Ko and H. Perez-Blanco :

- “Exergy analysis of gas-turbine systems with high-fogging compression”, *Int. J. Exergy*, Vol. 8, 2011, pp. 16-32.
9. 김경훈, 김세웅, 고희중 : “저온폐열 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨사이클에 관한 연구”, *한국수소 및 신에너지학회 논문집*, Vol. 21, No. 6, 2010, pp. 570-579.
 10. 김경훈, 고희중, 김세웅 : “저온열원 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 칼리나 사이클의 성능 해석”, *한국수소 및 신에너지학회 논문집*, Vol. 22, No. 1, 2011, pp. 109-117.
 11. 김경훈, 한철호 : “저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 재생 랭킨사이클의 성능 해석”, *한국태양에너지학회 논문집*, Vol. 31, No. 1, 2011, pp. 15-22.
 12. 김경훈 : “암모니아-물 작동유체의 부분증발유동을 적용한 재생 랭킨사이클에 관한 연구”, *설비공학논문집*, Vol. 23, No. 3, 2011, pp. 223-230.
 13. 김경훈 : “저온 열원 활용을 위한 흡수 발전/냉각 복합사이클의 성능 해석”, *설비공학논문집*, Vol. 23, No. 6, 2011, pp. 413-420.
 14. O. M. Ibrahim and S. A. Klein : “Absorption power cycles”, *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 21-27.
 15. O. M. Ibrahim : “Design consideration for ammonia-water Rankine cycle”, *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 835-841.
 16. C. Zamfirescu and I. Dincer : “Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle”, *Thermochimica Acta*, Vol. 477, 2008, pp. 7-15.
 17. P. Roy, M. Desilets, N. Galanis, H. Nesreddine and E. Cayer : “Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture as working fluid”, *Int. J. Thermal Sci.*, Vol. 49, 2010, pp. 48-58.
 18. W. R. Wagner, C. Zamfirescu and I. Dincer : “Thermodynamic performance assessment of an ammonia-water Rankine cycle for power and heat production”, *Energy Convers. mgmt.*, Vol. 51, 2010, pp. 2501-2509.
 19. K. H. Kim, C. H. Han and K. Kim : “Effects of ammonia-water concentration on the performance of ammonia-water based power cycles”, *Thermochimica Acta*, Vol. 530, 2012, pp. 7-16.
 20. K. H. Kim and C. H. Han : “Thermodynamic performance of ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration”, *App. Math. Information Sciences*, 2012, in press.
 21. F. Xu and D. Y. Goswami : “Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application”, *Energy*, Vol. 24, 1999, pp. 525-536.