

저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 칼리나 사이클의 성능 해석

김경훈*, 고흥종*, 김세웅*[†]

*금오공과대학교 기계공학부

Performance Analysis of Kalina Cycle using Ammonia-Water Mixture as Working Fluid for Use of Low-Temperature Energy Source

KYOUNGHOON KIM*, HYUNGJONG KO*, SEWOONG KIM*[†]

*School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology,
1 Yangho-dong, Gyeongbuk, 730-701, Korea

ABSTRACT

Since the thermal performance of cycles for use of low-temperature source is low if a pure working fluid is used, the cycles using ammonia-water binary mixture as a working fluid has attracted much attention over past two decades. Recently, several commercial power plants using Kalina cycles have been built and being operated successfully. In this work thermodynamic performance of Kalina cycles using ammonia-water mixture as a working fluid is investigated for the purpose of extracting maximum power from low-temperature energy source. Special attention is paid to the effect of system parameters such as concentration of ammonia and turbine inlet pressure on the characteristics of the system. Results show that the system performance is influenced sensitively by the ammonia concentration, and the role of the performance of heat exchangers is crucial.

KEY WORDS : Low-temperature energy source(저온 열원), Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Kalina cycle(칼리나 사이클), Thermal efficiency(열효율), Maximum net work(최대 순일)

Nomenclature

c_p : constant pressure specific heat, kJ/kgK

G : specific Gibbs free energy, kJ/kg

h : specific enthalpy, kJ/kg

P : pressure, bar

P_H : turbine inlet pressure, bar

q : quality of mixture

s : specific entropy, kJ/kgK

T : temperature, K

T_H : source temperature, K or °C

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

[접수일 : 2011.1.28 수정일 : 2011.2.10 게재확정일 : 2011.2.18]

- T_L : sink temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
- x : mole fraction of ammonia
- x_b : mass concentration of basic solution
- x_f : mass concentration of saturated liquid
- x_g : mass concentration of saturated vapor
- ε_{th} : thermal efficiency
- η : isentropic efficiency

Subscripts

- a : ammonia
- m : mixture
- p : pump
- s : isentropic process or source air
- t : turbine
- w : water

1. 서 론

세계적으로 공장폐열과 같은 저등급 에너지의 약 50%가 버려지는 것으로 추산되고 있으며, 이런 저등급 에너지를 효율적으로 활용하면 추가 연료가 필요하지 않기 때문에 에너지를 절감할 수 있을 뿐 아니라 이산화탄소 배출도 줄일 수 있다. 비공비 혼합물을 저등급 열원의 동력 사이클에 사용하는 기본적인 동기는 일정한 압력 하에서 온도가 변화하면서 상변화가 진행되기 때문에 열교환기 내에서 고온 및 저온 유체 사이의 온도 불균형과 엑서지 파괴를 줄여주기 때문이다¹⁾. 특히 암모니아와 물의 혼합물은 열용량이 크고 비등점이 낮은 등 열역학적 성질이 우수하며, 물과 분자량이 비슷하여 전통적인 증기터빈을 그대로 사용할 수 있다. 이러한 장점들로 인해 암모니아-물 혼합물은 저온 열원을 활용하는 동력 생산 분야에서 활발히 연구되고 있다²⁻⁴⁾.

Maloney와 Robertson⁵⁾은 1953년에 암모니아-물을 작동유체로 하고 기액 분리를 통해 고농도 암모니아-물 혼합증기를 터빈에 공급하는 사이클을 처음으로 제안하였으나 스팀을 사용하는 기존 랭킨 사이클에 비해 더 나은 성능을 보이지 못했다. 이로부터 30년 후인 1983년에 Kalina⁶⁾가 Maloney

Table 1 Kalina project worldwide¹¹⁾

Country	Location	Heat source	Capacity (MW)	Start up
USA	Canoga park	Exhaust gas of gas turbine	3.0	1992
			6.5	1996
Japan	Fukuoka	Waste heat from incineration plant	5.0	1999
Japan	Kashima steel	98 $^{\circ}\text{C}$ waste heat from production	3.1	1999
Iceland	Husavik	124 $^{\circ}\text{C}$ geothermal brine	2.0	2000
Germany	Unterhaching	Geothermal	3.4	2007

-Robertson 사이클에서 작동 압력이나 열교환기를 조절하는 등 시스템을 개량하여 스팀을 이용하는 기존 랭킨 사이클에 비해 30~60%의 성능 향상을 달성하게 되면서 암모니아-물을 작동유체로 하는 사이클이 비로소 주목받게 되었고, 이 사이클은 칼리나 사이클로 알려지게 되었다.

Ibrahim과 Klein⁷⁾은 특정 압력이나 농도 조건에서 열교환기 용량을 변화시키면서 칼리나 사이클을 해석하였으며, Lolos와 Rogdakis⁸⁾는 태양열을 열원으로 하는 칼리나 사이클의 성능을 해석하였다. Roy 등⁹⁾은 암모니아-물 랭킨 사이클의 열교환기가 다관통식 열교환기인 경우 유체 흐름을 고려한 사이클 해석을 하였으며, 김경훈 등¹⁰⁾은 암모니아의 농도 변화에 따른 랭킨 사이클의 성능을 해석하였다. Table 1에서 보는 바와 같이 칼리나 사이클을 이용한 상용 발전소가 미국, 일본, 아이슬란드에 이어 최근에는 독일에서 건설되어 성공적으로 운전되고 있다. Ogriseck¹¹⁾은 독일에서의 칼리나 발전 사례를 조사하였다. 그런데 지금까지 칼리나 사이클에 대한 연구는 주로 암모니아 농도를 몇 가지 고정된 값으로 국한하고 열교환기의 유용도를 일정하게 하여 해석하였다.

본 연구에서는 주어진 저온의 열원으로부터 동력을 최대 생산하기 위한 열교환기의 최대 용량 조건, 즉 열교환기 내에서 고온과 저온 유체의 최소 온도차가 지정된 핀치 포인트(pinch point) ΔT_{pp} 에 도

달하는 조건에서 칼리나 사이클의 성능을 해석하고자 한다. 이 조건에서 암모니아 농도와 운전 압력의 변화에 따라 시스템 효율과 생산동력 등 시스템의 성능이 어떻게 달라지는지 조사한다. 아울러 열원으로부터 최대의 동력을 생산할 수 있는 열교환기의 용량, 작동유체의 유량, 냉각수의 질량유량 사이의 관계에 대해서도 분석한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들의 계산은 Xu와 Goswami¹²⁾의 과잉깁스에너지 생성함수 방법을 주로 따른다.

과잉 깁스 자유에너지(excess Gibbs free energy)는 이상용액의 성질로부터 벗어난 양을 계산하게 해주며 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$G^E/RT_0 = x(1-x) \times [F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2] \quad (1)$$

여기에서 R 은 일반기체상수고 x 는 혼합물에서 암모니아의 몰분율이며 F_1, F_2, F_3 는 온도와 압력의 함수다. 액체 혼합물의 엔탈피와 엔트로피는 다음과 같이 쓸 수 있다¹²⁾.

$$h_m^L = x_f h_a^L + (1-x_f) h_w^L + h^E \quad (2)$$

$$s_m^L = x_f s_a^L + (1-x_f) s_w^L + s^E + s^{mix} \quad (3)$$

$$s^{mix} = -R[x_f \ln x_f + (1-x_f) \ln(1-x_f)] \quad (4)$$

여기에서 하첨자 a 와 w 는 각각 암모니아와 물을 나타내고 하첨자 f 는 포화액 조건을 나타낸다.

기체상태의 혼합물은 흔히 이상용액으로 간주하며 그 엔탈피와 엔트로피는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_m^g = x_g h_a^g + (1-x_g) h_w^g \quad (5)$$

$$s_m^g = x_g s_a^g + (1-x_g) s_w^g + s^{mix} \quad (6)$$

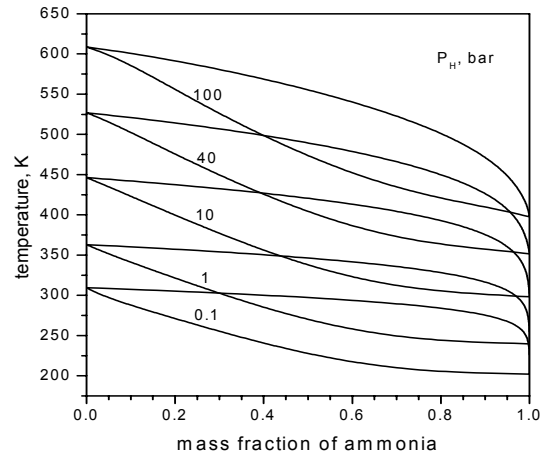


Fig. 1 Dew and bubble point temperatures at various pressures¹⁰⁾.

암모니아와 물의 몰수 및 총 몰수를 각각 N_a, N_w 및 N 이라 하면 기상과 액상에서 혼합물의 깁스 자유에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$G_m = N_a [G_a + RT \ln x] + N_w [G_w + RT \ln(1-x)] + NG^E \quad (7)$$

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

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \mu_a \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \mu_w \quad (9)$$

기액 평형조건으로 Xu와 Goswami¹²⁾는 압력과 액체 몰분율에 대한 방정식 풀이를 피하기 위해 평형상태에서 압력과 액체의 암모니아 질량분율에 대한 명시적인 실험식을 이용하였다. 본 연구에서는 더 넓은 범위에서 정확한 계산이 가능하도록 식 (8)과 (9)의 연립방정식으로부터 평형조건들을 직접 구하였다¹⁰⁾.

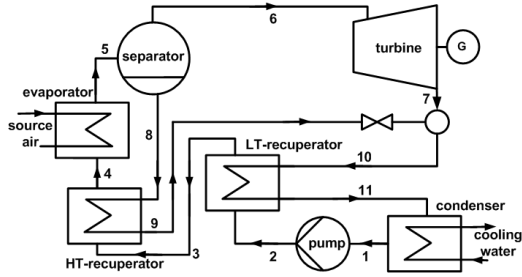


Fig. 2 Schematic diagram of the Kalina system.

Fig. 1은 몇 가지 터빈 입구압력 값에 대하여 암모니아-물 혼합물의 암모니아 질량분을 변화에 따른 이슬점(dew point) 및 기포점(bubble point) 온도의 변화를 보여준다¹⁰⁾. 이 결과들은 Xu와 Goswami¹²⁾의 결과와 잘 일치한다.

본 연구에서는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 현열(sensible heat) 형태의 저온 열원이 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 칼리나 사이클에 대하여 해석한다.

에너지 시스템에서 열교환기는 다양한 형식과 용량 그리고 온도나 압력 조건에서 운전된다. 특히 열교환기의 용량의 변화는 시스템의 거동에 큰 영향을 주는데 다양한 개별적인 시스템에서 공통적인 원리를 찾기 위해서 단순화한 모델을 사용하여 열교환기를 시스템 해석에 반영하는 것이 보통이다. 에너지 시스템의 모델링에서 가장 보편적인 열교환기 해석 방법은 열교환기 유용도(heat exchanger effectiveness)를 사용하거나, 더욱 단순화해서 온도 효율 또는 최소온도차 ΔT_{pp} 를 사용하는 것이다. 본 연구에서는 열원이 현열의 형태로 주어지고, 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하도록 최대의 작동유체 유량으로 운전하는 것이 중요하므로 ΔT_{pp} 를 이용하여 해석한다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 열원은 입구온도 T_H 의 표준공기다.
- 2) 열싱크는 입구온도 T_L 의 냉각수다.
- 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) 증발기에서 작동유체는 외부 열원에 의해 $T_H - \Delta T_H$ 까지 가열된다.
- 6) 응축기에서 작동유체는 외부 냉각수에 의해 $T_L + \Delta T_L$ 의 포화액으로 냉각된다.
- 7) 열교환기 내에서 고온 및 저온 유체의 최소 온도차는 지정한 최소온도차 ΔT_{pp} 에 도달한다.
- 8) 터빈 출구에서 증기 분율은 설정한 최소 건도 q_t 이상이 되어야 한다.

Fig. 2의 시스템에서 고압(터빈 입구압력)을 P_H 라 하고 작동유체의 암모니아 질량분을 x_b 라 하면 ①, ②, ⑤, ⑥, ⑦, ⑧ 지점에서 작동유체의 열역학적 상태는 다음과 같이 결정된다.

① 응축기 출구(저온 기포점)
 $T_1 = T_L + \Delta T_L, x_1 = x_b, \text{ 포화액}$ (10)

② 펌프 출구
 $P_2 = P_H, \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} = \eta_p, x_2 = x_b$ (11)

⑤ 증발기 출구
 $P_5 = P_H, T_5 = T_H - \Delta T_H, x_5 = x_b$ (12)

⑥ 분리기 기체측
 $P_6 = P_H, T_6 = T_5, \text{ 이슬점}$ (13)

⑦ 터빈 출구
 $P_7 = P_1, \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7,s}} = \eta_t, x_7 = x_6$ (14)

⑧ 분리기 액체측
 $P_8 = P_H, T_8 = T_5, \text{ 기포점}$ (15)

분리기에서 작동유체 1kg당 액체와 기체의 질량을 각각 z_f 와 z_g 로 나타낸다면 z_f 와 z_g 는 혼합물과 암모니아의 질량보존식에 의하여 다음과 같이 결정된다.

$$z_f = \frac{x_6 - x_b}{x_6 - x_8}, \quad z_g = \frac{x_b - x_8}{x_6 - x_8} \quad (16)$$

시스템의 ③, ④, ⑨, ⑩, ⑪ 지점에서의 열역학적 상태량들은 다음과 같은 시행착오 방법에 의해 구할 수 있다.

- step 1: T_3 가정
- step 2: $T_3, P_3 = P_H, x_3 = x_b$ 로 상태 ③ 결정
- step 3: 고온 재생기에서 고온 및 저온유체 입구조건 ⑧과 ③의 상태량으로부터 고온 및 저온 유체 출구조건 ⑨와 ④의 상태량 결정
- step 4: $P_{10} = P_1, h_{10} = z_f h_9 + z_g h_7, x_{10} = x_b$ 로 상태 ⑩ 결정
- step 5: 저온 재생기에서 고온 및 저온 유체 입구조건 ⑩과 ②의 상태량으로부터 고온 및 저온 유체 출구조건 ⑪ 및 새로운 ③의 상태량 결정
- step 6: $|T_{3, \neq w} - T_3|$ 가 기준값 이하면 수렴 판정, 아니면 step 4로 가서 다시 반복

저온과 고온 재생기에서 고온과 저온 유체의 입구 조건을 알고 있을 때, 출구 조건은 고온 유체가 잃은 열량과 저온 유체가 얻은 열량이 같다는 조건과, 열교환기 내에서 고온 유체와 저온 유체의 온도차가 ΔT_{pp} 라는 조건에 의하여 구할 수 있다. 한편 작동유체의 유량이 증가하면 열전달이 증가하면서 열원 공기와 작동유체의 온도차가 감소하게 된다. 따라서 터빈에 공급되는 작동유체의 질량유량은 증발기 전체를 통한 최소 온도차가 ΔT_{pp} 에 도달할 때 최대가 된다.

4. 결과 및 토의

본 연구에서는 시스템의 주요 변수들의 기본값으로 $T_H = 180^\circ\text{C}$, $\Delta T_H = 20^\circ\text{C}$, $T_L = 15^\circ\text{C}$, $\Delta T_L = 10^\circ\text{C}$, $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$, $\eta_p = 0.85$, $\eta_t = 0.90$, $q_t = 0.90$ 을 사용한다. 대표적인 예로서 $P_H = 24 \text{ bar}$, $x_b = 0.6$ 인 경우 Fig. 2에 보이는 시스템의 각 위치에서 열역학적 상

Table 2 Thermodynamic properties for $T_H = 180^\circ\text{C}$, $P_H = 24 \text{ bar}$, $x_b = 0.60$

No	q	x_b	T ($^\circ\text{C}$)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
①	0.00	0.60	25.0	4.74	-114.9	0.22
②	0.00	0.60	25.3	24.00	-111.9	0.22
③	0.05	0.60	89.5	24.00	239.8	1.28
④	0.11	0.60	93.9	24.00	331.8	1.54
⑤	0.69	0.60	160.0	24.00	1459.8	4.40
⑥	1.00	0.76	160.0	24.00	1860.0	5.47
⑦	0.93	0.76	95.8	4.74	1602.3	5.54
⑧	0.00	0.24	160.0	24.00	548.8	1.98
⑨	0.00	0.24	94.5	24.00	247.3	1.23
⑩	0.65	0.60	94.5	4.74	1188.8	4.23
⑪	0.50	0.60	77.3	4.74	837.2	3.24

태량들은 Table 2와 같다.

응축기에서 나온 $T_l = T_L + \Delta T_L = 25^\circ\text{C}$, $x_l = x_b = 0.60$, 포화액 상태의 작동유체는($P_l =$ 시스템 저압 = 4.74 bar) 펌프에 의해 상태 ①에서 $P_2 = P_H = 24 \text{ bar}$ 의 상태 ②로 가압된다. 이어서 작동유체는 저온 재생기(LT-recuperator)로 $T_3 = 89.5^\circ\text{C}$ 의 상태 ③까지 1차로 예열되고 이어서 고온 재생기(HT-recuperator)에 의해 $T_4 = 93.9^\circ\text{C}$ 의 상태 ④까지 2차로 예열된 다음 외부 열원에 의해 증발기에서 $T_5 = T_H - \Delta T_H = 160^\circ\text{C}$, 건도 $q_5 = 0.69$ 의 상태 ⑤로 부분 증발되어 분리기(separator)로 들어가 상태 ⑥의 $x_6 = 0.76$ 인 고농도 포화증기와 상태 ⑧의 $x_8 = 0.24$ 인 저농도 포화액으로 분리된다. 상태 ⑥의 고농도 포화증기는 터빈에서 $T_7 = 95.8^\circ\text{C}$, $P_7 = P_l = 4.74 \text{ bar}$ 의 상태 ⑦로 팽창된다. 상태 ⑧의 저농도 포화액은 고온 재생기에서 $T_9 = 94.5^\circ\text{C}$ 의 상태 ⑨까지 방열된 다음 교축팽창하고 터빈 출구 유체와 혼합되어 암모니아 농도가 기본농도로 환원되어 $T_{10} = 95.8^\circ\text{C}$, $x_{10} = x_b = 0.60$ 의 상태 ⑩이 된다. 이때 $T_{10} = T_9$ 가 되는데, 이는 본 연구에서는 열교환기의 용량 조건을 고온과 저온측 유체의 최소 온도차 조건으로 설정하였는데, 저온 및 고온 재생기에서 저온측 작동유체를 기준으로 할 때 열교환기 최소 온도차가 저

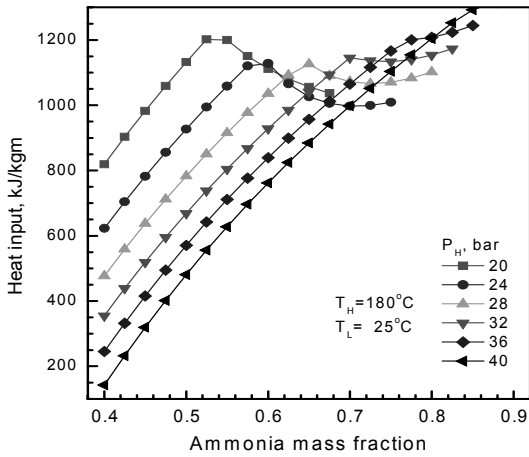


Fig. 3 Heat input per unit mass of the mixture for various values of x_b and P_H .

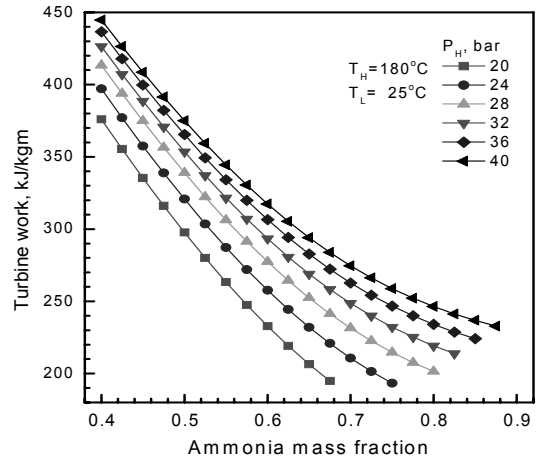


Fig. 4 Turbine work per unit mass of the mixture for various values of x_b and P_H .

온 재생기에서는 출구에서 형성되고 고온 재생기에서는 입구에서 형성되었기 때문이다. 작동유체는 저온 재생기에서 $T_H = 77.3^\circ\text{C}$ 의 상태 ⑩까지 방열된 다음 응축기로 들어가 상태 ①까지 냉각된다.

시스템의 주요 변수들에 대한 작동유체의 암모니아 농도 x_b 와 터빈 입구압력 P_H 의 영향은 혼합물의 액체나 기체, 또는 기액 평형상태의 열역학적 특성, 그리고 열교환기의 특성 및 설정 조건에 따라 매우 복합적으로 나타나기 때문에 한마디로 표현하기 어렵다.

Fig. 3에서는 작동유체 단위질량당 열원공기로부터 시스템으로 유입되는 열량($q_{in,m}$)이 x_b 와 P_H 에 따라 어떻게 달라지는지 보여준다. 유입열량은 P_H 가 낮은 영역에서는 x_b 가 커짐에 따라 증가하다 감소하여 최고값을 가지나, P_H 가 높은 영역에서는 x_b 의 증가에 따라 단조 증가한다. 이에 따라 유입열량은 x_b 가 낮은 영역에서는 P_H 가 높을수록 낮아지고 반대로 x_b 가 높은 영역에서는 P_H 가 높을수록 낮아진다. 이는 작동유체 단위질량 기준 유입열량은 증발기에서 입출구의 엔탈피차로 정해지는데, 증발기의 출구온도와 P_H 를 일정하게 유지하면서 x_b 를 증가시키면 증발기 출구에서의 엔탈피는 증가하나 입구에서의 엔탈피는 감소하다 증가하여 최소값을 갖기 때

문이다. 반면에 P_H 가 높을 때에는 입구 엔탈피가 최소로 되는 x_b 가 증가하여 운전 영역 내에서 유입열량이 x_b 에 따라 단조증가하게 된다. 한편 일정한 압력 하에서 x_b 가 어느 한도를 초과하면 운전 영역을 벗어나게 된다. 이것은 x_b 가 증가함에 따라 분리기에서 증기분율이 커지다가 결국 이슬점을 초과해서 순수 증기가 되기 때문이다. 운전 영역을 벗어나는 x_b 의 값은 P_H 에 따라 증가한다.

Fig. 4에서는 x_b 와 P_H 에 따른 작동유체 단위질량당 터빈일($w_{t,m}$)의 변화를 보여준다. 터빈일은 일정한 압력 조건에서 암모니아 농도에 따라 감소하는데 그 이유는 다음과 같다. 암모니아-물 혼합물에서 어떤 온도와 압력이 결정되면 그 조건에서 포화증기의 농도 x_g 또한 결정된다. 터빈 입구에서 압력과 온도가 일정하게 유지되면 암모니아 기본 농도 x_b 가 변하더라도 기액 분리기에서 발생되어 터빈에 공급되는 포화증기의 농도 x_g 는 변하지 않게 되고 따라서 터빈 입구에서 작동유체의 엔탈피도 일정하게 된다. 그러나 터빈 입구압력이 일정한 상태에서 터빈 출구의 압력은 암모니아 기본 농도 x_b 에 따라 증가하므로 터빈 입구와 출구에서의 엔탈피 차로 구해지는 터빈일은 x_b 에 따라 감소하게 된다. 한편 암모니아 기본 농도 x_b 가 일정하게 유지되는 상태에서

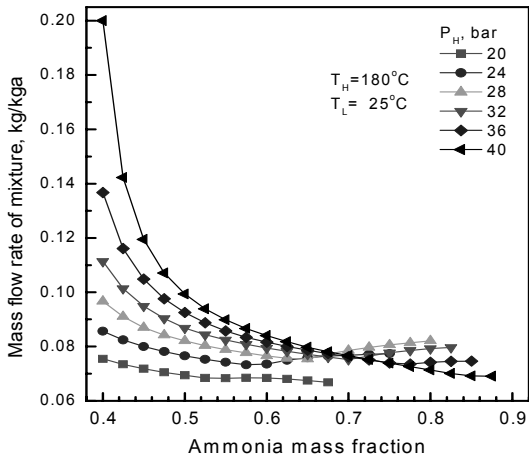


Fig. 5 Mass flow rate of the mixture per unit mass flow rate of source air for various values of x_b and P_H .

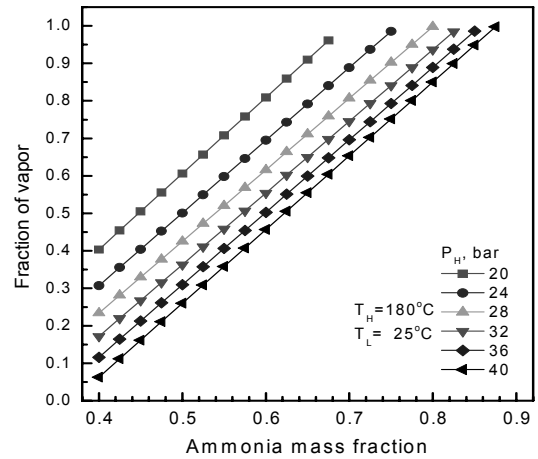


Fig. 6 Fraction of vapor at the separator for various values of x_b and P_H .

터빈 입구압력을 증가시키면 작동유체 단위질량당 터빈일도 증가한다. 이는 터빈압력이 증가하면 기액분리기의 암모니아 증기 농도 x_g 가 높아지면서 터빈 입구 엔탈피는 감소하지만, 터빈 출구에서의 압력은 일정하게 유지되면서 엔탈피가 더 크게 감소하기 때문이다.

Fig. 5에서는 작동유체의 암모니아 기본 농도 x_b 와 터빈 입구압력 P_H 가 변할 때 작동유체의 질량유량과 열원 공기의 질량유량의 비 r_{ms} 의 변화를 보여준다. 전술한 바와 같이 r_{ms} 는 주어진 열원에 대한 작동유체의 최대유량비로서 열원공기의 입구 온도와 출구 온도의 차이 ΔT_s 에 비례하고 작동유체 단위질량당 유입열량 $q_{in,m}$ 에 반비례한다. P_H 가 일정할 때 ΔT_s 와 $q_{in,m}$ 양쪽 모두 x_b 에 대해 위로 볼록한 분포를 보이지만 $q_{in,m}$ 의 영향이 두드러지기 때문에 r_{ms} 는 x_b 에 대해 최소값을 갖게 된다. 이때 최소가 되는 x_b 는 P_H 가 높을수록 커진다. r_{ms} 는 결과적으로 P_H 가 낮은 경우에는 x_b 에 대해 최소값을 갖지만 충분히 높은 P_H 에서는 전체 작동영역에서 단조 감소하게 된다. 달리 표현하면 r_{ms} 는 x_b 가 낮은 영역에서는 P_H 에 따라 증가하고, 반대로 x_b 가 높은 영역에서는 P_H 에 따라 감소한다.

터빈에서의 작동유체의 질량유량과 응축기에서

의 작동유체의 질량유량의 비, 즉 기액 분리기에서 증기분율 r_{gm} 의 x_b 와 P_H 에 따른 변화는 Fig. 6에 보인 것과 같다. r_{gm} 은 P_H 가 일정한 상태에서 x_b 에 따라 거의 직선적으로 증가하며, x_b 가 일정한 상태에서 터빈 입구압력이 증가함에 따라 감소한다.

Fig. 7에서는 터빈으로 유입되는 작동유체의 질량유량과 열원공기의 질량유량의 비 r_{gs} 의 x_b 와 P_H 에 따른 변화를 보여준다. r_{gs} 는 r_{ms} 와 r_{gm} 의 곱과 같

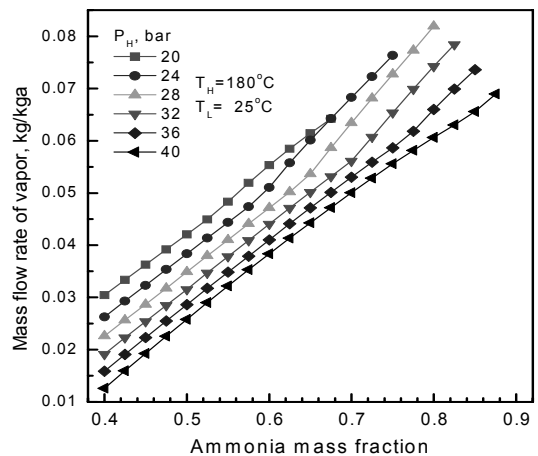


Fig. 7 Mass flow rate of vapor per unit mass flow rate of source air for various values of x_b and P_H .

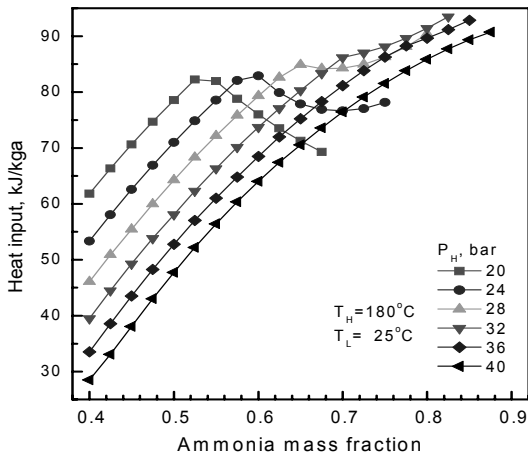


Fig. 8 Heat input per unit mass of source air for various values of x_b and P_H .

은데, 전반적으로는 r_{gm} 의 경우와 유사한 경향을 보인다. 하지만 P_H 가 일정할 때 x_b 가 상대적으로 높은 영역에서 기울기에 약간의 변화가 나타나면서 직선이 곡선으로 바뀐다.

Fig. 8에서는 열원공기로부터 시스템으로 유입되는 열원공기 단위질량당 열량(q_{in})이 x_b 와 P_H 에 어떻게 의존하는지 보여준다. 열원공기 단위질량당 유입 열량은 작동유체 단위질량당 유입열량($q_{in,m}$)과 터빈에서의 작동유체 질량유량과 열원공기의 질량유량

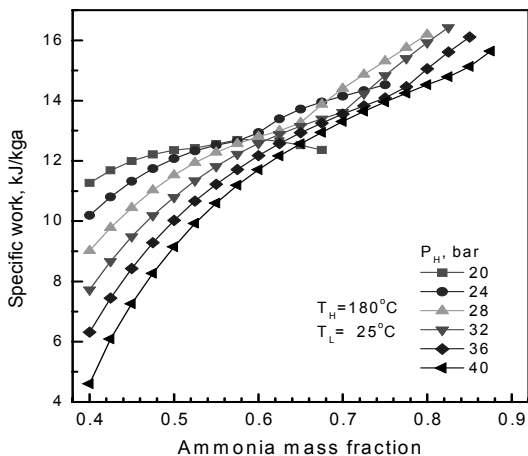


Fig. 9 Specific work per unit mass of source air for various values of x_b and P_H .

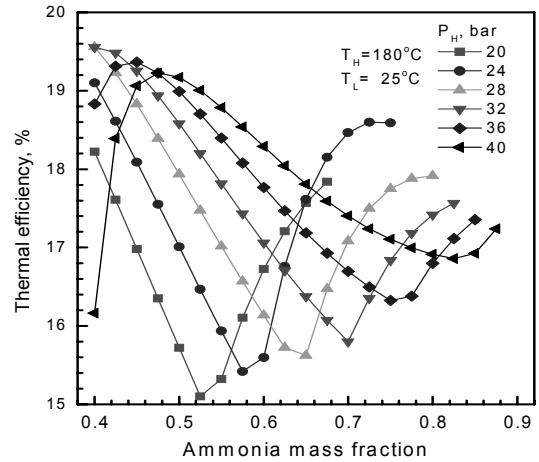


Fig. 10 Thermal efficiency for various values of x_b and P_H .

비(r_{gs})의 곱으로 정의된다 그러나 q_{in} 에 대한 P_H 와 x_b 의 변화의 영향은 $q_{in,m}$ 에 대한 영향과 대체로 유사하다.

Fig. 9에서는 열원공기 단위질량당 시스템의 순일(w_{net})에 대한 작동유체의 질량분율 x_b 와 터빈 입구압력 P_H 의 영향을 보여준다. 열원공기 단위질량당 순일은 펌프일을 무시하면 열원공기 단위질량당 터빈일, 즉 작동유체 단위질량당 터빈일($w_{t,m}$)과 터빈에서의 작동유체 질량유량과 열원공기의 질량유량 비(r_{gs})의 곱과 근사하다. 일정한 P_H 에서 x_b 가 증가할 때 $w_{t,m}$ 은 감소하고 r_{gs} 는 증가하여, w_{net} 는 P_H 가 낮을 때에는 x_b 에 대해 최대값을 갖고 P_H 가 높을 때에는 단조증가 한다. 하지만 주어진 열원 공기의 단위질량당 최대 순일은 터빈 입구압력 P_H 와 암모니아의 기본농도 x_b 에 대해 극대값을 갖는다.

Fig. 10에서는 시스템의 열효율 ϵ_{th} 에 대한 농도 x_b 와 압력 P_H 의 매우 복잡한 영향을 보여준다. ϵ_{th} 은 순일과 유입 열량의 비 w_{net}/q_{in} 으로 정의되는데 그림에서 보는 바와 같이 같은 터빈 입구압력(P_H)에 대해서 암모니아 농도를 연속적으로 높이게 되면 열효율에 극대값과 극소값이 존재할 수 있다. 이와 유사하게 고정된 x_b 에 대해서도 열효율은 P_H 에 대한 극대값을 가질 수 있다. 열효율이 극값을 가지는 x_b 나 P_H 값들은 열원공기 단위질량당 순일이 극값

을 가지는 조건과는 다르다.

5. 결 론

현열 형태의 저온 공기 열원에서 최대의 동력을 얻기 위한 암모니아-물 칼리나 사이클의 거동을 해석하였으며 주요 내용은 다음과 같다.

- 1) 주어진 열원에서 최대 동력을 생산할 수 있는 응축기와 터빈에서의 작동유체의 유량 관계를 규명하였다.
- 2) 일정한 터빈 입구압력에서 암모니아 농도가 증가할 때 작동유체 단위질량당 터빈일은 감소하지만, 터빈에서 작동유체의 질량유량과 열원 공기의 질량유량의 비는 증가한다.
- 3) 열원공기 단위질량당 시스템 순일은 터빈 입구압력이 낮은 경우에는 암모니아 농도에 대해 최고값을 갖고 터빈 입구압력이 높은 경우에는 암모니아 기본농도에 따라 단조 증가한다.
- 4) 시스템의 열효율은 암모니아 농도와 터빈 입구압력에 따라 복잡하고 민감하게 변화하며, 암모니아 농도와 터빈 입구압력에 대해 극값을 가질 수 있다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- 1) Ibrahim O.M., "Design consideration for ammonia-water Rankine cycle", *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 835-841.
- 2) Prisyazhniuk V.A., "Alternative trends in development of thermal power plant", *Applied Ther. Eng.*, Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
- 3) Kiani B, Akisawa A, Kashiwagi T., "Thermodynamic analysis of load-leveling hyper energy converting and utilization system", *Energy*, Vol. 33, 2008, pp. 400-409.
- 4) Nowak W., Stachel A.A., Borsukiewicz-Gozdur A., "Possibilities of implementation of a absorption heat pump in realization of the Clausius-Rankine cycle in geothermal power station", *Applied Ther. Eng.*, Vol. 28, 2008, pp. 335-340.
- 5) Maloney J.D., Robertson R.C., ORNL Report CF-53-8-43, Ooa Ridge, TN, 1953.
- 6) Kalina A.I., "Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation", *Proceedings of the 1983 joint power generation conference*, IN, USA, ASME paper no. 83-JPGC-GT-3, 1983.
- 7) Ibrahim O.M., Klein S.A., "Absorption power cycles", *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 21-27.
- 8) Lolos P.A., Rogdakis E.D., "A Kalina power cycle driven by renewable energy sources," *Energy*, Vol. 34, 2009, pp. 457-464.
- 9) Roy P., Desilets M., Galanis N., Nesreddine H., Cayer E., "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, 2010, pp. 48-58.
- 10) 김경훈, 김세웅, 고희종, "저온폐열 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클에 관한 연구", *한국수소및신에너지논문집*, Vol. 21, No. 6, 2010, pp. 570-579.
- 11) Ogriseck S., "Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study", *Applied Ther. Eng.*, Vol. 29, 2009, pp. 2843-2848.
- 12) Xu F., Goswami D.Y., "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application", *Energy*, Vol. 24, 1999, pp. 525-536.