

# 암모니아-물 작동유체의 부분증발유동을 적용한 재생 랭킨사이클에 관한 연구

김 경 훈<sup>†</sup>

금오공과대학교 기계공학부

## Study on Regenerative Rankine Cycle with Partial-Boiling Flow Using Ammonia-Water Mixture as Working Fluid

Kyoung Hoon Kim<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongbuk, 730-701, Korea

(Received October 28, 2010; revision received January 31, 2011)

**ABSTRACT:** The power cycle using ammonia-water mixture as a working fluid is a possible way to improve efficiency of the system of low-temperature source. In this work thermodynamic performance of the ammonia-water regenerative Rankine cycle with partial-boiling flow is analyzed for purpose of extracting maximum power from the source. Effects of the system parameters such as mass fraction of ammonia, turbine inlet pressure or ratio of partial-boiling flow on the system are parametrically investigated. Results show that the power output increases with the mass fraction of ammonia but has a maximum value with respect to the turbine inlet pressure, and is able to reach 22 kW per unit mass flow rate of source air at 180°C.

**Key words:** Rankine cycle(랭킨사이클), Regeneration(재생), Partial-boiling(부분증발), Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Maximum specific work(최대비동력)

### 기 호 설 명

<p><math>C_p</math> : 정압비열 [kJ/kgK]</p> <p><math>G</math> : 깁스자유에너지 [kJ/kg]</p> <p><math>h</math> : 비엔탈피 [kJ/kg]</p> <p><math>P_H</math> : 터빈입구압력 [bar]</p> <p><math>Q</math> : 열교환기내 열전달 [kW]</p> <p><math>q_t</math> : 터빈출구 최소 건도</p> <p><math>R</math> : 일반기체상수 [kJ/kmol · K]</p> <p><math>s</math> : 비엔트로피 [kJ/kgK]</p> <p><math>T</math> : 온도 [K, °C]</p> <p><math>T_H</math> : 열원 공기 온도 [°C]</p>	<p><math>T_L</math> : 냉각수 온도 [°C]</p> <p><math>T_m</math> : 부분증발 온도 [°C]</p> <p><math>x</math> : 암모니아 몰분율</p> <p><math>x_b</math> : 암모니아 질량분율</p> <p><math>w</math> : 비동력 [kJ/kg]</p> <p><math>\beta</math> : 부분증발 유량비</p> <p><math>\Delta T</math> : 고온유체와 저온유체 온도차 [°C]</p> <p><math>\Delta T_{pp}</math> : 열교환기 최소온도차(pinch point)</p> <p><math>\eta_p</math> : 등엔트로피 펌프 효율</p> <p><math>\eta_t</math> : 등엔트로피 터빈 효율</p> <p><math>\mu</math> : 화학포텐셜</p>
--	---

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-54-478-7292; fax: +82-54-478-7319

E-mail address: khkim@kumoh.ac.kr

### 첨자

$a$  : 암모니아

- $g$  : 기체
- $L$  : 액체
- $m$  : 암모니아-물 혼합물
- $sa$  : 열원 공기
- $w$  : 물

### 1. 서 론

작동유체로 비공비 혼합물을 사용하면 일정한 압력이 유지되는 동안에도 온도가 변화하는 상태에서 열전달을 시킬 수 있다. 이렇게 온도가 변화하면서 열전달되는 과정은 열교환기 내에서 고온과 저온 흐름에서의 불균형을 줄여주기 때문에 특히 현열 형태의 저온 열원을 이용한 동력 사이클에 효율적이다. 최근 들어 암모니아와 물의 혼합물을 작동유체로 하는 열동력 시스템의 장점이 새롭게 인식되고 있다.<sup>(1-2)</sup>

암모니아-물 동력 시스템은 비등점을 물보다 낮출 수 있기 때문에 수증기를 발생시킬 정도로 온도가 높지 않은 폐열도 효과적으로 활용할 수 있으며 터빈 입구 압력을 낮추고 작동유체의 순환 유량도 줄일 수 있어 운전 경비를 절감할 수 있다. 게다가 혼합물은 순수 물과 분자량이 비슷하기 때문에 증기 터빈을 그대로 사용할 수 있으며 산업체에서 쓰이는 다른 혼합물들에 비해 환경에 미치는 영향이 작은 등 많은 장점을 가지고 있기 때문에 최근 들어 다양한 분야로 응용범위를 넓혀가고 있으며 활발히 연구되고 있다.<sup>(3-7)</sup>

이러한 암모니아-물 열동력의 해석을 위해서는 암모니아-물 흡수냉동의 영역보다 높은 온도와 압력에서의 열역학적 상태량 계산이 필요하다. 암모니아-물 혼합물의 열역학적 물성치 계산방식으로는 3차 방정식 계열<sup>(8)</sup>과 과잉깁스에너지를 생성함수로 사용하는 계열<sup>(9)</sup>이 주류를 이루고 있으며 이에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하고 부분증발 유동을 채용한 재생 랭킨사이클<sup>(3)</sup>을 이용하여 저온의 열원 공기로부터 동력을 생산하고 응축기에서 냉각수로 작동유체를 냉각하는 열동력 시스템의 성능을 분석한다. 열원 공기 입구 온도( $T_H$ )와 냉각수의 입구온도( $T_L$ )가 주어졌을 때 암모니아 질량분율( $x_b$ ), 터빈입구 압력( $P_H$ ), 부분증발 유량비( $\beta$ ), 부분증발 온도( $T_m$ ) 등 시스템의 주요 변수들이 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사한다.

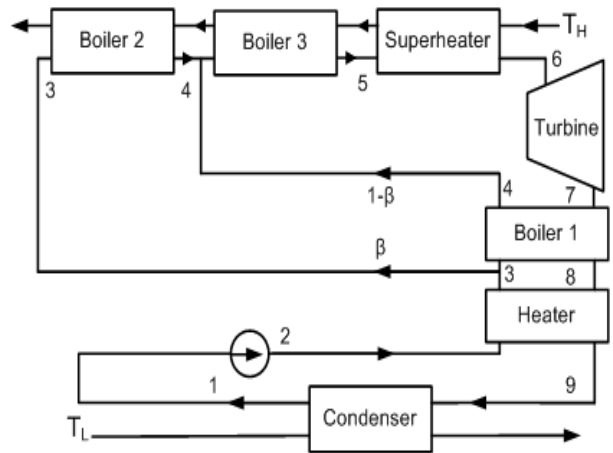


Fig. 1 Schematic diagram of the system.

### 2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 것처럼 저온 열원 공기가 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하고 부분증발 유동을 채용한 재생 랭킨사이클에 대해 해석한다. 또한 열교환기에서 작동유체는 열원 공기의 입구온도와 차이가  $\Delta T_H$ 까지 가열되고 응축기 출구에서 냉각수 입구온도와 차이가  $\Delta T_L$ 까지 냉각된다고 설정한다.<sup>(2,4,7)</sup>

작동유체는 상태 1의 포화액에서 펌프에 의해 압력  $P_H$ 의 상태 2로 가압되고, 가열기를 통해 고압  $P_H$ 의 기포점인 상태 3까지 예열된다. 작동유체 1 kg 중  $\beta$  kg은 보일러 2로 보내고 나머지  $1 - \beta$  kg은 터빈 출구에서의 배열을 이용하여 보일러 1에서 온도  $T_m$ 의 상태 4까지 부분 증발되어 보일러 3의 입구에서 합쳐진다. 보일러 3에서 압력  $P_H$ 의 이슬점(dew point)의 상태 5로, 그리고 과열기에서 상태 6까지 가열된 다음 터빈으로 들어간다. 터빈에서 상태 7까지 팽창하는데, 터빈 내에 액적이 너무 많으면 곤란하므로 터빈출구 건도는 일정 한도  $q_t (= 90\%)$  이상이 되도록 제한한다. 작동유체는 보일러 1과 가열기에서 작동유체를 예열하며 각각 상태 8과 상태 9로 냉각된 다음 응축기에 들어간다. 열교환기 이외의 열손실은 무시하고, 터빈과 펌프 이외에서의 압력 변화도 무시하며, 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각  $\eta_p$ 와  $\eta_t$ 로 일정하다고 가정한다.<sup>(2,4,7)</sup>

저온의 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우에는 공급되는 열원으로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하다. 시스템의 온도나 압력 조건 등이 주어졌을 때 작동유체의 유량이 증가할수록 열원 공

기의 온도분포는 내려가다가 열교환기 내에서 열원공기와 작동유체와의 온도차의 최소값이 열교환기 최소온도차(pinch point,  $\Delta T_{pp}$ )에 도달했을 때 작동유체의 유량이 최대가 된다. 따라서 본 연구에서는 각 열교환기에서 열교환기의 고온과 저온 유체의 최소 온도차가  $\Delta T_{pp}$ 에 도달하도록 열교환기를 운전한다고 설정한다.<sup>(2,4,7)</sup>

암모니아-물 혼합물에서 액체 혼합물의 엔탈피, 엔트로피 및 비체적은 다음과 같이 쓴다.<sup>(9)</sup>

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

$$s_m^L = x_f s_a^L + (1 - x_f) s_w^L + s^E + s^{mix} \quad (2)$$

$$s^{mix} = -R [x_f \ln x_f + (1 - x_f) \ln (1 - x_f)] \quad (3)$$

$$v_m^L = x_f v_a^L + (1 - x_f) v_w^L + v^E \quad (4)$$

여기에서 하첨자  $a$  및  $w$ 는 각각 암모니아와 물을 의미하며 하첨자  $f$ 는 포화액을 의미한다.

기체혼합물의 혼합물은 종종 이상용액으로 간주하며 혼합물의 엔탈피, 엔트로피 및 비체적은 다음과 같이 계산할 수 있다.<sup>(9)</sup>

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

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

$$v_m^g = x_g v_a^g + (1 - x_g) v_w^g \quad (7)$$

암모니아와 물의 몰수 및 총몰수를 각각  $N_a$ ,  $N_w$  및  $N$ 이라 하면 기상과 액상에서 혼합물의 깃스 자유에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.<sup>(10)</sup>

$$G_m = N_a [G_a + RT \ln x] + N_w [G_w + RT \ln (1 - x)] + N G^E \quad (8)$$

기액 평형상태에서는 액상과 기상에서 압력과 온도가 같다는 조건 외에 각 성분의 화학 퍼텐셜(chemical potential)이 같아야 한다. 즉 다음의 연립방정식을 만족해야 한다.<sup>(10)</sup>

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

$$\left( \frac{\partial G_m^L}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \left( \frac{\partial G_m^g}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \mu_w \quad (10)$$

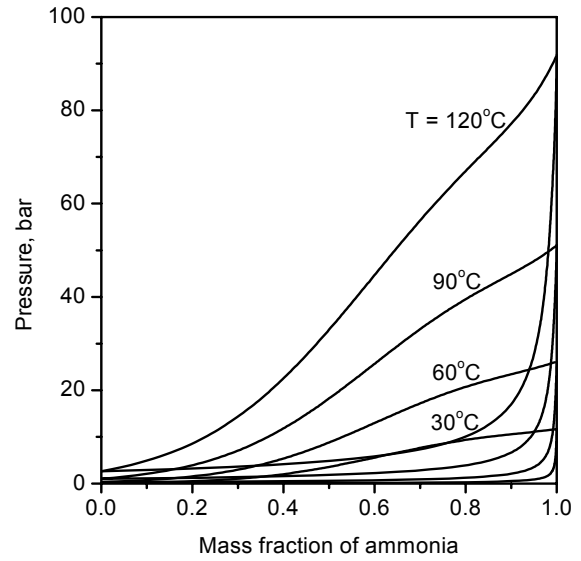


Fig. 2 Saturated pressures of ammonia-water mixture at various temperatures.

본 연구에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 성질들은 식(1)~식(7)까지 주로 참고문헌 (8)의 방법을 따랐다. 한편 혼합물의 기액 평형 조건으로 참고문헌 (8)에서는 실험식을 이용하였으나, 본 연구에서는 보다 넓은 범위의 정확한 계산을 위해 식(9)와 식(10)의 연립방정식으로부터 평형조건들을 직접 구하였다. Fig. 2에서는 여러 온도 조건에서 암모니아-물 혼합물의 온도-엔탈피 선도를 보여준다.

### 3. 결과 및 토의

본 연구에서 사용한 시스템 변수들의 기본값은  $P_H = 21$  bar,  $T_H = 180^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_H = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_L = 15^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_L = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_m = 100^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$ ,  $\eta_p = 0.85$ ,  $\eta_t = 0.90$ ,  $q_t = 0.90$ 이다.

전술한 바와 같이 주어진 열원 공기 조건에서 작동유체의 유량이 증가할수록 열원 공기의 출구온도가 떨어지면서 열교환기내 고온과 저온 유체의 최소 온도차가 감소하며 그 최소 온도차가  $\Delta T_{pp}$ 에 도달할 때 작동유체의 유량이 최대가 된다. 본 연구에서는 작동유체의 유량이 이 최대 유량이 되는 조건으로 시스템을 해석하였다. 열교환기내 최소온도차의 발생 지점은 시스템의 운전조건에 따라 달라지는데, 예를 들어  $x_b = 0.80$ 일 때 부분증발 유량비가 낮은 경우( $\beta = 0.1$ )인 경우와 높은 경우( $\beta = 0.1$ )에 열교환기에서 고온과 저온 유체의 온도 분포가

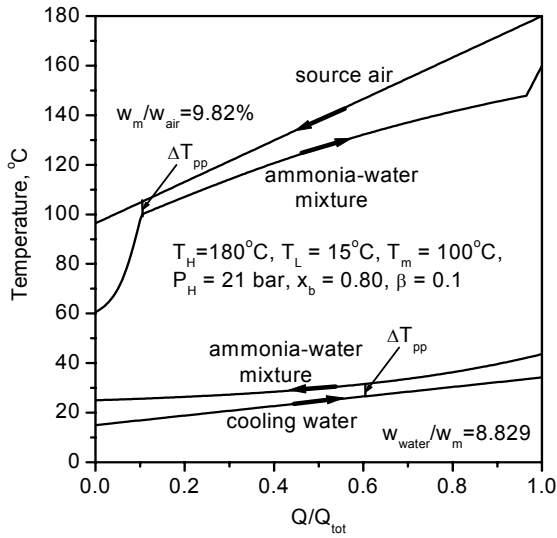


Fig. 3 Temperature distributions in heat exchangers at  $\beta = 0.1$ .

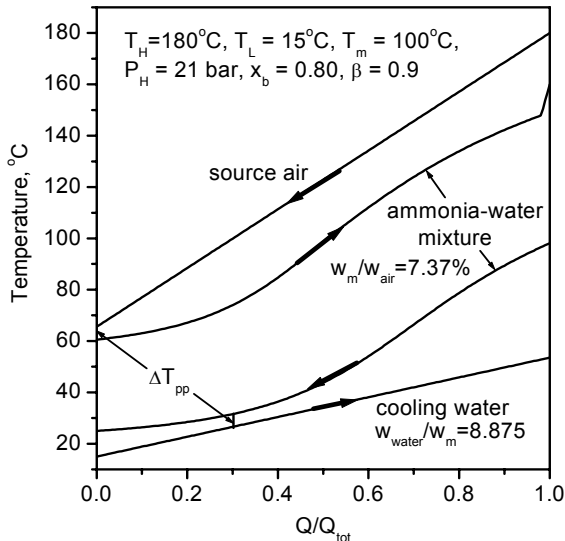


Fig. 4 Temperature distributions in heat exchangers at  $\beta = 0.9$ .

Fig. 3과 Fig. 4에 각각 보인다.  $\beta$  값이 낮은 경우에 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 보일러 2의 출구(상태 4)에서 발생하며 이때 열원 공기 1 kg/s 당 작동유체의 최대 유량은 0.0982 kg/s로 결정된다. 그러나  $\beta$  값이 높은 경우에 최소 온도차는 보일러 2의 입구(상태 3)에서 발생하며 이때 열원 공기 1 kg/s 당 작동유체의 최대 유량은 0.0737 kg/s로 결정된다.

한편 응축기에서 작동유체와 냉각수 사이의 최소 온도차 발생 지점과 작동유체 유량에 대한 냉각수 최소 유량의 비  $w_{cw,min}$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\min_T \left[ T - T_L - \frac{h(T) - h_1}{h_9 - h_1} (T_{Lo} - T_L) \right] = \Delta T_{pp} \quad (11)$$

$$w_{cw,min} = \frac{h_9 - h_1}{C_{pw}(T_{Lo} - T_L)} \quad (12)$$

여기에서  $T_{Lo}$ 는 냉각수의 출구온도이다.  $\beta = 0.1$ 의 경우에는  $Q/Q_{tot} = 0.3$ 에서 최소 온도차가 발생하며 이때 냉각수 최소 유량비는 8.829이며,  $\beta = 0.9$ 의 경우에는  $Q/Q_{tot} = 0.6$ 에서 최소유량비는 8.875가 된다.

시스템의 운전 특성은 암모니아 질량분율에 따라 민감하게 달라지는데 예로서 낮은 암모니아 질량분율( $x_b = 0.72$ )와 높은 질량분율( $x_b = 0.85$ )의 경우에 시스템의 상태 변화를 Fig. 5에 보여주며 이에 대한 열역학적 상태량들은 Table 1에 보여준다.  $x_b$ 가 72%인 경우 응축기 출구 1에서는 25°C에서 기포점 상태로서 압력은 6.88 bar로 결정된다. 펌프 출구 2에서는 압력은 상승하나 온도, 엔탈피, 엔트로피의 변화는 미미하다. 가열기 출구 3에서는 압력 21 bar에서의 기포점 상태로서 66.6°C까지 가열된다. 보일러 1과 2의 출구 4에서는 유체가 부분증발되어 건도 48.9%가 된다. 보일러 3의 출구 5에서는 고압에서의 이슬점 상태로서 온도가 151.9°C까지 상승한다. 과열기 출구 6에서는 열원 공기에 의해 설정한 온도 160°C까지 가열되며 과열증기 상태로 터빈에 들어간다. 터빈출구 6에서는 응축기 압력까지 팽창되며 온도 113.2°C, 건도 95.1%의 상태가 된

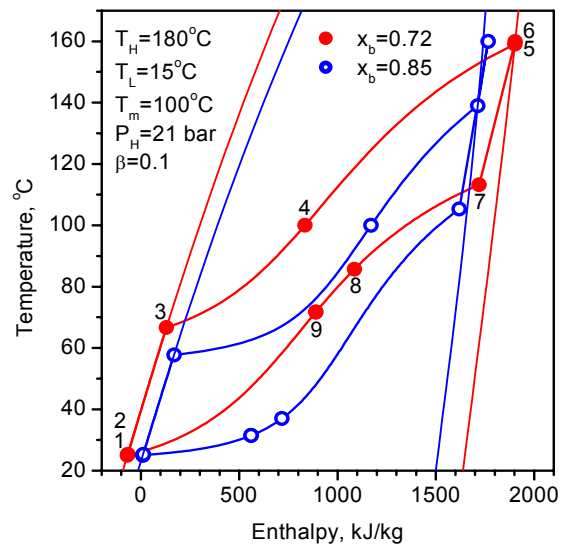


Fig. 5 Temperature-enthalpy diagram of ammonia-water mixture.

Table 1 Representative properties of the system at each position

No	q	xb	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	0.000	0.72	25.0	6.88	-69.1	0.271
2	0.000	0.72	25.3	21.00	-66.7	0.273
3	0.000	0.72	66.6	21.00	129.1	0.887
4	0.489	0.72	100.0	21.00	834.5	2.929
5	1.000	0.72	159.1	21.00	1902.0	5.596
6	1.000	0.72	160.0	21.00	1904.0	5.601
7	0.951	0.72	113.2	6.88	1721.0	5.655
8	0.667	0.72	85.7	6.88	1086.0	3.931
9	0.581	0.72	71.7	6.88	890.0	3.368
1	0.000	0.85	25.0	8.62	9.3	0.359
2	0.000	0.85	25.3	21.00	11.6	0.360
3	0.000	0.85	57.8	21.00	168.2	0.858
4	0.756	0.85	100.0	21.00	1171.0	3.847
5	1.000	0.85	139.0	21.00	1713.0	5.238
6	1.000	0.85	160.0	21.00	1766.0	5.364
7	0.980	0.85	105.3	8.62	1619.0	5.408
8	0.552	0.85	37.0	8.62	716.8	2.753
9	0.440	0.85	31.4	8.62	560.3	2.233

다. 보일러 1과 가열기의 출구 8과 9에서는 온도 및 건도가 각각 85.7°C, 71.7°C 및 66.7%, 58.1%까지 냉각된다.  $x_b$ 가 85%로 높아지면 전반적으로 온도가 낮아지고, 터빈 입구에서의 과열도가 높아지며, 터빈 출구에서의 건도도 높아진다.

Fig. 6과 Fig. 7에서는 암모니아 질량분율  $x_b$ 와 터빈입구압력  $P_H$ 의 변화에 따라 작동유체 단위질량당 열원 공기로부터의 흡열량과 응축기에서의 방열량 및 그 차이인 비동력(순생산일)을 보여준다. 주어진  $P_H$ 에서 작동유체 단위질량당 흡열량, 방열량, 비동력은 모두  $x_b$ 에 따라 증가하지만  $x_b$ 가 낮은 영역과 높은 영역에서는 적정 운전범위를 벗어나게 된다.  $x_b$ 가 너무 낮으면 주로 보일러 3의 출구 5에서 이슬점의 온도가 과열기 출구 6에서의 설정 온도보다 높아져서 적정 운전범위를 벗어나게 된다.  $x_b$ 가 너무 높으면 주로 터빈 출구 7과 상태 4와의 온도차가  $\Delta T_{pp}$ 보다 작아져서 적정 운전범위를 벗어나게 된다.

한편 주어진  $x_b$ 에 대해 단위 작동유체 질량당 흡

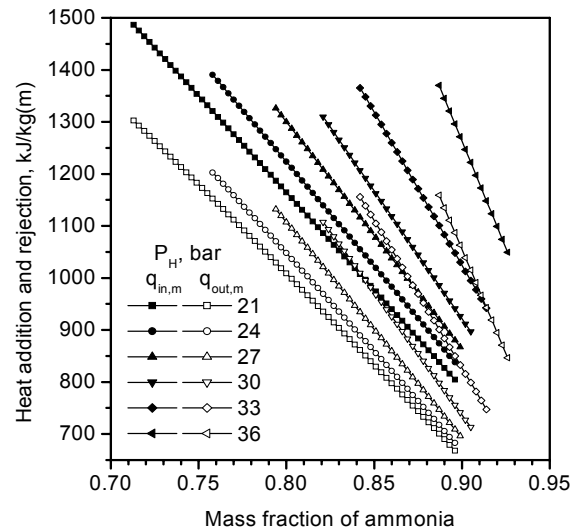


Fig. 6 Heat addition and rejection per unit mass of the mixture.

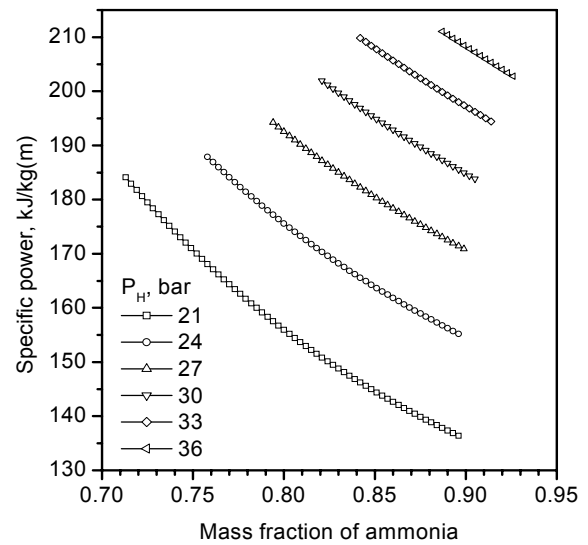


Fig. 7 Specific power per unit mass of the mixture.

열량과 방열량은  $P_H$ 가 증가하면 대체로 증가하나 각 지점에서 온도차에 관한 조건이나 열교환기내 최소온도차 문제, 그리고 터빈 출구에서의 건도 문제 등으로 적정 운전범위를 벗어나게 되면서 복잡한 거동을 보이게 된다. 그러나 비동력은  $P_H$ 에 따라 단순 증가한다.

Fig. 8에서는  $x_b$ 와  $P_H$ 의 변화에 따른 작동유체와 열원 공기의 질량유량비 관계를 보여준다. 전술한 바와 같이 열원 공기 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량 비는 열교환기 최소온도차에 따른 최

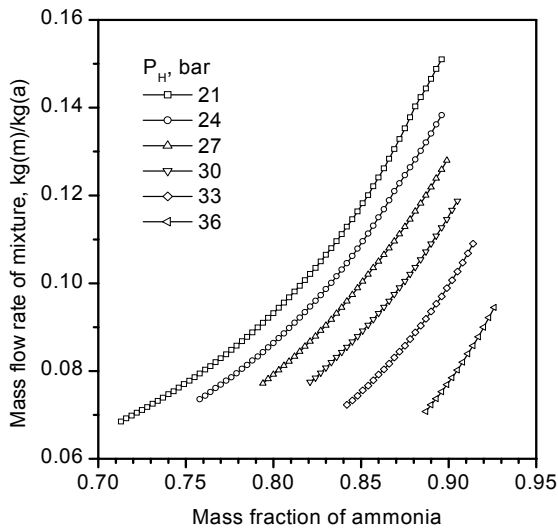


Fig. 8 Ratio of mass flow rate of the mixture to that of source air.

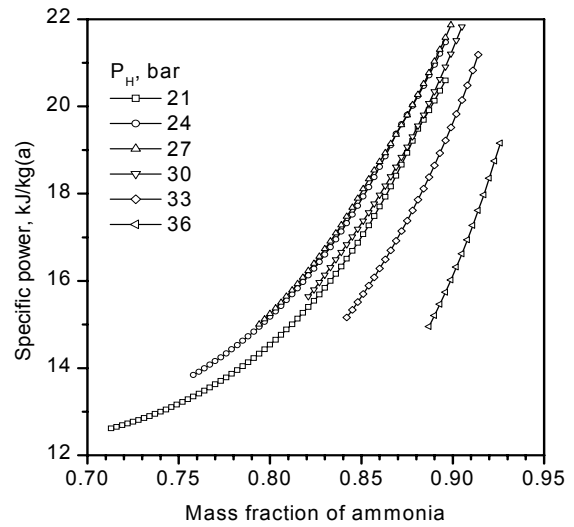


Fig. 10 Specific power per unit mass of source air.

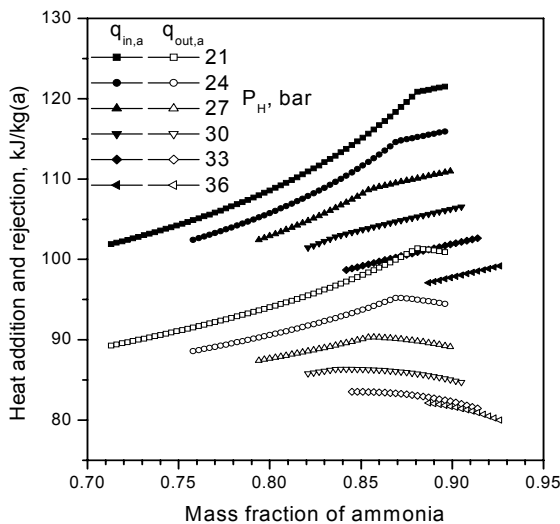


Fig. 9 Heat addition and rejection per unit mass of source air.

대 유량 조건으로 결정되며,  $x_b$ 가 증가함에 따라 증가하며  $P_H$ 가 증가함에 따라 감소한다.

Fig. 9와 Fig. 10에서는  $x_b$ 와  $P_H$ 의 변화에 따른 열원 공기 단위질량당 흡열량, 방열량 및 비동력의 관계를 보여준다. 열원 공기 단위질량당 흡열량 및 방열량은 작동유체 단위질량당 흡열량 및 방열량과 작동유체와 열원공기 질량유량비의 곱으로 구해진다. 주어진  $P_H$ 에서 흡열량, 방열량 및 비동력은  $x_b$ 가 증가함에 따라 단위 작동유체 질량당 양은 감소하나(Fig. 6과 Fig. 7), 열원공기 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량의 비는 반대로 증가하며, 열

원공기 단위질량당 흡열량이나 방열량은  $x_b$ 에 대해 최소값을 갖게 된다. 하지만 열원공기 단위질량당 비동력은  $x_b$  값의 증가에 따라 함께 증가한다.

주어진  $x_b$ 에 대해 흡열량, 방열량 및 비동력은  $P_H$ 가 증가함에 따라 단위 작동유체 질량당 양은 증가하지만 열원공기 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량의 비에 따른 감소 정도가 커서, 결국 열원공기 단위질량당 흡열량이나 방열량은  $P_H$ 의 증가에 따라 감소하게 된다. 하지만 열원공기 단위질량당 비동력은  $P_H$  값의 증가에 따라 최대값을 가지며, 이상적으로는 열원 공기 1 kg/s 당 최대 22 kW의 동력을 생산할 수 있음을 그림은 보여주고 있다.

Fig. 11에서는  $x_b$ 와  $P_H$ 의 변화에 따른 시스템의 열효율의 관계를 보여준다. 열효율은 시스템의 흡열량에 대한 순 생산일의 비율로 정의된다.  $x_b$ 와  $P_H$ 의 변화에 대한 열효율의 거동은 열원공기 단위질량당 비동력의 거동과 유사하여, 열효율은  $x_b$ 의 증가에 따라 함께 증가하며,  $P_H$ 에 대해서는 최대값을 갖는다.

Fig. 12에서는 암모니아 질량분율  $x_b$ 와 부분증발 유량비  $\beta$ 의 변화에 따른 작동유체 단위질량당 흡열량 및 방열량의 관계를 보여준다. 흡열량과 방열량은  $\beta$ 가 증가할수록 증가하나 그 차이인 작동유체 단위질량당 비동력은  $\beta$ 의 값에 무관하다.

Fig. 13과 Fig. 14에서는  $x_b$ 와  $\beta$ 의 변화에 따른 작동유체 질량유량과 열원공기 질량유량의 비, 그

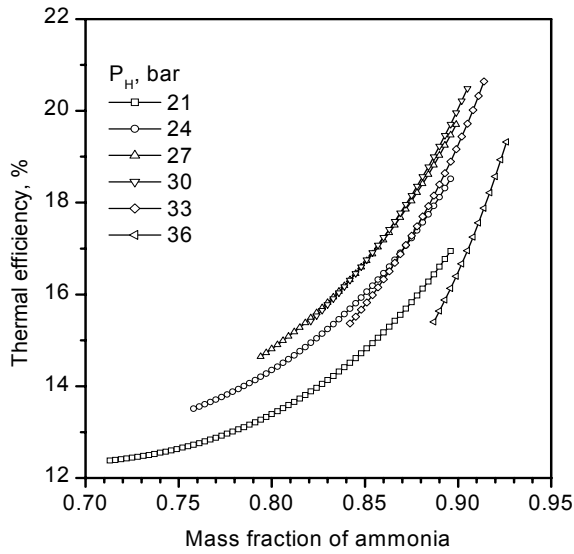


Fig. 11 Effects of mass fraction of ammonia and turbine inlet pressure on thermal efficiency.

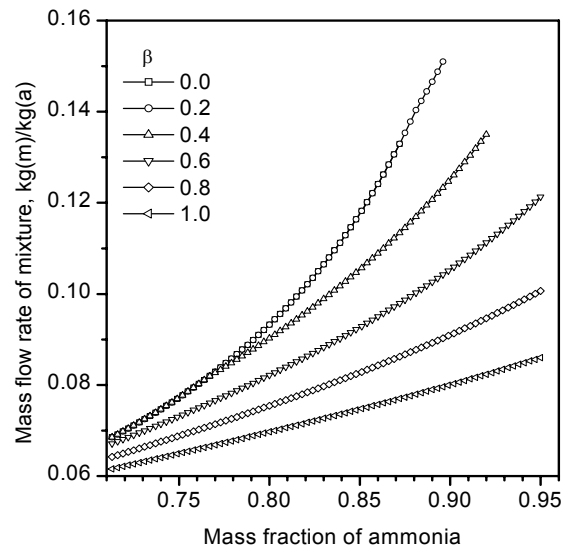


Fig. 13 Effects of  $x_b$  and  $\beta$  on heat addition and rejection per unit mass of the mixture.

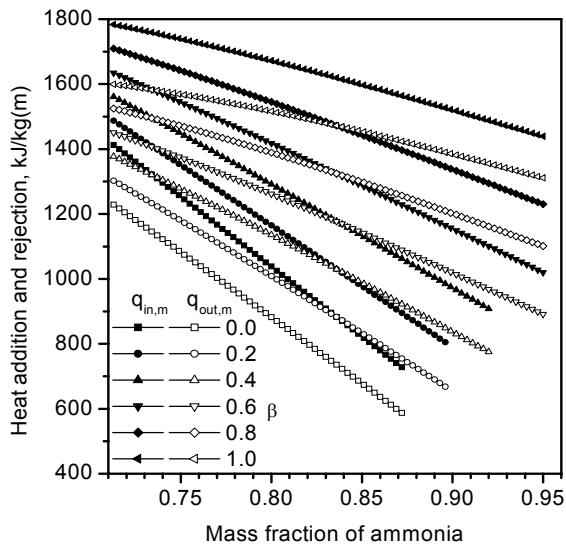


Fig. 12 Effects of  $x_b$  and  $\beta$  on heat addition and rejection per unit mass of the mixture.

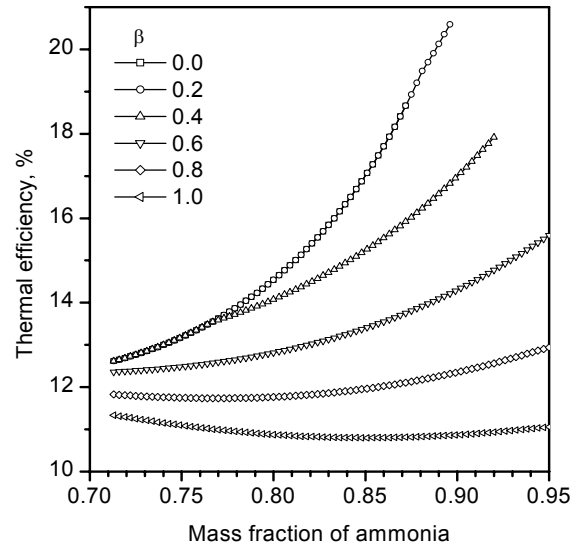


Fig. 14 Effects of  $x_b$  and  $\beta$  on heat addition and rejection per unit mass of the mixture.

리고 열효율의 관계를 보여준다. 질량유량비나 열효율은 대체로  $x_b$ 에 따라 증가하며 그 증가율은  $\beta$ 가 작아질수록 커진다. 또한 이들은 주어진  $x_b$ 값에서  $\beta$ 가 작아질수록 커진다.  $x_b$ 값과  $\beta$  값이 동시에 작은 영역에서는 열원 공기의 열교환기에서 최소온도차가 보일러 2의 출구에서 발생하면서  $\beta$ 값에 무관하게 된다.

### 5. 결론

본 논문에서의 주요 내용은 다음과 같다.

- (1) 부분증발 유량비가 작은 영역에서는 열교환기 최소온도차가 보일러 2의 출구에서 발생하며 부분증발 유량비가 큰 영역에서는 보일러 2의 입구에서 발생한다.

(2) 열원공기의 질량유량에 대한 작동유체의 질량유량비는 암모니아 질량분율에 따라 증가하며 터빈입구압력이나 부분증발 유량비에 따라 감소한다.

(3) 열원공기 단위질량당 비동력나 열효율은 암모니아 분율에 따라 증가하지만 터빈입구압력에 대해서는 최대값을 갖는다.

(4) 180℃의 열원공기 1 kg/s당 최고 22 kW의 동력생산이 이상적으로 가능하다.

## 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

1. Prisyazhniuk, V. A., 2008, Alternative trends in development of thermal power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 190-194.
2. Kim, K. H., Kim, S. W. and Ko, H. J., 2010, Study on the Rankine cycle using ammonia-water mixture as working fluid for use of low-temperature waste heat, *Trans. Korean Hydrogen and New Energy*, Vol. 21, pp. 570-579(Korean).
3. Ibrahim, O. M., 1996, Design consideration for ammonia-water Rankine cycle, *Energy*, Vol. 21, pp. 835-841.
4. Zamfirescu, C., Dincer, I., 2008, Thermo-dynamic analysis of a novel ammonia-water tri-lateral Rankine cycle, *Thermo-chemical Acta*, Vol. 477, pp. 7-15.
5. Roy, P., Desilets, M., Galanis, N., Nesreddine, H., and Cayer, E., 2010, Thermo-dynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O mixture as working fluid, *Int. J. Thermal Sci.*, Vol. 49, pp. 48-58.
6. Lolos, P. A. and Rogdakis, E. D., 2009, A Kalina power cycle driven by renewable energy sources, *Energy*, Vol. 34, pp. 457-464.
7. Ogriseck, S., 2009, Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study, *Applied Ther. Eng.*, Vol. 29, pp. 2843-2848.
8. Yang, T., Chen, G. J., Yan, W., 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.
9. Xu, F. and Goswami, D. Y., 1999, Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application, *Energy*, Vol. 24, pp. 525-536.
10. Smith, J. M., Van Ness, H. C. and Abbott, M. M., 2005, *Introduction to chemical engineering thermodynamics*, 7th Ed., McGraw-Hill.