

# 저온 열원 활용을 위한 암모니아-물 재생 랭킨 사이클의 성능 해석

김경훈\*, 한철호\*\*

\*금오공과대학교 기계공학부(khkim@kumoh.ac.kr), \*\*금오공과대학교 기계공학부(chhan@kumoh.ac.kr)

## Performance Analysis of Ammonia-Water Regenerative Rankine Cycles for Use of Low-Temperature Energy Source

Kim, Kyoung-Hoon\* Han, Chul-Ho\*\*

\*School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology(khkim@kumoh.ac.kr),

\*\*School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology(chhan@kumoh.ac.kr)

### Abstract

It is a great interest to convert more energy in the heat source into the power and to improve the efficiency of power generating processes. Since the efficiency of power generating processes becomes poorer as the temperature of the source decreases, to use an ammonia-water mixture instead of water as working fluid is a possible way to improve the efficiency of the system. In this work performance of ammonia-water regenerative Rankine cycle is investigated for the purpose of extracting maximum power from low-temperature waste heat in the form of sensible energy. Special attention is paid to the effect of system parameters such as mass fraction of ammonia and turbine inlet pressure on the characteristics of system. Results show that the power output increases with the mass fraction of ammonia in the mixture, however workable range of the mass fraction becomes narrower as turbine inlet pressure increases and is able to reach 16.5 kW per unit mass flow rate of source air at 180 °C.

Keywords : 저온 열원(Low-temperature energy source), 암모니아-물 혼합물(Ammonia-water mixture), 랭킨사이클(Rankine cycle), 재생(Regeneration), 열효율(Thermal efficiency), 최대 순생산일(Maximum net work)

### 기 호 설 명

		$G$	: 깃스자유에너지 (kJ/kg)
		$h$	: 엔탈피 (kJ/kg °C)
$C_p$	: 비열 (kJ/kg °C)	$N$	: 몰수 (kmol)

투고일자 : 2010년 10월 20일, 심사일자 : 2010년 11월 15일, 게재확정일자 : 2011년 1월 12일  
교신저자 : 한철호(chhan@kumoh.ac.kr)

$P$	: 압력 (bar)
$q$	: 건도
$s$	: 엔트로피 (kJ/kg °C)
$T$	: 온도 (°C)
$x$	: 암모니아 질량(몰) 분률
$w_m$	: 작동유체 질량유량비
$\mathcal{E}_{th}$	: 시스템 열효율
$\eta$	: 등엔트로피 효율

### 첨자

$sa$	: 열원공기(source air)
$a$	: 암모니아
$E$	: 과잉
$g$	: 기체
$L$	: 액체
$m$	: 암모니아-물 혼합물
$p$	: 펌프
$t$	: 터빈
$w$	: 물

## 1. 서 론

열동력 발전은 탄소 연료의 연소 생성물인 이산화탄소를 대기에 배출하는 환경오염의 주 발생원이며, 이산화탄소는 지구 기후의 온난화와 온실효과 등의 주 원인으로 꼽히고 있다. 이산화탄소의 배출을 줄이기 위한 자연스러운 해법은 동력 소비를 줄이는 것이고 이상적으로는 석탄이나 석유같은 탄소를 포함한 연료를 연소시키는 것을 완전히 중단하고 다른 대안을 찾는 것일 것이다. 문명이나 과학기술의 진보는 동력 소비의 성장과 밀접한 관련이 있다. 탄소를 함유한 연료의 연소와 전력 생산량의 증가에 기초한 발전의 직접적인 결과는 연료 자원 소비의 증가이다. 전력을 생산하기 위해 석탄, 석유, 가스를 소비하는 것은 대기 산소의 1% 이상을 SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>로 대치하면서 온실효과까지 가져오게 한다<sup>1)</sup>.

이러한 문제들의 중요한 대책의 하나로 지금까지 활용되지 않고 버려지는 에너지를 활

용하는 것이다. 저온의 폐열을 활용하여 동력을 생산하는 경우 기존의 시스템으로는 시스템의 효율이 매우 떨어지기 때문에 바람직하지 않다. 저온의 열원을 이용한 동력 생산에서 암모니아와 물의 혼합물을 작동유체로 하는 열동력 시스템은 많은 장점을 가지고 있으며 최근 들어 세계적으로 그리고 다양한 분야로 응용범위를 넓혀가고 있다<sup>2-5)</sup>.

암모니아-물 혼합물을 사용하는 시스템은 다음과 같은 장점들이 있다. 암모니아의 비등점이 물보다 낮기 때문에 수증기를 발생시킬 정도로 온도가 높지 않은 폐열도 효과적으로 활용할 수 있게 한다. 비등점이 낮은 유체를 사용하므로 터빈 입구 압력을 더 낮추고 작동유체의 순환 유량도 줄일 수 있게 되어 결국 운전 경비를 절감할 수 있다. 게다가 혼합물은 순수 물과 분자량이 비슷하기 때문에 전통적인 증기터빈을 그대로 사용할 수 있다. 그리고 혼합물은 열용량이 크고 비등점이 낮은 등 열역학적 성질이 우수하다. 또 혼합물은 산업체에서 쓰이는 다른 종류의 혼합물들에 비해 환경에 미치는 영향이 작다<sup>6,7)</sup>.

본 연구에서는 저온의 폐열을 활용하기 위하여 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 재생 랭킨사이클에서 열원의 온도와 유량, 냉각수의 온도 등이 주어졌을 때 암모니아 질량분률과 운전 압력의 변화가 시스템 효율과 생산동력 등 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석한다. 또한 열원으로부터 최대의 동력을 생산할 수 있는 조건에서 작동유체의 유량과 시스템 효율 및 열전달에 대해서도 분석한다. 또한 이러한 열동력의 해석을 위해서는 암모니아-물 혼합물의 열역학적 성질이 암모니아-물 흡수냉동의 영역보다 높은 온도와 압력에서의 관계식이 필요하다. 암모니아-물 혼합물의 열역학적 물성치 계산방식으로는 3차 방정식 계열<sup>8)</sup>과 과잉깁스에너지를 생성함수로 사용하는 계열<sup>9)</sup>이 주류를 이루는데 본 연구에서는 후자의 방법을 이용하여 열역학

적 물성치를 계산하는 방법을 제시하였다.

## 2. 암모니아-물 혼합물의 열역학적 특성

순수 성분에 대한 깁스자유에너지(Gibbs free energy)는 다음과 같다<sup>10)</sup>.

$$G = h_0 - Ts_0 + \int_{T_0}^T C_p dT \quad (1)$$

$$+ \int_{P_0}^P v dP - T \int_{T_0}^T (C_p/T) dT$$

여기에서  $h_0, s_0, T_0, P_0$ 는 기준 상태에서 각각 비엔탈피, 비엔트로피, 온도 및 압력이다. 비체적  $v$ 와  $C_p$ 에 관한 경험식을 사용하여 액체와 증기 상에서 깁스자유에너지를 식(1)로부터 구한다.

과잉깁스에너지(excess Gibbs energy)는 이상용액의 성질로부터 벗어난 양을 계산하게 해주며 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$G^E/RT_0 = x(1-x) \quad (2)$$

$$\times [F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2]$$

여기에서  $R$ 은 일반기체상수이고  $x$ 는 혼합물에서 암모니아의 몰분률이며  $F_1, F_2, F_3$ 는 온도와 압력의 함수로 표현되며, 액체 혼합물의 엔탈피, 엔트로피 및 비체적은 다음과 같이 쓸 수 있다<sup>9)</sup>.

$$h_m^L = x_f h_a^L + (1-x_f) h_w^L + h^E \quad (3)$$

$$s_m^L = x_f s_a^L + (1-x_f) s_w^L + s^E + s^{mix} \quad (4)$$

$$s^{mix} = -R[x_f \ln(x_f) + (1-x_f) \ln(1-x_f)] \quad (5)$$

$$v_m^L = x_f v_a^L + (1-x_f) v_w^L + v^E \quad (6)$$

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

기체혼합물의 혼합물은 종종 이상용액으로 간주하며 혼합물의 엔탈피, 엔트로피 및 비체적은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_m^g = x_g h_a^g + (1-x_g) h_w^g \quad (7)$$

$$s_m^g = x_g s_a^g + (1-x_g) s_w^g + s^{mix} \quad (8)$$

$$v_m^g = x_g v_a^g + (1-x_g) v_w^g \quad (9)$$

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

$$G_m = N_a [G_a + RT \ln x] \quad (10)$$

$$+ N_w [G_w + RT \ln(1-x)] + NG^E$$

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

$$\left( \frac{\partial G_m^L}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \left( \frac{\partial G_m^g}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \mu_a \quad (11)$$

$$\left( \frac{\partial G_m^L}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \left( \frac{\partial G_m^g}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \mu_w \quad (12)$$

기액 평형 조건으로 참고문헌<sup>9)</sup>에서는 압력과 액체 몰분률에 대해 방정식 풀이를 피하기 위해 평형상태에서 압력과 액체의 암모니아 질량분률에 대한 명시적인 실험식을 이용하였으나, 본 연구에서는 보다 넓은 범위에서 정확한 계산을 위하여 식(11)와(12)의 연립방정식으로부터 평형조건들을 직접 구하였다.

그림 1에서는 30 bar의 압력에서 암모니아-물 혼합물의 온도-엔탈피 선도를 보여준다. 순수 물(암모니아 질량분률  $x_b = 0\%$ )인 경우에는 일정한 온도에서 상변화가 일어나지만 혼

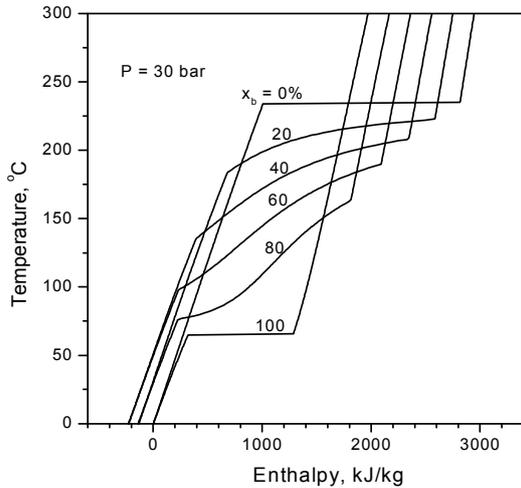


그림 1. 암모니아-물 혼합물의 온도-엔탈피 선도

합물의 경우에는 압력이 일정하더라도 온도가 변화하면서 상변화가 일어난다. 상변화 온도 범위는 질량분율이 증가할수록 낮아지다가 순수 암모니아( $x_b = 100\%$ )가 되면 다시 일정한 온도에서 상변화가 일어난다. 한편 증기 상에서는 압력과 온도가 일정할 때 암모니아 질량분율이 증가할수록 엔탈피도 커진다는 사실을 알 수 있다.

### 3. 시스템 해석

본 연구에서는 그림 2에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 폐열이 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 재생 랭킨사이클에 대하여 해석하고자 한다. 본 연구에서 공급 열원은 온도  $T_{Hi}$ 의 표준 공기라 가정한다. 시스템에서 포화액 상태(기포점)의 작동유체는 펌프에 의해 상태 1에서 상태 2로 가압된다. 이어서 작동유체는 재생기(Recuperator)를 통해 상태 3까지 예열된 다음 열교환기로 들어가 공급열원에 의해 상태 4까지 가열되어 터빈으로 들어간다. 작동유체는 터빈에서 팽창하여 5의 상태로 재생기로 들어가 작동유체를 예열하며 상태 6까지 냉각된 다음 응

축기에 들어가 기포점까지 응축된다.

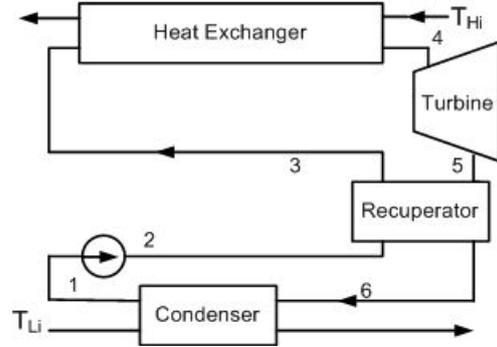


그림 2. 시스템 개략도

본 연구에서 해석할 재생 랭킨사이클에서 고온부 열원은 입구온도  $T_{Hi}$ 로 유입되는 표준 공기이며, 응축기 냉각수 입구온도  $T_{Li}$ 로 공급되는 냉각수에 의한다고 가정한다. 시스템에서 열교환기 이외에서의 열손실은 무시하며, 터빈과 펌프 이외에서의 압력변화도 무시한다. 또 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각  $\eta_p$ 와  $\eta_t$ 로 일정하다고 가정한다. 또한 열교환기에서의 열교환을 통해 작동유체는 열원 공기의 입구온도와 차이가  $\Delta T_H$ 까지 가열되고 응축기 출구에서 냉각수 입구온도와 차이가  $\Delta T_L$ 까지 냉각된다고 설정한다.

현열 형태의 저온 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우에는 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 주어진 공급 열원에서 최대 동력 생산을 위한 최대 작동유체 유량으로 운전하는 것으로 해석한다. 시스템의 온도나 압력 조건 등이 주어졌을 때 작동유체의 유량이 증가할수록 열원 공기의 온도는 내려가다가 열교환기 내에서 열원 공기와 작동유체와의 온도차의 최소값이 열교환기 최소온도차(pinch point,  $\Delta T_{pp}$ )에 도달했을 때 작동유체의 유량이 최대가 된다.

재생기에서도 고온 유체와 저온 유체가 열교환에 의해 온도가 각각 감소하고 증가할 때

열용량이 작은 쪽이 온도가 더 많이 변하게 된다. 본 연구에서는 재생기에서 최대 열교환을 하는 경우를 해석하며, 따라서 고온과 저온 유체 중 온도가 많이 변하는 쪽 출구에서 온도차가 열교환기의 최소온도차  $\Delta T_{pp}$ 에 도달한다고 설정한다.

시스템에서 고압(터빈 입구압력)을  $P_H$ 라 하고 작동유체의 암모니아 질량분율을  $x_b$ 라 하면 시스템의 각 요소에서 작동유체의 열역학적 상태는 다음과 같이 결정된다.

상태 1: 응축기 출구

$$T_1 = T_{Li} + \Delta T_L, \quad x_{L,1} = x_b \quad (\text{기포점}) \quad (15)$$

상태 2: 펌프 출구

$$P_2 = P_H, \quad \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \eta_p \quad (16)$$

상태 4: 과열기 출구

$$P_4 = P_H, \quad T_4 = T_{Hi} - \Delta T_H \quad (17)$$

상태 5: 터빈 출구

$$P_5 = P_1 = P_L, \quad \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = \eta_t \quad (18)$$

재생기에서 고온유체와 저온유체의 출구상태 5와 3은 온도가 많이 변하는 쪽의 출구에서의 고온유체와 저온유체의 온도차가  $\Delta T_{pp}$ 와 같다는 조건과 고온유체가 잃은 열량과 저온유체가 얻은 열량이 같다는 조건을 연립하여 결정할 수 있다.

마지막으로 터빈 내에 액적이 너무 많으면 곤란하므로 터빈출구 건도  $q$ 는 다음과 같이 일정 한도  $q_t$  이상이 되도록 제한하며  $q_t$ 는 보통 90~95%로 설정한다.

#### 4. 결과 및 토의

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 변수들

의 값은  $P_H = 21 \text{ bar}$ ,  $T_{Hi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_H = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{Li} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_L = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{pp} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\eta_p = 0.85$ ,  $\eta_t = 0.90$ ,  $q_t = 0.90$ 이다. 전형적인 예로서 낮은 암모니아 질량분율( $x_b = 80\%$ )과 높은 질량분율( $x_b = 90\%$ )의 경우에 대한 시스템의 상태 변화를 그림 3에 보여주며 이에 대한 열역학적 상태량들은 표 1에 보여준다.

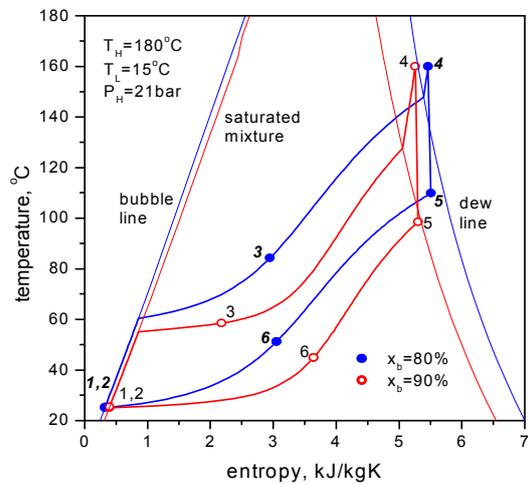


그림 3. 시스템 상태변화에 대한 온도-엔트로피 선도

표 1. 각 위치에서 열역학적 성질

q	$x_b$	T ( $^\circ\text{C}$ )	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	
1	0.000	0.80	25.0	8.0	-23.6	0.323
2	0.000	0.80	25.3	21.0	-21.2	0.324
3	0.547	0.80	84.2	21.0	843.6	2.943
4	1.000	0.80	160.0	21.0	1819.5	5.461
5	0.969	0.80	109.8	8.0	1661.1	5.508
6	0.581	0.80	51.2	8.0	796.3	3.052
1	0.000	0.90	25.0	9.1	44.5	0.394
2	0.000	0.90	25.4	21.0	46.8	0.395
3	0.392	0.90	58.5	21.0	615.8	2.179
4	1.000	0.90	160.0	21.0	1713.3	5.258
5	0.994	0.90	98.5	9.1	1575.3	5.300
6	0.749	0.90	44.9	9.1	1006.3	3.640

$x_b$ 가 80%인 경우 응축기 출구 1은  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 에서 기포점 상태로 이때 압력은  $P_1 = P_L =$

8.0 bar로 결정된다. 펌프 출구 2에서는 압력은 상승하나 온도, 엔탈피, 엔트로피의 변화는 미미하다. 재생기 출구 3에서는 유체가 84.2 °C까지 가열되며 또 부분 증발되어 건도가 54.7%가 된다. 열교환기 출구 4에서는 열원 공기에 의해 설정한 온도 160 °C까지 가열되며 과열증기 상태가 되어 터빈으로 들어간다. 터빈출구 5에서는 응축기 압력까지 팽창되며 온도 109.8 °C, 건도 96.9%가 되어 재생기로 들어간다. 재생기 출구 6에서는 온도 51.2 °C, 건도 58.1%까지 냉각된다.

$x_b$ 가 90%로 높아지면 재생기 출구, 터빈 출구 및 응축기 입구 등 전반적으로 온도가 낮아지고, 터빈 입구에서의 과열도가 높아지며, 터빈 출구에서의 건도도 높아진다.

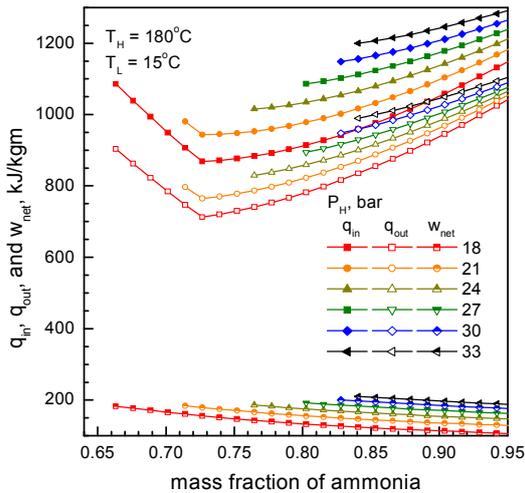


그림 4. 작동유체 단위질량당 흡열, 방열 및 순생산일

그림 4에서는  $x_b$ 와 터빈입구압력  $P_H$ 의 변화에 따라 작동유체 단위질량당 열원 공기로 부터의 흡수 열량, 응축기에서의 방열량 및 순생산일을 보여준다. 흡열량과 방열량은  $x_b$ 가 증가함에 따라 감소하다가 최저값을 가진 후 다시 증가하며, 흡열량과 방열량의 차이인 순생산일은  $x_b$ 가 증가함에 따라 감소한다. 한편  $P_H$ 가 증가하면 흡열량, 방열량 및 순생산

일은 모두 증가하지만 운전 가능한  $x_b$ 의 영역은 점점 줄어들어 결국 운전이 불가능하게 된다. 높은  $x_b$ 의 영역에서 운전이 불가능한 것은 주로  $x_b$ 가 높아짐에 따라 응축기 출구에서의 온도(상태 1)와 냉각수 입구온도와의 차이가 유효 범위를 벗어나기 때문이다. 낮은  $x_b$ 의 영역에서 운전이 불가능한 것은 주로  $x_b$ 가 낮아짐에 따라 열교환기 출구의 온도(상태 4)와 열원 공기 입구온도와의 차이가 유효 범위를 벗어나기 때문이며, 특히  $P_H$ 가 높아지면 터빈 출구(상태 5)에서의 건도가 유효범위를 벗어나게 된다.

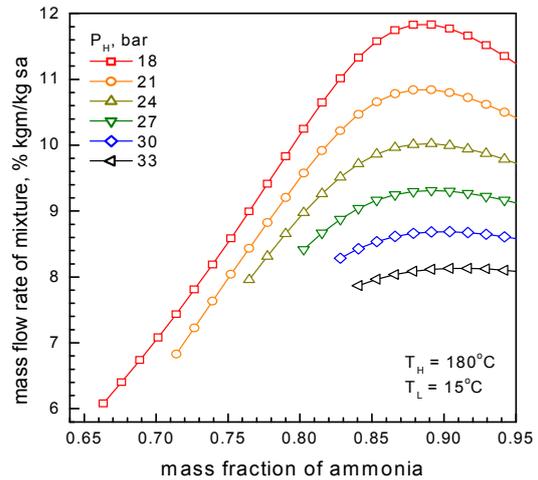


그림 5. 공급열원에 대한 작동유체의 질량유량비

그림 5에서는  $x_b$ 나  $P_H$ 가 변할 때 단위 열원 공기 질량당 최대 작동유체 질량, 즉 최대 작동유체 질량유량과 열원 공기의 질량유량의 비  $w_m$ 의 변화를 보여준다.  $w_m$ 은  $x_b$ 에 대해서는 최대값을 가지며  $P_H$ 가 증가할수록 감소한다. 이는 작동유체 단위질량당 흡열량이 그림 4에서 보는 바와 같이  $x_b$ 에 대해서는 최소값을 갖고  $P_H$ 에 따라서는 증가하는데,  $w_m$ 은 열원공기의 입출구 온도차에 비례하고 작동유체 단위질량당 흡열량에 반비례하기 때문이다.

열원 공기 단위질량당 흡열량 및 방열량은 작동유체 단위질량당 흡열량 및 방열량과 작업유체와 열원공기 질량유량비의 곱으로 구해지는데 그 관계가 그림 6에서 보여준다. 주어진  $P_H$ 에 대해 흡열량과 방열량은  $x_b$  값이

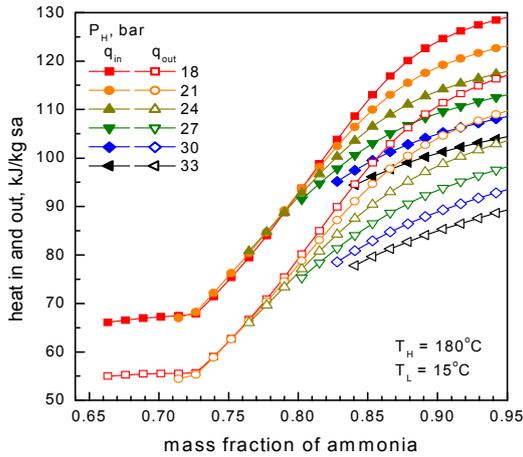


그림 6. 열원공기 단위질량당 흡열량 및 방열량

낮은 영역을 제외하고는 대체로 증가한다. 하지만 흡열량과 방열량은 낮은  $x_b$  영역에서는  $P_H$  값에 거의 무관하지만 높은  $x_b$  영역에서는  $P_H$  값의 증가에 따라 감소한다.

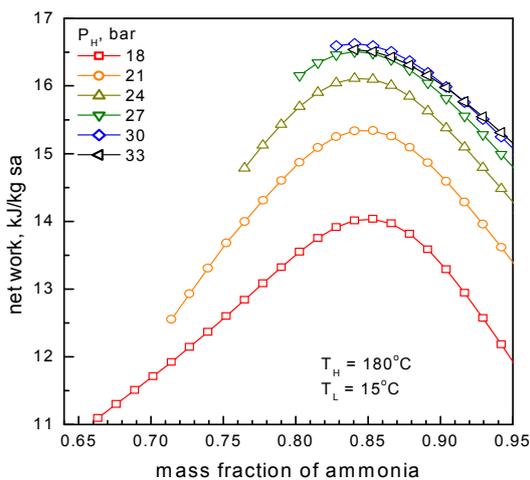


그림 7. 열원공기 단위질량당 순생산일

그림 7에서는 열원공기 단위질량당 시스템의 순 생산일  $W_{net}$ 에 대한  $x_b$ 와  $P_H$  변화의 영향을 보여준다.  $W_{net}$ 는 주어진  $P_H$ 에 대해  $x_b$  값의 증가에 따라 증가하다가  $x_b = 0.85$  근방에서 최대값을 가진 후 다시 감소한다. 또한 고정된  $x_b$  값에 대해  $P_H$ 가 커질수록 증가하나  $P_H$ 가 높은 영역에서는 더 이상 증가하지 않고 운전 가능한  $x_b$  영역이 좁아지게 된다. 그림에서 보듯이 열원공기의 온도가 180°C인 경우 열원공기 1 kg/s 당 최대 16.5 kW의 동력을 생산할 수 있다.

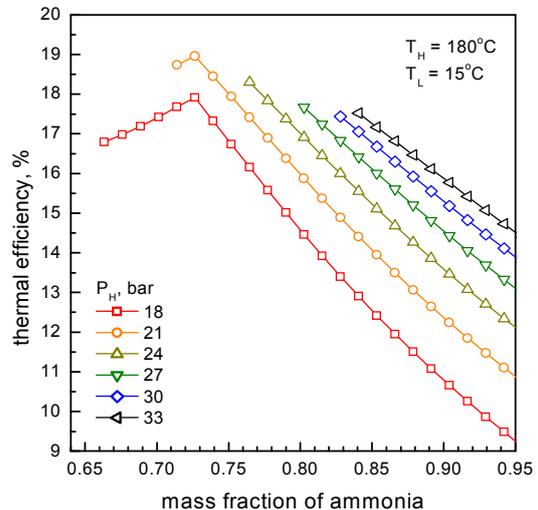


그림 8. 시스템의 열효율에 대한 암모니아 질량분률 및 터빈입구압력의 영향

그림 8에서는 시스템의 열효율에 대한  $x_b$ 와  $P_H$  변화의 영향을 보여주며, 열효율은 고정된  $P_H = 21\text{bar}$ 에서  $x_b = 0.73$ 일 때 약 19%로 최대값이 된다. 또한 고정된  $x_b$  값에 대해  $P_H$ 가 커질수록 증가하나  $P_H$ 가 높은 영역에서는 열효율 역시 더 이상 증가하지 않는다. 그러나 저온 열원을 이용한 발전 시스템에서는 열효율보다는 열원 공기의 단위 질량당 최대 생산일이 더 의미가 있다고 할 수 있다.

## 5. 결 론

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

- (1) 과잉집스에너지와 화학포텐셜을 이용하여 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들과 평형조건들을 계산하였다.
- (2) 운전 가능한 암모니아 질량분률 영역은 터빈 입구압력이 높아질수록 좁아진다.
- (3) 주어진 열원 공기에서 최대 동력을 생산할 수 있는 작동유체의 유량은 암모니아 질량분률의 변화에 대해서는 최대값을 가지며 터빈입구압력이 증가함에 따라 감소한다.
- (4) 열원공기 단위질량당 순생산일과 시스템의 열효율은 일정한 터빈입구 압력에서 작동유체 중의 암모니아 질량분률에 대해 최대값을 가지며, 일정한 암모니아 질량분률에서 터빈입구압력에 따라 증가하지만 압력이 높아지면 더 이상 증가하지 않는다.
- (5) 암모니아-물 재생 랭킨사이클에서는 180 °C의 열원공기 1 kg/s당 최고 19% 열효율과 16.5 kW의 동력생산이 가능함을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

1. Prisyazhniuk, V. A., "Alternative trends in development of thermal power plant," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 190~194.
2. Ibrahim, O. M., Klein S. A., "Absorption power cycles", *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 21~27.
3. Ibrahim, O. M., "Design consideration for ammonia-water Rankine cycle," *Energy*, Vol.21, 1996, pp. 835~841.
4. Zamfirescu, C., Dincer I., "Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle," *Thermo-chemica Acta*, Vol. 477, 2008, pp. 7~15.
5. Roy, P., Desilets, M., Galanis, N., Nesreddine, H., Cayer, E., "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, 2010, pp. 48~58.
6. Lolos, P. A., Rogdakis, E. D., "A Kalina power cycle driven by renewable energy sources," *Energy*, Vol. 34, 2009, pp. 457~464.
7. 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.
8. Yang, T., Chen, G. J., Yan, W., Guo T. M., "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, 1997, pp. 27~36.
9. Xu, F., Goswami, D. Y., "Thermo dynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application," *Energy*, Vol. 24, 1999, pp. 525~536.
10. Smith J. M., Van Ness H. C., Abbott M. M., "Introduction to chemical engineering thermodynamics," 7th Ed., McGraw-Hill, 2005.