

칼리나 사이클의 발전효율에 영향을 미치는 요소에 관한 이론적 해석

이기우¹, 전원표¹, 신현승², 박병덕^{3*}

¹한국에너지기술연구원 에너지효율연구단, ²구미대학교 자동차기계공학과,
³경북대학교 자동차공학부

Theoretical Analysis on the Factors Affecting the Power Efficiency of the Kalina Cycle

Ki-Woo Lee¹, Won-Pyo Chun¹, Hyeon-Seung Shin², Byung-Duck Park^{3*}

¹Energy Efficiency Research Center, Korea Institute of Energy Research,

²Dept. of A Automotive Mechanical Engineering, Gumi University,

³School of Automotive Engineering, Kyungpook National University

요약 본 연구에서는 발전용량이 20kW인 폐열회수용 칼리나 발전시스템의 설계 자료를 확보하기 위하여 EES프로그램을 사용하여 해석하였으며, 암모니아농도, 증기압력, 열원온도 및 냉각수온도가 발전효율에 미치는 영향을 분석하였다. 연구결과에서, 암모니아 농도는 낮을수록, 증기압력은 높을수록 발전효율은 증가하였다. 하지만 암모니아 농도가 너무 낮으면 발전효율이 감소하는 영역이 있었다. 터빈입구의 증기압력이 높아지면 발전효율도 높아지며, 암모니아 농도가 높을수록 증기압력의 영향을 더 많이 받는 것으로 나타났다. 최대의 발전효율을 얻기 위한 암모니아 농도, 증기압력, 열원온도 및 냉각수온도 조건이 존재한다는 것을 알 수 있었다. 20kW의 발전시스템에서는 증기압력은 25bar, 열원온도는 160°C, 냉각수온도가 10°C일 때 암모니아 농도가 0.4에서 발전효율은 최고로 15%까지 가능하였다.

Abstract This study examined the effects of the key parameters on the power efficiency of the waste heat power plant using the EES program to obtain data for the design of the 20kW Kalina power plant. The parameters include the ammonia mass fraction, vapor pressure, heat source temperature, and the cooling water temperature. According to the analyses, a lower ammonia mass fraction and a higher vapor pressure increase the efficiency, in general. On the other hand, this study shows that there is a specific region with a very low ammonia mass fraction, where the efficiency decreases with ammonia mass fraction. Regarding the vapor pressure at the turbine inlet, the power efficiency increases with increasing vapor pressure. In addition, it was found that the influence of the vapor pressure on the efficiency increases with increasing ammonia mass fraction. Finally, the optimal condition for the maximum power efficiency is defined in this study, i.e., the maximum efficiency was 15% with a 25bar vapor pressure, 160°C heat source temperature, 10°C cooling water temperature, and 0.4 ammonia mass fraction.

Key Words : Ammonia mass fraction, Vapor pressure, Heat source temperature, Cooling water temperature, Kalina cycle, Power efficiency

기호설명

h : 엔탈피(kJ/kg)

P : 압력(bar)

P_{tb} : 터빈입구 증기압력(bar)

*Corresponding Author : Byung-Duck Park(Kyungpook Natl. Univ.)

Tel: +82--54-530-1401 email: bdpark@knu.ac.kr

Received May 13, 2014

Revised (1st July 11, 2014, 2nd July 30, 2014)

Accepted September 11, 2014

- Q : 교환열량(kJ/h)
- qu : 혼합유체의 건도
- s : 엔트로피(kJ/kgK)
- T : 온도(°C)
- T_{kw} : 터빈발전량(kW)
- x : 암모니아농도
- Y : 증발기입구의 암모니아농도
- v : 비체적(m³/kg)
- u : 내부에너지(kJ/kg)
- w : 혼합유체의 유량(kg/h)
- W_{net} : 단위시간당 순발전량(kW)
- w_p : 펌프일량(kJ/kg)
- w_{tb} : 단위유량당 터빈일량(kJ/kg)
- W_p : 단위시간당 펌프동력(kW)

아래첨자

- e : 증발기
- c : 응축기
- $lmtd$: 대수평균온도
- pc : pinch
- r : 재생기
- sk : 냉각수
- sou : 열원
- st : 증기
- tb : turbine
- wf : 작동유체

로마문자

- ω : 분리기에서의 액체유량비
- η : 발전효율

1. 서론

지구온난화와 에너지가격의 상승으로 낮은 온도의 열원에서도 폐열회수이용에 관한 기술에 관심이 커지고 있

으며, 특히 사용에너지의 약 절반이 버려지는 폐열로부터 전기에너지로의 회수이용에 대한 기술개발이 중요해지고 있다. 고온의 열원을 이용하여 발전을 하는 전통적인 기술로는 랭킨사이클이 있으나 열원온도가 낮은 경우에는 발전효율이 낮다. 따라서 온도가 낮은 폐열을 이용하여 높은 발전효율을 얻을 수 있는 사이클이 요구되고 있다. 이러한 기술 중에는 유기매체 랭킨사이클(ORC, Organic Rankine Cycle)기술과 칼리나 사이클(Kalina Cycle)기술이 있다. ORC는 작동유체로 탄화수소 또는 냉매와 같은 유기매체를 사용하는 사이클로 폐열온도가 300°C 미만의 발전에 주로 이용되고 있으며, 최근에는 칼리나 사이클의 발전효율이 ORC에 비해 상대적으로 높은 것으로 알려지면서 많은 관심을 받고 있다[1-4]. 칼리나 사이클[2]은 암모니아-물(Ammonia-Water)의 비공비 혼합유체를 작동유체로 사용하며, 이들 혼합유체는 상변화 과정에서 서로 다른 온도특성이 있어서 열원온도가 낮은 경우에도 작동유체로 이용가능하다. Ishii[5]는 100°C의 온배수를 이용한 칼리나 사이클이 R-11를 이용한 랭킨 사이클에 비하여 출력이 15% 정도 향상되는 것으로 보고하고 있다. 또한 칼리나 사이클은 온도차가 미소한 해양온도차 발전에도 활발하게 연구가 진행되고 있다[6-9].

그러나 국내에서는 칼리나 사이클을 이용한 폐열발전 기술에 대한 구체적인 연구실적은 적은 실정이다. Kim 등[10]은 저온 공기열원에서 암모니아-물 칼리나 사이클의 성능해석을 통하여 암모니아농도와 운전압력 변화에 따른 시스템성능의 변화를 연구한 바 있다. Kim 등[11]은 해양온도차발전 시스템에 사용될 가장 적합한 작동유체를 찾기 위하여 랭킨사이클, 칼리나 사이클 및 혼합형 사이클의 효율과 비교 하였다. 하지만 이들은 사이클의 효율에 대한 구체적인 언급이 없이 특정물질이 작동유체로 사용될 수 있는가 만을 검토하였다.

본 연구에서는 발전용량이 20kW인 폐열회수용 칼리나 발전시스템을 개발하고자, 암모니아-물 혼합유체의 암모니아 농도, 열원온도, 터빈입구의 증기압력 및 냉각 온도에 따른 발전효율을 분석하였다.

2. 칼리나 발전사이클의 이론적 해석

2.1 시스템 구성

칼리나 사이클의 발전 시스템은 Fig. 1과 같이 증발기, 분리기, 터빈, 흡수기, 응축기, 펌프, 재생기, 팽창밸브로

구성된다. 열원으로는 폐열원 대신에 수증기를 이용하여 증발기에서 암모니아-물 혼합유체를 가열하여 분리기로 보내어 포화증기와 포화액체로 분리한다. 포화증기는 터빈으로 보내어져서 발전을 하고 흡수기로 이송된다. 포화액체는 재생기로 이송되어 응축기에서 응축된 혼합유체와 열교환을 한 후 팽창밸브를 통해 감압되어 흡수기로 유입되어 터빈에서 배출된 증기와 혼합되어 응축기로 이송된다. 응축기에서 응축된 혼합유체는 펌프에 의해 가압하여 재생기에서 가열된 후에 증발기로 유입됨으로써 발전효율의 향상이 가능하도록 시스템을 구성하였다.

터빈에서의 발전용량은 20kW로 선정하고, 칼리나 사이클의 발전에 영향을 미치는 요소로써 작동유체인 암모니아-물 혼합유체에 대해 증발기입구에서 암모니아농도 Y , 열원온도 T_{sou} , 응축기에서의 냉각온도 T_{sk} 및 터빈 입구에서의 증기압력 P_{tb} 등을 변화시켜 발전효율 η_{th} , 응축압력 P_2 , 혼합물의 유량 m_{wf} , 시스템의 각 위치에서 암모니아 농도의 변화 x 와 구성요소인 증발기열량 Q_e 를 계산하였다.

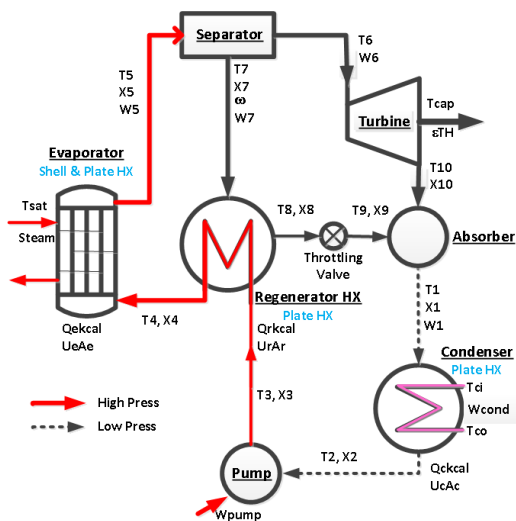
따라서, 터빈의 발전량, $T_{kw}=20kW$ 로 하고, 펌프의 단열효율, $\eta_p=0.9$, 터빈의 단열효율 $\eta_{tb}=0.7$ 로 가정하면 칼리나 사이클의 발전에 영향을 미치는 P_{tb} , Y , T_{sou} , T_{sk} 에 따른 시스템의 해석이 가능하게 된다.

Fig. 2는 칼리나 사이클의 각 위치에서 암모니아 농도의 변화에 따른 엔탈피의 변화선도이다. 증발기에서 가열된 혼합유체는 위치 5의 상태로 분리기에 유입되고, 분리기에서 위치 6의 포화증기와 위치 7의 포화액체 상태로 분리된다. 그리고 재생기와 팽창밸브를 통해 위치 9의 상태로 된 혼합유체는 터빈을 통과한 위치 10의 혼합증기와 흡수기에서 혼합하여 응축기로 유입된다. 본 설계에서는 EES프로그램을 사용하여 해석하였으며, 각 단계의 이론적 해석은 다음과 같다[1].

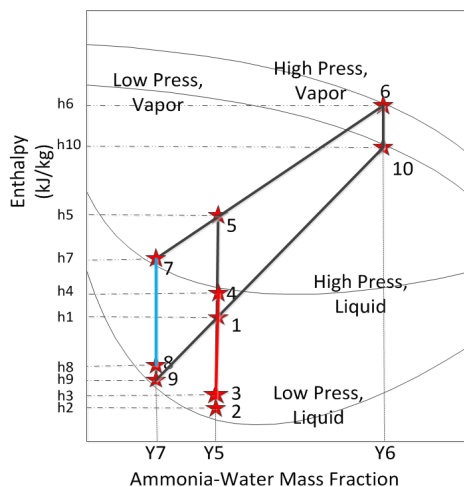
2.1.1 증발기에서의 엔탈피 및 가열량

수증기의 증발잠열에 의해 가열되는 암모니아-물 혼합유체의 증발기 출구온도 T_5 는 열원인 포화 수증기 온도와 혼합유체의 출구온도와와의 핀치온도차 $\delta t_5=10^\circ C$ 로 하면 증발기출구의 혼합유체의 온도 T_5 는 다음과 같이 계산된다.

$$T_5 = T_{sou} - \delta t_5 \tag{1}$$



[Fig. 1] Flow diagram of Kalina power cycle



[Fig. 2] Position on the chart of enthalpy and ammonia mass fraction

증발기 출구에서 암모니아의 농도 x_5 와 압력 P_5 는 증발기의 입구와 동일하므로 증발기 출구에서의 엔탈피 h_5 , 비체적 v_5 및 건도 qu_5 를 계산할 수 있다.

칼리나 사이클에서 발전용량 20kW의 발전을 위해 혼합유체의 가열에 필요한 열량은 증발기에서 공급되며, 증발기에서의 혼합유체 유량을 w_5 라고 하면 증발기의 가열량 Q_e 는 다음과 같이 계산된다.

$$Q_e = w_5 \times (h_5 - h_4) \tag{2}$$

그리고 분리기에서의 포화액 순환율 ω 는 혼합유체의 건도 $qu5$ 로부터 다음과 같이 계산된다[1].

$$\omega = 1 - qu5 \quad (3)$$

2.1.2 분리기에서의 물성치

분리기에서 터빈으로 유입되는 포화증기상태의 온도 및 압력은 포화증기압과 동일하고, 포화증기의 건도는 1 이므로 터빈입구의 암모니아농도 $x6$, 엔탈피 $h6$, 비체적 $v6$ 을 계산할 수 있다.

2.1.3 재생기에서의 물성치

재생기에서 열손실이 없다고 가정하면 고온유체가 잃은 열량과 저온유체가 얻은 열량은 동일하고, 재생기 입구에서의 엔탈피 $h3$ 은 응축기 출구에서의 엔탈피 $h2$ 에 펌프동력 w_p 를 더한 값으로 다음 식과 같다.

$$h3 = h2 + w_p \quad (4)$$

재생기 입구에서의 압력 $P3$ 은 터빈입구에서의 압력 P_{tb} 와 같고, 펌프출구에서의 암모니아 농도 $x3$ 은 펌프 입구에서의 암모니아 농도 $x2$ 와 같다. 따라서 펌프출구에서의 온도 $T3$ 와 비체적 $v3$ 을 계산 할 수 있다.

분리기에서 나온 포화액체상태의 암모니아농도 $x7$, 엔탈피 $h7$ 및 비체적 $v7$ 은 포화액체의 건도가 0이고, 포화액체의 온도와 압력은 포화증기의 상태와 동일하여 계산이 가능하다.

재생기에서 유출되는 혼합유체의 온도 $T8$ 은 펌프를 통과하여 재생기에 유입되는 포화액체의 온도 $T3$ 보다 핀치온도, $T_{pcr}=4^\circ\text{C}$ 만큼 크게 하면 다음 식과 같다.

$$T8 = T3 + T_{pcr} \quad (5)$$

재생기에서 유출되는 압력 $P8$ 과 암모니아 농도 $x8$ 은 입구와 동일하므로 위치 8에서의 엔탈피 $h8$, 비체적 $v8$ 및 건도 $qu8$ 을 계산할 수 있다.

재생기를 통과한 혼합유체의 엔탈피 $h4$ 는 재생기에서의 열교환량 q_r 을 이용하여 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$q_r = \omega \times (h7 - h8) \quad (6)$$

$$h4 = h3 + q_r \quad (7)$$

재생기에서의 압력손실을 무시하면 재생기의 입출구 압력과 암모니아농도는 동일하므로 혼합유체의 재생기 출구에서의 온도 $T4$ 와 비체적 $v4$ 를 계산 할 수 있다.

팽창밸브를 통과한 위치 9에서의 비체적 $v9$, 건도 $qu9$ 는 단열팽창과정으로 가정하여 엔탈피, 압력 및 암모니아농도를 계산할 수 있다.

2.1.4 터빈 통과후의 혼합유체량 및 발전효율

터빈에서의 발전량과 터빈의 효율은 입력값으로 주어졌으며, 단열팽창에 의한 엔탈피 $h10s$, 비체적 $v10s$, 엔트로피 $s10s$ 는 터빈입구에서의 포화증기의 엔트로피 $s6$ 와 동일하게 하여 계산이 가능하다.

그리고 유량 $w10$ 은 $w6$ 와 같으므로 다음 식과 같다.

$$w6 = m_{wf} \times (1 - \omega) \quad (8)$$

$$w10 = w6 \quad (9)$$

터빈을 통과한 위치 10에서의 엔탈피 $h10$ 은 다음 식과 같다.

$$h10 = h6 - \eta_{tb} \times (h6 - h10s) \quad (10)$$

따라서, 단위 중량당 터빈의 일, w_{tb} 는 터빈의 증기순환율 $(1 - \omega)$ 량과 엔탈피차에 의해 계산되며, 혼합유체의 유량 m_{wf} 는 터빈의 발전량을 단위중량당의 터빈의 일로 나눔으로써 다음 식과 같다.

$$w_{tb} = (1 - \omega) \times (h6 - h10) \quad (11)$$

$$m_{wf} = \frac{T_{kw}}{w_{tb}} \quad (12)$$

따라서, 단위시간당 순발전량 W_{net} 는 단위시간당 발전량 T_{kw} 에서 혼합유체의 유량을 고려한 펌프동력 W_p 를 빼면 다음과 식과 같다.

$$W_{net} = T_{kw} - W_p \quad (13)$$

그리고, 터빈의 이론적 발전효율 η_{th} 는 순수발전량

W_{net} 를 증발기에 투입된 에너지 Q_e 로 나눔으로써 다음 식과 같다.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_e} \times 100 \quad (14)$$

2.1.5 흡수기 출구에서의 엔탈피와 온도

흡수기에서의 열손실을 무시하면 흡수기 출구의 혼합 유체의 엔탈피는 터빈에서 배출되는 포화증기 열량과 펌프 챔벌브에서 유입되는 포화액체의 열량으로부터 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$w1 \times h1 = w9 \times h9 + w10 \times h10 \quad (15)$$

$$h1 = h9 \times (w9/w1) + h10 \times (w10/w1) \quad (16)$$

흡수기 출구에서의 유량 $w1$ 과 분리기 출구에서의 유량 $w7$ 과의 유량비 ω 는 다음과 같이 정의된다.

$$\omega = w7/w1 \quad (17)$$

각 위치에서 혼합유체의 유량은 다음과 같다.

$$w1 = w2 = w3 = w4 = w5 = w6 + w7 \quad (18)$$

$$w10 = w6 = w1 - w7 \quad (19)$$

$$w8 = w9 = w7 \quad (20)$$

따라서, 흡수기 출구에서의 압력 $P1$, 엔탈피 $h1$, 암모니아농도 $x1$ 이 주어지면 흡수기 출구의 엔탈피는 다음 식과 같다.

$$h1 = h9 \times \omega + h10 \times (1 - \omega) \quad (21)$$

따라서, 흡수기 출구에서의 압력, 암모니아농도 및 엔탈피를 알고 있으므로 흡수기 온도 $T1$, 비체적 $v1$ 및 건도 $qu1$ 을 계산할 수 있다.

2.1.6 응축기에서의 압력과 엔탈피

응축기의 냉각수 입구온도를 T_{sk} 로 하고, 냉각수의 입출구의 온도차, $\delta t_{sk} = 5^\circ\text{C}$ 로 하면 냉각수 출구온도 T_{sko} 는 다음 식과 같다.

$$T_{sko} = T_{sk} + \delta t_{sk} \quad (22)$$

응축기 입, 출구에서 상태를 각각 1과 2로 표시하고, 응축기 입, 출구에서의 압력손실을 무시하면 응축기 입, 출구에서의 압력과 암모니아 농도는 동일하므로 다음과 같다.

$$P1 = P2 \quad (23)$$

$$x1 = x2 = Y \quad (24)$$

응축기를 통과한 혼합유체는 응축기에서 100%로 액체상태로 응축되었다고 가정하고, 암모니아농도 $x2$ 는 응축전의 농도와 동일하므로 응축기에서의 열교환 유체사이의 최저온도차인 핀치온도, $T_{pcc} = 5^\circ\text{C}$ 로 하면 다음과 같다.

$$qu2 = 0 \quad (25)$$

$$T2 = T_{sk} + T_{pcc} \quad (26)$$

$$x2 = x1 \quad (27)$$

따라서, 응축후의 혼합유체의 압력 $P2$ 와 엔탈피 $h2$ 는 온도, 암모니아농도 및 건도를 알고 있으므로 계산이 가능하다.

2.1.7 펌프의 소요동력

펌프의 소요동력은 압력차와 비체적의 곱과 펌프의 단열효율에 의해 계산되며, 압력차는 다음과 같다.

$$\delta P_{tb2} = P_{tb} - P2 \quad (28)$$

또한 펌프 일량은 다음과 같다.

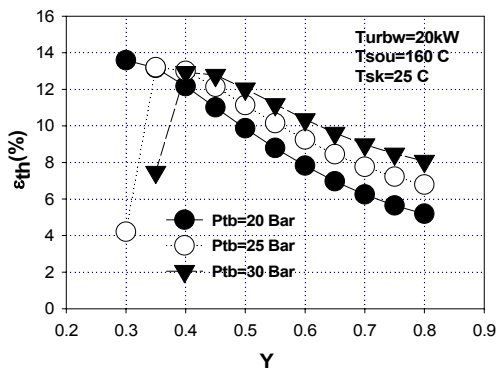
$$w_p = (v2 \times \delta P_{tb2}) / \eta_p \quad (29)$$

따라서, 혼합유체의 질량유량, m_{wf} 를 곱하면 시스템의 혼합유체 작동에 필요한 펌프의 소요동력을 계산할 수 있다.

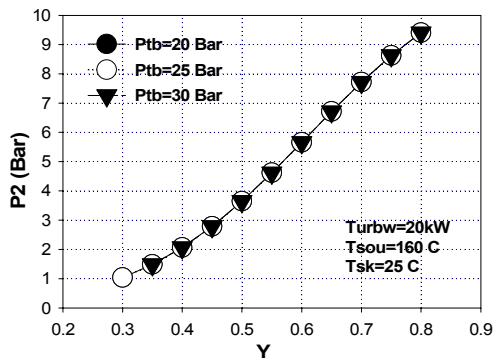
3. 칼리나 사이클의 해석결과 및 고찰

3.1 암모니아 농도와 압력에 따른 발전효율

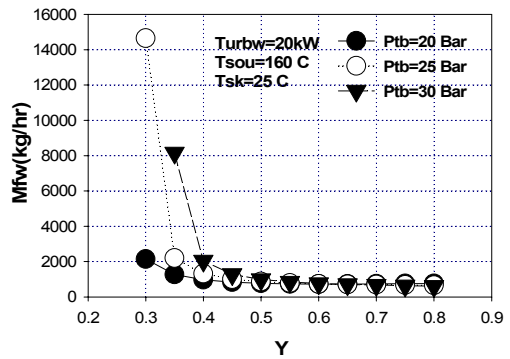
Fig. 3은 터빈의 발전용량을 20kW로 하고, 열원온도와 냉각수온도를 각각 160°C와 25°C로 하여 증발기입구에서의 암모니아-물 혼합유체의 암모니아 농도와 터빈입구에서의 증기압력변화에 따른 발전효율을 나타낸 것이다. 전반적인 경향은 암모니아 농도가 낮을수록 또한 증기압력이 높을수록 발전효율은 높은 것으로 나타났으나, 암모니아 농도가 0.4이하에서는 이러한 현상이 역전되는 것으로 나타났다. 증기의 압력이 20, 25, 30bar로 변화하는 동안에 암모니아 농도도 각각 0.3, 0.35, 0.4에서 발전효율이 13.8, 13.5, 13.0%로 최대가 되었다가 그 이하의 암모니아 농도에서는 급격히 강하하는 경향을 보이고 있다. 따라서 시스템의 안정적인 운전과 최대의 발전효율을 얻기 위한 최적의 암모니아 농도가 존재함을 알 수 있다.



[Fig. 3] Power efficiency by ammonia mass fraction and turbine inlet pressure

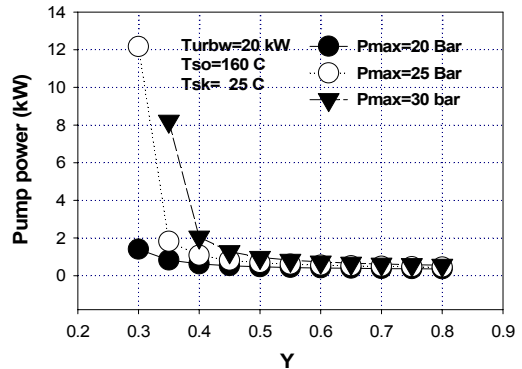


[Fig. 4] Condensation pressure by ammonia mass fraction and turbine inlet pressure



[Fig. 5] Mixture quantity by ammonia mass fraction and turbine inlet pressure

Fig. 4는 암모니아 농도 및 터빈입구의 압력변화에 따른 응축압력의 변화를 나타내고 있다. 암모니아의 농도가 증가할수록 응축압력도 터빈입구의 증기압력과 무관하게 계속 증가하고 있는데, 이는 터빈의 전후에서 압력차가 작아지면서 발전효율도 낮아지는 원인이 되고 있다.



[Fig. 6] Pump power by ammonia mass fraction and turbine pressure

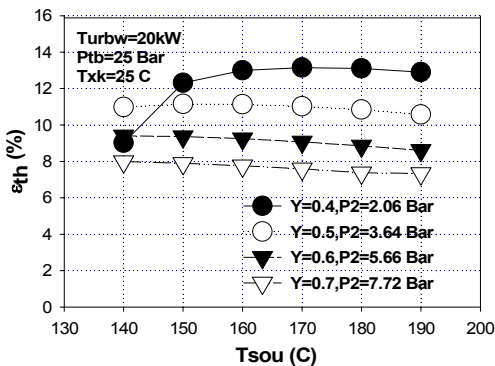
Fig. 5는 암모니아 농도와 터빈입구의 증기압력변화에 따른 혼합유체의 순환량의 변화를 나타내고 있다. 혼합유체의 순환량은 암모니아의 농도가 낮아질수록, 또한 터빈입구의 증기압력이 커질수록 서서히 증가하다가 암모니아 농도가 0.4이하가 되면 급격히 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 6은 암모니아 농도와 터빈입구의 증기압력변화에 따른 펌프의 소요동력의 변화를 나타내고 있다. 펌프의 소요동력은 혼합유체의 순환량의 변화경향과 동일하게 나타났다. 암모니아의 농도가 낮아질수록, 또한 터빈입구

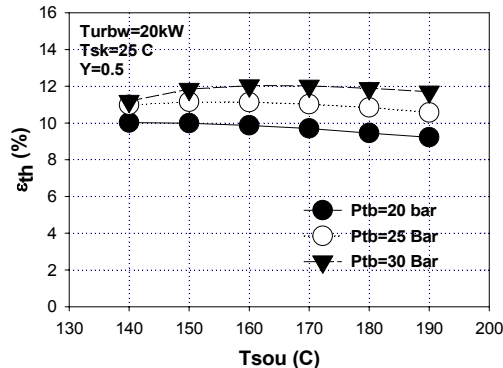
의 증기압력이 커질수록 서서히 증가하다가 암모니아 농도가 0.4이하가 되면 급격히 증가하여 발전효율이 급감하고 운전이 불안정한 원인이 될 수 있음을 알 수 있다.

3.2 열원온도와 농도에 따른 발전효율

Fig. 7은 터빈입구의 증기압력이 25bar이고 냉각수 온도는 25°C에서, 열원온도와 암모니아 농도의 변화에 따른 발전효율을 나타낸 것이다. 암모니아 농도가 0.5, 0.6, 0.7인 경우에는 열원온도가 낮아질수록 발전효율은 다소 증가하기는 하지만 그다지 큰 영향을 받지 않고 있다. 그러나 암모니아 농도가 0.4인 경우에는 반대의 경향을 보이다가 열원온도가 150°C 이하에서는 발전효율이 급격히 떨어지는 현상을 볼 수 있다. 따라서 열원온도가 낮은 범위에서는 암모니아 농도가 너무 낮지 않도록 시스템이 작동되어야 한다.



[Fig. 7] Power efficiency by ammonia mass fraction and source temperature

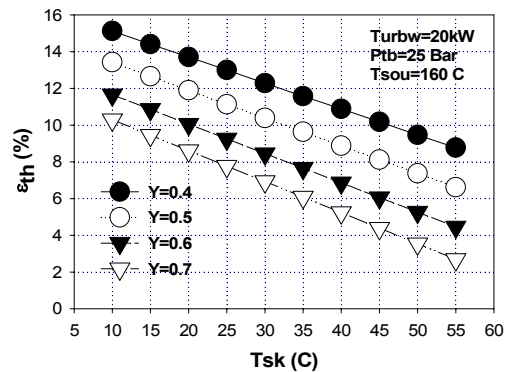


[Fig. 8] Power efficiency by source temperature and turbine inlet pressure

Fig. 8은 증발기입구에서의 암모니아 농도는 0.5, 냉각수 온도는 25°C에서, 열원온도와 터빈입구의 증기압력에 따른 발전효율을 나타낸 것이다. 증기압력이 커지면 발전효율은 증가하며, 열원온도가 증가함에 따라 발전효율은 조금씩 감소하나 그 영향은 그다지 크지 않다. 따라서 열원온도에 따라 적용이 가능한 최대의 증기압력과 암모니아농도의 조건이 있으므로 발전효율의 증대를 위해서는 열원온도와 암모니아 농도에 최적의 증기압력을 결정하는 것이 필요하다.

3.3 냉각수온도에 따른 발전효율

Fig. 9는 터빈입구에서 암모니아-물 혼합유체의 증기압력과 열원온도를 각각 25bar와 160°C로 하고, 응축기의 냉각수 입구온도와 증발기 입구에서의 혼합유체의 암모니아 농도를 변화시키는 경우의 발전효율을 나타낸 것이다. 그림에서 냉각수 온도가 낮을수록, 또한 암모니아 농도가 낮을수록 발전효율은 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 냉각수 온도가 낮으면 응축압력도 낮아져서 발전효율은 높아지게 되고, 또한 암모니아 농도가 낮으면 응축압력도 낮게 유지되기 때문에 발전효율이 증가하게 된다. 이 그림에서 열원온도는 160°C, 냉각수 온도는 10°C, 암모니아 농도는 0.4일 때 발전효율은 최고 15%까지 가능한 것을 알 수 있다.



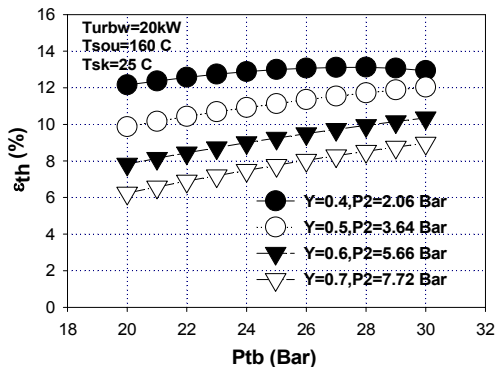
[Fig. 9] Power efficiency by ammonia mass fraction and cooling temperature

3.4 증기압력에 따른 발전효율

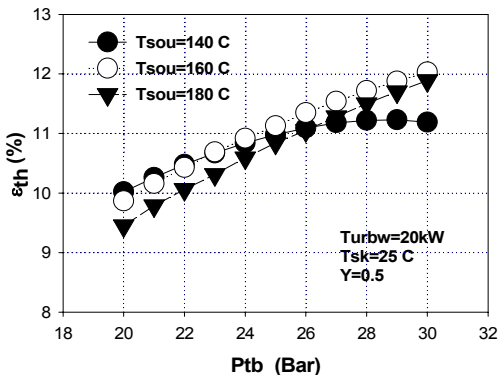
Fig. 10은 열원온도 160°C와 냉각수 온도를 25°C로 하고, 터빈입구의 증기압력과 암모니아 농도를 변화시키는 경우의 발전효율을 나타낸 것이다. 터빈입구의 증기압력

이 증가하는 동안 발전효율도 같이 증가하고 있으며, 발전효율의 증가율은 농도가 높은 경우가 더 큰 것으로 나타났다. 즉, 발전효율은 암모니아 농도가 클수록 증기압력의 영향을 더 크게 받는다. 그리고 열원온도와 냉각수온도가 정해진 상태에서는 터빈입구의 증기압력은 암모니아의 농도에 적합한 증기압력을 선정하여야만 최대의 발전효율을 얻을 수 있다.

Fig. 11은 증발기입구에서 혼합유체의 농도는 0.5이고 냉각수온도는 25°C로 할 때, 터빈입구의 증기압력과 증기온도를 변화시키는 경우의 발전효율을 나타낸 것이다. 증기의 압력이 증가할수록 열원온도와는 관계없이 발전효율은 지속적으로 증가하지만, 열원온도가 낮은 140°C에서는 증기압력이 27bar를 정점으로 증기압력에 따른 발전효율이 낮아지는 현상을 보이고 있으므로 열원온도에 따른 최적의 압력이 존재한다는 것을 알 수 있다.



[Fig. 10] Power efficiency by ammonia mass fraction and turbine inlet pressure



[Fig. 11] Power efficiency by turbine inlet pressure and heat source temperature

4. 결론

본 연구에서는 발전용량이 20kW인 폐열회수용 칼리나 발전시스템을 개발하고자, 발전효율에 영향을 미치는 여러 요소들, 즉 암모니아 농도, 열원온도, 터빈입구의 증기압력 및 냉각수온도에 따른 발전효율을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 암모니아 농도가 낮을수록, 증기압력은 높을수록 발전효율은 증가하지만, 농도가 너무 낮으면 발전효율이 감소할 수도 있으므로 최대의 발전효율을 얻기 위한 최적의 암모니아 농도가 존재한다.
- 2) 열원온도가 낮아질수록 발전효율은 미소한 범위에서 증가하지만, 암모니아 농도가 낮은 경우에는 열원온도가 낮아질수록 발전효율이 급강하하는 현상을 나타내므로 열원온도가 낮은 범위에서는 증발기입구에서의 암모니아 농도가 너무 낮지 않도록 하여야 한다.
- 3) 응축기의 냉각수온도가 낮을수록 발전효율은 높아지며, 열원온도 160°C, 증기압력 25bar에서 냉각수온도가 10°C일 때 농도 0.4에서 발전효율은 최고로 15%까지 가능하다는 것을 알 수 있다.
- 4) 터빈입구의 증기압력이 증가하면 발전효율도 같이 높아지며, 암모니아 농도가 클수록 증기압력의 영향을 더 많이 받는 것으로 나타났다. 최대의 발전효율을 위한 암모니아 농도, 증기압력, 열원온도, 냉각수온도 조건이 존재한다는 것을 얻었다.

References

- [1] D. A. Jones, "A Study of the Kalina Cycle System 11 for the Recovery of Industrial Waste Heat with Heat Pump Augmentation", Thesis of Master, Auburn University, 2011.
- [2] US PAT 448963 Generation of Energy.
- [3] J. Maria, "Advanced Power Cycles with Mixtures as the Working Fluid", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, 2003.
- [4] JP PAT S62-39660, 1987.
- [5] H. Ishii, "Kalina Power Generation System", *Refrigeration(Japanese)*, vol.74, No.864, pp.856~860, Oct., 1999.
- [6] H. Uehara, Y. Ikegami, H. Fukugawa and M. Uto,

"Performance Analysis of OTEC System using Kalina Cycle(Thermodynamic Characteristic of Cycle)", *JSME(B)(Japanese)*, vol. 60, no.578, pp.3519~3525, 1994.

[7] M. Kushibe and Y. Ikegami, "Performance Analysis on Ottimum Mass Feaction of Working Fluid for Kalina Cycle Using Warm Wastewater", *JSME(B)(Japanese)*, vol. 71, no.706, pp.1686~1693, 2005.

[8] Y Ikegami, "Prospect of Ocean Thermal Energy Conversion R&D-Towards One of Stable Renewable Energy", *Refrigeration(Japanese)*, vol. 87, No. 1017, pp. 468~474, July, 2012.

[9] T. Eva, "Power Cycles with Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, 2000.

[10] K. H. Kim, H. J. Ko and S. W. Kim, "Performance Analysis of Kalina Cycle using Ammonia-Water Mixture as Working Fluid for Use of Low-Temperature Energy Source", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, vol. 22, No 1, pp.109~117, 2011.

[11] N. J. Kim, Y. H. Jeon and C. B. Kim, "Cycle Simulation on OTEC System using the Condenser Effluent from Nuclear Power Plant", *J. of the Korean Solar Energy Society*, vol. 27, No.3, 2007.

이 기 우(Ki-Woo Lee)

[정회원]



- 1987년 8월 : 충남대학교 기계공학 전공 (공학박사)
- 1976년 1월 ~ 1978년 12월 : 한국 원자력연구소 연구원
- 1979년 1월 ~ 1979년 12월 : 한국 항공기술연구소 연구원
- 1980년 1월 ~ 2012년 12월 : 한국 에너지기술연구원 에너지효율연구부, 책임연구원
- 2013년 1월 ~ 2013년 10월 : 한국에너지기술연구원 에너지효율연구부, 전문연구위원
- 2013년 11월 ~ 현재 : 한국에너지기술연구원 원장

<관심분야>

폐열회수기술, 건조기술, 열역학, 열전달

전 원 표(Won-Pyo Chun)

[정회원]



- 1980년 2월 : 충남대학교 기계공학과 (공학사)
- 1986년 2월 : 연세대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2002년 2월 호서대학교 안전공학과 (공학박사)
- 1987년 4월 ~ 현재 : 한국에너지기술연구원 본부장/책임연구원

<관심분야>

열전달, 폐열회수 및 건조기술

신 현 승(Hyeon-Seung Shin)

[정회원]



- 1994년 2월 : 영남대학교 기계공학과 (공학박사)
- 1992년 9월 ~ 1993년 8월 : 영남대학교 공업기술연구소 연구원
- 1994년 3월 ~ 1998년 2월 : 안동과학대학교 자동차과 교수
- 1998년 3월 ~ 현재 : 구미대학교 자동차기계공학과 교수

<관심분야>

열역학, 열전달, 열교환기성능평가

박 병 덕(Byung-Duck Park)

[정회원]



- 1991년 3월 : Kyushu대학 열 energy system공학전공 (공학박사)
- 1991년 6월 ~ 1995년 2월 : Mitsubishi Electric Corp. 개발부 Assistant manager
- 1995년 3월 ~ 2008년 2월 : 상주대학교 자동차공학과 교수
- 2008년 3월 ~ 현재 : 경북대학교 자동차공학부 교수

<관심분야>

냉동공조, 열역학, 열전달