

증기분사 재생 가스터빈 시스템의 엑서지 해석

김경훈* · 정영관* · 한철호*

Exergy Analysis of Regenerative Steam-Injection Gas Turbine Systems

Kyoung Hoon Kim* · Young Guan Jung* · Chul Ho Han*

ABSTRACT

An exergy analysis is carried out for the regenerative steam-injection gas turbine systems which has a potential of enhanced thermal efficiency and specific power. Using the analysis model in the view of the second law of thermodynamics, the effects of pressure ratio, steam injection ratio, ambient temperature and turbine inlet temperature are investigated on the performance of the system such as exergetic efficiency, heat recovery ratio of heat exchangers, exergy destruction, loss ratios, and on the optimal conditions for maximum exergy efficiency. The results of computation show that the regenerative steam-injection gas turbine system can make a notable enhancement of exergy efficiency and reduce irreversibilities of the system.

초 록

열효율과 비동력을 대폭 향상시킬 수 있는 잠재성을 가진 증기분사 재생 가스터빈 시스템에 대해 엑서지 해석을 수행하였다. 열역학 제2법칙을 근거로 한 해석 모델을 이용하여 압력비, 증기분사율, 주위 온도, 터빈입구온도 등 주요 설계변수들의 변화에 따라 엑서지 효율, 열교환기의 엑서지 회수율, 엑서지 파괴율 및 손실률 등 시스템의 성능과 최대 엑서지 효율에 미치는 영향을 조사하였다. 계산 결과 재생 증기분사 가스터빈 시스템은 시스템의 엑서지 효율을 대폭 증대시키고 비가역성을 감소시킨다는 사실을 확인하였다.

Key Words: Humid Gas Turbine System(습식 가스터빈), Regeneration(재생), Steam Injection, (증기 분사), Exergy(엑서지), Optimal Operating Condition(최적운전조건)

† 2009년 7월 1일 접수 ~ 2009년 8월 17일 심사완료

* 정회원, 금오공과대학교 기계공학부
연락처, E-mail: chhan@kumoh.ac.kr

1990년대 후반 들어서는 전 세계에서 새로 건설되는 발전소의 절반 이상이 가스터빈 시스템으로 추측될 정도로 가스터빈 시스템이 중요하다. 가스터빈 시스템은 출력, 연료, 발전소 부지 선정 및 응용성에 대한 탄력성이 뛰어나고, NO_x 배출, 석탄분진이나 방사능 폐기물이 없으며, 건설비가 싸고 건설기간이 짧다. 또 구조와 운전조작이 간단해서 운전에 대한 신뢰도가 높으며, 복합화력 발전소 기준으로 60% 정도의 고효율 발전이 가능하다[1,2].

가스터빈 시스템에 물이나 증기를 분사하는 습식 가스터빈 시스템(Humid Gas Turbine)은 GT-ST Combined Cycle에 비해 상대적으로 투자비가 저렴하면서도 발전효율이 높고 비동력이 크며, 연소기에서의 NO_x 형성이 적은 장점을 가지고 있다[1]. 가스터빈 시스템에서 기본 사이클을 비롯해서 재생, 재열, 중간냉각, 복합 사이클 등에 대해서 시스템의 다양한 위치에서 물이나 증기 분사, 그리고 스프레이 타워를 이용한 증발 가스터빈 시스템에 대해 많은 연구들이 수행되어 오고 있다[3-6].

그러나 지금까지 국내에서는 습식 가스터빈 시스템에 관한 연구결과들이 적고 체계적인 연구가 부족한 실정이다. 박종구와 양옥룡[7]은 증기 분사 가스터빈(Steam Injection Gas Turbine, STIG) 사이클에 대한 열역학적 해석을 통해 성능을 해석하였으며, Kim 등[8]은 상용 습식 가스터빈 사이클인 HAT (Humid Air Turbine)에 대해 1,000~1,200°C의 TIT(Turbine Inlet Temperature)와 5~35의 압력비 범위에서 열역학적 사이클 해석을 통해 외기 온도에 따른 시스템 성능의 변화에 대해 해석하였다. 강정식 등[9]은 가스터빈 시스템의 원심형 압축기 내부에 물을 분사하였을 때 성능의 영향을 열역학 및 공력학적 관점에서 해석하였다. 전무성 등[10]은 수분사를 통한 마이크로터빈 성능향상을 위한 해석적 연구를 수행하였다. Kim과 Perez-Blanco[11], Perez-Blanco와 Kim 등[12]은 열 및 물질전달 모델링을 통해 압축기 내부에 물이나 냉매를 분사한 경우의 영향을 해석하였으며, Kim과 Perez-

Blanco[13]는 습식압축이 있는 경우 일반 사이클과 재생 사이클에서의 성능을 해석하였다.

효율적이고 유용하게 에너지를 사용하기 위해서는 에너지의 양 뿐만 아니라 질도 고려해야 한다. 과정 중 에너지 질의 변화, 엔트로피의 생성 그리고 엑서지의 파괴나 손실 등 열역학 제2법칙에 의한 해석을 통해 사장상태(dead state)에 대해 최대도 끌어낼 수 있는 잠재일을 평가하고 시스템의 개선 방향을 모색하는 엑서지 연구가 활발히 진행되고 있다[14, 15].

본 연구에서는 증기분사 재생시스템에 대해 압력비, 증기분사율, 주위온도 및 TIT 등 주요 설계변수들의 변화에 따른 시스템의 성능을 열역학 제2법칙 관점에서 해석하고 최대 엑서지 효율이 되는 운전조건에 대한 연구를 수행하고자 한다. 이를 통하여 주위 온도나 증기분사율의 변화 등이 엑서지 효율이나 재생기의 엑서지 회수율, 각 구성요소의 엑서지 파괴율이나 손실률 등에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

2. 시스템 해석

2.1 시스템 정의

본 연구에서 해석하고자 하는 증기분사 재생 가스터빈 시스템의 개략도는 Fig. 1에 보는 바와 같다. 대기로부터 공급되는 연소용 공기는 압축기에서 가압된 후 HRSG(Heat Recovery Steam Generator, 열회수 증기발생기)로 가열된 증기물과 혼합실에서 혼합되어 재생기로 들어간다.

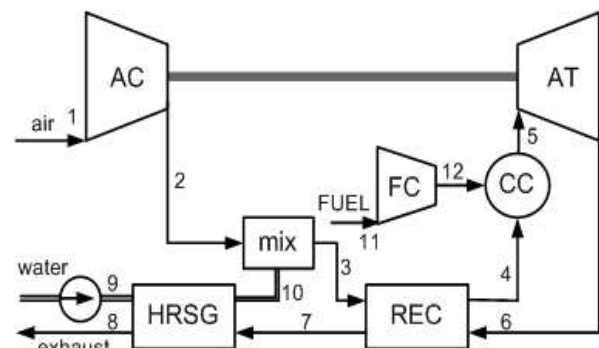


Fig. 1 Schematic diagram of the system

배기가스와의 열교환에 의하여 가열된 습공기는 연료압축기에서 가압된 기체 연료와 함께 연소기에 들어가 연소된 후 고온고압 상태로 터빈으로 공급된다. 터빈에서 팽창하여 일을 생산하고 난 배기가스는 재생기와 열회수 증기발생기를 거쳐 대기 중으로 방출된다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 기체들은 이상기체이고 압축기 입구의 건공기 1몰은 O_2 0.2095몰, N_2 0.7902몰, CO_2 0.0003몰로 구성된다.
- 2) 연소는 단열 완전연소 과정이다.
- 3) 연료는 메탄(CH_4)을 사용한다.
- 4) 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율, 열교환기의 유용도는 일정하다.
- 5) 시스템에서 압력강화와 열손실은 무시한다.

2.2 사이클 해석

본 연구에서 기체들은 이상기체의 혼합물로 생각하지만 온도가 고온으로 올라가면 기체의 물성치가 많이 변하므로 온도 변화의 효과를 고려해야 한다. i 성분 기체의 정압비열은 다음과 같은 식을 이용한다.

$$c_{p,i} = M_i^{-1} \sum_{j=0}^3 c_{i,j} T^j \quad (1)$$

여기에서 M_i 는 i 성분 기체의 분자량이고 $c_{i,j}$ 는 상수이며 T 는 절대온도이다. 엔탈피와 엔트로피 함수는 식(1)을 이용하여 나타낼 수 있다. 압축기 입구에서 건공기는 산소, 질소 및 이산화탄소 등으로 구성되어 있고 대기공기는 건공기와 수증기로 구성된다고 가정한다. 본 연구에서는 압축기 입구에서 건공기 1 kg을 기준으로 모든 양을 계산한다. i 성분 기체의 질량유량이 α_i 라 하면 i 성분 기체의 몰 유량은 $\gamma_i = \alpha_i/M_i$ 로 표시되며 혼합기체의 물리량들은 각 성분 물성치들의 합으로 나타낼 수 있다.

공기는 온도, 압력 및 상대습도가 T_1 , P_1 및 RH_1 의 조건으로 압축기에 들어간다. 압축기의

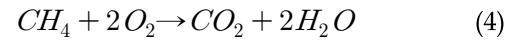
압력비를 r_p 라 하면 압축기 출구의 압력은 $r_p P_1$ 이다. 압축기와 터빈에서 폴리트로픽 효율을 각각 η_c 와 η_t 라 하면 출구 조건은 다음과 같은 식을 이용하여 구할 수 있다[11, 13].

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = \alpha_{tot} R_m \ln(R_p) / \eta_c \quad \text{compressors} \quad (2)$$

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = -\eta_t \alpha_{tot} R_m \ln(R_p) \quad \text{turbine} \quad (3)$$

여기에서 α_{tot} 은 기체의 총 질량이며 R_m 은 혼합기체의 기체상수이다.

연소실에서 메탄의 연소식은 다음과 같다.



단열 완전 연소과정을 가정하고 형성엔탈피(enthalpy of formation)를 고려하면 연소기 출구에서의 온도가 원하는 터빈 입구온도(TIT)와 같아지도록 하는 연료소비량은 각 성분의 형성엔탈피를 이용하여 구할 수 있다.

열교환기의 성능을 사이클의 해석에 반영하는 방법 중 가장 간단한 것은 열교환기 유용도를 사용하는 것이다. 일반적인 열교환기의 유용도는 고온과 저온유체의 입구온도가 주어졌을 때 열교환 면적을 무한히 크게 했을 경우의 최대 열전달에 대한 실제 열교환기에서의 열전달의 비로 정의된다. 이때 최대 열전달은 고온과 저온의 유체가 각각 상대의 입구온도에 도달할 때의 열전달 중 작은 양이 된다[16]. 그러나 이러한 열교환기 유용도의 정의는 사용이 다소 복잡하기 때문에 가스터빈의 사이클 해석에 있어서는 보다 간편한 열교환기 온도효율을 많이 사용하고 보통의 경우에는 큰 문제가 없다. 그러나 본 연구에서처럼 배기가스와 물이 열교환을 하는 HRSG이거나 기체라 하더라도 물이나 증기분사량이 많아 열교환 과정 중에 상변화가 일어나는 경우에는 열교환기 유용도와 온도효율이 큰 차이가 나므로 주의해야 하며 본 연구에서는 열교환기 유용도를 사용한다.

2.3 엑서지 해석

시스템의 엑서지 해석에 필요한 사장상태 (dead state)를 하첨자 '0'을 이용하여 나타내기로 한다. 본 연구에서는 주위 공기가 들어오는 압축기 입구, 즉 Fig. 1에서 '1'의 상태를 사장상태로 잡았다. 운동 엑서지와 위치 엑서지를 무시하면 가스터빈 시스템에서의 엑서지율은 물리 엑서지율과 화학 엑서지율의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (5)$$

$$= \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + \dot{m}(\bar{e}^{CH}/M)$$

여기서 M 은 기체의 분자량이고 \bar{e}^{CH} 는 단위 몰당 화학 엑서지로서 다음과 같이 표준 화학 엑서지와 조성비의 항으로 계산할 수 있다[14, 17].

$$\bar{e}^{CH} = \sum_i x_i \bar{e}_i^{CH} + R_u \sum_i x_i \ln x_i \quad (6)$$

이 식에서 x_i 는 혼합기체 중 i 성분의 몰분율이며, 표준 화학 엑서지 \bar{e}^{CH} 의 값은 kJ/kmol 단위로 $N_2(g)$: 720, $O_2(g)$: 3,920, $CO_2(g)$: 19,870, $H_2O(g)$: 9,500, $H_2O(l)$: 900을 사용한다[17].

시스템의 엑서지 효율 η_e 는 연료에 의해 공급된 엑서지에 대한 참일의 비율로 정의된다.

$$\eta_e = \frac{w_{net}}{e_{fuel}} \quad (7)$$

또한 엑서지 회수율 r_{HE} 는 터빈 출구에서의 엑서지에 대한 열교환기에 의한 저온유체의 엑서지 증가량의 비로 정의한다[14].

$$r_{HE} = \frac{(e_4 - e_3) + (e_{10} - e_9)}{e_6} \quad (8)$$

연소용 공기가 압축기로 들어올 때의 조건(상태 1)을 사장상태(상태 0)로 지정하였기 때문에 가스터빈 동력 시스템으로 공급되는 엑서지는 연료에 공급되는 엑서지와 같다. 공급 연료의 엑서지는 시스템을 거치는 동안에 일부는 동력생산에 활용되고 나머지는 각 요소에서 엑서지가 파괴되고 나머지는 배기가스로 손실이 된다. 동력 생산과 엑서지 파괴 및 손실을 공급연료에 대한 상대 비율로 나타내면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta_e + y_D + y_e = 1 \quad (9)$$

여기서 y_e 와 y_D 는 각각 배기가스에 의한 엑서지 손실률과 엑서지 파괴율 y_D 이며 다음과 같이 정의된다.

$$y_e = (e_8 - e_1 - e_9)/e_{fuel} \quad (10)$$

$$y_D = y_{cc} + y_c + y_t + y_r + y_h + y_m \quad (11)$$

$$y_{cc} = (e_4 + e_{12} - e_5)/e_{fuel} \quad (12)$$

$$y_c = (s_2 - s_1 + s_{12} - s_{11})T_0/e_{fuel} \quad (13)$$

$$y_t = (s_6 - s_5)T_0/e_{fuel} \quad (14)$$

$$y_r = (e_3 + e_6 - e_4 - e_7)/e_{fuel} \quad (15)$$

$$y_h = (e_7 + e_9 - e_8 - e_{10})/e_{fuel} \quad (16)$$

$$y_m = (e_2 + e_{10} - e_3)/e_{fuel} \quad (17)$$

여기서 y_{cc} , y_c , y_t , y_r , y_h , y_m 은 각각 연소실, 공기 및 연료 압축기, 터빈, 재생기, HRSG 그리고 혼합기에서의 엑서지 파괴율이며 열역학적 관점에서 시스템의 각 요소에서 비가역성을 나타내는 척도가 되는 중요한 파라미터들이다.

3. 결과 및 토의

3.1 압력비에 따른 시스템 특성

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 파라미터 값들은 Table 1에 정리되어 있다. Table 1에 제시한 것처럼 터빈 입구온도(TIT)는 1200°C로 일

Table 1. Calculation conditions for gas turbine system

Symbol	Parameter	Value
T_0, T_1	주위 온도	15°C
P_0, P_1	주위 압력	101.325 kPa
RH_1	주위 상대습도	60%
TIT	터빈 입구온도	1200°C
pp	열교환기 최소온도차	5°C
η_c	압축기 폴리트로픽 효율	80%
η_t	터빈의 폴리트로픽 효율	90%
ϵ_r	재생열교환기의 유용도	83%
ϵ_h	HRSG의 유용도	83%
	연료	CH_4

정하고, 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율, 그리고 HRSG와 재생기의 유용도도 일정하게 주어졌다고 가정한다. 압력비가 7일 때 사이클의 $T-s$ 선도는 Fig. 2와 같다. 압축기 입구 1에서의 온도 T_1 의 대기공기는 압축기 출구 2에서 압축에 의해 온도가 T_2 로 상승하고 엔트로피도 비가역과정에 의해 증가한다. 압축기 출구의 공기는 혼합실에서 HRSG에서 나온 증기(또는 일부는 액체 물)와 혼합되는데, 물분사율이 증가할수록

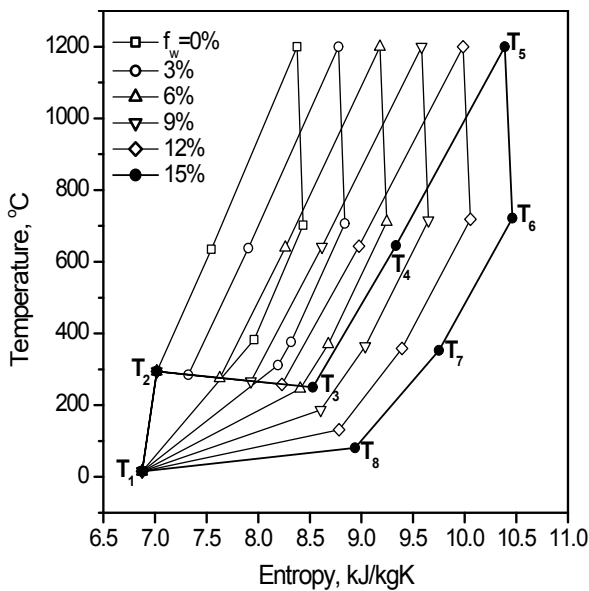


Fig. 2 Temperature-entropy diagram for various water injection ratios

재생기 입구 3에서 온도 T_3 는 조금씩 떨어지고, 엔트로피 s_3 는 혼합과정에서 질량유량과 비가역성이 늘어나기 때문에 증가한다. 한편 터빈 입구 온도 $T_5(=TIT)$ 를 1200°C로 일정하게 유지하기 때문에 같은 압력비와 같은 터빈 효율 하에서 증기분사가 늘어나면 터빈 출구온도 T_6 는 조금씩 증가한다. 이에 따라서 증기분사율이 증가함에 따라 재생기 출구 의 저온유체 온도 T_4 는 조금씩 증가하고 고온 유체의 온도 T_7 는 조금씩 각각 감소한다. 하지만 HRSG의 출구에서의 배기가스 온도 T_8 은 증기분사율이 증가할수록 현저히 감소하고 이에 따라 시스템의 열효율과 엑서지 효율이 증가하게 된다.

가스터빈 동력 사이클의 엑서지 효율 η_e 는 공급된 연료의 엑서지에 대한 참일(net work)의 비로 정의된다. Fig. 3은 엑서지 효율에 미치는 압력비와 물분사율의 영향을 보여준다. 엑서지 효율은 압력비가 증가함에 따라 증가하다가 최대치를 보이고 다시 감소한다. 이것은 터빈 입구 온도가 고정된 상태에서 압력비가 높아지면 터빈 일과 압축기 일이 모두 증가하며 두 일의 차에 해당하는 참일은 증가하다 최대치를 보이고

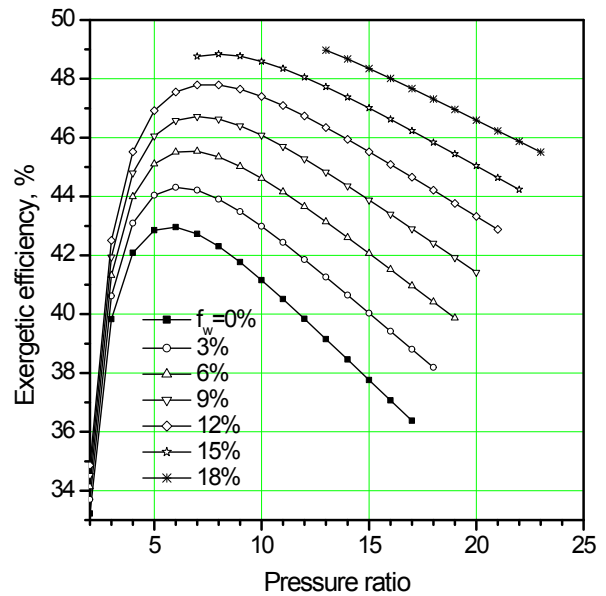


Fig. 3 Exergetic efficiency as a function of pressure ratio for various water injection ratios

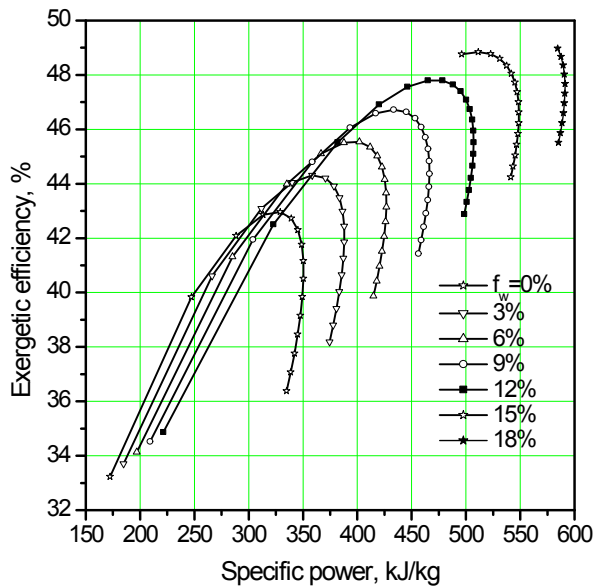


Fig. 4 Exergetic efficiency as a function of specific power for various water injection ratios

다시 감소하지만 연료에 의한 공급 엑서지는 계속 증가하기 때문이다.

한편 물분사율이 높아지면 엑서지 효율이 향상되는데, 이것은 물을 분사하면 재생기의 저온측 입구온도를 낮추어 열교환량이 증가하고 또한 분사된 증기로 인해 터빈에서 질량유량이 증가하기 때문이다. 한편 그림에서 알 수 있듯이 압력비가 높은 영역에서는 운전이 불가능한데 이는 압축기 출구온도와 터빈 출구온도의 차이가 작아져서 열교환기 최소온도차에 걸리기 때문이다. 또한 증기분사율이 높은 경우에는 압력비가 낮은 영역에서 운전이 불가능할 수 있는데 이는 HRSG에서 입출구 온도차가 상당히 크더라도 물의 상변화 때문에 열교환기 최소온도차에 걸리기 때문이다.

Figure 4에서는 압력비가 변화할 때 엑서지 효율과 비동력의 특성 곡선을 보여준다. 압력비가 증가함에 따라 엑서지 효율과 비동력 모두 증가하다가 감소하여 최대값을 가지는데, 비동력이 최대가 되는 압력비는 엑서지 효율이 최대값이 되는 압력비보다 크다. 또한 주어진 압력비에서 증기분사율이 커지면 비동력도 현저하게 증가하게 된다.

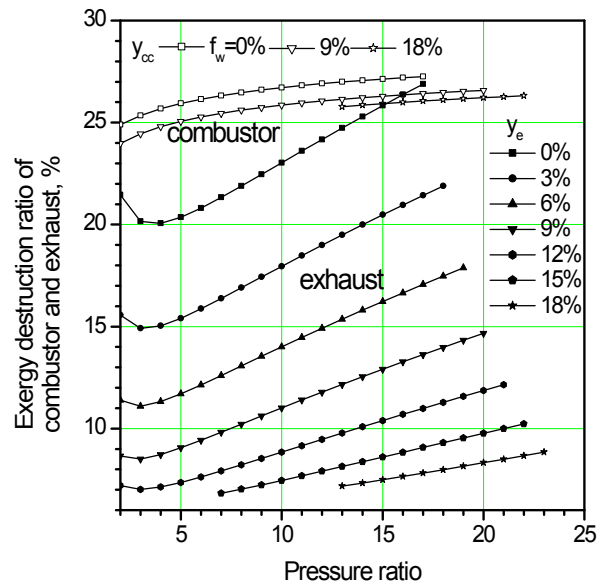


Fig. 5 Exergetic destruction ratios of combustor and exhaust as a function of pressure ratio for various water injection ratios

Figure 5에서는 압력비가 변화할 때 연소기와 배기가스에 의한 엑서지 파괴 및 손실률을 보여준다. 연소기에 의한 엑서지 파괴율은 압력비의 증가에 따라 증가하며 증기분사율의 증가에 따라 감소한다. 연소실에서의 엑서지 파괴율은 시스템의 엑서지 파괴 중 가장 큰 부분을 차지하고 있으나 압력비나 증기분사율의 변화에 따른 영향은 미미하다. 한편 배기가스에 의한 엑서지 손실률은 압력비가 아주 낮은 영역을 제외하고는 압력비의 증가에 따라 증가한다. 증기분사율이 증가하면 배기가스의 온도는 재생기와 HRSG를 거치면서 현저히 떨어지면서 엑서지 손실률도 현저하게 떨어진다.

Figure 6에서는 압력비가 변화할 때 압축기와 터빈에 의한 엑서지 파괴율의 변화를 보여준다. 압력비가 증가하면 연료의 엑서지 공급은 감소하는 반면 압축기와 터빈에서의 엑서지 파괴량은 늘어나서 엑서지 파괴율도 증가한다. 일정한 압력비에서 증기분사량이 증가하면 연료의 엑서지 공급이 증가하는데 압축기에서의 엑서지 파괴량의 변화는 미미하다. 그러나 터빈에서는 증기분사로 인한 질량유량 증가로 엑서지 파괴량

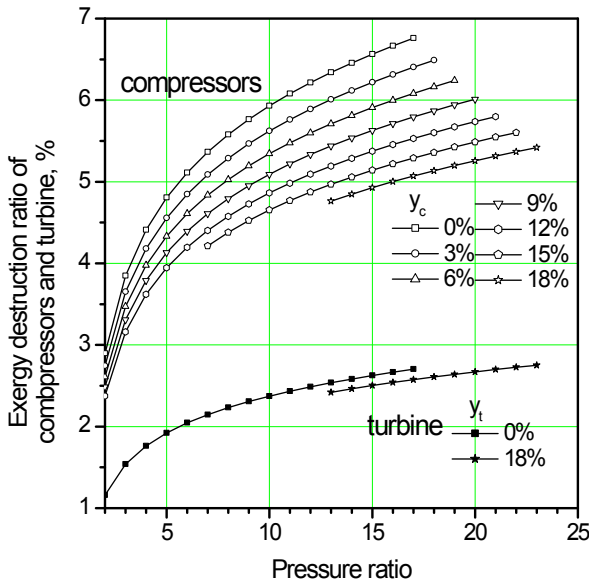


Fig. 6 Exergy destruction ratio of compressors and turbine as a function of specific power for various water injection ratios

이 증가하나 그 증가율은 연료 공급 엑서지 증가율보다 작다. 따라서 증기분사율이 증가함에 따라 엑서지 파괴율은 압축기와 터빈 모두에서 감소하나 터빈에서는 압축기에 비해 그 영향이 작다.

Figure 7에서는 압력비와 증기분사율의 변화에 따라 재생기와 HRSG, 그리고 혼합기에서의 엑서지 파괴율의 변화를 보여준다. 재생기에서의 엑서지 파괴율은 압력비의 증가에 따라 급속하게 감소하는데, 이는 압력비의 증가에 따라 재생기에서의 열교환량이 감소하고 비가역성도 함께 감소하기 때문이다. 또한 주어진 압력비에서 증기분사율이 커지면 엑서지 파괴율은 소폭 증가하나 그 영향은 크지 않다. HRSG에서의 엑서지 파괴율은 압력비가 낮은 영역에서는 압력비에 따라 감소하지만 압력비가 증가하면 증가할 수 있다. 또한 증기분사율이 작은 경우에는 엑서지 파괴율이 증기분사율에 따라 증가하지만 증기분사율이 커지면 감소할 수 있다. 이는 HRSG에서는 증기분사율이 증가함에 따라 열교환량이 증가하면서 비가역성도 함께 커지는 요인과 시스템의 비동력과 열효율이 증가하면서 HRSG에서의 엑서지 파괴 비중이 작아지는 요인이 함께

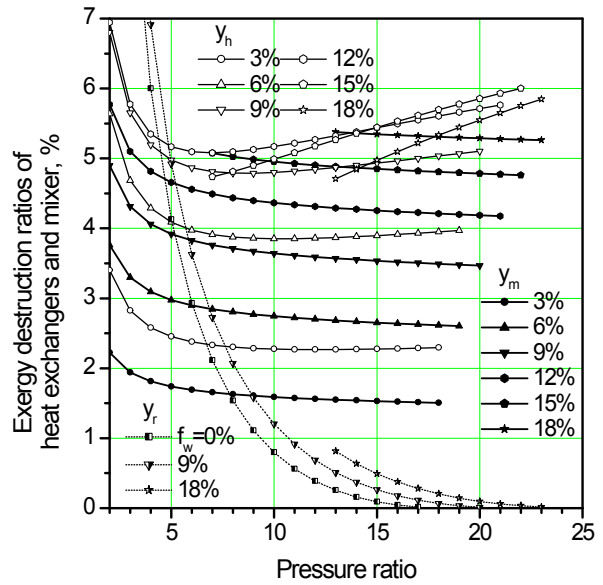


Fig. 7 Exergetic destruction ratios of heat exchangers and mixer as a function of specific power for various water injection ratios

작용하기 때문이다. 혼합기에서의 엑서지 파괴율은 압력비의 증가에 따라 감소하고 증기분사율의 증가에 따라 증가하는데, 이는 증기분사율이 커지면 혼합 과정의 비가역성도 증가하기 때문이다.

3.2 증기분사율과 터빈입구온도에 따른 영향

앞에서 살펴본 바와 같이 시스템의 엑서지 효율은 압력비에 대해 최대값을 가지며, 이 최대 엑서지 효율은 주위온도, 물분사율 그리고 터빈 입구온도 등에 따라 달라진다. Fig. 8에서는 엑서지 효율이 최대가 되는 압력비 조건에서 최대 엑서지 효율과 열교환기에서의 엑서지 회수율을 다양한 터빈입구온도에 대해 물분사율의 함수로 보여준다. 엑서지 최대효율과 엑서지 회수율은 증기분사율의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가한다. 증기분사율이 커지면 터빈에서의 유량 증가로 인해 압축일보다 터빈일이 더 많이 커지고, 이에 따라 비동력이 연료공급 엑서지보다 더 많이 커지기 때문에 엑서지 효율이 증가한다. 또한 재생기에서의 엑서지 회수보다 HRSG에서의 엑서지 회수가 더 많이 커지고 이에 따라 열교

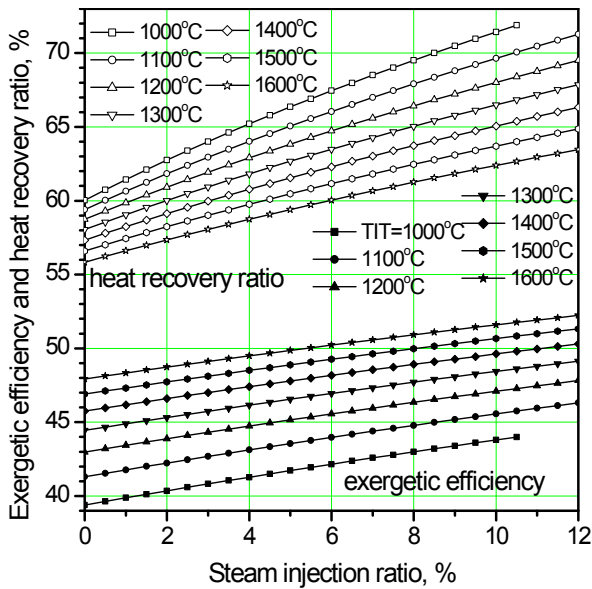


Fig. 8 Exergetic efficiency and heat recovery ratio as a function of steam injection ratio for various turbine inlet temperatures

환기에 의한 엑서지 회수가 터빈출구 엑서지보다 더 많이 커지기 때문에 결국 시스템의 엑서지 회수율이 높아진다.

또한 TIT가 증가하면 엑서지 최대효율은 증가하나 엑서지 회수율은 감소한다. TIT가 높아지면 압축일보다 터빈일이 더 많이 커지고, 이에 따라 비동력이 연료공급 엑서지보다 더 많이 커지기 때문에 엑서지 효율이 증가한다. 그러나 열교환기에 의한 엑서지 회수는 터빈출구 엑서지보다 덜 커지기 때문에 결국 시스템의 엑서지 회수율은 낮아진다.

Figure 9에서는 증기분사율과 터빈입구온도의 변화에 대해 엑서지 효율이 최대가 되는 압력비 조건에서 연소기에서의 엑서지 파괴율과 배기가스에서의 엑서지 손실률의 변화를 보여준다. 연소기에서의 엑서지 파괴율은 시스템의 엑서지 파괴나 손실 중 가장 큰 부분을 차지한다. 증기분사율이 증가함에 따라 감소하지만 그 영향은 미미하고, 터빈입구온도가 증가하면 연소기에서의 엑서지 파괴율은 현저하게 감소한다. 한편 배기가스에 의한 엑서지 손실률은 증기분사율의 증가에 따라 HRSG에서의 열교환량이 증가하고

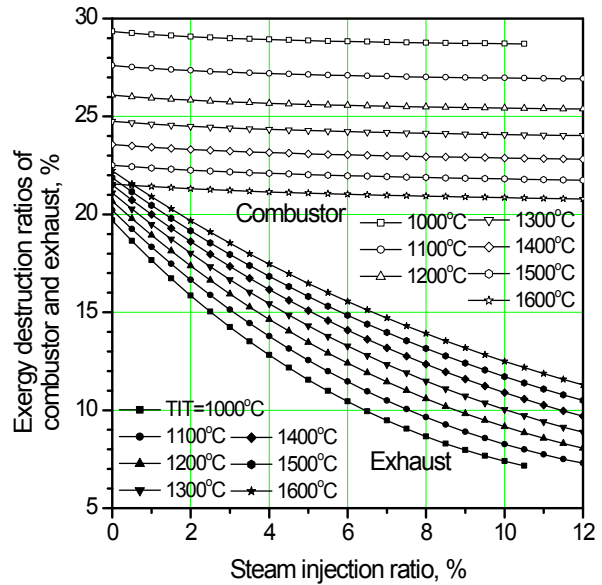


Fig. 9 Exergetic destruction ratios of combustor and exhaust efficiency as a function of steam injection ratio for various turbine inlet temperatures

최종 배기가스의 온도가 저하되면서 현저하게 감소한다. 터빈입구온도가 증가하면 열효율이나 엑서지 효율은 증가하지만 배기가스에 의한 엑서지 손실률도 함께 증가한다.

Figure 10에서는 증기분사율과 터빈입구온도

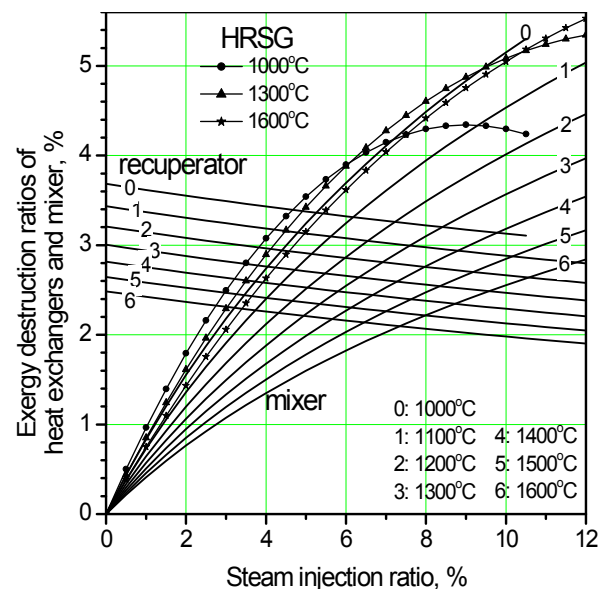


Fig. 10 Exergetic efficiency as a function of specific power for various water injection ratios

의 변화에 대해 엑서지 효율이 최대가 되는 압력비 조건에서 재생기, HRSG 그리고 혼합기에서의 엑서지 파괴율의 변화를 보여준다. 재생기에서의 엑서지 파괴율은 증기분사율이 증가함에 따라 감소하지만 그 영향은 미미하고, 터빈입구 온도가 증가하면 연소기에서의 엑서지 파괴율은 현저하게 감소한다.

HRSG에서의 엑서지 파괴율은 증기분사율의 증가에 따라 대부분의 영역에서 현저하게 증가하지만 증기분사율이 매우 커지면 오히려 감소할 수 있다. 그러나 터빈입구온도의 변화가 HRSG에서의 엑서지 파괴율에 미치는 영향은 미미하다. 혼합기에서의 엑서지 파괴율은 증기분사량 증가와 함께 비가역성이 커지면서 현저하게 증가하며, 터빈입구온도 증가에 따라 감소한다.

4. 결 론

본 연구에서는 증기분사가 있는 재생 가스터빈 시스템에 대해서 엑서지에 의한 성능 해석과 압력비 변화에 대해 최고의 엑서지효율을 갖는 조건에서 증기분사율과 터빈입구온도의 영향을 조사하였다. 주요한 결과들은 다음과 같다.

- 1) 시스템의 엑서지 효율은 압력비에 대해 최고치를 가지며, 증기분사율이나 터빈입구온도에 따라 증가한다.
- 2) 엑서지 파괴율은 압력비에 따라 연소기, 압축기, 터빈, 배기가스 등에서는 증가하고 재생기, HRSG, 혼합기 등에서는 감소하며, 증기분사율에 따라 연소기, 압축기, 터빈, 재생기, 배기가스 등에서는 감소하고, HRSG, 혼합기 등에서는 증가한다.
- 3) 엑서지 회수율은 증기분사율에 따라 증가하지만 터빈입구온도에 따라서는 감소한다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로

수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Jonsson M. and Yan J., "Humidified gas turbines - a review of proposed and implemented cycles," *Energy*, Vol. 30, 2005, pp.1013-1078
2. 정두천, "가스터빈 열병합 발전설비," *설비저널*, Vol. 29, 2000, pp.35-38
3. Poullikkas A., "An overview of current and future sustainable gas turbine technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, 2005, pp.409-443
4. Bassily A. M., "Effects of evaporative inlet and aftercooling on the recuperated gas turbine cycle," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 21, 2001, pp.1875-1890
5. Khaliq A. and Choudhary K., "Thermodynamic performance assessment of an indirect intercooled reheat regenerative gas turbine cycle with inlet air cooling and evaporative aftercooling of the compressor discharge," *Int. J. Energy Research*, Vol. 30, 2001, pp.1295-1312
6. Nishida K., Takaki T., and Kinoshita S., "Regenerative steam-injection gas-turbine systems," *Applied Energy*, Vol. 81, 2005, pp.231-246
7. 박종구, 양옥룡, "흡기냉각-증기분사 가스터빈 사이클에 대한 열역학적 연구," *대한기계학회논문집*, Vol. 16, No. 1, 1992, pp.77-86
8. Kim T.S., Song C.H, Roh S.T, Kauh S.K, "Influence of ambient condition on thermodynamic performance of the humid air turbine cycle," *Energy*, Vol. 25, 2000, pp.313-324
9. 강정식, 차봉준, 양수석, "물입자를 분사하는 원심압축기의 성능해석," *한국추진공학회 2005 춘계학술대회*, 2005, pp.237-242

10. 전무성, 이종준, 김동섭, "수분사를 통한 마이크로터빈 성능향상 해석," 유체기계저널, Vol. 12, 2009, pp.46-51
11. Kim K. H. and Perez-Blanco H., "Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression," Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp.16-28
12. Perez-Blanco H., Kim K. H., and Ream S., "Evaporatively-cooled compression using a high-pressure refrigerant," Applied Energy, Vol. 84, 2007, pp.1028-1043
13. Kim K. H. and Perez-Blanco H., "An assessment of high-fogging potential for enhanced compressor performance, ASME paper No. GT2006-90482, Barcelona, 2006
14. Yari M. and Sarabchi K., "Exergical analysis of the part-flow evaporative gas turbine cycles," ASME paper No. GT2005-68970, IGTI-Turboexpo, Reno, 2005
15. Ozgener O. and Hepbasli A., "A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems," Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 11, 2007, pp.482-496
16. Cengel Y. A., "Heat and mass transfer. A practical approach," 3rd Ed., McGraw-Hill, 2006
17. Bejan A., "Advanced Engineering Thermodynamics," John Wiley & Sons, 3rd Ed., 2006