

습식 압축을 채용한 재생 가스터빈 사이클의 엑서지 해석

김경훈 · 김세웅 · 고흥종[†]

금오공과대학교 기계공학부

(2009년 2월 23일 접수, 2009년 7월 16일 수정, 2009년 7월 16일 채택)

Exergy Analysis of Regenerative Wet-Compression Gas-Turbine Cycles

Kyoung Hoon Kim, Se Woong Kim, Hyung-Jong Ko[†]

School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology

(Received 23 February 2009, Revised 16 July 2009, Accepted 16 July 2009)

요 약

습식압축으로 압축소요동력을 줄이고 재생기로 배기가스 에너지를 회수함으로써 열효율을 향상시킬 수 있는 습식압축 재생 브레이튼 사이클에 대하여 엑서지 해석을 수행하였다. 해석모델을 통하여 시스템의 엑서지 효율과 요소별 엑서지 파괴비 및 배기가스로 인한 엑서지 손실비에 미치는 압력비와 물분사율의 영향을 조사하였다. 전형적인 운전조건에 대한 계산 결과 습식압축 재생 가스터빈 사이클에 의하여 엑서지 효율을 상당히 향상시킬 수 있음을 확인하였다. 물 분사 효과는 배기가스의 엑서지 손실의 감소와 출력 동력의 증가로 나타난다.

주요어 : 물 분사, 액적 증발, 습식 압축, 가스터빈 사이클, 재생 브레이튼 사이클, 엑서지 해석

Abstract — An exergy analysis is carried out for the regenerative wet-compression Brayton cycle which has a potential of enhanced thermal efficiency owing to the reduced compression power consumption and the recuperation of exhaust energy. Using the analysis model, the effects of pressure ratio and water injection ratio are investigated on the exergy efficiency of system, exergy destruction ratio for each component of the system, and exergy loss ratio due to exhaust gas. The results of computation for the typical cases show that the regenerative wet-compression gas turbine cycle can make a notable enhancement of exergy efficiency. The injection of water results in a decrease of exergy loss of exhaust gas and an increase of net power output.

Key words : Water Injection, Droplet Evaporation, Wet Compression, Gas Turbine Cycle, Regenerative Brayton Cycle, Exergy Analysis

1. 서 론

열병합 발전처럼 경비가 많이 드는 방식에 비해 증발 냉각 방식의 가스터빈 시스템은 저비용으로 높은 효율을 얻을 수 있기 때문에 향후 발전설비의 효율화 면에서 매우 주목받고 있으며 최근 들어 이에 대한 연구가 활발해지고 있다. Jonsson과 Yan⁽¹⁾은 증발냉각 방식의 가스터빈에 관한 294건의 문헌을 분석하고 미래의 가스터빈 시

스템에서 이러한 방식의 중요성을 강조하고 있다. 증발 냉각 방식에는 물 스프레이 분사에 의한 입구냉각, 출구 냉각 및 연속냉각 압축방식 등이 있는데, 이 중에서 입구 냉각 방식이 현재 가장 많이 사용되고 있다⁽²⁾. 입구냉각 방식은 공기가 압축기에 들어가기 전에 물을 분무하여 공기를 포화공기로 만들어 주는 방식이다. 건공기 단위 질량당 물분사 질량을 뜻하는 물분사율은 1%에서 2%까지로 제한하는 것이 보통이며, 이로 인해 절감할 수 있는 소요 압축동력은 대기조건에 따라 달라지기는 하지만 최대 7% 정도이다⁽³⁾. 이러한 보통의 범위를 넘어서기 위해서는 연속냉각 방식이 필요하다.

연속냉각 압축방식은 압축기 입구에 물을 분사하고,

[†]To whom correspondence should be addressed
School of Mech. Eng., Kumoh National Inst. Tech.
E-mail : kohj@kumoh.ac.kr

분사된 물방울이 압축과정 동안 증발하면서 흡수하는 잠열로 인해 주변의 공기를 냉각시키는 방식이다. 여러 가지 증발냉각에 대한 시도 중에서 압축일을 가장 많이 감소시킬 수 있는 방식이며, 물이 증발하면서 체적이 팽창하기 때문에 터빈으로부터 추가적인 일을 얻을 수 있다. 그러나 이 방식에서 물분사율이 높아지면 물방울의 흐름이 축류 유속이나 입사 각도에 영향을 줄 수도 있고, 유동의 불안정성이나 진동, 마모 또는 기타 장치에 해를 끼칠 수도 있어 압축기의 구조를 다시 설계해야 하는 경우도 생긴다^(3,4). 연속냉각에 의한 압축과정은 물방울의 열 및 물질전달을 수반하는 열역학적 비평형 과정이기 때문에 이 분야에 관한 연구결과는 상대적으로 적다. 그러나 연속냉각 방식은 가스터빈 시스템의 성능 개선에 대한 잠재력이 크기 때문에 미래의 효율적인 에너지의 사용을 위해서는 이 분야에 대한 연구가 꼭 필요하다.

White와 Meacock⁽⁵⁾, Kim과 Perez-Blanco⁽⁶⁾는 압축기 입구에서의 물 분사로 인한 연속냉각 과정을 물방울의 증발에 따른 열전달 및 물질전달에 기초하여 해석하였다. Kim과 Perez-Blanco⁽⁶⁾의 연구결과에 따르면 압축기 출구에서의 온도나 물방울 잔류율, 소요 압축동력 등은 물분사율과 분사되는 액적의 크기, 압축기의 압력비 등에 따라 달라지며, 분사된 물방울이 압축기 출구에서 모두 증발된 상태로 배출될 때 최대 압축비 25인 압축기에서 최대 30%까지 압축동력을 절감할 수 있다. 그러나 연속냉각 방식으로 소요 동력을 절감할 수는 있으나, 이로 인해 압축기를 다시 설계해야 할 정도로 가스터빈 시스템에 여러 가지 문제가 생겨날 있기 때문에 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다. 최근에 Perez-Blanco 등⁽⁷⁾은 압축기 내에서 액적의 존재 시간이 백분의 일초 정도의 매우 짧은 시간이기 때문에 더 빨리 증발할 수 있도록 물 대신 다른 액체를 분사하는 경우에 대하여 해석하였다.

Kim과 Perez-Blanco⁽⁸⁾는 압축기 입구에서 물 스프레이 분사에 의한 연속냉각 압축과정이 있는 경우, 재생기가 없는 가스터빈(Wet Compression Gas turbine, WCG) 사이클과 습식압축 재생 가스터빈(Regenerative Wet Compression Gas turbine, RWCG) 사이클에 대해 분석하였다. 터빈 입구온도(Turbine Inlet Temperature, TIT)가 고정되어 있을 때 연속냉각 압축은 압축기 소요동력을 줄이고 압축기 출구온도를 낮추지만, WCG 사이클에서는 원하는 터빈 입구온도를 유지하기 위해서 연료소비를 늘려야 하기 때문에 효율의 향상을 기대하기 어렵다. 그러나 연속냉각 압축방식의 경우 압축기 출구온도와 TIT의 차이가 크기 때문에 RWCG 사이클에서 재생열교환기는 매우 유용한 역할을 한다. 물분사율이 커짐에 따라 시스템의 효율도 대폭 향상될 수 있으며, 특히 연속냉각 압축이 없는 일반 재생 가스터빈 사이클에서는 매우 낮

은 압력비에서 최고 효율을 얻을 수 있지만 RWCG 사이클에서는 높은 압력비에서도 높은 효율을 기대할 수 있다.

최근 들어 기존의 전통적인 에너지 자원의 불안정성과 지구 환경 문제가 크게 대두됨에 따라 지속 가능한 에너지원의 발굴과 에너지 자원의 효율적인 활용이 매우 중요해졌다. 에너지의 효율적인 활용을 위해서는 엑서지 해석이 필요하며 이에 따라 에너지 시스템에 대한 엑서지 연구가 활발해지고 있다⁽⁹⁻¹²⁾. Nishida 등⁽¹³⁾은 재생기가 있는 가스터빈 시스템에서 압축기 전에 물을 분사하거나 압축기 후에 스팀을 분사했을 경우에 대하여 사이클의 에너지와 엑서지 해석을 수행하였으며 압력비의 변화에 따른 영향을 조사하였다. Yari와 Sarabchi⁽¹⁴⁾는 부분유동 증발냉각 가스터빈(Part-Flow Evaporative Gas Turbine, PEvGT) 사이클에 대한 엑서지 해석을 수행하고, 가습량에 대한 공기 분율과 압력비의 영향을 조사하였다.

본 연구에서는 압축기 입구에서 물을 분사하는 연속냉각 압축과정이 있는 경우, RWCG 사이클에 대한 엑서지 해석을 수행하고자 한다. 이를 통하여 가장 중요한 두 개의 파라미터인 압력비와 물분사율의 변화에 따라 시스템의 엑서지 효율, 각 요소에서의 엑서지 파괴비, 그리고 배기가스로 인한 엑서지 손실비 등이 어떻게 달라지는지 조사할 것이다.

2. 시스템 해석

2-1. 시스템 정의

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 RWCG를 고려한다. RWCG 시스템에서는 입구 1에서 압축기로 들어가는 연소용 공기에 물을 분사한다. 물방울의 증발 효과로 인해 압축기 내 온도상승은 상대적으로 낮아진다. 연소용 공기는 압

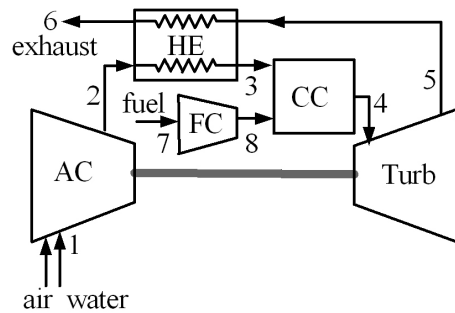


Fig. 1. A schematic diagram of the regenerative wet compression gas turbine (RWCG) system: AC = Air Compressor, FC = Fuel Compressor, CC = Combustion Chamber, Turb = Turbine, HE = Heat Exchanger

축기 출구 2로 나온 후, 재생열교환기로 가열되어 3의 상태로 나온다. 대기압의 연료는 압축되어 8의 상태로 3의 압축 공기와 함께 연소실에 공급된다. 연소실에서 압력이 일정한 상태로 연소를 마친 후 출구 4에서의 온도는 단열화염온도에 도달한다. 터빈 출구에서 5의 상태로 나온 배기가스는 재생열교환기에서 공기를 가열한 후 6의 상태로 방출된다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 기체들은 이상기체이고 공기는 산소 1몰 당 질소 3.76몰의 조성비를 갖는 혼합물이다.
- 2) 연소는 단열 완전연소 과정이다.
- 3) 연료는 메탄(CH₄)을 사용한다.
- 4) 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율이 일정하다.
- 5) 재생열교환기의 온도효율이 일정하다.

2-2. 습식압축 해석

공기는 온도, 압력 및 상대습도가 T_1 , P_1 및 RH_1 의 조건으로 압축기에 들어간다. 동시에건공기 1kg당 f_1 kg의 비율로 액체 물이 압축기에 분사된다. 액적의 증발에 기초한 습식압축과정의 해석은 참고문헌 [6]과 [8]에 나와 있으므로 여기서는 핵심적인 것만 간략하게 소개하기로 한다.

해석의 단순화를 위하여 액적은 구형이고 균일하게 분포되어 있다고 가정한다. 액적의 반지름이 r 이라 하면 건공기 단위질량당 액적의 질량 f 와 총 표면적 A_{tot} 는 다음과 같이 주어진다.

$$f = n\rho_l \frac{4}{3}\pi r^3, \quad A_{tot} = n4\pi r^2 \quad (1)$$

여기에서 ρ_l 은 물의 밀도이고 n 은 건공기 1kg당 액적의 수이다. 분사 후에도 n 은 변하지 않는 것으로 간주한다. 공기의 비습도를 ω 로 나타낼 때, 액적의 증발을 기술하는, 준정상상태의 물질 대류확산방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다^(6,15).

$$\frac{df}{dt} = -A_{tot}I, \quad I = \frac{\rho D_v}{r} \ln\left(\frac{1+\omega_s}{1+\omega}\right) \quad (2)$$

여기에서 I 는 액적으로부터 생겨나는 증기의 물질확산 플럭스, ρ 는 습공기의 밀도, D_v 는 공기 중 수증기의 물질확산계수이다. ω_s 는 포화된 것으로 가정한 액적 표면에서의 공기의 비습도이다. 준정상상태 열 및 물질전달

에 기초하여 액적에서의 에너지 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f \frac{dT_s}{dt} = \frac{A_{tot}}{c_{pl}}(q_s - q_L) = \frac{A_{tot}I}{c_{pl}} \left[\frac{c_{pv}(T - T_s)}{e^{rc_p I/k} - 1} - h_{fg} \right] \quad (3)$$

여기서 T_s 는 액적 표면에서의 온도이고 q_s 및 q_L 은 각각 현열 및 잠열 플럭스이며, k 는 공기의 열전도도이고 h_{fg} 는 물의 증발잠열이다.

압축과정은

$$dh = v dP/\eta_c \quad (4)$$

에 의하여 정의되는 공기압축기의 폴리트로픽 효율 η_c 로서 특성화될 수 있다. 여기서 v 와 h 는 건공기 단위질량당 체적과 엔탈피를 나타내며, 습식압축과정에는 건공기와 수증기와 액적의 기여를 합한 것으로 계산된다.

압축과정은 식 $C = \frac{1}{P} \frac{dP}{dt}$ 에 의하여 정의되는 압축률 계수로서 특성을 지을 수 있으며, 압축이 끝날 때까지 C 는 변하지 않는 것으로 가정한다^(6,8). 물과 공기의 물성치는 Irvine과 Liley⁽¹⁶⁾의 실험식을 이용하여 계산한다. 식 (2)와 (3)의 미분방정식을 연립하여 풀어주면 물이 분사된 후 증발이 완료되어 액적의 반지름이 0이 되는 시간까지 압축기 내에서의 액체 질량분율 및 온도의, 시간에 따른 변화를 구할 수 있다^(6,8).

2-3. 사이클 해석

본 연구에서 기체들은 이상기체 또는 이상기체 혼합물로 가정한다. 앞 절에서 기술한 것처럼 공기압축기 입구에서 온도, 압력, 상대습도가 주어졌기 때문에 나머지 압축기 입구에서의 조건들은 다음과 같이 구할 수 있다.

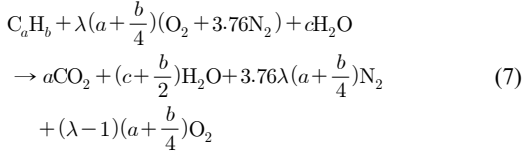
$$\omega_1 = \frac{M_v}{M_a} \frac{P_{v1}}{(P - P_{v1})}, \quad P_{v1} = RH_1 \cdot P_{sat}(T_1) \quad (5)$$

$$h_1 = h_a(T_1) + \omega_1 h_g(T_1) + f_1 h_l(T_1) \quad (6)$$

압력비가 R_p 일 때, 공기압축기 출구에서의 압력은 $P_2 = R_p P_1$ 이다. 공기압축기의 폴리트로픽 효율 η_c 가 주어지면 출구에서의 다른 상태량들은 (1)부터 (4)까지의 식을 연립

하여 풀어서 결정할 수 있다⁽⁶⁾.

연소실에서 연료의 연소과정은 다음과 같다⁽¹⁷⁾.



단열 연소과정을 가정하고 형성엔탈피(enthalpy of formation)를 고려하면 연소기 출구에서의 온도가 원하는 터빈 입구온도(TIT)와 같아지도록 하는 λ 와 c 의 값을 결정할 수 있다.

터빈의 폴리트로픽 효율을 η_t 라 할 때 터빈 출구온도 T_5 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$s^\circ(T_5) - s^\circ(T_4) + \eta_t R \ln R_p = 0 \quad (8)$$

여기서 함수 s° 는 이상기체의 엔트로피 변화와 관련하여 식

$$s^\circ(T) = \int_{T_0}^T \frac{c_p(T)}{T} dT \quad (9)$$

로 정의되는 온도의 함수이고, c_p 는 정압비열이다.

가스터빈에서 배출된 혼합기체는 재생열교환기로 들어가서 공기압축기를 통과한 습공기를 예열한 다음에 밖으로 배출된다. 열손실이 없다고 가정하면 재생열교환기에서 에너지 평형은 식

$$h_3 - h_2 = h_5 - h_6 \quad (10)$$

로 쓸 수 있다. 이와 관련하여 재생열교환기의 온도 효율(effectiveness) ϵ 은 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = (T_3 - T_2) / (T_5 - T_2) \quad (11)$$

2-4. 엑서지 해석

시스템의 엑서지 해석에 필요한 사장상태(dead state)를 하점자 '0'을 이용하여 나타내기로 하자. 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.

$$\begin{aligned} \dot{E} &= \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \\ &= \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + \dot{m}(\bar{e}^{CH} / M_y) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 M_y 는 기체의 분자량이고 \bar{e}^{CH} 는 단위 몰 당 화학 엑서지로서 다음과 같이 표준 화학엑서지와 조성비의 항으로 계산할 수 있다⁽¹⁸⁾.

$$\bar{e}^{CH} = \sum_k x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} \sum_k x_k \ln x_k \quad (13)$$

이 식에서 x_k 는 혼합기체 중 k 성분의 몰분율이며, 표준 화학엑서지 \bar{e}_k^{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^(18,19).

3. 결과 및 토의

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 파라미터 값들은 기본적으로 Kim과 Perez-Blanco^(6,8)에서와 같으며 Table 1에 정리되어 있다. 참고로 분사된 액적이 공기 흐름을 따라가면서 블레이드, 베인, 케이싱 등에 충돌하지 않고 압축기 출구에서 완전히 증발하기 위해서는 분사 시 액적의 반지름 r_1 이 $5 \mu m$ 이하가 되어야 하는 것으로 알려져 있다^(5,6).

습식 압축을 마친 후 공기압축기 출구에서의 온도는 압력비(R_p)가 증가함에 따라 증가한다. 그 증가율은 액적의 증발냉각 효과 때문에 물분사율(f_1)이 높을수록 작다. 압력비와 물분사율 값이 모두 큰 경우에는 압축기 내에서 액적의 증발이 미처 끝나지 않을 수 있다. 이런 경우 압축기 출구 영역에 액적이 남아있게 되므로 본 연구에서는 습식 압축의 효과를 온전하게 분석하기 위해서 압축기 내에서 액적이 완전히 증발하는 경우에 국한해서 해석하기로 한다. 아울러 터빈 출구온도가 압축기 출구 온도보다 낮거나, 높더라도 그 차이가 너무 작으면 재생기를 사용할 수 없기 때문에, Table 1과 같이 재생열교환기 최소온도차(pinch point, pp)를 $5^\circ C$ 로 설정하여 터빈 출구온도가 압축기 출구온도에 비해 그 이상으로 높은 경우에 국한해서 해석한다⁽⁸⁾.

압력비가 19일 때 사이클의 $T-s$ 선도는 Fig. 2와 같다.

Table 1. Calculation conditions for gas turbine system

Symbol	Parameter	Data	Unit
T_0, T_1	주위 온도	25	°C
P_0, P_1	주위 압력	101.325	kPa
RH_1	주위 상대습도	60	%
r_1	분사된 액적의 최초 반지름	5	μm
C	압축률 계수	200	s^{-1}
TIT	터빈 입구온도	1200	°C
η_c	압축기의 폴리트로픽 효율	88	%
η_t	터빈의 폴리트로픽 효율	94	%
ϵ	재생열교환기의 온도효율	83	%
pp	재생열교환기의 최소온도차(pinch point)	5	°C
	연료	CH_4	

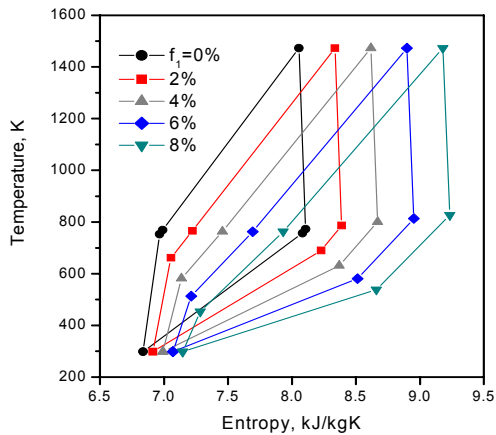


Fig. 2. Temperature-entropy diagram of the system at $R_p = 19$ for various droplet injection ratios

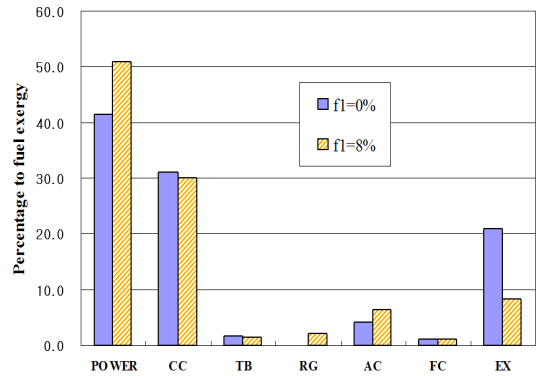


Fig. 3. Percentage of exergy consumption at $R_p = 19$ (CC = combustion chamber, TB = turbine, RG = regenerator, AC = air compressor, FC = fuel compressor, EX = exhaust loss)

Table 1에 제시한 것처럼 터빈 입구온도(TIT)는 1200°C로 일정하다. 주어진 TIT와 R_p 에 대하여 터빈 출구온도는 물분사율이 달라져도 거의 변화가 없다. 하지만 압축기에서는 입구온도가 같아도 물분사율이 높을수록 증발 잠열이 늘어나기 때문에 출구온도가 상대적으로 낮아진다. 이에 따라서 재생열교환기로 들어가는 고온과 저온 유체의 온도차가 커져서 열교환량이 늘어나게 되므로 물분사율이 높을수록 재생열교환기의 효율도 높아진다. 이와 같은 열교환량의 증가로 인하여 연소기 입구 공기 온도가 물분사량에 따라 변하지 않음에도 불구하고 재생기 출구에서 배기가스 온도가 물분사율의 증가에 따라 더욱 떨어지게 만들어 열손실이 줄어들게 된다.

이러한 사실은 Fig. 3에 나타난 요소별 엑서지 흐름의 점유율 다이어그램을 보면 더 명확해진다. 그림의 운전 조건은 Fig. 2와 같으며 연료에 의하여 공급되는 엑서지를 100이라 할 때 각 요소에서 줄어드는 엑서지를 $f_1 = 0$ 인 경우와 8%인 경우에 대하여 보여준다. 유효동력으로 사용된 것을 제외하면 엑서지는 연소기에서 가장 크게 감소한다. 물 분사 유무에 따른 변화를 보면, 물 분사 효과에 의해서 배기가스의 엑서지 손실이 현저하게 줄어들고, 연소기를 비롯한 다른 요소들에서의 변화는 상대적으로 미미함을 알 수 있다. 이렇게 줄어든 배기가스에서의 엑서지 손실량의 대부분은 동력의 증가에 기여하였다.

가스터빈 동력 사이클의 엑서지 해석에서 유용한 물리

량 중의 하나인 엑서지 효율 η_e 는 참일(net work)과 공급되는 연료의 엑서지의 비로 정의된다. 따라서 η_e 는 다음과 같이 동력 엑서지율(\dot{E}_p)과 연료에 의해 공급되는 엑서지율(\dot{E}_F)의 비로 나타낼 수 있다⁽¹⁴⁾.

$$\eta_e = \dot{E}_p / \dot{E}_F \quad (14)$$

Fig. 4는 엑서지 효율에 미치는 압력비와 물분사율의 영향을 보여준다. 물분사율이 높지 않으면 엑서지 효율은 압력비가 증가함에 따라 증가하다가 최고치를 보이고 다시 감소한다. 예컨대 물분사가 없는 경우, 압력비가 약 6.5일 때 최고 효율 47.3%를 보인다. 터빈 입구온도가 고정된 상태에서 압력비가 높아지면 터빈 일과 압축기 일이 모두 증가하며, 두 일의 차에 해당하는 참일은 증가하다 최고치를 보이고 다시 감소하는 경향을 보인다. 같은 압력비에 대하여 물분사율이 높아지면 엑서지 효율이 향상된다. 이것은 물을 분사할 때 압축기의 출구온도가 상대적으로 낮아지고 압축 소요일도 줄어들어 재생열교환기의 효과가 뚜렷해지기 때문이다. 엑서지 효율이 최대가 되는 압력비는 물분사율에 따라 증가한다⁽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 동력생산에 활용되거나 요소에서 일부 파괴되며, 열손실과 배기가스에 의한 손실로 소모된다. 이것을 변화율 형

태의 엑서지 평형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{E}_F = \dot{E}_p + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (15)$$

여기에서 파괴 엑서지율 \dot{E}_D 는 연소기, 재생열교환기, 터빈, 압축기에서의 기여를 합친 것이고, 모든 요소에서 단열과정을 가정하였기 때문에 손실 엑서지율 \dot{E}_L 은 배기가스로 빠져나가는 손실율과 같다. 시스템의 성능을 비교하기 위해서는 엑서지율 자체보다는 상대적인 값을 사용하는 것이 좋다. 식 (15)를 \dot{E}_F 로 나누어 주면 다음과 같다.

$$100\% = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_F} + \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_F} + \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_F} = \eta_e + y_D + y_L \quad (16)$$

여기서 y_D 는 연소기, 재생기 등에서의 기여를 합친 것으로 계산되는 엑서지 파괴비이고, y_L 은 배기가스로 빠져나가는 엑서지 손실비이다. 위 식의 우변에 있는 세 항들은 열역학적 관점에서 시스템의 비가역성에 대한 척도가 되는 중요한 파라미터들이다.

연소기, 재생열교환기, 터빈, 공기압축기에서의 엑서지 파괴비가 압력비와 물분사율에 따라 어떻게 달라지는지를 그림으로 표현하면 Fig. 5~8과 같다. 먼저 Fig. 5에 나타난 연소기에서의 엑서지 파괴비(y_{CC})의 압력비 및 물분사율에 따른 변화를 살펴보자. 연소기에서 엑서지

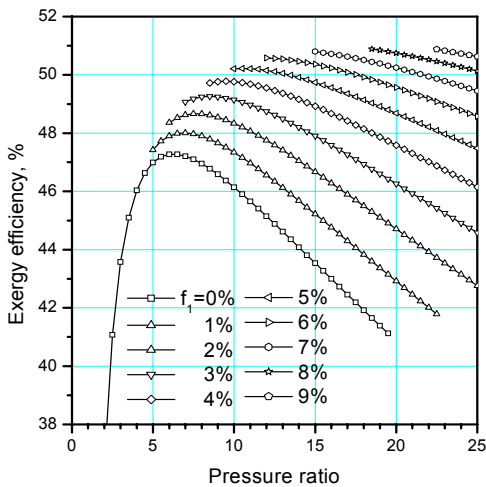


Fig. 4. Exergy efficiency vs pressure ratio for various injection ratios

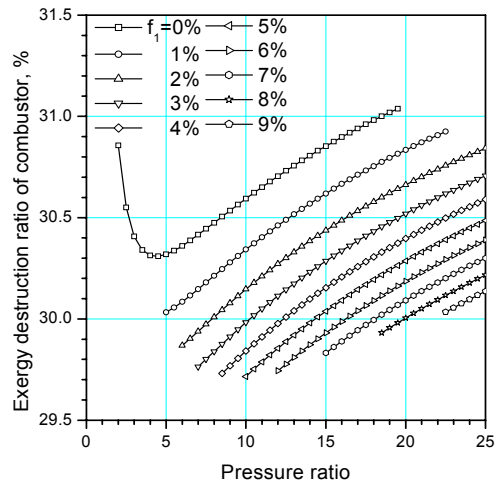


Fig. 5. Dependence of exergy destruction ratio of combustor on pressure ratio and water injection ratio.

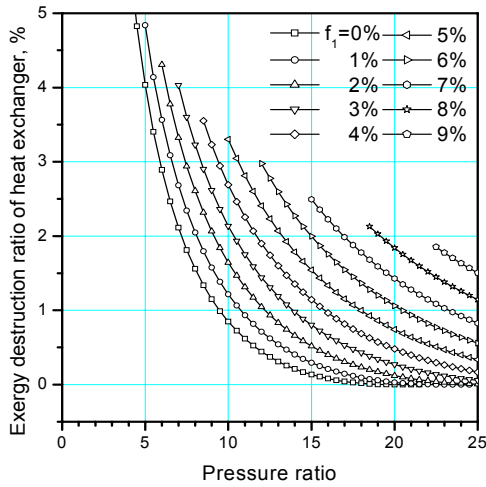


Fig. 6. Dependence of exergy destruction ratio of heat exchanger on pressure ratio and water injection ratio.

파괴율 y_{CC} 는 30% 전후의 값을 나타내어 시스템 요소 중 가장 큰 비중을 차지한다. 물을 분사하지 않는 경우, y_{CC} 가 최소로 되는 압력비가 존재한다. 차이가 크지는 않지만 같은 압력비에 대해서 물분사율을 높일수록 y_{CC} 가 감소한다.

Fig. 6은 재생열교환기에서의 엑서지 파괴비(y_{HE})의 변화를 보여준다. y_{HE} 는 압력비가 커질수록 작아지는데 이것은 터빈 입구온도가 고정된 상황에서 압력비가 클수록 압축기 출구온도가 상승하고 그 결과로 열교환량이 줄어들기 때문이다. 압력비에 따른 y_{HE} 의 감소율은 압력

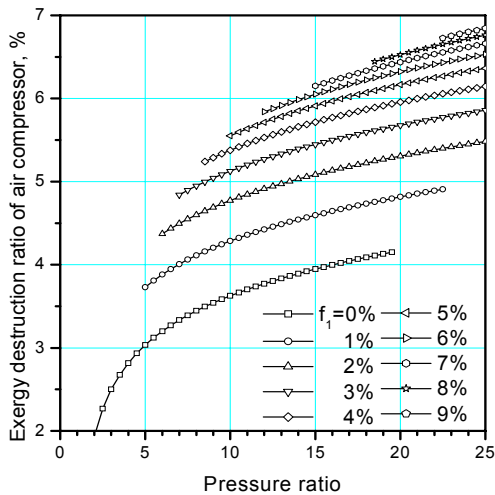


Fig. 8. Dependence of exergy destruction ratio of compressors on pressure ratio and water injection ratio.

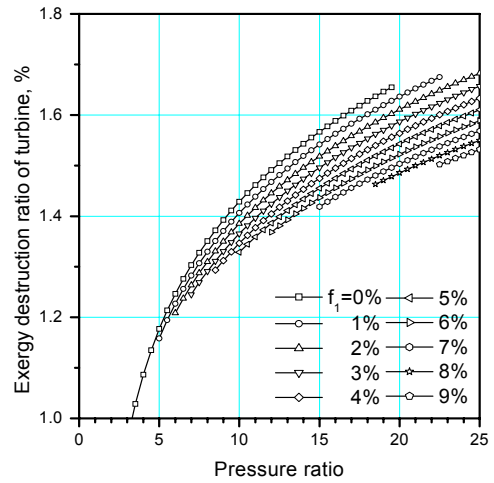


Fig. 7. Dependence of exergy destruction ratio of turbine on pressure ratio and water injection ratio.

비가 커질수록 작아진다. 물분사율을 높일수록 y_{HE} 는 증가한다.

끝으로 터빈과 공기압축기에서의 엑서지 파괴비 y_{TB} 와 y_{AC} 의 변화는 각각 Fig. 7과 8에 나와 있다. 터빈 입구온도가 고정된 상황에서 압력비가 높아지면 더 많은 팽창이 일어나고 터빈 출력도 커지기 때문에 y_{TB} 는 압력비와 더불어 증가한다. 반대로 물분사율을 높이면 압축기에서 더 많은 증발 냉각이 일어나면서 고정된 터빈 입구온도를 유지하기 위하여 연료소모가 많아지기 때문에 y_{TB} 는 물분사율이 증가함에 따라 감소한다. 터빈에 비해

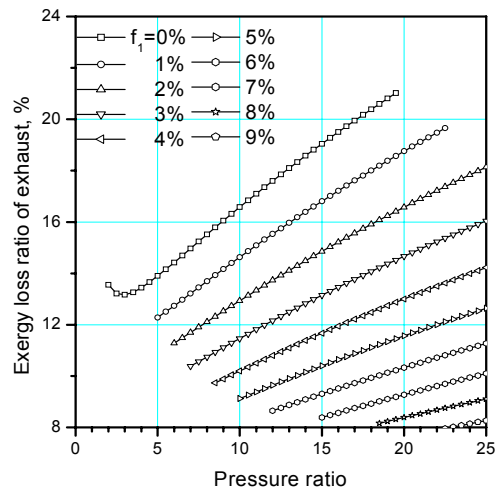


Fig. 9. Dependence of exergy loss ratio of exhaust gas on pressure ratio and water injection ratio.

압축기에서의 엑서지 파괴비는 크기와 변화가 훨씬 크다. y_{AC} 는 압력비가 클수록 물분사율이 높을수록 커진다. 이것은 압력비가 클수록 압축일이 증가하고, 물분사율이 높을수록 압축일이 작아지기 때문이다.

배기가스 손실을 제외한 모든 요소에서의 열손실을 단열변화 가정에 따라 무시할 때 엑서지 손실비 $y_L = y_{EG}$ 의 압력비 및 물분사율에 따른 변화는 Fig. 9와 같다. 물을 분사하지 않고 낮은 압력비로 운전되는 경우를 제외하면 y_{EG} 는 압력비에 대하여 거의 선형적으로 증가한다. 물분사율이 높을수록 y_{EG} 가 감소하는 것은 압축냉각 효과에 의하여 재생열교환기 열교환 온도차가 증가하면서 배기가스의 온도가 내려가기 때문이다. 압력에 따른 y_{EG} 의 증가율 역시 물분사율이 높을수록 감소한다.

4. 결 론

본 연구에서는 재생형 습식압축 가스터빈 시스템에 대하여 엑서지 해석을 수행하였다. 압축기에 물을 분사하여 증발 냉각이 일어나도록 하고 재생열교환기를 이용하여 배기가스의 에너지를 일부 회수하도록 하면, 전형적인 운전조건에 대하여 시스템의 엑서지 효율을 상당히 향상시킬 수 있음을 확인하였다. 본 연구에서 얻은 주요한 결과들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 엑서지 효율은 압력비가 증가함에 따라 증가하다가 최고치를 보이고 다시 감소하며, 물분사율에 따라 증가한다. 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비는 물분사율에 따라 증가한다.
- 2) 고정된 압력비에 대해 물분사율이 증가함에 따라 배기가스의 엑서지 손실이 현저하게 줄어들고, 연소기를 비롯한 다른 요소들에서의 변화는 상대적으로 미미하다. 이렇게 하여 줄어드는 엑서지 손실의 대부분은 출력 동력의 증가로 나타난다.
- 3) 연소기에서의 엑서지 파괴비 y_{CC} 는 가스터빈 시스템에서 가장 큰 비중을 차지한다. 물분사율을 높이거나 압력비를 낮추면 y_{CC} 가 줄어들며, 물 분사가 없는 경우 y_{CC} 를 최소로 하는 압력비가 존재한다.
- 4) 압력비가 증가함에 따라 엑서지 파괴비는 재생기에서는 감소하고 터빈과 공기압축기에서는 증가한다. 물분사율이 증가할 때 엑서지 파괴비는 재생기와 공기압축기에서는 증가하고 터빈에서는 감소한다.

- 5) 물 분사가 있는 경우, 배기가스에서의 엑서지 손실비 y_{EG} 는 압력비에 대하여 거의 선형적으로 증가하며, 물분사율이 높을수록 감소한다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Jonsson M. and Yan J.; Energy, 30, 1013 (2005).
2. Cataldi A. et al.; GT2004-53788, IGTI- ASME Turboexpo, Vienna (2004).
3. Bhargava R. and Meher-Homji C.B.; ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 127, 145 (2005).
4. Horlock J.H.; 2001-GT-0343, IGTI-ASME Turbo expo, New Orleans (2001).
5. White A.J. and Meacock A.J.; ASME J. of Eng. Gas Turbines and Power, 126, 748 (2004).
6. Kim K.H. and Perez-Blanco H.; GT2006- 90482, Barcelona (2006).
7. Kim K.H. and Perez-Blanco H.; Applied Energy, 84, 16 (2007).
8. Perez-Blanco H., Kim K.H. and Ream S.; Applied Energy, 84, 1028 (2007).
9. Bejan A; "Advanced Engineering Thermodynamics," John Wiley & Sons, 3rd Ed. Chapter 5 (2006).
10. Tsatsaronis G.; Energy, 32, 249 (2007).
11. Ozgener O. and Hepbasli A.; Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11, 482 (2007).
12. Lior N. and Zhang N.; Energy, 32, 281 (2007).
13. Nishida K., Takagi T. and Kinoshita S.; Applied Energy, 81, 231 (2005).
14. Yari M. and Sarabchi K.; GT2005-68970, IGTI-Turboexpo, Reno (2005).
15. Spalding D.B.; "Combustion and Mass Transfer," Pergamon Press, Chapter 3 (1979).
16. Irvine T.F. and Liley P.E.; "Steam and gas tables with computer equations," Academic Press, Chapter 1 (1984).
17. Khaliq A. and Kaushik S.C.; Applied Ther. Eng. 24, 1785 (2004).
18. Bejan A., Tsatsaronis G. and Moran M.; "Thermal design and optimization," John Wiley & Sons, Chapter 3 & p. 522 (1996).
19. Szargut J., Morris D.R. and Steward F.R.; "Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes," Hemisphere, pp. 297-309 (1988).