

엑서지를 이용한 대형 발전용 가스터빈의 부분부하 성능 분석

송태원* · 손정락** · 김재환*** · 김동섭**** · 노승탁**

Exergy-Based Performance Analysis of Heavy-duty Gas Turbine in Part-Load Operating Conditions

T. W. Song, J. L. Sohn, J. H. Kim, T. S. Kim and S. T. Ro

Key Words : Part-Load(부분 부하), Exergy(엑서지), Exergy Destruction(엑서지 파괴량), Exergetic Efficiency(엑서지 효율), Exergy Destruction Rate(엑서지 파괴율)

Abstract

Exergy concept is applied to the analysis of part-load performance of gas turbine engine. Exergy is a useful tool to find the source of irreversibility in thermal system. In this study, details of the performance characteristics of a heavy-duty gas turbine, 150MW-class GE 7FA model, are described by theoretical investigations with exergy analysis. Result shows that exergy destruction rate of gas turbine increases with decreased load, which means increase of irreversibility. Also, it is found that variations of IGV angle and amount of cooling air for turbine blades are closely related to the inefficiencies of compressor and turbine, respectively.

기호설명

E	:	엑서지	$comb$:	연소기
ED	:	엑서지 파괴량	$comp$:	압축기
EF	:	연료(fuel) 엑서지	$cooling$:	냉각
EP	:	생산(product) 엑서지	e	:	출구
g	:	깁스 에너지(Gibbs energy)	$fuel$:	연료
h	:	엔탈피	i	:	입구
P_0	:	대기압력	0	:	대기 상태
s	:	엔트로피	$turb$:	터빈
T_0	:	대기온도			상첨자
W_c	:	압축기일	CH	:	화학
W_t	:	터빈일	e	:	기준 대기 상태
y_D	:	엑서지 파괴율	KN	:	운동
ϵ	:	엑서지 효율	PH	:	물리
μ	:	화학포텐셜	PT	:	포텐셜

하첨자

- * 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부
- ** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부
- *** 회원, 서울대학교 터보·동력기계연구센터
- **** 회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

1. 서론

발전용 가스터빈은 여러 가지 이유로 부분부하 운전이 불가피하며 이로 인하여 전체 발전시스템의 성능이 저하되어 경제적인 손실이 동반되므로 가스터빈의 부분부하 성능을 정확히 예측하고 향

상시키는 것은 매우 중요하다. 이와 관련하여 지금까지 많은 연구자들에 의하여 가스터빈 엔진의 탈설계 및 부분부하 성능계산이 진행되어왔다.⁽¹⁻³⁾

한편, 발전 시스템의 초기 투자비나 운전비용에 못지않게 에너지 자원의 효율적 활용의 중요성이 점점 더 강조되고 있고, 가용 자원의 한계로 인하여 이 문제는 앞으로 더욱 부각될 것이다. 따라서, 발전설비 내에서 비효율적인 구성부를 찾아내어 성능을 개선시키는 일은 매우 중요하다. 이를 위해서는 기존의 에너지 밸런스(energy balance)에 의한 방법보다는 구성부의 비효율성을 직접적으로 비교할 수 있는 엑서지 밸런스(exergy balance)가 발전 시스템 해석 시 더욱 적합할 것이다.⁽⁴⁾

엑서지 밸런스에 기반을 둔 엑서지 해석은 기존의 에너지 밸런스를 이용한 설계 및 탈설계 성능 해석을 기반으로 수행이 가능하다. 즉, 엑서지 해석은 열역학 1 법칙의 대안(alternative)이 아닌 보완(supplement) 개념이므로 에너지 보존에 의한 정확한 성능 해석이 선행되어야만 의미 있는 해석이 가능하다.

최근 들어 엑서지를 이용하여 가스터빈 복합발전이나 열병합발전에 대한 성능의 비교, 분석과 관련된 연구가 많이 진행되고 있다.⁽⁵⁻⁹⁾ 그러나, 대다수의 연구가 설계점 계산에 그치고 있는 실정이며 가스터빈의 부분부하에 따른 해석을 병행하는 경우는 드물다. 본 연구는 가스터빈의 부분부하 운전 시 운전 제어 모드에 따른 성능특성 변화를 엑서지 차원에서 고찰하였다.

2. 엑서지

2.1 정의 및 용어

엑서지는 시스템의 현상태가 주위(environment)와 평형을 이루는 과정 중에 낼 수 있는 최대 가용 에너지로 정의된다. 엑서지는 에너지와는 달리 과정(process) 중에 보존성이 지켜지지 않는다. 이와 같은 엑서지의 비보존성의 크기는 시스템의 비가역성으로 인해 발생하는 것으로 엑서지 파괴량(exergy destruction)이라고 정의한다.

주위(surrounding)는 시스템과의 열, 일 혹은 물질 전달이 있어도 열적, 기계적, 화학적 상태가 변하지 않는 영역으로 비가역성이 없는 상태를 말한다. 엑서지는 현상태와 주위와의 상대적인 값이므로 주위의 상태에 따라 그 값이 달라진다. 일반적으로 주위는 Fig.1 에서와 같이 물리적, 화학적 평형상태를 의미하는 사상태(dead state)로 정의되나,

그 과도상황으로 물리적 평형상태에 해당하는 제한적 사상태(restricted dead state)의 개념도 유용하게 사용된다.

2.2 엑서지 구성요소

엑서지는 물리적, 화학적, 위치 및 운동 엑서지 등 여러 요소의 합으로 이루어진다.

$$E = E^{PH} + E^{CH} + E^{PT} + E^{KN} \quad (1)$$

이를 단위 몰(mole)당 엑서지로 표현하면 다음과 같다.

$$\bar{e} = \bar{e}^{PH} + \bar{e}^{CH} + \bar{e}^{PT} + \bar{e}^{KN} \quad (2)$$

2.2.1 물리적 엑서지

고찰하고자 하는 물질을 구성하고 있는 k 번째 구성 물질의 화학적 엑서지를 제외한 엑서지는 현재 상태 (T, P, x_k) 에서의 가용에너지(available energy)의 제한적인 사상태 (T_0, P_0, x_k) 에 대한 상대값으로 열역학 제 1 및 2 법칙으로부터 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{e} = \left\{ \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \right\} + \frac{1}{2}V^2 + gz \quad (3)$$

위 식 우변의 마지막 두 항은 각각 운동 및 위치 엑서지이며 첫번째 항은 물리적 엑서지이다. 일반적으로 가스터빈에서는 운동 및 위치 엑서지는 물리적 엑서지에 비해 상대적으로 작으므로 무시한다.

2.2.2 화학적 엑서지

고찰하고자 하는 물질에 있어서 k 번째 구성물질의 화학적 엑서지는 제한적인 사상태 (T_0, P_0, x_k) 에서의 가용에너지의 사상태 (T_0, P_0, x_k^*) 에 대한 상

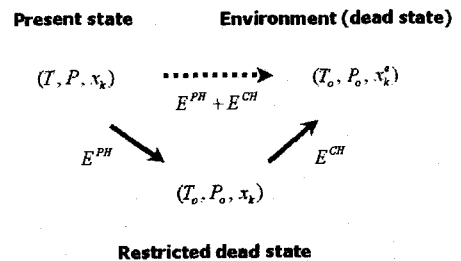


Fig. 1 Concept of dead state and restricted dead state in exergy analysis

대 값이다. 본 연구에서는 엑서지 해석에 있어서 사상대에 해당하는 대기 물질의 화학 조성(x_k^e)을 O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O 순서대로 20.74%, 78.22%, 0.03%, 1.01%씩 존재한다고 가정하였다. 일반적으로 화학적 엑서지는 구성물질의 성분에 따라서 다음과 같이 구해진다.⁽⁴⁾

1) 고찰하고자 하는 물질의 구성물질이 대기의 기본 구성물질만으로 구성되어 있을 경우
 각 구성물질의 화학적 엑서지는 기본 대기 구성 물질과의 화학포텐셜 차로써 다음과 같다.

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k (\mu_k - \mu_k^e) \quad (4)$$

$$\mu_k = \bar{g}_k(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \ln x_k \quad (5)$$

$$\bar{e}^{CH} = -\bar{R}T_0 \sum x_k \ln \frac{x_k^e}{x_k} \quad (6)$$

여기서 x_k , μ_k 와 \bar{g}_k 는 각각 고찰하고자 하는 물질의 k 번째 구성 물질의 몰비, 단위 몰당 화학포텐셜(chemical potential)과 깁스에너지(Gibbs energy)를 의미한다.

2) 고찰하고자 하는 물질의 구성물질이 대기의 기본 구성물질과 다른 물질들로 구성되어 있을 때

예를 들어, 가스터빈의 연료로 사용되는 탄화수소물(C_aH_b)의 경우가 이에 해당되는데 그 화학적 엑서지는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\bar{e}_{C_aH_b}^{CH} = \left\{ \bar{g}_{C_aH_b} + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O} \right\} (T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \ln \left[\frac{(x_{O_2}^e)^{a+b/4}}{(x_{CO_2}^e)^a (x_{H_2O}^e)^{b/2}} \right] \quad (7)$$

3. 구성부 엑서지 효율 및 파괴

Fig.2 는 가스터빈에서의 엑서지 흐름을 나타낸 것이다. 가스터빈의 3 대 구성부인 압축기, 연소기, 터빈 등으로 각각 유입되는 엑서지의 일부는 구성부를 통과하는 과정 중의 엔트로피 증가와 함께 파괴되며, 결과적으로 각 구성부의 출구로 유출되는 엑서지의 양은 유입량에 비해 줄어들게 된다. 또한, 가스터빈의 효율 향상과 관련된 터빈입구 온도 증대를 위해서는 압축기 후방의 고압 공기 중 일부를 연소기를 통과시키지 않고 터빈에 공급하

여 냉각공기로 활용하는데, 이러한 냉각공기도 엑서지 흐름에 영향을 미치는 주요 변수가 될 수 있다.

가스터빈 각 구성부에 대한 엑서지 효율(exergetic efficiency) ε 과 엑서지 파괴량(exergy destruction) ED 는 다음과 같이 구한다.

1) 압축기

$$\varepsilon_{comp} = \frac{EP_{comp}}{EF_{comp}} = \frac{E_{comp}(out) + E_{cooling} - E_{comp}(in)}{W_c} \quad (8)$$

$$ED_{comp} = E_{comp}(in) + W_c - E_{comp}(out) - E_{cooling} \quad (9)$$

2) 연소기

$$\varepsilon_{comb} = \frac{EP_{comb}}{EF_{comb}} = \frac{E_{comb}(out)}{E_{comb}(in) + E_{fuel}} \quad (10)$$

$$ED_{comb} = E_{comb}(in) + E_{fuel} - E_{comb}(out) \quad (11)$$

3) 터빈

$$\varepsilon_{turb} = \frac{EP_{turb}}{EF_{turb}} = \frac{W_t}{E_{turb}(in) + E_{cooling} - E_{turb}(out)} \quad (12)$$

$$ED_{turb} = E_{turb}(in) + E_{cooling} - E_{turb}(out) - W_t \quad (13)$$

4. 성능해석 대상 가스터빈

본 연구에서는 복합 화력발전에서 널리 운용되고 있는 150 MW 급 가스터빈인 GE 7FA 모델을 성능해석 대상으로 선정하였으며 이와 관련된 주요 사양을 Table 1 에 나타내었다. 또한 가스터빈의 성능을 정의하는데 필요한 기준 대기 상태의 온도와 압력을 각각 15 °C, 101.325 kPa 로 정하였다.

GE 7FA 모델은 복합 화력발전 하부 사이클의 열회수 향상을 위해 가변 입구 안내깃(VIGV: variable inlet guide vane)이 설치되어 있어 80% 부분부하까지 VIGV 을 조절하고 터빈출구온도와 압축기 출구압력을 이용해 터빈 입구 온도를 일정하게 하는 온도제어를 채택하고 있다. 이와 같은 온도제

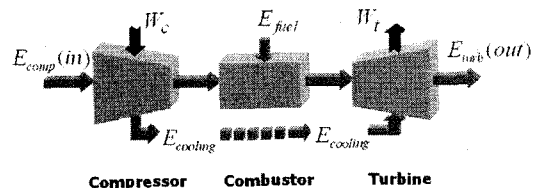


Fig. 2 Exergy flow of gas turbine engine

Table 1 Design specifications of the GE 7FA model

Svstem	GE 7F
Speed, rpm	3600
Electrical power, MW	150
Cycle efficiency, %	34.5
Compressor (18 stages)	
Pressure ratio	13.5
Combustor	Reverse flow type
Fuel	Methane
Turbine (3 stages)	
Exhaust air flow, kg/s	419
Firing temperature, °C	1260
Exit temperature, °C	600

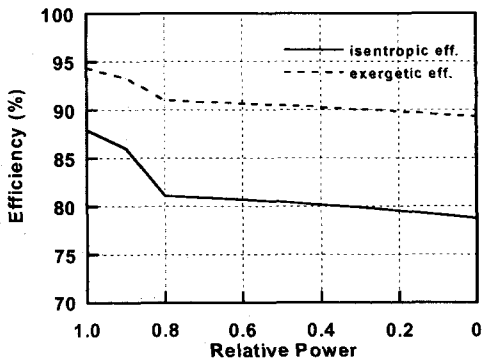


Fig. 4 Predicted isentropic and exergetic efficiencies of compressor in GE 7FA model.

어의 목적은 부하변동에 따른 가스터빈 출구온도의 변화를 최소화 시킴으로써 배기가스로부터의 열회수 효과를 높이기 위한 것이다. 또한, 80% 이하의 부분부하 영역에서는 IGV 를 고정시키고 연료량을 줄이면서 부하를 감소시키도록 되어있다.

5. 결과 및 토의

앞서 기술한 바와 같이 가스터빈 엔진의 엑서지 해석을 위해서는 에너지 밸런스를 이용한 정확한 성능예측이 선행되어야 한다. Kim 등⁽¹⁰⁾은 중형 가스터빈(Siemens V64.3)의 부분부하 운전시의 성능 해석결과를 제작사에서 제시한 운전자료와 비교하여 해석 모델의 적합성을 검증하였다. 또한 Kim 등⁽¹⁰⁾은 GE 7FA 모델 부분부하 성능해석도 수행하였는데 결과는 Fig.3 과 같다.

5.1 엑서지 효율

5.1.1 압축기

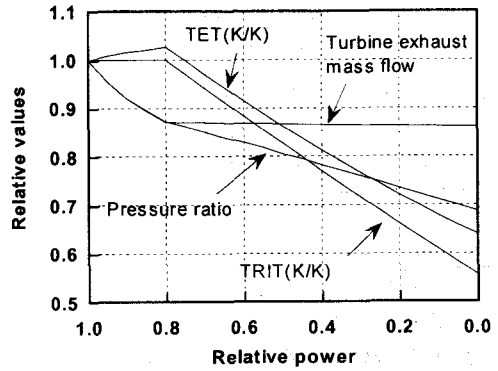


Fig. 3 Predicted part-load performances of GE 7FA model.⁽¹⁰⁾

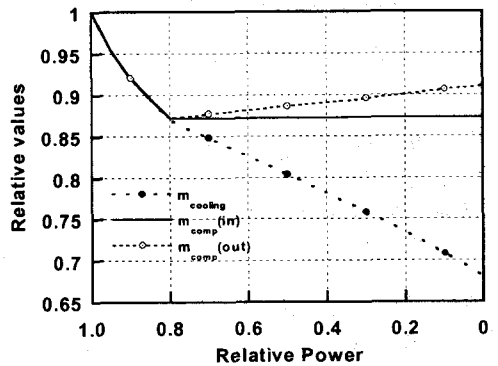


Fig. 5 Part-load performance data of compressor in GE 7FA model.

Fig.4 는 가스터빈 부하변동에 따른 압축기의 등엔트로피 및 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 압축기 엑서지 효율은 설계점에서부터 80% 부분부하 영역에서는 급격히 감소하다가 80% 이하 영역에서는 다소 완만하게 감소한다. 부하 변동에 따른 등엔트로피 효율의 변화 추이는 엑서지 효율과 거의 같은 형태이며, 다만 엑서지 효율보다 낮은 값을 가짐을 알 수 있다. 80% 부하까지 효율이 급격히 감소하는 이유는 가변 IGV 운전으로 인하여 압축기 손실이 급증하기 때문이다. 80% 부하 이하에서는 다시 고정된 IGV 상태에서 운전되므로 손실의 증가율이 둔화된다. 한편, 저부하 영역으로 갈수록 엑서지 효율이 등엔트로피 효율에 비하여 다소 더 완만하게 감소하는데, 이는 Fig.5 에서 관찰할 수 있는 바와 같이 압축기 흡입 공기량은 부하가 감소함에 따라 일정한데 비해 터빈으로 공급되는 냉각공기유량은 줄어들어 결과적으로 압축기 출구유량이 증대되어 엑서지 파괴가 감소하는 효과가 발생하기 때문이다.

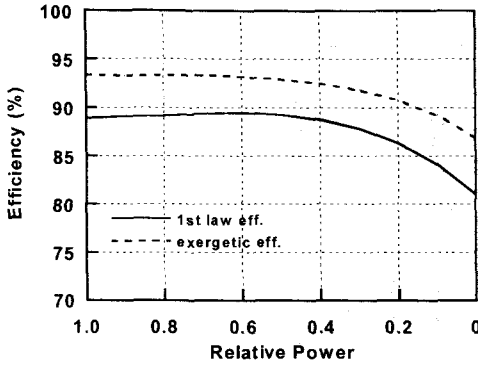


Fig. 6 Predicted 1st law and exergetic efficiencies of turbine in GE 7FA model.

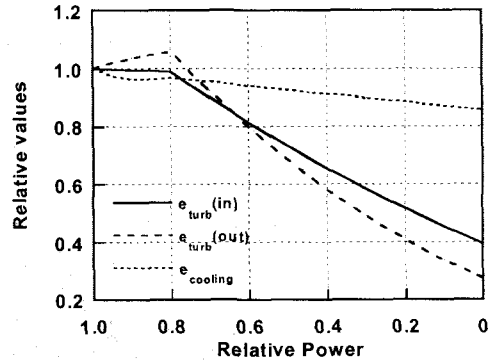


Fig. 7 Part-load performance data of turbine in GE 7FA model.

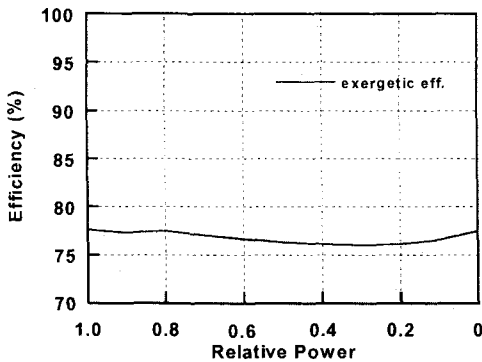


Fig. 8 Predicted exergetic efficiency of combustor in GE 7FA model.

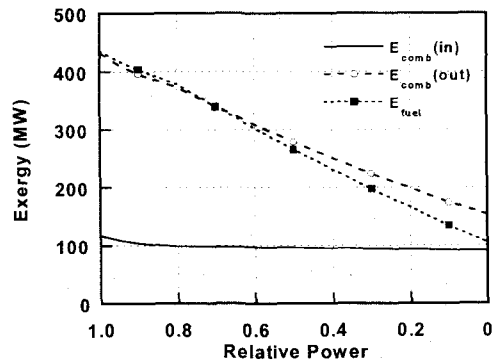


Fig. 9 Part-load performance data of combustor in GE 7FA model.

5.1.2 터빈

Fig.6 으로부터 80% 부분부하까지는 터빈 엑서지 효율이 일정한 값을 가짐을 알 수 있다. 이 구간에서는 온도계어로 인하여 터빈 입출구 온도가 거의 일정하게 유지되어 단위 질량 당 엑서지 및 터빈 일이 일정해지기 때문이다.

반면에 80% 부분부하 이하에서는 엑서지 효율의 점진적인 감소를 확인할 수 있다. 이 영역에서는 냉각 공기량의 감소로 냉각에 의한 영향은 줄어들게 되므로 엑서지 효율은 단위 질량 당 터빈 일과 입출구의 엑서지의 비로만 생각될 수 있다. 그런데 터빈 입출구에서 유사한 온도 감소율을 겪게 되지만 Fig.7 과 같이 높은 온도(입구부)의 부하변동에 따른 엑서지 변화율은 낮은 온도(출구부)의 부하변동에 따른 엑서지 변화율보다 작기 때문에 저온의 유입 엑서지가 고온의 유출 엑서지보다 상대적으로 작아져 엑서지 효율이 감소하게 된다.(부록 A 참조)

Fig.6 에서 1st law efficiency(열역학 제 1 법칙 효율)란 실제로 얻은 일을 각 단에서 이상적으로 생

산 가능한 일의 합으로 나눈 값으로 정의되는데 이는 터빈의 경우 압축기와는 달리 냉각 공기 유입에 의한 영향으로 인하여 각 단에서 정확한 등엔트로피 과정이 정의될 수 없기 때문에 등엔트로피 효율 대신 열역학 제 1 법칙 효율이라고 부르기로 한다. 이 그림으로부터 터빈에서의 두 효율의 부하에 따른 변화 추이는 일정한 간격을 두고 거의 유사함을 알 수 있다.

5.1.3 연소기

압축기와 터빈은 등엔트로피 과정에 기초한 유체기계로서 탈설계 운전 시 등엔트로피 효율이 낮아진다는 것은 엔트로피가 증가한다는 의미이므로 이에 따른 비가역성의 증가가 엑서지 파괴의 증대로 나타나고, 그 결과 엑서지 효율이 감소하게 된다. 반면에 연소기의 경우에는 압축기 및 터빈과는 달리 주요 비가역성은 화학적 반응에 따른 연소현상에 의해서 지배되게 된다. 따라서, 연소기의 성능을 표현할 수 있는 유일한 방법은 연소현상의 비가역성 정도를 표현할 수 있는 엑서지 효율밖에

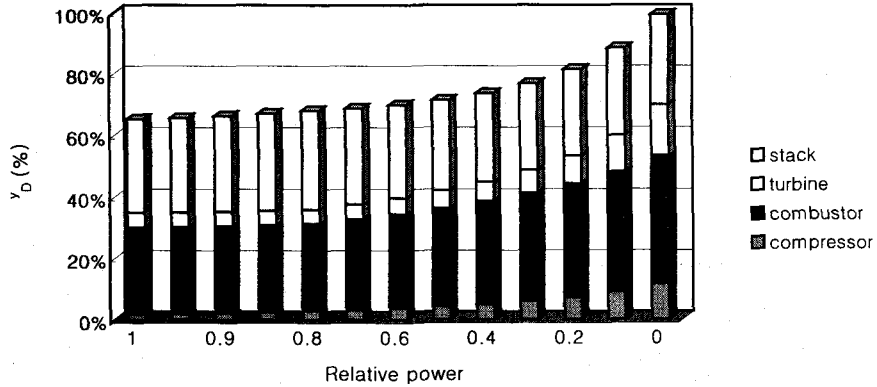


Fig. 10 Exergy destruction rates of components of GE 7FA model.

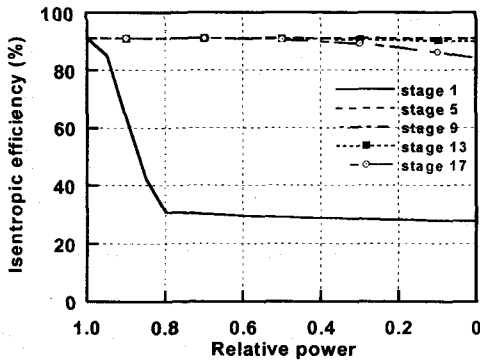


Fig. 11 Isentropic stage efficiencies of compressor in GE 7FA model.

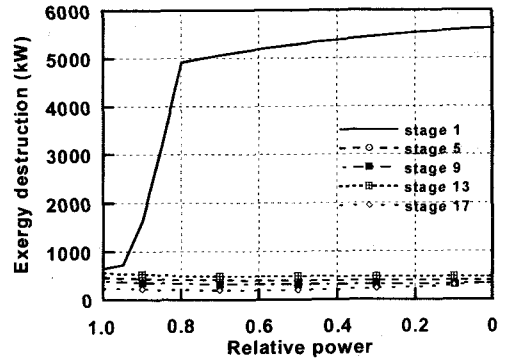


Fig. 12 Exergy destruction of compressor stages in GE 7FA model.

없다. Fig.8 에서와 같이 연소기의 엑서지 효율은 부하 변동에 따라 거의 일정하지만 저 부하 영역에서 약간의 증가를 보이는 이유는 본 연구에서 고찰한 GE 7FA 모델의 부하 변동에 따른 연소기 입출구에서의 온도 변화, 공기 및 연료 유량의 상대적인 변화 추세에 의한 특수한 현상으로 추정된다(Fig.9).

5.2 엑서지 파괴율

엑서지 파괴율이란 아래의 식과 같이 가스터빈에 유입되는 연료 엑서지에 대한 엑서지 파괴량의 상대 값으로 정의한다. 이로부터 엑서지 개념에 의한 사이클 효율은 $1 - y_D$ 의 개념임을 알 수 있다.

$$y_D = \frac{ED}{E_{fuel}} \quad (14)$$

Fig.10 은 각 부분부하 상태에서의 가스터빈 전체의 엑서지 파괴율을 보여주고 있다. 여기서 막대 내부의 분배는 부분부하 시의 각 구성부의 엑서지 파괴율을 의미한다. 부하가 작아질수록 압축기와 터빈은 비가역성의 증가로 인한 엑서지 효율의 감소에 따라 엑서지 파괴량이 증대하여 각각의 엑서지 파괴율이 커진다.

연소기의 경우에도 엑서지 효율이 부하변동에 따라 거의 일정하거나 저부하 영역에서 증가함에도 불구하고 엑서지 파괴율은 부하가 감소할수록 증가하며, 압축기 및 터빈에 비하여 상대적으로 그 크기가 크다. 따라서, 가스터빈의 3 대 구성부 중 비가역성이 가장 큰 부분은 연소기임을 알 수 있다.

또한 배기부(stack)의 엑서지 파괴율은 부하가 감소함에 따라 줄어들는데 이는 배기부 자체의 엑서지 파괴량이 줄어든 것이라기보다는 배기부 열

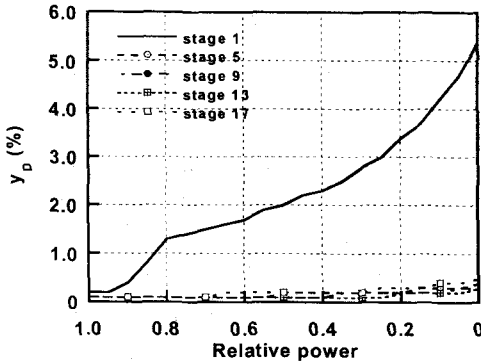


Fig. 13 Exergy destruction rates of compressor stage with relative power.

회수를 통해서 회수하거나 개선시킬 수 있는 가용 에너지가 줄어든 것을 의미한다.

5.3 압축기 및 터빈 단별 성능

5.3.1 압축기

Fig.11 은 부분부하 시의 압축기 각 단의 등엔트로피 효율을 나타낸 것이다. 100%~80% 부하영역에서의 IGV 제어 시 첫 단의 유로 면적이 줄어들고 성능이 저하되어 등엔트로피 효율은 급격한 감소를 겪게 된다. 그러나, 80% 부분부하 이하에서는 IGV 이 고정되므로 등엔트로피 효율은 일정한 값을 갖게 된다. 이와는 달리 나머지 단에서는 부분부하 시 대체로 일정한 값을 유지하는데 터빈 냉각공기가 추출되는 첫 단(13 번째 단)의 하부 단에서는 80% 부분부하 이하에서 냉각공기의 감소로 인하여 하부 단으로의 유입 공기량이 증가하여 등엔트로피 효율이 낮아진다. 이는 일반적으로 예상되는 경향⁽¹¹⁾을 반영하는 것으로써 가스터빈 해석 모델링이 합리적이었음을 보여주는 결과이다.

Fig.12 는 부분부하 시의 압축기 각 단의 엑서지 파괴량을 나타낸 것이다. Fig.11 과 같이 첫 단의 비가역성의 증대로 인해서 첫 단의 엑서지 파괴량이 큰 비중을 차지하는 것을 확인할 수 있다. Fig.13 은 Fig.12 를 엑서지 파괴율인 y_D 로 나타낸 것이다. 80% 부분부하 이하에서의 y_D 의 급격한 증가는 가스터빈 공급연료의 총 엑서지 감소로 인해서 발생하는 것으로 해석할 수 있겠다.

결론적으로 Fig.11, 12 와 13 으로부터 IGV 영향을 직접 받는 첫 단의 성능 저하에 의해서 압축기 전체 성능이 좌우됨을 확인할 수 있었다. 따라서, IGV 뿐만 아니라 압축기 앞부분의 정익(stator)들을 가변형상으로 만들어 IGV 에 의한 첫 단의 성능저하를 분산시켜줌으로써 성능을 개선시킬 수

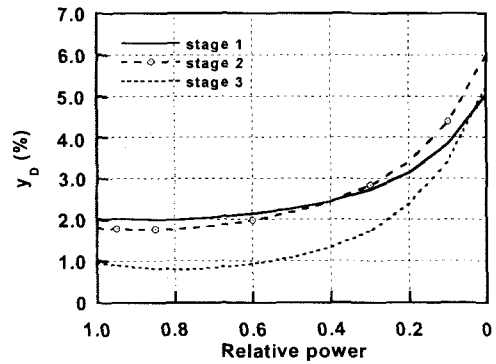


Fig. 14 Exergy destruction rates of compressor stage with relative power.

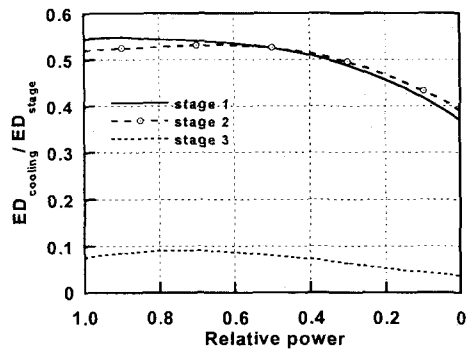


Fig.15 Relative exergy destruction due to turbine blade cooling process with relative power.

있을 것이다.

5.3.2 터빈

Fig.14 는 터빈 각 단의 y_D 를 나타낸 것으로 부하가 낮아질수록 비가역성의 증대로 값이 커지는 것을 알 수 있다. 여기서 저부하 시 첫 단 y_D 의 다른 단에 비해 상대적인 완만한 증가는 부하가 줄어들수록 냉각공기의 사용이 급격히 줄어들고 이에 따라 냉각공기를 상대적으로 가장 많이 사용하는 1 단에서의 냉각에 의한 엑서지 파괴량이 Fig.15 에서와 같이 다른 단에 비해서 상대적으로 작아지기 때문이다. 또한, 터빈의 앞 두 단에서 냉각에 의한 엑서지 파괴량이 단 엑서지 파괴량의 절반정도를 차지하므로 이것이 터빈의 비가역성을 증대 시키는 주요 원인임을 알 수 있다.⁽⁹⁾

6. 결론

본 연구에서는 대형 발전용 가스터빈의 부분부하 운전에 대한 성능특성을 엑서지 개념을 이용하

여 해석하였다. 본 연구의 주요 결과는 다음과 같이 요약된다.

- (1) 압축기와 터빈은 부분부하 운전 시 비가역성이 증가하여 엑서지 효율이 감소되며 이는 등엔트로피 효율 변화와 유사한 경향성을 보인다.
- (2) IGV 제어로 인한 첫 단의 성능저하가 압축기 전체 엑서지 성능을 좌우함을 확인할 수 있었다.
- (3) 터빈에서 냉각에 의한 엑서지 파괴가 단 엑서지 파괴의 주요인임을 알 수 있었고 이를 최소화 시킬 수 있는 냉각시스템 최적화의 필요성을 확인하였다.
- (4) 부하가 감소할수록 가스터빈의 엑서지 파괴율이 증가하며, 가스터빈에 있어서 연소기에서의 비가역성에 의한 엑서지 파괴가 전체 효율을 지배하는 가장 큰 요인임을 다시 한번 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집 (B) 제 20 권, 제 7 호, pp. 2409-2420.
- (2) 김수미, 오세윤, 홍용식, 1995, "산업용 가스터빈의 실제적인 부분부하 성능예측방법," 한국항공우주학회지 제 23 권, 제 3 호, pp. 57-63.
- (3) Facchini, B., 1993, "A Simplified Approach to Off-designed Performance Evaluation of Single Shaft Heavy Duty Gas Turbines," *Proc. of 1993 ASME COGEN-TURBO Conf.*, IGTI-Vol. 8, pp. 189-197.
- (4) Moran, M. J., Sciubba, E., 1994, "Exergy Analysis: Principles and Practice," *Trans. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 116, pp. 285-290.
- (5) Huang, F. F., 1990, "Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second Law Analysis," *Trans. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 112, pp. 117-121.
- (6) Sarabchi, K., 1992, "Parametric Analysis of Gas Turbine Cogeneration Plant from First and Second Law Viewpoints," *Proc. of 1992 ASME COGEN-TURBO Conf.*, IGTI-Vol. 7, pp. 485-492.
- (7) 오영삼, 김종진, 최기련, 목영일, 1993, "엑서지분석

에 의한 열병합발전의 효율제고에 관한 연구," 한국에너지공학회지, 제 2 권, 제 1 호, pp. 83-94.

- (8) Tsatsaronis, G., Tawfik, T., Lin, L., Gallaspy, D. T., 1994, "Energetic Comparison of Two KRW-Based IGCC Power Plants," *Trans. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 116, pp. 291-299.
- (9) Facchini, B., Fiaschi, D., Manfreda, G., 2000, "Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines," *Trans. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 122, pp. 233-238.
- (10) Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S. and Ro, S. T., 2000, "Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy-Duty Gas Turbines," ASME Paper 2000-GT-548, accepted for publication in *Trans. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*.
- (11) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, *Gas Turbine Theory*, 4th ed., Longman Group Limited, U.K.
- (12) 노승탁, 2000, 최신훈 공업열역학, 문운당, 15 장

부록 A: 엑서지 변화율과 온도의 관계

개방시스템에서 이상기체의 엑서지를 온도와 압력의 함수로 표시하면 다음과 같다.⁽¹²⁾

$$\begin{aligned}
 e &= h - h_0 - T_0(s - s_0) \\
 &= C_p(T - T_0) - T_0 \left(C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (A.1) \\
 &= C_p T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) - \ln \frac{T}{T_0} + \left(1 - \frac{1}{k} \right) \ln \frac{P}{P_0} \right]
 \end{aligned}$$

여기서 C_p 와 k 는 각각 정압비열과 비열비이다. $\theta = (T/T_0) - 1$ 로 치환하여 일정 압력에서 엑서지의 온도에 대한 변화율은 다음과 같다.

$$A = \frac{de}{edT} = \frac{d(\ln e)}{T_0 d\theta} = \frac{1}{T_0(\theta+1)} \left[\frac{1}{1 - \frac{\ln(\theta+1)}{\theta}} \right] \quad (A.2)$$

식 (A.2)에서 분모가 단조 증가하므로 고온(T_H) 과 저온(T_L) 사이에 다음이 성립된다.

$$A(T_H) < A(T_L) \quad (A.3)$$

즉, 고온에서의 온도에 따른 엑서지 증가 구배는 저온에서의 경우에 비하여 작음을 알 수 있다.