

가스터빈 시스템의 성능 및 NOx 배출 예측을 위한 모사방법

이한구 · 강승중 · 이 찬

고등기술연구원 전력에너지연구소

A Simulation Method for Predicting the Performance and the NOx Level of Gas Turbine System

Han-Goo Lee, Seung-Jong Kang and Chan Lee

Electric Power System Laboratory, Institute for
Advanced Engineering, Seoul 100-714, Korea

요 약

가스터빈 사이클의 성능 및 NOx 배출물 생성량 예측을 위한 모사 프로그램을 개발하였다. 압축기 및 터빈은 등엔트로피 과정으로, 연소기는 Thermal NOx 생성을 수반하는 연소모형으로서 가정하였다. 또한 터빈 냉각을 위한 추출공기량과 냉각방식이 터빈 성능에 미치는 영향은 적절한 상관 관계식을 도입하여 평가하였다. 본 성능평가 모델을 이용하여 예측된 결과와 실험결과간의 비교를 통하여 모델의 타당성을 검증하였고, 증기 분사량, 터빈 냉각변수 및 압축비 변화에 따른 예측결과를 통하여 가스터빈 시스템 최적 운전 및 설계기준을 제시하였다.

Abstract—A simulation program is developed to predict both the performance and the NOx emission level of gas turbine system. The compressor and the turbine are assumed to be operated isentropically. The gas turbine combustor is approximated by incorporating a reactor model with thermal NOx formation mechanism. The amounts of bleeding flows for turbine blade cooling are determined, and the effects of bleeding flow and cooling method on turbine efficiency are estimated through the available correlations in open literature. The validity of the present method is proven by comparing the prediction results with experimental data. Optimal design criterion of gas turbine system are provided by the parametric study in which design variables such as steam injection, pressure ratio, turbine inlet temperature, and turbine blade cooling parameter are varied.

1. 서 론

최근들어 이루어지고 있는 가스터빈의 기술적 진보는 작동 압축비와 온도를 크게 향상시켜 가스터빈의 고출력/고효율화를 가능하게 하였으며, 환경특성면에서도 다른 원동기에 비해 월등히 우수한 면모를 보여주고 있다. 가스터빈 사이클의 압축비는 공기 압축기 블레이드 설계기술의 진보에 힘입어 16기압까지 증가되었으며, 터빈입구온도도 터빈블레이드 냉각기술과 재료 응용기술의 적용에 의해 최고 1300°C 까지 사용가능하게 되었다. 또한 가스터빈내에서 발생하는 NOx 등과 같은 공해물질의 저감에 있어서도 증기분사방식이나 회박연

소기술의 적용을 통해 괄목할만한 성과를 보여주고 있다¹⁾. 이러한 가스터빈의 우수한 성능특성으로 인해, 가스터빈은 차세대 발전분야의 동력장치로 크게 각광받고 있으며, 그 응용범위도 단순 가스터빈발전 뿐만 아니라 복합발전, 석탄가스화 복합발전, 가압 유동층 연소 복합발전 시스템에 이르기까지 매우 다양하다²⁾.

가스터빈 및 응용 시스템의 개발을 위해서는 각 구성요소별 설계사양 및 기준을 제시해 주고 작동조건에 따른 성능변화를 예측해 줄 수 있는 시스템 모사 프로그램의 작성이 선결 과제이다. 즉, 시스템의 모사를 통해 설계변수 및 조건이 결정되어지면, 각 구성요소의 세부적인 설계가 이루어 질수 있는 것이다. 이러한 가스

터빈 시스템의 성능모사를 위한 해석적 연구가 여러 연구자에 의해 수행되어졌다. Sarabchi³⁾는 압축비, 증기분사량 및 폐열회수보일러의 작동조건이 가스터빈의 출력 및 효율에 미치는 영향을 검토하였다. Consoni 등⁴⁾은 증기분사 가스터빈 시스템의 성능예측에 터빈 블레이드 냉각 및 탈설계점 작동에 의한 영향을 고려할 수 있는 모델을 제시하였고, 이를 바탕으로 증기분사 가스터빈 시스템의 설계변경시 필요한 설계기준을 검토하였다. Manfrida 등⁵⁾은 가스터빈시스템이나 복합발전설비에 필요한 증기분사용 폐열회수보일러의 설계개념들을 비교하면서, dual-pressure 증기분사의 개념이 single-pressure인 것에 비해 효율적임을 정량적으로 보여 주었다. Frustschi와 Wettstein⁶⁾은 열병합발전을 위해 사용될수 있는 가스터빈 증기분사와 복합발전 시스템에 대한 모사를 통해, 운전조건에 따른 각각의 동력/열 성능을 예측하였고 이를 통해 유용한 설계기준을 제시하였다.

그러나 가스터빈의 NOx 배출과 관련된 연구는 시스템 모사와는 독립적으로 연소기 해석을 근간으로 하여 이루어져 왔다. Mellor⁷⁾는 반응기 모델을 이용한 가스터빈 연소기 해석방법론에 대한 비교/검토를 수행하여, 반응기 모델을 응용한 NOx 예측이 매우 유용함을 보여주었다. Rizh와 Mongia⁸⁾는 기존에 제안된 NOx 생성 화학반응체계를 비교/분석하면서, Zeldovich의 열적 NOx 모델이 비교적 타당한 예측을 가져다줌을 보여주었다. Bozza 등⁹⁾은 연소기내 작동변수(압축비, 연료/공기당량비 및 체류시간)들이 NOx 생성에 미치는 영향을 검토하였으며, 그들의 연소해석은 반응기 모델의 결합에 근거를 두고 있다.

앞서의 연구들을 통해 다양한 가스터빈 응용시스템에

대한 성능예측과 연소기내 NOx 생성에 대한 예측이 이루어졌으나, 가스터빈 운전조건에 따라 성능과 환경 배출 특성의 상관관계를 동시에 규명할 수 있는 모사방법의 확립은 최근들어 시도되고 있는 실정이다. 본 연구에서는 가스터빈의 주요 구성요소인 압축기, 터빈 및 연소기에 대한 모델을 제시하였고, 터빈냉각을 위한 추출공기량과 냉각방식이 터빈효율에 미치는 영향을 평가할 수 있는 정량적 관계식도 도입하였다. 가스터빈 연소기내에 분사되는 증기발생을 위한 폐열회수 증기발생장치는 일련의 열교환기를 이용하여 모사하였다. 연소기내의 NOx 발생은 Zeldovich의 열적 NOx(Thermal NOx)생성모델과 반응기모델을 결합하여 해석하였다. 본 모사방법을 이용하여 예측된 가스터빈의 성능 자료를 GE 가스터빈의 시험자료들과 비교, 분석함으로써 예측 정확도를 검증하였고, 터빈냉각방식, 압축비, 터빈입구온도 및 증기분사량이 가스터빈의 성능/환경 특성에 미치는 영향을 매개변수해석을 통하여 검토하였다.

2. 시스템 구성 및 모사방법

2-1. 시스템 구성

본 연구에 적용한 가스터빈 사이클은 Fig. 1과 같이 압축기, 연소기 및 터빈으로 이루어지는 단순 가스터빈 사이클에 터빈 날개의 냉각을 위한 냉각계통과 증기분사를 위한 폐열회수 증기발생장치로 구성된다.

Fig. 1에서 알 수 있듯이 상온·상압의 공기가 압축기를 통하여 압축이 되며, 이때 압축공기의 일부를 터빈 날개의 냉각 및 연소가스 회석을 위하여 추출시킨다. 연소기내에서는 공급되는 연료, 증기 및 압축공기가 혼

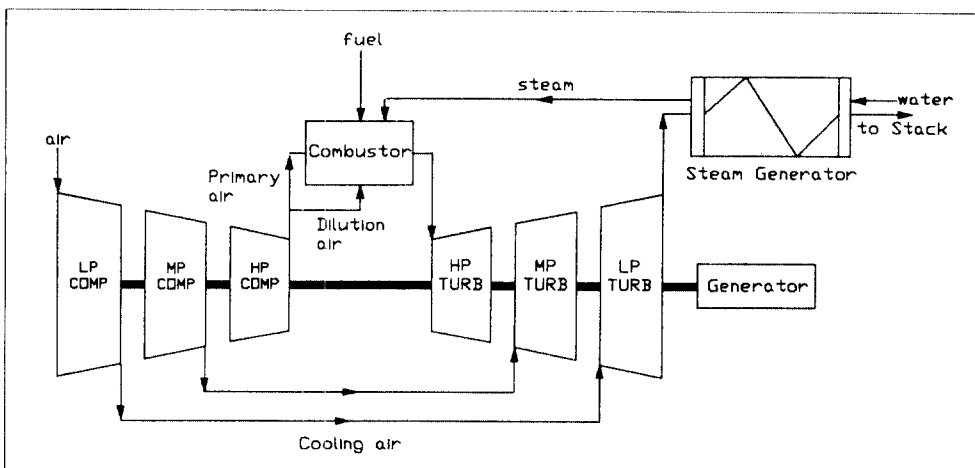


Fig. 1. The flow diagram of steam injected gas turbine cycle.

Table 1. Chemical compositions of air and natural gas.

	Air	Natural gas
N ₂	0.75	0.05
O ₂	0.23	—
AR	0.01	—
H ₂ O	0.01	—
CH ₄	—	0.90
C ₂ H ₆	—	0.50

합되어 연소반응을 거쳐 고온·고압의 연소가스를 배출하고, 이 가스는 터빈을 구동시킨 후 연소기내에 분사되는 과열증기의 생산을 위한 열원으로 활용된다. 연소기내에 주입되는 연료로서 천연가스를 사용하였다. 본 연구에 사용되어진 공기와 천연가스의 조성은 Table 1과 같다.

2-2. 해석방법

2-2-1. 압축기/터빈

가스터빈 시스템에 사용되어지는 압축기 및 터빈은 등엔트로피 과정으로 가정하였으며, 이 때의 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad : \text{압축기}$$

$$= \frac{h_2 - h_1}{h_{2,is} - h_1} \quad : \text{터빈} \quad (1)$$

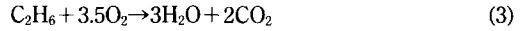
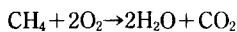
이때 등엔트로피 과정을 거치는 이상적인 단위 질량당 엔탈피 증가/감소는 다음의 열역학 관계식을 통해 구해진다.

$$h_{2,is} - h_1 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2)$$

압축/팽창비 및 압축기/터빈의 입구조건이 주어지면 식 (1), (2)로 부터 압축기/터빈을 통과했을때 발생하는 엔탈피의 차이를 구할 수 있으며, 이때 등엔트로피 효율은 가스터빈 제작시 결정되는 값이다.

2-2-2. 연소 및 NOx 생성반응

천연가스는 연소기내의 연소구역(Combustion zone)에서 순간적으로 공기와 반응하여 완전연소된다고 가정하였으며, 연소가스는 연소구역 후방의 희석구역(Dilution zone)에서 터빈입구온도를 유지하기 위하여 압축기에서 추출된 압축공기와 혼합되어 냉각된다. 천연가스의 연소반응은 다음과 같은 정량적 관계를 가진다.



연소과정중에 발생하는 압력 손실은 4%, 열손실은 천연가스 발열량의 4%로 가정하였으며, 식 (3)의 화학관계식을 Stoichiometric 반응비와 결합하여 연소현상을 해석하였다.

NOx 생성반응은 연소반응에 비해 매우 늦으므로, 본 연구에서는 NOx 생성과정이 화염 형성이후에 일어난다고 가정하였고, 연소과정중에 발생하는 NOx 생성모형은 Zel'dovich의 열적 NOx 메커니즘을 적용하였으며, 그 반응식은 다음과 같고,



NOx 생성반응율은 다음과 같이 표현할 수 있다¹⁰⁾.

$$d[NO]/dt = 2k_f[N_2][O] \quad (5)$$

이때, $k_f = 7 \times 10^{13} \exp(-37,750/T) \text{ cm}^3/\text{mol sec}$

식 (4)에서 보여지듯이, NOx 생성반응은 고온에서 산소가 해리된 후 질소와 반응하여 이루어지므로, [O]의 농도는 평형상태관계식을 이용하여

$$[O]^2 = K_c[O_2] \quad (6)$$

로 나타낼 수 있으며, 이때 평형상수(K_c)는 다음과 같이 온도의 함수로 표현된다.

$$K_c^{1/2} = 4.1 \exp(-29,150/T) \text{ (mol/cm}^3)^{1/2}$$

그러므로, 식 (6)을 식 (5)에 대입하여 정리하면, NOx의 생성반응율은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$d[NO]/dt = 5.7 \times 10^{14} [N_2][O_2]^{1/2} \exp(-66,900/T) \text{ mol/cm}^3\text{sec} \quad (7)$$

그러므로, 본 연구에서는 앞의 식 (5)~(7)에서 기술된 NOx 반응체계를 Plug-flow 반응기 모델과 결합하여 NOx 생성량을 예측하였다.

2-2-3. 터빈날개 냉각 및 공기추출

고온에서 동작하는 터빈 날개의 냉각에 필요한 공기량은 실험적 상관관계식을 도입하여 결정하였다. GE의 실험결과¹¹⁾에 따르면, 터빈날개 냉각에 필요한 추출공기량은 터빈입구온도(TIT)에 의해 주로 연관되어지며 다음과 같은 상관관계를 갖는다.

$$\text{at } P_1 = (PR)^{1/2} \times P_{atm}$$

$$m_{c1} = m_{air} [(TIT/10^4) - 0.15]$$

$$\text{at } P_2 = (PR)^{2/3} \times P_{atm}$$

Table 2. Coefficients of turbine cooling methods on turbine efficiency.

Method of Cooling	Trailing Edge Injection(%)	C _N	C _B
Convection	100	0	0
	75	0.12	0.24
Film/Convection Combination	50	0.15	0.30
	25	0.18	0.36
Full Coverage film	0	0.35	0.60
Transpiration/Convection Combination	25	0.50	1.00
Transpiration	0	1.00	1.50

$$m_{C2} = m_{air} [(TIT/10^4) - 0.13]$$

$$\text{at } P_3 = (PR) \times P_{atm}$$

$$m_{C3} = m_{air} [(TIT/2 \times 10^4) - 0.07] \quad (8)$$

이때, 식 (8)의 상관관계식은 터빈입구온도 1,144 K~1,588 K의 범위내에서 잘 부합되며, m_{air} 는 압축기로 유입되는 전체 공기량, m_c 는 냉각 공기량, PR은 가스터빈의 전체 압축비, P는 추출공기의 압력, P_{atm} 은 대기압력을 나타내며, TIT는 화씨온도 단위로 표현되는 값이다.

앞서 결정된 냉각 공기가 터빈블레이드의 냉각에 사용될때, 냉각 공기량과 냉각방식이 터빈 효율에 미치는 영향을 고려하기 위하여 미국 EPRI(Electric Power Research Institute)의 시험결과를 바탕으로 작성된 다음과 같은 상관관계식을 사용하여 터빈의 등엔트로피 효율을 보정하였다¹²⁾

$$(\eta_T)_{COOLED} = (\eta_T)_{UNCOOLED} (1 - C_N(m_c/m_G)_N - C_B(m_c/m_G)_B) \quad (9)$$

여기서, C_N 및 C_B는 냉각방식에 따른 계수로서 Table 2와 같으며, m_c 는 냉각공기의 양을 m_G 는 터빈으로 유입되는 공기의 양을 나타내며, 하첨자 N, B는 각각 터빈의 노즐과 블레이드를 의미한다.

2-2-4. 폐열회수 증기발생장치

가스터빈 연소기내 분사되는 증기는 가스터빈의 고온 연소가스와 공급되는 물과의 열교환을 통해 발생되며, 폐열회수 증기발생장치는 Fig. 2와 같이 예열기(Economizer), 증발기(Evaporator), 과열기(Superheater)로 구성하였다.

연소기로 유입되는 증기의 조건은 GE의 설계 기준에 따라 압축기 출구조건에 비해 0.35 MPa (50 psi) 가압되고, 27.8 K(50°F)로 과열된 상태에서 모델링하였다¹³⁾.

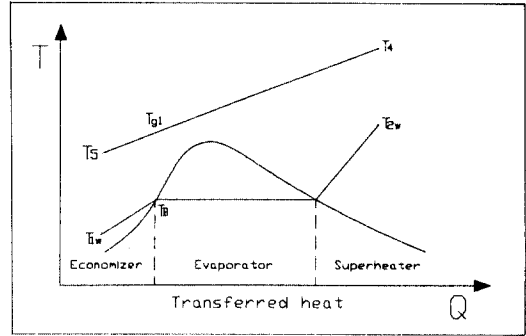


Fig. 2. Temperature variation diagram in heat recovery steam generator.

Fig. 2는 폐열회수 증기발생장치내의 온도변화를 나타낸 것이며, 위의 증기 조건으로부터 각 부분의 온도 조건을 구할 수 있다.

$$T_{gl} = T_4 - \frac{m_s}{m_g C_{p,pd}} (h_{2w} - h_B) \quad (10)$$

$$T_5 = T_{gl} - \frac{m_s}{m_g C_{p,pd}} (h_B - h_{1w}) \quad (11)$$

식 (10), (11)에서 계산된 온도를 이용하여, 폐열회수 증기발생장치내의 주 설계요소인 pinch-point 온도차를 산출할 수 있으며, 본 연구에서는 허용가능한 최소 pinch-point 온도차이를 20°C로, 연돌을 통해 나아가는 배출가스온도(T_6)의 최소치를 130°C로 가정하였다³⁾.

3. 결과 해석 및 논의

3-1. 해석방법의 검증

본 연구에서 제안된 해석방법의 예측 정확도를 검증하기 위하여, GE의 가스터빈 시스템에 대한 예측결과를 실제 시험결과와 비교하였다. 본 연구에서 비교 대상으로 선정한 가스터빈은 GE사의 MS-7001E, F, FA 모델들이며 터빈냉각은 제 1단과 제 2단의 블레이드 및 제 2단의 노즐은 대류냉각(Convection cooling) 방식에 의해, 제 1단의 노즐은 대류/막 냉각결합(Combination of film and convection) 방식에 의해 이루어진다^{14,15)}. GE 가스터빈들의 설계유량, 압축비 및 터빈입구온도는 Table 3에 나타나 있다.

Table 4는 본 해석방법의 결과와 실험 자료를 비교한 것으로서, 예측된 가스터빈 성능이 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다는 것을 알 수 있으며, 예측과 실험간의 상대오차가, NOx 생성을 제외하고는, 최대 7% 미만임을 보여주고 있다.

Fig. 3(a)와 (b)는 본 연구에서 제안된 NOx 생성 모델의 예측결과와 실험결과간의 비교를 보여주고 있으며, 여기서 NOx level은 15% O₂ 기준의 값이다. 본 계산에 사용되어진 가스터빈 모델은 MS7001F이며, 이때 터빈 입구온도는 -냉각기술의 발달로 인해 -최초모델의 1,260°C 에서 1,288°C 로 상승된 경우이다¹⁶⁾. Fig. 3(a)와 (b)에서 볼 수 있듯이 주어진 터빈입구온도, 증기/연료 비율에 대해 예측결과와 실험결과¹³⁾가 최대 21% 오차 범위내에서 일치하고 있으며, 터빈입구온도의 감소에 따라 예측에 의한 오차가 증가하는 이유는 본 연구에서 사용된 NOx 생성 반응율이 고온의 실험자료로부터 얻어진 관계식이기 때문이다.

3-2. 매개변수 연구

앞서 검증된 해석방법을 바탕으로 매개변수 연구를 수행하였다. Fig. 4는 압력비의 변화에 따른 가스터빈 특성 및 NOx 생성량을 보여주는 것으로, 터빈입구온도가 1,420 K, 1,560 K에 대해 압력비가 각각 15와 18인 경우에 최대 출력을 나타내고 있으며, 이는 가스터빈의 성능을 최대로 발휘할 수 있는 최적 설계점을 제시해주는 것을 의미한다. 그러나, 환경문제를 고려할 때, 이러한 설계점에서 운전한다는 것이 바람직하지 않다는 것을 본 모델의 결과로부터 알 수 있다. Fig. 4에 의하면 최적 설계점에서의 NOx 생성량은 각각 62.5, 73.4 ppm으로서 환경규제 기준을 초과하는 운전이며, 이를 극복하기 위한 방안으로 가스터빈 연소기에 증기를 분사시킴으로서 NOx 생성량을 저감시킬 수 있다.

Fig. 5는 본 모델을 통해 예측된 증기분사 시스템의

Table 3. Input conditions for GE's gas turbine systems.

	MS7001E	MS7001F	MS7001FA
Turbine Inlet Temp.(°C)	1148	1260	1288
Air Flow(Kg/sec)	410	410	417
Pressure Ratio	13.0	13.0	14.7

Table 4. Performance comparisons between predictions and experiments.

	MS7001E			MS7001F			MS7001FA		
	Exp.	Pred.	ERR.(%)	Exp.	Pred.	ERR.(%)	Exp.	Pred.	ERR.(%)
Heat Rate(kcal/kWh)	2528.7	2511.9	0.66	2.617.1	2466.5	5.75	2394.8	2389.3	0.23
Work _{NET} (MW)	125	126.4	1.12	135.7	144.9	6.78	159	152.3	4.21
Efficiency(%)	34.0	34.2	0.58	32.9	34.9	6.08	35.9	36.0	0.28
NOx Production(ppm)	93	113.3	21.83	N/A	196.9	N/A	N/A	314.9	N/A
Exhaust Temp.(°C)	533	516	3.19	593	568	4.21	590	556	5.76

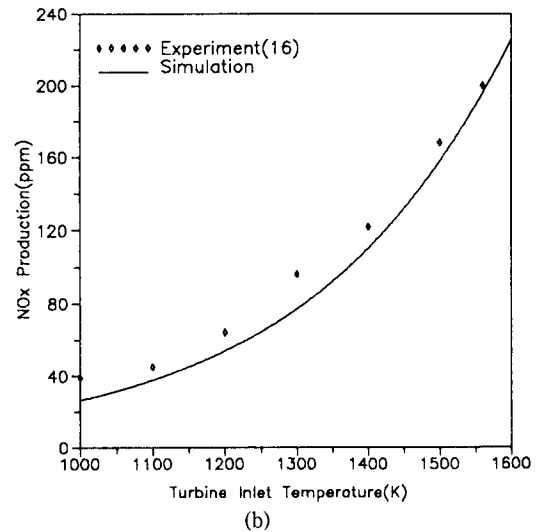
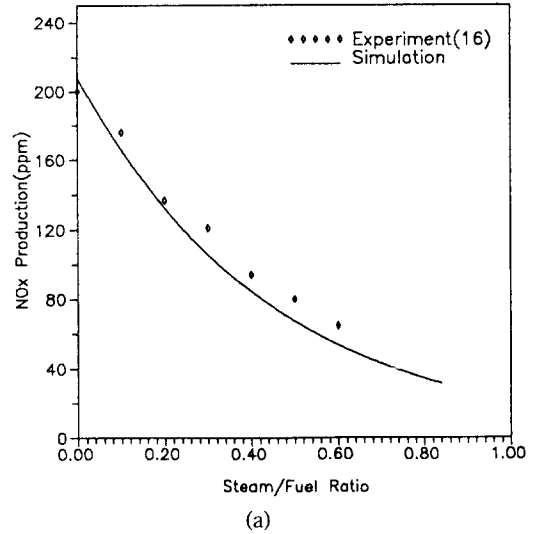


Fig. 3. Comparisons of the NOx predictions with experiments of MS7001F.
 (a) NOx production vs steam addition(TIT= 1288°C)
 (b) NOx production vs TIT

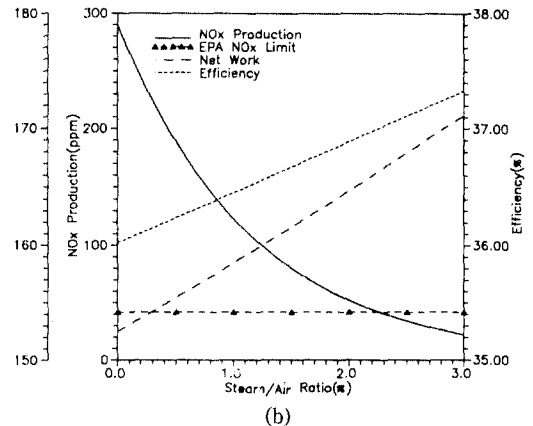
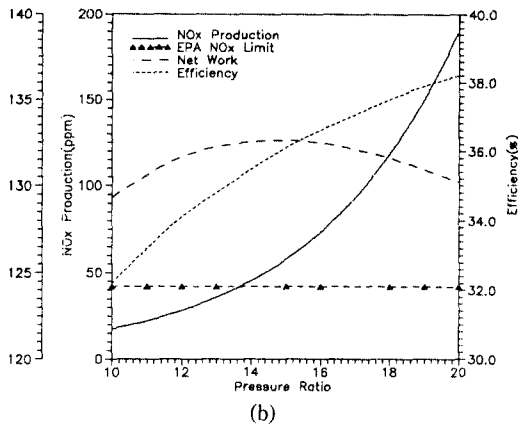
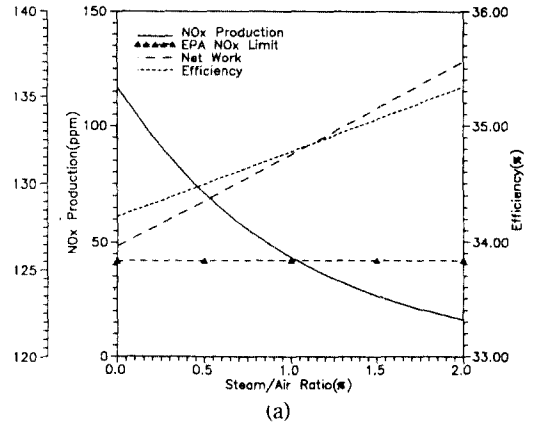
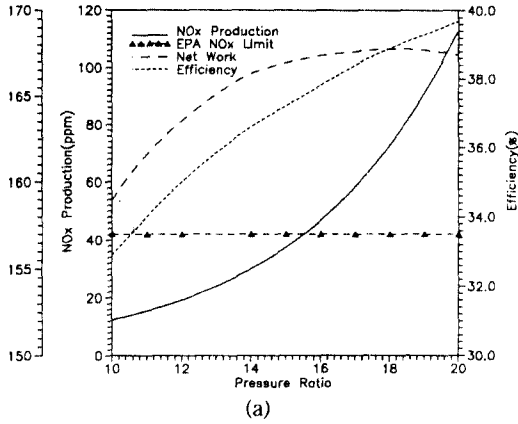


Fig. 4. Variations of network, efficiency, and NOx level with pressure ratio.

(a) MS7001E gas turbine(TIT=1,420 K)

(b) MS7001FA gas turbine(TIT=1,560 K)

Fig. 5. Effect of steam addition on gas turbine performance.

(a) MS7001E gas turbine(TIT=1,420 K)

(b) MS7001FA gas turbine(TIT=1,560 K)

성능변화를 보여주고 있다. 증기 분사량이 증가할수록 시스템의 출력과 효율은 향상되고, 이와 더불어 NOx는 감소하는 경향을 보인다. 이러한 경향은 연소실에 분사되는 증기가 화염온도를 낮추어 NOx 생성을 억제하는 반면, 증기 분사에 의해 늘어난 작동유량으로 인해 터빈 출력이 증가되기 때문이다. 미국 EPA(Environmental Protection Agency) 기준에 따르면 천연가스의 경우 NOx 규제기준이 42 ppm(15% O₂ 기준)으로서, Fig. 5로부터 터빈입구온도가 1,420 K, 1,560 K인 경우에 EPA 규제기준을 만족하기 위해 필요한 증기분사량은 압축기로 들어가는 공기의 각각 약 1.05%, 2.3%임을 알 수 있다.

참고적으로 국내 발전설비의 NOx 규제기준은 350 ppm이며, 점차 규제치가 강화될 전망이다. 비록 증기 분사에 의해서 NOx 저감이 가능하지만, 가스터빈이

고온환경에서 작동하므로 분사되는 증기의 양이 많은 경우에는 이로 인해 야기될 수 있는 가스터빈내의 부식문제에 대한 세심한 고려가 필요하다.

터빈 냉각방식이 가스터빈 성능에 미치는 영향이 Table 5에 정량적으로 나타나 있다. 대류 냉각방식(Convection)보다 막 냉각방식(Full coverage film)이 출력 및 효율저감에 더 큰 영향을 미칠을 알 수 있다. 막 냉각방식은 터빈 블레이드나 노즐 날개 표면에 있는 작은 구멍들로부터 분출된 냉각공기가 막을 형성하여 고온의 연소가스가 터빈날개에 일으킬 수 있는 열적 손상을 방지해 주는 것이고, 대류 냉각방식은 터빈날개 내부의 cooling circuit을 따라 냉각공기를 흘려줌으로써 간접적으로 터빈날개를 냉각하는 방식이다. 그러므로, 막 냉각방식은 연소가스와 냉각공기가 직접 혼합되면서 큰 압력손실을 초래하나, 대류 냉각방식의 경우는 cooling

circuit을 거쳐 공기는 날개 후류로 분출되므로 압력손실은 거의 초래하지 않는다. Table 5의 결과로부터, 터빈이 매우 높은 고온하에서 작동하여 터빈날개의 냉각이 대류방식에 의해서는 불가능한 경우에는 냉각효율이 우수한 막 냉각 방식의 적용이 불가피하나, 그렇지 않은 경우에는 대류 냉각방식에 의해 터빈을 냉각하는 것이 가스터빈 성능향상을 위해 바람직하다.

4. 결 론

가스터빈 사이클의 성능(효율, 출력) 및 NO_x 배출량 예측이 가능한 해석방법을 제시하였다. 본 방법에 의해 예측된 결과와 실험결과를 비교함으로써, 본 방법의 타당성을 검증하였고, 터빈입구온도, 압축비 및 공기분사량의 변화에 따른 가스터빈 성능 및 NO_x 생성 특성 간의 상관관계를 정량적으로 규명하였다. 터빈입구온도가 증가할수록 출력과 NO_x 생성량이 증가하였으며, 압축비의 증가는 효율과 NO_x 생성량의 증가를 수반하며, 본 방법을 통해 환경규제치에 부합할 수 있는 증기분사량의 정량적인 예측이 가능하였다. 터빈 냉각을 위한 공기량과 냉각방식이 전체 시스템 성능에 미치는 영향을 검토함으로써, 냉각계통의 설계에 필요한 정량적 기준을 제시하였다. 본 연구에 제안된 모사방법은 가스터빈 응용시스템의 성능 및 NO_x 배출 예측에 유용하게 쓰여질 수 있을 것으로 판단되며, 더 나아가 가스터빈 응용시스템 설계 및 엔지니어링시 시스템 최적화의 기본 해석모델로 사용될 수 있다.

5. 후 기

본 연구는 에너지자원기술개발지원센터에서 지원하는 석탄가스화 복합사이클 발전시스템 실용화개발 프로젝트(921E105-348DG1)의 일환으로 수행된 것이며, 이에 센터 관계자들에게 심심한 사의를 표합니다.

사용기호

η	: Efficiency
γ	: Specific heat ratio
C	: Arbitrary coefficient
C_p	: Specific heat
h	: Specific enthalpy
k_t	: Rate constant
K_c	: Equilibrium constant
m	: Mass flow rate
P	: Pressure

PR	: Pressure ratio
R	: Gas constant of air
T	: Temperature

Subscripte

1	: Inlet
2	: Outlet
a	: Air
atm	: Atmospheric
B	: Blade
c1	: 1st section of compressor
c2	: 2nd section of compressor
c3	: 3rd section of compressor
cd	: Cooled
f	: Fuel
is	: Isentropic process
pd	: Product gas
s	: Steam
N	: Nozzle
ucd	: Uncooled

참고문헌

1. 김광호, 이 찬, "가스터빈 응용시스템의 개발현황", 대한기계학회 1992년도 춘계학술대회초록집(II), pp. 345 (1992).
2. Steven Collins, "Advanced Gas Turbines: Center-piece of today's power cycles", *Power*, pp.21 November (1993).
3. K. Sarabchi, "Parametric Analysis of Steam Injected Gas Turbine Cycle", *IGTI-Vol 7, ASME COGEN-TURBO*, pp. 209 (1992).
4. Stefano Consonni, Giovanni Lozza, and Ennio Macchi, "Turbomachinery and Off-design Aspects in Steam-Injected Gas Cycles", *Proc. of the 23rd Intersociety Conversion Engineering*, v4(of 4), IEEE, pp. 99 (1989).
5. G. Manfrida, G. Bidini, and P. P. Alessandrello, "Exergy Analysis of Viable Options for Steam/Water Injection in Gas Turbines", *Proc. at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, pp. 1 (1989).
6. H. U. Frutschi and H. E. Wettstein, "A Thermodynamic Comparison of Steam Injection Gas Turbines and Combined-Cycle Plants for Cogeneration Applications", *IGTI-VOL 6, ASME COGEN-TURBO*, pp. 25 (1991).
7. Mellor, A. M., "Gas Turbine Engine Pollution",

- Progress in Energy and Combustion Science, **1**, pp. 111 (1976).
8. Rizh, N. K. and Mongia, H. C., "Low NOx Rich-Lean Combustion Concept Application", *AIAA Paper* No. 91-1962, (1991).
 9. Bozza, F., Tuccillo, R., and Fontana, G., "Performance and Emission Levels in Gas Turbine Plants", *ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, **116**, pp. 53, (1994).
 10. F. A. Williams, *Combustion Theory*, pp. 402, Benjamin/Cummings Publishing Co., (1985).
 11. DOE/METC-85/4027, *ASPEN Simulation of Fluidized-Bed and Entrained-Flow Integrated Gasification Combined-Cycle Power Plants*, (1985).
 12. EPRI-AP-2871-CCM, *Gas-Turbine Evaluation (GATE) Computer Program*, (1983).
 13. F. J. Brooks, *GE Gas Turbine Performance Characteristics*, GER-3567D (1993).
 14. A. D. Maddaus, *MS7001E/F Gas Turbine Development and Application*, GER-3704, (1991).
 15. D. E. Brandt, "Heavy-Duty Turbopower: The MS 7001F", *Mechanical Engineering*, pp. 28, July (1987).
 16. J. P. Claeys, K. M. Elward, W. J. Mick, and R. A. Symonds, "Combustion System Performance and Field Test Results of the MS7001F Gas Turbine". *ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, **115**, pp. 537 (1993)