대한기계학회 2000년도 추계학술대회논문집 B pp. 662~667 KSME 00F224

발전용 가스터빈의 시동특성 해석

김재환* · 송태원** · 김동섭*** · 노승탁****

Analysis of Start-Up Characteristics of Gas Turbines for Power Generation

Jae Hwan Kim, Tae Won Song, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Gas Turbine (가스터빈), Transient behavior(과도 거동), Start-up(시동), Fuel Control(연료제어), VIGV Control(가변입구안내깃제어), Compressor Characteristics(압축기특성)

Abstract

A simulation procedure for a full transient analysis of the start-up of heavy-duty gas turbines for power generation is constructed. Compressor stages are grouped into three categories (front, mid, rear) and three different stage characteristic curves are applied to consider the different low-speed operating characteristics. Start-up behavior of a typical single-shaft gas turbine for power generation is simulated. The predicted transient behavior shows a good agreement with the field data. Special attention is paid to the effects of the modulation of VIGV on start-up characteristics, which play a key role in the stable operation of gas turbines.

기호설명

A	:	면적
F	:	힘
G	:	토크
H	:	전엔탈피
I	:	극관성 모멘트
$\dot{m}$	:	질량유량
N	:	회전수
$\tilde{N}$	:	무차원 회전수(N/N_{ref})
p	:	정압력
$\dot{Q}$	:	열전달량
t	:	시간
u	:	축방향속도
V	:	체적
$\dot{W}_s$	:	축동력
ρ	:	밀도
ω	:	각속도

하첨자

c	:	압축기
i	:	검사체적 일련번호
l	:	부하
ref	:	설계점 기준값
st	:	시동기
t	:	터빈

1. 서 론

가스터빈은 시동 및 정지, 부하변동, 외부조건의 변화 등에 의한 빈번한 과도운전(Transient operation)을 겪게 된다.[1] 특히, 엔진시동의 경우에는 다른 과도운전에 비해 각 구성부의 성능저하 및 불안정한 운전특성이 두드러지게 나타난다. 또한, 엔진시동은 크랭킹(cranking), 퍼징(purging), 점화(light-off) 등 복잡한 단계를 거치게 되므로 기술적으로 가장 어려운 운전과정 중 하나이다.[2] 따라서, 엔진의 시동특성 파악은 설계점 운전까지의 안정된 운전확보를 위해 매우 중요하다.

가스터빈은 시동시 압축기의 서지(surge), 실속(stall) 혹은 열시동(hot start) 등 여러 위험한 상태에 직면하게 된다. 특히, 저회전수 영역에서 압축기의 서지와 실속 등의 불안정한 운전특성으로 인

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

서지와 실속 등의 불안정한 운전특성으로 인해 시동을 중지해야 하는 경우가 발생한다. 일반적으로 가변정익(VSV)이나 가변입구안내깃(VIGV)을 설치하거나 압축기 중간단에서 유입공기의 일부를 추기해 유량을 조절하는 방법으로 위의 불안정한 운전을 피한다. 또한, 엔진의 순출력이 충분한 양(+)의 값을 갖기 전에 시동기(starter)의 운전을 중단하면 급작스럽게 온도가 올라가는 열시동(hot start) 현상이 발생한다.[3] 이는 불충분한 외부로부터의 출력공급이 회전수를 감소시키고 이에 따른 유입공기량의 갑작스런 감소가 연공비(fuel-air ratio)를 높게 하기 때문이다. 이 같은 불안정 운전은 연료량과 시동기 중단시기(cut-off)의 조절을 통해 해결한다. 이와 같이 엔진시동시 안정한 운전을 위해 일련의 복잡한 과정이 필요하며 이의 합리적 계획을 위해 정확한 동특성 예측이 필요하다.

불안정한 운전조건하에서의 실제 엔진시험은 엔진에 좋지 못한 영향을 미치므로 수치적인 모사를 통한 해석적인 접근이 적합하다. 하지만 이와 관련된 수치적인 접근은 준평형해석법(quasi-steady based method)을 제외하곤 거의 이루어지지 않고 있다.[4~5] 게다가, 초기 조건이 정지 상태가 아닌 중간 회전수 영역으로부터 시작한 것이 대부분이다. 이렇듯 관련된 연구가 부족한 이유는 구성부, 특히 압축기의 저회전수 영역의 특성을 파악하기 힘들기 때문이다.

본 연구에서는 가스터빈의 시동특성을 기술할 수 있는 모델을 제시하고 실제 발전용 단축 가스터빈에 적용하여 동적거동을 모사하였다. 동특성 기술을 위한 수학적 모델은 1차원 비정상 보존방정식과 구성부의 정상상태 성능특성을 기초로 한 선행연구[1]의 것을 따르고 이에 압축기의 저회전수 특성을 추가로 고려하였다. 제시된 모델 및 해석방법으로 실제 운전되고 있는 150MW급 가스터빈(GE 7F)의 시동 특성을 모사하여 그 결과를 실제운전자료와 비교하였다. 또한, 가변입구안내깃(VIGV) 조절이 시동특성에 미치는 영향도 살펴보았다.

2. 기본 지배방정식

가스터빈의 동적거동은 작동유체의 상태를 기술하는 보존 방정식과 회전부의 운동방정식으로 기술될 수 있다. 본 연구에서는 적분형태의 보존방정식으로부터 얻은 1차원 비정상 보존방정식을 기본으로 수학적 모델을 구성한다.[1] 기본 지배방정식은 연속, 운동량, 에너지 방정식이며 그 형태는 다음과 같다.

$$V\frac{d\rho_{i+1}}{dt} = -\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i \tag{1}$$

$$V\frac{d(\rho u)_{i+1}}{dt} = -\left(\dot{m}_{i+1}u_{i+1} - \dot{m}_i u_i + p_{i+1}A_{i+1} - p_i A_i\right) + F \tag{2}$$

$$V\frac{d}{dt}(\rho H - p)_{i+1} = -\left(\dot{m}_{i+1}H_{i+1} - \dot{m}_i H_i - \dot{Q} + \dot{W}_s\right) \tag{3}$$

이 방정식들은 각 구성부에 맞는 검사면에 작용하는 힘(F), 열전달율($\dot{Q}$), 축동력($\dot{W}_s$) 등을 입력으로 하여 매시간 시스템의 상태를 결정한다. 이들은 구성부의 정상상태 성능특성이나 성능선도 등을 이용하여 구하며 다음의 식으로 결정된다.

$$F = \dot{m}^*_{i+1}u^*_{i+1} - \dot{m}_i u_i + p^*_{i+1}A_{i+1} - p_i A_i \tag{4}$$

$$\dot{W}_s = \dot{m}_i\left(H_i - H^*_{i+1}\right) \tag{5}$$

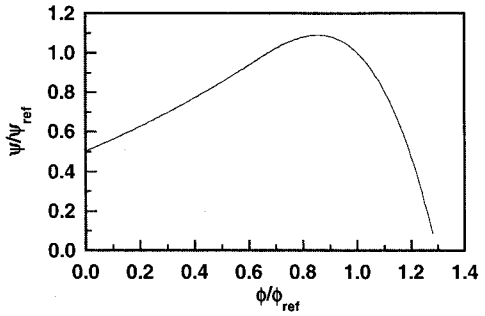
위의 식에서 상첨자 *는 매시간 주어진 입구조건에 대한 정상상태 출구조건을 나타낸다.

3. 구성부 모델

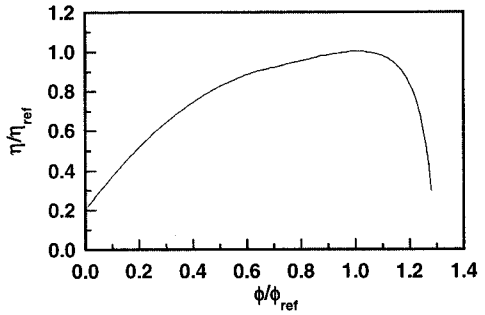
압축기에서의 VIGV 조절 및 중간단 추기 등을 모사하기 위해 단성능 선도를 이용한 단별(stage-by-stage)계산을 수행하고, 전체적인 압축기 성능은 단축적 방법을 이용하여 얻을 수 있다.[6~7] 단별성능특성은 Muir 등[8]의 실험자료에 기초한 일반화된 성능선도를 사용하였으며, 단성능은 유량계수(ϕ), 압력계수(ψ), 온도계수(ζ), 효율(η) 등의 무차원화된 파라미터에 의해 표현된다. Muir 등[8]이 제시한 단성능 특성은 고정형상에 해당하는 경우이므로 VIGV 이나 VSV 을 가진 단에 대한 성능보정은 Klapproth[9]가 제안한 방법을 사용하였다. 본 저자들[7]은 고정형상 및 가변형상 다단 압축기의 성능선도를 위의 방법으로 예측한 바 있고 실험자료와의 비교를 통해 모델의 적합성을 검증하였다. 압축기 중간단에서의 공기추기는 한 단에서의 연속 및 에너지 방정식에 추기공기에 대한 항을 추가하여 다음 단의 입구상태에 영향을 주게 고려된다.

터빈의 모델은 기본적으로 압축기 모델과 흡사하나 정상상태 성능특성을 얻는 방법과 추기된 압축공기가 유입되어 혼합된다는 점이 다르다. 본 연구에서는 열별계산(row-by-row)에 기초한 냉각터빈의 성능예측 방법으로부터 성능특성을 얻는다.[10]

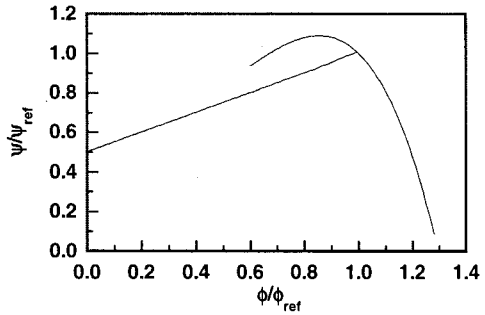
연소기에서는 입·출구간의 전압손실이 고려되며,



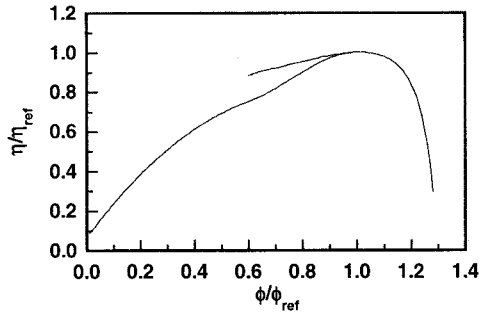
(a) Pressure coefficient (region 1)



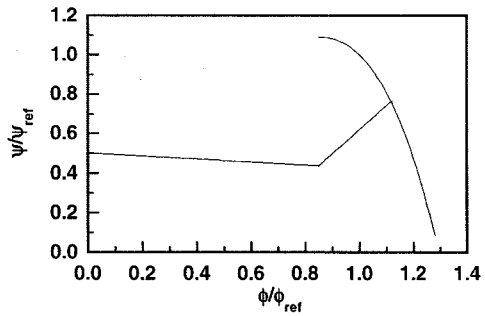
(b) Isentropic efficiency (region 1)



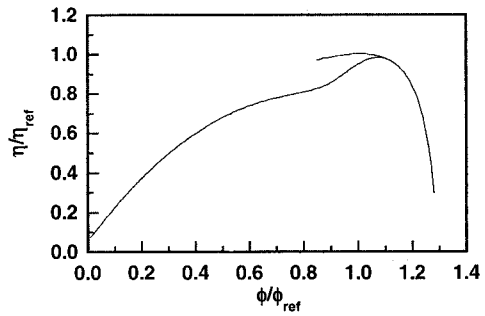
(c) Pressure coefficient (region 2)



(d) Isentropic efficiency (region 2)



(e) Pressure coefficient (region 3)



(f) Isentropic efficiency (region 3)

Fig. 1 Extended stage characteristics

연소반응은 연료량과 저위발열량으로 정의되는 외부로부터의 열전달로 처리된다. 또한 위의 구성부들을 연결하는 안내 덕트 및 입·출구 덕트는 과도운전시 전압손실만을 고려해 준다.

로터의 회전운동은 다음의 식으로 기술된다.

$$I\frac{d\omega}{dt} = G_t - G_c + G_{st} - G_l \qquad (6)$$

우변의 첫번째 두 항은 가스터빈 자체의 출력에 의해 생기는 토크이며, 세번째 항은 시동기가 공급하는 토크이다. 설계회전수까지의 가속중에는 부하에 의한 토크(우변 마지막 항)는 항상 0 이다.

4. 저회전수 영역에서의 압축기 특성

저회전수 운전중 각 구성부들은 큰 성능저하를 보이고 심지어 운전자체가 불가능한 상태가 되기도 한다. 대부분의 구성부들은 앞 절의 모델로 동특성 모사가 가능하나 압축기 모델의 경우에는 저회전수 영역의 운전을 모사할 수 없어 수정이 필요하다. 이는 실속과 같은 불안정한 운전이 일어나는 저회전수 영역에서 광범위한 실험자료 획득 및 성능해석의 어려움으로 인해 합리적인 단성능

Table 1 Design specifications of the GE 7F engine

System	GE 7F
Speed, rpm	3600
Electrical power, MW	150
Cycle efficiency, %	34.5
Compressor	
Pressure ratio	13.5
Combustor	Reverse flow type
Turbine	
Exhaust air flow, kg/s	419
Firing temperature, ℃	1260
Exit temperature , ℃	600

특성을 얻기 힘들기 때문이다. 따라서, 실속과 같은 현상에 의해 생기는 성능저하 및 성능의 불연속성 등을 합리적으로 반영한 단성능 특성 모델이 필요하다.

압축기의 저회전수 특성을 얻기 위해서 여러 모델들이 제시되어 왔다. Agrawal 과 Yunis[4]는 시동영역에서 가스터빈 성능을 예측하는 수학적 모델을 제시하였다. 이들은 고회전수에 비해서 저회전수 영역에서 각 엔진의 개별 구성부 특성차이가 작다는 사실과 몇몇 엔진의 실험결과로부터 일반적인 압축기 특성을 추정하였다. 저회전수 영역에서의 압축기 특성에 대한 일반성이 타당할지라도 이 모델은 전체 다단(multi-stage) 압축기의 성능을 사용한 것이므로 본 연구의 단별(stage-by-stage)해석에는 적합치 않다.

Benser[11]는 진행실속(progressive stall)과 돌연실속(abrupt stall)을 각 단별로 고려하여 여러 회전수에서 압축기의 특성을 추정하였다. 여기서 진행실속은 실속점 이하에서 유량계수(flow coefficient)감소시 점진적인 성능감소를, 돌연실속은 갑작스러운 성능감소 현상을 의미한다. Benser[11]는 12 단 압축기를 3 부분으로 나누어 각각 다른 실속 특성을 갖는다고 가정하였다.

본 연구에서는 정지상태로부터 고회전수에 걸친 광범위한 운전의 모사를 위해 고유량계수 영역에서는 기존의 Muir[8] 등이 제시한 단성능 특성을, 저유량계수 영역에서는 Benser[11]가 제안한 개념과 실험자료[12]를 이용해 얻은 단성능 특성을 사용하였다. Figure 1 에 각 영역별 일반화된 단성능 특성을 나타내었다. Region 1 은 진행실속만이 발생하고 region 2 는 진행실속이 생긴 후에 돌연실속이 생기고 region 3 는 진행 실속없이 바로 돌연실속이 일어난다. 이것은 고압력비 다단 축류 압축기에서 일반적으로 발생하는 실속 패턴에 의한 분류이다.[13]

Table 2 Estimated start-up sequences of GE 7F

Sequences	Detail schedule		Time(% RPM)
Ignition	on		15*
Starter	$G_{st} = G_{st,max}(1-\tilde{N}/0.65)$		0~65
	cut-off		65
Air bleed	15% of compressor inlet		0~95
	close		95
VIGV	closed	56°	0~80*
	modulated	56°→33°	80~90*
	opened	33°	90~100*

* : GE Industrial and Power Systems, 1993

5. 해석 대상

복합발전 플랜트에서 운전되고 있는 150MW 급 가스터빈(GE 7F)을 해석대상으로 하였으며 엔진사양을 Table 1 에 나타내었다.

GE 7F 엔진의 시동일정은 실제운전자료와 유사형태의 엔진 자료들을 고려하여 정하였고 예측된 시동일정을 Table 2 에 정리하였다.[3,14,15] 앞선 운전으로 인해 남아있는 불순물 제거를 위한 점화전의 퍼징은 실제운전자료에서 관찰되지 않아 본 연구에서는 고려치 않았다. 또한, 압축기 중간단에서의 추기는 공기유입량의 15%로 13,17,18 단에서 각각 5%씩 담당케 하였다.

본 연구에서는 연료량 스케쥴을 실제운전자료로부터 직접 얻지않고 예측된 터빈출구온도(TET)가 실제운전자료와 유사하도록 결정하였다. 이는 실제운전자료로부터 얻은 값을 수치적 계산의 입력으로 사용할 경우 수치적인 불안정성을 유발하기 때문이다. 따라서, 저회전수 영역에서 연료량의 변화에 민감한 터빈출구온도가 실제운전자료에 잘 맞게 연료량을 결정하고 이와 같이 결정한 연료량 스케쥴을 실제운전자료와 비교하는 방법을 택하였다.

6. 결과 및 토의

가스터빈의 정확한 동특성 예측을 위해서는 정확한 정상상태 탈설계 성능예측이 반드시 선행되어야 한다. 본 연구에서는 탈설계 성능해석이나 동특성 해석에 필요한 자료를 기존의 설계점 해석 방법[16]을 통해 얻었다. Kim 등[1]은 중형가스터빈(Siemens V64.3)의 부분부하 운전시의 정상상태 해석결과를 제작사에서 제시한 운전자료와 비교하여 모델의 적합성을 검증하였다. 또한, GE 7F 엔진의 부분부하시 과도운전에 대한 예측과 실제운전자료

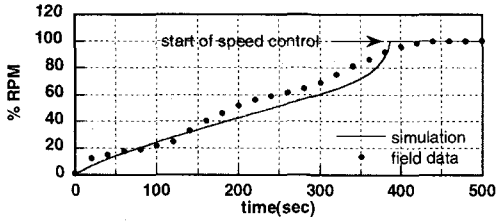


Fig. 2 RPM variation during start-up with field data

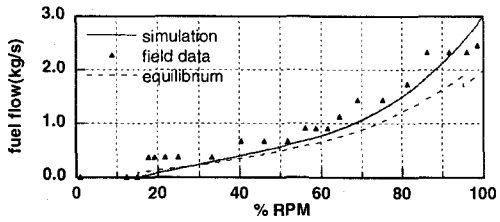


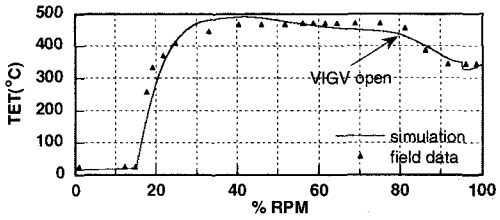
Fig. 3 Schedule of fuel flow rate during start-up with field data

와의 비교를 통해 모델 및 해석방법의 타당성을 검증하였다.

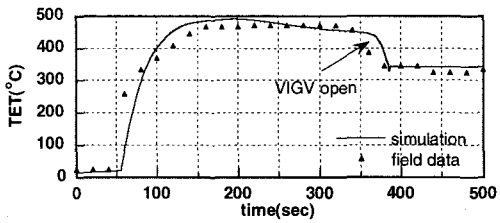
시동시 시간에 따른 회전수의 변화를 Fig. 2 에 도시하였다. 예측된 회전수가 정지상태부터 설계 회전수까지 실제운전자료에 대해서 잘 예측되고 있다. Figure 3 에 회전수에 따른 연료량의 변화를 나타내었다. 점선은 평형작동선(equilibrium running line)으로 각 회전수에서 터빈의 출력과 압축기의 출력이 같은 값 즉, 순출력이 0 이되는 점으로 정상상태 탈설계 성능해석으로부터 구한다. 엔진이 가속운전하기 위해서는 같은 회전수에서 평형작동선 위의 연료량보다 많은 연료를 공급해 주어야 한다. 그러나, 저회전수에서 평형작동선보다 작거나 비슷할 수 있는 이유는 밖으로(시동기)부터의 출력이 존재하기 때문이다. Figure 2 와 3 의 결과를 통해서 시동기 토크 및 연료량 스케쥴이 합리적으로 예측되었음을 확인할 수 있다.

Figure 4.(a)에서 보는 바와 같이 회전수에 따른 터빈출구온도 변화가 실제운전자료와 잘 일치함을 보여준다. 이것은 앞장에서 언급했듯이 터빈출구온도를 실제운전자료에 근접하게 연료량 스케쥴을 정했기 때문이다. 80%회전수에서 터빈출구온도가 감소하는 이유는 VIGV 를 열어 연소기로 들어가는 공기유입량이 증가하였기 때문이다. 시간에 대해서 변환한 Fig. 4.(b)에서 VIGV 조절에 의한 터빈출구온도의 갑작스러운 감소를 명확히 확인할 수 있다.

VIGV 조절이 엔진시동에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 VIGV 조절을 하지않았을 때와 비교하



(a) TET variation with % RPM



(b) TET variation with time

Fig. 4 Turbine exhaust temperature variation during start-up compared with field data

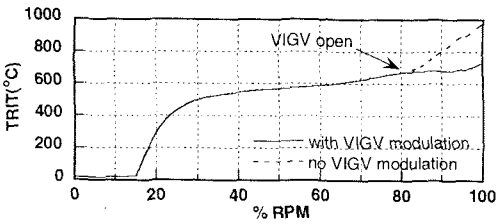
였다. 이때 나머지 시동 일정은 동일하게 유지하였다. Figure 5 에서 볼 수 있듯이 VIGV 를 조절하지 않으면 터빈 입·출구온도가 모두 상승하게 된다. 이러한 온도 상승은 Fig. 6 에서 나타나듯이 연소기 입구유량이 거의 일정하여 연공비가 높아졌기 때문이다. 연소기 입구유량이 일정한 것은 VIGV 를 조절하지 않을 경우 압축기 첫단의 환산유량계수(ϕ/ϕ_{ref})가 일정한 상태, 즉 쵸크되어 공기유량이 더 이상 증가하지 않기 때문이다(Fig. 7).

7. 결 론

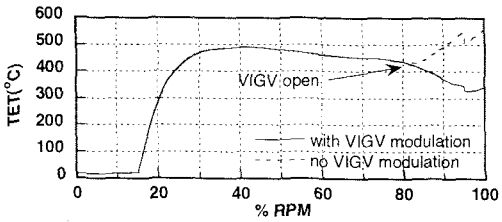
본 연구에서는 발전용 단축 가스터빈의 시동시 과도운전을 모사할 수 있는 모델 및 시동일정을 제시하였으며 이를 실제 운전중인 엔진에 적용하여 동특성 해석을 수행하였다. 특히, 저회전수 영역에 대한 압축기 성능특성을 합리적인 가정과 실제자료로부터 얻어 현실적인 모사를 가능하게 하였다. 예측된 시동일정으로 GE 7F 엔진의 시동시 과도운전을 모사하고 이를 실제운전자료와 비교하였으며 합리적인 예측결과를 얻었다. 또한, 시동시 VIGV 의 조절이 엔진의 안정한 운전에 미치는 중요성도 확인하였다.

후 기

이 논문은 2000 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.



(a) Firing temperature



(b) Turbine exhaust temperature

Fig. 5 Firing temperature and TET variations during start-up with and without VIGV modulation

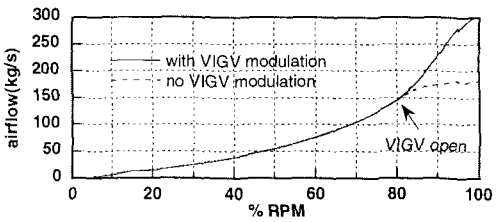


Fig. 6 Combustor inlet airflow variation during start-up with and without VIGV modulation

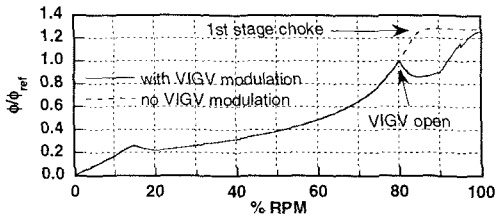


Fig. 7 1st stage flow coefficient variation during start-up with and without VIGV modulation

참고문헌

(1) 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 the Transaction of the ASME.

(2) Walsh, P. P. and Fletcher, P., 1998, *Gas Trubine Performance*, 1st ed., Blackwell Science Ltd., U.K.

(3) Beyene, A. and Fredlund, T., 1998, "Comparative Analysis of Gas Trubine Engine Starting," ASME Paper 98-GT-419.

(4) Agrawal, R. K. and Yunis, M., 1982, "A Generalized Mathematical Model to Estimate Gas Turbine Starting Characteristics," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol, 104, pp. 194-201.

(5) Saravanamuttoo, H. I. H. and MacISAAC, B. D., 1973, "The Use of a Hybrid Computer in the Optimization of Gas Turbine Control Parameters," *ASME Journal of Engineering for Power*, pp. 257-264.

(6) Stone, A., 1958, "Effects of Stage Characteristics and Matching on Axial Flow-Compressor Performance," *Trans. ASME*, Vol. 80, pp. 1273-1293.

(7) 송태원, 김재환, 김동섭, 노승탁, "단축적법의 개선에 의한 축류압축기의 효과적인 성능예측," 대한기계학회논문집 (B) 제 24 권, 제 8 호, pp. 1077-1084.

(8) Muir, D. E., Saravanamuttoo, H. I. H. and Marshall D. J., 1989, "Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy," *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 111, pp. 244-250.

(9) Klapproth, J. F., 1958, discussion in Stone, 1958.

(10) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1997, "The Effect of Gas Turbine Coolant Modulation on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants - Part1 : Gas Turbine," *Proc. Instn Mech. Engrs*, Part A, Vol. 211, pp. 443-451.

(11) Benser, W. A., 1965, "Compressor Operation with One or More Blade Rows Stalled," in Johnsen, I. A. and Bullock, R. O., 1965, *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, NASA SP-36, pp. 341-364.

(12) Copenhaver, W. W., 1993, "Rotating Stall Performance and Recoverability of a High-Speed 10-Stage Axial Flow Compressor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 9, pp. 282-291.

(13) Pampreen, R. C., 1993, *Compressor Surge and Stall*, 1st ed., Concepts ETI. Inc., U.S.A.

(14) Lindsay, D. H., 1995, The Design of Gas Turbine Engines-Thermodynamics and Aerodynamics, 2nd ed., International Gas Turbine Institute, ASME.

(15) GE Industrial & Power Systems, 1993, Fundamentals of SPEEDTRONIC™ MARK V Control System, A00023 rev.A.

(16) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회논문집 (B) 제 20 권, 제 7 호, pp. 2409-2420.