

소형 재생 가스터빈의 동적 작동특성 해석

김재환* · 전용준* · 김동섭** · 노승탁***

(1998년 12월 24일 접수)

Analysis of the Dynamic Characteristics of a Small Regenerative Gas Turbine

Jae Hwan Kim, Yong Joon Jeon, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Regenerative Gas Turbine(재생가스터빈), Steady State(정상상태), Transient Operation(과도운전), Mechanical Inertia(기계적관성), Thermal Inertia(열관성), Fuel Control(연료제어)

Abstract

This paper presents models for the dynamic simulation of a regenerative gas turbine and describes dynamic behaviors of a small regenerative engine. A quasi-steady model is introduced where the inertia of the working fluid is assumed to be negligible compared with the mechanical inertia of the rotating shaft. Based on this quasi-steady model, the transient model for the heat exchanger is employed to simulate the unsteady heat exchange in the recuperator. The effect of the thermal inertia of the recuperator metal on transient behaviors is analyzed by comparing the predicted results of the transient and steady state heat exchanger models. For several load change modes such as sudden increase, decrease and periodic variation, engine dynamic characteristics are investigated by applying a fuel control logic for the constant shaft speed. It is found that the thermal inertia of the recuperator metal has a dominant effect on the whole engine dynamic behavior.

기호설명		Re	:	레이놀즈수
A	:	St	:	스판본수
f	:	t	:	시간
G	:	T	:	전온도
h	:	η	:	효율
H	:	ω	:	각속도
HX	:	상첨자		
I	:	n	:	시간 단계
LHV	:	하첨자		
\dot{m}	:	a	:	공기
N	:	c	:	압축기
P	:	$comb$:	연소기
Pr	:	d	:	설계점
R	:	f	:	연료
		g	:	배기가스
		i	:	열교환기의 단위격자
		in	:	입구

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

is	:	동엔트로피
l	:	부하
out	:	출구
t	:	터빈
w	:	열교환기벽

1. 서론

가스터빈엔진을 이용한 발전시스템은 현재 여타의 발전방식에 비한 우수한 특성으로 인해 그 수요가 꾸준히 증가하고 있으며, 복합발전과 같은 대형시스템에서부터 단위전력의 비상발전과 같은 소형시스템에 이르기까지 그 응용분야 또한 다양하다. 최근에는 터보제너레이터와 같은 소형엔진이 주목을 받고 있는데, 주로 단위전력의 비상발전이나, 하이브리드 자동차에서 발전과 구동을 겸한 엔진으로 그 용도가 생각되고 있다. 이러한 소형엔진에서는 과도운전(transient operation)의 빈도가 대형 기저 전기부하 처리용 엔진에 비해 상대적으로 높기 때문에 시스템의 동특성 파악은 초기 설계 시 뿐만 아니라 이상작동 진단(fault diagnosis)을 위해서도 꼭 필요하다. 그러나 기존의 연구들이 정상상태 성능해석에 치우쳐 있어서, 부하의 변동과 시동 등에 관련된 동특성자료 및 설계자료가 미비한 상태이다.

터보제너레이터와 같은 소형엔진은 일반 대형 발전용 엔진과는 달리 열효율을 높이기 위해 압축기출구 공기와 터빈출구 가스 사이에 열교환기를 설치한다. 일반적인 재생 가스터빈의 시스템 구성도와 온도-엔트로피선도는 각각 Fig. 1, Fig. 2와 같다. 본 연구에서는 이와 같이 재생기를 가지는 가스터빈의 동특성 해석을 위해 해석방법 및 프로그램을 구성하였고, 개념설계 중에 있는 소형엔진을 대상으로 작동특성을 해석하였다. 동특성 해석을 위한 방법으로 지금까지 여러방법⁽¹⁻³⁾이 제시되었으나, 본 연구에서는 모델링이 단순하고 비교적 정확한 결과를 주는 준평형 해석법(Quasi-steady scheme)에 기초하여 해석을 수행하였다. 준평형 해석법은 시스템 변동에 대한 유체유동의 응답속도가 회전축의 응답속도에 비해 상당히 빠르다는

가정에 기초하여, 시스템을 매 순간 열역학적 평형상태에 있고 회전수만이 변동입력에 대해 시간 지연을 가지고 반응하는 1차 시스템(1st-order system)으로 모델링하여 해석하는 방법이다. 이 방법은 1970년대 초반에 본격적으로 도입된 이래 지금까지도 많이 사용되고 있다⁽⁴⁻⁶⁾. 위의 방법을 기초로 하여 열교환기와 비정상상태 모델(transient model)을 도입해 재생 가스터빈의 과도운전을 모사하였다. 이와 함께 열교환기가 가지는 열관성인 시스템의 과도운전에 미치는 영향을 살펴보기 위해 열관성을 고려한 모델과 고려하지 않은 모델을 비교하여 그 영향을 해석하였다. 또한 다양한 부하변동에 의한 시스템 응답특성을 살펴 보았다.

2. 해석

2.1 동적 작동 해석의 개요

과도운전상태에서는 정상상태 운전에서와는 달리 일의 일치(compatibility of work)가 만족되지 않기 때문에 그 차이만큼 회전수의 변화가 있게 된다. 따라서 해석시 시간에 대한 회전수의 변화량을 고려해주어야 한다. 단축 가스터빈에서 회전축의 각가속도와 토크 사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$I \frac{d\omega}{dt} = G_t - G_c - G_l \tag{1}$$

여기서 G_t 는 터빈일에 의한 토크, G_c 는 압축기에서 소요되는 토크, G_l 은 부하에 의한 토크를 의미한다. 본 연구에서는 준평형 가정에 기초하여 엔진의 동적거동을 지배하는 여러 관성들 중에 유체유동이 가지는 관성이 회전축 관성에 비해 무시할 만하다고 가정한다. 즉 유체의 열역학적, 유체역학적 상태는 매 순간 평형을 이룬다는 가정

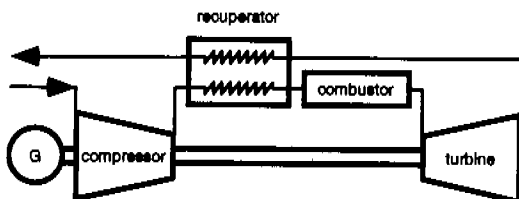


Fig. 1 Schematic diagram of a regenerative gas turbine.

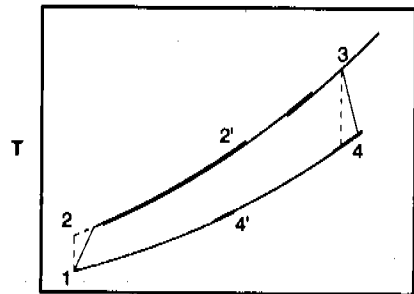


Fig. 2 Temperature-entropy diagram of a regenerative gas turbine.

하에 터빈, 압축기의 토크는 정상상태 탈설계 거동의 열역학적 해석을 통하여 구하며, 순토크(net torque, $G_r - G_c$)와 부하토크의 차로 인해 회전수만이 시간지연을 가지고 변화한다고 가정한다.

본 연구에서는 기존의 가스터빈 탈설계해석 프로그램^(9,10)에 기초하여 정상상태 탈설계 작동의 열역학적 해석을 하며, 이에 더하여 열교환기의 비정상상태 모델과 연료제어회로 등을 추가하여 시간에 의존하는 동적거동을 해석한다. 실제 계산시에는 부하변동에 따른 회전수 변화를 다음의 차분화된 토크관계식으로부터 계산하고 그 회전수에서 탈설계 해석을 수행하여 운전상태를 결정한다.

$$\omega^{n+1} = \omega^n + \frac{\Delta t}{I} (G_r^n - G_c^n - G_l^n) \quad (2)$$

2.2 구성부 모델링

연소기내의 연소반응은 다음의 에너지 균형식으로 기술되며, 작동유체인 공기와 연소반응 후 생성되는 가스의 열물성치는 각 구성 가스별로 잘 정립된 온도의 함수인 이상기체 비열을 사용하여 구한다.

$$\eta_{comb} f (LHV + \Delta H_{T_0-T_1}) = (1+f) \Delta H_{P,T_0-T_1} - \Delta H_{R,T_0-T_1} \quad (3)$$

여기서 하첨자 0 은 저위발열량(LHV)이 정의되는 기준상태를 의미하고, 1, 2 는 각각 반응전후의 상태를, R, P 는 반응물과 생성물을 나타내며, T_j 는 연료의 온도를 의미한다.

압축기 입구, 터빈출구, 연소기, 열교환기 등에서 압력손실은 설계점 값을 기준하여 다음 식으로 보정한다.⁽¹¹⁾

$$\frac{\Delta P}{P_n} = \left(\frac{\Delta P}{P_n} \right)_d \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T} / P}{\dot{m}_d \sqrt{T}_d / P_d} \right)^2 \frac{R}{R_d} \quad (4)$$

회전수(N), 유량(\dot{m}), 압력비, 단열효율 간의 함수로 주어지는 압축기와 터빈의 성능선도를 사용하여 각 정상상태 탈설계 운전 상태를 결정하고 회전수 계산을 위한 토크는 다음의 식으로 결정한다.

$$G_c = \frac{\dot{m}_{m,c} \Delta H_c}{\omega}, \quad \Delta H_c = \Delta H_{i,c} / \eta_c \quad (5)$$

Table 1 Specifications of the compact heat exchanger (from Kays and London⁽¹²⁾).

Fin type	Wavy-fin 11.5-3/8W
Hydraulic diameter(mm)	3.03
Fin thickness(mm)	0.254
Plate thickness(mm)	0.300
Fin area/total area	0.822
Metal specific heat(kJ/kgK)	0.875
Metal density(kg/m ³)	2770

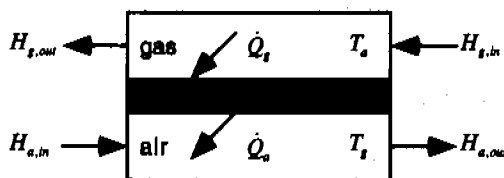


Fig. 3 The *i*-th unit volume for the heat exchanger analysis.

$$G_i = \frac{\dot{m}_{m,i} \Delta H_i}{\omega}, \quad \Delta H_i = \Delta H_{u,i} \eta_i \quad (6)$$

일반적으로 재생 가스터빈에 사용되는 열교환기는 소형이며 높은 열교환 효율을 내는 고성능 기기이다. 해석대상엔진의 열교환기에 대한 열역학적 사양은 결정되어 있으나 정확한 기하학적 사양이 아직 결정되지 않은 관계로 본 연구에서는 소형엔진에 주로 사용되는 평판-핀 형 열교환기의 기하학적 자료 및 성능자료를 사용하였고 그 기하학적 사양을 Table 1 에 나타내었다. 열교환과정은 열교환기를 몇 개의 단위체적으로 나누어 공기와 배기가스가 열교환기 벽을 통해 열교환하는 것으로 모델링 하였다. Figure 3 에 단위체적의 열교환기 모델을 도시하였다. 열교환기의 압력손실은 단위체적별로 식(4)을 이용하여 계산하였고 단위체적당 설계점 압력손실량은 전체 열교환기 설계점 압력손실량을 단위체적의 수로 나눈 값을 부여하였다. 실제 열교환기 해석시에는 15 개의 단위체적으로 나누어 해석을 수행하였다. 앞서 언급한 바와 같이 작동유체에 대한 보존식들은 정상상태 해석시 쓰이는 식들을 사용하였으며, 열교환기벽은 한 단위체적 안에서 집중체(lumped body)로 가정하고 열전달 과정을 1 차원 비정상 에너지 균형식으로 기술하였다. 단위체적안의 작동유체 및 열교환기벽에 대한 에너지 보존식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_a (H_{out} - H_{in})_a = h_a A (T_w - T_a) \quad (7a)$$

$$mc \frac{dT_w}{dt} = h_a A (T_a - T_w) + h_g A (T_g - T_w) \quad (7b)$$

$$\dot{m}_g (H_{out} - H_{in})_g = h_g A (T_w - T_g) \quad (7c)$$

여기서 m 과 c 는 각각 단위체적 내 열교환기벽의 질량 및 비열을 나타낸다. 해석시 사용한 열전달 성능자료는 Fig. 4 와 같다. 로터의 회전수를 현시적 방법(explicit method)으로 구한 것과는 달리 열교환기의 벽온도를 구할 때는 암시적 방법(implicit method)으로 계산하고 이 때 사용되는 차분화 식은 아래와 같다.

$$(mc)_i \left[\frac{T_{w,i}^n - T_{w,i}^{n-1}}{\Delta t} \right] = h_{a,i} A_i (T_a^n - T_w^n) + h_{g,i} A_i (T_g^n - T_w^n) \quad (8)$$

이상 설명된 것들은 열교환기의 열관성을 고려한 비정상상태 모델에 해당한다. 만약 위의 식에서 비정상항이 무시되면 열교환기의 열관성은 고려되지 않는 것이다.

본 연구에서는 열교환기가 가진 열관성이 시스템의 동특성에 미치는 영향을 살펴보기 위해 1) 비정상항을 무시한 정상상태 모델(steady state model)과 2) 이 항을 포함한 비정상상태 모델(transient model)을 도입, 두 가지 경우에 대한 결과를 비교분석한다.

2.3 제어트릭

회전하는 원동기에서 부하의 변동은 먼저 회전수의 변화를 가져온다. 하지만 터보제너레이터등과 같이 발전용 가스터빈들의 경우 일정 주파수의 전기를 생산해 내야 하기 때문에, 일정 회전속도 유지를 위한 제어가 필요하다. 회전속도 제어시

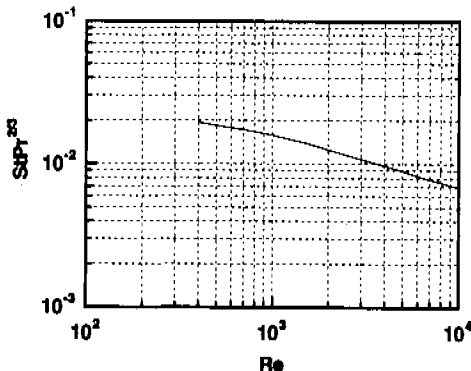


Fig. 4 Heat transfer data for the wavy-fin 11.5-3/8W (from Kays and London⁽¹²⁾).

고려해야 하는 것은 변동의 폭이 작고, 빠른 시간 내에 원래의 회전속도로 복귀가 되어야 한다는 것이다. 본 연구에서는 부하조절방법 중 소형 가스터빈에서 주로 사용하는 연료만의 제어를 고려하였다. 실제로 엔진의 회전속도를 제어하기 위한 상태공간제어, PID 제어 등의 여러 제어로직과 이것들에 대한 최적설계 방법 등이 여러 연구자에 의해 제시되어 왔다. 하지만 본 연구는 제어기 설계에 목적이 있지 않고 엔진전체의 동적거동을 모사하는 데 그 목적이 있으므로 실제 엔진제어시스템이라고 알려진 기존연구의 제어로직⁽⁹⁾을 사용하였다.

$$\dot{m}_f^{n+1} = \dot{m}_f^n + K_1 (E^n - K_2 E^{n-1}), \quad E = N - N_d \quad (9)$$

위식은 회전수의 변화를 입력값으로 받아서 연료량 제어하는 것을 나타내고 있는데, 식에서 K_1 값은 비례제어적 성질을, K_2 값은 미분제어적 성질을 반영하는 상수이고, E 는 기준(설계점)회전수값에 대한 오차이다.

2.4 해석 대상

본 연구의 해석대상이 되는 엔진은 현재 개념설계 단계에 있는 100kW 급 소형 재생 가스터빈으로써 압축기와 터빈은 모두 반경류 형태이며, 고효율 소형 열교환기의 설치가 예정되어 있다. 해석대상엔진의 사양 및 본 연구의 설계점 해석으로 얻은 열역학적 파라미터들을 Table 2 에 요약하였다.

열교환기의 기하학적 형상 중 가장 중요한 열교환 면적은 앞서 언급한 형상자료와 열역학적 설계해석으로부터 설계값 성능(열교환 효율, 입출구 온도 등)을 나타낼 수 있게끔 결정된 후, 동특성 해석시는 이 형상자료를 사용하였다. 해석대상엔진은 개념설계 단계에 있으므로 아직 정확한 엔진 회전체의 형상, 무게들이 정하여지지 않았으므로 회전축의 극관성모멘트 I 값은 유사한 형태의 엔진 자료⁽¹³⁾들을 감안하여 정하였으며, 그 값은 0.02 kgm²이다. 실제 엔진이 제작되거나 제어로직이 구성되어 있다면, 식(9)를 바탕으로 K_1 , K_2 등의 계수들을 정할 수 있다. 그러나 개념설계 단계에 있는 엔진을 대상으로 하므로 본 연구는 오히려 제어로직을 만들기 위한 시뮬레이터를 구성하는 것에 가깝다고 볼 수 있다. 더욱이 K_1 , K_2 등의 계수는 회전수, 출력 영역에 따라 최적 제어가 되는 값들이 다를 것이다. 앞서 언급한 바와 같이 본 연구에서는 제어기 설계에 그 목적이 있지 않기 때문에 설

Table 2 Design specifications of the regenerative gas turbine.

System	
Speed, rpm	55,000
Electrical power, kW	102.98(2.1%)
Cycle efficiency, %	30.76(2.2%)
Mechanical loss, %	2
Generator loss, %	5
Compressor	
Air flow, kg/s	0.845
Pressure ratio	4.4
Efficiency, %	81
Recuperator	
Effectiveness	0.87
Exhaust temperature, °C	266.6(0.3%)
Combustor	
Fuel	Diesel
LHV, kJ/kg	41843
Turbine	
Inlet temperature, °C	876.9
Exit temperature, °C	604.6
Efficiency, %	86
Pressure loss	
Inlet, %	2
Combustor, %	6
Recuperator, % (air side)	3
(gas side)	4
Exhaust, %	2

() : deviation from manufacturer's data

계회전수에만 국한하여 응답속도 등이 실제 엔진들에서 관찰되는 값들에 근접하고, 부하변동에 대한 회전수 변동량이 요구수준(1~2%)에 들어오게끔 두 계수 값을 설정하였다. 결정된 K_1 , K_2 값은 각각 2×10^{-6} kg/rpm, 0.95 이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 열교환기의 열관성 영향

외부입력 및 섭동에 대한 시스템의 반응속도는 그 시스템이 가지고 있는 각종 관성항의 크기에 따라 결정된다. 본 연구에서는 동특성 해석시 기본적으로 기계적 관성을 고려하였으나, 열교환기의 열관성이 실제로 기계적 관성과 연관되어 어떤 영향을 줄 것인가에 관심을 두고, 이에 관련한 영향을 살펴보았다. 이를 위해 앞서 언급한 바와 같이 열관성이 고려된 모델과 고려되지 않은 모델에 대한 계산을 수행하였다. 해석시 관성항만의 영향을 보기 위해 연료제어를 하지 않고 설계점의 연

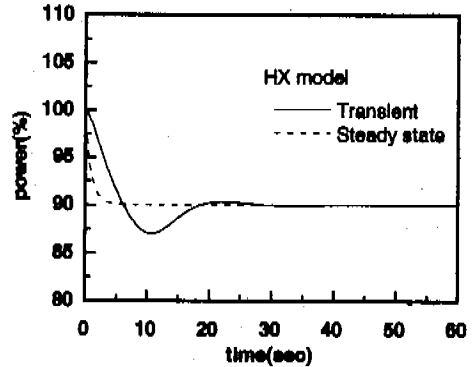


Fig. 5 Power variation for 10% stepwise load reduction without fuel control.

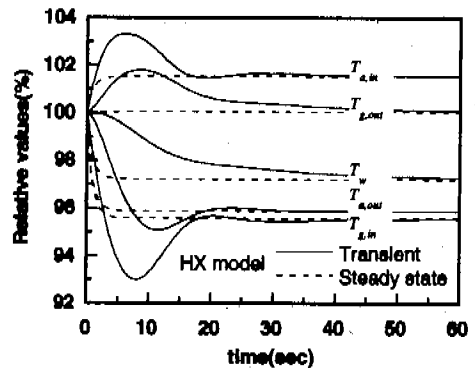


Fig. 6 Temperature variation for 10% stepwise load reduction without fuel control at the recuperator inlet and outlet.

료량을 일정하게 공급하였다.

두 모델에 대해 설계점에서 정상상태로 운전되고 있는 시스템의 부하를 순간적으로 10% 감소시켰을 경우에 출력응답특성을 Fig. 5에 도시하였다. 기계적 관성만 고려한 정상상태 열교환기 모델을 사용한 경우 전형적인 1차 시스템의 응답특성을 보이고 약 4초의 정정시간(settling time)을 예측하였다. 하지만 열교환기와 열관성을 함께 고려한 경우 훨씬 큰 30초 정도의 응답속도 지연을 예측할 뿐만 아니라 출력이 언더슈트된 후에 감쇠진동을 하다가 정상상태가 되는 특성을 보였다. 이것은 Fig. 6에서 보듯이 부하변동 초기에 열교환되어 나오는 작동유체들의 온도들($T_{a,out}$, $T_{g,out}$)이 열관성에 의해 상대적으로 늦게 변화되는 것에 기인한다. 특히 연소기 입구온도($T_{a,out}$)의 시간지연은 부하감소시 터빈입구온도의 감소속도를 지연시키고 이것은 정상상태 모델에 비해 터빈입을 크게 한다. 이에 따라 초기부하변동시 시스템의 순토크량은 크게 줄지 못하고 회전수가 정상상태 모델에 비해 급증하여 오버슈트가 되고 부하는 언더슈트 되는

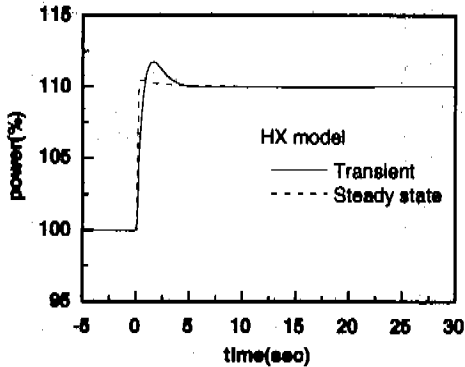


Fig. 7 Power variation for 10% stepwise load increase with fuel control.

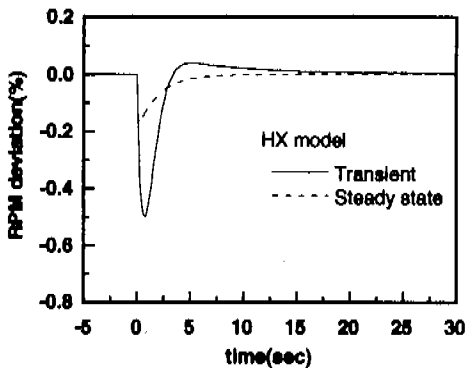


Fig. 8 RPM variation for 10% stepwise load increase with fuel control.

특성을 보이게 된다. 위의 결과로 열교환기 모델링 방법에 따라 응답속도의 차이와 함께 응답모드까지 달라지는 것을 알 수 있다. 따라서 본 시스템의 부하변동에 따른 동적거동에서는 열관성이 지배적이고, 기계적 관성의 고려만으로는 정확한 해석이 힘들 수 있음을 보여주고 있다.

3.2 부하의 급격한 변화

부하를 순간적으로 변화시킨 경우 연료제어를 한 재생 가스터빈의 동특성을 살펴보았다. 시스템이 새로운 부하에 맞는 정상상태에 도달하기 전에는 회전속에서 일의 일치가 성립되지 않기 때문에 회전수의 변화가 생긴다. 이러한 변동을 줄이기 위해서 제어루프를 통해 연료량을 제어함으로써 새로운 정상상태에 도달하게 된다. 설계점에서 정상상태 운전중인 가스터빈의 부하를 10% 증가시켰을 때의 출력을 Fig. 7에 나타내었다. 정상상태 열교환기 모델을 적용한 경우에 출력은 증가된 부하에 빠르게 응답함을 볼 수 있다. 비정상상태 열교환기 모델의 경우에는 열관성의 영향으로 정정시간이 정상상태 모델에 비해 크며 큰 오버슈트를

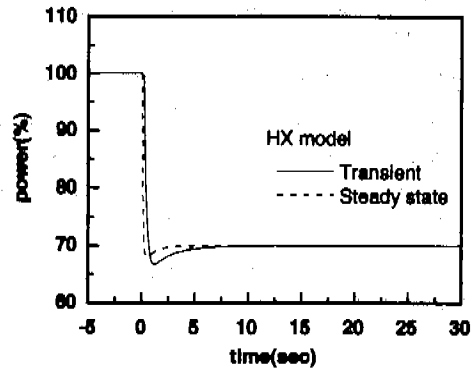


Fig. 9 Power variation for 30% stepwise load reduction with fuel control.

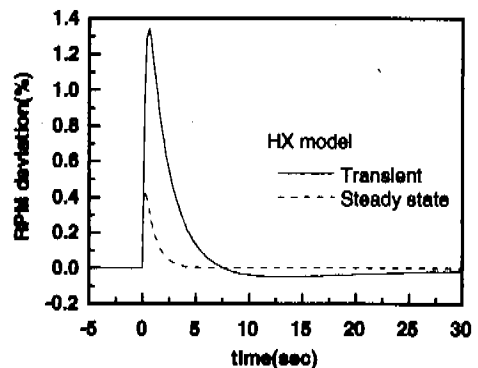


Fig. 10 RPM variation for 30% stepwise load reduction with fuel control.

보였다. 부하변동중 제어된 회전수들 Fig. 8에 나타내었다. 회전속도는 출력의 경우와는 반대로 언더슈트된 후에 제어루프에 의해 처음의 회전수로 회복됨을 볼 수 있다. 예측된 최대전폭은 비정상 열교환기 모델의 경우가 정상상태 모델의 경우보다 거의 3배나 크다. 따라서 실제 운전의 해석시에 비정상 열교환기 모델의 적용이 불가피함을 알 수 있다.

Figure 9와 10에는 부하가 설계값의 30%감소할 경우에 재생 가스터빈의 출력과 회전속도의 변화를 나타내었다. 위의 부하감소와 증가에 대한 모사에서 각각 서로 다른 변동량을 부여한 것은 실제 엔진운전시 설계점에서 부하감소 변동량이 부하증가 변동량보다 더 크다는 것을 반영한 것이다. 부하감소의 경우 출력의 응답은 부하증가의 경우와 그 경향이 비슷하나 회전속도의 경우 Fig. 10에서 보듯이 오버슈트량이 부하증가의 경우보다 훨씬 크다. 이 경우도 열교환기 모델에 따라서 다른 양상을 보여 주고 있는데 부하증가시 두 모델간의 차이보다 좀 더 큰 차이를 보여주고 있다.

Figure 11과 Fig. 12에 부하증가, 감소시 각 구성

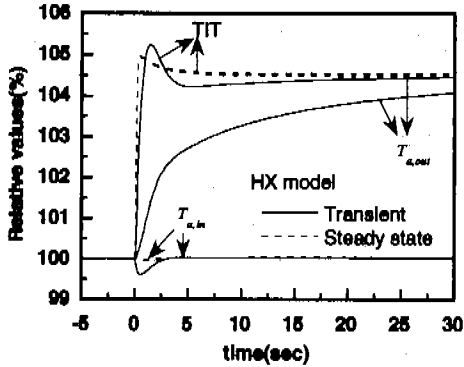


Fig.11 Temperature variation for 10% stepwise load increase with fuel control.

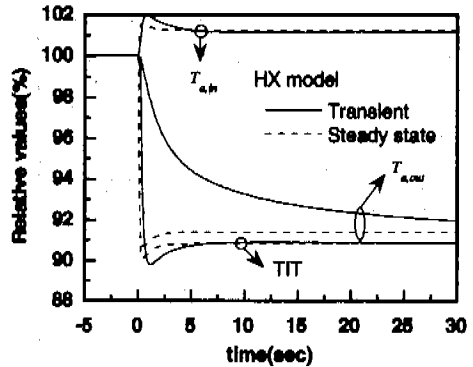


Fig.12 Temperature variation for 30% stepwise load reduction with fuel control.

부 출구의 온도응답특성을 나타내었다. 정상상태 열교환기 모델의 경우 빠른 시간내에 정상상태에 도달함을 알 수 있다. 비정상 열교환기 모델의 경우 열교환기를 지난후의 연소기 입구온도는 연료 제어를 한 경우에도 그 응답속도가 느리게 나타난 반면, 터빈입구온도 및 압축기 출구온도의 경우 빠른 응답속도를 보였다. 압축기, 터빈의 경우 변동부하에 대해 기계적 관성의 영향이 지배적이며, 연소기의 경우에도 유입된 연료량에 대해 시간지연 없이 응답하기 때문에 이들 구성부의 출구쪽 열역학적 변수들은 외부변동에 대해 빠르게 정상상태 값으로 변하게 된다. 이에 반해 연소기 입구온도는 느린 변화율을 보이며 이는 앞서 언급한 바와 같이 열교환기 벽의 큰 열관성 때문이다.

3.3 주기적인 부하의 변화

앞서 언급한 바와 같이 소형 엔진의 경우 기저 전기부하 처리용 엔진에 비해 요구부하의 변동이 심하기 때문에 이에 대한 동특성파악은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 변동부하의 가장 간단한 형태의 정현파형 요구부하에 대한 시스템 응답을 살펴보았다. 부하의 변동진폭은 설계부하의 10%로 하였고 변동주기는 1초와 10초의 두가지 경우를 고려하여 고주파변동과 저주파변동 각각에 대해 동특성을 해석하였다.

Figure 13 과 Fig. 14 에 이에 따른 재생 가스터빈의 출력, 회전수, 온도 등의 변화를 나타내었다. 부하변동이 빠른 고주파 변동의 경우 정상상태 열교환기 모델은 회전축의 기계적 관성에 의해서 출력의 응답지연이 있는 것을 볼 수 있지만 그 값이 그리 크지 않다. 그러나 비정상상태 열교환기 모델을 적용한 경우에는 응답지연이 클 뿐만 아니라 진폭도 정상 열교환기 모델보다 더 작게 예측함을 알 수 있다. 열관성의 영향은 열교환기를 지난 연

소기 입구공기의 온도($T_{a,ou}$)의 변화를 살펴보면 보다 명확히 알 수 있다. 비정상 열교환기 모델을 사용할 경우 열교환기는 부하변동이 너무 빠르게 일어나 그 변화를 감지 하지 못하고 온도가 거의 변하지 않고 있음을 알 수 있다. 즉 열교환기 자신이 가진 큰 열관성 때문에 시스템 외부의 변동에 빠르게 응답하지 못하는 것이다.

10초의 느린 변동주기를 갖는 저주파변동의 경우 고주파변동의 경우와는 달리 두 모델 모두 출력에 대한 시간지연을 보이지 않았으며 이는 시스템의 외부변동에 대해 두 모델 전부 상대적으로 충분한 반응시간을 가졌기 때문이다. 연소기 입구공기의 온도에서 보듯이 고주파변동의 경우에서 보다 변동폭이 커졌음을 알 수 있다. 터빈입구온도는 저주파변동의 경우 두 모델 모두 응답의 일치를 보였는데 이는 터빈입구온도가 열관성보다는 연료량의 변화에 더 민감하기 때문이다. 또한 고주파변동에서는 회전수가 변동초기에는 주기성을 보이지 않다가 점점 주기성을 회복하는 현상을 볼 수 있지만 저주파변동의 경우는 볼 수 없었다. 이상의 결과에서 정현파 부하변동의 경우 부하변동의 주기가 빠를수록 두 모델의 동특성 예측의 차이가 커짐을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 재생 가스터빈의 비정상상태 운전을 모사할 수 있는 프로그램을 구성하였으며, 개념설계중인 소형 엔진을 대상으로 시스템의 동특성을 살펴보았다. 기존의 준평형 해석법에 열교환기에서는 열관성을 고려한 모델과 고려하지 않은 모델 두가지를 도입하여 시스템의 동적거동에 관성항들이 미치는 영향을 살펴보았다.

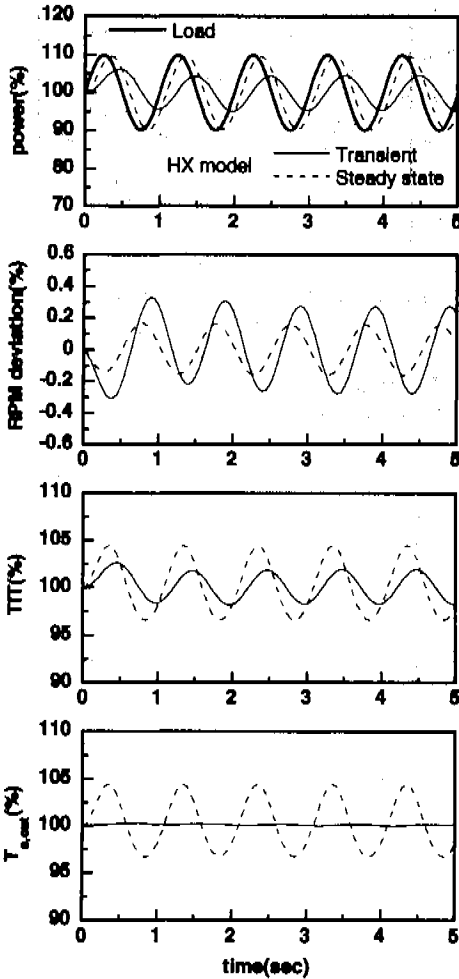


Fig.13 Transient response to a sinusoidal load with high frequency(1 Hz).

부하가 순간적으로 증가했을 경우와 감소했을 경우에 재생 가스터빈의 동특성을 조사하였다. 정상상태 열교환기 모델(steady state model)을 적용했을 경우와 비정상상태 열교환기 모델(transient model)을 적용하였을 때, 결과가 매우 차이를 확인할 수 있었다. 비정상 열교환기 모델은 정상 열교환기 모델에 비해 기계적관성 뿐만 아니라 열관성까지 있으므로 응답지연이 더 크고 감쇠진동하는 특성을 예측하였다. 또한 주기적인 부하변동시 이 있을 때의 시스템 동특성도 조사하였으며, 변동주기가 빠를 경우 두 모델의 동특성 예측차이가 커짐을 알 수 있었다. 본 연구 결과 재생 가스터빈의 경우 열관성이 동적거동에 지배적인 영향을 미치며, 열교환기의 비정상상태 모델(transient model)을 사용해야 정확한 해석이 가능하다는 것

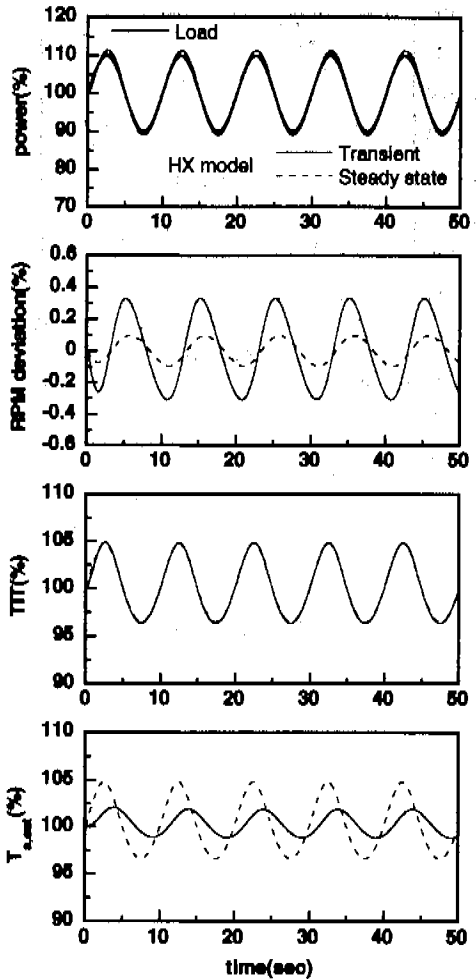


Fig.14 Transient response to a sinusoidal load with low frequency(0.1 Hz).

을 알 수 있었다.

후기

이 연구는 서울대학교 터보·동력기계연구센터의 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

- (1) Schobeiri, M. T., Attia, M. and Lippke, C., 1994, "GETRAN : A Generic, Modularly Structured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero- and Power Generation Gas Turbine Engines," *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 116, pp. 483-494.
- (2) Bettocchi, R., Spina, P. R. and Fabbri, F., 1996,

- "Dynamic Modeling of Single-Shaft Industrial Gas Turbine," ASME Paper 96-GT-332.
- (3) Crosa, G., Pittaluga, F., Trucco, A., Beltrami, F., Torelli, A. and Traverso, F., 1998, "Heavy-Duty Gas Turbine Plant Aerothermodynamic Simulation Using Simulink," *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 120, pp. 550-556.
- (4) Saravanamuttoo, H. I. H. and Fawke, A. J., 1970, "Simulation of Gas Turbine Dynamic Performance," ASME Paper 70-GT-23.
- (5) Sellers, J. F. and Daniele, C. J., 1975, "DYNGEN-A Program for Calculating Steady State and Transient Performance of Turbojet and Turbofan Engines," NASA TN D-7901.
- (6) White, M. F., 1988, "An Investigation of Component Deterioration in Gas Turbines Using Transient Performance Simulation," ASME Paper 88-GT-258.
- (7) Koraklanitis, T., Hochstein, J. I. and Zou, D., 1993, "Prediction of the Transient Thermodynamic response of a Closed-Cycle Regenerative Gas Turbine," ASME Paper 93-GT-136.
- (8) White, M. F., 1997, "Simulation of Transient Load Behavior of Gas Turbines in High Speed Marine Applications," ASME Paper 97-GT-457.
- (9) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1997, "The Effect of Gas Turbine Coolant Modulation on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants - Part I : Gas Turbine," *Proc. Instn Mech. Engrs*, Part A, Vol. 211, pp. 443-451.
- (10) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회논문집 (B) 제 20 권, 제 7 호, pp. 2409-2420.
- (11) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, *Gas Turbine Theory*, 4th ed., Longman Group Limited, U.K.
- (12) Kays, W. M. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, 2nd ed., McGraw-Hill, Inc., U.S.A.
- (13) O'Brien, P., 1998, "Development of a 50-kW, Low-Emission Turbogenerator for Hybrid Electric Vehicles," ASME Paper 98-GT-400.