

# 비선형 PID 제어기를 이용한 선박용 가스터빈 엔진의 속도 제어

이윤형\* · † 소명옥

\* 한국해양수산연수원 교수, † 한국해양대학교 기관공학부 교수

## Speed Control of Marine Gas Turbine Engine using Nonlinear PID Controller

Yun-Hyung Lee\* · † Myung-Ok So

\* Education & Research Team, Korea Institute of Maritime and Fisheries Technology, Busan 49111, Korea

† Division of Marine Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan 49112, Korea

**요 약 :** 가스터빈 기관은 우주항공, 발전 플랜트뿐만 아니라 해상운송 분야에 사용되는 원동기로서 매우 중요한 역할을 하고 있다. 그러나 그 구조가 복잡하고 연소과정에서 시간지연 요소가 포함되어 있어 가스터빈 기관을 잘 제어하려면 정교한 수학적 모델링이 필요하다. 본 논문에서는 가스터빈 기관의 주요 구성품인 가스발생기, PLA 액추에이터, 미터링 밸브에 대한 모델링 기법을 설명한다. 또한, 가스터빈 기관의 시운전 데이터를 기초로 몇 가지 정상상태 때의 동작점에서 서브모델을 구하고, 각 서브모델에 대해 비선형 비례적분미분 제어기를 설계하여 기관의 속도를 제어하는 방법을 제안한다. 제안하는 비선형 제어기는 비선형 함수로 구현되는 3가지 이득을 사용한다. 비선형 제어기의 파라미터는 제어시스템의 목적함수를 최소화하는 관점에서 실수코딩 유전자알고리즘으로 동조한다. 제안한 방법은 가스터빈 기관에 적용하고 시뮬레이션을 실시하여 그 유효성을 확인한다.

**핵심어 :** 가스터빈, 비례적분미분 제어, 비선형제어기, 실수코딩 유전자알고리즘, 성능지수

**Abstract :** A gas turbine engine plays an important role as a prime mover that is used in the marine transportation field as well as the space/aviation and power plant fields. However, it has a complicated structure and there is a time delay element in the combustion process. Therefore, an elaborate mathematical model needs to be developed to control a gas turbine engine. In this study, a modeling technique for a gas generator, a PLA actuator, and a metering valve, which are major components of a gas turbine engine, is explained. In addition, sub-models are obtained at several operating points in a steady state based on the trial running data of a gas turbine engine, and a method for controlling the engine speed is proposed by designing an NPID controller for each sub-model. The proposed NPID controller uses three kinds of gains that are implemented with a nonlinear function. The parameters of the NPID controller are tuned using real-coded genetic algorithms in terms of minimizing the objective function. The validity of the proposed method is examined by applying to a gas turbine engine and by conducting a simulation.

**Key words :** gas turbine, proportional-integral-derivative control, nonlinear controller, RCGA, performance index

### 1. 서 론

현재까지 가스터빈에 관한 모델링(Hannett et al., 1993; Guda et al., 2006), 성능개선 및 제어(Bahrami et al., 2013; Jurado et al., 2002)에 관한 다양한 연구가 활발하게 이루어져 왔다. 그러나 가스터빈에 관한 연구의 대부분은 우주·항공(Shon et al., 1998), 발전 플랜트 분야(Najimi et al., 2012)에 한정되었고, 해상 추진시스템으로서의 연구는 주로 해군 함정에만 국한되었다.

선박용 가스터빈 기관은 해수면에서 아음속으로 고정된 상태로 운전되기 때문에 우주·항공용 기관보다 접근하기가 용이하다. 그러나 열효율을 좋게 할 목적으로 서지(surge) 발생 영역에 매우 근접한 동작점을 따라서 설계되며, 정상상태를

벗어나 천이상태로 접어들 때에는 서지 영역에 더욱 근접하게 된다. 따라서 가스터빈 기관의 운전 중에 치명적인 손상을 방지하기 위해서는 서지 발생을 억제할 수 있는 매우 정밀한 제어가 필수적이다. 또한, 연료가 분사되고 연소하는 과정에서 시간지연 요소가 존재하는 매우 어려운 시스템이다. Shon(1998) 등은 터보 제트 엔진의 회전수를 제어하기 위해 실제 데이터를 이용하여 선형모델을 얻고, 상태피드백 제어 기법을 적용하였다. 그러나 제어기 설계에 단순한 극배치 방법을 이용하여 제어성능만을 살펴보는데 그쳤다.

본 논문에서도 이와 유사하게 우선 실제 선박용 가스터빈 엔진의 시운전 데이터를 이용하여 선형모델을 얻는 방법을 보인다. 그러나 제어기 설계에 있어서는 제어기의 이득이 고정된 선형 PID 제어기가 아닌 제어가 진행되는 동안 이득이 비

\* 종신회원, domse54@daum.net 051)620-5823

† Corresponding author : 종신회원, smo@kmou.ac.kr 051)410-4248

선형 함수에 따라 변하는 비선형 PID(Nonlinear Proportional-Integral-Derivative; NPID) 제어를 설계하는 방법을 제안한다. 이를 통해 최종적으로 선박용 가스터빈 엔진의 회전수를 제어하는 문제를 다루고자 한다.

본 논문에서 제안하는 NPID 제어기의 특징은 기존의 선형 PID(Linear Proportional-Integral-Derivative; LPID) 제어기와는 달리 비선형 함수로 구현되는 3가지 이득함수를 사용하는 것이며, 이 이득 함수는 제어 동작 중에 오차 또는 오차의 변화율에 기초해 수치로 가변되어 제어성능을 향상시킬 수 있다(Lee, 2015). 이때 NPID 제어기의 파라미터는 제어시스템의 목적함수를 최소화하는 관점에서 실수코딩 유전알고리즘(Real-Coded Genetic Algorithms : RCGA)으로 동조하여 최적화한다(Jin, 2004). 제안하는 방법은 모의실험을 통해 기존의 방법과 비교하여 그 유효성을 확인한다.

## 2. 가스터빈 기관의 모델링

가스터빈 기관은 몇 가지 방법으로 모델링이 가능하지만 본 논문에서는 가스터빈 기관을 선형시스템으로 가정하여 모델을 얻도록 한다.

### 2.1 가스발생기

선박용으로 주로 사용되는 터보 샤프트 기관은 Fig. 1과 같이 압축기(C), 연소기(B), 가스발생기 터빈(CT), 동력터빈(PT)로 구성되며, 압축기와 연소기 그리고 가스발생기 터빈을 묶어 가스발생기라고 한다.

본 논문에서는 동력터빈은 고려하지 않고, 가스터빈 기관의 핵심인 가스발생기의 모델만을 얻도록 한다. 가스터빈 기관이 정상상태를 이탈하여 천이상태로 될 때 가스발생기 회전수의 변화는 가스발생기 터빈에서 발생하는 힘과 압축기에서 소비되는 힘이 순간적으로 달라짐으로써 발생하는 것이며, 이와 같은 터빈과 압축기 사이의 토크 불균형에 의해 가속이나 감속이 일어나게 된다.

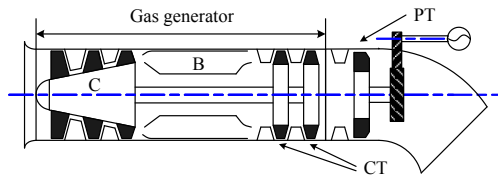


Fig. 1 Structure of Turbo shaft engine

따라서 로터(rotor) 회전수의 변화를 표현하는 방정식(Lee, 2005)은 다음과 같은 토크에 대한 평형식으로 표현할 수 있다.

$$J_{GG} \frac{d\omega}{dt} = \tau_T - \tau_C \quad (1)$$

여기서,  $\tau_T$ 와  $\tau_C$ 는 각각 가스발생기 터빈에서 발생된 토크와 압축기에서 소비된 토크를 나타내며,  $J_{GG}$ 와  $\omega$ 는 각각 가스발

생기의 극관성모멘트와 각속도이다.

가스터빈 기관의 가스발생기 부분의 모델을 얻기 위해 식 (1)을 회전수  $N$ 과 연료유량  $G_f$ 의 함수로 나타내고,  $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ 의 관계를 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_{GG} \frac{d\omega}{dt} = R \frac{dN}{dt} = f(N, G_f) \quad (2)$$

여기서,  $R = J_{GG} \pi / 30$  이다.

식 (2)를 선형화하기 위해 동작점  $N_0, G_{f0}$  부근에서의 미소 변화량을  $\Delta N, \Delta G_f$ 라 하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$N = N_0 + \Delta N \quad (3a)$$

$$G_f = G_{f0} + \Delta G_f \quad (3b)$$

식 (3)을 식 (2)의 좌·우변에 대입하고, 우변을 동작점 부근에서 Taylor급수 전개하면 다음과 같다.

$$R \frac{d\Delta N}{dt} = -\alpha \cdot \Delta N + \beta \cdot \Delta G_f \quad (4)$$

단,  $\alpha = -\left. \frac{\partial f(N, G_f)}{\partial N} \right|_{\substack{N=N_0 \\ G_f=G_{f0}}}$ ,  $\beta = \left. \frac{\partial f(N, G_f)}{\partial G_f} \right|_{\substack{N=N_0 \\ G_f=G_{f0}}}$  이다.

식 (4)를 라플라스 변환하고, 시간지연 요소를 고려하면 가스발생기의 동역학적 모델은 최종적으로 식 (5)와 같이 된다. 가스터빈 기관에 있어서 시간지연  $L$ 은 연료가 연소기에서 연소되어 가스발생기 터빈에 연소가스가 도달되는 시간을 의미하며 회전수가 증가함에 따라 작아진다. 위와 같은 가스터빈 모델링 방법은 연구소 등에서 연구를 위해 시행되는 일반적인 방법이다(Shon et al., 1998).

$$\frac{\Delta N(s)}{\Delta G_f(s)} = \frac{K_E}{1 + T_E s} e^{-Ls} \quad (5)$$

여기서,  $K_E = \beta / \alpha$ 와  $T_E = R / \alpha$ 는 각각 이득과 시정수를 의미한다. 본 논문에서  $K_E$ 와  $T_E$ 는 실제 시운전 자료로부터 얻었다.

Table 1은 가스터빈의 동작점을 7000[rpm], 8000[rpm], 9000[rpm]로 설정한 모델인 MD1, MD2, MD3의 이득( $K_E$ ), 시정수( $T_E$ ), 시간지연( $L$ )을 정리하여 나타낸 것이다.

Table 1 Parameters in local model of gas turbine

| Models | Operating point | $K_E$ | $T_E$ | $L$  |
|--------|-----------------|-------|-------|------|
| MD1    | 7000 [rpm]      | 4.57  | 3.76  | 0.5  |
| MD2    | 8000 [rpm]      | 1.82  | 1.93  | 0.35 |
| MD3    | 9000 [rpm]      | 0.98  | 0.93  | 0.17 |

### 2.2 PLA actuator

PLA(Power Lever Angle) 액추에이터는 DC 모터, 모터와 기계적으로 연결되어 미터링 파일럿 밸브(metering pilot

valve)를 상하로 작동시키는 레버(lever)로 구성된다. Fig. 2는 PLA 액추에이터 전체 시스템을 나타낸 것이며, DC 모터의 속도제어는 내부적으로 PI 제어를 사용하고 있다(Fawke et al., 1971).

Table 2는 PLA 액추에이터의 각 구성품의 파라미터 값을 나타낸 것이다.

Table 2 Parameters of a PLA actuator

|            | Description                   | Value  |
|------------|-------------------------------|--------|
| $R_a$      | Armature winding resistance   | 0.25   |
| $L_a$      | Armature inductance           | -      |
| $\omega_m$ | Angular velocity of DC motor  | -      |
| $K_t$      | Torque constant               | 0.4204 |
| $K_b$      | Back emf constant             | 0.4204 |
| $K_{TH}$   | DC motor angle feedback gain  | 10.136 |
| $K_{TG}$   | Tacho-generator feedback gain | 0.0318 |
| $J_m$      | Inertia moment of DC motor    | 0.0022 |
| $K_A$      | Amplifier gain                | 10     |
| $K_N$      | Proportional gain             | 4      |
| $T_N$      | Integral time                 | 0.5    |
| $N$        | Engine speed(rpm)             |        |

그림에서  $u$ 는 제어입력으로서 NPID 제어기의 출력을 의미하며, 포화 입력 값은 23[V]이다.

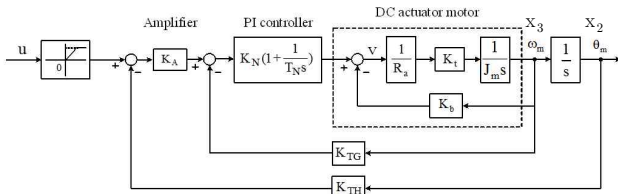


Fig. 2 PLA actuator system

### 2.3 미터링 파일럿 밸브

가스터빈 기관에 공급되는 연료유량은 파일럿 밸브의 오리피스(orifice) 입출구 압력 차이, PLA 액추에이터의 회전각에 따라 변화하는 미터링 밸브의 오리피스 면적에 비례하고, 그 시정수는 아주 작다. 따라서 하나의 단순한 이득값으로 나타낼 수 있으며, 본 논문에서는  $K_{MV}$ 로 나타내기로 한다.

### 2.4 전체시스템의 상태공간 표현

PLA 액추에이터(Fig. 2), 미터링 파일럿 밸브, 가스발생기와 PID 제어기를 포함하는 전체 제어 시스템은 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.

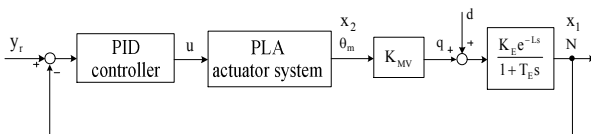


Fig. 3 Speed control system for gas turbine engine

Fig. 2와 Fig. 3을 참고하여 상태변수로  $x_1 = N$ ,  $x_2 = \theta_m$ ,  $x_3 = \omega_m$  그리고  $x_4$ 를 정의하고, PID 제어기를 제외한 전체 가스 터빈 기관은 아래와 같은 상태방정식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} u(t) \tag{6a}$$

$$y = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) \tag{6b}$$

여기서,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_E} & \frac{K_{mv} K_E}{T_E} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{K_A K_{TH} K_N K_t}{R_a J_m} - \frac{(K_{TG} K_N K_t + K_b K_t)}{R_a J_m} & \frac{K_t}{R_a J_m} & 0 \\ 0 & -\frac{K_A K_N K_{TH}}{T_N} & -\frac{K_N K_{TG}}{T_N} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_A K_N K_t}{R_a J_m} \\ \frac{K_A K_N}{T_N} \end{bmatrix}, \mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ 이고, } y = N \text{ 이다.}$$

## 3. 비선형 PID 제어기 설계

### 3.1 비선형 PID 제어기의 구조

본 논문에서는 가스터빈 기관의 회전수를 제어하기 위해 식 (7)로 표시되는 NPID 제어기를 사용하고 설정치 추종 성능을 개선한다. NPID 제어기의 전달함수  $C(s) = \frac{U(s)}{E(s)}$ 는 LPID 제어기에 있는 세 동작과 동일한 의미를 가지는 비례, 적분, 미분 동작의 병렬결합으로 되어 있다.

$$C(s) = K_p(e) + \frac{K_i(e)}{s} + K_d(e, ce) s \tag{7}$$

여기서  $K_p(e), K_i(e), K_d(e, ce)$ 는 오차  $e$ 와 오차 변화율  $ce$ 의 비선형 함수로 시변이득이다.

### 3.2 비선형 PID 제어기의 이득

#### 1) 비선형 비례이득

비례동작  $u_p$ 는 응답 속도를 높이기 위해서 오차가 클 때 비례이득도 크게 해줄 필요가 있다. 그러나 응답이 설정치 부근에 도달해 오차가 작을 때에도 계속 큰 비례이득을 유지하면 과도한 제어로 오버슈트와 진동현상이 발생할 수 있다.

이 점을 고려해 NPID 제어기의 비례이득  $K_p(e)$ 는  $e$ 의 크기에 따라 적절히 조절되는 식 (8)로 정의한다(Lee, 2015).

$$K_p(e) = a_1 + a_2 f(e) \tag{8a}$$

$$\text{단, } f(e) = 1 - \exp(-pe^2) \tag{8b}$$

여기서  $a_1, a_2$ 는 사용자에게 의해 정해지는 양의 상수이고,  $f(e)$ 는 지수함수로 기술된다.

Fig. 4는  $a_1 = 1, a_2 = 1$ 이고  $p = 2, 4, 6$ 일 때  $e$ 의 변화량에 따른 제안하는 비례이득 함수  $K_p(e)$ 의 모양을 그린 것이다. 그림을 보면 제안하는 비선형 함수  $K_p(e)$ 는 식 (8b)의  $p$ 에 따라 폭의 변화가 있음을 알 수 있으며 오차의 절대값이 커질수록 커져  $e \rightarrow \infty$ 에서  $a_1 + a_2$ 의 값을 가지게 되고, 오차의 절대값이 작아질수록 작아지며  $e = 0$  일 때 최소값  $a_1$ 의 값을 가지게 된다. 본 논문에서는  $f(e)$ 의  $p = 4$ 로 설정하였다.

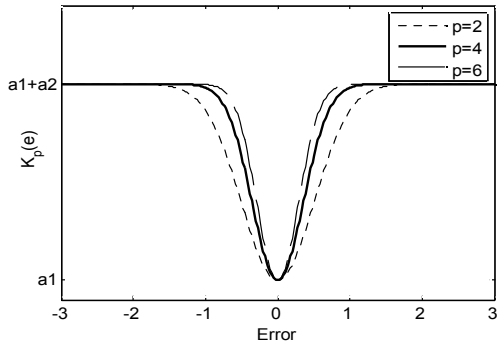


Fig. 4  $K_p(e)$  shapes as function of  $e$  according to  $p$

### 2) 비선형 적분이득

적분동작  $u_i$ 는 누적오차 값이 클수록 또는 적분이득이 클수록 더 커진다. 오차  $e$ 의 절대값이 클 때에는 적분이득 값을 줄여 오버슈트 발생에 대비하고,  $e$ 의 절대값이 작을 때에는 적분이득 값을 크게 해서 정상상태 오차를 줄이도록 식 (9)를 사용한다(Lee, 2015).

$$K_i(e) = b[1 - f(e)] \quad (9)$$

여기서  $K_i(e)$ 는 양의 이득이고, 이때 함수  $f(e)$ 는 식 (8b)를 사용한다. Fig. 5는  $b = 1$ 이고  $p = 2, 4, 6$ 일 때  $e$ 의 변화량에 따른  $K_i(e)$ 의 모양을 그린 것이다. Fig. 5에서 보는 것과 같이  $e = 0$ 일 때 최대값이 되고,  $e$ 가 커질수록 최소값으로 수렴한다.

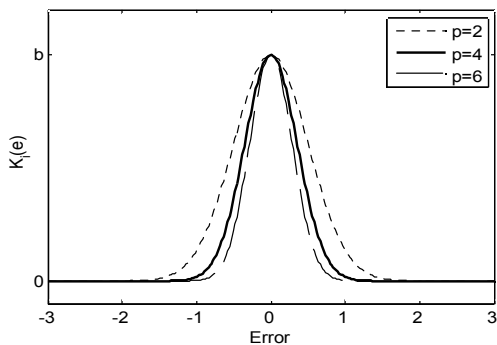


Fig. 5  $K_i(e)$  shapes as function of  $e$  according to  $p$

### 3) 비선형 미분이득

미분동작  $u_d$ 는 오차의 변화율과 미분이득에 비례해서 커지고,  $u_p$ 와  $u_i$ 가 커지면 출력도 같이 커질 것을 미리 예측하고

제동을 걸게 된다. 전체 제어 사이클 동안 필요 이상의 제동을 걸면 응답속도가 느려질 수 있으므로 특정 사이클 동안만 제동을 걸면  $u_p$ 와  $u_i$ 를 더 과감하게 활용할 수 있고 또한 오버슈트도 줄일 수 있다. 응답이 오차와 오차 변화율의 곱이 양( $e \times ce > 0$ )인 영역에서 큰 제동이 걸리도록 식 (10)으로 기술되는 시변 적분이득 함수를 사용한다(Lee, 2015).

$$K_d(e, ce) = \begin{cases} c_1 + c_2 f(e), & e \times ce > 0 \\ c_1, & \text{elsewhere} \end{cases} \quad (10)$$

여기서  $c_1, c_2$ 는 양의 값이고, 비선형 이득  $K_d(e, ce)$ 는 오차  $e$ 와 오차의 변화율  $ce$ 의 곱이 0보다 클 때에는  $c_1 + c_2 f(e)$ 이 된다. 이때 함수  $f(e)$ 가 0과 1 사이의 값을 가지므로  $e = 0$ 일 때  $K_d(e, ce)$ 는  $c_1$ 이 되고,  $e \rightarrow \infty$ 에서  $K_d(e, ce)$ 는  $c_1 + c_2$ 가 된다. Fig. 6는  $c_1 = 1, c_2 = 1$ 일 때 오차  $e$ 와 오차의 변화율  $ce$ 를 변화시켜 가며  $K_d(e, ce)$ 를 그린 것이다.

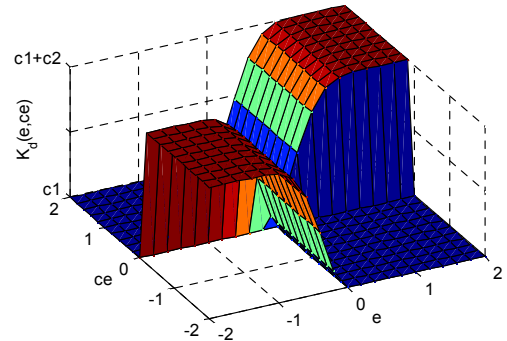


Fig. 6  $K_d(e)$  shapes as function of  $e$  and  $ce$

### 3.3 NPID 제어기의 동조

제어기 동조는 전체 제어시스템이 원하는 성능을 갖도록 적절한 방법으로 파라미터를 조정하는 것을 말한다. 앞서 살펴본 것처럼 제안하는 NPID 제어기는 세 시변이득  $K_p(e), K_i(e), K_d(e, ce)$ 를 가지며 여기에는 모두 5개의 조정 파라미터  $\{a_1, a_2, b, c_1, c_2\}$ 가 존재한다.

본 논문에서는 NPID 제어기의 파라미터를 최적화 하는 문제를 풀기 위해 성능의 좋고 나쁨을 계량할 수 있는 평가함수로 식 (11)과 같은 시간가중 절대오차적분(ITAE)을 사용한다.

$$J(\phi) = \int_0^{t_f} |e(t)| dt \quad (11)$$

여기서  $\phi = [a_1, a_2, b, c_1, c_2]^T \in \mathbb{R}^5$ 은 NPID 제어기 파라미터로 구성되는 벡터이고,  $e(t)$ 는 설정값과 출력 간의 오차이며, 적분시간  $t_f$ 는 이후의 적분값이 무시되어도 좋을 정도로 충분히 큰 값이다.  $\phi$ 는 RCGA를 사용하여 식 (11)의 평가함수가 최소가 되도록 구해진다.

### 4. 시뮬레이션

제한한 동조법의 유효성을 검토하기 위해 시뮬레이션을 실시한다.

#### 4.1 NPID 제어기 파라미터

최적화 도구로 사용하는 RCGA는 집단의 크기 Psize= 50, 교배확률 Pc= 0.9, 돌연변이 확률 Pm= 0.05, 돌연변이 매개변수 Vm= 5를 사용하였으며 NPID 제어기의 파라미터들은 구간  $0.1 \leq a_1, a_2, b, c_1, c_2 \leq 15$ 에서 탐색되었다.

Fig. 7에서 Fig. 9는 RCGA가 가스터빈 기관의 동작점 회전수에 따른 모델(MDi, i=1,2,3)에 대한 NPID 제어기의 파라미터를 탐색하는 과정을 보여주고 있다.

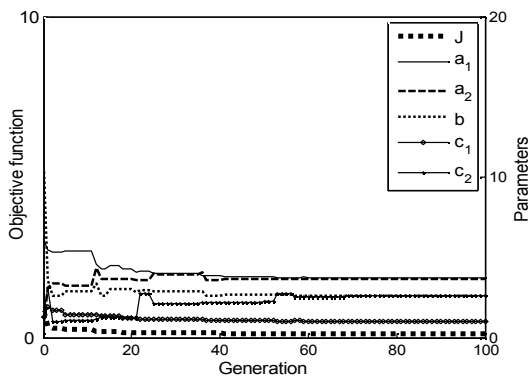


Fig. 7 Parameter tuning of NPID controller for MD1

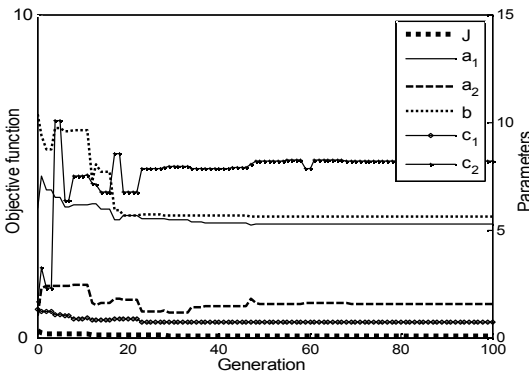


Fig. 8 Parameter tuning of NPID controller for MD2

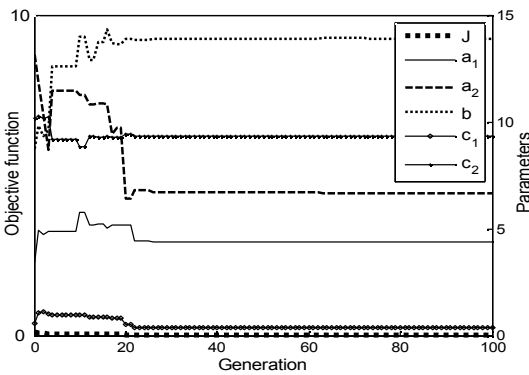


Fig. 9 Parameter tuning of NPID controller for MD3

본 논문에서 NPID 제어기와 비교 목적으로 사용하는 Chen의 적응제어기(Chen, 1999)는 식 (12)로 주어진다.

$$u(t) = \frac{1}{2} [(1 + \tilde{u}(t))u_{\max} + (1 - \tilde{u}(t))u_{\min}] \quad (12)$$

여기서  $u_{\max}$ 와  $u_{\min}$ 는 제어입력의 최대값과 최소값을 의미하고,  $\tilde{u}(t)$ 는 쌍곡선 탄젠트(hyperbolic tangent) 함수로서 다음과 같이 주어진다.

$$\tilde{u}(t) = \frac{1 - \exp[-m(e(t) - \theta(t))]}{1 + \exp[-m(e(t) - \theta(t))]} \quad (13)$$

여기서  $e(t)$ 는 설정치와 출력과의 오차,  $m$ 은 기울기(slope),  $\theta(t)$ 는 바이어스(bias)를 의미한다.  $\tilde{u}(t)$ 는 -1과 1사이의 값을 가지므로  $u(t)$ 는 포화기의 제한치 이내로 유지된다. 식 (13)에서 알 수 있듯이  $\tilde{u}(t)$ 는 기울기( $m$ )와 바이어스( $\theta(t)$ )의 2개의 조정 파라미터를 가지고 있다.  $\theta(t)$ 의 동조 알고리즘은 다음 식으로 주어진다.

$$\dot{\theta}(t) = -\eta m e(t)(1 - \tilde{u}(t))(1 + \tilde{u}(t)) \text{sign}\left(\frac{\partial y}{\partial u}\right) \quad (14)$$

여기서  $\eta > 0$ 는 학습률(learning rate)이고,  $\text{sign}\left(\frac{\partial y}{\partial u}\right)$ 는 시스템의 응답 방향에 따라 결정되는  $\pm 1$ 의 값이다. 가스터빈 기관은 양의 이득을 가지므로  $\text{sign}\left(\frac{\partial y}{\partial u}\right)$ 는 1이 된다.

RCGA를 기반으로 동조된 NPID 제어기와 비교목적으로 사용되는 Chen의 적응제어기, Ziegler-Nichols(Z-N) 제어기의 파라미터는 Table 3에서 Table 5에 나타내었다.

Table 3 Parameter values of controllers for MD1

| Methods | Controller parameters |       |       |       |       |       |       |       |        |     |
|---------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-----|
|         | $K_p$                 | $K_i$ | $K_d$ | $a_1$ | $a_2$ | $b$   | $c_1$ | $c_2$ | $\eta$ | $m$ |
| NPID    | -                     | -     | -     | 3.733 | 3.673 | 2.641 | 1.034 | 2.609 | -      | -   |
| Chen    | -                     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | 0.2    | 2   |
| Z-N     | 5.874                 | 6.087 | 1.415 | -     | -     | -     | -     | -     | -      | -   |

Table 4 Parameter values of controllers for MD2

| Methods | Controller parameters |       |       |       |       |       |       |       |        |     |
|---------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-----|
|         | $K_p$                 | $K_i$ | $K_d$ | $a_1$ | $a_2$ | $b$   | $c_1$ | $c_2$ | $\eta$ | $m$ |
| NPID    | -                     | -     | -     | 5.261 | 1.572 | 5.627 | 0.696 | 8.193 | -      | -   |
| Chen    | -                     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | 0.2    | 3   |
| Z-N     | 6.870                 | 9.814 | 1.202 | -     | -     | -     | -     | -     | -      | -   |

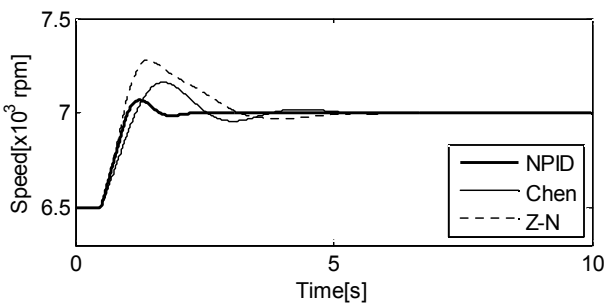
Table 5 Parameter values of controllers for MD3

| Methods | Controller parameters |       |       |       |       |       |       |       |        |     |
|---------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-----|
|         | $K_p$                 | $K_i$ | $K_d$ | $a_1$ | $a_2$ | $b$   | $c_1$ | $c_2$ | $\eta$ | $m$ |
| NPID    | -                     | -     | -     | 4.376 | 6.673 | 13.91 | 0.348 | 9.327 | -      | -   |
| Chen    | -                     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | 0.2    | 4   |
| Z-N     | 9.732                 | 27.41 | 0.863 | -     | -     | -     | -     | -     | -      | -   |

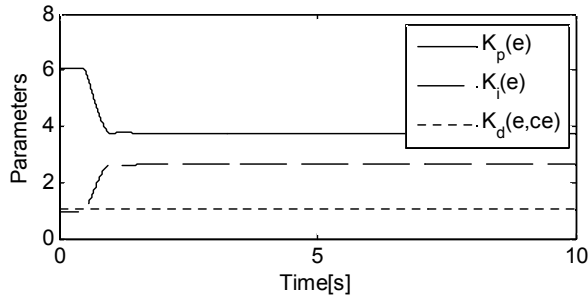
4.2 성능비교

본 논문에서 제안하는 방법의 유효성을 확인하기 위해 계단상의 목표값 추종응답 모의실험을 실시하였다. Fig. 10에서 Fig. 12의 (a)는 가스터빈 기관의 각 동작점 회전수 별로 NPID 제어기와 Chen의 적응제어기, Z-N의 PID 제어기의 응답결과를 나타낸 것이다.

각 그림의 (b)는 이때 NPID 제어기 이득의 변화를 나타낸 것으로 제어동작 중 오차의 변화에 따라 Fig. 4와 Fig. 5의 비선형 함수와 같은 모양으로 변화하고 있는 모습을 확인할 수 있다. 또한,  $K_d(e,ce)$ 는 거의 변하지 않는 것으로 보아 미분제어의 영향은 작음을 알 수 있다.

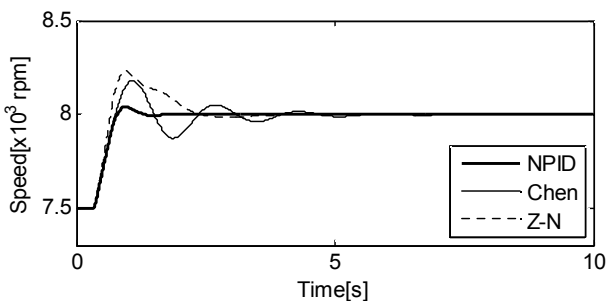


(a) Step responses of control system for MD1

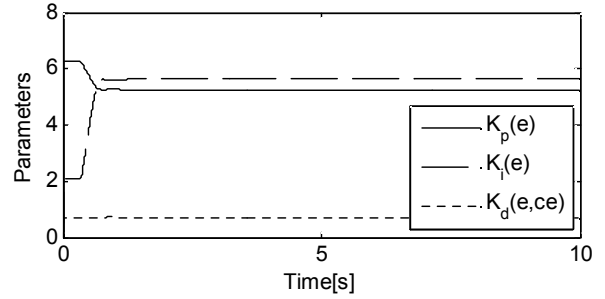


(b) Gains of NPID controller for MD1

Fig. 10 Step responses of control system and gains of NPID controller for MD1

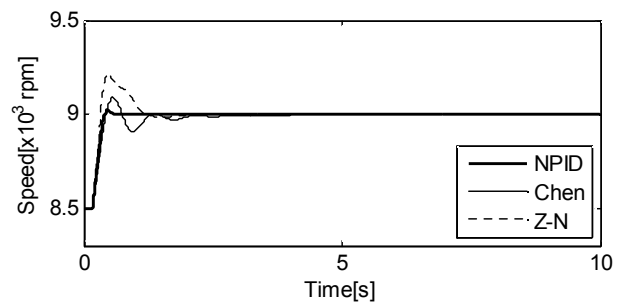


(a) Step responses of of control system for MD2

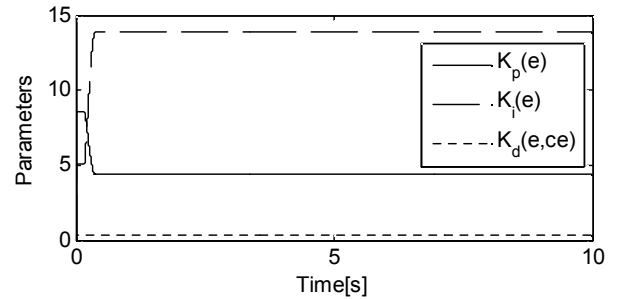


(b) Gains of NPID controller for MD2

Fig. 11 Step responses of control system and gains of NPID controller for MD2



(a) Step responses of control system for MD3



(b) Gains of NPID controller for MD3

Fig. 12 Step responses of control system and gains of NPID controller for MD3

Table 6에서 Table 8은 각 방법의 성능을 정량적으로 비교하기 위해 백분율 오버슈트( $M_p$ ), 침투시간( $t_p$ ), 도달시간( $t_r$ ), 2%정정시간( $t_s$ ), 절대오차적분(IAE)를 계산한 결과이다. 이때  $t_r = t_{90} - t_{10}$  이고,  $t_{90}$ 과  $t_{10}$ 은 각각 출력이 설정치의 10%와 90%에 도달하는데 걸리는 시간을 의미한다. 표에서 보면 제안한 NPID 제어기 백분율 오버슈트, 도달시간, 정정시간 등 모든 면에서 전반적으로 좋은 성능을 보여주고 있다.

Table 6 Performance comparison of controllers for MD1

| Methods | Performances |       |         |       |       |
|---------|--------------|-------|---------|-------|-------|
|         | $M_p$        | $t_p$ | $t_r$   | $t_s$ | IAE   |
| NPID    | 13.461       | 1.261 | 0.4056  | 2.037 | 0.410 |
| Chen    | 32.214       | 1.712 | 0.525   | 4.894 | 0.609 |
| Z-N     | 56.194       | 1.414 | 0.34895 | 4.984 | 0.748 |

Table 7 Performance comparison of controllers for MD2

| Methods | Performances |       |       |       |       |
|---------|--------------|-------|-------|-------|-------|
|         | $M_p$        | $t_p$ | $t_r$ | $t_s$ | IAE   |
| NPID    | 2.784        | 0.964 | 0.324 | 1.221 | 0.289 |
| Chen    | 12.034       | 1.088 | 0.321 | 5.262 | 0.493 |
| Z-N     | 15.612       | 0.966 | 0.247 | 3.461 | 0.476 |

Table 8 Performance comparison of controllers for MD3

| Methods | Performances |       |       |       |       |
|---------|--------------|-------|-------|-------|-------|
|         | $M_p$        | $t_p$ | $t_r$ | $t_s$ | IAE   |
| NPID    | 0.892        | 0.472 | 0.169 | 0.546 | 0.14  |
| Chen    | 3.618        | 0.568 | 0.200 | 2.684 | 0.223 |
| Z-N     | 8.85         | 0.473 | 0.123 | 1.744 | 0.235 |

## 5. 결론

본 논문에서는 NPID 제어기로 가스터빈 기관의 속도를 제어하는 문제를 다루었다. 이를 위해 가스터빈 기관을 3개의 정상상태 동작점에서 각 모델을 구하였고, NPID 제어기의 파라미터는 RCGA 기반으로 평가함수 ITAE를 최소로 하는 관점에서 최적으로 동조되었다. 제한한 방법의 유용성을 확인하기 위하여 Chen의 적응제어기, Z-N의 PID 제어기의 제어 성능을 비교해 본 결과 오버슈트, 도달시간, 정정시간 등에서 훨씬 향상된 응답결과를 확인할 수 있었다.

차후 본 논문에서 다루지 않은 동작점에서 또 다른 동작점으로의 천이과정 문제와 여러 개의 제어기를 하나로 결합하는 연구가 필요하다고 사료된다.

## References

- [1] Bahrami, S., Ghaffari, A., and Thern, M.(2013), "Improving the Transient Performance of the Gas Turbine by Steam Injection during Frequency Dips", *Energies*, Vol. 6, No. 10, pp. 5283-5269.
- [2] Chen, C. T. and Peng, S. T.(1999), "Learning control of process systems with hard input constraints", *Journal of Process Control*, Vol. 9, No. 2, pp. 151-160.
- [3] Guda, S. R., Wang, C. and Nehrir, M. H.(2006), "Modeling of Microturbine Power Generation Systems", *Electric Power Components and Systems*, Vol. 34, No. 9, pp. 1027-1041.
- [4] Fawke, A. J., and Saravanamutoo, H. I. H.(1971), "Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Response", *SAE Technical Paper*, No. 710550.
- [5] Hannett, L. N. and Khan, A.(1993), "Combustion Turbine Dynamic Model Validation Tests", *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 8, No. 1,

pp.152-158.

- [6] Jin, G. G.(2004), *Genetic Algorithms and Their Application*, Kyowooosa.
- [7] Jurado, F., Ortega, M., Cano, A. and J Carpio(2002), "Neuro-fuzzy controller for gas turbine in biomass-based electric power plant", *Electric Power Systems Research*, Vol. 60, No. 3, pp. 123-35.
- [8] Khalilpour, M., Valipour, K., Shayeghi, H. and Razmjoooy, N.(2013), "Designing a Robust and Adaptive PID Controller for Gas Turbine Connected to the Generator", *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, Vol. 5, No. 5, pp. 1544-1551.
- [9] Lee, J. Y.(2015), *Temperature Control of a CSTR Using a Nonlinear PID Control*, M.S. Thesis, Department of convergence Study on the Ocean Science and Technology, School of Ocean Science and Technology, Korea Maritime and Ocean University.
- [10] Lee, Y. H. et al.(2005), "RCGA-Based Tuning of the PID Controller for Marine Gas Turbine Engines", *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 116-123.
- [11] Najimi, E. and Ramezani, M. H.(2012), "Robust control of speed and temperature in a power plant gas turbine", *ISA Transactions*, Vol. 51, No. 2, pp. 304 - 308.
- [12] Shon, Y. C., Kim, S. W. and Jee, W. H.(1998), "Design of Robust Feedback Controller for Turbo Jet Engine : Time Domain Approach", *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 2, No. 2, pp. 38-46.

Received 17 November 2015

Revised 28 December 2015

Accepted 28 December 2015