

공학석사 학위논문

퍼지-PID 기법을 이용한
선박용 가스터빈 엔진의 강인한 속도제어

Robust Speed Control of Marine Gas Turbine Engines
Using Fuzzy-PID Technique

지도교수 소 명 옥

2004년 8월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과 이 윤 형

목 차

Abstract	iii
Nomenclature	v
제 1 장 서론	
1.1 연구배경	1
1.2 연구동향	2
1.3 연구내용 및 구성	3
제 2 장 가스터빈 엔진의 속도제어시스템 및 모델링	
2.1 가스터빈 엔진의 속도제어시스템 구성	5
2.2 가스터빈 엔진의 모델링	8
제 3 장 퍼지-PID 제어기의 설계	
3.1 퍼지제어의 기본이론	23
3.2 가스터빈 엔진의 퍼지 모델링	26
3.3 RCGA 기반의 PID 제어기 동조	29
3.4 퍼지-PID 제어기	31
제 4 장 시뮬레이션 및 고찰	
4.1 PID 제어기의 최적동조	33
4.2 응답실험 및 결과고찰	36
제 5 장 결론	51
참고문헌	52
감사의 글	

Robust Speed Control of Marine Gas Turbine Engines Using Fuzzy-PID Technique

Yun-Hyung Lee

*Department of Marine Engineering, Graduate School
Korea Maritime University*

Abstract

Since the first naval ship propelled by a gas turbine engine was operated in 1947, gas turbine engines have been developed rapidly until today. Gas turbine engines in the commercial marine field, however, have not gained as much attention as other fields such as aerospace, power plant industries and naval ship. Recently gas turbine engines have increasingly been utilized as commercial marine engine. The primary reasons are the engine's low weight, low volume, high availability, low first cost, and acceptable operating costs.

The gas turbine engines, in general, are operated in operating points which have the highest TIT(Turbine Inlet Temperature) and CDP(Compressor Discharge Pressure) for thermal efficiency. And when gas turbine engine accelerates and decelerates, that is transient condition, compressor tend to move close to the surge line. If the gas turbine engine is accelerated from design point to other operating point, front stages of compressor are to stall and rear stages to choke. On the contrary when the gas turbine engine is decelerated, rear stages are to stall and front stages to choke. Besides the system parameters of the gas turbine engine, such as time constant and gain etc., get changed remarkably in real operating condition. It means that operators must consider to these operating environment and suitably control

fuel flow which is unique control input.

Although in this paper the author merely deals with system parameter change with the exception of transient condition, the conventional controller, such as a PID controller based on fixed parameters, could not guarantee the robustness and good control performance in the aspect of system parameter changes caused by the change of operating condition.

The author, therefore, propose a fuzzy-PID controller which combines PID control and fuzzy technique to obtain the good performance of gas turbine engine speed control system on the whole operating range.

To combine the PID controller with fuzzy logic, at first, the sub-PID controller is designed at each speed mode, whose parameters are optimally adjusted using a RCGA. Then fuzzy "If~Then" rules combine the sub-PID controllers as a consequence part.

Finally, the effectiveness of the proposed fuzzy-PID controller is verified through computer simulation.

Nomenclature

A, A'	Fuzzy sets
$A_{j,i}$	Fuzzy sets
A_{mv}	Cross sectional area of fuel metering valve orifice
A, B, C	Matrix
CDP	Compressor Discharge Pressure
C, C'	Fuzzy sets
C_d	Flow coefficient
c_p	Specific heat at constant pressure
F^1, F^2, F^3	Membership function
G_f	Fuel flow to combustor
I_{GG}	Polar inertial moment of gas generator
J	Mechanical equivalent of heat
J_m	Inertial moment of DC actuator motor
K_A	Amplifier gain
K_b	Back emf coefficient
K_D	Derivative gain
K_E	Gain of gas turbine engine
K_I	Integral gain
K_{mv}	Gain of metering valve
K_N	Proportional gain
K_P	Proportional gain
K_{TG}	Feedback gain of tachogenerator
K_{TH}	Feedback gain of DC actuator motor angle
K_t	Torque constant
L	Time delay of gas turbine engine
L_a	Armature inductance

m	Average of membership function
m_a	Air flow
m_g	Combustion gas flow
N_{GG}	Rotation speed of gas generator(or compressor)
q	Fuel flow
R_a	Armature winding resistance
R^i	i th fuzzy rule
r	Number of fuzzy rules
S_g	Specific gravity of fuel
T_i	Stagnation temperature of i th station
T_E	Time constant of gas turbine engine
T_m	Torque of DC actuator motor
T_{mv}	Time constant of metering valve
TIT	Turbine Inlet Temperature
u	Control input
V	Voltage Supplied DC actuator motor
x	Linguistic variable
\mathbf{x}	State vector
z	Linguistic variable or crisp output

Greek

ΔP	Pressure drop between fuel metering valve orifice
Θ_m	Rotor angle of DC actuator motor
ρ^i	Firing strength of i th fuzzy rule
σ	Standard deviation of membership function
τ_C	Torque of compressor
τ_T	Torque of gas generator turbine
ω	Rotor angular velocity of gas generator
ω_m	Rotor angular velocity of DC actuator motor

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

John Barber가 1791년 처음 가스터빈 엔진으로 특허를 받은 것이 가스터빈 발전의 직접적인 모태가 되었다[1]. 1872년에는 Stolze가 다단 축류압축기와 다단 반동터빈을 동일한 축에 연결하고, 열교환기와 연소기로 구성되는 가스터빈을 개발해 특허를 받았으며[2], 1900년에 들어서면서 가스터빈 엔진에 대한 다양한 연구가 활발하게 이루어지기 시작했다. 그러나 연구의 대부분은 항공·우주 분야와 열병합 발전시스템에 집중되어 왔으며 선박의 추진 동력으로서의 연구는 주로 해군 함정에만 국한되어 왔다.

가스터빈 엔진이 해군 함정에서 상선의 추진 동력으로 그 용도가 확대되지 못한 가장 큰 이유는 낮은 열효율과 저질유의 사용이 곤란했기 때문이다. 가스터빈 엔진의 열효율은 압축기를 통과하여 연소기에 들어가는 압축공기의 압력을 높게 하거나, 연소기를 지나 가스발생기 터빈으로 들어가는 연소가스의 온도를 높게 할수록 커진다. 그러나 압축기 출구압력을 증가시키는 것은 특정 압력상승비 이상으로 압축했을 때 발생하는 서지 현상에 의해 제한을 받으며, 터빈입구 온도를 증가시키는 것 또한 엔진 구성품의 재질에 의해 제한을 받게 된다. 이러한 단점과 더불어 1970년대 일어난 유류파동의 영향으로 가스터빈 엔진은 디젤 엔진과의 경쟁에서 밀리게 되었고, 1980년대에 이르러서는 상선의 추진 동력으로 대부분 디젤 엔진이 사용되게 되었다.

그러나 최근에 열효율 개선과 내열성 재질의 개발이 이루어졌고, 해상운송의 고속화와 화물의 수송능력 향상이 요구되어 선박의 화물창 크기가 커지면서 상선의 추진 동력으로 가스터빈 엔진의 사용이 증가하고 있는 추세이다. 이는 가스터빈 엔진의 경량성, 작은 소요체적, 높은 유용성, 적은 설치비용, 적은 배기 배출물, 적당한 가격 등의 장점 때문이다[3].

대부분의 가스터빈 엔진에 사용되는 축류압축기(Axial compressor)는 가속 시에는 압축기 내부를 통과하는 공기의 유체역학적 특성에 의하여 전부 축 열의 로터 블레이드에서 서지 한계선에 접근하는 방향으로 동작점이 이동하게 되고, 감속 시에는 이와 반대로 후부 축 열의 로터 블레이드에서 서지 한계선

에 근접하는 방향으로 이동하게 된다. 따라서 가스터빈 엔진이 가속 및 감속시에 서지가 발생하지 않도록 엔진의 회전속도와 각 스테이션(Station)에서의 온도, 압력 등이 적절히 조정되어야 하고, 이를 위해 엔진의 유일한 입력인 연료량이 조절되어야 한다. 또한 가변형의 고정자 베인(VSV : Variable Stator Vain)을 갖는 엔진에서는 베인의 회전각 또한 적절히 조절되어야 한다.

가스터빈 엔진의 이와 같은 천이과정 특징 때문에 가스터빈 엔진에 있어서 압축기 설계, 천이상태 해석 및 이에 대한 제어도 별도의 핵심적인 분야로서 연구되고 있다.

1.2 연구동향

가스터빈 엔진의 동적 특성에 대한 분석적, 실험적 연구는 쌍 스톨 가스터빈 엔진(Twin spool gas turbine engine)이 막 출현하기 시작하던 1950년대 초반경에 시작되었으며, 이에 대한 연구의 상당부분은 NACA(National Advisory Committee for Aeronautics : 미항공자문위원회)에 의해 주도되었다[4].

Otto와 Taylor는 단 스톨 가스터빈 엔진(Single spool gas turbine engine)이 연료유량의 계단형 변화에 대해 단순지연을 가지는 로터속도 응답의 일차시스템으로 근사화될 수 있다는 것을 보였으며[4], J. W. Watts 등은 중간냉각기 및 재생사이클을 포함시켜 열효율을 개선시킨 산업용 가스터빈 엔진을 효과적으로 제어하기 위하여 벨만기법(Bellman solution)을 이용한 최적 상태공간 제어기를 제안하였다[5].

국내의 가스터빈 엔진에 대한 연구는 항공용 엔진에 대한 연구와 함께 가스터빈 발전시스템에 대한 연구가 진행되고 있으나, 선박의 추진 동력으로서의 연구는 부족한 실정이다.

공[6] 등은 연료유량의 변화에 따른 엔진 구성품 사이의 압력과 토크의 변화를 계산하는 ICV(Inter-Component Volume) 기법을 이용하여 항공용 가스터빈 엔진의 동적모델링에 대하여 연구하였다. 가스터빈 엔진을 모델링하기 위하여 압축기, 연소기, 터빈 그리고 노즐 등의 각 구성품에 대하여 온도, 압력, 일 등을 Matlab의 시뮬링크로 모델링하고 포트란 프로그램으로 구현된 기존의 모델과 비교하였다. 또한, 소형 가스터빈 엔진에 대하여 LQR 제어를 설계하고 추기(Bleed air)의 변화가 엔진의 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였다[7].

서[8] 등은 7개의 상태변수를 갖는 전차수 모델(Full model)을 기준으로 서로 다른 조합에 의해 2개에서 5개의 상태변수를 갖는 감소 모델(Reduced model)을 만들고 시뮬레이션을 통하여 그 응답특성을 연구하였고, 각 상태변수들 중 엔진의 회전수를 중요 상태변수로 고려하는 감소모델을 전차수 모델과 비교하였으며 응답에는 큰 차이가 없음을 보였다.

손[9] 등은 단축 터보 제트 엔진에 대하여 연료량을 단일입력으로 하고 엔진의 회전수를 단일출력으로 하여 선형모델을 만들고, 상태관측기를 통한 상태 피드백 제어기를 설계하고 Bellman-Gronwall의 부등식을 이용하여 안정성을 증명하였다.

김[10]은 발전용 가스터빈 엔진을 비정상 1차원 보존 방정식과 그 구성부의 정상상태 성능특성을 기본으로 하는 수학적 모델을 만들고, 복합 발전 플랜트에서 운전되는 가스터빈의 부분부하 운전을 모사하고 그 결과를 실제 운전 결과와 비교하였다. 또한 VIGV의 조절 및 압축공기의 추기를 모사할 수 있는 새로운 압축기 모델을 제시하였다.

1.3 연구내용 및 구성

앞에서 설명한 바와 같이 가스터빈 엔진은 열효율을 좋게 할 목적으로 서지 발생 영역에 매우 근접한 동작점을 따라서 설계되며, 정상상태를 벗어나 천이상태로 접어들 때에는 서지 영역에 더욱 근접하게 된다. 따라서 가스터빈 엔진의 운전중에 치명적인 손상을 방지하기 위해서 서지 발생을 억제할 수 있는 매우 정밀한 제어가 필수적이다. 또한 가스터빈 엔진은 동작점 변화에 따라서도 엔진 자체의 파라미터 값이 크게 변화하므로 이에 대한 제어도 동시에 이루어져야 한다.

그러나 본 논문에서는 천이상태의 영향은 고려하지 않고, 다만 실제 선박용 가스터빈 엔진의 각 동작점에 따른 시운전 자료를 바탕으로 엔진을 SISO (Single Input Single Output)시스템으로 모델링하고, 동작점의 변화에 따라 크게 변화하는 가스터빈 엔진의 시스템 파라미터를 잘 수용할 수 있는 강인한 퍼지-PID 제어기를 설계하고자 한다.

본 논문은 총 5장으로 구성되어 있다. 제1장은 서론이며, 제2장에서는 본 논문의 제어대상인 선박용 대출력 가스터빈 엔진의 속도제어 시스템 구성에 대

하여 설명한다. 또한 엔진의 성능에 영향을 미치는 파라미터를 고려하여 가스 터빈 엔진에 있어서 핵심적인 제어대상인 가스발생기 부분과 PLA 액추에이터, 미터링밸브를 수학적으로 모델링하고 이를 상태공간으로 표현한다. 제3장에서는 퍼지제어와 RCGA에 대해 설명하고, 주어진 시스템에 대해 퍼지 모델링을 실시한다. 그리고 이 퍼지모델에 동작점 별로 RCGA(Real Coded Genetic Algorithm)를 사용하여 기준입력에 대한 sub-PID 제어기를 동조한 후, 각 제어기 출력을 퍼지 소속함수를 이용하여 가중평균법으로 결합한 퍼지-PID 제어기를 설계한다. 제4장에서는 제안한 제어기의 제어성능을 확인하기 위해 계단상의 회전수 변화와 계단상의 외란에 대해 시뮬레이션을 실시한다. 제5장에서는 본 논문에서 최종적으로 얻어진 결론을 요약한다.

제 2 장 가스터빈 엔진의 속도제어시스템 및 모델링

2.1 가스터빈 엔진의 속도제어시스템 구성

현재 선박용으로 사용하는 대출력의 가스터빈 엔진은 축류압축기를 사용하는 가스발생기를 갖는다. 여러 개의 단으로 구성된 축류압축기는 회전속도(N_{GG})와 흡입하는 공기의 온도(CIT) 그리고 압축기 출구에서의 압력(CDP) 등에 민감하여 이들을 설계 당시에 계획된 범위 내로 제어하지 않으면 스톨(Stall) 및 서지(Surge)의 발생으로 치명적인 손상이 유발될 수 있다. 따라서 가스터빈 엔진의 연료량 제어시스템은 측정된 이들 값에 대하여 적절한 연료를 공급할 수 있도록 하는 장치들을 가지고 있다. 이 장치에는 펌프, 펌프에서 공급된 연료를 계량하여 노즐로 공급하는 미터링 밸브, 기준입력의 변화에 대해 미터링 밸브의 개방면적을 조정하여 연료량을 조정하는 액추에이터와 레버, 정상상태 운전 중의 작은 크기의 교란을 보상하는 플라이웨이트(Fly weight) 등으로 구성되어 있으며 그 구성도는 Fig. 2.1과 Fig. 2.2와 같다.

가스터빈 엔진의 가스발생기 부분에 기어로 연결되어 구동되는 연료펌프는 항상 엔진의 운전에 필요한 양보다 많은 연료를 공급하며, DC 모터로 구동되는 PLA 액추에이터가 미터링 밸브를 작동하여 필요한 양의 연료를 연소기에 보낸다. 즉, 제어입력 신호가 PLA 액추에이터에 가해지면 측정된 압축기 회전속도와 제어입력신호와의 오차를 고려하여 연료량을 계량하고 나머지는 연료펌프의 입구 측으로 바이패스된다. 연료량의 계량은 운전속도에 주로 관계되지만 서지의 발생을 방지하기 위하여 압축기 입구온도와 압축기 출구압력 등에도 영향을 받는다.

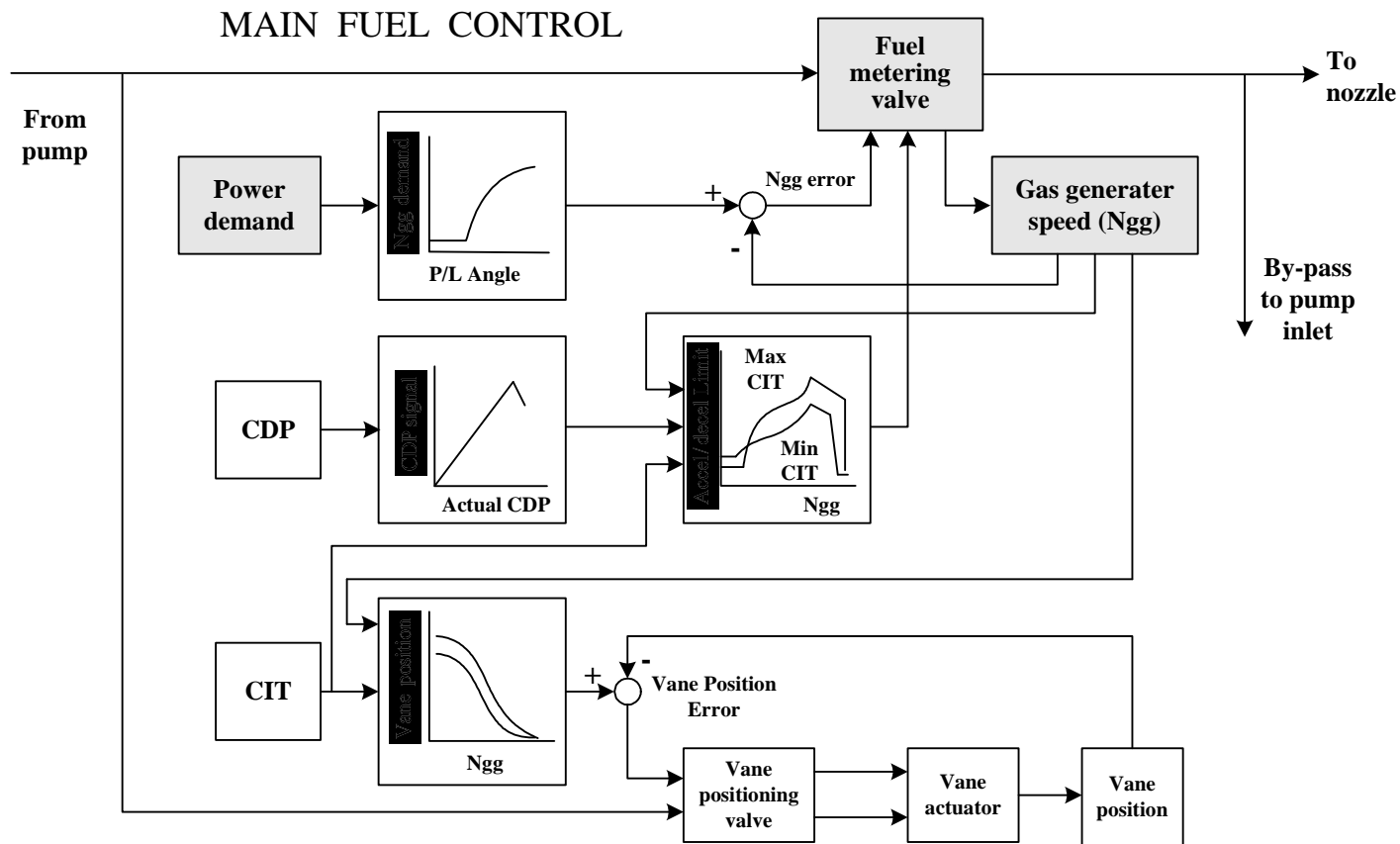


Fig. 2.1 Simplified schematic of a fuel control system for marine gas turbine engines

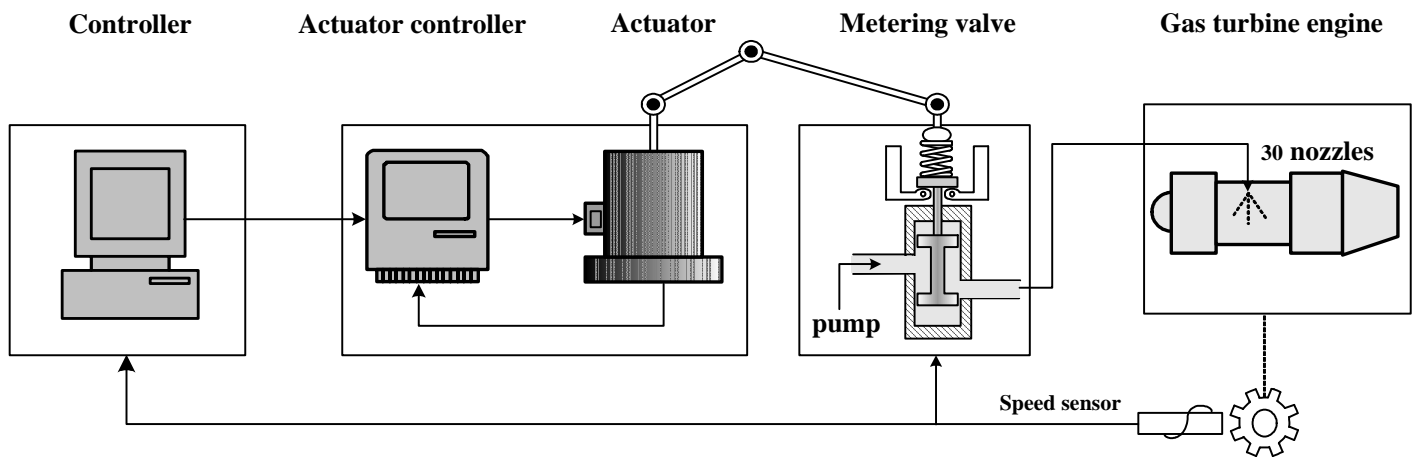


Fig. 2.2 Speed control system of marine gas turbine engines

2.2 가스터빈 엔진의 모델링

2.2.1 모델링 기법

가스터빈 엔진의 모델링 방법은 크게 다음의 두 가지 방법으로 연구되어지고 있다[4]. 첫 번째 방법은 가스터빈 엔진을 선형시스템으로 가정하여 모델을 얻는다. 이러한 가정은 작은 외란(perturbation)에 대해서 정확하며, 가스터빈 엔진의 동역학은 시정수와 편미분을 포함하는 수학적 표현으로 나타낼 수 있다. 이러한 파라미터에 대한 값은 실제 엔진의 시운전 자료를 통해 얻을 수 있다.

그러나 선형모델은 특정한 동작점 주변의 작은 변화에 대해서만 유효하기 때문에 모델로부터 얻을 수 있는 정보의 양이 제한되며, 압축기의 전체 동작 궤적(operating trajectory)을 얻는 것이 쉽지 않다. 이는 엔진에 어떠한 변화가 일어나면 시정수와 편미분에 대해 새로운 값을 얻어야 하고, 이를 위해 그에 따르는 분석이나 시험을 또 해야 한다는 것을 의미한다. 따라서 이 방법을 사용하는 경우 일반적으로 하나 혹은 그 이상의 변수에 대하여 엔진의 동적 파라미터를 스케줄링 함으로써 지역적인 선형모델이 동작점을 벗어나는 경우에도 타당한 모델이 되도록 해야 한다. 그러나 엔진의 동적 파라미터를 충분하게 얻기 위해서는 많은 실험과 이론적인 연구가 필요하다.

또 하나의 방법은 가스터빈 엔진 구성품 각각의 특성에 근거한 방법으로 선형모델보다는 정확한 모델링이 가능하다. 가스터빈 엔진은 많은 구성품으로 되어 있으며[11],[12] 이들의 열역학적·공기역학적 거동특성은 잘 알려져 있는 상태이다. 따라서 이 거동특성을 수학적으로 기술한다면 가스터빈 엔진을 정밀하게 표현할 수 있다. 이러한 접근 방법은 구성품의 특성을 설계단계에서부터 예측하게 해주며, 모든 작동범위에서 시뮬레이션이 가능하고, 추기와 가변형상 등의 효과를 쉽게 반영할 수 있다. 이러한 과정을 통해 얻은 가스터빈 엔진 모델은 엔진에서 일어나는 열역학적 과정을 그대로 표현한 것이기 때문에 천이과정 동안에 엔진 파라미터의 움직임을 결정할 수 있다.

본 논문에서는 첫 번째 방법으로 모델링을 하였으며, 이를 통해 동작점 별로 얻어진 지역 선형모델을 퍼지결합하여 동작점을 벗어나도 타당한 모델이 되도록 하였다.

2.2.2 가스발생기

가스터빈 엔진이 정상상태를 이탈하여 천이상태로 될 때 가스발생기의 회전수 변화는 가스발생기 터빈에서 발생하는 힘과 압축기에서 소비되는 힘이 순간적으로 달라짐으로서 발생하는 것이며, 이러한 터빈과 압축기 사이의 토크 불균형에 의해 가속이나 감속이 발생하게 된다. 따라서 가스발생기 로터의 회전수 변화를 표현하는 방정식은 다음과 같이 토크 평형식으로 표현할 수 있다[10].

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = \tau_T - \tau_C \quad (2.1)$$

여기서, τ_T 와 τ_C 는 각각 가스발생기 터빈에서 발생된 토크와 압축기에서 소비된 토크를 나타내며, I_{GG} 와 ω 는 각각 가스발생기의 극관성모멘트와 각속도이다. 그리고 식 (2.1)의 우변은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_T = m_g c_{p2} (T_3 - T_4) / \omega \quad (2.2)$$

$$\tau_C = m_a c_{p1} (T_2 - T_1) / \omega \quad (2.3)$$

여기서, m_g 는 연소가스의 유량([kg/sec]), m_a 는 압축기가 흡입하는 공기유량([kg/sec])이다. 그러나 가스터빈 엔진에 있어서 연공비(m_f/m_a)가 2~4%밖에 되지 않기 때문에 편의상 $m_g = m_a + m_f \approx m_a$ 로 사용한다[13]. c_{p1} 과 c_{p2} 는 각각 압축기와 터빈에서의 정압비열, T_i ($i = 1, 2, 3, 4$)는 각 스테이션에서의 온도를 나타낸다.

연료유량에 대한 회전수의 단일입력-단일출력(SISO) 시스템으로 모델링하기 위하여 식 (2.1)을 다음과 같이 나타낸다.

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = f(N(t), G_f(t)) \quad (2.4)$$

식 (2.4)를 테일러급수를 이용하여 다음과 같이 선형화한다.

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{I_{GG}\pi}{30} \right) \frac{dN(t)}{dt} = R \dot{N}(t) \quad (2.5)$$

$$R \Delta \dot{N}(t) = -\alpha \Delta N(t) + \beta \Delta G_f(t) \quad (2.6)$$

여기서,

$$R = \frac{I_{GG}\pi}{30}$$

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

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

본 논문에서 가스터빈 엔진의 모델링을 위하여 필요한 가스터빈 엔진의 시스템 상수 값들은 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 System parameters of a marine gas turbine engine

Parameter	Description	Value	Unit
I_{GG}	Polar inertial moment of Gas generator	283	[N · m ²]
LHV	Low heating value of fuel	10,198.6	[kcal/kg]
J	mechanical equivalent of heat	4.2×10^3	[J/kcal]

식 (2.6)을 다시 연료유량에 대한 회전수의 관계로 나타내고, 라플라스 변환하면 식 (2.7)과 같이 나타낼 수 있다. 이때 사용된 연료유량에 대한 회전수는 실제 선박용 가스터빈 엔진의 시운전 자료를 사용하였으며, 그 관계는 Fig. 2.3과 같다.

$$(T_E s + 1) \Delta N(s) = K_E \Delta G_f(s) \quad (2.7)$$

따라서 가스발생기의 동력학적 모델은 최종적으로 다음과 같이 된다.

$$\frac{\Delta N(s)}{\Delta G_f(s)} = \frac{K_E}{T_E s + 1} \quad (2.8)$$

여기서, $K_E(\beta/\alpha)$ 와 $T_E(R/\alpha)$ 는 각각 가스터빈 엔진의 이득과 시정수이며, 동작점의 변화에 따른 이득과 시정수는 Fig. 2.4와 Table 2.2 그리고 Fig. 2.5와 Table 2.3에 나타내었다.

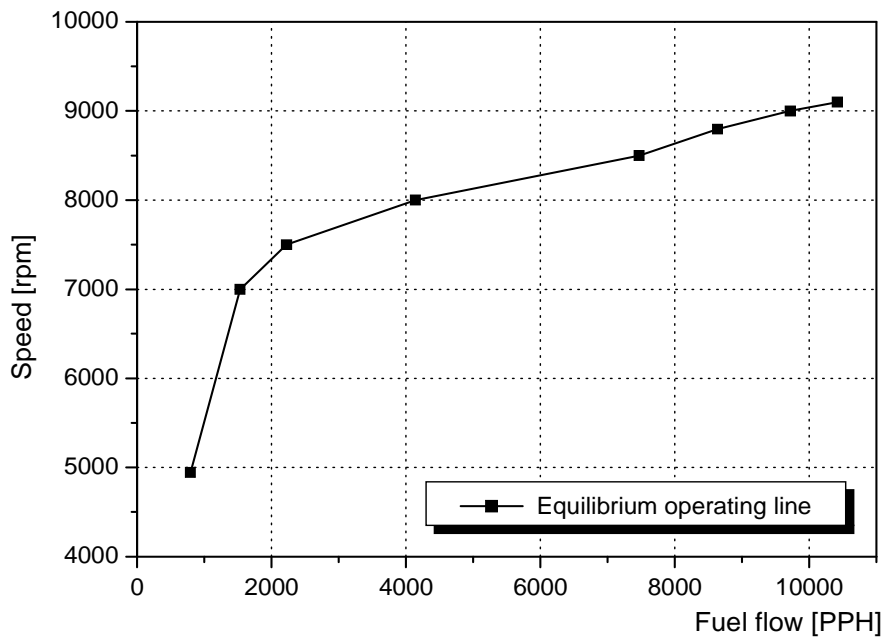


Fig. 2.3 Speed and fuel flow of a actual gas turbine engine

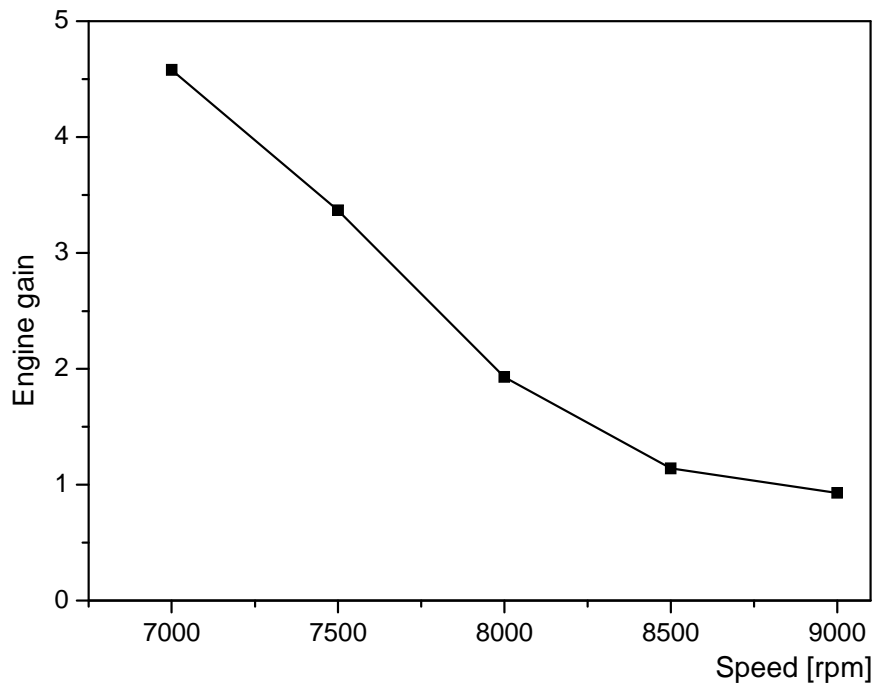


Fig. 2.4 Gains of a gas turbine engine model

Table 2.2 Gains of a gas turbine engine model

Operating Point	Speed [rpm]	Gain
1	7000	4.57
2	7500	2.97
3	8000	1.82
4	8500	1.13
5	9000	0.98

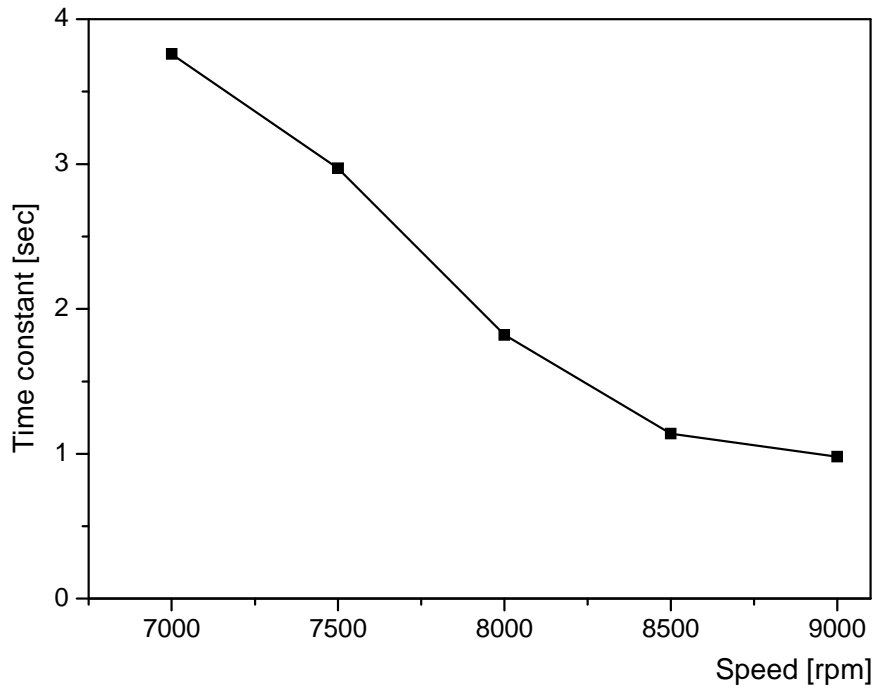


Fig. 2.5 Time constants of a gas turbine engine model

Table 2.3 Time constants of a gas turbine engine model

Operating Point	Speed [rpm]	Time constant
1	7000	3.76
2	7500	3.37
3	8000	1.93
4	8500	1.14
5	9000	0.93

2.2.3 PLA(Power Lever Angle) 액추에이터 시스템

■ 액추에이터 모터

PLA 액추에이터는 DC 모터, 모터와 기계적으로 연결되어 미터링 파일럿 밸브(Metering pilot valve)를 상하로 작동시키는 레버로 구성된다. 전기자 제어 DC 액추에이터 모터를 등가적으로 표시하면 Fig. 2.6과 같이 표현할 수 있고, 전기자에 인가해 주는 입력전압을 조절하여 모터의 출력인 각속도를 희망하는 값으로 조절할 수 있다.

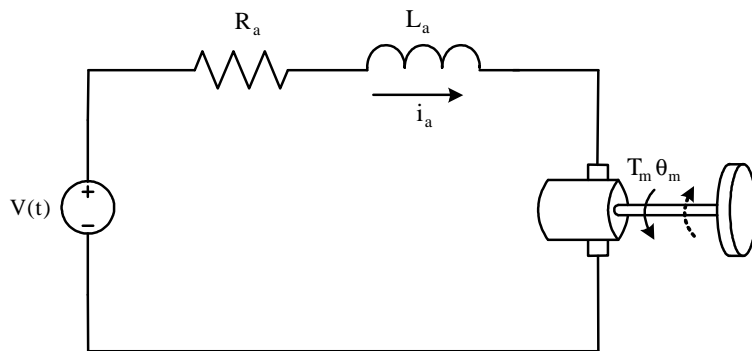


Fig. 2.6 Equivalent circuit of a DC actuator motor

Fig. 2.6에서 전기자 인덕턴스와 쿨롱마찰, 점성마찰을 무시하면 DC 모터는 다음과 같은 전형적인 선형모델로 표현될 수 있다[14].

$$\frac{\Omega_m(s)}{V(s)} = \frac{b}{s + a} \quad (2.9)$$

여기서, $a = K_t K_v / J_m R_a$, $b = K_t / J_m R_a$ 이다.

PLA 액추에이터의 회전각은 다음과 같다.

$$\dot{\theta}_m(t) = \omega_m(t) \quad (2.10a)$$

$$\Theta_m(s) = \frac{1}{s} \Omega_m(s) \quad (2.10b)$$

■ 액추에이터용 PI 제어기

액추에이터 모터의 속도제어는 내부적으로 PI 제어기를 사용하고 있다. Fig. 2.7은 이 제어기의 계단응답을 나타낸 것으로 액추에이터 모터의 각도를 0[rad]에서 1.53[rad]으로 변화하도록 입력신호를 계단상으로 가한 결과이다. 이때 목표치로 선정된 1.53[rad]은 가스터빈 엔진이 9000[rpm]으로 운전되고 있을 때의 액추에이터 모터 각도이다. 그림에서 볼 수 있듯이 아주 작은 오버슈트만 있을 뿐 매우 빠른 응답성능을 보이고 있다.

Table 2.4는 이때 사용되어진 액추에이터 시스템 각 구성품의 파라미터 값을 나타낸 것이며, 액추에이터용 제어기를 포함한 액추에이터 전체 시스템은 Fig. 2.8과 같다. 그림에 표시된 K_A 는 액추에이터 모터의 증폭기 이득이며, K_N 과 T_N 은 각각 PI 제어기의 비례이득과 적분시간을 의미한다.

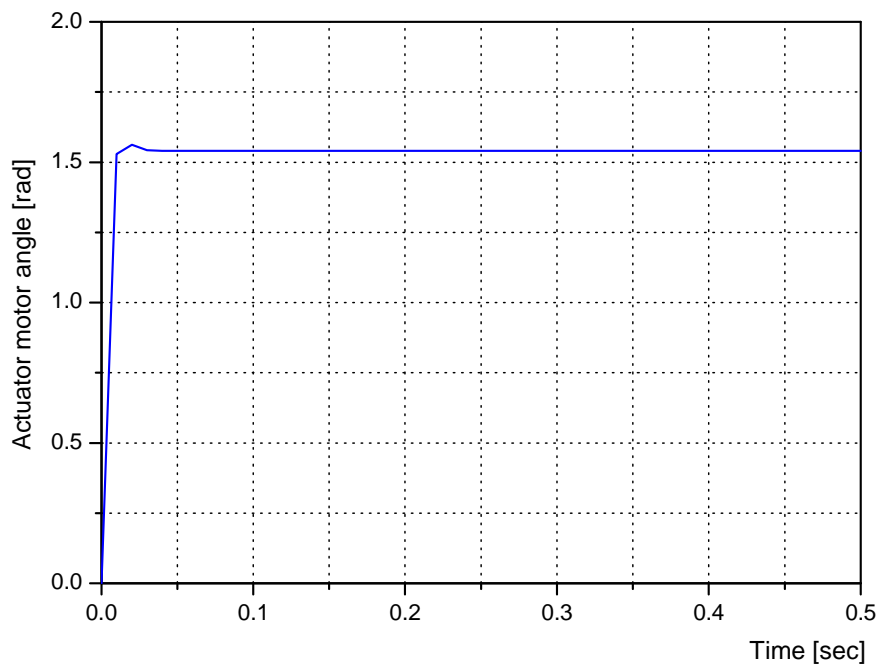


Fig. 2.7 Step response of a DC actuator motor

Table 2.4 Parameters of an actuator system

Symbols	Description	Value	Unit
R_a	Armature winding resistance	0.25	[V/A]
L_a	Armature inductance	-	[H]
T_m	Torque of a DC actuator motor	-	[N · m]
Θ_m	Rotor angle of a DC actuator motor	-	[rad]
ω_m	Angular velocity of a DC actuator motor	-	[rad/s]
K_t	Torque constant	0.42042	[N · m/A]
K_b	Back emf coefficient	0.42042	[V · rad/s]
K_{TH}	Feedback gain of a DC actuator motor angle	10.1368	[V/rad]
K_{TG}	Feedback gain of tacho-generator	0.03184	[V · s/rad]
J_m	Inertial moment of a DC actuator motor	0.002214	[N · m · s ²]
K_A	Gain of amplifier	10	-
K_N	Proportional gain	4	-
T_N	Integral time	0.5	[s]

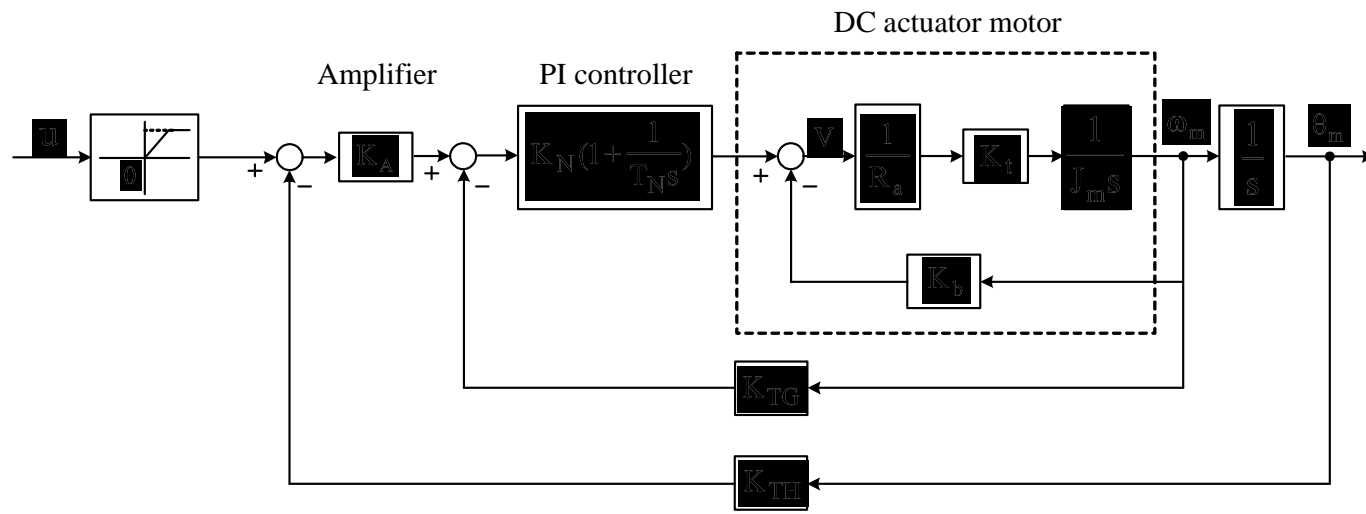


Fig. 2.8 Block diagram of a PLA actuator system

2.2.4 미터링 밸브

가스터빈 엔진에 공급되는 연료유량은 베르누이(Bernoulli) 방정식에 의해 미터링 밸브의 오리피스(Orifice) 입출구 압력 차이(ΔP)와 PLA 액추에이터의 회전각에 따라 변화하는 미터링 밸브의 오리피스 면적(A_{mv})에 비례한다. 그러나 실제 가스터빈 엔진의 연료유량 제어는 스피럴밸브(Spill valves)를 사용하여 입출구의 차압을 일정한 상태로 유지하고, 오리피스의 면적만을 변경하여 조절한다.

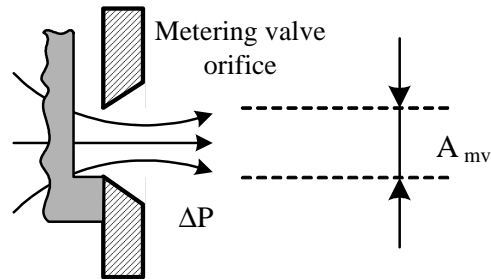


Fig. 2.9 Basic principle of a fuel metering valve

따라서 Fig. 2.9 에서 연료량의 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{Q(s)}{\theta_m(s)} = \frac{K_{mv}}{T_{mv} s + 1} \quad (2.11)$$

그러나 미터링 밸브의 시정수 T_{mv} 는 극히 작으므로 무시하면 연료 유량은 다음과 같이 미터링 밸브의 개방면적에 의한 이득 관계로 나타낼 수 있다.

$$q(t) = K_{mv} \theta_m(t) \quad (2.12)$$

여기서, K_{mv} 는 다음과 같이 표현된다[15].

$$K_{mv} = C_d \sqrt{\frac{\Delta P}{S_g}} A_{mv} \quad (2.13)$$

여기서, C_d 는 유출계수, A_{mv} 는 미터링 밸브 오리피스의 개방면적, S_g 는 연료의 비중이다.

이제, 가스발생기와 액추에이터를 포함하는 전체 시스템은 Fig. 2.10과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 2.10에서 u 는 액추에이터에 인가되는 전압으로서 제어기 출력이며, 포화 입력 값은 23[V]이다. 또한 가스터빈 엔진에 있어서 시간지연이 고려될 수 있는데 이는 연료가 연소기에서 연소되어 가스발생기 터빈에 연소가스가 도달되는 시간을 의미하며, 본 논문에서는 Table 2.5과 같이 임의의 시간으로 가정하였다.

가스터빈 엔진의 외란은 통상적으로 운전 중 추기의 급격한 변화 또는 동력 터빈의 부하변동에 의한 가스발생기 터빈 출구압력의 변동 등에 의해 발생할 수 있지만, 본 논문에서는 추기의 영향과 동력터빈을 고려하지 않기 때문에 이들의 영향과 비슷한 효과를 낼 수 있는 엔진에 공급되는 연료유량의 변화를 외란으로 고려하였다.

Table 2.5 Assumed time delay of a gas turbine engine

Gas turbine engine speed	7000 [rpm]	8000 [rpm]	9000 [rpm]
Time delay [sec]	0.50	0.35	0.17

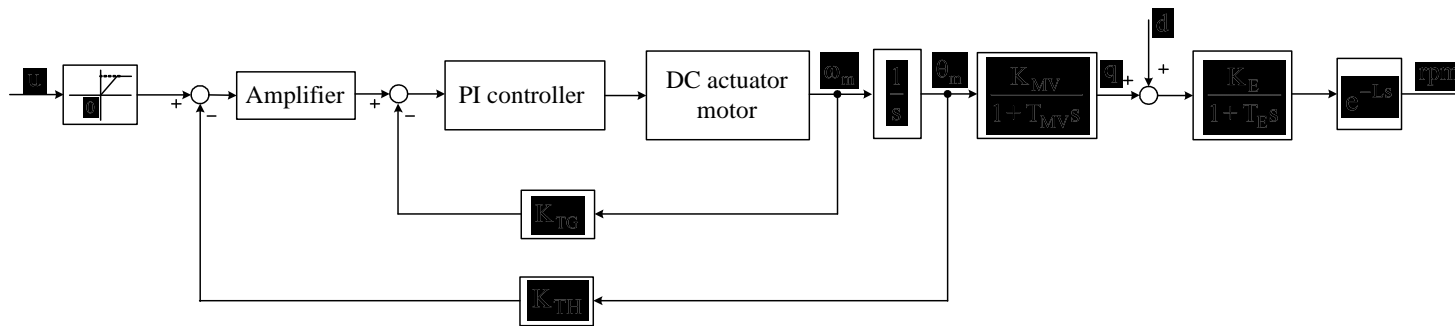


Fig. 2.10 Block diagram of a marine gas turbine engine system

2.2.5 액추에이터 시스템을 포함한 제어대상의 상태공간 표현

액추에이터와 가스터빈 엔진 시스템을 통합한 제어대상을 상태공간으로 표현하기 위하여 Fig. 2.8과 Fig. 2.10을 Fig. 2.11과 같이 다시 구성하고 상태변수 x_1, x_2, x_3, x_4 를 도입하면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{x}_1 = K_{mv} \frac{K_E}{T_E} x_2 - \frac{1}{T_E} x_1 \quad (2.14a)$$

$$\dot{x}_2 = x_3 \quad (2.14b)$$

$$\dot{x}_3 = \left[\left\{ (u - K_{TH} x_2) K_A - K_{TG} x_3 \right\} K_N + x_4 - K_b x_3 \right] \frac{K_t}{R_a J_m} \quad (2.14c)$$

$$\dot{x}_4 = \left\{ (u - K_{TH} x_2) K_A - K_{TG} x_3 \right\} \frac{K_N}{T_N} \quad (2.14d)$$

여기서, x_1 은 시간지연을 포함하지 않은 가스터빈 엔진의 회전수이고, x_2 와 x_3 는 각각 PLA 액추에이터 모터의 회전각과 각속도이다. 식 (2.14)를 정리하여 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} u(t-L) \quad (2.15a)$$

$$y(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) \quad (2.15b)$$

여기서,

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

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

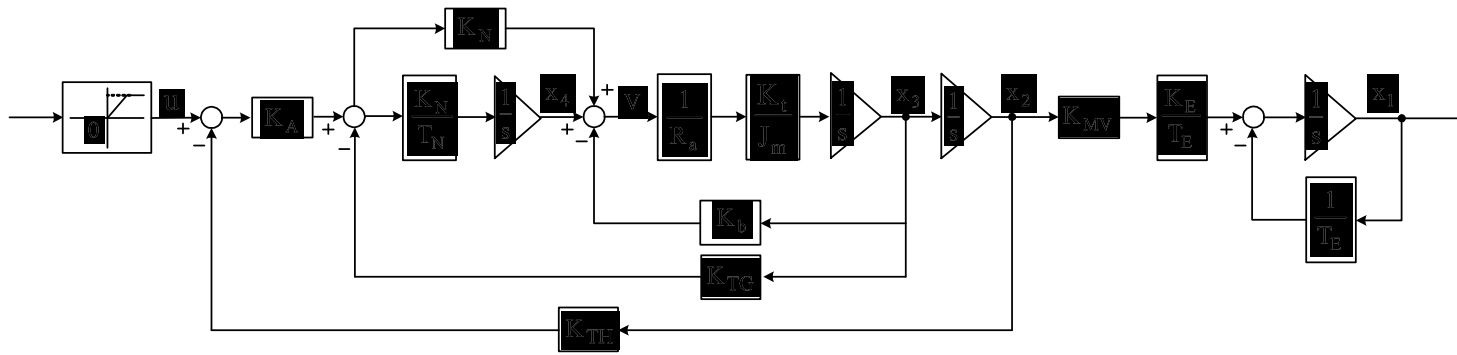


Fig. 2.11 Block diagram of speed control system of a marine gas turbine engine

제 3 장 퍼지-PID 제어기 설계

3.1 퍼지제어의 기본이론

퍼지이론은 인간의 언어 및 사고와 관련된 애매함(Fuzziness)을 수리적으로 취급할 수 있는 장점을 가지고 있다. 이것은 전통적인 논리 시스템보다 실제 세계의 근사적(Approximate)이고 부정확한 성질(Inexact nature)을 표현하는데 효과적이다.

퍼지제어 시스템의 일반적인 구조는 Fig. 3.1과 같이 입력값을 언어변수와 대응되는 소속값으로 바꾸는 퍼지화부(Fuzzification interface), 퍼지 “If-then” 규칙을 저장하며 퍼지집합의 소속함수(Membership function)를 정의하는 지식베이스부(Knowledge base), 퍼지 규칙베이스를 가지고 추론을 행하는 퍼지추론부(Inference engine), 추론에 의해 얻어진 퍼지출력을 상수 출력값으로 바꾸어 주는 비퍼지화부(Defuzzification interface)로 구성된다.

퍼지제어 시스템의 추론과정은 센서로부터 물리량이나 수치적 명령 등의 보통의 수치정보를 퍼지시스템이 이해할 수 있도록 변환시키는 퍼지화부에서 소속함수를 이용하여 퍼지화를 수행하고 인간의 추론형태를 모방하는 퍼지추론부에서 식 (3.1)과 같이 퍼지조건과 합성규칙을 사용하여 규칙베이스의 퍼지 제어 규칙을 추론, 퍼지입력에 대한 퍼지출력을 추론한다.

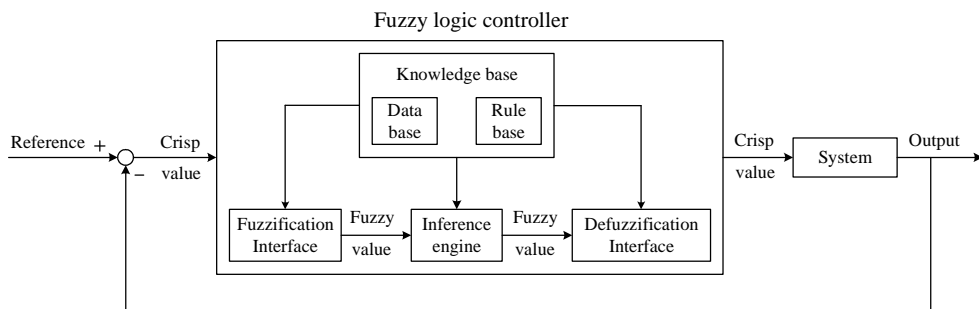


Fig. 3.1 Basic structure of a fuzzy logic controller

Premise	(사실)	: x is A'	
Implication	(규칙)	: If x is A then z is C	(3.1)
Consequence		(결론)	: z is C'

여기서, x, z 는 퍼지변수이며, A 와 A' ; C 와 C' 는 각각 적절한 퍼지 집합으로 A' 는 A 에 가깝고 C' 는 C 에 가깝다는 것을 의미한다.

이와 같은 퍼지추론에 이용되는 방법에는 사용되는 규칙의 형태에 따라 무한치 논리를 기반으로 하는 합성규칙에 의한 방법, Tsukamoto의 방법, Takagi와 Sugeno의 방법, 이중합성에 의한 추론법을 기반으로 하는 Zadeh의 방법, Mandani와 Larsen의 방법 등 여러 가지가 있다[15].

본 논문에서는 이 중에서 Takagi-Sugeno의 추론방법을 사용한다. 이 방법은 각 규칙의 출력이 입·출력의 선형식이고 전체적인 출력은 각 규칙에 대한 출력의 가중평균으로 이루어진다. 이때 사용되는 퍼지규칙은 다음과 같다.

$$R^i: \text{If } x_1 \text{ is } A_{1,i} \text{ and } x_2 \text{ is } A_{2,i} \text{ and } \dots \text{ and } x_n \text{ is } A_{n,i} \quad (3.2)$$

$$\text{then } z_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

여기서, R^i ($i=1, 2, \dots, r$)는 i 번째 제어규칙이고, r 은 규칙의 수이다.

$A_{j,i}$ ($j=1, 2, \dots, n$)는 전건부의 퍼지집합, z_i 는 후건부가 명확한 함수이다.

Fig. 3.2는 Takagi-Sugeno의 방법에 의한 2입력 r 규칙의 추론과정을 나타낸 것이다. 각 퍼지제어 규칙의 적합도는 각 규칙의 소속정도에서 “min” 연산 또는 “product” 연산을 행하여 구하고, 식 (3.3)과 같이 이를 가중평균하여 명확한 출력을 얻게 된다. 이 추론법은 비퍼지화 과정이 필요없어 시간이 절약되는 장점을 가지고 있다.

$$z = \frac{\sum_{i=1}^r \rho_i \cdot z_i}{\sum_{i=1}^r \rho_i} \quad (3.3)$$

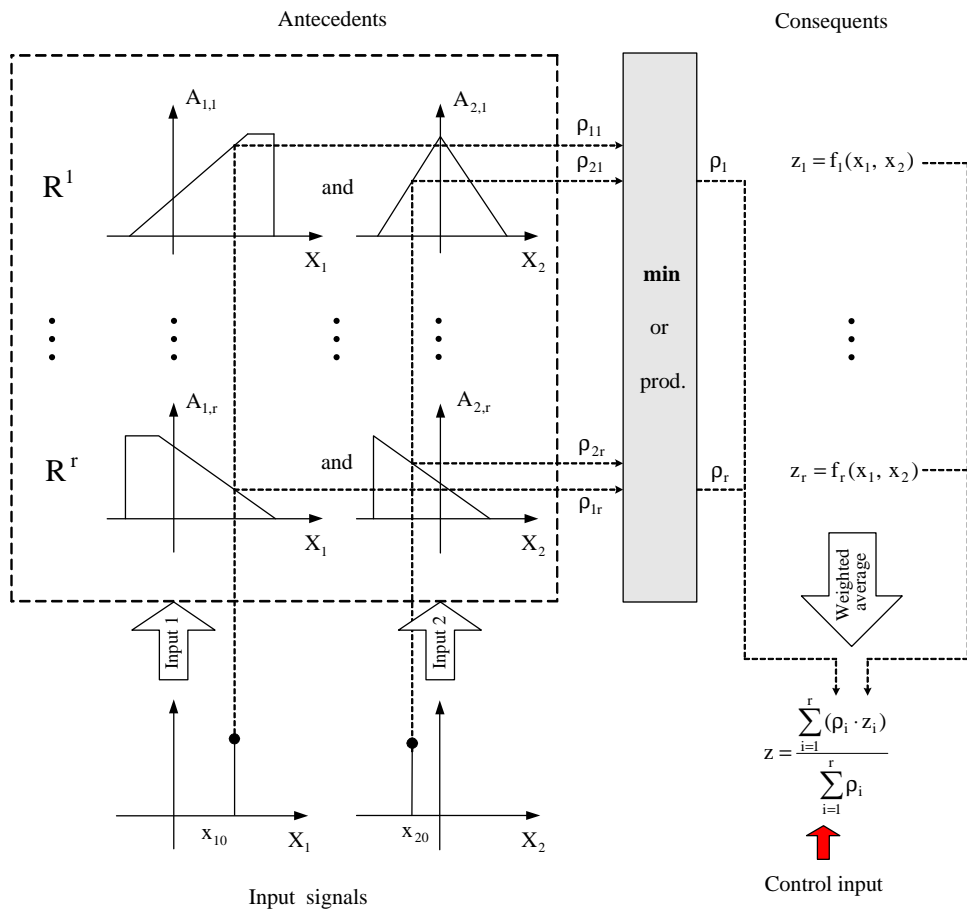


Fig. 3.2 Inference process of the Takagi-Sugeno method

3.2 가스터빈 엔진의 퍼지 모델링

서론에서 언급하였듯이 가스터빈 엔진은 동작점의 변화에 따라 가스터빈 엔진 자체의 파라미터가 심하게 변동하기 때문에 전 회전수 영역의 동특성을 나타내는 모델이 필요하다. 이를 위해서 2장에서 동작점 별로 얻어진 선형모델 중에서 3개를 선택하여 퍼지결합하는 방법을 사용한다. 이때 퍼지모델의 입력신호는 가스터빈 엔진의 회전수이고, 퍼지분할에 사용된 퍼지 소속함수인 F^1, F^2, F^3 는 각각 7000[rpm], 8000[rpm], 9000[rpm] 동작점 근처의 회전수를 의미한다. 이를 정의하기 위해서 식 (3.4)와 같은 가우스(Gauss)함수를 사용하였으며, 그 모양은 Fig. 3.3과 같다.

$$F^1(y) = \begin{cases} 1 & , y < m_1 \\ \exp\left(-\frac{(y - m_1)^2}{2(\sigma_1)^2}\right) & , y \geq m_1 \end{cases} \quad (3.4a)$$

$$F^2(y) = \exp\left(-\frac{(y - m_2)^2}{2(\sigma_2)^2}\right) \quad (3.4b)$$

$$F^3(y) = \begin{cases} \exp\left(-\frac{(y - m_3)^2}{2(\sigma_3)^2}\right) & , y \leq m_3 \\ 1 & , y > m_3 \end{cases} \quad (3.4c)$$

여기서, y 는 가스터빈 엔진의 회전수, m_i 와 σ_i ($i = 1, 2, 3$)는 각 소속함수의 평균과 표준편차를 의미한다.

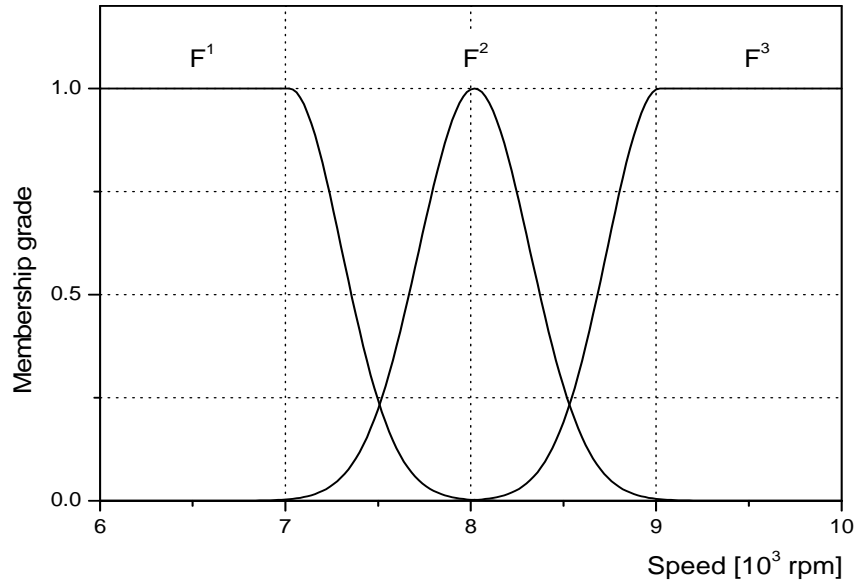


Fig. 3.3 Fuzzy partitions of the input space

식 (2.15a)의 상태 방정식을 퍼지결합하면 식 (3.5)와 같이 Takagi-Sugeno의 모델 형태로 나타낼 수 있다.

$$\text{If } y \text{ is } F^1, \text{ then } \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}^1 \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}^1 u(t - L^1) \quad (3.5a)$$

$$\text{If } y \text{ is } F^2, \text{ then } \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}^2 \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}^2 u(t - L^2) \quad (3.5b)$$

$$\text{If } y \text{ is } F^3, \text{ then } \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}^3 \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}^3 u(t - L^3) \quad (3.5c)$$

여기서, \mathbf{A}^i 와 \mathbf{B}^i ($i = 1, 2, 3$)는 각각 해당 동작점에서의 시스템 행렬과 입력 벡터를 의미하고, L^i ($i = 1, 2, 3$)는 시간지연이다.

퍼지모델의 최종 출력은 가중평균하여 식 (3.6)과 같이 추론된다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \frac{\sum_{i=1}^3 \rho^i [\mathbf{A}^i \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}^i u(t - L^i)]}{\sum_{i=1}^3 \rho^i} \quad (3.6)$$

여기서, ρ^i ($i = 1, 2, 3$)는 i 번째 규칙의 기여도를 나타내며, 식 (3.7)과 같이 계산되어진다.

$$\rho^i = F^i(y) \quad (3.7)$$

여기서, $\sum_{i=1}^3 \rho^i$ 는 항상 양수이며, $F^i(y)$ 는 회전수 y 에 대한 퍼지 집합의 소속 정도를 의미한다.

Fig. 3.4는 지금까지 설명한 가스터빈 엔진의 퍼지 모델링 과정을 그림으로 나타낸 것이다.

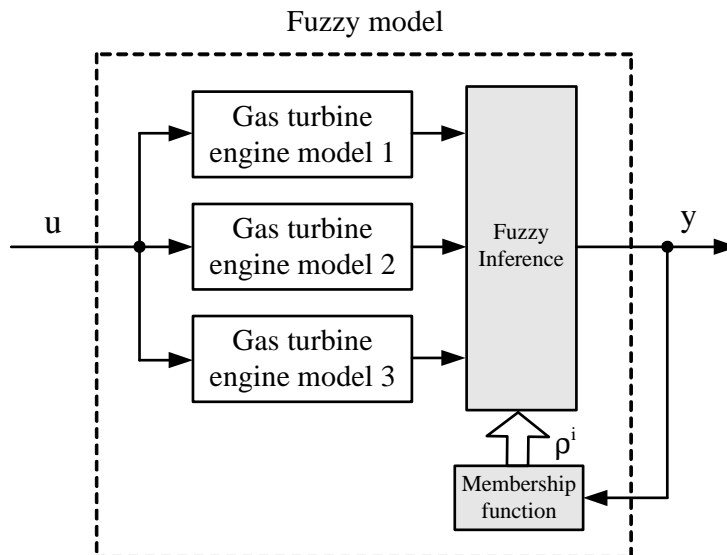


Fig. 3.4 Fuzzy model of a gas turbine engine

3.3 RCGA 기반의 PID 제어기 동조

PID 제어기는 여러 가지 단점이 지적되고 있기는 하지만 만족할 만한 제어 성능을 나타내고 있고, 현장의 기술자들에게 가장 친숙하기 때문에 현재까지도 산업현장에서 가장 많이 사용되고 있는 제어기이다. 가스터빈 엔진의 제어에도 최근의 FADEC(Full Authority Digital Electrical Controller)이란 개념이 정착되기 이전까지는 통상적으로 PID 제어기를 사용하였다[9].

본 논문에서 가스터빈 엔진의 PID 제어기 동조는 평가함수를 통해 주어진 조건에서 최적으로 탐색할 수 있는 유전알고리즘(GA)을 이용한다. 유전알고리즘은 1975년 J. H. Holland[17]가 제안한 것으로 진화원리와 유전학을 알고리즘 형태로 구현한 최적화 탐색기법 중의 하나이다. 이를 구현하기 위해 해가 될 가능성이 있는 집단에서 재생산, 교배, 돌연변이와 같은 유전 연산자를 사용하여 개체를 개량하고[18], 이들 간에 정보를 교환하여 집단 내의 개체가 해에 가까워지도록 여러 방향으로 탐색을 실행한다.

이러한 유전알고리즘은 사용되는 코딩방법에 따라 크게 이진코딩(Binary coding), 실수코딩 (Real number coding), 기호코딩(Symbolic coding)의 3가지로 구분하기도 하며, 전통적으로 염색체를 표현하는데 가장 많이 사용되어온 방법은 이진코딩 표현법이다. 그러나 탐색공간이 크거나, 고정밀도의 해가 필요한 경우, 제약조건이 존재할 경우에는 염색체의 길이를 크게 해야 하고 이는 연산 부담으로 나타나며, 경우에 따라서는 탐색을 불가능하게 한다[19]. 따라서 본 논문에서는 이진코딩 유전알고리즘의 이러한 단점을 극복하고 제약조건이 있는 경우에도 적합한 실수코딩 유전알고리즘(Real coded genetic algorithm)을 사용하였다. RCGA는 염색체(Chromosome)를 실수로 표현하며, 염색체의 실수 유전자(Gene)를 PID 제어기 계수와 일대일로 대응시킨다.

Fig. 3.5는 RCGA를 이용하여 동작점 별로 시스템 파라미터가 고정된 지역모델의 PID 제어기 동조과정을 나타내며, 7000[rpm], 8000[rpm], 9000[rpm]의 동작점에서 동조된 제어기를 각각 PID₁, PID₂, PID₃라고 정의한다. 이때 RCGA는 다음의 평가함수가 최소가 되도록 PID 제어기 계수를 주어진 영역에서 탐색한다.

$$J = \int_0^{t_f} |e(t)| dt \quad (3.8)$$

식 (3.8)에서 t_f 는 이 시간 이후의 적분 값은 무시해도 좋을 정도의 충분한 시간이 되도록 설정한다.

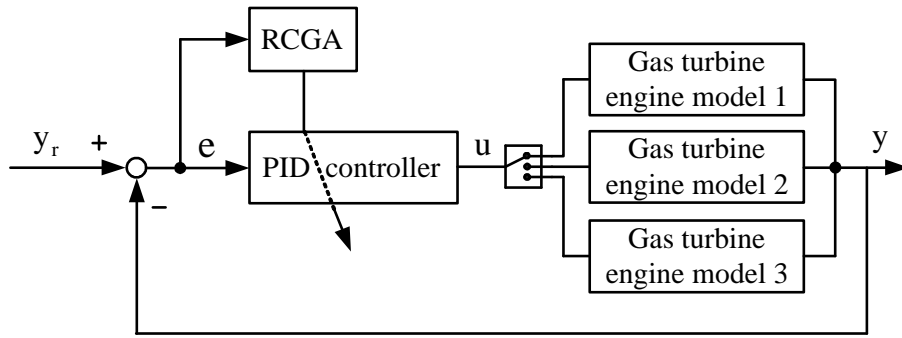


Fig. 3.5 RCGA-based tuning of the PID controller on local models

또한, 퍼지모델에 대해서도 위와 동일한 평가함수를 사용하여 RCGA로 PID 제어기를 동조한다. Fig. 3.6은 이 동조 과정을 나타내며, 7000[rpm], 8000[rpm], 9000[rpm]의 동작점에서 동조된 제어기를 각각 sub-PID₁, sub-PID₂, sub-PID₃라고 정의하기로 한다.

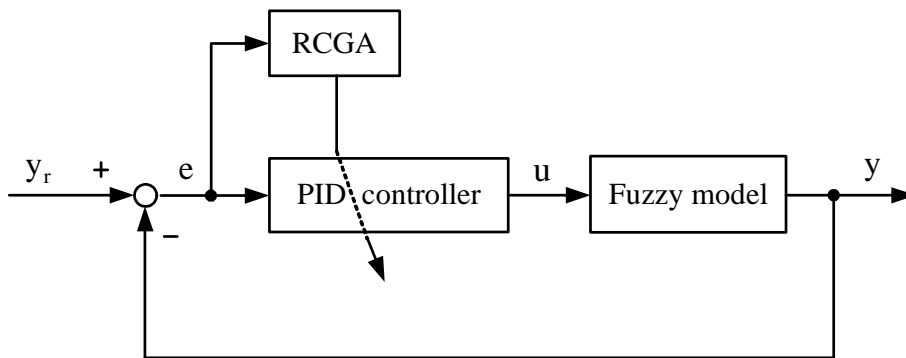


Fig. 3.6 RCGA-based tuning of the PID controller on the fuzzy model

3.4 퍼지-PID 제어기

퍼지-PID 제어기를 설계하기 위해서 먼저 가스터빈 엔진의 전체 회전수 영역의 동특성을 나타내는 퍼지모델을 구하고, 각 동작점에 대해 sub-PID_i 제어기 (i=1,2,3)를 RCGA를 이용해 설계하였다.

이제 가스터빈 엔진의 회전수가 변화함에 따라 PID 제어기 계수가 변경되도록 sub-PID_i 제어기 (i=1,2,3) 출력을 퍼지결합 한다. 따라서 이들도 “If-then” 규칙으로 결합할 수 있고, 퍼지모델을 구하는 방법과 동일하게 Takagi-Sugeno 모델로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R^i : \text{If } y \text{ is } F^i, \text{ then } u^i(t) = K_P^i e(t) + K_I^i \int e(t)dt + K_D^i \frac{de(t)}{dt} \quad (3.9)$$

여기서, R^i 와 F^i ($i = 1, 2, 3$)는 각각 i 번째 퍼지규칙과 입력공간의 분할을 의미하며, 입력공간의 분할은 퍼지 모델링에 사용된 것과 동일한 소속함수를 사용하였다. $u^i(t)$ 는 i 번째 규칙에 대한 sub-PID 제어기의 출력이고, K_P^i , K_I^i , K_D^i 는 각각 i 번째 규칙에 대한 sub-PID 제어기의 비례이득, 적분이득, 미분이득이다.

따라서 퍼지-PID 제어기의 출력은 다음과 같이 추론된다.

$$u(t) = \frac{\sum_{i=1}^3 \rho^i u^i(t)}{\sum_{i=1}^3 \rho^i} \quad (3.10)$$

여기서, ρ^i ($i = 1, 2, 3$)는 i 번째 규칙의 기여도를 나타내며, 식 (3.11)과 같이 계산된다.

$$\rho^i = F^i(y) \quad (3.11)$$

Fig. 3.7은 퍼지-PID 제어기의 구조와 전체 시스템을 보여준다.

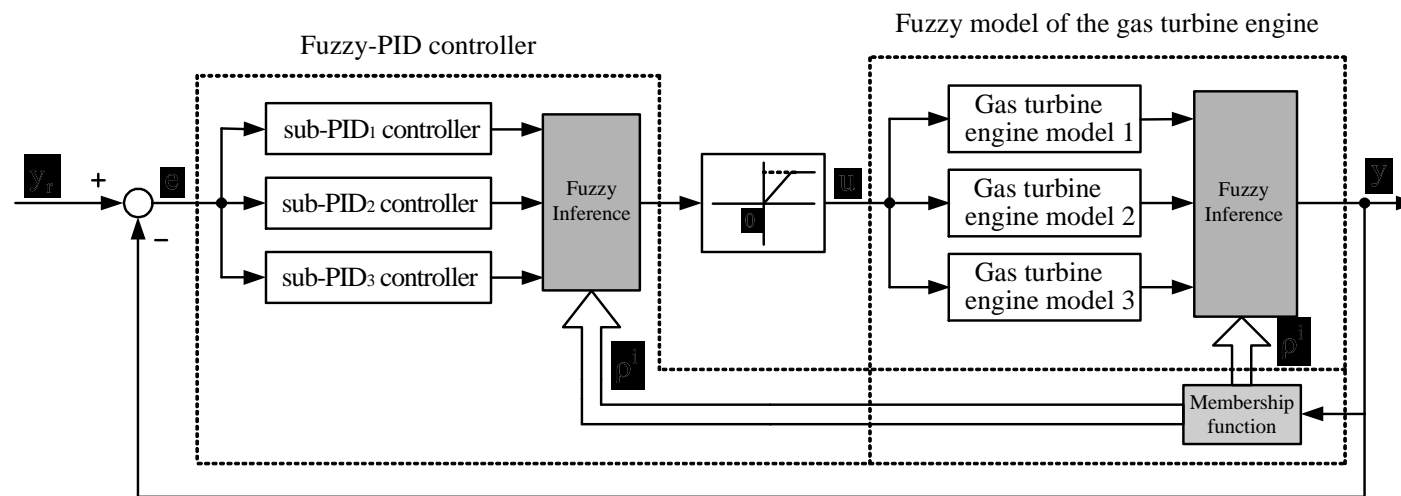


Fig. 3.7 Schematic diagram of the fuzzy-PID control system

제 4 장 시뮬레이션 및 고찰

4.1 PID 제어기의 최적 동조

우선 3개의 동작점에서 구한 시스템 파라미터가 고정된 지역모델에 대하여 PID_i 제어기($i=1,2,3$)를 RCGA로 동조한다. 이때 사용된 RCGA의 매개변수는 집단 크기 40, 재생산 계수 1.7, 교배 확률 0.9, 돌연변이 확률 0.1이다. Table 4.1은 동조된 PID 제어기 계수를 나타내며, Fig. 4.1은 동조 과정을 나타낸다.

다음으로 퍼지-PID 제어기 설계에 사용될 퍼지모델에 대한 sub- PID_i 제어기($i=1,2,3$)를 집단의 크기 30, 재생산 계수 1.8, 교배 확률 0.9, 돌연변이 확률 0.1의 RCGA 매개변수를 사용하여 시뮬레이션을 행한다. Table 4.2 와 Fig. 4.2는 각각 동조된 PID 제어기 계수와 동조 과정을 나타낸다.

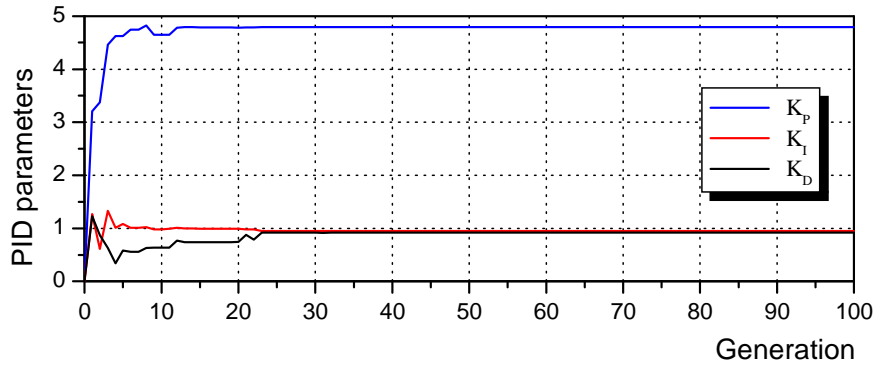
시뮬레이션 결과 RCGA는 PID_i 제어기와 sub- PID_i 제어기 모두 40세대 전후에서 최적의 PID 계수를 찾아내고 있다.

Table 4.1 PID parameters on the local models

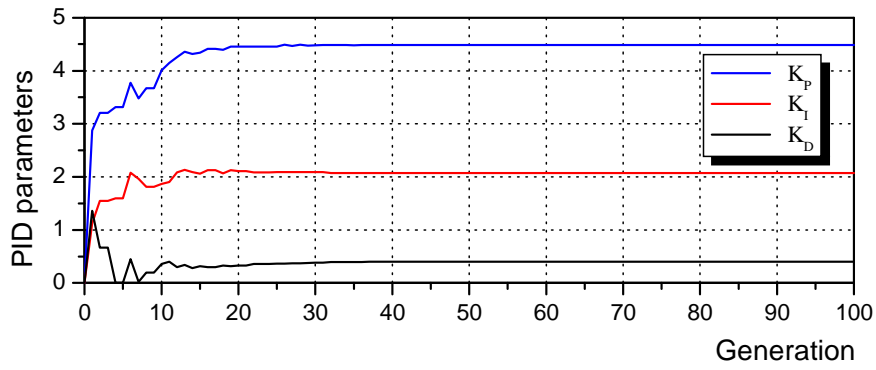
Speed Parameters		7000[rpm]	8000[rpm]	9000[rpm]
PID _i (i=1,2,3) controller	K _P	4.795537	4.485099	5.499978
	K _I	0.947086	2.073660	4.884353
	K _D	0.923248	0.398024	0.214779

Table 4.2 PID parameters on the fuzzy model

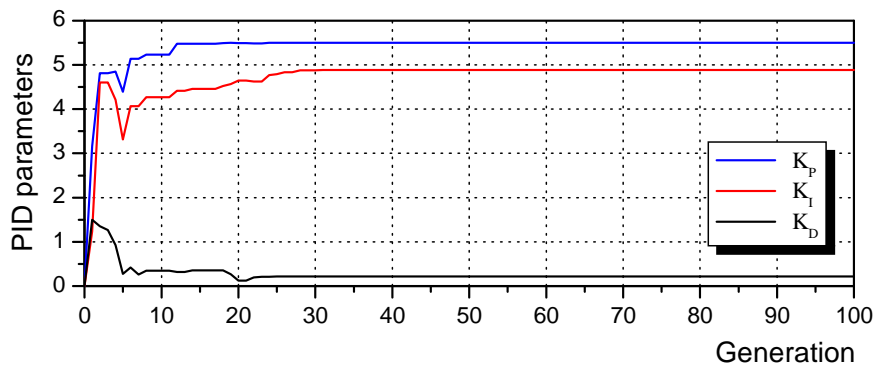
Speed Parameters		7000[rpm]	8000[rpm]	9000[rpm]
sub-PID _i (i=1,2,3) controller	K _P	3.041822	3.094625	3.792497
	K _I	1.370627	1.982646	2.335634
	K _D	0.546101	0.322003	0.000296



(a) PID₁ controller tuning on the local model 1

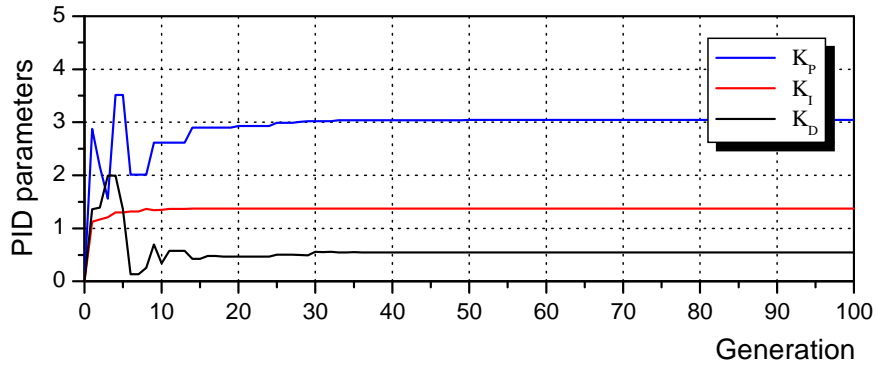


(b) PID₂ controller tuning on the local model 2

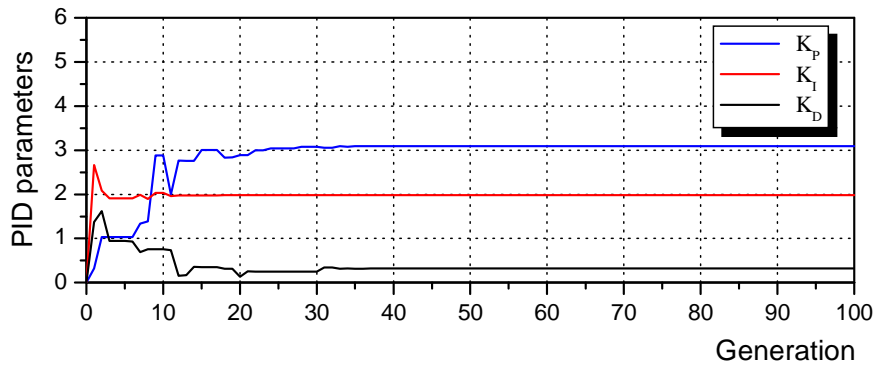


(c) PID₃ controller tuning on the local model 3

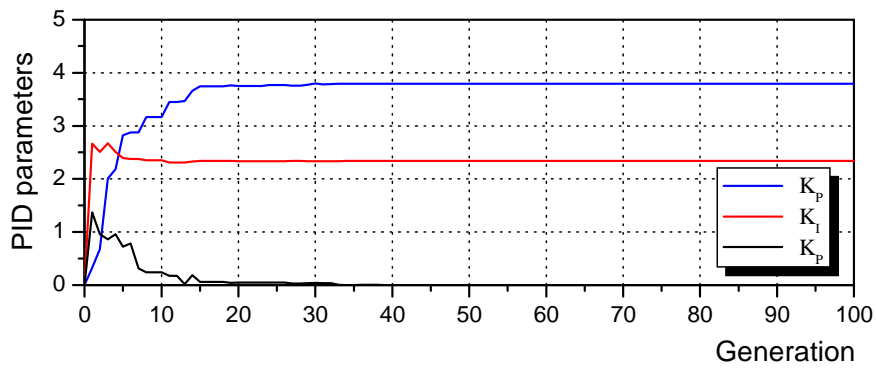
Fig. 4.1 PID_i controller parameter tuning using a RCGA



(a) sub-PID₁ controller tuning on the fuzzy model



(b) sub-PID₂ controller tuning on the fuzzy model



(c) sub-PID₃ controller tuning on the fuzzy model

Fig. 4.2 sub-PID_i controller parameter tuning using a RCGA

4.2 응답실험 및 결과고찰

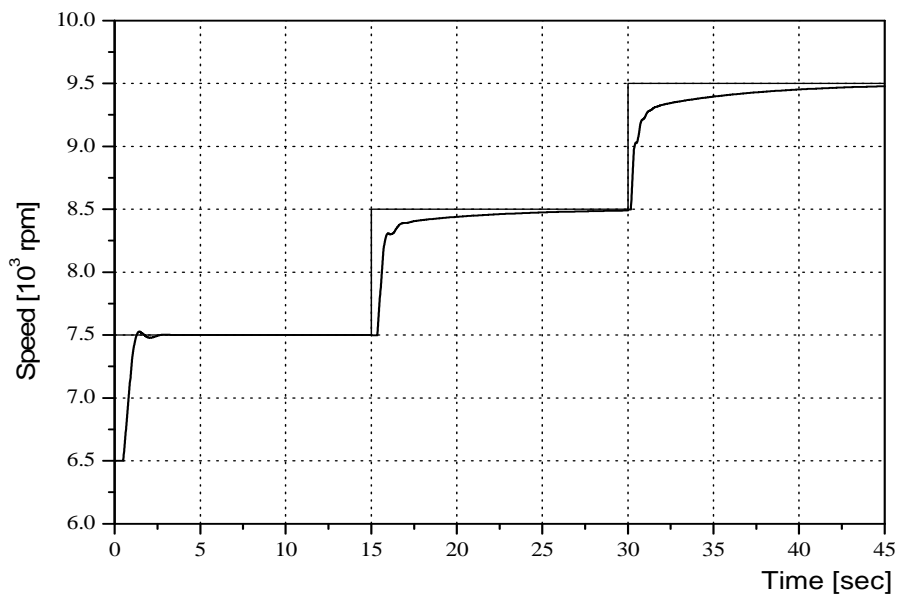
4.2.1 지역모델에서 동조한 PID_i 제어기

Fig. 4.3~Fig. 4.5는 동작점에 따라 시스템 파라미터가 고정된 지역모델에서 RCGA로 동조된 PID_1 제어기, PID_2 제어기, PID_3 제어기에 대한 응답과 제어기 출력을 나타낸 것이다. 비교 목적으로 이 제어기를 다른 동작점에 적용했을 경우도 동시에 나타내었다.

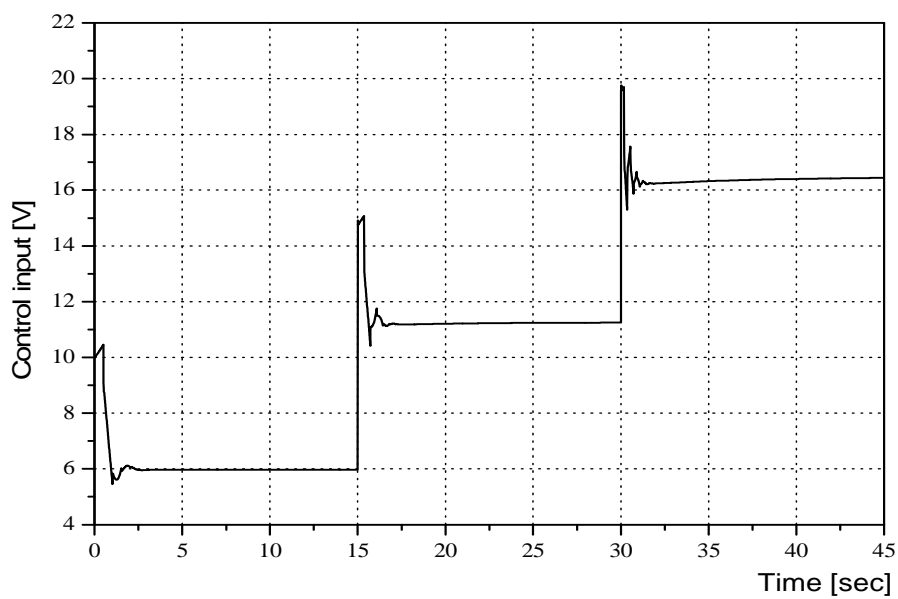
Fig. 4.3은 PID_1 제어기를 전 회전수 영역에 적용한 것으로 8000[rpm]과 9000[rpm] 동작점에서는 정상상태 도달시간이 상당히 늦어지는 것을 확인할 수 있다. 특히, 9000[rpm] 동작점에서는 15초가 지나도 정상상태에 도달하지 못하고 있으며, 제어기 출력은 심한 헛탕을 보이고 있다.

Fig. 4.4는 PID_2 제어기를 전 회전수 영역에 적용시킨 것으로 7000[rpm] 동작점에서는 오버슈트가 크게 발생하며, 9000[rpm] 동작점에서는 정상상태 도달시간이 늦음을 알 수 있다.

마지막으로 Fig. 4.5는 PID_3 제어기를 전 회전수 영역에 적용시킨 것으로 7000[rpm]과 8000[rpm] 동작점에서 상당히 큰 오버슈트가 발생하고 있음을 확인할 수 있으며, 특히 7000[rpm] 동작점에서는 심한 헛탕도 발생하고 있다.

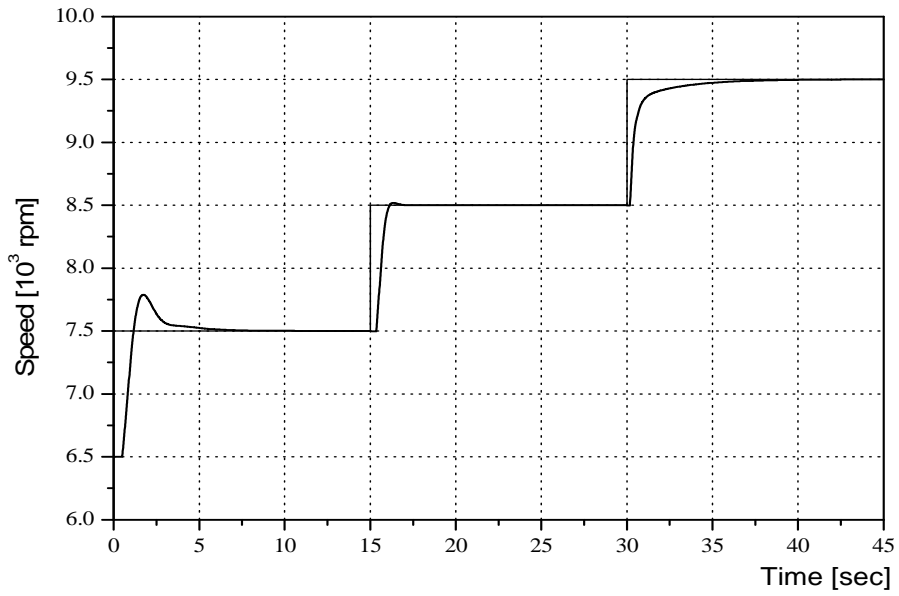


(a) Step response

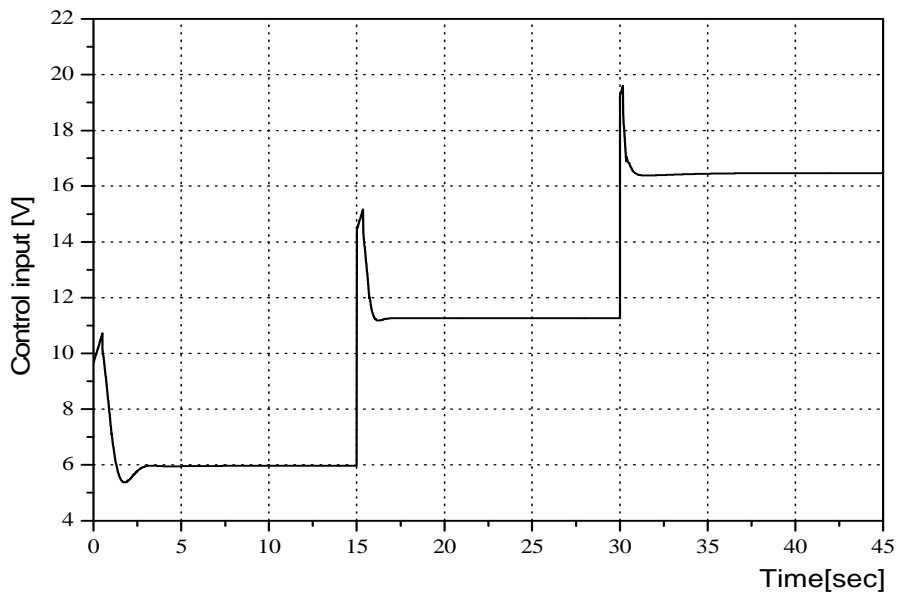


(b) Control input

Fig. 4.3 Step response using PID₁ controller on the local models

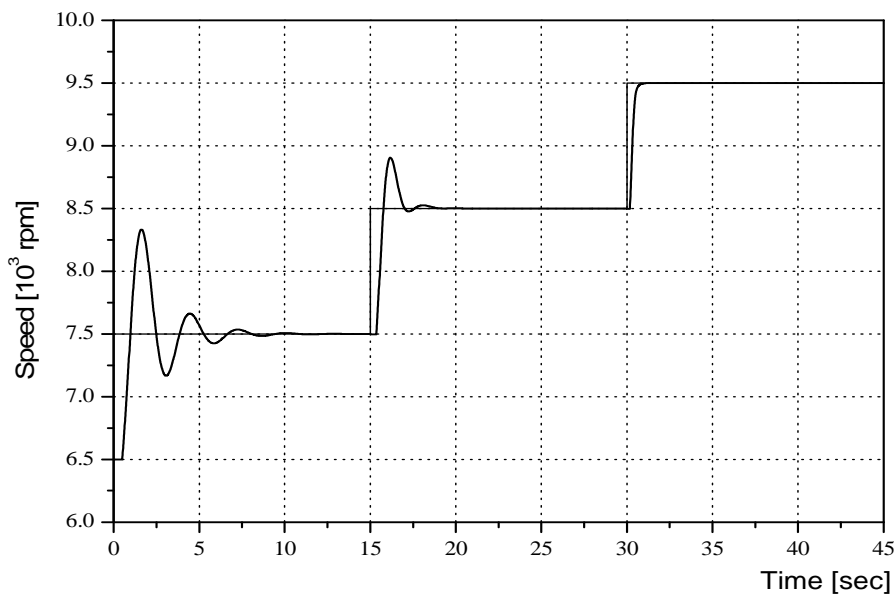


(a) Step response

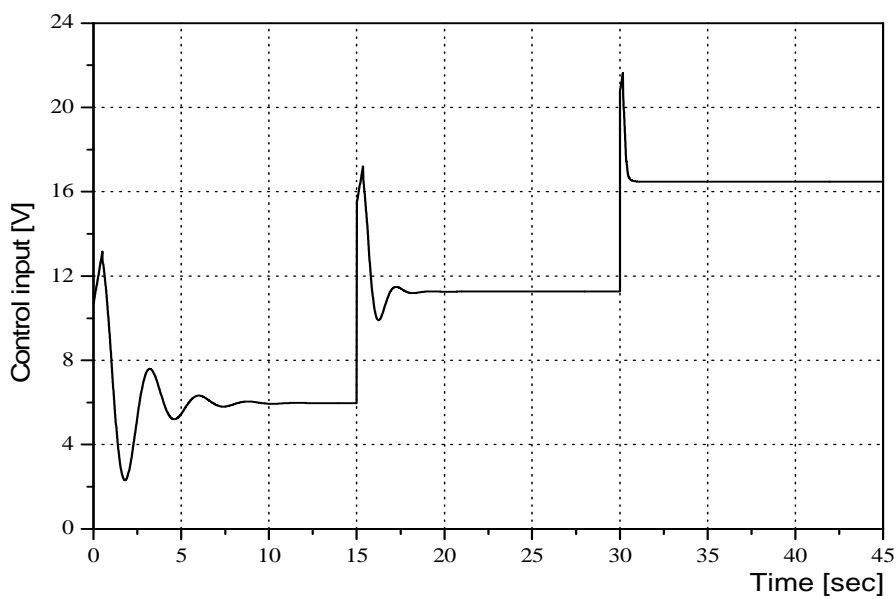


(b) Control input

Fig. 4.4 Step response using PID₂ controller on the local models



(a) Step response



(b) Control input

Fig. 4.5 Step response using PID₃ controller on the local models

4.2.2 퍼지모델에서 동조한 sub-PID_i 제어기

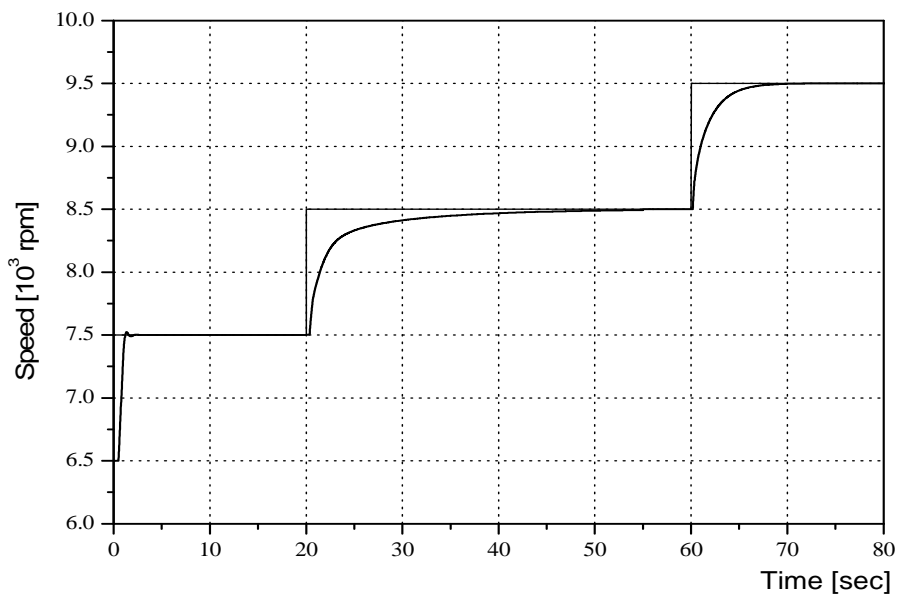
Fig. 4.6~Fig. 4.8은 퍼지모델에서 동작점별로 RCGA를 사용하여 동조된 sub-PID₁ 제어기, sub-PID₂ 제어기, sub-PID₃ 제어기에 대한 응답과 제어기 출력을 나타낸 것이다. 역시 비교 목적으로 이 제어기를 다른 동작점에 적용했을 경우도 나타내었다.

Fig. 4.6은 sub-PID₁ 제어기를 전 회전수 영역에 적용한 것으로 8000[rpm]과 9000[rpm] 동작점에서는 정상상태 도달시간이 상당히 늦어지는 것을 확인할 수 있다. 특히, 8000[rpm] 동작점에서는 40초가 경과하여야 정상상태에 도달하고 있다.

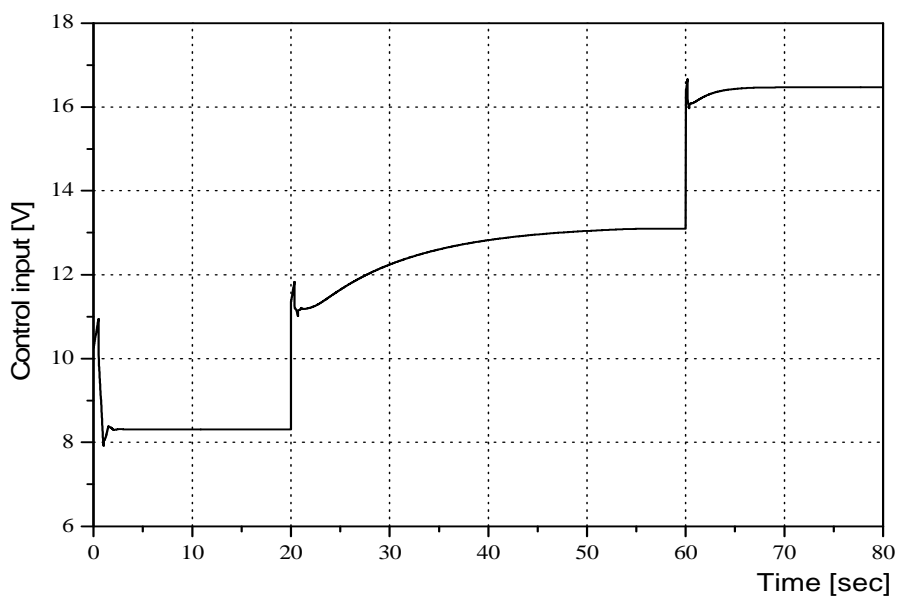
Fig. 4.7은 sub-PID₂ 제어기를 전 회전수 영역에 적용시킨 것으로 7000[rpm] 동작점에서는 상당히 큰 오버슈트가 발생하며, 9000[rpm] 동작점에서는 상당한 시간이 지난 후에 정상상태에 도달함을 알 수 있다.

Fig. 4.8은 sub-PID₃ 제어기를 전 회전수 영역에 적용시킨 것으로 8000[rpm] 동작점에서는 상당히 큰 오버슈트가 발생하고, 7000[rpm] 동작점에서는 더욱 큰 오버슈트가 발생하고 있음을 알 수 있다.

지금까지의 응답실험 결과로부터 알 수 있듯이 각 동작점에서 시스템 파라미터를 고정시킨 지역모델에 대해 최적으로 동조된 PID_i 제어기($i=1,2,3$)와 퍼지모델에 대해 최적으로 동조된 sub-PID_i 제어기($i=1,2,3$)는 동조된 동작점에서는 만족할 만한 응답성능을 보이나, 설계된 동작점을 벗어나면 정상상태 도달시간이 늦어지거나 큰 오버슈트가 발생하여 응답성능이 현저히 나빠지는 것을 알 수 있다.

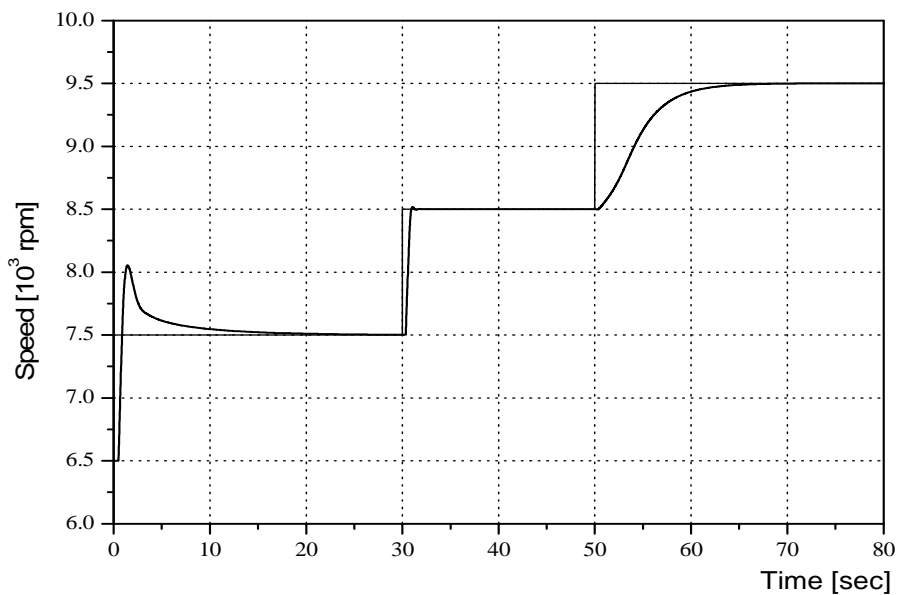


(a) Step response

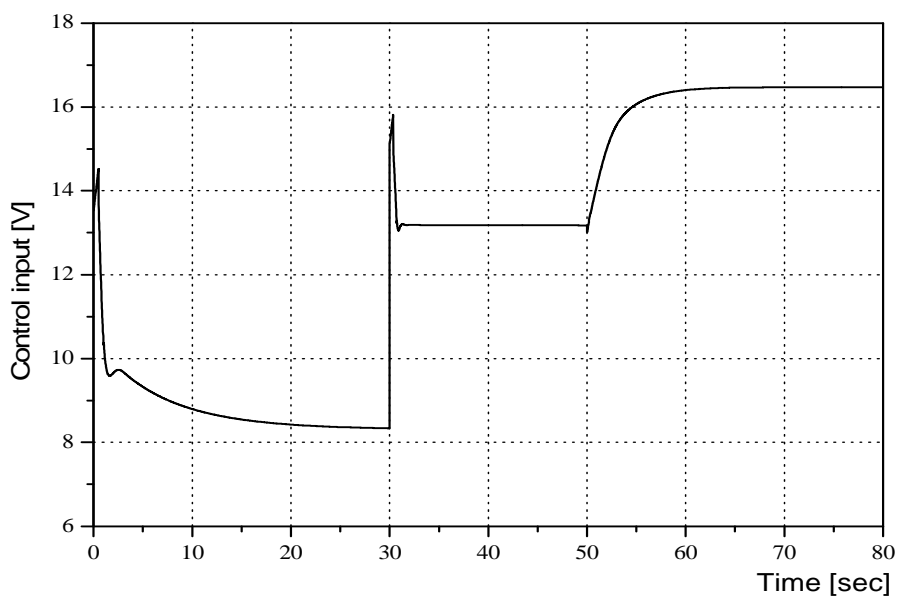


(b) Control input

Fig. 4.6 Step response and control input using sub-PID₁ controller on the fuzzy model

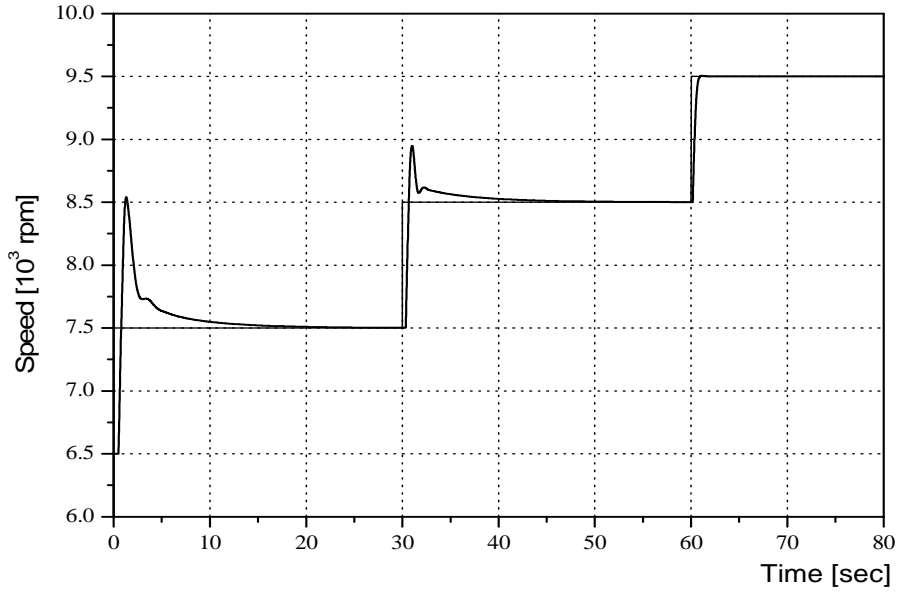


(a) Step response

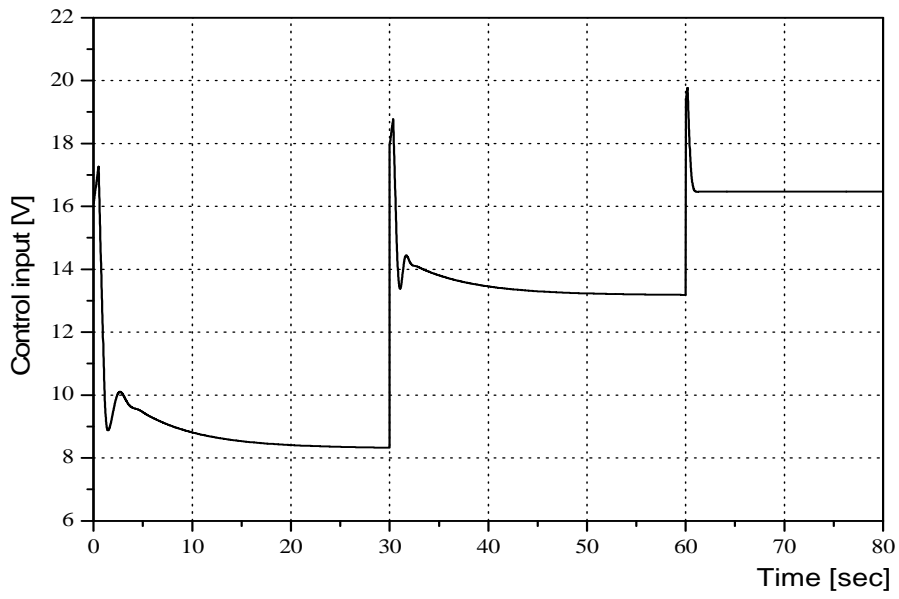


(b) Control input

Fig. 4.7 Step response and control input using sub-PID₂ controller on the fuzzy model



(a) Step response



(b) Control input

Fig. 4.8 Step response and control input using sub-PID₃ controller on the fuzzy model

4.2.3 퍼지모델에 대한 퍼지-PID 제어기

지금까지 살펴본 바와 같이 시스템 파라미터가 고정된 지역모델과 퍼지모델에 대해 특정한 동작점에서 동조된 PID 제어기를 이용하여 전 회전수 영역을 제어했을 때 응답특성에 다소의 차이는 있으나 만족할 만한 성능을 나타내지 못하는 것을 확인할 수 있었다.

본 절에서는 3장에서 제안한 바와 같이 가스터빈 엔진의 전 회전수를 반영할 수 있는 퍼지모델을 구한 후, RCGA를 통하여 각 동작점 별로 퍼지모델에서 동조한 sub-PID_i 제어기(i=1,2,3) 출력을 재차 퍼지결합하여 설계한 퍼지-PID 제어기를 이용하여 가스터빈 엔진의 전 회전수 영역에 적용하여 보았다.

Fig. 4.9에서 보는 바와 같이 하나의 제어기로서 결합된 퍼지-PID 제어기는 저속에서 약간의 오버슈트가 발생하기는 하지만, 시스템 파라미터가 크게 변화하는 모든 회전수 영역에서 양호한 응답성능을 나타냄을 확인할 수 있다.

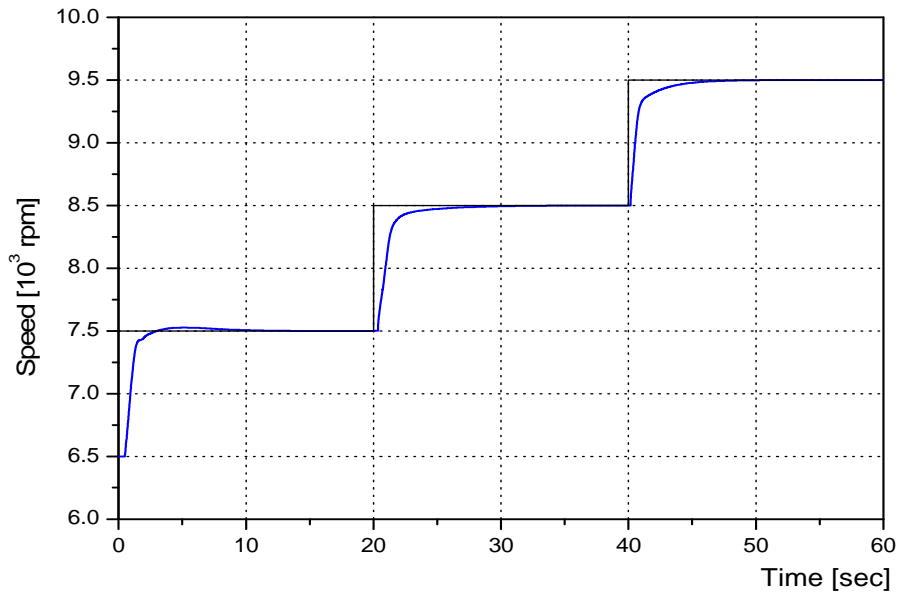


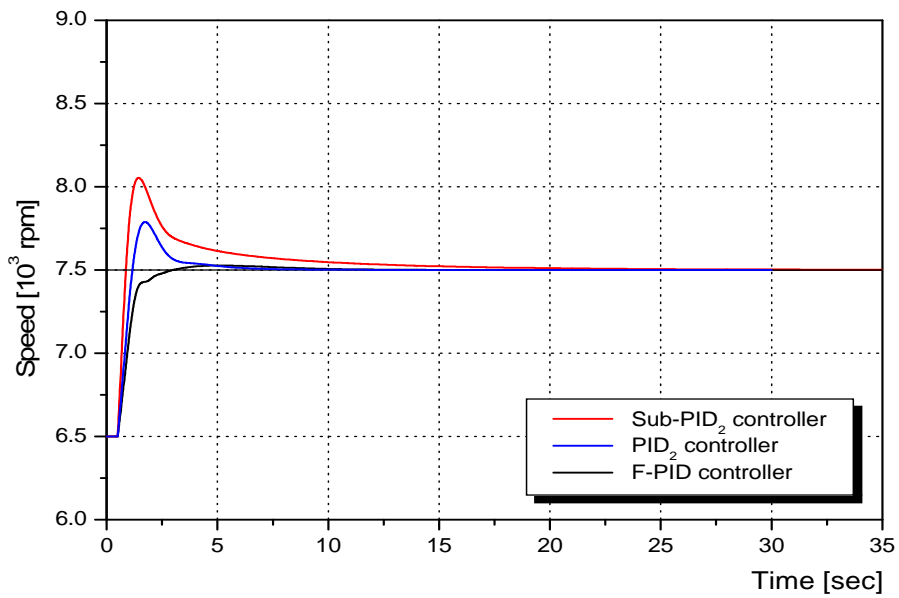
Fig. 4.9 Step response using the Fuzzy-PID controller on the fuzzy model

4.2.4 퍼지-PID, PID_i , sub- PID_i 제어기에 의한 응답 비교

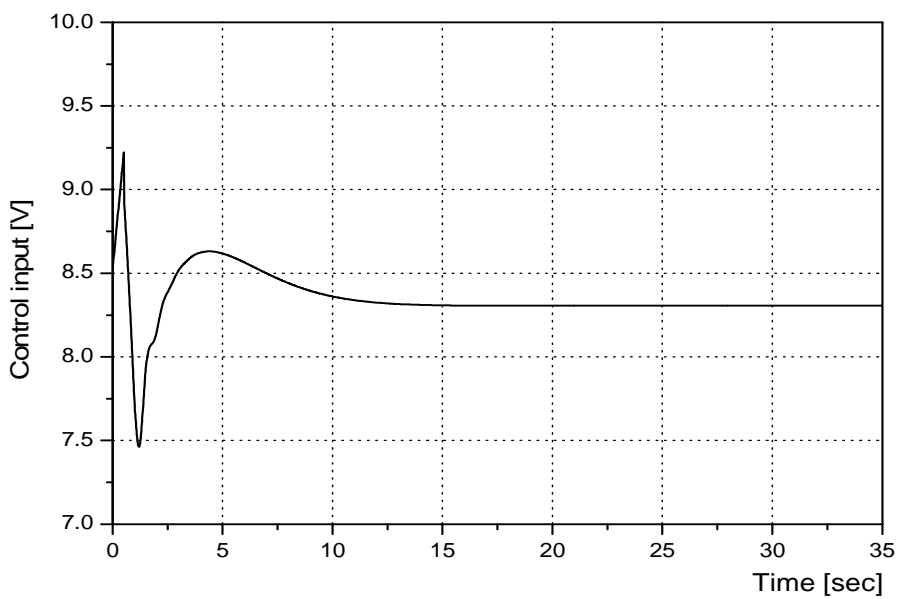
Fig. 4.10~Fig. 4.12는 퍼지-PID 제어기의 응답성능을 검토하기 위한 것으로 앞에서 RCGA로 동조된 PID_2 제어기와 sub- PID_2 제어기를 전 회전수 영역에 적용하고, 이를 퍼지-PID 제어기와 비교하여 나타낸 것이다. 가운데 동작점에서 동조된 제어기를 비교대상으로 선정한 이유는 PID_1 제어기와 PID_3 제어기 그리고 sub- PID_1 제어기와 sub- PID_3 제어기는 동조된 동작점을 벗어나면 응답성능이 현저히 나빠져 비교대상으로 선택하기에는 합리적이지 못하기 때문이다.

PID_2 제어기와 sub- PID_2 제어기 출력은 앞의 그림에 제시하였기 때문에 여기서는 퍼지-PID 제어기의 출력만을 각 그림의 (b)에 나타내기로 한다.

Fig. 4.10은 7000[rpm] 동작점에서의 응답을 나타내고 있다. PID_2 제어기와 sub- PID_2 제어기 모두 커다란 오버슈트가 발생하고 있으며, 특히 sub- PID_2 제어기는 매우 큰 오버슈트가 발생하고 있다. 반면에 퍼지-PID 제어기는 아주 작은 오버슈트만 발생하고 있고, 정상상태 도달시간도 빠른 것을 확인 할 수 있다. Fig. 4.11은 8000[rpm] 동작점에서의 응답을 나타내고 있는 것으로 PID_2 제어기와 sub- PID_2 제어기는 이 동작점에서 RCGA로 동조하였기 때문에 퍼지-PID 제어기 보다 양호한 응답성능을 보이고 있다. 하지만 퍼지-PID 제어기도 가스터빈의 특성을 고려하여 생각한다면 나쁜 응답 특성이라고 할 수만은 없다. Fig. 4.12는 9000[rpm] 동작점에서의 응답을 나타내고 있으며, 이 동작점에서는 PID_2 제어기와 퍼지-PID 제어기의 응답이 거의 동일하게 나타나고 있다. 그러나 sub- PID_2 제어기는 상승시간(Rising time)과 정상상태 도달시간이 상당히 오래 걸리고 있음을 알 수 있다.

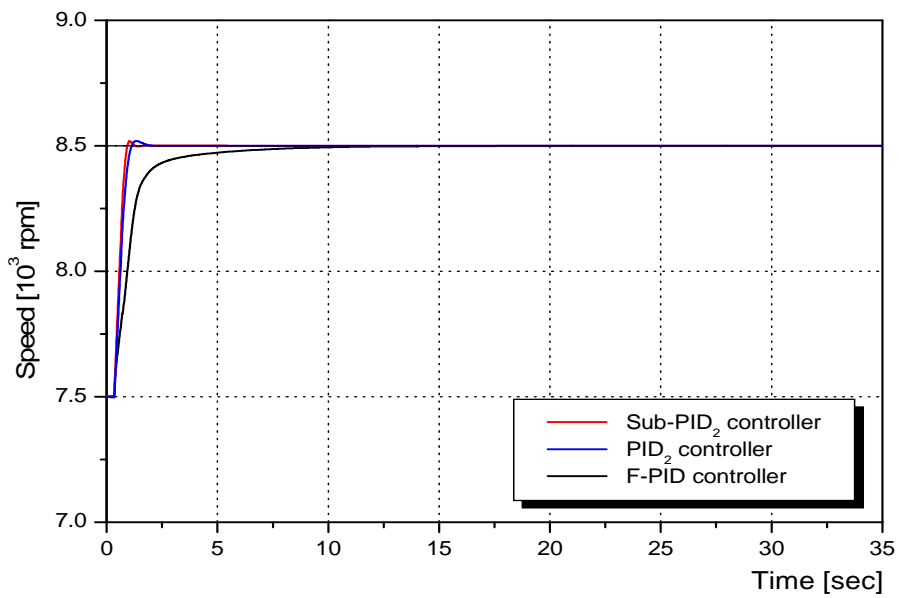


(a) Step responses

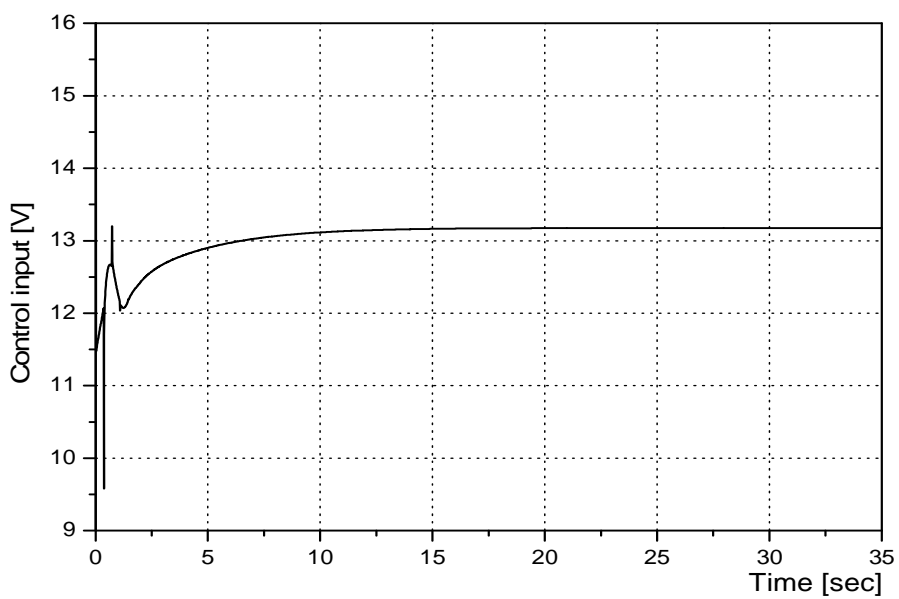


(b) Control input

Fig. 4.10 Step responses and control input of the Fuzzy-PID controller

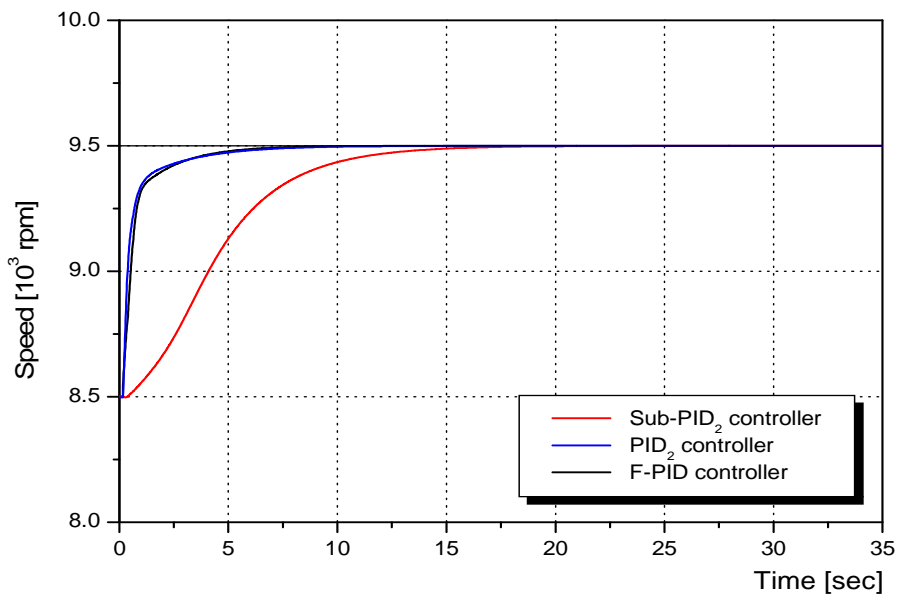


(a) Step responses

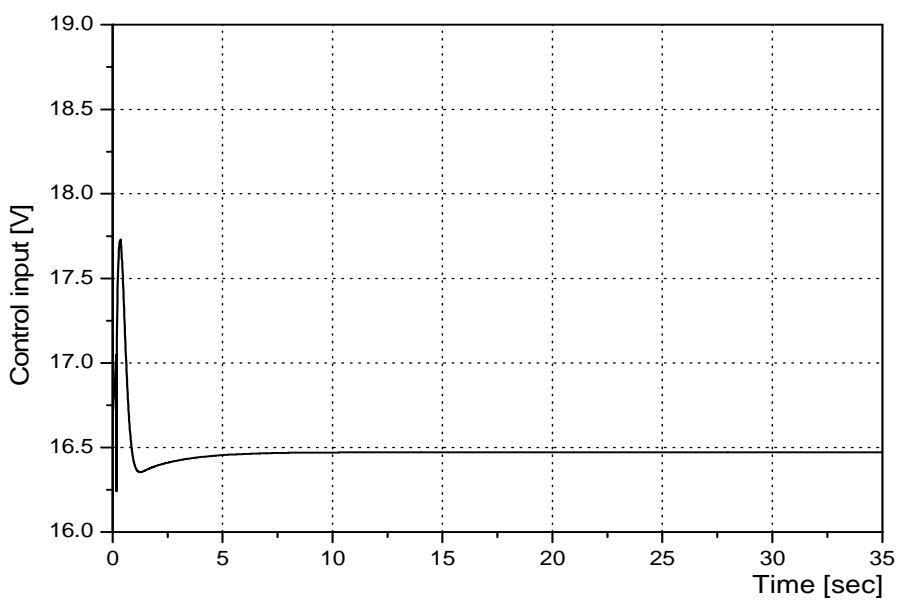


(b) Control input

Fig. 4.11 Step responses and control input of the Fuzzy-PID controller



(a) Step responses



(b) Control input

Fig. 4.12 Step responses and control input of the Fuzzy-PID controller

4.2.5 외란에 대한 응답비교

이제 마지막으로 가스터빈 엔진의 부하 변동에 대해 어떠한 성능을 나타내는 지 살펴보기로 한다. 부하 변동을 모의실험 하기 위해서 가스터빈 엔진이 정격 최대 출력으로 운전되고 있을 때 10[sec]에서 20[sec]까지 10초간 연료량의 2[%]에 해당하는 외란을 계단상으로 가하였다.

Fig. 4.13과 Fig. 4.14는 각각 PID_3 제어기와 sub- PID_3 제어기를 동조한 9000[rpm] 동작점에서 PID_2 제어기와 PID_1 제어기 그리고 sub- PID_2 제어기와 sub- PID_1 제어기의 외란에 대한 응답을 비교하여 동시에 보여주고 있다.

외란에 대해서도 지금까지의 모의실험 결과와 마찬가지로 하나의 특정한 동작점에서 설계된 제어기를 다른 동작점에서 사용하면 응답성능이 나빠짐을 확인할 수 있다.

Fig. 4.15는 퍼지-PID 제어기의 외란에 대한 성능을 보이고 있으며, 외란에 대해서도 만족할 만한 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

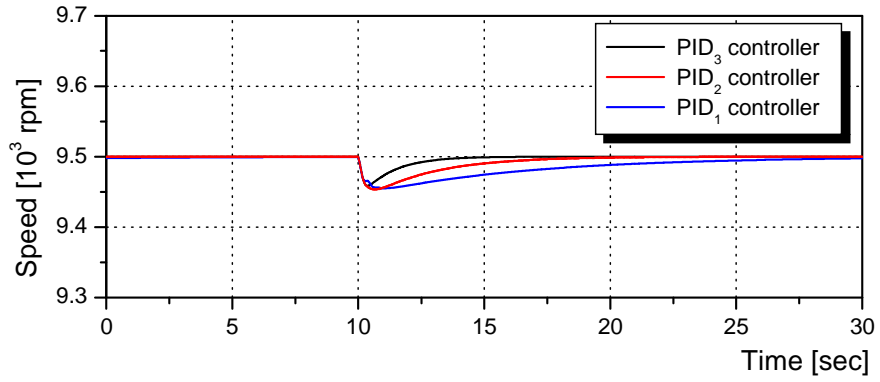


Fig. 4.13 Responses of the PID_i controller to a disturbance change

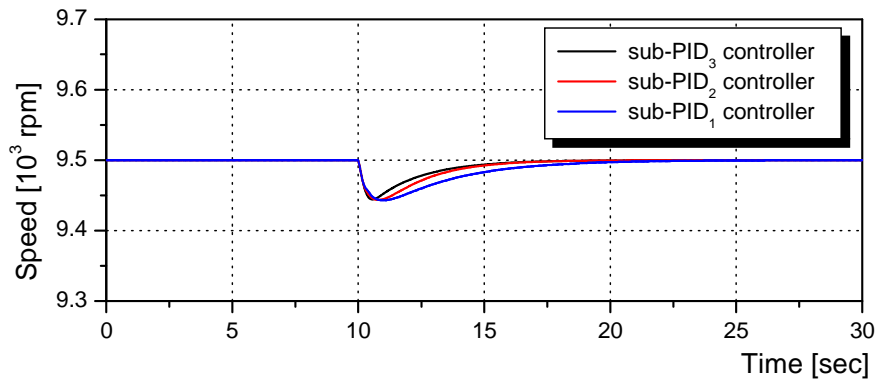


Fig. 4.14 Responses of the sub- PID_i controller to a disturbance change

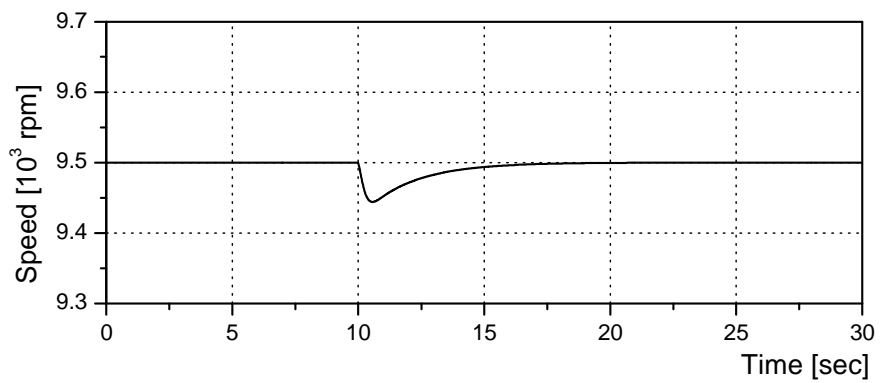


Fig. 4.15 Responses of the Fuzzy-PID controller to a disturbance change

제 5 장 결 론

본 논문에서는 선박용 가스터빈 엔진을 수학적으로 모델링하고, 동작점의 변화에 따른 심한 파라미터 변동에도 강인한 성능을 보이는 퍼지-PID 제어기 설계기법을 제안하였다.

이를 위해 우선 가스터빈 엔진에 대해 전체 운전 회전수 영역을 3개의 구간으로 퍼지분할하여 이를 퍼지 소속함수를 이용하여 가중평균법으로 결합한 퍼지모델을 구하였다. 이 퍼지모델에 대하여 3개의 동작점에서 sub-PID 제어기 계수를 RCGA를 이용하여 동조하고, sub-PID 제어기 출력을 다시 퍼지결합하였다. 이는 오랜 사용에 의하여 제어성능이 검증된 PID 제어기와 파라미터의 변동을 유연하게 보상할 수 있는 퍼지 논리의 장점을 결합한 것이다.

제안한 퍼지-PID 제어기의 성능을 검토하기 위해, 우선 특정한 동작점에서 동작하도록 설계된 PID 제어기를 다른 동작점에 적용했을 때의 계단입력에 대한 응답특성을 알아보았다. 그 결과 가스터빈 엔진의 특정 동작점에서 동작하도록 동조된 PID 제어기는 설계된 동작점을 벗어나면 응답성능이 현저히 나빠짐을 알 수 있었다. 또한 퍼지모델에 대한 sub-PID 제어기의 경우에도 설계된 동작점을 벗어나면 성능이 현저히 나빠짐을 확인할 수 있었다.

마지막으로 본 논문에서 제안한 퍼지-PID 제어기를 이용하여 가스터빈 엔진의 전 회전수 영역에 적용하여 보았다. 퍼지 PID 제어기는 하나의 제어기로써 시스템 파라미터가 크게 변화하는 모든 회전수 영역에서 양호한 계단응답을 나타내고 있으며, 계단상의 외란에 대해서도 양호한 응답성능을 나타내고 있음을 확인할 수 있었다.

이후에는 동력터빈을 제어대상에 포함시키는 것과, 가스터빈 엔진의 각 스테이션의 온도와 압력을 고려한 천이상태 연구가 진행되어야 할 것이다. 또한 퍼지모델과 퍼지-PID 제어기의 적절한 퍼지 소속함수의 형태를 찾아내는 최적화 방법을 연구할 필요가 있을 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] J. H. Potter, "The Gas Turbine Cycle", ASME Paper presented at the Gas Turbine Division Forum Dinner, New York, 1972.
- [2] C. Seippel, "Gas Turbine in Our Century", Transaction of the ASME, 1953.
- [3] C. O. Brady and D. L. Luck, "The Increased Use of Gas Turbines as Commercial Maritime Engines", Transaction of the ASME, Vol. 116, 1994.
- [4] A. J. Fawke, and H. I. H. Saravanamuttoo, "Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Response", SAE-710550, 1971.
- [5] J. W. Watts, T. E. Dwan, and C. G. Brockus, "Optimal State-Space Control of a Gas Turbine Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, 1992.
- [6] 공창덕, 김석균, P. Pilidis, "ICV 방법을 이용한 가스터빈엔진 동적 모델링에 관한 연구", 한국항공우주학회지, Vol. 28, No. 5, 2000.
- [7] 공창덕, 기자영, "중형항공기용 터보팬 엔진의 성능 최적화를 위한 LQR 제어기 설계(II)", 한국추진공학회지, Vol. 2, No. 3, 1998.
- [8] 서중배, "터보제트 엔진의 제어를 위한 Reduced Model의 거동특성", 한국항공대학교대학원 항공공학과 공학석사 학위논문, 1997, 6.
- [9] 손영창, 김승우, 지원호, "터보제트 엔진을 위한 강인성 궤환 제어기의 설계 : 시간영역 해석", 한국추진공학회지, Vol. 2, No. 2, 1998.
- [10] 김재환, "발전용 가스터빈의 과도운전 해석", 서울대학교대학원 기계공학과 공학박사 학위논문, 1999.
- [11] 홍용식, 가스터빈 엔진, 청문각, 2001.
- [12] 전효중, 가스터빈, 효성출판사, 1998.
- [13] 홍용식, 가스터빈의 기초이론, 청문각, 2002.
- [14] B. C. Kuo and J. Tal, DC Motors and Control System, SRL Publishing Company, Champaign, Illinois, 1978.
- [15] J. A. Sullivan, Fluid power, Prentice-Hall, 1998.

- [16] 최재준, “퍼지-LQ 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 강인한 제어기 설계”, 한국해양대학교대학원 기관공학과 공학박사 학위논문, 2002.
- [17] J. H. Holland, *Adaptation in Natural Artificial System*, The university of Michigan Press, Michigan, 1975.
- [18] 진강규, *유전알고리즘과 그 응용*, 교우사, 2000.
- [19] 진강규, 주상래, “실수코딩 유전알고리즘에 관한 연구”, 제어·자동화·시스템공학 논문지, Vol. 6, No. 4, 2000.