제어밸브를 이용한 액체로켓엔진 모사시스템 특성

이중엽* · 정태규* · 한상엽* · 김영목**

Characteristics of Liquid Rocket Engine Simulation System Using Control Valve

Joong-Youp Lee* · Tae-Kyu Jung* · Sang-Yeop Han* · Young-Mog Kim**

ABSTRACT

This paper include the investigation of finding the system characteristics of facility by simulating open-type turbo-pump fed system, which has commercial control valves, using AMESIM (Advanced Modeling Environment Simulation) commercial software. After developing a flight-type control valve on the basis of the results, the system characteristics of facility for control and valve tests is estimated. Especially, one of purposes of this paper is to find PID value of each commercial control valve in the facility for system test. To find suitable control logic, PI and PID modes are also compared. This paper also introduces design parameters of valve and equipment for thrust control and TDS simulation, which are using control valves.

초 록

본 논문에서는 AMESim(상용 소프트웨어)을 이용, 개방형 터보펌프식 엔진시스템을 모델로 하여 산업용 제어밸브를 적용한 시스템의 특성을 미리 확인하였다. 그 결과물을 토대로 하여 앞으로 발사체 제어밸브 개발할 계획이며, 밸브와 연계된 제어 및 밸브시험을 위한 설비 특성을 예측해 보았다. 시스템시험을 위해 장착할 각 산업용 제어밸브의 PID 값을 찾고자 하였으며, PI 및 PID 제어 방식을 이용하여 제어밸브의 과도 및 정상상태의 유동특성을 비교분석하였다. 제어밸브를 이용하여 추력제어 및 TDS 구현을 목적으로 하는 밸브설계와 시스템의 종합 모사시험을 위한 설비의 설계 조건을 또한 제시하였다.

Key Words: P.I.D. Feedback Control(PID 제어), Thrust Control Valve(추력제어밸브), Fuel-Oxidizer Ratio Control Valve(공연비제어밸브), Open Type Turbo-Pump Fed System(개방형 터보펌프 엔진시스템), CC (연소기), GG (가스발생기), FCV(유량제어밸브), PCV(압력제어밸브)

† 2005년 2월 4일 접수 ~ 2005년 9월 2일 심사완료

* 정회원, 한국항공우주연구원 추진제어그룹

** 종신회원, 한국항공우주연구원 추진제어그룹

연락저자, E-mail: leejy@kari.re.kr

Nomenclature

A	:	Area
C_q	:	Discharge Flow Coefficient
C_v	:	Flow Coefficient
D	:	Diameter
G	:	Specific Weight
ac	:	Pressurizing Area
cdp	:	Poppet and Clearance of Seat
cr	:	Clearance of Poppet Radius ($cdp/2$)
da	:	Flow Area with Variable Orifice Area
dh	:	$dp + cdp$
dp	:	Diameter of Poppet
lc	:	Length of Cone
rd	:	Variable Diameter of Cone ($lc \cdot \tan\alpha$)
xl	:	Effective Displacement
α	:	Semi-Angle of Cone

Subscripts

nom	: nominal
h	: hydraulic
loc	: local

1. 서 론

현재까지 국내의 로켓 보유기술은 고체 추진기관을 사용한 KSR-I, II의 개발과 액체추진제(산화제: LOX, 연료: Kerosene)를 사용하는 KSR-III를 최초로 개발하여 비행에 성공한바 있다. KSR-III의 경우 추력은 13톤이며, 액체 추진제를 벤츄리(Venturi)를 사용하여 일정 유량 조건하에 공급되는 수동적 추력제어 방식을 채택하고 있다. 이에 반하여 우주기술 선진국에서는 이미 수백톤급 규모의 위성발사체를 능동제어방식을 이용, 원하는 궤도에 진입시킬 수 있는 능력을 보유하고 있다[1]. 우주개발 후발주자인 우리나라에서도 현재 국가우주개발중장기계획에 따라 소형위성발사체 개발 사업이 진행되고 있으며, 이에 발사체의 능동제어 채택은 필수적 사안으로 인식되어 이를 적용키 위해 추력제어 기술개발을 계속 확보해 나가고 있다.

발사체의 안정된 추력제어는 탑재물(Payload)의 원하는 궤도에 이르게 하는 즉, 발사 자체가 성공이냐 실패냐를 결론짓는 중대한 잣대라 할 수 있다. 이러한 로켓추진기관의 추력제어를 위해서 유량을 일정하게 유지되도록 고정오리피스가 아닌 제어밸브를 통하여 유량을 가변함으로서 능동제어를 실현할 수 있게 된다. 계산된 비행 궤도를 따라 로켓을 최종 목표 지점까지 올리는 일은 로켓의 무게 중심을 변화시키는 방법과 추진기관 제어계를 이용하는 방법이 있다[1]. 전자는 추력이 일정하다는 가정 하에 엔진 동작 시간을 정확하게 분배함으로서 조절되는 방식인데 지상으로부터 원하는 비행 고도까지 로켓이 비행하는 동안 온도와 압력이 가변 될 것이며 추력 또한 계속 변하게 될 것이다. 이 경우는 주변 환경이 변하지 않는다는 것을 전제로 하는 이상적인 방식이라 할 수 있다. 이와 달리 후자는 목표 지점까지의 로켓의 최종 변수들을 정확하게 계산한 후 제어밸브를 통하여 추력을 실시간으로 제어해주기 때문에 원하는 궤도의 안착은 전자보다는 훨씬 더 수월한 문제일 것이다. 이와 더불어 로켓의 최종무게가 계산되어 연료탱크에 남아 있는 연료를 소진(TDS, Tank Depletion System)시켜주는 제어밸브를 통해 발사성공의 가능성을 한 단계 더 앞당겨주게 된다[1].

발사체 추진기관의 핵심기술 중에 하나인 제어밸브는 현재 발사체 선진국에서 개발과 이를 제어하기 위하여 시스템에 대한 기술축적이 상당한 반면에 국내에서 개발관련 기술은 전무한 상태이고 선진발사체 개발국에서 이러한 기술들을 이전하는데 기피하는 입장이다. 앞서 제시한 이유들로 제어밸브의 자체개발과 운용기술 획득은 시급한 문제라 할 수 있다.

이러한 발사체 추력제어기술개발과 기술축적

을 위한 설비가 현재 본원에서 구축되어지고 있다. 특히 발사체용 추력 및 공연비 제어밸브를 산업용 제어밸브로 대체 적용한 후 시스템 해석과 시험설비의 특성을 분석하기 위해 가상의 엔진과 가스발생기(Gas Generator), 터보펌프를 유사하도록 구축될 계획이다. 이에 본 논문에서는 그 시스템 운용 특성을 AMESim 시뮬레이터를 통해 확인하고자 하였고, 시뮬레이션 모델링을 기반으로 구축된 설계 인자를 통해 제어밸브 인증시험과 시스템 종합모사시험을 위한 설비의 조건을 제시하고자 하였다. 또한 시뮬레이션의 결과물들을 이용하여 산업용 제어밸브의 특성 및 유량 특성을 예측하여 제어밸브를 적절히 운용할 수 있도록 그때의 PID(Proportional Integrate Derivative) 조율인자를 찾고자 하였다.

2. 본 론

2. 1 포펫형(Poppet Type) 제어밸브

Figure 1과 식에서의 제시한 변수는 다음과 같이 정의 한다. 원뿔형(Cone Type) 포펫 밸브의 설계를 보다 쉽게 접근하기 위해 특정 형태의 시트(Seat) 형상은 배제하고 기본적인 동심환 모양 시트로 가정하여 접근하였다. 또한 양단(입력측, 출력측)의 압력차가 존재되도록 하였으며, 포펫의 상하왕복운동을 통해 오리피스의 유량면적은 가변된다고 가
정하였다. 오피리스 면적 변화에 따른 유량특성은 크게 3부분으로 구분하였으며, 그때의 형상학적으로 변위에 따른 체적변화량 식을 정리해 보았다[2, 9].

i) $xl \le 0$

i) 조건 상태에서는 포펫이 최소 오리피스의 유동면적을 이룬 상태이고, 유동 발생이 최소인 상태이다. 이때의 가압면적은 Eq. 1-1과 같이 나타낼 수 있고 변위체적은 Eq. 1-2와 같이 표현할 수 있으며, 또한 Eq. 1-3처럼 유량직경은 포펫의 직경이 된다.

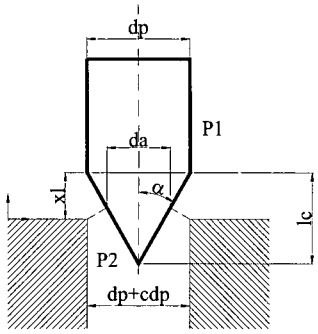

Fig. 1 Contour of Poppet Valve

$$ac = \frac{\pi}{4}(dp + cdp)^2 \tag{1-1}$$

$$\frac{dv1}{dx} = 0 \tag{1-2}$$

$$\frac{dv2}{dx} = ac$$

$$da = dp \tag{1-3}$$

여기서 포펫이 시트와 최소 근접하여 위치하므로 이때의 유동은 층류(Laminar)라 할 수 있다. 이때의 유량식과 수력직경(Hydraulic Diameter)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{nom} = \frac{\pi\, dp\, cr^3}{12\,\rho\,\nu}\,\frac{\Delta P}{k + xl} \tag{1-4}$$

$$D_h = \frac{4\pi(dp + cr)\dfrac{cr}{\cos\alpha}}{\pi(2dp + cdp)} \tag{1-5}$$

여기서, 연속계수 k 는 다음과 같이 정의된다.

$$k = \frac{\pi\, dp\, cr^3}{12\,\rho\,\nu}\,\frac{\Delta P}{Q_{local}} \tag{1-6}$$

이때의 Q_{local} 은 오리피스 유량식에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{local} = C_q A_{loc}\frac{\rho}{\rho_0}\sqrt{\frac{2|\triangle P|}{\rho}} \tag{1-7}$$

ii) $0 < xl < lc$

다음 조건에서는 동적 포펫의 위치가 유량발생에 지배적이다. 초기 유동력(Flow Force) 발생과 포펫 무게, 엑츄에이터힘, 스프링 상수, 두 지점에서의 압력차에 의해 복잡한 힘 균형을 이루어 지면서 포펫의 위치가 결정된다(본 논문에서는 힘 균형식은 제외한다.). 이때의 체적변화량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dv1}{dx} = \pi\left(\begin{array}{l} \frac{1}{2}dp \cdot xl \cdot \sin 2\alpha \\ -\frac{dp}{2}cr \cdot \tan^2\alpha - \frac{1}{2}xl^2 \cdot \sin 2\alpha \\ +\frac{1}{3}cr \cdot xl \cdot \sin 2\alpha \end{array}\right) \tag{1-8}$$

$$\frac{dv2}{dx} = ac - \frac{dv1}{dx} \tag{1-9}$$

이 때의 유동직경인 da 식은 다음과 같다.

$$da = dp - xl \cdot \sin 2\alpha \tag{1-10}$$

ii)의 조건하에서의 오리피스 면적과 수력직경은 Eq. 1-11과 Eq. 1-12와 같다.

$$Area = \pi\,(dp + cr - \frac{1}{2}xl \cdot \sin 2\alpha)\left(xl \cdot \sin\alpha + \frac{cr}{\cos\alpha}\right) \tag{1-11}$$

$$D_h = \frac{4\,Area}{\pi\,(dh + da)} \tag{1-12}$$

iii) $xl > lc$

이 경우는 형상에 의한 압력차가 최소이고, 유량이 최대인 상태의 유동특성을 갖는다. 포펫 변위에 대한 체적변화량은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{dv2}{dx} = \frac{\pi}{4}\left(dp - \frac{lc}{\tan\alpha}\right)^2 \tag{1-13}$$

$$\frac{dv1}{dx} = ac - \frac{dv2}{dx} \tag{1-14}$$

또한 그때의 유동직경은 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$da = dp - lc \cdot \tan\alpha \tag{1-15}$$

오리피스 유로면적과 수력직경의 계산식은 Eq. 1-17, 1-18과 같이 나열할 수 있으며, Eq. 1-4에서 정격유량을 구하기 위해 그때의 계수 k 는 Eq. 1-16에서 구할 수 있다.

$$k = \pi\left(cdp + cr - \frac{1}{2}lc \cdot \sin 2\alpha\right) \times \left(lc \cdot \sin\alpha + \frac{cr}{\cos\alpha}\right) - \pi \cdot dh \times \sqrt{lc^2 + (cr + lc \cdot \tan\alpha)^2} \tag{1-16}$$

또한 오리피스 유량면적과 수력직경은 아래식과 같다.

$$Area = \pi \cdot dh\,\sqrt{xl^2 + (cr + lc \cdot \tan\alpha)^2} + k \tag{1-17}$$

$$D_h = \frac{4\,Area}{2\,\pi\,dh} \tag{1-18}$$

2 2 시뮬레이션을 위한 밸브

유압 시스템의 오리피스 앞 면적이 오리피스 내부 면적 보다 크고 오리피스를 통과할 때 케비테이션 발생되지 않는다고 가정한다면 Eq. 2-1과 같이 유량 식으로 간단히 나타낼 수 있다.

$$Q = C_q\,A\,\sqrt{\frac{2\,|\triangle P|}{\rho}} \tag{2-1}$$

여기서, C_q는 방출계수

또한, 유압 밸브에서 유량과 압력차를 이용하여 밸브의 용량을 나타내는 C_v 실험식 형태로 Eq. 2-2와 같이 정리할 수 있다.

$$Q = C_v\,\sqrt{\frac{\triangle P}{G}} \tag{2-2}$$

Eq. 2-1과 Eq. 2-2를 이용, C_v를 단위 환산하여 C_q에 대해 정리하면 Eq. 2-3처럼 나타낼 수 있으며, 산업용밸브의 실험수치를 이용한 제어밸브(밸브 모사) 설계 시 Eq. 2-1, 2-2, 2-3을 기초

Table 1. Static Characteristics of Engine System for Simulation

Thrust (%)	Thrust (N)	Press. in CC (bar)	Press. in LOX manifold (bar)	Press. in Fuel manifold (bar)	Press. in GG (bar)	Press. in LOX GG manifold (bar)	Press. in Fuel GG manifold (bar)	LOX mass flowrate (kg/sec)	Fuel mass flowrate (kg/sec)	LOX mass flowrate in GG (kg/sec)	Fuel mass flowrate in GG (kg/sec)	Outlet pressure in LOX TPU (bar)	Outlet pressure in Fuel TPU (bar)
71	67800	42	50	50	32	32	42	14.70	6.12	0.10	1.35	77	74
79	75600	47	56	56	39	41	50	16.40	6.85	0.20	1.45	90	87
86	82500	52	63	63	46	51	58	18.00	7.50	0.30	1.53	102	100
93	88800	56	69	69	52	62	66	19.40	8.09	0.40	1.60	113	112
99	94700	60	74	74	59	73	74	20.70	8.64	0.50	1.66	124	123
105	100000	63	80	80	66	86	82	22.00	9.15	0.60	1.72	134	135

CC : Combustion Chamber, GG : Gas Generator

로 하여 적용하였다[2, 3, 4].

$$C_q \approx \frac{1.7\times10^{-5}}{A} C_v \qquad (2\text{-}3)$$

여기서, A [m^2]는 오리피스 면적

2 3 제어밸브 시험을 위한 시스템 설계

제어밸브 성능 모사는 제어밸브의 작동성능 및 응답성능, 제어성능을 정확히 시험하기 위한 목적으로 하며 실제 추진기관과 유사하게 엔진 및 가스발생기, 터보펌프의 작동조건을 기능적으로 모사가 가능한 설비를 중심으로 모델링이 이루어졌다. 이 설비를 기초로 하여 제어밸브 성능과 시스템 관점에서의 제어 시험 및 분석이 이루어질 계획이다[1]. 이러한 일련의 시험들을 목적으로 선행 예측작업이 필수적 사안으로 인식하여 시험관련 단계별 계획들을 시뮬레이션을 통해 확인하였다.

현재 개발 중인 제어밸브에 대한 단품시험 단계에서는 설비 시스템으로부터 되먹임제어(Feed-Back Control) 없이 제어밸브의 유량 변화 특성에 따른 제어밸브 위치 제어 신호만을 제어기에 입력하게 된다. 여기서, 제어밸브의 기능시험과 기밀시험, 제어밸브의 동작과 명령에 의한 동작시간확인시험, 제어밸브의 구동정확도 확인시험 등의 일련의 시험이 이루어질 계획이다.

제어밸브 시스템시험단계(상업용 제어밸브 적용)에서는 엔진공급시스템을 모사한 시험설비로부터 계측된 압력과 유량 자료를 되먹임제어를 통해 목표치 결과에 도달하게 된다. 그리고 이미 설정된 제어 로직에 의해 제어밸브, 터보펌프, 가스발생기, 엔진을 모사하게 된다. 이를 통해 원하는 추력 및 공연비 조절이 가능하도록 제어밸브에서의 유량을 조절함으로써 결국 가스발생기의 연료공급 변화에 따른 산화제 펌프의 출력 요구변화량을 기대할 수 있다. 또한, 산화제라인에 발생된 유량 및 압력변화량에 대한 자료를 제어기에 입력시켜 각 추진제 공급라인의 특성을 최대한 제어밸브 시스템 시험에 반영하게 된다.

제어밸브 시스템시험을 목적으로 개방형 터보펌프식 엔진시스템을 모델링 하였고, 정특성 해석 결과를 기초로 각 구성품의 설계 사양을 결정하였다. 모델로 설정한 엔진사이클이 연료과잉(Fuel Rich) 가스발생기이기 때문에 추력제어

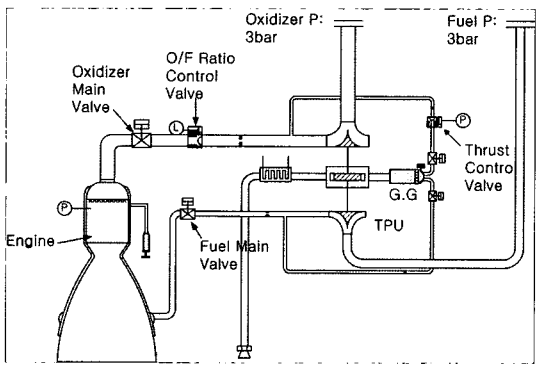

Fig. 2 Schematic Diagram of Engine System

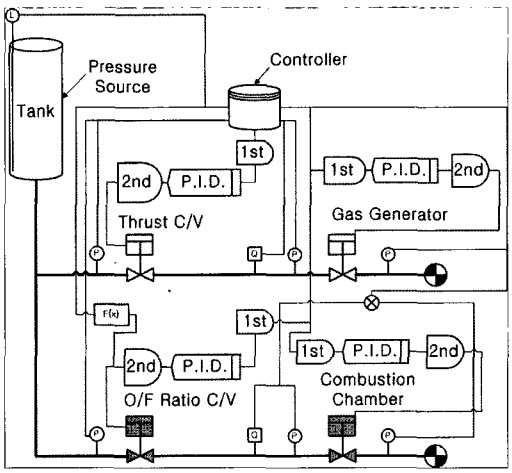

Fig. 3 Schematic for Valve Control and DAQ

를 원활히 하기 위해서는 산화제라인에 추력제어밸브를 위치되도록 하였다. 추력제어밸브와 연동되는 공연비제어밸브 또한 산화제라인에 설치되었다. 따라서 이러한 설계 목적상 산화제라인부에 한정하여 시험이 이루어질 계획이고, 모델링과 시뮬레이션 수행도 산화제라인으로 국한하여 수행하였다. 엔진시스템은 Fig. 2와 같이 구성되어 있으며 각 시스템 확인을 위해 Table 1에서와 같이 엔진시스템의 정특성 해석결과를 토대로 하여 시뮬레이션 하였다[1, 7]. 또 대상 엔진시스템의 사양은 아래와 같다.

- Open Cycle that use Gas Generator
- Combustor of Regenerative Cooling System
- Specific Impulse : 315 sec
- Propellent Mixture Ratio : 2.4
- Combustor Pressure : 60 bar
- Burning time : 200 sec
- Bi-Propellant Gas Generator Mixture Ratio : 0.308
- Mass Flow Rate of Oxidizer (LOX) / Fuel (Kerosene) : 9.1 / 21.7 [kg/s]
- Oxidizer and Fuel Supply Pressure : 3 bar
- After Stage Pressure of Oxidizer and Fuel Pump : 125/125 bar
- Main Combustion Chamber Ignition System : Hypergolic Ignition System
- Turbo Pump Starting Device : Turbine Spinner
- Pressure Loss of Thrust and Fuel-Oxidizer Ratio Control Valve : 40 bar

Figure 2에 대한 모델링을 위해 밸브와 각종 센서 및 제어기를 Fig. 3과 같이 구성하였으며 터보펌프 모사 장치는 압력조절 시스템을 통하여 요구 유량 및 압력발생을 구현하였다[7]. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 주요 산화제라인에 공연비 제어용 유량제어밸브와 연소기 전에 추력제어용 제어밸브가 위치되어 있다. 또한 엔진과 가스발생기의 압력모사가 가능하도록 가변 오리피스 역할을 하는 또 하나의 압력제어밸브를 통해 압력발생을 모사되도록 하였다. 시뮬레이션은 실제 제어밸브시험과 유사하도록 시스템 연계시험이 이루어지도록 하였다.

시스템 모델링과 시뮬레이션에서 제어밸브의 특성은 2차지연함수를 이용하여 적용하였고, 터보펌프의 응답시간은 실제 터보펌프의 지연시간으로 구현이 불가능하기 때문에 설비에 적용될 압력조절시스템의 지연시간을 적용하였다[7]. 이때의 지연시간은 정상구간에서 5 bar 감압시 0.5 sec이고, 5 bar 가압시 0.3 sec의 시뮬레이션 결과를 근거로 적용하였다[6, 7, 8, 9].

Figure 3은 Fig. 2의 시스템을 시뮬레이션하기 위한 특정 제어 영역만을 선택하여 간단히 나타낸 개략도이고, Fig. 4는 모델링을 통해 얻어진 결과를 근거로 구성된 제어밸브 성능시험을 위한 시험 설비시스템의 P&ID이다. 시스템은 초저온 상태에서 운용이 가능하도록 단품들이 구성되어 있고, 설비조건과 제어밸브 및 그 외 밸브의 설계사양은 각각 Table 2와 Table 3에 나타내었다. 각 설비 시운전과 시스템시험을 목적으로 산업용 압력제어밸브(PCV)와 유량제어밸브(FCV)를 적용하였다.

각각 밸브의 요구 차압에 일치되도록 C_v 값이 결정되었다[10, 11]. 또한 C_v 값은 Eq. 2~3에 의해서 C_q로 변환한 후 시뮬레이션을 수행하였다

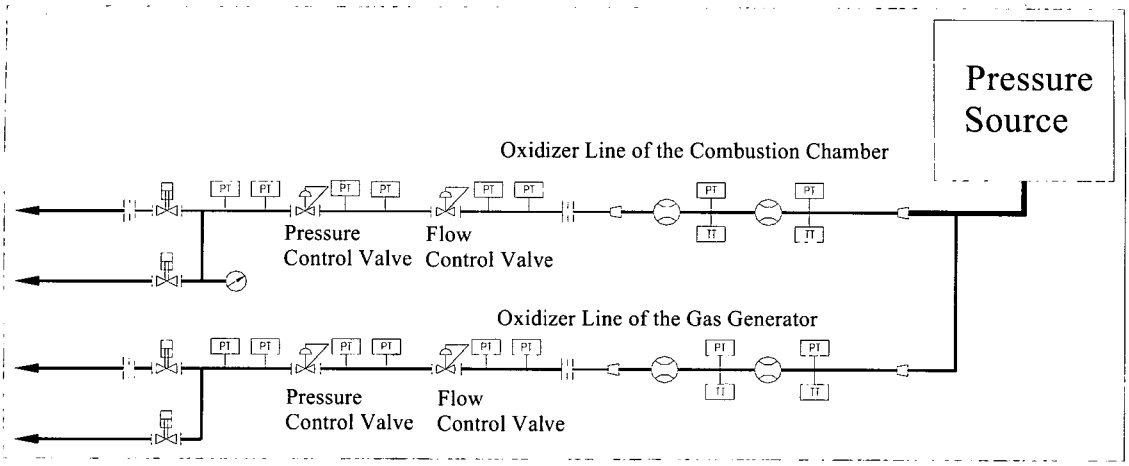

Fig. 4 Schematic Diagram of Facilities for Performance and System Test of Control Valve

[2]. 모든 밸브(산업용 제어밸브 포함)가 이상적인 유압밸브라고 가정하였으며, 모델링을 위한 제어밸브는 1, 2차 지연함수로 대치하였고 이때의 지연시간은 장착할 산업용 제어밸브의 개방 응답시간(0~100%)을 사용하였다. 응답시간은 추력제어라인 밸브의 경우 0.8 sec와 공연비제어라인 밸브는 1.2 sec를 달리 적용하였다. 유량제어밸브는 형상학적으로 등비유량특성(Equal Percentage Characteristic)을 보이는 밸브를 시스템 모델링 시 적용하였고, 설비 구축도 그에 일치하도록 반영하였다. 이와 동일하도록 실제 발사체용 제어밸브는 비행체에 장착을 고려하여 고유유량특성(Inherent Characteristic)이 등비유량특성이 되도록 제작될 계획이다[10, 11]. 배관 설계의 경우 추력제어 라인(GG)과 공연비제어라인(CC)이 유속 20 [m/s]가 되도록 직경이 설계되었고, GG 라인의 경우 유량 0.55 kg/s 기준으로 배관 직경이 8 mm (Tube 규격, 두께 1mm)이고, 그리고 CC 라인은 유량 24 kg/s 기

Table 2. System Outline

Pneumatic / Hydraulic Generation	
Inlet (Pressurizing)	GN2 (1.5 inch)
Outlet	Water or LN2 (4 inch)
Operating Temp. Range	-196 ~ 50 ℃
Pressure Regulating System for Simulating T.P.U.	
Control Process	On/Off Feedback Control
Control Range	30 ~ 140 bar
Accuracy	±0.5 % (Settling Value)
Response time	below 0.5 sec per 5 bar rising below 0.3 sec per 5 bar dropping
CC & GG Simulation	
Control Process	Pressure and Flow Control with P.I.D. Feedback Control
Valve	Equal% Flow Characteristics
Control Range	below 23 kg/s (CC Section) below 1 kg/s (GG Section)
Accuracy	±1 % (Settling Value)

Table 3. Design Parameter of Valves

Valve	Mass Flow Rate (kg/s)	Orifice Diameter (mm)	△P (bar)
AV2501 (Shut Off Valve)	≧ 1	12.7	1
AV2511 (Shut Off Valve)	≧ 5	38.1	1
FCV2511 (FCV of GG)	0.6 (MAX)	3.6	40
FCV2501 (FCV of CC)	24 (MAX)	22.9	40
PCV2511 (PCV of GG)	0.6 (MAX)	4.6	15
PCV2501 (PCV of CC)	24 (MAX)	29.3	35

준으로 배관 직경이 1.25〃(Pipe 규격, SCH 20S)을 적용하였다.

3. 결과 및 분석

이미 제시한 설계를 바탕으로 CC 라인과 GG 라인의 압력과 유량제어밸브에 PI와 PID 제어를 적용한 후 적절한 조율값을 얻기 위해 시뮬레이션을 수행하였다. 시스템의 조건에 일치되도록 도출된 최적화된 조율값을 통하여 전체 시스템과 연계된 상태 하에서 시뮬레이션을 수행할 경우 과도 및 정상상태에서 발생되는 유량, 압력 특성을 미리 예측할 수 있었다. 또한 그 결과를 토대로 추후 설치될 추력제어밸브의 성능 시험설비에 얻어진 조율값을 적용하여 그 값이 적절한지를 비교검토 할 계획이다.

시퀀스(Sequence)에 의한 압력조절시스템이 성능 100%에 도달할 때 즉, 압력이 대기압에서 125 bar까지 정상상태로 도달하는 지연시간은 시뮬레이션 결과로 볼 때 약 1 sec 이므로, 유량제어밸브와 압력제어밸브 조율시간도 같은 조건으로 적용하였다[7].

PID 조율은 배관내의 실유동 시뮬레이션에 의해 최적화되어 얻어진 인자다. 이 조율값은 급변하는 요구압력과 유량에서 어느 정도 만족할 수 있도록 우선적으로 그 값들을 취했다. Table 4, 5를 근거로 하여 Fig. 5, 6의 PI제어와 PID제어에 대해 비교 분석한 결과이며, 현재 이 시스템에 어떤 방식을 채택해도 문제가 없을 것으로 본다[5]. 목표 제어로 하여 연계시스템에 AMESim 모사기(Simulator)를 적용해본 결과, 각 요소 제어밸브의 적절한 인자를 Table 4, 5에서 회색 칸으로 표시하여 나타내었고, 얻어진 조율치는 다시 모사제어기에 입력하여 유동특성들을 파악하였다.

Figure 7, 8은 PI 조율을 통해 얻은 최적화된 조율값을 이용하고 압력과 유량제어밸브의 지연시간 성분을 고려했을 경우, 요구 압력 및 유량(Table 1 참조)의 목표점에 제대로 만족하는지

Table 4. PID Tuning Value of PCV

Cotroller	K_P	T_I	T_D
Pressure Control Valve for Simulating Combustion Chamber	1	1	0.1
	5	3	0.5
	7	9	1
	10	12	1.5
	15	20	5
Pressure Control Valve for Simulating Gas Generator	1	10	0.1
	5	20	1
	10	50	10
	20	70	50
	50	100	100

Table 5. PID Tuning Value of FCV

Cotroller	K_P	T_I	T_D
Flow Control Valve for Simulating Combustion Chamber	1	1	0.1
	7	3	1
	10	5	10
	15	10	100
	20	15	1000
Flow Control Valve for Simulating Gas Generator	1	2	0.1
	1.5	3	1
	2	5	100

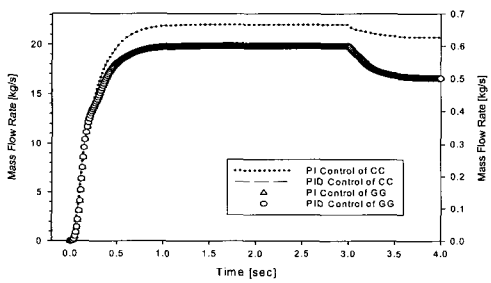

Fig. 5 Flow Characteristics by PI, PID Control

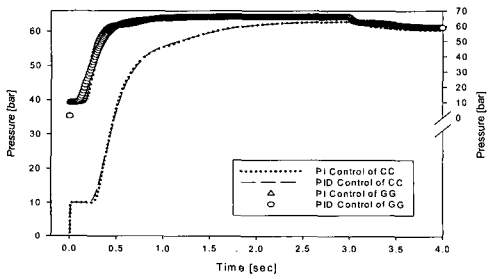

Fig. 6 Pressure Characteristics by PI, PID Control

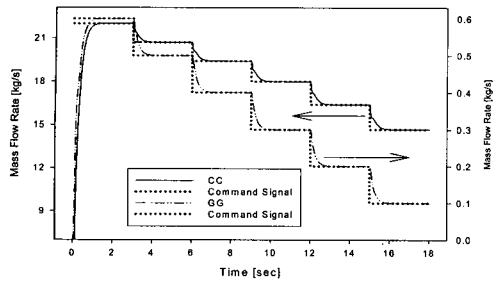

Fig. 7 Flow State by Optimization of PI Tuning

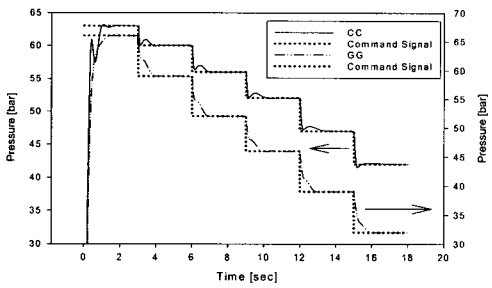

Fig. 8 Press. State by Optimization of PI Tuning

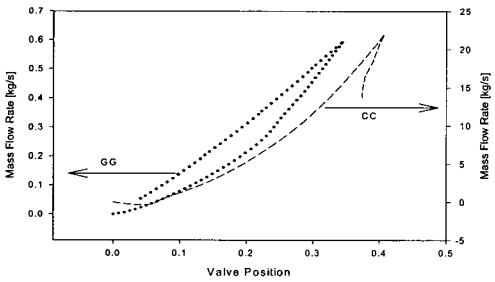

Fig. 9 Dynamic Characteristics of GG and CC Flow Control Valve by PI Control

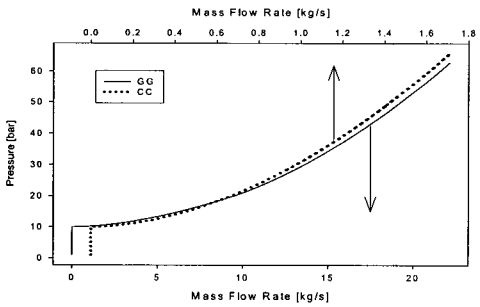

Fig. 10 Pressure to Flow Characteristics by PI Control of GG and CC Flow Control Valve

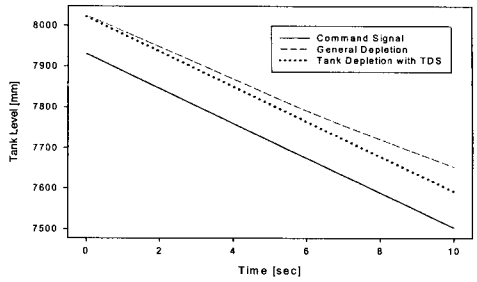

Fig. 11 Tank Level by Fuel-Oxidizer Ratio (CC) Control Valve Working

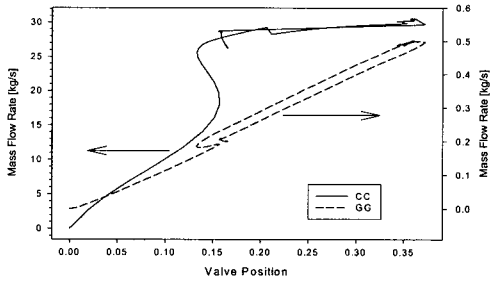

Fig. 12 Dynamic Characteristics of Control Valve with System Control

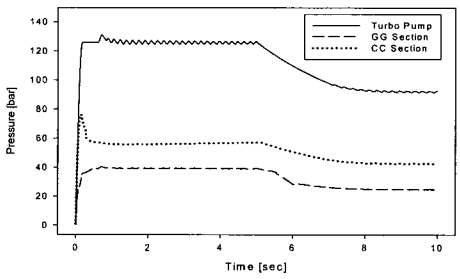

Fig. 13 Pressure States at Upstream Flow of Press. Control Valve with System Control

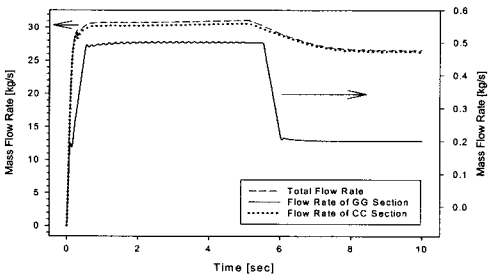

Fig. 14 Flow Rate by Flow Control Valve Working with System Control

를 보였다. 두 그림에서 볼 수 있는 것처럼 정상상태 도달하는 시간은 약 0.7sec 만큼 지연되는 것을 확인하였다. 그리고 압력제어의 경우 어느 정도의 초과량(Overshooting)과 미달량(Undershooting)이 수반되는 것을 볼 수 있었다.

Figure 9, 10에서는 등비유량특성의 제어밸브의 동특성 및 유량특성을 나타내었다. 만약 시뮬레이션 결과를 어느 정도 신뢰할 수 있다면 설계 계획으로 구축된 추력제어밸브설비의 제어기에 그 결과 값을 입력하여 동작시켜도 제어밸브의 개도 위치센서(Positioner)의 실제측정값이 Fig. 9처럼 개도(Full Open=1)에 대한 유량특성치가 그대로 반영되어야 할 것이다.

발사체 엔진시스템과 동일하도록 추력 조절이 이루어지는 절차가 가장 적절하나, 시스템의 특성을 파악하기 위해 Table 1에서 제시한 추력 99%일 때 산화제라인의 터보펌프의 후단압력이 124 bar와 추력 79%일 때 압력이 90 bar의 엔진시스템의 각각의 정특성치(2구간 적용)를 이용하여 Fig. 11-14와 같이 변화되는 유량 및 압력의 시스템 특성을 우선적으로 찾고자 하였다. 이때 적용된 PID 조율치는 Table 4, 5에서 얻어진 값들을 시뮬레이터의 제어기에 입력하여 유동특성을 보았으며, Fig. 11~14는 압력조절시스템과 각 제어밸브들이 명령 시퀀스에 따라서 발생된 유량과 압력 제어특성 확인을 할 수 있었다. 동시에 임의의 명령에 의한 TDS(Tank Depletion System) 구현을 위한 시뮬레이션 결과도 볼 수 있었다. Fig. 12는 각 제어밸브를 통한 유량특성을 나타낸 것이며, 그림에서 볼 수 있듯이 GG라인의 유량제어밸브는 등비율 특성을 보이지만 CC라인의 유량제어의 특성은 그렇지 않음을 알 수 있다. 이것은 Fig. 11에서와 같이 TDS 작동을 목적으로 탱크의 연료 측 유량을 적절히 맞추기 위해 제어기에서 임의의 명령신호를 전달 받아 CC 라인 부분의 유량제어밸브 개도가 자율적으로 변경되었음을 알 수 있었다. 따라서 Fig. 12에서와 같이 CC 라인 부분의 밸브개도에 대한 유량변화량은 복잡한 비선형 형태로 작동됨을 확인 할 수 있었고, 또한 Fig. 13, 14을 통해 이미 제시된 조건 하에서 연동되는 시스템인 경우 제어밸브에 의한 압력과 유량의 동특성 결과를 예측할 수 있었다. Fig. 14에서 볼 수 있듯이 유량 제어 설정치가 약 21 kg/s 이지만, Fig. 11, 12의 TDS 작동에 의하여 그것보다 큰 유량으로 제어되었다.

4. 결 론

제어밸브의 동특성 분석을 위하여, 연소기와 가스발생기, 터보펌프 모델링을 AMESim을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 통하여 PI 및 PID제어 방식을 현재 설계중인 시스템에 각각 적용해 보았고, 해석결과에 대한 결론과 향후 과제는 다음과 같이 정리하였다.

1. 시스템에 적용되어 운용예정인 산업용 제어밸브에 대한 PID 조율값(Table 4, 5)을 시뮬레이터를 찾아보았고, 그 값들을 모델링을 통해 구축된 시스템에 적용해본결과 어느 정도 안정적인 특성을 보였다.
2. 시뮬레이션을 통한 검토는 시험설비 설계 및 설비 단품 선정, 발사체제어밸브 설계에 반영되었으며 시스템시험을 위한 과도 및 정상상태에서 작동 특성을 미리 예측해 보았다.
3. 산업용제어밸브를 이용한 엔진모사시스템의 검증시험이 완료된 후 발사체용 모터 구동식 추력제어밸브로 대체한 일련의 시험이 이루어질 계획이다.

후 기

본 연구는 공공기술연구회에서 기본연구사업의 일환으로 시행한 "로켓엔진 추력제어기술 개발" 연구의 일부입니다.

참 고 문 헌

1. 오승협 외, "로켓엔진 추력제어기술 개발(제1차년도 보고서)," 한국항공우주연구원, 2004
2. Imagine S. A., "Thermal-Hydraulic Library," 2003
3. D. McCloy, H. R. Martin, "Control of Fluid Power : Analysis and Design," 1980
4. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," 1967
5. 이광순, "공정제어 이론과 실무," 서강대학교 화학공학과, 2001
6. Richard C. Dorf, "Modern Control Systems," 1995
7. 이중엽, 정태규, 정용갑, 김영목, "터보펌프 모사를 위한 압력조절계의 특성에 관한 연구," 추진공학회논문집, 2004
8. E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, "Fluid Transients in Systems," 1993
9. Philip M. Gerhart, Richard J. Gross, Jhon I. Hochstein, "Fundamentals of Fluids Mechanics," 1991
10. Philip L. Skousen, "Valve Handbook," 1998
11. Hans D. Baumann, "Control Valve Primer," 1998