研究論文

액체로켓엔진의 유량조절에 가변밸브의 조절기법과 플런저 형상이 미치는 영향

이중엽* · 허환일**†

Effect of Control Method and Plunger Profile of Variable Valve on Flow Control of a Liquid Rocket Engine

JoongYoup Lee* · Hwanil Huh**†

ABSTRACT

Dynamic characteristics of a flow control valve, which plays an important role in thrust and O/F control of liquid rocket engines, have been analyzed by the AMESim simulator modeling. The speed control method was proposed for the control of the flow valve equipped with a BLDC motor. The experimental results demonstrated the feasibility of systematical application as well as the performance of the speed control method. Moreover, the speed control method for BLDC motor is much simpler than the P control method in complex flow systems. With the speed control method, the control flow characteristics were evaluated according to plunger shapes. Consequently, same plunger shape proved to be more efficient in the mixture ratio control operated by two flow valves. It was also shown that the appropriate modification of plunger shapes could reduce the mixture ratio perturbation by 0.5%.

초 록

추력 및 혼합비 조절을 목적으로 제작된 유량조절밸브를 AMESim(4.3.0) 시뮬레이터를 통해 모델링을 수행했다. BLDC 모터(Brushless D.C. motor)를 이용하는 유량밸브의 조절을 위하여 속도조절기법을 제안했으며, 실험을 통해 그 성능을 보였다. BLDC 모터의 속도제어 기법을 이용하는 조절밸브는 P제어 보다 시스템 활용 시 용이하고, 유량조절 실험결과를 통해 시스템에 적용 가능성을 시사했다. 플런저 형상에 따라 유량 조절 특성을 평가했고, 두 개의 조절밸브를 이용하는 혼합비 조절의 경우 동일한 플런저 형상을 적용하는 것이 적절했다. 혼합비 조절 시 섭동 폭을 줄이기 위해 밸브 플런저의 형상을 수정한 결과 0.5%로 감소했다.

Key Words : AMESim(아메심), Flow Control Valve(유량 조절 밸브), Speed Control Method(속도조절기법), Inherent Flow Characteristics(고유유량계수), Plunger(플런저), Sleeve(슬리브), O/F Ratio(혼합비)

접수일 2011. 8. 1, 수정완료일 2011. 10. 5, 게재확정일 2011. 10. 10
* 정회원, 한국항공우주연구원 미래로켓추진팀
** 종신회원, 충남대학교 항공우주공학과
† 교신저자, E-mail: hwanil@cnu.ac.kr

Nomenclature

A : Flow area [m^2]

C_q : Flow coefficient
C_{qm} : Maximum flow coefficient
D_h : Hydraulic diameter
I : Current of armature [A]
J : Inertia [kg · m^2]
K : Constant of counter electromotive force [N · m/A]
L : Inductance of motor [H]
Q : Volumetric flow [m^3/s]
T_{em} : Torque of electromagnetic [N · m]
T_L : Torque of load [N · m]
U : Voltage [V]
a_c : Variable flow area [m^2]
a_h : Area of the hole [m^2]
cd_p : Clearance on a poppet diameter [m]
c_r : Clearance on the poppet radius [m]
d_a : Diameter of a poppet corresponding to the flow surface [m]
d_p : Diameter of a plunger poppet [m]
d_q : $d_p + cd_p$ [m]
k : Continuity coefficient
l_c : Cone length [m]
x_l : Effective sleeve displacement [m]
$\triangle P$: Differential pressure [Pa]
α : Cone semi-angle [deg]
λ : Flow number
λ_{crit} : Critical flow number
ν : Kinematic viscosity [m^2/s]
ρ : Density [kg/m^3]
ω : Angular velocity [rad/sec]

1. 서 론

일반적으로 로켓엔진에 사용되는 유량조절밸브는 직류 전기모터를 사용하는 구동방식이 주로 사용된다[1]. 유압 및 공압 액추에이터의 경우, 유압 및 공압 시스템이 별도로 필요하기 때문에 시스템이 복잡해진다. 또한 설계 변경이 필요할 경우, 유공압 시스템도 같이 변경해야 하는 단점이 있다. 그러나 전기모터 액추에이터를 이용할 경우 방식이 간단하고 전압 조절 등 전기적 조절을 통해 설계 변경이 가능하므로 설계 자유도가 크다. 이와 같이 전기모터를 사용한 조절밸브는 발사체 선진국인 러시아, 미국, 유럽 등에서는 활발히 개발되어 로켓엔진에 사용되고 있다. 특히 액체 추진제를 사용하는 로켓의 경우, 설계된 임무 비행에 따른 추력을 유지하거나 위성 및 우주인 보호를 위하여 추진기관 추력감소를 수행한다. 즉, 추진제의 유량을 설정된 추력 프로파일에 일치하도록 일정하게 유지 및 조절을 위해 고정 오리피스가 아닌 전기모터 방식의 유량조절밸브를 통하여 능동비행을 실현한다[2]. 또한 비행용 부품과 장치는 무게 제한이 엄격하여 산업용으로 주로 이용되는 유공압 액추에이터를 적용하는데 문제가 있다. 무게비와 구조비가 상대적으로 우수한 전기모터 방식의 유량조절 밸브는 유로부 자체가 액추에이터에 가용되는 힘이 미비한 구조인 동축형 (Coaxial in-line poppet type) 밸브로 제작되어 있다.

본 논문은 추력 및 혼합비 조절을 목적으로 제작된 유량조절밸브에 대해 아메심(AMESim)을 이용하여 모델링을 수행했고[3], 조절 당시 조절밸브의 모터구동과 유량조절을 위한 물리적인 특성을 예측했다. 밸브의 유량 조절을 위해 모터에 대한 속도조절기법(SCM, Speed Control Method)을 제시했고, 산업 현장에서 사용되는 비례제어기와 그 기법을 비교 및 분석했다. 또한 속도조절기법을 이용한 유량조절 실험을 수행했고, 주어진 한계값(Threshold)에 따라 원하는 조절이 가능한지를 검토했다. 같은 특성을 가지는 2개의 유량조절밸브를 이용하여 혼합비 조절을 모사했고, 밸브의 플런저 형상에 따른 혼합비 영향을 평가했다. 이와 더불어 수정 된 플런저 형상을 이용하여 최적의 혼합비 조절 가능성을 보였다.

2. 본 론

2.1 제어밸브 모델링을 위한 수력학적 이론

Figure 1에서 같이 모델링을 위한 조절 밸브는

크게 슬리브(Sleeve)와 플런저(Plunger)로 나눌 수 있다. 모터와 감속기어로부터 발생 된 토크는 슬리브에 의해 회전운동이 직선운동으로 변환된다. 슬리브와 플런저에 의해 유로면적이 가변되고 동시에 유량조절을 수행하게 된다[4, 5].

일반적으로 유량을 조절하고 개폐하는 조절밸브는 시트(Seat)가 없으며 일반적인 콘형 포핏 밸브이다. 가변 오리피스 면적을 계산하기 위해 수력학적 직경과 유동면적을 사용한다. 콘형 포핏 밸브는 Fig. 1과 같이 기밀을 위한 시트가 존재하지 않는다. 최소 유로 면적은 플런저의 곡률부와 슬리브에 의해 결정되며, 최소 면적은 Fig. 1의 지점1과 지점2로 나누어져 유동이 발생되고 압력차에 의해 지배된다.

유압 시스템에서 오리피스 앞단의 면적이 오리피스 면적 보다 크고, 오리피스를 통과할 때 케비테이션(Cavitation) 발생되지 않으며, 점성효과를 무시한다면 Eq. 1과 같은 유량 식으로 나타낼 수 있다[6-8].

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

여기서, $C_q = C_{qm} \tan\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right)$

$$= C_{qm} \tan\left(\frac{D_h \sqrt{\frac{8|\Delta P|}{\rho}}}{\nu\ \lambda_{crit}}\right)$$

최대유량계수(C_{qm})는 임계유량수(λ_{crit})가 100으로 근접하면 약 0.7에 수렴한다.

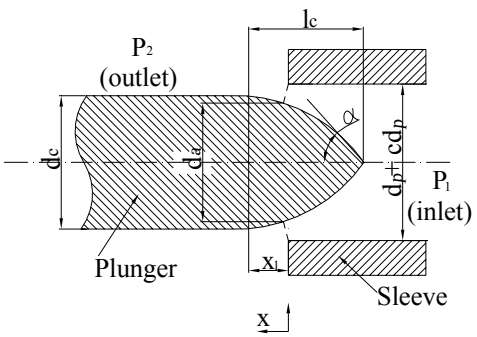

Fig. 1 Schematic of plunger shape

유로 면적이 변하는 조절밸브의 모델링을 수행하기 위해 동심 환(Annular) 모양의 면적을 계산하고, 플런저의 선형 왕복운동을 통해 유량면적이 결정되면 스트로크 변위에 따라 결정된 체적변화량과 수력학적 직경을 다음과 같이 정리할 수 있다.

2.1.1 Overlap region ($x_l \le 0$)

중첩되는 영역(Fig. 1)에서의 가변면적 a_c는 Eq. 2와 같이 나타낸다. 슬리브가 플런저로 이동하여 최대 중첩한 상태가 최소 오리피스의 유동면적을 이루고, 유량은 최소인 상태가 된다. 슬리브를 통과 후 체적은 각각 Eq. 3과 Eq. 4와 같으며, 체적변화량은 Eq. 5와 Eq. 6과 같이 나타낼 수 있다. Eq. 7을 통해 유량직경은 곧 플런저의 직경이 되며, 유로 면적은 Eq. 8과 같이 계산된다.

$$a_c = \frac{\pi}{4}(d_q^2 - d_a^2) \tag{2}$$

$$v_1 = 0 \tag{3}$$

$$v_2 = a_c \cdot x_l \tag{4}$$

$$\frac{dv_1}{dx} = 0 \tag{5}$$

$$\frac{dv_2}{dx} = a_c \tag{6}$$

$$d_a = d_p \tag{7}$$

$$A = \pi(d_p + c_r)c_r \tag{8}$$

플런저가 슬리브와 최소 근접하여 중첩 될 당시의 유량식은 Eq. 9와 같으며, 수력학적 직경(Hydraulic diameter)은 Eq. 10과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{nom} = \frac{\pi\, d_p\, c_r^3}{12\,\rho\,\nu}\,\frac{\Delta P}{k + x_l} \tag{9}$$

$$D_h = \frac{4\pi(d_p + c_r)\frac{c_r}{\cos\alpha}}{\pi(2d_p + cd_p)} \tag{10}$$

Equation 9에서의 연속계수(Continuity coefficient) k 는 Eq. 11에 의해 정의된다.

$$k = \frac{\pi\, d_p\, c_r^3}{12\,\rho\,\nu}\,\frac{\Delta P}{Q_{local}} \tag{11}$$

Equation 11에서 Q_{local} 은 오리피스 유량식인 Eq. 1에 의해 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$Q_{local} = C_q A \frac{\rho}{\rho_0}\sqrt{\frac{2|\triangle P|}{\rho}} \tag{12}$$

2.1.2 Variable region $(0 < x_l < l_c)$

슬리브가 가변되는 영역에서는 유효 스트로크 변위가 유량발생에 지배적이게 된다. 초기 유동력(Flow force)과 점성력은 액추에이터에 의한 힘의 평형 관계가 이루어지면서 슬리브의 위치가 결정된다. Fig. 1에서 지점1 (P_1)과 지점2 (P_2)의 체적은 Eq. 13과 Eq. 14이며, 각 지점의 체적 변화량은 Eq. 15와 Eq. 16으로 나타낼 수 있다.

$$v_1 = \frac{\pi}{2}\left[d_p - \frac{2}{3}\cdot x_l \cdot \cos\alpha\,\sin\alpha\right]\times \left(x_l^2\cos\alpha\,\sin\alpha - c_r\cdot x_l\cdot\tan^2\alpha\right) \tag{13}$$

$$v_2 = a_c \cdot x_l - v_1 \tag{14}$$

$$\frac{dv_1}{dx} = \pi\begin{pmatrix} \frac{1}{2}d_p\cdot x_l\cdot\sin 2\alpha \\ -\frac{d_p}{2}c_r\cdot\tan^2\alpha - x_l^2\cdot\cos^2\alpha\,\sin^2\alpha \\ +\frac{2}{3}c_r\cdot x_l\cdot\sin\alpha\,\cos\alpha\,\tan^2\alpha \end{pmatrix} \tag{15}$$

$$\frac{dv_2}{dx} = a_c - \frac{dv_1}{dx} \tag{16}$$

힘 균형을 통해 결정된 유동직경은 Eq. 17과 같고, 당시 형성된 유로면적은 Eq. 18로 나타낼 수 있다.

$$d_a = d_p \cdot x_l \cdot \sin 2\alpha/2 \tag{17}$$

$$A = \pi(d_p + c_r - x_l\cdot\sin\alpha/2)\times \left(x_l\cdot\sin\alpha + \frac{c_r}{\cos\alpha}\right) \tag{18}$$

여기서, 플런저 콘에 의해 형성된 단면적은 홀(hole) 면적식인 Eq. 19에 제한되고, 당시 수력학적 직경은 Eq. 20과 같이 나타낼 수 있다. 본문에서 제시한 고유유량계수의 프로파일은 Eq. 19와 Eq. 20을 통해 구하며, Eq. 1과 동시에 계산하면 고유유량계수를 유량과 압력차로 환산할 수 있다.

$$a_h = \frac{\pi}{4}d_h^2 \tag{19}$$

$$D_h = \frac{4A}{\pi(d_h + d_a)} \tag{20}$$

여기서, $d_h = d_p + cd_p$ 이다.

당시 발생 된 정격 유량 Q_{nom} 은 Eq. 9를 이용한다.

2.1.3 Underlap region $(x_l > l_c)$

슬리브 변위가 플런저의 콘의 길이 보다 큰 상태이고, 이때는 플런저가 슬리브 뒤로 이격 된 상태이다. Eq. 21부터 Eq. 24까지와 같이 변위 체적과 체적 변화량으로 나타낼 수 있다.

$$v_1 = a_c\cdot x_l - v_2 \tag{21}$$

$$v_2 = \frac{\pi}{4}(x_l - l_c)\left(d_p - d_r - \frac{l_c}{\tan\alpha}\right)^2 \tag{22}$$

$$\frac{dv_1}{dx} = a_c - \frac{dv_2}{dx} \tag{23}$$

$$\frac{dv_2}{dx} = \frac{\pi}{4}\left(d_p - \frac{l_c}{\tan\alpha}\right)^2 \tag{24}$$

유동직경은 Eq. 25와 같고, 유로 면적 형태로 나타내면 Eq. 26과 같다.

$$d_a = d_p - l_c \cdot \tan\alpha \tag{25}$$

$$A = \pi \cdot d_h \sqrt{x_l^2 + (c_r + l_c \cdot \tan\alpha)^2} + k \tag{26}$$

Eq. 26에서의 연속계수 k는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$k = \pi(d_p + c_r - l_c \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha) \times \left(l_c \cdot \sin\alpha + \frac{c_r}{\cos\alpha}\right) \times -\pi \cdot d_h \sqrt{l_c^2 + (c_r + l_c \cdot \tan\alpha)^2} \tag{27}$$

슬리브 홀의 면적은 Eq. 19를 이용하고, 수력학적 직경은 Eq. 28이다.

$$D_h = \frac{4A}{\pi d_h} \tag{28}$$

2.2 속도조절기법의 소개

본 연구에서 시뮬레이션을 위해 사용된 기법은 크게 2가지이며, 속도조절기법(이하, SCM)과 비례제어(P Control)이다. 각각의 알고리듬을 이용한 밸브의 유량조절은 Fig. 2의 블록 다이어그램으로부터 확인 할 수 있다. 주 조절기(Host controller)에서 SCM과 PID의 이득을 설정할 수 있다. PI 제어기를 이용한 모터 전용 드라이버가 주 조절기로부터 지령을 받아 BLDC 모터 회전수를 조절하며, 이 때 홀(Hall) 센서를 통해 모터 각속도에 대한 피드백 제어를 수행한다. 모터로부터 발생된 토크는 감속비 기어와 최종 슬리브를 통해 증감을 반복함으로써 밸브 후단부의 압력과 유량을 조절한다.

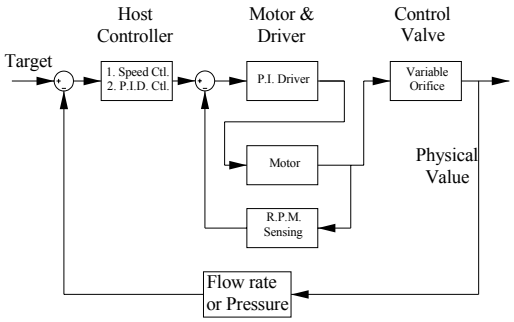

Fig. 2 Block diagram for flow control

Figure 3과 같이 SCM은 이득 스케줄(Gain scheduling) 방식을 이용하며, 참고치에 대응하여 다양한 이득 성분을 적용할 수 있다. 결과적으로 PID 제어기 중 비례제어기와 유사한 특징을 보인다. 그러나 이미 계산을 통해 알고 있는 실제 모터의 각속도값(슬리브의 열림 및 닫힘 속도)을 분리 후 입력하는 방법에서 비례제어기와 차이점이 있다. 즉, 비례제어기를 이용 시 목표시간에 조절되도록 지상에서 시행착오적 튜닝(Tuning) 절차를 먼저 거쳐야 한다.

Figure 3에서 볼 수 있듯이 SCM은 S1(첫 번째 모터 각속도의 지령)의 기울기로 SP1에 신속하게 수렴하고, SP1 한계값을 벗어나면서 S1 보다 완만한 기울기인 S2(두 번째 모터 각속도의 지령)로 SP2에 도달한다. 즉, 단계별 목표치에 대한 각속도의 스케줄링을 수행한다면 신속하면서 안정적인 결과를 획득할 수 있을 것 이다.

본 논문에서 SCM은 두 개의 각속도를 갖도록 한계값을 두고 시뮬레이션 및 실험을 수행했다. 만약 한계값을 여러 개 나눠 설정 할 경우 더 적절한 수렴결과를 얻을 수 있을 것이다. 여러 개의 한계값을 이용하기 때문에 모터 및 기어 등의 기계적인 관성에 의한 오버슛(Overshoot)이나 언더슛(Undershoot)을 배제할 수 있고, 모터 각속도의 한계값에 따라 일방적으로 지령하므로

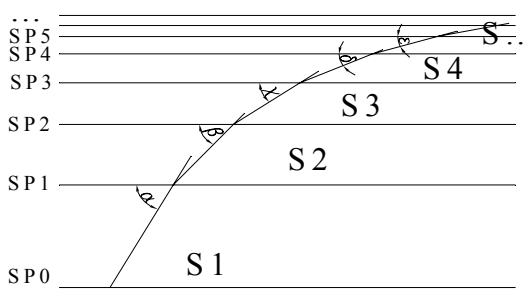

Fig. 3 Conceptual diagram of the SCM

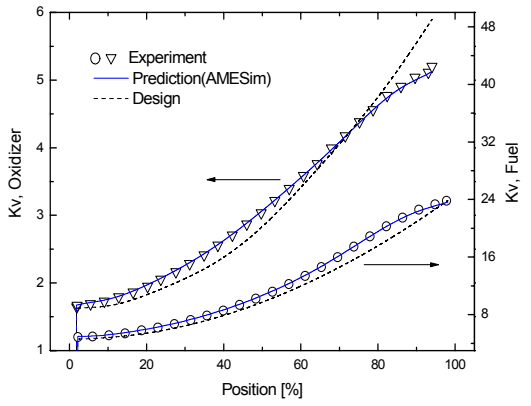

Fig. 4 Kv of oxidizer and fuel control valve [11]

조절 결과가 선형성을 보이는 장점이 있다. 특히 최대 및 최소 각속도에 대한 설정이 자유로운 관계로 액체로켓과 같이 일정추력을 유지하다가 저 추력으로 변경 시 특히 유용할 것이다. 또한 극저온 및 고압의 극한 환경에서 지속적이면서 안정적인 유량조절 특성을 보인다. 모터의 각속도를 인지하고 있다는 것은 추력 변경 시 조절하고자 하는 추력 조절 시점도 간단히 예측할 수 있다는 것이다. 특히 SCM은 직접적으로 모터의 각속도를 설정하여 조절하는 방식인 관계로 설정된 각속도에 대한 최소에서 최대 스트로크까지 도달하는 응답시간을 계산이나 단품 실험을 통해 간단히 정보를 확보할 수 있다.

SCM을 이용한 시뮬레이션은 S1(최대 각속도)과 S2(최소 각속도)의 경우 각각 7,500 rpm과 1,000 rpm을 설정하여 수행했다. 각 조절밸브에 설정된 유량 한계값은 목표값 대비 ±0.01 kg/s 이다. 비례제어기의 경우 이득을 100, 10, 1을 적용했고 스케줄링은 없다.

2.3 액추에이터

실제 BLDC와 DC 모터를 위한 동특성 비교(시뮬레이션 결과)에서 두 모터간의 우위를 판단하기 힘들며, 제어 및 성능 측면에서도 유사한 특성을 보인다[9]. 따라서 본 논문에서는 시뮬레이션의 단순화를 위해 그 특성이 동일한 DC 모터를 이용하여 BLDC 모터의 각속도 조절에 대한 시뮬레이션을 수행했다. Eq. 29와 Eq. 30을 이용하여 DC 모터의 소모전류에 대한 모터 각속도와 토크를 계산할 수 있다[9, 10].

$$J\frac{dw}{dt} = T_{em} - T_L = 0 \tag{29}$$

$$T_{em} = KI \tag{30}$$

인덕턴스 식을 이용하여 미소 영역에서 시간차에 대한 전류의 변화량을 Eq. 31의 형태로 나타낼 수 있으며, 이때 전류 변화율은 아마추어 전류의 상태변수로 다시 쓸 수 있다.

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U_2 - U_1 - RI + K\omega}{L} \tag{31}$$

모터 드라이버에서 각속도 지령을 내리면 모터의 회전비와 토크가 발생되며, 기어에 따른 감속비는 최종축의 랙과 피니언(Rack and pinion)으로 전달되고 결국, 슬리브와 플런저간의 왕복시간과 이동거리를 결정하게 된다.

2.4 속도조절기법을 이용한 유량조절

액체로켓추진기관은 일정 비율의 산화제와 연료에 의하여 연소 후 추력을 발생시킨다. 그러나 본 논문에서는 연소를 위한 혼합비의 논의는 제외한다.

SCM과 비례제어기의 비교를 위해 2가지 프로파일을 가지는 플런저를 선정했으며 Fig. 4와 같다[11]. Fig. 4에서 산화제와 연료조절 밸브의 고유유량계수(Inherent flow characteristics)를 나타냈다[12]. Eq. 19와 Eq. 20을 이용하여 Fig. 4의 선형(Linear)과 Equal percentage(EQ%)를 수정한 형태의 비선형 프로파일(점선)을 확보할 수 있다. 제작이 완료 된 조절밸브는 유동 실험을 통해 고유유량계수에 대한 프로파일을 획득할 수 있고, AMESim을 이용하여 다양한 스트로크 대비 수력학적 직경과 유량면적을 환산(Fig. 4의 실선)할 수 있다. AMESim은 실험에서 확보된 고유유량계수 프로파일을 이용함과 동시에 검증된 프로파일 정보를 이용하므로 예측 시뮬레이

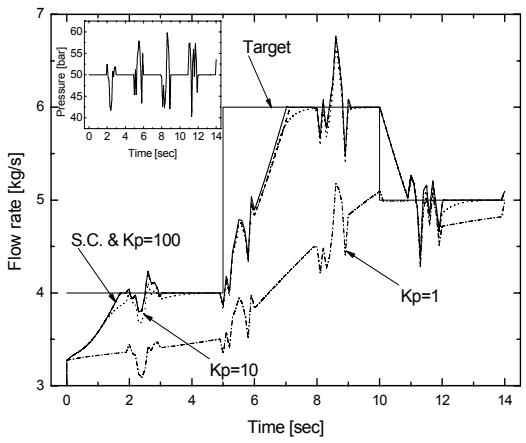

Fig. 5 Flow control by oxidizer control valve

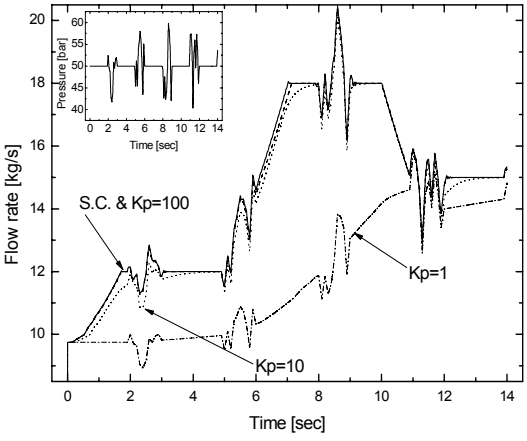

Fig. 6 Flow control by fuel control valve

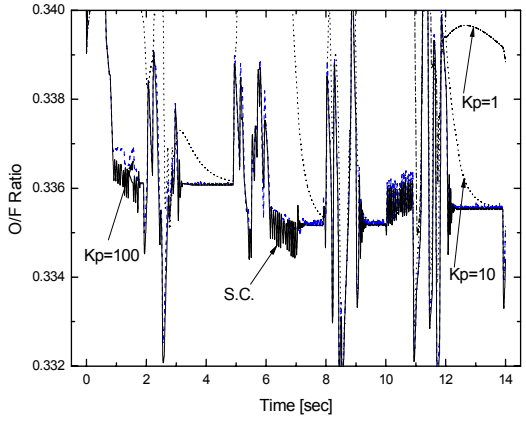

Fig. 7 Comparison of O/F ratio according to control methods

션 결과를 신뢰할 수 있다.

액체로켓추진기관(한국형발사체)의 경우 추력 및 혼합비의 튜닝을 위한 조절밸브는 터보펌브의 후단부에 위치하고 있다. 연료와 산화제펌프는 동일 축에서 같은 회전수를 이용하여 토출하는 방식을 채택하고 있다. 그러므로 시뮬레이션에서 적용 된 외란(Disturbance)은 펌프후단부의 연료와 산화제 배관에서 동시에 발생될 수 있다. 회전특성이 같다면 입력유동의 외란유형도 유사할 것으로 가정한다. 그러나 추진제에 따라 플런저 프로파일이 다르므로 조절특성은 다르다. Fig. 5부터 Fig. 9까지는 각 조절밸브의 전단부에 임의의 압력 외란을 입력하고, Fig. 4의 산화제 및 연료 밸브의 고유유량계수 프로파일과 SCM 알고리듬을 이용한 유량 조절 결과이다. Fig. 5에서 입력 된 압력 외란 폭은 50±10 bar 이내 수준이다. 또한 Fig. 5와 같이 계단입력을 두어 각 기법의 정착시간(Settling time)을 비교하고, 강건한(robust)지를 파악한다.

SCM은 비례제어기의 비례이득(K_p)을 크게 적용한 경우와 유사한 특성을 보였다. 그러나 비례제어기에서 작은 비례이득을 적용 시 발산했다. 일반적으로 외란이 존재하면 비례제어기의 경우 정상상태의 오차가 존재할 수 있어서 대부분 비례이득을 크게 설정하여 정상상태 오차를 줄이도록 한다. 이론상으로 비례제어기의 이득을 증가시키면 곧 큰 제어량이 요구되지만, 시뮬레이션에서는 실제와 같도록 모터 전용 드라이버인 PI 제어기를 포함하여 모사했기 때문에 상위제어기인 비례제어 만으로도 목표값에 수렴했을 것으로 판단된다. 그러나 SCM은 모터전용 드라이버가 존재하지 않는 DC 모터의 단일제어에서도 강인한 제어특성을 보였다[13].

Figure 5와 Fig. 6은 산화제 조절밸브의 유량조절 특성과 연료밸브의 유량특성을 각각 보인 것이다. 산화제조절밸브에 적용 된 압력 외란이 동일하게 연료조절밸브에도 적용된다. 또한 혼합비 조절을 위해 Fig. 6에서의 목표값은 임의의 계단입력이 아닌, Fig. 5의 산화제 조절밸브에서 획득 된 유량 값이다. 이 유량값에 3배를 곱하여 연료 조절밸브의 동기화 된 목표값으로 사용한

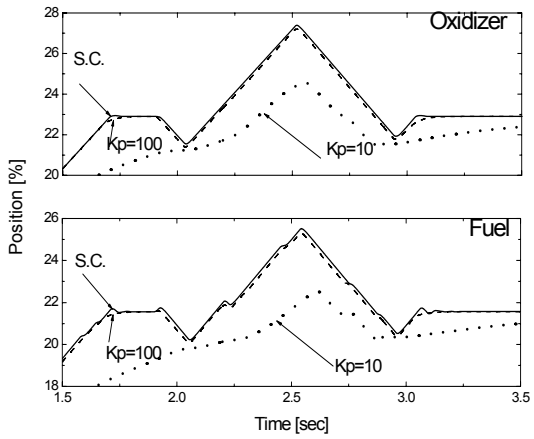

Fig. 8 Position of control valve by control methods

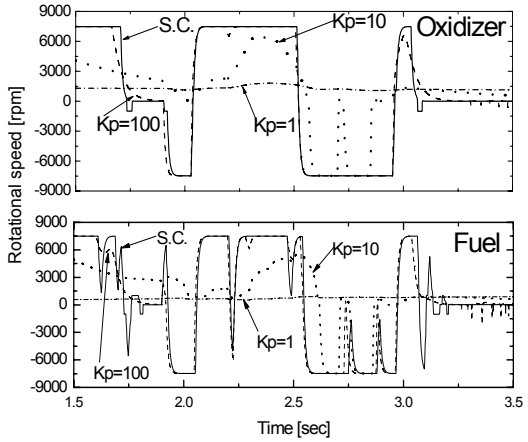

Fig. 9 RPM of motor for control valve

다. 여기서 3배의 크기는 결과 확인을 위해 임의로 선정 한 수치이며, 로켓추진기관측면에서는 연료 과잉 상태를 모사하기 위함이다.

Figure 7은 혼합비의 특성을 비교하기 위해 각 기법에 따라 발생된 유량을 O/F비로 계산하여 확대한 것이다. 개방사이클에서 가스발생기의 연료과농 형태의 혼합비는 연소가스 온도에 직접적으로 연관된다. Fig. 7에서 SCM은 비례이득을 크게 가져가는 비례제어기와 유사하게 모든 영역에서 유사한 양상을 보였다. Fig. 5와 Fig. 6의 외란 섭동이 가장 크게 작용한 8~9 s 구간에서 +19.4%와 -16% 섭동을 보이지만, Fig. 7의 혼합비제어 결과는 목표 대비 +2.4%와 -0.6%의 섭동을 보였다. 이것은 연료와 산화제 펌프가 동일축을 이용하여 회전한다고 가정 할 경우, 비록 외란이 입력되더라도 혼합비 측면에서는 섭동이 상쇄되는 것을 의미한다.

Figure 8은 초기 과도 구간(1.5~3.5 s)을 중심으로 산화제 및 연료 조절 밸브의 최종축 개도(Position)분포를 나타 낸 것이며, 정착점에 도달할 당시의 지연시간과 조절 형태를 볼 수 있다. Fig. 9는 Fig. 8의 동일한 구간에 대해 산화제 및 연료 조절밸브의 모터 각속도 특성을 보여 준 것이다. 비례이득을 크게 적용할 경우 SCM 대비 비선형적인 모터 구동 특성(Fig. 9)을 보이고, SCM은 최대 및 최소 각속도인 7,500과 1,000 rpm이 설정 된 한계값(±0.01 kg/s) 영역에서 선형적으로 조절됨을 알 수 있다.

2.5 속도조절기법을 이용한 실험

실험은 밸브의 조절특성을 정확히 분석하기 위해 실제 시스템을 모사하는 설비를 이용하여 수행했다. 조절밸브의 가압 소스는 대유량 및 고압 조절이 가능하도록 가압가스자동조절시스템을 이용했다. 각기 다른 특성의 솔레노이드 밸브 모듈을 사용하는 관계로 급변 압력조절이 가능하다. 설비의 가압탱크 설계압력은 180 bar이며 유체 저장 부피는 6,600 ℓ이다. 실험 시 탱크 얼리지(Ullage)가압은 GN2를 이용하고, 작동유체는 상온의 물을 사용한다[14, 15].

혼합비 조절 실험을 위해 질량 유량 측정은 필수적이다. 이를 위해 이미 실험에서 확보 된 고유유량계수 프로파일을 조절기에 입력한 후 플런저의 위치에 따라 체적 유량을 실시간으로 환산토록 했다. 이 때 체적유량은 유동에서 계측된 차압과 온도 값을 보간(Interpolation)하여 질량 유량으로 계산한다. 처리된 값들은 유량조절을 위해 참고 신호로 이용할 수 있다. 이것은 지상에서 검증 된 조절밸브의 고유유량계수와 실제 센서로부터 측정 된 차압 및 온도값 만으로도 밀도가 변하는 유체의 질량유량을 획득할 수 있다.

Figure 10에서는 실험을 위해 제작 된 플런저 프로파일 형상이다. 선형과 EQ%의 중간 형상이고

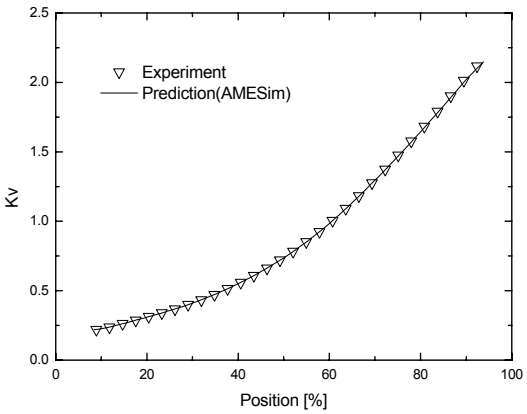

Fig. 10 Comparison of Kv for oxidizer control valve

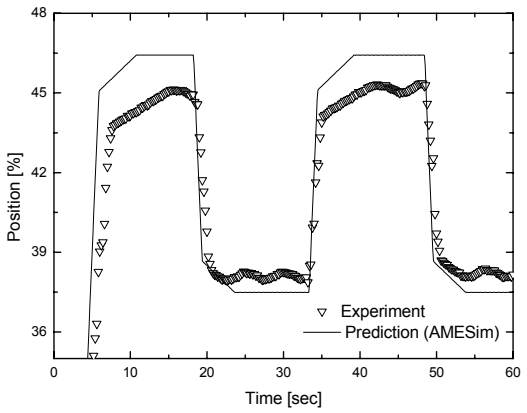

Fig. 12 Comparison of position for oxidizer control valve

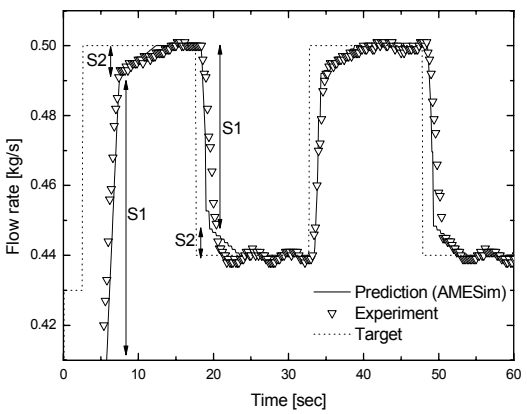

Fig. 11 Test result of flow control using oxidizer control valve

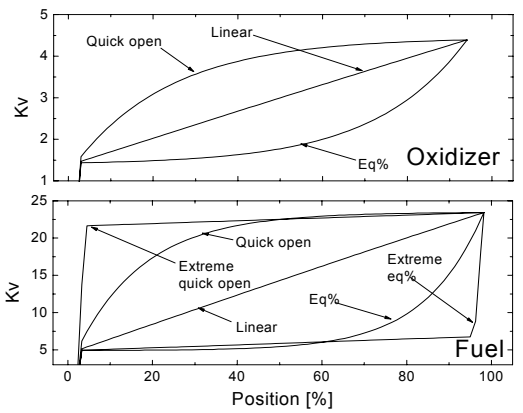

Fig. 13 Kv profiles for simulation of a control valve

프로파일의 60% 이상과 40% 이하에서 각기 다른 기울기 갖는 유량 조절 특성을 갖는다. Fig. 11은 실험과 AMESim 예측을 서로 비교 한 것이며, 실험과 모델링 결과가 서로 일치함을 알 수 있다. 조절기법은 2. 4절에서 검증 된 SCM을 이용했고, 한계값은 유량 측정값의 ±0.01 kg/s이며, 최소 각속도는 최대 각속도(4,500 rpm)의 10%를 설정했다.

Figure 11에서와 같이 실험을 통해 확보 된 고유유량계수를 AMESim의 입력파일로 사용할 수 있고 동시에 동특성 해석에 의한 물리적 결과로도 예측할 수 있다. Fig. 12는 슬리브를 작동 시 변화 된 최종축의 개도이다. 조절밸브의 개도 증감에 따라 약 3%의 오차를 보이는 것을 알 수 있는데, 이것은 밸브 내의 랙과 피니언, 감속비에서 발생된 기계적 히스테리시스(Hysteresis)가 원인으로 판단된다.

2.6 플런저 형상에 따른 유량 조절특성

배관의 길이나 마찰, 배관 내에 장착 된 오리피스 등의 영향으로 유량 대비 압력차가 발생한다. 압력차가 크게 작용하는 위치에 선형 플런저 밸브를 장착 할 경우 비선형 특성을 피할 수 없다[12]. 오히려 EQ% 플런저 형상이 선형적인 결과를 보이므로 예측 및 조절측면에서 용이할 수 있다. 기 제시한 로켓 추진기관에서 플런저 형상

에 따른 혼합비 특성 변화를 검토하기 위해 Fig. 13과 같이 프로파일을 선정했다.

일반적으로 조절밸브의 형상은 선형(Linear) 및 EQ%(Equal percentage), QO(Quick open)로 나눈다[12]. 산화제 밸브는 Fig. 13의 3가지 유형의 플런저 형상 중, 장착 특성을 고려하여 선형적인 유량을 이끌어낼 수 있는 EQ%를 선택하고, 연료밸브는 급격한 유량의 증감이 가능하도록 급변(Extreme) EQ%와 급변 QO의 플런저를 추가(총 5가지 플런저 형상)하여 시뮬레이션 했다. 연료 과농을 유지하기 위해 밸브 개도에 따른 고유유량계수는 산화제 밸브 대비 연료 밸브를 최대 5배 크기가 되도록 설정했다. 알고리듬은 앞 절에서 제시한 오직 SCM을 이용하여 각 밸브를 조절한다. 혼합비 조절은 Fig. 5에서부터 Fig. 9까지 수행했던 같은 방법을 이용한다. 또한 산화제 및 연료 조절밸브의 전체 개도를 사용할 수 있도록 형상 프로파일에 따른 조절 특성을 검토할 수 있도록 했다.

산화제 밸브의 유량결과는 환산된 연료 밸브의 유량 목표치가 되며, 각 형상에 따른 유량 특성 결과는 Fig. 14를 통해 확인 할 수 있다. 유량 조절을 위해 동작한 연료밸브의 최종축 개도 곡선은 Fig. 15이다. 특히 Fig. 14에서 산화제 밸브의 플런저는 EQ%를 이용하고 동시에 연료밸브의 급변하는 플런저를 이용할 경우, 섭동이 상대적으로 큰 것을 알 수 있다. Fig. 13의 급변 EQ%와 급변 QO을 보면, 개도에 대한 Kv의 기울기가 매우 완만하게 증감하는 대신 개도는 급격하게 변화된다. 그러나 임무에 따라 급변하는 유량이 필요한 시스템에서 기울기가 완만한 영역을 피할 수 있다면 고려 할 수 있는 플런저 형상이다. Fig. 14에서 EQ%의 산화제 밸브를 선형의 연료 밸브 플런저 또는 QO의 연료 밸브와 조합을 이룬 경우, 산화제 밸브가 임의의 목표값에 따라 유량 조절은 이루어졌지만 혼합비를 위해 연계 된 연료밸브는 최대 각속도 제한과 플런저 형상의 한계로 결국 추종하지 못함을 알 수 있다.

Figure 16에서 산화제 밸브와 연료밸브가 같은 플런저 형상을 갖는 EQ%-EQ%의 조합인 경우,

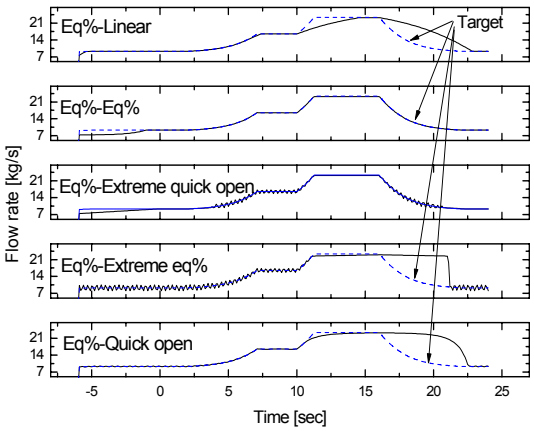

Fig. 14 Flow control by fuel control valve according to different shapes

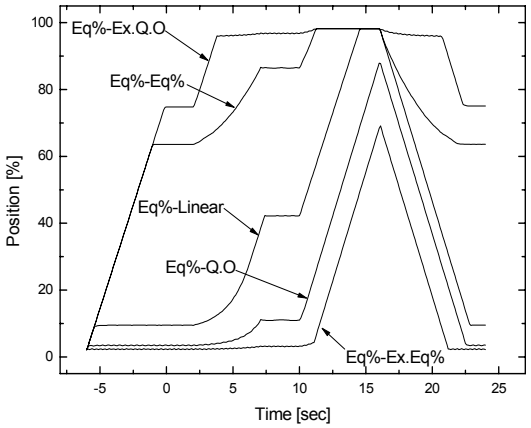

Fig. 15 Position of fuel control valve by shapes

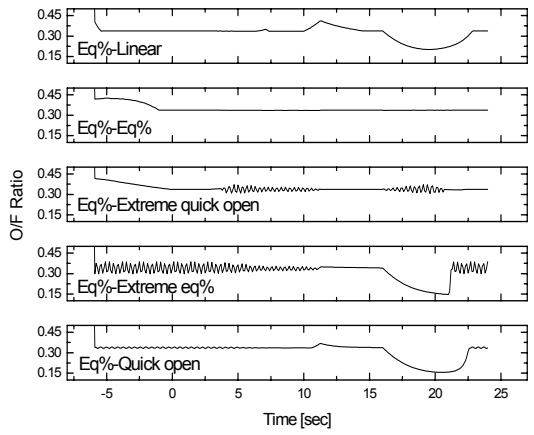

Fig. 16 Comparison of O/F ratio

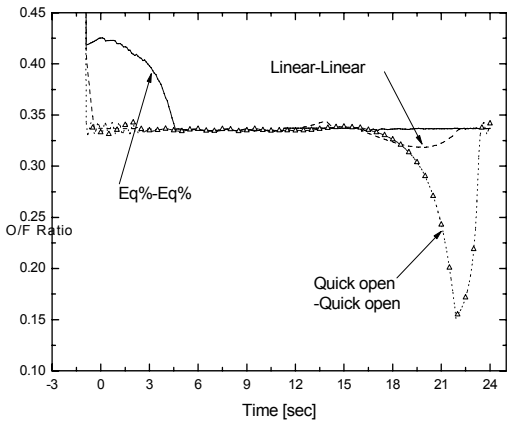

Fig. 17 O/F ratio according to same plunger shapes

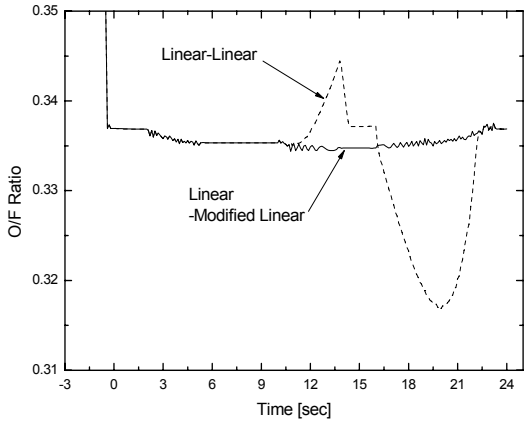

Fig. 19 Comparison of O/F ratio with optimized shape

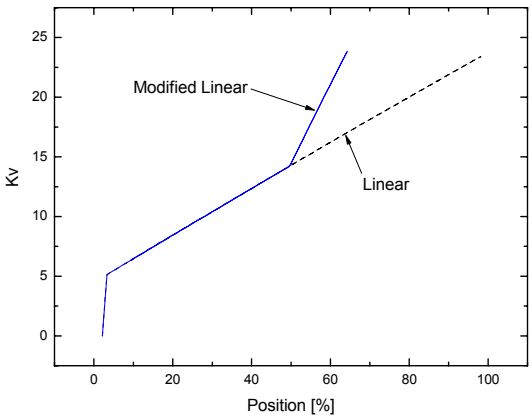

Fig. 18 Modified Kv by shape optimization

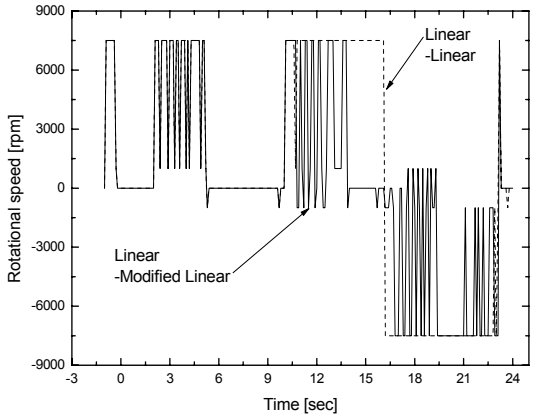

Fig. 20 RPM of motor for flow control

초기 과도 구간을 제외하고 대부분 영역에서 혼합비의 섭동이 상대적으로 작음을 알 수 있다. 플런저의 형상을 달리하여 두 개의 조절밸브로 적용 시, 안정적인 혼합비 획득이 불가함을 앞서 확인했다.

Figure 13의 산화제 밸브와 연료 밸브 모두 동일한 플런저 형상을 선택(급변 EQ% 및 급변 QO는 제외)하여 시뮬레이션을 수행했고 Fig. 17-20으로 나타내었다. 밸브 조절기법과 혼합비 조절은 앞서 수행한 방법과 동일하다.

Figure 17은 각각의 동일한 형상을 갖는 플런저를 이용하여 유량 조절 시 혼합비를 비교한 것이다. 초기 구간에서는 EQ%-EQ%(산화제밸브-연료밸브)의 목표 혼합비 대비 28% 섭동하는 것을 알 수 있고, 후반으로 진행 될수록 EQ%-EQ% 안정해지는 반면 선형-선형 및 QO-QO도 목표값 대비 각각 5%와 55% 크기의 섭동을 보였다. 그러므로 Fig. 17에서 가장 크게 섭동되는 형상을 선택하여 Fig. 13의 형상을 수정해보도록 한다. 즉, Fig. 17의 혼합비 결과에서 최소로 변경이 가능한 선형-선형 플런저 형상을 수정토록 한다.

엔진 및 로켓시스템의 임무를 위해 산화제 밸브의 플런저 형상은 변경이 불가하기 때문에 혼합비를 결정하는 연료밸브의 형상만을 수정한다 [16]. 선형-선형 플런저를 이용한 혼합비(Fig. 17) 선도에서 목표값 대비 섭동이 존재하는 약 15 sec 부근이 Fig. 18의 연료밸브 개도 약 50% 지점이다. 산화제 밸브의 유량조절을 수행하는

동안 연료 밸브의 플런저 형상에 따라 유량 조절을 위한 지연시간이 존재하기 때문에 형상 변경을 이용하여 혼합비 섭동 크기를 개선 할 수 있다. Fig. 19는 선형 플런저의 수정 전과 수정 후의 혼합비를 비교한 것이다. 연료밸브의 플런저에 대한 형상적인 수정을 통해서도 0.5% 이내의 혼합비 섭동을 감소시킬 수 있다. 당시 유량 조절에 따라 변경된 최종축의 개도와 모터 각속도(Fig. 20)를 확인 할 수 있다. 플런저 수정 전의 개도는 산화제 밸브의 동작에 따라 혼합비 유지를 위해 조절하나, 형상적인 한계에 의해 최대 각속도로 동작(Fig. 20)했음에도 불구하고 결국 추종할 수 없게 된다. 이것은 조절밸브가 가지고 있는 기계적인 한계이므로 플런저의 형상을 수정하거나 감속비 조정을 통해 개선할 수 있다.

3. 결 론

액체로켓엔진에 대한 최적의 유량조절을 위해 속도조절기법(SCM) 알고리즘과 적절한 플런저 형상 조합 조건을 제안했다. 이를 위해 추력 및 혼합비 조절을 목적으로 제작된 유량조절밸브에 대해 AMESim 시뮬레이터를 이용하여 모델링했다. 모델링을 통해 조절밸브의 모터 각속도 및 모터 소비전류, 최종축의 변위, 수력학적 결과들을 검토했다.

SCM에 대한 모델링의 경우 S1=7,500 rpm과 S2=1,000 rpm으로 스케줄링하여 모델링한 결과와 비례제어기에서 비례 이득을 100으로 했을 때의 결과는 서로 유사했다. 그리고 동일한 회전비를 갖는 펌프에 의해 토출 된 산화제 및 연료는 SCM을 통한 유량을 조절 시, 비록 펌프 후단에 외란이 존재하더라도 혼합비 측면에서는 섭동이 상쇄함을 알 수 있다. 또한 제안 된 SCM의 검증을 위해 유량 조절 실험을 수행했고, AMESim 모델링의 예측결과와 실제 실험 결과는 서로 유사했다. 특히 액체로켓엔진의 유량 조절 시스템에서 SCM 알고리즘을 적용할 경우, 별도의 튜닝 절차가 없으면서 초기 설정이 간단한 측면과 목표 대비 강인하면서 안정적인 결과를 얻을 수 있는 측면에서 장점이 있다.

검증 된 SCM을 이용하여 플런저 형상에 따른 모델링을 각각 수행했고, 플런저 형상이 유량 조절 및 혼합비 조절 특성에 지배적인 인자임을 알 수 있었다. 그리고 혼합비 조절을 위해 플런저의 형상을 달리하는 두 개의 조절밸브를 적용 시 불안정해지며, 동일한 형상의 플런저 조합을 적용할 경우 정반대의 결과를 보였다. 비록 같은 형상을 이용하여 혼합비 조절을 수행하더라도 5% 내외의 섭동이 존재하나, 플런저의 형상 수정에 의해 0.5%로 감소했다.

SCM을 이용한 조절밸브를 액체로켓엔진시스템으로 확장하여 시뮬레이션을 수행하고, 연소기와 터보펌프, 조절밸브간의 특성을 파악 할 계획이다. 추후 확보된 모델을 근간으로 하여 SCM을 이용한 액체로켓의 가속도(추력, 연소실압력) 제어를 수행 할 계획이다.

참 고 문 헌

1. 정태규, 이수용, “BLDC 모터로 구동되는 액체 추진제 로켓엔진용 극저온 추력제어밸브 개발,” 한국항공우주학회지, 제38권, 제10호, 2010, pp.1026-1030
2. 최재성, 강완규, 허환일, “하이브리드 로켓의 추력제어 성능 향상에 관한 연구,” 한국추진공학회지, 제15권, 제1호, 2011, pp.55-62
3. Imagine S. A., AMESim Library, 2003
4. 이중엽, 이수용, “속도제어기법을 이용한 로켓엔진 제어밸브의 동특성,” 항공우주기술지, 제7권, 제2호, 2008, pp.162-169
5. Imagine S. A., Thermal-Hydraulic Library for Component Design & Motor and driver, 2003
6. D. McCloy, H. R. Martin, Control of Fluid Power : Analysis and Design, John Wiley & Sons, 1980
7. E. C. Fitch, I.T. Hong, Hydraulic system modeling and simulation, BarDyne, Inc., 2001

8. Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, 1967
9. 이중엽, 정태규, 이수용, “제어밸브를 위한 BLDC 모터의 동특성,” 대한기계학회 춘계학술대회, Th12D057 (CD본), 2007
10. 이중엽, 정태규, 이수용, “서보모터를 이용한 Inline Co-aixle 밸브 제어,” 대한기계학회 춘계학술대회, Th12D053 (CD본), 2007
11. 장기원, 김은수, 박호열 외, “75톤급 유량제어밸브 개발보고서,” (주)한화, 2010
12. Philip L. Skousen, Valve Handbook, McGraw-Hill, 1998
13. 김영목, 정태규, 이중엽, 정영석, 한상엽, 권오성, “로켓엔진 추력제어기술 개발,“ 4차년도 보고서, 한국항공우주연구원, 2007
14. 이중엽, 정태규, 한상엽, 김영목, “제어밸브를 이용한 액체로켓엔진 모사시스템 특성,” 한국추진공학회지, 제9권, 제3호, 2005, pp.74-84
15. 이중엽, 허환일, “가스발생기 연료개폐밸브의 동적 거동,” 한국추진공학회지, 제14권, 제4호, 2010, pp.1-9
16. Yoshihiro, N., Yoshifumi, I., "Throttling dynamic response of LH2 rocket engine for vertical landing rocket vehicle," AAS 97-421, pp.229-240