

속도제어기법을 이용한 로켓엔진 제어밸브의 동특성

이중엽*, 이수용**

Dynamic Characteristics of the Control Valve for LRE using Speed Control Methode

Joong-Youp Lee*, Soo-Yong Lee**

Abstract

Dynamic characteristics of a control valve, which plays an important role in thrust control of liquid rocket engines, have been analysed by AMESim simulator modeling. A speed control method has been proposed for the control of the valve equipped with a BLDC motor and the performances of this control method have been proved in making a comparison between the predictions of simulation and experimental results. Moreover, it is shown that a control valve with a second pre-filter is enough stable to the flow disturbances. The speed control method for BLDC motor is more simpler than PI gain scheduling method for the application in complex flow system.

초 록

추력제어를 목적으로 제작된 제어밸브를 AMESim 시뮬레이터를 통해 모델링을 수행했다. 제어밸브와 유사하게 모델링하여 여러 물리적인 동특성을 시뮬레이션을 통해 예측했다. BLDC 모터를 이용하는 제어밸브 제어를 위하여 속도제어기법을 제안했으며, 시뮬레이션 및 시험을 통해 그 성능을 증명했다. 제어밸브에 대한 2차 필터(Pre-Filters)를 사용하여 적절한 안정성 이득을 확보 했다. BLDC 모터의 속도제어 기법을 이용하는 제어밸브는 PI 게인 스케줄링 기법 보다 시스템 활용 시 용이하고, 유량제어 시험결과를 통해 시스템에 적용 가능성을 시사했다.

키워드 : Control Valve(제어밸브), Speed Control(속도제어), Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진)

1. 서 론

액체로켓엔진의 안정된 추력제어는 로켓의 탑재물(Payload)을 목표 궤도에 정확하게 진입시키

기 위해 로켓 선진국에서 많이 사용하는 방법 중에 하나다[1]. 특히 액체 추진제를 사용하는 발사체의 경우 설계된 임무 비행에 따른 추력을 유지하거나 안전한 단 분리를 위하여 추진기관 추력

접수일(2007년12월14일), 수정일(1차 : 2008년 10월 23일, 2차 : 2008년 10월 27일, 게재 확정일 : 2008년 11월 1일)

* 발사체미래기술연구실 / leejy@kari.re.kr

** 발사체미래기술연구실 / syllee@kari.re.kr

감소를 수행하며, 이를 위하여 추진제의 유량을 설정된 추력치에 맞게 일정하게 유지 및 조절되도록 고정 오리피스(Orifice)가 아닌 제어밸브를 통하여 능동제어를 실현한다. 이러한 능동제어를 위한 일반적인 산업용 제어밸브는 공압 액추에이터(Actuator)를 이용하고 액추에이터에 많은 힘이 필요로 한 구조로 되어있으며 제어주변장치들의 인한 무게가 증가로 비행용 액체로켓엔진에 적용 시 문제의 소지가 있다. 본 논문에서 제안된 제어밸브는 유로부(Flow Part) 자체가 액추에이터에 가용되는 힘이 미비한 구조(Coaxial In-line Poppet Type)로 제작되어 있는 관계로 무게가 상대적으로 가벼우며 제어성이 우수하고 고고도(진공)환경에서 브러시(Brush)의 소손을 제거하기 위한 BLDC 모터 장착 등의 구조적 장점을 지니고 있다.

본 논문에서는 현재 추력제어를 목적으로 제작된 제어밸브를 AMESim 시뮬레이터로 모델링하여, 최초 모터로 구동으로 하여 최종 유량제어까지, 관련된 물리적 특성 및 경향을 미리 예측해 보았다. BLDC 모터를 이용하는 제어밸브를 위하여 속도제어기법(Speed Control)에 대해 제시하였고, AMESim을 이용하여 각 기계적, 전기적 특성을 파악했다. 2차 필터를 제어 알고리즘에 적용한 후 외란과 잡음에 대한 안정성 및 성능을 평가하였다. 또, 시뮬레이션을 통해 확인된 결과를 실제 시험에 반영 후 PI 제어와 속도제어기법을 밸브의 특성 및 성능 결과를 통해 비교검토 했다. 더나가 속도제어를 이용한 제어기법과 그 기법으로 제어되는 제어밸브를 액체로켓 엔진

과 통합 모델링하여 제어밸브 관점에서 발생된 주요 인자를 중심으로 속도제어기법의 시스템 적용 가능성을 보였다.

2. 본 론

2.1 제어밸브 모델링을 위한 이론

유압 시스템의 오리피스(Orifice) 앞 면적이 오리피스 면적 보다 크고 오리피스를 통과할 때 캐비테이션 발생되지 않는다고 가정한다면 식(1)과 같이 유량 식으로 나타낼 수 있다[2,3,4].

$$Q = C_q A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } C_q &= C_{qm} \tan\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right) \\ &= C_{qm} \tan\left(\frac{D_h \sqrt{\frac{8\Delta P}{\rho}}}{\nu \lambda_{crit}}\right) \end{aligned}$$

$C_{qm} (\approx 0.7 @ \lambda_{crit} = 100)$ 은 최대유량계수(Maximum Flow Coefficient), λ 는 유량수(Flow Number), D_h 는 수력직경, ν 는 동점성 계수

오리피스 면적이 변하는 제어밸브 모델링을 수행하기 위해 기본적인 동심환 모양 유로 면적 형태를 이용하여 접근한다. 밸브의 전후단 압력차가 존재하며, 플런저의 선형 왕복운동을 통해 오리피스의 유량면적은 가변되며 이를 통해 유량 및 압력차 변화가 발생된다. 밸브의 오리피스 면적 변화에 따른 유량특성은 최소점과 최대점으로 이동점으로 구분하였으며, 그때의 형상학적으로 변위에 따른 체적변화량 식을 정리할 수 있다 [3,4,5].

$$\textcircled{1} \quad xl(\text{유효거리}) \leq 0$$

그림 1에서 플런저(Plunger)는 고정되어 있고 플런저의 최대 직경 dp , 플런저와 슬리브(Sleeve)의 틈새 cdp , 가압면적 ac 는 식(2)과 같이 나타낸다. 당시 상태는 플런저와 슬리브가 최소 오리피스의 유동면적을 이룬 상태이고, 유동 발생이 최소인 상태이다. 당시 변위체적은 식(3)과 같이 표현할 수 있으며, 또한 식(4)와 같이 유량직경은

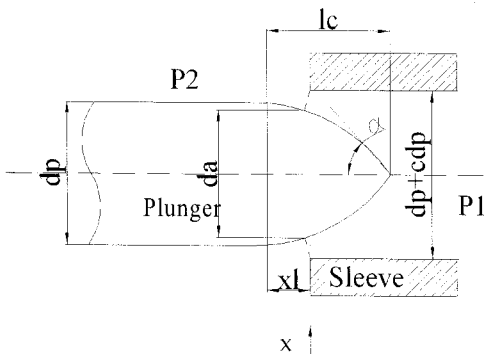


그림 1. 유로부의 형상

플런저의 직경이 된다.

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

$$\frac{dv2}{dx} = ac \quad (3)$$

$$da = dp \quad (4)$$

여기서, da 는 변하는 오리피스 면적 플런저가 슬리브와 최소 근접할 때의 정격유량은 식(5) 같으며, 당시 수력직경(Hydraulic Diameter)은 식(6) 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{nom} = \frac{\pi dp cr^3}{12 \rho \nu} \frac{\Delta P}{k + xl} \quad (5)$$

$$D_h = \frac{4\pi(dp + cr) \frac{cr}{\cos \alpha}}{\pi(2dp + cdp)} \quad (6)$$

여기서, cr 은 플런저 반경의 틈새, α 는 플런저의 고유유량특성을 위한 유효각이다.

식(5)에서의 연속계수 k 는 다음과 같이 정의된다.

$$k = \frac{\pi dp cr^3}{12 \rho \nu} \frac{\Delta P}{Q_{local}} \quad (7)$$

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

$$Q_{local} = C_q A_{loc} \frac{\rho}{\rho_0} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (8)$$

② $0 < xl < lc$ (오리피스 가변 거리)

다음 조건에서는 변하는 플런저의 유효거리가 유량발생에 지배적이다. 초기 유동력(Flow Force)과 점성력 등의 힘 발생 인자 대비 액추에이터에 의한 힘 균형을 이루어지면서 슬리브의 위치가 결정된다. 당시의 체적변화량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

이때의 유동면적인 da 는 식(11)이며, 오리피스에 대한 수력직경은 식(12)와 같다.

$$\frac{dv1}{dx} = \pi \left(\begin{array}{l} \frac{1}{2} dp \cdot xl \cdot \sin 2\alpha \\ - \frac{dp}{2} cr \cdot \tan^2 \alpha \\ - \frac{1}{2} xl^2 \cdot \sin 2\alpha \\ + \frac{1}{3} cr \cdot xl \cdot \sin 2\alpha \end{array} \right) \quad (9)$$

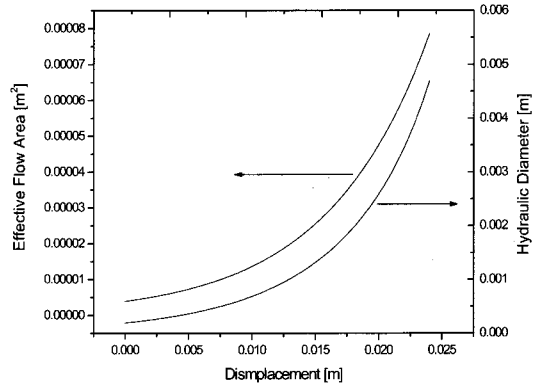


그림 2. 제어밸브의 개도 변위에 대한 오리피스 유효면적 및 수력직경

$$\frac{dv2}{dx} = ac - \frac{dv1}{dx} \quad (10)$$

$$da = dp - xl \cdot \sin 2\alpha \quad (11)$$

$$D_h = \frac{4 Area}{\pi (dh + da)} \quad (12)$$

그림 2는 기 제작이 완료된 제어밸브의 유로부의 형상적 특성치이며, 그 값들은 시뮬레이션을 위해 반영되었다. 제어밸브의 플런저 프로파일(Profile)과 슬리브에서 획득된 변위에 대한 유로면적 및 수력직경을 통해 주요 물리적 특성치 및 고유유량계수 등을 얻을 수 있다[3].

2.2 속도제어기법 소개

속도제어기법의 특징으로는 제시된 제어밸브에 대한 적용과 제어가 용이하면서 비행용 액체로켓과 같이 극한 환경에서 지속적인 안정적인 제어를 요할 경우, 기법의 단순함에 그 우수성이 있다. (여기서, 속도제어기법은 직접적으로 모터의 각속도를 설정하여 제어하는 방식이며 결국, 모터의 각속도는 밸브의 슬리브의 속도를 조절함으로써 유량(압력)조절이 이루어지므로 속도제어기법으로 부르도록 한다.) 속도제어기법은 게인 스케줄(Gain Scheduling)처럼 변하는 참고치에 대응하여 다양한 이득 성분을 사용하는데 여기서 유사한 특징을 보인다. 그러나 이미 알고 있는 실제 모터의 각속도값(슬리브의 열림 속도)을 분리하여 입력하게 되는 점에서 그 차이점이

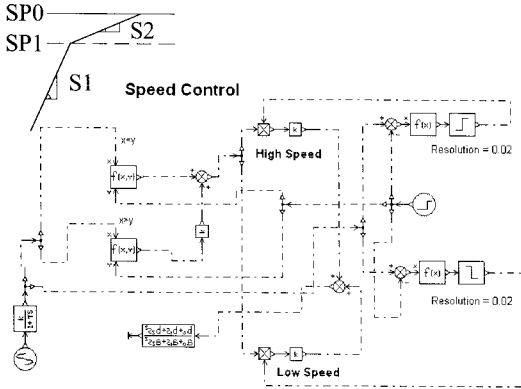


그림 3. 속도제어기법을 위한 제어 블록선도 (AMESim)

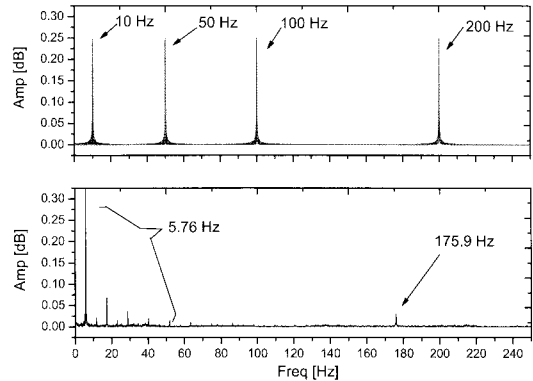


그림 4. 밸브의 진동응답

있으며, 그림 3에서 볼 수 있듯이 S1(첫 번째 모터 각속도)의 기율기로 SP1에 신속하게 수렴하고 S1 경계치를 벗어나는 단계에서 S2(두 번째 모터 각속도)의 기율기로 최종 설정점인 SP0에 추종하는 특징을 보인다.

본 논문에서는 오직 두 점에 대하여 경계치를 두어 시뮬레이션 및 시험을 수행했으나 만약 설정치 근처에서 경계치를 작게 나눠 여러 개의 경계조건을 가져간다면 성능면에서 좀 더 적절한 결과를 얻으리라 사료된다. 두 개 이상의 경계치를 이용하기 때문에, 설정치에서 모터 및 기어 등의 기계적인 관성에 의한 오버슈트나 언더슈트를 배제할 수 있고, 모터 각속도만을 일방적으로 지령하므로 설정치에 선형적으로 도달할 수 있는 장점이 있다. 이 제어기법은 PID 계인 스케줄링처럼 비선형적 경계치 및 설정치에 도달되는 방식이 아니어서 비록 제어밸브에서 발생하는 유량이 비선형일지라도 시스템의 출력값이 선형성 보이는 장점이 있고 P, PI 제어와는 구별된다. 특히 최대/최소 속도에 대한 설정이 자유로워서 일정 속도 제어를 위한 시스템에서는 강인한 성능을 보인다.

2.3 제어밸브 모델링

시뮬레이션 위한 제어밸브에는 유량제어(또는 압력제어)를 목표로 크게 액추에이터인 EMA(Electrical Motor Assembly)와 유로부로 구

성되어 있다. 유로부는 슬리브와 플런저가, 액추에이터는 모터와 기어부(감속비)로 구성되어 있으며, 기어의 회전운동이 랙/피니언(Rack & Pinion)에 전달되어 최종적으로 왕복운동으로 변환된다. 변환된 힘은 슬리브에 의해 유로부의 면적을 가변시키게 된다.

기어 및 모터 관성력, 댐퍼, 유로부의 점성력, 슬리브의 질량을 포함하는 제어밸브와 밸브 전/후단의 발생하는 유량과 압력차에 의해 고유진동수가 발생된다. 이를 시뮬레이션하기 위해 그림 4와 같이 조화 가진파(Harmonics Sine Wave)를 밸브 전단에 동압성분으로 입력하면 FFT를 통해 5.76, 175.9 Hz으로 발생된 유량에서 유로 및 밸브에 포함 된 진동응답을 획득할 수 있다. 발생된 2개 이상의 진동수를 밸브 전단에 다시 입력 가진하면 약 5.76 Hz에서 진폭이 큰 진동응답을 나타내는 것을 알 수 있다. 이를 근거로 하여 밸브에 대한 동특성식은 식(13)과 같이 2차 함수로 나타낼 수 있다[6].

$$F(s) = \frac{5.76^2}{s^2 + 1.4(5.76)s + 5.76^2} \quad (13)$$

감쇠비를 일정하게 하고 전단 압력소스에 사인과 가진과 동시에 제어밸브의 슬리브를 일정하게 개방을 한 결과 그림 5, 6과 같이 밸브 구동을 위해 소비되는 모터의 전류와 각속도에서 2 Hz, 5.76 Hz의 섭동이 상대적으로 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 가진 주파수가 15 Hz에서

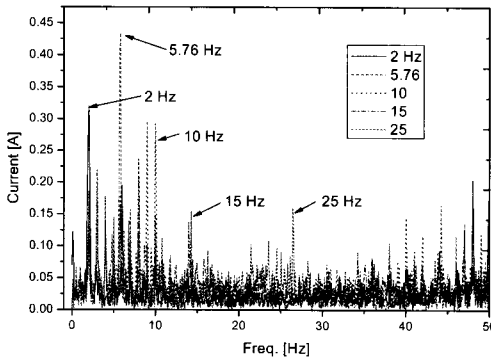


그림 5. 가진에 따른 소모 전류 진동응답

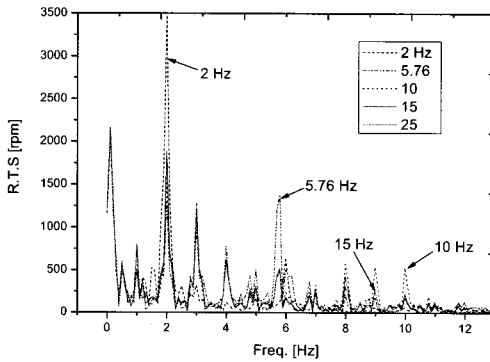


그림 6. 가진에 따른 모터 각속도 진동응답

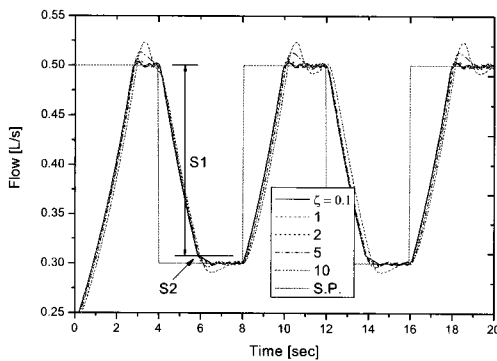


그림 7. 감쇠비에 따른 유량제어 성능 (속도제어기법)

작은 진동 응답을 보이며 이를 적절한 2차 필터를 적용하는 것이 다른 설정치를 변경할 경우에도 시스템에 대한 오버슈트를 제거할 수 있을 것이다. 2차 필터의 주파수를 15 Hz로 하고 감쇠비 변경에 따른 성능 곡선인 그림 7을 보면 감쇠비

가 1을 초과하는 고감쇠비 일 경우 감쇠에 대한 이득을 볼 수 없었으며 적절한 감쇠비의 적용 ($0.1 \leq \zeta \leq 1$)이 필요할 것으로 사료된다[7]. 최소 감쇠비 상태에서 이득여유와 위상여유는 각각 약 21 [dB]와 33 [deg] 이다. 또한 앞서 설명한 것처럼 모델링된 제어밸브는 SP0, SP1의 경계치를 두고 속도성분인 S1, S2을 분리한 다음 제시된 2차 필터를 적용하면 그림 7과 같이 유량제어 성능 결과를 확인 할 수 있다.

2.4 시뮬레이션 결과

실제 BLDC와 DC 모터에 대한 동특성 비교 시뮬레이션 결과에서 두 모터간의 우위를 판단하기 힘들며, 제어 및 성능면에서도 매우 유사함을 알 수 있다[1]. 따라서 본 논문에서는 시뮬레이션의 단순화를 위해 그 특성이 유사한 DC 모터를, BLDC 모터의 듀티비(Duty Ratio)를 제어하는 방식인 PWM 이용하여 시뮬레이션 수행했다. DC 모터의 모델링 위하여 전기자 저항(Armature Resistance), 전기자 유도계수(Armature Inductance), 역 EMF 상수는 식(14), (15)로 나타낼 수 있으며, DC 모터의 소모전류에 대한 모터 각속도와 토크량을 계산할 수 있다[8].

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_{em} - T_L = 0 \quad (14)$$

$$T_{em} = KI \quad (15)$$

여기서, J 는 로터의 관성력 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], ω 는 로터의 속도 [rad/sec], T_{em} 은 전자기 토크 [$\text{N} \cdot \text{m}$], T_L 은 부하토크 [$\text{N} \cdot \text{m}$], K 는 Back EMF 상수 [$\text{N} \cdot \text{m}/\text{A}$] or [$\text{V}/\text{sec}/\text{rad}$], I 는 아마추어 전류 [A]

인덕턴스 식을 이용하여 미소 영역에서 시간 차에 대한 전류의 변화비 형태로 나타낼 수 있으며, 이때 전류 변화율은 아마추어 전류의 상태변수로 쓸 수 있다.

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U_2 - U_1 - RI + K\omega}{L} \quad (16)$$

여기서, L 은 모터의 인덕턴스(inductance), U 는 전압[V]

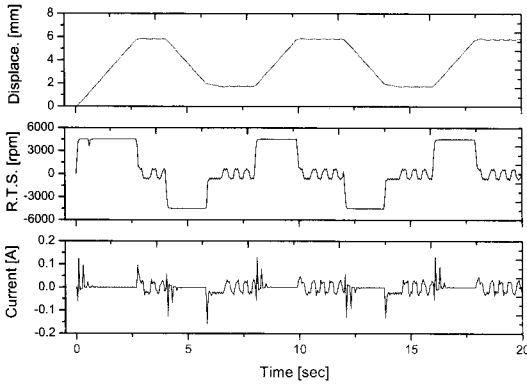


그림 8. 유량제어 시 제어밸브 특성 (속도제어기법)

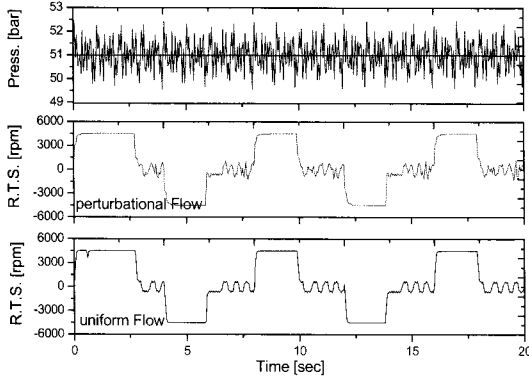


그림 9. 입력 압력외란에 따른 속도제어기법의 유량 제어 결과

10 kHz의 PWM을 통해 발생된 전압 신호는 모터의 각속도와 토크를 발생시키고 기어비에 의해서 결국 최종축의 랙/피니언을 통해 슬리브와 플런저간의 왕복 이동거리를 결정하게 된다. 그림 7에서 속도제어를 통해 이루어진 유량제어는 그림 8과 같이 모터의 소비 전류와 각속도 형태로 발생되며, 이 때 모터의 기동 시점과 회전방향 변경 시 전류소모가 극대화 되고 최대 전류가 소모되는 시점에서는 모터의 각속도가 약 4500 rpm이 발생됨을 알 수 있다. 또한 밸브 진단 압력에 따라 제어하고자하는 유량이 변경되므로 슬리브를 개폐하는 변위도 조건에 따라 바뀌게 된다. 그림 9에서는 진단압력에 두 개의 외란 및 일정한 압력 조건을 입력했을 때 모터 각속도에

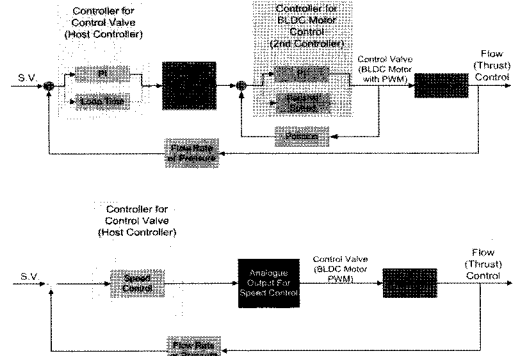


그림 10. 제어시스템 블록선도

대한 변화량을 본 것이다. 일정한 범위의 적절한 경계치(SP1, SP2)가 있는 관계로 압력외란이나 잡음이 입력되어도 유량제어에서 측면에서 영향을 못 미치며 모터회전 각속도 결과(그림 9)를 통해 이를 확인 할 수 있다.

2.5 제어밸브를 이용한 시험 결과 검토

시험은 제어밸브의 제어특성을 정확하게 분석하기 위해 실제 시스템을 모사하는 설비로 구성되어 있다. 제어밸브 가압 소스는 대유량/고압 제어가 가능하도록 가압가스자동조절시스템을 이용했으며, 가압을 위한 6개의 솔레노이드 밸브와 해압을 위한 3개의 솔레노이드 밸브로 구성되어 있다. 가압탱크의 설계압력은 180 bar이며 유체 저장 부피는 6,600 l이다. 시험 시 탱크 얼리지(Ullage)가압은 GN2를 사용하고 작동유체는 상

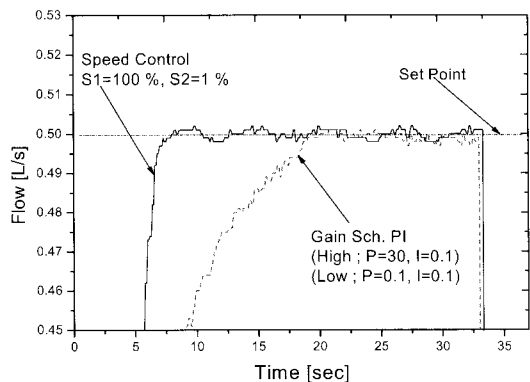


그림 11. 유량제어시험 결과 비교

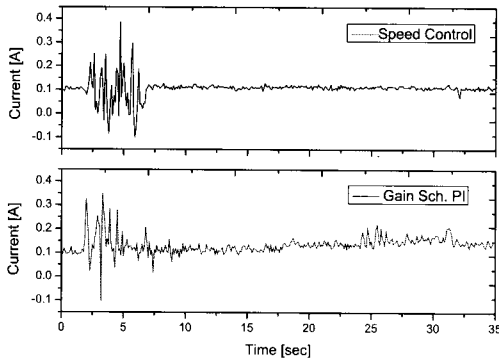


그림 12. 모터회전에 따른 전류소비 형태 (그림 11에서)

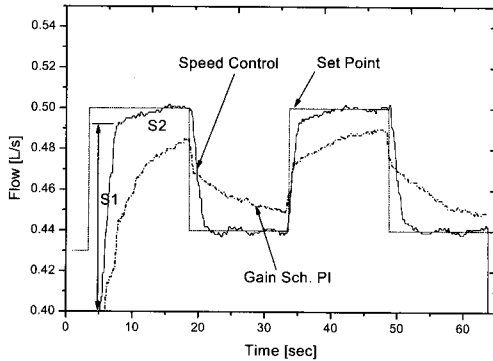


그림 13. 계단입력에 따른 성능시험 결과

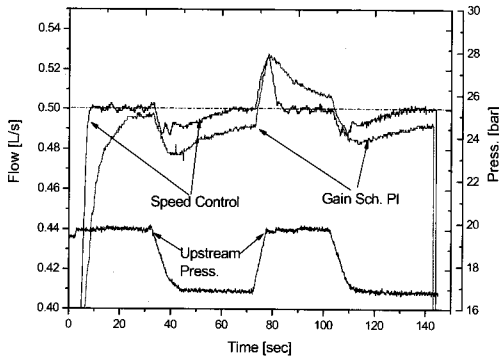


그림 14. 입력압력변화에 따른 성능시험결과

온의 물을 사용했다.

제어밸브의 제어를 위한 블록선도(Block Diagram)는 그림 10과 같으며, 크게 제어기에서 제어하는 주 제어부(제어 알고리즘 설정)와 BLDC 모터 구동을 위한 PWM 회로 및 제어밸브 개도 제어

를 위한 제어기(Standalone Controller)로 구성되어 있다. PI 게인 스케줄링 제어 기법을 사용할 경우 주제어부에서 물리적인 참고치에 대해 PI 제어를 적용하고 다시 밸브의 개도 제어를 통해 얻어지는 상태 오차를 이용하여 모터 각속도 제어를 위한 지령을 만들게 된다. 그러나 속도제어 기법은 PI 제어처럼 제어밸브의 개도 위치 편차만큼의 속도성분을 발생시켜 제어하는 것이 아니라 물리적인 참고치의 오차에 대해 일반적으로 이미 알고 있는 모터 각속도를 적용하므로 밸브 구속이 매우 용이하다.

시험을 위하여 PI 게인 스케줄링 및 각속도 제어 설정을 위한 각 경계치는 동일하게 0.05 [L/s]를 적용한다. 그림 11과 같이 각각 제어의 설정 물리량값은 0.5 [L/s]이고, 초기 개도는 약 3%에서 시작한다. 오직 단품 상태에서 최고 성능(최고 속도로 설정치 도달)을 보이도록 각각의 제어기법의 게인 값을 적용한다. 그림 11에서 알 수 있듯이 속도제어 기법이 선형적이면서 신속하고 안정적으로 설정치에 도달함을 알 수 있다. 시뮬레이션 상에서 PI 제어의 게인 설정은 실제 시험 시스템 환경과 다른 관계로 재설정하기 위한 많은 시간이 소요 됐고 이는 곧 시스템 변경 시 조율(Tuning)에 대한 고려가 적극적으로 요한다. 모터 구동에 대한 모터 소비 전류 추이(그림 12)에서도 각속도제어가 일정 개도 유지 구간에서 더 단순한 형태를 보인다.

그림 13은 설정값 두 점(0.5, 0.44 L/s)을 변경했을 경우 각 제어기법의 제어성능을 본 것이며, 그림 14는 전단압력 변경 즉, 외란이 발생했을 경우 일정 유량유지(0.5 L/s) 성능측면에서 확인을 위한 시험이다.

3. 결 론

추력제어를 목적으로 제작된 제어밸브를 AMESim 시뮬레이터를 통해 모델링을 수행했다. 제어밸브와 유사하게 모델링하여 물리적인 동특성(모터 각속도, 모터 소비전류, 최종축의 변위

량)을 시뮬레이션을 통해 예측해보았다.

DC(BLDC) 모터를 이용하는 제어밸브에 대하여 속도제어기법을 제안했으며, 시뮬레이션 및 시험을 통해 그 성능면에서 우수함을 증명하였다.

단순한 형태로 구성된 속도제어 기법을 이용하는 제어밸브는 PI 게인 스케줄링 기법 보다 시스템 활용 시 용이했고, 유량제어 시험결과를 통해 시스템에 응용 가능성을 시사했다.

속도제어 기법을 이용한 제어밸브를 액체로켓엔진시스템 모델링의 시뮬레이션 수행과, 섭동이 내재하는 참고치가 발생되더라도 적절한 경계치로 강건함을 추가 수행될 계획이며, 이를 통해 로켓의 가속도(=추력, =연소실압력) 제어를 위해 속도제어기법의 간단한 모터 각속도값 설정과 기제작된 제어밸브를 통해 충분히 극한 환경의 액체로켓엔진시스템을 제어됨을 확인 할 계획이다.

참고문헌

1. 김영목 외, "로켓엔진 추력제어기술 개발(제5차년도 보고서)," 한국항공우주연구원, 2006.
2. Philip L. Skousen, "Valve Handbook," 1998.
3. Imagine S. A., "Thermal-Hydraulic Library," 2003.
4. D. McCloy, H. R. Martin, "Control of Fluid Power : Analysis and Design," 1980.
5. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," 1967.
6. Perry W. Stout, S. Antony Snell, "Multiple On-Off Valve Control for a Launch Vehicle Tank Pressurization System", JC&D Journal, Vol. 23, No.4, July-August 2000.
7. Richard C. Dorf, "Modern Control Systems," 1995.
8. Imagine S. A., "Electric Motors and Drives Library," 2003.