



J. Korean Soc. Aeronaut. Space Sci. 48(9), 717-724(2020)

DOI:https://doi.org/10.5139/JKSAS.2020.48.9.717

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

연소기 산화제 개폐밸브 닫힘 작동특성

홍문근¹

Closing Characteristics of a Main Oxidizer Shut-off Valve

Moongeun Hong¹

Launcher Propulsion Control Team, Korea Aerospace Research Institute
Aerospace System Engineering Department, University of Science and Technology

ABSTRACT

We study the closing characteristics of a self-sustainable poppet valve which serves as a main oxidizer shut-off valve for liquid rocket engines. Numerical analysis for predicting closing transient responses are presented and the calculated results have been verified by a comparison with experimental data. The effective area of a pilot gas discharge system and the pressure distribution of passage flow around the valve moving part are shown to be main parameters in determining the closing characteristics for dry and cryogenic conditions, respectively. Moreover, it is presented that the passage flow pressure at the valve closing moment as well as the valve closing velocity can be effectively adjusted by the appropriate employment of the pilot gas.

초 록

본 논문에서 액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브로 사용되는 밸브 개방 자체유지가능형 포핏 밸브의 밸브 닫힘 작동특성에 대한 연구 내용을 소개하기로 한다. 상온 및 극저온 환경에서 밸브 닫힘 특성을 예측할 수 있는 수치해석 방법을 제시하였으며, 시험결과와의 비교를 통해 계산 결과의 신뢰성을 검증하였다. 본 연구를 통해 상온 및 극저온 작동 환경에서 각각 구동가스 배출 시스템의 유효 유로 면적과 밸브 작동부에 작용하는 운용유체의 압력 분포가 밸브의 전반적인 닫힘 작동특성을 좌우하는 주요 변수인 것을 확인하였다. 또한 극저온 작동 환경에서 구동가스를 적절히 활용함으로써, 밸브 닫힘 압력을 유연하게 조정할 수 있을 뿐만 아니라 밸브 닫힘 속도 또한 효과적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

Key Words : Main Oxidizer Shut-off Valve(연소기 산화제 개폐밸브), Valve Closing Characteristics (밸브 닫힘 특성), Equation of Motion(운동방정식), Valve Travel(밸브 행정), Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진)

1. 서 론

액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브는 기능 측면에서만 본다면 Fig. 1에서 보는 바와 같이 밸브의 단순한 개폐 작동만으로 연소기로의 산화제 공급

을 제어하는, 비교적 쉽게 개발할 수 있는 엔진 부품이라고 생각할 수 있다. 하지만, 실제적으로는 산화제가 극저온 액체산소이고 산화제를 공급하는 대상이 고압 및 고추력의 연소기이기 때문에 연소기 산화제 개폐밸브 또한 극저온, 고압, 고유량이라는 극

† Received : May 15, 2020 Revised : August 5, 2020 Accepted : August 18, 2020

¹ Principal Researcher

¹ Corresponding author, E-mail : conquet@kari.re.kr, ORCID 0000-0002-2323-5844

© 2020 The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences

Nomenclature

| | |
|---|---|
| A_a : Area where P_a is applied, mm^2 | k : Stiffness of spring, N/mm |
| A_e : Effective flow area, mm^2 | l : Initial compressed length of spring, mm |
| A_{hd} : Area where F_{hd} is applied, mm^2 | m : Mass of valve moving part, kg |
| A_{hu} : Area where upward F_h is applied, mm^2 | \dot{m}_g : Mass flow rate of pilot gas, kg/s |
| c_p : Specific heat at constant pressure | P_a : Pilot gas pressure, MPaG |
| C_{dh} : Coefficient for downward hydraulic force | P_{a0} : Initial pilot gas pressure, MPaG |
| d_e : Effective dia. of pneumatic system, mm | P_e : Pressure at the exit of pilot gas, MPaG |
| D_{a1} : Outer dia. of actuation chamber, mm | P_h : Passage flow pressure, MPaG |
| D_{a2} : Inner dia. of actuation chamber, mm | P_{hd} : Downward passage flow pressure, MPaG |
| D_h : Poppet diameter, mm | P_{h0} : Initial passage flow pressure, MPaG |
| D_s : Poppet sealing diameter, mm | R : Gas constant of pilot gas, J/(kg·K) |
| F_a : Actuation(Pneumatic) force ($P_a \times A_a$), N | x : Valve travel, mm |
| F_f : Friction force, N | T : Pilot gas temperature, K |
| F_{fk} : Kinetic friction force, N | V : Volume of actuation parts, mm^3 |
| F_{fs} : Static friction force, N | V_o : Initial volume of actuation part, mm^3 |
| F_h : Upward hydraulic force ($P_h \times A_{hu}$), N | γ : Heat capacity ratio of pilot gas |
| F_{hd} : Downward hydraulic force ($P_{hd} \times A_{hd}$), N | λ : Exponential decay constant for P_h |
| F_s : Spring force, N | ΔV : Total volume change of actuation part, mm^3 |

한 운용 환경에서 기능을 정상적으로 발휘할 수 있어야 한다. 기밀, 작동, 내구성 등 밸브 성능에 대한 매우 높은 신뢰성이 요구될 뿐만 아니라, 밸브의 무게와 크기 또한 최소화 방향으로의 제한이 따른다 [1-6].

한국형발사체의 액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브는 밸브의 초기 개방을 위해서만 구동가스인 헬륨의 압력을 이용할 뿐, 개방 이후로는 운용유체인 액체산소의 압력만으로 밸브 개방이 유지되며 액체산소의 압력 강하에 따라 밸브가 자연스럽게 닫히는, 밸브 개방 자체유지가능형(Self-sustainable) 포핏(Poppet) 밸브이다 [2-6]. 밸브 개방 자체유지가능형 밸브는 밸브 개방 유지를 위해 구동가스를 별도로 사용하지 않아 구동가스 누설로 인한 밸브 오작동에 대한 위험성이 없다는 장점이 있는 반면에 구동가스가 아닌 운용유체의 압력 변화만으로 밸브가 닫히기 때문에 밸브 닫힘 작동특성에 대한 능동적인 조정 자체가 까다롭다. 또한 구동가스의 해압에 의해 닫히는 일반적인 밸브 작동에 비해 밸브 개방 자체유지가능형 밸브의 닫힘 속도가 상대적으로 매우 빠르며 밸브 행정 선도 또한 비선형적인 형태를 띠게 된다. 이는 밸브가 닫히는 과정에서 밸브 작동부에 가해지는 운용유체 압력 분포가 복잡하게 변화할 뿐만 아니라, 빠른 행정 속도로 인해 발생하는 밸브 구동부의 압축된 가스에 의해 부가적인 구동압력이 발생하기 때문이다.

더욱이 한국형발사체의 액체로켓엔진용 연소기 산화제 개폐밸브는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 엔진 시동 및 점화 이전에 산화제 공급배관(Oxidizer feed line)의 극저온 예냉을 위해 추진제 탱크와 연결된 재순환유로(Recirculation line)를 통해 극저온 산화제를 순환시키는데 [5], 이와 같은 재순환예냉 기능으로 인해 밸브가 닫히는 과정에서 밸브의 재순환유로 공간으로 운용유체가 유입되어 밸브 작동부가 닫히는 방향으로의 압력이 증가되기 때문에 개방 자체유지가능형 밸브의 밸브 닫힘 속도가 더욱 증가하게 된다. 결국 밸브의 고속의 밸브 닫힘 속도에 의해 밸브가 닫히는 과정에서 예상치 못한 매우 높은 서지 압력(Surge pressure)이 나타날 수 있는 위험성이 있다. 서지 압력은 일반적으로 밸브가 닫히는 과정에서 유발되는 배관 내부의 급격한 유량 변화에 의해 발생되는데, 밸브 개방 자체유지가능형 밸브의 특성상 밸브가 닫힐 때의 운용유체 압력 즉 밸브 닫힘 압력이 높을수록 서지 압력은 증가하게 된다. 예기치 않은 과도한 서지 압력으로 인해 산화제 공급배관의 구조적 손상뿐만 아니라, 서지 압력의 충격과 진동에 의해 엔진 구성품의 구조적 파괴가 일어날 수 있다. 더욱이 한국형발사체용 연소기 산화제 개폐밸브의 경우에는 밸브 입구에서 발생한 서지 압력은 재순환유로를 따라 전파되기 때문에 구조적 강도가 상대적으로 취약한 재순환유로의 구조적 손상 가능성이 높아진다. 한편 밸브 닫힘 압력을 감소시킴으로써 서지

압력을 낮출 수 있으며 이를 위해 밸브의 스프링 상수를 낮추거나 운용유체의 압력이 작용하는 면적을 넓히는 등 밸브 자체 설계 변경을 통해 일정 수준의 조정이 가능하지만, 이와 같은 밸브에 대한 추가적인 설계 변경은 밸브 개방 특성 등 밸브의 다른 특성들과 복잡하게 연관되어 있기 때문에, 보다 독립적으로 밸브의 닫힘 작동특성만을 조정할 수 있는 방안을 마련하는 것이 바람직하다. 결과적으로는 밸브 닫힘 특성에 대한 이해를 통해 산화제 공급배관 내에서의 원치 않는 수격을 감소시킴으로써 액체로켓엔진의 연소 종료 특성을 개선할 수 있다[7].

본 논문에서 밸브 개방 과정에서의 과도 응답 특성에 대한 이전 연구에 추가하여[6], 밸브 개방 자체 유지가능형 밸브가 닫히는 과정에서의 밸브 닫힘 작동특성에 대한 연구 내용을 소개하기로 한다. 우선 2장에서는 밸브 작동부에 작용하는 힘들에 대한 모델링을 포함하여 밸브 닫힘 시의 과도 응답 특성을 예측하기 위한 수치해석 내용을 정리하였다. 이어 3장에서는 상온과 극저온 작동환경에서의 밸브 닫힘 작동특성에 대한 계산 결과와 함께 시험결과와의 비교 내용을 소개하고, 상온 및 극저온 작동환경에서

밸브 닫힘 작동특성에 연관된 주요 변수를 제시하였다. 마지막 4장에서는 구동가스를 활용하여 밸브 닫힘 작동특성을 조정함으로써 서지 압력을 감소시키는 방안을 소개하도록 한다.

II. 해석 방법

2.1 밸브 닫힘 특성에 관여하는 주요 힘

밸브 닫힘 작동특성은 밸브 작동부(Moving part)의 운동 특성에 의해 좌우되기 때문에 밸브가 닫히는 과정에서 밸브 작동부에 작용하는 주요 힘들에 대한 이해는 밸브 닫힘 특성에 대한 연구에 있어서 필수적이라고 할 수 있다. Fig. 2의 밸브 내부 회색

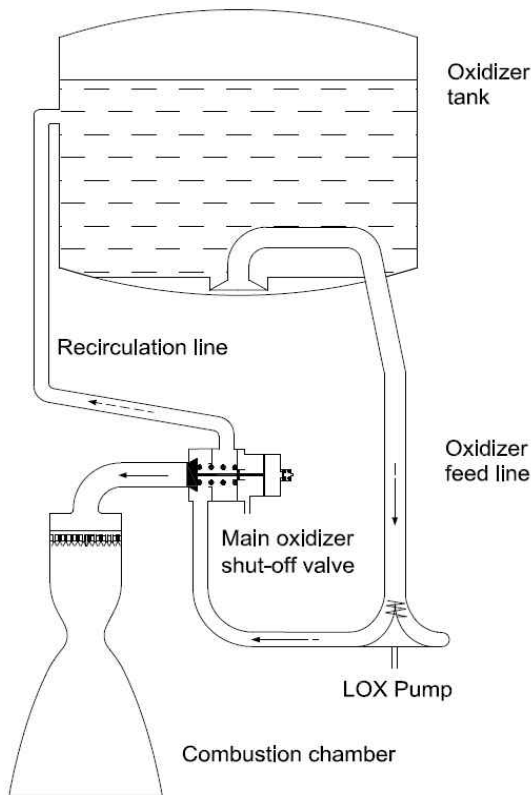


Fig. 1. Simplified schematic representation of liquid rocket engine containing a main oxidizer shut-off with flow direction according to the valve position (dashed line: close, solid line: open)

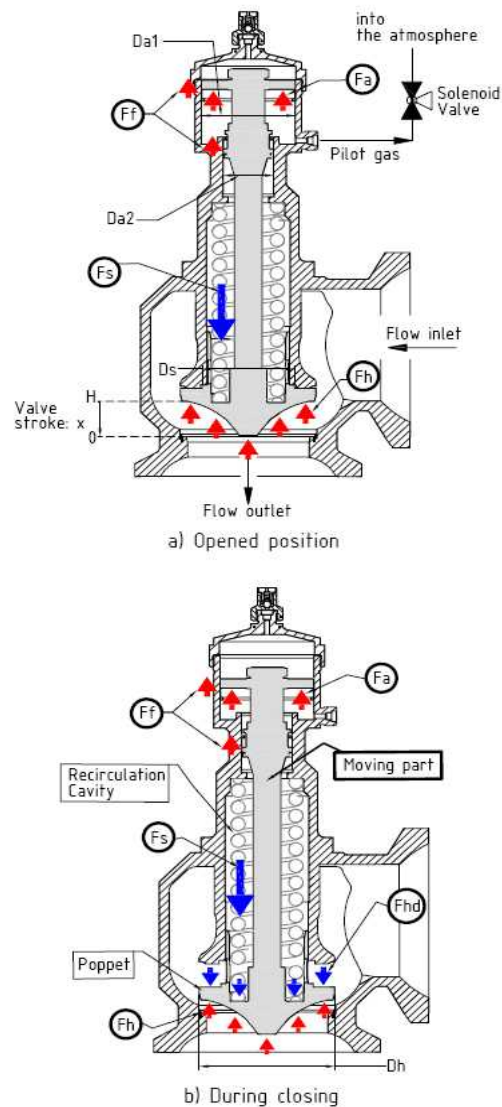


Fig. 2. Forces on the valve moving part and principal dimensions of the main oxidizer shut-off valve

으로 표시된 부분이 밸브 개폐를 담당하는 밸브 작동부를 나타내며, 밸브 작동부에 작용하는 힘과 압력으로는 마찰력과 스프링 힘, 그리고 구동가스와 운용유체의 압력이 있다. $A_a(=\pi[D_{a1}^2 - D_{a2}^2]/4)$ 의 구동면적과 구동압력 P_a 의 곱으로 계산되는 구동가스에 의한 힘 F_a 는 밸브 작동부를 위쪽(밸브 개방 방향)으로 밀어 올리는 힘으로 작용한다. 밸브 작동부의 기밀면과 접촉면에서 발생하는 마찰력 F_f 는 F_a 와 같이 밸브가 닫히는 방향의 반대 방향으로 힘이 가해지는 반면에 스프링 힘 F_s 는 밸브가 닫히는 방향으로 힘이 작용한다. 한편 운용유체 압력 P_h 에 의한 힘 F_h 는 밸브가 개방된 상태에서는 재순환유로 공간(Recirculation flow cavity)이 대기중으로 연결되어 있기 경우에 $P_h \times \pi D_s^2/4$ 의 힘으로 밸브의 개방을 유지하는 방향으로 작용하는 반면, 밸브가 닫히기 시작하면서 재순환유로 공간으로 운용유체가 유입되어 밸브 작동부에 작용하는 운용유체의 압력 분포에 따라 작동부 위쪽과 아래쪽으로 각각 F_h 와 F_{hd} 의 힘이 작용하게 된다.

2.2 구동가스 압력과 질유량

밸브가 닫히는 과정에서의 구동밸브(솔레노이드 밸브) 후단 압력과 밸브 구동부 내부 압력을 각각 P_e 와 P_a 라 하면, 밸브 구동부 내부로부터 배출되는 구동가스 질유량은 압축성유동의 초킹(Choking) 조건, 즉 P_e 와 P_a 의 압력비에 따라 다음과 같이 계산할 수 있다[8].

$$\dot{m}_g = \begin{cases} -\frac{A_e P_a}{\sqrt{RT/\gamma}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \text{for } \frac{P_e}{P_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \\ -\frac{A_e P_a}{\sqrt{T/(2c_p)}} \left(\frac{P_e}{P_a}\right)^{1/\gamma} \sqrt{1 - \left(\frac{P_e}{P_a}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} & \text{for } \frac{P_e}{P_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \end{cases} \quad (1)$$

한편 밸브 구동가스의 압력 및 압력 변화는 밸브 구동부 내의 구동가스 질량 $\dot{m}_g(t)$ 와 구동부 부피 $V(t)$ 와의 관계를 나타낸 이상기체방정식으로부터 다음과 같이 계산하도록 한다.

$$P_a(t) = \frac{\dot{m}_g(t)RT}{V(t)} \quad (2)$$

$$\dot{P}_a(t) = \frac{\dot{\dot{m}}_g(t)RT}{V(t)} - \frac{P_a(t)\dot{V}(t)}{V(t)}$$

2.3 밸브 작동부 운동방정식

밸브 행정 $x(t)$ 값, 즉 밸브 행정 위치에 따라 밸브 작동부에 작용하는 힘 또한 변화하게 되는데 밸브가 개방되어 있는 상태($x(t)=H$)에서 밸브 작동부에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$F = F_a + F_h + F_{fs} - F_s \\ = P_a(t)A_a + P_h(t) \times \pi D_s^2/4 + F_{fs} - k(l+x(t)) \quad (3)$$

식 (3)에서 F_a 와 F_h 는 각각 구동가스와 운용유체의 압력에 의한 힘을 의미하며 F_{fs} 는 밸브가 움직이기 시작하기 전까지 밸브 작동부에 작용하는 정지마찰력을 나타낸다. F_s 는 유일하게 밸브가 닫히는 방향으로 작용하는 스프링 힘을 의미한다. 구동가스 해압을 통해 구동압력 P_a 가 감소하거나 엔진이 종료되면서 운용유체 압력 P_h 가 작아지면서 식 (3)의 F 가 0이 되는 순간, 밸브가 닫히기 시작하고 이후로 마찰력은 정지마찰력에서 운동마찰력 F_{fk} 으로 변환된다. 밸브가 닫히는 과정에서 포핏 안쪽, 즉 재순환유로 공간으로 운용유체가 유입됨에 따라[5], 포핏 상부에서도 운용유체에 의한 압력 분포가 발생한다. 따라서 Fig. 2(b)에서와 같이 운용유체의 압력에 의해 포핏 위쪽 방향과 아래쪽 방향으로 각각 F_h 와 F_{hd} 가 작용하게 되며, 밸브가 닫히는 과정에서 밸브 작동부에 작용하는 힘은 식 (4)와 같이 정리할 수 있다.

$$F = F_a + F_h - F_{hd} + F_{fk} - F_s \\ = P_a(t)A_a + P_h(t)A_{hu} - P_{hd}(t)A_{hd} + F_{fk} - k(l+x(t)) \quad (4)$$

밸브가 닫히는 과정에서의 운용유체에 의한 포핏 주위의 압력 분포 P_h 와 P_{hd} 를 예측하기는 쉽지 않으며 일반적으로 전산유체해석을 통해 포핏에 작용하는 압력 분포를 계산한다[1,9]. 한편 본 연구에서는 계산상의 편의를 위해 밸브가 닫히는 과정에서 포핏 주위의 운용유체 압력 분포의 변화가 미미할 정도로 밸브의 닫히는 속도가 매우 빠르고 운용유체 압력이 포핏 윗면과 아랫면 전체에 각각 동일한 값으로 작용한다고 가정하기로 한다. 이러한 가정 하에 식 (4)에서의 운용유체의 힘, $F_h - F_{hd}$ 을 계산하면 밸브 행정 $x(t)$ 는 식 (5)에서와 같이 비교적 간단한 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\ddot{x}(t) = \frac{P_a(t)A_a + P_h A_{hu} - P_{hd} A_{hd} + F_{kf} - k(l+x(t))}{m} \quad (5)$$

P_h 와 P_{hd} 에 대한 이와 같은 간단한 가정은 해석의 정확성이 부족할 수는 있지만, 밸브의 전반적인 닫힘 작동특성을 이해하는 데는 무리가 없을 것으로 판단된다. 한편 마찰력의 경우, 정지마찰력은 운동마찰력에 비해 1.1배 높게 적용하였으며, 운동마찰력은 측정값인 1725 N을 사용하였다[10].

2.4 밸브 닫힘 시 과도 응답 예측

밸브가 닫히는 과정에서의 밸브 행정을 계산하기 위해 식 (1)과 식 (2)의 구동가스 질유량과 압력 관계식, 그리고 식 (5)의 밸브 작동부 운동방정식을 이용하여 4개의 1차 미분방정식으로 정리하도록 한다. 수치계산을 통해 구하고자 하는 해 X 는 식 (6)에서와 같이 밸브 행정 $x(t)$, 밸브 행정 속도 $\dot{x}(t)$, 구동압력 $P_a(t)$, 운용유체 압력 $P_h(t)$ 이다.

$$X = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \\ P_a(t) \\ P_h(t) \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서 X 에 대한 1차 미분방정식은 다음과 같다.

$$X' = \begin{bmatrix} x_2(t) \\ \frac{1}{m}[x_3(t)A_a + x_4(t)A_h - P_{hd}(t)A_{hd} + F_{kf} - k(1+x_1(t))] \\ \dot{x}_3(t) \\ -\lambda x_4(t) \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 $\dot{x}_3(t)$ 는 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 아래와 같이 계산한다.

$$\dot{x}_3(t) = \begin{cases} -\frac{A_e x_3(t)}{\sqrt{RT/\gamma}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \times \frac{RT}{V_0 + \Delta V(x_1(t)/H-1)} \\ -\frac{x_3(t)}{V_0 + \Delta V(x_1(t)/H-1)} \times \frac{\Delta V x_2(t)}{H} \\ \quad \text{for } \frac{P_e}{P_a} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \\ -\frac{A_e x_3(t)/R}{\sqrt{T/(2c_p)}} \left(\frac{P_e}{x_3(t)}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - (P_e/x_3(t))^{\gamma/(\gamma-1)}} \\ \quad \times \frac{RT}{V_0 + \Delta V(x_1(t)/H-1)} \\ -\frac{x_3(t)}{V_0 + \Delta V(x_1(t)/H-1)} \times \frac{\Delta V x_2(t)}{H} \\ \quad \text{for } \frac{P_e}{P_a} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \end{cases} \quad (8)$$

한편 운용유체 압력 $P_h(t)$ 은 지수적 감쇠 함수로 가정하였으며($P_h(t) = P_{h0}e^{-\lambda t}$), 시험결과 값에 맞춰 밸브가 닫히기 시작하는 시점 전·후의 감쇠상수 λ 를 각각 0.19와 0.80로 선정하였다. 식 (7)에서의 1차 미분방정식은 Matlab에서 제공하는 ode45 solver를 이용하여 해를 구하였으며, X 의 초기조건 $X(0)$ 는 다음과 같다.

$$X(0) = [30 \ 0 \ P_{a0} \ P_{h0}] \quad (9)$$

III. 해석 결과

연소기 산화제 개폐밸브는 상온과 극저온 환경에서 작동이 이뤄지는데, 본 장에서는 각각 상온 환경과 극저온 작동 환경에서의 수치해석 결과와 함께 시험결과와의 비교를 통해 밸브 닫힘 작동특성을 소개하도록 한다. 한편 해석 결과와의 비교를 위해 밸브 인증시험 과정 중에 수행된 상온 작동시험과 극저온 작동시험의 시험결과를 활용하였다. 구동가스와 극저온 운용유체로는 각각 헬륨과 액체질소를 사용하였다. 상온 작동시험에서는 밸브 행정과 구동부 내부 압력만을 측정하였으며, 극저온 작동시험에서는 밸브 입출구 및 재순환유로 출구에서의 압력을 추가로 측정하였다. 밸브 행정과 압력은 각각 스프링 리턴 방식의 변위측정기(ACW1000A, RDP)와 압전저항 압력센서(PA-23SY, Keller)를 사용하여 1 kHz 샘플링 주파수로 측정하였다. 한편 관련 시험설비에 보다 자세한 설명은 참고문헌[4]에서 확인할 수 있다.

3.1 상온 작동시험

상온 환경에서 구동가스인 헬륨을 이용하여 밸브를 개방한 후, 엔진의 실제 시동 절차에 따라 구동가스를 해압하여 밸브를 닫음으로써 엔진 연소시험 전에 밸브의 정상 작동 여부를 확인한다. 구동가스 헬륨의 해압만으로 밸브가 닫히는 상온 작동시험에서 측정된 구동가스 압력과 밸브 행정을 Fig. 3의 실선에서 확인할 수 있다. 상온 환경에서의 밸브 닫힘 작동(Dry run)의 경우, 운용유체에 의한 힘이 별도로 발생하지 않기 때문에 밸브 작동부의 운동방정식에서 F_h 와 F_{hd} 의 값은 모두 0이 된다. 한편 시험결과와의 비교를 위해 식 (9)에서 구동가스와 운용유체의 압력의 초기 조건 P_{a0} 와 P_{h0} 는 시험 조건에 맞춰 각각 22.2 MPaG와 0 MPaG로 선정하였다. 구동압력의 감압 특성은 구동부의 해압 배관 전체를 하나의 오리피스로 모사하여 계산할 수 있는데[6,11], Fig. 3에서 보는 바와 같이 구동가스 배출시스템을 지름 3.0 mm의 오리피스로 모사하여 계산한 결과가 구동가스 감압 경향 등 전반적으로 시험결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

마찰력과 스프링 힘 변화에 따른 밸브 닫힘 작동특성에 대한 영향은 구동가스에 의한 압력 변화에 의한 영향에 비해 상대적으로 미미하게 나타났으며, 이전 연구 결과와 같이 구동가스 배출시스템의 유효유로 면적에 의해 밸브 닫힘 작동특성이 주요하게 좌우되는 예측 결과를 확인하였다[11]. 이는 구동가스 공급시스템의 오리피스 크기에 의해 밸브 열림 작동특성을 가장 효과적으로 조정할 수 있다는 이전 연구 내용과 동일한 특성이라 할 수 있다[6].

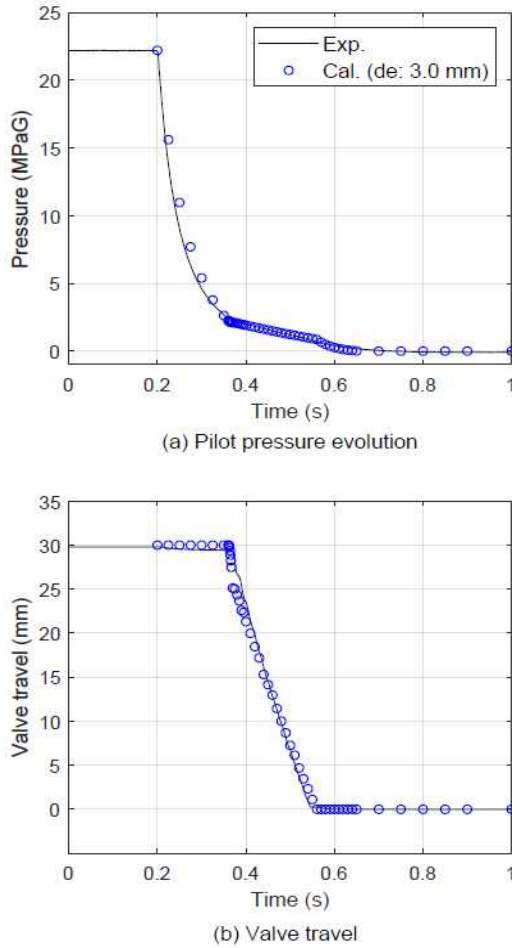


Fig. 3. Calculation of the discharged pilot pressure and the valve travel with an orifice of $d_c=3.0$ mm comparing with experimental data ($P_{a0}=22.2$ MPaG, $P_{h0}=0$ MPaG)

3.2 극저온 작동시험

엔진의 실제 연소 상황에서는 구동가스의 해압없이 운용유체인 극저온 액체산소의 압력이 일정 수준 이하로 낮아지면서 밸브가 닫히게 된다. 다시 말해, 밸브 작동부의 운동방정식에서 F_a 는 0이 된다. 식 (4)의 F_h 와 F_{hd} 을 예측하기 위해서는 밸브가 닫히는 과정에서의 밸브 작동부에 작용하는 운용유체의 압력 분포를 알아야 하지만, 계산의 편의를 위해 포핏을 위로 올리는 힘 F_h 의 경우에는 A_{hu} 에 P_h 가 동일하게 가해지며, 포핏을 아래로 누르는 압력 P_{hd} 는 밸브가 닫히는 중에 P_h 의 일정 수준까지 선형적으로 증가한다고 가정하기로 한다.

$$F_h = P_h A_{hu} \approx P_h \times \pi D_h^2 / 4 \quad (10)$$

$$F_{hd} \approx C_{hd} P_h \times (1 - x(t)/H) \times A_{hd}$$

여기서 A_{hd} 는 운용유체의 압력이 포핏 아래방향으

로 작용하는 면적으로써 $\pi(D_h^2 - D_{a2}^2)/4$ 와 같다. 식 (10)에서 C_{hd} 는 포핏을 아래방향으로 누르는 압력 크기를 운용유체의 압력 P_h 에 대한 상대적인 비율로 나타낸 계수로써 Fig. 4에서와 같이 0.8인 경우에 시험결과와 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. C_{hd} 값이 커질수록 포핏을 닫으려는 힘이 증가하기 때문에 밸브의 닫히는 속도는 빨라지게 되는데, C_{hd} 값은 밸브와 연결된 각각의 엔진시스템 및 시험 설비의 주유로 및 재순환유로 특성에 의해 결정된다고 볼 수 있다. 다시 말해, 밸브의 닫히는 과정에서 포핏에 압력을 가하는 운용유체의 흐름이 주유로에서 재순환유로로 유로가 변경되는데, 이때 두 유로의 배관 특성에 의해 밸브의 닫힘 작동특성이 좌우된다고 볼 수 있다. 한 예로 포핏 내부, 즉 재순환유로 공간으로의 운용유체 유입량이 커지는 재순환유로 배관 특성이 있다면 밸브의 닫히는 속도는 상대적으로 증가하게 된다.

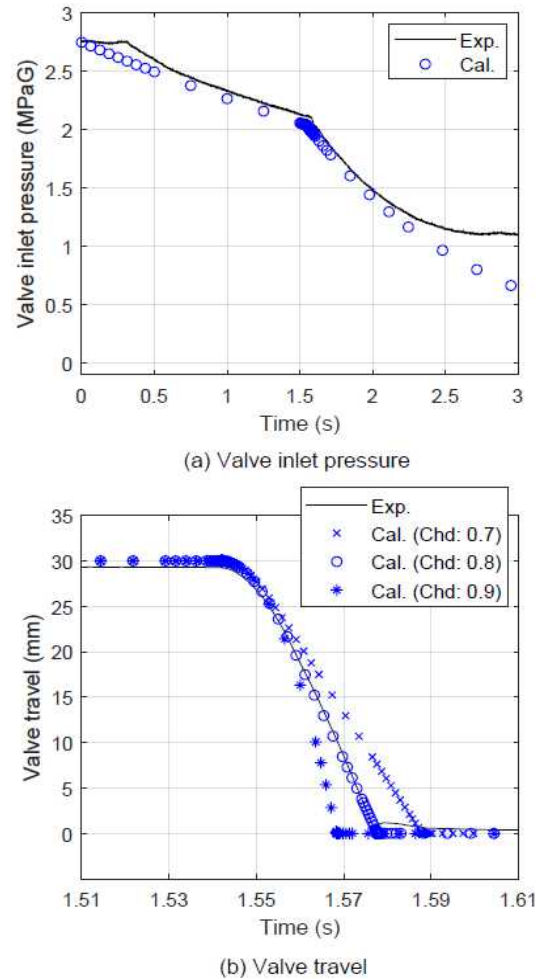


Fig. 4. Comparison of calculated results on the valve inlet pressure and the valve travel with experimental data using LN2 ($P_{a0}=0$ MPaG, $P_{h0}=2.74$ MPaG)

한편 Fig. 3과 Fig. 4에서 보는 바와 같이, 극저온 운용유체 압력에 의해 밸브가 닫히는데 소요되는 시간은 대략 35ms로써 구동압력의 해압만으로 닫히는 경우와의 190ms에 비해 대략 18% 수준으로 크게 감소하는 것을 알 수 있다.

3.3 구동가스 활용

밸브 개방 자체유지가능형 밸브는 구동가스의 공급 없이 밸브 개방을 유지할 수 있는 장점이 있지만, 밸브가 닫히는 시점에서의 운용유체 압력과 밸브 닫힘 속도를 능동적으로 조절할 수 없다는 단점이 있다. 이미 개발 및 제작이 완료된 밸브는 기존 설계를 변경하지 않는 이상, 최초 설계된 운용유체 압력 조건에서 밸브가 닫히게 된다. 결국 밸브 운영의 유연성이 떨어진다고 볼 수 있다. 더구나 엔진의 산화제 배관 냉각을 위해 밸브 내부에 재순환유로 공간을

가지고 있기 때문에 밸브 닫힘 속도는 더욱 빨라질 수밖에 없다. 이와 같은 빠른 밸브 닫힘 속도와 높은 밸브 닫힘 압력, 즉 밸브가 닫히는 순간의 밸브 입구 압력이 높게 설계되었을 때는 엔진시스템에 상당한 손상을 줄 수 있는 서지 압력이 발생할 수 있다.

이와 같이 예상치 않은 서지 압력을 줄이기 위해 밸브가 닫히는 시점 바로 전에 구동가스를 짧게 공급한 후 바로 해압하는, 비교적 간단한 방법을 적용할 수 있다. Fig. 5는 밸브가 닫히기 바로 전에 구동가스를 4 MPaG까지 공급한 이후에 d_c 가 1.5mm인 구동가스 배출시스템으로 해압하는 경우를 가정하여 밸브 닫힘 압력과 밸브 행정을 예측한 결과이다. 계산 결과, 구동가스를 사용하지 않은 Fig. 4에서의 시험결과에 비해 밸브 닫힘 압력은 50% 수준으로 감소하고, 밸브가 닫히는데 소요되는 시간 또한 78ms로써 기존에 비해 2배 이상 증가하는 것으로 나타났다. 결과적으로 밸브가 닫히는 시점에 구동가스를 잠시 활용하는 것만으로 서지 압력 감소 등 밸브 개방 자체유지가능형 밸브 고유의 닫힘 작동특성에서의 단점을 보완하는데 상당한 효과가 있다는 것을 짐작할 수 있다. 한편 일련의 엔진 연소시험 과정에서 엔진 종료 시점에 연소기 산화제 개폐밸브에 구동가스를 공급·해압함으로써 밸브가 닫히는 중에 발생하는 서지 압력과 밀접하게 연관된, 밸브가 닫히는 과정에서의 밸브 전·후단 압력 차가 상당히 감소하는 것이 이미 확인된 바가 있다[7].

IV. 결 론

본 논문에서 밸브 개방 자체유지가능형 연소기 산화제 개폐밸브에 대한 상온 및 극저온 환경에서의 밸브 닫힘 작동특성을 예측하기 위한 수치해석 방법을 제시하였으며, 시험결과와의 비교를 통해 계산 결과의 신뢰성을 검증하였다. 본 연구를 통해 상온 및 극저온 작동 환경에서 각각 구동가스 배출시스템의 유효 유로 면적과 밸브 작동부에 작용하는 운용유체의 압력 분포가 밸브의 닫힘 작동특성을 좌우하는 주요 변수인 것을 확인하였다. 결국 구동가스 배출시스템의 유효 유로 면적을 적절히 조정함으로써, 상온 작동 환경에서의 고속의 행정속도에 의해 발생할 수 있는 구동부 부품들 간의 과도한 마찰에 의한 불필요한 손상을 방지하고, 반대로는 지나치게 느린 응답 속도를 피할 수 있다. 운용유체의 압력 강하만으로 밸브가 닫히는 극저온 작동 환경의 경우에는 최초 설계로부터 고정된 밸브 닫힘 압력과 매우 빠른 응답 속도라는 고유의 밸브 닫힘 특성이 있지만, 구동가스를 적절히 활용하여 밸브 닫힘 압력을 유연하게 조절할 수 있을 뿐만 아니라 밸브 닫힘 속도 또한 효과적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 본 연구

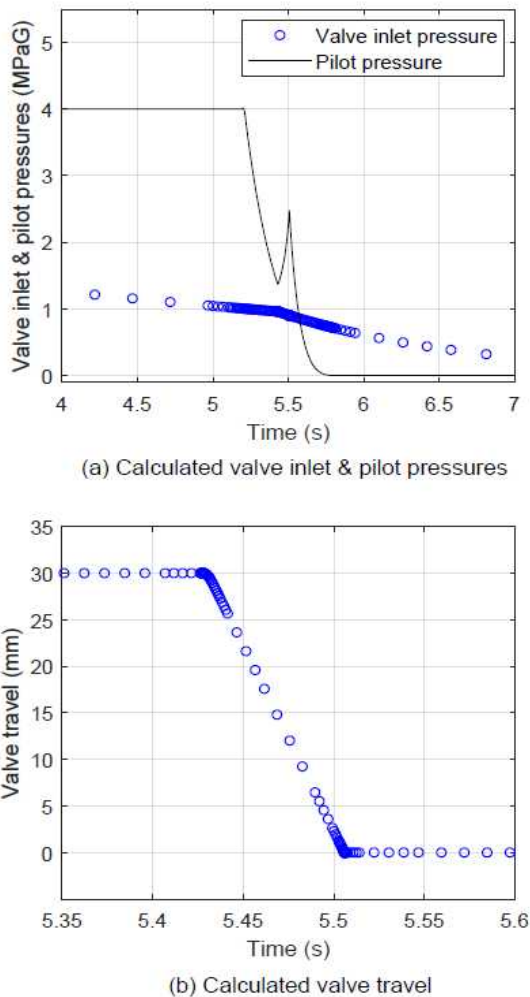


Fig. 5. Predictions on the valve inlet pressure and the valve travel with the pilot gas supply at the moment of valve closing ($P_{a0}=4$ MPaG, $P_{h0}=2.74$ MPaG)

결과를 바탕으로 각각의 엔진시스템 특성과 연관된 밸브 구동부 해압시스템, 밸브 주유로 및 재순환유로에 대한 실제적인 배관 특성에 대한 자료를 활용하여 밸브 닫힘 압력 및 밸브 닫힘 속도 등 밸브 닫힘 특성을 적절하게 조정함으로써, 엔진시스템의 안정적인 연소 종료에 도움이 될 수 있을 것으로 기대된다.

References

- 1) Jeon, J. H., Hong, M. G., Kim, H. J. and Lee, S. Y., "A Study on the Force Balance of Main Oxidizer Shutoff Valve," *Journal of the Korean Society of Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 37, No. 8, 2009, pp. 812~818.
- 2) Kim, D. H., Hong, M. G., Park, J. S. and Lee, S. Y., "Study for the Development of a Main Oxidizer Shut-off Valve for Liquid Rocket Engines," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 17, No. 6, 2013, pp. 113~119.
- 3) Hong, M. G., "Development of a Two-Step Main Oxidizer Shut-off Valve," *Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 45, No. 8, 2017, pp. 704~710.
- 4) Jeong, D. S., Hong, M. G. and Han, S. Y., "Performance Characteristics of a Main Oxidizer Shutoff Valve for Liquid Rocket Engines," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 21, No. 4, 2017, pp. 28~35.
- 5) Hong, M. G., "Improvement of a Flow Coefficient for the Recirculation Chill-down Flow in a Main Oxidizer Shut-off Valve," *Journal of the Korean Society for Propulsion Engineers*, Vol. 21, No. 4, 2017, pp. 89~95.
- 6) Hong, M. G., "Opening Characteristics of a Main Oxidizer Shut-off Valve," *Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 45, No. 11, 2017, pp. 989~997.
- 7) Lee, K. J., et al., "An Investigation on the Combustion Shutdown Characteristic of the 75-tonf-class Engine for KSLV-II," *Proceeding of the Korean Society for Propulsion Engineers Spring Conference*, May 2018, pp. 312~314.
- 8) John, J. E. A., *Gas dynamics*, 2nd Ed., Prentice-Hall, 1984, pp. 42~52.
- 9) Cho, T. D., Yang, S. M., Lee, H. Y. and Ko, S. H., "A Study on the Force Balance of an Unbalanced Globe Valve," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, 2007, pp. 814~820.
- 10) Hong, M. G., "Acceptance Test of Main Oxidizer Shut-off Valve DM06-03 for a 75-tonf Liquid Rocket Engine," KARI-IDMS, L2-TR-01263, 2017.
- 11) Lee, H. and Hong, M., "On the Valve Travel of a Main Oxidizer Shut-off Valve," *Proceeding of the 5th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering*, Jeju, Korea, Oct. 24-27, 2012.