

技術論文

산화제 개폐밸브의 힘평형에 관한 연구

전재형*, 홍문근**, 김현준***, 이수용**

A Study on the Force Balance of a Main Oxidizer shutoff Valve

JaeHyoungh Jeon*, Moongeun Hong**, HyunJun Kim*** and SooYong Lee**

ABSTRACT

A MOV(Main Oxidizer shutoff Valve) controls the flow rate of liquid oxygen into the rocket combustor by opening and shutting operations piloted by a pneumatic force. In order to improve the effective design for sealing parts of poppet and piston assemblies, the poppet assembly has been designed to be just contacted with the piston assembly. However, to avoid a gap at the poppet/piston contact surface and to evaluate the MOV operating performance, an analyze on the force balance during the closing motion have been performed. For the accuracy of the analysis, the friction forces and the hydraulic forces have been respectively obtained by experiments and CFD analysis. Through the analysis, some important design parameters such as the spring constant, poppet friction and orifice size in the force balance have been introduced and the required operation performance of the MOV has been proved feasible.

초 록

산화제 개폐밸브는 일반적으로 공압으로 포핏을 열고 닫음으로써 로켓엔진에 액체산화제 유량을 제어한다. 상용되는 산업용 밸브와는 달리 현재 개발 중인 산화제 개폐밸브는 밸브는 효과적인 기밀을 위해 피스톤과 포핏이 접촉되어 있을 뿐, 분리되어 설계되어졌다. 밸브가 닫히는 동안 피스톤과 포핏이 떨어져서 움직이는 것을 피하고, 밸브의 전반적인 작동 성능을 파악하기 위해서 힘평형 해석이 수행되었다. 또한 더욱 정확한 해석을 위해, 마찰력과 포핏에 작용하는 힘을 각각 시험과 CFD 해석을 통해 구해내었다. 해석 결과를 통해 힘평형 해석에서 스프링, 마찰력과 공압부의 오리피스 크기와 같은 중요한 설계인자들의 영향을 알아보았으며, 현재 개발 설계중인 산화제 개폐밸브의 작동성능을 확인하였다.

Key Words : MOV(산화제 개폐밸브), Force Balance(힘평형), Liquid Rocket Engine(액체 로켓엔진)

1. 서 론

우주발사체 액체추진기관용 산화제 개폐밸브(MOV, Main Oxidizer shutoff Valve)는 연소기에 산화제를 공급 및 제어하는 엔진부품으로, 일반적인 산업용 밸브에 비해 작동 조건이 매우 극한적이고 제한적이다. 압력손실과 무게를 최소화해야 할 뿐만 아니라, 동시에 요구되는 기밀성능을 유지해야 하는 등의 어려움이 있다. 현재 개

† 2009년 5월 4일 접수 ~ 2009년 7월 29일 심사완료

* 정회원, 과학기술연합대학원대학교

** 정회원, 한국항공우주연구원

교신저자, E-mail : carrick64@kari.re.kr

대전시 유성구 어은동 45번지

*** 정회원, (주)한화

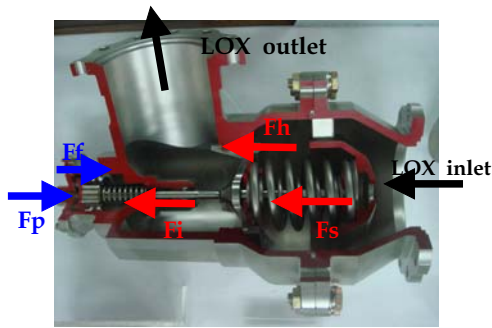


Fig. 1. Sectional photo of MOV

발 중인 산화제 개폐밸브(Fig. 1)는 효과적인 기밀을 위해 운동부인 피스톤과 포핏이 분리되어 있어 설계와 제작에 이점을 가질 수 있다. 이 밸브는 공압으로 작동 할 수 있는 구조를 가지고, 스프링, 유동의 흐름과 피스톤의 마찰력 등이 작동을 결정한다. 대부분의 포핏 밸브 형태의 개폐밸브가 포핏과 피스톤이 한 몸체로 제작되어 작동하는데 반해, 본 연구 대상의 개폐밸브는 피스톤과 포핏이 접촉만 하고 있을 뿐, 서로 분리되어 움직이기 때문에 밸브 작동 과정에서 피스톤과 포핏이 서로 떨어지지 않고 일체형으로 움직일 수 있는 조건에 대한 해석이 필수적이다[1]. 한편 시험적 방법[2]과 CFD 해석을 통해 획득한 마찰력 등 주요 힘성분들에 대한 정확한 정보를 바탕으로 보다 정교한 힘평형 해석 및 밸브 작동 특성 예측이 가능하다[3].

기존 밸브들이 패킹 등에서 발생하는 마찰력이 일정한 것과는 달리, 본 개폐밸브의 마찰력은 설계 특성상 공압 크기에 따라 변화할 뿐만 아니라, 포핏에 작용하는 유동에 의한 힘 또한 터보펌프 및 연소기 운영 조건에 따른 밸브 전/후단 압력 변화에 따라 민감하게 달라진다. 따라서 본 개폐밸브의 경우, 공압 및 밸브 전/후단 압력 변화에 따른 마찰력 및 유동에 의한 힘의 변화에 대한 정확한 예측이 밸브의 작동특성 해석을 위해 필수적이라고 볼 수 있다.

먼저 2장에서는 밸브 작동시의 피스톤과 포핏이 서로 분리되지 않고 동작할 수 있는 조건을 알아보고, 스프링 또는 피스톤의 마찰력 등과 같은 설계인자가 결과에 어떤 영향을 주는지 예측하기 위한 예비해석(preliminary analysis) 내용을 소개하기로 한다. 3장에서는 힘평형 관계식의 주요 구성요소인 스프링 힘, 피스톤 마찰력을 구하기 위한 시험과, 포핏에 작용하는 유동에 의한 힘을 구하기 위한 CFD 해석 내용을 정리하고, 이를 힘평형 해석에 적용하여 MOV의 작동 성능에 대한 평가 내용을 소개하기로 한다.

II. 예비해석

2.1 힘평형 관계식

밸브 작동 시, 공압에 의해 포핏이 열리는 경우에는 피스톤이 포핏을 밀어주기 때문에 일체형의 운동으로 간주할 수 있다. 그러나 닫히는 경우에는 공압이 빠져나가는 정도, 피스톤의 마찰력, 스프링에 의한 힘, 그리고 유동에 의해 포핏에 작용하는 힘 등이 피스톤과 포핏의 움직임에 영향을 미쳐 일체형 운동이 되지 않을 수 있다. 만약 피스톤의 관성력이 피스톤에 작용하는 저항력보다 커져 떨어져서 움직이게 된다면 피스톤이 밸브의 본체에 충격을 가하게 되므로 이를 피하기 위한 조건을 제시하여야 한다. 밸브가 닫히는 경우의 힘평형 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다[1].

$$F = m\ddot{x} = \frac{1}{2} C_d \rho x_r^2 A_p + p_a A_a \quad (1)$$

$$- p_f A_p - \sum_{i=1}^3 k_{si} (\Delta l_{oi} + x) + F_f$$

여기서 x 는 포핏과 피스톤의 위치를 나타내고, 밸브가 닫혀 있는 경우에 $x=0$ 가 된다. 위의 식에서 힘의 방향은 밸브가 열리는 방향과 같을 때 양의 값을 가진다. 포핏과 피스톤의 질량은 각각 $m_1 = 0.89\text{kg}$, $m_2 = 0.4\text{kg}$ 이므로, 위의 식에서 m 은 포핏과 피스톤 질량의 합인 1.29kg 이다.

$\frac{1}{2} C_d \rho x_r^2 A_p$ 은 포핏이 유체에 대해 받는 항력을 나타낸 것이고 여기서 $\dot{x}_r = \dot{x} - \vec{u}_l$ 로 포핏과 유동의 상대속도이며, $A_p = 8075\text{mm}^2$ 는 포핏의 단면적이다. $p_a A_a$ 는 공압에 의한 힘으로써, p_a 는 공압, $A_a = 1971\text{mm}^2$ 는 피스톤의 단면적이다. 유동이 포핏에 가하는 힘은 $p_f A_p$ 으로 표현했다.

$\sum_{i=1}^3 k_{si} (\Delta l_{oi} + x)$ 는 위치에 따른 스프링의 합력이고, 스프링 힘은 스프링상수에 포핏과 피스톤의 이동거리를 곱하여 구할 수 있다. 다음으로 F_f 는 피스톤의 마찰력이다.

식 (1)에서 피스톤과 밸브가 분리되지 않을 조건은 $x=0$ 인 지점인 피스톤과 밸브가 닫힐 때까지 피스톤의 관성력과 스프링 힘의 합이 피스톤 마찰력과 공압에 의한 힘의 합보다 항상 작아야 한다는 것이고, 그 관계를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$m_2 \ddot{x} + k_{s3}(\Delta l_{o3} + x) < p_a A_a + F_f \quad (2)$$

식 (2) 조건을 충족하되, 그 값의 차이가 클수록 안전한 작동을 확보 할 수 있다는 점을 감안하여 스프링, 마찰력, 공압부의 오리피스와 같은 설계 인자의 영향을 알아보아야 한다.

2.2 예비해석 결과

힘평형 관계식 식 (1)을 적용하기 위해 몇 가지 가정을 한다. 먼저 피스톤과 포핏은 일체형으로 간주하여 그 때 구해진 가속도를 피스톤에 그대로 적용할 수 있다. $\frac{1}{2} C_d \rho x_r^2 A_p$ 는 다른 값에 비해 매우 작을 것이므로 여기서는 무시한다. 그리고 $p_f A_p$ 는 포핏 위치에 대한 2차함수로 가정하고 마찰력은 상수로 두고 계산을 하여, 설계인자에 따른 영향을 알아보았다[3]. 식 (2)에서의 양변을 각각

$$F+ = p_a A_a + F_f$$

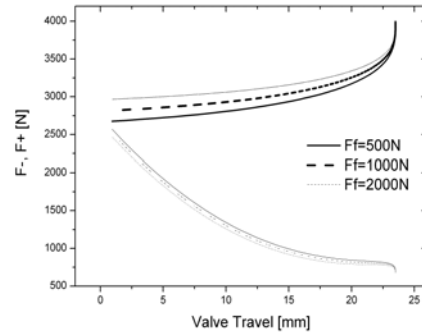
$$F- = m_2 \ddot{x} + k_{s3}(\Delta l_{o3} + x)$$

라 두자. Fig. 2의 (a)는 피스톤 마찰력의 변화에 따른 경향을, (b)은 공압부 오리피스의 지름 크기에 따른 경향, 그리고 (c)는 스프링 상수의 변화에 대한 결과이다. 그래프에서 위의 값은 F+, 아래 값은 F-를 나타내고, 이 두 값의 간격이 넓을수록 안전한 작동을 뜻한다. 마찰력은 클수록 좋은 것으로 보이나 원하는 마찰력을 설계/실현하기에는 제작의 어려움이 크고 그 영향도 미미하다. 오리피스의 크기는 작동 시간에 영향을 주게 되므로 효과적인 설계요소에 적합하지 않다. 그러나 스프링 상수는 변경이 쉽고 그 변화에 따른 결과도 큰 영향을 받는 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과를 밸브 설계에 적용하여 보다 효율적인 개발이 이루어질 수 있을 것이다.

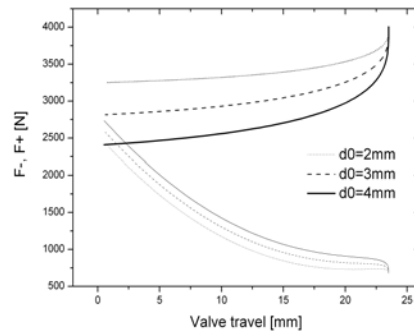
III. 시험 및 CFD 해석

3.1 마찰력 시험

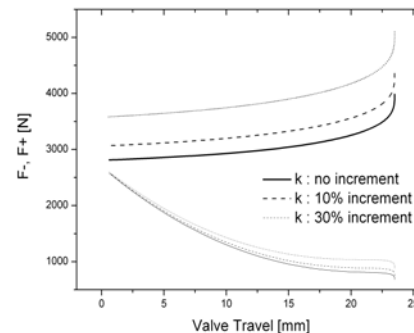
앞서 예비해석에서 밸브 작동조건을 충족하는 설계인자의 영향을 살펴보고, 스프링이 가장 효율적인 설계인자임을 확인하였다. 이를 토대로 스프링 상수와 마찰력의 크기를 정확히 파악하고, 실제 조건에서의 작동을 예측 할 수 있어야 한다. 밸브를 구동하는 스프링은 포핏부분에 큰 스프링과 작은 스프링, 피스톤 부분에 스프링이 한 개로 각각의 스프링 상수는 28.9N/mm,



(a) friction force



(b) Orifice size



(c) Spring constant

Fig. 2. Effects of design parameters on the force balance (a),(b) and (c)

21.6N/mm, 19.9N/mm이고, 그 합이 70.4N/mm로 제품검사시험과 이론식에 의해 구해졌다. 이 값은 마찰력 시험에서 구해질 스프링 상수의 비교 값으로 두었고, 시험결과의 정확성을 판단할 수 있는 기준이 된다.

피스톤 마찰력은 sleeve가 압축되는 정도와 작동환경에 따라 변화가 있을 것이라 가정 하고 시험을 수행하였다. 실제 작동환경인 극저온 상태에서의 마찰력을 알아보기 위해 시험이 이루어졌으며, 상온에서의 시험결과와 비교하여 환경에 따른 경향을 살펴보았다. 그리고 작동횟수에 따른 마찰력의 변화를 알아보기 위해 내구성 시험이 이루어졌다.

3.1.1 시험장비와 방법

마찰력 시험에서의 밸브작동은 공압, 스프링 힘과 피스톤 마찰력에 의해서만 이루어진다고 가정한다. 시간에 대해 공압을 선형으로 가압과 해압할 수 있는 공압제어장치(Fig. 3)를 제작하였고, 조건에 따라 시간과 압력을 입력(Fig. 4)하여 마찰력 측정을 위한 시험을 수행하였다[5].

$$\sum F = F_p - F_s - F_f (Opening) \quad (3)$$

$$\sum F = -F_p + F_s - F_f (Closing) \quad (4)$$

식 (3)과 식 (4)은 각각 마찰력 시험 시 밸브가 열릴 때와 닫힐 때 작용하는 힘을 식으로 나타낸 것으로 F_p 는 피스톤에 작용하는 입력한 공압에 의한 힘, F_s 는 밸브 작동에 따른 스프링에 의한 힘으로 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다. 피스톤의 마찰력은 F_f 이다. 시험 조건은 Fig. 5에서처럼

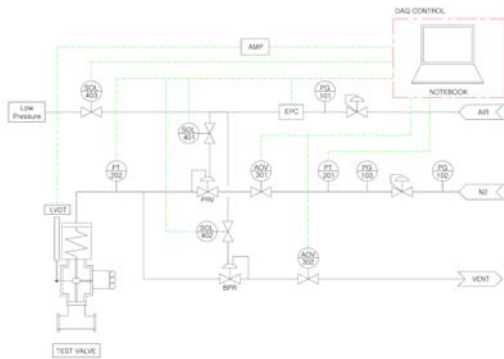


Fig. 3. Schematic of friction test



Fig. 4. Valve test equipments

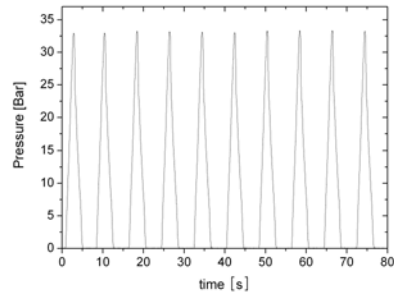


Fig. 5. Input value of pressure

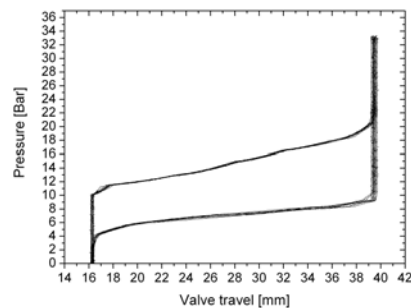


Fig. 6. Results of friction test

2.0sec 동안 0bar에서 33bar 까지 선형으로 가압을 하고 다시 2.0sec 동안 선형으로 해압하여, Fig. 6에서처럼 포핏의 위치에 따른 압력을 구한다. 공압은 피스톤의 마찰력과 스프링의 힘의 합보다 커지면 밸브가 작동하므로 그에 따른 충분한 압력을 공급하도록 하였다. 반복 시험을 하여 그래프가 겹쳐지는 정도로부터 값의 수렴을 판단하였다.

밸브작동 시 가속도가 없다고 판단되는 구간에서, 위치에 따른 압력의 관계를 1차함수로 나타낼 수 있다. 식 (6)에서 상수 c 는 스프링 상수를 뜻하고 또한, 스프링 힘도 위치에 따른 선형으로 표현 되므로 계산의 편의를 위해 마찰력을 식 (5)과 같이 공압에 대한 선형함수로 가정한다.

$$F_f = f(F_p) = aF_p + b \quad (5)$$

$$F_s = cx + d \quad (6)$$

Fig. 6에서 그래프의 윗부분을 식 (3), 아랫부분을 식 (4)로 두고, 가속도가 없다고 판단되는 부분과 end-coil effects의 영향에 의한 스프링 자유길이의 60%를 고려한 부분을 취하여 계산에 필요한 값을 구하는데 이용한다.

시험에서 구한 위치에 따른 공압에 의한 힘을 식 (3)과 식(4)에 대입하여, 연립하면 각 상수를 구할 수 있다. 마찰력 시험에서의 밸브 작동 시 가속도가 없는 구간의 값을 이용하였기 때문에 $\sum F$ 은 0이라고 둘 수 있다. 이때 구해진 마찰력은 위치에 대한 함수로 표현이 가능하고, 비록 실제 마찰력이 공압에 대해 1차 함수가 아니더라도 마찰력의 경향을 알아보는데 큰 무리가 없을 것으로 판단된다. 또한 이 방법으로 구한 스프링 상수(식 (6)의 c)와, 앞서 검사시험으로 구한 값인 70.4 N/mm을 비교하면 계산의 정확도를 판단할 수 있다.

3.1.2 시험결과

밸브 반복 작동 시 피스톤 sleeve가 마모되는 현상을 발견 할 수 있었고, 이 영향으로 밸브 작동 횟수에 따라 마찰력이 변화하는 것으로 나타났다. 상온에서 1500회, 극저온에서 1200회 반복 시험이 이루어졌고 횟수에 따른 마찰력의 경향을 Fig. 7에서 볼 수 있다. 이 마찰력은 공압이 없을 때의 값으로 각 압력에 대한 마찰력의 경향도 비슷할 것이다. 초기 300회의 반복까지는 상온의 마찰력이 극저온에서의 마찰력보다 크게 나타났으나, 그 이후의 경향은 비슷해지는 것을 볼 수 있다. 실제 MOV의 작동 환경이 극저온상태이고 반복횟수가 그렇게 많지 않다는 점을 감안한다면, 극저온 상태에서의 작동횟수 600회 이전 시험결과를 힘평형 관계에 적용하면 될 것으로 판단된다.

극저온 상태에서의 마찰력은 밸브 몸체와 sleeve의 열수축을 차이 및 극저온에서의 sleeve 강도 변화에 의한 sleeve의 변형률 차이에 의해 마찰계수에 영향을 줄 것이라 예상하였으나[4],

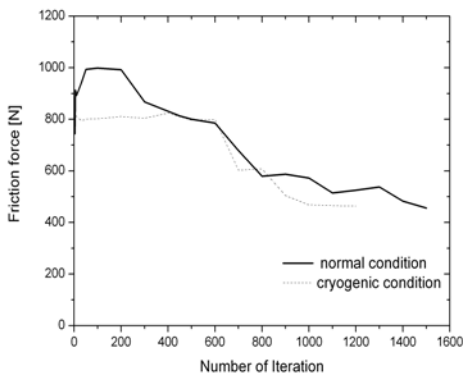


Fig. 7. Effect of iteration number on friction force

내구성 시험에서 볼 수 있듯이 어느 정도 작동이 반복된 후에는 상온/극저온에서의 마찰력 차이가 10% 이내로 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 이는 밸브 작동에 따른 sleeve의 마모가 상당 부분 진전된 이후에는 상온 및 극저온에서의 마찰력의 차이가 미비해지는 것으로 판단된다.

3.2 CFD 해석

포핏에 작용하는 유동에 의한 힘(hydraulic force: 식 (1)의 $p_f A_p$)를 예측하기 위해 CFD 해석이 이루어졌다. 포핏에 작용하는 유동에 의한 힘을 예측하기 위해 간단히 밸브 전/후단의 압력을 측정하여 활용하는 것은 정확하지 않으며 [3], 또한 포핏 표면의 압력 분포를 시험적으로 측정하기는 매우 어렵기 때문에, CFD 해석을 수행하였다. 이를 위해 상용프로그램인 FLUENT 6.3.26을 사용하였고, 포핏 위치에 따른 포핏 양단의 압력차에 의한 힘을 계산하였다. 밸브 전/후단의 압력 경계 조건은 연소 중단 시의 연소기 및 터보펌프의 실제 설계 운영 조건에 따라 적용하였다. 포핏 주위의 압력 측정이 불가능하므로, CFD 해석 결과와 시험 결과와의 비교를 위해 밸브가 완전 개방되었을 때의 유량계수 C_v 값을 비교함으로써 확인하였으며, 실제 시험결과와 CFD 해석결과의 유량계수 C_v 값의 오차는 대략 3% 이내인 것으로 나타났다[6].

CFD 해석을 통해 예측된, 포핏 양단면에 작용하는 유동 압력분포를 Fig. 8에서 확인할 수 있다. 한편 포핏 위치는 전체 스트록(stroke)을 10 구간으로 나누어 각각 계산하였고, 그 결과 값은 Table 1과 같다. 유동에 의한 힘(hydraulic force)을 위치에 대한 2차함수로 표현하여 이를 힘평형 관계식에 적용하였다.

Table 1. Hydraulic force on the valve position

Travel[mm]	Force[N]
23.50	364
21.15	1114
18.80	1489
16.45	2220
14.10	2800
11.75	3284
9.40	3825
7.05	4265
4.70	4610
2.35	4962

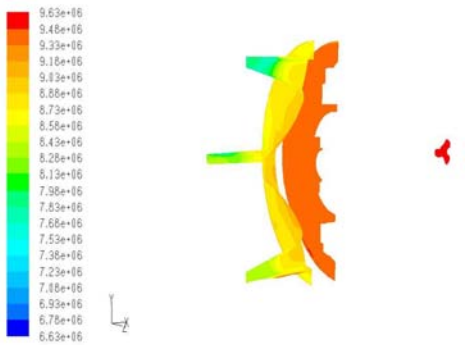


Fig. 8. CFD analysis for the prediction of hydraulic force [Pressure distributions on poppet surface predicted by CFD analysis, Pa, at 23.5mm]

3.3 힘평형 해석

시험에서 직접 구한 스프링 상수, 마찰력과 CFD 해석으로 계산된 포핏 양단에 걸리는 압력 차에 의한 힘을 식 (1)에 적용하여 MOV의 힘평

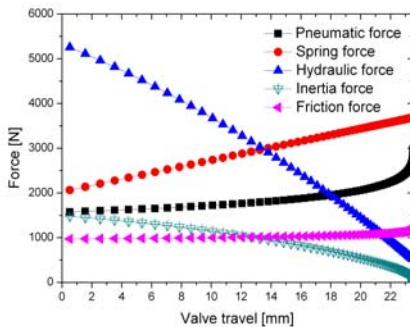


Fig. 9. Force variations according to valve travels

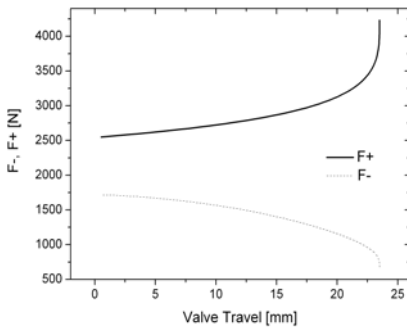


Fig. 10. Results on the force balance of the MOV

형 계산을 수행한 결과, 설계/제작된 MOV가 운영조건에서 포핏과 피스톤이 분리되지 않고 정상적으로 작동하는 것으로 나타났다. Fig. 9에서는 포핏 위치에 따른 각 힘을 표현하였고, Fig. 10에서 밸브가 닫힐 시 포핏 위치에 대하여 F_+ 가 F_- 보다 항상 큰 값을 가지는 것을 볼 수 있다.

IV. 결 론

본 연구에서는 MOV 개발에 필수적인 힘평형 해석을 수행하였다. 먼저 예비해석으로 MOV 설계요소인 스프링, 마찰력, 공압부의 오리피스 크기에 따른 밸브의 작동 성능을 살펴보았으며, 스프링 힘이 MOV 힘평형 설계를 제어하는 주요 설계 요소임을 알 수 있었다. 보다 정확한 힘평형 해석을 위해 마찰력과 포핏에 걸리는 유동에 의한 힘은 각각 시험과 CFD 해석을 통해 구하여 계산한 결과, 설계/제작된 MOV가 실제 운영조건에서 포핏과 피스톤이 분리되지 않고 정상적으로 작동하는 것으로 나타났다. 힘평형 해석관련 설계인자의 영향을 예측하고 측정방법을 제시함으로써, 향후 개발하는 MOV는 물론 관련 밸브류의 설계 및 제작에 활용할 수 있을 것으로 기대한다. 한편, 밸브의 작동특성을 더욱 정확히 예측하기 위해서는 정지마찰력에 대한 고려[7]와 포핏에 작용하는 유동에 의한 힘에 대한 보다 정확한 예측과 같은 추가적인 연구가 향후 더욱 심도 있게 이루어져야 할 것이다.

참고문헌

- 1) Moongeun Hong, Soo Young Lee, 2008, "On the Force Balance of a Main Oxidizer Shutoff Valve", KSPE Spring Conference, pp. 14~17.
- 2) Taik-Dong Cho, Sang-Min Yang, 2007, "Experimental Study for Performance Evaluation of Gate Valve", Trans. of the KSME (B), Vol. 31, No. 10, pp. 884~888.
- 3) Taik-Dong Cho, Sang-Min Yang, Ho-Young Lee, Sung-Ho Ko, 2007, "A Study on the Force Balance of an Unbalanced Globe Valve", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, pp. 814~820.
- 4) Jean-Luc Bozet, 2001, "Modelling of friction and wear for designing cryogenic valves", Tribology International, Vol. 34, pp. 207~215.

- 5) Claudio Garcia, 2008, "Comparison of friction models applied to a control valve", *Control Engineering Practice* 16, pp. 1231-1243.
- 6) Moongeun Hong, 2008, "Cv for MOV EM design", KARI-LVFD-TM-2008-003.
- 7) Tore Haggund, 2002, "A friction compensator for pneumatic control valves", *Journal of Process Control* 12, pp. 897~904.