

계단형상에 의한 스폴밸브의 유동력 보상

신원규[#], 최현영^{*}, 신호필^{*}, 문의준^{*}

Flow Force Compensation by Stepped Spool Valve

Weon Gyu Shin[#], Hyun Young Choi^{*}, Hyo Pil Shin^{*}, Eui Joon Moon^{*}

ABSTRACT

This paper is on the study of flow force compensation for spool type valves. A simple method for flow force compensation using a stepped spool is presented in this paper. It is easy to manufacture the stepped spool of the presented method because the shape of it is simple. The method has another merit that the size of valve need not be increased. Actuating force required for driving the spool can be decreased through the compensation of flow force. The effect of presented method is predicted through CFD analysis. The results of the CFD analysis are also utilized for the optimization of step shape. The prototypes of flow force compensated Direct Drive Servo-Valve are manufactured, and the measurements of flow force are carried out. The measured effect of flow force compensation is very similar to that from the CFD analysis.

Key Words : flow force(유동력), flow force compensation(유동력보상), spool(스폴), spool type valve(스폴형태 밸브), Direct Drive Servo Valve(직접구동형 서보밸브), CFD(전산유체해석)

기호설명

F_f = flow force
 C_d = discharging coefficient
 C_v = velocity coefficient
 A = area of metering orifice
 P_s = Supply pressure
 P_R = Return pressure
 θ = jet angle
 F_A = force exerted on wall 'A' of spool land
 $F_{Supply \rightarrow C1}$ = the sum of force exerted on wall of each spool land for section of

Supply→C1

$F_{C2 \rightarrow Return}$ = the sum of force exerted on wall of each spool land for section of C2→Return

d_o = diameter of spool land

d_s = diameter of step for flow force compensation

d_r = diameter of spool rod

1. 서론

스폴을 움직여 유체의 유량을 제어하는 밸브 있어 유체가 좁은 유로인 미터링 오리피스를 통과

¹⁾ 2002년 11월 7일 접수
[#] 교신저자, 국방과학연구소 구동장치 연구실
 Email : david@add.re.kr, Tel : (042) 821-4438
^{*} 국방과학연구소 구동장치 연구실

할 때 고속의 유동이 발생하게 되고, 이 때 스톨랜드 벽면에 작용하는 압력 힘의 불균형으로 인해 유동력이 발생한다. 밸브의 스톨에 축방향으로 작용하는 유동력은 밸브의 가제어성과 서보시스템에 큰 영향을 미친다. 스톨을 움직여서 밸브의 오리피스 유로면적을 증가시키고자 할 때 유동력은 밸브의 움직임에 반대하는 방향으로 작용하기 때문에 밸브의 안정성을 좌우하는 중요한 요소라고 볼 수 있다. 유압증폭단이 없는 직접구동형 서보밸브의 경우 더욱 중요한 문제이다.

정상상태의 유동력의 크기를 보상하고자 하는 많은 방법들이 시도되어 왔다. 밸브의 스톨 및 슬리브의 형상 변경 또는 밸브의 구조변경을 통해 유동력의 크기를 부분적으로 없애거나 전부 제거하는 방법들이 제시되어 왔으나 밸브에 실제로 적용하기 힘든 경우가 많았다. Maoying은 2차원 해석모델에 대해 경계요소법을 이용하여 수치적으로 유동력의 크기와 보상방법에 대해 연구하였다.¹ Tsukiji는 2차원 모델¹에 대해 유동장가시화 방법을 이용하여 실험적으로 연구하였다.² Clark는 radial-hole orifice를 이용한 유동력 보상방법을 제시하였다.³ Fukusima는 오리피스를 통과한 유동이 스톨랜드 벽면에 재부착하게 될 때 유동력 감소가 가능함을 나타내었다.⁴ Miller는 스톨로드의 기하학적 형상을 변경시켜 유동력을 보상하였다.⁵ Wang은 실험과 수치적인 방법을 이용하여 유동력 보상방법을 제시하였다.^{6,7} U.S. Patent 4,220,178은 R.Miller⁵와 유사하게 스톨로드의 기하학적 형상을 변경시키는 방법을 제시하였다.⁸ U.S. Patent 3,123,335는 언더컷 노치를 이용한 유동력 보상방법을 나타내었다.⁹ U.S. Patent 5,944,042는 스톨랜드에 환형 홈을 이용하여 유동을 강제로 재순환시켜 유동력을 보상하였다.¹⁰ U.S. Patent 5,911,245는 2-position valve(또는 on-off valve)에 적용될 수 있는 유동력 보상방법을 제시하였다.¹¹

본 논문에서는 밸브의 크기를 증가시키지 않으면서 계단형상 스톨과 슬리브의 조합을 이용하여 밸브에 실제로 적용할 수 있는 유동력 보상 방법을 제안하였다. 전산유체해석(CFD)을 통해 유동력 감소효과 예측 및 최적화를 시도하고 유동력 측정시험을 통해 유동력 감소효과를 검증하였다.

2. 유동력 보상

2.1 스톨에 작용하는 유동력

정상상태 유동력은 각각의 스톨랜드에 작용하는 압력 힘의 크기와 같으며 식 (1)과 같이 미터링 오리피스의 면적, 즉 유량의 크기 및 유로의 압력차에 비례한다.¹²

$$F_f = 2C_d C_v A (P_s - P_R) \cos \theta \quad (1)$$

2.1.1 일반적인 유동력 비보상밸브

Fig. 1은 유동력 보상을 하지 않는 3-land 4-way 형태 밸브에서 스톨과 슬리브가 조합되었을 때의 단면을 나타내고 있다. 유동력의 크기는 스톨랜드 벽면에 축방향으로 작용하는 압력 힘의 합으로 표현되며 식 (2)와 같다. Fig. 1에서 화살표는 유동의 방향을 나타내고 있다. 유체가 고압의 Supply로부터 들어와서 좁은 오리피스를 통과하게 되면서 고속의 유체가 발생하게 되며 Return 측으로 빠져 나간다. 베르누이 법칙에 따라 유동이 빠른 스톨랜드 벽면(A, D)에 작용하는 압력의 크기는 작으나 스톨랜드 벽면(C, E)에 작용하는 압력은 크다. 따라서 유동력은 밸브의 오리피스를 닫는 방향으로 작용한다.

$$F_f = -F_A + F_C - F_D + F_E \quad (2)$$

2.1.2 제안된 유동력 보상밸브

Fig. 2는 본 논문에서 제안하는 유동력 보상을 위한 계단형상 스톨과 슬리브가 조합되었을 때의 단면이다. Supply측에 있는 스톨랜드를 계단형상으로 만들어 좁은 오리피스 면적을 통과한 후 발생하는 고속의 유체가 계단형상의 윗면에 부딪히게 된다. 이 때 A' 벽면의 주변에는 유동이 발생하지 않으므로 베르누이 법칙에 따라 Fig. 1에 비해 압력이 커지게 된다. 스톨에 작용하는 유동력의 크기는 식 (3)과 같다. 식 (3)에서와 같이 A' 벽면에 작용하는 힘 (=F_{A'})만큼 유동력이 감소하게 된다. 스톨이 반대방향으로 움직인다면 D' 벽면에 작용하는 힘(F_{D'})만큼 유동력이 감소하게 된다.

$$F_f = -F_A - F_{A'} + F_C + F_{C'} - F_D - F_{D'} + F_E + F_{E'} \quad (3)$$

2.2 CFD를 통한 유동력 크기 예측

본 절에서는 CFD를 통해 스톨 형상 및 세부 치수에 따른 유동력의 크기 변화에 대한 경향을

살펴보고 2.1.2절에서 제안한 유동력 보상 스폴 형상을 최적화하였다.

2.2.1 스폴밸브 해석방법

제안된 계단형상 스폴을 이용한 유동력 보상 방법의 효과를 예측하기 위해서 CFD S/W인 FLUENT를 이용하였다.¹³ 본 논문에서 제작된 직접구동형 서보밸브는 3-land 4-way의 구조를 갖고 있으며 슬리브에는 Supply, C1, C2, Return측에 각각 6개의 슬롯이 있고 스폴의 중심 축방향에 대해 대칭이다. 이러한 대칭성을 이용하여 스폴, 슬리브 부에 대해 1/6 모델을 만들어 해석을 용이하게 하였다. Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3에서 1/6 모델의 단면은 symmetry 조건으로 하였다. C1과 C2의 압력조건은 유체의 비압축성으로 인해 같다고 가정할 수 있으므로 유체의 흐름을 Supply→C1인 부분과 C2→Return인 부분으로 나누어 해석을 수행하여 각각의 스폴랜드 벽면에 작용하는 압력 힘의 크기를 합하여 유동력을 계산하였다. 유동력의 크기는 식 (4)와 같다.

$$F_f = F_{Supply \rightarrow C1} + F_{C2 \rightarrow Return} \quad (4)$$

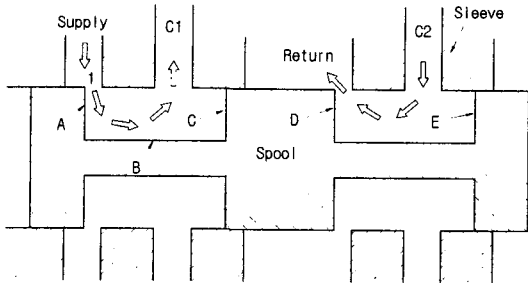


Fig. 1 Schematic of the assembly of sleeve and conventional spool

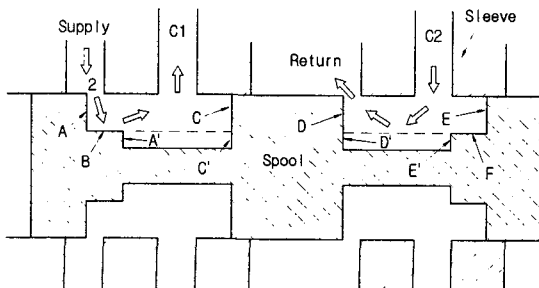


Fig. 2 Schematic of the assembly of sleeve and spool suggested for flow force compensation

2.2.2 CFD를 통한 스폴 형상에 따른 유동력 크기의 변화

Fig. 3은 계단형상 스폴의 주요한 설계 변수를 나타내고 있다. 스폴밸브에서 스폴 형상과 관련된 설계변수는 유동력 크기 및 유량에 영향을 줄 수 있다. H. E. Merritt는 스폴밸브에서 유량포화 현상을 방지하기 위해 밸브의 모든 유로면적을 미터링 오리피스 면적의 4배 이상으로 유지하는 것이 좋다고 언급하였고 식 (5)는 스폴의 주요치수와 관련된 유로면적과 미터링 오리피스 면적의 관계를 나타낸다.¹²

$$\pi/4 (d_o^2 - d_r^2) \geq 4A \quad (5)$$

Table 1의 CASE 1~4는 모두 do=9.2mm이며, CASE 1의 dr은 미터링 오리피스 면적의 4배를 만족시키는 값이고 유동력 비보상 직접 구동형 서보밸브는 CASE 1을 기준으로 설계되었다. CASE 2는 본 논문에서 제안하는 유동력 보상밸브에 있어 계단형상 스폴의 치수를 나타낸 것이다. Table 1은 CFD를 통해 유동이 Supply→C1일 때 밸브가 최대로 열린 상태에서 유동력의 크기 및 CASE 1에 대한 상대적인 유량의 증감을 나타내었다. 유동력의 크기는 CASE 3, CASE 4, CASE 1, CASE 2의 순서로 크다. dr이 가장 작은 CASE 3의 경우 유동력이 상대적으로 많이 크며, CASE 2에서와 같이 스폴의 형상이 계단형상인 경우에는 유동력의 크기가 가장 작았다. 계단형상 스폴을 이용하면, 2.1.2절에서 언급한 바와 같이 유동력 감소효과가 보임을 알 수 있다. 유량은 CASE 3, CASE 1, CASE 4, CASE 2의 순서로 크다. dr이 클수록 유로면적이 작아지기 때문에 흐르는 유량이 약간 줄어들었다.

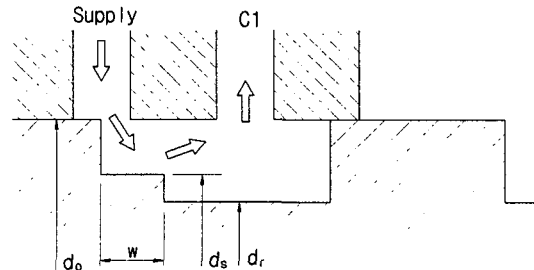


Fig. 3 Schematic that shows chief dimensions of spool

Table 1 Magnitude of flow force according to various dimension of spool(Supply→C1)

	dr (mm)	ds (mm)	w (mm)	Flow force(N)	Flow rate
CASE 1	4.6	-	-	35.1	-
CASE 2	3.0	5.4	1.9	13.2	-1.28%
CASE 3	3.0	-	-	73.6	+0.2%
CASE 4	5.4	-	-	49.0	-1.09%

Fig. 4는 유동력 비보상 밸브(CASE 1)에서 Supply측으로부터 유체가 들어와서 C1측으로 빠져 나갈 때의 밸브 내부의 속도장을 나타내고 있다. Fig. 5는 계단형상 스톱을 이용한 유동력 보상밸브(CASE 2)에서 Supply측으로부터 유체가 들어와서 C1측으로 빠져나갈 때의 밸브 내부의 속도장을 나타내고 있다. Fig. 5로부터 오리피스를 통과한 고속의 유동이 계단형상의 윗면을 부딪히고 나가게 되면서 Fig. 2의 A' 벽면 주위에서 유동이 거의 생기지 않아 속도 크기가 작음을 알 수 있으며, 이 부근에 작용하는 압력은 Fig. 2의 C' 벽면에 작용하는 압력과 거의 같아지게 된다. 따라서 유동력 보상효과가 생긴다고 할 수 있다. Table 2는 CFD를 통해 CASE 1, CASE 2의 경우에 대해 계단 형상 스톱을 이용하기 전후의 밸브가 최대로 열린 상태에서 유동력 크기를 나타내고 있으며 유동력의 크기는 24%정도 감소하는 것으로 나타났다.

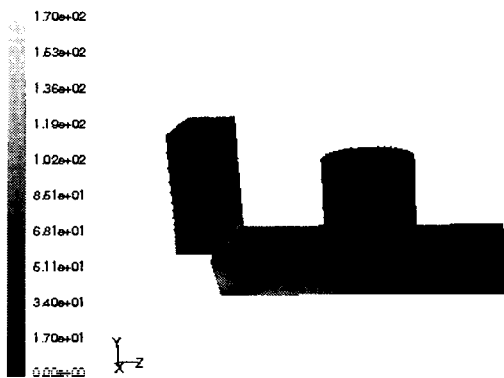


Fig. 4 Velocity Contour of CASE 1 (Supply→C1)



Fig. 5 Velocity Contour of CASE 2 (Supply→C1)

Table 2 Effectiveness of flow force compensation

Flow force \ CASE	CASE 1(N)	CASE 2(N)
$F_{Supply \rightarrow C1}$	35.1	13.2
$F_{C2 \rightarrow Return}$	57.3	57.3
Flow force	92.8	70.5

2.2.3 CFD 를 통한 계단형상 스톱의 최적화

계단 형상 스톱의 주요 설계 변수는 너비(=w)와 높이(=(ds-dr)/2)이다. 유동력 크기의 최소화를 위하여 CFD를 통해서 너비와 높이를 최적화하였다. Fig. 6은 계단형상 스톱 치수에 따른 유동력 크기(= $F_{Supply \rightarrow C1}$)를 나타내고 있다. 너비가 너무 작으면 w=1.7mm인 경우와 같이 미터링 오리피스를 통과한 제트가 계단 형상의 윗면에 부딪히지 않고 C1으로 빠져 나갈 수 있어 유동력 감소효과가 없다. 계단 형상의 너비가 최적점보다 커질수록 유동력의 크기는 증가하게 되는 경향을 얻을 수 있다. 계단 형상의 너비는 이러한 관점에서 최적화되어질 수 있다. 계단형상의 높이가 커지면 유로면적이 작아지기 때문에 유량포화가 발생하여 밸브가 흘릴 수 있는 최대유량에 제한이 가해질 수 있다. $d_s=5.6mm$, $d_s=5.8mm$ 인 경우 유량포화 현상이 나타났다.

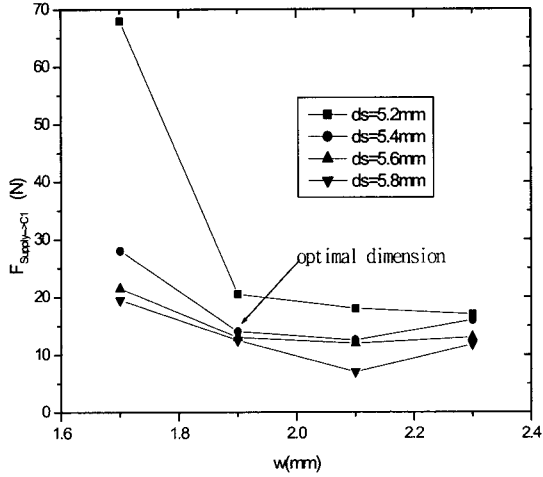


Fig. 6 Optimization of dimension of stepped spool

3. 유동력 측정시험

CASE 1의 치수를 갖는 스펴이 조립된 3 land 4-way 형태의 유동력 비보상 직접구동형 서보밸브와 CASE 2의 치수를 갖는 계단형상 스펴을 이용한 유동력 보상 직접구동형 서보밸브의 시제품을 각각 제작하였고 유동력 효과를 검증하기 위해 유동력 측정시험을 수행하였다.

3.1 유동력 측정 시험장치

Fig. 7은 유동력 감소효과를 검증하기 위한 유동력 측정 시험장치이다. 유동력 측정 시험시 밸브 안에 있는 모터의 회전자 및 고정자와 모터축을 제거하였고, 가늘고 긴 봉 형태의 킴(quill)을 마이크로미터와 스펴 사이에 연결하여 스펴의 양방향 움직임에 대한 유동력 측정이 가능하게 하였다. 킴을 이용하면 정확한 측방향 힘의 측정이 가능하다. 시험 중 밸브 몸체의 양단 덮개를 제거하여 스펴에 배압이 걸리지 않도록 하였기 때문에 유체로 인한 순수한 유동력의 크기만 측정할 수 있었다.

3.2 유동력 측정 시험결과

Fig. 8은 유동력 측정시험결과를 나타내고 있다. 유동력 측정 결과 스펴을 양방향으로 움직이는 과정 중에 약간의 히스테리시스가 나타나긴 했지만

히스테리시스의 크기가 유동력 크기에 비해 매우 작은 값으로 나타났기 때문에 무시할 수 있다. 유동력의 크기는 유량의 크기에 비례함을 알 수 있으며, 유량이 흐르지 않는 중립 위치 부근을 제외한 모든 구간에서 유동력이 감소함을 알 수 있다. 최대 스트로크에서 유동력 크기가 약간 줄어드는 결과가 나타났기 때문에 유동력 감소는 12.5% 정도로 Table 2에서보다 약간 작으나 전체적인 감소 정도는 20%전후로 Table 2에서 예측된 값과 비슷하다. 시험 결과, 계단형상 스펴을 이용한 유동력 보상밸브에서는 유량포화 현상이 나타나지 않았다.

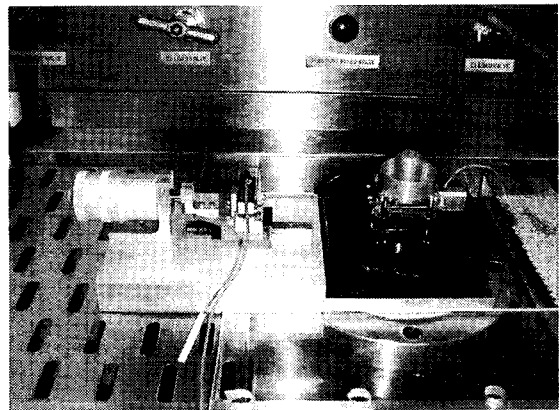


Fig. 7 Experiment for flow force measurement

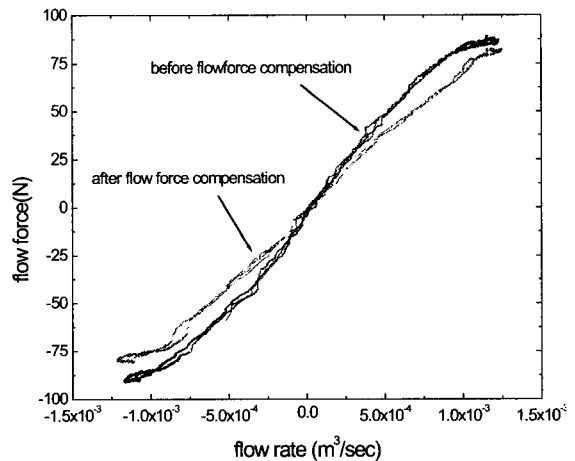


Fig. 8 Result of flow force measurement

4. 결론

본 논문에서는 CFD를 이용하여 스폴 밸브에 있어서, 스폴의 주요 설계 변수에 따른 유동력의 크기 및 유량 크기를 예측하였고, 스폴 형상 변경을 통한 유동력 보상방법을 제안하였다. 3-land 4-way 직접구동형 서보밸브의 유동력 비보상형과 유동력 보상형의 시제품을 각각 제작하여 유동력 측정시험을 하였다. 전산유체해석을 통해 예측된 유동력 감소정도와 시제품을 각각 만들어 유동력 감소효과를 비교해 본 결과, 밸브의 최대유량에서 전산유체해석을 통해 예측된 결과에 비해 시험결과가 유동력 감소정도가 더 작았지만 전체적인 경향은 일치하였다. 본 논문에서 제안된 계단 형상 스폴을 이용한 유동력 보상방법은 형상이 간단하기 때문에 가공성이 좋고 밸브의 크기를 증가시키지 않는다는 장점이 있으며 적용하기가 쉽다. 본 논문에서 제안된 유동력 보상방법은 다른 형태의 스폴밸브에도 적용이 가능하다고 생각된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소에서 주관하는 민군겸용기술사업의 "고성능유압서보밸브개발" 과제로 수행되었으며 직접구동형 서보밸브의 제작은 참여연구기관인 (주) 한화 항공기술연구소에서 수행되었다.

참고문헌

1. Maoying, G., Nakano, K., "Numerical Study for the Compensation of Axial Flow Force in a Spool Valve by Boundary Element Method," Proceedings of the 2nd Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control, pp.171-176, 1989.
2. Tsukiji, T., Takahash, K., "A Study on the Axial Flow Forces in a Spool Valve Using Flow Visualization and Image Processing Technique," Proceedings of the 2nd Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control, pp.177-182, 1989.
3. Clark, R. N., "Compensation of Steady-State Flow Forces in Spool-Type Hydraulic Valves," Trans. ASME, Vol. 79, No. 8, pp. 1784-1788, 1957.
4. Fukusima, T., "Reattachment of the Jet in Spool Valves," J. Japan Hydraulics & Pneumatics Society (in Japanese), Vol. 5, No. 3, pp. 127-133, 1974.
5. Miller, R., Fujii, Y., "CFD Simulation of Steady-State Flow Forces on Spool-Type Hydraulic Valves," SAE Technical Paper Series 1999-01-1058, Ford Motor Co.
6. Linxiang, W., Ying, C., "The Experimental Study on the Fluid Flow in a Spool Valve," New Achievements in Fluid Power Engineering, World Academic Press, pp. 6-9, 1997.
7. Linxiang, W., Ying, C., "Numerical Study on the Axial Flow Force of a Spool Valve," Fluid Power Systems and Technology, Vol. 5, pp. 177-183, 1998.
8. Jackson, "Momentum Balance Spool," U.S. Patent 4,220,178, 1980.
9. Darling, M. C., "Stabilized Piston Valve," U.S. Patent, 3,123,335, 1961.
10. Takahashi, "Flow Force Compensating Method and Flow Control Valve of Spool Type Using the Same Method," U.S. Patent 5,944,042, 1999.
11. Weber, J. R., "Flow Force Spool Valve," U.S. Patent 5,911,245, 1999.
12. Merritt, H. E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 1967.
13. FLUENT 5.5 Manuals, FLUENT.INC.