

수소 압축기용 릴리프 밸브 모델링 및 성능해석에 관한 연구

박상범*, 김규보*, 전충환[†], 윤소남**, 권병수***

*부산대학교 기계공학부, *부산대학교 기계기술연구원, **한국기계연구원, ***광신기계공업(주)

A Study on the Relief Valve Modeling and Performance Analysis of Hydrogen Compressor

SANGBEOP PARK*, GYUBO KIM*, CHUNGHWAN JEON[†], SONAM YUN**, BYUNGSOO KWEON***

**Department Mechanical Engineering, Pusan National Univ., Jangjeon-dong, Geumjeong-Gu, Pusan 609-735, Korea*

***Korea Institute of Machinery & Materials, 104 Shinsung-Rho Yuseong-Gu, Daejeon, 305-343, Korea*

****KwangShin Machine Ind. Co., Ltd. 180-2 Okog-Ri, Chilwon-Myon, Haman, Gyeongnam, Korea*

ABSTRACT

This paper presents a static and dynamic characteristics of the relief valve which is a kind of direct operated pressure control valve for hydrogen compressor. The valve is consisted of a main poppet, a spring, an adjuster and a valve body. The purpose of this study is development of the simulation model for relief valve by using commercial AMESIM[®] tool. Poppet with sharp edge seat type and ball poppet with sharp edge seat type compare for P-Q characteristic. The dynamic simulation results are presented the operating pressure characteristics of relief valve. High pressure power unit of which maximum pressure control range is 100MPa was manufactured, and the pressure control valve was experimented using the above-mentioned power unit. The new model of pressure control valve from this results was suggested. It was confirmed that the suggested valve has a good control performance from experimental setup.

KEY WORDS : Hydrogen compressor(수소압축기), Pressure control(압력제어), Relief valve(릴리프밸브), Poppet valve(포펫밸브), Pressure override(압력 오버라이드)

1. 서 론

수소압축기용 릴리프밸브는 고압(약 450bar 이상)에서 작동되며 다이어프램 내부의 압력을 고속으로 조절할 수 있는 응답성을 가져야 한다.

일반적인 밸브에서는 유체의 흐름에 따른 유체

력과 캐비테이션, 밸브 자체의 불균형에 의한 진동이 발생하게 되며 이러한 현상은 밸브의 비정상적인 작동으로 수소 압축기 전체의 성능에 저해되고, 결국에는 신뢰성 저하 문제를 일으키게 된다.

이러한 결과는 릴리프 밸브의 교체주기의 단기화와 동시에 수소압축기 시스템 전체의 경쟁력 약화와 결부되기 때문에 매우 중요한 부품인 동시에

[†]Corresponding author : chjeon@pusan.co.kr

성능 향상을 위한 연구가 필요하다.

릴리프 밸브 종류 중에 하나인 포핏 밸브는 일반적으로 오리피스(밸브 시트)를 폐쇄하기 위해 밸브 몸체내의 밸브 시트에 위치하는 포핏과 포핏을 밀어주는 스프링으로 구성된다.

포핏이 밸브 자리에 대해 수직적으로 이동함으로써 유로 면적을 조절하여 유량 혹은 압력을 제어 한다.

포핏 밸브는 포핏의 형태에 따라 원추형(cone), 구형(ball), 판형(plane)으로 나누고, 밸브시트의 형태에 따라 예리한 모서리형(sharp edged seat), 콘형(conical seat)등으로 나누어진다.

장점으로는 밸브 자리가 통상 예리한 끝모양에 가까우므로 밸브와 밸브 자리의 접촉은 선접촉이 되어 밀봉성이 대단히 좋고 좁은 틈새가 없으므로 먼지에 강하여, 스톱밸브 보다 응답성속도가 빠르다.

이런 이유로 포핏 밸브는 고압력 제어 및 정밀 제어용으로 비례 압력 릴리프 밸브, 직동형 압력제어 밸브, 그리고 고응답 자동차용 솔레노이드 밸브 등에 많이 사용 되어 지고 있다.

위에 언급한 문제점들을 해결하는 방안으로 작동 제어계 모델을 작성하고 안정적인계를 정하여 각각의 설계 인자들을 조정하는 방법이 제안되고 있으며, 이 방법을 통하여 포핏형식, 개구면적, 개구 길이, 스프링, 유체력 보상 형상 및 주파수 변위를 정하고 있다.

본 연구에서는 실험을 통하여 개발 릴리프밸브의 특성을 관측하는 방법을 채택 하였으며, 이를 위한 기초 연구로서 상용 프로그램을 이용하여 릴리프밸브 형상 모델을 통하여 형상을 제안 하고 기존 모델과 개발 모델을 구성하고 비교 분석을 수행하였다.

또한 수소압축기용 릴리프밸브에 대해서 이론 해석, 설계 및 제작, 그리고 실험장치를 통하여 기존 릴리프밸브와 개발 릴리프밸브 특성을 분석 하였으며, 이론해석의 타당성도 동시에 조사 되었고 이를 바탕으로 수소압축기용 릴리프 밸브의 개발 모델이 제안 되었고, 응답 특성이 평가하였다.

Table 1 Hydraulic fluid parameters

Number	Parameter	Value
1	Density	870 kg/m ³
2	Bulk modulus	17000 bar
3	Kinematic viscosity	32 cSt
4	Fractional air content	0.1 %
5	Temperature	40 °C

2. 릴리프 밸브 모델링

릴리프밸브 형상에 따른 압력-유량 특성을 분석 하고 2가지 종류의 릴리프밸브 모델링 및 검증을 수행하기 위하여 전용 프로그램인 AMESim을 이용하였고 실험결과와 비교 검증하였다.

2.1 유압 작동유

Table 1은 본 연구에서 사용하는 작동유(ISO VG 32)의 특성을 나타내었다.

고온, 고압 내에서 금속간의 접촉 표면에 윤활막을 형성하여 마모를 방지 할 수 있어 수소압축기 작동유에 적합하다.

2.2 릴리프 밸브 형상 모델

수소 압축기용 릴리프 밸브를 선정하기 위한 기본 정보 중에서 형상 설계인자인 원추타입과 볼타입의 압력-유량 특성 곡선을 Fig. 1에 나타내었다

두 타입 모두 누설이 발생하지 않았으며, 크랙킹압력(cracking pressure)이 6MPa인 것을 알 수 있다. 압력이 7MPa에 도달하였을 경우, 원추타입이 볼타입에 비해 이용유량이 높은 것을 볼 수 있으며, 따라서 원추타입의 경우가 정특성이 더 좋은 것으로 판단할 수 있다.

모델의 정확한 성능 확인을 위하여 Table 2에 나타낸 릴리프 밸브의 조건들을 동일하게 주었고 Fig. 2도 릴리프 밸브 유량 통과 면적이 동일함을 확인하였다.

수소압축기용으로 개발된 원추형 감쇄기 릴리프 밸브(conical damper relief valve)는 Fig. 3와

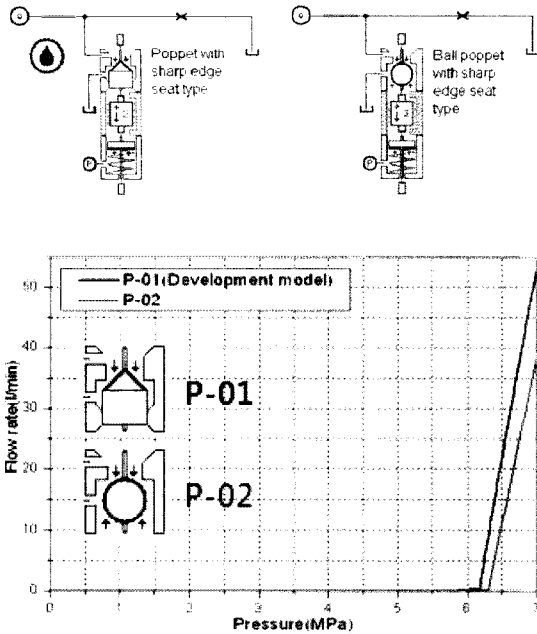


Fig. 1 P-Q characteristics of poppet type and ball poppet type relief valve.

Table 2 The design parameters

Number	Parameter	Value
1	Flow rate	80 L/min
2	diameter of pipe	25 mm
3	pipe length	1 m
4	wall thickness	10 mm
5	mass	0.01 kg
6	piston diameter	10 mm
7	rod diameter	5 mm
8	spring stiffness	10 N/mm

같은 예리한 모서리형 밸브 시트를 가지는 원추 포펫을 적용하였다.

예리한 모서리형 밸브 시트에 대한 정특성 해석을 나타내었다.

포펫 변위는 오리피스 면적과 동등한 면적을 가진 원추형 포펫 개구면적에 상응하는 거리를 이동하도록 설계되어야 한다. 그러므로 오리피스의 면적(A_o)을 포펫의 유동면적(A_p)과 같게 놓으면

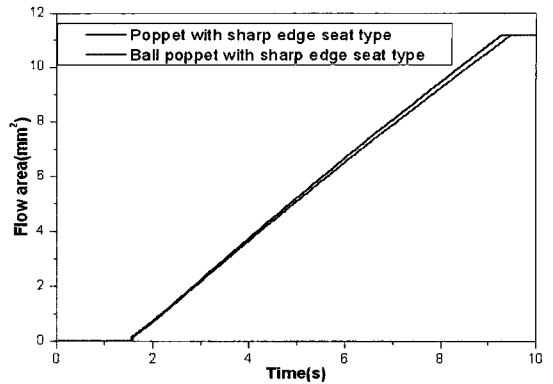


Fig. 2 Flow area curve of relief valve organized poppet and ball poppet.

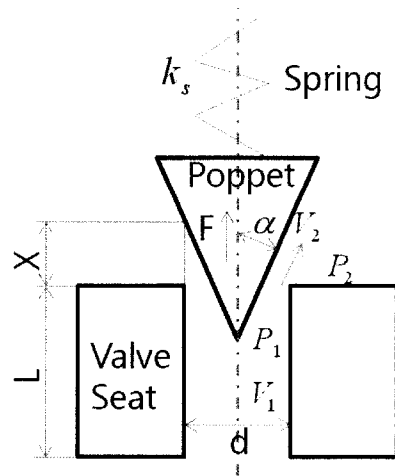


Fig. 3 Poppet valve with sharp edged seat.

식 (1)이 된다.

$$A_o = \frac{\pi}{4} d^2 = \pi d X \sin \alpha \left(1 - \frac{X \sin 2\alpha}{2d}\right) = A_p \quad (1)$$

오리피스 직경 d 와 포펫각 α 의 값들을 식 (1)에 대입하면 포펫에 필요한 이동거리를 결정할 수 있다. 만일 $X \sin \alpha \gg 2d$ 인 경우 $X \sin 2\alpha / 2d \approx 1$ 이므로 식 (1)은 식 (2)과 같다.

$$X = \frac{d}{4 \sin \alpha} \quad (2)$$

또한 포핏에 작용하는 힘과 스프링에 작용하는 힘이 같다고 보면, 스프링 변위는 식 (3)과 같이 표현 된다.

$$F_p = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot P = k_s \cdot X = F_s \quad (3)$$

$$\therefore X = \frac{\pi d^2 P}{4k_s}$$

정상상태 유동력(flow force)은

$$F = \pi d C_d C_v \sin 2\alpha (P_1 - P_2) \left(1 - \frac{X \sin 2\alpha}{d}\right) \quad (4)$$

이며, C_d 는 유량계수이고, C_v 는 속도계수이다.

포핏과 밸브 시트의 틈새를 하나의 오리피스로 보고, 밸브 출구와 밸브 입구에 베르누이 방정식을 적용하면 식 (5)과 같다.

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} \left\{1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^2\right\} \quad (5)$$

식 (5)에서 $v_1 \ll v_2$ 이므로 통과 유량은 식 (6)과 같이 된다.

$$Q = C_d \pi d \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6)$$

식 (6)에 스프링 힘을 고려하면, 식 (7)과 같다.

$$Q = C_d \pi d \sin \alpha \cdot X \left\{ \frac{2k_s (X + X_0)}{A_p - C_d \pi d \sin 2\alpha \cdot X} \right\}^{1/2} \quad (7)$$

포핏밸브에서 유압유로부터 밸브에 작용하는 추력은 스프링힘과 일치하게 되므로 다음과 같다.

$$A_o \Delta p - k_v \Delta p X = k_s (X + X_0) \quad (8)$$

단, $k_v = \pi C_d C_v d \sin 2\alpha$, k_s =스프링 상수, X 는 포핏 변위, X_0 는 초기 스프링의 압축길이 이다.

식 (8)은 $\Delta p = k_s (X + X_0) / A_o k_v X$ 로 나타낼 수

있으며, 압력 Δp 가 저압에서 차차 상승하여 밸브가 열리기 시작할 때 ($X=0$)의 압력을 Δp_c (cracking pressure)라고 하며 식 (9)과 같다.

$$\Delta p_c = \frac{k_s X_0}{A_o} \quad (9)$$

2.3 릴리프 밸브 모델링 및 검증

Fig. 4는 볼포핏 릴리프 밸브(ball poppet relief valve)와 원추형 감쇄기 릴리프 밸브(conical damper relief valve) 두 모델의 타당성을 검토하기 위해 모델링 하였다. 해석 모델은 포핏 형상(poppet), 시트 직경(seat diameter), 스프링의 초기 압축량 및 탄성계수, 오리피스 등에 대한 사양이 필요하기 때문에 설계사양을 다음과 같이 나타내었다.

모델해석에서 구동모터를 1000rpm으로 설정하고 제어 압력은 45MPa, 공급유량을 4.8L/min으로 일정하게 유지한 상태에서 가변 오리피스에 입력 신호를 주었다.

유압 라인은 강관으로 구성되며 사용한 재료의 종류에 따라 영계수(Young's modulus)값을 입력 해야 한다. 일반적으로 강관의 경우는 영계수값을 2.06e6bar로 사용하였다.

본 연구에서는 압력에 따른 유체의 압축성, 압력에 따른 유압라인의 팽창, 압력에 따른 체적탄성 계수의 변화, 압력에 따른 점성의 변화, 그리고 층류, 난류, 천이역의 흐름(transitional flow)에서의 마찰효과, 중력효과 현상을 고려한 HL01모델을 사용하였다.

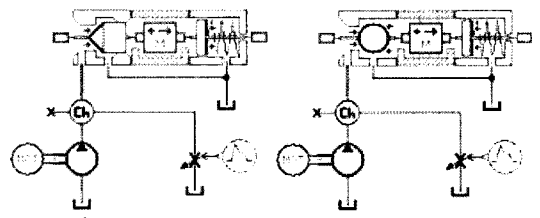


Fig. 4 Development modeling and existing modeling in AMESim environment.

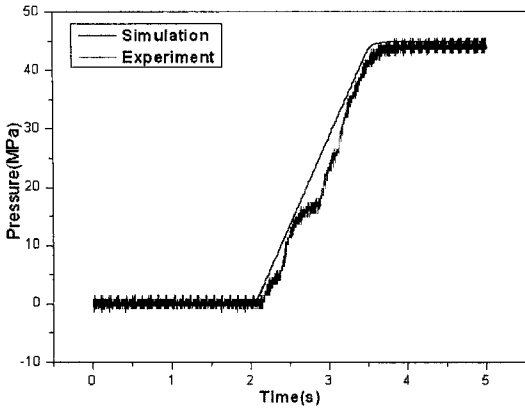


Fig. 5 Pressure characteristic of conical damper (6.8mm) relief valve.

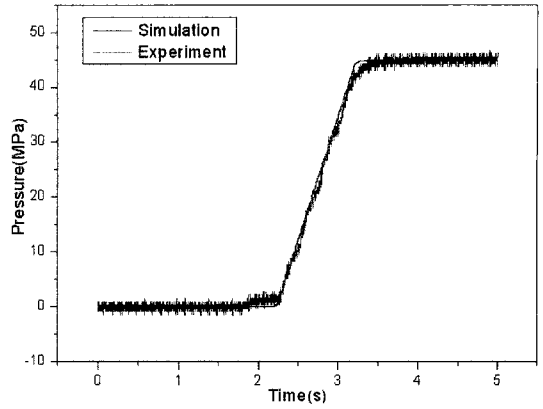


Fig. 7 Pressure characteristic of ball poppet relief valve.

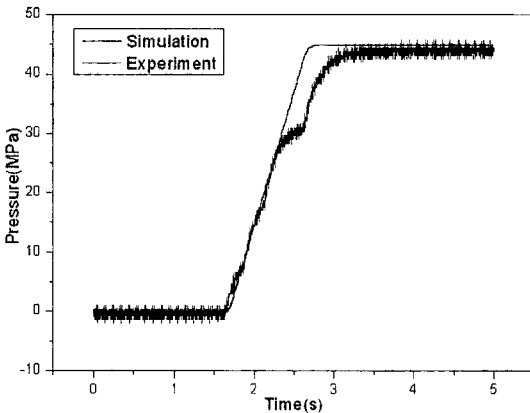


Fig. 6 Pressure characteristic of conical damper (6.6mm) relief valve.

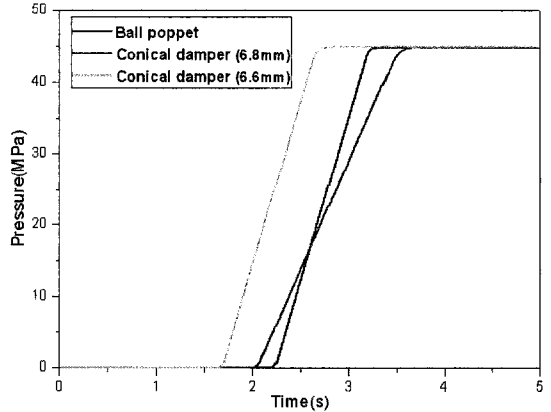


Fig. 8 Pressure characteristic comparison of ball poppet and conical damper(6.8mm) and conical damper(6.6mm) relief valve.

개발된 원추형 감쇄기 릴리프 밸브 실험에서 감쇄기 두께를 각각 6.8mm, 6.6mm으로 실험한 결과와 시뮬레이션 결과를 비교 하고자 한다.

Fig. 5는 감쇄기(6.8mm)에 대한 실험과 시뮬레이션의 압력 특성을 나타낸 것이다. 압력 상승 초기에 압력 맥동이 발생 했지만 시뮬레이션에서는 확인을 못했다. 하지만 45MPa로 안정적으로 제어하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 감쇄기(6.6mm)에 대한 실험과 시뮬레이션의 압력 특성을 나타낸 것이다. 28MPa에서 40MPa 부근에서 발생한 압력 맥동이 발생 했지만

시뮬레이션에서는 확인을 못했다. 하지만 45MPa로 안정적으로 제어하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 볼포핏 릴리프 밸브에 대한 실험과 시뮬레이션의 압력 특성을 나타낸 것이다. 압력은 실험적인 결과와 시뮬레이션한 결과값이 거의 일치한다고 볼 수 있고 45MPa로 안정적으로 제어하고 있음을 확인 하였다. 따라서 3종류의 릴리프밸브 모델이 타당한 것을 확인하였다.

Fig. 8은 릴리프 밸브 모델의 응답특성을 비교 하고자 나타내었다. 시정수는 응답속도를 특징짓는 시간의 차원을 가진 정수로 스텝함수 입력신호

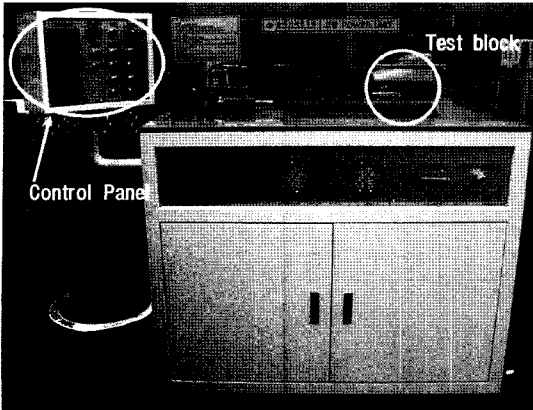


Fig. 9 Experimental setup with measurement system.

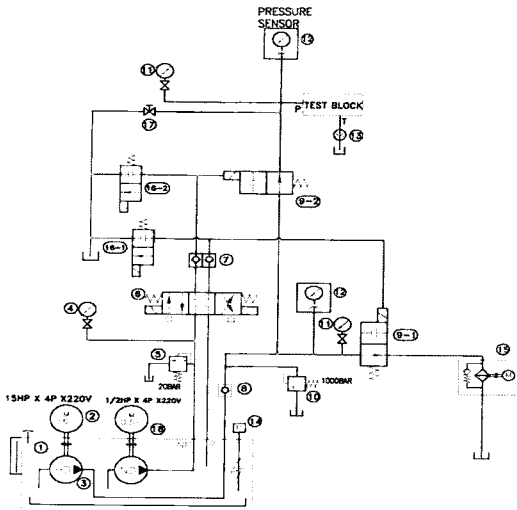


Fig. 10 High pressure hydraulic circuit for relief valve.

의 적용으로부터 출력신호가 소요의 정상 상태값의 63.3%에 도달할 때까지의 경과시간으로 기존품의 시정수는 0.82(s), 개발품(6.8mm)의 시정수는 0.80(s), 개발품(6.6mm)의 시정수는 0.66(s)로 기존품에 비해 개발품(6.6mm)이 0.16(s)가 빠르게 작동됨을 통하여 응답특성이 우수함을 확인하였다.

3. 성능 실험장치 및 방법

볼 포핏 릴리프 밸브(ball poppet relief valve)와

Table 3 Use parts of experiment equipment

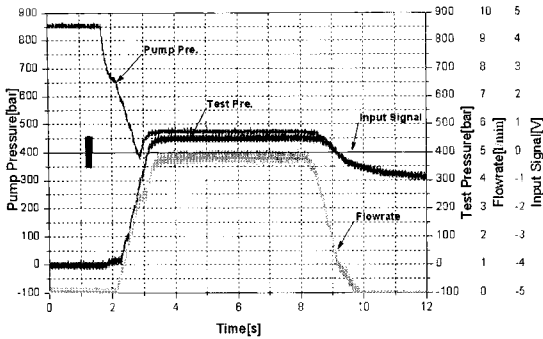
NUMBER	DEVICE
1	OIL TANK
2	ELECTRICAL MOTOR
3	COMBINATION P/P
4	PRESSURE GAUGE
5	RELIEF VALVE
6	4/3WAY SOL V/V
7	LP CHECK V/V
8	HP LINE CHECK
10	HYD' OPERATED V/V
11	HP RELIEF VALVE
12	HP PRESSURE G/G
13	PRESSURE SENSOR
14	FLOW METER
15	THERMOSTAT
16	FAN COOLER
17	2/2WAY SOL' V/V
18	HP MANUAL VALVE

원추형 감쇄기 릴리프 밸브(conical damper relief valve)의 성능을 평가하기 위하여 실험장치를 구축하였다. Fig. 9는 제작된 유압유닛 및 실험장치의 사진을 나타내었다.

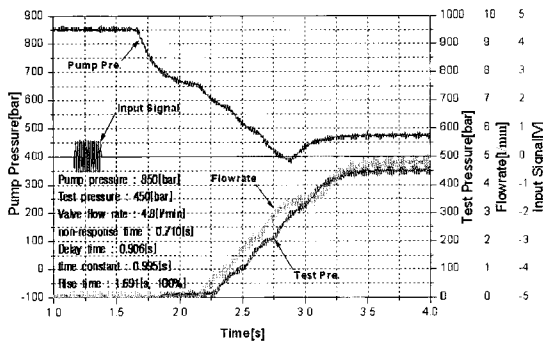
Fig. 10은 릴리프 밸브의 성능을 측정할 수 있는 유압회로를 나타내었다. 유압 회로는 한국공업규격(KS) 및 일본공업규격(JIS)을 토대로 작성된 것이며, 입력 신호에 따른 압력, 유량을 측정하여 밸브의 성능을 예측할 수 있도록 설계 되어 있다. Table 3은 실험에 사용된 장치에 대해 나타내었다. 실험 방법은 최대압력 100MPa까지 제어할 수 있는 고압유닛을 이용하여 드레인부와 시험압력부에 각각 온오프 무부하밸브를 설치하여 응답특성 실험을 용이하게 할 수 있도록 하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

제작된 고압용 실험 장치를 이용하여 볼 포핏 릴리프 밸브(ball poppet relief valve)와 원추형 감쇄기 릴리프 밸브(conical damper relief valve)의



(a) Response characteristic(on-off whole characteristic)



(b) Response characteristic of performance estimation

Fig. 11 Response characteristic of ball poppet relief valve.

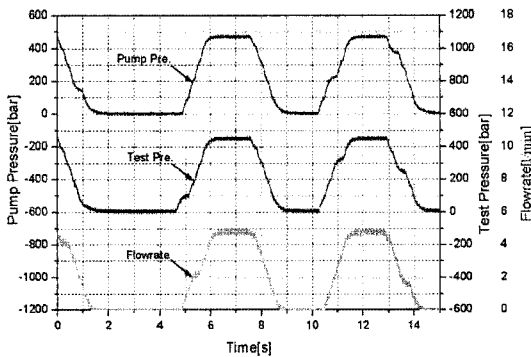


Fig. 12 Response characteristic of ball poppet relief valve (drain valve operation).

감쇄기 두께를 각각 6.8mm 및 6.6mm로 하여 설계를 하였으며, 제작과 실험을 수행하였다.

4.1 기존 볼 포핏 릴리프 밸브 실험

Fig. 11은 Fig. 10의 유압회로에서 출력밸브(16-

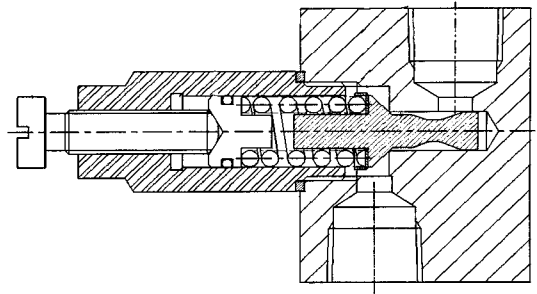


Fig. 13 Internal structure of relief valve.

2)를 on-off로 조작했을 때에 나타나는 압력특성을 보이는 것으로, 설정압력 450bar에서 시정수가 0.995[s]임이 확인되었다. 실험결과를 보면 응답특성이 매우 늦은 것으로 나타나는데, 고압배관시 호스 길이 및 배관의 저항으로 인한 것으로 사료된다.

Fig. 12는 Fig. 10의 유압회로에서 드레인 밸브(16-1)를 조작했을 때의 결과를 보이는 것으로 5초에서 펌프의 압력 상승에 따라서 밸브의 압력(450bar)과 유량(4.8l/min)이 비슷한 시간에 재현성 있는 동작이 이루어지고 있지만 밸브압력은 초기상승 100bar 부근에서 압력 맥동 현상이 발생하였다.

4.2 개발된 원추형 감쇄기 릴리프 밸브 실험

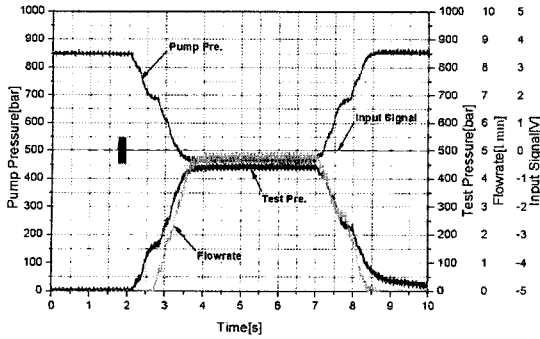
Fig. 13은 450bar용 개발된 원추형 감쇄기 릴리프 밸브의 조립도를 나타내었고, 릴리프밸브의 성능을 결정짓는 응답성 및 안정성 확보를 위하여 포핏밸브 끝부분에 원추형 감쇄기를 설치하였다.

감쇄기는 형상과 각도, 원추의 길이 및 두께에 따라서 그 특성이 달라지기 때문에 각각의 요소에 대한 독립적인 분석이 필요하다.

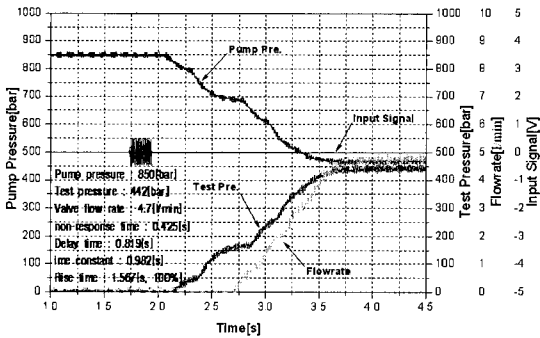
감쇄기 두께를 각각 6.8mm 및 6.6mm로 하여 설계를 하였으며, 제작과 실험을 수행하였다.

1) 감쇄기(damper) 두께 6.8mm

Fig. 14는 감쇄기(6.8mm)에 있어서 Fig. 10의 유압회로에서 출력밸브(16-2)를 on-off로 조작했을 때의 압력특성을 보이는 것으로 450bar를 안정적



(a) Response characteristic(on-off whole characteristic)



(b) Response characteristic of performance estimation

Fig. 14 Response characteristic of conical damper (6.8mm) relief valve.

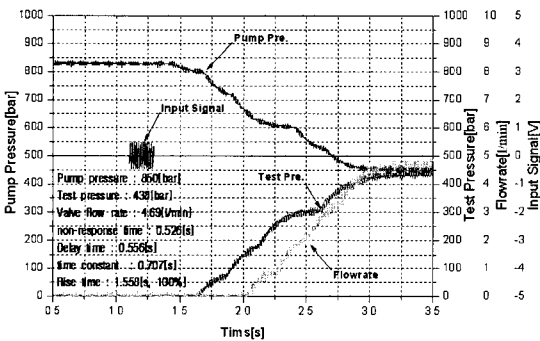


Fig. 15 Response characteristic of conical damper (6.6mm) relief valve.

으로 제어하고 있으며, 시정수는 0.982s로 기존품에 비해 약10(ms)가 빠르게 작동하고 있음을 확인할 수 있었다.

2) 감쇄기 두께 6.6mm

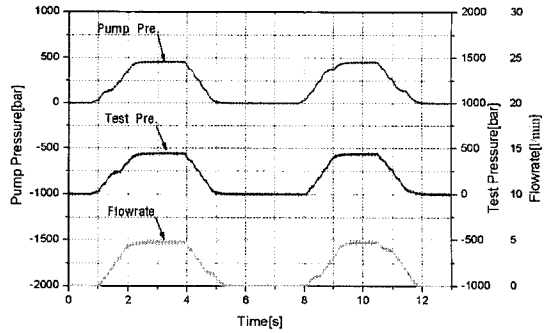


Fig. 16 Response characteristic of conical damper 6.6mm relief valve (drain valve operation).

Table 4 Comparison of response characteristic

Model	Typical Model	New Model	
		6.8mm	6.6mm
Damper	-	6.8mm	6.6mm
Pump pressure	850 [bar]	850 [bar]	850 [bar]
Test pressure	450 [bar]	450 [bar]	450 [bar]
Valve flow rate	4.8 [l/min]	4.7 [l/min]	4.69 [l/min]
non-response time	0.71[s]	0.425[s]	0.526[s]
Delay time	0.906 [s]	0.819 [s]	0.556 [s]
Time constant	0.995 [s]	0.982 [s]	0.707 [s]
Rise time	1.691 [s,100%]	1.567 [s,100%]	1.558 [s,100%]

Fig. 15는 감쇄기(6.6mm)에 있어서 Fig. 8의 유압회로에서 출력밸브(16-2)를 on-off로 조작했을 때의 압력응답 특성을 보이는 것으로 약 200[ms]의 응답특성 향상을 얻을 수 있었다.

이 결과는 개발품으로 제작된 포핏의 직경이 기존품보다 크기 때문에 나타난 것으로 평가되며, 전체적으로 채터링이나 충격압 특성을 면밀히 검토해 볼 필요가 있다.

Fig. 16은 드레인 밸브(16-1)를 조작했을 때의 감쇄기(6.6mm)의 압력응답 특성을 보이는 것으로 반복특성이 우수하고, 재현성이 있음이 확인되었고 압력 상승 초기에 약간의 맥동이 발생 했지만 밸브의 성능에는 큰 영향이 없을 것이다.

Table 4는 기존 볼포핏 타입 및 감쇄기(6.8mm), 감쇄기(6.6mm)의 응답특성을 비교 하도록 하였다. 제어 압력은 450bar이며, 밸브의 성능을 규정짓는 인자인 지연시간과 시정수를 비교하면, 기존볼포핏에 비해서 개발품이 우수 하다는 것을 알 수 있으며, 개발품 중에서도 감쇄기 직경 6.6mm를 가지는 밸브가 우수 하다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구는 수소압축기용 릴리프 밸브 모델을 목적으로 수행 되었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 릴리프 밸브의 형상에 따른 P-Q성능 곡선을 분석 하여 볼타입 보다 원추타입 릴리프 밸브가 효율이 우수 했고 기존모델과 개발모델의 실험 및 상용 프로그램을 이용한 모델링 결과를 비교 하여 타당성을 확보 하고 개발모델이 기존모델 보다 시정수가 0.16(s)가 빠르게 작동됨을 통하여 응답 특성 향상을 보았다.
- 2) 실험을 통하여 설계/제작된 릴리프 밸브에 대한 이론 해석이 이루어졌으며, 제작된 실험장치를 이용하여 개발품에 대한 타당성 및 밸브의 성능을 규정짓는 인자인 지연시간과 시정수를 통하여 응답특성을 향상 시킨 제품(6.6mm)을 개발하였다.
- 3) 수소 압축기용 릴리프 밸브의 개발에 매우 유용한 자료로 활용할 수 있을 뿐만 아니라, 향후 다양한 용량의 수소압축기가 요구하는 최대 압력을 제어하는 기구 개발에 매우 유용 하게 적용이 가능할 것이다.

후 기

본 연구는 신·재생에너지기술개발사업 “수소 스테이션용 다이어프램 압축기 개발”과제의 위탁 연구내용의 일부이며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) Yung C. Shin, 1991, “Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve”, Trans. of the ASME, Vol. 113, pp. 280-288.
- 2) P. M. Petherick, A. M. Birk, 1991, “State-of-the-Art Review of Pressure Relief Valve Design, Testing and Modeling”, Trans. of the ASME, Vol. 113, pp. 46-54.
- 3) K. Dasgupta, J. Watton, 2005 “Dynamic Analysis of Proportional Solenoid Controlld Piloted Relief Valve by Bondgraph”, Si-mulation Modeling Practice and Theory, Vol. 13, pp. 21-38.
- 4) S. Weixiang, C. Binggang, T. Zhiyong, 1993 “Review and Progress on Flow force of a Poppet Valve”, Proceedings of the second JHPS International Symposium on Fluid Power, pp. 423-428.
- 5) Y. Nakamura, S. Washio, Y. Yu, 1999, “Modeling of Dynamic Behaviors of a Po-ppet Valve”, Forth JHPS International Sym-posium on Fluid Power, pp. 217-222.
- 6) W. L. Green, 1969, “A Systematic Approach to Designing Poppet Relief Valve”, Hy-draulic & Pneumatic.
- 7) C.Y. MA, 1967, “The Analysis and Design of Hydraulic Pressure-Reducing Valve”, Trans. ASME, Vol. 89.
- 8) Herbert, E.M., 1967, “Hydraulic Control Systems, John Wiley Sons, pp. 76-131.
- 9) M.Elhaj, F.Gu, A.D.Ball, A.Albarbar, M.Al Qattan, A.Naid, 2008, “Numerical simulati-on and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition mon-itoring”, Mechanical System and Signal Pr-ocessing, Vol. 22, pp. 374-389.
- 10) Imagine, S. A., AMESim (Advanced Mo-deling Environment for Simulation of Engi-neering System) User Manual.
- 11) Fluitron Inc, “Final Document For Hydro-gen Compressor”.