

유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량설계에 관한 연구

이재구*, 김도태**, 김성동***

A Study on the Capacity Design of Accumulator in Hydraulic Regenerative Brake System

Jae Gu Lee* , Do Tae Kim** , Sung Dong Kim***

* 금오공과대학교 생산기계공학과 대학원 ** 경일대학교 기계공학부 *** 금오공과대학교 생산기계공학과

Abstract

An accumulator in hydraulic systems stores kinetic energy during braking action, and then that controls a hasty surge pressure. This study suggests a method to determine the capacity of the accumulator to control surge pressure to a desired degree. A mathematical dynamic model of the system was derived and the paramaters in the model were identified from experimental data. A series of computer simulation were done for the brake action. The results of the simulation work were compared with those of experiments. These results of the computer simulation and experiments shows that the proposed design method of the accumulator was verified in controlling surge pressure of the system.

Keywords : Accumulator(축압기), Kinetic energy (운동에너지), Surge pressure(충격압)

1. 서론

축압기는 유압회로의 주요 기기중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 있는 기체(공기, 질소가스)등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시키는 등 기름

의 특성을 보완해 주는 유압기기이며, 오늘날 대부분의 유압장치에 있어서 축압기의 적용은 가장 필수적이고 중요한 부분이 되었다.

축압기를 사용한 시스템에서 福島直人⁽¹⁾은 유압 액티브 서스펜스에 의한 차량의 진동제어에 관한 연구를 하였으며, 武田·青水⁽²⁾는 축압식 제동 에너지 재생버스, 고승환⁽³⁾은 유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐 간의 탄성충돌을 고려한 해석, 진봉용⁽⁴⁾은 유로 저항과 압력 균형관을 갖춘 유량조절 축압기 모델링 및 계통적용 평가에 관한 연구를 행하였다. 이러한 연구에서의 축압기의 용량선정은 대체로 전형적인 축압기의 계산식을 이용했을 뿐이다. 유압 및 각 적용 시스템 내에서 축압기의 기능과 성능을 최고로 발휘시키기 위해서는 먼저 적절한 호칭용량(nominal capacity)을 결정하지 않으면 안 된다. 축압기 전문 제작업체인 국내의 현대유압 올레아(주)⁽⁵⁾와 독일의 Bosch(주)⁽⁶⁾는 각 용도에 의한 용량 산정을 각 적용 시스템 압력을 기준으로 해서 계산식에 의해서 구하였다. 또한 현장 실무자들은 액추에이터의 필요 토출유량을 가지고 경험치로 축압기 용량을 산정하고 있다. 근래 현대유압 올레아사는 컴퓨터 전용 계산 프로그램을 사용한 일반적인 계산식은 있으나 마찰, 누설을 고려한 제동 조건으로부터 직접 구하는 계산식은 없다.

따라서 본 논문은 유압 재생 브레이크 시스템에서 급제동시 발생하는 충격압을 제어함과 동시

에 에너지 축적용도로 사용할 때 시스템의 최고 및 최저 사용압력의 설정 값에 의한 축압기 용량을 구하고자 한다.

본 연구에서는 유압 재생 브레이크 시스템에서의 동적 모델을 수학적으로 모델링 하였으며 이러한 모델링으로부터 컴퓨터 시뮬레이션 방법에 의한 연구와 실험장치를 구성하여 실험적인 연구도 수행되었다.

2. 구조 및 작동원리

유압 재생 브레이크 시스템에서의 축압기 회로도는 Fig. 1과 같이 구성되어 있으며 유압모터의 구동부, 급제동시 운동에너지를 저장시키는 축압기, 유체의 운동방향을 전환시켜 주는 방향제어밸브, 그리고 4개의 체크밸브 등으로 구성된다.

Fig. 1에서 유압모터가 한쪽방향으로 회전운동을 하고 있는 상태에서 방향제어밸브를 중립위치로 변환하면 제동동작이 시작된다. 제동이 시작되면 유압펌프에서 공급되는 유체는 단절되지만 유압모터는 부하질량의 관성 때문에 회전을 계속하려고 하고 펌프작용을 하게 된다. 펌프작용에 의하여 배출된 유체는 ①이나 ④의 체크밸브를 지나 축압기로 유입된다.

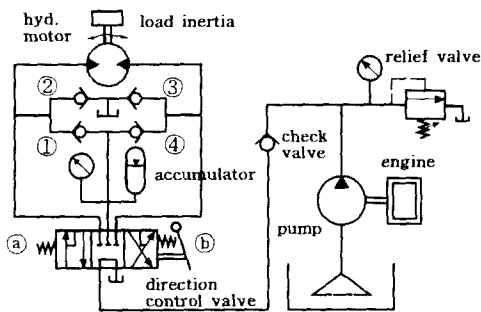


Fig. 1 Configuration of the hydraulic brake system

이 때 축압기에 유체가 축적되면서 압력이 상승하며 압력은 배압(back pressure)의 형태로 작용하여 브레이크 작용이 발생하고 유압모터가 정지된다. 따라서 유압모터 관성체의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되어지고 축적된 내부에너지는 방향제어밸브를 다시 ①위

치나 ④위치로 변환 할 경우에 축압기 배출포트를 통하여 유압모터 재가동시 유압펌프를 통하여 공급되는 유체에 운동에너지를 배가시키는 유압 브레이크 시스템 장치이다.

②와 ③의 체크밸브는 제동 동작 중에 유압모터의 또 다른 한쪽은 압력이 급격히 떨어지는데, 이러한 진공상태(cavitation)로 변화하는 것을 방지하기 위하여 설치된 것이다.

3. 시스템의 수학적 모델링

Fig. 2에서 보는 바와 같이 본 연구에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 급제동시 유압모터의 운동에너지를 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 그림에서 각 유실을 이어주는 유로들을 검사체적으로 정의하였다. 따라서 정의한 각각의 검사체적으로부터 유압 브레이크 시스템에서 축압기의 동특성을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식, 축압기 블래더의 기체에 대한 상태변화식으로부터 구할 수 있다.

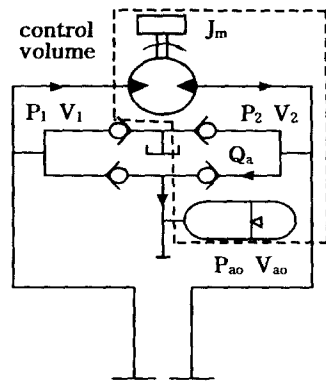


Fig. 2 Modeling diagram of brake action

실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로, 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 간략화 하였다.

- i) 온도에 따른 점성의 변화는 무시한다.
- ii) 축압기내의 가스변화는 단열 가역과정이다.

iii) 체크밸브와 방향제어 밸브, 릴리프 밸브 등의 동적 거동 모델은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

유량의 방정식은 질량 보존의 법칙을 나타내며 시스템내의 질량변화에 대하여 주어진 시간이 시스템으로 들어오는 질량의 흐름과 나가는 유량의 흐름에 대한 등식은 Fig. 2와 같이 각각의 검사 체적에 대하여 압축성을 고려한 연속방정식은 급제동시 유압모터 출구측 배관의 압력이 축압기 내부의 압력보다 적어서 체크밸브가 닫혀진 경우는 다음 식과 같다.

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em} P_2 = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

여기서, C_{im} 은 유압모터의 내부 누설계수, C_{em} 은 외부 누설계수, D_m 은 유압 모터의 배제용적, V_2 는 유압모터 출구측 관로용적, β 는 유체의 체적 탄성계수, P_1 과 P_2 는 공급압력 및 귀환압력을 나타낸다.

유압모터 출구측 배관의 압력이 축압기의 내부 압력보다 커서 체크밸브가 열리는 경우는 다음 식과 같다.

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em} P_2 - Q_a = -D_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (2)$$

여기서, Q_a 는 유압모터 출구라인측에서 축압기로 흐르는 유량이다.

3.2 액츄에이터 및 부하의 운동방정식

급제동시 유압 구동부에서의 누설유량과 마찰력은 에너지 손실을 초래하므로 이러한 것들을 고려한 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m(P_1 - P_2) - \text{sign} C_f D_m(P_1 + P_2) - \text{sign} T_c = J_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G \theta_m + T_l \quad (3)$$

여기서, C_f 는 쿨롱마찰계수, T_c 는 시일링 마찰계수, J_m 은 유압모터와 부하의 관성모멘트, B_m 은 점성감쇄계수, G 는 유압모터에 작용하는 부하의 회전 스프링계수, T_l 는 유압모터에 작용하는 부하토크, sign 은 회전(정, 역) 방향을 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 용량계산은 단열변화와 등온변화로 취급하는데 토출량의 축압과 방출 완료 시간인 cycle time 1분을 기준으로 이내이면 단열변화, 이상이면 등온변화로 계산⁽⁶⁾하는데, 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형 축압기의 압력과 체적과의 상태방정식은 다음 식과 같다

$$P_a V_a^k = \text{constant}$$

$$P_{a0} V_{a0}^k = P_{a1} V_{a1}^k = P_{a2} V_{a2}^k \quad (4)$$

여기서, P_a 와 V_a 는 압축후의 축압기 압력과 체적, P_{a0} 와 V_{a0} 는 축압기의 초기압력과 체적, P_{a1} 과 V_{a1} 는 시스템 최저 사용 작동압력하에서의 가스체적, P_{a2} 와 V_{a2} 는 시스템 최고 사용 작동압력하에서의 가스체적을 나타낸다. 지수 k (polytropic exponent)는 가스의 정적비열과 정압비열의 비로써 그 값은 1.4이다.

Fig. 3은 축압기의 작동상태를 보여 주는데 축압기에 유입되는 유체의 시간당 흐름을 Q_a 라 하면 가스실의 유량 및 연속방정식은 다음 식과 같다.

$$V_a = V_{a0} - \int Q_a dt \quad (5)$$

이 때의 축압기의 압력변화는 식(4)에서 양변을 시간에 대해 미분하면 다음의 식을 얻는다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -k \left(\frac{P_{a0}}{V_a} \right) \frac{dV_{a0}}{dt} \quad (6)$$

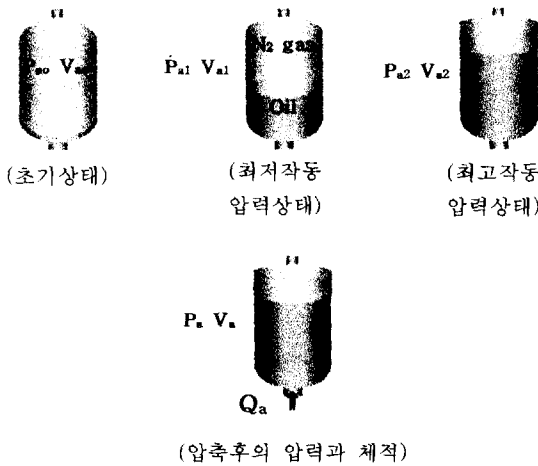


Fig. 3 Working state of accumulator

식(6)에서 축압기 고무부지 체적은 충격압에 의해 줄어들지만 유입되는 유량은 많아지기 때문에 유량의 함수로 나타내면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_a}{dt} = k \left(\frac{P_{ao}}{V_a} \right) Q_a \quad (7)$$

그리고 축압기 초기 가스 봉입압력은 시스템의 최저 사용 작동압력보다 낮거나 같아야 함으로 다음의 식⁽⁶⁾으로 표현한다.

$$P_{ao} = P_{a1} * (60 \sim 85\%) \quad (8)$$

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

본 연구의 컴퓨터 시뮬레이션의 목적은 유압 브레이크 시스템에서 급제동시에 발생하는 출구 측 회로의 충격압을 흡수, 저장시키는 축압기의 용량을 결정하는 것이다.

수학적 모델에 사용된 매개변수들의 값은 실험 장치에서 기하학적 형상에 의해서 결정되는 값들은 기계를 분해, 측정하거나 설계 도면으로부터 구하였고, 나머지 측정에 의하여 결정할 수 없는 매개변수들은 선행된 연구^(7,8)와 문헌^(9,10)을 통하여 결정하였다. 시뮬레이션에 사용된 매개변수들은 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서 사용한 비선형 미분방정식의 수치 적분 알고리즘은 4차의 Runge-Kutta Algorithm을 사용하여 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 동특성을 해석하였다.

실험은 유압 재생 브레이크 시스템에서 유압모터를 급제동하는 순간에 유압모터 출구측의 압력 상승과 감속도 변화의 제동성능을 조사하여 요구 조건에 맞는 축압기의 용량을 비교, 검토하였다.

실험장치는 Fig. 4와 같으며 유압모터의 속도는 펌프구동용 전기모터에 연결된 인버터의 주파수

Table 1 Parameters of the system used in computer simulation.

Parameter	Symbol	Value	Dimension
Hydraulic motor	D_m	3.36	cm ³ /rad
	C_{im}	0.13	cm ³ /s/kgf/cm ²
	G	0.03	kgf · cm/rad
	T_c	0.01	Dimensionless
	T_l	0.356	kgf · cm
	C_f	0.21	Dimensionless
	B_m	0.02	kgf · cm · s/rad
Inertia	J_m	0.41	kgf · s ² · cm
Bulk modulus	β	9,800	kgf/cm ²
Polytropic exponent	k	1.4	Dimensionless
Volume of the flow line	V_1, V_2	156	cm ³
Accumulator	Volume	1,000	cm ³
	(V_{ao})	3,000	
		4,000	
	Pressure	50(40)	kgf/cm ²
	(P_{ao})		

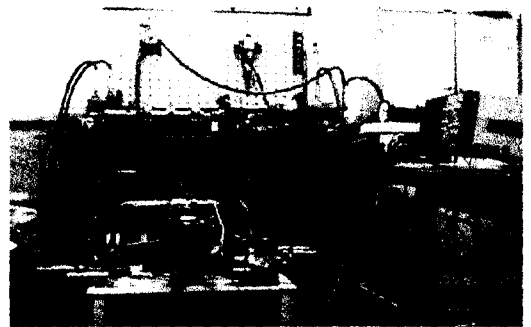


Fig. 4 Experimental set-up

를 조절함으로써 이루어졌다. 유압모터의 회전속도는 속도 측정장치인 회전형 엔코더에서 측정된 주파수를 주파수/전압 변환기(F/V 컨버터)를 이용하여 전압으로 변환시켜 오실로스코프로써 검출하였다. 또한 압력의 측정은 계속시 실험장치의 진동이나 노이즈(noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 필터 기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 2와 같다. Fig. 1의 릴리프밸브는 단순히 안전기능을 위하여 설치된 것이며 실험에서의 릴리프밸브의 설정값은 실험시 얻어지는 압력의 영역보다 훨씬 높은 값으로 하였다.

Table 2 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	1760 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 1800 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm ³ /rev]
	Hydraulic motor	21.1 [cm ³ /rev]
Sensor	Relief valve	350 [kgf/cm ²]
	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~2.5 [kHz]
	Pressure transducer	200 [kgf/cm ²] 1.5 [mV/v]

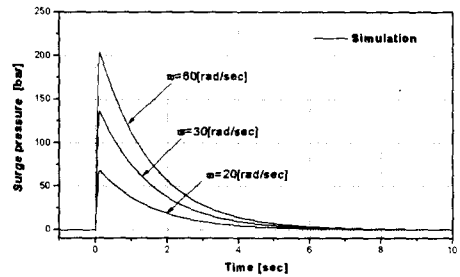
5. 결과 및 고찰

본 연구는 유압 재생 브레이크 시스템에서 유압모터 급제동시 충격압을 발생시키는 주요 매개변수들을 변화시켜 가며 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다.

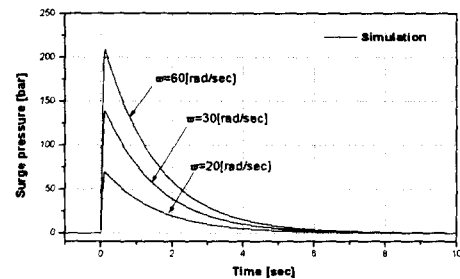
Fig. 7은 관성 모멘트 (J_m) 0.4 kgf·s²·cm, 축압기의 초기 가스 봉입압을 40bar 또는 50bar로 설정한 후에 유압모터의 회전속도(ω)를 일정하게 유지한 상태에서 급제동을 부가하였을 때 유

압모터 출구측의 압력선도를 나타내며 제동순간의 모터속도(ω)를 달리한 3가지 경우를 보여준다. 시스템의 초기 시뮬레이션 매개변수 값으로 유압모터의 입구압력 (P_1)과 출구압력 (P_2) 값은 영으로 하였다.

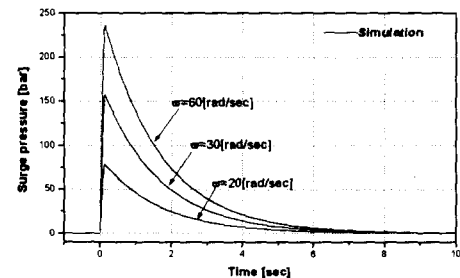
Fig. 7(c)의 시뮬레이션 결과를 예를 들어서 설명하면 축압기 용량이 1ℓ, 초기 가스의 봉입압 40bar, 시스템 사용 최저작동압 20bar, 최고작동압 150bar 정도로 요구되는 유압모터의 회전속도는 30rad/sec일 때이다. 따라서 이러한 값으로 실험장치에 적용시켜 비교하였다. 그림에서 축압기의 용량이 적을수록, 유압모터의 회전속도가 빠를수록 충격압이 상승함을 보여준다.



(a) $V_{ao} = 4[\ell]$, $P_{ao} = 50[\text{bar}]$



(b) $V_{ao} = 3[\ell]$, $P_{ao} = 50[\text{bar}]$



(c) $V_{ao} = 1[\ell]$, $P_{ao} = 40[\text{bar}]$

Fig. 7 Surge pressure according to angular speed variation of hydraulic motor

Fig. 8은 유압 구동부 관성모멘트의 값이 커짐에 따라서 충격압도 증가하고 있는데, 이는 관성부하의 운동에너지가 급제동시 축압기의 에너지로 흡수, 저장되어지므로 축압기의 용량선정에 직접적으로 연관됨을 알 수 있다. 또한 관성모멘트의 값을 달리한 3가지의 경우를 보이고 있는데, 이 때 유압모터의 회전속도 30 rad/sec,

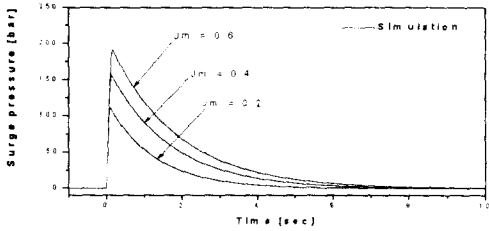


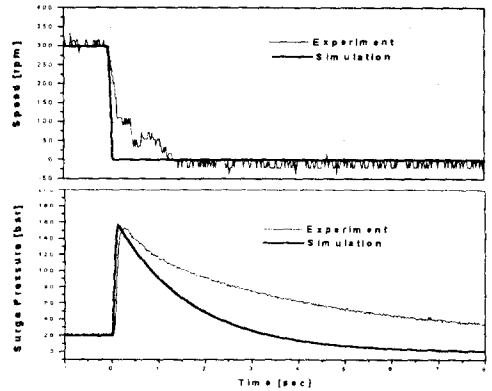
Fig. 8 Surge pressure according to inertiamoment variation of hydraulic motor

관성모멘트 $0.4\text{kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$, 축압기용량 1ℓ의 조건에서 최대 상승 압력곡선은 150bar 정도의 값을 보이고 있다. 따라서 본 연구에서는 유압모터 회전속도 변화에 따른 시뮬레이션 결과를 실험결과와 비교하여 축압기 용량설계의 타당성을 확인하고자 한다.

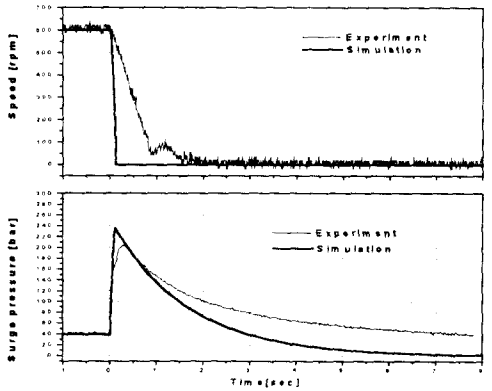
Fig. 9는 축압기 용량 1ℓ, 초기 가스 봉입압력 40bar, 유압구동부의 관성모멘트 $0.4\text{kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$ 일 때의 운전조건에서 급제동시 유압모터 회전속도 변화에 따른 실험 및 시뮬레이션의 결과이다.

Fig. 9(a),(b),(c)의 선도에서는 유압모터의 회전속도가 빠를수록 급제동시 제동정지에 걸리는 시간은 0.2초 정도의 차이와 충격압은 30bar 정도의 차이를 보이고 있는데, 이는 충격압만큼 축압기 고무용기내로 유입되는 유입유량은 축압기 용량의 크기에 영향을 받기 때문이다. 이 때 압력 상승곡선이 줄어지는 현상은 충격압에 의한 유압부품 등에서의 내부누설에 기인한다.

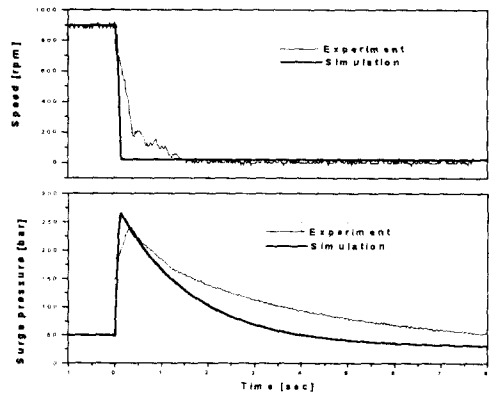
Fig. 9(a)는 Fig. 7(c)과 비교해 볼 때 시스템 요구 사용압력에 따른 시뮬레이션의 조건과 실험 조건을 거의 일치시켰기 때문에 정성적인 분석 및 비교는 가능하다고 볼 수 있다. 이러한 결과로부터 3절에서 설명된 수학적 모델이 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 설계에 효과적으로 설



(a) $\omega = 30[\text{rad/sec}]$



(b) $\omega = 60[\text{rad/sec}]$



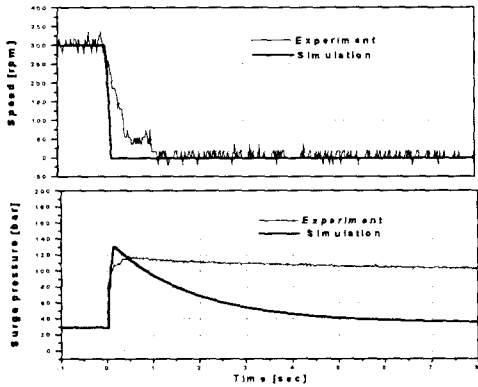
(c) $\omega = 90[\text{rad/sec}]$

Fig. 9 Comparison of results according to speed variation of hydraulic motor when braking action ($V_{\omega} = 1\ell$)

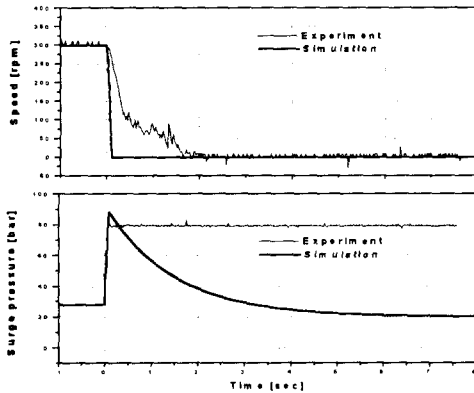
명한다고 생각할 수 있으며 Table 1과 Table 2의 매개변수 값들이 실험장치와 일치함을 알 수

있다. 또한 이러한 모델과 매개변수들을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션 결과로서 Fig. 7과 Fig. 8의 결과도 신뢰할 수 있다.

Fig. 10은 축압기 용량 3ℓ와 4ℓ, 초기 가스 봉입압력 50bar, 유압구동부 관성모멘트 0.4kgf·s²·cm, 유압모터의 회전속도 30rad/sec일 때의 실험과 시뮬레이션의 결과 비교이다. Fig. 7과 비교해 볼 때 축압기 초기용량이 클수록 충격압



(a) $V_{ao} = 3[l]$



(b) $V_{ao} = 4[l]$

Fig. 10 Comparison between experiment and simulation when braking action

발생이 줄어지는데, 이는 충격압 만큼 축압기 고무 용기 내로 유압 에너지를 그 만큼 흡수했기 때문이다. 또한 누설유량도 축압기 용량의 크기에 따라 달라지고 있는데 Fig. 9와 Fig. 10의 압력선도에서 잘 보이고 있다.

6. 결론

본 연구의 컴퓨터 시뮬레이션과 실험의 결과

로부터 최고 사용 작동압이 150bar, 최저 작동압이 20bar, 구동부의 관성모멘트 0.4kgf·s²·cm, 유압모터 회전속도가 30rad/sec 정도의 값을 요구하는 유압 재생 브레이크 시스템에서는 축압기 초기 가스용량이 1ℓ, 가스 봉입압력은 40bar 정도가 가장 적합한 축압기 용량의 설계 값이라고 판단된다.

이와 같이 유압 재생 브레이크 시스템에서 축압기의 용량과 초기 가스 봉입압력을 가장 최적의 조건에서 선택함에 따라 제동성과 충격압을 조절할 수 있다는 사실로부터 시스템의 구성관점에서 중요 설계변수인 시스템 작동 최저압력과 최고 설정압력에 가까운 충격압 등을 설계자가 원하는 대로 결정하여 선정할 수 있다는 많은 장점을 가진다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 모델링 및 해석방법들과 매개변수 값들이 축압기 용량 설계를 구하는 데 유용하게 적용될 수 있으리라고 생각된다.

참고 문헌

1. 福島直人, "油壓アクティブサスペンションによる車輛の振動制御", 日本機械學會論文集, 57卷, 535号, pp.722~726, 1991.
2. 武田, 青木, "蓄壓式制動 エネルギー-回生バス", Mitsubishi, 自動車テクニカルビュー, No.4, 1992.
3. 고승환, 임종혁, "유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐간의 탄성충돌을 고려한 해석", 대한기계학회 논문집, 제19권, 제2호, pp.338~347, 1995.
4. 진봉용, "유로 저항과 압력 균형관을 갖춘 유량 조절 축압기 모델링 및 계통 적용 평가", 서울대학교 석사학위 논문, 1997.
5. Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, 현대올레아 (주), 1999.
6. Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co, pp.509~511, 1992.
7. 이우호, 조형석, "하이드로 포밍공정의 동특성 해석 및 시뮬레이션", 한국정밀공학학회논문집, 제16권, 11호, pp.122~132, 1999.
8. 윤소남, "카운터 밸런스 밸브를 내장한 유압 모터 브레이크 시스템의 동특성", 부산수산대학교 석사학위논문, pp.22~27, 1992.
9. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control John Wiley, pp.14~75, 1967.
10. 이용주, 송창섭, "모달화를 이용한 유압 시스템의 특성해석 및 설계 시스템의 개발에 관한연구", 한국정밀공학회 논문집, 제14권, 제8호, pp.40~48, 1997.