

유압 하이브리드 구동 시스템의 축압기 용량 설계

이재구*, 김정현**, 김성동***

Capacity Design of Accumulator in Hydraulic Hybrid Drive Brake System

Jae Gu Lee*, Jung Hyun Kim**, Sung Dong Kim**

* 금오공과대학교 생산 기계공학과 대학원 ** 경일대학교 기계공학부 *** 금오공과대학교 생산 기계공학과

Abstract

An accumulator in hydraulic systems stores kinetic energy during braking action, and then that controls hasty surge pressure. An energy recovery system using accumulator seems to be advantageous for ERBS due to its high energy density. This study suggests a method to decide suitable accumulator volume for ERBS. The method is based upon energy conservation between kinetic energy of moving inertia and elastic energy of accumulator. The energy conversion was analyzed and a simple formula was derived. A series of computer simulation was done to verify effectiveness of the formula. The results of the simulation work were compared with those of experiments and these results show that the proposed design is effective for decision accumulator volume in ERBS.

Key words : ERBS (Energy Regenerative Brake System), Kinetic energy (운동에너지), Elastic energy (탄성에너지), Surge pressure (충격압), Accumulator volume (축압기 용량)

1. 서 론

오늘날 대다수의 유압장치에 있어서 축압기는 유압 회로의 주요 기기중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체(질소가스)등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 기름의 비압축 특성을 보완해 주는 유압 기기이다.

이러한 축압기의 응용 분야로써 차량류의 에너지 재생 브레이크 장치를 생각할 수 있으며 여기에 관련된 연구가 다수 진행되었다. 기계식 구동 방법과 유압식 구동 방법이 혼용되어지는 하이브리드 구동 시스템⁽¹⁾ (이하 혼성 차량 시스템이라 칭함)에 사용되는 축압기는 빠른 응답성을 요구하기 때문에 블래더형 축압기를 사용하여 연구가 진행되었다. 이재천은 에너지 재생 제동장치의 실현⁽²⁾, Buchwald는 플라이휠과 유압 압축기를 혼용한 시스템⁽³⁾, Evans는 제동시 운동에너지를 회수하고 가속시에 재 이용하여 배출가스와 연료 소비량을 저감시키는 회생 시스템⁽⁴⁾ 등에서 유압 축압기에 유압 에너지를 축적시켜 재생하는 시스템은 연구되어져 왔으나 축압기의 용량을 설계하는 연구는 없었다.

따라서 축압기의 기능과 성능을 최고로 발휘시키기 위해서는 먼저 적합한 축압기 용량을 결정해야 된다. 일반적인 유압시스템 분야에서는 국내 축압기 전문 제조업체⁽⁵⁾와 독일의 Bosch사⁽⁶⁾는 용량 산정을 각 적용 시스템의 압력을 기준으로 한 계산식과 최근에는 프로그램을 이용하여 축압

기 용량을 결정하는 소프트웨어를 개발하여 이용되어지고 있다.

본 연구는 에너지 재생 브레이크 시스템⁽⁷⁾으로 구성된 혼성 차량 시스템으로부터 급제동시 발생하는 충격압을 제어함과 동시에 구동부 관성체의 운동에너지를 축압기 내부 탄성에너지로 축적되어지는 과정을 수학적인 모델링으로 해석, 프로그램을 작성하고 시스템의 최고 및 최저 사용압력의 설정 값에 가까운 축압기 용량을 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 방법으로 또한 실험장치를 구성하여 실험적인 방법으로 수행하였다.

2. 시스템의 구성 및 작동 원리

유압 재생 브레이크 시스템은 굴삭기와 같은 건설 장비용 차량류와 승객 수송용 혼성 차량류에 적용될 수 있다. 재생 브레이크의 적용 예로써 혼성 차량 시스템을 고려하였다.

에너지 재생 혼성 차량 시스템의 유압 회로는 Fig. 1과 같이 구성되어 있으며 동력원과 단속을 행하는 엔진부, 최고압을 제한하는 릴리프 밸브, 정회전과 역회전을 행하는 5포트 3위치 변환밸브, 유압 공급원을 차단하는 브레이크 제어 페달 밸브, 가속을 행하는 가속 제어 페달 밸브,

구동부의 운동에너지를 저장시키는 축압기, 그리고 4개의 체크밸브 등으로 구성된다.

Fig. 1에서 5포트 3위치 변환밸브가 중립 위치에서 ㉓위치로, 주행 상태의 운전 중에 필요하면 브레이크 제어 밸브의 위치를 ㉑위치로부터 ㉒위치로 변환하여 브레이크 동작을 인가한다. 브레이크 동작이 시작되면 유압 펌프로부터 공급되는 유체는 단절되지만 구동부의 유압모터는 회전을 계속하려고 한다. 이 때 유압모터는 펌프 작용을 하게 되며 유압 모터로부터 압출되는 유체는 체크밸브. Fig. 1과 같은 재생 시스템의 유압 회로도 대신에 유압 구동부와 축압기간의 운동에너지 관계만을 본 연구에서 수행하려고 하는 부분이기 때문에 Fig. 2와 같은 새로운 모델의 유압 회로도도 변경하여 단순화시켰다.

3. 시스템의 이론 해석

Fig. 2와 같이 본 연구에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 급제동시 유압 구동부의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 재생 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식,

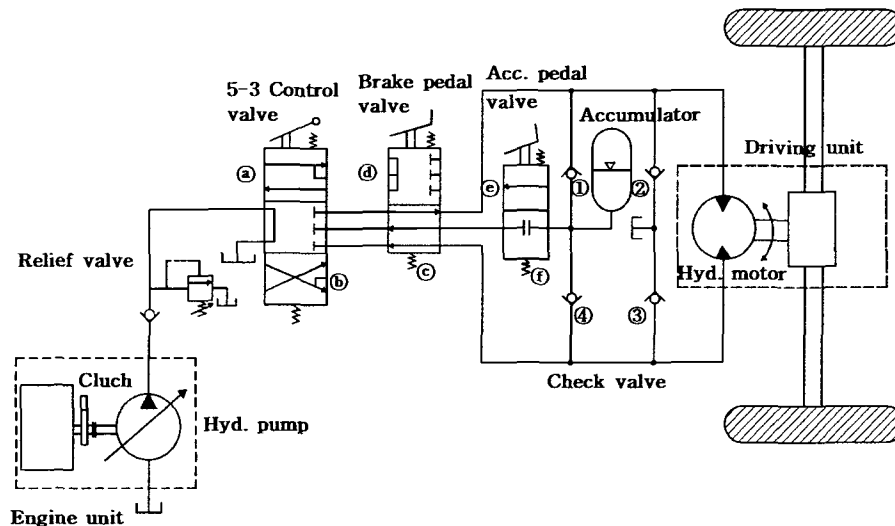


Fig. 1 Hybrid drive system with regenerative brake

축압기 블래더의 기체에 대한 상태변화식과 에너지 방정식 등을 적용하였다. 실제 대상 시스템에

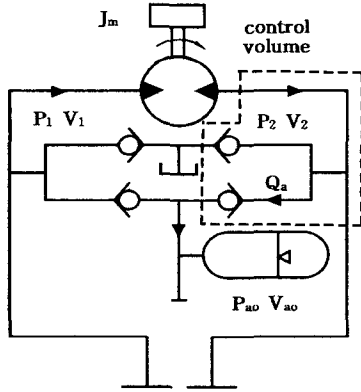


Fig. 2 Modeling diagram of energy regenerative brake system when braking action

대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 단순화하였다.

- i) 온도에 따른 점성의 변화는 무시한다.
- ii) 구동부에서의 누설 및 마찰손실은 무시한다.
- iii) 축압기내의 가스변화는 단열 가역과정이다.
- iv) 체크밸브와 변환밸브 등의 동적 거동 모델은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

Fig. 2에서 점선으로 보여주는 검사체적에 대하여 유량의 연속 방정식은 체크밸브의 개폐 여부에 따라서 2가지의 경우로 나누어 생각할 수 있으며 그 첫 번째의 경우는 다음 식과 같다.

$$D_m \cdot \omega = \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

여기서, D_m 과 ω 은 유압모터의 배제용적과 회전 각속도, V_2 는 유압모터 출구측 관로용적, β 는 유체의 체적 탄성계수, P_2 는 유압모터의 출구측압력을 나타낸다. 두 번째의 경우는 다음 식과 같다.

$$Q_a = D_m \cdot \omega \quad (2)$$

여기서, Q_a 는 급제동시 유압모터 출구 라인측에서 축압기로 흐르는 유량이며 축압기 내부가스의 체적 변화율을 의미하기도 한다. 축압기 가스의 체적변화에 대한 압력변화를 표현하는 모델식은 3.3절의 식(4)~(7)과 같이 주어진다.

3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 유압모터 구동부에서의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m (P_1 - P_2) = J_m \cdot \frac{d\omega}{dt} + B_m \cdot \omega \quad (3)$$

여기서, J_m 은 유압모터와 부하의 관성모멘트, B_m 은 점성감쇄계수를 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 용량계산은 단열변화와 등온변화로 취급하는데 토출량의 축압과 방출 완료 시간인 사이클 타임 1분을 기준으로 1분 이내이면 단열변화, 1분 이상이면 등온변화로 계산하는데⁽⁶⁾, 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형 축압기내 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

$$P_a V_a^k = \text{constant} \\ P_{a1} V_{a1}^k = P_{a2} V_{a2}^k \quad (4)$$

여기서 P_a 와 V_a 는 압축 중의 축압기내 가스의 압력과 체적을 나타내며, 첨자 a_1 , a_2 는 최저압력 및 최고압력의 작동상태를 각각 의미한다. 지수 k (polytropic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압비열의 비이다. 축압기 내부 가스실과 유체 유입에 대한 연속 방정식은 다음 식과 같다.

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

이때 축압기의 압력변화는 식(4)에서 양변을

시간에 대해 미분하면 다음의 식을 얻는다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -k \left(\frac{P_a}{V_a} \right) \frac{dV_a}{dt} \quad (6)$$

축압기의 가스체적 변화율은 식(5)에서 유입되는 유량에 역비례하므로 식(6)은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

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

3.4 축압기 용량 설계

Fig. 3는 점선 부분을 검사체적으로 간주한 블래더형 축압기의 해석 모델이다. 검사체적의 열용량(heat capacity)에 의해 검사 체적내에 축적되는 에너지는 검사 체적으로 출입하는 에너지와 평형을 이루어야 하므로 각각의 검사 체적에 대한 에너지 평형 방정식⁽⁸⁾은 열역학 제1법칙⁽⁹⁾에 의해 미분형으로 나타내면 다음 식(9)과 같다.

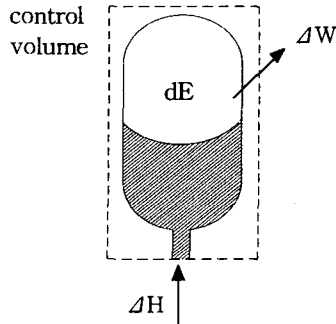


Fig. 3 Analysis model of accumulator

$$dE = \Delta H - \Delta W \quad (8)$$

여기서 dE 는 축압기 질소가스 고무 봉지(이하 질소가스라 칭함)의 내부에너지, ΔH 는 질소가스로 전달되는 열량, ΔW 는 질소가스가 행한 일이다. 식(8)에서 최저 작동 압력상태로부터 최고 작동 압력 상태까지 적분하면 다음의 식으로 나타낸다.

$$E_2 - E_1 = \int \Delta H - \int \Delta W \quad (9)$$

또한 질소가스의 체적이 압축되어 dV 만큼 팽창했을 때 질소가스가 한 일량은 다음 식과 같다.

$$\Delta W = \int P_a dV_a \quad (10)$$

여기서 질소가스가 압축될 경우는 dV_a 가 음의 값이며, 질소가스가 일을 받는 것을 의미한다. 식(9)에서 질소가스가 외부와 열의 출입이 없는 단열변화로 가정하였으므로 $\int \Delta H$ 는 0이 되고, 질소가스의 내부에너지는 온도⁽⁹⁾만의 함수가 되므로 다음 식으로 나타낸다.

$$E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = - \int P_a dV_a \quad (11)$$

식(4)과 (6)를 이용하여 식(11)을 정리하면 축압기 내부 에너지 변화량은 다음 식과 같다.

$$E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \quad (12)$$

Fig. 2에서 유압 모터 구동부 관성체의 운동에너지(Kinetic Energy: KE)는 다음 식으로 나타낸다.

$$KE = \frac{1}{2} J_m \omega^2 \quad (13)$$

유압모터 급제동시 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기의 내부 에너지로 변환되므로 에너지 보존의 법칙에 의해 식(12)과 식(13)은 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_m \omega^2 &= (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \\ &= \frac{V_{a1}}{k-1} \left(P_{a2} \left\{ \frac{P_{a1}}{P_{a2}} \right\}^{\frac{1}{k}} - P_{a1} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

식(14)을 V_{a1} 에 대하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$V_{a1} = \frac{\frac{1}{2} J_m \omega^2}{\frac{1}{k-1} \left\{ P_{a2}^{\frac{k-1}{k}} - P_{a1}^{\frac{1}{k}} - P_{a1} \right\}} \quad (15)$$

식(15)을 이용하여 축압기 초기 용량을 구할 수 있다.

4. 적용 사례

식(15)을 이용하여 축압기 용량을 설계하는 적용 예로써 운전 조건으로는 각속도 (ω)와 관성모멘트 (J_m), 설계 선택 변수로는 축압기 최대압 (P_{ω})에 대하여 각각 4가지 조건을 적용한 계산결과는 Table 1과 같으며 이러한 주어진 값들을 컴퓨터 시뮬레이션과 실험에 의한 방법으로 비교, 검증하고자 한다.

Table 1 Comparison of data by calculation

변수 조건	ω [rad/s]	J_m [kgf · s ² · cm]	V_{ol} [l]	P_{ω} [bar]
1	600	0.2	1	118
2	600	0.2	4	54
3	250	0.4	1	60
4	250	0.4	4	44

5. 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 검증

비선형 미분방정식의 수치 적분 알고리즘은 4차의 Runge-Kutta 방법⁽¹⁰⁾으로 해석을 수행하였다. 시스템 시뮬레이션 매개변수 값으로 결정할 수 없는 값들은 선행된 연구⁽¹¹⁾와 문헌⁽¹²⁾을 통하여 결정하였으며 시뮬레이션에 사용된 초기 시동 때의 매개변수 값들은 Table 2와 같다.

Fig. 4는 관성모멘트 $0.2 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$, 축압기 최대압 118bar로 설정한 후에 유압모터 출력 회전 각속도(ω)를 달리한 2가지 경우에 대한 시뮬레이션 결과이다.

유압모터 속도 선도에서 급제동시 제동정지에 걸리는 시간은 0.07sec의 차이로 회전속도의 크기에 따라 길어짐을 알 수 있다. 축압기 최대 설정압 118bar에서 유압모터 회전 각속도가 400rad

Table 2 Parameters of the system used in computer simulation.

Parameter	Symbol	Value	Dimension
Hydraulic motor	D_m	3.75	cm/rad
	ω	250, 600	rad/s
	B_m	0.25	kgf · cm · s/rad
Moment of inertia	J_m	0.1, 0.2, 0.4	kgf · s ² · cm
Bulk modulus	β	9,800	bar
Polytropic index	k	1.4	Dimensionless
Volume of the flow line	V_2	156	cm ³

/s인 경우는 0.45 l, 600rad/s인 경우는 1 l로써, 사용자가 원하는 축압기 용량을 선정할 수 있다.

Fig. 5은 관성모멘트 $0.2 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$, 유압 모터 회전 각속도 600rad/s로 설정한 후에 축압기 용량의 크기 변화에 대한 시뮬레이션 결과이다.

축압기 용량선도에서 축압기 용량 0.8 l인 경우의 최대압은 150bar, 0.62 l인 경우는 200bar로써 축압기 용량이 작을수록 최대압은 증가하고, 식(16)에서 축압기 최대압은 직접적으로 축압기 용량의 크기에 따라 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 유압모터 회전 각속도 250rad/s, 관성모멘트 $0.4 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$ 으로 설정한 후에 축압기 용량크기 변화에 대한 시뮬레이션 결과이다. 축압기 압력선도에서 축압기 용량 1 l인 경우는 최대압 60bar, 4 l인 경우는 최대압 44bar로써 Fig. 5의 결과와 같은 경우로 설명된다.

6. 실험장치

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이에서의 충격 상승압과 속도변화의 제동성능을 비교하였으며 실험장치는 Fig. 1과 같은 구성을 가지는 실험장치를 구성하였는데, 펌프의 구동은 엔진 대신에 전기모터를 사용하였고, 전기모터에 연결된 인버터(inverter)의 교류 전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였으며 시스템의 제동성능은 제동시 유압 모터의 속도와 제동압력의 변화하는 모습으로부터 조사되었다. 유압모터의 회전속도는 모터축 측에 장착된 엔코더에서 측정

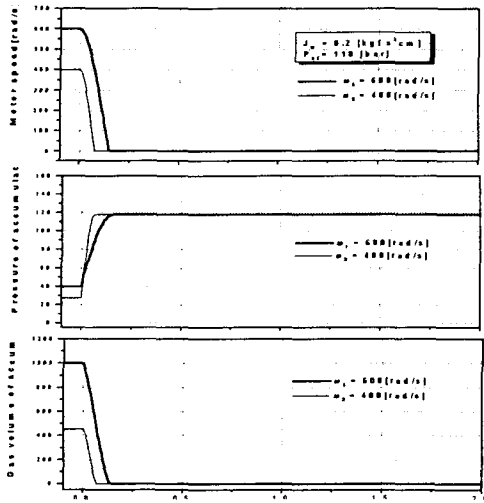


Fig 4 Simulation result for variation of motor speed

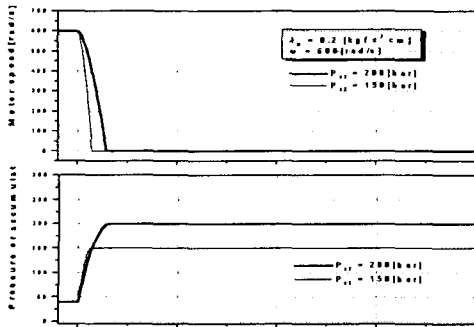


Fig. 5 Simulation result for variation of maximum pressure

된 주파수를 주파수/전압 변환기(F/V 컨버터)를 이용하여 검출하였다. 축압기 입구측 관로에서의 압력측정은 계측시 실험장치의 진동이나 잡음(noise)에 의해 계측 값이 산만해 짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 저역통과 필터(차단 주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험 장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 3과 같다.

7. 실험결과 및 고찰

본 연구에서 제안한 적합한 축압기 용량을 설계하는 방법의 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터

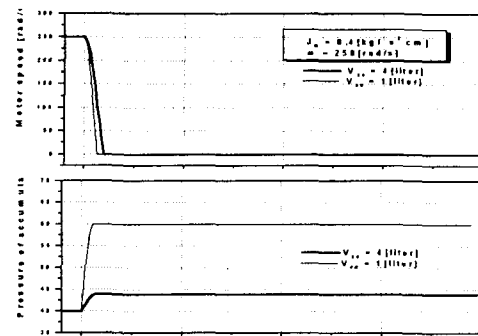


Fig. 6 Simulation result for variation of accumulator volume

Table 3 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	3600 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 3200 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm³/rev]
	Hydraulic motor	3.75 [cm³/rad]
	Relief valve	350 [bar]
Sensor	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~1.5 [kHz]
	Pressure transducer	250 [bar] 1.5 [mV/V]

시뮬레이션에 의한 결과(Fig. 6)와 실험에 의한 결과를 각각 비교하였다.

Fig. 7, 8은 관성모멘트 $0.4 \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, 축압기 초기 가스 봉입압 36bar로 설정한 후에 유압모터 출력 회전 각속도를 일정하게 유지한 상태에서 급제동한 결과 선도이다. 시뮬레이션 선도에서 0 이하의 회전속도는 0 rad/s 로 간주하였다.

Fig. 7은 축압기 초기 용량 1 l 인 경우로 급제동시 제동정지에 걸리는 시간은 시뮬레이션 결과 0.06sec, 실험결과는 0.48sec로 0.42sec 정도의 차이는 구동부 및 출구측 관로에서의 마찰력과 관성모멘트 크기에 기인한다. 압력선도에서 실험 결과, 약간의 오버슈트가 생기며 정상상태인 0.067sec부터 충격압은 60bar로 시뮬레이션 결과와 잘 일치됨을 알 수 있다.

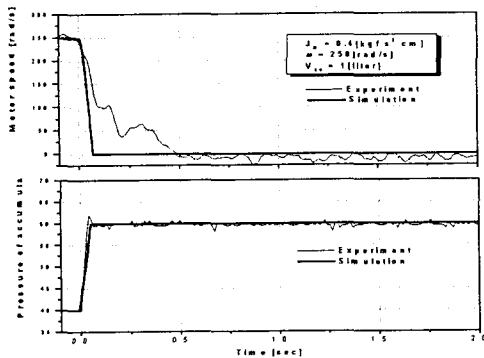


Fig. 7 Comprison of pressure and reducing speed when braking action

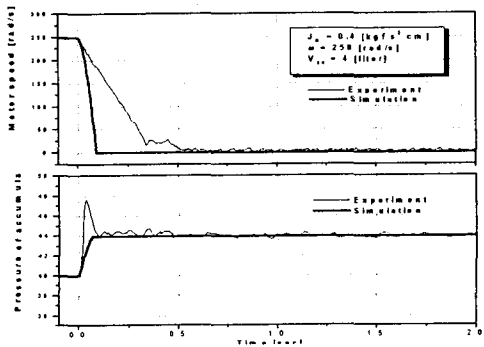


Fig. 8 Comprison of pressure and reducing speed when braking action

Fig. 8은 축압기 초기 용량 4ℓ인 경우로 급제동시 충격압은 실험 결과, 정상상태에서 44bar로 시뮬레이션 결과와 잘 일치됨을 보이며, 과도상태에서의 오버슈트(overshoot)는 급상승후 곧 하강하는 상태를 보이고 있는데, 이는 축압기 용량의 크기에 기인한다. 따라서 축압기 용량이 클수록 급제동시 충격압은 역비례함을 알 수 있으며 또한 그 만큼 되튕김(rebound) 현상도 감소함을 알 수 있다. 모터속도 선도에서 실험 결과, 제동 정지에 걸리는 시간은 0.5sec로 축압기 용량 1ℓ에 비해 큰 차이는 없음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 시뮬레이션 결과와 실험결과를 잘 일치함을 알 수 있으며 Fig. 7와 Fig. 8에서 주어진 축압기 초기 봉입압 36bar에서 시스템 사용 최저 작동압 40bar, 최고 작동압을 60bar로 결정할 경우, 그 때의 유압모터 회전 각속도는 250rad/s, 축압기 용량은 1ℓ가 되며 최고 작

동압 44bar인 경우는 축압기 용량은 4ℓ가 적합한 것임을 알 수 있다.

8. 결론

본 연구에서는 에너지 재생 차량시스템에 사용되는 축압기의 용량을 설계하기 위해서 Fig. 1과 같이 새로운 모델을 제시하여 구성하였으며, 이 모델로부터 특성방정식을 도출하고 도출된 특성방정식을 이용하여 축압기 용량을 설계하는 프로그램을 작성하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 유압 구동부의 회전 각속도와 관성모멘트 값의 크기가 축압기의 용량을 결정하는데 큰 영향을 미친다는 것이 확인되었다.
2. 유압모터 급제동시 감속도에 의한 제동 정지 거리는 구동부의 관성모멘트 값의 크기 변화에 비해 큰 차이는 없으나 되튕김 현상에서는 차이가 있음을 확인했다.
3. 유압모터 급제동시 충격압을 흡수함과 동시에 유압 에너지 재생의 목적으로서는 시스템에 주어진 최저 작동압력과 최고 설정압력에 가까운 충격 상승압 등을 미리 설계자가 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인할 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Jihong HAO, "Energy Saving of Hybrid Vehicle Using a Constant Pressure System", 日本油空壓學會誌, Vol. 30 No.1, 1999.
- (2) Buchwald et al, "Improvement of City Bus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion system", SAE Paper, 790305.
- (3) P. Evans and A. Karlsson, "Volve City bus", Institution of Mechanical Engineers, Paper C157/81, 1981.
- (4) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
- (5) Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co, Manual Accumulator, pp.509~511, 1992.
- (6) 이재구, 김도태, 김성동, "유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석", 한국공학기학회지, 제9권, 제4호, pp.137~147, 2000.