연구논문

유공압시스템학회논문집 제7권 제2호 pp. 19~26 2010년 5월

# 유압 구동계 에너지 재생 브레이크를 적용한 자동차 테일게이트 개폐장치에 대한 동특성 해석

# Dynamic Analysis on the Tail Gate System for Vehicle with the Energy Regenerative Brake of Hydraulic Driven Systems

최순우 · 허준영

Soon-Woo Choi and Jun-Young Huh

**Key Words** : Tail gate system(테일게이트 시스템), Hydraulic energy regenerative brake system(유압 에너지 재생 브레이크 시스템), Kinetic energy(운동에너지)

**Abstract**: The typical trunk lid system for vehicle is composed of a hinge having 4-bar link and gas lifter. Here, the energy regenerative brake of hydraulic driven systems is applied to the tail gate system for vehicle and removed the gas lifter. The new tail gate system is composed of a hydraulic pump by electric motor, a hydraulic motor, four check valves, an accumulator, a relief valve and a directional control valve. The dynamic characteristics of the hydraulic motor system, such as the surge pressure and response time, are investigated in both brake action and acceleration action. The capacity selection method of accumulator by mathematical model is based upon trial and error approach and computer simulation by AMEsim software is carried out.

## 기호 설명

$J_m$ : 회전체의 관성모멘트 [kgf·$s^2$·cm]
$k$ : 폴리트로피 지수 [dimmensionless]
$P_1$ : 유압모터 공급압력 [bar] or [kgf/$cm^2$]
$P_2$ : 유압모터 토출압력 [bar] or [kgf/$cm^2$]
$P_a$ : 축압기내의 가스압력 [bar] or [kgf/$cm^2$]
$Q_a$ : 축압기로 흐르는 유량 [$cm^3$/$sec$]
$Q_P$ : 유압펌프 토출유량 [$cm^3$/$sec$]
$V_1$ : 유압모터 입구측 관로용적 [$cm^3$]
$V_2$ : 유압모터 출구측 관로용적 [$cm^3$]
$V_a$ : 축압기내 가스의 체적 [$cm^3$]
$\theta_m$ : 유압모터 회전변위 [$rad$]
$\beta$ : 유압유의 체적 탄성계수 [$bar$] or [kgf/$cm^2$]
$\omega$ : 유압모터 회전 각속도 [$rad/sec$]

## 1. 서 론

자동차의 테일게이트(Tail gate)및 후드(Hood)는 비교적 무거워 열 때는 힘들고, 닫을 시는 과속으로 닫히어 위험하다. 이에 따라 일반적으로 자동차 테일게이트에는 가스 리프터(Gas Lifter)를 장착한다. 가스리프터를 장착한 자동차 테일게이트 시스템은 사용에 있어서 여닫기가 불편하고 외부온도에 따라 여닫힘 성능이 달라지는 등의 문제가 있고 전기모터 구동방식을 취했을 경우에는 소음, 저응답성 등의 문제로 인하여 성능개선이 요구되고 있다.

Fig. 1 Tail gate system

이에 따라 고응답, 고동력밀도의 동력전달 시스템을 필요로 한다. 이러한 요구에 부응할 수 있는 동력전달 장치로는 일반적으로 유압시스템이 사용되고 있다. 동력전달의 제어성에 있어서는 유압시스템과

접수일 :
최순우(책임저자): 한국기술교육대학교 대학원 자동차부품 클러스터 메카트로닉스공학과
E-mail : , TEL : 041-587-5120
허준영: 한국기술교육대학교 메카트로닉스학과부
E-mail : , TEL : 041-560-1142

전기 시스템의 큰 차이점은 없지만, 유압시스템은 조작력, 고속응답, 동력밀도에서 매우 뛰어나다.
본 연구에서는 자동차의 테일게이트(Tail gate)개폐 시스템의 구동 동력원의 사양을 최소화 하기 위해서 운동관성에너지를 축압기에 저장하였다가 기동 시 사용하는 재생 브레이크 시스템에 대하여 축압기 용량선정에 대한 수학적 모델을 유도하고, 유공압 관련 상용 해석 소프트웨어인 아메심을 사용하여 모델링 및 시뮬레이션에 근거한 시행오차적인 방법으로 축압기 용량을 설계하는 방법 및 유압회생제동시스템을 자동차 테일게이트 개폐장치에 적용 하는 것에 대한 타당성을 검토 하였다.

## 2. 시스템의 구성 및 작동원리

유압재생브레이크 시스템을 적용한 유압회로는 Fig. 2와 같이 유압모터의 구동부, 급하강시 운동에너지를 저장시키는 축압기, 유체의 운동방향을 전환시키는 방향제어밸브, 그리고 4개의 체크 밸브로 구성된다.

자동차의 테일게이트 회전 중심은 유압모터와 같다. 방향제어밸브를 ⓐ위치로 전환하면 펌프에서 공급된 유압과 축압기에 저장된 유압이 유압모터를 회전시키고 이에 따라 테일게이트가 열리게 된다. 이때 축압기에서 공급된 유압은 시동 특성을 개선시켜 준다.

방향제어밸브를 중립위치로 전환하면 유압모터는 정지하게 된다. 방향제어밸브를 ⓑ위치로 전환하면 유압 모터가 테일게이트의 닫힘 방향으로 회전한다. 방향제어밸브를 중립위치로 전환하면 유압모터의 제동이 시작된다. 多

이때 닫히고 있는 테일게이트의 관성력은 유압 모터에서 배출된 유체를 축압기로 유입하여 유압에너지로 저장시킨다. ②와 ③의 체크 밸브는 제동 동작 시 유압모터의 공급 측 압력이 급격히 떨어져 진공현상이 생기는 것을 방지하기 위한 것이다.

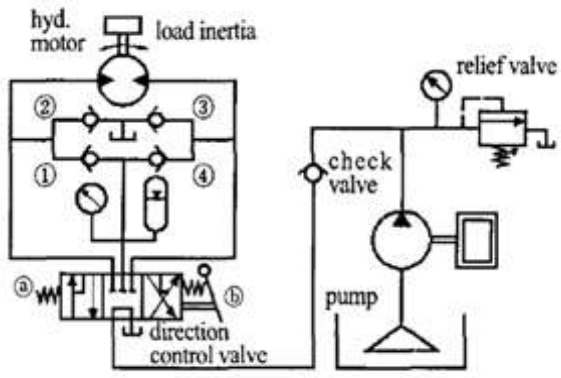


Fig. 2 Configuration of hydraulic brake system

## 3. 시스템의 수학적 모델링

본 연구에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 하강 시 테일게이트 운동에너지를 유압모터를 통하여 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적하는 경우이다. 축압기의 거동을 기술하기 위해서 배관용적에 대한 유체흐름의 연속방정식, 유압 구동부에 대한 운동방정식[1], 축압기 블래더의 기체에 대한 상태방정식 등을 적용하였다.

### 3.1 축압기 기체의 상태방정식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 일반적으로 축압기의 용량계산은 단열변화와 등온변화로 취급하는데 토출량의 축압과 방출완료 시간인 사이클타임(cycle time) 1분을 기준으로 1분 이내이면 단열변화, 1분 이상이면 등온변화로 계산 하므로[2], 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충진형 축압기인 블래더형 축압기내의 가스의 압력과 체적과의 상태방정식은 다음 식과 같다.[3]

$$P_a V_a^k = constant \tag{1}$$

$$P_{ao} V_{ao}^k = P_{a1} V_{a1}^k = P_{a2} V_{a2}^k = constant$$

여기서 $P_{ao}$는 축압기 초기압력, $V_{ao}$는 축압기 초기 용적, $P_a$는 압축후의 축압기 압력, $V_a$는 압축후의 축압기 체적, $k$는 단열지수를 각각 의미한다.

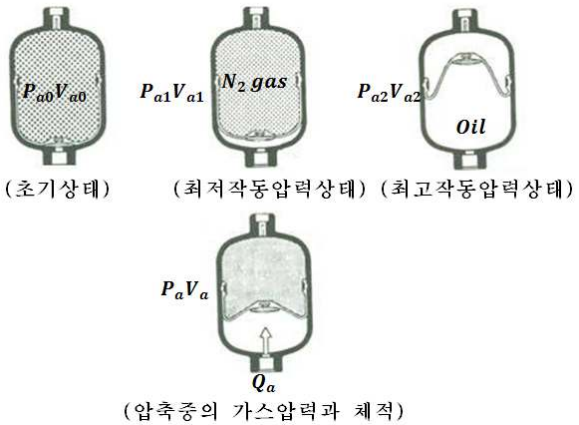


Fig. 3 Working state of accumulator

Fig. 3은 축압기의 작동상태를 보여 주는데 축압기에 유입되는 유체의 시간당 흐름을 라 하면 축압기 내부 가스실과 유체유입에 대한 연속방정식은 다음 식과 같다.

$$V_a = V_{ao} - \int Q_a dt \tag{2}$$

이 때의 축압기의 압력변화는 식 (1)에서 양변을 시간에 대해 미분하면 다음의 식을 얻는다.

$$\frac{dP_a}{dt} = -k\left(\frac{P_a}{V_a}\right)\frac{dV_a}{dt} \tag{3}$$

축압기 고무봉지 초기의 체적은 유입압에 의해 줄어들지만 유입되는 유량은 많아지기 때문에 축압기의 가스체적 변화율은 식 (2)에서 유입되는 유량에 역비례 함으로 식 (3)은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_a}{dt} = k\left(\frac{P_a}{V_a}\right)Q_a \tag{4}$$

### 3.2 축압기 용량설계

축압기는 유압회로의 주요기기 중 하나로 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체 등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 유압유의 비압축성을 보완해 주는 유압기기이다.

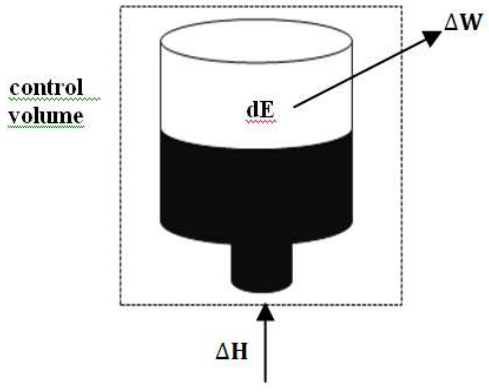



Fig. 4 Analysis model of accumulator

축압기의 기능을 최적으로 내기 위해서는 먼저 적절한 호칭용량이 필요하다.

Fig. 4은 점선 부분을 검사체적으로 간주한 블래더형 축압기의 해석 모델이다. 검사체적의 열용량(heat capacity)에 의해 검사체적 내에 축적되는 에너지는 검사체적으로 출입하는 에너지와 평형을 이루어야 하므로 각각의 검사체적에 대한 에너지 평형방정식은 열역학 제1법칙에 의해 미분형으로 나타내면 다음 식과 같다.[4]

$$dE = \Delta H - \Delta W \tag{5}$$

식 (5) 에서 최저 작동 압력상태로부터 최고 작동압력 상태까지 적분하면 다음의 식으로 나타낸다.

$$E_2 - E_1 = \int \Delta H - \int \Delta w \tag{6}$$

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

$$\Delta W = \int P_a dV_a \tag{7}$$

여기서 질소가스가 압축될 경우는 가 음의 값이며, 질소가스가 일을 받는 것을 의미한다. 식 (6)에서 질소가스가 외부와 열의 출입이 없는 단열변화로 가정하였으므로 는 0 이 되고, 질소가스의 내부에너지는 온도만의 함수가 되므로 다음 식으로 나타낸다.

$$\mathrm{E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = -\int P_a dV_a} \tag{8}$$

식 (1)과 식(3)를 이용하여 식(8)을 정리하면 축압기 내부 에너지 변화량은 다음 식과 같다.

$$\mathrm{E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = \frac{P_{a2}V_{a2} - P_{a1}V_{a1}}{k-1}} \tag{9}$$

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

$$\mathrm{KE} = -\frac{1}{2}J_m\omega^2 \tag{10}$$

유압모터 급제동시 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기의 내부 에너지로 변환되므로 에너지 보존의 법칙에 의해 식(9)과 식(10)는 다음 식으로 표현된다.[5]

$$\frac{1}{J_m}\omega^2 = \frac{P_{a2}V_{a2} - P_{a1}V_{a1}}{k-1} = \frac{V_{a1}}{k-1}\left[P_{a2}\left\{\frac{P_{a1}}{P_{a2}}\right\}^{\frac{1}{2}} - P_{a1}\right] \tag{11}$$

식(11)을 에 대하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$V_{a1} = \frac{\frac{1}{2}J_m\omega^2}{\frac{1}{k-1}\left\{P_{a2}^{\frac{k-1}{k}}P_{a1}^{\frac{1}{k}} - P_{a1}\right\}} \tag{12}$$

식(12)을 이용하여 축압기 초기용량을 구할 수 있으며, 부하 관성모멘트 $J_m$이 시스템 고유의 매개변수로써 주어지고 회전 각속도 ω가 시스템에서 요구되는 운전조건으로써 주어진다고 할 때, 재생 브레이크 시스템을 구성하는 설계자가 희망하는 축압기 압력값 $P_{a1}$과 $P_{a2}$를 얻을 수 있도록 축압기의 용량 $V_{a1}$를 결정할 수 있다.

유압모터는 마찰손실과 누설손실 및 스톨 토크로 인하여 하강 시의 운동에너지를 저장하여 상승 시 사용할 수 있는 효율이 유압모터의 종류에 따라 다르다.[6] 일반적으로 알려진 기어식 유압모터의 전체효율은 60~75%, 시동토크는 70~80%이다.

## 4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

에너지재생 브레이크시스템에 대하여 테일게이트의 동작조건으로 관성 모멘트와 개폐 각속도를 설정하고, 축압기의 최고압력()과 최저압력()을 선택변수로 하여 식(12)에 따라 축압기 용량을 계산하여 Table 1에 표시하였다. 수식(12)에 의해 계산된 Table 1의 값과 시뮬레이션 결과값의 타당성을 확인을 확인하기 위하여 축압기의 용량 및 유압모터의 각속도의 변화에 따른 유압모터를 제동 시 축압기의 압력변화 상태를 유공압 상용 해석 소프트웨어인 아메심(AMEsim)을 이용하여 Fig. 5과 같이 모델링하여 시뮬레이션 값과 비교해 하였다.[7]

Fig. 6의 (a)는 관성모멘트를 1000kgf·$s^2$·cm, 유압모터 각속도를 1.5 *rad*/sec으로 하고, (b)는 관성모멘트를 2000kgf·$s^2$·cm, 유압모터 각속도를 1.5 *rad*/sec로 설정한 후 축압기 초기 가스 봉입압과 축압기 용량을 달리한 4가지 경우의 시뮬레이션 결과로 축압기의 용량과 축압기의 저장되는 압력은 반비례함을 보여주고 있으며, 축압기에 저장된 압력의 시뮬레이션 결과값은 30bar에서 30.4bar로 Table 1의 계산된 값인 30bar와 근사한 차이를 보이므로 시뮬레이션 결과값의 타당성을 확인 할 수 있다.

Table 1 Comparison of data by calculation

| 변수 / 조건 | $\omega$ [*rad*/*sec*] | $J_m$ [kgf·$s^2$·cm] | $V_{a0}$ [ℓ] | $P_{a1}$ [bar] | $P_{a2}$ [bar] |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1.5 | 1000 | 0.12 | 10 | 30 |
| 2 | 1.5 | 1000 | 0.18 | 20 | 30 |
| 3 | 1.5 | 2000 | 0.24 | 10 | 30 |
| 4 | 1.5 | 2000 | 0.37 | 20 | 30 |

Fig. 7은 관성모멘트 1000, 축압기 용량을 0.1, 축압기 초기 가스 봉입압 10로 설정한 후 유압모터 각속도를 달리한 4가지 경우의 시뮬레이션 결과로 유압모터의 속도와 축압기에 저장되는 압력은 비례함

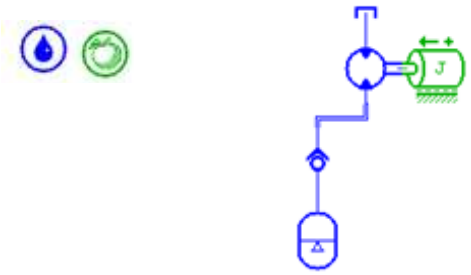
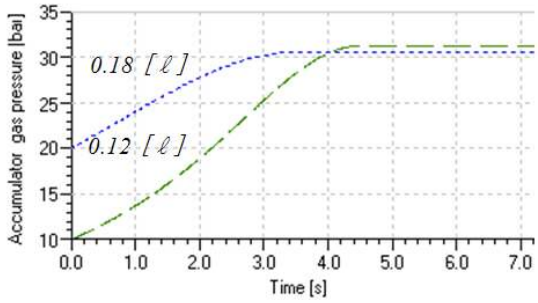
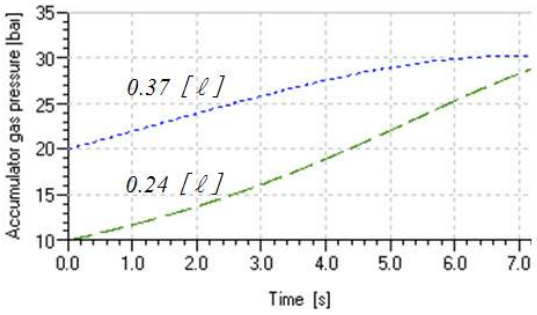


Fig. 5 Modeling of Accumulator Capacity




(a)




(b)

Fig. 6 Accumulator pressure according to variation of initial volume in accumulator

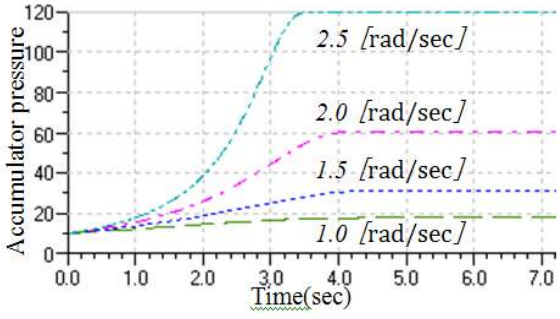



Fig. 7 Accumulator pressure according to variation of speed of hydraulic motor

을 보여주고 있다.

일반적인 유압에너지 회생제동 시스템은 급감속 시 에너지를 축압기에 저장하며 정지시키고 기동 시 저장된 축압기 에너지를 사용하여 기동 특성을 개선하는 것이나 자동차 테일게이트는 요구된 각도에서 자중에 의해 닫힘 시 정해진 속도로 안전하게 닫히고 열 때는 쉽게 동작해야 한다.

Fig. 8는 Fig. 2의 유압에너지재생 브레이크시스템을 적용한 테일게이트용 개폐장치의 아메심 모델링으로 테일게이트 부하로 레버형 토크부하를 적용하여 레버각 -90도를 닫힘 각으로 하고 0도를 최대 개방 각으로 하여 시뮬레이션 하였다.

Table 2 Specifications of Modeling of Hydraulic Regeneration Brake System

| 변수 | 사양 |
|---|---|
| 부하 토크 [N.m] | 100 |
| 최대개방각 [°] | 0 |
| 완전닫힘각 [°] | -90 |
| 펌프공급유량 [$cc/rev$] | 100 |
| 펌프공급압 [bar] | 60 |
| 모터토출유량 [$cc/rev$] | 100 |

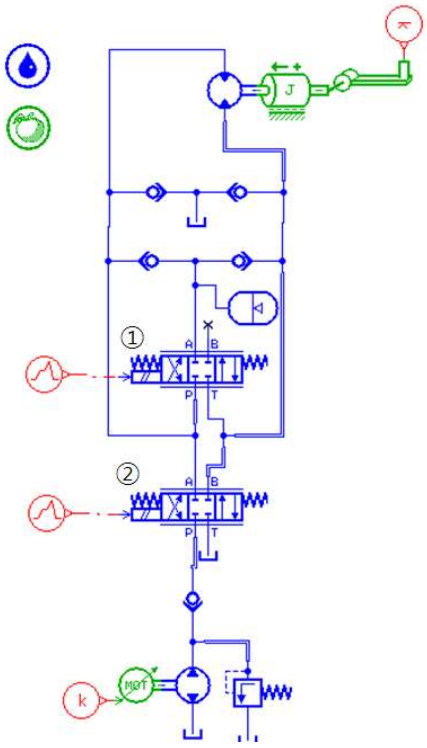



Fig. 8 Modeling of Hydraulic Regeneration Brake System

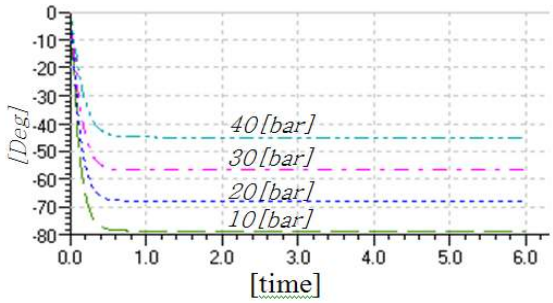



Fig. 9 Comparison of simulation result of tailgate angle when tailgate dropping

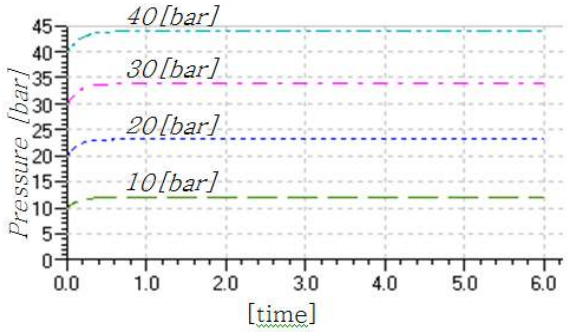



Fig. 10 Comparison of simulation result of accumulator pressure when tailgate dropping

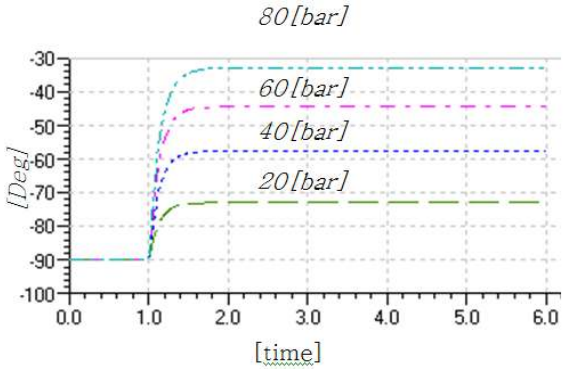



Fig. 11 Comparison of simulation result of tail gate angle when tailgate opening without hydraulic pump energy

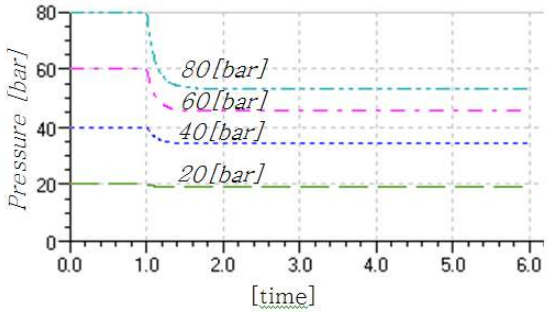



Fig. 12 Comparison of simulation result of accumulator pressure when tailgate opening without hydraulic pump energy

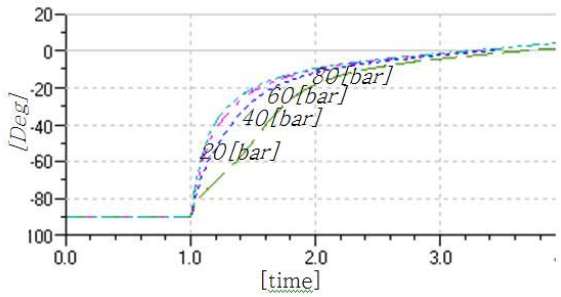



Fig. 13 Comparison of simulation result of tail gate angle when tailgate opening by accumulator and hydraulic pump energy

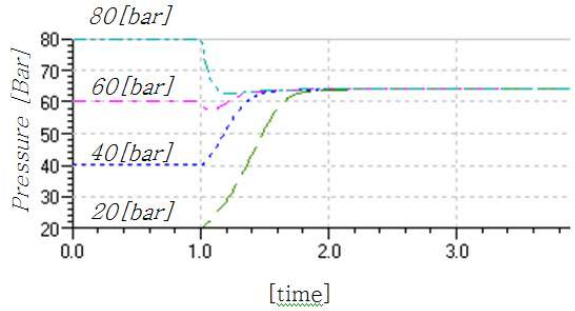



Fig. 14 Comparison of simulation result of accumulator pressure when tailgate opening by accumulator and hydraulic pump energy

Fig. 9는 테일게이트를 0도에서 자유낙하 시 축압기 초기 봉입압력을 달리한 시뮬레이션 결과로 축압기의 초기 봉입압력이 커짐에 따라 테일게이트의 자유낙하 각도가 줄어듦을 보여주고 있으며, Fig. 10은 테일게이트 낙하 시 축압기 압력이0.5초 이내에서 증가되고 있음을 보여주고 있다. Fig. 11은 테일게이트를 -90도로 설정한 후 축압기의 저장된 압력을 달리한 후 ①번 방향전환밸브를 동작하여 축압기의 압력으로 테일게이트를 들어올리도록 한 시뮬레이션 결과로 축압기의 저장압력에 비례하여 테일게이트의 들어올림 각이 커지며 약 0.5초 이내에서 들어올려짐을 나타내고 있으며, Fig. 12는 테일 게이트를 들어올림에 따라 축압기에 저장된 압력의 낮아지는 상태를 나타내고 있다.

Fig. 13은 테일게이트를 -90도로 설정한 후 축압기의 저장된 압력을 달리한 후 ①번 방향전환밸브와 ②번 방향전환밸브를 동시에 동작하여 축압기의 압력과 유압펌프의 공급압력으로 테일게이트를 들어올리도록 한 시뮬레이션 결과로 축압기의 저장압력 만으로 테일게이트를 들어 올릴 때 보다 더 많은 각으로 들어 올리고 있으며 축압기의 저장압력에 비례하여 더 빠르게 들어 올려지고 있음을 나타내고 있고, Fig. 14는 테일 게이트가 들어올려짐에 따라 축압기에 저장된 압력이 낮아지고 있는 상태를 나타내고 있다.

## 5. 실 험

시스템의 가감속 성능을 확인 하기 위해 유압모터에 연결된 회전 축에 엔코더를 장착하였고, 축압기의 압력 변화를 확인하기 위해 축압기 에 압력센서를 부착하여 엔코더의 신호와 압력센서의 신호를 DAQ 장치로 수집하고 Matlab simulink를 통하여 분석하였다. 시험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 3와 같다.

Table 3 Specification of experimental apparatus

| Equipment | | Specification | |
|---|---|---|---|
| Electric power unit | Electric motor | 1340 [rpm] 1.0[kw] | |
| Hydraulic system | Hydraulic pump | 35[cm$^3$/rev] | |
| | Hydraulic motor | 3.75[cm$^3$/rad] | |
| | Relief valve | 60[bar] | |
| Sensor | Rotary encoder | 3600[pulse/rev] | |
| | Pressure transducer | 200[bar] 1.5[mV/V] | |
| | Torque sensor | 5.0[kgf.m] 1.5[mV/V] | |
| Data Record | Daq Board | USB NI6001 | |
| PC | Desktop | P4 Dual core | |
| Accumulator | Volume ($V_{a0}$) | 1000 | $cm^4$ |
| | Pressure ($P_{a0}$) | 24.4 | $bar$ |
| Load | $T$ | 0.85 | kgf·m |

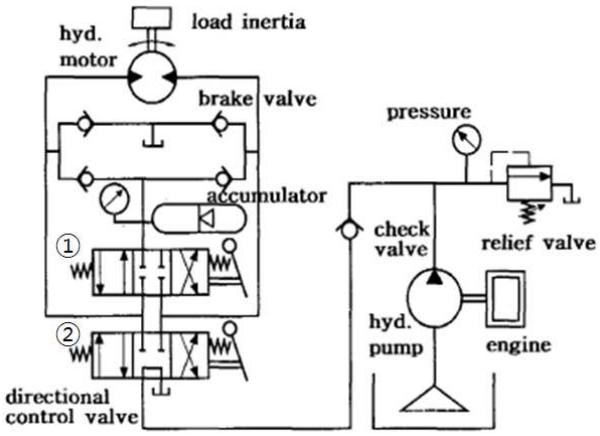



Fig. 15 Experimental configuration of the hydraulic energy regenerative System brake for tail gate system to Vehicle

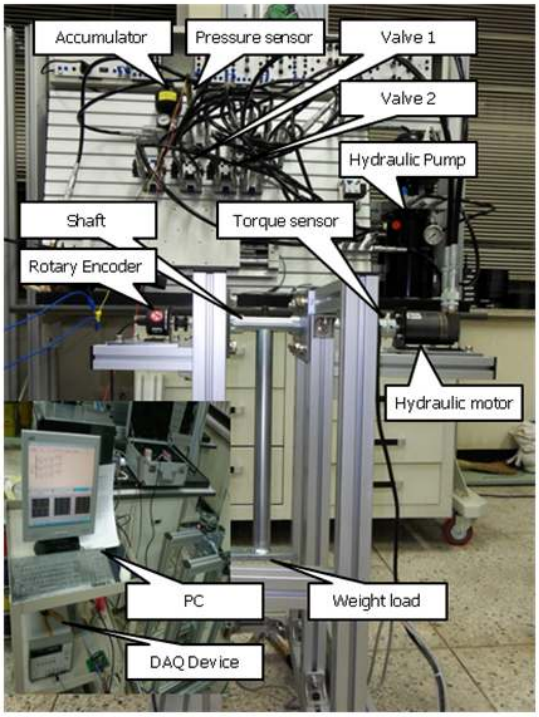
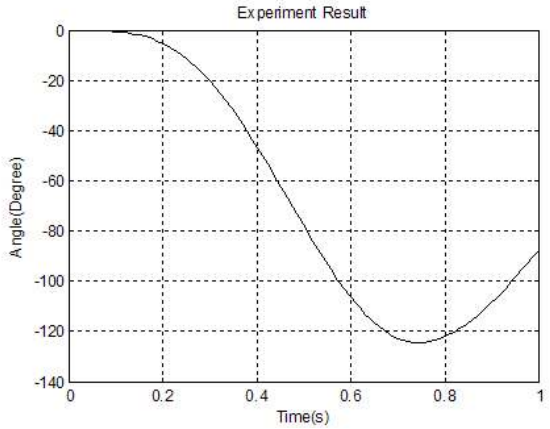
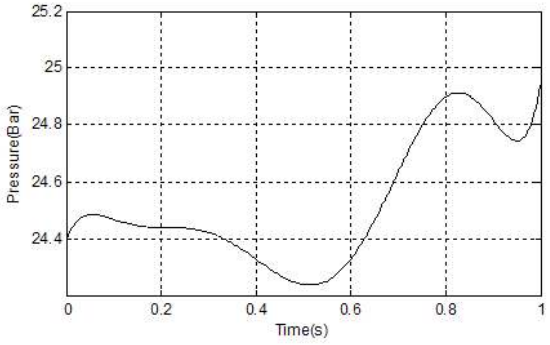



Fig. 16 Experimental set-up.



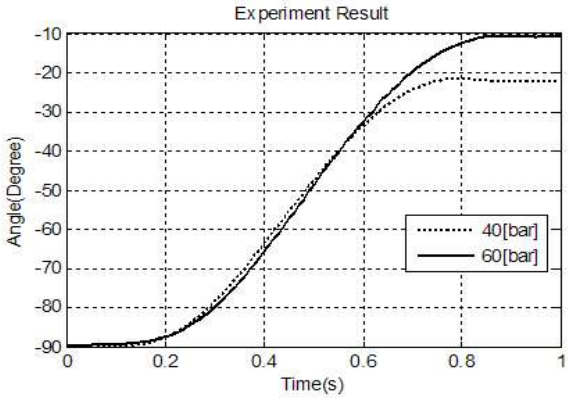

(a)



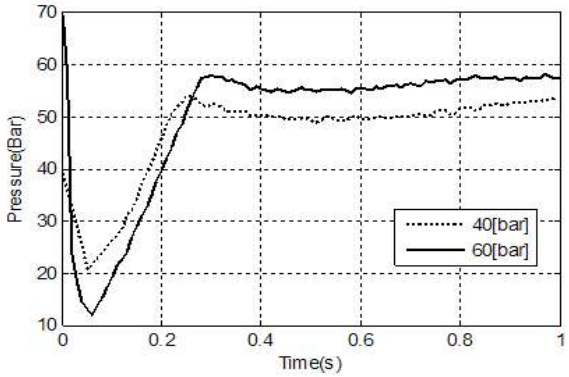

(b)

Fig. 17 Experimental result of tailgate degree and accumulator pressure when tailgate dropping

Fig. 17의 (a)는 1번 밸브와 2번 밸브를 중립 위치에 두고 시험부하를 0도에서 자유낙하 시 실험결과로 자유낙하 개시 후 120도 까지 약 0.75초가 소요되고 있음을 나타내고 있으며 시뮬레이션 결과인 Fig. 9에서는 0.5초가 소요된 것으로 유사한 값을 얻었다. Fig. 17의 (b)는 축압기 압력이 약 0.5bar 증가 됨을 나타내고 있다.




(a)




(b)

Fig. 18 Experimental result of tail gate angle and accumulator pressure when tailgate opening by accumulator and hydraulic pump energy

Fig. 18의 (a)는 시험부하를 -90도, 축압기의 저장압력을 40bar와 60bar로 설정하고 밸브를 ①번과 ②번 위치로 변경하였을 때, 즉 축압기의 저장압력과 유압펌프의 유량공급이 동시에 주었을 때의 결과로 축압기의 저장된 압력이 높아 짐에 따라 개방각도 커짐을 알 수 있고, 축압기 압력을 60bar로 하였을 때 시험부하의 개방 각이 -10도까지 개방됨을 나타내며, Fig. 18의 (b)는 축압기의 압력변화 상태로 초기 기동 시 0.2초 이내의 시간에서 축압기의 압력이 급격히 떨어지고 다시 축적되고 있는 것을 나타내고 있다. 시뮬레이션 결과인 Fig. 12에서는 낙하 개시

후 약 0.25초 이내의 시간에서 축압기의 압력이 급격히 떨어지고 있는 유사한 결과 값을 얻었다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 자동차 테일게이트 개폐 시스템에 유압에너지재생 장치를 적용하여 하강 시의 에너지를 상승 시 재생 가능성에 대하여 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 자동차 테일게이트의 개폐 시스템에 유압에너지재생 장치를 적용하면

1. 기존에 테일게이트 하강 시 열에너지로 버려지는 에너지를 기어식 유압모터의 효율을 고려하면 약 40%를 회수하여 상승 시에 사용할 수 있다.

2. 기존의 모터 식 테일게이트 개폐 시스템의 느린 응답성을 보완하여 응답성능을 약0.5초 이내로 개선이 가능하다.

3. 자동차 테일게이트의 개폐 시스템에 유압에너지재생 장치를 적용 시 아메심 시뮬레이션을 통하여 요구된 감속 시간에 따른 축압기의 압력 및 용량 설정을 할 수 있다.

## 참고문헌


1) Herbert E, Merritt, “Hydraulic Control systems”, pp. 14~75, 1967.
2) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
3) 이재구 “유압 구동계 에너지 재생 브레이크 시스템의 동특성 해석과 축압기 용량 설계에 대한 연구”, 금오공과대학교 대학원 박사학위 논문 2001. 6
4) Frank M. White, Fluid Mechanics, 2nd, McGraw-Hill, London, pp.113-135, 1986.
5) 이재구, 이재천, 김정현, 김성동 “유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 설계”, 한국공작기계학회논문집 Vo l. 11 No.1 2002. 2.
6) 강철구, 이교일, 장효환, 조승호 “유공압공학 6판”, pp. 246~248.
7) AMEsim 4.2 user Manual