

유압 축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 정유압구동식 차량의 모의시험기 개발

이 성 래*

건양대학교 기계공학과*

Development of a Simulator of Vehicle Equipped with Hydrostatic Transmission and Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System

Seong-Rae Lee *

*Department of Mechanical Engineering, Konyang University, 26 Nae-dong Nonsan-si, Chungnam 320-711, Korea
(Received 27 May 2003 / Accepted 5 August 2003)

Abstract : The simulator of a vehicle equipped with hydrostatic transmission and hydraulic accumulator type-braking energy regeneration system is developed using a PC. The simulator receives the accelerator pedal angle and the brake pedal angle generated by the operator using the keyboard, updates the state variables of the energy regeneration system responding to the input signals, and draws the moving pictures of the accumulator piston, pump plate angle and pump/motor plate angle every drawing time on the PC monitor. Also, the operator can observe the accel pedal angle, brake pedal angle, pressures of accumulators, vehicle speed, hydraulic torque, engine torque and air brake torque representing the operation of braking energy regeneration system through the PC monitor every drawing time. The simulator can be a very useful tool to design and improve the braking energy regeneration system.

Key words : Hydraulic accumulator type(유압축압기식), Braking energy regeneration system(제동에너지 회생시스템), Hydrostatic transmission(정유압 변속기), Simulator(모의시험기)

1. 서론

자동차의 배기가스에 의한 도시의 대기오염이 갈수록 심각해짐에 따라 자동차 업계에서는 인체에 해로운 배기가스를 줄이고 연료효율을 향상시킬 수 있는 제동에너지 회생시스템을 지속적으로 연구하고 있다. 그 시스템의 원리는 차량의 제동시 차량의 운동에너지를 축적했다가 차량의 가속시에 재사용하는 것이며 차량 운동에너지를 축적장치로서는 관성휠, 유압축압기, 전기축전지의 세 종류가 있으나

도시버스의 경우에는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 많이 적용하고 있다.¹⁻⁵⁾ 유압축압기식 제동에너지 회생시스템은 기계식 변속기를 장착한 차량이나 정유압식 변속기를 장착한 차량에 모두 적용할 수 있으나 그 작동원리는 매우 다르다.^{5,6)} 본 논문에서는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 적용한 정유압구동식 차량의 초기개발 단계에서 시스템 개념을 정립하고 하드웨어 선정 및 제작에 따르는 시행착오를 최소화시키는데 도움이 될 수 있도록 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 정유압구동식 차량을 모의실험할 수 있는 모의시험기의 개발과정을 다루고 있다.

*To whom correspondence should be addressed.
srlee@konyang.ac.kr

2. 정유압구동식 차량에 적용된 유압축압기식 제동 에너지 회생시스템의 수학적 모델

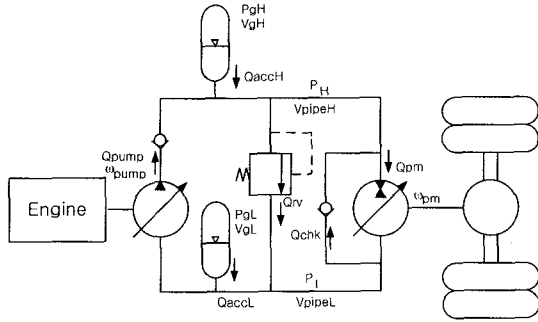


Fig. 1 Hydraulic circuit of braking energy regeneration system of vehicle equipped with hydrostatic transmission

Fig.1에 정유압구동식 차량에 적용된 유압 축압기식 제동에너지 회생시스템의 유압회로도가 나타나 있다. 엔진과 차량 사이에는 가변펌프, 축압기, 가변펌프/모터로 구성된 정유압시스템이 위치하여 무단변속을 가능하게 하며 엔진은 항상 최소연료소모곡선을 따라 작동할 수 있도록 한다. 주행 중인 차량이 감속될 때는 일반적인 공압브레이크를 사용하는 대신 유압펌프/모터를 적절히 사용하여 차량의 제동에너지가 고압축압기의 유압에너지로 변환되도록 한다. 물론 유압장치에 의한 제동력이 부족할 때는 일반 공압브레이크로써 제동력을 보충해주어야 한다. 반대로 차량이 정지상태에서 가속할 때는 고압축압기에서 유출된 작동유와 펌프에서 토출된 작동유가 유압펌프/모터를 회전시켜 차량을 가속시킨다.

2.1 유압장치

유압장치는 가변펌프, 고압축압기, 가변펌프/모터, 저압축압기, 릴리프밸브, 체크밸브 등으로 구성되어 있다. 펌프는 엔진에 직결되어 있으며 엔진에 의해 구동되며 펌프에서 토출된 유량은 고압축압기에 저장되거나 펌프/모터를 구동시키는데 사용된다. 펌프유량과 펌프의 구동토크는 식 (1)과 식 (2)로 표현된다. 펌프의 배제용적은 펌프의 사판각에 비례하며 펌프의 사판각은 엔진이 기준엔진토크로 작동

할 수 있도록 제어된다.

$$Q_{pump} = D_{pump} \omega_{pump} \quad (1)$$

$$T_{pump} = D_{pump} (P_H - P_L) \quad (2)$$

D_{pump} : 가변 펌프의 배제용적

ω_{pump} : 가변 펌프의 회전속도

P_H : 고압축 배관 내의 작동유압력

P_L : 저압축 배관 내의 작동유압력

고압축압기는 유압에너지를 저장하는데 사용되며 축압기 내의 기체부피는 연속방정식에 의해 구할 수 있으며 일단 축압기 내의 기체부피를 알면 이상기체 법칙(단열변화)에 의해 축압기 압력을 구할 수 있다.

$$V_{gH} = V_{gHi} + \int_0^t Q_{accH} dt \quad (3)$$

$$P_{gH} = P_{gHi} \times \left(\frac{V_{gHi}}{V_{gH}} \right)^{1.9} \quad (4)$$

P_{gH} : 고압축압기 내의 가스압력

P_{gHi} : 고압축압기 내의 가스압력의 초기값

V_{gH} : 고압축압기 내의 가스부피

V_{gHi} : 고압축압기 내의 가스부피의 초기값

Q_{accH} : 고압축압기에서 노즐을 통해 고압배관으로 흐르는 유량

펌프/모터는 차축에 연결되어 있으며 차량을 가속시키거나 감속시키는 역할을 한다. 펌프/모터의 배제용적은 사판각에 비례하며 펌프/모터 사판각이 양이면 유량은 고압축압기측에서 저압축압기측으로 흐르며 펌프/모터는 모터의 역할(차량구동)을 한다. 사판각이 음이면 유량은 저압축압기측에서 고압축압기측으로 흐르며 펌프/모터는 펌프의 역할(차량제동)을 한다. 펌프/모터의 유량 및 토크는 식 (5)와 식 (6)으로 표현된다. 펌프/모터의 배제용적은 제동페달각이나 가속페달각에 비례하는 제동토크나 가속토크를 낼 수 있도록 제어된다.

$$Q_{pm} = D_{pm} \omega_{pm} \quad (5)$$

$$T_{pm} = D_{pm} (P_H - P_L) \quad (6)$$

D_{pm} : 가변 펌프/모터의 배제용적
 ω_{pm} : 가변 펌프/모터의 회전각속도

고압측 파이프에서의 압력은 다음의 연속방정식에 의해 구할 수 있다.

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{\beta [Q_{pump} + Q_{accH} + Q_{chk} - Q_{pm} - Q_{rv}]}{V_{pipeH}} \quad (7)$$

β : 작동유 체적탄성계수
 Q_{chk} : 체크밸브 통과유량
 Q_{pm} : 고압배관에서 저압배관으로 흐르는 펌프/모터 유량
 Q_{pump} : 펌프 토출 유량
 Q_{rv} : 릴리프 밸브를 통과하는 유량
 V_{pipeH} : 고압측 배관 내의 작동유 부피

저압측 배관에서는 저압축압기 압력과 저압측 배관압력이 같다고 가정한다. 저압축압기 내의 기체부피와 압력은 고압축압기 내의 기체부피와 압력을 구하는 방식으로 구할 수 있다.

2.2 엔진

엔진은 엔진의 회전속도비가 $0.3 \leq \omega_{engr} \leq 0.7$ 인 범위에서는 Fig.2에서 일점쇄선으로 표시되고 식 (8)로 표현된 최소연료소모곡선을 따라 작동하도록 한다. $0.7 < \omega_{engr} \leq 1.0$ 인 범위에서는 Fig.2에서 굵은 실선으로 표시되고 식 (9)로 표현된 최대엔진토크곡선을 따라 작동하도록 한다.⁷⁾

$$T_{engr} = C_0 + C_1 \omega_{engr} + C_2 \omega_{engr}^2 + C_3 \omega_{engr}^3 \quad (8)$$

$$T_{engr} = D_0 + D_1 \omega_{engr} + D_2 \omega_{engr}^2 \quad (9)$$

T_{engr} : 엔진토크비
 ω_{engr} : 엔진회전속도비
 C_0, C_1, C_2, C_3 : 엔진의 최소연료소모곡선식 계수
 D_0, D_1, D_2 : 엔진의 최대토크곡선식 계수

엔진 작동점은 다음과 같은 규칙에 의해 결정된다.

1) 축압기에는 Fig.3에 곡선으로 표현된 기준 축압기에너지가 저장되도록 엔진을 제어한다. 차량이 정지한 경우에는 기준축압기에너지가 최대이며 이 값은 차량의 초기 가속에 충분히 사용될 수 있도록

설정한다. 반대로 차량이 임계속도 이상이면 기준 축압기에너지가 최소가 된다. 이는 차량의 제동시에 차량의 운동에너지를 축압기에 최대한 저장하기 위함이다. 즉 임계속도일 때의 차량의 운동에너지는 축압기의 최대 저장에너지와 같도록 한다.

2) 축압기에 저장된 에너지가 기준 축압기에너지보다 작으면 저장된 에너지가 기준 축압기에너지와 같아질 때까지 엔진의 회전수를 증가시킨다. 엔진 회전수가 결정되면 엔진토크는 식 (8)과 식 (9)에 의해 결정된다.

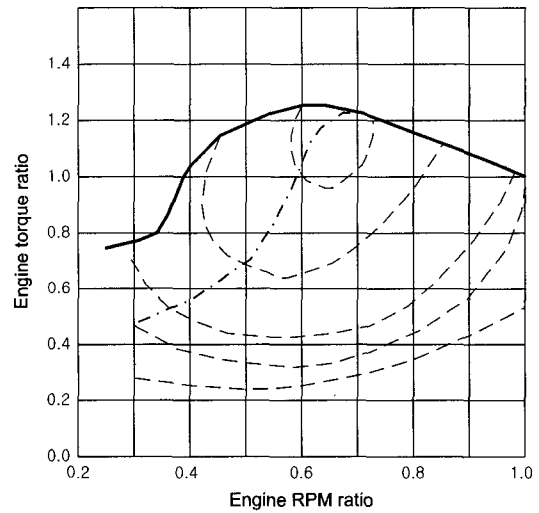


Fig. 2 Minimum fuel consumption curve(dot-dashed line), constant BSFC/BSFC₀ curves(dashed line) and maximum torque curve(thick line) of a diesel engine

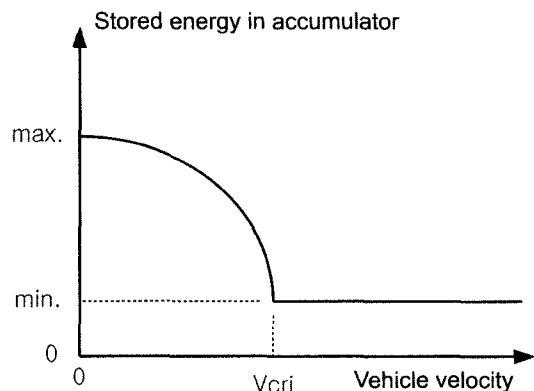


Fig. 3 Stored energy in accumulator depending on the vehicle speed

3) 엔진의 회전속도가 최소 회전속도에 이른 경우에는 엔진에 직결된 펌프의 부하에 따라 엔진토크를 가변시킨다. 즉 엔진의 최소회전속도에서는 엔진토크가 연료효율이 최대인 작동점에서의 엔진토크보다 작을 수 있도록 엔진토크를 변화시켜 동력손실을 최소화시킨다.

2.3 브레이크

유압장치에 의한 제동토크가 충분하지 못한 경우에는 일반 공압브레이크가 담당할 제동토크량을 산출하고 이에 해당하는 공압브레이크밸브 제어신호를 구한다. 일반 공압브레이크의 제동토크는 브레이크 회로 내의 공기압에 비례한다고 가정한다. 브레이크 회로 내의 공기차단밸브와 공기배기밸브의 제어신호에 따라 공기가 유입되거나 유출되며 연속방정식에 의해 브레이크 회로 내의 공기압이 결정된다.

2.4 차량

차량의 운동방정식은 편의상 펌프/모터 회전축을 기준으로 하여 구한다. 차량을 구동시키는 토크는 유압펌프/모터가 모터로서 작동할 때 발생하며 차량의 제동은 유압펌프/모터가 펌프로서 작동할 때 일부 발생하고 나머지 제동은 공압브레이크에 의해서 발생한다.

$$(I_{pm} + I_{veh,pm}) \frac{d\omega_{pm}}{dt} + b_{pm} \omega_{pm} = T_{hyd,pm} - T_{air_brake,pm} - T_{f,pm} \text{sign}(\omega_{pm}) \quad (10)$$

I_{pm} : 가변 유압펌프/모터의 회전관성

$I_{veh,pm}$: 차량의 등가관성(펌프/모터축 기준)

b_{pm} : 차량의 등가 점성마찰토크(펌프/모터축 기준)

$T_{hyd,pm}$: 가변 펌프/모터에 의해 차량을 구동시키거나 제동시키는 토크(펌프/모터축 기준)

양수이면 구동, 음수이면 제동

$T_{air_brake,pm}$: 공압브레이크에 의한 제동토크(펌프/모터축 기준)

$T_{f,pm}$: 차량의 등가 쿨롱마찰토크(펌프/모터축 기준)

3. 모의시험기의 구성

유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 정유압구동식 차량의 모의시험기는 Fig.4에 나타난 것처럼 PC 와 키보드로 구성된다. Fig.4에 나타난 여러개의 S/W 모듈은 하드웨어가 아니며 C-언어로 프로그래밍된 함수이다. 적분 모듈은 미분방정식을 풀기 위한 모듈이며 적분 알고리즘으로서 Fixed Step Runge-Kutta 4th order method8)를 채택하였다. 모의시험기의 입력신호는 키보드에 의해 입력되며 'A'키는 한번 누를 때마다 가속페달각을 1도씩 증가시키며 'S'키는 한번 누를 때마다 가속페달각을 1도씩 감소시킨다. 마찬가지로 'B'키와 'N'키는 한번 누를 때마다 제동페달각을 1도씩 증감시킨다.

모의시험기를 구성하는 일련의 과정은 다음과 같다.

- 1) 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 장착한 정유압구동식 차량의 부품별 수학적 모델식 유도
- 2) 부품별 모듈 프로그램 작성(C 함수로 작성)
- 3) 부품별 모듈 프로그램의 조합 및 실행파일 만들기

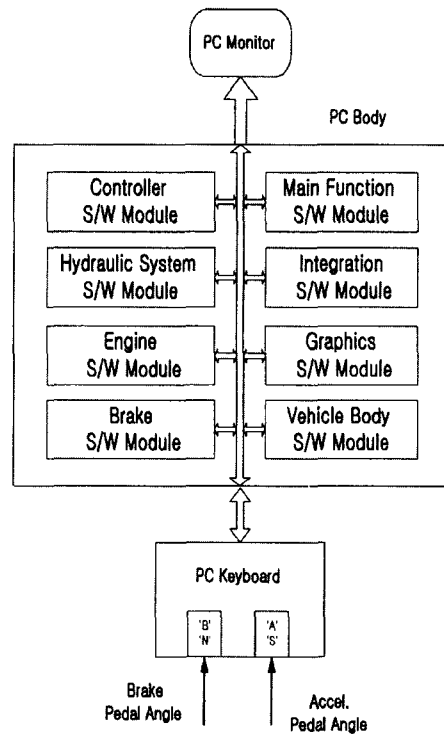


Fig. 4 Structure of simulator

4) 프로그램의 실행

4. 모의시험기에 의한 모의실험 결과

Fig.5는 PC 화면에 나타난 모의시험기의 실시간 작동상태를 보여주고 있다. 모의시험기의 운전자가 가속페달이나 제동페달을 작동시키면 즉시 PC 화면 좌측에 가속페달각과 제동페달각의 수치를 나타낸다. 아울러 고압축압기 압력, 저압축압기 압력, 타이어회전속도, 엔진회전속도, 펌프사판각도, 펌프/모터사판각도, 펌프회전속도, 펌프/모터 회전속도, 엔진토크, 펌프/모터에 의해 발생된 토크, 공압브레이크 제동토크(펌프/모터축 기준), 차량속도 등의 수치가 화면에 실시간에 나타난다. 그리고 모의시험기의 운전자가 차량속도의 변화를 쉽게 감지하여 가속페달이나 제동페달을 작동시킬 수 있도록 차량속도 그래프를 화면의 우측하단에 실시간으로 나타냈다.

Fig.6부터 Fig.10까지는 모의시험기를 작동시켜 얻은 유압축압기식 제동 에너지 회생 시스템을 장

착한 정유압구동식 차량의 모의실험 결과를 나타낸다. 모의시험기에 사용된 중요한 상수값은 Table 1과 같다. 적분시간간격은 실제 회생시스템의 동특성을 정확하게 모사할 수 있는 시간간격이어야 하며 0.0005 초이면 정확하다는 것이 모의실험 결과로써 입증되었으며 또한 화면에 나타내는 그림이나 수치의 표현주기는 0.1초로 선정하였다.

Fig.6의 상단은 가속페달각을 나타내며 Fig.6의 하단은 브레이크페달각을 나타낸다. 11.5초에서 33.6초까지가 첫 번째 가속구간이고 37.1초에서 51.2초까지가 첫 번째 제동구간임을 Fig.6에서 알 수 있다. 가속페달각이 15도일 때 펌프/모터 회전축을 기준으로 최대등가구동토크 1500 Nm가 발생하며 마찬가지로 제동페달각이 15도일 때 펌프/모터 회전축을 기준으로 최대등가제동토크 1500 Nm가 발생한다.

펌프/모터 회전축을 기준으로 한 등가 구동토크나 제동토크 1500 Nm는 대략적으로 차량가속도나 차량감속도 1.3 m/s²를 발생시킨다. 여기서 펌프/모

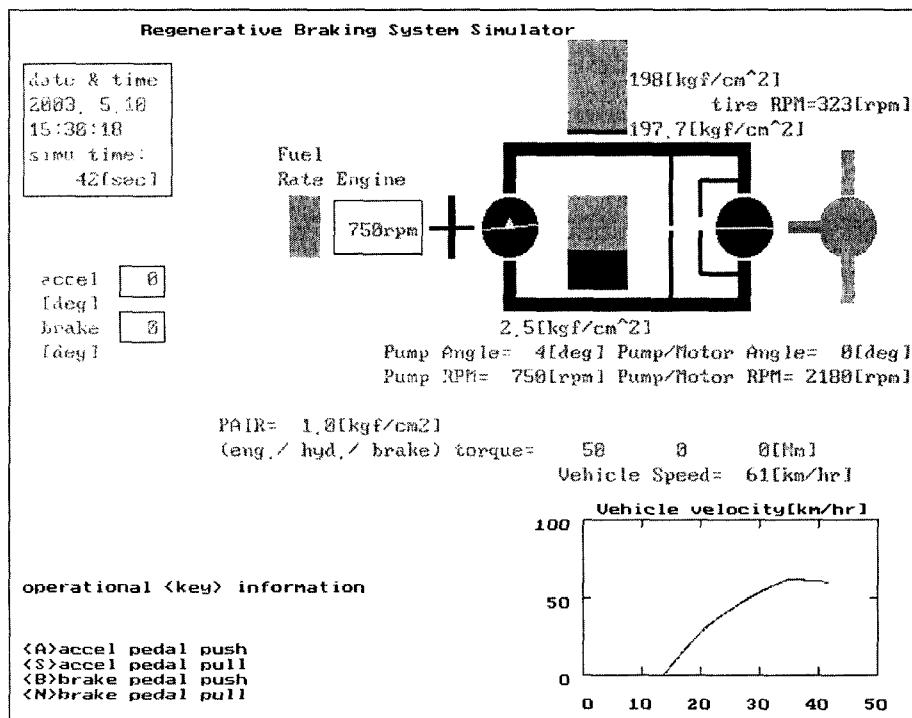


Fig. 5 Operation status of simulator displayed on PC monitor

Table 1 Simulator parameters

parameter name	parameter value
vehicle mass	13000 kg
tire radius	0.5 m
pump/moter to tire gear reduction ratio	6.75
pump/motr inertia	10 kg · m ²
max. engine power	150 kw
min. engine rpm	750 rpm
max. engine rpm	2500 rpm
critical vehicle velocity	36.67 km/hr
equivalent coulomb friction torque of vehicle referring to pump/motor axis	94.4 N·m
max. driving torque referring to pump/motor axis	1500 N·m
max. braking torque referring to pump/motor axis	1500 N·m
max. pump displacement	250 cc/rev
max. pump/moter displacement	350 cc/rev
cracking pressure of relief valve	390 kgf/cm ²
min. pressure of high pressure accumulator	190.8 kgf/cm ²
max. gas volume of high pressure accumulator	90 × 10 ⁻³ m ³

터 회전축에 작용하는 토크 1500 Nm는 차량 타이어 끝에 1724 kgf의 힘이 작용하는 것과 동일하다.

Fig.7의 상단은 차량속도를 나타내며 첫 번째 가속에서 차량은 61.3 km/hr 까지 가속되었다. Fig.7의 하단은 엔진회전속도를 나타내며 첫 번째 가속구간의 전반부(11.5초 ~ 21.0초)에는 엔진의 회전속도는 최저회전속도인 750 rpm을 유지하다가 가속구간의 후반부(21.0초 ~ 33.6초)에 2342 rpm까지 상승한다. 이는 가속의 전반부에는 축압기에 저장된 에너지가 사용되므로 엔진의 역할이 작으며 가속의 후반부에는 축압기의 에너지가 소진되어 엔진의 역할이 증대되기 때문이다.

Fig.8의 상단은 고압축압기압력(실선)과 고압배관압력(점선)을 나타내며 Fig.8의 하단은 저압축압기압력을 나타낸다. Fig.8에서 고압축압기압력은 가속구간의 전반부에서 367.5 kgf/cm²에서 축압기 최저압력인 190.8 kgf/cm²로 떨어진다. 이때 차량은 0 km/hr에서 임계속도인 36.67 km/hr 까지 가속된다. 여기서 축압기의 저장에너지 감소량과 차량의 운동에너지 증가량은 각각 식 (11)과 식 (12)로 구할 수 있다.

$$E_{acc} = \frac{P_{gH}V_{gH} - P_{gHi}V_{gHi}}{(k-1)} \quad (11)$$

E_{acc} : 고압축압기의 저장에너지

k : 이상기체의 단열과정지수

$$E_{veh} = \frac{1}{2} M_{veh} \cdot v_{veh}^2 \quad (12)$$

E_{veh} : 차량 운동에너지

M_{veh} : 차량 질량

v_{veh} : 차량 속도

축압기의 저장에너지와 차량의 운동에너지를 계산하면 그 값은 $E_{acc} \approx E_{veh} = 6.7 \times 10^5$ J이다. 여기서 축압기 효율은 1로 가정하였다. 축압기에 저장되는 에너지는 항상 Fig.3에 나타난 양을 유지하도록 제어된다. 즉 차량의 속도가 임계속도 36.67 km/hr보다 크면 축압기의 저장에너지는 0으로 유지시키며 차량의 속도가 36.67 km/hr보다 작으면 현재의 차량 운동에너지와 현재의 축압기 저장에너지의 합이 차량의 임계속도 36.67 km/hr에 해당하는 운동에너지와 같도록 제어된다. 여기서 임계속도는 도심의 주행모드를 참고하여 결정한다.⁹⁾ 축압기에 저장되는 에너지는 회생제동에너지와 엔진출력에너지로써 구성된다.

Fig.9의 상단은 엔진토크를 나타내며 Fig.9의 하단은 펌프/모터의 구동토크를 나타낸다. 엔진토크는 가속구간의 전반부에서는 50 Nm 및 318.1 Nm를 유지하나 후반부에서는 크게 증가하여 713.6 Nm를 유지한다는 것을 알 수 있다. 펌프/모터의 구동토크는 가속페달각에 비례하므로 첫 번째 가속구간에서 1500 Nm의 토크를 발생시켜야 한다. 그러나 최대출력이 175 kW로 제한되므로 차량의 속도가 증가할수록 Fig.9의 하단에 나타난 펌프/모터 구동토크가 작아짐을 알 수 있다.

Fig.10의 상단은 총 제동토크를 나타내며 Fig.10의 하단은 공압브레이크에 의한 제동토크(실선)와 펌프/모터에 의한 제동토크(점선)를 나타낸다. 첫 번째 제동구간의 초반부(37.1초 ~ 40.2초)에서는 펌프/모터에 의해서 제동이 이루어지고 제동구간의 후반부(40.2초 ~ 51.2초)에는 공압브레이크에 의해서 제동이 이루어진다는 것을 알 수 있다. 아울러

Fig.8의 상단에서 펌프/모터에 의해서 제동이 이루어지는 제동구간의 초반부에서 축압기압력이 190.8 kgf/cm^2 에서 391.7 kgf/cm^2 까지 상승하는 것을 알 수 있다.

여기서 펌프/모터에 의해 이루어지는 제동시간이 짧은 것은 Fig.3에 나타난 나타난 것처럼 축압기에 저장하는 전략적 최대에너지가 제한되어 있기 때문이다. 전략적 최대에너지에 해당하는 축압기 압력은 365.6 kgf/cm^2 에 해당된다. 즉 축압기 압력이 365.6 kgf/cm^2 에 도달하면 축압기에 더 이상의 작동유가 유입되지 않도록 펌프/모터의 사판각을 0도로 유지시키고 여분의 제동은 공압브레이크에 일임시킨다. 그러나 축압기 압력이 365.6 kgf/cm^2 을 초과하여 391.7 kgf/cm^2 까지 도달한 것은 축압기의 저장에너지 제어알고리즘에 약간의 문제가 있음을 표출시킨 것이며 앞으로 개선이 요구된다.

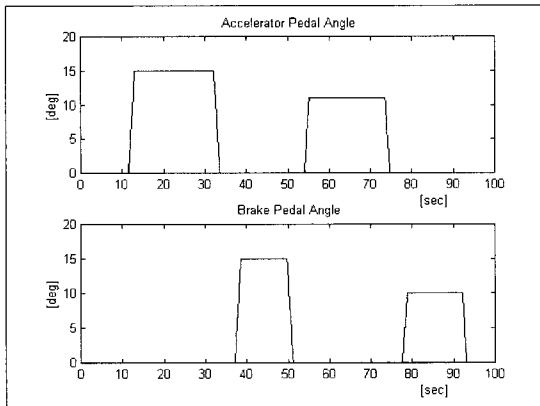


Fig. 6 (a) Accel. pedal angle (b) Brake pedal angle

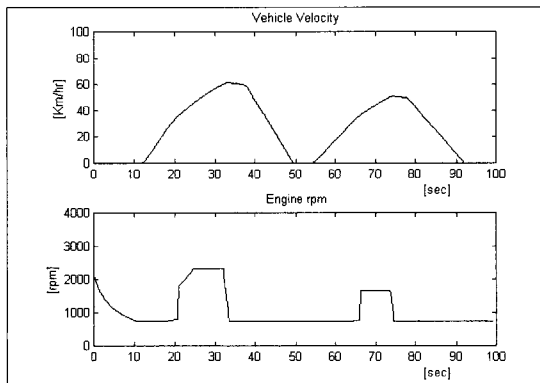


Fig. 7 (a) Vehicle velocity (b) Engine rpm

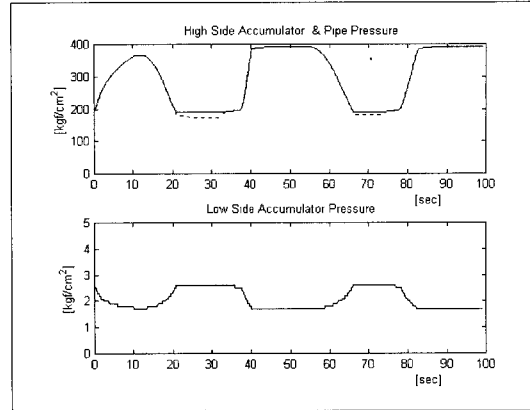


Fig. 8 (a) High-pressure accumulator pressure(real line), pipe pressure(dotted line) (b) Low-pressure accumulator pressure

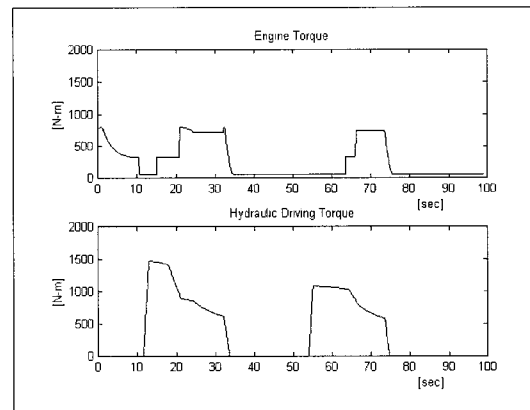


Fig. 9 (a) Engine torque (b) Pump/motor driving torque

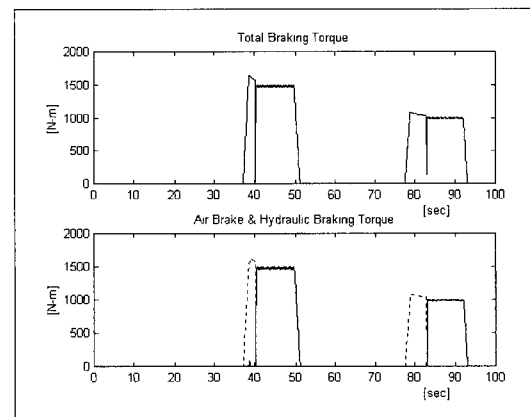


Fig. 10 (a) Total braking torque (b) Air brake braking torque(solid line), hydraulic braking torque(dotted line) (all referred to pump/motor axis)

5. 결론

정유압구동식 차량에 적용되는 유압축압기식 제동에너지 회생시스템을 개발하기 전에 설계의 타당성에 대한 확신을 주고 최적 시스템파라미터를 찾고 제어기 알고리즘을 개선하기 위해 모의시험기를 개발하였다. 제동에너지 회생시스템의 모의시험기는 PC 1대로써 구성하였으며 모의시험기를 사용하여 제동에너지 회생시스템의 작동 모습을 PC화면을 통하여 실감있게 관찰하고 아울러 차량속도, 고압축압기압력, 펌프회전속도, 펌프/모터회전속도 등과 같은 중요한 수치를 화면에서 실시간으로 볼 수 있었다.

화면에 나타나는 여러 변수들의 변화를 종합적으로 관찰함으로써 시스템의 구성이 적절한지 제어기의 알고리즘이 타당한지를 비교적 쉽게 파악할 수 있었으며 시스템파라미터값이나 제어기 알고리즘을 점진적으로 개선할 수 있었다.

후 기

본 논문은 한국과학재단에서 지원한 지역대학 우수과학자 지원연구(과제번호: R05-2002-000-00188-0)의 연구비로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

References

- 1) P. G. Buchwald, Christensen, H. Larsen, P. Sunn Pedersen(Technical Univ. of Denmark, Laboratory for Energetics), "Improvement of Citybus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion System-A Theoretical and Experimental Study," SAE 790305, 1979.
- 2) W. S. Heggie, A. S. Davies, "The Development and Testing of a Regenerative Diesel-Hydraulic Power Train for the Urban Bus," 7th International Fluid Power Symposium, England, 1986.
- 3) Hydro Bus with Stepless Transmission and Hydraulic Energy Recovery, Mannesmann Rexroth, pp.10-11, RIQ International Edition 4/1989.
- 4) Isuzu Motors, CHASSE, Clean Hybrid Assist System for Saving Energy, The 29th Tokyo Motor Show, 1991.
- 5) www.fibacanning.com, FIBA Canning Inc.
- 6) S. R. Lee, H. E. Kim, D. S. Jung, "Development of a Hydraulic Accumulator Type-Braking Energy Regeneration System Simulator," Proceedings of the KSME Chungcheong Division 2001 Spring Annual Meeting.
- 7) K.-E. Rydberg, On Performance Optimization and Digital Control of Hydrostatic Drives for Vehicle Applications, Dissertation, Division of Hydraulics and Pneumatics, Department of Mechanical Engineering, Linkoping University, 1983.
- 8) J. L. Melsa, Computer Programs for Computational Assistance, McGraw-Hill Inc., 1970.
- 9) N. H. Chung, W. T. Lee, M. H. Sunwoo, Y. J. Lee, M. D. Eom, "A Study of Driving Pattern of City-Bus in the City of Seoul," Transactions of KSAE, Vol.10, No.2, pp.55-65, 2002.