

가변 유압 펌프/모터를 이용한 유압 제어 시스템의 에너지 절감에 관한 연구

조용래*, 안경관[#]

A Study on the Energy Saving Hydraulic Control System
using Variable Displacement Hydraulic Pump/Motor

Yong-Rae Cho*, Kyoung-Kwan Ahn[#]

ABSTRACT

This paper proposes a flywheel hybrid vehicle to solve the energy crisis problem by the exhaustion of a fossil fuel and air pollution for the conservation of environment. The proposed flywheel hybrid vehicle is composed of an accumulator and a flywheel as the energy generation and storage component and three variable displacement hydraulic pump/motors as the energy transfer devices. Flywheel has the characteristics of high energy density and easy energy absorption and consumption. The effectiveness of the energy-saving of the proposed flywheel hybrid vehicle is verified by simulation using Matlab/Simulink. First of all, analytical modeling for the flywheel hybrid vehicle is presented and simulations are performed based on the experimental efficiency data of a variable displacement pump/motor. The results of the simulation show that the effect of energy savings is realized by the proposed hybrid vehicle in 3 different city driving patterns.

Key Words: Fluid power system(유공압 시스템), Variable displacement pump/motor(가변 펌프/모터), Flywheel(풀라이 휠), Hybrid vehicle(하이브리드 차량), Energy-saving(에너지 절감)

1. 서론

최근 화석 연료의 고갈, 차량의 배기 가스에 의한 도심대기환경의 악화 및 지구의 온난화 등으로 인한 환경문제가 사회적으로 큰 문제가 되고 있다. 이에 따라, 화석 연료를 대체하기 위한 신에너지의 개발이나 에너지 절감, 즉 고효율화 및 저공해화가 함께 요구되고 있다. 이런 문제점을 해결하기 위하여 공해 감소와 에너지 절약을 위한

대체 에너지 자동차와 에너지 회생의 하이브리드 자동차의 개발도 동시에 진행되고 있다. 하이브리드 전기자동차의 개념은 지금까지 발전되어 온 기존 자동차 엔진과 새롭게 발전되어 가고 있는 축전지를 조합함으로서 엔진만을 사용할 경우보다 배출가스 공해를 줄일 수 있고, 전기 자동차에서 가장 큰 결점으로 지적되고 있는 일회 충전시 주행거리가 짧은 점을 보완할 수 있으며, 향후 축전지 기술이 향상되는대로 엔진 크기를 줄여감으로

* 접수일: 2003년 4월 21일; 개재승인일: 2003년 7월 11일

** 울산대학교 기계·자동차공학부 대학원

교신저자: 울산대학교 기계·자동차공학부

E-mail: kkahn@mail.ulsan.ac.kr, Tel: (052) 259-2282

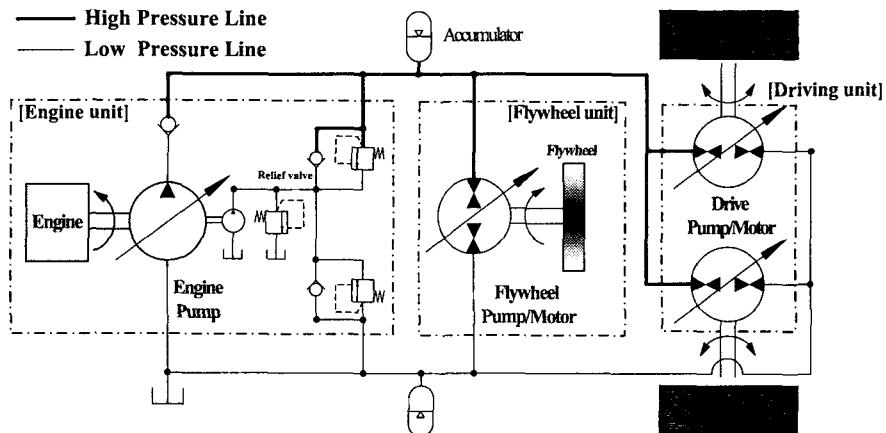


Fig. 1 Schematic diagram of energy saving hydraulic control system

써 궁극적으로 전기자동차로 이전되어 가는 과도 기 기술로 볼 수 있다. 하이브리드 자동차의 동력 원으로는, 현재 기존의 가솔린이나 디젤뿐만 아니라 압축 천연가스(CNG), 연료전지(Fuel Cell), 가스 터빈 등이 있으며 에너지 저장장치로는 축전지, 유압식 축압기 및 플라이 휠(Flywheel) 등을 열거 할 수 있다.

에너지 회생의 하이브리드 자동차에 관한 연구 및 개발은 다음과 같다. 스웨덴의 Volvo 사는 배기 가스, 소음 공해 그리고 연료 소비의 감소를 위해 플라이 휠에 의해 제동시 소비되는 에너지를 운동에너지로 바꿔주는 회생 시스템을 가진 시내 버스를 개발하였다.¹ 또한, 유압 어큐뮬레이터를 사용하여 제동 에너지 저장과 출발 시 큰 구동력을 발생시키는 시스템은 이미 상용화 되어 있다.²⁻⁴ Nakazawa 등⁵은 기존의 변속기를 대체한 엔진 플라이 휠 하이브리드 차량을 위해 간단한 유압 구동 시스템인 일정압력원 시스템(CPS)을 제안하였다. Hao 등⁶은 부하측에 요구되는 토오크와 요구 일률에 의하여 일정압력원의 설정압력과 차륜구동용차의 감속비를 엑티브하게 변경한 방법을 병용한 경우의 에너지 절약 효과에 대해 연구하였다.

본 연구에서는, 순유압식 시스템인 일정압력원 시스템을 이용함으로서 쉽게 무단변속기구를 실현하고, 보조 동력원으로서 플라이 휠을 이용한 하이브리드 차량의 주요 설계 파라메터에 대한 영향 분석 및 저연비차량으로서의 가능성을 시뮬레이션

을 통하여 검토하고자 한다.

2. 시스템의 작동원리

2.1 구성

일정압력원 시스템(CPS: Constant Pressure System)을 이용한 플라이 휠 하이브리드 차량의 구동계의 구성을 Fig. 1에 나타낸다. 엔진의 출력축, 플라이 휠축, 차축 각각에 가변 용량형 펌프/모터를 설치하고, 공통 고압라인과 공통 저압라인 사이에 병렬로 접속되어 있다. 또, 공통 고압라인에는, 압력 맥동흡수를 위하여, 유압 어큐뮬레이터가 연결되어 있다. 여기서 이용되는 가변 용량형 펌프/모터는, 1회전당의 용적을 경전각 제어에 의하여 연속적으로, 그리고 정/역 방향으로 변화 시킴으로서, 펌프 및 모터의 어떤 작동도 가능한 에너지 변환 기구로서 역할을 한다.

2.2 구동원리

주행시에, 엔진은 기본적으로 정지상태이고, 차량은 플라이 휠의 회전 에너지에 의하여 구동된다. 공통 고압라인은, 플라이 휠에 설치된 펌프/모터(플라이 휠 펌프/모터) 및 압력보상기의 작동에 의하여 일정하게 유지된다. 공통 고압 라인의 압력이 일정 압력 이하로 저하 된 경우에는, 플라이 휠 펌프/모터를 펌프로 작동시킨다. 차량의 가감속은, 드라이브축에 설치되어 있는 펌프/모터(드라이브 펌프/모터)의 용적변화에 의해 실현된다. 가속

시에는 드라이브 펌프/모터를 모터로 작용시키고, 감속시에는 펌프로 작용시킨다. 드라이브 펌프/모터의 펌프작용에 의해, 차량을 감속시킬 경우, 제동 에너지에 의해 공통 고압라인의 압력은 상승한다. 이 압력상승을 받아서 플라이휠 펌프/모터는 모터작용을 한다. 결과로서, 차량의 제동에너지는 플라이휠의 회전 관성 에너지로 회수되어, 가속시에 재이용된다. 엔진은 플라이휠의 회전속도가 설정한 하한치가 되면 시동되고, 공통고압라인의 압력을 높이게 된다. 이 압력 상승을 받아서 플라이휠 펌프모터는 모터작용을 하게 되고, 플라이휠의 회전속도를 상승시킨다.

2.3 특징

본 구동계에서는 가변용량형 펌프모터에 의해 무단 변속을 용이하게 실현할 수 있다. 또, 제동에너지를 회생시켜, 연비의 향상도 기대된다. 또, 공통라인의 압력이 일정하게 제어됨으로서, 엔진출력축에 설치된 펌프/모터(엔진 펌프/모터)의 용적을 일정하게 유지함으로서, 엔진의 부하 토크가 일정하게 되고, 엔진을 항상 효율이 좋은 조건(일정 토크 및 일정 회전속도)에서 운전하는 것이 가능하게 된다. 차량의 가/감속과는 관계없이 엔진을 일정 부하조건에서 간헐적으로 운전함으로서 고효율 운전이 가능해지고, 연비의 향상도 역시 기대된다. 또한, 운전조건이 일정하다는 것은, 연료의 연소조건도 일정하여, NOx, CO 의 배출삭감도 기대된다.

2.4 플라이휠 펌프/모터 용적제어 방법

플라이휠 하이브리드 차량 구동계에 사용되고 있는 CPS에 있어서, 고압라인 압력을 일정하게 유지한다는 것은, 압력보상기 및 플라이휠 펌프/모터에 의하여 실현된다. 압력보상기에 의한 시스템의 압력제어 방법으로서, 본 연구에서는 플라이휠 펌프/모터와 플라이휠 사이에 클러치가 없고, 압력보상제어 방법으로 비례제어를 한 경우를 제어기 A 라 한다. 또, 클러치가 있고, On/Off 제어를 한 경우를 제어기 B 라고 한다. 각 제어방법의 특징은 다음과 같다.

(1) Fig. 2(a)에 나타낸 바와 같이 비례제어는, 고압라인 설정압력 P_{nom} 과 실제의 압력과의 편차에 비례해서 플라이휠 펌프/모터의 용적율을 제어하는 역할을 한다. 본 제어방법은 캐비테이션, 진

동 등의 문제는 적게 발생하는 방법이나, 펌프/모터의 용적효율이 낮은 영역에서 작동함으로서 효율이 낮고, 연비가 악화되는 염려가 있다.

(2) Fig. 2(b)에 나타내고 있는 On/Off 제어는, 고압라인 설정압력 P_{nom} 과 실제의 압력과의 사이의 편차가 어느 정도의 값을 넘게 되면, 펌프/모터의 용적을 최대한의 영역에서 사용되도록 제어한다. 그러나, 고압라인 압력변동이 크기 때문에, 안정한 구동력이 얻어지지 못하고, 캐비테이션에 의한 펌프/모터의 파손, 진동 등의 문제가 발생할 염려가 있다.

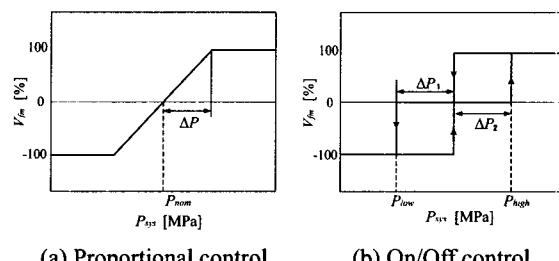


Fig. 2 Control method of the displacement of flywheel pump/motor

3. 수학적 모델

본 절에서는 제안한 플라이휠 하이브리드 차량의 수학적 모델을 유도한다. 이 때, 이론적으로 구하기 힘든 펌프/모터 등의 효율은 업체에서 제공받은 실험식을 이용한다.

3.1 차량모델

본 시뮬레이션에서는 총중량 1.5Ton의 소형차를 가정하여, 모델화를 수행하였다. 차량의 운동방정식은 다음과 같으며, 주 제원은 Table 1에 나열하고 있다.

$$M_{vcl} \frac{dV_{vcl}}{dt} = F - R - D \quad (1)$$

$$F = 2R_{fd}T_{dm}/R_{tr} \quad (2)$$

$$R = \mu_r M_{vcl} g \quad (3)$$

$$D = \frac{1}{2} C_d \rho_{air} A V_{vcl}^2 \quad (4)$$

여기서, M_{vcl} : 차량질량, V_{vcl} : 차량속도, F : 구동력,

R : 타이어의 구름저항, D : 공기 저항, R_{fa} : 종감속비, T_{dm} : 드라이브 펌프/모터 토크, R_r : 타이어 유효반경, μ_r : 타이어 구름 저항계수, g : 중력가속도, C_d : 공기저항 계수, ρ_{air} : 공기밀도, A : 차량전면 투영면적을 나타낸다.

3.2 플라이휠

플라이휠의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$J_{fw} \frac{d\omega_{fw}}{dt} + C_{fw}\omega_{fw} = \frac{T_{fw}}{R_{fw}} \quad (5)$$

여기서, J_{fw} : 플라이휠의 관성모멘트, ω_{fw} : 플라이휠의 회전속도, C_{fw} : 플라이휠의 회전자향계수, R_{fw} : 플라이휠의 감속비이다. C_{fw} 는 플라이휠을 수납하는 하우징내의 진공화를 가정하여 참고문헌치를 바탕으로 결정하였다.⁷

3.3 유압 회로

일반적으로 유압회로의 동특성 시뮬레이션에서는, 관료요소를 분포정수계 모델로 취급하고, 작동유의 압축성을 고려하는 것이 필요하나, 본 시뮬레이션의 목적이 주행조건과 에너지절감의 효과 사이의 관계를 밝히는 것이므로, 본 시뮬레이션에서는 유압 시스템에 대하여 집중 정수계의 유압회로 모델로서 배관 저항이나 작동유의 압축성에 관해서는 무시한다. 따라서 각 펌프/모터 및 어큐뮬레이터의 연속방정식은 다음처럼 표현할 수 있다.

$$Q_{fm} + Q_{dm} - Q_{ep} = Q_{ac} \quad (6)$$

$$Q_{fm} = V_{fm}\omega_{fm} / \eta_{v, fm} \quad (7)$$

$$Q_{dm} = V_{dm}\omega_{dm} / \eta_{v, dm} \quad (8)$$

$$Q_{ep} = V_{ep}\omega_{ep} / \eta_{v, ep} \quad (9)$$

$$Q_{ac} = \frac{dV_{ac}}{dt} \quad (10)$$

$$T_{fw} = \eta_{t,fw} P_{sys} V_{fw} \quad (11)$$

$$T_{dr} = \eta_{t,dr} P_{sys} V_{dr} \quad (12)$$

$$T_{eq} = \eta_{t,eq} P_{sys} V_{eq} \quad (13)$$

여기서, Q : 유량, V : 펌프/모터 용량, V_{ac} : 어큐뮬레이터 가스용적, T : 펌프/모터 토크, η_v : 용적 효율,

η_t : 토크 효율, P_{sys} : 시스템 압력을 각각 나타내고, 하침자의 fm : 플라이휠 펌프/모터, dm : 드라이브 펌프/모터, ep : 엔진 펌프/모터, ac : 어큐뮬레이터, fw : 플라이휠 축, dr : 드라이브 축, eq : 엔진축을 각각 나타낸다.

각 펌프/모터의 유량 손실과 토크 손실은 아래에 보여주는 바와 같은업체에서 제공받은 실제의 펌프/모터의 실험식을 사용하였다.

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 \quad (14)$$

$$\Delta Q_1 = 1.76 \times 10^{-7} (\omega / 2\pi) + 1.7 \times 10^{-13} P_{sys} \quad (15)$$

$$\Delta Q_2 = (5.10 \times 10^{-14} - 2.83 \times 10^{-14} \alpha) \times (\omega / 2\pi) P_{sys} \quad (16)$$

$$\Delta Q_3 = 5.80 \times 10^{-13} (\omega / 2\pi) P_{sys} V \quad (17)$$

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 \quad (18)$$

$$\Delta T_1 = 4.27 \times 10^{-2} (\omega / 2\pi) \quad (19)$$

$$\Delta T_2 = 5.84 \times 10^{-2} \alpha (\omega / 2\pi) + 8.02 \times 10^{-4} (\omega / 2\pi)^2 \quad (20)$$

$$\Delta T_3 = 2.50 \times 10^{-7} P_{sys} - 8.1 \times 10^{-15} P_{sys}^2 \quad (21)$$

여기서, ΔQ_1 : 드레인항, ΔQ : 압축성항, ΔQ_3 : 유량의 압축성 보정항, ΔT_1 : 점성항, ΔT_2 : 유량의 압력손실항, ΔT_3 : 압력항 및 압축성항, α : 편심률을 나타낸다. 사용하는 펌프/모터의 대표적인 효율로서, 일례를 들면, 압력 20[MPa], 회전수 300[rpm] 및 편심률 100%에서 전효율은 93%이다.

어큐뮬레이터의 압력, 유량의 관계식은 폴리트로피 압축 팽창 과정으로 가정하여 다음 식으로 표현된다.

$$P_{ac} V^n ac = P_{ac0} V^n ac0 = const \quad (22)$$

$$P_{ac} - P_{sys} = R_{ac} Q_{ac} \quad (23)$$

여기서, P_{ac} : 어큐뮬레이터 가스압력, V_{ac} : 어큐뮬레이터 가스용적, P_{ac0} : 어큐뮬레이터 초기 가스압력, V_{ac0} : 어큐뮬레이터 용량, R_{ac} : 어큐뮬레이터 입구저항, n : 폴리트로피 지수를 나타낸다.

3.4 연료 소비

CPS 모델의 엔진은 상술한 것과 같이, 항상 거의 동일한 부하조건에서 운전하므로, 일반적으로

출력 토크와 회전수의 함수로 되는 엔진의 정미연료소비율($bsfc$)은 상수로서 취급할 수 있다. 따라서 연료 소비율은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$M_{fuel} = bsfc \int W_{ep} dt = bsfc \int T_{ep} \omega_{ep} dt \quad (24)$$

4. 시뮬레이션

3 장의 시뮬레이션 모델을 이용하여 소형승용차의 시내주행을 가정한 시뮬레이션을 Matlab/Simulink 를 이용하여 수행하였다. 적분방법은 4 차 Runge-Kutta 법을 사용하였고, 차량의 주행모드로서 10 모드(10 mode), 배가속 10 모드(Modified 10 mode), 전력가속모드(Full acceleration mode)의 세 가지 주행 패턴에 대하여 4 주기 동안 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 사용한 차량 및 각 유닛의 제원을 Table 1 및 2 에 나타낸다.

Table 1 Specifications of vehicle model

Vehicle frontal area, A	1.7 m^2
Vehicle aerodynamic drag coefficient, C_d	0.4
Flywheel loss coefficient, C_{fw}	0.00036
Coefficient of gravity, g	9.8 m/s^2
Moment of inertia of flywheel, J_{fw}	0.62 kgm^2
Vehicle mass, M_{vcl}	1500 kg
Polytrophic exponent, n	2.0
Initial accumulator pressure, P_{ac0}	24 MPa
Final drive reduction ratio, R_{fd}	6.68
Reduction ratio of flywheel, R_{fw}	2.2
Effective tire radius of vehicle, R_{tr}	0.284 m
Coefficient of tire rolling resistance, μ_r	0.015
Air density, ρ_{air}	1.2 kg/m^3

Table 2 Specifications of Engine and Pump/Motor

Engine speed, E_{max}	314 rad/s
Max. volume of pump/motor V_{max}	8.00e-6 m^3/rad (50 cc/rev)
Initial accumulator gas volume, V_{ac0}	0.01 m^3
Output power of the engine	200 rad/s
Brake specific fuel consumption, $bsfc$	270 g/kWh

4.1 Matlab/Simulink ■ 이용한 모델링

플라이휠 펌프/모터의 압력 보상기로서 비례제어를 사용한 경우의 Matlab/Simulink 모델을 Fig. 3 에, On/Off 제어를 사용한 경우를 Fig. 4 에 각각 나타내고 있다. 압력보상기의 압력설정에서 주행시 및 정지시, 감속시 각각 압력 설정을 다르게 하기 위하여(이를 가변 압력 설정이라 함) 드라이브 펌프/모터의 사판각의 각도를 받아들여 플라이휠 펌프/모터의 사판각을 제어하도록 되어 있다.

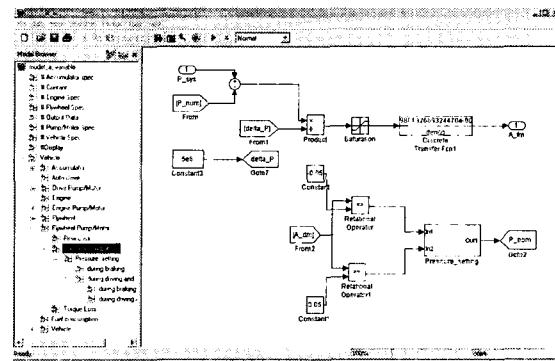


Fig. 3 Matlab/Simulink model in the case of proportional control as pressure compensator

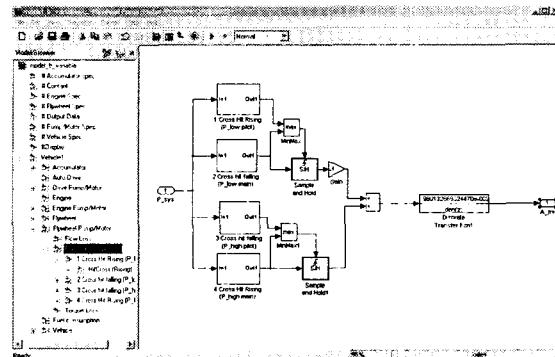
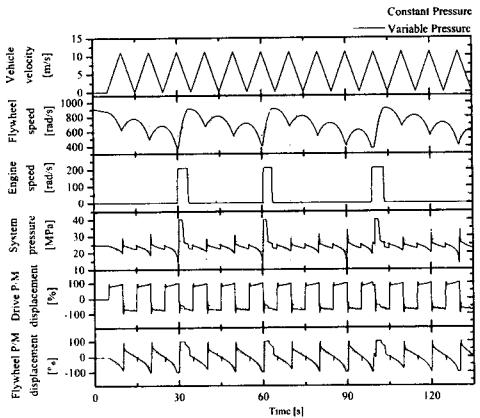


Fig. 4 Matlab/Simulink model in the case of On/Off control as pressure compensator

4.2 주행 모드별 시뮬레이션 결과

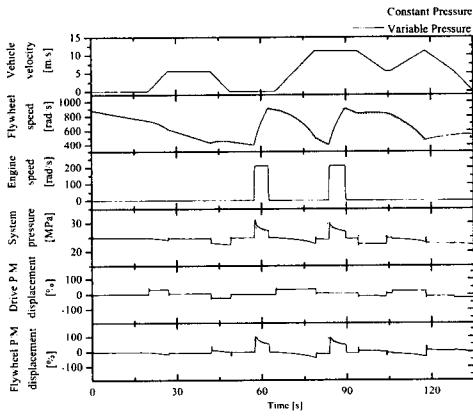
세 가지 주행 모드에 대해 플라이휠 펌프/모터의 사판각제어로 제어기 A 및 B 를 사용한 경우의 시뮬레이션을 실시한 결과를 Fig. 5 및 6 에 각각 나타내고 있다. 각 그래프에서 상단부부터 차량속도, 플라이휠의 회전속도, 엔진 회전속도, 시스템

압력 그리고 드라이브 및 플라이휠 펌프/모터의 사판각을 각각 나타낸다. 여기서 압력보상기의 압력설정을 일정 압력(Constant Pressure)으로 설정한다는 의미는 모든 주행상태에서 압력보상기의 압력을 일정하게 설정한다는 의미이고, 가변압력(Variable Pressure)으로 설정한다는 의미는 주행조건(가속, 감속 및 등속 등)에 따라 압력보상기의 압력 설정을 다르게 가져간다는 의미이다. 일정압력인 경우, 제어기 A 는 (P_{nom} , ΔP) = (25.0 [MPa], 5 [MPa])로, 제어기 B 의 경우, (P_{high} , P_{low} , ΔP_1 , ΔP_2)= (30, 20, 5, 5)[MPa]로 각각 설정하였다. 한편, 가변압력인 경우는, 제어기 A 의 경우, 주행 및 정지시의 P_{nom} 은 25.0 [MPa]로, 감속시의 P_{nom} 은 22.5 [MPa]로 설정하였다. 또한 ΔP 는 5 [MPa]로 일정

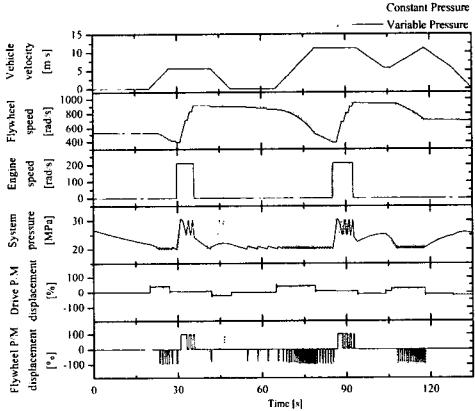


(c) Full acceleration mode

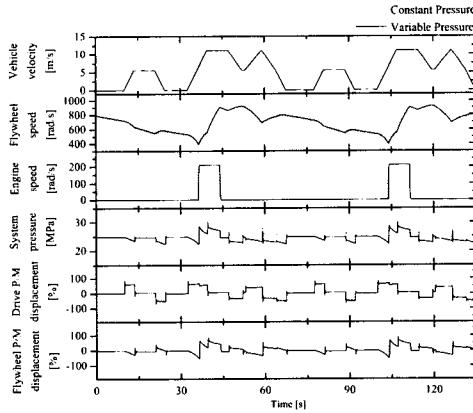
Fig. 5 Simulation result of controller A



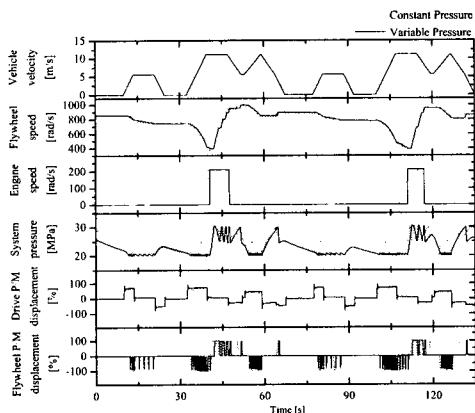
(a) 10 mode



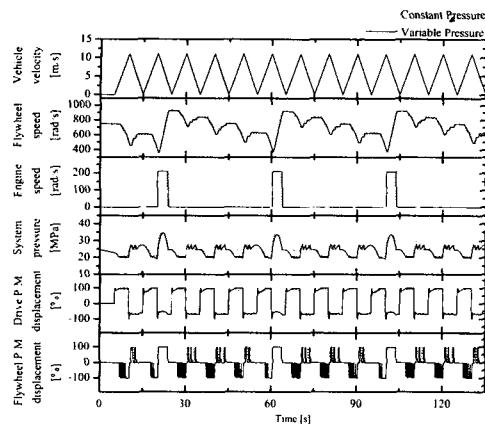
(a) 10 mode



(b) Modified 10 mode



(b) Modified 10 mode



(c) Full acceleration mode

Fig. 6 Simulation result of controller B

하게 설정하였다. 제어기 B의 경우, 주행 및 정지 시는 (P_{high} , P_{low} , ΔP_1 , ΔP_2) = (30, 20, 0.5, 5.0) [MPa]로 설정, 감속시에는 (P_{high} , P_{low} , ΔP_1 , ΔP_2) = (27.5, 22.5, 0.5, 2.5) [MPa]로 각각 설정하였다. 상기 파라메터는, 본 시뮬레이션 모델을 바탕으로 한 시뮬레이션 결과를 참고로, 연비, 고압라인의 압력변동 및 캐비테이션을 고려하여 시행착오법으로 결정하였다. 그리고, 플라이 휠 회전속도의 하한치와 상한치를 각각 400 [rad/s], 900 [rad/s]로 설정하였다.

4.3 제어기 A의 일정/가변 압력 설정시의 연료 소비 결과

제어기 A의 일정 압력 설정시 P_{nom} 을 20~30 [MPa], ΔP 를 각각 2.5~7.5 [MPa]로 변화하였을 경우의 주행 모드별 연료 소비량 결과를 Table 3에 나타낸다. Table 3에서 보듯이 ΔP 가 2.5, 5.0 [MPa]에서는 P_{nom} 이 20 [MPa] 일때 연료 소비량이 많이 감소하였으며, ΔP 가 7.5 [MPa]에서는 P_{nom} 이 22.5 [MPa] 일때 연료 소비량이 감소하였다. 따라서 설정압 P_{nom} 이 낮을수록 연료소비가 감소하는 경향을 보였으며, 세가지 주행패턴중 10 모드의 경우 연료소비량이 많이 감소하였다.

제어기 A의 가변 압력 설정시의 경우의 시뮬레이션 결과를 Table 4 및 5에 나타낸다. Table 4는 감속시의 압력을 25.0[MPa]로 일정하게 하고 주행 시의 압력 P_{nom} 과 ΔP 를 변화하였을때의 결과이고, 반대로 Table 5는 주행시의 압력을 25.0[MPa]로 일정하게 하고 감속시의 압력 P_{nom} 과 ΔP 를 변화하

였을 때의 결과이다.

Table 3 Comparison of fuel consumption in the case of controller A with constant pressure setting

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=2.5$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	56.5	63.3	64.1	77.5	80.2
Modified 10 mode	67.1	69.6	70.2	71.2	72.8
Full acceleration mode	64.7	66.3	74.6	77.5	79.1

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=5.0$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	56.3	63.2	64.0	77.5	80.1
Modified 10 mode	66.7	69.3	69.9	71.4	72.6
Full acceleration mode	67.1	66.6	72.9	77.5	80.3

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=7.5$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	66.4	63.0	63.9	77.4	80.1
Modified 10 mode	66.4	69.1	69.8	71.2	73.5
Full acceleration mode	67.1	66.3	69.3	76.1	80.5

Table 4 Comparison of fuel consumption in the case of controller A with variable pressure setting during driving (During braking: $P_{nom}=25.0$ [MPa])

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=2.5$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	63.5	63.8	64.1	64.4	
Modified 10 mode	69.4	69.8	70.2	70.5	
Full acceleration mode	71.2	72.9	74.6	76.5	

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=5.0$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	63.4	63.7	64.8	64.3	
Modified 10 mode	69.3	69.6	68.4	70.4	
Full acceleration mode	66.2	64.9	72.4	74.9	

Table 5 Comparison of fuel consumption in the case of controller A with variable pressure setting during braking (During driving: $P_{nom}=25.0$ [MPa])

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=2.5$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	68.4	63.7	64.1	76.9	
Modified 10 mode	67.9	70.0	70.2	71.2	
Full acceleration mode	67.9	71.6	74.6	76.5	

Driving pattern	P_{nom} ($\Delta P=5.0$ [MPa])				
	20.0	22.5	25.0	27.5	30.0
10 mode	68.3	63.5	64.8	76.8	
Modified 10 mode	67.5	69.7	68.4	71.1	
Full acceleration mode	70.1	68.1	72.4	75.8	

4.4 제어기 B 의 일정/가변 압력 설정시의 연료 소비 결과

앞 결과는 달리 제어기 B 의 일정 압력 설정시의 주행 모드별 연료 소비량 결과를 Table 6 에 나타낸다. Table 6에서 보듯이 세가지 경우에 대해

Table 6 Comparison of fuel consumption in the case of controller B with constant pressure setting

Condition	$\Delta P_1 = 2.5 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 7.5 \text{ [MPa]}$		
	$P_{low} = 17.5$	$P_{low} = 20.0$	$P_{low} = 22.5$
Driving pattern	$P_{high} = 27.5$	$P_{high} = 30.0$	$P_{high} = 32.5$
10 mode	54.3	54.7	50.3
Modified 10 mode	54.5	61.4	55.5
Full acceleration mode	54.7	65.2	61.0

Condition	$\Delta P_1 = 5.0 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 5.0 \text{ [MPa]}$		
	$P_{low} = 17.5$	$P_{low} = 20.0$	$P_{low} = 22.5$
Driving pattern	$P_{high} = 27.5$	$P_{high} = 30.0$	$P_{high} = 32.5$
10 mode	46.7	55.1	55.3
Modified 10 mode	59.9	61.4	67.0
Full acceleration mode	50.5	53.8	61.0

Condition	$\Delta P_1 = 7.5 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 2.5 \text{ [MPa]}$		
	$P_{low} = 17.5$	$P_{low} = 20.0$	$P_{low} = 22.5$
Driving pattern	$P_{high} = 27.5$	$P_{high} = 30.0$	$P_{high} = 32.5$
10 mode	54.0	54.2	57.2
Modified 10 mode	61.7	64.2	69.9
Full acceleration mode	56.1	57.9	63.6

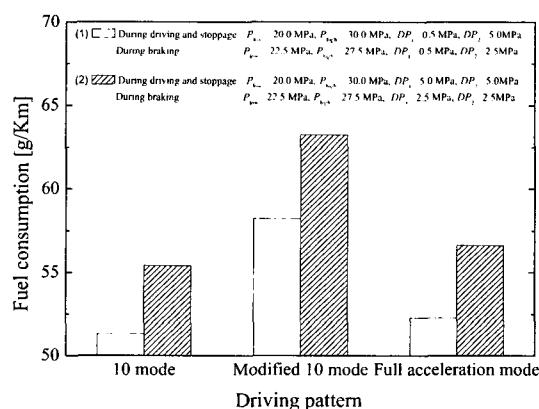


Fig. 7 Comparison of fuel consumption in the case of controller B with variable pressure setting

즉, P_{low} 와 P_{high} 를 각각 (17.5, 27.5), (20, 30), (22.5, 32.5)[MPa]로 설정하고, ΔP_1 과 ΔP_2 를 (2.5, 7.5), (5.0, 5.0), (7.5, 2.5)[MPa]로 설정한 경우의 연비소비결과로 P_{low} 와 P_{high} 를 17.5, 27.5[MPa] 일때 연료소비가 많이 감소함을 보였다. 또한, 제어기 B 의 가변 압력 설정시의 경우 결과를 Fig. 7에 나타낸다. 주행 및 정지시, 감속시의 압력 설정에 관한 조건은 다음과 같다.

(1) 가속 및 정지시:

$$P_{low} = 20.0 \text{ [MPa]}, P_{high} = 30.0 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta P_1 = 0.5 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 5.0 \text{ [MPa]}$$

감속시:

$$P_{low} = 22.5 \text{ [MPa]}, P_{high} = 27.5 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta P_1 = 0.5 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 2.5 \text{ [MPa]}$$

(2) 가속 및 정지시:

$$P_{low} = 20.0 \text{ [MPa]}, P_{high} = 30.0 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta P_1 = 5.0 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 5.0 \text{ [MPa]}$$

감속시:

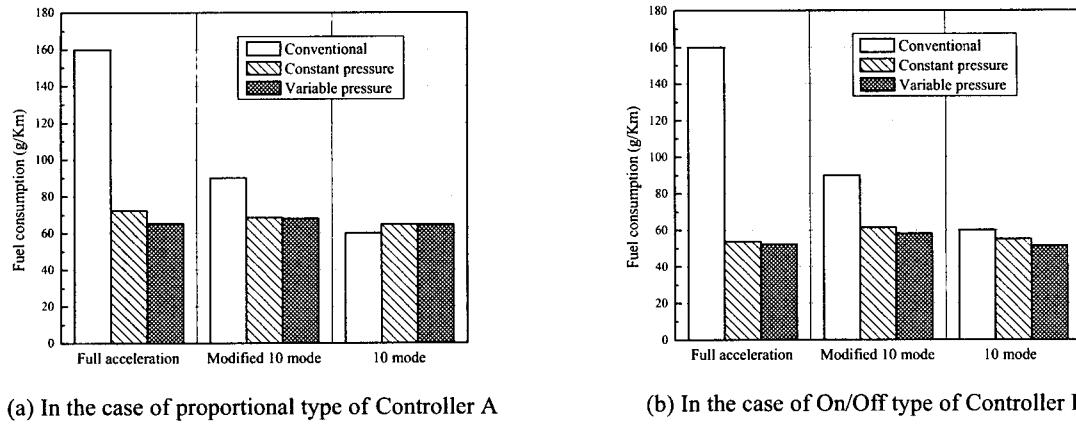
$$P_{low} = 22.5 \text{ [MPa]}, P_{high} = 27.5 \text{ [MPa]}$$

$$\Delta P_1 = 2.5 \text{ [MPa]}, \Delta P_2 = 2.5 \text{ [MPa]}$$

상기 결과로부터 (1)의 경우가 (2)의 경우보다 훨씬 많은 연료소비 감소를 보였다. 그리고, 일정압력 설정시 보다 가변압력 설정시의 연료소비 감소가, 제어기 A 보다는 제어기 B 의 경우가 더 많은 연료소비감소의 효과가 있음을 알 수 있다.

4.5 연료소비 결과

Fig. 8 은 가변 펌프/모터를 이용한 유압 시스템과 기존 차량의 연료 소비의 비교 결과를 보여준다. Fig. 8(a)에서 보듯이, 제어기 A 에서는 가변 압력 설정시의 10 모드, 배가속 10 모드의 연료 소비는 일정압력 설정시의 연료 소비와 비슷하게 나왔으며, 전력가속 모드의 연료소비는 가변 압력 설정시의 경우가 일정 압력 설정시보다 연료 소비가 감소하였다. Fig. 8(b)의 제어기 B 에서는, 가변 압력 설정시의 10 모드, 배가속 10 모드, 전력 가속 모드의 연료 소비는 일정 압력일 때의 연료소비보다 각각 6.9 %, 5.1 %, 2.8 % 감소하였고, 전반적으로 일정 압력일 때보다 가변 압력일 경우, 연료소비가 더 감소하였다. 또한 가변 압력일 경우의 제어기 A, B 의 전력 가속모드 주행은 기존 차량의



(a) In the case of proportional type of Controller A

(b) In the case of On/Off type of Controller B

Fig. 8 Comparison of fuel consumption between proposed vehicle model and conventional vehicle

연료 소비 보다 각각 62.7 %, 67 % 감소하였다. 그러나, 제어기 A 의 10 모드 주행일 경우는 기존 차량보다 연료 소비가 오히려 증가하였다.

5. 결론

일정압력원을 이용한 가변 펌프/모터에 의한 에너지 절감 유압 제어 시스템의 수학적 모델을 확립하고, Matlab/Simulink 를 이용하여 시뮬레이션 모델을 구축하였다. 또한, 제안한 에너지 절감 유압 제어 시스템의 중요 설계 변수인 압력 보상기의 압력 설정에 대하여, 시뮬레이션을 통하여 검토한 결과, 플라이휠 펌프/모터의 압력보상기로 On/Off 제어와 가변 압력으로 설정하였을 경우가 연료 소비 절감 효과가 가장 좋음을 확인할 수 있었다. 특히, 전력 가속 모드에서 가변 압력 설정시의 연료 소비가 기존 차량의 연료 소비보다 최대 67% 감소하여 제안한 가변 유압펌프/모터를 이용한 유압제어시스템의 에너지 절감 효과를 확인할 수 있었다.

후에는 본 에너지 절감 시스템의 최적 파라미터 설정 및 벤치 테스트용 실험장치를 통하여 제안한 유압 제어 시스템의 에너지 절감 효과를 검토할 계획이다.

후기

이 논문은 2002년도 한국학술진흥재단의 신진교수 연구(과제번호: KRF-2002-003-D00043)의 지원을

받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- Evans, M. P. and Karlsson, A., "The Volvo City Bus," Institution of Mech. Eng, Paper C 157/81, 1981.
- Hybrid Bus with Stepless Transmission and Hydraulic Energy Recovery, Federal Republic of Germany, MAN, Inc., International Edition 4, 1989.
- 梅本修, “蓄壓式ハイブリッド車,” 油圧と空氣圧 第28卷, 第2號, pp. 46-51, 平成9年3月.
- Regenerative Drive for Sawmill Carriage Uses Fixed-Displacement Pumps and Motors with an Accumulator to Store the Hydraulic Energy, Courtesy of Tyrone Hydraulic, Inc., Corinth Manual, 1989.
- 中澤裕, 横田眞一, 喜多康雄, “車両駆動用定圧力原システムに関する研究(第1報),” 油圧と空氣圧, 第27卷, 第7號, pp. 104-109, 平成8年1月.
- 継紅, 池尾茂, 桜井康推, 高橋浩爾, “定圧力原システムを用いたハイブリッド車両の省エネルギー効果(第1報),” フルイドパワーシステム, 第30卷, 第1號, pp. 20-27, 平成11年1月.
- Schilke, N. A., et. al., The Design of an Engine-Flywheel Hybrid Drive System for a Passenger Car, I mechE 200-D4, 231/248, 1986.