

시간지연 제어기법을 이용한 능동 현가시스템에 관한 연구

현동길[†] · 김진완* · 장경의* · 김영배**

A Study on Active Suspension system Using Time Delay Control

Dong Ji Xuan, Jin wan kim, Jing Yi Zhang, Young Bae Kim

Key Words : Time Delay Control(시간지연제어), Active suspension(능동 현가장치), Robust Control(강인 제어), Hydraulic Actuator(유압 액추에이터)

Abstract

This is Presents experimental results of a force tracking controller for a quarter-car suspension system. The active suspension system was decomposed into two loops. At the main loop, the desired force signal is calculate by using a standard LQ design process. The Time Delay Control(TDC) design technique is then used to design the force controller such that the desired force signal is achieved in a robust manner when actuator or other plant uncertainties are present. The ADAMS controls module was used to realize the joint simulation of ADAMS and MATLAB, of which the results showed that the TDC strategy is reasonable and feasible.

P_l 부하 압력

q 통과 유량

k_v 밸브 계수

x_{sv} 밸브 스톱 변위

P_s 공급 압력

P_0 배출 압력

A_p 피스톤 단면적

L 누설계수

V 오일의 유효부피

β 오일의 유효 체적탄성계수

k_q 서보밸브의 유량이득

k_c 유량-압력계수

k_{sv} 서보 밸브 게인

k_a 서보 앰프 게인

v 서보 밸브 입력 전압

1. 서 론

현가장치의 중요한 기능은 차체를 지지하고 차량의 주행중에 발생하는 노면의 불규칙한 입력을 효과적으로 차단하여 승객의 안락한 승차감을 제공하는 동시에 불규칙 노면의 주행시 타이어 접지면에서의 수직하중을 적절한 수준으로 유지하여 선회, 제동, 구동시, 차량의 안정성을 확보하는 것이다. 차량의 승차감과 주행안정성은 서로 상반되는 특성을 보유하고 있어 현재의 수동적인 스프링과 댐퍼에 의한 수동 현가 시스템으로는 상기 두 가지 특성을 최적으로 만족시키지 못하고 절충하고 있는 실정이다. 그러나 승용차의 고급화 추세에 따라 차량의 성능향상과 승차감을 동시에 향상시킬 목적으로

[†] 전남대학교 기계공학과 대학원생

E-mail : djxuan77@hanmail.net

TEL : (062)530-0209 FAX : (062)530-1689

* 전남대학교 기계공학과 대학원생

** 전남대학교 기계시스템공학부 교수

전자제어 시스템이 장착되어 실용화되고 있다.^[1,2] 특히, 유압식 능동 현가 시스템은 수동식 현가 시스템의 한계를 극복하고 차량의 안정성과 승차감을 고차원에서 양립시킬 수 있는 첨단 현가 시스템이다.

능동 현가시스템에서 승차인원, 적재화물, 연료 상태 등에 따라 스프링상 질량도 변동하게 되며 유압 액추에이터 자체의 동특성은 비선형성이 강하고 매개변수 변화가 크다. 따라서 유압 액추에이터 힘 제어에 있어서 불확실성과 외란 등에 대해서 안정성과 강인성을 보장할 수 있는 시간지연 제어기(TDC, Time Delay Controller)를 고려한다.^[3] 시간지연 제어 기법은 플랜트에 미지의 동역학과 외란이 존재하는 상황에서도 과거의 몇 샘플링 주기 동안의 시스템의 입출력 정보를 이용하여 미지의 동역학과 외란의 항들을 제거하고 기준 모델에 의해 주어진 원하는 동역학으로 치환함으로써 플랜트 상태변수가 원하는 궤적, 즉 기준 모델을 정확하게 추정하도록 하는 제어 기법이다.

장평흔등은 시간지연 제어기를 DC 서보모터 시스템에 적용하여 상태변수 관측기 및 제어기의 안정화에 관한 연구를 진행하였으며,^[4] 승재복등은 시간지연 제어기를 예진 토크 및 엔진/자동변속기 속도 제어 시스템에 적용하였다.^[5]

본 연구에서는 메인 루프에서는 1/4 차 수학적 모델을 이용하여 LQR(Linear Quadratic Regulator) 제어기를 설계 하였고 부가적인 루프인 유압액추에이터 힘제어에 있어서는 유압 시스템 모델링과 현가장치의 출력을 고려하여 TDC 제어기를 설계하였다.^[6-8] 또한 동역학 해석 프로그램인 ADAMS 를 이용하여 1/4 차 모델링을 수행였고 ADAMS/Controls 을 이용하여 ADAMS 와 MATLAB/Simulink 를 연동시킴으로써 시뮬레이션을

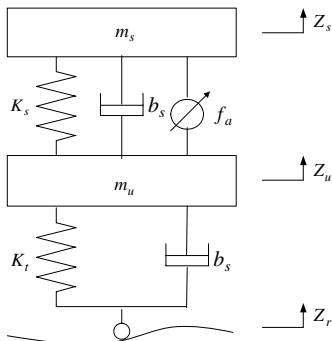


Fig.1 Quarter car model of fully active Vehicle suspension

수행하여 TDC 제어가 미지의 외란이 존재하는 상황에서도 원하는 능동제어신호를 잘 따라 가는 가를 고찰하였으며 전반적으로 능동 현가 시스템의 성능을 평가하였다.

2. 모델링

2.1 능동 현가시스템모델링

Fig. 1 에서 2 자유도 현가 장치의 운동방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) &= f_a & (1) \\ m_u \ddot{z}_u - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - z_r) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + b_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) &= -f_a & (2) \end{aligned}$$

$X = [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u]^T$ 을 상태변수로 정의하면 다음과 같은 상태공간 표현이 가능하다.

$$\dot{X} = AX + L\dot{z}_r + Bf_a \quad (3)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{(b_s + b_t)}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ m_s \\ 0 \\ -1 \\ m_u \end{bmatrix} \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_t}{m_u} \\ m_u \end{bmatrix}$$

2.2 유압시스템모델링

Fig.2 은 서보밸브로 구동되는 유압액추에이터이 개략도이다

먼저, 서보밸브의 유량특성은 다음의 비선형식으로 나타낼 수 있다.

$$q = k_v x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_l} \quad (4)$$

$$P_l = P_a - P_b \quad (5)$$

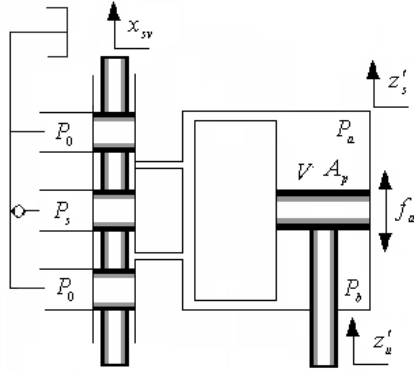


Fig.2 Components of an electro-hydraulic actuator

작동유의 누설과 압축성을 고려 한 연속방정식은 식 (6) 와 같다.

$$q = A \frac{d(z'_s - z'_u)}{dt} + LP_l + \frac{V}{\beta} \frac{dp_l}{dt} \quad (6)$$

피스톤 변위로 $z'_s - z'_u = k_{as}(z_s - z_u)$ 이며 여기서 k_{as} 는 비례계수이다

식(5)와 식(6) 로부터 다음과 같은 힘에 관한 방정식을 얻을 수 있다

$$\dot{f}_a = \frac{4\beta A k_v}{V} x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) f_a / A} - \frac{4\beta A^2}{V} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - f_a L \quad (7)$$

동작점 근방에서 선형화 하면 다음과 같다.

$$\dot{f}_a = \frac{4\beta A k_q}{V} x_v - \frac{4\beta A^2}{V} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \frac{4\beta(k_c + L)}{V} f_a \quad (8)$$

서보밸브의 동특성을 무시하면 다음과 같은 대수 방정식을 얻을 수 있다.

$$x_{sv} = k_{sv} k_a v \quad (9)$$

3. 제어기 설계

3.1 메인루프 제어기 설계

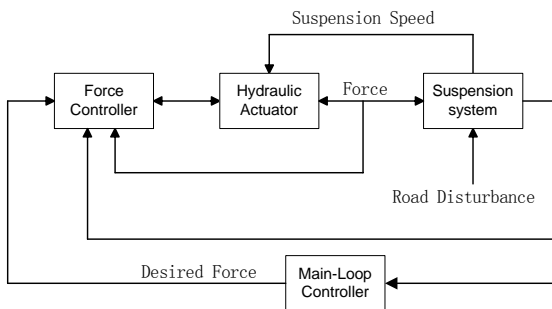


Fig.3 Controller architecture

Fig.3 는 능동 현가 시스템에서 전반적인 제어 알고리즘을 나타내고 있다. 메인 루프에서는 유압액츄에이터의 능동제어신호를 생성하기 위하여 상태변수를 모두 피드백하여 시스템을 조절하는 LQR 제어기를 선정하였다.

현가장치에서의 제어입력은 다음과 같다.

$$f_a = -k_1 x_1 - k_2 x_2 - k_3 x_3 - k_4 x_4 = -Kx \quad (10)$$

현가장치의 성능을 평가하기 위하여 식(11)와 같이 성능지수를 도입한다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \{ \dot{z}_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2 \} dt \right] \quad (11)$$

여기서, $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$: 각 상태변수 가중치이다.

상태변수를 이용해 행렬 및 벡터 형식으로 다시 표준 2 차 함수형식으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T \{ x^T Q x + 2x^T M f_a + r f_a^2 \} dt \right] \quad (12)$$

여기서,

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{k_s^2}{m_s^2} + \rho_1 & \frac{b_s k_s}{m_s^2} & 0 & -\frac{b_s k_s}{m_s^2} \\ \frac{b_s k_s}{m_s^2} & \frac{b_s^2}{m_s^2} + \rho_2 & 0 & \frac{b_s^2}{m_s^2} \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ \frac{b_s k_s}{m_s^2} & \frac{b_s^2}{m_s^2} & 0 & \frac{b_s^2}{m_s^2} + \rho_4 \end{bmatrix} \quad M = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s^2} \\ \frac{b_s}{m_s^2} \\ 0 \\ \frac{b_s}{m_s^2} \end{bmatrix}$$

$$r = \frac{1}{m_s^2}$$

식(13)은 전형적인 Riccati Equation 이다. 이 식에서 P 값을 구해서 케환이득 K 을 구할 수 있다.

$$(A - Br^{-1}M^T)^T P + P(A - Br^{-1}M^T) + (Q - Mr^{-1}M^T) - PBr^{-1}B^T P = 0$$

$$K = r^{-1}(B^T P + M^T) \quad (13)$$

능동 현가 시스템에 사용된 파라미터는 Table 1 과 같다.

설계된 LQG 제어기에 의한 능동 현가 시스템의 주파수응답과 불규칙 노면에서의 응답을 수동형 현가장치와 비교 고찰 하였다.

Table1. Suspension system parameters

m_s	450kg	L	1.0×10^{-9} m^5/Ns
m_u	60kg	k_c	9.434×10^{-11} m^5/Ns
b_s	3000Nsec/m	k_q	$1.149 m^5/N/m$
b_t	400Nsec/m	A_p	1.35×10^{-3} m^2
k_s	20000N/m	V	3.429×10^{-4} m^3
k_t	2300000N/m	k_a	4mA/V
P_s	210×10^5 N/m ²	k_{sv}	1.207×10^5 m/mA
P_0	3.0×10^5 N/m ²	k_{as}	0.7
β	1.369×10^9 N/m ²		

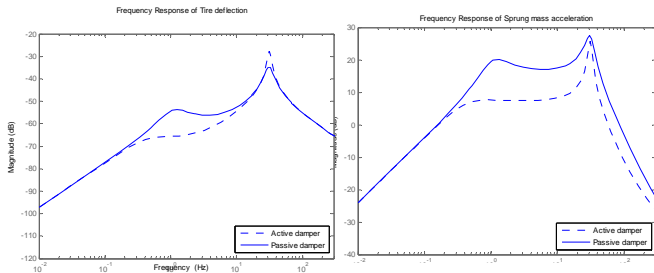


Fig.4 The frequency response of tire deflection of

Fig.5 The frequency response of sprung mass acceleration

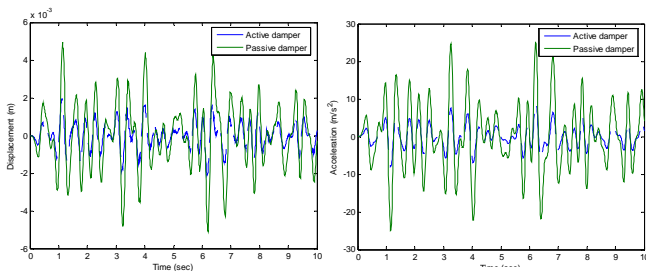


Fig.6 Comparison of passive and active at tire deflection

Fig.7 Comparison of passive and active at sprung mass acceleration

Fig.4,5 를 볼 때 능동 현가장치는 타이어변위에 대한 응답은 저주파 영역에서 즉 1 차 공진점 전후로 좋은 응답을 보였고 스프링 상 질량 가속도에 대한 응답은 전 주파수 영역에서 수동형 보다 좋은 응답특성을 나타낸다. Fig.6,7 에서 불규칙 노면에 대한 응답으로부터 능동 현가장치가 수동형 보다 성능이 좋게 나타남을 알 수 있다

3.2 유압액츄에이터 힘 제어기 설계

3.2.1 시간지연 제어법칙

다음의 비선형 시변 플랜트를 고려하여 보자.¹⁹⁾

$$\dot{x}(t) = f(x(t),t) + h(x(t),t) + B(x(t),t)u(t) + d(t) \quad (14)$$

여기서, $x(t)$, $u(t)$, $f(x,t)$, $h(x,t)$, $d(t)$ 는 각각 상태벡터, 제어벡터, 기지의 동역학벡터, 미지의 동역학벡터 및 미지의 외란벡터를 나타낸다.

TDC 제어기의 목적은 플랜트가 식(14)의 불확실성 영향하에서 원하는 제어성능을 얻도록 제어기를 설계하는 것인데 원하는 제어성능은 다음 선형 시불변 기준모델의 궤적으로 정의한다.

$$\dot{x}_m = A_m x_m(t) + B_m r(t) \quad (15)$$

여기서, $x_m(t)$ 와 $r(t)$ 는 각각 기준모델의 상태 벡터와 기준입력 벡터를 나타낸다.

오차 벡터를 $e(t) = x_m(t) - x(t)$ 라 정의하면, 원하는 오차동역학은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{e}(t) = A_e e(t) \quad (16)$$

여기서, A_e 는 오차 시스템 행렬이다. 모든 고유치가 s -평면상의 좌평면에 위치하면 시간이 흐름에 따라 오차가 영으로 수렴하게 된다. 식(14)과 식(16)을 이용하면

$$B(x,t)u(t) = -f(x(t),t) - h(x(t),t) - d(t) + \dot{x}_m(t) - A_e e(t) \quad (17)$$

$B(x,t)$ 의 역행렬이 항상 존재하는 것이 아니기에 B 의 의사 역행렬 $B^+ = (B^T B)^{-1} B^T$ 을 사용하면 식(17)에 대한 근사해가 다음과 같이 얻어진다.

$$u(t) = B^+(x,t)\{-f(x(t),t) - h(x(t),t) - d(t) + \dot{x}_m(t) - A_e e(t)\} \quad (18)$$

여기서, $h(x(t),t) + d(t)$ 는 미지의 함수이므로 추정값 $\hat{h}(x(t),t) + \hat{d}(t)$ 을 사용하여야 한다. 시간지연(time delay) L 가 충분히 작고 $h+d$ 가 연속함수이면, 이 함수의 추정값은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned} \hat{h}(x(t),t) + \hat{d}(t) &\approx h(x(t-L),t-L) + d(t-L) \\ &= \dot{x}(t-L) - f(x(t-L),t-L) \\ &\quad - B(x(t-L),t-L)u(t-L) \end{aligned} \quad (19)$$

많은 경우에 행렬 $B(x(t),t)$ 가 미지이거나 불확실하므로 이 경우에 추정값 $\hat{B}(t)$ 를 사용하면 TDC 법칙은 식(18)와 식(19) 으로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned}
 u(t) = & \hat{B}^+(t)\{-f(x(t),t) - \dot{x}(t-L) \\
 & + f(x(t-L),t-L) + \hat{B}(t-L)u(t-L) \\
 & + \dot{x}_m(t) - A_e e(t)\}
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

제어 법칙 식(20)은 시간 지연 L 을 샘플링 주기와 동일하거나 정수배로 취함으로써 이산 제어 시스템으로 쉽게 구현할 수 있다.

3.2.2 시간지연 제어기 설계

제어기 기준모델은 1 차 시스템으로서 식(15)의 기준모델 동역학은 다음과 같이 선정하였다.

$$\dot{x}_m = -\frac{1}{\tau}x_m + \frac{1}{\tau}r
 \tag{21}$$

오차 방정식도 기준모델과 같은 형태로 다음과 같이 선정할 수 있다.

$$\dot{a}_e = -\frac{1}{\tau}a_e
 \tag{22}$$

또한, $B(x,t)$ 의 의사 역행렬 은 식(8)로부터 구하면 다음과 같다.

$$\hat{B}^+ = -\frac{V}{4\beta(k_c + L)}
 \tag{23}$$

Fig.8 은 TDC 제어기의 블록 선도이다.

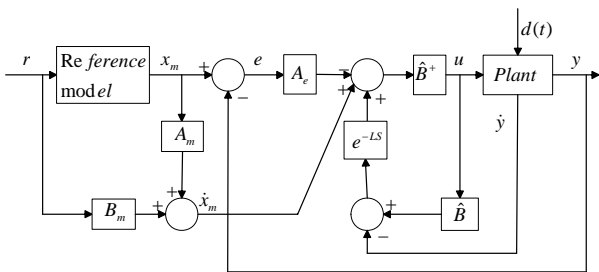


Fig. 8 Block diagram of hydraulic servo Control system using TDC

4. 시뮬레이션

MATLAB/Simulink 상에서 LQR 제어기와 TDC 제어기를 설계하였으며 유압 액추에이터 시스템도 Simulink 상에서 나타내었다. TDC 제어기에서의 기준입력은 LQR 제어기에서 계산된 힘을 기준으로 하고 있다. LQR 제어기 설계에 있어서 가중치 선정은 해석자의 주관과 공학적 판단에 의해 결정되는 상수이다. 본 논문에서는 가중치 선정은 스프링 상 질량가속도를 기준으로 하여 노멀라이징 하여 구하였다. TDC 제어기 설계에 있어서 기준모델의 시정수는 1ms 선정하였고 시간지연 상수 L 도 1ms 로 선정 하였다. 식(8)있어서 현가장치

속도에 관한 항인 미지의 외란은 TDC 제어기 설계시 ADAMS 출력으로부터 유압시스템에 인가 되었다. Fig.9 는 MATLAB/Simulink 상에서의 전반적인 능동현가 시스템의 블록선도이다.

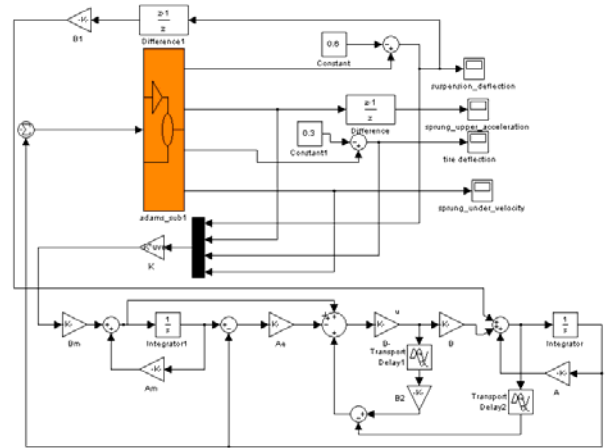


Fig.9 Control and simulation model

설계한 TDC 제어기의 성능을 파악하기 위하여 ADAMS/Controls 을 사용하여 ADAMS 와 MATLAB/Simulink 를 연동하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig.10 은 진폭 15mm, 0.8Hz 정현파 노면을 가했을 때 TDC 제어기에 의한 유압 액추에이터의 힘 추적 성능을 나타내고 있다.

Fig.11 은 대표적인 중주파수인 진폭 15mm, 5Hz 정현파 노면입력을 가했을 때 이고, Fig.13 은 랜덤파 노면입력을 가했을 때 힘 추적 성능을 나타내고 있다.

Fig.12 과 13 는 랜덤파 노면 입력을 가했을 때 부가적인 루프에 TDC 제어기를 사용 할 때와 오픈 제어를 사용 할 때의 타이어 변위와 스프링 상 질량 가속도에 대한 응답이다.

Fig.12-13 로부터 유압액추에이터에 사용된 TDC 제어기는 타이어 변위와 스프링 상 질량 가속도 대한 저감에 있어서 효과적임을 알 수 있다.

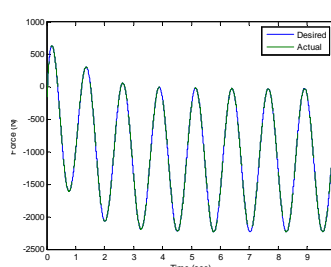


Fig.10 TDC force tracking at 0.8 Hz

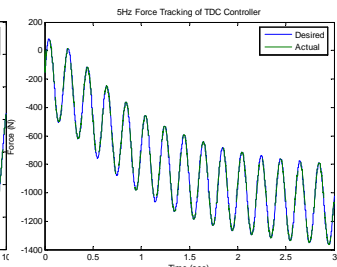


Fig.11 TDC force tracking at 5 Hz

참고문헌

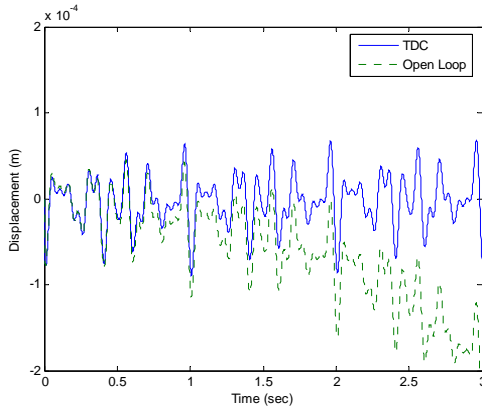


Fig.12 Tire deflection response

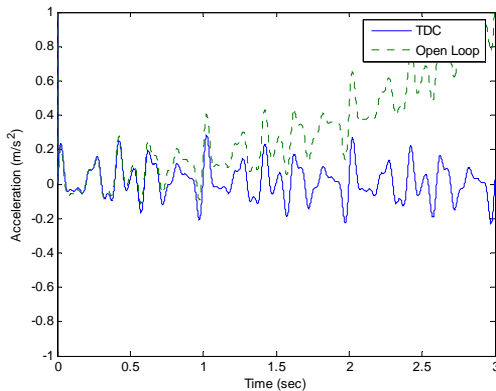


Fig.13 Sprung mass acceleration response

5. 결론

본 논문에서는 메인 루푸에 LQR제어기를 설계하여 수동형 현가장치와 비교 분석하였다. 유압액츄에이터의 힘 추적을 위하여서는 부가적인 루푸에 TDC제어기를 설계하였으며 ADAMS와 MATLAB/Simulink 의 연동 시뮬레이션을 통하여 TDC제어기가 ADAMS 의 출력으로부터 인가되는 미지의 외란이 존재하는 상황에서도 원하는 능동제어신호를 잘 추적하여 가는 것을 알 수 있었다.

또한 TDC제어기는 미지의 외란에 대한 통계학적 정보도 필요없이 시간지연을 통하여 예측, 소거하며 구조가 간단하고 설계가 용이함을 알 수 있었고 LQG제어기와 TDC제어기를 메인 루푸와 부가적인 루푸에 사용 가능함을 확인함과 동시에 전반적으로 현가장치의 성능 제고에 효과적임을 확인 할 수 있었다.

- [1] G. W. Celniker and J. K. Hedrick.,1982, "Rail vehicle active suspensions for lateral ride and stability improvement," ASME J. of Dynamic system. Measurement and Control, Vol.104,101-106.
- [2] A. Alleyne and J. K. Hedrick., 1995, "Nonlinear adaptive control of active suspension," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.3,No.1,94-101.
- [3] K. Youcef-Toumi and T. Fuhlbrigge., 1989, "Application of Decentralized Time Delay Controller to Robot Manipulator," Proc. of IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, 1786-1791.
- [4] J. W. Lee, P. H. Chang and S. H. Kim., 1993, "A Study on Robust Control of DC Servo Motor Using Time Delay Control and Observer/Controller Stabilization," KSMEA, Vol.17, No.5, 1029-1040.
- [5] J. B. Song and S. M. Lee., 1996, "Engine Torque and Engine/Automatic Transmission Speed Control Systems Using Time Delay Control," Journal of Control, Automation and Systems Engineering, Vol.2, No.2.
- [6] A. Alleyne, R. Liu., 1999, "On the limitations of force tracking control for hydraulic servo systems," ASME J. of Dynamic system. Measurement and Control, Vol.21, No.2, 184-190.
- [7] S. Chantranuwathana, H. Peng., 2004, "Adaptive robust force control for vehicle active suspensions," Int. J. Adapt. Control Signal Process, Vol.18, 83-102.
- [8] S. Chantranuwathana, H. Peng., 1999, "Force tracing control for active suspensions -theory and experiments," IEEE International Conference on Control Applications, 22-27.
- [9] T. C. Hara and L. S. Gao., 1990,"Robot Manipulator Control using Decentralized Time Invariant Time-Delayed Controller," Proc. of IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, 2070-2075.