韓國 컴퓨터情報學會 論文誌
第12卷 第3號, 2007. 7.

2007-12-3-4-5

능동 현가장치에의 지능형 제어시스템 적용에 관한 연구

박 중 현*

A Study on Adopting Intelligent Control System in Active Suspension Equipment

Jung-hyen Park*

요 약

본 논문에서는 능동 현가장치의 해석 및 설계에 지능형 강인제어 이론을 적용하여 현가장치설계에 응용 할 수 있는 이론 및 실험적 제어장치 적용에 관한 연구를 수행하였다. 최근의 현가장치설계에서는 강성과 감쇠를 능동적으로 제어하는 기술의 적용이 일반화 되고 있으며, 다른 차량안정성제어장치와의 연계성이 높아짐에 따라, 제어시스템설계에서 보다 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 제어장치의 필요성이 요구되고 있다. 본 연구는 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 위와 같은 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 제어시스템을 해석, 설계하기 위하여 지능형 제어시스템의 적용에 관한 고찰을 하였다. 그리고 제어대상시스템에 대한 지능형 제어시스템을 설계하기위한 모델링 및 적용방법을 수식적으로 해석하였으며, 능동 현가장치의 제어시스템설계에 중요한 내외란성 향상을 위한 지능형 강인제어시스템설계에 적용하는 방법에 관해 고찰하였다.

Abstract

This paper proposed modelling and design method in suspension system design to analyze active suspension equipment by adopting intelligent robust control theory. Recent in the field of suspension system design it is general to adopt active control scheme for stiffness and damping, and connection with other vehicle stability control equipment is also intricate, it is required for control system scheme to design more robust, higher response and precision control equipment. It is known that active suspension system is better than passive spring-damper system in designing suspension equipment. We analyze suspension system with considering location of front-rear wheel and driving velocity, then design robust control system. Numerical example is shown for validity of intelligent control system design in active suspension system.

▸ Keyword : 지능형제어시스템(Intelligent Control System), 능동현가장치(Active Suspension), 강인제어(Robust Control)

• 제1저자 : 박중현
• 접수일 : 2007.7.5, 심사일 : 2007.7.20, 심사완료일 : 2007. 7.23.
* 신라대학교 자동차기계공학과 교수

www.kci.go.kr

Ⅰ. 서 론

최근의 서스펜션 시스템 설계에서는 강성과 댐퍼를 능동적으로 제어하는 기술의 적용이 일반화 되고 있으며, 다른 차량 안정성 제어장치와의 연계성이 높아짐에 따라, 제어시스템설계에서 보다 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 제어장치의 필요성이 요구되고 있다.[1] 서스펜션은, 현가장치 및 충격완화장치로써의 기능, 가속도 또는 선회중의 차량자세유지 및 얼라인먼트 변화특성, 거친 노면 주행에서의 진동 승차감 등, 다양한 기본적 성능이 요구된다.[2] 그 외에도 현가장치의 기본구성이나 배치, 스프링, 업소버, 타이어 등 구성부품의 특성을 최적조합으로 하는 것은 높은 수준의 기술을 필요로 한다. 능동서스펜션제어는 보다 우수한 성능을 목표로 다양한 요구를 만족시키기 위하여 개발되고 있다.[3][4][5][6]

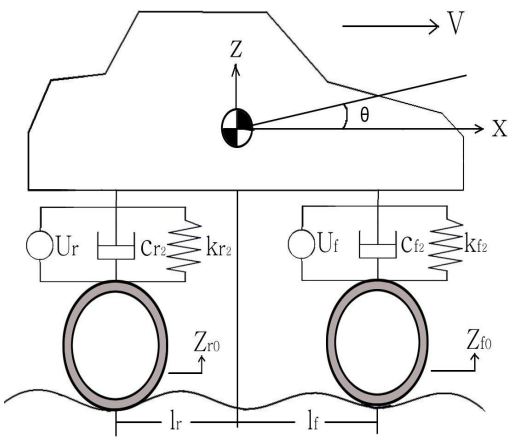

그림 1. 정상속도주행 실차시스템
Fig 1. Steady Speed Driving Vehicle System

차량이 정상속도로 주행함에 있어서 승차감과 주행안정성에 많은 영향을 미치는 차체의 진동부분은 상하 및 피칭진동이라고 할 수 있으며, 본 연구에서는 이러한 사실에 주목하여 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 위와 같은 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 제어시스템을 해석, 설계하기 위하여 지능형 제어시스템의 적용에 관한 고찰을 하였다. 대상시스템의 운동방정식 및 상태공간표현에 관해 고찰하고 외란과 제어출력관계를 해석하여 안정화 피드백 컨트롤러의 존재성에 대하여 살펴본 다음, 외란의 시간차 입력에 대한 지능형 제어시스템을 설계, 적용하여 본 연구의 유용성에 관하여 논한다.

Ⅱ. 지능형제어시스템설계

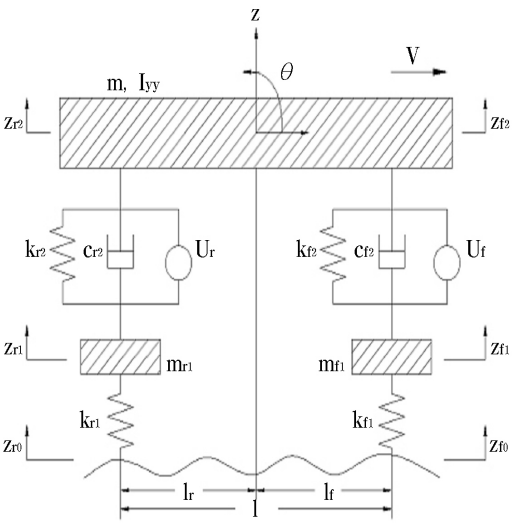

그림 2. 4자유도 차량 시스템 모델
Fig 2. 4 D.O.F Vehicle System Model

본 논문에서는 그림1과 같은 4자유도 차량 시스템 모델을 제어대상으로 하여 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동 현가장치에 대한 지능형 제어시스템을 설계하는 것을 목적으로 한다. 그림에서 V는 차량의 진행방향(x방향)에 대한 속도를 나타낸다. 차량이 요철이 있는 직선상을 일정속도로 주행할 경우, 각 차륜 및 서스펜션을 통하여 외란이 가해지며, 차체는 중심의 상하운동(z방향) 및 차체중심주위(y방향)에의 피칭운동(pitch θ)을 한다. 외란 z_{f0}, z_{r0}을 노면변위외란, U_f, U_r을 제어입력으로 가정했을 경우, 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다. 먼저, 스프링 상부질량의 운동방정식은 다음과 같다.

www.kci.go.kr

$$m\ddot{z} = F_f + F_r, \quad I_{yy}\ddot{\theta} = l_f F_f - l_r F_r \quad \cdots\cdots (1)$$

$$z = \frac{l_r z_{f2} + l_f z_{r2}}{l}, \quad \theta = \frac{z_{f2} - z_{r2}}{l}$$

$$F_f = -k_{f2}(z_{f2} - z_{f1}) - c_{f2}(\dot{z_{f2}} - \dot{z_{f1}})$$

$$F_r = -k_{r2}(z_{r2} - z_{r1}) - c_{r2}(\dot{z_{r2}} - \dot{z_{r1}})$$

또한 전후의 스프링 하부 질량 운동방정식은

$$m_{f1}\ddot{z_{f1}} = -F_f - k_{f1}(z_{f1} - z_{f0}) + U_f \quad \cdots\cdots (2)$$

$$m_{r1}\ddot{z_{r1}} = -F_r - k_{r1}(z_{r1} - z_{r0}) + U_r$$

와같이 표현된다. 여기서 차체 피치관성모멘트와 질량 사이에 $I_{yy} = ml_f l_r$의 조건이 성립하면, (1)식 1,2항의 관계로부터 다음이 성립한다.

$$m_{f2}\ddot{z_{f2}} = F_f \quad (m_{f2} = \frac{ml_r}{l}) \quad \cdots\cdots (3)$$

$$m_{r2}\ddot{z_{r2}} = F_r \quad (m_{r2} = \frac{ml_f}{l})$$

따라서 전후 서스펜션 위치에 대한 차체 상하변위는 서스펜션의 형식에 관계없이 전후 비 간섭이 된다. 즉, 차량 전부(front part)의 응답은 전부에 가해지는 힘에 의해서만 결정되며, 차량 후부(rear part)의 응답은 후부에 가해지는 힘만으로 결정된다. (2), (3)식의 운동방정식을 행렬표현을 사용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_t\ddot{z_t} + C_t\dot{z_t} + K_t z_t = H_t w + F_{t1}u_1 \quad \cdots\cdots (4)$$

$$M_t\ddot{z_t} + C_t\dot{z_t} + K_t z_t = H_t w + F_{t2}u_2 \quad \cdots\cdots (5)$$

$$u_1 = U_f, \quad u_2 = U_r,$$

$$M_t = \begin{bmatrix} m_{f1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} \end{bmatrix}, \; z_t = \begin{bmatrix} z_{f1} \\ z_{f2} \\ z_{r1} \\ z_{r2} \end{bmatrix},$$

$$C_t = \begin{bmatrix} c_{f2} & -c_{f2} & 0 & 0 \\ -c_{f2} & c_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{r2} & -c_{r2} \\ 0 & 0 & -c_{r2} & c_{r2} \end{bmatrix}, \; w = \begin{bmatrix} z_{f0} \\ z_{r0} \end{bmatrix},$$

$$K_t = \begin{bmatrix} (k_{f1} + k_{f2}) - k_{f2} & 0 & 0 \\ -k_{f2} & k_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (k_{r1} + k_{r2}) - k_{r2} \\ 0 & 0 & -k_{r2} & k_{r2} \end{bmatrix},$$

$$H_t = \begin{bmatrix} k_{f1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, F_{t1} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, F_{t2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

시간차 외란입력을 고려하지 않는 기존의 차량 운동방정식 시스템 모델링은 다음과 같다.

$$M_t\ddot{z_t} + C_t\dot{z_t} + K_t z_t = H_t w + F_t u$$

$$M_t = \begin{bmatrix} m_{f1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} \end{bmatrix}, \; z_t = \begin{bmatrix} z_{f1} \\ z_{f2} \\ z_{r1} \\ z_{r2} \end{bmatrix},$$

$$C_t = \begin{bmatrix} c_{f2} & -c_{f2} & 0 & 0 \\ -c_{f2} & c_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{r2} & -c_{r2} \\ 0 & 0 & -c_{r2} & c_{r2} \end{bmatrix}, \; u = \begin{bmatrix} U_f \\ U_r \end{bmatrix},$$

$$K_t = \begin{bmatrix} (k_{f1} + k_{f2}) - k_{f2} & 0 & 0 \\ -k_{f2} & k_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (k_{r1} + k_{r2}) - k_{r2} \\ 0 & 0 & -k_{r2} & k_{r2} \end{bmatrix},$$

$$H_t = \begin{bmatrix} k_{f1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, F_t = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, w = \begin{bmatrix} z_{f0} \\ z_{r0} \end{bmatrix}.$$

기존의 차량 시스템 모델링에서는 제어입력을 결정함에 있어 전부와 후부의 외란입력의 시간차를 고려하지 않고

www.kci.go.kr

초기외란을 참고외란으로 제어입력값을 일방적으로 결정하기 때문에 본 연구에서의 지능형 제어시스템설계방법이 시스템 모델링 및 제어시스템설계에 있어 보다 정도 높은 제어성능의 실현이 가능한 모델링이라고 할 수 있다.

운동방정식 모델링에서 와같이 본 연구에서는 진행방향에서 처음 감지하는 외부외란에 대응하는 제어입력 U_f을 u_1으로 하여, 다음 식

$$z_{r0}(t) = z_{f0}(t - \frac{l}{V}) \quad \cdots\cdots (6)$$

과 같이 주행속도와 전후축간거리에 의하여 정해지는 시간차 외란입력에 적절히 대응하는 제어시스템설계, 즉 $U_f = u_1$을 참조하여 $U_r = u_2$에 반영하는 지능형 제어시스템설계를 목적으로 한다. 능동현가장치의 제어방법으로 강인제어시스템설계이론인 H_∞ 제어를 적용한다. x을 시스템의 상태, u을 조작입력 F_a, w을 외란입력 z_0, z을 제어출력, y을 관측출력으로 하여 (4)식의 운동방정식을 다음과 같은 상태공간표현으로 모델링한다. (여기서 i=1,2)

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_t x + B_{1t} w + B_t u_i \\ z &= C_{1t} x + D_{12} u_i \\ y &= C_{2t} x + D_{21} w \end{aligned} \quad \cdots\cdots (7)$$

행렬 및 설계변수 파라미터 값은 다음과 같다.

$$A_t = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_t^{-1}K_t & -M_t^{-1}C_t \end{bmatrix}$$
$$B_{1t} = \begin{bmatrix} 0 \\ M_t^{-1}H_t \end{bmatrix}, B_t = \begin{bmatrix} 0 \\ M_t^{-1}F_{ti} \end{bmatrix}$$
$$C_{2t} = \begin{bmatrix} F_{ti}^T & 0 \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} z_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}$$

강인H_∞ 제어에 있어서의 정수 γ, 임의의 정정행렬 V_1, V_2에 대하여 X, Y을 변수로 하는 다음과 같은 두 개의 Riccati방정식

$$\begin{aligned} &A_t^T X + X A_t + \gamma^{-2} X B_{1t} B_{1t}^T X \\ &\quad - X B_t B_t^T X + C_{1t}^T C_{1t} + V_1 = 0 \end{aligned} \quad \cdots\cdots (8)$$

$$\begin{aligned} &A_t Y + Y A_t^T + \gamma^{-2} Y C_{1t}^T C_{1t} Y \\ &\quad - Y C_{2t}^T C_{2t} Y + B_{1t} B_{1t}^T + V_2 = 0 \end{aligned} \quad \cdots\cdots (9)$$

이 $\gamma^2 Y^{-1} > X$을 만족하는 정정해 X, Y가 존재하면, 제어대상시스템을 내부안정으로 하며 동시에 H_∞ norm 조건 $\| T_{zw}(s) \|_\infty < \gamma$ 을 만족하는 안정화 컨트롤러가 존재한다. 그리고 그와 같은 컨트롤러의 하나를 다음과 같이 정의 할 수 있다.[7][8]

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= (A_t + \gamma^{-2} B_{1t} B_{1t}^T X - B_t B_t^T X \\ &\quad - Z C_{2t}^T C_{2t} - \gamma^{-2} Z V_1)\hat{x} + Z C_{2t}^T y \\ u &= -B_t^T X \hat{x} \end{aligned} \quad \cdots\cdots (8)$$

여기서 $Z = \gamma^2(\gamma^2 Y^{-1} - X)^{-1}$ 이다.

III. 수치 시뮬레이션

본 연구의 유용성을 검증하기 위하여, 대상시스템의 능동 현가장치에 지능형 강인 제어시스템을 적용해 본다. 그림2의 4자유도 시스템에 있어서, 사양은 차체질량 $m = 1790\,\mathrm{kg}$, 스프링 하부 질량 $m_{f1} = 134.1\,\mathrm{kg}$, $m_{r1} = 109.5\,\mathrm{kg}$, 피치 관성 모멘트 $I_{yy} = 3523.6\,\mathrm{kg\,m^2}$, 휠 파트 및 서스펜션 파트 스프링 강성 계수 $k_{f1} = k_{f2} = 1411\,\mathrm{N/m}$, $k_{r1} = k_{r2} = 1376\,\mathrm{N/m}$, 서스펜션 감쇠계수 $c_{f2} = c_{r2} = 118\,\mathrm{Ns/m}$, 주행 시 정상속도 $V = 60\,\mathrm{km/h}$ 로 설정하였다. $l_f = 1.27\,\mathrm{m}$, $l_r = 1.55\,\mathrm{m}$ 이며, 외란은 돌출형(돌발형) 노면 변위 외란으로 설정하였다.

강인H_∞ 제어시스템의 설계수순으로 지능형 강인제어 알고리즘을 구성하여 그림1의 제어대상 능동 서스펜션 시스템에 적용하여 수치시뮬레이션을 실시한 결과를 다음에 나타낸다.

www.kci.go.kr

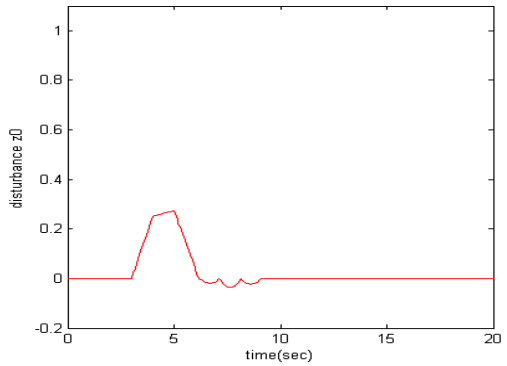

그림 3. 노면외란 z_0

Fig 3. Disturbance z_0

그림3에 지면으로부터 전달되는 노면 변위 외란 $w(z_0)$을 나타내었다. 이와 같은 노면외란이 돌출적으로 입력되는 일정주행속도 $V=60\text{km/h}$ 상황에서의 비교적 거친 외란이 제어대상인 차체에 입력되었을 경우를 설정하여 수치시뮬레이션을 실시하였다. 그림4, 5은 외란에 대한 능동제어 전후의 z_{f1} 및 z_{r1}의 외란응답을 나타낸다.

그림4 및 그림5의 점선은 서스펜션 하부 질량 시스템에서 능동제어가 실행되지 않는 경우의 응답이며, 실선부분이 제어가 실시되어진 능동 서스펜션 시스템의 응답이다. 그림의 결과는 외란에 적절히 대응하는 본 연구의 강인제어방법이 노면외란에 유효함을 나타내고 있다. 그림6 과 그림7에 (3)식에서의 z_{f2} 및 z_{r2}의 제어 전후 노면변위 외란응답을 나타낸다. 그림의 결과 역시 외란에 적절히 대응하는 본 연구의 유효성을 나타내고 있다 (점선, 실선은 각각 제어 전후).

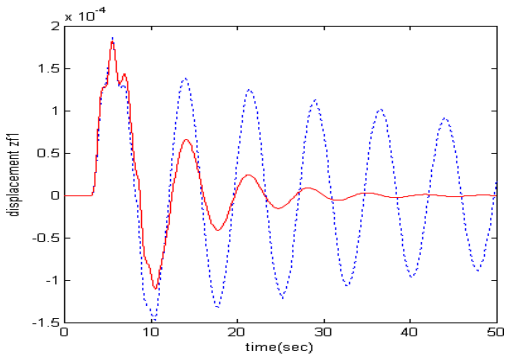

그림 4. 노면외란응답 z_{f1}

Fig 4. Road Disturbance Response z_{f1}

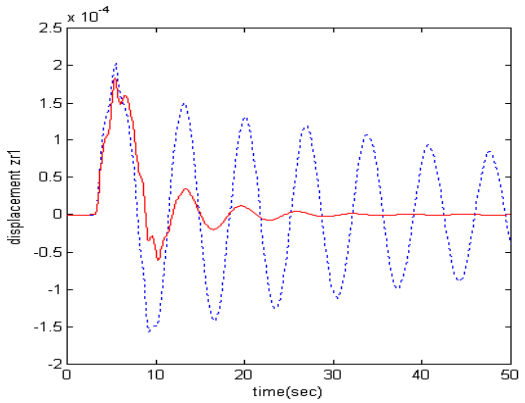

그림 5. 노면외란응답 z_{r1}

Fig 5. Road Disturbance Response z_{r1}

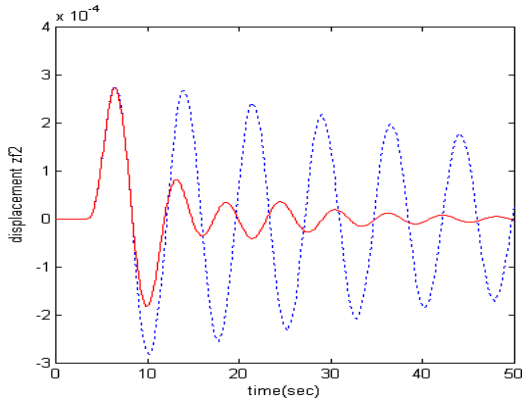

그림 6. 노면외란응답 z_{f2}

Fig 6. Road Disturbance Response z_{f2}

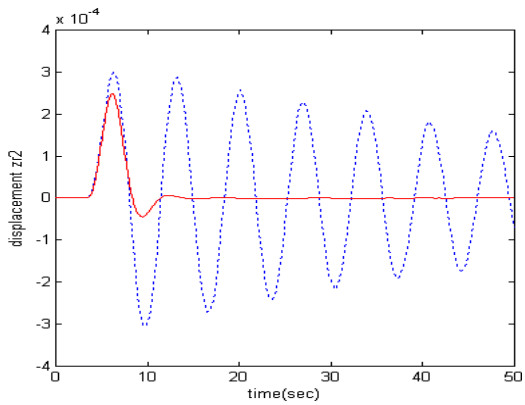

그림 7. 노면외란응답 z_{r2}

Fig 7. Road Disturbance Response z_{r2}

www.kci.go.kr

그림8 및 그림9에 지능형 제어시스템설계로 구해진 제어입력 U_f, U_r을 나타낸다. 일정주행속도 60km/h로 주행 할 경우, 전부 제어입력 U_f발생 후 약 0.17sec 후에 그림9와 같은 후부 제어입력 U_r이 입력된다.

마지막으로 그림 10과 그림11에 외란억제성능인 상하 및 피칭 노면외란 응답결과를 나타낸다. 그림들의 결과는 본 연구의 지능형 능동현가제어방법이 돌출외란의 내외란성 향상에 크게 유효함을 나타낸다. 특히 피칭제어응답에 본 연구의 외란억제성능에서의 유효성을 잘 나타내고 있다.

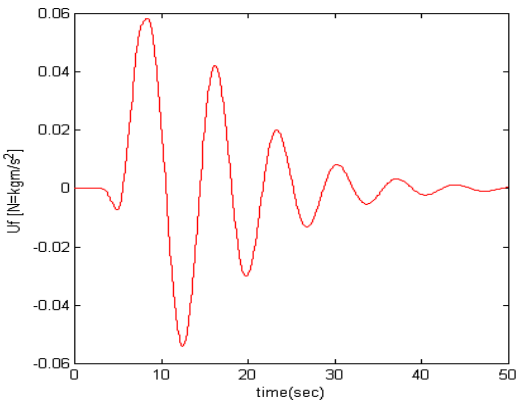

그림 8. 전부제어입력 U_f

Fig 8. Front Part Control Input U_f

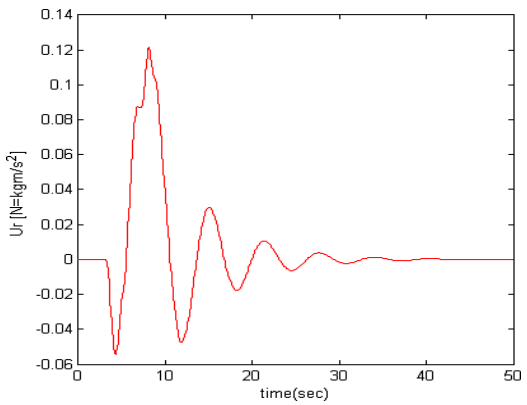

그림 9. 후부제어입력 U_r

Fig 9. Rear Part Control Input U_r

Ⅳ. 결 론

본 연구에서는 정상속도 주행상태의 차량을 4자유도 시스템으로 모델링하여, 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 시간차 외란입력에 대하여 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 지능형 능동 현가 제어시스템의 설계 및 적용방법에 관한 고찰을 하였다.

대상시스템의 운동방정식 및 상태공간표현에 관해 고찰하고 시간차 제어입력 컨트롤러의 존재성에 대하여 살펴본 다음, 정상속도 주행 시의 돌출형 노면외란입력에 대한 능동 현가 제어시스템을 설계, 적용하여 본 연구의 유용성에 관하여 논하였으며, 차체 상하 및 피칭제어에 있어서 수치 시뮬레이션을 통하여 본 연구의 내외란성 향상에 대한 유효함을 보였다.

그림8 및 그림9의 결과는 본 연구의 지능형 능동 현가 제어시스템 설계가 기존의 전후부 동일제어입력과는 차별적으로 전부 제어입력값과는 다른 보정된 후부 제어입력값을 나타냄을 보여주며, 특히 그림10과 그림11의 결과는 본 논문에서의 시간차 외란입력을 고려한 지능형 능동 현가 제어시스템 설계법이 승차감향상 및 피칭제어에 효과적임을 보여준다.

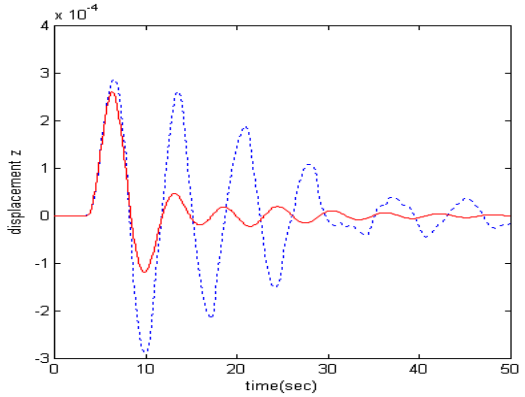

그림 10. 노면외란 상하응답 z

Fig 10. Road Disturbance Bouncing Response z

www.kci.go.kr

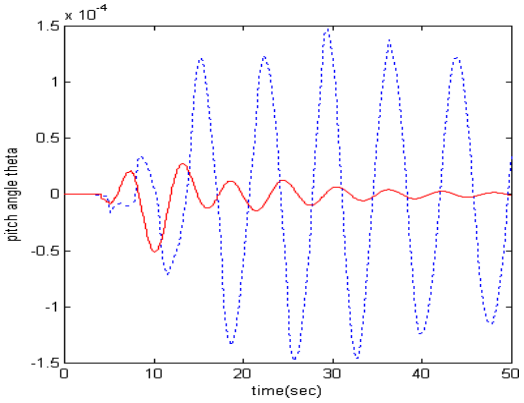

그림 11. 노면외란 피치응답 θ
Fig 11. Road Disturbance Pitch Response θ

참고문헌

[1] E. I. Ono, "A Study on the Integrated Control of Automotive Dynamics", Journal of Systems, Control and Information, Vol. 49, No. 6, pp. 205-210, 2005

[2] J. H. Park "Combined Optimal Design with Minimum Phase System", Journal of Control, Automation, and Systems Engineering, Vol. 10, No 2, pp. 192-196, 2004

[3] 오노에이이치, "자동차의 운동과 통합제어", 시스템제어정보학회지, Vol. 49, No 6, pp. 192-196, 2005

[4] JSME Press, "Vehicle System Dynamics and Control", Yokendo LTD, No 5, pp. 72-78, 1999

[5] 나가이마사오, 야마나카, 히라노유타카 "후륜조타와 제동력에 의한 요우모멘트제어의 통합제어", 일본기계학회논문집(C편), Vol. 64, No 622, pp. 2132-2139, 1998

[6] Jong Hyeon Park and Woo Sung Ahn, "H_∞ Yaw Moment Control with Brakes for Improving Driving Performance and Stability", Proceedings of the 1999 IEEE/ASME Int'l Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 747-752, September 19-23, 1999

[7] 박중현, 김순호, "능동서스펜션장치에의 대칭제어시스템적용에 관한 연구", 한국해양정보통신학회논문지, Vol. 10, No 4, pp. 192-196, 2006

[8] 박중현, 장승재, "센서위치를 고려한 능동서스펜션 강인제어에 관한 연구", 한국해양정보통신학회논문지, Vol. 10, No 6, pp. 1147-1152, 2006

www.kci.go.kr

저 자 소 개

박 중 현

부산대학교 생산기계공학과 공학사

Kobe Univ. 시스템공학전공 공학석사

Kobe Univ. 시스템과학전공 공학박사

2001년 ~ 현재 신라대학교 교수

관심분야 : 차량시스템해석, 시스템 모델링, 시스템 설계