

<論 文>

반능동 단속형 감쇠기를 이용한 현가장치 개선에 관한 연구

최 성 배* · 박 윤 식**

(1988년 1월 27일 접수)

A Study on the Improvement of a Suspension System Adopting a Semiactive On-Off Damper

Sung-Bae Choi and Youn-Sik Park

Key Words : Passive Damping System(수동형 감쇠계), Semiactive On-Off Damping System(반능동 단속형 감쇠계), Active Damping System(능동형 감쇠계), Preview Control(전방제어), Ride Comfort(승차감)

Abstract

In this paper, 2-DOF vehicle suspension system with a semiactive on-off damper was studied for improving the ride comfort. It is known that a nonlinear hydraulic damper, which generates force proportional to the square of the relative velocity, can describe the actual fluid resisting type damper more properly than the traditional viscous damping model. On the other hand, hydraulic damper adoption in analysis makes the system nonlinear and causes difficulties to get the system response. In this work, time domain direct integration method was used to calculate system displacement and acceleration. First of all, the response of the suspension system experiencing a given road profile was optimized by Lagrangian multiplier method within the range of given damping coefficients. The appropriate on-off damping values were obtained by averaging the already calculated optimum damping coefficients from Lagrangian techniques. The criterion to control the on-off mechanism was determined by examining the suspension efficiency. It was found that the best out of practically applicable criteria is following the sign (positive and negative) of the multiplication of relative displacement and velocity. Judging from the theoretical calculations, it was proved that the semiactive on-off damper can increase suspension efficiency as much as 8-11% in object function.

기 호 설 명

C_1, C_2 : 수동형계의 앞뒤 현가장치의 감쇠계수
 C_{11}, C_{12} : 반능동 단속형계의 앞 현가장치에 대한 감쇠계수
 C_{21}, C_{22} : 반능동 단속형계의 뒤 현가장치에 대한 감쇠계수
 $C'_{1i}, C'_{2i} (i=1, m)$: 최적화 과정에서 얻은 앞뒤 현

가장치에서의 감쇠계수들

E : Expectation
 EI : 굽힘계수
 f : 주파수
 g : 중력가속도
 h : 벤치표시 사이의 거리
 h_b : 측량간격
 K : 스프링 계수
 L : 차체의 길이

*한국과학기술원 기계공학과

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

- M : 차체의 중량
 m : 최적화 과정에서 필요한 전도로 입력을 구성하는 구간의 수
 n : 최적화 과정에서 필요한 각 구간의 도로입력을 구성하는 점의 수
 N : N -th walk step
 N_p : 전도로 구간을 구성하는 점의 수
 t_{01} : 각 구간에 대한 초기시간
 t_{02} : 전 구간에 대한 초기시간
 v : 차체의 속도
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$: 가중계수
 λ_h : 지형상 불균일이 갖는 파장
 λ_{hb} : 공사시 일어나는 불균일이 갖는 파장
 τ : 앞바퀴와 뒷바퀴에 들어가는 입력의 시간차
 $\phi, \phi_1, \phi_2, \phi_3$: 목적함수
 a_b : 지형상의 불균일에 대한 표준편차

1. 서 론

육상수송 수단의 경우 이동시 외부에서 여러 외란이 차체에 가해진다. 바람에 의한 저항, 도로의 불균일한 요소, 차체 자체의 결함(엔진 마운트의 부적절, 각 요소의 부실한 이음새, 차체 자체의 동역학적 불균형 등) 등이 외란의 주요 인자가 된다. 이 중 도로의 불균일한 요소로 인하여 차체에 가해지는 외란의 영향은 현가장치를 차체설계조건(예, 승차감, road holding, jerk, 동력 등)에 따라 적절히 선택함으로써 줄일 수 있다. 현가장치의 성능은 그것의 감쇠 및 강성 특성으로 규정지을 수 있다. 유체감쇠기와 코일(혹은 판) 스프링으로 이루어진 현가장치는 스프링에서의 감쇠가 유체감쇠기의 감쇠에 비하여 매우 작으므로 이상적인 등가 스프링과 감쇠기가 조합된 계로 생각되어질 수 있다. 이 경우 스프링은 외란 흡수능력이 없고, 외란은 단지 감쇠기의 특성에 의해서만 차체에 미치는 영향이 흡수 조정되어질 수 있다. 따라서 본 논문에서는 현가장치 개선에 관한 해석에서 감쇠기를 변수로 놓고 감쇠기의 형태를 선정하여 응답의 개선 정도를 비교하기로 한다. 기존의 감쇠기는 하나의 감쇠 특성에 따라 응답을 하게 되어 있다. 이에 반하여 그때 그때의 상황에 따라 감쇠 특성을 조절할 수 있도록 감쇠기와 복잡한 제어장치 및 동력장치 등이 부착되어지는 능동형 감쇠기도 있다. 그러나 이

것은 장치가 복잡하게 되어 신뢰성이 감소하며 경제적인 부담도 커지게 된다. 이에 경제적인 부담도 줄이고 장치가 복잡하지 않아 장치에 대한 높은 신뢰성도 얻으면서, 성능은 능동형 현가장치에 접근할 수 있는 장치의 필요성이 대두되었다. 이에 발맞추어 Crosby와 Karnopp이 1973년에 처음으로 제안한 것이 반능동형 감쇠기이다⁽¹⁾. 즉, 두 개의 최적으로 선택된 감쇠계수를 차체에 들어오는 입력과 차체 상황에 따라 순간순간 바꾸어 주는 것이다. 이 반능동형 감쇠기를 1자유도 모델에 적용시켜서 얻은 결과가 단속기준과 입력형태에 따라 참고문헌 (2)~(4)에 잘 나타나 있다. 물론 이 모든 것이 이론적인 것에 근거하기 때문에 실제 적용하는 데는 많은 문제점이 발생할 수 있으나 앞으로의 현가장치 개선에 큰 역할을 할 것으로 기대된다. 본 논문에서는 이러한 결과를 바탕으로 수직운동과 측면회전(pitching)운동의 강체운동을 할 수 있는 2자유도 모델에 반능동 단속형 감쇠기를 적용하고자 한다.

차체 성능을 평가하기 위하여 승차감, 안전운행에 대한 지표 등을 고려한 하나의 목적함수를 설정하고 목적함수를 최소화시키는 감쇠계수를 각 감쇠기 형태에 따라 얻고 그에 따른 응답을 비교하게 된다. 현가장치로 전달되는 도로입력이 차량속도와 관계되어지기 때문에 여기서 얻어지는 감쇠계수도 속도와 관계되어진다. 그러나 본 논문에서는 반능동형 감쇠기의 작동기준을 설정하고 그것의 타당성을 조사하는 것이 주목적이어서 속도에 대한 고려는 제외하였다. 이때 반능동형 감쇠계가 고정된 감쇠계수를 갖는 감쇠기로 구성된 계보다 얼마만큼 성능이 향상되며 능동형 감쇠기(감쇠계수를 제한된 영역내에서 순간순간 조절하여 변화시킬 수 있는 감쇠기)를 갖는 계에 얼마만큼 접근하는가가 비교되어진다.

2. 모 델

Fig. 1과 같이 수직운동과 측면회전운동을 할 수 있는 2자유도 모델을 선택하였다.

바퀴와 도로 노면과는 점접촉하며 도로 노면과는 항상 접촉 상태에 있다고 가정한다. 바퀴와 차체 사이의 현가장치는 여러 개의 스프링과 여러 개의 감쇠기로 구성되어 있으나 Fig. 1과 같이 스프링은 선형 스프링으로 하고 감쇠기는 속도의 곱에 비례

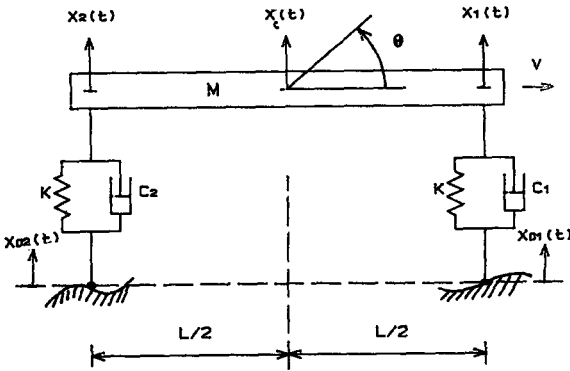


Fig. 1 2-DOF vehicle model

하는 감쇠력을 갖는 비선형유체감쇠기를 사용하였다. 이 유체감쇠기는 유체가 흐르는 유체의 통로의 크기를 조절함으로써 원하는 감쇠력을 얻을 수 있다. 따라서 이것은 반응동 단속형 감쇠기를 적용하는데 적합하다. 기본적인 작동원리는 참고문헌 (4)에 잘 설명되어 있다. Fig. 1에서 차체 M은 탄성에 의한 영향은 무시하기로 한다. 이러한 조건에 따라 M, L, K, EI 값을 탄성의 영향이 무시될 수 있는 차량(즉, compact car)에 근접하도록 정했는데 그 기준은 다음과 같다. M의 최소 굽힘 고유 진동수(f_e)가 최소의 강체 고유 진동수(f_r)에 비해 10배 이상 크면 탄성영향을 무시할 수 있다는 것이 하나의 기준이 된다⁽⁶⁾. 또한 보통 차체의 강체 고유 진동수가 1~2(Hz)가 되므로 이것을 만족시키도록 M, L, K, EI 값을 다음과 같이 선택하였다.

$$M = 1500[\text{Kg}], L = 3[\text{m}], K = 20000[\text{N/m}], EI = 5 \times 10^7[\text{Nm}^2]$$

이러한 가정하에 2자유도 모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{X}_c &= -(F_{k1} + F_{c1} + F_{k2} + F_{c2}) \\ J\ddot{\theta} &= (-F_{k1} - F_{c1} + F_{k2} + F_{c2})L/2 \\ F_{k1} &= K(X_1 - X_{01}) \\ F_{c1} &= C_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_{01})|X_1 - X_{01}| \\ F_{k2} &= K(X_2 - X_{02}) \\ F_{c2} &= C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_{02})|X_2 - X_{02}| \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

3. 도로입력의 선정

이 계의 해석은 식 (1)에서부터 시작된다. 식 (1)에는 비선형 항이 포함되어 있으며 이것이 주파수

영역에서의 해석을 어렵게 한다. 이 때문에 2자유도 차체 모델에 대한 시간영역에서의 해석이 필요하게 되어서 도로입력은 시간영역에서 주어져야 된다.

차체에 들어오는 도로에 의한 외란의 형태는 여러 가지가 있을 수 있으나 여기에서는 불균일한 도로의 표면에 대해서 계산을 수행하였다.

도로를 불균일하게 만드는 요소들은 파장에 따라 3가지 분류된다⁽⁶⁾. 즉,

- (1) 지형상의 불균일($\lambda_h = 2h = 60\text{m}$ 이상)
- (2) 공사시 일어나는 불균일($\lambda_{hb} = 2h_b = 12\text{m}$ 이상)
- (3) 표면의 거칠기($\lambda_N = \lambda_{hb}/N$)가 된다.

(1), (2)항은 시간영역에서 일정파장을 가지고 진폭이 랜덤인 요소가 되고 (3)항은 주파수 영역에서 PSD로 주어진다.

이것에 대한 설명이 Fig. 2에 나타나 있다.

이 중 (1), (2)는 시간영역에서 랜덤수를 발생시켜서 구할 수 있다. (3)은 PSD가 다음과 같이 주어져 있다⁽⁶⁾.

$$S_{xx}(f) = h_b a b^2 \left[\frac{8N^2}{v} \right]^4 \left\{ 1 - \cos\left(\frac{2\pi h_b}{vN} f\right) \right\} \times \sum_{k=1}^{N-1} \left\{ 1 - \cos\left(\frac{2\pi h_b k}{vN} f\right) \right\} \quad (2)$$

이 $S_{xx}(f)$ 에 대하여 역후리에 변환을 이용하면 표면의 거칠기로 인하여 도입되는 시간영역에서의 입력 $X(t)$ 를 구할 수 있다. 이 과정을 간략하게

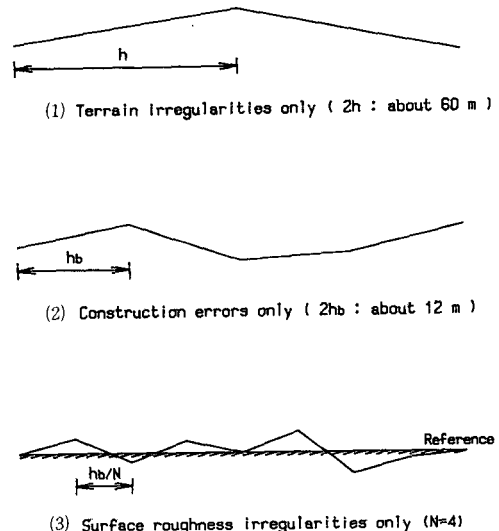


Fig. 2 Irregular components of road profile

설명하면 다음과 같다. 주어진 $S_{xx}(f)$ 에서 $X(f)$ 의 크기는 알 수 있으나 위상은 결정할 수 없으므로 위상은 랜덤한 위상으로 하여 $X(f)$ 의 위상으로 가정하게 된다. 이것을 역후리에 변환하여 실수값만을 $X'(t)$ 로 취하게 된다. 이 과정을 다른 몇가지의 랜덤 위상에 대해서도 반복계산하여 평균을 취해서 $\bar{X}'(t)$ 를 구한다. 이 $\bar{X}'(t)$ 는 실수부만을 선택했기 때문에 이것을 다시 후리에 변환하여 PSD를 구하면 $S_{xx}(f)$ 와의 차이가 나게 된다. 이것을 보정하여 최종적으로 $X(t)$ 를 구하게 된다. 여기에 구한 $X(t)$ 와 (1), (2)로부터 구해진 결과를 중합하면 시간영역에서의 도로입력을 Fig. 3과 같이 구할 수 있다. Fig. 3은 다음과 같은 조건하에서 구한 값이다.

$$h=30[m], \quad h_b=7.62[m], \quad N=10,$$

$$v=19.05[m/sec], \quad f=0.024\sim 25[Hz],$$

$$a_b=0.001016[m]$$

4. 목적함수의 정의

차체 성능 평가 지표로 다음의 4가지 항이 고려되어 목적함수가 설명되어 질 수 있다. (1) 원하는 위치의 가속도, (2) Road holding, (3) Jerk, (4) 동력. 여기서 (1)항은 승차감과 관계되어진다. (2)항은

안전운행과 관계되어지는 내용으로 차체와 도로 사이의 상대변위로 표시되어진다. 즉, 도로표면과 충분한 수직력이 생겨서 미끄럼이 일어나지 않아야 한다는 것이다. (3)항은 (1)항과 마찬가지로 승차감과 관계되어지는 양이고, (4)항은 동력을 필요로 하는 현가장치의 경우, 필요한 항이 된다. 이 중 (1)항과 (2)항은 현가장치에 대해서 발표된 대부분의 논문에서 목적함수에 포함시키고 있다. 본 논문에서도 (1)항과 (2)항만을 고려하여 다음과 같이 목적함수, ϕ 를 정하였다.

$$\phi = E[a_1 \dot{X}_c^2 + a_2 (X_1 - X_{01})^2 + a_3 (X_2 - X_{02})^2] \tag{3}$$

a_1, a_2, a_3 는 각항에 대한 가중 계수가 되는데 이 중 두 개의 값만이 필요할 것이나 각 항의 값이 너무 작아 전체적으로 얼마만큼의 같은 가중치를 주기 위하여 3개의 가중계수를 선택하였다. 이 목적함수는 도로입력으로 선택한 구간에서 최소가 되도록 해야하며 이 최적화 과정에서 필요한 감쇠계수(수동형 감쇠계수, 반능동 단속형 감쇠계수)를 구해야 한다. 최적의 응답을 구하기 위해서 전방제어(preview control) 개념을 사용하였다. 이것은 (1) Zero preview control, (2) Finite preview control, (3) Infinite preview control로 분류된다⁽⁷⁾. 최세범⁽⁸⁾은 (3)의 개념을 사용하여 전 도로입력에

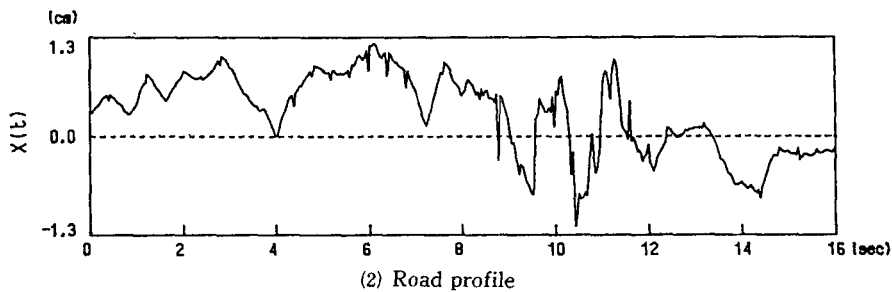
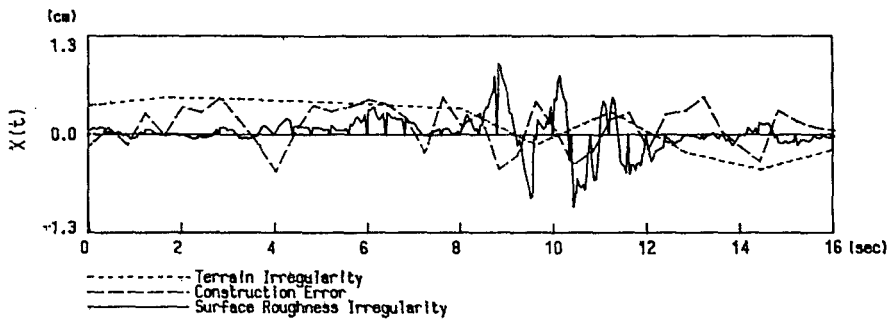


Fig. 3 Road profile generation

대하여 한번에 최적화를 수행하여 최적응답과 거기에서 유도되는 최적의 감쇠계수들을 구했다. 그러나 도로입력이 길면 그에따라 변수(각 순간의 감쇠계수들)의 갯수가 크게 증가하며 더불어 계산수행시간이 크게 증가하기 때문에 본 논문에서는 전구간을 한번에 최적화하지 않고 몇 개의 구간으로 분리하여 최적화하는 (2)의 개념을 도입하였다. 각 구간에서의 목적함수, ϕ_1 는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \phi_1 = & \sum_{k=1}^n [\alpha_1 \dot{X}_c^2(t_1) + \alpha_2 \{X_1(t_1) - X_{01}(t_1)\}^2 \\ & + \alpha_3 \{X_2(t_1) - X_{01}(t_1 - \tau)\}^2] \\ t_1 = & k\Delta t + t_{01} \end{aligned} \quad (4)$$

이것은 $t_1 = t_{01}$ 에서부터 $t_1 = n\Delta t + t_{01}$ 까지의 도로의 입력을 알고 있다고 가정하고 그 도로구간에서 감쇠계수를 변수로 놓고 최소의 목적함수를 구하게 되므로 여기에서 n 은 Preview 갯수가 된다. 전구간에 대한 목적함수, ϕ_2 는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \phi_2 = & \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n [\alpha_1 \dot{X}_c^2(t_2) + \alpha_2 \{X_1(t_2) - X_{01}(t_2)\}^2 \\ & + \alpha_3 \{X_2(t_2) - X_{01}(t_2 - \tau)\}^2] \\ t_2 = & (i-1)n\Delta t + k\Delta t + t_{02} \end{aligned} \quad (5)$$

m 은 구간수이다. 그런데 각 구간 사이에서 문제가 발생한다. 즉, 앞 구간의 마지막 점의 변위와 속도가 다음 구간에서 시간응답을 구하기 위한 초기값이 되기 때문에 다음 구간의 결과에 큰 영향을 미치게 된다. 이 경우 계산된 구간의 결과에 대하여 그 구간의 뒷 부분을 결과에 포함시키지 않고 이것을 다음 구간에 포함시켜 계산함으로써 이러한 영향을 조금이라도 줄일 수 있으리라 생각된다. 만일 중첩되는 점의수를 증가시킴에 따라 전구간을 한번에 최적화한 것에 더욱 접근하리라 생각된다. 중첩의 수가 p 개라면 목적함수, ϕ_3 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi_3 = & \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n [\alpha_1 \dot{X}_c^2(t_3) + \alpha_2 \{X_1(t_3) - X_{01}(t_3)\}^2 \\ & + \alpha_3 \{X_2(t_3) - X_{01}(t_3 - \tau)\}^2] \\ t_3 = & (i-1)n\Delta t + k\Delta t - (i-1)p\Delta t + t_{02}, \\ 0 \leq & p < n \end{aligned} \quad (6)$$

최적화 기법으로는 사용자가 목적함수의 Gradient vector를 구해서 넣지 않아도 되는 로젠블릭 알고리즘(rosenbrock algorithm)을 선택하였다.

5. 감쇠계수의 선정

여기에서 선택한 감쇠계수들(수동형 감쇠계수,

반응동 단속형 감쇠계수)이 주어진 응답에 따라서 얻을 수 있는 감쇠계수가 고정된 최적의 수동형과 반응동형계의 감쇠계수들이라고는 할 수 없다. 그것은 최적화 기법 자체가 여러 외적인 요소(초기값, 진행방향의 설정, 민감도 등)에 영향을 크게 받으므로 전체적인 최적값(global optimal value)을 얻기가 힘들기 때문이다. 따라서 다음에 나오는 최적의 값들은 전체적인 최적값이 아닌 국부적 최적값(local optimal value)이 된다.

수동형 감쇠계수는 주어진 도로입력에 대하여 최적화 과정에서 얻은 각 순간의 최적 감쇠값들의 평균으로 택하였다.

즉,

$$C_k = \frac{\sum_{i=1}^{mn} C_{ki}'}{mn}, \quad k=1, 2 \quad (7)$$

이다. mn 은 주어진 전도로 구간을 구성하는 점이다.

반응동 단속형 감쇠기는 작동기준에 따라 여러 가지 조절기준이 있을 수 있다. 그러나 본 논문에서는 여러 논문에서 많이 언급된 상대변위와 상대속도의 곱에 따라 감쇠계수 값을 선택, 조절하는 기준을 선택하기로 한다. 감쇠기는 앞뒤 현가장치에서 다음과 같이 작동하게 된다.

$$C_k = \begin{cases} C_{k1}, & \text{if } (X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) > 0 \\ C_{k2}, & \text{if } (X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) < 0, \\ & k=1, 2 \end{cases} \quad (8)$$

$(X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) = 0$ 에서 $(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) = 0$ 인 경우는 어떤 계수값을 선택해도 무방하다. 그리고 $(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) \neq 0$ 이고 $(X_k - X_{0k}) = 0$ 일 때에는 $\frac{d}{dt} [(X_k - X_{0k})] = 0$ 이므로 $(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) = 0$ 가 된다. 이 결과로부터 $(X_k - X_{0k}) = 0$ 이고 $(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) \neq 0$ 의 경우는 없게 된다. 따라서 $(X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) = 0$ 는 고려할 필요가 없다. 앞뒤 현가장치에서의 감쇠계수는 각각 조절기준에 따라 분류하여 각각 평균을 취함으로써 결정하였다.

$$C_k = \begin{cases} C_{k1} = \frac{\sum_{i=1}^{mn} C'_{ki} \text{SGN}[(X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k})]}{n_{k1}} \\ C_{k2} = \frac{\sum_{i=1}^{mn} C'_{ki} \text{SGN}[-(X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k})]}{n_{k2}} \end{cases} \quad (9)$$

$$n_{k1} + n_{k2} = mn, \quad k=1, 2,$$

$$\text{SNG}[X] = \begin{cases} 1, & \text{if } X > 0 \\ 0, & \text{if } X \leq 0 \end{cases}$$

6. 결 과

차체 속도에 따라 식 (2)가 바뀌게 되고 그에따라 도로입력이 바뀌게 된다. 여기에서는 하나의 차체 속도에 대하여 얻은 반능동 단속형 감쇠기가 차체에 얼마만큼 이득을 가져올 수 있는가를 고찰한다.

최적화를 수행하여 점 사이의 간격(Δt)은 0.01 초로 하였으며 그 결과 얻을 수 있는 수동형과 반능동 단속형 감쇠계의 응답을 구할 때는 0.001초로 하였다. 그리고 도로입력은 30초 구간을 선택하였다.

최적화를 위한 감쇠계수들(변수들)에 대한 초기값은 전도로 입력에 대하여 감쇠계수가 가질 수 있는 영역에서 $c_1=c_2$ 로 하여 일정간격으로 응답을 구하여 목적함수가 최소가 되는 감쇠계수로 정했다.

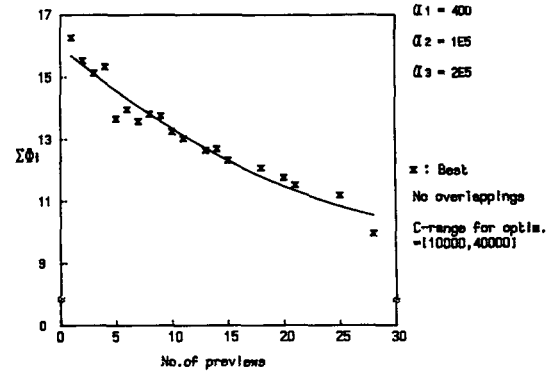
구간 사이에 중첩을 적용하지 않는 경우 Preview수에 따른 결과가 Fig. 4와 Fig. 5에 나타나 있다.

Fig. 4와 Fig. 5는 최적화 과정에서 얻은 최적의 응답이 Preview수에 따라 감소하는 경향을 갖는 것을 보이고 있다. Fig. 5에서는 최적화 과정에서 구한 수동형과 반능동 단속형 감쇠기를 갖는 계의 응답이 예상과 달리 Preview수에 따라 거의 변화를 보이고 있지 않다. Fig. 6에서는 최적화 과정에서 얻은 감쇠계수들이 몇 개의 값들(최적화에 필요한 초기감쇠계수들, 변수영역에 대한 최소값과 최대값)에 집중하는 경향이 Preview 갯수에 관계없이 비슷하게 나타났으나 Preview수가 큰 것이 상대적으로 고르게 분포하는 것을 볼 수 있다. 그러나 이것이 감쇠계수들(수동형, 반능동 단속형)의 결정에 크게 영향을 주지 않기 때문에 그에 따라 응답도 거의 변화하지 않게 되어 Fig. 4, Fig. 5와 같은 결과가 나타났다.

Preview수=28, 중첩의 수=5를 작동 가능한 감쇠계수의 영역 [0, 40000]에 따른 결과를 Table 1, Table 2, Table 3과 같이 얻었다.

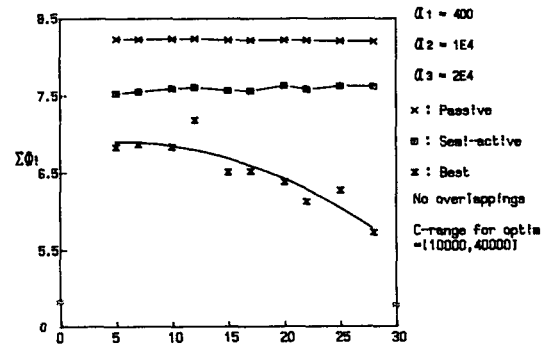
전체적으로 반능동 단속형 감쇠계 성능이 수동형 감쇠계보다 11.09%만큼 향상되었으며 차체 중심에서의 최대가속도가 감소했으며 전체적인 가속도 값의 분포가 하향 조정되었음을 알 수 있다. 따라서 전체적인 승차감의 향상을 알 수 있다.

도로의 입력을 위에서 얻은 도로입력의 2배로 하



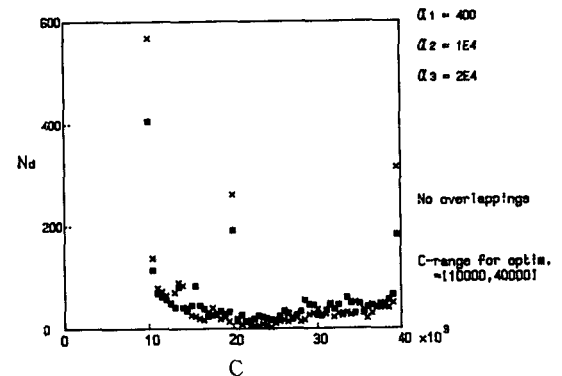
(1) Object functions

Fig. 4 Best systems to no. of previews



(1) Comparison of object functions

Fig. 5 Comparisons of passive, semi-active and best systems to no. of previews



Nd : numbers to [C1, C2] of damping coefficients obtained from optimization

$C = (C1 + C2) / 2$

x : No. of previews = 5

■ : No. of previews = 28

Fig. 6 Distributions of damping coefficients (front) obtained from optimization

Table 1 Comparison of objective functions of passive, semi-active and best systems to given road profile

Best	Semi-active				Passive			
ϕ	C_{11}	C_{12}	C_{21}	C_{22}	ϕ	C_1	C_2	ϕ
3.71214	13533	31837	9370	30328	7.28932	26202	23386	8.23827

Table 2 Comparison of RMS accel. and abs. maximum accel. of passive, semi-active and best systems to given road profile

Best		Semi-active		Passive	
RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $	RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $	RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $
0.089556	0.295909	0.128839	1.61626	0.138699	2.75373

Table 3 Comparison of accel. distributions of passive, semi-active and best systems

X_{up}	Best	Semi-active on-off	Passive
0.01g	25.456	36.120	38.143
0.02g	4.281	8.251	8.047
0.03g	0.033	2.226	3.027
0.04g	0.000	1.318	1.963
0.05g	0.000	0.701	1.292

(No. of $|\ddot{X}c| \geq X_{up}) \times 100/Np [\%]$

Table 4 Comparison of objective functions of passive, semi-active and best systems to (2xamplitude of given road profile)

	Best	Semi-active				Passive			
	ϕ	C_{11}	C_{12}	C_{21}	C_{22}	ϕ	C_1	C_2	ϕ
(1)	13.8508	8612	25520	5506	23677	30.1611	20615	17839	38.9782
(2)							12000	12000	32.8064

(1) C-range for optimization = [0, 30000]

(2) Passive : $C_1 = C_2 = 12000$

[* (1) and (2) are same to Table 5, Table 6]

Table 5 Comparison of RMS accel. and abs. maximum accel. of passive, semi-active and best systems to (2xamplitude of given road profile)

	Best		Semi-active		Passive	
	RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $	RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $	RMS accel.	Max $ \ddot{X}c $
(1)	0.1718	0.6079	0.2659	6.7258	0.3061	9.8849
(2)					0.2766	4.8681

Table 6 Comparison of accel. distributions to (2xamplitude of given road profile)

X_{up}	Best	Semi-active on-off	Passive	
	(1)	(1)	(1)	(2)
0.01g	46.927	58.065	60.572	66.022
0.02g	22.802	29.171	32.262	38.604
0.03g	10.905	12.628	12.480	19.732
0.04g	3.866	4.746	6.539	8.141
0.05g	0.926	2.837	4.159	4.603

(No. of $|\ddot{X}_c| \geq X_{up}) \times 100/Np$ [%]

여 보다 거친 도로입력을 선택한 것에 대한 결과가 Table 4, Table 5, Table 6에 나타나 있다(여기에서 선택한 모델이 비선형이기 때문에, 최적의 시간 응답이 앞에서 구한 것에 비례하지 않기 때문에 다른 입력이라고 할 수 있다). (1)의 경우는 최적화 과정에서 얻은 결과이고, (2)는 [0, 30000] 구간에서 $c_1=c_2$ 로 하여 1000을 간격으로 응답을 구했을 때 최소의 목적함수를 갖는 경우이다.

그런데 최적화 과정에서 얻은 수동형계의 감쇠계수가 최적의 수동형계 근처((2)의 경우)와 큰 거리가 있었다. 그러나 반능동 단속형 감쇠기를 갖는 계는 수동형계((2)의 수동형계)보다 성능이 8.06% 향상되었으나 최적의 계와는 상당한 거리가 있었다. 또한 중심에서의 최대가속도가 Table 5의 (2)의 경우보다 반능동 단속형계에서 더 크다. 이것은 조절기준에 따라 감쇠계수가 바뀔때 나타나는 저어크(jerk)의 영향이 이전의 도로입력에서 보다 크게 작용하여 나타난 것으로 생각된다. 이 영향 때문에 차체 성능 향상이 이전의 도로입력에 대한 차체 성능 향상보다 덜 된 것으로 생각되어진다. Table 6의 가속도 분포에서는 반능동 단속형 감쇠계가 수동형 감쇠계보다 하향 조정되어 나타났다. 따라서 전체적인 승차감 향상을 얻을 수 있다.

7. 결 론

(1) 2자유도 차체 모델에 앞뒤 현가장치를 주변 조건(preview수, 최적화를 위한 감쇠계수의 범위)에 따라 각각 독립적으로 다음과 같은 조절기준에 의하여 조절한 반능동 단속형 감쇠계가 수동형 감쇠계보다 성능이 8~11% 만큼 향상되었다.

$$C_k = \begin{cases} C_{k1}, & \text{if } (X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) > 0 \\ C_{k2}, & \text{if } (X_k - X_{0k})(\dot{X}_k - \dot{X}_{0k}) < 0, \\ & k=1, 2 \end{cases}$$

(2) 긴 도로입력을 몇 개의 구간으로 나누어 차례 차례 최적화시켰다. 이때 구간 사이의 연결부분에서 생기는 문제를 제거할 수 있는 로직(logic)의 개발이 필요하다. 더불어 연결점의 영향 정도를 규명하는 것이 필요하다.

(3) 반능동 단속형계의 감쇠계가 수동형 감쇠계보다 성능이 향상되었으나 최적의 계와는 상당한 거리가 있다.

참 고 문 헌

- (1) Richard A. Muzechuk, 1984, "Hydraulic Mounts-Improved Engine Isolation", SAE Technical Paper Series 840410, pp. 63~70.
- (2) J. Alanoly, S. Sankar, 1987, "A New Concept in Semi-Active Vibration Isolation", ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 109, pp. 242~247.
- (3) D. Karnopp, M. J. Crosby, R. A. Harwood, 1974, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators", ASME J. of Engineering for Industry, pp. 619~626.
- (4) S. Rakheja, S. Sankar, 1985, "Vibration and Shock Isolation Performance of a Semi-Active "On-Off" Damper", ASME J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 107, pp. 398~403.
- (5) Aleksander Hac, 1986, "Stochastic Optimal Control of Vehicle with Elastic Body and Active Suspension", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 108, pp. 106~110.

- (6) M. Bala Krishna, D. A. Hullender, 1976, "Analytical Model for Guideway Surface Roughness", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp. 425~431.
- (7) Masayoshi Tomizuka, 1976, "Optimum Linear Preview Control with Application to Vehicle Suspension-Revisited", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, pp. 309~315.
- (8) 최세범, 1987, "비선형 감쇠기를 이용한 현가 시스템 개선에 관한 해석적 연구", 한국과학기술원 석사 학위 논문.