

고속 안정성을 고려한 속업소버 최적 설계

Optimal Design of Shock Absorber using High Speed Stability

이 광 기*, 모 종 운**, 양 옥 진**
K. K. Lee, J. W. Mo, W. J. Yang

ABSTRACT

In order to solve the conflict problem between the ride comfort and the road holding, the optimal design of shock absorber that minimizes the r.m.s. of sprung mass vertical acceleration and pitch rate with the understeer characteristics constraints in the high speed stability is proposed. The design of experiments and the nonlinear optimization algorithm are used together to obtain the optimal design of shock absorber. The second order regression models of the input variables(front and rear damping coefficients) and the output variables (ride comfort index and road holding one) are obtained by the central composite design in the design of experiments. Then the optimal design of shock absorber can be systematically adjusted with applying the nonlinear optimization algorithm to the obtained second order regression model. The frequency response analysis of sprung mass acceleration and pitch rate shows the effectiveness of the proposed optimal design of shock absorber in the sprung mass resonance range with the understeer characteristics constraints.

주요기술용어 : Optimal Design(최적 설계), Design of Experiments(실험 계획법), High Speed Stability(고속 안정성)

1. 서 론

속업소버는 첫째로 차체의 진동을 흡수하여 승

차감을 향상시켜줄 뿐만 아니라 둘째로 노면과 타이어의 접지성을 확보하여 차량의 주행 안정성을 향상시키는 중요한 역할을 수행해야 한다. 그러나, 고정된 감쇠 특성을 가지는 일반적인 속업소버로는 위의 두 가지 역할을 모두 만족시키지 못하는 상충(conflict)된 관계를 가질 수밖에 없

* 정회원, 태성 S&E
** 만도기계주식회사 중앙연구소

다.¹⁾ 따라서 이 두 가지 상충 관계를 만족시키는 최적의 속업소버를 선정하는데는 많은 제약 조건이 따르고 있으며 일반적으로 개발 차량에 적합한 최적의 속업소버를 선정하는데는 현재까지는 객관적인 평가 방법보다는 숙달된 전문 운전자의 주관적 평가에 의존하여 시행착오법에 의하여 실시되고 있는 현실이다.

특히 속업소버의 감쇠 계수를 설계할 때에는 직진 주행 상태에서의 승차감과 조정 안정성 이외에도 정상 상태 고속 선회 주행 상태에서도 노면 입력에 대한 속업소버의 수직 하중 변화(Normal Force Variation)에 따른 차량의 고유 조향 특성(언더스티어/오버스티어)을 잘 선정하여 고속에서의 차량 안정성을 확보하여 운전자의 조향 안정성에 도움을 주어야 한다.

본 연구에서는 우선적으로 승차감 측면에서는 차량의 수직 가속도값과 피치 속도 값을 최소화 하며 고속 조정 안정성 측면에서는 차량의 정상 상태 고속 선회 주행시에 일정 범위의 언더스티어 경향을 확보하는 제한 조건을 설정하여 운전자의 조향 안정성을 확보하는 방안을 제안하고자 한다.

최적의 속업소버를 설계하기 위하여 일반적으로 여러 가지 최적화 알고리즘을 사용하여 최적화 해를 구하는 방법들이 사용되고 있으나 이 방법들은 초기값의 선정에 따라 국부 최적 해를 구하는 위험성을 동반할 수밖에 없다.^{2,3)} 하지만 스프링 계수나 속업소버 감쇠 계수와 같은 차량의 설계 변수들은 차량 설계 시에 어느 정도 설계 범위를 예측 가능한 값들인 경우가 대부분이다. 따라서 기존의 최적화 방법보다는 실험계획법(Design of Experiments)⁴⁾을 이용하여 관심 있는 입력의 범위 내에서 입력과 출력의 상관관계인 회귀 모형 함수(Regression Model Function)를 추정한 후 이 회귀 모형 함수를 해석한 후 최적화 프로그램⁵⁾을 사용하여 최적의 속업소버를 구하고자 한다.

2. 차량 모델링(Vehicle Modeling)

본 연구에서는 다음 그림 1에서 보는 바와 같

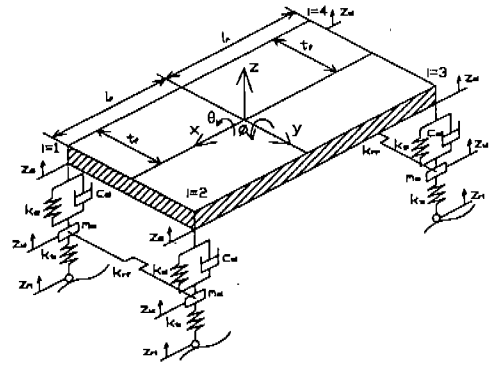


Fig.1 7 자유도 전 차량 모델

이 차량의 승차감 측면의 자유도만 고려하여 스프링상 질량 중심에서의 수직 방향의 가속도, 피치 속도, 롤 속도 등의 3개의 자유도와 스프링하 질량의 수직 방향 운동 4개의 자유도를 고려하여 전체 7 자유도를 갖는 전차량 시스템으로 모델링을 하였다. 7 자유도 시스템을 상태 방정식으로 나타내기 위한 상태 변수(State Variable)는 다음 식 (1)과 같이 정의한다.

$$X = [\dot{Z}_c \quad Z_s - Z_u \quad \dot{Z}_u \quad Z_u - Z_r]^T \quad (1)$$

위 식 (1)의 상태 변수를 이용하면 7 자유도 시스템은 다음의 상태 방정식 (2)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + B\dot{Z} \\ A &= \begin{bmatrix} -M_c^{-1}RC_cR^T & -M_c^{-1}RK_c & M_c^{-1}RC_c & 0 \\ R^T & 0 & -1 & 0 \\ -M_u^{-1}C_uR^T & -M_u^{-1}K_s & -M_u^{-1}C_s & -M_u^{-1}K_t \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ B &= [0 \quad 0 \quad M_u^{-1}C_t \quad -I] \end{aligned} \quad (2)$$

단, 위에서 사용된 상태 방정식의 매개변수들은 다음 식 (3)과 같다.

$$\begin{aligned} Z_c &= [z \quad \theta \quad \phi]^T \quad Z_s = [z_{s1} \quad z_{s2} \quad z_{s3} \quad z_{s4}]^T \\ Z_u &= [z_{u1} \quad z_{u2} \quad z_{u3} \quad z_{u4}]^T \end{aligned}$$

$$Z_r = [z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3} \ z_{r4}]^T$$

$$M_s = \begin{bmatrix} M_z & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}$$

$$K_s = \begin{bmatrix} k_{s1} + \frac{k_{r1}}{2} & -\frac{k_{r1}}{2} & 0 & 0 \\ -\frac{k_{r1}}{2} & k_{s2} + \frac{k_{r1}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{s3} + \frac{k_{r2}}{2} & -\frac{k_{r2}}{2} \\ 0 & 0 & -\frac{k_{r2}}{2} & k_{s4} + \frac{k_{r2}}{2} \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -t_f & t_f & t_r & -t_r \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix}$$

$$C_s = \begin{bmatrix} c_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{s2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{s3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{s4} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$M_u = \begin{bmatrix} m_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{s2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{s3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{s4} \end{bmatrix}$$

여기서 M_s 는 스프링상 질량의 관성 행렬, M_u 는 스프링하 질량의 관성 행렬, R 은 차량 모델의 기하학적 형상에 의해 나타나는 변환 행렬, K_s 는 현가 장치에 의해 나타나는 강성 행렬, K_r 는 타이어의 강성 행렬, C_s 는 현가 장치의 속업소버에 의해 나타나는 감쇠 행렬, Z_r 은 노면에 의해 타이어에 전달되는 입력 벡터를 나타낸다.

위에서 모델링한 7 자유도를 갖는 시스템에 고속 주행 안정성을 고려한 속업소버 최적 설계를 수행하기 위한 주행 조건은 차량이 100km/h의 속도로 고속도로(Smooth Highway)를 고속 주행하는 경우이며 이 도로의 P.S.D.(power spectral density)는 다음 식 (4)를 사용하였다. 여기서 $C_{sp} = 4.8 \times 10^{-7}$, $N = 2.1$ 을 사용하였으며 다음 그림 2와 그림 3에 시간 영역 및 주파수 영역의 노면 데이터를 표시하였다.⁶⁾

$$S_z(\omega) = C_{sp} \omega^{-N} \quad (4)$$

일반적인 속업소버의 감쇠 특성 $\zeta = 0.1$ 과 $\zeta =$

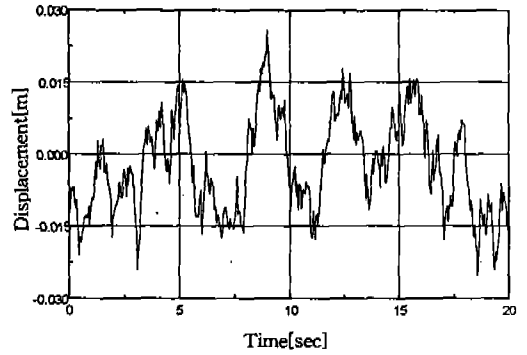


Fig.2 시간 영역에서의 노면 입력

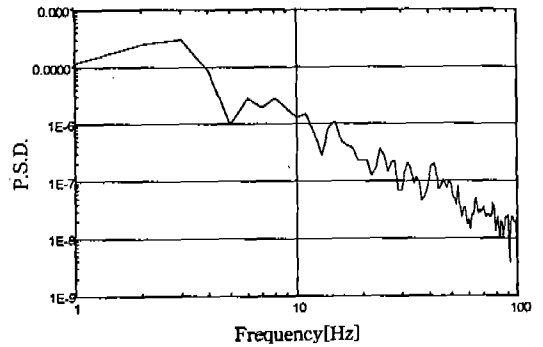


Fig.3 주파수 영역에서의 노면 P.S.D.

0.5로 식 (4)에 언급된 100km/h의 속도로 Smooth Highway를 주행한 결과 중에서 수직 가속도와 피치의 주파수 전달 함수는 다음 그림 4와 5와 같다. 실선은 $\zeta = 0.1$ 이고 점선은 $\zeta = 0.5$ 를 나타낸다.

속업소버의 감쇠 특성의 범위는 그림 4와 그림 5와 같이 일반적으로 승차감 측면과 조정 안정성 측면인 노면 접지력(Road Holding)을 고려하여 이 두 가지 범위 내에서 개발 차량의 목적에 적합한 속업소버를 시행착오 방법으로 설계하고있는 현실이다. 따라서 본 연구에서도 속업소버 최적 설계 관점에서 속업소버의 감쇠 특성의 범위를 그림 4와 그림 5와 같이 일반적인 속업소버의 감쇠 특성 범위를 포함하는 $\zeta = 0.1$ 부터 $\zeta = 0.5$ 까지 한정하여 해석하고 최적 해를 구한다.

정상 상태 고속 주행 선회 시의 차량의 고유 조향 특성(K_{us})은 다음 식 (5)와 같이 표시할

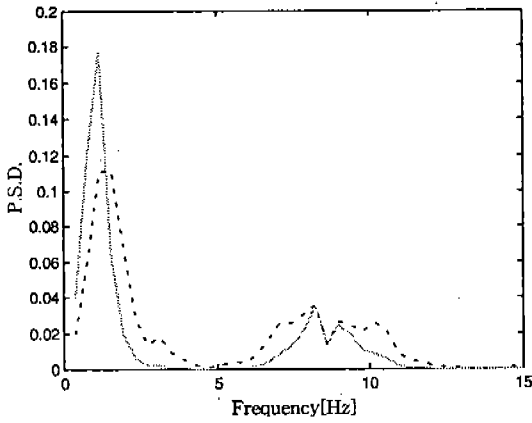


Fig. 4 수직 가속도의 주파수 전달 함수

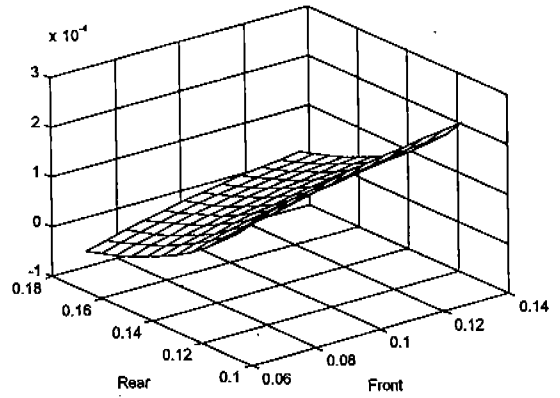


Fig. 6 하중 변화에 따른 고유 조향 특성 변화

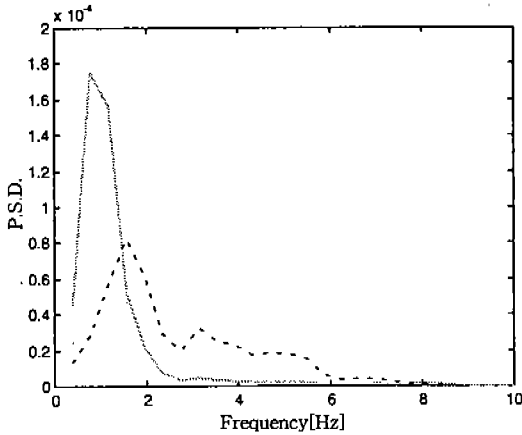


Fig. 5 피치 속도의 주파수 전달 함수

$$K_{us} = 57.3 \frac{m}{l} \left(\frac{l_r}{C_{af} \frac{N_f}{N_{f0}}} - \frac{l_f}{C_{ar} \frac{N_r}{N_{r0}}} \right) g \quad (5)$$

단 m =body mass

l =wheel base

l_f / l_r =front/rear wheel base

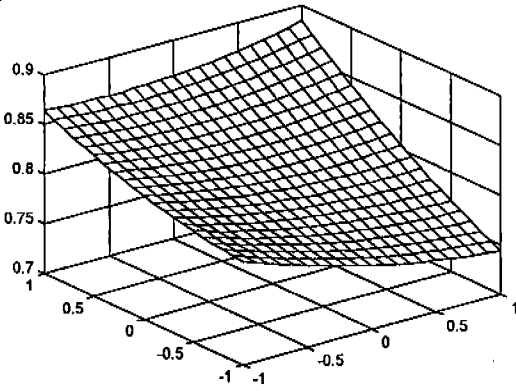
g =gravity force

C_{af} / C_{ar} =front/rear cornering stiffness

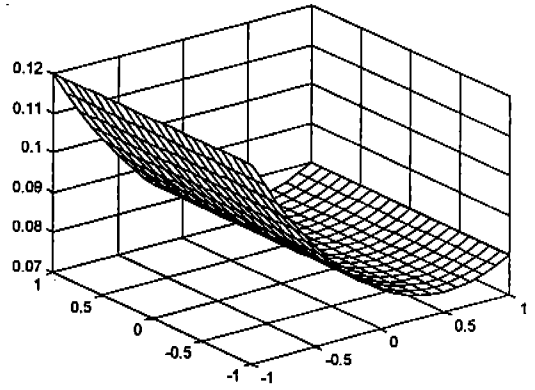
$\frac{N_f}{N_{f0}} \Big| \frac{N_r}{N_{r0}}$ = front/rear normal force variation

수 있으며 식 (5)에서 나타난 것과 같이 전륜과 후륜의 코너링 강성 (Cornering Stiffness) C_a 에 따라 크게 좌우된다는 것을 알 수 있다.⁷⁾ 특히 식 (5)에 표시된 전륜과 후륜의 코너링 강성 C_a 는 노면 입력과 조향 입력에 의한 전륜과 후륜의 하중 변화 N/N_0 에 따라 변화한다. 정상 상태 고속 주행 선회 시에 발생하는 전륜과 후륜의 하중 변화 중에서 속업소버 감쇠 특성에 의해 발생하는 수직 하중 변화에 대한 고유 조향 특성(K_{us})의 변화는 식 (5)를 사용하면 다음 그림 6과 같이 표시되며 속업소버의 수직 하중 변화에 따라 전륜과 후륜의 코너링 강성은 비선형적으로 변화하여 차량의 고유 조향 특성에 영향을 준다는 것을 알 수 있다

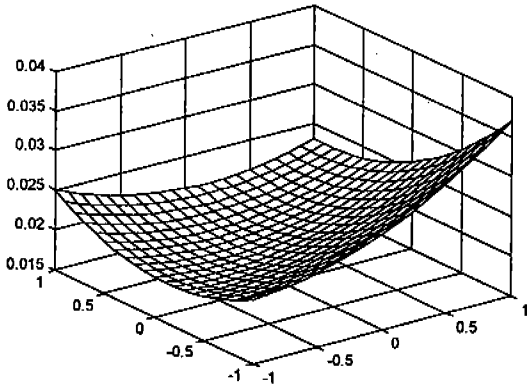
본 연구에서 해석하고자 하는 속업소버의 감쇠 특성변화에 따른 영향은 직진 주행 상태와 정상 상태 고속 주행 선회 상태에서의 속업소버 수직 하중 변화를 일으키며 이 수직 하중 변화에 의해 전륜과 후륜의 코너링 강성이 변화하여 차량의 고유 조향 특성을 언더스티어와 오버스티어 경향으로 변화시킨다. 일반적인 언더스티어 경향을 가진 차량인 경우에 전륜 속업소버의 감쇠 특성을 후륜 속업소버의 감쇠 특성보다 크게 설정하여 전륜의 하중 변화를 크게 하면 상대적으로 후륜의 하중 변화가 적게되어 차량의 언더스티어 경향을 강하게 하여 고속 선회 주행 시에 운전자의 조향 안정성을 향상시킬 수 있다.



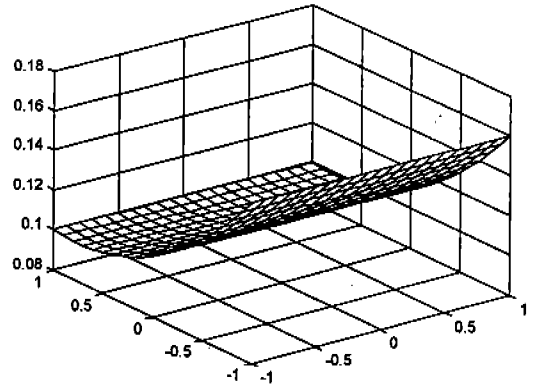
(a) 수직 가속도의 회귀 모형 함수



(c) 전륜 노면 접지력의 회귀 모형 함수



(b) 피치 속도의 회귀 모형 함수



(d) 후륜 노면 접지력의 회귀 모형 함수

Fig.7 목적 함수의 회귀 모형 함수

3. 실험 계획법을 이용한 최적 설계

3.1 회귀 모형 함수의 추정

실험 요인이 전륜과 후륜의 감쇠 특성 2개이고 2수준인 경우에 다음 그림 7과 같이 2개의 설계 변수인 전륜(a)과 후륜(b) 속업소버의 감쇠 특성 변화에 대한 실험 계획을 수행한 후 원하는 결과에 대한 모형 함수를 추정한다. 이때 설계 변수 전륜(a)과 후륜(b) 속업소버의 감쇠 특성은 2장에 언급된 대로 $\xi = 0.1$ 부터 $\xi = 0.5$ 인 범위에서 다음 식 (6)을 이용하여 -1과 1로 정규화한 X_1 과 X_2 로 변환한다.

관심 있는 목적 함수는 승차감 측면인 차량

무게 중심에서의 수직 가속도 값의 r.m.s.(Y_1)와 피치 속도의 r.m.s.(Y_2)의 2가지로 표시하고 고속 조정 안정성 측면에서는 전륜과 후륜 타이어의 노면 접지력(Y_3, Y_4)과 노면 접지력 변화의 비(Y_3/Y_4) 3가지로 표시한다. 식 (4)의 Smooth Highway를 주행한 결과는 다음 표 1과 같다.

$$x_i = \frac{\xi_i - \bar{\xi}_i}{c_i} \quad (\xi_i = [a, b], \bar{\xi}_i = [\bar{a}, \bar{b}], c_i = \text{const.}) \quad (6)$$

위의 표 1의 중심 합성 계획법을 이용한 목적 함수들의 회귀 모형 함수와 Y_1 부터 Y_4 의 상관관

Table 1 중심 합성 계획법을 이용한 2수준 2요소 실험 계획

번호	X ₁	X ₂	Y ₁ (×10)	Y ₂ (×10)	Y ₃ (×10)	Y ₄ (×10)	Y ₃ /Y ₄
1	-1	-1	8.08	2	1.115	1.634	0.682
2	-1	1	8.7	2.32	1.114	1.045	1.066
3	1	-1	7.49	3.43	0.766	1.63	0.47
4	1	1	8.84	2.1	0.766	1.041	0.736
5	0	0	8.07	1.71	0.772	1.093	0.706
6	-1	0	8.18	1.91	1.115	1.095	1.018
7	1	0	8.14	2.34	0.766	1.092	0.701
8	0	-1	7.49	2.73	0.773	1.631	0.474
9	0	1	8.74	1.72	0.772	1.045	0.739

계를 살펴보면은 다음 식 (7)과 식 (8)로 표시된다. 상관계수 값(Correlation Coefficient)을 살펴보면은 Y₁와 Y₄의 상관관계가 0.7978로 큰 값을 가지며 이것은 수직가속도(Y₁)를 최소화하기 위해서는 후륜 타이어의 노면 접지력(Y₄)를 최소화해야 한다는 것을 의미한다.

$$Y_j = X_i^T \beta_i = X_i^T [(X^T X)^{-1} X^T Y_{obj. value}] \quad (6)$$

$$Y_1 = 0.804 - 0.01X_1 + 0.05X_2 + 0.01X_1^2 + 0.01X_2^2 + 0.02X_1X_2$$

$$Y_2 = 0.02 + 0.003X_1 - 0.003X_2 + 0.003X_1^2 + 0.004X_2^2 - 0.004X_1X_2$$

$$Y_3 = 0.08 - 0.02X_1 + 0.02X_1^2$$

$$Y_4 = 0.01 - 0.0002X_1 - 0.03X_2 + 0.02X_2^2$$

$$\begin{bmatrix} & Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ Y_1 & 1 & 0.6498 & 0.1897 & 0.7978 \\ Y_2 & & 1 & 0.245 & 0.6325 \\ Y_3 & & & 1 & 0.0063 \\ Y_4 & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

위의 식(7)의 목적 함수들의 설계 변수인 전

륜(X₁)과 후륜(X₂) 속업소버의 감쇠 특성에 대한 영향은 그림 7과 같다. 단 오른쪽 좌표 X는 X₁, 왼쪽 좌표 Y는 X₂를 나타낸다.

위의 그림 7의 경향을 살펴보면은 승차감 측면에서 수직 가속도를 최소화하기 위해서는 X₁은 클수록 좋고 X₂는 작을수록 감소하는 것을 알 수가 있다. 피치를 최소화하기 위해서는 X₁과 X₂의 값이 0부근에서 수렴하는 일반적인 경향을 보인다. 전륜과 후륜 노면 접지력은 각각 X₁과 X₂ 2가지에만 영향을 받으며 서로간의 상관관계는 거의 없다는 것을 알 수 있다.

3.2 최적 설계

식 (7)에서 승차감에 관련된 2개의 모형 함수인 차량 무게 중심에서의 수직 가속도의 r.m.s. (Y₁)와 피치 속도의 r.m.s.(Y₂)를 목적 함수 Y로 하고 다음 식 (9)와 같이 정상 상태 고속 주행 상태에서의 조향 안정성을 확보하기 위하여 수직 하중 변화에 의한 언더스티어 경향을 제한 조건으로 하여 해석한다.

$$\begin{aligned} & \text{Min}(a_1 \times Y_1 + a_2 \times Y_2) \\ & \text{subj. to } -1 \leq (X_1, X_2) \leq 1, \\ & 0.5 \leq \left(\frac{Y_3}{Y_4} \right) \leq 0.7 \end{aligned} \quad (9)$$

단 a₁, a₂ = weight factor

식(9)의 목적 함수 Y에 대한 회귀 모형 함수를 구하여 경향을 살펴보면 다음 그림 8과 같다. 그림 8은 주어진 가중치(Weight Factor) a₁, a₂에 대한 Y₁, Y₂ 변화량을 나타내며 주어진 범위 내에서 최적 해를 갖는 것을 알 수 있다.

3.1의 표 1에서 좋은 승차감 지표를 갖는 1, 3, 5, 6, 8을 초기값으로 하여 최적화를 수행하여 다음 표 2와 같은 결과를 얻었다. 초기값 1, 3, 5, 6, 8이 모두 동일한 최적해 [-0.2556, -0.3429]에 수렴하므로 전륜 속업소버의 감쇠 특성 ζ=0.25, 후륜 속업소버의 감쇠 특성 ζ=0.23을 원하는 소속 함수의 최적해로 볼 수 있다. 고속 조정 안정성 측면에서 언더스티어 경향을 확보하기 위해서는 전륜 속업소버의 감쇠 특성(ζ=0.25)을 후

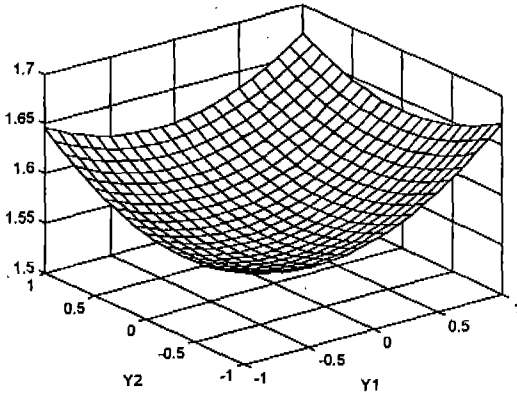


Fig.8 목적 함수의 회귀 모형 함수

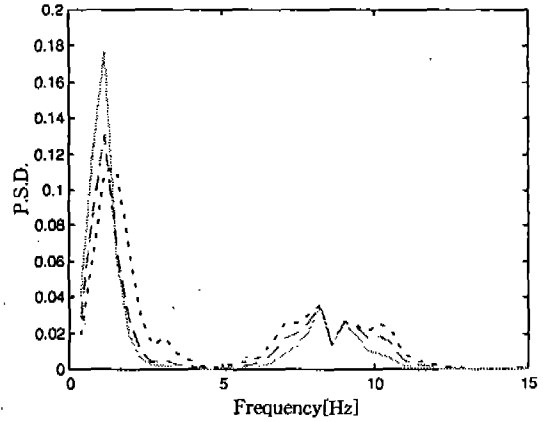


Fig.9 차체 수직 가속도의 주파수 응답 함수

Table 2 최적 소속함수값

초기값	X_1	X_2	Y_1	Y_2
1	-0.2556	-0.3429	0.7911	0.0187
3	-0.2556	-0.3429	0.7911	0.0187
5	-0.2556	-0.3429	0.7911	0.0187
6	-0.2556	-0.3429	0.7911	0.0187
8	-0.2556	-0.3429	0.7911	0.0187

큰 속업소버의 감쇠 특성($\zeta=0.23$)보다 약간 크게 설정하는 것이 승차감 뿐만 아니라 고속 선회 주행 시에 운전자의 조향 안정성을 향상시킨다는 것을 의미한다.

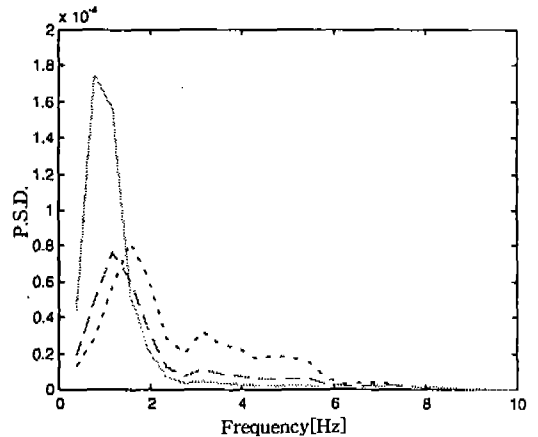


Fig.10 피치 속도의 주파수 응답 함수

4. 해석 및 고찰

3절에서 수행한 실험 계획법을 이용한 최적 설계 결과를 승차감($\zeta=0.1$)과 조정 안정성($\zeta=0.5$) 관점인 경우와 비교를 하여 확인해본 결과는 다음 그림 9와 10과 같다. 여기서 실선은 $\zeta=0.1$, 점선은 $\zeta=0.5$, 쇄선은 3에서 구한 최적해인 전륜 $\zeta=0.25$, 후륜 $\zeta=0.23$ 인 경우의 결과를 나타낸다. 그림 9와 10은 식 (4)에 언급된 노면 입력 Smooth Highway에 대한 차체의 수직 가속도와 피치 속도의 주파수 전달 함수이며 이것은 운전자의 조향 안정성을 확보하기 위하여 정상 상태 고속 선회 주행 시에 언더스티어 경향을 확보한 상태에서 차량의 승차감 측면인 차체 수

직 가속도와 피치 속도를 최소화한 결과를 보여준다.

정상 상태 고속 선회 주행 시의 차량의 고유 조향 특성을 언더스티어하게 조절하여 전륜과 후륜의 최적 속업소버 감쇠 계수를 설정하기 위하여 본 연구에서는 $0.5 \leq Y_3/Y_4 \leq 0.7$ 의 제한 조건을 사용하였다. 하지만 이 제한 조건은 정적인 상태에서 차량 설계시에 고려하는 고유 조향 특성, 차량의 설계 목적과 현가 장치 설계에 따라 적절하게 설정되어야 하기 때문에 변경될 여지가 많다. 특히 고속 주행 시에 차량의 핸들링 특성(조정 안정성)을 향상시키기 위해서는 반대로 언더스티어 경향을 적게 해주는 것이 좋을 수도 있기 때문에 차량의 특징에 맞게 설계가 되어야 한다.

일반적으로 전문 운전자의 주관적 평가에 의한 시행착오법으로 선정되어오던 속업소버 최적 설계 값 선정을 실험 계획법과 최적화 알고리즘을 사용하여 체계적으로 구하였다. 즉 통계학적인 이론인 실험 계획법을 적용하여 속업소버의 감쇠 특성 변화와 승차감 지표 및 고속 조정 안정성 지표 사이의 2차 회귀 모형 함수를 추정한 후에 기존의 비선형 최적화 알고리즘을 적용하여 최적 설계를 수행하면 속업소버의 최적 값을 쉽고 빠르게 체계적으로 구할 수 있다.

1. F. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995.
2. Elmadany M.M. "An Assessment of Ride Quality of Heavy-Duty Trucks", SAE 801418.
3. B. Grobbelaar, "An Optimization Technique for Vehicle Suspensions with the Vibration Dose Value as Optimization Parameter", SAE922142.
4. 박성현, 현대 실험 계획법, 민영사, 1992.
5. Reklaitis, Engineering Optimization, Wiley and Sons, 1983.
6. J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, 1993.
7. 자동차 기술 핸드북 1, 사단법인 한국 자동차 공학회.