

〈논 문〉 SAE NO. 98370002

엔진 마운트계의 최적설계에 관한 연구

A Study on an Optimal Design of Engine Mount System

황 원 겅*
W. G. Hwang

ABSTRACT

The major effective factors on the ride quality of a vehicle are the vibration and noise of the engine and drive system. Engine contributes about 80% of the vibration and noise in the vehicle, and exciting forces of the engine are transmitted onto the vehicle frame through the engine mount.

This paper studies the vibration reduction of a vehicle through the improvement of the engine mount. A computer program for optimal design is developed and the engine mount conditions are optimized to reduce the WRMS of PSD of acceleration at the driver's seat, which are caused by the exciting forces at the idle speed. Design variables are selected as the stiffness, mount angle and the location of the engine mount rubber. It is shown through computer simulation that the PSD of acceleration at the driver's seat can be improved by redesigning the engine mount system.

주요기술용어 : Engine Mount(엔진마운트), Optimal Design(최적설계), Object Function(목적함수), Ride Quality(승차감), Vibration(진동)

1. 서 론

생활수준의 향상으로 인한 차량의 고급화 추세는 더욱 개선된 승차감을 요구하고 있다. 차량의 승차감에 영향을 미치는 주된 요인으로는 엔진, 변속장치, 구동축 등의 구동계의 진동과 소음, 그리고 노면으로부터의 진동이나 외부 공기의 흐름에 의한 소음 등 여러 가지가 있다. 특히 엔진

은 차량에서 발생하는 진동 및 소음의 약 80% 정도를 차지하고 있다. 또한 1970년대 이후 차량의 고성능화로 인하여 구동계에서 발생되는 진동 및 소음은 크게 증가하고 있는 반면에 소형화 및 경량화에 따른 차량의 중량감소는 이에 대한 대책을 마련하는데 어려움을 가증시키고 있다.

엔진 마운트는 엔진을 지지하는 목적 이외에도 엔진의 진동 및 소음을 절연하는 역할을 담당하고 있다. 이러한 역할은 차량의 피로파괴에 대한 내구성 뿐만 아니라 승차감의 향상에도 많은 영

* 정회원, 전남대학교 기계공학과

향을 미치고 있으며, 엔진에서 발생된 가진력의 일부는 마운트 방진고무를 통하여 차체로 전달된다. 따라서 차체의 진동 및 소음을 해석하기 위해서는 엔진 마운트에 대한 해석이 필수적이고, 컴퓨터를 이용한 엔진 마운트의 동력학적인 해석과 설계에 관한 많은 연구가 이루어졌다.^{1)~13)}

일반적으로 엔진 마운트의 동특성은 마운트 고무의 강성과 장착위치 및 각도 등에 의하여 크게 좌우되므로, 이러한 값을 변화시킴으로써 엔진 마운트의 동특성을 개선할 수 있다. 실제로 엔진 마운트를 설계할 때에는, 어느 정도 제한조건을 만족시키는 초기 설계치를 정하고 각 매개변수들의 상관 관계로부터 엔진 마운트의 동특성을 파악하여 진동절연 특성을 평가한다. 그리고 컴퓨터 프로그램을 이용하여 제한 조건들을 만족시키면서 최적의 동특성을 얻을 수 있도록 엔진 마운트의 설계변수를 다시 조정해 나가는 방식을 사용하고 있다.^{3)~9)}

엔진 마운트를 설계할 때 엔진은 6자유도 강체로 모델링하는 것이 일반적이며 타당한 가정이라고 사료된다. 그러나 차체의 경우 자유도가 적은 단순한 차체모델을 쓰고 있어 운전자나 승객의 거동에 대한 영향은 충분히 고려되지 않고 있다. 또한 최적화를 행할 때 엔진의 RMS 변위나, 공회전시 엔진마운트를 통해 차체로 전달되는 힘을 목적함수로 정하여 최소화하고 있다. 그러나 엔진마운트의 궁극적인 목적은 차체에 전달되는 힘을 최소화하기 보다는 사람의 승차감을 향상시키는 것이고, 사람의 승차감은 전달되는 힘에 비례하는 것이 아니므로 본 연구에서는 사람의 승차감을 목적함수로 설정하여 최적화하였다.

본 연구에서는 다음과 같은 과정을 통하여 엔진 마운트에 대한 최적 설계를 수행하였다. 먼저, 엔진과 트랜스미션을 강체로 모델링하여 엔진마운트계의 운동 방정식을 유도하고 공회전시 엔진에 작용하는 가진력을 해석하였다. 운전석의 가속도를 해석하기 위하여 차체의 수직운동, 롤, 피칭과 전후차축의 수직운동과 롤을 고려한 전차 모델링을 하였으며, 승객부의 승차감을 수치화할 자료로서 운전석 수직가속도에 대한 PSD(Power

Spectral Density)의 WRMS(Weighted Root Mean Square)를 선정하여 목적함수로 이용하였다. 설계시 제약조건으로는 각 마운트의 장착위치, 장착각도와 고무의 강성계수의 한계를 고려하였으며, 각각의 설계변수의 상한, 하한값으로 적용하였다. 본 연구에서 개발한 최적화 프로그램을 이용하여 목적함수의 크기가 최소가 되도록 하는 새로운 마운트 방진고무의 강성과 장착위치 및 각도를 결정함으로써 차량의 진동 특성을 개선하는 최적의 엔진 마운트의 설계 방법을 제시하였다.

2. 운동방정식

2.1 마운트 방진고무⁷⁾

엔진이 차체에 장착되는 형태는 용도에 따라 여러가지가 있지만, 여기서는 승용 짚에서 많이 사용되고 있는 3점 지지 종치엔진을 고려하였다. 이 경우에 엔진은 좌우에 각각 1개씩의 좌우 마운트와 트랜스미션 부분에 1개의 후방 마운트에 의하여 고정되어 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 가정하에서 그림 1과 같이 모델링 하였다.

- 1) 엔진과 트랜스미션은 6자유도를 갖는 강체로 가정한다.
- 2) 엔진의 변위는 매우 미소하다고 가정한다.
- 3) 마운트 방진고무는 특정 주파수대에서 선형적인 값을 갖는다고 가정하여 선형 스프링과 감쇠기의 결합으로 모델링 한다.

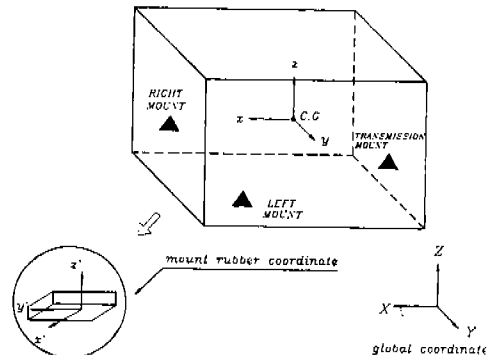


Fig.1 Engine Mount System

즉 마운트 방진고무는 실제 엔진이 장착된 상태에서 진동하며, 변위의 크기가 미소하므로 등가 선형스프링과 점성 감쇠기로 단순화 하였다. 그리고, 병진변형에 비하여 상대적으로 작은 비틀림변형에 의한 영향은 무시하였다.

그림 1에서 모델링에 사용된 좌표계로는 지면에 고정된 관성 기준좌표계인 X_Y_Z 좌표계와 엔진의 무게중심에 원점이 위치하고 엔진과 함께 운동하는 이동 좌표계인 x_y_z 좌표계가 있다. 그리고 고무가 압축력을 받는 방향의 좌표축을 z' 축으로 하고 z' 축에 수직이고 전단력을 받는 방향의 좌표축을 각각 x' 축, y' 축으로 하는 $x'_y'_z'$ 좌표계가 있다. 마운트 방진고무를 탄성중심에서 핀 조인트 되어 서로 직각을 이루는 3개의 선형 스프링과 점성 감쇠기의 결합으로 가정하면 엔진마운트의 장착각도 변화에 따른 강성계수의 변화를 엔진 무게중심 좌표계와 마운트고무의 탄성중심좌표계가 이루는 방향여현에 의해 표현되는 좌표변환 행렬에 의해 표현할 수 있다. 즉 x_y_z 좌표계상에서의 강성행렬 $[K]$ 와 $x'_y'_z'$ 좌표계상에서의 강성행렬 $[K']$ 는 다음과 같은 관계가 있다.

$$[K]=[T]^T[K'] [T] \quad (1)$$

여기서 $[T]$ 는 x_y_z 좌표축과 $x'_y'_z'$ 좌표축이 이루는 방향여현으로 구성된 좌표 변환 행렬이다.

2.2 운동 방정식

엔진마운트의 거동과 운전자의 승차감 해석을 위하여 차량모델과 엔진마운트계가 조합된 운동방정식을 구해야 한다. 본 연구의 대상 차량은 전륜이 독립현가방식이고, 후륜은 차축현가방식으로서, 차체의 바운싱 Z_B , 롤링 ϕ_{xB} 과 피칭 ϕ_{yB} 을 고려하였으며, 전차축의 바운싱 Z_{F1} , Z_{F2} , 후차축의 바운싱 Z_R 과 롤링 ϕ_{xR} 을 고려한 7자유도 모델이다. 엔진마운트 고무는 3방향의 강성계수를 사용하여 모델링하였으며, 엔진은 병진운동 x_E , y_E , z_E 와 회전운동 ϕ_{xE} , ϕ_{yE} , ϕ_{zE} 의 강체운동을 하는 6자유도로 모델링하였다.

엔진마운트와 전차모델의 운동방정식을 행렬형태로 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_e & 0 \\ 0 & M_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_e \\ \ddot{x}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e & C_{ec} \\ C_{ce} & C_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_e \\ \dot{x}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e & K_{ec} \\ K_{ce} & K_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ f_c \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 $x = \{x_e, x_c\} = \{z_B, z_{F1}, z_{F2}, z_R, \phi_{xB}, \phi_{yB}, \phi_{xR}, x_E, y_E, z_E, \phi_{xE}, \phi_{yE}, \phi_{zE}\}^T$ 이며, f_c 는 공회전시 엔진에 가해지는 가진력이고, M_e, M_c 는 각각 차체와 엔진마운트계의 관성행렬이다. 강성행렬과 감쇠행렬은 차량 현가장치와 엔진마운트의 스프링특성과 감쇠특성이 연성된 부행렬과 연성되지 않은 부행렬로 구성되며, 차량 부분에만 관련된 강성행렬과 감쇠행렬은 차량의 현가장치와 타이어의 특성에 관한 항으로만 표현된다. 그리고 엔진마운트에만 관련된 강성행렬과 감쇠행렬은 각 마운트 방진고무의 강성과 경사각 및 장착되는 위치에 관한 식으로 쓸 수 있고, 연성된 부행렬은 엔진 마운트좌표계와 차체중심에 기준을 둔 차체 좌표계간의 상대좌표에 의해 유도된다.

2.3 엔진에 작용하는 가진력

공회전 상태에서 엔진의 진동은 대부분 실린더 내의 가스압력의 주기적 변화에 의한 토오크와, 피스톤, 크랭크 및 커넥팅로드의 관성력에 의한 불균형힘과 모멘트, 그리고 관성 토오크 등에 의하여 발생된다.

단기통 엔진에 있어서 플라이휠에 작용하는 토오크는 엔진의 폭발압력에 의한 폭발토오크와 피스톤과 같은 운동부분의 관성력에 의한 관성토오크의 합으로 이루어진다. 크랭크 각 θ 에서의 크랭크 회전중심에 관한 토오크 T_c 는 다음과 같다.^{4),5)}

$$T_c = P_x(\theta) \frac{\pi}{4} D^2 r (\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) - M_{rc} \omega^2 r^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) (\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (3)$$

여기서 F_x 는 피스톤에 작용하는 하향의 가스력, $P_x(\theta)$ 는 실린더 압력이고, D 는 피스톤 직경이다. 따라서 엔진의 토오크 T 는 각 기통간의 크

랭크각의 위상차를 고려하여 합성하면 다음 식과 같다.

$$T = \sum_{i=1}^4 [T_{\theta_i}(\theta_i) + T_{\tau_i}(\theta_i)] \quad (4)$$

T_{θ_i} 는 각 기통의 관성토크이며, 가스압력에 의한 가스 토크 T_{τ_i} 를 구하기 위한 실린더 압력 $P_{\theta_i}(\theta)$ 값은 무부하 상태에서 엔진 회전속도 700rpm일 때 엔진동력계로 측정하여 사용하였다.

3. 엔진 마운트의 최적 설계

엔진의 진동특성을 개선하기 위하여 엔진의 구조를 변경하거나, 엔진 자체의 질량이나 관성모멘트를 변경시키는 방법도 가능하나, 엔진 마운트계를 변경하는 방법이 현실적으로 타당하다. 본 연구에서는 목적함수를 최소화하기 위한 설계 변수를 마운트 방진고무의 강성계수와 장착위치 및 장착각도로서 정의하여 엔진 마운트에 대한 최적설계를 수행하였다. 따라서 엔진마운트의 최적설계 문제는 다음과 같이 정의된다.

Minimize Ψ

Subject to

$$K_{ij}^{\min} \leq K_{ij} \leq K_{ij}^{\max} \quad i = x', y', z', j = R, L, T$$

$$x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max} \quad i = R, L, T$$

$$y_i^{\min} \leq y_i \leq y_i^{\max} \quad i = R, L, T$$

$$z_i^{\min} \leq z_i \leq z_i^{\max} \quad i = R, L, T$$

$$\theta_{ij}^{\min} \leq \theta_{ij} \leq \theta_{ij}^{\max} \quad i = x', y', z', j = x, y, z$$

여기서

Ψ : 최적화를 위한 목적함수

K_{ij} : j번째 마운트 고무의 i방향의 강성계수

K_{x_i} : 각 마운트 방진고무의 압축방향 강성계수

K_{x_i}, K_{y_i} : 각 마운트 방진고무의 전단방향 강성계수

x_i, y_i, z_i : i번째 마운트 고무의 장착위치의 x, y, z 좌표

θ_{ij} : i축과 j축 사이의 회전각이다.

3.1 목적함수

엔진 마운트 최적설계의 목적함수는 실제 차량에서 추구하는 방향에 따라 달라진다. 본 연구에서는, 승차감을 개선하기 위하여 운전석 가속도 PSD의 가중유효치를 목적함수로 설정하여 이를 최소화하도록 엔진마운트를 설계하였다. 그리고 그 결과와 엔진에서 발생하는 가진력이 각 마운트를 통하여 차체에 전달되는 힘과 모우멘트의 크기를 목적함수로 할 때의 결과를 비교하였다.

엔진에서 발생되어 차체에 전달되는 힘과 모멘트의 크기를 최소화하고자 할 때 목적함수 Ψ 는 다음과 같다.

$$\Psi = \sqrt{W_f \sum F_i^2 + W_m \sum M_i^2} \quad (5)$$

여기서 W_f 와 W_m 은 각각 힘과 모멘트에 대한 가중치이고, F_i 는 각 축방향의 복원력, M_i 는 각 축방향 복원 모우멘트이다.

차체진동에 의한 승차감을 비교 평가하기 위한 승차감 지수로 가속도의 RMS(Root Mean Square)를 가끔 사용하고 있다. 그러나 인간은 가진 주파수나 방향 등의 변화에 대하여 다른 반응을 하므로 일률적인 RMS만을 비교하는 것으로는 불충분하다. 이러한 단점을 보완하기 위한 것이 WRMS로서, 가중함수를 이용하여 인체에 민감한 주파수 대역의 PSD를 보정한 것이다. ISO기준에 의한 수직방향 가속도에 대한 인체의 반응함수의 제곱의 역을 반응함수의 면적으로 나누어 표준화한 가중함수(Weight Function)를 $W_v(f)$ 라 하고, 가속도에 대한 PSD를 $P(f)$ 라 하면, 주파수 $a \sim b$ 범위에서 가속도 PSD의 WRMS를 최소화하고자 할 때 목적함수는 다음과 같이 된다.

$$\Psi = WRMS = \frac{1}{b-a} \left[\int_a^b W_v^2(f) P^2(f) df \right]^{1/2} \quad (6)$$

3.2 설계 변수

목적함수를 최소화하기 위한 설계변수를 각 마

운트 방진고무의 장착위치와 장착각도, 및 강성 계수로서 정의하여 엔진 마운트계에 대한 최적설 계를 수행하였다. 따라서 설계변수 벡터 x 는 다음과 같이 정의된다.

$$x = (x_R, y_R, z_R, x_L, y_L, z_L, x_T, y_T, z_T, \phi_R, \theta_R, \psi_R, \phi_L, \theta_L, \psi_L, \phi_T, \theta_T, \psi_T, K_{XR}, K_{ZR}, K_{XL}, K_{ZL}, K_{XT}, K_{YT}, K_{ZT})^T$$

여기서 x_i, y_i, z_i 는 좌표계 x_y_z 에 대한 각 마운트의 장착위치를 나타내고, ϕ, θ, ψ 는 각 마운트의 탄성주축과 엔진 무게중심 x_y_z 좌표계가 이루는 Euler 각이다. K_{XR} 등은 각 마운트 고무의 주축방향의 강성계수이다.

최적화된 결과치를 실제적으로 활용할 수 있기 위해서는 설계변수에 여러가지 제한조건이 있다. 즉 방진고무의 강성계수는 제작가능한 방진고무의 강성계수인 $1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^6$ (N/m)사이의 값을 갖어야 한다. 또한 방진고무의 제작상 문제 등에 의하여 좌우 마운트고무의 전단력 방향의 강성계수는 서로 같고, 전단방향과 압축방향의 강성계수비는 일정한 값 이하이어야 한다는 등의 제한조건이 있다.

또한 엔진룸의 제한으로 인한 각 마운트의 부 착위치와 각도의 공간적 제한과 강성계수의 허용 범위 등이 제한조건으로 존재한다. 표 1에 설계 변수의 경계 제약조건을 요약하였다.

Table 1 Side Constraints of Design Variables

mount	Left		Right		T/M	
	lower bounds	upper bounds	lower bounds	Upper bounds	lower bounds	upper bounds
x	104.4	304.4	104.4	304.4	-935.4	-735.4
y	226.3	266.3	-242.8	-202.8	80.0	120.0
z	18.4	58.4	18.4	58.4	95.4	135.4
ϕ	30	70	-70	-30	-10	10
θ	-10	10	-10	10	-45	45
ψ	-10	-10	-10	10	-10	-10
K_x	1×10^4	1×10^6	1×10^4	1×10^6	1×10^4	1×10^6
K_y					1×10^4	1×10^6
K_z	1×10^4	1×10^6	1×10^4	1×10^6	1×10^4	1×10^6

3.3 최적화 프로그램^{17)~19)}

본 연구에서 이용한 최적화 프로그램은 C 언어로 작성되었으며, 최적화 알고리즘은 ALM (Augmented Lagrange Multiplier)방법과 BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) 알고리즘을 이용하였으며, 일차원 탐색 알고리즘은 Golden-Section Method를 사용하였다. 프로그

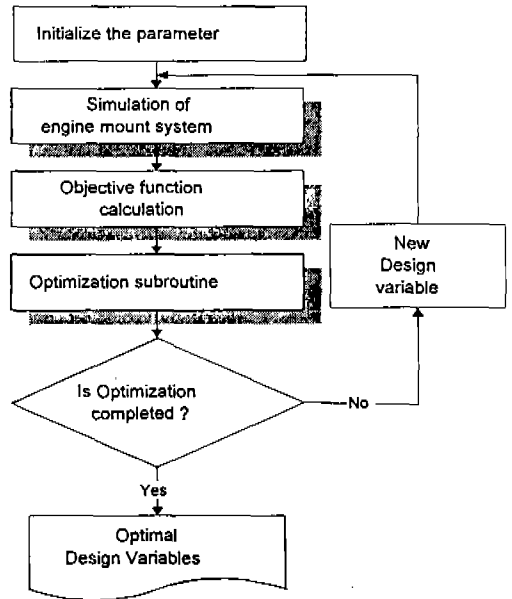


Fig.2 Flowchart of Engine Mount Optimization System

램은 운동방정식의 수치적분, 목적함수 계산부분, 최적화 서브루틴으로 구성되어 있으며 전체의 흐름도는 그림 2와 같다.

4. 엔진 마운트의 최적설계 및 컴퓨터 시뮬레이션

대상 엔진의 마운트에 대하여 최적설계를 수행하여 결정된 새로운 마운트 조건의 타당성을 검증하기 위하여, 초기 엔진마운트 장착조건과 최적화 수행 결과 얻은 최적 엔진마운트 장착조건 하에서의 운전석의 PSD와 차체 프레임에 전달되는 힘과 모멘트를 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 서로 비교하여 보았다.

엔진 마운트계의 최적설계에 사용된 대상 엔진의 관성제원과 엔진 가진력을 해석하기 위한 데 이타는 표 2, 3과 같다.

다음 표 4와 5는 최적설계를 수행하기 이전의 초기 엔진 마운트계의 마운트 조건, 즉 마운트 방진고무의 강성과 장착위치 및 장착각도를 나타 낸 것이다.

Table 2 Mass and Moment of Inertia of Engine + T/M and Body (kg · m²)

Engine + T/M	Mass	315kg		
	I _{xx}	9.78	I _{xy}	-1.56
	I _{yy}	26.51	I _{yz}	-5.12
	I _{zz}	23.79	I _{zx}	0.46
Body	m _B	1,744	I _{Bxx}	910.38
	m _{F1} , m _{F2}	74	I _{Byy}	4,625.84
	m _R	142	I _{Rxx}	5.51

4.1 차체에 전달되는 엔진가진력의 크기를 목적함수로 한 경우

먼저 차체에 전달되는 엔진가진력의 크기를 목적함수로 하여 최적화를 수행하였다. 초기 엔진 마운트 고무의 강성계수, 장착위치 및 장착각도와 최적화를 수행하여 얻은 최적치를 비교하면, 좌우 마운트의 압축 및 전단강성계수와 트랜스미션의 x, y방향 강성계수는 감소하였다. 그림 3은 각 방향별 전달력을 비교한 것이다. 접선은 초기 엔진마운트에서의 전달력이며 실선은 최적화 후의 전달력이다. 전달력의 피크치를 비교해보면 x방향 전달력은 거의 차이가 없으나, y방향과 z방향 수직력은 많이 감소하였으며, 특히 z방향 수직력은 초기치 135.9N에서 95.3N으로 약 70% 수준으로 감소하였다. x방향 모멘트의 최대-최소값(Peak to Peak)을 비교하면 294.7 N-m에서 155.7N-m로 58% 이하 수준으로 줄

Table 3 Data for the Exciting Force Analysis

엔진의 회전속도	750rpm
왕복 상당질량	0.955kg
실린더내의 가스압력	9.7E-4kg/m ²
크랭크 회전반경	0.034m
커넥팅로드의 길이	0.128m
피스톤 단면적	70.88E-4m ²
커넥팅로드의 관성모멘트	0.2kg-m ²
커넥팅로드의 질량	3kg
엔진 C.G와 피스톤편 사이의 거리	0.13m
엔진 C.G와 크랭크축 사이의 거리	0.07m
엔진 C.G와 수직합력 작용점 사이의 거리	0.03m

Table 4 Locations and Angles of Engine Mount

		x	y	z
장착위치(mm)(엔진 c.g에서 각 마운트까지)	Left	204.4	246.3	38.4
	Right	204.4	-222.8	38.4
	Transmission	-835.1	0.1	115.4
장착각도(deg)	Left	60	0	0
	Right	-60	0	0
	Transmission	0	0	0

Table 5 Properties of Mount Rubber

Location	Axis	Stiffness	Damping Coefficient
Left/Right	압 축 방 향	$67.34 \times 10^4 [N/m]$	$4,983.5 [N \cdot sec/m]$
	전 단 방 향	$9.38 \times 10^4 [N/m]$	$4,983.5 [N \cdot sec/m]$
T/M	x축	$24.16 \times 10^4 [N/m]$	$3,541.4 [N \cdot sec/m]$
	y축	$6.31 \times 10^4 [N/m]$	$3,541.4 [N \cdot sec/m]$
	z축	$29.91 \times 10^4 [N/m]$	$3,541.4 [N \cdot sec/m]$

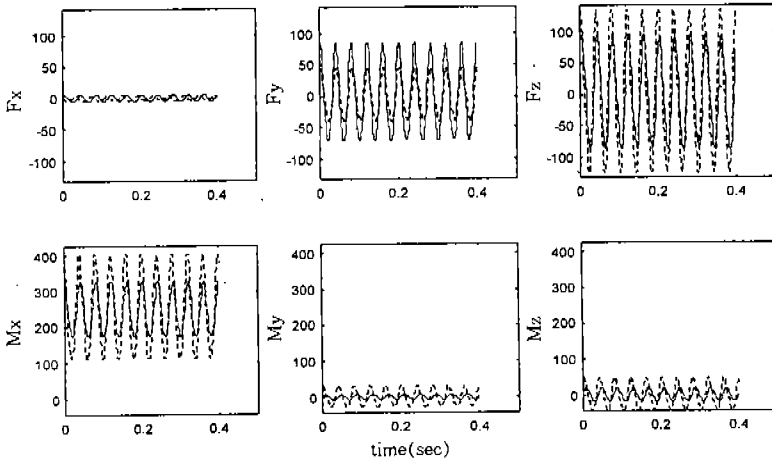


Fig.3 Comparison of Transferred Forces

었으며, y방향과 z방향 모우멘트도 상당수준 감소하였음을 볼 수 있다.

그림 4는 최적화 이전과 이후의 운전석의 가속도 PSD의 WRMS이다. 그림에서 알 수 있듯이 새로운 엔진 마운트 조건하에서 운전석의 가속도의 PSD는 변경전에 비하여 그다지 개선되지 않았음을 알 수 있다. 이는 목적함수를 프레임에 전달되는 엔진가진력의 크기로 하였기 때문에 전달력은 감소되었으나 가속도 PSD에는 별로 영향을 미치지 않기 때문이다.

4.2 운전석가속도 PSD의 가중유효치 (Weighted Root Mean Square)를 목적함수로 한 경우

운전석의 수직가속도 PSD의 WRMS를 목적함수로 취하고, 장착위치나 장착각도, 강성계수를 모두 설계변수로 고려한 경우, 장착위치만을 고려한 경우, 장착각도만을 고려한 경우, 그리고

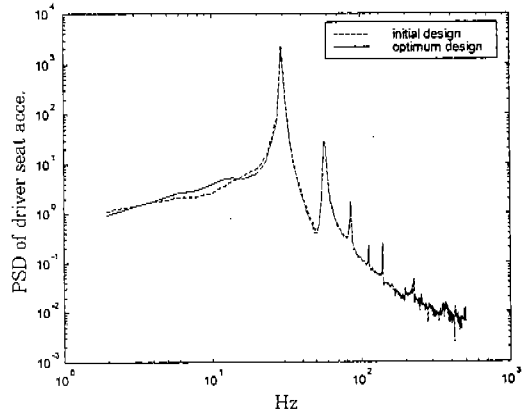


Fig.4 PSD of Acceleration at Driver's Seat

강성계수만을 고려한 경우로 나누어 살펴보았다.

case 1 : 장착위치, 장착각도와 강성계수를 모두 설계변수로 한 경우

그림 5는 최적화 프로그램의 수행시 목적함수 값의 변화 양상을 그린 것이다. 목적함수 값이 초기 엔진마운트에서 7.05이었던 것이 741번의 반복계산 후 0.62로 감소하였다. 표 6은 최적화 수행후 설계변수의 변화를 초기 설계값과 비교한 것이다.

그림 6은 운전석 가속도의 PSD를 비교한 것이다. 5차항까지의 피크치 모두가 초기안에 비하여 감소하였으며, 전반적으로 PSD의 크기가 크게 감소하였음을 확인할 수 있다.

그림 7은 운전석 가속도의 시간 해석결과를 비교한 것이다. 운전석 위치의 z방향 가속도의 피크치를 보면 초기 엔진마운트의 경우 약

5.07m/sec²에서 최적화후 1.42m/sec² 정도로 감소하였다.

그림 8은 마운트를 통해 차체 프레임에 전달되는 힘과 모우멘트를 비교한 것이다. y방향 전달력은 45.2에서 11.2로 25% 수준으로 감소하였고, z방향 전달력은 135.9에서 80.9로 60% 수준으로 감소하였으나, x방향 전달력과 y방향 모우멘트는 초기설계안에 비해 다소 증가하였음을 볼 수 있다. 이는 목적함수를 운전석의 수직 가속도 PSD의 WRMS치로 하였기 때문에 수직 방향은 중요하게 부각되나 수평방향은 중요하게 처리되지 않은 때문이다.

case 2 : 장착 위치만을 설계변수로 고려한 경우

장착위치만을 설계변수로 고려하여 최적화를 수행하였을 때, 목적함수값은 초기 엔진마운트에

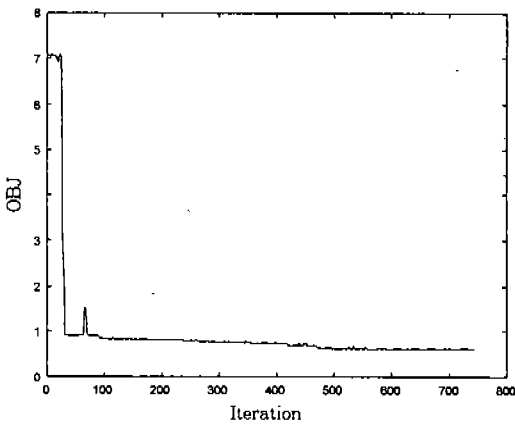


Fig.5 Variation of Object Function Values

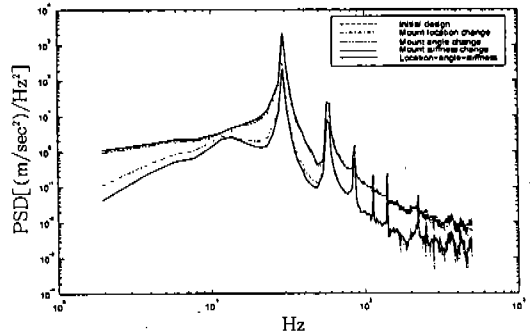


Fig.6 Comparison of PSD of Acceleration at Driver's Seat

Table 6 Optimized Design Values for Case 1

	Optimize design value		
	Left mount	Right mount	T/M mount
X	104.4	304.4	-735.4
Y	226.3	-242.8	120
Z	18.4	18.4	-95.4
φ	30	-70	0.17
θ	10	10	1.01
ψ	-7.85	10	-0.17
K _x			299,014.3
K _y	93,730	93,730	241,600
K _z	673,340	673,340	63,100

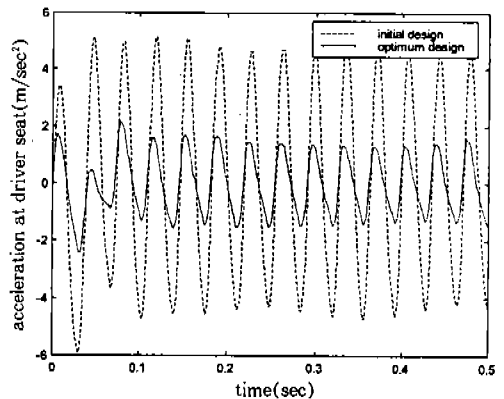


Fig.7 Accelerations at Driver's Seat

서 7.05에서 최적화 후 0.92로 감소하였다. 표 7은 최적장착위치를 표시한 것이다. 9개의 설계 변수가 모두 상한치나 하한치에 도달해 있는데 승객부에 전달되는 가속도를 목적함수로 삼았기

Table 7 Optimized Design Values of Mount Location

	Left	Right	T/M
x	0.10	0.30	-0.74
y	0.23	-0.24	0.12
z	0.02	0.02	-0.10

Table 8 Optimized Design Values of Mount Angle

Design variable	Optimized design	Direction cosine	Optimized design
ϕ_L	0.57	$\theta_{Lx'} x$	33.87
θ_L	0.17	$\theta_{Ly'} y$	35.50
ψ_L	-0.17	$\theta_{Lz'} z$	14.11
ϕ_R	-1.22	$\theta_{Rx'} x$	70.32
θ_R	-0.17	$\theta_{Ry'} y$	68.94
ψ_R	0.12	$\theta_{Rz'} z$	12.17
ϕ_T	0.17	$\theta_{Tx'} x$	66.30
θ_T	1.15	$\theta_{Ty'} y$	19.56
ψ_T	-0.17	$\theta_{Tz'} z$	66.30

때문에 가진원과의 거리에 민감한 것으로 생각되고 설계범위를 넓게 잡으면 더 향상된 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그림 6에 운전석 가속도의 PSD를 표시하였으며 피크값들과 전반적인 레벨이 낮아졌음을 볼 수 있다. 운전석 가속도의 피크의 크기를 비교해 보면 초기안에 비해 감소하였음을 볼 수 있다.

case 3 : 장착각도만을 설계변수로 고려한 경우

이번에는 장착각도만을 설계변수로 하여 최적화를 수행하였다. 장착각도를 변경할 때는 운전석의 가속도의 변화에 미치는 영향이 적음을 알 수 있다. 그림 6에 운전석 가속도의 PSD를 비교하였다. 운전석 가속도의 시간영역 해석결과를 비교하면 초기안과 최적설계안이 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 표 8은 초기설계안의 장착각도와 최적설계안의 장착각도와 방향여현을 비교한 것이다. 초기안에서 변화가 큰 설계변수는 좌우 마운트의 x축에 대한 장착각도 뿐이며, 나머지는 변화가 미미하다. 현장에서 좌우 마운트에 대한 x축에 대한 장착각도를 주로 조정하고 있으며, 장착각도 설계변수 중 가장 민감한 항목임을 알 수 있다.

case 4 : 강성계수만을 설계변수로 고려한 경우

장착위치를 장착각도는 그대로 두고 강성계수만을 설계변수로 고려하여 최적화를 수행했을 때

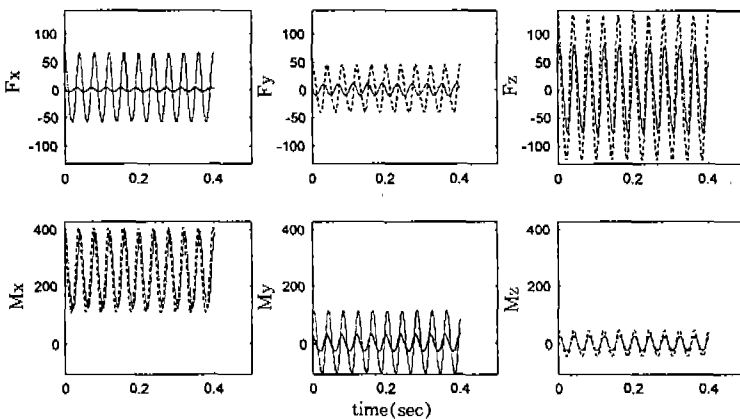


Fig.8 Transferred Forces

Table 9 Optimized Design Values of Mount Stiffness

	Left mount	Right mount	T/M mount
K_x	93730	93730	239280
K_y			241600
K_z	673340	673340	63100

의 목적함수 값은, 초기 엔진마운트일 때 7.05에서 최적화 후 6.32로 감소하였다. 그림 6에 운전석 가속도의 PSD를 비교하였으며, 강성계수만을 설계변수로 고려한 경우에도 장착각도를 변화시킨 경우보다 더욱 향상된 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 운전석 가속도의 시간영역 해석 결과를 비교해 보면 초기안에 비해 최적화 후의 피크치를 비교하면 약 15% 정도의 향상이 이루어 졌다. 표 9는 강성계수의 변화를 비교한 것이다. 좌우 마운트의 경우 횡방향 강성계수는 상한치까지 증가하였고 압축방향 강성계수는 하한치까지 감소하였다. 트랜스미션 마운트의 경우 x방향 강성계수가 하한치까지 감소하였으나 y와 z방향의 강성계수는 변화가 크지 않았다.

5. 결 론

전체 차량과 엔진마운트계를 모두 포함하여 모델링하고 엔진마운트계의 전달력과 운전석의 가속도를 해석하였다. 본 연구에서 고려한 차량은 전륜이 독립현가방식이고, 후륜은 차축현가방식으로서, 차체의 수직운동, 롤, 피칭과 전후차축의 수직운동과 롤을 고려한 전차모델링을 하였다. 엔진마운트의 고무는 3방향의 강성계수를 사용하여 모델링하였으며, 엔진은 병진운동과 회전운동의 강제운동을 하는 6자유도로 모델링하였다.

엔진가진에 의한 진동을 저감하기 위한 마운트 재설계를 위하여 인체에 미치는 승차감률 목적함수로 하여 승차감을 최적화하는 엔진마운트의 파라미터를 구하였다. 그리고 차체에 전달되는 엔진가진력의 크기를 최소화하는 엔진마운트의 파라미터와 비교하였다. 개발한 프로그램의 신뢰성

을 검증하고자 초기 엔진 마운트와 최적화 수행 결과로서 얻어진 새로운 엔진 마운트 조건하에서 차체에 전달되는 힘과 모멘트와 운전석의 수직 가속도 PSD의 WRMS값에 대한 해석결과를 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 서로 비교하였다.

시뮬레이션을 수행한 결과 운전석의 수직 가속도의 PSD가 개선됨을 알 수 있어 개발한 엔진 마운트 최적화 프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 개발한 최적화 프로그램은 엔진마운트계에 대한 최적설계 및 엔진의 진동특성을 개선하는 데 이용할 수 있으리라 사료된다.

후 기

본 연구는 95년도 전남대학교 자동차공학 학술연구비의 지원으로 수행되었으며, 도움을 주신 아시아자동차(주) 관계자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. J.E. Bernard and J.M. Starkey, "Engine Mount Optimization", SAE Paper 830257, 1983.
2. C.J. Radecliff, M.N. Picklemann, and D.S. Hine, "Simulation of Engine Idle Shake Vibration", SAE Paper 830259, 1983.
3. P.E. Geck, and R.D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization", SAE Paper 840736, 1984.
4. 정해일, "가변기동화에 따른 소형디젤 엔진의 진동특성 연구", 한국 과학기술원 석사학위 논문, 1983.
5. 김동우, 조청훈, "전산을 이용한 엔진지지계의 평가 및 설계", 자동차공학회지, Vol. 9, No. 2, 1987.
6. 김한성, 최동훈, 박경진, "승용차용 엔진 마운트 시스템의 진동해석 및 최적설계", 한양대학교 석사학위 논문, 1991.
7. 박석태, 정경렬, 이종원, 김광준, "엔진 마운트용 고무의 동력학적 모델링", 대한기계학회 논문집, Vol. 10, No. 5, 1986.

8. 이종원 외, “가변기통 엔진에서의 최소진동 마운트계 설계를 위한 전산시뮬레이션”, 대한기계학회 논문집, Vol. 10, No. 3, pp. 305~315, 1986.
9. 정경렬, 조치영, 김광준, 이종원, “실험적 모드 해석을 통한 엔진 마운트계의 동력학적 모델링”, 자동차공학회지, Vol. 10, No. 2, pp. 39~45, 1988.
10. 이종원, 김추호, “다구찌 방법을 이용한 컴퓨터원용 강건설계기법의 개발”, 대한기계학회 논문집, Vol. 18, No. 2, pp. 278~291, 1994.
11. 황인수, 지상현, 고병식, “Lanos의 Engine Mount의 최적설계”, 제어자동화 시스템공학회지, Vol. 2, No. 6, pp. 14~19, 1996.
12. 허덕재, 장한기, “대형엔진의 마운트 최적설계를 위한 고찰”, 한국소음진동공학회지, Vol. 6, No. 3, pp. 274~285, 1986.
13. 박노길, “차량 엔진동력계의 마운트설계에 관한 연구”, 자동차공학회논문집, Vol. 4, No. 1, pp. 36~54, 1996.
14. C.M. Harris, Shock Vibration Hand Book, McGraw-Hill, 1988.
15. S.S. Rao, Mechanical Vibration, Addison-Wesley, 1986.
16. M. Paz, Structural Dynamics, Van Nostrand Reinhold, 1991.
17. G.S.G. Beveridge and R.S. Schechter, Optimization : Theory and Practice, McGraw-Hill, 1970.
18. G.N. Vanderplaats, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, McGraw-Hill, 1984.
19. J.L. Kuester and J.H. Mize, Optimization Technique with Fortran, McGraw-Hill, 1973.