한국소음진동공학회지 제 7 권 제 4 호, pp. 681~688, 1997.

〈논 문〉

후륜구동 차량의 소음 진동 성능향상을 위한 엔진마운트 최적설계에 관한 실험적 연구

An Experimental Study of Engine Mount Optimization to Improve Noise and Vibration Quality of F.R. Vehicle

이 준 용* · 김 찬 묵**

Joon-Yong Lee and Chan-Mook Kim

(1997년 5월 8일 접수 ; 1997년 7월 7일 심사완료)

Key Words :Engine Mount (엔진마운트), Moment of Inertia (관성모멘트), Torque Roll Axis (토크롤축)

ABSTRACT

The purpose of engine mount system is to reduce the noise and vibration caused by engine vibration, and to decouple the roll and bounce mode at idle. To reduce the noise and vibration level in a vehicle, it is important to make the design optimization of engine mount system that consider the moment of inertia and inclination of mount rubber. As a result, according to the definition of Torque Roll Axis (TRA), the vibration axis at idle must be on the TRA or very close to it. In this paper, we studied the effect of the design optimization of engine mount system. And we have achieved good improvements in noise and vibration quality of F. R. vehicle.

1. 서 론

최근 차량의 승차감에 대한 소비자의 기대수준이 중요시 되고 있으며, 특히 실내소음 및 진동측면의 관심이 극대화 되고 있다. 차량의 진동 및 실내소음에 영향을 미치는 인자는 파워트레인(engine+transmission), 샤시계, 차체, 구동계, 각종 마운트, 조향계, 흡배기계 및 흡차음 특성등이 있다. 특히 엔진에서 발생하는 폭발에 의한 가진력은 승차감을 저하시킬 뿐 아니라, 차량의 내구성 저하에도 커다란 인자로 작용한다[1]. 엔진 마운트계를 최적설계하기 위하여 엔진 및 구동계와 차체로 전달되는 진동을 최소화하는 것은 무엇보다도 중요하다.

본 연구에서는 차량의 진동소음 저감을 위한 개선 및 선행작업의 일환으로 파워트레인의 관성제원을 고려하여 엔진마운트 장착각을 결정하기 위한 최적설계 기법을 정립하였으며, 실제 개발차량에 적용한 결과를 비교 검토하였다.

2. 엔진 마운팅 기법

차량에서 최적의 마운트를 설계하려면 무엇보다도 어떠한 운행조건에서도 엔진의 자세를 유지하도록 마운트 러버가 높은 강성을 가져야 하고, 진동절연성을 향상시키기 위하여 마운트 러버가 최대한 부드러워야 하므로 이를 동시에 만족시키기 위해서는 상당한 노력이 필요하다. 본 연구에서는 토크롤축에 대한 설계기법을 정립하였으며, 이를 실제 개발차량에 적용하여 진동소음의 개선효과를 확인하였다.

Table 1은 엔진마운트의 목표주파수이고, Table 2는 엔진의 탄성진동(200Hz~400Hz)특성이며 이는 실내에서 부밍노이즈(booming noise)및 럼블링 노이즈(rumbling noise)에 지대한 영향을 미치므로 엔진 마운트 설계 시에 중점적으로 고려하여야 한다[3].

*정회원, 대신엔지니어링

**정회원, 국민대학교 기계 · 자동차 공학부

Table 1 Target frequency of engine mode[4]

Mode	Mode shape	Target Frequency
Fore-Aft	전후방향 -병진운동	-Roll과 비연성 -7 Hz 이상
Lateral	좌우방향 -병진운동	-7Hz 이상 (선회시 측방향충격)
Bounce	상하방향 -병진운동	-11~13Hz(wheel hop 회피) -8Hz 이상 -Roll 과 비연성
Roll	엔진 크랭크 축방향 -회전운동	-Idle회전수 2차성분의 1/2 이하 -Idle회전수 1/2차성분과 비연성 -Jerk 와 비연성
Yaw	수직 축에 대한 -회전운동	-Idle회전수 2차성분의 1/2 이하 -Roll Mode와 비연성
Pitch	좌우 축에 대한 -회전운동	-11~13Hz(wheel hop 회피) -8Hz 이상 -roll 과 비연성

Table 2 Frequencies of engine[4]

Kinds of engine vibration	Frequency
엔진 크랭크축 굽힘 진동	300~400Hz
엔진 블록 진동	800Hz
엔진과 T/M의 탄성진동	150~250Hz
엔진마운트 브라켓의 공진	150~600Hz
엔진마운트 러버의 진동절연율	*20 dB 이상

3. 마운팅 최적설계

3.1 엔진마운트의 운동방정식[5]

일반적으로 엔진은 탄성을 지닌 마운트러버에 의하여 지지된 6개의 자유도를 갖는 계로 취급되고, 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{x}+C\dot{x}+Kx=fe^{i\omega t} \tag{1}$$

여기서 x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$는 엔진의 운동변위, 속도, 가속도를 의미하며, M은 엔진의 6×6 질량 메트릭스이며, C는 마운트의 6×6 점성 메트릭스, K는 마운트의 6×6 강성 메트릭스를 의미하며, ω는 엔진의 가진 주파수이다.

엔진의 고유진동수는 다음 식과 같이 정리된다[6].

$$\begin{vmatrix} K_{11}-m\omega^2 & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22}-m\omega^2 & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33}-m\omega^2 & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44}-m\omega^2 & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55}-m\omega^2 & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66}-m\omega^2 \end{vmatrix}=0 \tag{2}$$

마운트의 강성 메트릭스 K는 동적 강성 메트릭스 K'와 점성 메트릭스 D의 합으로 표시할 수 있으며, 임의 위치 i에서의 마운트 강성 메트릭스 K_i는 다음과 같이 표현된다[5].

$$K_i=A_i\,K_i'\,A_i^T \quad \text{(static stiffness)} \tag{3a}$$

$$K_i=\eta_i A_i\,K_i'A_i^T \quad \text{(dynamic stiffness)} \tag{3b}$$

$$K_i=l_i\eta_i A_i\,K_i'A_i^T \quad \text{(hysteretic stiffness)} \tag{3c}$$

여기서 A는 회전에 대한 3×3 메트릭스, K'는 압축전단 방향의 3×3 동적 강성 메트릭스, η는 마운트의 동적/정적 강성 비이며, l은 마운트의 손실계수이다. 결국 엔진 중심의 운동을 나타내는 식은 다음과 같다[5].

$$x=[(K-\omega^2M)+i(D+\omega C)]^{-1}\boldsymbol{f}e^{i\omega t} \tag{4}$$

3.2 마운트 위치선정

엔진마운트 위치를 선정하려면 먼저 엔진을 강체로 고려하는 저주파수 영역과, 탄성체로 고려하는 고주파수 영역으로 고려하여야 한다.

파워트레인계의 마운트 위치선정은 저진동수 영역에서는 강체로 고진동수 영역에서는 탄성체로 고려하여 마운트의 최적위치를 결정한다. 그러나, 목표주파수가 낮으면 마운트계의 고유진동수에 접근하게 되어 공진이 일어나므로 주의가 필요하다. 엔진은 강체로서 30Hz 이하에서는 강체모드인 3개의 병진운동과 3개의 회전운동이 발생하며 이를 비연성시키기 위하여 파워트레인의 질량, 무게중심, 탄성중심, 주관성축, 토크롤 축(torque roll axis)에 대한 값을

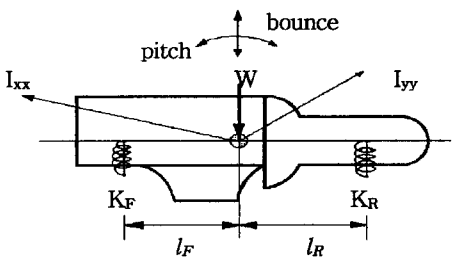


Fig. 1 Stiffness of engine mount

알아야 한다. 엔진마운트는 파워트레인의 노드점(nodal point)에 일치시키고 또 다른 마운트는 충격중심에 일치시켜야 한다. 동시에 파워트레인의 피치모드와 바운스모드를 비연성 시키기 위하여 Fig. 1에서 식 (5a, 6b)가 만족되어야 한다[7].

$$I_F \times K_F = l_R \times K_R \tag{5a}$$

$$l_F \times l_R = I_{yy}/M \tag{5b}$$

여기서,

l_F : C.G에서 전방마운트점까지의 거리

l_R : C.G에서 후방마운트점까지의 거리

Iyy : Y축에 대한 주관성모멘트

M : Power train의 질량

K_F, K_R : 전후방 마운트의 스프링 상수

마운트를 노드점에 위치시켜 반력을 최소화 시키며, 전방 마운트는 충격중심에 위치시키는 것이 바람직하다.

3.3 탄성 중심

탄성축의 정의에 의하면 탄성축에 작용하는 힘은 일정방향의 변위만 발생시키고, 물체는 회전없이 병진운동만을 하며, 이와 반대로 우력이 탄성축을 따라 작용하면 병진운동없이 회전운동만 하게 된다. 여기서 탄성축의 위치는 정적 처짐에 의하여 결정되며 물체의 관성 및 무게중심과는 무관하다[3]. 따라서 엔진의 여러 진동모드를 비연성 시키기 위한 요구조건은 엔진의 탄성중심과 엔진의 질량중심과 일치시키는 것이지만, 이는 실제 구조상 불가능하다. 따라서, 엔진의 진동모드를 비연성 시키기 위하여 엔진마운트의 장착각도를 조정하고 탄성중심이 토크 작용축선상에 일치하도록 하면 된다. 그 예는 Fig. 2와 같다[1].

$$\frac{a}{b} = \frac{(k-1)\tan\theta_c}{k+\tan^2\theta_c} \tag{6}$$

여기서,

러버 마운트간 거리 : 2b 장착각 : θ_c

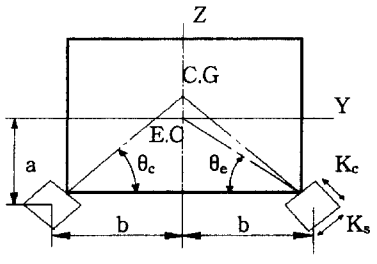


Fig. 2 Elastic center and center of gravity

압축강성 : K_c 전단강성 : K_s

스프링상수비 $k = K_c/K_s$

일반적으로 후륜구동차량은 3점지지 마운트로 구성되어 있으며, 전방마운트의 탄성중심은 파워트레인의 롤(roll)축과 일치하도록 설계되어야 한다. 그 결과 Y, Z 방향의 강체 병진운동과 롤모드가 비연성된다. 전방 마운트의 위치가 결정되면, 롤축에 대한 수직 위치가 결정될 수 있다. 경사마운트계의 탄성중심 (E. C) 높이 a 는 식 (6)으로 구할 수 있다. 위의 Fig. 2에서 Z 방향과 Y방향의 강성은 다음과 같이 정의된다[10].

$$K_z = 2K_s(k \times \sin^2\theta_c + \cos^2\theta_c) \tag{7a}$$

$$K_Y = 2K_s(\sin^2\theta_c + k \times \cos^2\theta_c) \tag{7b}$$

롤방향 강성은 다음과 같다.

$$K_{roll} = 2K_s\{(b\times\cos\theta_c + a\times\sin\theta_c)^2 + k(b\times\sin\theta_c - a\times\cos\theta_c)^2\} \tag{8}$$

결과적으로 탄성중심 E. C를 중심으로 롤 모드의 비연성 조건은 다음과 같다[7].

$$\tan(\theta_c - \theta_e) = (\tan\theta_c)/k \tag{9}$$

여기서,

θ_e = 전방마운트와 탄성중심과의 사이각,

θ_c = 전방마운트의 장착각도,

K_{roll} = 두개의 엔진마운트에 의한 엔진의 롤방향 강성이다.

만일 두 마운트의 축이 직각이라면 식 (10)으로 된다[8].

$$\frac{a}{b} = \frac{K_c - K_s}{K_c + K_s} \tag{10}$$

마운트 러버의 축방향에 대한 강성값은 항시 일정

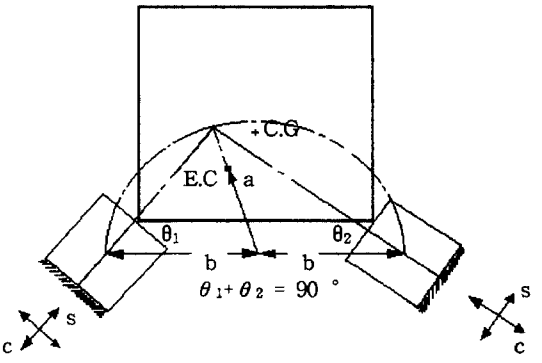


Fig. 3 Two equal mounts with axes normal to each other.

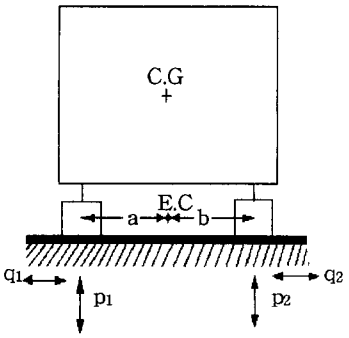


Fig. 4 Two vertical mounts with different rates

하므로 식 (11)과 같다.

$$K = K_C + K_S \tag{11}$$

회전방향에 대한 마운트러버의 강성값(K_α)은 식 (12)과 같다.

$$K_\alpha = 2b(b-a)K_c \tag{12}$$

이와 같은 마운트 각도 설계에 의한 마운트 각도 배열은 마운트 교차점이 반원으로 이루어진 선 위에 존재한다.

만일 마운트가 서로 다른 강성을 가지며, 수직으로 배열되어 있다면, 다음 Fig. 4와 같다[8].

여기서,

K_{p1}=좌측 마운트의 압축방향 강성
K_{p2}=우측 마운트의 압축방향 강성
K_{q1}=좌측 마운트의 전단방향 강성
K_{q2}=우측 마운트의 전단방향 강성
a=탄성중심에서 좌측 마운트까지 거리
b=탄성중심에서 우측 마운트까지 거리

이럴 경우 탄성중심은 식 (13)으로 구한다.

$$\frac{a}{b} = \frac{K_{p2}}{K_{p1}} \tag{13}$$

또한 수평, 수직 회전 방향의 상당 스프링강성은 다음과 같다.

$$\text{수직} : K_Z = K_{p1} + K_{p2} \tag{14a}$$
$$\text{수평} : K_Y = K_{q1} + K_{q2} \tag{14b}$$
$$\text{회전} : K_\alpha = K_{p1} \cdot a^2 + K_{p2} \cdot b^2 \tag{14c}$$

3.4 주관성축

차량의 진동특성에 지대한 영향을 미치는 파워트레인의 진동모드인 3개의 회전모드는 차량상태에서 확실히 절연시켜야 한다.

진자(pendulum)에 의한, 무게중심을 통과하는 임의의 축에 대한 관성모멘트를 측정하는 방법은 Fig. 5와 같다. 이와 같은 방법으로 주기를 구하여 주관성 모멘트를 구하고, 이를 고려하여 파워트레인의 마운트계를 설계할 수 있다.

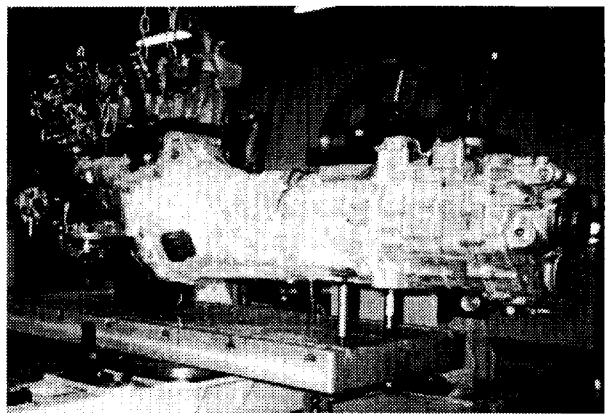


Fig. 5 Test equipment for moment of inertia. (pendulum type)

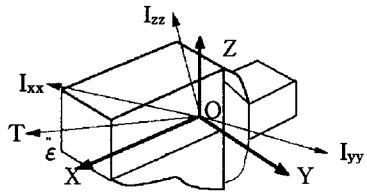


Fig. 6 Location of torque roll axis

3.5 토크롤축 (torque roll axis)

이 축은 엔진 폭발에 의한 구동 토크에 구속 받지 않고 자유롭게 엔진자체가 회전하려는 축을 말한다. 즉 토크롤축 (torque roll axis)은 반드시 파워트레인의 중심을 통과하여야 하며 엔진의 폭발에 의한 가진력은 회전중심축을 중심으로 주기적인 진동을 일으킨다. 엔진은 비대칭으로 Fig. 6과 같으며 파워트레인의 롤모드에 대하여 비연성 시켜야 한다. 이때, 마운트의 탄성축은 토크롤축상에 일치하도록 하며, 엔진의 롤모드가 토크롤축상에서 발생하도록 실험적으로 조절할 수 있다.

여기서,

OX, OY, OZ : principal inertia axis
OT : engine torque axis
$\ddot{\varepsilon}$: acceleration vector on TRA

토크롤축의 방향은 다음과 같다.

$$\phi_1 = \cos^{-1}\left[\frac{\cos\alpha}{I_{XX}\cdot\sqrt{\left(\frac{\cos^2\alpha}{I_{XX}^2}+\frac{\cos^2\beta}{I_{YY}^2}+\frac{\cos^2\gamma}{I_{ZZ}^2}\right)}}\right] \tag{15a}$$

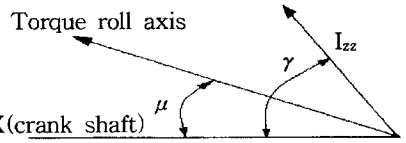


Fig. 7 Angle of torque roll axis and crank-shaft

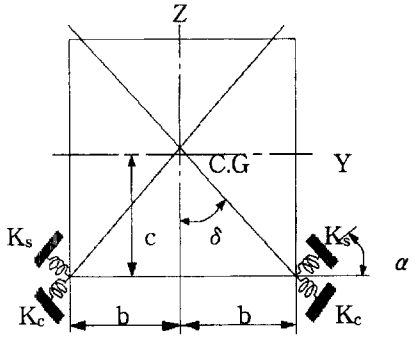


Fig. 8 Symmetric engine mount

$$\phi_2=\cos^{-1}\left[\frac{\cos\beta}{I_{YY}\cdot\sqrt{\left(\frac{\cos^2\alpha}{I_{XX}^2}+\frac{\cos^2\beta}{I_{YY}^2}+\frac{\cos^2\gamma}{I_{ZZ}^2}\right)}}\right] \quad (15b)$$

$$\phi_3=\cos^{-1}\left[\frac{\cos\gamma}{I_{ZZ}\cdot\sqrt{\left(\frac{\cos^2\alpha}{I_{XX}^2}+\frac{\cos^2\beta}{I_{YY}^2}+\frac{\cos^2\gamma}{I_{ZZ}^2}\right)}}\right] \quad (15c)$$

여기서 ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3는 토크롤 축과 X, Y, Z축 이 이루는 각이다. α, β, γ는 크랭크축과 X, Y, Z축이 이루는 각이다.

또한 크랭크샤프트와 토크롤축과 이루는 각 μ는 식 (16)으로 구하고, 이 관계는 Fig. 7과 같다.

$$\mu=\frac{\frac{\sin^2\gamma}{I_{XX}}+\frac{\cos^2\gamma}{I_{ZZ}}}{\sqrt{\frac{\sin^2\gamma}{I_{XX}^2}+\frac{\cos^2\gamma}{I_{ZZ}^2}}} \quad (16)$$

3.6 모드의 비연성

탄성중심을 지나는 탄성주축을 관성주축과 일치시키면 진동은 비연성으로 되며, 각 6 자유도의 진동수가 각기 다르게 나타나므로 진폭 및 모드의 계산이 쉽다. 그리고, 마운트 러버 설치후, 외력을 쉽게 해결하므로 고유진동수를 쉽게 해결할 수 있고, 발생되는 방진문제를 쉽게 해결할 수 있다.[4]

엔진의 토오크변동이 가진의 주력인 경우, 토크롤축의 비틀림만이 회전운동에 관여하며, 수직축방향의 병진운동은 일어나지 않는다. 따라서, 토크롤축상에 엔진마운트를 설치하여 토크롤축에 대한 복원

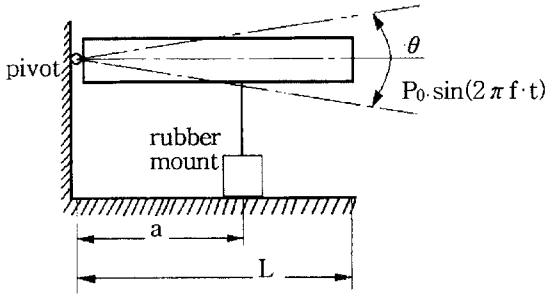


Fig. 9 Test set up for dynamic rate and damping of rubber mount

모멘트를 작게 줄일 수 있다. Fig. 8와 같이 마운트가 좌우대칭이며, 마운트의 지지면이 파워트레인의 $C.G$보다 아래 있고, XZ면과 δ각을 이룰 때, 비연성조건은 $K_{24}=0$ 이고 식 (17)이 성립된다[7].

$$\frac{(K_c-K_s)\times\sin\delta\times\cos\delta}{K_c\times\sin^2\delta+K_s\times\cos^2\delta}=\frac{c}{b} \quad (17)$$

이런 경우 상하방향의 고유진동수 ω_{33}와 좌우 방향의 고유진동수비 ω_{22}의 비 및 롤모드의 고유진동수 ω_{44}와 상하방향의 고유진동수비는 식 (18), (19)로 된다.

$$\left(\frac{\omega_{22}}{\omega_{33}}\right)^2=\frac{K_c\times\sin^2\delta+K_s\times\cos^2\delta}{K_c\times\cos^2\delta+K_s\times\sin^2\delta} \quad (18)$$

$$\left(\frac{\omega_{33}}{\omega_{44}}\right)^2=\frac{\gamma_x^2}{b^2}=1-\left(\frac{\omega_{22}}{\omega_{33}}\right)^2\times\frac{c^2}{b^2} \quad (19)$$

여기서 $\gamma_x^2=I_{xx}/M$으로 파워트레인의 회전반경이다. $Y-\delta$계의 비연성화 즉, 병진운동과 회전운동의 비연성화를 시키려면 ω_{22}, ω_{33}, ω_{44}를 목표치에 맞추어 δ와 K_c/K_s를 선택해야 한다.

3.7 엔진마운트 러버의 특성

먼저 엔진마운트의 형상을 고려하여 엔진마운트의 스프링상수를 결정하여야 한다. 이때, 스프링상수값은 엔진의 무게중심(C.G), 질량관성모멘트값 및 각각의 자유도에 대한 고유진동수의 연성 및 비연성 문제를 고려해야 한다. 엔진을 장착할 때 엔진의 진폭과 고유진동수를 알아야 하며 이 값들은 엔진의 질량, 마운트의 강성, 감쇠값에 의하여 결정된다. 이와는 반대로 진폭과 주파수를 알고 있다면 나머지 값들을 알 수 있다. 이 방법에 의하여 마운트 러버의 강성비와 감쇠값을 구하는데 사용된다.

Fig. 9와 같이 한쪽 끝이 피봇(pivot)되어 있는 보가 러버 마운트에 의해 지지되어 있다면, 마운트 위치는 마운트 러버의 초기 처짐을 결정하여 준다. 여

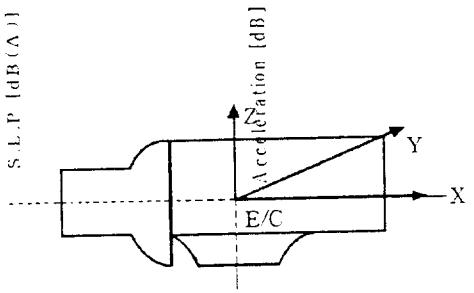


Fig. 10 Coordinate of powertrain

기서, 보의 극관성모멘트와 가진력을 안다면 동스프링상수와 감쇠값을 알 수 있다[8].

여기서 구하고자 하는 마운트 러버의 동스프링상수 K' 및 감쇠값 C는 다음식 (20), (21)로 된다.

$$K'=\frac{4\pi^2 f^2 J}{a^2} \tag{20}$$

$$C=\frac{L\times P_o}{\pi a^2 f\theta} \tag{21}$$

여기서, f=가진 주파수
θ=가진 변위 (각도)
a=피봇 점에서 마운트까지 거리
L=피봇 점에서 가진기까지 거리
K'=동스프링 상수
C=감쇠 계수
Po=가진력
J=극관성 모멘트

4. 실험적 고찰

4.1 파워트레인의 관성제원 측정 방법

Fig. 5와 같은 파워트레인의 관성제원을 측정하기 위하여 관성제원실험 장치를 사용하여 진동수를 구하는 방법을 사용하였으며, 여기서 사용된 좌표축은 Fig. 10과 같고 그결과는 Table 3~6과 같다

4.2 파워트레인의 모달 테스트

파워트레인의 모드해석을 하기 위하여 Fig. 11과 같이 장비를 구성하였으며 경계조건은 자유지지법을 활용하였다.

파워트레인을 가진한 방법은 렌덤가진법으로 마운트 브라켓을 가진하여 각 측정점에서 취득한 전달함수를 커브피팅하였다.

이와 같은 방법으로 파워트레인의 모달 테스트를 실시한 결과는 Fig. 12과 같다.

Table 3 Engine center (mm)

X	Y	Z
−56	0.5	92.8

Table 4 Moment of inertia (kg · m²)

MASS	I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}	I_{XY}	I_{YZ}	I_{ZX}
296.2	8.53743	27.25228	26.0202	1.95371	-0.96458	-0.82066

Table 5 Principal moment of inertia (kg · m²)

I_{roll}	I_{pitch}	I_{yaw}
8.28829	27.87644	25.64250

Table 6 Directional cosines of principal axis

Moment of Inertia	X	Y	Z
I_{XX}	0.9931	0.1049	0.0516
I_{YY}	−0.0723	0.8977	−0.4346
I_{ZZ}	0.0920	−0.4278	−0.8992

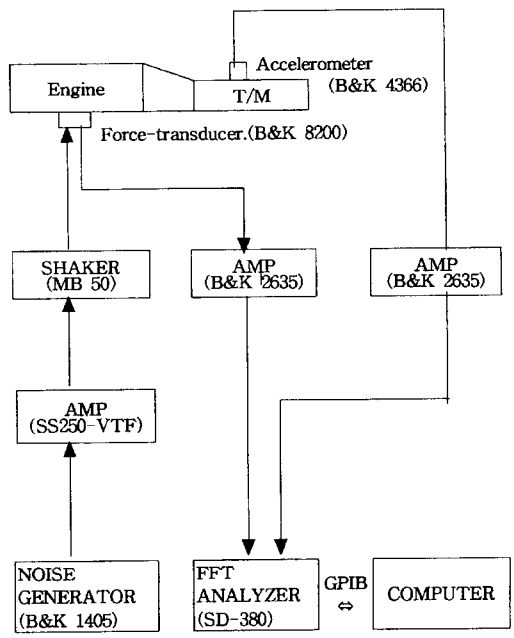


Fig. 11 Modal test set-up equipment

4.3 실차 평가 결과

실차 시험을 통하여 선행단계 및 설계단계에서 결정된 엔진마운트특성을 검증하는 것은 매우 중요하

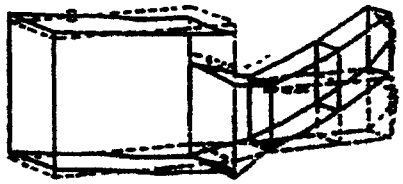
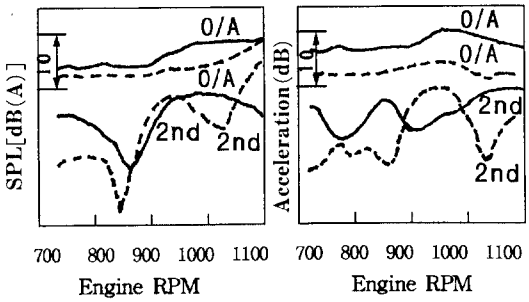


Fig. 12 Mode shape of powertrain



(a) Noise (b) Vibration
(before : ——after : ……)

Fig. 13 Interior noise and vibration at idle

며 구조진동소음(structure borne noise)에 의한 실내음질도 주파수 대역을 고려하여 평가하여야 한다.

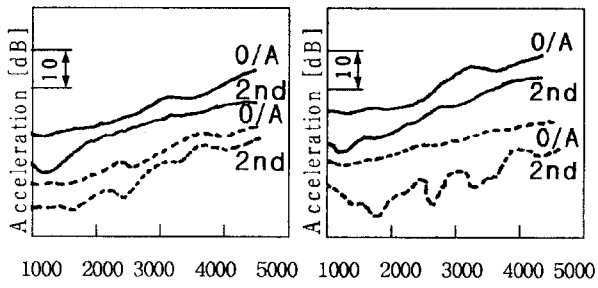
일반적으로 마운트의 절연량은 20 dB이상 확보하여야 하며, 동시에 파워트레인에 의한 강체 모드를 고려한 승차감 특성도 만족되어야 한다.

(1) 아이들 진동소음특성 평가

아이들운행 중에 플로어(floor), 시트(seat), 스티어링휠(steering wheel)은 20~50 Hz 영역에서 공진이 일어나 승객에게 불쾌감을 줄 수 있다. 엔진의 폭발 1차 성분(1st order) 및 2차 성분(2nd order)에 의하여 발생하는 엔진의 롤(roll) 진동은 엔진마운트, 배기계등을 통해 차체로 전달되어 공진되는 현상이 발생한다. Fig. 13은 아이들공진영역에서 공진이 일어나는 경우와 이에 대한 개선책으로 토크롤축 지지법에 의한 롤모드 비연성에 의해 아이들 영역에서 벗어나게 한 결과이다. 이러한 대책으로 실내소음이 3 dB(A) 저감되고 차체진동이 4 dB 저감되어 안락한 아이들 특성을 확보 하였다. 실선은 개선전에 대한 결과이며, 점선은 개선후에 대한 결과이다. 진동은 가속도, 소음은 음압 수준(S. P. L)으로 표시하였으며 실험결과치는 전체값(Overall)과 엔진의 폭발 2차 성분(2nd order)으로 비교하였다.

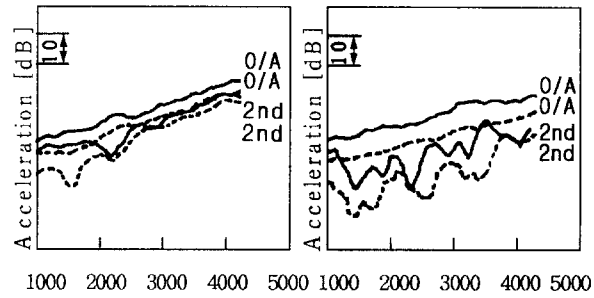
(2) 주행시 진동소음 평가

Fig. 14는 토크롤축 지지법과 노달포인트지지에 의한 것으로 엔진에서 전달되는 절연률을 비교한 것이다. 관성제원 및 탄성중심등을 고려한 토크롤 지지



(a) Engine mount (b) T/M mount
(engine side : —— frame side : ……)

Fig. 14 Isolation of engine mount



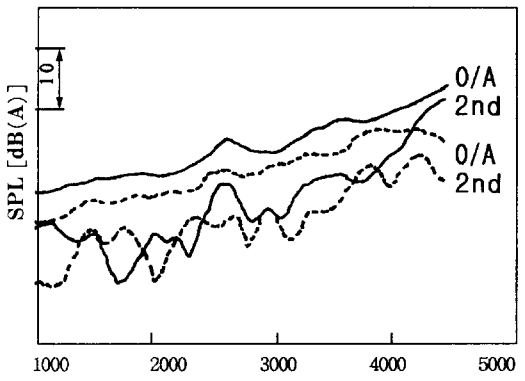
(a) Engine mount (b) T/M mount
(before : —— after : ……)

Fig. 15 Vibration of engine mount

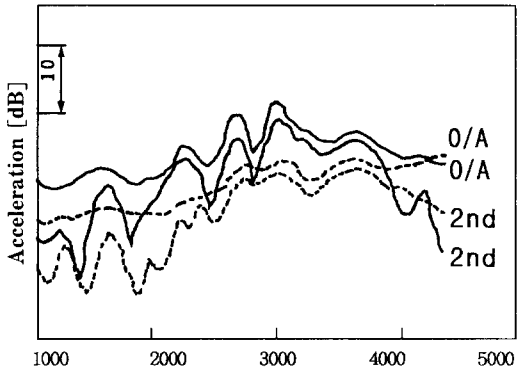
법에 파워트레인과 차체측의 진동절연량은 20dB 내외로 적절하다고 판단된다.

차체측 마운트 브라켓의 진동수준을 비교한 결과는 Fig. 15와 같다. 차체측 브라켓의 진동은 4~10 dB 저감되었으며, 이는 차체진동저감 및 실내소음저감에 크게 기대된다. 특히 실내소음의 주요인으로 작용하는 엔진의 2차 폭발성분이 저감되었으며, 이로 인해 실내소음저감이 기대된다.

Fig. 16은 주행시 측정한 실내소음 및 차체진동특성을 나타낸 것이다. 실내소음 데이타에서 알 수 있듯이 3600 rpm에서 발생하는 부밍노이즈(boom-ing noise)는 파워트레인의 공진에 의한 것으로, 이는 마운트 변경에 의하여 개선이 되었으며, 실내소음이 전 rpm구간에서 5 dB(A) 정도 저감되었다. 이는 차체진동 데이터에서 알 수 있듯이 전 rpm구간에서 2차 성분을 포함한 진동성분이 10 dB내외 저감된것이 주요인이다. Fig. 16에서 실선은 개선전에 대한 결과이며, 점선은 개선후에 대한 결과이다. 이 결과에 의하면 동일한 파워트레인에서 발생하는 주기적인 가진력이 작용하는 경우에 프레임 및 마운트 브라켓의 내구성 향상에도 지대한 개선효과가 있으리



(a) Interior noise



(b) Vibration of floor
(before : —— after : ……)

Fig. 16 Interior noise and vibration at 3rd gear-full acceleration

라 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 엔진마운트 설계시 고려해야 할 사항과 설계과정 및 시험적 접근방법 등을 제시하였으며, 특히, 파워트레인의 관성제원을 실험적인 방법으로 구하여, 실차 평가를 수행하였다.

이와같은 마운트 최적설계법을 실험적인 방법으로 검증을 실시한 바, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 엔진의 토크롤 축을 탄성중심과 일치시켜 아이들링시 6자유도 비연성으로 인해 차체진동 및 실내소음을 현저히 저감하였다.

(2) 주행시 엔진의 폭발에 의한 가진력이 차체로 전달되는 정도를 최소화하므로 차체진동 및 부밍 노이즈(booming noise)도 크게 개선되었다.

후 기

이 논문은 1996년도 국민대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구된 논문입니다.

참 고 문 헌

(1) Michael C. Kaye., "Some Aspects of the Truck Drive Train Vibration Problem," SAE 402A, pp. 1~27.

(2) Miroslav Demic, 1990." A Contribution to the Optimization of the Position and the Characteristics of Passinger Car Powertrain Mounts," Int. J. of Vehicle Design, Vol. 11, No. 1, Printer U. K. pp. 87~103.

(3) Ford Motor Co. P. E. Geck and R. D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization," SAE 840736, pp. 123~134.

(4) 정기섭, 1996, "NVH 향상을 위한 엔진 마운팅 기술," 자동차 소음진동 저감 대책 기술., pp. 17~27.

(5) H. Ashrafiun, Jan., 1992, "Dynamic Analysis of Engine Mount System," Journal of Vibration and Acoustics., Vol. 114, pp. 79~83.

(6) 日本 自動車技術 Handbook No. 1 基礎. 理論編 pp. 293~311.

(7) M. Horovitz, " The Suspension of Internal-Combustion Engine in Vehicles," Proc. Inst. Mech. Engrs. No. 1, pp. 17~51.

(8) F. F. Timpner, "Design considerations in Engine Mounting," SAE 966B, pp. 1~5.

(9) 박석태, 1991, "실험적 모우드 해석법에 의한 엔진관성제원 및 마운트 고무 스프링 상수 규명," 한국자동차공학회춘계학술 논문 1-7, pp. 52~62.

(10) 사종성, 1991, "실험적 모우드 해석을 통한 4 WD 자동차의 엔진 마운트에 관한 연구," 한국소음 진동공학회지 제1권 1호, pp. 39 ~43.