

차체의 유연성을 고려한 엔진마운트 최적설계

황인수*, 김태욱, 박우선, 고병식

Optimum Design of Engine Mount System Considering Body Flexibility

Hwang In Soo*, Kim Tae Uk, Park Woo Sun, Ko Byeong Sik

Abstract

As customer's demand for vehicle comfort is getting increased, vibration problem is very important issue in vehicle development. Engine is the main factor causing vehicle vibration, so that we should isolate detrimental transmitted excitation from engine. In order to solve this problem engine mounting system was properly optimized. Simulation was performed not only rigid body mode analysis but also flexible body mode analysis. We obtained the optimal locations and stiffness of engine mounts from simulation results, and had reasonable results from considering flexible body mode than only rigid body mode analysis.

Key words : 엔진마운트(Engine mount), 진동(Vibration), 최적화(Optimization), 유연모드(Flexible mode)

1. 서론

최근 자동차 기술의 발달로 인하여 차량의 고급화 추세가 가속됨에 따라 승차감의 개선은 차량의 성능 향상과 관련하여 매우 중요한 사항이 되었다. 자동차에 있어 엔진은 차량에 구동력을 주는 가장 중요한 부분이지만 동시에 소음, 진동을 일으키는 요인이 된다. 엔진마운트는 엔진에 의해 발생되는 가진력이 차체에 전달되어 유발되는 구조기인소음, 진동을 절연하는 기능을 갖고 있으며 동시에 엔진 하중의 지지 및 변위 제한, 충격 흡수 등의 역할을 하고 있다.

그러므로 엔진을 차체에 마운팅시키는 방법은 차량의 진동 특성을 결정하는데 매우 중요한 역할을 한다. 적절하게 설계된 마운팅 시스템이란 엔

진으로부터 차체에 전달되는 힘을 절연하는 기능을 갖고 있으며 엔진의 전달력이 확대되지 않도록 하며, 노면의 입력으로 인한 영향을 줄일 수 있어야 한다⁽¹⁾.

설계 초기 단계에서 엔진마운트 해석은 차체의 동적 특성을 고려할 수 없기 때문에 차량 모델을 16자유도계로 가정하여 해석을 수행한다. 그러나 일반적으로 20Hz이상에서 존재하는 차체의 Bending 및 Torsion 등 차체의 유연 모드들은 Idle Shake 특성에는 상당한 영향을 미친다. 본 해석에서는 차량의 Trimmed Body의 진동특성을 해석 모델에 추가하여 해석하였으며, 차체의 강체(Rigid Body) 특성만을 고려한 경우와 유연모드(Flexible Mode) 특성을 고려한 경우에 대한 해석 결과를 비교하였다.

황인수 대우자동차, 주임연구원
김태욱 대우자동차, 연구원
박우선 대우자동차, 선임연구원
고병식 대우자동차, 책임연구원 Ph. D

2. 이론적 배경

최적화 알고리즘은 엔진의 강체 모드에는 상관 없이 차량의 탑승자 부분의 응답을 최소화 하는

마운트 시스템을 구성하여 주파수 응답 함수의 면적을 최소화시키는 방법이다. 이 방법은 엔진의 강체모드에 관계없이 차량의 탑승자 부분의 응답을 최소한으로 하는 마운트 시스템을 결정하게 되며, 반응 민감도에 기초를 두는 최적화 알고리즘을 사용하고 있다. 설계 변수는 마운트 위치, 마운트 강성, 마운트 댐핑이다. 최적화 알고리즘은 가장 낮은 응답이 될 때까지 반복하여 설계 변수를 변화시킨다. 그러므로 결과로 얻어진 최종의 Response Level은 Baseline과 비교하여 현저하게 감소하게 되며 진동 절연 능력은 개선된다⁽²⁾.

2-1. 응답 최소화 이론

(Response Minimization Theory)⁽²⁾

시스템의 운동방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$(-\omega^2 M + j\omega C + jH + K) u = F \quad (2-1)$$

여기서,

$$j : \sqrt{-1}$$

ω : 각속도(Circular Frequency)

M : 질량행렬(Mass Matrix)

C : 점성댐핑행렬(Viscous Damping Matrix)

H : 구조댐핑행렬(Hysteretic Damping Matrix)

K : 강성행렬(Stiffness Matrix)

u : 응답벡터(Response Vector)

F : 가진힘벡터(Applied Force Vector)

or

$$Du = F \quad (2-2)$$

여기서,

D : 동강성행렬(Dynamic Stiffness Matrix)

$$D = -\omega^2 M + j\omega C + jH + K$$

Dynamic Stiffness의 변화 ΔD 와 Response 변화 Δu 에 의한 구조물의 변화를 고려하면 변경된 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(D + \Delta D)(u + \Delta u) = F \quad (2-3)$$

(2-2) 와 (2-3) 에서

$$D \Delta u + \Delta D(u + \Delta u) = 0 \quad (2-4)$$

반복연산법(Iterative Method)이기 때문에 한 Iteration의 크기는 매우 작다고 가정할 수 있다. Δu 가 u 에 비해 상당히 작기 때문에 $\Delta D \Delta u$ 는 무시된다고 하면 다음과 같이 정리된다.

$$\Delta u = -D^{-1} \Delta D u \quad (2-5)$$

Δu : Response Change Due to Structural Change

ΔD : Termed "Response Sensitivity"

2-2 해석 모델의 동적 모델링^(3,4,5)

2-2-1 분할체의 운동방정식

차체의 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{x}_b\} + [K]\{x_b\} = \{f_b\} \quad (2-6)$$

여기서, $[M]$: 질량 행렬

$[K]$: 강성행렬

$\{x_b\}$: 변위 행렬

$\{f_b\}$: 외력벡터

차체계의 물리좌표를 $\{x_b\}$ 로 하면 모달파라미터를 이용한 식은 다음과 같다.

$$\{x_b\} = \sum_{r=1}^n a_r \{\phi_r\} = [\phi] \{a\} \quad (2-7)$$

식(2-6)과 (2-7)을 이용하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[\bar{M}][\ddot{a}] + [\bar{K}][a] = [\phi]^T \{f_b\} \quad (2-8)$$

여기서, $[\bar{M}] = [\phi]^T [M] [\phi]$: 모달질량

$[\bar{K}] = [\phi]^T [K] [\phi]$: 모달강성

또한 강체로 모델링한 엔진마운트계에서 각 마운트의 엔진쪽 변위 x_m 은 무게중심의 병진과 회전벡터 x_{CG}, θ_{CG} 및 지지점의 무게중심에 대한 거리 r_m 으로 나타내어진다.

$$x_m = x_{CG} + \theta_{CG} \times r_m = x_{CG} + T \theta_{CG} \quad (2-9)$$

$$\text{여기서, } T = \begin{bmatrix} 0 & z & -y \\ -z & 0 & x \\ y & -x & 0 \end{bmatrix}$$

각 마운트는 회전 강성을 가지고 있지 않은 것으로 가정했기 때문에 각 마운트에 작용하는 반력은 엔진과 차체의 상대 변위에 의해서 다음과 같이 표현된다.

$$f = K(x_m - x_b) \quad (2-10)$$

여기서, K : 마운트 병진강성

따라서, 엔진마운트계의 운동방정식은 다음과 같이 무게 중심에 대한 3축 병진과 회전 운동의 6자유도계와 차체계 병진변위 x_b 로 나타내어진다.

$$[M_{aa}][\ddot{x}_a] + [K_{aa}][x_a] + \sum_i [K_{ab}]_i [x_b]_i$$

$$= \{f_a\} \quad (2-11)$$

여기서, $\{x_a\}_T = [x_{CG} \ \theta_{CG}]^T$

$$[K_{aa}] = \sum_i \begin{bmatrix} K_i & K_i T_i \\ T_i^T & T_i K_i T_i \end{bmatrix}$$

$$[K_{ab}]_i = \begin{bmatrix} K_i \\ T_i^T K_i \end{bmatrix}$$

식(2-11)은 차체계 변위 $\{x_b\}$ 와 마운트계 변위를 나타내는 $\{x_a\}$ 로 하여 2개의 영역으로 나누어 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_{aa} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ab}^T & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2-12)$$

2-2-2 연성계의 운동방정식

차체계의 운동방정식 식(2-8), (2-12)로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} [\overline{M}] & 0 & 0 \\ 0 & M_{aa} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha} \\ \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\overline{K}] & 0 & 0 \\ 0 & K_{aa} & K_{ab} \\ 0 & K_{ab}^T & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ x_a \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_b \\ f_a \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2-13)$$

여기서 모든 좌표와 물리좌표의 관계식 (2-7)을 이용하면 식(2-13)의 변위는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ x_a \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \\ \phi & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ x_a \end{Bmatrix} \quad (2-14)$$

이 식을 식 (2-13)에 대입하고 좌측에 $\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \\ \phi & 0 \end{bmatrix}^T$ 를 곱하면 연성계의 운동방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{bmatrix} [\overline{M}] & 0 \\ 0 & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha} \\ \ddot{x}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [\overline{K}] + \phi^T K_{bb} \phi & \phi^T K_{ba} \\ K_{ab} \phi & K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ x_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi^T f_b \\ f_a \end{Bmatrix} \quad (2-15)$$

식 (2-15)에서 외력을 0으로 하면 고유치 문제로 되고 그 결과, 고유진동 모드 $\{\alpha, x_a\}^T$ 가 구해진다. 이를 식(2-14)에 대입하면 모든 좌표계의 모우드가 구해진다. 또한 결합후의 물리좌

표계가 모우드의 선형합으로써 표현 가능하다는 가정 즉, 식(2-7)을 갖기 때문에 결합후의 계의 상태가 실제와 유사하려면 유한요소 해석의 모드수를 충분히 사용하여야 한다.

3. 해석 모델 및 차체 모델링 (Vehicle Modeling)

해석 모델은 전륜 구동 차량으로서 엔진은 직렬 4기통 엔진과 Auto Transmission이 장착되었다. 엔진부(엔진+변속기)는 무게중심이 병진과 회전변위로 나타나는 6자유도 강체로 모델링되며, 지지하는 마운트는 탄성 중심에서 주축 방향으로 강성을 가지는 선형 Spring으로 모델링하였다. 차체의 유연성 효과는 유한요소 모델의 모드 해석을 통하여 얻은 모달질량, 모달강성, 모드 벡터 들을 이용하였다. 엔진 마운팅 수는 총 4점이며 우측 마운트는 유압식이며, 다른 세 마운트는 모두 고무 마운트이다. Body는 강체 또는 Flexible Body로 모델링 되었으며 각각 4개의 Suspension이 Body를 지지하고 있다. Tire는 하나의 Spring으로 가정되며 지면에 대하여 탄성을 가진다. 이러한 방법으로 질량-스프링계가 구성되며, 엔진 및 Tire에서 기인하는 가진력 조건을 주었다. Response는 Front Seat Track과 Steering Wheel에서의 z 방향의 가속도를 취했으며, 이 지점에서 가속도의 크기를 최소로 하는 마운팅 위치 및 마운트 강성을 최적화하게 된다.

- (1) Flexible Body : Trimmed Body FE Model (Fig. 1)
- (2) Rigid Body : Powertrain(6DOF), Trimmed Body(6DOF), 4개의 Suspension(4DOF) (Total 16 DOF Model)
- (3) 가진력 입력은 엔진의 회전에 의한 관성력 및 연소에 의하여 발생하는 Force와 Moment, 그리고 Tire Wheel의 Unbalance Mass에 의한 발생력을 적용하였다.
- (4) 최소화하고자 하는 Response는 Seat Track과 Steering Wheel 에서의 z 방향의 가속도로 설정하였다.

4. 가진력 해석

4-1 엔진에 의한 가진력

엔진에 의하여 차체로 전달되는 Input Force는 크게 다음과 같다.

- 1) 피스톤의 왕복 운동에 의하여 발생하는 수직력
- 2) 피스톤의 운동에 의한 관성력 및 폭발 압력으로 인하여 실린더 내벽을 미는 힘에 의하여 발생하는 Torque Fluctuation

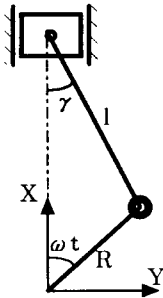


Fig. 2 Piston, Con Rod, Crankshaft Mechanism

엔진의 Unbalance Force는 엔진의 각 Part가 회전함에 따라 발생하는 불균형 질량에 의하여 발생하는 힘으로 피스톤과 커넥팅로드 그리고 크랭크샤프트의 운동에 의해서 발생된다. 즉 결과식으로 직렬 4기통 실린더의 회전운동에 의하여 발생하는 힘을 수식으로 간단히 나타내면 다음과 같다.

$$F = 4m \frac{R^2}{l} \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 (rpm)^2 \cos 2\omega t \quad (4-1)$$

여기서, m : 왕복운동 질량
(Piston Assembly + 1/3 Connecting Rod)
R : Crank Shaft 반경
l : Connecting Rod 길이
ω : Crank의 각속도

엔진의 Fluctuation Torque는 회전부의 Inertia에 의한 Torque와 실린더내 연소에 의한 Torque를 고려하여 계산되었다.

Inertia term은 다음 식과 같다

$$T_I = -2m\omega^2 R^2 \sin 2\omega t \quad (4-2)$$

연소에 의한 Torque Term은 다음과 같다.

$$T_C = \sum_i [R \cos \omega t + l \cos \gamma] p A \left\{ \frac{R \sin(\omega t + \theta_i)}{l} \right\} \left\{ 1 + \frac{R^2 \sin^2(\omega t + \theta_i)}{2l^2} \right\} \quad (4-3)$$

$$\therefore T = T_I + T_C \quad (4-4)$$

여기서, p : 실린더내 압력
A : 실린더 단면적

4-2 Tire Wheel Unbalance Mass에 의하여 발생하는 Force

$$F = Mr\omega^2 \quad (4-5)$$

여기서, M = Tire Wheel Unbalance Mass

r = Tire Rim 반경

ω = Tire Wheel 각속도

5. 해석 결과

최적화 해석 결과는 Table 1과 같다.

5-1 Wheel Shake Response 해석 결과

Wheel Shake에 대한 해석 결과는 Fig. 3~6과 같다.

Steering Wheel에서의 150KPH 구간까지의 응답은 유연모드를 고려한 경우와 강제모드만 고려한 경우 서로 비슷하며, 150KPH 이상의 구간에서 큰 차이를 볼 수 있다. 이 구간에서는 Tire Wheel의 회전진동수가 20Hz 이상이 되므로 차체 유연모드가 응답레벨에 미치는 영향이 커지게 된다.

150KPH 이후의 구간에서 유연모드를 고려한 경우와 강제모드만 고려한 경우에 Seat Track 응답에 많은 차이가 나는 것을 볼 수 있다.

또한 Baseline과 최적화 했을 경우를 비교하면, 50KPH와 100KPH 사이의 응답특성에서 많은 차이를 나타낸다. 이것은 이 부근에 존재하는 Powertrain계의 강제모드들이 엔진마운트의 강성이 변화됨에 따라 Modal 특성이 변경되어 응답 특성에도 영향을 주기 때문이다.

5-2 Idle Shake Response 해석 결과

Steering Wheel에서의 응답은 Seat Track에서

의 응답보다 크게 나타나며, 전반적으로 서로 다른 특성을 나타내고 있다. 유연모드를 고려한 경우와 강제모드만 고려한 경우 응답레벨과 특성에서 큰 차이를 볼 수 있다. 이는 그림에서와 같은 주파수 영역내에 차체와 Steering System의 유연모드가 존재하기 때문이다. Idle Shake Response의 경우 유연모드를 고려한 경우와 강제모드만 고려한 경우 응답레벨에서 많은 차이를 볼 수 있다. 유연모드가 고려된 경우가 차체의 진동 특성을 표현해 주므로 시험치와의 절대값 비교가 가능하다. 최적화한 경우 유연모드를 고려한 경우는 전 주파수 구간에서 응답 레벨의 감소폭이 크며, 강제 모드만 고려한 경우는 응답 레벨의 차이는 미소하다.

6. 결론

- 1) 차체의 유연모드를 고려하지 않을 경우 고속에서의 Wheel Shake 및 Idle Shake에 대한 응답레벨이 실제보다 상당히 낮다.
- 2) Trimmed Body의 유연 모드를 고려해 주면 차체의 진동특성을 표현해 줄 수 있으며 응답은 강제모델링으로 했을 경우보다 증가하게 된다.
- 3) 실제 차량은 차체에 유연성이 존재하게 되며, 이러한 특성이 엔진마운트계의 진동특성에 영향을 주게 된다.
- 4) 강제모델의 경우는 해석상 상대적인 비교는 가능하지만 실제 차량에서의 진동 수준보다 상당히 낮으므로, 차체의 유연성을 고려하여야만 실제 차량의 특성을 평가할 수 있다.

참고문헌

1. 황인수, 지상현, 고병식, "Lanos의 Engine Mount 최적설계", 제어·자동화·시스템공학회지, pp. 14-19, 1996
2. John Bretl, "Optimization of Engine Mounting Systems to Minimize Vehicle Vibration", Proceedings of the 1993 Noise and Vibration Conference, Traverse City, Michigan, May 4-6, pp. 475-482, 1993
3. 오재웅, "구조물 모우드 해석의 기초와 응용", 회성출판사, 1985

4. 이장무, 임홍재, 김종현, 조시기, "차체의 유연성을 고려한 엔진 지지계의 동특성 해석", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문 933827, pp. 211-216
5. 송명희, 최동훈, 임홍재, 김종현, 이장무, 류재하, "지지부의 유연성을 고려한 엔진마운트의 동특성 해석 및 설계에 관한 연구", 한국 자동차 연구회 추계학술대회 96380195, pp. 243-249, 1996
6. 박우선, "Flexible Body를 고려한 Engine Mount 최적화 해석", 대우자동차 기술조사 보고서, TR962363, 1996
7. H. Hata and H. Tanaka, "Experimental Method to Drive Optimum Engine Mount System for Idle Shake", SAE paper 870961, 1987
8. Clark J, Radcliff, et al., "Simulation of Engine Idle Shake Vibration", SAE paper 830259, 1983
9. P. E. Geck and R. D. Patton, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization", SAE paper 840736, pp. 123-134, 1984
10. Timpner F. F., "Design Considerations in Engine Mounting", SAE Paper 966B, 1965
11. Johnson S. R., Subhedar J. W., "Computer Optimization of Engine Mounting Systems", SAE Paper 790974, 1979

12. 엔진마운트 및 서스펜션 해석에 관한 연구, 대우자동차 연구보고서, 1991

Table 1 Optimization Results (Dynamic Stiffness Change (%))

	FRT			RR			LH			RH		
	Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz	Kx	Ky	Kz
Rigid Body	-31.0	+42.0	-0.5	-16.7	+12.7	-30.0	+40.0	-30.0	-5.2	-8.6	+26.9	-7.6
Flexible Body	0.0	0.0	-30.0	-29.9	0	-30	-25.6	0	0	-30.3	-30.3	-30.0

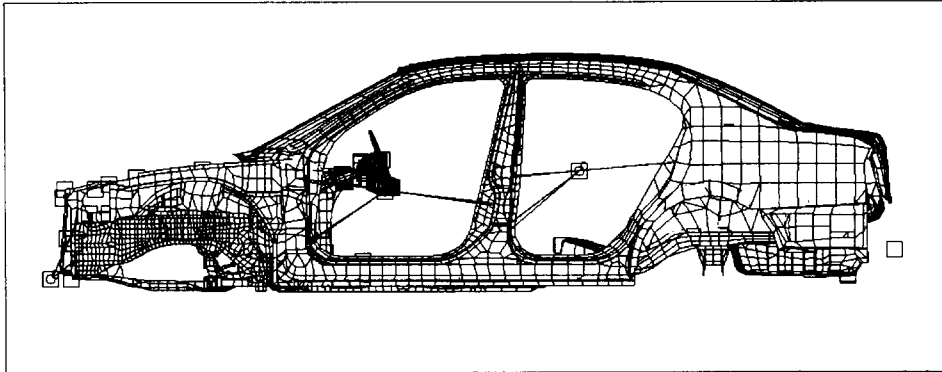


Fig. 1 Trimmed Body FE Model

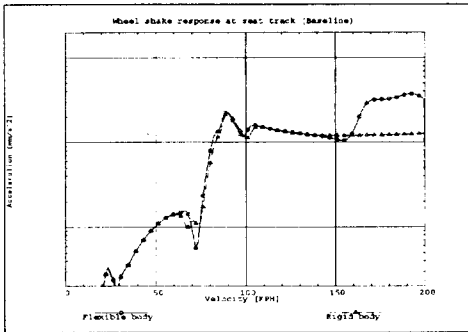


Fig. 3 Wheel Shake Response at Seat Track (Baseline)

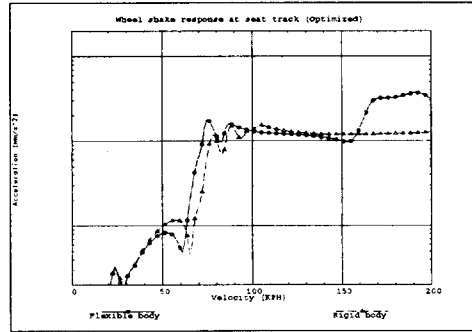


Fig. 4 Wheel Shake Response at Seat Track (Optimized)

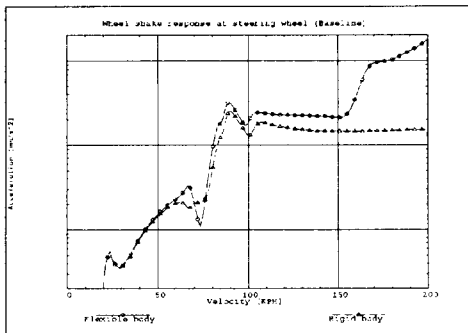


Fig. 5 Wheel Shake Response at Steering Wheel (Baseline)

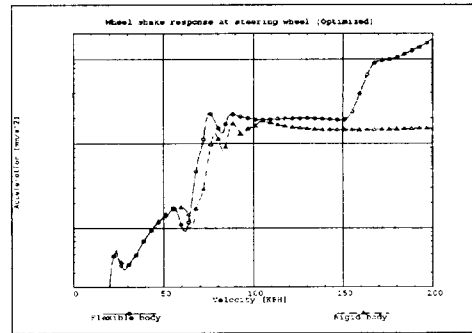


Fig. 6 Wheel Shake Response at Steering Wheel (Optimized)

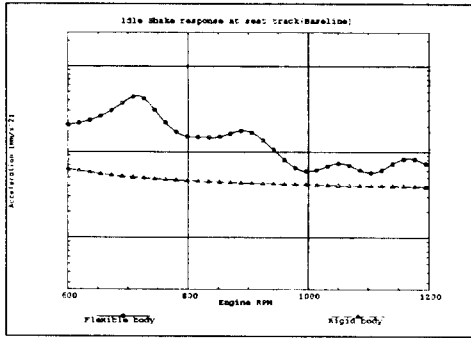


Fig. 7 Idle Shake Response at Seat Track (Baseline)

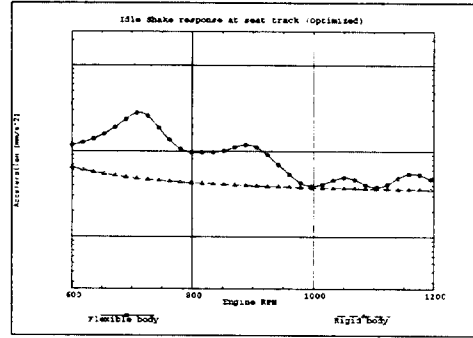


Fig. 8 Idle Shake Response at Seat Track (Optimized)

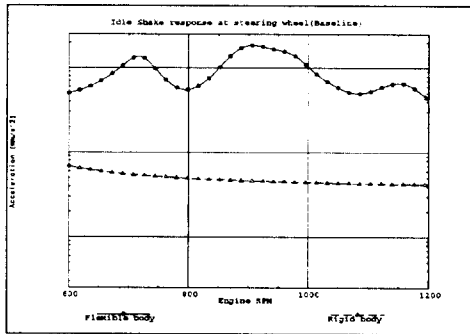


Fig. 9 Idle Shake Response at Steering Wheel (Baseline)

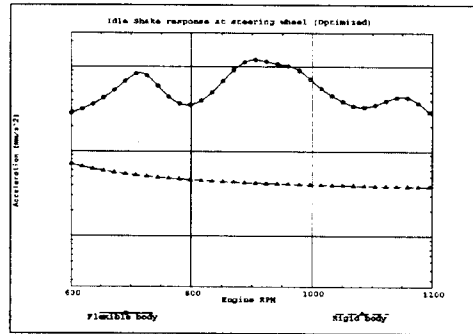


Fig. 10 Idle Shake Response at Steering Wheel (Optimized)