

<論 文>

乘用車 엔진의 振動絕緣體系에 관한 研究

鄭栢基* · 金秀鉉* · 郭潤根* · 李長茂**

(1984年 4月 19日 接受)

A Study on the Vibration Isolation of Engine for the Passenger Vehicle

Baek Gi Chung, Soo Hyun Kim, Yoon Keun Kwak and Jang Moo Lee

Abstract

Vibration sources of an engine are analytically investigated. The 10 D.O.F. dynamic model of a vehicle is developed.

System parameters for the vehicle are acquired by measurements and experiments. The dynamic displacements and accelerations are measured at various engine speeds under unloaded condition, and these dynamic characters are picked up at three positions on the engine and three positions on the sprung mass.

The average of the RMS accelerations on the four passenger's seats is defined as the dynamic performance index of the spring mass and RMS displacements at the front right side of the engine is defined as that of the engine. The sensitivities of the dynamic performance indices by the changes of system parameters are analyzed at various engine speeds. The new system parameters improved of the dynamic performances are suggested.

1. 緒 論

車輛의 性能은 加速能力, 最高走行速度, 登坂能力 및 주행거리당 燃료소모율등과 같이 動力發生 및 傳達裝置의 性能에 대한 의존도가 높지만 이 분야의 기술수준이 향상됨에 따라 단순한 운송수단으로서의 능력에 부가하여 탑승자에게 영향을 주는 車輛의 振動特性向上에 대한 요구 및 비중이 점차증대되고 있다.

車輛의 振動源은 外的 要因으로 차체외부의 공기유동 상태에 의한 壓力分布變化 및 路面의 요철등을 들 수 있고 內的 要因은 機關의 회전 에 따른 勵振力을 들 수

있다.

차체외부 압력분포 변화에 의한 차량의 振動特性은 모크업(mock-up)을 이용한 風洞實驗에 주로 의존하고 있고 요철노면상의 주행으로 부터 발생하는 振動은 Shinha⁽¹⁾, Clark⁽²⁾, Mitschke⁽³⁾가 차체질량의 수직(heave) 및 피칭운동, 前部 및 後部 非懸架質量의 수직운동을 고려한 4自由度系의 모델을 이용하여 解析하였다. 이러한 모델은 차체질량의 수직 및 피칭운동을 低周波數 範圍에서 解析하기에 적합하다.

Kohr⁽⁴⁾는 7自由度系의 모델로서 삼각형의 地面 장애물을 통과할때 차체질량의 垂直加速度 및 變位 應答特性을 解析하였다.

機關回轉에 따른 振動特性의 解析은 車體質量系의 질량이 기관계의 질량에 비하여 상당히 크기 때문에 기

*正會員, 陸軍士官學校 兵器工學科

**正會員, 서울大學校 機械設計學科

관계가 無限質量의 剛體위에 놓인 것으로 가정하여 自由度系의 모델로 解析한 論文⁽⁵⁾이 있다.

최근들어 乘車感에 대한 기준의 설정 및 이에 대한 研究^(4,6)가 진행됨에 따라 불규칙한 路面에 의하여 차체 및 탑승자에 전달되는 진동수준에 대한 研究^(7,8)가 계속되어 왔다.

위의 論文에서는 기관계를 차량질량계의 일부로 취급하였으나 本 論文에서는 무부하상태의 기관회전에 따른 車體振動特性을 해석하기 위한 모델로서 차체질량계를—線型的 特性을 갖는 스프링 및 減衰器(shock absorber)로 연결된—기관계와 懸架質量系로 분리하고 국내생산의 乘用車를 대상으로 하여 10 自由度系의 動力學的 모델을 構成한다.

振動源으로는 기관의 회전에 따른 動振力을 解析的인 방법으로 구하여 入力函數로 사용한다.

모델에 의하여 예견된 動特性과 實驗에 의하여 측정된 動特性을 비교하여 모델의 合理性을 검토하고 현가질량계 및 기관계의 진동수준에 대한 性能指數를 향상시킬 수 있는 車輛의 特性變數를 도출한다.

2. 動力學的 모델

乘用車의 振動要因은 路面粗度에 따른 外的 要因과 탑재기관 작동에 의한 內的 要因으로 분류할 수 있으며 이러한 內外的 要因으로 인한 乘用車의 動特性을 解析하기 위하여 다음과 같은 가정하에 動力學的 모델을 설정하였다.

- 乘用車의 모든 質量系는 剛體이다.
- 各 質量系를 연결하는 스프링 및 減衰器는 線型的 特性을 갖는다.
- 타이어의 질량은 各 非懸架質量에 포함된다.
- 機關懸架系와 타이어의 縱 및 橫方向 彈性特性과 減衰特性은 무시한다.

위와같은 가정으로 설정한 動力學的 모델은 10 自由度를 가지며

- 前部左右側 非懸架質量(unsprung mass)의 수직운동(z_{fr}, z_{fl})
- 後部 非懸架質量의 수직 및 롤링(rolling)운동(z_r, η)
- 機關系(엔진, 클러치, 변속기의 결합체)의 수직, 피칭(pitching) 및 롤링운동(z_e, ζ, ξ)
- 懸架質量(sprung mass)의 수직, 피칭 및 롤링운동(z_s, γ, β)

動力學的 모델은 Fig. 1 과 같이 車體, 機關系, 前部

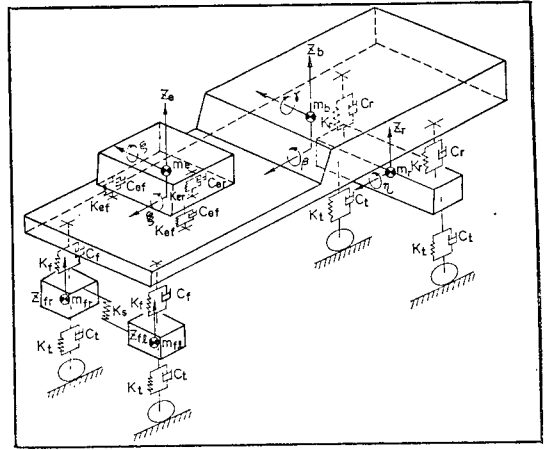


Fig. 1 Dynamic model of a vehicle

非懸架質量系 및 後部 非懸架質量系로 구성된다. 前部 및 後部 非懸架質量의 하부에 연결되어 있는 스프링 및 減衰器는 타이어의 스프링과 감쇠효과를 위한 것이고 前部左右 非懸架質量 사이에 연결된 스프링은 엔티로울-바(anti-roll bar)로서 懸架系의 상호구속효과를 고려한 것이다.

動力學的 모델에 대한 特性變數(system parameter)는 측정이 가능한 질량 및 길이는 직접 측정하고 직접 측정이 불가능한 변수들은 圖面 및 實驗, 그리고 참고 문헌^(5,9,10,11)을 참고하여 구하였으며 탑재기관에 의한 勵振力^(12,16)(exciting force)은 수직요동힘(F_e), 전후요동회전력(T_c) 및 좌우요동회전력(T_s)으로 구성되어 있다.

4 기동기관에서 크랭크축의 배열각은 180도 간격으로 설치되어 있으므로 기관블록에 작용하는 총수직요동힘은 다음과 같다.

$$F_e = \frac{4m_p r^2 \omega^2}{l_c} \cos 2\omega t \tag{1}$$

이때 m_p, l_c, ω 및 r 은 각각 피스톤의 등가왕복질량, 크랭크축의 길이, 크랭크의 각속도 및 크랭크축의 아암의 길이를 나타낸다.

전후요동회전력은 기관중심으로부터 총수직요동힘이 작용하는 지점까지의 길이(l_r)와 총수직요동힘의 곱으로써 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$T_c = \frac{4m_p r^2 \omega^2 l_r}{l_c} \cos 2\omega t \tag{2}$$

좌우요동회전력은 플라이휠의 크기, 형태, 평균기관회전속도(ω_{ave}) 및 평균기관회전력(T_{ave})의 관계로부터 구할 수 있으며 그 관계식은 다음과 같다.

Table 1 System parameters(Royale diesel passenger car)

Name	Symbol	Value	Remark*
Damping coeff. of frontengine mount	C_{ef}	647.8N.s/m	1
Damping coeff. rear engine mount	C_{er}	736.7N.s/m	1
Lateral distance from C.G to left mount position of the engine comp.	l_{nl}	0.24m	2
Lateral distance from C.G to right mount position of the engine comp.	l_{nr}	0.27m	2
Vertical distance from C.G to roll center of the engine compartment	h_{er}	0.13m	2
Rolling moment of inertia of the engine compartment	I_{er}	25.3kg-m ²	1
Pitching moment of inertia of the engine compartment	I_{ep}	33.7kg-m ²	1
Equivalent springrate of the engine front mount	K_{ef}	1.9×10^5 N/m	3
Equivalent spring rate of the engine rear mount	K_{er}	5.3×10^4 N/m	3
Longitudinal distance from C.G to front mounting position of engine	l_{mf}	0.12m	2
Longitudinal distance from C.G to rear mounting position of engine	l_{mr}	0.59m	2
Mass of the engine compartment	m_e	243.7kg	1
Distance from front to rear mounting position of the engine comp.	l_{mfr}	0.71m	2
Distance from body C.G to engine rear mounting position	l_{brm}	0.55m	2
Longitudinal distance from body C.G to front suspension system	l_{if}	1.26m	2
Longitudinal distance from body C.G to rear suspension system	l_{ir}	1.54m	2
Lateral distance from body C.G to front suspension system	t_f	0.72m	2
Lateral distance from body C.G to rear suspension system	t_{ru}	0.53m	2
Vertical distance from body C.G to body roll center	h_{br}	0.20m	2
Lateral distance from body C.G to wheel	t_{ri}	0.72m	2
Front unsprung mass	m_f	41.5kg	3
Sprung mass	m_s	867.8kg	1
Rear unsprung mass	m_r	99.0kg	3
Equivalent spring rate of tire	K_t	1.8×10^5 N/m	3
Equivalent damping coeff. //	C_t	1.8×10^2 N·s/m	3
Equivalent spring rate of antiroll bar	K_s	5.1×10^3 N/m	2
Equivalent spring rate of front suspension system	K_f	1.4×10^4 N/m	2
Equivalent spring rate of rear suspension system	K_r	2.1×10^4 N/m	2
Equivalent damping coeff. of front suspension system	C_f	1.1×10^3 N·s/m	2
Equivalent damping coeff. of rear suspension system	C_r	1.9×10^3 N·s/m	2
Pitching moment of inertia(body)	I	920kg-m ²	1
Rolling moment of inertia(body)	I_{br}	235kg-m ²	1
Rolling M.O.I. (rear unsprung M.)	I_r	29.0kg-m ²	1

* 1 : Deribed from experimental results, 2 : Computed from figures, 3 : Reference value

$$T_{\xi} = I_f K_f \omega_{ave}^2 \sin 2\omega t + T_{ave} \quad (3)$$

식 (3)에서 K_f 는 플라이휠의 과동계수 $\left(\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}\right)$

이며 평균기관회전력은 기관회전속도에 대한 평균회전력선도로 부터 구한다.

本 論文의 研究對象乘用車(Royale 디젤 乘用車)에 대한 特性變數는 Table 1에 수록하였다.

3. 線型運動方程式의 解析

路面 및 機關으로 부터 주어지는 入力에 의한 乘用車의 運動方程式은 Fig. 1의 動力學의 모델을 線型的으로 해석할 때 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} &= [F]\{u\} \\
 \{x\}^T &= \{z_{fr}, z_{fl}, z_{rr}, \eta, z_e, \xi, \zeta, z_b, \beta, \gamma\}^T \\
 \{u\}^T &= \{a_f^s, \dot{a}_{fr}, a_{fl}, \dot{a}_{fl}, a_{rr}, \dot{a}_{rr}, a_{rl}, \dot{a}_{rl}, F_e, \\
 &\quad T_{\xi}, T_{\zeta}\}^T \quad (4)^*
 \end{aligned}$$

식 (4)를 1계 선형미분방정식의 형태로 변환⁽¹³⁾하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \{\dot{z}\} &= [A]\{z\} + [B]\{u\} \\
 \{z\} &= \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{\dot{x}\} \end{Bmatrix}, \quad [A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \\
 [B] &= \begin{bmatrix} [0] \\ [M]^{-1}[F] \end{bmatrix} \quad (5)
 \end{aligned}$$

식 (5)의 解法은 다양⁽¹¹⁾하나 本 論文에서는 遷移行列⁽¹⁴⁾(transition matrix)을 이용하여 식 (5)의 입력벡터($\{u\}$)를 샘플링구간(T)에서 階段函數($\{u_k\}$)라 할때 解는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 [z_{k+1}] &= [P]\{z_k\} + [Q]\{u_k\} \\
 [P] &= [I] + [A]T + \frac{1}{2!}[A]^2 T^2 + \dots + \frac{1}{n!}[A]^n T^n \\
 [Q] &= T([I] + \frac{1}{2!}[A]T + \frac{1}{3!}[A]^2 T^2 + \dots \\
 &\quad + \frac{1}{n!}[A]^{n-1} T^{n-1})[B] \quad (6)
 \end{aligned}$$

식 (6)에서 $[P]$ 및 $[Q]$ 를 각각 遷移行列, 入力攪亂行列(input disturbance matrix)라 하며 수렴기준은 임의 行의 各 要素들의 합을 1.0×10^{-7} 이하가 될때까지 하였고 샘플링 시간 간격은 入力函數의 형태에 따라 조절하였다.

4. 實 驗

4.1. 實驗方法

부부하기관회전 속도의 변화에 따라 기관계 및 현가

* $[M], [C], [K], [F]$ 의 내용은 참고문헌⁽¹⁶⁾에 수록.

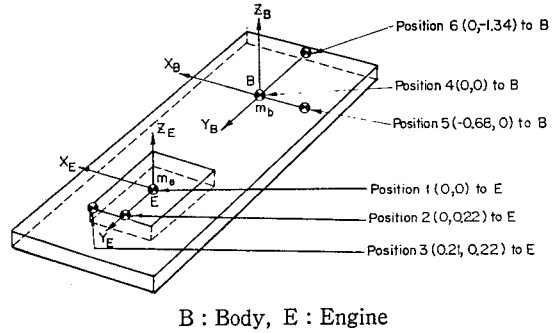


Fig. 2 Relative coordinates of the measuring positions(unit: m)

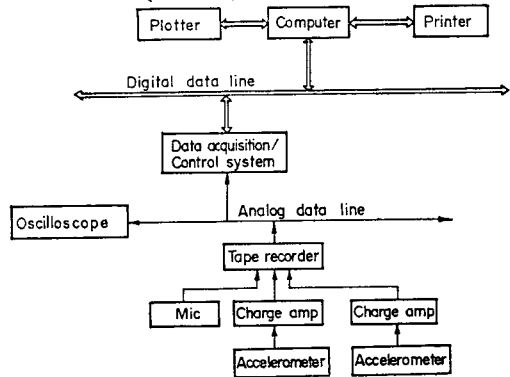


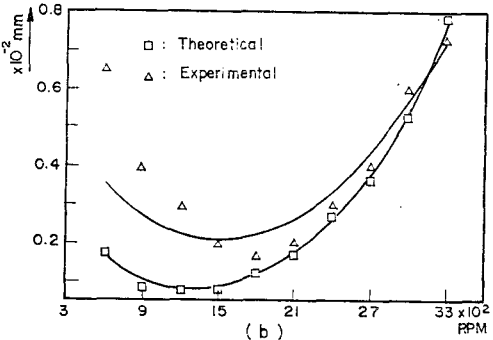
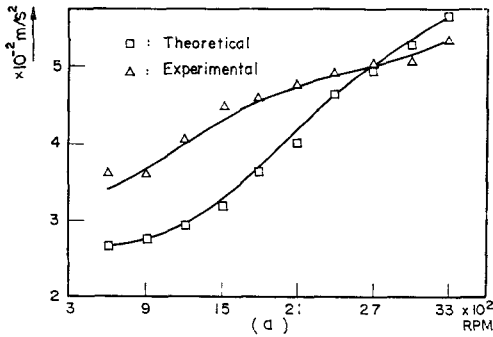
Fig. 3 Sketch showing arrangement for measuring the dynamic response

질량계의 變位와 加速度를 측정한다. 측정지점은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 機關의 重心(위치 1) 및 先端(위치 2), 側端(위치 3)과 車體의 重心(위치 4), 側端(위치 5) 및 後端(위치 6) 등 各 6지점을 택하였다.

기관계 및 현가질량계의 動特性을 측정하기 위한 實驗系統圖가 Fig. 3에 나타나 있다.

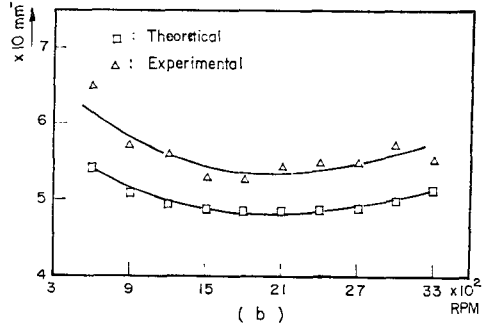
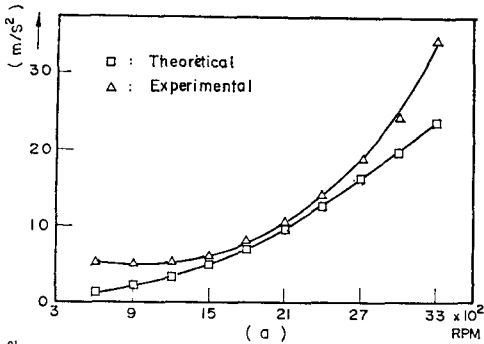
Fig. 3에서 보는 바와 같이 加速度計의 신호가 증폭기로 入力되고 증폭된 신호가 오실로스코프(Tektronix 7633)로 감시되면서 테이프 레코더(B & K 7005 Tape Recorder)로 입력 저장된다. 신호를 분석하기 위하여 테이프 레코더에 저장된 신호가 자료 획득 및 처리장치(HP 3054A Automatic Data Acquisition/Control System)에 입력된다. 이 자료 획득 및 처리장치의 출력 신호는 디지털 자료로 변환되어 컴퓨터에 의하여 계산 과정을 거친후 결과(RMS value)를 기록하게 된다.

動特性的의 측정은 기관회전속도를 600rpm에서 부터 300rpm씩 증가시키면서 3300rpm까지 실시하였으며 일정한 기관회전수를 유지하기 위하여 분사펌프 플런저 회전자도 조정에 정밀나사형 속도조절기를 사용하였다. 기관의 회전속도 측정은 디지털 계수식 디젤엔진



(a) RMS acceleration (b) RMS displacement

Fig. 4 RMS value vs. engine speed at position 3



(a) RMS acceleration (b) RMS displacement

Fig. 5 RMS value vs. engine speed at position 5

회전속도계(ONO SOKKI Digital Tachometer)를 사용하였으나 더욱 정확한 회전속도를 유지하고자 신호분석기(FFT Analyser: B & K 2033)를 이용하여 기관의 勵振力에 同期되는 최대 진폭의 스펙트럼의 주파수가 유지하고자 하는 회전수가 되도록 속도조절나사에 이용하였다.

6개의 위치에서 각각의 기관회전 속도에 대한 變位와 加速度를 측정하여 상승권 평균값(RMS value)을 구하였다.

4.2. 實驗의 結果分析

各 기관회전 속도에 따라 이론적으로 예견되는 動特性과 실험을 통하여 측정된 動特性的의 일치여부와 경향을 검토하기 위하여 기관회전 속도에 따른 動特性的의 RMS 값을 구하여 비교하였다.

Fig. 4(a)(b)와 Fig. 5(a)(b)는 위치 3과 위치 5에서의 RMS 變位 및 加速度를 나타낸 그림으로서 動力學的의 모델에 의하여 예측한 결과와 실험결과를 비교하여 볼때 절대값에서는 약간의 차이가 있으나 그 경향은 잘 일치하고 있다.

5. 特性變數 改善에 대한 性能指數의 變化

動力學的의 모델을 이용하여 特性變數를 변화시킴으로써 향상된 動特性을 얻을 수 있다. 乘用車의 性能指數(performance index)로서는 乘車感 評價基準¹⁵⁾인 車體 4개 좌석 탑승위치에서의 RMS 加速度 평균값과 기관계에서의 動的變位가 가장 크게 나타나는 위치 3에서의 RMS 變位를 性能指數로 택하였다.

5.1. 機關懸架系 剛性度變化에 대한 性能指數 變化

기관현가계의 等價 總剛性度(K_{ef})를 前部 기관현가계 장착장치의 강성도($2K_{ef}$)와 後部 장착장치 강성도(K_{er})의 합으로, 기관계질량(m_e)에 대한 등가 총 강성도의 等價 固有振動數($\omega^2_{n_s}$) 및 剛性分布比(γ_{k_s})는 다음과 같이 정의한다.

$$\omega^2_{n_s} = K_{ef}/m_e$$

$$\gamma_{k_s} = 2K_{ef}/K_{er} \tag{7}$$

새로운 등가 고유진동수(ω_i^2) 및 강성분포비(γ_{k_i})의 현실치값에 대한 비(n_ω, n_k)는 다음과 같다.

$$\frac{\omega_i^2}{\omega^2_{n_s}} = n_\omega, \quad \frac{\gamma_{k_i}}{\gamma_{k_s}} = n_k \tag{8}$$

따라서 乘數因子(n_ω, n_k)와 기관현가계의 현실치값에

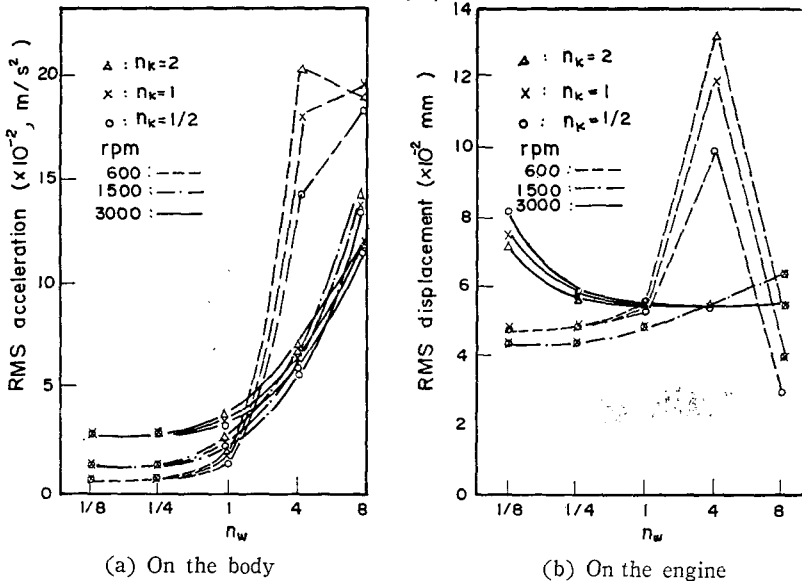


Fig. 6 Dynamic performance sensitivities by the changes of total stiffness of engine mounting system

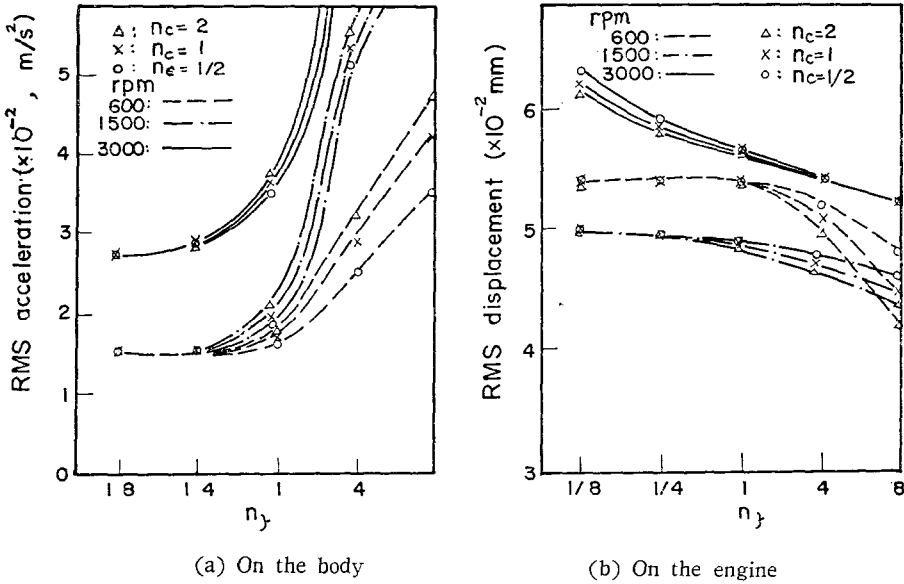


Fig. 7 Dynamic performance sensitivities by the changes of total damping of engine mounting system

의한 기관현가계의 새로운 前後部 剛性도는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 K_{f_i} &= n_k n_w \omega^2 n_s \gamma_{k_s} m_o / 2 (1 + n_k \gamma_{k_s}) \\
 K_{r_i} &= n_w \omega^2 n_s m_o / (1 + n_k \gamma_{k_s})
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

(K_{f_i} : 前部 剛性度, K_{r_i} : 後部 剛性度)

Fig. 6은 乘數因子 n_w 를 $\frac{1}{8} \sim 8$ 까지 변화시키고 n_k 를 $2 \sim \frac{1}{2}$ 로 변화시켰을 때 현가질량계에서의 性能指數인 RMS 값의 변화경향을 나타낸다.

5.2. 機關懸架系 減衰係數變化에 대한 性能指數變化

5.1. 절에서와 같은 방법으로 현 설치상태의 기관현가계 등가 총 감쇠계수 (C_{ef})는 $2C_{ef} + C_{er}$ 이며 감쇠비 (ζ_i) 및 감쇠분포비 (γ_c)는 다음과 같다.

$$\zeta_i = C_{ef} / C_c$$

$$\gamma_c = 2C_{ef} / C_{er} \quad C_c : \text{임계감쇠계수} \quad (10)$$

새로운 特性變數에 대한 감쇠비를 ζ_i , 감쇠분포비를 γ_{ci} 라 하고 각각에 대한 乘數因子를 n_c, n_c 라 하면 기관현가계의 감쇠계수는 다음과 같이 된다.

$$C_{fi} = n_c n_c \gamma_{ci} \zeta_i C_c / 2(1 + n_c \gamma_c)$$

$$C_{ri} = n_c n_c \gamma_{ci} \zeta_i C_c / (1 + n_c \gamma_c) \quad (11)$$

Fig. 7은 乘數因子를 각각 $\frac{1}{8} \sim 8$ 및 $2 \sim \frac{1}{2}$ 로 변화시켰을때 현가질량계 및 기관계의 RMS 값을 나타낸다.

6. 結 論

本 論文에서는 무부하상태 기관의 작동시 機關系에 작용하는 勵振力을 解析의 方法으로 구하고, 勵振力에 의한 車輛의 動特性 解析을 위한 10 自由度系의 動力學的 모델을 국산 승용차를 대상으로 하여 제시하였다. 對象 乘用車에 대한 動力學的 모델의 特性變數들을 導出하고 動力學的 모델에 의하여 예측된 이론적인 動特性和 실험에 의한 動特성을 機關回轉速度에 따라 비교하고 動力學的 모델의 타당성을 입증하였다.

懸架質量系의 4개 탑승위치에서의 RMS 加速度 평균값과 기관계 우측선단의 RMS 變位를 性能指數로 선정하였을때 本 論文에서는 機關懸架系의 等價 總剛性度 및 減衰係數의 변화에 따라 다음과 같은 性能指數變化傾向을 얻었다.

(1) 기관현가계의 등가 총 강성도를 감소시킴에 따라 현가질량계의 性能指數는 감소하며 前後部 剛性分布比가 현재의 分布比보다 증가함에 따라 현가질량계의 性能指數는 증가한다.

(2) 기관현가계의 등가 총 감쇠계수가 감소됨에 따라 현가질량계의 性能指數도 감소하며 前後部 감쇠분포비가 증가하면 현가질량계의 性能指數는 증가한다.

(3) 기관현가계의 등가 총 강성도와 감쇠계수 및 각각의 분포비가 증가하면 기관계의 性能指數는 감소한다.

위와 같은 變化傾向으로 부터 기관현가계의 등가 총 강성도와 감쇠계수를 각각 현재 설치값의 $\frac{1}{4}$ 배로 감소시키고 前後部 分布比를 각각 2 배로 증가시키면 현가

질량계의 性能指數인 RMS 加速度 평균값은 기관회전 속도에 따라 10~60%까지 감소하고 기관계의 性能指數인 RMS 變位는 -10~10% 범위에서 변화하므로 기관계의 性能指數를 크게 변화시키지 않고도 현가질량계의 性能指數를 감소시킬 수 있다.

後 記

本 研究은 1983 년도 한국과학재단의 연구비 지원을 받아 수행되었으며 관계자 여러분께 심심한 감사를 드립니다.

參 考 文 獻

- (1) Shinha, B.P., "Influence of Road Unevenness on Road Holding and Ride Comfort", Report No. 1, Institutionen for Maskinelement, Fordonstekwik, Techniska Hogskolan 1972
- (2) Clark, D.C., "A Preliminary Investigation into the Dynamic Behavior of Vehilces and Highways", SAE Trans. Vol. 70, pp.447~455, 1962
- (3) Mitschke, M., "Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motions and Dynamic Wheel Loads", SAE Trans., Vol. 70, pp.434~446, 1962
- (4) Kohr, R.H., "Analysis and Simulation of Automobile Ride", SAE Trans., Vol. 69, 1961
- (5) Kwak, Y.K., Kim, S.H., Kauh, S.K., "Design of a Mounting System to Improve Dynamic Characteristics of the Automtive Engine", Proceedings International ASME Conference, Modeling & Simulation, Vol. 788, pp.47~52, Paris-Sud, 1982
- (6) "Guide for the Evaluation of Human Exposure to whole-Body Vibration", International Organization for Standard ISO/DI 2631, New York, 1972
- (7) Smith, C.C. and Kwak, Y.K., "Identification of the Dynamic Characteristics of a Bench-Type Automotive Seat for the Evaluation of Ride Quality", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 100, No. 1, pp.42~49, 1978
- (8) Butkunas, A.A., "Power Spectral Density and

- Ride Evaluation”, SAE Trans., Vol. 75, pp.681~687, 1967
- (9) 大宇自動車 車輛實驗室, “自動車 性能,” pp.24~26, 1982
- (10) Rasmussen, R.E., et al., “Typical Vehicle Parameters for Dynamics Studies”, General Motors Proving Ground, Report No. A-2542, 1970
- (11) Nathman, E.T., “Evaluation of Automobile Ride-Accelerations with Random Roadway Roughness”, U. of Texas at Austin, M.S. Thesis, 1974
- (12) Hamilton H. Mabie/Fred W. Ocvirk, “Mechanisms and Dynamics of Machinery”, 3rd ed., Wiley Int. Edition, 1962
- (13) Leonard Meirovitch, “Analytical Methods in Vibrations”, pp.410~419, The Macmillan Company, 1967
- (14) Takahashi, Y. et al., “Control and Dynamic Systems”, Addison Wesley, 1971
- (15) Smith, C.C., D.Y. McGehee, and A.J. Healey, “The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration”, ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 100, No. 1 pp.34~41, 1978
- (16) 郭潤根, 디젤엔진의 振動絶縁體系에 관한 研究, 科學財團研究 報告書, pp.13~27, pp.129~137, 1983