

# 감도해석법을 이용한 엔진 마운트계의 동특성 규명 및 개선

오 재웅\*, 오희 상렬\*\*, 조 준준\*\*, 이 정환\*\*, 박 호\*\*\*

## (Identification and Modification of Dynamic Characteristics of Engine Mount System using Sensitivity Analysis)

( Jae-Eung Oh, Sang-Ryoul Choe, Jun-Ho Jo, Jung-Hwan Lee, Ho Pack )

### 1. 서론

최근 전자계산기를 이용한 진동해석 방법이 눈부시게 발달하여, 일반 구조물이나 기계 구조물 등의 동특성을 설계 단계에서 정도 높게 예측하는 것이 가능하게 되었다. 그러나 종래의 구조해석은 주어진 시스템의 동특성을 위한 것으로 얻어진 동특성으로부터 질량, 관성제원 및 스프링상수값 등의 설계상수값을 규명하는 연구는 미미한 실정이다. 이것에 대한 해결방법으로 크게 해석적인 방법과 실험적인 방법으로서 접근이 있어 왔다. [1,2] 해석적인 방법으로 유한요소해석에서 얻은 모드좌표를 물리좌표로 변환하는 방법으로 Guyan의 정축소와 같은 절점축소를 행하는 방법이 고찰되었다. [3,4] 실험적인 방법으로 가진실험에서 얻은 전달함수나 모드파라미터로부터  $[M]$ ,  $[K]$  행렬을 결정하는 연구가 있었지만 [5] 어떤 것도 질량, 스프링상수 등의 설계상수를 완전히 규명하지는 못하였다. 또한, 설계 단계에서 필요한 질량, 관성제원 또는 스프링상수 등의 최적한 값이나, 원하는 시스템특성을 얻을 수 있는 설계상수의 적정한 폭을 구하는 연구는 설계자의 경험과 반복된 시행착오에 의존하는 실정이다. [6]

감도해석은 이러한 문제점을 개선하는 수단으로 설계변수에 대한 동특성의 변화율을 구하는 것이다. 감도해석을 수행하는 것은 어느 설계변수를 수정하는 것이 주어진 동특성에 부합되는 지를 알려주고, 어느 것을 수정하는 것이 원하는 방향의 동특성변화에 가장 효과적인지를 알려주는 것이다. 따라서 감도해석을 이용하여 설계의 최적화 프로그램을 만들수 있고, 이것은 설계자가 요구하는 동특성을 목적함수로하여 주어진 구조물을 최적화하는 설계상수값을 얻을 수 있게 한다.

본 논문에서는 강체모델의 동특성으로부터 모델의 설계상수를 규명하고, 동특성의 개선을 위하여 설계변수의 변경량을 물리좌표계에서 얻는것을 목적으로한다.

강체 마운트계의 관성제원 및 마운트강성의 규명을 위하여 임의의 주어진 설계상수를 모델데이터로 하여 관성제원과 스프링 강성을 구하였다. 관성제원의 규명은 주어진 모델의 관성값을 모르는 것으로 하여 임의의 초기 관성값으로 감도해석에 의해 주어진 계의 관성값을 물리좌표계에서 규명하였다. 마운트 강성의 규명도 관성제원의 규명과 같은 방법으로 임의의 강성값으로 감도해석을 하여 강성값을 규명하였다.

또한 감도해석에 의한 동특성 변경은 특정한 고유진동수의 변경이 필요할 때, 고유진동수의 이동을 위한 관성제원의 변경 및 마운트 강성변경값을 예측할 수 있다. 본 연구수행의 기본적인 흐름도는 Fig.1.1 과 같다.

위와 같은 작업으로 엔진 마운트와 같은 강체 모델의 시스템 규명을 행하는 경우에 유한요소해석 및 가진 실험으로 얻은 고유진동수의 정보 또는 원하는 고유진동수의 특성을 기본으로 실제 설계에서 사용이 가능하도록 물리 좌표계에서의 관성 제원 및 스프링상수를 구할 수 있을 것이다.

### 2. 이론

#### 2.1 강체계의 운동방정식 [7,8]

본 논문에서 대상으로 하는 강체계는 Fig. 2.1 에 나타낸 바와 같이 다수의 스프링으로 지지되어 있는 강체모델이다. 이와같은 강체에 대한 진동해석은 일반적으로 질량, 관성모멘트, 질량중심위치, 스프링상수, 스프링의 지지위치 등의 설계변수를 가지고 고유치해석을 하여 고유진동수, 고유벡터 등의 모드특성을 구하는 것이다. 본 논문에서는 이와 반대로 고유진동수, 고유벡터 등의 모드특성을 가지고 강체구조의 설계에 주요 설계변수인 관성모멘트, 스프링상수 등의 설계상수를 구하는 방법에 대하여 연구하였다.

스프링상수를 규명하는 경우, Fig. 2.1 의 모델과 같이 다수의 스프링 각각에 대한 스프링상수를 직접 구하는 것은 불가능하기 때문에 Fig. 2.2 에 표시한 3 개의 병진 스프링과 3 개의 회전스프링으로 변환하여 강성을 규명한 후, 규명한 6 개의 스프링상수로부터 Fig. 2.1 의 스프링들의 스프링상수를 정한다.

관성제원을 규명하는 경우, 질량중심의 위치를 임의의 한 점으로 부터의 거리로 표현할 수 있는 고정된 좌표 원점이 필요하기 때문에 공간에 고정된 고정 좌표계로 운동방정식을 유도한다. Fig. 2.2 에서 고정 좌표계를 O-XYZ, 질량중심 좌표계를 G-X'Y'Z', 스프링의 탄성중심 좌표계를 K-X''Y''Z'' 로한다. 여기에서 X'Y'Z' 축과 X''Y''Z'' 축은 XYZ 축에 평행하다. 고정 좌표계에 있어서 질량중심의 위치를  $G(G_x, G_y, G_z)$ , 탄성중심의 위치를  $K(S_x, S_y, S_z)$  라하였다. 강체의 질량을  $m$ , X'Y'Z' 축에 대한 관성모멘트를  $J_{xx}, J_{yy}, J_{zz}$  관성곱을  $J_{xy}, J_{xz}, J_{yz}$  라 하며 X'', Y'', Z'' 축의 병진스프링상수를  $K_x, K_y, K_z$  회전 스프링상수를  $K_\phi, K_\theta, K_\psi$  라 하였다.

강체의 X', Y', Z' 축 방향의 회전변위를  $\phi', \theta', \psi'$  라

\* 한양대학교 자동차공학과, 정회원

\*\* 한양대학교 정밀기계공학과

\*\*\* 국방과학연구소

고 하면 미소변형의 변위에서 질량중심 좌표계에서의 관성력 벡터는

$$\begin{bmatrix} f_{x'} \\ f_{y'} \\ f_{z'} \\ M\phi' \\ M\theta' \\ M\psi' \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & m & 0 & 0 & 0 \\ & & & J_{xx} & J_{xy} & J_{xz} \\ & & & \text{sym.} & J_{yy} & J_{yz} \\ & & & & & J_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ \phi' \\ \theta' \\ \psi' \end{bmatrix}$$

또는

$$F' = - [M] \ddot{U}' \quad (1)$$

이 된다. 고정좌표계에 있어서 변위벡터  $U = (x \ y \ z \ \phi \ \theta \ \psi)^T$ , 관성력벡터  $F_m = (f_{mx} \ f_{my} \ f_{mz} \ f_{m\phi} \ f_{m\theta} \ f_{m\psi})^T$  은 질량중심 좌표계의  $U', F'$  와는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\begin{aligned} U' &= [T_m] U \\ F_m &= [T_m]^T F' \end{aligned} \quad (2)$$

단

$$[T_m] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & G_z & -G_y \\ 0 & 1 & 0 & -G_z & 0 & G_x \\ 0 & 0 & 1 & G_y & -G_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

따라서 식 (1) 과 (2) 에서 고정좌표계에 대한 관성력벡터는 다음과 같다.

$$F_m = - [T_m]^T [M] [T_m] \ddot{U} \quad (3)$$

다음으로 6 개스프링의  $X'', Y'', Z''$  축방향 병진변위를  $x'', y'', z''$  축방향 회전변위를  $\phi'', \theta'', \psi''$  라고 하면 탄성중심 좌표계에 대한 탄성력벡터는

$$\begin{bmatrix} f_{x''} \\ f_{y''} \\ f_{z''} \\ M\phi'' \\ M\theta'' \\ M\psi'' \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & K_z & 0 & 0 & 0 \\ & & & K\phi & 0 & 0 \\ & & & \text{sym.} & K\theta & 0 \\ & & & & & K\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \\ z'' \\ \phi'' \\ \theta'' \\ \psi'' \end{bmatrix}$$

또는

$$F'' = - [K] U'' \quad (4)$$

$$U'' = [T_k] U$$

$$F_k = [T_k]^T F'' \quad (5)$$

단

$$[T_k] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & S_z & -S_y \\ 0 & 1 & 0 & -S_z & 0 & S_x \\ 0 & 0 & 1 & S_y & -S_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

식 (4) 와 (5) 에서 고정좌표계에 대한 탄성력벡터는 다음과 같다.

$$F_k = - [T_k]^T [K] [T_k] U \quad (6)$$

따라서 Fig. 2.2 에 표시된 모델의 고정좌표계에 대한 자유진동방정식은 다음과 같이 표현되어 진다.

$$[T_m]^T [M] [T_m] \ddot{U} + [T_k]^T [K] [T_k] U = 0 \quad (7)$$

통상의 진동해석에서는 식 (7) 에 대응하는 다음과 같은 고유치 방정식을 얻는다.

$$[T_k]^T [K] [T_k] N_j = \lambda_j [T_m]^T [M] [T_m] N_j \quad (8)$$

다음으로 Fig. 2.1 에서의 각각의 스프링상수와 스프링 지지위치가 Fig. 3 에서의 6 개 스프링상수와와의 관계를 살펴본다. Fig. 2.1 에서 각각의 스프링에 대한  $X'', Y'', Z''$  축방향에 대한 스프링상수를  $k_{xi}, k_{yi}, k_{zi}$ , 지지위치를  $L_i (L_{xi}, L_{yi}, L_{zi})$  ( $i=1, \dots, n$ ;  $n$ 은 스프링 지지점의 수) 라고 하면 Fig. 2.2 의 6 개 스프링상수는 Fig. 2.1 의 각각의 스프링상수와 다음과 같은 관계가 있다.

$$\begin{aligned} K_x &= \sum_{i=1}^n k_{xi} \\ K_y &= \sum_{i=1}^n k_{yi} \\ K_z &= \sum_{i=1}^n k_{zi} \\ K\phi &= \sum_{i=1}^n (L_{zi}^2 k_{yi} + L_{yi}^2 k_{zi}) \\ K\theta &= \sum_{i=1}^n (L_{zi}^2 k_{xi} + L_{xi}^2 k_{zi}) \\ K\psi &= \sum_{i=1}^n (L_{yi}^2 k_{xi} + L_{xi}^2 k_{yi}) \end{aligned} \quad (9)$$

또, 조화가진력  $\{f\} = \{F\} \sin \omega t$  을 계가 받고 있을 때 지배방정식은 다음과 같다.

$$(-\omega^2 \{m\}_r + \{k\}_r) \{z\} = \{f\}^T \{F\} \quad (10)$$

여기에서,  $\{m\}_r = [f]^T [M_0] [f]$ ,  $\{k\}_r = [f]^T [K_0] [f]$  이 되고 식 (10) 은 상호 독립적인 식을 서로 나열한 것이기 때문에, 개별적으로 풀어 쓰면,

$$z_r = \frac{\{f\}_r^T \{F\}}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (r = 1, 2, \dots, 6) \quad (11)$$

이 된다. 여기서,  $m_r = \{f\}_r^T [M_0] \{f\}_r$ ,  $k_r = \{f\}_r^T [K_0] \{f\}_r$  이다. 또 식 (11) 의 모드좌표를 실좌표로 변환하면 다음의 식이 된다.

$$\{X\} = \sum_{r=1}^N \frac{\{f\}_r^T [F] \{f\}_r}{k_r (1 - \beta_r^2)} \quad (\beta_r = \omega / \Omega_r) \quad (12)$$

이 때, 가진점을  $i$ , 응답점을  $j$  라고하면 식 (12) 로부터 다음과 같은 전달함수식을 얻을 수 있다. [2.9]

$$H_{ji} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{r1} \phi_{rj}}{k_r(1 - \beta_r^2)} \quad (13)$$

### 2.3 감도 해석[10,11]

설계변수의 수정량을 계산하는 방법으로 감도의 계산법을 알아본다. 설계변수  $\gamma$ 가  $\gamma_0$ 에서 미소량  $\epsilon$ 만큼 변화하여

$$\gamma = \gamma_0 + \epsilon \quad (14)$$

이 되면  $[K]$ ,  $[M]$ ,  $\lambda_r$ ,  $\{\phi_r\}$ 도 변화한다. 이 때, 각각의 변화량에서 Taylor 급수 전개항중에서 2차 이상의 미소항을 무시하여 1차 미분항만을 고려하여 표기하면 다음과 같이 근사화된다.

$$[K] = [K_0] + \frac{\partial [K]}{\partial \gamma} \epsilon = [K_0] + [K]' \epsilon \quad (15)$$

$$[M] = [M_0] + [M]' \epsilon \quad (16)$$

$$\lambda_r = \lambda_{r0} + \lambda_r' \epsilon \quad (17)$$

$$\{\phi_r\} = \{\phi_{r0}\} + \{\phi_r'\} \epsilon \quad (18)$$

식 (17), (18)에서  $\lambda_r'$ ,  $\phi_r'$ 는 각각 고유치, 고유벡터의 일차감도로 다음과 같이 구해진다. 고유방정식 식 (8)을  $\gamma$ 에 대해 편미분하면 다음식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & [T_k]^T [K] [T_k] \phi_r + [T_k]^T [K]' [T_k] \phi_r + \\ & [T_k]^T [K] [T_k]' \phi_r + [T_k]^T [K] [T_k] \phi_r' \\ & = \lambda_r' [T_m]^T [M] [T_m] \phi_r + \lambda_r [T_m]^T [M]' [T_m] \phi_r \\ & + \lambda_r [T_m]^T [M] [T_m]' \phi_r + \lambda_r [T_m]^T [M] [T_m] \phi_r' \\ & + \lambda_r [T_m]^T [M] [T_m] \phi_r' \end{aligned} \quad (19)$$

식 (19)의 좌로부터  $\phi_r^T$ 를 곱하여  $\phi_r^T [T_k]^T [K] [T_k] [T_k]^T [K] [T_k] \phi_r = \lambda_r \phi_r^T [T_m]^T [M] [T_m] \phi_r$ 의 관계로부터 식은 다음과 같이 변형된  $\lambda_r'$ 를 구한다.

$$\begin{aligned} \lambda_r' = & \{ \phi_r^T ([T_k]^T [K]' [T_k] + [T_k]^T [K]' [T_k] + \\ & [T_k]^T [K] [T_k]') \phi_r - \lambda_r \phi_r^T ([T_m]^T [M]' [T_m] \\ & + [T_m]^T [M] [T_m]') \phi_r \} \\ & / \{ \phi_r^T [T_m]^T [M] [T_m] \phi_r \} \end{aligned} \quad (20)$$

한편  $\lambda_r = \omega_r^2 = 4\pi^2 f_r^2$ 의 관계가 있으므로

$$\begin{aligned} \lambda_r' & = 2 \omega_r \omega_r' = 8 \pi^2 f_r f_r' \\ \omega_r' & = \lambda_r' / 8 \pi^2 f_r \end{aligned} \quad (21)$$

식 (17)과 유사한 고유진동수의 감도식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$f_r = f_{r0} + \frac{\lambda_r'}{8\pi^2 f_r} \epsilon \quad (22)$$

$$f_r = f_{r0} + [A] \epsilon \quad (23)$$

원하는 고유진동수와 초기 고유진동수의 차를  $\{f_r - f_{r0}\} = \{y\}$ 라고하고  $\epsilon = \{x\}$ 라고하면 식 (23)은 다음과 같다.

$$[A] \{x\} = \{y\} \quad (24)$$

식 (24)에서 감도행렬  $[A]$ 은 일반적으로 정방행렬이 아니므로 식 (19)을 완전히 만족하는 미지수  $\{x\}$ 를 구하는 것은 불가능하다. 이 경우 식 (24)의 우변과 좌변의 차, 즉 오차를 자승의 값이 최소로 되게하는 해를 구한다. 이 방법을 최소자승법이라고 한다.

$$\{E\} = \{y\} - [A] \{x\} \quad (25)$$

$$D = \{E\}^T \{E\} \quad (26)$$

식 (25)의  $\{E\}$ 는 오차벡터이며  $D$ 는 자승오차이다. 식 (25)을 식 (26)에 대입하면 자승오차는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D & = (\{y\} - [A] \{x\})^T (\{y\} - [A] \{x\}) \\ & = \{y\}^T \{y\} - \{x\}^T [A]^T \{y\} \\ & \quad - \{y\}^T [A] \{x\} + \{x\}^T [A]^T [A] \{x\} \\ & = \{y\}^T \{y\} - 2\{x\}^T [A]^T \{y\} + \{x\}^T [A]^T [A] \{x\} \end{aligned} \quad (27)$$

$D$ 는  $\{x\}$ 의 2차함수로 최소값은  $\{x\}$ 에 대한 미분값이 0일 때의  $\{x\}$  값으로 얻을 수 있다.

$$\partial S / \partial \{x\} = 2(-[A]^T \{y\} + [A]^T [A] \{x\}) = 0 \quad (28)$$

따라서 설계변수  $\{x\}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\{x\} = ([A]^T [A])^{-1} [A]^T \{y\} \quad (29)$$

## 3. 컴퓨터 시뮬레이션

### 3.1 해석 모델

수치해석을 위해 주어진 엔진 마운트 시스템을 Fig. 3.1에 나타내었다. 엔진을 6자유도의 강체로 가정하고 엔진마운트를 구성하는 고무의 동력학적인 모델링을 위해 3방향의 병진과 3방향의 비틀림을 고려할 수 있으나 고무마운트가 부착된 계의 비틀림운동이 병진운동에 비해 상대적으로 작으므로 고무마운트는 추축방향의 3개의 선형스프링과 감쇠기로 가정하여 모델링하는 방법이 널리 사용되어지고 있다.[12, 13, 14]

### 3.2 해석 방법

강체 마운트계의 관성제원 및 마운트강성의 규명을 위하여 먼저 Table 3.1에 주어진 설계상수를 가지고 고유치해석을 하였다. 이때 얻어진 고유진동수 데이터는 실제 시스템의 규명에서는 실험이나 해석에서 얻어진 데이터로 생각할 수 있는 데이터로 여기서는 엔진의 관성제원 및 강성값을 규명하기 위한 기본정보로 사용되어진다. 관성제원의 규명을 위하여 Table 1의 주어진 계의 관성값을 모르는 것으로 하여 임의의 초기 관성값으로 감도 해석에 의해 주어진 계의 관성값을 규명하였다. 마운트 강성의 규명도 관성제원의 규명과 같은 방법으로 규명하였다.

## 4. 관성제원 및 스프링상수의 규명

Table 3.1 에 주어진 계의 설계상수를 가지고 고유치해석을 수행한 결과를 Table 4.1 에 나타내었다. 고유치해석 결과 고유진동수가 6.59, 7.24, 8.53, 10.88, 15.21, 22.82Hz 로 나타났다.

#### 4.1 마운트 관성제원 규명

마운트의 관성제원의 규명은 Table 4.2 의 참값 데이터  $I_x, I_y, I_z$  를 모르는 것으로하여 관성제원의 주요인자인  $I_x, I_y, I_z$  를 중심으로하여 실행하였다. 일정한 오차를 가진 임의의 초기 데이터로부터 감도해석을 반복수행하여 관성값을 산출하였다. 관성제원은 최대오차가 14.46 % 이내의 값으로 규명할 수 있었다. 고유진동수의 오차는 더욱 적어서 참값 고유진동수와 유사한 값으로 3.25 % 의 오차를 보이고 있다. 관성제원의 오차와 고유진동수의 오차를 비교하여 볼 때 관성제원의 오차가 크게 나타나는 것은 동특성의 두가지 중요한 요소인 고유치와 고유모드중 고유치 감도만을 채용하고 고유모드 감도는 이용하지 않았기 때문이라 사료된다. 고유모드 감도까지 고려하여 감도해석을 실행하면 더욱 더 정확한 관성제원의 규명이 가능하리라고 생각된다.

감도해석의 반복 횟수를 증가함에 따른 관성제원의 예측값의 변화를 Fig. 4.1 에 나타내었다. 그림에서 보는 바와같이 관성제원의 계산은 감도해석 반복 횟수 4 회만에 거의 참값에 도달하였음을 알 수 있으며,  $I_x, I_y, I_z$  의 계산결과와는 달리  $I_{xy}$  의 계산에 부호가 다른 오차가 있었다. 이것은 초기 설계상수의 6 차 고유진동수가 목적치와 비교하여 가장 큰 오차폭을 가지고 있어 감도감도 이에따라 크게 나타났기 때문이다. 초기의 설계상수가 다른 차수의 고유진동수 감도값과 비교하여 민감하게 나타나게 되면 관성제원의 초기 변화량이 민감하게 변화하게 된다. 감도해석의 반복 횟수가 증가할수록 감도값은 다른 감도값과 비슷한 수준을 유지하게되고 오차도 적어지게 된다. 따라서 반복 횟수의 증가할수록 오차는 적어지게 되는 것이다.

Fig. 4.2 은 참값 데이터에 의한 고유모드 형상과 계산된 데이터에 의한 고유모드 형상이다. 1 차 모드에서 6 차모드까지 약간의 차이를 보이며 잘 일치하고 있다.

#### 4.2 마운트 강성값 규명

마운트 강성값의 규명은 Table 4.3 의 참값 데이터를 모르는 것으로하여 마운트 4 개의 3 축 방향 스프링상수 12 개의 강성값을 구하였다. 임의의 초기값을 설계상수로 하여 모델데이터의 참값 고유진동수를 얻는 것을 목적으로하여 4회의 감도해석 실행 후 얻은 강성값이다.

강성값은 최대오차가 약 5000 N/m<sup>2</sup> 이내의 값으로 규명할 수 있었다. 고유진동수의 오차는 더욱 작아서 참값 고유진동수와 잘 일치하고 있다. 오차의 분포를 살펴보면 참 강성값사이에 값의 변화가 있어도 예측된 강성오차는 고분포로 참 강성값사이의 크고 작음에 영향이 적은 것으로 나타나 낮은 강성값에 대하여 가중치를 주면 가중치가 없는 해석에 비해 더욱 정확한 규명이 가능할 것이라 생각된다. 관성제원의 규명에서 나타난 오차와 마찬가지로 예측된 강성값이 고유진동수의 오차와 비교할때 큰 오차를 나타내고 있는 것은 동특성의 두가지 중요한 요소인 고유치와 고유모드중 고유치 감도만을

채용하고 고유모드 감도는 이용하지 않았기 때문으로 생각된다. 고유모드감도까지 고려하여 감도해석을 실행하면 더욱더 정확한 강성값의 규명이 가능하리라고 생각된다.

감도해석의 반복 횟수를 증가함에 따른 마운트 강성 예측값의 변화를 Fig. 4.3 에 나타내었다. 12 개의 스프링사이의 강성값차가 심하여 강성값을 대수로 표기하였다. 감도해석 반복횟수 4 회 만에 참값에 가까이 수렴되었다.  $k_{1x}, k_{3y}$  의 계산결과가 큰 오차가 있는 것처럼 보이는 것은 대수화에 따른 것으로 실제 오차는 Table 4.3 에 나타난 것처럼 크지않다.

### 5. 동특성 변경을 위한 관성제원 및 강성의 변경

#### 5.1 관성제원 변경을 통한 동특성 변경

전달률이 작아질 수 있도록 하는 동특성 변경의 한 방법으로 고유진동수를 이동시켰다. 여기에서는 설계상수중에 관성제원을 변화시킴으로서 원하는 고유진동수를 나타내도록 하는 관성제원을 예측하였다. 고유진동수는 Table 5.1 및 Table 5.2 에 나타난 바와 같이 1 개의 고유진동수 이동과 복수의 고유진동수 이동으로 나누어 원하는 고유진동수를 얻을 수 있는 관성제원을 예측하였다.

1 개의 고유진동수 이동은 6 차 고유진동수를 22.8225 Hz 에서 20.8225 Hz 로 2 Hz 이동을 하였고 3 번의 반복해석 결과 잘 일치할 수 있었다. 또한 복수의 고유진동수 이동은 5 차와 6 차의 고유진동수를 각각 0.5 Hz 내리고 1.5 Hz 올리는 관성제원의 예측을 행하였다. 복수의 고유진동수 이동은 반복해석 5 회 만에 잘 일치하였다.

반복 5 회 후에 얻은 관성제원을 가지고 전달함수를 얻은 결과를 Fig. 5.1 에 나타내었다. 점선은 Table 3.1 의 구조변경전 계의 전달함수이며 실선은 동특성 변경을 행한 후의 전달함수이다. 고유진동수는 Table 5.1 및 Table 5.2 에서 나타난 바와 같이 잘 일치하며 전달함수의 형태도 변화가 적었다. 반공진점의 생성과 소멸 등의 급격한 전달함수의 변화는 없었지만 공진점, 반공진점에서 레벨의 변화가 있었다. 이러한 공진점에서 레벨의 변화이유는 4.1 및 4.2 절에서 기술한 것으로 고유모드 감도를 채택하지 않고 고유진동수 감도만을 채택한 이유로 나타났다고 생각된다.

#### 5.2 강성값 변경을 통한 동특성 변경

전달률이 작아질 수 있도록 설계상수중에 강성값을 변화시킴으로서 원하는 고유진동수를 나타내도록 하는 마운트 강성값을 예측하였다. 고유진동수는 Table 5.3 및 Table 5.4 에 나타난 바와 같이 1 개의 고유진동수 이동과 복수의 고유진동수 이동으로 나누어 원하는 고유진동수를 얻을 수 있는 마운트 강성값을 예측하였다.

관성제원을 이용한 동특성 변경과 유사하게 1 개의 고유진동수 이동은 5 차 고유진동수를 15.2084 Hz 에서 23.7084 Hz 로 1.5 Hz 이동을 하였고 4 번의 반복해석 결과 잘 일치할 수 있었다. 또한 복수의 고유진동수 이동은 5 차와 6 차의 고유진동수를 각각 1.5 Hz 내리고 1.5 Hz 올리는 마운트 강성값의 예측을 행하였다. 복수의 고유진동수 이동은 반복해석 5 회 정도에서 어느정도 잘 일치하였다.

반복 5 회 후에 얻은 강성값을 가지고 전달함수를 얻은 결과를 Fig. 5.2 에 나타내었다. 관성제원에 의한 동특성 변경에서와 마찬가지로 점선은 Table 3.1 에서 제시한 설계상수에 의한 전달함수이며 실선은 동특성 변경을 수행한 해석 결과의 전달함수이다. 고유진동수의 이동이 비교적 잘 되었다.

규명된 마운트의 관성제원 및 강성값의 변경량을 Table 5.5 및 Table 5.6 에 나타내었다. 관성제원의 변경량을 구하는 경우, 목적하는 고유진동수로의 변화를 위해서는 설계상수  $I_y, I_{xy}$  가 다른 것에 비해 크게 변화하였다. 이는 다른관성제원의 성분에 비해  $I_y, I_{xy}$  가 5 차 및 6 차 고유진동수 변화에 민감한 것 때문이다. Table 5.6 의 계산된 강성값은 특별히 변화가 큰 변경량이 없이 12 개의 강성값이 고르게 변화하여 원하는 고유진동수를 나타내었다. 원하는 고유진동수를 얻기 위해서는 강성값 및 관성제원의 변화는 본 연구에서 작성된 프로그램에서 잘 구하였다.

6. 결론

엔진 마운트계의 관성제원 및 마운트 강성값의 규명 및 개선을 위한 감도해석 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 마운트계의 관성 제원 및 스프링 상수를 물리 좌표계에서 규명할 수 있는 감도해석 기법을 제시하였다.
- 2) 감도해석을 통하여 동특성변경을 위한 관성 및 강성변경량을 구할 수 있었다.
- 3) 고유진동수 이동을 위하여 구조 변경량을 계산하는 프로그램을 작성하였다.

1. 藤川 猛 外 3, 1985, "感度解析を用いた振動システムの同定", 日本機械學會 論文集 第52巻476號, pp.1224-1231
2. 長松昭男, 1985, "モード解析", 培風館, pp.251-274
3. Guyan, R.J., 1965, "Reduction of Stiffness and Mass Matrix", AIAA Vol.3
4. 이 장무, 이 재운, 성 명호, 1992, "평판구조 결합부의 동적모델링에 관한 연구", 한국소음진동공학회지 제2권1호
5. 大熊政明 外, "特性行列の實驗的決定による系同定 (7)報", 日本機械學會 論文集 第 54巻 507號
6. 박 석태, 1991, "실험모드해석법에 의한 엔진관성제원 및 마운트고무 스프링상수 규명", 자동차공학회 춘계학술대회,
7. 鞍谷 文保 外 2, 1986, "感度解析を用いた振動システムの同定", 日本機械學會 論文集 第 53巻 487號
8. Masaaki Ookuma 외 1, "Application of Direct System Identification Method for Engine Rigid Body Mount System", ASME 860551
9. 오 재웅, 1985, "구조물 모드해석의 기초와 응용"
10. Fox.R.L. 외 1, 1969, "Rate of Change of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Vol. 6 No. 1, pp.2426
11. 朴 錫柱 外 4, "フレス機械の振動解析と最適設計", 日本機械學會論文集 第 56巻 524號, pp. 872-880
12. 강 희중, 1991, "자동차 엔진마운트계의 동특성개선을 위한 고유모드감도해석 및 구조변경", 한양대석사학위논문
13. Tohara h, et al., 1975, "防振ゴム", 日本鐵道車輛工業會
14. 박 석태, 정 경렬, 이 종원, 김광준, 1986, "엔진마운트용 고무의 동력학적 모델링", 대한기계학회지 제10권5호
15. 三浦 登 外 1, 1990, "自動車設計と解析シミュレーション"
16. 高田 傳, 1984, "アイドル時の車體の振動解析", 自動車技術 Vol. 38 No. 12, pp.1480-1484

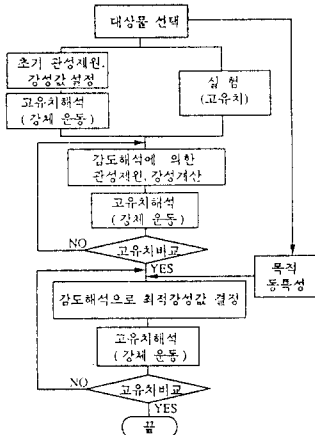


Fig. 1.1 Flow chart for dynamic characteristics by sensitivity analysis

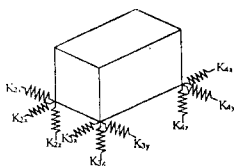


Fig. 2.1 Rigid model with supported spring

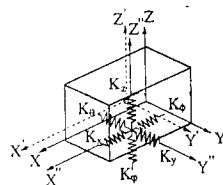


Fig. 2.2 Coordinates and rigid model for analysis

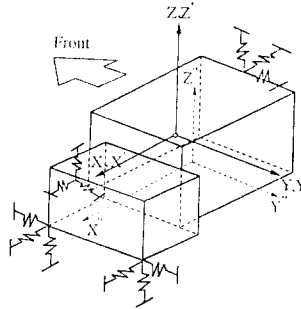


Fig. 3.1 Rigid modeling of engine mount system

Table 3.1 Reference data of engine mount system

Number of mount : 4							
Inertia Properties of engine (e.g. kg·m <sup>2</sup> )							
Mass	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$I_{zz}$	$I_{xy}$	$I_{yz}$	$I_{zx}$	
277.83	8.66	11.89	16.60	1.91	-2.63	0.13	
Mount location (a)	$x_0$	$y_0$	$z_0$	$x_1$	$y_1$	$z_1$	
1	0.31	0.31	-0.26				
2	0.28	0.21	0.14				
3	0.41	0.0	0.17				
4	0.47	0.03	0.188				
Mount stiffness (k·m)	$k_x$	$k_y$	$k_z$				
1	9000	22000	76000				
2	51800	199000	212900				
3	370000	17000	91000				
4	392000	67000	100000				

Table 4.1 Dynamic characteristics of reference model

Eigenvalue and Natural Frequency					
(a)	1st	2nd	3rd	4th	5th
	41.40748 (rad/s)	45.91511 (rad/s)	53.41568 (rad/s)	58.33373 (rad/s)	95.58782 (rad/s)
(b)	6.59022 (Hz)	7.21295 (Hz)	8.53329 (Hz)	10.87500 (Hz)	15.20842 (Hz)
	61th	62th	63th	64th	65th
	143.98818 (rad/s)				22.92253 (Hz)
Eigenvector					
(a)	-5457E-2	5239E-1	-3641E-2	-2300E-1	-9982E-4
	-5877E-1	-6106E-2	9710E-2	1794E-2	-2022E-2
	-5455E-2	-2853E-2	-4709E-1	2524E-2	-3543E-1
	4181E-1	-1519E-1	-3022E-0	9298E-3	2755E-0
	-7506E-3	-1547E-2	6614E-2	1802E-1	-2600E-1
	-1932E-1	-1140E-0	-8815E-1	2131E+0	-5479E-2
Orthogonality check of eigenvalue					
(a)	-1000E-01	-5274E-15	1494E-15	-1249E-15	-1210E-15
	-5274E-15	1000E-01	-3014E-16	5581E-16	-8847E-16
	-1500E-15	-8674E-17	1000E-01	-5581E-16	-3084E-16
(b)	-1388E-15	5581E-16	-5204E-16	1000E-01	-1457E-16
	-1413E-15	-1000E-15	-2353E-15	1492E-15	1000E-01
	-3720E-16	-4857E-16	-1166E-15	-4193E-16	-3318E-16

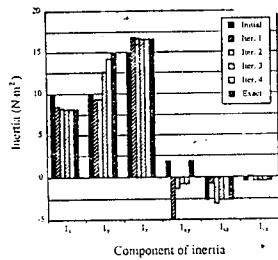


Fig. 4.1 Variation of inertia value due to the iteration

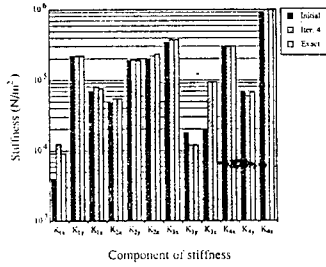


Fig. 4.3 Variation of stiffness value due to the iteration

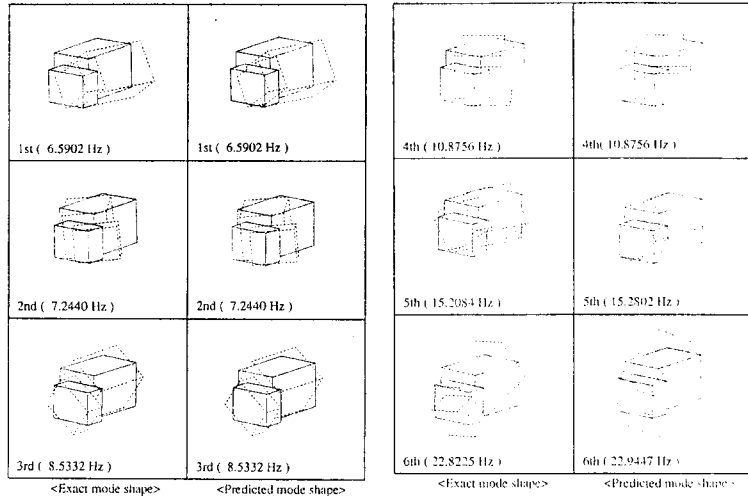


Fig. 4.2 Comparison of mode shapes between exact and predicted (sensitivity analysis of inertia)

Table 4.2 Results of analysis for identification of inertia value (N·m², Hz)

분류	항목	초기값	계산값	오차 (%)	
관성	1x	8.06	10.00	8.146	4.43
	1y	14.89	10.00	14.183	14.46
	1z	16.60	15.00	16.597	1.88
	2x	1.94	1.94	-0.807	-
	2y	-2.63	-2.63	-2.680	-
	2z	-0.43	-0.43	-0.471	-
고유	1st	6.5902	5.5786	6.5902	0.00
	2nd	7.2440	7.3142	7.2440	0.00
	3rd	8.5332	8.1981	8.5332	0.00
	4th	10.8756	11.3197	10.8756	0.00
	5th	15.2084	14.3028	15.2082	0.02
	6th	22.8225	28.1256	22.9447	3.25

Table 4.3 Results of analysis for identification of stiffness value

분류	항목	초기값	계산값	오차 (%)	
마찰	k1x	9000	4000	12596	3566
	k1y	220000	220000	223808	3808
	k1z	76700	76000	80518	3818
	k2x	54800	50000	54715	85
	k2y	190000	190000	194822	4822
	k2z	237000	200000	221641	5359
	k3x	370000	310000	373111	3111
	k3y	120000	180000	11858	142
	k3z	94000	20000	31423	428
	k4x	305600	305600	304802	798
	k4y	67200	67200	67653	1717
	k4z	1000000	900000	1006521	621
고유	1st	6.5902	5.5944	6.5902	0.00
	2nd	7.2440	7.1658	7.2440	0.00
	3rd	8.5332	8.1093	8.5332	0.00
	4th	10.8756	10.7550	10.8756	0.00
	5th	15.2084	14.2599	15.2084	0.00
	6th	22.8225	21.1389	22.8225	0.00

Table 5.2 Variation of natural frequencies due to inertia change (Hz)

N.F	Initial	Object	Iter. 1	Iter. 2	Iter. 3	Iter. 4	Iter. 5
1st	6.5902	6.5902	6.5884	6.5898	6.5902	6.5902	6.5902
2nd	7.2440	7.2440	7.2433	7.2438	7.2439	7.2440	7.2440
3rd	8.5332	8.5332	8.4317	8.5122	8.5331	8.5332	8.5332
4th	10.8756	10.8756	10.8792	10.8762	10.8756	10.8756	10.8756
5th	15.2084	14.7084	14.0068	14.7162	14.6986	14.7084	14.7084
6th	22.8225	24.3225	34.3927	28.1781	25.1106	24.3587	24.4226

Table 5.5 Result of analysis for inertia modification (N·m²)

분류	초기값	계산값 (case)	
		6차: 22.8 → 20.8	5차: 15.2 → 14.7 6차: 22.8 → 24.3
관성	1x	8.06	8.0683
	1y	14.89	17.5790
	1z	16.60	16.6310
계	1xy	1.94	1.7680
	1xz	-2.63	-2.5318
변경	1yz	-0.43	-0.4310
			-0.2384

Table 5.6 Result of analysis for stiffness modification (N/m²)

분류	초기값	계산값 (case)	
		5차: 15.2 → 13.7	6차: 15.2 → 13.7 6차: 22.8 → 24.3
마찰	k1x	9000	20696
	k1y	220000	192277
	k1z	76700	41732
	k2x	54800	50928
	k2y	190000	182450
	k2z	237000	201597
	k3x	370000	338918
	k3y	120000	29148
	k3z	94000	100524
	k4x	305600	235099
	k4y	67200	105570
	k4z	1000000	1020774

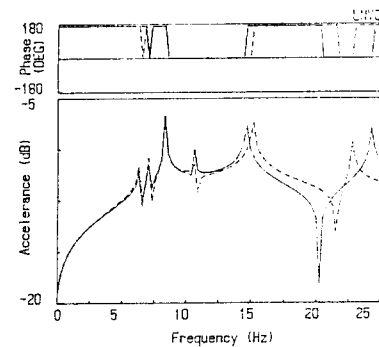


Fig. 5.2 Transfer function due to inertia modification

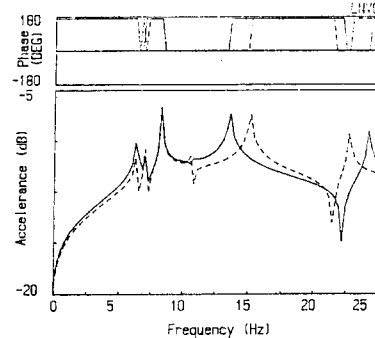


Fig. 5.3 Transfer function due to stiffness modification