

<논 문>

하이드로릭 마운트가 장착된 엔진 지지계의 고유치 해석

Eigen-Analysis of Engine Mount System with Hydraulic Mount

고 강 호* · 김 영 호**

Kang-Ho Ko and Young-Ho Kim

(2000년 4월 10일 접수 : 2000년 8월 30일 심사완료)

Key Words · Hydraulic Engine Mount(하이드로릭 엔진 마운트), Complex Exponential Method(복소 지수법), Inverse Fourier Transformation(역 푸리에 변환), Laplace Transformation(라플라스 변환)

ABSTRACT

To determine the modal matrix and modal frequency of engine mount system, we must solve so-called eigen-value problem. However eigen-value problem of engine mount system with hydraulic mount can not be solved by general eigen-analysis algorithm because the properties of hydraulic mount vary with frequency. So in this paper the method for modal analysis of rigid body motions of an engine supported by hydraulic mount is proposed. Natural frequencies and mode shapes of this nonlinear system are obtained by using complex exponential method and Laplace transformation method. In time domain, impulse response functions are calculated by (two-sided) discrete inverse Fourier transformation of forced frequency response functions achieved by Laplace transformation of the differential equation of motion. Considering the fact that frequency response functions synthesized by modal parameters from proposed method are in good agreement with original FRFs, it is proved that the proposed method is very efficient and useful for the analysis of eigen-value problem of hydraulic engine mount system.

1. 서 론

차량에 있어서 엔진의 강체(rigid body) 운동은 엔진 셰이크(shake), 크랭킹(cranking) 진동 등과 같은 차체의 저주파 진동을 유발하게 되며, 특히 공회전(idle) 시에는 다른 외부 가진력이 없기 때문에 차체 진동은 엔진 강체 진동에 의해서만 발생되므로 엔진의 운동을 제어하는 것이 필요할 뿐만 아니라, 엔진 마운트를 통하여 차체로 전달되는 엔진 가진력을 감소시키는 것이 필요하다.

이에 따라 고무(rubber) 마운트를 이용한 엔진 지지법이 보편화되고 있으며, 마운트의 성능을 향상시키기 위한 연

구가 많이 진행되어 왔다. 그 결과 기초적인 엔진 지지계 모델이 후륜 구동 차량에 적용되었으며, 엔진 지지계에 대한 해석 방법 및 설계 기준이 개발되었다. 이에 관한 대표적인 이론으로는 엔진의 롤(roll) 모드를 분리시키기 위한 토크 롤 축, 탄성 중심, 경사 지지법 이론이 있고, 피치(pitch) 모드와 바운스(bounce) 모드를 분리하기 위한 충격 중심, 모멘트 비 이론 등이 있으며, 현재까지도 널리 사용되고 있다.

근래에 이르러 최적화 이론의 발전에 따라 최적화 기법을 적용한 엔진 지지계의 최적 설계 기법이 많이 제시되고 있다. 그 중 John Bretl⁽¹⁾은 차체의 진동을 최소화하기 위하여 응답 민감도(response sensitivity)를 이용하여 마운트의 위치, 강성 그리고 감쇠비 등을 최적화 하였다. 그리고 David M. Ford⁽²⁾는 공회전시의 진동을 저감하기 위하여 롤 모드를 분리시키기 위한 마운트의 위치를 최적화 하였

* 정회원, 대우자동차 기술연구소

** 대우자동차 기술연구소

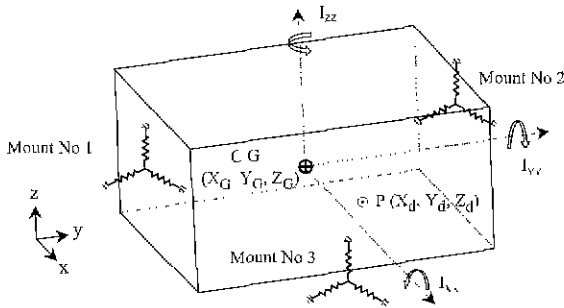


Fig. 1 Model of an engine mount system

다. 또한 James E. Bernard⁽³⁾ 등은 강체 고유 진동수를 가진 주파수의 범위로부터 분리시키기 위하여 벌칙 함수 (penalty function)을 도입하여 마운트의 위치, 강성 및 장착 각도 등을 최적화 하였다. 이러한 최적화 기법들은 고유치 해석을 통하여 구한 고유 모드와 고유 진동수를 이용하게 되므로 일반적인 고무 마운트에는 적용될 수 있으나, 액체 봉입식 하이드로릭 마운트는 주파수에 따라 강성과 댐핑(damping)의 특성이 변하는 비선형성을 가지기 때문에 고유치 해석을 수행할 수 없으므로 최적화 기법의 적용이 곤란하게 된다.

따라서 본 연구에서는 모드 시험(modal test)의 기본 개념을 도입하여 하이드로릭 마운트가 적용된 엔진 지지계의 고유치를 해석하는 방법을 제시하였다. 이 방법을 통하여 추출한 고유 진동수나 모드 상수(modal constant)와 같은 모드 파라미터를 이용하여 주파수 응답 함수(frequency response function)를 재구성(synthesis) 하였으며, 이 함수를 원래의 주파수 응답 함수와 비교함으로써 모드 파라미터의 유용성을 확인하였다.

2. 엔진 지지계의 동특성

2.1 엔진 강체 운동 방정식

Fig. 1에 나타나 있는 임의의 점 $P(X_d, Y_d, Z_d)$ 에서의 병진 자유도 y 와 회전 자유도 θ 에 대한 엔진의 강체 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f$$

$$x = \{ y \ \theta \}_P^T \quad (1)$$

식 (1)에서 관성 행렬 M 은 엔진의 강체 운동 조건을 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = \begin{bmatrix} M & & & & & & \\ 0 & M & & & & & \\ 0 & 0 & M & & & & \\ 0 & -G_3 & G_2 & I_{11} & & & \\ G_3 & 0 & -G_1 & -I_{21} & I_{22} & & \\ -G_2 & G_1 & 0 & -I_{31} & -I_{32} & I_{33} & \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서

M : mass of an engine

$$G_1 = M(X_G - X_d)$$

$$G_2 = M(Y_G - Y_d)$$

$$G_3 = M(Z_G - Z_d)$$

$$I_{11} = I_{xx} + M((Y_G - Y_d)^2 + (Z_G - Z_d)^2)$$

$$I_{22} = I_{yy} + M((X_G - X_d)^2 + (Z_G - Z_d)^2)$$

$$I_{33} = I_{zz} + M((X_G - X_d)^2 + (Y_G - Y_d)^2)$$

$$I_{21} = I_{yx} + M(Y_G - Y_d)(X_G - X_d)$$

$$I_{31} = I_{zx} + M(Z_G - Z_d)(X_G - X_d)$$

$$I_{32} = I_{zy} + M(Z_G - Z_d)(Y_G - Y_d)$$

$$I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$$

: mass moment of inertia at C.G.

또한 엔진 마운트에 의하여 엔진의 임의의 P 점의 변위에 작용하는 강성 행렬 K 과 감쇠 행렬 C 는 다음과 같이 변환 행렬을 이용하여 구할 수 있다.

$$K = G^T T^T K_M T G \quad (3)$$

$$C = G^T T^T C_M T G \quad (4)$$

여기서 K_M 과 C_M 은 마운트 r 의 주축(principal axes) 방향에 대한 강성 행렬 K_r 과 댐핑 행렬 C_r 로 구성되는데, Fig. 2와 같이 마운트가 3개인 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_M = \begin{bmatrix} K_1 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & 0 \\ 0 & 0 & K_3 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$C_M = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & 0 \\ 0 & C_2 & 0 \\ 0 & 0 & C_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

그리고 마운트 r 의 주축 방향과 전체 좌표계의 방향 코사인 행렬(direction cosine matrix)인 T_r 을 사용하면 변환 행렬 T 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_M = \begin{bmatrix} T_1 & 0 & 0 \\ 0 & T_2 & 0 \\ 0 & 0 & T_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

그리고 좌표 변환 행렬 G 는 마운트 r 의 좌표 $P_r(X_r, Y_r, Z_r)$ 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G = [G_1 \ G_2 \ G_3]^T \quad (8)$$

여기서

$$G_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_r - Z_d & -Y_r + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_r + Z_d & 0 & X_r - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_r - Y_d & -X_r + X_d & 0 \end{bmatrix},$$

$r=1, 2, 3$ (9)

2.2 엔진 마운트의 동특성

고무 마운트의 강성 및 댐핑은 엔진 강제 모드가 분포되어 있는 주파수 영역인 약 5~25 Hz 부근에서는 주파수에 관계없이 거의 일정한 값을 가지게 된다. 이 경우 엔진의 강제 고유 진동수와 고유 모드는 고유치 해석을 통하여 비교적 간단히 구할 수 있다. 식 (1)에서 댐핑을 무시하였을 경우, 자유진동의 고유치 문제는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$KX - \omega^2 MX = 0 \quad (10)$$

여기서 M 과 K 는 6×6의 정방 행렬(square matrix)이며, X 와 ω 는 고유 벡터와 고유 모드이다.

그러나 하이드로릭 마운트는 상하 방향으로의 강성과 댐핑이 주파수에 따라 다른 특성을 나타내는 비선형성을 가지게 된다. Fig. 2는 전형적인 하이드로릭 마운트의 강성과 댐핑 특성을 나타내고 있는데, 특정 주파수에서 매우 높은 댐핑 특성을 가짐을 볼 수 있다. 이 때 엔진의 자유 진동에 있어서 댐핑의 영향은 무시될 수 없게 되며, 고유치 문제는 식 (11)과 같이 주파수의 함수로 표현된다.

$$K(\omega)X + i\omega C(\omega)X - \omega^2 MX = 0 \quad (11)$$

이러한 형태의 고유치 문제의 해는 식 (10)과 같은 형태의 고유치 문제에 적용할 수 있는 일반적인 고유치 해석 알고리즘으로는 직접 구할 수 없게 되므로, 다음에 기술된 리플라스 변환과 단위 충격 함수를 이용한 복소 지수법을 사용하면 고유치를 간접적으로 구할 수 있다.

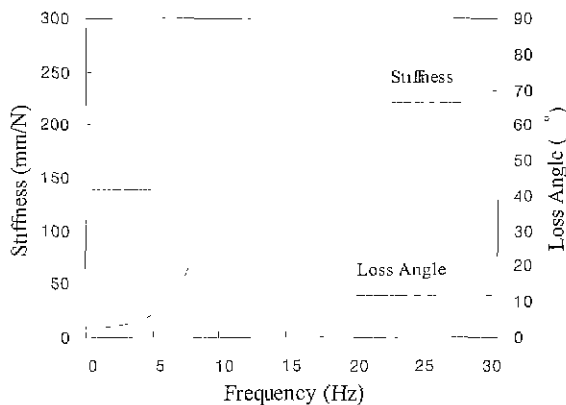


Fig. 2 The typical dynamic characteristics of hydraulic engine mount.

3. 고유치 해석

3.1 라플라스 변환

식 (1)과 같이 개의 진동 모드를 갖는 점성 감쇠(viscous damping) 개의 리셉턴스(receptance)는 다음과 같이 모드 파라미터를 사용하여 표현할 수 있다.

$$H_{ik}(\omega) = \sum_{r=1}^{2N} \frac{r A_{ik}}{\omega_r \zeta_r + i(\omega - \omega_r')}$$

$$\omega_r' = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$$

$$\omega_{r+N'} = -\omega_r'$$

$${}_{i-N} A_{ik} = {}_i A_{ik}^* \quad (12)$$

여기서 $r A_{ik}$ 는 모드 상수(modal constant) 또는 레지듀(residue) 라고 하며, 이 모드 상수는 다음과 같이 모드 벡터 ϕ 의 요소의 곱으로 표현되므로 모드 상수의 비는 구하고자 하는 모드 벡터의 비와 같다.

$$r A_{ik} = \frac{{}_i \phi_i \cdot {}_k \phi_k}{m_r} \quad (13)$$

보통 모드 파라미터 추출법에는 주파수 영역 해석, 시간 영역 해석 등 여러 가지 방법과 이론이 있지만, 시간 영역에서 수행하는 대표적인 커브 피팅 방법으로는 복소 지수법이 있다. 복소 지수법에는 단위 충격 함수(impulse response function, IRF)가 사용되는데, 이 IRF는 식 (14)와 같이 주파수 응답 함수의 역(inverse) 푸리에 변환으로 구할 수 있으며, 이산(discrete) 주파수 응답 함수일 경우는 식 (15)에 나타나 있는 이산 역 푸리에 변환을 적용할 수 있다.

$$h(t) = \int_{-\infty}^{\infty} H(f) e^{2\pi i f t} df \quad (14)$$

$$h(j) = \sum_{k=1}^N H(k) e^{2\pi i N^{(j-1)k}} \Delta f \quad (15)$$

이 때 모드 파라미터로 표현되는 IRF는 식 (12)를 역 푸리에 변환으로 구할 수 있으며, 다음과 같이 지수 함수로 표현된다.

$$h_{ik}(t) = \sum_{r=1}^{2N} r A_{ik} e^{S_r t} \quad (16)$$

$$S_r = -\omega_r \zeta_r + i\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}$$

그러므로 일정한 주파수 간격을 가지는 IRF가 있을 경우, 복소 지수법을 이용하여 식 (16)의 상수를 구함으로써 개의 고유 진동수와 감쇠비 그리고 모드 상수를 구할 수

있다.

한편 식 (1)을 라플라스 변환을 하면 다음과 같이 강제 진동 응답을 구할 수 있다.

$$X(\omega) = (-\omega^2 M + i\omega C(\omega) + K(\omega))^{-1} F \quad (17)$$

여기서 F 는 임의의 P 점에 가해지는 6×1 의 힘 벡터인데, 단위 힘 벡터(unit force vector)일 경우 강제 진동 응답 X 는 주파수 응답 함수가 된다 이 때 구하고자 하는 모드 파라미터는 외부 가진력에 관계없이 항상 일정하므로 모든 자유도의 주파수 응답 함수가 잘 표현될 수 있도록 힘 벡터 F 를 선정하면 된다. 식 (17)을 사용하여 구한 주파수 응답 함수는 일정 주파수 간격을 갖는 이산 함수로 표현되므로 식 (15)에 나타나 있는 이산 역 푸리에 변환을 이용하면 일정한 주파수 간격을 가지는 IRF를 구할 수 있으며, 따라서 복소 지수법을 이용하여 모드 파라미터를 구할 수 있게 된다.

3.2 하이드로릭 마운트 해석 예

앞에서 제시된 방법을 사용하여 하이드로릭 마운트가 장착된 엔진 지지계에 대한 고유치 해석을 수행하였다. 해석 모델은 Fig. 1에 나타나 있는 것과 같이 엔진은 왼쪽(LH), 오른쪽(RH) 그리고 뒤쪽(RR)에 위치한 3개의 마운트에 의하여 지지되어 있으며, 그 중 오른쪽 마운트의 z 방향으로 하이드로릭 마운트가 적용되어 있다 엔진의 관성 특성과 각 마운트의 동특성은 각각 Table 1과 Table 2에 나타나 있으며, 하이드로릭 마운트의 강성과 댐핑 특성은 Fig. 2에 나타나 있다. 여기서 마운트의 댐핑 특성은 손실각(loss angle)으로 표현되어 있으며, 다음과 같은 관계식을 이용하였다.

$$C(\omega) = K(\omega) \tan(\delta(\omega)) / \omega \quad (18)$$

여기서,

$K(\omega)$: Mount stiffness

δ : Loss angle

식 (17)을 이용하여 주파수 응답 함수를 구하였으며, 계산의 편의성을 위하여 임의의 점 P 를 엔진의 질량 중심점과 같은 좌표를 사용하였다. 그리고 주파수 응답 함수의 주

Table 1 Engine inertia properties

| Loc. of C.G. (mm) | Mass (kg) | Moment of inertia (kgm ²) | | | | | |
|----------------------|--------------|--|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | I_{xx} | I_{yy} | I_{zz} | I_{yx} | I_{zx} | I_{zy} |
| (X, Y, Z) | M | | | | | | |
| (-56,-115,96) | 171.9 | 10.27 | 5.28 | 8.40 | -1.02 | -0.16 | -1.86 |

Table 2 Dynamic properties of engine mounts

| | Dir. | Mount | | |
|------------------------|------|--------|-----------|--------|
| | | 1 (LH) | 2 (RH) | 3 (RR) |
| Location (mm) | X | -101 | -8 | -408 |
| | Y | 368 | -562 | 15 |
| | Z | 302 | 282 | -175 |
| Orient. Angle | X | 0 | 0 | 0 |
| | Y | 0 | 0 | 0 |
| | Z | 0 | 0 | 0 |
| Loss Angle (degree) | X | 3 | 3 | 3 |
| | Y | 3 | 3 | 3 |
| | Z | 3 | see Fig.2 | 3 |
| Stiffness (N/mm) | X | 107.6 | 176.2 | 93.4 |
| | Y | 86.3 | 120.1 | 0 |
| | Z | 209.8 | see Fig.2 | 7.4 |

파수는 0.06 Hz 간격으로 0~30 Hz 범위에서 이산화하였고, 이 때 가진력 $f = \{1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 1 \ 1\}^T$ 로써 하이드로릭 마운트가 작용하는 z 방향으로도 가진될 수 있도록 하였다. 그러므로 이 가진력에 의하여 6개의 이산 주파수 응답 함수가 구해지게 되는데, 그 형상은 Fig. 3에 나타나 있는 것과 같다.

복소 지수법에 의한 커브 피팅에 있어서 폴(pole)의 개수 N 에 대한 초기 추정치가 필요하게 되는데, 일반적인 고무 마운트가 적용된 엔진 지지계의 경우에는 추정치를 6으로 사용할 수 있으나, 하이드로릭 마운트가 적용된 경우는 물리적 모드 수보다 큰 값을 추정치로 사용하여야 한다. 여기에서는 폴의 추정치를 24로 하였으며, 각 주파수 응답 함수로부터 계산된 6세트(sets)의 폴의 위치를 를 사용하여 Fig. 3에 나타내었다. 이러한 점들은 주파수와 감쇠비 그리고 모달 상수와 같은 모달 파라미터와 각각 대응되어 있다.

이 때 주파수 응답 함수의 피크(peak)의 위치와 폴의 위치를 고려하여 6개의 고유 진동수를 선택할 수 있는데,

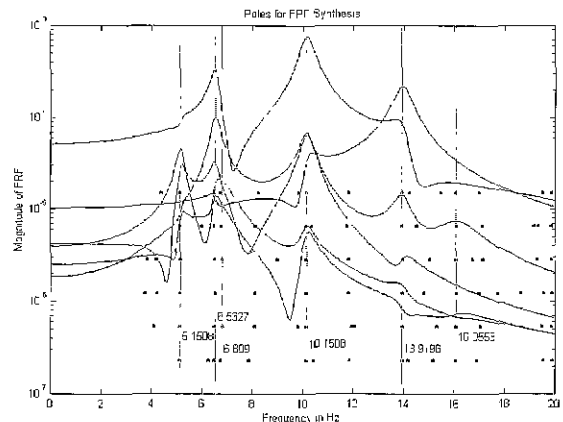


Fig. 3 Frequency response functions at C.G. of engine and their poles

Fig. 3에 선택된 고유 진동수의 주파수가 표시되어 있다. 같은 주파수상에 놓여 있는 6개의 점들은 주파수와 댄핑 계수는 서로 동일한 값을 가지게 되고, 모달 상수는 각 주파수 응답 함수의 피크치에 비례하는 값을 가지게 되는데, 식 (13)을 이용하면 모드 벡터를 구성할 수 있다. Table 3은 구하고자 하는 각 모드의 고유 진동수, 댄핑 계수 그리고 모드 벡터를 나타내고 있다.

여기서 엔진의 강제 모드가 형성되어 있을 경우, 각 모드의 형상은 모드 벡터만으로 구분하기가 어려운 경우가 있는데, 이 때 다음과 같은 엔진 마운트의 포텐셜 에너지 (potential energy) E_i 를 이용하면 각 모드의 모드 형상을 쉽게 판단할 수 있다.

$$E_i = \frac{1}{2} F_i^* \phi_i = \frac{1}{2} (K \phi_i)^* \phi_i \quad (19)$$

여기서 ϕ_i 와 F_i 는 ϕ_i 에 각각 i 번째 모드 벡터와 ϕ_i 에 의해서 발생하는 스프링력을 나타내며, $*$ 는 벡터의 요소별 곱(element by element product)을 의미한다. 이 식을 사용하면 각 모드의 자유도별 에너지 비(ratio)는 Fig. 4와 같이 나타나게 되며, 에너지의 분포를 고려하면 Table 3과 같이 모드 형상을 쉽게 판단할 수 있다.

여기서 3번째 모드와 6번째 모드는 하이드로릭 마운트의 z 방향의 변위가 크게 발생하는 바운스(bounce) 모드와 피

치(pitch) 모드에 해당되므로, 하이드로릭 마운트의 영향으로 인하여 모드 댄핑 계수(modal damping factor)가 다른 모드에 비하여 크게 나타남을 볼 수 있다.

제시한 방법으로 구한 모달 파라미터의 유용성은 식 (12)를 이용하여 주파수 응답 함수를 재구성(synthesis)함으로써 확인할 수 있다. Fig. 5는 식 (17)을 이용하여 구한 원래의 주파수 응답 함수와 Table 3에 있는 모드 파라미터로 재구성한 주파수 응답 함수를 각 자유도별로 비교하여 나타내고 있다. 하이드로릭 마운트의 주된 작용 방향인 z 방향과 θ_x 방향을 포함한 모든 주파수 응답 함수가 매우 잘 일치하고 있으며, 또한 다른 가진력 벡터를 사용할 경우 주파수 응답 함수의 형태가 변하게 되는데, 이 경우에도 Table 3에 나타나 있는 모달 파라미터와 동일한 값이 추출되었다. 이것으로 미루어 볼 때 구한 모드 파라미터가 유용한 값이며 유일(unique)한 값을 알 수 있다

3.3 일반 마운트계 해석 예

일반적인 고무 마운트계의 고유치를 제시한 해석 방법과 일반적인 고유치 해석 방법을 적용하여 서로 정확하게 일치하는 고유치를 구함으로써 제시한 해석 방법의 타당성을 확인하였다. RH 마운트의 z 방향에 대한 손실각(3°)과 강성(138.9 N/mm)를 제외하고는 엔진 마운트계의 특성은 Table 1과 Table 2에 나타나 있는 것과 그 값이 같다. 두 가지 해석 방법으로 구한 이 선형계의 고유 진동수 및 고유 모드 등 모달 파라미터가 서로 정확하게 일치하였는데, 그 값은 Table 4에 나타나 있는 것과 같다.

하이드로릭 마운트계의 고유치를 해석할 경우, 보통 하이드로릭 마운트의 특성을 특정한 값으로 가정하여 일반 마운트계에 적용하는 고유치 해석 방법을 이용하게 되는데, 이 경우 바운스 모드와 피치 모드에 있어서 많은 오차가 발생하므로 제시한 해석 방법을 이용하여 해석해야 함을 알 수 있다.

Table 3 Modal parameters of hydraulic mount system

| n | f_n (Hz) | ξ_n | ϕ_n | | | | | | Mode Shape |
|---|---------------|---------|----------|--------|--------|------------|------------|------------|-----------------|
| | | | X | Y | Z | θ_x | θ_y | θ_z | |
| 1 | 5.15 | 0.031 | -0.048 | -0.788 | 0.109 | -0.513 | 0.373 | 0.006 | Lateral |
| 2 | 6.51 | 0.028 | 0.315 | -0.033 | 0.047 | -0.064 | -0.944 | -0.013 | F/aft & Roll |
| 3 | 6.79 | 0.096 | 0.097 | -0.172 | -0.790 | 0.527 | 0.241 | -0.008 | Bounce |
| 4 | 10.16 | 0.026 | -0.088 | -0.006 | -0.004 | 0.087 | -0.991 | 0.036 | Roll & F/aft |
| 5 | 13.94 | 0.026 | -0.005 | 0.001 | 0.002 | -0.070 | 0.301 | -0.950 | Yaw |
| 6 | 16.07 | 0.058 | -0.001 | -0.025 | -0.013 | 0.995 | 0.015 | -0.091 | Pitch |

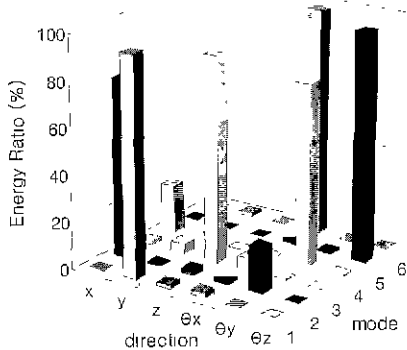


Fig. 4 Energy distribution ratio of modes

4. 결론

본 논문에서 하이드로릭 마운트에 의하여 지지되어 있는 엔진의 강제 운동에 대한 고유치 해석을 수행하였다. 하이드로릭 마운트는 주파수에 따라 강성과 댄핑이 변하는 특성을 가지고 있기 때문에 일반적인 고유치 해석 알고리즘으로는 해석이 불가능한 문제점이 있다. 따라서 고유 진동수나 모드 상수와 같은 모드 파라미터를 구하기 위하여 단위 충격 함수를 이용하여 커브 피팅을 수행하는 복소 지수법을 이용하였다. 여기에 필요한 단위 충격 함수는 리플라스 변환된 엔진의 강제 진동 응답을 이산 역 푸리에 변환하여 사용하였다. 강제 진동 응답을 구할 때 적용되는 단위 가진력 벡터는 임의적으로 선정할 수 있는데, 엔진의

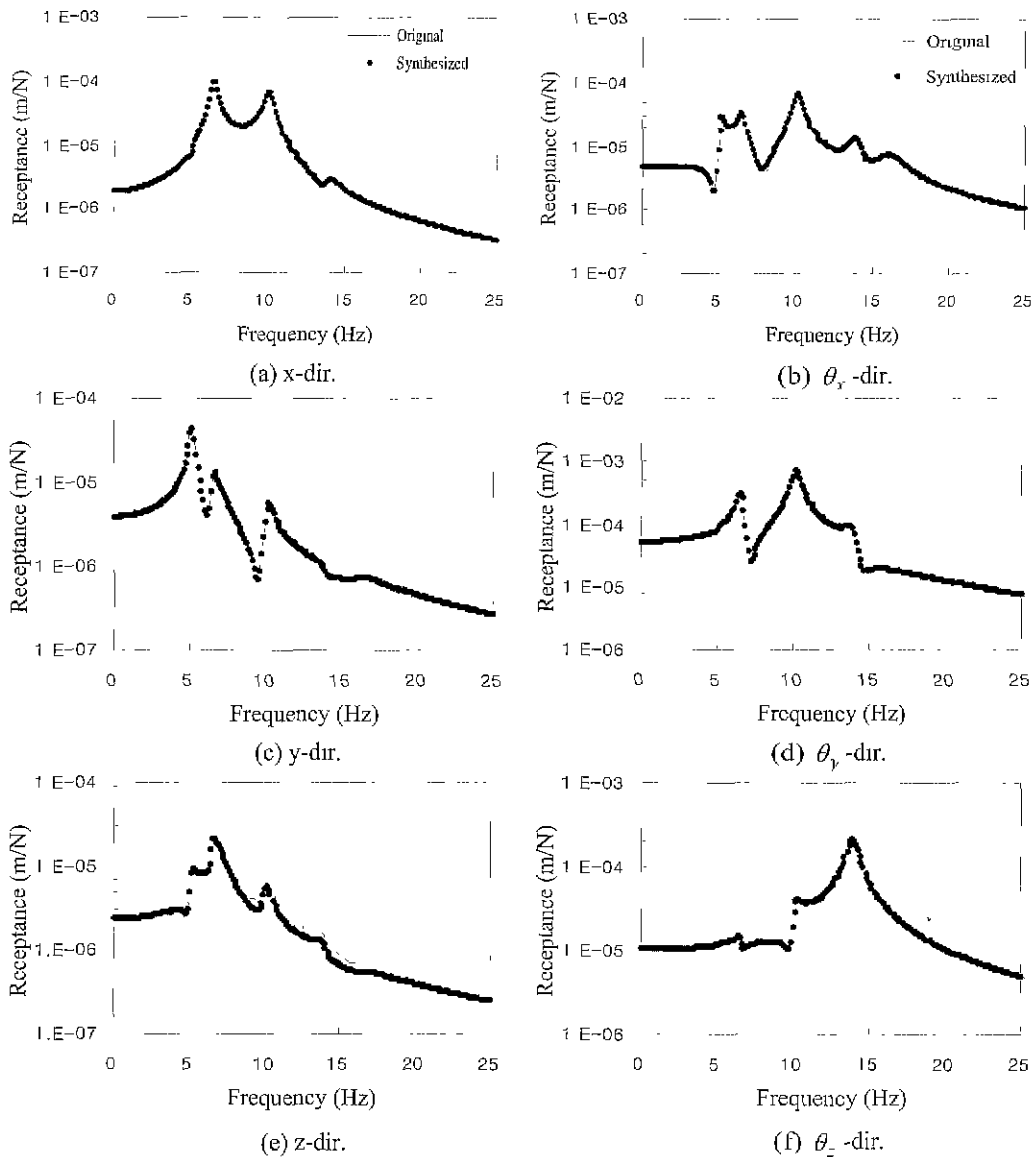


Fig. 5 The comparison of original and synthesized frequency response functions

거동이 잘 나타날 수 있도록 가진 방향을 선정하여 사용하였다. 이렇게 구한 모드 파라미터를 이용하여 재구성한 주파수 응답 함수는 원래의 주파수 함수와 잘 일치하였는데, 이것을 통하여 모드 파라미터가 정확하게 추출되었음을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

(1) Bretl, J., 1993, "Optimization of Engine Mounting Systems to Minimize Vehicle Vibration", SAE Paper 931322, pp. 475~482.
 (2) Ford, D. M., 1985, "An Analysis and Application

of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation", SAE Paper 850976, pp. 133~142.

(3) Bernard, J. E., and Starkey, J. M., 1993, "Engine Mount Optimization". SAE Paper 830257, pp. 945~953.

(4) Ewins, D. J., 1986, "Modal Testing : Theory and Practice", Research Studies Press.

(5) Signal Processing Toolbox Users Guide, 1994, The MathWorks, Inc.

(6) 한국자동차공학회, 1996, 자동차 기술 핸드북. 유연상사.

(7) 김종현, 1995, "차체의 유연성을 고려한 엔진 지지계의 동적 해석", 서울대학교 공학 박사 학위 논문.