

<논 문>

## 유압 엔진 마운트의 동특성 해석 컴퓨터 시뮬레이션 방법 연구

### A Computer Simulation Method for Dynamic Analysis of Hydraulic Engine Mount System

임 홍 재\* · 최 동 운\*\* · 이 상 범\*\*\*

Hong Jae Yim, Dong Woon Choi\*\* and Sang Beom Lee\*\*\*

(1998년 7월 25일 접수 : 1999년 1월 15일 심사완료)

**Key Words** : Hydraulic Engine Mount(유압 엔진마운트), Complex Stiffness(복소강성), Main Rubber(주 고무), Inertia Track(관성통로), Dynamic Stiffness(동적 강성도)

#### ABSTRACT

In this paper, a computer simulation method for dynamic analysis of the hydraulic engine mount system is proposed. The hydraulic engine mount system controls the damping characteristics using the viscosity of fluid flow. The complex stiffness of the main rubber of the hydraulic engine mount system is computed by finite element analysis for the viscoelastic materials and hydro-static elements. A numerical analysis method is presented to solve nonlinear equations of the hydraulic engine mount system, which is composed of an engine mass, fluid in inertia track and a vertical inertia force of reciprocating mass in the engine. Also, dynamic properties of the hydraulic engine mount system are analyzed in the frequency domain. Effects of the hydraulic engine mount system running over the rough road are investigated using a vehicle dynamic model. These results are compared with those of the rubber mount system.

#### 1. 서 론

엔진마운트는 엔진과 차체를 연결하여 엔진을 지지하며 엔진으로부터의 가진력을 흡수하는 역할을 한다. 일반적으로 엔진으로부터의 진동을 절연하기 위해서는 엔진마운트의 강성이 낮은 것이 좋지만 엔진의 거동을 조절하고 마운트의 내구성을 유지하기

위해서는 강성이 클수록 좋다. 또한, 엔진 마운트는 진폭이 작은 입력에 대해서는 낮은 강성을 가지고 진폭이 큰 입력에 대해서는 높은 강성도와 감쇠를 가져야 한다<sup>(1,2)</sup>. 기존의 고무마운트는 진동수와 진폭에 무관하게 거의 일정한 강성과 감쇠를 가지고 있어서 위에서 기술한 두 가지의 역할을 만족시키는 데에는 부족함이 있다. 이런 단점을 보완하기 위해서 유압 엔진마운트가 활용되고 있다. 유압 엔진마운트는 유체의 점성을 이용하여 감쇠특성을 조절할 수 있는 특성이 있어서 고무마운트보다는 적절한 절연특성을 얻을 수 있다. 본 연구에서는 수동형 유압

\* 정회원, 국민대학교 기계자동차공학부

\*\* 국민대학교 대학원 기계설계학과

\*\*\* 정회원, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

엔진마운트에 대하여, 주고무 부분의 복소강성을 점탄성 재료(viscoelastic material)의 거동을 포함한 유한요소해석을 이용하여 구하고 유압 엔진마운트를 관성통로의 감쇠를 고려한 2 자유도의 수학적 모델로 선형화한다. 이 모델을 이용하여 엔진의 수직방향 가진력에 의한 엔진의 거동을 비선형 연립방정식에 대한 수치해석을 통해서 파악하고 차체로의 전달력을 구하여 유압 엔진마운트의 주파수에 따른 동특성을 해석한다. 노면가진에 의한 엔진마운트의 영향을 모사하기 위해 다물체 동력학해석 소프트웨어인 DADS를 이용하여 거친 노면을 주행할 때 고무마운트와 유압 엔진마운트가 차체에 미치는 영향을 비교하고자 한다.

## 2. 유압 엔진마운트의 구성

Fig. 1은 유압 마운트의 개략도이다. 유압 마운트는 일반적으로 주고무(main rubber), 상부유실(upper chamber), 하부유실(lower chamber), 분리기(decoupler), 관성통로(inertia track), 주름막(bellows) 등으로 구성된다. 주고무는 대체적으로 원추형이며, 엔진의 정적하중을 지지하고 기본적인 강성을 담당하는 부분이다. 상부유실과 하부유실은 분리기와 관성통로를 사이에 두고 분리되어 있다. 분리기는 작은 변위를 가지는 판(plate)으로서 작은 진폭의 유동을 흡수할 수 있다. 관성통로는 유체의 점성을 이용하여 큰 감쇠를 일으킬 수 있는 부분으로 나선형으로 상부유실과 하부유실에 연결되어 전체적인 동적 강성도(dynamic stiffness)를 조절한다. 주름막은 하부유실의 유체를 보관하는 역할을 한다<sup>(6)</sup>.

작동원리는 상부유실과 하부유실 사이의 유체의

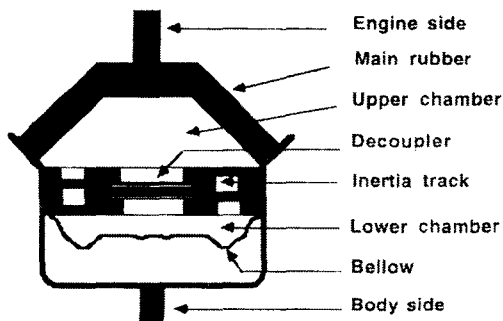


Fig. 1 Layout of H.E.M.

유동과 주고무요소와의 강성을 이용하는 것이다. 주고무는 수직강성(vertical stiffness)과 팽창강성(bulge stiffness)을 갖는다. 진폭의 크기에 따라 각각 다른 감쇠와 강성을 갖기 위해 유동은 분리를 통한 경로와 관성통로를 통한 경로의 두 가지 경로를 갖는다. 높은 주파수영역의 낮은 진폭의 진동은 상대적으로 유동이 쉬운 분리를 통해서 흐르게 하여 전달율을 개선시킨다. 이것은 고무마운트에서와 유사한 절연을 만든다. 엔진 바운스(bounce)와 같이 진폭이 클 경우에는 분리를 통한 유동뿐만 아니라 관성통로를 통해서 흐르게 되는 유동이 더 많아져서 큰 감쇠가 생기게 된다<sup>(4)</sup>.

## 3. 주고무의 유한요소해석

주고무의 강성계수는 일반적으로 세 개의 병진 스프링으로 나타낼 수 있다. 유압마운트의 특성은 수직방향에만 나타나므로 수직방향의 강성만을 모델에 포함하기로 한다. 수평방향의 하중은 고무마운트와 유사하게 주고무의 수평방향의 강성이 지지하게 된다. 수직방향의 강성은 다음의 식과 같이 주고무의 수직강성과 유압의 작용에 의한 팽창강성으로 표현할 수 있다<sup>(2,4)</sup>.

$$K_m^* = K_m (1 + \eta_m i) \tag{1}$$

$$K_b^* = K_b (1 + \eta_b i) \tag{2}$$

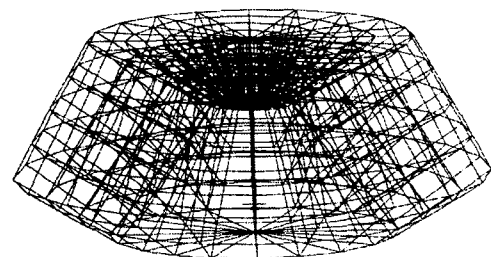
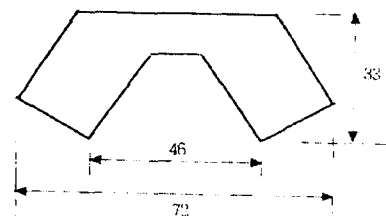


Fig. 2 FE model of the main rubber

수평방향의 복소강성은 다음과 같이 나타낼 수 있으며 대칭이므로 두 개의 수평방향의 복소강성을 같이 놓을 수 있다.

$$K_h^* = K_h (1 + \eta_h i) \quad (3)$$

위에서의 세 복소강성을 해석적으로 구하기 위하여 ABAQUS를 이용하여 Fig. 2와 같은 형상을 가진 유한요소모델을 설정하였다. 고무의 물성은 가진 주파수와 온도에 따라 다르지만 그 차이가 매우 작으므로 Table 1의 물성을 이용하여 재료의 물성을 결정하였다. Table 1은 해석모델에 적용된 물성치이다.

복소 전단계수를 이용하여 점탄성효과를 포함하고 정상상태응답을 얻기 위한 해석을 수행하였다. 하중이 정현파의 형태로 주어질 때 주고무가 갖는 변위와 위상의 차를 이용하여 강성계수와 손실계수를 구할 수 있다. 수직강성과 팽창강성, 수평강성을 구하

Table 1 Physical properties of the rubber

Shear modulus [kgf/cm <sup>2</sup> ]	10
Poisson's ratio	0.5
Density [g/cm <sup>3</sup> ]	0.92
Loss factor	0.08

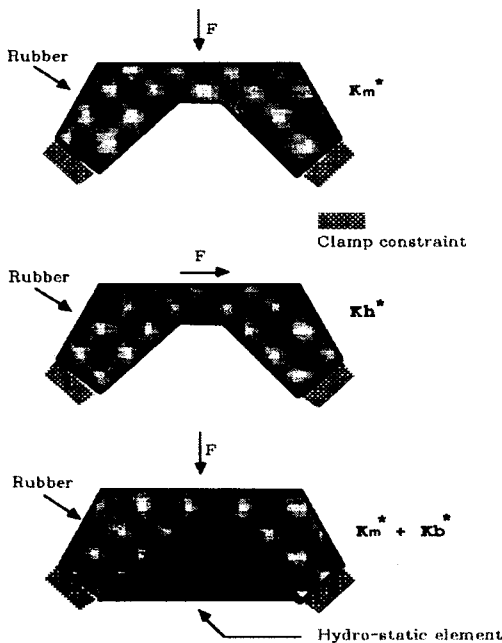


Fig. 3 Constraint and load condition of the FE model

Table 2 Complex stiffness of the main rubber

Vertical complex stiffness	Stiffness [N/mm]	393
	Loss factor	0.077
Horizontal complex stiffness	Stiffness [N/mm]	116
	Loss factor	0.05
Bulge complex stiffness	Stiffness [N/mm]	110
	Loss factor	0.077

기 위하여 경계조건이 다른 세 가지의 해석을 수행하였다. 공통적인 경계조건으로 아랫면의 절점에 모든 자유도를 구속하였고 윗면의 절점에는 일정한 평면을 유지하도록 MPC(multi point constraint)를 이용하여 상호 구속을 주었다.

Fig. 3에 세 방향의 강성을 구하는 경계조건을 도시하였다. 수직강성을 구하기 위해서 수직방향으로 정현파의 동하중을 가하여 발생하는 변위의 크기와 위상각을 구하였다. 팽창강성을 구하기 위해서 유체를 비압축성으로 가정하고 정수압 요소(hydrostatic element)를 이용하였다. 상부유실에 유체를 가득 채웠을 때의 효과를 나타내기 위해 정수압 요소로 상부유실부를 채우고 수직으로 동하중을 가하여 발생하는 변위와 위상차를 이용하여 구한 강성은 팽창강성과 수직강성이 합쳐진 값으로 팽창강성은 앞에서 구한 수직강성을 제외한 값이 된다. 수평방향의 강성은 수직강성을 구할 때와 유사하게 수평방향으로의 동하중을 가하여 발생하는 수평방향의 변위와 위상각을 이용하여 계산하였다. Table 2에 유한요소해석을 통해 얻어진 결과를 정리하였다.

#### 4. 유압 엔진마운트의 동특성 해석

유압 엔진마운트의 수학적 모델을 간략히 도시하면 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있다. 또한 모델링에 사용된 인자들을 Table 3에 정리하였다<sup>(4,6)</sup>. 고무부분은 수직강성과 팽창강성으로, 그리고 관성통로는 등가 질량과 등가 감쇠로 나타낼 수 있다. 하부유실의 주름막에 의한 강성은 주고무에 비해 매우 작으므로 무시한다. 가진력은 엔진의 왕복질량의 관성에 의한 수직력으로 포함하였다. 유압 엔진마운트의 효과는 수직방향에 관계되므로 엔진과 관성통로 내부의 질량을 고려한 2 자유도의 모델을 정립할 수 있다. 앞의 모델에서는 관성통로만을 포함하고 분리기

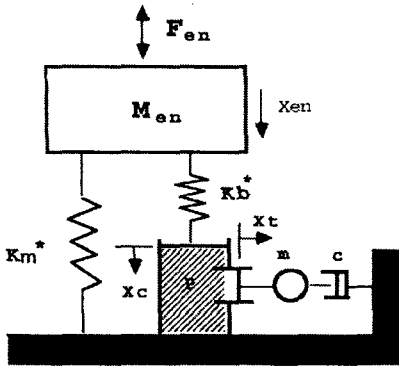


Fig. 4 Mathematical model of the H.E.M.

Table 3 Parameter values of the H.E.M

Area of equivalent upper chamber $A_c$ [mm <sup>2</sup> ]	1250
Area of inertia track $A_t$ [mm <sup>2</sup> ]	9
Length of inertia track $L_t$ [mm]	125
Hydraulic diameter of inertia track $D_h$ [mm]	3
Minor loss $K$	1.5
Density of fluid $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1040
Kinematic viscosity $\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	1.8E-6
Vertical stiffness of main rubber $K_r$ [N/mm]	393
Bulge stiffness of main rubber $K_b$ [N/mm]	110
Loss factor of main rubber $\eta$	0.077
Equivalent piston mass $M_p$ [kg]	1.67
Length of crank $R$ [m]	0.0445
Length of connecting rod $L$ [m]	0.155
Mass of engine $M_{en}$ [kg]	75

는 고려하지 않았다.

관성통로에서의 유동해석은 상부유실과 관성통로 사이의 연속방정식과 관성통로에서의 유체의 관성력, 벽면에서의 마찰력, 압력차에 의한 평형방정식을 이용하여 등가 질량과 등가 감쇠로 생각할 수 있다.

Fig. 4에서  $A_c, x_c$ 는 상부유실에서의 면적과 변위,  $A_t, x_t$ 는 관성통로에서의 면적과 변위,  $M_{en}, F_{en}$ 은 엔진의 질량과 왕복질량에 의한 수직방향의 가진력을 나타낸다.

연속방정식을 세우면 식 (4)를 얻을 수 있고 관성통로에서의 평형방정식은 식 (5)와 같이 유도된다. 여기에서,  $u$ 는 유동속도,  $f$ 는 관마찰 계수,  $K$ 는 부차적 손실이다.

$$A_c \dot{x}_c = A_t \dot{x}_t = A_t u \quad (4)$$

$$\rho L_t A_t \ddot{x}_t = p A_t - p_0 A_t - (f \frac{L_t}{D_h} + K) \frac{\rho}{2} |u| u A_t \quad (5)$$

식 (5)와 팽창강성에서의 평형을 고려하면 식 (6)과 등가 감쇠, 등가 질량을 얻을 수 있다<sup>(4)</sup>.

$$M_e \ddot{x}_c + C_e \dot{x}_c - K_b^* x_{en} + K_b^* x_c = 0 \quad (6)$$

$$C_e = \frac{4}{3\pi} (f \frac{L_t}{D_h} + K) \rho A_t (\frac{A_c}{A_t})^3 X_c \omega$$

$$M_e = \rho L_t \frac{A_c^2}{A_t}$$

식 (6)과 엔진에서의 평형을 고려하면 식 (7)을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_{en} & 0 \\ 0 & M_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_{en} \\ \ddot{x}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_{en} \\ \dot{x}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_m^* + K_b^* & -K_b^* \\ -K_b^* & K_b^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{en} \\ x_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{en} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$F_{en} = m_p \omega^2 \frac{r^2}{L} \cos 2\omega t$$

여기서  $r$ 은 크랭크의 길이,  $L$ 은 커넥팅 로드의 길이,  $\omega$ 는 크랭크의 회전수,  $m_p$ 는 등가 왕복질량이다<sup>(5)</sup>.

식 (6)에서 등가 감쇠의 관계식과 식 (7)은 비선형 연립방정식의 형태가 됨으로 크랭크 회전수에 대한 응답을 얻기 위해 Newton-Raphson법을 통한 수치해석을 이용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

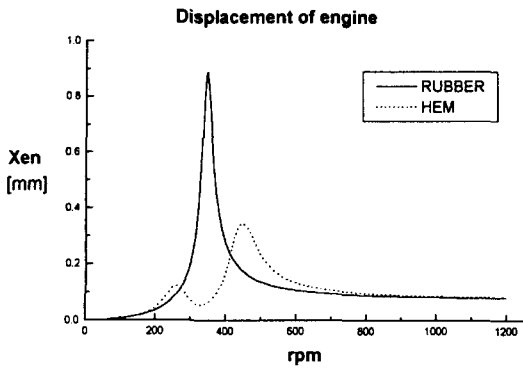


Fig. 5 Displacement of the engine

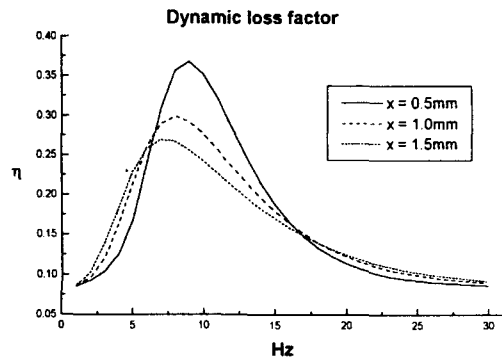


Fig. 8 Dynamic loss factor of the H.E.M.

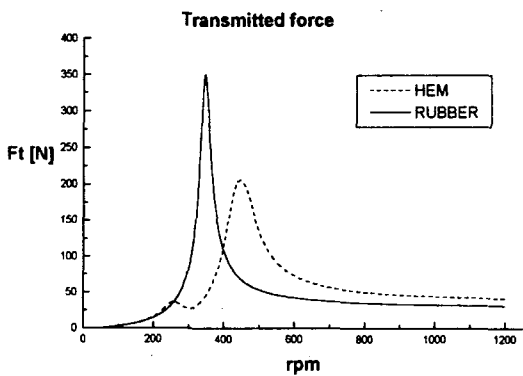


Fig. 6 Transmitted force

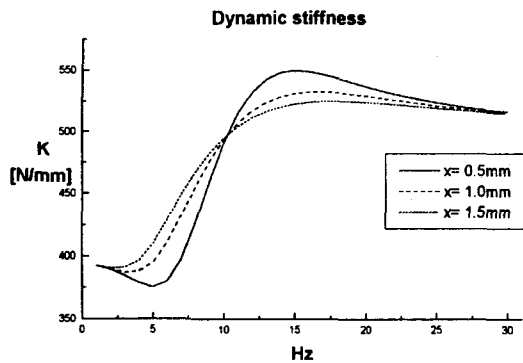


Fig. 7 Dynamic stiffness of the H.E.M.

위의 결과에서 고무의 경우는 유체를 제외한 주고무만을 포함한 경우이다. 엔진의 변위 및 전달력을 표시한 Fig. 5와 Fig. 6에서 유압 엔진마운트의 경우, 감쇠에 의해 300 rpm 부근에서 고정 지지부의 전달력을 감소시킬 수 있음을 알 수 있다. 하지만 높은 회전수에서는 분리기를 포함하지 않을 경우 전달력이 다소 커짐을 알 수 있다.

입력 변위의 변화에 따른 유압 엔진마운트의 동적 강성과 동적 손실계수의 변화를 Fig. 7과 Fig. 8에 도시하였다. 5~15 Hz사이에서 감쇠의 영향을 많이 얻을 수 있음을 알 수 있다.

### 5. 차량모델에서의 시뮬레이션

엔진마운트의 가진원으로는 크게 엔진에 의한 가진과 노면에 의한 가진으로 나눌 수 있다. 노면가인에 의한 차체와 엔진의 거동을 파악하기 위하여 다물체 동역학 프로그램인 DADS를 이용하여 전차량 모델을 구성하였다. 구성된 전차량 모델의 전방 현가장치는 MacPherson식 현가장치로 총 5개의 강체로 구성하였고 이들 강체는 MacPherson 현가장치의 기하학적인 움직임을 고려하여 구속하였다. 또한 후방 현가장치는 독립 현가장치로 5개의 강체로 구성하였다. 이렇게 구성한 전차량 동역학모델은 총 32개의 강체와 기구학 조인트, 힘요소로 되어 있으며 62개의 독립자유도를 갖는다. 그리고 구성된 차량 모델을 이용하여 거친 노면을 18 mph(mile per hour)의 초기속도로 주행하여 유압과 고무 엔진마운트의 영향을 비교하였다. 고무 마운트는 유압 엔진마운트의 주 고무에 대한 수직강성과 수평강성을 갖는 경우로 생각하였다.

유압 엔진마운트의 경우는 관성통로만을 포함한 앞에서의 모델에서 차체의 변위를 포함하고 관성통로에서의 감쇠력을 유동속도에 비례하는 선형 감쇠력으로 가정하여 감쇠계수를 0.24 Ns/m로 하였다<sup>(7,8)</sup>. 엔진과 차체의 수직변위에 대하여 엔진과 차체에 전달되는 힘을 식 (8)의 상태방정식으로 생각할 수 있다.

Table 4 Specification of the engine

Mass of piston	1.34 [kg]
Mass of connecting rod	1.13 [kg]
Moment of inertia of connecting rod	0.00349 [kg · m <sup>2</sup> ]
Length of crank	0.0445 [m]
Length of connecting rod	0.155 [m]
Distance of engine c.g. from center of cylinders	0.0563 [m]
Distance of crank pin from connecting rod c.g.	0.045 [m]
Distance of piston pin from connecting rod c.g.	0.11 [m]
Engine mass	225 [kg]
Moment of inertia of engine : I <sub>xx</sub>	8.51 [kg · m <sup>2</sup> ]
Moment of inertia of engine : I <sub>yy</sub>	24.18 [kg · m <sup>2</sup> ]
Moment of inertia of engine : I <sub>zz</sub>	19.09 [kg · m <sup>2</sup> ]
Moment of inertia of engine : I <sub>xy</sub>	0.54 [kg · m <sup>2</sup> ]
Moment of inertia of engine : I <sub>xz</sub>	5.39 [kg · m <sup>2</sup> ]
Moment of inertia of engine : I <sub>yz</sub>	0.27 [kg · m <sup>2</sup> ]

$$\begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \ddot{x}_t \\ \ddot{x}_t \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\left(\frac{A_t}{A_c}\right)^2 \frac{K_b}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_t \\ \dot{x}_t \end{Bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{A_t}{A_c} \frac{K_b}{m} & -\frac{A_t}{A_c} \frac{K_b}{m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{en} \\ x_{body} \end{Bmatrix} \\
 \begin{Bmatrix} f_{en} \\ f_{body} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{A_t}{A_c} K_b & 0 \\ -\frac{A_t}{A_c} K_b & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_t \\ \dot{x}_t \end{Bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} -(K_m + K_b) & K_m + K_b \\ K_m + K_b & -(K_m + K_b) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{en} \\ x_{body} \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{8}$$

식 (8)을 이용하기 위해 DADS의 제어(control) 요소 중에서 일반(general) 요소와 입력(input) 요소를 이용하였다.

고무마운트의 경우는 앞에서와 유사하게 엔진과 차체의 상대변위에 수직강성을 곱하여 양측에 가하였다. 유압과 고무의 두 경우에 대해서 수평강성은 부싱요소(bushing element)를 사용하였다.

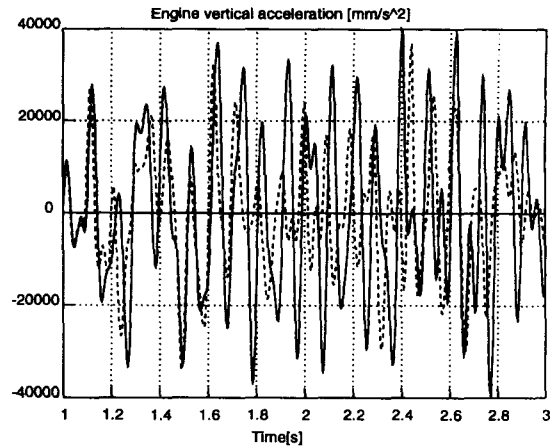


Fig. 9 Vertical acceleration of the engine

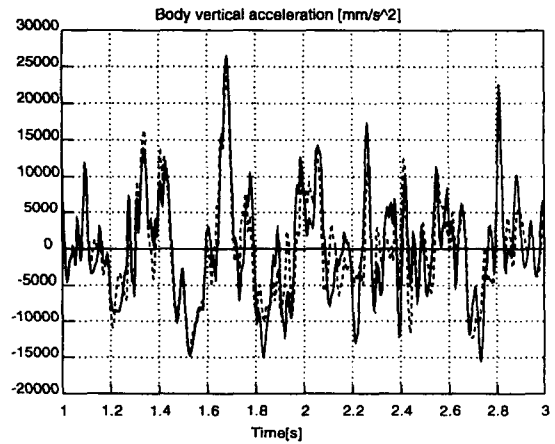


Fig. 10 Vertical acceleration of the body

Table 4는 모델링에 이용된 엔진의 사양을 정리한 것이다<sup>(6)</sup>.

Fig. 9와 Fig. 10은 최대 진폭 5 cm의 매우 거친 노면을 18 mph로 주행할 때의 유압마운트와 고무마운트의 두 경우를 비교한 것이다. 실선이 고무의 경우이고 점선이 유압의 경우이다. 유압의 경우가 엔진과 차체의 가속도를 줄이는 것을 볼 때, 유압엔진마운트가 엔진의 위치조절과 차체와 엔진의 진동절연에 효과가 있을 것으로 예상할 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 주고무의 수직강성과 유체의 저항에 의한 팽창강성을 점탄성재료의 특성과 정수압요

소를 포함한 유한요소해석을 통해 근사한 값을 예측할 수 있도록 하였다. 또한 관성통로에서의 감쇠특성을 고려하고 엔진의 질량을 포함하는 2 자유도 모델에 정립하여 모델에 엔진의 수직방향 가진력을 가할 때 유압 엔진마운트의 동특성을 분석하여 감쇠특성으로 인한 영향을 파악하였다. 본 연구에서 제안된 유압엔진마운트 시스템의 수치해석 모델링 기법을 이용하여 유압엔진마운트 장착차량에 대한 거친 노면주행 시뮬레이션을 수행하였으며, 유압엔진마운트가 엔진과 차체에 미치는 영향을 고무엔진마운트에 대하여 비교 분석하였다.

### 참 고 문 헌

- (1) Bernuchon, M., 1984, "A New Generation of Engine Mounts", SAE 840259.
- (2) Ushijima, T. and Dan, T., 1986, "Nonlinear B.B.A for Predicting Vibration of Vehicle with Hydraulic Engine Mount", SAE 860550.
- (3) Clark, M., 1985, "Hydraulic Engine Mount Isolation", SAE 851650.
- (4) 김철순, 1989, 유체 봉입 마운트의 동특성 해석, 한국과학기술원 석사학위논문.
- (5) Taylor, C.F., 1968, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, The M.I.T. Press, pp. 243~275.
- (6) 이재철, 1985, 가변기통화 엔진의 마운트 최적 설계, 한국과학기술원 기계공학과 석사학위 논문.
- (7) Seto, K. and Sawatari, K., et. al, 1991, "Optimum Design Method for Hydraulic Engine Mounts", SAE 911055.
- (8) 강동권, 유완석, 1995, "Hydraulic Engine Mount(HEM)의 동강성이 샤시 진동에 미치는 영향", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, 953917.