

## 보행형 관리기의 엔진 마운트로서 방진고무의 효과와 최적화 설계

박영준 이운세 김경욱

### Effectiveness and Optimal Design of Vibration Isolating Rubber As an Engine Mount of Walking-Type Cultivators

Y. J. Park Y. S. Lee K. U. Kim

#### ABSTRACT

The objectives of this study were to investigate the effectiveness of rubber as an engine mount of walking-type cultivators and to determine its optimal spring constant and damping coefficient using a dynamic simulation of the engine mount system.

Four different types of rubber mounts were tested to determine their spring constants and damping coefficients, and the best type was selected for the isolation of the engine vibrations transmitted to the handle. The total vibration levels transmitted to the handle when the rubber mounts weren't installed were  $17.52 \text{ m/s}^2$ . The total vibration levels transmitted to the handle when the rubber mounts were installed were  $10.69 \text{ m/s}^2$  for Stripe 1,  $11.33 \text{ m/s}^2$  for Stripe 2,  $10.92 \text{ m/s}^2$  for Stripe 3 and  $14.19 \text{ m/s}^2$  for Hive, respectively, resulting in an average of 30% reduction when compared with that without the engine mount.

A dynamic model of the cultivator's engine-mount system and its simulation program were developed and verified. A method was proposed to determine the optimal spring constant and damping coefficient of the engine-mount system. It was found from the simulation that a spring constant of  $4,100 \text{ kN/m}$  and the largest damping coefficient were the most effective for the vibration isolation.

**Keywords :** Engine mount, Optimal design, Vibration reduction, Walking-type cultivator.

#### 1. 서 론

엔진 마운트는 엔진의 지지 기능뿐만 아니라 차체로 전달되는 엔진의 진동과 소음을 감쇠하는 기능을 수행한다(Park, 1996). 보행형 관리기에서도 핸들로 전달되는 엔진의 진동과 소음을 효과적으로 감쇠하기 위해서는 적절한 엔진 마운트를 설치하여야 한다. 일반적으로 엔진 마운트의 동특성은 마운트의 강성계수, 감쇠계수, 설치 위치, 장착 각도 등에 따라 결정된다. 따라서 이러한 값을 최적화함으로써 엔진 마운트의 동특성을 개선할 수 있다.

최근까지 엔진 마운트의 최적화는 다양한 방법으로 수행되어 왔다. 초기의 엔진 마운트는 엔진과 차체를 직접 결합하는 강결합 방법이었으나, 그 후 방진 개념이 도입되어(Hwang, 1998), 다양한 최적화

기법과 설계 방법이 제시되었다. Geck 등(1984)은 전륜 구동 차량을 대상으로 본체와 핸들로 전달되는 진동의 주원인인 롤링 모드의 고유 진동수를  $10 \text{ Hz}$  이하로 유지하기 위하여 롤링 모드를 비연성화(decoupling)할 수 있는 최적 설계 기법을 제시하였으며, Bernald 등(1983)은 운동 에너지 분포를 이용하여 방진고무의 위치, 강성계수, 감쇠비를 최적 설계 방법으로 구하였다. Choy 등(1998)은 트랙터의 안전캡에 대한 동특성을 구명하고 최적 설계 기법을 적용하여 저주파 진동을 차단하기 위한 현가장치의 최적 동특성을 구명하였다.

본 연구에서는 보행형 관리기의 엔진 마운트로서 방진고무의 효과를 분석하고 최적 설계와 시뮬레이션 기법을 적용하여 엔진 마운트의 최적 강성계수와 감쇠계수를 구하였다.

This paper was submitted for publication in July 2004; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in 2004. The authors are Y. J. Park, Graduate Student, Y. S. Lee, Former Graduate Student and K. U. Kim, Professor at the Seoul National University. The corresponding author is Y. J. Park, Graduate Student, School of Bio-resources and Materials Engineering Seoul National University, 151-742, Seoul Korea. E-mail: <pyj7277@hanmail.net>.

## 2. 관리기 엔진-마운트의 동적 모델

### 가. 엔진 - 마운트의 모형화

강성계수와 감쇠계수에 따라 엔진 마운트의 진동 감쇠 특성을 구명하기 위하여 관리기 엔진의 운동을 시뮬레이션할 수 있는 동적 모델을 개발하였다(Cho, 2000). 모델의 기준 직교 좌표계는 엔진의 질량 중심을 원점으로 하고, 관리기의 진행 방향을 +x축, 진행 방향에서 운전자의 왼쪽을 +y축, x-y 평면에 직각인 수직 상향을 +z축으로 하였다. +x, +y, +z축에 대한 롤(roll), 피치(pitch), 요(yaw) 운동은 각각  $\phi$ ,  $\theta$ ,  $\psi$ 로 나타내었다. 동적 모델의 자유도는 엔진의 주요 운동으로서 수직(z), 롤링( $\phi$ ), 피칭( $\theta$ ) 운동만을 고려하여 3으로 하였다.

모형화를 위한 기본 가정은 다음과 같이 설정하였다.

- ① 엔진은 강체이다.
  - ② 마운트는 선형 스프링과 점성 감쇠기의 병렬연결이다.
  - ③ 엔진은 마운트를 통하여 관리기 본체와 연결된다.
- Fig. 1은 엔진-마운트의 동적 모델을 나타낸 것이다.

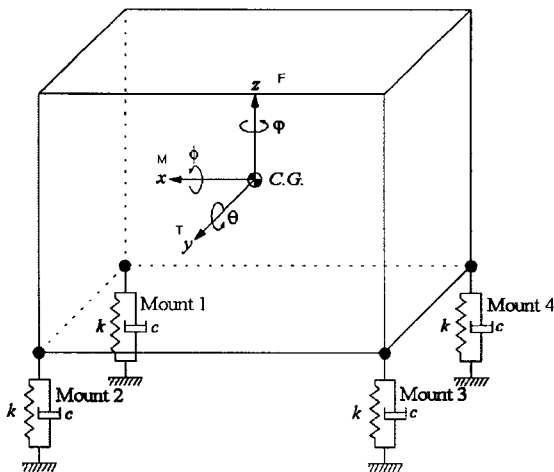


Fig. 1 Dynamic model of engine supported by four rubber mounts.

### 나. 운동 방정식

엔진의 운동 방정식은 뉴턴의 제 2법칙을 적용하여 유도하였으며, 수직, 롤링, 피칭 운동의 운동 방정식은 각각 다음과 같이 표현된다(Lee, 2004).

$$m\ddot{z} = -c[\dot{z}+(y_1-y_c)\dot{\phi}-(x_1-x_c)\dot{\theta}] - k[z+(y_1-y_c)\phi-(x_1-x_c)\theta] - c[\dot{z}+(y_2-y_c)\dot{\phi}-(x_2-x_c)\dot{\theta}] - k[z+(y_2-y_c)\phi-(x_2-x_c)\theta] - c[\dot{z}+(y_3-y_c)\dot{\phi}-(x_3-x_c)\dot{\theta}] - k[z+(y_3-y_c)\phi-(x_3-x_c)\theta] - c[\dot{z}+(y_4-y_c)\dot{\phi}-(x_4-x_c)\dot{\theta}] - k[z+(y_4-y_c)\phi-(x_4-x_c)\theta] + F \quad (1)$$

$$I_\phi\ddot{\phi} = -c[\dot{z}+(y_1-y_c)\dot{\phi}-(x_1-x_c)\dot{\theta}](y_1-y_c) - k[z+(y_1-y_c)\phi-(x_1-x_c)\theta](y_1-y_c) - c[\dot{z}+(y_2-y_c)\dot{\phi}-(x_2-x_c)\dot{\theta}](y_2-y_c) - k[z+(y_2-y_c)\phi-(x_2-x_c)\theta](y_2-y_c) - c[\dot{z}+(y_3-y_c)\dot{\phi}-(x_3-x_c)\dot{\theta}](y_3-y_c) - k[z+(y_3-y_c)\phi-(x_3-x_c)\theta](y_3-y_c) - c[\dot{z}+(y_4-y_c)\dot{\phi}-(x_4-x_c)\dot{\theta}](y_4-y_c) - k[z+(y_4-y_c)\phi-(x_4-x_c)\theta](y_4-y_c) + M \quad (2)$$

$$I_\theta\ddot{\theta} = c[\dot{z}+(y_1-y_c)\dot{\phi}-(x_1-x_c)\dot{\theta}](x_1-x_c) + k[z+(y_1-y_c)\phi-(x_1-x_c)\theta](x_1-x_c) + c[\dot{z}+(y_2-y_c)\dot{\phi}-(x_2-x_c)\dot{\theta}](x_2-x_c) + k[z+(y_2-y_c)\phi-(x_2-x_c)\theta](x_2-x_c) + c[\dot{z}+(y_3-y_c)\dot{\phi}-(x_3-x_c)\dot{\theta}](x_3-x_c) + k[z+(y_3-y_c)\phi-(x_3-x_c)\theta](x_3-x_c) + c[\dot{z}+(y_4-y_c)\dot{\phi}-(x_4-x_c)\dot{\theta}](x_4-x_c) + k[z+(y_4-y_c)\phi-(x_4-x_c)\theta](x_4-x_c) + T \quad (3)$$

여기서,  $(x_i, y_i) = i$  번째 마운트의 좌표

$(x_c, y_c) =$  엔진의 무게 중심 좌표

$m =$  엔진의 질량, kg

$I_\phi =$  롤링축에 대한 엔진의 질량관성모멘트,  $kg \cdot m^2$

$I_\theta =$  피칭축에 대한 엔진의 질량관성모멘트,  $kg \cdot m^2$

$c =$  감쇠계수, N/m·s

$k =$  강성계수, kN/m

$F =$  엔진에 의한 수직력, N

$M =$  힘 F에 의한 모멘트, N·m

$T =$  피스톤의 관성력에 의한 토크, N·m.

식 (1), (2), (3)을 행렬 방정식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{Q\} \quad (4)$$

여기서,  $[M]$  = 질량 행렬  
 $[C]$  = 감쇠 행렬  
 $[K]$  = 강성 행렬  
 $\{x\}$  = 변위 벡터  
 $\{Q\}$  = 가진력 벡터

마운트 1을 기준으로 한 엔진의 무게 중심 좌표는 Table 1에서와 같고, 현수 측정법으로 결정한 엔진의 질량관성모멘트는 Table 2에서와 같다(Lee, 2004).

Table 1 Location of mass center of engine

Coordinates	$x_c(mm)$	$y_c(mm)$	$z_c(mm)$
Value	-94	63	166

Table 2 Mass and mass moment of inertia of engine

Parameter	Mass	Mass moment of inertia	
	$m (kg)$	$I_\phi (kg \cdot m^2)$	$I_\theta (kg \cdot m^2)$
Values	35.5	0.734	0.307

다. 동적 모델의 검증

동적 모델의 유효성은 엔진의 가진 주파수에서 진동 피크의 일치 여부와 주파수 영역의 정상 오차로써 검증하였다.

1) 정상 오차

주파수 영역의 정상 오차(normal error)는 FFT로 구한 측정 데이터의 자기 스펙트럼(autospectrum)과 시뮬레이션으로 예측한 자기 스펙트럼의 차이를 말한다. 즉, 정상 오차는 다음과 같이 정의된다(Bendat, 2000).

$$\varepsilon(f) = \frac{G_{measured}^f - G_{simulated}^f}{G_{measured}^f} \times 100 \quad (5)$$

여기서,  $\varepsilon(f)$  = 자기 스펙트럼의 주파수  $f$ 에서 정상 오차

$G_{measured}^f$  = 주파수  $f$ 에서 측정된 자기 스펙트럼

$G_{simulated}^f$  = 주파수  $f$ 에서 예측된 자기 스펙트럼

2) 엔진 - 마운트 모델의 검증

엔진 - 마운트 모델의 검증을 위하여 엔진의 크랭

크축에서 나온 동력을 관리기의 로터리에 연결하여 회전시키며 성능 시험을 수행하였다.

Fig. 2는 엔진의 가진 주파수가 52 Hz일 때 수직 방향의 실측 엔진 가속도와 시뮬레이션으로 예측한 가속도의 자기 스펙트럼(autospectrum)을 비교하여 나타낸 것이다. 엔진 가속도는 실린더 블록에 가속도계를 부착하여 측정하였다. Fig. 2에서와 같이 가진 주파수 52 Hz와 2차 하모닉 주파수 104 Hz에서 실측 가속도와 예측 가속도는 잘 일치하였으며, 정상 오차는 동적 모델의 유효성을 인정하는데 충분한 2.5%이었다. 이러한 오차는 운동 방정식에서 엔진의 전후, 좌우, 요잉 운동을 포함하지 않았기 때문인 것으로 판단된다(Park, 1998). 1, 2차 가진 주파수에 의한 피크 이외의 피크는 모델링에서 제외한 3차 가진 주파수와 캠축 속도의 영향인 것으로 판단된다.

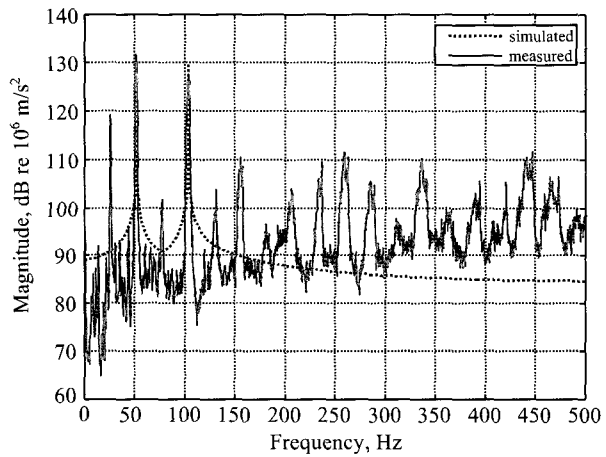


Fig. 2 Autospectra of the vertical engine accelerations at a forcing frequency of 52 Hz.

3. 고무 마운트의 진동 감쇠 효과

가. 고무 마운트의 종류

본 연구에서 시험한 마운트 재료는 시중에서 쉽게 구할 수 있는 방진고무로 하였다. 방진고무의 소재는 방진재로서 널리 사용되고 있는 네오프렌이었다. 방진고무의 외형은 가능한 한 시판되고 있는 형태로서 줄무늬(stripe)형과 벌집(hive)형 2종류로 하였으며, 줄무늬 형은 다시 두께가 9.20 mm인 Stripe 1형, 14.12 mm인 Stripe 2형, 21.07 mm인 Stripe 3형으로 구분하였다. 벌집형의 두께는 12.47 mm로 하였다. Fig. 3은 본 연구에서 시험한 방진고무의 형상을 나타낸 것이다.

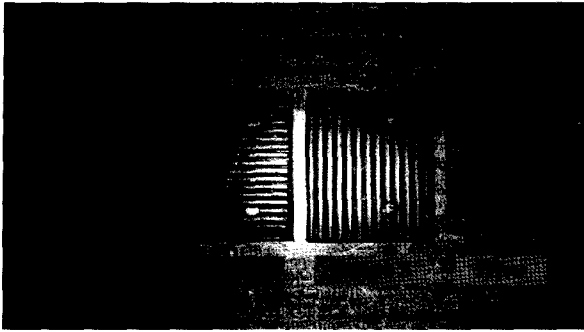


Fig. 3 Anti-vibration rubbers used for the experiment.

### 나. 고무 마운트의 강성과 감쇠 특성

마운트 재료의 강성과 감쇠 특성은 Fig. 4의 모형에서와 같이 마운트에 초기 하중을 가한 상태에서, 조화 가진에 대한 마운트의 반응을 측정하여 구하였다(Cho, 2000).

진폭이  $F_0$ 이고 주파수가  $w$ 인 조화 가진력  $F = F_0 \sin wt$ 가 마운트에 작용할 때 마운트의 응답 변위  $x(t)$ 는 다음과 같이 표현된다.

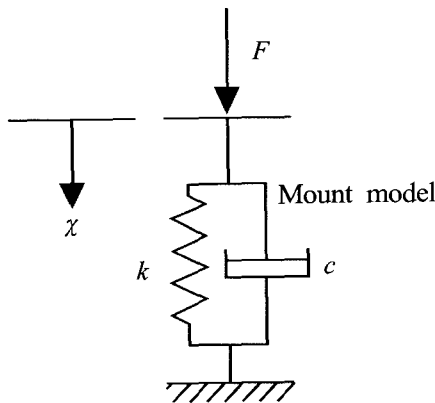


Fig. 4 Measurement of stiffness and damping coefficients of mount material.

$$c \dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \sin wt \quad (6)$$

응답 변위를  $x(t) = A \cos wt + B \sin wt$ 라고 하면,

$$\begin{aligned} x(t) &= A \cos wt + B \sin wt \\ &= \sqrt{A^2 + B^2} \sin(wt - \delta) \\ &= -\frac{F_0 n}{k(1+n^2)} \cos wt + \frac{F_0}{k(1+n^2)} \sin wt \end{aligned} \quad (7)$$

가 된다. 여기서  $n$ 와  $\phi$ 는 각각 손실 계수(loss factor)와 손실각(loss angle)을 나타낸다. 따라서 응답으로부터

손실 계수( $n$ ), 손실각( $\delta$ ), 감쇠계수( $c$ ), 강성계수( $k$ )는 각각 다음과 같이 결정할 수 있다(Cho, 1999).

$$\delta = \tan^{-1}\left(-\frac{A}{B}\right) \quad (8)$$

$$n = -\frac{A}{B} \quad (9)$$

$$k = \frac{F_0 B}{A^2 + B^2} \quad (10)$$

$$c = \frac{k n}{w} \quad (11)$$

동하중 시험으로 가진력과 그 응답을 측정 한 후 식 (8)~(11)을 이용하여 마운트 재료의 강성계수와 감쇠계수를 구할 수 있다. 동하중 시험은 방진고무에 초기 하중을 가한 상태에서 다시 조화 가진력을 가하여, 가진력과 방진고무의 응답 변위를 동시에 측정하는 방법으로 수행하였다(Cho, 1999). 초기 하중은 4개의 고무 마운트가 엔진을 지지하고 있기 때문에 엔진 중량의 1/4로 하였으며, 조화 가진력의 작용과 방진고무의 변위 측정은 MTS 장비(Stable Micro Systems, 1994)를 이용하여 실시하였다. 가진력과 변위는 MTS 장비에서 측정 한 초기 상태의 불안정한 신호가 안정된 후 이를 곡선 접합(curve fitting) 방법으로 구하였다. Table 3은 이러한 방법으로 구한 4가지 형태의 방진고무에 대한 강성계수와 감쇠계수를 나타낸 것이다.

Table 3 Results of dynamic load test for 4 types of rubber mounts

Rubber type	$k(kN/m)$	$c(N/m/s)$
Stripe 1	2,155.7	3,143.9
Stripe 2	1,007.2	1,096.0
Stripe 3	871.6	1,052.1
Hive	1,547.4	1,837.6

### 다. 고무 마운트의 진동 감소 효과

엔진 마운트로서 4가지 형태의 방진고무를 엔진과 차체 사이에 설치하였을 때와 설치하지 않았을 때, 핸들의 총진동값을 구하고 이를 비교 분석하였다. 핸들 진동은 핸들 손잡이에  $x, y, z$ 축 방향으로 가속도

계를 설치하여 측정하였다. 측정된 가속도 신호는 증폭한 후 테이프 레코더에 저장하였으며, 신호 분석기를 이용하여 저장한 신호의 필터링, A/D 변환, 주파수 분석을 실시하였다. 증폭기와 테이프 레코더의 동적 범위(dynamic range)는 가속도계의 감도를 고려하여 설정하였으며, 주파수 분석은 0~400 Hz의 범위에서 FFT 분석을 실시하였다. 이때 시간과 주파수에 대한 샘플링 간격(sampling rate)은 각각  $\Delta t = 976.6 \mu s$ ,  $\Delta f = 0.25 Hz$ 로 하였으며, 총진동값은 0-400 Hz 범위에서 rms 가속도를 적분하여 구하였다.

Fig. 5~8은 엔진 마운트로서 4가지 형태의 방진고무를 설치하였을 때 핸들 진동의 3축 방향 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다.

핸들 진동은 모두 엔진의 가진 주파수인 52 Hz에서 피크를 나타내었다. Table 4는 엔진 마운트가 없을 때 핸들의 총진동값과, 엔진의 가진 주파수를 고려한 0 - 400 Hz 범위와 손에 영향을 미치는 주파수를 고려한 0 - 1600 Hz 범위에서 총진동값을 나타낸 것이다.

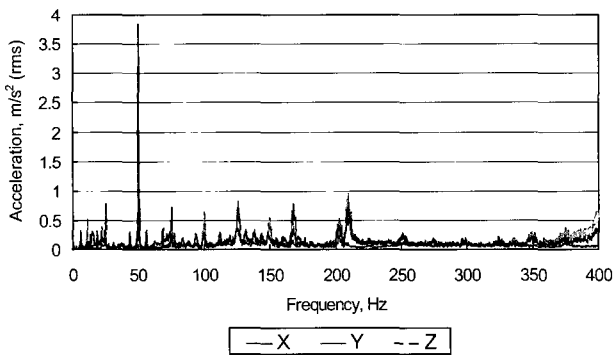


Fig. 5 Frequency analysis of handle vibration when Stripe 1 was used.

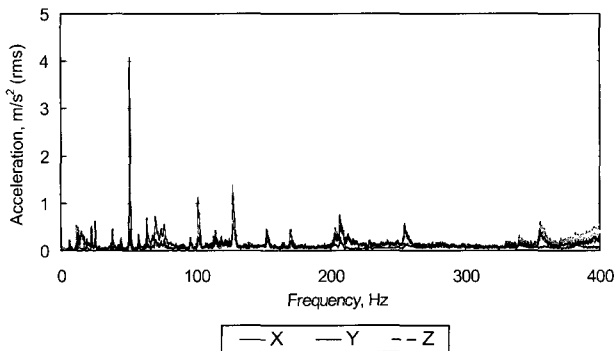


Fig. 6 Frequency analysis of handle vibration when Stripe 2 was used.

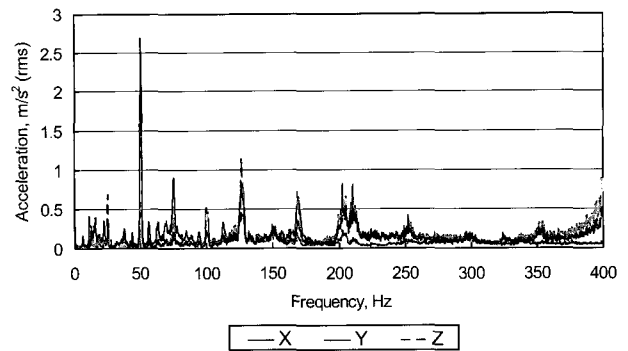


Fig. 7 Frequency analysis of handle vibration when Stripe 3 was used.

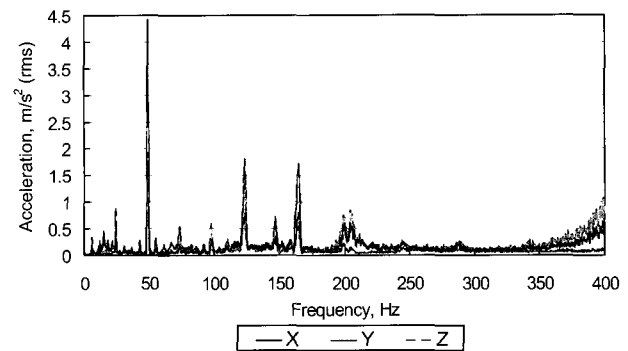


Fig. 8 Frequency analysis of handle vibration when Hive type was used.

Table 4 Total vibration values of handle with different types of rubber mounts

Mount type	Total vibration value( $m/s^2$ , rms)	
	0 - 400 Hz	0 - 1600 Hz
No mount	17.52	25.99
Stripe 1	10.69	18.30
Stripe 2	11.33	18.21
Stripe 3	10.92	19.56
Hive	14.19	23.27

Fig. 5~8과 Table 4에서와 같이 엔진 마운트로서 방진고무를 설치하였을 때 총진동값은 설치하지 않았을 때보다 평균 30% 감소하였다. 즉, 방진고무의 진동 감소 효과는 모두 우수한 것으로 나타났다. 특히, Stripe 1과 Stripe 3의 방진고무는 400 Hz 이하의 저주파에서 진동 감소 효과가 각각 39%와 38%인 것으로 나타났다. 따라서 4가지 형태의 방진고무는 모두 엔진 마운트로서 적절한 것으로 나타났다.

Fig. 9는 핸들의 총진동값을 방진고무의 강성계수와 감쇠계수의 함수로서 나타낸 것이다. 총진동값은 강성계수와 감쇠계수가 각각 1500 kN/m와 1800 N/m/s일 때 최대이었으며, 2100 kN/m와 1800 N/m/s일 때 최소이었다. 핸들로 전달되는 진동 에너지는 총진동값이 최소일 때 가장 적으므로 Stripe 1의 진동 감소 효과가 가장 우수한 것으로 나타났다. 진동 감소는 강성계수를 2100 kN/m로 고정하고 감쇠계수를 3000 N/m/s 이상으로 할 때 가장 효과적인 것으로 판단된다.

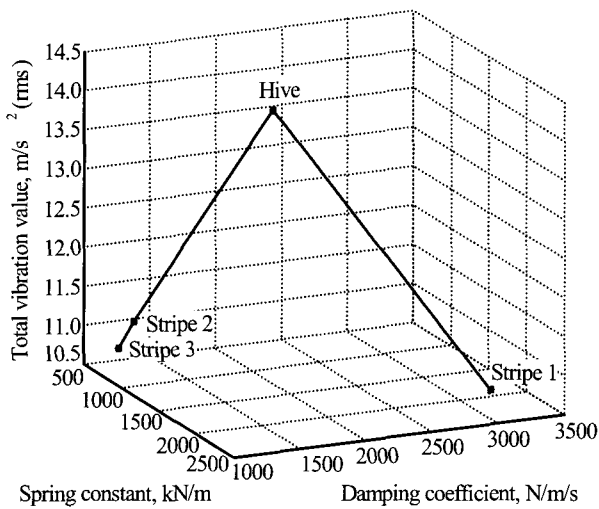


Fig. 9 Variation of total vibration value as functions of spring constant and damping coefficient of rubber mount.

#### 4. 엔진-마운트의 최적화

##### 가. 마운트의 고유 진동수와 엔진 진동 모드

식 (4)를 Hamilton의 canonical 형식으로 표현하면 (Ewins, 2000)

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = \{g\} \quad (12)$$

여기서,  $[A] = \begin{bmatrix} [0] & [m] \\ [m] & [c] \end{bmatrix}$ ,  $[B] = \begin{bmatrix} -[m] & [0] \\ [0] & [k] \end{bmatrix}$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{x\} \end{Bmatrix}, \{g\} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{Q\} \end{Bmatrix}$$

가 되며 각 행렬의 요소는 부록에서와 같다. 식 (12)의 제차(homogeneous) 해를

$$\{y\} = \{\Psi\}e^{\lambda t} = \begin{Bmatrix} \lambda\{\Phi\} \\ \{\Phi\} \end{Bmatrix}e^{\lambda t} \quad (13)$$

라고 하면 제차 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$(\lambda[A] + [B])\{\Psi\} = \{0\} \quad (14)$$

이를 고유치 문제의 형식으로 전환하면 특성 방정식은 식 (16)과 같이 표현된다.

$$-[B]^{-1}[A]\{\Psi\} = \frac{1}{\lambda}\{\Psi\} \quad (15)$$

$$\det[\lambda[A] + [B]] = 0 \quad (16)$$

식 (16)의 해, 즉 식 (16)의 고유치가 마운트 시스템의 고유 진동수가 된다.

특성 방정식 (16)을 이용하여 4가지 형태의 방진고무를 엔진 마운트로 사용하였을 때 MATLAB으로 구한 각 엔진 마운트 시스템의 고유 진동수는 Table 5에서와 같다.

Table 5 Natural frequencies of rubber mounts

Items	Vertical mode(Hz)	Rolling mode(Hz)	Pitching mode(Hz)
Stripe 1	17.1	60.3	63.4
Stripe 2	14.4	50.8	53.5
Stripe 3	13.4	47.1	49.6
Hive	17.0	59.8	62.9

엔진-마운트의 동적 모델을 이용하여 Stripe 1을 엔진 마운트로 하였을 때 이론적으로 엔진의 진동 모드를 분석하였다. 진동 모드 해석은 MATLAB을 이용하여 수행하였으며 그 결과는 Fig. 10에서와 같다. 수직 모드(a)의 경우 진동의 크기는 엔진의 가진 주파수와 1차 하모닉 주파수(가진 주파수×2)에서 각각 14.4 m/s<sup>2</sup>, 8.5 m/s<sup>2</sup>이었다. 롤 모드(b)에서는 진동의 크기가 각각 2.0×10<sup>-14</sup> m/s<sup>2</sup>, 1.3×10<sup>-14</sup> m/s<sup>2</sup>로 수직 모드와 피치 모드에 비하여 상대적으로 작았으며, 피치 모드(c)에서는 가진 주파수에서만 6.2 m/s<sup>2</sup>로 나타났다.

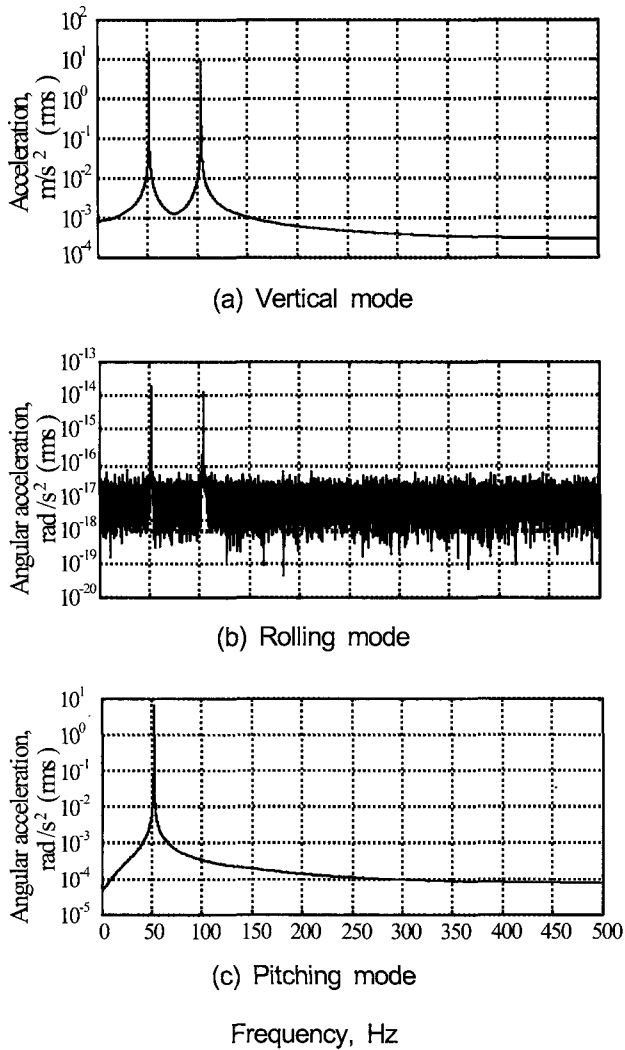


Fig. 10 Vertical, rolling and pitching modes of engine vibrations when mounted by the Stripe 1.

Table 6 Total values of engine vibration when different types of rubbers were used as engine mounts

Rubber type	Vertical, $m/s^2$ (rms)	Rolling, $rad/s^2$ (rms)	Pitching, $rad/s^2$ (rms)
Stripe 1	1.55	$6.12 \times 10^{-15}$	0.35
Stripe 2	4.11	$3.20 \times 10^{-14}$	1.49
Stripe 3	4.15	$1.95 \times 10^{-14}$	1.65
Hive	2.20	$6.48 \times 10^{-15}$	0.64

Table 6은 엔진 마운트로 사용한 방진고무의 진동 감소 효과를 구명하기 위하여 강제 진동 상태에서 방진고무의 형태에 따라 엔진의 총진동값을 구한 것

이다. 이는 엔진의 총진동값이 작을수록 방진고무를 통하여 관리기 본체로 전달되는 가진력이 감소하기 때문에 이러한 원리를 이용한 것이다. 방진 효과는 Table 6에서와 같이 Stripe 1과 Hive 형태가 수직 모드와 피치 모드의 진동을 감소시키는 데 가장 효과적인 것으로 나타났다.

#### 나. 엔진 마운트의 최적화

엔진에서 관리기 본체로 전달되는 진동을 최소화하기 위한 엔진 마운트의 최적화는 엔진의 동적 모델을 이용하여 시뮬레이션 기법으로 수행하였다. 즉, 엔진 진동을 최소화함으로써 본체로 전달되는 가진력을 최소화하기 위한 마운트 시스템의 최적화를 시도하였다. 따라서 최적화의 대상은 주파수 영역에서 엔진의 총진동값으로 하였으며, 주파수는 500 Hz까지 포함하였다. 최적화의 설계 변수는 마운트의 강성계수와 감쇠계수로 하였다.

Fig. 11은 감쇠계수가 1500 N/m/s일 때 강성계수에 따라 엔진의 수직 진동을 시뮬레이션한 결과이다. 시뮬레이션 결과에 의하면 강성계수가 증가함에 따라 초기에는 총진동값이 증가하여 최대값에 이르나, 강성계수가 계속 증가하면 총진동값은 다시 감소하는 경향을 나타내었다. 엔진의 진동 수준은 강성계수가 4,100 kN/m일 때 최소가 되었다.

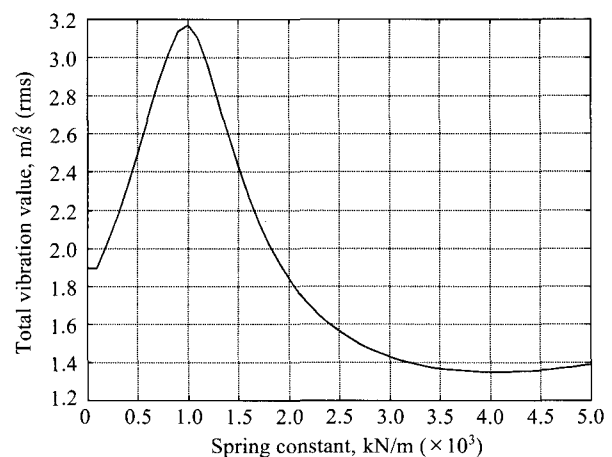


Fig. 11 Total value of vertical engine vibration as a function of spring constant when damping coefficient is 1500 N/m/s.

Fig. 12는 강성계수가 1500 kN/m일 때 감쇠계수에 따라 엔진의 수직 진동을 시뮬레이션한 결과이다. 시

물레이션 결과에 의하면 감쇠계수가 증가함에 따라 총진동값은 비선형적으로 급격히 감소하는 경향을 나타내었다. 즉, 엔진 진동은 감쇠계수가 크면 클수록 감소되는 것으로 나타났다.

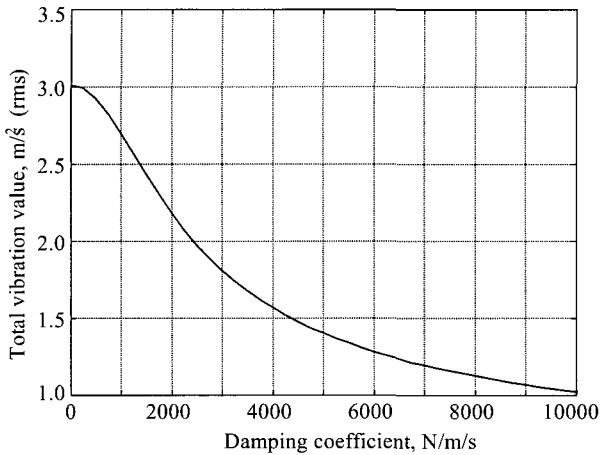


Fig. 12 Total value of vertical engine vibration a function of damping coefficient when spring constant is 1500 kN/m.

Fig. 13은 엔진의 총진동값을 강성계수와 감쇠계수의 함수로서 나타낸 것이다. 총진동값은 감쇠계수가 클수록 감소하고, 강성계수가 4,000 kN/m일 때 최소가 되었다. 그러나 강성계수의 범위가 500~2000 kN/m 이고 감쇠계수가 2500 N/m/s 이하일 때 총진동값은 크게 증가하였다.

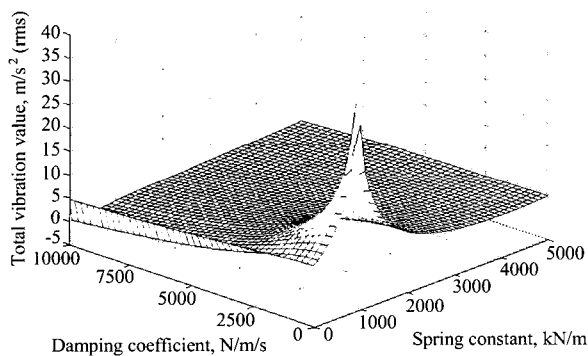


Fig. 13 Total value of vertical engine vibration as functions of spring constant and damping coefficient.

## 5. 요약 및 결론

본 연구는 보행형 관리기의 엔진 마운트로서 방진

고무의 진동 감소 효과와, 엔진 마운트의 최적 강성 계수 및 감쇠계수를 구명하기 위하여 수행하였다.

일반적으로 본체와 강결함으로 연결되어 있는 보행형 관리기의 엔진은 직접적으로 핸들 진동에 영향을 미친다. 따라서, 핸들 진동을 감소시키기 위해서는 엔진과 본체 사이에 적절한 엔진 마운트를 설치하여 핸들로 전달되는 엔진 진동을 감소시켜야 한다. 본 연구에서는 시판되고 있는 4가지 형태의 방진고무를 이용하여 엔진 마운트의 효과를 시험하였으며, 방진고무의 최적 강성계수와 감쇠계수를 구하였다.

방진 효과가 가장 우수한 방진고무를 구명하기 위하여 방진고무의 강성계수와 감쇠계수를 실험적으로 구하였으며, 공회전 상태의 로터리 작업 모드에서 관리기의 핸들 진동을 측정하였다. 주파수 범위가 0-400 Hz일 때, 엔진 마운트가 없는 경우, 핸들의 총진동값은  $17.52 \text{ m/s}^2$ 이었다. 엔진 마운트로서 4가지 형태의 방진고무를 사용하였을 때 총진동값은 각각  $10.69 \text{ m/s}^2$ (Stripe 1),  $11.33 \text{ m/s}^2$ (Stripe 2),  $10.92 \text{ m/s}^2$ (Stripe 3),  $14.19 \text{ m/s}^2$ (Hive) 이었으며, 엔진 마운트가 없을 때보다 평균 30%의 진동 감소 효과를 가져왔다.

엔진 마운트의 최적화를 위하여 엔진의 수직, 롤, 피칭 운동을 포함한 동적 모델과 동적 모델을 이용한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 검증에 위한 예측 수직 진동의 정상 오차는 엔진의 가진 주파수에서 2.5%이었으며 최적화를 위한 시뮬레이션 변수는 마운트의 강성계수와 감쇠계수로 하였다.

엔진의 수직 진동을 최소화하기 위한 마운트의 강성계수와 감쇠계수는 시뮬레이션 결과에 따라 다음과 같이 나타났다.

(1) 수직 진동의 총진동값이 최소가 되도록 강성계수를 4,100 kN/m으로 설정하여야 한다.

(2) 가능한 한 엔진 마운트의 감쇠계수는 증가시켜야 한다.

## 참 고 문 헌

1. Bendat, J. S. and A. G. Persol. 2000. Random data analysis and measurement procedures. 3rd ed. John Wiley & Sons Inc.



2. Bernard, J. E. and J. M. Starkey. 1983. Engine mount optimization. SAE No. 830257.
3. Cho, J. S., K. U. Kim and H. J. Park. 2000. Determination of dynamic parameters of agricultural tractor cab mount system by a modified DSIM. TRANSACTION of the ASAE 43(6):1365-1369.
4. Cho, J. S. 1999. Determination of dynamic parameters of tractor cab-suspension using modal analysis. Unpublished MS thesis, Seoul National University.
5. Choy, H. J., K. U. Kim and J. E. Kim. 1998. Optimum design of cab suspension for agricultural tractors. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery. 23(4):327-334.
6. Ewins, D. J. 2000. Modal testing: Theory, practice and application. Research Studies Press Ltd. England.
7. Geck, P. E. and R. D. Patton. 1984. Front wheel drive engine mount optimization. SAE No. 840736.
8. Hwang, W. G. 1998. A study on an optimal design of engine mount system. Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers. 6(1):16-26.
9. Lee, Y. S. 2004. A research about vibration reduction of walking-type cultivator handle. Unpublished MS thesis, Seoul National University.
10. Park, H. J. and K. U. Kim. 1998. Simulation of dynamic characteristics of agricultural tractors(II). Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery. 23(6):549-560.
11. Park, N. G. 1996. An investigation of the mount design of engine power system in vehicles. Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers. 4(1):36-54.
12. TA-XT2 Operating Manual. 1994. Stable Micro Systems Ltd. England.

**【부 록】**

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_\phi & 0 \\ 0 & 0 & I_\theta \end{bmatrix}$$

$$[C] =$$

$$\begin{bmatrix} & c(y_1 - y_c) & & -c(x_1 - x_c) \\ & + c(y_2 - y_c) & & -c(x_2 - x_c) \\ 4c & + c(y_3 - y_c) & & -c(x_3 - x_c) \\ & + c(y_4 - y_c) & & -c(x_4 - x_c) \\ \\ c(y_1 - y_c) & c(y_1 - y_c)^2 & & -c(x_1 - x_c)(y_1 - y_c) \\ + c(y_2 - y_c) & + c(y_2 - y_c)^2 & & -c(x_2 - x_c)(y_2 - y_c) \\ + c(y_3 - y_c) & + c(y_3 - y_c)^2 & & -c(x_3 - x_c)(y_3 - y_c) \\ + c(y_4 - y_c) & + c(y_4 - y_c)^2 & & -c(x_4 - x_c)(y_4 - y_c) \\ \\ -c(x_1 - x_c) & -c(x_1 - x_c)(y_1 - y_c) & & c(x_1 - x_c)^2 \\ -c(x_2 - x_c) & -c(x_2 - x_c)(y_2 - y_c) & & + c(x_2 - x_c)^2 \\ -c(x_3 - x_c) & -c(x_3 - x_c)(y_3 - y_c) & & + c(x_3 - x_c)^2 \\ -c(x_4 - x_c) & -c(x_4 - x_c)(y_4 - y_c) & & + c(x_4 - x_c)^2 \end{bmatrix}$$

$$[K] =$$

$$\begin{bmatrix} & k(y_1 - y_c) & & -k(x_1 - x_c) \\ & + k(y_2 - y_c) & & -k(x_2 - x_c) \\ 4k & + k(y_3 - y_c) & & -k(x_3 - x_c) \\ & + k(y_4 - y_c) & & -k(x_4 - x_c) \\ \\ k(y_1 - y_c) & k(y_1 - y_c)^2 & & -k(x_1 - x_c)(y_1 - y_c) \\ + k(y_2 - y_c) & + k(y_2 - y_c)^2 & & -k(x_2 - x_c)(y_2 - y_c) \\ + k(y_3 - y_c) & + k(y_3 - y_c)^2 & & -k(x_3 - x_c)(y_3 - y_c) \\ + k(y_4 - y_c) & + k(y_4 - y_c)^2 & & -k(x_4 - x_c)(y_4 - y_c) \\ \\ -k(x_1 - x_c) & -k(x_1 - x_c)(y_1 - y_c) & & k(x_1 - x_c)^2 \\ -k(x_2 - x_c) & -k(x_2 - x_c)(y_2 - y_c) & & + k(x_2 - x_c)^2 \\ -k(x_3 - x_c) & -k(x_3 - x_c)(y_3 - y_c) & & + k(x_3 - x_c)^2 \\ -k(x_4 - x_c) & -k(x_4 - x_c)(y_4 - y_c) & & + k(x_4 - x_c)^2 \end{bmatrix}$$

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} z \\ \phi \\ \theta \end{Bmatrix}, \quad \{Q\} = \begin{Bmatrix} F \\ M \\ T \end{Bmatrix}$$