

## 차체의 동특성을 고려한 구동시스템의 진동모드

유 총 준\*

경기대학교 기계공학과

### Vibration Mode of the Drivesystem Considered the Vehicle Body's Dynamic Characteristics

Chungjun You\*

Department of Mechanical Engineering, Kyonggi University, Gyeonggi-do 442-760, Korea

(Received 16 August 2003 / Accepted 26 December 2003)

**Abstract** : This paper discusses vibration mode of the drivesystem considered the vehicle body's dynamic characteristics to study the influence of the vehicle body's dynamic characteristics on the vibration mode of the engine mount system and the ride quality of a vehicle. The simulation model consists of the engine mount system, the powertrain and the rigid or elastic vehicle body. Variables used in this study are the stiffnesses of an engine mount system and the excitation forces. The Goals of the study are analyzing both the vibration transmitted to the vehicle body including the drivesystem and the influence of the vehicle body's dynamic characteristics on the engine mount system. The mode of drivesystems with a rigid and a elastic vehicle body was compared. From the result of the forced vibration analysis for the drivesystem with a elastic vehicle body, it is shown that the vehicle body's dynamic characteristics influence on the engine mount system reciprocally.

**Key words** : Vibration mode(진동모드), Dynamic characteristics(동특성), Drivesystem(구동시스템), Engine mount(엔진마운트), Powertrain(동력전달장치), Vehicle body(차체)

#### 1. 서론

자동차에서는 여러 가지 서로 다른 가진원에 의하여 진동이 발생한다. 오늘날 자주 사용되고 있는 자동차의 구동기술에 의하면 전, 후축이 프로펠러 샤프트로 연결되어 있으며, 이로 인하여 가진력들이 구동시스템을 거쳐 차체로 전달됨으로써 차체의 굽힘공진을 유발시켜 승차감을 떨어뜨리게 된다.

이러한 진동발생을 줄이기 위하여 지금까지 많은 연구가 있어 왔다. 주 가진원이 엔진에서 발생하기 때문에 다른 구동장치를 분리하고 엔진마운트시스

템만을 취급하는 경우가 대부분이었다. 그러나 이러한 경우 조립된 상태에서 발생하는 커플링효과를 고려할 수 없으므로 엔진마운트시스템 및 구동장치를 동시에 고려한 상태에서 엔진마운트시스템 특성이 연구되었으며, 이후 독립현가장치를 갖춘 구동차축의 시스템을 고려하여 주행도로의 노면이 구동장치를 통하여 엔진마운트시스템에 미치는 영향 및 프로펠러샤프트의 진동특성이 엔진마운트시스템에 미치는 영향이 연구되었다.<sup>3)</sup> 이 때 차체는 강체로서 취급하여 차체의 동특성이 고려되지 않았다.

본 논문에서는 차체의 동특성을 고려하였을 때 동력전달시스템에서 발생하는 가진원에 의한 차체 진동이 엔진마운트시스템에 미치는 상호간의 영향

\*To whom correspondence should be addressed.  
chungjun@kuic.kyonggi.ac.kr

에 대하여 연구하였다.

## 2. 모델링

본 연구를 수행하기 위하여 차체의 동특성을 고려한 적절한 모델을 설정하여야 한다. 탄성차체를 고려한 전체 시스템에서는 트랜스미션을 포함한 엔진블록, 프로펠러샤프트, 차동장치 및 차동장치 지지대, 그리고 구동축 및 구동바퀴의 진동특성을 연구하기 위하여 운동방정식을 세우고, 동력전달시스템 각 요소들의 운동, 그리고 엔진마운트 등을 통하여 차체에 전달되는 힘들을 계산하게 된다. 이와 같이 취급한 전체 시스템은 강체로 간주한 고정된 차체를 가진 구동시스템과 서로 비교하게 된다. 이와 같은 시스템을 바탕으로 차체의 동특성을 고려하였을 때 주행도로의 노면 등이 엔진마운트에 미치는 영향에 대한 연구를 할 수 있다.

### 2.1 차체

차체에 지지되어 있는 엔진의 공회전 주파수는 이미 오래전부터 차체가 적게 진동할 수 있도록 15 Hz내로 낮게 놓여 있다.<sup>1)</sup> 이렇게 함으로서 지금까지는 엔진의 공회전 주파수 내에서는 차체가 강제임을 전제로 하였다. 즉, 차체의 고유진동수는 공회전시의 문제영역인 25 Hz보다 높다고 가정하였다. 그러나 문, 의자, 깔판등을 포함한 전 차체의 차체진동중 차체의 1차고유 진동수는 종종 이 주파수범위 내에 놓여 있다. 따라서 계산모델에서 차체를 탄성체로 간주하는 것은 차량의 진동특성을 연구할 때 필수적이다.

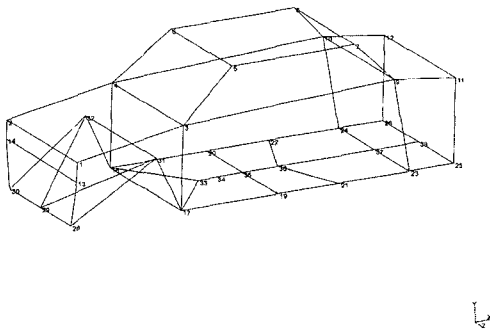


Fig. 1 Vehicle body model for vibration-measurement

본 연구의 기초 연구사항으로 차체의 진동모드를 분석하기 위해 사용된 차량의 측정모델을 Fig. 1과 같이 표현하였다. 이 측정 모델은 지지 구조물로 보, 판 표면과 같이 취급된다. 모델의 각 절점은 모드 측정을 위한 측정위치와 일치한다.

### 2.2 구동시스템

구동시스템은 프로펠러샤프트의 영향을 함께 연구할 수 있는 후륜구동차량의 동력전달시스템을 고려하였으며, Fig. 2와 같이 엔진블록, 프로펠러 샤프트, 차동장치 및 차동장치 지지대, 그리고 구동축 및 구동바퀴로 구성되어 있으며, 차동장치는 구동축과 함께 차동장치 지지대를 거쳐 차체에 고정된다.

프로펠러샤프트는 원래 2개의 샤프트가 유니버설조인트로 연결되어 있으며, 중간 유니버설조인트 부분에 고무링을 걸어 차체에 고정하여 프로펠러샤프트의 진동이 차체에 전달되지 않도록 하였으나, 본 연구의 목적에 따라 트랜스미션과 차동장치 사이에 1개의 프로펠러샤프트가 유니버설조인트로 연결되어 있으며, 프로펠러샤프트 질량의 편심에 의하여 원심력이 발생하며, 이에의한 진동이 연결부위에 전달된다고 보았다.

### 2.3 운동방정식

본 연구에서 고려된 차량 전체시스템은 Fig. 3과 같이 크게 나뉘 구동시스템과 차체로 구성되어 있으며, 차체는 질량관성모멘트를 무시한 4개의 점질량이 구동시스템과의 접촉지점에 위치하며, 차체의 굽힘강성은 집중하중을 받는 단순지지보로 가정하여 계산할 수 있다. 이 경우에 국내에서 생산되고 있는 배기량 2000 cc 이하의 승용차는  $EI=2.1 \cdot 10^6 Nm^2$ 의 값을 가지며, 순수한 차체중량은 1000 kg 으로 가정하였다.<sup>6)</sup>

본 연구에서는 구동시스템과 차체를 동시에 고려하였으며, 점질량으로 이산화 된 탄성차체와 커플링 된 구동시스템의 각 구성요소는 다음과 같은 질량감쇠강성행렬 운동방정식을 갖는다.

$$[M] \ddot{x} + [D] \dot{x} + [K]x = \{F\} \quad (1)$$

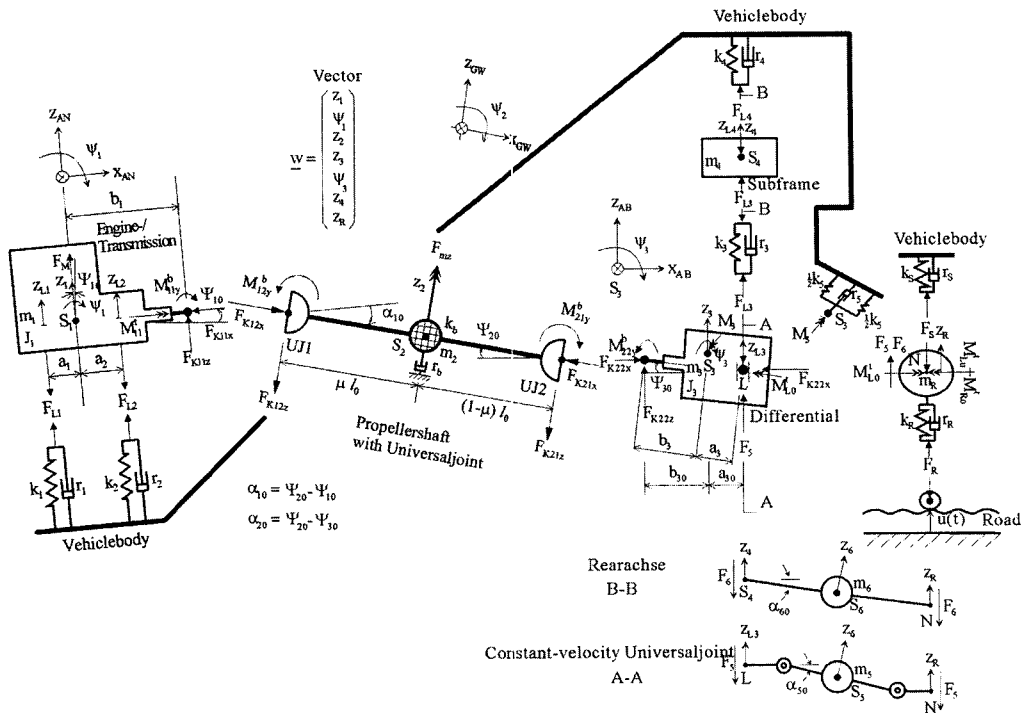


Fig. 2 Drivesystem with a rigid vehicle body

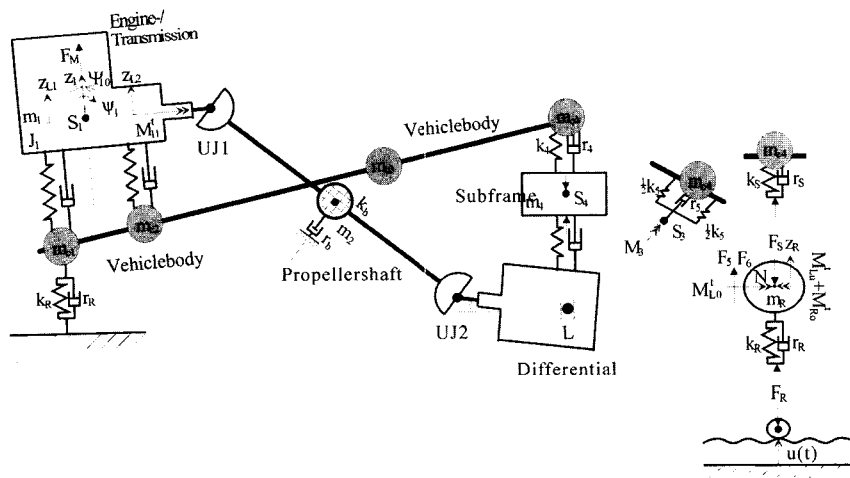


Fig. 3 Drivesystem with an elastic vehicle body

여기서  $[M]$ 은 질량행렬이고,  $[D]$ 는 감쇠행렬이며,  $[K]$ 는 강성행렬, 그리고  $\{F\}$ 는 가진력성분이다. 엔진 및 동력전달장치에서 발생하는 가진력들은 구동라인의 회전속도가  $\Omega_w$ 일 때 4기통-4행정엔진에서 상하직선운동에만 참여하는 질량  $m_s$ 와 크랭크

로드 길이  $r_s$ , 크랭크로드와 커넥팅로드의 비  $\lambda_s$ , 그리고 변속비  $i_s$ 의 변수로 표현되는 상쇄되지 않은 2차 조화함수인 질량력  $F_m(t)$ 과 프로펠러샤프트 점 질량  $m_2$ 의 편심  $e_2$ 에 의하여 발생된 원심력  $F_c(t)$ , 그리고 불규칙적인 주행도로 노면을 원진동수  $\Omega_w$

진폭이  $\hat{u}$  인 조화함수로 표현하였을 때 주행도로 노면에 의한  $u(t)$ 들이 있으며, 그 관계식들은 다음과 같다.<sup>2)</sup>

$$F_m(t) = 4 m_s r_s \lambda_s i_s \Omega_n^2 \cos(2i_s \Omega_n t) \quad (2)$$

$$F_{t_i}(t) = m_2 e_2 \Omega_n^2 \cos(\Omega_n t) \quad (3)$$

$$u(t) = \hat{u} \cos(\Omega_u t) \quad (4)$$

본 논문에서는 시뮬레이션시 연구의 목적상 노면의 원진동수  $\Omega_n$ 가 구동라인축의 각속도  $\Omega_n$ 과 같다고 가정하였다.

전체 시스템의 운동방정식은 강제진동 그리고 변수 가진운동을 나타낸다. 여기서 고정된 파라미터들은 엔진마운트와 차동장치 지지대의 스프링 상수와 감쇠계수, 그리고 모든 질량과 관성모멘트이다. 변동하는 파라미터들은 기진력, 꺾임각의 변동에 따른 굽힘모멘트, 그리고 유니버설조인트의 밀림과 꺾임각의 변동에 따른 프로펠러샤프트 길이변동에 따른 프로펠러샤프트의 강성 등이다. 엔진마운트 시스템의 강성이 전체 시스템의 고유진동수 변화에 미치는 영향을 검토하기 위하여 Table 1과 같이 5가지 경우의 엔진마운트 스프링 상수를 설정하였다. 트랜스미션의 변속비  $i_s$ 는 한편으로는 탄성계수, 다른 한편으로는 회전모멘트와 질량력  $F_m(t)$ 에 직접적인 영향을 준다. 본 논문에서는 엔진과 트랜스미션, 차동장치 및 차동장치 지지대는 탄성체로서 취급하였으며, 트랜스미션의 변속비  $i_s$ 는 1인 것으로 가정하였다. 이러한 전체시스템의 고유치문제는 선형화된 시스템에 QR-방법을 적용하여 해결하였으며, 이로부터 얻은 고유치로부터 고유 진동형을 표현하였다.

Table 1 Spring-constant  $k_{1,2}$  [N/m] for a engine mount system

1	2	3	4	5
$4.36 \cdot 10^4$	$1.88 \cdot 10^5$	$4.36 \cdot 10^5$	$6.54 \cdot 10^5$	$4.36 \cdot 10^7$

### 3. 시스템 분석

최적의 승차감을 갖기 위한 측면에서 차량의 진

동특성을 결정하고 최적화를 이루기 위해서는 동력 전달계에서의 전 과정과 모든 영향요소들에 대하여 가능한 정확한 지식들이 요구된다. 즉, 시스템 파라미터와 진동모드 등을 실험과 시뮬레이션에 의하여 비교 및 분석 되어져야 한다. 따라서, 본 연구에서는 후륜구동차량에서 가진력에 의한 차체 및 엔진마운트시스템간의 상호작용을 비교연구하기 위하여 실험적 방법으로 차체의 동특성을 분석하였다. 실험용 차량에는 4기통 4행정 엔진이 장착되어 있으며, 공회전수는 약 900 rpm이다. 이로부터 엔진 가진력과 차체의 동특성 그리고 엔진마운트시스템과의 상호관계를 알아보려고 한다.

#### 3.1 측정에 의한 시스템 모드분석

다음에서는 Fig. 4, Fig. 5 그리고 Fig. 6에서와 같이 후륜구동차량의 측정에 의한 모드분석을 통해 차체 및 엔진현가장치의 진동특성을 분석하였다.

Fig. 4는 엔진 공회전시 운전석 측 백미러위치에

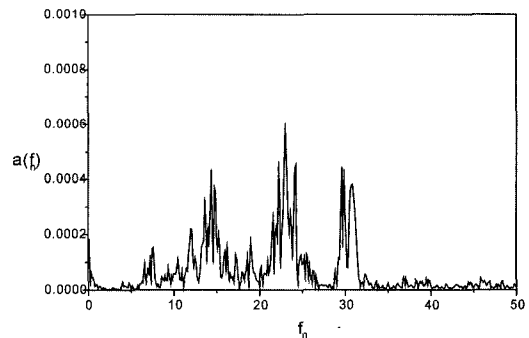


Fig. 4 Spectrum obtained from experiments

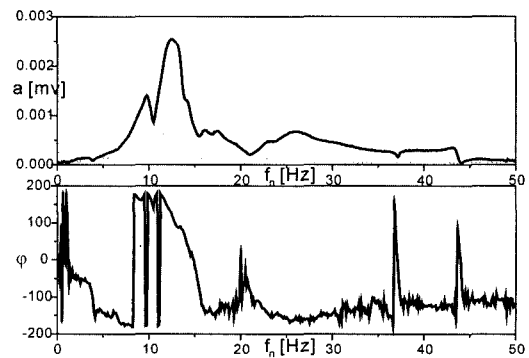
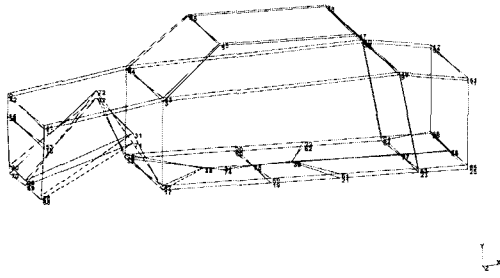
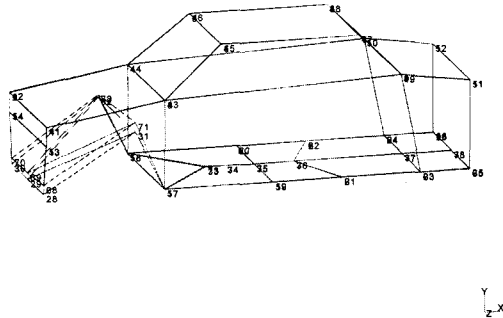


Fig. 5 Spectrum from experimental modal analysis on engine mount system obtained from experiments

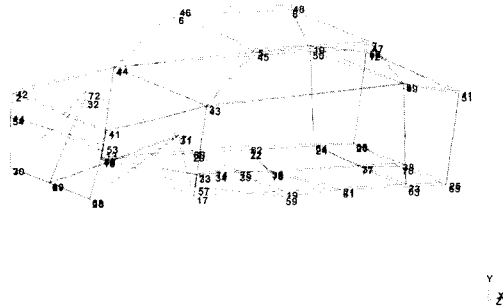
$f_0 = 6.8 \text{ Hz}$



$f_0 = 12.5 \text{ Hz}$



$f_0 = 15.0 \text{ Hz}$



$f_0 = 23.4 \text{ Hz}$

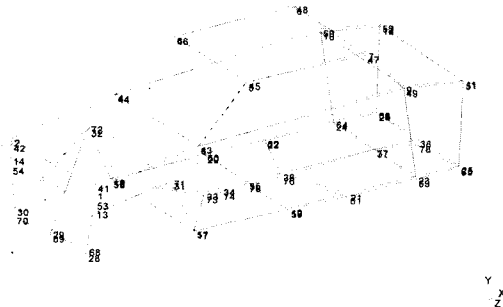


Fig. 6 Vibration mode obtained from experiments

서의 가속도를 측정 한 것으로, 엔진 공회전시 차체의 공진현상을 관찰할 수 있으며, Fig. 5는 구동장치가 커플링된 상태에서 측정 한 엔진마운트시스템의

모달 분석결과이며, 엔진마운트의 고유진동수는  $f_0 = 12.5 \text{ Hz}$  와  $f_0 = 17.5 \text{ Hz}$  에서 가짐을 알 수 있다.

각 공진주파수에서의 차체의 진동형은 Fig. 6에서 보는 바와 같이  $f_0 = 6.8 \text{ Hz}$ 에서 차체의 수직병진 운동(bounce)이 일어나며, 엔진마운트시스템의 고유진동수  $f_0 = 12.5 \text{ Hz}$ 에서는 엔진실의 수직병진 운동이, 그리고 엔진 공회전주파수  $f_0 = 15.0 \text{ Hz}$ 에서는 차체의 롤링(rolling), 굽힘 진동, 그리고 비틀림 진동 등 여러 진동형이 동시에 나타남을 알 수 있다. 공진 주파수  $f_0 = 23.4 \text{ Hz}$ 에서는 엔진실의 롤링현상이 나타나며, 50 Hz 내에서는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 진폭의 크기가 이 주파수에서 가장 크게 나타나는데, 이로부터 공회전시 발생하는 엔진블록의 롤링이 차체의 떨림현상의 주원인임을 알 수 있으며, 차체와 엔진마운트시스템의 고유진동수들이 임계진동수범위에서 어느 정도 떨어져 놓여 있느냐에 따라서 공회전 떨림의 크기가 결정된다.

### 3.2 계산에 의한 시스템 모드분석

다음에서는 Table 2에 나타낸 바와 같이 시스템의 운동방정식으로부터 엔진마운트시스템, 구동장치, 강체 차체를 고려한 전체 차량시스템, 그리고 탄성 차체를 고려한 전체 차량시스템별로 시스템 고유진동수를 계산하여 비교하였다. 또한 강체 차체 및 탄성차체를 가진 전체 차량시스템의 진동모드를 Fig. 8과 Fig. 9와 같이 그림으로 표현하였으며, 이를

Table 2 Natural Frequency obtained from numerical analysis  
a: engine mount system, rear axis system  
b: drivesystem with a rigid vehicle body  
c: elastic vehicle body  
d: drivesystem with a elastic vehicle body

	a [Hz]	b [Hz]	c [Hz]	d [Hz]
$f_{VM1}$	10.2	10.2		11.1
$f_{VM2}$	17.3	17.2		18.0
$f_{VM3}$		358.8		358.8
$f_{VM4}$	45.2	45.0		49.0
$f_{VM5}$	217.2	207.7		207.7
$f_{VM6}$	161.8	160.5		160.5
$f_{VM7}$	12.0	12.0		13.2
$f_{VM8}$			4.7	4.2
$f_{VM9}$			6.7	5.5
$f_{VM10}$			32.7	31.6
$f_{VM11}$			64.8	66.0

실험에 의한 시스템의 진동모드와 상호 비교하였다. 이 경우에 엔진 마운트 시스템의 탄성계수로는  $k_{1,2} = 4.36 \cdot 10^5$  [N/m]의 값을 적용하였다.

우선 Table 2에 의하면 평면좌표계에서 모델링한 경우 탄성차체의 최저 고유진동수는 차체의 수직병진운동에 해당하는 진동수에 해당함을 알 수 있으며, 4.0 Hz에서 5.0 Hz 사이에서 값을 갖는 이 진동수 값이 실험에 의해 얻어진 차체의 수직병진운동을 하는 진동모드의 고유진동수값 6.8 Hz와는 차이가 있으나, 이는 주어진 변수값에 따라 발생할 수 있는 모델링과 실제 시스템과의 차이로 볼 수 있으며, 이러한 차이가 차체와 구동장치의 탄성 커플링의 영향을 연구하고자 하는 본 논문의 연구목적에 영향을 주지는 않으므로 4.0 Hz에서 5.0 Hz 사이에 차체의 최저 고유진동수를 나타내는 현 모델시스템은 연구목적에 부합되는 시스템으로 간주하였다.

또한 Table 2에 의하면 차체의 강체 또는 탄성체의 여부에 따라 시스템의 일부 고유 진동수에 변화가 있음을 알 수 있다. 탄성차체에 구동시스템이 지지된 경우에는 구동시스템의 강성이 증가하나, 엔진마운트시스템의 수직병진운동 또는 y축 회전운동에 대한 고유진동수의 증가분은 크지 않다. 차체의 경우에도 구동시스템과의 커플링 여부에 따라 탄성차체의 고유진동수 변화를 가져오는데, 탄성차체만을 고려한 경우에는 엔진마운트시스템을 포함한 구동장치의 자중영향이 고려되지 않은 관계로 차체 수직운동(bounce)이 4.7 Hz, 차체 롤링이 6.7 Hz에서 나타나는 반면, 구동시스템과 함께 고려된 탄성차체의 경우에는 차체 운동에 해당하는 고유진동수를 각각 4.2 Hz와 5.5 Hz에서 갖는데, 이로부터 차체와 구동시스템간의 커플링에 의하여 차체의 고유진동수에 변화가 있음을 알 수 있다. 순수 차체의 굽힘진동에 해당하는 고유진동수는 32.7 Hz와 64.7 Hz 이나, 구동시스템과 커플링 된 경우에는 31.6 Hz와 65.0 Hz에서 고유진동수를 가짐을 알 수 있다.

엔진마운트시스템의 스프링 상수가 시스템 고유진동수에 미치는 영향을 알기 위해서 Table 1에 나타낸 바와 같은 크기로 엔진마운트시스템의 스프링 상수에 변화를 주었으며, 각각의 경우에 대한 시스템의 고유진동수를 계산하였다. 이로 인한 각 모드

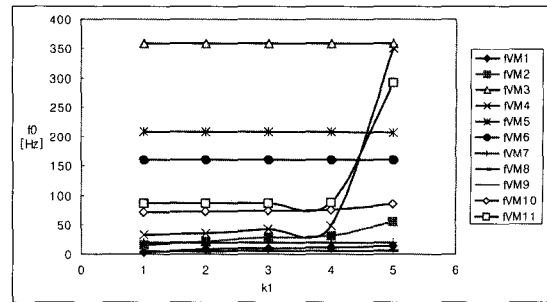


Fig. 7 Natural frequency of the drivesystem with a elastic vehicle body obtained from numerical analysis

의 고유진동수 변화를 Fig. 7에서와 같은 그래프로 표현하였으며, 이 그림으로부터 고유진동수의 변화를 가져온 경우는  $f_{VM1}$ (bounce),  $f_{VM2}$ (엔진블록 피칭 진동형),  $f_{VM4}$ (차동장치의 수직병진운동형) 그리고  $f_{VM11}$ (차체의 4차 진동형)의 고유진동수들이며, 이들은 탄성차체로 지지된 질량체의 운동과 관련이 있다.

다음에서는 차체를 강체로 간주하였을 때와 차체를 탄성체로 간주하였을 때의 구동시스템의 진동모드에 대하여 분석하였다. 차체의 동특성을 고려하지 않은 강체 차체를 가진 구동시스템의 진동모드는 Fig. 8에서 표현한 바와 같다.

1차 진동모드(VM1)에서는 횡차축에 대한 엔진블록(EB)의 회전운동을 나타내고 있으나, 실제적으로는 엔진블록의 무게중심의 수직병진운동 및 회전운동이 일어나며, 이때의 회전운동은 엔진블록 무게중심의 수직병진운동과 이에 대한 프로펠러샤프트의 역위상 병진운동의 영향에 의한 결과이다. 따라서 1차 진동모드에서는 주진동모드로서 엔진블록의 병진운동을 수행하며, 커플링 효과로 엔진블록의 병진운동에 대한 동위상으로 회전운동을 나타내고 있다. 2차 진동모드(VM2)에서는 주진동모드로서 엔진블록의 무게중심을 지나는 횡차축에 대한 회전운동을 나타내며, 엔진블록의 회전운동과는 역위상으로, 프로펠러샤프트의 병진운동과는 동위상으로 엔진블록의 수직병진운동이 병행되어 수행된다. 3차 진동모드(VM3)에서는 프로펠러샤프트의 굽힘운동이 발생하며, 4차 진동모드(VM4)에서는 차동장치(RA)의 수직운동이, 5차 진동모드(VM5)에서는 차동장치의 회전운동이 일어나며, 6차 진동

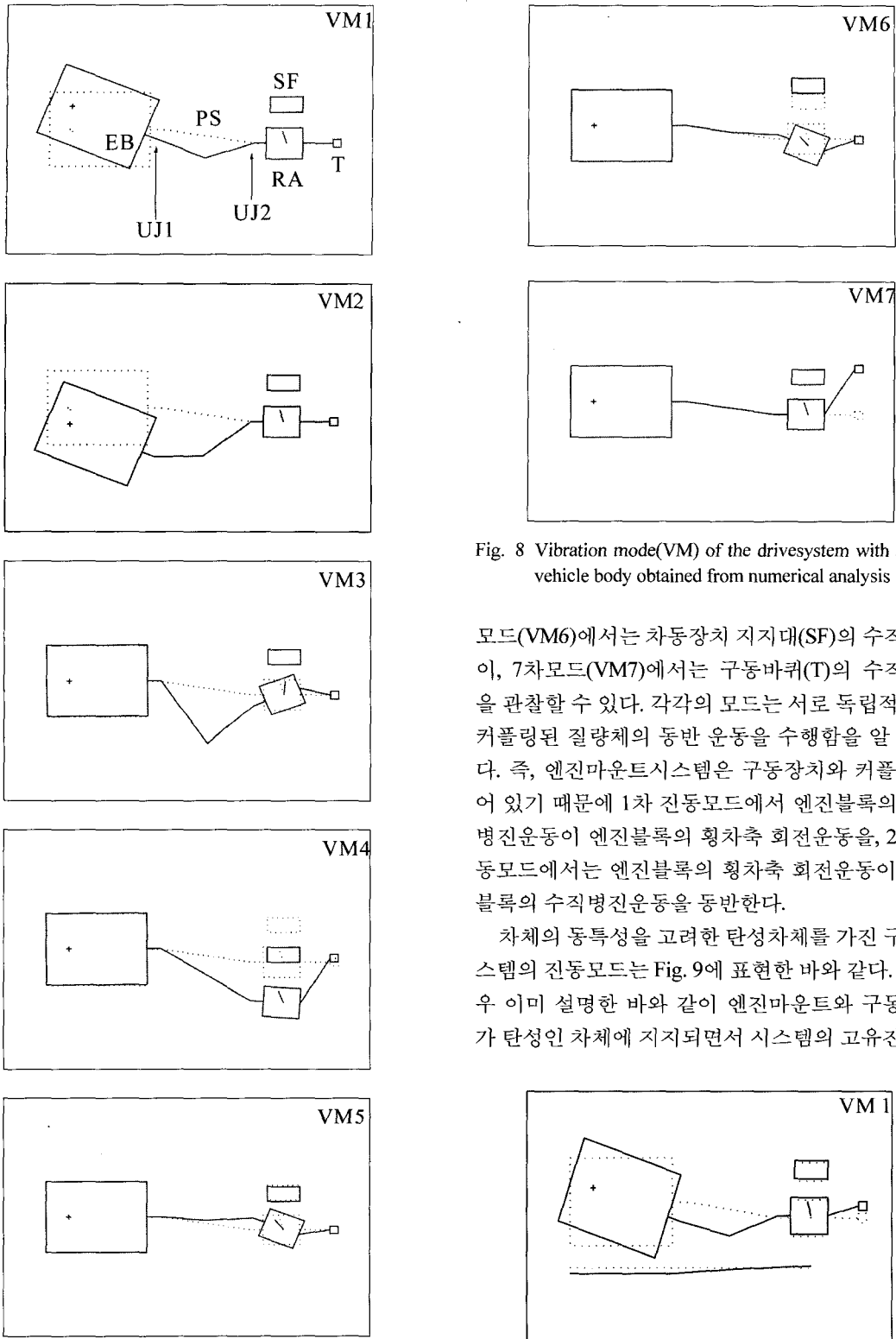


Fig. 8 Vibration mode(VM) of the drivesystem with a rigid vehicle body obtained from numerical analysis

모드(VM6)에서는 차동장치 지지대(SF)의 수직운동이, 7차모드(VM7)에서는 구동바퀴(T)의 수직운동을 관찰할 수 있다. 각각의 모드는 서로 독립적이거나, 커플링된 질량체의 동반 운동을 수행함을 알 수 있다. 즉, 엔진마운트시스템은 구동장치와 커플링되어 있기 때문에 1차 진동모드에서 엔진블록의 수직병진운동이 엔진블록의 횡차축 회전운동을, 2차 진동모드에서는 엔진블록의 횡차축 회전운동이 엔진블록의 수직병진운동을 동반한다.

차체의 동특성을 고려한 탄성차체를 가진 구동시스템의 진동모드는 Fig. 9에 표현한 바와 같다. 이 경우 이미 설명한 바와 같이 엔진마운트와 구동장치가 탄성인 차체에 지지되면서 시스템의 고유진동수

Vibration Mode of the Drivesystem Considered the Vehicle Body's Dynamic Characteristics

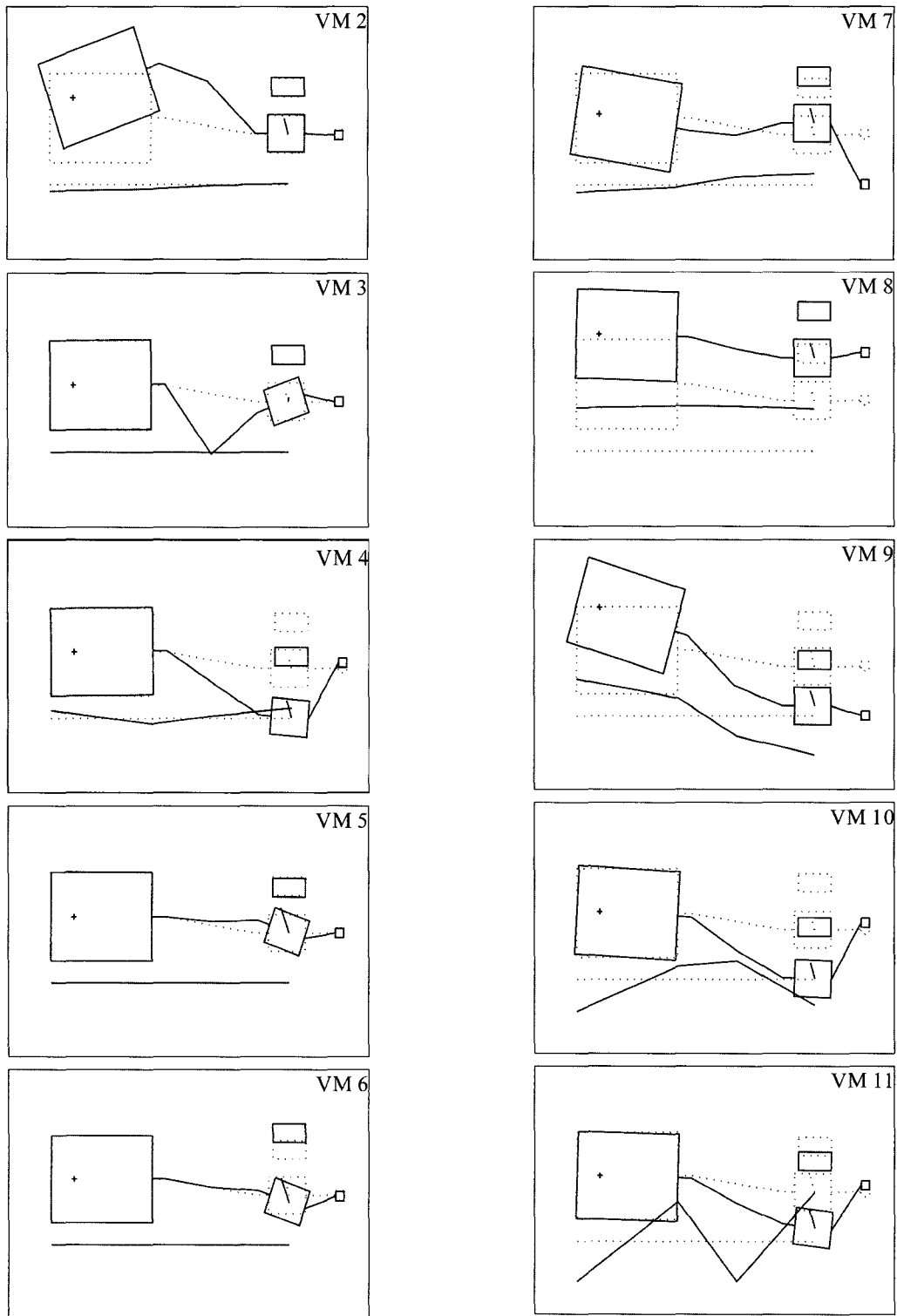


Fig. 9 Vibration Mode(VM) of the drivesystem with a elastic vehicle body obtained from numerical analysis



변화를 가져온다. 특히 엔진마운트시스템의 고유진동수 변화와 함께 엔진마운트시스템 및 구동장치의 고유 진동형이 차체의 진동과 결합한 형태로 나타남을 알 수 있다.

1차진동모드는 엔진블록 무게중심의 수직병진운동과 관련 있으나, 엔진블록이 구동축라인과 커플링되어 있기 때문에 엔진블록의 수직병진운동이 구속받게되어 엔진블록의 무게중심에 대하여 y축 회전운동과 구동축라인의 역위상 병진운동을 동반하게 되며, 또한 엔진블록이 차체에 지지되어 있기 때문에 엔진블록의 운동에 따라 엔진지지부에 해당하는 차체의 일부가 운동을 한다는 것을 알 수 있다. 2차 진동모드에서는 1차 진동모드와는 반대로 주진동형인 엔진블록의 y축 회전운동이 엔진블록 무게중심의 수직상하운동을 동반하며, 차체의 굽힘진동과는 서로 역위상으로 진행되고 있다. 3차 진동모드에서는 프로펠러샤프트의 굽힘진동이 이루어지며, 그 영향은 차체에 미치지 않으나 주로 차동장치운동에 영향을 주고 있다. 이는 프로펠러샤프트의 고유진동수가 높아서 차체 및 구동시스템의 고유진동수에 영향을 주지 않기 때문이나, 차동장치와의 커플링에 의하여 프로펠러 샤프트의 운동이 차동장치의 운동을 야기하고 있다. 4차 진동모드는 차동장치의 수직병진운동과 관련이 있으며, 차체에 미미한 굽힘진동을 유발한다. 5차 진동모드에서는 차동장치의 y축 회전운동이 일어나며, 이 경우에는 차체에 영향을 주지 않는다. 6차 진동모드에서는 차동장치 지지대의 수직병진운동이 행해지며, 차동장치의 역위상 회전운동을 수반하는데, 이는 차동장치의 무게중심이 후차축으로부터 편심되어 있기 때문이며, 5차진동모드와 같이 차체에는 영향을 주지 않는다. 7차 진동모드에서는 구동바퀴의 수직 병진운동이 행해지면서 차체의 운동을 수반하게 되는데, 이는 구동바퀴가 차체에 탄성적으로 지지되어 있기 때문이다. 차체의 고유진동형은 8차로부터 11차까지의 진동형으로 표현되는데, 차체는 수직병진운동과 굽힘진동을 행하게 되며, 이에 따른 구동시스템의 운동을 동반하게 된다.

### 3.3 시스템 응답 분석

이 절에서는 엔진블록 및 구동장치에서 발생하는 가진력에 의하여 발생된 엔진지지력을 주파수 영역에서 분석하고자 하며, 그 결과를 Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12 와 Table 3에 표현하였다. Table 3에서는 주파수 영역에서 표현된 엔진지지력  $F_{L1}$ 과  $F_{L2}$  으로부터 엔진 시스템의 진동모드에 해당되는 주파수에서 얻은 강성차체와 탄성차체에서의 진폭의 변화량을 가진력에 따라 비교하였다. 이 때의 진폭의 변화량  $\Delta F_{Li}$  에 대한 식은 강성차체와 탄성차체에서의 엔진지지력을 각각  $F_{Li, rigid}$  와  $F_{Li, elastic}$  라 할 때 다음과 같다.

$$\Delta F_{Li} = F_{Li, elastic} - F_{Li, rigid}, i = 1, 2 \quad (5)$$

구동 시스템에 외력이 작용할 때 엔진지지력  $F_{L1}$ 과  $F_{L2}$ 이 차체를 강체로 간주했을 경우와 탄성체로 간주했을 경우에 서로 다른 주파수응답특성을 가진다는 것을 알 수 있다. Fig. 10에 의하면 탄성차체를 고려한 경우 2차 조화함수인 질량력  $F_m(t)$ 에 의한 엔진지지력이 엔진 마운트시스템의 고유진동수 외

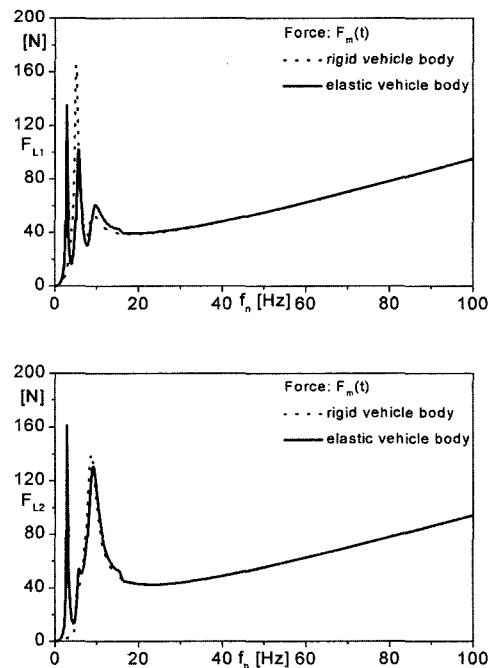


Fig. 10 Reactionsforce transmitted to the vehicle body due to  $F_m(t)$  obtained from numerical analysis

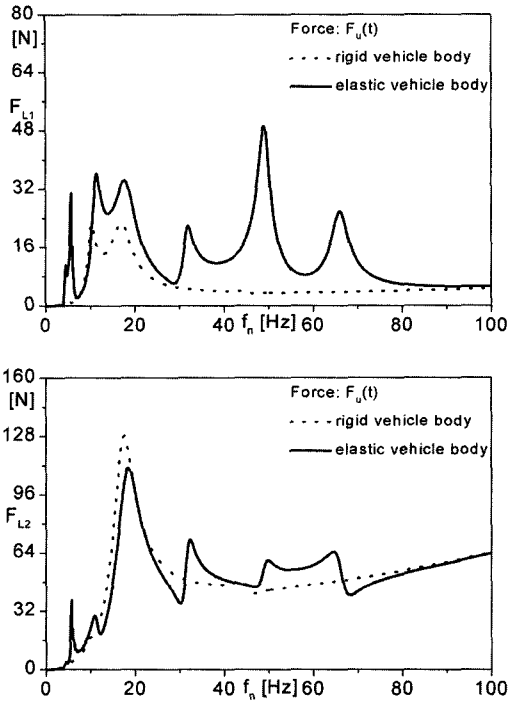


Fig. 11 Reactionsforce transmitted to the vehicle body due to  $F_u(t)$  obtained from numerical analysis

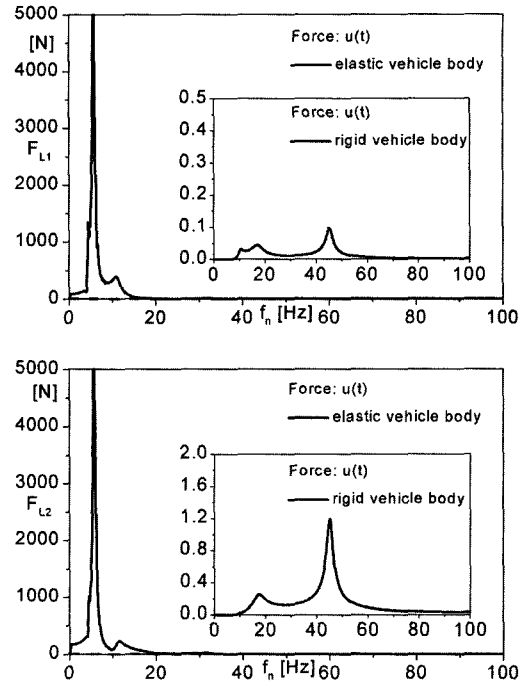


Fig. 12 Reactionsforce transmitted to the vehicle body due to  $u(t)$  obtained from numerical analysis

Table 3 Comparison of the reactionsforce considered rigid and elastic vehicle body due to the excitation forces at the natural frequencies of the engine mount systems

freq.	$\Delta F_{L1}$ [N]		$\Delta F_{L2}$ [N]	
	$\frac{1}{2} f_{VM1}$	$\frac{1}{2} f_{VM2}$	$\frac{1}{2} f_{VM1}$	$\frac{1}{2} f_{VM2}$
$F_m(t)$	-64.25	6.84	13.88	-9.57
freq.	$f_{VM1}$	$f_{VM2}$	$f_{VM1}$	$f_{VM2}$
$F_u(t)$	13.858	11.59	11.61	-17.54
$u(t)$	390.47	11.34	234.16	36.16

에 탄성차체의 고유진동수인 VM9에 해당하는 주파수의 1/2에 해당되는  $\frac{1}{2} f_{VM2}$ 에서 공진현상이 추가됨을 알 수 있다.<sup>3)</sup> 이는 엔진마운트시스템이 탄성차체에 지지되어 있기 때문에 엔진블록이 탄성차체의 진동의 영향을 받기 때문이다.

원심력  $F_u(t)$ 에 의한 엔진지지력은 Fig. 11에 보

인 바와 같이 탄성차체가 고려된 경우 고유진동수  $f_{VM9}$ ,  $f_{VM8}$ ,  $f_{VM10}$ 와  $f_{VM11}$ 에서 심한 공진현상을 가져온다. 이는 커플링 효과에 기인하며, 원심력에 의한 프로펠러샤프트의 운동이 커플링된 질량체에 전달되며, 그 질량체의 운동이 차체를 가진시키기 때문이다.

특히 주행도로 노면  $u(t)$ 에 의한 가진시에는 Fig. 12에서 보인 바와 같이 탄성차체의 경우에는 탄성차체의 고유진동수  $f_{VM9}$ 에서 공진현상이 추가로 나타나며, 이 때 엔진 지지력이 탄성차체의 경우에 강체 차체의 경우보다 심하게 증폭됨을 알 수 있는데, 이는 주행도로 노면에 의해 가진된 차체의 굽힘진동이 엔진블록의 진동을 야기하며, 이 진동이 다시 차체를 가진하기 때문에 발생하는 현상으로 해석할 수 있다. 따라서 주행도로 노면에 의해 승차감이 현저하게 감소된다는 것을 알 수 있다.

또한 구동 시스템에 외력이 작용할 때 엔진마운트 시스템의 고유진동수에 해당되는 주파수에서는 가진

력에 의한 엔진블록의 운동성분과 엔진블록의 운동에 대한 탄성차체의 상대운동에 의하여 차체에 작용하는 반작용력의 크기가 증감한다. 질량력  $F_m(t)$ 이 작용할 경우에는 각 고유진동수에서 엔진 블록의 앞과 뒤쪽의 반작용력  $F_{L1}$ ,  $F_{L2}$ 의 증감 특성이 상반한다. 질량력  $F_m(t)$ 이 수직력이므로 엔진블록의 수직운동에 관련된 고유진동수의 1/2에 해당되는  $\frac{1}{2}f_{VM}$ 에서의 증감량이 크게 나타난다. 이와는 반대로 유니버설조인트에 작용하는 원심력  $F_U(t)$ 에 의해서는 주로 엔진블록의 회전운동을 야기하므로 엔진블록의 회전운동에 관련된 주파수  $f_{VM}$ 에서의 증감속량이 크게 나타나는 경향이 있다. 또한 주행도로의 노면  $u(t)$ 에 의하여 엔진블록에 작용하는 반작용력은 엔진블록의 수직운동에 관련된 고유진동수  $f_{VM}$ 에서 크게 작용하는데, 이는 구동바퀴 현가장치의 고유진동수  $f_{VM}$ 가 엔진블록의 고유진동수  $f_{VM}$ 에 근접해 있으며, 수직방향으로 작용하는 주행도로의 노면에 의한 구동바퀴의 진동이 구동바퀴의 현가장치를 통해 차체에 전달되며, 따라서 구동바퀴의 상하 진동이 차체를 거쳐 엔진블록에 전달되어 엔진블록이 상하로 가진되기 때문이다.

이와 같은 현상으로 인하여 탄성차체의 진동으로 인한 엔진블록 운동과의 상대운동 결과는 차체를 강제로 다루었을 경우와는 다른 결과를 가진다. 따라서 차량의 승차감 개선을 위한 연구시에는 필히 차체의 동특성을 함께 고려해야 한다.

#### 4. 결론

연속체인 차체를 접질량으로 이산화 함으로써 구동시스템의 이산화 모델과 커플링 하여 전체 시스템을 모델링 하였으며, 시스템 분석을 한 결과는 다음과 같다.

- 1) 엔진마운트시스템과 구동장치는 탄성차체와의 커플링으로 인하여 그 영향을 받으며, 특히 커플링된 엔진마운트시스템, 차동장치 및 구동바퀴 그리고 차체의 고유진동수 값의 변화를 가져온다. 즉, 차체의 고유진동수는 감소하고, 엔진마운트시스템의 고유진동수는 증가하였다(참고: Table 1).
- 2) 엔진지지력  $F_{L1}$ 과  $F_{L2}$ 에 의하면 차체를 강제로 간

주했을 경우와 탄성체로 간주했을 경우에 서로 다른 주파수 특성을 가진다는 것을 알 수 있다. 즉, 탄성차체를 고려하였을 경우 탄성차체와 일부 구동장치의 고유진동수 성분이 나타난다.

- 3) 구동 시스템에 외력이 작용할 때 엔진마운트시스템의 고유진동수에 해당되는 주파수에서는 가진력에 의한 엔진블록의 운동성분과 엔진블록의 운동에 대한 탄성차체의 상대운동에 의하여 차체에 작용하는 반작용력의 크기가 증감한다. 질량력  $F_m(t)$ 이 작용할 경우에는 각 고유진동수에서 엔진블록의 앞과 뒤쪽의 작용력  $F_{L1}$ ,  $F_{L2}$ 의 증감 특성이 상반한다(참고: Fig. 9, Fig. 10, Table 3). 질량력  $F_m(t)$ 이 수직력이므로 엔진블록의 수직운동에 관련된 고유진동수에서의 증감량이 크게 나타난다. 이와는 반대로 유니버설조인트에 작용하는 원심력  $F_U(t)$ 에 의해서는 주로 엔진블록의 회전운동을 야기하므로 엔진블록의 회전운동에 관련된 주파수에서의 증감속량이 크게 나타난다. 또한 주행도로의 노면  $u(t)$ 은 수직방향으로 작용하고, 구동바퀴 고유진동수와 엔진블록의 수직방향 고유진동수가 근접하므로 엔진블록에 작용하는 반작용력은 엔진블록의 수직운동에 관련된 고유진동수에서 크게 작용한다.

- 4) 주행도로의 노면  $u(t)$ 에 의해 가진된 탄성차체의 진동이 엔진블록에 영향을 주는 바와 같이 탄성차체의 진동은 엔진블록 및 구동장치에 진동을 가하게 되며, 이로 인한 엔진블록 및 구동장치의 운동이 다시 차체를 가진하게 되는데, 그 작용은 반복됨으로 인하여 엔진블록과 구동장치의 진동현상이 증폭된다.

본 연구는 실험 결과와 연계하여 구동시스템과 탄성차체의 커플링 시스템을 모델링 하였으며, 모델링에서의 차체 및 엔진마운트 시스템의 일부 고유진동수를 실험 결과와 비교하여 모델링의 타당성을 확인하였다. 이로부터 다양한 가진력에 대한 시뮬레이션을 수행할 수 있었으며, 이를 바탕으로 앞으로도 계속하여 차체의 동특성을 고려한 경우에 차체에 의해서 발생하는 진동현상을 억제하기 위한 연구가 계속되어야 할 것이다.

## 후 기

본 연구는 경기대학교 신진과제 연구비의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## References

- 1) G. Doedlbacher, "Einfluss der elastischen Motor-lagerung auf den Schwingungskomfort im Pkw," *Automobil-Industrie* 5/7, pp.449-456, 1987.
- 2) F. Kuekuekay, "Antriebsstrang-Aufhaegungsdynamik im Zusammenhang mit der Reduzierung der Geraeusabstrahlung," *Fahrzeugdynamik-Fachtagung in Essen, Antriebsstrang-Aufhaegungsdynamik*, 1990.
- 3) C. J. You, "Karosseriebelastungen Aufgrund Verschiedener Erregungsquellen, Insbesondere aus Motorlagerkraeten, bei Antriebsstraegen in Personenkraftwagen," *Diss. TU-Berlin*, 1999.
- 4) W. Stuehler, "Fahrzeugdynamik, Fortsschritte der Kraftfahrzeugtechnik 1," Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1988.
- 5) M. W. Suh, M. B. Shim, M. S. Kim, K.S. Hong, S. B. Lee, "Multidisciplinary Design Optimization of Engine Mount with Considering Drive-line," *Journal of KSNVE*, Vol.10, No.3, pp.209-271, 2002.
- 6) J. K. Shin, J. W. Shim, S. J. Hwang, G. J. Park, "Structural Analysis and Optimization of a Low Speed Vehicle Body," *Journal of KSNVE*, Vol.11, No.3, pp.68-78, 2003.