

## 주행중 가속페달의 급조작시 승용차의 진동 특성 해석

홍동표\* 정태진\*\* 오김상수\*\*\*

( An Analysis on the Vibration Characteristic of a Automobile  
at the Sudden Change of an Accelerator under Traveling )

( Dong-Pyo Hong, Tae-Jin Chung, Sang-Soo Kim )

### 1. 서론

승용차에 있어 엔진의 공회전이나 주행중에 발생하는 여러 형태의 진동 및 소음의 저감은 승차감 및 차량의 안정성에 있어 중요한 과제가 되고 있다. 이러한 소음, 진동은 주로 엔진에서 발생하는 토크의 비주기적인 변동성분이 클러치(clutch), 변속기(transmission), 구동축을 거쳐 바뀌어 전달되는 과정에서 발생한다.

서플(shuffle)은 주행중 가속페달(accelerator)을 급조작(tip-in, tip-out)하였을 때 차량이 전후로 과도적으로 울렁거리는 종진동 현상을 말하며, 이것은 가속페달의 급조작으로 인해 엔진토크가 큰 변동을 일으키고, 동력전달계를 통해 타이어에 전달된 이 토오크는 타이어축에서 구동축으로 역토오크를 발생시키기 때문에 발생한다. 여기서 팁-인(tip-in)이란 승용차를 저속으로 운전하다가 갑자기 가속페달을 밟는 경우를 말하며, 팁-아웃(tip-out)은 반대로 고속상태에서 갑자기 가속페달을 떼는 경우를 말한다.

실험과 시뮬레이션을 사용한 자동차 동력전달계의 비틀림 진동에 대한 연구는 이미 여러 연구자들에 의해 보고되었다. H. Arai<sup>[1]</sup>은 2자유도 비선형 모델을 사용하여 클러치 접촉시 발생하는 외란과 계의 안정성을 고려하여 시뮬레이션을 수행하였고, M. Kataoka<sup>[2], [3]</sup>는 기어의 공차(clearance)를 고려한 변속기의 강계 비틀림 진동을 실험과 시뮬레이션을 통하여 해석하였다. 그리고, Wu Hui-Le<sup>[4]</sup>는 자동차 동력전달계의 비틀림 진동 현상을 실험과 이론적인 계산을 통해 연구하였고, R. J. Comparin<sup>[5]</sup>는 치타움의 발생구조와 특성을 고찰하고 비선형 비틀림 공진 저감에 의한 치타움 저감 기

법에 대하여 연구하였다. 또한 G. J. Fudala<sup>[6]</sup>는 다자유도 모델을 이용하여 클러치의 비틀림 특성에 따라 주파수분석을 수행하여 치타움 저감 방법을 연구하였고, T. Sakai<sup>[7]</sup>는 5자유도 모델을 이용하여 엔진 공회전시 발생하는 치타움에 대해 이론과 실험을 통해 해석하고, 엔진 회전수 변동, 클러치 특성, 변속기의 드래그(drag) 토크의 영향과 치타움 저감을 위한 개선된 클러치 특성을 제시하였다. 이 외에도 Thomas C. T.<sup>[8]</sup>와 E. P. Petkus<sup>[9]</sup>는 특정 차량에 대한 동력전달계의 비틀림 진동 현상에 대해 연구하였다.

이러한 연구들로 볼 때, 자동차 동력전달계에서 발생하는 진동은 이론과 실험을 통해 그 해석이 가능하며 설계에 매우 유용하게 이용되고 있음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구는 4실린더 4 사이클 1.5 L 엔진을 장착한 경승용차의 실차 주행실험을 통해 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상을 측정하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차 주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림 특성을 비롯한 자동차 동력전달계의 각 설계인자들이 차체의 종진동에 어떠한 영향을 미치는가를 해석하고자 한다.

### 2. 동력전달계 모델링

#### 2.1 진동 모델

승용차 동력전달계를 구성하는 요소들의 동적인 거동은 요소들간의 연결에 의해서 나타난다. 이러한 요소들간의 연결은 비틀림 스프링이나 댐퍼와 같은 것으로 연결된다고 모델링할 수 있고, 이와 같은 모델링의 과정에 의하여 동력전달계는 관성, 강성, 감쇠와 같은 변수들로 등가화 되어진다. 이것은 동력전달계의 동적인 해석을 수행하기 위하여

\* 전북대학교 정밀기계공학과  
\*\* 군산대학교 기계설계학과  
\*\*\* 전북대학교 대학원

필요하며 본 연구에서는 동기화 과정을 통해 Fig.1과 같이 엔진 - 변속기 - 타이어 - 차체의 반한정계 4자유도 모델을 고려하였다. 이 모델로 동력전달계의 모든 진동 문제들을 해결하는 것은 불가능하지만 주행중 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상을 해석하는 데는 충분하다고 생각한다. 이 모델의 등가값들은 제조회사(Car Maker)나 실척의 도면에서 계산에 의하여 산출할 수 있다.

Fig.2는 실차 실험시 사용된 실제 클러치 디스크의 비틀림 특성을 나타내며, Fig.3은 시뮬레이션에서 이용한 클러치 디스크의 비틀림 특성 모델이다. 그리고, Fig.4는 백래쉬(backlash)를 고려한 인풋 샤프트(input shaft)에 대한 휠샤프트(wheel shaft)의 강성을 나타낸다.

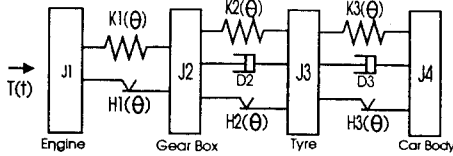


Fig.1 Simulation model

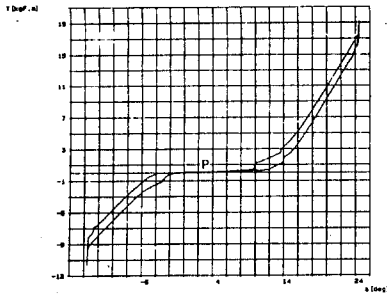


Fig.2 Torsional characteristic of clutch-disc for experiment

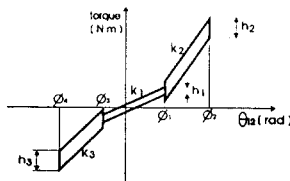


Fig.3 Torsional characteristic of clutch-disc for simulation

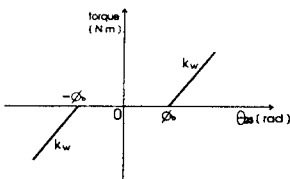


Fig.4 Stiffness of wheel shaft

## 2.2 운동방정식

Fig.1과 같은 반한정계 4자유도 모델의 운동방정식은 식 (1) - (4)와 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + H_1(\dot{\theta}_{12}) + K_1(\theta_{12}) = T(t) \quad (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - H_1(\dot{\theta}_{12}) + H_2(\dot{\theta}_{23}) + D_2(\dot{\theta}_{23}) - K_1(\theta_{12}) + K_2(\theta_{23}) = 0 \quad (2)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - H_2(\dot{\theta}_{23}) + H_3(\dot{\theta}_{34}) - D_2(\dot{\theta}_{23}) + D_3(\dot{\theta}_{34}) - K_2(\theta_{23}) + K_3(\theta_{34}) = 0 \quad (3)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - H_3(\dot{\theta}_{34}) - D_3(\dot{\theta}_{34}) - K_3(\theta_{34}) = 0 \quad (4)$$

$$\theta_{ij} = \theta_i - \theta_j$$

여기서,  $J_1$  : 엔진플라이휠(flywheel), 클러치커버(clutch cover), 클러치디스크(clutch disc), 크랭크샤프트(crank shaft), 커넥팅로드(connecting rod)를 포함한 엔진의 등가관성

$J_2$  : 인풋 샤프트에 대한 변속기의 등가관성

$J_3$  : 인풋 샤프트에 대한 타이어의 등가관성

$J_4$  : 인풋 샤프트에 대한 차체의 등가관성

$K_1$  : 클러치 허브댐퍼(hub damper)의 비틀림 강성

$K_2$  : 백래쉬를 고려한 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 강성

$K_3$  : 인풋 샤프트에 대한 두 타이어의 강성

$H_1$  : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스(hysteresis)

$H_2$  : 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 점성 및 건마찰 효과

$H_3$  : 차체의 댐핑효과

$D_2$  : 휠샤프트의 댐핑계수

$D_3$  : 타이어의 댐핑계수

$T$  : 엔진토크

$\theta_1$  : 엔진 플라이 휠의 회전각 변위

$\theta_2$  : 인풋 기어의 회전각 변위

$\theta_3$  : 엔진 플라이 휠의 회전각 변위

$\theta_4$  : 인풋 기어의 회전각 변위

엔진에서 가진되는 토크  $T(t)$ 는 식(5)와 같이 실린더 내의 가스압력과 회전 관성력 등에 의한 불균일한 변동 성분  $T_{osc}(t)$ 과 가속 페달의 급조작에 따른 엔진토크의 변동 성분  $T_{eff}(t)$ 의 합으로 나타낸다. 이때 불균일한 변동 성분  $T_{osc}(t)$ 는 2 order와 4 order 가진 성분만 고려하여 식(6)과 같이 가정하고, 가속 페달의 급조작(tip-in)에 따른 엔

진토크의 변동성분  $T_{eff}(t)$ 는 Fig.5와 같이 스텝(step)형태를 가지며 센서로 측정하는 것은 불가능하기 때문에 이 스텝 토크는 가속페달의 급조작으로 나타나는 차체의 종진동에 대한 가속도를 측정함으로써 산출한다.

$$T(t) = T_{osc}(t) + T_{eff}(t) \quad (5)$$

$$T_{osc}(t) = A \sin(2\omega t) + B \sin(4\omega t) \quad (6)$$

여기서,  $\omega$  : 엔진 기본주파수

A : 2 order 가진 성분의 크기

B : 4 order 가진 성분의 크기

Fig.3의 클러치 비틀림 특성  $K_1(\theta_{12})$ 와  $H_1(\theta_{12})$ , 그리고 Fig.4의 백래쉬를 고려한 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 강성  $K_2(\theta_{23})$ 는 식(7)과 식(8), 그리고 식(9)로 표현할 수 있다.

$$K_1(\theta_{12}) = \begin{cases} k_3 \theta_{12} + (k_3 - k_1)\phi_3, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ k_1 \theta_{12}, & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ k_2 \theta_{12} - (k_2 - k_1)\phi_1, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (7)$$

여기서,  $k_1$  : 클러치 프리댐퍼(pre damper)의 비틀림 강성

$k_2$  : 클러치 메인댐퍼(main damper)의 정(+ )방향 비틀림 강성

$k_3$  : 클러치 메인댐퍼의 부(-)방향 비틀림 강성

$\phi_i$  : 클러치 프리댐퍼, 메인댐퍼 영역( $i = 1, 2, 3, 4$ )

$$H_1(\theta_{12}) = \begin{cases} \text{when } \theta_{12} > 0 \\ h_3/2, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ h_1/2, & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ h_2/2, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \\ \text{when } \theta_{12} < 0 \\ -h_3/2, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ -h_1/2, & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ -h_2/2, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (8)$$

여기서,  $h_1$  : 클러치 프리댐퍼의 히스테리시스토크

$h_2$  : 클러치 메인댐퍼의 정(+ )방향 히스테리시스토크

$h_3$  : 클러치 메인댐퍼의 부(-)방향 히스테리시스토크

$$K_2(\theta_{23}) = \begin{cases} k_w(\theta_{23} + \phi_b), & \theta_{23} \leq -\phi_b \\ 0, & -\phi_b < \theta_{23} < \phi_b \\ k_w(\theta_{23} - \phi_b), & \theta_{23} \geq \phi_b \end{cases} \quad (9)$$

여기서,  $k_w$  : 휠샤프트 강성

$\phi_b$  : 기어 백래쉬 영역

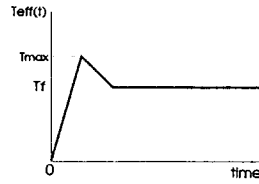


Fig.5 Step engine torque by tip-in

### 3. 실차 실험

#### 3.1 실험 장치

가속 페달의 급조작에 따른 승용차의 종진동(shuffle)현상을 측정하기 위해 경승용차를 이용하여 Fig.6과 같이 실험장비를 구성하여 실차실험을 실시하였다. 엔진 플리에서는 타코프로브(Tacho Probe)를 사용하여 엔진의 회전수를 측정하고, 플라이휠의 링기어(ring gear)와 변속기의 인풋 기어에서는 마그네틱 픽업(Magnetic Pick-up)으로 각속도변동을 측정한다. 그리고 차체 운전석 옆자리에는 강철로 된 약 20kg의 물체에 가속도계를 부착하고 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 측정한다. 이렇게 측정된 각각의 데이터들은 각각 레코더(Recorder)에 기록되고, 이 데이터들은 다시 Fig.7과 같이 구성된 장비를 이용하여 각각의 신호를 분석하게 된다.

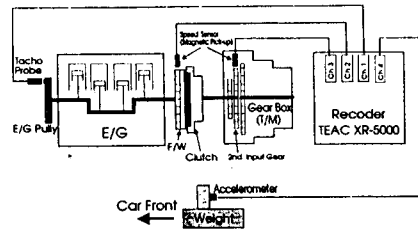


Fig.6 Schematic diagram of the measuring instrument system

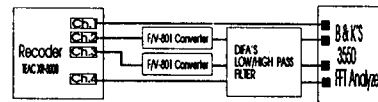


Fig.7 Schematic diagram of the analyzing instrument system

#### 3.2 실험 결과

본 실험은 기어 1단, 2단, 3단의 경우에 대해서 각각 팀-인과 팀-아웃 실험을 실시하였다. 기어 1단의 경우에는 약 1500 rpm대에서 팀-인 실험을, 약 4000 rpm대에서 팀-아웃

실험을 실시하였고, 기어 2단의 경우에는 약 2000 rpm과 약 4000 rpm대에서, 기어 3단의 경우에는 약 2000 rpm과 약 3000 rpm대에서 팁-인과 팁-아웃 실험을 실시하였다

Fig. 8(a), (b)는 기어 1단의 팁-인 실험의 결과로 플라이휠의 링기어의 각속도변동과 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 나타낸다. Fig. 9(a), (b)는 기어 1단의 팁-아웃 실험의 결과로 플라이휠의 링기어의 각속도변동과 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 나타낸다. 그리고, Fig. 10(a), (b)와 Fig. 11(a), (b)는 각각 기어 2단의 팁-인 실험과 기어 3단의 팁-인 실험 결과를 나타낸다.

이 결과들로부터 차체의 종진동에 따른 변동 성분의 주기는 기어 1단의 경우 약 0.4초(2.5 Hz), 2단의 경우 약 0.267초(3.75 Hz), 3단의 경우 약 0.2초(5.0 Hz)로 기어 단수가 높을수록 주기는 작아지고, 변동 성분의 크기 또한 기어 단수가 높을수록 작아짐을 알 수 있다. 이것은 기어 단수에 따른 기어 잇수비와 인풋 샤프트에 대한 각 요소의 동가값들이 변하기 때문이라고 생각된다. 그리고, 종진동에 따른 변동값의 크기는 팁-아웃에 의한 값보다 팁-인에 의한 값이 더 크게 나타나므로 팁-인에 의한 엔진 토크의 변동이 팁-아웃에 의한 값보다 더 큼을 알 수 있다.

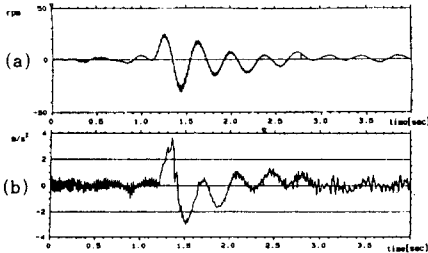


Fig. 8 Result of tip-in test on 1st step gear

- (a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel
- (b) Fluctuation of acceleration in car body

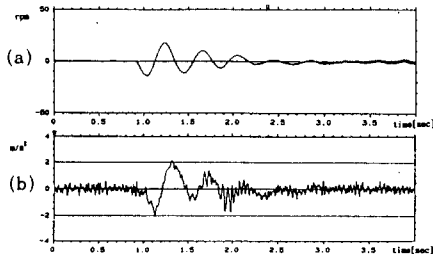


Fig. 9 Result of tip-out test on 1st step gear

- (a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel
- (b) Fluctuation of acceleration in car body

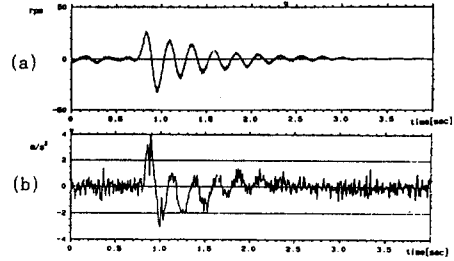


Fig. 10 Result of tip-in test on 2nd step gear

- (a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel
- (b) Fluctuation of acceleration in car body

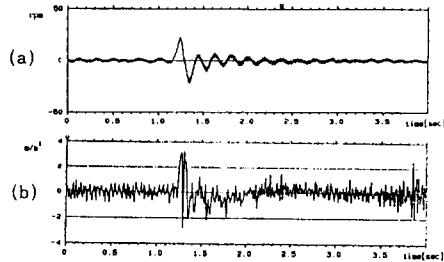


Fig. 11 Result of tip-in test on 3rd step gear

- (a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel
- (b) Fluctuation of acceleration in car body

## 4. 시뮬레이션

### 4.1 시뮬레이션 방법

서론에서 언급했듯이 본 연구에서는 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상을 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차 주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림 특성을 비롯한 자동차 동력전달계의 각 설계인자들이 차체의 종진동에 어떠한 영향을 미치는가를 해석하고자 한다. 그리고, 팁-아웃에 따른 현상은 그 해석 과정이 팁-인과 비슷하기 때문에 여기서는 팁-인에 따른 종진동 현상만 해석하기로 한다.

가속 페달의 급조작에 따른 종진동(shuffle)현상을 해석하기 위해 사용된 시뮬레이션 방법은 Runge-Kutta방법을 이용하였으며, Fig. 12는 시뮬레이션을 위한 아날로그 컴퓨터 다이어그램(analog computer diagram)을 보여주고 있다.

시뮬레이션을 위해 모델에 사용된 타이어와 차체의 동가관성  $J_3$ ,  $J_4$  는 기어비와 타이어 관성, 타이어 반경 또는 차량 중량에 따라 변하며, 백래시를 고려한 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 동가강성  $K_2$ 는 기어비와 휠 샤프트의 강성에 따라, 그리고 인풋 샤프트에 대한 두 타이어의 동가강성  $K_3$  는 기어비와 타이어의 강성에 따라 변한다.

여기서 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 점성 및 건마찰 효과와 차체의 댐핑효과와  $H_2, H_3$ 는 그 영향이 매우 적으므로 무시하기로 한다.

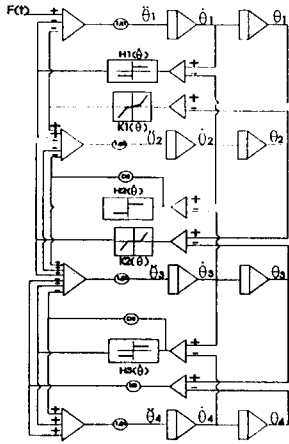


Fig. 12 Analog computer diagram for simulation

#### 4.2 시뮬레이션 결과

Fig. 13(a)-(c)는 변속기의 단수 변화에 따른 차체의 종진동 현상을 나타낸다. 이것은 Fig. 8, Fig. 10, Fig. 11의 실제 실험에 의한 것과 비교해 볼때 그 현상이 매우 유사하기 때문에 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상은 시뮬레이션을 통해 해석이 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13(a)-(c)으로 부터 기어단수가 높아질수록 종진동에 따른 변동값의 주기와 그 크기는 작아짐을 알 수 있고, 이것은 기어단수에 따른 기어 잇수비와 인풋 샤프트에 대한 타이어나 차체에서의 등가관성과 등가강성값 등이 변하기 때문이다. 이 결과로 부터 차체의 종진동은 변속기의 기어비가 낮을 수록 더 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 14(a),(b)는 2단 기어에서의 클러치 메인댐퍼의 클러치 비틀림 특성에 따른 차체의 종진동 현상을 나타낸다. Fig. 14(a)는 클러치 강성의 변화에 따른 종진동 현상을 나타내고, Fig. 14(b)는 클러치 히스테리시스 토크의 변화에 따른 종진동 현상을 나타낸다. 두 그림에서 클러치 비틀림 강성이나 히스테리시스 토크는 종진동에 따른 변동값의 주기와 크기에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 15(a),(b)는 휠샤프트의 강성과 댐핑계수의 변화에 따른 차체의 종진동 현상을 나타낸다. Fig. 15(a)에서 휠샤프트의 강성은 변동값의 주기에 큰 영향을 미치고, 휠 샤프트의 강성이 크면 변동값의 주기는 작아짐을 알 수 있다.

Fig. 15(b)의 휠 샤프트의 댐핑과의 관계에서 휠 샤프트의 댐핑계수는 변동값의 크기에 큰 영향을 미치고, 휠 샤프트의 댐핑계수가 작으면 변동값의 크기는 더 커짐을 알 수 있다.

Fig. 16(a)-(c)는 타이어의 반경, 강성, 댐핑계수의 변화에 따른 차체의 종진동 현상을 나타낸다. Fig. 16(a)에서 타이어의 반경은 변동값의 주기와 크기에 영향을 미치고, 이것은 타이어 반경의 변화에 따른 차체의 등가관성값이 변하기 때문이다. Fig. 16(b),(c)의 타이어의 강성, 댐핑계수와 의 관계에서 타이어의 강성, 댐핑계수는 종진동에 따른 변동값의 주기와 크기에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 17은 차체의 중량 변화에 따른 차체의 종진동 현상을 나타낸다. 그림에서 차체의 중량은 변동값의 주기와 크기에 영향을 미치고, 이것은 중량의 변화에 따른 차체의 등가관성값이 변하기 때문이다.

이 결과들로부터 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상은 변속기의 기어비, 휠샤프트의 강성과 댐핑계수, 그리고 타이어의 반경과 차체의 중량 등의 변화에 따라 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서, 가속 페달의 급조작시 차체의 종진동에 따른 변동성분은 동력 전달계의 각 설계인자들을 적절히 조절함으로써 그 영향을 줄일 수 있다.

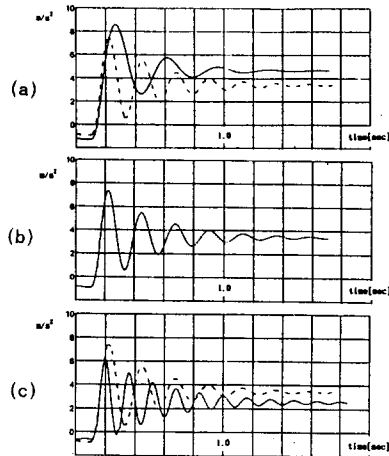


Fig. 13 Influence of gear ratio (Simulation)

- (a) Acceleration fluctuation of car body on 1st step gear  
( — 1st gear    ---- 2nd gear )
- (b) Acceleration fluctuation of car body on 2nd step gear  
( — 2nd gear    ---- 3rd gear )
- (c) Acceleration fluctuation of car body on 3rd step gear  
( — 3rd gear    ---- 2nd gear )

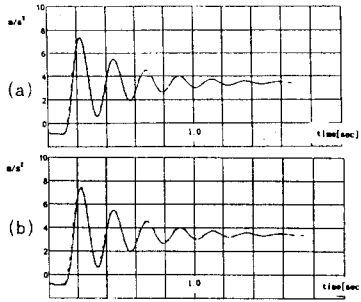


Fig.14 Influence of clutch torsional characteristic (Simulation)  
 (a) Influence of torsional stiffness  
 ( —  $k_2, k_3 = 500 \text{ Nm/rad}$  ---  $k_2, k_3 = 1,500 \text{ Nm/rad}$  )  
 (b) Influence of hysteresis torque  
 ( —  $h_2, h_3 = 10 \text{ Nm}$  ---  $h_2, h_3 = 20 \text{ Nm}$  )

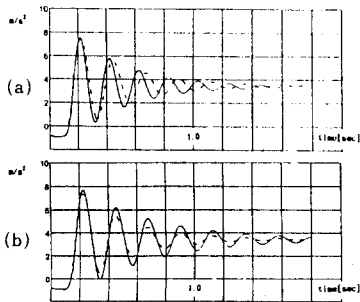


Fig.15 Influence of wheel shaft characteristic (Simulation)  
 (a) Influence of stiffness  
 ( —  $k_w = 11,000 \text{ Nm/rad}$  ---  $k_w = 8,800 \text{ Nm/rad}$  )  
 (b) Influence of damping coefficient  
 ( —  $D_2 = 0.664 \text{ Nms/rad}$  ---  $D_2 = 1.027 \text{ Nms/rad}$  )

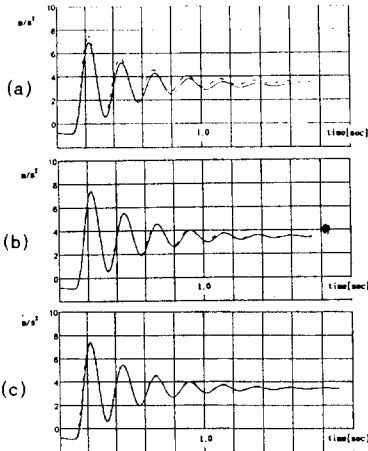


Fig.16 Influence of tire characteristic (Simulation)  
 (a) Influence of radius  
 ( —  $R = 0.3 \text{ m}$  ---  $R = 0.262 \text{ m}$  )  
 (b) Influence of stiffness  
 ( —  $k_t = 25,000 \text{ Nm/rad}$  ---  $k_t = 20,000 \text{ Nm/rad}$  )  
 (c) Influence of damping coefficient  
 ( —  $D_3 = 1.7 \text{ Nms/rad}$  ---  $D_3 = 2.3 \text{ Nms/rad}$  )

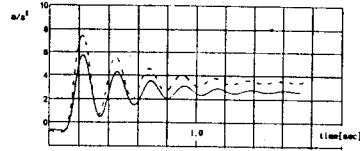


Fig.17 Influence of car body (Simulation)  
 ( —  $W = 1200 \text{ kg}$  ---  $W = 900 \text{ kg}$  )

## 5. 결론

실차 주행실험을 통해 가속 페달의 급조작에 따른 차체의 종진동 현상을 측정하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한 단계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 차체의 종진동 현상은 변속기의 기어비가 낮을수록 더 뚜렷하게 나타난다.
2. 클러치 비틀림 특성은 차체의 종진동에 거의 영향을 미치지 않는다.
3. 휠샤프트의 강성과 댐핑, 타이어의 반경 및 차체 중량은 차체 종진동에 영향을 미친다. 즉, 시뮬레이션 모델에서 차체의 종진동에 영향을 미치는 설계 인자는 인풋 샤프트에 대한 차체의 동가관성, 백래쉬를 고려한 인풋 샤프트에 대한 휠샤프트의 동가강성과 휠샤프트의 댐핑계수이다.

## 후 기

본 연구는 1992년도 한국 과학재단과 (주) 평화 발레오의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- [1] H. Arai et al.: Design Method for Optimal Torsional Clutch Plate Characteristics, トヨタ技術 Vol. 36 No.1
- [2] M. Kataoka et al.: Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(1st Report: Experiment and Simulation), Bulletin of JSME, Vol.29, No.256 (1986)
- [3] M. Kataoka et al.: Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(2nd Report: Analytical Solution), Bulletin of JSME, Vol.29, No.257 (1986)
- [4] Wu Hui-Le et al.: A Study of the Torsional Vibratoin of Automotive Power Trains, Journal of Jilin University of Technology
- [5] R. J. Comperin et al.: An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Mechanical Design, Vol.112/237 (1990)
- [6] G. J. Fudala et al.: A Systems Approach to Reducing Gear Rattle, SAE Paper 870396
- [7] T. Sakai et al.: Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox, SAE Paper 810773
- [8] Thomas C.T. et al.: Computer Simulation of Drivetrain Torsional Vibration in Heavy and Medium Duty Trucks, SAE Paper 861960
- [9] E. P. Petkus et al.: A Simple Algorithm for Torsional Vibration Analysis, SAE Paper 870996