

# 선회 시 차량의 외측전륜 스프링 상질량의 저주파 진동

이병림\* , 이재웅\*\*

## Low Frequency Vibration of the Sprung Mass on Front Outer Wheel in Cornering

Byung Rim Lee\* , Jae Eung Lee\*\*

### ABSTRACT

During the test drive of developing vehicle, a low frequency vibration of sprung mass on front outer wheel has been frequently observed in cornering, with some speed. The purpose of this paper is to investigate the low frequency vibration of the sprung mass. The analysis result shows that the low frequency vibration is caused by sudden migration of the center of gravity of vehicle and it is determined by geometric points of suspension.

#### 1. 서론

차량에 있어서 선회 안정성은 매우 중요하며 현가 장치 설계 시 반드시 고려하지 않으면 안 된다. 차량이 선회 주행을 하면 발생하는 횡 가속도에 의해 롤 운동(roll motion)을 하게 되는데, 이 운동 특성은 무게 중심의 위치 및 이동 형태에 의해 결정된다고 할 수 있다.<sup>(1)</sup> 특히, 차량의 무게 중심(center of gravity)과 롤 센터(roll center)의 이동 방향에 의한 롤 운동이 차량의 선회 안정성 및 긴급 회피 시 차량 안정성에 미치는 영향은 SUV(sports utility vehicle) 또는 무게 중심이 높은 차량에서 매우 중요하다고 할 수 있다.<sup>(2)</sup> 이러한 이유 때문에 차량의 롤 운동에 대한 모델링 및 성능 해석 방법이 많이 소개되었으며 롤 운동 개선을 위한 많은 노력도 있었다.<sup>(3, 6)</sup> 주행하고 있는 차량에 어떤 조향 입력을 부여하면 차량에서는 롤 센터를 중심으로 무게 중심이 회전하여 롤 운동이

발생하게 되는데, 정지 상태에서는 Fig. 1과 같은 독립현가장치(independent suspension system)의 롤 센터는 어퍼 암(upper arm)과 로워 암(lower arm)을 연결하는 순간 중심(instantaneous center)과 타이어가 지면과 만나는 점을 연결한 선이 차체 중심과 만나는 점을 롤 센터로 한다. 그러나 주행 시 롤 센터를 얻기 위한 순간 중심의 변화로 인해 롤 센터는 더 이상 차체 무게 중심선 상에 존재하지 않게 되며, 현가장치의 구조에 따라 좌우 또는 상하로 이동하게 되어 복잡한 양상을 갖게 된다. 선회 시 차량에서 발생하는 롤에 의해 특정한 특정 속도 또는 특정 롤 각도에서 전륜(front wheel) 한 쪽 상부의 차체가 저주파의 상하 진동이 발생하는 경우가 외국의 P 및 T 차량 등에서 있었다. 이와 같은 진동이 발생된다면 운전자는 심한 불안함을 느낄 수 있으며 차량의 운동 안정성에도 큰 영향을 끼치게 된다. 따라서, 이런 종류의 저주파 진동은 차량의 안정성 뿐만 아니라 상품성을 저해하는 요인 중의 하나로 작용할 수 있다.

본 연구에서는 선회 시 독립현가장치를 사용하는 차량의 롤 운동을 기구학적으로 먼저 검토하고,

\* 현대자동차(주) 남양연구소  
\*\* 중앙대학교 기계공학과

이를 바탕으로 선회 시 외측 전륜 상단 차체에서 발생하는 저주파 상하진동 발생 원인을 규명하였으며, 또한 그 규명 결과를 토대로 이러한 진동이 발생하지 않을 조건에 대해 기술하였다.

센터를 배제하고 Fig. 3과 같이 힘과 모멘트 관계를 이용하여 전륜현가장치에 대한 롤 운동 방정식을 유도할 수 있다.

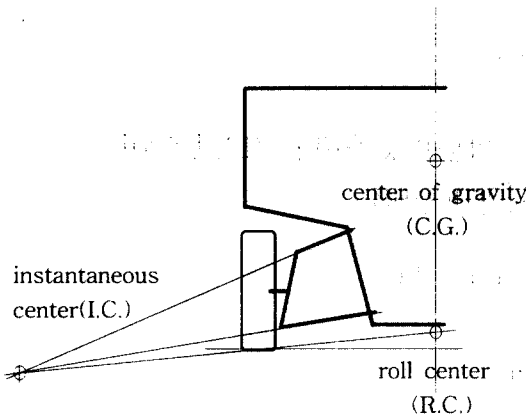


Fig. 1 Roll center construction

## 2. 롤 운동 모델

### 2.1 롤 운동 방정식

주행 속도를 증가시키면서 차량을 정상원 선회 시킨다면 차량의 횡 가속도는 증가하게 되며, 이때 롤 특성은 현가장치의 기하학적 특성에 따라서 상이한 현상을 보인다. 본 연구에서는 롤 발생 시 차량 외륜 상단에서의 저주파 진동해석을 규명하기 위해 Fig. 2와 같은 대표적인 독립현가장치인 더블 위시본 현가 장치를 갖는 차량을 대상으로 하였다. 이러한 현가 장치는 대개 롤 운동 시 자세 제어뿐만 아니라 승차감 등을 향상하기 위해 적절한 휠 스트로크(wheel stroke)와 범프(bump) 및 리바운드(rebound) 스톱퍼를 사용하게 된다. 지금까지의 롤 운동 해석은 Fig. 1에서와 같이 순간중심과 타이어 센터를 연결하여 연장한 선이 차체중심과 만나는 점을 롤 센터로 하고, 롤 센터와 무게 중심간의 거리를 팔 길이로 하여 차량은 롤 운동을 한다는 가정에 이론적 접근을 하였다. 그러나, 롤 센 센터의 개념은 미소 롤에 대해서는 잘 일치하지만 다소 큰 롤이 발생되었을 경우 정도의 한계가 있음을 지적하고 있다.<sup>(7)</sup> 차량이 정상원을 일정한 속도로 선회한다고 가정하면, 차체는 원심력에 의해 바깥쪽으로 기울어지려고 하며 일정한 롤 각을 갖게 된다. 본 연구에서는 롤

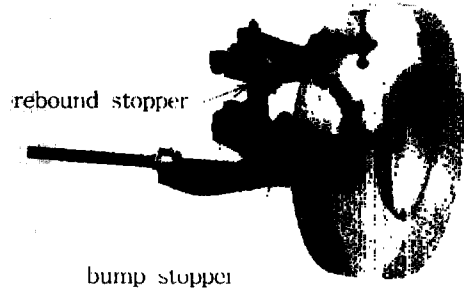


Fig. 2 Front suspension with double wishbone type

Fig. 2와 같은 독립현가장치에 대한 차량의 등가 모델은 Fig. 3과 같이 표현할 수 있다. 여기서, 트레드(tread)와 지면에서 무게 중심까지의 거리는 롤 시 변화하며, 차량에서의 롤 각 변화는 전복 이전까지를 기준으로 하였을 때  $\sin \phi \approx \phi$ ,  $\cos \phi \approx 1$  로 근사적으로 나타낼 수 있다고 가정한다.

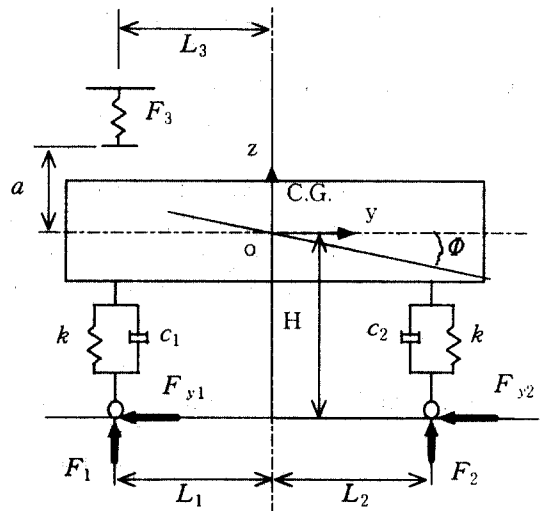


Fig. 3 Equivalent model of front suspension

따라서, C.G.를 원점으로 하는 좌표계를 기준으로 롤에 대한 운동방정식을 세우면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$\sum M :$

$$I \ddot{\phi} = (F_{y1} + F_{y2})H + F_1 L_1 - F_2 L_2 - F_3 L_3 \quad (1)$$

$$\sum F : m \ddot{z} = F_1 + F_2 - F_3 - mg$$

$$m a_y = m \ddot{y} = F_{y1} + F_{y2} \quad (2)$$

여기서,  $I$ 는 무게 중심에서의 질량관성 모멘트,  $m$ 은 스프링 상질량(sprung mass),  $g$ 는 중력 가속도 그리고  $H$ 는 무게 중심으로부터 지면까지의 거리이다.

또한,  $F_1, F_2$ 는 각각 바퀴에서의 반력이며,  $F_3$ 는 공차 상태에서  $z$ 방향으로  $a$ ,  $y$ 방향으로  $L_3$ 만큼 떨어진 곳에 위치한 리바운드 스톱퍼에 작용하는 반력으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_1 = k(z - L_1 \phi) + c_1 \left\{ \dot{z} - \left( \phi \frac{dL_1}{dt} + L_1 \dot{\phi} \right) \right\}$$

$$F_2 = k(z + L_2 \phi) + c_2 \left\{ \dot{z} + \left( \phi \frac{dL_2}{dt} + L_2 \dot{\phi} \right) \right\}$$

$$\begin{cases} F_3 = A + Bz + Cz^2 + Dz^3 \dots & (at \ z \geq a) \\ F_3 = 0 & (at \ z < a) \end{cases} \quad (3)$$

여기서,  $k$ 는 스프링 상수,  $c_1, c_2$ 는 리바운드 및 범프 시 속 압소버의 감쇠 계수,  $L_1 + L_2$ 는 트레드,  $\phi$ 는 롤각 그리고  $A, B, C, D$ 는 비선형 리버 스프링 특성을 나타내는 등가 스프링 계수이다.

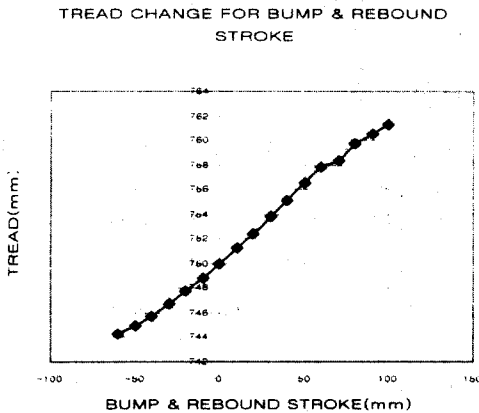


Fig. 4 Tread change in rolling

트레드 변화는 현가장치의 구조에 따라 다르게 표현되며, 고려 대상인 현가장치의 트레드 변화는 기하학적 해석 모델로부터 Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있다. 여기서, 트레드  $L_1, L_2$ 는  $L_1 = L_0 + y, L_2 = L_0 - y$ 로 각각 나타낼 수 있으며,  $2L_0$ 는 공차 상태에서의 트레드이다.

이것을 이용하여 근사적으로 선형화시켜 구한 범프 및 리바운드 시 등가 트레드 변화는 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L_1 = L_0 - az \quad (in \ rebound)$$

$$L_2 = L_0 + az \quad (in \ bump) \quad (4)$$

여기서,  $a$ 는 트레드 증감을 나타내는 기울기이다.

## 2.2 롤 운동의 기하적 모델

롤 시 무게 중심의 이동, 트레드 변화, 캠버 변화 등은 현가장치의 기하학적 특징에 따라서 매우 다르게 나타난다. 이와같은 롤 매커니즘은 2.1 절에서 표현한 것과 같이 수학적으로는 매우 복잡한 형태를 갖고 있지만, Fig. 5와 같이 현재 구축되어 있는 CAD 시스템을 이용하여 3차원으로 현가장치를 모델링함으로써 기구학적으로 롤 운동에 대한 정보를 용이하게 구할 수 있게 된다.

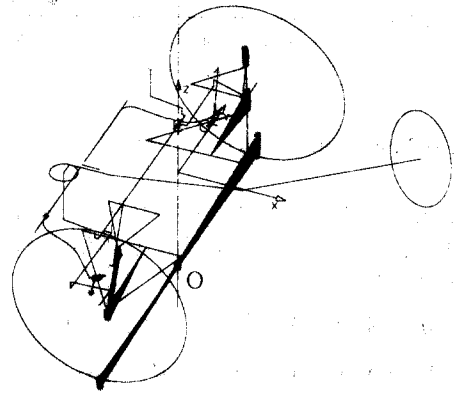


Fig. 5 CAD 3-D kinematic roll model

그 과정은 차량 좌표계를 이용하여 기구학적 모델링을 실시하고, 서스펜션의 범프 및 리바운드 스트로크와 범프 및 리바운드 스톱퍼 고무의 최대 변형량을 고려하여 최대 변형 시까지 롤 운동을 발생시킨 후 고정 좌표계의 원점(O)에 대해 이동

시킨다. 이와 같은 과정을 전복(rollover) 이전 까지 수행하면 무게 중심의 이동, 트레드(tread) 변화, 캠버(camber) 변화 등과 같은 롤 운동에 대한 정보를 기하학적으로 용이하게 얻을 수 있게 된다.

### 3. 선회 시 발생하는 차량의 저주파 진동

범프 및 리바운드 스트로크가 각각 100, 60mm 이고 Fig. 2와 같은 구조를 갖는 SUV 현가장치에 대해 리바운드 스트로크가 매우 딱딱하다고 가정하여 3차원으로 기하학적 모델링을 실시하고 무게 중심의 이동을 구하면 Fig.6과 같은 결과를 얻는다. 여기서, 휠(wheel)이 완전 리바운드가 되어 급격한 무게 중심의 상하 이동이 나타나는 지점이  $y = y_1$  이 되며 기구학적 모델에서 확인할 수 있었다.

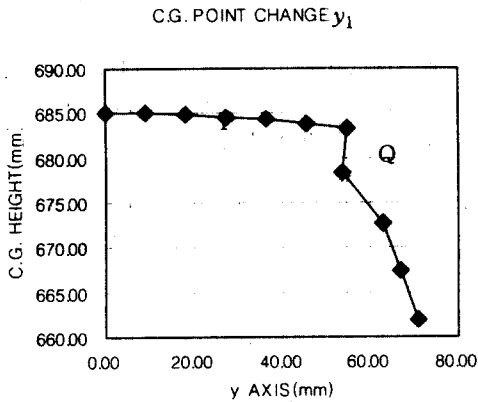


Fig. 6 Migration of C.G. by rolling

Fig. 6으로부터 무게 중심의 이동을 나타내는 선 P, Q를 근사적으로 표현하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$z = M_0 + M_1 y + M_2 y^2 + \dots \quad (\text{at } y < y_1)$$

$$z = N_0 + N_1 y + N_2 y^2 + \dots \quad (\text{at } y \geq y_1) \quad (5)$$

급격한 무게중심 이동에 대해 살펴 보기 위해 Fig. 6의  $y_1$  지점을 확대하면 Fig. 7과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 무게중심이 AA점을 넘어서는 순간 현가장치의 안쪽 휠이 더 이상 리바운드 될 수 없다는 구조적 이유에 의해 무게중심은 낮아지게 되며, 낮아진 무게중심 때문에 외륜 상단에 작용하는 힘은 감소하게 되어 완

전 리바운드 이전 의 어느 평형 점 BB로 복원하려는 성질을 갖게 된다. 일정 속도로 주행하는 차량에는 동일한 횡 가속도가 작용하고 있으므로 무게 중심은 다시 점 AA로 이동하려는 이러한 운동이 반복되어 차체의 저주파 진동이 발생된다고 할 수 있다.

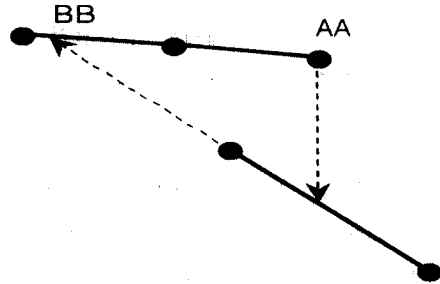


Fig. 7 Illustration of vibration mechanism

### 4. 진동 발생 의제를 위한 방안

차량이 일정 속도로 정상원을 선회하고 있다고 했을 때, 차량 외측륜 상단의 스프링 상질량이 진동을 일으키지 않을 조건은 3장에서 살펴보았듯이 무게 중심의 급격한 변동으로 인한 외측륜 상단의 스프링 상 질량의 급격한 변동을 유발시키지 말아야 한다. 결과적으로, 이러한 조건을 만족하는 점은 Fig. 6에서 무게 중심 변화를 나타내는 선 P와 선 Q를 연장했을 때의 교점이 된다. 즉, P, Q 선의 교점을 구하면 되는데 식(5)로부터 구하여 나타내면 다음과 같다.

$$y = \frac{N_0 - M_0}{N_1 - M_1} \quad (6)$$

식(5)를 이용하여 1차 선형 근사식으로 나타내고 Fig. 6의 데이터를 이용하여 계수를 구하면  $N_0 = 0.7113$ ,  $N_1 = 0.6131$ ,  $M_0 = 0.685$ ,

$M_1 = 0.031$ 를 얻는다. 이 값을 식(6)에 대입하여  $y$ 를 구하면,  $y = 45.2\text{mm}$ 에서 평형 관계가 성립됨을 알 수 있다. 리바운드 스트로크를  $y = 45.2\text{mm}$  라 하여 무게 중심의 이동을 구하면 Fig. 8과 같이 표현되며, 이 경우 급격한 무게 중심의 이동을 관찰할 수 없게 된다.

또한, 식(3)(4)(5)를 식(1)(2)에 대입하여  $y = y_1$

에서의 힘의 차이를 나타내면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta F_2(L_0 - y) = m a_y(N_0 + N_1 y) - m a_y(M_0 + M_1 y) + (F_1 - F_1)(L_0 - y) - F_3 L_3 \quad (7)$$

식(7)에서 리바운드 스토퍼가 작용하지 않는 경우라면  $F_3 = 0$ 가 되고, 식(7)로부터 진동이 발생하지 않기 위해서는  $\Delta F_2$ 가 0이 되어야 함을 알 수 있다. 식(7)로부터 횡가속도가  $y = y_1$ 에서와 같고,  $\Delta F_2 = 0$ 가 되는 P 선상의 어느점을 구하면 기하학적으로 구한 결과와 같은 결과를 얻게 된다.

롤의 관점에서만 본다면 스트로크를  $y = 45.2mm$ 가 되는 지점에 올 수 있도록 설정하는 것이 롤 시 차량의 한계 성능 증대 및 저주파 진동 측면에서는 바람직하게 된다. 그러나, 승차감 및 차량의 또 다른 성능을 고려한다면 리바운드 스트로크는 현재 설정되어 있는 스트로크와 타협할 수밖에 없게 된다. 이 경우 롤에 관계되는 물리량을 조정하면 다소의 효과는 기대할 수 있으나 근본적인 방법이 될 수는 없다고 사려된다.

따라서, 근본적으로는 롤 각이 증대할 경우 무게중심의 횡 방향 이동이 적어질 수 있고, 무게중심이 아래 방향으로 이동할 수 있는 현가장치 구조를 갖도록 설계하는 것이 바람직하지만 차량의 배치 공간 등의 조건에 한계가 있을 경우 앞에서 서술한 방법으로 스토퍼 위치를 고려하는 것이 바람직하다

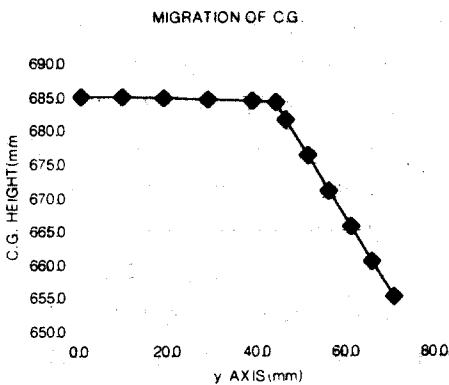


Fig. 8 Migration of C.G. (by using rebound stroke 45mm)

## 5. 결론

본 연구에서는 차량이 일정한 원을 어떤 속도로 주행할 때 발생하는 롤 운동에 의해 외측 전륜의 상부 차체가 저주파로 진동하는 현상을 독립현가 장치를 사용하는 차량에 적용하여 수학적 및 기구학적인 모델을 이용하여 그 현상을 규명하였다. 또한 이와 같은 경우에 진동이 발생하지 않을 조건에 대해서도 고찰하였다.

## 참고문헌

- (1) T. D. Gillespie, 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE Publications Group, Warrendale, PA
- (2) M.B. Gerrard, 1999, "Roll Center and Jacking Forces in Independent Suspensions - A First Principles Explanation and a Designer's Toolkit", SAE, pp81-92,1999
- (3) A. Z. Nalecz, 1988, "Investigation into the Effects of Suspension Design on Stability of Light Vehicles", SAE, 870497
- (4) M. Kaminaga, M. Murata, Y. Tateishi, 1994, "Factoring Nonlinear Kinematics into New Suspension Design : A CAD Approach to Vehicle Roll Dynamics", SAE, 940871
- (5) X.Tong, B. Tabarrok, M. El-Gindy, 1995, "Computer-Based Anaysis of the Dynamic Performance of Log Hauling trucks", SAE, 952637
- (6) K. Kawagoe, K. Suma, M. Watanabe, "1997, "Evaluation and Improvement of Vehicle Roll Behavior", SAE, 970093
- (7) J. M. D'Souza, J. M. Starkey, 1998, "A Force-Based Suspension Modelling Approach for Vehicle Steady State Handling", Int. J. of vehicle Design, Vol. 19, No. 2, pp167~186