

# 순간중심을 이용한 평면 3 자유도 자동차 모델의 롤 운동 해석

이재길<sup>1)</sup> · 심재경<sup>\*2)</sup>

고려대학교 기계공학과 대학원<sup>1)</sup> · 고려대학교 기계공학과<sup>2)</sup>

## Roll Motion Analysis of a 3 D.O.F. Planar Car Model using Instantaneous Centers

Jaekil Lee<sup>1)</sup> · Jaekyung Shim<sup>\*2)</sup>

<sup>1,2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 135-080, Korea  
(Received 30 November 2005 / Accepted 3 February 2006)

**Abstract** : In this paper, a planar car model with 3 degrees of freedom was analyzed using the concept of the roll center. To avoid ambiguity, force components which require experimental data were excluded. Only kinematic approach was used to find the position and orientation of the vehicle body and the position of the roll center. The roll center was found by the pole with infinitesimal movement and Kennedy-Aronhold theorem. Centroides, which are the loci of instantaneous centers of planar motion, were constructed with analyzed results to show characteristics of vehicle body motion. To verify the presented analysis method in this paper, the locus of the roll center and the motion of a 3 D.O.F. planar car model were compared with those of the 1 D.O.F. model.

**Key words** : Suspension system(현가장치), Roll center(롤 센터), Instantaneous center(순간중심), Centroides(센트로드), Kennedy-Aronhold theorem(케네디-아론홀드 이론), Kinematic analysis(기구학적 해석)

### 1. 서론

자동차의 차체는 지면에 접촉하고 있는 휠과 현가장치로 연결되어 공간상에서 3차원 운동을 한다. 이 중 차체의 회전 운동은 롤, 피치, 요(roll, pitch, yaw) 운동으로 불리며, Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 롤 운동은 주행 방향을 축으로 하여 회전하는 운동이고, 피치 운동은 차축(axle)방향에 대한 회전 운동이며, 요 운동은 지면에 수직한 축에 대한 회전을 의미한다. 차량이 주행 중 조향을 하였을 때 차체는 요 운동을 하게 되고, 이 때 발생하는 원심력에 의해 차체는 롤 운동을 하게 되며, 이 롤 운동은 차체와 지면을 연결하는 현가장치의 형태 및 성능에 따라 영

향을 받게 된다. 차체의 롤 운동을 표현하는 롤 센터(roll center)의 개념은 평면적인 개념으로서 차체의 실제 운동과는 거리가 있지만, 현가장치의 초기 설계에 폭 넓게 사용되고 있다.<sup>1)</sup>

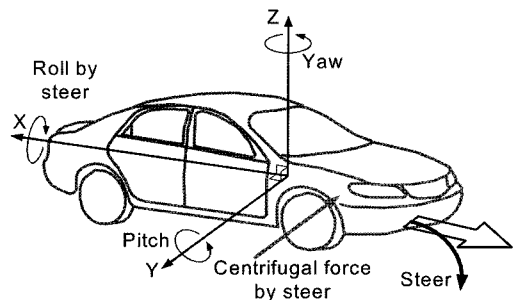


Fig. 1 Roll motion caused by steer

\*Corresponding author, E-mail: jkshim@korea.ac.kr

롤 센터와 관련된 연구로, Gerrard<sup>1)</sup>는 롤 센터의 개념을 사용하여 독립 현가장치의 잭력(jacking force) 발생 메커니즘을 분석하였고, Lee<sup>2)</sup>는 고정 센트로드의 형상이 차량의 거동특성에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. 위의 두 연구에서는 차량의 동역학 모델을 구성하였고, 좌우 휠과 지면에 사이의 접촉점에서 발생하는 마찰력을 고려하여, 측력과 평형 관계에 따라 접촉점을 이동시키는 방법을 사용함으로써 휠 트레드 폭의 변화를 허용하는 롤 운동 해석을 하였다.

그러나 롤 운동의 해석에 있어서 위의 두 연구처럼 휠 트레드 폭의 변화를 고려한 모델이어도 지면과 타이어의 접촉점에 작용하는 작용력은 타이어의 물성치를 고려한 실험값을 사용해야하므로 그 값의 정확성에 대한 보장을 하기가 어렵다. 또한 동역학 모델을 사용하므로 현가장치의 기초 형태를 결정하는 초기 설계에 적용하기 어려운 단점이 있다. 반면 고정된 접촉점을 갖는 모델은 1 자유도 모델로서 순수 기구학적 해석이 용이하지만 휠 트레드 폭의 변화가 없기 때문에 실제 차량의 운동과는 차이가 있다. 따라서 휠 트레드 폭의 변화를 반영할 수 있으면서 조인트 위치와 같은 기하 특성과 롤 운동 사이의 관계를 직접적으로 연결하여 현가장치의 초기 설계에 적용할 수 있는 순수 기구학적인 해석 방법이 요구된다.

본 연구에서는 휠 트레드 폭의 변화를 고려한 3 자유도 평면 자동차 모델에 대하여 순수 기구학적 방법으로 롤 운동을 해석 하였으며, 그 결과를 휠 트레드 폭의 변화가 없는 1 자유도 모델과 비교하였다.

## 2. 이론 배경

### 2.1 순간중심

평면 기구학에서 하나의 강체가 한 위치에서 다른 위치로 이동하였을 때, 이 운동은 한 점에 대한 회전으로 표현할 수 있으며, 이 점을 폴(pole)이라고 한다.

평면의 순간기구학(instantaneous kinematics)에서는 폴과 유사한 개념으로 순간중심(instantaneous center, I.C.)이 존재한다. 이 점은 평면 운동하고 있

는 두 강체 사이의 상대 속도가 0이 되는 점이다. 따라서 하나의 강체에서 바라본 다른 강체의 운동은 그 순간에 순간중심에 대해 회전하는 것으로 표현될 수 있다. Fig. 2는 고정 좌표계(fixed coordinates)에서 바라본 강체의 폴(a)과 순간중심(b)의 개념을 나타낸 것이다. 만약, Fig. 2(a)에서 강체의 두 위치가 매우 가까워지면 두 위치 사이의 운동은 순간 운동으로 표현이 가능하며 이에 따라 폴과 순간중심은 일치하게 된다.<sup>3)</sup>

Fig. 3은 평면 4절 링크 기구를 표현한 것이며, 이를 구성하는 4개의 링크 사이에는 6개의 순간중심이 존재하고, 링크 i와 j 사이의 순간중심을 IC<sub>ij</sub>와 같이 표현하였다. 케네디-아론홀드의 이론(Kennedy-Aronhold theorem)<sup>3)</sup>에 의하면, 평면에서 운동하는 세 개의 서로 다른 강체 사이에는 각각의 순간중심이 3개 존재하며 이들은 Fig. 3에서 IC<sub>12</sub>, IC<sub>23</sub>, IC<sub>13</sub>의 관계와 같이 서로 일직선상에 있어야 한다. 또한 IC<sub>41</sub>, IC<sub>34</sub>, IC<sub>13</sub>도 일직선상에 있어야 하므로 링크 1에 대한 링크 3의 순간중심은 이 두 직선의 교차점인 IC<sub>13</sub>에 존재한다.

본 연구에서는 미세 운동에서 폴이 순간중심에

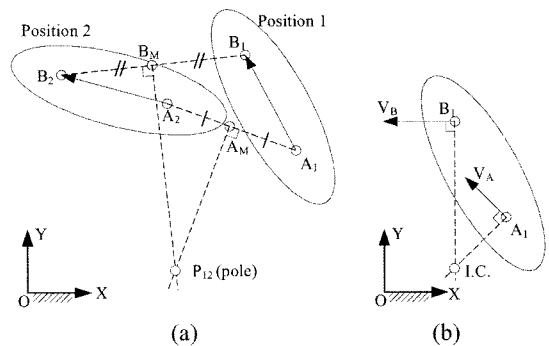


Fig. 2 Pole and instantaneous center

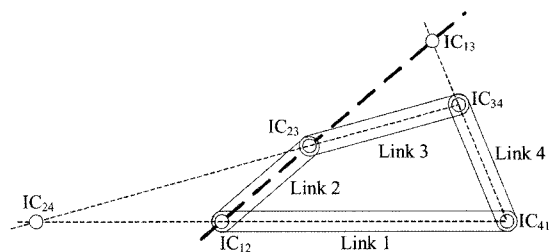


Fig. 3 Kennedy-Aronhold theorem applied to 4bar mechanism

수렴하는 개념과 케네디-아론홀드의 이론을 이용하여 운동하는 강체의 순간중심을 계산하였다.

### 2.2 센트로드

운동하는 강체의 순간중심은 고정 좌표계와 운동 좌표계에서 각각 표현이 가능하다. 고정 좌표계에서 바라본 순간중심의 자취를 고정 센트로드(fixed centrode, F.C.)라고 하고, 운동하고 있는 강체에 부착된 운동 좌표계의 관점에서 바라본 순간중심의 자취는 운동 센트로드(moving centrode, M.C.)라고 한다. 2차원 평면에서 강체의 운동은 운동 센트로드가 고정 센트로드에 미끄러짐 없이 점 접촉을 하며 구름 운동 하는 것으로 나타낼 수 있다.<sup>4)</sup>

이 두 곡선이 만나는 점은 운동하는 강체의 특정 위치에 대한 순간중심이 된다. 따라서 만약 센트로드의 형상이 주어진다면, 강체의 운동은 기구의 형태와 같은 특정한 정보 없이 계산될 수 있다.

센트로드의 한 예로 Fig. 4는 평면 4절 기구의 고정 링크 AD에 대한 커플러 링크 CB의 운동을 표현할 수 있는 고정 센트로드와 운동 센트로드를 나타낸 것이다. 링크 CB의 운동은 그 링크에 부착된 운동 센트로드가 미끄러짐 없이 고정 센트로드 위를 구르는 것으로 표현 가능하다.

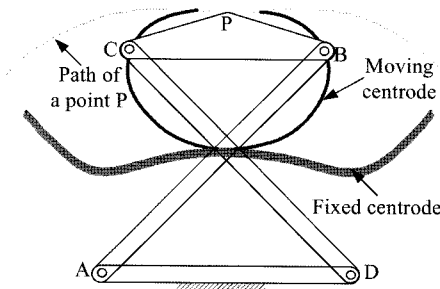


Fig. 4 Centroides of four bar mechanism

### 2.3 롤 센터

롤 센터는 두 휠 센터를 지나는 횡 방향 수직면 상에 존재하는 점으로서 축력이 작용하여도 차체의 롤 운동을 유발하지 않는 점으로 정의되며 차체의 거동과 코너링에 영향을 주는 요소이다.<sup>5,6)</sup>

본 연구에 사용한 독립 현가장치를 갖는 차량의 평면 모델에 대한 롤 센터의 위치는 현가장치의 기

하 형태에 따라 기구학적으로 구할 수 있다. Fig. 5는 더블 위시본 현가장치를 갖는 차량의 평면 모델을 표현한 것으로, 좌측 현가장치의 상부암(upper control arm) 링크 AB와 하부암(lower control arm) 링크 CD를 각각 연장하여 만나는 점인 차체에 대한 휠의 순간중심  $IC_L$ 과, 지면과 휠의 접촉점  $C_L$ 을 연결한 선  $L_1$ , 그리고 같은 방법으로 우측 현가장치에서 구한 선  $L_2$ 가 만나는 점이 이 모델의 롤 센터이다.

이러한 개념은 결국 4개의 강체, 즉 차체, 두 개의 휠 그리고 지면 사이의 순간중심들 간의 관계로 케네디-아론홀드의 이론을 적용할 수 있으며, 따라서 차체는 어떠한 순간에 그때의 롤 센터를 중심으로 지면에 대해 회전한다고 할 수 있다.

롤 센터를 구성하는 한 요소인 차체에 대한 휠의 순간중심은 현가장치의 기구학적 구성이 완료되면 쉽게 찾을 수 있으므로, 지면과 휠 사이의 순간중심의 위치가 롤 센터를 결정짓는 나머지 요소가 된다. 그러나 지면과 휠의 순간중심을 찾는 것은 쉽지 않기 때문에 일반적인 경우 휠의 접촉점(접촉면의 중심점)을 지면과 휠의 순간중심으로 가정하여 롤 센터를 구성하는 요소로 이용한다. 또한 롤 운동에 대한 기구학적 해석에는 휠 접촉점의 위치를 회전 조인트로 고정하여 전체 자유도를 1로 단순화 시킨 모델이 사용된다.

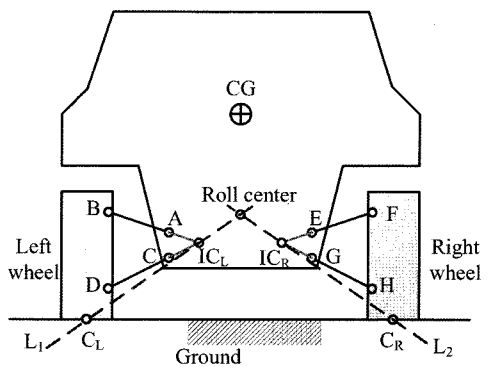


Fig. 5 Roll center of planar car model (rear view)

### 3.3 자유도 평면 차량 모델

2차원 평면 차량 모델은 Fig. 6(a)에 표현한 바와 같이 차체가 평면 현가장치 모델에 의해 지지되어 있는 형태를 갖는데, 차체와 휠은 조인트와 링크에

의해 구속 조건이 명확하지만 휠과 지면 사이의 구속조건은 명확하지 못하다. 이를 해석하기 위해서 Fig. 6(b)에 표현한 휠의 횡 방향 병진 운동을 구속시킨 1 자유도 모델을 주로 사용하는데, 이 모델은 차체의 운동을 표현하는 위치(position)에 대한 2개 변수와 방위각(orientation)에 대한 1개 변수 중 하나의 변수만 주어지면 쉽게 해석 할 수 있어 평면 모델 해석에 주로 이용되어왔다. 그러나 이 모델에서는 트레드 폭의 변화가 롤 운동 중에 발생하지 않으므로 실제의 운동과는 차이가 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 Fig. 6(c)에 표현한 트레드 폭의 변화를 허용하는 2 자유도 모델을 사용하기도 하지만 이 모델은 롤 센터가 슬라이딩 조인트가 있는 쪽으로 치우치는 경향이 발생한다.<sup>2)</sup> 또한 늘어난 입력 정보를 얻기 위해 휠의 운동에 구속을 주기 위한 지면에서의 반력 및 마찰계수, 휠에 작용하는 힘과 현가장치의 스프링에 작용하는 힘 사이의 관계에 대한 정보들이 필요하다. 따라서 이 모델은 기존의 기구학적 방법만으로는 해석이 불가능 하다.

본 연구에서 사용한 모델은 Fig. 6(d)에 표현한 3 자유도 모델이다. 기존의 연구에서는 트레드 폭의 변화를 구하기 위해 지면과 휠에 작용하는 작용력을 고려하여야 했다. 하지만 작용력에 대한 정보는 실험값을 사용하므로 해석 결과에 대한 정확성을 기대할 수 없다. 따라서 이러한 부정확성을 배제하기 위해 본 연구의 모델은 순수 기구학적 모델로 구성하였다. 즉, 휠과 지면을 슬라이딩 조인트와 회전

조인트로 구속시켰고, 차체와 지면이 수평을 이루어 롤 각(roll angle)이 발생하지 않는 초기 위치에서 지면과 휠의 접촉점에 둘 사이의 순간중심이 존재하며, 롤 운동이 발생한 이후의 지면과 휠의 순간중심은 차체의 미소 롤 운동에 따른 휠의 지면에 대한 폴과 일치한다고 가정하여 차체의 롤 센터를 찾는 정보로 활용하였다.

### 4. 해석 방법

해석에 사용한 모델은 Fig. 7에서 보는 것과 같으며, 여기서 A-H는 조인트의 위치를,  $C_L$ 과  $C_R$ 은 지면에 대한 휠의 접촉점을,  $IC_L$ 과  $IC_R$ 은 차체에 대한 휠의 순간 중심을, RC는 롤 센터를, CG는 차체의 무게 중심을 나타낸다.

케네디-아론홀드 이론에 의해 휠과 차체의 순간 중심,  $IC_L$ ,  $IC_R$ 은 각각 링크 AB, 링크 CD의 연장선의 교점과 링크 EF, 링크 GH의 연장선의 교점에 있어야 하므로 다음 식에 의해 계산된다.

$$\begin{aligned} IC_L &= s(A-B) + B = t(C-D) + D \\ IC_R &= u(E-F) + F = v(G-H) + H \end{aligned} \quad (1)$$

식에서 굵은 글자는 고정 좌표계 원점 O로부터 각 조인트 및 순간중심의 위치벡터를 의미하며,  $s, t, u, v$ 는 매개변수를 나타낸다. 2개의 벡터식에 미지수가 4개이므로 방정식을 풀어 해를 구할 수 있다.

차체의 롤 센터 RC는 다음 식에 의해 결정된다.

$$\begin{aligned} RC &= p(IC_L - IC_{WL}) + IC_{WL} \\ &= q(IC_R - IC_{WR}) + IC_{WR} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $p, q$ 는 매개변수이고,  $IC_{WL}, IC_{WR}$ 는 휠의 지면에 대한 순간중심이다.

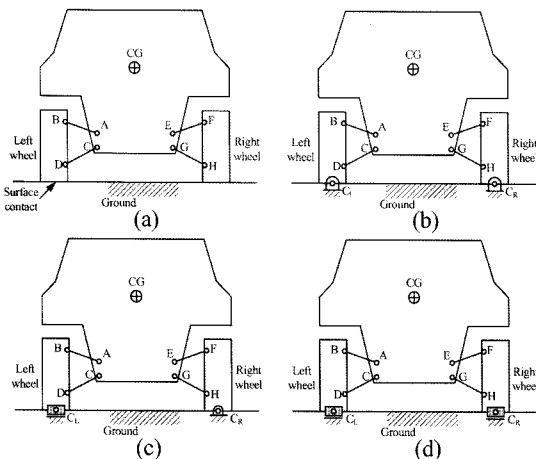


Fig. 6 Planar car models

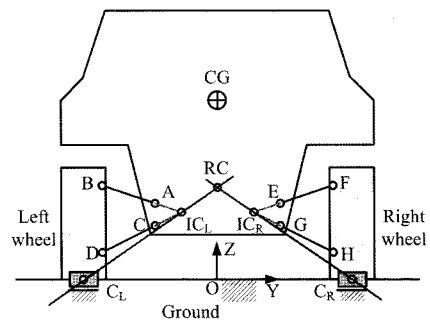


Fig. 7 Joints, instantaneous centers of wheels to body, and body roll center positions of 3 D.O.F. model

모델이 좌우 대칭을 이루는 초기 상태에서는 휠과 지면의 순간 중심은 접촉점에 존재한다고 가정하였으므로 초기 상태에 대해서는  $IC_{WL}$ ,  $IC_{WR}$ 에 각각  $C_L$ 과  $C_R$ 을 대입하여 계산한다.

차체가 롤 센터 RC에 대해 롤 각  $\theta$  만큼 회전한 후에, 차체에 고정되어 있는 각각의 조인트와 무게 중심(CG)점의 위치는 다음의 위치로 이동한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{A}' &= \mathbf{R}_\theta (\mathbf{A} - \mathbf{RC}) + \mathbf{RC} \\ \mathbf{C}' &= \mathbf{R}_\theta (\mathbf{C} - \mathbf{RC}) + \mathbf{RC} \\ \mathbf{E}' &= \mathbf{R}_\theta (\mathbf{E} - \mathbf{RC}) + \mathbf{RC} \\ \mathbf{G}' &= \mathbf{R}_\theta (\mathbf{G} - \mathbf{RC}) + \mathbf{RC} \\ \mathbf{CG}' &= \mathbf{R}_\theta (\mathbf{CG} - \mathbf{RC}) + \mathbf{RC} \\ \mathbf{R}_\theta &= \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $\mathbf{R}_\theta$ 는 롤 센터에 대한 차체의 회전 행렬이며, 각도  $\theta$ 는 매우 작은 값으로 한다. 조인트, CG점, 지면과 휠의 접촉점 및 순간중심의 이동한 위치는 문자에 프라임(')을 붙여서 표현하였다.

본 연구에서 제안한 모델에서 휠의 접촉점은 지면으로부터 떨어질 수 없지만 횡 방향, 즉 Y방향으로의 운동이 가능하므로 다음의 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{C}'_L &= \mathbf{C}_L + \mathbf{C}_{L,y} \\ \mathbf{C}'_R &= \mathbf{C}_R + \mathbf{C}_{R,y} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{L,y} &= [dy_L, 0]^T \\ \mathbf{C}_{R,y} &= [dy_R, 0]^T \end{aligned}$$

이며,  $dy_L$ 과  $dy_R$ 은 지면과 휠의 접촉점이 지면과 평행한 방향으로 병진 운동한 값이다.

따라서 양쪽 휠에 설치되어 있는 조인트의 위치 변화는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{B}' &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{B} - \mathbf{C}_L) + \mathbf{C}'_L \\ \mathbf{D}' &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{D} - \mathbf{C}_L) + \mathbf{C}'_L \\ \mathbf{F}' &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{F} - \mathbf{C}_R) + \mathbf{C}'_R \\ \mathbf{H}' &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{H} - \mathbf{C}_R) + \mathbf{C}'_R \\ \mathbf{R}_\psi &= \begin{bmatrix} \cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix}, \mathbf{R}_\psi = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi \\ \sin\psi & \cos\psi \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

즉, 휠의 운동은 접촉점에 대한 회전 운동과 그 점의 병진 운동의 합으로 표현할 수 있으며, 여기서  $\mathbf{R}_\phi$ ,  $\mathbf{R}_\psi$ 은 각각 좌측과 우측 휠의 회전 행렬이며, 회전 각도는 각각  $\phi$ ,  $\psi$ 이다. 식 (5)는  $\phi$ ,  $\psi$ ,  $dy_L$ ,  $dy_R$ 을 미지수로 하며, 이 값들을 구하기 위하여, 현가장치를 구성하는 링크의 길이는 변하지 않아야 하므로, 아

래와 같은 구속 조건식을 이용할 수 있다.

$$\begin{aligned} (\mathbf{A} - \mathbf{B})^T (\mathbf{A} - \mathbf{B}) - (\mathbf{A}' - \mathbf{B}')^T (\mathbf{A}' - \mathbf{B}') &= 0 \\ (\mathbf{C} - \mathbf{D})^T (\mathbf{C} - \mathbf{D}) - (\mathbf{C}' - \mathbf{D}')^T (\mathbf{C}' - \mathbf{D}') &= 0 \\ (\mathbf{E} - \mathbf{F})^T (\mathbf{E} - \mathbf{F}) - (\mathbf{E}' - \mathbf{F}')^T (\mathbf{E}' - \mathbf{F}') &= 0 \\ (\mathbf{G} - \mathbf{H})^T (\mathbf{G} - \mathbf{H}) - (\mathbf{G}' - \mathbf{H}')^T (\mathbf{G}' - \mathbf{H}') &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)에 식 (3)과 식 (5)를 대입하면  $\phi$ ,  $\psi$ ,  $dy_L$ ,  $dy_R$ 을 구할 수 있고, 이 값을 아래의 식에 대입하여 휠과 지면의 새로운 폴의 위치  $IC'_{WL}$ 과  $IC'_{WR}$ 을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{C}'_L &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{C}_L - \mathbf{IC}'_{WL}) + \mathbf{IC}'_{WL} \\ \mathbf{C}'_R &= \mathbf{R}_\psi (\mathbf{C}_R - \mathbf{IC}'_{WR}) + \mathbf{IC}'_{WR} \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)은  $IC'_{WL}$ 과  $IC'_{WR}$ 을 미지수로 하는 2개의 벡터 식이므로 지면에 대한 좌우측 휠의 폴 위치를 구할 수 있다. 이 폴 위치를 지면에 대한 휠의 새로운 순간중심으로 가정하여 식 (2)에 대입하면 다음 단계에 대한 롤 센터를 구할 수 있다.

차체의 미소 롤 각 변위에 대해 위 2개의 단계를 반복하면 롤 운동에 대한 차체의 롤 센터 즉, 지면에 대한 차체의 순간중심을 찾을 수 있고, 이러한 롤 운동에 대한 순간중심들을 연결하면 고정 센터로드의 형태를 알 수 있다. 고정 센터로드 위를 구르는 운동 센터로드는 고정 센터로드를 각 단계의 롤 센터에 대해 역변환 하여 구할 수 있다.

### 5. 해석 결과

3 자유도 모델의 운동 해석에는 범용 수학 프로그램인 Mathematica를 이용하였으며, 1 자유도 모델은 Mathematica를 이용하여 해석하였고, 동역학 해석 상용 소프트웨어를 사용하여 결과를 검증하였다.

Fig. 8은 본 연구에서 사용한 모델의 형태를 나타낸다. 차량의 후진 방향을 X방향으로 하였고, 차체의 위치 정보를 얻기 위해 차체의 중심에 있는 좌표 (0, 30)인 점을 CG점으로 설정하였으며, 해석에 사용된 초기 조인트의 위치와 타이어 접촉점은 Table 1에 표시하였다. 롤 운동 해석 시 미소 롤각은 0.001 rad.으로 설정하였다. 본 예제의 경우, CG점이 항상 롤 센터의 위치보다 위에 있으므로 우회전 시 차체는 Fig. 9에서 보는 바와 같이 반시계 방향으로 회전한다. 차체의 센터로드는 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었고, 차체의 운동 위치 비교를 위해 Fig. 9에 차체가

Table 1 Initial joints and wheel contact points coordinates

| Left wheel     |     |    | Right wheel    |    |    |
|----------------|-----|----|----------------|----|----|
| Joint          | Y   | Z  | Joint          | Y  | Z  |
| A              | -15 | 17 | E              | 15 | 17 |
| B              | -24 | 20 | F              | 24 | 20 |
| C              | -10 | 8  | G              | 10 | 8  |
| D              | -28 | 5  | H              | 28 | 5  |
| C <sub>L</sub> | -32 | 0  | C <sub>R</sub> | 32 | 0  |

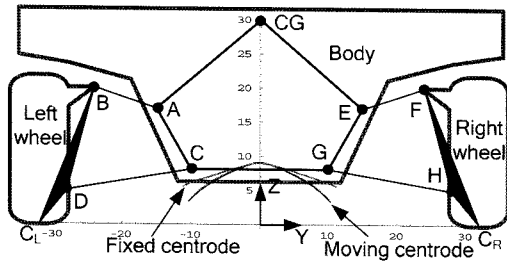


Fig. 8 Centroides of 3 D.O.F. planar car model

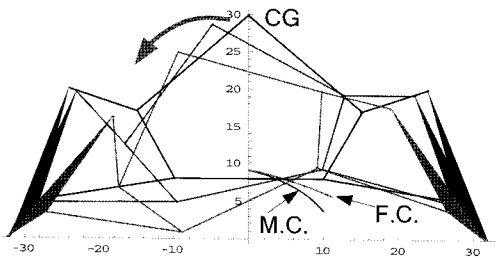


Fig. 9 Resulting roll motion of planar car model

좌측으로 기우는 경우에 대하여 차체와 휠의 위치를 중첩하였다.

Fig. 10-14는 본 예제의 해석 결과를 지면과 휠의 접촉점 위치가 고정되어 일정한 트레드 폭을 갖는 1 자유도 모델과 비교하여 나타내었다. 비교 기준은 차체의 한 점인 CG점의 Y 좌표로 하였다. Fig. 10, 11에서 보는 바와 같이 CG점의 궤적과 롤 각 변화는 1 자유도 모델과 유사한 결과를 보였다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 휠의 회전각 변화도 우측 휠의 변화각을 비교하였을 때 두 모델 사이에 유사한 경향을 보였다. 지면과 휠의 접촉점 위치는 본 모델의 경우 변화를 허용하였으므로 그렇지 않은 1 자유도 모델에 비해 Fig. 13과 같은 차이를 보였다. 초기에는 접촉점에 존재하는 것으로 가정한 휠의 지면에 대한 순간 중심의 위치는 차체가 회전함에 따라 Fig. 14와

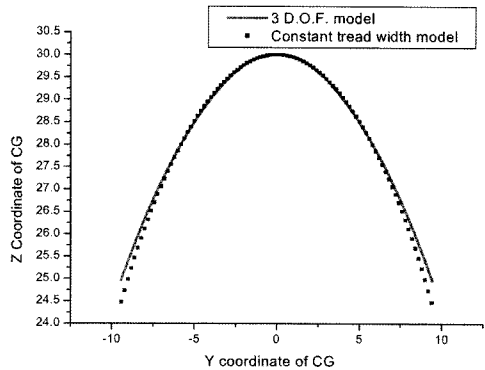


Fig. 10 Trace of CG point

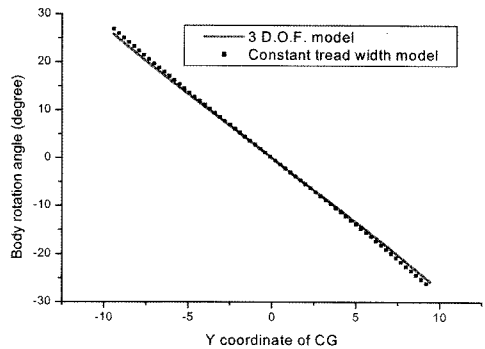


Fig. 11 Roll angle variation

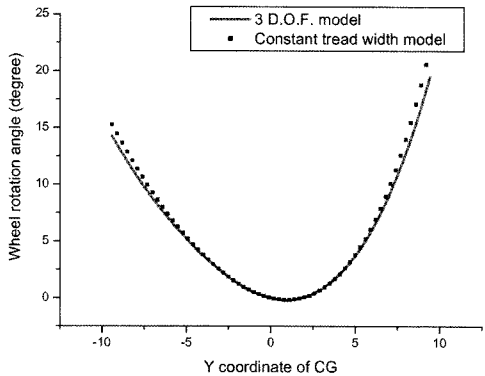


Fig. 12 Right wheel angle variation

같이 변화하였다. 동일한 CG점의 운동 영역에 대해 Fig. 15에서 보는 바와 같이 3 자유도 모델의 센트로드는 작은 구간에서 형성되는 반면, 1 자유도 모델의 센트로드는 넓은 영역에서 형성되었다. 즉, 3 자유도 모델의 롤 센터 위치의 변화 크기가 1 자유도 모델에 비해 좌우 및 상하 방향으로 작다는 것을 알 수 있었다.

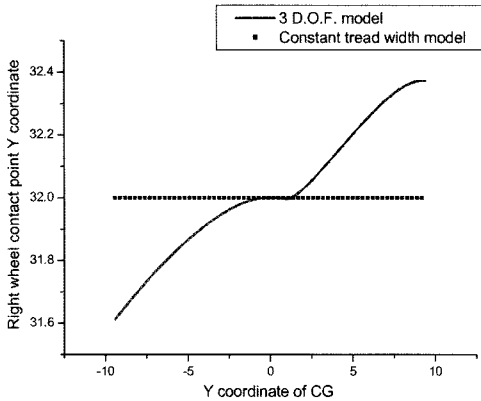


Fig. 13 Right wheel contact point variation

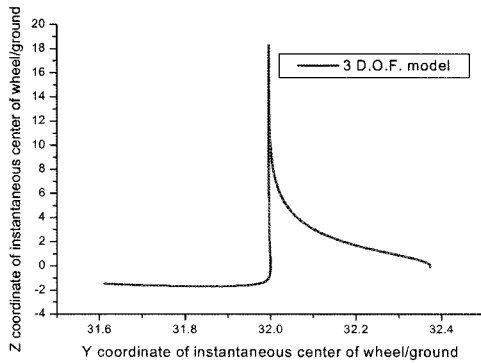


Fig. 14 Locus of instantaneous center of right wheel to ground

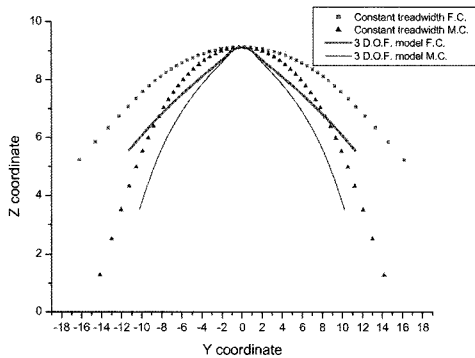


Fig. 15 Fixed and moving centrodes

### 6. 결론 및 고찰

본 연구에서는 자동차의 롤 운동 해석을 위한 평면 3자유도 자동차 모델과 이에 대한 기구학적인 해석 방법을 제안하였다. 제안된 자동차 모델은 평면 운동을 하는 반차량(half car) 모델에 해당하며, 기존

의 1자유도를 갖는 모델에서는 휠과 지면 사이의 상대운동이 고정되어 있는 회전 조인트에 의해 구속된 것으로 구성하였으나, 본 연구에서 제안한 모델은 휠과 지면 사이에 회전 운동 뿐만이 아니라 횡방향의 병진 운동이 가능하도록 구성하였다.

본 연구에서 제안한 자동차 모델의 롤 운동 해석을 위해서 차체의 롤 센터가 기구학적으로는 지면에 대한 차체의 순간중심에 해당한다는 것을 이용하였고, 또한 롤 센터를 구하기 위해 필요한 정보인 휠과 지면 사이의 순간중심은 자동차 모델을 구성하는 기구학적인 구속 조건과 미소 강체 운동의 회전중심, 즉 폴은 순간중심에 수렴한다는 사실을 이용하였으며, 차량이 좌우 대칭을 이루는 초기상태에서의 지면과 휠의 순간중심은 휠과 지면의 접촉점에 위치한다는 가정을 이용하였다.

본 연구를 통하여 휠 트레드 폭의 변화를 허용하는 차량의 롤 운동 해석이 순수 기구학적으로 가능하게 되었다. 따라서 초기 현가장치의 기초 형태 설계에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대한다. 또한 본 연구의 방법을 3차원 공간으로 확장하여 적절한 가정과 스크류 이론(screw theory)을 전차량 모델(full car model)에 적용하여 현가장치의 기하 특성과 롤 운동 사이의 관계를 정립할 수 있을 것으로 기대한다.

### References

- 1) M. B. Gerrard, "Roll Centres and Jacking Forces in Independent Suspensions - A First Principles Explanation and a Designer's Toolkit," SAE 1999-01-0046, pp.81-92, 1999.
- 2) U. G. Lee, A Study on a Method for Predicting the Vehicle Controllability and Stability Performance using Screw Axis Theory, Ph. D. Dissertation, Hanyang University, 2001.
- 3) K. H. Hunt, Kinematic Geometry of Mechanisms, Oxford University Press., New York, 1978.
- 4) B. Roth and O. Bottema, Theoretical kinematics, Dover Publications. Inc., New York., 1990.
- 5) J. Reimpel, H. Stoll and J. W. Betzler, The Automotive Chassis, 2nd ed., SAE International, 2002.
- 6) T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.