컴플라이언스 특성을 고려한 멀티링크 현가장치의 조향축 해석

김 상 섭 · 김 성 훈*

국민대학교 자동차공학전문대학원

Steering Axis Analysis of Multi-link Suspensions with Bushing Compliance

Sang Sup Kim · Seong Hun Kim*

Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 31 October 2013 / Revised 27 January 2014 / Accepted 27 January 2014)

Abstract : Steering axis of suspensions is an important factor that affects ride and handling quality in the vehicle chassis development. Macpherson strut and double wishbone's steering axis are defined geometrically, but multi-link suspensions can not be geometrically analyzed. In this case instant axis theory is commonly used to find a steering axis. Since the steering axis is moving with varying caster and kingpin inclination angle, this method approximately corresponds with exact solution. In this paper, we propose a velocity analysis method to find a pure rotational axis of the wheel relative to suspension arms, that is exact solution of the steering axis. This paper extends the method to analyze the steering axis of multi-link suspensions with bushing compliance. The analysis results applied to double wishbone and multi-link suspensions demonstrate validity and accuracy of the proposed method.

Key words : Steering axis(조향 축), Geometrically(기하학적으로), Instant axis(순간 축), Velocity analysis(속도해석), Pure rotational axis(순수 회전 축)

Nomenclature

B	: velocity transformation matrix
Φ	: constraints equations
δW	: virtual work
Q	: generalized force
Φ_q	: jacobian matrix
F	: cartesian force
K	: system stiffness matrix
K_c	: cartesian component stiffness matrix of force element
ω	: angular velocity
u	: unit vector
ν	: steering input velocity

1. 서론

현가장치의 조향축은 자동차 샤시 개발단계에서 차량 조향계의 성능에 크게 영향을 미치는 주요 설계 변수이다. 일반적으로 조향축은 킹핀 축으로 알려져 있으며, 수직이 아니고 아랫부분이 바깥으로 벌어지거나 옆면으로 기울어져 있다. 링크들의 기하학적 위치로 조향축이 결정되는 맥퍼슨 스트럿, 더블위시본 형식의 현가장치를 제외하고, 멀티링크 형식과 같은 현가장치는 순간 스크류 축 이론을 이용하여 조향축을 해석한다. 기존의 순간 스크류 축 이론을 이용한 방법은 기구학적 모델일 경우 휠 센터 수직변위를 제한하거나 ADAMS/Car¹⁾에서 처럼 스프링의 변위가 발생하지 않도록 양 단을 고정하고 조향축을 계산한다. 하지만, 조향축이 수직이 아니므로 미소한 오차가 있다.

*A part of this paper was presented at the KSAE 2013 Annual Conference and Exhibition

*Corresponding author, E-mail: innate1004@naver.com

따라서 본 논문에서는 조향축 방향으로의 병진속도가 없다는 속도구속을 사용하여 속도해석 방법으로 조향축을 해석했다. 또한, 부싱을 포함하는 컴플라이언스 특성을 고려한 현가장치일 경우 기구학적 속도 해석이 가능하지 않기 때문에 탄성기구정역학 모델의 정적평형조건에서 구해진 부싱의 변형으로 현가장치의 하드포인트가 수정된 기구학적 모델을 사용하고, 현가장치 기구해석에 적용한 동일한 방법으로 조향축 해석을 할 수 있다. 본 논문에서 제시하는 속도해석 방법으로 조향축을 계산하면 기구학적 특성뿐만 아니라, 컴플라이언스 특성을 고려할 수 있다는 장점이 있으며, 해석의 정확성을 높일 수 있다. 더불어서, 멀티링크 현가장치에서 각각 제안한 방법으로 조향축을 해석하고 비교하여 정확성을 보인다.

2. 조향축 계산 방법

현가장치의 조향축은 휠 얼라이먼트의 변화에 영향을 미치므로, 현가장치의 특성을 결정하는 중요한 요소이다. 따라서 현가장치의 조향축을 해석하는 것은 매우 중요하다. 조향축 해석 시 기하학적으로 조향축이 결정되는 맥퍼슨 스트럿과 더블위시본 형식의 현가장치의 경우엔 문제가 되지 않지만, 멀티링크 형식과 같은 현가장치는 기하학적으로 조향축이 결정되지 않고, 링크들에 의해 결정되어 매 순간 변화하는 조향축을 가지므로, 정확한 조향축을 해석하는 것이 쉽지 않다.

대부분 이 경우 순간 스크류축 이론을 이용하여 조향축 해석을 하는데, 전륜 현가장치는 휠의 상하운동과 조향축에 대한 회전운동으로 2자유도를 가지기 때문에 조향축 위치를 구할 수 없다. 따라서 휠 센터 수직변위를 제한하거나, 스프링의 변위를 제한하는 추가 구속 조건을 가정하여 조향축을 해석한다. 이 경우 임의적인 추가 제한조건을 가정하기 때문에 미소 오차를 포함한다.

ADAMS/Car¹⁾에서는 조향 시 스프링의 변위가 발생하지 않도록 양 단을 고정하는 제한 조건을 사용하고, 미소 변위 해석으로 근사적으로 조향축을 해석했으며, Lee와 Ahn²⁾은 휠 센터의 수직방향 변위를 제한하고 근사적으로 속도를 계산하여 조향축

해석을 했다. Lee³⁾는 휠 센터 수직 방향 변위를 구속하고, 렌치축, 트위스트축을 사용하는 스크류축 이론으로 근사 속도를 사용하지 않고 조향축을 해석했고, Lee, Kim, Oh⁴⁾는 렌치 제한조건에 조향축 정의를 적용하여 추가 제한 조건 가정 없이 조향축을 계산하는 방법을 제시했다.

이 방법들은 조향축이 수직일 경우 큰 오차를 유발하지 않지만, 일반적으로 조향축이 지면에 대해 수직이 아니고 기울어져 있기 때문에 스크류 축 방향으로 병진운동과 회전운동이 동시에 일어나서 미소한 오차를 포함한다.

본 논문에서는 조향축 정의 “조향 시 차체에 대한 너클의 상대적인 회전 축”에 따라 주어진 조향 입력에 대해 휠이 한 축을 중심으로 순수한 회전을 하는 조향축 해석을 위해 휠 센터 변위고정이나 스프링 변위를 고정하는 방법을 사용하지 않고, 조향축 방향으로의 병진속도가 없다는 조건으로 조향축을 해석했다.

2.1 현가장치 모델

일반적으로 3차원 공간에서 구속되지 않은 강체는 3개의 병진 자유도와 3개의 회전 자유도를 포함하여 모두 6개의 자유도를 가지고 있다. 전륜 현가장치의 경우 휠의 상하방향 운동과 조향축에 대한 회전 운동으로 2개의 자유도를 가진다.

2.1.1 복합조인트에 의한 현가장치 모델

현가장치 기구학 모델의 조향축 계산을 용이하게 해석하기 위해 현가장치를 S-S조인트, R-S조인트, Strut조인트 등 복합조인트로 모델링 했다.

2.2 속도해석에 의한 조향축 계산

휠의 구속식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Phi^k(q) &= 0 \\ \Phi^{d1}(q,t) &= 0 \\ \Phi^{d2}(q,t) &= 0\end{aligned}\tag{1}$$

여기서 q 는 휠 센터의 위치와 휠 얼라이먼트를 나타내는 조향각, 캠버각, 휠 스핀각이다.

$\Phi^k(q)$ 는 링크에 의한 구속조건이며, $\Phi^{d1}(q,t)$ 는

조향입력에 따른 랙(Rack)변위 구속 조건이고, $\Phi^{d2}(q, t)$ 는 휠이 상하운동을 할 때 생기는 휠의 변위 구속 조건이다.

식 (1)을 Newton-Raphson 방법으로 비선형 대수식을 풀어 휠의 위치 변수를 구하게 된다. 조향축 해석을 하기 위하여 식 (1)을 시간에 대하여 미분하여 속도관계식을 구하면 다음과 같다.

$$\Phi_q^k \dot{q} = 0 \quad (2)$$

$$\Phi_q^{d1} \dot{q} = \nu \quad (3)$$

$$U^T \dot{q} = 0 \quad (4)$$

여기서 $\dot{q} = [V^T, \omega^T]^T$, V 는 휠 센터의 병진속도이고, ω 는 휠의 각속도이며, $U = [\omega^T, 0^T]^T$ 이다.

식 (2)는 복합조인트로 정의된 구속조건식의 속도관계식이고, 식 (3)은 Tie-Rod 길이 방향의 속도를 정의한 식이다. 식 (4)는 휠의 조향축 방향으로 속도가 0인 조건식이다.

Fig. 1은 멀티링크 현가장치에 Tierod를 제외하고 4개의 링크를 그린 것으로, V 는 휠 센터의 속도, ω 는 조향축 방향의 각속도, s 는 휠 센터에서 조향축까지 거리를 표현한 것이다.

속도해석에 의한 조향축 계산을 위해 휠 센터에 대한 속도를 스크류 축 방향의 각속도와 휠 센터에서 스크류 축까지 거리에 대한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\vec{\omega} \times (-\vec{s}) = V \quad (5)$$

식 (5)번을 정리하면, 아래 식과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ -x & -y & -z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad (6)$$

식 (6)번을 외적하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} -\omega_y z + \omega_z y &= \dot{x} \\ \omega_z x - \omega_x z &= \dot{y} \\ -\omega_x y + \omega_y x &= \dot{z} \end{aligned} \quad (7)$$

링크 조인트의 조향축 방향으로 속도를 0인 조건식을 이용하여 식 (7)번을 다시 정리하면 식 (8)번과 같다.

Fig. 1 Steer axis analysis by velocity analysis

$$\begin{aligned} \omega_z y &= \dot{x} \\ -\omega_z x &= \dot{y} \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)번에서 x, y 값을 구할 수 있다. 앞에서 구한 x, y 를 이용해서 킹핀 각과 캐스터 각을 구할 수 있고, 또한 휠 센터에서 지면까지의 거리를 알면 킹핀 읍셋과 캐스터 트레일 값도 구할 수 있다.

속도해석에 의한 조향축 계산 방법으로 현가장치 기구학 모델과 기구정역학 모델을 해석했다.

3. 현가장치 기구학 모델

기구정역학 모델 해석에 앞서 제안한 방법의 정확성을 보이기 위해 속도해석에 의한 조향축 해석으로 더블위시본과 멀티링크 현가장치 기구학 모델을 해석했다. 기구학 모델은 2장에서 설명한 복합조인트에 의한 현가장치 모델을 하였다.

3.1 현가장치 기구학 모델 해석

기하학적으로 조향축이 정해진 더블위시본과 순간 스크류축 방법으로 조향축을 해석하는 멀티링크 현가장치를 예로 들어 본 논문에서 제안한 조향축 해석방법을 적용했다.

3.1.1 더블위시본

기하학적으로 조향축이 정해져 있는 더블위시본은 킹핀, 캐스터 값을 정확하게 해석할 수 있다. 여기서 더블위시본의 조향축 해석은 제안한 방법의 신뢰성을 위해 ADAMS/Car의 기하학적으로 조향축을 해석하는 방법과 비교했으며, 또한 이 값을 ADAMS/Car의 순간 스크류 이론을 이용하여 구한 조향축 계산 값과 비교하여 결과 값이 얼마나 정확한가를 보기 위해 해석했다. 첫 번째로 ADAMS/Car

Fig. 2 ADAMS/Car Steer axis analysis by geometric and instant screw axis method for Double wishbone suspension

에서 기하학적으로 계산되는 조향축 해석과 본 논문에서 제안한 속도해석에 의한 조향축 해석 결과를 비교했다. 토우, 캠버, 캐스터각, 캐스터 트레일,

킹핀각, 킹핀 옵셋 값이 모두 정확하게 일치한다.

하지만, ADAMS/Car에서 같은 모델을 기하학적으로 해석한 결과와 순간 스크류축으로 해석한 결과 값은 Fig. 2와 같이 다른 값이 나왔다. 특히, 킹핀각은 거의 일치하나 킹핀 옵셋은 차이가 크게 나는 것을 확인할 수가 있다. 캐스터 각과 캐스터 트레일 값도 차이가 있다.

이 결과로 ADAMS/Car에서 순간 스크류 이론으로 구한 조향축은 정확하지 않다는 것을 알 수 있으며, 본 논문에서 제안한 방법과 ADAMS/Car에서 기하학적으로 해석한 결과 값은 정확하게 일치 했으므로, 멀티링크 형식의 현가장치 조향축 해석에 적용할 수 있음을 보인다.

3.1.2 멀티링크

멀티링크 현가장치의 조향축을 속도 해석 방법으로 계산했다. Fig. 3은 ADAMS/Car에서 순간 스크류축 이론으로 조향축을 해석한 결과와 본 논문에서 제안한 방법으로 해석한 결과 값을 비교한 것이다. 그래프에서 V.A result는 본 논문에서 제안한 속도 해석에 의한 조향축을 계산한 결과 값이다. 같은 모델을 해석했기 때문에 토우, 캠버 값은 정확하게 일치한다. 하지만 킹핀, 캐스터 값이 다르게 나오는 것을 확인할 수 있다. 캐스터 각은 리바운드 시 초기 값은 같지만 범프 쪽으로 갈수록 값의 차이가 커졌으며, 캐스터 트레일 값은 이와는 반대 경향을 나타낸다.

킹핀 각은 전체적으로 1.3deg 정도의 차이가 나며, 킹핀 옵셋은 다른 3개의 값보다는 차이가 더 많이 났다.

이 결과로는 본 논문에서 제안한 조향축 해석 방법과 ADAMS/Car의 순간 스크류축 방법 중에 어떤 값이 더 정확한 값인지 설명할 수 없기 때문에 속도 해석에 의한 조향축 해석의 신뢰성을 보이기 위해 멀티링크의 Tie-Rod를 제외한 나머지 4개의 휠 쪽 볼 조인트의 조향축 방향 속도가 0이 되는 구속조건으로 조향축을 해석해 보았다. 해석한 결과 링크 1~4 모두 같은 값이 나왔다. 이 결과 멀티링크 현가장치의 조향은 링크 4개에 의해 결정되는 유일한 한 축을 중심으로 회전한다는 것을 알 수 있고, 그 축은 조향축임을 알 수 있다.

Fig. 3 Comparison of steer axis analysis by velocity analysis method and instant screw axis method of ADAMS/Car for Multi-Link suspension

4. 현가장치 기구정역학 모델

지금까지 현가장치의 기구학적 모델의 조향축을 해석했다. 이것을 기본으로 부싱의 컴플라이언스 특성을 고려하여 속도해석에 의한 조향축을 해석하기 위해 적절한 모델링이 필요하다. 컴플라이언스 특성을 고려한 현가장치일 경우 기구학적 속도해석이 가능하지 않기 때문에 탄성기구정역학 모델의 정적평형조건에서 구해진 부싱의 변형으로 현가장치의 하드포인트가 수정된 기구학적 모델을 사용하고, 현가장치 기구해석에 적용한 동일한 방법으로 조향축 해석을 할 수 있다.

Fig. 4 Steer axis of Multi-link suspension

4.1 상대 조인트 기구학

현가장치 기구정역학 해석 모델은 기구학적 조인트 특성과 스프링, 부싱과 같은 힘 요소를 포함하는 탄성 기구정역학 해석을 수행한다. 본 모델에서는

상대 조인트 좌표계 이론을 활용하여 현가장치의 강성행렬을 해석적으로 유도함으로써 정확한 해를 구한다.⁵⁾ 상대 조인트 좌표계를 활용하여 현가장치를 모델링하면 기구학적 구속 조건식이 없어지기 때문에 방정식의 규모가 작아지고, 기구 정역학 해석을 가능하게 한다. 본 논문에서 사용한 전륜 멀티링크는 Fig. 4와 같이 모델링을 했다.

4.1.1 속도 변환 행렬

현가장치에 작용하는 외력은 직교좌표로 표현이 되어 있다. 하지만, 직교좌표로 표현할 경우 변수가 많기 때문에 계산상에 어려움이 있다. 따라서 상대 조인트 좌표를 일반좌표로 변환하여 본 해석 모델에 적용했다. 직교좌표에서 상대 조인트 좌표로 변환하는 과정은 아래와 같다.

$$\dot{X} = B\dot{q} \quad (9)$$

여기서 B는 속도 변환 행렬이다. 속도 변환 행렬이란 속도, 가속도, 가상변위 및 일반력을 일반 좌표계에서 직교좌표계로 변환해주는 행렬을 말한다. 속도 변환 행렬은 기본적으로 두 강체 사이의 구속 조건에 따라 속도 관계식이 결정되며 조인트 시스템의 속도 변환 행렬을 만들어 낸다.⁶⁾

작용하는 외력에 가상일을 적용하면 식 (10)과 같이 된다.

$$\delta W = \delta X^T F \quad (10)$$

여기서 식 (9)에 의해 $\delta X = B\delta q$ 가 된다. 이 값을 식 (10)에 대입한 후 정리하면,

$$\delta W = \delta q^T (B^T F) = \delta q^T Q \quad (11)$$

식 (11)번에서 아래와 같은 식이 유도되며,

$$Q(q) = B^T F = 0 \quad (12)$$

식 (12)와 같이 속도변환행렬 B를 이용하여 직교좌표계의 힘 벡터로부터 일반력 Q를 계산한다.

4.1.2 일반력 Q의 Jacobian 행렬

해석 모델은 상대 조인트 좌표를 사용한 모델로 구속조건이 없는 현가장치 모델이므로 일반력의 정적 평형 조건식으로부터 Newton-Raphson 방법으로 일반 좌표를 구해낸다.

$$\begin{aligned} q^{k+1} &= q^k - \left(\frac{\partial Q}{\partial q} \right)^{-1} Q(q^k) \\ &= q^k + (K)^{-1} Q(q^k) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 $K = - \frac{\partial Q}{\partial q}$ 이며, 시스템 강성행렬이다.

식 (13)에서 활용되는 Jacobian 행렬은 식 (12)를 통해 구할 수 있다. 속도변환행렬을 미분하면 아래와 같은 식으로 표현된다.

$$\frac{\partial Q}{\partial q} = B^T \frac{\partial F}{\partial q} \quad (14)$$

식 (14)에서 나온 강성행렬 K 값은 수치미분으로 계산해야하지만 시간이 오래 걸리기 때문에 위 식을 직교좌표의 강성행렬 K_C 로 바꾸어 계산해야 된다. 여기서 $K_C = - \frac{\partial F}{\partial X}$ 이므로 식 (14)을 다음과 같이 변환한다.

$$\frac{\partial Q}{\partial q} = B^T \frac{\partial F}{\partial q} = B^T \frac{\partial F}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial q} \quad (15)$$

속도변환행렬 식 (9)에 의해 $\frac{\partial X}{\partial q} = B$ 가 되며, 식 (15)를 정리하면 식 (16)과 같이 간단한 식으로 표현된다.

$$K = B^T K_C B \quad (16)$$

직교좌표 강성행렬 $K_C = E^T K_E E$ 로 계산하며, K_E 는 스프링 강성, 템퍼 강성과 같은 입력 값이다. 따라서 주어진 입력 값으로 구성 요소들의 강성 값을 통하여 직교좌표 강성행렬 K_C 값을 해석적으로 계산할 수 있다.

4.2 현가장치 기구정역학 모델 해석

기구 정역학 모델 해석을 위해 상대 조인트 좌표계 이론을 적용하여 더블위시본과 멀티링크 현가장치를 모델하고, 조향축을 해석 했다. 기구학 모델 해석 방법과 같은 방법으로 속도해석에 의한 조향축을 해석한 방법과 ADAMS/Car의 해석 결과를 비교했다.

4.2.1 더블위시본

여기서는 컴플라이언스 특성을 고려하여 더블위

Fig. 5 Comparison of results for Steer axis analysis by velocity method and ADAMS/Car Steer axis analysis by geometric for Double wishbone suspension

시본 현가장치를 기하학적 방법과 제안한 방법으로 조향축을 해석하고 비교했다. 기구학적 모델 해석과 같은 방법으로 ADAMS/Car의 기하학적으로 해석된 조향축 결과 값과 본 논문에서 제안한 방법으

Fig. 6 ADAMS/Car Steer axis analysis by geometric and instant screw axis method for Double wishbone suspension

로 해석한 조향축 결과 값을 비교했고, 또한 이 값을 ADAMS/Car의 순간 스크류축으로 해석한 결과 값과 비교했다. Fig. 5를 보면 적절한 모델링으로 컴플라이언스 특성을 포함한 기구정역학 모델 해석에서

도 정확한 조향축을 해석할 수 있음을 알 수 있다.

다음으로 Fig. 6은 ADAMS/Car에서 기하학적으로 해석한 조향축과 순간 스크류축 이론으로 해석한 조향축의 결과 비교이다. 기구학 모델 해석 결과와 같이 ADAMS/Car에서 순간 스크류축으로 해석한 결과와 기하학적으로 결정된 조향축 결과 값은 서로 다른 값이 나왔다. 캐스터 각은 리바운드 시 0.55deg 정도의 차이가 났고, 캐스터 트레일은 80mm 범프에서는 같은 값이 나왔으나 리바운드로 갈수록 값이 차이가 났다. 또한, 킹핀 각은 미소한 차이가 있으나 킹핀 옵셋은 차이가 크게 나는 것을 볼 수 있다.

이를 통해, 기구학적 모델뿐 아니라 기구정역학 모델에서도 속도해석에 의한 조향축 해석 방법이 ADAMS/Car의 순간 스크류축으로 해석한 결과 값보다 더 정확하다는 것을 보였다.

4.2.2 멀티링크

앞의 3절에서 기구학적 해석을 통해 멀티링크를 해석하고 비교하였다. 본 절에서는 컴플라이언스 특성을 고려하여 멀티링크의 조향축을 해석하였다. Fig. 7은 ADAMS/Car의 순간 스크류축 이론으로 조향축을 해석한 결과와 속도해석에 의한 조향축을 해석한 결과 값을 비교한 것이다. 해석결과 기구학적 모델 해석결과와의 차이와 비슷한 경향을 나타냈다.

멀티링크 현가장치의 조향축 해석 결과에서도 킹핀 옵셋 값의 차이가 크게 나는 것을 확인할 수 있다. 기구학적 해석과 같은 방법으로 기구정역학 모델도 이 결과로는 본 논문에서 제안한 조향축 해석 방법과 ADAMS/Car의 순간 스크류축 방법 중에 어떤 값이 더 정확한 값인지 설명할 수 없기 때문에 속도해석에 의한 조향축 해석의 신뢰성을 보이기 위해 멀티링크의 Tie-Rod를 제외한 나머지 4개의 휠 쪽 볼조인트의 조향축 방향 속도가 0이 되는 구속조건으로 조향축을 해석해 보았다. 해석한 결과 Table 1과 같이 링크 1~4 모두 같은 값이 나온다는 것을 확인하였다. Table 1의 결과로 멀티링크 현가장치는 조향 시에 링크 4개에 의해 결정되는 유일한 한 축을 중심으로 조향한다는 것을 확인하였다. 따라서 속도해석에 의한 조향축 계산 값이 ADAMS/Car의 조향축 해석 결과보다 정확하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7 Comparison of steer axis analysis by velocity analysis method and instant screw axis method of ADAMS/Car for Multi-Link suspension

5. 결론

본 논문에서는 속도해석에 의한 조향축 해석을 통하여 조향축을 계산하였으며, 이 방법이 기구학적 모델뿐만 아니라, 기구정역학 모델에서 적용해

Table 1 Results of steer axis analysis by velocity analysis method for Multi-Link suspension

-50 mm w. stroke	Caster Angle (deg)	Caster Trail (mm)	KPI Angle (deg)	KP Offset (mm)
Link1	7.40493	28.46734	6.90167	-17.01774
Link2	7.40493	28.46734	6.90167	-17.01774
Link3	7.40493	28.46734	6.90167	-17.01774
Link4	7.40493	28.46734	6.90167	-17.01774
0 mm w. stroke	Caster Angle (deg)	Caster Trail (mm)	KPI Angle (deg)	KP Offset (mm)
Link1	8.92525	37.81435	7.91131	-20.84021
Link2	8.92525	37.81435	7.91131	-20.84021
Link3	8.92525	37.81435	7.91131	-20.84021
Link4	8.92525	37.81435	7.91131	-20.84021
50 mm w. stroke	Caster Angle (deg)	Caster Trail (mm)	KPI Angle (deg)	KP Offset (mm)
Link1	10.28672	46.35253	9.34328	-23.38857
Link2	10.28672	46.35253	9.34328	-23.38857
Link3	10.28672	46.35253	9.34328	-23.38857
Link4	10.28672	46.35253	9.34328	-23.38857

도 타당함을 보였다. 특히, 기하학적 위치로 조향축이 정의되지 않는 멀티링크의 조향축을 보다 정확하게 계산할 수 있다는 장점을 보였다.

- 1) 멀티링크 현가장치의 기구학적 모델과 기구정역학 모델의 조향축 해석 방법을 제안하고, 그 결과가 정확함을 확인했다.
- 2) 조향축 해석 시 휠에서 조향축 방향으로 병진속도가 없다는 조건을 사용하여 속도해석방법으로 조향축을 해석하면 이전의 방법보다 더 정확

한 값을 얻을 수 있었다.

- 3) 기구정역학 모델에서 탄성변형으로 수정된 하드포인트를 사용하여 기구학 모델의 조향축 해석과 동일한 방법으로 조향축을 해석했다.

References

- 1) ADAMS/Car Reference Manual, Ver.2010, 2010.
- 2) U. K. Lee and B. Ahn, "A Method to Analyze the Imaginary Kingpin Axis in Multi-link Type Suspension Systems," SAE 930262, 1993.
- 3) J. K. Lee, Applications of Screw Axis Theory to the Behavior Analysis of Full-vehicle Models and the Synthesis of Suspension System, Ph. D. Dissertation, Korea University, Seoul, 2007.
- 4) J. K. Lee, S. P. Kim and Y. H. Oh, "A General Method to Calculate Kingpin Axis of a Suspension System," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.738-743, 2010.
- 5) K. S. Choi, An Efficient Method for Kinematic-static Analysis of Suspension and Vehicle Dynamic Analysis Based on Analytic Stiffness Matrix Computation, M. S. Thesis, Kookmin University, Seoul, 1998.
- 6) S. K. Kim, P. H. Park and S. S. Kim, "Accumulated Tolerances Analysis of Suspension Based on Multibody Elasto-kinematic Analysis," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.696-702, 2011.