

토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 특성 해석

강 주 석*

지엠대우오토엔테크놀로지(주)

Kinematic Analysis of Torsion Beam Rear Suspension

Juseok Kang*

GM Daewoo Auto&Technology, Chongchon-dong 199, Bupyeong-gu, Incheon 403-714, Korea

(Received 14 July 2004 / Accepted 13 August 2004)

Abstract : Torsion beam rear suspension has been widely adopted to the rear suspension of vehicle by reason of simple structure and cost competitiveness. Since the kinematic characteristics of torsion beam rear suspension are determined by elastic behavior of torsion beam, quasi-static analysis based on finite element modeling of torsion beam has been conducted to obtain the kinematic parameters of torsion beam rear suspension. In this paper, simple kinematic equations with rear geometric parameters are derived to predict the kinematic behavior of torsion beam rear suspension. The suspension design parameters such as roll center height, roll stiffness, roll steer and roll camber can be easily obtained with the kinematic equations. The suggested kinematic equations are validated from comparison with the test results and solution offered by ADAMS. The suspension design parameters varied with the position of torsion beam are discussed.

Key words : Torsion beam rear suspension(토션빔 후륜 현가장치), Torsion beam(토션빔), Kinematic equation(기구학 식), Suspension design parameter(현가장치 설계인자), kinematic behavior(기구학적 거동)

Nomenclature

R	: radius of torsion beam profile	hw	: wheel center height
ϕ	: center angle of torsion beam profile	x_s	: longi. distance between pivot and spring
l	: section length of torsion beam profile	y_s	: lateral distance between pivot and spring
e	: shear center distance	\vec{PQ}	: position vector from pivot to shear center
A	: longi. distance between pivot and shear center	\vec{PW}	: position vector from pivot to wheel center
L	: longi. distance between pivot and wheel	\vec{PG}	: position vector from pivot to tire contact point
T	: tread	\vec{PS}	: position vector from pivot to spring
C	: span of bush pivot point	\vec{u}_{PQ}	: unit vector of \vec{PQ}
hp	: pivot height of rear torsion beam	$\vec{\Delta a}$: angular displacement vector of roll axis
he	: shear center height from pivot point	ϕ	: roll angle
		θ	: angular displacement of torsion beam
		β	: toe angle
		γ	: camber angle

*To whom correspondence should be addressed.
juseok.kang@gmdat.com

- β_{ϕ} : roll steer
- γ_{ϕ} : roll camber
- H_R : roll center height
- K : spring stiffness
- K_T : torsional stiffness of torsion beam
- K_{ϕ} : roll stiffness of rear suspension
- $K_{\phi B}$: roll stiffness portion of beam
- $K_{\phi S}$: roll stiffness portion of spring

1. 서론

토션빔 후륜 현가장치(Torsion beam rear suspension)는 단순한 구조와 낮은 원가의 장점으로 인해 소형차량을 중심으로 국내외적으로 후륜 현가장치에 적용이 증가하고 있는 추세이다. 토션빔 후륜 현가장치는 간단한 구조로 구성되어 설계자유도는 작지만 독립적인 설계인자를 가지고 있어서 효율적인 설계 및 개발에 의해 차량의 동특성을 개선할 수 있는 장점이 있다. Horntrich는 토션빔 후륜 현가장치가 다른 형태의 후륜 현가장치보다 용이하게 차량의 동적 성능 개선을 이룰 수 있음을 보였다.¹⁾ 최근에는 특수 부싱이나 구조에 의해 타이어 접지점의 횡력에 대한 컴플라이언스 변화를 최소화하는 설계에 대한 연구가 진행되고 있다.²⁾ 이 중 일부는 양산 차량에 적용되어 우수한 동적 성능을 인정받고 있어 토션빔 후륜 현가장치의 적용은 더욱 늘어갈 전망이다.³⁾

토션빔 후륜 현가장치는 좌측 및 우측 차륜이 토션빔(Torsion beam)에 의해 연결된다. 토션빔은 롤 운동시 비틀림 하중이 작용하며 이에 따른 반력은 차량의 롤 강성(Roll stiffness)으로 나타난다. 토션빔의 전단중심(Shear center)은 운동의 순간중심이 되어 후륜 롤 축(Roll axis)을 형성하므로 토션빔의 탄성학적인 거동에 의해 후륜 현가장치의 기구학적 특성이 결정된다. 이러한 현가장치의 움직임을 정확히 계산하기 위해서는 토션빔의 탄성체 모델링을 포함하는 다물체 준-정역학 해석(Multibody quasi-static analysis)과 같은 다소 복잡한 방법이 필요하였다.^{4,6)} 그러나 후륜 현가장치를 설계할 때 일부 설계 인자가 변경될 때마다 이러한 복잡한 해석과정을

거친다면 시간과 비용측면에서 효율적이라고 볼 수 없다.

이에 본 논문에서는 토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 특성을 간단하고 정확한 방법으로 계산할 수 있는 방법을 제시하고자 한다. 토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 관계식은 Satchell에 의해 직관적 방법에 의해 일부 제시되었다.⁷⁾ 본 연구에서는 해석학적인 방법에 기초하여 토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 설계파라미터를 계산할 수 있는 기구학적인 관계식을 유도한다. 토션빔 후륜 현가장치의 기하학적인 설계가 가능하도록 후륜 현가장치의 기하학적 변수로 이루어진 관계식을 제시한다. 현가장치의 주요 설계 파라미터인 롤 강성(Roll stiffness), 롤 스티어(Roll steer), 롤 캠버(Roll Camber), 롤 중심 높이(Roll center height)와 후륜 현가장치의 기하학적인 위치와의 관계가 명확히 규명되어 토션빔 후륜 현가장치의 설계에 용이하게 이용할 수 있다. 후륜 현가장치의 초기 설계 시에 중요한 위치를 차지하는 토션빔의 기하학적 위치에 대한 현가장치 설계인자(Suspension design parameter)의 분석을 제시하였다. 본 연구에서 주어진 기구학적 관계식은 실차시험의 결과 및 기존 유연체를 고려한 다물체 준-정역학 해석결과와 비교하여 타당성을 검증하였다.

2. 기구학적 관계식

토션빔 후륜 현가장치는 일반적으로 Fig. 1과 같은 형상을 가지며 조향축이 없으므로 차량의 후륜 현가장치에 적용된다. 주요 구성품은 고무 부싱(Bushing), 트레일링암(Trailing arm), 토션빔(Torsion beam), 휠 어셈블리(Wheel assembly), 스프링 및 댐퍼(spring and damper) 등이다. 차체에는 진동 및 소음 절연을 위해 고무 부싱으로 연결이 된다. 좌우 차륜은 탄성체인 토션빔에 의해 연결되어 토션빔의 탄성거동에 의해 운동의 양상이 결정된다.

토션빔은 일반적으로 Fig. 2와 같이 열린 단면(Open section) 형태의 토션빔이 적용된다. 열린 단면이 많이 적용되는 이유는 굽힘 강성(Bending stiffness)은 높으나 비틀림 강성(Torsional stiffness)은 낮아 비틀림 운동이 용이하기 때문이다. 좌측 및 우측 차륜이 동상 운동을 하는 경우 토션빔에는 비

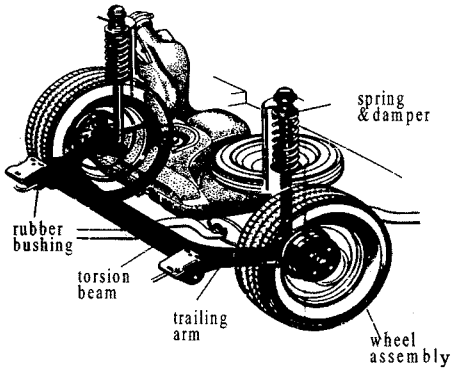


Fig. 1 Torsion beam rear suspension

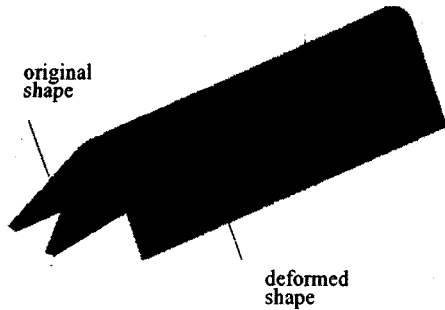


Fig. 2 Torsion beam profile

틀림이 없이 일체형 차축과 같은 운동을 한다. 차량의 선회운동시 나타나는 롤 운동은 좌측 및 우측 차륜이 역상운동을 하는 경우이다. 차량이 롤 운동을 하는 경우 토션빔은 Fig. 2와 같이 비틀림 하중에 의해 변형된다. 이때 토션빔의 비틀림 강성이 차량의 롤 강성의 크기에 기여한다.

롤 운동시의 현가장치 설계인자인 롤 스티어, 롤 캄버, 롤 중심 높이, 롤 강성 등을 계산하기 위해서는 토션빔의 탄성학적인 거동 분석이 필수적이다. 이와 같은 설계 파라미터는 차량의 조종 안정성 특성을 결정하므로 현가장치의 동특성 분석 및 설계를 위한 중요 파라미터로 작용한다.⁸⁾

본 연구에서는 토션빔의 전단 중심을 계산한 후 롤 운동 시의 차륜의 운동을 해석학적으로 접근하여 기구학적 관계식을 유도하고자 한다. 토션빔 후륜 현가장치는 롤 운동 시 토션빔의 전단중심(Shear center)이 순간 중심이 되어 후륜 현가장치의 롤 축을 형성하게 된다. 따라서 토션빔의 전단중심 위치가 기구학적인 특성을 결정하는 중요한 위치가 된다.

토션빔 후륜 현가장치에 일반적으로 적용되는 토

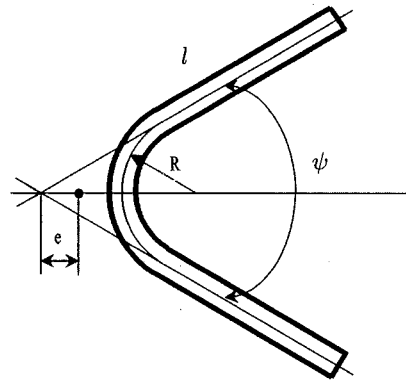


Fig. 3 Torsion beam modeling

션빔에 대한 모델링은 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다. 토션빔의 제조 시 필요한 제조 구배 R, 중심각 ψ 및 단면 길이 l의 파라미터로 모델링 될 수 있다. 이때 탄성학적인 유도 과정을 거치면 토션빔의 전단중심의 위치는 다음과 같이 계산된다.⁹⁾

$$e = \frac{R^2}{I} \left[\frac{R^2}{\cos \psi} \left(\frac{\psi}{2} + \frac{\sin 2\psi}{4} \right) + \left(\frac{B}{\cos \psi} - R^2 \right) \sin \psi - B\psi \right] \quad (1)$$

where,

$$B = \left(\frac{l^2}{2} - R^2 \right) \cos \psi + Rl \sin \psi$$

$$I = R^3 \left(\frac{\psi}{2} - \frac{\sin 2\psi}{4} \right) + \frac{l^3}{12} \cos^2 \psi + l \left(R \sin \psi + \frac{l \cos \psi}{2} \right)^2$$

토션빔의 전단 중심이 계산되면 토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 모델링은 Fig. 4와 같이 표현된다. 롤 운동 시 토션빔의 전단중심이 회전의 중심이 되며, 한쪽 휠 어셈블리가 올라가고 반대쪽 휠 어셈블리가 내려가는 역상운동을 하면 전단중심과 차량의 중심선이 만나는 점 Q가 순간중심의 한점을 이룬다. 따라서 휠 어셈블리는 또 다른 순간 중심인 차체 체결점 P와 점 Q를 잇는 축이 후륜 현가장치의 롤 축(Roll axis)이 된다. 이때 현가장치 롤 축의 회전 벡터를 \vec{Z}_a 로 표시한다. 현가장치 설계인자는 차량의 롤 각에 대해 휠의 자세변화 등에 대한 기울기를 나타내므로 여기서는 미소변위를 가정하여 식을 유도할 수 있다. 자세한 기구학적 관계식의 유도과정은 Appendix에 나타내었다.

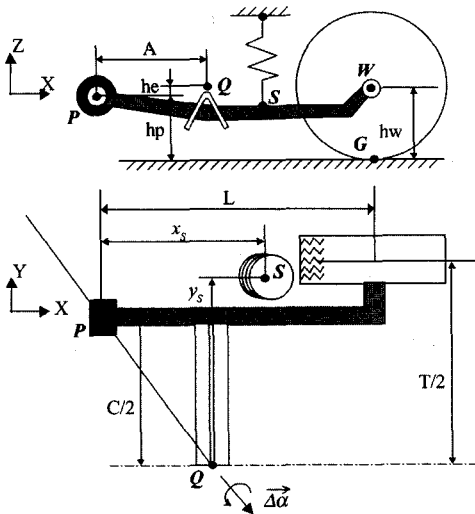


Fig. 4 Kinematic modeling of torsion beam rear suspension

토션빔 회전각과 롤 각도의 각도 비 r 을 $\frac{\phi}{\theta}$ 로 정의하면 다음식과 같이 계산된다.

$$r = \frac{\phi}{\theta} = \frac{A}{C} + \frac{L-A}{T} \quad (2)$$

롤 스티어 β_ϕ 와 롤 캠버 γ_ϕ 는 다음 식으로 표현된다.

$$\beta_\phi = \frac{\beta}{\phi} = \frac{T \cdot h e}{(T-C)A + CL} = \frac{h e}{r C} \quad (3)$$

$$\gamma_\phi = \frac{\gamma}{\phi} = \frac{T A}{(T-C)A + CL} = \frac{A}{r C} \quad (4)$$

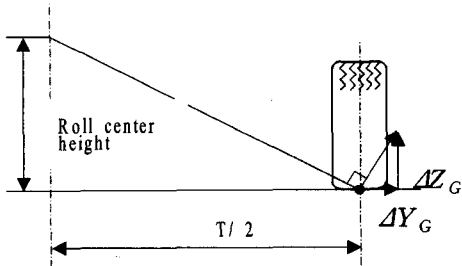


Fig. 5 Roll center height

롤 중심 높이 H_R 는 Fig. 5와 같이 롤 운동 시 후륜의 기하학적인 거동으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$H_R = \frac{A h p - h e l}{r C} \quad (5)$$

차량의 롤 강성중 빔의 강성에 의한 롤 강성 $K_{\phi B}$ 와 스프링에 의한 롤 강성 $K_{\phi S}$ 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$K_{\phi B} = \frac{K_T}{r^2} \quad (6)$$

$$K_{\phi S} = 2K \frac{(A y_s + \frac{C}{2} x_s)^2}{r^2 C^2} \quad (7)$$

차량의 전체 롤 강성 K_ϕ 는 식 (6)과 (7)로부터 다음식과 같이 계산된다.

$$K_\phi = K_{\phi B} + K_{\phi S} \quad (8)$$

이상으로 후륜 토션빔 현가장치의 롤 운동 시의 기구학적 설계변수를 기하학적 파라미터로 표현하는 관계식을 유도하였다.

3. 해석 결과

본 논문에서 유도한 기구학적 관계식의 결과와 토션빔의 유연체 특성을 고려한 다물체 동역학 해석결과 및 시험결과와 비교하였다. 다물체 동역학 해석프로그램은 ADAMS를 이용하였으며 시험결과는 현가장치 설계파라미터 측정장치(SPMD)를 이용하여 측정된 결과이다.

먼저 Table 1은 차량의 기하학적 파라미터를 보여준다. 해석결과 및 시험결과는 Curb 중량 상태에서 동일한 조건하에 계산 및 측정되었다.

Fig. 6은 ADAMS 해석 및 SPMD 측정을 이용하여 구한 롤 각도에 대한 토 각도 변화를 보여준다. 본 논문에서 유도한 현가계 설계파라미터인 Roll Steer는 롤 각도가 0인 점에서의 기울기를 나타낸다. 마

Table 1 Geometric Parameters

Parameter	Value
A [mm]	210
L [mm]	500
T [mm]	1497
C [mm]	1090
he [mm]	15
hp [mm]	270

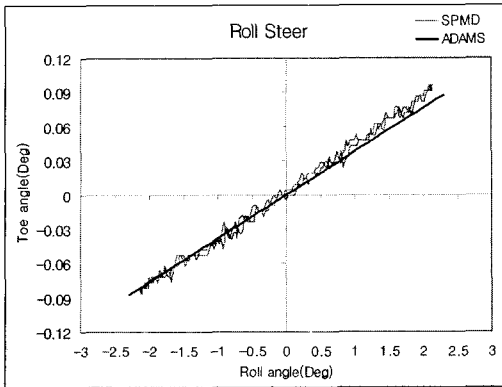


Fig. 6 Roll steer

Table 2 Comparison of kinematic variables

Variable	Kin Eq.	SPMD	ADAMS
Roll steer [%]	0.036	0.042	0.038
Roll camber [%]	0.49	0.53	0.52
Roll center height [mm]	117	121	125
Roll stiffness [Nm/deg]	646	672	685

참가지로 롤 캠버, 롤 중심높이, 롤 강성을 롤 각도가 0인 점에서 구하여 Table 2에 나타내었다.

Table 2는 본 연구에서 제시한 해석결과와 다물체 준-정역학 해석 결과 및 시험결과와의 비교를 보여준다. 본 연구에서 주어진 기구학적 관계식이 다물체 준-정역학 해석 결과 및 시험결과와 비교하여 정확히 현가장치의 기구학적 특성을 예측하고 있음을 알 수 있다.

4. 파라미터 분석

앞에서 유도한 기구학적 관계식을 이용하여 토션빔의 종방향 위치에 따른 기구학적 특성변화를 살펴본다. 토션빔의 위치는 차량 후방의 Layout에 중요한 영향을 미친다. 토션빔의 위치가 정해지면 연료탱크, 머플러 등 나머지 차량의 구조물의 위치가 결정되므로 토션빔의 위치를 정하기 위해서는 면밀한 분석이 필요하다. 일반적으로 토션빔의 종방향 위치가 차체 체결점인 P위치와 동일한 경우, 휠의 중심위치 W에 있는 경우, P와 W사이 존재하는

경우의 세 가지로 나뉘어 진다.¹⁾ 토션빔의 종방향 위치에 따라 차량의 설계개념이 달라지며 이에 따른 적절한 파라미터 분석이 필요하다.

Table 1의 제원을 가지는 차량에 대해 토션빔 위치에 대한 현가계 설계 파라미터 변화를 살펴본다. Fig. 7은 토션빔의 위치에 따른 토션빔의 회전각 대 롤 각도의 비 r을 보여준다. x축 좌표는 토션빔의 종방향 위치(A)로서 A=0인 경우 토션빔이 차체 체결점에 위치하는 경우이며 A=L인 A=500인 경우 토션빔이 휠의 중심점에 위치함을 의미한다. 토션빔의 위치가 휠 중심에 가까울수록 이 비가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 8은 식 (19)를 이용하여 토션빔의 위치에 대한 롤 강성의 변화를 나타내었다. 같은 토션빔으로 설계를 하더라도 빔의 위치가 차체 체결점에서 휠 중심 위치로 이동할수록 롤 강성은 약해짐을 알 수 있다. 따라서 토션빔의 위치가 휠 중심의 위치로 이동할수록 토션빔의 비틀림 강성이 증대되어야 적절한 롤 강성을 확보할 수 있음을 알 수 있다.

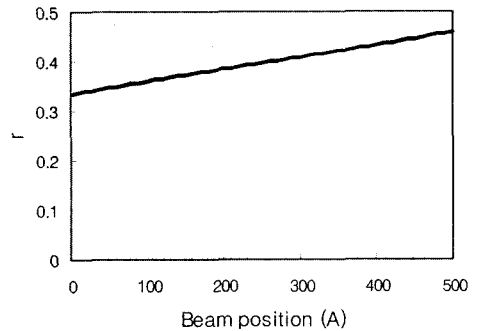


Fig. 7 Ratio of roll angle to beam angle vs torsion beam position

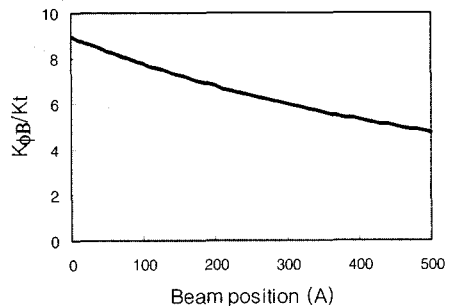


Fig. 8 Roll stiffness vs torsion beam position

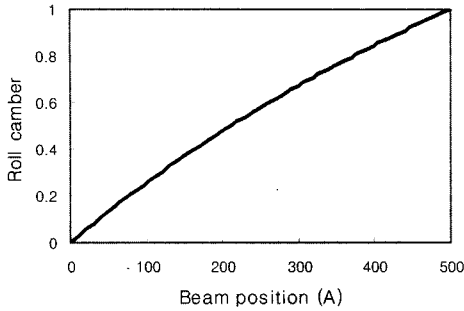


Fig. 9 Roll camber vs torsion beam position

Fig. 9는 토션빔의 위치에 대한 롤 캠버의 변화를 보여준다. 롤 캠버의 값은 0에서 1까지 변하며 토션빔의 위치가 차체 체결점 P에 위치하는 경우 롤 캠버는 0의 값을 가진다. 이는 차량이 롤 운동을 하는 경우 차량 좌표계에 대한 캠버각은 0도를 유지하므로 차량의 롤 각도와 대지캠버(Ground Camber)가 일치한다는 것을 나타낸다. 이런 경우 차량 선회 운동시 외곽 휠의 캠버각은 차량의 롤 각도만큼 양의 캠버각(Positive Camber Angle)을 가진다. 따라서 캠버 스러스트(Camber thrust)는 감소하게 되어 차량 선회시 타이어 접지력이 약해져 조종안정성 측면에서는 불리한 상황이 되어 회피해야 하는 설계이다.

토션빔의 위치가 휠 중심의 위치와 일치하는 경우 롤 캠버는 1의 값을 가지므로서 차량의 롤 각도와 차량의 캠버는 크기는 같으나 부호가 반대인 경우가 된다. 이는 대지 캠버는 변화 없이 항상 수직이 됨을 의미하며 실제로 Rigid axle과 같은 형태가 된다. 이와 같은 경우 조종안정성 측면에서는 바람직한 경우이지만 차체 체결부의 부싱의 변형이 많이 발생하게 되어 부싱의 내구성에 불리한 영향을 미치게 된다.

롤 스티어와 롤 중심높이는 식 (12) 와 (18)에서 보 인바와 같이 토션빔의 종방향 위치(A)와 전단중심의 높이(he)에 따라서 변한다. Fig. 10은 토션빔의 종방향 위치와 전단중심의 높이에 따른 롤 스티어 변화를 보여준다. 롤 스티어는 토션빔의 종방향 위치 보다는 Fig. 10과 같이 전단중심의 높이에 훨씬 민감하다. 토션빔의 전단중심의 위치가 차체 체결점 P 보다 높은경우는 롤 스티어가 (+)로 나타나며 낮은 경우는 (-)로 나타난다. 롤 스티어가 (+)인 경우 롤

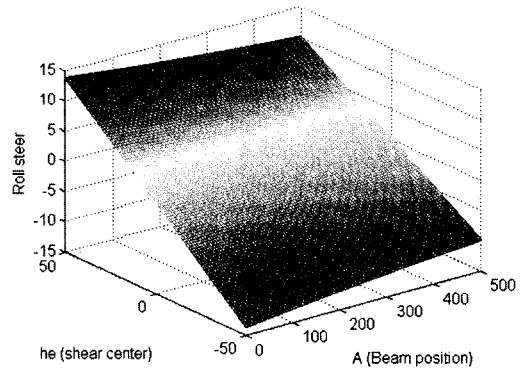


Fig. 10 Roll steer variation

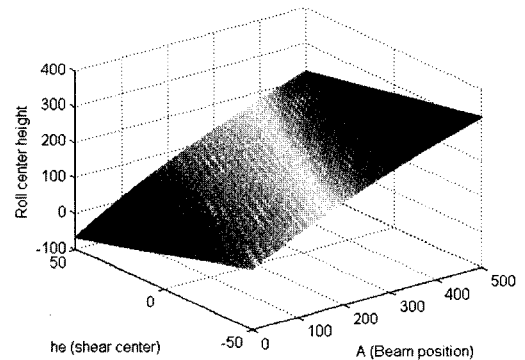


Fig. 11 Roll center height variation

운동 시 후륜의 조향각을 선회반경이 큰 쪽으로 유도할 수 있어 조종안정성에 유리한 방향이 되므로 일반적으로 전단 중심의 높이는 P점보다 높게 설계하는 것이 일반적이다.

Fig. 11은 토션빔의 종방향 위치와 수직방향 위치에 대한 롤 중심높이의 변화를 보여준다. 토션빔의 위치가 휠 중심에 근접할수록 롤 중심의 높이는 높아짐을 알 수 있다. 토션빔의 위치가 차체 체결부에 위치할 경우는 롤 중심의 높이가 지면보다 아래로 나타날 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 토션빔 후륜 현가장치의 기하학적 설계를 위한 기구학적 관계식을 제시하였다. 현가장치 주요 설계변수인 롤 스티어, 롤 캠버, 롤 중심 높이, 롤 강성 등을 후륜 현가장치의 기하학적 파라미터로부터 직접 계산할 수 있게 되었다. 또한 토션

빔 위치에 대한 현가장치 설계인자의 변화를 분석하여 후륜 현가장치의 설계시 유용한 도구로 이용될 수 있다. 본 연구에서 제시한 기구학적 관계식의 타당성은 유연체를 고려한 다물체 준-정역학 해석 결과 및 시험결과와 비교하여 검증하였다. 기구학적 관계식은 토션빔 후륜 현가장치의 기하학적 설계 위치 결정에 이용되며 후륜 현가장치의 조종안정성 설계인자를 정확히 예측하여 차량의 후륜 현가장치 설계 및 분석에 활용될 수 있다.

Appendix

Fig. 4에서 차체 체결점 P로부터 전단중심 Q, 휠 중심 위치 W, 타이어와 지면 접촉점 G까지의 변위 벡터는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\overrightarrow{PQ} = [A, -\frac{C}{2}, he]^T \tag{a}$$

$$\overrightarrow{PW} = [L, \frac{T-C}{2}, hw-hb]^T \tag{b}$$

$$\overrightarrow{PG} = [L, \frac{T-C}{2}, -hb]^T \tag{c}$$

이때 PQ 선분의 단위 벡터는 식 (a)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\overrightarrow{u_{PQ}} = \frac{1}{M} [A, -\frac{C}{2}, he]^T \tag{d}$$

where, $M = |\overrightarrow{PQ}|$

회전축의 회전벡터 $\overrightarrow{\Delta\alpha}$ 는 크기 $\Delta\alpha$ 와 식 (d)의 단위 벡터를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overrightarrow{\Delta\alpha} = \Delta\alpha \overrightarrow{u_{PQ}} = \frac{\Delta\alpha}{M} [A, -\frac{C}{2}, he]^T \tag{e}$$

휠 중심위치 W의 변위는 $\overrightarrow{\Delta\alpha} \times \overrightarrow{PW}$ 이므로 식 (b)과 (e)를 이용하면, 휠 어셈블리의 z 방향 변위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Z_w = \frac{\Delta\alpha}{M} (A \frac{T-C}{2} + \frac{CL}{2}) \tag{f}$$

롤 운동 시 차량의 롤 각도(Roll angle) ϕ 는 휠의 수직방향 변위를 트레드(Tread)의 반으로 나눈 것과 같다. 이를 식 (f)를 이용하여 표시하면 다음식과 같이 된다.

$$\phi = \frac{\Delta Z_w}{T/2} = \frac{\Delta\alpha}{TM} [(T-C)A + CL] \tag{g}$$

한편, 토션빔의 회전각 θ 는 $\overrightarrow{\Delta\alpha}$ 의 y 방향 성분과 같으므로 식 (e)로부터 다음식과 같이 된다.

$$\theta = \frac{\Delta\alpha}{M} C \tag{h}$$

식 (g)과 (h)로부터 토션빔 회전각과 롤 각도의 각도 비 r을 $\frac{\phi}{\theta}$ 로 정의하면 다음식과 같이 계산된다.

$$r = \frac{\phi}{\theta} = \frac{A}{C} + \frac{L-A}{T} \tag{i}$$

휠의 토각도(Toe angle) β 는 식(e)의 z방향 성분이므로 다음과 같이 표현된다.

$$\beta = \frac{\Delta\alpha}{M} he \tag{j}$$

식 (g), (i), (j)로부터 단위 롤 각도에 대한 휠의 토각도 변화인 롤 스티어 β_ϕ 는 다음 식으로 표현된다.

$$\beta_\phi = \frac{\beta}{\phi} = \frac{The}{(T-C)A + CL} = \frac{he}{rC} \tag{k}$$

마찬가지로 캠버각 (Camber angle) γ 는 식(e)의 x 방향 성분이므로 다음과 같이 표현된다.

$$\gamma = \frac{\Delta\alpha}{M} A \tag{l}$$

식(g), (i), (l)로부터 단위 롤 각도에 대한 휠의 캠버 각도 변화인 롤 캠버 γ_ϕ 는 다음 식으로 표현된다.

$$\gamma_\phi = \frac{\gamma}{\phi} = \frac{TA}{(T-C)A + CL} = \frac{A}{rC} \tag{m}$$

롤 센터 높이는 Fig. 5와 같이 롤 운동 시 후륜의 기하학적인 거동으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$H_R = \frac{\Delta Y_G}{\Delta Z_G} \frac{T}{2} \tag{n}$$

이때 휠의 지면 접촉점 G의 y방향 변위와 z방향 변위는 $\overrightarrow{\Delta\alpha} \times \overrightarrow{PG}$ 이므로 식 (c)와 (e)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Y_G = Ahp - heL \tag{o}$$

$$\Delta Z_G = \frac{T-C}{2} A + \frac{CL}{2} \tag{p}$$

식 (o)와 (p)로부터 후륜 현가장치의 롤 센터 높이

H_R 는 아래와 같이 표현된다.

$$H_R = \frac{Ahp - hel}{rC} \quad (q)$$

토션빔 후륜 현가장치의 롤 강성은 주로 토션빔의 비틀림 강성 과 스프링의 강성에 의해 결정된다.

토션빔의 비틀림 강성 K_T 가 주어지면 토션빔에 의한 차량의 롤 강성 $K_{\phi B}$ 는 레버 비에 의해 식 (i)로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$K_{\phi B} = \frac{K_T}{r^2} \quad (r)$$

스프링 강성 K 에 의한 롤 강성을 알기 위해 P점에서 스프링이 정의된 점 S까지의 변위벡터를 계산한다.

$$\overrightarrow{PS} = [x_s, y_s, z_s]^T \quad (s)$$

점 S의 수직방향 변위는 $\overrightarrow{\Delta a} \times \overrightarrow{PS}$ 이므로 식 (e)와 (s)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta Z_s = \frac{\Delta a}{M} (Ay_s + \frac{C}{2} x_s) \quad (t)$$

식 (g)과 식 (i)를 이용하여 롤 각도 ϕ 로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta Z_s = \frac{(Ay_s + \frac{C}{2} x_s)}{rC} \phi \quad (v)$$

롤 운동 시 좌우측의 스프링에 저장되는 위치에너지는 $2 \times \frac{1}{2} K (\Delta Z_s)^2$ 이며 이는 롤 각도로 표현하면 $\frac{1}{2} K_{\phi S \phi}$ 과 같으므로 스프링에 의한 롤 강성 $K_{\phi S}$ 는 다음과 같이 나타난다.

$$K_{\phi S} = 2K \frac{(Ay_s + \frac{C}{2} x_s)^2}{r^2 C^2} \quad (w)$$

References

- 1) H. Horntrich, "Rear Suspension Design with Front Wheel Drive Vehicles," SAE 810421, 1981.
- 2) D. C. Ewbank, D. Alton, J. P. Whitehead, "Torsion Beam Rear Suspension with Toe-controlled Compliance Hubs," SAE 2000-01-0094, 2000.
- 3) H. Shimatani, S. Murata, K. Watanabe, T. Kaneko, H. Sakai, "Development of Torsion Beam Rear Suspension System with Toe Control Links," SAE 1999-01-0045, 1999.
- 4) H. Sugiura, Y. Kojima, H. Nishigaki, M. Arima, "Trailing Twist Axle Suspension Design Using ADAMS," FISITA, 2000.
- 5) C. Lee, S. Hyun, H.H. Yoo, "Study on Development of a Design Program for Torsion Beam Axle Suspension," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.198-203, 2003.
- 6) D. Lee, J. H. Byun, "A Study on the Structural Characteristics and Roll Behavior of Suspension for the Section Profile of Torsion Beam," Transactions of KSAE, Vol.7, No.9, pp.195-202, 1999.
- 7) T. L. Satchell, "The Design of Trailing Twist Axles," SAE 810420, 1981.
- 8) J. M. Lee, J. R. Yun, J. S. Kang, S. W. Bae, "A Study on the Steady-state Cornering of a Vehicle Considering Roll Motion," Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.89-102, 1997.
- 9) S. P. Timoshenko, J. M. Gere, Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill, 1963.