

이 논문은 1996년도 학술진흥재단의 대학부설연구소 연구비 지원에 의하여 연구되었음

자동차 서스펜션의 설계를 위한 CAE 기법 개발 - 롤안정바 모델링 및 댐퍼 설계 -

김 광 석*, 길 혁 문**, 유 완 석***

Development of a CAE Technique for Vehicle Suspension Design - Roll Stabilizer Bar Modelling and Damper Design -

K.S.Kim*, H.M.Kil**, W.S.Yoo***

ABSTRACT

In this paper, the joint reaction forces in the suspension system of a passenger car are determined to calculate the deflections and stresses in the damper strut. A mathematical model of the Roll Stabilizer Bar(RSB) is developed to include the RSB forces in the dynamics analysis. Using these RSB forces, the variations of the damper forces and spring forces due to the wheel strokes are determined in a McPherson strut suspension. The graphs of shear force diagram, bending moment diagram, bending stress and deflections are drawn by the calculated joint reaction forces.

Key Words : Roll Stabilizer Bar(롤안정바), Damper Design(댐퍼 설계), BMD(굽힘 모멘트 선도), SFD(전단력 선도)

1. 서 론

현가장치란 불규칙한 노면으로 인한 진동과 충격을 감쇠시켜 편안한 승차감을 유지시켜주고 차량의 다른 부품들을 진동과 충격으로부터 보호해 주는 역할을 한다. 넓은 의미의 현가장치는 차체와 노면 사이에 있는 타이어, 스프링, 댐퍼, 기구학적 링크를 의미하며, 차축과 노면 사이의 타이어를 1차 현가장치(primary suspension), 차축과 차체 사이의 스프링과 댐퍼를 2차 현가장치(secondary suspension)라고 한다. 일반적으로 현가장치란

차체와 차축을 연결하는 스프링과 댐퍼로 이루어진 2차 현가장치를 의미한다.

현가장치는 구조형상에 따라 차축식(solid axle)과 같은 일체식 현가장치와 독립식 현가장치로 나눌 수 있다. 차축식 현가장치는 주로 버스나 트럭 등 상용차의 전후 바퀴 및 승용차의 후륜에 사용된다. 그 특징은 구조가 단순하기 때문에 값이 싸고 신뢰성이 높으며, 차륜의 상하 운동에 대한 지면과의 접촉각 변화가 작아서 타이어의 마멸에 유리하다. 독립식 현가장치는 좌우의 차륜이 각각 독립하여 상하 움직일 수 있는 구조이며, 주로 승용차에

* 부산대학교 기계기술연구소
** 부산대학교 대학원 생산기계공학과
*** 부산대학교 기계공학과

사용된다. 그 특징으로는 스프링 아래 중량이 작고 노면으로부터의 충격을 좌우 독립하여 완충하기 때문에 승차감이 좋으며, 좌우바퀴를 연결하는 차축이 없기 때문에 엔진과 트렁크 플로어의 위치를 낮게 할 수 있다⁽¹⁾.

현가장치를 구성하는 부품 중에서 댐퍼는 차량의 주행 특성 즉, 주행안정성과 승차감을 결정하는 매우 중요한 요소이므로 이에 대한 데이터베이스나 동적거동특성의 분석을 이용한 체계화된 해석방법이 필요하다.

1932년 James와 Ullery⁽²⁾가 처음으로 근사적 조화변위를 사용하여 댐퍼의 성능을 힙-변위 관계로 시험하는 방법을 제안한 이래, 이 방법은 댐퍼의 성능을 표시하는 표준 시험 기준으로 이용되어 왔다. 또한 특성선도(characteristics curve)로 불리는 힘-속도 선도도 댐퍼의 성능곡선으로 자주 이용되고 있다. 힘-속도 선도는 성능저하, 이력특성, 진동수 의존성 등을 파악하는데 활용될 수 있다. 그러나 이상적 감쇠의 경우 감쇠력이 변위와는 90°의 위상을 가지고, 속도와는 같은 위상을 갖기 때문에 변위-감쇠력 선도가 보다 분명한 감쇠 특성을 보여준다. 최근에는 감쇠력의 변위, 속도 의존성을 복원력면(restoring force surface)으로 함께 나타내어 댐퍼의 비선형 성능 특성을 보다 전체적으로 파악하고 있다⁽³⁾.

본 연구에서는 다물체 동역학(multibody dynamics)의 기법을 현가장치에 적용하여, 현가장치의 모델링 및 시뮬레이션을 통한 동적특성을 해석하여 보다 신속하고 정확한 설계자료를 제공하려 한다. 이를 위해 맥퍼슨형 현가장치를 사용하는 1/4 차량 모델을 통하여 준정적평형(quasi-static equilibrium)으로 가정하고 타이어와 롤안정바의 외력 입력에 대해 얻어지는 조인트 반력을 사용하여 수동형 댐퍼에 작용하는 힘을 구하였다. 또한 이들 힘을 바탕으로 댐퍼의 각 부품에 걸리는 힘, 응력, 처짐을 체계적으로 계산하여 댐퍼의 기본 설계자료로 제시하였다.

2. 본 론

서스펜션에 작용하는 힘을 정확하게 계산하기 위해서는 지면으로부터의 가진력인 타이어력과 롤안정바에 의한 반력 등 외력의 정확한 분석이 필수적이다. 이러한 외력은 실험 또는 전체 차량의 모델링을 통한 시뮬레이션을 수행함으로써 얻을 수 있다. 하지만 비용 및 시간 문제와 함께 여러 가지의 상황에 대한 해석이 수행되어야 하므로 실험보다는 시뮬레이션으로부터 필요한 외력을 계산하는 것이 효율적이다. 시뮬레이션을 통해 서스펜션에 작용하

는 외력을 얻기 위해서는 먼저 전체 차량의 정확한 모델링이 구성되어야 한다. 타이어력의 경우에는 차량동역학을 해석할 수 있는 상용소프트웨어에서는 타이어의 실험 데이터도 사용가능한 해석적인 타이어 모델이 구성되어 있기 때문에 모델링시 큰 어려움이 없지만, 롤안정바의 경우에는 비틀림과 굽힘이 동시에 고려되도록 모델링을 구성해야 하기 때문에 모델링시 어려움이 따른다.

롤안정바를 모델링할 때, 롤안정바를 2개의 강체로 분리한 뒤 두 강체사이에 회전방향의 스프링-댐퍼를 부착시켜 줌으로써 힘을 전달시키는 방법을 주로 사용하였다. 그러나 이 방법은 실제와는 어느정도 차이가 있으므로, 롤안정바를 3개 이상의 보요소로 모델링하여 비틀림과 굽힘운동이 동시에 고려된 실제 롤안정바 운동에 근접한 모델링 방법이 제안되었다^(4,5,6). 그러나, 보요소로 모델링하면 전체 시스템의 자유도가 증가되며, 강성행렬에 포함된 고주파성분 때문에 강한(stiff) 시스템이 되어 해석시간의 증가가 수반된다. 또한, 초기 모델링시 모델링 방법이 초보자에게는 쉽지 않으므로 어느정도 숙련된 엔지니어의 도움을 필요로 한다. 따라서, 모델링이 보다 간편하면서도 해석결과는 잘 맞는 롤안정바 모델의 개발이 필요하다.

본 연구에서는 부싱을 고려한 롤안정바를 수학적으로 모델링하여 힘과 처짐과의 관계를 유도하였으며, 이를 이용하여 롤안정바를 간편하게 모델링할 수 있도록 하였다.

2.1 롤안정바의 수학적 모델

2.1.1 롤안정바의 강성

본 연구에서는 부싱을 고려한 롤안정바를 수학적으로 모델링하여 힘과 처짐과의 관계를 유도하였으며, 이를 이용하여 롤안정바를 간편하게 모델링할 수 있도록 하였다. 롤안정바를 단순화시킨 모델을 Fig. 1 (a)에 표시하였다. 롤안정바는 좌우 양 바퀴가 동시에 상하운동을 하는 경우에는 스프링 작용력이 발생하지 않도록 점 D와 D'에 고무부싱을 사용하여 회전과 약간의 병진운동만 허용하도록 설치하였고, 양 바퀴의 스트로크 차이가 발생한 경우에만 롤안정바의 비틀림에 의한 스프링 강성이 발생하도록 설치되어 있다. 여기서 점 A와 A'은 로우 컨트롤 암과 롤안정바 사이의 부싱연결점이다. 점 D와 D'은 샤시와의 부싱연결점인데 Fig. 1 (b)에서 보는 바와 같이 수직방향 스프링과 회전방향 스프링이 부착되어 있는 것으로 모델링하였다.

부싱 자체의 변형을 고려하면 롤안정바 자체만의 롤강

성에 비해 약간 작은 값으로 계산되지만 실제 현상과는 보다 잘 일치하게 된다. 롤안정바 자체만의 강성을 계산할 때에는 점 D와 D'이 한 방향의 회전만 허용하고 다른 모든 운동에 대해서는 고정된다고 모델링하면 된다. 이때 점 A와 A'에 반대방향의 힘 P를 작용시켰을 때 다음과 같이 롤안정바 전체의 스프링 강성을 계산할 수 있다.

롤안정바의 중심점 O가 고정된 일단고정보의 형태로 가정하고 끝단 A에서의 전체 처짐량을 계산해 보면 다음 식과 같다.

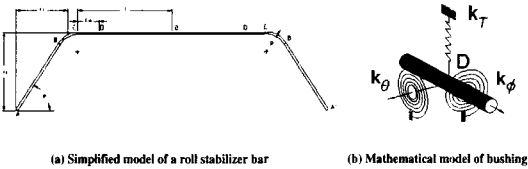


Fig. 1 Mathematical model of a Roll stabilizer bar

$$\delta_{T_1} = \delta_{OC} + \delta_{\theta_c} + \delta_{R_P} + \delta_{R_M} + \delta_{R_{\theta_B}} + \delta_{AB} \quad (1)$$

여기서 우변의 각 항들은 다음과 같다.

δ_{OC} : OC부분의 P와 굽힘모멘트 M_b 에 의한 A점의 처짐량

δ_{θ_c} : 점 C의 비틀림각 θ_c 에 의한 A점의 처짐량

δ_{R_P} : BC부분의 P에 의한 처짐량

δ_{R_M} : BC부분의 모멘트 M에 의한 처짐량

$\delta_{R_{\theta_B}}$: BC부분의 비틀림각 θ_B 에 의한 처짐량

δ_{AB} : AB부분의 P에 의한 처짐량

점 D와 D'이 부상인 경우(부상 자체의 변형을 고려하는 경우)에는 δ_{OC} 와 δ_{θ_c} 는 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \delta_{OC} = & \frac{P}{EI_z} \left[\frac{(R \sin \phi + l_0 \cos \phi) + l - x_2 - x_1 l_{OD}}{2} l^2 \right. \\ & - \frac{(1-x_1)}{6} l^3 + \frac{x_2}{2} l_{CD}^2 - \frac{x_1}{6} l_{CD}^3 \left. \right] \\ & + \frac{Pl_1}{EI_z} \left[((R \sin \phi + l_0 \cos \phi) + l - x_2 - x_1 l_{OD}) l \right. \\ & \left. - \frac{(1-x_1)}{2} l^2 + x_2 l_{CD} - \frac{x_1}{2} l_{CD}^2 \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\delta_{\theta_c} = \frac{P l_2^2}{GI_p} \left[l_{OD} \left(1 - \frac{\eta}{1+\eta} \right) + l_{CD} \right] \quad (3)$$

여기서, E는 탄성계수이고 G는 전단탄성계수를 의미한다. 또한, I_z 는 단면관성모멘트이고 I_p 는 단면의 극관성모멘트를 의미한다. 세부적인 계수는 아래와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{D \cdot \gamma_1 - B \cdot \gamma_2}{A \cdot D - B \cdot C} & x_2 &= \frac{-C \cdot \gamma_1 + A \cdot \gamma_2}{A \cdot D - B \cdot C} \\ \gamma_1 &= \alpha[(3l - l_{OD}) + 3(R \sin \phi + l_0 \cos \phi)] \\ \gamma_2 &= \beta[(2l - l_{OD}) + 2(R \sin \phi + l_0 \cos \phi)] \\ A &= (1 + 2l_{OD} \alpha) & B &= 3\alpha \\ C &= l_{OD} \beta & D &= (1 + 2\beta) \\ \alpha &= \frac{k_T l_{OD}^2}{6EI_z} & \beta &= \frac{k_\theta l_{OD}}{2EI_z} \\ \eta &= \frac{k_\phi l_{OD}}{GI_p} \end{aligned}$$

여기서, k_T, k_θ, k_ϕ 는 각각 부싱의 수직방향, 굽힘방향, 비틀림방향의 스프링상수를 의미한다.

전체의 처짐량은 좌우 양쪽의 처짐량을 더하면 되며, 또한 롤안정바가 좌우 대칭인 경우에는 다음 식과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta_T &= \delta_{T_1} + \delta_{T_2} \\ &= 2P \left[\frac{\delta_{OC}}{P} + \frac{\delta_{\theta_c}}{P} + \left\{ \frac{R^3}{2EI_z} \left(\phi - \frac{1}{2} \sin 2\phi \right) + \frac{R^3}{GI_p} \left(\frac{3}{2} \phi - 2 \sin \phi + \frac{1}{4} \sin 2\phi \right) \right\} \right. \\ & \quad + \left\{ \frac{l_0 R^2}{2EI_z} \sin^2 \phi + \frac{l_0 R^2}{2GI_p} (1 - \cos \phi)^2 \right\} \\ & \quad + \left\{ \frac{1}{EI_z} \left(\frac{R^2 l_0}{2} \sin^2 \phi + \frac{l_0^2 R}{2} (\phi + \frac{1}{2} \sin 2\phi) \right) \right\} \\ & \quad \left. + \frac{l_0^3}{3EI_z} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $l_0 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2} - R \left(\sqrt{\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_1}{l_2}} \right)$ 이며, $\phi = \tan^{-1} \frac{l_2}{l_1}$

이다.

따라서 롤안정바의 스프링 강성은 다음 식과 같이 계

신할 수 있다.

$$k = \frac{P}{\delta_T} \quad (5)$$

계산된 롤 안정바의 스프링 강성을 사용하여 롤 안정바의 부착물체인 차체와 좌우 양쪽 현가장치에 계산된 힘을 부여함으로써 그 효과를 고려할 수 있다. 점D와 D'은 롤 안정바가 차체에 연결된 점이므로 부싱에 의한 반력과 모멘트가 차체로 전달된다. 또한 양쪽 현가장치의 스트로크 차이에 의해 발생한 롤 안정바의 스프링력에 의하여 양쪽 현가장치의 롤 안정바 부착점에 대하여 발생한 스트로크의 반대방향으로 롤 억제력이 작용하게 된다.

2.1.2 부싱을 고려한 롤안정바 모델

수학적 모델을 검증하기 위하여 동일한 물성치를 갖는 ADAMS 보요소 모델⁽⁷⁾을 사용하여 검증하였다. 검증에 의한 ADAMS 보요소 모델을 Fig. 2와 같이 구성하였다. 실제 모델과 동일한 모델링을 위하여 A, A', D, D' 점을 부싱으로 모델링하고, A점에 수직방향 단위힘을 가한 뒤 처짐량을 계산하였다. 부싱의 변형을 고려한 모델로부터 계산된 처짐량과 부싱을 고려한 ADAMS 보요소 모델의 수직방향 처짐량을 Table 1에 표시하였는데, 큰 차이가 없이 계산됨을 알 수 있다.

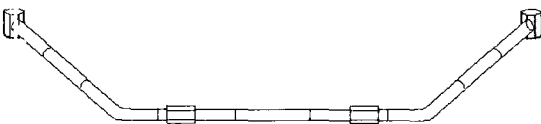


Fig. 2 ADAMS beam model with 7 beams and 4 bushings

Table 1 Roll stabilizer bar models with Bushing

Model deformation	Mathematical Model	ADAMS Beam Model with Bushing
Vertical Deflection due to an unit load	1.0313531E-04	1.1E-04

따라서 제안된 수학적 모델이 실제 비틀림과 굽힘효과를 잘 고려하고 있다고 사료된다.

곡률반경을 고려하지 않은 롤안정바 모델에 대하여 전체 처짐량에 대한 각 처짐량의 비율을 Table 2에 표시하였다. 비틀림에 의한 처짐량(δ_{θ_c})이 전체 처짐량의 50%

이상을 차지함을 볼 수 있고, 굽힘에 의한 처짐량(δ_{AB})도 대략 30% 정도를 차지함을 볼 수 있다. 따라서 롤안정바의 모델링시 비틀림과 굽힘에 의한 효과가 모두 고려되어야 함을 알 수 있다.

Table 2 Percentage deflection of each term (%)

	δ_{θ_c}	δ_{θ_c}	δ_{AB}
Revolute Joint Model	67.1	0.2	32.7
Bushing Model	52.9	21.2	25.9

2.2 댐퍼의 모델

2.2.1 댐퍼의 구조

댐퍼는 차량의 주행시 차체의 동적 거동을 조정하는 현가장치의 핵심부품이다. 차량의 승차감 및 조종성은 바로 차체의 동적 거동 특성에 지배되기 때문에 코일 스프링과 조합되어 승차감 및 조종안정성에 중요한 역할을 담당한다. 본 연구에서는 국내 중형차에 널리 사용되고 있는 쌍튜브(twin tube)형 오일 댐퍼(oil damper)를 모델로 하였다. 이 모델을 Fig. 3에 나타내었으며, 구성은 다음과 같다⁽³⁾.

- 1) 피스톤 로드(piston rod)
- 2) 실린더 튜브(cylinder tube)
- 3) 아웃터 튜브(outer tube)

2.2.2 댐퍼에 걸리는 힘의 분석

현가장치를 시뮬레이션하기 전에 현가장치에 걸리는 힘

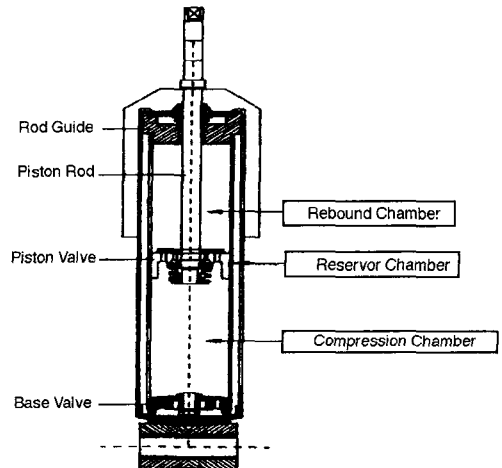


Fig. 3 Structure of twin tube type oil damper

의 분포를 알아 볼 필요가 있다. 맥퍼슨형 현가장치가 정적 평형상태를 유지할 때, 현가장치의 내력 중에서 타이로드와 너클사이의 조인트 반력은 상대적으로 미소하므로 이를 무시할 수 있고, 물안정바의 힘은 좌우 바퀴의 스트로크가 같다고 가정하면 영(zero)이므로 전체 현가장치에 작용하는 힘의 분포는 Fig. 4에 나타난 바와 같고, 이 힘은 다음과 같은 세가지 힘으로 구성된다⁽⁸⁾.

- ① 휠(wheel)에 전해지는 지면력 : F_A
- ② 로우 콘트롤 암에 전해지는 차체력 : F_L
- ③ 스트럿에 전해지는 차체력 : F

여기서, 지면력 F_A 는 지면에서 타이어에 전달되는 힘이므로 지면에 수직인 방향이 된다. 차체력 F_L 은 로우 콘트롤 암(Lower control arm)이 너클과 차체에 대하여 각각 볼조인트와 회전조인트로 연결되기 때문에 힘 전달방향은 두 조인트점을 잇는 선상위에 있게 된다⁽⁹⁾. 차체력 F 를 포함한 세힘이 정역학적 평형을 이루기 위해서는 각 힘의 연결선이 한 점에서 만나야 하기 때문에 힘 F 의 방향은 나머지 두 힘에 의해 결정될 수 있다. 따라서 댐퍼내의 마찰력을 무시한다면 다음과 같은 수식이 만족되어 진다.

$$\sum F_i = 0 \tag{6}$$

$$\sum M_i = 0 \tag{7}$$

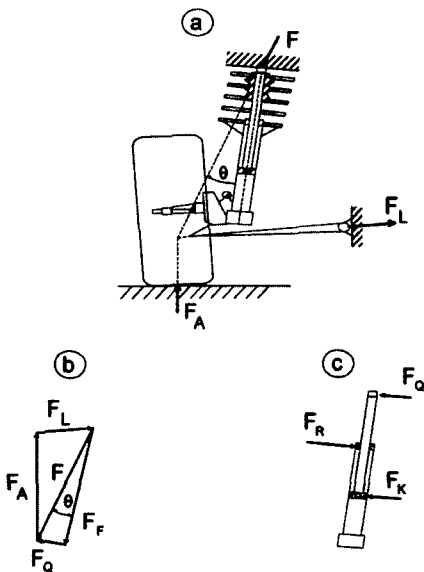


Fig. 4 Force distribution in MacPherson strut

스트럿에 전해지는 차체력 F 에서 스트럿 방향의 힘 F_P 만이 스프링에 의해 지지되며 나머지 F_Q 는 댐퍼내의 실(seal)과 피스톤에서 지지된다. 힘 F_Q 는 마찰력을 일으켜 댐퍼의 성능에 영향을 주게 된다.

댐퍼에 작용하는 외력은 Fig. 5 (a)와 같이 A점에서의 축력과 모멘트, B점에서의 축력이 작용한다. B점에서는 차체와 구면조인트로 연결되어 있으므로 모멘트는 작용하지 않는다. 그리고 K점과 F점에 작용하는 부품사이의 내력은 이전에 구한 조인트반력을 알고 있으므로 각각 F_{14} 와 F_6 에 해당하고, K점과 F점사이의 거리도 시뮬레이션한 결과에 의해 알 수 있다.

1) 피스톤 로드에서 작용하는 힘

Fig. 5 (b)에 나타났는 것과 같이 피스톤 로드에서 작용하는 힘은 F_{14} 와 F_6 , F_B 가 되는데, F_B 는 다음과 같은 식으로 쉽게 구할 수 있다.

$$F_{14} - F_6 + F_B = 0 \tag{8}$$

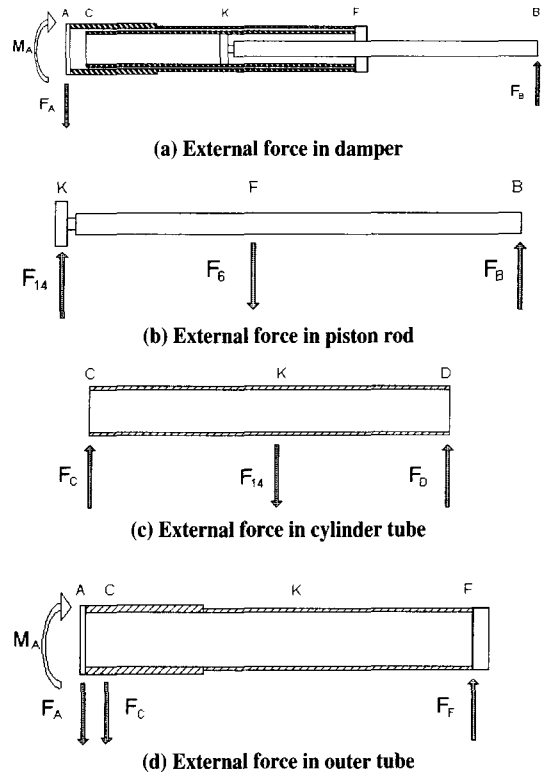


Fig. 5 Forces applied to damper

2) 실린더 튜브에 작용하는 힘

Fig. 5 (c)에 나타나있는 것과 같이 실린더 튜브에는 F_C, F_{14}, F_D 가 작용하는데 F_C 와 F_D 는 다음과 같은 두 식으로 구할 수 있다.

$$F_C - F_{14} + F_D = 0 \tag{9}$$

$$F_C \times \overline{CD} - F_{14} \times \overline{KD} = 0 \tag{10}$$

3) 아웃터 튜브에 작용하는 힘

Fig. 5 (d)에 나타나있는 것과 같이 아웃터 튜브에는 M_A, F_A, F_C, F_F 가 작용하는데 M_A, F_A, F_F 는 다음과 같은 세 식으로 구할 수 있다.

$$-F_A + F_B = 0 \tag{11}$$

$$M_A - F \times \overline{AB} = 0 \tag{12}$$

$$-F_A - F_C + F_F = 0 \tag{13}$$

3. 댐퍼의 설계자료 추출

본 연구에서는 차량이 코너링하면서 동시에 브레이킹 하는 하중조건하에서 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 Fig. 4의 1/4 차량에 대해 휠에는 브레이킹 토크와 힘, 그리고 타이어의 횡력이 외력으로 가해지며, 휠 스트로크에 따라 변하는 물안정바의 외력도 가해지게 된다. 이 경우 댐퍼는 가장 좋지 않은 하중조건내에 있게 되므로 이 조건에서 댐퍼의 설계인자를 구하고자 한다.

3.1 휠 스트로크 변화에 따른 물안정바 힘의 변화

시뮬레이션의 결과로부터 얻어진 휠 스트로크의 변화에 따른 물안정바의 힘 변화를 Table 3에 표시하였다. 휠 스트로크의 크기는 정적상태를 기준으로 $\pm 80(\text{mm})$ 까지의 범위에 대하여 해석하였다.

Table 3 Roll stabilizer bar force due to wheel stroke variation

Force[N] Stroke[mm]	F_x	F_y	F_z
-0.80000E+02	0.13989E+02	0.22534E+03	-0.15428E+04
-0.60000E+02	0.79481E+01	0.10305E+03	-0.11620E+04
-0.40000E+02	0.35708E+01	0.25135E+02	-0.77621E+03
-0.20000E+02	0.90312E+00	-0.90818E+01	-0.38799E+03
0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
0.20000E+02	0.92660E+00	0.52248E+02	0.38518E+03
0.40000E+02	0.37592E+01	0.14780E+03	0.76495E+03
0.60000E+02	0.85896E+01	0.28705E+03	0.11366E+04
0.80000E+02	0.15524E+02	0.47069E+03	0.14971E+04

3.2 각 부품에 걸리는 내부응력과 처짐

1) 전단력선도(S.F.D.)와 굽힘모멘트선도(B.M.D.)

피스톤 로드와 실린더 튜브는 단순지지보로 해석할 수 있고, 아웃터 튜브는 외팔보로 해석하여 전단력선도와 굽힘모멘트선도를 그릴 수 있다.

2) 굽힘응력(Bending stress : σ_b 다음과 같은 식으로 굽힘응력을 구할 수 있다.

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} \quad (\text{단, } Z \text{는 단면계수}) \tag{14}$$

3) 처짐(Deflection : y)

다음과 같은 기본식을 이용하여 처짐을 구할 수 있다.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI_z} \tag{15}$$

여기서, E 는 탄성계수, I_z 는 단면관성모멘트를 의미한다.

① 피스톤 로드와 실린더 튜브

피스톤 로드와 실린더 튜브에 걸리는 힘은 단순지지보 형태이다. Fig. 6을 참조로 하여 다음과 같은 식을 이용하면 처짐을 구할 수 있다.

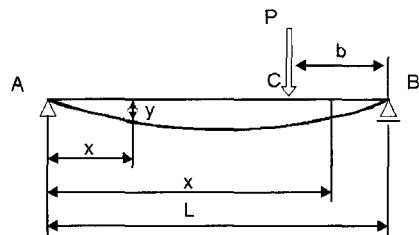


Fig. 6 Simply supported beam

AC 구간($0 \leq x \leq (L-b)$) :

$$y = \frac{Pbx}{6LEI_z} (L^2 - b^2 - x^2) \tag{16}$$

BC 구간($(L-b) \leq x \leq L$) :

$$y = -\frac{Pbx^3}{6LEI_z} + \frac{P}{6EI_z} [x - (L-b)]^3 + \frac{Pb}{6LEI_z} (L^2 - b^2)x \tag{17}$$

② 아웃터 튜브

아웃터 튜브에 걸리는 힘은 단단외팔보 형태이다. Fig. 7과 같이 두가지 하중조건으로 나누어 중첩법을 이용하여 면 처짐을 구할 수 있다.

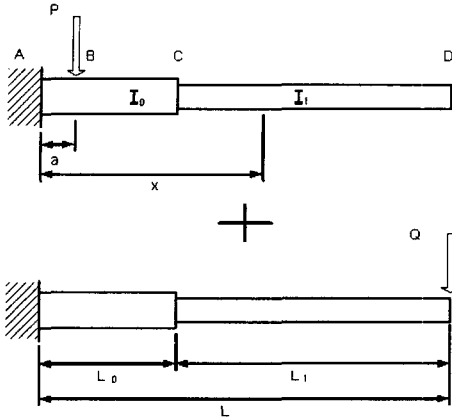


Fig. 7 Multistep cantilevered beam

$$y = y_1 + y_2 \quad (18)$$

AB 구간($0 \leq x \leq a$) :

$$y_1 = \frac{Px^2}{6EI_0}(3a-x)$$

$$y_2 = \frac{Q}{EI_0} \left(\frac{L}{2}x^2 - \frac{x^3}{6} \right)$$

BC 구간($a \leq x \leq L_0$) :

$$y_1 = \frac{Pa^2}{6EI_0}(3x-a)$$

$$y_2 = \frac{Q}{EI_0} \left(\frac{L}{2}x^2 - \frac{x^3}{6} \right)$$

CD 구간($L_0 \leq x \leq L$) :

$$y_1 = \frac{Pa^2}{6EI_0}(3x-a)$$

$$y_2 = \frac{Q}{EI_1} \left[\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} + (LL_0 - \frac{L_0^2}{2}) \left(\frac{I_1}{I_0} - 1 \right) x + \left(\frac{L_0^3}{3} - \frac{LL_0^2}{2} \right) \left(\frac{I_1}{I_0} - 1 \right) \right]$$

3.3 결과 그래프의 분석

앞에서 언급한 차량이 코너링하면서 동시에 브레이킹하는 하중조건하에서 휠 스트로크가 80mm인 경우 댐퍼는 가장 많이 인장되기 때문에 작용하는 힘에 대하여 가장 큰 굽힘하중을 받게 된다. 따라서 이 하중조건을 설계조건으로 하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 8은 휠 스트로크에 따른 피스톤과 로드 가이드(rod guide)에 걸리는 횡력, 피스톤 로드와 실린더 튜브 사이의 마찰력을 표시한 그림이다. 여기서 보면 휠 스트로크가 양의 방향으로 커질수록 피스톤 및 실린더 튜브에 작용하는 횡력(전단력)은 점점 증가함을 볼 수 있다. 가장 큰 전단력이 작용하는 휠 스트로크가 80mm인 경우, 실린더 튜브 안에 들어가는 피스톤 로드의 길이도 가장 짧아져 큰 굽힘응력을 받게 됨을 예측할 수 있다.

Fig. 9는 피스톤 로드와 실린더 튜브, 그리고 아웃터 튜브에 대한 중심선(center line)의 처짐을 나타낸 전체 처짐곡선이다. 피스톤 로드의 처짐곡선은 K-F-B를 따르는 곡선으로 표시되어져 있고, 실린더 튜브의 처짐곡선은 C-K-F이며, 아웃터 튜브는 A-C-F 곡선으로 표시되어져 있다.

Fig. 10은 피스톤 로드의 전단력선도, 굽힘모멘트 선도, 굽힘응력선도, 처짐곡선을 나타낸 그림이다. 피스톤 로드의 총 길이는 308.5mm이며, 이를 그림의 수평축으로 구성하였다. 피스톤 로드와 실린더 튜브가 오버랩된 길이가 대략 72.49mm정도임을 Fig. 10 (a)에서 확인할 수 있고, 또한 Fig. 10 (b)에 나타난 바와같이 피스톤 로드와 로드 가이드와의 접촉점인 72.49mm에서 최대 굽힘모멘트가 발생함을 확인할 수 있다. Fig. 10 (c)는 굽힘응력을 표시한 그림이다. 굽힘응력은 단면의 넓이에

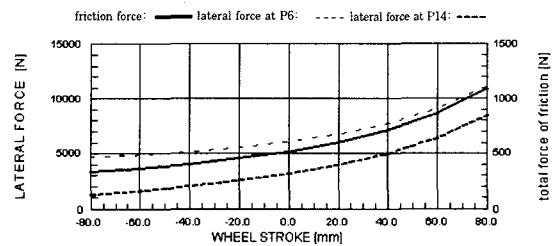


Fig. 8 Forces at the piston rod

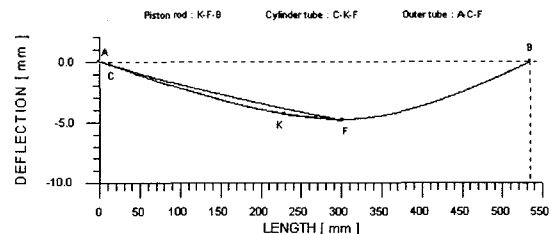


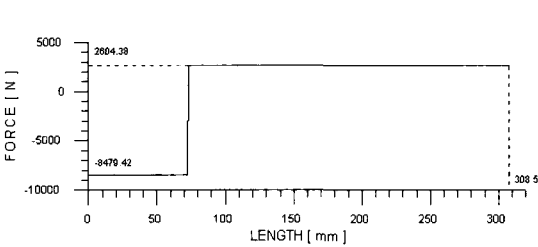
Fig. 9 Deflection lines

다른 함수이므로 길이가 5~10mm 사이인 피스톤과 피스톤 로드 사이의 결합부에서 단면의 축소로 인한 최대굽힘응력이 발생함을 확인할 수 있다. Fig. 10 (d)는 피스톤 로드의 처짐을 나타낸 그림이다.

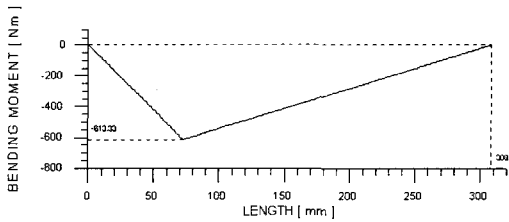
Fig. 11은 실린더 튜브의 전단력선도, 굽힘모멘트 선도, 굽힘응력선도, 처짐곡선을 나타낸 그림이다. 실린더 튜브의 총 길이는 287.0mm이며, 이를 그림의 수평축으로 구성하였다. Fig 10 (a)와 마찬가지로 피스톤 로드와 실린더 튜브가 오버랩된 길이가 대략 72.49mm정도임을 Fig. 11 (a)에서도 확인할 수 있다. Fig. 11 (b)에 나타

난 바와같이 피스톤과 실린더 튜브와의 접촉점인 214.51mm에서 최대 굽힘모멘트가 발생함을 확인할 수 있다. Fig. 11 (c)는 굽힘응력을 표시한 그림이고, Fig. 11 (d)는 피스톤 로드의 처짐을 나타낸 그림이다.

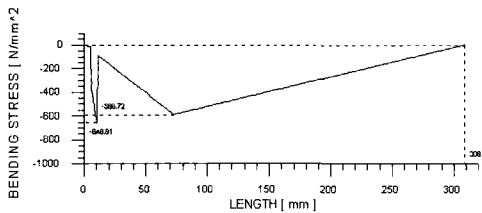
Fig. 12는 아웃터 튜브의 전단력선도, 굽힘모멘트 선도, 굽힘응력선도, 처짐곡선을 그린 그림이다. 아웃터 튜브의 총 길이는 300.5mm이며 이를 그림의 수평축으로 구성하였다. Fig. 12 (a)에서 전단력의 변화는 실린더 튜브와 아웃터 튜브와의 접지점에서 일어남을 확인할 수 있고, Fig. 12 (b)에서 최대 굽힘모멘트는 아웃터 튜브



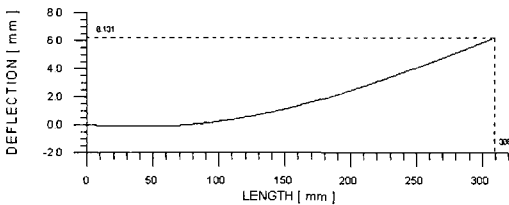
(a) Shear Force Diagram



(b) Bending Moment Diagram

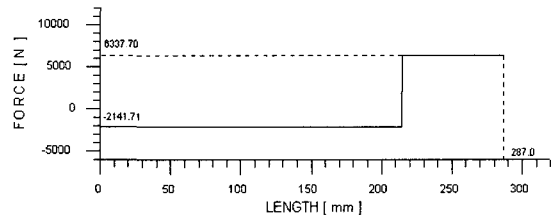


(c) Bending Stress Diagram

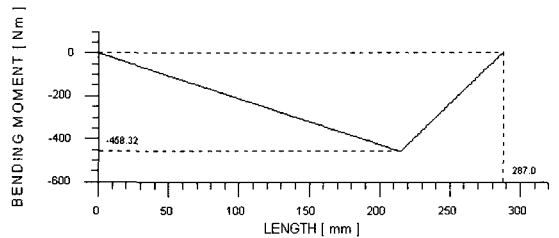


(d) Deflection curve

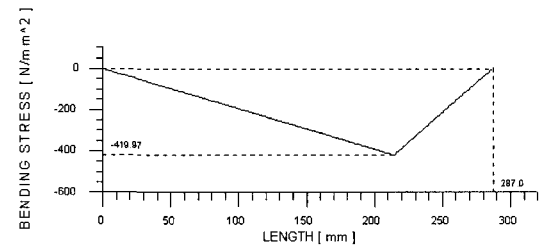
Fig. 10 Figure of damper design factors for piston rod



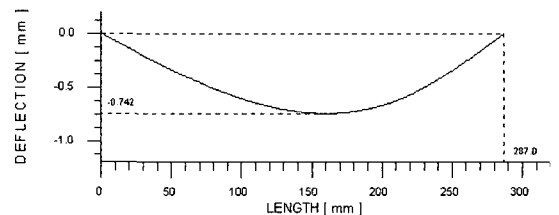
(a) Shear Force Diagram



(b) Bending Moment Diagram



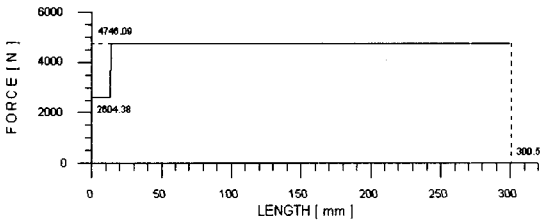
(c) Bending Stress Diagram



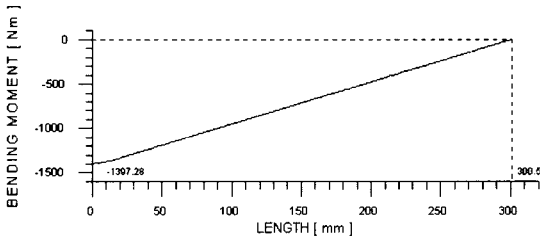
(d) Deflection curve

Fig. 11 Figure of damper design factors for cylinder tube

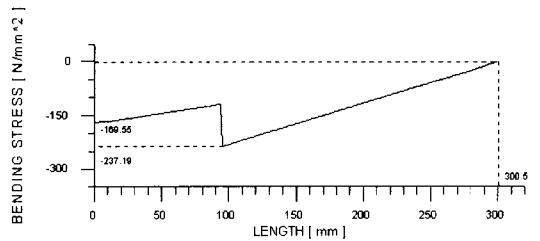
의 끝단에서 발생함을 확인할 수 있다. 아웃터 튜브의 외경변화로 인한 굽힘응력을 Fig. 12 (c)에서 확인할 수 있고, Fig. 12 (d)는 아웃터 튜브의 처짐을 나타낸 그림이다.



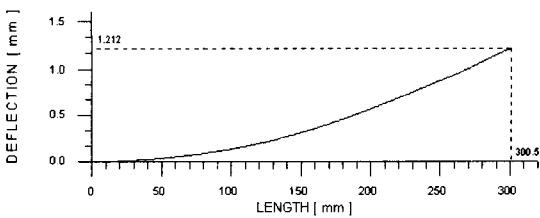
(a) Shear Force Diagram



(b) Bending Moment Diagram



(c) Bending Stress Diagram



(d) Deflection curve

Fig. 12 Figure of damper design factors for outer tube

4. 결 론

본 연구에서는 ADAMS 프로그램을 사용하여 정확한 댐퍼의 설계자료를 추출하였다. 이를 위해 1/4 차량을 정

밀하게 모델링하였고, 휠 스트로크 변화에 따른 롤안정바의 정확한 외력을 계산하기 위하여 굽힘과 비틀림을 동시에 고려하는 롤안정바의 수학적 모델을 제시하였다. 시뮬레이션을 통해 하중조건과 휠 스트로크의 변화에 따른 각각의 조인트 반력을 계산하였다. 이 반력과 댐퍼의 구조를 토대로 댐퍼의 각 부품에 대한 전단력선도, 굽힘모멘트선도, 굽힘응력선도, 처짐선도 그래프를 그리는 루우틴을 개발하였으며 이를 통해 댐퍼의 설계인자를 추출하였다.

참 고 문 헌

1. 김용서, 조진호, 박경석, 정태용, 임병수, "자동차 기술 핸드북(설계편)", 한국자동차공학회.
2. James W.S. and Ullery F.E., "An Automatic Shock Absorber", SAE Transactions, Vol. 30, No. 5, pp.185~191, 1932.
3. 박재우, 신상운, 김희태, 주동우, 이시복, "자동차용 충격흡수기의 동적 거동 해석", 정밀기보, 제 20호, Vol.11, No.1, pp. 9~17, 1996.
4. 박영욱, 유완석, "롤안정바의 탄성효과를 고려한 승용차의 핸들링 시뮬레이션", 대한기계학회 부산 지부 94 추계 학술대회 강연논문집, pp.58-61, 1994.
5. 유완석, 김광석, 박영욱, "샤시시스템의 차량동역학 해석기술", G7 1차년도 최종보고서, 1994.
6. 조병관, 송성재, "차량동역학 해석에서 스테빌라이저의 모델링", 한국정밀공학회지 제 13권 제 10호, pp.30-35, 1996.
7. "ADAMS User's Reference Manual", MDI, Michigan, U.S.A.
8. Thomas W., Kari-Heinz B., Leo S., "Side Load Springs as a Solution to Minimize Adverse Side Loads Acting on the McPherson Strut", SAE Technical paper series No.940862, pp.1104~1109, 1994.
9. Simon Mola, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", GENERAL MOTORS INSTITUTE.