

# 차량동역학 해석에서 스테빌라이저의 모델링

조 병 관\*, 송 성 재\*\*

## Modeling of Stabilizer for Vehicle Dynamic Analysis

Byoung-Kwan Cho\*, , Sung-Jae Song\*\*

### ABSTRACT

Tires, bushings and stabilizers are the most difficult elements in vehicle modeling for dynamic analyses. Many studies were performed for tire modeling and the primitive data of bushing elements can be obtained from the suspension designer, but there are few things for stabilizer. This paper presents simulation results for the 3 kinds of stabilizer model with the multi-body dynamic analysis program ADAMS. Each simulation result was compared with the vehicle test result, and the stabilizer model was proposed to analyze the vehicle behaviors precisely.

**Key Words** : Vehicle Dynamics(차량동역학), Handling Performance(조종안정성), Rolling(롤링), Stabilizer(스테빌라이저), ADAMS

### 1. 서 론

자동차 산업의 지속적인 발전에 따른 고성능의 자동차들의 대거 출현에 따라 자동차에 대한 사용자의 요구 조건도 변해가고 있다. 예전의 동력성능 향상에 대한 요구가 어느정도 실현된 현재에는 보다 향상된 조종성, 안정성과 보다 안락한 승차감 등에 대한 요구가 증대되고 있다. 이들은 현가장치에 의하여 확보되는 동적성능으로, 이러한 동적성능을 정확하게 해석하고 예측하는 것은 보다 안전하고 우수한 자동차를 설계하는데 매우 중요한 요소가 된다. 동적성능의 해석을 위해서는 현가장치를 구성하는 각종 링크, 스프링, 감쇠장치 및 부싱들을 적절히 모델링하여야 한다. 이를 위하여 수많은 연구들이 수행되어 왔다<sup>(1-3)</sup>. 그러나 이들 연구에서 필요로 했

던 입력자료의 일부는, 차량제작 이전의 단계에서 이 차량의 동적성능을 미리 예측한다는 해석의 기본 목적을 충족시키지 못하는, 시작차량으로부터 구할 수 있는 것이 포함되어 있다. 이러한 해석은 차량의 성능을 향상시킬 목적은 달성할 수 있으나, 설계 및 개발 단계에서 좀 더 우수한 성능을 위한 해석에는 적합치 못하다. 차량의 설계 및 개발 단계에서의 해석을 위해서는 설계의 기본 자료들을 이용하여 해석을 수행하고 그 성능을 향상시킬 수 있도록 설계변수의 변경을 유도할 수 있어야 한다. 차량의 조종안정성을 해석하기 위해서는 현가장치의 모델링이 필수적이며, 이를 위해서는 현가장치를 구성하고 있는 스프링, 감쇠장치, 부싱, 스테빌라이저, 현가 링크 및 타이어 등이 적절히 모델링 되어야 한다. 이중 스프링과 감쇠장치는 비교적 쉽게 설계자료로부터

\* 한국기술교육대학교 동력기계공학과

\*\* 원주전문대학 자동차과

해석을 위한 자료를 구할 수 있으며 부싱에 대한 자료도 현가장치 설계자로부터 구할 수 있다. 최근에는 다물체동역학 해석용 프로그램<sup>(4,5)</sup>을 이용하여 비선형 부싱 및 복잡한 현가링크와 조향링크의 모델링도 처리할 수 있게 되었다<sup>(6,7)</sup>. 차량의 동적거동 해석에서 가장 어려운 부분은 스테빌라이저와 타이어의 모델링이다. 이들은 비선형 특성이 매우 강하고 그 거동특성 역시 매우 복잡하다. 차량 동역학 해석을 위한 타이어의 모델링에 대하여는 많은 연구가 이루어졌으나<sup>(8,9)</sup> 스테빌라이저의 모델링에 대한 체계적인 연구는 별로 이루어진 것이 없다. 본 논문에서는 스테빌라이저의 거동특성을 규명하고, 이에 따라 세가지 방법으로 스테빌라이저를 모델링하였다. 본 논문의 연구 목적은 차량 현가장치의 설계단계에서 해당 차량의 동적 거동 특성을 정확히 예측하도록 해석을 수행하는데 있다. 그러므로 모든 해석에 필요한 입력 자료는 현가장치 설계자로부터 직접 구한 자료를 사용하였으며, 이들을 이용하여 다물체동역학 해석용 프로그램인 ADAMS를 사용하여 차량의 동적거동 해석을 수행하였다. 세가지 스테빌라이저 모델링에 대한 해석을 수행하여 이 결과들을 실차시험 결과와 비교하여 정확한 해석을 위한 모델링 기법을 제안하였다.

## 2. 스테빌라이저의 거동특성

스테빌라이저는 앤티롤바(Anti-roll Bar)라고도 불리며, 명칭에서 알 수 있듯이 롤 발생을 억제하기 위한 장치이다. Fig.1과 같이 스테빌라이저는 일반적으로 원형단면이고 양 끝이 직각으로 굽은 형상이며, 양 끝은 콘트롤 암에 부착되고 스펀부는 부싱(bushing)에 의하여 차체에 부착된다. 스테빌라이저는 좋은 승차감을 위하여 좀더 부드러운 스프링을 사용할 수 있도록 한다. 차량 중량의 증가나 노면의 작은 틈에 의한 충격 등과 같이 롤의 발생이 없는 수직방향의 변형에 대해서는 스테빌라이저가 현가장치의 스프링 강성에 기여하는 바는 없다. 그러나 선회 조향시 롤링이 발생하는 경우나 한쪽 타이어만 상승되는 경우 등에는 스테빌라이저가 중요한 역할을 하게 된다.

즉, 선회시에는 원심력의 작용에 의해 롤이 발생하면 차체가 기울게 되고 따라서 스테빌라이저의 외륜 쪽은 낮아지고 내륜 쪽은 높아진다. 결국 스테빌라이저의 양 끝이 반대방향으로 회전하며 하중을 덜 받는 내륜 쪽으로부터 외륜 쪽으로 토크가 전달되어 과도한 변형을 막이준

다. 노면에 의해 한쪽 타이어만 높아지는 경우에도 선회의 경우와 유사하게 스테빌라이저의 양 끝에서 비틀림 각이 발생되고 이에 따라 생성된 토크는 양쪽 타이어가 같은 높이가 되도록 기여한다.

결국 스테빌라이저는 차체와 타이어의 좌우가 같은 높이일 경우에는 차량의 거동에 영향을 미치지 않으나, 차체와 타이어의 좌우에 편차가 발생하는 경우, 즉 롤이 발생하는 경우에는 차량의 거동에 중요한 영향을 미친다. 스테빌라이저만을 별도로 Fig.2에 도시하였다. 스테빌라이저의 주요 기능인 롤 억제는 주로 BC 부분의 비틀림 변형 에너지를 이용하여 양 끝의 콘트롤 암의 상대운동의 발생을 억제시킨다. 그런데 이 과정에서 AB 부분과 CD 부분에서는 굽힘변형이 발생하고 이는 차체의 거동에 영향을 미치게 된다.

본 논문에서는 세가지 방법으로 스테빌라이저를 모델링하여 이들이 차량의 거동해석에 미치는 영향을 비교하였다.

(1) 스테빌라이저 BC 부분의 비틀림강성을 구하고, 차체가 동가의 롤 강성을 갖도록 스테빌라이저를 부가적인 스프링으로 모델링하였다(Fig.3).

(2) 스테빌라이저 BC 부분의 비틀림강성을 나타내도록 BC 부분을 ADAMS의 BEAM 요소를 이용하여 모델링하였다.

(3) BC 부분의 비틀림 변형 뿐만아니라 AB 및 CD 부분의 굽힘 변형도 고려하기 위하여 ADAMS의 BEAM 요소로 AB, BC, CD의 3부분을 모델링하였다.

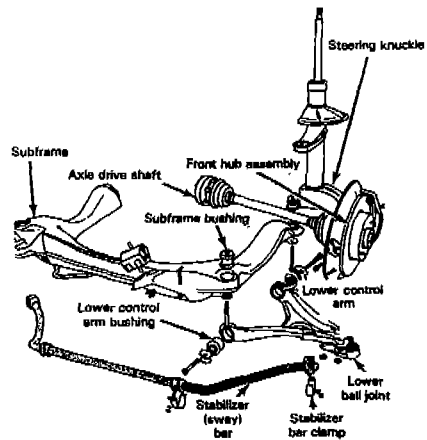


Fig.1 Attachment of Stabilizer Bar

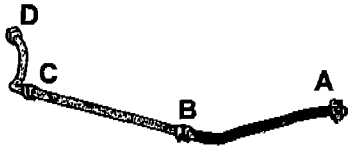


Fig. 2 Stabilizer Bar

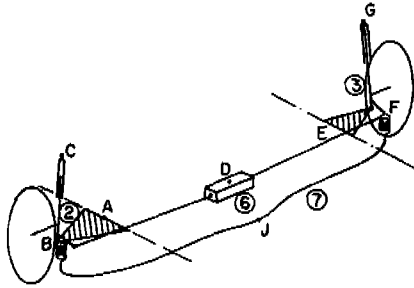


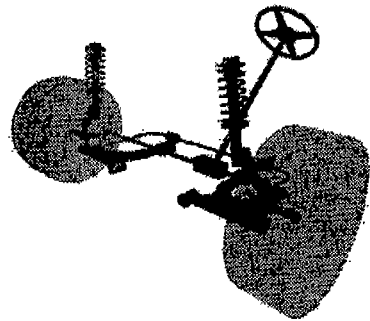
Fig. 3 Equivalent Spring Model

### 3. 차량 모델링

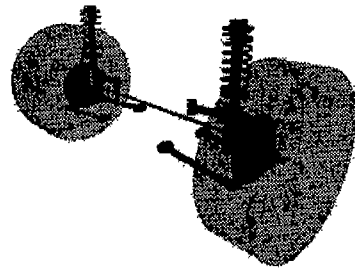
모델 차량의 전륜 현가장치는 맥퍼슨 스트럿(MacPherson strut) 현가장치이고 후륜 현가장치는 멀티링크형 현가장치이다. 이를 Fig. 4과 같이 모델링하였다. 이를 위하여 33개의 강체 요소, 33개의 조인트 요소와 18개의 힘 요소를 사용하였으며, 32개의 부싱 요소를 사용하여 유연성 효과(compliance effects)까지 반영함으로써 차량의 동적거동을 정확히 구현할 수 있도록 모델링하였다. 스프링은 선형스프링 요소를 사용하여 모델링하였으며 속업소바(shock absorber)와 범프 스톱퍼(bump stopper)는 비선형 댐퍼 및 스프링으로 모델링하였다. 차량동역학 해석시 스테빌라이저와 함께 가장 모델링이 힘든 요소로 지적되는 타이어는 수직하중, 캠버각 및 슬립각의 변화에 따른 횡력(lateral force)과 셀프 얼라이닝 토크(self-aligning torque)를 구한 카펫플롯(carpet plot) 데이터를 이용하여 인터플레이션하여 타이어의 작용력을 계산하는 ADAMS/Tire<sup>(10)</sup>를 사용하였다. 이렇게 구성된 차량 모델은 114 자유도를 갖는다.

### 4. 해석결과

차량 성능 시험에 많이 응용되는 J-턴(J-turn) 해석을 수행하기 위하여 'ISO/DP 7401'에 따라 80km/h로 주행중인 차량에 Fig. 5와 같은 계단 조향입력을 가한 해



(a) Front Suspension



(b) Rear Suspension

Fig. 4 Suspension Modeling

석을 수행하고 이를 실차시험 결과와 비교하였다. 이 조향입력은 차체의 거동이 정상상태에 도달하였을 때 차체의 횡가속도가 각각 0.2g, 0.4g 및 0.6g가 되도록 한 값이다. 거동 해석은 3가지의 입력에 대하여 각각 스테빌라이저를 앞 절에서 언급한 바와 같이 3종류로 모델링하여 수행하고 그 결과를 도시하였다. 실차시험에서는 차체의 무게중심부에 자이로미터를 설치하여 차량의 조종성 및 안정성에 중요한 요소인 요속도(yaw rate), 횡가속도(lateral acceleration) 및 롤각(roll angle)을 계속하고 그 결과를 도시하였다. 3가지의 계단 입력에 대하여 실차시험과 해석 결과 중에서 횡가속도는 Fig. 6~9, 요속도는 Fig. 10~13 그리고 롤각은 Fig. 14~17에 도시하였다.

횡가속도의 경우, Fig. 6에 도시한 실차시험과 가장 가까운 결과는 Fig. 9에 도시한 스테빌라이저를 3개의 BEAM 요소로 해석한 결과이다. Fig. 7과 Fig. 8에 도시한 결과는 그 수치에서 약간의 오차를 보이고 있다. 0.6g의 경우에는 Fig. 7에 도시한 등가의 부가적인 스프링을 사용한 모델링이 실차시험과 가장 큰 차이를 보이고 있으며, 0.4g의 경우에는 Fig. 9만이 실차시험과 일치하는 수

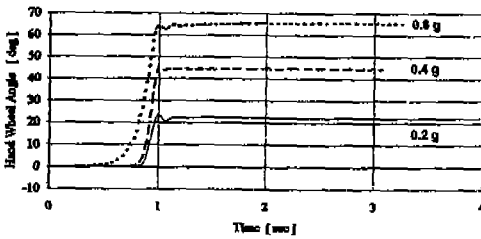
치를 보여주었다. 0.2g의 경우에는 3종류의 모델링 모두가 실차시험보다 조금 큰 수치를 보여주었다. 그러나 유사한 경향을 나타낸다고 볼 수 있으며, 따라서 스테빌라이저 모델링 방법의 변화가 횡가속도의 측면에서 본 차량의 동적 해석 결과에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

요속도의 경우, Fig.10에 도시한 실차시험과 가장 가까운 결과는 Fig.13에 도시한 스테빌라이저를 3개의 BEAM 요소로 해석한 결과이다. Fig.11과 Fig.12에 도시한 결과는 유사한 경향을 나타낸다고 볼 수 있지만 그 수치에서 오차를 보이고 있다. 0.6g의 경우에는 Fig.11과 Fig.12의 피크값에서 그 차이가 크게 나타난다. 0.4g의 경우에는 Fig.11에서의 피크값이 차이를 나타내고 0.2g의 경우에는 3종류의 모델링 모두가 실차시험보다 조금 큰 수치를 보여주었다. 따라서 요속도의 측면에서 본 차량의 동적 해석 결과는 급선회가 될수록 스테빌라이저의 굽힘효과가 영향을 끼치므로 급선회시의 스테빌라이저 모델링은 굽힘효과가 고려된 3개의 BEAM 방법을 사용해야 함을 알 수 있다.

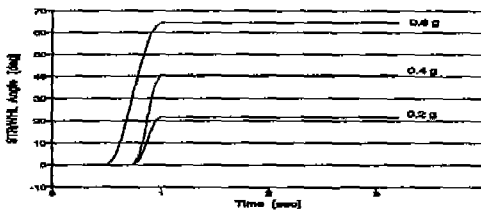
롤 각의 경우, Fig.14에 도시한 실차시험과 유사한 결과는 Fig.17에 도시한 스테빌라이저를 3개의 BEAM 요소로 해석한 결과이다. Fig.15와 Fig.16에 도시한 결과는 매우 큰 오차를 보이고 있다. 즉, 스테빌라이저를 등가

의 추가적인 스프링으로 모델링한 Fig.15의 경우에는 실차시험 결과보다 약 3배의 큰 수치가 나왔다. 그리고 스테빌라이저의 비틀림 강성만을 반영하여 스테빌라이저를 1개의 BEAM 요소로 모델링한 Fig.16의 경우에는 실차시험 결과보다 약 1.5배의 큰 수치가 나왔다. 이런 결과는 등가의 추가적인 스프링에 의한 모델링이나 1개의 BEAM요소를 사용하여 스테빌라이저의 비틀림 변형만을 반영한 모델로는 스테빌라이저의 굽힘 변형 효과를 구현할 수 없었기 때문이다. 이를 통하여 스테빌라이저 양단의 굽힘 변형이 차체의 롤 운동에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 따라서 스테빌라이저를 3개 이상의 BEAM 요소로 모델링하여 굽힘 변형 효과를 반영해 주어야만 차체의 롤 운동을 정확히 해석할 수 있다.

STEP INPUT TEST



(a) Steering Input for Vehicle Test



(b) Steering Input for Simulation

Fig.5 Steering Wheel Angle

STEP INPUT TEST

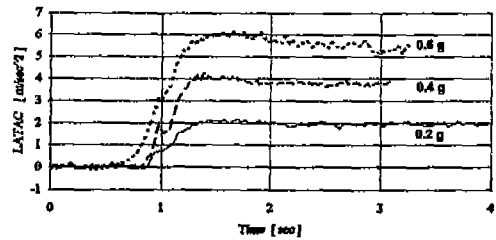


Fig.6 Test Result of Lateral Acceleration

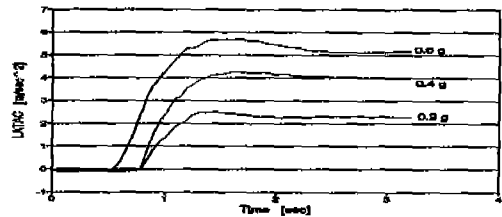


Fig.7 Lateral Acceleration for Spring Model

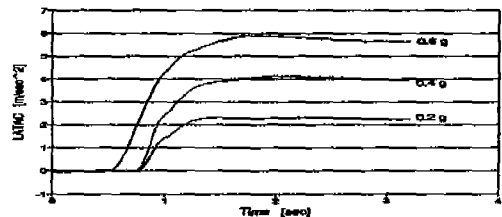


Fig.8 Lateral Acceleration for 1 Beam Model

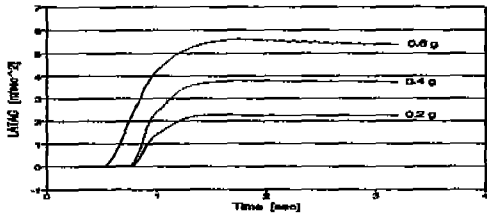


Fig.9 Lateral Acceleration for 3 Beam Model

**STEP INPUT TEST**

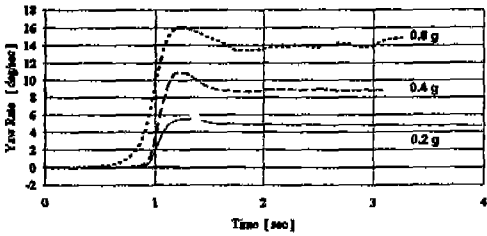


Fig.10 Test Result of Yaw Rate

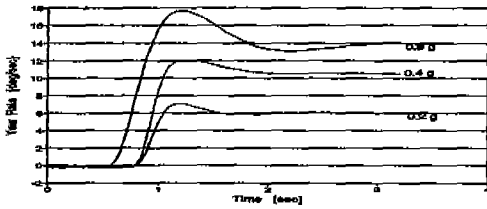


Fig.11 Yaw Rate for Spring Model

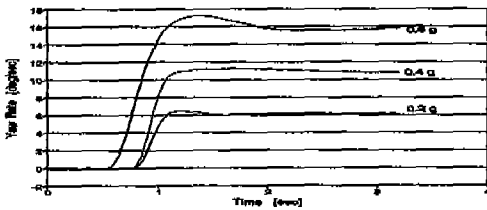


Fig.12 Yaw Rate for 1 Beam Model

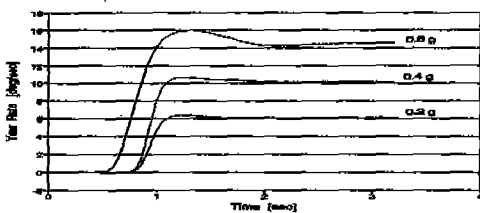


Fig.13 Yaw Rate for 3 Beam Model

**STEP INPUT TEST**

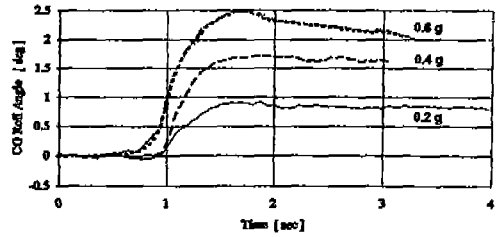


Fig.14 Test Result of Roll Angle

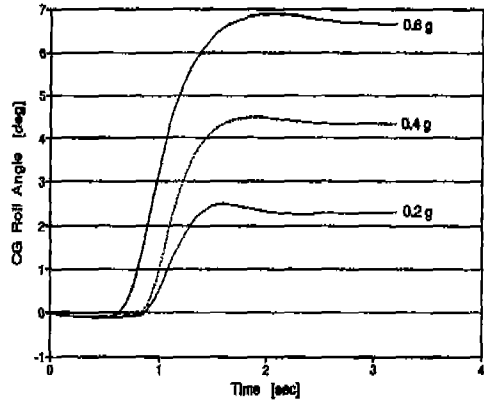


Fig.15 Roll Angle for Spring Model

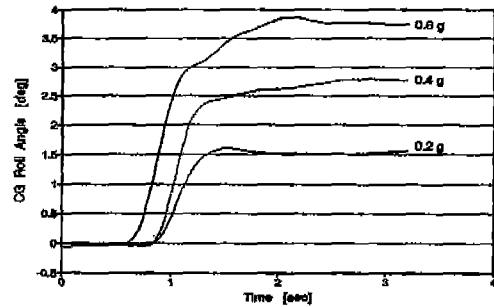


Fig.16 Roll Angle for 1 Beam Model

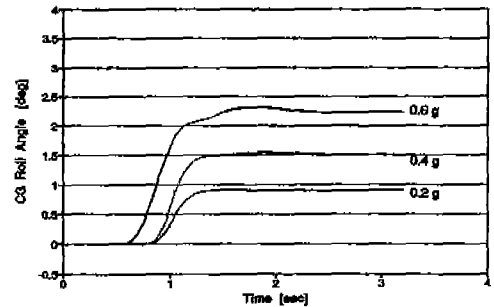


Fig.17 Roll Angle for 3 Beam Model

## 5. 결 론

본 논문에서는 설계단계의 기초 자료를 이용하여 개발 차량의 동적 특성을 미리 예측하기 위하여 ADAMS를 사용한 차량의 동적 모델을 구성하였다. 이러한 모델링 단계에서 어려운 문제점 중의 하나인 스태빌라이저에 대하여 3종류의 모델링 방법을 제시하였다. 첫째, 스태빌라이저의 비틀림 강성을 등가의 롤 강성을 갖도록 부가적인 스프링으로 모델링하였고, 둘째, 스태빌라이저의 비틀림 강성을 나타내기 위하여 BEAM 요소로 모델링 하였고, 셋째, 비틀림 강성 뿐 아니라 스태빌라이저 양 끝의 굽힘 강성까지 반영하기 위하여 3개의 BEAM 요소로 모델링 하였다. 이러한 3종류의 모델을 3가지의 조향 입력에 대하여 각각 해석을 수행한 결과 차체의 횡가속도와 요속도에서는 시험결과와 큰 차이가 없었으나, 차체의 롤 각에서는 굽힘 강성을 고려하지 않은 모델에서는 시험결과와 매우 큰 차이를 보였다. 따라서 보다 정확한 차량 거동 해석을 위해서는 스태빌라이저에서 스펀부의 비틀림 강성 뿐 아니라 스태빌라이저 양단의 굽힘 강성까지도 고려해야 함을 알 수 있다.

## 참 고 문 헌

1. Allen, R.W., Rosenthal, T.J., Szostak, H.T., "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling", SAE paper 870495, 1987.
2. Mabrouka, H., Chen, H.F., Guenther, D.A., "Effect of Lateral Tire Flexibility on the Steering System Dynamic Behavior", SAE paper 910239, 1991.
3. Garrott, R., Scott, R.A., Improvement of Mathematical Models for Simulation of Vehicle Handling, NHTSA, DOT-HS-805-370, 1980.
4. ADAMS/SOLVER Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc., 1994.
5. DADS Reference Manual, Computer Aided Design Software Inc., 1995.
6. McGuire M.K., Guenther D.A., "Longitudinal Suspension Compliance Modeling with ADAMS", SAE paper 930764, 1993.
7. 조병관, 류길하, 강홍대, "상용차 조향계의 진동해석", 한국자동차공학회 논문집 제3권 2호, pp86-94, 1995.
8. Bakker, E., Pacejka, H.B., Linder, L., "A New Tire Model with Applications in Vehicle Dynamics Studies", SAE 890087, 1989.
9. Makita, M., Torii, S., "An Analysis of Tire Cornering Characteristic using a Magic Formula Tire Model", SAE 923063, 1992.
10. ADAMS/Tire User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., 1989.