

유연 차체 차량의 범프 통과 시뮬레이션

Simulation of vehicle having flexible body frame on bump

조영건, 송충섭(현대자동차 샤시선행개발팀)

서론

최근 들어 차체 강성이 차량의 운동 성능에 미치는 영향에 대한 관심이 크게 증대되고 있다. 차체 강성은 토션 및 벤딩 강성과 같은 차량 전체의 특성을 나타내는 전체 강성(global stiffness)과 샤시 부품과 마운팅되는 위치에서의 차체 국소 강성(local stiffness)으로 나누어지며, 각 강성의 특성에 따라서 차량 운동 성능에 각기 다른 영향을 미친다. 차량 주행 중에 발생하는 다양한 방향의 진동에 대해서 주파수 응답 뿐만 아니라 시간 영역에서의 차량 응답 특성을 예측하는 것이 효율적인 차체 강성 설계에 중요한 부분을 차지하며, 또한 승차감 평가에 유용하다.

따라서 차체 강성의 설계를 위해서는 차체와 현가 장치를 동시에 연계하여 해석하는 것이 필요하다. 이에 본 논문에서 ADAMS/FLEX를 이용해서 유연체로 모델링된 차체로 차량을 구성하여, 임팩트를 평가할 수 있는 범프 통과 시뮬레이션을 ADAMS/CAR 환경에서 수행하였다.

모델링

차체는 그림 1 (a)와 같은 FE BIW(Body In White) 모델을 이용하였다. BIW는 차체의 골격을 나타내는 모델이며, 대략 20만개의 노드와 요소로 구성되어 있다. 차체의 요소는 셸 요소를 기본으로 용접을 나타내는 스프링 요소와 강체 요소를 이용하여 셸 요소를 연결하였다. 차체 BIW의 노말 모드는 50Hz이내의 범위에 대해서 표 1에 나타내었는데, 낮은 주파수에서는 차체의 기본적인 모드인 후륜 토션 모드, 전륜 토션 모드, 전륜 측면 벤딩 모드, 전륜 및 후륜 벤딩 모드 등의 전체 강성 특성을 보이며, 높은 주파수로 올라갈수록 국소 강성 모드들을 포함하게 된다.

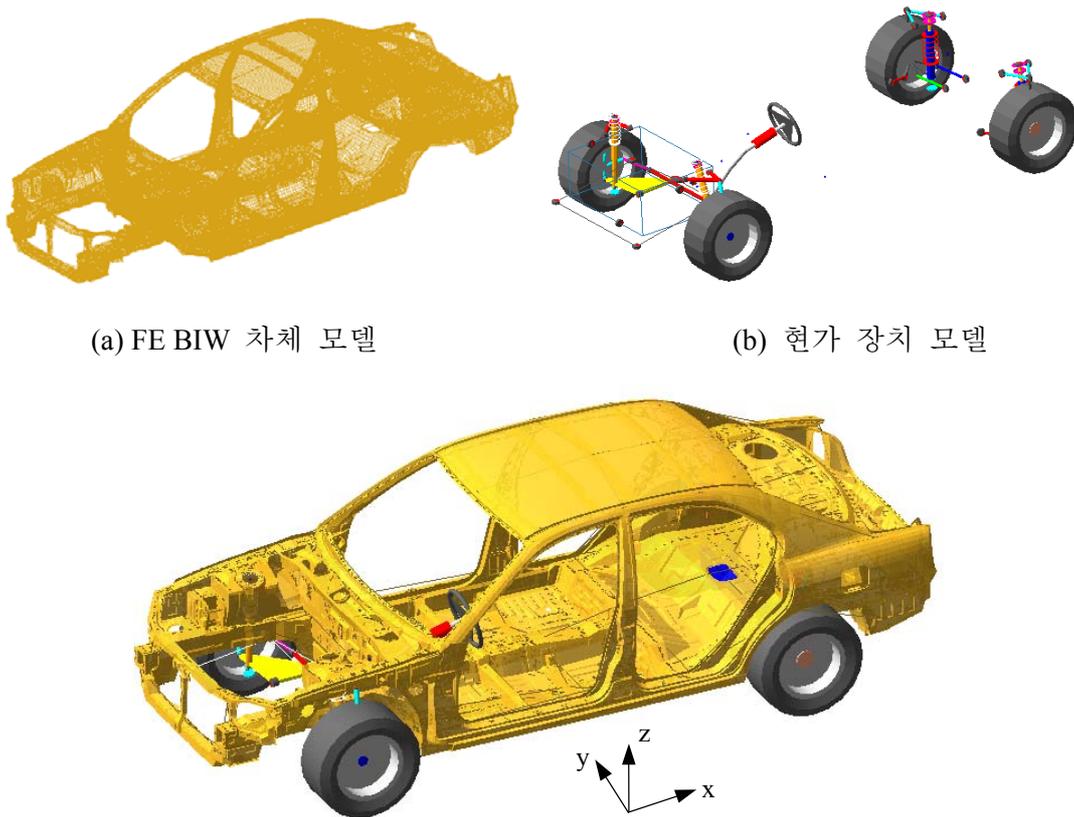
표 1. BIW 차체 노말 모드

모드 형상	Rear Torsion	Front Torsion	Front Lateral Bending	P/Tray Local	Global Bending	Global Bending
주파수	26 Hz	30 Hz	39 Hz	42 Hz	45 Hz	47 Hz

모델링된 FE 차체를 ADAMS/FLEX와 연결하기 위해서 MSC/NASTRAN을 이용해서 component mode synthesis 방법으로 MNF(modal neural file) 형태로 만들었으며, 이

를 ADAMS/CAR 환경에서 강체로 구성된 현가 장치와 mounting part로 연결하였다.

차체와 연결되는 현가 장치의 타입은 그림 1 (b)와 같이 전륜은 High Mount U/Arm 형태의 double wishbone을 사용하였으며, 후륜은 멀티 링크 현가 장치를 사용하였다. 이때 현가 장치의 각 링크들은 차체에 비해 상대적으로 스티프한 특성을 가지고 있으므로 강체로 모델링 하였다. ADAMS/CAR 환경에서 이렇게 연결된 차체-현가 시스템은 그림 1 (c)와 같다.



(a) FE BIW 차체 모델

(b) 현가 장치 모델

(c) FE 차체와 강체 현가계가 연결된 모델

그림 1. 차량 모델

유한 요소로 모델링된 차체와 강체로 모델링된 현가계가 연결되는 마운팅 위치는 전륜 현가 장치 12개, 스티어링 휠 2개, 엔진 T/M 2개, 후륜 현가 장치 14개가 된다. 그래서 유연체 차체에 적절한 위치에 총 30개의 interface part를 설정하였다. 이때 차체 FE 모델의 크기를 줄이기 위해서 비교적 하중 영향이 작은 부싱의 회전 자유도를 제외하여 병진 자유도만을 구속 모드(constraint mode)에 포함시켜, 총 90개의 구속 모드를 구하였으며, 고정-경계 노말 모드(fixed-boundary normal mode)로는 15개 모드를 선택하였다.

따라서 얻어진 전체 모드 갯수는 총 105개로 구성되며, MSC/NASTRAN output 파일을 msc2mnf software를 이용해서 정규 직교화(orthonormalization)을 하여 MNF 포맷

으로 변경하였다. 그런데 전체 105개의 모드 중에서 6개는 강체 모드(rigid body mode)가 되므로, 결국 총 99개의 모드를 구하여 시뮬레이션을 수행하였다.

차체를 BIW로만 구성하였기 때문에, 차체 총 질량이 차체 전체를 나타내는 트림 바디(trimmed body)에 비해서 작은 값을 가지게 된다. 즉 모델링된 BIW는 대략 300kg이고, 엔진과 T/M의 무게는 261kg이므로, 엔진과 T/M을 갖고 있는 BIW는 총 561kg이 된다. 따라서 대상 차량의 KERB 하중(전륜 하중 : 850kg, 후륜 하중 : 511kg)이 되도록 S/Tower 마운팅 위치에 적절한 부가 점 질량(point mass)을 추가하여, 정적 상태에서의 하중이 KERB 하중이 되도록 하였다.

범프 통과 시뮬레이션

본 연구에서는 휠 베이스가 2,700mm인 차량을 35km/h의 초기 속도로 설정된 상태에서 핸들을 고정하고 직선 도로를 주행하다가, 1.00초 후에 전륜이 범프와 충돌하게 되며, 이어 1.28초 후에 후륜이 충돌하는 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 범프 형상은 그림 2와 같은 반-사인(half sine) 형태이다.

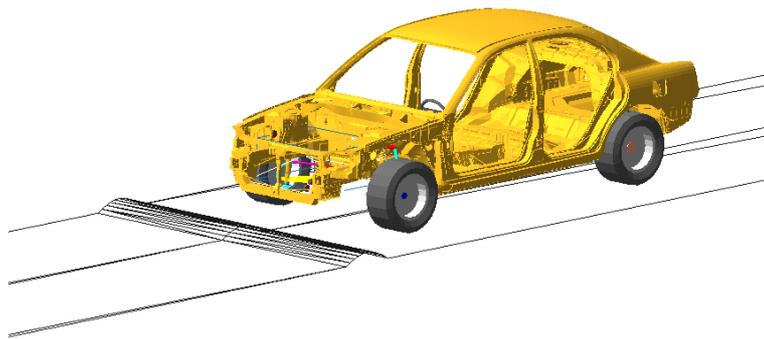


그림 2. 도로 형상 (폭: 500mm, 높이: 90mm)

그림 3에서 전륜 좌측 스피들 수직 하중과 S/Tower의 수직 하중 해석 결과를 강체 차체 모델과 유연체 차체 모델에 대해서 비교하여 나타내었다. 여기에서 유연체 차체 모델과 강체 차체 모두 특성이 유사함을 볼 수 있다. 하중은 1.03초에 스피들 하중 변화가 최대값을 보이고, 1.05초 후에는 S/Tower 하중이 최대 값에 도달하는데, 이러한 지연은 현가계의 S/ABS 등과 같은 댐핑계에 의한 위상 지연 때문이다. 그리고 그림 2와 같은 범프에서는 전륜 바퀴가 대략 0.05초 정도의 짧은 시간동안 범프와 충돌 하기 때문에, 바퀴를 임팩트로 가진하는 특성을 보이게 된다. 따라서 강제 진동 영역에서는 강체 차체와 유연체 차체의 S/Tower 하중 변화는 큰 차이를 보이지 않는다.

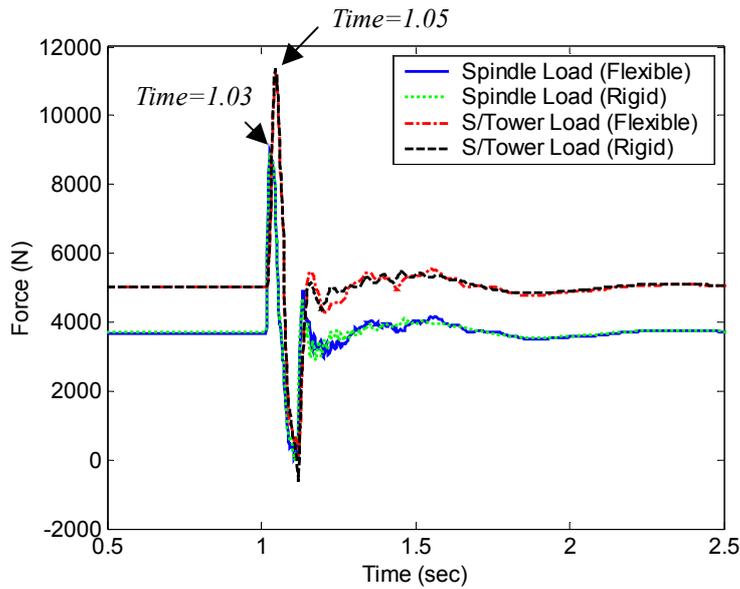
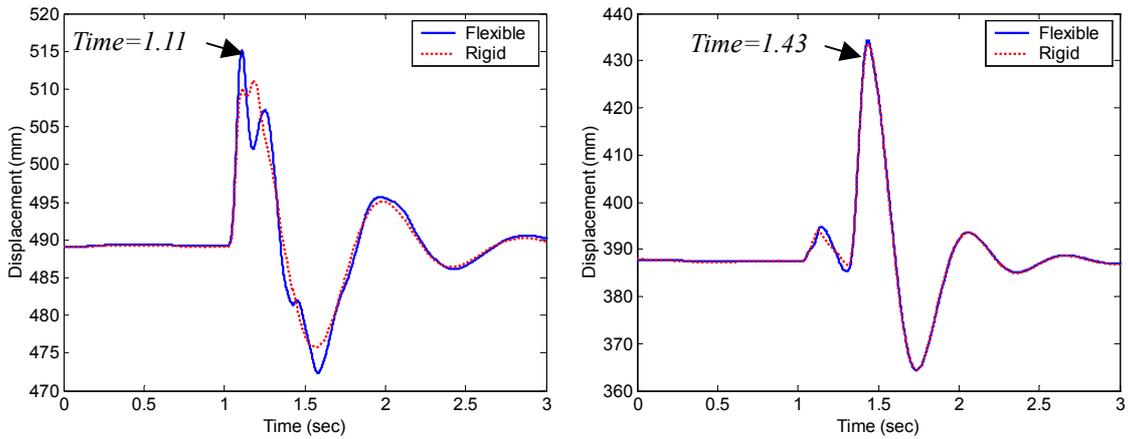


그림 3. FL S/Tower의 z 축 하중

하지만 임팩트의 강제 진동 후에 차체가 자유 진동 상태에 들어가면 그림 4(a)에 서와 같이 차체의 S/Tower 전륜 마운팅 변위는 유연체 차체 모델의 경우 강제 차체 모델에 비해서 최대값이 15% 증대가 된다. 이는 그림 5(a)와 같은 형상을 보이는 유연 차체의 대쉬 전단부의 전체 벤딩 때문으로, 엔진 룸의 낮은 벤딩 강성으로 인 해서 동일한 수직 하중에 대해 차체의 변형이 더 크게 나타나게 된다. 따라서 차체 의 벤딩 강성이 포함되어 시뮬레이션 되어야 정확한 차량 운동 특성에 대한 해석 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한 전륜 Bump stop 하중은 유연체 차체 모델 의 경우 강체의 것에 비해 12% 낮게 해석되었는데, 이는 마찬가지로 차체 대쉬 전 단부의 벤딩 변형에 의해서 전륜 bump stop의 변형량이 더 작아지기 때문이다. 이러 한 차이는 전륜 bump stop과 같이 비선형 하중 특성을 가지고 있는 요소에서 잘 나 타난다.

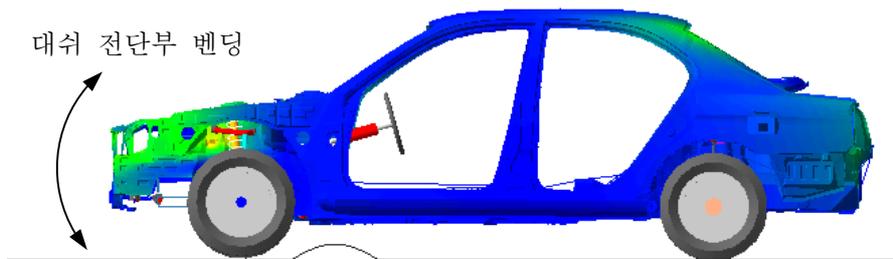
그림 4(b)에서와 같이 후륜 S/Tower 변형량을 보면, 전륜이 범프와 충돌하는 1.11 초에는 전륜 S/Tower와 같이 차이를 보이지만, 후륜이 충돌하는 1.43초에는 강체와 유연체의 차이가 거의 없음을 볼 수 있다. 이는 그림 5(b)에서 1.43초 때의 차체 변형 형상을 보면 알 수 있듯이, 후륜의 벤딩 강성은 전륜 강성에 비해서 충분히 크기 때문에, 후륜의 충격에 대해서는 차체의 후륜 변형이 거의 생기지 않기 때문 이다.



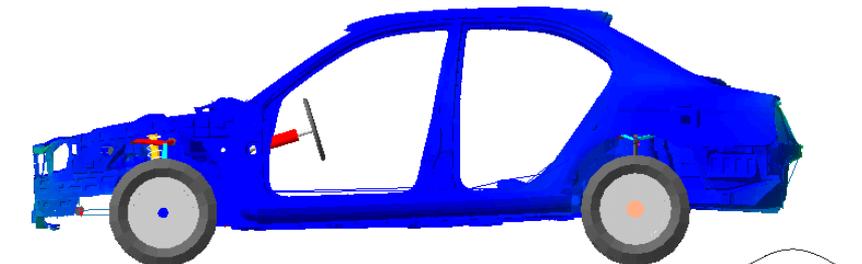
(a) 전륜

(b) 후륜

그림 4. 좌측 S/Tower 마운팅 부위의 z축 변위



(a) Time=1.11sec



(b) Time=1.43sec

그림 5. 차체 변형 형상 (Side view)

차체의 국소 강성의 영향을 보기 위해서, 후륜에서의 임팩트 필을 나타내는 후륜 트레일링 암 부싱의 x 방향 하중을 그림 6에 나타내었다. 여기에서 유연체의 변형으로 유연체 모델의 하중이 강체 하중에 비해서 peak to peak이 9% 정도 감소한다. 이는 그림 7에서의 차체 변형 형상과 같이 충격에 의한 트레일링 암의 차체 마운팅 부위의 국소 변형 때문이라는 것을 볼 수 있다.

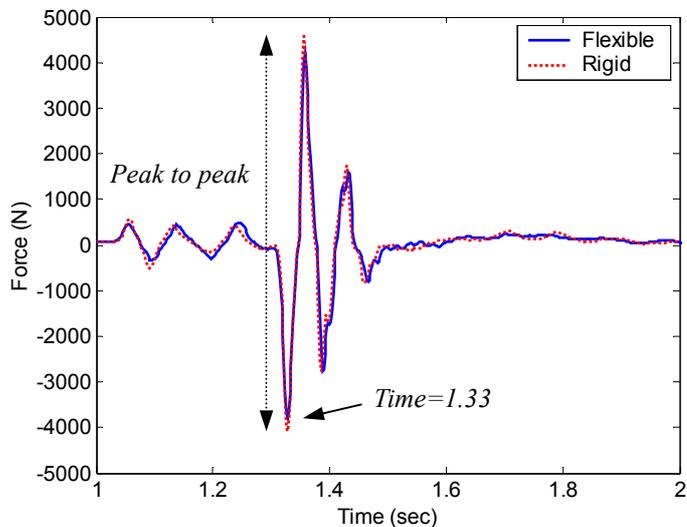


표 2. Peak to Peak 하중

Flexible	Rigid	Percentage
7,967N	8,673N	9%

그림 6. RL 트레일링 암 부싱 x축 하중 (차체 마운팅)

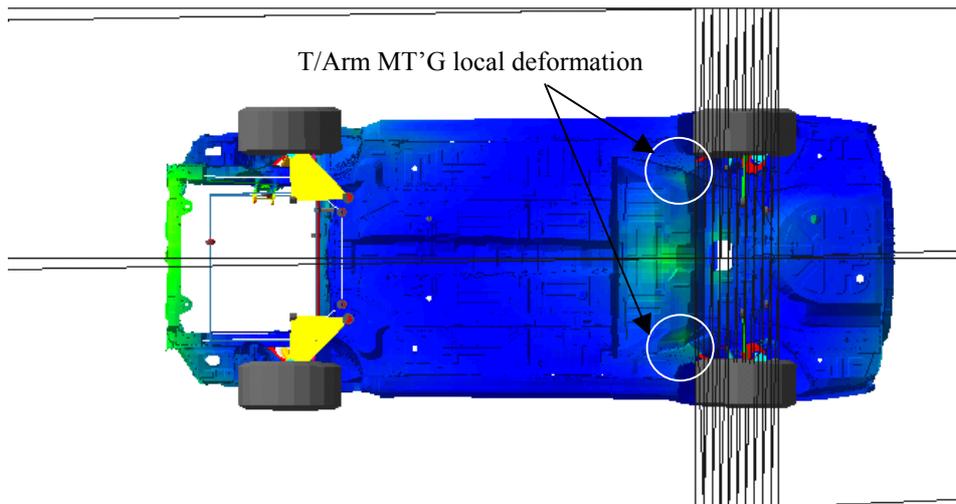


그림 7. 1.33초 때의 차체 변형 형상 (Bottom view)

유연체 차체의 국소 변형에 의한 T/Arm 차체 마운팅 부싱의 하중 특성과 강체로 된 차체와의 비교를 위해, 강체 차체 모델의 T/Arm의 radial 강성을 그림 8과 같이 50% 증대, 50% 감소시켜, 그 결과 아래에 나타내었다. 여기에서 T/Arm 부싱의 강성을 증가시키면, 응답 특성은 빨라지고 하중은 100%에 비해 크게 증가함을 볼 수 있다. 반면에 부싱 강성을 낮추면 응답 특성이 늦어지지만 하중 크기는 큰 변화가 없다. 따라서 강체 차체의 모델에서 단순히 마운팅 부싱의 강성의 변화만으로는 유연체 차체의 응답 특성을 나타내기 어렵다는 것을 알 수 있다.

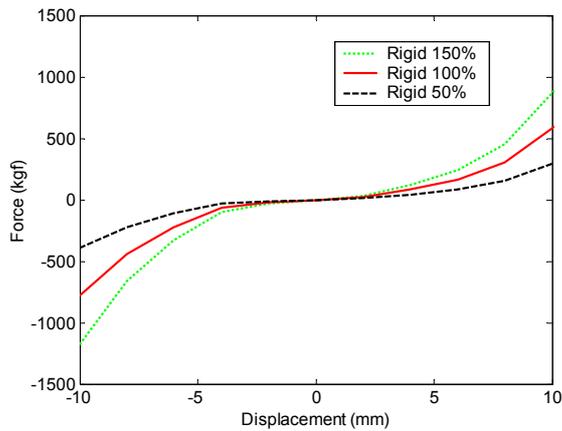


그림 8. T/Arm radial 부싱 특성

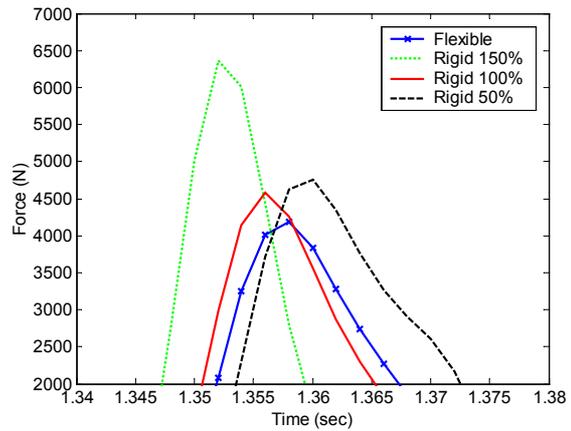


그림 9. 부싱 변경에 따른 하중 변화

결론

유연체로 차체로 구성한 차량 모델과 강체 차량 모델을 반-사인의 범프 통과 시물레이션을 수행한 결과, 차체의 전체 강성 및 국소 강성에 의해서 유연체 차체 모델이 강체 차체 모델에 비해서 전륜 S/Tower 변위는 12% 크게 나타났으며, 후륜 T/Arm 하중은 9% 낮은 결과를 얻게 되었다. 이러한 이유는 전륜의 경우 대시 전단부의 벤딩에 의해서 전륜 현가 장치의 마운팅 위치의 상하 운동이 증폭되었으며, 후륜의 경우 벤딩 강성이 충분히 강하기 때문에 트렁크 룸의 벤딩은 나타나지 않았지만, 트레일링 암의 차체 마운팅의 경우 국소 변형이 나타났기 때문이다.

차체 강성에 의한 응답 특성 변화는 단순히 강체로 된 차체의 마운팅 부싱만으로는 정확하게 나타내기 어렵다. 따라서 승차감 및 내구 평가 시물레이션을 위해서는 차체의 유연체 모델이 포함되어 해석이 되어야만 정확한 차체 변형 특성을 얻을 수 있으며, 정확한 하중 이력을 또한 구할 수 있다.

참고 문헌

- [1] Gisli Ottarsson, "Modal Flexibility Method in ADAMS/Flex," Mechanical Dynamics Inc., August 2000.
- [2] Yuan Zhang, Paul Xiao, Tim Palmer, Akbar Farahani, "Vehicle Chassis/Suspension Dynamics Analysis – Finite Element Model vs. Rigid Body Model," SAE 980900, 1998.
- [3] J. A. Morgan, C. Pierre, G. M. Hulbert, "Calculation of Component Mode Synthesis Matrices From Measured Frequency Response Functions, Part 1: Theory," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 120, April, 1998, pp. 503-508.
- [4] Prasad Kodali, David Scheper, Hyung-Joo Hong, Birchmeier, "Simulation Proving Ground Rough Road Vehicle Loads," North American ADAMS user conference, 2001.