

〈논 문〉 SAE NO. 96370033

샤시의 강성이 운전석 승차감에 미치는 영향 분석

Effect of Chassis Flexibility on Ride Quality

김 광 석*, 유 완 석**, 이 기 호***, 김 기 태***
K. S. Kim, W. S. Yoo, K. H. Lee, K. T. Kim

ABSTRACT

Dynamic analysis of a three-axle heavy truck is carried out with rigid body model and flexible body model. To see the effects of chassis flexibility, the chassis is modeled as flexible body. The mass matrix, stiffness matrix, and vibration normal modes of the chassis are obtained by a finite element analysis program, and four vibration normal modes are used in the flexible body model. The vehicle model consisting of a frame, a cab, suspensions, an engine, a deck, a seat, and tires, has total 77 degrees of freedom. The result shows that the peaked acceleration in the flexible model is lower than that of the rigid body model.

주요기술용어 : Multibody Dynamics(다물체 동역학), Flexible(탄성), Ride Quality(승차감), Modal Coordinate(모우드좌표)

1. 서 론

여러개의 물체로 구성되어 있는 시스템의 동역학을 다루는 분야를 다물체동역학(multibody dynamics)이라고 한다. 자동차를 여러개의 물체가 결합된 시스템으로 생각하면, 자동차의 동적 거동은 다물체동역학의 문제로 귀착될 수 있다. 일반적으로 이와 같은 다물체동역학을 이용한 차

량의 동특성 해석에서는 샤시의 탄성효과를 무시하고 강체로 가정하여 해석하고 있으나, 강체로 고려한 경우의 시스템 동특성은 탄성체로 고려한 경우와는 차이를 가지고 있다.

부품의 탄성 변형을 고려하기 위해서는 일반적으로 유한요소 모델이 사용되며, 변형을 표현하는 좌표로서는 절점좌표(Nodal coordinate)와 모우드좌표(Modal coordinate)의 두가지 방법이 사용된다. 절점좌표를 이용하여 해석할 경우 유한요소 모델에 따라서 수천 내지 수만의 자유도를 가지게 되므로, 이렇게 많은 절점좌표의 자유도를 사용하는 것은 컴퓨터의 사용시간과 효율

* 정희원, 부산대 원
** 정희원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소
*** 현대자동차 상용차연구부

이란 측면에서 여러가지 어려움이 수반되고 있다. 이때문에 ADAMS와 같은 상용프로그램에서는 슈퍼 엘리먼트(super element)기법을 사용하여 절점좌표의 자유도 수를 가능한한 줄여서 사용하고 있다. 절점좌표와는 달리 유한요소 해석을 통해 얻어진 변형모우드(deformation mode)를 사용하여 탄성효과를 고려하는 방법이 모우드 좌표를 사용하는 방법이다. 모우드좌표를 사용할 경우 시스템의 동특성에 기여도가 큰 몇개의 진동모우드(vibration modes) 또는 정적 변형모우드(static modes)만을 고려하므로 자유도의 증가에 따른 문제점은 발생하지 않지만, 공학자의 판단에 따라 선택되는 모우드가 크게 달라지는 어려움이 있다. DADS와 같은 상용 프로그램에서는 후자의 방법을 사용하고 있다.

본 논문에서 모델링된 차량은 15톤 덤프트럭으로써, 프레임을 탄성체로 고려하여 NASTRAN을 통해 유한요소 해석을 한 후 이 결과 얻어진 4개의 진동모우드를 DADS의 입력데이터로 사용하였다. 차량이 지그재그 범퍼(zigzag bumper)를 통과할때, 그리고 전 대역의 주파수 성분을 모두 가지는 백색잡음 노면을 달릴때의 시뮬레이션을 통하여 강체모델과 탄성체모델을 비교하였다.

2. 차량 모델링

2.1 현가장치 모델

2.1.1 앞쪽 현가장치(front suspension) 모델

앞쪽 현가장치의 모델링에는 사시를 포함하여 12개의 물체가 6개의 회전조인트(R, revolute joint), 5개의 구면조인트(S, spherical joint), 2개의 병진조인트(T, translational joint), 1개의 유니버설조인트(U, universal joint)로 연결된 것으로 모델링하였다. 또한 4개의 TSDA(translational spring damper actuator) 요소를 사용하여 실제 기구에서 사용된 코일스프링과 뎀퍼의 기능을 모델링하였다. 이를 Fig.1에 표시하였으며, 이 부분의 자유도는 7이다.

2.1.2 뒷쪽 현가장치(rear suspension) 모델

뒷쪽 현가장치의 모델링에는 사시를 포함하여

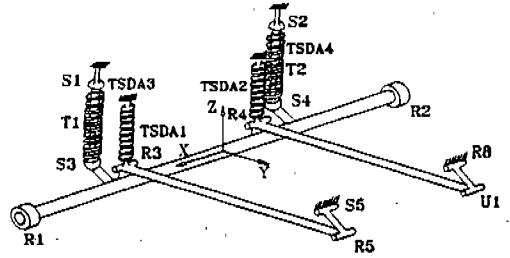


Fig.1 Front suspension

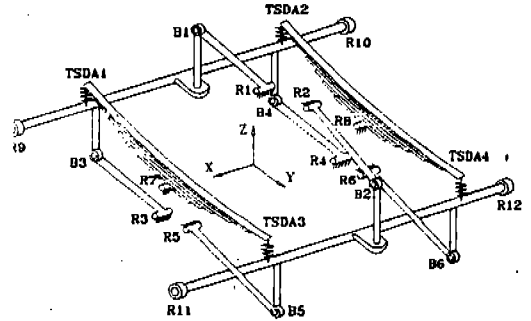


Fig.2 Rear suspension

15개의 물체가 12개의 회전조인트, 6개의 부싱(B, bushing), 4개의 TSDA 요소로써 모델링하였다. 겹판스프링(leaf spring)요소를 1개의 물체와 1개의 회전조인트, 그리고 2개의 TSDA 요소로 모델링하였다. 뒷쪽 현가장치의 모델을 Fig.2에 나타내었으며, 이 부분의 자유도는 24이다.

2.2 캡(cab) 모델

캡 부분은 사시를 포함하여 15개의 물체가 4개의 원통조인트(C, cylindrical joint), 3개의 회전조인트, 4개의 구면조인트, 1개의 병진조인트, 1개의 브래킷조인트(BR, bracket joint), 7개의 부싱, 7개의 TSDA 요소로 모델링하였다. 이를 Fig.3에 표시하였으며, 이 부분의 자유도는 30이다.

2.3 엔진 모델

엔진은 4개의 부싱요소를 사용하여 사시 위에

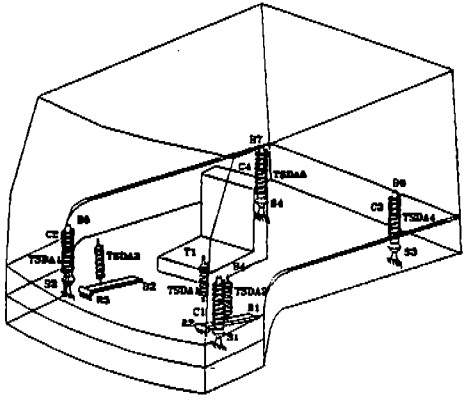


Fig.3 Cab and seat model

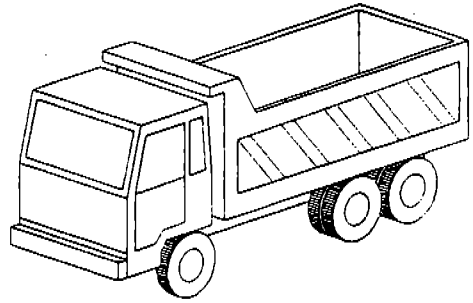


Fig.5 Full car model(15ton dump truck)

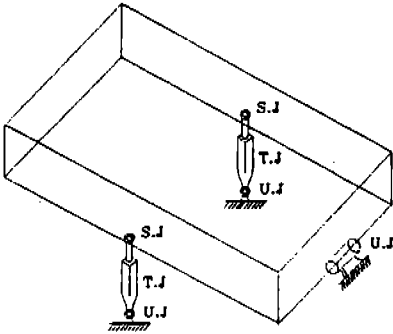


Fig.4 Deck model

마운드시키는 것으로 모델링하였다. 이 부분의 자유도는 6이다.

2.4 데크(deck) 모델

데크는 샤시를 포함하여 6개의 물체와 2개의 병진조인트, 2개의 구면조인트, 3개의 유니버설 조인트(U, universal joint)로 모델링하였다. 이를 Fig.4에 표시하였다. 이 부분의 자유도는 2이다. 하지만 전체 차량모델의 해석에서는 구속 조건을 주어서 데크가 움직이지 못하도록 고정시켰다.

2.5 전체 차량의 강제 모델링

각각의 모델링을 기초로 전체적으로 구성된 차

Table 1 D. O. F of full vehicle model

물체(body) 50개 * 7 dof/body=350 좌표		
Euler parameter		
구속식 1개	/body × 50 =	-50
1 Ground	1개 × 6구속식 =	-6
B. 조인트	4개 × 6구속식 =	-24
C. 조인트	4개 × 4구속식 =	-16
R. 조인트	21개 × 5구속식 =	-105
S. 조인트	11개 × 3구속식 =	-33
T. 조인트	5개 × 5구속식 =	-25
U. 조인트	4개 × 4구속식 =	-16
구동구속식	1개 × 4구속식 =	-1
전체		74DOF

량의 모델링을 Fig.5에 표시하였다. 전체차량모델의 자유도를 계산해 보면 Table 1과 같다.

2.6 프레임의 탄성체 모델링

프레임의 유한요소 모델은 MSC/NASTRAN을 사용하여 Fig.6과 같이 158개의 절점과 163개의 요소를 가진 3차원 요소로 구성하였다. 경계조건 없이 진동모드를 계산해 보면 처음 6개의 강제모드와 계속해서 저차 모드로부터 고차 모드까지 얻을 수 있다. 탄성체해석에서는 처음의 강제모드 6개를 제외한 7번째부터 10번째 모드까지를 사용하였으며, 이를 Fig.7과 Table 2에 표시하였다. 전체차량의 강제모델과 비교해서 증가된 자유도 수는 모드

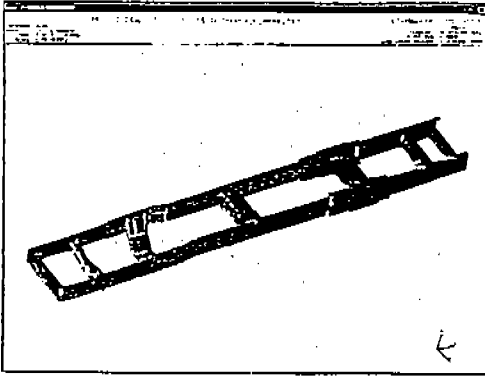
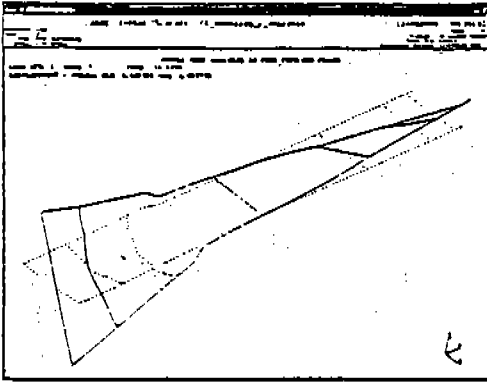


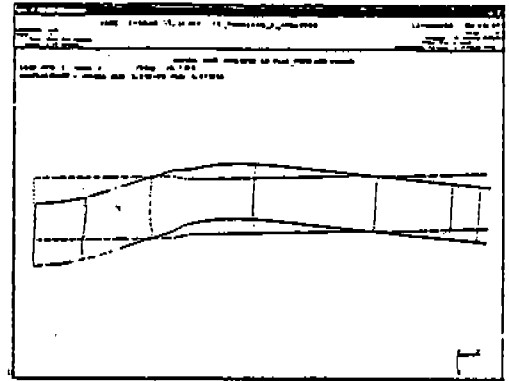
Fig.6 Finite element model of the frame

Table 2 Frequencies and modes of the frame

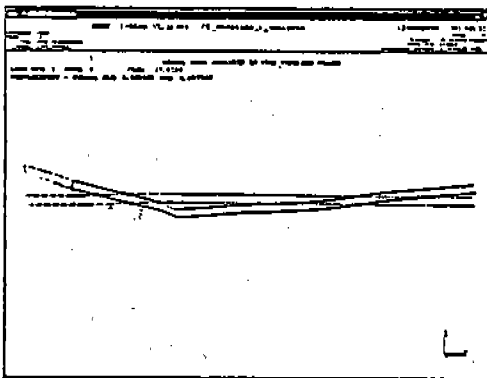
모우드 번호	고유진동수 (Hz)	모우드 형태
7	18.44542	Torsion around y axis
8	20.73926	Bending around z axis (Lateral)
9	27.01990	Bending around x axis
10	37.37068	Torsion around y axis



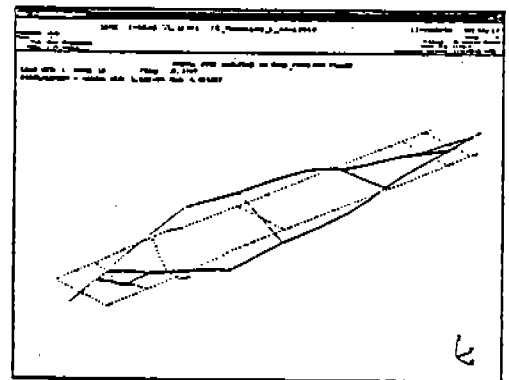
(a) 7th vibration normal mode



(b) 8th vibration normal mode



(c) 9th vibration normal mode



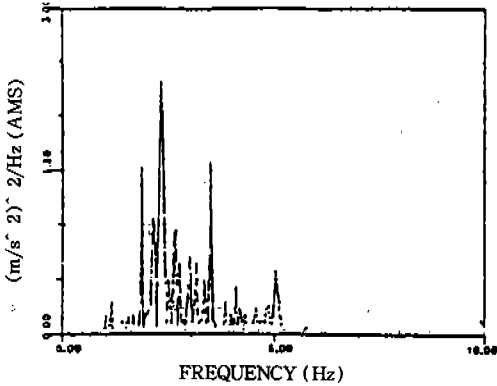
(d) 10th vibration normal mode

Fig.7 Vibration normal modes of the frame

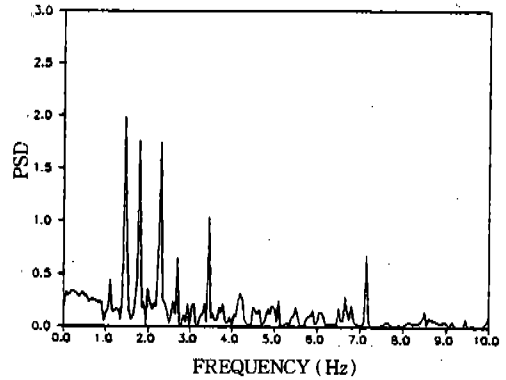
Table 3 Frequencies for peaked accelerations of the cab

CAB.F		CAB.M		CAB.R	
Experiment	Simulation	Experiment	Simulation	Experiment	Simulation
1.8, 2.1, 2.2, 2.5, 3.5	1.5, 1.8, 2.3, 2.7, 3.5	1.1, 1.8, 2.1, 2.3, 2.6, 3.5	1.1, 1.5, 1.8, 2.1, 2.3, 2.6, 3.5	1.8, 2.1, 2.2, 2.6, 3.5	1.1, 1.5, 1.8, 2.1, 2.3, 2.6, 3.5

(Hz)



(a) Actual test data



(b) Model data

Fig.8 Vertical acceleration PSD of the CAB. F

갯수 4개로 총 자유도수는 78이 된다. 하지만 탄성체 프레임의 효과때문에 생기는 데크의 자유도를 없애기 위해서는 1개의 구동구속식이 더 추가되어야 하고 따라서 총 자유도 수는 77이 된다.

3. 시험데이터와의 비교 및 모델링 검증

운전석의 승차감에 가장 큰 영향을 미치는 캡 부분의 모델에 대해 실제 시험데이터와 비교하여 모델링의 신뢰성을 검증하였다. Fig.3의 캡모델에서 실제 시험시 캡의 가진변위를 2점에서 측정하여 이를 모델링의 가진입력으로 사용하였다. 그리고 실제시험시 3점(캡의 앞부분(CAB. F), 캡의 중간 부분(CAB. M), 캡의 뒷부분(CAB. R))에서 측정된 수직방향 가속도의 극값(peak value)을 시뮬레이션을 통해 구한 가속도 극값과 비교하였다. 이를 Table 3과 Fig.8, Fig.9,

Fig. 10에 표시하였다. Table 3에서 볼 수 있듯이, 시험결과와 시뮬레이션 결과는 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 캡 모델의 정확성을 확인하였으므로 전체차량에서의 응답은 시뮬레이션을 통해 구하였다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 지그재그 범퍼에서의 동적 응답

차량이 일정한 속도(20km/h)로 Fig.11과 같은 장애물을 통과할 때 프레임의 무게중심점과 운전석에서의 수직방향 가속도 응답을 Fig.12, Fig.13에 나타내었다. 범퍼의 설계는 Fig.11에서 보는 바와 같이 15톤 덤프 트럭의 3개 축간 간격이 각각 3.29m, 1.3m이므로 이 데이터를 기준으로 하여 최악의 조건을 설계하였다. 즉 앞축과 뒷쪽부분의 앞쪽 축간 간격이 3.29m 이므로 범퍼의 간격을 이 크기로 하고, 앞의 왼쪽 바퀴

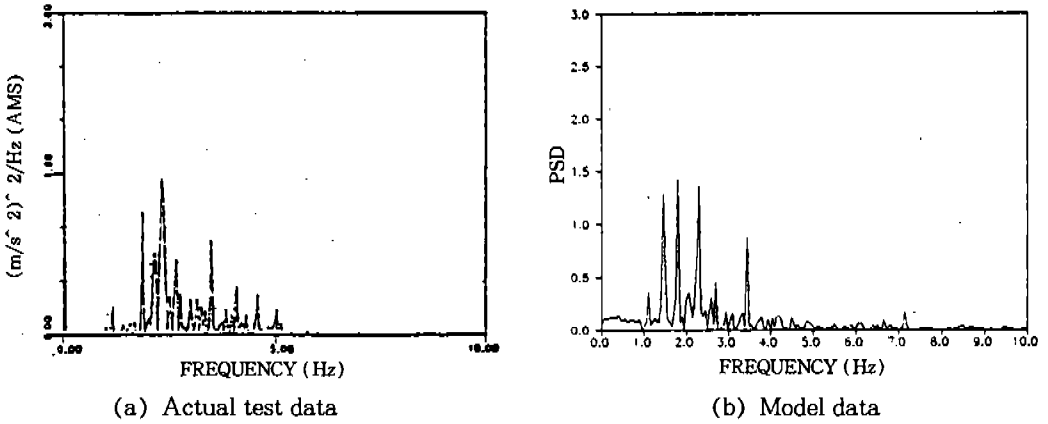


Fig.9 Vertical acceleration PSD of the CAB. M

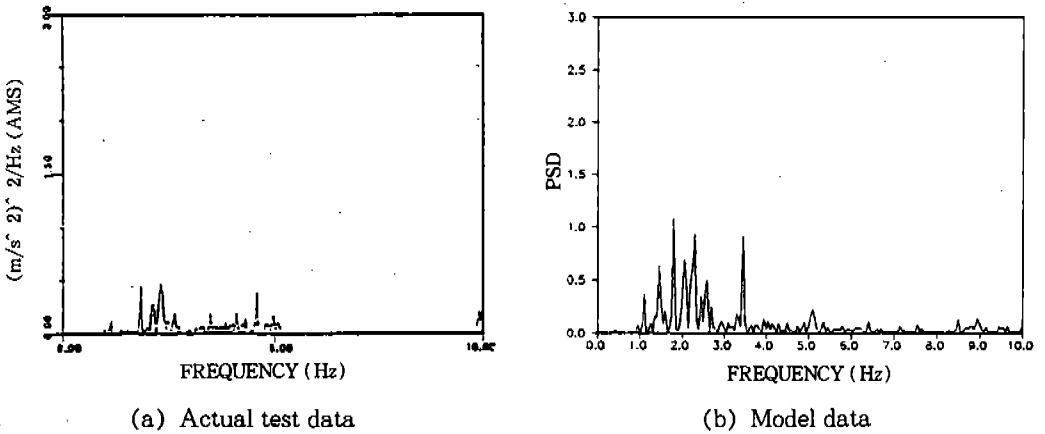


Fig.10 Vertical acceleration PSD of the CAB. M

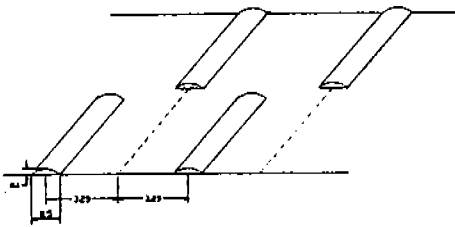
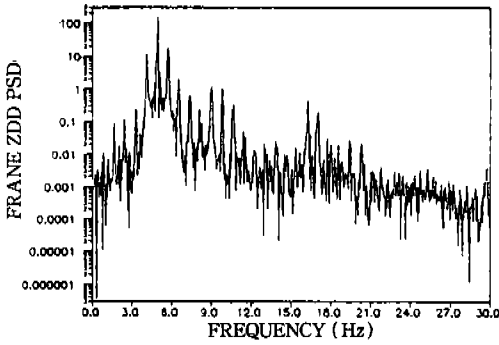


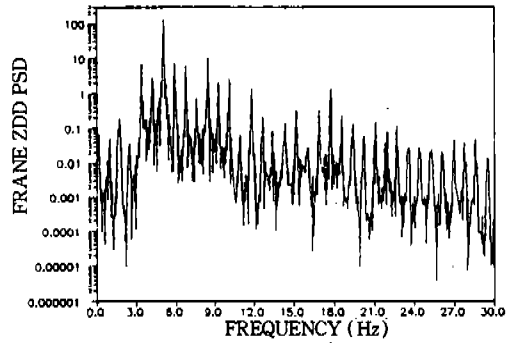
Fig.11 Zigzag bumper

가 범퍼를 만날때 뒤의 오른쪽 바퀴가 동시에 범퍼를 만나도록 지그재그 형태로 구성하였다. Fig.12(a)는 강체모델의 경우 프레임의 무게중심점에서의 가속도 PSD를 표시한 그림이고,

Fig.12(b)는 탄성체모델의 경우 프레임의 무게중심점에서의 가속도 PSD를 표시한 그림이다. 여기서 보면 탄성체 모델의 경우가 강체모델의 경우보다 최대 피크의 크기가 작음을 알 수 있다. 또한 30Hz까지의 전 주파수 대역에 걸쳐 강체모델보다 큰 에너지를 가지고 있음이 확인되는데 이는 프레임의 탄성효과에 의한 영향으로 사료된다. 가속도 응답을 보면 프레임 무게중심점에서 강체모델의 평균 가속도는 0.44 g 정도이고, 탄성체 모델의 경우는 0.41 g로서 탄성체 모델의 경우가 강체모델보다 가속도응답이 더 작음을 알 수 있다. Fig.13(a)는 강체모델의 경우 운전석의 가속도 PSD를 표시한 그림이고, Fig.13(b)는 탄성체모델의 경우 운전석의 가속도 PSD

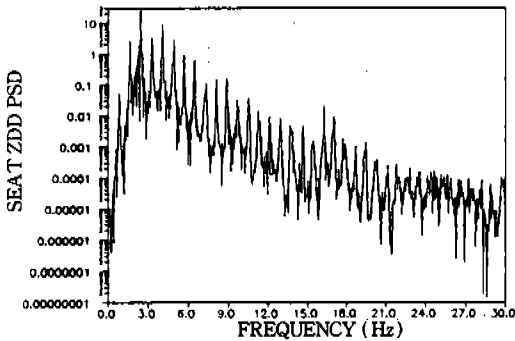


(a) Rigid model

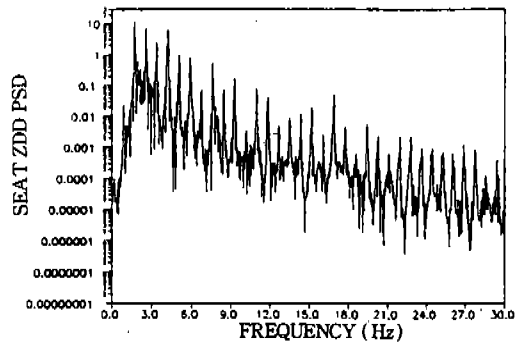


(b) Flexible model

Fig.12 Vertical acceleration PSD of the frame(Zigzag bumper)



(a) Rigid model



(b) Flexible model

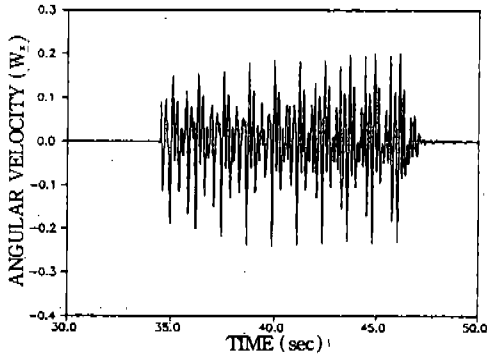
Fig.13 Vertical acceleration PSD of the frame(Zigzag bumper)

를 표시한 그림이다. 프레임의 경우와 마찬가지로 탄성체 모델의 경우가 강체모델의 경우보다 최대 피크의 크기가 작음을 알 수 있다. 가속도를 비교해 보면 강체모델의 경우 평균 가속도가 0.26 g 인데 반해 탄성체 모델의 경우는 0.17 g로서 상당한 차이가 있음을 확인할 수 있다. Fig.14(a)는 강체모델의 경우 운전석의 피칭운동에 관한 가속도를 표시한 그림이고, Fig.14(b)는 탄성체모델의 운전석의 피칭운동에 관한 가속도를 표시한 그림이다. 탄성체 모델의 경우가 강체모델에 비해 그 크기가 작는데, 이는 프레임의 탄성효과에 의해 변형에너지의 형태로 분산된 것으로 사료된다. Fig.15(a)는 강체모델의 경우 운전석의 롤링운동에 관한 가속도를 표시한 그림이고, Fig.15(b)는 탄성체모델의 운전석의

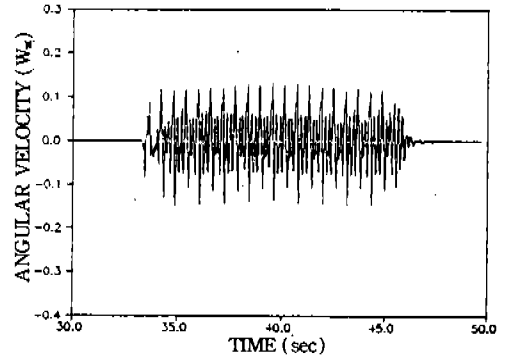
롤링운동에 관한 가속도를 표시한 그림이다. 여기서는 탄성체 모델의 경우가 강체모델에 비해 그 크기가 큰데, 이는 범퍼사이의 거리, 차량의 속도, 비틀림모드의 상관관계 때문인 것으로 보인다.

4.2 가상 노면에서의 동적 응답

차량이 일정한 속도(60km/h)로 Fig.16과 같은 가상노면을 통과할 때 프레임의 무게중심점과 운전석에서의 수직방향 가속도 응답을 Fig.17, Fig.18에 나타내었다. 가상노면의 형상은 최대진폭 7mm, 평균진폭 2.7mm 정도로 생각하고 랜덤함수를 사용하여 구성하였다. Fig.16(a)는 가상노면 형상의 일부분을 표시한 그림이고 Fig.16(b)는 주파수 영역에서 표시한 그림이다. Fig.

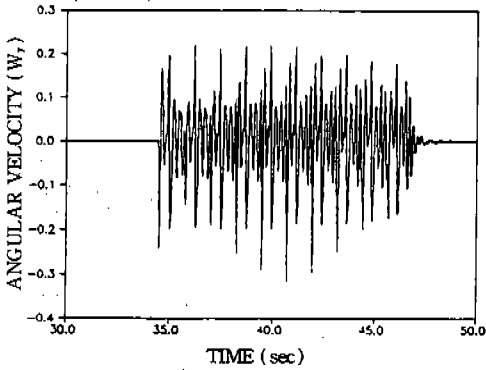


(a) Rigid model

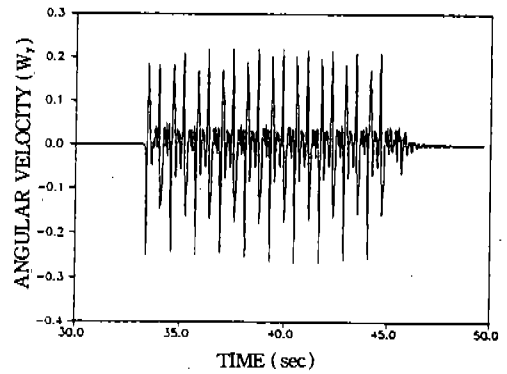


(b) Flexible model

Fig.14 Angular velocity of the seat in x-dir (pitching motion, Zigzag bumper)

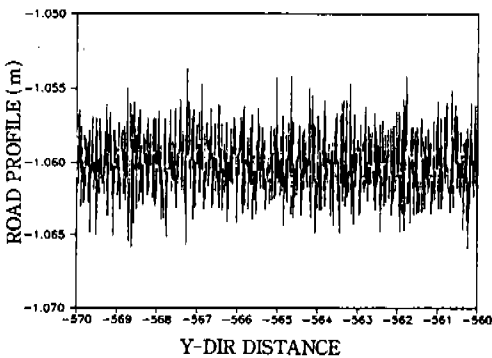


(a) Rigid model

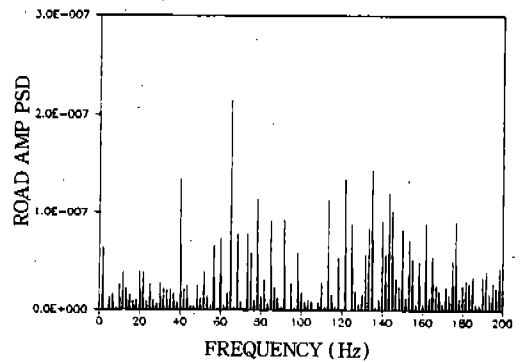


(b) Flexible model

Fig.15 Angular velocity of the seat in y-dir (Rolling motion, Zigzag bumper)

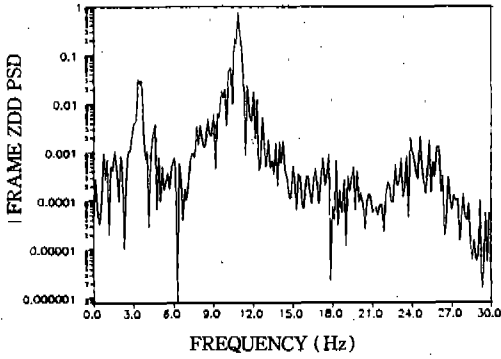


(a) Virtual road profile

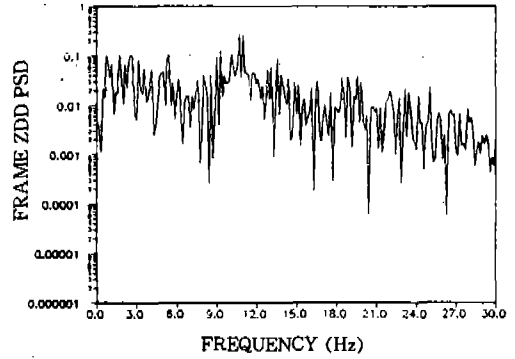


(b) PSD of the virtual road

Fig.16 Virtual road profile

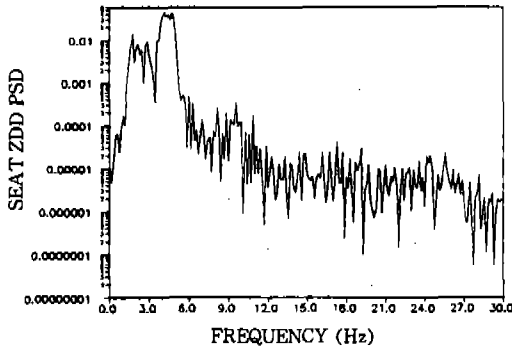


(a) Rigid model

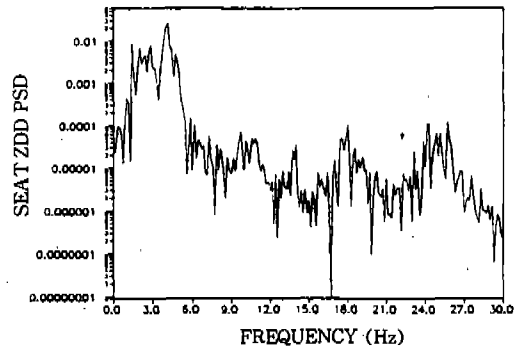


(b) Flexible model

Fig.17 Vertical acceleration PSD of the frame(Virtual road profile)



(a) Rigid model



(b) Flexible model

Fig.18 Vertical acceleration PSD of the seat(Virtual road profile)

17(a)는 강체모델의 경우 프레임의 무게중심점에서의 가속도 PSD를 표시한 그림이고, Fig.17(b)는 탄성체모델의 경우 프레임의 무게중심점에서의 가속도 PSD를 표시한 그림이다. 여기서 보면 탄성체모델의 경우가 강체모델의 경우보다 최대 피크의 크기가 작음을 알 수 있다. 반면 탄성체모델의 경우는 강체모델에 비해 전 주파수 대역에 걸쳐 보다 큰 에너지를 가지고 있는데 이는 전 주파수 대역에 걸쳐 보다 많이 진동하고 있음을 나타낸다. 하지만 에너지 크기의 관점에서 보면 그 진폭은 아주 작음을 예측할 수 있다. Fig.18(a)는 강체모델의 경우 운전석의 가속도 PSD를 표시한 그림이고, Fig.18(b)는 탄성체모델의 경우 운전석의 가속도 PSD를 표시한 그림

이다. 프레임의 경우와 마찬가지로 탄성체 모델의 경우가 강체모델의 경우보다 최대 피크의 크기가 작음을 알 수 있다. 가속도를 비교해 보면 강체모델의 경우 평균 가속도가 0.0212g 인데 반해 탄성체 모델의 경우는 0.0125g로서 앞의 지그재그 범퍼에서의 특성과 마찬가지로 상당한 차이가 있음을 확인할 수 있다.

5. 결 론

차량의 프레임을 강체와 탄성체로 모델링하고 협로와 거친도로에서 시뮬레이션을 수행하여, 프레임의 무게중심점과 운전석에서의 동특성을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 강체모델의 경우 험로주행에서 프레임의 피칭운동(pitching motion)으로 인해 프레임과 캡 및 운전석의 가속도의 크기가 탄성체모델에 비해 큰 값을 가지는데, 이는 탄성체모델의 경우 프레임의 탄성효과에 의해 변형에너지 형태로 에너지의 일부를 분산시키기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 강체로 모델링할 경우 실제의 경우와 상당한 차이를 보일 것으로 사료된다.
- 2) 거친 도로 주행의 경우에서도 탄성체모델과 강체모델은 차이가 있으므로, 탄성 변형을 고려하여야 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있다고 사료된다.

참 고 문 헌

1. 유완석, 1987 “샤시의 탄성을 고려한 자동차의 동역학적 해석”, 대한기계학회논문집 제11권 제4호, pp. 570~578
2. Yoo. W. S. and Haug, E. J., 1986, “Dynamics of Flexible Mechanical Systems using Vibration and Static Correction Modes”, ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, pp. 315~322
3. 유완석, 김성수, 김광석, 박영욱, 1994, “샤시 시스템의 차량동역학 해석 기술개발”, G7 과제 위탁 기술개발 제 1차년도 최종보고서, 부산대학교
4. Nikravesh, P. E., “Computer Aided Analysis of Mechanical Systems”, Prentice-Hall, Inc.
5. DADS(Dynamic Analysis and Design System), Computer Aided Design Software Incorporated, Iowa, U. S. A
6. ADAMS(Automated Dynamic Analysis and Mechanical System), Mechanical Dynamic Inc. U. S. A.
7. NASTRAN user's manual, The MACNeal Schwendler Corporation, LA, U. S. A.