

# 범프 로드에서 대형트럭 프레임의 탄성효과를 고려한 컴퓨터 모델 개발

## Development of the Computer Model Considering Flexible Effect of a Large-sized Truck on the Bump Road

문 일 동\* · 김 병 삼\* · 지 창 현\*\*

Il-Dong Moon, Byoung-Sam Kim and Chang-Hun Chi

(2005년 8월 5일 접수 : 2005년 9월 26일 심사완료)

**Key Words** : Double Wheel Bump Test(양바퀴 범프통과 시험), Dynamic Characteristics(동특성), Finite Element Model(유한요소 모델), Flexible Body(유연체), Large-sized Truck(대형트럭), Ride Comfort(승차감), Vertical Acceleration(수직 가속도)

### ABSTRACT

This paper develops a computer model for estimating the bump characteristics of a cabover type large-sized truck. The truck is composed of front and rear suspension systems, a frame, a cab, and ten tires. The computer model is developed using MSC.ADAMS. A shock absorber, a rubber bush, and a leaf spring affect a lot on the dynamic characteristic of the vehicle. Their stiffness and damping coefficient are measured and used as input data of the computer model. Leaf springs in the front and rear suspension systems are modeled by dividing them three links and joining them with joints. To improve the reliability of the developed computer model, the frame is considered as a flexible body. Thus, the frame is modeled by finite elements using MSC.PATRAN. A mode analysis is performed with the frame model using MSC.NASTRAN in order to link the frame model to the computer model. To verify the reliability of the developed computer model, a double wheel bump test is performed with an actual vehicle. In the double wheel bump, vertical displacement, velocity, acceleration are measured. Those test results are compared with the simulation results

### 1. 서 론

대형트럭은 승용차에 비하여 차량의 지상고가 높고 적차 중량이 매우 큼으로 해서 도로 주행 도중 노면의 요철(凹凸) 가진에 의한 차량의 진동특성은 운전자가 느끼는 승차감에 좀 더 많은 영향을 미칠 뿐 아니라 경우에 따라서는 차량의 조종성에 까지도 영향을 미칠 수 있다. 지금까지 이러한 대형트럭의 승차

감에 관한 연구는 주로 실차시험에만 의존되어 왔다. 하지만 대형트럭의 경우 실차시험은 많은 시간과 비용이 들뿐만 아니라 운전자의 숙련도에 크게 의존하며 실차시험 결과의 재현성 확보가 어려우므로 현실적으로 실차시험에만 의존하는 데는 많은 어려움이 있다.<sup>(1)</sup> 더욱이 대형트럭은 지상고가 높고 중량이 많이 나감으로 해서 운전자의 안전을 먼저 고려한 후 시험방법 및 시험조건을 결정해야 하므로 다양한 조건의 실차시험을 수행하기가 사실상 어려운 경우가 많다. 이러한 이유로 인하여 최근에 상용차 분야에서 신뢰성 있는 컴퓨터 모델을 개발하여 실차시험 대신 모의시험을 수행하는 것에 관한 연구가 많이 수행되고 있다.<sup>(1,2)</sup>

탄성효과를 고려한 다물체 동역학 이론을 이용하여

† 책임저자 : 정희원, 순천제일대학 자동차기계과  
E-mail : anvkbs@suncheon.ac.kr  
Tel : (061) 740-1309, Fax : (061) 740-1312

\* 정희원, 현대자동차

\*\* 정희원, 원광대학교 기계자동차공학부

소형버스 모델을 구성하고 실차시험과의 비교를 통해 타당성을 검증하기 위한 연구<sup>(3)</sup>가 이루어졌다. 또한 에어 서스펜션이 장착된 고속버스에 대하여 감성평가를 객관화하고자 속 업소버에 대한 계기평가와 해석평가에 적용하여 각각의 상관성에 대한 연구<sup>(4)</sup>가 이루어졌다. 강체와 유연 다물체 동역학 기법을 이용하여 스포츠 유틸리티 차량의 주행중 범프통과시 프레임에 대한 동응력 해석을 수행하여 시험과 비교평가<sup>(5)</sup>하였다. 차체의 탄성 효과를 무시하고 강체로 가정한 모델을 이용하여 수행한 모의시험 결과는 실차시험 결과와 많은 차이를 보일 수 있으며 특히, 대형트럭과 같이 현가장치의 전·후방 판 스프링의 강성비가 6배 이상 차이가 나는 차량에서 프레임을 강체로 가정하고 모의시험을 수행하는 경우는 실차시험 결과와 많은 차이를 보일 수 있다. 그러므로 프레임의 탄성 효과를 고려한 컴퓨터 모델을 개발하면 프레임의 비틀림과 굽힘 모드를 고려할 수 있어서 실차시험 결과를 좀 더 정확하게 예측할 수 있을 것이다.<sup>(6)</sup>

이 논문에서는 도로 주행중 발생하는 노면 가진 입력에 의한 대형트럭의 진동특성을 분석하기 위하여 임의의 형상의 범프를 제작하여 일정한 주행속도에서 양바퀴가 동시에 범프를 통과하는 실차 주행 시험을

수행한다. 차량은 공차 상태이고 범프 높이는 60 mm이며 주행속도는 20, 30, 40 km/h로 범프통과 시험을 수행한다. 측정항목은 캡 전·후방 속 업소버의 수직 변위와 속도, 캡 바닥면(cab floor)의 수직 가속도, 전방 차축(front axle)의 수직 가속도를 측정하였다. 측정 장비와 측정 위치는 가속도를 계측할 수 있는 가속도계를 각각 전방 차축과 캡 바닥면에 설치하며 수직 변위와 속도를 계측하기 위하여 변위계를 캡 전·후방 속 업소버에 부착하고 측정된 데이터를 수집하기 위한 휴대용 노트북을 캡 내부에 설치한다. 범프통과와 같은 노면 가진 입력에 대한 진동특성을 예측하기 위하여 대형트럭 프레임을 유연체 모델로 고려하여 유연 다물체 컴퓨터 모델을 MSC.ADAMS<sup>(7)</sup>를 이용하여 개발하였다. 실차시험 결과와 유연체 프레임의 컴퓨터 모델을 이용하여 수행한 모의시험 결과와 비교하여 유연체 프레임의 굽힘강성이 범프 통과와 같은 노면 가진 입력에 의하여 나타나는 피칭 운동(pitching motion)에 미치는 영향을 분석하였다.

## 2. 컴퓨터 모델 개발

대형트럭 프레임은 데크를 지지함과 동시에 새시 구성 부품인 엔진, 구동장치, 캡, 조향장치, 연료탱크,

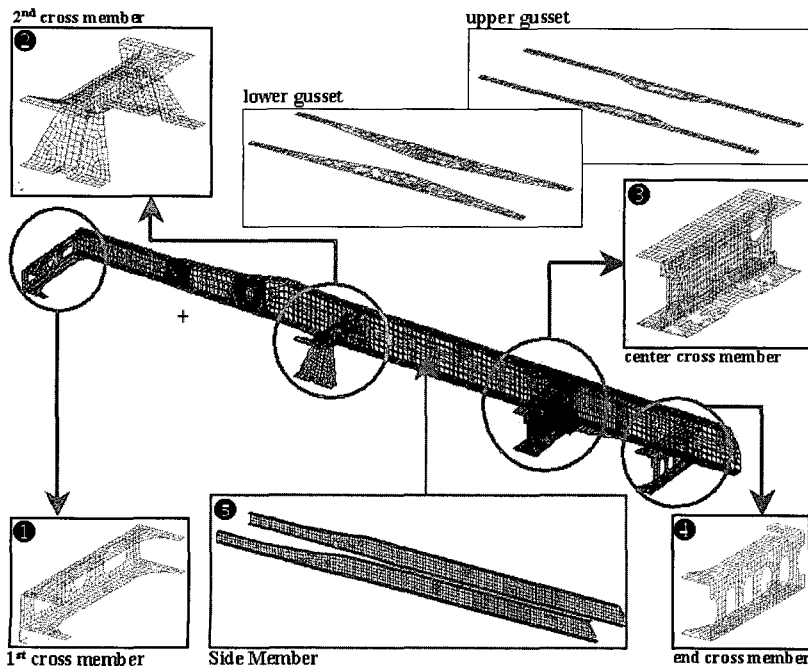


Fig. 1 The finite element model of the frame of a large-sized truck

배터리 등의 스프링 상중량(sprung mass) 부품을 결합하고 지지하며 스프링 상중량 부품을 현가장치를 매개로 하여 스프링 하중량(unsprung mass)에 전달하는 대형트럭의 가장 중요한 구조물이다. 형상은 사다리형이고 좌, 우 사이드 멤버, 4개의 크로스 멤버, 2개의 내부 보강재, 상, 하 2개의 거셋(gusset) 등으로 구성된다.

Fig. 1은 대형트럭 프레임의 유한요소 모델을 보여주고 있다. 좌, 우 사이드 멤버, 크로스 멤버, 상, 하 거셋, 내부 보강재에 대하여 각각 유한요소 모델링을 수행하여 전체 프레임에 대한 유한요소 모델을 개발하였다. 대형트럭 프레임의 유한요소 모델링에는 MSC.PATRAN<sup>(8)</sup>을 이용하였고, 유연 다물체 동력학 해석에 필요한 유한요소 데이터를 얻기 위한 진동모드 해석에는 MSC.NASTRAN<sup>(9)</sup>을 이용하였다. 유한요소 프레임은 셸 요소와 집중 질량 요소 및 강체 요소 등을 사용하여 모델링하였다. 프레임의 유한요소 모델링에 사용된 총 셸 요소의 개수는 16,398개이다. 기타 프레임에 장착되는 연료탱크, 배터리 등은 프레임 설계시 주요 관심 부위가 아니므로 형상은 고려하지 않고 집중 질량 요소로 간단하게 모델링하였다. 메시(mesh) 크기는 사이드 멤버는 30~50 mm로 모델링을 수행하였고, 크로스 멤버는 20~30 mm로 모델링을 수행하였다. 사이드 멤버와 크로스 멤버는 실제 차량에서는 볼트와 리벳으로 연결되어 있다. 유한요소 모델에서는 집중 질량 요소를 이용하여 모델링하였다.

전방 현가장치는 앞 차축, 다관 스프링, 새클, 속업소버, 드럼 압, 드래그 링크, 너클, 타이 로드, 타이 로드 암 등으로 구성된다. 전방 현가장치 MSC. ADAMS 모델은 14개의 강체와 7개의 회전 조인트, 4개의 구 조인트, 3개의 유니버설 조인트, 4개의 회전 스프링, 2개의 부상 요소 등을 이용하여 모델링을 수행하였다. 후방 현가장치는 후륜 전차축, 후륜 후차축, 다관 스프링, 트러니언 브라켓, 로워/어퍼 토크 로드로 구성된다. 후방 현가장치 MSC. ADAMS 모델은 14개의 강체와 4개의 회전 조인트, 4개의 인플레인 조인트(in-plane joint), 2개의 회전 스프링, 14개의 부상 요소 등을 이용하여 모델링을 수행하였다. 캡 시스템은 캡, 좌, 우 로어 암, 래터럴 바, 코일 스프링, 속업소버, 스테빌라이저 바 등으로 구성된다. 코일 스프링은 선형 스프링으로 모델링하였으며, 범

프 스토퍼는 코일 스프링과 연동하여 작동되는 요소로서 초기 구간에서는 선형 스프링 형태로 작동하고 범프 스토퍼에 접촉되는 위치에서 부터는 강성이 급격히 증가하도록 모델링하였다. 속업소버는 단품 시험을 통해 구한 속도와 감쇠력 사이의 비선형 관계를 스플라인 함수를 이용하여 모델링하였다. 스테빌라이저 바는 비틀림과 굽힘 효과를 고려하기 위하여 빔 요소를 이용하여 모델링하였다.<sup>(2)</sup> 범프 통과 해석에 필요한 타이어나 노면 사이에서 발생하는 수직방향 힘, 종 방향 힘, 횡방향 힘, 롤링 저항 모멘트, 얼라이닝 모멘트를 계산하는데, 타이어 접지면적(contact patch or footprint)이 직사각형이며, 접지면적에 걸쳐서 균등하게 압력이 분포하는 것으로 가정하고 개발된 Fiala 타이어 모델을 이용하였다.

이 논문에서는 대형트럭 프레임의 유한요소 모델로 고려하여 유연 다물체 컴퓨터 모델을 개발하였다. 유연 다물체 컴퓨터 모델은 MSC.ADAMS를 이용하여 개발한 대형트럭 컴퓨터 모델과 MSC. NASTRAN을 이용하여 개발한 유한요소 프레임 모델을 인터페이스하여 구성하였다. 구성한 프레임의 유한요소 모델을 이용하여 생성된 MSC.NASTRAN 실행 파일을 구성하였다. 이 실행 파일을 DMAP 모듈을 이용하여 진동 모드(normal mode) 해석을 수행하였다. 해석을 수행하면 절점 번호, 고유진동수와 모드형상 등에 관한 정보가 OUTPUT 파일에 저장된다. 이 해석 결과 파일을 MSC.ADAMS 컴퓨터 모델에서 인터페이스할 수 있는 데이터 형태로 변환시켜 주어야 한다. 이 작업을 위해 MSC.ADAMS FLEX 모듈을 이용하여 MNF(modal neutral file) 파일을 생성하였다. 이와 같은 과정을 거쳐 MNF 파일에 절점 번호, 고유진동수와 모드형상에 대한 정보를 저장하였다.

### 3. 실차시험 및 결과

대형트럭이 일정한 주행 속도로 주행하면서 양바퀴가 동시에 60 mm 범프를 통과하는 시험을 수행하였다. 차량의 직진 주행을 보장하기 위하여 조향 휠(steering wheel)은 고정된 상태에서 주행을 하였다. 차량의 하중 조건은 공차 상태이며 주행 속도는 20, 30, 40 km/h의 등속 주행 조건으로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하였다. 특히, 대형트럭의 경우는 차량의 지상고가 높고 중량이 많이 나감으로 해서 승용차의

경우와는 달리 실제 양바퀴 범프통과 시험을 수행하는 경우 속도 40 km/h는 상당히 위험하다는 것을 느낄 정도로 차량이 심하게 진동하는 매우 가혹한 속도에서도 시험을 수행하였다. 실차시험을 위한 측정 장비와 측정 위치는 수직 가속도를 계측할 수 있는 가속도계를 각각 전방 차축과 캡 바닥 면에 설치하였으며 수직 변위와 속도를 계측하기 위하여 변위계를 캡 전·후 속 업소버에 부착하였고, 측정된 데이터를 수집하여 처리하기 위한 휴대용 노트북을 캡 내부에 설치하였다.

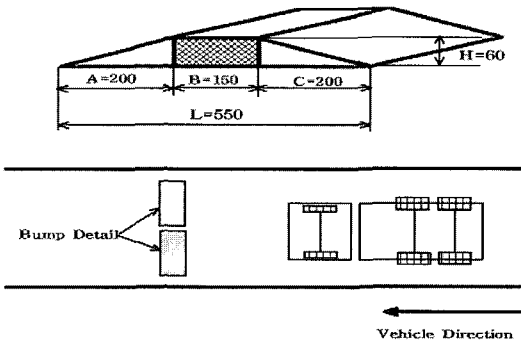
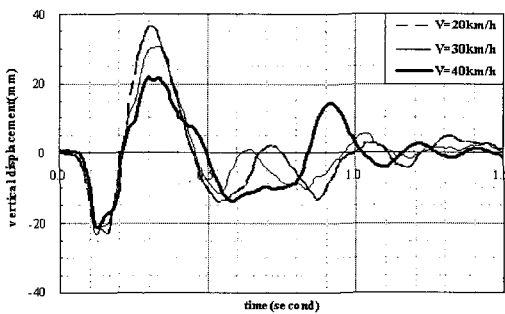
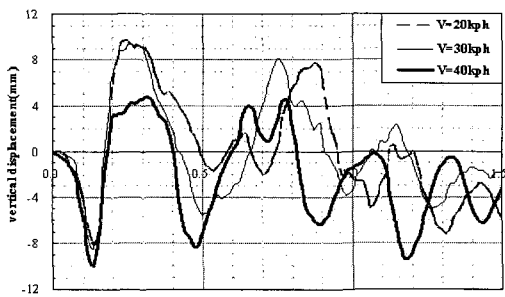


Fig. 2 Dimensions used in double wheel bump test and simulation (unit = mm)



(a)



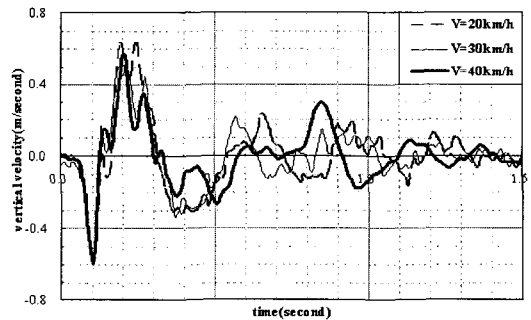
(b)

Fig. 3 Vertical velocity in double wheel bump test in cab shock absorber (a) front (b) rear

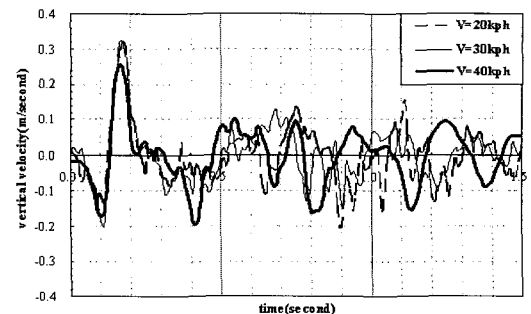
현재까지는 대형 상용차의 범프통과 시험에 관한 규정이 제정되어 있지 않으므로 범프의 길이와 높이 및 높이 등과 같은 형상도 아직 법규로 정하여지지 않았다. 그래서 이 논문에서는 Fig.2에서 보는 바와 같은 형상의 범프를 제작하여 실차시험에 이용하였다. 대형트럭에서 통상적으로 이용하는 범프의 높이 (H)는 60 mm이고 길이는 A(200 mm), B(150 mm) C(200 mm)이다. Fig.2는 범프통과 시험로에 대한 개략도를 보여주고 있으며, 양바퀴 범프통과 시험을 통하여 측정하고자 하는 주요 항목은 캡 바닥 면에서의 수직 가속도, 전방 차축의 수직 가속도, 캡 전·후 방 속 업소버의 수직 변위, 캡 전·후방 속 업소버의 수직 속도 등을 선정하였다.

Fig. 3~5는 60 mm 범프를 일정한 주행속도 20, 30, 40 km/h로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하여 측정된 캡 전·후방 속 업소버의 수직 변위, 수직 속도, 캡 바닥 면의 수직 가속도, 전방 차축의 수직 가속도 등의 결과를 보여주고 있다.

Fig. 3은 20, 30, 40 km/h의 등속 주행 속도로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하여 구한 캡 전·후방



(a)



(b)

Fig. 4 Vertical displacement in double wheel bump test in cab shock absorber (a) front (b) rear

속 업소버의 수직 변위에 대한 결과를 보여주고 있다. Fig. 3에서 첫 번째 피크는 전륜 휠이 60 mm 범프와 충돌하여 전방 현가장치가 바운스(bounce) 되면서 프레임을 통하여 캡에 전달되는 수직 변위 값을 나타내며, 이어지는 두 번째 피크는 일차 바운스 후에 차량이 리바운드(rebound) 되면서 캡에 전달되는 수직 변위를 가리킨다. Fig. 3(a)는 캡 전방 속 업소버의 수직 변위 결과이며 첫 번째 압축은 최소 22.3 mm( $V=40$  km/h)에서 최대 24.6 mm( $V=30$  km/h)의 변위를 발생하며 최대 변위량과 최소 변위량의 편차가 10 %인 것을 실차시험을 통하여 확인하였다. 첫 번째 인장은 최소 21.6 mm( $V=40$  km/h)에서 최대 36.4 mm( $V=20$  km/h)의 변위가 발생하며 차량의 주행 속도가 증가할수록 변위량은 작아진다. 또한 최대 변위량과 최소 변위량의 편차가 대략 59 % 정도 차이가 발생하는 것을 확인하였다. Fig. 3(b)는 캡 후방 속 업소버의 수직 변위이며 첫 번째 압축은 최소 7.9 mm( $V=20$  km/h)에서 최대 10.0 mm( $V=40$  km/h)의 변위를 발생하며 최대 변위량과 최소 변위량의 편차가 21 %인 것을 실차시험을 통하여 확인하였다. 첫 번째 인장은 최소 4.8 mm( $V=40$  km/h)에서 최대 9.7 mm( $V=30$  km/h)의 변위가 발생하며 최대 변위량과 최소 변위량의 편차가 대략 103 % 정도 차이가 발생하는 것을 확인하였다. 또한 첫 번째 압축에서 캡의 피치 각은 20, 30, 40 km/h에 대하여 각각 0.450, 0.488, 0.373이며 첫 번째 인장에서 캡의 피치 각은 각각 0.817, 0.636, 0.515임을 실차시험을 통하여 확인하였다.

Fig. 4는 20, 30, 40 km/h의 등속 주행 속도로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하여 구한 캡 전·후방 속 업소버의 수직 속도에 대한 결과를 보여주고 있다. Fig. 4에서 첫 번째 피크는 전륜 휠이 60 mm 범프와 충돌하여 전방 현가장치가 바운스되면서 프레임을 통하여 캡에 전달되는 수직 속도 값을 나타내며, 이어지는 두 번째 피크는 일차 바운스 운동 후에 차량이 리바운드 되면서 캡에 전달되는 수직 속도를 가리킨다. Fig. 4(a)는 캡 전방 속 업소버의 수직 속도에 대한 결과이며 첫 번째 압축은 최소 0.41 m/s에서 최대 0.60 m/s의 속도를 발생하며 첫 번째 인장은 최소 0.51 m/s에서 최대 0.64 m/s의 속도가 발생하는 것을 확인하였다. Fig. 4(b)는 캡 후방 속 업소버의 수직 속도 결과이며 첫 번째 압축은 최소 0.09 m/s에서 최

대 0.20 m/s의 속도를 발생하며 첫 번째 인장은 최소 0.21 m/s에서 최대 0.33 m/s의 속도가 발생하는 것을 확인하였다.

Fig. 5(a)는 60 mm 범프를 일정한 주행속도 20, 30, 40 km/h로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하여 구한 캡 바닥 면의 수직 가속도 결과를 보여주고 있다. 첫 번째 압축은 대형트럭이 최초 범프와 충돌하여 발생하는 압축력이 타이어, 현가장치, 프레임을 통하여 캡 바닥면에 전달되는 수직 가속도이며 최소 0.10 g( $V=20$  km/h)에서 최대 1.15 g( $V=40$  km/h)의 수직 가속도를 발생하며 차량의 주행 속도가 증가할수록 캡 바닥면에 작용하는 피크 값도 증가하는 것을 실차시험을 통하여 확인하였다. 첫 번째 인장은 40 km/h의 고속에서 0.84 g이며 20 km/h의 속도에서 최대 0.99 g의 수직 가속도가 발생하는 것을 확인하였다. Fig. 5(b)는 60 mm 범프를 일정한 주행속도 20, 30, 40 km/h로 양바퀴 범프통과 시험을 수행하여 구한 전방 차축의 수직 가속도 결과를 보여주고 있다. 첫 번째 압축은 대형트럭이 최초 범프와 충돌하여 발생하는 압축력이 타이어 통하여 전방 차축에 전달되는 수직 가속도이며 최소 4.6 g( $V=20$  km/h)에서 최대

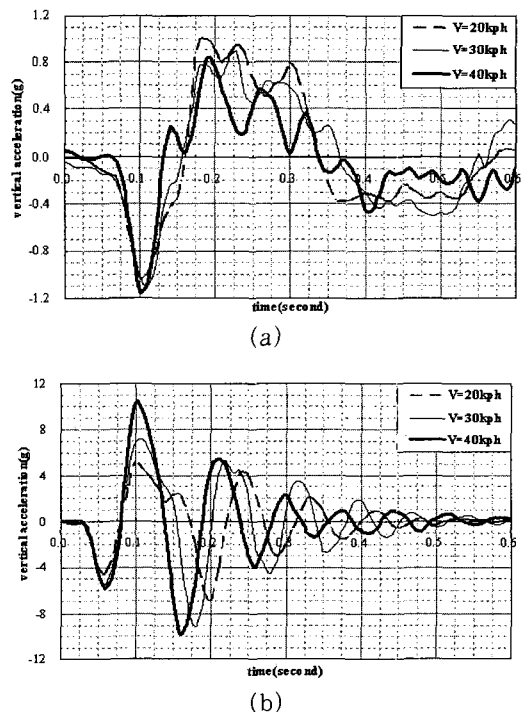


Fig. 5 Vertical acceleration in double wheel bump test (a) cab floor (b) front axle c.g

5.8 g( $V=40$  km/h) 발생하며 차량의 주행 속도가 증가함에 따라서 피크 값도 증가하는 것을 실차 시험을 통하여 확인하였다. 첫 번째 인장은 최소 5.1 g( $V=10$  km/h)에서 최대 10.4 g( $V=40$  km/h)의 수직 가속도가 발생하며 차량의 주행 속도가 증가함에 따라서 가속도 피크 값도 증가하는 것을 실차 시험을 통하여 확인하였다. 또한 첫 번째 압축과 첫 번째 인장시 가속도 비는 20 km/h와 같은 저속 주행의 경우는 피크 값이 10 % 내외의 차이를 보이는 데 반하여 30, 40 km/h의 고속 주행의 경우는 피크 값의 차이가 큰 것을 확인하였다. 30 km/h에서 첫 번째 인장은 첫 번째 압축의 수직 가속도에 비하여 30 % 정도 큰 피크 값을 보였으며, 40 km/h에서는 78 % 정도 큰 차이를 보여주는 것을 실차 시험을 통하여 확인하였다.

#### 4. 컴퓨터 모델의 모의시험 및 결과

대형트럭 프레임을 유연체로 고려하여 개발한 유연체 프레임 컴퓨터 모델을 이용하여 40 km/h의 등속 직진 주행을 하면서 60 mm 범프를 양바퀴가 동시에 통과하는 모의시험을 수행하여 구한 결과와 실차 시험 결과를 비교하여 프레임의 굽힘 강성의 영향을 평가하고자 하였다. 모의시험을 수행하기 위하여 개발한 컴퓨터 모델은 운전자 모델을 포함하지 않으므로 타이어와 노면 사이에서 발생하는 마찰에 의한 속도 저하가 생길 수 있다. 따라서 일정한 주행속도를 유지하기 위하여 질량 효과가 큰 강체들에 초기 속도를 주었으며 또한 휠에 토크를 가하여 컴퓨터 모델을 구동하였다. 따라서 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험은 범프통과 시험로 전 구간에서 차량의 속도를 일정하게 유지할 수 있었다.

Fig. 6~8은 40 km/h의 등속 주행 속도로 양바퀴 범프통과 시험과 유연체 프레임의 컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 수행하여 측정된 캡 전·후방 속업소버의 수직 변위, 캡 전·후방 속업소버의 수직 속도, 캡 바닥면의 수직 가속도, 전방 차축의 수직 가속도 등의 결과를 보여주고 있다.

Fig. 6은 40 km/h로 주행하면서 60 mm 범프를 양바퀴가 동시에 통과하는 실차 시험과 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험을 수행하여 구한 캡 전·후방 속업소버의 수직 변위에 대한 결과를 보여주고있

다. Fig. 6(a)에서 첫 번째 압축(Fig. 6(a)에서 A지점)은 전륜 휠이 범프와 충돌하여 발생하는 압축력이 현가장치와 프레임을 통하여 캡에 전달되면서 발생하는 수직 변위 값을 의미하며, 첫 번째 인장(Fig. 6(a)에서 B지점)은 바운스 후에 차량이 리바운드 되면서 발생하는 인장력이 현가장치와 프레임을 통하여 캡에 전달되면서 발생하는 수직 변위를 나타낸다. 첫 번째 압축(Fig. 6(a)에서 A지점)에서 실차 시험은 21.43 mm이며 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험은 18.93 mm로 12 %이내에서 컴퓨터 모델이 피크값과 그래프 경향을 잘 예측하는 것을 알 수 있었다. 첫 번째 인장(Fig. 6(a)에서 B지점)에서 실차 시험은 22.64 mm이며 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험은 21.38 mm로 1 %이내에서 컴퓨터 모델이 피크 값을 잘 예측하지만 시간 지연(time delay) 현상이 발생하는 것을 확인하였다. 두 번째 압축(Fig. 6(a)에서 C지점)은 전륜 휠이 범프를 통과해서 노면에 착지하면서 발생하는 압축력에 의해 발생하는 캡의 수직 변위를 나타낸다. 두 번째 압축에서 캡 전방 속

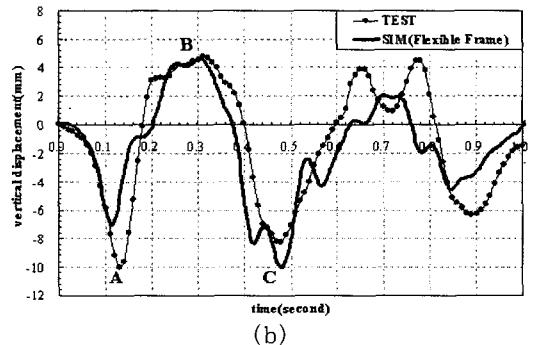
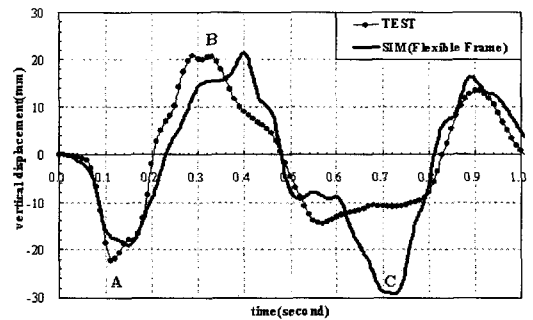
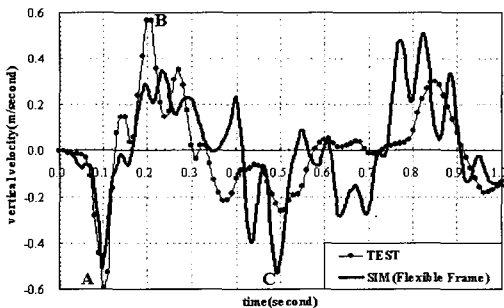


Fig. 6 Vertical displacement in double wheel bump test and simulation  $V=40$  km/h (a) cab shock absorber, front (b) cab shock absorber, rear

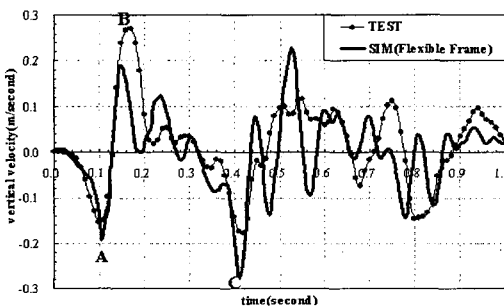
업소버의 수직 변위는 모의시험 결과와 그래프 경향이 상이한 결과를 보여주고 있다. 이러한 원인은 컴퓨터 모델의 캡이 강체로 모델링이 이루어 있는 것이 주원인으로 생각된다. 따라서 향후에는 캡을 유연체로 고려하여 모델링이 이루어지면 실차시험 결과를 잘 모사할 수 있을 것으로 예측된다. 이와 같이 C지점을 제외한 나머지 부분에서의 컴퓨터 모델의 모의시험 결과는 그래프 경향과 피크 값이 실차시험을 잘 예측하는 것을 확인하였다. Fig. 6(b)는 주행 속도가 40 km/h에 대하여 실차시험과 모의시험을 통하여 구한 캡 후방 속 업소버의 수직 변위를 보여준다. Fig. 6(b)에서 첫 번째 압축(Fig. 6(b)에서 A지점)에서 실차시험은 10.03 mm이며 유연체 프레임 컴퓨터 모델은 7.03 mm으로 30%의 피크 값의 차이를 보이고 있으며 그래프의 경향은 컴퓨터 모델이 잘 예측하는 것을 확인하였다. 첫 번째 인장과 두 번째 압축(Fig. 6(b)에서 B, C지점)을 보면 유연체 프레임 컴퓨터 모델은 실차시험 결과와 경향과 피크 값이 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다. 이와 같이 범프통과 시험과 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험을 통하여

캡 전·후방 속 업소버의 수직 변위를 비교한 결과 컴퓨터 모델이 실차시험을 잘 모사하고 있는 것을 확인하였다.

Fig. 7은 60 mm 범프를 40 km/h로 주행하면서 양 바퀴가 동시에 통과하는 실차시험과 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험을 수행하여 구한 캡 전·후방 속 업소버의 수직 속도를 보여준다. Fig. 7(a)은 40 km/h에 대하여 실차시험과 모의시험을 통하여 구한 캡 전방 속 업소버의 수직 속도를 보여준다. 첫 번째 압축(Fig. 7(a)에서 A지점)은 실차시험이 0.59 m/s이고 유연체 프레임 컴퓨터 모델은 0.50m/s로 15%의 차이를 보이고 있으며 컴퓨터 모델은 그래프 경향을 잘 모사하는 것을 확인하였다. 첫 번째 인장(Fig. 7(a)에서 B지점)은 실차시험이 0.57 m/s이며 유연체 프레임 컴퓨터 모델은 0.33 m/s로 40%의 차이를 보이고 있으나 컴퓨터 모델이 그래프 경향은 잘 예측하는 것을 확인하였다. Fig. 7(b)는 40 km/h에 대하여 실차시험과 모의시험을 통하여 구한 캡 후방 속 업소버의 수직 속도를 보여준다. 첫 번째 압축(Fig. 7(b)에서 A지점)은 실차시험이 0.18 m/s이고

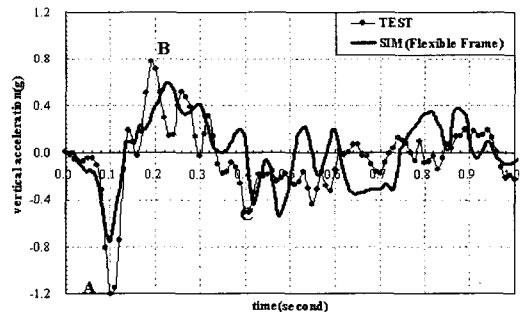


(a)

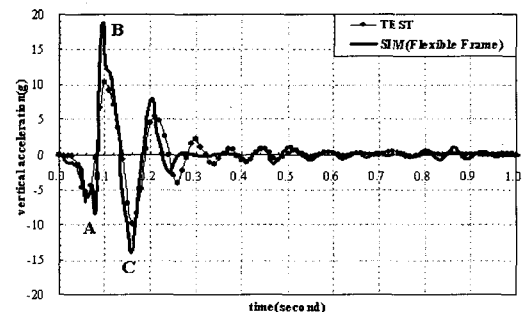


(b)

Fig. 7 Vertical velocity in double wheel bump test and simulation V=40 km/h (a) cab shock absorber, front (b) cab shock absorber, rear



(a)



(b)

Fig. 8 Vertical acceleration in double wheel bump test and simulation V=40 km/h (a) cab floor (b) front axle c.g

유연체 프레임 컴퓨터 모델은 0.19 m/s로 5 % 내의 차이를 보이고 있으며 컴퓨터 모델이 피크 값을 잘 모사하는 것을 확인하였다. 첫 번째 인장(Fig. 7(b)에서 B지점)은 실차시험이 0.26 m/s이며 유연체 프레임 컴퓨터 모델은 0.19 m/s로 25 %의 차이를 보이고 있으나 컴퓨터 모델이 그래프 경향은 잘 예측하는 것을 확인하였다.

Fig. 8은 60 mm 범프를 40 km/h로 주행하면서 양바퀴가 동시에 통과하는 실차시험과 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험을 수행하여 구한 캡 바닥면과 전방 차축의 수직 가속도를 보여준다. Fig. 8(a)은 60 mm 범프를 40 km/h로 주행하면서 양바퀴가 동시에 통과하는 실차시험과 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험을 수행하여 구한 캡 바닥 면의 수직 가속도를 보여준다. 첫 번째 압축(Fig. 8(a)에서 A지점)에서 캡에 전달되는 가속도는 실차시험이 1.15 g이고, 유연체 프레임 컴퓨터 모델이 0.74 g로 대략 35 %의 피크 값 차이를 보여주는 것을 확인하였다. 압축에 대한 반발력으로 발생하는 인장력에 의해서 캡에 전달되는 가속도를 보여주는 첫 번째 인장(Fig. 8에서 B지점)에서 캡에 전달되는 가속도는 실차시험이 0.84 g이고 유연체 프레임 컴퓨터 모델이 0.58 g로 30 %의 피크 값 차이를 보여주고 있다. Fig. 8(b)는 60 mm 범프를 40 km/h로 주행하면서 양바퀴가 동시에 통과하는 실차시험과 컴퓨터 모델의 모의시험을 수행하여 구한 전방 차축의 수직 가속도를 보여준다. 첫 번째 압축(Fig. 8(b)에서 A지점)에서 전방 차축에 전달되는 가속도는 실차시험이 5.57 g이고 유연체 프레임 컴퓨터 모델이 8.83 g이며 압축에 대한 반발력으로 발생하는 인장력에 의해서 캡에 전달되는 가속도를 보여주는 첫 번째 인장(Fig. 8(b)에서 B지점)에서 실차시험이 10.38 g이고 유연체 프레임 컴퓨터 모델이 18.84 g의 피크 값을 보여주고 있다. Fig. 8(b)을 통하여 컴퓨터 모델의 모의시험이 실차시험 결과를 전반적으로 경향을 잘 예측하는 것을 확인하였다.

Fig. 6~8에서 보는 바와 같이 양바퀴 범프통과 시험을 통하여 측정된 결과와 프레임을 유연체로 고려하여 개발한 유연체 프레임 컴퓨터 모델의 모의시험 결과는 매우 유사한 피크 값을 보여주고 있는 것을 확인할 수 있었으며 또한 상당히 정확하게 모의시험이 실차시험을 잘 모사하고 있는 것을 알 수 있었다. 따라서 대형트럭의 승차감 평가를 위하여 컴퓨터 모

델을 이용하여 모의시험을 수행하는 경우 프레임은 유한요소 방법을 이용하여 유연체로 가정하고 모델링이 수행되어야 할 것으로 판단된다. 또한 이 논문에서는 캡 모델이 강체로 모델링되어 있지만, 컴퓨터 모델의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 가능한 한 유연체로 가정하여 모델링을 수행하는 것이 승차감 평가 결과의 정밀도를 높일 수 있을 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

이 논문에서는 도로 주행중 발생하는 노면 가진 입력에 의한 대형트럭의 진동특성을 분석하기 위하여 임의 형상의 범프를 제작하여 일정한 주행속도에서 양바퀴가 동시에 범프를 통과하는 실차 시험을 수행하였다. 또한 범프통과와 같은 노면 가진 입력에 대한 진동특성을 예측하기 위하여 대형트럭 프레임을 유연체 모델로 고려하여 유연 체 프레임 컴퓨터 모델을 MSC.ADAMS를 이용하여 개발하였다. 유연체 프레임 모델링은 MSC.PATRAN을 이용하여 16,398개의 쉘 요소로 모델링하였다. 개발된 유연체 프레임 모델을 MSC.ADAMS 컴퓨터 모델에 인터페이스하기 위하여 MSC.NASTRAN을 이용하여 진동 모드 해석을 수행하였다. 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 양바퀴 범프통과 시험 결과와 비교하였다. 범프통과 시험은 20, 30, 40 km/h의 속도로 등속 주행으로 수행하였다. 범프통과 시험에서는 승차감 평가에서 주요 항목으로 고려되는 캡의 수직 변위, 속도, 가속도를 측정하였다. 이 같이 측정된 값들을 실차시험과 동일한 조건에서 컴퓨터 모델을 이용하여 수행한 모의시험 결과와 비교하였다. 프레임을 유연체로 모델링한 유연 다물체 컴퓨터 모델은 실차시험의 경향 뿐 아니라 피크 값을 정확하게 모사하는 것을 확인하였다. 이 논문에서 개발한 유연 다물체 컴퓨터 모델의 캡은 강체로 모델링이 이루어져 있으며 향후 승차감 해석의 정확도를 향상하기 위해서는 캡 모델도 또한 프레임과 같이 유연체로 모델링을 수행하면 더 신뢰성이 향상될 것으로 예측된다.

## 후 기

이 논문은 2004년도 원광대학교의 교비지원의 의하여 수행됨.



## 참고 문헌

- (1) Moon, I. D., and Oh, C. Y., 2001, A Study on the Estimation of the Ride Quality of a Large-Sized Truck Using a Computer Model, KSME Vol. 25, No. 12, pp. 2048~2055.
- (2) Moon, I. D., Kwon, H. J., and Oh, C. Y., 2000, Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck, KSAE Vol. 3, pp. 121~129.
- (3) Park, T. W., Yim, H. J., Lee, G. H., Jeong, I. H., and Park, C. J., 1999, Development of Mini-Bus Ride Analysis Method, KSAE Vol. 7, pp. 149~154.
- (4) Ahn, K. W., Kim, W. Y., Im, H. E., and Hwang, W. G., 1999, A Study on the Evaluation of the Ride Comfort of a Large Bus, KSAE Vol. 7, No. 2, pp. 343~351.
- (5) Seo, K. H., Ahn, K. W., Hwang, W. G., 1998, Dynamic Stress Analysis of Flexible Multi-body Using DADS, KSAE Vol. 6, pp. 107~112.
- (6) Moon, I. D., and Oh, C. Y., 2003, Development of a Computer Model of a Large-Sized Truck Considering the Frame as a Flexible Body, KSAE Vol. 11, No. 6, pp. 197~204.
- (7) MSC.ADAMS, 2001, ADAMS User's Manual, Mac Neal-Schwendler Corporation., USA.
- (8) MSC.PATRAN User's Manual, 1994, MacNeal-Schwendler Corporation, USA.
- (9) MSC.NASTRAN User's Manual, 1994, MacNeal-Schwendler Corporation, USA.
- (10) 문일동, 김병삼, 2005, "대형트럭 프레임의 결합방법에 따른 비틀림 특성이 동적성능에 미치는 영향," 한국소음진동공학회논문집, Vol. 15, No. 6, pp. 731~737.