

## 프레임을 유연체로 고려한 대형트럭 컴퓨터 모델의 개발

문 일 동<sup>1)</sup> · 오 재 윤<sup>\*2)</sup>

대우상용차(주)<sup>1)</sup> · 전북대학교 기계항공시스템공학부 MRC<sup>\*2)</sup>

### Development of a Computer Model of a Large-sized Truck Considering the Frame as a Flexible Body

Ildong Moon<sup>1)</sup> · Chaeyoun Oh<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Daewoo Commercial Vehicle Co., Jeonbuk 573-715, Korea

<sup>\*2)</sup>School of Mechanical and Aeronautical System Engineering, MRC, Chonbuk National University, Jeonbuk 561-756, Korea

(Received 5 June 2003 / Accepted 16 August 2003)

**Abstract** : This paper develops a computer model for estimating the handling 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 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 lane change test is performed with an actual vehicle. In the double lane change, lateral acceleration, yaw rate, and roll angle are measured. Those test results are compared with the simulation results.

**Key words** : Flexible body(유연체), Finite element model(유한요소 모델), Double lane change(이중차선 변경), Lateral acceleration(횡 가속도), Roll angle(롤 각), Yaw rate(요 각속도), Large-sized truck(대형트럭)

### 1. 서 론

최근에 인터넷이 일반 가정에 보편화됨에 따라 홈쇼핑이 널리 이용되고 있다. 홈쇼핑에서 온라인으로 주문된 상품을 각 가정으로 배달하기 위한 트럭의 수요가 다른 차종의 증가 속도보다도 월등하게 크게 증가하고 있다. 또한 보다 많은 제품을 좀더 안전하고 빠르게 배달하기 위해 트럭의 고성능화가 요구되고 있다. 이에 따라 우수한 조종성과 더

불어 주행 성능의 기본인 승차감과 관련한 트럭의 동특성을 향상시키기 위한 연구들이 활발하게 진행되고 있다.

지금까지 이러한 트럭, 특히 대형트럭의 조종성 및 승차감에 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 의존하는데는 많은 어려움이 있다. 더욱이 승용차에 비해 대형트럭과 같은 상용차는 차량의 지상고가 높고 중량

\*To whom correspondence should be addressed.  
ohcy@moak.chonbuk.ac.kr

이 많이 나감으로 해서 운전자의 안전을 먼저 고려한 후 시험 방법 및 조건을 결정해야 하므로, 다양한 조건의 실차시험을 수행하기가 사실상 어려운 경우가 많다. 이러한 이유로 인하여 최근에 상용차 분야에서 신뢰성 있는 컴퓨터 모델을 개발하여 실차 시험 대신 모의시험을 수행하는 것에 관한 연구가 수행되고 있다.<sup>1-4,9,10)</sup>

차체와 스테빌라이저 바 등의 탄성 효과를 무시하고 강체로 가정한 모델을 이용하여 수행한 모의 시험 결과는 실차시험 결과와 많은 차이를 보일 수 있다. 특히, 대형트럭과 같이 현가장치의 전·후 스프링의 강성비가 6배 이상 차이가 나는 차량에서 프레임을 강체로 가정하고 조종성 해석을 수행하는 경우는 실차시험 결과와 많은 차이를 보일 수 있다.<sup>3)</sup> 그러나 프레임의 탄성 효과를 고려한 컴퓨터 모델을 개발하면 프레임의 비틀림과 굽힘 모드를 고려할 수 있어서 실차시험 결과를 좀 더 정확하게 예측할 수 있을 것이다.

본 논문에서는 프레임을 유연체로 고려한 대형트럭의 컴퓨터 모델을 개발한다. 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성은 실차 주행 시험 결과와 비교를 통해 검증한다. 실차시험은 40, 50, 60km/h의 속도로 이중차선 변경 시험모에서 수행된다. 실차시험에서는 선회 주행시 차량의 동특성을 결정하는 대표적인 변수로 고려되는 횡 가속도, 요 각속도, 롤 각을 측정하여 모의실험 결과와 비교하였다.

## 2. 대형트럭의 컴퓨터 모델

본 논문에서 이용한 대형트럭은 전방 현가장치, 후방 현가장치, 프레임, 데크(deck), 캡(cab), 전방에 2개의 타이어와 후방에 8개의 타이어 등으로 구성되었다. 이 대형트럭의 선회 주행 동특성(조종성)을 해석하기 위한 컴퓨터 모델을 개발하는데 ADAMS<sup>5)</sup>를 이용하였다.

Fig. 1은 조향장치와 전방 현가장치에 대한 ADAMS 모델 개략도를 보여준다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 조향장치는 드롭 암, 드래그 링크, 너클, 타이 로드, 타이 로드 암 등으로 구성되었다. 드롭 암은 프레임에 회전 조인트(revolute joint)를 이용하여 연결하였고, 드롭 암과 드래그 링크는 유니버

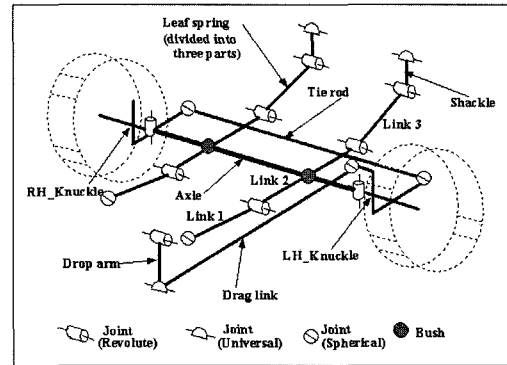


Fig. 1 Schematic diagram of the front chassis suspension and steering system

설 조인트(universal joint)로 연결하였다. 드래그 링크와 너클은 구 조인트(spherical joint)로 연결하였고, 타이 로드와 타이 로드 암은 유니버설 조인트와 구 조인트를 이용하여 연결하였다. 좌·우 너클은 회전 조인트를 이용하여 킹핀 각 만큼 기울여서 앞차축에 연결하였다. 전방 현가장치는 다관스프링과 속 업소버로 구성되었다. 다관스프링은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 3절 링크 치환 기법을 이용하여 모델링하였다. 다관스프링의 링크 1은 프레임과 구 조인트로 연결하였고 링크 2와는 회전 조인트와 회전 스프링으로 연결하였다. 링크 3은 링크 2와 회전 조인트와 회전 스프링으로 연결하였으며 새클과는 회전 조인트로 연결하였다. 새클과 프레임은 유니버설 조인트로 연결하였고 링크 2와 앞차축과는 부싱을 이용하여 연결하였다. 단품시험을 통하여 구한 다관스프링의 비선형적인 힘과 변위의 관계는 압축 곡선과 공칭곡선 및 인장곡선의 세 부분으로 나누어서 다음 식 (1)~식 (3)과 같이 직선으로 근사화하여 모델링하였다.

$$F_c(\delta) = K_c\delta + F_{co(u)} = K_c\delta + K_c\delta_{co(u)} \quad (1)$$

$$F_n(\delta) = K_n\delta + F_{no(u)} = K_n\delta + K_n\delta_{no(u)} \quad (2)$$

$$F_r(\delta) = K_r\delta + F_{ro(u)} = K_r\delta + K_r\delta_{ro(u)} \quad (3)$$

여기서  $K_c, K_n, K_r$ 는 각각 압축, 공칭, 인장 스프링 상수이다. 그리고  $\delta_{co(u)}, \delta_{no(u)}, \delta_{ro(u)}$ 는 각각 공차상태에서 압축, 공칭, 인장곡선의 초기 변위이다.  $F_{co(u)}, F_{no(u)}, F_{ro(u)}$ 는 각각 공차상태에서 압축, 공칭, 인장 곡

선의 초기 힘이다.

단품 시험을 통해 구한 속 업소버의 비선형적인 특성을 보이는 속도와 감쇠력의 관계는 ADAMS 스플라인 함수를 이용하여 모델링하였다.<sup>5)</sup> 이와 같은 조향장치와 전방현가장치 ADAMS 모델은 12 자유도를 가진다.

Fig. 2는 후방 현가장치의 ADAMS 모델 개략도를 보여준다. 후방 현가장치에 사용된 다판스프링은 2 등분한 후 가상 링크(dummy part)를 추가하고 3절 링크 치환 기법을 이용하여 모델링하였다. Fig. 3은 후방 현가장치의 다판스프링에 대한 ADAMS 모델 개략도를 보여준다. 다판스프링은 트러니언 브라켓을 중심으로 회전할 수 있도록 회전 조인트와 회전 스프링을 이용하여 모델링하였다. 다판스프링과 차축은 "Z" 방향만 구속하는 인플레인 조인트(inplane joint)를 이용하여 모델링하였다. 차축과 토크 로드는 부싱 요소를 이용하여 연결하였다.<sup>5)</sup> 이와 같은 후방현가장치 ADAMS 모델은 22 자유도를 가진다.

Fig. 4는 컴퓨터 모델을 구성하기 위한 캡 시스템의 개략도이다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 캡 시스템은 캡, 왼쪽 로어 암, 오른쪽 로어 암, 래터럴 바와 같은 강체와 고무 부시, 코일 스프링과 같은 힘 요소와 뱀 요소들을 이용하여 모델링하였다. 캡 현가장치와 캡 래터럴 로드에서 사용되는 고무 부시는 ADAMS 부싱 요소를 이용하여 모델링하였다. 고무부시의 모델링에 필요한 정적 스프링 상수와 동적 스프링 상수 및 감쇠 계수는 단품 시험을 통하여 구하였다. 코일스프링은 선형 스프링 요소를 이용하여 모델링하였다. 뱀 스톱퍼는 초기 구간에서는 선형 스프링 형태로 작동하고 뱀 스톱퍼에 접촉되는 위치에서부터는 강성이 급격히 증가하도록 모델링하였다. 속 업소버는 단품 시험을 통해 구한 속도와 감쇠력 사이의 비선형적인 관계를 ADAMS 스플라인 함수를 이용하여 나타내었다. 전방 스테빌라이저 바(stabilizer bar)는 비틀림과 굽힘 효과를 고려하기 위하여 ADAMS 뱀 요소를 이용하여 모델링하였다. 타이어 모델링에는 ADAMS/TIRE에서 제공하는 FIALA 모델을 사용하였다. FIALA 모델에 필요한 데이터는 실험을 통해 구한 데이터를 이용하였다.

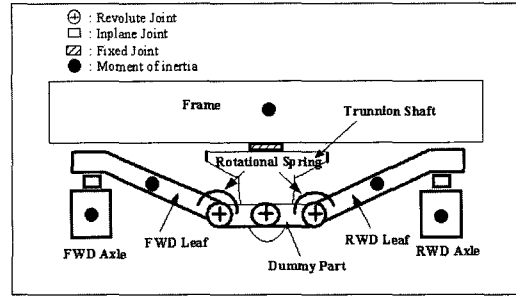


Fig. 2 Schematic diagram of quarter model of the rear chassis suspension system

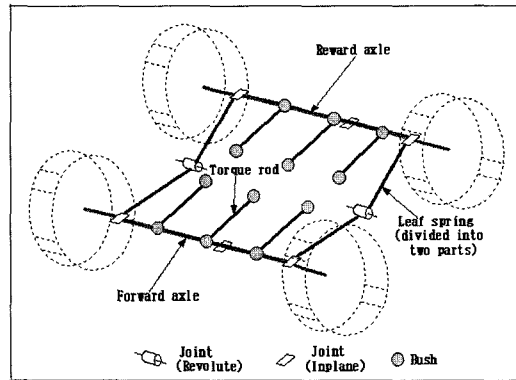


Fig. 3 Schematic diagram of the rear chassis suspension system

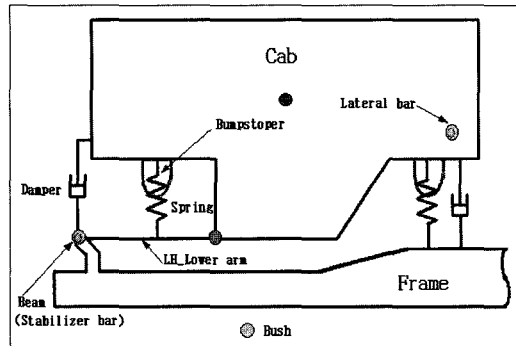


Fig. 4 Schematic diagram for of the CAB system

이와 같이 본 논문에서 개발한 대형트럭의 ADAMS 모델은 45자유도를 가진다.

대형트럭 프레임은 데크를 지지함과 동시에 엔진 및 파워 트레인 등의 구동 장치, 캡, 조향장치, 연료 탱크, 배터리 등의 스프링 상중량(sprung mass) 부분을 결합하고 지지한다. 그리고 프레임은 스프링 상

중량 부품을 현가장치를 매개로 하여 스프링 하중량(unsprung mass)에 전달하는 역할을 하는 대형트럭의 가장 중요한 구조물이다.

본 논문에서 이용한 대형트럭의 프레임은 사다리 형상을 가지고 있다. 그리고 전·후 방향의 종부재와 다섯 개의 좌·우 방향 횡부재로 구성되었다. 사이드 멤버와 크로스 멤버는 프레임 플랜지면에 결합하는 방식으로 연결되었다. 프레임의 유한요소 모델링에는 MSC/PATRAN<sup>6)</sup>을 이용하였다. 프레임의 유한요소 모델링에는 셸 요소(shell element)와 집중 질량 요소(lumped mass) 및 강체 요소를 사용하였다. 프레임의 유한요소 모델에 사용된 총 셸 요소의 갯수는 16,398개이다. 기타 프레임에 장착되는 연료 탱크, 배터리 등은 집중질량 요소로 모델링하였다. 사이드 멤버와 크로스 멤버는 강체 요소를 이용하여 연결하였다.

Fig. 5는 프레임을 구성하는 주요 부재들 및 프레임의 유한요소 모델을 보여준다. Fig. 5(a)~Fig. 5(d)는 첫 번째 크로스 멤버, 두 번째 크로스 멤버, 중앙 크로스 멤버, 엔드 크로스 멤버의 유한요소 모델이다. Fig. 5(e)와 (f)는 각 크로스 멤버, 좌·우 사이드 멤버, 상·하 거셋 및 내부 보강재의 유한요소 모델을 조합한 프레임의 유한요소 모델을 보여준다.

유한요소로 모델링된 프레임을 ADAMS 컴퓨터 모델에 링크하기 위하여 MSC/NASTRAN<sup>7)</sup>의 DM-AP(Direct Matrix Abstraction Program) 모듈을 이용하여 프레임 진동 모드해석을 수행하여 절점(node) 번호 및 고유 진동수와 모드 형상 등에 관한 정보를 구하였다. MSC/NASTRAN을 이용하여 진동모드 해석을 수행하면 6개의 강체 모드와 유연체 모드들을 구할 수 있다. 본 논문에서는 강체 모드 외에 프레임의 첫 번째 비틀림 모드(1<sup>st</sup> torsional mode), 첫 번째 횡방향 굽힘 모드(1<sup>st</sup> lateral bending mode), 첫 번째 수직방향 굽힘 모드(1<sup>st</sup> vertical bending mode)의 세 개 유연체 모드만을 고려하였다. 이 같은 정보를 ADAMS/ FLEX 모듈을 이용하여 ADAMS 모델에 링크할 수 있는 포맷으로 변환하였다.

Fig. 6은 프레임을 유연체로 고려한 ADAMS를 이용하여 모델링한 대형트럭의 모델을 위에서 본 모습과 옆에서 본 모습을 보여준다.

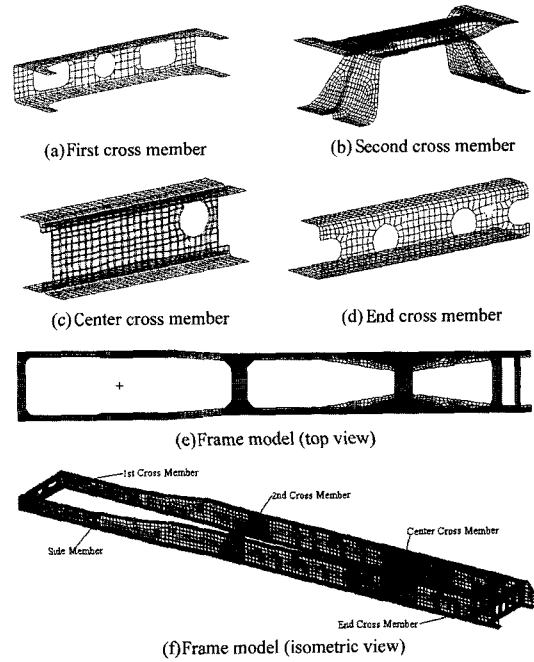


Fig. 5 The finite element model of the large-sized truck frame

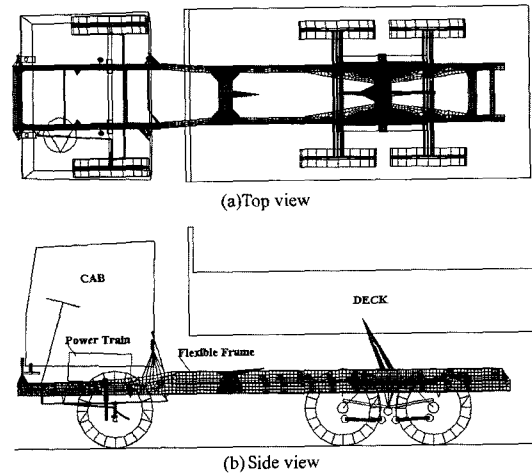


Fig. 6 The ADAMS computer model of the large-sized truck

### 3. 컴퓨터 모델의 검증

대형트럭의 조종성을 해석하기 위하여 개발된 ADAMS 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실차시험을 수행하였다. 실차시험은 Fig. 7의 개략도와 같은 ISO/TR 3888<sup>8)</sup> 규정에 따른 이중차선 변경 시험로에서 각각 공차 상태에서 40, 50, 60km/h의 속도로 수행하였다. 측정항목은 차량의 조종성을 평가하는

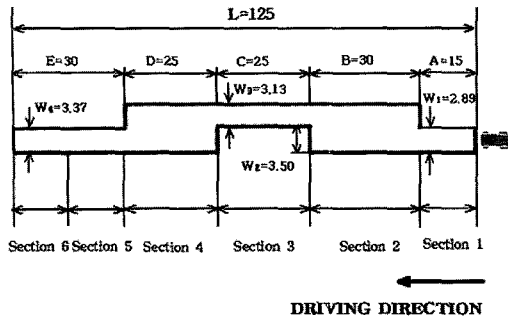


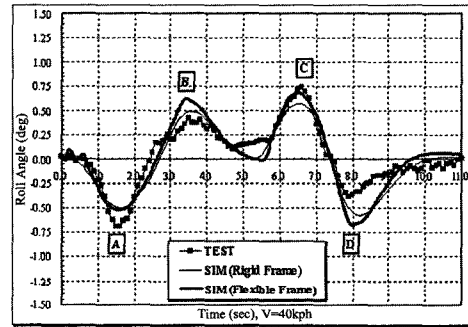
Fig. 7 Lane-change track and designation of sections (unit=m)

주요 항목으로 고려되는 캡의 질량 중심점에서 롤 각, 횡 가속도 및 요 각속도를 측정하였다. 모의시험은 실차시험과 같은 조건으로 수행하여 실차시험 결과와 비교하였다.

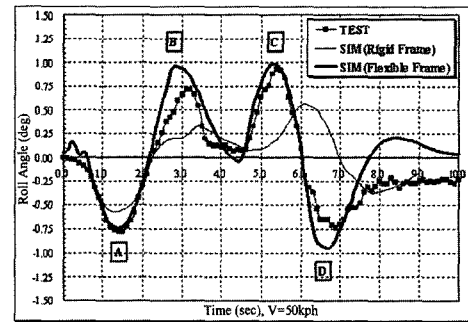
Fig. 8~10에서 대형트럭 프레임을 강체와 유연체로 고려한 컴퓨터 모델을 이용하여 수행한 이중차선 변경 모의시험 결과와 실차시험 결과를 비교하였다.

Fig. 8(a)~(c)는 각각 주행속도가 40, 50, 60km/h 인 경우의 이중차선 변경 실차시험과 모의시험을 통하여 구한 캡 질량 중심점에서 롤 각의 변화를 비교하여 보여준다. 저속 주행 상태에서는 유연체 프레임 모델 뿐 아니라 강체 프레임 모델을 이용한 모의시험의 롤 각 변화량 뿐 아니라 롤 각 변화 경향이 실차시험 결과와 매우 잘 일치하였다. 주행속도가 50km/h인 경우도 유연체 프레임 모델을 이용한 모의시험은 롤 각 변화량 뿐 아니라 롤 각 변화 경향까지도 실차시험 결과를 매우 잘 예측하였다. 그러나 강체 프레임 모델은 실차 시험 결과와 많은 차이를 보여주었다. 이 같은 이유는 속도가 커짐에 따라 프레임의 비틀림 및 굽힘 모드가 차량의 조종성능에 많은 영향을 미치기 때문이다. 주행속도가 60km/h인 경우는 주행속도가 고속임에도 불구하고 프레임을 유연체로 모델링한 컴퓨터 모델은 롤 각의 변화 경향을 매우 잘 예측하고 있다. 그리고 롤 각의 변화도 전반적으로 잘 예측하고 있다. 그러나 전반 차선 변경부(B)에서의 피크 값은 실차시험과 많은 차이를 보이고 있다. 이것은 실차시험에서 시험 운전자가 차량의 속도가 크기 때문에 안전상 미리 조향 휠을 반대 방향으로 조작하였기 때문이다.

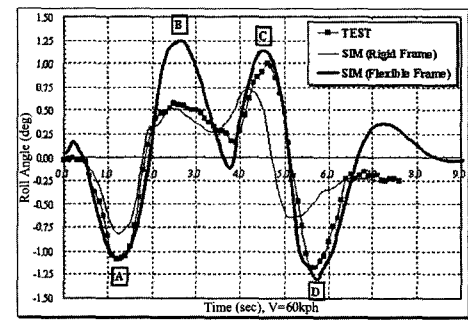
Fig. 9(a)~(c)는 각각 40, 50, 60km/h의 주행속도로 실차시험과 모의시험을 수행하여 구한 캡 질량 중심점에서의 횡 가속도의 변화를 비교하여 보여준다. 횡 가속도도 롤 각과 유사하게 모든 주행속도에서 유연체 프레임 모델을 이용한 모의시험 결과는 실차시험 결과를 매우 잘 예측하였다. 그러나 강체 프레임 모델을 이용한 모의시험은 프레임의 비틀림 및 굽힘 모드를 고려할 수 없으므로 해서 실차시험 결과와 많은 오차를 보여주었다. 주행속도가 60 km/h인 경우에 경향은 잘 예측하였으나, 횡가속도



(a)  $V=40$ km/h



(b)  $V=50$ km/h



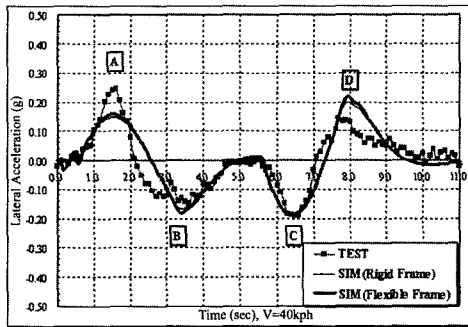
(c)  $V=60$ km/h

Fig. 8 Roll angle comparison of double lane change test and simulation

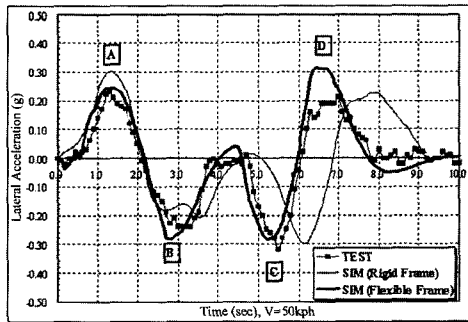
피크 값(A, B, C, D 지점)에서 모의시험 결과가 실차 시험 결과 보다 크게 나타났다. 특히, 후반 차선 변경부(D)의 횡가속도 값에서 실차시험과 많은 차이를 보이고 있다. 이러한 결과는 차량 주행속도가 빨라짐에 따라 시험 운전자가 규정 주행로를 규정 주행 속도로 시험을 수행하기가 어려워 이중차선 시험로를 규정 속도 보다 낮은 속도로 통과하기 때문이다. 특히, 후반 차선 변경부(D)에서 시험 운전자가 규정 속도를 유지하면서 규정 시험로를 유지하는데 매우 어렵기 때문에 이중차선 변경 시험로를 벗어

나지 않기 위하여 미리 조향 휠을 변경하여 발생하였다. 이와 같이 실차시험은 운전자의 안전을 먼저 생각해야 되기 때문에 여러 가지 다양한 시험 조건에서 수행하기가 어려울 뿐만 아니라 시험 결과의 재현성 확보도 또한 어렵다. 이러한 이유로 인하여 신뢰성을 확보한 컴퓨터 모델을 개발하여 실차시험을 대체하는 것에 관한 연구가 활발히 수행되고 있다.

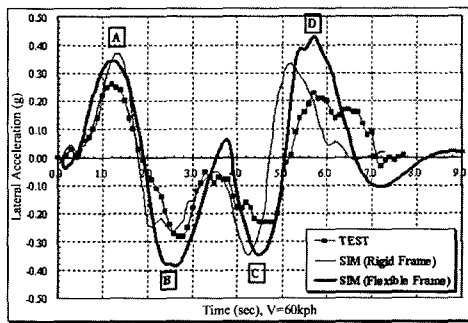
Fig. 10(a)~(c)는 각각 40, 50, 60km/h의 주행속도로 실차시험과 모의시험을 수행하여 구한 캡 질량



(a) V=40km/h

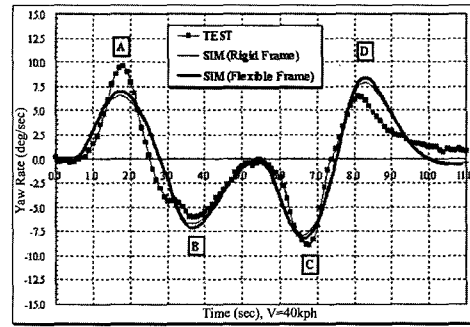


(b) V=50km/h

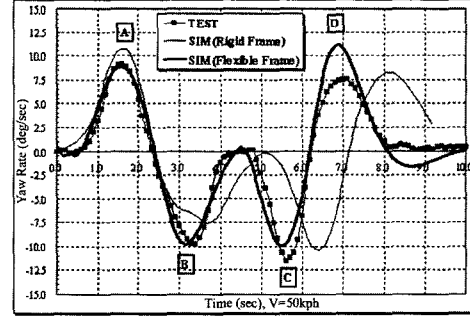


(c) V=60km/h

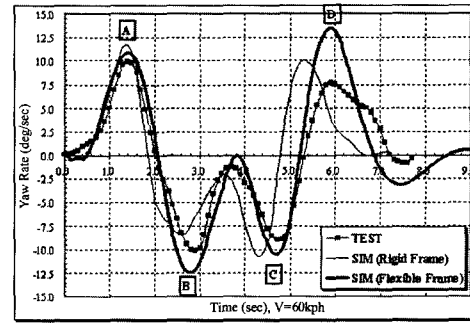
Fig. 9 Lateral acceleration comparison of double lane change test and simulation



(a) V=40km/h



(b) V=50km/h



(c) V=60km/h

Fig. 10 Yaw rate comparison of double lane change test and simulation

중심점에서의 요 각속도 변화를 비교하여 보여준다. 요 각속도도 롤 각 및 횡 각속도의 경우와 마찬가지로 모든 주행속도에서 유연체 프레임 모델을 이용한 모의시험 결과는 실차시험 결과를 매우 잘 예측하였다. 주행속도가 빨라짐에 따라 후반 차선 변경부(D)의 피크 요 각속도는 횡가속도 경우와 유사한 이유로 실차시험 값에 비하여 점점 큰 결과를 보이고 있다.

이와 같이 프레임의 탄성을 고려한 대형트럭의 컴퓨터 모델은 선회 주행 모의시험을 수행할 때 프레임의 비틀림과 굽힘 모드를 나타낼 수 있기 때문에 실차시험 결과를 매우 잘 예측하였다. 이중 차선 변경을 수행할 때, 실차시험에서 전반 차선 변경 구간인 (A)에서 (B)까지의 주행 시간은 2.0초 이었고, 후반 차선 변경 구간인 (C)에서 (D)까지의 주행 시간은 1.4초 이었다. 프레임을 유연체로 고려한 유연 다물체 동력학 모델의 모의 시험에서 (A)에서 (B)까지의 주행 시간은 1.89초이었고, (C)에서 (D)까지의 주행 시간은 1.65초 이었다. 이중 차선 변경 시험로에서 전반부와 후반부의 차선 길이와 차선 폭이 약간 다르다는 것을 감안하더라도 전 구간에서 차량이 등속 주행을 하므로 두 구간을 주행하는데 소요되는 시간은 거의 비슷할 것이다. 이와 같이 실차시험에서 전반부와 후반부 주행시간의 차이가 모의시험보다 크게 나타나는 이유는 후반 차선 변경 구간에서 운전자가 위험을 인지하고 조향 휠을 급속하게 변경하기 때문이다. 그래서 전반적으로 후반 차선 변경부에서 실차시험과 모의시험 결과의 오차가 전반 차선 변경부 보다 크게 나타났다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 전·후방 현가장치, 프레임, 캡 및 10개의 타이어로 구성된 대형트럭의 조종성을 평가할 수 있는 컴퓨터 모델을 ADAMS를 이용하여 개발하였다. 차량의 동특성에 큰 영향을 미치는 속업소버와 고무 부시 및 다판스프링의 강성 및 감쇠 계수와 같은 동특성은 실제 단품 시험을 통해 구하였다. 전방 현가장치와 후방 현가장치에 쓰이는 다판스프링은 3절 링크 치환 기법을 이용하여 모델링하였다. 대형트럭 컴퓨터 모델의 신뢰성을 향상시키기 위하

여 프레임을 유연체로 모델링하였다. 프레임은 MSC/ PATRAN을 이용하여 16,398개의 쉘 요소로 모델링하였다. 개발된 유연체 프레임 모델을 ADAMS 컴퓨터 모델에 링크하기 위하여 MSC/ NASTRAN을 이용하여 모드 해석을 수행하였다. 개발된 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 이중차선 변경 실차시험을 수행하였다. 이중차선 변경 시험은 ISO/TR 3888에서 규정하는 시험로에서 40, 50, 60km/h의 속도로 수행하였다. 이중차선 변경 실차시험에서는 조종성 평가에서 주요 항목으로 고려되는 캡 질량 중심점에서의 롤 각과 횡 각속도 및 요 각속도를 측정하였다. 이 같이 측정된 값들을 실차시험과 동일한 조건에서 컴퓨터 모델을 이용하여 수행한 모의시험 결과와 비교하였다. 프레임을 유연체로 모델링한 컴퓨터 모델은 실차시험 결과의 경향 뿐 아니라 측정 값을 정확하게 예측하였다. 그러나 주행 속도가 빨라짐에 따라 시험 운전자가 규정 속도로 규정차선을 유지하기 어려워 조향 휠을 미리 변경하여 모의시험 결과가 실차시험 결과보다도 약간 크게 나타나는 경향을 보였다.

#### References

- 1) K. S. Kim, W. S. Yoo, K. H. Lee, K. T. Kim, "Effect of Chassis Flexibility on Ride Quality," Transactions of KSAE Vol.4, No.2, pp.127-136, 1996.
- 2) A. Ichikawa, H. Shinjo, T. Shima, Y. Susuki, "Practical Applications of CAE for Truck Controllability and Stability Analysis," Truck and Bus Engineering Center, Mitsubishi Motors Corp., Japan, 912530.
- 3) I. D. Moon, H. J. Kwon, C. Y. Oh, "Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck," Transactions of KSAE, Vol.3, No.4, pp.121-129, 2000.
- 4) R. J. Antoun, P. B. Hackert, M. C. O'Leary, A. Sitchin, "Vehicle Dynamic Handling Computer Simulation Model Development, Correlation, and Application Using ADAMS," SAE 8605-74, 1986.
- 5) MSC/ADAMS, ADAMS User's Manual,

- MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 2001.
- 6) MSC/PATRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.
  - 7) MSC/NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.
  - 8) SAE, "Test Procedure for a Severe Lane Change Manoeuvre," ISO Technical Report 3888, 1975.
  - 9) T. W. Park, H. J. Yim, G. H. Lee, I. H. Jeong, C. J. Park, "Development of Mini-Bus Ride Analysis Method," Transactions of KSAE Vol.7, No.1, pp.149-154, 1999.
  - 10) K. H. Seo, K. W. Ahn, W. G. Hwang, "Dynamic Stress Analysis of Flexible Multi-body using DADS," Transactions of KSAE Vol.6, No.6, pp.107-112, 1998.