

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0073

대형 트럭의 선회 주행특성 해석을 위한 컴퓨터 모델의 개발

Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck

문 일 동*, 권 혁 조**, 오 재 윤***
Il-Dong Moon, Hyok-Jo Kwon, Chae-Youn Oh

ABSTRACT

This paper develops a computational model for the turning maneuver analysis of a cabover type heavy truck. The model having 42 degree-of-freedom is developed using ADAMS. Leaf springs used in the front and rear suspension systems are modeled by dividing it three links and joining them with joints. Force and displacement relationship showing nonlinear hysteric characteristic of the leaf spring is measured and modeled with an exponential function. A velocity and force relationship of a shock absorber is measured and modeled with a spline function. And, a stabilizer bar is modeled using ADAMS beam element to consider a twisting and bending effect. To verify the developed model, an actual vehicle test is performed in the double lane change course with 50kph and 60kph vehicle velocity. In the actual vehicle test, lateral acceleration, roll angle and yaw rate are measured. The tendency and peak-to-peak values of the actual vehicle test and simulation results are compared each other.

주요기술용어: Lateral acceleration(횡 가속도), roll angle(롤 각), yaw rate(요 속도), steering wheel angle(조향 휠 각), suspension system(현가계), leaf spring(겹판 스프링), double lane change(이중 차선 변경), Heavy truck(대형 트럭)

1. 서론

최근 대형 트럭의 고성능화 추세에 따라 우수

한 조종성능과 더불어 주행성능의 기본인 차량의 주행안정성이 강조되고 있다. 주행안정성의 연구는 차량의 선회 주행시 발생하는 횡 가속도에 의한 차량의 동적 응답 특성을 해석하는 것이다. 지금까지 대형 트럭의 주행 안정성에 관한 평가는 주로 실차 시험에만 의존되어 왔다. 하지만 대형 트럭의 선회 주행 특성 해석을 위해 실차 시험은

* 회원, 대우 상용차

** 회원, 전북대학교 대학원

*** 회원, 전북대학교 기계공학부,
메카트로닉스 연구센터

많은 시간과 비용이 들 뿐 아니라 실차 시험은 운전자의 숙련도에 의존하므로 시험 결과의 재현성 확보가 어려우므로 현실적으로 실차 시험에만 의존하는 데는 많은 어려움이 있을 수 있다.

차량 동역학적 해석을 수행하는 방법은 크게 해석적인 모델(analytical model)을 개발하여 이용하는 방법과 컴퓨터 모델(computational model)을 개발하여 이용하는 방법으로 대별할 수 있다. 해석적인 모델을 용이하게 구할 수 있다면 설계변수의 변화에 따른 결과를 빠르게 알아볼 수 있으므로 바람직하다 할 수 있다.^{1,2)} 그러나 좀 더 정확한 차량의 거동을 예측하기 위해서는 좀 더 상세한 차량의 모델이 필요하고, 시스템이 복잡해짐에 따라 해석적인 방법을 이용하는 데는 한계가 있을 수 있다. CAE 관련 컴퓨터 기술이 하드웨어 적으로나 소프트웨어 적으로 급격히 발전됨에 따라 현재의 추세는 해석적인 모델을 구하는 대신에 차량을 필요한 만큼 상세히 표현할 수 있고 해를 용이하게 구할 수 있는 컴퓨터 모델을 활용하는 기법이 보편화되고 있다.^{3,4)} 하지만 대형 트럭과 같은 상용차 분야에서는 여러 측면에서 승용차 분야에 비해 열악한 조건으로 인해 이 같은 기법의 활용에서 많이 뒤지고 있는 상황이다. 그러나 현재와 같이 소비자의 요구가 고급화되고, 다양하고, 기술의 발전 속도가 빠른 때에는 차량 개발 시간과 비용의 절감을 위하여 상용차 분야에서도 이 같은 기법을 활용한 동시공학적인 설계의 개념 도입은 필수라 할 수 있다.

본 연구에서는 대형 트럭의 선회 주행시 동 특성을 평가 할 수 있는 컴퓨터 모델을 개발한다. 컴퓨터 모델은 현재 차량 동역학 분야에서 CAE 해석을 위해 널리 사용되고 있는 다물체 동역학 프로그램(multi-body dynamics program)인 ADAMS⁵⁾를 이용하여 개발한다. 본 연구를 통해 개발되는 대형트럭 ADAMS 컴퓨터 모델은 42 자유도를 가진다. 개발된 모델의 신뢰성은 실차 주행시험 결과와 비교를 통해 검증한다. 실차 시험은 50kph와 60kph의 두 속도로 이중 차선 변

경 시험로에서 수행된다. 실차 시험에서는 선회 주행시 차량의 동 특성을 결정하는 대표적인 변수로 고려되는 횡 가속도, 요 속도, 롤 각을 측정한다. 측정된 세 변수 값을 본 연구에서 개발하는 ADAMS 모델을 이용한 모의실험을 통해 구해진 결과와 비교를 통해 본 연구에서 개발한 모델을 검증하고자 한다.

2. 컴퓨터 모델의 개발

본 연구에서는 전방 현가계(front suspension system), 후방 현가계(rear suspension system), 프레임(frame), 데크(deck), 캡(cab), 전방에 2개의 타이어와 후방에 8개의 타이어 등으로 구성된 대형 트럭의 선회 주행시 동 특성을 해석하기 위한 컴퓨터 모델을 ADAMS를 이용하여 개발한다. ADAMS와 같은 전용코드를 이용한 시스템의 컴퓨터 모델링은 ① 시스템 해석 목적 정의, ② 시스템 구조 및 기능분석, ③ 개략도(schematic drawing)작성, ④ ADAMS 입력 데이터 산출, ⑤ ADAMS Statement Coding 등의 절차를 통하여 이루어진다. ①, ②, ③항은 모델링의 방향을 결정하는 중요한 부분으로서 시스템의 구조와 기능을 분석한 후 해석 목적에 맞게 시스템을 재구성하여 개략도로 표현하는 것이 중요하다. 다음 Table 1은 본 연구에 이용된 차량의 제원이다.

조향계(steering system)를 포함한 전방 현가계는 앞차축(front axle), 곁판스프링(multi-leaf spring), 새클(shackle), 충격소버(shock absorber), 드롭 암(drop arm), 드래그 링크(drag link), 너클(knuckle), 타이로드(tie rod), 타이로드 암(tie rod arm) 등으로 구성된다. Fig. 1은 전륜 현가계의 ADAMS 모델 개략도를 보여주고 있다. 조향계 모델은 프레임과 드롭 암이 회전조인트(revolute joint)로 연결되고, 드롭 암과 드래그 링크는 유니버설 조인트(universal joint)로 연결된다. 또한 타이로드와 타이로드 암

Table 1 Dimensions of commercial heavy truck

Specification		Dimension(mm)
WheelBase	1 st	3930
	2 nd	1300
Tread	Front	2050
	Rear	1855
Turn Radius(m)		11.4
Length		7685
Width		2495
Height		3290
Front Overhang		1480
Rear Overhang		1600

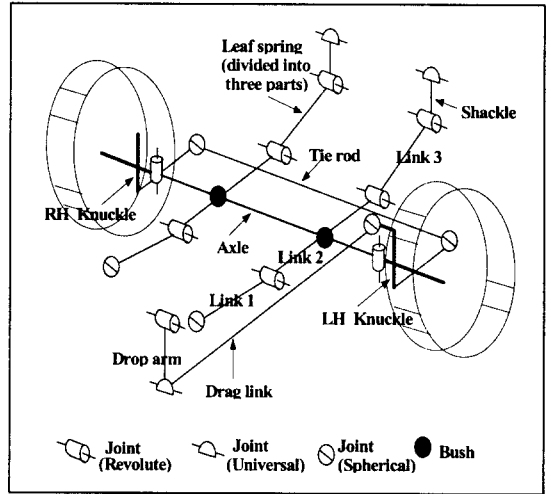


Fig. 1 Schematic diagram of front chassis suspension & steering system

은 유니버설 조인트와 구 조인트(spherical joint)를 이용하여 연결하였다.

전방 현가계를 구성하는 부재 중 겹판 스프링은 이력 특성(hysteretic characteristic)을 가지며, 차량 동 특성에 주된 영향을 미치는 중요한 부재이다. 겹판스프링 모델은 차량 바운스(bounce)와 리바운스(rebound)시 휠 궤적(wheel travel)을 만족해야 하므로 3절 링크 치환 기법⁶⁾을 이용하여 모델링을 하였다. Fig. 1에서 보는바와 같이 겹판스프링의 링크 1은 프레임과 구 조인트로 연결되고 링크 2와는 회전 조인트와 회전 스프링(rotational spring)으로 연결되어 있다. 링크 3은 링크 2와 회전 조인트와 회전 스프링으로 연결되고, 셔클과는 회전조인트로 연결되어 있다. 셔클과 프레임은 유니버설 조인트로 연결하였고 링크 2와 차축과는 부시를 이용하여 연결되어 있다. 속 업소버는 단품 시험을 통해 구한 속도와 감쇠력사이의 비선형적인 관계를 ADAMS 스플라인(spline) 함수를 이용하여 모델링하였다.

판간 마찰에 의한 비선형 이력 특성을 나타내는 겹판 스프링^{4,7,8)}의 힘과 변위의 관계는 단품 시험을 통하여 구하였다. 이와 같이 단품 시험을 통해 구한 비선형 이력 특성을 보이는 겹판

스프링 힘과 변위의 관계는 다음 식과 같이 나타 내지는 지수함수로 모델링하였다[9].

$$\begin{aligned}
 & f(\delta_z, \delta'_z) \\
 & \left(\begin{aligned} & \text{if } \delta'_z < 0, R < R_l \\ & = G_l + k_l \delta_z \\ & + c_{sl}(R) \exp \left[-(\tan \epsilon_B - k_l) \left(\frac{R - \delta_z}{c_{sl}(R)} \right) \right] \end{aligned} \right. \\
 & \left(\begin{aligned} & \text{else if } \delta'_z \geq 0, R < R_h \\ & = G_h + k_h \delta_z \\ & - c_{sh}(R) \exp \left[-(\tan \epsilon_A - k_h) \left(\frac{R + \delta_z}{c_{sh}(R)} \right) \right] \end{aligned} \right. \\
 & \left(\begin{aligned} & \text{else if } \delta'_z < 0, R \geq R_l \\ & = G_l + k_l \delta_z \\ & + c_{bl}(R) \exp \left[-(\tan \epsilon_B - k_l) \left(\frac{R - \delta_z}{c_{bl}(R)} \right) \right] \end{aligned} \right. \\
 & \left(\begin{aligned} & \text{else if } \delta'_z \geq 0, R \geq R_h \\ & = G_h + k_h \delta_z \\ & - c_{bh}(R) \exp \left[-(\tan \epsilon_A - k_h) \left(\frac{R + \delta_z}{c_{bh}(R)} \right) \right] \end{aligned} \right.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서, $f(\delta_z, \delta'_z)$ 는 겹판 스프링의 복원력(hysteretic restoring force)이고, G_l, G_h 는 겹판 스프링의 하중부가/loading)와 하중제거(unloading)시의 건 마찰력(dry friction force)이고, k_h, k_l 는 겹판스프링의 loading과 unloading시 곡선부분의 강성이다. 이 외의 식

(1)에 사용된 부호는 전형적인 겹판 스프링의 이력특성을 보여주는 다음 Fig. 2에서 설명된다.

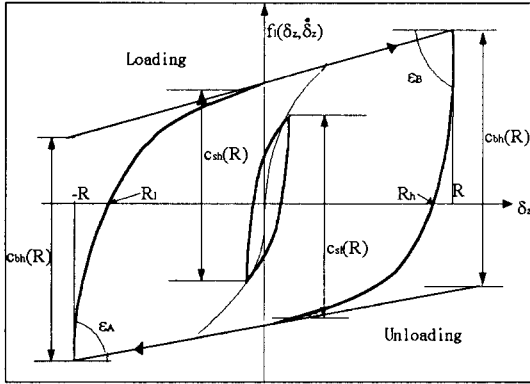


Fig. 2 Restoring force characteristics of the leaf spring⁹⁾

후방 현가계는 크게 리어 포워드 액슬(rear forward axle), 리어 리워드 액슬(rear reward axle), 이들을 연결하는 겹판 스프링, 겹판스프링이 장착되는 트러니언 브라켓(trunnion bracket), 액슬을 링크계로 묶어주는 로워 토크 로드(lower torque rod), 어퍼 토크 로드(upper torque rod)로 구성된다. Fig. 3은 후륜 현가계의 ADAMS 모델 개략도를 보여주고 있다.

후방 현가계에 사용된 겹판스프링은 2등분한 후 가상 링크를 첨가하여 3절 링크 치환 기법⁶⁾을 이용하여 모델링하였다. 겹판스프링은 트러니언 브라켓을 중심으로 회전할 수 있도록 회전조인트와 회전스프링을 이용하여 모델링하였다. 그리고 겹판스프링과 액슬은 Z방향만 구속하는 인플레인 조인트(inplane joint)를 이용하여 모델링하였다. 판간 마찰에 의한 비선형 이력 특성을 나타내는 겹판 스프링의 힘과 변위의 관계는 전방 현가계 모델링과 같은 방법으로 모델링하였다. 액슬과 토크 로드 연결부위는 부시 요소로 모델링하였다.

대형 트럭의 캡 시스템은 전방 캡 현가계, 후방 캡 현가계, 틸팅계의 세 부분으로 구성되어 있으며, Fig. 4에서 보여주는 바와 같이 캡, 왼쪽 로어 암, 오른쪽 로어 암, 래터럴 바(lateral bar)

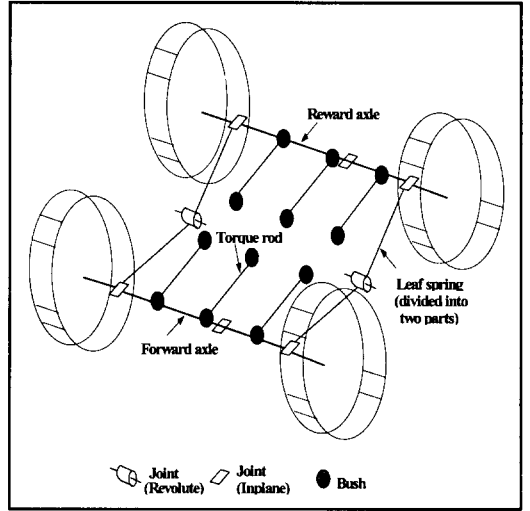


Fig. 3 A schematic diagram of a rear chassis suspension system

와 같은 강체와 부시, 선형스프링, 뱀 요소와 같은 힘 요소(force element)를 이용하여 모델링한다. 부시는 ADAMS 부시요소를 이용하여 모델링하고, 이에 필요한 특성치는 시험을 통하여 구한 값을 이용하였다. 코일스프링은 선형스프링 요소를 이용하여 모델링하였다. 뱀프스트퍼(bump stopper)는 Fig. 5에서 보여주는 바와 같이 코일 스프링과 연동하여 작동되는 요소이다. 초기 구간에서는 선형 스프링 형태로 작동하고, 뱀프 스트퍼에 접촉되는 위치에서부터는 강성이 급격히 증가하게끔 모델링 되었다. 속업스버는 단품 시험을 통해 구한 속도와 감쇠력 사이의 비선형적인 관계를 ADAMS 스플라인 함수를 이용하여 나타내었다. 캡의 비틀림 운동과 굽힘 운동을 제어하는 전방 스테빌라이저 바(stabilizer bar)는 비틀림과 굽힘 효과를 고려하기 위하여 ADAMS BEAM 요소를 이용하여 모델링하였다.

프레임은 메인 프레임(main frame), 서브 프레임(sub-frame), 크로스 멤버(cross member)와 기타 행 온 파트(hang on parts) 등으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 프레임을 하나의 강체로 가정하여 모델링하였다. 데크(deck)는 강체로

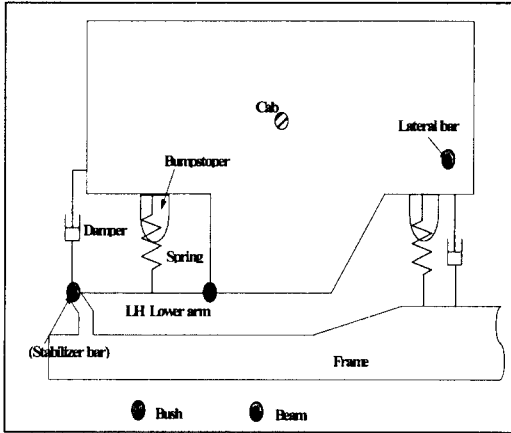


Fig. 4 Schematic diagram of CAB system

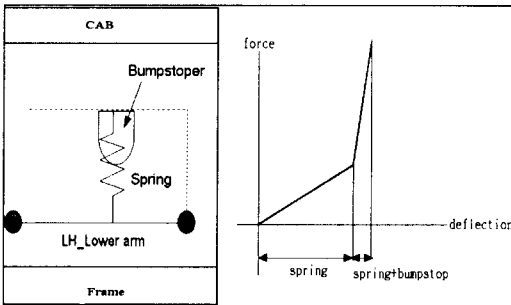


Fig. 5 Spring and bump stopper mechanism

가정하였고, 덤핑 메커니즘 위치에 고정조인트(fixed joint)를 이용하여 프레임과 연결하였다.

본 연구에서 개발하는 ADAMS 모델에서는 조중안정성 해석에 필요한 타이어와 노면 사이에서 발생하는 ①수직방향 힘(normal force) ②종방향 힘(longitudinal force) ③횡 방향 힘(lateral force) ④롤 링 저항 모멘트(rolling resistance moment) ⑤얼라이닝 모멘트(aligning moment)를 계산하는데, 타이어 접지면적(contact patch or footprint)을 직사각형이며, 접지면적에 걸쳐서 균등하게 압력이 분포하는 것으로 가정 하에서 개발된 Fiala 타이어 모델⁵⁾을 이용하였다.

3. 개발된 컴퓨터 모델의 검증

본 연구를 통해 대형 트럭의 동 특성을 해석하기 위해서 개발되는 모의시험용 ADAMS 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실차 주행시험을 수행하였다. 실차 시험은 차량의 동적 과도응답 특성, 주행경로를 벗어나는 정도, 차량의 위험 회피 성능 등과 같은 동 특성을 평가하기 위하여 수행되는 이중 차선 변경(double lane change) 주행 시험을 실시하였다. 실차 주행시험은 Fig. 6의 개략도와 같은 ISO/TR 3888 규정¹⁰⁾에 따른 이중 차선 변경 시험로에서 각각 50kph와 60kph의 두 속도에 대해 수행하였다.

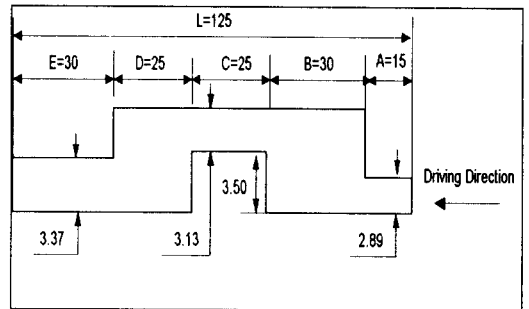


Fig. 6 Lane-change track and designation of sections (unit = m)

실차 주행시험에서는 차량의 동 특성을 나타내는 주요 변수로 고려되는 다음 세 가지를 측정하였다.^{1,11,12)}

- ① 캡의 질량 중심점에서 횡 가속도(lateral acceleration)
- ② 캡의 롤 각(roll angle)
- ③ 캡의 요 속도(yaw rate)

Fig. 7은 50kph와 60kph로 이중차선변경 실차 주행시험을 수행한 조향 휠 각을 보여주고 있다. 조향 휠의 조작범위는 +140도에서 -140도로 주어진 이중 차선 변경 코스 주행을 위한 운전자의 핸들조작에는 큰 무리가 없음을 알 수 있다. 또한 Fig. 7로부터 차량의 속도가 50kph에서 60kph로 빨라짐에 따라 조향 휠의 각도 변화가 급해지고 있음을 확인할 수 있다. 그리고 차량 속도가 60kph인 경우 후반 차선 변경에서 조향 휠 변화는 속도가 빨라짐으로 해서 언더슈트와 같은

현상이 발생하는 것을 알 수 있다.

컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 수행하기 위한 조향 휠 각의 입력은 실차 주행 상황을 고려하기 위하여, 실차 시험을 통해 얻은 Fig. 7의 조향 휠 각을 이용하여 실차 시험과 같은 조건이 되도록 입력하였다.

Fig. 8~10은 50kph의 주행속도로 수행한 실차 시험으로부터 측정된 횡 가속도와 롤 각 및 요 속도를 모의 시험으로부터 얻은 결과와 비교하여 보여주는 그림이다. 그리고 Fig. 11~13은 60kph의 주행속도로 수행한 실차 시험으로부터 측정된 횡 가속도와 롤 각 및 요 속도를 모의 시험으로부터 얻은 결과와 비교하여 보여주는 그림이다. Fig. 8~10으로부터 50kph의 경우 모의 시험 결과는 실차 시험 결과와 매우 유사한 경향을 보여주고 있음을 알 수 있다. Fig. 11~13으로부터 60kph의 경우도 50kph의 경우와 같이 모의 시험 결과가 실차 시험 결과와 매우 유사한 경향을 보여주고 있음을 알 수 있다.

Table 2는 실차 시험과 모의 시험을 통해 얻은 횡 가속도와 롤 각 및 요 속도의 첫 번째 peak-to-peak 값과 두 번째 peak-to-peak 값을 정리하여 보여주는 표이다. Table 2에서 첫 번째 peak-to-peak 값은 Fig. 8~13으로부터 구한 첫 번째 최고치에 첫 번째 최저치를 합한 것이 이고, 두 번째 peak-to-peak 값은 두 번째 최고치에 두 번째 최저치를 합한 것이다. 예를 들어 50kph 실차 시험 횡가속도의 경우 첫 번째 peak-to-peak 값이 0.47g인데 이는 Fig. 8로부터 첫 번째 최고치인 0.23g와 최저치인 0.24g를 합한 값이다. 그리고 Table 2에서 오차 항은 다음 식 (2)를 이용하여 계산한 결과이다.

$$\begin{aligned}
 & ERROR(\%) \\
 & = \frac{(SIMULATION - TEST)}{TEST \ RESULT} \times 100 \quad (2)
 \end{aligned}$$

Table 2에서 보여주는 바와 같이 요 속도는 50kph와 60kph 두 경우 모두 모의 시험의 peak-to-peak 값이 실차 시험의 결과를 10%

범위내에서 아주 잘 예측하고 있다. Table 2로부터 횡 가속도와 요 속도에 비해 롤 각의 오차가 전반적으로 큼을 알 수 있다. 일반적으로 전후 강성비의 차이가 미미한 승용차의 경우는 차체를 강체로 모델링하여도 해석 결과에 큰 영향을 미치지 않지만, 트럭의 경우는 전후강성 차이가 대략 5~7배 이상이기 때문에 프레임을 강체로 모델링하는 경우 롤 강성이 해석 결과에 큰 영향을 미칠 수 있다. 실제로 50kph와 60kph로 이중 차선 변경 시험을 수행하는 경우 프레임의 탄성(flexibility)이 횡 가속도와 요 속도보다는 롤 운동에 좀 더 많은 영향을 미친다. 그러나 본 연구에서는 차량의 프레임을 강체로 모델링하였기 때문에 프레임의 탄성이 적절히 고려되지 않음으로 해서 peak-to-peak 값 측면에서 전반적으로 개발된 컴퓨터 모델은 횡 가속도와 요 속도를 롤 각에 비해 좀 더 좋은 예측을 하고 있다. 그리고 Fig. 9와 Fig. 12의 롤 각 반응에 관한 그림들에서 보여주는 바와 같이 프레임의 탄성이 고려되지 않음으로 해서 모의시험 결과가 실차 시험 결과를 작게 예측(under estimation)하고 있음을 알 수 있다. 이에 반하여 횡 가속도와 요 속도는 모의시험 결과가 실차 시험 결과를 크게 예측(over estimation)하고 있음을 알 수 있다.

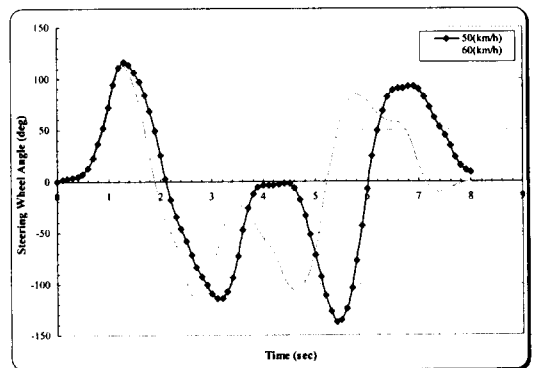


Fig. 7 Steering wheel angle vs. time in double lane change test

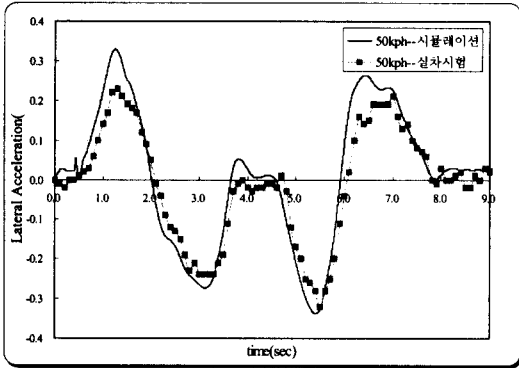


Fig. 8 Lateral acceleration vs. time in double lane change (V=50km/h)

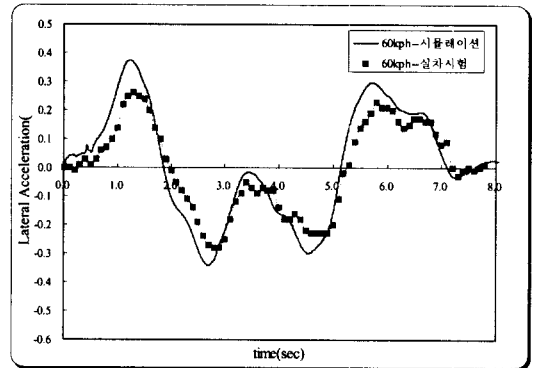


Fig. 11 Lateral acceleration vs. time in double lane change (V=60km/h)

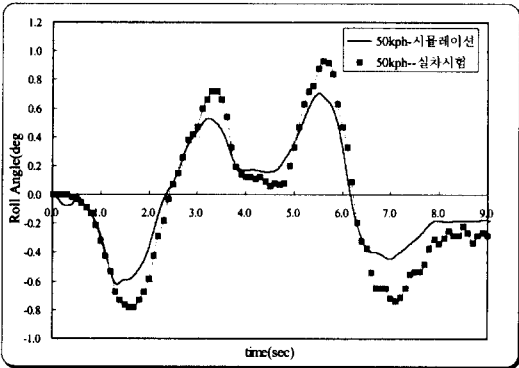


Fig. 9 Roll angle vs. time in double lane change (V=50km/h)

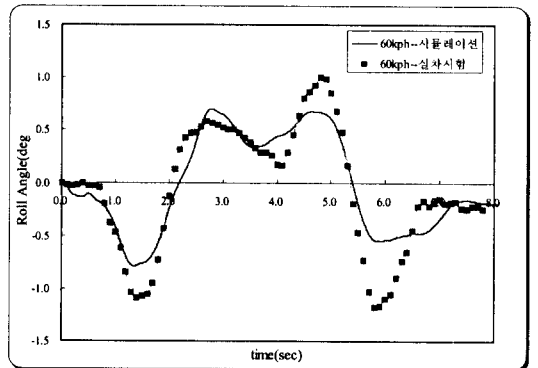


Fig. 12 Roll angle vs. time in double lane change (V=60km/h)

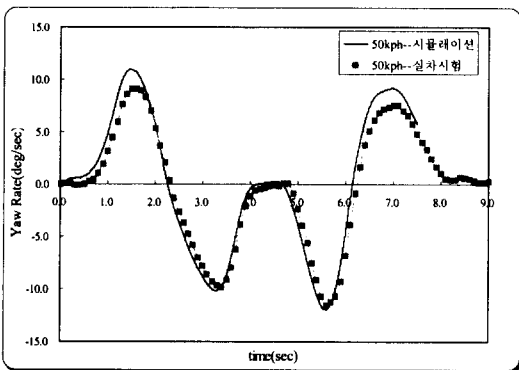


Fig. 10 Yaw rate vs. time in double lane change (V=50km/h)

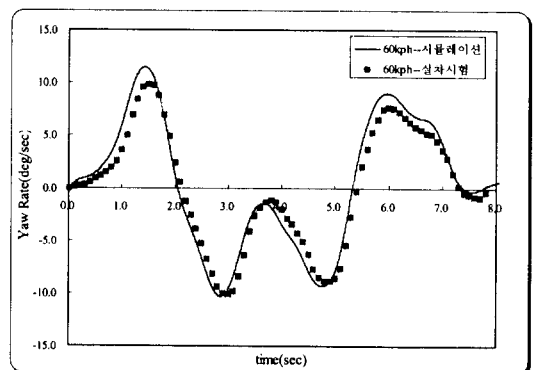


Fig. 13 Yaw rate vs. time in double lane change (V=60km/h)

Table 2 Comparison of test and ADAMS simulation in double lane change

	SPEED (km/h)	Peak to Peak	TEST RESULT	SIM. RESULT	ERROR (%)
Lateral Accel. (g)	50	1st	0.47	0.59	25.5
		2nd	0.51	0.59	15.7
	60	1st	0.54	0.71	31.5
		2nd	0.46	0.58	26.1
Roll Angle (deg)	50	1st	1.50	1.12	-25.3
		2nd	1.67	1.12	-32.9
	60	1st	1.67	1.46	-12.6
		2nd	2.18	1.22	-44.0
Yaw Rate (deg/sec)	50	1st	18.92	20.81	10.0
		2nd	19.14	20.88	9.1
	60	1st	19.99	21.36	6.8
		2nd	16.56	18.25	10.2

4. 결 론

본 연구에서는 대형 트럭의 선회 주행시 발생하는 동적 응답 특성을 평가하기 위한 42 자유도를 가지는 컴퓨터 모델을 ADAMS를 이용하여 개발하였다. 전·후방 현가계의 곁판 스프링은 3절 링크 치환 기법을 이용하여 모델링하였으며, 단품 시험을 통해 측정된 판간 마찰에 의한 비선형 이력특성을 보이는 힘과 변위의 관계는 지수함수를 이용하여 모델링하였다. 속 업소버는 단품시험을 통해 측정된 속도와 감쇠력 사이의 관계를 스플라인 함수를 이용하여 모델링하였다. 그리고 전방 스테빌라이저 바는 비틀림과 굽힘 효과를 고려하기 위하여 ADAMS BEAM 요소를 이용하여 모델링하였다.

이 같이 개발된 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 ISO/TR 3888규정에 따른 이중 차선 변경 실차 주행시험을 수행하였다. 실차 주행시험은 각각 50kph와 60kph의 속도로 수행되었으며, 횡가속도와 롤 각 및 요 속도를 측정하였다.

모의시험을 위한 조향 입력으로는 실차 시험으로부터 측정된 조향 휠 각을 이용하였다. 50kph와 60kph의 두 경우 모두 모의 시험과 실차 시험의 결과가 매우 유사한 경향을 보여주었다.

50kph인 경우 요 속도 peak-to-peak 값은 실차 시험의 결과를 10% 이내로 예측하였으나 프레임 강성도의 영향을 많이 받는 롤 각의 경우는 프레임의 탄성을 본 연구를 통해 개발된 차량 모델이 고려하지 않음으로 해서 전반적으로 횡가속도와 요 속도보다 큰 오차를 보여 주었다. 롤 각의 경우는 모의시험 결과가 실차 시험 결과를 작게 예측하였다. 그러나 횡 가속도와 요 속도의 경우는 모의시험 결과가 실차 시험 결과를 크게 예측하였다.

향후에는 프레임 탄성의 영향을 고려할 수 있는 유한 요소모델을 개발하여 본 연구에서 개발된 차량 모델에 부가함으로써 해서 본 연구에서 개발된 모델의 신뢰성을 향상시키고자 한다.

참 고 문 헌

- 1) D. C. Clark, "A Preliminary Investigation into the Dynamic Behavior of Vehicles and Highways", SAE Trans., Vol.70, pp.447-455, 1962.
- 2) 문흥기, "차량 현가장치 의 기구학적 민감도 해석," 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제4호; pp. 126~138, 1995.
- 3) E.J. Haug, "Computer Aided Kinematic and Dynamics of Mechanical System", University of Iowa, 1985.
- 4) A. K. Rao and F. Giannopoulos, "Dynamic Loads on Suspension Components Using Mechanism Programs", SAE Paper 811307, 1981.
- 5) M. D. I, "ADAMS user's manual", Mechanical dynamic Inc., 1994.
- 6) T. HAMANO, "Characteristic of Hysteresis Curve of the Leaf Spring", ISUZU Advanced Engineering Center Ltd, Japan, SAE 9530751, 1995.
- 7) P.S. Francher, R.D. Ervin, C.C MacAdam and C.B. Winkler,

- "Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs", Highway Safety Research Institute, The Univ. of Michigan, SAE 800905, 1980.
- 8) J. Zhou, "Ride simulation of a nonlinear tractor-trailer combination using the improved statistical linearisation technique", Vehicle System Dynamics, Vol. 5, pp.149-166, 1988.
- 9) SAE, "Spring Design Manual", ISBN 0898837774, SAE, , 1989.
- 10) SAE, "Test procedure for a severe lane-change manoeuvre", ISO Technical Report 3888, 1975.
- 11) T. D. Gillespie. "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Published by SAE. 1992.
- 12) A. Ichikawa, H. Shinjo, T. Shima and Y. Susuki, "Practical Applications of CAE for Truck Controllability and Stability Analysis", Truck and Bus Engineering Center, Mitsubishi Motors Corp., JAPAN, 912530, 1991.
- 13) 김재용, 배대성, 한창수, 이상호, "구속된 다물체 시스템을 위한 기하학적 운동 구속론," 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제4호; pp. 80~90, 1994.
- 14) 탁태오, "민감도 해석을 이용한 현가장치 동역학적 최적설계," 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제3호; pp. 50~61, 1994.