

샤시부품 동특성 해석을 위한 전차량 해석모델 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Vehicle Dynamic Model for Dynamic Characteristics Analysis of Chassis Parts

배철용* · 권성진* · 김찬중* · 이봉현* · 나병철*

Chul-Yong Bae, Seong-Jin Kwon, Chan-Jung Kim, Bong-Hyun Lee
and Byung-Chul Na

(2007년 7월 24일 접수 ; 2007년 9월 19일 심사완료)

Key Words : Multi-body Dynamics(다물체 동역학), Full-vehicle Dynamics Model(전차량 해석모델), Kinematic & Compliance Analysis(탄성 기구학 해석), PSD(파워 스펙트럼 밀도)

ABSTRACT

This study presents full vehicle dynamics model for the dynamic characteristic analysis of chassis parts which are suspension and brake system. This vehicle dynamics model is applied to kinematics and quasi-static analysis for each chassis part. In order to develop the vehicle dynamics model, the parameters of each chassis element part which are bush, spring and damper are measured by experiment. Also the wheel forces and moments of 6 DOF are measured at each wheel center. These data are applied to input parameter for vehicle dynamics model. And the verification of the developed model is achieved to comparison with the experimental force data of spring, trailing arm and assist arm by using the load response by strain gauge. These experimental force data are acquired by road test at event surfaces of P/G which are belgian and chuck holes roads.

1. 서 론

근래의 자동차 부품의 기술개발은 경량화, 모듈화, 조립효율성의 향상 및 제조원가 절감을 위하여 다양한 방법을 통하여 연구개발이 이루어지고 있는 추세이다. 특히, 각 부품의 신뢰성을 확보하고 성능을 향상시키면서 차량 개발 기간을 최대한 단축시킬 수 있는 기술에 대한 연구가 활발히 진행되어지고 있다. 차량의 경량화는 알루미늄과 같은 경량 재료를 이용하여 차량의 구조 부품을 구성하는 방식으로 진행되고 있다. 그 대표적인 사례가 샤시계의 부품 중,

현가계 및 제동계 부품을 예시할 수 있으며, 이러한 부품들은 기존의 철강 재료를 사용할 때 보다 가벼운 중량을 갖도록 설계하여, 차량의 연비향상과 차량의 가장 기본적인 조건인 가속, 감속 능력과 선회 능력의 향상을 위해 차량 관성력을 최적화시키기도 한다. 하지만 무게가 가벼운 재료를 사용함으로써 부품의 질량은 감소하였으나, 해당 부품이 갖는 구조강성은 본래의 기능이 확보 유지되어야 하므로 동적인 하중작용 하에서 이전에 경험하지 못한 기계적 거동이 발생할 수 있다. 그러므로 이러한 부품의 개발 이전 단계에서 이에 대한 검증 및 사전 연구가 필요하게 된다. 이에 따라 개발시간 단축을 위해 차량의 동역학적 해석모델(vehicle dynamic model)의 중요성은 점차 증가하고 있으며, 이러한 해석모델을 통하여 다양한 다물체 동역학 해석결과를 바탕으로

* 교신저자 : 정희원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

E-mail : cybae@katech.re.kr

Tel : (041) 559-3339, Fax : (041) 559-3070

* 정희원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

각각의 부품에 대한 사전 검증작업이 이루어질 수 있게 된다.

차량의 다물체 동역학 해석모델의 개발과 관련하여 차량의 상대좌표계와 Kane의 방정식을 이용하여 운동방정식을 유도한 이후, 현가장치를 복합조인트로 모델링하여 해석모델을 구현하거나⁽¹⁾, 다물체 동역학 모델과 lumped parameter 모델의 현가장치를 다물체계로 모델링하고, 현가링크를 무질량 링크로 가정하여 복합조인트로 모델링하여 계산시간의 효율성을 향상시키는 연구가⁽²⁾ 수행되어진 바 있다. 이외에 차륜을 7자유도로 묘사하여 운동방정식을 유도한 후 현가장치의 동특성과 성능 분석을 수행⁽³⁾하거나, 현가계나 제동계의 수학적 모델을 통하여 이에 대한 동특성 분석을 수행하기도 한다^(4,5).

앞서 언급된 바와 같이 일반적으로 차량동역학 관련 연구는 크게 해석모델을 개발하기 위한 기초연구와 해석모델을 이용하여 각 차량의 부품에 대한 동특성을 예측하는 연구로 나누어지게 된다. 하지만 많은 경우가 차량의 1/4 혹은 1/2 모델을 통하여 이루어지게 된다. 이에 이 연구에서는 국내에 양산중인 중형 승용세단을 기준으로 전차량에 대한 동역학적 해석모델을 구성하였다. 해석모델의 신뢰성과 기구학적 특성을 확보하기 위하여 부쉬, 스프링 및 댐퍼 등의 단품특성과 각각의 차륜 중심에서 얻어지는 6자유도의 하중 및 모멘트를 측정하고 이를 해석모델에 적용하여 전차량 모델을 생성하였다. 또한 개발된 동역학적 해석모델의 검증은 실차 주행 시 발생하는 하중을 측정하여 이를 다물체 동역학 해석결과와 비교/검증함으로써 해석모델의 신뢰성을 확보하고, 샤시계 부품의 동특성 분석을 위한 해석모델의 적용가능성을 확인하였다.

2. 실차 주행하중 및 동특성 평가

2.1 시험대상 차량의 선정

이 연구를 위해 선정되어진 차량은 현재 양산되고 있는 차량을 선정하였으며, Table 1은 시험차량의 제원을 나타낸다.

시험차량에 대한 실차 주행시험은 두 가지 측면에서 수행되어졌다. 첫 번째는 동역학적 해석모델의 입력데이터 생성을 위해 차량의 각 차륜의 중심부에 6분력계를 이용하여 3축 방향에 대한 휠 하중과

모멘트(moment)를 측정하였으며, 두 번째는 해석모델의 신뢰성 검증을 위하여 시험차량 후륜부의 스프링, 트레일링 암, 어시스트 암에 스트레인 게이지를 이용하여 차량 주행 중 발생하는 하중을 측정하였다.

2.2 계측시스템의 구성 및 측정

시험차량에 대한 주행하중 및 동특성 측정은 P/G (proving ground) 내의 벨지안 및 단차로에서 20~60 km/h까지 10 km/h 단위로 정속주행시험을 수행하였다. 적용된 특수로의 경우 차량의 샤시계에 큰 충격을 가하여 차량의 동특성 확인이 용이하며, 이에 대한 3축 방향의 휠 하중 및 모멘트 즉, 6자유도 운동은 타이어 특성이 비슷한 조건일 경우 동급 차종에 바로 적용할 수 있는 장점을 지닌다.

Fig. 1은 시험차량의 각종 측정 센서 및 장착위치를 도시한 것이다. 이 연구에서 휠 하중 및 모멘트를 측정하기 위해 WFT(wheel force transducer)를 각 차륜에 장착 하였으며, 일정한 시험속도를 유지하기 위하여 GPS 타입의 속도계를 별도로 장착하였다. 또한 해석모델의 전체 경계조건 설정을 위하여 시험차량의 C.G. 부위에 자이로센서를 설치하여 차

Table 1 Specification of test vehicle

Piston displacement	2,700 cc (V6 DOHC)
Transmission	A/T (5 step)
Suspension	FR : Double wishbone RR : Multi-link
Tire Size	P225 / 50R17
Brake	Front : ventilated disk brake Rear : solid disc
Weight	1,603 kg

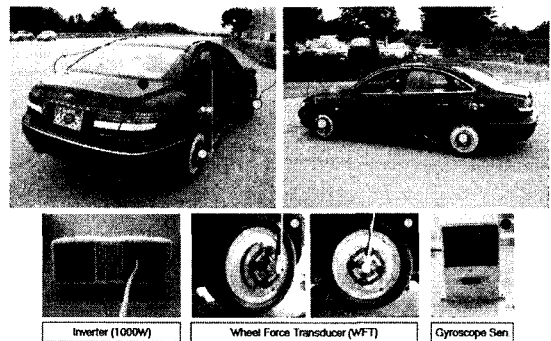


Fig. 1 Measurement sensor and position

Table 2 Result of calibration of each part

Parts	Spring	Trailing arm	Assist arm
Sensitivity	75.25 (N/mV)	2.149×10^3 (N/mV)	2.155×10^3 (KN/mV)

량 주행 시 발생하는 3축 방향의 가속도 신호와 roll, pitch, yaw 신호를 측정하였다. 이러한 각 신호는 데이터 수집장비를 이용하여 데이터를 측정하였다.

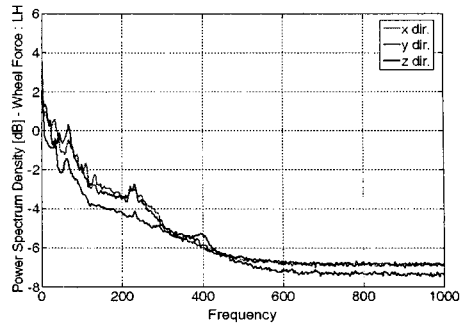
동역학 해석모델의 신뢰성 검증을 위하여 이 연구에서는 후륜부의 트레일링 압, 스프링, 어시스트 압부에 스트레인 게이지를 통하여 주행 중 발생하는 하중을 측정하였다. 각 측정위치는 타이어에서 가진된 노면의 가진력을 차량에 전달하게 되는 전달경로상의 요소부품으로 선정하였다. 또한 스트레인 게이지의 경우, 시험 종료 후 측정데이터와의 민감도값을 사전에 인지하고 있어야 하므로, 이 연구에서는 실차 주행시험 이전에 해당 부품에 스트레인 게이지를 장착하여 단위하중 당 발생하는 스트레인 게이지의 민감도 값을 측정하였다. Table 2는 측정된 각 요소부품의 민감도를 나타낸 것이다. 또한 각각 민감도가 측정된 부품은 스트레인 게이지 제거 없이 바로 차량에 장착하여 시험을 수행하였다.

2.3 측정신호 분석결과

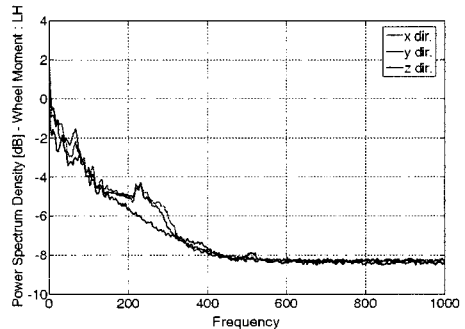
P/G에서 실차 주행시험을 통하여 측정된 데이터는 DAQ(data acquisition) 장비 내에서 측정센서에 적합한 단위로 저장되기 때문에 시간영역을 통하여 데이터의 경향성을 파악할 수 있게 된다. 또한 이러한 시간영역의 응답 데이터들은 동역학적 해석모델의 입력데이터 및 신뢰성 검증을 위해 사용되어지게 된다.

Fig. 2는 전륜 휠 중심에서 측정된 시간영역에서의 하중데이터를 후처리 하여 PSD(power spectrum density)의 형태로 도시한 결과이다. 지면의 한계 상벨지안로에서 30 km/h 정속주행에 대한 결과를 도시하였다.

PSD의 경우 파워 스펙트럼을 주기로 나누어주는 신호처리 과정을 거치기 때문에 단위 Hz당 발생하는 에너지를 비교하기 좋은 장점을 지닌다. 시험 결과에서 100 Hz 이하의 저주파 대역에 많은 에너지가 집중되어 있으며, 특히 10 Hz 영역에서의 현가계 진동이 주요한 주파수 성분으로 작용하고 있음을



(a) Wheel force(left)



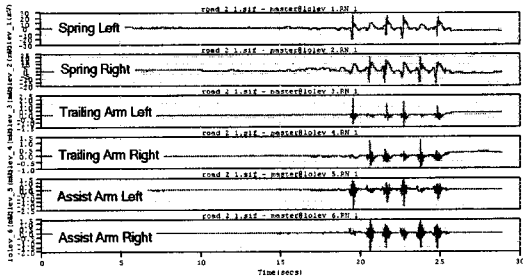
(b) Wheel moment(left)

Fig. 2 Result at wheel center position

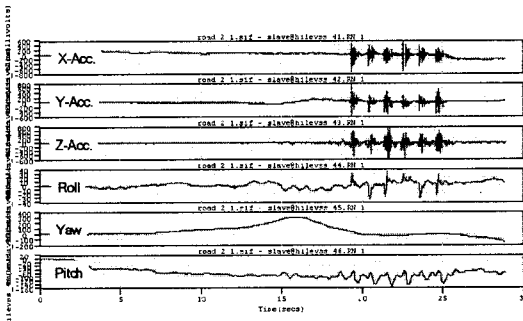
알 수 있다. 따라서 차량에 가진되는 주파수 대역도 100 Hz 미만의 저주파 가진이 주요한 성분임을 알 수 있으며, 제동계 및 현가계 부품의 경우 이러한 주파수 대역을 회피한 설계 방안이 필요함을 확인할 수 있다.

Fig. 3은 후륜 현가장치를 대상으로 단차로에서 60 km/h로 주행할 때 측정된 너클 주변의 스트레인 게이지에 의한 하중 데이터와 시험차량의 C.G.에서 측정된 자이로 센서의 시간영역 응답을 도시한 결과이다. 단차로에서의 시험결과는 다수의 단차 영역을 통과하는 과정에서 좌/우의 하중이 서로 다르게 발생하고 있음을 알 수 있다. 이는 차량의 정적하중이 좌/우 정대칭을 갖고 있지 않기 때문이다. 또한 자이로 센서의 응답특성의 경우 노면의 단차성분에 의한 차량의 3축 가속도 응답이 증폭됨과 동시에 롤과 피치 모션에 대한 위상차가 급격히 변화하고 있음을 알 수 있다.

각각 시험을 통하여 측정된 데이터는 동역학적 차량 해석모델의 입력 데이터와 경계조건 형성을 위한 데이터 그리고 해석모델의 검증데이터로 활용되어지게 된다.



(a) Spring, trailing arm and assist arm



(b) Acceleration and moment at gyro

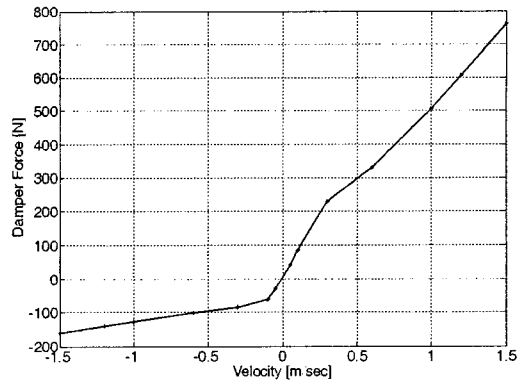
Fig. 3 Signals at gyro and each vehicle part

3. 연결부품 단품 특성시험

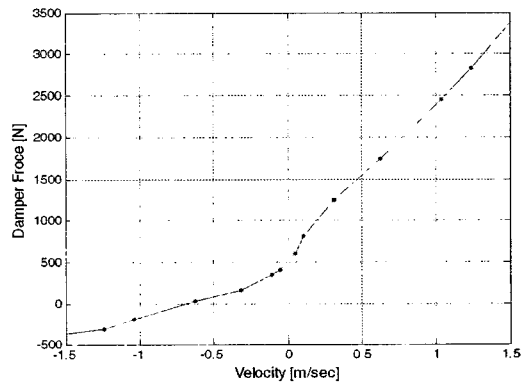
차량의 동역학 해석 모델을 생성하기 위해서는 연결부품에 대한 해석모델을 생성하는 것 외에 각 요소단품의 특성을 정확히 반영하여야 한다. 이는 차량의 동특성 해석에 있어서 차량의 각 부품을 연결하거나 지지하고, 차량의 움직임을 제어하는 중요한 역할을 담당하기 때문이다. 샤시계에 이러한 요소부품으로는 스프링과 댐퍼 그리고 부쉬가 있다.

스프링은 현가장치에서 속업소버와 함께 차량을 지지하고, 주행 중 발생하는 충격을 흡수하며, 차량의 롤, 요, 피치의 운동성능에 큰 영향을 미치게 된다. 이에 이 연구에서는 단축 액추에이터를 이용하여 대상차량에 적용된 코일스프링에 대하여 선형구간내에서 스프링의 강성을 측정하여 동역학 해석모델에 적용하였다. 단품특성 시험을 통하여 진률은 63.7 N/mm, 후륜은 43.37 N/mm의 강성값을 도출하였다.

차량에 적용되는 댐퍼는 차체와 바퀴 차륜 사이에 장착되어 차량의 흔들림에 대한 저항 역할을 한다. 또한 스프링의 수축을 조절해 스프링의 되튐운동을 막아 줌으로써, 스프링의 복원운동을 도와주게 된다.



(a) Front damper

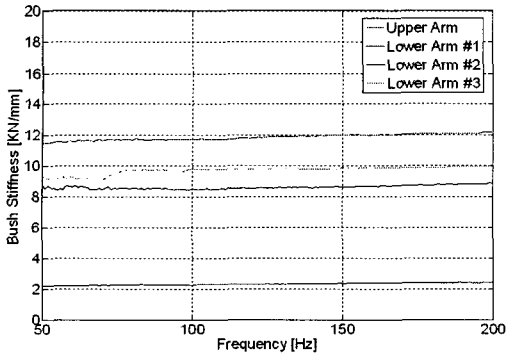


(b) Rear damper

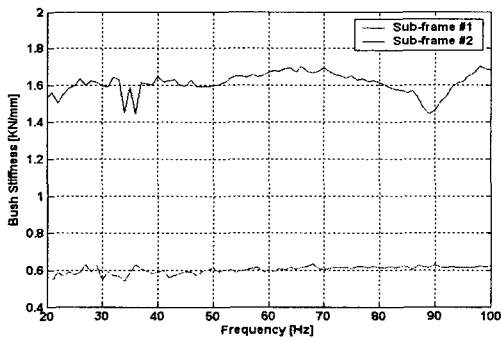
Fig. 4 Dynamic characteristic of damper

이 연구에서는 시험차량에 적용된 댐퍼에 대하여 댐퍼 전용시험기를 통하여 일정 주파수조건인 댐퍼 압축과 인장상태에서 속도를 변화시키며 하중, 변위, 속도를 측정하였다. Fig. 4는 댐퍼 동특성 시험결과를 나타내고 있으며, 해석모델 생성 시, 데이터를 수치적으로 보간하여 사용하게 된다.

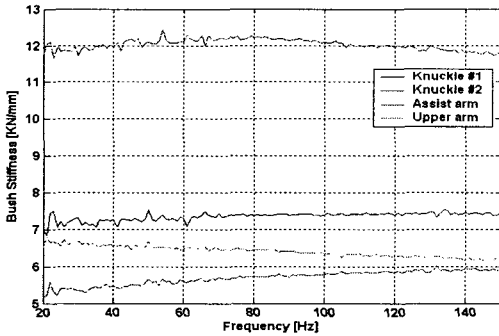
차량의 샤시계에 적용되어지는 부쉬는 진동측면에서 상당히 중요한 요소부품으로써 부쉬 특성에 따라 차량의 진동특성이 민감하게 변화하게 된다. 따라서 해석모델 생성 시 부쉬에 대한 정확한 정보를 입력시키지 않으면, 신뢰성 있는 차량의 동특성 해석결과를 확보하기 어려워진다. 이에 이 연구에서는 시험차량에 적용되어지는 각종 부쉬에 대하여 부쉬 동특성 전용 시험장비를 이용하여 동강성을 측정하여 회귀곡선을 계산한 후, 이를 해석모델 생성 시 적용하였다. Fig. 5는 측정되어진 각 부쉬의 동강성 결과를 보여주고 있으며, Fig. 6은 측정된 부쉬의 위치를 나타낸 것이다.



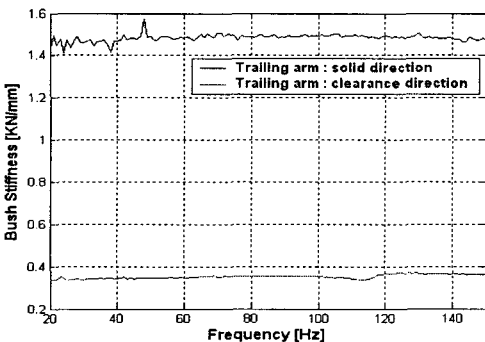
(a) Upper & lower arm



(b) Sub-frame

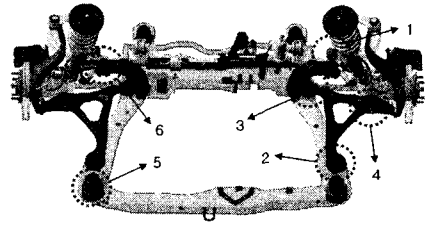


(c) Knuckle, assist & upper arm

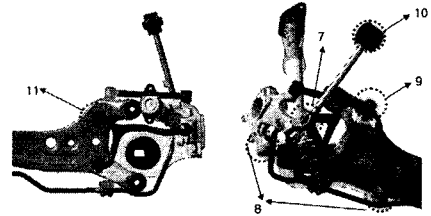


(d) Trailing arm

Fig. 5 Bush stiffness



(a) Front part



(b) Rear part

Fig. 6 Positions of each bush

4. 동역학적 해석모델의 구성

4.1 차량 및 부품별 특성 파라미터

이 연구에서는 MSC社 ADAMS를 이용하여 대상 차량에 대한 동역학적 해석모델 생성하였으며, 우선적으로 대상차량의 하드포인트(hard point) 설정을 수행하였다. 하드포인트는 차량 부품간 기구학적 연결지점을 나타내는 것으로서 전차량 모델 구성에 가장 중요한 정보에 해당한다. 이 연구에서는 대상차량의 3차원 형상 데이터를 이용하여 하드포인트를 추출하였으며, 일부 하드포인트는 실측을 통해 보완하였다. Fig. 7은 대상차량에 대한 총 158개의 하드포인트 및 부품간 구속조건의 위치와 해석모델 생성에 사용되어진 직교좌표계를 도시한 것이다.

이 연구에서 대상차량의 실차 주행시험 조건은 차량에 주행중 및 진동측정을 위한 다양한 센서 및 신호처리 장비를 탑재하고 있기 때문에 실제 차량 제원상의 공차중량과는 상이한 값을 갖게 된다. 이를 보정하기 위하여 대상차량에 대하여 승차인원 2인을 기준으로 각 차륜별 실차 중량 측정을 통하여 보정하였으며, 각 차륜의 하중을 바탕으로 대상차량의 무게중심점을 수치적으로 계산하여 전차량 모델 구성에 반영하였다. 또한 전차량 동역학적 해석모델을 구성하기 위하여 대상차량을 구성하는 디스크, 패드, 캘리퍼 어셈블리, 너클 등과 같은 브레이크 부품을 포함하여 서브프레임, 크로스멤버, 로워암, 어

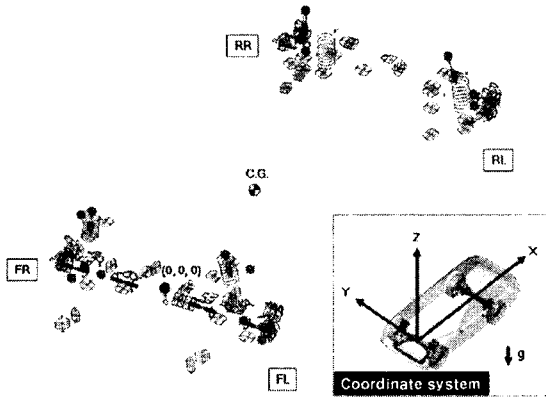


Fig. 7 Composition of hard points

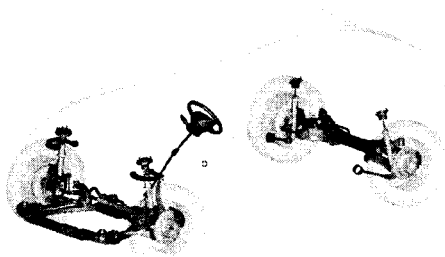


Fig. 8 Vehicle model

퍼암, 스테빌라이저 등과 같은 주요 샤시부품에 대한 단품별 모델을 우선적으로 구성하였다. 각 단품의 3차원 형상 데이터를 바탕으로 강체 단품은 질량, 관성 및 형상 정보와 밀도를 추가하여 구성하였으며, 유연체 단품 모델은 3차원 형상 데이터를 유한요소모델로 변환하고 정규모드해석 결과를 이용하여 구성하였다.

대상차량의 부품별 형상은 Fig. 8과 같으며, 더블 위시본 형식의 현가장치, 랙 & 피니언 형식의 조향장치, 디스크 브레이크 형식의 제동장치 및 구동 샤프트 등으로 구성된다. 후륜 부품별 형상은 멀티링크 형식의 현가장치 및 제동장치 등으로 구성된다.

4.2 전차량 모델 구성

이 연구에서는 3차원 형상 데이터를 바탕으로 4.1 절에서 언급되어진 차량 특성 파라미터 및 부품별 특성 파라미터를 추가하여 단품별 강체 및 유연체 모델을 구성하였다. 그리고 단품별 구속조건 및 경계조건, 연결 힘 및 운동을 정의하여 최종적으로 전차량 모델을 구성하였다. 부품간 연결관계는 기구학

Table 3 Composition of model elements

		No.
Gruebler count ⁽⁶⁾ (DOF)		97
Moving parts		89
Forces	Springs	6
	Dampers	4
	Bushings	38
	Motions (Gforce)	4
	Motions (Sforce)	4
Joints	Revolute joints	10
	Spherical joints	16
	Translational joints	5
	Convel joints	4
	Fixed joints	46
	Hooke joints	8

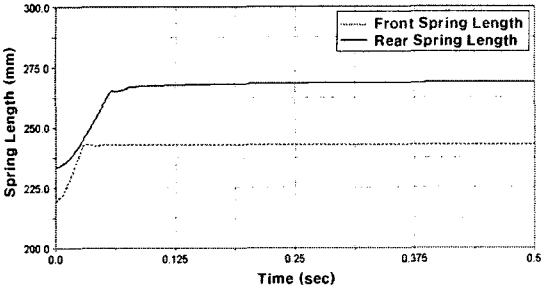
적으로 자유도를 제한하는 다양한 종류의 조인트와 운동역학적으로 강성과 댐핑을 이용하여 부품간 작용힘을 정의하는 부쉬를 사용하였다. 또한 스프링과 댐퍼는 특성시험 데이터를 적용하여 별도의 외력으로 추가하였고, 스테빌라이저 바는 특성해석결과를 활용하여 비틀림 스프링으로 모델링하였다. 또한 동역학적 해석모델의 입력 파라미터는 실차 주행시험을 통하여 얻어진 6자유도의 휠 하중 및 모멘트를 적용하여 전차량 모델의 가진력을 형성하였다. Table 3은 이 연구를 통하여 생성되어진 전차량 모델의 힘 요소 및 조인트 요소를 나타낸 것이다.

5. 동특성 해석 결과

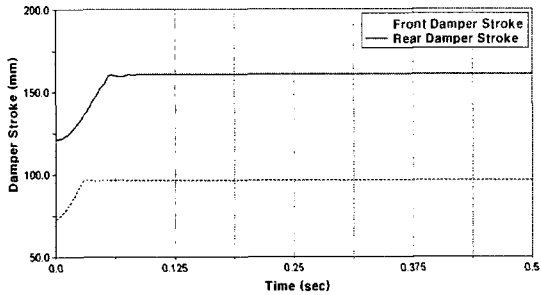
5.1 탄성기구학 해석 결과

대상차량의 동특성 해석을 수행하기 이전에 이 연구에서는 대상차량의 탄성기구학해석(kinematics & compliance analysis, K&C)을 수행하여⁽⁷⁾, 현가장치의 기하학적 움직임과 정적 평형을 확인하였다. 이를 위하여 차량의 수직방향(Z방향)에 대한 움직임을 해석하고자 차체의 CG에 6방향운동을 모두 구속하여, 중력에 의한 현가장치의 처짐을 해석하였다. Fig. 9는 전륜 및 후륜에 각각 10kN과 5kN의 압축력을 가하였을 때의 결과를 나타내며, Fig. 10은 압축력을 해제했을 때의 해석결과를 나타낸다.

Fig. 9에서 스프링 변위 및 댐퍼의 행정변화는 전/후륜 모두 시간에 따라 증가하다가 일정한 상수로 수렴하고 있으며, Fig. 10에서는 전/후륜 모든 스프링

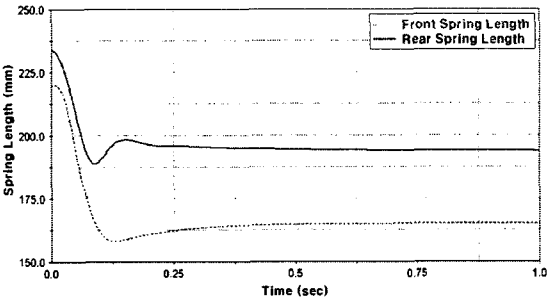


(a) Spring displacement

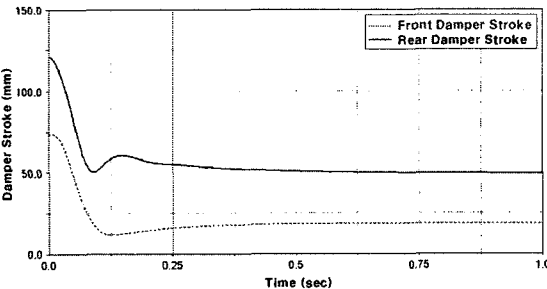


(b) Damper displacement

Fig. 9 Analysis of K&C - compression mode



(a) Spring displacement



(b) Damper displacement

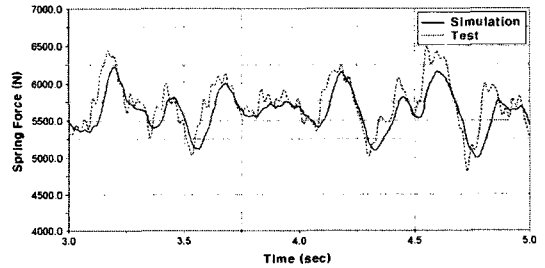
Fig. 10 Analysis of K&C - tension mode

변위 및 댐퍼의 행정이 감소하다가 일정한 상수로 수렴함을 알 수 있다. 이는 스프링 변위와 댐퍼의 행정 변화가 실제 차량에서의 실측 데이터를 적용 후, 동일한 값의 범위를 가지도록 전차량 모델에 구속을 가했기 때문이며, 이러한 해석결과를 통하여 차량모델에 대한 거시적 관점에서 전차량 모델을 구성하는 85개의 단품은 기구학적으로 잠김이나 과도한 구속조건으로 인한 오류가 발생하지 않고 있음을 확인할 수 있었다.

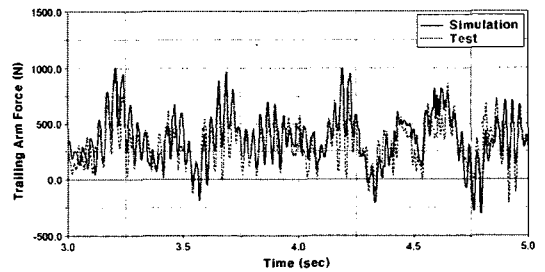
5.2 동특성 해석 결과

이 연구에서는 대상차량의 벨지안로 및 단차로에서 주행하중측정 시험데이터를 이용하여 앞서 구성한 전차량 동역학 해석모델의 기구동역학 해석 및 시험 데이터와의 해석적 검증은 수행하였다.

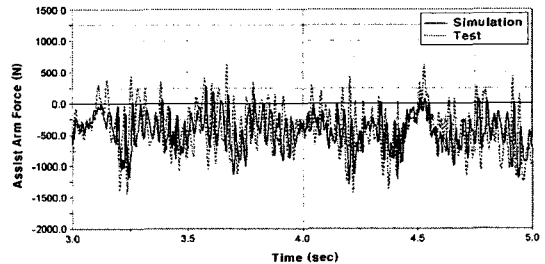
시험데이터와의 결과 검증 파라미터는 후륜 너클



(a) Spring force (Z axis)

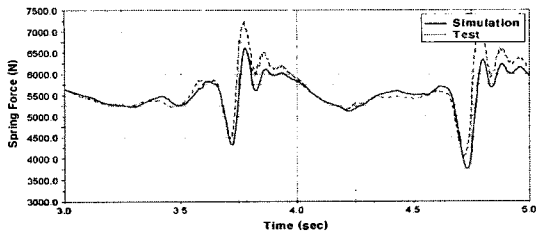


(b) Trailing arm force (X axis)

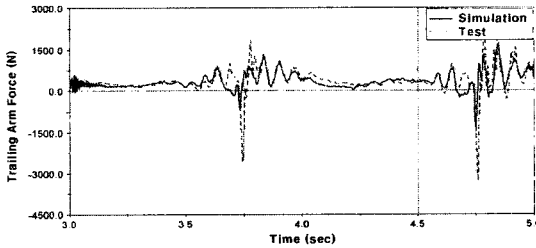


(c) Assist arm force (Y axis)

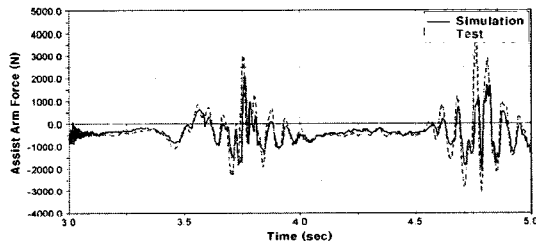
Fig. 11 Result at belgian road



(a) Spring force (Z axis)



(b) Trailing arm force (X axis)



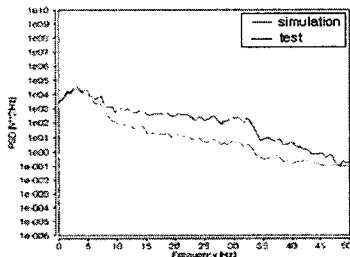
(c) Assist arm force (Y axis)

Fig. 12 Result at impulse bar road

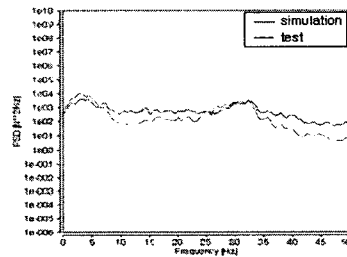
주위의 스프링 하중(Z방향), 트레일링 암 하중(X방향), 어시스트 암 하중(Y방향)을 선정하였다. 또한 해석모델에 대한 동특성 해석은 60 km/h의 주행속도로 10초 동안, 0.002초의 시간간격으로 수행하였다. Fig. 11은 벨지안로에서 후륜의 좌측 차륜의 하중데이터를 비교한 결과를 도시한 것이고, Fig. 12는 단차로에서의 검증결과를 도시한 것이다.

전차량 해석모델의 결과는 실차시험 결과와 전반적으로 동일한 경향을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 이 연구를 통하여 개발되어진 동역학적 해석모델의 신뢰성을 확보할 수 있으며, 다양한 샤시계 부품의 동특성을 분석할 수 있는 해석모델로 적용이 가능함을 알 수 있다.

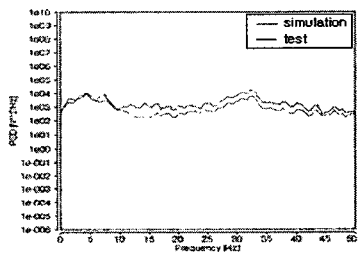
Fig. 13과 Fig. 14는 좌측 차륜의 스프링, 트레일링 암 및 어시스트 암에서 측정된 하중데이터에 대한 PSD 선도의 비교/검증 결과를 도시한 것이다. Fig. 13 및 Fig. 14의 결과에서 미소구간을 제외한 전반적인 주파수 대역의 에너지 분포가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 특히 10Hz 이하의 저주파 영역에서의 에너지 분포가 잘 일치하고 있다. 이러한 결과는 동역학적 해석모델을 통한 시뮬레이션 결과가 실제 차량의 주행특성을 적절히 반영하고 있음을 의미하며, 각 요소부품들의 내구하중 특성이나 동특성



(a) Spring

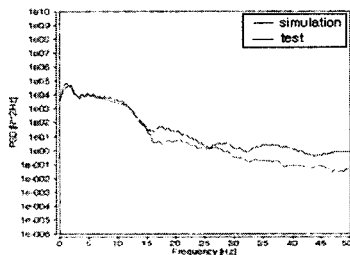


(b) Trailing arm

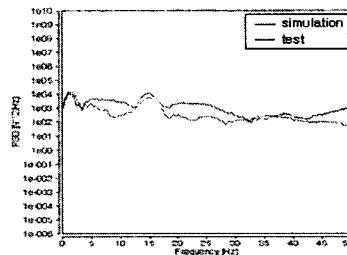


(c) Assist arm

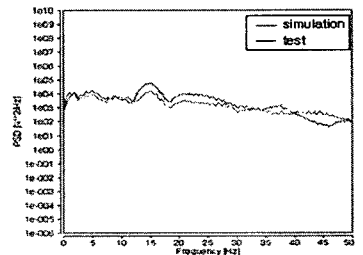
Fig. 13 PSD result at belgian road



(a) Spring



(b) Trailing arm



(c) Assist arm

Fig. 14 PSD result at impulse bar road

분석에 적절히 활용 가능함을 의미한다.

6. 결론

이 연구에서는 대상차량의 사시계 부품들의 동특성 해석을 수행하기 위하여 전차량 다물체 동역학 모델을 구성하여 브레이크 시스템을 포함한 차량 및 주요 부품의 운동 및 진동 특성을 분석하였다. 특히, 동역학적 해석모델의 신뢰성을 확보하기 위하여 실차주행 시험을 통한 차량의 가진력의 형성 및 단품 및 요소부품의 동특성을 반영하였다. 이에 따라 스프링, 트레일링 암 및 어시스트 암에서 발생하는 실주행 상태에서의 하중 응답특성이 잘 일치하는 신뢰성 있는 해석모델을 확보할 수 있었으며, 측정된 하중응답의 PSD 분석을 통하여 개발된 해석모델의 개선안 확보가 가능함을 확인하였다. 향후 개발되어진 동역학적 해석모델을 통하여 사시계 부품들의 주행 중 동특성 분석과 내구 및 피로하중과 관련된 다양한 응용분야에 접목이 가능할 것으로 사료된다.

참고 문헌

(1) Choi, G. J., Noh, G. H. and Yoo, Y. M., 2001, "Real-time Dynamic Simulation Using Multibody Vehicle Model", Transactions of the

KSME(A), Vol. 25, No. 3, pp. 486~494.

(2) Jung, H. K. and Kim, S. S., 2005, "Development of an Efficient Vehicle Dynamics Model Using Massless Link of a Suspension", Transactions of the KSAE, Vol. 13, No. 1, pp. 99~108.

(3) No, T. S., Chong, K. T. and Hong, D. P., 1997, "Dynamics Analysis and Simulation of a Passive Suspension System Using 7 DOF Full Car Model", Transactions of the KSAE, Vol. 5, No. 2, pp. 31~41.

(4) Wauer, J. and Heilig, J., 2001, "Dynamics and Stability of a Nonlinear Brake Model", Proceedings of DETC '01 ASME 2001 DESIGN Engineering Technical Conference.

(5) Kwon, S. J., Kim, C. J., Lee, D. W., Lee, B. H., Na, B. C. and Kim, H. C., 2006, "A Study on the Analysis of Squeal Noise for Brake Design", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 8, pp. 830~839.

(6) Rahneiat, H., 1998, "Multi-body Dynamics", SAE, Inc., Pennsylvania.

(7) Park, B. Y. and Heo, S. J., 2001, "Vehicle Dynamics", Munundang, pp. 9~66.