

〈논 문〉 SAE NO. 97370100

현가계의 교체가 가능한 모듈형 실험차량의 개발

A Development of the Modular Experimental Vehicle with Variable Suspension Systems

배 상 우*, 강 주 석**, 윤 중 락**, 이 재 형*, 이 장 무***, 탁 태 오****
S. W. Bae, J. S. Kang, J. R. Yun, J. Lee, J. M. Lee, T. O. Tak

ABSTRACT

It is difficult for most of passenger cars to attach various types of suspensions. The modular experimental vehicle, which is designed to exchange suspension systems, has been developed to evaluate the effect of design changes of a suspension upon ride and handling characteristics of a vehicle. In order to enable the assemblage between modules, the experimental vehicle design is based on a space frame construction through finite element analysis. Moreover, module frames and brackets are designed using three-dimensional solid modeler to check the interference between each part of a vehicle. Steady-state and transient road tests were performed. Multibody dynamic model and simplified linear vehicle model are made to compare with the tests. The results of simulations and tests show the performance and validity of this experimental vehicle.

주요기술용어 : Experimental Vehicle(실험차량), Modular Frame(모듈형 프레임), Vehicle Dynamics(차량 동역학), Suspension(현가장치), Design Change(설계변경)

1. 서 론

자동차의 현가장치는 주행 중에 노면으로부터 차체에 전달되는 충격을 흡수하여 승차감을 향상시키며 구동시와 제동시 차량의 안정성을 확보한

다. 또한 선회시 원심력으로 인한 타이어와 차체의 운동을 제어하여 차량의 조종 안정성을 유지한다. 이와같은 현가장치의 기능을 향상시키기 위해 다양한 형태의 현가장치가 개발되었으며 현재도 새로운 메카니즘이 적용되고 있다.^{1)~5)} 현가장치의 특성과 메카니즘의 체계적인 연구를 위해서 다양한 현가장치를 적용하여 실험할 수 있는 실험 전용 차량의 개발이 요구된다.

지금까지 제작된 실험차량은 크게 두가지로 구분할 수 있다.⁶⁾ 하나는 차량을 모듈화하여 구동

*서울대학교 대학원 기계설계학과

**정회원, 서울대학교 대학원 기계설계학과

***정회원, 서울대학교 기계설계학과

****정회원, 강원대학교 기계공학과

방식의 변경, 현가장치의 교환, 중량과 중량 분포의 변경, 휠베이스와 트레드의 변경 등이 가능한 실험차이고, 다른 하나는 제어 시스템을 부가하여 차량 운동을 제어하는 것이다. 본 연구에서는 전자의 방식을 채택하여 다양한 현가계의 적용을 가능하게 하고 현가계의 설계변경에 의한 차량 동특성의 영향을 체계적이고 과학적인 방법으로 검증할 수 있는, 현가계의 분해와 조립이 가능한 모듈화된 실험차량을 제작하였다. 차량의 동적 거동과 관계없이 주행에만 관계된 요소는 기본 모듈에 장착하고 전륜 현가장치 모듈과 후륜 현가장치 모듈을 각각 여러 가지 형태로 조립이 가능하게 한다. 이렇게 적용성이 있는 모듈 형식으로 실험차량을 제작하여 현가계의 설계위치, 중량분포, 휠베이스와 트레드의 변화 등에 대한 차량의 조향 성능이나 승차감과 같은 동적 특성을 연구한다.

모듈간의 조립이 가능한 모듈형 실험차량을 제작하기 위해서는 간단한 구조를 가진 차체제작이 필요하다. 이를 위해 차체는 스페이스 프레임(Space Frame) 구조로 제작하였다. 충분한 강성을 가진 프레임 구조를 설계하기 위해 여러 가지 모델에 대하여 유한 요소 해석을 수행하여 강도 및 강성에 있어서 안전성이 확보된 모델을 수립하였다. 모듈간의 조립 가능성을 확인하고 여러 가지 차량 부품의 간섭을 회피하기 위해 3차원 솔리드 모델러로 차체 모델을 구성하였다. 엔진을 비롯한 차량의 구동에 필요한 각종 부품의 부착과 모듈간의 조립을 위해 브래킷을 설계하였다. 확장 모듈을 제작하여 차량의 휠베이스를 임의로 변경할 수 있게 하였으며, 부가 질량을 부착 가능하게 하여 무게중심의 위치와 관성 모멘트를 자유로이 변경할 수 있게 하였다. 제작된 실험차량의 동특성을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 예측해 보았으며 차량 주행시험 결과와도 비교하였다.

2. 차체 프레임의 강도 및 강성 해석

개념 설계에 의해 만들어진 간단한 모델을 기초로 실험차량의 프레임을 설계하였다. 프레임의

설계는 유한 요소 해석을 통하여 강도 및 강성 해석을 수행하여 만족스러운 모델이 나올때까지 설계를 반복하였다.

일반적으로 승용차의 차체는 굽힘과 비틀림에 취약하므로 이에 대하여 충분한 강도가 요구된다. 설계한 실험차량의 프레임이 충분한 강도를 갖는지 확인하기 위해 아래의 세가지 정하중에 대해서 강도해석을 하였다.^{7)~9)}

2.1 H-Point Bending

전/후방 스트럿 마운트 부분의 자유도를 구속하고 승차자에 의해 하중이 작용하는 점인 H-Point(Hip Point)에 3338N의 수직 하중을 가한다. 최대 변위가 1.02mm보다 작아야 한다.

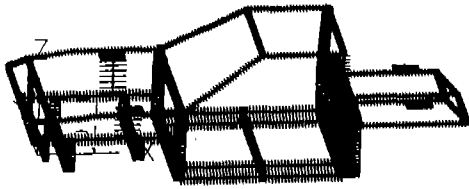
2.2 Rear-End Bending

일반적으로 차체는 전방 보다 후방의 변위가 더 크게 나타나므로 후방에 하중을 가하여 변위를 계산한다. 이것은 전/후방 스트럿 마운트 부분에 대해 자유도를 구속하고 최후방에 수직 하중 1110N을 가한다. 최대 변위가 6.45mm보다 작아야 한다.

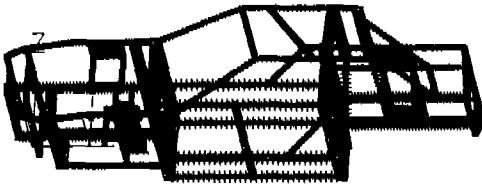
2.3 Rear-End Torsion

전방 스트럿 마운트를 구속하고 후방 스트럿 마운트의 두곳에 각각 하중 1695N-m의 짝힘을 가한다. 비틀림 강성이 300kN-m/rad보다 커야 한다.

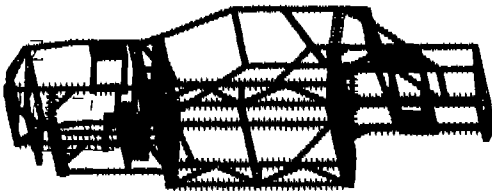
Fig.1에서 Model 1은 차량의 설계 기준점(Hard-Point)을 바탕으로 제작된 초기의 프레임의 형상에 대한 유한 요소 모델이다. 이 모델에 대하여 강도 해석의 결과는 H-Point Bending의 최대 변위가 1.18mm이고 Rear-End Bending의 최대 변위가 0.38mm, Rear-End Torsion의 비틀림 강성이 231.4kN-m/rad이다. 이 모델은 위의 강도 기준에 미달되므로 Model 2와 같이 차체 프레임의 구조를 변경하였다. 이 모델에 대한 결과는 각각 0.63mm, 0.41mm, 731.8kN-m/rad이다. 이 모델은 위의 강도 기준에 적합하므로 실험차량의 프레임의 기본 구조로 결정하였



(a) First Model(Model 1)



(b) Modified Model(Model 2)



(c) Final Model(Model 3)

Fig.1 Finite Element Models of the Experimental Vehicle

다. 최종 프레임은 Model 3과 같이 Model 2에 강성을 보강한 것으로 채택하였다. 이 모델에 대한 결과는 각각 0.63mm, 0.41mm, 731.8kN·m/rad이다. 유한 요소 모델은 I-DEAS¹⁰⁾에서 와이어프레임(Wireframe) 형태의 빔으로 구성한 후, ANSYS¹¹⁾를 이용하여 해석을 수행하였다.

세가지 모델에 대하여 자유 경계 조건의 모드 해석을 수행하였다. Table 1에서 강도 보강이 많이 된 최종 모델인 Model 3이 예상대로 고유진동수가 전체적으로 가장 높다. 1차 비틀림 모드에 대한 고유진동수는 모델마다 차이가 미소하나, 1차 굽힘에 대한 고유진동수는 모델마다 차이가 크다. 따라서 굽힘에 대해서 주로 강도 및 강성 보강이 이루어졌음을 알 수 있다. 일반적으

Table 1 Modes and Frequencies of Models [Hz]

| mode | Model 1 | Model 2 | Model 3 |
|---------------------|---------|---------|---------|
| 1st torsion | 30.7 | 31.6 | 33.5 |
| 1st bending | 31.9 | 42.7 | 48.5 |
| 2nd bending | 45.8 | 54.3 | 63.5 |
| 1st lateral bending | 39.6 | 42.3 | 43.8 |
| 2nd lateral bending | 49.5 | 48.7 | 49.1 |

로 엔진의 고유 모드를 제외한 차체의 첫번째 고유진동수가 보통 30~33Hz이므로⁷⁾ 본 차체 프레임은 만족스러운 결과를 보여준다.

3. 상세 설계 및 제작

모듈형 실험차량의 기본 개념은 차량의 동적 거동에는 관계없이 주행에만 관계되는 부분과 현가계에 관계되는 부분을 나누어 제작하여 조립하는 것이다. 따라서 본 연구에서는 실험차량을 기존의 모노코크(Monocoque) 승용차와는 달리 조립이 가능한 네가지의 모듈로 제작한다. 따라서 각각의 모듈이 서로 간섭이 없도록 설계가 되어야 하며, 분해와 조립이 가능하여야 한다. 각 모듈은 철골 구조로 제작된 모듈 프레임과 브래킷(Bracket)으로 부착되는 모듈 요소로 구성된다.

기본 모듈에 부착되는 모듈 요소는 차량 운행에 관련되는 기본적인 장치와 계측장비이다. 엔진, 변속기, 구동축, 조향장치, 흡·배기 기관, 냉각장치, 연료주입장치, 각종 안전장치, 전기장치 등이 여기에 해당한다. 따라서 이런 각종 장치들을 프레임에 부착하기 위해서는 브래킷을 제작해야 한다. 이들 브래킷 중 차량 주행 성능에 영향을 주는 브래킷은 I-DEAS를 이용하여 간섭이 없도록 설계를 한 뒤 제작을 하고, 그 외의 브래킷은 현장 맞춤으로 제작하였다.

전륜 현가장치 모듈에는 전륜 및 전륜 현가계, 조향장치의 일부 등의 모듈 요소가 부착된다. 실험차량의 기본이 된 차량은 전륜 현가계가 차체에 부착될 때 크로스 멤버(Cross Member)를 이용하여 부착된다. 하지만 전륜 현가장치 모듈과

엔진과의 간섭을 최대한 줄이고, 조립을 용이하게 하기 위해서 실험차량은 크로스 멤버를 사용하지 않고 현가계를 직접 프레임에 부착하였다.

후륜 현가장치 모듈은 전문 현가장치 모듈과는 달리 간섭등의 문제가 없어서 설계를 하기에는 용이하다. 설계의 편의상 이 모듈에 후륜 현가계를 조립할 때 기존 차량과 같이 서브프레임(Subframe)을 이용하여 조립한다.

확장 모듈은 실험차량의 휠베이스를 변경하기 위해 제작되는 모듈로서 박스 형태로 제작을 한다. 따라서 이 모듈에는 모듈 요소가 부착되지 않고 단지 프레임으로만 구성이 된다.

각 모듈간의 결합은 프레임의 중앙에 구멍을 내어서 부시(Bush)를 용접한 뒤 볼트(M15)로 체결하였다. 간섭 등의 문제로 프레임의 중앙에 구멍을 낼 수 없는 경우에는 볼트 결합용 브래킷

을 제작하여 체결하였다. 전문 현가장치 모듈과 기본 모듈의 결합에는 16개의 볼트가 이용되고, 후륜 현가장치 모듈의 부착에는 18개의 볼트가 이용된다. Fig.2는 전체 모듈의 분할도이고, Fig. 3은 완성된 차량의 사진이다.

본 연구에서 제작한 실험차량의 특징은 질량 분포와 휠베이스 등을 임의로 변경할 수 있다는 것이다. 따라서 차량의 선회 성능에 영향을 주는 요소인 무게중심의 위치와 요 관성 모멘트를 원하는 값으로 변경할 수 있다. 질량 분포를 변경하기 위해 부가 질량 11.1kg의 무게추 15개를 차량의 뒤쪽에 탑재 가능하도록 설계하였고, 확장 모듈의 유·무에 따라 휠베이스가 3000mm 또는 2700mm로 변경이 가능하다. 부가 질량의 위치와 갯수에 따라 원하는 차량의 중량 및 중량 분포를 얻을 수 있다. Table 2는 확장 모듈과 부

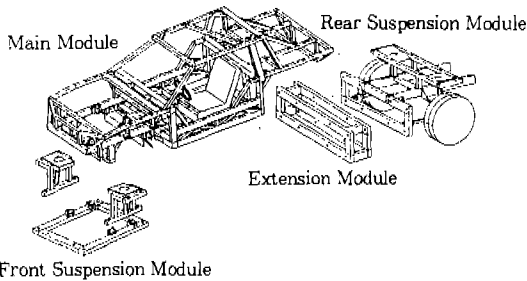


Fig.2 Assembly of Full Module Frames and Brackets

Fig.3 Perspective View of the Experimental Vehicle

Table 2 Specification of the Modular Experimental Vehicle

| | without extension module | | with extension module | |
|--|--------------------------|-----------------|-----------------------|-----------------|
| | without added mass | with added mass | without added mass | with added mass |
| crub sprung weight [kg] | 896 | 1072.4 | 972.9 | 1149.3 |
| wheelbase [m] | 2.700 | 2.700 | 3.000 | 3.000 |
| distance from front axle to CG [m] | 0.8007 | 1.2094 | 0.9434 | 1.3029 |
| distance from rear axle to CG [m] | 1.8993 | 1.4906 | 2.0566 | 1.6971 |
| CG height from ground [m] | 0.5658 | 0.6178 | 0.5536 | 0.6040 |
| roll moment of inertia [kg-m ²] | 245 | 296 | 270 | 322 |
| pitch moment of inertia [kg-m ²] | 1273 | 2198 | 1522 | 2357 |
| yaw moment of inertia [kg-m ²] | 1365 | 2311 | 1632 | 2487 |
| roll-yaw product of inertia [kg-m ²] | -68 | -184 | -52.6 | -167 |

가 질량의 유·무에 따른 실험차량의 제원이다.

4. 동역학 해석과 주행시험 결과의 비교

실험차량의 동특성을 시험과 비교하기 위해 전체 차량을 두가지로 모델링하였다. 첫째는 조향장치와 전·후 현가장치를 포함한 전체 차량을 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용한 다자유도 모델이고, 둘째는 차량 운동의 자유도와 파라미터를 최소화한 3자유도 선형 모델이다. 이 두 모델을 사용하여 차량을 급하게 선회하는 J-Turn 조향시와 차선을 급하게 변경하는 필스 조향시의 과도 상태 차량 거동에 관한 해석을 수행한 뒤 시험과 비교하였다.

다물체 동역학 모델은 차량의 설계시에 사용된 현가계의 3차원상의 설계 위치(Hard-Point)와 부싱(Bushing)의 강성 및 조인트의 기구학적 형상 등을 이용하여 모델링 하였다. 실험차량의 전륜 현가장치는 맥퍼슨 스트럿(McPherson Strut) 형이고, 후륜 현가장치는 멀티링크 형이다. 이를 모델링 하기 위해 32개의 강체 요소와 4개의 회전 조인트, 1개의 병진 조인트, 4개의 원통 조인트, 16개의 구면 조인트 요소를 이용하였다.

따라서 전체 차량 모델은 103개의 기구학적 자유도를 갖는다. 또한 28개의 부싱 요소를 이용하여 유연성(Compliance) 효과도 고려하였다. 스포링은 선형 스포링 요소를 이용하였고, 속 업쇼버와 범프 스트로퍼의 비선형 특성을 고려하기 위해 스플라인 데이터로 입력하였다. 타이어의 모델링은 수직하중, 슬립각 및 캠버각 등의 변화에 따른 횡력(Lateral Force)과 정렬 토크(Self-Aligning Torque)를 카펫플롯(Carpet Plot) 데이터로 입력하여 보간법으로 타이어의 작용력을 계산하는 ADAMS/Tire¹²⁾를 이용하였다.

다물체 동역학 차량 모델은 다자유도 비선형 모델이며, 전체 차량에 대한 많은 데이터를 필요로 한다. 이는 차량의 모델링에 많은 시간과 노력을 필요로 하고 차량의 동특성을 나타내는 파라미터를 쉽게 구할 수 없다. 반면에 차량의 과도 상태에 대한 간략화된 모델을 이용하면 파라미터 해석 등을 쉽게 할 수 있다.

3자유도 모델은 차량을 상질량(Sprung Mass)과 하질량(Unsprung Mass)의 두 부분으로 나누어 상질량은 가상적인 롤 축(Roll Axis)에 대하여 자유롭게 회전할 수 있고, 하질량은 평면 운동만을 한다고 가정한다. 또한 좌·우 바퀴의

Table 3 Nomenclatures for Parameters used in 3DOF Linear Model

| symbol | definition | unit | value |
|----------|--|-------------------|--------|
| a | distance from front axle to CG | m | 1.1719 |
| b | distance from rear axle to CG | m | 1.8281 |
| h | height of CG from roll axis | m | 0.2831 |
| M | vehicle total mass | kg | 1521.7 |
| M_s | vehicle sprung mass | kg | 1348.7 |
| I_{yy} | yaw moment of inertia of vehicle | kg-m ² | 2639 |
| I_{xx} | roll moment of inertia of sprung mass | kg-m ² | 291 |
| I_{xy} | roll-yaw product of inertia of sprung mass | kg-m ² | -111 |
| u | forward speed | m/s | 22.222 |
| C_f | front cornering stiffness | N/rad | 70300 |
| C_r | rear cornering stiffness | N/rad | 58404 |
| k_ψ | roll stiffness constant | N-m/rad | 69944 |
| c_ψ | roll damping constant | N-m/(rad/s) | 3512 |
| g | gravitational acceleration constant | m/s ² | 9.81 |

슬립(Slip)은 같고, 모든 각도는 충분히 작다고 가정한다. 따라서 차량은 횡속도 v , 요각속도 r , 롤각도 ϕ 의 세개의 자유도를 갖는다. 이에 대한 운동방정식은 식(1)~식(3)과 같다.^{13),14)} 여기서, δ 는 전륜 조향각(Front Wheel Steer Angle)이고 나머지 파라미터는 Table 3에 주어져 있다.

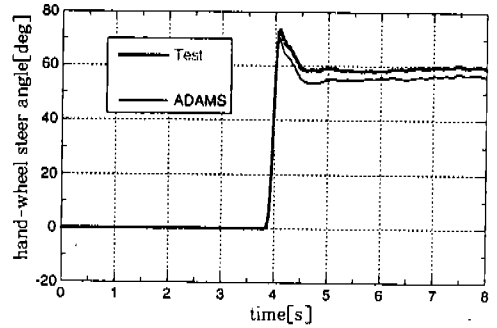
$$M\dot{v} + \left[\frac{2C_r + 2C_f}{u} \right]v + \left[Mu + \frac{2aC_r - 2bC_f}{u} \right]r + (M, h)\ddot{\phi} = 2C_r\delta \quad (1)$$

$$(M, h)\dot{v} + I_{xx}\dot{r} + [(M, h)u]r + I_{xx}\ddot{\phi} + c_\phi\dot{\phi} + [k_\phi - (M, h)g]\phi = 0 \quad (2)$$

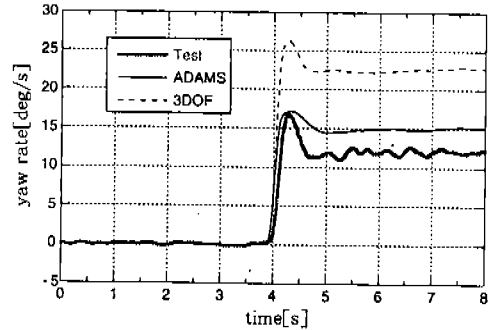
$$\left[\frac{2aC_r - 2bC_f}{u} \right]v + I_{xx}\dot{r} + \left[\frac{2a^2C_r + 2b^2C_f}{u} \right]r + I_{xx}\ddot{\phi} = 2aC_r\delta \quad (3)$$

위의 두 모델에 대하여 전방속도 80km/h에 대한 J-Turn 조향 시뮬레이션과 펄스 조향 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 실차 주행 시험 결과와 비교하였다. 조향 입력은 주행 시험의 조향 입력 데이터를 그대로 이용하였으며, ADAMS에서는 조향 입력을 랙의 변위로 입력하였고, 3자유도 모델에서는 전륜 조향각 δ 를 시간에 대한 함수로 입력하였다.

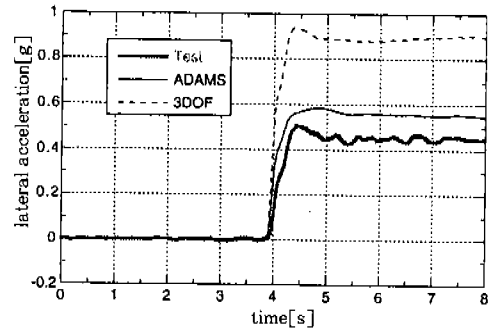
Fig.4는 J-Turn 조향에 대한 요각속도, 횡가속도, 롤각도의 결과이다. 요각속도와 횡가속도의 경우 ADAMS와 시험이 다소 비슷한 결과를 보여주지만, 선형 모델은 상당히 큰 차이를 보여준다. 이는 횡가속도가 0.4g을 넘어서 선형 영역의 범위를 벗어 났기 때문이다.⁹⁾ 롤각도의 경우는 반대로 ADAMS의 경우가 선형 모델보다 시험의 결과와 큰 차이를 보여 준다. 이는 현가계의 롤 강성을 선형 모델에서는 등가 롤 강성으로 모델링하였고, ADAMS에서는 스테빌라이저 바(Stabilizer Bar)로 모델링하였다. 스테빌라이저 바는 타이어와 함께 비선형 특성이 매우 강하며 동적 거동 또한 매우 복잡하기 때문에 모델링이 어려운 요소이다. 본 논문에서는 스테빌라이저



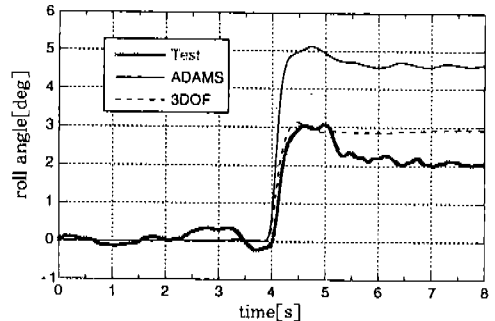
(a) Hand-Wheel Steering Input



(b) Yaw rate



(c) Lateral Acceleration



(d) Roll Angle

Fig.4 J-Turn Maneuver

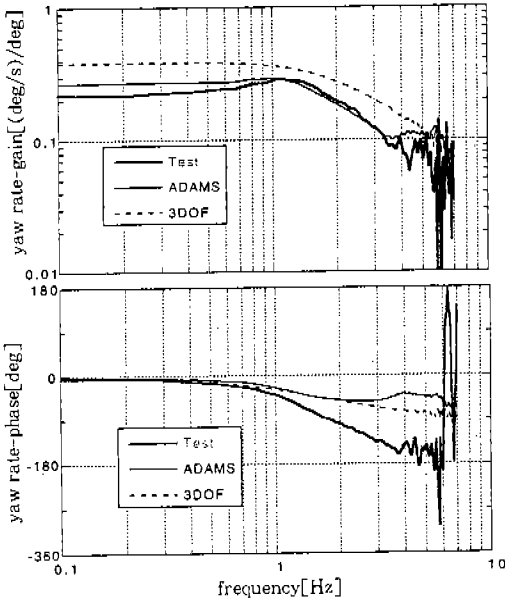


Fig.5 Yaw Rate Frequency Response (Gain and Phase)

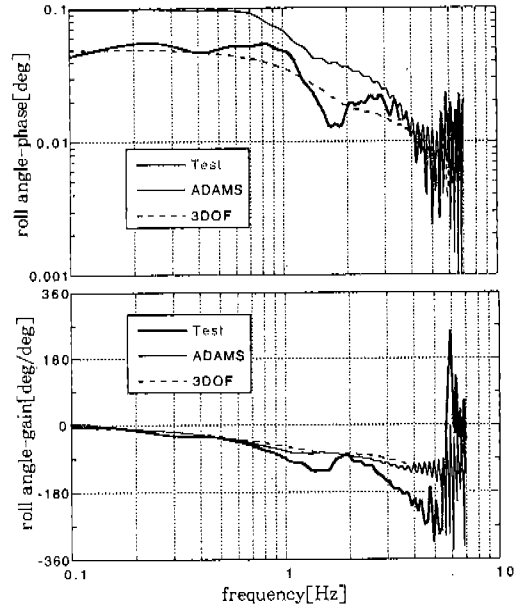


Fig.7 Roll Angle Frequency Response (Gain and Phase)

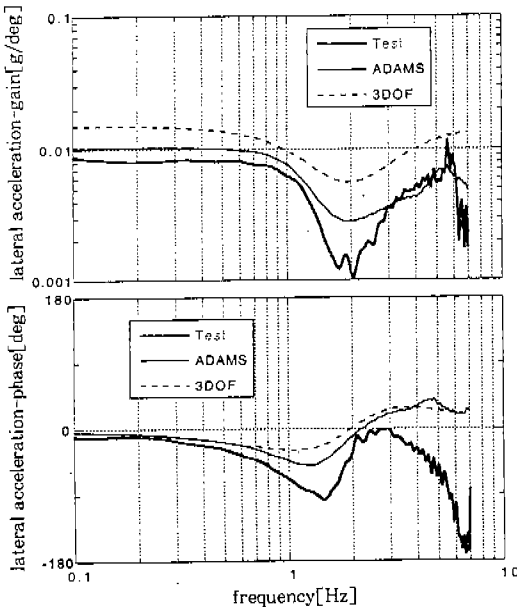


Fig.6 Lateral Acceleration Frequency Response (Gain and Phase)

바의 일부를 보(Beam) 요소로 모델링하였다. 시험과 일치하는 결과를 얻기 위해서는 스테빌라이저 바 전체를 보 요소로 모델링하여야 한다.¹⁵⁾

Fig.5~Fig.7은 펄스 조향 시의 요각속도, 횡가속도, 롤각도의 주파수 응답 함수이다. ADAMS와 시험의 결과가 대체적으로 일치함을 알 수 있다. 요각속도에서 위상이 시험의 결과는 -180도까지 내려가지만, ADAMS와 선형 모델의 경우는 -90도까지 내려간다. 이는 해석 모델에서 타이어의 시간 지연(Time Lag)의 영향을 고려하지 않았기 때문인 것으로 보여진다.¹³⁾

5. 결 론

본 연구에서는 차량의 승차감 및 조종 안정성 등의 동적 특성을 평가하기 위한 모듈형 실험차량을 제작하였으며, 주행 시험을 수행하고 시뮬레이션의 결과와 비교하였다. 모듈형 실험차량을 제작하기 위해 유한 요소 해석을 수행하여 차체 프레임을 설계하였으며, 모듈간의 조립과 간섭 회피를 위해 차량 전체를 3차원 솔리드 모델러를

이용하여 설계하였다. 완성된 실험차량으로 실차 주행 시험을 수행하여 차량의 조종 안정성을 평가하였다. 주행시험은 정상 원 선회 시험과 J-Turn 조향 시험, 펄스 조향 입력 시험의 세가지로 실시하였다. 이로써 실험차량을 주행 시험에 활용 가능함을 입증하였다. 유한 요소 해석으로 얻어진 차량의 제원을 이용하여 다물체 동역학 해석을 수행하고, 실차 주행 실험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션 결과는 시험 결과와 비교할 때 약간의 차이를 보였다. 이는 다물체 동역학 모델의 데이터가 미비하기 때문인 것으로 생각되며 앞으로 모델의 정확도를 높이는 과제가 남아 있다.

본 연구를 통해 제작된 모듈형 실험차량은 다양한 현가계의 적용을 통해 현가계가 차량의 동특성에 미치는 영향을 비교 검토하는 등 다양한 활용이 기대된다.

참 고 문 헌

1. von der Ohe, M., "Front and Rear Suspension of the New Mercedes Model W201", *SAE paper No. 831045*, 1983.
2. Tsukuda, Y., Tsubota, Y., Tonomura, H. and Noguchi, H., "Development of a New Multi-Link Rear Suspension", *SAE paper No. 881774*, 1989.
3. Murakami, T., Uno, T., Iwasaki, H. and Noguchi, H., "Development of a New Multi-Link Front Suspension", *SAE paper No. 890179*, 1989.
4. Ushio, K., "New Multi-Link Suspension", *SAE paper No. 912567*, 1991.
5. Andersson, J. E., Bane, O. and Larsson, A., "Volvo 760 GLE Multi-Link Rear Axle Suspension", *SAE paper No. 890082*, 1989.
6. Asano, M., Shimoyama, O. and Hashigaya, H., "New Approach in Automotive Control-An Experimental Variable-Response Vehicle", *Proc. of IECON91*, Vol. 1, publ. by IEEE, 1991.
7. Augustitus, J. A., Kamal, M. M. and Howell, L. J., "Design Through Analysis of an Experimental Automobile Structure", *SAE paper No. 770597*, 1977.
8. Bennett, J. A. and Nelson, M. F., "An Optimization Capability for Automotive Structure", *SAE paper No. 790972*, 1979.
9. Milliken, W. F. and Milliken, D. L., *Race Car Vehicle Dynamics* SAE, 1995.
10. *Exploring F-DEAS Design*, Structural Dynamics Research Corporation, 1994.
11. *ANSYS User's Manual*, Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.
12. *ADAMS/Tire User's Manual*, Mechanical Dynamics, Inc., 1989.
13. Heydinger, G. J., *Improved Simulation and Validation of Road Vehicle Handling Dynamics*, Ph. D. Dissertation, The Ohio State University, 1990.
14. Huang, F., Chen, J. R. and Tsai, L.-W., "The Use of Random Steer Test Data for Vehicle Parameter Estimation", *SAE paper No. 930830*, 1993.
15. 조병관, 송성재, "차량동역학 해석에서 스테빌라이저의 모델링", 한국정밀공학회지 제13권 제10호, 1996.