

현가계의 교체가 가능한 모듈형 실험차량의 개발

A Development of Modular Experimental Vehicle for Exchanging Suspension Systems

배상우, 강주식, 윤중락(서울대 대학원),

이장무(서울대 기계설계학과),

탁태오(강원대 정밀기계공학과)

ABSTRACT

In this study, in order to adapt various types of suspensions that is not possible for a passenger car, and to validate the effect of the design change of a suspension upon ride and handling characteristics of a vehicle, the modular experimental vehicle, which makes possible to exchange suspension systems, has been designed and developed. In order to enable the assemblage between the modules, the experimental vehicle design is based on a space frame construction through finite element analysis. Moreover, the module frames and the brackets are designed using three-dimensional solid modeler to check the interference between each part of a vehicle. The results of simulation and experiment are compared.

Key Words : experimental vehicle (실험차량), modular frame (모듈형 프레임), vehicle dynamics (차량 동역학), suspension (현가장치), design change (설계변경)

1. 서론

자동차의 현가장치는 주행 중에 노면으로부터 차체에 전달되는 충격을 흡수하여 승차감을 향상시키며 구동시와 제동시 차량의 안정성을 확보한다. 또한 선회시 원심력으로 인한 타이어나 차체의 운동을 제어하여 차량의 조종 안정성을 유지한다. 따라서 현가장치의 기능을 향상시키기 위해 수없이 다양한 형태의 현가장치가 개발되었으며 현재도 새로운 메카니즘이 적용되고 있다. 이러한 현가장치의 특성과 메카니즘의 체계적인 연구를 위해 다양한 현가장치를 적용하여 실험할 수 있는 모듈형 실험 전용 차량을 개발하게 되었다.

지금까지 제작된 실험차량은 크게 두가지로 구분할 수 있다. 하나는 차량의 모듈화에 의해 구동방식의 변경, 현가장치의 교환, 중량과 중량 분포의 변경, 휠베이스와 트레드의 변경 등이 가능한 실험차이다. 예로서 일본 Nissan의 IVS, 독일 Porsche의 PEP, Benz의 Skeletal Test Vehicle 등이 있다¹⁾. 다른 하나는 제어 시스템을 부가하여 차량 운동을 제어하는 것이다. 그 예로는 L. Segel 등의 Variable Stability Automobile²⁾, GM의 VRV³⁾, Lotus의 SID⁴⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 일반 승용차에서는 불가능한 다양한 현가계의 적용을 가능하게 하여, 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 선회 현가장치 모듈과 후륜 현가장치 모듈을 각각 여러 가지 형태로 조립이 가능하게 한다. 이렇게 적응성(adaptability)이 있는 모듈 형식으로 실험차량을 제작하여 현가계의 설계위치, 중량분포, 휠베이스와 트레드의 변화 등 다양한 시스템에 대한 차량의 조향 성능이나 승차감과 같은 동적 특성을 연구한다.

모듈간의 조립이 가능한 모듈형 실험차량을 제작하기 위해서는 간단한 구조를 가진 차체 제작이 필요하다. 이를 위해 차체는 스페이스 프레임 구조로 제작하였다. 충분한 강성을 가진 프레임 구조를 설계하기 위해 여러 가지 모델에 대하여 유한요소해석을 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 다시 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. 실험차량의 동특성을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 예측해 보았으며 차량 주행 시험 결과와도 비교하였다.

2. 차체 프레임의 강도 및 강성 해석

실험차량의 개념 설계에 의해 만들어진 간단한 모델을 기초로 프레임 설계를 시작하였다. 프레임을 설계한 후 유한요소해석을 수행하여 만족스러운 모델이 나올 때까지 설계를 반복하였다.

Fig. 1의 (a)는 차체에 가해지는 하중을 기본적으로 견딜 수 있도록 초기에 제작된 프레임의 형상에 대한 FEM 모델이다. 이 모델은 강도 및 강성이 기준에 미달되어 (b)와 같이 차체 프레임의 구조를 변경하였다. (c)는 (b)의 프레임에 강성을 보강한 프레임의 FEM 모델이다. FEM 모델은 I-DEAS에서 wireframe 형태의 범으로 구성한 후, ANSYS의 BEAM4와 SHELL63 요소를 이용하여 해석을 수행하였다.

강도 해석은 참고문헌^{5,6)}을 참조하여 일반적으로 승용차의 차체 설계시 많이 쓰이는 새가지의 하중 조건에 대해서 해석을 하

었다. 세가지 하중 조건은 다음과 같다.

1. **H-point bending** : 전/후방 스트럿 마운트 부분에 대해 자유도를 구속하고 H-point에 3338 N의 수직 하중을 가한다.
2. **rear 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 수직력 1110 N을 가한다.
3. **rear torsion** : 전방 스트럿 마운트를 구속하고 후방 스트럿 마운트의 두곳에 각각 하중 1694 N의 짝힘을 가한다.

Table 1에 각각의 하중조건에 대한 해석 결과를 정리하였다. 전반적으로 Model 1은 강도가 약하다는 것을 알 수 있다. 이에 따라 강도가 보강된 Model 2와 Model 3은 주어진 강도조건을 만족함을 알 수 있다. Fig. 2는 최종 모델인 Model 3의 각각의 하중 조건에 대한 변위를 나타낸다.

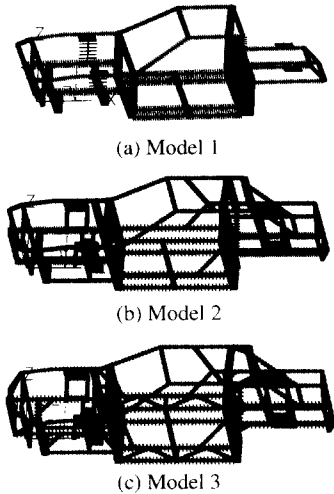


Fig. 1 Three models used in finite element analysis

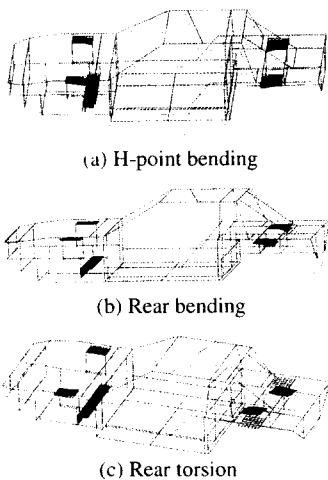


Fig. 2 Deformed and undeformed shape of Model 3

Table 1 Load conditions and criteria

| Load condition | Recommended value | Model 1 | Model 2 | Model 3 |
|-----------------|-----------------------------|---------|---------|---------|
| H-point bending | $\delta_{\max} < 1.02$ [mm] | 1.18 | 0.63 | 0.37 |
| Rear bending | $\delta_{\max} < 6.45$ [mm] | 0.38 | 0.41 | 0.37 |
| Rear torsion | $300 < K_t < 770$ [kNm/rad] | 231.4 | 731.8 | 808.9 |

세가지 모델에 대하여 자유 경계 조건의 모드 해석을 수행하였다. Table 2에서 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 큼을 알 수 있다. 따라서 굽힘에 대해서 주로 강도 및 강성 보강이 이루어 졌다. 일반적으로 엔진을 제외한 차체의 첫번째 고유진동수가 보통 30 ~ 33 Hz 이므로 본 차체 프레임은 만족스러운 결과를 보여 준다. Fig. 3은 Model 3에 대하여 3차 까지의 모드 형상이다.

Table 2 Natural frequencies of three models [Hz]

| | Model 1 | Model 2 | Model 3 |
|----------|----------|----------|----------|
| 1st mode | 30.7 (T) | 31.6 (T) | 33.5 (T) |
| 2nd mode | 31.9 (B) | 42.3 (L) | 43.8 (L) |
| 3rd mode | 39.6 (L) | 42.7 (B) | 48.5 (B) |
| 4th mode | 45.8 (B) | 48.7 (L) | 49.1 (L) |
| 5th mode | 49.5 (L) | 54.3 (B) | 63.5(B) |

T : torsion, L : lateral bending, B : vertical bending

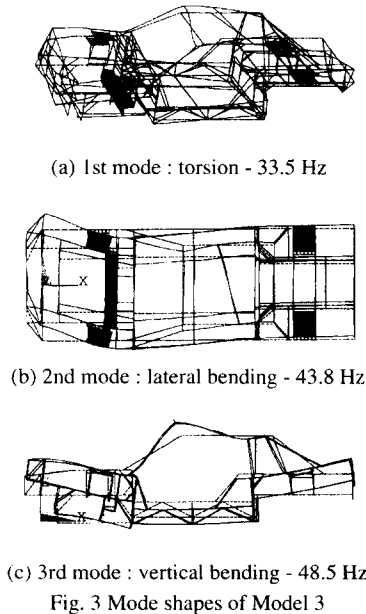


Fig. 3 Mode shapes of Model 3

3. 실험차량의 상세 설계 및 제작

모듈형 실험차량의 기본 개념은 차량의 동적 거동과 관계없이 주행에만 관계되는 부분과 현가계에 관계되는 부분을 나누어 제

사하여 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 여기에 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. Fig. 4 (a)는 각종 브래킷이 부착된 기본 모듈의 그림이다.

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. Fig. 4 (b)는 전륜 현가장치 모듈에 브래킷을 부착한 그림이다.

후륜 현가장치 모듈은 전륜 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. Fig. 4 (c)는 후륜 현가장치 모듈에 브래킷을 부착한 그림이다.

확장 모듈은 실험차량의 휠베이스를 변경하기 위해 제작되는 모듈로서 박스 형태로 제작을 한다. 따라서 이 모듈에는 모듈 요소가 부착되지 않고 단지 프레임으로만 구성이 된다. Fig. 4 (d)는 확장 모듈의 그림이다.

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 브래킷을 제작하여 체결하였다. 전륜 현가장치 모듈과 기본 모듈의 결합에는 16개의 볼트가 이용되고, 후륜 현가장치 모듈의 부착에는 18개의 볼트가 이용된다. 실험차량의 질량 분포를 변경할 수 있도록 부가 질량으로 11.1 kg의 무게추 15 개를 차량의 뒤쪽에 탑재 가능하다. Fig. 5는 확장 모듈을 포함한 전체 모듈을 결합한 그림이고, Fig. 6는 완성된 차량의 사진이다.

4. 실험차량의 주행시험

제작된 실험차량의 주행 성능을 평가하기 위하여 실차 주행 시험을 실시하였다. 주행 시험은 정상 원 선회 주행시험과 J-turn 조향 시험, 필스 입력 조향 시험의 세가지를 실시하여 조향 입력각과 횡가속도, 요우 가속도, 롤 각도, 전방속도, 사이드 슬립각 등을 측정하였다. 시험방법은 ISO 나 SAE규격을 따르거나 주행시험장의 여건에 알맞게 수정하여 수행하였다.

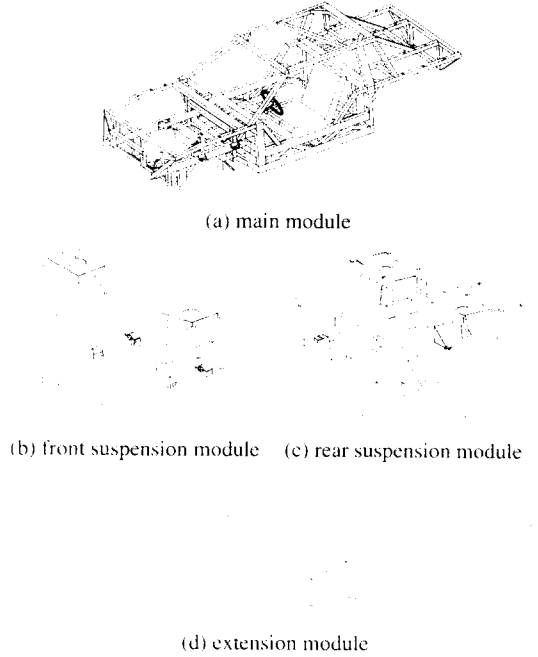


Fig. 4 Module frames and brackets

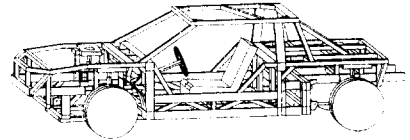


Fig. 5 Assembly of full module frames and brackets

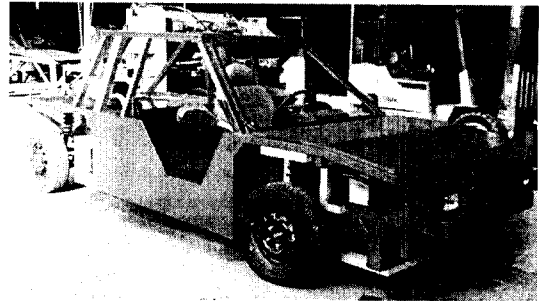


Fig. 6 Perspective view of experimental vehicle

4.1 정상 원 선회 주행시험

차량의 언더스티어와 오버스티어 특성을 판별하기 위해서 정상 원선회 시험을 수행하였다. 시험방법은 약 35m의 일정 반경을 선회 주행하면서 정상상태에 이르렀을때의 조향 입력각 등을 측정한다. 선회시 속도를 증가하여 정상상태시 횡가속도가 일정량씩 증가하도록 하였다. 횡가속도 증가에 대한 조향 입력각의 변화를 Fig. 7과 같이 4차 다항함수로 커브 피팅하였다. 횡가속도가 작은 구간에서 정의되는 언더스티어 구배량은 다항함수의 1차 항의 계수로서 정의된다. Fig. 8에서 롤 계인을 구하기 위해 횡가속도 증가에 대한 롤 각도의 변화를 1차 함수로 커브 피팅할 때, 롤 계인

은 1차 항의 계수로서 정의된다. 실험차량의 언더스티어 구배량과 롤 계인은 다음과 같다.

$$K = 62.335 \text{ [deg/g]} \quad (1)$$

$$R_{\phi} = 7.1845 \text{ [deg/g]} \quad (2)$$

4.2 J-turn 조향 시험

차량의 과도 상태에서의 조향 동특성을 평가하기 위해서 계단과 조향 입력(J-turn) 시험을 수행하였다. 차량의 요우 각속도와 횡가속도의 과도 상태에서의 응답은 차량의 조향 특성을 나타내는 척도이다. 전방속도는 80 km/h와 100 km/h의 두가지에 대해 시험하였다. 조향입력각은 60 도의 계단파로 가하였으나, 입력 초기에 오버슈트(overshoot)가 다소 존재한다.

Table 3은 J-turn 조향 시험에 대한 동특성의 정량적인 값을 나타낸다. G_{ss} 는 조향입력각에 대한 동특성의 steady state gain이며, T_r 은 response time으로서 정의는 출력값의 정상상태의 90%가 되는 시간에서 입력값의 정상상태의 50%가 되는 시간을 뺀 것이다. T_p 는 peak response time으로서 출력값이 최대가 되는 시간에서 입력값의 정상상태의 50%가 되는 시간을 뺀 것이다. O_p 는 percent overshoot이다. 각각의 정의는 다음과 같다.

$$G_{ss} = \frac{\text{Output steady state gain}}{\text{Input steady state value}} \quad (3)$$

$$T_r = T(0.9 \times \text{output}_{ss}) - T(0.5 \times \text{input}_{ss}) \quad (4)$$

$$T_p = T(\text{output}_{MAX}) - T(0.5 \times \text{input}_{ss}) \quad (5)$$

$$O_p = \frac{\text{Output maximum value}}{\text{Output steady state value}} \quad (6)$$

정상상태 계인의 경우 요우 각속도와 롤 각도는 80 km/h에서와 100 km/h에서의 결과가 비슷하게 나왔지만 횡가속도의 경우 100 km/h에서 큰 값이 나왔다. Response time에서는 요우 각속도가 가장 응답이 빠른 것으로 나타났다. 횡가속도의 경우 100 km/h에서 80km/h에서보다 응답이 늦게 나타났다. Peak response time은 response time과는 달리 롤 각도에 대한 것이 가장 크게 나왔다. 요우각속도의 percent overshoot 값이 크게 나왔다. 이것은 실험 차량의 요우 뎀핑이 작다는 것을 의미한다.

Table 3 Response metrics of J-turn maneuver

| Metrics | Yaw Rate | Lateral Acc. | Roll Angle | |
|-------------|----------|--------------|------------|-------|
| G_{ss} | 80 km/h | 0.2 | 0.0074 | 0.034 |
| | 100 km/h | 0.2 | 0.0087 | 0.035 |
| T_r [sec] | 80 km/h | 0.175 | 0.275 | 0.225 |
| | 100 km/h | 0.16 | 0.32 | 0.22 |
| T_p [sec] | 80 km/h | 0.3 | 0.45 | 0.825 |
| | 100 km/h | 0.345 | 0.595 | 0.72 |
| O_p [%] | 80 km/h | 140 | 114 | 148 |
| | 100 km/h | 135 | 115 | 171 |

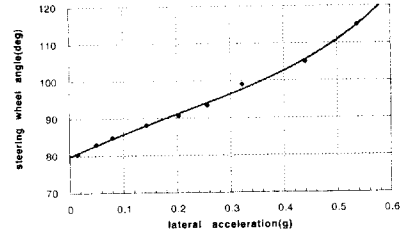


Fig. 7 Steering wheel angle vs. lateral acceleration

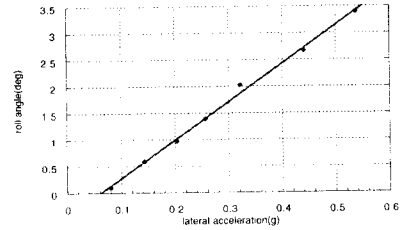
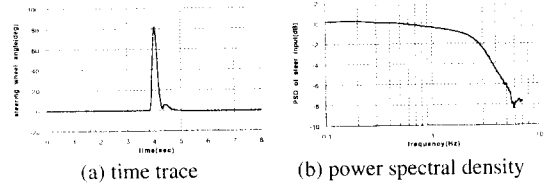


Fig. 8 Roll angle vs. lateral acceleration



(a) time trace (b) power spectral density
Fig. 9 pulse steer input

4.3 펄스 입력 조향 시험

실험차량에 대하여 펄스 조향 입력(pulse steer) 시험을 실시하였다. 차량의 전방속도는 80 km/h이고, 스티어링휠의 최대 각도는 80도이며, 펄스 간격은 0.5 초이다. Fig. 9는 8 초까지의 조향 입력과 조향 입력의 파워 스펙트럼 밀도함수이다. 요우 각속도가 최대가 되는 peak frequency는 $f_p = 1.09 \text{ Hz}$ 로 나타났다. 정상상태 요우 각속도의 bandwidth는 1.875 Hz로 나타났다. 이 값은 응답성이 떨어지기 시작하는 주파수를 나타낸다. 정상상태 값에 대한 최대 요우 각속도의 비를 나타내는 peak amplitude ratio는 119%로 나타났다. 이 값은 J-turn 조향 시험에서 percent overshoot와 같은 특성을 나타내는 값으로서 이 값이 클수록 요우 뎀핑이 작은 것을 의미한다. 요우 각속도에 대한 위상 특성을 볼 때 2차 시스템의 특성을 보여주고 있음을 알 수 있다. 따라서, 위상이 -90° 인 점의 주파수가 고유진동수와 같은 의미를 가진다. 이 값은 1.80 Hz이다.

5. 동역학 해석과 시험 결과의 비교

실험차량의 조향장치와 전/후 현가장치를 포함한 전체 차량을 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 모델링하고 이 모델을 사용하여 J-turn 조향시험과 펄스 조향시험의 과도 상태 차량 거동에 관한 해석을 수행하였다. 조향 입력은 주행 시험의 조향 입력 데이터를 그대로 이용하였다. Fig. 10은 확장 모

들을 부착하고 부가 질량을 달지 않은 실험차량에 대해 설계시에 사용된 데이터를 기초로 만든 ADAMS 모델이다.

다물체 동역학 모델을 이용하여 전방속도 80 km/h에 대한 J-turn 조향 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 실차 주행 시험 결과와 비교하였다. 이 결과를 Fig. 11에서 비교하고 있다. 조향이 가해지기 시작하는 과도상태에서는 비슷한 경향을 나타내나, 정상상태에서는 시뮬레이션의 결과가 크게 나왔다.

전방속도 80 km/h에 대한 필스 조향 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 실차 주행 시험 결과와 비교하였다. Fig. 12는 주파수 영역에서 요우 각속도의 결과를 비교하고 있다.

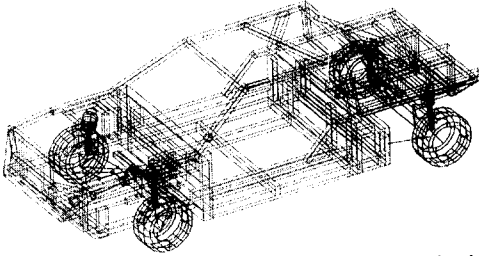


Fig. 10 Multi-body dynamic model of experimental vehicle

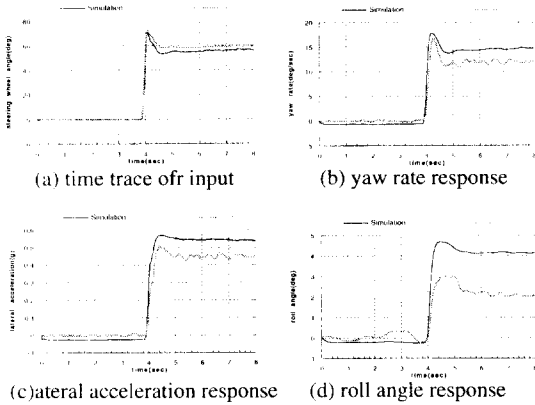


Fig. 11 J-turn steer input

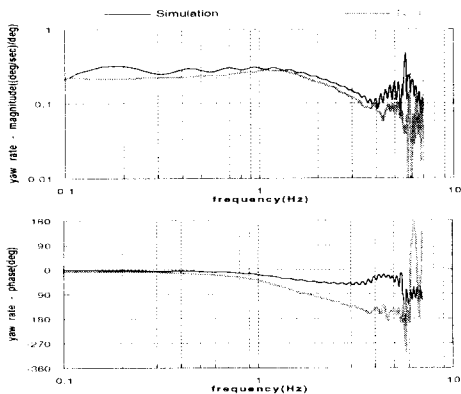


Fig. 12 Yaw rate frequency response of pulse steer input

6. 결론

본 연구에서는 차량의 승차감 및 조종 안정성 등의 동적 특성을 평가하기 위한 모듈형 실험차량을 제작하였으며, 차량 시험을 수행하고 시뮬레이션의 결과와 비교하였다. 모듈형 실험차량을 제작하기 위해 유한요소해석을 수행하여 차체 프레임에 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 원선회 시험과 J-turn 조향 시험, 필스입력 조향 시험의 세가지로 실시하였다. 이로써 실험차량을 주행 시험에 활용 가능함을 입증하였다. 유한요소해석으로 얻어진 차량의 제원에 대해서 다물체 동역학 해석을 수행하고, 실차 주행 시험 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.

참고문헌

- [1] 下山 修, 淺野 正春, 橋ヶ谷 浩昭, “可變制御車兩による車兩連動制御研究,” 自動車機術, Vol. 45, No. 3, 1991.
- [2] Segel, Leonard, “The Variable-Stability Automobile: Concept and Design,” SAE paper No. 650658, 1965.
- [3] Repa, Brian S., Alexander A. Alexandridis, Larry J. Howell, and Walter W. Wierwille, “Study of Vehicle Steering and Response Characteristics in Simulated and Actual Driving,” SAE paper No. 780011, 1978.
- [4] Hurdwell, Richard, and Michael J. Pilling, “Active Suspension and Rear Wheel Steering Make Powerful Research and Development Tools,” SAE paper No. 930266, 1993.
- [5] Augustitus, James A., Mounir M. Kamal, and Larry J. Howell, “Design Through Analysis of an Experimental Automobile Structure,” SAE paper No. 770597, 1977.
- [6] Bennett, James A., and Mark F. Nelson, “An Optimization Capability for Automotive Structure,” SAE paper No. 790972, 1979.
- [7] Milliken, William F., and Douglas L. Milliken, “Race Car Vehicle Dynamics,” SAE, 1958, pp. 673-677.
- [8] Heydinger, Gary Joseph, “Improved Simulation and Validation of Road Vehicle Handling Dynamics,” Ph.D. Dissertation, The Ohio State University, 1990, pp. 222-237.
- [9] Heydinger, Gary J., Paul A. Grygier, and Seewoo Lee, “Pulse Testing Techniques Applied to Vehicle Handling Dynamics,” SAE paper No. 930828, 1993.