

유압동력 조향시스템의 동역학 모델링을 통한 시미진동 해석

손정현¹⁾ · 유완석²⁾ · 김광석³⁾

부산대학교 기계기술연구소¹⁾ · 부산대학교 기계공학부²⁾ · 인하공전 자동차과³⁾

Shimmy Vibration Analysis of Steering Wheel including Hydraulic Power Steering System

Jeonghyun Sohn¹⁾ · Wansuk Yoo²⁾ · Kwangsuk Kim³⁾

¹⁾RIMT, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

³⁾Department of Automotive Engineering, Inha Technical College, Incheon 402-752, Korea

(Received 27 August 2002 / Accepted 5 February 2003)

Abstract : The power steering system has been adopted in most vehicle system for an easy maneuverability. In this paper, a hydraulic power steering(HPS) model for the computer simulation is developed and used to power steering simulation. The simulation shows that the steering wheel torque with HPS model is less than that without HPS model. In addition, the shimmy vibration at the steering wheel is also simulated and compared to the test data. The lateral displacement of the steering wheel is calculated by imposing the lateral acceleration of the knuckle as a vibration input. The frequency response of the steering wheel is in a good agreement to the test data..

Key words : Vehicle dynamics(차량동역학), Hydraulic power steering system(유압동력조향장치), Computer simulation(컴퓨터시뮬레이션), Shimmy vibration(시미진동)

1. 서론

최근에 운전 편의성에 대한 욕구가 증가하면서 운전자의 조향 조작력을 경감시킬 수 있는 파워 스티어링 시스템(power steering system)의 보급이 거의 대부분의 차량으로 확대되고 있으며, 이에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있다. 장봉춘¹⁾은 파워 스티어링 시스템의 수학적 모델을 구성하고 이를 5자유도 선형 차량모델에 적용시켜 차량의 동특성을 해석하였고, Baxter²⁾는 랙-피니언 형식의 파워 스티어링 시스템에 대해 해석하였으며, 파워 스티어링

시스템의 핵심 부품인 로터리 밸브에 대하여도 연구하였다. 탁태오³⁾ 등은 파워 스티어링 시스템의 힘 요소 모델을 수학적으로 구성하여 이를 1/2 차량 모델을 이용한 실험을 통해 검증하고 전차량 모델에 대하여 차량의 동특성을 해석하였다. 박철희⁴⁾ 등은 타이어의 불균형 질량 및 차체의 탄성 진동이 시미진동에 미치는 영향에 대해 고찰하였으며, 조병관⁵⁾ 등은 상용차의 조향계를 DADS3)를 이용하여 모델링하고 진동특성을 해석하였다. 김찬목⁶⁾ 등은 상용 소프트웨어인 CADA-PC를 이용하여 조향축 및 조향휠의 탄성진동 및 연결부위 고무 부싱과의 커플된 진동특성을 해석하였다.

이들 연구에서는 조향장치와 현가장치 사이의 기구학적 연결을 고려하지 않아 조향장치와 차량운동

* To whom correspondence should be addressed.
wsyoo@pusan.ac.kr

의 정확한 상관관계를 얻기 힘들거나, 수학적 수식만으로 시뮬진동을 나타내었다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 다물체 모델과 시험데이터를 이용하여 조향장치를 구성하고 시뮬레이션을 통한 시뮬진동의 구현을 보이고자 한다.

본 연구에서는 파워 스티어링 시스템의 정확한 모델링을 위하여 다물체동역학 해석 프로그램인 DADS⁷⁾를 사용하여 차량 및 조향장치, 유압식 파워 스티어링 시스템(hydraulic power steering system)을 모델링하고 시뮬레이션을 수행하였다. 타이어나부터 전해지는 진동 가진에 대한 조향휠의 진동특성을 분석하기 위하여 실차 시험 결과 얻어진 너클의 가속도 데이터를 가진 입력으로 사용함으로써 조향휠에서 실차 시험과 동일한 응답특성을 얻을 수 있도록 튜닝하였다. 해석 결과 구해진 조향 휠의 진동특성을 시험데이터와 비교함으로써 모델의 신뢰성을 검증하였다.

2. 동력조향시스템의 동역학 모델

운전자의 핸들 조작으로 현가장치 링크를 움직여서 타이어가 꺾이는 각을 발생시키는 것이 조향시스템의 역할이며, 조종안정성 시험에서 필수적으로 사용되는 모듈이다. 조향장치 모듈은 경로제어를 위해 가해지는 조타력에 대한 조향 핸들로부터 휠까지의 변위와 힘의 관계를 규명하기 위하여 수학적 모델과 실험적 모델로 구성하였다.

2.1 수학적 모델

파워 스티어링 시스템에서는 운전자의 조향 휠 입력이 타이어의 저항력을 발생시켜 로터리 밸브내의 토션바(torsion bar)의 비틀림을 유발함으로써 작동 유압의 작용방향 및 크기를 제어한다. 즉 입력축과 피니언간의 상대각 변위를 발생시킴으로써 밸브가 작동하고 발생된 좌우 실린더에서의 유압차로 파워어시스트가 발생하게 된다.

조향장치의 시스템 개념도와 파라미터들을 Fig. 1에 나타내었다. 조향장치는 유압을 제어하는 로터리 밸브와 유압의 조력으로 조타력을 발생시키는 유압 실린더 부분으로 구성되어 있다. Fig. 1에서 보는 것과 같이 파워 스티어링 조향장치는 입력부인

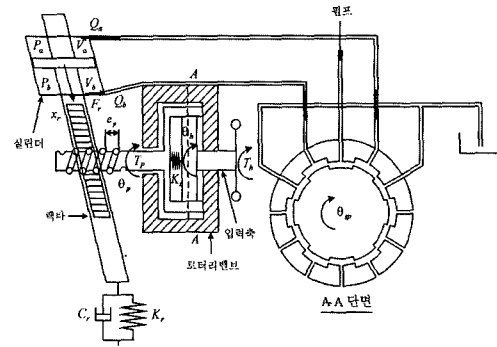


Fig. 1 Rotary valve and hydraulic cylinder

핸들에 회전을 가하면 로터리 밸브에서 유압 작용 방향을 제어하여 기어부의 좌우 실린더에 유압을 가한다. 펌프의 공급능력은 차량의 크기와 형식에 따라 다르지만 승용차의 경우 정상부하상태에서 분당 약 5~8 l 정도이다. 유압 밸브는 스톱과 슬리브로 나뉘어져 있으며, 스톱과 슬리브는 초기상태에 약간의 언더랩(underlap) 구조로 되어 있다.

토션바의 비틀림에 대해서 발생하는 작동유압의 크기를 로터리 밸브의 수학적 모델을 통해 계산하면 식 (1)과 같다.

$$P_l = P_a - P_b = \frac{q_s^2}{9 \cdot C_d^2 [1 - (\frac{\theta_{sp}}{\theta_0})^2]^2} \times [(1 + (\frac{q_l}{q_s})^2) \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} - (1 + (\frac{\theta_{sp}}{\theta_0})^2) \frac{q_l}{q_s}] \quad (1)$$

2.2 실험적 모델

로터리 밸브는 토션바의 비틀림 각에 대하여 슬리브와 스톱의 상대변위가 발생되고 이에 따라 유량을 제어하는 밸브이다. Fig. 2에 나타낸 로터리 밸브 부분의 상세 모델링에서 입력축은 조향 핸들에 고정되어 있고, 토션바는 피니언에 연결되어 있다. 슬리브는 키(key)에 의해 피니언에 원주방향으로 고정되어 있기 때문에 피니언의 각변위는 슬리브와 스톱의 상대 각변위를 발생시킨다. Fig. 3은 토션바의 비틀림 각도에 대해 발생하는 유압의 크기를 실험적으로 측정한 그래프이다. 토션바의 비틀림에 대해 유압 밸브 내로 입력되는 유량에 따라 압력의 발생정도가 달라짐을 확인할 수 있다.

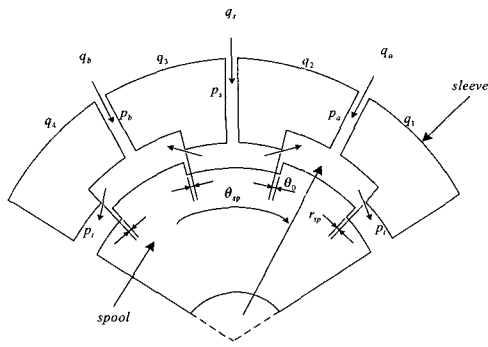


Fig. 2 Rotary valve

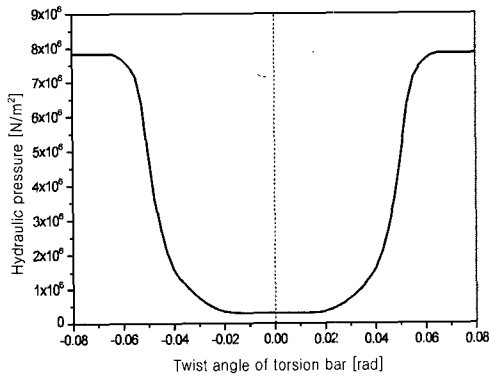


Fig. 3 Hydraulic pressure according to the twist angle of the torsion bar

3. 차량 모델링

상용 동역학 해석 프로그램인 DADS를 사용하여 구성된 전체 차량 모델에 동력 조향 장치 모델을 추가하여 조향입력에 대한 차량의 운동을 해석하고자 Fig. 4와 같은 전체 차량의 모델을 구성하였다. 좌표계는 절대 좌표계를 사용하였으며, 차량의 앞에서 뒤로의 길이 방향을 X축, 왼쪽에서 오른쪽으로의 횡방향을 Y축, 아래쪽에서 위쪽으로의 수직방향을 Z축으로 하였다. 아래의 Fig. 5에서는 랙과 피니언 방식의 조향장치를 나타내고 있다. 조향장치는 조향휠, 중간축, 상단 피니언, 하단 피니언으로 되어 있다.

조향휠에서 회전조인트로 회전운동을 가하면 유니버설 조인트를 통해 각속도가 중간축으로 전달된다. 이때의 각속도 변화량을 줄여 주기 위해서 중간축 양 끝단에 두 개의 유니버설 조인트를 사용하였

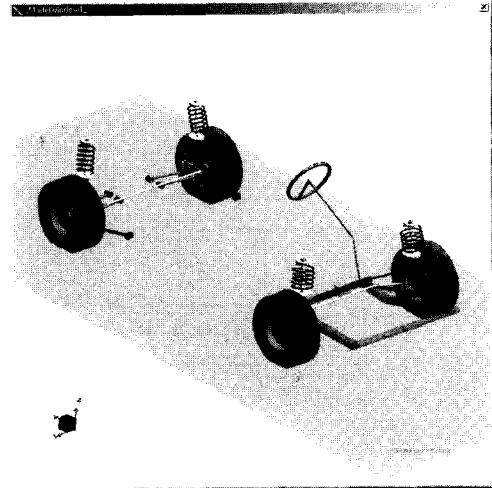


Fig. 4 Full car model

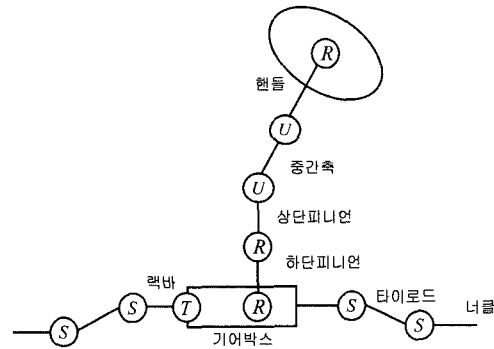


Fig. 5 Steering system model

고, 회전운동은 상단 피니언으로 전달된다. 강성을 가지며 회전하는 토션바의 성질을 구현하기 위해, 피니언을 양단으로 나누고, 그 사이를 회전 조인트와 회전 스프링 및 댐퍼(RSDA)로 모델링하였다. 이때, RSDA의 강성은 차량 모델의 실제 토션바의 비틀림 강성을 사용하였다. 상단 피니언이 회전하면, RSDA의 영향으로 상단 피니언과 하단 피니언 사이에 비틀림이 생기는데, 이것을 토션바의 비틀림이라 간주하였다. 하단 피니언은 랙바와 회전 조인트로 연결하고, 랙바와 기어 박스를 연결하는 병진 조인트와 상대구속(relative constraint)으로 구속하여, 하단 피니언이 회전하는 양에 비례해 랙바가 병진할 수 있도록 모델링 하였다. 이 때 사용된 입력 값들은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Input data

토션바의 비틀림 강성	97.7(N · m/rad)
실린더의 단면적	0.00098(m ²)
피니언 기어의 리드	0.0457(m/rev)
핸들 질량	3.5(kg)
핸들 관성모멘트	0.05(kg · m ²)
중간축 질량	0.3(kg)
중간축 관성모멘트	0.02(kg · m ²)
상,하단 피니언 질량	0.3(kg)
상,하단 피니언 관성모멘트	0.02(kg · m ²)

4. 시미진동 구현

자동차 주행시 운전자가 느끼는 진동에는 여러 가지가 있으나, 본 논문에서는 타이어에서부터 조향휠까지 전달되는 시미 진동을 구현하고자 한다. 구동바퀴에서 조향휠로 전달되는 시미진동을 모델링을 통하여 정확하게 구현하기 위해서는 가진이 일어나는 구동바퀴와 운전자가 진동을 느끼는 조향휠의 정확한 모델링은 필수적이다.

조향 및 거친도로 시뮬레이션을 통해 구동바퀴의 가진이 조향휠에 미치는 영향을 쉽게 구현해 볼 수 있지만, 구동바퀴의 시미진동에 의한 조향휠의 진동 특성만을 볼 수 있도록 구성하는 것은 여러 가지 어려움이 있다. 특히 시험에 의해 구해진 구동바퀴의 진동 특성을 구동조건으로 사용하는 경우는 더욱 모델링이 중요해진다. 본 연구에서는 조향휠의 진동에 가장 큰 영향을 미치는 너클의 횡방향의 진동에 대한 조향휠의 진동 특성을 분석하였다.

4.1 가속도 데이터 측정

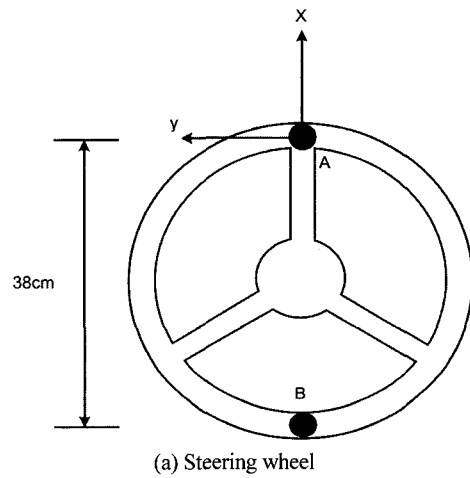
120km/h의 속도로 정속 주행하는 차량의 너클과 조향휠에 3축 가속도 센서를 부착하여, 각방향의 선속도를 동시에 측정하였다. Fig. 6(a), (b)에 조향휠과 너클의 가속도 센서 부착 지점을 검은 점으로 나타내었다. 순수한 선가속도를 보기 위해 조향휠의 중심에서 가속도를 측정하고자 했으나, 센서 설치에 어려움이 있어 Fig. 6(a)에서 보는바와 같이 A지점과 B지점으로 대신하였다.

본 연구에서 살펴보고자 하는 것이 시미진동 해석을 위한 조향시스템의 동역학 모델 및 가진 시스템 구성이므로 너클에서는 타이로드와 연결되는 부위에 가속도 센서를 부착하였다.

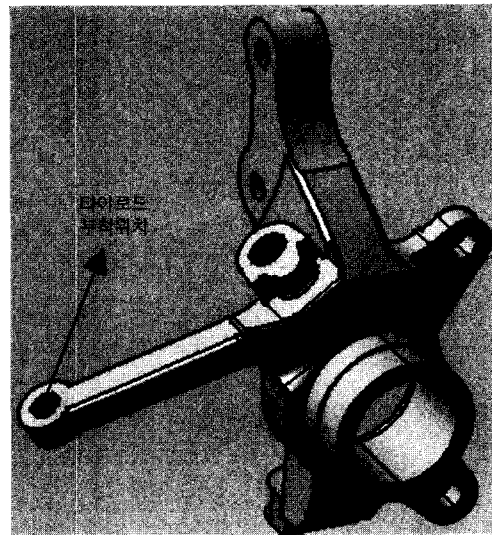
4.2 가진데이터 생성

너클의 타이로드 부착위치 점에서 측정된 횡방향 가속도 데이터는 샘플링 타임이 0.0039초이고, 8초 동안 측정된 데이터이다. Fig. 7에 너클의 횡방향 가속도를 나타내었다.

시뮬레이션을 위한 구동 구속조건을 가속도 데이터로 주기에 어려움이 많으므로 가속도 데이터를 변위 데이터로 변환해 줄 필요가 생긴다. 이를 위해 시간에 대해 적분을 하면 수치적인 오차가 누적되어 동일한 가속도 응답을 얻을 수 없다. 따라서, 본



(a) Steering wheel



(b) Steering knuckle

Fig. 6 Sensor position

연구에서는 측정된 가속도 데이터를 푸리에변환을 통해 주파수 영역으로 변환시키고 주파수 영역에서 적분하여 변위 데이터를 얻었다. 구해진 주파수 영역에서의 변위 데이터를 역푸리에 변환을 통해 시간 영역에서의 변위 데이터를 생성했다. 일반적으로 가속도 센서를 통해 측정된 데이터에서 저주파 값은 큰 의미를 갖지 못하기 때문에 본 연구에서는 가속도 데이터를 필터링(filtering)하여 변위 데이터를 추출하였다. 필터의 절단주파수(cut off frequency)는 적분 결과 얻어진 변위의 특성을 관찰하여 결정하였는데, 본 연구에서는 6Hz로 선정하였다. Fig. 8은 6Hz의 절단주파수로 하이 패스 필터링(highpass filtering)해서 구한 변위 값으로 본 연구에서는 이 변위를 사용하였다.

생성된 변위 데이터의 검증을 위해 변위 데이터를 구동구속 조건의 가진 입력으로 주고, 시뮬레이션을 수행하여 측정된 가속도와 실제 측정된 가속도를 비교하였다. 데이터가 아주 조밀하여 전체 시

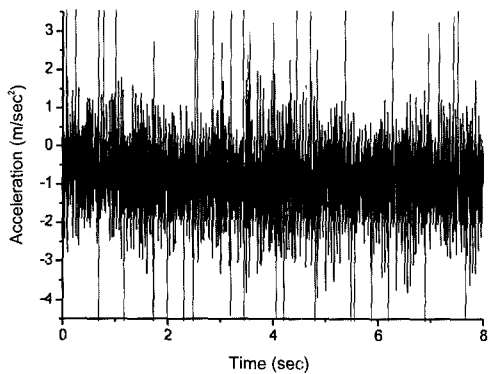


Fig. 7 Lateral acceleration of the knuckle

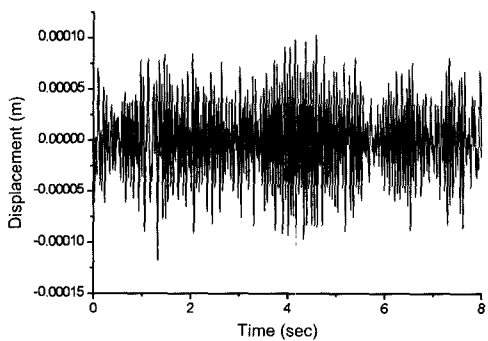


Fig. 8 Displacement of knuckle(6Hz high pass filtering)

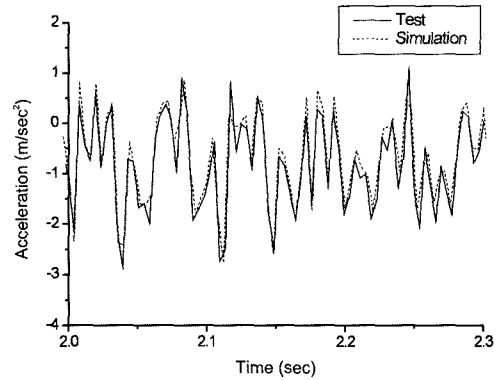


Fig. 9 Comparison of acceleration

간에 대한 비교가 어려우므로 2초에서 0.3초간을 잘라내어 Fig. 9에 나타내었다. 두 결과가 거의 동일함을 볼 수 있으므로, 가진입력의 신뢰성을 확인하였다.

4.3 시뮬레이션

본 연구에서는, 차량 주행시 차체의 진동에 의한 영향은 고려하지 않고, 휠의 불평형성에 의해 기인하는 휠의 진동가진이 조향 시스템을 통해 조향휠의 진동특성에 미치는 영향에 대해 고려하고자 전체 차량 중 진륜과 조향장치만을 모델링하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 10은 너클 타이로드 연결부의 가진 원인 횡가속도의 주파수 응답을 표시한 그림이다. Fig. 11과 Fig. 12는 Fig. 10의 가진에 의한 조향휠 A점과 B점의 가속도 그래프를 시험과 시뮬레이션에 대해 각각 표시한 그림이다. Fig. 11과 Fig. 12에서 시험에서

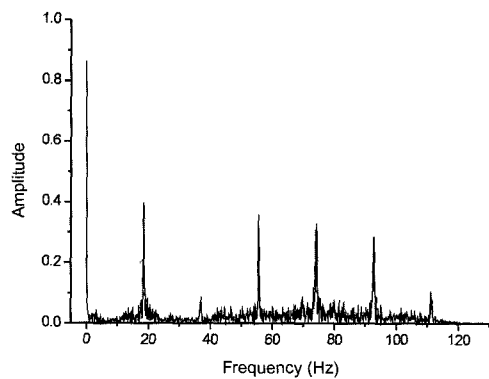


Fig. 10 Frequency response of knuckle acceleration

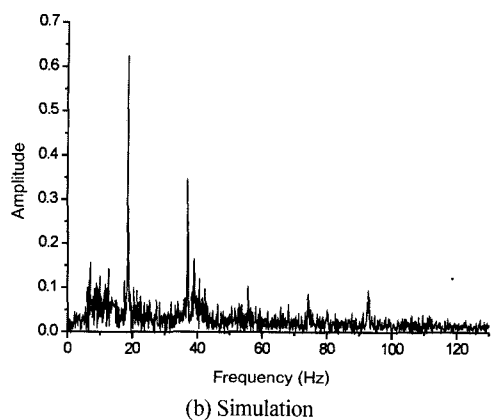
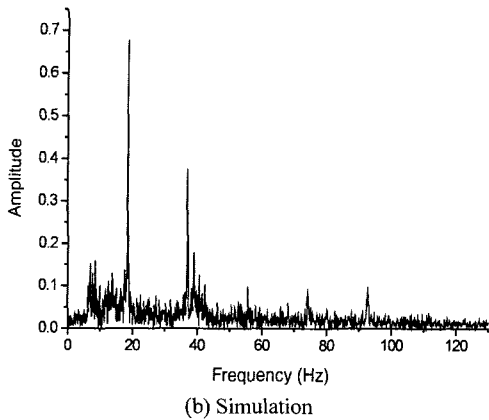
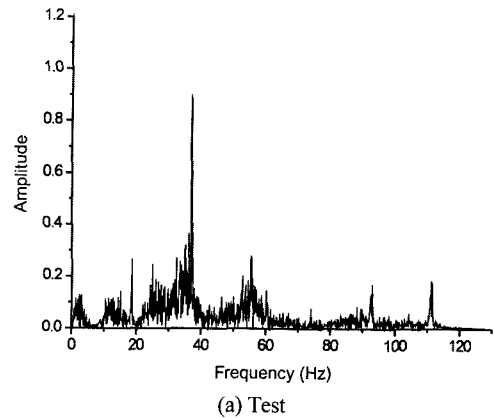
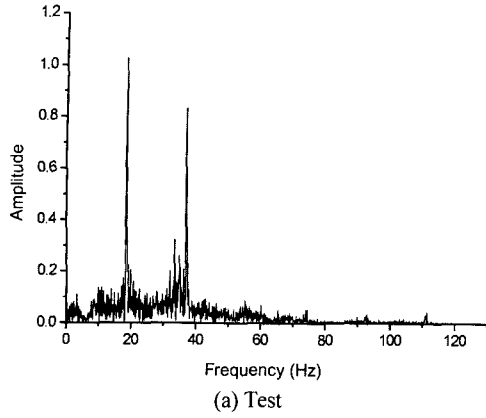


Fig. 11 Frequency response of A point acceleration

Fig. 12 Frequency response of B point acceleration

구해진 가속도의 주파수 특성이 시뮬레이션에서도 유사하게 나옴을 확인할 수 있다.

결과 그래프에서 17Hz 부근과 36Hz 부근에서 튀는 것을 볼 수 있는데, 17Hz 부근의 모드는 조향계의 자체의 진동모드가 아니라 서스펜션의 전후 진동모드가 타이로드를 타고 조향휠로 전달되는 비틀림 모드로 사료되며, 36Hz 부근의 모드는 조향계 자체의 비틀림 모드로 추측된다.

결과 그래프의 비교를 통해, 시뮬레이션으로 구현한 시미진동은 시험결과와 유사한 경향을 갖는 것을 볼 수 있으며, 따라서 본 논문에서 수행한 진동 모델링과 해석방법의 신뢰성을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 운전자의 조향입력에 대하여 타이어의 저항력에 의해 로터리 벨브내의 토션바의 비

틀림이 유발됨으로써 발생하는 작동 유압의 크기를 수학적 모델 및 실험적 모델을 사용하여 모델링하고, 구동바퀴로부터 조향계를 따라 조향휠에 전달되는 진동을 구현하였다.

본 연구에서는, 차량 주행시 차체의 진동에 의한 영향은 고려하지 않고, 휠의 불평형성에 의해 기인하는 휠의 진동가진이 조향 시스템을 통해 조향휠의 진동특성에 미치는 영향에 대해 고려하고자 전체 차량 중 전륜과 조향장치만을 모델링하여 시뮬레이션을 수행하였다.

시험으로 얻은 너클의 가속도 데이터를 주파수 영역에서 적분하여 가진 변위를 생성하였고, 이를 가진입력으로 하여 조향휠의 가속도 데이터를 얻었다. 조향휠의 가속도를 주파수 변환하여 시험 데이터와 비교하고 비슷한 경향을 보임을 확인함으로써 모델링의 신뢰도를 검증하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부 국가지정연구실사업(과제 번호 M10203000017-02J0000-00910)의 지원으로 이루어졌습니다.

References

- 1) B. C. Jang, S. C. Lee, "A Mathematical Model of a Power Steering System," Transactions of KSAE, Vol.5, No.4, pp.39-47, 1997,
- 2) J. Baxter, "Analysis of Stiffness and Feel for a Power-Assisted Rack and Pinion Steering Gear," SAE 880706, 1988.
- 3) T. O. Tak, K. C. Kim, J. R. Yun, "Steering Model for Vehicle Dynamic Analysis," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.16, No.12, pp.214-221, 1999.
- 4) C. H. Park, C. S. Kim, J. H. Kim, S. K. Song, J. W. Oh, "Shimmy Model and Experiment of Steering System of a Passenger Car," KSME Journal, Vol.33, No.10, 1993.
- 5) B. K. Cho, G. H. Ryu, H. D. Kang, "Vibration Analysis of Steering System in Commercial Vehicles," Transactions of KSAE, Vol.3, No.2, pp.86-94, 1995.
- 6) C. M. Kim, D. H. Kim, "A Study on the Vibration Analysis of an Automobile Steering System," Journal of KSNVE, Vol.8, No.3, pp. 493-503, 1998.
- 7) DADS Revision 9.6 User's Guide.