

# 자동차 조향 장치의 정적 및 동적 응력해석

조재웅\*, 한문식#

## Static and Dynamic Analysis of Automotive Steering System

Jae-Ung Cho\*, Moon-Sik Han#

### ABSTRACT

This study is analyzed by the simulation of automotive steering system. The maximum equivalent stress of  $2.2418 \times 10^9$  Pa and the maximum total displacement of 0.014929 m are shown at the universal joint and its lower part respectively. As the minimum cycle of 34.047 is shown at the universal joint in case of fatigue analysis, it is possible to have greatest damage at this part. In case of natural frequency analysis at vibration, its frequency of 47 to 59 Hz is occurred generally. The maximum total displacement of 0.5 m is shown at handle on the natural frequency of 57 to 58 Hz. And the displacement over 2 m is shown at the lower part of universal joint on the natural frequency of 58 to 59 Hz. As the basis of the simulation analysis of steering system, passenger's comfort of car body can be improved in the design of practical part and the design effect necessary to safe driving can be promoted.

**Key Words** : Equivalent Stress(등가 응력), Fatigue Analysis(피로 해석), Damage(손상), Vibration(진동), Natural Frequency(고유진동수), Passenger's Comfort (승차감)

### 1. 서 론

조향장치는 앞바퀴를 회전하는 것을 목적으로 한다. 어떤 경우에는 뒷바퀴를 회전하기도 한다. 바퀴는 좁은 통로에서 방향을 바꾸거나 가파른 회전을 하거나 도로의 장애물을 회피하거나 하는 등의 끊임없이 방향을 바꾼다. 이 때 조향장치는 현가장치와 일체로 작용하여 차량의 트랙(뒷바퀴가 앞바퀴를 그대로 따라가는 것)을 할 수 있게 하여 차량이 직진 중에 노면의 구배에 영향을 받아 비틀거리거나 편향되

는 것과, 어떤 슬립각을 가지고 구르고 있는 타이어 트래드 접지면에서의 아주 작은 미끄러움을 방지해준다. 따라서 신속하고 확실한 조향반응이 고속화되고 있는 오늘날의 운전속도에서 요구된다<sup>[1-3]</sup>. 이를 달성하기 위하여 바퀴는 반드시 정렬 되어야 한다. 휠얼라이먼트는 서로 도로조건에서 미끄러짐과 지면을 질질 끌지 않고 휠이 굴러갈 수 있도록 해야 한다. 이렇게 하면 안전성의 향상, 편안한 조향, 타이어의 수명 연장, 연비 향상, 차량의 앞부분을 구성하는 요소에 변형을 적게 할 수 있다. 조향장치를 구성하는 주요 부품들은 조향 기어, 조향 휠, 조향 축, 조향 링크지 등이다. 조향장치의 링크지와 현가장치의 일부 요소는 정밀한 공간관계를 갖도록 설계되어야 한다. 따라서 조향장치의 기능으로서는 조향핸들을 돌려

\* 공주대학교 기계자동차공학부  
# 교신저자 : 계명대학교 기계자동차공학부  
E-mail : sheffhan@kmu.ac.kr

원하는 방향으로 조향할 수 있고, 운전자의 핸들 조작력이 바퀴를 조작하는데 필요한 조향력으로 증강한다. 또한 노면의 충격이 핸들에 전달되지 않도록 해야 되고 선회 시 저항이 적고 옆 방향으로 미끄러지지 않도록 해야 한다<sup>4,6)</sup>. 또한 자동차가 평탄한 도로를 비교적 고속으로 주행할 경우, 특정한 속도에 도달되면 차량 전체가 연속적으로 진동하는 현상을 세이크 진동이라고 한다. 즉, 차량의 실내바닥, 핸들, 계기판, 시트 등이 주로 좌우방향으로 진동한다. 세이크는 평탄한 도로를 주행할 때 주로 발생하기 때문에 승객에게 주는 불쾌감은 크지 않으나, 고속주행이 많은 차량에서는 승차감에 상당한 악영향을 주는 요인이 될 수 있다. 세이크는 비교적 고속도(승용차 70km/h 이상, 트럭 40km/h 이상)에서 발생하는 낮은 진동수의 차체진동으로 타이어의 회전속도와 매우 밀접한 관계를 갖는다<sup>6)</sup>. 즉, 세이크의 원인은 차륜의 중량 불평형과 RFV(Radial Force Variation : 타이어 반경방향 힘의 변동으로 차륜과 타이어의 편심 및 타이어 내부구조 불균일 등으로 인하여 발생) 등이다. 타이어의 회전속도가 스프링 아래 질량(Unspring Mass)의 고유 진동수에 접근하게 될 경우, 차체는 공진하게 되어서 세이크 현상이 더욱 확대된다.

본 연구에 있어서는 조향 휠, 조향 축, 유니버설 조인트, 중간 축등을 Part, Wireframe, Surface Modeling 등으로 Catia V14로서 정확한 입체 형상을 구현하고 그 Mass Property를 정의하여서 유한 요소 모델을 실제 형상과 같이 모델링하였다. 또한 ANSYS 11<sup>7)</sup>로서 응력해석 및 피로, 진동해석을 하여 그 해석 결과를 보았다. 따라서 시뮬레이션을 하여 설계한 해석 결과를 바탕으로 하여 차체의 승차감을 향상하고 그 안전주행에 필요한 설계 효과가 클 것으로 사료된다.

## 2. 모델 및 해석

본 연구 모델은 Tetrahedron 요소를 사용하였다. 조향핸들의 모델 칩수는 Fig. 1과 같고, 요소수와 절점수는 Fig. 2와 같이 각각 45549개 및 78238개씩으로 되어 있다. 이 재료의 탄성 계수는 구조용 강으로서  $20 \times 10^{10} \text{Pa}$ , Poisson 비는 0.3이고, 항복 인장 강도는  $2.5 \times 10^8 \text{Pa}$ 이다. 또한 밀도는  $7850 \text{kg/m}^3$ 이다.

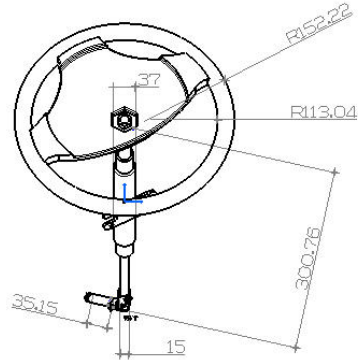


Fig. 1 Dimensions of Model.(Unit:mm)

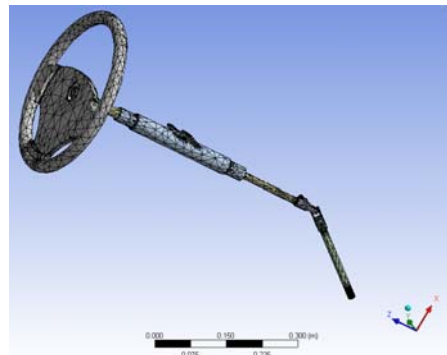


Fig. 2 Mesh of Model.

Fig. 3과 같이 구속 조건으로서는 중간축 부분에서 고정되어 있고, 유니버설 조인트에서 모멘트가  $100 \text{ N}\cdot\text{m}$ 가 작용되고 있다. 응력 해석 결과로서는 Fig. 4와 같이 등가 응력의 등고선에 대한 결과를 보이는 것으로서 유니버설 조인트의 이음매 부분에서 최대의 응력이  $2.2418 \times 10^9 \text{Pa}$ 이 나타난다. Fig. 5는 전변형량에 대한 등고선 결과를 보이는 것으로서 유니버설 조인트의 제일 아래쪽에서  $0.014929 \text{m}$ 의 최대 변형량이 나타났다. 피로 시험들은 일정 크기 또는 Zero의 평균 응력 상태에서 하나의 축 하중으로 항상 가하여진다. 피로 해석에 대하여는 물성치 중 S-N선도에 대하여 Fig. 6과 같이 나타내었다. Mean Value(평균값)에 따라 Alternating Stress(교변응력) vs. Cycle 값이 나와 있다. 또한 Fig. 7과 같이 Loading Type을 양방향으로 균일 진폭 하중이 걸리게 하였다. 하중은 평균 응력을 기준으로 한다. 피로에 대한 해석 결과의 출력들

로서 피로 수명과 파손의 등고선을 보았다.

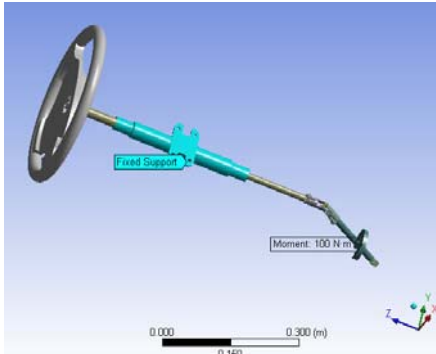


Fig. 3 Constraints(1) of Model.

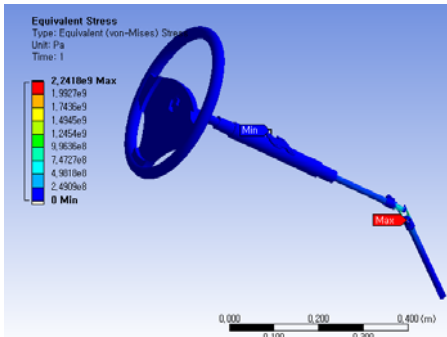


Fig. 4 Contour Plots of Equivalent Stress.

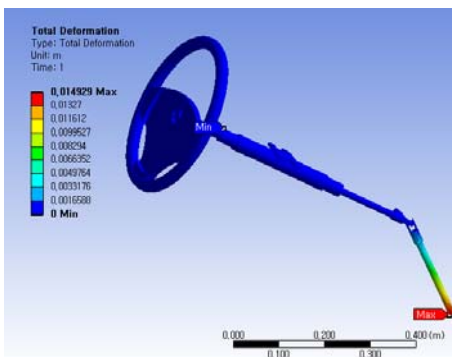


Fig. 5 Contour Plots of Total Deformation.

본 연구의 모델에 대하여는 사용 가능한 수명을 Fig. 8과 같이 등고선으로 보았는데, 유니버설 조인트의 이음매 부분에서 34.047Cycle로서 최소가 나타나

고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 9는 손상에 대한 등고선을 그린 것으로서, 본 연구에 있어서는 무한 수명으로서 설계 수명을  $10^9$  Cycle로 잡았다. 등고선으로 된 피로 손상은 Fig. 8에서의 사용 가능한 수명으로 무한 수명을 나눈 계수이다. 유니버설 조인트의 이음매 부분에서  $2.9371 \times 10^7$ 으로서 가장 크게 위험도가 나타남을 알 수 있다. 손상은 설계 수명을 해석상에서 계산된 수명을 나눈 값으로 표현한다.

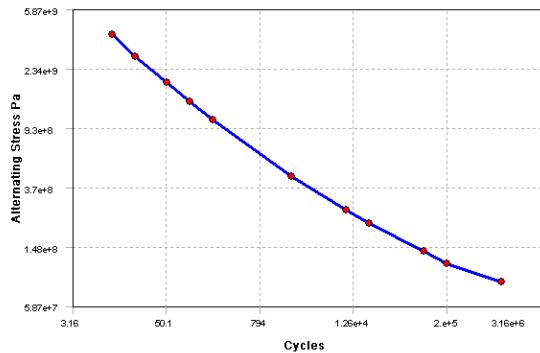


Fig. 6 S-N Curves at Fatigue.

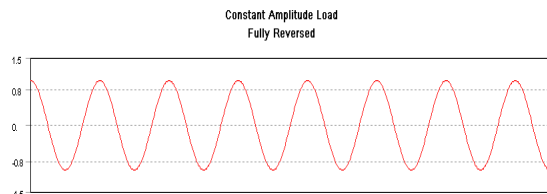


Fig. 7 Loading History at Fatigue.

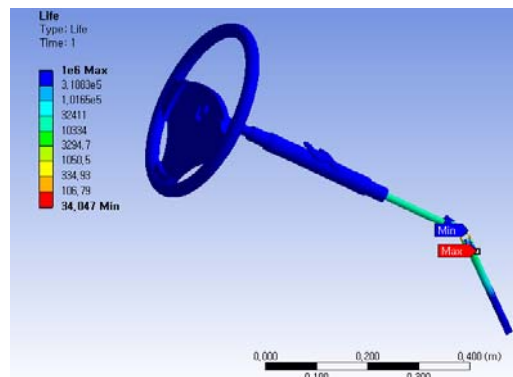


Fig. 8 Contour Plots of Available Lives at Fatigue.

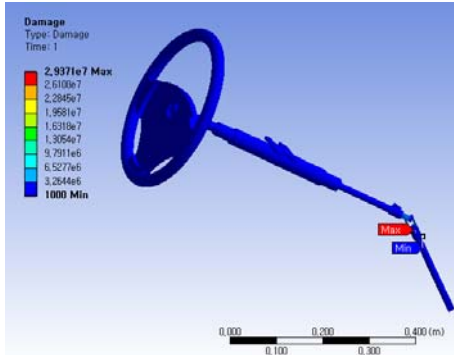


Fig. 9 Contour Plots of Damage at Fatigue.

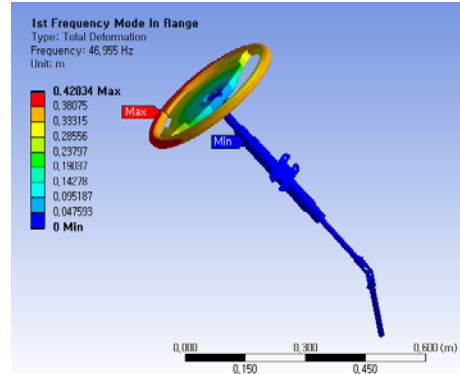


Fig. 11 Total Deformation at 1st Natural Frequency.

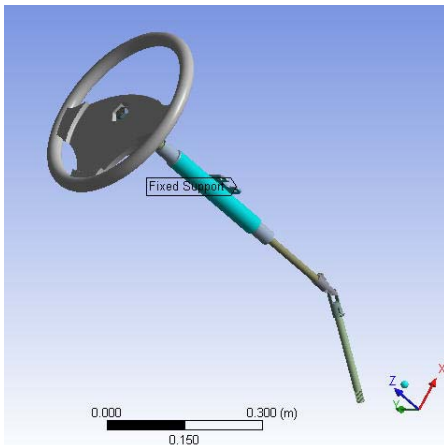


Fig. 10 Constraints(2) of Model.

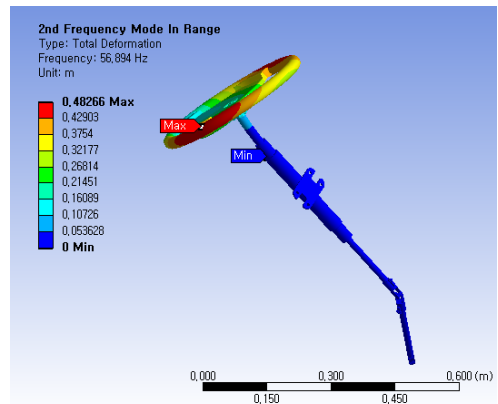


Fig. 12 Total Deformation at 2nd Natural Frequency.

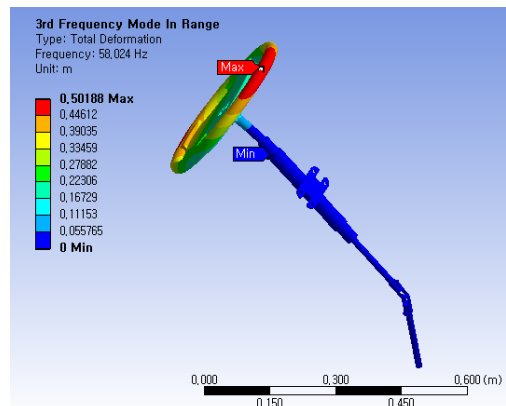


Fig. 13 Total Deformation at 3rd Natural Frequency.

Fig. 10과 같이 중간축 부분에서 고정된 구속 조건을 주고, 진동에 대한 Modal 해석을 하였다. Fig. 11부터 Fig. 15까지는 각각의 그림들에서 기본적으로 5차 모드까지 확인하여 그 고유진동수를 검토하였고 이에 따른 전변형량을 나타내었다. 그림들에서와 같이 고유진동수는 47 부터 59Hz상에서 나타났고 4차와 5차에서는 고유진동수가 58~59Hz부근에서 유니버설 조인트 아래 부분의 최대 변형도가 2m 이상으로 크게 나타나 그 위험도가 크게 나타남을 알 수 있었다. 그리고 2차와 3차의 고유진동수에서는 57~58Hz로서 핸들 부분에서 그 최대의 변형도가 0.5m로 나타나 이러한 고유 진동수들에서 그 부분이 취약함을 나타내었다.

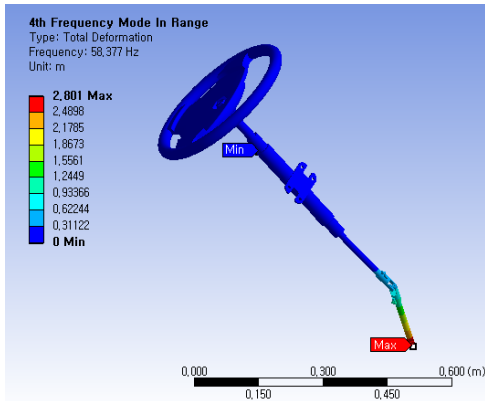


Fig. 14 Total Deformation at 4'th Natural Frequency.

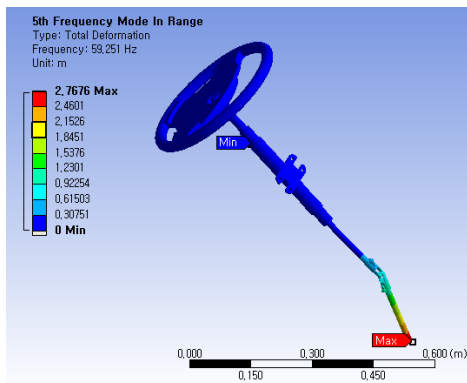


Fig. 15 Total Deformation at 5'th Natural Frequency.

### 3. 결 론

본 연구는 자동차의 조향 장치를 시뮬레이션을 하여 설계함으로서 다음과 같은 해석 결과를 보았다.

1. 조향 장치의 유니버설 조인트 이음매 부분과 그 아래쪽에서 각각  $2.2418 \times 10^9 \text{Pa}$ 의 최대 등가 응력과 0.014929m의 최대 전변형량이 생겼다.
2. 피로 해석에 있어서는 유니버설 조인트의 이음매 부분에서 34.047cycle로서 최소가 나타나 손상의 가능성이 크을 알 수 있었다.
3. 고유 진동수의 해석에서는 47 부터 59Hz 사이에서 주로 일어났다. 고유진동수가 57~58Hz에서는 핸들 부위에서 0.5m의 최대 변형이 일어났고,

58~59Hz에서는 유니버설 조인트 아래 부분에서에서 2m 이상의 최대 변형이 일어 날 수 있음을 예측하였다.

4. 위와 같은 조향장치의 시뮬레이션 해석 결과를 바탕으로 하여 실제 부품의 설계를 하면, 차체의 승차감을 향상하고 안전 주행에 필요한 설계 효과도 증진할 수 있다고 사료된다.

### 참고문헌

1. Cho, H. D., "Development of Working Tractor with Four-Type Wheel Steering System II," Transactions of the Korean society of machine tool engineers, Vol. 14, No. 3, pp. 81-86, 2005.
2. Kim, H. J., Kim, B. T. and Yoon, M. C., "A Study on the Estimation of Separation Forces of a Power Steering Hose Assembly," Transactions of Korea society of automotive engineers, Vol. 13, No. 4, pp. 190-196, 2005.
3. Cho, H. D., "Development of Loader with Four Wheel Driving and Four-Type Wheel Steering System," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 3, No. 3, pp. 71-78, 2004.
4. Kim, S. O., Yoo, W. S. and Kim, J. B., "Design and Analysis of Intermediate Shaft of the Steering System using Vehicle Dynamics Program CADyna," Transactions of Korea society of automotive engineers, Vol. 10, No. 3, pp. 185-191, 2002.
5. Pang, D. Y., Lee, S. C. and Jang, B. C., "Torque Control Simulation of the Column Type EPS System using MATLAB/Simulink," 한국정밀공학회 춘계 학술발표대회 논문집, pp. 277-278, 2006.
6. Ko, Y. E., "Analyses on the Control of the Vehicle with a Four-Wheel Steering System," 대한기계학회 춘추학술대회 논문집, Vol. 2, No. 1, pp. 846-851, 1996.
7. Swanson, J., "Ansys Products," ANSYS Version 11.0, 2008.