

조향장치용 인텀 샤프트 설계변수 평가를 위한 수치적 연구

Numerical Study on Evaluation of Design Parameters of Intermediate Shaft in Steering System

강영수¹, 두민수², 김정¹, 강범수¹, 송우진^{3,✉}

Young Su Kang¹, Min Soo Doo², Jeong Kim¹, Beom Soo Kang¹, and Woo Jin Song^{3,✉}

1 부산대학교 항공우주공학과 (Department of Aerospace Engineering, Pusan National Univ.)

2 ㈜태림산업 기술연구소 (R&D Center, Taelim Industrial Co., Ltd.)

3 부산대학교 부품소재산업협력연구소 (Industrial Liaison Innovation Center, Pusan National Univ.)

✉ Corresponding author: woodysong@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2493

Manuscript received: 2012.8.20 / Accepted: 2012.10.3

Due to the development of electric and hybrid vehicles, the trend has changed from hydraulic power steering system to electric power steering system (EPS). In this paper, design parameters are deduced through the structural analysis based on the finite element analysis for the intermediate shaft of the EPS on the market. By analyzing the design parameters, the structure design is improved to support the required high torque on the EPS. The numerical analysis is performed to obtain the improved design of the intermediate shaft model and the analysis results are compared with the existing model. It is noted through this numerical approach that the improved design of the intermediate shaft can be acquired the structural safety and high stiffness than existing model.

Key Words: Steering System (조향장치), Intermediate Shaft (인텀 샤프트), Finite Element Analysis (유한요소해석), Structural Design (구조설계)

기호설명

K_t = Torsional stiffness

T = Torque

θ = Torsion angle

θ_s = Torsion angle on the standard product

σ = Stress

σ_s = Stress on the standard product

Φ_s = The number of ball and pin of the standard product

l_s = The length of mixing ball and pin of the standard product

1. 서론

자동차에는 차량의 진행방향을 조절하기 위한 조향장치(Steering System)가 장착되어있는데, 조향장치는 크게 운전자의 힘만으로 조향력을 조절하는 수동식과 기계힘으로 조향력을 보조하는 동력식 조향장치로 구분된다. 최근에는 운전자의 편의를 제공하기 위하여 동력식 조향장치(Power Steering System)를 적용하고 있으며, 이러한 동력식 조향장치는 엔진에 직접 체결되어 고압으로 시스템을 구동하는 유압식(Hydraulic)과 모터를 이용한 전동식(Electric)으로 구분된다.^{1,2} 전동식 조향장치는 Fig. 1 과 같이 스티어링 컬럼(Steering Column), 인텀 샤프트(Intermediate Shaft), 스티어링 기어(Manual Steering Gear) 등으로 구성된다.³

전동식 동력 조향장치(Electric Power Assist Steering System, EPS)는 유압식 동력 조향장치(Hydraulic Power Assist Steering System, HPS)에 비하여 무게감소, 불필요한 에너지 소모가 없어져 연비향상, 조향감 향상, 개발 및 제작 기간단축, 소형화 그리고 친환경 등 많은 장점을 가지고 있다.⁴ 그러나, 기존의 유압식 스티어링 시스템은 조향동력보조가 인텀 샤프트 하단에서 위치한 스티어링 기어박스에서 보조되므로 인텀 샤프트는 운전자의 조향토크만을 전달하는 단순 연결부위였기 때문에 부하 토크가 3~5 Nm 정도였으며, 구조적으로 중요한 부분이 아니었다. 하지만, 전동식 동력 조향장치는 동력을 보조하는 모터 구동부가 인텀 샤프트 상단에 위치하여 컬럼에 부착되면서 운전자의 조향토크와 모터의 구동토크가 동시에 전달되어 100 Nm 이상까지도 조향토크가 발생하고 있다.⁵

최근에 조향장치는 엔진에 직결된 유압펌프가 항상 구동되어 에너지 효율이 낮은 유압식 조향장치 대신 모터로 구동되는 전동식 조향장치의 적용이 급증하고 있다.⁶ 향후 자동차 엔진이 사라지거나 보조적인 수단으로 사용되는 친환경 하이브리드 자동차 및 전기자동차에는 필수적으로 사용되는 핵심 장치로 기존의 유압식 조향장치용 인텀 샤프트와 달리 고토크 전달 및 고강성 인텀 샤프트가 요구 되고 수요가 급증할 것이라 예상된다.

따라서 본 논문에서는 시중에 적용되는 전동식 조향장치용 인텀 샤프트의 구조해석을 수행하여 설계변수를 도출하고, 도출된 설계변수를 분석하여 보다 높은 토크를 지지할수 있는 설계개선에 대한 연구를 수행하였다. 또한 최종적으로 설계변경된 인텀 샤프트 모델에 대한 유한요소 해석을 이용한 수치적 접근을 통하여 기존 모델과의 비교 분석을 수행하였다.

2. 인텀 샤프트 모델 및 유한요소 해석

2.1 인텀 샤프트 개요

Fig. 1 과 같이 인텀 샤프트는 공간적으로 축심이 일치하지 않는 스티어링 컬럼과 기어박스에 장착되어 조향 토크를 전달할 수 있는 장치이다. 인텀 샤프트는 스티어링 기어에 조향토크를 전달하는 핵심부품으로 자동차의 조향안정성 기능, 주행시 소음 및 진동흡수 기능, 충돌시 충격력을 완충시키거나 충격변위를 흡수하는 기능을 수행 하여 운전자의 편의를 제공하고 있다.^{5,7} 인텀 샤프트는

크게 Yoke 결합부와 Sliding 슬리딩부, Spider Ass'y 부로 나누어지지만 조향토크를 전달하는 핵심 파트는 Sliding 슬리딩부로 정의할 수 있다.

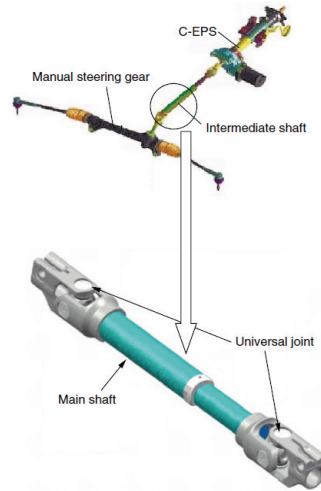
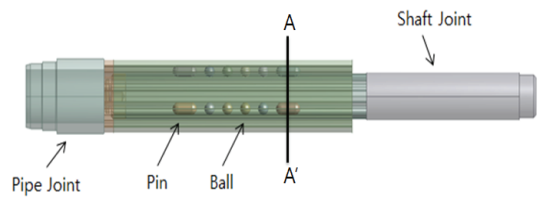
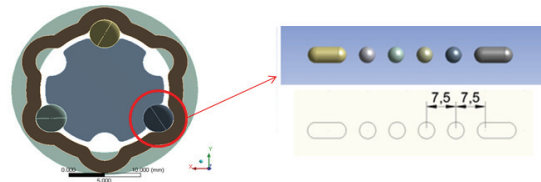


Fig. 1 Electric power assisted steering system and Intermediate shaft⁸



(a) Intermediate shaft model



(b) Ball&Pin arrangement

Fig. 2 Intermediate shaft model and Ball&Pin arrangement

본 논문에서는 100 Nm 조향토크를 지지할 수 있는 고토크전달 모듈의 설계변수 도출 및 설계개선이 목적이며, 이에 Yoke 결합부와 Spider Ass'y 부를 제외한 Sliding 슬리딩부만을 Fig. 2(a)와 같이 모델링하여 해석을 수행하였다.

해석 대상인 Sliding 슬리딩부는 중실축(Shaft Joint)과 중공축(Pipe Joint)으로 구성되어 있고, 볼과 핀

에 의해서 두 축의 이동이 원활하게 설계 되어있다. Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)의 A-A' 중실축과 증공축 그리고 볼과 핀이 배열된 단면형상을 나타내고 있으며, 볼과 핀이 배열되어있는 형상을 보여주고 있다. 볼은 점접촉으로 미소영역에 대해 접해져 있는 상태이며, 핀은 선접촉으로 볼에 비해 넓은 영역에 중실축과 증공축에 접해져 있는 상태이다. Fig. 2(b)에 보이는 볼과 핀 배열은 현재 시중에 적용되고 있는 제품으로서 설계변수 도출을 위해 구조해석을 실행하였다.

2.2 유한요소해석 모델

유한요소해석은 상용프로그램인 ANSYS Workbench 를 사용하여 해석을 수행하였다. 유한요소 해석에 사용된 물성으로는 중실축(Shaft Joint)은 SWRCH4F 재료를 사용하고 증공축(Pipe Joint)은 STKM16A 의 재료를 사용하였다. 볼과 핀에는 강구로서 SUJ2 의 물성을 정의하였다. 각 파트별 물성은 Table 1 에 나타내었지만 실제 제작을 위한 도면상에 표기된 재료의 성질을 살펴보면 Pipe Joint 의 경우 HV550(1822 MPa) 이상이고, Shaft Joint 의 경우 HV600(1990 MPa) 이상의 표면경도를 가지고 있다는 가정하에 해석적 평가가 이루어졌다.

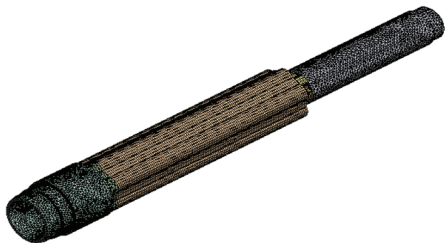


Fig. 3 Finite element model of Intermediate shaft

Table 1 Material properties for Intermediate shaft

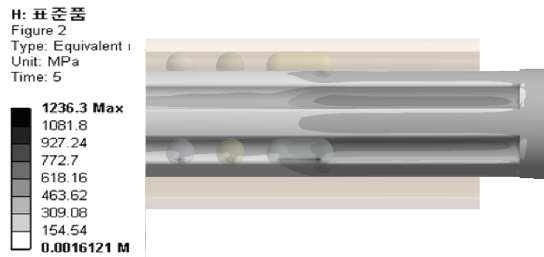
Part name	증공축 (Pipe Joint)	중실축 (Shaft Joint)	Ball & Pin
Material	STKM16A	SWRCH4F	SUJ2
E [GPa]	205 GPa	200 GPa	210 GPa
ν (poisson's ratio)	0.29	0.29	0.30
Yield	343 MPa	585 MPa	2030 MPa

볼과 핀이 중실축과 증공축에 접하여 있는 부분에 대해서 마찰계수 0.1 을 적용하였고, 요소망의 밀도는 응력 집중이 예상되는 곳에 Hex 요소를 사용하여 요소망의 밀도를 증가 시켰고, 나머지 파트에 Tetra 요소를 적용하였다. Fig. 3 는 유한요소 해석에서 사용한 Sliding 슬립부의 유한요소 모델을 보여준다.

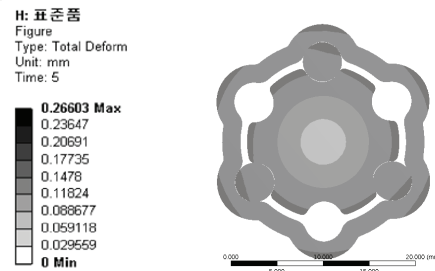
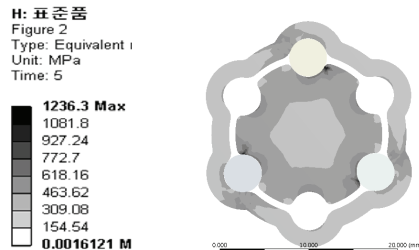
2.3 응력해석 결과

2.1 절의 Fig. 2(b)에서 소개된 볼과 핀의 조합으로 유한요소 해석을 수행하였다. 축을 중심으로 중실축에 20~100 Nm 의 토크를 적용하고, 증공축 끝단면을 고정하여 응력 및 축방향에 대한 비틀림 변형량을 검토 하였다.

Fig. 4 에서 살펴보면 최대 응력이 발생한 곳은 토크가 적용된 중실축(Shaft Joint)의 첫 번째 핀이 위치한 곳에서 발생하였고, 최대 응력은 대략



(a) Stress concentration of shaft



(b) Stress distribution and deformation of section

Fig. 4 Results of stress and deformation

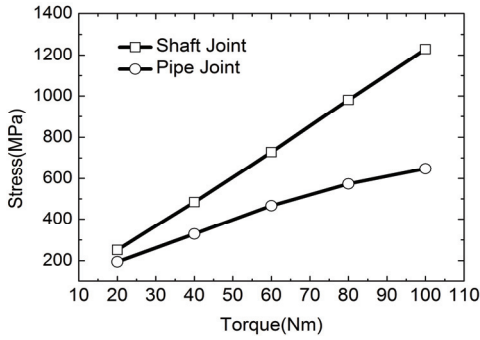


Fig. 5 Effective stress with respect to the given torque

1230 MPa 가 발생하는 것을 알 수 있다. (Fig. 5) 중공축에 비해 중실축에서 두 배 정도의 응력이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 동일 토크에서 지름이 클수록 낮은 응력이 발생한다. 중공축이 중실축에 비해 지름이 크기 때문에 응력수준이 낮은 것을 알 수 있다.

2.4 강성해석 결과

비틀림강성 K_t 는 중공축(Pipe Joint)의 끝면을 고정하고, 중실축(Shaft Joint)의 끝면을 축중심으로 회전력(Torque)를 적용하여 나타난 변형량에 대한 기울기를 나타낸다.

$$K_t = \frac{T}{\theta} \tag{1}$$

여기서, T 는 중실축에 작용하는 비틀림 토크이며, θ 는 하중을 준 지점에서 비틀림 각도이다.

Fig. 6 을 살펴보면 토크에 따른 비틀림 각도의 변화량을 보여주고 있으며, 강성은 53.67 Nm/deg 이다. 본 논문에서 인턴 샤프트의 설계변수를 통해 보다 높은 강성의 구조설계안을 제안하고자 한다.

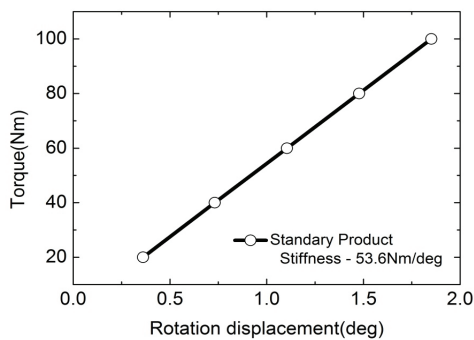


Fig. 6 Standard product of deformation result

3. 설계 변수 도출 및 설계 개선

3.1 볼 & 핀 배열

표준품에 사용되는 볼과 핀의 조합보다 우수한 설계안을 도출하기 위해 먼저 볼과 핀을 단품으로 해석을 수행하여 새로운 볼과 핀 조합의 설계변수를 검토 하였다.

Table 2 Parameters for the design

설계변수	볼	핀	비고
개수별	1~6개	1~4개	간격 7.5 mm
간격별	5.5~10.5 mm	7.5~47.5 mm	볼 1 mm 핀 10 mm씩 증가
조합별	볼 위치변경	핀 위치고정	Table 3

Table 3 The case of mixing ball&pin

조합별	도면	조합별	도면
Case_1		Case_4	
Case_2		Case_5	
Case_3			

개수에 따라, 간격에 따라, 핀이 고정되어있을 때 볼의 위치에 따라, 3 가지 경우에 대하여 설계변수를 검토 하였다.

볼의 개수는 1 개에서 최대 6 개까지 볼을 배치하고, 핀의 개수는 1 개에서 최대 4 개가 배치하여 해석을 검토 하였고, 볼의 간격은 6 개의 볼을 사용하여 최초 7.5 mm 의 간격에서 1 mm 씩 증감하여, 최소 5.5 mm, 최대 10.5 mm 에 대해 해석을 진행 하였고, 핀의 간격은 2 개의 핀을 사용하여 최초 7.5 mm 에서 10 mm 씩 증가 시켜 최대 47.5 mm 까지 해석을 진행하였다. 볼과 핀의 조합은 하나의 볼과 핀을 사용하여 핀이 고정되어있을 때 볼의 위치를 판단하기 위해 5 가지 경우에 대하여 해석을 진행하였다.

Table 2 는 설계변수를 위한 해석 모델을 표로 나타냈으며, Table 3 은 조합별에 따른 볼의 위치를

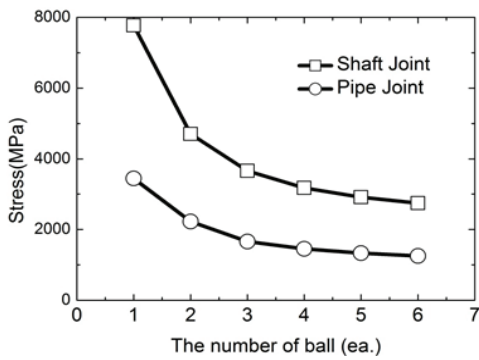
CAD 도면을 통해 나타내었다.

3.2 볼과 핀 조합에 따른 응력해석 및 강성해석 결과

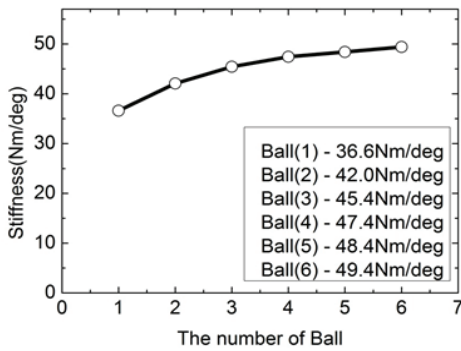
3.2.1 개수별

Fig. 7(a)의 그래프는 볼만을 1~6 개로 증가시키면서 응력의 변화를 살펴 보았고, Fig. 8(a)는 핀의 개수를 1~4 개까지 증가시키며 응력의 변화를 살펴 보았다.

Fig. 7, Fig. 8(a)의 결과를 살펴보면 볼과 핀이 하나일 때 응력이 크게 나오는 것을 볼 수 있다. 이는 볼과 핀이 하나씩 배치될 경우 토크를 지지하는 부분이 미소영역에 집중적으로 가해지기 때문에 응력이 집중되는 현상을 보이는 것으로 판단된다. 하지만 볼이 2 개 일 때부터는 응력이 분산되어 대략 2 배 정도의 감소량을 보이고 있고, 볼이 3~4 개까지 증가될 경우 응력의 감소는 선형적으로 감소하는 것을 해석결과를 통해 알 수 있다. 또한, 핀이 2~3 개까지 증가될 경우 응력의 감소는 선형적으로 감소하는 것을 해석결과를 통해 알 수 있다.

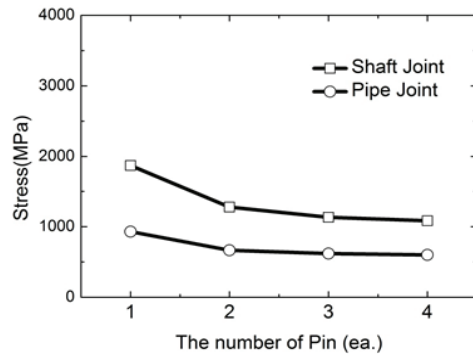


(a) Result of stress

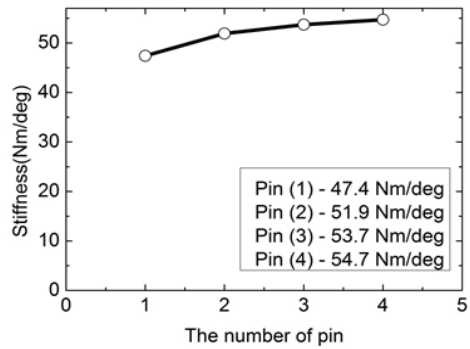


(b) Result of stiffness

Fig. 7 Stress and stiffness result for the number of balls



(a) Result of stress



(b) Result of stiffness

Fig. 8 Stress and stiffness result for the number of pins

Fig. 7, Fig. 8(b)의 결과를 살펴보면 볼과 핀 개수가 증가함에 따른 강성도 역시 증가하고 있다. 하지만 볼의 개수가 3~4 개 강성과 핀의 개수가 2 개에서의 강성 증가량은 낮아지는 것을 알 수 있다.

결론적으로 개수의 증가에 따라 응력의 분산률이 높아져 응력은 낮아지고, 변형률도 낮아지기 때문에 강성은 증가하는 모습을 보인다. 하지만 볼은 4 개 핀은 2 개 이상부터는 응력과 변형률의 감소율은 낮아지는 것을 해석을 통해 알 수 있다.

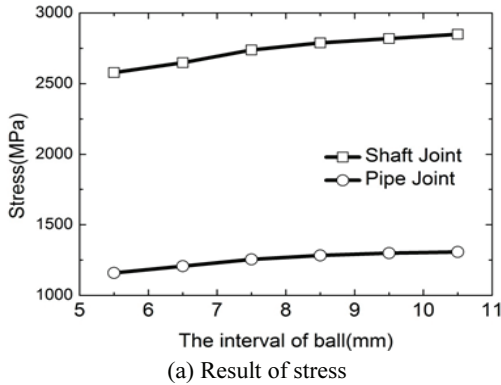
3.2.2 간격별

Fig. 8(a)의 그래프는 볼의 간격을 1 mm 씩 증가시키면서 응력의 변화를 살펴 보았고, Fig. 8(a)는 핀의 간격을 10 mm 씩 증가시키며 응력의 변화를 살펴 보았다.

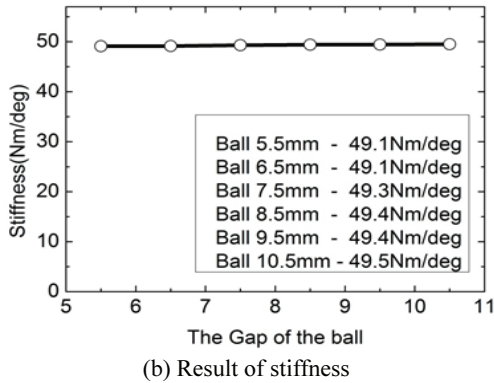
Fig. 9, Fig. 10(a)의 결과를 살펴보면 응력은 볼의 간격이 10.5 mm, 핀의 간격이 47.5 mm 경우 최고 응력이 발생 하는 것을 알 수 있고, 간격이 감소할수록 응력 역시 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 볼과 핀의 간격이 조밀할수록 응력수준이

낮아지는 것을 알 수 있다.

Fig. 9, Fig. 10(b)의 결과를 살펴보면 볼과 핀의 간격이 증가함에 따라 강성은 증가를 하지만 볼 간격에 따른 강성의 변화 수준이 1 mm 간격당 0.1 Nm/deg, 핀 간격에 따른 강성의 변화는 10 mm 간격당 0.2 Nm/deg 정도로 미비한 것을 알 수 있다.

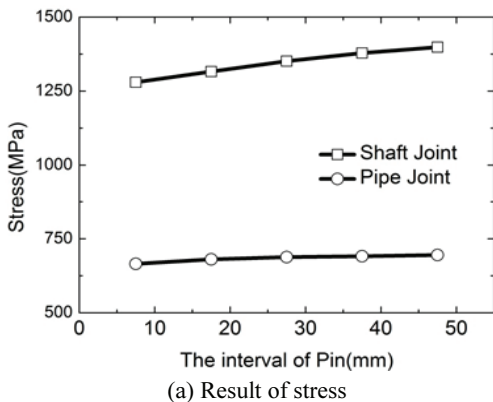


(a) Result of stress

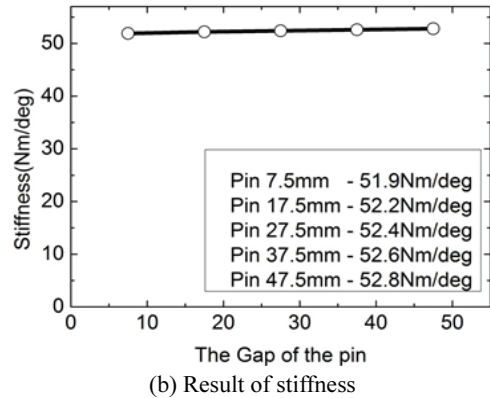


(b) Result of stiffness

Fig. 9 Stress and stiffness result for the gap of balls



(a) Result of stress



(b) Result of stiffness

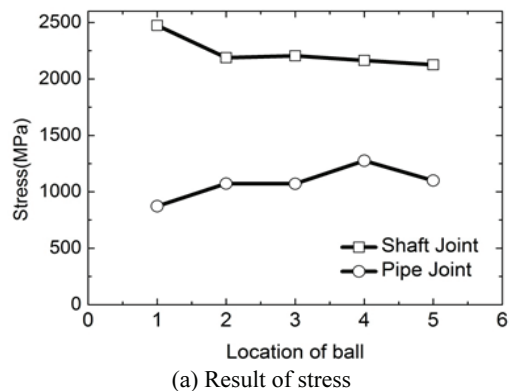
Fig. 10 Stress and stiffness result for the gap of pins

결론적으로 동일 개수의 볼과 핀을 사용하였을 경우, 간격이 증가함에 따라 응력은 증가하지만 변형량은 낮아져 강성이 증가하는 것을 알 수 있다. 하지만, 변형량의 감소율이 극히 작아 무시할 정도이다.

3.2.3 조합별

Fig. 11(a)의 그래프는 Table 3에 표시된 조합별로 볼을 배치시킨뒤 응력의 변화를 살펴 보았다.

Fig. 11(a)의 결과를 살펴보면 조합을 함으로서 응력이 집중되는 것이 볼과 핀에서 분산되어 받기 때문에 응력수준은 볼과 핀을 단품으로 사용했을 때보다 낮은 응력 수준을 나타낸다. 하지만, 응력 해석결과에서 알 수 있듯 해석결과는 비선형적인 결과를 보이고 있는데 이는 최대 응력은 볼에서 발생하고, 볼의 위치가 변경됨에 따라 Contact 이 되는 요소가 변함에 따라 같은 부분에서 최대 응력이 발생하지 않는 이유라고 판단된다.



(a) Result of stress

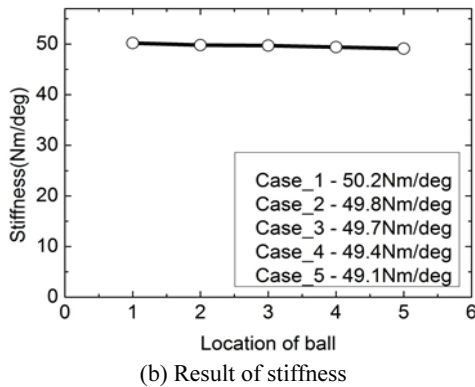


Fig. 11 Stress and stiffness result for the mixing ball&pin

볼의 위치에 따라 판단은 힘들지만, 핀과 동일 선상에 위치하였을 때 값(Case_2, Case_4)이 대체적으로 안정적으로 보이고, 조합을 할 때 볼의 위치를 핀과 동일선상에 배치하는 것이 보다 우수할 것으로 판단된다.

Fig. 11(b)의 결과를 살펴보면 볼이 앞쪽으로 위치할수록 강성은 좋을 것으로 판단된다. 하지만 가성 차이가 0.3 Nm/deg 정도로 미비한 것을 알 수 있다.

3.3 설계 변수 도출

본 논문에서 새로운 볼과 핀의 조합을 찾으며, 최소화된 볼과 핀의 개수 및 간격을 찾기 위한 목적함수를 정의하였다.

Find A
 Minimize (A):
 Subject to

$$\begin{aligned} \sigma &\leq \sigma_s, \theta \leq \theta_s \\ \Phi &\leq \Phi_s, l \leq l_s \\ A &= \Phi, l \end{aligned} \quad (2)$$

상기 보이는 식에서 A 는 최소화하기 위한 목적함수를 나타내고 σ_s, θ_s 는 기존제품의 응력과 비틀림 각도를 나타내고 있다. 또한 Φ_s, l_s 는 기존제품에서 사용된 볼과 핀의 개수와 전체 볼과 핀이 조합된 길이를 나타내고 있다. 볼과 핀이 배치되는 전체 길이가 증가함에 따라 강성은 낮아진다. 그러나 차이가 미비하며 고정되는 부품 재료비 및 가공비를 고려하여, 기존의 제품보다 길이

가 짧은 것이 좋을 것이라 판단 된다. 제안하고자 하는 설계변수는 새로운 볼과 핀의 조합에서 응력 및 비틀림 각도가 기존의 제품보다 작거나 같아야 하며, 볼과 핀의 개수는 적거나 같아야 하고, 볼과 핀이 조합된 전체 길이가 기존제품보다 짧거나 같아야 한다는 것을 만족하여야 한다. 3.2 절의 단품별 해석을 통하여 2 개의 핀과 3~4 개의 볼을 구속 조건으로 설정하고, 핀의 간격에 따른 볼의 개수 및 간격에 따른 비교를 실시하였다.

4. 설계개선을 통한 해석결과

3 장에서 설계변수를 도출하고 새로운 볼과 핀의 조합을 검토하였다. 볼의 개수는 3~4 개일 경우 응력의 증가율이 낮아지는 것을 앞선 결과를 통해 알 수 있었으며, 핀도 볼과 마찬가지로 2 개일 경우 응력의 증가율이 낮아지는 것을 알 수 있다. 간격에 따른 변화는 핀의 간격을 변화 시키면서 해석을 수행하였고, 볼의 간격은 응력과 강성의 변화에 큰 영향을 주지 않는다고 판단하였기 때문에 핀과 핀의 사이 간격에 맞추어 3~4 개의 볼을 배치시키는 형태를 선택하였다. 기존의 제품에서 사용되는 볼과 핀의 개수는 4 개와 2 개이고, 새로운 볼과 핀이 배치된 길이도 기존의 볼과 핀의 배치보다 짧거나 같기 때문에 설계변수를 충족하고 있다. Table 4 에서 표준품은 기존의 제품의 볼과 핀의 조합을 나타내고 있으며, 개선된 설계안을 No. 1 ~ No. 4 제시하고있다.

Fig. 12(a)를 살펴보면 표준품과 개선된 설계안의 볼과 핀 배열에 대한 중실축(Shaft Joint)에 발생하는 응력을 비교하였다. 모든 설계안에서 20 Nm 의 토크에서는 비슷한 수준의 응력이 발생하지만, 100 Nm 급의 고토크에 도달하면서 응력은 개선된 설계안 No. 1 의 볼&핀 조합이 제일 우수한 결과를 보이고 있다. No. 1 과 No. 2 에서 핀의 간격은 일정하고 볼의 개수에 따른 비교결과 대략 60 MPa 정도의 차이를 보이고 있으며 No. 1 과 No. 3 에서 핀의 간격에 따른 비교결과 27.5 mm 로 간격이 37.5 mm 에 비해 60 MPa 정도 낮은 응력을 보이고 있다.

Fig. 12(b) 결과 중공축(Pipe Joint)의 결과 역시 중실축과 비슷한 경향을 보이지만 100 Nm 에서 표준품의 응력 발생이 미비하지만 우수한 것을 볼 수 있다. 하지만 그 차이가 미비하여 무시 할 수 있을 정도로 판단된다.

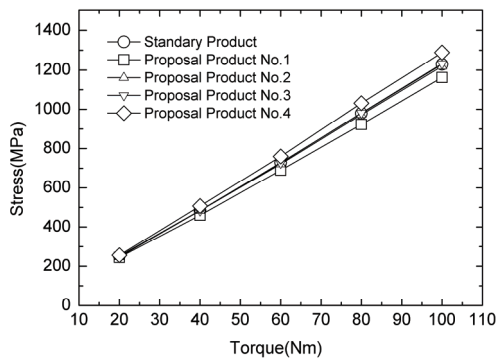
핀의 간격에 따른 변화는 3 장에서 간격에 따른 결과에서 나타나듯 간격이 감소할수록 응력은

감소하는 것을 알 수 있었다. 이와 마찬가지로 3 개의 Slot 을 사용하는 표준품에 비해 6 개의 Slot 을 사용하면서 볼과 핀의 배치에 따른 간격이 감소하였고, 이에 따른 응력이 감소 한 것으로 판단된다.

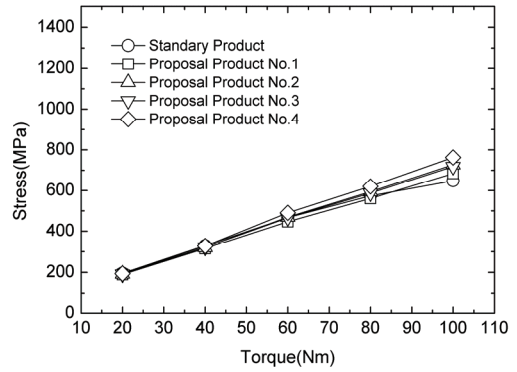
Fig. 12(c)는 100 Nm 일때의 강성을 비교하고 있다. 모든 강성은 비슷한 경향을 보이고 있고, 이는 3 장에서 개수의 증가에 따른 강성의 증가를 검토 하였듯이 간격과 조합에 따른 강성에는 크게 차이가 없는 것으로 판단된다.

Table 4 Structural design layouts

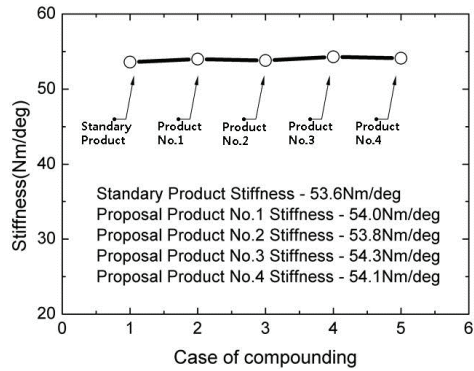
표준품	
설계 개선안 No. 1	
설계 개선안 No. 2	
설계 개선안 No. 3	
설계 개선안 No. 4	



(a) Stress result of shaft joint



(b) Stress result of pipe joint



(c) Stiffness result

Fig. 12 Stress and stiffness results

5. 결론

본 논문에서 기존의 제품을 토대로 새로운 볼과 핀 조합을 찾기 위한 연구가 유한요소해석을 통한 수치적 방법으로 수행되었으며, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1) 볼에는 점접촉으로 미소영역만이 접하여 있어 조향토크를 견디기에는 높은 응력이 발생하지만 핀에서 대부분의 응력을 분산시켜주는 것을 알 수 있다.

2) 볼과 핀의 개수 증가는 강성의 변화에 영향을 주지만 동일 개수의 볼과 핀에서 간격과 조합에 따른 강성의 변화에는 무시할 만큼 적은 변화를 주고 있다.

3) 기존의 제품 볼과 핀 조합에서 최대 응력은 중심축 발생하며 1230 MPa 를 나타내고, 개선된 설계안(No. 1)의 볼과 핀 조합에서 중심축 발생하며 1160 MPa 를 나타내고 있다. 대략 90 MPa 정도의 응력이 낮아지는 것을 알 수 있으며, 강성

은 53 Nm/deg ~ 54 Nm/deg 비슷한 경향이지만 개선된 설계안이 미비하지만 우수한 것을 알 수 있다.

4) 이미 실험을 통해 100 Nm 급 고토크 인텨 샤프트가 시중에 적용되고 있다. 시중에 적용되는 제품과 수치적 비교를 통한 새로운 볼과 핀의 조합을 찾아 우수한 볼과 핀 조합을 검토 하였지만, 제품의 안전성을 확보하기 위해 추후 실험적인 연구가 요구 된다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 재원으로 부품소재기술개발사업(자동차용 고토크전달 80 Nm 급 I-Shaft 모듈개발)의 지원을 받아 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Yun, S. C., Jang, J. H., and Han, C. S., "Modeling of the Motor Driven Power Steering System," Proc. of KSAE Spring Conference, pp. 280-285, 2003.
2. Kim, C. K., Lee, I. K., and Cho, S. H., "Case Study of Tribological Failure Characteristics in Automotive Steering System," Journal of the KSTLE, Vol. 26, No. 1, pp. 61-67, 2010.
3. Kim, J. B., Yoo, W. S., and Sim, J. J., "Angular Velocity of Steering Column according to Spider Cross Angle in the Universal Joint," Proc. of KSAE Fall Conference, pp. 713-718, 2000.
4. Song, J. H., Boo, K. S., and Lee, J. I., "Evaluation of Performance and Development of Control Method of a New Electric Power Steering System(EPS-TT)," Journal of the KSAE, Vol. 12, No. 5, pp. 154-161, 2004.
5. Koo, K. M., Lee, J. H., Kim, J. M., and Park, J. N., "Evaluation of steering emotional quality with Intermediate Shaft Assembly according to Types and condition in steering system," KSAE Annual Conference, pp. 2501-2508, 2009.
6. Jang, B. C. and So, S. G., "Co-Simulation Technology Development with Electric Power Steering System and Full Vehicle," J. of the KSPE, Vol. 21, No. 1, pp. 94-100, 2004.
7. Choi, K. H., Jeong, Y. K., Lee, B. I., and Kim, H. Y., "Finite Element Analysis and Shape Design for

Coated Intermediate Shaft of Steering System," KSAE Annual Conference, pp. 1284-1288, 2009.

8. Ueda, H., "Technical Trends regarding Intermediate Shaft in Steering Systems," Koyo Engineering Journal, No. 168, pp. 14-17, 2005.