

전기 자동차용 아우터 타이로드의 구조설계

서부교¹, 김종규², 이동진², 서선민², 이권희³, 박영철^{3*}

¹동아대학교 대학원 기계공학과, ²(주)센트랄 중앙연구소, ³동아대학교 기계공학과

Structural Design of the Outer Tie Rod for an Electrical Vehicle

Bu-kyo Seo¹, Jong-Kyu Kim², Dong-Jin Lee², Sun-min Seo², Kwon-Hee Lee³
and Young-Chul Park^{3*}

¹Graduate school, Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

²DTechnical Center, Central Corporation

³Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

요 약 아우터 타이로드는 다른 차량 부품에 비해서 중량이 적지만, 차량 성능이 개선됨에 따라 부품의 수 및 중량에 증가하는 추세에 있다. 그러므로 자동차 연비 향상을 위해서는 경량화가 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 전기 자동차용 아우터 타이로드의 경량화 설계를 위한 기초연구로서 구조성능을 검토하기 위한 유한요소해석을 수행하였다. 개발되는 아우터 타이로드의 재질은 일반 강을 이용하였고 좌굴 및 내구 성능을 검토하였다. 조향계 및 현가계 부품의 개발 시 관성력하중, 충격하중, 좌굴하중 및 내구하중에 의한 강도를 검토하는 것이 일반적이지만, 본 연구에서는 극악한 하중으로 알려진 좌굴특성과 내구특성만을 검토하였다. 또한 아우터 타이로드의 단면형상을 결정하는 파라미터를 설계변수로 정의하고 메타모델기반 최적화 기법을 적용하여 최적설계를 제시하였다. 그 결과 초기제품의 중량보다 9 % 감소를 실현하였다.

Abstract Outer tie rod is lighter than other, but there is the trend item weight and the number is increasing due to vehicle performance improvement. Thus, to improve vehicle fuel efficiency, weight lightening is essential. Therefore, this research performed the finite element analysis to investigate the structural performance of the outer tie rod for an electrical vehicle. This study was performed as the preliminary study for a lightweight design of the outer tie rod. The weight of outer tie rod was optimized by adopting the steel material and applying the trial and error method. The strengths due to durability and buckling should be considered in the structural design of an outer tie rod. Furthermore, the meta model-based optimization was applied to obtain its lightweight design, leading to 9 % weigh reduction.

Key Words : Buckling, Finite Element Method, OTR(Outer Tie Rod), Steering System

1. 서론

현재 자동차 산업에서 가장 중심이 되는 화두는 지구 온난화에 대응하기 위해 연비가 높고 배기가스의 배출이 적은 친환경 자동차의 개발이라고 할 수 있다. 연비향상과 배기가스 저감 기술은 서로 연계성이 높은 기술로 세계 각국에서는 차량의 연비규제를 실시하고 있으며 이는

향후 새로운 기술 장벽으로 작용 할 것으로 예상된다. 따라서 국내에서도 연비가 높은 자동차를 만들기 위한 다양한 연구가 진행되고 있다[1,2].

이 중 엔진 및 구동계의 효율 향상기술은 이미 대부분 적용[3]되고 있으며 추가적인 효율향상을 위해서는 효과 대비 비용이 과다한 단점이 있고 공기역학적 디자인 (design) 기술은 다양한 용도 및 차량의 형상에 공통적으

본 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임 (No. 2012H1B8A202607)

*Corresponding Author : Young-Chul Park(Dong-A Univ.)

Tel: +82-51-200-7652 email: parkyc67@dau.ac.kr

Received July 24, 2013

Revised (1st August 13, 2013, 2nd September 5, 2013)

Accepted September 6, 2013

로 적용하기 어려운 문제점이 있다. 한편 최근 가장 기술 개발이 활발한 하이브리드 자동차 (hybrid vehicle), 전기 자동차 등 신 에너지를 활용하는 기술은 적용확대를 위한 시간이 필요하고 새로운 인프라(infrastructure) 구축이 요구되는 등의 문제점이 있다. 하지만 경량화 기술은 상대적으로 적용이 용이하고 기존 내연기관 자동차와 전기구동 자동차에 모두 적용이 가능하다는 장점이 있다. 또한 차량의 안전성과 편이성에 대한 요구 증대로 차량에 장착되는 부품의 수 및 중량이 증가하는 추세에 있어 자동차의 연비 향상을 위해서는 경량화가 필수적이므로 이에 대한 국내 기술개발이 필요하다.

자동차 부품 중에 컨트롤 암(control arm)이나 너클 암(knuckle arm)에 대한 구조 최적설계 적용 사례[4]는 많았지만, 아우터 타이로드(outer tie rod, OTR)에 대한 구조 최적설계 적용 사례는 아주 적다. 이는 아우터 타이로드가 다른 부품들에 비해 상대적으로 중량이 작기 때문이다. 그러나 최근의 부품 경량화 추세와 더불어 아우터 타이로드도 경량화의 대상이 되고 있다.

본 연구에서의 아우터 타이로드는 전기자동차에 장착되는 부품으로 A업체에서 생산하기 위하여 설계 중인 제품으로 설계를 위한 초기 모델은 강을 기준으로 하였을 때 450 g의 중량을 가지고 있다.

본 연구에서는 전기자동차용 아우터 타이로드의 재료인 S45C에 대해 구조해석 및 최적화를 진행하였다. 초기 모델에 대하여 구조적인 제한 조건과 성능적인 제한 조건을 만족하면서 중량을 감소시킨 설계를 제시하였다. 적용한 최적화 기법은 크리깅(kriging)을 이용한 메타모델(meta-model) 방법을 적용하였다. 이는 기존의 상용 프로그램에 들어있는 구조최적설계 모듈을 적용 할 때, 유한요소(finite element)가 왜곡되어 최적화 진행이 어렵게 되는 단점을 해결하기위한 것이다. 메타모델의 간편한 적용을 위하여 좌굴(buckling) 성능만을 제한조건으로 설정하고 아우터 타이로드의 최적화를 진행하였다. 아우터 타이로드의 내구 해석과 좌굴 강도 해석을 위하여 각각 MSC.Fatigue와 ABAQUS V6.10.3을 사용하였다[5,6].

2. 아우터 타이로드의 구조해석

2.1 아우터 타이로드 초기설계

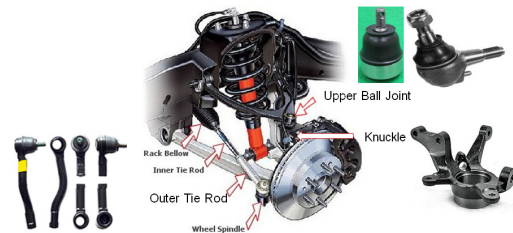
2.1.1 아우터 타이로드

아우터 타이로드는 차량의 핸들의 움직임에 따라 방향을 전환하는 기능을 하는 조향기관에 속하는 부품이다. Fig. 1은 조향계 링크구조(link structure)를 나타내고 있

다. 조향 휠(steering wheel)에서 조향기어(steering gear), 피트먼 암(pitman arm), 릴레이 로드(relay rod), 인너 타이로드(inner tie rod, ITR)를 거쳐 조향력이 아우터 타이로드를 거쳐 최종적으로 너클을 통해 바퀴에 전달된다.

전기 자동차 아우터 타이로드 또한 일반 자동차의 조향계와 크게 다르지 않다. 고효율, 지능형인 그린자동차 시대에 인휠 시스템이 개발 중에 있기 때문에 전기 자동차 조향계는 일반 승용차에서 크게 변하지 않는다.

하지만 전기 자동차는 구동을 위한 배터리(battery)의 중량이 매우 크므로 조향계 부품들의 경량화가 필수적이다. 따라서 아우터 타이로드도 경량화가 요구되고 있다.



[Fig. 1] The link structure of Steering System and Outer Tie Rod

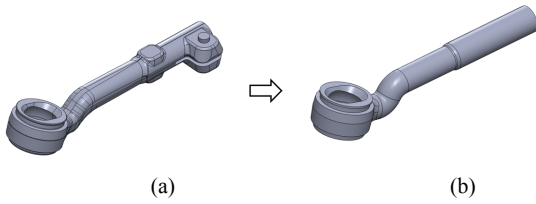
2.1.2 3D 모델링

본 연구의 대상이 되는 아우터 타이로드의 경량화를 위해서는 다음과 같은 제약이 있다. 첫째 경량화를 위하여 알루미늄(aluminum)과 같은 재료를 사용하면 중량을 많이 감소시킬 수 있다. 하지만 본 제품은 차량 제조사의 요구에 따라 강으로 제작되어야한다. 둘째 초기 모델의 원형 단면 형상은 좌굴에 취약하다. 이 단면을 타원형으로 바꿔 중량을 감소시킨 최적설계 연구 사례[2]가 있지만, 아우터 타이로드를 가공 시에 가공성에 대한 문제가 있기 때문에 다른 형태의 형상은 고려할 수 없다. 셋째 아우터 타이로드의 전체 길이는 고정되어 있기 때문에 중량을 감소시키는 것에 대해서 어려움이 있다.

이와 같은 제약을 고려하여 Fig. 2와 같이 전기 자동차용 아우터 타이로드의 초기 모델을 선정하였다. 기존 모델에서 소켓부와 타이로드 사이의 각도와 라운드를 고려하여 모델링을 하였다.

아우터 타이로드의 구조해석에서는 아우터 및 인너 타이로드를 결합시키기 위해 존재하는 볼트(bolt) 및 너트부(nut)는 해석결과에 영향을 미치지 않는다. 따라서 본 연구에서 적용한 볼트 및 너트를 제외한 캐드 모델(CAD model)의 중량은 약 430 g이다.

초기모델과 유한요소해석을 위해 수정된 캐드 모델을 Fig. 2에 표시하였다.



[Fig. 2] The base model
(a)Initial Model (b)Modified Model

2.2 아우터 타이로드 좌굴해석

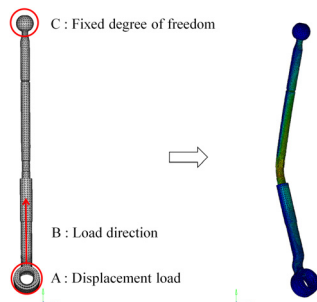
Table 1에 아우터 타이로드의 재료인 S45C에 대한 물성을 표시하였다.

[Table 1] Material properties of S45C

Material	S45C
Yield Stress (MPa)	490
Tensile Strength (MPa)	569
Young's Modulus (MPa)	210000
Poisson's Ratio	0.29

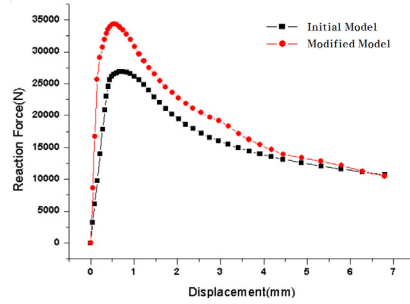
아우터 타이로드는 타 부품의 결합위치와 형상의 특성으로 인해 좌굴이 발생할 가능성이 매우 크다. 따라서 관성력이나 내구기준 보다도 큰 하중에서 오는 좌굴에 대한 위험성이 가장 크다고 볼 수 있다. 그 중에서도 차량의 내부방향으로 받는 대 하중에 대한 좌굴 성능이 가장 큰 영향을 주고 있다. 또한 축 방향 하중에 의해 좌굴이 발생할 가능성이 높기 때문에 차량 기준 하중에 대하여 좌굴 강도를 검토하는 것이 중요하다.

좌굴 강도를 검토하기 위한 수정된 캐드 모델의 경계 조건을 Fig. 3에 나타내었다. 아우터 타이로드는 연관 부품인 인너 타이로드와 결합된 상태에서 좌굴 강도를 판단한다. 해석 조건은 인너 타이로드의 끝단인 C 점을 고정된 상태에서 아우터 타이로드의 소켓 중심점 A에 B 방향으로 변위하중을 작용시킨다. 이 때 A점에서 발생하는 반력이 판정 기준인 18 kN 이상 산출되어야 한다.



[Fig. 3] Boundary and loading conditions for buckling

아우터 타이로드의 좌굴 강도를 평가하기 위하여 ABAQUS를 사용하였다. 좌굴 강도 해석의 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 유한요소해석을 위해 수정된 CAD모델의 대한 좌굴 강도는 초기 제품보다 기준을 상회하는 것으로 나타났다.



[Fig. 4] Buckling analysis result of base model

3. 좌굴하중을 고려한 최적화

3.1 크리깅 메타모델(kriging meta-model)

다음은 크리깅 이론에 대한 간단한 소개이다. 먼저 반응모델 $y(\mathbf{x})$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$y(\mathbf{x}) = \beta + z(\mathbf{x}) \quad (1)$$

여기서 β 는 상수이다. $\hat{y}(\mathbf{x})$ 를 근사모델이라고 하면 $y(\mathbf{x})$ 와 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 의 평균제곱오차가 최소가 되도록 하면 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 는 다음과 같이 예측된다.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \hat{\beta} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(y - \hat{\beta})\mathbf{q} \quad (2)$$

여기서 $\hat{\beta}$ 는 β 의 추정치, \mathbf{R}^{-1} 은 상관행렬 \mathbf{R} 의 역행렬, \mathbf{r} 은 상관벡터, \mathbf{y} 는 n_s 개의 표본데이터 벡터이고, \mathbf{q} 는 n_s 개 성분을 갖는 단위벡터(unit vector)이다. 상관행렬 및 상관 벡터는 다음 식과 같이 정의된다.

$$R(X^j, X^k) = \text{Exp} \left[- \sum_{i=1}^n \theta_i |x_i^j - x_i^k|^2 \right], \quad (3)$$

$$(j = 1, \dots, n_s), (k = 1, \dots, n_s)$$

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(1)}), R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(2)}), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(n_s)})]^T \quad (4)$$

여기서 θ_i 는 i 번째 설계변수에 대응하는 i 번째 모수(parameter)이다. 이때 우도함수(likelihood function) L 은 다음과 같이 정의된다.

$$L(y, \theta, \beta, \sigma^2) = \frac{(2\pi\sigma^2)^{-n_s/2}}{\sqrt{|\mathbf{R}|}} \cdot \text{Exp} \left[- \frac{(\mathbf{y} - \beta\mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \beta\mathbf{q})}{2\sigma^2} \right] \quad (5)$$

식 (6)으로부터 로그우도함수를 β 및 σ^2 에 대해 미분하고 0으로 놓으면, β 와 σ^2 의 최대우도 추정치는 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{\beta} = (\mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{q})^{-1} \mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{y} \quad (6)$$

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{y} - \hat{\beta} \mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{y} - \hat{\beta} \mathbf{q})}{n_s} \quad (7)$$

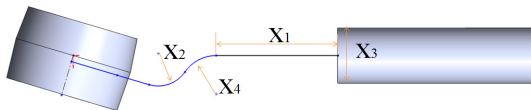
그리고 미지의 모수 $\theta_1, \dots, \theta_n$ 은 다음 식으로부터 구해진다.

$$\text{Maximize} - \frac{[n_s \ln(\hat{\sigma}^2) + \ln|\mathbf{R}|]}{2} \quad (8)$$

즉, 식 (6)으로부터 β 를, 식 (8)에서 θ 를 구하면 식 (2)를 통해 반응치를 예측할 수 있는 본 연구에서는 좌굴하중과 중량을 반응치로 대체하였다.

3.2 설계변수의 정의

아우터 타이로드의 형상 최적화는 소켓부와 이어지는 타이로드의 길이, 두께와 라운드곡선에 대한 설계변수를 정의하였다. 아우터 타이로드의 전체길이는 고정되어 있고, 타이로드의 끝 부분은 인너 타이로드와 결합하기 때문에 설계 변수에서 제외되었으며, 경량화를 위한 설계변수는 좌굴 하중에 의한 응력집중(stress concentration)이 발생이 예측되어지는 소켓부와 타이로드 곡선과 곡선이 끝나는 지점에서의 길이와 그 길이에 대한 두께에 대하여 설계변수를 설정하였다. Fig. 5는 설계변수에 설정에 대하여 표시하였고, Table 2는 각 설계변수의 의미를 정리하였다.



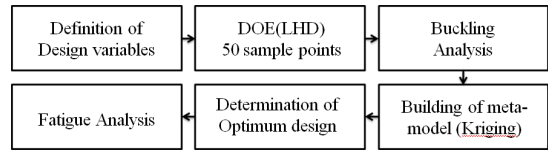
[Fig. 5] Design Variable

[Table 2] Design Variable

Design variable	Form	Unit
x1	OTR length	mm
x2	Socket/rod angle	Deg.
x3	Thickness	mm
x4	Socket round	Deg.

3.3 메타모델을 이용한 구조설계

본 연구에서의 아우터 타이로드의 구조 성능은 좌굴 및 내구를 고려하고 있으며, 경험적으로 이 두 성능 중, 좌굴 성능이 보다 엄격한 조건에 해당된다. 따라서 본 연구에서는 좌굴만을 고려하여 최적설계를 찾고, 이 설계에 대해 내구기준을 만족하는 지를 검토한다. 그 과정을 Fig. 6에 나타내었다.



[Fig. 6] Design process

이 순서도에서 최적해는 다음의 최적설계 문제를 해결하여 구한다.

$$\text{Minimize Weight}(x_1, x_2, x_3, x_4) \quad (9)$$

$$\text{Subject to } R \geq R_0$$

$$x_{1L} \leq x_1 \leq x_{1U}$$

$$x_{2L} \leq x_2 \leq x_{2U}$$

$$x_{3L} \leq x_3 \leq x_{3U}$$

$$x_{4L} \leq x_4 \leq x_{4U}$$

여기서 무게(W) 및 좌굴하중(R)은 메타모델로 치환되며 R_0 는 기준치를 의미한다. $[x_{1L} \ x_{2L} \ x_{3L} \ x_{4L}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0]$ 이고, $[x_{1U} \ x_{2U} \ x_{3U} \ x_{4U}] = [15 \ 9 \ 2 \ 3]$ 이다.

실험계획법으로는 수치 해석, 행렬 연산, 신호 처리, 간편한 그래픽(graphic) 기능 등을 통합하여 고성능의 수치 계산 및 결과의 가시화 기능을 제공하는 프로그램인 MATLAB에 내장되어 있는 라틴하이퍼큐브(Latin Hypercube Design, LHD) 생성 명령어인 lhsdesign을 이용하여 표본점 50개를 생성하였다.

각각의 실험점을 Table 3에 표시하였다. 각 행에 대하여 유한요소해석을 수행한 결과를 표시하였다. 좌굴하중 및 중량에 대한 최적의 파라미터를 Table 4에 표시하였다.

이 최적의 파라미터를 갖고 식 (1)의 최적해를 구한 결과 $[x_1^* \ x_2^* \ x_3^* \ x_4^*] = [8.28 \ 5.02 \ 1.03 \ 1.26]$ 이 산출되었으며 최적해에서의 중량 및 좌굴하중은 각각 387 g과 2580 kg_f 이다.

[Table 3] Design of experiments using LHD

Exp.	x_1	x_2	x_3	x_4	Reaction Force(N)	Weight(g)
1	11.12	0.22	1.49	1.79	21071	408.4
2	1.92	5.39	0.13	2.02	21833.5	414.5
3	5.79	7.07	0.21	0.97	24385.7	413.34
.
.
48	12.69	8.40	1.53	0.43	24385.7	411.41
49	13.99	3.46	0.17	2.25	21071	412.5
50	5.25	1.40	0.94	1.83	21833.5	406.18

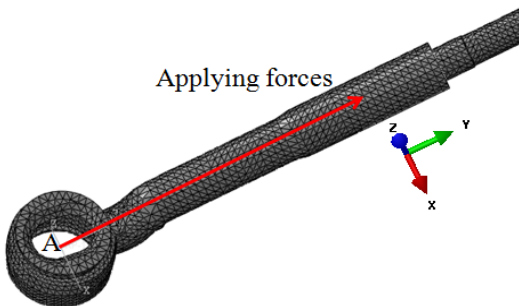
[Table 4] Optimum parameters for Eq. (2)

Response	$\Theta_1 (x_1)$	$\Theta_2 (x_2)$	$\Theta_3 (x_3)$	$\Theta_4 (x_4)$	β
Weight	0.0037	20.536	4.738	10.315	407.032 kg_f
R	15.671	14.029	50.00	0.001	24258.29 N

3.4 아우터 타이로드 내구해석

본 연구에서 메타모델을 이용한 구조설계에서 얻어진 최적화 모델에 대하여 정적 내구해석 방법으로 피로 수명 예측을 하였다. 정적 내구해석은 구조해석을 우선 실시하고 그 결과에 하중 이력을 적용하여 피로 수명을 예측하는 방법이다. 내구해석을 위한 하중은 A업체에서 제공받은 축 방향 하중으로 적용하였다. 이 때 피로 수명 예측을 위하여 변형률-수명법을 사용하였다.

일반적으로 구조해석은 선형 탄성구간에서 수행하기 때문에 소성영역에서의 해를 고려할 수 없는 단점이 있다. 이 문제를 해결하기 위해 MSC.Fatigue[7]에서 제공하는 선형탄성구간 구조해석의 결과를 소성영역까지 고려하여 보정할 수 있는 Neuber Rule을 적용하였다. 또한 평면 응력효과를 고려하기 위해 내구 평가 지수인 SWT(Smith-Watson-Topper)방법을 적용하였다.[8] MSC.Fatigue를 사용하여 피로해석을 수행하려면 재료에 대한 피로 물성과 하중 이력이 필요하다. 피로 물성은 ϵ -N 데이터나 S-N 데이터를 사용한다. 하중 이력의 도로 하중 측정인 RLDA(road load data acquisition)[9] 값을 사용하거나, 여러 가지 파형을 이용한 해석이 가능하다. 본 과제에서는 등가하중에 의한 피로해석을 실시하기 때문에 삼각함수에서 나타나는 Sine 파형을 이용하여 피로해석을 수행한다. Fig.7은 피로해석을 위한 경계조건은 A점에서 축 방향(y축)으로 Table 5에서 나타내는 하중을 부여하여, 피로 수명 예측을 하였다.

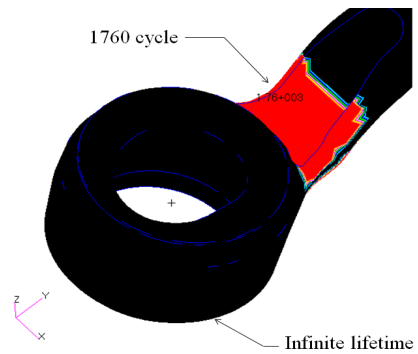


[Fig. 7] Boundary condition for fatigue analysis

[Table 5] Load cases for fatigue analysis

Load case	Assessment
Case 1	31.2 (kN) 300 (Cycle)
Case 2	15.1 (kN) 100000 (Cycle)
Case 3	10.8 (kN) 150000 (Cycle)

최적화 모델의 피로 해석은 먼저 최대 하중인 Case 1의 조건에서 실시하였고, 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 피로 해석 결과는 1260 사이클로 목표 수명을 상회하고 있다. 그리고 나머지 조건에 대해서도 피로 해석을 실시하였고, 결과는 모두 만족하였다.



[Fig. 8] Durability analysis result

4. 결론

본 연구에서 전기 자동차용 조향계 부품인 아우터 타이로드에 대하여 좌굴하중과 내구 기준을 적용하여 형상 최적설계를 수행하였으며, 그에 따른 결과로 중량을 감소시킨 아우터 타이로드 모델을 제시하였다.

1. 아우터 타이로드 초기 모델을 수정하여, 초기 모델과의 좌굴하중 값을 비교하였다. 그 결과, 좌굴하중 최소 기준인 18 kN을 상회하였다.
2. 좌굴하중 최소 기준을 만족한 아우터 타이로드 모델에 설계변수를 지정하고, 크리깅 메타모델을 이용하여 좌굴하중 기준에 만족하도록 경량화를 진행하였다. 최적화 모델은 387 g이며, 기존모델에 비해 약 9%의 경량화를 이루었다.
3. 추가적으로 최적화된 모델을 축방향 힘에 대하여 내구해석을 진행하였고, 3가지의 내구기준에 만족하는 결과를 얻을 수 있었다. 최종적으로 경량화 설계를 완료한 아우터 타이로드 모델을 제시하였다.
4. 추후에 단조공정을 고려한 아우터 타이로드의 성형 기술에 대하여 연구를 진행할 계획이다.

References

- [1] J.K. Kim, S.M. Seo, Y.J. Kim, D.J. Lee, S. Lee, Y.C. Park, K.H. Lee "Structural Performance Test of Optimized Outer Tie Rod," Journal of Automobile Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 82-87 2012
- [2] Song B. C., Park Y. C., Kang S. W., Lee K. H., "Structural Optimization of an Upper Control Arm, Considering the Strength," Journal of Automobile Engineering, Vol. 223, No. 6, pp. 727-735, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1243/09544070JAUTO1090>
- [3] K.H.Ko, S.C.Choi, "A study on the improvement of vehicle fuel economy by fuel-cut" urnal of The Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 13, No. 2, pp. 498-503, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2012.13.2.498>
- [4] J.W.Jo, M.S.Han, "A Study on Simulation Analysis of Fatigue Deformation at Automotive Arm" Journal of The Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 8, No. 3, pp. 427-431, 2007.
- [5] S.I.song, K.j.Bae, K.H.Lee, G.G. Park, "Lightweight Design for Automotive Door Using Optimizations and Design of Experiments," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.10, No.1, 2002, pp. 125-132.
- [6] Y.C.Park, D.P.Yun, G.J.Han, M.H. Bae, D.B.Jin, B.J.Lee, "Stress Analysis of Lower Arm for Change of Section Shape(1)," Transactions of Korea Society of Automotive Engineers, Vol.6, 1998,pp. 99-107.
- [7] MSC. Software Corporation. (2007). MSC.Fatigue BASIC User's Guide. Santa Ana. California.
- [8] J.K.Kim, Y.M.Kwon, Y.C.Park, K.H.Lee, "Shape Design of an Outer Tie Rod, Considering Durability Criteria" Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 8, No. 4, pp. 54-60, 2009.
- [9] J.M.Ryoo, J.S.Yang, K.J.Han, "A study in Vehicle durability test method with 4post Road Simulator" Journal of The Korean Society of Automotive Engineers, pp. 1571-1575, 2009.

서 부 교(Bu-Kyo Seo)

[정회원]



- 2013년 2월 : 동아대학교 기계공학과 (학사)
- 2013년 2월 ~ 현재 : 동아대학교 기계공학과 대학원 (석사과정)

<관심분야>
구조설계, 성형가공

김 종 규(Jong-Kyu Kim)

[정회원]



- 2007년 8월 : 동아대학교 기계공학과 대학원 (석사)
- 2012년 2월 : 동아대학교 기계공학과 대학원 (박사)
- 2012년 3월 ~ 현재 : 센트랄 중앙연구소 대리

<관심분야>
최적설계, 구조설계

이 동 진(Dong-Jin Lee)

[정회원]



- 1989년 12월 : 기아그룹입사
- 1999년 4월 : 기술연구소 구동설계과장
- 2002년 2월 : Mobis 마북 연구소 샤시 설계 차장
- 2007년 7월 ~ 현재 : 센트랄 중앙연구소 이사

<관심분야>
구조설계

서 선 민(Sun-Min Seo)

[정회원]



- 1995년 9월 ~ 현재 : 센트랄 중앙연구소 설계팀 차장

<관심분야>
구조설계

이 권 희(Kwon-Hee Lee)

[정회원]



- 1991년 2월 : 한양대학교 기계공학 학과 대학원 (석사)
- 1997년 2월 : 한양대학교 기계공학 학과 대학원 (박사)
- 1994년 1월 ~ 1999년 12월 : 대우자동차 선임연구원
- 2002년 3월 ~ 현재 : 동아대학교 기계공학과 교수

<관심분야>
최적설계, 구조설계

박 영 철(Young-Chul Park)

[정회원]



- 1982년 2월 : 부산대학교 금속공학과 대학원 (석사)
- 2002년 2월 : 일본 동북대학교 기계공학과 대학원 (박사)
- 2009년 3월 ~ 2013년 7월 : 동아대학교 산학협력단 단장
- 1998년 3월 ~ 현재 : 동아대학교 기계공학과 교수

<관심분야>
금속재료, 구조설계