

# 반응표면법 및 크리깅을 이용한 아우터 타이로드의 구조 최적화

김영준<sup>1</sup>, 안교진<sup>2</sup>, 이권희<sup>3</sup>, 박영철<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>(주)센트랄 중앙연구소, <sup>2</sup>동아대학교 대학원 기계공학과, <sup>3</sup>동아대학교 기계공학과

## Structural Optimization of an Outer Tie Rod Using RSM and Kriging

Young-Jun Kim<sup>1</sup>, Kyo-Jin An<sup>2</sup>, Kwon-Hee Lee<sup>3</sup>, Young-Chul Park<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>Technical Center, Central Corporation

<sup>2</sup>Graduate school, Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

<sup>3</sup>Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

**요약** 본 연구에서는 기존의 연구로부터 아우터 타이로드는 다른 구조적인 특성보다는 좌굴특성이 가장 극악한 조건임을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 좌굴 성능만을 검토하여 최적설계를 수행하였다. 또한 개박 초기에 검토되었던 강 재질을 알루미늄으로 변경하여 경량화를 구현하였다. 알루미늄 아우터 타이로드에 대해 설계변수를 선정하고 반응표면법과 크리깅을 적용하여 각각 경량화 설계를 제시하였다.

**Abstract** It is known that the severest loading condition is the buckling case in the structural design of an outer tie rod. The optimum design of the OTR was suggested considering the buckling performance. The aluminum alloy was investigated as a steel substitute. Then, the structural optimization based on the response surface method and the kriging interpolation method were performed.

**Key Words** : Buckling, Finite Element Method, Kriging Interpolation Method, OTR(Outer tie rod), RSM(Response Surface Method)

### 1. 서론

현재 자동차 산업에서 가장 중심이 되는 화두는 지구 온난화에 대응하기 위해 연비가 높고 배기가스의 배출이 작은 친환경 자동차의 개발이다. 연비향상과 배기가스 저감 기술은 서로 연계성이 높은 기술로서 세계 각국에서는 차량의 연비규제를 실시하고 있으며 이에 대한 규제는 계속 강화되는 추세에 있다. 따라서 국내에서도 연비가 높은 자동차를 만들기 위한 다양한 노력이 진행 중에 있다.

엔진 및 파워트레인의 추가적인 기능향상은 효과 대비 비용이 크다는 단점이 있고 역학적 디자인 기술은 다

양한 용도 및 차량의 형상에 복합적으로 적용하기 힘든 문제가 생긴다. 최근 하이브리드 자동차, 전기 자동차 등 신 에너지원을 사용하는 기술은 적용확대를 위한 시간이 필요하고 새로운 인프라 구축이 요구되는 등의 문제점이 있다. 하지만 설계기법을 적용한 경량화 기술은 상대적으로 적용이 용이하여 기존 내연기관 자동차와 전기구동 자동차에 모두 적용이 가능하다는 장점이 있다. 동시에 차량의 안전성과 편의성에 대한 요구 증대로 차량에 장착되는 부품의 수 및 중량이 증가하는 추세에 있어 기존 부품의 경량화가 필수적이다.[1-3]

본 연구에서 관심을 갖고 있는 아우터 타이로드(Outer Tie Rod)는 자동차의 조향장치 부품의 하나로서 C입체

본 연구는 지식경제 기술혁신사업 계획서 [지능형자동차상용화연구기반구축사업] 조정안정성 및 4-Wheel Steering 지원을 위한 후륜조향모듈 개발(과제번호 10045695)과 교육과학기술부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업(2012H1B8A2026078)으로 수행된 연구결과임.

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

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

Received November 10, 2014 Revised (1st December 5, 2014, 2nd December 11, 2014, 3th January 6, 2015) Accepted January 8, 2015

에서 개발 중인 제품이다. 조향장치 중 컨트롤 암(Control Arm)이나 너클 암(Knuckle Arm)에 대한 구조 최적설계 적용은 많았지만 아우터 타이로드에 대한 구조 최적설계 적용 사례는 적다. 다른 부품에 비해 상대적으로 중량이 작지만 최근 부품 경량화 추세와 더불어 아우터 타이로드도 경량화 대상이 되고 있다. 이 부품은 초기에 강재로 설계되었으나 경량화를 위해 알루미늄으로 변경하고자 한다. 본 연구에서는 각 재질에 대한 구조적인 특성인 좌굴강도를 검토하고 이를 고려한 최적화를 수행하였다. 강재로 된 아우터 타이로드의 초기모델은 1079.42g의 중량을 가지고 있다.

본 연구에서는 알루미늄 소재를 적용하여 구조해석 및 최적화를 진행하였다. 초기 모델에서 구조에 대한 제한 조건과 성능에 대한 제한 조건을 만족하는 동시에 중량을 감소시키는 설계를 제시하였다. 적용한 최적화 기법은 반응표면법(Response Surface Methodology)와 크리깅기법(Kriging Interpolation Method)을 적용하였다. 각각 OTR 단면형상에 대한 설계변수를 지정하고 좌굴 하중만을 제한조건으로 설정하였으며 중량 최소화를 위한 최적화를 진행하였다. 아우터 타이로드의 좌굴 강도 해석을 위하여 'ABAQUS V6.10.3'을 사용하였다.[4-5]

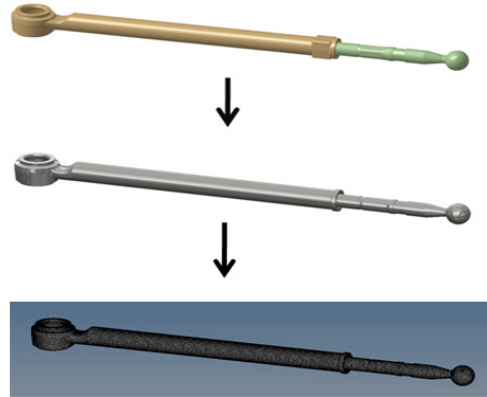
## 2. 아우터 타이로드의 좌굴해석

### 2.1 S45C 아우터 타이로드 좌굴해석

아우터 타이로드의 개발 시 검토해야하는 구조적 성능은 관성력하중에 의한 강도, 내구하중에 의한 강도, 좌굴강도 등이 있다. 그러나 경험적으로 볼 때 이 중 좌굴하중에 대한 좌굴강도 기준이 가장 엄격하다. 따라서 좌굴강도의 기준을 만족시킨다면 나머지 구조적 성능도 만족한다고 볼 수 있다. 아우터 타이로드는 길이 방향으로 길기 때문에 좌굴에 취약할 수밖에 없는 구조를 갖고 있다.

강재(S45C)로 된 아우터 타이로드의 CAD 모델을 유한요소해석을 위하여 Fig. 1과 같이 단순화시켰다. 아우터 타이로드의 좌굴해석을 위해서는 인너 타이로드 (Inner Tie Rod)도 동시에 모델링되어야 한다. 여기서 아우터 타이로드와 인너 타이로드의 결합부에 장착되는 볼트와 너트 등은 생략하였다. 본 연구에서는 유한요소모델링을 위하여 Hypermesh를, 좌굴해석을 위하여

Abaqus를 이용하였다. 단순화된 아우터 타이로드의 유한요소모델에서 계산되는 중량은 약 1079.42 g이다.

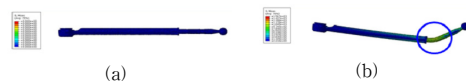


[Fig. 1] CAD and FEM of Outer Tie Rod.

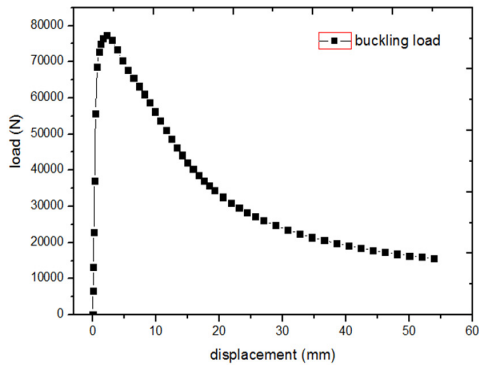
좌굴해석을 위한 하중조건 및 경계조건을 Fig. 2에 표시하였다. 아우터 타이로드는 연관 부품인 인너 타이로드와 결합된 상태에서 좌굴강도를 계산한다. 하중조건은 인너 타이로드의 끝단인 C점을 고정된 상태에서 아우터 타이로드의 소켓 중심점 A에 B방향으로 변위하중을 작용시킨다. 이 때 A점에서 발생하는 좌굴하중 기준은 C점체에서 제시한 17.64 kN이상이다. 본 연구에서는 허용좌굴하중을 안전율 2를 고려하여 35.28kN으로 설정하였다. 좌굴해석 결과, Fig. 3과 같이 아우터 타이로드와 연결부위를 약간 벗어난 인너 타이로드에서 좌굴이 발생함을 알 수 있었다. 이때 좌굴하중은 77.42 kN이다. 이는 기준값을 크게 초과하는 값으로서 구조적인 측면에서 과잉설계를 알 수 있다. 따라서 아우터 타이로드의 보다 경량화된 설계가 가능하다. Fig. 4는 해석결과로부터 산출되는 변위-하중 곡선을 표시한 것이다.



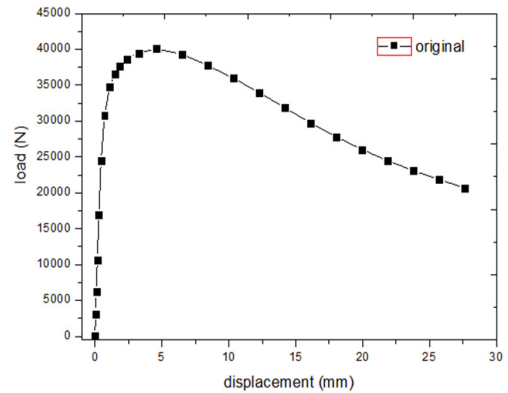
[Fig. 2] Boundary Condition and Load Condition for Buckling Analysis.



[Fig. 3] Buckling Shape of S45C OTR.  
(a)Initial Shape (b)Deformed Shape



[Fig. 4] Load-Displacement Curve of S45C OTR.

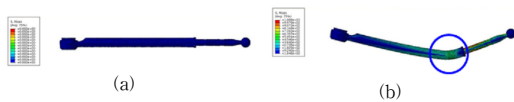


[Fig. 6] Load-Displacement Curve of AL6082 OTR.

### 2.2 AL6082 아우터 타이로드 형상 민감도해석

본 연구에서는 아우터 타이로드의 경량화를 위해 재질을 변경하고 최적화 설계 기법을 적용하였다. 초기설계에서 강으로 된 재질을 알루미늄 AL6082로 변경하였다. 알루미늄은 강에 비해 비중이 1/3정도이지만 탄성계수 등이 강에 비해 낮다. 따라서 유한요소해석을 통해 강도 및 강성을 검토해야 한다. 본 연구에서는 재질의 변경뿐만 아니라 경량화를 위해 형상최적설계도 적용하였다. 인너 타이로드의 형상은 고정시키고 아우터 타이로드의 단면형상을 정의하는 형상설계변수를 설정하였다. Fig. 5에서 아우터 타이로드의 좌측 끝단에 움푹 파인 부분이 있는데, 이 부분의 비대칭으로 인해 축속에 발생하는 압축하중에 의하여 좌굴이 발생한다. 이 움푹 파인 부분은 일정하게 하였다. 아우터 타이로드 단면의 형상을 타원으로 하여 반장경과 반단경을 설계변수로 설정하였다.

강으로 된 초기모델에서 재질을 AL6082를 변경시켜 좌굴해석을 수행하였다. Fig. 5, Fig. 6과 같이 좌굴해석 결과 40.07 kN의 좌굴하중이 계산되었다. 이 값은 앞서 산출된 강으로 된 아우터 타이로드의 좌굴하중 77.42 kN에 비해 약 50% 감소된 값이다. 여기서 중량은 373.17g이다. 그러나 여전히 기준값을 초과하고 있다.



[Fig. 5] Buckling Shape of AL6082 OTR.  
(a) Initial Shape (b) Deformed Shape

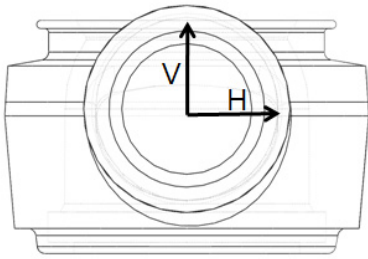
본 연구에서는 최적화기법을 적용하기 전에 설계변수에 대한 민감도를 계산하였다. 설계변수는 Fig. 7과 같이 아우터 타이로드의 형상을 원형이 아닌 타원으로 하고 타원에 대한 반장경 V와 반단경 H이다. 선행연구에 의한 경량화를 위하여 아우터 타이로드의 단면형상이 원형보다는 타원형이 유리하다는 것이 입증되었다. 민감도 해석을 통해 어떤 요인의 변화에 따라 반응의 예민한 정도인 영향도를 알 수 있다. 제품의 성능은 다수의 변수에 의하여 지배를 받지만, 각각의 변수가 그 제품의 성능에 미치는 영향력은 다르다. 이러한 경우, 각 변수의 변화에 따른 성능 변화를 분석하는 것은 그 제품의 설계에 있어 대단히 중요하다. 알루미늄 제품에서도 이너타이로드의 형상은 고정되어 있다.

설계변수, H와 V에 대한 좌굴강도의 민감도를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial F_B}{\partial H} = \frac{F_B(V_0, H_0 + \Delta H) - F_B(V_0, H_0)}{\Delta H} \quad (1)$$

$$\frac{\partial F_B}{\partial V} = \frac{F_B(V_0 + \Delta V, H_0) - F_B(V_0, H_0)}{\Delta V} \quad (2)$$

여기서  $F_B$ 은 좌굴하중을, 첨자 0은 초기치수를 의미하고  $\Delta$ 는 미소 증분을 표시한다. 식 (1)은 설계변수 H의 좌굴강도에 대한 민감도를, 식 (2)는 설계변수 V에 대한 민감도를 표시한다. 그 결과 V에 대한 민감도가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이를 Table 1에 정의하였다. 여기서 좌굴강도 값은 각 설계변수의 증분을 더한 값에 대한 좌굴강도 계산값이다.



[Fig. 7] Definition of Configuration Design Variable.

[Table 1] Sensitivity Analysis for OTR of the Buckling Load to Design Variables.

	V	H
OTR Cross Section		
Result		
Buckling Load [kN]	50.46	45.72
Sensitivity	10.39	5.65

### 3. 좌굴하중을 고려한 형상 최적화

본 연구에서는 다음과 같은 구조최적설계를 수행하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } W & (3) \\ & \text{Subject to } F_B \geq F_{Ba} \\ & 10.35 \leq V \leq 12.65 \quad 10.35 \leq H \leq 12.65 \end{aligned}$$

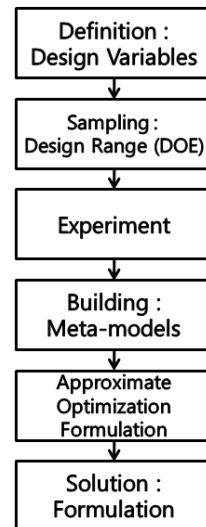
여기서 W는 아우터 타이로드의 중량을  $F_{Ba}$ 는 좌굴강도의 허용값이다. 설계변수의 초기값은 11.5mm로서 하한값 및 상한값 범위는  $\pm 10\%$ 로 최소값 10.35mm, 최대값 12.65mm로 설정하였다. 여기서  $F_{Ba}$ 는 안전율 2를 고려하여 35.28kN으로 설정하였다.

최적설계 정식화인 식 (3)을 해결하기 위해서는 민감도기반최적설계를 이용하는 방법과 메타모델기반최적화기법을 이용하는 방법 등을 이용할 수 있다. 아우터 타이로드의 형상 최적화 설계에서 형상설계 변수는 매우 단순한 편이다. 그러나 민감도기반최적설계를 이용할 경우 최적화 과정 중에 다음과 같은 현상이 발생할 수 있다. 즉, Fig. 1에서 최적화 과정 중에서 아우터 타이로드의 움푹 파인 부분과 형상이 변하는 부분과의 접촉 부분에서

요소가 파괴되어 최적화가 중단이 될 수 있다. 이것을 방지하기 위해 본 연구에서는 메타모델기반최적화기법을 적용하였다.

메타모델을 생성하는 방법은 반응표면법(Response surface Method), 크리깅(Kriging Interpolation Method), 신경망(Neural Network)방법, RBF(Radial Basis Function) 방법 등이 있다. 반응표면법은 근사 기법에서 대표적인 방법 중 하나로 계산량이 다른 기법에 비해 상대적으로 작으며 랜덤오차가 발생하지 않는다. 즉, 같은 입력에 대해 항상 같은 결과를 준다. 크리깅은 실험점을 정확히 통과 할 수 있는 대표적인 근사모델이며, 현재 많은 분야에서 응용되어 최적화를 수행하는데 적용되고 있다. 따라서, 본 연구에서는 반응표면법과 크리깅을 이용하여 신뢰성을 비교 평가하였다.[6]

크리깅은 즉 식 (3)에서 W와  $F_B$ 을 반응표면법과 크리깅 모델로 구성된 후에 GRG(Generalized Reduced Gradient Method)를 이용하여 식 (3)의 최적해를 산출하였다. Fig. 8은 메타모델기반 최적화기법을 이용하여 최적해를 구하는 순서도이다. 본 연구에서 표본점을 생성하는 방법으로 균등 분할을 하여 25개의 설계점을 추출하였다.



[Fig. 8] Meta-model based Optimizer Process.

#### 3.1 반응표면법을 이용한 형상 최적설계

설계변수  $x_1=V, x_2=H$ 라고 하면 함수 f의 기대값은 다음과 같이 이차함수로 가정해 볼 수 있다.

$$E(f) = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 + \beta_{12} x_1 x_2 \quad (4)$$

실험점 n개에 대해 식 (4)를 적용하면  $\mathbf{f} =$

$$[f_1, f_2, \dots, f_n]^T, \quad \boldsymbol{\beta} = [\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n]^T,$$

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & x_{11}^2 & x_{12}^2 & x_{11}x_{12} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & x_{21}^2 & x_{22}^2 & x_{21}x_{22} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & x_{n1}^2 & x_{n2}^2 & x_{n1}x_{n2} \end{bmatrix}$$

로 표시되고  $\mathbf{f}$ 는 다음 식과 같이 표시된다.

$$\mathbf{f} = X\boldsymbol{\beta} \quad (5)$$

여기서  $\boldsymbol{\beta}$ 의 추정치는 다음 식에 의해 산출된다.

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (X'X)^{-1}X'f \quad (6)$$

여기서 '은 전치행렬을 표시한다. Table 2는 균등 분할을 통해 산출된 25개의 표본점을 표시하고 있다. 표본점 개수가 크면 클수록 메타모델은 정확하게 되지만 그 만큼 해석시간이 많이 소요되는 단점이 있다. 본 연구에서는 설계변수가 2개이고 또한 선행연구의 경험으로부터 중량 및 좌굴하중은 25개면 충분하다고 판단되었다. 함수  $\mathbf{f}$  대신에  $F_B$ 과  $W$ 로 대체하면 각각에 대한 반응표면모델을 구성할 수 있다.[6-7]

중량  $W$ 와 좌굴하중  $F_B$ 에 대한 식 (6)에 의해 산출된 이차함수는 식 (7)과 식 (8)과 같다.

$$W = 317.03 + 33.06x_1 + 33.70x_2 + 17.73x_1^2 + 41.27x_1x_2 + 14.95x_2^2 \quad (7)$$

$$F_B = 27.72 + 17.06x_1 + 7.02x_2 + 0.40x_1^2 + 2.08x_1x_2 - 1.38x_2^2 \quad (8)$$

반응표면모델의 신뢰도를 측정하는 방법으로 결정계수  $R^2$ 와 수정결정계수  $R_{adj}^2$  이을 계산하였다. 이 결과를 Table 3에 표시하였다. 이 결과를 보면 좌굴하중과 중량은 정확히 근사되고 있다는 것을 알 수 있으며 반응표면 모델에 대해 신뢰도가 높음을 알 수 있다.

[Table 2] Generated Latinhyper Cube Sample points and Analysis result.

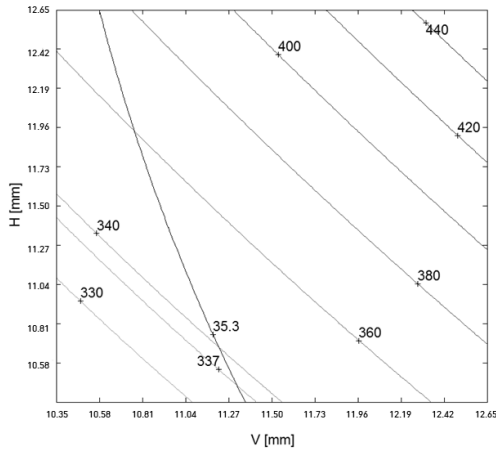
No.	V[mm]	H[mm]	$F_B$ [kN]	W[g]
1	10.35	10.35	27.77	310.88
2	10.35	10.925	29.32	325.65
3	10.35	11.5	30.83	340.39
4	10.35	12.075	32.36	355.19
5	10.35	12.65	33.28	366.04
6	10.925	10.35	32.06	325.65
7	10.925	10.925	33.71	341.15
8	10.925	11.5	35.43	356.75
9	10.925	12.075	37.03	372.28
10	10.925	12.65	38.14	383.78
11	11.5	10.35	36.23	340.39
12	11.5	10.925	38.33	356.75
13	11.5	11.5	40.07	373.17
14	11.5	12.075	41.73	389.42
15	11.5	12.65	42.92	401.54
16	12.075	10.35	40.81	355.13
17	12.075	10.925	42.89	372.25
18	12.075	11.5	44.68	389.42
19	12.075	12.075	46.39	406.57
20	12.075	12.65	47.82	419.28
21	12.65	10.35	45.32	369.79
22	12.65	10.925	47.11	387.77
23	12.65	11.5	49.40	401.54
24	12.65	12.075	51.19	419.28
25	12.65	12.65	53.06	441.75

[Table 3]  $R^2$  and  $R_{adj}^2$  for Buckling Load and Weight.

	$F_B$	W
$R^2$	0.99	0.99
$R_{adj}^2$	0.99	0.99

식 (3)에서  $W, F_B$  대신에 식 (7), (8)을 대입하여 최적화를 수행하였다. 이 최적화를 위해 GRG(Generalized Reduced Gradient) 알고리즘이 이용되었다. 그 결과 예측값  $V=11.37$ [mm],  $H=10.35$ [mm],  $F_B=35.28$ [kN],  $W=335.93$ [g]이 산출되었다. 산출된 최적해를 유한요소 모델에 대입하여 좌굴해석을 수행한 결과  $F_B=35.34$ [kN],  $W=337.04$ [g]이 산출되었다. 좌굴하중에 대한 예측치와 유한요소해석 결과의 작은 오차는 좌굴강도에 대한  $R^2$ 와  $R_{adj}^2$ 의 신뢰도가 크므로 예견되었었다.

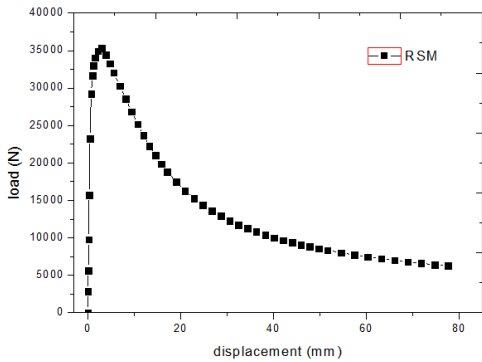
Fig. 9는 식(7), 식(8)과 제한 조건에 대하여 도해적으로 나타내었다. 등고선은 무게를 나타내며, 2차 곡선은 좌굴하중을 나타낸다. 예측 값  $V=11.37$ [mm],  $H=10.35$ [mm]는 가용 영역(Feasible region)에 존재하므로 최적해에 적합하다고 할 수 있다.



[Fig. 9] Graphical Method Optimal Solution is applied to the RSM

[Table 4] Comparison of RSM based on the Optimal Solution Value of the Predict value and Analysis value.

	$F_B$ [kN]	W[g]
Predict Value	35.28	335.93
Analysis Value	35.34	337.04
Error[%]	0.17	0.34



[Fig. 10] Load-Displacement Curve of RSM

### 3.2 크리깅기법을 이용한 형상 최적설계

크리깅기법은 내삽법의 일종으로 비선형성이 크고 잡음이 있는 함수의 예측에 적합하다고 알려져 있다. 뿐만 아니라 일반적으로 반응표면법과 비교하여 우수한 예측 성능을 갖고 있다. 예측하고자 하는 함수를  $f$ 라고 하면 설계변수벡터  $\mathbf{x}$ 에 대하여 다음 식으로 표시 가능하다.

$$f(x) = b + z(x) \tag{9}$$

여기서  $b$ 는 상수이고,  $z(x)$ 는 정규분포를 따르고 평균이 0이고 분산이  $s^2$ 이라고 가정한다. 불편추정량 조건을 만족시키면서  $\hat{f}(x)$ 와  $f(x)$ 의 평균제곱오차를 최소화하면  $\hat{f}(x)$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\hat{f}(x) = \hat{\beta} + r^T(x)R^{-1}(y - \hat{\beta}) \tag{10}$$

여기서  $\mathbf{R}$ 은 상관행렬,  $\mathbf{r}$ 은 상관벡터,  $\mathbf{y}$ 는 데이터벡터이다. 상관행렬 및 상관벡터는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$R(X^j, X^k) = \text{Exp}\left[-\sum_{i=1}^n \theta_i |x_i^j - x_i^k|^2\right], (j = 1, \dots, n_s, k = 1, \dots, n_s) \tag{11}$$

$$r(x) = [R(x, x^{(1)}), R(x, x^{(2)}), \dots, R(x, x^{(n_s)})]^T \tag{12}$$

식 (11)의 미지의 파라미터  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ 는 다음을 풀면 구할 수 있다.

$$\text{maximize} - \frac{[n_s \ln(\hat{\sigma}^2) + \ln|R|]}{2} \tag{13}$$

여기서  $\theta_i (i=1, 2) > 0$ . [8-9,11]

반응표면모델과 동일하게 표본점으로서 Table 2를 이용하였다. 식 (10)에서  $f$ 는  $F_B$ 과  $W$ 로 치환된다. 크리깅 모델을 구성하기 위한 파라미터  $\beta$ 와  $\theta_i (i=1, 2)$ 를 구하기 위해 과학 기술 계산용의 프로그래밍 언어 중 하나인 FORTRAN을 사용하였다. 무게와 좌굴하중에 대한 각각의 최적화 된  $\theta$ ,  $\beta$ 를 구할 수 있다. 임의의  $\theta$  초기값을 설정하여 프로그램 코딩에 따라 최적화 된  $\theta$ 와  $\beta$ 를 산출하였으며 그 값은 Table 5에 표시하였다.

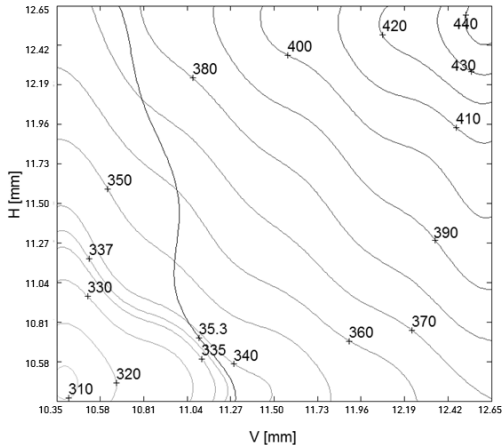
[Table 5] Optimum Parameters of  $\theta$  and  $\beta$

	W	$F_B$
Optimum $\theta_1$	10.11	4.48
Optimum $\theta_2$	5.13	4.36
$\beta$	371.98	39.90

Table 5의 크리깅 모델을 가지고 식 (3)의 최적화문제를 GRG 알고리즘으로 해결하였다. 그 결과 최적의 설계 변수는  $V=11.28$ [mm],  $H=10.43$ [mm]로 산출되었다. 그리고 예측된 최적해에서의 좌굴하중  $F_B=35.32$ [kN], 중량  $W=337.01$ [g]이 산출되었다. 반면에 산출된 최적설계 변수값을 가지고 유한요소해석을 한 결과 아우터 타이로드의 좌굴하중  $F_B=34.93$ [kN], 중량  $W=337.01$ [g]이 산출되었다. 이를 Table 6에 정리하였다. 좌굴하중의 경우 약 1.1%의 오차를 갖고 있고 중량은 0%의 오차를 갖는다.

최적해에서의 유한요소해석 결과를 Fig. 10에 표시하였다.

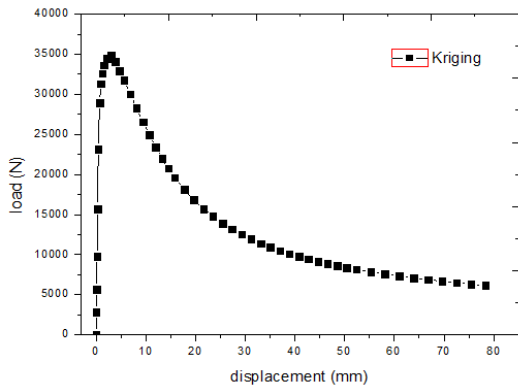
Fig. 11는 Table 5의  $\theta, \beta$ 를 참고하여 무게와 좌굴하중에 대해 식(11)과 같이 표현하였으며, 제한 조건과 함께 도해적으로 나타내었다. 등고선은 무게를 나타내며, 등고선을 가로지르는 곡선은 좌굴하중을 나타낸다. 예측 값  $V=11.28[\text{mm}]$ ,  $H=10.43[\text{mm}]$ 는 가용 영역(Feasible region)에 존재하므로 최적해에 적합하다고 할 수 있다.



[Fig. 11] Graphical Method Optimal Solution is applied to the Kriging

[Table 6] Comparison of Kriging based on the Optimal solution value of the Predict value and Analysis Value.

	$F_B$ [kN]	W [g]
Predict Value	35.32	337.01
Analysis Value	34.93	337.01
Error [%]	1.1	0



[Fig. 12] Load-Displacement Curve of Kriging Meta-model

## 4. 결론

본 연구에서 자동차 조향장치 중 하나인 아우터 타이로드에 대하여 좌굴하중 기준을 적용하여 반응표면법과 크리깅기법으로 형상 최적설계를 수행하였으며, 신뢰성 확보에 더 용이한 최적화 기법을 제시하였다. 이에 따라 경량화 된 모델을 제안할 수 있었고, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 본 연구에서는 초기 모델 S45C로 만들어진 아우터 타이로드를 AL6082로 변경하여 경량화하였다. 초기 모델보다 64.78% 중량을 감소하였으며 OTR 좌굴하중 기준에 만족하였다.
2. OTR 단면 형상에 대한 설계변수를 설정하여 반응표면법과 크리깅기법으로 최적화를 수행하였다. 예측값 산출 과정에서 반응표면법은 곡선 맞춤 (Curve Fitting)이며 크리깅기법은 내삽법 (Interpolation)으로 접근한다. 본 연구에서 반응표면법과 크리깅기법의 예측값과 해석값을 비교한 결과 이론적으로 반응표면법이 근소한 차이로 신뢰성 확보에 더 용이한 것을 알 수 있었다.

## References

- [1] J.K. Kim, Y.J. Kim, W.H. Yang, Y.C. Park, K.H. Lee "Structural Design of an Outer Tie Rod for a Passenger Car," *International Journal of Automotive Technology*, Vol 12, Issue 3, pp.375-381.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-011-0044-6>
- [2] B.K. Seo, J.K. Kim, D.J. Lee, S.M. Seo, K.H. Lee, Y.C. Park "Structural Design of the Outer Tie Rod for and Electrical Vehicle" *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, Vol. 14, No. 9, pp.4171-4177, 2013.
- [3] 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>
- [4] B.K. Seo, J.K. Kim, D.J. Lee, S.M. Seo, K.H. Lee, Y.C. Park "Structure Design of the Outer Tie Rod for an Electrical Vehicle," *Journal of Korea Academia-Industrial cooperation Society*, Vol.14, No.9, 2013, pp.4171-4177
- [5] Y. C. Park, S.K. Baek, B. K. Seo, J. K. Kim, K. H. Lee "Lightweight Design of an Outer Tie Rod for an Electrical Vehicle," *Journal of Applied Mathematics*, Vol 2014,

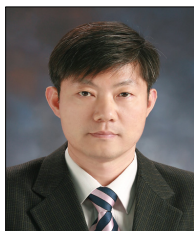


Article ID 942645, 6pages.

- [6] I. K. Bang, D. S. Han, G. J. Han, K. H. Lee "Structural Optimization for a Jaw Using the Kriging Model," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume 22, Issue 9, pp 1651-1659, 2008  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-008-0704-2>
- [7] B. C. Song, Y. C. Park, S. W. Kang, K. H. Lee "Structural Optimization of an Upper Control Arm, Considering the Strength." *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 223 No. 6, 727-735.
- [8] B. C. Song, K. H. Lee "Structural Optimization of a Circumferential Disk Brake with Consideration of Thermoelastic Instability," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 3, pp321-328, 2009  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-009-0037-x>
- [9] Marzbanrad Javed, Abdollahpoor Amir, Mashadi Behrooz "Effects of the Triggering of Circular Aluminum Tubes on Crashworthiness." *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 14, No. 6, pp.591-599, 2009  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/13588260902896458>
- [10] Sun G, Li G, Li Q "Variable Fidelity Design based Surrogate and Artificial Bee Colony Algorithm for Sheet Metal Forming Process," *Finite Elements in Analysis and Design : the International Journal of applied Finite Elements and Computer Aided Engineering*, Vol. 59, pp76-90, 2012  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.finel.2012.04.012>
- [11] Xue Guan Song, Kwon Hee Lee, Han Seok Park, Young Chul Park "Application of Response Surface Model and Kriging Model to ADI Lower Control Arm Optimization," *Computational Sciences and Optimization*, 2009. International Joint Conference on Vol. 2, pp.1013-1016, 2009  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1109/CSO.2009.24>

**김 영 준(Young-Jun Kim)**

[정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 기계공학과 대학원 (석사)
- 1989년 1월 ~ 2008년 7월 : 현대모비스 기술연구소 부장
- 2008년 7월 ~ 현재 : 센트럴 중앙연구소 상무

<관심분야>  
최적설계, 구조설계

**안 교 진(Kyo-Jin An)**

[정회원]



- 2014년 2월 : 동아대학교 기계공학과 (학사)
- 2014년 2월 ~ 현재 : 동아대학교 기계공학과 대학원 (석사과정)

<관심분야>  
최적설계, 구조설계

**이 권 희(Kwon-Hee Lee)**

[정회원]



- 1991년 2월 : 한양대학교 기계공학과 대학원 (석사)
- 1997년 2월 : 한양대학교 기계공학과 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