

## 다구찌법을 이용한 마그네트 천장크레인의 경량화를 위한 최적설계

홍도관\*, 최석창\*\*, 안찬우\*\*\*

### Optimal Design for Weight Reduction of Magnet Over Head Crane by using Taguchi method

Do Kwan Hong\*, Seok Chang Choi\*\*, Chan Woo Ahn\*\*\*

#### ABSTRACT

In this study, the structural optimal design was applied to the girder of over head crane. The optimization was carried out using ANSYS code for the deadweight of girder, especially focused on the thickness of its upper, lower, reinforced and side plates. The weight could be reduced up to around 15 % with constraints of its deformation, stress and buckling strength. The structural safety was also verified by the buckling analysis of its panel structure. It might be thought to be very useful to design the conventional structures for the weight save through the structural optimization. The objective function and restricted function were estimated by the orthogonal array, and the sensitivity analysis of design variable for that was operated.

**Key Words** : Optimal Design(최적설계), Sensitivity Analysis(민감도해석), Magnet Over Head Crane(마그네트 천장크레인), Buckling Analysis(좌굴해석), Girder & Saddle(거더와 새들), Orthogonal Array(직교 배열), Signal/Noise Ratio(S/N비)

#### 1. 서론

천장크레인(over head crane)의 경량화는 경제적인 측면에서 재료의 절감과 비용의 최소화를 추구하는 산업용 크레인에 있어서 매우 중요하고 필수적인 과제이다. 산업현장에서 사용되는 천장크레인 거더(girder)의 판 두께는 예전부터 경험적인 치수로 사용되어 왔으며<sup>1</sup> 강도면에서도 과도설계(redundant design)가 되어있다. 따라서 재료를 절감하면서 좌굴, 강도를 유지하는 경량화된 천장크레

인 거더의 판 두께를 선정하는 최적설계가 요구되고 있다.<sup>2,3</sup>

본 논문에서는 천장크레인의 경량화를 위해 사각박스형 용접구조물 형태인 거더의 좌, 우, 상, 하 판과 보강판의 판두께를 설계변수로 하여 중량감소를 위한 치수 최적설계를 수행하였다. 모든 설계는 KS A1627(JIS B8821) 규격을 기준으로 하였으며, 제약조건으로는 반복회의 von-Mises 응력과 최대변위가 허용응력과 허용변위를 초과하지 않도록 하였고, 좌굴 임계하중이 최대수평, 수직 동하중 보다

\*\* 2002년 4월 12일 접수

\* 동아대학교 생산기술연구소 특별연구원

\*\* 창원전문대학 기계설계과

\*\*\* 동아대학교 기계산업시스템공학부

크게 설계하였다. 또한 직교배열(orthogonal array)의 S/N비(signal/noise ratio)를 이용하여 각 설계변수가 목적함수와 제약함수들에 미치는 민감도를 나타내었으며 가장 영향도가 높은 설계변수를 제시하였다.

## 2. 마그네트 천장크레인의 구조해석

### 2.1 유한요소모델

본 논문의 크레인은 분류 중에서 IV군에 속하는 마그네트 천장크레인이며, 주행(traversing) 최고속도는 60 m/min, 횡행(traveling) 최고속도는 100 m/min, 최대권상하중이 20 ton인 모델이고 거더와 새들 내부의 보강판이 각각 12, 13 개 있다. 유한요소해석에 사용된 상용 프로그램은 ANSYS Ver 5.6 을 이용하였고, 천장크레인의 구조와 명칭은 Fig. 1 에 나타내었다.

천장크레인에 사용된 판은 길이나 넓이에 비하여 두께가 얇기 때문에 4 절점 쉘요소(shell element)를 사용하여 사각형요소로 분할하였다. 또한 크레인 레일부분은 8 절점 솔리드요소(solid element)를 사용하여 사각형요소로 분할하였다. 요소는 등방성, 등질성, 선형탄성으로 가정하였으며, 유한요소모델의 절점은 12,665 개이고, 요소는 11,767 개로 구성되어 있다.

천장 크레인에 사용된 재료는 일반 구조용 압연강재인 SS400이며 레일(rail)은 37A(37 kg/m)를 사용하였고, 기계적 성질과 천장크레인의 거더 및 새들(saddle)의 주요부위 치수는 Table 1, 2에 나타내었다.

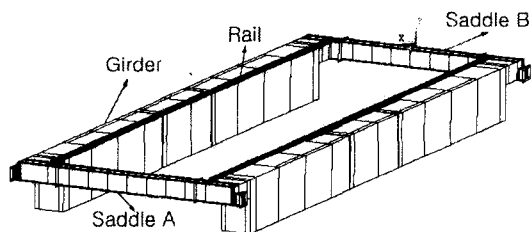


Fig. 1 Schematic diagram of over head crane

### 2.2 경계조건 및 하중조건

경계조건은 새들의 밑부분과 대차(bogie)가 결합되는 부분에 X, Y, Z 방향의 병진변위는 모두 구

Table 1 Mechanical properties of SS400, Rail 37A

Item list	Description
SS 400	
Yield strength( $\sigma_y$ )	245 (MPa) ( $t \leq 16$ )
Density( $\rho$ )	$7.959 \times 10^{-6}$ ( kg/mm <sup>3</sup> )
Elastic modulus(E)	$2.0 \times 10^5$ (MPa)
Poisson's ratio( $\nu$ )	0.3
Rail 37A(37 kg/m)	
Yield strength( $\sigma_y$ )	760 ~ 790 (MPa)
Density( $\rho$ )	$7.959 \times 10^{-6}$ ( kg/mm <sup>3</sup> )
Elastic modulus(E)	$2.06 \times 10^5$ (MPa)
Poisson's ratio( $\nu$ )	0.3

Table 2 Dimension of over head crane

Item list	Dimension (unit : mm)
Girder span	27,600
Saddle span	10,788
Distance between wheel of trolley	4,600
Girder height	2,300
Girder width	1,350
Saddle height	800
Saddle width	750

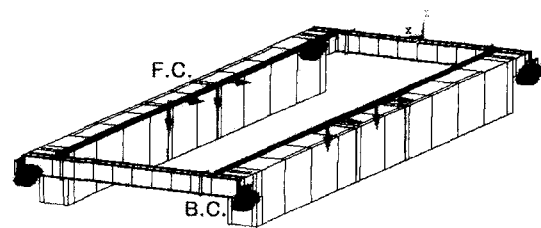


Fig. 2 Loading and boundary condition of over head crane

속하고 회전변위는 자유롭게 움직일 수 있도록 하였다. 천장크레인의 기하학적 형상과 경계조건 및 하중조건을 Fig. 2에 나타내었다.

하중조건은 수직, 수평, 자중, 열, 바람, 지진, 완충기에 대한 충돌하중 등이 있으며, 휠(wheel) 반력

을 구하는 식 (1)에 의하여 얻어진 수직 정하중에 동하중계수(1.4)를 곱한 24.5 ton (240,100 N)을 트롤리(trolley)의 휠과 레일의 접촉부분에 가한다. 동하중계수는 KS A1627(JIS B8821) 규격을 적용한 것이며, 식 (1)의 각 재원은 Table 3에 나타내었다.

$$R_{max} = \frac{\Sigma T.W.}{N} + 2 \times H.L. \times (W.B. - a) \quad (1)$$

트롤리의 휠과 레일이 접촉하는 부분의 접촉면적 122.24×50 mm<sup>2</sup>을 구할 수 있고, 수직 동하중을 접촉면으로 나눈 값인 37.52 N/mm<sup>2</sup>을 수직 압력으로 가한다.

차륜의 진행과 직각으로 생기는 차륜 옆쪽 힘인 수평 하중은 먼저, Fig. 3에서 Girder span(L)과 Trolley wheel base(W.B., 1 레일상 4 차륜인 경우)의 비율에 따라서 λ(수평하중계수)를 먼저 구한다.

Table 3 Resource

Item list	Description
Trolley self weight( T. W. )	27.5 (ton)
Main hoisting load( H. L. )	40 (ton)
Trolley wheel base( W. B. )	4,600 (mm)
Number of T/S wheel( N )	4 (ea.)
Trolley hook approach( a )	2,150 (mm)
Girder span( L )	27,600 (mm)

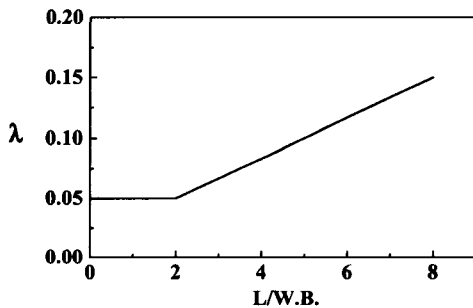


Fig. 3 Wheel side force

그리고 수평 하중은 식 (2)에서 구하면 2.58 ton (25,284 N)이 되며, 트롤리의 휠과 레일이 접촉하는 36.12×50 mm<sup>2</sup>의 접촉면적을 나눈 14 N/mm<sup>2</sup>을 수평 압력으로 가한다. 또한 전체 크레인 모델의 자

중을 고려하였다.

$$S_F = \lambda \cdot R_{max} \quad (2)$$

### 3. 천장크레인의 최적설계

#### 3.1 최적설계의 정식화

Minimize :

$$f(x) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot t_i \quad (3)$$

Subject to :

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{al}} - 1 \leq 0 \quad (4)$$

$$\frac{|u_{max}|}{u_{al}} - 1 \leq 0 \quad (5)$$

$$1.1 \times \frac{p_{al}}{p_{max}} - 1 \leq 0 \quad (6)$$

식 (3)의  $f(x)$ 는 최소화 기준이 되는 목적함수로서 계산의 편의상 거더의 체적으로 선정하였으며, N은 요소의 개수이고,  $A_i$ 는  $i$  번째 요소의 면적,  $t_i$ 는  $i$  번째 요소의 두께이다. 식 (4)~(6)은 제약조건을 나타내고 있으며, 상태변수인  $\sigma_a$ (허용응력)의 범위는 KS A1627(JIS B8821) 규격에 명시된 하중의 부하상태가 A(권상 하중(=수직 동하중) + 자중 + 수평 동하중)일 때 항복강도에 안전계수 1.5를 고려하여 최대 160 MPa까지 제약조건을 설정하였고  $\sigma_{max}$ 는 매 반복회의 최대 von-Mises 응력이다. 또한 상태변수인  $u_a$ (허용변위)의 범위도 실제 설계 시에 고려되는 거더 Span의 1/800인 34.5 mm까지 제약조건을 설정하였으며,  $u_{max}$ 는 매 반복회의 최대변위이다. 그리고 상태변수인  $p_a$ (초기 좌굴강도)의 범위도 구조물의 안전성 등을 고려하여 최대수평, 수직 동하중의 1.1배 이상이 되도록 제약조건을 설정하였으며,  $p_{max}$ 는 매 반복회에서 계산되어지는 좌굴강도이다.

Table 4는 각 설계변수(design variable)와 상태변

수(state variable)의 초기값과 하한, 상한값을 나타내고 있으며, Fig. 4는 마그네트 천장크레인 거더의 각 부분에 적용된 설계변수를 보여주고 있다.

Table 4 Range of design & state variables

Design variable	Initial	Lower	Upper	
Girder	$t_{VR}(mm)$	8	4	16
	$t_V(mm)$	8	4	16
	$th_{UP}(mm)$	8	4	16
	$th_{DOWN}(mm)$	8	2	16
	$t_{RF}(mm)$	8	4	16
State variable	Initial	Lower	Upper	
$\sigma_{max}(MPa)$	.	.	160	
$u_{max}(mm)$	.	.	34.5	
$\hat{p}_{cr}(N)$	.	$1.1 \times \hat{p}_{max}$	.	

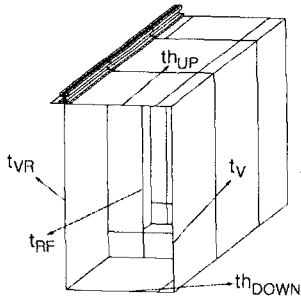


Fig. 4 Design variables of over head crane girder

### 3.2 최적설계 알고리즘

비제약 최적화 문제의 경우 목적함수의 강하 방향을 정하는 데는 여러 가지 방법이 있으며 최속강하법이나 경사도법이 비제약 최적화의 잘 알려진 수치법이다.<sup>4,5</sup> 최속강하법은 목적함수의 경사도를 계산하여 탐색방향을 구하는데 사용하며, 이 경사도 벡터는 점  $x^*$ 에서 함수  $f(x)$ 의 최대 증가율 방향을 나타낸다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\nabla f(x) = \left[ \frac{\partial f(x^k)}{\partial x_i} \right] = c^{(k)} \quad (7)$$

여기서,  $i$  : 설계변수의 수  
 $k$  : 벡터의 계산 단계

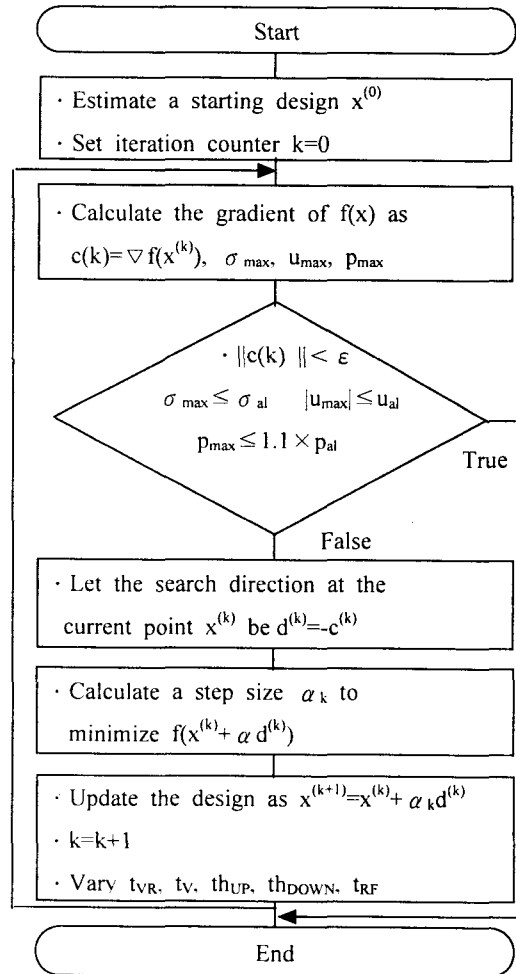


Fig. 5 Flow chart of optimization algorithm

이러한 경사도 벡터의 성질을 이용하여 비제약 최적화 문제에 대한 반복적 알고리즘의 진행과정을 Fig. 5에 나타내었다.<sup>6</sup>

### 4. 직교배열을 이용한 실험

직교배열표는 재현성, 바람직한 최적조건 결정 및 안정성에 대한 평가와 함께 설계변수간에 교호작용을 기술적으로 생각하여 무시될 수 있는 것을 주효과와 교락(confounding)시켜 실험의 크기를 줄일 수 있는 방법이다.<sup>7, 8</sup> 본 연구에서는 기본적으로 S/N비와 분산분석을 이용하여 설계인자가 설계값

에 미치는 영향을 분석하였다. S/N비는 이차식으로 주어지는 품질손실함수(quality loss function)로부터 유도된 값으로서 성능의 평균과 산포를 동시에 고려하는 척도인데 본 연구에서 적용한 방법은 중량과 응력 및 처짐은 작을수록 좋은 망소특성(smaller-the-better type)이고, 좌굴강도는 망대특성(larger-the-better type) 분석에 준하여 실행하였다. 사용한 S/N비는 다음과 같다.<sup>7</sup>

Table 5 Result of analysis using array  $L_{16}(4^5)$

Exp. No.	Stress (MPa)	Deflection (mm)	Buckling (N)	Volume ( $\times 10^9 \text{ m}^3$ )
1	150.15	27.45	$0.36 \times p_{max}$	3.79
2	140.18	16.13	$0.51 \times p_{max}$	4.9
3	139.87	13.58	$0.51 \times p_{max}$	6.0
4	141.06	12.36	$0.49 \times p_{max}$	6.72
5	96.65	12.98	$1.85 \times p_{max}$	5.30
6	85.32	11.99	$1.18 \times p_{max}$	5.67
7	77.16	20.41	$0.51 \times p_{max}$	6.03
8	109.09	12.87	$0.42 \times p_{max}$	6.31
9	91.31	10.86	$2.11 \times p_{max}$	6.19
10	94.83	11.22	$0.48 \times p_{max}$	6.48
11	81.29	12.60	$1.19 \times p_{max}$	6.16
12	78.29	19.44	$0.43 \times p_{max}$	6.36
13	98.11	12.5	$3 \times p_{max}$	6.36
14	80.84	19.8	$0.75 \times p_{max}$	6.49
15	88.74	10.17	$0.46 \times p_{max}$	7.25
16	76.02	10.97	$1.28 \times p_{max}$	6.99

Table 6 Factors and their levels

Design variables	Level			
	Level 1	Level 2	Level 3	Level 4
tv <sub>R</sub>	4	8	12	16
tv	6	10	14	16
th <sub>UP</sub>	6	10	14	16
th <sub>DOWN</sub>	2	6	10	14
t <sub>RF</sub>	2.5	5	7.5	10

$$\text{망소특성} : S/N = -10 \log_{10} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n y_i^2 \right) \quad (8)$$

$$\text{망대특성} : S/N = -10 \log_{10} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n \frac{1}{y_i} \right) \quad (9)$$

여기서  $n$  은 동일한 설계변수 수준조합에서의 반복측정 회수이며  $y_i$  는 그 때의 각각의 해석값이다. 따라서 직교배열표상에 특성치의 목적함수와 상태변수를 동시에 고려하여 S/N비를 최대화하는 설계변수의 조건, 즉 잡음하에서도 성능특성치의 분산이 작고 평균이 목표치에 접근하는 설계변수의 조건을 찾아내었다. 직교배열표는 Table 5와 같이  $L_{16}(4^5)$  배열을 이용하여 해석을 수행하였으며, 설계변수의 수준은 Table 6과 같이 설정하였다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 천장크레인 초기모델의 유한요소해석

사각박스형 용접구조물 형태인 천장크레인 초기모델을 유한요소해석 한 결과, 새들 B의 끝부분에 88.27 MPa의 최대응력이 발생하였다. 또한 최대변위는 13.66 mm가 발생하였으며, 최대변위가 발생하는 지점은 거더의 중앙부이다. 천장크레인 초기모델에 대한 구조해석과 좌굴해석 결과를 Table 7에 나타내었다. 또한, von-Mises 응력분포와 변위분포를 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었고, Fig. 8은 최대응력이 발생하는 부분을 나타내며, 새들 B 부분과 거더의 경계부분으로 새들과 대차가 결합되는 경계부분 부근에서 발생하였다.

Table 7 Result of initial over head crane model

Item List	Description
Maximum von-Mises stress(MPa)	88.27
Maximum deflection(mm)	13.668
Buckling strength(N)	$1.4759 \times \hat{p}_{max}$

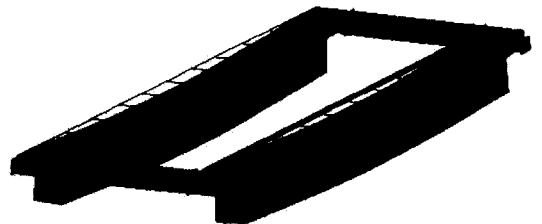


Fig. 6 Stress distribution of an initial over head crane model

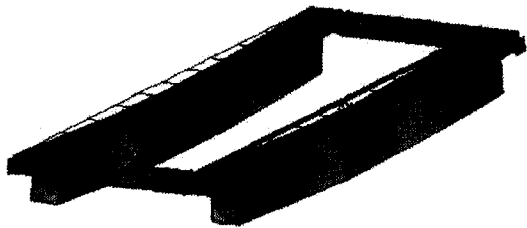


Fig. 7 Deflection distribution of an initial over head crane model

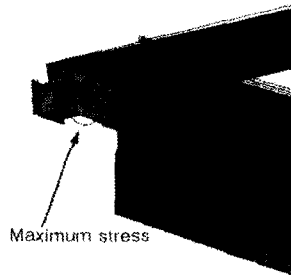


Fig. 8 Maximum stress of an initial over head crane model

### 5.2 천장크레인 거더의 최적설계

천장크레인 거더의 판 두께를 최적화한 결과, 설계변수  $th_{DOWN}$ 가 8 mm에서 2.65 mm로 크기가 약 67% 줄어 모든 설계변수 중에서 경량화에 가장 민감한 변수임을 알 수 있었다. 그 이외의 설계변수  $t_{VR}$ ,  $th_{UP}$ ,  $tr_f$ ,  $t_v$ 들은 모두 1~2 mm로 11~21%의 크기가 줄었다. 최적 설계 변수에서 발생하는 최대변위는 20.14 mm, 최대응력은 109.9 MPa로 초기모델보다 각각 33%와 20%가 증가하였다.

Table 8 Optimum result of thickness of plates

Optimum design variables	Value	Optimum state variables	Value
$t_{VR}$ (mm)	6.79	von-Mises stress ratio	0.687
$t_v$ (mm)	6.76		
$th_{UP}$ (mm)	7.06	Buckling strength ratio	0.833
$th_{DOWN}$ (mm)	2.65		
$tr_f$ (mm)	6.32	deflection ratio	0.584
Objective function			
Volume	15% reduced		

또한, 좌굴강도는  $1.32 \times p_{max} N$ 으로 초기모델보다 각각 37%가 감소하였고, 최적화를 수행하여 목적함수인 체적은 초기모델보다 약 15% 감소한 효율적인 설계가 적용된 경량화 모델을 얻었다.

Table 8에는 최적설계에 대한 설계변수와 상태변수 및 목적함수의 결과를 나타내었으며, 상태변수 값은 최적값에 대한 상태변수의 제한된 한계값으로 나누어 비로 나타내었으며 1에 가까울수록 효율적인 설계를 나타낸다. 초기설계와 최적값을 비교해보면 상태변수중 응력값은 0.552에서 0.687로 증가하였고, 변위값도 0.369에서 0.584로 증가하였으며, 또한 좌굴값도 0.745에서 0.833로 1에 가깝게 증가하여 효율적인 설계가 되었음을 알 수 있다.

Table 9 S/N ratio of the results

Exp. No.	Maximum von-Mises stress (Mpa)	Maximum deflection (mm)	Buckling strength (N)	Volume (m <sup>3</sup> )
1	-43.53	-28.77	-8.87	-191.57
2	-42.93	-24.15	-5.85	-193.80
3	-42.91	-22.66	-5.85	-195.56
4	-42.99	-21.84	-6.20	-196.55
5	-39.70	-22.27	5.34	-194.49
6	-38.62	-21.58	1.44	-195.07
7	-37.75	-26.20	-5.92	-195.61
8	-40.76	-22.19	-7.54	-196
9	-39.21	-20.72	6.49	-195.83
10	-39.54	-21	-6.38	-196.23
11	-38.20	-22.01	1.51	-195.79
12	-37.87	-25.77	-7.41	-196.07
13	-39.83	-21.94	9.54	-196.07
14	-38.15	-25.93	-2.50	-196.24
15	-38.96	-20.15	-6.69	-197.19
16	-37.62	-20.80	2.14	-196.78

### 5.3 설계변수의 영향도 분석

지금까지의 해석으로부터 경사도 벡터의 성질에 의한 반복적 알고리즘을 이용하여 천장크레인 재료의 효율성을 높이기 위한 만족할 만한 최적화 결과를 제시할 수 있음을 알 수 있었다.

하지만 일반적인 Gradient-Based Method는 초기 과정에 의한 탐색공간의 정보에 따라 최적값의 신뢰성이 크게 떨어진다는 단점이 있다. 그러나, 탐색 공간에 대한 정보를 얻을 수 있다면<sup>9,10</sup> 수렴속도를

향상시키면서 보다 더 좋은 결과를 얻을 수 있고 최적화한 값의 정도를 비교해 볼 수 있을 것이다.

Table 10 Factors affecting the stress

Factor	Effect				Deviation	PC (%)
	1	2	3	4		
t <sub>VR</sub>	-43.1	-39.21	-38.71	-38.64*	4.45	50.86
t <sub>V</sub>	-40.57	-39.81	-39.46*	-39.81	1.11	12.69
th <sub>UP</sub>	-39.49*	-39.87	-40.26	-40.03	0.77	8.8
th <sub>DOWN</sub>	-39.33*	-40.43	-39.94	-39.95	1.1	12.57
t <sub>RF</sub>	-40.7	-39.38*	-39.81	-39.76	1.32	15.08
Total					8.75	100

PC : percentage contribution, \* : optimum level<sup>11</sup>

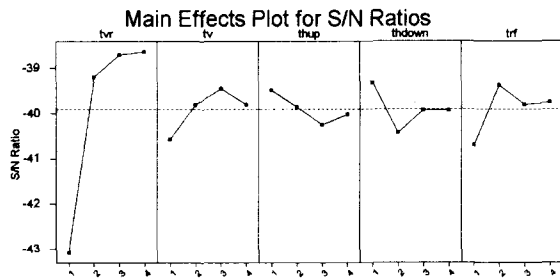


Fig. 9 Illustration of factor effect for stress

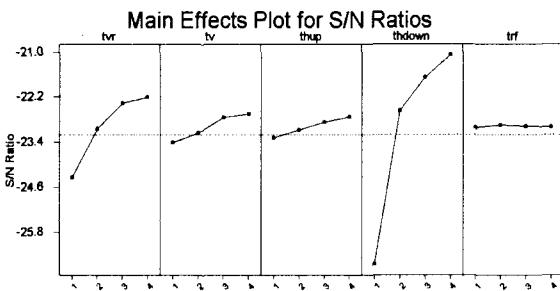


Fig. 10 Illustration of factor effect for deflection

따라서, 실험계획법에 의해 목적함수에 영향을 미치는 거더의 판과 보강판의 두께인 설계변수가 미치는 영향을 알아보기 위해 측정데이터로부터 각 설계변수의 S/N비를 계산하여 Table 9에 나타내었다. 이렇게 구한 S/N비를 이용하여 각 설계변수의 수준의 효과를 구하는데, 여기서 Table 10은 그 결

과의 일례인 망소특성인 응력에 대한 설계변수의 효과와 편차(deviation) 및 기여율(percentage contribution)을 나타낸 것이다. 예를 들어 아래의 식 (10)에

$$\begin{aligned}
 m = t_{VR(1\text{efn})} &= \frac{1}{4} [\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4] \quad (10) \\
 &= \frac{1}{4} [(-43.53) + (-42.93) \\
 &\quad + (-42.91) + (-42.99)] \\
 &= -43.09
 \end{aligned}$$

나타낸 바와같이 응력의 경우, 설계변수 t<sub>VR(1efn)</sub>의 1 수준 효과는 실험번호 5, 6, 7, 8에 해당되는 S/N비의 전체평균으로부터 그 설계변수 수준에 의한 결과의 편차로 평가된다.<sup>7</sup> 같은 방법으로 모든 설계변수와 수준에 그 효과를 계산할 수 있다. 한편, 수준차는 설계변수의 수준별 효과의 최대값과 최소값의 차이를 뜻하며 기여율은 전 수준차의 합에 대한 백분율로 나타낸다.<sup>12</sup>

Fig. 9는 이때 응력에 대한 S/N비의 영향도 분석을 나타내며 통계프로그램으로 MINITAB R13<sup>(13)</sup>을 사용하였다. 이때의 평균은 다른 네 변수들의 모든 수준에 대해서 균형화된 것이다. 실험결과를 살펴보면 응력의 경우에 기여율이 가장 높은 것은 설계변수 t<sub>VR</sub>임을 알 수 있으며, 각 인자별 수준의 효과를 비교하여 최적수준을 조합하면 t<sub>VR</sub>(4수준), t<sub>V</sub>(3수준), th<sub>UP</sub>(1수준), th<sub>DOWN</sub>(1수준), t<sub>RF</sub>(2수준)가 된다. S/N비를 이용한 설계변수의 영향도 분석과 Table 8에 경사도 벡터를 이용한 반복적 알고리즘에 의한 최적화 결과를 비교해 보면 거더의 상판 및 하판인 th<sub>UP</sub>, th<sub>DOWN</sub> 및 보강판인 t<sub>RF</sub>의 설계변수는 경사도 벡터를 이용한 반복적 알고리즘의 최적해와 일치하나 t<sub>VR</sub>와 t<sub>V</sub>는 상반된 결과를 보이고 있다. 이는 초기 크레인의 설계가 설계변수의 상대적인 중요도계수(parameter importance factor)를 정량화하지 않아 너무 과도설계(redundant design)<sup>14,15</sup>되어져 중량을 저감하기 위해 선행연구 결과인 참고문헌<sup>16</sup>에 의해서 허용응력에 만족하는 상태변수인 응력을 완화한 결과라고 판단된다. 즉, 응력과 처짐에 기여율이 높은 레일의 수직판 t<sub>VR</sub>과 Fig. 10에서와 같이 거더의 하판 th<sub>DOWN</sub>의 설계변수를 일정수준으로 줄임으로써 경량화의 조건에 만족한다는 것을 알 수 있다.

따라서 다구찌법에 의해서 설계변수에 대한 민

감도 정보를 얻고, 그 정보로부터 적절한 변수의 탐색구간을 결정하면 설계영역의 정보를 얻지 못하거나 국부적인 최적해에 빠질 가능성이 높은 알고리즘에 대하여 탐색시간을 줄여 알고리즘의 효율을 개선시킬 수 있을 것으로 생각된다. 또한 본 연구의 결과를 기초로 하여 초기 가정치로부터 멀리 떨어져 있을 때 다구찌법을 사용하고, 그 결과를 이용하여<sup>10,17</sup> 알고리즘을 수행하면 정도가 우수하고 품질에 강건한 최적해를 구하는데 많은 도움이 될 것으로 판단된다.

## 6. 결론

사각박스형 용접구조물 형태인 마그네트 천장 크레인 거더의 좌, 우, 상, 하판 및 보강판의 두께에 대한 최적화 및 직교배열을 이용하여 평가된 목적함수와 제약함수에 대한 설계변수의 영향도 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마그네트 천장크레인 거더의 경량화를 위해 거더의 좌, 우, 상, 하판 및 보강판의 두께에 대한 최적화를 수행하여 초기모델보다 약 15% 중량을 줄인 경량화된 최적모델을 얻었다. 특히 보강판의 하판(thdown)은 초기체적에 비해 약 67% 감소했으며 경량화에 큰 영향을 주는 것을 알 수 있었다.

(2) 설계변수의 영향도를 직교배열표에 적용하면 목적함수와 제한조건들에 대한 경향을 손쉽게 파악할 수 있기 때문에 설계초기 단계에 서로 상반되는 경향을 보이는 특성치에 대하여 분리하여 설계에 적용할 수 있다.

(3) 경사도 벡터를 이용한 반복알고리즘에 의한 최적화의 결과와 S/N비에 의한 영향도 분석결과는 상태변수의 완화조건에 따라 상반된 결과가 발생하기도 하나, 탐색구간에 대한 정보로부터 민감도가 떨어지는 변수에 대한 탐색시간을 줄일 수 있으므로 경량화에 대한 설계변수를 선별적으로 최적할 수 있었다.

## 참고문헌

- 류명기, "Evolutionary Structural Optimization 방법을 이용한 콘크리트 박스거더 단면의 형상최적화," 한국과학기술원 석사학위논문, 2001.
- Zhu, L. D., "Triple-girder Model for Modal Analysis of Cable-stayed Bridges with Warping Effect," *Thin-walled Structures*, Vol. 22, No. 1, pp. 25-38, 2000.
- Lee, S. C., "Shear Buckling Coefficients of Plate Girder Web Panels," *Computers & Structures*, Vol. 59, No. 5, pp. 789-796, 1996.
- 김주태, "효율적인 다목적 최적화 기법," 한국과학기술원 석사학위논문, 1996.
- Jasbir S. Arora, "Introduction to Optimum Design," McGraw-Hill Book Company, 1989.
- 김현수, 안찬우, 최경호, 박정호, "고속화차용 대차프레임의 경량화를 위한 최적설계," 한국정밀공학회지, 제9권, 제19호, pp. 186-192, 2002.
- Phadke, M. S., "Quality Engineering using Robust Design," Prentice-Hall, 1989.
- 김명업, 이두호, "다구찌 직교배열을 이용한 승용차의 실내소음 분석 및 개선," 한국소음진동공학회지, 제9권, 제5호, pp. 998-1004, 1999.
- 최원준, 신호철, 박신용, "유전알고리즘을 이용한 사출성형 공정조건 최적화," 대한기계학회 논문집(A권), 제24권, 제10호, pp. 2543-2551, 2000.
- 백석흠, 이동우, 이경영, 조석수, 주원식, "통계적 방법을 이용한 다목적 최적화에 관한 SQP의 적용," 대한기계학회 추계학술대회, pp. 954-961, 2002.
- 박성현, "현대실험계획법," 민영사, 1995.
- 백남국, 김대은, "다구찌 방법을 이용한 레이저 리소그래피 미세패턴 가공조건 최적화," 한국정밀공학회지, 제19권, 제7호, pp. 59-63, 2002.
- MINITAB User's Guide #2, "Data Analysis and Quality Tool," Minitab Inc, 2000.
- Brian S, T., "Creative Engineering Design, Fourth Edition," Okemos Press, 1998.
- Baek, Seok Heum, Lee, Koung Young, Hong, Soon Hyeok, Cho, Seok Swoo and Joo, Won Sik, "A Study on Multi-objective Optimization of Vertical Roller Mill using Statistical Evaluation System," 11th Korea ANSYS User's Conference.
- 안찬우, 구경민, 홍도관, 최석창, 한근조, "좌굴, 진동, 강도를 고려한 천장크레인의 경량화에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대논문집, pp. 1084-1089, 2002.
- Taguchi, G., Crowdhury, S., "Robust Engineering : Learn How to Boost Quality While Reducing Cost & Time to Market," McGraw-Hill, 1999.