

유한 요소 해석을 통한 안전난간의 구조적 안정성 평가 및 다구찌 기법을 활용한 무게 경량화

박정훈

한국과학기술원 기계공학과, 대전광역시 유성구 구성동
junghoon90@kaist.ac.kr

초록: 많은 공사 현장에는 개구부, 작업발판, 가설계단의 통로 등에서의 추락사고를 방지하기 위해 설치하는 가시설물 중 안전난간이 있다. 안전난간은 작업장에서 현장인부들의 생명과 직결되므로 반드시 적절한 기준에 맞춰 설계를 하는 것이 필요하다. 이러한 안전난간은 표준안전난간으로서 추락재해방지 표준 안전작업지침[1]에 의해 설계 기준이 명확하게 명시되어 있으며 난간대와 기둥 각 부분 접합부는 쉽게 변형, 변위를 일으키지 않는 구조를 가져야 한다. 본 연구에서는 지침에 지시된 표준안전난간을 실제 설계기준에 맞게 직접 구조물을 모델링하고 EDISON용 구조해석 프로그램인 CASADsolver를 통해 유한 요소 해석을 수행하여 안전난간에 가해지는 응력 및 변위 결과들을 통해 구조의 안정성을 시험해 보았다. 더하여 다구찌 기법과 최적설계에 기반하여 안전난간 무게의 경량 최적화를 위한 연구를 진행하였다.

1. 서론

많은 건설현장에서 일하는 인부들은 작업 환경 특성상 위험에 노출되어 있을 수밖에 없다. 이러한 위험 노출로 인해 추락, 전도, 낙하, 비래, 충돌 등과 같은 재해 상황이 많이 발생하고 있다. 그러한 재해 중 추락에 의한 사고가 33%로 가장 많은 비율을 차지하고 있으며 사망자 또한 매년 끊임없이 증가하고 있다. 따라서 건설 현장에서 추락에 의한 피해를 줄이기 위해 개구부, 작업발판, 가설계단의 통로 등에서의 추락을 방지하기 위해 안전난간의 설치를 필수로 하고 있다. 안전난간은 난간기둥, 상부 난간대, 중간대, 그리고 폭목으로 구성되어 있다. 이러한 안전난간은 현장 인부들의 생명과 직결되므로 반드시 적절한 기준에 맞게 설계되는 것이 필요하다. 추락 재해 방지 표준 안전

작업 지침[1]에 의해 표준 안전난간으로서 그 설계 기준이 명확하게 명시되어 있으며 각 부분 접합부는 쉽게 변형, 변위를 일으키지 않는 구조를 가져야 한다. 본 연구에서는 추락 재해 방지 표준 안전 작업 지침에 의해 명시된 표준 안전난간의 실제 구조물을 모델링 해보았으며 EDISON용 구조 해석 CASADsolver 프로그램 통해 설계 지침에 나타나 있는 하중 조건을 적용하여 유한 요소 해석을 수행하였다. 도출한 결과 값인 응력 및 변위 값들이 설계 허용 값 내에 있는지의 비교를 통해 구조의 안정성을 시험해 보고자 하였다. 더하여, 높은 건물을 짓는 현장에서 안전난간을 설치할 때, 현장 인부들의 편의 및 비용 절감의 목적을 위해 구조물의 무게 경량 최적화를 실시하고자 하였다. 이 과정에서 안전난간의 무게 경량화를 위해 품질

에 관계되는 여러 설계 인자의 영향력의 정도를 통계적으로 반영하는 실험 계획법인 다구찌 기법(Taguchi method)을 적용하여 최적화를 진행하였다. 무게 경량화를 위한 설계 변수는 난간대의 외경, 두께, 추가 기둥 수로 정하였으며 평가 특성으로는 설계 지침에 제시된 허용 응력과 변위 값 그리고 부피 값을 이용하여 최적의 설계 변수를 얻고자 하였다.

2. 표준 안전난간 제원 및 설계 지침

Figure 1은 실제 공사 현장에서 설치되고 있는 안전난간 및 추락 재해 방지 표준 안전 작업 지침[1]에 제시된 표준 안전난간 구조를 보여주고 있다. (b)에 제시된 그림과 지침을 통해 최상단의 수평 기둥을 상부 난간대라 하며 이는 작업 바닥 면으로부터 90cm 이상으로 설치를 요구하며 가운데 수평 중간대는 바닥 면으로부터 45cm 이상의 위치에 설치되어야 한다. 또한, 수직 난간 기둥간의 간격은 2m 이하로 설치한다. 중간 난간대 하단에는 현장에서 쓰이는 공구들이 떨어지는 것을 방지하기 위해 발 끝막이 판이 설치된다. 안전 작업 지침은 구조물의 안정성을 보장하기 위해 하중 조건을 제시하고 있다. 안전난간은 수평 상부 난간대 임의의 면에 직각인 방향으로 100kg의 하중 조건을 견디며 10mm 이내의 변위와 최대 응력이 330MPa 이내의 값을 가지도록 지침이 제시되어있다.

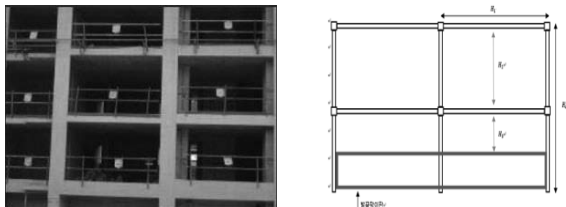
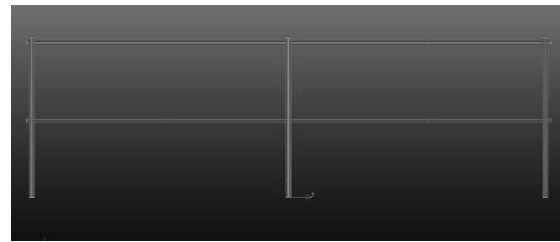


Figure 1. (a) 현장의 안전난간 (b) 표준난간



(a) 안전 난간의 정면



(b) 안전 난간의 측면

Figure 2. 해석을 위한 안전 난간 모델

3. 안전난간 모델링 및 경계조건

표준안전난간의 구조적 안정성을 시험하기 위해 지침에 제시된 표준안전난간의 설계 기준에 모델을 설계하였다. Figure 2.(a)와 같이 바닥 면에서 상부 수평 난간 거리는 930mm로 하였으며, 수평 중간 난간대는 상부 수평 난간대로부터 450mm 아래에 있도록 하였다.

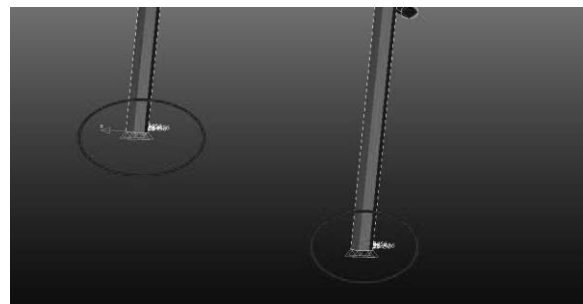


Figure 3. 변위 경계조건 부여 위치

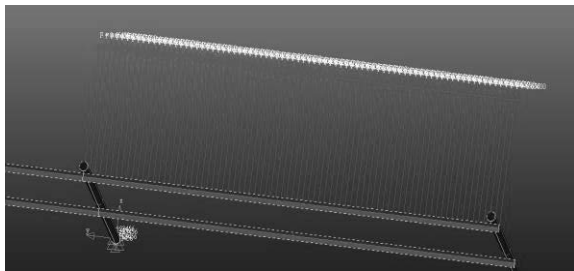


Figure 4. 하중 조건(분포하중)

수직 난간 기둥대는 총 3개를 사용하였으며 난간 기둥 사이의 간격은 1500mm로 설정하였다. Figure 1.(b)에 나타나 있는 발 끝막이 판은 안전난간의 구조 해석에 영향을 미치지 않는 구조물이므로 생략하였다. 수평 상부와 중간 난간대는 지름 27.2mm, 두께 2.3mm, 수직 난간 기둥은 34mm, 두께 2.3mm의 강관을 사용하였다. Figure 2는 EDISON 전처리 프로그램인 CSDPre에서 안전난간 모델링의 정면, 측면을 나타내는 그림이다. Figure 2.(b)에서 보듯이 안전난간은 속이 빈 파이프 구조로 되어있으므로 중간 면(Mid-plane)과 두께가 있으면 쉘 요소를 이용하여 해석할 수 있다. Figure 3과 4는 표준 안전난간의 구조 해석을 위한 변위와 하중 경계 조건에 대한 그림이다. 변위 경계조건으로는 Figure 3과 같이 수직 난간 기둥 3개의 바닥 면에 x, y, z 방향의 병진과 회전 변위를 모두 고정시킨 Fixed boundary condition 경계 조건을 부여하였다. 하중 경계 조건으로는 표준 안전난간 지침에 명시되어 있는 수평 상부 난간대의 임의의 면에 수직인 100kg 하중을 주고자 하였다. 실제 난간이 받는 하중 조건과 최대한 비슷한 상황에서의 해석을 위해 하나의 절점(Node)에 하중 조건을 부여하지 않고 수평 상부 난간대 길이(1530mm) 만큼 힘을 부여하는 분포 하중 0.6536N/mm으로 주었다.

4. 유한 요소 해석 및 결과

본 장에서는 EDISON CASADsolver 해석 프로그램을 이용하여 CSDpre에서 설계한 안전

난간의 유한 요소 해석을 해보았다. 해석을 위해 구조의 특성을 고려하여 구조 요소 중 2절점 빔 요소인 BEAM21과 선형 사각형 쉘 요소인 SHL41 두 가지 요소를 사용하여 난간의 구조적인 안정성 및 요소의 정당성을 평가하고자 하였다. 해석결과 빔 요소의 경우 쉘 요소와 설계 허용 값에 비해 다소 큰 변위 값을 얻었다. 이는 실제 안전 난간의 경우 수평 기둥과 수직 기둥이 만나는 부분이 서로 접촉되어 있지만 빔 요소를 이용하여 해석한 경우는 이러한 조건을 고려하지 못하므로 접촉부의 영향력을 고려할 수 있는 쉘 요소에 비해 해석의 신뢰성이 다소 떨어지기 때문이다. 따라서, 본 연구에서 해석의 신뢰성 확보를 위해 쉘 요소(SHL41)를 적용하여 해석을 진행하였다. 안전 난간 구조해석을 위해 사용된 재료는 지침에 제시된 일반 구조용 탄소강관(SPS50)을 사용하였다. 이 재료는 $E = 205\text{GPa}$, $\nu = 0.28$ 의 물성을 갖고 있으며, 해석한 결과값은 아래의 Table 1과 같다. 변위는 안전난간의 최대 변위를 나타내며, 응력은 최대 von-Mises 값을 나타낸다.

	변위(mm)	응력(MPa)
해석 결과	7.5733	235.48
허용값	≤ 10	≤ 330

Table 1. 안전난간 구조해석 결과

해석결과 안전난간은 지침에 제시된 하중 조건 일 때 최대 변위 7.5733mm, 최대 응력(von-Mises) 235.48MPa 값을 가지는 것을 알 수 있었다. 이는 변위 설계 허용 값인 10mm 이내이며, 안전난간 재료의 최대 인장강도 330MPa에 미치지 못하는 값이므로 지침에 명시된 설계 기준에 기반한 안전난간은 구조적으로 안정적이라는 것을 알 수 있었다.

5. 최적화를 위한 다구찌 기법

유한 요소 해석을 통해 본 연구에서 제시된 모델은 구조적으로 적합하다는 결론을 얻을 수 있었다. 본 장에서는 서론에서 제시한 바와 같

이 지침 기준에 맞게 설계되고 구조적으로 안정성이 확보된 안전난간 모델을 이용하여 기존의 안전난간 무게보다 더 경량화된 구조물을 설계 위한 최적화를 진행하고자 한다. 안전난간 무게의 경량화를 위한 최적설계 변수를 도출하기 위해 다구찌 기법(Taguchi method)를 적용해보았다. 다구찌는 잡음에 의한 품질변동으로 발생하는 손실을 최소화하기 위한 방법으로 잡음인자의 영향으로부터 각각의 제어인자들을 강건하게 유지하기 위해서 S/N비(Signal to noise Ratio)를 사용한다[2]. S/N 비는 신호 대 잡음의 비율을 의미하며, 무게 경량화를 위해 목표치가 작으면 작을수록 좋은 망소특성을 이용하여 최적화를 진행하였다.

6. 설계 변수 및 직교 배열표

무게 경량화를 위해 다구찌 기법을 적용하였고 이에 기반하여 아래 Table 2와 같이 총 5개의 설계 변수들(D1, D2, t1, t2, 추가 기동 수)과 변수마다 3 수준을 갖도록 선정해 보았다.

설계변수		D1 (mm)	D2 (mm)	t1 (mm)	t2 (mm)	기동수
수준	1	24.2	31	1.8	1.3	1
	2	27.2	34	2.3	2.3	3
	3	30.2	37	2.8	3.3	5

Table 2. 설계변수 및 수준

D1은 수평 상부 및 중간 난간대의 외경이며 수준별로 0.3mm 차이를 두었고, D2는 수직 난간 기둥의 외경이며 3mm 차이를 두었다, 또한, t1은 상부 및 중간 난간대의 두께를 나타내며 0.5mm 차이, t2는 난간 기둥의 두께로 1mm 수준 차이를 두었다. 추가 기동 수는 난간 기둥 사이의 추가 되는 기둥 개수를 의미한다. 다구찌 기법을 이용하여 아래 Table 3과 같이 총 27가지의 해석을 진행할 수 있는 직교 배열을 선정하였다.

7. 다구찌 기법의 적용 결과

다구찌 기법을 이용하여 총 27번의 유한 요소 해석을 한 뒤 각 해석 경우마다 설계 특성 값인 최대 변위와 최대 응력 그리고 부피 값을 정리하였다. 최대 변위와 응력 값은 지침의 설계 기준을 만족시키는지 보기 위함이고 부피는 무게 경량화를 위한 목적 함수 값이다. 우선 부피의 S/N ratio 반응 표인 Table 6을 통해 설계 특성 부피 값은 난간 기둥의 두께, 기둥 수, 상부 및 중간 기둥의 두께 순으로 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 즉, 무게 경량화 측면에서 보면 추가 기둥 수가 없을 때 무게가 가장 가볍다는 것을 알 수 있다. 이 조건을 전제로 최대 응력의 S/N ratio 반응 값과

번호	D1	D2	t1	t2	기동 수
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2
3	1	1	1	1	3
4	1	2	2	2	1
5	1	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3
7	1	3	3	3	1
8	1	3	3	3	2
9	1	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1
11	2	1	2	3	2
12	2	1	2	3	3
13	2	2	3	1	1
14	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	3
16	2	3	1	2	1
17	2	3	1	2	2
18	2	3	1	2	3
19	3	1	3	2	1
20	3	1	3	2	2
21	3	1	3	2	3
22	3	2	1	3	1
23	3	2	1	3	2
24	3	2	1	3	3
25	3	3	2	1	1
26	3	3	2	1	2
27	3	3	2	1	3

Table 3. 다구찌 기반 L27(3⁵) 직교 배열표

최대 변위의 S/N ratio 반응 값 표를 통해 두 특성 값 모두 난간 두께(t2), 난간의 외경(D1), 상부 및 중간 난간대의 두께(t1) 순으로 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 따라서, 이를 토대로 추가되는 기둥이 없고 D1값은 24.2mm D2값은 34mm 또는 37mm, t1 값은 1.8mm, t2 값은 2.3 mm 또는 3.3 mm의 값을 가질 때 각 설계 특성(변위, 응력, 부피)의 값이 최소임을 알 수 있었다. 더하여 기존의 다구찌 기법에 기반하여 구한 부피가 최소인 최적 조건(D1: 27.2mm, D2: 37mm, t1: 1.8mm, t2: 2.3mm)과 앞서 말한 설계 변수들의 적절하게 조합하여 총 5가지 최적 대안 모델을 다시 얻었을 수 있었으며 이들 이용하여 좀 더 강건한 최적 조건을 찾기 위하여 재해석을 실시하였다.

	수준	D1	D2	t1	t2	기둥 수
S/N ratio	1	-44.29	-46.19	-44.25	-47.3	-49.33
	2	-45.06	-44.59	-45.34	-44.11	-43.94
	3	-44.85	-43.42	-44.61	-42.78	-40.93
	Δ	0.78	2.77	1.08	4.52	8.4
	순위	5	3	4	2	1

Table 4. 최대 응력의 S/N ratio 반응 표

	수준	D1	D2	t1	t2	기둥 수
S/N ratio	1	-11.81	-14.03	-11.96	-15.82	-19.03
	2	-12.87	-12.30	-13.06	-11.60	-10.83
	3	-12.88	-11.24	-12.54	-10.14	-7.52
	Δ	1.07	2.792	1.106	5.68	11.69
	순위	5	3	4	2	1

Table 5. 최대 변위의 S/N ratio 반응 표

	수준	D1	D2	t1	t2	기둥 수
S/N ratio	1	-125.7	-125.8	-125.4	-124.6	-124.7
	2	-126.4	-126.4	-126.6	-126.6	-126.5
	3	-127.3	-127.1	-127.4	-127.9	-128
	Δ	1.6	1.2	2	3.3	3.3
	순위	4	5	3	1	2

Table 6. 부피의 S/N ratio 반응 표

	D1	D2	t1	t2	추가 기둥 수	변위	응력	무게 (kg)
1	24.2	34	1.8	3.3	1	10.05	347.15	13.031
2	24.2	34	1.8	2.3	-	10.79	349.91	11.069
3	24.2	37	1.8	3.3	-	9.62	358.49	13.738
4	24.2	37	1.8	2.3	-	9.99	366.5	11.540
5	27.2	37	1.8	2.3	-	8.21	299.6	12.403

Table 7. S/N ratio를 반영한 해석 결과

총 5가지의 최적 대안들을 재해석한 결과 Table 7과 같은 변위, 응력, 무게 값을 얻을 수 있었다. 무게 경량화를 위해 얻고자 하는 목표 값인 부피가 가장 작은 2번째 해석 경우를 보면 허용 응력 330MPa과 허용 변위 10mm를 넘어 설계 지침을 만족하지 않음으로 구조적으로 적절하지 않다는 것을 알 수 있다. 다음으로 부피가 작은 4번째 해석의 경우도 허용 응력 330MPa를 초과하는 값이므로 적절하지 않음을 알 수 있다. 그 다음 부피가 작은 5번째 해석 경우는 변위, 응력 값(8.21mm, 299.6MPa)은 모두 기존 해석 값(변위: 7.5733mm, 응력: 235.48MPa)보다 다소 증가 하였지만 모두 설계 허용 값 이내이므로 기준을 만족하는 구조물이며 구조적으로 안정적임을 알 수 있다. 이 조건을 만족하는 안전난간의 무게는 12.41kg으로 기존 안전난간의 무게 13.67kg 대비 약 9% 줄어든 결과를 얻을 수 있었다.

8. 수치적 방법을 통한 최적화

본 문단에서는 최적화를 위한 방법 중 수치적 접근을 통해 다구찌 방법에서 사용된 여러 변수들 중 두께(t1, t2)의 범위를 Table 2와 같이 이산화된 값이 아닌 제한 조건으로 두고 Matlab을 이용하여 최적설계 기법 중 하나인 Sequential quadratic programming(SQP) 방법을 유한요소 해석과 연동 시켜 안전 난간의 최적화를 해보았다. 이는 다구찌 방법을 위해 임의로 선정한 두께(t1, t2)에 대한 신뢰성을 높이기 위함이다. 또한 이러한 결과는 안전 난간의

무게 경량화에도 보다 정확한 최적 값을 얻을 수 있을 것이라 예상가능하다. 아래는 t_1 , t_2 의 제한 조건을 나타내며 t_1 의 경우 다구찌 방법을 통해 구한 값이 조건 안에 포함되도록 그 제한 범위를 선정 하였다.

$$1.3 \leq t_1 \leq 2.3$$

$$1.3 \leq t_2 \leq 3.3$$

이러한 제한 조건을 이용하여 목적 함수를 무게로 하여 수치적 최적화를 진행하였다. Figure 5는 SQP 방법을 이용해 안전 난간의 두께에 따른 응력 Contour를 나타낸 그림이다. Figure 5의 점들은 최적설계 축차가 진행되면서 붉은 큰 점(1.8mm, 2.3mm)에서 최적점(1.75mm, 1.74mm)으로 이동하는 것을 나타낸 그림이다. 최적설계를 수행한 결과, $(t_1, t_2) = (1.75\text{mm}, 1.74\text{mm})$, 무게(W) = 11.42 kg의 값을 얻을 수 있었다. t_1 의 경우 다구찌 방법을 통해 구한 값(1.8mm)보다 다소 감소 하였으며 t_2 는 다구찌 방법을 통해 구한 값(2.3mm)보다 다소 큰 폭으로 감소 하였음을 볼 수 있었다. 변위와 응력은 각각 9.87mm, 321.9MPa 값을 얻을 수 있었다. 이는 기존의 다구찌 방법을 통해 구한 변위 (8.21mm), 응력(299.6MPa)보다 증가하였음을 볼 수 있는데 이러한 결과는 수직 난간 기둥의 두께(t_2)가 줄어 들어 구조의 강성이 낮아 졌기 때문임을 알 수 있었다. 또한 안전 난간의 무게는 다구찌 방법을 통해 구한 무게 (12.41kg) 보다 7% 정도 감소하였고 기존 안전 난간 대비 16% 무게가 줄어든 것을 볼 수 있었다. 따라서, 수치적 최적화를 통해 구한 변위와 응력 값은 허용 설계 값보다 작은 값들이며 안전 난간의 무게 역시 기존 대비 감소 하였으므로 안전 난간의 무게 경량화를 위해 선정한 제한 조건과 t_1 , t_2 값들은 허용될 수 있는 값을 알 수 있다.

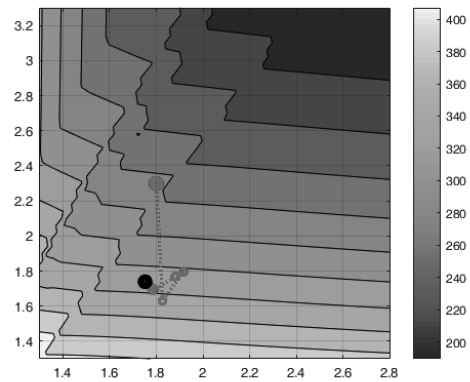


Figure 5. SQP를 통해 도출한 응력 Contour

9. 결 론

본 연구에 서는 추락 재해 방지 표준 안전 작업 지침[1]에 기반 하여 안전난간을 CSDPre 프로그램으로 직접 모델링을 한 뒤 EDISON CASADsolver 프로그램을 이용하여 유한 요소 해석을 진행하였다. 유한 요소 해석 결과 안전 난간의 해석을 위해서는 빔 요소보다 쉘 요소가 실제 조건 (접촉부)을 고려할 수 있으므로 보다 더 정당하다는 것을 알 수 있었다. 해석을 통해 100kg 하중 조건 하 안전 난간의 최대 변위는 7.5733mm, 최대응력(Von-Mises)은 235.48MPa 값을 가진다는 것을 알 수 있었다. 이 결과는 지침에 명시된 설계 기준인 변위 10mm 이내이며 최대 응력 또한 330MPa 이내의 값이므로 본 연구에서 사용된 안전난간은 구조적으로 안정성이 확보된 구조물임 알 수 있었다. 더하여, 실제 공사 현장에서 설치되는 안전난간의 경제적 효율성을 높이기 위한 방법으로 무게 경량화를 위한 안전난간의 최적 조건에 대해 연구해 보았다. 이는 강건 최적 설계를 위해 많이 적용되는 다구찌 기법에 따라 5가지의 설계 변수들을 선정한 뒤 각 변수 마다 3 수준에 따라 차이를 주었다. 그리고 설계 특성으로는 최대 응력, 최대 변위, 부피로 선정하여 총 27번의 구조 해석을 진행 하였다. 추가적으로, S/N ratio 반응을 반영한 설계 변수들의 최적 대안을 선정하여 같은 조건으로 재

해석을 실시하였다. 그 결과 상부 및 중간 난간대 외경 27.2mm, 수직 난간 기둥 외경 37mm, 상부 및 중간 난간대 두께 1.8mm, 난간 기둥 두께 2.3mm, 추가 기둥수가 없을 경우 무게가 가장 가벼운 최적 설계 값들을 알 수 있었다. 이는 기존 안전난간 무게 13.67kg 대비 약 9%정도 가벼운 무게 12.41kg의 안전난간을 얻을 수 있었다. 이러한 구조 해석과 무게 경량화는 공사장에 설치되는 안전난간의 무게를 줄여 경제성을 얻을 수 있을 것이라 판단된다. 추가적으로 현재 설정한 수준의 범위는 다소 임의적이므로 정확한 무게 경량화를 위한 신뢰성이 보장되지 못하는 단점이 있다. 따라서, 본 연구에서 설계 변수의 신뢰성을 높이기 위해 수치적 접근을 통한 최적화를 진행하였다. 이 과정에서 이산화된 설계 변수 (t_1 , t_2)가 아닌 제한 조건을 직접 선정하여 SQP를 이용하여 최적화를 실시하였다. 그 결과, (t_1 , t_2) = (1.75mm, 1.74mm), 무게(W) = 11.42 kg, 변위 9.82mm, 응력 321.9MPa 값들을 얻을 수 있었다. 변위와 응력 값들은 모두 허용 설계 값 내의 값들이므로 구조적으로 안정성에 문제가 없음을 알 수 있었고 안전 난간의 무게 역시 기존 대비 16% 감소한 결과를 얻을 수 있었다. 이러한 수치적 최적화를 통해 다구찌 방법을 통한 최적화 보다 신뢰성 있는 결과 값과 향상된 목적 함수 값을 얻을 수 있었다. 따라서, 최적화를 하는 과정에서 여러 가지 방법이 사용될 수 있고 그 과정에서 얻은 결과 역시 다소 바뀔수 있음을 항상 고려하여 설계 및 연구를 진행하는 것이 필요 할 것이다.

감사의 글

본 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단 첨단 사이언스 교육 허브 개발 사업의 지원을 받아 수행된 연구임 (NRF-2011-0020576)

참고문헌

- [1] <http://www.law.go.kr/admRulLsInfoP.do?admRulSeq=2000000084562>. 추락재해방지표준안전작업지침 (Website)
- [2] S. G. Kim, Y. C. Park, J. H. Kang, J. H. Park, D. H. Kang, Optimization of processing ship connecting rod using Taguchi method (2007) June 113-117
- [3] Lee Boo Youn, Lee Hyun Woo, Shape Optimal Design of an Automotive Pedal Ann Using the Taguchi Method (2007), June 43-50
- [4] <http://www.edison.re.kr>. EDISON 웹사이트. (Website)