

반응면 근사를 이용한 자기부상열차 차체 프레임 경량화 설계

Light-Weight Design of Maglev Car-Body Frame Using Response Surface Approximation

방제성^{1,✉}, 한정우¹, 이종민¹

Je-Sung Bang^{1,✉}, Jeong-Woo Han¹ and Jong-Min Lee¹

¹ 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부 (Systems Engineering Research Divisions, Korea Institute of Machinery and Materials)

✉ Corresponding author: jsbang@kimm.re.kr, Tel: 042-868-7569

Manuscript received: 2011.4.1 / Accepted: 2011.6.18

The light-weight design of UTM (Urban Transit Maglev)-02 car-body frames are performed, based on initial configuration. The thicknesses of fourteen sub-structures are defined as design variables and the loading condition is considered according to weight of sub-structures, electronic and pneumatic modules and passengers. For efficient and robust process of design optimization, objective function and constraints are approximated by response surface approximation. Structural analysis is performed at some sampling points to construct the approximated objective function and constraints composed of design variables. Design space is changed to find many optimal candidates and best optimal design can be found eventually. The Matlab Optimization Toolbox is used to find optimal value and sensitivity analysis about each design variable is also performed.

Key Words: Urban Transit Maglev (도시형 자기부상열차), Light-Weight Design (경량화 설계), Design Optimization (설계 최적화), Response Surface Approximation (반응면 근사)

기호설명

X_i^{init} : 부재별 초기두께 (mm)

W_i^{init} : 초기상태의 부재별 중량 (Kgf)

$X_i^{optimal}$: 부재별 최적두께 (mm)

$W_i^{optimal}$: 최적화한 부재별 중량 (Kgf)

$\Delta W_i = W_i^{optimal} - W_i^{init}$: 부재별 중량 변화량 (Kgf)

1. 서론

도시과밀화로 인한 교통문제와 환경문제로 인하여 기존 교통시스템을 대체할 수 있는 신교통시

스템의 필요성이 대두되면서 환경친화적인 자기부상열차가 관심을 받고 있다.^{1,2} 실용화에 있어서 무엇보다 중요한 것은 경제성과 안전성으로 이를 위해서는 자기부상열차를 구성하는 각 부품들이 주어진 각 분야의 성능을 만족하면서 최대한 경량화가 이루어져야 한다.

철도차량 차체 경량화와 관련하여 기존에 많은 연구들이 수행되어 왔다.³⁻⁶ 하지만 대부분 알루미늄 압출재로 구성된 일부 모델에 대한 형상 및 위상 최적화 관점에서 수행된 사례가 대부분이다.

최적화를 수행하기 위한 방법으로는 설계변수에 대한 목적함수와 제한조건의 미분 값을 사용하는 구배 기반 최적화 기법(gradient based optimization method)이 일반적이거나 이는 정칙화 과

정이 어려울 뿐만 아니라 수치적인 잡음(numerical noise)으로 인해 최적점 탐색 과정에서 발산하는 경우도 있다. 이에 대한 대안으로 유전자 알고리즘(Genetic Algorithm) 또는 PSO(Particle Swarm Optimization)와 같은 전역탐색기법들이 소개되고 있으나, 대규모의 해석을 동반하는 경우 실용적이지 않다. 이러한 어려움을 해결하고자 반응면 기법(Response Surface Method)을 이용하여 목적함수와 제한조건을 설계변수에 대한 근사모델로 구하고, 이를 기반으로 최적화를 수행하는 연구들이 수행되어 왔으며,⁷⁻¹⁰ 기존 바퀴식 철도차량 차체에 대한 연구가 수행된 사례도 있다.^{11,12}

본 연구에서는 한국기계연구원에서 연구되었던 UTM-02 모델을 대상으로 차체 프레임 구조물에 대한 경량화 설계를 수행하였다. 알루미늄 압출재로 구성되어 있는 각 부재의 두께를 설계변수로 정하였으며, 반응면 기법을 도입하여 목적함수인 중량, 제한조건인 최대등가응력(maximum equivalent stress), 최대처짐(maximum deflection)을 설계변수인 각 부재의 두께에 대한 2 차 다항식으로 근사하였다. 이 때 주요 추출점(sampling point)에서 주어지는 설계변수값들을 이용하여 유한요소해석을 수행한 뒤 중량, 최대응력 및 최대처짐을 얻어내었다.

이러한 근사식을 이용하여 Matlab Optimization Toolbox¹³ 에서 최적화를 수행하였다. 보통 최적해는 제한조건 근처에서 구해지는데, 설계영역을 바꾸어 가면서 최적해를 탐색하였다.

마지막으로 각 부재의 두께에 대한 중량, 최대등가응력, 최대처짐에 대한 감도를 계산함으로써 최적화 수행 전 일부 부재가 응력집중과 처짐을

감당하던 것을 최적화를 통하여 여러 부재가 감당하도록 분산되었는지의 여부를 분석해 보았다.

2. 자기부상열차의 구성

자기부상열차의 하중을 감당하는 주요 부분은 Fig. 1 과 같이 크게 차체(car-body), 대차(bogie), 공기스프링, 차체와 대차를 연결하는 댐퍼 및 traction rod 등으로 나눌 수 있다.

자기부상열차 차체의 경우 일반 바퀴식 철도차량에 비해 시야를 넓게 확보하도록 설계하기 때문에 프레임 구조물이 대부분의 하중을 감당해야 한다.

3. 설계기준

설계기준에 의해 참조할 수 있는 재료적 특성 값들은 다음과 같으며,¹⁴ 전체 중량 분포는 Table 1 과 같다. 항복강도 21.9 Kgf/mm^2 와 인장강도의 70%인 18.6 Kgf/mm^2 중 작은 값을 사용하며, 다시 안전계수 1.5 를 적용하여 12.4 Kgf/mm^2 을 허용응력으로 채택하였다.

- 재질 : AL6061
- 탄성계수(Young's modulus) : 7135.6 Kgf/mm^2
- 포아송비(ν) : 0.33
- 밀도 : $2.905 \times 10^{-10} \text{ Kgf} \cdot \text{s}^2/\text{mm}^4$
- 허용응력 : 12.4 Kgf/mm^2
- [인장강도(26.5)의 70%(18.6)
/ 안전계수(1.5)]

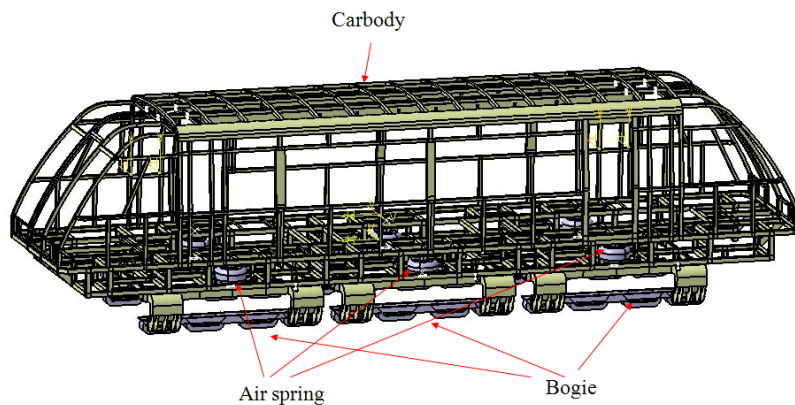


Fig. 1 Overall Frame Structure of UTM-02

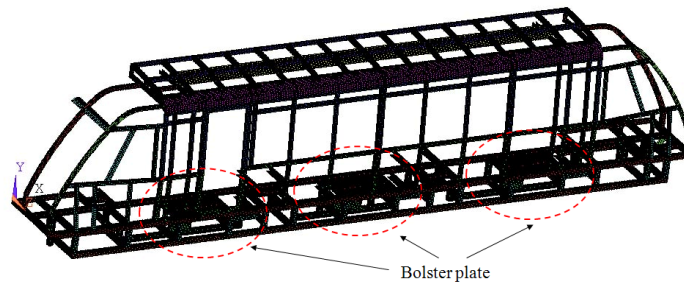


Fig. 2 Finite element model of car-body frame (half model)

Table 1 Weight description

Consideration	Assemble	Part	Weight(Kgf)	Note
Empty weight	Bogie frame weight		7,500	2,500 Kg per bogie frame
	Carbody weight	Under frame	1,242	
		Side frame	456.6	
		Roof	210.6	
		Cabin	165.4	
	Car body skin, glass windows, electronic& pneumatic module and so on.	4425.4		
Passenger weight			6,000	
Fully loaded weight			20,000	

4. 정적구조해석

4.1 유한요소모델

효율적인 해석을 위하여 Fig. 2 와 같은 좌측 1/2 모델을 사용하였으며, 전체 프레임 구조물에 대하여 ANSYS 의 Shell63 요소를 적용하였다.¹⁵

최적설계에 활용되는 응력과 처짐을 정확하게 얻을 수 있는 고충실도(high fidelity) 모델을 얻기 위해 유한요소 수를 증가하면서 해의 수렴성을 고려하여 총 242814 개의 절점과 174752 개의 요소가 사용되었다.

4.2 경계조건

Fig. 2 와 같이 대차와 에어스프링으로 연결되는 bolster plate 는 세 군데이며, 차체와 공기스프링이 연결되는 특성을 반영하여 상하방향(y 축)의 자유도(V)만을 구속하는 경계조건을 적용하였다.

4.3 부재별 두께와 중량

Table 2 와 같이 경량화를 위하여 전체 프레임

구조물을 14 개의 부재로 나누었으며, 최적화 수행 시 각 부재 별 두께를 설계변수로 정하였다.

4.4 하중조건

여러 하중 조건 중에 구조물에 손상을 가장 크게 주는 자유낙하(2g) 조건을 사용하였으며¹⁶, 각 부재에 부과되는 하중조건은 Table 3 과 같다. Under frame 의 중량은 대차 및 에어스프링이 감당하는 중량이므로 부과하지 않았다.

4.5 결과

Fig 3 과 같이 정적해석 결과 Von Mises criteria 에 의한 최대등가응력이 허용응력을 넘지 않으며, Fig. 4 와 같이 최대처짐도 공기스프링의 수직방향 허용변위인 6mm 를 넘지 않았다.

최대등가응력(σ_{max}) : 차체 전방 Bolster Plate 부분에서 발생(11.834 Kgf/mm^2)

최대처짐(δ_{max}) : 차체 후방 Cabin 부분에서 발생 (5.893 mm)

Table 2 Thickness and weight of each part

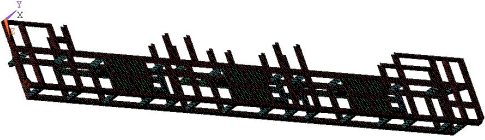
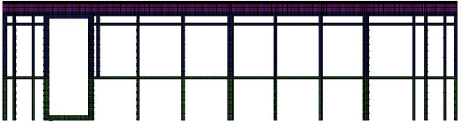
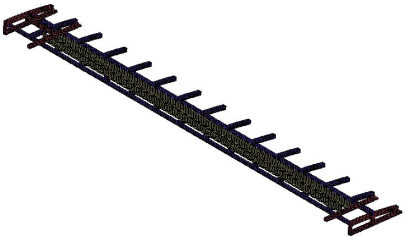

Assemble	Part	Thickness(mm)	Weight(Kgf)	
 <p>Under frame</p>	Under frame 1	7	228.8	621.0
	Under frame 2	10	80.8	
	Under frame 3	7	93.9	
	Under frame 4	7	166.9	
	Under frame 5	7	50.6	
 <p>Side frame</p>	Side frame 1	3	97.4	228.3
	Side frame 2	5	83.5	
	Side frame 3	5	47.4	
 <p>Roof</p>	Roof 1	3	54.8	105.3
	Roof 2	4	30.8	
	Roof 3	5	19.7	
 <p>Cabin</p>	Cabin 1	5	27.6	82.7
	Cabin 2	5	14.4	
	Cabin 3	5	40.7	

Table 3 Load description

Consideration	Weight(Kgf)	Applied position
Cabin weight	82.7	Evenly applied at junction points between under frame and cab
Roof weight	105.3	Evenly applied at junction points between side frame, cabin and roof
Side frame weight	228.3	Evenly applied at junction points between under frame and side frame
Carbody skin, glass windows, electronic and pneumatic subsystem	2212.7	Evenly applied at under frame
Passenger weight	3000.0	Evenly applied at under frame

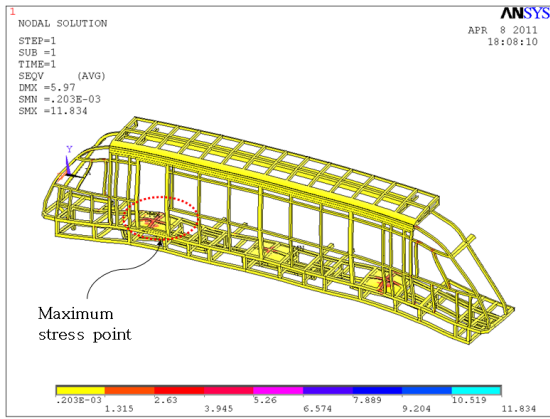


Fig. 3 Distribution of maximum equivalent stress and maximum point at initial configuration

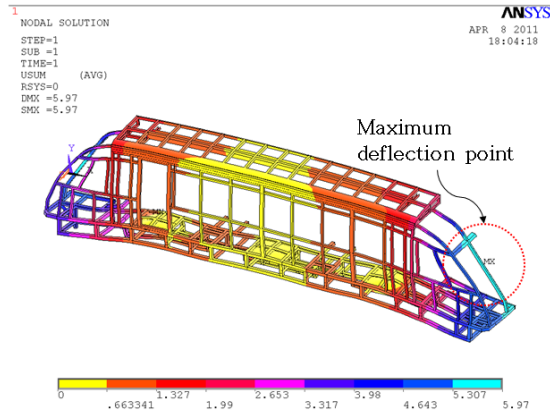


Fig. 4 Distribution of deflection and maximum point at initial configuration

5. 최적화

5.1 목적함수와 제한조건

최적화 문제를 아래와 같이 정의하였다. 유한 요소 모델의 각 절점에서 최대등가응력(σ_{max})이 허용응력을 넘지 않으며, 최대처짐(δ_{max}) 또한 공기스프링의 수직방향 허용변위인 6 mm 를 넘지 않는다는 제한조건 하에서 전체 프레임 구조물의 중량(W)을 최소화 하는 문제로 정의하였다.

- 목적함수 : 중량(W) 최소화
- 제한조건 : $\sigma_{max} < 12.4 \text{ Kgf/mm}^2$, $\delta_{max} < 6.0 \text{ mm}$

5.2 반응면 기법을 이용한 근사화

대상체의 자유도(D.O.F)가 많기 때문에 최적화

과정에서 필요로 하는 각 설계변수에 대한 목적함수와 제한조건의 미분값을 구하는데 있어 반복적인 계산에 의해 많은 시간이 걸리며, 최적점 탐색 과정 중 수치적 잡음에 의한 발산의 여지도 많다. 따라서, 본 연구에서는 효율적인 설계최적화를 위하여 반응면기법을 이용한 근사모델을 적용하였다. 이는 설계영역을 잘 근사할 수 있는 몇 개의 추출점에서 해석을 수행한 뒤 목적함수와 제한조건을 설계변수에 대한 다항식으로 근사하는 방법이다. 본 연구에서는 Saturated design method 를 사용하였으며,¹⁷ 각 설계변수의 초기상태를 기준으로 하여 초기상태 값의 $\pm 20\%$ 에 해당하는 설계 영역을 근사하였다. Fig. 5 는 설계변수가 3 개인 경우의 추출점들을 나타낸 것이다.

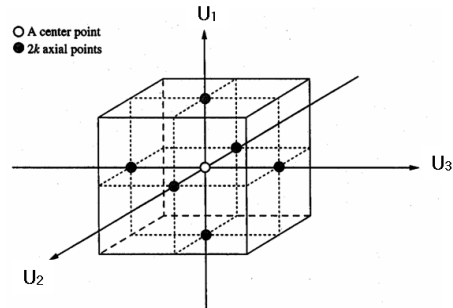


Fig. 5 Sampling points in saturated design method in case of three design variables

먼저 식(1)과 같이 각 설계변수(X_i) 대신에 단위화(normalization)한 변수(U_i)로 변환하였다.

$$U_i = \frac{X_i - X_i^{init}}{0.2X_i^{init}} \quad (1)$$

여기서 X_i^{init} 은 각 설계변수의 초기 값으로 Table 2 의 각 Part 의 두께와 같다. 각 설계변수의 설계영역은 식(2)와 같다. 제한조건이 있는 최적설계 문제의 경우 대부분 제한조건 근처에서 최적해가 구해지기 때문에 설계영역을 변경해 가면서 최적점을 탐색하는 것이 필요하며, 이를 위하여 계수 α 를 정의하였다.

$$(1 - 0.2\alpha)X_i^{init} \leq X_i \leq (1 + 0.2\alpha)X_i^{init} \quad (2)$$

또한 식(3)부터 식(5)와 같이 목적함수와 두 개

의 제한조건을 단위화한 설계변수에 대한 2 차 다항식으로 근사하였다.

$$W \approx W^{approx.} = a_0 + \sum_{i=1}^{14} a_i U_i + \sum_{i=1}^{14} b_i U_i^2 \quad (3)$$

$$\sigma_{max} \approx \sigma_{max}^{approx.} = c_0 + \sum_{i=1}^{14} c_i U_i + \sum_{i=1}^{14} d_i U_i^2 \quad (4)$$

$$\delta_{max} \approx \delta_{max}^{approx.} = e_0 + \sum_{i=1}^{14} e_i U_i + \sum_{i=1}^{14} f_i U_i^2 \quad (5)$$

설계변수가 14 개이므로 위의 세 개의 식마다 29 개의 계수를 구해야 한다. 이를 위하여 Table 4 와 같이 위의 식을 잘 근사할 수 있는 29 개의 추출점에서의 단위화된 설계변수값들을 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 결과로 중량, 최대등가응력 그리고 최대처짐을 얻어내었으며, 이를 이용하여 Table 5 부터 Table 7 과 같은 근사식의 계수들을 얻을 수 있었다.

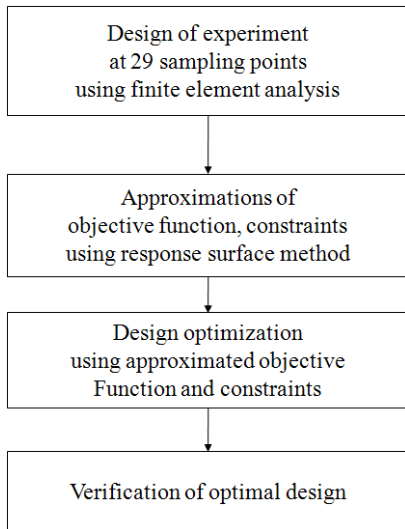


Fig. 6 Process for design optimization

이렇게 얻어진 근사식을 기반으로 최적화 수행을 위하여 Matlab Optimization Toolbox 의 fmincom 함수를 이용하였으며,¹³ 설계최적화를 위한 전체적인 프로세스는 Fig. 6 과 같다.

5.3 최적화 결과

식(2)에서 언급했던 설계영역을 조절하기 위한 계수 α 를 이용하여 설계영역을 변화해 가면서 최적해를 찾아보았다. $\alpha = 0.5 \sim 2.0$ 인 각 설계영역에 대해 각각 최적해를 구해 보았으며, 이 중 $\alpha = 1.9$ 인 설계영역에서 가장 이상적인 최적해를 얻을 수 있었다. $\alpha = 2.0$ 일 때 얻어진 최적해는 실제로는 제한조건을 위배함으로써 본 연구에서 사용된 근사모델이 어느 범위를 초과하는 설계영역에 대해서는 근사의 정확도가 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 7 부터 Fig. 9 는 다양한 설계영역에 대하여 얻어진 최적해인 중량, 그 때의 최대등가응력, 최대처짐의 변화를 나타낸 것이다.

Table 8 은 $\alpha = 1.9$ 일 때의 결과로 12.5%의 중량감소 효과를 얻을 수 있었으며, Under frame 1, Under frame 2, Cabin 1, Cabin 2, Cabin 3 부재는 두께를 늘리고, 나머지 부재는 두께를 줄임으로써 최적해를 얻을 수 있었다. 여기서 주목할 점은 이러한 과정 속에서 제한조건에 위배되는 구조물의 위치가 바뀐다는 점이다. 본 문제에서도 α 가 1.3 보다 작은 설계영역에서는 최대등가응력이 발생하는 부위가 앞쪽 bolster plate 부분이었으나, α 가 1.3 보다 큰 설계영역에서는 최대응력이 발생하는 부위가 뒤쪽 Roof 와 Cabin 연결부로 바뀌었다. 따라서 상세설계 단계에서처럼 대부분의 설계영역 및 제한조건의 변경이 없는 경우에는 상관이 없으나, 개념설계 단계와 같이 설계영역이 확정되어 있지 않거나, 다목적 함수 최적화에서처럼 최적해가 Pareto Set 형태로 존재하는 경우 다양한 설계영역에 대한 최적화 수행이 이루어져야 할 것이다.

Table 9 부터 Table 11, Fig. 10 부터 Fig. 12 와 같이 초기상태와 최적화 후 각 부재들의 두께에 대한 중량과 최대등가응력, 최대처짐의 감도(sensitivity)를 산출하였다.

각 부재 두께에 대한 중량 감도의 경우 각 부재가 사용된 범위나 양이 각각 다르기 때문에 부재마다 감도의 차이는 발생하나 최적화 수행 전후로 해서 크게 변하지 않았다. 이는 각 부재의 두께 변화가 무게에 미치는 효과가 최적화 전후로 비슷하다는 것을 의미한다.

각 부재 두께에 대한 최대등가응력 감도의 경우 under frame 1 을 제외한 모든 부재가 (-) 부호를 가지며, 이는 부재의 두께가 증가할수록 최대등가응력을 감소시키는 것을 의미한다. 다른 부재

보다 underframe2 가 두께를 증가시킴으로써 최대 등가응력을 감소시키는데 효과적인 것을 알 수 있으며, 최적화 후 underframe2 의 두께 변화가 최대 등가응력에 주는 영향은 줄어든 반면 일부 부재들의 두께가 최대등가응력에 주는 영향은 증가되어 최적화 후 목적에 맞게 강성이 분산된 설계가 이

루어졌음을 확인할 수 있었다.

각 부재 두께에 대한 최대처짐 감도의 경우 이러한 현상을 더욱 뚜렷하게 볼 수 있었으며, 이는 일부 부재가 응력집중과 처짐을 감당하던 것을 최적화 과정을 통하여 여러 부재가 감당하도록 분산시킨 결과라 판단된다.

Table 4 Design variable set, weight, maximum equivalent stress and maximum deflection at each sampling point

Sampling point	Design variable set	Weight (Kgf)	Maximum equivalent stress (Kgf/mm ²)	Maximum Deflection (mm)
1	[1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	991.6	11.74	6.375
2	[-1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1083.2	11.94	5.518
3	[0,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1021.2	16.48	6.106
4	[0,-1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1053.6	9.03	5.741
5	[0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1018.6	11.84	5.988
6	[0,0,-1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1056.2	11.83	5.821
7	[0,0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1004.0	11.90	6.126
8	[0,0,0,-1,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1070.8	11.78	5.706
9	[0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0]	1027.3	11.84	5.957
10	[0,0,0,0,-1,0,0,0,0,0,0,0,0]	1047.5	11.83	5.838
11	[0,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,0,0]	1017.9	11.86	5.952
12	[0,0,0,0,0,-1,0,0,0,0,0,0,0]	1056.9	11.81	5.849
13	[0,0,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,0]	1020.7	11.94	5.965
14	[0,0,0,0,0,0,-1,0,0,0,0,0,0]	1054.1	11.75	5.832
15	[0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0]	1027.9	12.02	5.949
16	[0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0,0,0,0]	1046.9	11.68	5.845
17	[0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,0,0]	1026.4	11.84	5.896
18	[0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0,0,0]	1048.4	11.82	5.890
19	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,0]	1031.2	11.84	5.894
20	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0,0]	1043.6	11.83	5.892
21	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0]	1033.4	11.84	5.896
22	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0]	1041.3	11.83	5.888
23	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0]	1031.9	11.86	5.949
24	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0]	1042.9	11.81	5.839
25	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1]	1034.5	11.85	5.957
26	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0]	1040.3	11.82	5.840
27	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1]	1029.3	11.93	6.079
28	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1]	1045.5	11.75	5.733
29	[0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]	1037.4	11.83	5.893

Table 5 Coefficients of approximated function w.r.t weight

Coeffs.	Value	Coeffs.	Value	Coeffs.	Value	Coeffs.	Value
a_0	1037.4	a_8	9.4795	b_1	-1.66×10^{-3}	b_9	-1.6×10^{-4}
a_1	45.772	a_9	10.959	b_2	-1.6×10^{-4}	b_{10}	2.5×10^{-5}
a_2	16.157	a_{10}	6.1612	b_3	-1.6×10^{-4}	b_{11}	-3.26×10^{-3}
a_3	18.777	a_{11}	3.9499	b_4	-1.6×10^{-4}	b_{12}	-1.6×10^{-4}
a_4	33.391	a_{12}	5.5290	b_5	-6.6×10^{-4}	b_{13}	-6.6×10^{-4}
a_5	10.119	a_{13}	2.8725	b_6	-3.16×10^{-3}	b_{14}	-1.6×10^{-4}
a_6	19.475	a_{14}	8.1380	b_7	1.0×10^{-5}		
a_7	16.709			b_8	-3.66×10^{-3}		

Table 6 Coefficients of approximated function w.r.t maximum equivalent stress

Coeffs.	Value	Coeffs.	Value	Coeffs.	Value
c_0	11.834	c_{10}	-2.554×10^{-3}	d_5	-1.38×10^{-3}
c_1	9.885×10^{-2}	c_{11}	-3.687×10^{-3}	d_6	1.594×10^{-3}
c_2	-3.7232	c_{12}	-2.192×10^{-2}	d_7	8.725×10^{-3}
c_3	-9.15×10^{-4}	c_{13}	-1.094×10^{-2}	d_8	1.6535×10^{-2}
c_4	-6.12×10^{-2}	c_{14}	-9.392×10^{-2}	d_9	4.1×10^{-4}
c_5	-7.47×10^{-3}			d_{10}	4.615×10^{-5}
c_6	-2.434×10^{-2}	d_1	4.75×10^{-3}	d_{11}	-3.7×10^{-5}
c_7	-9.625×10^{-2}	d_2	9.191×10^{-1}	d_{12}	8.65×10^{-4}
c_8	-1.666×10^{-1}	d_3	1.515×10^{-3}	d_{13}	8.2×10^{-4}
c_9	-9.52×10^{-3}	d_4	4.2×10^{-3}	d_{14}	6.385×10^{-3}

Table 7 Coefficients of approximated function w.r.t maximum deflection

Coeffs.	Value	Coeffs.	Value	Coeffs.	Value
e_0	5.8931	e_{10}	-1.14×10^{-3}	f_5	4.1×10^{-3}
e_1	-4.287×10^{-1}	e_{11}	-3.847×10^{-3}	f_6	4.1×10^{-3}
e_2	-1.826×10^{-1}	e_{12}	-5.466×10^{-2}	f_7	5.725×10^{-3}
e_3	-8.322×10^{-2}	e_{13}	-5.876×10^{-2}	f_8	4.187×10^{-2}
e_4	-2.099×10^{-1}	e_{14}	-1.728×10^{-1}	f_9	6.0×10^{-5}
e_5	-5.96×10^{-2}			f_{10}	1.4×10^{-4}
e_6	-5.164×10^{-2}	f_1	5.325×10^{-2}	f_{11}	-8.97×10^{-4}
e_7	-6.658×10^{-2}	f_2	3.015×10^{-2}	f_{12}	7.45×10^{-4}
e_8	-5.254×10^{-2}	f_3	1.159×10^{-2}	f_{13}	5.555×10^{-3}
e_9	-2.73×10^{-3}	f_4	2.258×10^{-2}	f_{14}	1.284×10^{-2}

Table 8 Comparison of weight at optimal and initial design (Kgf)

Part	$X_i^{optimal}$	$W_i^{optimal}$	X_i^{init}	W_i^{init}	ΔW_i
Under frame 1	8.09	264.6	7.0	228.8	35.8
Under frame 2	12.01	97.1	10.0	80.8	16.8
Under frame 3	4.34	58.2	7.0	93.9	-35.7
Under frame 4	5.69	135.8	7.0	166.9	-31.1
Under frame 5	4.34	31.4	7.0	50.6	-19.2
Side frame 1	1.86	60.4	3.0	97.4	-37.0
Side frame 2	3.10	51.8	5.0	83.5	-31.7
Side frame 3	3.10	29.4	5.0	47.4	-18.0
Roof 1	1.86	34.0	3.0	54.8	-20.8
Roof 2	2.48	19.1	4.0	30.8	-11.7
Roof 3	3.10	12.2	5.0	19.7	-7.59
Cabin 1	6.90	38.1	5.0	27.6	10.5
Cabin 2	6.90	19.9	5.0	14.4	5.47
Cabin 3	6.90	56.2	5.0	40.7	15.5
TOTAL		908.0		1037.3	-129.35

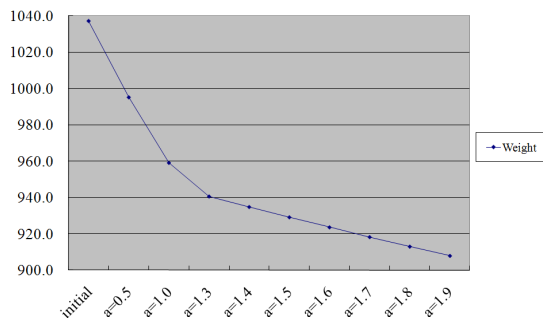


Fig. 7 Variation of weight w.r.t. various design space (Kgf)

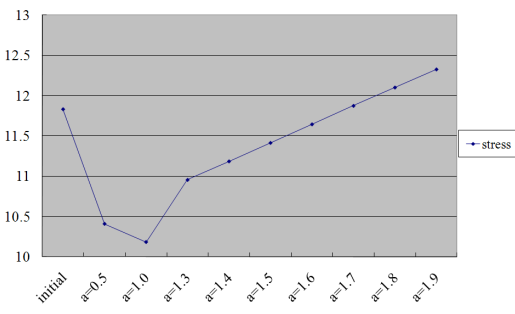


Fig. 9 Variation of maximum stress w.r.t. various design space (Kgf/mm²)

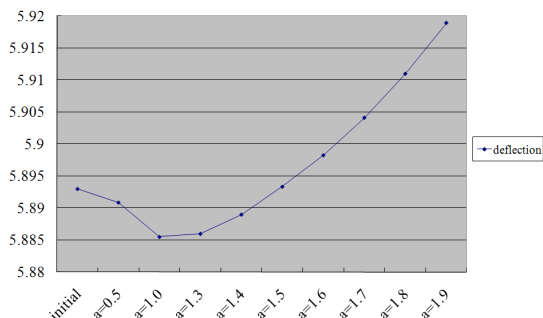


Fig. 8 Variation of maximum deflection w.r.t. various design space (mm)

5.4 최적해의 검증

본 연구에서는 최적화 시 근사기법을 이용했기 때문에 검증을 위해 최적화된 두께를 이용하여 해석을 수행하였으며, Fig. 13 및 Fig. 14 와 같이 제한 조건을 잘 만족하지만 초기상태보다는 safety margin 이 많지 않음을 알 수 있었다.

최대등가응력 : 차체 후방 Roof 와 Cabin 연결부 (12.329 Kgf/mm²)

최대처짐 : 차체 후방 Cabin 부분에서 발생 (5.919 mm)

6. 결론

UTM-02 모델의 초기형상을 기반으로 차체 프레임 구조물에 대한 경량화 설계를 수행하였으며, 12.5%의 중량감소 효과를 얻을 수 있었다. 목적함수와 제한조건을 적용하기 위해 각 설계 탐색점 (searching point)마다 많이 시간이 소요되는 유한요소해석을 직접 수행하는 대신 근사모델을 적용함으로써 효율적인 최적화를 수행할 수 있었다. 또한 설계영역을 바꾸어 가면서 최적화를 수행함으로써 조금 더 최적화된 설계조건을 도출할 수 있었다.

각 부재의 두께에 대한 중량, 최대등가응력, 최대처짐에 대한 감도를 계산함으로써 최적화 수행 전 일부 부재가 응력집중과 처짐을 감당하던 것을 최적화를 통하여 여러 부재가 감당하도록 분산되었음을 확인할 수 있었다.

현재는 차체 프레임만을 경량화의 대상으로 고려하였으며, 대차부분은 경량화의 가능성을 더 많이 가지고 있다. 이를 위해서는 다양한 운행조건에 따른 외부 하중 및 제한조건을 도출하는 연구가 선행되어야 하며, 조금 더 정확한 최적화가 수행되기 위해서는 연속적 반응면 근사(successive response surface approximation)가 수행되어야 할 것이며,¹⁸ 이를 위한 자동화 작업도 수행되어야 할 것이다.

Table 9 Sensitivity of weight w.r.t normalized design variables($\partial W/\partial U_i$)

Part	Initial	Optimal
Under frame 1	45.772	45.770
Under frame 2	16.157	16.157
Under frame 3	18.777	18.777
Under frame 4	33.391	33.391
Under frame 5	10.120	10.121
Side frame 1	19.475	19.481
Side frame 2	16.709	16.709
Side frame 3	9.4795	9.4865
Roof 1	10.959	10.959
Roof 2	6.1612	6.1611
Roof 3	3.9499	3.9561
Cabin 1	5.5290	5.5287
Cabin 2	2.8725	2.8712
Cabin 3	8.1380	8.1377

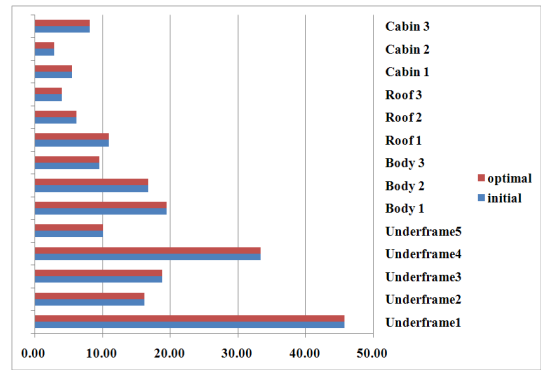
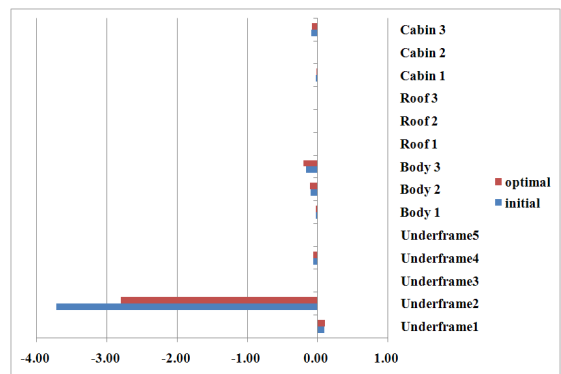


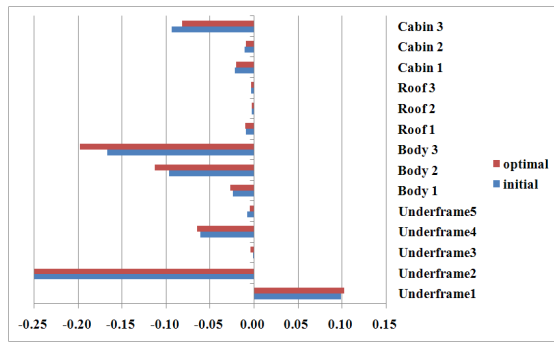
Fig. 10 Sensitivity of weight w.r.t normalized design variables($\partial W/\partial U_i$)

Table 10 Sensitivity of maximum equivalent stress w.r.t normalized design variables ($\partial \sigma_{max}/\partial U_i$)

Part	Initial	Optimal
Under frame 1	9.885×10^{-2}	1.026×10^{-1}
Under frame 2	-3.723	-2.798
Under frame 3	-9.150×10^{-4}	-3.794×10^{-3}
Under frame 4	-6.120×10^{-2}	-6.512×10^{-2}
Under frame 5	-7.470×10^{-3}	-4.848×10^{-3}
Side frame 1	-2.434×10^{-2}	-2.736×10^{-2}
Side frame 2	-9.625×10^{-2}	-1.128×10^{-1}
Side frame 3	-1.666×10^{-1}	-1.980×10^{-1}
Roof 1	-9.520×10^{-3}	-1.030×10^{-2}
Roof 2	-2.554×10^{-3}	-2.642×10^{-3}
Roof 3	-3.687×10^{-3}	-3.617×10^{-3}
Cabin 1	-2.192×10^{-2}	-2.027×10^{-2}
Cabin 2	-1.094×10^{-2}	-9.382×10^{-3}
Cabin 3	-9.392×10^{-2}	-8.178×10^{-2}



(a) Origin



(b) Magnified

Fig. 11 Sensitivity of maximum equivalent stress w.r.t normalized design variables($\partial\sigma_{\max}/\partial U_i$)

Table 11 Sensitivity of maximum deflection w.r.t normalized design variables($\partial\delta_{\max}/\partial U_i$)

Part	Initial	Optimal
Under frame 1	-4.287×10^{-1}	-3.870×10^{-1}
Under frame 2	-1.826×10^{-1}	-1.523×10^{-1}
Under frame 3	-8.322×10^{-2}	-1.052×10^{-1}
Under frame 4	-2.099×10^{-1}	-2.310×10^{-1}
Under frame 5	-5.960×10^{-2}	-6.739×10^{-2}
Side frame 1	-5.164×10^{-2}	-5.943×10^{-2}
Side frame 2	-6.658×10^{-2}	-7.745×10^{-2}
Side frame 3	-5.254×10^{-2}	-6.049×10^{-2}
Roof 1	-2.730×10^{-3}	-2.844×10^{-3}
Roof 2	-1.140×10^{-3}	-1.406×10^{-3}
Roof 3	-3.847×10^{-3}	-2.143×10^{-3}
Cabin 1	-5.466×10^{-2}	-5.324×10^{-2}
Cabin 2	-5.876×10^{-2}	-4.820×10^{-2}
Cabin 3	-1.728×10^{-1}	-1.484×10^{-1}

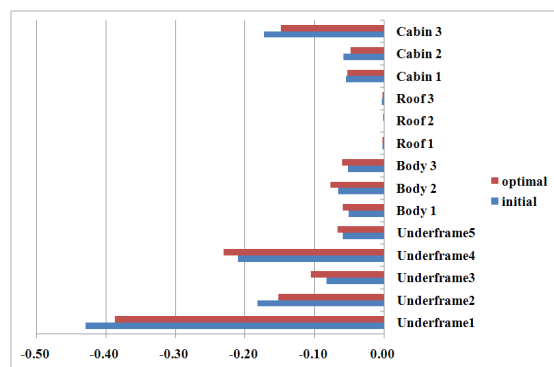


Fig. 12 Sensitivity of maximum deflection w.r.t normalized design variables($\partial\delta_{\max}/\partial U_i$)

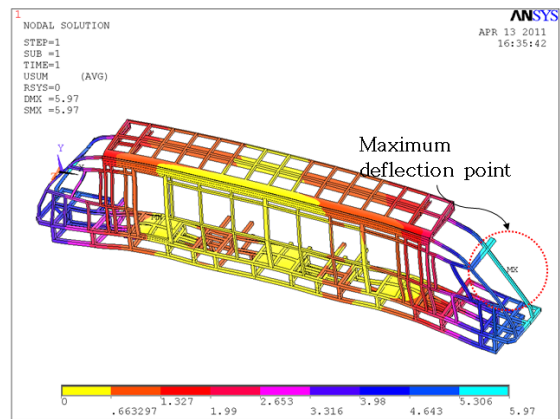


Fig. 13 Distribution of deflection under optimal design

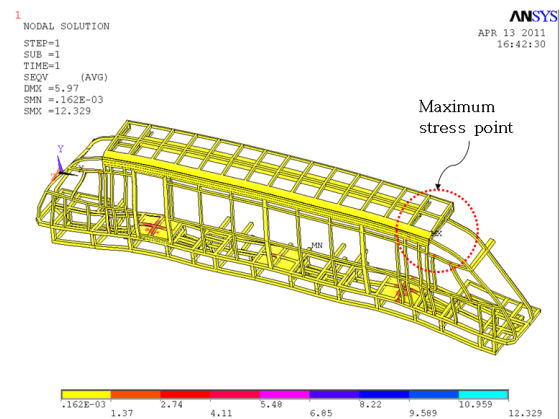


Fig. 14 Distribution of maximum equivalent stress and maximum point under optimal design

후 기

본 연구내용은 한국기계연구원 자체연구사업 과제인 “자기부상열차 실용화를 위한 기술보완 연구”의 일부임을 밝히는 바이며, 연구수행에 지원을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Shin, B. C., Park, D. Y., Beak, J. G. and Kang, H. S., “Current Status of Urban Maglev Development,” Proceedings of KIEE, Division of Electronic Machinery and Energy Conversion Systems, pp. 112-115, 2010.
2. Cho, H. J., Kim, D. S., Kim, B. S., Back, S. Y. and Jung, J. C., “Development of the Urban Transit

- Maglev in Korea,” Proceedings of the KSME Autumn Conference, pp. 1756-1761, 2010.
3. Han, S. W. and Jung, H. S., “Weight Reducing of Aluminum Extrusion Profiles of a Rail-Car Body Based on Topology and Size Optimization,” Transactions of the KSME A, Vol. 35, No. 2, pp. 213-221, 2011.
 4. Kwon, T., “A Study on shape optimization technique applied to weight-reduction design of aluminum vehicle structures,” Proceedings of the KSFR Spring Conference, pp. 370-377, 2002.
 5. Jang, C. D., Ha, Y. S., Jo, Y. C. and Shin, K. B., “An Optimal Design for Truss Core Unit of Railway Carbody of Aluminum Extrusion Plate,” Journal of the KSFR, Vol. 6, No. 3, pp. 194-202, 2003.
 6. Park, S. W., Oh, K. H. and Kang, M. G., “An Optimal Design of Aluminum Extrusion Profile for Magnetic Levitation Car Body,” Proceedings of KIEE Autumn Conference, Division of Electronic Machinery and Energy Conversion Systems, pp. 18-21, 2007.
 7. Kim, E. S. and Kim, B. M., “The Shape Optimal of Shaft Serration Using Design of Experiment and Finite Element Method,” Journal of the KSPE, Vol. 25, No. 8, pp. 72-79, 2008.
 8. Hwang, I. K., Kim, D. M. and Chae S.W., “The Design Optimization of LCD Panel Bonding Equipment by Design of Experiment,” Journal of the KSPE, Vol. 27, No. 12, pp. 92-98, 2010.
 9. Park, C., “Aircraft Wing Spar Cross-section Area Optimization with Response Surface Method,” Journal of the KSPE, Vol. 19, No. 4, pp. 109-116, 2002.
 10. Kim, E. S., Lee, J. M. and Kim, B. M., “The Shape Optimization of Washing Machine Shaft for High-Speed Rotation through Analysis of Static and Dynamic Characteristics,” Journal of the KSPE, Vol. 25, No. 5, pp. 132-139, 2008.
 11. Jung, J. J., Hwang, W. J., Kim, H. J. and Lee, T. H., “Kriging Model-based Design Optimization of Double-deck Train Car-body,” Proceedings of the KSME Spring Conference, pp. 1577-1582, 2005.
 12. Hwang, W. J. and Kim, H. J., “Weight Minimization of a Double-Deck Train Car body using Response Surface Method,” Proceedings of the KSFR Spring Conference, pp. 122-127, 2005.
 13. “Matlab Optimization Toolbox™ 7.1,” User’s Guide, 2005.
 14. KRRI, “Project for Development of Light-Weight Railway System,” Final Reports, 2004.
 15. ANSYS Release 12.1 Documentation, 2009.
 16. KIMM, “Project for Development of Urban Maglev,” Final Reports, 1998.
 17. Haldar, A. and Mahadevan, S., “Reliability Assessment Using Stochastic Finite Element Analysis,” John Wiley, pp. 285-291, 2000.
 18. Kurtaran, H., Eskandarian, A., Marzougui, D. and Bedewi, N. E., “Crashworthiness design optimization using successive response surface approximations,” Computational Mechanics, Vol. 29, No. 4-5, pp. 409-421, 2002.