

# 수송기계부품의 경량화 형상을 위한 위상최적설계

황영진\*, 강신권\*, 김종범\*, 이석순#, 최창곤\*\*, 손재홍\*\*

## Topology Optimal Design for Lightweight Shape of the Vehicle Mechanical Component

Young Jin Hwang\*, Sin Kwon Kang\*, Jong Bum Kim\*, Seok Soon Lee#,  
Chang Gon Choi\*\*, Jae Hong Son\*\*

### ABSTRACT

In this study we performed optimal design for the vehicle mechanical component which satisfies both a sufficient stiffness and a lightweight using topology optimization technique. The FEA for the initial model before optimal design is performed by ABAQUS/Standard. And, we suggest optimization model using the topology optimal design program Altair Optisturuct 3.6. The FEA of optimal design is performed under the same condition as the initial model. We performed the FEA for the topology optimal design model and verified the validity of the present method.

**Key Words** : Topology Optimal Design(위상최적설계), Iso surface(아이소서피스), Object function(목적함수)

### 기호설명

$W_i$  = Weighting for subcase  $i$   
 $C_i$  = Compliance for subcase  $i$   
 $\rho$  = Iso-surface

### 1. 서론

최근 고성능화 된 컴퓨터와 유한요소 전산해석 프로그램의 발전으로 각종 복잡한 형상을 가지는 구조물의 구조해석 기술과 최적화 이론을 적용한 구조물의 최적설계에 대한 연구가 활발히 진행되고

있다. 특히, 일반적인 기계 부품뿐 아니라 자동차, 선박, 항공 산업 등과 같은 수송기계산업에서의 뚜렷한 구조 경량화 추세로 말미암아 보다 적은 무게를 가지면서도 주어진 하중이나 요구조건을 만족시킬 수 있는 구조물의 최적구조설계에 대한 관심이 매우 높아 활발한 연구가 이루어지고 있다. 최적화 문제는 크게 치수 최적화(size optimization), 형상 최적화(shape optimization) 그리고 위상 최적화(topology optimization)로 구분된다. 치수 및 형상 최적화는 초기위상이 결정되고 난 후 최적화 수행이 가능하며, 최적화 동안에 구조물의 위상은 고정된 것으로 가정하게 된다.

<sup>(\*)</sup> 접수일: 2002년 12월 9일; 게재승인일: 2003년 3월 27일

\* 경상대학교 기계공학과 대학원

# 교신저자: 경상대학교 기계항공공학부

Email: leess@nongae.gsnu.ac.kr, Tel: (055) 751-5314

\*\* 국방과학연구소

치수최적화는 판의 두께, 관성모멘트등을 설계 변수로 사용한다. 이 방법은 형상을 변화시키지 못하며 주어진 형상내에서만 최적설계를 수행할 수 있다. 형상최적화는 구조물의 연속적인 경계면의 형상을 설계변수로 사용한다. 그리고 최적화 과정 중 유한요소가 변형되면 재생성(remeshing)을 하여야 한다.

반면에 위상최적설계는 구조물을 구성하는 다공성 물질 내에 존재하는 빈 공간의 크기를 최적화 설계변수로 사용한다. 이 방법은 구조물의 형상과 크기를 동시에 변화시키며 구조물에 사용된 재료의 밀도를 재분배하여 구조물의 새로운 위상을 찾아내는 최적화 방법이다.<sup>1-4</sup>

본 연구에서 사용된 수송기계부품의 질량은 111.47 kg, 최대하중은 90,314 N이며 하중은 0도, 15도, 30도, 50도 방향에서 작용된다.

연구수행은 먼저 수송기계부품의 초기모델에 대하여 구조해석을 수행하여 구조물의 안전성을 검토하였다. 그리고 경량화를 위한 위상최적설계를 수행하였다. 이때 수송기계부품에서 형상이 변화되어 조립 및 성능에 영향을 미칠 수 있는 부분은 비설계영역으로 지정하여 위상이 변화되지 않게 하였고 위상변화가 가능하여 경량화 될 수 있는 부분은 설계영역으로 지정하였다. 변위와 목표무게를 제한 조건으로 하고 구조물의 컴플라이언스(compliance) 최소화를 목적함수로 지정하여 요구된 강성은 만족시키면서 무게를 감소시킬 수 있는 최적화된 형상을 도출하였다. 이렇게 위상 최적화된 형상에 대하여 초기모델과 동일한 하중 및 경계조건을 적용하여 다시 구조해석을 수행하였다. 마지막으로 초기 모델과 위상 최적화된 모델의 구조해석 결과를 서로 비교, 분석하여 위상 최적화의 적합성을 검토하였다.<sup>5</sup>

형상 모델링은 CATIA V5, 전처리기(pre-processor)는 HyperMesh, 유한요소해석과 후처리기(post-processor)는 ABAQUS/Standard와 ABAQUS/CAE-Visualization 그리고 위상 최적화는 균질화법을 바탕으로 한 상용 최적설계 프로그램인 Altair사의 Optistruct 3.6을 사용하였다.

## 2. 위상 최적화 기법의 기본이론

균질화법을 이용한 위상 최적화의 목표는 주어

진 설계영역내에서 구조물의 가장 가볍고 강한 위상을 구하는 것이다. 이러한 방법은 일반적으로 초기 개념설계에서 고려된다. 개념설계에서는 우선 전체적으로 가장 강한 구조물의 위상을 갖도록 이루어지는 것이 보통이다. 이러한 목표를 갖는 위상은 주어진 하중조건에 대하여 그 변형이 최소가 되거나 혹은 컴플라이언스가 최소가 되는 구조물이다. 즉 주어진 하중조건에 대하여 구조물의 컴플라이언스를 최소화한다. 구조물의 컴플라이언스 지수는 아래의 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\text{Minimize } S = \sum_{i=1}^n W_i C_i + NF \frac{\sum_{j=1}^m (W_j / \lambda_j)}{\sum_{j=1}^m W_j} \quad (1)$$

$$\text{Subject to } g_k(d) \leq 0, \quad k=1, 4, N_c \quad (2)$$

$$d_m^l \leq d_m \leq d_m^u, \quad k=1, \dots, N_d \quad (3)$$

$$-\frac{\pi}{2} \leq \theta_n \leq \frac{\pi}{2}, \quad k=1, 4, N_e \quad (4)$$

여기서

$W_i$  = Weighting for subcase  $i$

$C_i$  = Compliance for subcase  $i$

$W_j$  = Weighting for mode  $j$

$\lambda_j$  = Eigenvalue for mode  $j$

$NF$  = Normalization factor

$n$  = Total number of load cases of interest

$m$  = Total number of Eigenvalues of interest

$d, q$  : Design Variables

$g(d)$  : Constraints

각 경우(subcase)에 대한 컴플라이언스는 식 (5)와 같이 얻어진다.<sup>6</sup>

$$C_i = \frac{1}{2} U_i^T K_i U_i = \frac{1}{2} F_i^T U_i \quad (5)$$

여기서

$U_i$  = Displacement vector for subcase  $i$

$K_i$  = Stiffness matrix related to subcase  $i$

$F_i$  = Load vector for subcase  $i$

위상최적화는 형상과 크기 최적화에서 사용되어 온 구조물의 좌표와 판의 두께같은 설계변수를 사용하지 않고, 구조물을 구성하고 있는 다공성 물질내에 존재하는 빈 공간의 크기를 최적화를 위한 설계변수로 이용한다. 이것을 일반적으로 재료밀도라고 부른다. 이 재료밀도가 0이면 비워져 있는 공간을 의미하며 재료밀도가 1이면 꽉 채워져 있는 요소를 의미한다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 3차원 요소의 재료밀도를 나타낸다. 그리고 재료밀도는 식 (6)과 같이 얻어진다.

$$\rho_{MAT} = 1 - (1 - a)(1 - b)(1 - c) \quad (6)$$

식(6)은 최적화 과정에서 변하면서 킴플라이언스 치수가 최소가 될 때 수렴하게 된다. 재료밀도가 1이면 공간이 없다는 것을 의미하며 재료밀도가 0이면 입체요소가 존재하지 않는다는 것을 의미한다.<sup>7</sup>

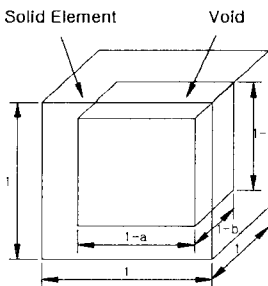


Fig. 1 Design variables a, b, and c for a solid design element

### 3. 수송기계부품에의 적용

#### 3.1 초기모델

초기모델인 캐리지는 Fig. 2와 같이 상판과 주 구조물(main frame)이 볼트에 의하여 체결되어 있다. 외부로부터의 하중(P)을 가장 먼저 지지하고 전달하게 되는 베어링 캡(bearing cap)과 캐리지 어댑터 또한 볼트 체결에 의해 연결되어 있다. 캐리지에 사용된 재료특성 및 최대작용하중은 Table 1과 같다.

구조해석 및 위상 최적화를 위하여 모든 부분을 8절점 솔리드 요소(solid element)를 사용하여 유한

요소 모델링을 수행하였다. 사용된 유한요소는 41,572개이고, 절점은 53,725 개다.

경계조건은 Fig. 3에서와 같이 캐리지 상판의 3 자유도(translation 1, 2, 3)를 모두 구속시켰다. 그리고 하중이 전달되는 베어링 캡의 중앙부분은 x-방향(1-방향)이 구속되어져 있다.

하중조건은 Fig. 2에서와 같이 양쪽의 정중앙 지점에 작용하는 외부하중을 양쪽으로 균등하게 나누어 Fig. 3의 베어링 캡과 베어링 어댑터 홀(hole)의 중심점의 강체요소(rigid element)에 집중하중으로 작용시켰다. 각도별로 4가지의 하중이 가하여지며 각도별 작용 하중의 크기는 Table 2에 나타내었다. 본 연구에서는 재료의 허용응력(allowable strength)을 응력제한조건으로 선정하였으며 재료 물성치는 Table 3에 나타내었다.<sup>8</sup> 여기서 허용응력은 수송기계부품이 10G 상태에 있을 때의 최대응력값으로 취하였다.

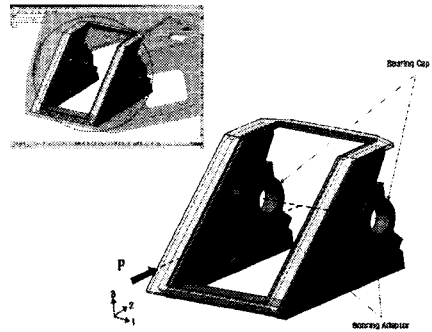


Fig. 2 The initial model

Table 1 The description of the initial mode

Mass	111.47 kg
Volume	$4.19 \times 10^7 \text{ mm}^3$
Material	AL 5083-H321
Max. Load	90,314 N

Table 2 Loading conditions

Load Step	Angle	F <sub>y</sub> (N)	F <sub>z</sub> (N)
Case 1	0	45,157	0.000
Case 2	15	43,619	-11,688
Case 3	30	39,107	-22,578
Case 4	50	29,012	-34,593

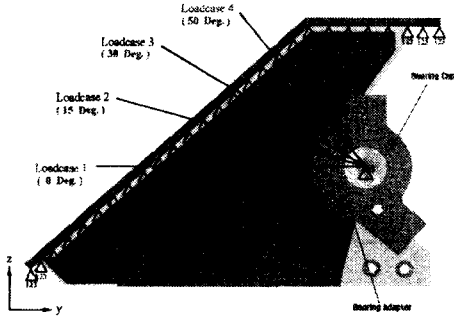


Fig. 3 Loading and boundary conditions

Table 3 Material properties

Material	AL5083-H321
Young's Modules	71 GPa
Poisson's Ratio	0.33
Density	2,660 kg/m <sup>3</sup>
Yield Strength	228 MPa
Allowable Strength	134.2 MPa

### 3.2 초기모델의 유한요소해석

캐리지의 초기모델에 대하여 하중의 각도별로 정하중 유한요소 해석을 수행한 결과는 아래와 같다.

(1) 하중 작용각도 0°의 구조해석 수행 결과는 Fig. 4(a) 와 Table 4(a)에 나타내었다. 최대응력은 응력 제한조건인 51.86 MPa 보다 매우 낮은 10.39 MPa 로 나타났으며, 변형량은 변위 제한조건보다 상당히 적은 변형을 보였다.

(2) 하중 작용각도 15°의 구조해석 수행한 결과는 Fig. 4(b)와 Table 4(b)와 같다. 최대응력은 응력 제한조건보다 매우 낮은 11.37 MPa 로 나타났으며, 변형량 역시 변위 제한조건보다 상당히 적은 변형을 보였다.

(3) 하중 작용각도 30°의 구조해석 수행 결과는 Fig. 4(c) 와 Table 4(c)에 나타내었다. 최대응력은 응력 제한조건보다 매우 낮은 13.05 MPa 로 나타났으며, 변형량 역시 변위 제한조건보다 상당히 적은 변형을 보였다.

(4) 하중 작용각도 50°의 구조해석 수행 결과는 Fig. 4(d)와 Table 4(d)에 나타내었다. 최대응력은 응력 제한조건보다 매우 낮은 16.09 MPa 로 나타났으며,

변형량 역시 변위 제한조건보다 상당히 적은 변형을 보였다.

따라서 캐리지의 초기형상이 하중 작용각도 0°, 15°, 30°, 50°에 대하여 보수적인 설계가 이루어져 있음을 알 수 있다.

Table 4 The displacement constraints and results of FEA for initial model

(a) Angle 0°

	Displacement Constraints(mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node53723	Node53725	
U2	3.50×10 <sup>-2</sup>	1.63×10 <sup>-2</sup>	1.70×10 <sup>-2</sup>	10.39MPa
U3	5.00×10 <sup>-3</sup>	2.37×10 <sup>-3</sup>	2.66×10 <sup>-3</sup>	

(b) Angle 15°

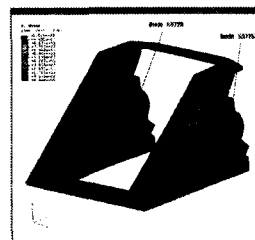
	Displacement Constraints(mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node53723	Node53725	
U2	3.50×10 <sup>-2</sup>	1.51×10 <sup>-2</sup>	1.57×10 <sup>-2</sup>	11.37MPa
U3	-7.00×10 <sup>-2</sup>	-3.34×10 <sup>-3</sup>	-3.35×10 <sup>-3</sup>	

(c) Angle 30°

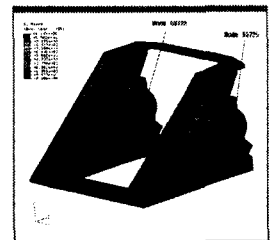
	Displacement Constraints(mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node53723	Node53725	
U2	2.50×10 <sup>-2</sup>	1.29×10 <sup>-2</sup>	1.34×10 <sup>-2</sup>	13.05MPa
U3	-1.50×10 <sup>-2</sup>	-8.83×10 <sup>-3</sup>	-9.13×10 <sup>-3</sup>	

(d) Angle 50°

	Displacement Constraints(mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node53723	Node53725	
U2	1.80×10 <sup>-2</sup>	8.65×10 <sup>-3</sup>	8.88×10 <sup>-3</sup>	16.09MPa
U3	-2.50×10 <sup>-2</sup>	-1.52×10 <sup>-2</sup>	-1.58×10 <sup>-2</sup>	



(a) Angle 0°



(b) Angle 15°

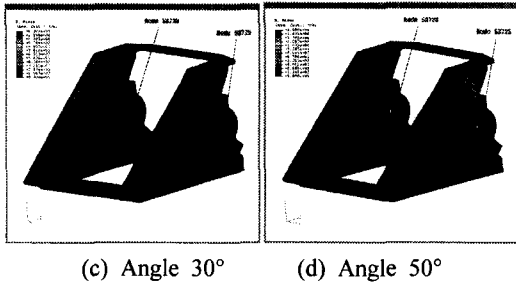


Fig. 4 The results of FEA for initial mode

## 4. 위상 최적화 수행

### 4.1 위상 최적설계 조건

#### (1) 목적함수 선정

위상 최적화를 위한 목적함수로서 캐리지의 평균굴성을 최소화하도록 선정하였다.

#### (2) 제한조건 설정

목표 무게에 대한 제한조건은 위상 최적화를 통하여 최대의 무게를 줄이도록 제한조건을 설정하였다. 그리고 외부하중이 작용되는 베어링 캡과 베어링 어댑터 홀의 중심점에 대하여 Table 5와 같은 변위 제한조건을 적용하였다.

#### (3) 목적함수의 수렴 조건 설정

두 연속된 측치의 변화비율이 0.001이하가 되면 최적화의 목적함수가 수렴된 것으로 간주하고 최적화를 중단하도록 설정하였다.

#### (4) 다중하중의 적용

하나의 경계조건에 대한 외부하중 작용 각도 별로 네 가지 경우의 서브케이스(subcase)를 설정하여 각 하중별 경우 위상 최적화가 수행되도록 하였다.

Table 5 Displacement constraints

Load angle		Constraints (mm)
Angle 0	U2	$3.50 \times 10^{-2}$
	U3	$5.00 \times 10^{-3}$
Angle 15	U2	$3.00 \times 10^{-2}$
	U3	$-7.00 \times 10^{-2}$
Angle 30	U2	$2.50 \times 10^{-2}$
	U3	$-1.50 \times 10^{-2}$
Angle 50	U2	$1.80 \times 10^{-2}$
	U3	$-2.50 \times 10^{-2}$

### 4.2 설계영역과 비설계영역

설계영역(design space) 이란 최적의 재료 밀도 분포를 구하여 최적의 위상을 가지도록 초기형상을 변화시키는 영역이다.

비 설계영역(non-design space) 이란 최적화를 위한 유한요소 해석시에는 적용이 되어지지만 최적화를 수행하여도 설계변수의 조절로 인한 형상의 변화가 발생하지 않는 영역이다.

본 연구에서는 Fig. 5(L)과 같이 캐리지의 측면 판만을 설계영역으로 지정하였고, Fig. 5(R)처럼 주 구조물과의 볼트 체결에 의해 연결되어지는 캐리지의 상판, 측면판에 있는 홀 주위 그리고 외부하중이 전달되어지는 베어링 캡과 베어링 어댑터는 비 설계영역으로 지정하여 위상 최적화를 수행하였다.

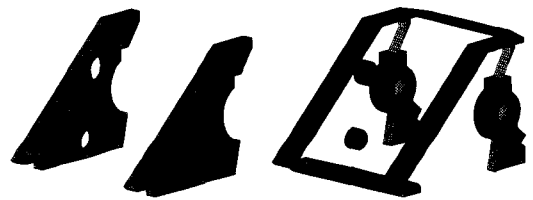


Fig. 5 Design(L) and non-design space(R)

### 4.3 위상 최적화 수행결과

위상 최적화를 수행한 결과, Fig. 6 에서와 같이 측차(iteration)가 반복됨에 따라서 목적함수인 굴성이 초기에는 급격히 감소하다가 점차적으로 서서히 감소하여 최소값으로 수렴되어지는 모습을 볼 수 있다.

최적화 결과는 아이소서피스(iso-surface, ρ)의 값으로 표현하였다. 아이소서피스란 각 단위셀의 설

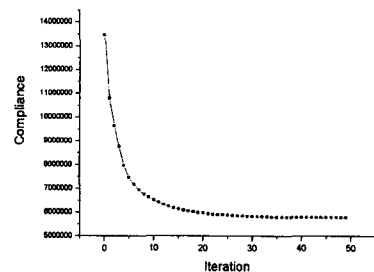
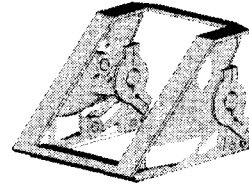


Fig. 6 Convergence characteristics of objective function

계질량과 구조물 원소재의 질량의 비인 설계질량비가 같은, 즉 동등한 재료의 밀도분포를 가지는 단위셀들의 집합체를 뜻하는 것으로 0 ~ 1 사이 값을 가진다.

여기서  $\rho=0.3$ 은 0 에서부터 0.3 미만의 재료밀도를 가지는 단위셀들은 제외시키고, 0.3 이상에서부터 1 사이의 재료밀도를 가진 단위셀들로만 위상 최적화의 결과 형상을 표현하는 것을 뜻한다.

본 연구에서 적용한 캐리지는 Fig. 7과 같이 아이소서피스의 값을 0.3, 0.5 그리고 0.6으로 조절하여 최적의 위상을 가지는 형상을 결정하였다.



(c)  $\rho = 0.6$

Fig. 7 The results of topology optimization

무게, 부피 그리고 무게감소비율에 대하여 초기 모델과 최적화 모델의 결과를 Table 6에 나타내었다.

#### 4.4 결과분석

(1) Fig. 7(a)는  $\rho=0.3$  일 때 최적화된 위상을 가진 형상을 나타낸 것이다. Fig. 4와 Table 4의 유한요소 해석 결과와 비교하면 비교적 낮은 응력분포를 보이던 캐리지 측면판의 하부쪽과 캐리지 측면판의 두께가 감소한 것으로 나타났다. 그리고 높은 응력분포를 보이던 부분들에서는 초기형상을 그대로 유지하고 있음을 알 수 있다.

(2) Fig. 7(b)는  $\rho=0.5$  일 때 최적화된 위상을 가진 형상을 나타낸 것이다. Fig. 4와 Table 4의 유한요소 해석결과와 비교하면 캐리지 측면판의 하부 및 상부쪽에서 얇은 두께로 이루어져 있던 부분들의 재료가 없어지면서 구멍의 형상이 더욱 커지는 것을 볼 수 있다.

(3) Fig. 7(c)는  $\rho=0.6$  일 때 최적화된 위상을 가진 형상을 나타낸 것이다. Fig. 4와 Table 4의 유한요소 해석 결과와 비교하면 캐리지 측면판 하부쪽의 재료가 대부분 빠져나가 더 이상 구멍의 형상이 아니라 뼈대(frame) 모양을 이루고 있고, 측면판 상부에 있던 구멍의 크기 또한 상당히 커졌음을 볼 수 있다. 하지만 높은 응력 분포 부분은 여전히 초기의 형상이 유지되고 있음을 볼 수 있다.

Table 6 Total mass and volume of optimization model

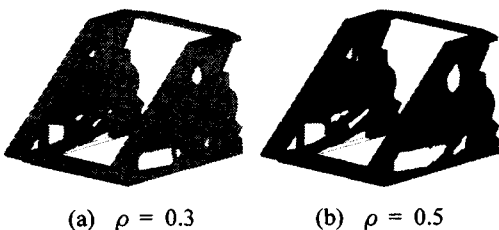
Value of Isosurface	Total Mass	Total Volume (mm <sup>3</sup> )	Remark
Initial Model	111.47kg	4.19×10 <sup>7</sup>	-
$\rho = 0.3$	82.99kg	3.12×10 <sup>7</sup>	25.55% Reduction
$\rho = 0.5$	80.38kg	3.00×10 <sup>7</sup>	27.89% Reduction
$\rho = 0.6$	79.21kg	2.98×10 <sup>7</sup>	28.94% Reduction

#### 5. 최적화 모델의 유한요소해석

아이소서피스 형상에서 유한요소로 표현되면 형상이 크게 나타나는 경향이 있다. 아이소서피스의 값이 0.3, 0.5 그리고 0.6 일 때의 형상들에 대하여 초기모델과 동일한 하중 및 경계조건을 적용하여 다시 구조해석을 수행하였으며 결과는 다음과 같다.

(1)  $\rho = 0.3$ 인 경우 Fig. 8(a)와 Table 7(a)에서 발생한 응력 및 변위량이 응력 및 변위 제한조건 이하로 나타났다.

(2)  $\rho = 0.5$ 인 경우 Fig. 8(b)와 Table 7(b)에서 발생응력과 변위는 응력 및 변위 제한조건을 대체로 만족하였다. 그러나 하중각도 30°일 때 U2의 변위가 제한조건을 초과하였다.



(a)  $\rho = 0.3$

(b)  $\rho = 0.5$

(3)  $\rho = 0.6$ 인 경우 Fig. 8(c)와 Table 7(c)에서 최대응력이 많이 증가하였음에도 불구하고 응력 제한 조건을 만족하였고 변위는 대다수의 경우가 변위 제한조건에 상당히 근접하는 경향을 보였다. 그러나 하중각도 15°, 30° 그리고 50°일 때 U2의 변위들이 제한조건을 초과하였다.

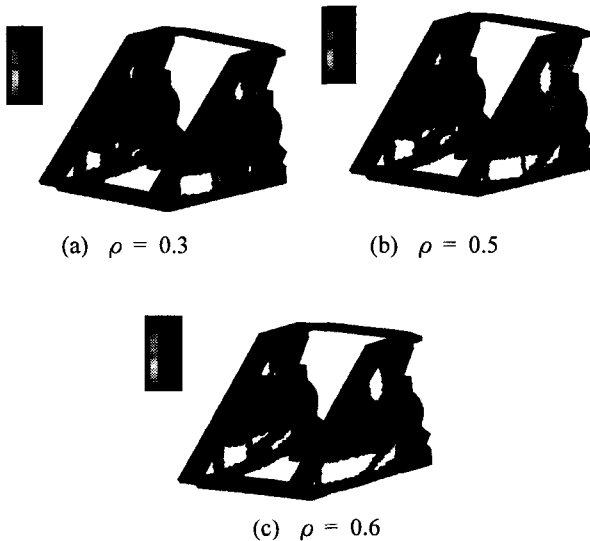


Fig. 8 The results of FEA for topology optimization model

Table 7 The results of FEA for topology optimization model

(a)  $\rho=0.3$

Load angle	Constraints (mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node7654	Node7655	
Angle 0	U2	$3.50 \times 10^{-2}$	$2.80 \times 10^{-2}$	18.3MPa
	U3	$5.00 \times 10^{-3}$	$3.85 \times 10^{-3}$	
Angle 15	U2	$3.00 \times 10^{-2}$	$2.62 \times 10^{-2}$	19.0MPa
	U3	$-7.00 \times 10^{-3}$	$-4.36 \times 10^{-3}$	
Angle 30	U2	$2.50 \times 10^{-2}$	$2.25 \times 10^{-2}$	22.7MPa
	U3	$-1.50 \times 10^{-2}$	$-1.18 \times 10^{-2}$	
Angle 50	U2	$1.80 \times 10^{-2}$	$1.48 \times 10^{-2}$	25.3MPa
	U3	$-2.50 \times 10^{-2}$	$-2.06 \times 10^{-2}$	

(b)  $\rho=0.5$

Load angle	Constraints (mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node7506	Node7507	
Angle 0	U2	$3.50 \times 10^{-2}$	$3.09 \times 10^{-2}$	20.1MPa
	U3	$5.00 \times 10^{-3}$	$3.41 \times 10^{-3}$	
Angle 15	U2	$3.00 \times 10^{-2}$	$2.93 \times 10^{-2}$	19.6MPa
	U3	$-7.00 \times 10^{-3}$	$-5.09 \times 10^{-3}$	
Angle 30	U2	$2.50 \times 10^{-2}$	$2.51 \times 10^{-2}$	23.9MPa
	U3	$-1.50 \times 10^{-2}$	$-1.33 \times 10^{-2}$	
Angle 50	U2	$1.80 \times 10^{-2}$	$1.72 \times 10^{-2}$	27.3MPa
	U3	$-2.50 \times 10^{-2}$	$-2.28 \times 10^{-2}$	

(c)  $\rho=0.6$

Load angle	Constraints (mm)	Displacement (mm)		Max. Stress
		Node7404	Node7405	
Angle 0	U2	$3.50 \times 10^{-2}$	$3.27 \times 10^{-2}$	21.4MPa
	U3	$5.00 \times 10^{-3}$	$3.46 \times 10^{-3}$	
Angle 15	U2	$3.00 \times 10^{-2}$	$3.07 \times 10^{-2}$	19.8MPa
	U3	$-7.00 \times 10^{-3}$	$-5.51 \times 10^{-3}$	
Angle 30	U2	$2.50 \times 10^{-2}$	$2.66 \times 10^{-2}$	24.6MPa
	U3	$-1.50 \times 10^{-2}$	$-1.41 \times 10^{-2}$	
Angle 50	U2	$1.80 \times 10^{-2}$	$1.83 \times 10^{-2}$	28.5MPa
	U3	$-2.50 \times 10^{-2}$	$-2.40 \times 10^{-2}$	

## 6. 결론

위상 최적화 기법을 적용하여 수송기계부품의 구조 경량화에 대한 연구를 수행한 결론은 다음과 같다.

- (1) 캐리지의 유한요소 해석수행 결과 주어진 하중 및 경계조건에 대하여 캐리지의 초기 형상이 전체적으로 보수적인 설계가 이루어졌음을 알 수 있었다.
- (2) 위상 최적화 수행 결과 초기모델의 유한요소 해석 결과에서 높은 응력분포를 보이던 부분은 재료밀도가 높은 단위셀들이 밀집되

어 초기형상을 그대로 유지하고 상대적으로 낮은 응력분포를 보이던 부분들은 단위 셀들이 제거되어 구멍이 생기거나 두께가 감소하는 경향을 보임을 알 수 있었다.

- (3) 0.5 미만의 아이소서피스 값을 사용하면 응력 및 변위 제한조건을 충분히 만족시킬 수 있는 강성을 가짐과 동시에 약 27% 정도의 무게가 경량화 된 초기형상을 결정할 수 있다.
- (4) 개념 및 기본설계 단계에 있는 구조물뿐만 아니라 이미 운용중인 구조물의 경우에도 위상최적화 기법을 이용하여 경량화된 설계 방안의 제시가 가능할 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 지역대학육성사업(BK21)과 과학기술부·한국과학재단지정 지역협력연구센터인 항공기부품기술연구센터(ReCAPT)와 경상대학교 발전기금재단의 지원에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Suzuki, K. and Kikuchi, N., "A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization," *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 93, pp. 291-318, 1991.
2. Bendsoe, M. P., "Optimal Shape Design as a Material Distribution Problem," *Struct. Optimization*, Vol. 1, pp. 193-202, 1989.
3. Koh, B. C., "Topology Optimization in the process of Conceptual Design," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 35, No. 8, pp. 716-724, 1995.
4. Chung, T. E., "Design of the Spacers Arrangement for Field Emission Displays using Topology Optimization Technique," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 49-54, 2000.
5. Hwang, Y. J., Kang, S. K., Kim, J. B., Lee, S. S., Choi, C. G., Son, J. H., "A Study on Weight Reduction of The Mechanical Component Using Topology Optimization Technique," *Proceedings of the KSME 2002 Spring Annual Meeting*, KSME02S093, pp. 47, 2002.
6. Bendsoe, M. P., *Optimization of Structural Topology, Shape and Material*, Springer, pp. 6-9, 1995.
7. *OptiStruct User's Manual*, Altair Engineering, pp. 53-54, 2002.
8. *About the Aluminum Association*, Ninth Edition, pp. 32-43, 1988.