

균질화된 구조의 적응설계를 위한 전동차 크로스 빔의 최적설계

백 석 흠¹⁾ · 이 경 영¹⁾ · 조 석 수^{*2)} · 장 득 열²⁾ · 주 원 식³⁾

동아대학교 기계공학과 대학원¹⁾ · 삼척대학교 기계 · 자동차공학부²⁾ · 동아대학교 기계공학과³⁾

Optimal Design of Electric Vehicle Cross Beam for Adaptive Design of Homogenized Structure

Seokheum Baek¹⁾ · Kyoungyoung Lee¹⁾ · Seokswoo Cho^{*2)} · Deukyul Jang²⁾ · Wonsik Joo³⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering Graduate School, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

²⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, Samcheok National University, Gangwon 245-711, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

(Received 13 April 2004 / Accepted 23 June 2004)

Abstract : Electric vehicle body has to be subjected to uniform load and requires auxiliary equipment such as air pipe and electric wire pipe. Especially, the cross beam supports the weight of passenger and electrical equipments. This need to use adaptive design in initial design stage to gain economy through interchangeability between many kinds of components. This study performs the topology optimization by the concept of homogenization based on optimality criteria method which is efficient for the problem with a number of boundary condition and design variable. Therefore this provides the method to determine the optimum position and the shape of circular hole in the cross beam and then can achieve the weight minimization of electric vehicle body.

Key words : Topology optimization(위상최적화), Shape optimization(형상최적화), Homogenization(균질화 방법), Optimality criteria method(최적기준법), Adaptive design(적응설계), Cross beam(크로스 빔)

1. 서 론

수송기계로 대표적인 전동차는 마루골조(under frame)나 차체를 구성하는 내부 형상이 성능을 결정적으로 지배하며, 어느 강도 조건하에서 경량화를 위한 형상의 검토가 필수적이다. 이러한 차체의 기본골격인 마루골조를 구성하는 크로스 빔(cross beam)은 균일한 하중 분포가 되도록 설계하는 것이 중요하며, 비교적 수량이 많고 중량이 높아 경량화의 대상이 된다. 또한 전동차의 각종 부가적인 기능

을 제공하기 위해 차량을 제어하고 다른 전장품과 신호를 주고받는 공기관, 전선관 등의 연결에 따른 합리적인 원공배열(arranging hole)과 형상이 요구된다. 그러나 실제 제작과정은 원가절감과 작업의 편의성에 따라 원공의 위치나 크기가 결정되는 경우가 많다. 특히 넓은 부품분야를 담당하고 있는 국내 제작환경에서는 부품변경으로 인한 구조 변경(structural modification)이 요구될 경우 차량의 기본 골격 및 인터페이스는 변화시키지 않고 차량내부의 기능적인 면과 상호호환성을 위한 모듈설계가 요구되고 있다. 이와 같은 차량의 컨셉단계부터 다양한 부품의 호환성과 경제성을 만족하기 위해 개념설계

*To whom correspondence should be addressed.
sscho394@samcheok.ac.kr

방안 중 Pahl과 Beitz^{1,2)}가 제안하는 설계대상의 구조의 원리는 변화가 없지만 다른 문제점을 해결하기 위해 설계를 변화시키는 적응설계(adaptive design)의 개념이 유용한 설계단계로 제안될 수 있다. 일반적으로 적응설계의 경계는 분명한 것은 아니지만 중요한 단품의 시험데이터로부터 해석 및 평가과정에서 비교적 균질한 영역에서의 최적설계 방법으로 Vanderplaats³⁾가 제안하는 각 절점이나 절점군을 설계영역으로 집단화하여 변동벡터(perturbation vector)의 정의에 따라 선형 및 2차 함수의 형태로 이동하는 방법과 Allaire과 Kohn 등^{4,5)}의 위상최적화(topology optimization)와 관련된 다양한 형상의 언급이 적용될 수 있다.

본 연구에서는 선행연구⁶⁾인 크로스 빔의 강도해석을 기초로 해서 밀폐된 부분의 유지보수 작업을 가능하도록 기능적 요구와 경량화를 위해 변동벡터를 이용한 경우와 Michell⁷⁾에 의해 소개된 많은 설계 변수와 소수의 제약조건을 가지는 문제에서 특히 효율적인 최적기준법(optimality criteria method)^{7,8)}에 의한 균질화(homogenization)방법을 이용하여 효율적인 형상최적화를 수행하였다. 최적기준법은 김병수 등⁹⁾과 Sigmund¹⁰⁾에 의해 단순 평판에서의 위상최적설계에 도입된 적이 있으며, 한상훈 등¹¹⁾은 브레이크 시스템의 진동문제를 위상최적화를 이용하여 수행하였고 최근에 와서는 시작품 검증 시험의 과정으로 그 적용이 시도되고 있다.¹²⁾ 따라서 연구된 방법을 바탕으로 부재의 설계목적에 부합되는 제작경험을 반영한 경량화된 원공의 형상과 밀도값 분포로 설계가능 영역에 구체적인 원공개수와 배열을 검토하고 허용응력 범위내에서 효과적인 설계안과 이들의 타당성을 제시하였다.

2. 전동차 크로스 빔의 개요

Fig. 1은 마루골조를 구성하는 요소와 크로스 빔의 형상과 구조를 나타낸 것이다. 마루골조의 대부분은 인접된 요소들과 견고하게 용접되어 충분한 강도를 갖지만 크로스 빔은 공기관 및 전선관을 부착하기 위해 원공을 내고, 승객과 전장품 하중을 받아 과부하를 받는데도 불구하고 수량이 많아 경량화의 대상이 된다. 따라서 본 연구에서는 이들의 거

동특성을 가장 잘 나타내고 있는 중앙부의 크로스 빔을 설계대상으로 삼았고 일련의 최적설계 과정에 사용한 상용프로그램은 ANSYS와 GENESIS를 이용하였다. 유한요소모델에 대한 기능적 설명과 구조해석의 결과는 선행연구결과의 참고문헌¹³⁾을 참고하기 바란다. 사용된 재질은 사이드 실에 STS 301L-H, 크로스 빔에 STS 304 재질이 사용되었으며 이들의 기계적 특성은 Table 1에 나타내었다. 스테인리스강 재질은 골조결합 방법상 결합강도가 다소 떨어지지만 인장 및 항복강도가 현저히 증가되어 차체 경량화를 이루고, 단면제작 공법이 개선되어 제작시간을 줄이는 등 최근 요구되고 있는 연비 절감과 설계목적을 어느 정도 달성할 수 있었으나, 지지부의 취약부와 중앙부의 여유부에 획일적으로 등가강성을 가진 요소로 설계되었기 때문에 불필요한 재료 손실과 국부적인 응력집중을 가지는 문제점이 발생되었다.

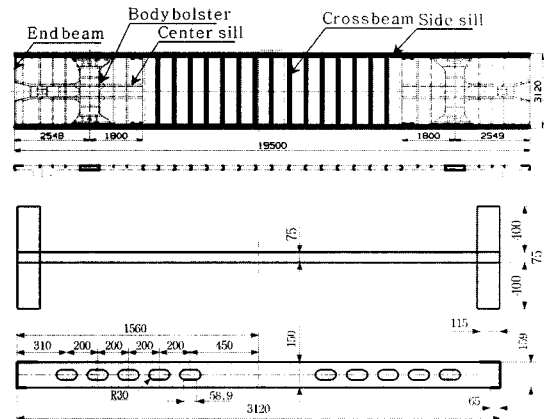


Fig. 1 Dimension and shape of cross beam for under frame

Table 1 Mechanical properties of materials

Material	STS 304	STS 301L-H
Properties	Cross beam	Side sill
Tensile stress σ_t (kg/mm ²)	53	96
Yield stress σ_y (kg/mm ²)	21	70
Elastic modulus (kg/mm ²)	2.04×10^4	1.93×10^4
Elongation ϵ_t (%)	40	20
Poisson's ratio ν	0.3	0.3
Density (kg · sec ² /mm ³)	7.86	7.95
Thickness(mm)	4	4.5

3. 적응설계 과정

3.1 균질화 방법

위상최적화의 목적은 주어진 구속조건으로 최대의 구조 강성(structural rigidity)을 갖도록 재료를 재분배하여 변형에너지를 최소화하는 구조물을 도출하는 것이다. 공학적으로 실용 가능한 보편적인 방법은 바탕구조(ground structure)¹⁴⁾를 기본으로 하는 균질화 방법이다. 이때 설계변수 η_i 는 부재의 체적을 계산하는데 사용되어지는 미세구조(microstructure) 단위 셀(unit cells)의 크기와 물질의 회전각을 이루는 내부 즉, 각 유한요소의 가밀도에 있는 회전각으로 나타내는 설계변수는 이방성 물질의 재료축 회전을 위해서 도입되나 본 연구와 같이 등방성 물질의 최적화에 사용될 경우는 적용되지 않는다.

Fig. 2는 균질화 방법에 따른 3차원 단위 셀 재료의 가밀도와 관련된 설계변수를 나타낸 것이다. 가밀도는 0부터 1까지의 값을 가지며 $\eta_i=0$ 인 경우는 재료가 제거된 상태이고, $\eta_i=1$ 인 경우는 재료가 보존된 경우이다. 이 경우에 구조설계에 있어서 표준 방식으로 언급되어지기도 하는 체적을 구속조건으로 한 최대 정적 강성(maximum static stiffness) 설계는 주어진 하중에 대해 구조물을 탄성변형에너지, 즉 컴플라이언스(compliance) U_c 에 대한 최소 에너지를 찾는 것이다. 컴플라이언스를 최소화하는 것은 초기 구조물인 경우 정적강성을 최대로 하는 것과 동일하며 한 개의 하중 또는 구속된 여러 개의 힘이 작용할 때는 체적을 최소로 설계하는 것이 바람직하다. 따라서 최적화 문제는 다음의 식 (1)과 같이 표현된다.¹⁵⁾

$$\text{Minimize } V = \text{minimum w.r.t. } \eta_i \quad (1)$$

Subject to $0 < \eta_i < 1 \quad (i = 1, 2, \dots, N)$

$$V \leq V_0 - V^*, \quad U_c^i \leq U_c^0 \leq U_c^j$$

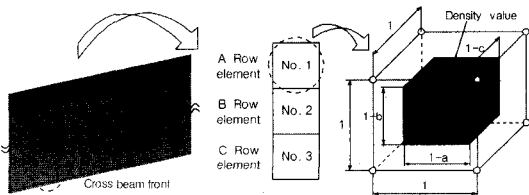


Fig. 2 Unit cell of a microstructure

Where V = computed volume, V_0 = original volume

V^* = amount of material to be removed

U_c^0 = computed compliance of load case

U_c^i = lower bound for compliance of load case

U_c^j = upper bound for compliance of load case

위상최적화는 한 개의 하중 또는 여러 개의 하중이 작용할 경우도 적용이 가능하다. 크로스 빔에 작용되는 하중은 JIS E7105에서 규정하는 전동차 설계통칙 및 차체 하중시험 방법에 의하여 계산되어 부하 되었으며 이러한 다중하중인 경우, 하중의 차이 K 값이 주어질 때 가중 함수 F 에 의해서 아래와 같은 식 (2)로 정의된다.

$$F(U_c^1, U_c^2, \dots, U_c^K) = \sum_{i=0}^K W_i U_c^i, \quad W_i \geq 0 \quad (2)$$

Where W_i = weight for load case with energy U_c

따라서 식 (1)은 다음과 같이 변환할 수 있다.¹⁵⁾

$$F = \text{a minimum w.r.t. } \eta_i \quad (3)$$

Fig. 3은 본 연구에서 최적화의 대상이 설정된 설계영역에 대하여 크기조절 알고리즘(resizing algorithm)으로 최적기준법(optimality criteria method)⁷⁾을 사용하는 위상 최적화 과정을 나타낸 것이다. 일반적으로 설정된 설계영역에 대하여 균질화 방법을

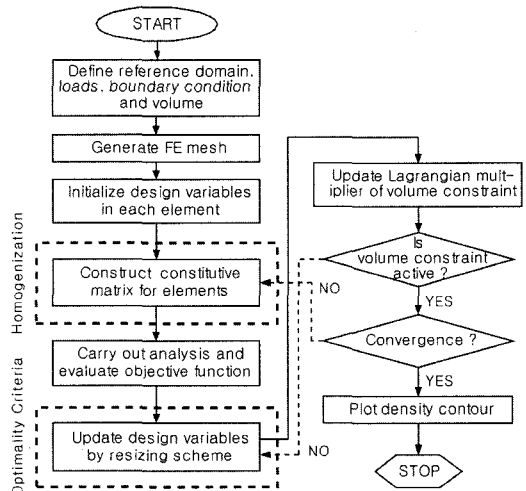


Fig. 3 Procedure for topological structural optimization using homogenization and optimality criteria method

이용한 유한요소해석 시스템에 의하여 수학적으로 정식화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } c(x) &= U^T K U = \sum_{e=1}^N (x_e)^p u_e^T k_e u_e \\ \text{Subject to } \frac{V(x)}{V_0} &= f \\ K U &= F, 0 < x_{\min} \leq x \leq 1 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 U 와 F 는 전체 변위 및 힘벡터이고, K 는 전체강성행렬을 나타내고 각각 u_e 와 k_e 는 요소 변위 벡터와 강성행렬을 나타낸다. x 는 설계변수이고, N 은 이산화된 설계영역에 사용되는 요소 수이다. 식 (4)에 정의된 최적화 문제는 라그랑지 승수 (lagrangian multiplier)를 이용하여 구속조건을 목적 함수에 첨가함으로써 라그랑지 함수 L 로 다시 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} L(r_e) &= \sum_{e=1}^N U_e - \Lambda \left(\sum_{e=1}^N (2r_e - r_e^2) - V \right) \\ &\quad - \sum_{e=1}^N \lambda^+_{r_e} (r_e - 1) + \sum_{e=1}^N \lambda^-_{r_e} r_e \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 U_e 는 요소 e 의 변형에너지를 나타내고 $\Lambda, \lambda^+_{r_e} = [\lambda^+_{r_1}, \lambda^+_{r_2}, \dots, \lambda^+_{r_n}]$, $\lambda^-_{r_e} = [\lambda^-_{r_1}, \lambda^-_{r_2}, \dots, \lambda^-_{r_n}]$ 는 라그랑지 승수이다. 식 (5)의 라그랑지 승수중 $\lambda^+_{r_e}, \lambda^-_{r_e}$ 는 항상 만족되므로 라그랑지 함수 $L(r_e)$ 의 정상조건은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B_{r_e} = \frac{1}{2A(1-r_e)} \frac{\partial U_e}{\partial r_e} = 1 \quad (6)$$

식 (6)은 재료밀도 함수와 변형에너지의 관계를 나타내는데 이를 이용하여 Bendsoe는 다음과 같은 크기조절 알고리즘¹⁶⁾을 제시하였다.

$$x_e^{new} = \begin{cases} \text{Max}(x_{\min}, x_e - m) & \text{if } x_e B_e^\eta \leq \text{Max}(x_{\min}, x_e - m), \\ x_e B_e^\eta & \text{if } \text{Max}(x_{\min}, x_e - m) < x_e B_e^\eta < \text{Min}(1, x_e + m), \\ \text{Min}(1, x_e + m) & \text{if } \text{Min}(1, x_e + m) \leq x_e B_e^\eta \end{cases} \quad (7)$$

여기서 $\text{Max} = \max\{(x_{\min}, x_e - m)\}$ 이고, $\text{Min} = \min\{(1, x_e + m)\}$ 이며, η 는 조절변수, m 은 이동한계이고 B_e^η 는 η 번째 반복계산에서 B_e 값이다.

3.2 변동벡터 방법

형상최적화는 변동벡터를 이용하는 방법으로 설계후보군의 선형조합을 이용해 절점의 위치를 이동시켜 최적의 해를 얻는 것으로 설계자가 설정한 도메인(domain)에 의해 설계변수를 부여하여 형상을 변화시킨다. 도메인은 유한요소와 비슷한 형태를 가지나 일반적으로 유한요소보다는 더 크고 내부에 많은 절점을 포함하고 있어 설계자가 설계변수로서 도메인의 모서리나 가운데 변의 절점의 이동경로를 설정하면 보간형상함수를 이용하여 내부 절점들의 이동에 관한 함수가 정의된다.^{17,18)} 이때, 최초에 이동한 벡터가 다음 단계 이동의 기준벡터가 되고 이를 반복적으로 수행하여 최종 설계점을 찾는다.

변동벡터 방법은 사용상의 편리함과 사용자가 내부 절점의 이동위치를 제어할 수 있다는 점 그리고, 절점간의 함수를 정의해 주지 않아도 된다는 장점으로 인해 최적화 수행 시 많은 시간적 이득을 얻을 수 있다.

Fig. 4는 크로스 빔의 사각형 도메인에 설계변수를 부여하여 절점들의 이동하는 예를 나타낸 것으로 요소의 왜곡현상을 최소화시키기 위해 각 구멍당 5개의 도메인을 설정하고 현재 철도차량에 사용중인 크로스 빔의 구멍의 형상에서 각 원공의 장축과 단축을 설계변수로 선정한 것의 일례를 나타낸 것이다.

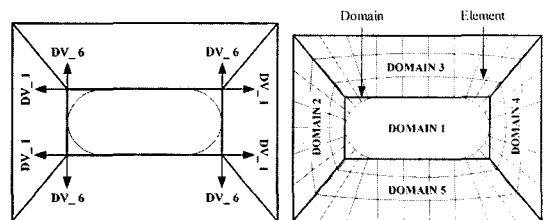


Fig. 4 Domain to design variables

4. 결과 및 고찰

4.1 균질화 방법을 이용한 위상최적화

초기모델의 구조해석 결과와 제시된 설계방법의 균질화 방법에 의한 크로스 빔의 위상 최적 설계는 연결이 용이한 원공의 위치와 형상패적을 쉽게 구하고, 부품형상 변경과 단면제작공법 변경과 같은 설계변경의 경우를 고려하여 두 가지 경우의 설계

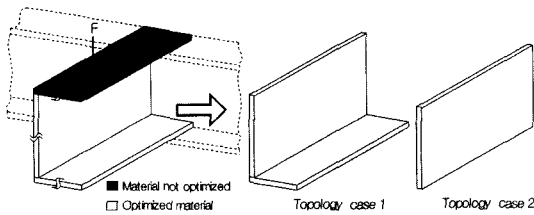


Fig. 5 Conceptual layout of design domain, loading and support conditions for topology case

영역으로 나타내어진다.

Fig. 5에 나타낸 바와 같이 경계조건이 부과되는 사이드 실과 하중이 부과되는 크로스 빔 상부 이음부를 제외한 두 형상을 최적화할 대상으로 두고 Topology case 1과 2로 구분하여 위상 최적화를 수행하였다. 균질화 방법을 사용하려면 먼저 기본 단위가 기하학적으로 정의되어야 한다. 본 연구에서는 선택한 설계영역을 유한요소로 분할한 뒤, 각 요소의 밀도를 설계변수로 하여 형상이 정해진 초기설계 단계에서의 원공 배열을 얻으려는 것이 목적이다. 선행연구¹⁹⁾에 의하면 도출된 최적형상은 설계영역의 유한요소의 밀도에 큰 영향을 받지 않고 있다. 이를 고려하여 설계영역을 case 1에서는 $5 \times 72 \times 2$, case 2에서는 $3 \times 72 \times 2$ 요소로 분할하였고 설계변수는 요소의 개수와 일치하는 720 개와 432 개의 3 차원 육면체 요소(hexahedral element)로 구성된다.

Fig. 6은 Topology case 1과 2의 위상해석 결과로서 크로스 빔 리브의 설계영역에 대하여 응력과 처짐을 나타낸 것이다. 최대 응력의 차이는 3.48 kg/mm^2 이며, 양쪽의 사이드 실 지지점에 약 490 mm 떨어진 곳에서 case 1은 1.29 kg/mm^2 이고, case 2는 0.35 kg/mm^2 의 최소응력을 보이고 있다. 또한 크로스 빔 중앙에서 양쪽으로 620 mm 까지의 응력분포는 case 2가 균일하면서도 저응력을 나타내고 처짐량도 적어 전체적으로 case 2가 더 좋은 결과를 나타낸다.

Fig. 7은 Topology case 1과 2에 대하여 크로스 빔의 3가지 요소 즉, 상하 이음부와 리브의 길이방향의 횡좌표를 따라 전체적인 응력분포를 나타낸 것으로서 리브 중앙의 상부보다는 하부가 $2.47 \sim 3 \text{ kg/mm}^2$ 정도의 응력이 더 높게 발생되고 있다. Fig. 7(b)에서 나타낸 바와 같이 case 2가 case 1보다 중앙부에 등간격으로 균일한 응력분포를 보이고 있다. 이는 작

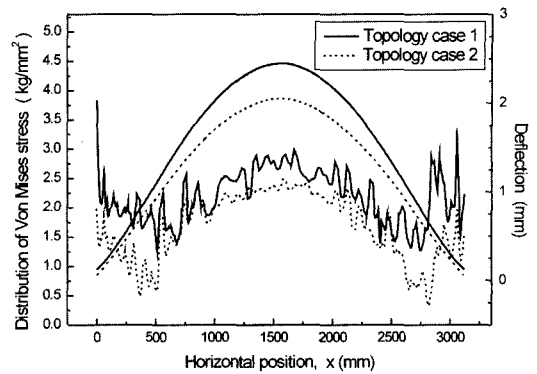
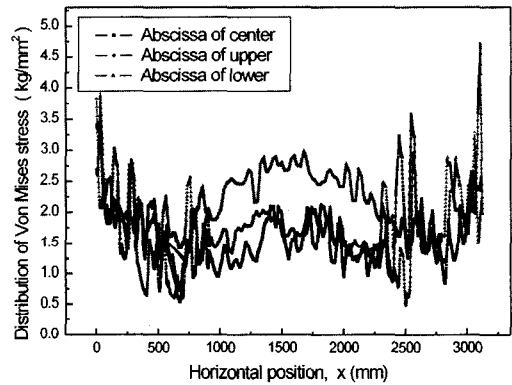
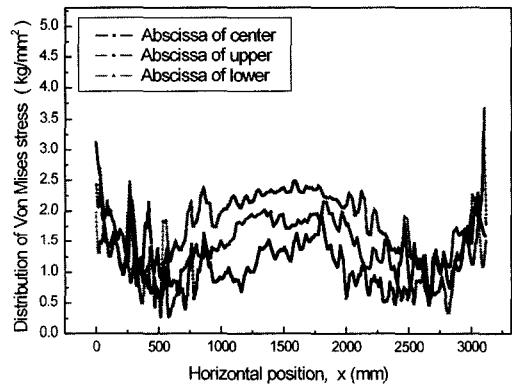


Fig. 6 Comparison von Mises stress and deflection for topology cases with two different initial domains



(a) Topology case 1



(b) Topology case 2

Fig. 7 Comparison topology cases with two different

용하중에 대하여 크로스 빔은 고정단 역할을 하지 않아 수직평판이 편심되면서, 응력의 흐름은 단면 계수의 영향으로 사이드 레일 아래부분에 높은 인장응력이 작용하고 있음을 알 수 있다. 따라서 레일

부분에 무리하게 원공을 내기에는 부적합 할 것으로 판단된다. 특히 전동차 차체가 운행중에 비틀림을 받을 경우를 고려하면 최적화 할 설계영역은 case 2가 적절함을 알 수 있다.

Fig. 8은 이상의 내용을 기초로 하여 최종 위상최적화 설계영역을 Topology case 2 형상으로 결정하여 체적구속조건을 15~55%까지 증가시킬 경우 균질화 방법에 의한 각 단계의 순차적인 구조물의 최적 물질분포를 보여주고 있다. 여기서 설계영역의 밀도가 0인 부분, 즉 빈 공간에 해당하는 유한요소의 탄성계수의 값은 파란색으로 표시되고 밀도가 1인 요소가 채워져야 할 부분은 빨간색으로 표시된다. Fig. 8에서 나타낸 바와 같이 초기의 체적감소율은 양측 사이드 실에서 950 mm 떨어진 지점까지는 원공의 중심위치가 단면의 중심에서 생성되고 최종 분포로 갈수록 단면의 중심선에서 25 mm 위쪽과 크로스 빔 중앙에서 양측으로 460 mm에 이르는 장방향의 원공의 형태가 나타난다. 따라서 원공배열은 위와 같은 방법으로 생성하는 것이 효과적이고, 크로스 빔의 중앙으로 갈수록 원공의 직경을 감소시키면 균일한 응력 분포를 얻을 수 있고 무원공 크로스 빔과 비슷한 응력으로 설계가 가능할 것이라고 판단된다.⁶⁾

Fig. 9는 설계영역에 대하여 최종적인 체적 구속조건이 55% 대하여 3차원적으로 밀도분포를 나타내었다. 최종 분포를 얻기 위한 반복계산 횟수는 수렴 조건에 따라 차이가 있는데, 본 논문의 경우는 수

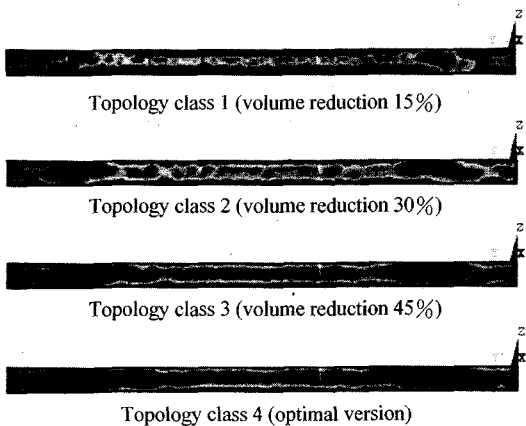


Fig. 8 Step-wise positioning and shape optimization of a beam in four topology classes ; case 2

렴한도를 2.5×10^{-4} 로 하여 29번의 반복후에 수렴하였다. 최적화 수렴과정은 유한요소 해석에서 사용한 평형 방정식(equilibrium equation)⁷⁾을 미분함으로써 설계변수에 대한 컴플라이언스 구배값을 구해 사용하는데 Fig. 10에 나타낸 것처럼 설계영역 내에서 변형에너지를 최소화하면서 동시에 재료를 최적 상태로 재분배하여 주로 구조물의 변형에너지가 반복연산이 계속되어도 변하지 않을 때 연산을 멈추게 된다. 따라서 Fig. 11은 유한요소법에 의한 이산화된 설계영역에서 각 요소내의 계산한 밀도를 0~1의 범위로 나타낸 것으로, 리브 상단면과 하단면 요소에서 0.89~1의 높은 밀도가 발생되고 양쪽 지지점의 일정요소에 걸쳐 0.038~0.46의 저밀도 구간이 나타나고 있다. 이러한 결과를 바탕으로 낮게 밀

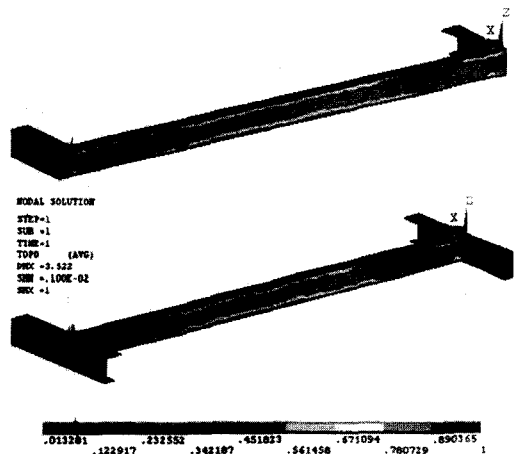


Fig. 9 Optimal version for topology class of inner and front shape ; case 2

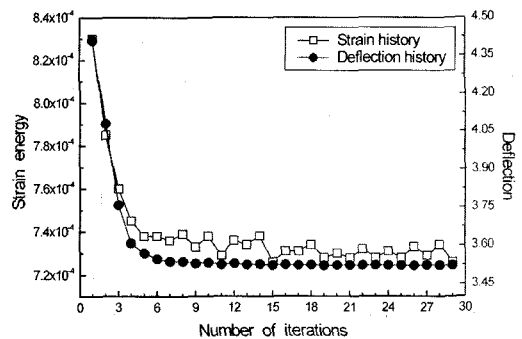


Fig. 10 Convergence history of the topology case 2 using optimality criteria method

도가 분포된 요소를 기준으로 해서 급격한 물질의 변화가 없도록 요소를 제거하면, Fig. 12와 같은 46%의 체적이 감소된 크로스 빔을 도출할 수 있고, 구조해석 결과¹³⁾ 무원공의 경우 최대 응력 11.223 kg/mm²과 비교해서 0.81 kg/mm² 정도의 응력만이 더 발생되고 있다. Fig. 13은 크로스 빔의 초기 무원공 모델

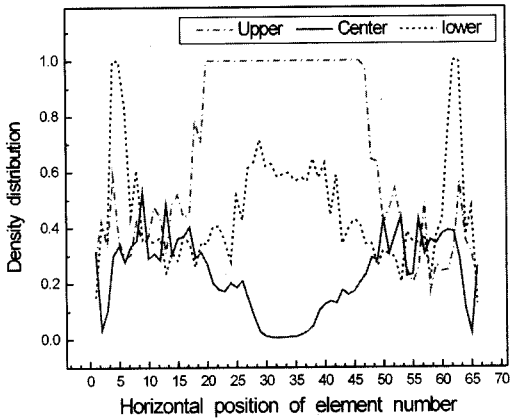


Fig. 11 Optimal layout of density distribution

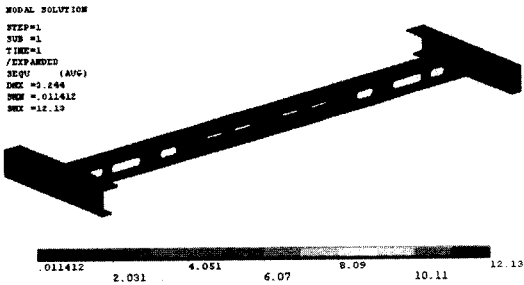


Fig. 12 Optimized design for a cross beam

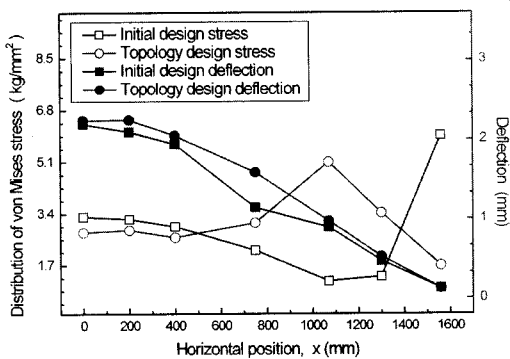


Fig. 13 Comparison of von Mises stress and deflection for initial and optimal model

과 위상 최적화 모델에 대하여 응력과 변위를 비교하여 나타낸 것으로 최적화 모델의 응력은 중앙부에서 무원공 모델보다 낮게 나타나고, 지지부에서는 현저하게 저하되는 현상을 나타내고 있다. 이는 원공의 위치나 형상을 최적화하기 위하여 원공을 배치한 결과에 기인하며 무원공 모델의 기준으로 볼 때 응력이 중앙부에서는 원공이 있는 지지부쪽으로 흐르고, 지지부에서는 450 mm 안쪽에 있는 큰 원공 주변으로 흘러 현저하게 저하된다. 따라서 전체적인 응력구배 및 최고 응력값이 저하되어 무원공 모델보다 안정된 응력구배를 형성하여 최적화 효과를 나타낸다고 판단된다. 또한 변위는 최적화 모델이 미소하게 더 많이 발생되나 서로 비슷하다고 할 수 있어 크로스 빔 리브의 중앙요소는 강성에 별 영향을 끼치지 않는다는 것을 입증해 주고 있다.

4.2 제작경험이 반영된 형상최적화

변동벡터에 의한 근사화 방법은 초기설계 단계에서 저렴한 해석비용으로 구조해석과 적당한 지점에서 경량화를 위한 형상최적화가 가능하다.

Fig. 14는 크로스 빔의 형상, 하중 및 구속조건이 대칭인 점을 고려하여 1~5는 도메인의 장축방향을 6~10은 단축방향을 설계변수로 설정하여 8 회의 최적화 과정에서 한쪽 5 개의 원공에 대한 각 설계변수의 변화를 나타낸 것이다. 최적화 과정은 목적함수인 중량에 제한조건인 크로스 빔의 허용응력 15 kg/mm²에 벗어나지 않는 범위로 설정하였다. 수렴

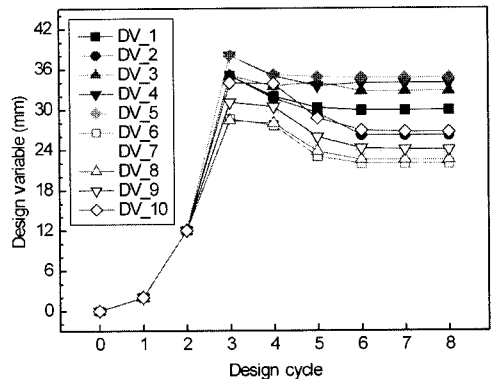


Fig. 14 Design variable history in process of shape optimizing process of cross beam

을 위한 판단기준은 최대 제한 조건의 위반량이 정해진 값보다 적으면서 목적함수의 변화량이 작은 경우(hard convergence) 또는 설계변수의 변화량이 작은 경우(soft convergence)에 수렴한 것으로 간주한다. 20) 본 연구에서는 최대 제한조건 위반량이 5×10^{-3} 이하이면서 목적함수 또는 설계변수 변화량이 1×10^{-3} 보다 작을 경우 수렴기준으로 한다. Fig. 15는 이러한 수렴과정을 나타낸 것으로 8 회의 최종단계에서 제한조건 위반율을 만족하면서 중량은 초기 47.9 kg에서 46.1 kg으로 감소되었다. 설계변수 변화의 최대값은 5 번의 설계변수에서 34.7 mm를, 최소값은 6 번의 설계변수에서 21.69 mm로 나타났다.

Fig. 16은 이상의 최적화 과정을 통해 크로스 빔의 응력분포가 고려된 각 구멍의 최적화된 형상을 나타낸 것이다. 구멍의 형상변화에 따른 크로스 빔의 최대응력은 14.6 kg/mm^2 이고 그 분포는 Fig. 17에 나타내었다. 따라서 밀폐된 부분의 유지 보수작업과 경량화를 높이기 위하여 제시된 방법에 의해서 설계영역을 충분히 확보하고 절점 및 부재를 매우 조밀하게 설정하면 형상설계가 동시에 수행되는 효

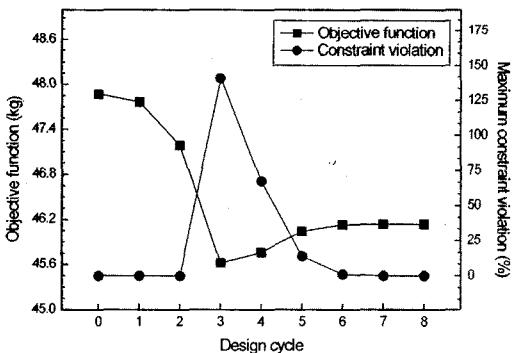
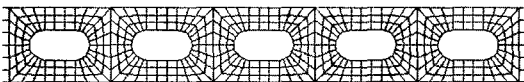
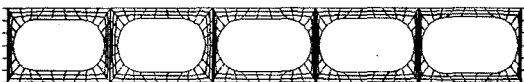


Fig. 15 Convergence characteristics of objective and constraint for shape optimization



(a) Original hole shape before shape optimization



(b) Optimal hole shape after shape optimization

Fig. 16 Variation for shape of holes of cross beam

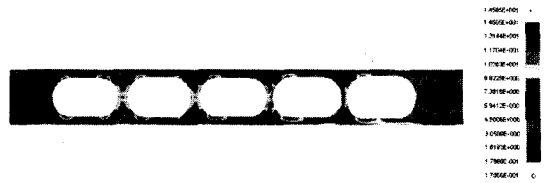


Fig. 17 Optimized design for a cross beam

과를 가져올 수 있다. 이러한 결과를 통하여 구조적 기능을 발휘하는 원공의 개수와 형상을 설계할 때 설계자의 경험에 의한 의존을 배제하고 적응설계를 위한 일련의 방법을 수행한다면 주어진 조건하에 보다 효율적인 속성을 가지는 시스템을 구축할 수 있을 것으로 생각된다.

5. 결론

본 논문에서는 크로스 빔의 부품변경으로 인한 구조변경과 경량화를 위한 기능적 개선에 적응설계에 유용한 최적설계 방법을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 크로스 빔은 처짐과 응력에 대해 하부 이음부 보다 리브 중앙이 구조적 기능을 발휘하는 원공과 경량화에 효율적인 설계영역을 나타내었고, 위상최적화의 경우 체적이 46 % 감소되기도 크로스 빔의 기능적 요구와 구조적 건전성을 만족하는 원공배열과 형상을 얻을 수 있었다.
- 2) 제작경험이 반영된 형상최적화는 변동벡터 방법을 적용하여 강성을 크게 약화시키지 않는 범위에서 중량을 감소시키는 설계를 제시하였다.
- 3) 적응설계의 개념은 부품의 호환성을 만족하고 설계 자유도의 증가를 통한 실질적인 효율성을 가지는 모듈설계의 단계를 제시해 줄 수 있다.

후 기

본 연구는 2002년 삼척대학교 자체학술연구비의 지원으로 수행되었습니다.

References

1) G. Pahl, W. Beitz, "Engineering Design, English Edition Edited by K. Wallace,"

- London, The Design Council, 1984.
- 2) S. T. Brian, *Creative Engineering Design*, Fourth Edition, Okemos Press, 1998.
 - 3) G. N. Vanderplaats, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, New York, McGraw-Hill Book Company, 1984.
 - 4) G. Allaire, R. V. Kohn, *Topology Optimization and Optimal Shape DESIGN using Homogenization*, *Topology Design of Structures*(Eds. M. P. Bendsoe and C. A. Mota Soares), Kluwer Academic Publishers, Amsterdam, pp.207-218, 1993.
 - 5) M. Bremicker, M. Chirehdast, N. Kikuchi, P. Y. Papalambros, "Integrated Topology and Shape Optimization in Structural Design," *Mech. Struct. Mach.*, Vol.19, No.4, pp.551-587, 1991.
 - 6) H. Y. Jeon, R. W. Sung, G. J. Han, "The Stress Analysis of the Cross Beam of the Electric Car-body According to the Change of Location and Shape of Circular Hole," *KSPE*, Vol.16, No.9, pp.9-17, 1999.
 - 7) H. Behrooz, H. Ernest, *Homogenization and Structural Topology Optimization: Theory, Practice and Software*, Springer-Verlag, 1999.
 - 8) G. I. N. Rozvany, M. Zhou, *Optimality Criteria Methods for Large Discretized Systems*, in *Advances in Design Optimization*, Edited by Adeli H., Chapman & Hall, pp.41-108, 1994.
 - 9) B. S. Kim, M. W. Suh, "Topology Optimization using an Optimality Criteria Method," *Transactions of KSAE*, Vol.7, No.8, pp.224-232, 1999.
 - 10) O. Sigmund, "A 99 Line Topology Optimization Code Written in Matlab," *Struct. Multi-disc. Optim.*, Vol.21, pp.120-127, 2001.
 - 11) S. H. Han, D. H. Yoon, J. S. Lee, J. H. Yoo, "Topology Optimization of a Brake Pad to Avoid the Brake Moan Noise using Genetic Algorithm," *Transactions of KSAE*, Vol.10, No.4, pp.216-222, 2002.
 - 12) S. H. Yoon, Y. K. Yoon, "Topology Optimization of Cylinder Block using Component Mode Synthesis," *Transactions of KSAE*, Vol.11, No.3, pp.177-183, 2003.
 - 13) S. H. Baek, S. H. Hong, H. Y. Jeon, S. S. Cho, W. S. Joo, "A Study on the Topology Optimization of Base on Homogenized Structure of Electric Vehicle Cross Beam," *Proceeding of the KAMES*, pp.1231-1238, 2002.
 - 14) R. T. Haftka, Z. Gurdal, *Elements of Structural Optimization*, 3rd Edition, Kluwer Academic Publishers, 1992.
 - 15) ANSYS Theory Reference 11th Edition, Chapter 2 Topological Optimization, Swanson Analysis System, Inc., 1999.
 - 16) M. P. Bondsoe, N. Kikuchi, "Generating Optimum Topology in Structural Design using A Homogenization Method," *Comp. Meth. Appl. Mech. Engng*, Vol.71, No.2, pp.197-224, 1988.
 - 17) P. L. Juan, C. W. Brian, *Shape Optimization in the GENESIS Program*, VMA Engineering, 1999.
 - 18) J. K. Shin, S. I. Song, K. H. Lee, G. J. Park, "Lightweight Automobile Design with ULSAB Concept using Structural Optimization," *COESIK*, Vol.14, No.3, pp.277-286, 2001.
 - 19) S. Nishiwaki, "Optimum Structural Topology Design Considering Flexibility," Ph. D. Thesis, University of Michigan, 1998.
 - 20) *GENESIS User's Manual Ver 6.0*, Vanderplaats Research & Development, Inc., 2000.