

최적화기법 및 실험계획법을 이용한 자동차 도어의 경량화 설계

Lightweight Design for Automotive Door Using Optimizations and Design of Experiments

송 세 일*, 배 금 종**, 이 권 희***, 박 경 진****
Seil Song, Keumjong Bae, Kwonhee Lee, Gyungjin Park

ABSTRACT

Recently, ULSAB(Ultra Light Steel Auto Body) concept is getting more attention due to various benefits in automotive body design. One of the ULSAB efforts is making a door with TWB(Tailor Welded Blanks). In TWB, two or more patches of steel panels are welded together before stamping process. In this research, domains and thicknesses of the patches in a front door structure are determined by a series of optimization schemes composed of topology, size and shape optimization and DOE(Design of Experiments) scheme. A door is designed to have better performances compared to exiting structure considering static stiffness and natural frequency. The final design is discussed and compared to the existing design.

주요기술용어 : ULSAB(Ultra Light Steel Auto Body), TWB(Tailor Welded Blanks, 합체박판기술), DOE (Design of Experiments, 실험계획법), Optimization(최적화)

1. 서 론

90년대에 들어 자동차는 고성능화, 고안전화 및 쾌적성을 추구하고 있으며 자동차의 각종 부품은 소형화 및 경량화 되는 추세이다. 자동차의 경량화 방법에는 재료적인 접근 방법과 구조 설계의 합리화에 의한 방법 등 두 가지로 분류할 수 있다. 후자의 방법으로는 값이 싸고 재료의 재활용성이 큰 강을 사용하여 구조나 제작 방법의 개선으로 경량화를 이루려는 노력으로 ULSAB(Ultra

Light Steel Auto Body) 과제가 대표적인 예이다.^{1,2)}

ULSAB의 주요기술중 하나인 합체박판기술³⁾은 판 두께가 서로 다른 강판을 레이저 용접을 한 후 스탬핑 작업으로 원하는 제품을 만드는 것이다. 본 논문에서는 합체박판기술을 프론트 도어에 적용시킬 경우, 내판의 파팅을 결정하기 위한 일련의 최적설계 방법을 제시하였다. 이때 설계를 위해 고려되는 조건은 도어의 굽힘강성, 도어의 처지는 강성을 검토 위한 새깅(sagging)강성 및 고유진동수이다.¹⁾

제시된 방법에서는 우선 파팅 라인의 대략적인 위치를 선정하기 위하여 위상최적설계 기법을 적용한다. 위상최적설계는 개념설계 단계에서, 주어진 설계영역 및 하중조건 하에서 그 구조

* 회원, 자동차부품연구원
** 회원, 한양대학교 대학원
*** 회원, 한양대학교 BK21 기계사업단
**** 회원, 한양대학교 공학대학 기계공학과

의 강성이 최대가 되도록 재료의 분포를 결정해주는 기법이다. 위상최적설계로부터 구해진 재료의 분포로부터 합체박판 기술을 위한 파팅 수 및 대략적인 파팅 라인(용접선)을 결정한다. 그 다음 단계로서 치수최적설계를 통하여 각 파트의 구체적인 두께를 결정하는데 이것으로부터 산출된 최적해는 연속설계공간(continuous design space)으로부터 구해진 것이다. 자동차 내판의 두께는 철강회사에서 생산되는 특정한 두께의 강판으로부터 선정되기 때문에 연속설계공간에서 구한 치수 최적해는 한 단계 높은 두께 값을 대치하여 사용한다. 그러나 이 방법은 과도설계가 될 가능성이 있으며 고유진동수 제한조건을 만족시킨다는 보장을 할 수 없기 때문에⁴⁾ 제한조건을 고려한 이산 설계 공간에서의 직교배열표를 이용한 실험계획법을 도입하여 이 문제를 해결하였다.

치수최적설계와 직교배열표에 의한 설계 후, 자동차 도어 내판의 파팅라인 상세위치는 형상최적설계를 이용하여 결정된다. 즉 본 논문에서는 자동차 도어의 내판 설계를 위하여 위상최적설계, 치수최적설계 및 직교배열표, 그리고 형상최적설계로 구성되는 일련의 최적설계 방법을 제시하였으며 간단한 단순평판 및 자동차 도어 모델을 통하여 최적화 기법을 적용하였다. 자동차 도어에 적용한 결과 중량이 최초모델보다 약 4.16% 감소하였다. 이때 위상, 치수 및 형상최적설계 그리고 정적강성 및 고유진동수 해석을 위해 상용프로그램인 GENESIS를 이용하였다.⁵⁾

2. ULSAB 개요

ULSAB 과제는 자동차의 경량화, 구조적 소음, 안전성 및 실용성에 주안점을 두고 현재 국제철강협회(IISI)의 주도 하에 18개국 35개 철강회사가 콘소시움을 형성, 환경 친화적인 철강을 이용하여 보다 가볍고 안전하고 경제성 높은 초경량철강차체 개발을 추진중이다.^{1,2)}

ULSAB과제를 구성하는 주요기술로는 기존

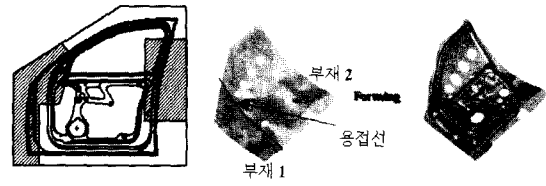


Fig. 1 Tailor welded blank example

차체개발 설계공정과 다르게 가볍고 안전성이 높은 구조를 먼저 개발하고, 구조 성능에 적합한 부품의 형태, 소재의 두께 및 재질을 결정해 나가는 전체최적설계(holistic design)기법이 있다. 그리고 원형 튜브를 초고압의 물을 이용하여 원하는 형태로 가공하는 부품 제조기술로 구조적 안전성과 내구성을 월등히 높일 수 있는 하이드로포밍(hydroforming)기술이 있다. 마지막으로 합체박판기술이 있는데, 이 기술은 정밀한 재단 및 용접 기술로써 제조되는 성형성 소재로 ULSAB은 45%의 합체박판기술을 사용하여 경량화, 안전성 및 생산성을 향상시키며, 우수한 가격 경쟁력도 확보 가능한 기술이다.

본 연구에서는 프론트 도어의 합체박판기술 적용시 중량을 적극적으로 감소시키기 위한 일련의 최적설계 적용방법을 제시하였다. Fig. 1은 합체박판기술을 실제 도어에 적용한 일례이다.

3. 최적설계를 이용한 합체박판설계

3.1 위상최적설계

1988년에 Bendsoe와 Kikuchi가 연속체 구조물에 적용할 수 있는 이론을 발표하면서 주목을 받기 시작하는데 그들의 이론은 복합재료의 강성계수 계산법을 응용한 것이었으나, 이후 좀더 간단한 밀도법이 소개되면서 많은 연구가 진행되었다. 현재는 구조물에 적용할 수 있는 여러 가지 상용 프로그램이 나와 있는 단계이다.⁵⁻⁷⁾

Fig. 2와 같은 선형탄성구조물이 도메인 Ω 에 작용하는 체적력 f 와 표면 Γ 에 작용하는 표면력 t 에 구속되어 있다고 가정하고, u 를 가상변위의 원리를 만족시키면서 선형탄성 구조물의 평형

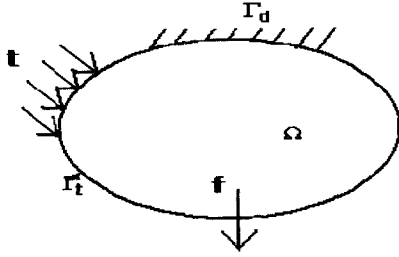


Fig. 2 Linearly elastic structure

상태를 정의하는 변위장이라고 하자. 즉,

$$u \in V: \quad \alpha(u, v) = l(v) \quad \forall v \in V \quad (1)$$

여기서

$$\alpha(u, v) = \int_{\Omega} \epsilon(v) \cdot D\epsilon(u) d\Omega \quad (2)$$

$$l(u) = \int_{\Omega} f \cdot u d\Omega + \int_{\Gamma_t} t \cdot u dT \quad (3)$$

단, D 는 탄성계수, ϵ 은 변형률이다. 이때 다음과 같은 구조최적화 문제를 정의 할 수 있다.

Minimize $l(u)$

$$\text{Subject to } \alpha(u, v) = l(v) \quad \forall v \in V \quad (4)$$

design restrictions

이 문제를 위한 해법으로, 1988년에 Bendsoe와 Kikuchi가 제안한 균질화법(homogenization method) 및 밀도법(density method)이 있는데 본 논문에서 사용된 소프트웨어는 밀도법의 방법이 내재되어 있다.⁵⁾

3.2 치수최적설계 및 형상최적설계

지난 30여 년 동안 구조최적설계기법은 알고리즘 개발, 유한요소법 그리고 하드웨어의 발전과 더불어 발전되어온 분야이다. 일반적으로 구조최적설계는 식(5)와 같이 응력, 변위, 고유진동수 등의 제한 조건을 만족하며 구조물의 중량을 최소화하는 문제로 정의된다.⁸⁾

Minimize $W(X)$

$$\text{Subject to } K(X)u = p \quad (5)$$

$$K(X)y = \zeta M(X)y$$

$$g_j(X) \leq 0, \quad j = 1, \dots, m$$

$$X_L \leq X \leq X_H$$

여기서, X, X_L, X_H 는 설계변수 및 설계변수의 상한값과 하한값을 표시하며, 목적함수 W 는 중량, K 및 M 은 각각 유한요소해석 시 강성행렬 질량행렬, u 와 p 는 변위벡터 및 외력벡터, ζ 및 y 는 고유진동수와 고유벡터를, m 은 제한조건의 수를 표시한다. 치수최적설계는 가장 기본적인 구조최적설계로서 구조물을 구성하는 형상은 고정시키고 부재크기를 결정하는 방법이다. 반면 형상최적설계는 치수최적설계와 달리 절점위치를 이동시켜 최적의 해를 얻는 것으로 Vanderplaats는 절점의 위치를 이동시키기 위해 Fig. 3과 같이 베이시스접근법이나 교란벡터접근법을 이용하였다.^{5,9)} 두 방법 모두 설계후보군의 선형조합을 이용해 최적형상을 구하는 것이다.

3.3 직교배열표에 의한 이산설계

직교배열표 실험은 고려해야 할 인자의 수가 많은 경우 최소의 실험으로 전조합실험의 효과를 얻을 수 있는 장점이 있으며 직교배열표는 관심 있는 이산설계 값을 갖고 실험을 수행하므로 이산설계공간에서도 적용 가능한 장점이 있다.^{4,10,11)} 본 연구에서는 도어 내판의 연속설계공간에서 치수최적설계 후 선정 가능한 두께를 결정하기 위해서 직교배열표를 이용하였다. 그러나 실험계획법에서 사용되는 직교배열표는 최적설계에서 정의되는 제한조건이 고려되지 않

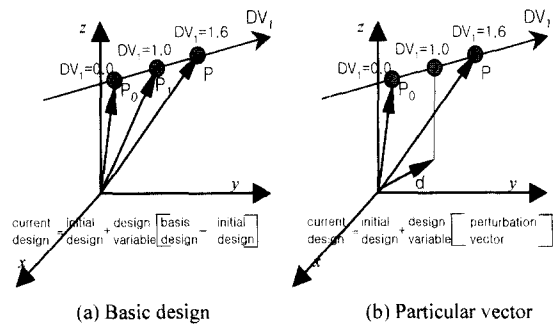


Fig. 3 Basis and perturbation vectors

으므로 새로운 반응치 R_{new} 를 다음과 같이 정의 하였다.

$$R_{new} = R + P \tag{6}$$

$$P = S \cdot \sum_{i=1}^m \text{Max}[0, v_i] \tag{7}$$

여기서, R 은 원래의 반응치, P 는 벌칙함수 v_i 는 i 번째 제한조건의 최대위배량 및 S 는 조절계수 (scale factor)이다. 이때 S 는 벌칙 함수 값이 원래 반응치의 값보다 한차원 아래 되도록 결정해 주는 계수이다. 그 다음 직교 배열표로부터 최적수준을 결정하는 방법은 실험계획법의 직교배열표 해석기법과 동일하다. 설계변수의 최적수준이 결정되면 이 수준에서의 반응치에 대한 추정치(estimator)는 다음 식으로 결정된다.⁴⁾

$$\hat{R}_{new} = m_{x_1} + m_{x_2} + \dots + m_{x_n} - (n-1)\bar{m} \tag{8}$$

여기서 \bar{m} 은 전체 실험에 대한 평균으로써, $\bar{m} = \sum_{i=1}^N R_{new}/N$ 이다. 그리고 m_{x_n} 은 설계변수 x_n 의 최적수준에 대응되는 실험에서의 R_{new} 를 더한 값을 N/l 로 나눈 값이며, N 은 직교배열표 실험횟수, l 은 수준수, n 은 인자수(설계변수 수)이다. 그러나 직교배열표 해석 기법을 통해 구해진 최적해는 초기 설정된 제한조건을 만족시킨다는 보장을 할 수 없다. 따라서 모든 설계변수의 수준조합에 대하여 식(8)에 의하여 구해지는 추정치를 올림차순으로 배열한다. 그 다음 첫 번째 최소의 추정치를 구성하는 설계변수의 조합에 대하여 유한요소 해석을 수행한다. 이 때 제한조건함수를 확인하여 만족하면 설계가 완료되고, 만족하지 못할 경우 그 다음의 추정치를 구성하는 설계변수의 조합을 검토한다. 즉 제한조건이 만족할 때까지 이 과정을 반복한다. Fig. 4는 이 과정을 보여주는 순서도이다.⁴⁾

3.4 자동차 도어 설계 과정

자동차 도어 내판의 경량화 설계를 위하여 Fig.

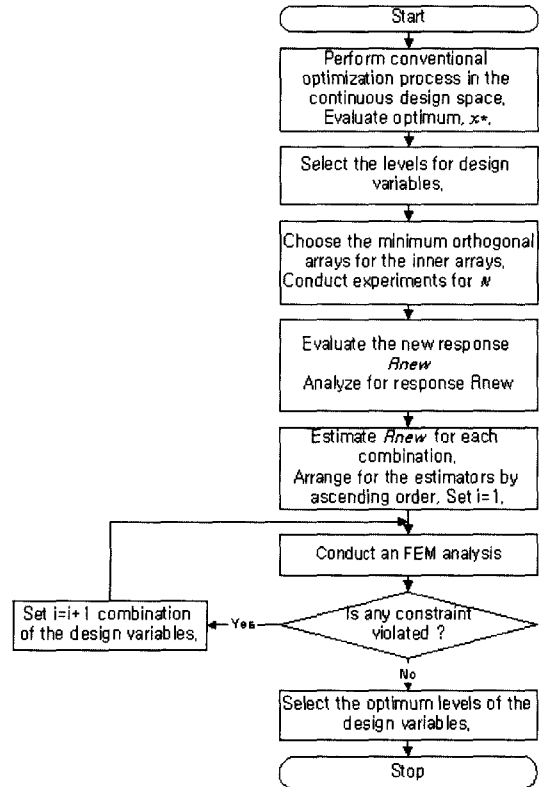


Fig. 4 Discrete design process

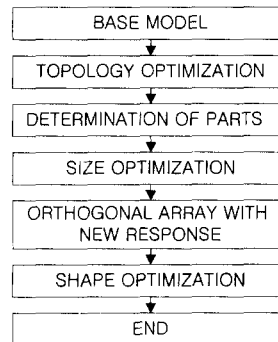


Fig. 5 Overall design process for door

5와 같은 일련의 방법을 제시하였다. 자동차 도어의 경량화는 크게 위상최적설계, 치수최적설계 및 직교배열표의 이용과 형상최적설계의 4가지 단계로 구분된다. 먼저 합체박판기술을 이용하기 위해 개념설계의 단계로서 위상최적설계가 적용된다. 위상 최적 설계로부터 강성 및 고유

진동수를 고려한 조건을 도어 내판의 강성이 최대가 되도록 대략적인 파팅수 및 파팅 라인을 결정한다. 파팅라인이 결정되면 치수최적설계를 통하여 연속설계공간에서 각 파트의 두께가 결정이 된다.

그러나 이 치수로는 실제 생산중인 강판의 두께로 대치가 되어야 하므로 그 값은 그대로 사용할 수 없다. 이것을 위해 고장력 강판의 상용 두께로부터 이산값은 각 수준수로 설정하여 직교배열표를 구성하고 식(8)에서 구한 R_{neu} 로부터 직교배열표 분석을 통하여 최적 두께를 선정한다. 이 과정이 수행된 후 형상최적설계를 적용함으로써 파트의 상세 치수가 모두 결정된다.

4. 적용예제 및 고찰

앞장에서 제시한 자동차 도어 경량화 설계 기법을 단순평판 문제와 실제 자동차 도어 설계에 적용하였다. 단순 평판문제에서는 한 개의 정적하중 및 고유진동수를 고려하여 직교배열표에 의한 이산설계기법을 제외한 최적설계방법을 적용하였으며, 자동차 도어 설계에서는 세 개의 정적하중 및 고유진동수를 고려하여 Fig. 5의 설계과정을 적용하여 최적해를 산출하였다. 모든 문제에서 사용된 재료는 강이며 $E=210GPa$, $\rho=7850kg/m^3$ 이다.

4.1 단순평판모델

Fig. 6은 단순 평판의 유한요소 모델로서 가로와 세로의 길이가 각각 1000mm이며 두께는 5mm이다. Fig. 6과 같이 평판의 한 부분에 정적하중 50N이 평판과 수직 방향으로 작용하고 있으며 두 절점에 모두 자유도가 구속된 경계조건을 가지고 있다. 초기설계 시 하중 작용점에서 수직방향변위 $\delta_p=21.752mm$, 1차고유진동수, $f_1=2.482Hz$ 가 산출이 되었으며 초기 중량은 3.92kg이다.

우선 개념설계 단계로서 주어진 하중조건 하에서 평판의 강성이 최대가 되도록 위상최적설계를 적용한다. 다중하중조건으로서 위상최적

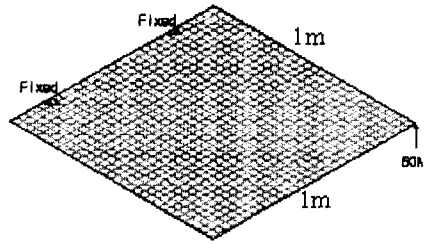


Fig. 6 Simple plate model

설계를 수행하면 그 결과는 Fig. 7과 같다. 이때 정적하중 및 고유진동수에 대한 가중치는 동일하게 1로 부여하였다. 이 결과로부터 단순평판은 크게 세 개의 파트로 구별할 수 있으며 대략적인 파팅라인은 Fig. 8과 같이 표시하였다.

위상최적설계로부터 대략적인 파팅라인이 선정후 다음과 같은 치수최적설계를 수행한다. 치수최적설계시 설계변수는 Fig. 8에서 파트 A(t_A), B(t_B), 및 C(t_C)의 두께이다.

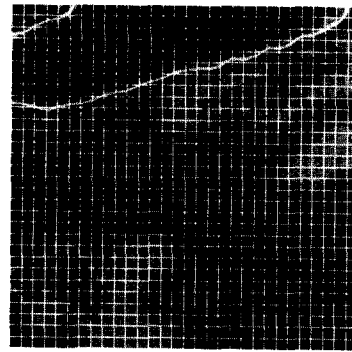


Fig. 7 30% mass fraction

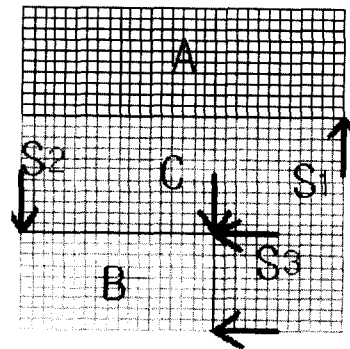


Fig. 8. Part selection

Table 1 Size optimization (kg,mm)

Design	Weight	t_A	t_B	t_C
Initial	3.925	5.0	5.0	5.0
optimum	2.597	6.356	2.0	2.002

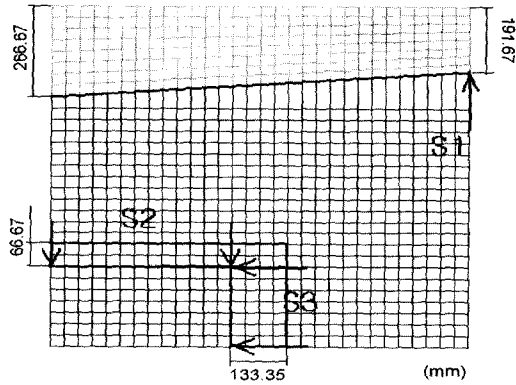


Fig. 9 Shape optimization

Minimize $Weight(t_A, t_B, t_C)$
 Subject to $\delta_p \leq \delta_{all}$ (9)
 $f_1 \geq f_{all}$ $2.0 \leq t_A, t_B, t_C \leq 9.0$

여기서, $\delta_{all} = 21.752mm$, $f_{all} = 2.482 Hz$ 이다.

치수최적설계의 결과를 Table 1에 표시하였다. 그 다음 치수최적설계 수행 후 상세 파팅라인을 결정하기 위해 형상 최적설계를 수행하였다. 치수최적설계로 나온 각 파트의 치수를 모두 고려한 다음 모든 요소에 교란벡터법에 의한 방법으로 각 절점에 교란벡터를 부여하였다. Fig. 8의 S_1, S_2 및 S_3 의 화살표가 교란벡터를 표시하고 있다. 각 설계영역과 교란벡터를 정의한 후 형상최적설계 후 얻은 결과는 Fig. 9와 같다.

4.2 자동차 프론트도어

도어설계 시 정적강성은 크게 프레임굽힘과 처짐강성으로 분류되어 검토되며 동적강성으로는 고유진동수를 고려한다. 정적강성을 위한 하중조건을 Fig. 10에 표시하였다.

도어 최적설계의 목적은 초기설계시 보강재가 붙어 있는 모델에서 보강재를 제거한 내판만

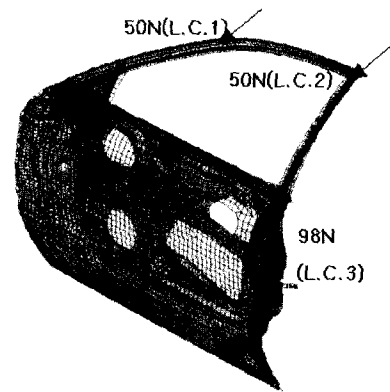


Fig. 10 Loading conditions

을 갖고 일련의 최적화를 수행하여 보강재가 붙어 있는 초기설계의 강성을 가질 수 있도록 최적의 판 두께를 결정하는 것이다. 먼저 합체박판기술을 적용시키기 위해 개념설계 단계인 위상최적설계를 수행하여 대략적인 파팅라인을 결정한다. 3개의 정적하중 및 고유진동수를 고려하고, 초기설계 영역대비 30%의 중량비율을 제한 조건으로 설정하여 구한 위상최적설계 결과는 Fig. 11과 같다. Fig. 11의 재료분포로부터 도어의 내판은 Fig. 12와 같이 대략 5개의 파트로 분류할

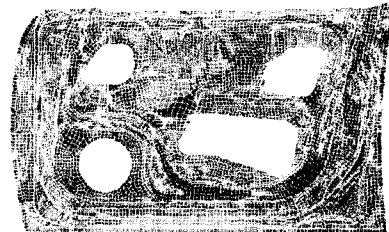


Fig. 11 Topology optimization result with 30% mass fraction

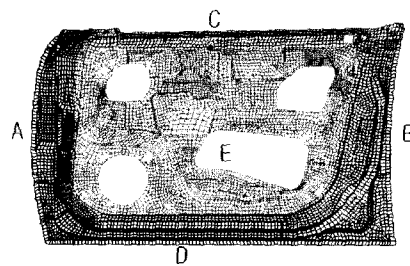


Fig. 12 Part selection for inner panel

수 있다.

그 다음 설계단계로써 각 파트의 두께를 결정하기 위하여 식(10)과 같은 치수 최적설계를 수행한다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize Weight}(t_A, t_B, t_C, t_D, t_E) \\ & \text{Subject to } \delta_k \leq \delta_{k,all} \quad k=1,2,3 \\ & \quad f_1 \geq f_{all} \quad (10) \\ & \quad \frac{t_A}{t_j} \leq 2.0 \quad j=B, C, D, E \\ & \quad 0.3 \leq t_A, t_B, t_C, t_D, t_E \leq 1.5 \end{aligned}$$

여기서, 설계변수인 t는 두께, 첨자 A~D는 각 파트를 의미하며, δ_k 및 $\delta_{k,all}$ 는 각각 Fig. 10의 하중조건과 그때의 허용변위 값을 의미한다. 여기서 허용변위는 초기설계에서 강성에 대한 목표값을 만족하고 있으므로 초기설계에서의 변위값을 허용값으로 설정하였다. f_1 및 f_{all} 는 각각 제1차 고유진동수와 초기설계에서의 제1차 고유진동수를 의미한다. 제한조건 $t_A/t_j \leq 2.0$ 은 합체박 판기술 적용시 레이저 용접상의 문제로 인해서, 가장 두꺼워지려는 파트 A와 인접한 판의 두께가 2 배 이상 차이가 나서는 안 된다는 조건을 부여한 것이다.

연속설계공간에서의 치수최적설계의 결과를 Table 2에 표시하였다. 그러나 Table 2의 치수최적설계 결과는 이산값으로 대치되어야 하며 Table 3과 같은 규격표를 이용한다면 각 파트의 두께는 $t_A=1.4\text{mm}$, $t_B=0.8\text{mm}$, $t_C=0.7\text{mm}$, $t_D=0.7\text{mm}$, $t_E=0.85\text{mm}$ 로 결정을 할 수 있다. 모든 치수를 근접한 상위의 두께로 대치한 경우 치수최적설계의 결과에 비해 1.54%의 중량 증가를 가져 왔으며 일반적으로 제한조건에 대한 유용성을 보장할 수 없다.

본 연구에서 제시한 직교배열표에 의한 실험

Table 2 Size optimization results(mm)

Design	Weight	t_A	t_B	t_C	t_D	t_E
Initial	-	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Optimum	16.357	1.318	0.793	0.679	0.660	0.812

Table 3 High strength steel thickness(mm)

0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	1.00
1.20	1.30	1.40	1.50	1.80	2.00			

계획법을 이용하기 위해 먼저 설계변수의 수준 및 직교배열표의 크기를 결정해야 한다. 자동차 도어 설계를 위해서 Table 4와 같이 5개의 설계변수에 대해 각각 3개의 수준으로 설정하고 직교배열표로써 L₁₈을 이용하였다. 각 설계변수에 대한 L₁₈의 실험배치는 Table 5와 같다.

이때 직교배열표 분석 및 Fig. 4의 설계과정을 통해 구해진 두께는 $t_A=1.3\text{mm}$, $t_B=0.75\text{mm}$, $t_C=0.65\text{mm}$, $t_D=0.65\text{mm}$, $t_E=0.85\text{mm}$ 로 결정되었으며 모두 올림을 한 경우 보다 1.5%의 중량감소를 가져왔다.

마지막으로 Fig. 13과 같은 설계변수를 설정하

Table 4 Levels of design variables for L₁₈

Level(mm)	t_A	t_B	t_C	t_D	t_E
1	1.40	0.85	0.70	0.70	0.85
2	1.30	0.75	0.65	0.65	0.80
3	1.20	0.70	0.60	0.60	0.75

Table 5 L₁₈ Orthogonal array

Exp No	Error							
	Error	Error	A	B	C	D	E	Error
1	0	0	1.4	0.8	0.7	0.7	0.85	0
2	0	0	1.3	0.75	0.65	0.65	0.8	0
3	0	0	1.2	0.7	0.6	0.6	0.75	0
4	0	0	1.4	0.8	0.65	0.65	0.75	0
5	0	0	1.3	0.75	0.6	0.6	0.85	0
6	0	0	1.2	0.7	0.7	0.7	0.8	0
7	0	0	1.4	0.75	0.7	0.6	0.75	0
8	0	0	1.3	0.7	0.65	0.7	0.85	0
9	0	0	1.2	0.8	0.6	0.65	0.8	0
10	0	0	1.4	0.7	0.6	0.65	0.85	0
11	0	0	1.3	0.8	0.7	0.6	0.8	0
12	0	0	1.2	0.75	0.65	0.7	0.75	0
13	0	0	1.4	0.75	0.6	0.7	0.8	0
14	0	0	1.3	0.7	0.7	0.65	0.75	0
15	0	0	1.2	0.8	0.65	0.6	0.85	0
16	0	0	1.4	0.7	0.65	0.6	0.8	0
17	0	0	1.3	0.8	0.6	0.7	0.75	0
18	0	0	1.2	0.75	0.7	0.65	0.85	0

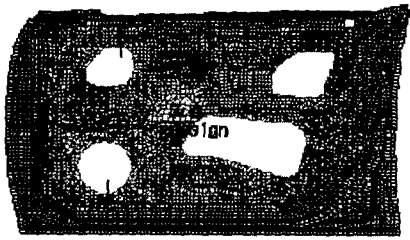


Fig. 13 Design variables for shape optimization

고 일련의 설계과정의 후처리로서 형상최적설계를 수행하였다. 형상최적설계시 요소의 파괴로 인해 인위적인 요소 수정을 한 후 다시 형상최적설계를 수행하는 방법을 택하였다. 최적해를 얻기까지 2회의 요소 수정을 하였다. 형상최적설계시 설계변수에 대한 반응치의 영향이 작아 큰 이동은 없었다.

이와 같이 위상최적설계, 치수최적설계와 직교배열표에 의한 설계 및 형상최적설계의 일련의 설계과정을 통해 초기모델에 비해 4.16%의 중량감소를 가져왔다.

5. 결론

1) 자동차 도어의 경량화 설계를 위하여 일련의 최적설계기법 및 직교배열표기법에 의한 설계과정을 정의하였고 그 결과 강성에 관한 설계기준을 만족하면서 초기설계 대비 4.16% 감소시켰다.

2) 치수최적설계 후 구속조건을 고려한 직교배열표 실험 및 추정치 올림차순분석기법을 통하여 자동차 도어 내판의 각 파트의 두께를 현실적인 값으로 산출하였다.

3) 자동차 도어 내판 설계시 파팅라인의 상세 위치 결정을 위해 형상최적설계를 도입하였는데, 형상최적설계 적용 전, 후 파팅라인 위치에 큰 변화는 발생하지 않았다.

후 기

이 연구는 교육부 지원 BK21 사업 연구비 및 한국과학재단지정 최적설계신기술센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- 1) 신정규, 송세일, 이권희, 박경진, "구조최적설계기법을 이용한 ULSAB개념의 자동차 도어 설계," 춘계 전산구조공학회 학술대회논문집, pp.187-194, 2000.
- 2) Ultra Light Steel Auto Body Final Report 2nd Ed., American Iron and Steel Institute, 1999.
- 3) 백승준, 구분영, 금영탁, 강수영, 이호가, "합체 박판(Tailored Blank) 성형 기술의 개발 현황과 전망," 한국자동차공학회논문집, 제19권 제1호, pp.3-10, 1997.
- 4) 이권희, 박경진, "제한조건이 있는 문제의 이산설계 공간에서의 강건 최적설계," 대한기계학회논문집, 제22권 제5호, pp.728-737, 1998.
- 5) GENESIS User's Manual 5.0, VMA Engineering, 1998.
- 6) M. P. Bendsoe, A. Diaz, N. Kikuchi, "Topology and Generalized Layout Optimization of Elastic Structure," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, pp.197-224, 1998.
- 7) R. J. Yang, "Multidiscipline Topology Optimization," Computer and Structures, Vol.63, No.6., 1995.
- 8) E. J. Haug, J. S. Arora, Applied Optimal Design, John Wiley Sons, New York, 1979.
- 9) J. P. Levia, B. C. Watson, "Automatic Generation of Basis Vectors for Shape Optimization in the GENESIS Program," AIAA-98-4852, pp.1115-1122, 1998.
- 10) 박성현, 현대 실험 계획법, 민영사, 1991.
- 11) D. C. Montgomery, "Design and Analysis of Experiments," John Wiley Sons, Singapore, 1991.