

크리깅모델을 이용한 자동차 도어의 구조설계

이 권 희^{*1)} · 방 일 권²⁾

동아대학교 기계공학과¹⁾ · 동아대학교 대학원 기계공학과²⁾

Structural Design of an Automotive Door Using the Kriging Models

Kwonhee Lee^{*1)} · Ilkwon Bang²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-713, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Dong-A University, Busan 604-713, Korea

(Received 13 June 2006 / Accepted 26 July 2006)

Abstract : Weight reduction for automobile components has been sought to achieve fuel efficiency and energy conservation. There are two approaches in reducing their weights. One is by using material lighter than steel, and the other is by redesigning their structures. The latter has been performed by adopting hydroforming, tailor welded blank, optimization, etc. In this research, the kriging approximation method and simulated annealing algorithm are applied to the design of a front door made by TWB (Tailor Welded Blank) technology. The design variables are set up as the thicknesses of parts and the positions of parting lines. A thickness set considered as a design variable of each part is not arbitrarily determined but selected from standard products, so it is a discrete set. This research presents the discrete and continuous structural optimization method for an automotive door design.

Key words : Automotive door(자동차 도어), Kriging(크리깅), Structural optimization(구조최적설계), Tailor welded blank(합체박판), Simulated annealing(시뮬레이티드 어닐링)

1. 서 론

최근 개발되는 자동차의 부품들은 연비향상 및 고성능화를 위해 경량화 설계를 추구한다. 일부 부품들은 시작설계 단계에서부터 그램(gram)단위까지 목표 중량을 설정하여 개발되고 있다. 이는 경량화 설계의 중요성을 보여주는 단적인 예이다.

자동차부품의 경량화 설계를 위해서 두가지 접근 방법을 고려할 수 있다. 하나는 설계 및 제조기술에 의한 경량화 구현이고, 또 다른 하나는 재료기술에 의한 경량화 구현이다. 전자의 경우, 합체박판(tailor welded blank), 액압성형(hydroforming) 및 최적화 기술 등¹⁾이 있다. 후자의 예로는 주로 철강재료의 대

체 재료를 개발하거나 고강도 철강재료를 개발하는데 관련된 기술이다.

최근에 수행된 경량화 및 신재료 기술을 이용한 차량개발과제로는 PNGV(Partnership for a New Generation Vehicle), ULSAB(Ultra Light Steel Auto Body), ULSAC(Ultra Light Steel Auto Closure), ULSAS(Ultra Light Steel Auto Suspension)²⁾ 등이 있다. 본 연구에서는 이러한 부품개발 추세에 부응하고자 자동차 앞문의 구조최적설계를 위한 방법을 제시하고자 한다.

자동차 도어에 합체박판기술^{3,4)}을 적용할 경우에는 힌지 및 내판의 보강재를 제거하고 내판, 외판만으로 강성을 유지하도록 한다. 초기 모델의 보강재를 제거하였으므로 목표강성을 유지하기 위해서는

*Corresponding author, E-mail: leekh@donga.ac.kr

합체박판의 파팅라인의 위치 및 각 파트의 두께를 적절히 결정해야 한다. 이때 검토되어야 할 구조 성능^{5,6)}은 프레임강성(frame stiffness), 수직새그강성(vertical sag stiffness), 벨트라인 강성, 동적강성(dynamic stiffness)등이 있다. 도어 프레임의 강성이 약하게 되면, 도어의 개폐 시 떨림 현상과 고속주행 시 바람소음이 차 내부로 전달될 수 있다. 반면에 수직새그강성이 약하게 되어 도어의 수직 처짐이 크게 되면 도어의 개폐 시 안정성에 문제가 생긴다. 그리고 내판의 보강재를 제거했으므로 벨트라인의 강성을 검토해야 한다. 벨트라인의 강성이 약하면 도어의 개폐시 떨림이나 유리창의 울림·내림 시에 진동이 발생할 수 있다. 또한 동적강성이 낮게 되면 도어의 닫힘 시 떨림 진동이 크게 나타날 수 있다.

도어의 합체박판 구조의 최적화 문제는 구조최적설계 분류에서 보면, 형상최적설계(shape optimization)의 분야에 속한다. 그리고 이 최적화 문제는 각 파트의 두께가 규격으로부터 결정되어야 하므로 이산설계(discrete design) 문제이다. 그러나 이 문제를 기존의 상용소프트웨어를 이용할 경우, 최적화의 수행이 어렵다. 먼저, 형상최적설계 관점에서 보면, 도어의 유한요소모델이 복잡하고 불규칙하므로 형상설계변수의 정의 자체가 어렵다. 또한 이산설계의 관점에서 보면, 비록 일부 상용소프트웨어⁷⁾가 이산설계기법을 제공하고 있지만 이산설계의 특성상 많은 국부 최적점 중 하나를 찾는 데 만족하고 있다.

도어의 구조최적설계에 관련된 기존의 연구에서는 실험계획법을 이용하거나 연속설계공간(continuous design space)에서 구한 최적해로부터 가공된 값(round up values)을 최적해로 결정하고 있다. 또한 참고문헌^{8,9)}에서는 소극적인 형상최적설계 기법을 적용하였다.

본 연구에서는 기존의 연구 및 상용소프트웨어가 갖고 있는 한계를 극복하기 위하여 크리깅 및 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용한 이산설계기법을 제안하였다. 크리깅 내삽법(interpolation)은 주로 비선형성이 강한 함수를 예측하는데 주로 사용되고 있지만 비선형성이 크지 않은 함수에도 좋은 결과를 제공한다. 도어의 구조최적설계를 위하여, 먼저

정적강성 및 동적강성의 반응치에 대한 크리깅 근사모델을 정의한다. 그 다음 크리깅 근사모델을 가지고 이산설계변수 및 연속설계변수를 갖는 최적화 문제를 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘으로 해결하였다. 설계변수로는 합체박판의 각 파트의 두께 및 세로방향 파팅라인의 위치이다.

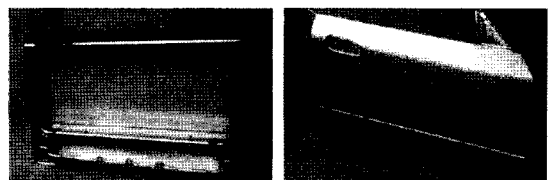
본 연구에서는 임의의 앞 도어의 강성을 유지하도록 하는 합체박판 도어의 구조최적설계 기법을 제시하였다. 각 구조 반응치를 계산하기 위해 상용 유한요소 프로그램인 GENESIS 6.0¹⁰⁾을 이용하였다.

2. 합체박판 및 최적화 기법

2.1 합체박판

자동차 차체는 일반적으로 내판과 외판 및 보강재로 구성된다. 이런 부품들은 강판재료(blank)를 성형공정한 후 점용접을 통해 조립된다. 그러나 1980년대 초부터 자동차 업계에 합체박판기술이 알려진 이후, 국내, 미국, 일본의 업계에서는 많은 부품들이 합체박판으로 대체되고 있다. 특히 도어 설계 시 내판의 각종 보강재를 제거한 후 설계에 합체박판 기술이 널리 적용되고 있다. 합체박판은 단일 강판을 성형하기 전에 두 개 이상의 강판을 재단하여 용접하고 성형하는 제조기술이다. 이러한 합체박판을 위한 재료로는 고강도 강(high strength steel) 및 알루미늄합금 5000, 6000시리즈가 사용된다. ULSAC의 과제 결과물로 제작된 합체박판 도어의 형상을 Fig. 1¹⁾에 표시하였다. 파팅라인은 선형이며 세 개의 파트로 구성되어 있다.

이러한 합체박판 기술은 다음과 같은 장단점이 있다. 먼저, 차체 전체의 금형수를 줄일 수 있고, 분리된 각 파트별로 상이한 두께나 재료를 사용함으로써 강성 및 강도를 높일 수 있어 적용된 부품의 중



(a) Inside view (b) Outside view
Fig. 1 ULSAC door

량을 감소시킬 수 있다. 또한 성형공정 후의 재료를 재생하여 사용할 수 있다. 반면에, 재단된 강판의 두께가 달라 성형 및 용접에 불리하고, 비선형 용접라인의 설정이 어렵다. 또한 분리된 각 파트의 두께 및 재질 분포의 최적화가 어렵다.

본 연구에서는 위에서 언급된 단점 중, 각 파트의 두께의 최적값을 결정하는 방법을 제시하고자 한다.

2.2 크리깅

본 연구에서는 자동차 도어의 강성기준을 고려한 전역적 이산설계를 위해서, 강성에 대한 구조반응치를 크리깅 근사모델로 대치하고자 한다.

크리깅 모델^(1,12)에서는 전역적 근사화 모델이 다음과 같이 구성된다.

$$y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + z(\mathbf{x}) \tag{1}$$

여기서 \mathbf{x} 는 n 개의 성분으로 구성된 설계변수벡터, $y(\mathbf{x})$ 는 반응치이다. 그리고 $f(\mathbf{x})$ 는 알고 있는 함수이며 $z(\mathbf{x})$ 는 평균이 0이고 분산이 σ^2 인 정규분포를 따르는 확률변수이다. 이때 $f(\mathbf{x})$ 는 식 (2)와 같이 상수로 대치할 수 있다.

$$y(\mathbf{x}) = \beta + z(\mathbf{x}) \tag{2}$$

$\hat{y}(\mathbf{x})$ 를 근사모델이라고 하면 $y(\mathbf{x})$ 와 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 의 평균 제곱오차(mean squared error)가 최소가 되도록 하면 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 는 다음과 같이 예측된다.

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \hat{\beta} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q}) \tag{3}$$

여기서 $\hat{\beta}$ 는 β 의 추정치, \mathbf{R}^{-1} 은 상관행렬 \mathbf{R} 의 역행렬 \mathbf{r} 은 상관벡터, \mathbf{y} 는 n_s 개의 표본데이터 벡터이고, \mathbf{q} 는 n_s 개 성분을 갖는 단위벡터이다.

상관행렬 및 상관벡터는 다음 식과 같이 정의된다.

$$R(\mathbf{x}^j, \mathbf{x}^k) = \text{Exp} \left[-\sum_{i=1}^n \theta_i |x_i^j - x_i^k|^2 \right], \tag{4}$$

($j=1, \dots, n_s$), ($k=1, \dots, n_s$)

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(1)}), R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(2)}), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{(n_s)})]^T \tag{5}$$

여기서 θ_i 는 i 번째 설계변수에 대응하는 i 번째 모수(parameter)이다. 이때 우도함수(likelihood function) L 은 다음과 같이 정의된다.

$$L(\mathbf{y}; \theta, \beta, \sigma^2) = \frac{(2\pi\sigma^2)^{-n_s/2}}{\sqrt{|\mathbf{R}|}} \cdot \text{Exp} \left[-\frac{(\mathbf{y} - \beta\mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \beta\mathbf{q})}{2\sigma^2} \right] \tag{6}$$

여기서 \mathbf{y} 는 n_s 개의 표본점에 대한 실험값이다.

식 (6)의 로그우도함수를 β 및 σ^2 에 대해 미분하고 0으로 놓으면, $\hat{\beta}$ 와 $\hat{\sigma}^2$ 의 최대우도 추정치는 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{\beta} = (\mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{q})^{-1} \mathbf{q}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{y} \tag{7}$$

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})^T \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \hat{\beta}\mathbf{q})}{n_s} \tag{8}$$

그리고 미지의 모수 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ 은 다음 식으로부터 구해진다.

$$\text{maximize} \quad -\frac{[n_s \cdot \ln(\hat{\sigma}^2) + \ln|\mathbf{R}|]}{2} \tag{9}$$

여기서 $\theta_i (i=1, 2, \dots, n) > 0$ 이다.

본 연구에서는 식 (9)로부터 n 개의 모수를 결정하기 위해 수정된 유용방향법(modified method of feasible direction)을 이용하였다. 그리고 표본점은 라틴하이퍼큐브(latin hypercube) 표본 방법을 이용하였다. 본 연구에서는 실험점간의 최소거리를 최대화시키는 라틴 하이퍼큐브 표본방법⁽¹³⁾을 이용하였다. 이것을 수식화하면 다음과 같이 표시된다.

$$\text{Minimize} \quad \sum_{i=1}^{n_s} \sum_{j=i+1}^{n_s} \frac{1}{d_{ij}} \tag{10}$$

여기서 d_{ij} 는 i, j 표본점 사이의 거리를 의미한다.

근사화된 모델의 타당성은 식 (11) 또는 (12)로 평가할 수 있다.

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n_s} \sum_{i=1}^{n_s} (y_i - \hat{y}_i)^2} \tag{11}$$

$$\text{MAXAE} = \text{MAX} [|y_i - \hat{y}_i|, i = 1, 2, \dots, n_s] \tag{12}$$

여기서 n_i 는 근사모델의 평가를 위한 시험 설계점의 수로 본 연구에서는 $n_i=30$ 으로 하였다.

3. 크리깅-시뮬레이티드 어닐링을 이용한 도어의 구조최적설계

본 연구에서는 자동차 도어의 강성에 관한 반응치를 구하기 위하여 유한요소해석을 수행하였다. 그리고 이 반응치를 기준 강성으로 하는 합체박판 도어의 구조최적설계를 크리깅-시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 이용하여 구하였다. 각 강성에 대한 반응치를 크리깅 모델의 수학함수로 근사화시켰으므로 시뮬레이티드 어닐링 사용 시 컴퓨터 계산시간에 대한 부담은 거의 없다.

3.1 도어의 강성

도어설계 시 고려되어야 할 성능으로는 승객의 승강성, 개폐시의 조작성과, 물, 공기 등의 누설방지에 대한 기밀성, 강도, 강성 등이 있다. 특히, 도어의 구조설계 시 고려되어야 할 구조성능으로는 프레임 강성, 수직새그강성, 벨트라인 강성, 동적강성(dynamic stiffness)등이 있다. 또한 외판의 좌굴저항(buckling resistance)도 검토해야 하는데 본 연구에서는 이 성능은 내판의 합체박판 분할 및 최적화에 영향을 주지 않으므로 고려하지 않았다.

본 연구를 위해 사용된 새시도어(sash door)의 유한요소모델 및 하중조건을 Fig. 2에 표시하였다. 하중조건 1과 2는 프레임강성 산출을 위해서 점 A와 점 B에 각각 -y 방향으로 50 N의 하중을 작용시킨다. 하중조건 3은 수직새그강성 산출을 위해서 점 C에 -z 방향으로 98 N을, 하중조건 4는 벨트라인 강성을 위해서 점 D에 -y 방향으로 50 N의 하중을 작용시킨다. 또한 동적강성 계산을 위해 자유경계 조건하에서 제1차 고유진동수 계산을 하중조건 5로 부여하였다. 첫 번째 모드를 Fig. 3에 표시하였는데, 내판 및 외판이 굽힘 변형을 하는 모드로써 새시리스 도어(sashless door)인 ULSAC 도어의 모드형상¹⁾과 유사하다.

각 강성에 대한 허용값은 완성차업체 또는 도어 생산업체마다 고유한 기준을 갖고 있다. 본 연구의 예로 사용된 일반 도어인 경우, 모 완성차업체의 기

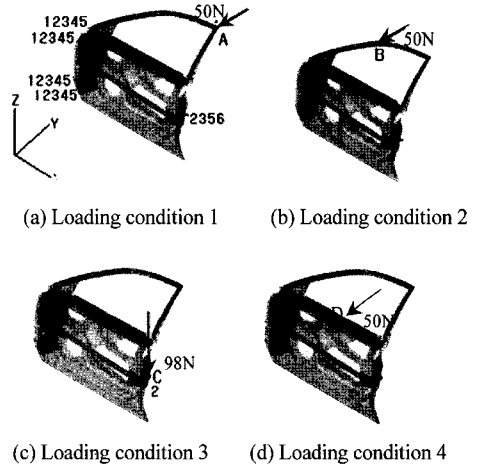


Fig. 2 Loading conditions for door stiffness

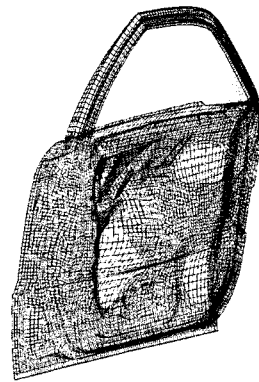


Fig. 3 First mode of base model

Table 1 Dimension of base model

Thickness (mm)				Weight (kg)
Inner panel	Outer panel	Reinforcement -hinge	Reinforcement -inner panel	
0.70	0.70	1.50	0.70	17.01

Table 2 Stiffness of a base model (δ : mm, ω : Hz)

Stiffness	Frame bending A	Frame bending B	Sag	Beltline	Natural frequency
Base model	δ_{A0}	δ_{B0}	δ_{C0}	δ_{D0}	ω_0

준을 만족하고 있는 수준이다. 일반도어의 주요부품 두께 및 중량을 Table 1에 표시하였다. 이 두께는 이미 현장에서 시행착오법에 의하여 최적화된 두께이다. 그리고 이 도어에 발생하는 강성값을 Table 2에 표시하였다. 여기서 각 변위는 절대값으로 표시된 것이다.

3.2 최적설계 정식화 및 설계과정

본 연구에서는 일반 도어에 발생하는 강성값을 기준으로 설정하고, 이 도어의 내판을 합체박판으로 변경하였을 때 중량을 최소화시키는 최적설계를 수행하고자 한다. 일반도어의 내판 및 힌지보강재, 내판보강재를 Fig. 4에 표시하였다. 내판의 합체박판 적용 시, 힌지보강재와 내판보강재 부품을 제거하게 되는데, 이 두 부품의 무게는 약 1.79kg이다. 즉, 이 두 부품을 제거하고 내판을 합체박판으로 제작할 시, 일반 도어의 강성을 유지하도록 설계변수를 결정하는 것이다. 일반도어의 내판어셈블리의 무게는 6.31kg이다.

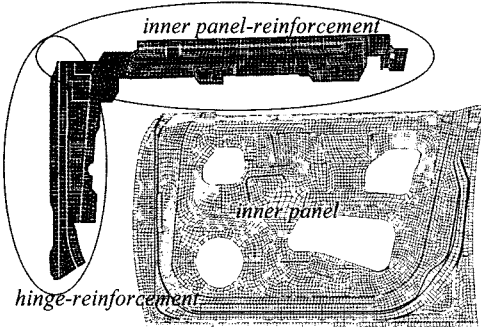


Fig. 4 Inner panel of conventional door

내판의 파팅 수는 Fig. 5와 같이 5개로 하였으며, 파팅라인은 4개의 선형으로 결정하였다. 기존의 내판은 Fig. 6과 같이 주로 2-3개의 파팅⁴⁾으로 정해지는데, 이는 중량감소면에서 불리하다. 즉, Fig. 5의 t_3 파트와 t_5 파트의 경계 및 t_5 파트 및 t_4 파트의 경계가 파팅라인으로 설정되지 않을 경우 다음과 같은 불리한 점이 있다. 먼저, 벨트라인의 강성 유지가 어려우므로 이를 극복하기 위해 각 파트의 두께가 두꺼워지게 된다. 이는 도어 하단부까지 두껍게 되어 중량감소에 불리하다. 그리고 Fig. 6(a), (b)와 같이 각각 2-3 개의 파트로 구성이 되면, 힌지가 부착이 되는 왼쪽 파트가 가장 두껍게 된다. 레이저웰딩의 경우, 인접하는 두 파트의 두께차이가 2 배 이상이 되면 용접품질이 나빠지게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 5와 같이 5개로 파팅을 하였다. 그리고 설계변수의 수 $n=7$ 로써, 각 파트의 두께 t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 및 세로방향의 파팅라인의 위치 l_1, l_2 로 설정하였다.

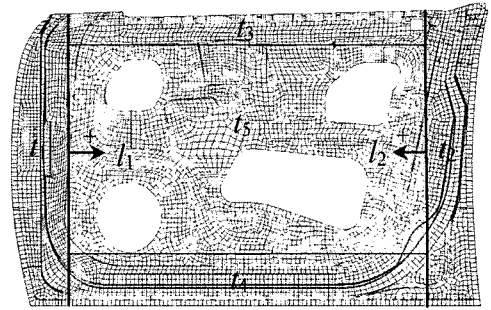


Fig. 5 Design variables for TWB door design

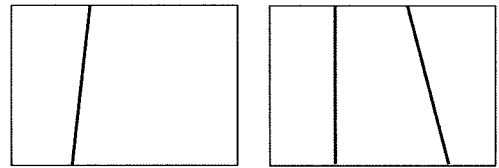


Fig. 6 Partings of existing TWB door

이때 형상변수 l_1, l_2 는 내판중심방향을 양의방향으로 정의한다.

도어 내판의 합체박판 최적화를 위한 정식화는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\text{Minimize } W(t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, l_1, l_2) \tag{13}$$

$$\text{Subject to } \delta_A - \delta_{A0} \leq 0 \tag{14}$$

$$\delta_B - \delta_{B0} \leq 0 \tag{15}$$

$$\delta_C - \delta_{C0} \leq 0 \tag{16}$$

$$\delta_D - \delta_{D0} \leq 0 \tag{17}$$

$$\omega - \omega_1 \leq 0 \tag{18}$$

$$-2t_4 + t_1 \leq 0 \tag{19}$$

$$0.6\text{mm} \leq t_i (i=1, \dots, 5) \leq 1.5\text{mm} \tag{20}$$

$$-25.0\text{mm} \leq l_i (i=1, 2) \leq 25.0\text{mm} \tag{21}$$

여기서 W 는 도어의 중량, δ ($i=A, B, C, D$)는 각각 Fig. 2의 1, 2, 3, 4번째 하중조건으로 발생하는 힘방향의 변위, ω_1 는 제1차 고유진동수를 의미한다.

내판을 Fig. 5와 같이 파팅을 할 경우, 중량을 최소화시키면서 강성기준을 만족하기 위해 t_1 파트가 가장 두꺼워지며 t_4 파트가 가장 얇아지는 경향이 있다. 식 (19)는 이것을 고려하여 t_1 파트 및 t_4 파트의 용접 편의성을 위해 설정된 제한조건이다.

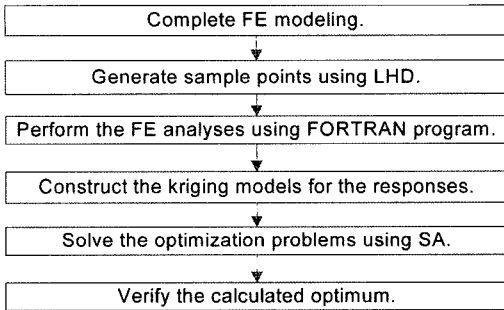


Fig. 7 Flowcart of the suggested design procedure

도어내판의 합체박판 설계과정을 Fig. 7에 표시하였다.

먼저 유한요소모델을 완성한다. 그 다음 식 (10)의 라틴하이퍼큐브 방법을 이용하여 n_s 개의 표본점을 생성한다. 본 연구에서는 $n_s=70$ 과 $n_s=100$ 에 대하여 각각 최적해를 산출하였다. 이때 두께에 관련된 치수설계변수는 식 (20)의 구간의 연속설계공간에서 표본점이 생성된다. 반면에 형상설계변수는 실제로 연속설계변수이지만 -25.0mm, 0mm, 25mm의 값을 갖는 이산설계변수라고 가정한다. 이는 다음 단계에서 수행되는 유한요소해석의 자동화를 위해서이다.

그 다음 $n_s=70$ 개 및 $n_s=100$ 에 대한 유한요소해석을 수행한다. 효율적인 반응치 정리를 위해서 포트란 프로그램을 이용하였다. 프로그램 실행 시 n_s 회

의 유한요소해석이 자동으로 실행되며, 관심있는 반응치가 기록된다. 이것을 기초로 식 (13)-(21)에서 언급된 6개의 중량 및 강성관련 반응치들에 대해 크리깅 근사모델을 구성한다. 즉, 식 (1)의 \mathbf{x} 는 $[t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, l_1, l_2]^T$ 이며, $y(\mathbf{x})$ 는 각각 $W, \delta_i(i=A, B, C, D), \omega_1$ 으로 대응된다.

각 반응치에 대한 크리깅 근사모델을 가지고 식 (13)-(21)의 최적화 문제를 시뮬레이티드 어닐링 알고리즘을 적용하여 해결한다. 이때 각 반응치는 간단한 수학적함수로 정의가 된다. 따라서 함수계산시간에 따른 부담이 없으므로 시뮬레이티드 알고리즘이 아닌 유전자알고리즘, 타부탐색법등의 전역해를 찾을 수 있는 알고리즘도 적용가능하다.

3.3 크리깅-시뮬레이티드 어닐링의 적용

시뮬레이티드 알고리즘을 적용하기 위한 새 목적함수는 다음과 같이 정의된다.

$$\Phi = w + \alpha \cdot \sum_{i=1}^6 (Max[g_i, 0]) \quad (22)$$

여기서 $g_i (i=1, \dots, 6)$ 는 식 (14)~(19)의 제한조건 식에서 부등방정식의 왼쪽 항을 의미하고, α 는 유용성(feasibility)을 만족시키기 위한 임의의 큰 수이다.

본 연구에서는 두 가지 경우에 대하여, 식 (22)를 최소화 시키는 최적해를 산출하였다. 첫 번째는 설

Table 3 Validations of kriging model

n_s	Error	W	δ_A	δ_B	δ_C	δ_D	ω_1
70	RMSE	0.0021	0.0053	0.0043	0.0062	0.0098	0.1553
	MAXAV	0.0054	0.0112	0.0106	0.0150	0.0262	0.5983
100	RMSE	0.0027	0.0041	0.0031	0.058	0.0048	0.0733
	MAXAV	0.0067	0.0109	0.0072	0.0146	0.0106	0.2989

Table 4 Optimization results

n_s	Method	Optimum design variables [mm] $t_1^*, t_2^*, t_3^*, t_4^*, t_5^*, l_1^*, l_2^*$	Weight [kg]		Constraint violation[%] $(\delta_i - \hat{\delta}_i) / \delta_i \times 100$ or $(\omega_1 - \hat{\omega}_1) / \omega_1 \times 100$					
			\hat{W}	W	δ_A	δ_B	δ_C	δ_D	f_1	
70	Continuous	1.27, 0.91, 1.02, 0.64, 0.68, -25.00, -25.00	16.01	16.01	0.73	-	-	0.26	-	
	Round up	1.30, 1.00, 1.20, 0.65, 0.70, -25.00, -25.00	-	16.30	-	-	-	-	-	
	Discrete	1.30, 0.90, 1.20, 0.65, 0.65, -25.00, -25.00	16.06	16.06	1.10	-	-	-	-	
100	Continuous	1.29, 0.91, 1.01, 0.64, 0.68, -25.00, -25.00	16.03	16.04	0.59	-	-	0.79	-	
	Round up	1.30, 1.00, 1.20, 0.65, 0.70, -25.00, -25.00	-	16.30	-	-	-	-	-	
	Discrete	1.30, 0.90, 1.00, 0.65, 0.70, -25.00, -16.68	16.08	16.09	-	-	-	0.79	-	

계변수가 식 (23)과 같이 연속설계변수라고 가정 한 후 최적해를 산출하였다. 두 번째는 식 (24), (25)와 같이, 치수설계변수는 이산변수, 형상설계변수는 연속변수라고 가정 한 후 최적해를 산출하였다.

$$[t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, l_1, l_2]^T \in \mathbb{R}^n \quad (23)$$

$$[t_1, t_2, t_3, t_4, t_5]^T \in Z = \{z_d: d=1, 2, \dots, 11\} \quad (24)$$

$$[l_1, l_2]^T \in \mathbb{R}^{n-5} \quad (25)$$

여기서 Z (mm)={0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.80, 0.90, 1.00, 1.20, 1.30, 1.40, 1.50}이다. 치수설계의 이산값은 실제 현장에서 사용되는 강판의 두께이다. 시뮬레이티드 어니링 알고리즘 적용 시, 임의의 실수형 변수 t_k 에 대한 이산값 z_k 는 다음과 같이 대치시킬 수 있다.

$$z_k = \text{nearest}[t_k, (z_1, z_2, \dots, z_{11})] \quad (26)$$

여기서 *nearest* 함수는 t_k 와 식 (24)의 이산집합 원소 중 가장 근접해 있는 원소를 z_k 로 대치시키는 역할을 한다.

실험점수 $n_s=70, 100$ 인 경우에 대하여, 크리깅 모델이 갖는 식 (11), (12)의 오차를 Table 3에 정리하였다. 실험점수 $n_s=100$ 인 모델이 $n_s=70$ 인 모델에 비하여 변위 및 고유진동수 반응치의 예측이 더 우수함을 알 수 있다. 반면에 중량은 $n_s=70$ 인 모델이 $n_s=100$ 인 모델 보다 약간 우수하게 나타나고 있는데, 이는 n_t 를 크게 하거나 식 (9)에서 θ 를 구할 때, 다른 국부 최적해를 찾으려 하면 바뀔 수 있는 결과이다. 본 연구에서 산출된 각 반응치의 크리깅 모델에 대한 θ 및 식 (7)의 β 값은 수록하지 않았다.

전반적으로 식 (12)의 오차로 평가해 보면, 중량 및 변위 반응치는 그 편차가 소수점 둘째자리에서 발생하므로 매우 정확한 근사모델이라 할 수 있다.

두가지의 크리깅 근사모델을 가지고 식 (13)-(21)의 최적설계 문제를 해결한 결과를 Table 4에 정리하였다. 각 크리깅 근사모델에 대하여 세가지의 결과를 표시하였다. 첫번째는 모든 설계변수가 연속 설계변수라고 가정하고 최적화문제를 푼 것이며, 두 번째는 이 최적해를 기초로 한단계 높은 이산값을 취한 것이다. 세 번째는 치수설계변수는 이산변수로, 형상설계변수는 연속변수로 간주하여 최적해

를 산출 한 것이다.

각 Table 4에서 \wedge 는 크리깅 근사모델의 추정값을 의미한다. 그리고 제한조건 위배량 비율(constraint violation %)은 Table 2의 허용값 $\delta_{A0}, \delta_{B0}, \delta_{C0}, \delta_{D0}, \omega_0$ 를 위배하는 경우에 대하여 계산된 것이다. 이 값은 크리깅 근사모델의 예측값이 아니고, 크리깅 근사 모델로 구해진 최적해에 대하여 유한요소해석을 수행함으로써 산출된 반응치 $\delta_A, \delta_B, \delta_C, \delta_D, \omega_1$ 에 대한 것이다. 식 (13)-(21)의 최적설계 문제에서 식 (14), (17)로 표시되는 제한조건이 활성화제한조건으로 나타나고 있다. 이는 Fig. 2의 하중조건 중, 1번째인 프레임 강성 및 와 4번째인 벨트라인 강성에 대응되는 제한조건들이다. 따라서 그에 따른 제한조건들이 $n_s=70$ 인 경우에서 미소한 위배량을 나타내고 있다. 가장 큰 오차는 $n_s=70$ 인 경우의 첫 번째 제한조건으로 1.10%의 위배량을 보이고 있다. 이는 실제 소수점 둘째 자리에서 발생하는 오차이고, 이는 공학적으로 큰 차이가 없다고 판단된다. 결론적으로, 본 연구에서 제시한 이산설계방법으로 구해진 최적해가 연속설계공간에서 구해진 최적해를 가공한 해보다 우수함을 알 수 있다.

일반도어의 초기모델과 $n_s=100$ 을 이용하여 구해진 이산설계의 최적모델의 각 반응치를 Fig. 8에 표시하였다. 최적화된 도어의 각 강성은 일반도어의 강성과 거의 일치하거나 더 큰 강성을 갖고 있다. 이때 중량은 약 1kg 정도 감소하였다. 최적화된 내판어셈블리의 무게는 5.38kg이 산출되었다. 이는 기존의 연구^{8,9)}에서 산출된 최적해보다 향상된 값이다. 이런 중량의 감소량은 기존의 일반도어가 어느 정도 최적화된 값이었으며, 그때의 반응치를 제한

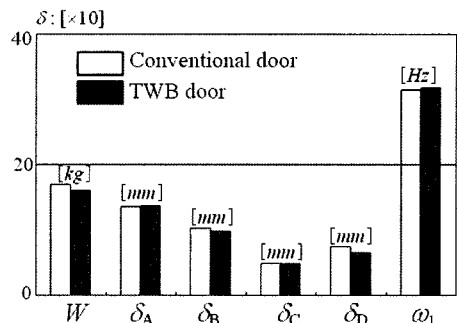


Fig. 8 Comparison of each response

조건의 허용값으로 설정하였기 때문에 나타난 결과이다. 이 기법을 네 개의 도어에 동일하게 적용할 경우 차량 당 약 4kg의 중량감소가 기대된다.

4. 결론

- 1) 본 연구에서는 도어의 합체박판설계 시, 적용할 수 있는 구조최적설계 기법을 크리깅 근사모델 및 시뮬레이티드어널링 알고리즘에 기초하여 제안하였다. 이 방법은 기존의 연구에서 적용이 어려웠던 이산설계 및 형상최적설계를 포함하고 있다.
- 2) 제시된 방법에 의한 최적해는 기존의 연구⁹⁾에서 고려되지 않았던 벨트라인 강성을 제한조건에 추가하였으며, 기존 연구의 최적해 보다 약 3%의 중량이 추가 감소되었다. 초기모델 대비 중량은 약 1kg 감소되었으며, 이는 일반도어 내판 대비 약 15%의 중량감소량이다.
- 3) 현재 제시된 최적화 결과는 도어의 합체박판 제작 시, 성형성이나 용접성을 고려하지 않은 것이다. 최종 도어의 합체박판 제작을 위해서는 이들의 고려가 필요하다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지정 지역혁신센터사업 신소재가공청정 공정개발연구센터 지원으로 수행되었음.

References

- 1) Porsche Engineering Services, Inc., The Design, Materials, Manufacturing, Structural Performance and Economic Analysis of the Ultra Light Steel Auto Closures Program: Engineering Report, 2000.
- 2) <http://www.ulsab.org>, 2006.
- 3) B. Kinsey, Z. Liu and J. Cao, "New Apparatus and Method for Forming Tailor Welded Blanks," SAE 1999-01-0681, 1999.
- 4) The Auto/Steel Partnership Tailor Welded Blank Project Team, "Tailor Welded Blank Applications and Manufacturing: A State-of-the-Art Survey," 2000 Town Center-Suite 320 Southfield, MI 48075-1123, 2001.
- 5) S. I. Song and G. J. Park, "Optimal Design of Lightweight High Strength Door with Tailored Blank," Transactions of KSAE, Vol.10, No.2, pp.174-185, 2002.
- 6) W. S. Hwang, D. Y. Lee and M. S. Ha, "Structural Design of Door Assembly to Apply Tailor Welded Blanks Technique," Transactions of KSAE, Vol.10, No.2, pp.228-233, 2002.
- 7) MSC. Software Corporation, MSC.NASRAN 2004 Design Sensitivity and Optimization User's Guide, pp.123-124, 2004.
- 8) J. K. Shin, K. H. Lee, S. I. Song and G. J. Park, "Automotive Door Design with the ULSAB Concept Using Structural Optimization," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.23, No.4, pp.320-327, 2002.
- 9) K. H. Lee, J. K. Shin, S. I. Song, Y. M. Yoo and G. J. Park, "Automotive Door Design Using Structural Optimization and Design of Experiments," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D(Journal of Automobile Engineering), Vol.217, No.10, pp.855-866, 2003.
- 10) VR & D, GENESIS Ver.6.0, 2000.
- 11) A. Guinta and L. Watson, "A Comparison of Approximation Modeling Techniques: Polynomial Versus Interpolating Models," Proceedings of the 7th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, St. Louis, MO, AIAA, Vol.2, Sept.2-4, pp.392-440 (AIAA-98-4758), 1998.
- 12) K. H. Lee, "Optimization of a Driver-Side Aribag Using Kriging Based Approximation Model," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.19, No.1, pp.116-126, 2005.
- 13) S. J. Leary, A. Bhaskar and A. J. Keane, "A Derivative Based Surrogate Model for Approximating and Optimizing the Output of an Expensive Computer Simulations," Journal of Global Optimization, Vol.30, pp.39-58, 2004.