구조 최적설계 기법을 이용한 초경량차체 개념의 경량 자동차 설계

Lightweight Automobile Design with ULSAB Concept Using Structural Optimization

신 정 규* 송 세 일* 이 권 희** 박 경 진***
Shin, Jung-Kyu Song, Se-Il Lee, Kwon-Hee Park, Gyung-Jin

(논문접수일 : 2000년 5월 8일 ; 심사종료일 : 2001년 9월 21일)

요 지

자동차 경량화를 지향하는 초경량차체 기술 중에서 합체박판기술을 이용할 수 있는 일련의 최적설계 기법을 제안하고 기존의 자동차 도어 내판에 적용하여 경량화를 수행하였다. 먼저, 내판에 부착되는 보강재를 제거한 후 취약해진 강성을 보강하기 위한 파트 선정을 위해 위상 최적설계를 수행하여 대략적인 파트 분포를 결정하였다. 그 다음 상세설계 단계로서 각 파트의 두께는 치수 최적설계를 이용하여 정하고, 형상 최적설계로 최종 용접선을 결정하였다. 이러한 일련의 최적화를 위해 상용 소프트웨어인 GENESIS가 사용되었다.

핵심용어 : 초경량차체(Ultra Light Steel Auto Body), 합체박판기술(Tailor Welded Blank), 위상 최적설계, 치수 최적설계, 형상 최적설계

Abstract

Among the ULSAB methods for the lightweight automobile body, Tailor Welded Blank(TWB) is adopted and the design process is developed for the existing component. Topology optimization is conducted to find the distribution of the variable thickness. The number of parts and the welding lines are determined from it. In the detail design, size optimization is carried out to find the optimum thickness of each part and then, the final parting lines are tuned by shape optimization. A commercial optimization software GENESIS is utilized for the optimization processes.

Keywords : *ULSAB(Ultra Light Steel Auto Body), TWB(Tailor Welded Blank), topology optimization, size optimization, shape optimization*

1. 서 론

자동차를 경량화 하려는 노력은 크게 두 가지로 분류될 수 있다. 하나는 알루미늄 합금과 같은 가벼운 재료를 사용하는 것이고,[1] 다른 하나는 기존의 철 구조물을 개선하여 필요 없는 부분을 제거하는 것이다.[2] 전자는 비록 효과적이지만, 비용이 커서 고급 승용차에 적용되고 있다.[3] 따라서, 국내외 자동차 업계는 저가이면서 재활용성이 큰 강(steel)을 사용하여 경량화를 구현하고자 한다. 이는 새로운 제조 기술을 개발하거나

* 정회원 · 한양대학교 기계설계학과 대학원
** 한양대학교 BK21 기계사업단
*** 한양대학교 기계정보경영공학부

• 이 논문에 대한 토론을 2001년 12월 31일까지 본 학회에 보내주시면 2002년 3월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

구조물을 개선함으로써 얻어질 수 있으며, 이러한 노력들 중의 하나가 바로 초경량차체(ULSAB) 개념이다.[4] 이 개념은 총체적 설계(holistic design), 하이드로포밍(hydro-forming) 공정 그리고, 합체박판기술(tailor welded blank)의 3가지 주요 기술을 사용하고 있다. 이 가운데 합체박판기술은 부품 수를 줄일 수 있고 제조 원가를 내릴 수 있으며, 필요 없는 소재를 제거하여 경량화가 가능한 기법이다. 합체박판기술의 적용 범위는 자동차 잠금 장치(auto closures)인 후드, 도어, 트렁크 리드 등의 부품이 가능하지만, 본 연구에서는 자동차 프론트 도어에 적용하여 경량화 가능성을 검토하였다. 합체박판기술을 적용할 대상이 되는 부품은 기존의 보강재를 제거하고 취약해진 강성을 대신할 각 판재(part)들의 두께분포를 선정하여 용접하고, 이를 한번의 스탬핑 공정으로 원하는 부품을 얻게 된다.[5] 그러나, 스탬핑 공정은 본 연구의 범위를 벗어 나므로, 스탬핑된 구조물에 대해 경량화 기법을 적용하여 각 파트의 두께분포를 최적화를 통해 결정하였다.

자동차 프론트 도어 부품 중에서 비교적 합체박판기술의 적용이 용이한 내판(inner panel)에 대해 앞서 제안한 경량화 기법을 적용하였다. 먼저, 내판에 있는 보강재를 제거하고, 보강재의 역할을 대신할 두께 분포를 찾아 보았다. 이를 위해 설계자는 위상 최적설계를 수행하여 대략적인 판재의 수와 크기를 선정하게 된다. 상세 설계 단계로 각 판재의 두께는 치수 최적설계를 수행하여 얻어지며, 각 판재들의 경계인 용접선은 형상 최적설계로 확정되어 진다. 이때, 보강재가 있을 때의 강성을 유지하도록 제한조건을 부여하였다. 실제 구조물의 형상 최적설계시 구조물의 복잡성으로 인해 한번에 최적해를 얻기 힘들다. 따라서, 곡면이 많은 도어와 같은 실제 구조물의 형상 최적설계가 용이하도록, 요소 단위의 형상 최적설계(element-based shape optimization)를 제안하고 이를 도어 내판 설계시 적용하였다. 이러한 일련의 최적화는 위상 최적설계, 치수 및 형상 최적설계가 가능한 상용 소프트웨어인 GENESIS를 이용하였다.

2. 자동차 경량화 설계 과정

2.1 합체박판기술을 이용한 자동차 경량화 설계 과정

Fig. 1은 자동차의 잠금 장치를 나타내고 있다. 현재

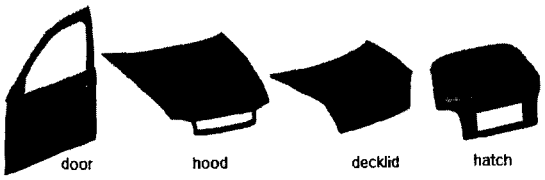


Fig. 1 Auto closures

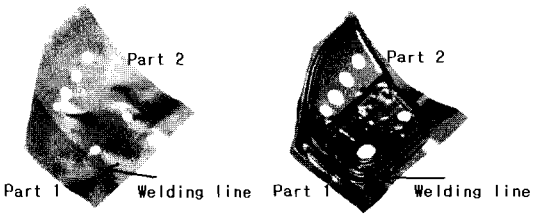


Fig. 2 Tailored blank layout(L) and forming(R)

이 부품들은 모두 보강재가 붙어 있는 것이 특징이며, 합체박판기술은 이런 보강재를 제거하고 취약해진 강성을 대신할 두께와 분포를 가진 여러 개의 판재로 대신하게 된다. 이런 부품들 가운데, 도어를 선택하여 경량화 가능성을 살펴볼 것이다. Fig. 2는 초경량차체 과제 중의 한가지 결과로서 기존의 합체박판기술을 도어 설계에 적용한 경우이다.

왼쪽 그림은 두께가 서로 다른 두개의 판재(Part 1, Part 2)가 용접이 되어 있는 블랭크이며, 이를 한번의 스탬핑 공정으로 오른쪽 그림과 같은 도어를 완성하게 된다. 본 연구에서는 일련의 최적설계 기법을 이용하여, 스탬핑된 구조물에 대해 각 판재의 두께와 분포를 결정해 보았다.

합체박판기술을 적용한 자동차 경량화 방법을 Fig. 3에 나타내었다. 먼저, 설계 영역(design domain)이 선정되어야 한다. 설계 영역은 구조물의 전체나 부분이 될 수 있다. 개념 설계의 단계로 위상 최적화를 수행한다. 위상 최적설계는 다양한 질량 제한조건에 대해 수행하여 강성이 최대화되는 경로에 대한 경향을 얻을 수 있다. 목적함수는 주어진 하중 조건에 대해 변형 에너지를 최소화하는 것이다. 위상 최적화 결과를 바탕으로 설계자는 주어진 설계 영역을 몇 개의 판재로 나눌지 결정하게 된다. 이때, 나누어진 판재의 경계가 바로 용접선 이다. 따라서, 설계자의 결정에 따라 판재의 형태와 개수는 달라질 수 있다. 상세 설계의 단계로, 치수 최적설계와 형상 최적설계가 사용되어 진다. 치수 최적설계는 앞선 판재 선정 단계(part selection process)

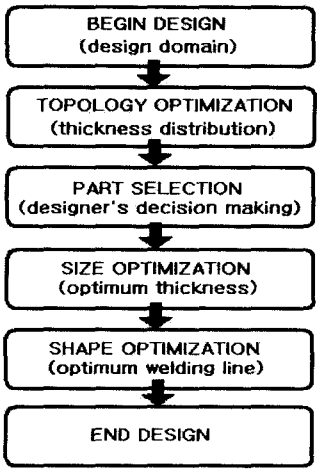


Fig. 3 Design flow of a lightweight automobile

에서 결정된 각 판재 영역의 두께를 결정하게 된다. 치수 최적설계의 정식화는 주어진 하중 조건에 대한 강성을 만족하면서 구조물의 무게를 최소화하는 두께를 찾는 것이 될 수 있다. 이렇게 구해진 판재들의 두께를 유지하면서, 이들의 경계인 용접선의 위치를 형상 최적설계로 찾게 된다. 때때로, 자동차와 같이 판재로 이루어진 구조물은 곡면이 많이 존재하므로 형상 최적설계를 직접 수행하기 어려운 경우가 많다. 특히, 구조물의 형상을 유지하면서 최적의 용접선을 찾는 경우에 더 그러하다. 이러한 적용 문제점을 해결하기 위해 요소 단위의 형상 최적설계를 제안, 적용하게 된다.

많은 경우에 치수 최적설계와 형상 최적설계는 동시에 수행할 수 있다. 그러나, 본 연구에서처럼 치수 설계변수의 민감도가 형상 설계변수의 민감도보다 매우 큰 경우는 용접선의 위치를 결정하는 형상 설계변수가 변하지 않고 판재의 두께를 결정하는 치수 설계변수만 변하게 된다. 또한, 연속 공간에서의 치수 최적설계의 결과로 얻어진 판재들의 두께는 실제 제작을 고려할 경우 이산화된 값으로 대체해야 하므로, 치수 최적설계 후 얻어진 판재들의 두께를 이산화하여 고정하고, 형상 최적설계를 수행하여 최적의 용접선을 결정하는 것이 더 유리하다. 따라서, Fig. 3과 같이 치수 최적설계 후 형상 최적설계를 수행하도록 하였다.

2.2 위상 최적설계

체적력 $\mathbf{f}$ 와 표면력 $\mathbf{t}$ 를 받는 선형탄성구조물에 대해 식(1)과 같은 구조 최적화 문제를 정의할 수 있다.[6]

$$\begin{aligned} &Minimize\ \ l(\mathbf{u}) = \int_{\Omega} \mathbf{u}^T \mathbf{f}\, d\Omega + \int_{\Gamma} \mathbf{u}^T \mathbf{t}\, d\Gamma \\ &Subject\ to\ a(\mathbf{u},\mathbf{v}) = l(\mathbf{v}) \quad \forall \mathbf{v} \in V \\ &\qquad\qquad design\ restrictions \end{aligned} \tag{1}$$

여기서, $\mathbf{u}$ 는 선형 탄성 구조물의 평형상태를 정의하는 변위장, $a(\mathbf{u},\mathbf{v})$ 는 가상 변위 $\mathbf{v}$ 에 의한 가상일 그리고, $l(\mathbf{u})$ 는 구조물의 평균 굴성(compliance), V 는 Sovolev 공간의 부분집합을 나타낸다.

구조물의 평균 굴성을 최소화하는 문제는 최소의 변위를 가진 구조물의 형상을 찾는 문제이며, 이는 물리적으로 강성이 큰 구조물을 제안해 줄 수 있다. 경량화된 자동차를 설계할 경우, 주어진 하중 조건 하에서 강성이 큰 구조를 설계해야 하므로 위상 최적설계를 개념설계로 사용할 수 있다.[2] 식(1)을 풀기 위해 크게 균질화법과 밀도법의 두 가지 방법이 있다.[7] 균질화법이란, 미소구조물의 균질화를 통해 얻어진 강성-밀도관계를 이용하여 설계 영역 안에서 최적의 재료분포를 구할 수 있다.[6] 그리고, 밀도 방법은 요소의 탄성계수를 무차원화된 변수를 사용하는 에너지 접근법을 사용한다.[8] 본 연구에서 사용한 상용 소프트웨어 GENESIS는 밀도법을 사용하므로, 밀도법의 위상 최적설계를 수행하였다.[9]

2.3 치수 및 형상 최적설계

일반적으로, 구조 최적화 문제는 주어진 제한 조건하에서 목적함수를 최소화하는 설계변수를 찾는 문제로 정의되어지며, 식(2)와 같이 정식화되어 질 수 있다.[10]

$$\begin{aligned} &Minimize \quad W(\mathbf{X}) \\ &Subject \quad to\ \mathbf{K}(\mathbf{X})\mathbf{u} = \mathbf{p} \\ &\qquad \mathbf{K}(\mathbf{X})\mathbf{y} = \zeta \mathbf{M}(\mathbf{X})\mathbf{y} \\ &\qquad g_j(\mathbf{X}) \le 0,\ j = 1,\ldots,m \\ &\qquad \mathbf{X}_L \le \mathbf{X} \le \mathbf{X}_U \end{aligned} \tag{2}$$

여기서, $\mathbf{X}, \mathbf{X}_L, \mathbf{X}_U$ 는 설계변수, 하한값, 상한값, $W(\mathbf{X})$ 는 목적함수, $\mathbf{K}(\mathbf{X})$ 는 강성행렬, $\mathbf{M}(\mathbf{X})$ 는 질량행렬, $\mathbf{u}$ 는 변위벡터, $\mathbf{p}$ 는 외력벡터, ζ 는 고유치, $\mathbf{y}$ 는 고유

벡터, g_j는 j번째 제한조건을 나타낸다.

치수 및 형상 최적설계의 정식화는 식(2)와 같이 표현되어지며, 설계변수의 종류에 따라 구분된다. 즉, 치수 최적설계는 구조물의 높이나 폭, 두께, 면적 등의 치수가 설계변수이며,[9] 형상 최적설계는 구조물의 경계를 이루는 절점들의 위치를 섭동시키는 벡터의 크기가 설계 변수이다.[11] 결국, 치수 최적설계로 각 판재의 두께를 찾아내고, 형상 최적설계로 판재들의 경계인 용접선의 최적 위치를 찾을 수 있다.

형상 최적설계를 수행할 때, 구조물의 유한 요소들이 심각하게 변형(distortion)하는 것을 피하는 것은 중요하다.[12),13)] 따라서, 구조물의 형상을 변하게 할 섭동벡터는 적절히 정의되어야 한다. 그리고, 형상 최적설계를 수행할 구조물의 표면이 편평하지 않고 굴곡이 있으며 특히, 주어진 구조물의 구조를 유지하면서 파트의 경계가 그 위를 이동하는 경우에는 형상 최적설계를 수행할 때에 주의를 요한다. 예제로 풀게 될 자동차 프론트 도어 내판의 경우가 바로 굴곡이 심한 구조물의 예가 된다. 따라서, 상용 소프트웨어에서 제공하는 형상 최적설계를 바로 사용하기 힘들어, 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위해 Fig. 4의 요소 단위의 형상 최적설계 기법을 제안한다.

일반적인 형상 최적설계는 제한 조건을 만족하면서, 목적 함수를 최소화하려는 과정을 거쳐 수렴하는데, 본 연구에서는 이 과정을 사이클(cycle)로 정의하였다. 주어진 섭동 벡터의 방향으로 경계 절점들이 선형적으로 움직이는 양이 바로 설계 변수인 형상 최적설계는, 굴곡이 심한 실제 구조물의 경우 요소의 변형이 심각한 경우가 발생하므로 수치적인 오차를 가지기 쉽다.

또한, 합체박판기술을 적용하는 문제의 경우, 주어진 구조물의 형상을 유지하면서 용접선의 최적 위치를 결정해야 하므로, 형상 최적설계시 큰 범위로 움직이면 자칫 구조물의 형상을 유지하지 못하게 된다. 따라서, 한번에 용접선이 움직일 수 있는 범위를 현재 용접선에 인접한 요소들의 절반 정도가 되도록 제한한다. (Fig. 4(a)) 이러한 상/하한치를 가진 형상 최적설계 문제를 $(i)^{th}$ 사이클이라 명하고, 최적화를 수행한다. 그 결과로 용접선이 상/하한치의 어떤 값으로 수렴하면, 용접선을 해당 요소로 이동시키고, $(i+1)^{th}$ 사이클의 형상 최적설계를 다시 풀게 된다. 즉, Fig. 4(b)나 Fig. 4(c)의 경우 중에 한가지가 된다. 만일, 임의의 용접선의 위치가 어떠한 상/하한치에 도달하지 못하고 수렴할 경우는

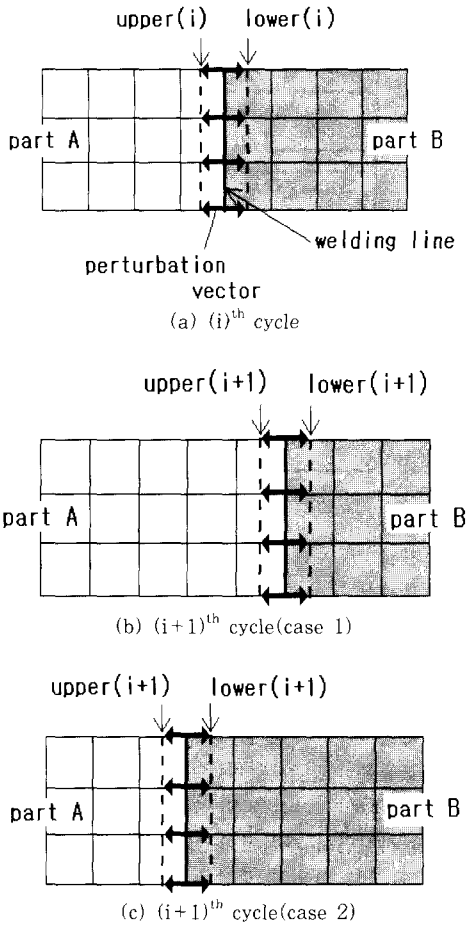


Fig. 4 Element-based shape optimization

사이클을 종료하고 그때의 용접선의 위치를 최적값으로 결정하면 된다. 그 밖의 다른 수렴기준은 다음과 같다.

(1) 용접선의 이동이 $(i)^{th}$ 사이클과 $(i+1)^{th}$ 사이클 사이에서 반복한다면, $(i)^{th}$ 사이클의 결과를 최종 설계로 결정한다.

(2) $(i)^{th}$ 사이클에서는 제한조건을 모두 만족했지만, $(i+1)^{th}$ 사이클에서 어떤 임의의 제한 조건을 위배할 경우, 최종 설계는 $(i)^{th}$ 사이클의 결과를 선정한다.

앞서 제안한 방법을 사용하면 설계 시간은 증가하게 된다. 또한, 경우에 따라서는 더 좋은 다른 설계가 존

재할 수 있다. 그러나, 형상 설계 변수의 민감도가 매우 작고, 형상의 변화가 그리 크지 않기 때문에, 앞서 제안한 방법은 굴곡이 심한 구조물의 형상 최적설계시 유용한 방법으로 활용할 수 있다. 이는 실제 문제를 풀면서 그 가능성을 확인해 보게 된다.

3. 합체박판기술을 이용한 자동차 프론트 도어의 설계

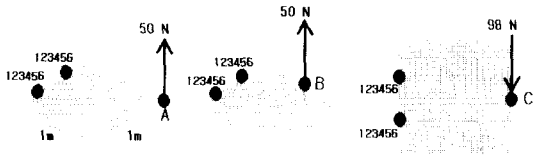
Fig. 3에 나타낸 설계과정은 자동차의 도어, 후드, 해치 그리고, 트렁크 리드 부품의 자동차 잠금 장치에 적용이 가능하며, 본 연구에서는 프론트 도어에 적용하였다. 프론트 도어는 몇 개의 부품으로 구성되어 있으며, 그 중에서 합체박판의 적용이 용이하고 도어 전체 중량의 상당부분을 차지하는 내판에 적용하였다. 먼저, Fig. 3에서 제안한 설계 방법으로 간단한 평판 문제에 적용하고 실제 내판 설계에 대한 경량화 설계를 수행하였다. 편의상, 각 예제에서 사용된 재료는 영계수 E= 210GPa, 밀도 ρ =7850Kg/m^3 이다.

3.1 다중 하중 조건을 가진 단순 평판

이 예제는 앞서 제안한 경량화 과정을 적용하고 그 타당성을 살펴보기 위해 인위적으로 만든 문제이며, Fig. 5에 단순 평판의 하중조건을 나타내고 있다.

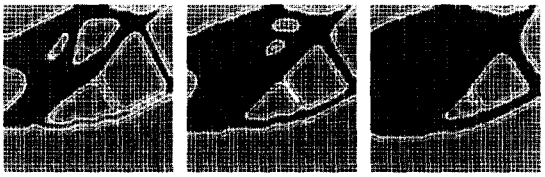
이러한 하중조건은 다음 예제에서 풀게 될 프론트 도어의 하중조건과 유사하게 인위적으로 준 것이다. 이때, 123456은 완전 구속을 의미한다. 설계영역은 평판 전체로 선정하였다. 이어 개념설계의 단계로 위상 최적설계를 다양한 질량 제한 조건 하에서 수행하여 강성을 최대로 하는 구조물의 형상을 얻게 된다.

$$\begin{aligned} &\textit{Minimize} \quad \textit{Strain Energy} \\ &\textit{Subject to Mass} \le N_{frac} Mass_{ref} \\ &\qquad (N_{frac} = 40\%, 50\%, 60\%) \end{aligned} \tag{3}$$



Load case 1 Load case 2 Load case 3

Fig. 5 Design environment for a simple plate



(a) 40% (b) 50% (c) 60%

Fig. 6 Topology results of the plate

여기서, Mass$_{ref}$은 설계 영역의 전체 질량이 되며, N$_{frac}$의 값은 전체 질량 중에서 위상 최적설계시 사용되는 질량이 된다. 예를 들어, N$_{frac}$=40%란 설계영역의 전체 질량 중에서 40%만 이용하여 강성이 최대가 되는 구조물의 형태를 구하게 된다. 목적함수는 3가지 하중조건에 대한 각각의 변형에너지의 선형합으로 하였으며, Fig. 6에 위상 최적설계 결과를 나타내었다. 어두운 부분일수록 강성이 큰 구조물을 이루는데 필요하며, 강성이 최대화되는 구조물의 경향을 알 수 있다.

이 결과를 바탕으로 설계자는 설계 영역을 몇 개의 판재로 나눌 수 있는데, 본 연구에서는 3개의 판재로 나누어 보았다. 다음 단계로 상세설계를 하게 되는데, 각 판재의 두께와 용접선의 최적 위치를 찾기 위해 치수 및 형상 최적설계를 수행하게 된다. 이 예제는 매우 단순한 평면의 평판이기 때문에 요소의 변형은 큰 문제가 되지 않는다. 따라서, 앞서 제안한 요소 단위의 형상 최적설계를 적용하지 않았다. 치수 최적설계와 형상 최적설계를 동시에 수행해 보았으며 그 정식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\textit{Find} \quad \mathbf{X} = \{X_i \mid i = 1,2,...,7\} \\ &\textit{Minimize} \quad \textit{Weight} \\ &\textit{Subject to} \\ &\qquad \delta_j^{TWB} - \delta_j^{BASE} \le 0.0 \qquad (j = 1,2,3) \\ &\quad : \textit{For Size Optimization} \\ &\qquad 0.6 \le X_i \le 10.0 \qquad (i = 1,2,3) \\ &\qquad X_i / 2X_k - 1.0 \le 0.0 \quad (i,k = 1,2,3, i \ne k) \\ &\quad : \textit{For Shape Optimization} \\ &\qquad \{XYZ\} = \{XYZ\}_O + \sum_{j=4}^{7} X_i \cdot \{XYZP\}_i \\ &\qquad -40.0 \le X_i \le 100.0 \quad (i = 4,5,6,7) \end{aligned} \tag{4}$$

여기서, $\mathbf{X}$는 설계변수 벡터, δ_j^{BASE}는 j번째 하중위치

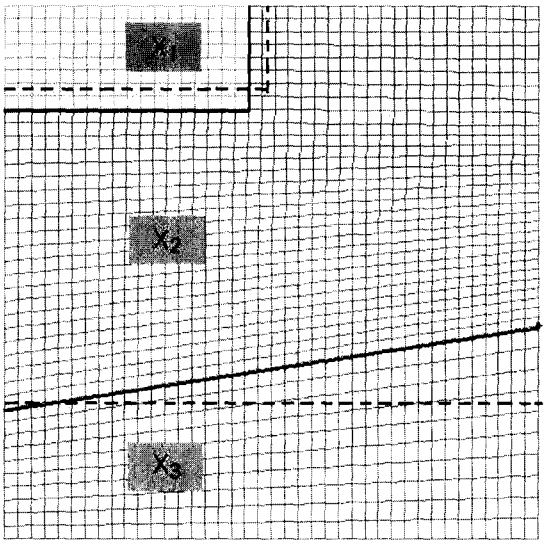


Fig. 7 Initial and optimum parts of the plate

에서의 기존 모델의 변위, δ_j^{TWB}는 j번째 하중위치에서의 합체박판기술을 적용한 모델의 변위, $\{XYZ\}$는 새로운 형상의 좌표, $\{XYZ\}_0$는 초기 형상의 좌표 그리고, $\{XYZP\}_i$는 i번째 설계변수와 관련 있는 섭동벡터를 의미한다.

설계자의 판단에 의해, 평판은 3개의 판재로 나누어지며, Fig. 7에서 점선으로 나타내었다. 각 판재의 두께는 X_1, X_2 그리고, X_3로 나타내었으며, 이들은 식(4)의 치수 최적설계의 설계 변수들이며 초기 값은 모두 5mm이다. X_1 판재의 섭동벡터는 형상 최적설계시 직사각형을 유지하면서 변할 수 있도록 정의하였으며, X_3판재는 사다리꼴 형태로 변할 수 있도록 주었다. 형상 최적설계시 설계자에 의해 주어져야 하는 섭동벡터는 설계자의 직관에 많이 의존하게 된다.

최적화 결과, 초기 5mm의 두께를 가진 평판은 X_1=X_3=2.694mm, X_2=5.373mm를 가진 3개의 판재를 Fig. 7의 실선과 같은 분포로 용접하여 구성하더라도 전체 두께가 5mm인 구조물의 강성을 충분히 만족할 수 있으면서, 전체 평판의 무게는 기존의 5mm 두께를 가진 모델보다 14.5% 감소시킬 수 있다. 형상 최적설계의 결과는 Fig. 7에서 실선으로 나타내었다.

이 예제를 통해, Fig. 3에서 제안한 경량화 방법이 타당함을 알 수 있었으며, 이 방법은 다음 절에서 자동차의 프론트 도어에 직접 적용하여 보게 된다.

3.2 합체박판기술을 이용한 자동차 프론트 도어의 설계

새로운 도어 설계에서 구조적으로 가장 중요하게 고려할 성능은 프레임 강성(frame rigidity)과 도어 새깅(sagging)이 된다. 프레임 강성은 자동차가 고속 주행시 차체의 형상으로 인해 도어 프레임 부분에 음압(negative pressure)이 발생하여 도어 프레임은 굽힘을 받게 된다. 이 강성이 약할 경우 바람소리와 같은 잡음이 발생하게 되어 중요한 성능이 된다. 한편, 도어 새깅은 도어의 개폐시 도어 자체의 무게로 인한 처짐을 고려하기 위한 조건이다.

Fig. 8에 프론트 도어의 유한 요소 모델과 함께, 프레임 강성 조건(load case 1, 2)과 도어 새깅 조건(load case 3)의 경계조건을 나타내었다. 여기서, 12345는 z축에 대한 회전만 자유롭게 풀어준 것이며, 2356은 x축에 대한 병진 및 회전운동이 자유롭다는 의미이다. 그리고 2는 y축에 대한 병진운동만 구속되어 있다는 것이다. 이 유한 요소 모델은 프론트 도어의 내판과 외판을 모두 나타낸 기존의 모델이며, 강성 실험을 통해서 유한 요소 모델의 검증이 이루어졌다.

도어 경량화 방법의 첫 단계로 설계 영역을 선정한다. 여기서는 합체박판기술의 적용이 용이하며, 기존의 보강재를 제거하여 경량화 및 부품수 감소로 인한 공정수 감소의 추가적인 효과를 얻을 수 있는 내판을 설계 영역으로 결정하였다.

위상 최적설계는 개념설계의 단계로 판재의 수와 대략적인 용접선의 분포를 결정하기 위해 수행한다. 합체박판기술의 적용을 위해 내판에 붙어 있는 보강재를 제거하였으며, Fig. 9에 나타내었다. 최대의 강성을 가지는 구조물의 형태는 위상 최적설계를 통해서 얻을 수 있다. 질량 제한조건을 3가지 경우에 대해서 위상 최적설계를 수행하였다. (N_{frac}=50%, 60%, 70%) 목적함수는 3개의 하중조건에 대한 변형 에너지의 선형합으로 선정하였으며, 정식화는 식(3)과 같다.

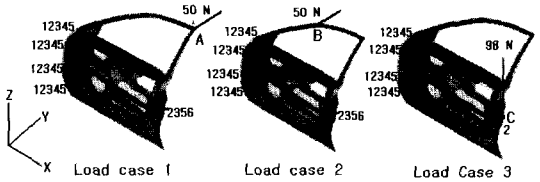


Fig. 8 Finite element model and load cases of an automotive door (front door)

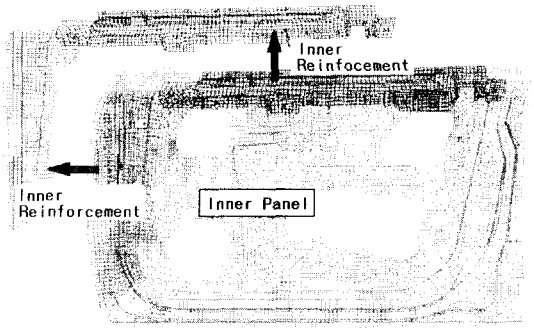


Fig. 9 Inner reinforcements removal from inner panel(front door)

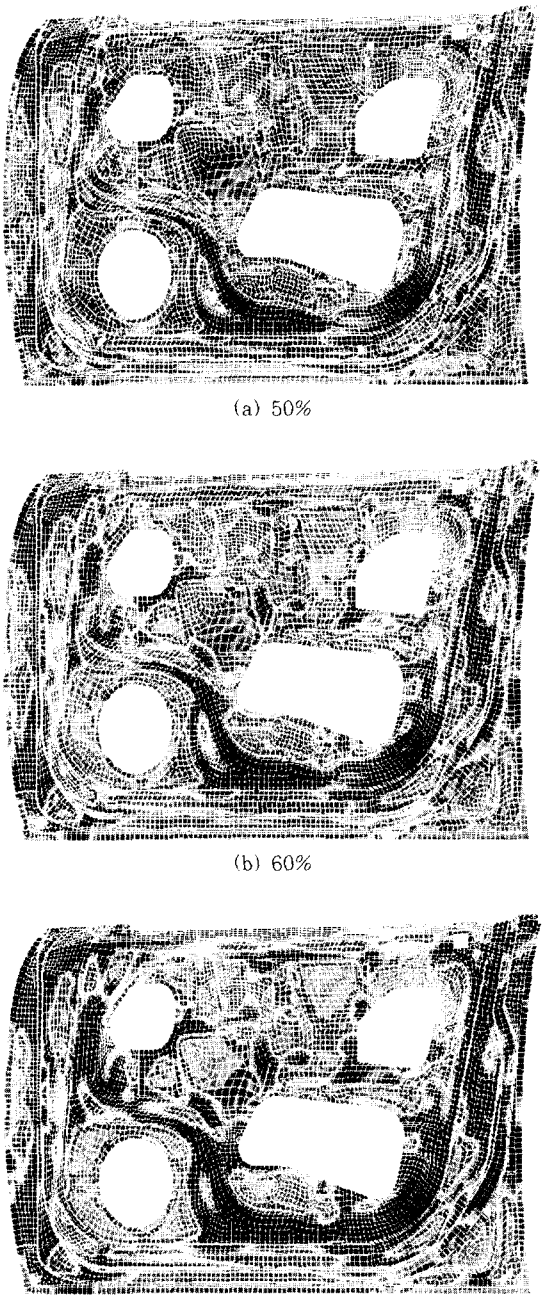
위상 최적설계의 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 설계자는 이 결과를 바탕으로 3개의 판재로 내판을 나눌 수 있으며, 이렇게 나누어진 내판의 그림을 Fig. 11에 나타내었다. 각 파트의 이름은 X_1, X_2 그리고, X_3로 정하였다.

상세설계의 단계로 각 판재들의 두께와 용접선의 위치를 정하게 된다. 각 판재의 두께를 치수 최적설계를 통해서 결정하였으며, 그 정식화는 다음과 같다.

$$
\begin{aligned}
&Find \quad \mathbf{X}=\{X_1, X_2, X_3\}\\
&Minimize \quad Weight\\
&Subject \quad to\\
&\quad \delta_j^{TWB}-\delta_j^{BASE}\le 0.0 \quad j=load\ case\ 1,\ 2,\ 3\\
&\quad 0.5\le X_i\le 2.1 \quad i=load\ case\ 1,2,3\\
&\quad X_i/2X_j-1.0\le 0.0 \quad i,j=parts\ 1,2,3,\ i\ne j
\end{aligned}
\tag{5}
$$

여기서, $\mathbf{X}$는 내판을 이루는 파트들의 두께를 나타내는 치수 설계 변수 벡터, δ_j^{BASE}는 j번째 하중이 가해진 위치에서 보강재를 가진 기존 도어 모델의 변위, δ_j^{TWB}는 δ_j^{BASE}와 같은 위치에서 개선된 합체박판기술을 적용한 도어 모델의 변위를 말한다.

각각의 판재들의 초기 두께 X_1, X_2, X_3는 0.700MM이다. 한편, 서로 이웃하는 판재들의 두께 차이가 클 경우에 합체박판기술의 적용을 위한 용접이 불가능하다.[4] 따라서, 식(5)의 마지막에 있는 제한조건을 사용하여 대략적으로 임의의 파트 두께가 이웃하는 파트 두께의 2배를 넘을 수 없게 하였다. 각 파트의 두께 차이



(a) 50%

(b) 60%

(c) 70%

Fig. 10 Topology results for the inner panel

에 대해서는 좀더 전문적인 고찰이 필요하지만, 이것은 본 논문의 영역을 벗어난다.

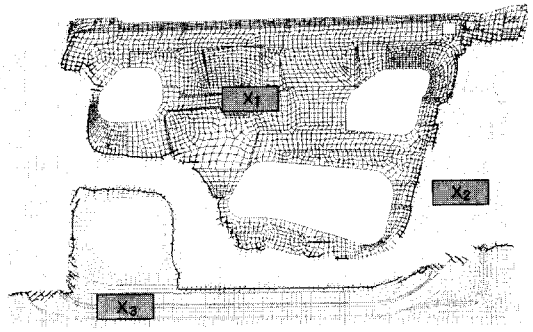


Fig. 11 Initial division of the inner panel(front door)

Table 1 Size optimization results

	Initial Values with Reinforcement	Optimum in Continuous Space with TWB	Rounded Up Values with TWB
Objective	17.009kg	16.777kg	16.815kg
T_1	0.700mm	0.647mm	0.650mm
T_2	0.700mm	1.290mm	1.300mm
T_3	0.700mm	0.647mm	0.650mm

치수 최적화를 수행하여 얻은 결과를 초기 두께와 함께 Table 1에 나타내었다. 연속된 공간에서 얻은 최적의 두께 값은 실제적인 생산을 고려할 경우 이산화된 값으로 대체해야 한다. 이산설계(discrete design)에 대한 특별한 방법들이 개발되어져 있다.[14),15)] 이런 정교한 방법들은 본 연구의 범위를 벗어나므로 여기서는 반올림한 값을 채택하여 각 파트의 두께를 결정하여, $X_1=X_3=0.650$mm로 $X_2=1.300$mm로 하였다. 이렇게 반올림한 두께들은 식(5)의 제한조건을 만족하는지 확인하고, 모두 만족하여 각 판재들의 두께를 최종으로 결정하였다. 다음으로 용접선의 최종 위치를 결정하게 되는데, 앞선 단계의 치수 최적설계 결과를 반올림하므로써 발생한 목적함수의 증가는 형상 최적설계를 통하여 다소 감소되어 질 수 있다. 형상 최적설계의 정식화는 다음과 같다.

$$
\begin{aligned}
&\textit{Find}\quad \mathbf{X}=\{X_i : i=1,2,...,11\}\\
&\textit{Minimize}\quad \textit{Weight}\\
&\textit{Subject}\quad \textit{to}\\
&\delta_j^{TWB}-\delta_j^{BASE}\le 0.0 \qquad j=\textit{load case } 1,\ 2,\ 3\\
&\{XYZ\}=\{XYZ\}_O+\sum_{i=1}^{11} X_i\cdot\{XYZP\}_i\\
&-3.0\le X_i\le 3.0 \qquad i=1,2,...,11 \qquad (6)
\end{aligned}
$$

Table 2 Shape optimization results

	Initial Values	Optimum at each cycle
1st cycle	16.815kg	16.778kg
2nd cycle	16.609kg	16.569kg
3rd cycle	16.413kg	16.459kg

식(6)의 기호는 식(4), (5)와 유사하며 특히, $\{XYZP\}_i$는 X_2 판재의 영역이 전체적으로 줄어드는 방향으로 변하게 하기 위한 11개의 섭동벡터이며, X_i는 각각의 섭동 벡터를 결정하는 11개의 형상 설계 변수들이다. 한편, 형상 최적설계를 통해 얻게 될 최종 용접선은, 초기 구조물의 형상을 유지하면서 이동하여야 한다. 따라서, 앞에서 설명한 요소단위의 형상 최적설계를 이용하였으며, X_2 판재의 최종 분포는 용접선의 위치와 동일하게 된다.

최적화 사이클은 Table 2에 나타내었으며, 각각의 사이클마다 설계변수의 상/하한치를 Fig. 4와 같이 엄격하게 선정하였다. 3번의 설계 사이클을 수행하고 종료할 수 있었는데, 앞서 설명한 수렴조건 (1)을 만족하였기 때문이다. 요소 단위의 형상 최적설계 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 형상 민감도(shape sensitivity)가 치수 민감도(size sensitivity)보다 더 작기 때문에 큰 변화를 얻기 힘들었다.

결국, 상세 설계로 치수와 형상 최적설계를 각각 수행하여 기존에 보강재를 가진 내판의 무게에 비해 8.72%를 감소시킬 수 있었다. 한편, 외판(outer panel)과 내판으로 이루어진 도어 전체에서 외판을 제외한 내판에 대해서만 설계를 수행하였기 때문에 도어 전체로 보면 3.23%의 무게를 줄일 수 있었다. 감소율이 그리 크지 않지만, 자동차는 도어가 여러 개이며, 합체박판

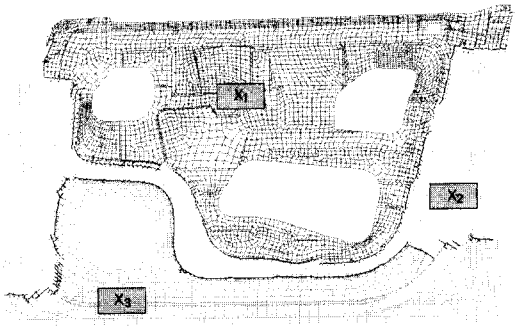


Fig. 12 Optimum welding lines

기술의 적용으로 공정수 감소와 부품수 감소의 추가적인 효과를 얻을 수 있다. 또한, 도어와 유사한 구조물인 후드와 트렁크에도 적용 가능하다는 것을 고려해 본다면, 경량화 효과는 더욱 커질 것이다.

4. 결 론

합체박판기술을 이용하여 자동차를 경량화 할 수 있는 설계과정을 제안하고, 단순 평판 문제와 자동차 프론트 도어에 적용하여 그 타당성을 살펴보았다.

1) 도어의 부품들 중에 내판에 적용하여 합체박판기술을 가진 도어의 내판 무게를, 강성을 유지하면서 기존의 보강재를 가진 내판의 무게에 비해 8.72%의 경량효과를 얻을 수 있었다.
2) 실제 구조물에 형상 최적설계를 적용할 때, 심각한 요소의 변형을 피하고 특히, 구조물의 기존 형태를 유지하면서 형상 최적설계를 할 수 있는 요소단위의 형상 최적설계 기법을 제안하였고, 실제 자동차 도어의 내판에 적용하여 보았다.
3) 자동차 경량화 설계과정을 이미 스탬핑된 재료에 대해서 적용해 보았다. 따라서, 본 연구에서 나온 최적화 결과를 구현하기 위해 스탬핑 공정을 정의할 필요가 있다.
4) 자동차의 경량화를 더욱 높이기 위해 도어의 외판, 해치, 트렁크 리드, 후드에 제안한 설계 방법을 적용할 수 있다.
5) 다양한 최적화 방법을 현장에서 사용할 수 있는 예제로 합체박판기술을 사용하는 도어가 될 수 있음을 확인하였다.

감사의 글

이 연구는 한국과학재단지정 최적설계신기술센터와 교육부 지원 BK21 사업 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Davis, J., "The Potential For Weight Reduction Using Magnesium," *SAE*, 1991, 910551
2. 왕세명, 문희곤, 기성현, "보강재 설계를 위한 최적설계 기법의 응용", 한국자동차공학회 춘계학술대회, 1999년 6월 25일~26일, pp.405~410
3. 조성빈, "고안전도 경량화 도어 개발을 위한 연구", 석사학위, 연세대학교, 1994
4. Opbroek, E. and Weissert, U., "Ultra Light Steel Auto Closures Project," *International Body Engineering Conference & Exposition*, SAE International, Vol.1, 1998 September 29~October 1, pp.41~52
5. 백승준, 구본영, 금영탁, 강수영, 이호기, "합체박판(Tailored Blank) 성형 기술의 개발 현황과 전망", 한국자동차공학회 논문집, 제19권, 제1호, 1997, pp.3~10
6. Bednsoe, M. P. and Kikuchi, N., "Generating Optimal topologies in structural design using a homogenization method," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, 1988, pp.197~224
7. Lin, C. Y. and Chou, J. N., "A Two-Stage Approach for Structural Topology Optimization," *Advances in Engineering Software*, Vol. 30, 1999, pp.261~271
8. Mlejnek, H. P. and Schirrmacher, R. "An Engineers Approach to Optimal Material Distribution and Shape Finding," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 106, 1990, pp.1~26
9. *GENESIS User's Manual Ver 6.0*, Vanderplaats Research & Development, Inc., Colorado, Springs, CO, 2000
10. Haug, E. J. and Arora, J. S., *Applied Optimal Design: mechanical and structural systems*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1979
11. Leiva, J. P. and Watson, B. C., "Automatic generation of basis vectors for shape optimization in the GENESIS program," *7th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, AIAA, 1998 September 2-4, pp.1115~1122
12. Haftka, R. T. and Grandhi, R. V., "Structural Shape Optimization - A Survey," *Computer*

Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 57, 1985, pp.99~106
13. Hsu, Y. L., "Survey Paper - A Review of Structural Shape Optimization," *Computers in Industry*, Vol. 26, 1994, pp.3~13
14. Arora, J. S. and Haug, M. W., "Methods for Optimization of Nonlinear Problems with Discrete Variables - A Review," *Structural Optimization*, Vol. 8, 1994, pp.69~85
15. 이권희, 박경진, "제한조건이 있는 문제의 이산설계 공간에서의 강건 최적설계", 대한기계학회 논문집, Vol. 22, No. 5, 1998, pp.728~737