

## 구조 최적 설계기법을 이용한 ULSAB 개념의 자동차 도어 설계

### The Automotive Door Design with the ULSAB Concept Using Structural Optimization

신정규\*, 송세일\*\*, 이권희\*\*\*, 박경진\*\*\*  
Shin J.K. Song S.I. Lee K.H. Park G.J.

---

#### ABSTRACT

Weight reduction for an automobile body is being sought for the fuel efficiency and the energy conservation. One way of the efforts is adopting Ultra Light Steel Auto Body (ULSAB) concept. The ULSAB concept can be used for the light weight of an automobile door with the tailor welded blank (TWB). A design process is defined for the TWB. The inner panel of door is designed by the TWB and optimization. The design starts from an existing component. At first, the hinge and inner reinforcements are removed. In the conceptual design stage, topology optimization is conducted to find the distribution of variable thicknesses. The number of parts and the welding lines are determined from the topology design. In the detailed design process, size optimization is carried out to find thickness while stiffness constraints are satisfied. The final parting lines are determined by shape optimization.

주요기술용어 : Part(판재), TWB(합체 박판 기술), Topology Optimization(위상 최적 설계), Element-Based Shape Optimization(요소 단위의 형상 최적 설계)

---

#### 1. 서론

현재 자동차의 경량화 방법에는 재료적인 접근방법 및 구조 설계의 합리화 방법의 2가지로 분류할 수 있다. 경량 재료의 사용시 효과적인 경량화가 가능하나,<sup>(1)</sup> 높은 가격으로 인해 고급차종에만 사용되고 있는 실정이다. 이에 비해 값이 싸고 재료의 재활용성이 큰 강(steel)을 사용하고, 구조나 제작 방법의 개선으로 경량화를 이루려는 노력이 있는데, 대표적으로 ULSAB(Ultra Light Steel Auto Body) 프로젝트가 있다.<sup>(2)</sup> ULSAB의 여러 경량화 방법중에서 국내 자동차 업계에서는 자동차 도어 설계시 합체 박판 기술(tailored

\* 한양대학교 기계설계학과 대학원  
\*\* 자동차 부품 연구원  
\*\*\* 한양대학교 기계공학과

weld blank)을 이용하여 경량화를 수행하였다.<sup>(3)</sup> 합체 박판 기술을 적용할 기존 설계 부품에 대해 먼저, 위상 최적 설계를 수행하여, 대략적인 판재의 수와 분포를 결정하였다. 그리고, 기존 설계의 강성을 유지하도록 제한 조건을 부여하여 치수 최적 설계와 형상 최적 설계를 수행함으로써 각 판재의 두께와 분포를 결정할 수 있는 일련의 자동차 도어 경량화 방법을 제안하였다.

한편, 실제 구조물의 형상 최적 설계시 구조물의 형태는 매우 불규칙적이고 복곡면이 많아 설계 영역의 설정에 한계가 있고 설계 과정 중 요소가 심하게 변형되는 경우가 발생하여 일련의 형상 최적 설계를 수행하는 것은 매우 어렵다. 따라서 도어와 같은 복잡한 구조물의 형상 최적 설계가 가능한 요소 단위의 형상 최적 설계 방법을 제안하였다.

위상, 치수 및 형상 최적 설계를 이용한 일련의 자동차 도어 경량화 방법과 요소 단위의 형상 최적 설계 방법을 평판 문제 및 실제 자동차 도어 설계에 적용하여 그 효용성을 입증하였다.

## 2. 최적 설계 및 자동차 도어 경량화 방법

### 2.1 치수 최적 설계와 형상 최적 설계

일반적으로 구조 최적설계는 식(1)과 같이 응력, 변위, 고유 진동수 등의 제한 조건을 만족하며 구조물의 중량을 최소화하는 문제로 정의되며, 설계 변수의 종류에 따라 치수 최적설계, 형상 최적 설계, 그리고 위상 최적 설계 등으로 구분된다.<sup>(4-5)</sup>

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && W(X) && (1) \\ & && K(X)u = p \\ & \text{Subject to} && K(X)y = \zeta M(X)y \\ & && g_j(X) \leq 0, j = 1, \dots, m \\ & && X_L \leq X \leq X_U \end{aligned}$$

여기서,  $X, X_L, X_U$ 는 설계변수, 설계변수의 하한값과 상한값 벡터를 표시하며, 목적함수  $W$ 는 중량을,  $K$  및  $M$ 은 각각 유한 요소 해석시 강성 행렬과 질량 행렬을,  $u$ 와  $p$ 는 변위 벡터 및 외력 벡터를,  $\zeta$  및  $y$ 는 고유값(고유진동수)과 고유 벡터(진동 모드)를 표시한다. 그리고,  $g_j$ 는  $m$  개의 제한 조건을 나타낸다.

치수 최적 설계는 가장 기본적인 구조 최적 설계로 구조물의 높이, 너비 및 두께와 같은 요소들의 단면 치수들과 면적, 관성 모멘트 등의 단면 특성들을 설계변수로 한다.

형상 최적 설계는 치수 최적 설계와 달리 절점의 위치를 이동시켜 최적의 해를 얻는 것으로, Vanderplaats는 절점의 위치를 이동시키기 위해서 베이스스 접근법이나 교란 벡터 접근법을 이용하였다.<sup>(6)</sup> 본 연구에서는 좋은 설계 후보를 알 수 없기 때문에 교란 벡터 접근법을 사용하였다.

### 2.2 요소 단위의 형상 최적 설계

자동차 도어와 같은 실제 구조물은 매우 복잡하며 복곡면이 많아서 평면은 거의 찾아보기 힘들므로 설계 영역을 설정하기가 매우 어렵다. 한편, 합체 박판 기술을 적용할 도어의 용접선의 형상 최적 설계의 경우 구조물의 형태는 그대로 유지하면서 용접선의 최적 위치를 찾아내는 문제이므로, 그림 1과 같은 요소 단위의 형상 최적 설계 방법을 제안한다.

이전의 형상 최적 설계 단계를  $(i-1)^{th}$  단계라 하고, 그 결과를 바탕으로 새롭게 형상 최적 설계를 실시할 단계를  $(i)^{th}$  단계라고 하자. 용접선이 움직일 수 있는 한계는 현재의 용접선을 이웃하고 있는 요소들

크기의 50%로 제한하였다. 따라서, 임의의 단계에서 형상 최적 설계 수행 중에 요소의 심각한 변형은 발생하지 않는다. 만일  $(i-1)^{th}$  단계에서 목적함수가 수렴할 때, 용접선을 움직이는 형상 설계 변수가 상한값으로 이동하면, 그림 1에서 A과정으로 가고,  $(i)^{th}$  단계에서 새로운 상한값  $U(i)$  와 하한값  $L(i)$  에 대해 형상 최적 설계를 수행하게 된다. 이와 반대의 경우는, B과정으로 가서  $(i)^{th}$  단계의 형상 최적 설계를 수행한다. 이러한 일련의 반복된 요소 단위의 형상 최적 설계는 다음과 같은 수렴조건을 만족할 때까지 수행하게 된다.

1) 더 이상의 용접선 변화가 없을 때

$(i-1)^{th}$  단계와  $(i)^{th}$  단계의 용접선의 수렴방향이 서로 반대이면, 최적의 용접선은 적어도 이 두 단계를 사이에 둔 해당 요소안에 존재한다.

2) 제한 조건을 위배하였을 경우

$(i)^{th}$  단계에서 제한조건을 위배한다면, 이는 적어도  $(i-1)^{th}$  단계에서 수렴한 최적해를 용접선으로 선정하게 된다.

3) 성형성의 제한

성형 공정시 요구되는 용접선의 제한위치가 주어질 경우 중요한 수렴기준이 된다.

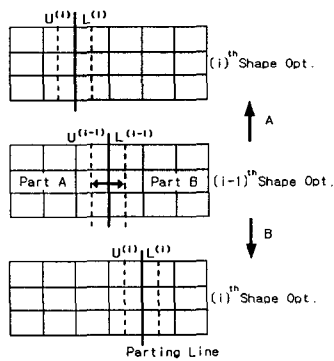


그림 1 요소단위의 형상최적설계

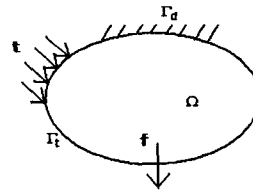


그림 2 선형탄성구조물

### 2.3 위상 최적 설계

그림 2와 같은 선형 탄성 구조물이 도메인  $\Omega$ 에 작용하는 체적력  $f$ 와 표면  $\Gamma_t$ 에 작용하는 표면력  $t$ 에 구속되어 있다고 가정하자. 이때, 다음과 같은 구조 최적화 문제를 고려할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && l(\mathbf{u}) \\ & \text{subject to} && a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = l(\mathbf{v}) \quad \forall \mathbf{v} \in V \quad (2) \\ & && \text{design restrictions} \end{aligned}$$

여기서,  $\mathbf{u}$ 는 가상변위의 원리를 만족시키면서 선형 탄성 구조물의 평형상태를 정의하는 변위장이며,  $a(\mathbf{u}, \mathbf{v})$ 는  $\mathbf{u}$ 에 의해 정의되는 평형상태에서 임의의 가상변위  $\mathbf{v}$ 에 의한 내부적인 가상일을 표현하고 있으며, 식 (3)과 같다.

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = \int_{\Omega} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v}) \cdot D\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) d\Omega \quad (3)$$

한편,  $l(\mathbf{u})$ 는 구조물의 평균 굴성(mean compliance)으로, 식 (4)와 같이 정의된다.

$$l(\mathbf{u}) = \int_{\Omega} \mathbf{f} \cdot \mathbf{u} d\Omega + \int_{\Gamma} \mathbf{t} \cdot \mathbf{u} d\Gamma \quad (4)$$

식 (2)와 같은 구조 최적화 문제에서 체적력과 표면력이 작용하는 선형 탄성 구조물의 평균 굴성을 최소화하는 것은 물리적으로 고강성의 구조물을 제안해 줄 수 있으므로, 자동차 도어의 경량화 방법에서 개념 설계로 위상 최적 설계를 선택하였다.

한편, 식(2)와 같이 정식화된 위상 최적 설계 문제를 풀기 위해 Bendsoe와 Kikuchi가 제안한 균질화법(homogenization method)과 Mlejnek과 Schirrmacher가 제안한 밀도방법이 있다. 균질화법은 미세구조물(microstructure)안의 특성들이 모두 균질화되어 있으며, 중간 밀도들을 해석하고 미세 구조물의 응력을 결정하는데 체계적이고 타당한 방법을 제공하지만, 각각의 유한 요소의 물질 상수를 계산하는데 상당한 노력이 필요하며, 미세구조물의 치수와 방향을 모델링하기 위해 많은 설계 변수들이 필요하다.<sup>(7)</sup> 그에 비해 밀도방법은 상대적으로 적은 수의 설계변수를 이용하고 어떤 허구적인 미세구조물 없이 적당한 강성-밀도(stiffness-density)의 관계를 이용할 수 있다.<sup>(8-9)</sup> 본 연구에서 사용한 상용 소프트웨어인 GENESIS는 밀도방법을 사용하며, 식(5)의 멱규칙(power rule)과 식(6)의 혼합규칙(mix rule)의 강성-밀도 관계를 이용한다.<sup>(10)</sup>

$$E(\mathbf{X}) = E_0 RV2 + E_0(1 - RV2)X^{RV1} \quad (5-a)$$

$$\rho(\mathbf{X}) = \rho_0 X \quad (5-b)$$

$$E(\mathbf{X}) = E_0 \left\{ RV1 [X + RV2(1 - X)] + \frac{(1 - RV1)RV2}{(RV2 - 1)X + 1} \right\} \quad (6-a)$$

$$\rho(\mathbf{X}) = \rho_0 [X + RV3(1 - X)] \quad (6-b)$$

$$TMIN \leq X \leq 1.0 \quad (6-c)$$

여기서,  $\mathbf{X}$ 는 부피 비율(volume fraction)을 나타내는 위상 최적 설계의 설계변수,  $E$ 는 탄성계수,  $E_0$ 는 초기 탄성계수,  $\rho(\mathbf{X})$ 는 밀도,  $\rho_0$ 는 초기밀도,  $TMIN$ 은 위상 최적 설계의 설계변수의 최소값이고,  $RV1$ ,  $RV2$ ,  $RV3$ 는 실수형의 파라미터이다.

#### 2.4 자동차 도어 경량화 방법

그림 3과 같은 일련의 자동차 도어 경량화 방법을 제안한다.

합체 박판 선정에 있어서 개념 설계 단계로, 여러 가지 질량 제한 조건에 대해서 변형 에너지를 최소화하

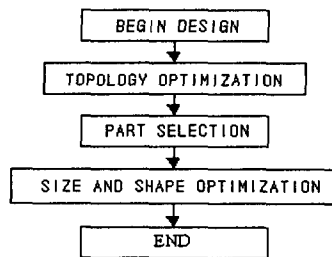


그림 3 자동차 도어 경량화 단계

는 위상 최적 설계를 수행하여, 판재 선정에 가장 유리한 결과를 선택한다. 이 결과를 바탕으로 판재의 개수와 대략적인 용접선의 형태를 결정한다. 이렇게 선정된 판재의 두께와 용접선에 대한 상세 설계의 단계로 치수 최적 설계와 형상 최적 설계를 수행하게 된다. 판재의 두께를 결정하기 위해서 치수 최적 설계를, 용접선의 최적 위치를 결정하기 위해서 형상 최적 설계를 각각 수행한다. 이때, 실제 구조물의 경우 치수와 형상 최적 설계를 동시에 수행하면 상대적인 민감도 차이에 의해서 형상은 거의 변하지 않는 경우가 많으며, 실제 생산을 고려할 경우 치수와 형상 최적 설계를 동시에 수행하여 얻은 두께는 다시 유용한 이산값으로 대치해야 하므로, 최적의 의미는 다소 반감되어 진다. 따라서, 치수 최적 설계를 통해 각 판재의 두께를 결정하고 나서, 최적의 용접선의 위치를 구하기 위하여 형상 최적 설계를 수행하는 것이 더욱 합리적이다. 실제 구조물의 형상 최적 설계를 용이하게 하기 위해 앞서 제안한 요소 단위의 형상 최적 설계를 이용하였다.

### 3. 적용 예제 및 고찰

자동차 도어 경량화 방법을 평판 문제와 실제 자동차 도어에 적용하여 보았다. 편의상 구속조건의 표시는 1,2,3은 X,Y,Z축 방향으로의 변위 구속을 4,5,6은 X,Y,Z축에 대한 회전구속을 의미한다. 모든 예제에서 사용한 재료는 강이며, 탄성계수  $E=210GPa$ , 밀도,  $\mu=7850kg/m^3$ 이다.

#### 3.1.1 3개의 하중조건이 있는 평판

그림 4와 같이 3가지 하중조건이 작용하는 구조물의 경우, 그 구조물이 특정 변위 제한 조건을 만족하기 위한 적절한 판재의 선정과 그 두께 및 분포를 결정하는 문제이다.

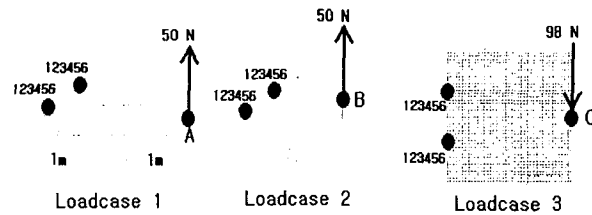


그림 4 평판의 경계조건과 하중조건

개념 설계 단계로 50%의 질량 제한 조건의 위상 최적 설계를 바탕으로 그림 5와 같은 3개의 판재를 선정하였다. 상세 설계의 단계로 1)치수와 형상 최적 설계를 동시에 수행한 경우, 2)치수 최적 설계후 형상 최적 설계를 수행한 경우를 비교해 보았다. 최적 설계 정식화는 다음과 같다.

$$\text{Find } \mathbf{X} = \{X_i : i = 1 \dots 7\}$$

$$\text{Minimize } \text{Weight}$$

$$\text{Subject to}$$

$$\text{For Size Optimization}$$

$$\delta_i^{TB} - \delta_i^{BASE} \leq 0 \quad (i = 1, 2, 3)$$

$$0.6 \leq X_i \leq 10.0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (7)$$

$$\text{For Shape Optimization}$$

$$\{XYZ\} = \{XYZ\}_0 + \sum_{i=1}^7 X_i \cdot \{XYZP\}_i$$

$$X_i / 2X_j - 1.0 \leq 0.0 \quad (i, j = 1, 2, 3, i \neq j)$$

$$-40.0 \leq X_j \leq 100.0 \quad j = 4, 5, 6, 7$$

여기서,  $X_i$ 는 설계변수,  $\delta_i^{BASE}$ 와  $\delta_i^{TB}$ 는 각각 기존 모델과 합체 박판을 적용할 모델의  $i^{th}$  하중조건에 대한 작용하중 방향으로의 변위를 의미한다. 형상 최적 설계의 경우 교란 벡터의 형태는 T\_1 판재가 직사각형태를 유지하도록, T\_3 판재는 사다리꼴 형태가 가능하도록 적절히 주었다.

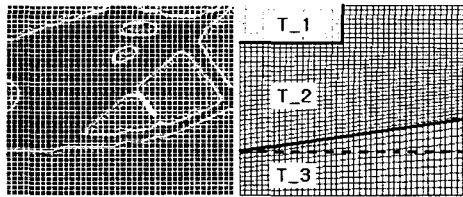


그림 5 위상 최적 설계 결과(L)와 최종 용접선(R)

그림 5는 치수와 형상 최적 설계를 동시에 수행한 결과를 보여주고 있다. 점선은 초기 용접선, 실선은 최종 용접선을 나타내고 있으며, T\_2와 T\_3 판재를 연결하는 용접선의 형태가 초기에 비해 이동하였음을 알 수 있다. 무게는 기존 모델대비 합체 박판 기술을 적용한 모델이 14.5% 감소를 하였으며, 각 판재의 두께는 T\_1 = T\_3 = 2.69mm, T\_2 = 5.37mm가 되었다. 반면, 치수 최적 설계 후 형상 최적 설계를 수행한 결과는 T\_1 = T\_3 = 2.67mm, T\_2 = 5.33mm가 나왔으며, 용접선은 미소한 이동을 하였고, 기존 모델대비 11.7%의 무게 감소효과가 있었다.

### 3.2 도어 문제

도어 설계시 정적 강성은 크게 프레임 굽힘 강성 및 새깅(sagging) 강성으로 분류하여 검토된다. 실제 자동차가 고속 주행시 차체의 형상으로 발생한 와류로 인해 도어 프레임에 음압(negative pressure)이 발생한다. 이 음압으로 도어의 프레임이 차체와 떨어져 결국 바람소리와 같은 잡음이 일어나는 경우를 검토하기 위해서 설정된 하중조건으로 프레임 굽힘 강성을 검토하는 것은 매우 중요하다. 반면에, 새깅 하중조건은 도어의 개폐시 도어가 처지는 현상을 검토하기 위해서 설정된 하중조건이다.

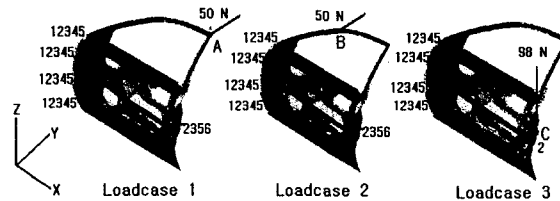


그림 6 도어의 경계조건과 하중조건

그림 6에서 하중조건 1,2는 프레임 굽힘 강성에 대한 하중조건이며, 하중조건 3은 새깅에 대한 하중조건이다. 그림 7은 합체 박판 기술을 적용할 도어 부품들 중에서 힌지 보강재와 내판 보강재를 떼어낸 내판에 대

해서 30%의 질량 제한 조건하에 위상 최적 설계를 수행하여 그림 7의 결과를 얻었다.

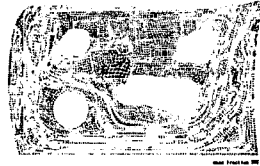


그림 7 위상 최적 설계 결과

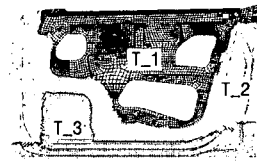


그림 8 초기 용접선

위상 최적 설계 결과를 바탕으로 도어 내판을 그림 8과 같은 초기 용접선을 가진 3개의 판재로 나누었다. 먼저, 각 판재의 두께를 결정하기 위하여 치수 최적설계를 수행하였으며, 그 정식화는 식 (8)과 같다.

$$\text{Find } X = \{X_i : i = 1, 2, 3\}$$

Minimize Weight

Subject to

$$\delta_i^{TB} - \delta_i^{BASE} \leq 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (8)$$

$$0.5 \leq X_i \leq 2.1 \quad (i = 1, 2, 3)$$

$$X_i / 2X_j - 1.0 \leq 0.0 \quad (i, j = 1, 2, 3, i \neq j)$$

이때, 마지막 식의 의미는 합체 박판의 성형성을 고려한 경우로 임의의 판재 두께는 이웃하는 판재 두께의 2배를 넘을 수 없는 제한 조건을 의미한다. 치수 최적 설계를 수행한 결과 각 판재의 두께가  $T_1 = T_3 = 0.6471\text{mm}$ ,  $T_2 = 1.2903\text{mm}$ 가 나왔다. 강판의 상용 두께표를 참고하여 유용한 이산값으로 각 부재의 두께를 결정하여,  $T_1 = T_3 = 0.65\text{mm}$ ,  $T_2 = 1.3\text{mm}$ 로 결정하였다.

최적의 용접선 위치를 결정하기 위해 식 (9)와 같은 형상 최적 설계를 수행하였다.

$$\text{Find } X = \{X_i : i = 1 \dots 11\}$$

Minimize Weight

Subject to

$$\delta_i^{TB} - \delta_i^{BASE} \leq 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (9)$$

$$\{XYZ\} = \{XYZ\}_0 + \sum_{i=1}^{11} X_i \cdot \{XYZP\}_i$$

$$-3.0 \leq X_i \leq 3.0 \quad i = 1 \dots 11$$

이때,  $\{XYZP\}_i$ 는 교란 벡터를 의미하며, 교란 벡터는  $T_2$  판재의 영역이 줄어들는 방향으로 적절히 입력

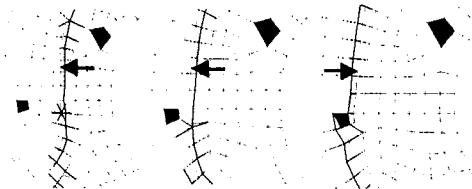


그림 9 요소단위의 형상최적설계(용접선의 이동)

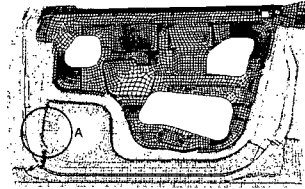


그림 10 최종 용접선

하였다. 형상 최적 설계시 설계변수의 범위를 요소의 심각한 변형을 일으키지 않는 정도( $\pm 3mm$ )로 제한하였다. 그림 9는 그림 10의 A부분을 자세히 나타낸 것으로, 3번의 요소 단위의 형상 최적 설계를 수행한 후에, (2)번 수렴조건을 만족하여 그림 10과 같은 최종 용접선의 위치를 결정하였다. 도어의 무게는 기존 설계에 비해 2.59%의 감소효과가 나타났다. 그림 9에서 처음 두 그림에서는 용접선이 왼쪽으로 이동(화살표)하였으며, 3번째 그림에서는 다시 오른쪽으로 이동하여 수렴하려는 움직임을 볼 수 있으며, 요소 단위의 형상 최적 설계가 유용함을 확인하였다.

#### 4. 결론

합체 박판 기법을 이용한 자동차 도어의 경량화를 위해 위상 최적 설계, 치수 및 형상 최적 설계를 이용하여 판재의 두께와 용접선의 위치를 정하는 일련의 방법을 제시하였고, 자동차 도어 경량화 방법을 이용하여 기존 도어 설계에 비해 2.59%의 경량화를 이루었다. 그리고, 복잡한 구조물의 형상 최적 설계시 심각한 요소 변형을 줄일 수 있고, 구조물의 기본 형태를 유지하면서 용접선의 최적 위치를 찾을 수 있는 요소 단위의 형상 최적 설계 방법을 제안하여 실제 도어에 적용하여 그 타당성을 확인하였다.

#### 5. 후기

이 연구는 교육부 지원 BK21 사업 연구비 지원으로 수행되었습니다.

#### 6. 참고문헌

- (1) 조성빈, 1994, 고안전도 경량화 도어 개발을 위한 연구, 연세대학교 대학원 기계공학과 석사학위 논문
- (2) UltraLight Steel Auto Body Final Report 2nd Ed., 1998, American Iron and Steel Institute
- (3) 백승준, 구분영, 금영탁, 강수영, 이호기, 합체 박판(Tailored Blank) 성형 기술의 개발 현황과 전망, 1997, 자동차공학회, 제19 권, 제 1 호, pp.3 - 10
- (4) 박영선, 임재문, 양철호, 박경진, 1996, 불연속 구조물의 배치최적설계를 위한 이점역 이차 근사법의 개발, 대한기계학회 논문집, 제 20 권, 제 17 호, pp. 3804 - 3821
- (5) 이권희, 박경진, 1997, 설계변수의 공차를 고려한 구조물의 강건 최적설계, 대한기계학회논문집(A), 제 21 권, 제 1 호, pp.112 - 123.
- (6) Juan Pablo Leiva and Brian C. Watson, 1998, Automatic Generation of Basis Vectors For Shape Optimization In The GENESIS Program, AIAA-98-4852, pp.1115 - 1122
- (7) M.P. Bendsfe, A. Diaz and Noboru Kikuchi, 1998, Topology and Generalized Layout Optimization of Elastic Structures, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 71, pp. 197 - 224
- (8) C.Y. Lin, J.N. Chou, 1999, A two-stage approach for structural topology optimization, Advances in Engineering Software, 30, pp. 261 - 271
- (9) H.P. Mlejnek and R.Schirmmacher, 1990, An Engineers approach to optimal material distribution and shape finding, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 106, pp. 1 - 26
- (10) GENESIS Users Manual: ver 5.0, 1998, VMA Engineering