한국소음진동공학회 2003년도 추계학술대회논문집, pp.389~394.

차량용 에어컨 컴프레서 브라켓의 형상최적화

(Shape Optimization of an Air-conditioner Compressor Mounting Bracket)

제형호* · 김찬묵** · 강영규** · 이두호***

Hyung-Ho Jea, Chan-Mook Kim, Young-Kyu Kang and Doo-Ho Lee

Key Words : Shape Optimization(형상최적화), Air-Conditioner Compressor Mounting Bracket(에어컨 컴프레서 브라켓), Objective Function(목적함수), Design Constraint(제약조건), Design Variable(설계변수), Dynamic Stress(동응력), Resonant Frequency(공진 주파수)

ABSTRACT

In this paper, a shape optimization technique is applied to design of an air-conditioner mounting bracket. The mounting bracket is a structural component of an engine, on which bolts attach an air-conditioner compressor. The air-conditioner mounting bracket has a large portion of weight among the engine components. To reduce weight of the bracket, the shape is optimized using a finite element software. The compressor assembly, composed of a compressor and a bracket is modeled using finite elements. An objective function for the shape optimization of the bracket is the weight of the bracket. Two design constraints on the bracket are the first resonant frequency of the compressor assembly and the fatigue life of the bracket. The design variables are the shape of the bracket including thickness profiles of the front and back surfaces of the bracket, radius of outer bolt-holes, and side edge profiles. The coordinates of the FE nodes control the shape parameters. Optimal shapes of the bracket are obtained by using SOL200 of MSC/NASTRAN.

1. 서 론

기계와 구조물의 설계에 있어서 최고의 목표치는 성능 및 기능성의 만족과 동시에 가볍고 싸게 제품을 만드는 것이다. 점차 경쟁이 높아 가는 자동차 시장에서 이러한 요구에 신속히 대처하고 생산성을 높이기 위해서는 신제품 개발 시 설계에서 생산까지의 공정시간을 단축하는 것이 대단히 중요하다. 시스템 설계에 있어서 재래의 설계과정은 시제품이 완성되기 전 단계에서 대상시험 시 문제가 발생할 수 있는 설계를 설계초에 방지할 수 있는 반면 설계개선에 대한 방향성을 제시하지는 못해서 체계적으로 가장 적합한 설계안을 도출하기에 위해서는 많은 개선안과 이의 해석을 반복하는 시행착오가 있을 수 있다. 그러므로 설계초기에 개념설계의 단계에서 요구조건을 만족하면서 가장 경제적인 설계방향을 제시할 수 있는 최적설계 방법의 도입이 필수적이라고 할 수 있다. 최근에는 향상된 성능의 컴퓨터와 software를 통하여 설계최적화의 실용화가 가능하게 되어가는 추세이다.[1,2] 에어컨 컴프레서 브라켓(air-conditioner compressor bracket)은 엔진과 컴프레서를 고정하는 기본적인 역할로 엔진의 구조적인 부분이다. 브라켓은 컴프레서를 지지하고 있음으로 에어컨 컴프레서 어셈블리의 동특성은 주로 브라켓에 좌우되고 엔진블록에 직접적으로 고정되어 있기 때문에 엔진의 구동중에 가혹한 동적 하중을 받는다. 또한 에어컨 컴프레서 어셈블리의 진동은 차실내의 소음 문제를 야기 시킬 수 있다. 그러므로 브라켓은 차량의 수명동안 피로 파손을 일으키지 않아야 하고 컴프레서 어셈블리의 공진주파수는 엔진의 작동범위를 피할 수 있도록 설계되어야 한다.

* 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : rosmary75@lycos.co.kr
Tel : (02) 919-0514, Fax : (02)910-4728

** 국민대학교 자동차공학전문대학원

*** 동의 대학교

본 논문에서는 차량용 에어컨 컴프레서 브라켓의 설계 개선을 위하여 실험을 통한 모델의 검증과 진동해석, 동응력 해석을 통한 구조적인 신뢰성을 평가하고 브라켓의 형상을 상용 FEM software를 사용하여 최적화 하였다.

2. 배경 이론

2.1 최적설계 개념

최적설계는[3] 설계대상물에 소정의 유용성과 안전성을 확보하면서 최소의 재료를 사용하여 최대의 효과를 달성할 수 있도록 그 구조물의 치수와 기하학적 형상 등의 파라미터(parameter)를 결정하는 것이라고 할 수 있고 수학적인 관점에서는 각각의 제약조건을 만족하는 설계변수 중에서 목적함수를 최소 또는 최대화 하는 값을 찾는 것이다. 최적설계 과정은 설계자로 하여금 구체적인 설계변수, 최소화시킬 목적함수 및 시스템에 대한 제약함수를 정의하게 한다. 이렇게 정밀한 설계문제의 정식화를 통하여 보다 나은 해를 얻을 수 있다.

2.2 최적화 문제의 정식화

최적화를 위한 설계모델(design model)은 다음과 같이 구성된다.

- 설계변수(design variable)의 정의
- 목적함수(objective function)의 정의
- 제약조건(constraint)의 정의

$$\text{Find } \{x\} = (x1, x2, \ldots\ldots, xn) \qquad (2.2.1)$$

$$\text{Minimize } f(x) \text{ ; scalar function} \qquad (2.2.2)$$

$$Hk(x) = 0, \quad k = 1, 2, \ldots\ldots, L \qquad (2.2.3)$$

$$Gj(x) \leq 0, \quad j = 1, 2, \ldots\ldots, M \qquad (2.2.4)$$

식(2.2.1~4)은 최적화 하는데 있어 이상의 목적함수, 제약조건과 설계변수의 관계를 수량적으로 정의하는 것이 필요한데 이를 식으로 표현한 것 이다. 이것의 의미는 식(2.2.3)과 (2.2.4)의 제약조건을 만족시키는 조건하에서 목적함수 f(x)를 최소화 하는 설계변수 x를 구하려는 것이다. 최적화 문제에 있어서 최적 해는 정식화에 의해서 좌우되기 때문에 최적설계 문제에서 타당한 정식화 단계가 매우 중요하다.

2.3 형상 최적화

형상최적화(shape optimization)는 구조물의 모양을 나타내는 형상을 설계변수로 하여 최적화를 수행하는 방법이다.[7,8] 형상을 표현하는 설계변수에는 영역, 길이, 넓이, 위치, 각도 등의 구조물의 형상을 설계변수를 선정하여 나타내고 그 설계변수에 대한 설계민감도를 구하여 최적의 해를 구한다. 형상 설계 시 유한요소모델을 이용하여 형상최적화를 수행할 때는 형상의 변화를 표현하기 위하여 형상기저벡터(shape basis vector)의 개념을 필요로 한다. 최적의 형상은 이 기저벡터의 선형조합(linear combination)의로 이루어지기 때문에 형상 설계 시 기저벡터의 설정이 매우 중요하다.

$$\{\triangle G\}_{m\times 1} = [T]_{m\times n}\{\triangle X\}_{n\times 1}$$
$$where, \{G\}^{i+1} = \{G\}^{i} + \{\triangle G\} \qquad (2.3.1)$$
$$\{X\}^{i+1} = \{X\}^{i} + \{\triangle X\}$$

식(2.3.1)은 절점의 변위변화를 설계변수 벡터의 변화의 함수로 나타냄을 보여준다. 식(2.3.1)에서 행렬 $[T]_{m\times n}$는 각 열을 형상 기저벡터로 갖는 행렬이고, 최적화 문제는 주어진 목적함수와 제약조건을 갖는 문제로써, 설계변수를 조금씩 변화시켜가면서 최적의 변수 값을 찾아내게 된다. 결국, 최적화문제는 형상 기저벡터의 최적의 선형조합을 찾아내는 문제가 된다. 따라서 유한 요소 모델을 이용하여 형상 최적화를 수행할 경우 설계변수의 선정과 형상기저벡터의 생성이 가장 중요한 부분이다.

3 컴프레서 마운팅 브라켓 해석 모델

3.1 모델 구성

브라켓은 엔진블록(engine block)에 볼트(bolts)로 고정되어 있고, 또 다른 볼트는 컴프레서와 브라켓을 고정한다. 컴프레서 어셈블리는 피스톤(piston), 클러치판(clutch pad), 압축 쳄버(compression chamber), 벨트 풀리(belt pulley), 전자석(electromagnetic)으로 구성되어있다. Fig.1 는 컴프레서 어셈블리의 그림을 보여준다. 컴프레서는 벨트 풀리와 엔진의 크랭크축과 벨트로 연결되어 벨트 풀리의 회전에 의해 구동되고 컴프레서 축은 1점이 지지되어 있고 축의 끝에 질량을 갖는 클러치판이 붙어있어 전자석이 작동되면 클러치판과 벨트 풀 리가 마찰력에 의해서 같이 회전하는 구조이다.

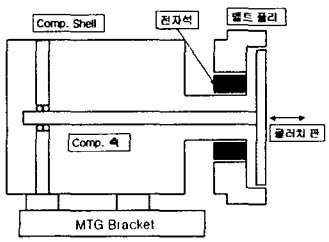

Fig.1 A schematic diagram of the compressor assembly

3.2 유한요소 모델링

컴프레서의 동특성을 묘사하기 위해서는 상세한 유한요소 모델을 구성해야 하지만 초기 설계단계에서 많은 설계반복과 계산시간이 필요하기 때문에 본 연구에서는 컴프레서 모델을

간략화 하였다. 브라켓 어셈블리 모델은 브라켓, 컴프레서, 연결 볼트를 포함한다. 컴프레서는 무게중심점에 집중질량(lumped-mass)으로 모델링 하였으며, 컴프레서와 브라켓의 연결 볼트는 강결합으로 표현하기 위하여 브라켓 각각의 볼트 구멍의 중심에 절점을 배치하여 볼트 구멍 주위의 절점과 볼트 끝단의 절점을 RBE2 요소로 연결하였고, 지그와 브라켓의 연결 볼트는 볼트 구멍 중심의 노드점을 Ux, Uy, Uz 방향의 1차원 스칼라 스프링 요소를 사용하여 볼트의 탄성을 고려하였으며, 회전방향 자유도(Rx, Ry, Rz)는 경계조건으로 구속하였다. 연결 볼트의 강성은 전달함수 합성법[6]에 기반한 민감도 해석법을 응용하여 추정 할 수 있다. 전달함수 합성법은 컴프레서와 브라켓을 부분구조로 분할하고, 부분 구조물의 입력 하중에 대한 연결부의 반력을 이용하여 전체 구조물에 응답을 구한다. 실험으로 구한 전체 시스템에 대한 주파수 응답과 전달함수 합성법에 한한 응답을 비교하므로, 연결 볼트의 강성을 추정하였다. Fig.2 에는 브라켓 모델의 유한요소 모델을 보였다.

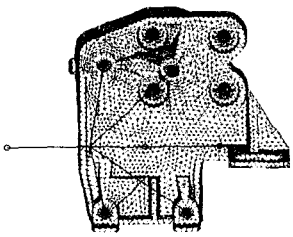

Fig.2 Finite element model of the air-conditioner system

4. 브라켓의 형상최적설계

4.1 민감도 해석

형상최적설계를 위해 단순화 된 브라켓 모델을 이용하여 고유진동수에 대한 설계민감도 해석을 수행하였다. fig.5에 브라켓의 유한요소 모델을 보였다. 설계변수는 각 요소의 밀도, 탄성계수로 하여 브라켓의 각 부위의 질량을 부가하고 강성을 보강하였을 경우 어느 부위가 효과적인지를 알아보고자 하였다. fig.3 에는 설계변수를 각 요소의 밀도로 하였을 경우 1차 공진주파수에 대한 설계민감도 해석의 결과를 그렸다. fig.4 에는 설계변수를 각 요소의 탄성계수로 하였을 경우 공진주파수에 대한 설계민감도 해석 결과를 그렸다.

설계민감도 해석 결과를 보면 질량에 대한 설계민감도 해석의 경우 노달라인이 선명히 나타나는데 이는 질량의 부가시 변위가 가장 큰 부위에 질량을 부가하면 가장 효과적으로 공진주파수를 낮출 수 있다는 공학적 직관과도 일치하여 설계민감도 해석이 정확하게 수행되었음을 보이고 있다. 또한 강성에 대한 민감도 해석결과로 어느 지점의 보강이 가장 효과적인지를 알 수 있고 이는 최적설계를 위한 기본 참고 데이터로 사용된다.

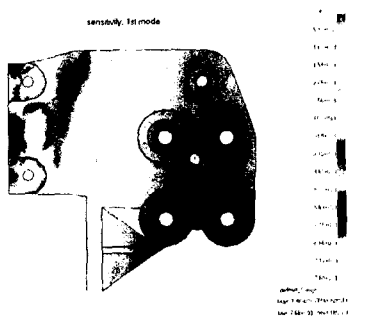

Fig.3 Results of the resonant frequency design sensitivity analysis for density : Mode 1

Fig.4 *Results of the resonant frequency design sensitivity analysis for stiffness : Mode 1*

4.2 문제의 정식화

차량용 에어컨 컴프레서 마운팅 브라켓의 최적설계문제를 정의해 보면 다음과 같이 쓸 수 있다.

* 최적설계 목적 : 중량의 최소화
* 제한조건 : 컴프레서 어셈블시 1차 공진파수 220 Hz 이상,
  내구수명 - 무한수명 설계
  간섭배제
* 설계변수 : 브라켓의 형상

설계 목적은 최소의 재료로 브라켓을 만드는 것이다. 주물로 찍어내는 부품이기 때문에 형상이 결정되면 금형비 등은 차이가 없는 것으로 생각할 수 있어 최소의 재료를 사용하는 것이 가장 경제적인 설계가 된다. 이를 식으로 표현해 보면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f = \int_{\Omega} \rho dV = \sum_{i=1}^{NE} \rho V_{Ei} \qquad (4.2.1)$$

여기서 V_{Ei} 는 i번째 요소의 체적이고 ρ 는 밀도, NE는 요소의 수이다. 공진주파수 제한조건은 컴프레서 어셈블리의 경우 250Hz(I4엔진의 경우)를 넘어서는 것이 바람직하다. 그러 컴프레서의 축진동이 컴프레서 어셈블리의 진동을 크게 지배

하고 있으므로 220Hz를 하한값으로 한다. 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\omega_1 \geq \omega_{spec} \tag{4.2.2}$$

내구수명 제한조건은 컴프레서 마운팅 브라켓이 컴프레서 어셈블리 내구시험시 파손되지 않을 조건이다. 피로수명은 Miner's rule의 피로손상 누적개념으로 평가 할 수 있는데, 이 법칙은 피로 손상은 최대응력이 피로한도 응력보다 큰 경우에만 일어난다는 가정아래 유도된 것이다. 내구수명 제한조건을 설계하중의 작용시 나타나는 모든 노드에서의 Von-Mises 응력에 대하여 적용한다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{N_{oi}}{N_{U-P}}\right)_{U-P} + \left(\frac{N_{oi}}{N_{F-A}}\right)_{F-A} + \left(\frac{N_{oi}}{N_{L-R}}\right)_{L-R} \leq 1 \qquad i = 1, \wedge, NODE \tag{4.2.3}$$

위식을 NASTRAN에 적용하는 경우 재료의 피로곡선이 포함되어서 복잡하게 되므로 문제를 간단하게 하기 위하여 공진점에서의 내구수명이 무한수명 조건을 만족하도록 한다. 이 경우 식 (4.2.3)의 제한조건은 다음과 같은 간단한 응력제한조건으로 바꿀 수 있다.

$$\frac{\sigma_{Von,i}}{\sigma_{inf\,inite}} \leq 1, \quad i = 1, \cdots, NODE \tag{4.2.4}$$

여기서 $\sigma_{Von,i}$는 각 요소에서의 Von-Mises 응력이고 $\sigma_{Infinte}$는 재료의 무한수명(1.0E7 cycle)에서의 피로응력이다. 또한 브라켓이 주변장치와 간섭하는 것을 방지하기 위하여 설계변수의 상한값, 하한값을 지정한다.

4.3 설계변수의 선정

설계변수는 브라켓의 형상으로, 브라켓의 형상을 파라미터로 나타낸 다음 설계변수로 지정하는 방법에는 여러 가지 방법이 있다.

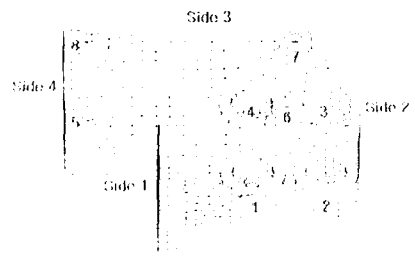

Fig.5 Initial design of the bracket for shape optimization

본 연구에서는 NASTRAN을 이용한 최적화를 수행하므로 브라켓의 유한요소 모델을 기본으로 하는 방법을 수행한다. 즉 유한요소 모델의 절점을 조정하여 브라켓의 형상을 변화시킨다. fig.5 에 브라켓의 최적설계를 위한 초기 형상을 나타내었다. 최적의 브라켓 형상을 얻기 위하여 fig.5 의 형상에서 결정되어야 할 부분의 형상은 브라켓 위면, 아래면, 옆면, 6번 점의 외곽 반경 등으로 table 1 에 나타내었다. 이 같은 모양을 선정하기 위하여 초기 형상의 모델을 요소분할한 후 생성된 좌표의 절점을 좌표를 설계변수로 지정한다.

Table 1 Design variables of the bracket for shape optimization

	Variable	Number	Lower bound	Upper bound
1	Upper plane	228	-9	4.5
2	Upper plane chamber edge(point 5,6,7,8)	36	0	9
3	Upper plane edge (point1,2,3,4)	48	0	4
4	Lower plane	248	-9	9
5	Lower plane (point 5,6,7,8)	142	-9	9
6	Lower plane edge (point1,2,3,4)	112	0	4
7	Point 5 chamber edge	9	0	14
8	Point 6 chamber edge	12	0	10
9	Point 7 chamber edge	12	0	10
10	Point 8 chamber edge	10	0	14
11	Point 6 outer circle	44	0	4
12	Side 3 plane	12	0	9

4.4 브라켓의 형상최적설계

4.4.1 초기형상 및 하중조건

브라켓의 초기 형상은 기존의 브라켓을 바탕으로 최대한 단순화시켜 결정하였다. fig.6 에 컴프레서 마운팅 브라켓의 초기 형상의 유한요소 모델을 나타내었다. 최적화 과정 중에 발생이 예상되는 요소의 찌그러짐을 방지하기 위하여 사상에 의한 요소분할(mapped meshing)을 사용하여 총 3129개의 육면체와 사면체 요소로 fig.9 에서 보듯이 평면 부위에 3개의 요소층이 균일하게 분포하도록 하였다. 4.2절의 최적화 문제를 풀기 위해서 브라켓의 어셈블리 상태에서의 모드 해석과 브라켓의 내구시험시 작용하는 동응력을 계산하기 위한 해석이 요구된다. 특히 어셈블리 모델의 동응력 해석은 기존의 브라켓과 같은 대질량 방법을 사용하며 대질량으로 1.0E8 kg의 질량을 질량중심에 부가하였으며 16.1g 크기의 가속도를 대질량에 상하, 전후, 좌우 방향으로 각각 부가하여 이때 브라켓에 걸리는 동응력을 계산한다. Fig.7 는 초기 형상에서Z방향 가진 시 브라켓에 작용하는 동응력을 나타내었다.

그림에서 보듯이 초기의 형상은 하나의 연결점(6번점)에 과도한 응력이 집중되는 형태를 띠고 있는 반면 응력에 상당히 작은 부분도 많이 존재함을 알 수 있다. 초기 형상에서의 브라켓 특성을 table 2 에 나타내었다.

Fig. 6 Initial model of the compressor ssembly

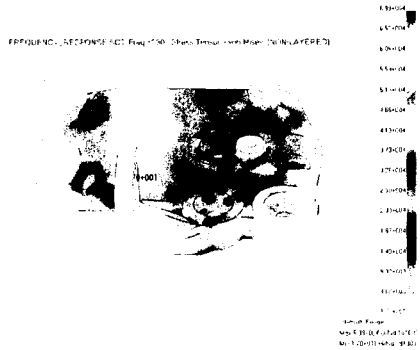

Fig. 7 Stress contours of the initial model

Table 2 Dynamic characteristics of the intial model

	Mass(kg)	Natural frequency(Hz)	Maximum stress (Von-mises. Mpa)
Value	1.279	230	70

4.4.2 브라켓의 최적설계

Fig. 6 에 보인 초기 형상을 사용하여 table 3 에 나타낸 것과 같이 두가지 경우에 대하여 브라켓의 최적설계를 진행하였다. 최적의 형상을 결정하기 위한 설계변수는 4.3절에 설명한 것과 같고, 총 1103개의 절점이 설정되었다. 최적설계는 MSC/NASTRAN의 SOL 200을 이용하였다.

두 가지 경우에 대하여 각각 18번과 43번의 설계반복을 통해서 브라켓의 최적형상을 얻을 수 있었으며 최적설계의 결과는 table 4와 fig. 8~11에 나타내었다. fig. 8 에는 case 1의 경우에 목적함수의 설계 이력을 나타내었다. 최적형상을 살펴보면 case 1의 경우는 중앙의 평판 부분이 대폭 얇아진 반면 응력이 많이 걸렸던 부위의 두께는 오히려 대폭적으로 두꺼워졌음을 볼 수 있다. 초기의 형상과 응력상태를 비교해 보면 최적형상의 보다 많은 영역에서 응력값이 높게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 이는 브라켓의 각각의 부분이 변형에너지를 고루 분담함으로써 구조물이 적은 질량만으로도 효과적으로 설계되었음을 의미한다. 결과적으로 case 1의 경우는 19번의 설계 축차과정을 거쳐 22.5%의 무게를 감소시킬 수 있었다. fig.9 에 보인 case 2의 경우, 최적형상을 case 1과 비교해 보면 높은 공진주파수 제한 조건으로 두께도 두꺼운 방향으로 최적형상이 결정되었음을 알 수 있다.

Table 3 Constraint values for the shape optimization

	ω_{spec} (Hz)	σ_{∞} (Mpa)	Safety factor
Case 1	235	87.2	1
Case 2	240	87.2	1

Table 4 The shape optimization results of the bracket problem

	Mass(kg)	ω_1 (Hz)	ω_2 (Hz)	Remark(%)
Case 1	1.07	234.5	252.2	22.5
Case 2	1.16	239.3	252.7	15.6

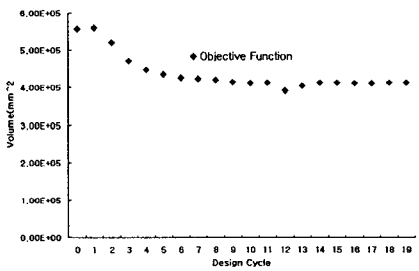

Fig. 8 History of the object function (case 1)

Fig. 9 The shape optimization results of the bracket (case 1)

Fig. 10 The shape optimization results of the bracket (case 2)

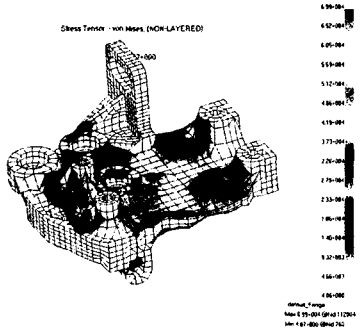

Fig.11 Stress contours of the optimized bracket (case 1)

4. 결 론

본 연구에서는 자동차용 에어컨 컴프레서 마운팅 브라켓의 형상을 FEM 상용 소프트웨어를 이용하여 형상최적설계를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기존의 브라켓 모델을 바탕으로 단순화 된 브라켓의 유한요소 모델을 구성하였고 이를 이용하여 질량 및 강성이 브라켓 어셈블리의 공진주파수에 미치는 영향을 설계민감도해석을 통하여 계산하였고 이 결과는 최적설계를 위한 기본 참고 데이터로 사용되었다.

(2) 필요 내구수명과 공진주파수 제한조건을 만족하면서 최소의 중량을 갖는 브라켓의 형상을 설계하는 방법을 제안하였고, 이 결과 형상을 살펴보면 중앙의 평판 부분이 대폭 얇아진 반면 응력이 많이 걸렸던 부위의 두께는 오히려 대폭적으로 두꺼워졌음을 볼 수 있었다. 이 형상은 기존의 브라켓에 비하여 22.5%의 중량을 감소 효과를 얻어 경량화 가능성을 보였다.

(3) 해석을 통하여 얻어진 최적형상은 자유곡면을 갖는 복잡한 형상으로 실제 이를 가공하기 위해서는 많은 제작비용이 요구되므로 보다 간단한 형상으로 단순화 작업을 수행하여야 한다.

참 고 문 헌

(1) D.H. Lee, J.W. Chang, C.M. Kim,"Optimal Shape Design of an Air-conditioner Compressor-Mounting Bracket in a Passenger Car", SAE Paper No. 2003-01- 1667, 2003.

(2) Murali M.R. Krishna, "Finite Element Topography and Shape Optimization of a Jounce Bumper Bracket", SAE Paper No. 2002-01-1468, 2002.

(3) J.S. Arora, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, Inc. 1989.

(4) R.I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens and H.O. Fuchs, Metal Fatigue in Engineering, John wiley & Sons, Inc. New York, 2001.

(5) MSC/NASTRAN Design Sensitivity and Optimization User's Guide, The Macneal - Shcwendler Coperation.

(6) 공태식, 김찬묵, 이두호, 서세영, "구조물의 연결부에서 전달함수합성법을 이용한 동응력 해석" 한국소음진동공학회춘계학술대회논문집, pp. 1195~1201, 2002.

(7) 최재석, 이낙규, 이명식, "엔진 마운팅 브라켓의 형상최적화" MSC Korea User's Conference, pp. 581~588, 1996.

(8) 서범석, 박윤식, "형상최적화를 통한 구조물의 고유진동수 최대화" 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 167~172, 2001.