

유한요소를 이용한 자동차 시트 어퍼암의 최적설계

Optimum Design of Automobile Seat Upper Arm Using Finite Elements

임 오 강* 이 진 식** 노 효 철*** 최 정 목****
Lim, O-Kaung Lee, Jin-Sik Roh, Hyo-Chul Choi, Jung-Muk
(논문접수일 : 2000년 6월 27일 ; 심사종료일 : 2001년 5월 3일)

요 지

차량 충돌시 자동차의 시트는 승객 및 운전자를 보호해야한다. 따라서 자동차시트는 충분한 강도를 가져야 하며 이것은 여러 가지 법규에 의해서 제재되고 있다. 물리적 실험 결과가 법규에 정한 규정치를 만족시키기 위해 과대설계 될 수 있다. 그러나 이것은 연비를 줄이기 위한 경량화의 만족이라는 설계요구에 상충한다. 본 논문에서는 헤드레스트 강도시험을 시뮬레이션하고 과대설계되어 있다고 판단되는 어퍼암을 최적화 모델로 최적설계를 수행하였다. 순차 이차 계획법인 PLBA알고리즘과 민감도 해석을 위하여 직접근사해석법을 사용하였다.

핵심용어 : 자동차 시트, 헤드레스트 테스트, 직접 미분법, 근사 해석법

Abstract

Automobile seat must protect passengers when a vehicle crash. So it should have enough strength and stiffness and is restricted by the regulations. Performance of the seat frame must be in the allowances of regulations, so that a seat may be over-designed. But this is contrary to the aim of lightness for improvement of fuel efficiency. In this paper, headrest test of seat assembly is simulated and over-designed part is chosen to be optimized. Upper arm is selected as optimization model. Shape parameters of this part is used as design variables. PLBA, the RQP optimization algorithm, is used with the direct semi-analytic method for sensitivity analysis.

Keywords : automobile seat, headrest test, direct differentiation method, semi-analytic method

1. 서 론

자동차를 구성하는 여러 부품중에서 시트는 차륜으로부터 전달되는 진동과 충격을 흡수하여 승객에게 안락감을 제공해야하는 기능과 편의성 제공, 그리고 충돌시 승객을 보호해야하는 기능등을 갖추어야한다. 이러한 목적을 달성하기 위한 설계 인자로는 안락성을 지배하는 폼(foam)의 구조 및 형상, 시트 구조물의 강성

등이 있으며, 편의성을 지배하는 각종 편의 장치와 시트 메커니즘 등이 있다. 또한 안전성을 지배하는 시트 구조물의 구조 및 형상, 안전띠의 강도 등이 있다.

현대 산업사회에서는 제품의 수명(life cycle)이 급속도로 단축되어 가고 있다. 특히 자동차의 경우 신차 개발의 기간을 단축시키는 것이 경쟁력 확보에 가장 큰 역할을 담당하고 있다. 이에 따라 그 구성요소인 시트도 개발 기간의 단축이 요구되며, 이를 충족시키기 위

* 정회원 · 부산대학교 기계공학부, 교수
** 경기공업대학 컴퓨터응용설계계열, 치공구 설계전공, 전임강사
*** 현대중공업 중전기 사업부, 사원
**** 부산대학교 기계설계공학과 대학원

• 이 논문에 대한 토론을 2001년 9월 29일까지 본 학회에 보내주시면 2001년 12월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

해서 유한요소법을 이용한 시뮬레이션 기법이 많이 이용되고 있다. 그러나 설계 일정상 시트가 요구되는 강도를 가지게 하기 위하여 설계자가 과대설계를 할 수 있다. 이러한 과대설계는 시트의 안전성을 향상시킬 수는 있으나 저연비, 경량화 만족이라는 설계 욕구와 상충되어 체계적인 방법에 의한 최적화 설계가 필요하며 최근에는 이에대한 연구가 이루어지고 있다.¹⁾

시트가 개발되어 양산되기 위해서는 여러 가지 법규를 만족시킬 수 있도록 강도와 강성을 가져야한다. 본 논문에서는 이 중 정적조건 강도시험인 헤드레스트 테스트^{2),3)}에 대한 전체 시트 구조물의 유한요소법 시뮬레이션을 통해 과대설계가 이루어져있는 시트 구성부품을 선택하고 과대설계를 해결하기 위한 방안으로 형상에 대한 설계변수를 선택하여 최적화를 수행하였다.

2. 헤드레스트 (headrest) 강도시험 및 모델의 선정

시트 프레임은 크게 상부와 하부, 그리고 레일(rails)로 구성되어 있으며, 상부는 백 프레임(back frame), 마운팅 브라킷(mounting bracket), 어퍼암(upper arm), 힌지(hinge)등으로 구성되어있다.

자동차 시트프레임의 기본적인 강성이 확보되었는지를 판단하기 위하여 자동차 안전기준 제 97조(운전자 및 승객좌석의 설치)에 따라 제작자가 정한 정적조건 강도시험인 헤드레스트 강도시험이 시행된다.⁴⁾ 헤드레스트 강도시험은 헤드레스트 부위에 힙 포인트에 대하여 정하중으로 $38\text{ kg}\cdot\text{m}$ ($372.78\text{ N}\cdot\text{m}$)의 모멘트를 부과할 때 헤드레스트의 처짐량이 102 mm 이하가 되고 90kg 의 하중부하시 프레임 각 부위에 크랙 및 파괴가 없어야 한다. 그러나 모델링의 편의를 위하여 힙 포인트에 대하여 $38\text{ kg}\cdot\text{m}$ ($372.78\text{ N}\cdot\text{m}$)의 모멘트를 가질 수 있는 정하중을 백 프레임 상단 중앙 부위에 작용시키고 이 때의 시트프레임 및 구성 부품들의 안정성을 검토하였다. 이에 대한 유한요소 모델 및 변위, 하중 구속조건이 Fig. 1에 도시되어있다. 여기서 경계조건은 트랙의 하단 부위의 모든 자유도를 고정시켰다.

전체 시트프레임을 최적화 모델로 선정하게 되면 요소의 수가 증가하여 최적화 과정에서 함수값을 계산하는 시간이 많이 필요하게되며, 설계변수의 선정도 어렵게된다. 본 논문에서는 시트 프레임을 구성하는 부품 중 시트의 하단부와 상단부를 연결시켜 하중전달에 큰 역할을 담당하고 있으나 재료 항복강도의 2.5배 되어

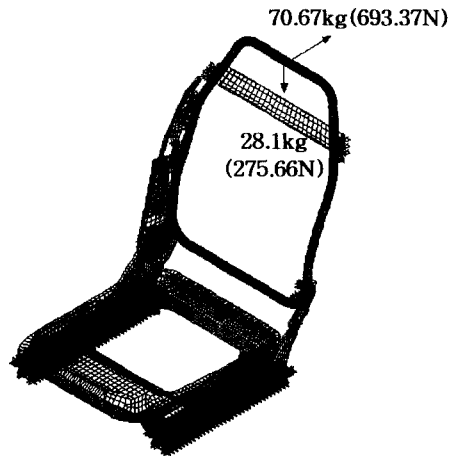


Fig. 1 Finite element model of seat assembly for headrest test

있는 어퍼암에 대한 형상 설계변수를 선정하고 헤드레스트 강도시험 시 작용하는 경계조건 및 하중조건을 이용하여 최적화 모델로 사용하였다.

어퍼암은 아래로는 리클라이너(recliner) 기어와 세지점에서 볼트로 연결되어 있고, 위로는 마운팅 브라킷과 두 지점에서 볼트로 연결되어 있다. 이 점을 감안하여 Fig. 2과 같이 하중조건과 경계조건을 부과하였다. 즉, 마운팅 브라킷에서 전달되는 하중을 하중조건으로 이용하였으며, 리클라이너 기어와의 연결부분은 모든 자유도를 고정시켰다. 어퍼암 유한요소 모델은 407개의

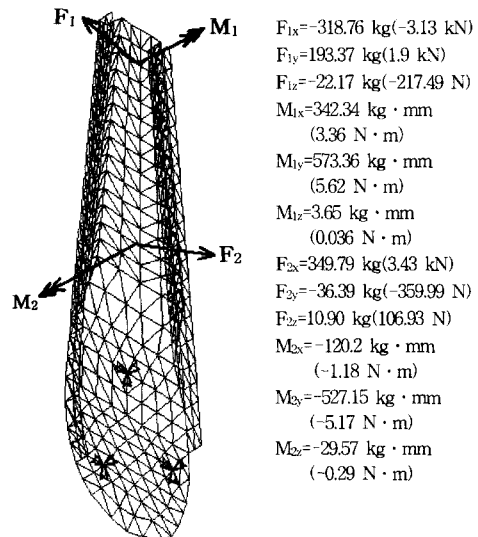


Fig. 2 Finite element model for upper arm

Table 1 Mechanical properties of SAPH45

properties	values
Young's modulus(E)	21,000 kg/mm^2 (206 GPa)
Poisson's ratio(ν)	0.3
Weight density(ρ)	$78.57 \times 10^{-7} kg/mm^3$ (77.08 kN/m^3)
Yield strength(σ_y)	36 kg/mm^2 (353 MPa)

절점과 736개의 요소로 구성하였으며, 요소로는 9자유도 부적합요소⁵⁾를 사용하였다. 어퍼암의 재질은 일반 압연강재인 SAPH45이며 그에 대한 물성치는 Table 1과 같다.

3. 최적설계

3.1 설계변수의 선정

형상 최적설계 문제에서 설계변수는 제품의 실용화가 가능하며 유연하고 타당성있는 최적형상을 얻을 수 있도록 선정되어야한다. 특히 전체 프레임에 사용되는 부품을 설계 대상물로서 선정하였을 경우에는 다른 부품과의 연결 및 간섭 등을 고려하여야 한다. 이러한 관점에서 어퍼암의 설계변수를 Fig. 3에 도시된 바와 같이 b_1, b_2, b_3 로 선정하였다. Fig. 3에서 A,B점 아래의 반원 부위는 리클라이너 기어와의 연결을 위한 볼트 체결 부위로서 형상에 변화를 주기가 곤란하며, 어

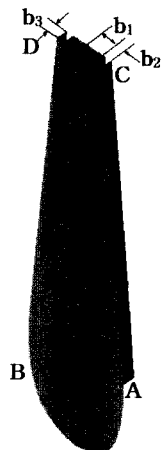


Fig. 3 Design variables for upper arm

퍼암의 높이 또한 마운팅 브라킷과의 연결을 유지하기 위해서는 변경이 불가능하다. 어퍼암 상부의 폭과 양끝 끝의 폭과 깊이를 설계변수로 선택하게되면 다른 부품과의 연결에 지장을 주지않고 간섭도 일으키지 않으면서도 어퍼암의 형상 변경이 가능하다. 또한 기초적인 형상을 유지할 수 있도록 Fig. 3의 A,C와 B,D의 연결은 계속 직선을 유지하도록 하였다.

3.2 최적설계 정식화

자동차 시트 어퍼암의 형상 최적화 문제는 다음과 같이 정식화할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Find } & b \\ \text{Minimize } & \Psi = \Psi(b) \\ & = \sum_{i=1}^{NE} \rho \cdot A_i \cdot t_i \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Subject to } K(b) \cdot u = F \quad (2)$$

$$g_i(b, u(b)) \leq 0, \quad i = 1 \text{ to } M \quad (3)$$

$$b_{Li} \leq b_i \leq b_{Ui}, \quad i = 1 \text{ to } N \quad (4)$$

위의 각 식에서 b 는 설계변수 벡터(design variables vector)로서 어퍼암의 형상을 결정지을 수 있는 값을 선택한다. N 은 설계변수의 수이다.

식(1)의 Ψ 는 목적함수(cost function)로서 최소화될 스칼라 양이며, 자동차 시트 어퍼암의 형상 최적설계 문제에서는 어퍼암의 자중으로 선정하였다. 이 식에서 ρ 는 밀도, A_i 는 i 번째 요소의 면적, t_i 는 i 번째 요소의 두께이며 NE 는 전체 요소의 수이다.

식(2)는 최적화 문제에서 등호 제한조건(equality constraint)으로 사용되는 유한요소법으로 구성된 정적 평형방정식이다. 여기서 K 는 구조물의 강성행렬, u 는 절점변위 벡터, 그리고 F 는 구조물에 작용하고 있는 하중 벡터를 나타낸다.

식(3)은 부등호 제한조건(inequality constraint)으로 M 은 전체 부등호 제한조건의 수이다. 본 논문에서는 각 절점에서의 변위의 크기와 각 요소 윗면 도심 위치에서의 등가응력의 상한을 제한하였다. 각 절점에서 변위의 크기의 상한을 제한한 경우에 식(3)은 다음과

같이 표현된다.

$$g_i \equiv \frac{u_{si}}{u_a} - 1.0 \leq 0, \quad i = 1 \text{ to } NV \quad (5)$$

여기서 $u_{si} = \sqrt{u_{xi}^2 + u_{yi}^2 + u_{zi}^2}$ 로서 i 번째 절점에서의 x, y, z 방향 병진 자유도의 벡터합의 크기이며, u_a 는 변위의 크기에 대한 허용값이다. 그리고, NV 는 전체 절점의 수이다.

응력의 상한을 제한한 경우에 식(3)은 다음과 같이 표현된다.

$$g_i \equiv \frac{\sigma_{vi}}{\sigma_a} - 1.0 \leq 0, \quad i = 1 \text{ to } NE \quad (6)$$

식(6)에서 σ_{vi} , σ_a 는 각각 i 번째 요소 윗면 도심위치에서의 등가응력과 허용응력을 나타내며, NE 는 전체 요소의 수이다.

식(5)와 식(6)에서 허용값이 분모에 있는 것은 잠재집합방책(active set strategy)을 사용하기 위하여 제한조건식을 정규화(normalization)⁶⁾한 것이다.

식(4)는 i 번째 설계변수가 취할 수 있는 값의 범위를 나타낸다. b_i 는 설계변수 벡터의 성분이며, b_{Li} , b_{Ui} 는 각각 해당 설계변수 성분의 하한, 상한값이다.

3.3 설계 민감도 해석

설계 민감도 정보는 현재의 설계변수 값에서 설계변수의 변화에 대한 구조물의 응답의 변화율로서 정의된다. 이러한 민감도 정보를 이용하면 어느 설계변수의 변화가 구조물의 응답에 가장 큰 영향을 미치는지를 판단할 수 있으며, 이를 통해 최소한의 설계변수의 변화로 응답을 최대한 변화시킬 수 있는 설계변수의 선정이 가능해진다. 뿐만 아니라 순차이차계획법에 의한 알고리즘에서는 제한조건식의 민감도가 최적화 방향탐색을 위해 사용된다. 제한 조건식은 정적, 동적 변위와 응력 및 속도, 가속도, 고유치, 그리고 고유 벡터등의 상한 및 하한에 대한 값을 명시할 수 있으며 본 논문에서는 식(5), 식(6)과 같이 구조물의 정적 변위와 응력의 상한에 대한 제한 조건식을 사용하였다.

설계 민감도 해석의 방법으로는 유한 차분법, 보조 변수법, 직접 미분법등이 있다. 보조 변수법과 직접 미

분법은 설계변수의 수와 제한 조건식의 수에 따라서 계산 속도가 좌우된다. 즉, 설계변수의 수가 제한 조건식의 수보다 많을 경우에는 보조 변수법이 효율적이며, 반대의 경우에는 직접 미분법이 효율적이다. 이는 계산 과정에서 선형연립방정식의 수가 보조 변수법의 경우는 제한 조건의 수와 같으며, 직접 미분법의 경우에는 설계변수의 수와 같다는 사실에 기인한다.⁷⁾

본 논문에서는 직접 미분법을 사용하여 제한 조건식의 설계 민감도를 구하였다. 이 방법의 장점은 단순한 이론을 사용하기 때문에 계산의 이해가 쉽고 프로그램의 작성이 용이하다는 것이다. 제한 조건식은 일반적으로 설계변수와 상태변수의 내재함수(implicit function)이므로 합성함수 미분법을 이용하면 설계 민감도가 구해진다.⁸⁾ 즉, 본 논문에서와 같이 변위나 응력의 상한을 명시해주는 전형적인 제약 조건식은 다음과 같이 표현된다.

$$g(u, b) \leq 0 \quad (7)$$

여기서 u 는 절점변위벡터이며 b 는 설계변수 벡터이다. 연쇄율을 이용하여 제한 조건식의 설계 변수에 대한 민감도를 구하면

$$\frac{dg}{db} = \frac{\partial g}{\partial b} + \left(\frac{\partial g}{\partial u}\right)^T \frac{du}{db} \quad (8)$$

가 된다.

우선 절점변위벡터의 미분 du/db 를 구하기 위해 유한 요소법의 평형방정식인 식(2)를 설계 변수에 대해 미분한다.

$$\frac{d(K(b) \cdot \tilde{u})}{db} + K(b) \frac{du}{db} = \frac{dF}{db} \quad (9)$$

식(9)의 틸드(tilde)표시는 미분과정 중에 상수로 취급됨을 의미한다. 하중 벡터가 설계변수의 함수로 표현되는 대표적인 경우는 자중을 고려할 때이며, 그 외의 경우에는 일반적으로 하중벡터는 설계변수에 대하여 독립이다. 본 논문에서도 자중은 무시하였으므로 식(9)의 우변 항은 0이 된다. 따라서 식(9)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K(b) \frac{du}{db} = - \frac{d(K(b) \cdot \tilde{u})}{db} \quad (10)$$

위의 식(10)에서 우변항의 값을 알 수 있다면, K 는 유한요소해석 시 저장되어 있는 값을 사용하여 수치계산 시에 가우스소거법 등으로 식(10)을 풀어서 du/db 를 구할 수 있다.

그러나 우변항을 구하는 과정은 단순하지가 않다. 특히 설계변수를 형상 설계변수로 설정하고 설계변수의 변화에 따라서 요소의 형상이 바뀌는 형상설계에서는 과정이 더욱 난해해지게 된다. 이러한 이유 때문에 강성행렬의 설계변수에 대한 미분 값을 구하는 과정을 유한 차분법으로 사용한 근사 해석법이 많이 사용되고 있다. 근사 해석법에서 강성행렬의 설계변수에 대한 미분은 주로 일계 전향차분을 이용하며 다음과 같다.

$$\frac{d(K(b) \cdot \vec{u})}{db} = \sum \frac{d(K^e(b) \cdot u^e)}{db} \approx \sum \frac{K^e(b + \Delta b) - K^e(b)}{\Delta b} \cdot u^e \quad (11)$$

식(11)을 식(10)에 대입하여 선형 연립방정식을 풀면 du/db 가 구해진다. 위에서 구한 du/db 는 제한 조건식에 관계없이 사용된다. 그리고 이 값을 이용하면 식(8)에서 제한 조건식의 설계 민감도를 구할 수 있다.

보요소나 쉘요소를 사용하여 구성된 유한요소 모델의 형상 변화에 대한 민감도는 때로는 심각한 정확도 문제를 일으키므로 식(11)에서 이용되는 차분량의 선택이 중요하다. 본 논문에서는 차분량을 $0.1 \times 10^{-4} \%$ 에서 5%까지 변화시켜가며 식(12)를 통하여 얻은 상대오차를 평가하여 0.7%의 차분량이 오차를 최소로 할 수 있다는 결론을 얻어 이 값을 사용하였다.

$$e_{rel} = \frac{|S_{cfd} - S_{semi}|}{|S_{cfd}|} \times 100(\%) \quad (12)$$

식(12)에서 e_{rel} 은 상대오차를 나타내며, S_{cfd} 는 0.5%의 차분량을 사용해서 구한 중앙차분법의 결과 S_{semi} 는 근사해석법을 이용하여 구한 결과이다.

4. 수치해석

4.1 제한조건의 선정

Fig. 2에서 관찰되듯이 어퍼암은 굽힘과 뒤틀림의 복합 하중상태 하에서 작동된다. 현재 국내에서 양산되

고 있는 시트의 어퍼암은 이러한 환경에서 충분한 강성과 강도를 가질 수 있도록 Fig. 3처럼 3차원적으로 설계되어있다. 그러나 안정성이 지나치게 강조되어 어퍼암의 초기모델에서 허용 응력에 대한 최대 응력의 비로서 표현되는 안전율이 FEM해석결과 2.25에 달하는 것으로 조사되었으며, 최대변위는 3.5mm였다. 따라서 자동차 안전기준 제 97조의 헤드레스트 테스트를 만족시키는 식(6)의 허용응력 σ_a 는 20 kg/mm^2 (196 MPa)로 식(5)의 허용변위 u_a 는 5mm로 하였다. 이렇게 하여 변위 제한조건 407개, 응력 제한조건 736개로 총 1143개의 제한조건을 구성하였다.

4.2 최적설계 결과

앞서 언급한 정식화, 설계변수 및 제한조건의 선정을 통해 비선형 형상 최적화 문제를 구성하였다. 이의 해결을 위하여 최적화 알고리즘은 순차 이차계획 알고리즘인 PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora)⁹⁾를 사용하였다. 식(4)의 설계변수의 상한과 하한 및 초기치는 Table 2에 주어져있다. 여기서 단위는 mm이다.

최적설계 수행 결과 17번의 반복 후에 수렴하였으며, 수렴 후 각 설계변수 값은 $b_1 = 6.9\text{mm}$, $b_2 = 5.5\text{mm}$, $b_3 = 6.4\text{mm}$ 이었다.

목적함수의 감소과정이 Fig. 4에 도시되어있다. 초기모델 0.392 kg의 목적함수가 최적화 후 0.346 kg이 되어 11.7% 정도의 무게 감소효과를 보였다.

최적설계 수행 후 14개의 요소의 응력이 활성화되었으며, 11개의 절점에서의 변위가 활성화되었다. Fig. 5에 최적설계 후의 어퍼암의 형상과 활성화된 제한조건을 도시하였다. 여기서 검게 표시되어 있는 요소들이 응력이 활성화된 요소들이며, 동그라미로 둘러싸여 있는 부분의 절점들이 활성화된 변위를 가진다.

초기의 모델과 최적화된 모델을 비교하기 위해 각 모델의 정면도와 어퍼암 최 상부 단면의 평면도를 Fig. 6에 도시하였다. 여기서 왼쪽이 초기 모델의 형상이며, 오른쪽이 최적설계 후 모델의 형상이다.

Table 2 Conditions for design variables

Design Variable	Initial Value	Lower Limit	Upper Limit
b_1	13.0	0.001	30.0
b_2	5.7	2.3	11.4
b_3	8.5	2.3	17.0

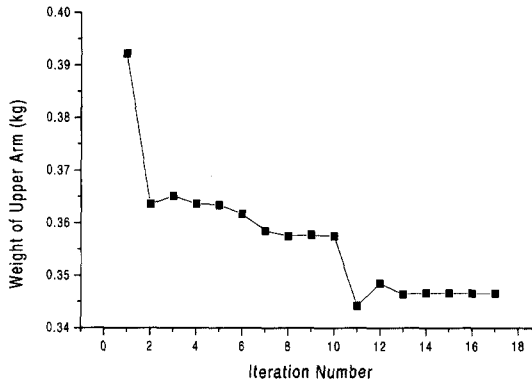
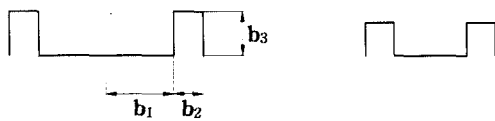


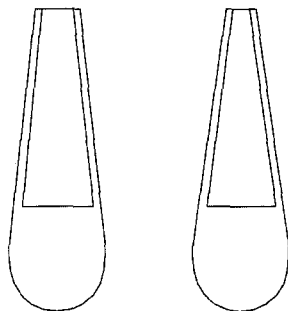
Fig. 4 Weight history of optimizing process



Fig. 5 Active constraints and optimum shape



(a) A top view



(b) A front view

Fig. 6 Comparison between the shape of initial model and optimized model

5. 결 론

본 논문은 정적 강도 시험인 헤드레스트 강도 시험을 전체 시트를 대상으로 유한요소법을 이용하여 시뮬레이션하고, 전체 시트를 구성하는 부품 중에서 과대설계되어 있다고 판단되는 어퍼암에 대하여 형상 최적설계를 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 목적함수인 어퍼암의 무게가 초기모델의 경우 0.392 kg 이었으나 최적설계 수행 후 0.346 kg으로 11.7% 정도의 무게 감량 효과를 가져왔다.
- 2) 근사해석법으로 민감도를 구할 때는 적절한 차분량의 선정이 중요하며 본 논문의 어퍼암 모델에서는 0.7%가 가장 적절하다는 결과를 얻었다.
- 3) 본 논문에서는 3차원 모델과는 무관하게 최적화만을 수행하였으므로 그 결과를 이용하여 다시 모델을 재생성 시켜야 한다. 그러나 여러 상용 프로그램에서 지원하는 파라미터(parameter)를 사용하면 3차원 모델과 직접 연계된 최적화 프로그램으로서 사용가능하리라 사료된다.

감사의 글

본 연구는 한국과학재단 지정 최적설계 신기술연구센터의 지원으로 수행되었습니다. 재단의 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 최창식, "자동차 시트프레임의 형상최적설계", 부산대학교 기계설계공학과, 석사학위논문, 1999, p.39
2. 이호용, 임중연, 범형택, "자동차 시트 프레임의 구조해석에 관한 연구", 한국자동차공학회, 춘계학술대회, 1997, pp.170
3. 김현영, 이상근, "자동차 시트의 충돌 성능 예측", 한국자동차공학회 논문집 제7권 3호, 1999, pp.196~204
4. 자동차 안전에 관한 규칙, 건설교통부령 제116조
5. 임상전, 광병만, 이주성, 유한요소법입문, 동명사, 1985, p.450

6. J. S. Arora, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill, 1989, p.625
7. R. T. Haftka, A. Gurdal, M. P. Kamat, *Elements of Structural Optimization*, Kluwer Academic publishers, 1990, p.481
8. E. J. Haug, K. K. Choi, K. Komkov, *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*, Academic Press, 1986, p.381
9. O. K. Lim, J. S. Arora, "An Active Set RQP Algorithm for Engineering Design Optimization", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 57, 1986, pp.51~65