

## 자동차 현가장치 부품에 대한 신뢰성 기반 최적설계에 관한 연구

이 종 흥<sup>1)</sup> · 유 정 훈<sup>\*2)</sup> · 임 흥 재<sup>3)</sup>

연세대학교 대학원 기계공학과<sup>1)</sup> · 연세대학교 기계공학부<sup>2)</sup> · 국민대학교 자동차공학과<sup>3)</sup>

### A Study for the Reliability Based Design Optimization of the Automobile Suspension Part

Jonghong Lee<sup>1)</sup> · Jeonghoon Yoo<sup>\*2)</sup> · Hong Jae Yim<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

<sup>3)</sup>Department of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 15 September 2003 / Accepted 10 December 2003)

**Abstract** : The automobile suspension system is composed of parts that affect performances of a vehicle such as ride quality, handling characteristics, straight performance and steering effort, etc. Moreover, by using the finite element analysis the cost for the initial design step can be decreased. In the design of a suspension system, usually system vibration and structural rigidity must be considered simultaneously to satisfy dynamic and static requirements simultaneously. In this paper, we consider the weight reduction and the increase of the first eigen-frequency of a suspension part, the upper control arm, especially using topology optimization and size optimization. Firstly, we obtain the initial design to maximize the first eigen-frequency using topology optimization. Then, we apply the multi-objective parameter optimization method to satisfy both the weight reduction and the increase of the first eigen-frequency. The design variables are varying during the optimization process for the multi-objective. Therefore, we can obtain the deterministic values of the design variables not only to satisfy the terms of variation limits but also to optimize the two design objectives at the same time. Finally, we have executed reliability based optimal design on the upper control arm using the Monte-Carlo method with importance sampling method for the optimal design result with 98% reliability.

**Key words** : Topology optimization(위상 최적화), Size optimization(치수 최적화), Monte Carlo method(몬테카를로 방법), Reliability based design optimization(신뢰성 기반 최적설계), Importance sampling method(중요도 추출법)

### 1. 서론

최근의 자동차의 설계에 있어서는 운전자의 편의를 위한 자동화, 전기를 이용한 하이브리드(Hybrid) 차량의 개발과 더불어 연비 절감과 제품의 신뢰성 측면이 크게 부각되고 있다.

여러 가지 생산 공정을 거쳐서 생산된 기계제품, 기계 시스템은 다양한 외부 환경과 작동조건에서 설계자가 의도한 기능을 수행하게 된다. 그러나 생산 공정 등에서 고려하는 공차, 재료 물성치의 변동 등의 불확실성으로 인해 설계변수나 시스템의 거동에 변동이 발생하며 이로 인하여 원하는 기능을 적절히 수행하지 못하는 경우가 일어나게 된다. 이러한 불확실성을 합리적으로 설계에 반영하기 위하여

\*To whom correspondence should be addressed.  
yoojh@yonsei.ac.kr

확률적인 평가방법을 이용한다면 원가절감은 물론, 제품의 성능을 만족시키지 못하는 불량품의 수를 크게 감소시킬 수 있다. 한편, 연비 절감에 있어서 효과적인 방법은 자동차의 중량을 절감하는 경량화이며 이는 신소재의 사용 등으로 구현이 가능하다. 그러나 기존 부품의 재료나 핵심 형상조건 등의 기본적인 설계를 유지하면서 경량화를 추구할 수 있다면 현재 시판중인 차량에도 적용할 수 있는 경제성 있는 방법이라 할 수 있다.

현가장치의 설계에 있어서 승차감과 조종안전성은 상호 배타적인 관계로써 한 쪽의 기능을 향상시키면 다른 한 쪽의 기능이 나빠지므로 두 가지의 기능을 동시에 고려한 설계가 요구된다. 본 연구에서는 도로를 통해서 자동차에 전달되는 진동과 충격을 감소시키며 동시에 승차감과 조종안전성을 유지시키는 장치인 현가장치의 부품을 대상으로 무게를 감소시키고 첫 번째 고유진동수를 최대화하는 최적 설계를 수행하였다.

본 논문에서는 위상 최적설계의 결과에 대하여 다목적 최적설계기법(multi objective optimization method)을 적용한 치수 최적화(size optimization)를 수행하여 경량화를 추구 하면서 승차감과 조종안전성의 향상을 동시에 추구하였다.<sup>1,2)</sup> 또한, 실제 생산 과정에서 발생할 수 있는 오차로 인하여 생기는 제품의 불량률을 고려하여 신뢰수준을 신뢰도 98%로 산정한 신뢰수준 범위 내에서 요구하는 특성을 얻기 위한 최적설계를 수행하였다.

## 2. 초기모델 및 해석결과

본 연구에서는 전륜 구동형 독립 현가장치에 널리 사용되는 더블위시본(double wishbone)방식의 현가장치 부품 중에서 횡력이나 전·후력을 받치는 기능이 있는 어퍼암(upper arm)을 연구의 대상으로 설정하였다(Fig. 1).

경량설계를 위하여 개념설계 단계에서는 위상 최적화를, 상세설계 단계에서는 치수 최적화를 각각 적용하였다. 또한, 현가장치의 설계에 있어 요구되는 고유진동수의 증가를 위하여 최적화 과정에서 중량을 줄이고 동시에 고유진동수를 증가시키기 위해 다목적 함수 최적 설계 기법을 적용하였다. 또한



Fig. 1 Automobile suspension

앞 절에서 언급한 설계의 불확실성을 고려하여 신뢰성기반 최적설계(Reliability Based Design Optimization, RBDO)를 수행하였다.

### 유한요소 해석모델 및 해석결과

유한요소 해석을 위해서 어퍼암을 Fig. 2와 같이 1,022개의 8절점 유한요소로 모델링 하였다. 나사와 링크가 연결되는 부분들에 대해서는 강성요소(rigid bar)로 연결하였다. 부싱(bushing) 부분에는 6자유도 각각에 대해 부싱의 물질특성을 고려한 스프링 상수를 부여한 스프링요소로 연결하여 모델링을 수행하였다. 볼 조인트 부분은 z축 방향만을 구속시켰으며 여기에 Table 1에 표시된 하중조건 중에서 가장 큰 응력이 부여되는 전진 제동(forward braking)의 경우만 고려하여 x방향으로 -5042N, y방향으로 625N의 하중을 부여하였다.

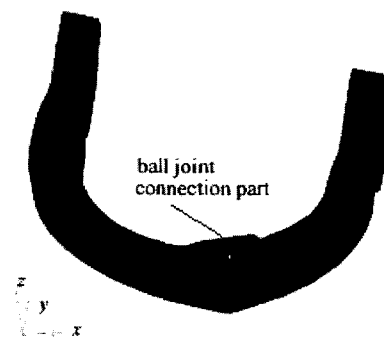


Fig. 2 Finite element model of the upper-arm

Table 1 Load condition at ball joint and maximum stress

	Load (N)			Maximum stress (MPa)
	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	F <sub>z</sub>	
Pothole inboard	1573.0	-2877.0	0.0	54.5
Pothole outboard	1510.0	5703.0	0.0	78.1
Reverse braking	3234.0	280.0	0.0	107.0
Forward braking	-5042.0	625.0	0.0	163.0

Table 2 Analysis results of the initial design

	Analysis	Target
Stress(MPa)	112	280(yield stress)
Eigen-frequency(Hz)	150.7	.
Mass(g)	1104	.

물성치는 Fig.2에 표시된 볼 조인트 연결부분은 강(Steel, 포와송 비: 0.29, 탄성계수: 126.5GPa)으로 이루어져 있으며, 그 외 부분은 알루미늄(aluminum A356-T6, 포와송 비: 0.33, 탄성계수: 70GPa)으로 구성 되어 있다. 설계의 허용응력(yield stress)은 안전 계수를 2로 설정하여 280 MPa로 정하였다. Table 2 은 초기모델에 대한 유한요소 해석결과들을 나타내고 있다.

### 3. 최적 설계의 수행

#### 3.1 위상 최적설계

균질화법(Homogenization Design Method)을 사용하는 상용프로그램인 OptiStruct를 이용하여 첫 번째 고유진동수를 최대화시키도록 위상최적설계를 수행하였다. 설계영역은 부싱이 들어가는 부분과 다른 부품과의 연결 부위의 위상과 형상 변화를 방지하기 위해서 Fig. 3에 표시되어진 부분으로 설정하였다.

최적화 문제는 다음의 식 (1)에 표시된 바와 같이 첫 번째 고유 진동수를 최대화하는 것으로 목적 함수를 설정하고 제한조건은 위상최적화 되어진 체적이 기존 체적의 80%이하가 되도록 하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize eigen-frequency of the 1st mode} \\ & \text{Subject to } V \leq V_0 \cdot 0.8 \end{aligned} \quad (1)$$

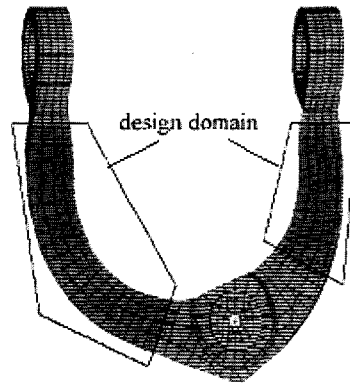


Fig. 3 Design domain for topology optimization

#### 3.1.1 균질화법 이론

균질화법은 70년대부터 프랑스에서 연구되어진 방법으로, 주기적으로 반복되는 미세구조물(micro-structure)의 균질화된 물성치를 구하는 방법이다. Fig. 4와 같이 설계 영역의 각 요소는 무한개의 미소셀(unit-cell)로 구성되며 각 미소셀은 직사각형의 구멍을 가지고 있다. 이 직사각형의 구멍과 회전각도가 설계변수가 된다. 이 설계변수를 목적함수에 따라 조절하여 구멍이 점점 작아져 없어지면 물질이 존재하고, 구멍이 점점 커져 물질이 1% 미만이 되면 재료가 없는 것으로 간주된다.<sup>3-5)</sup>

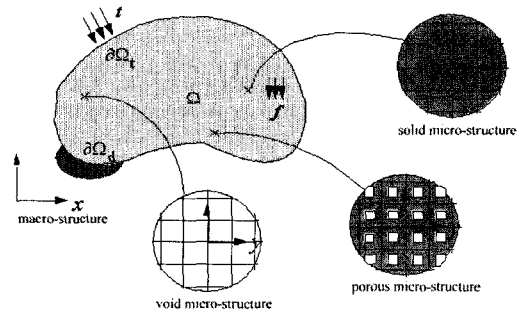


Fig. 4 Basic concept of the homogenization design method

#### 3.1.2 위상 최적화 결과

OptiStruct를 이용한 위상 최적화의 결과 Fig. 5와 같은 위상이 얻어지며 이 결과에 대하여 smoothing작업을 수행하여 Fig. 6과 같은 형상을 얻었다. Table 3은 위상 최적화 전·후를 비교한 것이다.

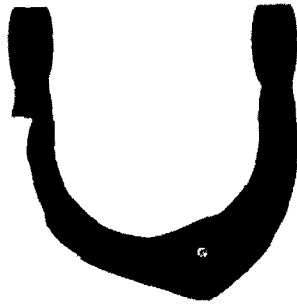


Fig. 5 Topology optimization result to maximize the 1st eigen-frequency

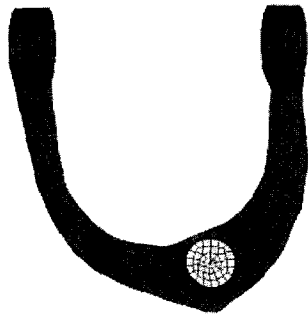


Fig. 6 Smoothing result

Table 3 Topology optimization results

	Initial Design	Topology Opt.	%
Stress(MPa)	112	152	+35.71
Eigen-frequency(Hz)	150.7	166.1	+10.22
Mass(g)	1104	1030	-6.7

### 3.2 민감도 해석 및 함수의 구성

위상 최적화의 결과에 대하여 치수 최적화를 위 수행하기 위해서 Fig. 7과 같이 8개의 변수를 선정하여 다꾸지 기법(Taguchi method)에 의거한 실험계획법에 의해 민감도 해석을 수행하였다.<sup>6)</sup>

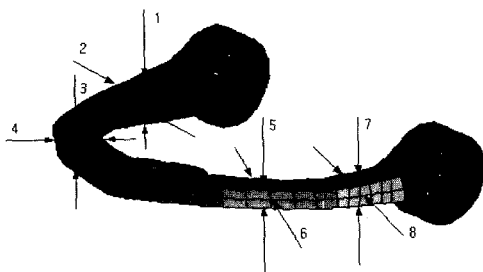


Fig. 7 Design variables for parameter optimization

#### 3.2.1 민감도 해석결과

Fig. 8과 Fig. 9에 나타난 민감도 해석 결과, 고유치와 무게의 변화에 대해서 설계변수 2, 3, 4, 5번이 가장 민감하게 반응하는 것을 알 수 있으며 이들 변수를 이용한 반응표면식을 구성한다.

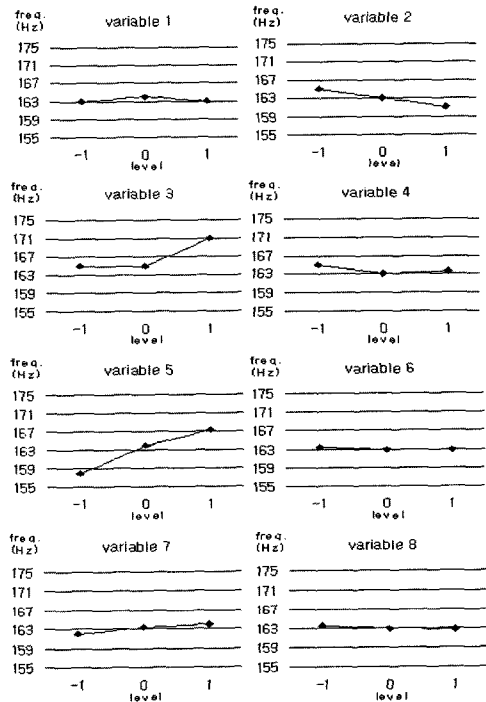


Fig. 8 Sensitivity for the 1st eigen-frequency

#### 3.2.2 중심 합성 계획법 및 함수의 구성

민감도 해석을 통하여 선택한 4개의 변수에 대해서 Table 4와 같이 중심합성계획법을 구성하고 통계 프로그램인 SAS를 이용하여 식 (2)와 같이 응력(S), 고유진동수(E), 무게(M)에 대하여 근사 함수를 구하였다. 이때 구하여진 응력, 고유주파수와 무게의 식들은 각각  $R_{sq}$  값은 97.64%와 98.16%, 90.01%이며  $R_{adj-sq}$  값은 각각 96.67%, 95.58%, 84.01%를 갖는다.<sup>7)</sup>

$$S = -5.4x_2^2 + 3.2x_3^2 - 4.8x_4^2 - 4.4x_2x_3 + 6.6x_3x_4 - 9.9x_2 - 30.6x_3 - 19.8x_4 - 9.3x_5 + 183.3$$

$$E = -0.3x_2^2 - 5.4x_3^2 - 0.6x_4^2 - 4.5x_5^2 + 0.1x_2x_3 + 0.01x_2x_4 - 0.1x_2x_5 - 0.9x_3x_4 - 3x_3x_5 + 0.3x_4x_5 - 2.2x_2 + 14.16x_3 + 0.2x_4 + 8.6x_5 + 168.1 \quad (2)$$

$$M = 3.3x_3^2 + 3.2x_4^2 + 3.3x_5^2 + 19.2x_2 + 28.1x_3 + 6.8x_4 + 27.7x_5 + 1018.6$$

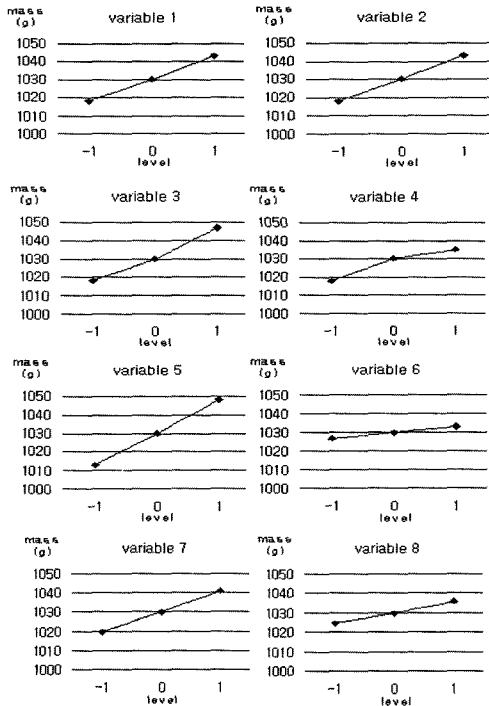


Fig. 9 Sensitivity for total weight

Table 4 Central composite design

	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$
1	1	1	1	1
2	-1	-1	-1	1
3	1	1	1	1
4	-1	-1	1	1
5	1	1	-1	-1
6	-1	1	-1	1
7	-1	1	1	-1
8	-1	1	1	1
9	1	-1	-1	-1
10	1	1	1	1
11	1	-1	1	-1
12	1	1	1	1
13	1	1	-1	-1
14	1	1	-1	-1
15	1	1	1	-1
16	1	1	1	1
17	-2	0	0	0
18	2	0	0	0
19	0	-2	0	0
20	0	2	0	0
21	0	0	-2	0
22	0	0	2	0
23	0	0	0	-2
24	0	0	0	2
25	0	0	0	0

### 3.3 치수 최적설계 결과

식 (2)의 함수들을 이용하여 다목적 함수 최적설계 기법을 적용한 치수 최적화를 수행하였다. 목적 함수식과 제한 조건식은 식 (3)과 같이 무게( $M$ )의 최소화과 고유진동수( $E$ )의 최대화로 설정하고 구속 조건은 최대응력이 허용응력인 280MPa 이하가 되도록 하였다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } & w \frac{M}{M_0} + (1-w) \frac{E_0}{E} \\ \text{Subject to } & S \leq 280, \quad -1 \leq x_i \leq 1 \quad (i=2,3,4,5) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $M_0$ 은 무게의 초기값인 1030g이고,  $E_0$ 은 첫 번째 고유 주파수인 166.1Hz이며  $w$ 는 목적함수에 대한 가중치를 나타낸다. 최적화를 수행한 결과 Fig. 10과 같은 Pareto Optimal Set을 얻을 수가 있다. 가중치를 무게와 고유주파수에 대하여 균등하게 0.5씩 주었을 경우에는 경량화가 효과가 없으며 가중치를 0.6으로 하였을 경우에도 동일한 현상을 보였다. 가중치를 0.7 주었을 경우에는 경량화가 이루어짐과 동시에 고유주파수도 증가함을 나타내었다. 가중치를 0.8을 주었을 경우에는 경량화가 이루어지는 대신에 고유주파수가 감소하는 현상을 보였다. 본 연구에서는 경량화와 동시에 대상이 되어지는 부품의 고유진동수를 특정한 주파수대 이상이 되도록 설계함이 요구되어지므로 가중치가 0.7인 경우를 최적해로 취하였다.

최적 설계와 초기 디자인에서의 각 변수들의 변화를 비교해보면 Table 5와 같다. Table 6은 응력과 고유진동수, 무게에 대하여 최적 설계와 초기 디자인의 값들을 비교한 결과이다.

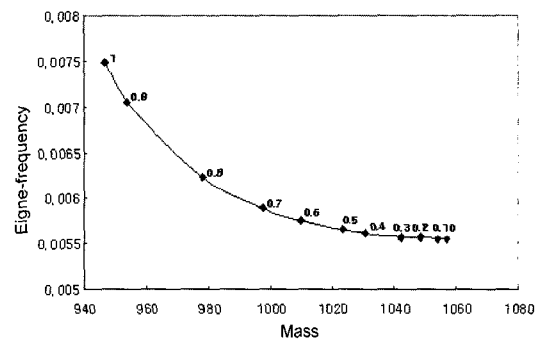


Fig. 10 Pareto optimal set

Table 5 Result for size change

	Initial(mm)	Optimal(mm)	Change(mm)
$x_2$	24.686	21.686	-3
$x_3$	13.281	13.881	0.6
$x_4$	31.693	30.493	-1.2
$x_5$	12.558	11.958	-0.6

Table 6 Optimization result

	Stress(MPa)	Mass(g)	Eigen-freq.(Hz)
Initial	112	1104	150.7
Topology	152	1030	166.1
Optimal	191.2	997.5	170.1
Verification	188	1010	168.7
Increase(%)	+67.86	-8.51	+11.94

#### 4. 신뢰성 기반 최적 설계

신뢰도란 설계자가 원하는 설계영역 안에 있을 확률을 의미한다. 즉, 신뢰도가 높다는 것은 생산된 제품이 설계영역 안에 많이 분포한다는 것을 말한다. 수학적인 관점에서 구조 신뢰도란 지정된 기간 동안 특정 한계 상태(specified limit state)에 도달하지 않을 확률을 의미한다. 즉, 설계 기준  $Z$ 에 대해서 하나의 하중효과  $S$ 와 하나의 저항  $R$ 이 있다고 할 때,  $S$ 가  $R$ 보다 크면 시스템은 파손하게 된다. 이 때 시스템의 파손 확률  $P_f$ 는 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$P_f = P(R \leq S) = P(R - S \leq 0) = P(G \leq 0) \quad (4)$$

여기서  $G$ 는 한계 상태 함수(Limit State Function)라 부르고, 파손 확률은 한계 상태 위반 확률과 동일한 값을 가지게 된다. 이 파손 확률은 확률 분포를 알고 있는 연속 확률 변수인 경우에는 일반적으로 다음의 중적분식을 통해 구할 수 있다.

$$P_f = \int_{g(x) \leq 0} f_X(x) dx \quad (5)$$

그러나 이 중적분식은 비선형성이 심한 경우에는 적분경로를 정확하게 파악하기가 거의 불가능할 뿐만 아니라 확률변수들의 결합 확률밀도함수 또한 복잡하게 표현되므로, 해석적인 방법으로 정해를 구할 수 있는 경우는 매우 제한되어 있다. 그러므로 실제로 계산하여 설계에 적용하는 것은 거의 불가능하기 때문에 근사적으로 파손확률을 계산하기 위

해 많은 연구가 이루어져 왔다. 본 연구에서는 파손 확률의 계산을 위해서 몬테카를로 방법(Monte-Carlo method, MCM)을 이용하여 신뢰성 기반 최적 설계를 수행하였다.<sup>8)</sup>

#### 4.1 Monte Carlo 법(MCM)

확률문제를 직접 모사(Simulation)하는 MCM 해석의 기본단계는 극한상태방정식 내의 각 확률매개 변수에 대한 난수를 생산하는 것이고, 이때 생산된 난수를 극한상태방정식에 직접 대입하여 파괴조건이 만족하는가를 조사하여, 파괴조건이 만족하는 횟수를 기억한다. 이러한 모사를  $N$ 번 반복하면 파괴확률( $P_f$ )은 근사적으로 다음과 같이 표시된다.

$$P_f = \frac{N_f}{N} \quad (6)$$

여기서  $P_f$ 는 파괴가 일어나는 경우의 수가 된다. 이 방법은 간단한 형식이지만 실행 횟수  $N$ 에 따라 그 정확도가 판가름되므로  $N$ 을 큰 값으로 잡아야 하므로 계산시간이 많이 소요되는 단점이 있다.<sup>9)</sup>

#### 4.2 중요도 추출법

확률변수 공간의 전체 영역에 대해서 실험을 위한 샘플의 추출을 수행하면 정확한 파괴확률의 추정을 위해 필연적으로 추출횟수를 증가시켜야 하기 때문에 MCM은 계산시간이 많이 소요된다. 따라서 본 논문에서는 이러한 문제점을 보완하기 위해서 각 확률변수의 최빈값에서 가장 빈도가 높도록 추출되는 MCM에서의 추출의 중심점을 한계상태식에 의해 정의되는 안전과 파괴의 경계면 근처로 옮겨서 적은 횟수의 추출로 파괴확률의 정확한 추정이 가능한 중요도 추출법을 적용한 수정 MCM을 사용하였다.<sup>9)</sup> 본 연구에서는 중요도 추출법의 샘플의 크기는 10000개, 신뢰수준은 98%로 각각 산정하였다.

#### 4.3 신뢰성 기반 최적설계의 결과

##### 4.3.1 한계상태식의 구성

신뢰성 기반 최적설계를 수행하기 위해서는 시스템의 특성을 반영하는 성능평가함수를 수립하여야 한다. 설계기준인  $Z$ 를 한계상태식  $g(x)$ 로 하고 저항

요소  $R$ 은 최적화 과정을 통해서 얻은 첫 번째 고유진동수의 값인 168.7Hz로 하였으며 하중효과  $L$ 은 중심합성계획법을 통하여 구하여진 첫 번째 고유진동수의 함수로 구성하여 식 (7)과 같은 한계상태식을 구하였다. 안전영역은 고유 주파수가 168.7Hz 보다 큰 경우로 설정하였다.<sup>11,12)</sup>

$$Z = R - L$$

$$Z = g(x), R = 168.7, L = 1st \text{ eigen-frequency}$$

$$Z = g(x) \rightarrow (168.7 > 1st \text{ eigen-frequency})$$

$$(1st \text{ eigen-frequency} - 168.7 > 0) \quad (7)$$

$$g(x) = (-0.3x_2^2 - 5.4x_3^2 - 0.6x_4^2 - 4.5x_5^2 + 0.1x_2x_3 + 0.01x_2x_4 - 0.1x_2x_5 - 0.9x_3x_4 - 3x_3x_5 + 0.3x_4x_5 - 2.2x_2 + 14.16x_3 + 0.2x_4 + 8.6x_5 + 168.1) - 168.7$$

각 변수에 대한 분포는 기계의 단일부품의 경우에는 대부분 정규분포를 가지고, 확률 제한 조건식의 위반 확률 값을 근사할 경우에는 설계 변수는 정규 분포를 가지는 독립적인 무작위 변수라 가정하므로 각 설계변수들의 분포는 정규분포로 가정하였다. 평균값은 최적 값에 대하여 신뢰성 기반 최적설계를 적용하였으므로 최적설계를 통하여 구하여진 각 변수의 최적해로 선정 하였다. 표준편차는 제작과정상에서의 공차로 볼 수 있는데 모의실험의 경우에는 정확한 표준편차를 얻을 수가 없기 때문에 기존의 자료들을 참고하여 평균값의 50%이하의 수준으로 하여 0.05로 정하였다.<sup>11, 12)</sup> Table 7은 각 변수들의 분포와 평균값, 표준편차를 나타내고 있다.

Table 7 Distribution of design variable

	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$
Distribution	Normal	Normal	Normal	Normal
Mean value	-1	0.2	-0.4	-0.2
Standard deviation	0.05	0.05	0.05	0.05

#### 4.3.2 신뢰성 기반 최적설계의 결과

신뢰성 기반 최적설계는 설계자가 선정한 신뢰수준 범위 내에서 요구하는 반응특성을 얻기 위한 것이다. 본 연구에서는 신뢰성 기반 최적설계를 수행하는데 있어서 신뢰성 해석 프로그램인 NESSUS를 사용하였으며 시간 효과를 제외하고 특정 한계 상태식에 도달 하지 않을 확률 즉, 신뢰도 98% 일 경우에 대해서 프로그램을 수행하였다.

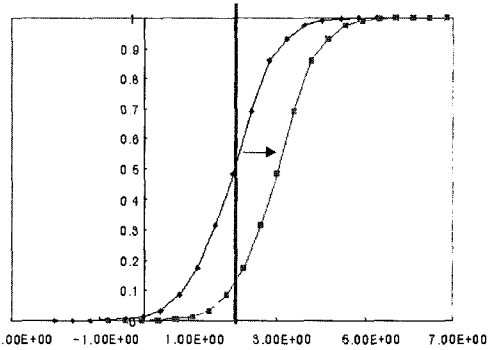


Fig. 11 PDF curve change (1st eigen-frequency)

Fig. 11은 첫 번째 고유진동수에 대하여 신뢰성 최적설계를 수행한 이후의 PDF(Power Distribution Function) 곡선의 변화를 나타내고 있다.

Table 8 Size change result considering reliability

	Initial(mm)	Optimal(mm)	RBDO(mm)	Change(mm)
$x_2$	24.686	21.686	21.686	-3
$x_3$	13.281	13.881	14.121	0.84
$x_4$	31.693	30.493	30.523	-1.17
$x_5$	12.558	11.958	12.168	-0.39

Table 9 Optimization result

	Stress(MPa)	Mass(g)	Eigen-freq.(Hz)
Initial	112	1104	150.7
Topology	152	1030	166.1
Optimal	188	1010	168.7
RBDO	185	1014	170.2
Increase(%)	+65.18	-8.15	+12.94

Table 8은 기존의 모델과 신뢰성 기반 최적설계의 결과 얻어진 모델간의 설계변수의 변화를 나타내고 있다. Table 9는 응력, 질량, 첫 번째 고유진동수의 변화량을 기존의 모델과 신뢰성 기반 최적설계의 결과 얻어진 모델을 비교한 것을 나타내고 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 자동차의 현가장치의 부품인 어퍼암에 대하여 신뢰성 기반 최적설계를 수행하였다.

최적설계를 수행하는데 있어서 위상 최적화와 치수 최적화를 순차적으로 적용하여 경량화를 추구하였다. 위상최적화의 과정에서는 고유주파수를 증가

시킴을 위한 목적함수를 설정하였고, 치수 최적화 문제에 있어서는 무게를 최소화 하면서 고유 주파수를 증가시키고 응력이 허용응력을 넘지 않도록 하는 다목적 함수를 구성하여 최적화를 수행 하였다. 최적화 설계에 의한 결과들에 대하여 신뢰도를 높이기 위해서 신뢰성 수준 98%와 표준편차 0.05에서 신뢰성 기반 최적 설계를 수행 하였다. 신뢰성 기반 최적설계의 결과, 기존의 모델과 비교하여 8.24%의 경량화와 12.61%의 고유주파수의 증가를 얻을 수가 있었다. 또한, 신뢰성 기반 최적설계를 수행하는데 있어 중요도 추출법을 이용한 MCM법을 사용하여 기존의 Crude Monte Carlo 방법에 비해 모사의 횟수를 줄일 수 있었다.

이러한 결과들을 통하여 실제 자동차 현가장치의 부품들의 경량화를 위한 최적화 기법의 체계적인 사용과 다목적함수 최적설계를 통한 실제 문제의 해결 방안을 제시하였고, 신뢰성 기반 최적설계를 통해서는 원가절감은 물론, 제품의 성능을 만족시키지 못하는 불량품의 수를 크게 감소시킬 수 있는 방안을 제시하였다.

### References

- 1) W. G. Hwang, W. Y. Kim, H. E. Im, "Development of Optimal Design System of Vehicle Suspension," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, 1996.
- 2) J. S. Lee, "Optimal Design of Vehicle Passenger Compartment," Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol.8, No.1, 1999.
- 3) S. J. Lee, "Introduction to Topology Optimization," Computational Structural Engineering, Vol.13, No.3, pp.25-33, 2000.
- 4) S. J. Lee, "Applications of Topology Optimization," Computational Structural Engineering, Vol.13, No.3, pp.34-40, 2000.
- 5) M. P. Bendsøe, N. Kikuchi, "Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method," Comput. Meths. Appl. Mech. Engrg, Vol.71, pp.197-224, 1988.
- 6) R. K. Roy, Design of Experiments Using the Taguchi Approach, John Wiley & Sons, 2001.
- 7) S. H. Park, Modern Design of Experiments, Minyoung Press, 1995.
- 8) W. J. Kim, "Reliability Theory and Structure Design," Computational Structural Engineering, Vol.12, No.1, pp.53-62, 1999.
- 9) A. Halder, S. Mahadevan, Probability, Reliability and Statistical Method in Engineering Design, John Wiley & Sons, 2000.
- 10) C. W. Lee, H. J. Yim, S. B. Lee, "Design Optimization of Pillar Section Profile Considering Reliability," Proceedings of KSAE Spring Conference, pp.704-709, 2002.
- 11) J. Y. Jung, H. J. Yim, S. B. Lee, S. J. H, "Design Optimization of Cantilever Beams Considering Reliability," Proceedings of KSAE Spring Conference, pp.710-715, 2002.