

고유진동수를 고려한 박판 구조물의 보강재 최적설계

Optimization of Reinforcement of Thin-Walled Structures for a Natural Frequency

임 오 강* 정 승 환* 최 은 호* 김 대 우*
Lim, O-Kaung Jeong, Seung-Hwan Choi, Eun-Ho Kim, Dae-Woo
(논문접수일 : 2005년 10월 25일 ; 심사종료일 : 2006년 6월 5일)

요 지

박판 구조물은 자동차를 비롯하여 항공기, 인공위성, 선박 등의 운송 수단과 건축물의 돔과 같이 효율적으로 활용되어지고 있으며 동시에 경량화를 필요로 하는 경우 널리 사용되는 구조물이다. 엔진, 변속기 등의 회전체의 부품을 보호하는 박판 구조물인 자동차 후드에서의 새로운 보강재 형상을 제시하였다. 자동차 후드는 엔진 룸에 장착되어 있는 회전체의 진동 영향을 민감하게 받아 공진현상이 발생할 우려가 있다. 따라서 설계하중을 지지할 강성을 가지며 동적 특성이 고려되어야 한다. 즉, 강성을 유지하면서 공간에 의한 진동도 고려해야 한다. 이는 곧 승차감과 직결된 중요한 문제이다. 그러므로 최적의 강성증대 설계결과를 얻기 위해서는 정적·동적 강성평가와 함께 고유진동수를 고려한 보강재의 최적설계가 도입되어야 한다. 본 연구에서는 고유진동수를 고려한 대표적인 박판 구조물인 자동차 후드의 보강재 위상을 구하고, 도출된 위상에서 보강재의 형상 최적 설계 후 제시된 보강재 단면의 최적 치수를 다구찌 방법을 이용한 직교 배열표상에서의 각 설계변수의 수준과 최적의 설계변수의 조건으로 구하였다.

핵심용어 : 위상 최적설계, 고유진동수, 다구찌 방법, 형상 최적설계, 치수 최적설계, 자동차 후드 보강재, 박판구조물

Abstract

Thin-walled structures are efficiently utilized an automobiles, aircraft, satellite and ship as well as needed light weight simultaneously. This paper presents new shape of automobile hood reinforcement that rotating parts as engine, transmission are protected by thin-walled structures. The automobile hood is concerned about the resonance occurs due to the frequency of the rotating parts. The hood must be designed by supporting the stiffness of design loads and considering the natural frequencies. Hence, it is sustained the stiffness and considered the vibration by resonance. It is deep related to ride. Therefore, the topology, shape and size optimization methods are used to design the automobile hood. Topology technique is applied to determine the layout of a structural component optimum size with maximized natural frequency by volume reduction. In this research, The optimal structure layout of an inner reinforcement of an automobile hood for the natural frequency of a designated mode is obtained by using topology optimization method. The optimum size and the optimum shape are determined by PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora) algorithm.

Keywords : topology optimization, natural frequency, taguchi method, shape optimization, size optimization, reinforcement of an automobile hood, thin-walled structures

1. 서 론

판으로 이루어진 박판 구조물은 자동차, 선박, 항공기에 널리 이용되어지고 있으며 경량화 확보가 무엇보다도 중요시되고 있다. 대표적인 박판 구조물인 자동차 후드는 엔진실의

각종 기기를 보호하는 얇은 판재로 넓은 면적을 가진 셸 구조물이고, 설계하중을 견딜 수 있는 충분한 강성을 가지기 위해서는 판재의 두께가 충분히 두꺼워야 한다. 그러나 차량의 연비를 좋게 하기 위해서는 판재의 두께를 두껍게 할 수 없는 제약을 받고 있다.

* 책임저자, 정회원 · 부산대학교 기계공학부 기계기술연구소 교수
전화: 051-510-3080 ; Fax: 051-582-9164
E-mail: oklim@pusan.ac.kr

* 부산대학교 기계설계공학과

• 이 논문에 대한 토론을 2006년 9월 30일까지 본 학회에 보내주시면 2006년 12월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

일반적인 박판의 형상은 고유진동수가 낮아 차량의 진동에 대한 영향을 많이 받게 되므로 동적 특성을 고려하여 설계되어야 한다. 즉 후드는 주행 시 노면의 요철, 바람 등의 외력을 받고 엔진, 회전체등의 소음원 및 진동원에 대한 영향을 받으며 다른 진동요소들과 넓은 주파수 대역에 걸쳐 공진 현상이 일어나기 때문에, 자동차 후드의 강성과 진동효과는 차량의 승차감과 소음에 밀접한 관계를 갖는다.

차량에서 진동은 저주파로부터 고주파까지 광범위하게 발생되며, 진동 발생원으로는 노면으로부터 타이어와 현가장치를 통해 차체에 전달되며 외부 발생원과 엔진 회전에 따라 구동 계를 통해 전달되는 내부 발생원이 자동차 후드에서 공진에 의한 소음이 유발되어 운전자에게 불쾌감을 주므로 승차감과 직결된다. 소음에 대처하기 위한 방안으로 방음재를 설치하는데, 방음재는 고주파 영역에 대한 효과는 있지만 일반적인 주파수 영역에 대한 효과를 얻고자 하는 경우에는 큰 질량을 필요로 하므로 효과적이지 않다.

두께에 비해 상대적으로 면적이 넓은 자동차의 후드는 횡진동이나 횡 하중에 매우 취약하므로 일반적으로 구조물 내부에 보강재를 부착하여 강성을 보강하고 있다. 그러나 단순한 정적, 동적 강성평가에 의한 보강경로의 설계는 정해진 경계조건에서 가장 적은 질량의 사용으로 최적의 강성증대 효과를 보장하지 못한다. 그러므로 주어진 경계조건하에서 최적의 강성증대 설계결과를 얻기 위해서는 고유진동수를 고려하는 보강재의 설계(이태희, 2000)가 필요하다.

구조물의 동적 거동을 고려할 경우, 구조물의 고유진동수는 공진 상태를 결정하여 구조물이 외부로부터 고유진동수와 같은 진동수로 가진 되면 공진 상태를 일으켜서 구조물이 파괴되는 위험성이 있다. 따라서 구조물에 동적 하중이 작용하거나 그와 같은 영향이 미칠 경우, 고유진동수는 외부로부터의 동적 하중진동수와 일치하지 않도록 구조물을 설계(Hassani, 1999)하여야 한다. 그러므로 초기 설계단계에서 구조물의 고유진동수를 고려한 보강재의 위상을 구하여야 한다.

보강재의 위상을 구하기 위해서는 위상최적화 방법(Bendsoe, 1988)을 사용 되어져 왔으며, 위상 최적설계 방법은 주어진 설계영역에서 최적의 위상을 얻을 수 있는 방법으로 구멍의 크기와 재료상수와의 관계를 균질화법(Suzuki, 1991)과 최적조건법(Hassani, 1998)을 사용하는 방법이 연구되어 왔다. 또한 2차원 연속체 구조물에 적용된 위상최적설계 문제에서 3차원 쉘 문제(Belblidia, 2001)로도 발전하였다.

탄성 구조체의 위상최적설계에 대한 연구는 고유진동에 관하여 Ma(1995) 등, 동적해석에 관하여 Xie(1996) 등의 연구가 있으며, 국내에서도 Kim(1999) 등, Lim(2000) 등

에 의해서 연구가 진행되어 왔다. 평면 구조물의 위상최적화에 관한 연구도 이상진(2003)에 의하여 수행되었다. 본 연구에서는 상용프로그램인 ANSYS 8.0(2004)의 위상최적설계 모듈을 사용하여 보강재의 위상 최적 형상을 구하였다.

구하여진 위상을 단순화한 후 고유진동수가 최대인 보강재 위치를 결정하기 위한 형상최적설계를 Schmit와 Farshi가 제안한 순차 근사 최적화 방법을 이용하였고 형상 최적 완료된 박판 구조물의 중량을 줄이면서 고유진동수를 최대화되게 하기 위해 중량과 고유진동수의 관계를 다루기 기법을 이용하여 보강재 단면의 치수최적설계를 수행하였다.

또한 최적해가 초기 가정 치로부터 멀리 떨어져 있을 때 다루기 방법에 의해서 설계변수에 대한 민감도 정보를 얻고, 그 정보로부터 적절한 설계변수의 탐색구간을 설정하면 설계 영역의 정보를 얻지 못하거나 국부적인 최적 해에 빠질 가능성이 높은 알고리즘에 대하여 탐색시간을 줄여 알고리즘의 효율을 개선시키는 정도가 우수하고 품질에 강건한 최적해를 구하는 설계가 가능하게 된다.

2. 위상최적설계를 이용한 보강재 위상설계

고유진동수를 고려한 위상최적화 기법을 이용하여 보강재 위상을 구하고자 한다. 최적의 보강재 위상을 결정하기 위하여 일반적인 후드가 내장 판과 외장 판이 점용접으로 결합되어 있는 점을 고려하여 복층으로 이루어진 모델을 사용하였다.

2.1 유한요소모델

고유치 위상최적설계의 보강재 위상을 도출하기 위해 Figure 1과 같은 유한요소해석 모델을 구성하였고 차체와 힌지로 연결되는 양 끝단과 후드를 고정하는 앞부분의 체결부를 고정 경계 조건을 적용하여 최적화를 수행하였다. 자동차후드와 엔진룸과의 밀착을 위한 실링이 필요한 바깥 테두리는 단면의 형상 및 보강재 위상의 변경은 불가능하므로 이러한 제약조건을 제외한 부분(Lee, 2000)을 위상최적화를 한다. 그리고 자동차 후드의 기하학적 형상의 치수와 물성치는 Table 1과 같다.

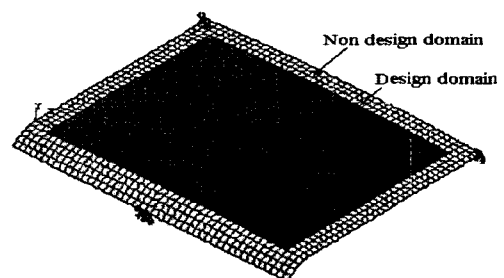


Fig. 1 FE model of an automobile hood

Table 1 Geometric and material properties of the hood (SI Units)

Thickness [m]	Outer panel	1.2×10^{-3}
	Inner panel	1.2×10^{-3}
Young's modulus [GPa]		207
Poisson's ratio		0.29
Mass density [kg/m ³]		7820

자동차 후드는 두께에 비해 상대적으로 면적이 넓으므로 셀 요소를 사용하였다. 일반화한 중형차의 후드 치수 경우에 대한 전체 영역의 요소 수는 3,666개이고 설계영역의 요소 수는 2,624개이다. 그리고 절점 수는 11,249개이고 설계변수는 각 요소의 밀도변수로서 설계영역의 요소 수와 같다.

후드의 크기는 차체의 크기에 따라 다르다. 일반적으로 승용차를 경차, 소형, 중형, 대형으로 구분하고 있으나 같은 부류의 차량이라도 하더라도 자동차 제작 회사나 배기량에 따라 치수의 차이가 있다.

본 연구에서는 중형차량을 대상으로 배기량의 크기를 감안하여 일반화 시킨 형상을 정하였다. 즉, 중형을 기준으로 전 폭 값을 참고하여 차륜거리를 추정하고 측정된 차량의 실제 치수와 비교하여 전 차종에 대하여 치수를 일반화 하였다. 소형차는 차의 길이 4.7m, 차의 폭 1.7m, 차의 높이 2.0m 이하이며 대형차는 세 가지 기준을 전부 초과한 것으로 구분된다. 중형차는 소형과 대형의 중간으로 세 가지 조건 중 한 두 가지가 기준을 초과 한 것이다. Fig. 2와 Fig. 3은 각각 중형차 후드의 좌측면도와 후면도이다. Fig. 2는 내장 판의 치수로 내장 판의 길이는 1m이고, Fig. 3에서 내장 판의 폭은 1.4 m이고, 좌측면도와 후면도에 보이는 나머지 치수들은 호의 반경으로 y좌표 값이다.

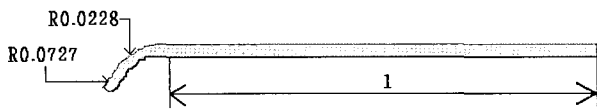


Fig. 2 Left side of a hood

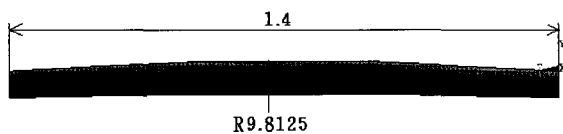


Fig. 3 Back side of a hood

2.2 보강재의 위상최적설계

차량의 분류에 따라서 해석 시 필요한 위상 최적화 할 요소 즉, 엔진룸과의 실링이 필요한 테두리부분을 제외한 부분

으로 나누고 실제 차량과 비교하여 설계영역을 재설정 하였다. 여기서 실링 면은 아랫면과 윗면 그리고 옆면은 거의 같은 비율을 가지는 경향을 보였다.

위상최적설계에서의 목적함수는 고유진동수를 최대화하는 것이다. 그러나 고유진동수의 최적화 문제에서 1차의 고유진동수만을 주목해서 최적화를 수행할 경우, 최적화의 반복과정에서 고유진동수가 바뀌어서 수렴하지 않는 문제가 발생한다. 본 연구초기에서도 1차 고유진동수만을 최대화하도록 위상을 도출했을 때, 2차 고유진동수가 낮아지는 경우가 발생하였다. 또한 목적함수의 설계 변수에 대한 감도가 불연속적이 되어서 해가 발산되어 수렴하지 않았다.

이런 문제를 극복하기 위하여 지정된 복수의 고유진동수를 최적화 하는 문제를 다음과 같이 제안하고 본 연구에도 적용시켜 설계 변수에 대한 감도가 연속적으로 되도록 하고 목적함수의 진동을 최소한으로 함으로서 해가 수렴 되게끔 위상을 도출하였다.

$$\text{Maximize } f = \Lambda \tag{1a}$$

$$\Lambda = \lambda_0 + \frac{\sum_{i=1}^m \omega_i}{\sum_{i=1}^m \lambda_{ni} - \lambda_0} \tag{1b}$$

식 (1b)에서 Λ 는 선택된 고유 값 λ_{ni} ($n_i = n_1, n_2, \dots, n_m$)와 주어진 가중 값 ω_i ($i = 1, 2, \dots, m$)로 정의되는 평균 고유 값을 나타낸다. 또한 λ_0 은 지정된 이동 값을 의미한다. 이동 값과 가중 값을 적절히 조정함에 따라서 목적함수는 단수 고유 값이나 복수 고유 값 모두에 적용이 가능하고 $m=1$ 인 경우는 단수 고유 값을 고려하는 식이다. 선택된 고유 값과 지정된 이동 값의 차이를 최대화하여 주어진 주파수로부터 떨어진 주파수를 얻을 수 있다.

제약조건식은 정적 문제와 마찬가지로 다음과 같이 구조의 총질량 Γ_s 를 구속조건으로 고려하였다.

$$g = \int_{\Omega} \rho_e d\Omega - \Gamma_s \leq 0 \tag{2}$$

ρ_e 는 각 요소의 밀도이고 제약조건은 질량의 비율을 50%이하로 하였다.

Fig. 4는 단순화한 중형차 후드의 위상최적설계 결과이다. 최적화의 반복과정에서 고유진동수의 순서가 바뀌어서 최적화 문제가 수렴하지 않는 문제가 발생할 수 있는데 이런 문제를 극복하고 1, 2차 복수의 고유진동수를 최적화하도록

하여 50% 부피계수로 재료 양을 선택하고 최종 반복 후에 고유진동수 값이 증가된 보강재 위상을 도출하도록 수렴시켰다.

위상체적의 결과는 이태희(2000) 등에 의해 연구된 일반적인 보강재의 형상 결과와는 다른 Fig. 4와 같은 사다리꼴 형상으로 1, 2차 고유진동수를 고려했을 경우에 가장 좋은 결과 값을 가지는 형상을 구하였다.

3. 후드 형상 최적설계

3.1 설계변수 설정

위상최적설계 결과인 Fig. 4를 단순화한 자동차 후드 보강재 형상을 Fig. 5에 나타내었으며 중앙부위에 위치한 보강재가 A이고 B는 보강재의 실링 면은 형상변경은 허용하지 않는 비 설계 영역이므로 고려 대상에서 제외 시켰다.

A부분 보강재의 위치에 따라 고유진동수가 변화하므로 설계변수를 A부분 보강재의 거리인 x_1 과 x_2 로 정하였고, 목적 함수는 거리에 따라 값이 변화하는 고유진동수를 최대화 하는 것으로 설정하였다.

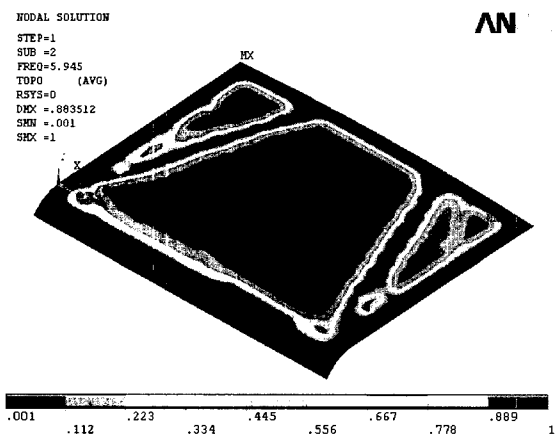


Fig. 4 Medium size of a hood shape

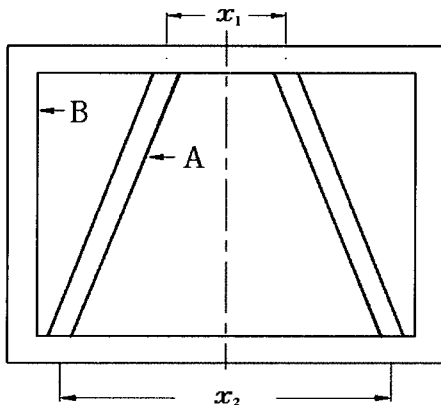


Fig. 5 Outline of the reinforcement

3.2 순차 근사 형상 최적

위상최적설계에서 얻은 보강재의 위상에서 실제적인 보강재의 위치를 결정함에 따라 고유진동수의 최댓값을 구할 수 있는 순차 근사 최적화 방법(Haftka, 1991)을 적용하였다. 제약 조건으로 질량에 대한 근사식을 만들기 위해 구조해석을 수행하였다.

그리고 구하여진 근사식을 순차 이차 계획법을 이용한 최적설계 알고리즘인 PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora)를 적용하여 최적 해를 구하였다.

전체 설계 영역에서 정확도를 유지할 수 있는 근사식의 형태를 결정하고 근사식이 만들어지는 영역인 초기 순차 설계 영역을 결정한다. 그런 다음 설계 변수의 개수에 맞는 가장 적합한 실험횟수를 가지는 3²요인배치법을 선택하고 실험을 수행해 근사식을 구성하였다. 요인 배치법(박성현, 2003)은 관심영역을 균등하게 분할하여 모든 경우에 대하여 실험하는 방법으로 설계 변수가 n개이고, 수준이 R인 경우 필요한 실험횟수는 Rⁿ이 된다. 알고리즘이 초기 설계 점에서 시작하여 최저점에 도달하면 수렴하는 강하함수는 단계가 진행되는 동안 계속 감소하게 되고 증가하게 되는 시점이 알고리즘 종료하게 되고, 이 경우의 최적 해는 목적함수가 최소인 마지막 바로 전 단계에 수렴한 최적해로 정하였다.

반응 표면법에서 어떤 시스템의 성능을 나타내는 회귀 모델의 회귀 계수를 추정하는데 일반적으로 사용되는 최소자승법(Myers, 1995)을 사용하여 다음과 같은 식을 얻었다. 그리고 설계변수가 2개를 가지는 보강재 형상을 3수준 요인배치법을 사용하여 각 설계변수의 하한, 상한 및 중간 값에서 실험을 하게 되어 9개의 실험 점과 식 (3)을 이용한 근사 값을 최적설계 알고리즘에 적용하여 Table 2에 나타내었다.

$$\Psi_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \epsilon_i, \quad i = 1, 2 \quad (3)$$

형상 최적설계에서는 고유진동수를 목적함수로 하였고, 제약 조건은 질량으로 하였다.

$$\text{Maximize } F \quad (4)$$

$$\text{subject to } W_{after} \leq W_{initial} \quad (5)$$

$$0 < x_i < 1.0, \quad i = 1, 2 \quad (6)$$

식(5)에서 F는 고유진동수이고, W_{after}는 최적 후 질량이며 W_{initial}는 초기질량이다. 제약조건은 최적설계 후의 보강재 질량이 초기 질량보다 작거나 같아야 한다. 그리고 x_i는 설

Table 2 Three level full factorial for two design variables

Exp No.	A	B	x_1 (m)	x_2 (m)	1st Freq(Hz)	2nd Freq(Hz)	Weight(Kg)
1	1	1	0.121	0.78	22.58	31.57	27.80
2	1	0	0.121	0.71	21.93	34.45	27.79
3	1	-1	0.121	0.64	21.19	33.28	27.77
4	0	1	0.110	0.78	22.62	31.64	27.81
5	0	0	0.110	0.71	21.96	34.56	27.80
6	0	-1	0.110	0.64	21.22	33.34	27.79
7	-1	1	0.099	0.78	22.56	31.74	27.81
8	-1	0	0.099	0.71	21.99	34.17	27.79
9	-1	-1	0.099	0.64	21.25	34.41	27.77

(-1:lower bound, 0:mid bound, 1:upper bound)

계 변수인 보강제사이의 거리를 나타내고, 후드의 폭과 보강제의 폭을 감안 할 때 최대 거리를 1.0m를 주었다. 목적함수는 순차 설계영역의 각 실험 점에서 구하여진 질량 값으로 최소자승법에 의하여 근사식을 구하였다.

Table 3은 보강제 위치에 대한 각각의 설계변수들을 초기형상과 최적 형상 결과를 비교하였다.

Table 3 Shape optimum results

Design variables	Initial model		Optimum model	
	x_1	x_2	x_1	x_2
Distance [m]	0.4	0.11	1.0	0.71
Weight [Kg]	27.83		27.80	
Natural frequency [Hz]	1st	2nd	1st	2nd
	17.09	18.13	21.96	34.56

4. 보강제 단면의 치수최적설계

4.1 설계변수 군 선정방법

위상 최적설계를 통해 보강제의 위상을 구했으며 형상 최적설계를 통하여 가장 높은 값의 고유진동수를 얻을 수 있는 실제적인 위치에서 보강제 단면의 최적 크기를 구하고자 하였다. 박판 구조물인 후드의 질량을 줄이면서 고유진동수를 최대화 되게 하기 위해 질량과 고유진동수의 상반된 관계를 다구찌 기법을 이용하여 보강제의 치수최적설계를 수행하였다.

다구찌는 성능 특성의 종류에 따라 신호(signal) 대 잡음(noise)비를 정의하고 SN비라고 나타낸다. SN비는 이차식으로 주어지는 품질손실함수로부터 유도된 값으로서 성능의 평균과 산포를 동시에 고려하는 척도라고 할 수 있다. 후드

는 고유진동수가 클수록 좋은 망대특성을 취하였고 후드의 중량은 작을수록 좋은 망소특성을 취하였다. 자동차 후드 보강제의 형상은 아웃터 판넬(outer panel)과 보강재 역할을 하는 인너 판넬(inner panel)이 점용접으로 집합된 Fig. 6과 같은 형상을 가지고 있다. 본 연구에서는 Fig. 6에서 경사진 각을 직각으로 이상화한 Fig. 7에서 4개의 설계변수를 정하였다.

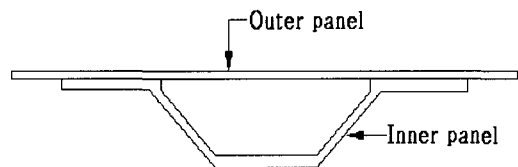


Fig. 6 Cross section of general reinforcement

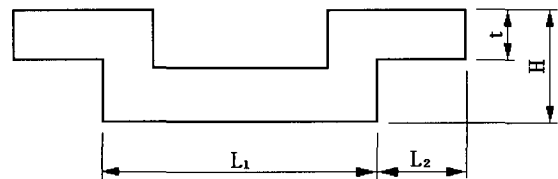


Fig. 7 Design variable of reinforcement section

4.2 다구찌법을 이용한 치수최적설계

후드의 특성치에 영향을 주는 제어 가능한 인자의 선정 및 할당은 Table 4와 같다. Fig. 7의 보강제의 단면 설계변수 L_1 (A), L_2 (B), H(C), t(D)의 초기치를 정하였다. 여기서 총 4개의 설계변수를 대칭성과 보강제 치수의 수학적 상호간의 연관성을 고려하여 해석의 효율성과 타당성을 높였다. 직교배열표상에서 특성치의 목적함수와 상태변수를 동시에 고려하여 SN비를 최대화하는 설계변수의 조건, 즉

잡음 하에서도 성능 특성치의 분산이 적고 평균이 목표치에 접근하는 설계변수의 조건을 찾아내었다. 설계변수의 수준은 Table 4와 같이 설정하였다.

직교 배열표는 Table 5와 같이 $L_9(3^4)$ 배열을 이용하여 해석을 수행하였으며 외측배열에는 1차, 2차 고유 진동수 값과 후드 중량 그리고 망소(S.T:smaller-the-better), 망대특성(L.T:larger-the-better)의 SN비를 구하였다. 직교 배열표를 이용하여 보강재가 목적함수에 미치는 영향을 알아보기 위해 해석 결과로부터 각 설계변수의 SN비를 계산한 값과 9번의 실험으로부터 도출된 1차, 2차 고유진동수와 그때 가지는 질량을 Table 5에 나타내었다. 그리고 9번의 실험 중 가장 좋은 결과 값을 가지는 3번째 실험을 최적치수로 선택하였다.

Table 4 Width of cross section for reinforcement (unit : m)

Reinforcement	Level 1	Level 2	Level 3
A	0.010	0.020	0.030
B	0.040	0.060	0.080
C	0.010	0.020	0.025
D	0.0005	0.001	0.0012

SN비는 신호(signal)대 잡음(noise)의 비율을 의미하는 것으로, 신호입력의 힘과 잡음이 주는 영향이 힘의 비유로서 나타내어진다.

망소특성의 경우 SN비식에서 목표치 m 이 0이므로 m^2 을 추정할 경우에 SN비식에서 $\hat{m}^2 \leq 0$ 이 될 수도 있으며 상

용대수를 취하여 실시되는 데시벨을 사용할 수가 없다. 이런 이유로 망소특성인 경우는 SN비의 개념을 직접 도입하지 않고 손실함수의 기댓값 $L(y) = kE(y^2)$ 을 최소화시키는 SN비를 생각한다. 따라서 SN값이 큰 경우가 성능이 좋은 경우로 하는 것이므로 망소특성의 SN비는 다음과 같다.

$$SN = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^m y_i^2 \right] \quad (7)$$

망대특성은 망소특성의 경우와 같이 기대손실 $L(y) = kE(1/y^2)$ 을 작게 해주기 위하여 망대특성의 SN비는 다음과 같이 사용한다.

$$SN = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^m \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (8)$$

망소특성의 질량에 대한 설계변수의 값과 망대특성의 고유진동수에 대한 설계변수의 값을 구하였다. 내부 보강재가 고유진동수를 증가시키는데 설계변수의 종류에 따라서 그 기여도는 각각 다른데 보강재의 어떤 부위를 재설계하는 것이 가장 효과적인가를 결정할 때, 즉 시스템의 구조변경과 설계변경 시 본 연구와 같이 기여도를 활용 할 경우 효율적으로 변경이 가능할 것이다.

자동차 후드의 보강재 설정 시 직교배열표상에서의 3수준과 총 4개의 설계변수를 가지는 보강재의 치수최적설계 수행하였다. 또한 보강재 설계변수의 영향도를 다루기 기법을 이용하여 질량과 고유진동수의 상반되는 관계를 분석함으로써 최종적으로 질량과 고유진동수를 동시에 고려하면서 고유진동수를 고려한 자동차 후드 보강재의 강건 최적설계를 수행하였다. 보강재 단면에 대한 각각의 설계변수들의 최적치

Table 5 $L_9(3^4)$ Orthogonal array

Exp. No.	Inner array				Outer array				
	A	B	C	D	Natural frequency [Hz]		Weight [Kg]	SN Ratio	
					First	Second		S.T	L.T
1	1	1	1	1	9.39	25.36	17.93	21.91	-25.07
2	1	2	2	2	16.40	33.32	19.85	26.37	-25.95
3	1	3	3	3	25.33	39.67	22.24	29.59	-26.94
4	2	1	2	3	14.35	32.33	20.78	25.37	-26.35
5	2	2	3	1	20.49	34.69	19.87	27.94	-25.96
6	2	3	1	2	15.56	30.76	21.06	25.86	-26.47
7	3	1	3	2	17.58	34.75	21.06	26.86	-26.47
8	3	2	1	3	19.05	33.91	22.73	27.42	-27.13
9	3	3	2	1	25.57	29.77	20.52	25.81	-26.25

Table 6 Optimum result of design variables

Reinforcement	Design variables			
	L_1	L_2	H	t
Optimum size [m]	0.010	0.080	0.025	0.0012
Weight [Kg]	27.80 → 22.24 20.0% reduced			
Natural frequency [Hz]	First : 21.96 → 25.33, Second : 34.56 → 39.67 15.35%, 14.78% increased			

수를 Table 6과 같이 도출하였다.

고유진동수 증가 효과와 제작공정 단순화를 기할 수 있는 가장 단순한 사다리꼴 형상의 보강재 형상을 제안한 모델을 최적모델로 선정하였다. 또한 내부 보강재의 추가가 동적 강성의 변화에 미치는 영향을 평가하기 위해 디자인 영역을 제거한 후드의 유한요소 모델(without inner reinforcement)을 노말 모드 해석을 수행하였고, 이 결과 Table 7에서 보는 것처럼 내부 보강재가 고유진동수를 증가 시킨다는 사실을 알았다. 따라서 실링 선을 고려한 후드 모델에서는 동적 강성의 보강 측면이 고려된 설계로 이용 될 수 있음을 알 수 있었다. 그리고 유한요소 모델을 고정단 경계조건에서 차체를 초기설계 할 때에 주로 고려되는 저주파수 영역인 1, 2차 고유진동 해석을 수행하였다.

Table 7에서는 본 연구에서 제안한 최적모델의 결과와 이전 모델의 결과를 비교 하였다. 이전에 제안된 모델이 초기 단계에서 고유진동수가 비록 높게 나타나지만 질량은 큰 것으로 나타나고 있으므로 본 연구에서 제안된 최적 모델의 결과가 경량화와 고유진동수를 고려했을 경우에 보다 효율적임을 보여주고 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 자동차 후드의 보강재 배열을 위상 최적설계를 이용하여 초기 개념 설계단계에서 도출했으며, 모든 경우에서 같은 재료의 양을 가지고 초기 고유진동수 값이 증가 되도록 수렴시키면서 위상을 얻고자 하였다. 또한 박판 구조물인 후드의 질량을 늘이지 않으면서 고유진동수를 최대화

되게 하기 위해 근사 최적화 방법을 이용하여 보강재의 형상 최적설계를 하였고, 질량과 고유진동수의 상반된 관계를 다구찌 기법을 이용하여 보강재의 치수최적설계를 수행하였다.

일반적인 위상최적설계 문제에서는 모든 경우의 부피제한 조건을 고려하는 것은 불가능하므로 특정할 부피 제한 조건에 대한 설계영역을 제시하였다. 하지만 본 연구에서는 시스템(강성, 고유진동수 등)의 영향, 비용과 제작 여건 등을 고려해야 할 n개의 부피 구속조건을 설계 영역으로 설정하고 가장 효율적인 보강재의 위치를 설정하였다. 그리고 다구찌 방법을 이용한 보강재 치수 최적 설계 시 3개의 수준수로 선정하였다. 실제 구조물에 적합한 보강재 형상에서 각각의 보강재 설계 군에 대한 설계변수를 선정할 때 부피 제거의 위상최적화 결과에 대한 노드 정보를 이용하여 노드 사이의 거리를 구하여 보강재 설계변수의 상한값과 하한값을 설정하여 해석하였다.

- 1) 이태희(2000) 등에 의해 연구되어진 일반적인 보강재의 경로와 달리 1, 2차 고유진동을 고려 시 가장 높은 고유진동수를 가지는 사다리꼴 형태의 보강재 형상을 제시하였다.
- 2) 제시된 보강재 모델은 초기 모델과 비교하여 질량의 감소와 더불어 1차, 2차 모드에서 고유진동수를 증가시켰다.
- 3) 자동차 후드에서 전체 모델의 질량 27.83Kg인 경우에 대해 최적모델에서는 약 5.6Kg의 질량을 줄이면서 1차, 2차 고유진동수를 각각 25.33Hz, 39.67Hz를 얻었다.

Table 7 Comparison of the overall results

		Former * model	Initial model	Shape optimization	Optimum model
Weight	[Kg]	30.61	27.83	27.80	22.24
Natural frequency[Hz]	First	19.65	17.09	21.96	25.33
	Second	26.38	18.13	34.56	39.67

* 이태희(2000) 등에 의해 제안된 모델의 보강재 레이아웃 적용

감사의 글

본 연구는 한국과학기술재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 지원으로 수행되었습니다. 재단의 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 박성현 (2003) 현대 실험 계획법. 민영사, pp.306~331.
- 이상진 (2003) 저차 유한요소를 이용한 다하중 경우를 가지는 평면구조물의 위상최적화, 한국전산구조공학회논문집, 16(1), pp.59~67.
- 이태희, 이동기, 구자겸, 한석영, 임장근 (2000) 설계민감도해석을 이용한 자동차후드 보강경로 최적설계, 대한기계학회논문집, A권, 24(1), pp.62~68.
- ANSYS APDL Programmer's guide Release 8.0 (2004) Swanson Analysis System, Inc.
- Belblidia, F., Lee, J.E.B., Rechak, S., Hinton, E. (2001) Topology Optimization of Plate Structures Using a Single or Three-Layered Artificial Material Model, *Advances in Engineering Software*, 32, pp.159~168.
- Bendsoe, M. P., Kikuchi, N. (1988) Generating Optimal Topology in Structural Design Using a Homogenization Method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 71, pp.197~224.
- Haftka, R. T., Furdal, Z. (1991) *Element of Structural Optimization*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp.209~215.
- Hassani, B., Hinton, E. (1998) A Review of Homogenization and Topology Optimization III Topology Optimization Using Optimality Criteria, *Computers and Structures*, 69, pp.739~756.
- Hassani, B., Hinton, E. (1999), *Homogenization and Structural Topology Optimization : Theory, Practice and Software*, Springer
- Kim, T.S., Kim, Y.Y. (1999) MAC-Based Mode Tracking in Structural Topology Optimization, *Computers & Structures*, 74(3), pp.375~383.
- Lee, T.H., Han, S.Y., Lim, J.K. (2000) Topology Optimization of the Reinforcement for an Automobile Hood using Design Sensitivity Analysis, *Key Engineering Materials*, 183(187), pp. 439~444
- Lim, O.K., Lee, J.S. (2000) Structural Topology Optimization for the Natural Frequency of a Designated Mode, *KSME International Journal*, 14(3), pp.306~318.
- Ma, Z.-D., Kikuchi, N., Cheng, H.-C., Hagiwara, I. (1995) Topological Design for Vibrating Structures, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 121, pp.259~280.
- Myers, R.H., Montgomery, D.C. (1995) *Response Surface Methodology Process and Product Optimization Using Designed Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., Canada, pp.16~21.
- Suzuki, K., Kikuchi, N. (1991) A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 93, pp.291~318.
- Xie, Y.M., Steven, G.P. (1996) Evolutionary Structural Optimization for Dynamic problem, *Computers & Structures*, 53(6), pp.1067~1073.