최적설계를 통한 소음 진동 저감

왕세명 · 이제원 · 기성현 · 문희곤
(광주과학기술원 기전공학과)

1. 머 리 말

새 모델의 개발시 소음 및 진동의 저감은 환경에 대한 인식의 확산과 더불어 더욱 중요한 문제가 되었다. 치열한 상품 경쟁에서 살아남기 위해서 CAE를 이용한 해석 및 설계로 제품 개발 기간을 단축하여야 한다. CAE의 최종 기술인 설계 민감도 해석 및 최적 설계는 새로운 모델의 소음 및 진동을 줄이고자 할 때, 기존의 실험을 통한 시행 착오법에 비해 매우 효율적인 정보를 제공할 수 있다. 즉, 설계 초기에 미리 모델 해석을 수행하여 문제점을 파악하고, 예상되는 문제점을 가장 효과적으로 해결할 수 있는 방안을 제시할 수 있기 때문에 개발 시간을 단축할 수 있음은 물론, 설계 엔지니어로 하여금 시스템의 소음 및 진동 특성을 쉽게 파악하고 이해할 수 있도록 도울 수 있다. 이 글에서는 최적설계 기술 및 응용 사례를 소개하여 더 많은 산업체가 제품 개발 시 최적설계를 통한 소음 진동 저감을 얻도록 하고자 한다.

설계 초기 단계에는 위상 최적 설계로 초기 형상을 구하고 형상 최적 설계를 통하여 세부 형상을 결정한 후 크기 최적 설계를 통하여 구체적인 치수를 결정함으로써 소음 및 진동의 최적 설계를 얻을 수 있다. 그러나 이미 설계가 끝난 상태이거나 생산이 시작된 경우에 뒤늦게 문제가 발견되었을 경우에는 크기 최적 설계를 통하여 문제를 해결하는 것이 가장 효과적이다. 그것은 생산 단계에서 제품의 형상을 변화시킨다는 것은 현실적으로 매우 어려운 일이기 때문에 다른 부품과의 상호 관계가 미약한 부분이나 생산 공정상 상대적으로 변경이 쉬운 부분에 대하여 형상의 변화없이 크기 설계만을 변경시킴으로써 전체 조립에도 문제가 없이 성능을 개선할 수 있기 때문이다.

† 기획 : 편집이사진, 왕세명 편집위원

2. 크기(Sizing) 최적 설계

크기 최적 설계란 구조물의 형상 변화 없이 판의 두께나 보의 단면 특성, 즉 단면적, 관성모멘트, 뒤틀림 강성과 같은 치수를 설계 변수로 하여 최적 설계를 수행하는 것을 의미한다.

2.1 승용차 실내 소음 및 진동 저감

설계 민감도 해석 및 최적 설계는 새로운 모델을 개발할 때, 기존의 실험을 통한 시행 착오법에 비해 매우 효율적인 정보를 제공할 수 있다. 즉, 설계 초기에 미리 모델 해석을 수행하여 문제점을 파악하고, 예상되는 문제점을 가장 효과적으로 해결할 수 있는 방안을 제시할 수 있기 때문에 개발 시간을 단축할 수 있음은 물론, 설계 엔지니어로 하여금 시스템의 특성을 쉽게 파악하고 이해할 수 있도록 도울 수 있다.

1998년에 왕세명[1]등에 의해 수행되었던 예제로서, 실제로 이미 생산에 들어간 차량 모델에 대하여 운전자 위치의 소음과 진동을 저감하는 설계 변경을 수행함으로써 운전 편의성을 증대시킨 실례를 소개하려고 한다. 그림 1에 보여진 자동차의 유한 요소 모델은 모두 9244개의 절점과 10871개의 유한 요소로 이루어져 있으며 595개의 각기 다른 물성치를 가지는 요소로 구성되어져 있다. 이 모델을 이용하여 차량의 엔진이 차체에

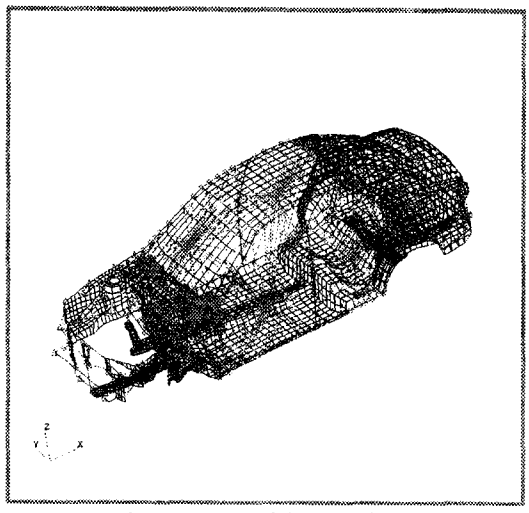


그림 1 NVH 해석용 전차체 모델

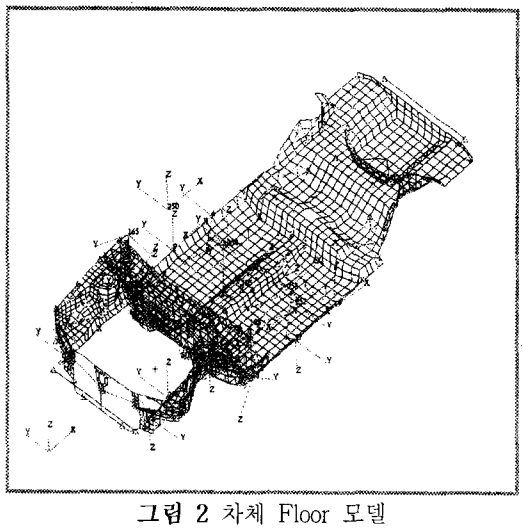


그림 2 차체 Floor 모델

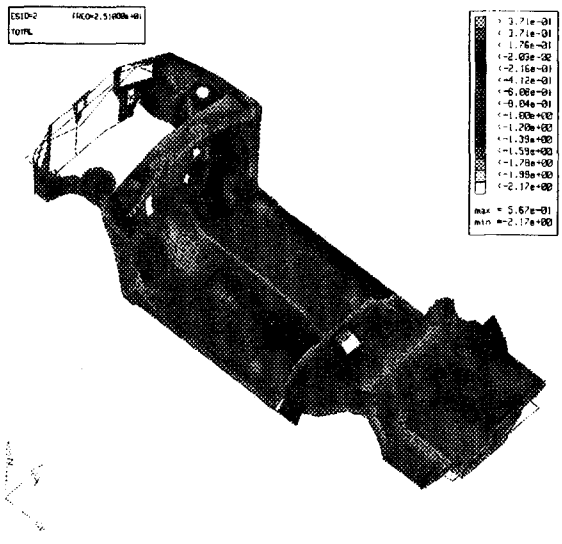


그림 3 요소별 민감도 분포도

고정되는 네 지점에 각각 가진을 주어 그때의 주파수 응답 함수를 구하였다. 이때 가진점은 실제로 엔진이 차체에 고정되는 지점에 가장 인접해 있는 절점으로 선택하였으며 전방부, 좌측, 우측, 그리고 후방의 네 곳으로 이루어져 있다. 응답은 운전석의 진동으로 하였다.

해석 결과에 따라 전방부 엔진 고정점에 가진을 주었을때 25.1 Hz에 대한 진동을 줄이는 것을 목표로 크기 최적 설계를 수행하였다. 일반적으로 차체의 상판은 외관등의 요인으로 인하여 쉽게 바꿀 수 없으며 전술한 바와 같이 형상이 변경될 경우에는 전체 설계에 영향이 미친다는 점을 고려하여, 설계 민감도 해석의 대상으로는 그림 2와 같이 하부 골격을 포함한 차체 바닥만을 선택하였다. 이때의 설계 변수는 바닥판의 두께와 골격을 이루는 보의 단면적, 관성 모멘트 등으로서 크기 설계 변수로 한정하였다.

위의 모델은 MSC/NASTRAN으로 만들어진 모델이다. 따라서 NASTRAN이 제공하는 설계 민감도 해석과 최적화 모듈을 사용하는 것이 편할 수도 있겠지만, 그렇게 할 경우 준 해석적(Semi-analytical) 방법을 사용하는 NASTRAN의 설계 민감도 해석 방법의 한계로 인해 설계 변수를 많이 선택할 경우 엄청난 계산 시간을 필요로 한다는 단점이 있다. 따라서 이 연구에서는 자체적으로 개발한 설계 민감도 해석 프로그램 SENS를 사용하였다. SENS는 연속체 설계 민감도 해석법과 보조 변수법을 사용하므로 설계 변수의 수에 상관없이 빠른 시간안에 더 정확한 민감도 계산을 수행할 수 있다. 주어진 문제는 목표 함수가 운적석의 진동 하나인데 비해, 설계 변수는 차체 바닥과 골조를 이루는 전체 유한 요소 하나 하나로서 그 수가 3427개에 달하기 때문에 SENS의 보조 변수법을 사용하여 단 한번의 계산으로 모든 설계 변수에 대한 설계 민감도를 계산할 수 있다. 그 결과는 그림 3과 그림 4와 같이 요소별 민감도 결과와 파트(PID)별 민감도 결과로 구하였다.

이론상 구해진 각 요소의 설계 민감도 결과에 따라 각각의 요소를 개별적으로 변화 시킨다면 가장 효과적이겠지만 스탬핑등 실제 생산에 있어서 불가능하다. 따라서 같은 물성치를 가지는 부위(PID)별로 구해진 민감도를 주로 사용한다. 민감도 해석의 대상이 되었던 차체 바닥 모델의 PID는 모두 277개인데 그 중 설계 민감도가 상대적으로

큰 5개 PID를 변화시켰다. 음의 민감도를 가진 판의 두께를 0.7만큼 증가 시켰으며, 양의 민감도를 가진 판의 두께는 0.7 감소시켰다. 보의 경우엔 관성 모멘트 I22를 두 배로 증가 시켰다. 여기에서 I22를 두 배로 증가 시켰다는 것은 실제에 있어서는 90×90의 단면을 가지는 사각 단면 보를 120×120정도로 변경 시킨 것과 같은 효과를 가진다. 이와 같은 모델 변경 후에 다시 주파수 응답 함수를 구한 결과 약 2 dB의 진동을 줄일 수 있었으며, 다시 변경된 모델에 대하여 한번 더 민감도를 계산하고 설계 변경을 수행하여 모두 2번의 설계 변경을 통해서 4 dB의 진동을 줄일 수 있었다.

2.2 차실 실내 모형의 외부 방사 소음 저감

위에서 소개된 SENS의 경우에는 FEM을 기반으로 하여 연속체 설계 민감도 해석법을 수행하게 된다. 따라서 외부 방사 소음의 경우에는 적용을 할 수 없는데, 이것은 기본적으로 FEM이라는 방법이 구조물의 진동이나 내부 음장의 해석에는 이용이 될 수 있으나 외부 음장은 다룰 수가 없기 때문이다. 따라서 외부 방사 소음의 다루는 경우에는 FEM과 함께 BEM을 동시에 사용하여야 한다. 이러한 특징은 설계 민감도 해석에 대해서도 마찬가지이다.

현재 상용되는 BEM 프로그램에는 대개 음향 민감도 해석 모듈이 포함되어 있다. 여기에서 음향 민감도란 BEM의 입력으로 사용되는 구조물 진동의 법선 방향의 변화에 대한 음압의 변화를 의미한다. 즉, 구조물의 진동으로 인하여 소리가 방사되는 경우에 그 구조물 표면에서의 속도가 변화는 경우에 대한 주어진 위치에서의 음압의 변화를 나타내는 것이다. 그러나 설계자의 입장에서 속도항은 일반적인 설계 변수가 될 수 없다. 결국은 그 속도를 효율적으로 조절하기 위해서 다시 실제적인 설계 변수에 대한 속도의 변화량을 구하고, 이를 앞서 구한 음향 민감도와 연계함으로써 전체적으로 음압에 대한 설계 민감도를 계산할 수 있게된다.

상용 BEM 프로그램인 SYSNOISE나 COMET의 경우에도 NASTRAN등의 FEM 프로그램에서 구한 구조 설계 민감도를 읽어들여서 자체에서 계산한 음향 민감도 연계함으로써 음압에 대한 설계 민감도를 계산하고 있다. 그러나 이 경우에 구조 민감도 부분에서 준해석적 방법이 사용되므로 전술한 바와 같이 설계 변수의 수에 제한이 생기게 된다. 1998년에 왕세명[2]등은 이러한 단점을 보완하기 위해 구조 민감도 부분에서 연속체 해석법을 적용함으로써 음압의 설계 민감도를 계산할 수 있는 GASA라는 프로그램을 개발하였다. 그림 5는 사용하였던 예제인 1/2 차실 모형을 보이고 있다.

그림 5에서 측면의 음압을 목적함수로 하고, 전체 시스템의 모든 요소의 두께를 설계 변수로 하여 수행되었으며 그 결과는 그림 6과 같다. 여기에서 알 수 있듯이 설계 민감도 수치가 가장 높은 곳은 모형의 측면이 아니라 하부에서 나타났다.

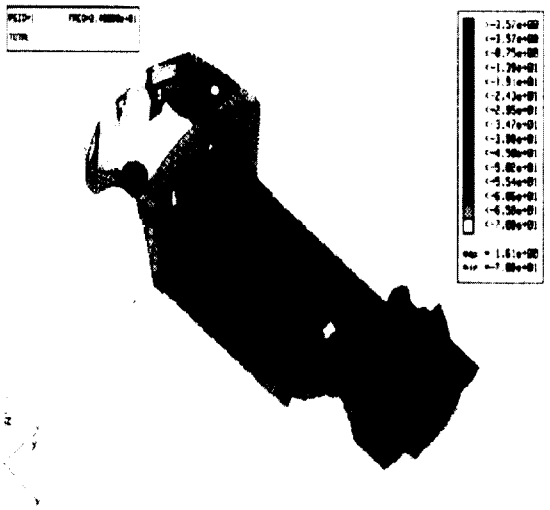


그림 4 부품별 민감도 분포도

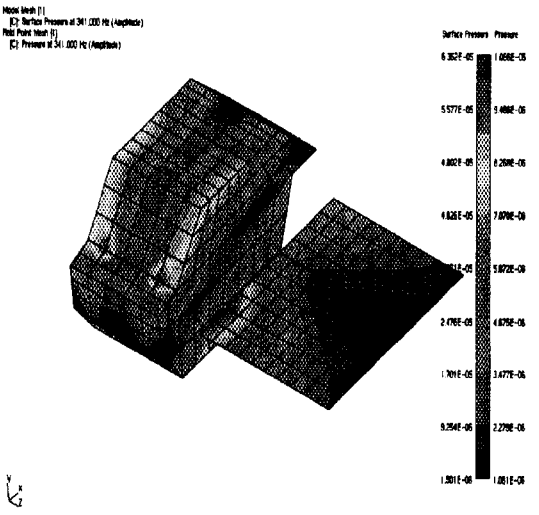


그림 5 단순차체 공동모델

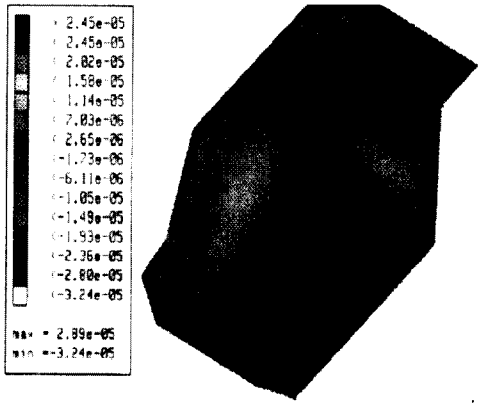


그림 6 설계 민감도 분포도

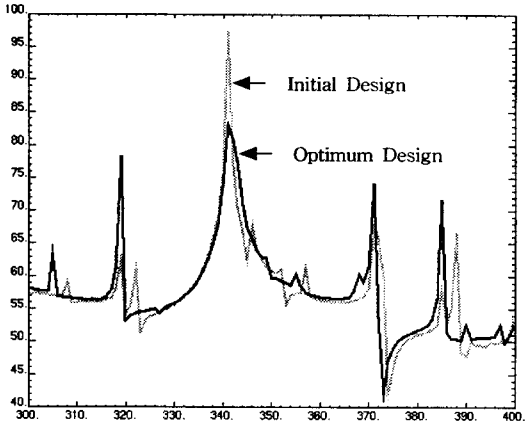


그림 7 최적설계 전후의 주파수 응답

즉 음향 민감도만으로는 오직 구조물의 형상과 위치등에 의존적인 결과가 나타나지만, 이를 구조 민감도와 연계하였을 경우에는 구조물의 하중 조건이나, 구조물의 기계적 특성, 또한 보강재로 사용되는 보와 같이 BEM에서는 고려하지 못하는 요소까지도 모두 고려될 수 있으므로 더욱 효과적인 소음 저감 설계가 가능하게 된다.

이렇게 계산되어진 음압 설계 민감도를 이용하여, 크기 최적 설계가 수행되었는데, 그 결과 그림 7에서와 같이 340 Hz에서 25 dB정도의 음압 저감을 가질 수 있었다.

3. 형상(Shape) 최적 설계

형상 최적 설계란 구조물의 형상을 설계 변수로 하여 최적 설계를 수행하는 것을 의미한다. 형상 최적 설계는 모델의 형상이 변하기 때문에 크기 설계 변경과는 달리 고유 주파수 뿐 아니라 고유 모우드 형상이 바뀌게 된다. 그러나, 크기 최적 설계에 비해 보다 효과적인 반면에 어렵고, 시간과 비용이 많이 든다. 그래서, 최근의 연구는 효율적인 형상 설계 변수를 선택하는 연구가 활발하게 진행되고 있다[3].

형상 최적 설계에서 효율적인 설계 변수를 선택하기 위한 연구가 다음과 같이 진행되었다. Bhavikatti와 Ramakrishnan은 형상 설계 변수로 사용하기 위하여 모델의 경계를 급수(polynomial) 형태로 표현하였고, Yang과 Choi는 스플라인 함수를 형상 설계 변수로 선택하여 최적 설계에 이용하였다. Braibant 등은 베지에와 B-스플라인 함수를 사용하였다.

형상 최적 설계를 수행하다보면, 격자나 모델이 찌그러지거나 불 균일하게 되는 경우가 발생한다. 이러한 현상을 방지하기 위하여 Yang 등은 수동으로 격자를 재 생성하는 방법을 제시하였다. 그리고, Botkin은 자동으로 격자를 재 생성하는 방법을 제안하였고, Kikuchi와 Taylor는 최적 격자 생성에 관한 연구를 하였다.

형상 최적 설계도 크기 최적 설계와 마찬가지로 유한 차분법에 의한 설계 민감도 계산, 연속체 시스템에 대한 물질 미분법과 보조 변수법 등이 연구되어 왔다[4].

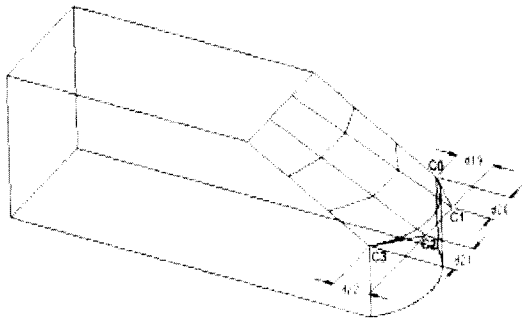
소음/진동 문제에 대한 형상 최적 설계의 연구도 근래에 들어 와서 활발하게 진행되고 있다. 자동차나 비행기의 소음이나 진동 저감을 위한 문제나 정보 저장 기기의 소음/진동 문제에 형상 최적설계가 주로 응용되고 있다. 다음은 형상 최적 설계가 소음/진동 문제에 적용된 연구 사례이다.

3.1 CAD를 이용한 설계속도장 계산과 형상 설계 민감도 계산[5]

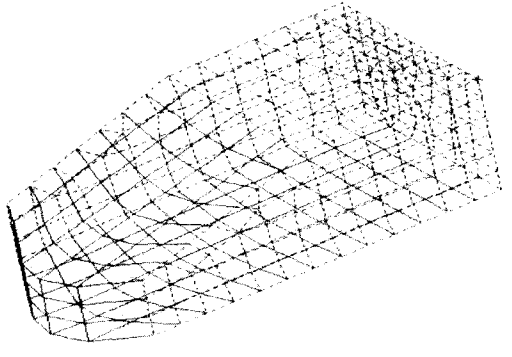
그림 8에서처럼 B-스플라인 면을 포함하는 단순 차량 모델은 CAD 프로그램인 Pro/ENGINEER를 사용하여 생성하였다. 형상 최적 설계를 위한 설계 변수는 B-스플라인 면을 제어하는 제어점이고, 설계 영역이 3차원으로 변하기 때문에 형상 설계 속도뿐 아니라 좌표계 속도장도 고려해야 한다.

단순 차량 모델의 유한 요소 모델은 그림 8(c)와 같고, x 와 z 방향의 스프링 상수는 25 N/mm, y방향의 스프링 상수는 10 N/mm이고, 각각의 감

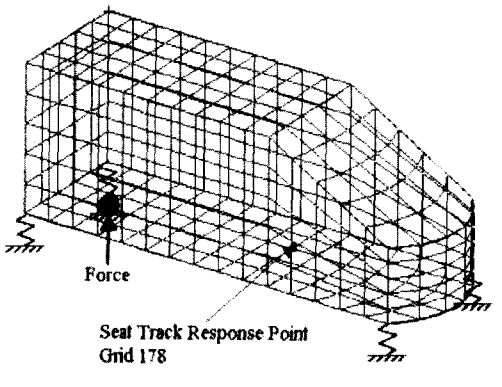
쇠는 10%이다. 가진력은 y방향으로 2.5×105으로 점 6에 가진된다. 측정점은 운전자의 좌석 위치의 y 방향이다. 주파수 응답 해석은 0~200 Hz 까지 계산된 45개의 모드를 사용하여 계산하였다. 그림 9에 40~65 Hz까지의 운전자의 좌석에서의 변위 주파수 응답 선도가 나타나 있다.



(a) 설계변수



(b) 설계속도장



(c) 유한 요소 모델

그림 8 단순 차량 모델

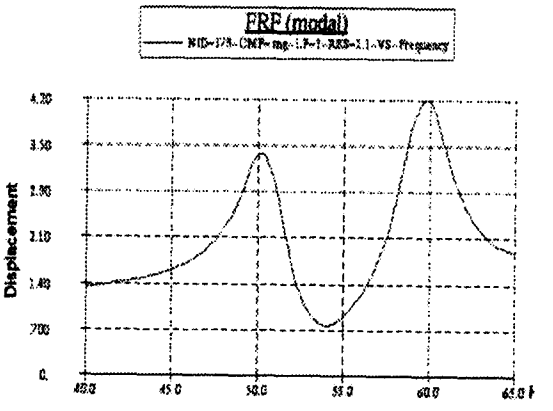


그림 9 주파수 응답 해석 선도

표 1 변위 설계 민감도(운전자 좌석의 y 방향)

Freq. [Hz]	Perturb. δd	CFD $\triangle\phi$	ϕ'	$\phi'/\triangle\phi$ [%]
50	1 mm	1.2552E-2	1.0471E-2	83.42
60	1 mm	6.9890E-3	8.1442E-3	116.53

경계 속도장은 Pro/DEVELOP의 함수들을 사용하여 얻는다. 먼저 각 절점의 t 변수를 얻은 후, 설계 변수의 변화에 따른 경계 절점의 속도장을 얻을 수 있다. 영역 속도장은 경계 속도장으로부터 구한다. 위에서 얻은 속도장으로 형상 설계 민감도를 구하였다. 설계 변수 에 대한 변위 설계 민감도는 연속체 설계 민감도 해석 프로그램인 SENS를 사용하여 계산하였다. 설계 민감도의 결과는 표 1에 나타나 있다. 이 결과로부터 변위를 줄일 수 있는 설계 방향을 얻을 수 있다. 여기서, $\triangle\phi=(\phi(d+\delta d)-\phi(d-\delta d))/2\delta d$ 는 중간 유한 차분법이고, ϕ'는 SENS에 의한 설계 민감도이다.

3.2 BLDC 모터의 코깅 토크 저감을 위한 형상 최적 설계[6]

정보화 사회에서는 HDD, CD, DVD 등의 고밀도, 고속도 정보 저장 장치가 필요하다. 이러한 조건을 만족하기 위해서 모터의 진동을 줄이는 방향으로 설계를 하여야 한다. BLDC 모터의 코깅 토크는 HDD가 작동 할 때, 진동 문제를 유발할 수 있다. 이러한 코깅 토크를 줄이기 위하여 형상 최적 설계가 수행되었다.

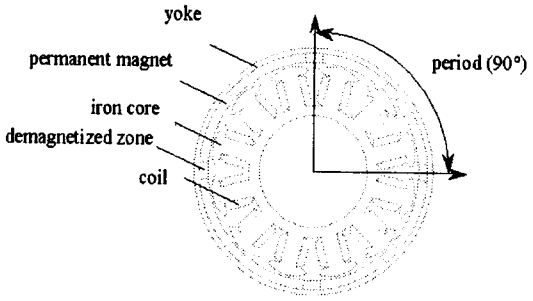


그림 10 BLDC 모터의 단면

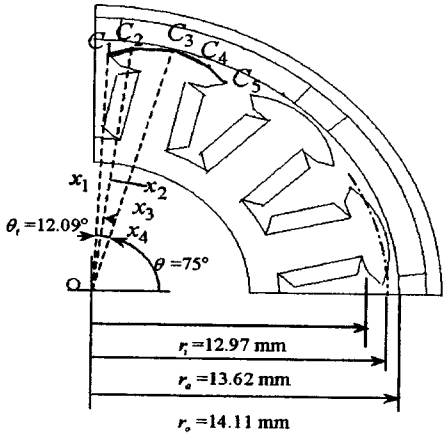


그림 11 BLDC 모터의 CAD 모델

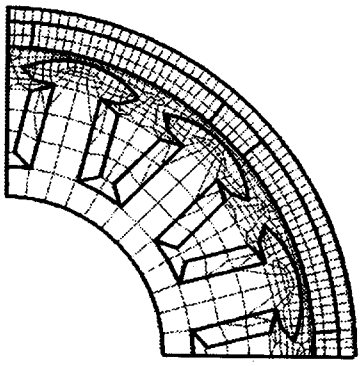


그림 12 BLDC 모터의 유한 요소 모델

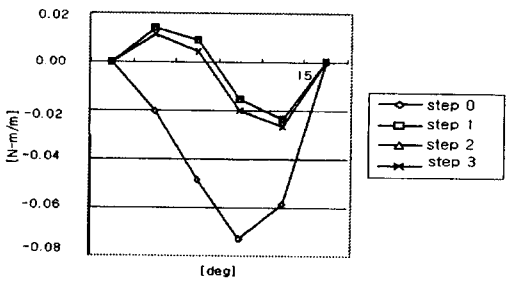


그림 13 코깅 토크의 이력선도

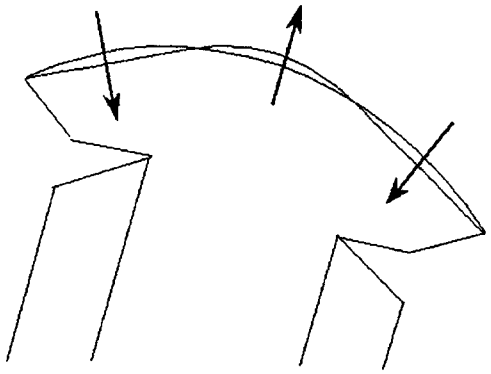


그림 14 치형의 형상 변화의 비교

코깅 토크에 대한 형상 설계 민감도를 계산하기 위하여 연속체 설계 민감도를 적용하였다. 설계 속도장은 CAD를 이용하여 경계 속도장을 구하였고, 영역 속도장은 유한 요소 해석 프로그램을 사용하여 경계 변위법을 이용하여 얻었다.

그림 10은 BLDC 모터의 단면을 나타내고, 그림 11과 12는 BLDC 모터의 CAD 모델과 유한 요소 모델을 나타낸다. 설계 변수로 설정한 치형은 5개의 제어점을 갖는 NURBS로 모델링하였다. 형상 최적 설계 민감도는 연속체 전자기 민감도 해석 프로그램(MAGSEN)을 개발하여 구하였다.

그림 13은 코깅 토크의 형상 최적 설계 과정의 변화를 나타내는데, 코깅 토크가 최초보다 약 80% 가량 줄었다. 그림 14는 초기와 최종의 치형의 형상을 나타낸다. 본 연구를 통하여 BLDC 모니터의 코깅 토크를 줄이는 형상 최적 설계를 수행하였다.

4. 위상(Topology) 최적 설계

위상 최적설계(topology optimization)는 1960년대 Rozvany와 Prager에 의해 레이아웃(layout) 최적설계라는 이름으로 시작되었다. 이 개념은 유한요소의 모든 절점을 연결하는 트러스 구조물을 만든 후 각각의 트러스 요소에 대한 단면계수를 조정하는 것이었다. 그러다가 1988년에 Bendsoe와 Kikuchi가 연속체구조물에 적용할 수 있는 이론을 발표하면서 주목을 받기 시작한다[7]. 그들의 이론은 복합재료의 강성계수 계산법을 응용한 것이었으나, 이 후 좀더 간단한 밀도법이 소개 되면서

많은 연구가 진행되었다. 현재는 구조물에 적용할 수 있는 상용 프로그램(OptiStruct, GENESIS, OptiShape)이 나와 있는 단계다.

위상 최적설계가 나오기 전에는, 주로 구조물의 단면계수를 다루는 크기 최적설계나 외형을 변경시키는 형상 최적설계가 주류였다. 그러나 전자의 경우 주어진 형상 내에서만 최적설계를 수행한다는 단점이 있고, 후자는 최적설계의 과정 중에 유한요소가 찌그러지면(distortion) 그 상태에서 다시 요소를 생성 시켜야만 한다. 이에 반해 위상 최적설계는 이러한 단점들을 보완하고, 초기 설계가 없이도 적용시킬 수 있으므로 제품의 개념 설계 단계에서 유용하게 쓰인다.

위상 최적설계에는 크게 두 가지로 분류된다. 직교이방성(orthotropic) 물질의 강성계수를 이용한 균질화법(homogenization method)과 등방성(isotropic) 물질의 강성계수를 이용한 밀도법(density method)이 그것이다. 그러나 계산의 수월함 때문에 큰 구조물을 다룰 때는 후자가 주로 쓰인다. 어느 방법이든 기본적인 물질의 강성계수를 인위적인 변수의 함수로 표현하여, 이 변수가 1이면 물질이 존재하고 0이면 존재하지 않는다. 0과 1 사이의 변수에 2승 또는 3승을 함으로써 결국 0 또는 1로 수렴하게 된다

4.1 HDD 액추에이터 암

정보 산업의 발전과 더불어 HDD는 갈수록 고밀도화 되는 추이를 보이고 있다. HDD의 밀도는 디스크의 반지름 방향의 밀도인 TPI(tracks-per-inch)와 원주 방향인 BPI(bits-per-inch)로 나눌 수 있다. 밀도가 높아질수록 빠른 탐색 속도가 요구되는데, 전자는 HDD 암(arm)의 동작 속도에, 후자는 디스크의 회전 속도에 따라 성능이 결정된다. 빠르게 작동하는 HDD 암의 설계를 위해서는 작은 관성모멘트와 높은 고유진동수를 가져야만 한다.

윤성기등[8]은 위상최적설계를 이용하여 HDD 액추에이터 암을 설계했다. 그림 15에서와 같이 설계변경 가능 영역을 결정하고, 구속조건으로는 관성모멘트의 상한값을 지정하였다. 목적함수는 고유값으로 설정했는데, 최적설계 과정 중에 다른 모드의 고유값의 크기가 서로 바뀌는 경우를 감안하여 5개의 모드를 추출, 그것들에 대한 비중합을 고려하였다. 그림 16은 위상 최적 설계 과정을 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯, 매우 간단한 초기 형상에서 시작해도 최적형상이 구해짐을 알 수 있다.

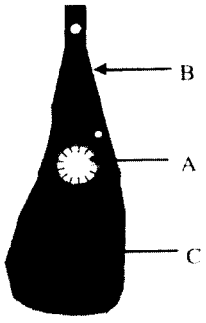


그림 15 HDD 액추에이터 암(B 부분이 설계 영역)

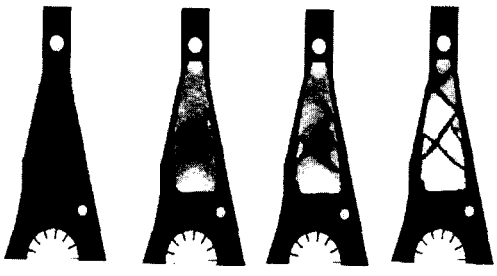


그림 16 위상 최적화 과정

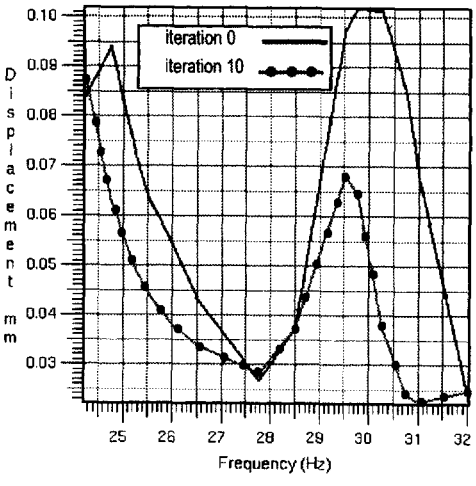


그림 17 최적 설계 전/후의 주파수 응답 곡선

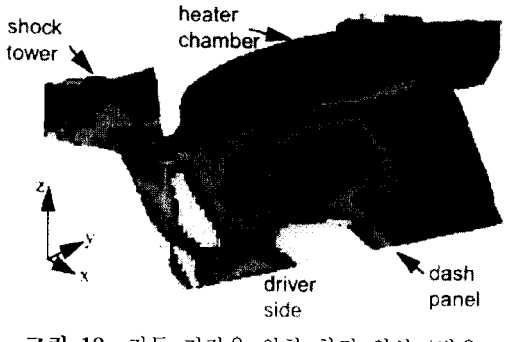


그림 18 진동 저감을 위한 최적 위상 (밝은 부분이 보강되어야 할 부위)

4.2 자동차 조향 장치의 진동 저감

다음은 포드자동차의 Soto[9]가 자동차 조향 장치의 진동 저감을 위해 위상 최적 설계를 적용한 사례이다. 자동차 조향대 진동의 주요 원인으로는 엔진에서 발생하는 것과 주행중 도로에서 발생하는 것이 있다. 이 연구에서는 엔진에서 기인한 진동을 줄이고자 하였다. 목적 함수는 엔진의 공회전 주파수인 24~32 Hz(1500~2000 rpm)에 대한 조향 칼럼의 주파수 응답 변위를 최소화하는 것으로 설정했다. 설계 영역은 조향 칼럼 주변의 패널 즉, dash panel, heat chamber, shock tower로 설정하고 구속 조건은 주어진 초기 재료의 30% 이하로 잡았다.

그림 17은 10 iteration후에 30 Hz부근의 진동이 약 30%정도 감소했음을 보여준다. 그림 18에서 볼 수 있듯이 실제 조향 칼럼이 위치한 운전석 주위의 보강이 효율적임을 알 수 있다.

참 고 문 헌

(1) 왕세명, 이제원, 1998,"자동차 소음, 진동 저감을 위한 차체 설계 프로그램 개발", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 57~63.

(2) 왕세명, 이제원, 1998,"직접 경계 요소법과 연속계 설계민감도 해석법을 이용한 소음 설계 민감도 해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 81~87.

(3) Haftka, R.T. and Grandhi, R. V., 1986, "Structural Shape Optimization-A Survey", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 57, pp. 91~106.

(4) Haug, E. J., Choi, K. K. and Komkov, V., 1986, Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic Press.

(5) 왕세명, 기성현, 1997, "소음/진동의 컨피규레이션 설계 민감도 연구", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 192~198.

(6) Wang, S., Jeong, S. and Yoon, H., 1999, "Continuum Shape Design Sensitivity Analysis of Magnetostatic Field Using Finite Element Method", IEEE Transaction on Magnetics, Vol. 35, No. 3, pp. 1159~1162.

(7) Bendsoe, M. P. and Kikuchi, N., 1988, "Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 71, pp.197~224.

(8) Chang, S., Cho, J., and Youn, S., 1999, "Topology Optimization of a HDD Actuator Arm", Proceedings of the First China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, Xi'an, China, pp. 125~132.

(9) Soto, C. A. 1997, "Structural Topology Optimization for Tactile Response Improvement in the Automotive Industry", Design Optimization with Applications in Industry, ASME, AMD~Vol.227, pp.37~48.