

구조물의 위상 최적설계에 관한 고찰



유 정 훈*

1. 서 론

위상(Topology)이란 용어는 원래 수학에서의 위상수학 또는 위상기하학이란 분야에서 나온 말이다. 이 말의 기원은 J.B. 리스팅이 1847년 출판한 저서 '토폴로지의 기초연구(Vorstudien zur Topologi)'에서 유래한다. 일반인에게 많이 알려져 있는 위상수학의 대표적인 문제는 A. F. 포인카레가 제시한 혼허 '포인카레의 띠'로 불리는 앞-뒤가 없는 곡면의 문제이다.

구조물에서의 위상최적설계는 구조물 내의 구멍(hole)의 갯수와 위치, 영역간의 연결과 같은 형상결정의 문제로 정의될 수 있다. 이러한 문제는 구조물의 거동에 큰 영향을 미치므로 지난 몇 십년간의 학자들의 관심을 집중시켰던 문제이다. 위상최적설계는 변수-형상-위상 최적설계로 구분될 수 있는 구조물의 최적설계의 한 분야로써 아직 변수-형상 최적설계에 비해 실제적인 적용이나 전용 해석 프로그램의 제공이 적다. 이는 다분히 위상최적설계가 가지게 되는 연속체구조에서의 완화(relaxation) 등의 수학적 어려움과 변수-형상과 대비되는 개념의 상이함에 기인한다고 볼 수 있다. 그러나 그림 1에서 보여지는 것처럼 구조물의 경량화를 추구함에 있어서 이미 잘 설계되어 있는 구조물의 경량화는 외부경계의 변형만으로는 큰 효과를 얻기 어려우며 필연적으로 설계영역 내의 구멍 생성과 같은 위상적 변화를 시도해야 한다.

아직도 위상 최적설계의 분야에서는 해결해야 할 부

분이 많고 그 적용에도 한계가 있으나 구조물의 경량화를 위한 최적설계의 극한을 추구함에 있어서는 위상 최적설계의 개념이 요구되고 있다.

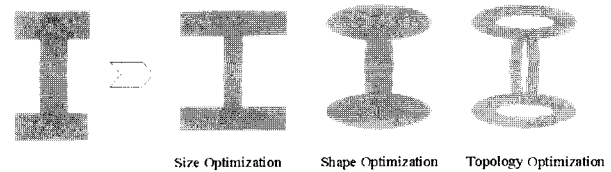


그림 1 변수-형상-위상 최적화의 개념

2. 역사적 배경

구조물의 최적설계에 관한 개념의 정립은 1872년 Maxwell의 논문¹⁾을 바탕으로 한 Mitchell의 최소중량 구조에 관한 이론²⁾부터 시작된다. 1960년의 Schmit³⁾는 구조물의 응력 및 변위 조건을 만족시키면서 질량을 최소화하는 구속최적문제(Constrained Optimization Problem)를 제시하고 유한요소법과 수리계획법(Mathematical Programming)을 이용한 설계 방법을 제시하였으며 이러한 방법은 그 전까지 현장에서 사용되던 전응력설계법(Fully Stressed Design)의 문제점을 극복할 수 있는 방향을 제시하였다. 구조최적설계의 개념은 Fox의 감도해석에 대한 발표⁴⁾ 이후 수학적 이론이 바탕이 되면서 비선형적인 문제까지 순차적 선형화법에 의한 해결이 가능해지게 된다. 그러나 이 때까지의 문제 해결이 구조물의 치수를 다루는데 치중하였는데 반해

* 연세대학교 기계공학부 조교수

Zienkiewicz에 발표된 형상최적설계의 개념⁵⁾은 구조물의 최적설계의 개념을 토목-항공 분야에서 기계분야로의 확장까지 가능성을 제시하였다.

적용 분야가 다양해지면서 구조물의 최적설계의 개념은 연속체의 부분까지 확대된다. Cheng과 Olhoff의 논문⁶⁾에서는 평판의 두께를 설계변수로 하여 최적설계를 수행하는 경우 무수히 많은 얇은 보강재가 발생함을 보여 주었고 이는 기존의 이론에 근거한 설계에서 설계영역의 완화(relaxation)와 설계영역을 복합재로 취급해야 할 필요성을 대두시켰다. 이러한 필요성을 바탕으로 1988년 Bendsøe와 Kikuchi는 복합재 해석에 이용된 균질화법(homogenization method)을 구조물의 위상최적화에 적용시키는 방법을 제시하여 연속체 구조의 위상최적문제 해결의 돌파구를 제공하였다. 현재 균질화법이나 밀도법(density method)에 근거한 위상최적 설계는 정적하중 문제,⁸⁾ 고유진동수와 같은 동역학적 문제,⁹⁾ 좌굴의 문제¹⁰⁾와 같은 고전적 역학문제에서부터 압전소자의 설계,¹¹⁾ 자기장 내의 구조물의 문제,¹²⁾ MEMS 분야¹³⁾에 이르기까지 다양한 분야에 적용되고 있다.

1980년대부터는 컴퓨터의 용량 및 처리속도의 증대에 의해 대량계산이 가능해짐에 따라 위상최적설계의 개념이 실험실 수준에서 벗어나 실제적인 공학 문제에 적용되고 있으며 CAE(Computer Aided Engineering) 기법의 발달과 더불어 모델링, 유한요소해석과 연결되어 위상최적설계의 적용분야가 넓어지고 있다. 한가지 예로 들 수 있는 것은 그림 2에 보여지는 Voxel의 개념이다. 구조물을 일정한 크기의 미세한 정육면체 또는 정사각형 요소로 구성하는 Voxel의 개념적용은 기존의 유한요소해석에서 대부분의 시간을 할애해야 했던 모

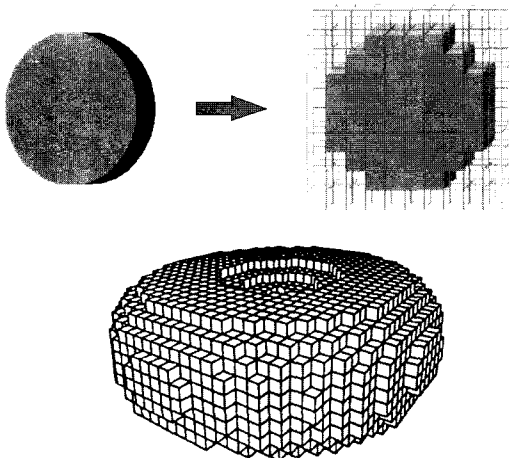


그림 2 Voxel 모델링의 개념도

델링을 3차원 스캐닝의 결과를 이용하여 단순화함과 동시에 위상최적화와 같은 최적설계의 방법을 손쉽게 적용할 수 있다.

3. 최적설계 문제의 정식화

최적설계의 문제를 정의할 때 첫 번째로 생각해야 할 부분은 설계영역(Design Domain)의 설정이다. 설계영역의 설정은 특히 다루게 되는 설계변수(Design Parameter)의 갯수에 따라 그 차원이 정의되게 된다. 예를 들어 설계 변수가 2개인 경우 2차원적인 평면 그래프로 도식화할 수 있으나 설계변수의 갯수가 4개이상으로 늘어나는 경우는 이러한 도식적 표현이 불가능해진다. 그림 3에서는 x_1, x_2 의 두개의 설계변수로 이루어진 설계영역을 표시하고 있다.¹⁴⁾ 설계변수에 따른 설계영역이 정의되면 최적화하고자 하는 문제를 정식화하게 되며 이를 설계의 목적함수(Objective Function)로 표현한다. 경량화를 위한 구조설계의 문제의 목적함수는 '중량(부피)의 최소화'로 정의될 수 있다. 목적함수와 더불어 고려되어야 할 부분은 설계의 제한조건(Constraints)이며 이는 등가제한조건(Equality Constraints)과 비등가제한조건(Inequality Constraints)로 구별된다. 구조설계의 문제의 경우에 제한 조건은 최대응력의 제한, 부피의 제한 등의 여러가지가 고려될 수 있다. 결국 모든 최적설계의 문제는 '주어진 설계영역내에서 제한조건을 고려하여 목적함수의 최대(또는 최소) 값을 가지는 설계변수를 찾는' 것으로 정의될 수 있다. 그림 3에서는 이러한 개념을 바탕으로 한 설계 영역내에서의 최적설계 문제를 도시적으로 나타내고 있다.

위에서 언급한 바를 고려하여 구조물의 최적 설계

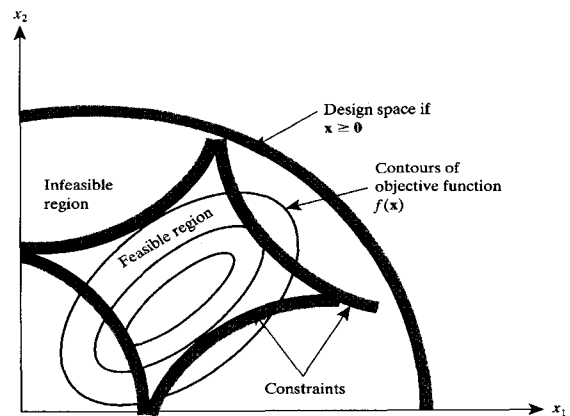


그림 3 설계영역의 정의

문제(Optimization Problem)는 다음의 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize Weight} \\ & \text{Subject to} \\ & \quad \text{Total Volume} < \text{Maximum Volume} \\ & \quad \text{Maximum Stress} < \text{Strength} \end{aligned} \quad (1)$$

위의 식을 수학적으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } f \\ & \text{Subject to} \\ & \quad g(\mathbf{D}) \leq 0 \\ & \quad h(\mathbf{D}) = 0 \\ & \quad d_i^l \leq d_i \leq d_i^u \end{aligned} \quad (2)$$

위에서 f 는 최적설계의 목적함수이며 g 와 h 는 각각 비등가제한조건과 등가제한조건을 표시한다. 설계 변수는 \mathbf{D} 이며 마지막 제한 조건은 설계 변수의 상한치와 하한치를 나타낸다. 구조물의 설계의 경우 설계변수 \mathbf{D} 는 어떠한 최적설계의 방법을 취하는가에 따라 달라진다. 변수 최적설계의 경우는 구조물의 치수나 재질의 특성이 될 수 있으며 형상최적설계의 경우는 구조물 경계면을 구성하는 절점의 좌표나 경계면을 구성하는 선이나 면의 표현식이 될 수 있다. 위상최적설계의 경우 설계변수는 유한요소로 표시된 구조물의 각각의 유한요소의 밀도가 된다.

일반적인 최적설계 문제에 있어서 두 가지 사항을 더 언급하고자 한다. 일반적으로 최적설계의 문제를 해결하면서 목적함수의 설정과 최적화 알고리즘에 의거한 최대/최소화의 과정없이 설계변수의 변화를 상징하여 기동을 해석하고 최적값임을 주장하는 경우가 있으나 이는 엄밀하게 얘기하면 최적설계라기 보다는 가용설계(feasible design)라고 볼 수 있다. 두번째로, 대부분의 최적화 문제는 단일 목적함수를 상징하고 이에 대한 단일값을 찾는 경우가 많으나 실제 현상에서나 최근에 많이 다루어지는 문제는 두 가지 이상의 목적함수를 동시에 최적화시키는 과정을 필요로 한다. 경우에 따라서 다중 목적함수의 문제는 한 가지 목적함수를 만족시키면 다른 목적함수의 값은 악화되는 Pareto Optimal¹⁾의 현상을 보이므로 이에 대한 주의 깊은 처리가 필요하다.

4. 민감도의 계산

앞에서 언급한 바와 같이 구조물의 최적설계의 경우는 변수-형상 위상 최적설계로 구별될 수 있다. 최적설계의 과정이 수치해석과 같은 해석의 과정과 최적화 알고리즘을 이용한 최적화의 과정으로 이루어져 있으며 최적화의 과정에서는 설정된 설계변수가 목적함수의 요구 사항을 만족시키도록 계속적으로 값을 변환시킨다. 이 과정에서 요구되는 사항이 설계변수의 변화에 따른 목적함수 또는 제한조건의 변화를 추정하는 민감도(Sensitivity)의 계산이다.¹⁶⁾ 굳이 최적설계의 과정까지 고려하지 않더라도 민감도를 계산하여 구조물의 거동에 영향을 크게 미치는 설계 변수를 추출하여 이를 변환시키는 것만으로도 구조물의 거동을 향상시킬 수 있다.

그러나 이러한 민감도의 계산과정은 경우에 따라 수학적으로 표현하기가 쉽지 않다. 형상 최적설계의 경우는 구조물의 외곽형상이 계속적으로 변하며 이는 설계영역이 변함을 의미한다.¹⁷⁾ 이는 수학적으로는 적분시의 적분영역이 계속적으로 변함을 뜻한다. 위상설계의 경우는 설계영역의 변화는 없으나 구조물이 연속체임을 감안하면 단순히 구조물을 유한개의 요소로 분할하여 설계를 수행할 경우 Cheng과 Olhoff가 제시하였던 문제¹⁸⁾에 부딪힐 수 있다. 그러나 일단 민감도가 계산될 수 있다면 최적화 기준법(Optimality Criteria Method)¹⁸⁾을 이용해 빠르게 최적해를 구해 나갈 수 있다. 최근에는 이러한 민감도 계산의 어려움을 피하고자 하는 GA(Genetic Algorithm) 등의 방법이 최적설계의 문제에 널리 이용되고 있다.

5. 위상 최적설계의 개념

위상최적설계를 부족하나마 간단히 정의한다면 주어진 설계영역을 이산화(discretization)하여 이산된 각 요소의 밀도 또는 기타 특성을 설계변수로 하여 목적함수와 제한조건에 따른 각 요소의 유무를 판정하여 최종적인 설계위상을 도출하는 방법이다. 구조설계의 관점에서 이는 크게 균질화법(homogenization design method)에 의한 방법과 밀도법(density method)에 의한 방법으로 나누어진다. 후자의 경우는 SIMP(Solid Isotropic with Penalization Method) [19] 또는 OMD(Optimal Material Distribution) [20] 등으로 불리기도 하나 기본적인 개념은 동일하다. 결론적으로 얘기하자면 균질화

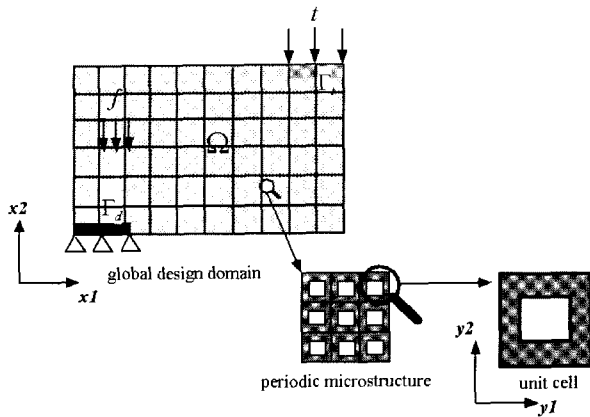


그림 4 위상최적설계의 개념

범은 연속체의 특성상 요구되는 복합재의 개념과 영역의 완화(relaxation)라는 수학적인 요구조건을 만족시키는 위상최적설계의 개념으로써 튼튼한 이론적 배경을 가지고 있다. 그러나 이에 따른 시행상의 난해함과 경우에 따라 해를 구할 수 없는 문제점을 지니고 있다. 밀도법의 경우, 개념상으로 균질화법과 상당히 유사하나 상대적으로 적용하기 쉬워서 연구자들 사이에 널리 사용된다. 그러나 근본적으로 연속체 문제를 이산화하여 풀 이론적 한계를 가지고 있다. 최근에 이러한 한계를 극복하기 위한 연구도 활발히 진행되고 있다.^{19),21)}

그림 4에서 나타내고 있는 것은 균질화법에 의한 위상최적화의 개념이다. 연속체인 구조물로 이루어진 설계영역 Ω 는 외부에서 작용하는 힘과 고정조건 등의 경계조건을 가지고 있다. 이러한 설계영역을 유한개의 요소로 이산화한다. 이러한 특성으로 위상최적설계의 해석 방법으로는 유한요소법(Finite Element Method)가 널리 이용된다. 각각의 요소를 확대하여 보면 이는 안에 구멍(hole)을 가지고 있는 무한개의 미소셀(Micro Cell)로 이루어져 있다. 각각의 요소가 무한개의 미소

한 셀로 이루어짐을 가정하는 것은 연속체임을 고려한 영역의 완화(relaxation)을 위함이다. 각각의 미소셀은 그림 5에 나타난 바와 같이 경우에 따라 여러가지 형태로 정의되며 미소셀의 밀도를 결정하는 내부 구멍의 크기를 결정하는 인자들이 설계변수가 된다. 따라서 이론적으로는 균질화법을 사용하는 경우 설계영역을 유한개의 요소로 구분하였을지라도 설계변수의 갯수는 무한개가 된다.

밀도법에 의한 위상최적화의 경우는 설계영역을 유한개의 요소로 구분하는 점에서는 균질화법과 동일하나 각 요소의 밀도만이 설계변수가 되며 균질화법에서 사용된 미소셀의 개념이 사용되지 않는다. 따라서 실제 수행상에 있어서는 편리한 점이 있으나 결국 연속체를 유한개의 요소로 분할하여 해결한 것이므로 유한개의 설계변수를 갖게 되며 위상최적화의 결과도 설계영역을 몇 개의 요소로 분할했는지에 따라 좌우되게 된다.

그림 4에 나타난 구조물에서 구조물의 탄성계수를 E 라 하고 체적력 f 와 표면력 t 가 작용하므로 평행 상태는 가상일 원리를 이용해 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$u \in V : a(u, v) = l(v) \quad \forall v \in V \quad (3)$$

$a(u, v)$ 와 $l(v)$ 는 각각 평행상태에서 가상변위 v 에 의한 내부가상일과 외부작용일이며 이는 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} a(u, v) &= \int_{\Omega} \epsilon(v)^T E \epsilon(u) d\Omega \\ l(v) &= \int_{\Omega} v^T f d\Omega + \int_{\Gamma_f} v^T t d\Gamma \end{aligned} \quad (4)$$

V 는 다음과 같은 Sobolev공간의 부분 집합이다.

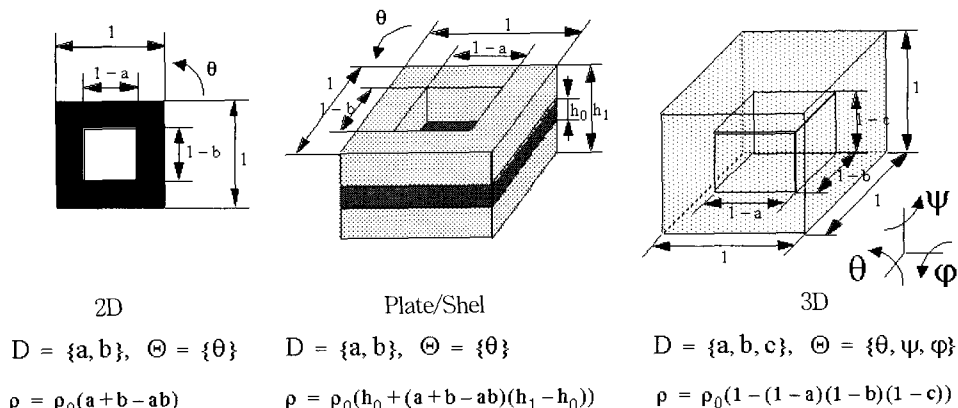


그림 5 미소셀의 구조 - 설계변수 및 밀도의 계산

$$V = \{ \mathbf{v} = v_i \mathbf{e}_i \mid v_i \in H^1(\Omega) \text{ with } v_i = 0 \text{ on } \Gamma_d \} \quad (5)$$

주어진 하중에 대해서 변형을 최소화 시키기 위한 정적설계의 문제를 정의하면 다음과 같은 최적설계 문제를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } l(\mathbf{u}) \\ & \text{subject to} \\ & a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = l(\mathbf{v}) \quad \forall \mathbf{v} \in V \\ & \text{design restrictions} \end{aligned} \quad (6)$$

위의 문제는 결국 주어진 하중에 대해 최대의 강성을 갖는 구조물을 설계하는 것과 동일하며 이는 구조물의 전체 위치에너지를 최대화하는 문제로 귀결된다. 평형 상태에서 경계조건을 고려하면 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = l(\mathbf{v}) = \int_{\Omega} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})^T \mathbf{E} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) d\Omega \quad (7)$$

식(6)에 나타난 목적함수를 고려할 때 앞에서 정의한 설계변수의 변화에 따라 구조물의 위상이 변화하면 각 요소의 탄성계수 값이 변하게 되고 이로 인하여 목적함수 값에 변화가 발생한다. 연속체 구조물의 역학적 관점에서는 결국 설계변수의 변화에 따른 탄성계수의 값을 계산하고 그에 따른 목적함수와 민감도의 변화를 측정하는 것이 중요하다.

밀도법을 사용하는 경우 각 요소의 설계변수는 한 개이고 이는 재료의 등방성(isotropic)을 가정하고 있다. 탄성계수의 값도 요소의 밀도에 따라 비례적으로

구해지게 된다. 물론 밀도법을 사용하더라도 재료의 이방성에 대한 고려가 가능하다. 균질화법을 이용하는 경우 근본적으로 재료의 이방성에 의거한 탄성계수의 값이 구해지게 되고 그 값은 요소의 밀도에 비례하지 않고 균질화 이론에 의거해서 구해지게 된다.⁷⁾ 균질화 이론에 의거한 재료의 물성치 변화를 예측하는 부분이 밀도법과 구분되는 균질화법 적용의 핵심이며 그 이론적인 어려움이

균질화법의 대중화(?)를 막는 이유이기도 하다. 균질화법에 의한 균질화된 탄성계수는 다음의 식과 같이 표시된다.⁷⁾

$$\mathbf{E}^H(\mathbf{x}) = \frac{1}{|Y|} \int_Y \mathbf{E}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) [I - \boldsymbol{\varepsilon}_y(\boldsymbol{\chi})] dY \quad (8)$$

균질화법을 이용할 경우 재료의 물성치를 macro-scale의 관점과 micro-scale의 관점에서 다루어야 한다. 이 식에서 \mathbf{x} 좌표계는 macro-scale의 좌표계이며 \mathbf{y} 좌표계는 micro-scale의 좌표계이다. $\boldsymbol{\chi}$ 는 미소셀의 특성함수(characteristic function)이며 탄성문제에서는 미소셀의 변위를 나타낸다.⁷⁾ 위와 같은 관계식은 균질화 이론에 의해 얻어지게 되며,²²⁾ 이로 인하여 연속체의 특성을 고려한 재료의 물성치를 얻을 수 있다.

밀도법을 이용할 경우 재료의 물성치는 전적으로 이산화된 요소 각각의 밀도에 비례한다. 탄성계수의 경우 다음의 식으로 표시될 수 있다.

$$\mathbf{E}(\rho) = \mathbf{E}_0 \rho^n \quad (9)$$

\mathbf{E}_0 는 재료의 원탄성계수이며 ρ 는 요소의 밀도이다. p

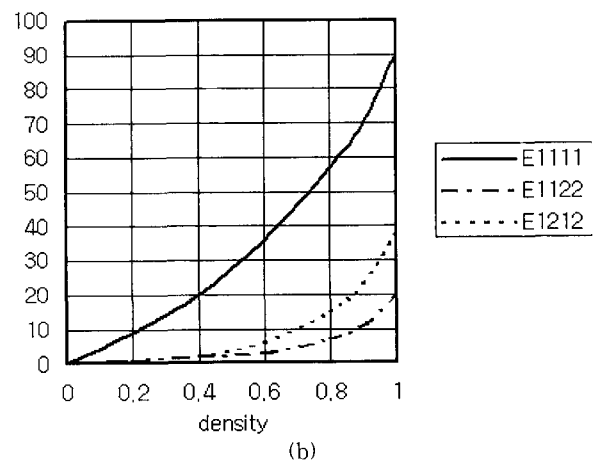
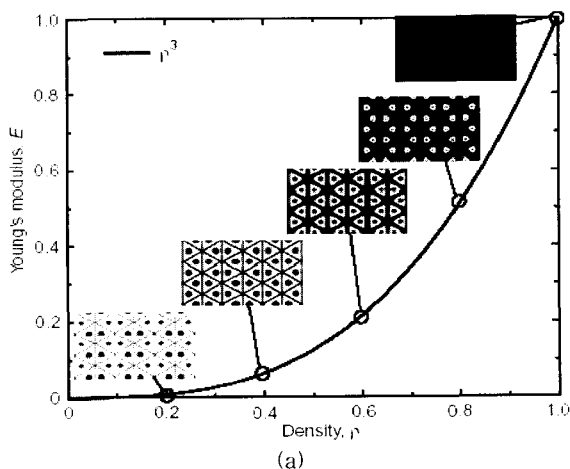


그림 6 밀도법과 균질화법에서 밀도에 따른 탄성계수의 표시

는 penalization parameter이다. 설계영역이 연속체임을 고려하면 ρ 는 0~1 사이의 값을 가지게 되고 ρ 의 값은 일반적으로 3 이상의 값을 갖는다.¹⁹⁾ 그림 6(a)은 ρ 의 값이 3일 때 밀도값에 따른 요소를 나타내고 있다.¹⁹⁾ 위상최적화의 결과에 의해 밀도값이 0.5로 계산된다면 이는 gray-scale에 따른 표현 방법에서 흑색(재료의 밀도가 아주 높음)이나 백색(재료의 밀도가 아주 낮음)이 아닌 회색으로 표현된다. 이러한 경우에 있어서 복합재를 사용한 구조물의 현실화도 가능하지만 단일 재료로 구조물을 제작하는 경우 이러한 현상은 피하는 것이 바람직하며 이러한 이유로 인하여 밀도법에서 ρ 의 값은 3 이상의 값을 취하게 된다. 그림 6(b)는 균질화법에서의 탄성계수의 결과이며 이러한 요구조건을 잘 만족시킴을 보여주고 있다.

밀도법에서 penalization parameter의 선정은 실질적인 측면에서나 이론적인 측면에서 상당한 의미를 갖는다. 최근의 연구 결과들은 탄성체의 경우에 있어서는 이 값을 2나 3으로 하는게 타당함을 나타내고 있다.^{19),23)}

그러나 이러한 계수의 선정이 탄성체가 아닌 자기장이나 전기장의 문제에도 타당하게 적용될 수 있는지의 문제는 좀 더 고려해볼 필요가 있다.

6. 위상최적설계의 적용

6.1 정적-동적하중을 받는 경우

정하중을 받는 경우에 있어서 위상최적설계는 식(6)에서 나타난 목적함수를 이용하여 구조물의 강성을 최대화시키는 문제로 정의된다. 대표적인 문제로는 위의 그림 7에 보여지고 있는 1904년 Mitchell이 제시한 원형의 형태를 지니고 있는 있는 구조물의 위상최적 문제로서 가운데 그림은 Mitchell의 해를, 오른쪽 그림은 위상최적화의 결과를 보여주고 있다.

이와 비슷한 문제로서 위상최적화의 문제에서 다루어지고 있는 것은 그림 8(a)에 나타난 굽힘을 받는 보의 위상 최적화이다. 그림 8(b)는 체적제한조건 40%에서

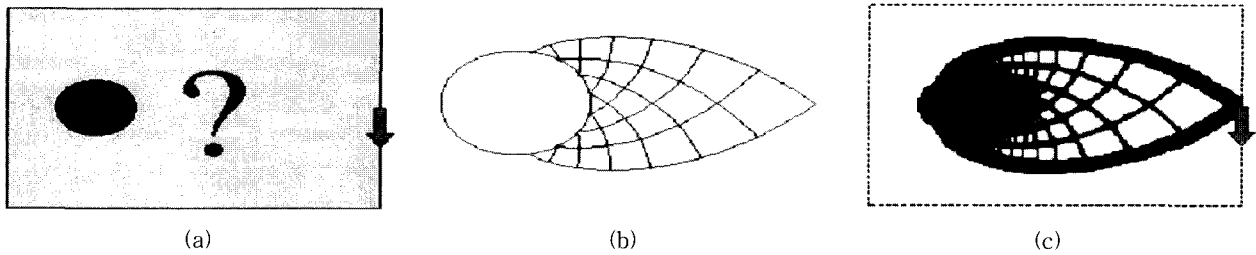


그림 7 Mitchell의 정하중 문제

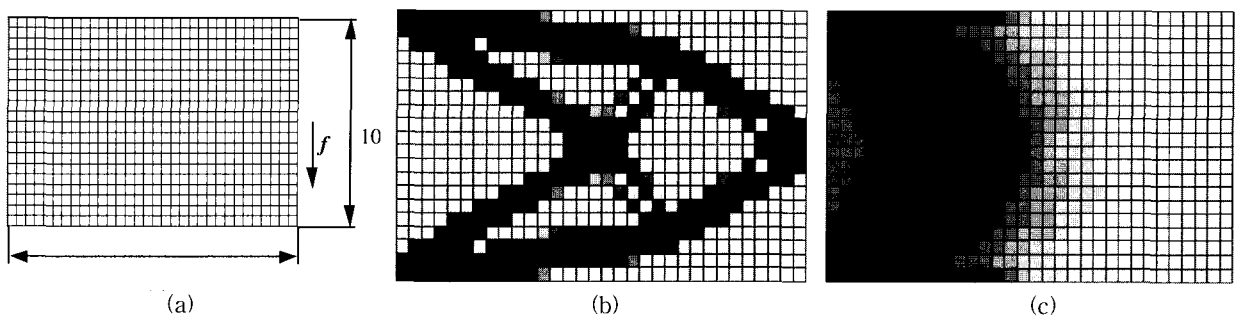


그림 8 굽힘을 받는 보의 위상최적설계

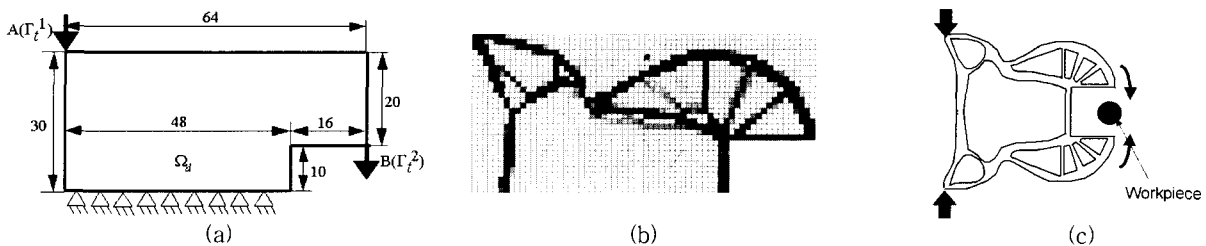


그림 9 위상최적설계에 의한 컴플라이언트 메카니즘의 설계

정하중을 받는 경우의 최적구조를 나타내며, 그림 8(c)는 첫번째 고유진동수를 최대화하기 위한 경우의 최적구조를 나타낸다. 많은 경우에 있어서 구조물의 최적설계는 강성을 최대화함과 동시에 고유진동수를 최대화하는 다목적 최대함수를 요구하고 있다. 이러한 경우 하나의 목적함수를 만족시키는 경우 다른쪽 목적함수의 값은 악화되는 Pareto-optima의 경우가 발생하며 이를 고려한 최적설계 과정이 필요하다. 이러한 예의 하나로 들 수 있는 것은 컴플라이언트 메카니즘(Compliant Mechanism)으로써 원하는 구조물은 특정 부위의 변위가 최대가 되면서도

전체적인 강성은 구조적인 안전성을 가질 수 있을 정도로 충분해야 한다.²⁴⁾ 그림 9는 이러한 컴플라이언트 메카니즘을 고려하여 위상최적설계를 수행한 그리퍼(gripper)를 보여주고 있다.

6.2 연성 문제의 적용, 기타

실제 최적설계의 문제에서 다루게 되는 사항은 단순히 기계적인 탄성체의 영역 뿐만 아니라 열, 전기, 자기 등의 여러개의 장(field)이 복합된 문제들이다. 이는 소위 Multi-physics라 불리는 분야의 일부로써 현대의 복잡한 생산품들은 이러한 문제를 해결하지 않고는 현실화되기 어렵다.

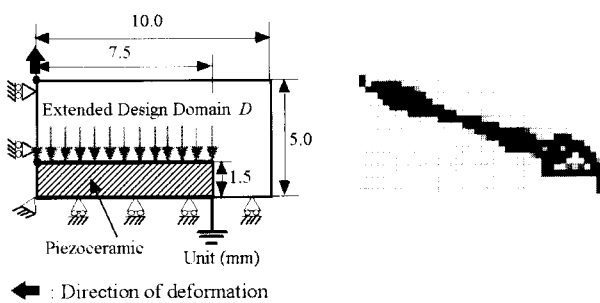


그림 10 Piezo-actuator의 위상최적설계

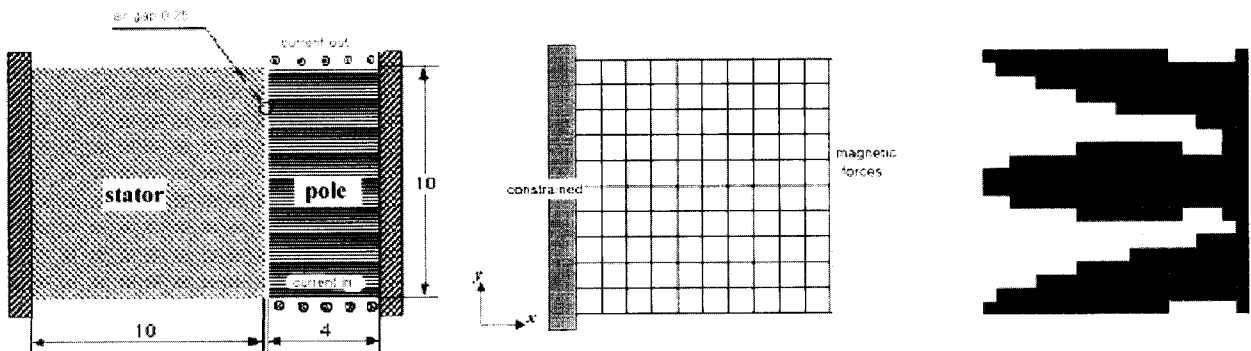


그림 11 자기장에 의한 가진력을 받는 구조물의 위상최적설계

그림 10은 컴플라이언트 메카니즘과 압전(piezo) 이론을 결합하여 주어진 전원하에서 최대의 민감도를 얻을 수 있는 piezo-actuator를 위상최적설계한 그림이다.²⁵⁾ 결과에서의 체적제한 조건은 30%이다. 이 경우 시스템의 거동은 piezo 부분에 가해지는 전압이며 일정 전압하에서 왼쪽 그림에서 화살표로 표시된 부분의 변위를 최대화시키는 것을 설계의 목적함수로 설정한다.

그림 11은 코일을 흐르는 전류에 의해 발생하는 자기장에 의해 발생하는 가진력을 받는 구조물의 위상최적설계의 예이다.²⁶⁾ 왼쪽 그림의 고정자(stator)는 pole 주위에 감겨진 코일에 흐르는 전류에 의해 자기력을 받게 된다. 가운데 그림은 설계를 위한 설계영역을 표시하고 있으며 오른쪽 그림은 60Hz의 가진 주파수를 갖는 경우의 위상최적설계의 결과이다.

이외에도 열, 전기 등의 다양한 문제들이 상호 결합된 여러가지 분야에 대한 위상최적설계에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 위상최적설계의 분야는 전술한 바와 같이 초미세 구조물의 설계를 위한 MEMS 분야 및 전자기장(Electromagnetic Field) 내의 안테나, 액츄에이터 등의 분야에까지 폭넓게 적용되고 있다.

6.3 위상최적화를 위한 상용패키지

상용패키지에서의 위상최적화의 적용은 아직 이 분야가 초기적인 단계임에도 불구하고 상당히 많은 최적화 또는 유한요소 해석 상용 패키지에서 위상최적화의 모듈을 제공하고 있다. 그러나 아직 대부분의 경우 정하중을 받는 경우나 고유진동수의 극대화의 문제와 같은 한정된 목적함수에 대한 결과만을 제공할 수 있다. 이는 역설적으로 아직도 이 분야가 대중화, 일반화되기 위해서는 해결해야 할 과제가 많음을 의미한다.

상용패키지에서 제공되는 경우도 근본적으로는 한결화법이나 밀도법에 의한 방법을 사용하고 있다. 전자의

경우로는 Altair(미국) 사의 Optistruct, Quint(일본) 사의 Optishape와 같은 것들이 있으며 후자의 경우는 Ansys Inc.(미국) 사의 ANSYS, VR&D(미국) 사의 Genesis 등을 들 수 있다. 최근에는 MSC 사의 NASTRAN도 위상최적설계 모듈을 제공하고 있다. 위상최적설계가 해석의 대부분을 유한요소법에 의존함을 고려할 때 ANSYS나 NASTRAN과 같은 유한요소 패키지들이 위상최적설계의 모듈을 제공하고 있음을 쉽게 이해할 수 있다.

7. 맺는말

지금까지 간략하지만 위상최적설계의 개념과 응용에 대해 언급하였다. 물론 이러한 문제 외에도 이 분야에서는 checkerboard 형상의 해결 문제, smoothing 기법에 의한 최종형상의 도출 문제 등의 고려해야 할 문제가 있다.

앞에서 언급하였듯이 위상최적설계는 유한요소법에 의한 해석의 결과를 기반으로 한다. 바꾸어 얘기하면 정확한 해석의 결과가 수반되지 않은 한에는 어떠한 최적설계 알고리즘이나 아이디어도 결코 신뢰할 수 없는 무용지물이라는 사실이다. 혹자는 실제 문제의 90% 이상이 비선형의 문제라고 정의하고 있으며 이런 비선형의 문제의 정확한 해결 방법이 제시되지 않은 경우는 수없이 많다. 더욱이 이제는 연속체의 문제의 적용 대상도 점점 그 스케일이 줄어들어 경우에 따라서는 나노 스케일에서는 분자동역학(Molecular Dynamics)와 같은 학문의 도움을 요구받기도 하는 등 해석의 문제는 더욱 다변화, 심화되고 있다.

최적설계는 다분히 컴퓨터에 의한 계산을 기반으로 한다. 혹자는 최적설계보다는 신뢰성에 관련된 문제가 대량생산의 과정에서는 더 필요하다고도 하고 경우에 따라 이 두 개념을 조합한 RBDO(Reliability Based Design Optimization)가 논의되기도 한다. 그러나 궁극적으로 추구하는 바가 CAE(Computer Aided Engineering)에 의한 설계 기술의 확립이라고 할 때 현 시점에서 무엇보다도 중요시되어야 할 것은 CAE에 의한 정확한 해석 기술의 확립이다. 이러한 기술의 확립은 경제성과 시간의 절약이라는 원론적인 언급을 떠나서 과학기술 발전의 가속화를 위해서라도 반드시 이루어 내야 할 부분이다. 그것이 이루어진 다음에 CAE에 의한 신뢰성과 최적설계가 의미를 가지게 되는 것이며 이 글에서 언급한 위상최적설계의 방법도 위상-형상-변수 최적설계가 결합된 종합된 구조최적설계의 방법으로써 방향을 찾을 수 있을 것으로 기대한다.

참고 문헌

1. J. C. Maxwell, "On reciprocal figures, frames, and diagrams of force," *Transactions of the Royal Society of Edinburgh*, Vol. 26, 1872, p.1
2. A. G. M. Mitchell, "The limit of economy of material in frame-structures," *Philosophical Magazine*, Vol. 8, 1904, pp.589~597
3. L. A. Schmit, "Structural design by systematic synthesis," *Proceedings of 2nd ASCE Conference, Electronic Computation*, ASCE, New York, 1960
4. R. L. Fox, *Optimization methods for engineering design*, Addison-Wesley, 1971
5. O. C. Zienkiewicz and J. S. Campbell, "Shape optimization and sequential linear programming," *Optimum Structural Design*, edited by R. H. Gallagher and O. C. Zienkiewicz, Wiley, 1973, pp. 109~126
6. K. T. Cheng and N. Olhoff, "An investigation concerning optimal design of a solid elastic plates," *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 16, No. 3, 1981, pp.305~323
7. M. P. Bendsøe and N. Kikuchi, "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method," *Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, 1988, pp.197~224
8. K. Suzuki and N. Kikuchi, "A homogenization method for shape and topology optimization," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 93, 1991, pp.291~318
9. A. Diaz and N. Kikuchi, "Solution to shape and topology eigenvalue optimization problems using a homogenization method," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 35, 1992, pp.1487~1502
10. M. M. Neves, O. Sigmund, M. P. Bendsøe, "Topology optimization of periodic microstructures with a penalization of highly localized buckling modes," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 54, 2002, pp.809~834
11. E. C. N. Silva, J. S. O. Fonseca and N. Kikuchi, "Optimal design of periodic piezocomposites, Computational Methods in Applied Mechanics and

- Engineering," Vol. 159, 1998, pp.49~77
12. J. Yoo, N. Kikuchi, and J. L. Volakis, "Structural optimization in magnetic devices by the homogenization design method," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 36, No. 3, 2000, pp.574~580
 13. U. D. Larson, O. Sigmund and S. Bouwstra, "Design and fabrication of compliant micromechanisms and structures with negative Poisson's ratio," *Journal of Microelectromechanical systems*, Vol. 6, No. 2, 1997, pp.99~106
 14. C. Onwubiko, Introduction to engineering design optimization, Prentice Hall, 2000
 15. V. Pareto, *Manuale di Economia Politica*, Societa Editrice Libreria, Milano, Italy, 1906. Translated into English by A. S. Schwier as *Manual of Political Economy*, MacMillan, New York, 1971
 16. R. L. Haftka and Z. Gurdal, *Elements of Structural Optimization*, Kluwer Academic Publishers, 1993
 17. E. J. Haug, K. K. Choi and V. Komkov, *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*, Academic Press, 1986
 18. W. Prager and J. E. Taylor, "Problems of optimal structural design," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 35, 1968, pp.102~106
 19. M. P. Bendsoe and O. Sigmund, "Material interpolation schemes in topology optimization," *Archives of Applied Mechanics*, Vol. 69, 1999, pp.635~654
 20. D. N. Dick and D. A. Lowther, "Automated design of magnetic devices by optimizing material distribution," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 32, No. 3, 1996, pp.1188~1193
 21. H. P. Mlejnik, R. Schirmacher, "An engineering approach to optimal material distribution and shape finding," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 106, 1993, pp.1~26
 22. E. Sanchez-Palencia, *Non-Homogeneous media and vibration theory*, Springer, 1980
 23. M. Zhou and G. I. N. Rozvany, "The COC algorithm, Part II: topological geometrical and generalized shape optimization, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 89, 1991, pp.309~336
 24. S. Nishiwaki, M. I. Frecker, S. Min and N. Kikuchi, "Topology optimization of compliant mechanisms using the homogenization method," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 42, 1998, pp.535~559
 25. E. C. N. Silva, S. Nishiwaki and N. Kikuchi, "Topology optimization design of flexensional actuators," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferro-electronics, and frequency control*, Vol. 47, No. 3, 2000, pp.657~672
 26. J. Yoo and N. Kikuchi, "Topology Optimization for Reduction of Vibration Caused by Magnetic Harmonic Excitation," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 38, No. 6, 2002, pp.3643~3649 