碩士學位論文

불확실성을 고려한
컴플라이언트 메커니즘 설계
Compliant Mechanism Design
Under Uncertainties

千 烘 寧

漢陽大學校 大學院

2005年 12月　日

碩士學位論文

불확실성을 고려한
컴플라이언트 메커니즘 설계
Compliant Mechanism Design
Under Uncertainties

指導教授 민 승 재

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出합니다.

2005年 12月 日

漢陽大學校 大學院
機械設計學科
千 烘 寧

이 論文을 千烘寧의 碩士學位 論文으로 인준함.

2005年 12月 日

審査委員長 최동훈 (印)

審査委員 이태희 (印)

審査委員 민승재 (印)

漢陽大學校 大學院

요지

컴플라이언트 메커니즘이란 메커니즘을 구성하는 일부분 혹은 전체의 탄성변형을 이용하여 설계자가 원하는 운동을 발생시키는 기구구조물을 말한다. 그러나 컴플라이언트 메커니즘은 복잡한 탄성변형을 통하여 기구의 기능을 수행하므로 설계자의 직관과 경험에 따라 설계하는 경우 시행착오에 따른 많은 시간과 노력이 필요하였다. 이러한 이유로 강체기구를 근사한 방법이나 위상최적설계의 기법을 이용하여 기구성능의 최대화를 통한 기구 형상 설계 방법 등이 제안되었다. 그러나 이러한 방법은 성능의 향상에만 중점을 두어 설계하였으므로 최종 성능을 예측하지 못할 뿐 아니라, 다양한 출력변위를 갖는 기구의 형상을 얻기 어려우므로 설계자가 원하는 기구 운동을 구현하기 위해서는 설계자의 추가적인 노력이 필요한 실정이다. 또한 컴플라이언트 메커니즘은 초소형 구조, 내구성 및 대량생산을 필요로 하는 MEMS 구조설계에 적용하기 적합하지만, MEMS장치의 기구구조물에는 다양한 불확실성이 존재하는 것이 실험을 통하여 알려져 있으며, 이로 인하여 장치전체 성능의 신뢰성에 영향을 미쳐 현재 상용화된 MEMS장치는 제한적이다. 따라서 설계 초기단계에서 출력변위를 예측할 수 있으며, 다양한 불확실성에 대하여 신뢰성을 갖는 컴플라이언트 메커니즘의 최적구조를 설계할 수 있다면, 제품의 신뢰성을 확보하는 동시에 설계자의 의도에 부합하는 설계가 가능하게 되어 컴플라이언트 메커니즘을 설계하는 노력을 크게 줄일 수 있다.

본 연구에서는 구조강성을 정의하고 적용하여 주어진 구조강성하에서 최대

출력 변위를 갖는 컴플라이언트 메커니즘을 설계하고자 한다. 또한 주어지 체적 제한조건에 따른 최대 출력변위를 비교하는 방법으로 설계자가 요구하는 출력변위를 갖는 체적최소화 문제로 변경하여 출력변위를 예측할 수 있는 컴플라이언트 메커니즘의 설계방법을 제시하고 설계를 수행한다. 위상최적설계방법을 이용하는 경우 발생할 수 있는 수치적 불안정성을 피하기 위하여 재료분포의 연속적인 근사(CAMD)를 이용하였다.

또한 재료의 탄성계수 및 하중을 불확실성요인으로 고려하는 경우 해석적인 최대파괴가능점(MPP)을 이용함으로써 추가적인 시간비용이 발생하지 않는 신뢰성해석기법을 이용하여 신뢰성기반 위상최적설계를 수행함으로써 불확실성이 높은 환경에서 동작하는 MEMS 기구에 대하여 신뢰성이 확보된 컴플라이언트 메커니즘을 설계하고자 한다.

목차

LIST OF FIGURES

LIST OF TABLES

제 1 장 서론

1.1 연구 배경 및 목적

컴플라이언트 메커니즘이란 메커니즘을 구성하는 일부분 혹은 전체의 탄성 변형을 이용하여 설계자가 원하는 운동성을 얻는 기구구조물을 말한다. 이러한 메커니즘은 구조의 유연성이 반영되어 일반적인 강체를 이용한 구조보다 에너지 손실이 적어 향상된 출력을 얻을 수 있으며, 강체와 조인트로 구성된 기구구조와는 달리 마찰 마모 및 연결부위에서의 윤활이 필요하지 않으며, 조립과정이 없어 대량생산에 유리하다. 이와 같은 장점은 초소형 구조, 내구성 및 대량생산을 필요로 하는 MEMS 구조설계에 적용하기에 적합하다. 이러한 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위하여 설계영역에서의 탄성거동을 해석하여 최적형상을 찾는 위상최적설계를 이용하는 설계방법들이 연구되었다. 위상최적설계를 이용하는 경우 자동적으로 탄성힌지(elastic hinge)를 생성하게 되어 컴플라이언트 메커니즘의 설계에 매우 효과적이지만, 위상최적설계의 결과로 높은 가공비용을 요구하는 복잡한 형상을 얻을 수 있다. 하지만 최근의 IC기술 및 마이크로 머시닝 기술의 발전에 따라서 복잡한 형상의 기하형상도 저렴한 가격으로 대량생산 할 수 있게 되었다. Sigmund[(1)]는 위상최적설계의 기법인 밀도법을 이용하여 주어진 체적과 입력변위를 만족하며, 기구의 입출력비(mechanical advantage)를 최대화하는 방법으로 전체구조의 유연

성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘 설계 방법을 제안하였다. 한편 Nishiwaki 등[2]은 균질화법을 이용하여 기구의 유연성을 나타내는 상호포텐셜에너지(Mutual Potential Energy, MPE)를 최대화하는 동시에 입력부분의 하중과 출력부분의 반력에 의한 기구의 변형을 방지하기 위하여 충분한 강성을 가지도록 평균굴성(mean compliance)를 최소화하는 다목적 최적화 문제로 구성하여 컴플라이언트 메커니즘을 설계하는 방법을 제안하였다. 또한 Lau 등[3]은 밀도법을 이용하여, 기구의 성능인 입출력비, 입출력변위비(geometrical advantage)등을 최대화하는 설계방법을 제안하였다. 그러나 이러한 방법들은 기구의 성능을 최대화하는 방법으로 설계되었기 때문에 기구의 성능을 예측하기 어려울 뿐만 아니라 다양한 출력변위를 발생시키는 기구의 형상을 얻기 힘들다. 따라서 기구설계에서 설계자가 목적하는 출력변위, 입출력비 또는 입출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위해서는 설계자의 추가적인 노력이 필요하였다.

또한 컴플라이언트 메커니즘은 마이크로 단위의 센서나 구동부로 MEMS(Micro-Electro-Mechanical Systems)장치에 많이 사용되고 있다. 그러나 이러한 MEMS장치의 기구구조물에는 재료 및 기하학적 특성, 작동환경 등 다양하면서 상대적으로 큰 불확실성(uncertainty)이 존재하며, 장치전체 성능의 신뢰성에 큰 영향을 미치는 것으로 실험을 통하여 알려져 있으며, 신뢰성문제로 인하여 현재 상용화된 MEMS장치는 극히 제한적이다. 이러한 신뢰성 문제를 해결하기 위하여 Maute와 Frangopol[4]은 입력부분의 하중과 지지조건의 불확실성을 고려하여 입력변위제한조건의 신뢰성을 만족하면서 출력변위

를 최대화하는 방법을 제안하였다. 그러나 이 방법은 구조물의 입력부분에서의 변위에 대한 신뢰성만을 고려하므로 컴플라이언트 메커니즘 전체에 대하여 신뢰성을 확보하였다고 할 수 없다.

본 연구에서는 설계자가 요구하는 성능을 만족할 수 있는 컴플라이언트 메커니즘을 설계하는 방법을 제안하고자 한다. 즉, 설계자가 요구하는 출력변위를 만족하며 동시에 설계자가 요구하는 강성을 갖는 컴플라이언트 메커니즘의 설계가 가능하도록 한다. 또한 MEMS장치가 갖는 다양한 불확실성에 대하여 보다 높은 신뢰도를 가질 수 있도록 재료의 탄성계수와 입력하중의 불확실성에대한 신뢰성 평가를 포함하는 신뢰성기반 최적설계(Reliability-based Design Optimization, RBDO)방법을 이용하여 불확실성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘의 설계방법을 제안하고자 한다.

1.2 연구내용

설계자가 요구하는 출력변위 및 구조적 강성을 만족시키는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 위하여 본 연구에서는 입력부분과 출력부분에서의 강성과 구조물을 구성하는 체적을 제한조건으로 하며, 출력변위를 최대화하는 최적화문제로 정의하고, 체적과 출력변위를 비교함으로써 출력변위와 구조물의 체적과의 상관관계를 도출하였다. 또한 체적과 출력변위의 관계를 이용하여 설계자가 요구하는 출력변위와 구조적 강성을 만족하면서 체적을 최소화하는 최적화 문제로 변경하였으며, 체적최소화와 출력변위최대화의 최적화 문제를 서로 비교하였다.

기존의 연구에서는 구조물 전체의 탄성을 이용하는 컴플라이언트 메커니즘의 구조형상을 도출하기 위하여 위상최적설계방법 중 설계영역을 재료의 밀도만으로 가정하고 일정조건하에서 물리적으로 가능한 재료 해석모델을 이용한 밀도법을 이용하였다. 그러나 밀도법은 설계영역과 유한요소의 크기에 따라서 최적형상이 달라지는 요소크기의 의존성문제 및 유한요소 해석과정에서 실제 재료가 갖는 강성보다 더 강한 강성을 갖는 바둑판 모양(checkerboard)이 발생하는 등의 수치적 불안정성을 갖는다. 본 연구에서는 이러한 수치적 불안정성을 줄이기 위하여 한 요소를 둘러싼 절점값을 보간하여 요소값으로 사용하는 재료분포의 연속적인 근사(Continuous Approximation of Material Distribution, CAMD)방법[5]을 사용하여 컴플라이언트 메커니즘 설계를 수행하도록 한다. 최적화 알고리듬으로는 목적함수와 제한조건의 일차민감도와 점

근선을 이용하여 순차적으로 최적화를 수행하는 유동 점근선 근사화방법[6] (Method of Moving Asymptotes, MMA)를 사용하였다.

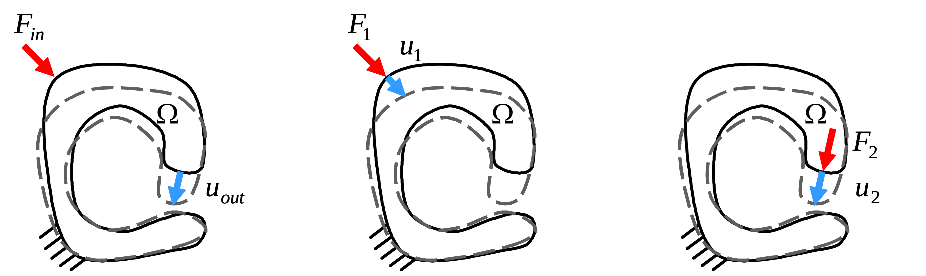
MEMS장치로서의 컴플라이언트 메커니즘의 신뢰성을 확보하기 위하여 본 논문에서 제안된 최적 최소화 방법을 이용하여 신뢰성기반 최적설계 기법을 적용하였다. 기구구조물을 구성하는 재료의 탄성계수와 입력하중을 불확실성으로 선정하여 신뢰성기반 위상최적설계(Reliability-Based Topology Optimization, RBTO)를 수행하였다. 신뢰성 평가방법으로는 신뢰성을 근사적으로 평가하기 위한 방법으로서 신뢰성지수 접근방법[7](Reliability index Approach, RIA)과 목표성능값 접근방법[8](Performance Measure Approach, PMA)이 일반적으로 사용되고 있으나, 본 논문에서는 목표성능값 접근방법을 이용하여 부문제(sub-problem)를 생성하여 재료의 탄성계수와 입력하중의 불확실성만을 고려하는 경우에 한하여 제한조건의 최대파괴가능점(Most Probable Point, MPP)을 해석적으로 얻는 방법을 사용하였다. 이 방법은 신뢰성해석을 위한 추가적인 유한요소해석 결과와 민감도 정보를 필요로 하지 않으므로 수치적인 해석시간을 감소시킬 수 있다. 이를 이용하여 설계자가 요구하는 유연성과 구조적 강성에 대한 신뢰성이 확보된 컴플라이언트 메커니즘 설계를 수행할 수 있다.

제 2 장 컴플라이언트 메커니즘 설계

2.1 유연성과 구조강성의 정식화

2.1.1 유연성의 정식화

유연성은 기구구조의 변형을 통하여 얻을 수 있는 움직임을 의미하며, 설계자는 이러한 유연성을 이용하여 목적하는 운동을 구현할 수 있다. 설계자가 요구하는 유연성을 정의하기 위하여 탄성체를 등방성재료로 가정하고, Fig 2.1(a)와 같이 하중과 경계조건(Boundary Condition, BC)이 주어진 임의의 설계영역 Ω 을 고려한다. F_{in} 은 입력부분에 작용하는 하중을 나타내며 u_{out} 은 설계자가 요구하는 변위를 나타낸다. Fig 2.1(b)과 같이 입력부분의 하중 F_1 에 대하여 입력부분에서 하중방향으로 발생하는 변위를 u_1, Fig 2.1(c)와 같이 출력부분의 하중 F_2 에 대하여 하중방향으로 발생하는 변위를 u_2 라고 할 때, 각각



(a) Input force and desired ouput displacement (b) Load condition 1 (c) Load condition 2

Fig. 2.1 Boundary conditions for MPE

주어진 경계조건에서의 변형률을 $\varepsilon(u_1)$과 $\varepsilon(u_2)$, F_1을 작용힘 그리고 F_2를 단위 가상힘으로 가정하면, 유연성을 나타내는 상호포텐셜에너지(MPE)는 가상일의 원리를 이용하여 다음과 같이 유도된다.

$$MPE = \int_\Omega \varepsilon(u_1)^T E\varepsilon(u_2) d\Omega \tag{1}$$

$$u_{out} = \frac{1}{F_2}\int_\Omega \varepsilon(u_1)^T E\varepsilon(u_2) d\Omega = \frac{MPE}{F_2} \tag{2}$$

따라서 MPE는 입력부에 F_1을 작용하였을 때, F_2 방향으로의 유연성을 나타내는 척도이며 MPE의 크기는 입력하중 F_1에 의한 출력부의 변위를 의미한다.

2.1.2 구조강성의 정식화

Fig. 2.1(b)나 (c)와 같은 설계영역에서 탄성변형의 경우 스트레인에너지(Strain Energy, SE)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$SE_i = \frac{1}{2}\int_\Omega \sigma(u_i)^T \varepsilon(u_i) d\Omega \tag{3}$$

여기서 $\sigma(u_i)$와 $\varepsilon(u_i)$는 하중 F_i에 따른 변위 u_i에 의한 응력과 변형률을 의미한다. 여기서 구한 스트레인 에너지는 주어진 설계영역에서 구조물의 강성을 나타내는 척도로서 사용된다.

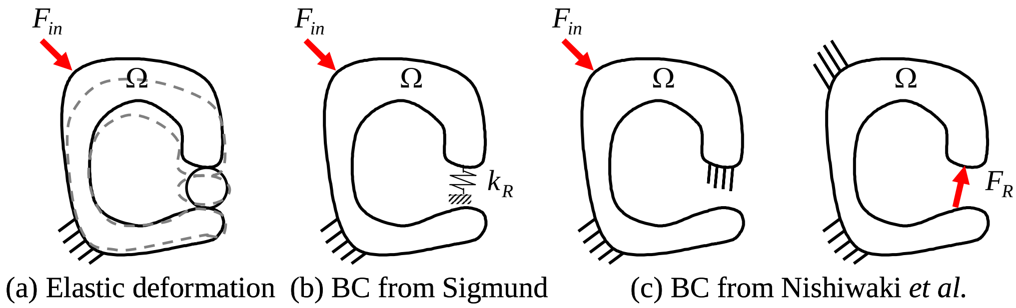
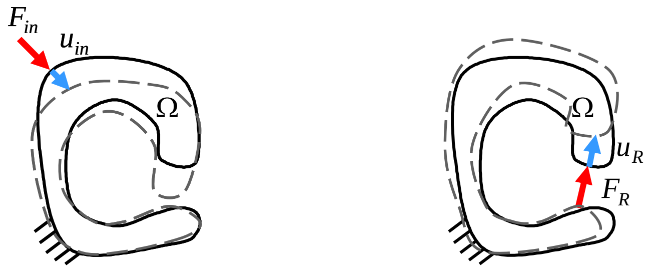


Fig. 2.2 Boundary conditions for SE

컴플라이언트 메커니즘은 Fig. 2.2(a)와 같은 탄성변형이 발생하는 경우 입력하중과 반력이 가해진 상태에서 구조물의 강성을 유지해야 한다. Sigmund[1]는 Fig. 2.2(b)와 같이 반력이 발생하는 출력부에 스프링을 이용하여 강성을 유지하였으며, Nishiwaki 등[2]은 입력하중과 반력을 고려하여 추가적인 경계조건을 설정하여 다목적 최적화를 수행함으로써 구조물의 강성을 유지하였다.

접촉면에서의 반력을 스프링을 이용하는 경우 스프링 상수를 결정하는 어려움이 있으며, 추가적인 경계조건의 도입은 설계자가 요구하는 구조적 강성을 만족하는지 여부와 정확한 반력을 알 수 없는 단점이 있다. 본 연구에서는 구조물의 강성을 고려하기 위하여 Fig. 2.3과 같이 입력부분과 출력부분에 대하여 추가적인 경계조건은 고려하지 않으며, 반력의 크기를 모르기 때문에 입력과 출력부분에서의 작용하중에 대한 작용하중방향으로의 구조적인 강성을 다음과 같이 정의한다.

$$k_{in} = \frac{F_{in}^2}{2SE_{in}} = \frac{F_{in}}{u_{in}}$$
$$k_{out} = \frac{F_R^2}{2SE_R} = \frac{F_R}{u_R} \qquad (4)$$



(a) Stiffness aganst input force (b) Stiffness aganst reaction force

Fig. 2.3 Boundary conditions for structural stiffness

여기서 u_R은 출력부분의 하중 F_R에 의한 출력부분에서의 하중 방향으로의 변위를 나타낸다.

2.2 위상최적설계

2.2.1 밀도법

유연성과 강성을 갖는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 위해서는 구조물이

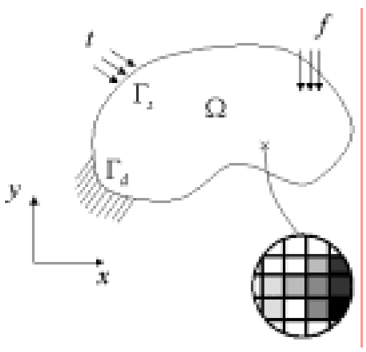


Fig. 2.4 A structure with variable densities

존재할 설계영역에서 기구구조를 설계하는 위상최적설계방법이 적합하다. 위상최적설계를 이용하는 경우 복잡한 탄성거동을 계산하여 탄성힌지를 자동으로 생성하여 원하는 운동을 하는 기구구조의 형상을 쉽게 찾을 수 있는 장점이 있다. 위상최적설계법은 재료물성값을 표현하는 설계영역의 완화 방법에 따라서 균질화설계법과 밀도법으로 분류할 수 있다. 본 연구에서는 분포되는 재료의 밀도를 설계변수로 고려하는 밀도법을 사용하고자 한다. Fig. 2.4와 같이 밀도법에서 모든 유한 요소는 밀도(ρ)를 고려하고 있으며 구조에 필요한 부분은 높은 밀도값을 갖게되고($\rho = 1$), 그렇지 않은 부분은 작은 밀도값을 가져 재료가 분포되지 않는 결과가 된다. 밀도법에서는 밀도에 따라서 설계영역에서의 탄성계수를 다음과 같이 근사한다.

$$E = \rho^p E_0 \quad \text{where} \quad 0 < \rho \le 1 \tag{5}$$

여기서 E_0는 실제 재료상수값이고, ρ는 설계변수인 재료의 밀도값, E는 설계변수에 따른 가상의 재료상수값이다. p는 벌칙인자로서 p값에 따라서 요소의 밀도를 0과 1로 분산시키는 효과가 있으며 일반적으로 3이상의 값을 취한다. 본 연구에서는 벌칙인자 p의 값을 3으로 설정하였다.

2.2.2 재료분포의 연속적인 근사방법

재료분포의 연속적인 근사(CAMD)방법은 위상최적설계 결과에서 바둑판

모양과 같이 수치적으로 불안정한 결과가 발생하는 문제를 유한요소 경계에서 요소와 요소 사이 재료의 불연속적인 분포가 주 원인이라고 판단하여 구속조건의 추가 없이 절점을 설계변수로 하여 절점값을 보간하여 요소값을 사용하는 방법이다. 설계영역의 이산화로 인해 요소는 각각의 밀도값을 갖는데 요소들이 공유하는 절점에서의 밀도값은 일치하지 않는다. 이런 요소와 요소 사이의 불연속성을 개선하고자 Fig. 2.5와 같이 형상함수를 이용해서 절점값들을 보간하여 요소값을 결정하면 인접하는 요소들의 밀도값들은 연속적으로 표현할 수 있다.

Matsui와 Terada[5]는 CAMD를 균질화 설계법에 적용하였으나, 임영석 등[9]은 CAMD를 밀도법으로 확장하여 그 결과를 비교하였다. 재료분포의 연속적인 근사방법을 밀도법에 적용하기 위하여 설계영역상의 요소의 밀도를 설계변수인 절점의 밀도값 P_j 와 형상함수 N_j 로 다음과 같이 근사하였다.

$$\rho(x) = \sum_{j=1}^{n} N_j(x) P_j \tag{6}$$

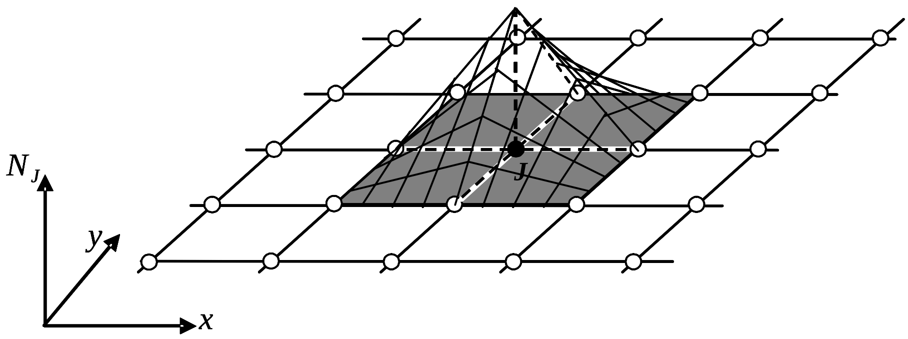


Fig. 2.5 Global shape function N_j associated with node j

즉 절점의 밀도값을 보간하여 연속적인 요소의 밀도값 $\rho(x)$ 를 계산한다.

2.3 최적화 알고리듬

일반적으로 위상최적설계는 최적화 알고리듬으로 최적화 기준법(optimality criteria method)를 이용한다. 이 방법은 간단한 목적함수와 하나의 구속조건과 많은 설계변수가 있을 경우 매우 효율적이지만, 구조물의 입·출력부의 강성을 고려하기 위하여 여러 개의 제한조건을 이용하는 경우에는 적합하지 못하다. 따라서 본 논문에서는 Svanberg(6)가 제안한 유동 점근선 근사화방법(MMA)를 이용하여 문제를 해결한다.

일반적인 최적설계문제는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize} && f(\mathbf{x}) \\ &\text{subject to} && g_i(\mathbf{x}) \le 0 \\ & && \mathbf{x}^l \le \mathbf{x} \le \mathbf{x}^u \end{aligned} \tag{7}$$

여기서 $\mathbf{x}$ 는 설계변수 벡터, $f(\mathbf{x})$ 는 목적함수, $g_i(\mathbf{x})$ 는 제한조건을 나타내며, $\mathbf{x}^l$ 과 $\mathbf{x}^u$ 는 설계변수의 하한과 상한을 의미한다. MMA에서는 식(7)을 이용하여 현재의 설계점 $\mathbf{x}^k$ 에서의 목적함수값과 목적함수의 1차민감도를 이용하여 다음과 같이 근사한다.

$$
\begin{aligned}
&\tilde{f}(\mathbf{x}) = r + \sum_i \left(\frac{p_i}{U_i - x_i} + \frac{q_i}{x_i - L_i} \right) \\
&\text{where} \quad r = f(\mathbf{x}^k) - \sum_i \left(\frac{p_i}{U_i - x_{0i}} + \frac{q_i}{x_{0i} - L_i} \right) \\
&\qquad p_i = \begin{cases} (U_i - x_i^k)^2 \left.\dfrac{\partial f}{\partial x_i}\right|_{\mathbf{x}^k} & \text{if } \left.\dfrac{\partial f}{\partial x_i}\right|_{\mathbf{x}^k} > 0\text{, otherwise } 0 \end{cases} \\
&\qquad q_i = \begin{cases} -(x_i^k - L_i)^2 \left.\dfrac{\partial f}{\partial x_i}\right|_{\mathbf{x}^k} & \text{if } \left.\dfrac{\partial f}{\partial x_i}\right|_{\mathbf{x}^k} \le 0\text{, otherwise } 0 \end{cases}
\end{aligned}
\tag{8}
$$

여기서 L_i와 U_i는 설계변수 x_i에 대한 유동 점근선(moving asymptotes)이다. 이러한 유동점근선을 이용하여 근사한 함수는 반드시 볼록한 함수(strictly convex function)가 되며 제한조건도 식(8)로 근사하여 정리하면 현재의 설계점 $\mathbf{x}^k$에서의 부최적화문제를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$
\begin{aligned}
&\text{minimize} \quad \tilde{f}(\mathbf{x}) \\
&\text{subject to} \quad \tilde{g}_j(\mathbf{x}) \le 0 \\
&\qquad\qquad\quad \alpha \le \mathbf{x} \le \beta
\end{aligned}
\tag{9}
$$

식(9)은 아래로 볼록한 함수들로 구성된 최적화문제로서 반드시 답이 존재하고 α와 β는 부문제에서의 설계변수의 하한과 상한을 나타내며 설계변수의 이동한계(move limit)을 고려하여 설정한다. 이와 같은 과정을 반복하여 수행하며 L_i와 U_i를 적절히 수정함으로써 빠르게 수렴시킬 수 있다.

2.4 변위최대화문제의 정식화

2.4.1 변위최대화

컴플라이언트 메커니즘을 위상최적설계방법으로 수행하기 위해서는 설계자가 요구하는 성능 즉, 출력변위 및 기구구조의 강성을 먼저 정의하여야 한다. 또한 위상최적설계는 구조최적설계문제를 최적재료분포문제로 전환하여 기구구조의 형상을 생성함으로써 구조물을 구성하는 고체부분의 체적을 지정하여 이것이 설계영역의 체적보다 적어야 한다. 따라서 설계영역의 고체부분의 체적의 상한값 V^*를 지정하여 다음과 같은 체적 구속조건을 고려한다.

$$g_1 = \int_\Omega \rho d\Omega - V^* \le 0 \tag{10}$$

여기서 ρ는 밀도, V^*는 목표로 하는 구조물의 총 질량을 의미한다.

또한 입·출력부에서의 구조적인 강성을 고려하기 위하여 먼저 Fig. 2.3(a)와 같이 입력하중 F_{in}에 대한 하중 방향으로의 입력변위 u_{in}을 고려한다. 이 경우 구조물의 강성을 유지하기 위하여 입력변위를 u_{in}^* 이하로 정의하면 다음과 같은 구속조건을 만족하여야 한다.

$$g_2 = u_{in} - u_{in}^* \le 0 \tag{11}$$

식(4)과 (11)을 이용하면 입력부분에서의 입력하중방향으로의 구조적인 강성은 다음과 같은 제한조건으로 변경할 수 있다.

$$g_2 = k_{in}^* - k_{in} \le 0 \text{ where } k_{in}^* = \frac{F_{in}}{u_{in}^*} \text{ and } k_{in} = \frac{F_{in}}{u_{in}} \tag{12}$$

마찬가지로 출력부분에서의 설계자가 원하는 출력방향으로의 강성은 식(12)과 비교하여 k_{out}^* 을 선정할 수 있으며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$g_3 = k_{out}^* - k_{out} \le 0 \tag{13}$$

식(10), (12), (13)를 이용하여 출력변위를 최대화 하기 위한 최적설계문제 정식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\text{maximize} \quad u_{out} \\ &\text{subject to} \quad g_1 = \int_\Omega \rho d\Omega - V^* \le 0 \\ &\qquad\qquad\quad \mathrm{g}_2 = k_{in}^* - k_{in} \le 0 \\ &\qquad\qquad\quad \mathrm{g}_3 = k_{out}^* - k_{out} \le 0 \end{aligned} \tag{14}$$

2.4.2 변위최대화를 이용한 설계예제

<u>변위변환기</u>

변위 변환기(displacement inverter)란 입력부분의 변위에 따라 출력부분의 변위의 방향을 반대로 바꿔주는 기구이다. Fig. 2.6와 같이 입력부분에 F_{in} 의 하중이 가해질 때 같은 방향으로의 입력 변위가 발생되고, 출력부분에서는 입력부분과 반대인 u_{out} 방향으로 변위가 발행되는 기구이다. 설계영역은 대칭조건을 이용하여 1/2영역을 설정하였고, 1800개의 4절점 유한요소로 분할하였다. 해석에 필요한 모델의 재료상수값으로는 탄성계수는 100 포아송비는 0.3을 적용하였으며, 입력부분의 하중 F_{in} 은 단위하중을 가하였다. 최대입력변위 u_{in}^{*} 는 3으로 제한하고 k_{in}^{*} 은 1/3로 선정하였다. 또한 이를 고려하여 출력부분에서의 강성 k_{out}^{*} 은 1/6으로 선정하였다. 또한 구조강성을 고려하였을 때, 변위와 체적의 관계를 알아보기 위하여 체적은 20%에서 45%까지 5%씩 증가시키면서 수행하였다.

Fig. 2.7은 각 체적에 대한 최적형상을 나타내고 있으며, Fig. 2.8은 주어진 구조강성하에서 체적과 출력 변위의 관계를 보여준다.

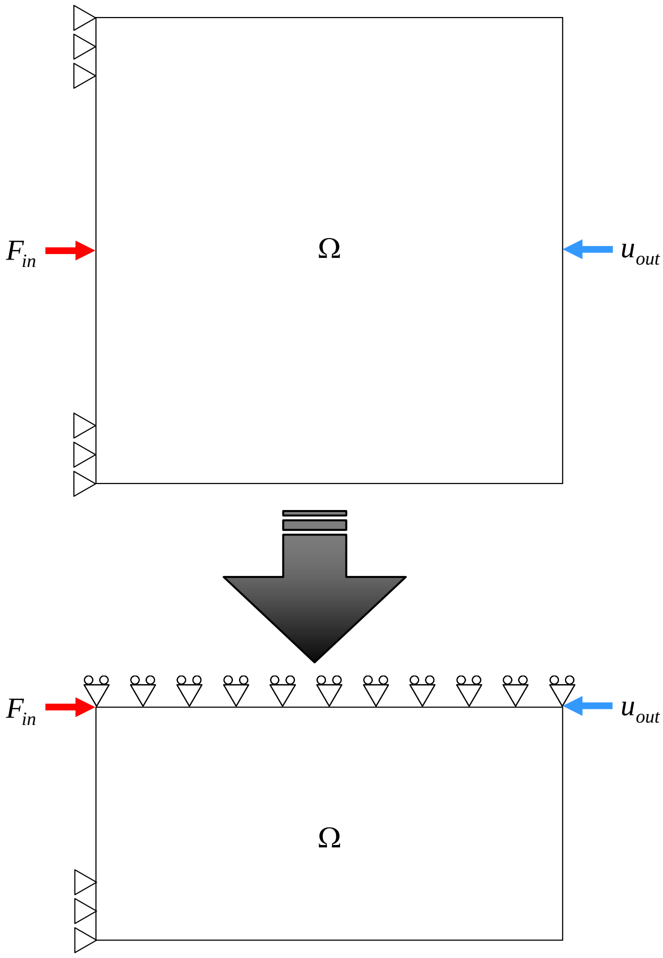
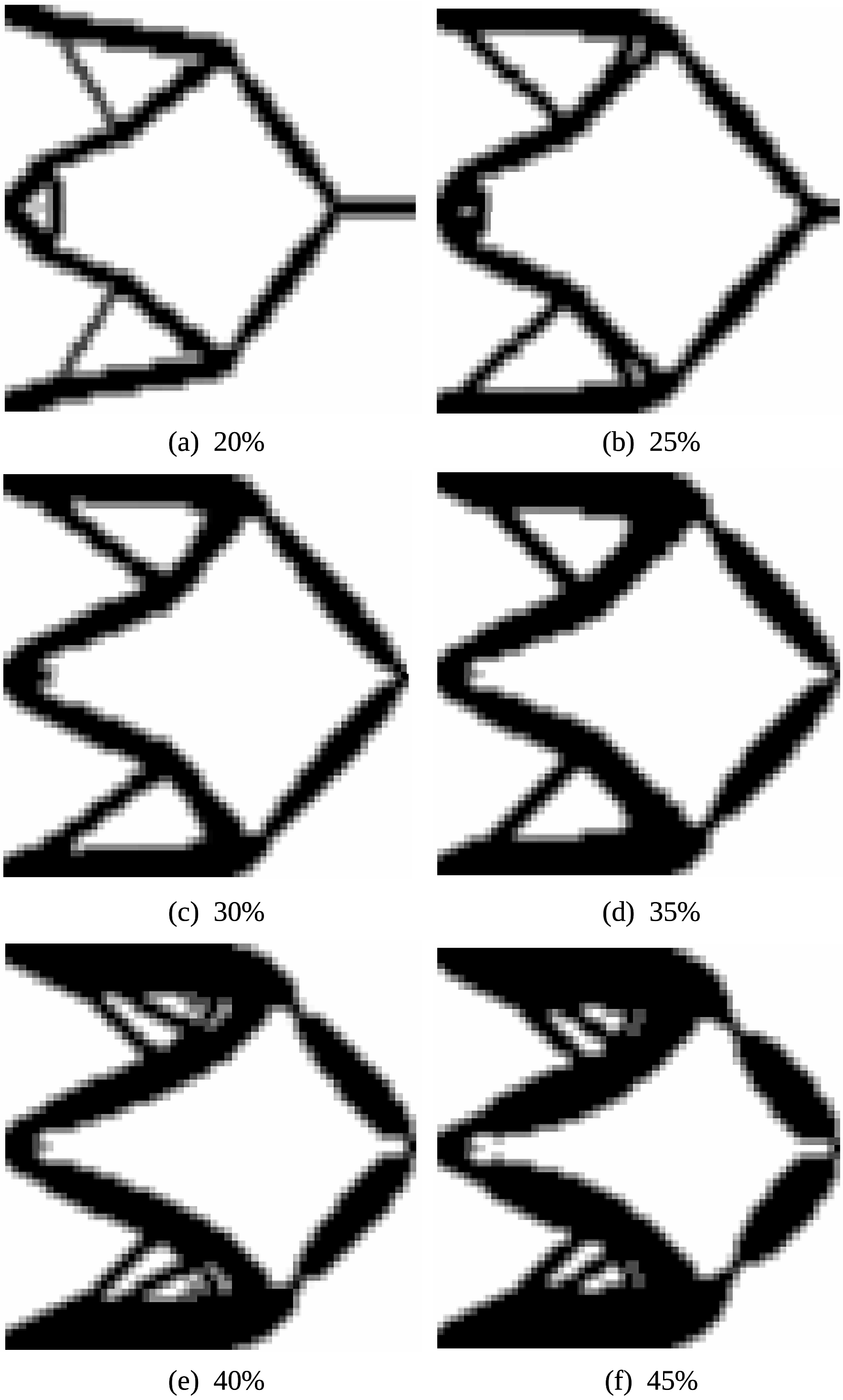


Fig. 2.6 Design domain for displacement inverter design



(a) 20% (b) 25%

(c) 30% (d) 35%

(e) 40% (f) 45%

Fig. 2.7 Optimal configurations of displacement inverter for maximum output displacement

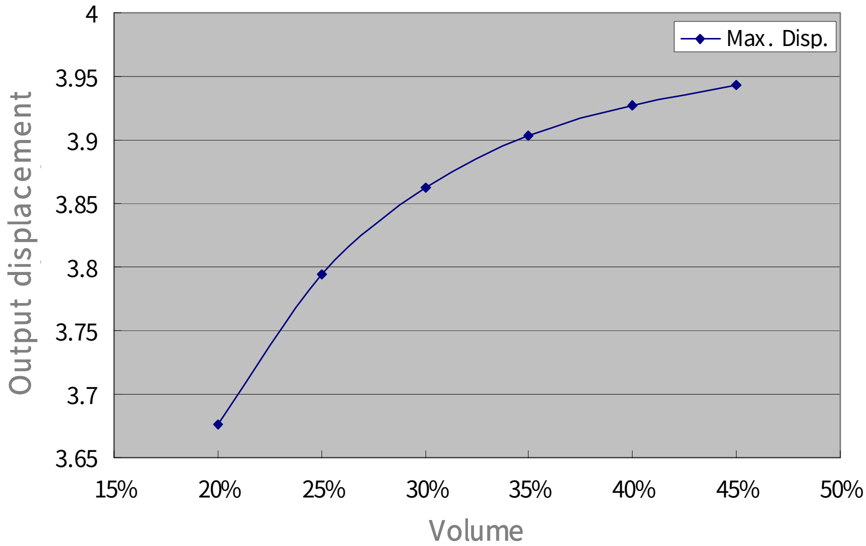


Fig. 2.8 Volume vs. displacement of displacement inverter

변위전달기

변위 전달기(displacement transmitter)란 입력부분의 변위를 출력부분의 변위로 전달하는 기구이다. Fig. 2.9에서 보는 바와 같이 입력부분에 F_{in}의 하중이 가해질 때 같은 방향으로의 입력 변위가 발생되고, 이 입력변위를 출력부분에 전달하여 u_{out} 방향으로 변위가 발행되는 기구이다. 설계영역은 1800개의 4절점 유한요소로 분할하였다. 해석에 필요한 모델의 재료상수값 및 구조강성 제한조건은 변위변환기와 동일한 값을 사용하였고, 변위와 체적을 관계를 알아보기 위하여 체적은 20%에서 45%까지 5%씩 증가시키면서 수행하였다.

Fig. 2.10은 각 체적에 대한 최적형상을 나타내고 있으며, Fig. 2.11은 주어진

구조강성하에서 체적과 출력 변위의 관계를 보여준다.

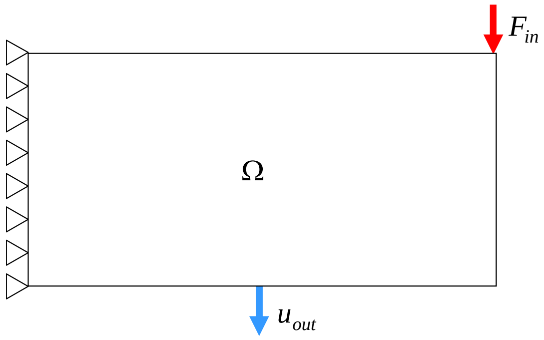


Fig. 2.9 Design domain for displacement transmitter

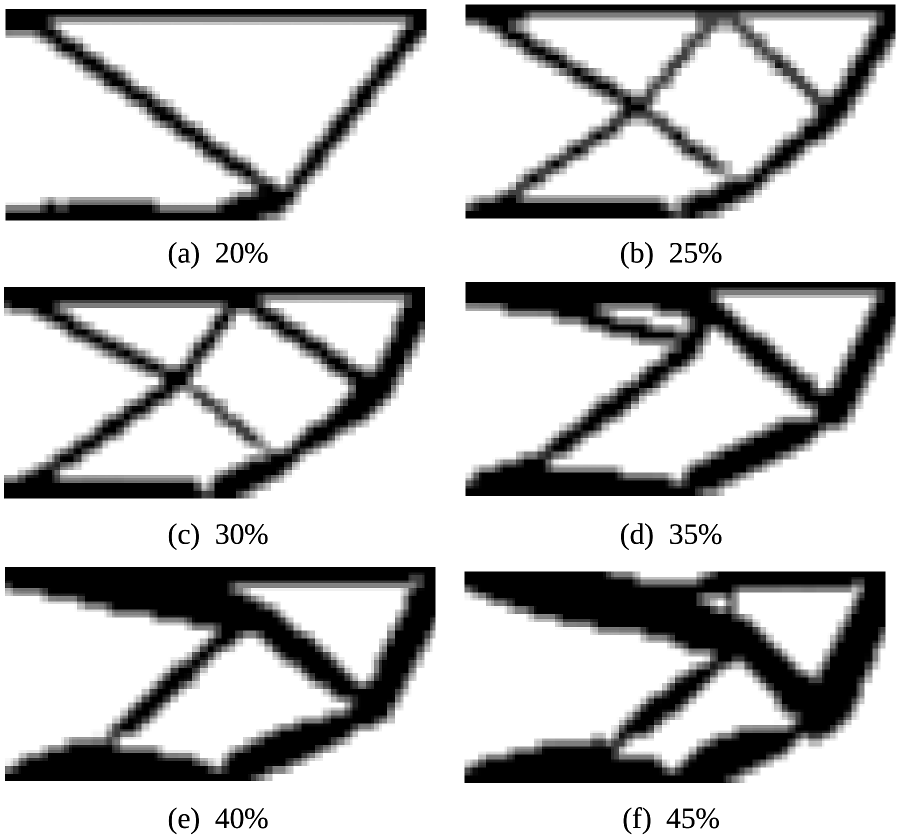


Fig. 2.10 Optimal configurations for displacement transmitter for maximum output displacement

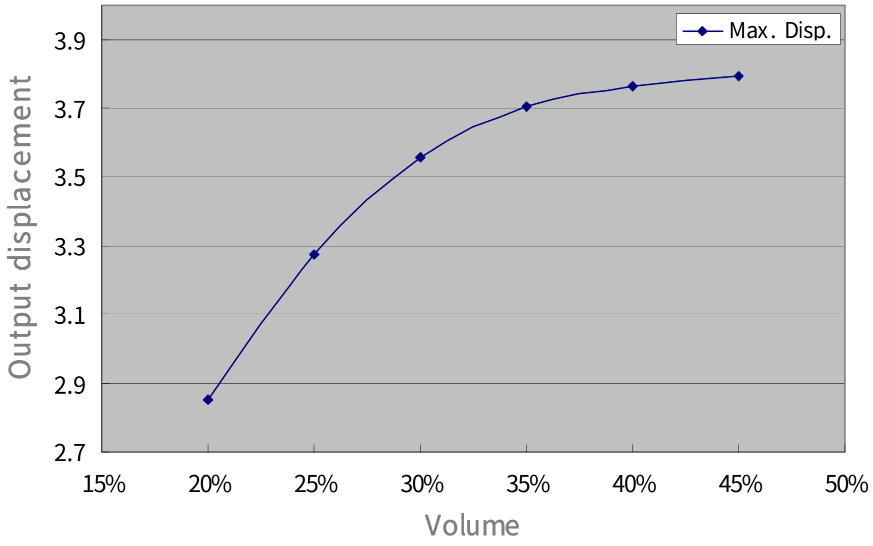


Fig. 2.11 Volume vs. displacement of displacement transmitter

Fig. 2.8 과 Fig. 2.11은 주어진 구조강성하에서 체적이 증가하면 출력이 증가하는 비례관계가 있음을 알 수 있다. 이것은 Fig. 2.7과 Fig. 2.10의 결과에서 보듯이 체적이 증가할수록 부재전체의 탄성을 이용하는 기구구조로부터 탄성힌지를 좀더 효율적으로 사용하는 구조로 변경되기 때문이라고 생각된다. 또한 체적이 증가할수록 변위의 증가량이 상대적으로 작아지는 것은 출력부에서의 구조강성을 유지하기 위하여 변위의 증가가 한계를 보이는 것으로 생각된다.

2.5 체적최소화문제의 정식화

2.5.1 체적최소화

구조강성을 고려하여 출력변위를 최대화하는 최적화문제의 결과로부터 도출된 출력변위와 체적의 관계를 이용하여 체적최소화 문제를 구성할 수 있다. 설계자가 원하는 최소출력변위 u_{out}^{*} 를 고려하여 다음과 같은 제한조건을 선정한다.

$$g_1 = u_{out}^{*} - u_{out} \le 0 \tag{15}$$

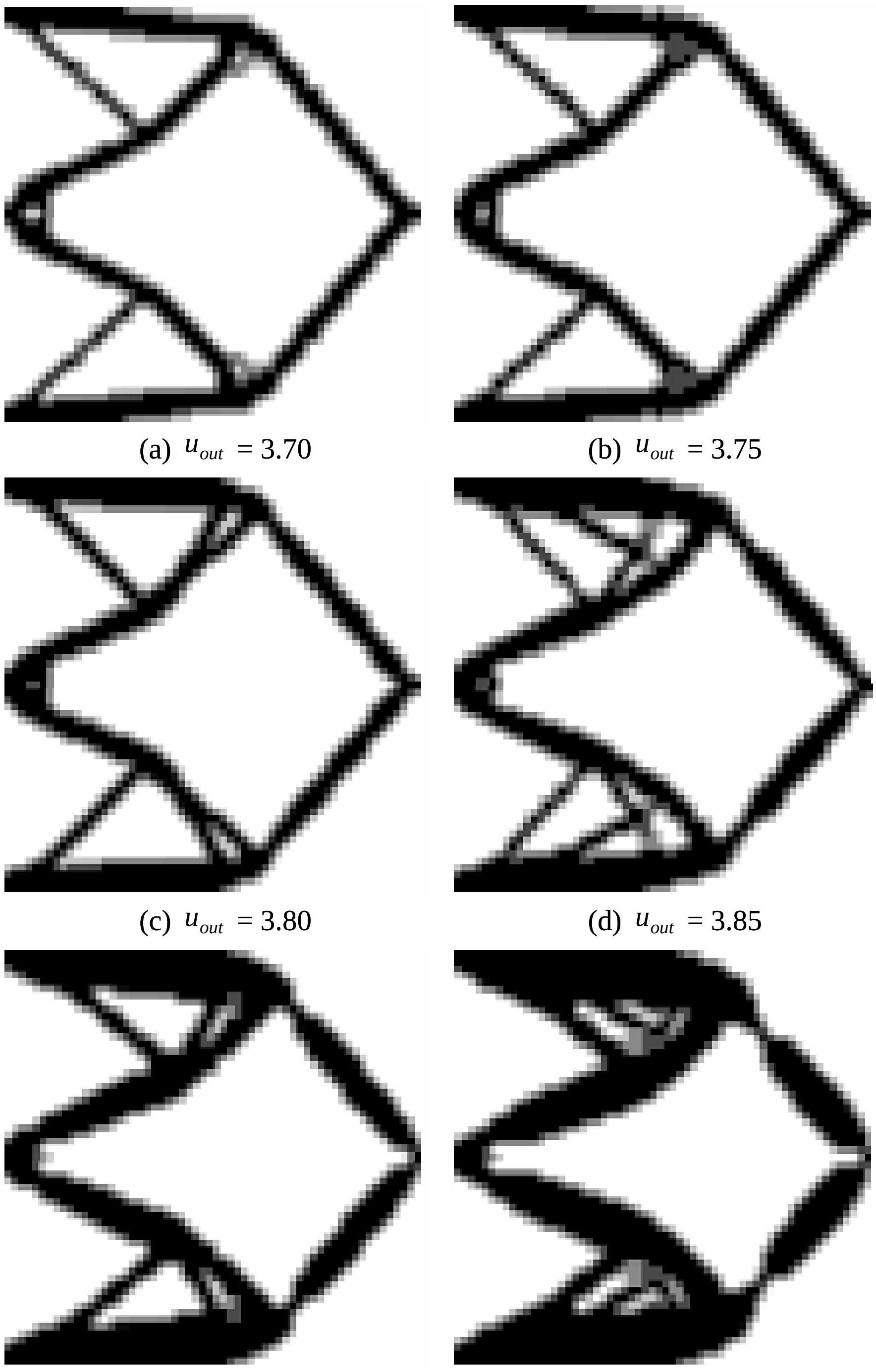
구조강성은 변위최대화 문제와 동일하게 설정한 후 체적최소화 문제로 정식화 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{minimize} \quad & V(\rho) = \int_{\Omega} \rho \, d\Omega \\ \text{subject to} \quad & g_1 = u_{out}^{*} - u_{out} \le 0 \\ & \mathrm{g}_2 = k_{in}^{*} - k_{in} \le 0 \\ & \mathrm{g}_3 = k_{out}^{*} - k_{out} \le 0 \end{aligned} \tag{16}$$

2.5.2 체적최소화를 이용한 설계예제

<u>변위변환기</u>

체적최소화 문제를 이용하여 이전의 변위최대화 문제와 비교하기 위하여 동일한 구조강성과 동일한 재료상수를 설정하였으며, 해의 비교를 위하여 최소출력변위 u^*_{out} 를 각각 3.7, 3.75, 3.8, 3.85, 3.9 그리고 3.93으로 설정하여 수행하였다. Fig. 2.12은 각각의 최소출력변위에 대한 최적형상을 나타내며, 체적과 출력변위와의 관계에 대하여 변위최대화 및 체적최소화의 결과를 Fig. 2.13에 비교하였다.



(a) u_{out} = 3.70 (b) u_{out} = 3.75

(c) u_{out} = 3.80 (d) u_{out} = 3.85

(e) u_{out} = 3.90 (f) u_{out} = 3.93

Fig. 2.12 Optimal configurations of displacement inverter for minimum volume

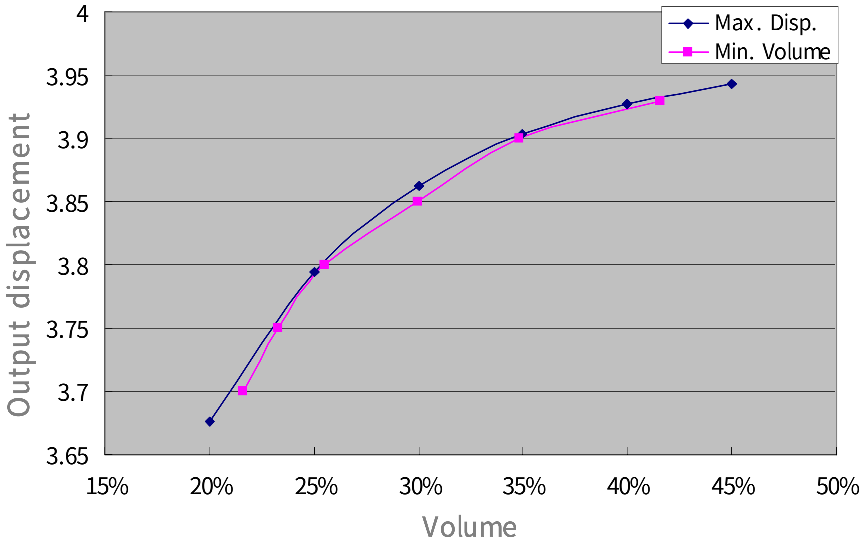
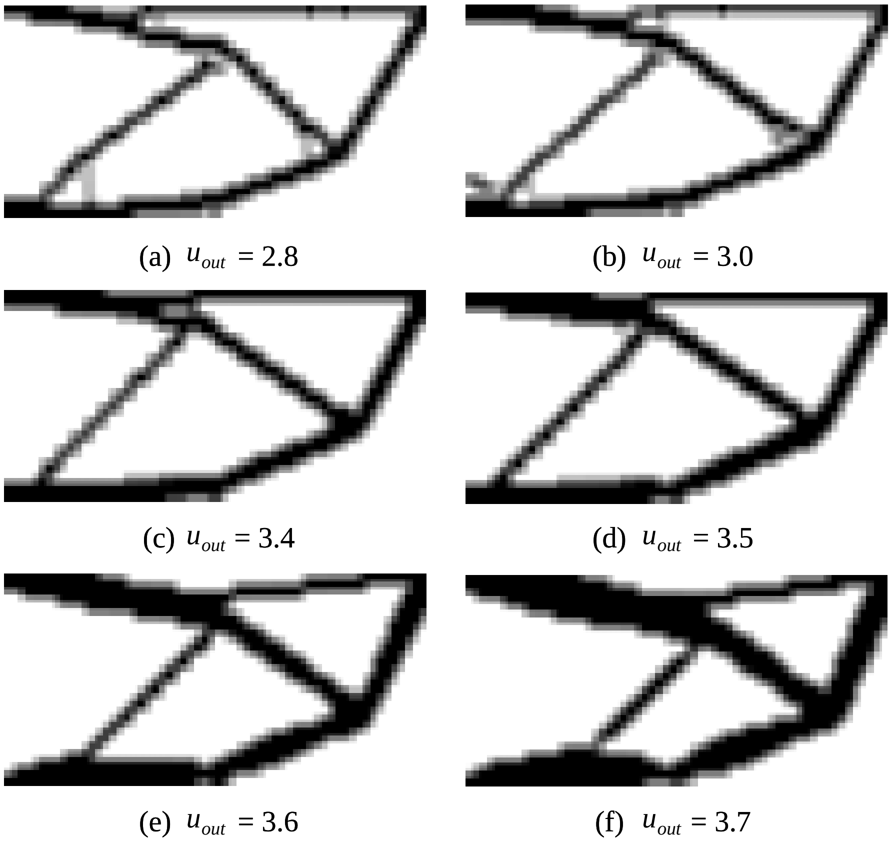


Fig. 2.13 Maximize displacement vs. minimize volume(displacement inveter design)

<u>변위전달기</u>

이전의 변위최대화 문제와 비교하기 위하여 동일한 구조강성과 동일한 재료상수를 설정하였으며, 해의 비교를 위하여 최소출력변위 u_{out}^{*} 를 각각 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6 그리고 3.7로 설정하여 수행하였다. Fig. 2.14은 각각의 최소 출력변위에 대한 최적형상을 나타내며, 체적과 출력변위와의 관계에 대하여 변위최대화 및 체적최소화의 결과를 Fig. 2.15에 비교하였다.

Fig. 2.13과 Fig. 2.15의 변위최대화와 체적최소화의 비교를 통하여 주어진 구조강성에 대하여 각각 변위와 체적은 비례관계가 있음을 확인하였다.



(a) u_{out} = 2.8 (b) u_{out} = 3.0

(c) u_{out} = 3.4 (d) u_{out} = 3.5

(e) u_{out} = 3.6 (f) u_{out} = 3.7

Fig. 2.14 Optimal configurations of displacement transmitter for mimimum volume

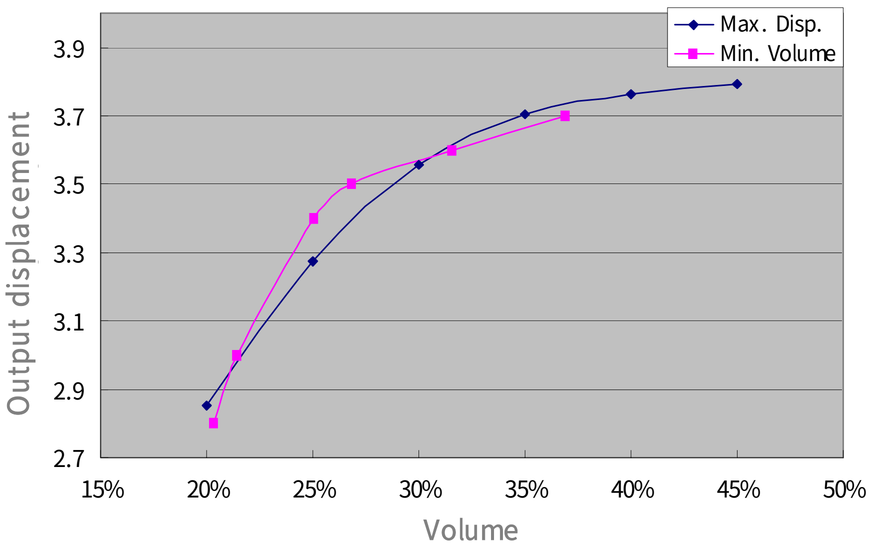
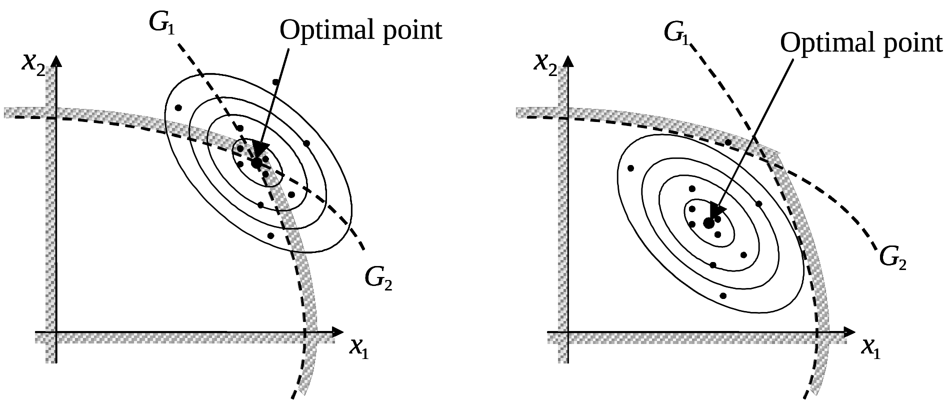


Fig. 2.15 Maximize displacement vs. minimize volume(displacement transmitter design)

제 3 장 불확실성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘 설계

3.1 신뢰성기반 최적설계

기존의 일반적인 최적설계에서 설계변수 및 시스템 파라미터들은 확률적인 분포를 고려하지 않고 평균값으로 고정하여 사용하였는데, 이를 결정론적 최적설계(Deterministic Design Optimization, DDO)라고 한다. 그러나 구조물의 설계에 있어서 설계변수나 설계파라미터에는 불확실성이 존재하며 이러한 불확실한 요인들은 재료의 탄성계수, 작용하중 등에 존재하거나, 치수공차 등의 형태로 나타나게 된다. 그러나 결정론적 최적설계에서는 Fig. 3.1(a)와 같이 이러한 불확실요인들을 고려하지 않고 평균점에서 최적설계를 수행하므로 그림과 같이 유용영역을 벗어날 수 있는 확률을 내포하고 있음을 알 수 있다. 그러나 신뢰성기반 최적설계(RBDO)는 설계상의 불확실성을 고려하여 Fig.



(a) Deterministic Design Optimization (b) Reliability-Based Design Optimization

Fig. 3.1 Concept of DDO and RBDO

3.1(b)와 같이 목표하는 시스템의 파괴확률을 만족하는 동시에 목적함수를 최적화하는데 그 목적이 있으며, 일반적으로 신뢰성지수 접근방법(RIA)과 목표성능값 접근방법(PMA) 등이 사용된다.

3.1.1 신뢰성지수 접근방법

신뢰성기반 최적설계문제는 일반적으로 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize} \quad f(\mathbf{x},\mathbf{y}) && (17.a) \\ &\text{subject to} \quad P_f(\mathbf{y}) = P[g(\mathbf{x},\mathbf{y})>0] \le P_{f,\text{target}} && (17.b) \end{aligned}$$

여기서 $f(\mathbf{x},\mathbf{y})$는 목적함수, $\mathbf{x}$는 결정론적 설계변수, $\mathbf{y}$는 확률변수를 나타낸다. $g(\mathbf{x},\mathbf{y})>0$은 파괴영역(failure region)을 나타내며, $g(\mathbf{x},\mathbf{y})=0$은 한계상태함수(limit state function)로서 파괴표면(failure surface)을 나타낸다.

식(17.b)와 같은 확률제한조건은 제한조건에 대한 확률밀도함수(probability density function)를 다중적분 함으로서 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} P_f(\mathbf{y}) &= P[g(\mathbf{x},\mathbf{y})>0] = F_g(0) \\ &= \int_{g(\mathbf{x},\mathbf{y})>0} f_{\mathbf{y}}(y_1, y_2, ..., y_n)\, d\mathbf{y} \end{aligned} \tag{18}$$

여기서 $F_g(\bullet)$는 누적분포함수이며, $f_{\mathbf{y}}(y_1, y_2, ..., y_n)$는 확률변수의 결합확률밀

도함수이다.

Hasofer와 Lind[(7)]는 Fig. 3.2(a)와 같이 표준정규분포공간(standard normal space)상의 원점으로부터 파괴표면까지의 최소거리를 신뢰성지수 β (Reliability Index) 그리고 최소거리에 해당하는 점을 최대파괴가능점(MPP)으로 정의하고, 한계상태함수를 선형으로 근사하여 파괴확률을 산정하는 FORM(First Order Reliability Method)을 제안하였으며, 이때의 파괴확률은 다음과 같다.

$$P_f = F_g(0) = P[g(\mathbf{x},\mathbf{y}) > 0] = \Phi(-\beta) \tag{19}$$

여기서 $\Phi(\bullet)$ 는 표준정규분포함수를 나타낸다. 신뢰성지수는 표준정규분포공간($\mathbf{u}$ -space)상에서 파괴표면까지의 최단거리를 찾는 최적화문제로부터 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

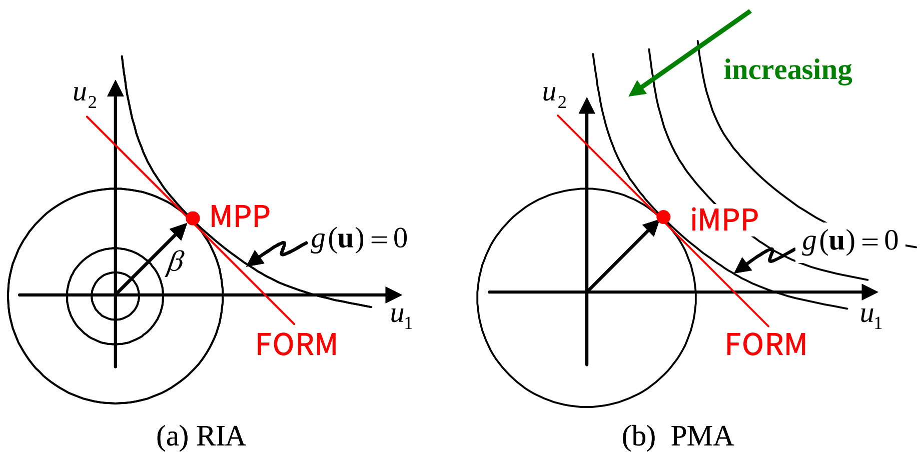


Fig. 3.2 Concept of RIA and PMA methods

$$\begin{aligned} &\text{minimize} \quad \beta = \sqrt{\mathbf{u}^{\mathrm{T}}\mathbf{u}} \\ &\text{subject to} \quad \mathrm{g}(\mathbf{x},\mathbf{u}) = 0 \end{aligned} \tag{20}$$

이와 같이 신뢰성지수를 이용하여 신뢰성기반 최적설계를 수행하는 방법을 신뢰성지수 접근방법(RIA)이라고 한다.

3.1.2 목표성능값 접근방법

Tu와 Choi[8]는 신뢰성기반 최적설계를 수행하기 위하여 역신뢰성해석 방법을 이용한 목표성능값 접근방법(PMA)을 제안하였다. 역신뢰성해석방법은 설계자가 요구하는 파괴확률을 제한조건의 누적분포함수의 역함수를 이용하여 다음과 같이 정의한다.

$$g^* = F_g^{-1}[\Phi(-\beta_t)] \le 0 \tag{21}$$

여기서 g^*는 목표신뢰성지수 β_t에 대한 목표성능값(target performance measure)이라고 한다. 목표성능값을 찾는 문제는 Fig. 3.2(b)와 같이 표준 정규분포공간 상에서 주어진 목표신뢰성지수만큼의 거리를 만족하며 한계상태 함수값을 최소화하는 역MPP(inverse MPP, iMPP)를 구하는 다음과 같은 최적화 문제를 통하여 구할 수 있으며, 이를 이용하여 신뢰성기반 최적설계를 수행하는 방법을 목표성능값 접근방법이라고 한다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize} \quad g(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ &\text{subject to} \quad \|\mathbf{u}\| = \beta_t \end{aligned} \tag{22}$$

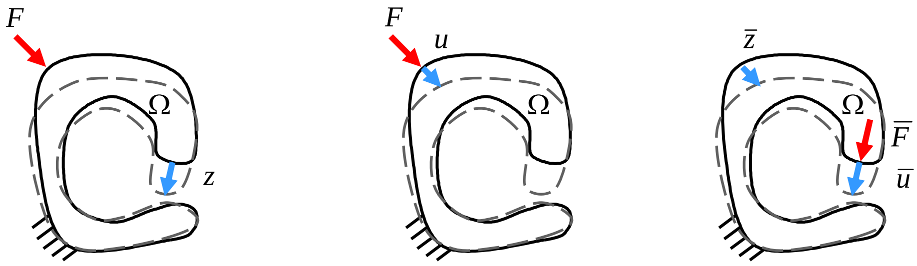
3.2 신뢰성기반 위상최적설계 정식화

본 연구에서는 구조강성과 최소출력변위를 고려한 체적최소화 문제에 대하여 기구구조물에서 발생할 수 있는 불확실성을 고려하여 컴플라이언트 메커니즘을 설계하고자 하며, 불확실성을 고려하여 컴플라이언트 메커니즘 설계 문제를 정식화 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize} \quad V(\rho) = \int_\Omega \rho d\Omega \\ &\text{subject to} \quad P[u_{out}^* - u_{out} > 0] \le P_{f,\text{target}} \\ &\qquad\qquad\quad P[k_{in}^* - k_{in} > 0] \le P_{f,\text{target}} \\ &\qquad\qquad\quad P[k_{out}^* - k_{out} > 0] \le P_{f,\text{target}} \end{aligned} \tag{23}$$

일반적으로 신뢰성기반 위상최적설계를 수행하는 경우 재료의 탄성계수 및 하중에 대한 불확실성을 고려하며, 이에 따라 확률변수인 탄성계수 및 하중의 크기에 대한 민감도 해석을 수행하였다.

가상하중법을 적용하여 Fig. 3.3(a)와 같이 하중 F 에 대한 변위 z 를 구하고자 할 때, 가상하중 $\overline{F}$ 를 추가하여, 주어진 응력상태에서의 변형률을 $\varepsilon(u)$ 라 하고 가상하중에 의한 변형률을 $\varepsilon(\overline{u})$ 라고 할 때, 변위 z 는 다음과 같다.



(a) Force and displacement (b) Load case 1 (c) Load case 2

Fig. 3.3 dummy load method

$$z = \frac{1}{\overline{F}} \int_{\Omega} \varepsilon(u)^T E \varepsilon(\overline{u}) d\Omega \tag{24}$$

또한 변형률 ε 과 탄성계수 E 는 다음과 같은 Hooke의 법칙이 성립한다.

$$\sigma = E\varepsilon \tag{25}$$

따라서 탄성계수 E 에 대한 변형률의 민감도는 다음과 같다.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial E} = -\frac{\sigma}{E^2} = -\frac{\varepsilon}{E} \tag{26}$$

이때, 확률변수인 재료의 탄성계수 E 를 이용하여 한계상태 방정식의 탄성계수에 대한 민감도를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial z}{\partial E} = \frac{1}{\overline{F}}\int_{\Omega} \frac{\partial \varepsilon(u)^{T}}{\partial E} E\varepsilon(\overline{u})d\Omega + \frac{1}{\overline{F}}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T}\varepsilon(\overline{u})d\Omega + \frac{1}{\overline{F}}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T} E\frac{\partial \varepsilon(\overline{u})}{\partial E}d\Omega$$
$$= -\frac{1}{\overline{F}}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T}\varepsilon(\overline{u})d\Omega = -\frac{1}{\overline{F}E}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T} E\varepsilon(\overline{u})d\Omega \quad (27)$$

Fig. 3.3(c)와 같이 하중 $\overline{F}$ 가 작용하는 경우 입력부분에서의 하중 F 방향으로의 변위 $\overline{z}$ 는 다음과 같다.

$$\overline{z} = \frac{1}{F}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T} E\varepsilon(\overline{u})d\Omega \quad (28)$$

식(24)와 식(28)을 이용하면 다음과 같은 관계를 얻는다.

$$F\overline{z} = \overline{F}z = \int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T} E\varepsilon(\overline{u})d\Omega \quad (29)$$

따라서 한계상태 방정식의 작용하중 F 대한 민감도는 식(29)로부터 다음과 같다.

$$\frac{\partial z}{\partial F} = \overline{z} = \frac{1}{F}\int_{\Omega} \varepsilon(u)^{T} E\varepsilon(\overline{u})d\Omega \quad (30)$$

3.3 해석적 최대파괴가능점을 이용한 신뢰성해석

신뢰성지수 접근방법이나 목표성능값 접근방법을 이용하여 신뢰성기반 최적설계를 수행하는 경우 신뢰성 평가를 위한 내부최적화 과정이 포함되기 때문에 결정론적 최적설계에 비하여 추가적인 시간비용이 요구되며, 유한요소해석을 필요로 하는 위상최적설계방법에 적용할 경우 시간비용이 가중된다. 천홍영과 민승재[10]는 재료의 탄성계수 및 하중의 크기를 확률변수로 선정하여 위상최적설계를 수행하는 경우 해석적인 역MPP를 이용하여 신뢰성해석을 수행하는 방법을 제안하였다.

표준정규분포공간 상에서 변위 구속조건에 대하여 목표성능값 접근방법을 이용하여 신뢰성 평가를 위한 부문제를 생성하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize} \quad \mathrm{g}(\mathbf{u}) = \delta - z \tag{31.a}$$

$$\text{subject to} \quad \|\mathbf{u}\|^2 = u_E^2 + u_F^2 = \beta_t^2 \tag{31.b}$$

여기서 δ 는 최소변위를 나타내며, u_E 와 u_F 는 표준 정규분포 공간상에서의 탄성계수와 하중의 분포를 나타낸다. 식(31)의 최적화 문제의 KKT조건은 다음과 같다.

$$
\begin{aligned}
&L = (\delta - z) + \lambda(u_E^2 + u_F^2 - \beta_t^2) \\
&\frac{\partial L}{\partial u_E} = -\frac{\partial z}{\partial u_E} + 2\lambda u_E = 0 \\
&\frac{\partial L}{\partial u_F} = -\frac{\partial z}{\partial u_F} + 2\lambda u_F = 0
\end{aligned} \tag{32}
$$

식(32)의 KKT조건을 이용하여 확률변수의 민감도인 식(27)과 식(30)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$
\frac{u_E}{u_F} = \frac{\dfrac{\partial g}{\partial u_E}}{\dfrac{\partial g}{\partial u_F}} = \frac{\dfrac{\partial g}{\partial E}\cdot\dfrac{\partial E}{\partial u_E}}{\dfrac{\partial g}{\partial F}\cdot\dfrac{\partial F}{\partial u_F}} = -\frac{\dfrac{1}{E}\cdot\dfrac{\partial E}{\partial u_E}}{\dfrac{1}{F}\cdot\dfrac{\partial F}{\partial u_F}} \tag{33}
$$

여기서 E 와 F 는 설계공간상에서의 탄성계수와 하중을 나타내며, $\dfrac{\partial E}{\partial u_E}$ 와 $\dfrac{\partial F}{\partial u_F}$ 는 설계공간과 표준정규공간으로의 변환함수에 대한 민감도이다. 만약 탄성계수와 하중은 모두 정규분포라고 가정하였으므로 정규공간에서 표준정규공간으로의 변환함수는 다음과 같이 정의된다.

$$
\begin{aligned}
u_E &= \frac{E - \mu_E}{\sigma_E} \\
u_F &= \frac{F - \mu_F}{\sigma_F}
\end{aligned} \tag{34}
$$

따라서 설계공간과 표준정규공간으로의 변환함수에 대한 민감도 $\frac{\partial E}{\partial u_E}$ 와 $\frac{\partial F}{\partial u_F}$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$
\begin{aligned}
\frac{\partial E}{\partial u_E} &= \sigma_E \\
\frac{\partial F}{\partial u_F} &= \sigma_F
\end{aligned}
\tag{35}
$$

식(31.b)와 식(33)에서 재료의 탄성계수와 하중의 크기를 고려할 경우 역MPP는 확률변수에 대한 구조물의 민감도 정보 없이 확률분포의 표준정규분포로의 변환함수만을 이용하여 정확한 역MPP를 계산할 수 있음을 알 수 있다. 이는 위상최적화 과정에서의 재료분포에 따른 변위정보와는 무관하며, 역MPP는 전체 최적화 과정에서 일정하다는 것을 나타낸다. 이러한 역MPP를 계산하여 사용함으로써, 신뢰성 평가과정에서의 부문제를 최적화하는 과정에 대한 시간비용은 제거되며, 빠르게 신뢰성기반 위상최적설계를 수행할 수 있다.

3.4 불확실성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘 설계예제

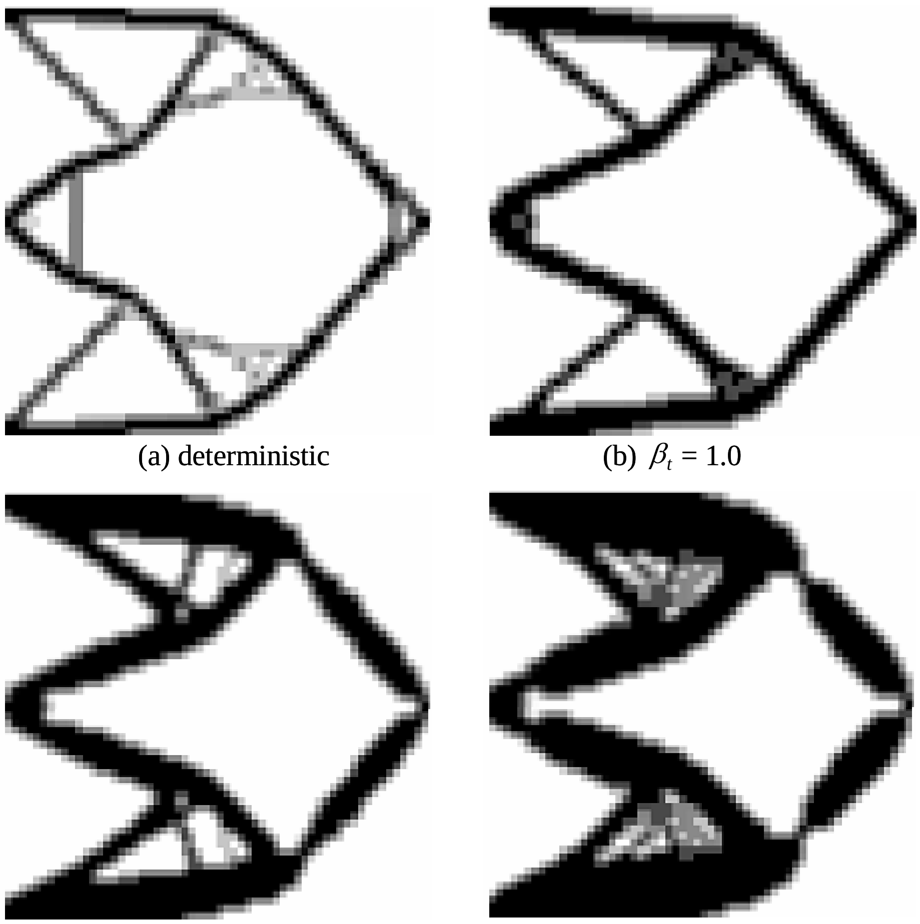
체적최소화문제와 해석적인 역MPP를 이용하여 신뢰성해석을 수행하는 방법을 이용하여 불확실성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘을 설계를 수행하였다. 재료의 탄성계수와 입력하중의 분포는 Table 3.1과 같이 각각 표준편차가 평균의 5%인 정규분포로 가정하였다.

<u>변위변환기</u>

불확실성을 고려한 변위변환기를 설계하기 위하여 구조강성은 이전문제와 같이 입력단에서 1/3, 출력부분에서는 1/6을 고려하였으며, 최소출력변위 u_{out}^{*}은 3.3으로 선정하였다. 목표신뢰성지수는 1, 1.3 그리고 1.4로 선정하였고 그에따른 실패확률은 각각 15.866%, 9.680% 그리고 8.076%이다. Fig. 3.3은 목표신뢰성지수에 따라 설계된 컴플라이언트 메커니즘의 형상을 나타내며, Table 3.2는 신뢰성지수에 따른 결과를 나타낸다.

Table 3.1 Random parameters

	Mean (μ)	Standard deviation (σ)	Distribution type
Young's modulus (E)	100	5	Normal
Magnitude of force (F)	1	0.05	Normal



(a) deterministic (b) β_t = 1.0

(c) β_t = 1.3 (b) β_t = 1.4

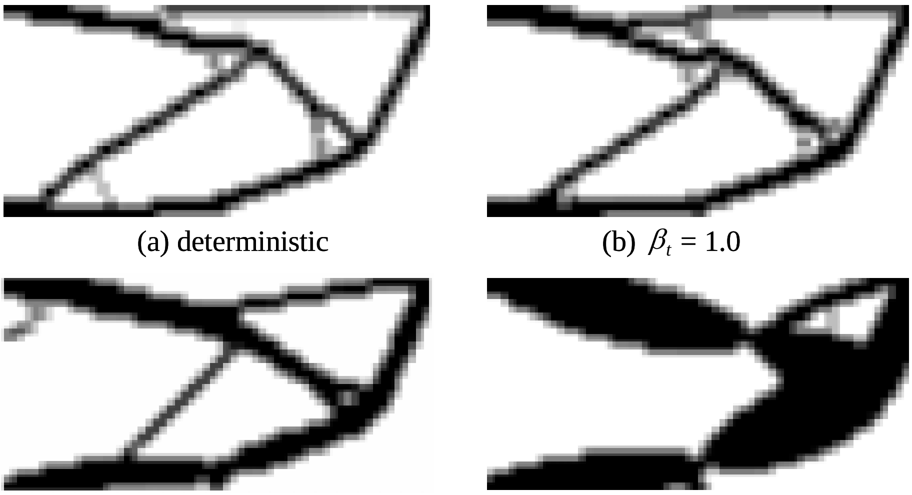
Fig. 3.4 Optimal configurations of displacement inverter with different target reliability indexes

Table 3.2 Result of RBTO of displacement inverter

Target reliabilitiy index, β_t	Deterministic	1	1.3	1.4
Probability of failure, P_f	$\approx$ 50%	15.866%	9.860%	8.076%
volume fraction	15.48%	23.61%	34.25%	43.71%

변위전달기

불확실성을 고려한 변위전달기를 설계하기 위하여 구조강성은 이전문제와 같이 입력단에서 1/3, 출력부분에서는 1/6을 고려하였으며, 최소출력변위 u_{out}^{*}은 2.7로 선정하였다. 목표신뢰성지수는 1, 2 그리고 2.5로 선정하였고 그에따른 실패확률은 각각 15.866%, 2.275% 그리고 0.621%를 나타낸다. Fig. 3.4는 목표신뢰성지수에 따라 설계된 컴플라이언트 메커니즘의 형상을 나타내며, Table 3.3은 신뢰성지수에 따른 결과를 나타낸다.



(a) deterministic

(b) β_t = 1.0

(c) β_t = 2.0

(b) β_t = 2.5

Fig. 3.5 Optimal configurations of displacement transmitter with different target reliability indexes

Table 3.3 Result of RBTO of displacement transmitter

Target reliabilitiy index, β_t	Deterministic	1	2	2.5
Probability of failure, P_f	$\approx$ 50%	15.866%	2.275%	0.621%
Object (volume fraction)	20.35%	23.34%	30.83%	47.08%

Table 3.2와 3.3의 결과에서 구조물의 강성과 출력변위에 대한 신뢰성을 만족시키기 위하여 체적이 증가하는 것을 알 수 있다. 신뢰성를 확보하기 위해서는 기구의 출력변위는 증가하고 구조강성은 감소하여야 한다. 이 과정에서 출력변위(u_{out})을 증가시키기 위해 탄성힌지를 생성하는 한편 입·출력부분에서의 구조강성(k)를 감소시키기 위하여 좀더 강한 구조물을 찾는 과정에서 체적이 증가하게 된다. 또한 신뢰도에 따라서 구조강성은 감소하고 출력변위는 증가하기 때문에 목표로 하는 신뢰도가 증가할수록 체적이 급격하게 증가하게 된다. 따라서 Table 3.2와 3.3의 결과와 같이 컴플라이언트 메커니즘이 확보할 수 있는 신뢰도에는 한계가 있다.

제 4 장 결론

위상 최적설계를 이용하여 컴플라이언트 메커니즘을 설계하는 경우 일반적으로 성능을 최대화하는 방법을 사용하였다. 그러나 성능최대화를 이용하여 설계하는 경우 설계자가 요구하는 기구의 성능을 만족시키기 위해서는 설계자의 추가적인 노력이 필요하였다. 설계자가 요구하는 성능을 만족시키는 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위하여 컴플라이언트 메커니즘의 성능을 유연성 및 입·출력부분의 강성으로 정의하고, 출력변위와 체적의 관계를 도출함으로서 설계자가 의도하는 구조강성과 출력변위를 갖는 최소체적의 컴플라이언트 메커니즘의 설계를 수행하였다. 또한 위상최적설계가 갖는 수치적 불안정성을 줄이기 위하여 CAMD방법을 적용하였다.

그러나 이렇게 설계된 컴플라이언트 메커니즘은 불확실성을 많이 가지는 환경에서 작동하는 MEMS기구로서 많이 이용되기 때문에 신뢰성을 확보하였다고 말하기 어렵다. 본 연구에서는 신뢰성이 확보된 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위하여 제안된 방법에 신뢰성기반 최적설계를 적용하였다. 신뢰성해석을 위해서는 많은 시간비용이 필요하기 때문에 탄성계수와 하중을 불확실성으로 고려하는 경우, 해석적 방법으로 역MPP를 계산하고 이를 이용함으로써 추가적인 시간비용없이 신뢰성기반 위상최적설계를 수행할 수 있었다.

본 논문의 내용을 요약하면 다음과 같다.

- 컴플라이언트 메커니즘의 설계를 위한 구조강성을 정의하여 설계에 반영하였다.

- 위상최적설계의 밀도법 및 CAMD를 이용하여 주어진 구조강성을 만족하는 출력변위최대화 문제를 수행하여 컴플라이언트 메커니즘의 형상을 도출하였으며, 체적과 출력변위의 관계를 비교하였다.
- 체적과 출력변위의 관계를 이용하여 요구되는 구조강성과 출력변위를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 수행하였다.
- 불확실성에 대하여 컴플라이언트 메커니즘의 신뢰성을 확보하기 위하여 신뢰성기반 위상최적설계를 수행하였으며, 해석적으로 역MPP를 계산하여 사용함으로써 추가적인 시간비용이 발생하지 않았다.

본 연구에서는 출력변위최대화문제의 결과로부터 출력변위와 체적과의 관계를 비교함으로써 체적최소화 문제를 정식화 하였으나, 체적과 출력변위와의 관계를 수학적으로 입증할 필요가 있다. 또한 출력변위를 계산하는 경우 출력단에서의 반력을 계산에 포함하지 않았으므로 출력단의 경계조건에 따라서 반력이 발생하는 경우, 출력부분에서의 탄성변형으로 인하여 출력변위를 만족시키지 못할 수 있으므로 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다. 또한 만족할 수 있는 신뢰도의 크기가 문제마다 다르기 때문에 신뢰도를 미리 예측할 수 있거나, 신뢰도를 최대화할 수 있는 방법에 대한 연구도 필요하다.

참고문헌

(1) Sigmund, O., 1997, “On the Design of Compliant Mechanisms Using Topology Optimization,” *Mech. Struct. and Mach.*, Vol. 25, No. 4, pp. 493~524.

(2) Nishiwaki, S., Frecker, M., I. Min, S. and Kikuchi, N., 1998, “Topology Optimization of Compliant Mechanisms Using the Homogenization Method,” Int. J. Numer. Mech. Engng., Vol. 42, pp. 535~559.

(3) Lau, G. K., Du, H. and Lim, M. K., 2001, “Use of functional specifications as objective functions in topological optimization of compliant mechanism,” Comput. Method Appl. Mech. Engrg., Vol. 190, pp 4421-4433.

(4) Maute, K., Frangopol, D. M., 2003, “Reliability-based design of MEMS mechanisms by topology optimization,” Comput. Struct., Vol. 81, pp. 813~824.

(5) Matsui, K. and Terada, K. 2004 “Continuous approximation of material distribution for topology optimization,” Int. J. Numer. Meth. Engng., Vol. 59, pp. 1925~1944.

(6) Svanberg, S, 1987, “The Method of Moving Asymptotes – A New Method for Structural Optimization”, Int. J. Numer. Meth. Engng., Vol. 24, pp. 359~373.

(7) Hasofer, A. M. and Lind, N. C., 1974 “Exact and Invariant Second-Moment Code Format,” J. Engng. Mech., ASCE, Vol. 100, pp. 111~121.

(8) Tu, J., Choi, K. K. and Park, Y. H., 1999, “A New Study on Reliability-Based Design Optimization,” ASME J. Mech. Des., Vol. 121, pp. 557~564.

(9) 임영석, 민승재, 유정훈, 寺田賢二郎, 西脇眞二, 2005, “재료분포의 연속적인 근사를 이용한 위상최적설계 방법의 비교연구”, 대한기계학회 2005년도 춘계학술대회 논문집, pp. 942~947.

(10) 천홍영, 민승재, 2005, “신뢰성기반 위상최적설계방법의 비교연구”, 대한기계학회 2005년도 춘계학술대회 논문집, pp.812~817.

ACKNOWLEDGEMENT

본 연구에 사용된 MMA코드를 제공해주신 스톡홀름의 KTH(Kungliga Tekniska Högskolan - Royal Institute of Technology)의 수학과 Krister Svanberg교수님께 감사 드립니다. MMA코드를 사용하고자 하시는 분은 Krister Svanberg교수님께 연락하시기 바랍니다.(krille@math.kth.se)

ABSTRACT

Compliant Mechanism Design Under Uncertainties

Hong Young Chun

(Directed by Professor Seungjae Min, Ph.D.)
Department of Mechanical Design and Production Engineering
Graduate School
Hanyang University

A compliant mechanism is the mechanism that produces its motion by the flexibility of some or all of its members when the input forces are applied. Since previous works on designing a compliant mechanism with topology optimization technique focused on maximizing its desired performance such as output displacement and mechanical or geometrical advantage, the generated motion could not be estimated and additional efforts are required to fulfill its functionality. Moreover, experimental studies show that MEMS devices may be subject to severe stochastic variations in material, and geometric properties and/or their operating environment, leading to large uncertainties in their structural behavior.

In this study structural stiffness is defined to design a compliant mechanism and the

design method satisfying desired output displacement and structural stiffness is proposed using relationship between output displacement and volume fraction. Continuous approximation of material distribution is used to be free from numerical instabilities such as checkerboards and mesh-dependency and the method of moving asymptotes is used for topology optimization with multi-constraints. Reliability analysis with analytically-derived most probable point is proposed and reliability-based designs for a specific risk or target reliability level are performed.

The results from designing displacement inverter and displacement transmitter show that the design of the compliant mechanism with specified output displacement and structural stiffness can be obtained but has a limit to its reliability against uncertainties.