連続体の位相最適化手法を用いた制震機構の創生

CREATION OF DUMPING MECHANISMS USING TOPOLOGY OPTIMIZATION METHOD OF CONTINUUM

谷澤　毅

Tsuyoshi TANIZAWA

In this paper, a topology optimization method to create dumping mechanism of a building is shown.　The topology is created on continuum divided in finite elements.　In the optimization problem, the densities of the elements are chosen as design variables.　The stiffness between the input point and the output point is maximized under the constraints of the displacement of the output point, the relativity displacement of the output point and input point, and the material usage.　The optimization problem with different initial design variables is solved using the SLP optimizer, because the solution of this problem depends on the initial design variables.　The initial design variables are given by random numbers.　Some examples are shown to demonstrate the effectiveness of the present method.

Keywords:　*Topology optimization, Dumping mechanism, Density approach, Many peaks-related problem, SLP, SA*

位相最適化，制震機構，密度法，多峰性問題，逐次線形計画法，シミュレーテッドアニーリング

１．はじめに

近年，東海沖，南海沖地震などの大地震に備えて既存建物の耐震改修が重要な課題となっている。このような耐震改修の主なものには，ブレースや耐震壁を付加することによって建物の剛性を高める耐震工法と，制震ダンパーを付加することによって建物の減衰性を高める制震工法がある。特に，最近では，制震工法の発展がめざましく，様々な形態のものが提案されている。

既存建物の耐震・制震工法では，設置できる壁面等が限られているため，小スペースで効率のよい装置の開発が望まれている。このため，石丸，久保田ら[1-4]は，トグル機構を利用して変形を拡大する制震装置を開発し，実用化している。

このような背景から，藤井，原田，平田[5]は，さらに減衰効率の高い制震機構を開発することを目的として，位相最適化手法をこのような制震機構の創生に用いることを提案し，骨組をベースとするリンク機構創生法を開発している。このような方法により，柱・梁からなるラーメン構造内部にラーメンの変形を拡大する様々な機構を創生することが可能になった。しかしながら，最近では，天井裏などのさらに小スペースの減衰機構の開発が目指されており[6]，このような小スペースの問題では，骨組をベースとする手法ではシンプルな機構が得られにくいという問題が生じた。

そこで，本研究では，連続体をベースとする手法により，制震機構を創生することを試みる。連続体をベースにする機構創生法は，菊池ら[7]の提案した位相最適化手法を発展させた方法が，西脇ら[8-10]によって提案されている。また，藤井ら[11]は，目的関数と位相の鮮明化を行うフィルタリング法を改良することで，より明確な位相を求める方法を提案している。さらに，最近では，細山，脇ら[12]が，従来の方法を改良し，より安定的な解法に発展させている。

しかしながら，これまでの方法では，制約条件や目的関数の重み係数等をかなり試行錯誤しなければ目的に合った位相が得られない場合が多かった。藤井ら[5]は，骨組をベースとする手法で，このような原因は，機構を生成する最適化問題が初期値に依存する多峰性問題であることを突き止め，初期値を変化させて，より最適な解を探査することで，多様な制約条件下でも目的に合った位相が得られることを示した。

そこで，本研究では，骨組をベースとする手法で提案した方法を連続体をベースとする方法に適用し，制約条件に対してロバスト性の高い機構創生手法を開発する。そして，この方法により，小スペースの制震機構の創生を試みる。

以下，本論文第 2 章では，連続体の位相最適化手法による機構の創生理論を示す。第 3 章では，本論文に示す最適化問題が多峰性問題であることを示し，グローバル最適解の探査法を示す。第 4 章では，まず，基本的な例題により，本論文の提案手法の有効性を検証し，次に，ラーメン構造内部の限られたスペースに制震機構を創生する例題により，これまでにない変位拡大機構が創生できることを示す。第 5 章では，以上の結論を述べる。

２．連続体の位相最適化手法による機構創生理論

2.1　位相最適化問題の定式化

制震機構を創生するための位相最適化問題の例として，図 1 の Case1 に示すように，ラーメン構造内の限られた領域（グレー部分）に制震機構を創生する問題を考える。図 1 の例題は，P_1 点（入力点）に加わる水平荷重 F により，P_2 点（出力点）に鉛直上向の変位を生じさせるリンク機構を創生する問題である。なお，ここでは，P_2 点

近畿大学大学院　院生

Graduate Student, Graduate School of Kinki University

と柱の間に減衰装置（ダンパー）を設置することを想定している。図中のラーメン構造内のグレー部分が，機構を創生するための設計領域で，本論文では，2 次元平面応力要素（4 節点アイソパラメトリック要素）で有限要素分割を行う。また，ラーメン構造の柱・梁は，はり要素で分割し，設計領域境界部で平面応力要素と節点を共有することで連続性を確保する。この場合，4 節点の x, y 方向の変位ベクトル $\lfloor u_i \quad u_j \quad u_k \quad u_l \quad v_i \quad v_j \quad v_k \quad v_l \rfloor$ に対する平面応力要素の要素剛性マトリクスは次のように書ける（図 2 参照）。

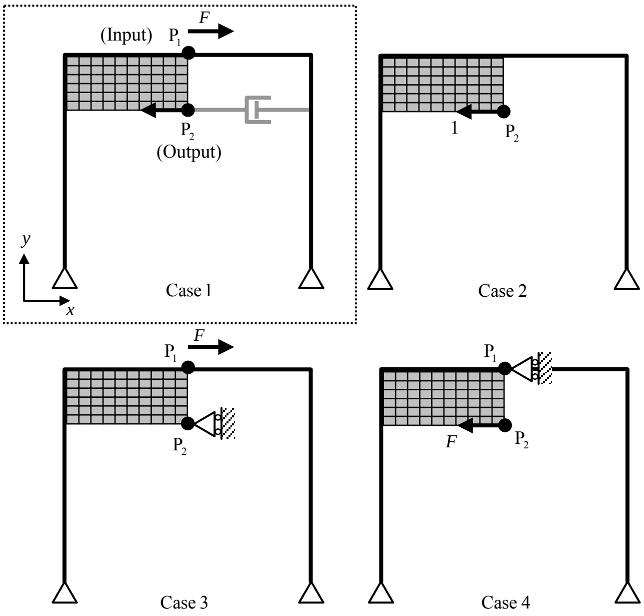


図 1　位相最適化問題の定式化を説明するための例題

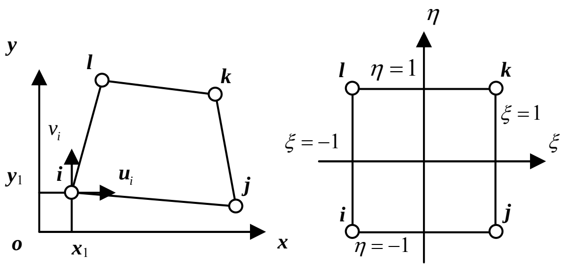


図 2　4 節点面内変形要素

$$\mathbf{k}^e = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{k}}_{11}^e & \bar{\mathbf{k}}_{12}^e \\ \bar{\mathbf{k}}_{12}^{e\,T} & \bar{\mathbf{k}}_{22}^e \end{bmatrix}|\mathbf{J}|\,d\xi d\eta \tag{1}$$

ここに，

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{k}}_{11}^e &= \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial x}D_{11}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial y}D_{33}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial y} \\ \bar{\mathbf{k}}_{12}^e &= \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial x}D_{12}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial y}D_{33}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial x} \\ \bar{\mathbf{k}}_{22}^e &= \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial y}D_{22}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial x}D_{33}\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial x} \end{aligned} \tag{2}$$

ただし，

$$\begin{aligned} &D_{11} = D_{22} = \frac{Et}{1-\nu^2}, \quad D_{12} = \frac{\nu Et}{1-\nu^2}, \quad D_{33} = \frac{Et}{2(1+\nu)} \\ &\mathbf{N} = \left[N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4\right] \\ &N_1 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta), \quad N_2 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta) \\ &N_3 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta), \quad N_4 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta) \end{aligned} \tag{3}$$

また，E はヤング係数，ν はポアソン比，t は板厚，$\mathbf{J}$ はヤコビアンマトリクスである。また，(1)式の積分は，ガウスの 2 点積分で計算するが，シアーロッキングを防ぐため，せん断剛性項（D_{33} が含まれる項）は 1 点積分で計算する（選択低減積分法）。また，はり要素はオイラーはり理論にもとづくものとする。

創生される機構の必要条件としては，まず，P_2 点の変位が確保されることと，P_1 点の変位が P_2 点で拡大されることが挙げられる。後者の条件は，減衰効率の高い制震機構を創生するために必要である。次に，P_2 点に減衰装置が装着されるものとすると，P_2 点に繋がるダンパーを動かすための力がラーメン構造から十分に伝えられる必要がある。この条件を満足させるためには，図 1 の Case3 に示すように，P_2 点を変位方向に拘束した場合に P_1 点の外力に対する剛性を確保する必要があり，また，逆に Case4 に示すように，P_1 点を外力方向に拘束した場合に P_2 点の変位方向の外力に対する剛性を確保する必要がある [12]。以上の条件を満たす機構を図 1 に示す設計領域内に創生する。

設計領域に目的の機構を創生する最適化問題を定式化すると次のようになる。

$$\min_{\boldsymbol{\alpha}}\left[C^3(\boldsymbol{\alpha})/\bar{C}^3 + C^4(\boldsymbol{\alpha})/\bar{C}^4\right] \tag{4}$$

where

$$\boldsymbol{\alpha} = \{\alpha_1, \alpha_2, \cdots, \alpha_i, \cdots, \alpha_N\} \tag{5}$$

subject to

$$m = \sum_{i=1}^{N}(1-\alpha_i)m_i \le m^{\max} \qquad \text{（質量制約）} \tag{6}$$

$$d_{\mathrm{out}}^{\min} \le C^{21}(\boldsymbol{\alpha})/\bar{C}^{21} \le d_{\mathrm{out}}^{\max} \qquad \text{（絶対変位制約）} \tag{7}$$

$$r_{\mathrm{inout}}^{\min} \le \frac{C^{21}(\boldsymbol{\alpha})}{C^1(\boldsymbol{\alpha})/F}, \quad \frac{C^{21}(\boldsymbol{\alpha})}{C^1(\boldsymbol{\alpha})/F} \le r_{\mathrm{inout}}^{\max} \qquad \text{（相対変位制約）} \tag{8}$$

$$0 \le \alpha_i \le 1 \qquad (i = 1, \cdots, N) \qquad \text{（設計変数制約）} \tag{9}$$

ここに，m_i は設計領域の i 番目要素の質量，α_i は i 番目要素の設計変数，N は設計領域の要素数，$m^{\max}$ は設計領域の質量の上限値，$d_{\mathrm{out}}^{\min}, d_{\mathrm{out}}^{\max}$ は出力点の変位の上下限値，$r_{\mathrm{inout}}^{\min}, r_{\mathrm{inout}}^{\max}$ は入力点と出力点の相対変位の上下限値を表す。また，C^3, C^4 は，Case3 と Case4 の外力 F のなす仕事量で，F が一定の場合，外力作用点の変位に比例することからコンプライアンス（撓性：剛性の逆数）と呼ばれている。C^{21} は，P_2 点の水平変位を表すコンプライアンスで，Case2 の P_2 点の外力に Case1 の P_2 点の変位を掛けた仕事量を表す。また，$\bar{C}^3$, $\bar{C}^4$, $\bar{C}^{21}$ は，無次元化に用いている定数で，本論文では，質量制約下で，すべての要素質量が均一の場合のコンプライアンス（絶対値）を用いている。また，C^1 は，Case1 のコンプライアンスを表す。以上の各コンプライアンスは次式から計算される。

$$
\begin{aligned}
C^1 &= F \cdot u_{\mathrm{P1}}^{\mathrm{Case1}} = \mathbf{d}^{(1)T}\mathbf{K}\mathbf{d}^{(1)} \qquad & C^{21} &= 1 \cdot u_{\mathrm{P2}}^{\mathrm{Case1}} = \mathbf{d}^{(2)T}\mathbf{K}\mathbf{d}^{(1)} \\
C^3 &= F \cdot u_{\mathrm{P1}}^{\mathrm{Case3}} = \mathbf{d}^{(3)T}\mathbf{K}\mathbf{d}^{(3)} \qquad & C^4 &= F \cdot u_{\mathrm{P2}}^{\mathrm{Case4}} = \mathbf{d}^{(4)T}\mathbf{K}\mathbf{d}^{(4)}
\end{aligned} \tag{10}
$$

ここに，u_{P1}, u_{P2} は，各 Case の P_1，P_2 点の x 方向変位を表す。また，$\mathbf{K}$ は構造全体の剛性マトリクス，$\mathbf{d}^{(1)}$，$\mathbf{d}^{(2)}$，$\mathbf{d}^{(3)}$，$\mathbf{d}^{(4)}$ は，図 1 の Case 1～Case 4 の問題を有限要素法で解いた時の節点変位ベクトルを表す。なお，(4)，(7)，(8)式等をコンプライアンスで表すのは，後に示す感度解析を容易にするためである。

また，設計領域の要素の剛性は質量に比例するものとし，設計領域の i 番目要素の剛性マトリクスの計算では，要素剛性マトリクスに次式の密度関数が掛けられる [13]。

$$
\rho_i = 1 - \sqrt{1 - \left(1 - \alpha_i\right)^2} \qquad \left(i = 1, \cdots, N\right) \tag{11}
$$

(11)式は円の方程式となっており，α_i が 0 の時は $\rho_i = 1$，α_i が 1 の時は $\rho_i = 0$ となるが, 例えば α_i が 0.5 の場合は，$\rho_i = 0.134$ となり，0.5 よりも小さくなる。すなわち，(11)式を用いると，設計領域の剛性を高めるためには，設計変数が 0 または 1 に分かれる方が有利となる。これは，位相最適化問題では，要素密度の 0/1 により最適位相を求めることが理想であるが，ここでは連続緩和によって 0/1 以外の値も許容しているため，できるだけ最適解の要素密度が 0/1 になるようにする方法の一つである。

2.2　最適化問題の解法

(4)～(9)式の最適化問題は，非線形性が強く，収束解が得られにくい。したがって，解の収束に関してロバスト性の高い SLP 法（逐次線形計画法）を用いて解く。

SLP 法では，まず，(4)式および(6)～(9)式を第 k ステップの解の近傍でテーラー展開し，その 1 次項のみを採用する。この場合，(4)式および(6)～(9)式は次式のように書き換えられる。

$$
\min_{\Delta\boldsymbol{\alpha}} \left[\frac{1}{\bar{C}^3} \sum_{i=1}^{N} \frac{\partial C^3}{\partial \alpha_i} \Delta\alpha_i + \frac{1}{\bar{C}^4} \sum_{i=1}^{N} \frac{\partial C^4}{\partial \alpha_i} \Delta\alpha_i \right] \tag{12}
$$

subject to

$$
\sum_{i=1}^{N} \frac{\partial m}{\partial \alpha_i} \Delta\alpha_i \le m^{\max} - m\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) \tag{13}
$$

$$
d_{\mathrm{out}}^{\min} - C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) / \bar{C}^{21} \le \frac{1}{\bar{C}^{21}} \sum_{i=1}^{N} \frac{\partial C^{21}}{\partial \alpha_i} \Delta\alpha_i \le d_{\mathrm{out}}^{\max} - C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) / \bar{C}^{21} \tag{14}
$$

$$
\begin{aligned}
&\frac{r_{\mathrm{inout}}^{\min}}{F} C^1\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) - C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) \le \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial C^{21}}{\partial \alpha_i} - \frac{r_{\mathrm{inout}}^{\min}}{F} \frac{\partial C^1}{\partial \alpha_i} \right) \Delta\alpha_i \\
&\frac{r_{\mathrm{inout}}^{\max}}{F} C^1\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) - C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{(k)}\right) \ge \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial C^{21}}{\partial \alpha_i} - \frac{r_{\mathrm{inout}}^{\max}}{F} \frac{\partial C^1}{\partial \alpha_i} \right) \Delta\alpha_i
\end{aligned} \tag{15}
$$

$$
\max\left[-\alpha_i^{(k)}, -\varepsilon\right] \le \Delta\alpha_i \le \min\left[1 - \alpha_i^{(k)}, \varepsilon\right] \qquad \left(i = 1, \cdots, N\right) \tag{16}
$$

ここに，$\Delta\alpha_i$ は設計変数の増分値，$\boldsymbol{\alpha}$ の上添え字 (k) は第 k ステップの解であることを表す。また，ε は設計変数の変動幅を規定するものでムーブリミットと呼ばれる。本論文では，$\varepsilon = 0.1$ とし，収束が始まったら 1.1 で割ることにより徐々に小さくしている。また，(12)～(15)式中の設計変数に関するコンプライアンスおよび体積の感度係数は次式から求められる。

$$
\begin{aligned}
&\frac{\partial C^3}{\partial \alpha_i} = -\mathbf{d}_i^{(3)T} \frac{\partial \rho_i}{\partial \alpha_i} \mathbf{k}_i \mathbf{d}_i^{(3)}, \quad \frac{\partial C^4}{\partial \alpha_i} = -\mathbf{d}_i^{(4)T} \frac{\partial \rho_i}{\partial \alpha_i} \mathbf{k}_i \mathbf{d}_i^{(4)}, \quad \frac{\partial m}{\partial \alpha_i} = -m_i \\
&\frac{\partial C^{21}}{\partial \alpha_i} = -\mathbf{d}_i^{(2)T} \frac{\partial \rho_i}{\partial \alpha_i} \mathbf{k}_i \mathbf{d}_i^{(1)}, \quad \frac{\partial C^1}{\partial \alpha_i} = -\mathbf{d}_i^{(1)T} \frac{\partial \rho_i}{\partial \alpha_i} \mathbf{k}_i \mathbf{d}_i^{(1)}
\end{aligned} \tag{17}
$$

ここに，$\mathbf{k}_i, \mathbf{d}_i$ は，i 番目要素の剛性マトリックスと節点変位ベクトルである。また，

$$
\frac{\partial \rho_i}{\partial \alpha_i} = -\frac{1 - \alpha_i}{\sqrt{1 - \left(1 - \alpha_i\right)^2}} \tag{18}
$$

(12)～(16)式は，$\Delta\alpha_i$ が十分小さいとすれば，線形計画問題と見なせるため，シンプレックス法を用いて解くことができる。そして，得られた増分解を第 k ステップの設計変数に加え，これを $k+1$ ステップの解として同様の計算を繰り返す。そして，すべての設計変数の増分解が十分 0 に近くなった時点で収束と見なし，最適解が求まる。本論文では，30 ステップ改修計算を行っている。

３．グローバル最適解の探査法

3.1　多峰性問題の解法

(4)～(9)式の最適化問題は, (5)式の $\boldsymbol{\alpha}$ の初期値によって最適解が変化する多峰性問題となる。例えば，図 3 は，後の 4.1 節に示す解析例で，$\boldsymbol{\alpha}$ の初期値を乱数で変化させて，50 の異なる初期値に対する最適化問題を解き，最適解の目的関数値（$C^3/\bar{C}^3 + C^4/\bar{C}^4$）をプロットしたものである（最適解の更新の際に SA を導入）。図に示すように，$\boldsymbol{\alpha}$ の初期値によってそれぞれの最適解の目的関数値が異なることがわかる。また，図中に示した実線は，初期値の異なる問題を解くごとに見つかった最小の目的関数値を結んだものであるが，初期値の異なる問題を数多く解くことによって，より目的関数値が小さい最適解が求まることがわかる。なお，以下では，各初期値に対する最適解を局所最適解と呼び，その局所最適解の中で最小の目的関数値となる解をグローバル最適解と呼ぶことにする。

このような多峰性問題の解法として，藤井ら [5]は，複数の異なる初期値に対する最適化問題を解いて，目的関数がより最小となる最適解を探査する方法を用いている。

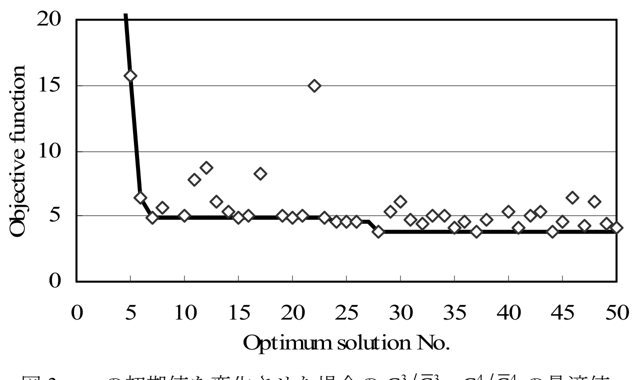


図 3　$\boldsymbol{\alpha}$ の初期値を変化させた場合の $C^3/\bar{C}^3 + C^4/\bar{C}^4$ の最適値

図 4 は，本研究で用いる計算アルゴリズムを示している。まず，設計変数の初期値を乱数で生成し，2 章に示した方法により局所最適解を求める。得られた局所最適解の内，制約条件の満足度によって選別を行い，選別の判定に合格し，かつ目的関数値が，これまで

の解より小さいならばグローバル最適解を更新する。さらに，よりグローバルな解の探査を行うため, 次節で示す(19)式を満足する場合もグローバル最適解の更新を行う。以上の計算を指定した回数繰り返すことにより，グローバル最適解を得る。

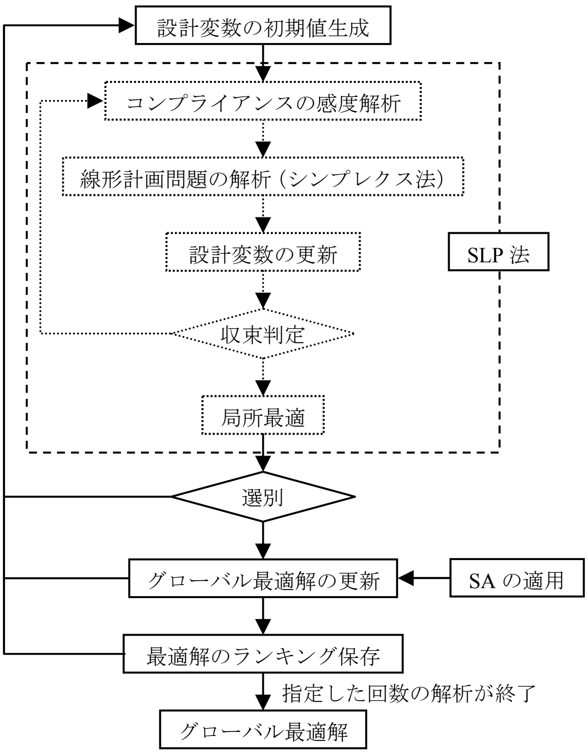


図 4　グローバル最適解を求めるための計算アルゴリズム

3.2　初期値の生成法

(a)　エリート戦略的方法

設計変数の初期値を単に乱数で与える方法では，グローバル最適解の探査効率がよくない。そこで，藤井ら [5]は，設計変数の初期値をそれまでに得られている最も優秀な局所最適解を利用して生成するエリート戦略的方法と GA を用いて生成する方法を提案している。本論文では，より簡単な前者の方法を採用する。

本方法では, それまでに得られている最も優秀な局所最適解の 1/4 の要素を乱数で選定し，その要素の設計変数が 0.1 以下の場合には 0.9 に，それ以外は 0 に変更する。また，乱数で選択されなかった要素の設計変数はそのままにする。そして，以上の方法で生成された設計変数に背景構造の部材の総体積が上限値 $m^{\max}$ に等しくなるように均等な倍率を掛け，次ステップの設計変数の初期値とする。

(b)　シミュレーテッドアニーリング（SA）の適用

さらに，よりグローバルな解の探索のため目的関数の更新の際にシミュレーテッドアニーリング（以下 SA）を導入する。通常，計算結果がそれまでに得られている最も優秀な最適解より優秀である場合に，最適解の更新を行うのであるが，(19)式を満たす条件で更新を許している。これより，よりグローバルな最適解が得られる。

$$1-\sqrt{1-\left(1-\frac{iprob}{nprob}\right)^2} \geq \frac{C^i}{C^{best(1)}} \times random \tag{19}$$

なお，この条件式の左辺は前述の要素密度と同じく円の方程式を用いており，左辺中の $iprob$ は現在の計算回数を表し，$nprob$ は全体の計算回数を表す。右辺の C^i は，i 回目の計算結果による目的関数を表し，$C^{best(1)}$ はそれまでに得られている最も優秀な局所最適解を表す。後の 4.1 節では SA の導入による効果を検証している。

3.3　局所最適解の選別

SLP 法で求められた局所最適解には，生成された初期値によって，制約条件を満たす解が見つからない場合がある。したがって，このような解は，目的関数値が良くてもグローバル最適解として採用しないようにする必要がある。本論文では, (10), (11)式の制約条件で, 局所最適解が次式を満足しない場合には，グローバル最適解を更新しないようにしている。

$$\begin{gathered} 0.5 \cdot d_{\text{out}}^{\min} \leq C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}\right) \big/ \bar{C}^{21} \leq 2 \cdot d_{\text{out}}^{\max} \\ 0.5 \cdot r_{\text{inout}}^{\min} \leq \frac{C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}\right)}{C^{1}\left(\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}\right) \big/ F}, \quad \frac{C^{21}\left(\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}\right)}{C^{1}\left(\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}\right) \big/ F} \leq 2 \cdot r_{\text{inout}}^{\max} \end{gathered} \tag{20}$$

ここに，$\boldsymbol{\alpha}^{\text{opt}}$ は局所最適解の設計変数を表す。なお，(20)式では，上下限値に 5 割のトレランスを設定している。また，(6)式の質量制約はほとんどの場合満足されるため，このような判定は省略している。

3.4　出力点設定の効率化

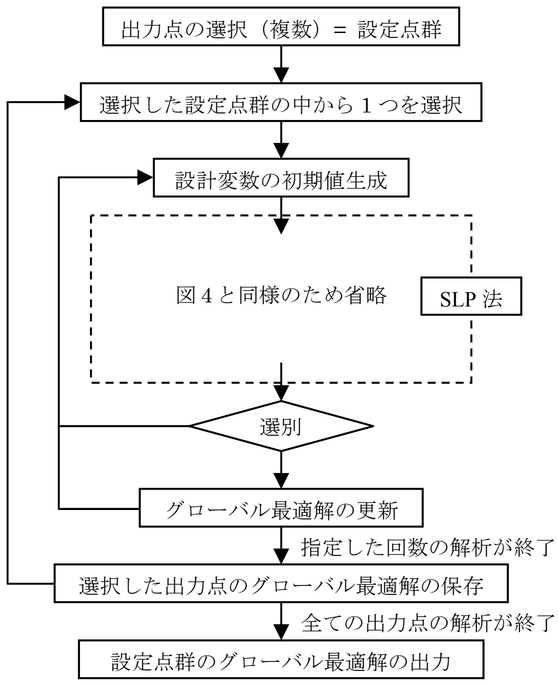


図 5　出力設定点の探査フロー

前節までの方法を用い，ユーザーが工学的判断を基に，どの位置に減衰装置を配置するか，また，どの要素を変形拡大させるとより明解で効率のよいメカニズムが求まるかなどを考慮し，変形拡大させる点（出力設定点）を設定し，最適化計算によってメカニズムを創生する。しかしこの方法では，ユーザーの工学的判断だけを頼りに出力設定点を設定するため，適切なメカニズム創生の出力設定点の設定を模索するのに試行錯誤が必要であった。そこで，より効率的にメカニズムを創生するために，出力点設定時の指標となるプロ

グラムを開発した。これは任意に選択した出力設定点（設定点群）の最適解を各出力点ごとに自動計算するものである。これを導入することにより，出力点に関して的確な解析条件を与えることができる。図5に最適出力点の探査フローを示す。

４．解析例

4.1　基本的な例題

まず，本解析法の有効性を確かめるため，図 6 に示す基本的な例題の解析を行う。本問題は，P_1 点に加わる鉛直下向きの力により，P_2 点を引き上げる機構を求めるものである。本問題は，P_2 点の変位方向が力の方向と逆になるため，位相を求めることが難しい問題である。設計領域の分割数は 30×20 分割として，要素板厚は 1，ヤング係数は 20580, ポアソン比は 0.3 としている。なお, 材料定数等は, 最適位相にほとんど影響しないため適当な値を与えている（単位も省略)。

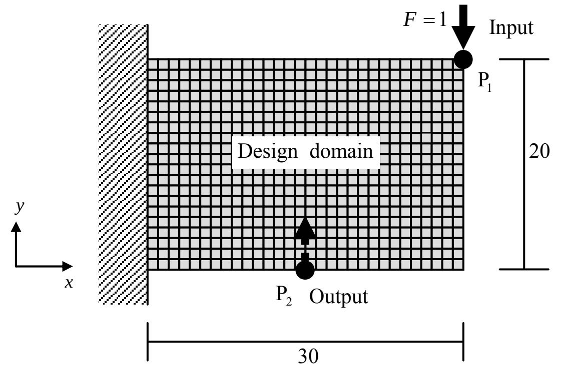


図 6　解析モデル

図7, 8, 9は, 質量制約を 30%, $d_{out}^{min}=1$，$d_{out}^{max}=10$，$r_{inout}^{min}=1$，$r_{inout}^{max}=10$ として，解析を行った結果を示している。図 7 は，設計変数の初期値をすべて 0.7 として局所最適解を求めた結果を示し，図 8，9 は，それぞれ初期値を 3.2 節に示した方法で変化させ，50 の異なる初期値に対する最も良い局所最適解を示しているもので，図 8 は SA を導入以前の従来法による最適解とその目的関数値，一方図 9 は SA を導入後の最適解とその目的関数値を示している。図 7，8，9 より，本問題が初期値依存性を有しており（図 3)，初期値の変更により，より最適な解を探査することで，明解な位相が得られることがわかる。また図 8，9 の比較より，SA を導入することでよりグローバルな最適解と明確な位相を得られたことがわかる。

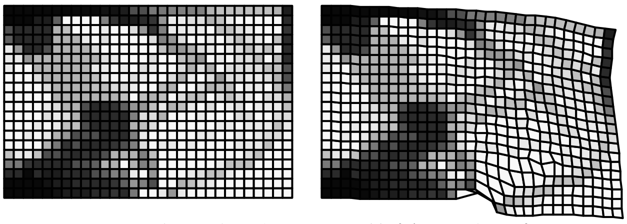


図 7　均一な初期値に対する最適解の位相と変形

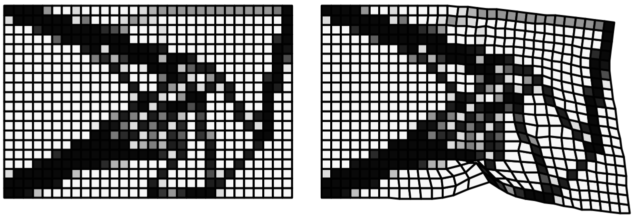


図 8　従来法による最適解の位相と変形（$C=4.168$）

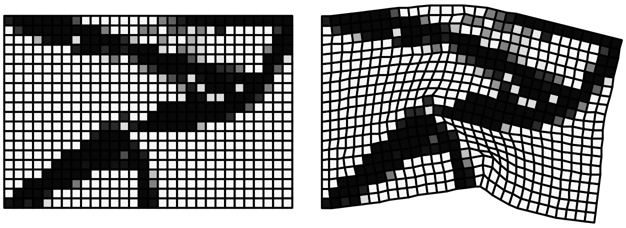
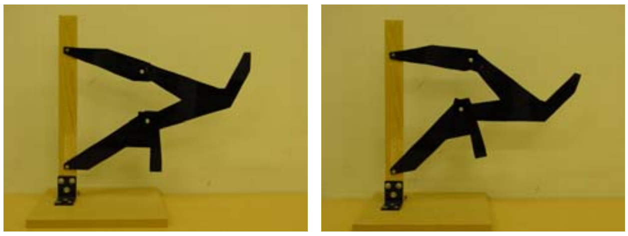


図 9　SA 導入後の最適解の位相と変形（$C=3.857$）



(a)　変形前　　(b)　変形時

図 10　位相を参考に作成した模型とその変形

図 10 は，図 9 の結果をもとに作成したアクリル板模型を示している。なお，模型では，図 9 の剛性の高い領域は連続面で，剛性の低い部分をヒンジでモデル化している。図より，模型においても P_2 点の上向きの変位が非常にスムーズに実現されていることがわかる。

4.2　制震機構の創生例題

制震機構の創生モデルとして，図 11 に示すような問題を考える。これは，1 層 1 スパンラーメンを示し，領域 A を制震機構を創生する設計領域とする。設計領域のヤング係数は 20580 kN/cm^2，ポアソン比は 0.3，板厚は 0.5cm とする。また，柱，梁のヤング係数は 2058 kN/cm^2，ポアソン比は 0.3 とし，柱の断面積は 4957cm^2，断面 2 次モーメントは 1846000 cm^4，梁の断面積は 5144cm^2，断面 2 次モーメントは 3127000 cm^4 とする。荷重は水平方向に合計 1kN 与えるものとする。

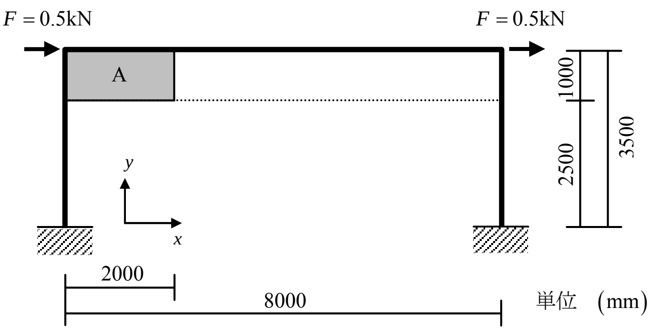


図 11　制震機構創生モデル

設計領域の要素分割は 20×10 分割とし，出力点 P_2 の位置と変位方向は，図 12 に示す Case A と Case B の 2 種類とした。ただし，Case A では 2 点，Case B では 9 点を指定している。これは出力設定点の自動探索プログラムを基に定めた。この場合，複数点の変位を加えたものが出力点（P_2）の変位となり，これが制約される。また，Case B では，水平方向力（F）を左方向に変えている。

図 13， 14 は，Case A と Case B で，100 の異なる初期値に対する最も良い局所最適解を示している。ただし，Case A では，質量制約を 30%，$d_{out}^{min}=2$，$d_{out}^{max}=10$，$r_{inout}^{min}=5$，$r_{inout}^{max}=10$ とし，Case B では，質量制約を 30%，$d_{out}^{min}=0$，$d_{out}^{max}=300$，$r_{inout}^{min}=1.5$，$r_{inout}^{max}=2$ としている。また，図 15， 16 は，図 13， 14 の位相を参考に作成した模型を示している。

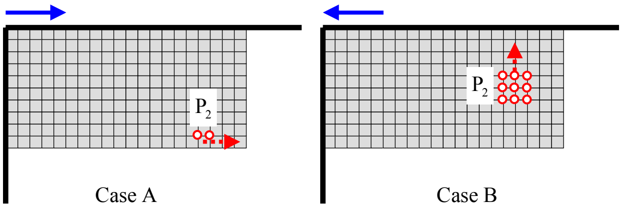


図 12　出力点の設定

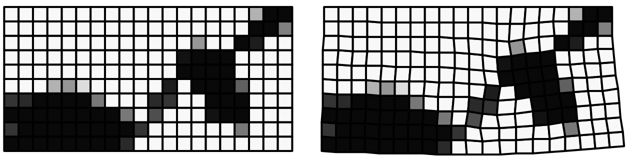


図 13　最適解の位相と変形（Case A）

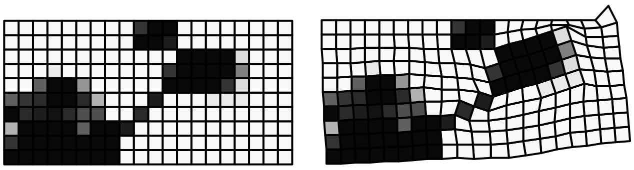


図 14　最適解の位相と変形（Case B）


図 15　位相を参考に作成した模型と左右方向の変形（Case A）


図 16　位相を参考に作成した模型と左右方向の変形（Case B）

図 13，14 より，明解なものが求まっており，制震機構を想定したモデルでも本手法の有効性が確認できた。また，図 15，16 に示す通り，模型による挙動実験でも水平方向，鉛直方向共に変形拡大が確認できた。しかし，図 15 の Case A に関しては，一定の値を越える変形を生じさせた場合，元の形態に戻らなくなってしまう変形拘束を起こすことが分かった。また，メカニズムの全体的な形態としてトグル制震と類似したものになっていることが分かる。そして, Case B に関しては，大きな変形を生じさせても変形拘束は起こさず，非常にスムーズな挙動を示した。

5．まとめ

本論文では，制震技術への応用を目的として，連続体の位相最適化手法を利用した機構の創生法を提案した。本方法では，最適化問題が，多峰性問題となることに着目し，最適化問題の初期値を変更し, さらにグローバル最適解の更新の際に SA を用いることにより，よりグローバルな最適解の探査を試みた。

機構の位相が得られにくい基本例題で，本方法の有効性を検討した結果，1 つの初期値から得られた最適位相に比較して，本探査法を利用した最適位相は非常に明解であることがわかった。

また，同じ手法で，ラーメン構造内の梁下の小スペースにおける制震機構を創生する例題により，小スペースの設計領域においても，変形を拡大する機構が得られることが確かめられた。

謝辞

本研究は，三菱重工とリョーセンエンジニアズからの受託研究として行ったものである。本研究を進めるにあたり，三菱重工の尾木靖夫氏，原田秀秋氏，リョーセンエンジニアズの阿比留久徳氏，山本利弘氏に，貴重な助言を頂いた。ここに記して感謝いたします。

参考文献

1) 秦一平他，増幅機構を用いた制震構造システムに関する基礎的研究（その 2　トグル機構の増幅率について），日本建築学会大会梗概集，B-2 分冊，p.871-872，1997
2) 久保田雅春他，増幅機構を用いた制震構造システムに関する基礎的研究 その 4　トグル機構の振動実験，日本建築学会大会梗概集，B-2 分冊，p.823-824，1998
3) 久保田雅春他，ダンパーを用いた制震改修に関する設計検討（その 3）トグル制震装置を用いた検討例，日本建築学会大会梗概集，C-2 分冊，p.139-140，1999
4) 久保田雅春他，トグル制震ブレースを組み込んだ鉄骨架構の振動実験 ―制震，振動実験，エネルギー吸収，トグル機構，粘性減衰，日本建築学会大会梗概集，B-2 分冊，p.877-878，2000
5) 藤井大地，原田卓哉，平田裕一，骨組の位相最適化手法を用いたリンク機構の創生，日本建築学会構造系論文集，第 597 号，pp.63-68，2005.11
6) 尾木靖夫他，はり下空間を利用した RC 建物制震補強システムの開発（その 1～その 4），日本建築学会大会梗概集，C-2 分冊，p.499-506，2005
7) Bendsøe， M. P. and Kikuchi， N. : Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method， *Comput. Methods in Appl. Mech. and Engrg*， Vol.71， pp.197-224， 1988
8) Nishiwaki，S.， Frecker， M.I.， Min， S. and Kikuchi，N.， Topology optimization of compliant mechanisms using the homogenization method， *Int. J. Numer. Meth. Engng*. 42 (1998) 535-559
9) 西脇眞二，Frecker， M. I. and Min， S.， 菊池昇，柔軟性を考慮した構造の最適化(第 1 報　定式化とコンプライアントメカニズムへの応用)，日本機械学会論文集（C 編），63(612)， pp.81-88， 1997
10) Nishiwaki S.，Min， S.，Yoo， J. and Kikuchi， N.， Optimal structural design considering flexibility， *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*， Vol.190， pp.4457-4504， 2001
11) 藤井大地，江島晋，菊池昇，均質化設計法を用いた弾性変形機構の位相最適化，日本建築学会構造系論文集，No.528，pp.99-105，2000
12) 細山亮，西脇眞二，泉井一浩，吉村允孝，松井和己，寺田賢二郎，コンプライアントメカニズムのトポロジー最適設計法（荷重入力位置の変位と出力位置の変位の比を考慮した場合)，日本機械学会論文集（C 編），70 巻，696 号，pp.2384-2391，2004
13) 鳥垣俊和，スカラー計算機上でのボクセルを用いたトポロジー最適化，計算工学講演会論文集，Vol.7，pp.565-568， 2002