

# A study on optimum topology using coordinate transformation by interpolation function

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-03 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: メールアドレス: 所属:
URL	<a href="https://doi.org/10.24517/00007364">https://doi.org/10.24517/00007364</a>

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



# 補間関数による座標変換を用いた構造物の最適位相に関する研究

北山 哲士<sup>\*1</sup>, 山川 宏<sup>\*2</sup>

## A Study on Optimum Topology Using Coordinate Transformation by Interpolation Function

Satoshi KITAYAMA and Hiroshi YAMAKAWA

Waseda University, Dept. of Mech. Eng., 59-314, 3-4-1, Ohkubo, Shinjuku-ku Tokyo, 169-8555 Japan

This paper presents a design method to determine the optimum topology of the 2-D elastic plane structures in static problems by making use of coordinate transformation. We suppose a basic structure with a simple geometry. Then we apply the finite element analysis and calculate optimum thicknesses of the finite elements to minimize objective function of the elastic strain energy. We use then a coordinate transformation by interpolation function with remaining the obtained optimum thicknesses and to have an approximated optimum topology for the structure with an arbitrary shape. Alternatively, we determine directly the optimum topology of corresponding arbitrary complex model to be compared with. We also showed a method to determine the similarity qualitatively between optimum topologies using fuzzy reasoning. In some numerical examples, the effectiveness and the availability of the proposed method are confirmed.

**Key Words** : Optimum topology, Coordinate transformation, Reasoning,  
Interpolation function, Finite Element Method, Computer Aided Analysis

### 1. 緒 言

設計とは最終的に製品の形で具現される設計結果をよりよく得るための一連の意思決定と考えることができる。機械構造物の設計の流れは一般に、設計要求の把握に始まり、概念設計、基本設計、詳細設計、生産設計というように大きく5つに分けることができる。この設計の流れの中で、概念設計と基本設計の一部は設計の上流部、基本設計、詳細設計と生産設計は設計の下流部に位置すると言える。特に概念設計は設計の流れの中でも特に自由度が大きく、そのため後に続く設計の流れの中でも特に重要な段階であり、より良い結果を得るためには設計の上流部からその設計の要求に最も合う設計、すなわち最適設計を行うことが重要であると考えられる。従来、多くの最適設計は設計の下流部を中心に行われており、細部の設計の最適化をはかることを目的にしたものであった。しかし、近年のコンピュータのハードウェア・ソフトウェアの両方の急速な発達や、それを用いた遺伝的アルゴリズム(GA)、ニューラルネットワーク(NN)、人工知能(AI)等に代表される

各種の新しいアルゴリズムの発達により、設計者は開発支援ツールを得て、設計上流部におけるコンピュータを活用した設計や最適設計も設計を行うことができるようになってきている<sup>(1)</sup>。

構造物の最適位相問題とは構造物の合理的位相形態を求める問題、つまり構造物の離散的及び連続的基本的レイアウトを求める問題として近年広く研究されている<sup>(2)</sup>。この最適位相問題はどちらかと言うと設計上流部の問題である。従来、位相決定のような問題は設計者の勘や経験、つまり不完全かつ定性的な情報などをもとに、いわば試行錯誤的に決定されてきた。しかし、設計者による決定は必ずしも合理的な決定、すなわち設計要求に十分に適した決定を下しているとは限らない。また、設計の下流部にいくにしたがって設計者の望む結果が得られなくなり、再び設計の上流部に戻り再び検討することも少なくない。従って、設計の上流部において最適位相を求め、合理的な設計結果を得ることが望ましい。このことから位相最適化は設計上流部において重要な問題と考えられる。

近年の機械構造物の形状は複雑化している。この複雑な形状の構造物の最適位相を求める場合、従来はその複雑な形状をした構造物を直接解析し、その結果に基づき最適位相を求めていたが、この場合、計算精度、

\* 原稿受付 平成12年3月 日。

\*<sup>1</sup> 准員, 早稲田大学大学院(〒169-8555 東京都新宿区大久保3-4-1 59-314)。

\*<sup>2</sup> 正員, 早稲田大学理工学部。

E-mail: gon@yamakawa.mech.waseda.ac.jp

設計者の労力, 計算時間の増大や見通しの悪さなどの, いろいろな問題が生じるものと考えられる. 複雑な形状における最適位相が簡単な形状における最適位相を座標変換することによって厳密な意味で得られるのであれば非常に有効であり上述したような問題も解決するが, 一般に定量的な一致をするような最適位相問題で変換を特定することは容易ではない. そこで, 本研究ではある基本となる最適位相と複雑な形状における最適位相の間にある程度の工学的側面をも含む類似性があるのであれば, 最適位相問題が設計上流部の問題で下流部で多少の修正が加えられることをも考慮すれば, これらの問題点はある程度解消できるものとする.

ところで生物学に目を向けると形態学という分野がある. 形態学においては個々の形の正確な定義よりも関連した形との比較, 検討に重点が置かれる. 形態学の一つの方法では, ある基本の形を定め, 座標変換することにより類似した形を表現する. 形態学者である D. Thompson は生物の類似性に着目し, 形を座標内に取り, それを座標変換によって, ある形から類似した形を表現できることを示している. 例えば図 1 に示すように魚の形の基本形としてフグを考え, 座標変換することにより類似形状としてマンボウを表現できることを示した<sup>(3)</sup>.

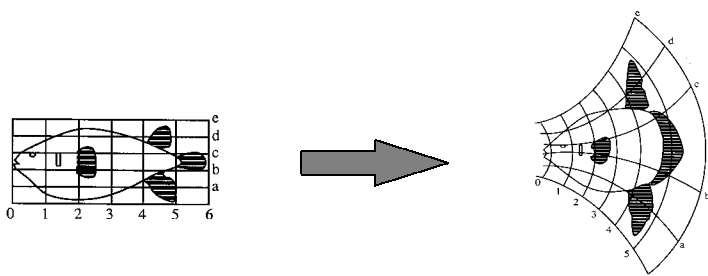


Fig.1 Coordinate Transformation on Morphology

そこで本研究ではこの形態学における形状変換の変換手法, つまり簡単な形から類似した形を表現する座標変換の方法を工学的な問題, 特に構造物の最適位相問題に適用することを考える.

具体的には, 二次元弾性問題において複雑な形状をした構造物の最適位相を求める際に, あらかじめ簡単な幾何学的形状を基本的設計領域とし, この基本的設計領域を有限要素に分割する. この設計領域に荷重等が作用するときの最適位相を求める. なお, 最適位相はこの場合, 二次元弾性問題を対象としているので各要素の板厚の分布で表現する. この基本的設計領域で求めた最適位相の板厚を保持して補間関数を用いて座標変換を行い, 類似形状の最適位相 (以後, 座標変換最適位相と称す) とする. またこれと比較, 検討するために座標変換後と同一の類似形状においてアイソパラメトリック要素を用いて直接解析, 最適化を行い, 最適位

相を求める.

以下には, 最適位相決定法の定式化を行い, 本研究で提示する手法に関して説明する. 次に最適位相の類似性について工学的観点からの評価について述べる. 位相の類似性を直接的に言及することは困難であるので定性的な評価方法も考え, ファジィ推論を活用する. そして最後にいくつかの数値計算例通じて本研究の有効性を示す.

## 2. 提示する最適位相決定法

以下に二次元弾性問題の中の平面応力問題を対象とした最適位相問題を説明する.

**2.1 設計変数** 設計変数としては,  $n$  個の有限要素で近似された各要素の板厚をとる. 各板厚は連続的な値を取る.

$$\mathbf{t} = \{t_1, t_2, \dots, t_n\}^T \quad (1)$$

**2.2 制約条件** 対象とする構造物の総質量がある一定値以下になるような制約条件と, 設計変数である板厚にも上下限側面制約を与える.

$$\begin{aligned} M(\mathbf{t}) &\leq C \\ t_i^L &\leq t_i \leq t_i^U \quad (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (2)$$

ここで  $M(\mathbf{t})$  は構造物の総質量,  $C$  はある一定値であり,  $t_i^L, t_i^U$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) は各要素の板厚の下限値, 上限値である.

**2.3 目的関数** 目的関数としては設計の上流部での最適位相決定の指標として, 荷重の大きさや方向の変動に対してある程度ロバスト性が期待できる弾性ひずみエネルギーに着目し<sup>(4)</sup>, それを目的関数とする. 弾性ひずみエネルギーは次式で与えられる.

$$U = \frac{1}{2} \{u\}^T [K(\mathbf{t})] \{u\} \quad (3)$$

ここで,  $\{u\}$  は節点変位ベクトル,  $[K(\mathbf{t})]$  は設計変数の関数である剛性マトリックスである.

**2.4 最適位相問題** ここで考える最適位相設計問題は以下のように定義される<sup>(1)</sup>.

制約条件をすべて満足する設計変数の板厚の中で目的関数の弾性ひずみエネルギーを最小化するものを見つける問題

Table 1 Optimum topology design problem

Design variables	$\mathbf{t} = \{t_1, t_2, \dots, t_n\}^T$ (Thicknesses)
Constraints	$M(\mathbf{t}) \leq C$ (Mass)
	$t_i^L \leq t_i \leq t_i^U$ ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) (Lower and upper bounds of thicknesses)
Objective function	$U = \frac{1}{2} \{u\}^T [K(\mathbf{t})] \{u\}$ (Strain energy)

本研究における最適位相問題の諸量をまとめたものを表1に示す。

**2・5 基本位相の座標変換** 基本的設計領域で決定された最適位相を基本位相と呼ぶことにする。この基本位相を図2に示すように正規化された座標系で表現し、最適化計算により求めた設計変数の最適値を保持しながら要素内の各接点座標を任意形状を表現するx-y座標に変換する。変換させる座標は各要素の境界上にとる。座標変換には次の式を用いることにする。

$$\left. \begin{aligned} x &= \sum_{i=1}^n N_i x_i \\ y &= \sum_{i=1}^n N_i y_i \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに $N_i(x, h)$ は、 $(x_i, h_i)$ からなる形状関数で、 $n$ は座標を補間する要素の節点数である。この変換により例えば図2のように基本位相は類似形状の最適位相、すなわち座標変換最適位相に変換される。

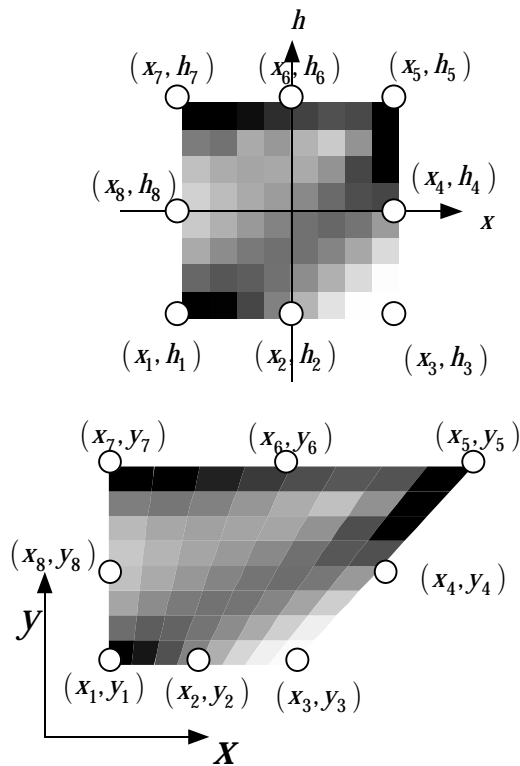


Fig.2 Transformation from normalized coordinate to arbitrary coordinate

ここに用いる形状関数としては各種のものが考えられるが、本研究においてはLagrangeの補間式を用いて作成されるセレンディピティ族の補間関数を用いる。

座標変換関数として用いた補間関数の具体的な形状関数としては上式において、 $(x_i, h_i)$ に関する三次の関係式を用いる。

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{1}{4}(1-x)(1-h)(-x-h-1) & N_2 &= \frac{1}{2}(1-x^2)(1-h) \\ N_3 &= \frac{1}{4}(1+x)(1-h)(x-h-1) & N_4 &= \frac{1}{2}(1+x)(1-h^2) \\ N_5 &= \frac{1}{4}(1+x)(1+h)(x+h-1) & N_6 &= \frac{1}{2}(1-x^2)(1+h) \\ N_7 &= \frac{1}{4}(1-x)(1+h)(-x+h-1) & N_8 &= \frac{1}{2}(1-x)(1-h^2) \end{aligned} \quad (5)$$

**2・6 提示する手法のまとめ** ここに本研究で提示する手法の流れを図3に示す。なお、最適化には傾斜投影法を用いる。

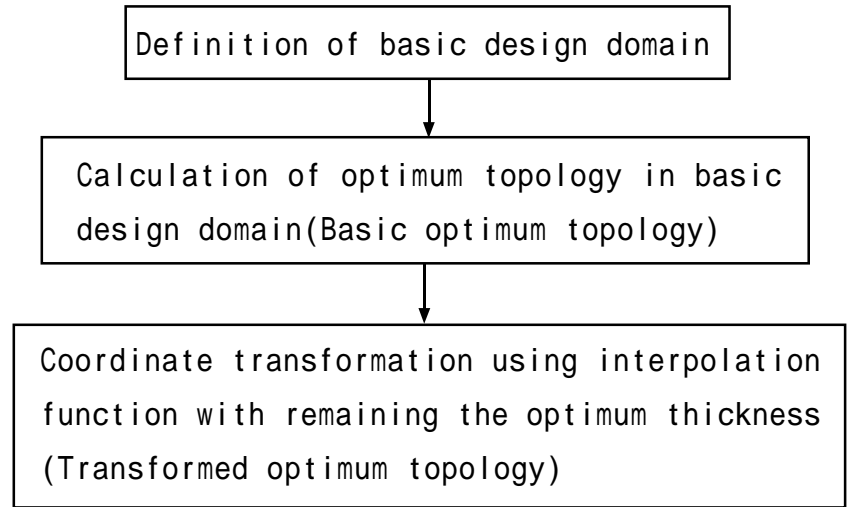


Fig.3 Flow of proposed method

### 3 比較のため座標変換後の形状に対して

#### 直接求める最適位相

座標変換して求めた座標変換最適位相と比較、検討するために、座標変換後と同一の形状において直接解析し、最適化を行い直接的に最適位相を求める。すなわち座標変換後と同一の形状を設計領域とし、この設計領域を有限要素に分割する。要素として前述の補間関数を用いたアイソパラメトリック要素を用いて解析を行う。設計変数、制約条件、目的関数は式(1)~式(3)と同一のものを用いて最適位相を求める。

#### 4 最適位相の類似性の検討

前章で提示した座標変換による座標変換最適位相と直接求めた最適位相の類似性の比較、検討は定量的な方法のみでは困難なために本研究においては、定量的及び定性的な比較、検討方法の両方法を用いる。

**4・1 定量的な比較、検討方法** 座標変換によって得られた座標変換最適位相と直接求めた最適位相において、最適位相が設計上流部の問題であるということを考慮すれば、定量的な比較、検討方法としては以下に示すような工学的な量などが考えられる。

- (a) 総質量
- (b) 総弾性ひずみエネルギー
- (c) ミーゼスの相当応力(最大値)

**4・2 定性的な比較、検討方法** 最適位相の類似性に関しては、例えば上記の物理量の値の比較では何%の値になっているかと言える程度であり、その結果から最適位相の類似性を明確に言及することは一般に難しい。

そこで本研究では有限要素法の要素の大きさに着目し、ある要素数とそれより多い要素数における基本形状の最適位相同士を比較して最適位相を表す物理量に関するメンバーシップ関数を作成して、それを基に類似性について言及する方法を提案し比較検討を行う。

**4・2・1 基本形状の最適位相に基づくメンバーシップ関数の作成** はじめに、基本設計領域を粗い要素分割によって得られる最適位相と、それより細かい要素分割によって得られる最適位相の類似性に関して、最適位相の類似性の基準となるメンバーシップ関数を作成する。粗い要素分割によって得られた最適位相と、それより細かい要素分割によって得られた最適位相例を図4に示す。細かく要素分割した設計領域を図5の太線に示すように、粗く分割する。

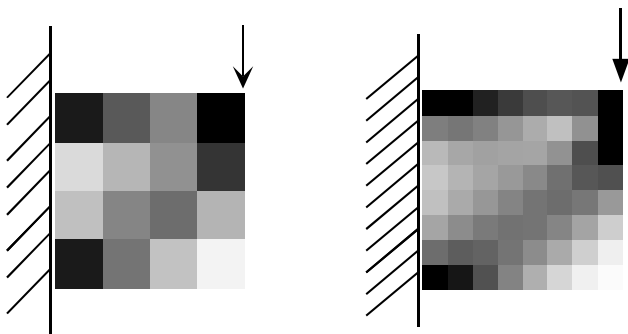


Fig.4 Optimum topology in basic design domain obtained by rough mesh and fine mesh

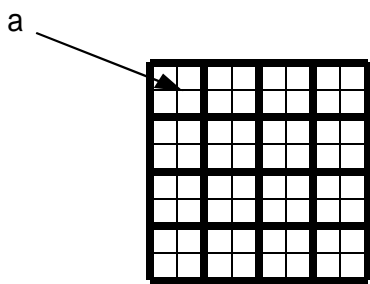


Fig.5 Rough meshing optimum topology obtained by fine mesh

次に最適位相を表す物理量を主観的に次のように分ける。次式では3つの閾値で分けているが、さらに多くの閾値で分けることも可能である。

$$\left. \begin{aligned} t_i^L \leq t_i \leq t_i^a (i = 1, 2, \dots, n) &\rightarrow 0.0 \\ t_i^a \leq t_i \leq t_i^b (i = 1, 2, \dots, n) &\rightarrow 0.5 \\ t_i^b \leq t_i \leq t_i^U (i = 1, 2, \dots, n) &\rightarrow 1.0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここに  $t_i^L, t_i^U$  は板厚の下限值と上限値で、 $t_i^a, t_i^b$  は主観的に設定した閾値である。本研究においては最適位相を板厚の分布で表すので、式(6)に示す  $t_i^a, t_i^b$  は板厚値である。また、式(6)の右側の値は、例えばある要素における板厚が  $t_i^a \leq t_i \leq t_i^b$  の範囲にあるときに、板厚のメンバーシップ関数の値が0.5をとるという意味である。

次に図5に示す太線で囲まれた領域において、板厚に関するメンバーシップ関数を作成する。横軸に要素

番号をとり、縦軸にその領域における板厚のメンバーシップ関数の値をとると、例えば図6に示すようなメンバーシップ関数が得られる。

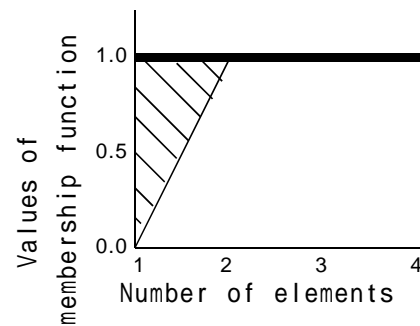


Fig.6 Membership function obtained by rough mesh and fine mesh

図6の太線はある小領域の粗い要素分割によって得られた最適位相の板厚のメンバーシップ関数、細線は細かい要素分割によって得られた最適位相の板厚のメンバーシップ関数である。

ここで、図6の斜線部はその小領域において一致しない割合を示し、本研究においては以下、'ずれ'と呼ぶことにする。このようにして図4に示す粗い要素分割によって得られた最適位相と、細かい要素分割によって得られた最適位相において、位相を表す物理量のメンバーシップ関数を各小領域においてメンバーシップ関数を作成する。そして各小領域におけるメンバーシップ関数における'ずれ'を表す面積を求める。そして全ての領域の中で'ずれ'の最大値、最小値を求め、それぞれ  $A_{max}, A_{min}$  と記す。各小領域との相対的な類似性ということを考えて、ずれを表す面積の最小値  $A_{min}$  までは類似度が1、面積の最大値  $A_{max}$  の時、類似度は0となり、縦軸に類似性を表す類似度、横軸にずれを表す面積をとれば、図7の細線で示すようなメンバーシップ関数が得られる。これが全体の類似性の基準となるメンバーシップ関数である。

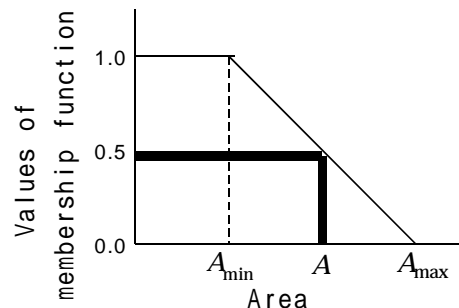


Fig.7 Basic membership function

図7の細線で示すメンバーシップ関数を類似性の基準として用いることにより、各領域の類似度を求める。例えば、ある領域のずれが  $A$  ( $A_{min} \leq A \leq A_{max}$ ) であるなら、図7の太線で示すように基準となるメンバーシップ関数から、その領域にけるメンバーシップ関数値がわかる。

このように各小領域におけるメンバーシップ関数値を求め、最後に全体の類似度を求める。全体の類似性を考える際は、横軸に領域番号、縦軸にメンバーシップ関数値をとる。各領域においてずれを表す面積が0であ

れば類似度は1となるので、全体の類似性は例えば図8のような図から判断される。

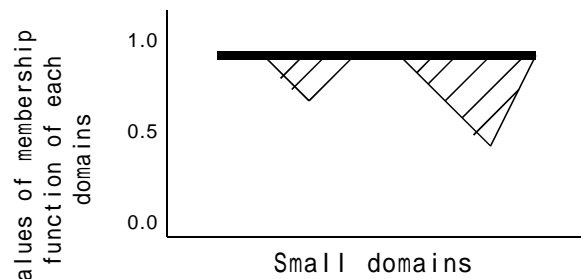


Fig.8 Membership function represented total similarity

図8において太線は完全に類似したときの値であり、細線は各領域のメンバーシップ関数の値を結んだ線である。図8の斜線部が局所的な'ずれ'を表すので、結局、白い共通部分の面積が大局的な類似性を表すことになる。この面積を斜線部も含めた全体の面積で除した商をここでは類似度と呼ぶ。

#### 4・2・2 他の最適位相との類似性の定性的比較

基本形状に基づいた座標変換最適位相と、座標変換後と同一形状において直接求めた最適位相との定性的な比較は以下のように行う。

- ( ) 上記4・2・1で示した基本形状に基づくメンバーシップ関数を作成する。
- ( ) このメンバーシップ関数により、それぞれの最適位相の類似度を算出する。
- ( ) いくつかの閾値を定め、定性的な判断基準を作成する。
- ( ) それぞれの最適位相に関して定性的な判断基準を比較する。

提案した類似性に関する検討方法は、粗い要素分割とそれよりも細かい要素分割における類似性を基準としているので、相対的な判断が可能であり、位相の類似性の絶対的な基準が難しい場合や要素分割数の違う最適位相同士を比較、検討する場合に有効であると考えられる。

### 5. 数値計算例

数値計算例を通じて本研究で提示する手法の有効性を検討する。数値計算例では、提示した位相最適化手法による結果と、複雑な形状に対して従来の直接的に最適位相を求めた結果を定量的に比較し、一方で4章で述べた定性的な方法により最適位相の類似性を検討する。はじめに基本的設計領域として図9に示すような縦、横が1.00[m]の正方形の設計領域を考える。また、境界条件としては図10(a)~図10(c)に示す3通りを考える。これらの境界条件は、図10(a)は片持ち板状構造、図10(b)は片側変位を完全に固定し、下半分の変位を固定した構造、図10(c)は下の端点の変位を固定した構造である。また力学的境界条件は図10(a)~図10(c)に示す節点に集中荷重を1000[N]加える。この設計領域を有限要素に分割し、2章で示した最適設計問題を解くことにより最適位相を求める。最適位相は本研究において板

厚の分布で表すものとする。設計変数である板厚は0.00[cm]~1.00[cm]まで連続的に変化させる。はじめに基本的設計領域における最適位相の結果を図11に示す。同図では板厚の分布を左上端に示すグラデーションで表している。最適位相を求めるにあたり、用いた構造パラメータの値を表2に示す。

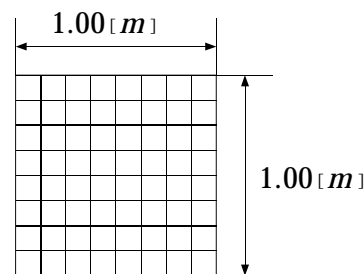


Fig.9 Basic design domain

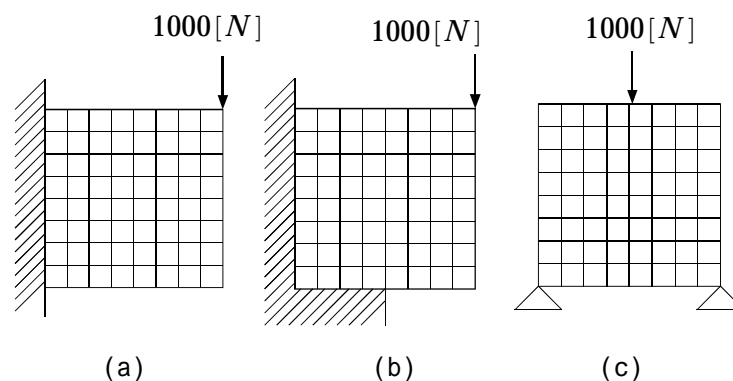


Fig.10 Model for Analysis

Table 2 Design parameter

Number of elements		64
Young's modulus	GPa	$2.11 \times 10^2$
Density	Kg/m <sup>3</sup>	$7.63 \times 10^2$
Poisson's ratio		0.30

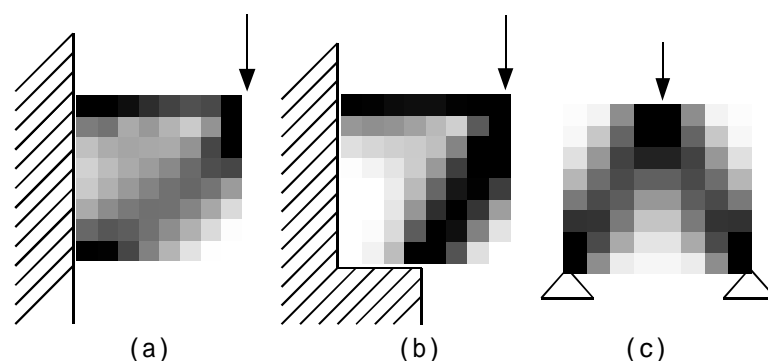


Fig.11 Optimum topology in basic design domain

#### 5・1 座標変換を用いた最適位相

図11に示した基本的設計領域で得られた最適位相を基本位相と呼ぶことにする。各境界条件の下で得られた基本位相を式(4)によって座標変換する。座標変換によって得られた座標変換最適位相と比較、検討するために、座標変換後と同一の形状においてアイソパラメトリック要素を用いて直接最適位相を求める。表4、表5、表6の左に座標変換によって得られた座標変換最適位相を、右に直接求めた最適位相を示す。

#### 5・2 類似性に関する検討

基本位相を座標変換して得られた最適位相と、座標変換後と同一の形状において直接求めた最適位相に関して、類似性の検討を行う。定量的な比較、検討として、弾性ひずみエネ

ルギ, 質量, ミーゼスの相当応力の最大値を比較する. また, 定性的な比較, 検討方法としては, 第4章で述べた方法により, 領域に分割しその領域ごとにメンバーシップ関数を作成し, 各領域ごとの類似性を求め, 全体としての類似性を検討する. 例えば, 図4に示した最適位相の類似度を求める場合, 図5に示したように粗い要素分割によって得られた最適位相の1要素に対して, 細かい要素分割によって得られた最適位相の4要素を対応させる. 例えば, 図5中の領域aにおける板厚のメンバーシップ関数を作成すると, 図12のようになる. ただし式(6)に示す  $t_i^a, t_i^b$  の値を  $t_i^a = 0.30, t_i^b = 0.65$  とした. 図12中の太線は粗い要素分割, 細線は細かい要素分割によって得られた最適位相の板厚に関するメンバーシップ関数である. また, 斜線部は'ずれ'を表す.

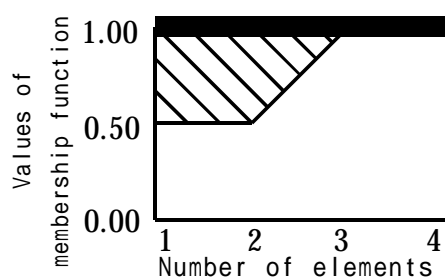


Fig.12 Membership function obtained by rough mesh and fine mesh

このようなメンバーシップ関数を各領域ごとに作成し, 全ての領域の中でずれを表す面積の最大値と最小値を求めると,  $A_{\min} = 0.25, A_{\max} = 1.50$  となる. これらから図7の細線に相当する基準となるメンバーシップ関数は具体的に図13のようになる.

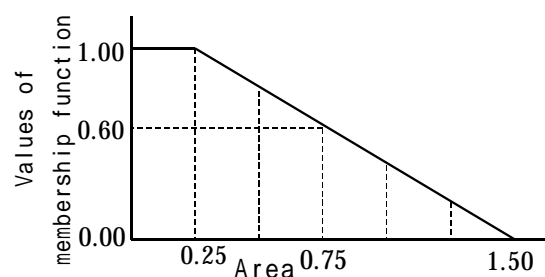


Fig.13 Basic membership function

これから図5の領域aにおけるメンバーシップ関数値は0.60となる. このようにして図13に示す基準となるメンバーシップ関数から図8に相当する図を求めると図14のようになり, これから全体の類似度を求める. 図14の斜線部は全体としての'ずれ'を表す.

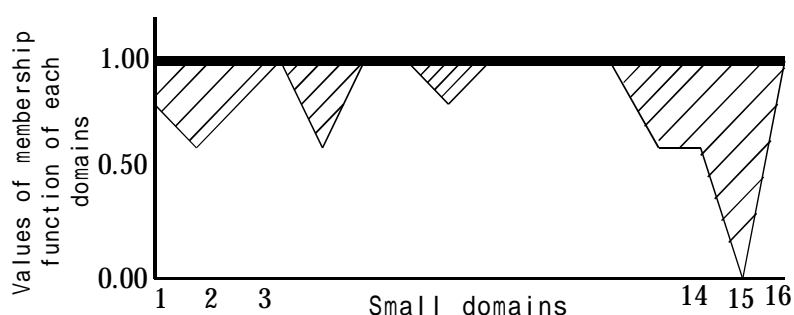


Fig.14 Membership function represented total similarity

この図の面積から4・2・1の末尾で述べた類似度を算出すると0.781となるので, この類似度の小数点第2桁を四捨五入して, 類似性に関する大まかな判断基準を作成する. 完全に類似しているときの類似度の値が1.0であるので, 小数点第2桁を四捨五入して得られた類似度が0.8であればその差が0.2であるので, 0.2間隔で類似度を表3に示すように大まかに分けて類似性に関する判断基準を作成する.

Table 3 Reference of similarity

$0.8 < \text{similarity} \leq 1.0$	similar	
$0.6 < \text{similarity} \leq 0.8$	rather similar	
$0.4 < \text{similarity} \leq 0.6$	a little similar	
$\text{similarity} \leq 0.4$	not similar	x

図11に示した各最適位相に関して, 第4章に示した方法により類似度を求めた結果, 各最適位相において上に示した定性的基準を用いることができるので, 全体としての類似性が検討できる. また, 図15(a) ~ 図15(c)に示す太線で囲まれた領域を周囲と呼ぶことにする.

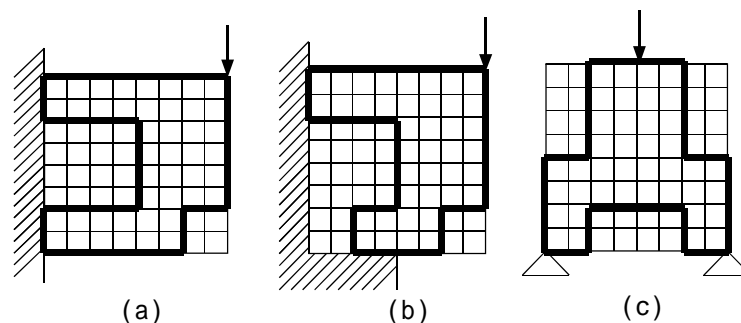


Fig.15 Similarity of the boundary

この周囲の類似を検討するために同様な方法で類似度を求め, 類似性を判断する. 全体としての類似性と周囲の類似性を含め, 検討した結果を表4, 表5, 表6に示す. これらの表中で右端のSimilarityは類似性の結果で周囲(Boundary)と全体(Total)での類似性の比較を示している. その中でTは座標変換最適位相, Dは座標変換後と同一形状において直接求めた最適位相であり,

等は表3に示した判断基準の基づく判断結果である. その下の, 等は総合的な判断結果を示す. 各判断においては, 評価の低いものを基準に考える. 例えば全体の類似性を評価する場合, 座標変換最適位相が, 直接求めた最適位相が なら, 全体の評価は となる. この結果, 定性的な評価である類似性に関して対象とした最適位相において, わずかに類似している位相(2), (3), (4)もあるが, その他のすべてにおいて, やや類似している位相(1), (7), (8), (10), (11), 類似している位相(5), (6), (9), (12)という結果になった. また(2), (3), (4)のわずかに類似している位相においても, 定量的な量も近い値を取る結果となっている.

以上から本研究で提示した手法, 並びに類似性に関する評価方法の有効性が確認された.

Table 4 Comparisons of optimum topologies

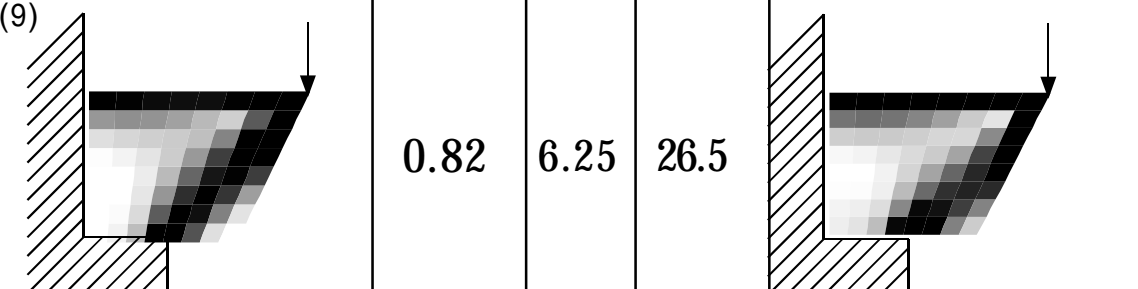
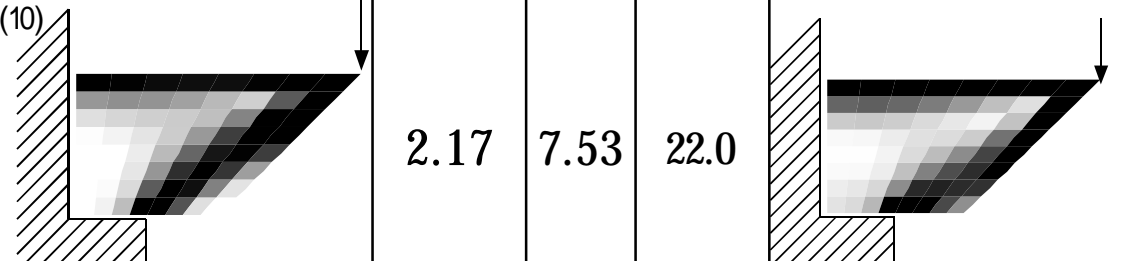
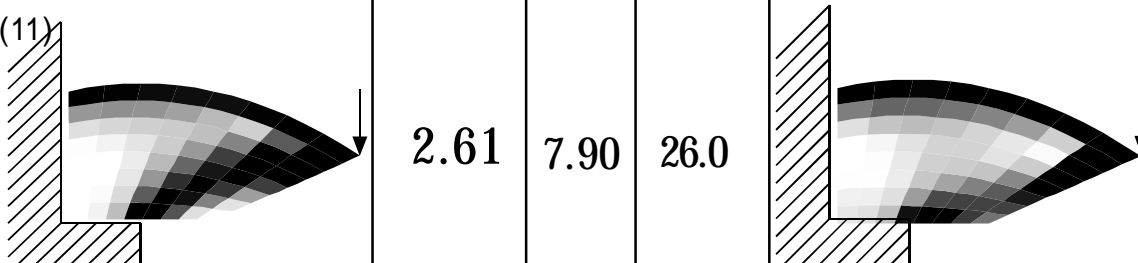
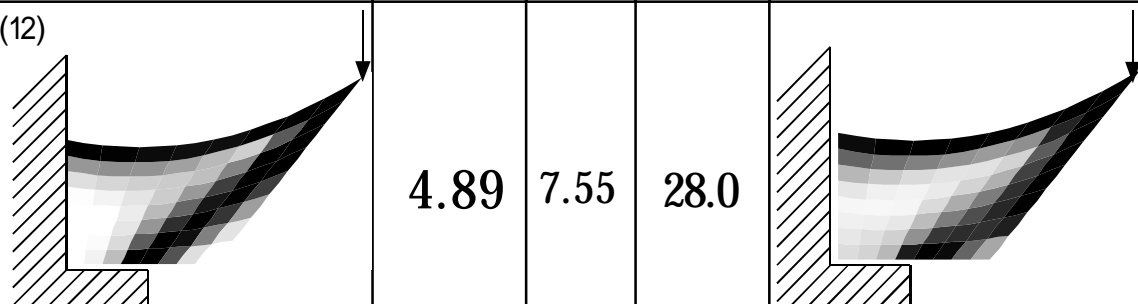
(a)Coordinate transformed topology from optimum topology in basic design domain	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	(b)Optimum topology obtained directly in the same design domain after coordinate transformation	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	Similarity			
								Boundary		Total	
								T	D	T	D
(1)	1.18	6.38	26.0		1.17	6.39	26.0				
(2)	2.71	7.76	32.5		2.69	7.75	31.0				
(3)	3.63	8.36	20.0		3.37	8.34	18.0				
(4)	6.14	7.16	30.8		5.32	7.10	29.4				

Table 5 Comparisons of optimum topologies

(a)Coordinate transformed topology from optimum topology in basic design domain	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	(b)Optimum topology obtained directly in the same design domain after coordinate transformation	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	Similarity			
								Boundary		Total	
								T	D	T	D
(5)	1.25	4.49	24.7		1.25	4.49	24.4				
(6)	1.24	3.98	15.1		1.23	3.98	15.1				
(7)	1.38	4.11	13.2		1.36	4.10	13.1				
(8)	1.54	4.24	11.1		1.54	4.20	11.0				



Table 6 Comparisons of optimum topologies

(a)Coordinate transformed topology from optimum topology in basic design domain	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	(b)Optimum topology obtained directly in the same design domain after coordinate transformation	strain energy J	mass kg	mises stress MPa	Similarity			
								Boundary		Total	
								T	D	T	D
(9) 	0.82	6.25	26.5		0.81	6.25	26.1				
(10) 	2.17	7.53	22.0		2.10	7.50	21.3				
(11) 	2.61	7.90	26.0		2.56	7.75	25.0				
(12) 	4.89	7.55	28.0		4.74	7.50	27.6				

6 . 結 言

( 1 ) 補間関数による座標変換を用いた構造物の近似的な最適位相決定法を提示した。  
 ( 2 ) 提示した手法はセレンディピティ族に用いられる補間関数による座標変換を用いるものであり、比較的簡単に適用できることを示した。  
 ( 3 ) 提案した類似性に関する定性的な検討方法は、粗い要素分割と細かい要素分割によってメンバーシップ関数を作成し基準となるメンバーシップ関数を作成することにより、局所的な類似から大局的な類似を判断するものであり、相対的な比較ができ、要素分割数の違う最適位相に関する類似性の検討方法にも適している。  
 ( 4 ) 数値計算例では基本的設計領域における最適位相を座標変換した座標変換最適位相と、座標変換後と同一の設計領域で直接最適位相を求めたものの間に定量的にも定性的にもある程度の類似性が認められ、設計上流における初期位相の一つの決定法として本研究の有効性が確認できた。

7 . 参 考 文 献

( 1 ) 山川宏,最適化デザイン,(1993),培風館.  
 ( 2 ) 菊地昇,均質化法による最適設計論,応用数理、Vol.3,1993,2-26.  
 ( 3 ) D'Arcy Wentworth Thompson,柳田訳,生物とかたち,(1973),東京大学出版.  
 ( 4 ) 広安知之,山川宏,ロバスト構造に関する研究(第2報,設計上流部に対するロバスト構造問題の整理とその基準関数の検討),機論,61-587,A(1995),1669-1675.