

平板接合部の欠陥検知に対する動的応答特性の応用に関する数値実験

川上哲太郎*1・青木由香利*2

Numerical Experiments on Detecting of Defects in Weld Using Characteristics of Dynamic Response for Thin Plate

Tetsutaro KAWAKAMI and Yukari AOKI

Abstract

The plate is one of the basic structural member, and it is important to detect the defects in welding part of plate and another structural members. Because, the defect becomes the cause of the fatal damage of the structure system. The purpose of this study is development of new evaluation method for detecting the defects in welding part of plate. A new evaluation method using the dynamic response of thin plate to steady state vibration was proposed in this study. Furthermore, to confirm the usefulness of proposed method, the numerical analyses for dynamic properties of some thin plate models by boundary element method are carried out. In these numerical analyses, the defect part is assumed to be free boundary and the intact part is assumed to be fixed boundary as the boundary conditions of thin plate boundary.

As the numerical results, the dynamic responses for the deflection on neighborhood the boundary of the rectangular plate with mixed boundary condition are shown. Results show the dynamic response of the thin plate with the mixed boundary condition well, and also confirm the usefulness of the proposed method for nondestructive evaluation of thin plate with defect on welding part.

Keywords: thin plate, defect, dynamic response, nondestructive evaluation, boundary element method

1. 序 論

平板構造は、古くから土木建築構造物の主要な構造部材として用いられてきている。また近年、複合材料の使用などによる材料強度の向上に伴い、構造が多様化しその力学的特性も複雑化している。しかしながら、平板構造は基本的に平板部材のみでその構造体を構成することは無く、例えば、橋梁の桁と床板のように、はりあるいは柱などの他部材と接合することにより、構造体を形成するものである。

この平板部材と他部材との接合箇所に、溶接抜けや割れなどの接合不良が存在した場合、構造体全体へ予想外の損傷を及ぼすことが考えられる。一般的に、施工時における

接合不良は、適切な施工管理と検査体制によりその発生を未然に防ぐことが可能である。しかしながら、供用開始後の経年劣化に伴う、接合箇所の損傷発生を発見することは非常に困難であり、労力と経費の問題も大きい。現在、供用開始後の劣化損傷の検査方法としては、目視による全数検査を主に、超音波検査やX線検査などの非破壊検査を部分的に実施するのが一般的である。特に近年、社会基盤施設に対してライフサイクルコストの概念が導入され、施設の延命化とそれに伴う点検保守計画策定や、非破壊検査技術、補強補修技術の開発が重要な課題となりつつある。したがって、前述の部分的に実施している超音波検査などに比較すれば精度的には低くても、全数検査実施が可能で目視検査に代わる簡便な非破壊検査手法の開発を行い、全数検査の効率化とコスト削減を図ることが重要であると

2008年1月17日受理

*1 東海大学海洋学部海洋建設工学科 (Department of Marine Civil Engineering, School of Marine Science and Technology, Tokai University)

*2 シドニー工科大学大学院 (Graduate School of University of Technology Sydney)

考えられる。

そこで本研究では、筆者らがこれまで行ってきた、任意形状の欠陥を有する薄肉平板の動的応答特性に関する、境界要素法による数値解析的研究の結果(川上ほか, 2002, 2003, 2005, 2006)をふまえ、接合部に欠陥を有する薄肉平板の動的応答特性を利用した欠陥検知手法の可能性を、数値実験により検討したものである。

具体的な数値解析手法としては、境界条件として健全な接合部を固定境界とし、接合不良などの欠陥部のうち、空隙を有する場合を部分的な自由境界と、欠陥部分が接触している場合を単純支持境界と仮定した、任意混合境界を有する任意形状薄肉平板を仮定した。この平板の任意点に調和振動荷重を作用させ、定常状態における平板内のたわみ振幅の分布状態を境界要素法により算定し、これより接合部の欠陥位置等を同定することを試みたものである。

平板の動的問題に関する理論的解明は、Rayleigh (1889) や Lamb (1917) 以来、数多くの研究者により平板の振動や固有値問題としてなされてきた。しかしながら、周知のとおり線形弾性論に基づくいわゆる古典理論では、振動する平板の境界値問題に対する厳密解を見出すことは、一般的に困難であり、ごく限られた条件のもとに厳密解を導いたにすぎなかった。したがって、平板の動的問題に対する理論的取り組みは、所要の境界条件に適した弾性厳密解の近似解を見出すか、平板の近似理論の高次化(根岸, 1994)を図ることとなり、現在においても行われている。

一方、コンピュータの急速な発達とそれに伴う数値解析手法の進展により、平板の動的問題に対しても、有限要素法や境界要素法などの数値解析手法を用いた研究が行われるようになり、その先駆的研究の一つとして、丹羽ら(1980)、Kitahara (1984)による境界要素法を用いた平板の固有振動問題の解析があげられる。さらにこれ以降、平板の振動問題を直接的な動的応答問題として、有限要素法などによる数値解析的研究も行われている。

なお、本研究における平板の動的問題に対する境界要素法による解析手法は、基本的に上述の Kitahara (1984)による同問題の定式化に基づいたものである。

2. 境界要素法による平板の動的問題の定式化

等方、均質で一樣な厚さの線形弾性体薄肉平板の時間調和振動に関する運動方程式は、時間因子 $e^{-i\omega t}$ を省略した形で次の様に表せる (Kitahara, 1984)。

$$(\Delta^2 - \lambda^4) u(\mathbf{X}) = (\Delta + \lambda^2)(\Delta - \lambda^2) u(\mathbf{X}) = \frac{p(\mathbf{X})}{K} \quad (1)$$

$$K = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2)$$

$$\lambda^4 = \frac{\omega^2 \rho h}{K} \quad (3)$$

ここに、 Δ はラプラシアン、 u はたわみ、 p は単位面積当たりの垂直荷重を表す。また、 ρ を密度、 h を平板の厚さ、 ν をポアソン比、 E をヤング率、角周波数 ω として、板剛性 K および入射波波数 λ は(2)、(3)式により与えられる。

平板の領域、境界等の定義を Fig. 1 に示す。図中において、 D は平板の支配方程式が定義されている内部領域、 D_c はその補領域である外部領域、さらに ∂D は領域境界を表す。また \mathbf{n} は外向き単位法線ベクトル、 \mathbf{s} は接線ベクトルである。

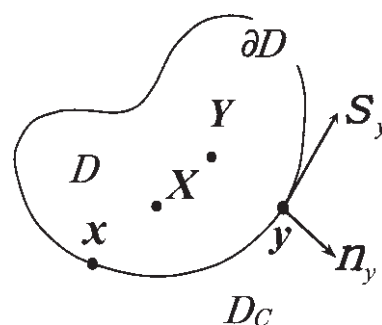


Fig. 1 Definition of interior domain problem

さらに、たわみ角、曲げモーメント、等価せん断力に関する演算子を次式のように定義する。

$$\partial_n(\cdot) \quad (4)$$

$$\mathbf{M}_n(\cdot) \equiv \Delta(\cdot) - (1-\nu)\partial_s^2(\cdot) \quad (5)$$

$$\mathbf{V}_n(\cdot) \equiv \partial_n \Delta(\cdot) + (1-\nu)\partial_n \partial_s^2(\cdot) \quad (6)$$

ここで、 ∂_n 、 ∂_s は、それぞれ法線(\mathbf{n})方向微分、接線(\mathbf{s})方向微分を表す。

平板のたわみとたわみ角に関する積分表現は、Green の公式と基本解 U より、領域内および境界上の4つの物理量すなわち、たわみ u 、たわみ角 $\partial_n u$ 、曲げモーメント $\mathbf{M}_n u$ 、等価せん断力 $\mathbf{V}_n u$ を用いて次のように定式化される。(Kitahara, 1984)

$$\begin{aligned} & - \int_{D_c} U(\mathbf{X}, \mathbf{Y}; \lambda) \frac{p(\mathbf{Y})}{K} dA_Y \\ & + \int_{\partial D} [U(\mathbf{X}, \mathbf{y}; \lambda) \{ \mathbf{V}_n u(\mathbf{y}) \} \\ & - \{ \partial_{n_y} U(\mathbf{X}, \mathbf{y}; \lambda) \} \{ \mathbf{M}_n u(\mathbf{y}) \} \\ & + \{ \mathbf{M}_{n_y} U(\mathbf{X}, \mathbf{y}; \lambda) \} \{ \partial_n u(\mathbf{y}) \} \\ & - \{ \mathbf{V}_{n_y} U(\mathbf{X}, \mathbf{y}; \lambda) \} \{ u(\mathbf{y}) \}] ds_y \\ & = -u_p(\mathbf{X}) + [\mathbf{S}(\mathbf{V}_n u)](\mathbf{X}) - [\mathbf{D}(\mathbf{M}_n u)](\mathbf{X}) \\ & + [\mathbf{M}(\partial_n u)](\mathbf{X}) - [\mathbf{V}(u)](\mathbf{X}) \end{aligned} \quad (7)$$

$$= \begin{cases} u(\mathbf{X}) & \mathbf{X} \in D \\ C_1^+ u(\mathbf{x}) \quad (=1/2u(\mathbf{x}) \text{滑らかな境界}) & \mathbf{X} = \mathbf{x} \in \partial D \\ 0 & \mathbf{X} \in D_c \end{cases} \quad (8)$$

$$\quad (9)$$

$$\begin{aligned}
 &-\partial_{n_x} u_p(\mathbf{X}) + [\partial_{n_x} \mathbf{S}(\mathbf{V}_n u)](\mathbf{X}) - [\partial_{n_x} \mathbf{D}(\mathbf{M}_n u)](\mathbf{X}) \\
 &+ [\partial_{n_x} \mathbf{M}(\partial_n u)](\mathbf{X}) - \partial_{n_x} [\mathbf{V}(u)](\mathbf{X}) \\
 &= \begin{cases} \partial_{n_x} u(\mathbf{X}) & \mathbf{X} \in D \\ -C_2^+ u(\mathbf{x}) \quad (=1/2\partial_{n_x} u(\mathbf{x}) \text{滑らかな境界}) & \mathbf{X} = \mathbf{x} \in \partial D \\ 0 & \mathbf{X} \in D_c \end{cases} \quad (10) \\
 & \quad (12)
 \end{aligned}$$

ここで、 $u_p(\mathbf{X})$ は入力振動を表し、さらに、基本解 U は次式のようなになる。

$$\begin{aligned}
 U(\mathbf{X}, \mathbf{Y}; \lambda) &= \frac{-1}{2\lambda^2} (U_1 - U_2) \\
 &= -\frac{i}{8\lambda^2} [H_0^{(1)}(\lambda r) - H_0^{(1)}(i\lambda r)] \quad (13)
 \end{aligned}$$

上式において、 $H_0^{(1)}$ は第 1 種 0 次ハンケル関数である。境界条件として、固定問題、自由問題および単純支持問題はそれぞれ次のように与えられる。

$$\begin{aligned}
 \text{固定問題} \quad u(\mathbf{x}) = \partial u(\mathbf{x}) = 0 \quad \mathbf{x} \in \partial D & \quad (14) \\
 \text{自由問題} \quad \mathbf{M}_n u(\mathbf{x}) = \mathbf{V}_n u(\mathbf{x}) = 0 \quad \mathbf{x} \in \partial D & \quad (15) \\
 \text{単純支持問題} \quad \mathbf{M}_n u(\mathbf{x}) = u(\mathbf{x}) = 0 \quad \mathbf{x} \in \partial D & \quad (16)
 \end{aligned}$$

上記の積分表現の内(7)式、(10)式は積分方程式であり、平板の内部領域において成立する。また、(8)式、(11)式は境界積分方程式であり、平板の境界上において成立する。通常、境界積分方程式を解析的に解くことは困難であることから、本研究では、境界要素法による数値解析手法を用いて、境界積分方程式を所要の境界条件のもとで連立一次方程式に変換し解くこととする。

次に、以下本研究で取り扱う平板と他部材との接合部に、空隙を有する接合不良のイメージを Fig. 2 に示す。Fig. 3 に、Fig. 2 に示した接合不良部と健全部とを、定式化上の境界条件とした時の定義を示す。ここで ∂D_1 を固定境界、 ∂D_2 を自由境界と定義する。 ∂D_1 の固定境界条件(14)式、 ∂D_2 の自由境界条件(15)式をそれぞれ(8)式、(11)式に代入することにより、所要の境界条件を満足する連立一次方程式に変換される。最終的に解くべき連立一次方程式のマトリクス表現は、次のようになる。

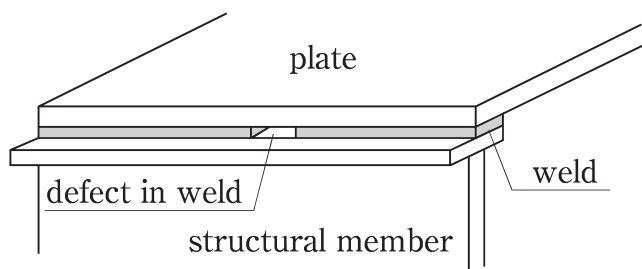


Fig. 2 Outline of defect on welding part

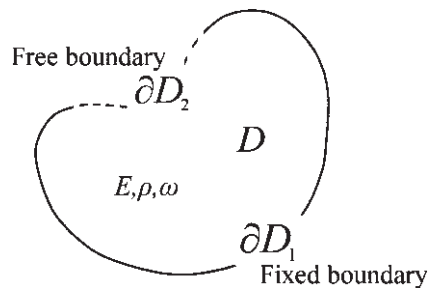


Fig. 3 Definition of free and fixed boundary

$$\begin{aligned}
 &\begin{bmatrix} -S_{\partial D_1} & D_{\partial D_1} & -M_{\partial D_2} & -(1/2)I + V_{\partial D_2} \\ -\partial_n S_{\partial D_1} & \partial_n D_{\partial D_1} & -((1/2)I + \partial_n M)_{\partial D_2} & \partial_n V_{\partial D_2} \end{bmatrix} \\
 &\begin{Bmatrix} \mathbf{V}_n u \\ \mathbf{M}_n u \\ \partial_n u \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_p \\ \partial_n u_p \end{Bmatrix} \quad (16)
 \end{aligned}$$

上式を数値的に解くことにより、 $\partial D = \partial D_1 + \partial D_2$ の境界上での物理量が求められる。この得られた境界上の物理量を用いて領域内部における物理量を求めることができる。例えば、領域 D 内の任意点におけるたわみは、式(7)に(16)式を解いて得られた境界上での物理量を代入することにより求めることができる。

3. 数値計算結果

3.1 解析精度の確認

本研究で用いた数値解析手法の精度を確認するために、Timoshenko and Woinowsky-Krieger (1959) による解析解と比較する。比較のための解析モデルを Fig. 4 に、本解析で用いた材料物性値等を Table 1 に示す。ここでは、矩形平板の辺長比 $b/a=1.0$ 、4 辺固定で中心に荷重が作用する薄肉平板を設定する。また、解析解は、静的問題に対する解であることから、動的な本解析手法を入射波数 $\lambda=0.3$ と設定することにより疑似静的解析を行い比較することとした。さらに、対称性を考慮して、図中に示す対角線上の測線でのたわみの分布を比較する。なお、境界要素法による数値解析において、境界上の分割は $a/25$

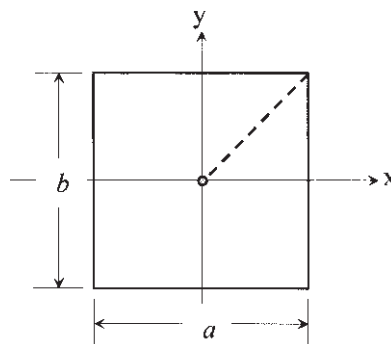


Fig. 4 Numerical model for confirmation of analytic accuracy

Table 1 Material properties

a	(m)	1
b/a		1
E	(kN/m ²)	2.1×10^8
ν		0.3
ρ	(kg/m ³)	7.85×10^3
h	(m)	1.0×10^{-3}
P	(N)	1

とし一定要素を用いた。

Fig. 5 に、対角線上でのたわみの分布を数値解と解析解とを比較して示す。これより、数値解と解析解は非常に良い一致を示していることがわかる。したがって、本研究で用いる数値解析手法は、比較的高い精度を有するものと考えられる。

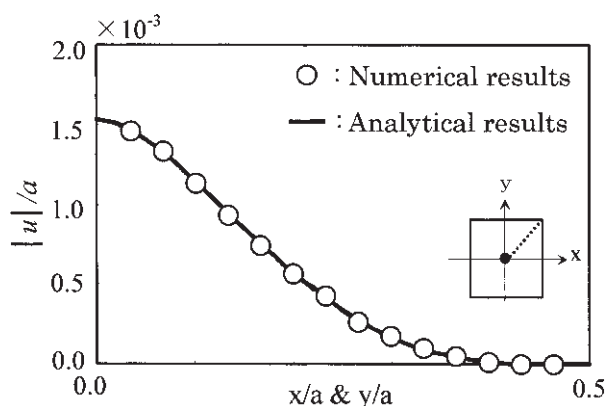


Fig. 5 Numerical and analytical results for distribution of deflection

3.2 接合部に単一欠陥を有する平板

平板の一辺に、欠陥をモデル化した自由境界部が、1か所存在する場合の数値計算モデルを Fig. 6 に示す。本研究で用いた数値計算モデルは、矩形平板の辺長比 $b/a = 1.0$ 、自由境界長 $l_f/a = 0.04$ とした。Fig. 6 に示す測線は、自由境界部を有する辺と平行な $x = 0.48$ の測線を $l1$ とし、 $y = 0.48$ の測線を $l2$ 、 $x = -0.48$ の測線を $l3$ 、 $y = -0.48$ の測線を $l4$ と設定した。

数値計算結果としては、定常状態における波動散乱場の上記測線上のたわみ振幅を算定し、接合部に存在する欠陥検知の可能性を検討した。

なお、本解析で使用した材料物性値は Table 1 に示したものと同様である。また、解析パラメータとしては、入射波波数 λ 、振動波源位置 S_0 および、自由境界部中心位置 f_c とし、具体的な値を Table 2 に示す。

Fig. 7 に、自由境界部中心位置 f_c が $y = 0.0$ 、入射波波数 $\lambda = 0.3$ 、振動波源位置 $S_0 = (0.0, 0.0)$ における、Fig. 6 で示した各測線でのたわみ振幅の応答分布を示す。これより、自由境界部を有する辺と平行な測線 $l1$ において、欠陥をモデル化した自由境界部付近で、たわみ振幅の大きさや分布形状に、他の側線とは明確な違いが現れていることがわかる。

Fig. 8 に自由境界部中心位置 f_c を $y = 0.1 \sim 0.4$ とパラメータとして、振動波源位置が平板中心で、 $\lambda = 0.3$ の場合の自由境界部を有する辺と平行な測線 $l1$ での、たわみ振幅の応答分布を示す。この図より、 f_c が $y = 0.1 \sim 0.3$ の

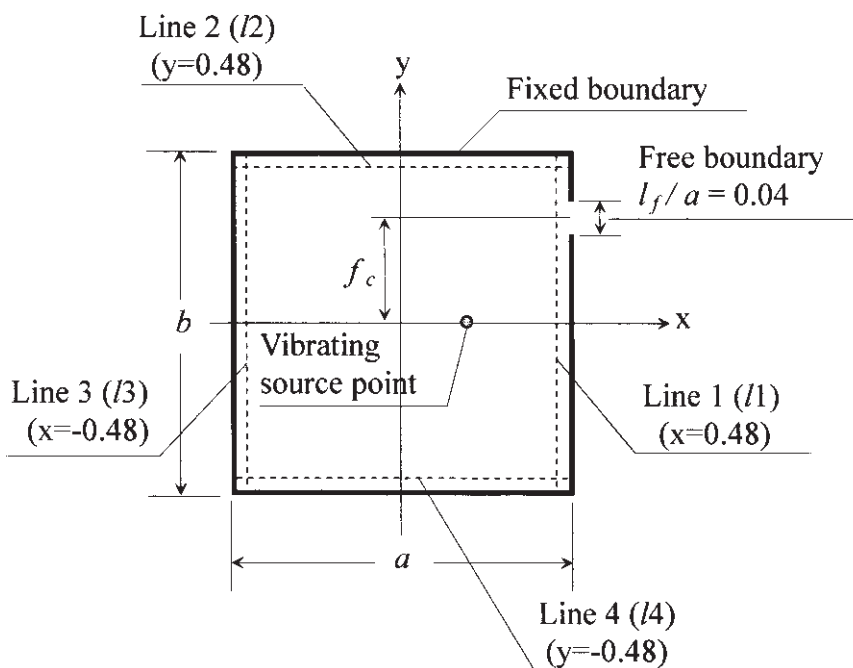


Fig. 6 Numerical model of plate with single defect

Table 2 Analysis conditions

Incident wave number	λ	0.3, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0
Vibrating source point	$S_0 = (x,y)$	(0.0, 0.0) (0.0, 0.1) (0.0, 0.2) (0.0, 0.3) (0.0, 0.2) (0.0, 0.3) (0.0, 0.4) (0.1, 0.1) (0.2, 0.2) (0.3, 0.3) (0.4, 0.4)
Center of free boundary	f_c	0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4

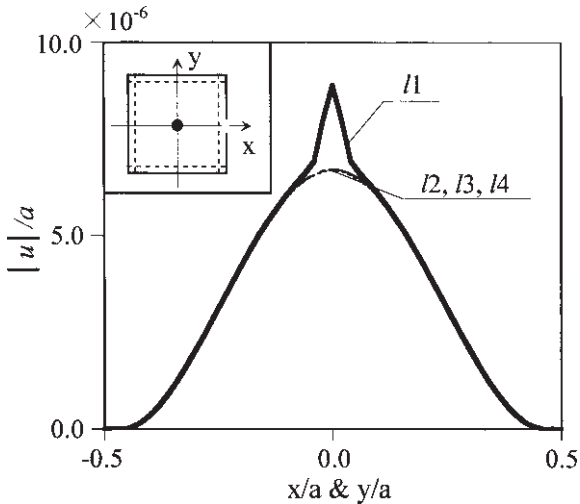


Fig. 7 Distribution for amplitude of deflections on $l1, l2, l3,$ and $l4$
($f_c: y=0.0, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

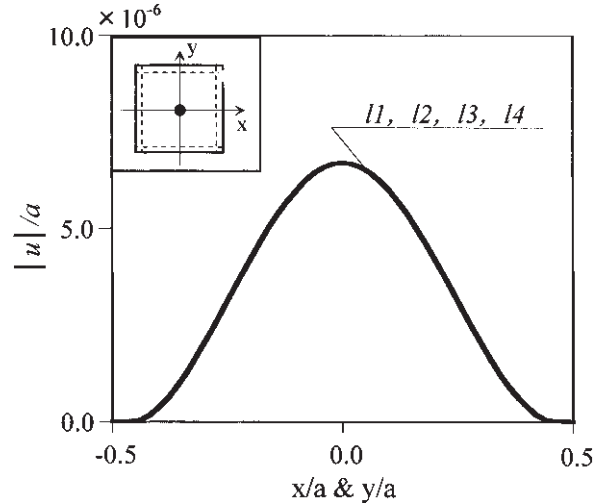


Fig. 9 Distribution for amplitude of deflections on $l1, l2, l3,$ and $l4$
($f_c: y=0.4, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

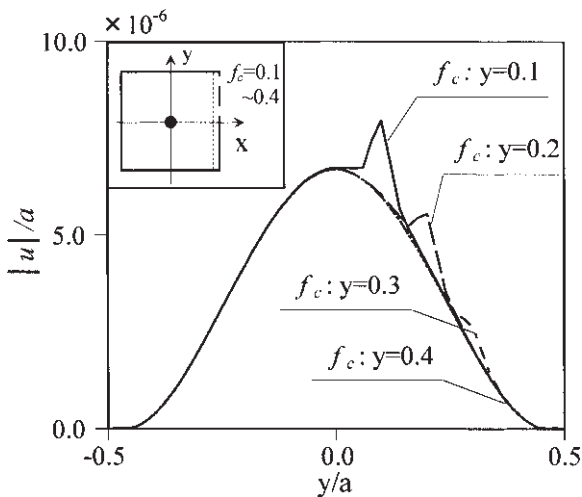


Fig. 8 Distribution for amplitude of deflections on $l1$
($f_c: y=0.1, 0.2, 0.3, 0.4, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

場合では Fig. 7 と同様に、自由境界部付近でのたわみ振幅に、大きさや形状の違いが明瞭に現れているのがわかる。しかしながら、 f_c が $y=0.4$ と隅角部付近にある場合は、明瞭な違いが見られなくなっている。

Fig. 9 に f_c が $y=0.4$ で $\lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$ における、全測線でのたわみ振幅の応答分布を示す。これよ

り、各測線でのたわみ振幅の分布形状に明瞭な違いはなく、全周固定の場合と区別がつかなくなっており、欠陥部の存在を検知することは困難であると考えられる。

そこで、このような状況に対応するために、自由境界部中心位置と振動波源位置は Fig. 9 と同じで、入射波波数のみ $\lambda=2.0$ と大きくした場合の、たわみ振幅の応答分布を Fig. 10 に示す。Fig. 9 と比較してみると、側線 $l1$ にのみ自由境界部付近でのたわみ振幅の大きさに、微少な違いが現れていることがわかる。しかしながら、この結果より欠陥部の検知ができるとは考えられず、より明確な違いが現れるよう工夫が必要であると考えられる。

そこで隅角部付近の自由境界部をより明確にするために、自由境界部中心位置 f_c が $y=0.4$ 、入射波波数 $\lambda=0.3$ として、振動波源位置 S_0 を矩形平板の対角線上 $(0.4, 0.4)$ に移動した場合の、各測線でのたわみ振幅の応答分布を Fig. 11 に示す。

もし全周固定すなわち欠陥が全く存在しなければ、測線 $l1$ と測線 $l2$ のたわみ振幅の大きさや形状は一致するはずである。しかしながら、この図では測線 $l1$ のたわみ振幅の大きさが測線 $l2$ より明らかに大きくなっていることがわかる。Fig. 7 より、自由境界部付近でのたわみ振幅の応答分布は、固定境界に比べ大きくなることがわかっている。したがって、測線 $l1$ 側に自由境界部すなわち欠陥部

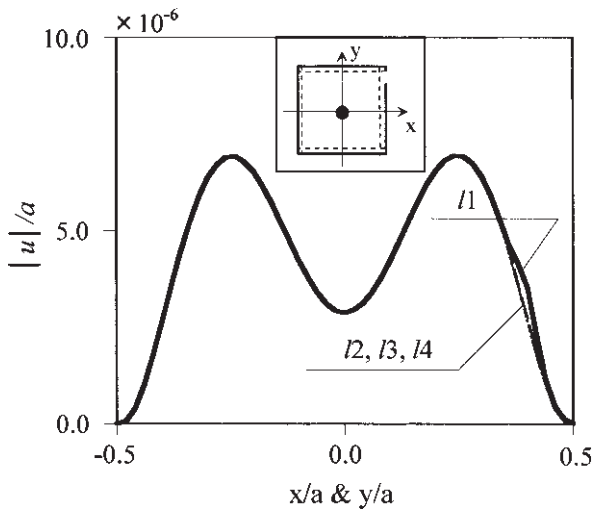


Fig. 10 Distribution for amplitude of deflections on $l1$, $l2$, $l3$, and $l4$
 ($f_c: y=0.4, \lambda=2.0, S_0=(0.0, 0.0)$)

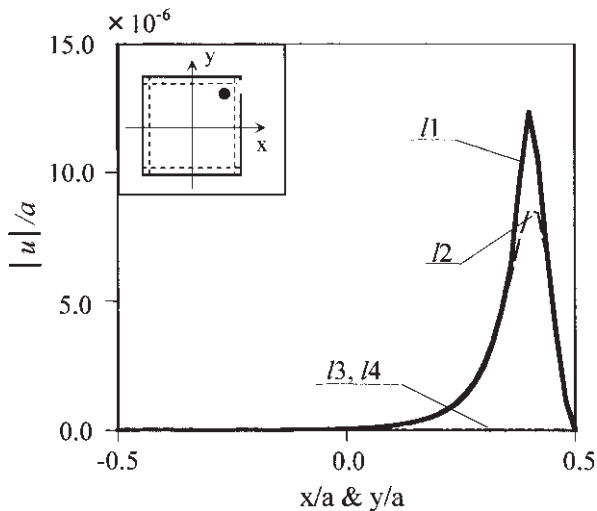


Fig. 11 Distribution for amplitude of deflections on $l1$, $l2$, $l3$, and $l4$
 ($f_c: y=0.4, \lambda=0.3, S_0=(0.4, 0.4)$)

が存在しているとその結果より判断することができると思われる。

3.3 接合部に複数欠陥を有する平板

本節では、平板の一辺に欠陥をモデル化した自由境界部が、2か所存在する場合を考える。Fig. 12に数値計算モデルを示す。本数値解析モデルにおいても単一欠陥モデルと同様に、矩形平板の辺長比 $b/a=1.0$ 、1つの自由境界長 $l_f/a=0.04$ とした。たわみの振幅を算定する測線は、Fig. 12には示していないが、単一欠陥モデル (Fig. 6) と同様である。Fig. 12に示すように、2か所ある自由境界部の中心をそれぞれ f_{c1} , f_{c2} とし、自由境界中心の離間距離 $f_d=f_{c2}-f_{c1}$ 、さらにその中心を f_{c0} と設定した。

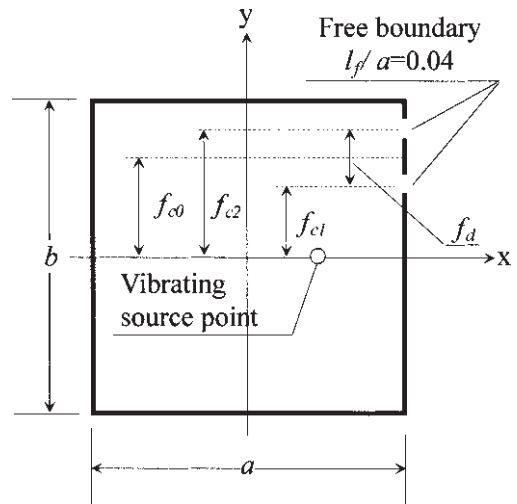


Fig. 12 Numerical model of plate with plural defects

Table 3 Analysis conditions of f_{c0} and f_d

Center of between free boundaries	f_{c0}	0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4
Distance of free boundaries	f_d	0.05, 0.06, 0.08

ここで解析パラメータは、Table 2に示したパラメータに加え、2か所の自由境界部の中心位置 f_{c0} と、その離間距離 f_d とした。その具体的な値を Table 3に示す。

Fig. 13に、自由境界中心の離間距離 $f_d=0.08$ 、振動波源位置が平板の中心、 $\lambda=0.3$ の場合において、自由境界部間の中心位置 $f_{c0}: y=0.0, 0.2$ での、側線 $l1$ でのたわみ振幅の応答分布を示す。これより、自由境界中心の離間距離 f_d が、自由境界部長 l_f の2倍程度の場合、自由境界

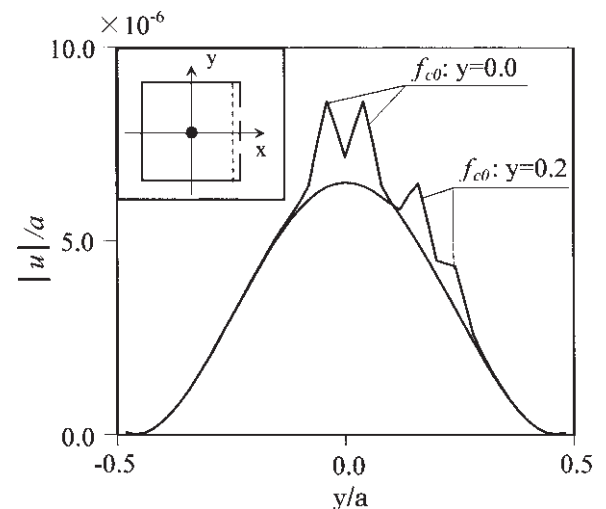


Fig. 13 Distribution for amplitude of deflections on $l1$ and $f_d=0.08$
 ($f_{c0}: y=0.0, 0.2, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

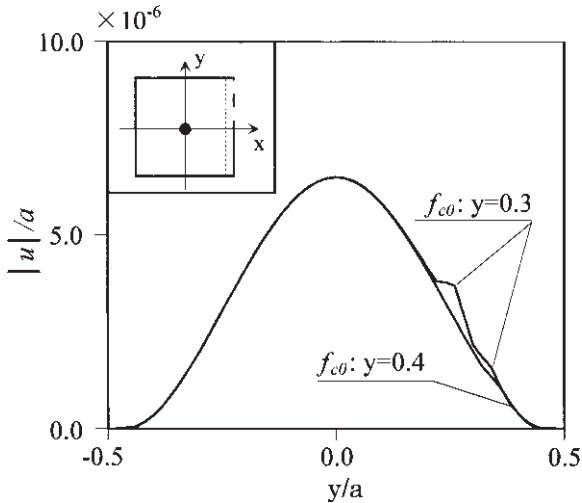


Fig. 14 Distribution for amplitude of deflections on l_1 and $f_d=0.08$ ($f_{c0}: y=0.3, 0.4, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

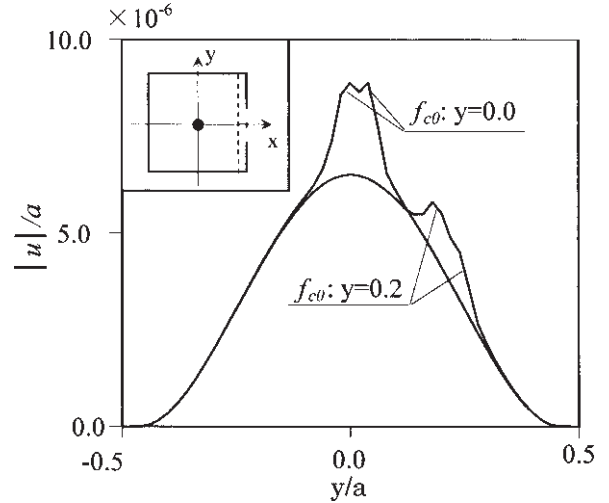


Fig. 15 Distribution for amplitude of deflections on l_1 and $f_d=0.05$ ($f_{c0}: y=0.0, 0.2, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

部付近でのたわみ振幅の増大部は2か所に現れ、複数の自由境界部が存在することが判断できる。

Fig. 14に、Fig. 13と同様の場合において、 $f_{c0}: y=0.3, 0.4$ と平板隅角部に近づいた場合での、たわみ振幅の応答分布を示す。この図より、 $f_{c0}: y=0.3$ の場合では、たわみ振幅の大きさに違いが現れ、自由境界部が存在することは判断できるが、Fig. 13とは異なり複数の自由境界部の存在を判断することはできない。また、 $f_{c0}: y=0.4$ と隅角部近傍に自由境界部がある場合、たわみ振幅の分布形状にほとんど違いは現れず、自由境界部の存在を判断することはできない。

次に、自由境界中心の離間距離 $f_d=0.05$ と近接した複数自由境界とし、Fig. 13と同様の場合でのたわみ振幅の応答分布を Fig. 15 に示す。この図より、 $f_{c0}: y=0.0$ では、たわみ振幅の増大がわずかではあるが2か所に現れ、自由境界部が2か所存在することが判断できる。 $f_{c0}: y=0.2$ では、自由境界部付近でのたわみ振幅が大きくなっており、自由境界部が存在していることはわかるが、これからは自由境界部が2か所あるとは明確には判断できない。

Fig. 16は、Fig. 15と同様な場合で、 $f_{c0}: y=0.3, 0.4$ におけるたわみ振幅の応答分布を示したものである。 $f_{c0}: y=0.3$ の場合では、たわみ振幅の大きさに違いが現れ、自由境界部が存在していることはわかるが、自由境界部が複数存在することは、まったく判断できない。 $f_{c0}: y=0.4$ の場合では、たわみ振幅の分布形状に違いが現れず、自由境界部の存在すら判断できない。

隅角部付近での複数の自由境界部の存在を明らかにするために、Fig. 17に、自由境界中心の離間距離 $f_d=0.05$ 、自由境界部間の中心 $f_{c0}: y=0.3, 0.4$ において、振動波源位置が中心にあり、入射波波数 $\lambda=2.0$ と大きくした場合の、側線 l_1 でのたわみ振幅の応答分布を示す。この図も、

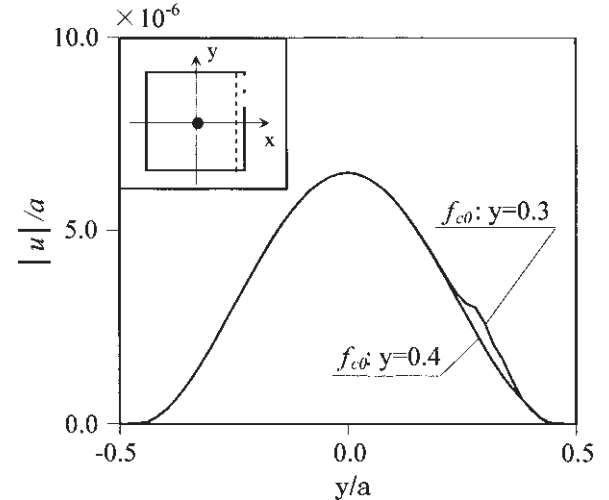


Fig. 16 Distribution for amplitude of deflections on l_1 and $f_d=0.05$ ($f_{c0}: y=0.3, 0.4, \lambda=0.3, S_0=(0.0, 0.0)$)

Fig. 16と同様に、 $f_{c0}: y=0.3$ の場合では、自由境界部付近のたわみ振幅の大きさに違いが現れておりその存在は判断できるが、自由境界部が複数存在することは判断できない。

ここまでの解析結果では、自由境界部間の中心が隅角部に最も近い、 $f_{c0}: y=0.4$ の場合には、自由境界部の存在は明確には現れなかった。そこで、自由境界部が単一の場合と同様に、振動波源位置をより自由境界部に近づけてみる。Fig. 18に、自由境界中心の離間距離 $f_d=0.8$ 、自由境界部間の中心 $f_{c0}: y=0.4$ 、振動波源位置 $S_0(0.4, 0.4)$ 、入射波波数 $\lambda=0.3$ における、各測線 $l_1 \sim l_4$ でのたわみ振幅の応答分布を示す。

これより、自由境界部を有する辺と平行な測線 l_1 での、

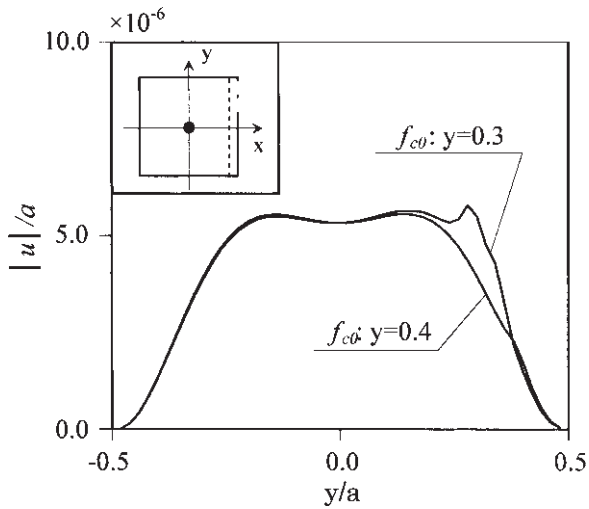


Fig. 17 Distribution for amplitude of deflections on $l1$ and $f_d=0.05$
($f_{co}: y=0.3, 0.4, \lambda=2.0, S_o=(0.0, 0.0)$)

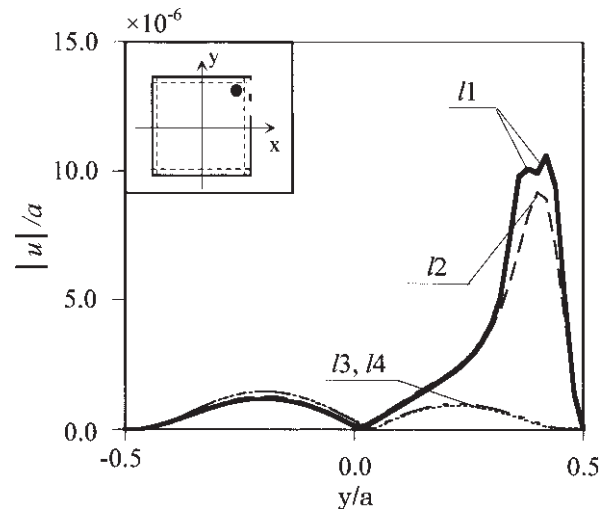


Fig. 19 Distribution for amplitude of deflections on $l1, l2, l3, l4$ and $f_d=0.08$
($f_{co}: y=0.4, \lambda=2.0, S_o=(0.4, 0.4)$)

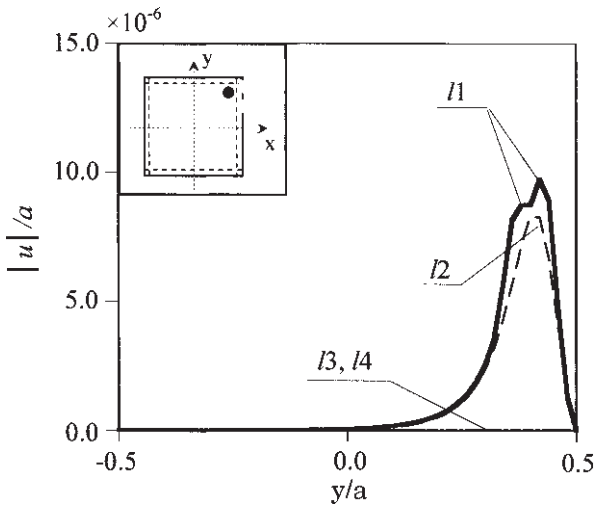


Fig. 18 Distribution for amplitude of deflections on $l1, l2, l3, l4$ and $f_d=0.08$
($f_{co}: y=0.4, \lambda=0.3, S_o=(0.4, 0.4)$)

たわみ振幅の大きさに明確な違いが現れ、自由境界部が存在することが判断できる。しかしながら、たわみ振幅の増大変化は微小であり、明らかに複数自由境界部が存在するとは判断しにくい。

また、Fig. 18と同じ解析条件において、 $\lambda=2.0$ と入射波波数を大きくしたときの、各測線でのたわみ振幅の応答分布をFig. 19に示す。この図でもFig. 18と同様に、自由境界部を有する辺と平行な測線 $l1$ でのたわみ振幅の増大変化は2か所あるとは判断しにくく、明らかに複数自由境界部が存在するとは判断しにくいことがわかる。

4. 結 論

本研究では、平板と他部材との接合部に存在する接合不良を、簡便かつ効率的に検知するための非破壊検査手法として、平板の動的応答特性を利用することを考え、接合境界近傍の動的なたわみ振幅の分布を数値実験により明らかにし、接合不良部の検知についてその可能性を検討したものである。本研究で得られた結論を以下に示す。

1. 本研究で示した検知手法によれば、比較的低周波の波動であっても、接合部における欠陥検知が可能であると考えられる。
2. 各辺に平行な測線上でのたわみ分布において、自由境界部を有する辺のたわみ分布は、その形状や大きさに明瞭な違いが現れる。
3. 振動波源が矩形平板の中心にある場合、辺の中心から辺長の60%程度までの位置にある欠陥の検知が可能である。
4. 自由境界部が隅角部付近にある場合、振動波源位置を隅角部に近づける事により、比較的低周波の波動でも、欠陥検知が可能である。
5. 自由境界部が矩形の一辺に複数存在する場合、自由境界部間の距離が、自由境界部長さの2倍以上のとき、辺の中心から辺長の60%程度まで複数の欠陥検知が可能である。
6. 自由境界部間の距離が2倍より小さい場合には、辺の中心から40%程度まで、複数の欠陥検知が可能である。
7. 複数の欠陥が隅角部近傍にある場合、欠陥の存在は判断できるが、複数あることは判断できない。

今後の課題としては、隅角部付近での、複数の欠陥検

知の方法の開発や、隅角部に欠陥がある場合の検知方法の開発を考えることがあげられる。さらに、実際に薄肉平板に振動を与えた時のたわみ振幅の測定を行い、本研究で得られた数値実験結果と実際の実験結果との比較を行うことが考えられる。

参考文献

- 川上哲太郎・小倉洋一 (2002)：欠陥部を有する薄肉平板の非破壊評価に関する基礎的研究，東海大学紀要海洋学部第53号，pp.45-59.
- 川上哲太郎・小倉洋一 (2003)：異種材料領域を有する薄肉平板の動的問題に対する境界要素法への応用，「海－自然と文化」東海大学紀要海洋学部，第1巻第1号，pp.9-16.
- 川上哲太郎・草加英之 (2005)：薄肉平板の動的応答特性を利用した劣化損傷部検知法に関する数値解析的検証，応用力学論文集，Vol.8，pp.207-214.
- 川上哲太郎・草加秀幸・青木由香利・山口 幸 (2006)：異

- 種材料領域を有する薄肉平板の動的応答特性を利用した非破壊評価手法の検証，「海－自然と文化」東海大学紀要海洋学部，第3巻第3号，pp.23-30.
- Kitahara, M. (1984): Applications of boundary integral equation methods to eigenvalue of elastodynamics and thin plates, 京都大学学位論文, pp.207-231.
- Lamb, H. (1917): On wave in an elastic plate, Proc. Roy. Soc., London, Ser. A93, pp.114-128.
- 根岸嘉和 (1994)：平板・はり・複合構造の静的動的精密解析理論に関する総合研究，京都大学学位論文，pp.42-45.
- 丹羽義次・小林昭一・北原道弘 (1980)：積分方程式法による平板の固有値振動問題の解析，土木学会論文報告集，第304号，pp.1-16.
- Rayleigh, L. (1889): On the free vibrations of an infinite plate of homogeneous isotropic elastic matter, Proc. Lond. Math. Soc., Vol.20, pp.225-234.
- Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S. (1959): THEORY OF PLATES AND SHELL, McGRAW-HILL, pp. 186-194.

要 旨

平板構造は、古くから土木建築構造物の主要な構造部材として用いられてきているが、基本的には平板部材のみでその構造体を構成することは無く、他部材と接合することにより、構造体を形成するものである。この平板部材と他部材との接合箇所に、溶接抜けや割れなどの接合不良が存在した場合、構造体全体へ予想外の損傷を及ぼすことが考えられる。特に、供用開始後の経年劣化に伴う接合箇所の損傷発生を発見することは非常に困難であり、労力と経費の問題も大きい。

そこで本研究では、簡便的な非破壊検査手法の開発を行い、点検保守作業の効率化を図ることを目的に、平板接合部に存在する欠陥を平板の動的応答特性の変化より検知することを考え、数値解析実験によりその可能性と有用性の検討を行ったものである。

数値解析実験結果より、平板の動的応答特性を精度よく把握することができ、本件研究で提案した平板の動的応答特性を利用した非破壊検査手法の可能性と有用性が確認された。

キーワード：薄肉平板，欠陥，動的応答特性，非破壊検査，境界要素法