

ひずみセンサを用いたアルミニウム板の衝撃荷重同定

Impact Force Identification of Aluminum Plates Using Strain Sensors

松本 賢*, 田島 賢典**, 福永 久雄***

Satoshi MATSUMOTO, Masanori TAJIMA, Hisao FUKUNAGA

*博士課程前期 2 年, 東北大学大学院, 工学研究科 (〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉 01)

**(株)エステック (〒231-0023 横浜市中区山下町 89-1)

***工博, 東北大学大学院, 工学研究科 (〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉 01)

This paper proposes a method identifying both a location and a history of impact force acting on a plate using multiple strain sensors. The relationship between an impact force and the corresponding strain responses is formulated based on the finite element method. The impact force history is identified precisely by introducing a penalty term of derivative of the force history. The impact force location is determined by directly comparing the experimental strain responses with analytical ones. The identified impact force acting on aluminum plates is compared with the experimental result, and the validity of the present method is verified.

Keyword: impact force identification, Aluminum plate, PZT sensors, finite element method

1. 緒言

構造物の健全性を維持し安全に長期的に運用するためには、構造物内部の損傷を検知することが重要である。特に、外部からの衝撃に晒される環境下では、面外衝撃荷重が構造物内に損傷を生じさせ、構造強度の致命的な低下を引き起こす可能性がある。従来の超音波、X線やコインタッピングなどの非破壊検査法は、構造物の稼働停止を必要とする上、見落とし等の危険性がある。そこで近年、構造ヘルスマモニタリングと呼ばれる、構造物にセンサ・ネットワークと損傷等の診断アルゴリズムを組み込み、センサによる計測情報から構造物の健全性を自動的に監視する技術の研究が盛んに行われている。このような損傷診断アルゴリズムを構築し効率的な診断・健全性評価を行う上で、損傷を引き起こす衝撃荷重の情報は非常に重要となる。

衝撃荷重同定に関する従来の研究として、衝撃荷重とそれによる外部応答とを伝達関数により関係付け、衝撃荷重を同定する手法が提案されている。井上ら^{1,2)}は、衝撃荷重とひずみ応答間の伝達関数を実験的に求め、逆畳込み法を用いることにより衝撃荷重を同定している。また、Doyle ら^{3,4)}は等方性はりおよび板を対象に、衝撃荷重と計測ひずみ応答との関係式より、時間領域および周波数領域で衝撃荷重を同定する手法を提案し、ひずみゲージを用いた同定実験により手法の有効性の検討を行っている。Wu ら⁵⁾はモード展開を用いて、衝撃荷重と任意の点でのひずみ応答を関係付ける変換行列を求め、ひずみの計測値と解析値の残差を最小化することで荷重履歴を同定する手法を

提案している。しかし、これらの研究は、荷重位置が既知の場合についての荷重履歴同定を扱っていた。

これに対し、作用位置が不明な衝撃荷重に対し、荷重位置と履歴の両方を同定する手法も提案されている。Yen ら^{6,7)}は、センサとしてひずみゲージを用い、等方性平板上の 2 点以上で計測されたひずみ情報から荷重位置を同定する手法を提案すると共に、文献 5)と同様の手法を用いて荷重履歴の同定も行っている。また、Choi ら⁸⁾はチタン酸ジルコン酸鉛 (PZT) 圧電センサを用い、計測ひずみ情報とモデルから得られたひずみの誤差を最小化することで、荷重位置および履歴を同定する手法を提案している。以上のように衝撃荷重同定に関する研究は数多くなされているが、実時間で精度良い同定手法の確立には至っていない。

本研究では、構造物に作用する面外衝撃荷重とひずみ応答の関係を有限要素法に基づき定式化し、衝撃荷重の位置および履歴を同定する手法を提案する。荷重位置同定では、まず始めに、複数のひずみ応答から荷重が作用したと思われる位置の推定法を示す。次に、推定された荷重位置での荷重履歴を同定し、対応するひずみ応答に基づく荷重位置の決定法を示す。また、本手法に基づき、ひずみゲージあるいは PZT 圧電センサを用いた衝撃荷重同定システムを構築する。本研究ではセンサとしてひずみゲージあるいは PZT 圧電センサを用いたが、PZT は特に高周波帯域の応答に優れている利点がある。本システムを用いてアルミニウム板を対象に衝撃荷重実験を行い、実験結果と同定結果の比較より、本手法の有効性を検討する。

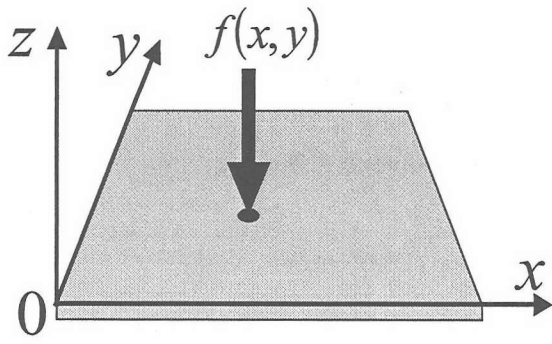


図-1 面外衝撃荷重を受ける矩形平板

2. 衝撃荷重同定の定式化

2.1 衝撃荷重とひずみ応答関係式

板厚が十分に薄い矩形平板に図-1に示すように直交座標系 (x, y, z) を定義する。有限要素法に基づく平板の非減衰強制振動は次式で書き表される。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = f(t)\{\delta\} \quad (1)$$

ここで、 $[M]$ は質量マトリックス、 $[K]$ は剛性マトリックス、 $\{u\}$ は節点変位ベクトル、 $f(t)$ は面外衝撃荷重履歴を表す。また、 $(\ddot{})$ は時間に関する2階微分を、 $\{\delta\}$ は $\{\delta\} = [0, 0, \dots, 0, 1, 0, \dots, 0, 0]^T$ のように、荷重が作用する自由度に対応する成分が1で他は0となる単位ベクトルを示す。節点変位を n 次までの固有振動モードの線形結合によって表示すると、節点変位ベクトルは次式で表される。

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \xi_i = [\Phi]\{\xi\} \quad (2)$$

ここで、 $\{\phi_i\}, \xi_i$ は各々、 i 次の固有振動モード、モード変位を表し、 $[\Phi], \{\xi\}$ は各々、 $[\Phi] = [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n]$ 、 $\{\xi\} = [\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n]^T$ で定義される固有振動モードマトリックス、モード変位ベクトルである。(2)式を(1)式に代入すると、次式で表されるモード座標系における非減衰強制振動の支配方程式が得られる。

$$\ddot{\xi}_i(t) + \omega_i^2 \xi_i(t) = f(t) [\Phi_i]^T \{\delta\} \quad (3)$$

ここで、 ω_i は i 次の固有角振動数を、 $[\]^T$ は転置行列を表している。初期変位および初期速度を零として(3)式のモード変位に関する2階微分方程式をDuhamel積分を用いて解くと、モード変位は次式で与えられる。

$$\xi_i(t) = \frac{1}{\omega_i} \int_0^t f(\tau) [\Phi_i]^T \{\delta\} \sin \omega_i(t - \tau) d\tau \quad (4)$$

(4)式に離散時間 $t = k\Delta t$ ($k = 1, 2, \dots, m$)を導入し、 $f(t)$ を各区間で線形近似すると、 $t_m = m\Delta t$ におけるモード変位は(5)式のように表すことができる。

$$\xi_i(t_m) = \frac{[\Phi_i]^T \{\delta\}}{\omega_i} \left[\sum_{s=1}^{m-1} \Omega(i, m-s) f_s + \Psi(i) f_m \right] \quad (5)$$

ここで、

$$\Omega(i, j) = \frac{1}{\omega_i^2 \Delta t} \{-\sin \omega_i(l-1)\Delta t + 2\sin \omega_i j \Delta t - \sin \omega_i(j+1)\Delta t\} \quad (6)$$

$$\Psi(i) = \frac{1}{\omega_i} \left(1 - \frac{1}{\omega_i \Delta t} \sin \omega_i \Delta t \right) \quad (7)$$

また、 f_m は $t = m\Delta t$ における荷重値を表している。各時刻における荷重値を要素とする荷重履歴ベクトル $\{\tilde{f}\} = [f_1, f_2, \dots, f_m]$ を定義すると時刻 t_m におけるモード変位ベクトルは(8)式で表される。

$$\{\xi\} = [R][T]\{\tilde{f}\} \quad (8)$$

ここで、 $[R]$ および $[T]$ はそれぞれ(9)、(10)式で与えられる。

$$[R] = \text{diag} \left[\frac{[\Phi_1]^T \{\delta\}}{\omega_1}, \frac{[\Phi_2]^T \{\delta\}}{\omega_2}, \dots, \frac{[\Phi_n]^T \{\delta\}}{\omega_n} \right] \quad (9)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} \Omega_{m-1}^1 & \Omega_{m-2}^1 & \dots & \Omega_1^1 & \Psi_1 \\ \Omega_{m-1}^2 & \Omega_{m-2}^2 & \dots & \Omega_1^2 & \Psi_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \Omega_{m-1}^n & \Omega_{m-2}^n & \dots & \Omega_1^n & \Psi_n \end{bmatrix} \quad (10)$$

ここで、 $\Omega_j^i \equiv \Omega(i, j)$ 、 $\Psi_i \equiv \Psi(i)$ とする。

(8)式を(2)式に代入すると、時刻 t_m における節点変位 $\{u_m\}$ が得られる。

$$\{u_m\} = [\Phi][R][T]\{\tilde{f}\} \quad (11)$$

任意の点 (x, y) の曲率 $\{\kappa\}$ は次式で表される。

$$\{\kappa\} = \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 2 \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right]^T \quad (12)$$

また、曲率 $\{\kappa\}$ はひずみ節点変位マトリックス $[B]$ を用いて、

$$\{\kappa(x, y, t_m)\} = [B][\Phi][R][T]\{\tilde{f}\} \quad (13)$$

と表される。従って、時刻 t_m における板内部の点 (x, y, z) でのひずみ $\{\varepsilon_m\} = [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy}]^T$ は次式で表される。

$$\{\varepsilon_m\} = -z\{\kappa\} = -z[B][\Phi][R][T]\{\tilde{f}\} \equiv [g^m]\{\tilde{f}\} \quad (14)$$

(14)式を各時刻について書き下すと、

$$\{\varepsilon_1\} = g^1 f_1$$

$$\{\varepsilon_2\} = g^2 f_1 + g^1 f_2$$

$\vdots$

$$\{\varepsilon_k\} = g^k f_1 + g^{k-1} f_2 + \dots + g^1 f_k$$

$\vdots$

$$\{\varepsilon_m\} = g^m f_1 + g^{m-1} f_2 + \dots + g^{m-k+1} f_k + \dots + g^1 f_m$$

となる。各時刻におけるひずみ ε_i を要素とする履歴ベクトルを $\{\tilde{\varepsilon}\} = [\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad \dots \quad \varepsilon_m]^T$ と定義すると、ひずみ履歴 $\{\tilde{\varepsilon}\}$ と荷重履歴 $\{\tilde{f}\}$ の関係は次式で書き表す

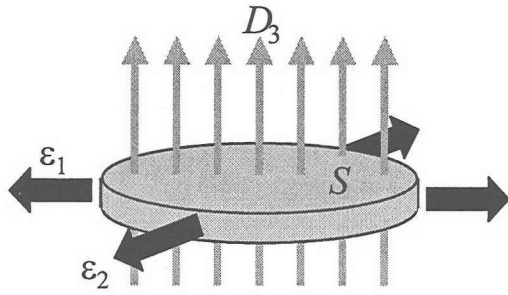


図-2 PZT 圧電センサモデル

とができる。

$$\{\tilde{\epsilon}\} = [\tilde{G}]\{\tilde{f}\} \quad (15)$$

ここで、変換行列 $[\tilde{G}]$ は次式で示す m 個の独立成分から構成される下三角行列となる。

$$[\tilde{G}] = \begin{bmatrix} g_1 & & & & \\ g_2 & g_1 & & & 0 \\ g_3 & g_2 & g_1 & & \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \\ g_m & g_{m-1} & g_{m-2} & \cdots & g_1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

この変換行列 $[\tilde{G}]$ は、有限要素モデルが得られたとき、荷重位置 (x_0, y_0) とひずみ観測位置 (x, y, z) により決定され、その各成分はインパルス荷重に対するひずみ応答を表している。

2.2 PZT センサのモデル化

本研究で用いたPZT圧電素子の外観を図-2に示す。圧電素子は円形で素子厚は直径に比べて十分小さく、面外方向に分極処理されている。また、素子内部のひずみは面内で一定とし、弾性および圧電性は面内等方であると仮定する。素子に応力 $\{\sigma\} = [\sigma_1 \ \sigma_2 \ \tau_{12}]^T$ が加わると $\{\epsilon\} = [\epsilon_1 \ \epsilon_2 \ \gamma_{12}]^T$ の発生と共に、圧電効果により電束密度 $[D_1 \ D_2 \ D_3]^T$ を生ずる。このとき、応力とひずみの関係式、および電束密度と応力の関係式と用いて次式で表される。

$$\{\sigma\} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix} \{\epsilon\} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & 0 \end{bmatrix} \{\sigma\} \quad (18)$$

ここで E, ν は各々、圧電素子のヤング率、ポアソン比、また d は圧電ひずみ定数を表す。(18)式に(17)式を代入することにより、面外方向電束密度 D_3 は次式で与えられる。

$$D_3 = d_{31} \frac{E}{1-\nu} (\epsilon_1 + \epsilon_2) \quad (19)$$

従って、PZT 圧電素子に蓄えられる電荷 Q_{PZT} は素子の断面積 S を用いて、(20)式で与えられる。

$$Q_{PZT} = c_{PZT} (\epsilon_1 + \epsilon_2) \quad (20)$$

ただし、

$$c_{PZT} \equiv S d_{31} \frac{E}{1-\nu} \quad (21)$$

本研究では、PZT からの出力電荷をチャージアンプにより電圧に変換し計測を行う。圧電素子の出力電圧 V_{PZT} はチャージアンプの増幅率 g_{amp} を用いて次式で表される。

$$V_{PZT} = g_{amp} c_{PZT} (\epsilon_1 + \epsilon_2) = g_{PZT} (\epsilon_1 + \epsilon_2) \quad (22)$$

(22)式より、圧電素子の出力電圧 V_{PZT} は面内ひずみの和に比例する形で表され、 V_{PZT} を計測することによりひずみ計測が可能となる。(22)式において g_{PZT} は圧電素子の取り付け具合等により影響を受けるため、2軸ひずみゲージを用いた校正試験により g_{PZT} を決定した。

以上のように、本研究で用いる計測ひずみ量は面内ひずみの和であることから、計測ひずみの時間履歴 $\{\tilde{\epsilon}\}$ と荷重履歴 $\{\tilde{f}\}$ の関係は(15)式より次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \{\tilde{\epsilon}\} &= \{\tilde{\epsilon}_1\} + \{\tilde{\epsilon}_2\} = ([\tilde{G}^{(1)}] + [\tilde{G}^{(2)}])\{\tilde{f}\} \\ &= [G]\{\tilde{f}\} \end{aligned} \quad (23)$$

2.3 衝撃荷重位置の推定

平板上あるいは内部に配置された $N(\geq 3)$ 個のPZTセンサから衝撃荷重 $\{\tilde{f}\}$ によって発生したひずみ応答 $\{\tilde{\epsilon}_i\}$ ($i=1, 2, \dots, N$)が計測される場合、各センサに対して(23)式が成立する。このとき、 i 番目センサと j 番目センサのひずみ応答は、(24)式で与えられる。

$$\{\tilde{\epsilon}_i\} = [G_i]\{\tilde{f}\} \quad (24a)$$

$$\{\tilde{\epsilon}_j\} = [G_j]\{\tilde{f}\} \quad (24b)$$

上式の両辺にそれぞれ $[G_j], [G_i]$ を掛けることにより、上式は、

$$[G_j]\{\tilde{\epsilon}_i\} = [G_j][G_i]\{\tilde{f}\} \quad (25a)$$

$$[G_i]\{\tilde{\epsilon}_j\} = [G_i][G_j]\{\tilde{f}\} \quad (25b)$$

となる。畳み込み積分の可換則より、次式が成り立つ。

$$[G_j][G_i] = [G_i][G_j] \quad (26)$$

従って、(25)および(26)式より、 i 番目センサと j 番目センサのひずみ応答の関係式が(27)式で与えられる。

$$[G_i]\{\tilde{\epsilon}_j\} = [G_j]\{\tilde{\epsilon}_i\} \quad (27)$$

関係式(27)は、正解の荷重位置に対して成立する関係であり、それ以外の場合は両辺の値は異なる。そこで、両辺の差を基準化したものを誤差ノルムと定義すると荷重位置は誤差ノルムを最小化する位置として与えられる。即ち、衝撃荷重位置は、次式を最小とする解として与えられる。

$$E = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1, j \neq i}^N \frac{\| [G_i]\{\tilde{\epsilon}_j\} - [G_j]\{\tilde{\epsilon}_i\} \|^2}{\| [G_j]\{\tilde{\epsilon}_i\} \|^2} \quad (28)$$

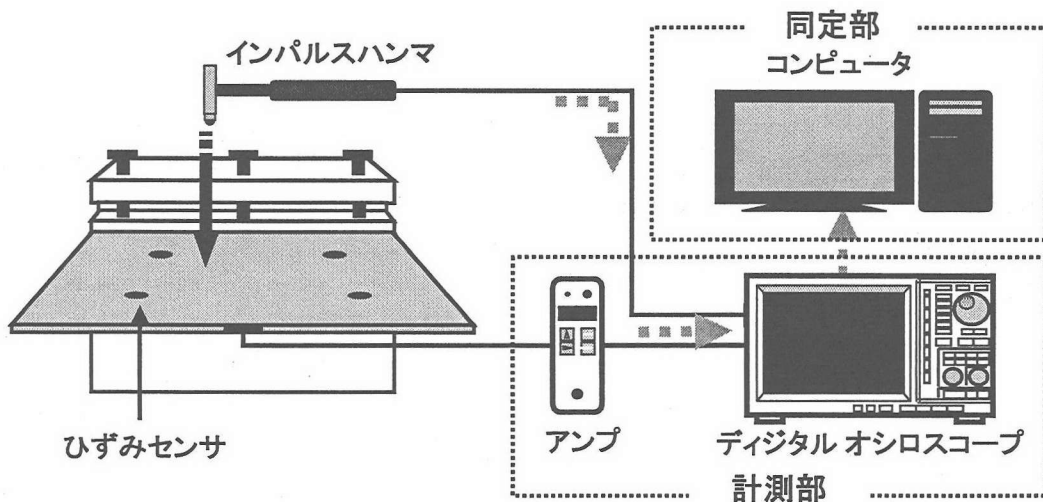


図-3 衝撃荷重同定の実験装置

ここで、 $\|\cdot\|$ はベクトルのユークリッド・ノルムを表す。本研究では、上式の計算を有限要素法の各節点に対しパラメトリックに行う。

上式の最小化問題では、モデル化誤差やひずみ履歴の計測誤差等を含まない場合、(28)式を最小とする解が正解の荷重位置と決定できる。しかし、実際にはこれらの誤差を含むため、(28)式を用いて精度良く荷重位置同定を行うことは難しい。そこで、上式を用いて荷重位置の推定を行い、上式の値 E が小さい数点を荷重位置の候補点とする。

2.4 荷重履歴同定

荷重位置が既知の場合、センサ位置および荷重位置の両方が決まり、(23)式が全センサに対して成り立つ。従って、求める荷重履歴は次式の最小二乗問題の解として与えられる。

$$\{\tilde{f}\} = \sum_{i=1}^N \|\{\tilde{\epsilon}_i\} - [G_i]\{\tilde{f}\}\|^2 \quad (29)$$

しかし、(29)式の最小二乗問題を直接解いた場合、ひずみ応答の計測誤差等により荷重履歴の同定結果は大きく振動したものとなる。そこで、振動を抑え問題の改善を図るために、荷重履歴の導関数に制約を加えた次式の最小化問題を考える。

$$\min_f F = \sum_{i=1}^N \|\{\tilde{\epsilon}_i\} - [G_i]\{\tilde{f}\}\|^2 + \alpha \|\{\tilde{f}\}\|^2 \quad (30)$$

subject to $\{\tilde{f}\} \geq 0$

ここで、 $\{\tilde{f}\}$ は荷重履歴の導関数の差分近似を表し、 α は荷重履歴の導関数ノルムに対する制約の重み係数である。(30)式において荷重が引張りとならないよう制約を加え、二次計画法を用いて最小化問題を解き荷重履歴同定を行う。

2.5 荷重位置の決定

(28)式より推定される荷重位置の候補点 (x_e, y_e) に

対して、(30)式より対応する荷重履歴 $\{\tilde{f}^{id}\}$ が求まる。得られた荷重履歴に対して、次式の誤差ベクトル $\{\tilde{e}\}$ を考える。

$$\{\tilde{e}_i\} = [G_i]\{\tilde{f}^{id}(x_e, y_e)\} - \{\tilde{\epsilon}_i\} \quad (31)$$

これより、正解の荷重位置は次式の判定式を最小とする節点として決定される。

$$H = \sqrt{\frac{1}{mN} \sum_{i=1}^N \|\tilde{e}_i\|^2} \quad (32)$$

(32)式に基づく荷重位置判定基準では、「ひずみ」という物理量を計測値と理論値とで直接的に比較を行うため、(28)式の判定基準を用いた場合に比べ、精度良く同定することが可能となる。

3. 衝撃荷重同定システム

3.1 実験装置

同定システム外観を図-3に示す。本同定システムは試験片、治具、アンプ、デジタルオシロスコープ(横川電気製 DL708E)およびパーソナル・コンピュータで構成されている。

対象とする試験片には図-4に示す寸法が 300mm × 300mm × 1.95mm のアルミニウム板を使用する。試験片の材料定数を表-1に示す。ひずみセンサには、2軸ひずみゲージ(NEC 三栄製, N22-FA-5-120-11-VS1)および PZT 圧電素子(直径 6.35mm, 厚さ 0.254mm, $d_{31} = -175(pC/N)$)を配した回路基板(米国 Acellent 社製, SMART Layer)を使用する。また、ひずみゲージは板上面に、SMART Layer は試験片下面に貼付して、ひずみの計測を行う。使用するひずみゲージおよび PZT 圧電センサ数は共に 4 個で、図-4に示す位置に貼付している。センサの詳細位置はセンサ 1 から順に、(85,90), (213,90), (86,216) および (213,218)mm である。

試験片を治具によって片持ち支持し、インパルスハンマ(小野測器製 GK-3100)によって打撃を与え、衝

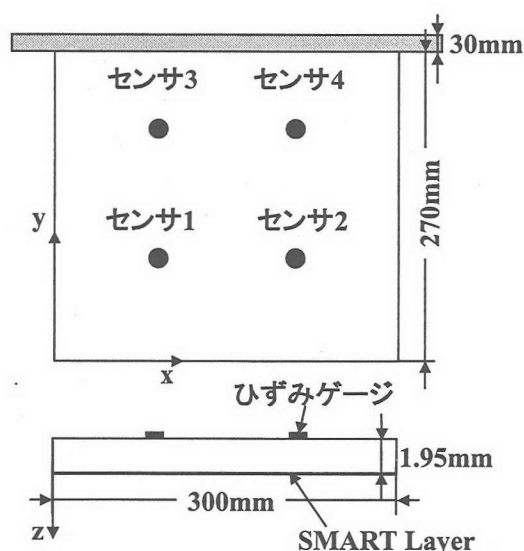


図-4 試験片およびセンサ配置概観

表-1 材料定数

E [GPa]	G [GPa]	ν	ρ [kg/m ³]
70	26.3	0.33	2710

撃荷重実験を行う。打撃によって発生したセンサ出力は、アンプによる増幅後、オシロスコープによりAD変換し、コンピュータに取り込む。なお、センサがひずみゲージの場合には直流アンプ(ユニパルス製、AM32-AZ)を、PZT センサの場合にはチャージアンプ(小野測器製、CH-1100)を使用している。また、インパルスハンマによる衝撃荷重も、同時に計測し、同定結果の比較検討に用いる。

3.2 有限要素モデル

本研究では解析に、図-5 に示す縦および横方向に10 等分した 100 要素から成る有限要素モデルを用いる。解析には、4 節点板曲げ要素を用い、節点の自由度はたわみ w 、 x 軸回りの回転 θ_x および y 軸回りの回転 θ_y を考慮する。このとき、モデル全体の自由度の数は363 である。また、使用する固有振動モードを決定するため予備実験を行った結果、2kHz 以上の周波数領域ではひずみ応答の周波数スペクトルは無視できるほど小さいものであった。従って、解析には30 次までの固有振動モードを用いた。

実験における片持ち固定治具は、図-3 に示すように、金具を介してボルトにより結合している。このときの境界条件は、図-5 に示す試験片縁側の11 節点(■)では全自由度を固定とし、隣の節点(■)ではたわみ w および y 軸回りの回転 θ_y のみを固定とし、 x 軸回りの回転 θ_x は自由とした。また、有限要素モデルでは SMART LAYER の厚さおよび剛性の影響は無視し、荷重の方向は板下面に圧縮ひずみを生じさせる方

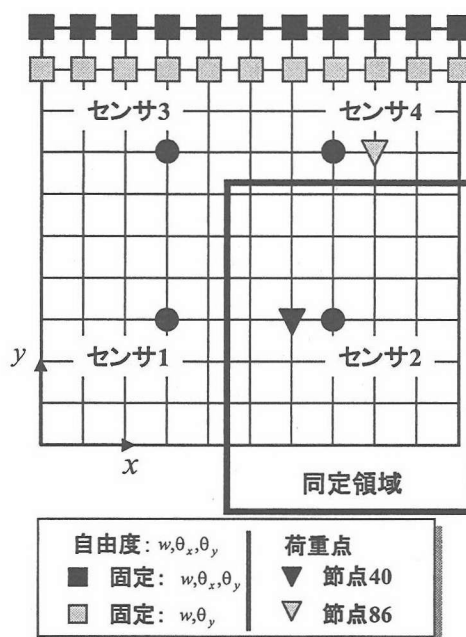


図-5 有限要素モデル

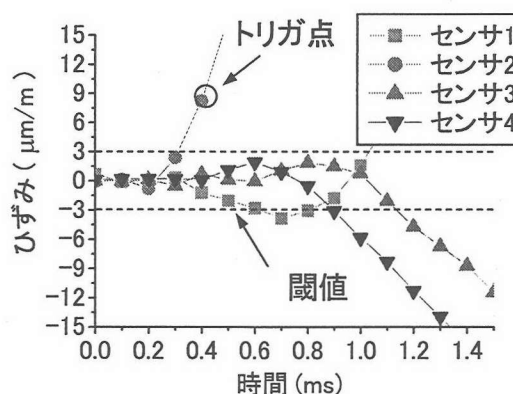


図-6 トリガ点

向を正とする。

なお、計算時間を短縮するため、本研究では荷重位置の探索範囲の絞込みを行った。図-5 に示すように各節点をセンサとの距離に応じて領域の区分けを行い、図-6 に示すようにセンサ応答に対して、閾値を初めに超えたセンサが含まれる領域(図-5 参照)に探索範囲を絞り込んで荷重位置同定を行う。

3.3 衝撃荷重同定のフローチャート

本研究における荷重同定のフローチャートを図-7 に示す。まず事前に、有限要素モデルの作成を行う。荷重の監視をオシロスコープのトリガ機能を利用して行い、計測されるひずみの絶対値が設定した閾値を超えた場合、荷重が作用したものと判断する。オシロスコープからコンピュータへひずみデータの取り込みが行われた後、同定処理が開始される。まず、(28) 式に基づく荷重位置の推定、および、推定位置で(30)式に基づき荷重履歴同定を行う。次に同定された荷重履歴に対応するひずみ応答を用いて、(32)式に基づいて

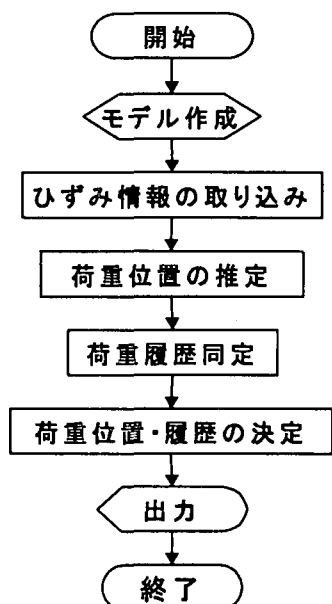


図-7 衝撃荷重同定のフローチャート

荷重位置を決定する。最後に、決定した荷重位置での荷重履歴を求めた後、結果を出力して同定を終了する。

全計測時間は10ms、サンプリング時間 Δt を0.1msとし、荷重位置同定には5ms、履歴同定には全計測時間の情報を使用し、同定を行った。ひずみゲージを使用する際、高次周波数成分を除去するため、直流アンプのローパスフィルタで10kHzの周波数帯域制限をかけた。また、(30)式の重み係数 α 、および、荷重位置の探索範囲の絞込みを行う際に用いる閾値 $\varepsilon_{threshold}$ は、各々 $\alpha = 1.0 \times 10^{-19}$ 、 $\varepsilon_{threshold} = 3.0 \times 10^{-6}$ を用いた。

4. 衝撃荷重実験結果

4.1 PZT センサの校正実験

2.2 節において、PZT センサの出力電圧が面内ひずみの和に比例する形で与えられることを示した。本節では、(22)式に示される出力電圧と面内ひずみの関係を表す変換係数 g_{PZT} を2軸ひずみゲージを用いた校正実験により決定し、PZT センサのモデル化の妥当性について検討する。校正には、図-4に示すセンサ1におけるひずみゲージとPZT センサを用いた。また、正のセンサ出力が伸びひずみになるように設定している。校正には板縁上、固定支持部およびセンサ貼付部を除く全68点の節点を打撃した際の出力を使用する。また、校正に使用する計測時間は100msとし、校正は出力応答の最大ピーク値を比較して行う。その結果、得られた g_{PZT} の平均値は $g_{PZT} = -2.19 \times 10^4$ であった。得られた g_{PZT} を用いて48番節点を打撃した際の板下面での両センサのひずみ応答を比較したものを図-8に示す。この結果から、PZT センサを用いて計測されたひずみとひずみゲージの結果はよく一致しており、PZT センサの出力が面内ひずみの和に比例

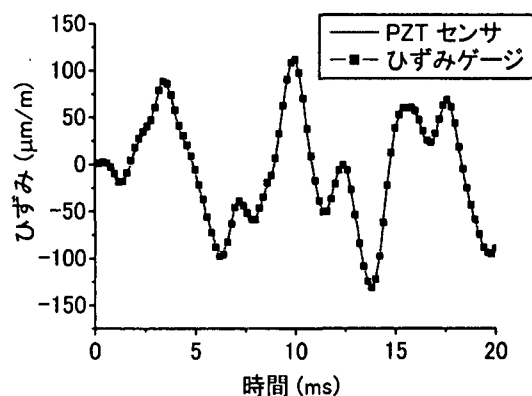


図-8 PZT センサ校正結果

するとした PZT センサのモデル化が妥当であることが分かる。

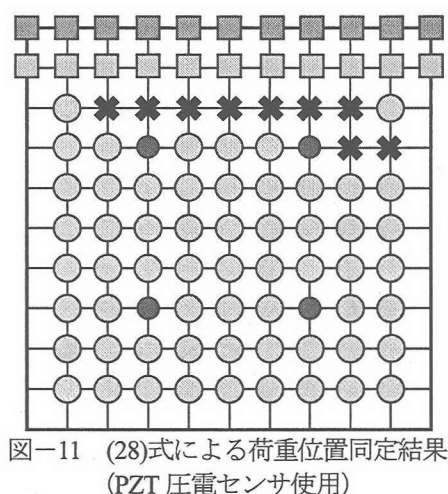
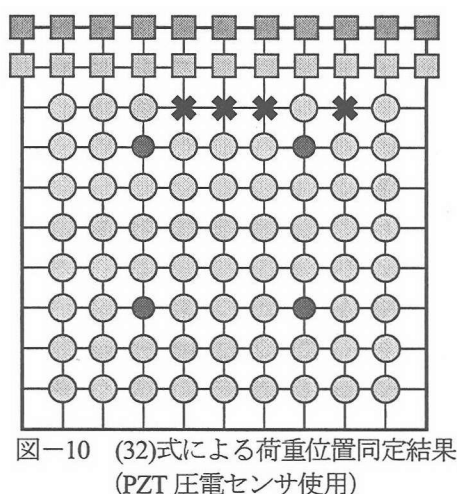
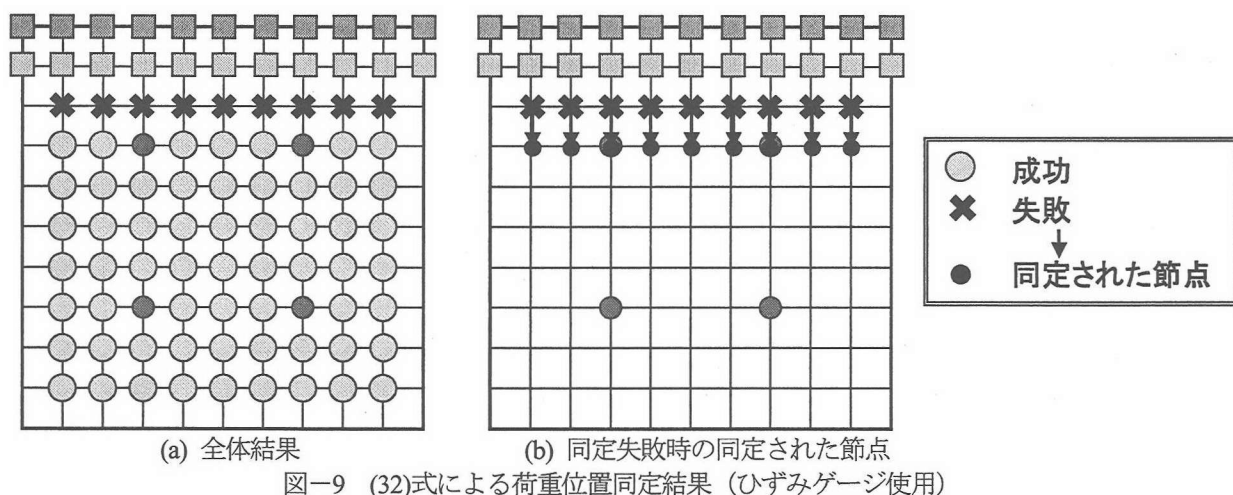
4.2 荷重位置同定結果

図-9および図-10に荷重位置同定結果を示す。図-9および図-10は各々、センサとしてひずみゲージおよびPZT センサを用いた場合の結果を表している。図-9(a)には、位置同定が成功した場合を○印で、失敗した場合を×印で示す。また、図-9(b)には、同定に失敗した場合の同定位置を表している。また、図-10に、PZT センサを用いた場合の図-9(a)と同様の結果を示す。図-9(a)および図-10より、センサとしてひずみゲージを用いた場合には同定成功率は87%程度であるのに対し、PZT 圧電センサを用いた場合には94%と高い精度で同定が可能であることがわかる。また、図-9(b)より、位置同定に失敗した場合、隣接節点を同定していることがわかる。なお、同定に失敗した節点は全て試験片固定部近くに集中しており、これらの節点を打撃した場合のひずみ応答は全体的に小さいものであった。従って、これらの節点では計測誤差やモデル化誤差が含まれる場合、相対的にその影響が大きくなり、荷重位置同定に失敗したと考えられる。

本研究では荷重位置同定に際し、まず(28)式に基づき荷重位置の推定を行った後、(32)式により荷重位置の決定を行った。図-11に、荷重位置判定基準として(28)式を用いた場合の結果を示す。ただし、センサとしてPZT 圧電センサを用いている。(28)式を用いた判定法では、同定精度は87%まで低下した。これは、(28)式では無次元量を最小化する判定式であるため、モデル化誤差やひずみの計測誤差の影響により、正解の荷重位置で(28)式が最小となるとは限らないことになっている。一方、(32)式の判定基準では「ひずみ」という物理量を計測値と解析値とで比較評価するため、高い精度で同定が可能となる。

4.3 荷重履歴同定

荷重位置が40番節点(図-5参照)における荷重履歴同定結果を図-12に示す。同図(a)および(b)は各々、



ひずみゲージおよび PZT センサを用いた場合の同定結果を表している。図-9 および図-10 より分かるように、40 番節点の打撃の場合、荷重位置同定が正しく行われている。その結果、図-12(a)および(b)より同定された荷重履歴は正解の (インパルスハンマから得られた) 荷重履歴とよく一致しており、荷重位置が正しく同定された場合、荷重履歴も精度良く同定されることが分かる。

次に、荷重位置判定法が荷重履歴同定に及ぼす影響について、PZT センサ応答を用いたときの同定結果より検討する。図-5 に示す節点 86 番の打撃の場合、図-10 および図-11 から分かるように、(32)式に基づく位置同定は成功しているが、(28)式に基づく位置同定は失敗している。このときの荷重履歴同定結果をそれぞれ図-13(a)および(b)に示す。(28)式を用いた場合には正しく荷重位置同定が行われず、その結果、荷重履歴も正解の荷重履歴からかなりずれたものとなっている。一方、(32)式を用いた場合には、荷重位置同定が正しく行われ、荷重履歴も正解の荷重履歴とよく一致している。このように、(32)式を用いることにより、精度の良い荷重位置および荷重履歴の同定が可能であることが分かる。

5. 結言

本研究では、有限要素法に基づく衝撃荷重-ひずみ関係式を用いて、衝撃荷重位置および荷重履歴同定法について検討した。荷重位置同定法については、推定された荷重位置でのひずみ応答誤差を最小化する手法を提案した。また、荷重履歴同定法については、荷重履歴の導関数に制約を加える手法を提案した。本同定手法に基づき、センサとしてひずみゲージおよび PZT 圧電センサを用いた同定システムを構築し、アルミニウム板を対象とした衝撃荷重同定試験を行い、本手法の有効性について検討した。その結果、本手法により衝撃荷重の位置・履歴ともに高い精度で同定が可能であることを示した。また、本研究では、有限要素解析モデルの改良方法については特に検討していないが、既存の有限要素解析モデルの修正法を適用することにより、より精緻な解析モデルを構築できると思われ、今後の検討課題としたい。

参考文献

- 1) 井上, 渡辺, 渋谷, 小泉, “逆たたみ込み法による衝撃力の測定”, 非破壊検査, Vol.34, No.7,

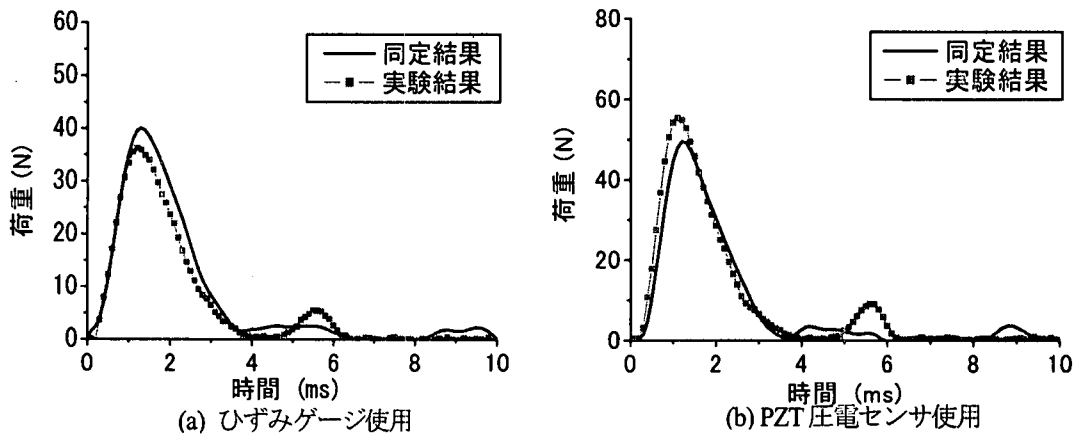


図-12 荷重履歴同定結果

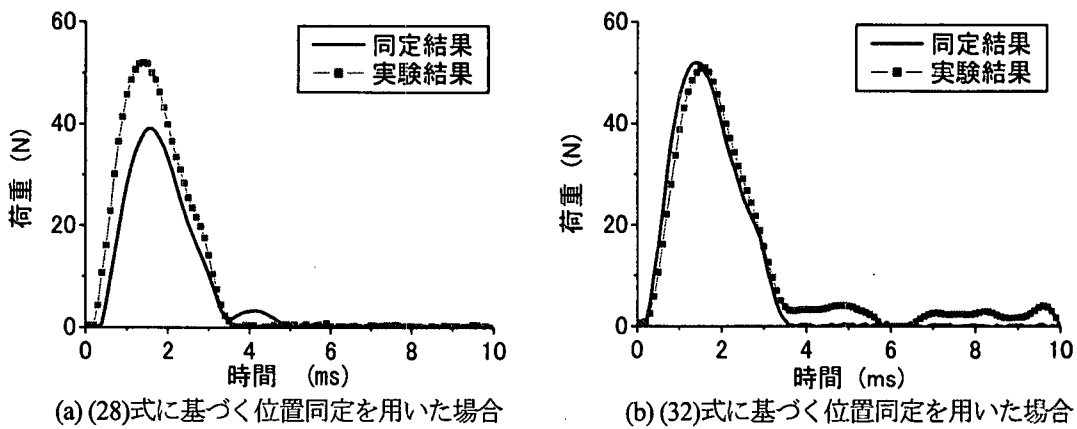


図-13 荷重位置判定法の荷重履歴同定結果への影響 (PZT 圧電センサ使用)

- pp.337-342, 1988.
- 2) 井上, 渡辺, 小泉, 福地, “逆たたみ込み法による平板の衝撃力測定”, 非破壊検査, Vol.37, No.11, pp.874-878, 1988.
- 3) Doyle, J.F., “An Experimental Method for Determining the Dynamic Contact Law”, Exp. Mech., Vol.24, No.1, pp.10-16, 1984.
- 4) Doyle, J.F., “Experimentally Determining the Contact Force during the Transverse Impact of an Orthotropic Plate”, J. Sound Vib., Vol.118, No.3, pp.441-448, 1987.
- 5) Wu, E., Yeh, J. C. and Yen, C. S., “Identification of Impact Forces at Multiple Locations on Laminated Plates”, AIAA J., Vol.32, No.12, pp.2433-2439, 1994.
- 6) Yen, C.S. and Wu, E., “On Inverse Problem of Rectangular Plates Subjected to Elastic Impact, Part I: Method Development and Numerical Verification”, ASME, J. Applied Mech., Vol.62, pp.692-698, 1995.
- 7) Yen, C.S. and Wu, E., “On Inverse Problem of Rectangular Plates Subjected to Elastic Impact, Part II: Experimental Verification and Further Applications”, ASME, J. Applied Mech., Vol.62, pp.699-705, 1995.
- 8) Choi, K. and Chang, F.K., “Identification of Impact Force and Location Using Distributed Sensors”, AIAA J., Vol.34, No.1, pp.136-142, 1996.

(2003 年 4 月 18 日 受付)