放射音測定と FEM 解析を用いた衝撃位置, 衝撃力, 被衝撃体の縦弾性係数, 衝撃半径の同定*

辻 知章^{*1}, 伊藤 康司^{*2}, 嶋田 英昭^{*3}, 富永 裕也^{*2}

An Identification of the Impact Position, the Impact Force, the Young's Modulus of the Impacted Body and the Radius of the Impact by Using Acoustic Response and FEM Analysis

Tomoaki TSUJI ^{*1}, Yasushi ITOU, Hideaki SHIMADA and Yuuya TOMINAGA

^{*1} Chuo University Department of precision mechanics
Kasuga 1-13-27, bunkyo-ku, Tokyo 112-8551 Japan

The radiated sound from the impacted body must have the information with respect to the impact force and the other properties. We have proposed the method in order to identify the impact force and many properties by analyzing the radiated sound from the impacted body. In the present method, the relationship between the impact force and the radiated sound pressure is calculated by using FEM analysis. And, the time dependence of the impact force, the impact placement, the Young's modulus of the impacted body and the radius of the impact bar are identified by using least square method and the measured sound pressure of the many microphones. By the actual experiments, the efficiency of the proposed method is confirmed.

Key Words : Impact Force, Acoustic Response, FEM Analysis, Inverse Problem, Identification, Young's Modulus

1. 緒 言

物体の破損に関係する衝撃力を測定することは重要であり, これまでに衝撃力を同定する研究が多数報告されている. 例えば, 井上らは衝撃力が加えられた弾性体に生じるひずみ応答を用いて衝撃力の同定を行っている^{(1)~(3)}. この方法は衝撃力と被衝撃体のひずみ応答との関係が畳み込み積分で表されることを利用し, 衝撃力とひずみ応答との伝達関数を用いて, ひずみゲージより測定したひずみ応答から衝撃力の同定を行っている. そのため, 予め実験により衝撃力とひずみ応答との伝達関数を求める必要がある. しかし, 衝撃力の正確な測定には困難を伴う事が多い. また, ひずみゲージによる測定には, 衝撃力を直接測定できない, 衝突による破損の恐れ, 測定対象への貼り付けの手間がかかる, などの欠点がある.

一方, 衝撃力により放射される衝撃音には, その衝撃力の情報が含まれているはずである. 放射音の測定による衝撃力の同定が出来れば, 衝撃体や被衝撃体から離れた測定素子による非接触測定が可能である. 著者らにより, 衝撃力と放射音との伝達関数を用いて, 測定した放射音より衝撃力を同定する研究が報告されている⁽⁴⁾. この方法の場合, 衝撃力と放射音との伝達関数を予め実験により求める必要がある. しかし, 衝撃力の正確な測定には困難を伴う事が多い. そこで, 有限要素法解析より求めた衝撃力と放射音との関連性を利用して, 測定した放射音より衝撃力を同定する研究が著者らにより報告されている⁽⁵⁾. この方法では, FEM 解析により求めた任意の衝撃力に対する音圧のシミュレーション値を基に, 未知係数を用いて未知の衝撃力と音圧を級数表示する. この未知の音圧と測定した音圧を用いて, 最小二乗法により未知係数を決定し, 衝撃力を同定している. そのため, 衝撃力と放射音との伝達関数を求める予備実験を行う必要がないが, FEM 解析により衝撃力と放射音との関連性を求める際に衝突した位置の情報と, 縦弾性係数等の被衝撃体の機械的性質の情報が必要である. しかし, 正確

* 原稿受付 2011 年 3 月 9 日

^{*1} 正員, 中央大学 理工学部 (〒112-8551 東京都文京区春日 1-13-27)

^{*2} 中央大学 理工学部

^{*3} 学生員, 中央大学 理工学部

E-mail: tsuji@mech.chuo-u.ac.jp

な衝撃位置の測定や材料の機械的性質が測定時に得られない場合も多い。著者らは、2 個のマイクロフォンの情報を用いて、衝撃位置を同定する試みを行っている⁽⁶⁾。しかしこの方法では、後述するように位置の同定ができない場合があった。

そこで本研究では、先の方法の改良を行い、複数のマイクロフォンから得られた放射音圧の時間変化と FEM 解析を併用して、衝撃位置のみならず、衝撃棒の半径や被衝撃体の機械的性質等の同定を同時に行う手法を提案する。そして、実際の衝撃実験において、提案している手法により、衝撃位置と衝撃力の時間変化、被衝撃体の縦弾性係数と衝撃力の時間変化、および衝撃半径と衝撃力の時間変化の同時同定が十分可能であることを示し、本手法の有効性を明らかにする。

2. 複数のマイクによる同定原理

図 1 に示すように、平板に衝撃荷重が加わる問題を考える。平板の上面に図のように (x, y) 座標を取る。実際の衝突位置を (X_{exp}, Y_{exp}) と表し、衝突した位置だと予想される任意の衝撃位置を (X_{sim}, Y_{sim}) と表す。この位置に既知の衝撃力の時間変化を与え、FEM 解析を行い、衝撃音圧の応答を得る。このとき、既知の入力としてデルタ関数あるいはステップ関数を用いることが一般的であるが、有限要素法の解析において結果が不安定になったり、振動したりすることが多い。また、衝撃力を点荷重で与えると荷重点に大きな応力が生じる。そこで、以下の関数で表されるなめらかに立ち上がるステップ関数状の圧力の時間変化 $p_{sim}(t)$ を衝撃位置 (X_{sim}, Y_{sim}) を中心とする半径 R_{sim} の円形領域に与える、

$$p_{sim}(t) = p_0 \left[\frac{1}{2} \left\{ 1 - \cos\left(\pi \frac{t}{T}\right) \right\} H(t)H(T-t) + H(t-T) \right] \quad (1)$$

ここで、 $T, p_0, H(t)$ はそれぞれ、立ち上がり時間、衝撃圧力の大きさ、ヘビサイドのステップ関数である。図 2 に、この関数の時間変化を示してある。衝撃荷重の時間変化は、この圧力変化に衝撃圧力を与えている面積を乗じることにより与えられる。

Fig. 1 Outline of the impact experiment with the microphones. Fig. 2 The time dependence of the pressure as the input for the FEM simulation ($T = 0.1 \text{ ms}$, $p_0 = 1.0 \text{ MPa}$).

任意の衝撃圧力の時間変化 $p(t)$ は、 $p_{sim}(t)$ の重ね合わせにより次のような未知係数 A_n の級数表示で表すことができる。

$$p(t) = \sum_{n=1}^N A_n p_{sim}(t - t_n) \quad (2)$$

ここで、 $t_n = \Delta t \times (n-1)$ 、 Δt は時間刻みである。

$p_{sim}(t)$ が加わったときの、平板下の音圧の時間変化を FEM 解析を行い求める。そして、マイクロフォンを設置した位置における音圧の FEM 解析による数値解析値を $S_{sim}^{(i)}(t)$ で表す。ここで、 M はマイクロフォンの数、 i は

設置場所を表す番号である．衝撃圧力と衝撃音圧の間には線形関係がある．すなわち，衝撃圧力が A_n 倍となったとき，衝撃音圧も A_n 倍となる．したがって，式(2)で表される衝撃圧力 $p(t)$ に対する衝撃音圧の時間変化 $S^{(i)}(t)$ は， $S_{sim}^{(i)}(t)$ を用いて以下のように表される

$$S^{(i)}(t) = \sum_{n=1}^N A_n S_{sim}^{(i)}(t - t_n) \quad (3)$$

文献[6]で提案した著者らの手法では， A_n の決定に 1 つのマイクロフォンのデータのみを用い，衝撃位置の決定には別のマイクロフォンのデータを用いていた⁽⁶⁾．本手法では， A_n の決定と衝撃位置等の他のパラメータの決定に全てのマイクロフォンのデータを使って行う方法を提案する．そのために，実際に測定されたマイクロフォン i の音圧の時間変化 $S_{exp}^{(i)}(t)$ と式 (3) の解析音圧の差の 2 乗和を以下のように， $i = 1 \sim M$ 個の全てのマイクロフォンのデータを用いて表す．

$$E_r = \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_{max}} \left\{ S^{(i)}(t'_k) - S_{exp}^{(i)}(t'_k) \right\}^2 = \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_{max}} \left\{ \sum_{n=1}^N A_n S_{sim}^{(i)}(t'_k - t_n) - S_{exp}^{(i)}(t'_k) \right\}^2 \quad (4)$$

ここで， $t'_k (k = 1, 2, \dots, K_{max})$ は音圧を測定した時刻， K_{max} は測定時刻の総数， M はマイクロフォンの個数である．最小 2 乗法によれば， A_n は次の連立一次方程式の解として得られる．

$$\sum_{n=1}^N \left\{ \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_{max}} S_{sim}^{(i)}(t'_k - t_n) S_{sim}^{(i)}(t'_k - t_m) \right\} A_n = \sum_{i=1}^M \sum_{k=1}^{K_{max}} S_{exp}^{(i)}(t'_k) S_{sim}^{(i)}(t'_k - t_m) \quad (m = 1, 2, \dots, N) \quad (5)$$

ここで，FEM 解析による数値解析値 $S_{sim}^{(i)}(t)$ は，衝撃位置 (X_{sim}, Y_{sim}) ，被衝撃体の縦弾性係数 E_{sim} および衝撃半径 R_{sim} の関数でもあるが，これらのパラメータを式(5)と同様な形で最小 2 乗法により連立一次方程式に帰着させて求めることは困難である．そこで，繰り返し計算により，式(4)を最小とする衝撃位置 (X_{sim}, Y_{sim}) ，被衝撃体の縦弾性係数 E_{sim} あるいは衝撃半径 R_{sim} の値を求める．図 3 に，衝撃時の音圧測定から，衝撃位置，被衝撃体の縦弾性係数，衝撃半径の決定，衝撃力の時間変化の同定までの流れ図を示す．衝撃位置 (X_{sim}, Y_{sim}) ，被衝撃体の縦弾性係数 E_{sim} および衝撃半径 R_{sim} を変化させて E_r を計算し， E_r を最小にする (X_{sim}, Y_{sim}) ， E_{sim} および衝撃半径 R_{sim} を繰り返し計算を行うことにより求め，同定値とする．そして，これらの値より衝撃圧力の時間変化を求める．

Fig. 3 Flow chart to obtain impact force.

3. 衝撃実験装置および衝撃音測定

3・1 衝撃実験装置

図 4 に、測定システムの概略を示す．衝撃による被衝撃体からの放射音圧は、マイクロフォンで測定され、デジタルオシロスコープで記録される．先の研究では、マイクロフォンは固定されていたが、本装置では、スライダ機構を用いて xyz 方向に自在に正確に移動出来る機構を作成し、同定結果の向上を計っている．また、衝撃棒側面に貼付けたひずみゲージより、ひずみデータも同時に記録する．このデータより衝撃力を算出し、同定により得られた結果と比較し、衝撃力の同定結果の有効性を検討する．全ての記録されたデータは PC により処理を行う．

Fig. 4 The measuring system of the sound and the strain.

Fig. 5 The configuration of the impact bar and the aluminum plate.

図 5 に、衝撃体および被衝撃体の詳細形状を示す．衝撃体として、アルミニウム丸棒 ($\phi 30\text{mm} \times 300\text{mm}$) を、被衝撃体としてアルミニウム平板 ($500\text{mm} \times 200\text{mm} \times 10\text{mm}$) を用いている．丸棒の先端側面は丸めてあり、先端は直径 10mm の円形平面になっている．板の四隅の下に厚さ 5mm、一辺 20mm の正方形のシリコンラバーシートを設置し支持している．これは、板に外乱の力を作用させず、なるべく自由に振動させるためである．内径 31mm のプラスチックの円筒をガイドとして、丸棒を高さ H から板上方に自由落下させることにより衝撃を加える．衝撃位置は図 5 のように、板中心を原点、板の長手方向を x 方向とし、 (X_{exp}, Y_{exp}) で表す．丸棒の先端から 20mm の所にひずみゲージを貼り、衝撃棒に生じるひずみ変化から衝撃力を測定する．この測定値は衝撃力の同定の精度の確認のために用いる．

3・2 放射音の測定

測定に使用したマイクロフォンは、Bruel & Kjaer 社製の Type 4190 (直径 12.7mm、長さ 17.6mm) で、測定可能な音圧変化の周波数帯域は 3~20kHz であり、各周波数に対して校正された音圧値が電圧として出力される．マイクロフォンは、前面がキャップで保護された構造となっているため、実際の音圧の測定素子はマイクロフォンの表面から若干奥に入った所にある．別途行った実験より、マイクロフォン表面から 5mm 内側に入っていると推定した．以後、マイクロフォンの測定位置は、この位置を実際の位置としている．測定には、図 5 に示す 3 個のマイクロフォンで音圧の時間変化を同時に測定している．先の研究⁽⁶⁾では、2 個のマイクロフォンを x 軸上の対称の位置に配置し、2 個のマイクロフォンのみの情報より衝撃位置を推定していた．このため、中心から y の正負どちらの位置に衝撃力が与えられたかを特定できず、衝撃位置の同定に問題があった．本研究では、マイクロフォンの数を増やして 3 個のマイクロフォン全ての情報を使うことにより、この問題の解消ができた．

3・3 衝撃力の直接測定

衝撃棒の断面内の応力分布が一様であると仮定すれば、衝撃棒断面に加わる圧力および力の時間変化 $p_{exp}(t)$, $P_{exp}(t)$ は、衝撃棒に貼付けた半導体ゲージより得られたひずみの時間変化 $\varepsilon_{bar}(t)$ より次のように与えられる。

$$p_{exp}(t) = E_{bar} \varepsilon_{bar}(t)$$

$$P_{exp}(t) = E_{bar} \varepsilon_{bar}(t) \frac{\pi}{4} d_{bar}^2 \quad (6)$$

ここで、 E_{bar} , d_{bar} はそれぞれ、衝撃棒の縦弾性係数と直径である。本研究では、この値が板上面に加わる衝撃力の時間変化とほぼ等しいと考え、衝撃力の直接測定値とし、同定結果と比較することにより、同定結果の有効性を検討する。

4. FEM 解析

計算コード ANSYS (ANSYS Inc.) を用いて FEM 解析を行う。図 6 にシミュレーションモデルを、表 1 と 2 に板と空気のそれぞれの機械的性質等を示す。板の上面より下の $500 \times 360 \times 190$ [mm] の部分を取り囲むように空気層を配置し、構造と気体（音響）の連成解析を行う。空気層側面および下面において音波は反射されるので、この部分の境界条件は実際と異なる条件となっている。しかし、衝撃時刻から 0.5ms のときの空気中の音波の到達距離は 173mm であり、この距離は、板から放射された音波が y 方向の境界に反射して戻る距離 (160mm) とほぼ等しいことから、測定時間 0.5ms においては、音圧の計測位置における反射音の影響は少ないと考えられる。板の境界条件はシリコンラバーシートの上に設置しているため複雑であるが、板の境界条件の影響が表れるのは 0.35ms 以降であることが確認されている⁽⁵⁾。これより、衝突初期の短い時間内であれば、板の境界条件の影響が無視できると考えられる。したがって、板には拘束条件を与えないものとする。

Fig. 6 The simulation model of the plate with the air.

Table 1 The mechanical properties of the aluminum plate for the FEM analysis

material	aluminum
configuration	200×500×10 [mm]
Young's modulus	70 [GPa]
Poisson's ratio	0.33
density	2700 [kg/m ³]
N. of element	3626

Table 2 The mechanical properties of air for the FEM analysis

material	air
configuration	360×500×190 [mm]
acoustic velocity	346 [m/s]
density	1.3 [kg/m ³]
N. of element	14462

衝撃位置の直径 $d = 10$ mm の部分に一様圧力 $p_0 = 1$ MPa として、式 (1) で示すステップ状の衝撃圧力を加えた。ここで、立ち上がり時間 $T = 0.1$ ms であり、時間と衝撃圧力の関係は図 2 で示してある。

5. 衝撃位置、被衝撃体の縦弾性係数、あるいは衝撃半径と衝撃圧力の同時同定

2 章で提案した方法の有効性を確かめるために、同定実験を行う。衝撃位置、被衝撃体の縦弾性係数、衝撃半径の決定、衝撃力の時間変化の同定を 1 回の音圧測定により行うことが可能であると考えられるが、本実験では、「衝撃位置と衝撃圧力」、「被衝撃体の縦弾性係数と衝撃圧力」および「衝撃半径と衝撃圧力」各々の組について同定実験を行う。同定するもの以外のパラメーターについては、既知として同定を行っている。

5・1 衝撃位置と衝撃圧力の時間変化の同時同定

衝撃体の弾性係数 $E = 70\text{GPa}$ 、衝撃半径 $R = 5\text{mm}$ として、衝撃位置と衝撃圧力の時間変化の同定実験を行う。

図 5 のように、3 個のマイクロフォンを平板下から $h = 10\text{mm}$ の位置に設置した。ここで、各マイクロフォンを、Mic.1, Mic.2, Mic.3 と表す。各々のマイクロフォンの水平方向の位置は、Mic.1 $(-30, 0)$, Mic.2 $(30, 0)$, Mic.3 $(-30, -50)$ [mm] である。衝撃棒を自由落下させることにより、衝撃位置 $(-40, -40)$ [mm] に衝撃を加える。各々のマイクロフォンにより測定された音圧の時間変化を図 7 に示す。Mic.3 が最も衝撃位置に近いことから、最初に立ち上がり、ついで Mic.1 が立ち上がる。Mic.2 は他の 2 つのマイクロフォンに比べ衝撃位置から遠いため、かなり遅れて立ち上がり、音圧の最大値も低くなっている。

この音圧のデータを入力とし、先に示した方法により衝撃力の同定を行う。ここで、マイクロフォンの音圧の立ち上がりは、衝撃時刻から音波が到達する時間遅れる。また、測定装置のトリガーは、音圧の立ち上がりにより起動している。もし、トリガー起動時刻を $t = 0$ とした場合、衝撃開始時刻からトリガー開始時刻までの間の衝撃力は同定できない。そのため、衝撃開始時刻を含めて衝撃力の時間変化を同定するには、音圧データの開始時刻が衝撃時刻以前となる必要がある。そこで、Mic.3 の立ち上がり時刻より 0.1ms 早い時点をも $t = 0$ とする。ここで、衝撃位置から遠いマイクロフォンの音圧は、近いマイクロフォンに比べて遅れて立ち上がる。そのため、 $t = 0$ から $t = 0.5\text{ms}$ までの音圧のデータを使うと、衝撃位置に近いマイクロフォンの情報に比べ遠いマイクロフォンの情報が少なくなってしまう。これを補正するために、ステップ関数状の衝撃圧力に対する各マイクロフォンの計算値 $S_{sim}^{(i)}(t)$ の立ち上がり時間、すなわち、各マイクロフォンに最初に音波が到達するまでの時間 t_0 後ろにずらし、各々のマイクにおいて $t = t_0 \sim 0.5\text{ms} + t_0$ までの実験値を式 (4) における音圧を測定した時刻 t'_k とする。 t'_k は時間間隔 0.02ms 毎に 250 点のデータを用いた、すなわち $K_{\max} = 250$ とした。また、 A_n の個数 $N = 25$ 、時間増分 $\Delta t = 0.02\text{ms}$ とし、以下の解析を行っている。

Fig. 7 The time dependence of the measured sound pressure from the three microphones which are placed at $(-30, 0)$, $(30, 0)$, $(-30, -50)$ [mm]. The impact position is $(-40, -40)$ [mm].

(a) Distribution of the E_r .

(b) Time dependence of the impact pressure with the determined impact

point $(-20, -10)$ [mm] and $(-45, 0)$ [mm].Fig. 8 Determination of the impact placement and the impact force by using Mic.1 $(-30, 0)$ [mm].

マイクロフォンの数が同定値におよぼす影響を調べるために、1つのマイクロフォン (Mic.1) のデータのみを使って、位置の同定が可能かどうかを検討する。まず、 (X_{sim}, Y_{sim}) を衝撃位置として、Mic.1 $(-30, 0)$ [mm] の音圧の時間応答 $S_{sim}^{(1)}(t)$ を FEM 解析により求める。次に Mic.1 の音圧の測定値 $S_{exp}^{(1)}(t)$ (図 7 の Mic.1) と $S_{sim}^{(1)}(t)$ より、式 (5) を用いて A_n を求める。そして、式 (4) より E_r を求める。ここでは、 $X_{sim} = -100 \sim 100$ mm, $Y_{sim} = -70 \sim 70$ mm の範囲で 5mm 間隔で E_r を求め、 (X_{sim}, Y_{sim}) に対する分布を図 8(a) に示す。この図よりわかるように、 E_r の極小値は Mic.1 の設置点を中心として無数に存在し、衝撃位置の特定は困難である。これらの極小点から、2点 $(-20, -10)$ [mm] あるいは $(-45, 0)$ [mm] を衝撃位置の同定値として、式 (2) より得られた衝撃力の時間変化を図 8(b) に示す。同時に、衝撃棒に張り付けたひずみゲージより測定した衝撃力の時間変化を丸印で表してある。異なる 2 点を衝撃点としたときの衝撃力の時間変化はほぼ一致している。これは、この 2 点で計算された Mic.1 の位置の音圧の時間変化がほぼ等しいためであると考えられる。このことから、1つのマイクロフォンだけでは位置の同定が困難であることがわかる。

(a) Distribution of the E_r .

(b) Time dependence of the impact pressure.

Fig. 9 Determination of the impact placement and the impact force by using Mic.1 and 2.

次に、2つのマイクロフォンのデータから衝撃位置の同定を行う。図 9(a) に Mic.1 $(-30, 0)$ [mm] と Mic.2 $(30, 0)$ [mm] のデータを使って求めた、シミュレーションで与えた衝撃位置 (X_{sim}, Y_{sim}) と E_r の関係を示す。Mic.1 と 2 は、被衝撃板の x 軸上直下に配置してあるため、得られた E_r の分布は x 軸に対して対称になっている。そのため、極小値は x 軸に対して対称の位置の 2 箇所に現れている。従って、Mic.1 と 2 の 2 個のマイクロフォンからのデータでは、鏡像の位置のどちらに真の衝撃位置があるかを特定することはできない。そのため、 E_r を最小にする同定位置は $(-45, 40), (-45, -40)$ [mm] と 2 箇所得られる。この位置を衝撃位置としたとき、同定された衝撃力の時間変化を図 9(b) に示す。同時にひずみゲージによる測定値も示してある。同定値は、ほぼ測定値と一致し、

衝撃位置を決定することはできないが、衝撃力の時間変化は、衝撃位置が決まらなくても同定できることがわかる。

Fig. 10 Determination of the impact placement and the impact force by using Mic.1 and 3.

図 10(a) に、Mic.1 (-30, 0)[mm]と Mic.3 (-30, -50)[mm] を用いた場合の E_r の (X_{sim}, Y_{sim}) に対する分布を示す。Mic.1 と 2 を用いた場合と同様に、 E_r の分布は Mic.1 と 3 を結ぶ直線 ($x = -30$ mm) を中心軸としてほぼ対称となり、2ヶ所 (-70, -40) と (0, -40) [mm] で極小値を取り、衝撃位置を特定することができない。図 10(b)にこれら 2ヶ所それぞれを衝撃位置の同定値とした場合の衝撃力の時間変化の同定値を示す。同定位置が、実際の衝撃位置 (-40, -40) [mm] に対して、 x 軸方向に 30mm 程度ずれてしまっていることから、衝撃力の同定値は、直接測定による結果より 0.03ms 程度早く立ち上がる結果となっている。

Fig. 11 Determination of the impact placement and the impact force by using Mic. 2 and 3.

図 11(a)に、Mic.2 と 3 を用いた場合の、 E_r の分布を示す。Mic.1, 2 あるいは、Mic.1, 3 と異なり、極小値は (-45, -40)[mm] における 1 つのみであり、この位置が衝撃位置の同定値として求められ、実際の衝撃位置 (-40, -40)[mm] とほぼ一致している。また、図 11(b)より、このときの衝撃力の時間変化は、直接測定した値とほぼ等しい。

Mic.1, 3 のデータでは衝撃位置が決定できず、2, 3 のデータではできる理由を考察するために、図 12 に、 $(X_{sim}, Y_{sim}) =$ 点 A (-40, -40), 点 B (-20, -60), 点 C (-20, -40)[mm] としたときの、ステップ状の衝撃力による Mic.3 (-30, -50) [mm] における音圧の時間変化のシミュレーション値 $S_{sim}^{(3)}(t)$ を示す。Mic.2, 3 を用いた場合、実際の衝撃位置である点 A と鏡像の位置にある (-22.0, -61.6) [mm] とほぼ等しく、Mic.3 を中心とする対称の位置である点 B を衝撃したときのグラフと実際の衝撃位置である点 A のグラフを比べると、 $t = 0.15$ ms まではほぼ一致しているが、それ以上時間が経過するとかなりの差が生じている。これは、平板側面からの反射による影響と考えられる。従って、鏡像位置に衝撃力を与えた音圧の時間変化は、 $t = 0.15$ ms 以降において真の衝撃音圧の時間変化と異なる値となることから、図 11(a)に示すように E_r の最小値が一意に決まり、衝撃位置が求められている。一方、Mic.1 と 3 を用いる場合は、鏡像の衝撃位置である点 C に対する Mic.3 の時間変化は、真の衝撃音圧の時間変化と 0.42ms

程度まで一致している．そのため，真の位置と鏡像の位置に衝撃を加えたときの放射音圧はほぼ等しくなる．従って，図 10(a) のように，最小値が 2 箇所生じ，衝撃位置を決定することができない．

Fig. 12 The comparison of the simulated sound pressure at Mic.3 (-30, -50)[mm] for the three impact placements.

3 個のマイクロフォンすべてのデータを用いたとき，式 (4) で表される E_r の (X_{sim}, Y_{sim}) に対する分布を図 13(a) に示す． E_r の分布は 1 つの極小値しか無く，一意的に衝撃位置を特定できることがわかる． $(X_{sim}, Y_{sim}) = (-45, -40)$ [mm] で E_r は最小値を取り，この位置を衝撃力の同定値とすることができる．このときの衝撃力の時間変化を図 13(b) に示す．同時に，衝撃棒に張り付けたひずみゲージにより測定された衝撃力の時間変化も示してある．両者はほぼ等しく，衝撃力の時間変化と衝撃位置が同時に同定出来ることが確認された．1 つ，あるいは 2 つのマイクロフォンにより得られた同定値と比べても，3 個のマイクロフォンのデータを用いた衝撃力の同定値の方が実測値に近く，3 個のマイクロフォンのデータを同時に使うことにより，高い同定精度が得られていることがわかる．

Fig. 13 Determination of the impact placement and the impact force by using Mic.1, 2 and 3.

5・2 被衝撃体の縦弾性係数と衝撃力の時間変化の同時同定

衝撃位置は板の中心，衝撃半径 $R = 5$ mm として，被衝撃体の縦弾性係数と衝撃圧力の時間変化の同定実験を行う．音圧データーは，時間間隔 0.05ms 毎に 70 点のデータを用いた，すなわち $K_{max} = 70$ とした．また， A_n の個数 $N = 35$ ，時間増分 $\Delta t = 0.02$ ms とし，以下の解析を行っている．

衝撃位置を板の中心 (0, 0) とし，2 個のマイクロフォンを平板下 10mm において Mic.1 (0, 0), Mic.2 (60, 0) [mm] に設置し音圧の時間変化を測定した．ここでは，被衝撃体の縦弾性係数と衝撃圧力を未知とし，これを同定する．シミュレーションにおいて設定した縦弾性係数 E_{sim} を，60～75GPa の範囲で 1GPa 毎に変化させ，式 (4) の E_r を求める． E_{sim} と E_r の関係を図 14(a) に示す． E_r は $E_{sim} = 66$ GPa において最小値を取り，この値が縦弾性係数の

同定値として得られた。被衝撃体として用いたアルミニウムの縦弾性係数 70GPa より少し低い値を取った。図 14(b)に、得られた衝撃力の時間変化を示す。ひずみゲージによる実測値と良く一致しており、被衝撃体の縦弾性係数と衝撃力の時間変化が同時に同定できることが示されている。

(a) Distribution of the E_r with respect to Young's modulus E_{sim} .

(b) The time dependence of the measured and the determined impact force. ($E_{sim} = 66\text{GPa}$)

Fig. 14 Determination of the Young's modules of the impacted body and the impact force by using the two microphones.

5・3 衝撃半径と衝撃圧力の時間変化の同時同定

衝撃位置は板の中心、被衝撃体の縦弾性係数 $E = 70\text{GPa}$ として、衝撃半径と衝撃圧力の時間変化の同定実験を行う。音圧データは、時間間隔 0.05ms 毎に 70 点のデータを用いた、すなわち $K_{\max} = 70$ とした。また、 A_n の個数 $N = 35$ 、時間増分 $\Delta t = 0.02\text{ms}$ とし、以下の解析を行っている。

衝撃中心から、衝撃棒の直径と等しい同心円内に一様な衝撃圧力が加わると仮定し、衝撃棒の半径、すなわち衝撃半径の同定を試みる。ここでは、衝撃中心は既知として、衝撃半径 R_{sim} および衝撃力の時間変化の同定を行う。衝撃位置を板の中心 $(0, 0)$ とし、2つのマイクロフォンを平板下 10mm において Mic.1 $(0, 0)$, Mic.2 $(60, 0)$ [mm] に設置し音圧の時間変化を測定した。衝撃半径 $R_{sim} = 10 \sim 20\text{mm}$ の範囲で 1mm 毎に変化させ E_r を算出した。 R_{sim} と E_r の関係を図 15(a)に示す。この図から、 $R_{sim} = 13\text{mm}$ 付近で E_r は最小となり、衝撃体の先端の半径 $R = 15\text{mm}$ より若干小さい値となった。本手法により 5mm 以下の精度で、衝撃半径の同定が十分可能であることがわかる。図 15(b)に、このときの衝撃力の時間変化を示す。この図より、衝撃力の時間変化が衝撃半径と同時に同定出来ることが確認出来る。

(a) The relationship between error E_r and the radius of the impact region R_{sim} for the FEM simulation.

(b) Time dependence of the determined impact force. ($R_{sim} = 13\text{mm}$)

Fig. 15 Determination of the radius of the impact region and the impact force by using the two microphones.

6. 結 論

本研究では、FEM 解析により求めた衝撃力と放射音との関連性を利用して、複数のマイクロフォンにより測定した放射音のみを用いて、衝撃位置等の放射音に影響をおよぼすパラメータと衝撃力の時間変化を同定する方法を提案した。種々の実験により、「衝撃位置と衝撃力の時間変化」、「被衝撃体の縦弾性係数と衝撃力の時間変化」および「衝撃半径と衝撃力の時間変化」それぞれの同時同定が本手法により十分可能であることを確認した。以下に、本研究により得られた結果を示す。

- (1) 1 個のマイクロフォンだけでは、衝撃位置と衝撃力の時間変化の同時同定はできない。
- (2) 2 個のマイクロフォンを使ったとき、2 個のマイクを結ぶ直線と鏡像位置にある 2 箇所の衝撃位置を特定することができない場合がある。しかし、衝撃力の時間変化の同定は可能である。
- (3) 3 個以上のマイクロフォンを使うことにより、衝撃位置と衝撃力の時間変化の同時同定ができる。
- (4) 2 個のマイクロフォンを使うことにより、被衝撃体の縦弾性係数と衝撃力の時間変化の同時同定ができる。
- (5) 2 個のマイクロフォンを使うことにより、衝撃半径と衝撃力の時間変化の同時同定ができる。

文 献

- (1) 井上裕嗣, 岸本喜久雄, 渋谷寿一, 小泉堯, “解析による衝撃荷重の推定: 逆解析のための最適伝達関数”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 57, No. 543 (1991), pp. 2727-2734.
- (2) 井上裕嗣, 石田宏之, 岸本喜久雄, 渋谷寿一, “逆解析手法を用いた衝撃荷重の測定: 伝達関数の推定法の比較検討と計装化シャルピー衝撃試験への応用”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 57, No. 534 (1991), pp. 424-429.
- (3) 井上裕嗣, 池田直人, 岸本喜久雄, 渋谷寿一, 小泉堯, “衝撃力の大きさと方向の逆問題解析”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 59, No. 559 (1993), pp. 572-579.
- (4) 辻知章, 川田祐嗣, 鈴木喜浩, 山口友康, 野田直剛, “被衝撃体からの放射音による衝撃力の同定: 逆問題解析を用いた非接触測定による同定実験”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 65, No. 632 (1999), pp. 701-707.
- (5) 辻知章, 栗本貴文, 渋谷寿一, “FEM 解析を併用した放射音圧測定による平板の衝撃力の同定”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 74, No. 742 (2008), pp. 858-863.
- (6) Tsuji, T., Kurimoto, T., and Shibuya, T., “An Identification Method of the Time Dependence of the Impact Force by using Acoustic Response and FEM Analysis”, *Mechanics and Model-Based Control of Smart Materials and Structures*, Springer, (2010), p.173-182.