

# 衝撃荷重に対する構造物のモーダル法を用いた非定常振動騒音解析

## TRANSIENT DYNAMIC AND ACOUSTIC ANALYSIS OF A STRUCTURE TO THE IMPACT LOAD USING A MODAL METHOD

出浦 智之<sup>1)</sup>, 田辺 誠<sup>2)</sup>, 奥田 広之<sup>3)</sup>

Tomoyuki DEURA, Makoto TANABE and Hiroyuki OKUDA

- 1) 神奈川工科大学大学院 (〒243-0292 厚木市下荻野 1030 E-mail: s061501@cce.kanagawa-it.ac.jp)  
 2) 神奈川工科大学工学部機械工学科 (〒243-0292 厚木市下荻野 1030 E-mail: tanabe@sd.kanagawa-it.ac.jp)  
 3) (財) 鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 国分寺市光町 2-8-38 E-mail: okuda@rtri.or.jp)

In this paper, an efficient numerical method to solve a transient acoustic problem in the open space around a structure due to the vibration by the impact load is presented. After the dynamic response of the structure is obtained by the finite element modal response analysis, the velocity response on the surface of the structure is expressed by a Fourier series. A transient acoustic response in the open space around the structure is obtained by the combination of the boundary element steady-state acoustic solution at each frequency in the Fourier series. A modal method using eigen modes of the structure is devised to get the boundary element solution effectively. High frequency terms in the Fourier series are cut to get a stable result to combine the boundary element solution based on a criterion obtained from the size of boundary elements given. Based on the present method, a transient dynamic and acoustic analysis program using the modal method has been developed. Numerical examples are demonstrated to show the validity and effectiveness of the proposed method.

**Key Words:** Boundary Element Method, Transient acoustic analysis, Impact load, Modal method, FFT

### 1. はじめに

近年、振動と騒音の低減は環境に配慮した製品の開発を行う上で重要である。構造物に衝撃荷重が作用すると、構造物の振動とその振動による構造物まわりの騒音は著大になる場合があり、環境に配慮した製品設計の上で衝撃荷重による非定常の振動騒音現象の解明が重要である。

構造物の振動による構造物まわりの開空間に発生する騒音現象では、解領域が無限空間となるため境界要素法が適している。実際、構造物の周波数加振による構造物まわりの定常騒音現象については、境界要素法を用いた様々な解析手法が明らかにされ<sup>(1-3)</sup>、各種の製品に対し振動騒音の低減の数値手段として日常的に用いられている。しかしながら、衝撃荷重による構造物の振動によってそのまわりの開空間に発生する非定常の騒音現象の解析法に関する研究は少ないが、いままで以下のものが報告されている。斉藤他<sup>(4)</sup>は、固体の過渡衝撃音に関して、Laplace変換を用いた境界要素法による非定常騒音解析法を用いて、鋼球と円柱の衝突によって発生する非定常騒音解析を行なった。また、Raveendra 他<sup>(5)</sup>は、三角パルス状の振動速度が与えられた場合の球殻まわりの非定常騒音現象について、その振動速度を周波数分解し、各周波数ごとの騒音現象を境界要素法で解き、これを重ね合わせて非定常騒音を求めている。

各周波数ごとに境界要素法による定常解を重ね合わせて

非定常解析を行う手法は各種の非定常問題に適用できる一般性をもっている。しかし、サンプリング間隔(時間増分)が小さい場合には、一般の構造物では大規模でフルの非対称複素連立一次方程式を多数回解く必要があることから、膨大な計算時間が予想される。またこの場合、サンプリング間隔や境界要素法のメッシュ幅の決め方によっては解が不安定になることが経験的に知られており、実際問題で安定した数値解を効果的に得るのは困難となっている。これに対し、実際問題について、境界要素法で定常の騒音解析を行う上で必要となる大規模でフルの非対称の複素連立一次方程式を効果的に解くため、高速多重極解法を境界要素法に適用する各種の研究<sup>(6-8)</sup>がなされている。

本論文では、衝撃荷重による構造物の振動によって生じる構造物まわりの非定常の振動騒音現象を効果的に解析するためにモーダル法を用いた境界要素法による数値計算法を提案する。ここでは、対象とする構造物が、比較的剛で、構造物と空気の振動が連成しないとして、まず衝撃荷重による構造物の振動現象をモーダル法を用いた有限要素法により解析する。次に、その時系列の速度応答結果をFFTにより周波数分解し、それを速度境界条件として、個々の周波数に対して境界要素法により音圧を求め、それらを重ね合わせて評価点での音圧の時刻応答を求めている。一般には、構造物の振動応答と構造物まわりの空間の音圧応答には関連がある

ことが経験的に知られている。そこで、ここでは構造物の固有振動モード（以下は固有モードと略す）を用いたモーダル法により境界要素法のマトリックス方程式の自由度を大幅に減らして各周波数での境界要素法定常騒音解析を効果的に行う工夫を行った。また、各周波数での境界要素法による騒音解析では、周波数が境界要素メッシュサイズから定まる解析可能な最大周波数  $f_c$  を超えると不安定な解が得られることが知られたことから、ここでは FFT においてこの  $f_c$  を超える高周波成分を自動的に削除することを考え、こうして重ね合わせの項数を減らし、モーダル法と併せて境界要素法による安定した非定常解析を効果的に行っている。

ここで述べた手法に基づき、衝撃荷重に対する構造物の振動によるそのまわりの非定常騒音現象をモーダル法を用いた境界要素法により解析するシミュレーションプログラム ACOUSTICS を開発し、各種の例題への適用を通して、本法の妥当性と有効性について議論する。

## 2. モーダル法による構造物の非定常振動騒音解析

### 2.1. モーダル法による有限要素振動解析

いま対象構造物に既知の衝撃荷重が作用するものとする。構造物は、その構造部品に対応し、梁、シェル、ソリッド、バネ、減衰等、各種の有限要素でモデル化することにより、衝撃荷重による構造物の非定常の振動現象は、節点変位ベクトルを  $\mathbf{U}$  として、以下の運動方程式で表すことができる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

ここで  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{K}$  はそれぞれ解析対象構造物全体の質量、減衰および剛性のマトリックス、 $\mathbf{F}$  は節点荷重ベクトル、 $t$  は時刻である。

ここで節点変位ベクトル  $\mathbf{U}$  を  $m$  個の固有モードベクトル  $\phi_i$  ( $i=1, m$ ) で近似する。

$$\mathbf{U} = \phi_1 z_1 + \phi_2 z_2 + \dots + \phi_m z_m = \phi \mathbf{z} \quad (2)$$

ただし、 $\phi$  は  $m$  個の固有モードベクトル  $\phi_i$  ( $i=1, m$ ) を横に並べた長方形マトリックス、 $\mathbf{z}^T = [z_1, z_2, \dots, z_m]$  で、 $z_i$  ( $i=1, m$ ) は固有モード  $\phi_i$  に対応した一般化座標である。式 (2) を用いて式 (1) をモーダル変換することにより、式 (1) の運動方程式を  $m$  元へ縮小し、効果的に構造物の時々刻々の速度応答を求めることができる<sup>(9)</sup>。

### 2.2. 境界要素法による非定常騒音解析

いま、衝撃荷重による構造物  $S$  の表面(構造物境界)の振動による、構造物まわりの開空間  $D$  に発生する非定常の騒音現象を解析するものとする

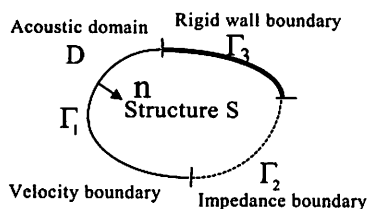


Fig.1 Acoustic domain

(Fig.1). ここで、 $\mathbf{n}$  は騒音領域  $D$  の境界での外向きの単位法線ベクトルを表す。いま、非定常騒音現象が最終的に消滅するまでの時間区間を  $T$  とすると、 $D$  内の時刻  $t$  での音圧  $P(t)$  は有限複素 Fourier 級数展開により角振動数  $\omega_i$  ( $f_i$  を振動数とすると  $\omega_i = 2\pi f_i$ ) の音圧振幅  $\mathbf{p}_i$  の重ね合わせとして

以下のように近似することができる。

$$P(t) \approx \sum_{i=-N}^N \mathbf{p}_i e^{j\omega_i t} \quad (3)$$

ここで、 $N$  は正および負側の項数であるが、FFT を用いるため  $N$  は 2 のべきとなっている。  $\mathbf{p}_i$  は  $\omega_i$  に対する音圧振幅関数、また、 $j$  は虚数である。  $i$  を整数として  $\omega_i = 2\pi i/T$  ( $i = \pm 1, \dots, \pm N$ ) である。ここで、角振動数  $\omega_i$  に対する音圧振幅  $\mathbf{p}_i$  は、以下の Helmholtz 方程式を解くことにより求めることができる。

$$\nabla^2 \mathbf{p}_i + k_i^2 \mathbf{p}_i = 0 \quad (4)$$

ただし、 $\mathbf{c}$  を気体中の音速とすると  $k_i = \omega_i/c$  である。式 (4) は、境界  $\Gamma_1$  上で速度が既知、境界  $\Gamma_2$  上で音響インピーダンスが既知、あるいは境界  $\Gamma_3$  上で剛壁の各種の境界条件 (Fig.1) のもとで解くことができる。

ここで、衝撃荷重が作用した場合の構造物表面節点での速度応答は、式 (1) を解くことによりすでに求まっていることから、この速度応答を FFT で周波数分解することにより、角振動数  $\omega_i$  に対応した構造物表面節点での速度振幅ベクトル  $\mathbf{v}_i$  を求めることができる。この速度境界条件のもとで角振動数  $\omega_i$  に関して Helmholtz 方程式を解く問題は、境界要素法を用いると、以下の複素連立一次方程式を解く問題となる<sup>(10)</sup>。

$$\mathbf{A}\mathbf{p}_i = j\rho\omega_i \mathbf{B}\mathbf{v}_i \quad (5)$$

ここで、 $\mathbf{p}_i$  は境界要素節点での未知の音圧ベクトル、 $\mathbf{A}$  と  $\mathbf{B}$  は境界要素係数マトリックス、 $\rho$  は気体密度である。 $\mathbf{A}$  と  $\mathbf{B}$  の境界要素係数マトリックスを求める際に、特異積分が含まれるが、ここでは、その特異関数を、Taylor 展開の 4 次の項まで用いた近似により特異積分を避け、Gauss 積分により求めている<sup>(2)</sup>。離散的な角振動数  $\omega_i$  に関して、式 (5) により  $\mathbf{p}_i$  を求め、これを式 (3) により、各  $\omega_i$  について重ね合わせて、構造表面の境界要素節点での音圧の非定常の時刻応答を求めることができる。また、角振動数  $\omega_i$  に関する構造物まわりの空間の任意の騒音評価点での音圧は、境界要素節点での音圧から境界要素の表面積分により得られることから<sup>(10)</sup>、騒音評価点での時々刻々の音圧は、式 (3) と同様にすべての  $\omega_i$  に対し重ね合わせて得ることができる。

### 2.3. モーダル法を用いた境界要素法非定常騒音解析

衝撃荷重による構造物の振動によって発生する構造物まわりの騒音は、構造物の振動に対応した応答となることが経験的に知られている。構造物の振動は関係するいくつかの主要な固有モードにより近似的に表現できることから、騒音場も固有モードにより近似的に表現できるものと考えられる。ここでは、境界要素節点での音圧ベクトル  $\mathbf{p}$  および速度ベクトル  $\mathbf{v}$  を構造物表面節点の  $n$  個の固有モード  $\phi_i$  ( $i=1, n$ ) を用いて以下のように近似することにする。

$$\mathbf{p} = \phi_1 y_1 + \phi_2 y_2 + \dots + \phi_n y_n = \phi \mathbf{y} \quad (6)$$

$$\mathbf{v} = \phi_1 x_1 + \phi_2 x_2 + \dots + \phi_n x_n = \phi \mathbf{x} \quad (7)$$

ここで、 $\phi$  は、式 (2) の固有モード  $\phi_i$  ( $i=1, n$ ) を横に並べた長方形マトリックスである。ただし、構造物表面の拘束点 (拘束条件) では、速度応答は 0 であるが、音圧は 0 とならないことから式 (2) の固有モードに拘束点での音圧モードを付加し、一般に  $n \geq m$  となっていることに注意を要する。また、 $y, x$  はそれぞれ音圧  $\mathbf{p}$  および速度  $\mathbf{v}$  の一般化座標である。ただし、速度  $\mathbf{v}$  は衝撃荷重による構造物表面節点の速度応答であることから、モーダル法による振動解析結果がそのまま用いられ、既知である。式 (6), (7) は  $\mathbf{p}, \mathbf{v}$  に対する近似表現であるが、 $n$  を増やすことにより精度を上げることができる。 $n$  を  $\mathbf{p}$  の次数 (境界要素節点数) まで増やせば、式 (6), (7) は正確な (誤差のない) 表現になるが、一般には、 $\mathbf{p}$  の次数に比し、かなり少ない数のモードで主要騒音現象を表現できよう。式 (6), (7) を式 (5) に代入し、前方より  $\phi^T$  をかけると、モーダル系での境界要素マトリックス方程式は以下のようにになる。

$$\tilde{\mathbf{A}}\mathbf{y} = j\rho\omega\tilde{\mathbf{B}}\mathbf{x} \quad (8)$$

ここで、 $\tilde{\mathbf{A}} = \phi^T \mathbf{A} \phi$ 、 $\tilde{\mathbf{B}} = \phi^T \mathbf{B} \phi$  である。こうして構造物の振動解析で得られた構造物表面節点の固有モードをそのまま用いて、式 (5) の境界要素マトリックス方程式の次数を大幅に減らすことができる。

#### 2.4. 誤差を生じる高周波成分の削除

ここで述べた構造物表面の速度応答を FFT により周波数分解し、角振動数  $\omega_i$  ( $i=\pm 1, \dots, \pm N$ ) に対する境界要素法定常解の重ね合わせを行うと、重ね合わせの項数  $N$  や境界要素メッシュ幅の大きさによっては解が発散することが経験的に知られている。

Fig.2 は一辺 0.1m の正方形断面を有する長さ 1m の管内 1 次元波動伝播問題をあらわしている。管内の一端 ( $X=0$ ) に、角振動数  $\omega = 2\pi \text{ rad/s}$ 、速度 1 m/s の速度境界条件を与え、他端

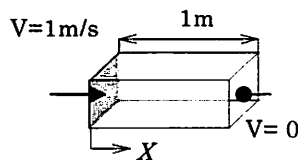


Fig.2 Square duct

( $X=1$ ) は剛壁境界とした。Table1 はこの問題で 1 波長を  $M$  分割 (要素数  $M$ ) にして、一定要素の境界要素法で解き、他端での最大音圧を理論解と比較しその誤差 (%) を表わしたものである。

Table 1 Number of elements for the wavelength

Elements M	Error [%]
0.5	2395
1	98.1
2	63.7
4	44.2
8	15.3
40	3.5

この結果から、一定要素では波長を超えるメッシュ幅を用いると解が発散し、最低でも 8 分割 ( $M=8$ ) 以上の要素幅が必要なことがわかる。

ここで述べた FFT による周波数分解では、時間間隔  $T$  を  $2N$  で分割することから、角振動数  $\omega_i = 2\pi i/T$  ( $i=\pm 1, \dots, \pm N$ ) で、最大角振動数  $\omega_{\max} = 2\pi N/T$  となる。実際問題では境界要素節点の速度応答を正確に表現するため  $N$  を大きくとり、このことにより結果として与えた要素メッシュで解析可能な周波数を超え解が発散することにつながる。

いま、与えた境界要素メッシュの要素幅を  $h$  とする。また実際の問題では誤差が最大でも 15% 以下となるように Table1 を参考に要素幅  $h$  が各波長に対し 8 分割以上になるようにするものとする。そうすると、このメッシュで解析可能な最大振動数  $f_c = c/(8h)$ 、またその角振動数  $\omega_c = 2\pi c/(8h)$  となる。ここでは、この  $\omega_c$  を越える高周波の角振動数に対しては自動的に省略し、最大振動数  $\omega_c$  以下の  $N' \leq N$  なる  $2N'$  個の角振動数  $\omega_i$  ( $i=\pm 1, \dots, \pm N'$ ) に対し以下の重ね合わせを行い、安定した非定常の騒音解析結果を効果的に求めている。

$$P(t) = \sum_{i=-N'}^{N'} p_i e^{j\omega_i t} \quad (9)$$

### 3. 解析例題

ここで述べた考えに基づき、構造物の衝撃荷重に対するモーダル法を用いた非定常振動騒音解析プログラム ASA/ACOUSTICS を開発した。ここでは、まず有限要素法による構造解析プログラム ASA<sup>(11)</sup> によりモーダル法を用いて衝撃荷重による非定常振動解析を行い、構造全体の各節点での速度応答を得る。次に、境界節点での速度応答結果を、FFT により周波数分解し、2.4 節で述べた不安定な計算結果を避けるため最大角振動数  $\omega_c$  以下の角振動数  $\omega_i$  ( $i=\pm 1, \dots, \pm N'$ ) についてのみ重ね合わせを行い、モーダル法により評価点での非定常騒音を求めている。

#### 3.1. 球殻の振動による定常騒音解析

モーダル法による境界要素法の妥当性を調べるため、理論解のある、球殻の振動による定常騒音解析を行った (Fig.3)。球の半径  $r$ 、角振動数  $\omega$ 、気体密度  $\rho$ 、音速  $c$  が全て 1 で無次元化された球殻の表面において、面法線方向に一樣な速度  $v = (1-j)e^{-j\omega t}$  を与えた場合の、球の表面での音圧  $p$  の理論解は、 $p = e^{-j\omega t}$  となる。ここでは、球の一樣膨張のモード (Fig.4) を用いてモーダル法による境界要素法騒音解析を行なった。Table2 は、球表面の音圧値の理論解と従来の境界要素法および本モーダル法を用いた境界要素法による計算結果を比較したもので、本モーダル法は 1 個のモードで理論解に良好な一致を得ていることがわかる。

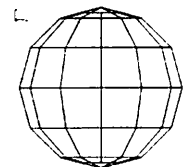


Fig.3 BEM model of a sphere

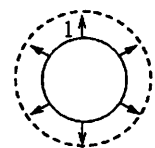


Fig.4 Inflation mode

Table2 Sound Pressure at the surface of sphere

	P	P real part	P imaginary part
Exact	1.000	0.540	-0.841
BEM	0.983	0.510	-0.841
Modal BEM (n=1)	0.978	0.510	-0.834

### 3.2. フローティングラダー軌道の非定常振動騒音解析

次世代の新しい軌道構造として、バラストレスのフローティングラダー軌道が開発された<sup>(12)</sup>。これは、従来の横クラギに対して、線路方向単位長さあたりに同程度の重量で、車両走行時に大きな曲げ剛性を持つラダーマクラギを1.5 m間隔に防振装置で支持する構造である。

鉄道車両が欠陥を有するレール上を高速走行すると三角波状の衝撃荷重が発生し、鉄道軌道構造物の振動とその周辺の騒音が著大となることが知られている<sup>(13)</sup>。そこで、フローティングラダー軌道の中心に鉛直方向に衝撃実験で得られた振幅56N、作用時間0.12msecの三角波衝撃荷重を与え、2.2節で述べた境界要素法による非定常騒音解析法により、フローティングラダー軌道の非定常の振動騒音解析を行った。Fig.5は、このフローティングラダー軌道の有限要素解析モデルを表している。ラダーマクラギの縦梁とレールの一部は梁要素で、軌道パッドと防振装置(鉛直方向のバネ係数15MN/m)はバネ要素でモデル化した。騒音解析は、騒音の評価点(レール中心位置からレールの直角方向に9.25cmの位置)に対し、騒音の影響が大きいと思われる荷重点近傍の1.5 mレール区間(Fig.5)の振動についてのみ行うものとし、そのレール部分は騒音解析に必要な最大周波数を1kHzとして、それを表現するための要素幅を3.75cm以下にするため、長手方向(X方向)に40分割したソリッド要素でモデル化した(Fig.5)。レール部でのソリッド要素と梁要素の接続部は、ソリッド要素のX方向1要素分に梁要素を差し込んでモデル化した。

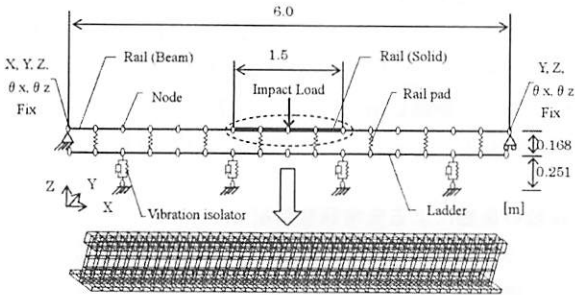


Fig.5 FEM model of the ladder track

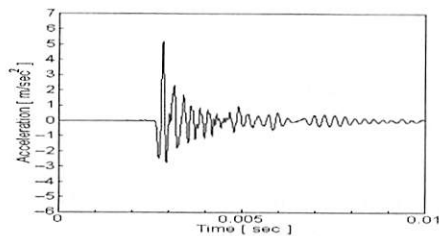


Fig.6 Vertical acceleration at the center of rail (Experimental)

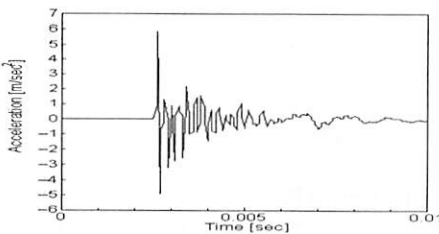


Fig.7 Vertical acceleration at the center of rail (Numerical)

なお、この衝撃荷重によるモーダル法有限要素構造解析とレール中心部分の境界要素法非定常騒音解析のメッシュは一致している。Fig.6, 7はそれぞれ、レール中央部での鉛直方向加速度の実験結果と本計算結果を表している。ここで計算結果(Fig.7)は、負の加速度が実験結果より大きくなっているが、ゴム製のレールパッド(Fig.5)は実際には締結器により上方向の変形が押さえられているバネ特性挙動を有するが、解析モデルではこれを線形バネ要素でモデル化したため上方向にも同様に変位したことによるものと考えられる。鉄道構造物では、騒音基準から最大音圧が重要なことから、レール中心近傍の騒音評価点での最大音圧の計算結果と実験結果の比較を行った。その結果、最大音圧について、計算値は66.5dB、実験値は64.9dBと、両者は良好に一致した。なお、ここではN=512、N'=56で、不安定な結果をもたらす高周波成分を除去しながら、N=512で54時間の計算時間(Pentium4-2.4GHz)に対し、N'=56は約6時間で、計算時間の節約を達成した。実際この高周波成分を除去しないで重ね合わせた場合には、評価点の音圧値は発散した結果になることを確認している。

### 3.3. 衝撃荷重による板の非定常振動騒音解析

Fig.8は、440Hzの固有振動数を持つ長さ240mm、厚さ5mmの長方形アルミ板に、振幅が計2N、作用時間が2msecの三角波衝撃荷重を与えた場合の非定常振動騒音の問題を表わしている。長方形板は、9個のソリッド要素でモデル化し、図中の●印を拘束点としている。ここでは騒音解析の最大周波数として、1.2kHzを考え、それを表現するため要素幅を33mm以下とした。まずASAにより衝撃荷重に対しモーダル法有限要素振動解析を行い、その表面での速度応答結果(Fig.9)をFFTにより周波数分析し、各周波数成分を速度境界条件として、境界要素法により音圧を求め、これを重ね合わせて、評価点での非定常の音圧の時刻歴を求めた。また、板の曲げの1次の固有モード(Fig.10)のみを用いた本モーダル法による境界要素法非定常騒音解析結果と比較した。

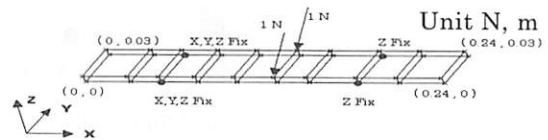


Fig.8 FEM model of an aluminum plate

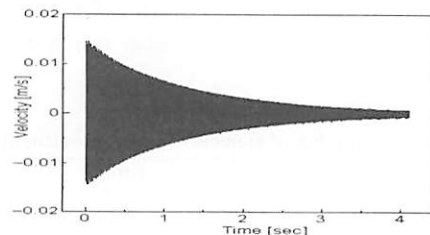


Fig.9 Vertical velocity response at the load point



Fig.10 First mode shape  $f_1 = 454\text{Hz}$

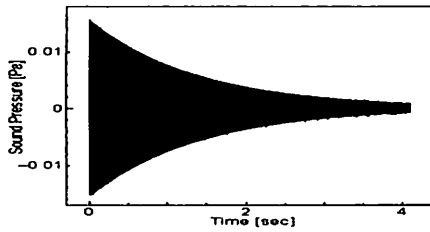


Fig.11 Sound pressure at the evaluation point (BEM)

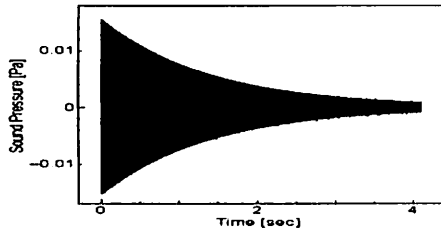


Fig.12 Sound pressure at the evaluation point (Modal BEM n=1)

Fig.11,12 は、それぞれ板の中心部分を打撃したときの板中心から真上に 10cm の評価点での境界要素法非定常騒音解析とモーダル法を用いた境界要素法非定常騒音解析における音圧の時刻歴を表し、それぞれ最大音圧は、0.01562Pa, 0.01557Pa で、モーダル法による境界要素法非定常騒音解析法は、この問題では 1 個のモードできわめて良好な結果を得ていることがわかる。

### 3.4. 衝撃荷重によるレールの非定常振動騒音解析

Fig.13 は、全長 1.4m のレールの鉛直方向 (Z) に振幅 38N, 作用時間 3msec の衝撃荷重を与えた場合の、レールの非定常振動騒音問題を表している。レールはソリッド要素でモデル化し、両端から 0.2m の位置の下面端部の計 4 点を拘束した (Fig.13)。ここでは、600Hz 以下の主要な振動現象を表現するため、要素サイズを 6.7cm 以下とした。

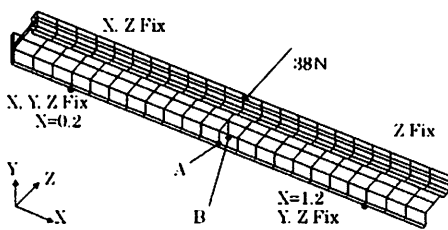


Fig.13 FEM model of the rail

まず、この衝撃荷重によるレールのモーダル法有限要素振動解析を行い、その表面での速度応答結果を FFT により周波数分解し、各周波数に対する境界要素定常解を重ね合わせて評価点での音圧の時刻応答を求めた。この例題では  $N=64$ ,  $N'=41$  であった。またモーダル法による境界要素法非定常解析により、同様に評価点での音圧の時刻応答を求めた。

Fig.14, 15 は、レール中央の評価点 A (Fig.13) での鉛直方向加速度の実験結果と計算結果で、最大加速度は実験結果の  $3.30\text{m/s}^2$  (Fig.14) に対し、計算結果は  $3.73\text{m/s}^2$  (Fig.15) で、ほぼ同様な応答を示していることがわかる。

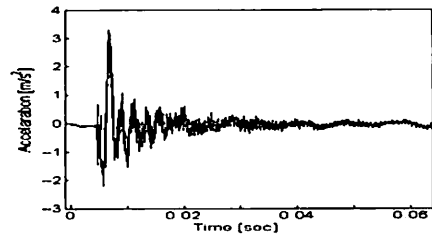


Fig.14 Vertical acceleration at the center of rail point A (Experimental)

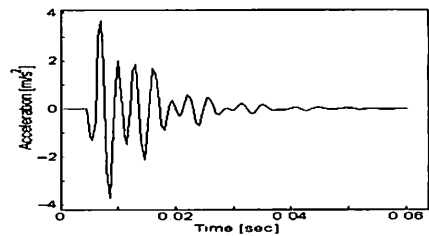


Fig.15 Vertical acceleration at the center of rail point A (Numerical)

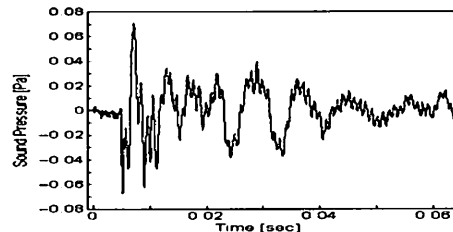


Fig.16 Sound Pressure at the point B (Experimental)

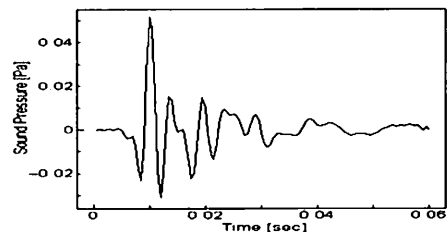


Fig.17 Sound Pressure at the point B (Numerical, BEM)

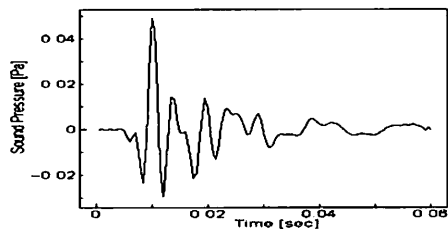


Fig.18 Sound Pressure at the point B (Numerical, Modal BEM n=10)

Fig.16-18 は、それぞれレール表面から断面方向(Y)に-5.5cm の音圧評価点 B (Fig.13) での音圧値の実験結果と境界要素法非定常解析結果および固有モード数  $n=10$  の場合のモーダル法による境界要素法非定常解析結果を表している。最大音圧は、実験値で  $0.0708\text{Pa}$ 、境界要素法非定常解析で  $0.0506\text{Pa}$ 、モーダル法による境界要素法非定常解析で  $0.0490\text{Pa}$  であった。最大音圧の計算値は実験値の約 70%の結果となっている。

が、これは実験を通常の建屋の中で行ったことから床や天井からの反射が加わっていること、また、計算結果では 600Hz 以上の影響を削除したことにより、実験結果が大きくなったものと考えられる。固有モード数 10 のモーダル法による境界要素法非定常解析結果は、2.2 節で述べたモーダル法を使用しない境界要素法による非定常解析結果に良好に一致していることがわかる。

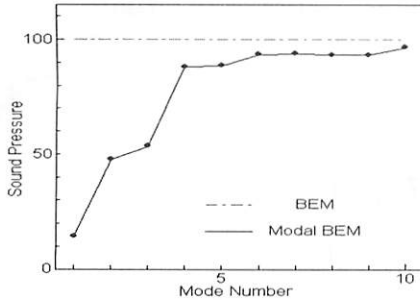


Fig.19 Convergence of the Sound Pressure

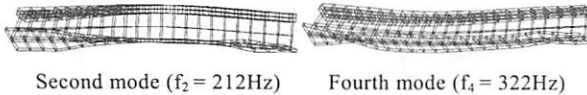


Fig.20 Mode shapes of a rail

Fig.19 は、用いるモード数を変えて本モーダル法を用いた境界要素法非定常解析による B 点の最大音圧を境界要素法非定常解析結果を 100 として比較したものである。これによりモーダル法ではモード数を上げるにより、境界要素法非定常解析結果に単調に収束していることがわかる。また、Fig.20 は有限要素固有値解析による 2 次および 4 次の固有モードを示したもので、曲げのモードを表わし、この 2 つの曲げの固有モードが加わるにより音圧の表現能力が高まり音圧値に大きな改善が見られることがわかる。

#### 4. おわりに

本論文では、衝撃荷重による構造物の振動によって発生する構造物まわりの開空間の非定常の騒音現象を境界要素法で効果的に解析するためのモーダル法を用いた数値計算法が提案された。ここでは衝撃荷重による構造物の振動をモーダル法有限要素解析で求めた後、構造物表面の速度応答を FFT により周波数分解し、各周波数ごとの構造物まわりの定常騒音を境界要素法で解析し、これを重ね合わせて非定常騒音応答を求めた。一般に、構造物の振動とその振動によって構造物まわりの開空間に発生する騒音現象には関連があることから、構造物の固有振動モードをそのまま用いたモーダル法による境界要素法により各周波数における定常騒音結果を求め、これを重ね合わせて空間の着目点での非定常騒音時刻応答を得ている。また、各周波数の定常騒音結果の重ね合わせでは、周波数が境界要素メッシュで定まる解析可能振動数  $f_c$  を超えると計算結果が発散することが知られたことから、ここでは  $f_c$  を超える高周波成分を自動的に削除して、モーダル法と併せて安定した非定常応答を効果的に求めることが可能となった。この手法に基づき、衝撃荷重に対する、

モーダル法を用いた構造物の非定常振動騒音解析プログラムを開発し、これを各種の定常・非定常騒音問題に適用し、実験結果や理論解等との比較を通し本法の妥当性と有効性を確認することができた。本モーダル法では、全て（境界要素節点総数）の固有振動モードを用いれば、モーダル法なしの FFT を用いた境界要素法非定常騒音解析法と数学的に等価である。ただ実際問題では、構造物の振動挙動に対応した低次の固有モードで構造物まわりの騒音場を近似的に表現できよう。用いるモード数の目安としては、構造物の振動を十分表現できる振動モード数  $m$  を基本にして、それに拘束節点での音圧モードを加えて、さらにそのプラスアルファの例えば  $1.5 \cdot m$  程度のモード数が現実的となるであろう。実際、解析例で示した、衝撃荷重による構造物の低次の全体振動によって構造物まわりの空間に発生する非定常の騒音現象の解析では、少ない数の低次の固有モードで、良好な解を効果的に得ることができた。今後は、様々な実際問題に適用し、実用性を高めることが重要である。

#### 参考文献

- (1) C. A. Brebbia 編 (田中正隆 監訳), 境界要素法の応用 2, 企画センター, (1983), pp.27-61.
- (2) 鈴木真二, 今井守之, 石山慎一, 境界要素法とモード解析による構造物の振動・音響解析, 日本機械学会論文集 (C 編), vol.52-473 (1986), pp.310-317.
- (3) 田中正隆, 増田佳文, 音響問題に対する境界要素法は用解析システムの開発, 日本機械学会論文集 (C 編), vol.53-486 (1987), pp.387-391.
- (4) 斉藤俊, 工藤耕太, 遠藤満, 固体の過渡衝撃音に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), vol.57-536 (1991), pp.1413-1418.
- (5) S. T. Raveendra, B. K. Gardner, P. Kondapalli, R. Stark, Transient noise analysis using an indirect boundary element formulation, Proceedings - National Conference on Noise Control Engineering 1998. Inst Noise Control Eng, Poughkeepsie, NY, USA. (1998), pp.181-186.
- (6) 奥村陽三, 久野和宏, 境界要素法による 3 次元定常音場解析への高速多重極法の応用, 日本音響学会誌, vol.55-6 (1999), pp.412-417.
- (7) T. Sakuma, Y. Yasuda, Fast Multipole Boundary Element Method for Large-Scale Steady-State Sound Field Analysis. Part I: Setup and Validation, ACTA ACUSTICA UNITED WITH ACUSTICA vol.88 (2002), pp.513-525.
- (8) 福井卓雄, 小塚みずす, 高速多重極境界要素法を用いた半空間音響場の解析, 計算工学講演会論文集, vol.6 (2001), pp.11-14.
- (9) 鷺津久一郎, 宮本博, 山田嘉昭, 山本善之, 川井忠彦 編, 有限要素法ハンドブック II 応用編, 培風館, (1983), pp.3-78.
- (10) 田中正隆, 松本敏郎, 中村正行, 境界要素法, 培風館, (1991), pp.111-128.
- (11) M. Tanabe, Software architecture for effective finite element structural analysis on microcomputer, ASME vol.177 (1989), pp.99-104.
- (12) 涌井一, ラダーマクラギの開発と線路構造物のシステムチェーン, コンクリート工学, vol.36, No.5 (1998), pp.8-16.
- (13) 涌井一, 衝撃荷重に起因する車両/軌道構造系の課題, RTRI Report Vol.17, No.9 (2003), pp.1-8.