

# コンクリート高架橋における構造物音の予測手法

半坂 征則\* 佐藤 大悟\* 間々田 祥吾\*  
鈴木 実\* 長倉 清\*\*

## Method of Prediction for Structure-Borne Noise Radiated from Railway Concrete Viaduct

Masanori HANSAKA Daigo SATO Shogo MAMADA  
Minoru SUZUKI Kiyoshi NAGAKURA

Prediction for structure-borne noises has been a significant issue for railway viaducts, since they cause an excessive degree of noise attributable to vibrations of the structural members such as floor slabs. We have therefore developed a new method, where the structure is divided into some members represented by simple models such as beam and plate, and its solution is obtained by an analysis of flexural vibration. As the result of the calculation and measurement of the noise adjacent to a floor slab of concrete viaduct constructed on Shinkansen line, it has been revealed that the proposed method was capable of predicting in general the structure-borne noises.

キーワード：コンクリート高架橋，構造物音，騒音予測，振動解析，エネルギー原理，接触力

### 1. はじめに

鉄道の施設の中でコンクリート高架橋や鋼橋では、車輪／レール間騒音や空力騒音などに加えて桁部材の振動に起因する構造物音が発生するため、騒音対策が課題となっている<sup>1)</sup>。有効な対策を開発するためには対象とする物理現象の発生メカニズムを解明し、その物理量を予測する手法を構築する必要がある。構造物音は各部材の振動に起因するため、その予測のためには構造物の振動解析が必要である。しかしながら、有限要素法解析(FEM)などの従来の振動解析手法の適用性を評価した場合、現状の技術レベルでは構造物に対して音の領域に係わるkHzオーダーの計算を精度良く行うことが困難であるなど、構造物音予測の課題を見出した。

そこで、部材単位では高周波数範囲まで計算できることが確認されている曲げ振動解析<sup>2)</sup>をベースに、構造物音予測に適用し得る新たな振動解析手法の検討を行った結果、構造物全体に拡張した曲げ振動解析手法を開発した。同手法により新幹線コンクリート高架橋の床版の振動の計算を行い実測値と比較した結果、良好な精度が確認された<sup>3)</sup>。開発した手法により構造物振動が高周波数範囲まで計算できる主な理由として、対象構造物を部材ごとに簡単なモデルで表すことにより計算時に扱う自由度を低減して計算効率を高めたこと、および部材の振動

モードを考慮した試行関数を導入することにより対象の空間を要素分割することなくマトリックス形式の運動方程式を導いたことの2点が挙げられる。

そして、拡張曲げ振動解析手法で得られる振動速度から構造物音を予測する手法を開発した。以下に、開発した構造物の振動解析および構造物音予測手法の概要と精度検証の結果について報告する。

### 2. 従来の構造物振動解析手法

従来より実施されてきた構造物の振動解析の中で主要なものとして、有限要素法(FEM)および統計的エネルギー手法(SEA)が挙げられる<sup>4)</sup>。両手法について、その振動解が構造物音予測に適用可能かとの観点から評価を行った。その結果、それぞれ以下の課題があることがわかった。

#### (1) 有限要素法(FEM)<sup>5)</sup>

有限要素法は対象を細かな要素に分解した後に要素単位で近似的に力学的釣合式等の方程式を作成し、それを対象全体に対して組み立てた式を解く手法である。構造物音の予測においてはkHzオーダーの振動解が必要であるが、そうした高周波数範囲に対して有限要素法で精度良く計算するためには対象を細かく分割する(一般に要素の大きさを少なくとも音の波長の1/6以下にする)\*必要がある。したがって構造物を対象とした場合、要素数が増大しこれに伴って扱う方程式の次数が顕著に増大する。このため計算時間が増大するだけでなく、コン

\* 材料技術研究部(防振材料)

\*\* 環境工学研究部(騒音解析)

特集：環境技術

コンピュータの能力の制約から要素を細かくするのに限界が生じ、有限要素法で精度良く解析できる周波数の範囲が限られる。また、方程式の次数の顕著な増大は桁落ち\*\*等の誤差要因を増大させる。これらの理由から、現状の技術レベルでは、一般に、有限要素法による高周波数範囲の構造物の振動解析は精度が低下すると考えられる。(2) 統計的エネルギー手法 (SEA) <sup>6)</sup>

統計的エネルギー手法 (SEA) は部材要素間のエネルギー平衡式を求め、解く手法であるが、振動モードごとの解析ができないうえに部材のエネルギー挙動を一体として扱うため、部材内で任意の位置における振動解を出力できないなどの特徴がある。構造物音を精度良く予測するためにはモードごとの振動解を任意の位置で出力する必要があり、上記の特徴は構造物音の予測にあたっては課題とみなされる。

3. 振動解析手法の検討方針

前章の検討結果も踏まえ、構造物音予測のための振動解析手法に求められる条件として次のことが挙げられる。

- (1) 構造物に対してkHzオーダーの高周波数範囲まで精度良く解析できる。
- (2) モードごとの解析が可能で、かつ、任意の位置で解析結果が出力できる。

これらの条件を満たす手法として、曲げ振動解析手法が有望であるものと考えられる。その理由として、以下のことが挙げられる。

- ① この手法は試行関数を導入することにより対象空間を要素分割することなく離散化方程式が得られるため、巨大な対象に対しても方程式の次数が顕著に増大することはない。
- ② 試行関数を対象の振動モードを考慮した関数形で定義することにより、いわば解法の初期段階から近似的に対象の振動モード特性を反映させることになり、これによって解の周波数特性に関して精度向上が期待できる。
- ③ モードごとの解析を行い、かつ、変位解は座標の関数で表されるので任意の位置の結果が出力できる。

これまで曲げ振動解析を部材単位に適用し、高周波数範囲まで比較的良好的な精度であることを確認している<sup>2)</sup>。本検討では、これを構造物全体に拡張することを試みる。

\* 例えば 1kHz の音の場合、要素の大きさは 5.5cm 以下にする必要がある。  
 \*\* コンピュータのデジタルデータにおいて有効桁未満の値は表現できず、これに伴う誤差である。

4. 構造物全体に拡張した曲げ振動解析手法

4.1 対象構造物

開発した振動解析手法の詳細については文献<sup>3)</sup>等を示す。本報では解析の考え方に重点をおいて説明する。図1に、本研究で対象とする新幹線コンクリート高架橋スラブ軌道区間の外観を示す。



図1 対象としたコンクリート高架橋の外観

同橋は実測の機会を得たもので、その軌道構造はスラブ軌道である。軌道パッドには新幹線軌道で標準的な公称静的ばね定数値60MN/mタイプを用いており、スラブマット等の防振処置を施していない。

4.2 固有振動解析手法

4.2.1 概要

図2に振動解析モデルを示す(以下、この解析手法を開発解析手法と称する)。構造物の振動を効率的に計算するために、主要部材ごとにモデル化している。固有振

動解析の主な手順は以下のとおりである。

- ① 軌道を含む構造物の主要部材について、例えばレールを弾性はり、床版を板など、簡単なモデルで表す。ただし、主として軌道パッドにより構成されるレール支持層については線路方向で単位長さ当たりの質量および鉛直方向の剛性が軌道パッドと等しい粘弾性はりでモデル化する。レール支持層をこのようにモデル化するのは、軌道パッドによる荷重分散効果が大きく物理実態としてレールが連続支持されるとみなせること、および解析モデルとして連続体の方が他モデルとの接合が合理的に設定できるためである。
- ② 各部材モデルごとに変位解の形を仮定する試行関数を導入する。
- ③ 試行関数を部材間の接合条件および境界条件に基づき連結する。
- ④ 各部材モデルのエネルギーについて変位を用いた表示式を作成する。
- ⑤ ④の表示式を構造物全体のエネルギー保存則に適用したうえで②で定義した試行関数を代入する。これによってマトリックス形式の運動方程式が導かれる。
- ⑥ 運動方程式を解いて固有振動数と固有モード、即ち固有振動解を求める。

#### 4.2.2 試行関数の導入

次に、試行関数を用いた変位の表示式を示す。モデル  $i$  における  $x$  方向変位を  $u^{(i)}$ 、 $y$  方向変位を  $v^{(i)}$ 、 $z$  方向変位を  $w^{(i)}$  とする。ただし、3変位の表示式は共通する部分が多いため、以下  $w$  変位振幅の表示式を示し、他の2変位については  $w$  変位と異なる点についてのみ示す。また、モデルは1次元（はり）から3次元（立方体）まで扱うが、ここでは主として3次元での表示式を例示する。

変位は次のように時間と空間に関する変数分離解の積で与える。

$$w^{(i)}(x, y, z, t) = \bar{w}^{(i)}(x, y, z)e^{j\omega t} \quad (1)$$

$\bar{w}^{(i)}$  は次式のように試行関数で表す。

$$\bar{w}^{(i)}(x, y, z) = \sum_{k=1}^{N_k^{(i)}} \sum_{\ell=1}^{N_\ell^{(i)}} \sum_{m=1}^{N_m^{(i)}} W_{k\ell m}^{(i)} X_k^{(i)}(x) Y_\ell^{(i)}(y) Z_m^{(i)}(z) \quad (2)$$

ここで、 $X_k^{(i)}(x), Y_\ell^{(i)}(y), Z_m^{(i)}(z)$  は基底関数、 $W_{k\ell m}^{(i)}$  は未定係数、 $N_k^{(i)}, N_\ell^{(i)}, N_m^{(i)}$  は計算に必要な級数の数である（63Hz～2kHzの解析に必要な数として30～50程度を目安とする）。 $\bar{u}^{(i)}, \bar{v}^{(i)}$  は式(2)において未定係数をそれぞれ  $U_{k\ell m}^{(i)}, V_{k\ell m}^{(i)}$  に変更すれば得られる。

基底関数は各部材の特性値や形状から推定される振動モードを考慮して与える。本解析の3次元モデルでは対象部材を  $x, y, z$  の各軸方向に単位断面積で切り取ったオイラーはりの固有関数で定義する。この中には等方性立方体部材の各軸方向に関する振動モード特性が近似的に反映される。

基底関数  $X_k^{(i)}(x), Y_\ell^{(i)}(y), Z_m^{(i)}(z)$  の表示式を示すと次のようになる。

$$X_k^{(i)}(x) = B_{kx1}^{(i)} \cos(\theta_{kx}^{(i)} x) + B_{kx2}^{(i)} \sin(\theta_{kx}^{(i)} x) + B_{kx3}^{(i)} \cosh(\theta_{kx}^{(i)} x) + B_{kx4}^{(i)} \sinh(\theta_{kx}^{(i)} x) \quad (3a)$$

$$Y_\ell^{(i)}(y) = B_{\ell y1}^{(i)} \cos(\theta_{\ell y}^{(i)} y) + B_{\ell y2}^{(i)} \sin(\theta_{\ell y}^{(i)} y) + B_{\ell y3}^{(i)} \cosh(\theta_{\ell y}^{(i)} y) + B_{\ell y4}^{(i)} \sinh(\theta_{\ell y}^{(i)} y) \quad (3b)$$

$$Z_m^{(i)}(z) = B_{mz1}^{(i)} \cos(\theta_{mz}^{(i)} z) + B_{mz2}^{(i)} \sin(\theta_{mz}^{(i)} z) + B_{mz3}^{(i)} \cosh(\theta_{mz}^{(i)} z) + B_{mz4}^{(i)} \sinh(\theta_{mz}^{(i)} z) \quad (3c)$$

ここで、 $B_{kx1}^{(i)} \sim B_{kx4}^{(i)}, B_{\ell y1}^{(i)} \sim B_{\ell y4}^{(i)}, B_{mz1}^{(i)} \sim B_{mz4}^{(i)}$  は係数で、 $x, y, z$  それぞれの方向ごとに境界条件および接続条件を満足

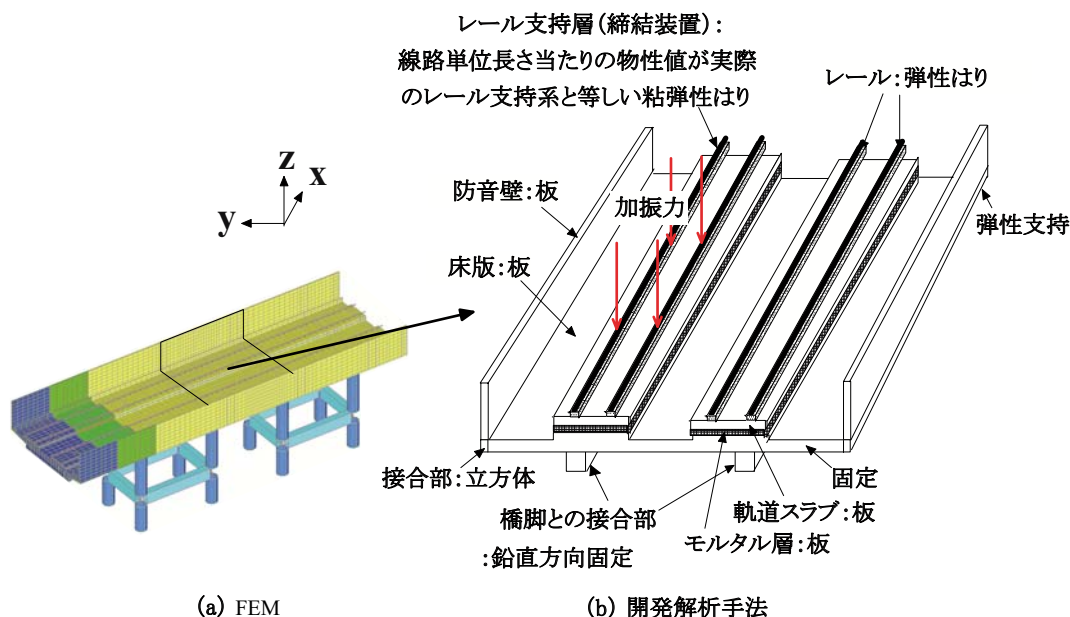


図2 振動解析モデル

特集：環境技術

するように係数間の関係を定める。また、 $\theta_{kx}^{(i)}, \theta_{ky}^{(i)}, \theta_{kz}^{(i)}$  は各軸方向のはりの特性解で、各分系のヤング率等の物性値や寸法値より決められる<sup>2), 7)</sup>。

以上のように与えた変位の各成分を並べてベクトル化する。3次元を例に変位ベクトルの形を示すと、次の式(4)の通りとなる。

$$\{uvw^{(i)}\} = (\bar{u}^{(i)}, \bar{v}^{(i)}, \bar{w}^{(i)})^T e^{i\omega t} = [\phi_{k\ell m}^{(i)}] \{UVW^{(i)}\} e^{i\omega t} \quad (4)$$

$$[\phi_{k\ell m}^{(i)}] = \begin{bmatrix} \langle \phi_{k\ell m}^{(i)} \rangle & \langle 0 \rangle & \langle 0 \rangle \\ \langle 0 \rangle & \langle \phi_{k\ell m}^{(i)} \rangle & \langle 0 \rangle \\ \langle 0 \rangle & \langle 0 \rangle & \langle \phi_{k\ell m}^{(i)} \rangle \end{bmatrix}$$

$$\langle \phi_{k\ell m}^{(i)} \rangle = \langle X_k^{(i)}(x) Y_\ell^{(i)}(y) Z_m^{(i)}(z) \rangle$$

$$\{UVW^{(i)}\} = (U_{111}^{(i)}, \dots, U_{k\ell m}^{(i)}, \dots, U_{N_k^{(i)} N_\ell^{(i)} N_m^{(i)}}^{(i)}, \dots, V_{k\ell m}^{(i)}, \dots, V_{N_k^{(i)} N_\ell^{(i)} N_m^{(i)}}^{(i)}, \dots, W_{k\ell m}^{(i)}, \dots, W_{N_k^{(i)} N_\ell^{(i)} N_m^{(i)}}^{(i)})^T$$

ここで、記号 { } は列ベクトル、⟨ ⟩ は行ベクトルを示す。

4.2.3 運動方程式の導出と解法

次に、エネルギー保存則に基づき運動方程式を導出する。ここで、現実の系における振動減衰値が振動モードに明確な影響を与えるほど大きなものではないと推定されることを考慮して、固有振動解を求める段階では振動減衰値は無視する<sup>2), 3)</sup>。エネルギー保存則は次のように表わされる。

$$\int_{t_0}^{t_1} \delta(T - U) dt = 0 \quad (5)$$

$$T = \sum_i^n T^{(i)}, U = \sum_i^n U^{(i)} \quad (6)$$

ここで、 $T$  は構造物全体の運動エネルギー (J)、 $T^{(i)}$  はモデル  $i$  の運動エネルギー (J)、 $U$  は構造物全体のひずみエネルギー (J)、 $U^{(i)}$  はモデル  $i$  のひずみエネルギー (J)、 $n$  は構造物全体のモデル数、 $t_0, t_1$  は保存則を適用する任意の時間 (s) である。

各部材モデルにおけるひずみエネルギーと運動エネルギーについて  $u, v, w$  変位を用いた表示式を作成し、式(5)と式(6)に適用する。その上で、各変位に式(4)等の試行関数を代入し積分を実行すると、次のマトリックス形式の運動方程式が得られる。

$$\sum_{i=1}^n (-\omega^2 [M^{(i)}] + [K^{(i)}]) \{UVW\} = 0 \quad (7)$$

ここで、 $[M^{(i)}]$  は分系  $i$  の質量マトリックス、 $[K^{(i)}]$  は分系  $i$  の剛性マトリックス、 $\{UVW\}$  は式(4)の  $\{UVW^{(i)}\}$  を構造物内の全モデルでつなぎ合わせたベクトルである。

式(7)を解いて固有振動数および固有モード、即ち固有振動解を求める。この際、文献8)の部分合成法の概念を参照して、構造物に対して効率良く計算する工夫を

行っている。即ち、方程式を解く際に構造物全体の全自由度をそのまま扱うのではなく、一部の部材モデルの自由度を縮約\*して計算自由度を低減する。この際、部材モデル単位の自由度が小さいほど縮約後の自由度数の低減につながり、計算効率を高める効果を有する。

式(7)に示すように、本手法での運動方程式は対象空間を要素分割して離散化したものではなく、振動モード数を要素数とするマトリックスである。本手法では対象周波数 (63Hz ~ 2kHz) の解析に必要な振動モードのみを扱っていることも考慮すると、その運動方程式次数は有限要素法で高周波数範囲までの解析を行うために構造物を数多く要素分割したものより小さいことが認められる。

また、振動変位解は式(2)の形式で与えられるので、振動モードごとの任意の位置における値を得ることができ

4.3 強制振動解析手法

次に、前節に述べた固有振動解に加振力を適用して強制振動変位解を求め、これを時間で1階微分することにより強制振動速度解を算出する。ただし、強制振動変位解を求める過程ではレール支持層、モルタル、コンクリートにおける振動減衰値を考慮している。これらの振動減衰値はレール支持層やモルタルについては共振法による材料試験で、コンクリートについては文献9)等を参考に定めた。

本解析では、加振力を図2に示す位置に作用する定点加振とした。加振力の作用位置は解析中心 (床版裏面中央) の直上を台車中心が通過する瞬間の車輪位置としている。加振力の大きさは文献10)などを参考に、接触フィルターモデル (車輪/レール間の物理モデルに基づき車輪/レール間の凹凸と接触力の大きさの関係を結びつけるモデル) により推定された車両走行時の車輪/レール間接触力を適用した。また、位相は4つの加振ベクトルにおいて同一値とした。

4.4 振動解析手法の精度検証

以上述べた振動解析の精度を検証するために、対象高架橋の床版裏面中央点の振動速度を計算し、実測値と比較した。図3に前節までに述べた開発解析手法による結果に加えて、FEMによる計算結果も併せて示す。解析の周波数範囲は加振力の推定範囲などに基づき 63Hz ~ 2kHzとしている。また、振動速度は後述する騒音との関係を考慮して A 特性補正值を示す。

\*) 力学的釣合の方程式に基づき、一部の自由度での変位を同自由度と力学的関係を有する他の自由度での変位の関数で表した上で運動方程式から消去する。消去した自由度の変位は、上述の関係自由度の変位解を用いて表す。

ここでFEMの概要について述べると、解析モデルは図2(a)に示した通りで、レール、橋脚はビーム要素、軌道スラブ、床版、防音壁等はソリッド要素とした。要素の大きさの最小単位は約0.3mで、モデルの総節点数は22,636個とした。また、解析ソルバはNx Nastran Ver4.0を用いた。

図3より、開発解析手法による計算値は63Hz～2kHzの全範囲にわたって実測値に対して概ね±5dB以内で推移することが認められる。一方、FEMによる計算値は250Hz以上で周波数ごとのばらつきが増大するとともに多くの周波数帯域で実測値に対して5dBを超える差を示すことが認められる。

このように、開発解析手法は高周波数範囲まで比較的良好な精度を有することが確認され、同手法による振動解を用いて構造物音を予測する方法を検討することとした。

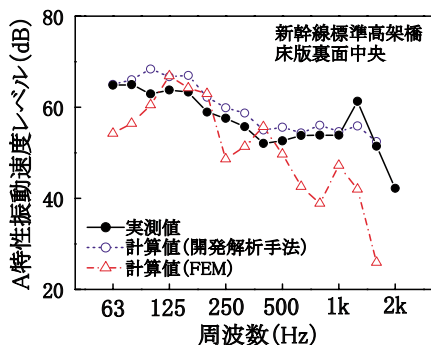


図3 床版裏面中央点の振動速度の計算値と実測値

## 5. 構造物音の予測手法

### 5.1 予測手法の概要

対象高架橋で構造物音に関わる主要部材は床版や防音壁で、ほとんどが平板とみなされる。一方、過去の研究知見<sup>1)</sup>等によりコンクリート高架橋では橋脚の振動は小さいことが知られており、橋脚からの放射音の寄与は小さいと考えられた。これらのことを考慮して、本解析では橋脚からの放射音の寄与は無視し、構造物音として床版や防音壁などの振動平板から放射される音を計算する方法を検討した。なお、床版におけるはりは前章で示した拡張曲げ振動解析手法において床版の一部とみなしている。

振動平板からの放射音は、図4に示すように、板を微小面積に分割したときのそれぞれの微小要素が点音源として放射する音の総和とみなせる<sup>11)</sup>。

このとき、微小要素による放射音圧  $dP_w$  (Pa) は次式により与えられる。

$$dP_w = \frac{j\rho_a c_a k_a}{2\pi r'} u_w e^{j(\omega t - k_a r')} dS \quad (8)$$

ここに、 $u_w$  は振動板の振動速度振幅 (m/s)、 $\rho_a$  は空気の密度 ( $\text{kg/m}^3$ )、 $c_a$  は音の速度 (m/s)、 $k_a$  は音の波数 (1/m)、 $r'$  は振動子中心-受音点間距離 (m) である。なお、 $\rho_a c_a$  を一般に固有音響インピーダンスと称する。

$u_w$  に強制振動速度解を適用して  $dP_w$  を求める。そのように求められた式(8)を振動板の面積で積分することにより受音点(構造物近傍)における音圧が与えられる。

$$P_w = \int_0^a \int_0^b \frac{j\rho_a c_a k_a}{2\pi r'} u_w e^{j(\omega t - k_a r')} dx dy \quad (9)$$

また、式(9)の音圧を計算受音点  $P$  を含む振動板周りの閉曲面\*で積分することによって構造物音パワーが求められる。

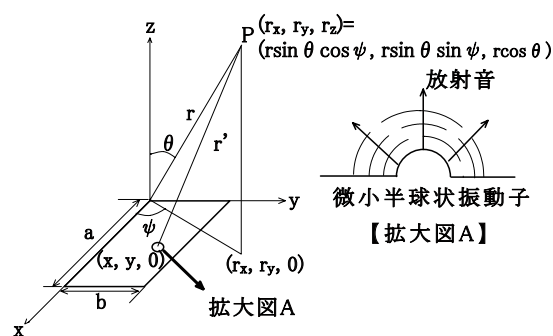


図4 振動板からの音響放射モデル

### 5.2 予測手法の精度検証

以上示した構造物音予測手法の精度を検証するために、対象高架橋の床版の裏面近傍(裏面中央点から300mm離れ)の騒音を計算し、実測値と比較した。図5にその結果を示す。図5に示すように、床版近傍の騒音の計算値は63Hz～2kHzの全範囲にわたって実測値に対して±5dB以内の値を示し、開発した予測手法で構造物音が概ね計算できることが認められた。

ところで、軌道における締結装置や車両における車軸など等間隔で配置された要素が存在する空間条件の中を車両が等速で走行するために車輪/レール間に周期的加振力が発生し、これに伴い振動・騒音のピークがもたらされると考えられる。例えば、対象高架橋(車両速度約280km/h)では、車軸通過に伴い30Hz付近にその影響が表れることが推定される。こうした周期的加振力の影響は、本解析のような定点加振による周波数応答解析では原理的に解析するのが難しいと考えられ、今後、構造物音予測の精度を高めるためにこの点の改善が必要である。そのための方策として、現時点では次のことが考えられる。

- ① 周期的加振力の影響は200Hz以下の低周波数範囲に集中していることを考慮して、低周波数範囲では時刻

\* 一般には、解析座標中心を中心とし、同点と受音点間距離(図4における  $r$ ) を半径とする球とする。

特集：環境技術

歴解析的な手法を併用する。

- ② 車両荷重の時間変動も考慮した加振力を時刻歴的に推定し、それをフーリエ変換して周波数領域の値を求めた上で<sup>12)</sup> 本解析に適用する。

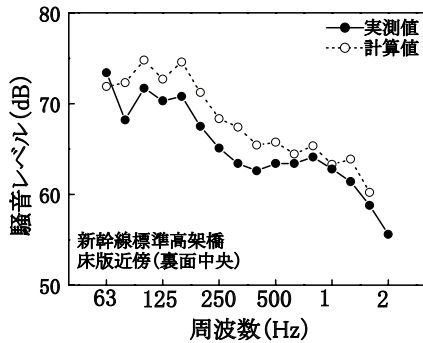


図5 床版近傍（裏面中央）点の騒音の計算値と実測値

6. まとめ

騒音対策が課題となっているコンクリート高架橋について、振動解析手法およびそれによる振動解を用いた構造物音の予測手法を検討した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 従来から実施されている主要な振動解析手法の構造物音予測に対する適用性を検討した結果、構造物に対して音の領域に係わるkHzオーダーの解析を精度良く行うことが困難であることや、振動モードごとに解析した結果を任意の位置で出力することができないなど、それぞれ課題があることがわかった。
- (2) 抽出した課題に対して、新たに構造物全体に拡張した曲げ振動解析手法を開発した。特徴は、構造物を効率良く計算するために部材ごとに小さく分割した上で簡単な要素でモデル化したこと、各部材モデルごとに振動モードを考慮した試行関数を導入することによってマトリクス形式の運動方程式を導いたことなどである。
- (3) 拡張曲げ振動解析手法について、新幹線コンクリート高架橋床版裏面の振動計算値を実測値と比較して2kHz程度まで良好な精度を確認したうえで、その振動速度解を用いた構造物音予測手法を開発した。同手

法は板部材の振動速度解に音響インピーダンスを乗じそこからの放射音を予測するものである。

- (4) 開発した予測手法によるコンクリート高架橋床版近傍の騒音の計算値を実測値と比較した結果、計算値は対象とした63Hz～2kHzの全範囲にわたって実測値に対して±5dB以内の値を示し、この手法で構造物音が概ね計算できることが認められた。一方、車両走行に伴い発生する周期的加振力の影響を本手法では原理的に解析できず、構造物音予測の精度向上のためにその点の改善が必要と考える。

文献

- 1) 善田康雄, 他: 鉄道騒音の発生源と低減対策, 騒音制御, Vol.19, No.3, pp.41-45, 1995
- 2) 半坂征則, 中西臣悟, 山田功司, 鈴木実: 拘束型磁性制振材を貼付した平板の曲げ振動解析, 鉄道総研報告, Vol.16, No.12, pp.23-28, 2002
- 3) 半坂征則, 間々田祥吾, 鈴木実: コンクリート高架橋の振動騒音解析, 日本機械学会D&D2008, No.631 (CD-ROM), 2008
- 4) 白木万博, 他: 騒音防止設計とシミュレーション, 応用技術出版, p.470, 1987
- 5) 鷲津久一郎, 他: 有限要素法ハンドブック I (基礎編), 培風館, p.443, 1981
- 6) 織田光秋, 他: 開床式鋼鉄道橋の騒音予測と対策 (江戸川第1橋梁の防音工事), 川崎重工技報, 139号, pp.43-48, 1998
- 7) 西岡隆: 構造振動解析, 培風館, p.231, 1987
- 8) 長松昭男, 大熊政明: 部分構造合成法, 培風館, p.354, 1991
- 9) 松久寛: 機械用制振材騒音制御, Vol.23, No.6, pp.391-394, 1999
- 10) 北川敏樹, D. J. Thompson: 車輪・レール間騒音の予測手法 TWINS の実験的検証, 鉄道総研報告, Vol.18, No.11, pp.1-6, 2004
- 11) C.E. WALLACE: Radiation Resistance of a Baffled Beam *J.Acoust.Soc.of Am.*, Vol.51, No.3, pp.936-945, 1972.
- 12) 真鍋克士: 表面凹凸あるレールの車輪走行による振動解析 鉄道総研報告, Vol.17, No.9, pp.27-32, 2003