ピストン振動する単一の境界要素と剛な境界要素で囲まれる 音場の BEM 解析

低周波数域における床衝撃音のシミュレーション解析に関する研究 その1

BEM ANALYSIS FOR A SOUND FIELD ENCLOSED WITH ONE PISTON- VIBRATING ELEMENT AND THE OTHER RIGID ELEMENTS

Study on simulation analysis for the floor impact sound of low frequency range Part 1

二宮 淳*, 金子 昇**, 真田 政信***

Atsushi NINOMIYA, Noboru KANEKO and Masanobu SANADA

Application of the boundary element method to the floor impact sound was studied. In this paper (Part 1), the accuracy of the numerical integration was investigated for the influence coefficients of non-dimensional elements. In the model for analysis, we assumed one boundary element to excite a sound field with piston-vibration and the others to be rigid. The accuracy of the numerical method was verified by experimental results of a full-scale model and a loud-speaker sound source.

Keywords : floor impact sound, simulation analysis, boundary element method,
sound field, volume velocity

床衝撃音 シミュレーション解析 境界要素法 音場 体積速度

1. 序

良質な社会資本整備が求められるなかで、集合住宅における高密度居住形態がもたらす近隣騒音問題¹⁾は、解決の急がれる重要課題といえよう。上下階間の騒音問題のなかでも、重量衝撃源に対する床衝撃音への関心は高く、発生メカニズムの解析、対策についていくつかの研究がなされてきた。

解析的研究のアプローチは2つの流れに大別できる。1つは、安岡²⁾の示した計算体系を井上³⁾が発展させたもので、床振動を拡散振動、下室を拡散音場と仮定し、床板の機械インピーダンスと音響放射係数、有効放射面積に基づいた床板からのエネルギー放射と音場でのエネルギー吸収との平衡によって、音圧計算を行う研究である。

2番目のアプローチは、床振動、音場の固有モードの合成に基づく研究である。重量衝撃源による衝撃力のパワーは数10Hz以下の低周波数域に集中している。このよ

うな低周波数域では、床振動場、音場ともにモード密度が疎で個々の固有モードの影響が強く、拡散性の仮定には無理があるとされている。

折笠⁴⁾、福島⁵⁾は、床振動場と音場の双方の固有モードに基づき、加振力に対する音圧の周波数応答関数を導くことを検討した。これらの研究では、衝撃源による床板への加振力を入力とし、床振動場と下室音場が直列に結合した伝達系を考える。床振動場と音場は厳密には連成系として挙動するが、木造床等の軽量で剛性の小さい床を除き、各々を独立した線形系とみなしうるとして、各系ごとに周波数応答関数を実測し、これを乗算し床板全面で積分することにより、伝達系の周波数応答関数を計算できることを示した。

荘⁶⁾も、同様な計算手法において床振動解析に有限要素法を、音場計算にMorseの解析式を適用した予測計算を検討している。さらに、橋本⁷⁾は、Morseの解析式の適用性の検証が必要として、3次元座標系で固有モー

本論文の一部は1992年度(新潟)、1993年度(八王子)の日本建築学会大会で発表した^{15), 16)}

* NKK 基盤技術研究所 主任研究員・工修

** NKK 基盤技術研究所 研究員

*** 鋼管計測(株)音響研究室 主任研究員・工修

Senior Research Eng., Applied Technology Research Center, NKK Corp., M. Eng.

Research Eng., Applied Technology Research Center, NKK Corp.

Senior Research Eng., Sound and Vibration Laboratory, Koukan Keisoku Corp., M. Eng.

ドを解析的に表現できる直方体音場を対象に、床、壁の境界条件に比音響アドミッタンスを採用し、逐次近似に基づく固有モードの数値解法を示し、各モードの合成による音圧計算の精度を検討している。

以上のように、低周波数域における床衝撃音の予測計算においては、これまで音場計算にMorseの解析式を用いるか実測値を用いることが多く、有限要素法(FEM)や境界要素法(BEM)の数値計算手法を適用する検討はなされていない。

BEMは任意の閉空間、開空間への適用が可能で、機械工学をはじめ多くの分野で研究が進められている^{8)~11)}。このなかで閉空間への音響放射問題としては、長池⁹⁾の研究がある。小規模な直方体の模型箱の一部に穴をあけ、箱と絶縁させて弾性板を周辺自由の状態に穴にはめ込み、弾性板を加振させた時の箱内部の音圧について、FEMによる計算とBEMによる計算を行い、測定値と対比して両者の精度を比較検討している。しかし、このような数値計算手法を、建築空間というより大きい空間の床衝撃音問題に応用できるかどうかについては新たに検討が必要であろう。また、長池の検討は音圧の絶対値のみにとどまっているが、逆Fourier変換による時系列の音圧計算には位相の精度も要求されるので、この点からも検討が必要と考えられる。

音楽ホールの音場予測計算の研究分野においては、寺井¹²⁾、河井ら¹³⁾、古江ら¹⁴⁾が、積分方程式やこれをさらに法線方向に微分した方程式に基づく一連の研究により、剛な物体や吸音性物体周囲の解の精度と安定性を追及し、薄板表裏の反射音場や回折音場に適用できる解析手法を示している。音源、受音点、2次音源となる物体や板を内在する音場を、可能な限り精度よく計算する方法として有用であるが、床衝撃音問題では、床、壁を1次、2次音源とする閉空間をモデル化すれば十分であり、音場内部の板等の考慮は必ずしも必要ない。

そこで、本研究では、床衝撃音問題の音場計算にBEMを適用した数値計算手法を検討する。このうち本報(その1)では、第1ステップとして最も基本的な境界条件から成る音場を対象とし、境界の任意の1要素のみに振動速度を与え他を剛境界とする閉空間について、解析手法の精度を検証する。このシンプルな境界条件で精度が検証されれば、境界条件を拡張し床板各部に妥当な振動速度を与えることによって、床衝撃音の計算が可能になると考えられる。それゆえ、計算手法のベースになる(その1)の検証は重要である。

加振力に対する床板の面外方向の振動速度応答の解析、その結果を境界条件として与えた音場解析、さらに壁との境界条件に有限のノーマル音響インピーダンス値を与え、吸音壁をモデル化する計算等については引続き検討中であり、次報以降で報告する予定である。

計算方法は周波数領域における定常応答解析とし、周波数範囲は20~180Hz(中心周波数31.5~125Hzのオクターブ帯域)を対象とした。計算手法の検証において、3次元空間での厳密解を得ることは困難であり、実大モデルとスピーカ音源を用い、計算と等価な実験を行った。実験では、境界に近接させたスピーカ音源を境界上の点音源にモデル化し、点音源が音場に与える等価な体積速度を定量化した。この体積速度に対して音圧の周波数応答関数を測定し、計算結果を検証した。

2. BEM解析の定式化

本研究では、下室の床(図-6に示す下部床)を壁と同等に扱い、壁と下部床を合せて周壁または単に壁と呼ぶ。これに対し、音の放射源となる上部床を放射床板または床板と呼ぶことにする。

図-1に示すように、閉空間の境界条件のうち床板および剛壁については振動速度で表す。吸音壁については次報以降で検討するが、ここでは局所作用(locally reactive)を仮定し、ノーマル音響インピーダンスで表現しておく。木造床等で床板の質量、剛性が小さく、音場と床振動場との連成振動を無視できない場合や、ボード壁等で壁の曲げ振動や振動インピーダンスの考慮が必要となる場合もあろう。これらは今後の検討課題とし、上記の仮定のもとにBEMの定式化を行う¹⁷⁾。

まず、自由音場における(1)式のHelmholtz方程式に対し、(2)式のGreen関数を導く。

$$(\nabla^2 + k^2)P = 0 \quad (1)$$

$$G(|R-R_0|) = -\frac{e^{-jk|R-R_0|}}{4\pi|R-R_0|} \quad (2)$$

ただし P : 音圧 ∇^2 : ラプラシアン
 k : 波長定数 $j^2 = -1$
 R_0 : 音源の位置ベクトル
 R : 任意の点の位置ベクトル

次に図-2に示すように、境界面を S_0 、その内部音場を領域 V とする。領域内部の空気密度を ρ 、音速を c とし、 S_0 上で(3)式の境界条件を導入して(4)式を得る。(5)式は(4)式を離散化したものである。

$$\frac{\partial P}{\partial \xi} = -\rho \ddot{w} \quad (3)$$

$$P(R) = -\epsilon \left[\int_{S_0} \left(P \frac{\partial G}{\partial \xi} + \rho \ddot{w} G \right) dS \right] \quad (4)$$

$$P(R_i) = \epsilon \sum_m \left[P(R_m) D_{im} + U(R_m) M_{im} \right] \quad (5)$$

ただし

ξ : 領域内側に向う単位長さの境界面法線
 $\ddot{w}$: S_0 の法線方向の加速度
 $U(R_m)$: 音源 m 要素の振動速度
 $\epsilon = 1$: $R \in V$
 2 : $R \in S_0$
 0 : $R \notin V, S_0$

$$D_{im} = \frac{k}{4\pi} \int_{S_m} \frac{\exp(-jkr_{im})}{r_{im}} \left(\frac{1}{kr_{im}} + j \right) \cos \gamma_{im} dS$$

: i点 に及ぼす音源m要素のDipole影響係数¹⁸⁾

$$M_{im} = \frac{j\omega\rho}{4\pi} \int_{S_m} \frac{\exp(-jkr_{im})}{r_{im}} dS$$

: i点 に及ぼす音源m要素の
Monopole影響係数¹⁸⁾

r_{im} : i点と音源m要素との距離

$\cos \gamma_{im}$: 境界面法線ξに対する r_{im} の方向余弦

ω : 角周波数

(5)式の解法においては、境界面 S_0 を S_{01} と S_{02} の2つに分け、 S_{01} を速度境界、 S_{02} をインピーダンス境界とする。 S_{02} 上ではノーマル音響インピーダンス Z を用いて、 $U(R_m) = P(R_m)/Z$ により速度を消去でき、 S_{01} 上に振動速度を入力する。ここで、 $i \in S_0$ の点について(5)式を適用すれば、 $P(R_m)$ に対し複素係数の線形連立方程式が得られ、境界面上の音圧を計算できる。その結果を(5)式の右辺に代入しておき、 $i \in V$ について適用すれば内部音場の任意の点について音圧を計算できる。

3. 影響係数の数値積分

通常の居室では、放射床板、周壁のモデル化は平面要素で十分であり、長方形一定要素を採用する。要素分割は周波数によらず一定とし、最大要素幅が音波長に対して180Hzで1/4、90Hzで1/8、20Hzで1/36以下となるよう分割するものとする。従って、周波数が低いほど解析の精度が向上すると予想されるが、その関係については6章で解析例をもとに考察する。

各要素の D_{im} 、 M_{im} の計算において、 kr_{im} が零に近付くと被積分項が発散し一般に特異積分となる。 kr_{im} が小さい場合の積分方法として、被積分項の $\exp(-jkr_{im})$ をMaclaurin展開した多項式近似により特異性を回避し、Gauss積分を適用する方法¹⁹⁾や、各要素の図心と頂点を新たな頂点とする3角形要素に再分割してGauss積分を適用する方法¹⁹⁾等が試みられている。しかし、Gauss積分では、積分点のいずれかが着目点(受音点)に近接すれば誤差が大きくなり、積分点数を増しても必ずしも改善されず、検討が必要とされている²⁰⁾。

ここでは、要素を同寸法に再分割し各々の再分割要素についてGaussの1点積分法を適用することにし、必要な再分割数ならびに精度を検討した。まず、 $\bar{x}=kx$ 、 $\bar{y}=ky$ 、 $\bar{z}=kz$ により座標系を無次元化し、積分を変数変換する。例えばz軸に垂直な要素の場合、下式のように表現できる。

$$D_{im} = \frac{1}{4\pi} \iint \frac{\exp(-jkr_{im})}{kr_{im}} \left(\frac{1}{kr_{im}} + j \right) \cos \gamma_{im} d\bar{x}d\bar{y}$$

$$\frac{M_{im}}{\rho c} = \frac{j}{4\pi} \iint \frac{\exp(-jkr_{im})}{kr_{im}} d\bar{x}d\bar{y}$$

音波長を λ 、要素幅を λ/n とすれば、図-3に示す無次元要素の要素幅は、 $kL = (2\pi/\lambda)(\lambda/n) = 2\pi/n$ で表され、180Hzで1.6、90Hzで0.8、20Hzで0.2程度となる。この3種の無次元要素について、 kr_{im} と要素図心の法線との角度 γ_{im} を0, 30, 60, 90° (D_{im} については90°で零となるため89°で代替)と変化させ、 D_{im} 、 M_{im} を計算した。 $kr_{im}/kL = r_{im}/L$ を横軸にとって整理した結果を図-4、5に示す。

D_{im} の計算結果について検討する。 $\gamma_{im} = 0^\circ$ (法線方向)、 $kL = 1.6$ の場合、再分割なし(1×1)の計算で、 $r_{im}/L \geq 1.6$ 程度まで良好な精度を得られている。4×4の再分割を行えば、 $r_{im}/L \geq 0.2$ で精度を期待できる。また、 $\gamma_{im} = 60^\circ$ 、 $kL = 0.2$ の場合にも、 $r_{im}/L \geq 1.6$ で再分割の必要はなく、4×4の分割によれば、 $r_{im}/L \geq 0.4$ (着目点と要素との垂直距離では0.2L以上)で、良好な精度を得ることができる。 γ_{im} および kL を変化させた他の計算においても、着目点と要素との垂直距離が0.2L以上の場合、再分割数は4×4で精度上十分であること、ならびに $r_{im}/L \geq 1.6$ の場合には再分割の必要のないことがわかった。

M_{im} の計算では D_{im} の計算より再分割数を少なくできるが、異なる再分割数を採用してもさほど利点はなく、ここでは同数とする。ただし、境界上の音圧計算のステップで、着目点と要素とが同一平面上にある場合、 $\cos \gamma_{im} = 0$ であり、 D_{im} について数値積分の必要がなく、 M_{im} のみを計算することになる。この時、 r_{im} は隣接要素間で最小値をとるので、要素ごとに要素幅を変化させる場合でも $r_{im}/L > 0.5$ の範囲(要素の図心から端部までの距離を越える範囲)を考えれば十分である。図-5(b)によれば、 $r_{im}/L \geq 0.8$ で再分割の必要がなく、 r_{im} がこれより小さい場合にのみ4×4の分割を行えばよい

図-1 境界条件と解析のフロー

図-2 放射音場モデル

ことがわかる。 kL を変化させた他の計算においても同様の結果が得られた。

また、 $i = m$ の対角項では上記と同様に $D_{im} = 0$ であり、 M_{im} については下式に示すように、要素図心を中心とする半径 a の円 S_a と、これを除いた範囲とに積分範囲

図-3 無次元要素モデル

$$\int_{S_m} dS = \lim_{a \rightarrow 0} \left\{ \int_0^{2\pi} \int_0^a r dr d\theta + \int_{S_m - S_a} dS \right\}$$

4. 実大モデルと計測システム

実験に用いた実大モデルを図-6に示す。鉄筋コンクリート造で、放射床板は150mm厚、周壁は200mm厚、室の内寸法は $L_x = 2550$, $L_y = 3550$, $L_z = 2325$ mmである。放射床板の支持条件を単純明確化し、壁との振動遮断を図るため、床板と壁との間の全周に密度 96 kg/m^3 のグラスウールを幅160mm厚さ25mmで敷き詰めている。

図-4 無次元要素の再分割による影響係数 D_{im} の数値積分 ($\gamma_{im} < 90^\circ$)

図-5 (a) 無次元要素の再分割による影響係数 M_{im} の数値積分 ($\gamma_{im} < 90^\circ$)

図-5 (b) 無次元要素の再分割による影響係数 M_{im} の数値積分 ($\gamma_{im}=90^\circ$)

図-6 実大モデル (単位mm)

図-8 騒音計の位相特性

計測システムを図-7に示す。音場の残響時間の測定では、ノイズジェネレータを用いてスピーカを駆動し、騒音計の出力電圧をレベルレコーダで記録する。音圧の周波数応答関数の測定には、バンドパスフィルタとイコライザを用いてスピーカの負荷電圧を調整し、対象周波数域でスピーカ音響出力の周波数特性をフラットに近付ける。2チャンネルFFTアナライザには負荷電圧と騒音計の出力電圧を入力する。

スピーカの振動特性の測定では、FFTアナライザへの入力信号として、負荷電圧と加速度計のチャージアンプの出力電圧を用いる。チャージアンプの積分回路の位相特性の影響を避けるため、測定量は加速度とし、必要に応じ計算で速度または変位に変換する。床振動および床衝撃音の測定では、加振源にインパクトハンマを用いる点を除き、基本的に上記の測定フローと同様である。

ここで、騒音計の出力電圧と真の音圧の位相の関係を

各測定項目におけるスイッチ (A, B, C, D) の設定

測定項目	A	B	C	D	測定項目	A	B	C	D
周波数応答関数					残響時間				
スピーカの振動	下	上	上	上	音場	上			
音場	上	上	上	上	床振動		下	下	下
床振動	上	上	上	上					
床衝撃音

図-7 計測システム

写真-1 実大モデル内部とスピーカ

調べるため、15mm厚の合板で内寸法 $170 \times 170 \times 170$ mmのエンクロージャ（最低次の定在波周波数は約1000Hz）を作成し、ウーファの振動板を内向けに取付け、軽量ピックアップ（B & K 4374）でウーファの振動板の加速度を測定した。同時に、騒音計のマイクロホンとプリアンプを内部に入れ、出力電圧を測定した。対象周波数域ではエンクロージャ内部は一様音圧の圧力箱となり、振動板の変位（内方向+）と音圧が同位相になるので、出力電圧と振動板の変位の位相差が騒音計の位相特性に相当する。図-8に測定結果を示す。マイクロホンの内部回路のコンデンサでの位相の逆転と、アンプによる低周波数域での位相の進行が示唆される。本研究では、図-8を校正データとして用いた。

なお、実大モデルの設置場所は屋内であるが、水平寸法 25×44 m、軒高16.5m（棟高さ20m）のかなり大きい空間である。この空間（以下、外部音場と呼ぶ）における音圧の距離減衰特性を調べるため、実大モデルの床板中央上でスピーカを加振させ、音圧レベル分布を測定した。図-9は床板中央から法線方向および 45° 方向の測定結果である。0.6mでは、距離とスピーカ寸法との関係から面音源近接場の影響が若干みられるが、実用上、2.4m以内では逆2乗則が成り立っているとみなし得る。

5. スピーカ音源のモデル化

スピーカの寸法は $530 \times 530 \times 80$ mmで、100mmφのウーファ9個と、15mm厚の合板を用いて製作した。予め各ウーファの電気インピーダンス、負荷電圧に対する振動板の加速度の周波数応答関数を測定し、9個のウーファが均質な安定した特性を有することを確認している。

実験では、ウーファを4個並列、5個並列の2つの回路に分け、2チャンネルのオーディオアンプで駆動することにし、チャンネル間の出力電圧の差を絶対値0.5dB以下、位相 2° 以下に制御した。図-10は各回路の電気インピーダンスを示す。

写真-1に実大モデル内部におけるスピーカの設置状況を示す。丸鋼でトラス状に組んだ支持台に、スピーカの振動板を下向きにして防振支持させる。高さは床板に

近接させ、振動板と床板下面との距離を115mmとする。この高さで、実大モデル内部の水平位置を室中央（A位置）、長辺の壁中央の近接部（B位置：スピーカ側面と壁との距離170mm）、コーナー部（C位置：スピーカ側面と壁との距離2方向とも170mm）と変化させ、負荷電圧に対するウーファの振動板の加速度の周波数応答関数を測定した。外部音場での測定結果と対比し、図-11に示す。

スピーカの振動板の振動特性は、厳密には音場の空気インピーダンスとエンクロージャ内部の空気インピーダンスの影響を受ける。しかし、図-11によれば、製作したスピーカは、実用上音場の影響を無視できる安定した特性を示した。これは、実大モデルの室容積と比べエンクロージャの内容積を十分小さくしたことによるもので、音場の空気インピーダンスに比べ内部の空気インピーダンスの作用が支配的になったためと考えられる。

図-12は、負荷電圧に対するウーファの振動板とエンクロージャ各部の加速度の周波数応答関数を比較したものである。エンクロージャの振動は振動板と比べ30dB以上小さいレベルであり、面積比（エンクロージャ/振動板=10）を考慮しても、エンクロージャの振動は無視できるレベルである。

次に、このスピーカ音源のモデル化を考える。ウーファの振動板は剛体ではなく弾性を有しており、従って厳密なピストン振動をするわけではない。かつ、表面の形状は単純な平面ではなく円錐状の曲面である。このようなウーファ9個について、振動板の振動速度を精度よく捕らえ、直接、音場境界での粒子速度と関係付けることは必ずしも容易ではない。ここでは、実大モデルの内外でスピーカの振動特性の差を無視できること、外部音場に逆2乗則が成り立つことを利用し、以下のように、境界上の点音源にモデル化し、等価な体積速度を定量化することにした。

外部音場において、スピーカを床板中央で上向きに防振支持させ（振動板と床板上面との距離は前述と同じ115mm）、スピーカ直下の床板上面を中心点とする、半球面上の10点で音圧と負荷電圧との周波数応答関数を測定

図-9 外部音場における音圧の距離減衰特性 (d. d. : double distance)

する。半径は実大モデルの寸法、および外部音場で逆2乗則の成立を確認した範囲を考慮し、0.8m (S1), 1.5m (S2), 2.2m (S3) の3種とし、10点の配置はJIS Z8732によった。音源を無限バツフル中の点音源にモデル化し、(6)式を適用して点音源の等価な体積速度 $v \cdot ds$ を計算した。各半球面ごとの平均値を図-13に示す。床板の寸法が有限であるため、低周波数域では床板周囲への回折の影響を受け、半球面の半径が大きいほど計算された体積速度が小さくなる傾向がみられるが、その差はわずかである。

$$v \cdot ds = \frac{2\pi r P e^{jkr}}{j\omega \rho} \quad (6)$$

図-10 スピーカの電気インピーダンス

図-12 スピーカのエンクロージャ各部の振動特性 (0dB=1ms⁻²/V)

ただし ρ : 空気の密度 P : 音圧 r : 距離
 ω : 角周波数 k : 波長定数 $j^2 = -1$

6. 定常体積速度に対する音圧の周波数応答

表-1にBEM解析モデルを示す。モデル1は、3章で述べたように、要素幅が180Hzの音波長 λ_{180} のほぼ1/4になるよう、周壁をx方向6分割、y方向8分割、z方向5分割に等分割した。放射床板は、図-6のQ位置を基準点として要素中心の座標と一致させ、 $\lambda_{180}/4$ の要素幅で順次分割し、最外周の要素寸法を調整して実大モデルと整合させた。要素数は、放射床板63要素、周壁18要素、計251要素である。モデル2、モデル3は、同様

図-11 スピーカの振動板の振動特性 (0dB=1ms⁻²/V)

図-13 スピーカ音源の等価体積速度

(a) (0, 1, 0) モード

(b) (2, 0, 0) モード

図-14 音場の固有音圧モードの測定結果

図-15 音場の残響時間の測定値

の方法で要素幅を $\lambda_{180}/5$ 、 $\lambda_{180}/6$ に設定したモデルである。

実験と解析との対比では、境界上の点音源の与える体積速度を、微小要素の振動速度と要素面積との積に置換し、この入力に対する音圧の周波数応答関数について測定値と解析値を比較する。そこで、これらのモデルにおいて、Q位置の1要素に $\exp(j\omega t)/S_1$ （ただし、 S_1 ：要素の面積）の振動速度を与え、他の要素を速度零の境界として、音圧を解析した。周波数刻みは測定の周波数分解能と同一の0.5Hzとした。

5章に述べたように、実験では、スピーカをQ位置で下向きにして床板に近接させ、ランダム信号によって定常加振させる。まず、周壁から各300mmの3平面（座標は各々、 $x=300$ 、 $y=3250$ 、 $z=2025$ mm）で受音点を移動させ、音圧の周波数応答関数を測定した。これに実験的モード解析法を適用し音場の固有振動を求めた。用いたプログラムはSMS社のMODAL3.0で、1自由度系のカーブフィット法（部分分数型多項式最小2乗誤差法：polynomial curve fitting）を適用した。

表-2に得られた固有振動数を、図-14に固有音圧モードを例示する。表示方法は、音圧+を室内側に、音圧-を室外側にとり表示した。固有振動数の解析値は、床および周壁を剛境界と仮定し、(7)式で計算した。空気の物性値としては15℃、1気圧のものを用いた。実験中の条件と必ずしも厳密に対応させたものではないが、解析値と測定値はほぼよい対応を示している。図-15は、内部音場の固有振動が含まれる63Hzと125Hzの2つ

表-1 BEM解析モデル

	モデル1	モデル2	モデル3
標準要素幅	$\lambda_{180}/4$	$\lambda_{180}/5$	$\lambda_{180}/6$
放射床板			
分割数	7	8	9
x方向	9	10	12
y方向	63	80	108
要素数			
周壁			
分割数	6	7	8
x方向	8	9	11
y方向	5	6	7
z方向	188	255	354
要素数			
全要素数	251	335	462

注) λ_{180} : 180Hzの音波長

表-2 音場の固有振動

振動 モード n_x, n_y, n_z	固有振動数(Hz)		振動 モード n_x, n_y, n_z	固有振動数(Hz)	
	解析値	測定値		解析値	測定値
0, 1, 0	48.0	48.9	2, 0, 1	152.3	
1, 0, 0	66.8	66.4	0, 1, 2	154.1	156.5
0, 0, 1	73.2	75.2	1, 3, 0	158.6	
1, 1, 0	82.2	82.5	2, 1, 1	159.7	
0, 1, 1	87.5	89.2	1, 0, 2	161.0	
0, 2, 0	95.9	97.0	0, 3, 1	161.4	162.7
1, 0, 1	99.1	100.4	2, 2, 0	164.4	
1, 1, 1	110.1	111.4	1, 1, 2	167.9	169.7
1, 2, 0	116.9	117.7	1, 3, 1	174.7	174.5
0, 2, 1	120.7	122.1	0, 2, 2	175.1	177.7
2, 0, 0	133.5	131.4	2, 2, 1	180.0	181.7
1, 2, 1	137.9	139.3	1, 2, 2	187.4	
2, 1, 0	141.9		0, 4, 0	191.8	
0, 3, 0	143.9	144.8	2, 3, 0	196.3	
0, 0, 2	146.5	149.1	2, 0, 2	198.2	

のオクターブ帯域について、室内の6点で測定した残響時間を示す。

$$f = \frac{c}{2} \left\{ \left(\frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (7)$$

ただし n_x, n_y, n_z : x, y, z方向の次数（節の数）

L_x, L_y, L_z : x, y, z方向の空間寸法

解析モデル1による音圧の周波数応答関数の解析結果を、実験結果と対比して図-16に示す。図-17は、要素数を増加させたモデルによって、D点での音圧の周波数応答関数を解析した結果である。数値計算はいずれも単精度計算である。解析モデル3では、モデル1と比べ170~180Hzの絶対値が大きくなり、より測定値に近い

図-16 解析モデル1による音場の応答解析(要素幅:180Hzの音波長の1/4)

図-17 要素数を増加させたモデルによるQ点の体積速度に対するD点の音圧の応答解析

値が得られている。その他の周波数では、解析モデルによる絶対値の差は比較的小さい。また、位相についてはモデルによる有意差はなく、いずれのモデルでもほぼ良好な精度が得られている。

実大モデルの周壁は仕上りのない鉄筋コンクリート面で、住宅の居室としてはかなり吸音が小さく、残響時間の測定値は63~125Hz域において3~4秒程度である。この残響時間に対し、解析では境界条件を速度境界(1要

素)と剛境界(他の全要素)でモデル化しているので、理論上は吸音がなく、共振ピークが無限大に発散すると考えられる。ただし、実際の数値計算ではピークレベルは有限値にとどまり、かつ比較的測定値に近い値が得られた。しかしながら、通常の住宅居室の残響時間はより短く、そのようなケースには剛境界のみでは限界があり、吸音壁のモデル化が必要になると考えられる。

7. まとめ

BEMを適用した低周波数域の床衝撃音の数値計算手法に関して、数値計算方法の検討、基本的な境界条件における計算、ならびに計算の条件と等価な実験を行い、以下に示す結果を得た。

(1) 解析の精度は、境界要素の影響係数の積分精度と、要素幅に影響される。影響係数の積分において、着目点と要素が同一平面上になく、双方の垂直距離が要素幅の0.2倍以上離れている場合は、要素を 4×4 に再分割し各々にGaussの1点積分法を適用する方法により、十分な精度を確保できる。さらに、着目点と要素図心間の距離が要素幅の1.6倍以上の場合には、再分割することなく1点積分法を適用できる。

(2) 着目点と要素が同一平面上に位置する場合、Dipole影響係数は零となる。Monopole影響係数については、着目点と要素図心間の距離が要素幅の0.8倍を下回る場合および対角項についてのみ 4×4 の再分割を行い、これ以外では再分割することなく1点積分法を適用すればよい。

(3) 対象とする最大周波数の音波長に対し要素幅を $1/4$ 、 $1/5$ 、 $1/6$ とした3種のモデルでは、周波数応答関数の位相の計算結果についてモデルによる有意差はみられず、いずれのモデルでも良好な精度が得られた。絶対値については、上限周波数近傍でモデルによる差違が若干みられ、分割を細かくしたモデルの方がいくぶん良好な精度を示した。

(4) 実験に用いるスピーカの振動板の振動特性は、厳密には音場の空気インピーダンスによって変化するが、音場の容積と比べ内容積を十分小さくしたスピーカでは、エンクロージャ内部の空気インピーダンスの作用がより支配的となるため、音場から受ける影響を実用上無視できる。従って、無限バツフル中の点音源モデルを適用し、半自由音場でスピーカ音源が与える等価な体積速度を定量化しておけば、計算との対比では、これを音場に与える入力として使用できる。

(5) 騒音計の出力電圧と真の音圧の位相は一般に一致しない。一樣音圧の圧力箱を用いて騒音計の位相特性を測定した結果、マイクロホン内部回路のコンデンサでの位相の逆転と、アンプによる低周波数域での位相の進行を示唆する結果が得られた。

以上の結果を踏まえ、次報以降では床振動解析および吸音壁のモデル化について検討することにしたい。

謝辞

本研究は東京大学・安岡正人教授の御指導をいただき実施致しました。厚くお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 光田泰子, 木村翔: 集合住宅における生活騒音の実態とTNE Lによる評価, 日本建築学会論文報告集, 第272号, pp. 75~86, 1978. 10
- 2) 安岡正人: 床衝撃音防止設計法, 音響技術, Vol. 6, No. 4, pp. 1~27, 1977
- 3) 木村翔, 井上勝夫: 床衝撃音と床スラブの振動特性に関する実験的研究, 日本建築学会論文報告集, 第332号, pp. 83~93, 1983. 10
- 4) 折笠輝雄, 久保田喜八郎: 重量床衝撃音発生器による床衝撃音の実験的解析方法に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第378号, pp. 1~9, 1987. 8
- 5) 福島寛和, 安岡正人: 波動性を考慮した低音域の床衝撃音に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第405号, pp. 1~9, 1989. 11
- 6) 荘大作, 日高孝之, 増田定泰: 有限要素法による床スラブの振動解析と床衝撃音の計算, 建築音響研究会資料, A A 87-22, 1987. 7
- 7) 橋本典久: 直方体空間の波動関数を用いた固体音放射計算に関する検討, 日本建築学会計画系論文報告集, 第428号, pp. 1~10, 1991. 10
- 8) 小泉宣夫: 機械要素の音響放射特性の数値解析法, 日本音響学会誌, 40巻, 1号, pp. 18~27, 1984
- 9) 長池勝: 振動と音響に関する数値解析法の開発と内燃機関への応用, 学位論文, 東京工業大学工学部, 1985. 3
- 10) 鈴木真二, 今井守之, 石山慎一: 境界要素法とモード解析法による構造体の振動・音響解析, 日本機械学会論文集C編, 52巻, 473号, pp. 310~317, 1986. 1
- 11) 田中正隆, 増田佳文: 音響問題に対する境界要素法はん用解析システムの開発, 日本機械学会論文集C編, 53巻, 486号, pp. 387~391, 1987. 2
- 12) 寺井俊夫: 音場予測のための積分方程式入門, 建築音響研究会資料, A A 87-05, 1987. 2
- 13) 河井康人, 寺井俊夫: 法線方向微分型積分方程式(NDF)による室の過渡音場の計算, 建築音響研究会資料, A A 89-31, 1989. 11
- 14) 古江嘉弘, 古屋敷憲之, 堀之内吉成: 積分方程式による音場計算例, 建築音響研究会資料, A A 87-08, 1987. 2
- 15) 二宮淳, 真田政信: 境界要素法による床衝撃音のシミュレーション解析(その1)(その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集D, pp. 101~104, 1992. 8
- 16) 二宮淳, 金子昇, 真田政信: 実大モデルによる床衝撃音の測定とシミュレーション解析(その1)(その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集D, pp. 181~184, 1993. 9
- 17) M. C. Junger & D. Feit: Sound, Structures, and Their Interaction, MIT Press, 1972
- 18) G. H. Koopmann & H. Benner: Method for Computing the Sound Power of Machines Based on the Helmholtz Integral, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 71, No. 1, pp. 78~89, 1982
- 19) 斉藤清, 鏡慎, 本間皓治: 3次元音場の境界要素法による解析, 建築音響研究会資料, A A 91-14, 1991. 9
- 20) 藤川猛: 境界要素法による要素近接場の音場解析, 建築音響研究会資料, A A 92-24, 1992. 11~12

(1993年10月5日原稿受理, 1994年4月6日採用決定)