

低音域における床衝撃音発生機構の研究

折 笠 輝 雄

久保田 喜八郎

§ 1. はじめに

集合住宅の音環境で、問題となっている音の1つに床衝撃音がある。床衝撃音は、床に加えられた衝撃によってその床の下にある室（以下、本論では受音室と呼ぶことにする）に生ずる音であるが、わが国の集合住宅では子供が走り回ったり、とび跳ねたりすることによって生ずる低音成分の多い床衝撃音が特に問題となっており、これを防止するための床構法の提案が求められている。

床衝撃音の発生には、1)衝撃源の衝撃特性、2)衝撃に対する床の振動応答特性、3)床振動に対する受音室空間の音応答特性の三者が関係する。したがって、防止策を検討するに際しては、おのおの特性とそれらの結び付きの関係を明らかにしておく必要がある。

三者の関係のうち、衝撃と床振動特性との関係は十分解明されてきている^{1),2),10)}。また、床振動と受音室の音応答特性との関係についても、床衝撃音の中・高周波数領域を対象とする解析はかなり進められてきている⁴⁾。しかし、低周波数領域の音に対しては、床振動による発生音および受音室の音応答の周波数特性が統計的な平均化処理で取扱えないこともあって、必ずしも十分な解析が行なわれていない。

本論文では、床衝撃音に関する JIS⁵⁾ に規定されている標準衝撃源のうち、重量床衝撃音発生器による衝撃を対象として取上げ、床衝撃音の低音領域における特性の解析方法を提示するとともに、実大住戸における実験によって、この方法の妥当性を検討する。

§ 2. 床衝撃音発生機構の解析

2.1 床衝撃音の解析方法

床衝撃音の解析を進めるに際し、次のような基本条件を設ける。

1)床および受音室内は定係数線形の振動系と考える。

2)床振動から受音室内に発生する床衝撃音の音圧は、床の振動に影響を与えないものとする。

3)床には点音源が分布すると考え、その体積速度は床の各位置における床の振動速度で置換えられるものとする。

これらの条件をもとにして、既応の研究による衝撃～床振動の応答、室空間内での点音源～受音点間の音応答に関する解析手法を参照し、衝撃～床振動～受音室内の音圧の関係を以下のように1つの式で表わす。

まず、床の i 点に衝撃 $f(t)$ を加えたとき、床の任意の j 点における振動速度 $\dot{u}_{ij}(t)$ は、たたみ込み積分を用いて、

$$\dot{u}_{ij}(t) = \dot{h}_{ij}(t) * f(t) \quad \dots\dots(1)$$

ただし、 $\dot{h}_{ij}(t)$: i 点～ j 点間の振動速度のインパルス応答

で表わされる。

また、受音室内の k 点における床衝撃音の音圧 $p_{ik}(t)$ は、床全面に分布する点音源の寄与を床面積に関して積分することによって、次のように表わされる。

$$p_{ik}(t) = \int_S g_{jk}(t) * \dot{u}_{ij}(t) dS = \int_S g_{jk}(t) * (\dot{h}_{ij}(t) * f(t)) dS \quad \dots\dots(2)$$

ただし、 S : 床面積

$g_{jk}(t)$: 受音室内 j 点～ k 点間のインパルス応答

この式が、本論文において新たに提示しようとする床衝撃音解析用の基礎式である。

式(2)を周波数領域でみるには、フーリエ変換を行なえばよい。その結果は下記ようになる。

$$P_{ik}(f) = \int_S G_{jk}(f) \dot{H}_{ij}(f) F(f) dS \quad \dots\dots(3)$$

$P_{ik}(f)$: $p_{ik}(t)$ のフーリエ変換

$G_{jk}(f)$: $g_{jk}(t)$ のフーリエ変換 (室内の周波数応答関数)

$\dot{H}_{ij}(f)$: $\dot{h}_{ij}(t)$ のフーリエ変換 (床の周

波数応答関数)

$F(f): f(t)$ のフーリエ変換

また、式(3)を音圧レベルに準拠して表わすと、

$$\begin{aligned} L_{ik}(f) &= 10 \log \frac{1}{p_0^2} (2|P_{ik}(f)|^2) \\ &= 10 \log \frac{2}{p_0^2} \left| \int_s G_{jk}(f) \cdot \dot{H}_{ij}(f) \cdot F(f) dS \right|^2 \end{aligned} \quad \dots\dots(4)$$

$$p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$$

$2|P_{ik}(f)|^2$: 片側 エネルギースペクトル密度関数^{3), 4)}

となり、床衝撃音の周波数特性を表わす式となる。

2.2 重量床衝撃音発生器によって発生する衝撃

重量床衝撃音発生器⁵⁾ (図-2(A)) を、図-2(B)に示すように質量 m_t とばね定数 k から成る振動系に置き換え、これが高さ l から自由落下したとき、質量 m_t に生ずる加速度 $\ddot{x}(t)$ を用いて床に加わる衝撃 $f(t)$ を近似的に求めると、下式で近似できる⁶⁾。

$$f(t) \begin{cases} = -m_t \ddot{x}(t) = m_t \sqrt{2gl\omega_0^2 + g^2} \sin(\omega_0 t - \phi) & (0 \leq t \leq t_1) \\ = 0, & (t > t_1) \end{cases} \quad (5)$$

ただし、 g : 重力の加速度 (m/sec^2)

$\omega_0 = \sqrt{k/m_t} = \pi/t_1$: 系の角固有振動数 (radians/sec)

ここで、重量衝撃音発生器の場合、 $l = 0.83\text{m}$ 、 $\omega_0 \div 2\pi \times 23.3 \text{ Hz}$ であるから $2gl\omega_0^2 \gg g^2$ となるので、上式は下式で近似できる。

$$f(t) \div m_t \sqrt{2gl\omega_0^2} \sin \omega_0 t = F_0 \sin \omega_0 t, \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad \dots\dots(6)$$

ただし、 $F_0 = m_t \sqrt{2gl\omega_0^2}$: 最大衝撃力 (N)

上式をフーリエ変換して、衝撃の片側エネルギースペクトル密度関数 $2|F(f)|^2$ を求めると、下式のようになる^{7) 8) 9)}。

$$2|F(f)|^2 = 2 \left| \int_0^{t_1} f(t) e^{-j\omega t} dt \right|^2 = 2 \left| \frac{2F_0 \cos \frac{\pi}{2} \beta_0}{2\pi f_0 (1 - \beta_0^2)} \right|^2 \quad \dots\dots(7)$$

ただし、 $\beta_0 = \omega/\omega_0 = f/f_0$

2.3 床の周波数応答関数

床の i 点～ j 点間の振動変位のインパルス応答 $h_{ij}(t)$ は次式で表わされる^{1) 2)}。

$$h_{ij}(t) = \sum_r \frac{\Psi_{ir} \Psi_{jr}}{m_r \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}} e^{-\zeta_r \omega_r t} \sin \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} t \quad \dots\dots(8)$$

ただし、 $\omega_r = 2\pi f_r$: r 番目の角固有振動数

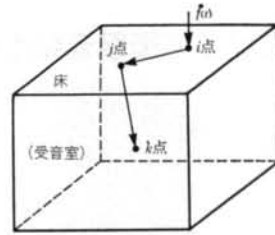


図-1 エネルギーの伝搬経路

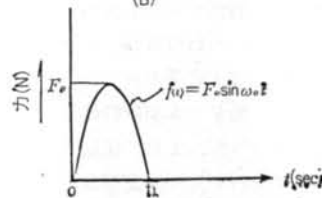
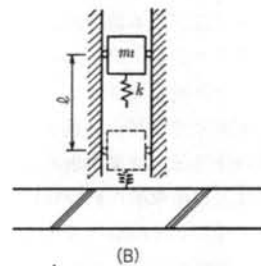
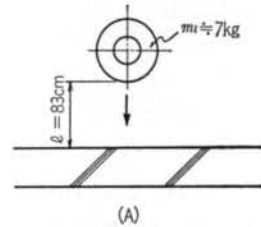


図-2 重量床衝撃音発生器の振動モデルと衝撃

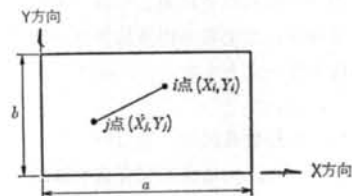


図-3 床の衝撃位置と応答位置

(radians/sec)

m_r : r 番目の固有振動数における等価質量 (kg)

ζ_r : r 番目の固有モードの減衰比

Ψ_{ir} : i 点における r 番目の固有ベクトル

Ψ_{jr} : j 点における r 番目の固有ベクトル

r : 整数

上式をフーリエ変換した後、1回微分して振動速度の周波数応答関数 $\dot{H}_{ij}(f)$ を求めると³⁾、

$$\begin{aligned}\dot{H}_{ij}(f) &= 2\pi j f H_{ij}(f) = 2\pi j f \int_{-\infty}^{\infty} h_{ij}(t) e^{-2\pi j f t} dt \\ &= \sum_r \frac{j \beta_r \Psi_{ir} \Psi_{jr}}{2\pi f_r m_r (1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r)} \quad \dots\dots(9)\end{aligned}$$

ただし, $\beta_r = f/f_r$

となる。

図-3に示すような矩形で、周辺が単純支持されている床を想定すると、式(9)の各パラメータは以下のようになる¹⁰⁾。

a) 床の固有振動数 f_r :

$$f_r = \frac{\pi}{2} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{E h^3}{12(1-\nu^2)\rho_s}} \quad \dots\dots(10)$$

ただし, E : 床材のヤング率 (N/m^2)

ρ_s : 床の面密度 (kg/m^2)

ν : 床材のポアソン比

h : 床厚 (m)

m, n : 整数

b) (X, Y) 点の r 番目の固有ベクトル $\Psi_{(X,Y)r}$:

$$\Psi_{(X,Y)r} = \sin \frac{m\pi}{a} X \sin \frac{n\pi}{b} Y \quad \dots\dots(11)$$

c) 等価質量 m_r ¹⁾:

$$m_r = \int_s \Psi_r^2 m_{(X,Y)} ds = \frac{1}{4} \rho_s ab$$

ただし, $m_{(X,Y)}$: (X, Y) 点の質量 (kg)

2.4 受音室内の周波数応答関数

受音室内の j 点～ k 点間のインパルス応答 $g_{jk}(t)$ は下式で表わされる¹¹⁾。

$$g_{jk}(t) = 2\pi \sum_n \frac{A_n}{\omega_n} e^{-\delta_n t} \sin \omega_n t \quad \dots\dots(12)$$

ただし, $\omega_n = 2\pi f_n$: n 番目の角固有振動数

(radians/sec)

$\delta_n (= \omega_n \zeta_n)$: n 番目の固有モードの減衰定数 (ζ_n : 減衰比)

$$A_n = \frac{\omega \Psi_{jn} \Psi_{kn}}{C}$$

C : 受音室内のコンプライアンス

Ψ_{jn} : j 点における n 番目の固有モードの音圧分布係数

Ψ_{kn} : k 点における n 番目の固有モードの音圧分布係数

式(12)をフーリエ変換して、室内の周波数応答関数を求めると、

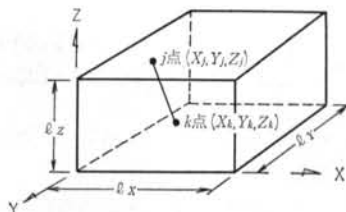


図-4 受音室の音源位置と受音位置

$$G_{jk}(f) = \sum_n \frac{\beta_n \Psi_{jn} \Psi_{kn}}{2\pi f_n C (\beta_n^2 - 1 + 2j \zeta_n \beta_n)} \quad \dots\dots(13)$$

ただし, $\beta_n = f/f_n$

となる。

図-4に示すような四周が全て剛壁で囲まれた矩形の室を想定すると、式(13)の各パラメータは以下のようになる。

a) 受音室内のコンプライアンス C :

$$C = \frac{c_0^2 \rho_0}{V}$$

ただし, c_0 : 音速 (m/sec),

ρ_0 : 空気密度 (kg/m^3)

V : 室容積 (m^3)

b) 固有周波数 f_n :

$$f_n = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (\text{Hz}) \quad \dots\dots(14)$$

ただし, n_x, n_y, n_z : 整数

c) (X, Y, Z) 点の音圧分布係数 $\Psi_{(X,Y,Z)n}$:

$$\Psi_{(X,Y,Z)n} = \cos \frac{n_x \pi}{l_x} X \cos \frac{n_y \pi}{l_y} Y \cos \frac{n_z \pi}{l_z} Z \quad \dots\dots(15)$$

d) 固有モードの減衰定数 δ_n ⁽¹²⁾⁽¹³⁾:

$$\delta_n = \omega_n \zeta_n = \frac{3 l_n 10}{T_n} \div \frac{c_0 \alpha_n}{2 l_n} \quad \dots\dots(16)$$

ただし, T_n : n 番目の固有モードの残響時間

(sec)

$\alpha_n (\ll 1)$: n 番目の固有周波数での室内の吸音率

l_n : n 番目の固有周波数の音波の平均自由行路 (m)

$$l_n = \frac{\sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}}{\frac{n_x}{l_x^2} + \frac{n_y}{l_y^2} + \frac{n_z}{l_z^2}}$$

2.5 床衝撃音の周波数スペクトル

1.2から2.4までに求めた衝撃の周波数スペクトルを示す式(7), 床の周波数応答関数を示す式(9), 受音室内の周波数応答関数を示す式(13)のそれぞれを、式(4)に代入して床衝撃音の周波数スペクトルを求めると、

$$L_{ik}(f) = 10 \log \frac{2}{p_0^2} \sum_n \sum_r \frac{(c_0^2 \rho_0)^2 \beta_n^2 \Psi_{kn}^2 \beta_r^2 \Psi_{ir}^2 \left| \int_s \Psi_{jn} \Psi_{jr} dS \right|^2 |F(f)|^2}{(2\pi f_n V)^2 [(\beta_n^2 - 1)^2 + (2\zeta_n \beta_n)^2] (2\pi f_r m_r)^2 [(\beta_r^2 - 1)^2 + (2\zeta_r \beta_r)^2]} \quad (dB) \quad \dots\dots(17)$$

となる。ここで、一般的には $\zeta_n \ll \zeta_r$ であるから、受音室内の固有モードによる共振の方が、床の固有モードによる共振よりも卓越した共振特性を示す。

なお、特殊な場合として、受音室内の最低固有周波数よりも十分低い周波数領域に床の固有振動数がある場合の床衝撃音は、式(17)に $f_n=0$, $\Psi_{jn}=\Psi_{kn}=1$ を代入することにより求められ、下式のようになる。

$$L_{ik}(f) = 10 \log \frac{2(c_0^2 \rho_0)^2}{p_0^2 V^2} \sum_r \frac{|F(f_r)|^2 \Psi_{ir}^2 \beta_r^2 \left| \int_s \Psi_{jr} dS \right|^2}{(2\pi f_r m_r)^2 [(\beta_r^2 - 1)^2 + (2\zeta_r \beta_r)^2]} \quad (dB) \quad \dots\dots(18)$$

ただし、 $f_r \ll f_{n=1}$

つまり、この周波数領域では床の固有振動数 $f=f_r$ でピーク値を示し、その値は受音室内のどの位置でも一定となる¹⁴⁾。

§ 3. 解析方法の実験による検証

3.1 検証方法

図-5に示すような床厚 15 cm の PC 工法による実大住戸を用い、受音室内の床衝撃音および重量床衝撃音発生器の衝撃力を測定し、先に示した解析方法による予測値と照合する。

3.2 床衝撃音の予測

3.2.1 予測条件

床衝撃音を予測するに際し、図-5の実験用実大住戸の床衝撃音に関係する諸要因を次のように設定する。

- (i)床板の寸法: 5,700×4,675 (厚さ 15 cm)
- (ii)床板の支持条件: 周辺単純支持
- (iii)床板の減衰比: $\zeta_r=0.05$
- (iv)受音室の寸法: $l_x=3,300$, $l_y=4,700$, $l_z=2,400$
- (v)受音室の平均吸音率: $\bar{\alpha}=0.01$ ^{注1)}
- (vi)受音室の境界: 壁、窓等は完全に剛とする。
- (vii)衝撃源: JIS A 1418 の規定による重量床衝撃音発生器
- (viii)衝撃位置: 図-6に示す S-3 点
- (ix)受音点: 図-7に示す Mic-1, Mic-3 (高さ 1.2 m)
- (x)対象周波数範囲: 40Hz~90Hz (オクターブバンド 63Hz 帯域)

3.2.2 予測結果

図-9に受音点 Mic-1 の予測結果、図-11に受音点 Mic-3 (室中央) の予測結果を示す。Mic-1 では受音室内の 2 番目の固有周波数 $f_{n=2}=54 \text{ Hz}$ $\{(n_x, n_y, n_z)=(1, 0, 0)\}$ でピーク値を示し、Mic-3 では 5 番目の固有^{注1)} 低周波数域を対象としているので、小さい値となる。

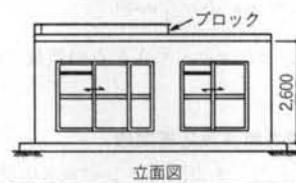
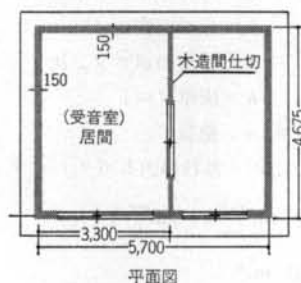


図-5 実験装置

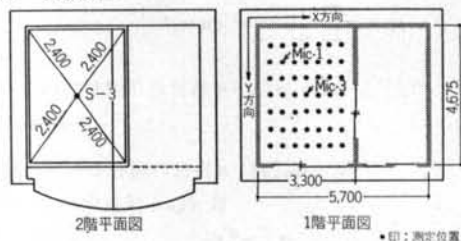


図-6 衝撃位置および測定位置 (高さ 1.2m)

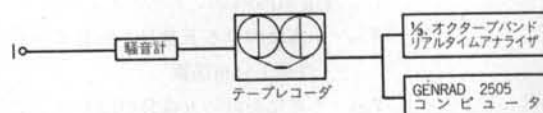
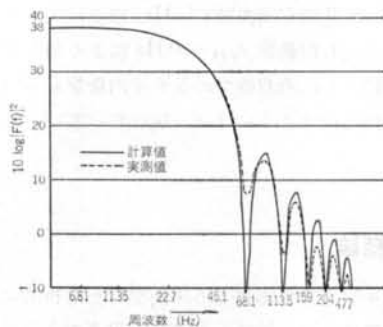
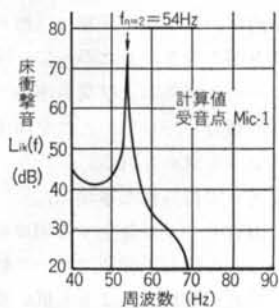


図-7 使用測定機器のブロック図

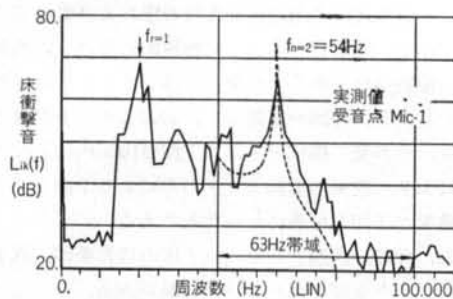
周波数 $f_{n=5}=75 \text{ Hz}$ $\{(n_x, n_y, n_z)=(0, 2, 0)\}$ でピーク値を示している。



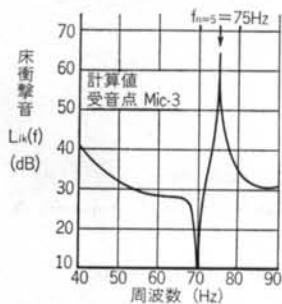
図—8 衝撃の周波数スペクトル実測値と計算値の比較



図—9 床衝撃音の周波数スペクトル



図—10 床衝撃音の周波数スペクトル



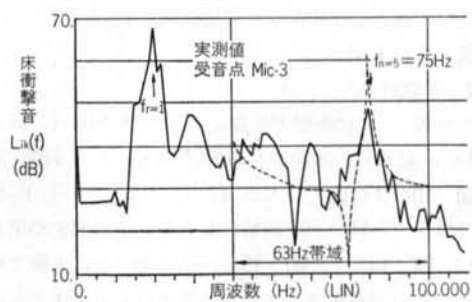
図—11 床衝撃音の周波数スペクトル

3.3 実験

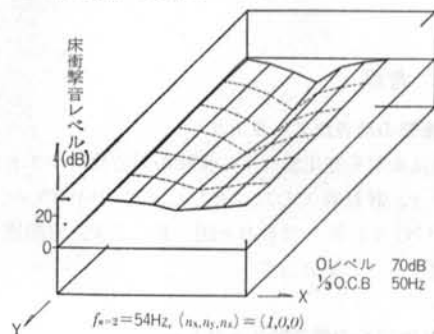
3.3.1 実験方法

(1) 使用測定機器

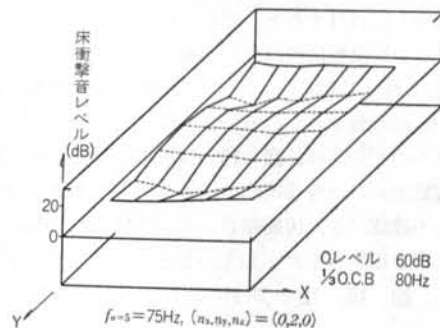
衝撃源：重量床衝撃音発生器（電動式）



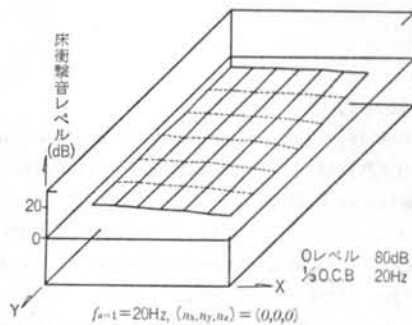
図—12 床衝撃音の周波数スペクトル



図—13 床衝撃音レベル分布（実測値）



図—14 床衝撃音レベル分布（実測値）



図—15 床衝撃音レベル分布（実測値）

床衝撃音：使用測定機器のブロック図を図—7に示す。

(2) 衝撃位置および床衝撃音測定位置

図-6 に示す。

3.3.2 実験結果

衝撃位置 S-3 に衝撃力を加えたときの Mic-1, および Mic-3 における床衝撃音の周波数スペクトル測定結果を図-10および図-12に, 1/3 オクターブバンド 50 Hz, 80 Hz, 20 Hz の床衝撃音レベル分布の測定結果を図-13, 図-14および図-15に, また図-8 に実験で用いた衝撃源の周波数スペクトルの測定結果を示す。

§ 4. 考察

4.1 衝撃の周波数スペクトル

重量床衝撃音発生器による衝撃の周波数スペクトルの実測値と, 計算値(式(7)), ただし, $t_1=0.0215$ sec, $F_0=3800$ N) を比較したものを図-8 に示す。実測値とほぼ一致することが分かる。

4.2 床衝撃音の周波数スペクトル

図-9, 10にみられるピーク値($f_{n=2}=54$ Hz と表示した部分)に着目すると, ピークレベルに差異はあるものの, その周波数位置は良く一致している。また, 図-11, 12においても同様に, ピーク値の周波数位置 $f_{n=3}=75$ Hz は一致をみている。

これらのピークは, 図-13, 14の床衝撃音レベル分布の測定結果から, 受音室内の固有モードによるものであることが確認でき, 床衝撃音の大小には室内の固有モードが大きな影響をもたらしているとみることができる。

なお, 図-10, 12で 20 Hz にピークがあるが, これ

は受音室の最低固有周波数(37 Hz)以下に生じており, 床の1次の固有振動数 $f_{r=1}=20$ Hz による発生音である(2.5参照)。この周波数での受音室内衝撃音レベル分布は, 図-15に示すようにほぼ一様になっている。

§ 5. 結論

重量床衝撃音発生器による床衝撃音を解析的に導き, これを実験によって検証した結果, 以下のようなことがいえる。

1) 床と受音室内は, カスケード結合(直列結合)の振動系と考えることができる。したがって, 床衝撃音は衝撃力と床のインパルス応答および受音室内のインパルス応答をたたみ込み積分し, かつ, これを床面積について積分することによって求められる。

その他, 知見として得られた事項に,

2) 受音室内に固有モードが発生する周波数領域では, 床衝撃音は受音室内の固有周波数でピーク値を示す。

3) 受音室内の最低固有周波数よりも低い周波数領域では, 床衝撃音は床の固有振動数でピーク値を示す。

今回の誘導式は, 周辺単純支持の床および受音室は四角全てが剛壁で囲まれた室として解析的に導いているが, 実際の建物ではこのような条件を満足することはまれである。しかし, 今回の結果から, おおよその予測は可能であり, その発生機構と主たる支配要因が明確になったことにより, 従来の実測データのみによる予測よりも, より確実な予測が可能になったと考える。

なお, 今後の課題として, 室・床の境界条件, 減衰定数等のデータ集積を図っていく必要がある。

<参考文献>

- 1) Ray W. Clough & Joseph Penzien: "Dynamics of Structures" McGraw-Hill (1975)
- 2) "GENRAD User Manual, SDRC-Time/Data Modal Analysis and Modeling System, Appendix A; Theoretical Background" (1975)
- 3) J. S. ベンダット, A. G. ピアソル(得丸他共訳): "ランダムデータの統計的処理" 培風館(昭和53年)
- 4) Leo L. Beranek: "Noise and Vibration Control" McGraw-Hill (1971)
- 5) "JIS A1418: 建築物の現場における床衝撃音レベルの測定方法"(昭和53年)
- 6) 高橋利衛: "振動工学演習" オーム社(昭和37年)
- 7) 谷口修編: "振動工学ハンドブック" 養賢堂(昭和51年)
- 8) Eugen Skudrzyk: "The Foundations of Acoustics" Springer (1971)
- 9) Jens Trampe Broch: "振動・衝撃測定" Brüel & Kjær

- 10) 山原浩: “環境保全のための防振設計” 彰国社(昭和49年)
- 11) Heinrich Kuttruff: “Room Acoustics” Applied Science (1976)
- 12) P.V. Brüel: “The Enigma of Sound Power Measurements at Low Frequencies” Brüel & Kjær Technical Review, No. 3 (1978)
- 13) H.Larsen: “Reverberation at Low Frequencies” Brüel & Kjær Technical Review, No. 4 (1978)
- 14) 折笠輝雄, 久保田喜八郎: “床厚と床衝撃音レベルの関係—床の1次の固有振動数に着目した場合—” 日本音響学会講演論文集(昭和55年10月)

