

床衝撃音の衝撃源に関する一考察

Study on Impact Source of Floor Impact Sound

岩本 毅 TAKESHI IWAMOTO

嶋田 泰 YASUSHI SHIMADA

赤尾 伸一 SHIN-ICHI AKAO

集合住宅で多く用いられる防音木質床の床衝撃音低減量について、衝撃源の観点から実験と考察を行った。乾式二重床の軽量床衝撃音は衝撃力と床衝撃音レベルにある程度線形性が見られるものの、直貼床においては衝撃源の質量、形状の床衝撃音低減量に対する影響が大きく、非線形であることが確認された。また重量床衝撃音に関しては二重床の挙動を時変系のモデルとして扱う必要があることがわかった。

キーワード：床衝撃音、防音木質床、衝撃源、一質点系モデル

Soundproofed wooden floors are widely applied to multiple dwelling houses. The authors carried out a series of experiments and studies to evaluate reductions in floor impact sound with regard to the characteristics of impact source and floor type, and the following points were clarified. Against direct pasted flooring, reductions of the sound from a light weight impact source greatly depended on the shape and mass of the impact source, whilst that against a double floor system showed linearity. To analyze a standard heavy impact source applied to a double floor system, it is acknowledged that the use of a time-varying model to express behavior of a double floor is required.

Key words: Floor Impact Sound, Soundproofing Wooden Floor, Impact Source, Single Mass System

1. はじめに

集合住宅においてはさまざまな衝撃性の生活音が発生しているが、居住者からの指摘率として依然高いのが床衝撃音系の生活音である。重量床衝撃音についてはスラブ厚の増加で、また、軽量床衝撃音については床仕上げ材による改善などで性能向上がされてきているが、一方、居住者の意識レベルも上昇してきており「いたちごっこ」の感は免れない。

多くの集合住宅では床仕上げ材として防音木質床を用いている。これは直貼床と二重床に大別できる。直貼床は合板にスリットを数多く入れ、緩衝材を裏打ちしている。一方、二重床は脚元に防振ゴムを取り付けた支持脚によってそれぞれ床衝撃音遮断性能を向上させている。

しかしながらこの種の床材は防振材の非線形性や上部構造の分割振動などの影響により単純な質点系とはならないので、衝撃源（衝撃力）によって床衝撃音低減量が変化する可能性がある。

本稿ではこの床衝撃音低減量について軽量衝撃音に対しては衝撃源としてゴルフボールや鋼球を利用した場合の直貼床と二重床の実験結果を示す。

重量衝撃音に対しては、単純な1質点系のばねマスモ

デルを用いて、加振源や質点系の質量ひいては固有周波数を変化させ、乾式二重床の重量床衝撃音低減量について基礎的検討を行った。

2. 軽量衝撃源に関する検討

(1) 音源にゴルフボールを用いた場合の床衝撃音レベル

住宅内において床に落下する可能性のあるすべてのものが衝撃源として考えられるが、衝撃源の一例としてゴ

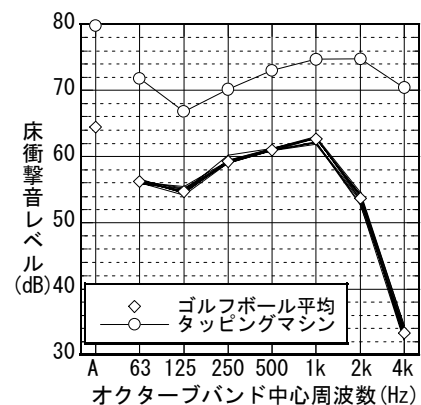


図-1 ゴルフボールの衝撃力の再現性

ゴルフボールを用いた場合の床衝撃音レベルについての検討を行った。

衝撃源として使用するためには衝撃源の衝撃力の再現性が重要になる。そこで、160mm スラブ上に 60cm の高さから落下させた場合の床衝撃音レベル (10 回重ね書き) とタッピングマシンでの床衝撃音レベルを比較して図-1 に示す。再現性は極めて高いことがわかる。

(2) タッピングマシンとゴルフボールの比較

直貼床と二重床におけるゴルフボールの床衝撃音レベル (動特性 Fast の最大値, $L_{A,Fmax}$) とタッピングマシンによる床衝撃音レベル (等価騒音レベル, L_{Aeq}) との対応を見た。床衝撃音の測定は、当所の床衝撃音実験施設や実建物で行い、スラブは 160~200mm の均質スラブ (ハーフ PC スラブを含む) および 250~260mm のボイドスラブである。測定対象はすべて木質系の防音タイプで直貼床 17 体、二重床 9 体の計 26 体である。結果を図-2 に示す。直貼床と二重床で明らかにグループ分けされていることがわかる。タッピングマシンによる軽量床衝撃音レベルが等しい床であっても、直貼床と二重床相互では 10dB 以上二重床の床衝撃音レベルが小さい。また、各床タイプではタッピングマシンの床衝撃音レベルとゴルフボールの床衝撃音レベルには正の相関がある。

タッピングマシンの床衝撃音レベル (dBA 値) がほぼ等しい床を選び、周波数特性を見たものの一例を図-3 に示す。二重床と比較して直貼床は中音域においてゴルフボールで床衝撃音レベルが大きい。

(3) 衝撃力の違いが軽量床衝撃音に与える影響

a) 実験計画

落下物の衝撃力を変化させた場合の床衝撃音レベルに与える影響を検討した。

実験は当所所有の床衝撃音実験施設 (W=7,200 D=4,000 H=2,000, スラブ厚 160mm) を使用し、二重床 (カタログ性能で L_{ir-L} -40 相当) と直貼床 (同 L_{ir-L} -45 相当) を 1,800 × 1,800mm の大きさでそれぞれ敷設した。二重床については床下の空気を拘束するようにベニヤ板で周囲を塞いでいる。各床の断面図を図-4 に示す。

測定方法に関しては、各衝撃音の $L_{A,Fmax}$ を床衝撃音レベルとし、タッピングマシンについても同様に単発の落下衝撃による $L_{A,Fmax}$ とした。

衝撃源としてはゴルフボール (45.2g) に加え、80.2g (以下 80g 球) と 1076.5g (1kg 球, 重量はいずれも実測値) の鋼球を使用した。落下高さについては 1cm から倍距離ごとに最大で 128cm (ゴルフボールの場合, 80g 球, 1kg 球はそれぞれ 64cm, 32cm) まで変化させ、その床衝

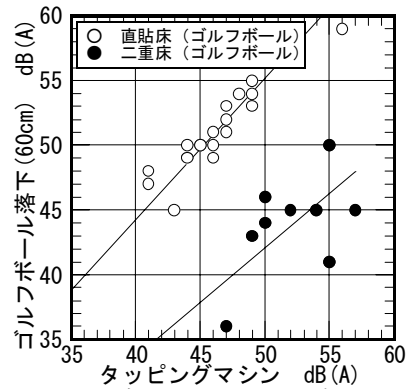


図-2 ゴルフボールとタッピングマシンの比較

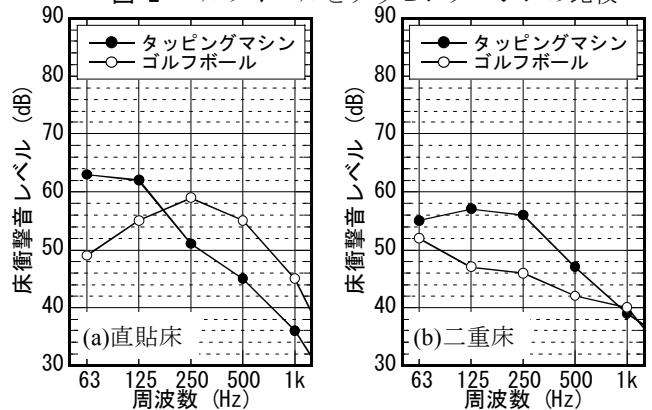


図-3 直貼床と二重床の床衝撃音レベル

表-1 衝撃源の諸元

| 衝撃源 | 曲率半径 (mm) | 重量 (g) | 落下高さ (cm) |
|-----------|-----------|---------|----------------------|
| タッピングマシン | 500 | 500 | 4 |
| ゴルフボール | 21.4 | 45.2 | 1,2,4,8,16,32,64,128 |
| 80g 球(鋼製) | 13.5 | 80.2 | 1,2,4,8,16,32,64 |
| 1kg 球(鋼製) | 31.8 | 1,076.5 | 1,2,4,8,16,32 |

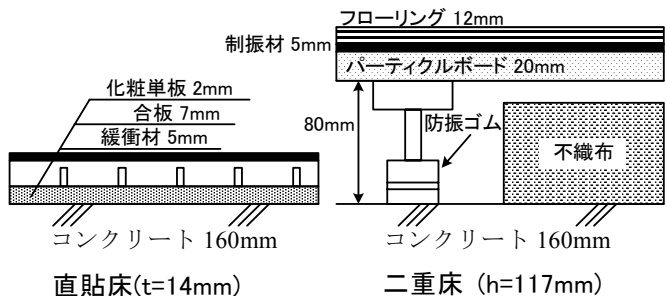


図-4 床断面仕様

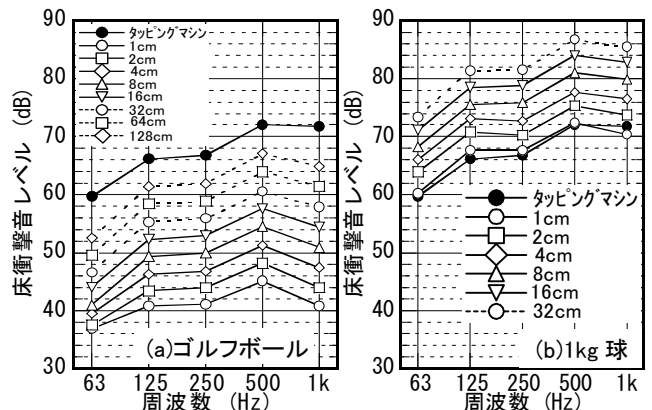


図-5 コンクリート素面における床衝撃音レベル

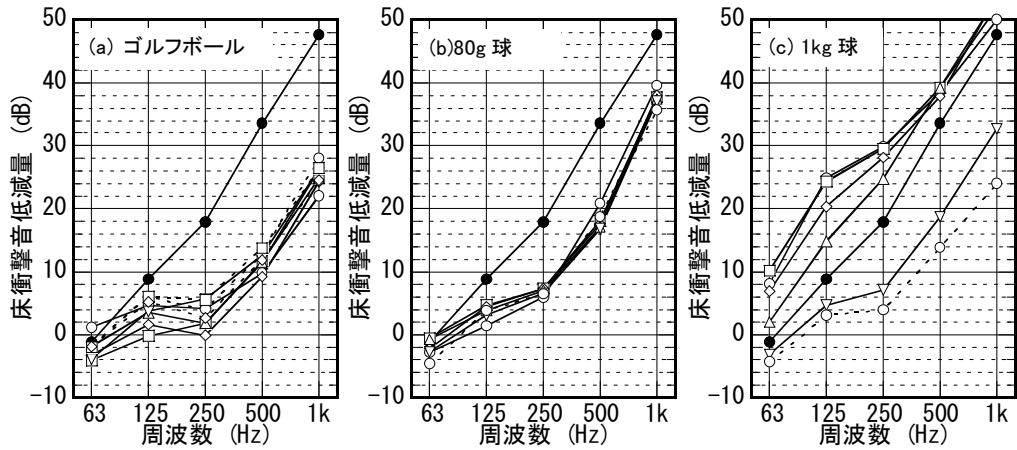


図-6 直貼床の床衝撃音低減量

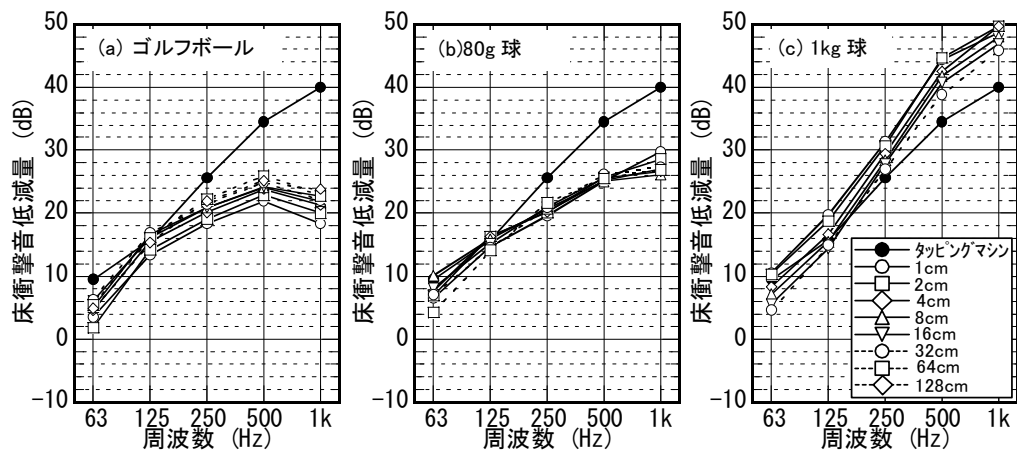


図-7 二重床の床衝撃音低減量

表-2 直貼床の上部合板の有効質量と衝撃源との質量比

| 衝撃源 | 質量 A(g) | 板の有効質量 B(g) | 質量比 A/B |
|----------|---------|-------------|---------|
| 80g 球 | 80.2 | 10.5 | 7.6 |
| 1kg 球 | 1,076.5 | 24.3 | 44.4 |
| タッピングマシン | 500.0 | 10.6 | 47.2 |

衝撃レベルおよび低減量を測定した。衝撃源の諸元を表-1に示す。

b) 床衝撃音レベルと低減量

衝撃力の特徴を正弦半波とした場合、中心周波数を f_m (Hz)とする 1 オクターブバンド幅の単位時間当たりの衝撃力の実効値 F_{rms} (N)は式(1)および式(2)による¹⁾。

$$F_{rms}^2 = \frac{M^2 V^2 (1 + \mu)^2}{2\sqrt{2}} f_m \quad (1)$$

$$20 \log F_{rms} = 20 \log MV(1 + \mu) + 10 \log f_m - 4.5 \quad (2)$$

ここで M : 質量(kg)

V : 落下速度(m/s)

μ : 反発係数

f_m : オクターブバンド中心周波数(Hz)

したがって、落下高さが倍になった場合、衝撃力は倍、すなわち 3dB ずつ増加する。

図-5 にコンクリート素面における各衝撃源の床衝撃音レベルの一例を示す。いずれの衝撃源に対しても倍の落下高さではほぼ 3dB の上昇となっており、床衝撃音レベルの増加と衝撃力の増加は等しい関係が得られている。

また、衝撃源相互についても 1kg 球の 1cm 落下とタッピングマシン (500g, 4cm) の衝撃力はほぼ等しく、床衝撃音レベルについてもよく一致している。

図-6, 7 に各床衝撃源の床衝撃音低減量 (ΔL)を示す。ゴルフボールや 80g 球といった質量が小さい場合には、直貼床は落下高さの変化によってその改善量に大きな差はない。したがって床衝撃音レベルと落下高さにはある程度の線形性を有している。一方直貼床の 1kg 球においては、衝撃力が小さければタッピングマシンによる低減

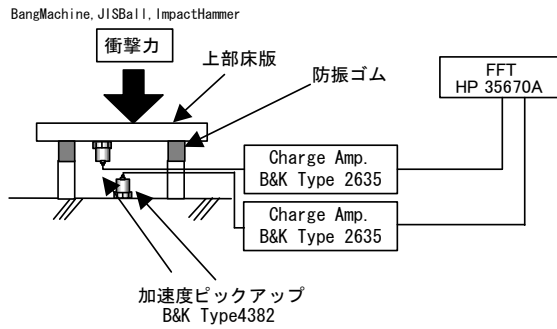


図-8 測定ブロック図

量以上の低減が得られているが、落下高さが高くなるにつれ床衝撃音低減量は大幅に低下している。これは、1kg 球の曲率半径が小さいために表面材が曲げ変形を起こし、このときに落下高さが低ければ下部の緩衝層で十分受け止められるが、高くなるにつれて衝撃力に緩衝層が耐えられなくなり底打ちしてしまっているものと考えられる。また、コンクリート素面における衝撃力が計算上ほぼ等しい 1kg 球の 1cm 落下とタッピングマシンでは、床衝撃音レベル低減量が大きく異なる。このように直貼床では衝撃源の形状や質量が ΔL に与える影響が大きい。

ゴルフボールや 80g 球といった軽い衝撃源の ΔL がタッピングマシンの ΔL と比較して極めて小さい。この原因については今後の検討課題としたいが、一つの理由として以下の推論を行った。

衝撃源が衝突した時の上部合板の曲げ波の波長 (λ_b) から求められる板の有効質量 (m_{eff}) は式(3)および式(4)で計算される¹⁾。

$$m_{eff} = (\lambda_b / \pi)^2 h \rho \tag{3}$$

$$\lambda_b = (\pi c_l h / \sqrt{3} f)^{1/2} \tag{4}$$

ここで h : 板の厚さ(m)

ρ : 密度(kg/m³)

c_l : 縦波の伝搬速度(m/s)

f : 衝撃周波数(Hz)

落下高さをタッピングマシンと同じ 4cm として上部合板の密度を 600kg/m³、ヤング率を 6×10^9 N/m²、厚さをひとまず 7mm とする。式(3)から求めた有効質量から見た衝撃源の質量比は表-2 に示すとおりとなる。80g 球とタッピングマシンでは質量比で 6 倍以上の差が見られる。したがって、タッピングマシンなどの比較的重い衝撃源は緩衝材の緩衝効果のみで扱える領域に近いが、80g 球の場合は衝撃源の質量が小さく上部合板がある程度剛性を持った板として作用し、結果的に緩衝材の空気層を含めた見かけのばね定数 (k_{eff}) が大きくなっているのではないかと考える。

表-3 検討した床モデル

| 記号 | 上部床 | ばね | 固有振動数 f_n (Hz) | ばね定数 (N/m) |
|----|----------------------|----|------------------|------------|
| a | パーティクルボード PB(1.35kg) | A | 70 | 2.6e5 |
| b | " | B | 98 | 5.1e5 |
| c | " | C | 340 | 6.2e6 |
| d | " | D | 100 | 5.3e5 |
| e | 鉄板(25kg) | A | 18 | 3.2e5 |
| f | " | B | 25 | 6.2e5 |
| g | " | C | 90 | 8.0e6 |
| h | " | D | 26 | 6.7e5 |

表-4 衝撃源

| | 衝撃源 | 質量 | 衝撃周波数 | 衝撃力最大値 |
|---|-----------|-------|-------|--------|
| 1 | バングマシン | 7.3kg | 24Hz | 4,000N |
| 2 | ゴムボール | 2.5kg | 25Hz | 1,600N |
| 3 | インパルスハンマー | 1.1kg | 250Hz | 4,000N |

3. 重量床衝撃源に関する検討

コンクリートスラブ上に設置した乾式二重床の重量床衝撃音低減量については、防振ゴムの非線形性、空気層のばねと周辺隙間²⁾³⁾、上部床とスラブの曲げ振動連成⁴⁾等の問題があつて、一義的に求めることが極めて困難である。そのためもあつて、軽量衝撃源については JIS A 1440 として低減量の測定方法が規格化されているが、重量衝撃源については未だ検討段階である。

ここでは、数多くの要因について検討する必要のある重量床衝撃音の低減量について、最も単純な 1 質点系のばねマスモデルを用いて、加振源の衝撃周波数と力積、上部床の質量とばねひいては固有周波数を変化させその応答から検討を行った。

(1) 実験計画

測定ブロック図を図-8 に示す。上部の床板は 4 本の支持脚で固定された 300mm 角のパーティクルボード (1.35kg) と鉄板(25kg)の二種類とした。また支持脚の間隔は 200mm とした。実験を行ったスラブは 330mm 厚のボイドスラブ上で、スラブ全体の固有周波数 (実測値) は 37Hz、ボイド部分における固有周波数は 1,250Hz となっている。また、パーティクルボードの 1 次の曲げ振動が生じる周波数はおおよそ 650Hz である。したがって、数百 Hz までは上部床を 1 質点系とみなせ、また、ボイドスラ

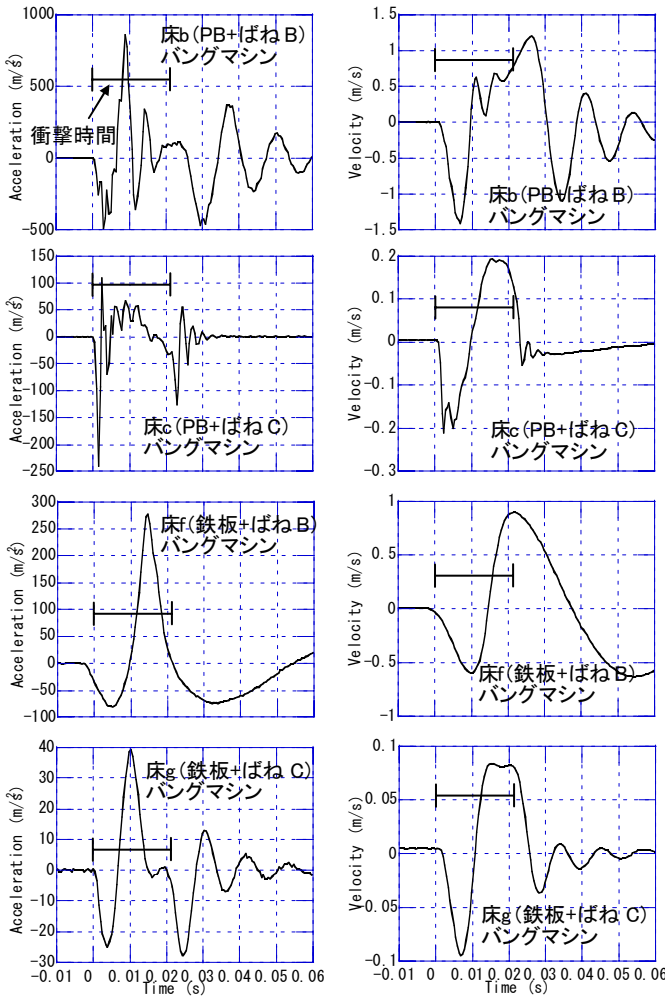


図-9 上部床加速度

図-10 上部床速度

のインピーダンスが十分に大きいので連成振動の影響もないものとする。

ばねについては4種類の防振ゴム(ゴムA~D)とした。このうちゴムBおよびDはばね定数はほとんど変わらないが、ゴムDのほうが許容荷重が大きい。これらの上部床板と4種類の防振ゴムの組み合わせで計8タイプの床構成とした。

加振源としてはバングマシン(衝撃力特性(I)), ゴムボール(衝撃力特性(II)) およびインパルスハンマー(PCB086C20 (RED))とした。この組み合わせをまとめて表-3, 4に示す。動的ばね定数(k)は各床モデルの固有周波数(f_n)から式(5)により算出した。

$$k = Mf_n^2 4\pi^2 \quad (5)$$

ここで M : 質量(kg)

f_n : 固有周波数(Hz)

実験は、圧電型加速度ピックアップ(B&K Type4382)の出力を一旦チャージアンプ(B&K Type2635)で積分し

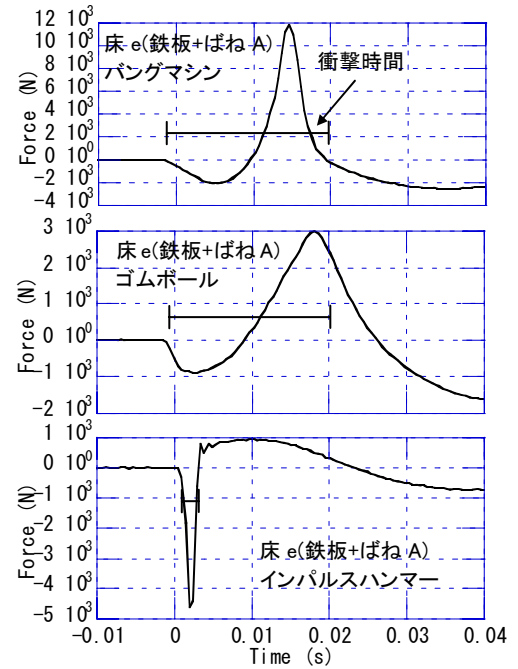


図-11 上部床の加速度と変位から求めた加振力

速度波形としてFFT(HP 35670A)に取り込んだ。その後時間軸上で微分、積分し加速度、変位を求めた。またインパルスハンマーは同時に衝撃力を測定し、各打撃で発生する衝撃力のばらつきを補正した。

また、各床モデルにおいてバングマシンとゴムボールの反発係数を衝撃源の跳ね返り高さから求めた。さらに、力センサーを用いてバングマシンとゴムボールの剛体衝撃時の衝撃力特性も測定した。

(2) 上部床の応答結果

図-9にバングマシンによる上部床の加速度応答の一例を示す。PBはパーティクルボードを表す。同図中にバングマシンの衝撃時間の範囲を示す。上部床の固有周波数が衝撃周波数よりも十分高いモデル(パーティクルボード全種、鉄板+ゴムC)では、タイヤやボールが接触して強制加振が生じている間にも各床の固有周波数の影響が現れている。このことは速度波形(図-10)にも現れており、比較的初期の段階で速度の向きが逆転している。

これに対して、上部床の固有周波数が衝撃周波数に近いもの(床f(鉄板+ばねB)など)では、衝撃時間内において上部床の加速度応答に衝撃方向とは逆向き鋭いピークがあることから、強い反力を受けていることがわかる。速度波形においても同様に衝撃時間以降の波形がほぼ自由振動に近い挙動であるのに対して、衝撃時間内では複雑に変形している。

衝撃源の衝撃力(F)から見た力の釣り合いは、上部

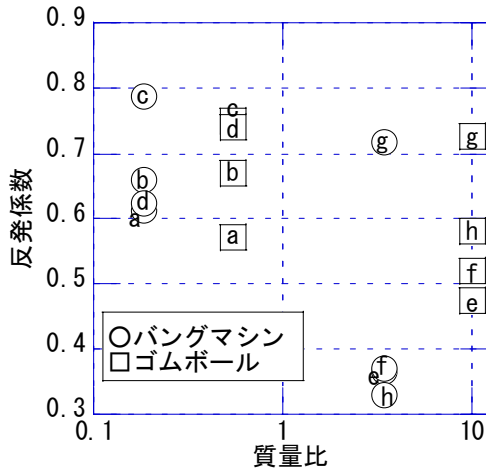


図-12 質量比と反発係数

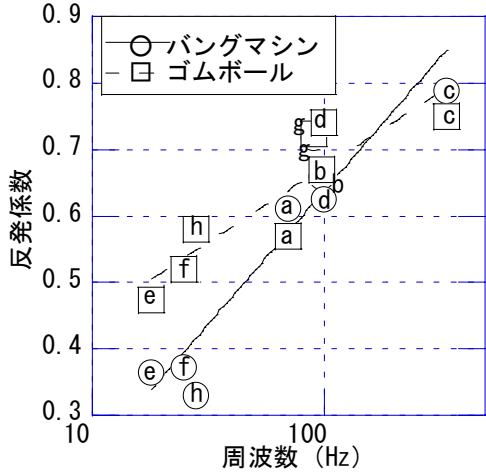


図-13 固有周波数と反発係数

床の質量 (m_f), 加速度 ($\dot{\alpha}_f$) による慣性力と, ばねの変位 ($\Delta\dot{x}$), 動的ばね定数 (k_f) による上部床に対する反力から

$$F = m_f \dot{\alpha}_f + k_f \Delta\dot{x} \quad (6)$$

ここで m_f : 上部床の質量(kg)
 $\dot{\alpha}_f$: 上部床の加速度 (m/s^2)
 $\Delta\dot{x}$: ばねの変位(m)
 k_f : 動的ばね定数(kg/m)

となる。

式(6)から求めた床 e における力は図-11 に示すようにインパルスハンマーのような衝撃周波数の高いものでは, 正弦半波に近い剛体への一般的な衝撃力特性を示しているが, バングマシンやゴムボールなどの衝撃源では上部床の加速度に逆向きのパイクを生じている影響が現れ一般的な衝撃力特性とはならない。

(3) 衝撃源の衝撃力

各々の床モデルはその構造から衝撃源に対して十分な質量を有しておらず, その結果上部床に入力する衝撃力

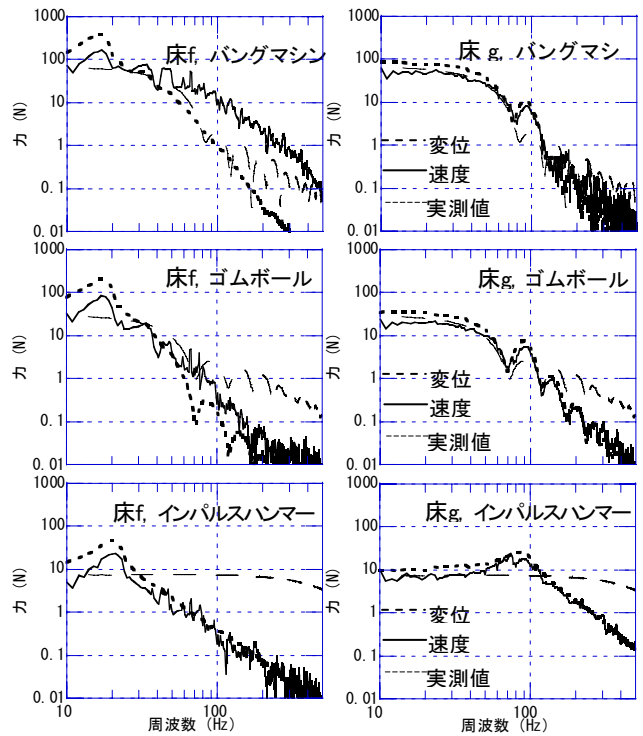


図-14 ばねの変位とスラブの速度から求めた力の比較

が異なると考えられる。そこで, 各床モデルに対する衝撃力の検討を行った。

上部床に入力される力積は衝撃源の反発係数 μ を用いた式(7)および式(8)によって推定される¹⁾。

$$\int F dt = Mv(1 + \mu) \quad (7)$$

$$F_{\max} \doteq \frac{\pi Mv(1 + \mu)}{2 T} \quad (8)$$

ここで T : 衝撃時間(s)

M : 等価質量(kg)

v : 衝突時の速度(m/s)

F_{\max} : 衝撃力の最大値(N)

上部床と衝撃源の質量比と反発係数を比較して図-12 に示す。上部の床が重くなるほど反発係数が低くなる傾向にあるが高い相関はない。そこで, 反発係数を床モデルの固有周波数と比較し図-13 に示す。上部床の固有周波数が低くなるほど反発係数が小さくなる傾向を示し, 相関も高い。上部床と衝撃源の質量比は 0.18~10 であるが, この範囲の中では反発係数は質量比よりも固有周波数 (f_n) に依存している傾向が強い。これは, 床側の f_n が低いほど, 床が持つ損失の影響が現れ反発係数に反映されているといえる。今回の床モデルの範囲では反発係数は 0.35~0.8 程度に分布し, 式(8)から衝撃力の最大値を算出すれば, バングマシンの場合, およそ 3,000~

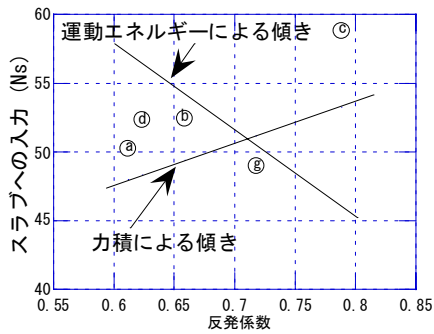


図-15 スラブへの入力

4,000N にわたると考えられる。

(4) スラブに入力される力

式(6)で示したように衝撃源の衝撃力は上部床の質量に加速度を乗じた慣性力とばねの変位による反力の和になる。そこで、ばねの変位から求めた力(スラブに入力される力)とスラブが受けた力の関係を見た。具体的には、ばねの変位(Δx)にばね定数(k)を乗じたものとスラブの駆動点インピーダンスに振動速度を乗じたものを求めた。

結果の一部を図-14に示す。また、同図中に別途力センサーを用いて測定した各衝撃源の剛体衝撃時の衝撃力特性を示す。衝撃周波数の高いインパルスハンマーではほとんどの床モデルで衝撃力特性はよく一致しており、上部床は線形的な挙動を示しているといえるが、バングマシンやゴムボールでは大きな差が見られた。この理由として、衝撃時間が長いために、ばねの非線形性によるものが考えられる。

つぎに、固有周波数より十分低い領域、すなわち力積として表現される領域での反発係数とスラブへの入力の依存性を、衝撃源の力積と運動エネルギー損失の比較から確認した。衝突時の速度をv、反発速度をv_r、反発係数をμとすれば上部床に入る力積は式(7)で、同様に床で吸収される運動エネルギーEは式(9)で表される。

$$E = (1/2)Mv^2 - (1/2)Mv_r^2 = (1/2)Mv^2(1 - \mu^2) \quad (9)$$

- ここで
- M : 質量(kg)
 - v : 衝突時の速度(m/s)
 - v_r : 反発速度(m/s)
 - μ : 反発係数

すなわち、反発係数が大きい場合、力積が大きくなり、小さい場合にエネルギーが大きくなる。スラブの振動速度から算出したスラブへの入力を反発係数でまとめたものを図-15に示す。床e,f,hは固有周波数が低いため示していない。図中に上述の関係式から力積とエネルギーの入力の理論的な傾きを示す。高い相関はないがスラブへ

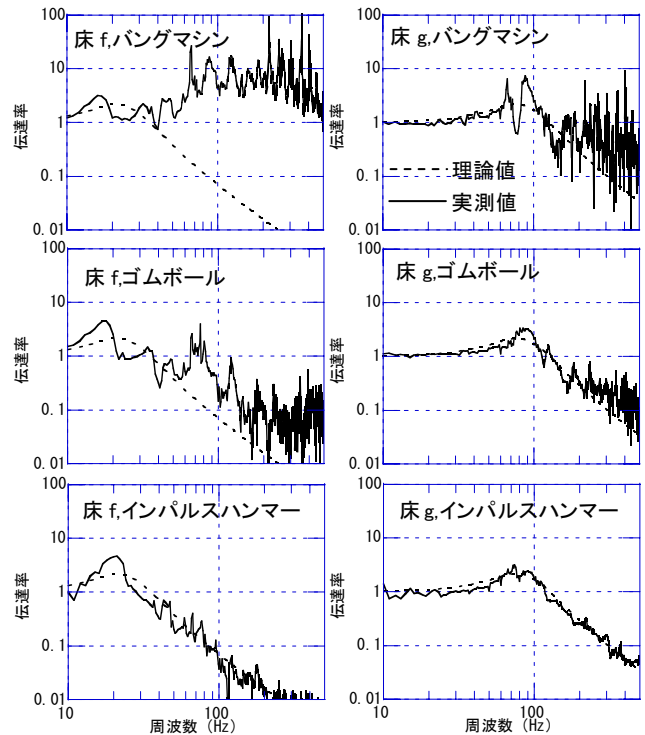


図-16 振動速度比

は力積的な入力として成り立っている傾向にある。しかしながら精度の問題もあるので更なる検討が必要と考える。

(5) 床衝撃音低減量

図-16に上部床ありなしの実測による振動速度比(伝達率)と、損失係数を0.25とした場合の1質点系の理論伝達率を合せて示す。インパルスハンマーの場合伝達率の理論値に極めてよく一致するが、バングマシン、ゴムボールなどは大きく乖離しており、ピークディップの差も激しい。各重量衝撃源とインパルスハンマーの違いとして最も大きいのは衝撃時間および力積である。衝撃源が上部床から離れた後に上部床は自由振動をすることができると仮定すれば、衝撃時間内の上部床の応答の差がこの床衝撃音低減量の差として現れていると考えることができる。すなわち、重量床衝撃音の床衝撃音低減量を考えるうえでは、衝撃源が上部床に接触している場合と、離れた場合の2ステージの問題として検討する必要があることが示唆される。

4. まとめ

軽量および重量衝撃音の低減量に関する実験的検討を行った。

軽量床衝撃音では木質系防音床について直貼床と二重床を選び、床衝撃音低減量を衝撃源の質量および落下高

さを変えて比較した。

直貼床では衝撃源の質量や形状によって緩衝材と上部合板の非線形性が顕著となり、低減量に大きな変化が見られる。また、タッピングマシンよりも軽い衝撃源の落下については、直貼床と二重床では 10dB 以上直貼床の低減量が小さいことがわかった。さらに、直貼床では上部合板の曲げ波の影響で緩衝材の見かけのばね定数が衝撃源により大きく異なり、結果的に床衝撃音低減量に差が生じる可能性が示唆された。

二重床では同じ衝撃源の場合、落下高さや床衝撃音レベルの線形性が高く、低減量も比較的タッピングマシンに近い性能が得られる。いずれの衝撃源についても、落下高さや床衝撃音レベルには比較的線形性がある。1kg 球についてもこの衝撃力の範囲ではタッピングマシンと同等以上の遮断性能を有している。二重床の場合でも直貼床ほどではないが、衝撃源の質量が小さければタッピングマシンと比較して ΔL は小さい。

軽量系の床衝撃音を評価する上では、音源の質量、形状での低減量が異なり、タッピングマシンによる性能のみで生活騒音、言い換えれば生活実感を評価することは困難である。実際の生活においても軽量系の床衝撃音はスプーンやペンといった 100g にも満たない衝撃音が比較的多いことから、ゴルフボールのような衝撃源を利用

して評価していくことは必要であると考えている。

重量衝撃源については一質点系モデルにおける衝撃力と上部床の応答に関する検討を行った。バングマシンやゴムボールのように長い衝撃時間のものについては、衝撃源が上部床に接しているときは衝撃源、二重床、スラブの 3 体問題であるのに対して、衝撃源が離れたときは 2 体問題さらにはスラブのインピーダンスが十分大きい場合は 1 体問題となる。したがって、重量衝撃源の場合全体の系としては明らかに時変系として扱う必要があるものとする。今後さらに理論的検討を行うと同時に、上部床に曲げ振動が生じている場合などの検討を行う。

謝辞：本研究を進めるに当たり東京理科大学安岡正人教授より貴重なご意見を賜りました。記してここに謝意を表します。

参考文献

- 1) 安岡正人：「床衝撃音防止設計法」，音響技術，Vol.6,pp267-293
- 2) 小林ほか：音講論集 1992.3,pp675-676
- 3) 古賀ほか：日本建築学会計画系論文集 2001.8, pp9-14
- 4) 増田ほか：音講論集 1999.3,pp749-750