

制振材料を用いた複合木質床板の振動特性と 床衝撃音の遮音等級^{*1}

長谷伸茂^{*2}, 山田幸博^{*3}, 有馬孝禮^{*4}, 鈴木滋彦^{*3}, 小野一則^{*5}

The Relationship between the Classification of Impact-Sound Insulation and the Vibrational Characteristics of Composite, Wooden, Vibration-Damping Floorings^{*1}

Nobushige HASE^{*2}, Yukihiro YAMADA^{*3}, Takanori ARIMA^{*4},
Shigehiko SUZUKI^{*3} and Kazunori ONO^{*5}

This report concerns the relationship between the classification of impact-sound insulation and the vibrational characteristics of composite, wooden, vibration-damping floorings. Flooring of solid oak, layered with some vibration-damping materials, was bonded to a concrete floor and to wooden floor, and the impact-sound levels for each were measured. Small specimens of both were tested by the impedance-head method to determine the loss factor, mechanical impedance, sound velocity, and specific acoustic-resistance.

A linear relationship between the impact-sound insulation (L), using a tapping machine on a concrete floor, and the logarithm of the specific acoustic-resistance was found. The L value measured with the use of golf-ball dropping was correlated with the mechanical impedance.

It was concluded that the L value of flooring composed of wood and some damping materials is predictable from vibrational characteristics using a small specimen.

Keywords: flooring, mechanical impedance, vibration-damping material, tapping machine, impact-sound insulation.

制振材料を用いた複合木質床板の振動特性と床衝撃音の遮音等級との関係を検討した。

ナラ素材に制振材料を接着した複合床板を試作し、その試験片をインピーダンスヘッド法により振動特性を測定し、損失係数、機械インピーダンス、音速、特性インピーダンスを計算した。

また、コンクリート床上及び集成材とパーティクルボードで構成された床上に試作床板を接着し、各種の衝撃源を用い衝撃し、床下部で床衝撃音レベルを測定した。

ナラ素材に複合した制振材料の種類により床衝撃音レベルに差があることがわかった。床衝撃音レベルを格付けした遮音等級 L と試験片で測定した振動特性の関係を検討すると、コンクリート床上に試作床板を設置した場合は、タッピングマシンによる L 値と特性インピーダンスに相関があった。また、ゴルフボール落下による L 値と機械インピーダンスとの関係に相関があった。

集成材とパーティクルボードで構成された床上に設置した場合には鉄ハンマー落下による L 値と特性インピーダンスとの関係に相関があった。

これらの結果より、コンクリート床上に設置した複合木質床板の軽量床衝撃音の遮音等級 L は小試験片から求めた特性インピーダンスにより、ほぼ推定できることがわかった。

^{*1} Received November 24, 1987. 本報の一部は第37回日本木材学会大会(1987年4月,京都)において発表した。

^{*2} ヤマハ株式会社 YAMAHA Corporation, Hamamatsu 435

^{*3} 静岡大学農学部 Faculty of Agriculture, Shizuoka University, Shizuoka 422

^{*4} 東京大学農学部 Faculty of Agriculture, University of Tokyo, Tokyo 113

^{*5} 横浜ゴム株式会社 The YOKOHAMA Rubber Co., Ltd., Hiratsuka 254

1. 緒 言

建築物の床に婦人のハイヒール歩行等の衝撃が加わり、床が振動して音響放射される音を軽量床衝撃音といい病院、集合住宅などで問題となる。床衝撃音の発生の要因は床への衝撃点の入力インピーダンスと音響放射の境界条件などと関係がある。安岡はいくつかの仮定条件において床衝撃音の計算方法を提案している¹⁾。また、コンクリート床や木造床に表面仕上げ材としてカーペット、畳等を加えた場合、タッピングマシンによる軽量床衝撃音レベルが低下することが知られている^{2,3)}。しかし、目的とする遮音等級 L (JIS A 1419) を満足するための木質材料と制振材料との組み合わせ方法や L 値の簡易な推定方法の研究は少ない。

本研究は、各種の制振材料を用いた複合木質床板の床衝撃音レベルの違いを調べ、その床衝撃音レベルを遮音等級 L により格付けた。それと特性インピーダンス、その他の振動的物理量との関係を検討し、 L 値の簡便な推定方法を求めた。

2. 試験方法

2.1 試作床の構成

Fig. 1 に示すように、76 mm 幅のナラ (*Quercus crispula* BLUME) の 3 mm むく挽材を組合せ化粧面とし、裏面に制振材料を接着し、長さ 600 mm、幅 455 mm の複合木質床板を試作した。Table 1 にその構成を示す。

制振材料は孔あき塩化ビニル (B)、発泡プラスチック (C1, C2)、ゴム (E1-E5) などを使用した。それぞれの比重は、発泡プラスチックは 0.2、合板は

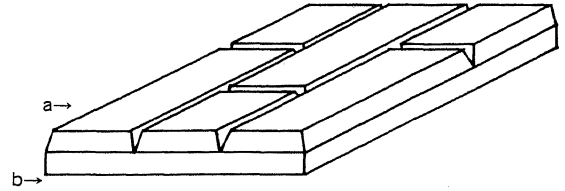


Fig. 1. Composite vibration-damping flooring.

Note: a: Solid oak.

b: Vibration-damping material.

0.6、ゴム、孔あき塩化ビニルは 1.2-1.9 であり、範囲を広く材料を選んだ。

2.2 振動特性の評価方法

2.2.1 振動特性の測定方法

振動特性の測定方法は自由振動による共振法、減衰法などがあるが、一般に厚みのある材料に対しては、機械インピーダンス法 (インピーダンスヘッド法) が正確な値を測定できるとされている。機械インピーダンスの測定は Spectral Dynamics 社の SD1002E を用いた。

Fig. 2 に機械インピーダンス法による測定ブロックダイアグラムを示す。試験片の寸法は長さ 500 mm、幅 30 mm とし加振機のインピーダンスヘッドに取り付けられる。発振器の周波数を掃引して、加振点の加速度と力を検出する。この信号を演算して機械インピーダンス (Z_m = 振動する質量に加わる外力/振動速度) を求め結果を記録した⁴⁾。

2.2.2 機械インピーダンス法の理論

損失のない梁のたわみ振動の方程式は

$$EI(\partial^4 y / \partial x^4) + \rho A(\partial^2 y / \partial t^2) = 0 \quad (1)$$

E : ヤング係数 x 方向: 梁の軸方向

Table 1. Description of specimens.

Specimen	Vibration-damping material	Thickness (mm)	Total thickness (mm)
A			3
B	PVC punched	1	4
C1	PVC foam	2	5
C2	Polyethylene foam	2	5
D	Plywood	12	15
E1	Elastomer R	1	4
E2	Elastomer R	2	5
E3	Elastomer R	3	6
E4	Elastomer V	2	5
E5	Elastomer V	3	6
F	Plywood and polyethylene foam	7	11
G	Polyethylene foam	2	8.5

Notes: Faces: A~E5 solid oak, 3 mm. F solid oak, 2 mm. G solid oak, 6.5 mm. F: 3-ply.

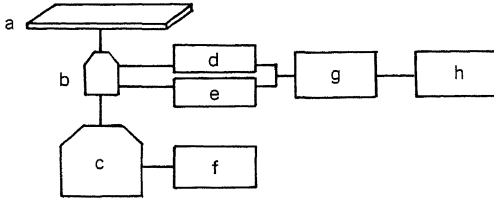


Fig. 2. Block diagram of mechanical-impedance method.

Notes: a: Specimen, b: Impedance head, c: Vibrator, d: Acceleration, e: Force, f: Function generator, g: Computer, h: Printer.

I : 慣性モーメント y 方向: 梁のたわみ方向

ρ : 密度

A : 断面積

と表わされる⁵⁾。

一般解は

$$y = (A \cos \beta x + B \sin \beta x + C \cos h\beta x + D \sin h\beta x) e^{j\omega t} \quad (2)$$

となり,

$$\beta^4 = (\rho A \omega^2) / EI \text{ と定義する。}$$

ここで, 両端自由, 中央部加振の場合, 境界条件として,

$$\text{自由端においては, } \partial^2 y / \partial x^2 = 0 \quad (3)$$

$$\partial^3 y / \partial x^3 = 0 \quad (4)$$

$$\text{加振点においては, } \partial y / \partial x = 0 \quad (5)$$

$$F_0 = -2EI(\partial^3 y / \partial x^3) \quad (6)$$

F_0 : 加振力

加振点を $x=0$, 両端を $x=l, -l$ とすると,

$$(5) \text{ より } (\partial y / \partial x)_{x=0} = B + D = 0$$

$$(6) \text{ より } F_0 = -2EI\beta^3(-B + D) = 4EI\beta^3 B = B(2\omega^2 M_b) / \beta l$$

M_b = サンプルの質量

$$(3) \text{ より } (\partial^2 y / \partial x^2)_{x=1} = \beta^2(-A \cos \beta l - B \sin \beta l + C \cos h\beta l - B \sin h\beta l) = 0$$

$$(4) \text{ より } (\partial^3 y / \partial x^3)_{x=1} = \beta^3(A \sin \beta l - B \cos \beta l + C \sin h\beta l - B \cos h\beta l) = 0$$

となる。

故に

$$y = \frac{\beta l F_0}{2\omega^2 M_b} \left[\frac{\cos \beta l \cos h\beta l - \sin \beta l \sin h\beta l + 1}{\cos \beta l \sin h\beta l + \sin \beta l \cos h\beta l} \cos \beta x + \frac{\cos \beta l \cos h\beta l + \sin \beta l \sin h\beta l + 1}{\cos \beta l \sin h\beta l + \sin \beta l \cos h\beta l} \cos h\beta x + \sin \beta x - \sin h\beta x \right] e^{j\omega t}$$

となる。

加振点での機械インピーダンスは

$$Z_m = \frac{F_0}{-\partial(y_{x=0}) / \partial t} = j\omega M_b \frac{\cos \beta l \sin h\beta l + \sin \beta l \cos h\beta l}{\beta l (\cos \beta l \cos h\beta l + 1)}$$

となる。

反共振の条件は Z_m が極大となる点であるから

$$\cos \beta l \cos h\beta l = -1$$

この式を満足する βl は

$$K=1 \quad \beta l = 1.8751$$

$$K=2 \quad \beta l = 4.6941 \quad K=3 \quad \beta l = 7.8548$$

$$K > 4 \quad \beta l = (K-1/2)\pi$$

共振の条件は Z_m が極小となる点であるから

$$\cos \beta l \sin h\beta l + \sin \beta l \cos h\beta l = 0$$

同様にこの式を満足する βl は

$$K=1 \quad \beta l = 2.3650$$

$$K=2 \quad \beta l = 5.4979 \quad K=3 \quad \beta l = 8.6349$$

$$K > 4 \quad \beta l = (K-1/4)\pi$$

となる。

2.2.3 振動特性の計算方法

振動的物理量として, 損失係数 ($1/Q$) のみ計算する報告が多いが⁶⁾, 共振点より音の伝搬に関する物理量である機械インピーダンス, 音速, 特性インピーダンス (固有音響抵抗) をあわせて計算した。

機械インピーダンス (Z_m) の測定結果の一例を Fig. 3 に示す。今回測定した結果は図のように三次共振点まではっきりした共振が確認できた。

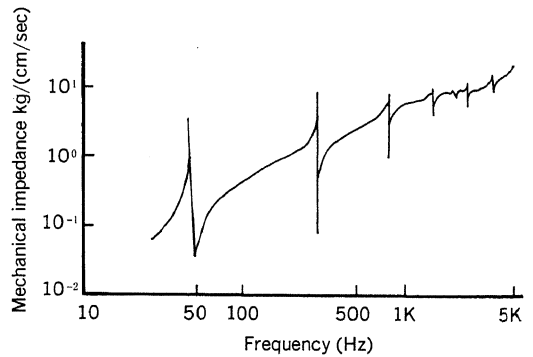


Fig. 3. Relationship between mechanical impedance and frequency.

Note: Solid oak 3 mm thick.

コンクリート床上での木質複合床板の遮音等級 L は周波数 250 Hz 領域において決定されることが多い。そこで音速及び損失係数は二次共振点より求め

た。機械インピーダンスは周波数による影響は少なかったので一次共振点より読み取った。

音速は、次のように計算した。2.2.2で述べた β^4 の定義より

$$E = \frac{\rho A \omega^2}{I \beta^4}$$

$$= \frac{\rho (bh) (2\pi f)^2}{(bh^3/12) \beta^4}$$

$$\frac{E}{\rho} = 48\pi^2 \left[\frac{l^2 f}{h(\beta l)^2} \right]^2 \quad \text{ここで音速 } C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

b : 棒の巾 f : 共振周波数

h : 棒の厚み

l : 棒の長さの1/2

となる。

この結果より特性インピーダンス (Z) を求めた。

$$Z = \rho c$$

とする。

損失係数 η は二次共振点 (f_i) より、振幅が共振点の半分になる二つの周波数 (f_{ih} , f_{il}) の間隔である半価幅を算出し求めた⁷⁾。

$$\eta = \frac{f_{ih} - f_{il}}{f_i}$$

とする。

2.3 床衝撃音レベルの測定方法

床衝撃音レベルの測定は、JIS A-1418の方法で行った。残響室の天井のコンクリート床の上に試作床板を貼りタッピングマシンで叩き、容積120m³の残響室内の五か所で受音しオクターブ分析計で測定した。

残響室内で測定した床衝撃音レベルはISO 140/

VIの方法で基準化床衝撃音レベルを求めた。

ゴルフボールの落下音の測定は静岡大学農学部の建物を利用した。ゴルフボールをコンクリート平滑面に落下したときの固有周波数は450Hzでありタッピングマシンに比べて低い¹⁾、このため長い梁を有する実際の建物を利用した。試作床板の中央にゴルフボールを50cm上より落下し、その直下の位置に設置したマイクロフォンで受音しオクターブ分析計で測定した。それぞれのコンクリート床スラブ厚は150mmである。

また、集成材とパーティクルボードで構成された床²⁾に試作床板を接着し、ゴルフボール、鉄ハンマーを落下し同様に測定した。

3. 結果と考察

3.1 試作複合床板の振動特性

Table 2に試作床板から切り取った試験片の音速、特性インピーダンス、損失係数、機械インピーダンスの計算結果を示す。

機械インピーダンスは2.2.2で述べたように機械的な振動系の振動する質量に加わる外力と、振動速度の複素数比である。一方、音の反射、透過と深い関係がある特性インピーダンス(固有音響抵抗)は常に実数となる⁹⁾。また、損失係数は熱エネルギー変換される比を表し、実効的な制動効果、損失位相角を表す。

音速はナラ素材Aに比べて、制振材料を貼ったものすべてが遅くなったが、ゴムV(比重1.9)を貼り付けたE4、E5が最も遅くなった。

Table 2. Classification of impact-sound insulation and vibrational characteristics of specimens.

Specimen	Sound velocity	Specific acoustic-resistance	Loss factor	Mechanical impedance	Classification of impact-sound insulation L			
	C	$Z = \rho c$	η	Z_m	On concrete		On laminated lumber and particleboard	
	m/s	$\times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{s}$		kg/(cm/s)	Tapping machine	Golf ball	Golf ball	Steel hammer
A	4349	2.83	.0028	.0080	76	56	82	88
B	2696	2.10	.0099	.0057	78	54	78	88
C1	2229	1.20	.0055	.0062	61	58	80	80
C2	2436	1.10	.0036	.0050	66	53	81	80
D	2723	1.55	.0051	.0100	70	59	80	82
E1	2941	2.65	.2106		76			
E2	2245	2.37	.2624		76			
E3	2065	2.39	.4624		72			
E4	1787	2.07	.0252		76			
E5	1422	1.82	.0343		74			
F	1898	0.95	.0280		63			
G	2485	1.34	.0185		65			

特性インピーダンスは発泡プラスチックを貼り付けた C1, C2, F, G が小さい値を示した。また, ナラ素材 A とゴムを貼り付けた E1, E2, E3, E4, E5 が大きな値を示した。

一方, 損失係数はゴム R (比重 1.65) を貼り付けた E1, E2, E3 が大きな値を示し, ナラ素材 A と発泡プラスチックのみを貼り付けた C1, C2 が小さな値となった。また, 機械インピーダンスは発泡プラスチックを貼り付けた C2 が小さい値を示した。

これらの結果から, 発泡プラスチックを制振材料として用いた試作床板のそれぞれの物理量は小さい値を示すことが認められる。このように制振材料の違いにより, 振動特性は異なることがわかった。

3.2 床衝撃音レベルの測定結果

Fig. 4 に結果の一部を床衝撃音レベルとオクターブ帯域中心周波数の関係で表した。

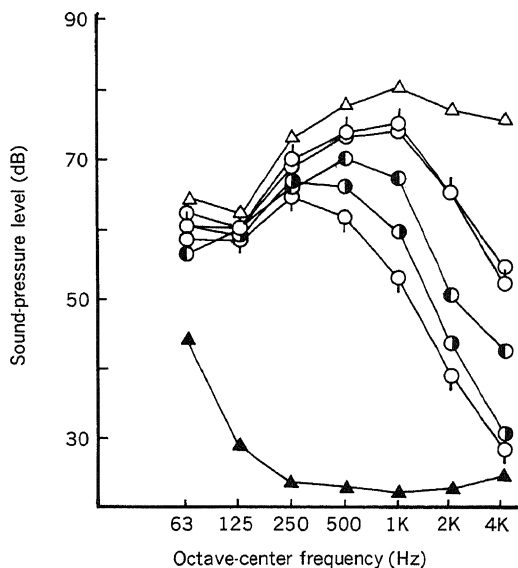


Fig. 4. Effect of vibration-damping material on the impact-sound pressure-level of a tapping machine.

Legend: Δ : Concrete, 150 mm. \blacktriangle : Background sound-level. \circ : Solid oak only (3 mm thick) (A). \odot : PVC punched (B). \ominus : PVC foam (C1). \bullet : Polyethylene foam (C2). $\omin�$: Plywood (D).

コンクリート床上に試作床板を貼り, タッピングマシンを用いて測定した床衝撃音レベルを示す。タッピングマシンを用いる測定では 125 Hz 以下の低周波領域では差がないが, 500 Hz 以上の周波数領域では制振材料による差がよくわかる。すなわち, コ

ンクリート床のみに比べて, ナラ素材 3 mm を貼っただけで床衝撃音レベルは低下する。また, 発泡プラスチックを制振材料として用いた複合木質床板の床衝撃音レベルは小さかった。

床衝撃音レベルが低下するにしたがって, 音圧レベルが最大となる周波数は低い方へ移動する。ナラ素材のみの最大音圧レベルの周波数は 1 kHz であるが, 合板 12 mm を貼り付けたもののそれは 500 Hz, また, 発泡プラスチックを貼り付けたもののそれは 250 Hz になった。

Fig. 5 に厚みの異なる制振材料ゴム R を用いた試作床板をコンクリート床上に貼り, タッピングマシンを用いて測定した床衝撃音レベルを示す。厚みが厚くなると音圧レベルは低下することがわかる。1 mm 厚のゴム R を貼ったものと 2 mm 厚のゴム R を貼ったものの音圧レベルはほとんど差がないが, 3 mm 厚を貼ったものは, はっきりと音圧レベルの低下が認められた。

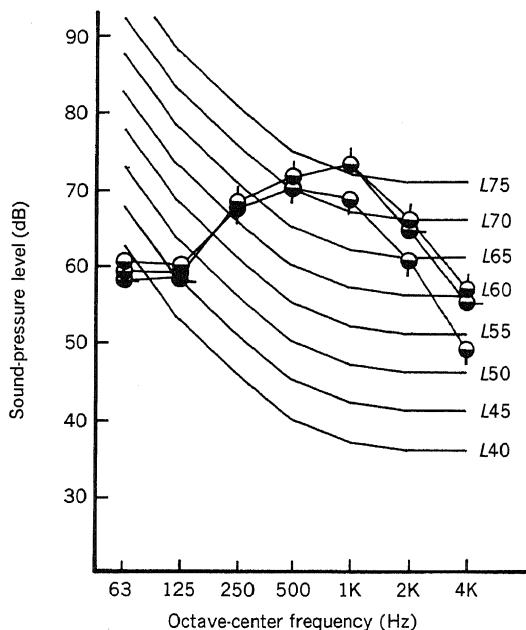


Fig. 5. Effect of thickness of elastomer R on impact-sound pressure-level of a tapping machine.

Legend: \odot : Elastomer R 1 mm thick (E1). \ominus : Elastomer R 2 mm thick (E2). $\omin�$: Elastomer R 3 mm thick (E3).

そこで, ゴム R 1, 2, 3 mm を貼った試作床の振動的物理量を比較すると, Table 2 に示したように, 厚みが厚くなるにつれて音速は小さくなり, 損失係数

は大きくなった。一方、特性インピーダンスは2 mmを貼ったものと3 mmを貼ったものとはほぼ同じになり、1 mmを貼ったものより値は小さかった。

これらの結果から振動的物理量と床衝撃音レベルは互いに関係が深いように思われる。

3.3 床衝撃音レベルの等級づけ

床衝撃音レベルの評価方法として JIS A-1419 の遮音等級の基準周波数特性の値を利用、 L 値を求めた。Table 2 にその結果を示す。コンクリート床上で、タッピングマシンを衝撃源として用いた結果とゴルフボールの落下音のそれとは互いに関係がないように思われる。タッピングマシンは鉄ハンマーが五個並んで落下する機械である。コンクリート床上でタッピングマシンを用いた結果と集成材とパーティクルボードで構成された床上での鉄ハンマー落下音のそれとを比較すると、ナラ素材 A と制振材料として孔あき塩化ビニルを貼り付けた B は L 値が大きく、発泡プラスチックを貼り付けた C1, C2 は L 値が小さくなった。

このことから、衝撃源の材質により試作床板の振動の挙動が異なるように思われる。

3.4 試作複合床の振動特性と床衝撃音の遮音等級 L 値の関係

まず、3.1 で述べた試作床板の振動特性と 3.3 で述べた遮音等級 L との関係性をコンクリート床上に試作床板を接着した場合について検討した。

一般に、損失係数が大きい材料は振動しにくいとされている。そこで、 L 値と損失係数の関係を調べた。

Fig. 6 にタッピングマシンで衝撃した時の軽量床衝撃音の L 値と損失係数との関係を示す。同じ制振材料の厚みの異なるものを用いた E1, E2, E3 の試作床板の L 値は、損失係数が大きくなるにつれて小さな値となった。しかし、材質の異なる制振材料を用いた試作床板の L 値を比較すると、E3 のように損失係数が大きくても L 値は小さくならなかった。

次に、音速と L 値との関係を検討した。

Table 2 に示すように、音速の小さいゴムを制振材料として貼り付けた E4, E5 は L 値は小さくならず、 L 値が最も小さかった発泡プラスチックを貼り付けた C1 の音速は小さくならなかった。このことから、音速と L 値とは関係がないように思われる。

試作床板の軽量床衝撃音の L 値と関係のある振動特性は以下のようであった。Fig. 7 に軽量衝撃音の L 値と特性インピーダンスとの関係を示す。

ナラ素材 A や制振材料としてゴムを貼り付けた E1, E2 など特性インピーダンスの大きいものは L

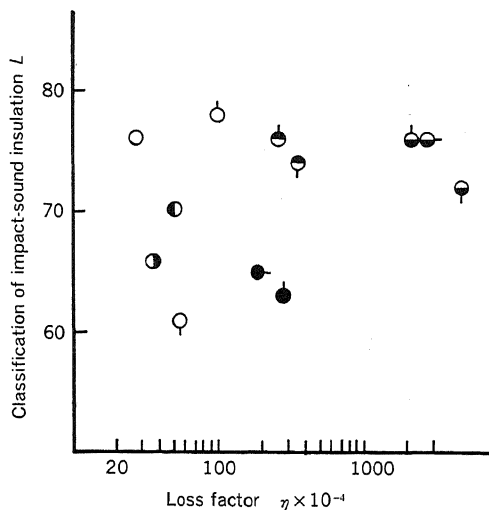


Fig. 6. Relationship between classification of impact-sound insulation and loss factor.

Legend: ○: Solid oak only (3 mm thick) (A). ○: PVC punched (B). ○: PVC foam (C1). ●: Polyethylene foam (C2). ●: Plywood (D). ●: Elastomer R 1 mm thick (E1). ●: Elastomer R 2 mm thick (E2). ●: Elastomer R 3 mm thick (E3). ●: Elastomer V 2 mm thick (E4). ●: Elastomer V 3 mm thick (E5). ●: Plywood and polyethylene foam (F). ●: Polyethylene foam (solid oak 6.5 mm thick) (G).

値が大きくなった。一方、制振材料として発泡プラスチックを貼り付けた C1, C2 など特性インピーダンスの小さいものは L 値が小さくなった。

コンクリートの特性インピーダンスは 8×10^6 kg/m²·sec で大きな値を示す。

試作床板の特性インピーダンスがコンクリートのそれと異なるほど L 値が小さくなるのがわかる。このことは 3.1 で述べたように、特性インピーダンス (固有音響抵抗) が異なるほどインピーダンス比による反射を生じ、拡動が伝わりにくいことを表している。

これらの結果からコンクリートの特性インピーダンスと大きく異なる値を持つ床材料をコンクリート床上に表面材として使用すれば、軽量衝撃音の床衝撃音レベルが低くなり、遮音等級 L は小さくなるのがわかった。

次に、タッピングマシンで衝撃した時の軽量床衝撃音の L 値が小さかった試作床板について衝撃源を変化させて L 値を測定し、振動特性と比較した。

中央にゴルフボールを落下した床衝撃音の L 値

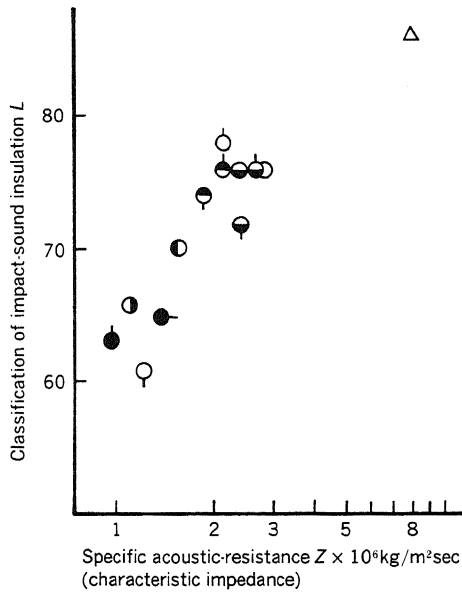


Fig. 7. Relationship between classification of impact-sound insulation of a tapping machine on concrete and specific-acoustic resistance.

Notes: $L_n = -136 + 14.4 \log(Z)$, $R = 0.89$.

Legend: Same as in Fig. 6.

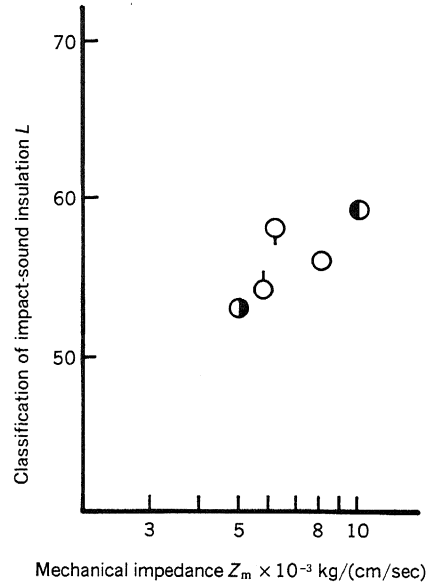


Fig. 8. Relationship between classification of impact-sound insulation of a golf-ball on concrete and mechanical impedance of a golf-ball dropping.

Notes: $L_n = 92.3 + 7.3 \log(Z_m)$, $R = 0.79$.

Legend: Same as in Fig. 6.

と振動特性の関係を検討した。Fig. 8に L 値と機械インピーダンスの関係を示す。両者の間には相関があると考えられる。この結果より広い面積を一点で加振するインピーダンスヘッド法で求めた機械インピーダンスはゴルフボール落下時の衝撃振動特性をよく表すことがわかった。

また、集成材とパーティクルボードで構成された床上に試作床板を接着し、各種の衝撃源を用い衝撃し、 L 値を求め振動特性と比較した。

Fig. 9に鉄ハンマー落下時の L 値と特性インピーダンスとの関係を示す。パーティクルボードへ直接鉄ハンマーを落下した時の遮音等級は L 88であった。この床上にナラむく材のみを接着した時でも L 88であり評価は変わらなかった。また、パーティクルボードの特性インピーダンスは $3 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{sec}$ であり、試作床板の特性インピーダンスがパーティクルボードのそれよりも異なるほど L 値は小さくなった。

これらの結果から、軽量床衝撃音の遮音等級 L は小試験片から求めた特性インピーダンスより、ほぼ推定できることがわかった。しかし、各現場の直下室の床衝撃音の L 値は同じ制振材料を用いた複合木質床板でも種々の条件により異なる。この点は今

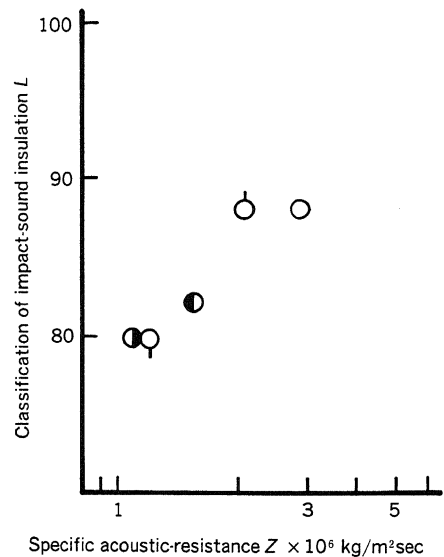


Fig. 9. Relationship between classification of impact-sound insulation of a steel hammer on particleboard-supported, laminated lumber and specific acoustic-resistance.

Notes: $L_n = -58.4 + 9.9 \log(Z)$ ($n=9$), $R = 0.95$.

Legend: Same as in Fig. 6.

後の検討課題である。

5. 結 論

1) コンクリート床上での試作床板のタッピングマシンによる軽量床衝撃音レベルを JIS A-1419 に基づき格付けした遮音等級 L と試験片で測定した特性インピーダンス (固有音響抵抗) とはよい相関がみられた。このことはコンクリートと特性インピーダンスの異なる材料ほど振動を伝えにくく L 値は小さくなることを表している。

2) コンクリート床上にゴルフボールを落下した時は大きな面積中へ一点で加振する機械インピーダンスと関係があると思われる。

3) これらの結果より、コンクリート床板に設置した複合木質床板の床衝撃音レベルの遮音等級 L は小試験片から求めた特性インピーダンスより、ほぼ推定できることがわかった。

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、貴重なご助言を賜った静岡大学平井信之助教授に深く感謝します。

文 献

- 1) 安岡正人：音響技術, 6, 267-293 (1977).
- 2) 高橋 徹他 7 名：“木造住宅の防音防振床工法の開発研究”, (1986).
- 3) 斎藤寿義, 星 通：木材工業, 41, 381-384 (1986).
- 4) Thomson, W. T.: “Theory of Vibration with Applications” Prentice-Hall, 1981, p. 46.
- 5) 有山正孝：“振動・波動” 裳華房, 1978, p. 146.
- 6) たとえば島田享久他 5 名：長野県工試研究報告, No. 5, 58-65 (1985).
- 7) Harris and Crede: “Shock and Vibration Handbook” Mc Graw-Hill, 1961, p. 10-1.
- 8) 早村俊二, 大石隆洋, 丸山則義, 有馬孝礼：第 36 回日本木材学会大会研究発表要旨集, 静岡, 1986, p. 229.
- 9) 伊藤 毅：“音響工学原論 (上巻)” コロナ社, 1980, p. 205.