## 1316 ピエゾ素子を用いたパネルからの騒音放射の低減

# An Investigation on Reduction of Sound Radiation by a Floor Panel Utilizing Piezoelectric Elements

正[機]	〇瀧上	唯夫(鉄道総研)	正[機]	南	秀樹 (鉄道総研)
正[機]	富岡	隆弘 (鉄道総研)		坪川	洋友 (鉄道総研)
学[機]	高野	将行(東京農工大)			

Tadao TAKIGAMI, Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-Cho, Kokubunji Hideki MINAMI, Railway Technical Research Institute Takahiro TOMIOKA, Railway Technical Research Institute Yosuke, TSUBOKAWA, Railway Technical Research Institute Masayuki TAKANO, Tokyo University of Agriculture and Technology

To reduce the interior noise of railway vehicles, it is effective to suppress vibration of floor panels transmitted through connecting elements between the carbody and trucks. In this paper, the authors apply a method utilising piezoelectric elements that are electrically connected to external shunt circuits, to reduce the elastic vibration generated in a test piece of floor panel. Excitation tests clarify that this method not only suppresses the vibration of floor panel, but also effectively reduces the sound radiated by the panel.

Key Words : Interior Noise, Sound Radiation, Piezoelectric Element, Shunt Circuit

#### 1. はじめに

近年の鉄道車両の高速化や車体の軽量化は,速達性,省エ ネルギなどに貢献している一方,車内騒音発生の観点からは 不利な条件となる場合が多く,乗客の快適性に対する要求の 高まりにともなって,騒音の低減は重要な課題となっている.

この騒音は、大きくわけて屋根、側、床の各面からの透過 音と、主に台車で発生する振動が、牽引リンク、ヨーダンパ等 の台車・車体結合要素を介して床に伝達され、車内に放出され る固体伝播音とに分類できる.このうち,比較的低い数十~ 数百 [Hz] の周波数帯域では、台車を加振源とする固体伝播音 による寄与の割合が高いとの報告があり<sup>(1)(2)</sup>,このことから、 台車から固体伝播して床板に発生する振動を抑制すれば、車 内騒音に低減につながるものと期待できる。床板の振動とし ては、剛体としての並進運動、および板構造物として面外の弾 性変更を生じる曲げ振動が考えられるが、ここでは後者を対 象とし、そのうちでも最も基本的な1次曲げ振動に着目する. 一方、構造物の振動を低減する手法として、近年、ピエゾ 素子と外部の電気回路 (分岐回路) を組み合わせる手法が注目 されている(3)(4)、この手法は、構造物に貼付したピエゾ素子に よって、振動エネルギを電気エネルギに変換し、電力を分岐 回路で散逸させることにより、機械的なダンピングを得ると いう原理に基づいている。筆者らは、これまでに車体の曲げ 振動低減にこの手法を適用するための基礎的検討として、単 純な角筒,および模型車体を対象として,加振試験により振 動低減効果を確認し,すでに報告している<sup>(5)(6)</sup>.

本報告では上述した床板の曲げ振動を対象として、ピエゾ 素子を用いた制振手法を適用し、床板の単体加振試験におい て振動低減を試みた結果について報告する.

#### 2. 制 振 手 法

#### **2.1** 制振の原理

ピエゾ素子にひずみを加えると電圧を発生する.よって,振動する対象に素子を貼付し,素子の両端電極を適切な外部分 岐回路に接続すると,素子で発生した電圧によって流れる電 流が回路内で散逸され,熱となって放出される.これにより, もともとの振動系に減衰が付加され,振動を低減することが できる.

この手法は、加速度センサ等によって振動を測定し、必要 に応じた加振力を計算してピエゾ素子に電圧として印加する という、通常のアクティブ制振の手法とは異なっており、振動 を測定するセンサが不要で、また、回路の種類によっては電 源等の動力源を必要としない(パッシブ)システムを実現する こともできるため、低コスト化、軽量化などの利点がある。

#### 2·2 分岐回路

ピエゾ素子の電気的な等価回路は、図 1(a)(b)の左半分(い

[Na03-51] 日本機械学会第 10 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集〔2003-12.9~11. 川崎〕



5° 40 40 40 5° 40 40 5° 3 6 40 6 7 6 1068 2135 • Acc. Pickups, A: Microphone, :: Piezo, Elements, : Supporting Points, :: Excitation Point

Fig. 1 Electric Shunt Circuits

ずれも同一) で示すことができ,ひずみ(振動)に応じた電圧 源 $v_p$ と,キャパシタ $C_p$ を直列に接続したもので表され,こ の両端に外部分岐回路を接続する.ここで,電 $Ev_p$ は,素子 に発生するひずみに比例することが知られている<sup>(7)</sup>.

一般に分岐回路は抵抗素子を含み、機械振動系に減衰を効 果的に付加するためには、発生電圧によってこの抵抗に流れ る電流値を大きくする必要がある。電流は分岐回路の種類に よって変化し、制振性能はこの回路によって決定するが、今 回は図1の2種類を利用した。

(a)は、素子のキャパシタンスCと分岐回路のインダクタン スLで共振回路を構成し、共振周波数を機械的な1次曲げ振 動数と一致させることによって、この周波数においてなるべ く多くの電流を、有効電力として抵抗 R で散逸させるとの考 え方に基づいており、制振に本手法を適用する際、最も広く 利用されている回路である。

図 1(a) では、周波数領域において以下の関係が成り立つ.

$$V_p(j\omega) = V_R(j\omega) + V_L(j\omega) + V_{C_p}(j\omega)$$
(1)  
=  $(Z_R(j\omega) + Z_L(j\omega) + Z_{C_r(j\omega)}) I(j\omega) ,$ (2)

$$Z_R(j\omega) = R, \quad Z_L(j\omega) = j\omega L, \quad Z_{C_p}(j\omega) = \frac{1}{j\omega C_p}$$

 $V_p(j\omega)$ は $v_p(t)$ のラプラス変換に $s = j\omega$ を代入したもので、 その他、大文字に $(j\omega)$ を付した変数も同様である. $\omega$ は角周 波数である.なお、以下では引数の $(j\omega)$ を省略して記述する.

抵抗 R が一定の条件下で, R に流れる i を極大にするため には,抵抗以外のインピーダンス  $Z_L + Z_{C_p}$ ,すなわち  $C_p \ge L$ の合成インピーダンスを 0,具体的には,

$$Z_L + Z_{C_p} = j\omega L + \frac{1}{j\omega C_p} = 0$$
(3)

とすればよい.ただし、これを全周波数帯域に渡って成立されるのは不可能なため、インダクタンスLを

$$L = \frac{1}{C_p \omega_1^2} \tag{4}$$

のように調整し、特定の周波数、すなわち機械系の固有振動 数 ω<sub>1</sub> において、合成インピーダンスを0とすることにより、 この周波数においては、最も効果的に電流を散逸することが

Fig. 2 Experimental Setup

できる. これは、共振点が $\omega_1$  の電気的な共振回路を構成する ことに相当する. 抵抗 R の値は別の最適条件により求める<sup>(4)</sup>. (a) では共振回路を構成して、 $\omega = \omega_1$  における  $C_p$  と L の 合成インピーダンスを 0 に調整したが、一方 (b) は、負性キャ パシタ -C でピエゾ素子のキャパシンタンス  $C_p$  を打ち消し、  $C = C_p$  と設定することによって、全ての周波数にわたって両 者の合成インピーダンスを 0 として、R に流れる電流を極大 化するものである.

(a) は完全に受動素子で構成できるため、電源を必要としな いシステムを構築できる利点があるが、床板上の付加質量や 支持剛性の変動などによって振動系の固有周波数が変化する と、性能が劣化するという特徴がある.(b) は共振を利用しな いので固有振動数のずれの影響は小さく、また異なる固有振 動数をもつ複数の振動モードの低減も期待できる<sup>(8)</sup>.ただし、 この回路は受動素子では構成できないため、外部の電源を必 要とする.

#### 3. 加振試験

#### 3.1 概要

制御対象の床板は,近年新幹線車両で使用されているものと 同じアルミハニカム構造であり,質量は約20[kg]である.また,寸法等の詳細は図2に示す.

この床板を各頂点付近の図中×で示した4点でゴムを介し て水平に弾性支持し,動電型加振器を図中\*の位置に設置し て,加振棒を介して下側から垂直に加振した.床板の振動特性 は,図中○で示した位置に取り付けた加速度ピックアップによ り,また,そのときの放射音は,中央付近の△の位置で表面か ら40[cm]離して設置したマイクロフォンにより計測した.同 時に,加振棒と板の間にロードセルを取り付けて加振力を測 定した.使用したピエゾ素子は1枚あたりの寸法が155×40 ×3[mm],質量は約140[g]であり,これを長軸方向,短軸方 向に沿って,2枚を図の□で示した位置に接着剤で貼付した. 加振試験の実施状況を図3に示す.

#### 3.2 床板の振動特性

性能確認試験に先立ち,床板そのものの振動特性を調査す



(a)Whole View of Floor Panel



(b)Bonded Piezoelectric Elements



(c)Electromagnetic Exciter

Fig. 3 Photographs of Experimental Setup

るため、加振器に 5~200[Hz] で平坦な周波数特性を持つバン ドランダム信号を入力して予備的な加振試験を行なった。測 定により得られた、単位加振力あたりの各測定点における加 速度応答の周波数応答 (FRF)を計算した.中央部(測点3)に おける FRF を計算した結果を図4に示す.また、その他の測 定点についても同様に FRF を計算し、振動形状を同定した. FRF のピークで卓越しているのは13[Hz] 付近と90[Hz] 付近



Fig. 4 FRF from Excitation Force to Acceleration at Floor Center





Fig. 5 Vibration Shapes at Specified Frequencies

であり、これらの周波数における床板の振動形状を図5に示 す.図は9つの測定点の変形状態を線で結んだものであり、細 線が静止時、太線が変形時を表す.FRFの13[Hz]付近のピー クは(1)弾性支持された床板がほぼ剛体として上下に併進する 振動モード,90[Hz]付近のピークは(2)1次曲げ振動に対応し ていることがわかる.なお、図4の50[Hz],150[Hz]に見ら れる急峻なピークは、電源ノイズによるものであり、床板の 実際の振動を示すものではない.

### 3.3 試験結果

2枚のビエゾ素子を分岐回路に接続し,前節と同様の方法で 性能確認試験を行なった。制振対象は図5の(2)に対応する 1次曲げ振動である。ビエゾ素子を接続する分岐回路は、図1 の(a)(b)に示した2種類としたが、実装上の利便性と、最適



(A)Acceleration at Floor Center

(B)Sound Pressure avobe Floor Center

Fig. 6 Comparison of FRFs with/without Shunt Circuit

値の調整の容易さを考慮して,擬似的にインダクタンスL,負 性キャパシタンス –Cを実現する回路をオペアンプを用いて 作成し,これらを利用した.

制御なしの場合との制振性能を,単位加振力あたりの FRF により比較した結果を図 6 に示す.図 6(A) は加振力と中央部 加速度間の FRF, (B) は中央部直上で測定した音圧に対する FRF である.いずれの回路を用いた場合にも,中央部の加速 度,音圧ともに,ピーク周波数における振幅が半減している ことがわかる.また,このときのピエゾ素子の両端電圧は最 大で 100[V] 以下であり,実用に耐えうる値であることを確認 した.

#### 4. まとめ

本報告では、ピエゾ素子と外部分岐回路を用いた振動低減手 法を、近年の新幹線車両の床板に使用されているものと同じ構造 を持つ、アルミハニカム平板の曲げ振動抑制に利用し、床板から の放射音を低減させることを試みた.寸法が1.5×2.3×0.02[m], 質量約 20[kg] のアルミハニカムの平板に対して、1 枚あたり の寸法 155×40×3[mm], 質量約 140[g] のピエゾ素子を 2 枚 貼付して加振試験を行い、1 次曲げに対応する周波数におい て、単位加振力あたりの振動振幅、および放射音圧が半減す ることを確認した.また、外部分岐回路としては 2 種類の回 路を用いたが、いずれの場合も、素子にかかる電圧が、実用 上問題のない大きさであることを確認した。

なお,音圧が半減することは,当該周波数における音圧レ ベルが 6[dB] 程度減少することに相当するが,今回の加振試 験は実際の床板の使用時と床表面材の施工の有無,腰掛の有 無,支持位置等の条件が異なっており,今後は上記の使用条件 に実物に近づけて性能確認を行なう必要があると考えている.

また,さらに性能を向上させるためには,素子の枚数や制 御手法について検討を行なうほか、1次曲げ以外の振動も対象 とする場合には,その振動形状に応じた適切な貼付位置など についても調査する必要があると考えられる.今後は,具体 的な騒音低減目標を設定した上で,さらに床板の並進運動の 抑制と組み合わせた制振制御手法についても,検討を行なっ ていく予定である.



- 南秀樹,阿久津勝則,ほか1名,車内騒音の音源解析法, 鉄道総研報告,13-10,(1999),25-30
- (2) 牧野俊昭,中原勝俊,ほか3名,粒状体による衝突現象を 利用した構造物の制振特性,機講論,03-7,(2003),講演 番号 714
- (3) N.W. Hagood, A. von Flotow, Damping of Structural Vibration with Piezoelectric Materials and Passive Electric Networks, J. Sound and Vibration, 146-2, 1991, 243-267
- (4)藤田隆史,野村浩央,ほか3名,ピエゾ素子を用いたスマート構造によるパッシブ微振動制振の基礎的研究,機論, 66-644, C(2000), 1097-1101
- (5) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, ほか1名, ピエゾ素子を用いたパッシブ制振による鉄道車両の弾性振動低減 (角筒模型を用いた実現可能性の検討), 機論, 68-674, C(2002), 3029-3036
- (6) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, ほか1名, ピエゾ素子を用いた鉄 道車両の弾性振動低減 (新幹線車体 1/5 模型による検討), 機講演, 03-7, (2003), 講演番号 708
- (7) J. Dosch, D. Inman, A Self-Sensing Piezoelectric Actuator for Collocated Control, J. of Intll. Mater. Syst. and Struct., 3, (1992), 166-185.
- (8) S. Behrens, A. J. Fleming, et. al., A broadband controller for shunt piezoelectric damping of structural vibration, Smart Materials and Structures, 12, (2003), 18-28