

224 床衝撃音のアクティブコントロールシステム

正 秋下貞夫（立命館大） 三谷篤史 井藤進矢（立命館大，院）

Active Control System for Reducing Floor Impulse Noise

Sadao AKISHITA and Atsushi MITANI, Ritsumeikan University, Kusatsu-Shi, Shiga-Ken
Shinya ITO, Ritsumeikan University

Abstract: This paper describes the active control systems for reducing floor impulse noise. The control system is comprised of actively controlled modular thin plates, which wholly cover the surface of concrete slab structure in the ceiling, and in each of which the mechanical vibration is controlled independently with bimorph type piezoelectric actuators. An active control system of modular plate is presented, where six actuators and five sensors are applied to control low frequency modes of bending vibration in the plate. The control system is now under development, main investigation subjects of which are designing of vibration characteristics of modular thin plate and the active control system appropriate to the characteristics and cost reduction of the actuators and sensors.

Key Words : Floor Impulse Noise, Active Structural Acoustic Control, Feedback Control, Bimorph Piezoelectric Actuator

1 はじめに

アクティブコントロールが騒音の制御で多くの応用例を増やす中で [2], 日本では集合住宅の床衝撃音に関する紛争が多くなってきた。近年フローリングの普及に伴い, この傾向が強まっている。このような情勢の中で, 平成 12 年 4 月から, 「住宅の品質確保の促進等に関する法律」が一部施行され, 「住宅性能表示制度」では「音環境」に関して「選択事項」が明記されるようになった。その中には, 重量衝撃音対策, 軽量衝撃音対策, 空気伝搬音対策（界壁）, 空気伝搬音対策（外壁開口部）などに, 等級が定められている [1]。これらの内の前 2 者は特に頻繁に購入（予定）者の関心を喚起している。これらの発生メカニズムは, 床への落下物の衝突, 子供の飛び跳ねる際の床への衝撃→コンクリートスラブの振動→階下の室空間への音波としての侵入, と要約される。このような振動／騒音は一般に 300Hz 以下の周波数帯域で特に顕著であり, 石膏ボードなどの従来の天井板はこの周波数帯域では遮音の機能を果たせない。

本報では, このような床衝撃音の現状を騒音技術における重要な技術的課題の一つとして捉え, 受動的な手法よりはむしろ能動的な対策の方が効率的と考える。以下では, 天井面をモジュール化したアクティブコントロールの薄板で覆い尽くし, このような薄板のシステムにより, 天井面からの衝撃音放射を遮音する制御システムを提案する。

2 床衝撃音の能動制御システム

ここでは, 床衝撃音は集合住宅のコンクリート構造物に発生すると仮定する。図 1 に示すように例えば, 子供の飛び跳ねにより, コンクリートスラブに曲げ振動が発生する場合を想定する。このときに, 励起される振動の主成分はコンクリートスラブ構造の低次の固有振動モードであり, 衝撃音のレベルを支配する周波数成分は 200Hz までに偏在すると言われる [3]。このとき, 図 2 に示すように天井面を多数のモジュール型薄板で覆い尽くし, 全ての薄板に振動のアクティブコントロールを施し, 振動レベルを大幅に低減すれば, このアクティブな薄板システムによる遮音が実現する。モジュール型薄板寸法を例えば, 0.9m × 0.9m とすれば, この薄板の振動を制御するには, 図 3 に示すように 4 ~ 5 個のアクチュエータが必要となる。この振動制御システムにはアクチュエータと同数のセンサを配置し, 必要となれば板の曲げ振動も制御する。ここに, それぞれのモジュール型薄板には, ここのセンサが検知した絶対加速度の効果を排除する制御システムを構成する。この場合, 天井構造物であるコンクリートスラブの振動形態がどうであろうと, 個々のモジュール型薄板は, それぞれ独立に加速度外乱の効果を排除して極小レベルの振動を維持しさえすればよい。この意味で, モジュール型薄板のアクティブ制御システムは汎用性を持ち, どのような天井面にも対処できるし, 低コスト化の問題解決に資するであろう。

3 モジュール型振動制御システム

3.1 バイモルフ圧電素子アクチュエータ

著者らは既に2重壁の遮音システムを提案し、この制御システムのためにバイモルフ圧電素子アクチュエータを開発した[4]。アクチュエータにはバイモルフ圧電素子を用い、これは薄板と天井面に介在して、天井面が薄板を支持する構造を持つ。このアクチュエータの構造は、図4に示す通りであり、印加電圧当たりの変位を最大に得るために、一端固定／他端回転自由で連結する。この構造では圧電素子の固定端に於いてクラックが生じやすいため、曲げ剛性の低い材料で、圧電素子の両面を補強する構造を採った。

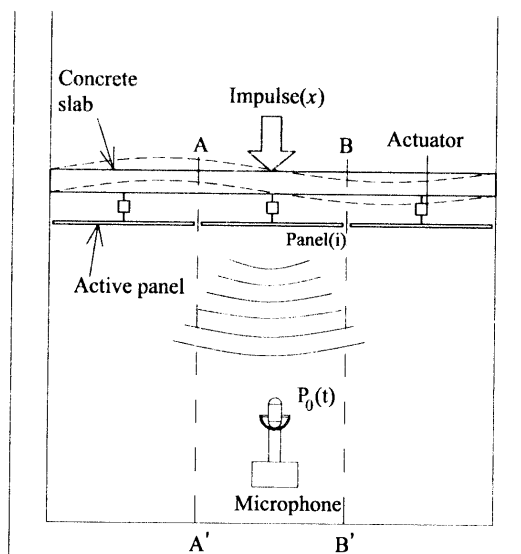


Fig. 1 Active insulation of floor impulse noise

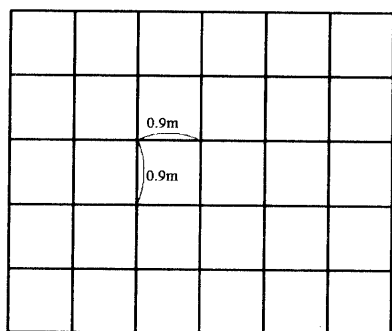


Fig. 2 Whole ceiling and modular active plates system

3.2 振動制御システムの簡易モデル

図1に示した床衝撃音の発生を以下のようにモデル化する。いま、床のある位置 $\mathbf{x}$ に衝撃を与えた時、階

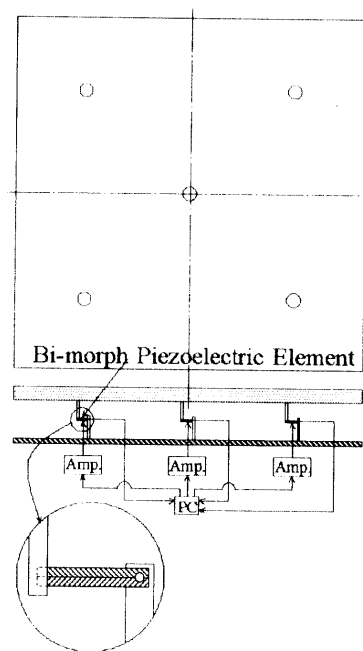


Fig. 3 Active sound insulation panel system

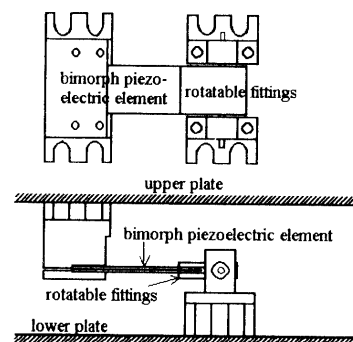


Fig. 4 Bimorph piezoelectric actuator

下の空間の適当な位置に置いたマイクロフォン音圧のラプラス変換 $p_0(s, \mathbf{x})$ を、遮音パネルなしの裸の天井からの騒音放射場でつぎのように表す。

$$p_0(s, \mathbf{x}) = \int_S F(s, \mathbf{y}) G(s, \mathbf{x}, \mathbf{y}) ds(\mathbf{y}) \quad (1)$$

ここに、 $G(s, \mathbf{x}, \mathbf{y})$ は床の点 $\mathbf{x}$ から天井の位置 $\mathbf{y}$ への加速度の伝達関数、 $F(s, \mathbf{y})$ はその天井の位置からマイクロフォンの音圧までの伝達関数である。いま、モジュール化能動型遮音パネルの一枚 (i) の遮音効果を簡単にモデル化するために、 $\overline{AA'}$ と $\overline{BB'}$ で囲まれた区画のみに着目するとし、これを図5に示すような一次元音場で表す。

このときの音圧 $p_i(t)$ のラプラス変換 $p_i(s)$ をつぎのようにモデル化する。

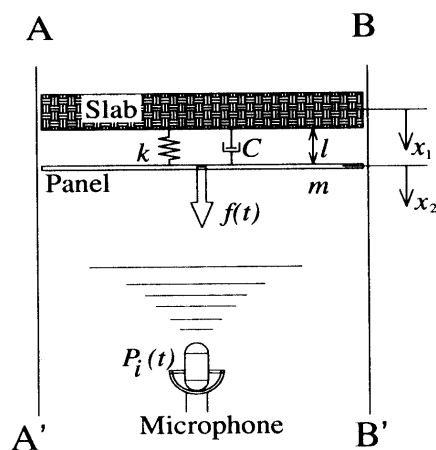


Fig. 5 A model of one-dimensional sound field

$$p_i(s) = Q_i(s)F_1(s, y_i)G(s, x, y_i)S_i \quad (2)$$

ここに、 S_i はこの区画(i)の遮音パネルの面積であり、この遮音効果を伝達関数 $Q_i(s)$ で表している。以下では、遮音パネルを図5に示すようなバネ k とダッシュポット c で支持された質量 m の板で表す。この板とコンクリートスラブの連結系の運動は以下の通りである。

$$m\ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1) = f(t) \quad (3)$$

ここに、 $f(t)$ はパネルに作用する外力で、これは音圧 $p_a(t)$ による力 $f_a(t)$ と制御力 $f_c(t)$ によりつぎのように表されとする。

$$f(t) = f_a(t) + f_c(t), \quad f_a(t) = p_a(t)S_i \quad (4)$$

ここに、 $p_a(t)$ はパネルの両側表面の圧力差であり、これをつぎのように天井面から放射される音圧の正弦波 $j\rho_0 c_0 \omega \tilde{x}_1 e^{j(\omega t - kl)}$ 、($k = \omega/c_0$)と、パネル面から放射される音圧の正弦波 $j\rho_0 c_0 \omega \tilde{x}_2 e^{j\omega t}$ の差とし、これをラプラス変換形でつぎのように表す。

$$f_a(s) = s\rho_0 c_0 S_i [X_1(s)e^{-jkl} - X_2(s)] \quad (5)$$

ここで、制御力もそのラプラス変換形 $f_c(s)$ で表すとすれば、式3はつぎようになる。

$$(ms^2 + c_2s + k)X_2(s) = (c_1s + k)X_1(s) + f_c(s) \quad (6)$$

ここに、 $c_1 = c + \rho_0 c_0 S_i e^{-kl}$ 、 $c_2 = c + \rho_0 c_0 S_i$ とした。パネルの遮音効果を現す伝達関数 $Q_i(s)$ は

$$Q_i(s) \equiv \frac{s^2 X_2(s)}{s^2 X_1(s)} = \frac{X_2(s)}{X_1(s)} \quad (7)$$

となる。パネルの受動的な遮音効果を後の式の変形を考慮し、つぎのように表す。

$$Q_{i0}(s) \equiv \frac{N_0(s)}{D_0(s)} = \frac{c_1s + k}{ms^2 + c_2s + k} \quad (8)$$

また、制御力を、簡単な制御則として $F_c(s) = -H(s)X_2(s)$ で表す時、能動制御による遮音効果を表す伝達関数 $Q_{ia}(s)$ はつぎようになる。

$$Q_{ia}(s) = \frac{c_1s + k}{ms^2 + c_2s + k + H(s)} = \frac{Q_{i0}(s)}{1 + (H(s)/D_0(s))} \quad (9)$$

いま一例として、 $H(s) = k_p + k_d s$ の制御則を用いた場合の2つの伝達関数 $Q_{i0}(s)$ 、 $Q_{ia}(s)$ を比較して図6に示す。この計算では以下のパネルを仮定した。 $m = 2[\text{kg}]$ 、 $\omega_0 = \sqrt{k/m} \equiv 2\pi \times f_0 = 100[\text{rad/s}]$ 、 $c/(m\omega_0) \equiv 2\zeta = 0.2$ 、 $S_i = 0.81[\text{m}^2]$ また制御則として、 $H(s) = 200s + 1000$ を仮定した。さらに、 $kl = 2\pi(l/\lambda) \simeq 0$ を仮定した。この図より、遮音特性は固有周波数 $\omega_0 = 100[\text{rad/s}]$ をカットオフとするローパスフィルターと同様な機能を持つことが分かる。従って、能動制御システムのタスクは主として、このような低周波数帯域における加速度の伝達の抑制であるといえる。

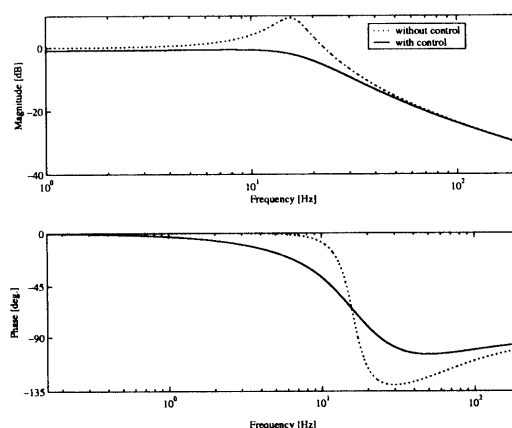


Fig. 6 Transfer function of active panel with and without control

4 制御システムの構築

4.1 制御システムの設計

床衝撃音の評価はJISにより、図reffloor-impulseに示すような評価曲線が規定されている[1]。また、床衝撃音の例として著者らの実験結果の1例を図8に示す。この図の点線と実線はそれぞれ、制御あり、なしでの衝撃音のスペクトルを示す。この実験例では制御効果は殆ど認められず、注目して欲しいのは、2つの図reffloor-impulse8を比較した時、衝撃音レベルの大きさに大きく影響するのは、63～125[Hz]のバンドで

の音圧レベルであること、である。即ち、前節に述べたことと併せて、能動型遮音パネルシステムの制御帯域は 200 ～ 300[Hz] 以下にあると言える。

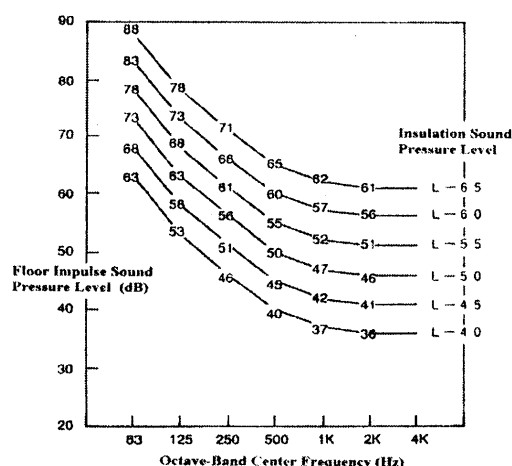


Fig. 7 Standard of floor impulse sound level

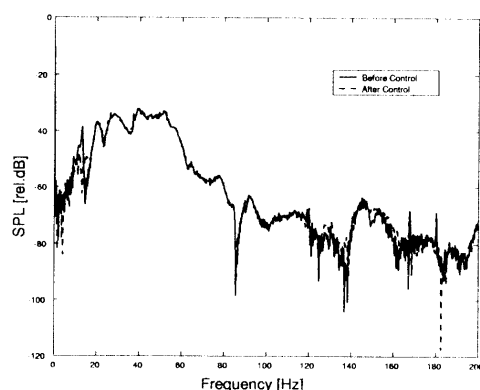


Fig. 8 An example of floor impulse noise

4.2 制御実験

以下では、制御システムとして図 9 に示すロバスト制御システムを設計した制御実験の例を示す。この制御システムでは y はマイクロフォンの音圧信号、 v は衝撃力である。従って外乱信号 w は衝撃力の効果により生じた音圧である。この制御システムは制御器 $C(s)$ による制御信号 u のプラント $P(s)$ への作用を通して、外乱の効果を排除することを目的とする。なお、式 9 と比較すれば、 $C(s)P(s) = H(s)/D_0(s)$ と関連づけられることが分かる。

以下には、制御実験の結果の他の例として、60cm × 60cm のパネルに 2 入力 / 2 出力の制御システムを構築した時に、2 つの加速度センサに得られた信号のスペクトルを示す (図 10 及び図 11)。この例では、縦軸は加速度信号のレベルを「dB」で表しており、80[Hz] までの周波数帯域であるが、能動制御の効果としてピー

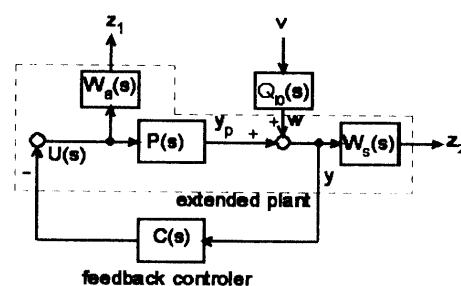


Fig. 9 Block diagram of robust control system

クのレベルを大きく低減できることを示す。

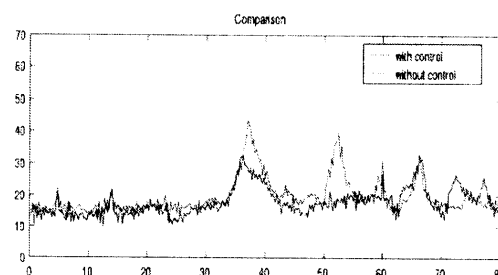


Fig. 10 Spectrum of acceleration sensor signal; 1-chan.

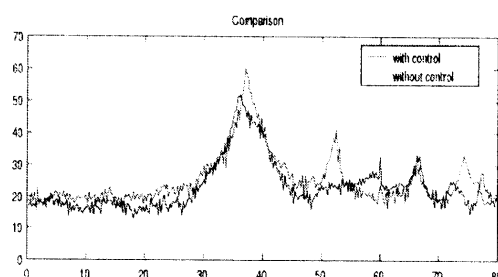


Fig. 11 Spectrum of acceleration sensor signal; 5-chan.

5 おわりに

コンクリート構造を持つ集合住宅に生じる床衝撃音の能動制御システムについて述べた。この研究は、平成 14 年度文部科学省大学等発ベンチャー創出支援公募の研究課題として進めており、現在もアクティブ遮音システムの商品化を目指して開発に取り組んでいる。

参考文献

- [1] JIS A1419
- [2] Tichy, J., "Application of active control of noise control", Proc. inter-noise 2001 (CD), 2001
- [3] 荘, 日高, 増田, 「重量衝撃音の解析」, 竹中技術研究報告, 第 37 号 (1987 年 5 月), p.1-15, 1987
- [4] 三谷, 秋下, Nelson, 「2 重壁における騒音伝達の適応制御」, 機論 (C)65 巻 632 号 (1999-4), pp.1419-1425