

近畿大学工学部建築学科卒業論文概要

平成 16 年度		番号 氏名	01168122
指導教官	藤井 大地 助教授		松本 公
題名	メカニズム創生手法を用いた床振動制振機構の開発に関する研究		

1. はじめに

近年、都会の住宅事情は変化し、一軒家よりアパートやマンションの需要が多くなってきている。土地の利用としては有効な使い方であるが、一帯ごとの距離が近くなっているため、より快適に過ごすためには上下階室の床への衝撃が問題となっている。これは、上下階室の住民の生活時間帯が異なることが多いこと、下階は騒音に敏感で上階は鈍感ということ、さらに、住民の生活モラルの低下などが原因として挙げられる。これらの問題を回避する現在の手法としては、床スラブとフローリング材との間にクッションゴムや特別吸音材を入れ、二重床、二重天井にすること、スラブ自体の厚さを厚くすることなどが考えられるが、既存の建物に適用する場合、スラブ厚を変えることは不可能であり、また、吸音材などでは低い衝撃音が防ぎきれないなどの問題がある。したがって、このような問題を抜本的に解決するには、床スラブ自身の振動特性を変える必要があると考えられる。

そこで、本研究では、床スラブの振動を抑える防振装置の開発を試みる。本研究で考案する防振装置は、床スラブの底面に直接設置することで、振動を即座に減衰させるものである。このような防振装置を天井裏から床底面に設置することで、既存建物の床の振動特性を改善する。

しかしながら、このような防振装置にはいくつかの問題がある。1つは、床の鉛直振動の振幅は非常に小さいため効率のよい減衰が行えないこと、もう1つは、天井裏のスペースが高さ方向に制約を受けることである。本研究では、以上の2つの問題を解決するために、振動を吸収するための新たなメカニズムを考案する。考案するメカニズムでは、微少な鉛直振動を拡大する機能が必要である。また、天井裏のスペースを有効に利用するためには、鉛直振動を水平振動に変換すればよい。しかし、このようなメカニズムは簡単ではない。そこで、本研究では、藤井らが開発した位相最適化手法を利用したメカニズムの創生手法を利用して、このようなメカニズムを創生することを考える。

本論文2章では、既存の防振装置にどのようなものがあるかを調査する。3章では、位相最適化手法を用いたメカニズムの創生理論の概要を述べる。4章では、変形を拡大し、かつ方向を変換するメカニズムの創生が可能かどうかを検討する。5章では、床下に設置することを想定した変形拡大メカニズムの創生を試みる。6章では、以上のまとめを述べる。

2. 既存の防振対策

床への衝撃音は、大きく軽量床衝撃音と重量床衝撃音の2つに分けられる。この軽量床衝撃音を吸収する場合は、部分的に

カーペットを敷いたり、スリッパをパタパタ音が発生しないものに変えたり、また椅子の足にクッション材を貼るなどして、できるだけ音を和らげるようにすることで、比較的対応することができる。しかし、重量床衝撃音の場合は、躯体とよばれるコンクリートの床スラブの仕様、厚さ、梁で囲まれた面積、床スラブの種類といったものでほぼ性能が決まってしまうため、衝撃音を低減することは難しい。以下では、このような衝撃音を低減するいくつかの方法を示す。

2.1 乾式二重床システム

i) オトナックス 2000²⁾

防振ゴム付きの支持脚を取り付けた構造用単板積層材の根太の上にパーティクルボードを敷き、その上に化粧フローリングを張った遮音床システムである。

ii) ビームフロー³⁾

防振ゴム付きの支持脚を取り付けた構造用単板積層材の根太の上に厚さ 18 mmのフローリングに直接張り床を構成するシステムである。パーティクルボード等の捨張りを省略することで、施工の省力化およびコストダウンを図っている。

iii) パネフローシステム⁴⁾

防振ゴム付き支持脚とパーティクルボードで構成されたシステムである。

iv) パネフローシステム RX⁵⁾

防振ゴム付き支持脚、パーティクルボード、吸音リングおよびスーパーネダで構成されたシステムである。



i) オトナックス 2000



ii) ビームフロー



iii) パネフローシステム



iv) パネフローシステム RX

図-1 乾式二重床システム参考図

2.2 遮断材

v) パーティクルボード⁶⁾

木材を小片に砕いて接着剤で高温圧縮成型したもので、断熱、遮音性にすぐれているので建築資材のなかでも構造材、内装下地、家具材などに利用される。パーティクルボードは製材、合板などの廃材を利用して木材の代わりに製造されるようになったもので、木材よりもコストが安くつくことや加工性に優れていることから、家具などをはじめ建築資材に利用されるようになった。水分や湿気・衝撃に弱い。

vi) カルムーンシート⁷⁾

制振樹脂が騒音の原因となる振動を吸収し、分子運動エネルギーに変換することで高い制振性能を発揮する。厚さが1.3mm、4.0kg/m²と軽量で取扱い性に優れている。また、制振樹脂自体が高い粘着力を保有しているため、貼り合わせるだけで簡単に施工できる。

vii) コルホーン⁸⁾

コルクならではの高い天然の機能性により、ゆよりの遮音性を実現できる。施工は簡単な接着工法で、ボンドとカッターナイフがあれば施工可能である。

2.3 中空スラブ

viii) マットスラブ⁹⁾

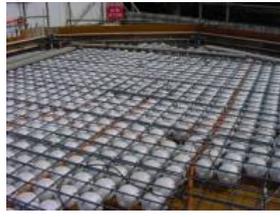
基礎構造として必要な構造耐力を持ち、二重スラブを一枚の必要厚さのスラブにしたものである。さらに、不均等な荷重、変位に対応し、分散させて安全を保つ剛性の高い格子状平面版である。

ix) ボールボイドスラブ¹⁰⁾

高剛性と高い軽量性を両立させ、ワイドスパンでのフラットな天井と床衝撃音の改善をした。また、スムーズな施工性と経済性をも兼ね備えている。発泡スチロール製の中空材と、その他のシステムから成り立っている。中空部については、水平断面が直径175mmの円、横断面はスラブ厚に応じた長円のカプセル形状となっている。これを縦横200mm間隔で溶接金網に組み込んでユニット化する。

x) サイレントボイドシステム¹¹⁾

床衝撃音遮断性能が低下する原因となる共振現象を低減するため、波型のボイド型枠(xi)を用いたシステムである。



viii) マットスラブ

ix) ボールボイドスラブ



x) サイレントボイドシステム

xi) 波型のボイド型枠

図-2 中空スラブ参考図

以上のように、中空スラブは新しく建設される建物には有効だが、既存の建物には適用が難しい。乾式二重床システムと遮断材は、フローパネルをすべて剥がしてやりかえる必要があるため、コスト面、施工面からも容易ではない。したがって、床底面に簡単に設置できる防振装置があれば有効である。

3. メカニズムの形態創生理論

床スラブに生じる鉛直振動は微小であるため、そのままでは大きな減衰効果は期待できない。したがって、効率のよい制振装置を開発するためには、変形を拡大するメカニズムが望ましい。そこでここでは、このようなメカニズムの創生理論を示す。

例として、図-3に示す1層平面フレーム内で、P1点に外力Fが加わるとき、P2点の変位を拡大するようなリンク機構を創生する問題を考える。このリンク機構には、フレームに加わる外力をP2点に伝えるための十分な剛性が必要である。

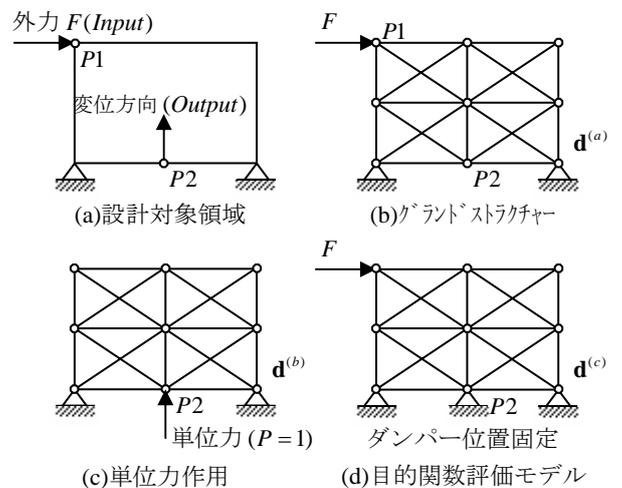


図-3 解析の概念図

本問題では、まず、この剛性を確保するため、目的関数を、P2点を可動方向に対して固定した場合のコンプライアンス(剛性の逆数)とし、これを最小化する。このコンプライアンス C^3 は、グラウンドストラクチャーの全体剛性マトリックスを \mathbf{k} 、P2点を固定した場合の節点変位ベクトルを $\mathbf{d}^{(c)}$ とすると、次式で表される。

$$C^3 = \mathbf{d}^{(c)T} \mathbf{k} \mathbf{d}^{(c)} \quad (1)$$

次に、P2点の変位を拡大するには、外力FによるP1点の水平変位に比較してP2の変位を相対的に大きくする必要がある。そこで、P1の水平変位とP2の指定した方向の変位の比を指定した大きさ以上に制約する。ただし、相対変位のみでの制約では、リンク機構が形成されず、弾性変形メカニズムが形成される場合があるため、P2点の変位も指定した値以上に制約する。

なお、ここでは、制約条件の感度係数の計算を容易にするため、 P_1, P_2 点の変位も次式のコンプライアンスで表す。

$$C^1 = F \cdot u_{P1} = \mathbf{d}^{(a)T} \mathbf{k} \mathbf{d}^{(a)} \quad (2)$$

$$C^2 = 1 \cdot v_{P2} = \mathbf{d}^{(b)T} \mathbf{k} \mathbf{d}^{(a)} \quad (3)$$

ただし、 $\mathbf{d}^{(a)}$ は、P2点を固定せずに梁に水平力を与えた場合の節点変位ベクトル、 $\mathbf{d}^{(b)}$ は、P2点に、単位の力を与えた場合の節点変位ベクトルである。

以上より、最適化問題は次式のように定式化される。

$$\min_{\alpha, \lambda} [C^3(\alpha, \lambda)] \quad (4)$$

where

$$\alpha = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_N\}, \quad A_i = (1 - \alpha_i)^p A_i^0, \quad (5)$$

$$\lambda = \{\lambda_1^L, \lambda_1^R, \lambda_2^L, \lambda_2^R, \dots, \lambda_i^L, \lambda_i^R, \dots, \lambda_N^L, \lambda_N^R\}$$

subject to

$$W = \sum_{i=1}^N A_i l_i \leq \bar{W} \quad (\text{体積制約}) \quad (6)$$

$$\bar{r}_d^{\min} \leq \frac{C^2(\alpha, \lambda)}{C^1(\alpha, \lambda)/F} \leq \bar{r}_d^{\max} \quad (\text{相対変位制約}) \quad (7)$$

$$\bar{u}_D^{\min} \leq C^2(\alpha, \lambda) \leq \bar{u}_D^{\max} \quad (\text{ダンパー変位制約}) \quad (8)$$

$$0 \leq \alpha_i \leq 1, \quad 0 \leq \lambda_i^L \leq 1, \quad 0 \leq \lambda_i^R \leq 1 \quad (i=1, \dots, N) \quad (9)$$

ここに、 A_i^0 は i 部材の初期部材断面積、 α_i は部材断面積に関する設計係数、 p は断面積に課すペナルティ係数（本論文では $p=2.4$ としている）、 l_i は部材長さ、 W は部材総体積、 \bar{W} は総体積の制約値、 $\bar{r}_d^{\min}, \bar{r}_d^{\max}$ は相対変位の制約値、 $\bar{u}_D^{\min}, \bar{u}_D^{\max}$ は P2 点変位の制約値、 λ_i^L, λ_i^R は部材の左端および右端の接合部剛性の設計変数、 N は部材総数である。

以上の最適化問題を SLP 法によって解く。また、本問題は多峰性問題であるため、初期値を乱数で変化させた 1000 問題の解の中から最適解を求めている。

4. 方向を変換するメカニズム

本研究でもとめる制震装置は、天井裏の空間であるため、スペースが限られている。したがって、鉛直振動を鉛直に受け止めるよりも、鉛直変位を水平変位に変換して受け止める方が、スペース的に有効であると考えられる。そこで、本章では、3章に示した方法で、このような方向を変換するメカニズムの創生が可能かどうかを調査する。

4.1 スライダーメカニズム

図-4 は、機械などでよく用いられる水平変位を鉛直変位に変換するスライダーメカニズムを想定して形態創生を行ったものである。

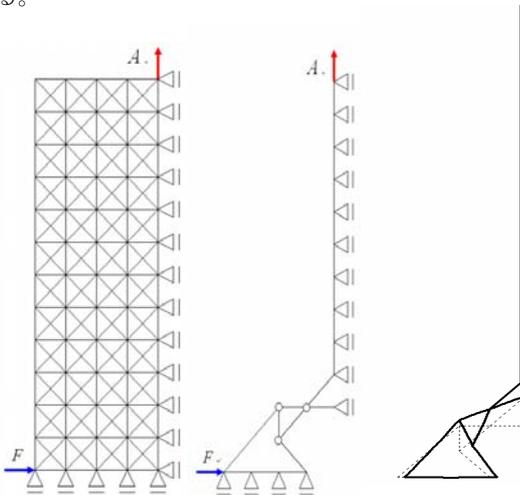


図-4 最適位相図

図に示すように、機械で利用されるものに比較して、非常に大きな変形拡大が行えるメカニズムが創生されている。

4.2 ラーメンにおける方向変換メカニズム

図-5 は、原田、藤井が第3章の手法を用いて解析を行い、考案したメカニズムである。このメカニズムの水平方向の変位を鉛直方向の変位に変換している。また、変形拡大も 10 倍を超えるものとなっている。

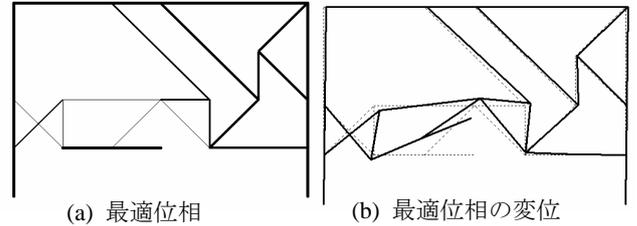


図-5 解析結果

以上に示した例により、方向を変換し、しかも変形を拡大するメカニズムの創生が可能であることが示された。

5. 新しい防振システムの提案

本章では、前章の方向変換の考え方を利用し、床スラブの制振メカニズムの創生を試みる。

解析対象のグランドストラクチャーを図-7に示す。設計対象領域は内部の格子状グランドストラクチャー部分である。初期条件として、グランドストラクチャー部材のヤング係数は $E=100$ 、ポアソン比は $\gamma=0.3$ 、初期断面積は $A^0=100$ とした。また、設計固定となる床との接合部材と柱部材は、ヤング係数 $E=1000$ 、ポアソン比 $\gamma=0.3$ 、断面積 $A=1000$ に設定した。また、荷重は鉛直方向 -0.04 の等分布荷重で、合計 $F=1$ とする。

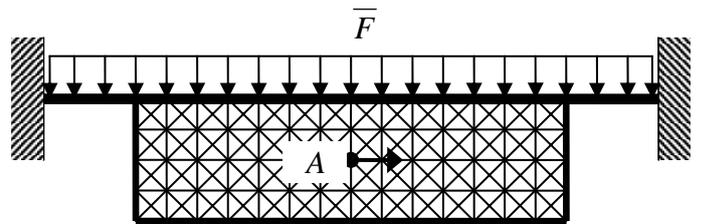


図-7 解析対象のグランドストラクチャー

5.1 解析例 1

図-8に示す解析結果は、藤井 12)の開発した解析プログラムを用いて導きだした結果である。変形拡大倍率は約 2.6 倍である。



(a) 最適位相



(b) 変位
図-8 解析結果

5.2 解析例 2

図-9 に示す解析結果は、原田が開発した解析プログラムを用いて導きだした結果である。変形拡大倍率は約 3 倍である。なお、原田の開発したプログラムでは、初期値の生成に GA (遺伝的アルゴリズム) が用いられている。



(a) 最適位相



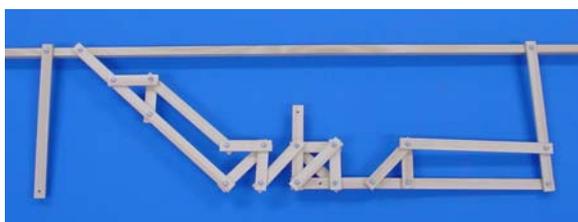
(b) 変位
図-9 解析結果

5.3 考察

以上の 2 例の結果から、いずれも変形拡大倍率は 2 倍以上のメカニズムが求められた。メカニズムとしては、GA を用いたものの方がよりシンプルなものとなっている。

5.4 模型制作

解析例 2 を参考に模型を作成した。図-10 は、作成した模型の変形前と変形後の写真を示したものである。図より、床の曲げ変形にともない、解析どおりの変形が生じることがわかる。



(a) 変形前



(b) 変形後
図-10 模型 B

6. まとめ

本研究では、床下に設置することを想定した防振装置のメカニズム創生を試みた。本装置では、天井裏の限られたスペースで、しかも微小な鉛直振動に対して、効率のよい減衰効果を実現する必要があるため、本研究室で開発されたメカニズム形態創生手法を用いて、このようなメカニズムの創生が可能かどうかを検討した。

まず、鉛直振動を水平振動に変換できるメカニズムの創生が可能かどうかを検討した結果、大きな変形倍率を確保しつつ、このようなメカニズムの創生が可能であることが確かめられた。

次に、床下に設置することを想定して、鉛直振動を水平振動に変換するメカニズムの創生を試みた結果、約 3 倍程度の変形拡大が可能メカニズムが創生された。また、木材により模型を作成して動作を確かめた結果、解析どおりの変形が可能であることが確かめられた。

以上から、本論文で提案するような手法を用いて、床下設置型の防振メカニズムの開発が可能であることが確かめられた。

今後、実用化に向けて、さらにシンプルなメカニズムを創生することや、ダンパーの設置位置、ダンパーの種類を選択などについて検討を行う必要がある。

参考文献

- 1) 藤井大地, 鈴木克幸, 大坪英臣, 石川雅意: 弾性リンク機構の形態最適化 (変位を制約条件とする骨組構造の位相最適化), 日本機械学会論文集 C 編, 第 67 巻, 664 号, pp.3730-3737, 2001.12
- 2)、3)、4)、5) 日本住宅パネル工業協同組合
<http://www.panekyo.or.jp/oosakahp/>
- 6) MDF・パーティクルボードについて
<http://www.zenbutu.com/zaishitsu/mdf.htm>
- 7) 積水化学工業 制振材カルムーンシート
<http://www.sekisui.co.jp/nb-p/html/calmoon/index.html>
- 8) 東亜コルク株式会社 コルホーン
<http://www.newplan.co.jp/eco16.htm>
- 9) 世紀鋼業株式会社 マットスラブ
<http://www.mmjp.or.jp/seiki/matto.html>
- 10) 東京興業貿易商会 ボールボイドスラブ
<http://www.tkbs-jp.com/tkbs/BVD.htm>
- 11) 熊谷組 サイレントボイドスラブ
http://www.kumagaigumi.co.jp/frame/pri_030305.html
- 12) 藤井大地著、パソコンで解く構造デザイン、丸善、2002