

学位（博士）論文

論文題目

電子制御を用いない機械式アクティブ振動制御に関する研究
Active vibration suppression mechanism without electronic control

東京農工大学大学院

工学府

機械システム工学専攻

平成21年度入学

学籍番号 09833701

氏名 青木 保夫

指導教員 田川 泰敬 教授

受
理
印

目次

目次	i
第 1 章 序論	1
1.1. 研究背景	1
1.2. フルアクティブ免震.....	2
1.3. アクティブマスダンパ.....	2
1.4. ワイヤークティブ制振.....	2
1.5. 本研究の目的.....	3
1.6. 各章の研究概要.....	4
第 2 章 油圧アクチュエータの機械式駆動機構の提案.....	5
2.1. システム概要.....	5
第 3 章 フルアクティブ免震のシミュレーションと 実証実験.....	7
3.1. フルアクティブ免震機構のモデル化.....	7
3.2. シミュレーション条件.....	11
3.3. 実証実験装置.....	12
3.4. 実証実験結果.....	13
3.4.1. ステップ応答実験.....	13
3.4.2. 周波数掃引実験結果.....	14
3.5. 各種パラメータの免震性能への影響.....	16
3.5.1. リンクの長さ比による影響.....	17
3.5.2. 質量による影響.....	18
3.5.3. スプールおよびアクチュエータによる影響.....	21
3.5.4. スプールへの供給圧力変更についての影響.....	26
3.5.5. 外乱特性への影響.....	30
3.6. 考察	31
第 4 章 アクティブマスダンパのシミュレーションと実証実験.....	32
4.1. アクティブマスダンパのモデル化.....	32
4.2. シミュレーション条件.....	36
4.3. シミュレーション結果.....	37
4.4. 実証実験装置.....	37
4.5. 実証実験結果と解析結果の比較.....	38
4.6. 実建造物への実現性の検討.....	40
4.6.1. 提案機構 4 によるシミュレーション	40
4.6.2. 設置条件	42
4.6.3. アクチュエータの選定.....	42

4.6.4.	アキュムレータの選定.....	43
4.7.	考察	44
第5章	ワイヤーアクティブ制振のシミュレーション	45
5.1.	ワイヤーアクティブ制振のモデル化.....	45
5.2.	シミュレーション条件.....	50
5.3.	シミュレーション結果.....	52
5.4.	風による影響についてのシミュレーション結果.....	54
5.5.	回転を考慮した場合のモデル化.....	55
5.6.	回転を考慮した場合のシミュレーション結果.....	58
5.6.1.	地震波を入力した場合（重心の並進運動）	58
5.6.2.	地震波を入力した場合（重心周りの回転運動）	60
5.6.3.	長周期パルス地震波を入力した場合（重心の並進運動）	62
5.6.4.	長周期パルス地震波を入力した場合（重心周りの回転運動）	65
5.6.5.	外力を入力した場合（重心の並進運動）	67
5.6.6.	外力を入力した場合（重心周りの回転）	68
5.6.7.	ダンパを入れた場合との比較.....	70
5.7.	考察	73
第6章	結論	74
	本論文に関する業績	76
	参考文献	79
	付録	i
A-1.	変位計	i
A-2.	変位増幅器	ii
A-3.	発振器	iii
A-4.	サーボアンプ	iv
A-5.	サーボ弁	v
A-6.	油圧シリンダ	vi
A-7.	油圧源	vii
A-8.	ポテンシオメータ	viii
A-9.	ポテンシオメータアンプ	ix

第1章 序論

1.1. 研究背景

東日本大震災をはじめ，世界各国で大地震が発生し，多くの被害をもたらしている．このような地震の発生時に建物の倒壊を防ぐための技術として，耐震，免震，制振といったものが挙げられる．耐震とは地震による力に対して建物が耐えられるように強度を上げる技術である．免震は地面からの揺れを建物に直接伝えないようにする技術で，地面と建物の間にダンパや転がり支承などを用いる．制振は地震によって建物に伝わった揺れを吸収する技術で，建物上部にダンパを介したカウンターマスを設置するなどして揺れを吸収している．免震と制振はパッシブとアクティブで分けられ，これらのパッシブ免震・制振に対し，地面や建物，カウンターマスなどの間に油圧アクチュエータを用いて免震・制振制御を行うアクティブ免震・制振技術が提案され，実用化されている [1] [2] [3]．

これらの装置は，センサによって検知した地震波や強風による揺れ，何らかの原因により加えられた衝撃などから電子装置でアクチュエータを制御することで，建物が揺れることを抑えている [4]．これらの技術は，演算装置内で制御則を自由に設定できるという利点がある．一方で，建物の寿命が 50 年以上であるのに対し，電気・電子機器およびこれらを制御するソフトウェアは数年単位でモデルチェンジあるいはアップデートが行われているため，そのハードウェアおよびソフトウェアの更新やメンテナンスが大きな課題となっている．また，制御を行うために必要となるセンサ類が検出限界を超えたときや欠陥を含むなどした場合，予期せぬ動作を起こす可能性がある．さらに，震災発生時に断線などにより装置自体が正常に機能しないことも想定される．地震発生時に，免震・制振装置の確実な動作の重要性が改めて認識されており [5] [6]，より単純で簡単な機構で構成され，震災時に確実に動作する信頼性の高いアクティブ免震・制振装置が求められている．

地震による影響は建物の倒壊や建物内部での落下にはとどまらず，多くの建造物に被害が生じる．これらの影響による物的，人的被害を防ぐための日々研究開発が行われている [7]．港での船への荷物の積み下ろしを行う Fig. 1.1 に示すガントリークレーンについては地震などによる倒壊の恐れだけではなく，吊り荷から受ける揺れや衝撃，港という環境下から風による影響などによって常に振動している状況で作業を行っている．このような建造物については，ビルのような動かないことを求められる建築物とは異なり，従来のアクティブ免震・制振装置による制振は難しいと言える．また，港という環境から塩水による塩害も考慮する必要があり，電子機器の使用には適さないと言える．東日本大震災でも仙台港では津波により電源の消失が発生しており，電子制御を用いた装置自体が正常に機能しない可能性もある．

1.2. フルアクティブ免震

ビルと地面との間に積層ゴムを設置することで免震を施したビルが建設されている。免震を施されたビルは積層ゴムの減衰特性により地震の衝撃を軽減することはできるが積層ゴムのばね定数とビルの質量から決定される固有振動数にて共振する。そこで、本研究では電子制御を用いない機械式制御技術を適用することで、従来型の電子装置を用いるアクティブ免震システムに代わり、単純で機械的な機構からなる油圧アクティブ免震システムを提案する。地震動が入力される地面と建物、油圧切り替え弁間を機械的リンクで接続し、電子制御なしに油圧の方向を切り替え、油圧アクチュエータを駆動することにより、確実に安定した免震を可能とするシステムの開発を行った [8] [9]。

1.3. アクティブマスダンパ

これまでセンサを用いたシステムの問題点を解消するためリンクやスプール弁などを有する機械的な要素の組み合わせによる免震制御手法を提案し、シミュレーションと実験による比較と制振性能の評価を行った。動力として油圧を用いるため、地震発生前にアクチュエータへエネルギーを蓄積することで、電源喪失時油圧源が機能しなくなった場合にも動力を供給することが可能となる。また、複数あるパラメータを変更することで制振性能に及ぼす影響とそのパラメータ設定方法について検証を行った。これによって機械的な要素によって構成されるシステムで、必要とする免震性能が得られることを報告した。本研究では、過去の研究で用いた機械システムを応用したアクティブマスダンパ方式を提案する。制御対象の他にマスを用意し、そのマスをリンクとスプール弁を介し制御対象と連結する。このマスを駆動することで制御対象に発生する振動を軽減する。本項では、提案する機構の制振性能をシミュレーションで評価し、実際に装置を製作し実験を行った結果を示した。

1.4. ワイヤークラック制御

貨物の海上輸送は大量の貨物を低コストで運ぶことを可能にしている。国際間の物流という点ではきわめて大きな役割を果たしている。ガントリークレーンの制御は重要なテーマであり、多くの研究がなされてきた。クレーンは風によって大きく揺れるし、地震によっても崩壊の危険がある。日本で発生した東日本大震災のような巨大地震は世界中いたるところで起こり甚大な被害をもたらしている。

過去に発表した論文の中で電子制御を使わない錘を用いたダンパシステムを提案した。それらの論文の中でシミュレーションや実験を通して制振の可能性について明らかにしてきた。本研究では実際のガントリークレーンにその理論を応用する可能性を検討し、シミュレーションによる結果についても報告している。Fig. 1.1 は実際のガントリークレーンの写

真を掲載した．このクレーンを使い水平方向の制振の実験を行った．揺れは栈橋から海に向かってコンテナを動かすことによって発生するという仮定をしている．



Fig. 1.1 Gantry crane

1.5. 本研究の目的

現代のような電子制御機器が開発される以前は蒸気機関を初めとしてリンク機構や振り子，スプール弁などの機械的要素を組み合わせることで制御が行われていた．これらの機械式制御機構は，電子式制御手法と比べ動作の確実性やメンテナンス性において優位であると言える．

本研究ではこれらの技術を応用し，従来型の電子装置を用いるフルアクティブ免震システムに代わり，単純な機械的な機構からなる油圧アクティブ免震システムを提案する．ただし，パラメータの変更やシステム構成の可変については電子式制御と比べ劣っている．これらの欠点を補うため，リンク比などの比較的変更が容易なパラメータを変更した場合の検証を行う．

また，提案機構をその他のアプリケーションにも適用を検討するため，高層ビルを想定したアクティブマスダンパについても実験とシミュレーションによる検証を行うことで提案機構の応用例を示した．続いて，港で用いられているガントリークレーンについても提案機構を適用することについてシミュレーションにて検証を行う事で汎用性を示す．

1.6. 各章の研究概要

本論文では、第 2 章で提案する機構の紹介と従来の電子制御を用いた制御手法との比較について記し、第 3 章では適用例として、フルアクティブ免震のモデル化を行い、フルアクティブ免震機構のシミュレーションと実証実験結果を示すとともに実用化に向けた機構の各パラメータが免震性能へと与える影響を考察する。第 4 章ではアクティブマスダンパのモデル化とシミュレーションと実証実験を記すことで、その有効性を示す。第 5 章では機構の建造物への適用例として制御対象をガントリークレーへと変更し、ワイヤーを用いて制振を行うワイヤーアクティブ制振のモデル化、およびそのモデルを用いてのシミュレーション結果を示すことで提案機構の多様な有用性について示した。第 6 章にて本論文の総括として考察および結論を述べる。

第2章 油圧アクチュエータの機械式駆動機構の提案

2.1. システム概要

Fig. 2.1 に一般的に用いられているセンサ（変位または加速度）とサーボバルブによる制御システムの概念図について図示した．今回はサーボバルブとしてノズルフラップ型を例とし [10]．まず，地面に取り付けたセンサからの入力をサーボバルブにて受け取る．この入力に応じアマチャと言われる部分を磁力で動作させることでフラップを動かしスプールを動かす．スプールが動く事で油の流れが変わり，シリンダに油が供給される．シリンダにより発生する力を地震による入力の逆側に作用するようにすることで，制振が行える．センサとサーボバルブを用いた場合，ゲインの調整などは制御器により任意の値に調整が可能となることが利点として挙げられる．

本研究で提案する機構の概念図を Fig. 2.2 に示す．本機構は，地面と構造物の間に免震ゴムを設置する一般的な免震構造物に加え，構造物に力を付加する油圧アクチュエータ，アクチュエータの制御を行うスプール弁，地面から構造物への相対変位をスプール弁に伝えるリンク機構によって構成される．スプール内部はアクチュエータのシリンダロッドによって3つに分けられ，中央の部屋に高圧の油圧が供給されている．Fig. 2.2 の赤い破線で囲まれたリンク，スプール部が電子制御に代わり油圧アクチュエータへの入力として作動油の方向切換，流量制御をしている．また，地面とシリンダロッドをつないでいるばねとダッシュポットは，アクチュエータの変位量に対して構造物に加わる力を最適にする役割がある．シリンダロッドの左端にばねとダンパを取付けることにより，シリンダ内の急激な圧力変動やシリンダロッドの過度な加速が建造物に衝撃力を与えてしまうことを抑制している．

スプール変位と流量の関係式は Eq. 2.1 の様に示すことができ，各変数の定義は Table 2.1 に示す．

$$a \cdot \dot{x} = q \cdot i - \frac{bv}{2} \dot{p} - r \cdot p \quad \text{Eq. 2.2}$$

Table 2.2 Definition of Variable (proposed mechanism)

Variable	Definition	Variable	Definition
$a[\text{m}^2]$	Area of cross section of cylinder	$b[1/\text{Pa}]$	Oil compressibility
$x[\text{m}]$	Displacement of cylinder	$v[\text{m}^3]$	Hydraulic cylinder content
$q[\text{m}^3/\text{s}]$	Proportional constant	$p[\text{Pa}]$	Differential pressure
$i[\text{m}]$	Relative displacement from body to spool	$r[\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}]$	Deduction coefficient against oil pressure

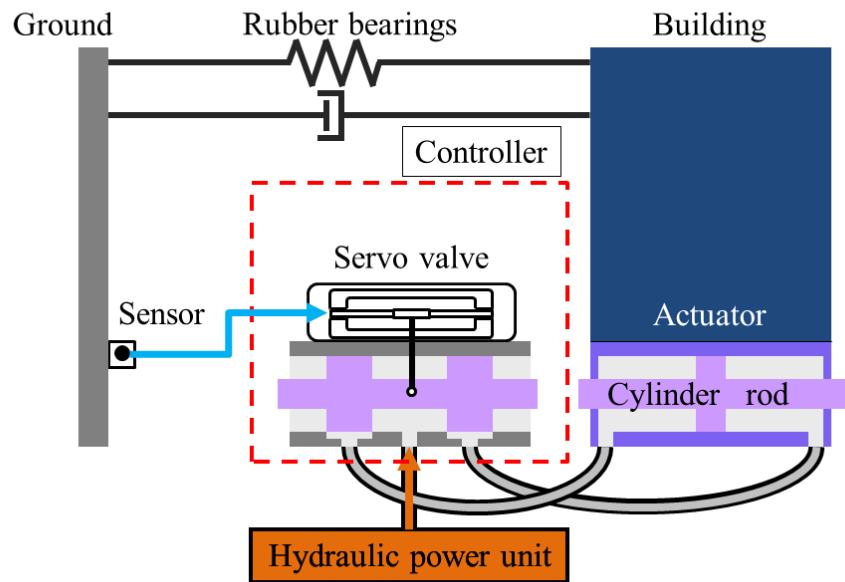


Fig. 2.1 Schema of electronic system

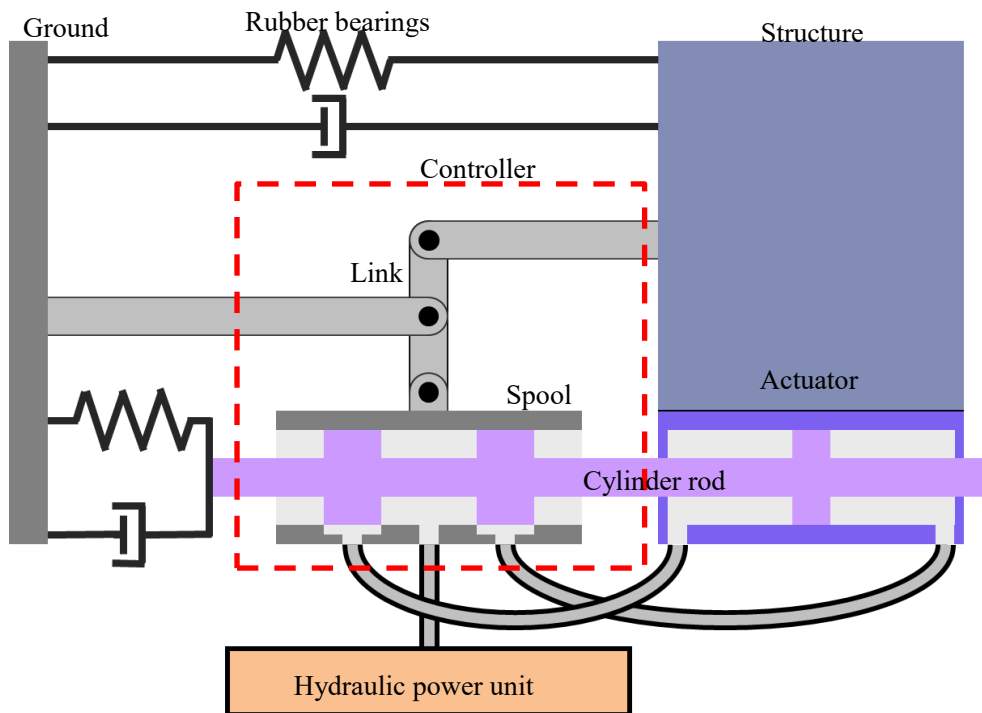


Fig. 2.2 Schema of a proposed mechanism. The links and spool enclosed with redline control the actuator

第3章 フルアクティブ免震のシミュレーションと 実証実験

3.1. フルアクティブ免震機構のモデル化

本節ではフルアクティブ免震システムの各要素のパラメータ設定の条件を Fig. 3.3 に図示する。

Fig. 3.1 に提案機構との比較として電子制御を用いたシステムの例としてサーボバルブを用いた場合の動作原理について示した。

地面が加振され移動すると (Fig. 3.2 の 1. Vibration), リンクによって固定されていたスプールに地面と構造物の相対変位が伝わり, シリンダロッドに先行して変位が与えられる (Fig. 3.2 の 2. Movement). その結果, スプールの弁が開き, 油圧源からアクチュエータへの流路が開くことで (Fig. 3.2 の 3. Flow channel), 加振とは逆向きの力が構造物にかかる. またこのときスプールの開量によって流量が調整されるため, スプールに大きな変位がかかるほど, アクチュエータからより大きな力が構造物 (Fig. 3.2 の 4. Actuator force) に加えられる.

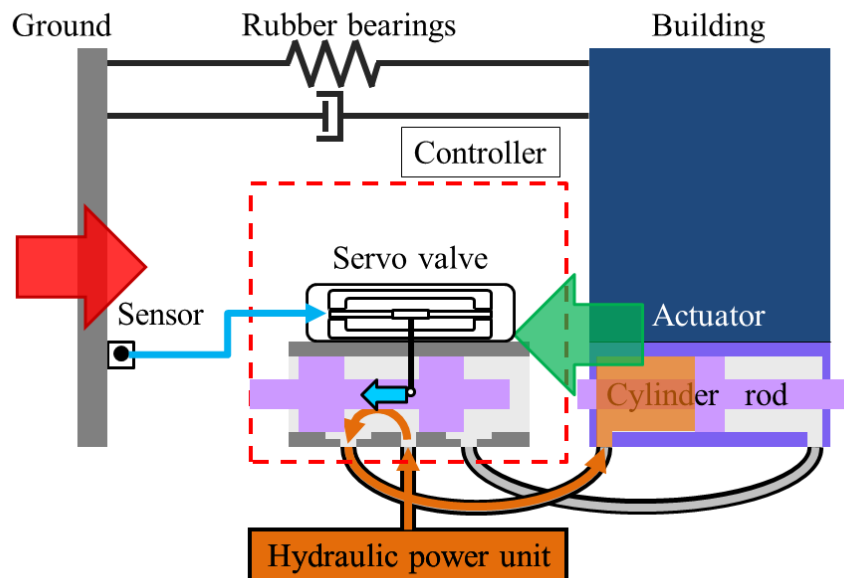


Fig. 3.1 Schema of a electronic system motion

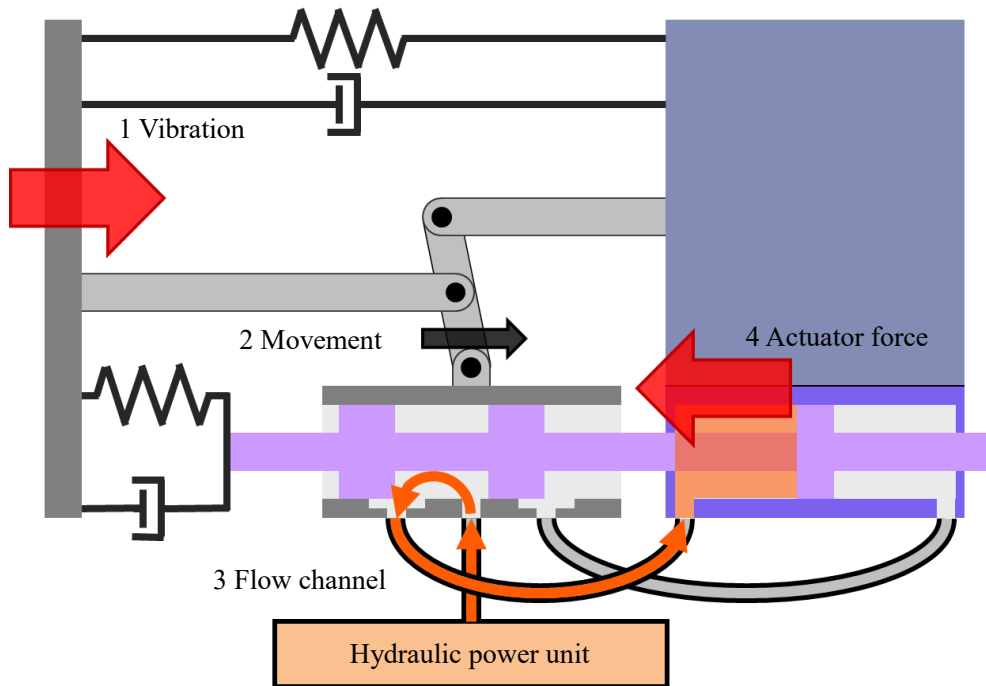


Fig. 3.2 Schema of a proposed mechanism motion. The links and spool enclosed with redline control the actuator

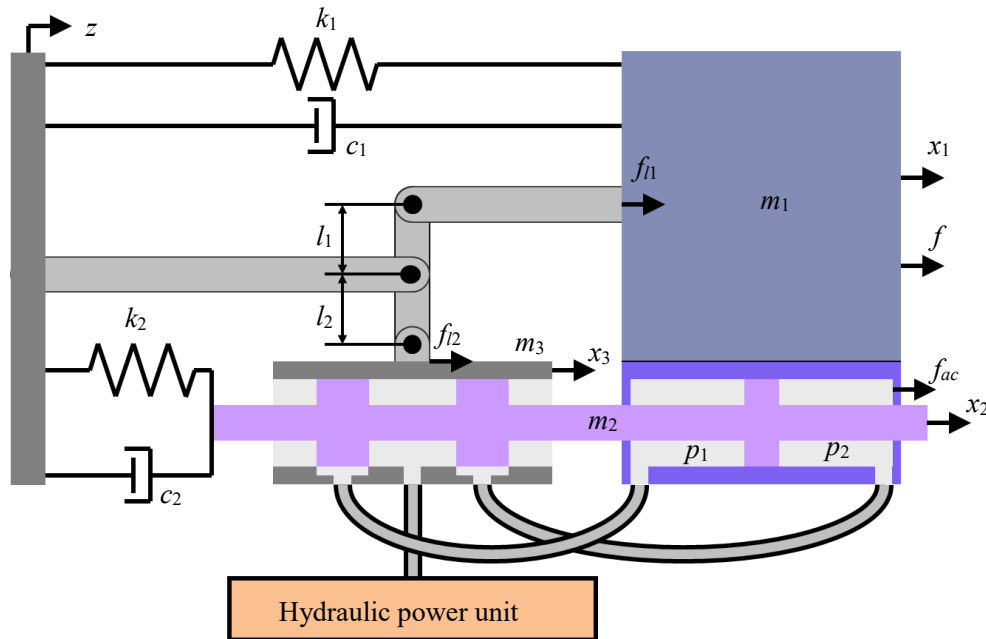


Fig. 3.3 Parameters of the model

構造物，シリンダの受圧面積，スプール特性について運動方程式を立てたものを Eq. 3.1～Eq. 3.3 に示す。このとき，リンクの質量，慣性モーメントは他の要素と比較して小さいため無視している。

パラメータの定義は Table 3.1 に記す。

Table 3.1 Definition of variable (Active seismic isolator)

Variable	Definition	Variable	Definition
$z[\text{m}]$	Displacement of ground	$c_1[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$	Damping coefficient from ground to structure
$x_1[\text{m}]$	Relative displacement from structure m_1 to ground z	$c_2[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$	Damping coefficient from ground to cylinder rod
$x_2[\text{m}]$	Relative displacement from cylinder rod m_2 to ground z	$a[\text{m}^2]$	Area of cross section of cylinder
$m_1[\text{kg}]$	Mass of structure	$f[\text{N}]$	External force to structure m_1
$m_2[\text{kg}]$	Mass of cylinder and spool rod	$f_{l1}[\text{N}]$	Force to structure m_1 by link
$m_3[\text{kg}]$	Mass of spool body	$f_{l2}[\text{N}]$	Force to spool body m_3 by link
$k_1[\text{N}/\text{m}]$	Displacement of ground		
$k_2[\text{N}/\text{m}]$	Mass of cylinder and spool rod		

$$m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{z}) = -k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + f + f_{l1} + ap \quad \text{Eq. 3.1}$$

$$m_2(\ddot{x}_2 + \ddot{z}) = -k_2x_2 - c_2\dot{x}_2 - ap \quad \text{Eq. 3.2}$$

$$m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{z}) = f_{l2} \quad \text{Eq. 3.3}$$

ここで、 p は油圧アクチュエータ内の左右の部屋の圧力差 $p = p_2 - p_1[\text{Pa}]$ を示す。スプールから油圧アクチュエータまで差圧については Fig. 3.4 に示す。

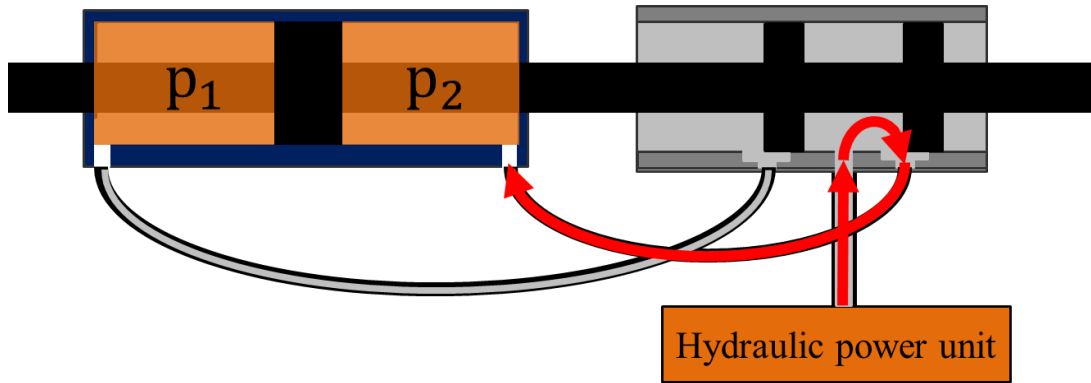


Fig. 3.4 Mechanism of spool pressure difference

また、リンクの慣性モーメントは 0 としているため、 $h = l_2/l_1$ とすると、以下の Eq. 3.4 を得る。

$$f_{l1} = hf_{l2} \quad \text{Eq. 3.4}$$

Eq. 3.4 の関係を用いて、Eq. 3.1 に Eq. 3.3 を代入すると、以下の Eq. 3.5 を得る。

$$m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{z}) = -k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + f + hm_3(\ddot{x}_3 + \ddot{z}) + ap \quad \text{Eq. 3.5}$$

また、リンクによる拘束の関係から、Eq. 3.5 に $x_3 = -hx_1$ を代入すると以下の Eq. 3.6 を得る。

$$\dot{x}_1(m_1 + h^2m_3) + \ddot{z}(m_1 - hm_3) = -k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + f + ap \quad \text{Eq. 3.6}$$

スプール弁から流出する油の体積流量は弁の開量に比例し、その比例定数を $q[\text{m}^3/\text{s}]$ とすると、スプール弁から入出する油、油圧アクチュエータに流入する油には以下の Eq. 3.7 の関係が成り立つ。

$$q(hx_1 + x_2) = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad \text{Eq. 3.7}$$

ここで、油の体積弾性率を $b[\text{Pa}^{-1}]$ 、油圧シリンダ体積を $V[\text{m}^3]$ とおき、油圧アクチュエータ内の圧力が変化することにより油が圧縮された事を考慮すると、以下の Eq. 3.8 を得る。

$$q(hx_1 + x_2) - \frac{bV}{2}\dot{p} = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad \text{Eq. 3.8}$$

さらに、油の流入先の圧力が高い場合、流入量が減少する。スプールの差圧力による流量低下係数を $r[\text{m}^3/\text{Pa} \cdot \text{s}]$ とすると Eq. 3.8 は以下のようになる。

$$q(hx_1 + x_2) - \frac{bV}{2}\dot{p} = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + rp \quad \text{Eq. 3.9}$$

Eq. 3.2, Eq. 3.6, Eq. 3.9 から $x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, p$ を状態量、 \ddot{z}, f を入力として提案するシステム全体の状態方程式を立てたものを Eq. 3.10 に示す。

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \ddot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_2 \\ \dot{p} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ k_1 & c_1 & 0 & 0 & a \\ -\frac{1}{m_1 + h^2m_3} & -\frac{c_1}{m_1 + h^2m_3} & 0 & 0 & \frac{a}{m_1 + h^2m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & -\frac{a}{m_2} \\ \frac{2hq}{bV} & -\frac{2a}{bV} & \frac{2q}{bV} & \frac{2a}{bV} & -\frac{2r}{bV} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \dot{x}_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_2 \\ p \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{m_1 - hm_3}{m_1 + h^2m_3} & \frac{1}{m_1 + h^2m_3} \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ f \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad \text{Eq. 3.10}$$

また、構造物の絶対加速度 $\ddot{x}_1 + \ddot{z}$ を出力とすると、出力方程式は Eq. 3.11 のように与えられる。

$$\ddot{x}_1 + \ddot{z} = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{m_1 + h^2 m_3} & -\frac{c_1}{m_1 + h^2 m_3} & 0 & 0 & \frac{a}{m_1 + h^2 m_3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \dot{x}_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_2 \\ p \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{m_1 - h m_3}{m_1 + h^2 m_3} + 1 & \frac{1}{m_1 + h^2 m_3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ f \end{Bmatrix} \quad \text{Eq. 3.11}$$

3.2. シミュレーション条件

3.1 節 Eq. 3.10, Eq. 3.11 で示したモデルを用いて、構造物の絶対加速度を出力として、地面加速度から構造物加速度までの伝達特性（周波数応答特性）のシミュレーションを行った。また、比較対象として制御機構部を取り外し、剛性、減衰のみで接続されたパッシブ免震構造を想定した場合のモデルを導き、同様のシミュレーションを行った。Table 3.2 にシミュレーションで用いた値を示す。これらの値は実験装置を参考に決定した。

Table 3.2 Value of parameter simulation (Active seismic isolation)

Parameters	Value	Parameters	Value
m_1	260 kg	h	2
m_2	3 kg	a	$4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
m_3	7 kg	b	$7.14 \times 10^{-10} \text{ 1/Pa}$
k_1	$4.1058 \times 10^4 \text{ N/m}$	V	$3.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
k_2	$3.0170 \times 10^4 \text{ N/m}$	q	$1.288 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}$
c_1	$5.98 \times 10^2 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	r	$1.083 \times 10^{-9} \text{ m}^3/(\text{Pa}\cdot\text{s})$
c_2	$1.00 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{s/m}$		

パッシブ免震を想定したモデルの剛性と減衰は、Fig. 3.3 で示した機構の地面、構造物間の剛性 k_1 と減衰 c_1 を使用し、構造物質量も同様に m_1 を使用した。Fig. 3.5 に周波数応答特性の比較を行ったシミュレーション結果を示す。Fig. 3.5 から、提案する機構によりパッシブ免震に対して共振ピークの抑制が可能であることを確認した。この結果から既にあるパッシブ免震の建築物にこの機構を用いることで更にピークを下げる事が期待できる。

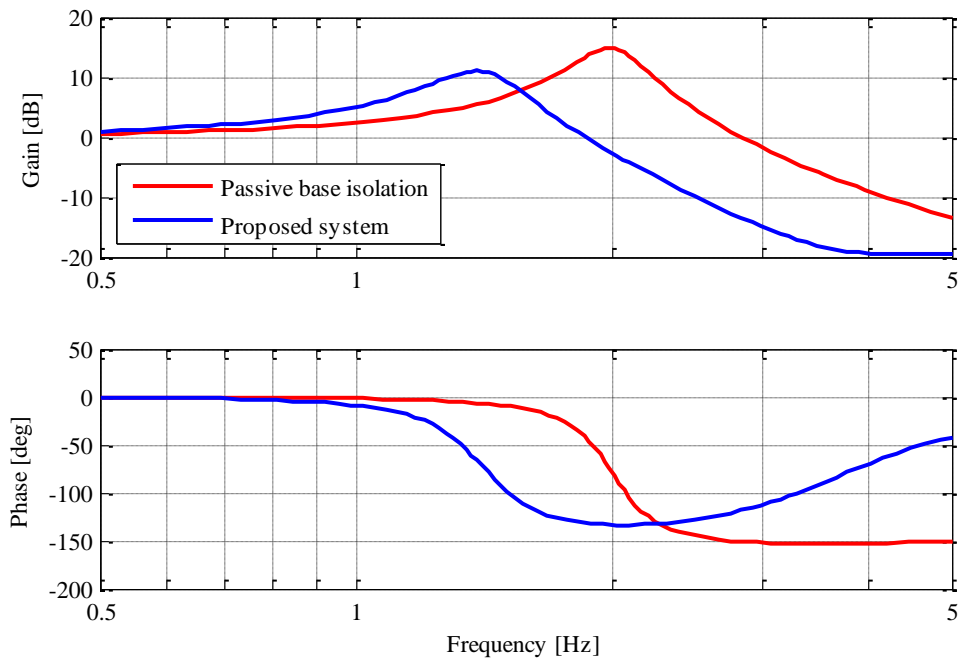


Fig. 3.5 Simulation results. This graph shows frequency response of acceleration from the ground to the structure. The red line indicates the passive base isolation and the blue line indicates the proposed system.

3.3. 実証実験装置

提案する機構の実験装置によって、実際に機構が機能することを確認する。Fig. 3.6 に製作した実験装置を示す。青の破線部が構造物モデル、黄の破線が地面に相当する台車、赤い破線が制御機構であるスプール弁とリンク機構となる。構造物モデルには油圧アクチュエータが取り付けられており、そのロッドはスプールの軸と直接つながっている。各要素はレール上に配置され、油圧加振装置によって地面に相当する台車を変位制御で変位振幅を一定に保ちながら周波数掃引して加振する。制御機構部のスプールには、油圧源であるオイルポンプから、一定圧力の油が供給されている。当初、リンク機構の回転部、スプールの摺動摩擦の影響で動作に再現性がなくなり、十分な免震効果が得られなかった。この問題を解決するために、リンクのヒンジ部に小型ラジアルボールベアリングを組入れ、スプールの両側軸受部には、軸芯を合わせてドライブッシュを組込み、スプール軸とケース間の芯を厳密に合わせた。スプールにはパッキンの摩擦を避けるためにパッキンは全く使用していない。スプールの油圧回路方向切り替え性能は、スプール幅を少しオーバーラップするように作り、油圧回路の切り替え性能の向上を図った。また、台車、構造物モデル、シリンダロッド、スプールケースの変位、加速度を計測した。

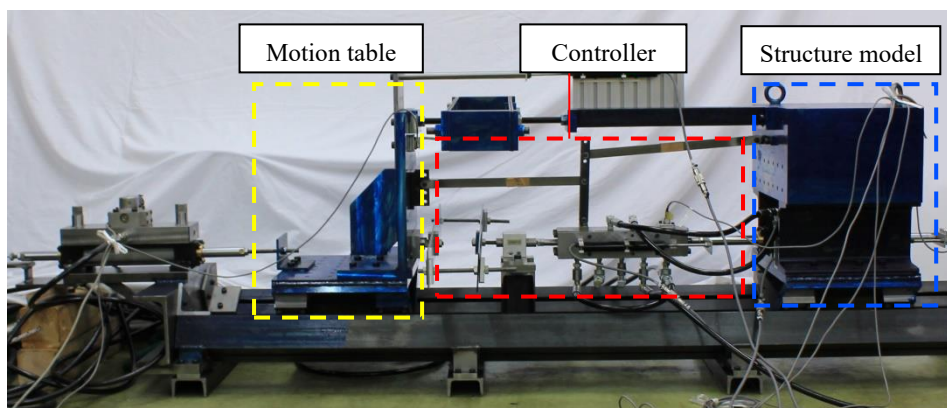


Fig. 3.6 Experimental apparatus. A part enclosed with blue line is the structure model, a part enclosed with yellow line is the motion table, and a part enclosed with red line is the controller composed by the spool and links. The structure model has an oil hydraulic cylinder as an actuator, whose cylinder rod is connected to the spool.

3.4. 実証実験結果

本項では、実証実験と同様の入力を得られたモデルへ入力することでその結果の比較検討を行った。

3.4.1. ステップ応答実験

はじめに、Fig. 3.6 で示した実験装置に地面変位として 9 mm のステップ変位を与える実験を行った、制御機構部をつけた場合と外した場合において、構造物モデルの加速度を比較した結果を Fig. 3.7 に示す。実験結果より本機構により構造物に大きな減衰を与えられていることがわかる。

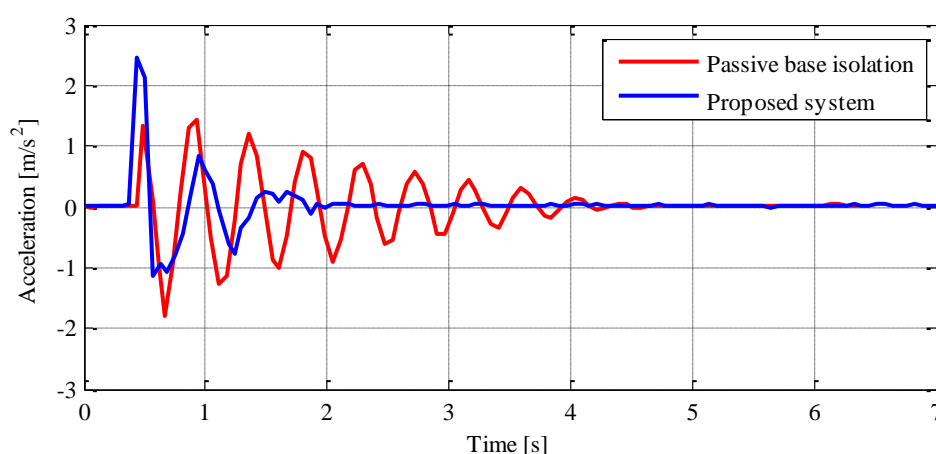


Fig. 3.7 Step responses in experiments. Red line shows acceleration of the structure model when step displacement is added to passive base isolation, and the blue line shows that when step displacement is added to the proposed system.

3.4.2. 周波数掃引実験結果

次に、振幅 4.5 mm で一定、0~60 sec で 0.5 Hz から 5 Hz に変化し、60~120 s で 0.5 Hz へと変化するスイープサイン波を入力する加振実験を行った。3.5.1 項にて検証を行うリンク比 h は 2.0 で一定とした。また、比較対象として、制御機構部を取り外し、パッシブ免震系とした場合の装置でも同様の実験条件での加振実験を行った。スイープサイン波の生成にはファンクションジェネレータを、加振には油圧加振機をそれぞれ用いた。また油圧加振機での油圧供給はスプールへのものと共通のオイルポンプを使用し、油圧加振機には 20 MPa、スプールには 4 MPa の一定圧力を供給した。変位センサによってテーブル、構造物モデルの絶対変位を求め、周波数応答特性は、テーブル変位を入力、構造物モデルの絶対変位を出力として求めた。実験の結果得られた各時刻歴応答を Fig. 3.8 に示し、前半 60 s 間の結果を Fig. 3.9 に示す。テーブル変位は緑、制御機構部ありの建物モデル変位は青、パッシブ免震の建物モデル変位を赤で示した。Fig. 3.9 より、制御がある場合は、制御のない場合と比べ振幅のピークが小さくなっていることが分かる。また、ピークを超えた高い周波数においても振幅が小さくなっている。

Fig. 3.9 の結果より、制御あり、制御なしのそれぞれをテーブル変位から建物モデルの変位までの周波数応答特性を Fig. 3.10 に示す。制御ありのフルアクティブ免震は青、制御なしのパッシブ免震は赤で示した。Fig. 3.10 より、Fig. 3.5 のシミュレーションと同等の実験結果が得られていることから、提案する機構が実際の装置で再現できることが確認された。

Fig. 3.10 より、シミュレーション同様に、パッシブ免震に比べ、制御機構部を取り付けフルアクティブ免震を実装した結果は共振のピークが抑えられ、また固有振動数も小さくなっていることが分かった。このことから、提案する機構の特性を実際の装置においても再現可能であることが確認された。

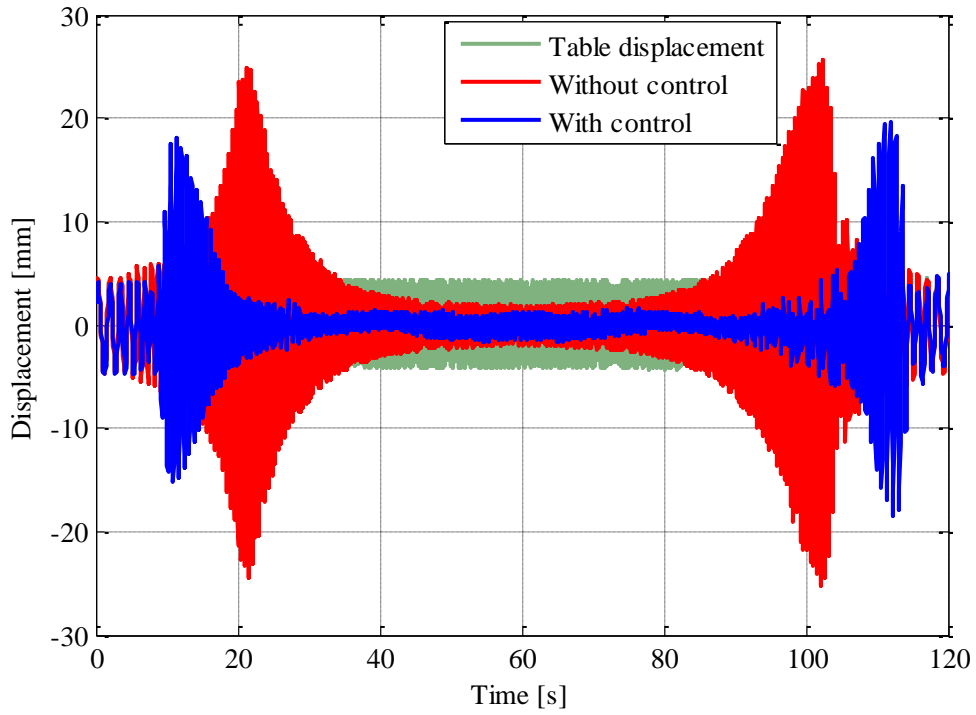


Fig. 3.8 Time response in experiments (120 s). Green line shows sweep sine wave of the ground. Red line shows absolute displacement of the structure model when the sweep sine wave is input to the passive base isolation system, and blue line shows absolute displacement when sweep sine wave is input to the proposed system.

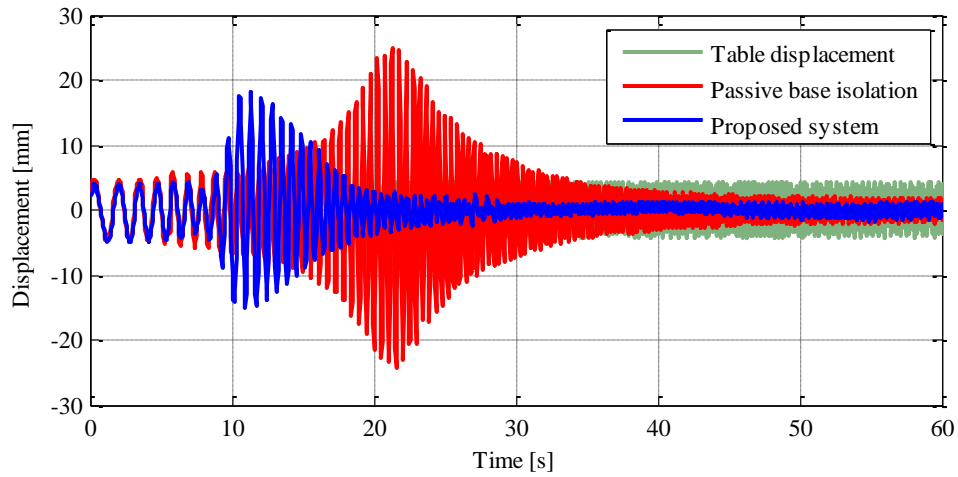


Fig. 3.9 Time response in experiments (60 s)

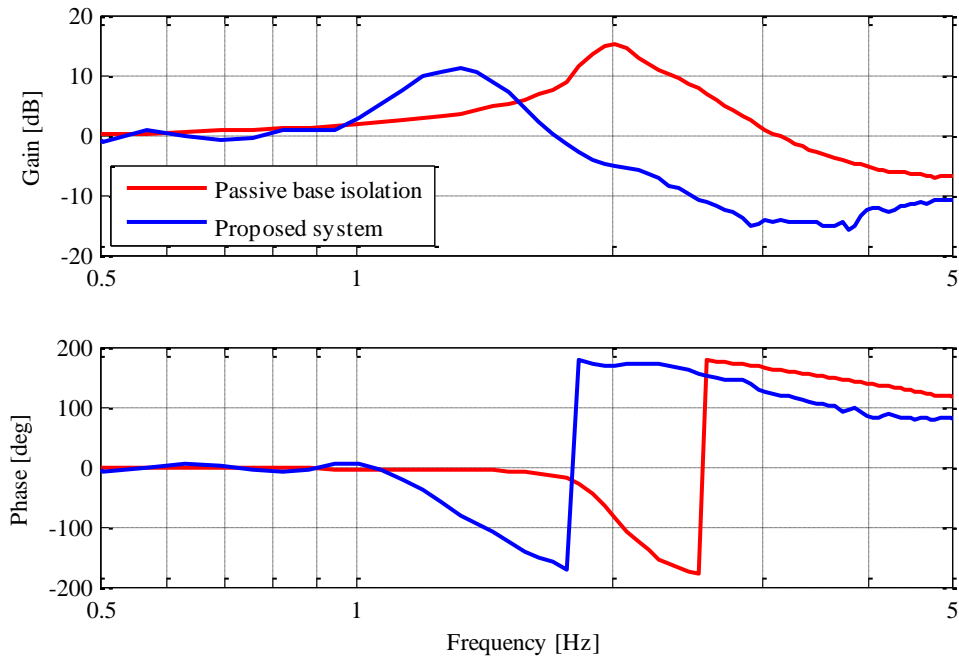


Fig. 3.10 Frequency response with/without control in experiments. This graph shows frequency response of absolute displacement from the ground to the structure. Red line shows the passive base isolation case, and blue line shows the proposed system case.

3.5. 各種パラメータの免震性能への影響

Eq. 3.11 に使われるパラメータのうち、制御対象に関するパラメータの、建物質質量 m_1 、免震ゴムのばね定数 k_1 、減衰定数 c_1 は変更不可とする。また、使用される作動油も種類が限られるものであるため、その圧縮率 b も変更不可とする。残りのパラメータのうち、リンクの長さ比 h とスプール質量 m_3 を変化させた場合の特性変化は先行研究と実験によって確認した。また、圧力に対する流量の減少量 r については、スプールの開量に対する流量の比例定数 q によって変化するので q とまとめて扱う。よって、変更できるパラメータは、シリンダロッドの質量 m_2 、シリンダロッドに取り付けられた免震ゴムのばね定数 k_2 、減衰定数 c_2 、アクチュエータ断面積 a 、シリンダ体積 V 、スプール開量に対する流量の比例定数 q となる。

3.5.1. リンクの長さ比による影響

本節では、装置のパラメータを変化させ、モデルの特性への影響を調べる。実際の装置での変更が容易であり、任意のパラメータを再現しやすいものとして、リンク機構部の腕の長さの比 $h = l_2/l_1$ に注目した。 h は構造物モデルの位置をスプールに伝える際の、それぞれの変位量の比率を決定している。

リンクの長さ比 h が大きくなると、構造物モデルの変位に対するスプールの変位量が大きくなるため、機構の応答性がよくなると考えられる。リンクの長さ比 h を変化させた際の伝達特性の変化を比較したシミュレーション結果を Fig. 3.11 に示す。

Fig. 3.11 から、リンク比を大きくすることで、減衰比が大きくなり、固有振動数が小さくなることが分かる。高周波帯になるとゲインの減少がとまり若干の上昇が見られるが、これについては 3.5.3 項にて詳述する。

リンクの長さ比 h を 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 と変更して、3.4.2 項と同様の条件で実験を行った。リンクの長さ比 h を変えた場合と制御のない場合について、実験結果の周波数応答特性を Fig. 3.12 に示す。Fig. 3.11, Fig. 3.12 では、青から赤になるにつれてリンク比が大きくなっていく、比較としてパッシブ免震を黒い線で示す。リンクの長さ比 h を大きくしていくことで、シミュレーションと同様に減衰比が大きくなり、固有振動数が小さくなっていることが確認できた。このとき、高周波帯においてのゲインの上昇がシミュレーションよりも低い周波数で起きてしまっている。これは、制御なしでも同じようにゲインが上昇してしまっていることから、制御機構部ではなく、パッシブ免震部の摩擦や加振機のパワー不足で高い周波数を加振しきれていない可能性が考えられる。このことから、リンクの長さ比 h を変更することで、ピークを下げられるだけでなく、特定の周波数からの共振を避けることが可能であると考えられる。

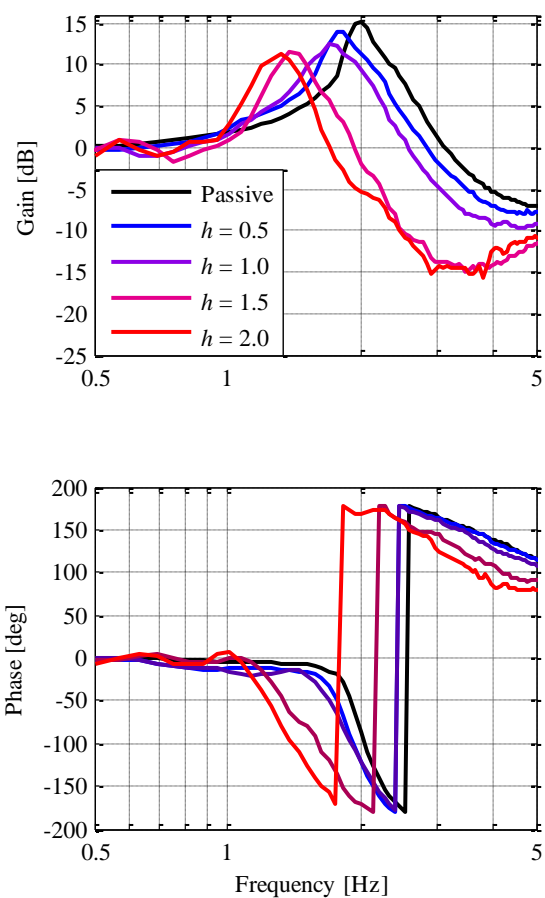
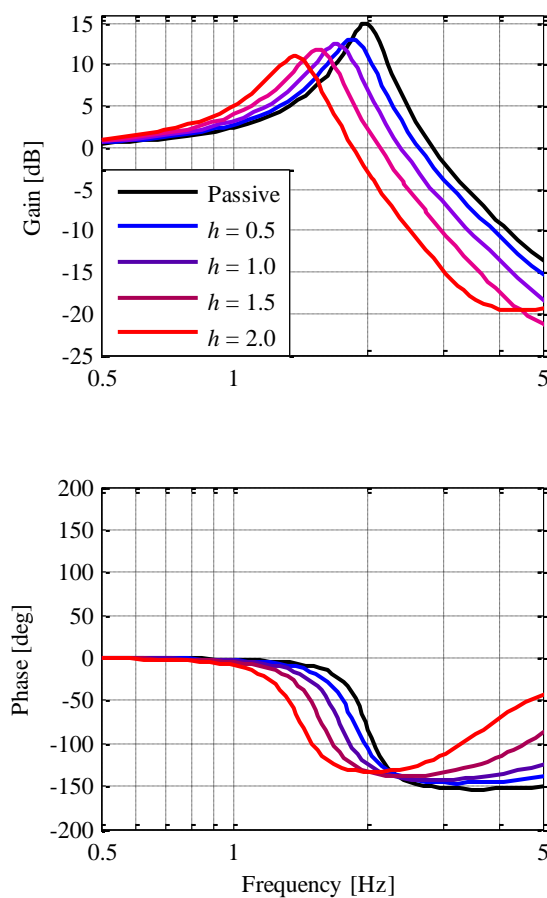


Fig. 3.11 Frequency response(Simulation) Fig. 3.12 Frequency response(Experiment)
 Black line shows the frequency response of the passive base isolation system, and the other lines whose color change from blue to red show those of the proposed system with link ratio $h = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$. Fig. 3.11 and Fig. 3.12 show simulation and experimental results respectively

3.5.2. 質量による影響

実用化を目指すにあたり，建物モデルを大きくした場合に機構が機能するかの確認を行った．3.3 節にて説明した実験装置の建物モデルに錘を載せ，制御対象を 356 kg，706 kg と変えて加振実験を行った．その結果を，356 kg を Fig. 3.13 に，706 kg を Fig. 3.14 に示す．ここでは，リンクの長さ比 h は 2.0 とした．

Fig. 3.13, Fig. 3.14 から，建物モデルの振幅が抑えられていることが分かるが，Fig. 3.8 に示した 260 kg のものとは異なる特性となってしまうことが分かる．そこで， m_1 を 356 kg，706 kg としたものにおけるシミュレーション結果を Fig. 3.15 に示す．

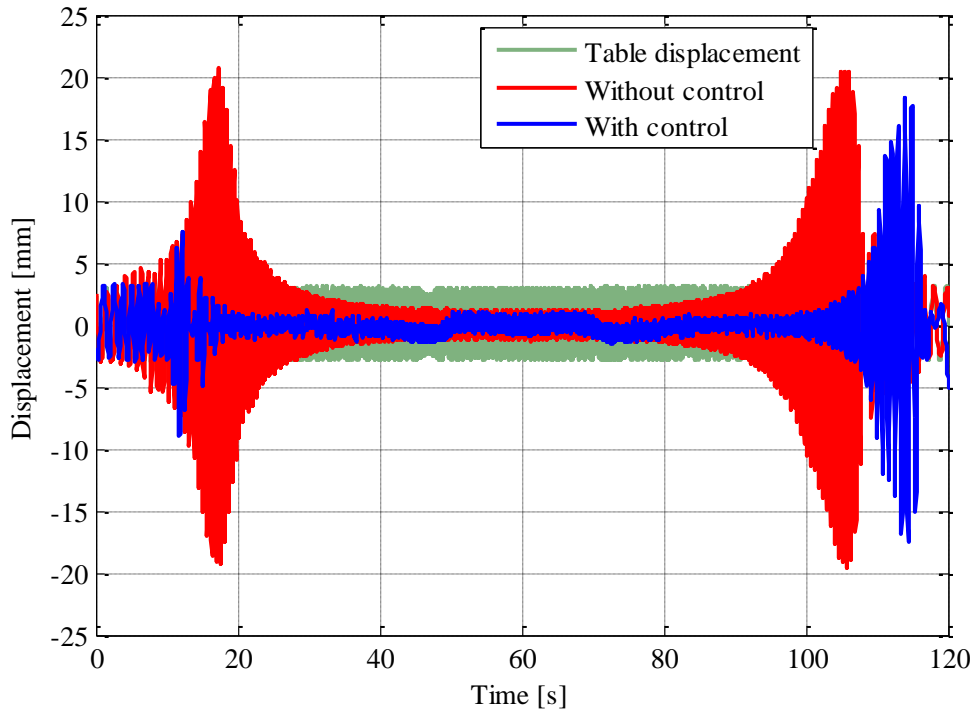


Fig. 3.13 Time response in experiments ($m_1=356$ kg)

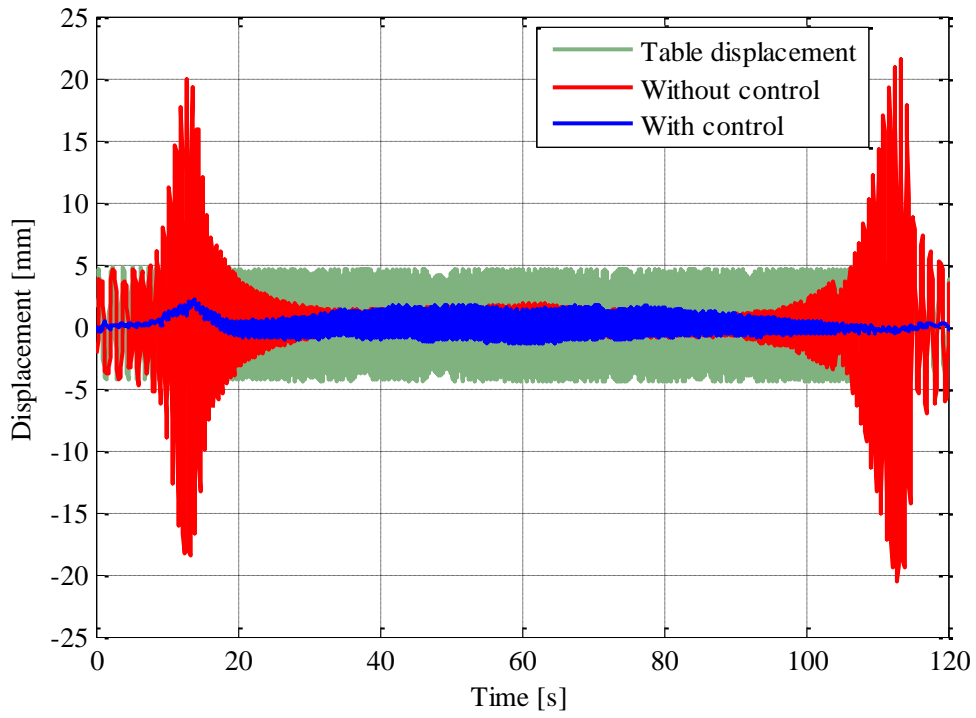


Fig. 3.14 Time response in experiments ($m_1=706$ kg)

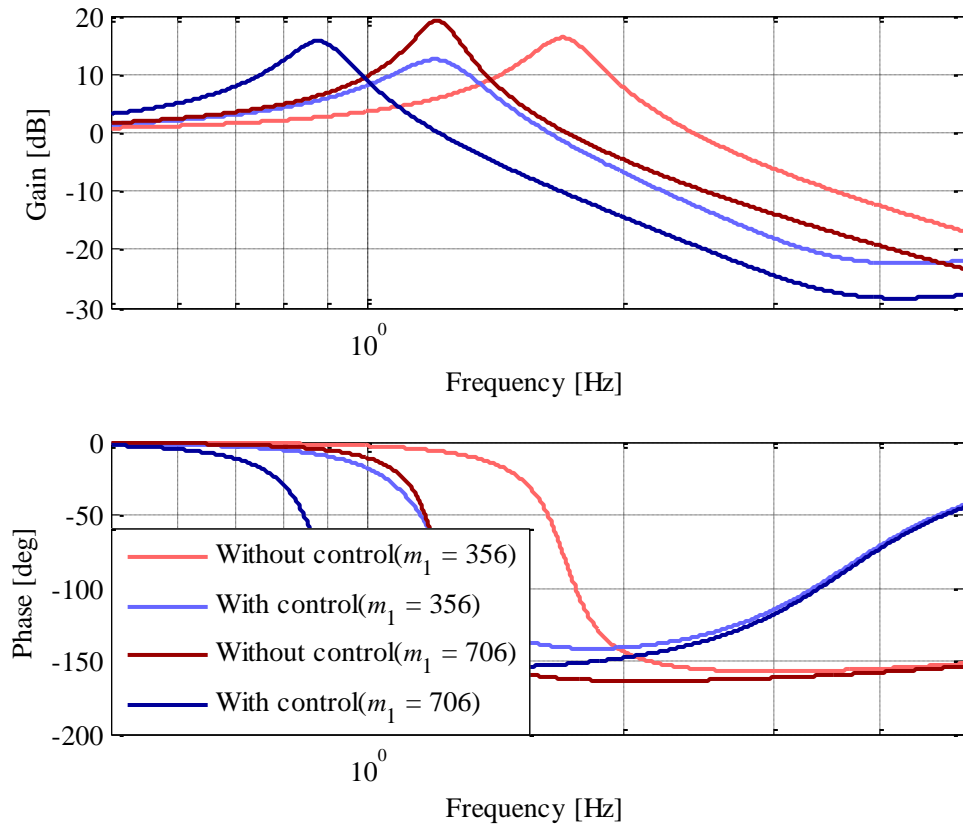


Fig. 3.15 Compare the bode plots ($m_1=356, 706$ kg)

Fig. 3.15 より，Fig. 3.13，Fig. 3.14 の実験結果がシミュレーションとは異なる結果となっていましたことが確認された．

Fig. 3.13 では周波数が大きくなるとき，つまり加速度が大きくなる時に共振が小さくなっていることから，摩擦によるテーブルとの固着状態があったと考えられる．Fig. 3.14 では周波数の小さいところでは振動が小さく，周波数の大きいところでは振動が大きくなっていることから，建物モデルのレールとの摩擦が影響していると考えられる．

これらのことから，建物モデルを大きくして実験するには摩擦を減らす必要があることが分かった．実際の建物において建物は免震ゴムで支えられているので，レールのような摩擦は生まれない．実験装置においても実際の建物同様，免震ゴムで支えるようにすることで，摩擦による影響を除くことができると考えられる．

3.5.3. スプールおよびアクチュエータによる影響

この系において、4 Hz 以上の高周波帯でのゲインの上昇には、スプール部の質量 m_3 が大きく関与している。Eq. 3.11 に示す出力方程式の $\{\ddot{z} \quad f\}^T$ にかかる係数行列（以下 \mathbf{D} 行列と呼ぶ）に注目する。 \mathbf{D} 行列の中で、1 行 1 列の地面加速度 \ddot{z} にかかる係数を \mathbf{D}_z と置いたものを Eq. 3.12 に示す。

$$\mathbf{D}_z = -\frac{m_1 - hm_3}{m_1 + h^2m_3} + 1 \quad \text{Eq. 3.12}$$

一般に \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} 行列で構成される状態方程式において、 \mathbf{D} 行列は、入力直接出力に現れる影響を示す行列（直達行列）であり、 \mathbf{D} の要素が非ゼロの場合、対応する入出力間の伝達関数の分母と分子の次数が等しくなり、高周波における最終的なゲインの傾きが一定 (0 dB/dec) となる。一方、 \mathbf{D} の要素が 0 の場合、対応する入出力間の伝達関数の分子の次数が分母の次数より小さくなり（厳密にプロパー）、周波数が高くなるほどゲインが小さくなることが知られている。Eq. 3.12 より、 $m_3 \neq 0$ のとき $\mathbf{D}_z \neq 0$ となり、上述の性質から、地面入力加速度 \ddot{z} から構造物の絶対加速度 $\ddot{x}_1 + \ddot{z}$ までの振動伝達率は高周波で一定となりそれ以上の免震効果は期待できない。しかし、同式において、 m_3 を小さくしていくと、 \mathbf{D}_z は徐々に小さくなっていき、 $m_3 = 0$ において $\mathbf{D}_z = 0$ （厳密にプロパー）となる。このことから、 m_3 を小さくすることにより高周波数領域でも良好な免震性能が得られることが期待できる。Fig. 3.16 に、スプール質量 m_3 を変化させたときの地面入力加速度 \ddot{z} から構造物の絶対加速度 $\ddot{x}_1 + \ddot{z}$ までの周波数応答特性のシミュレーション結果を示す。上述の予測通り、 m_3 が小さい程、 $m_3 = 0$ の黒の破線に近づき、高い周波数領域で良好な免震性能が得られていることがわかる。本研究で用いた実験装置は、設置場所やコストの制約から、構造物に相当する質量 m_1 を十分大きくとることができなかったため、相対的にスプール質量 m_3 が大きくなり、高周波での免震性能の低下を招いている。しかし、実構造物への適用を考えた場合、 m_1 は m_3 に対して十分大きいと、このような高周波での免震性能の低下を回避することができる。

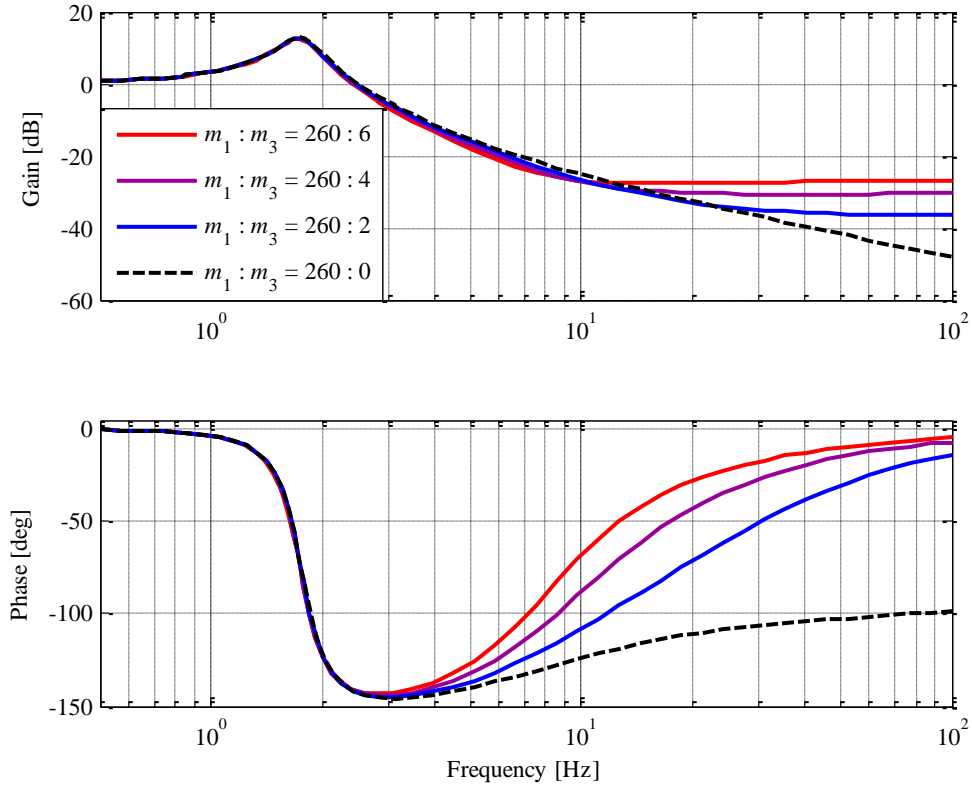


Fig. 3.16 Effectiveness of the mass m_3 . Lines whose color change from red to blue show the frequency response of the proposed system with mass of spool $m_3 = 6$ kg, 4 kg, 2 kg, and black line shows frequency response in case of $m_3 = 0$.

次にアクチュエータの出力に関わる，受圧面積 a ，スプールの開量に対する油の流量の比例定数 q に注目した．アクチュエータ断面積 a が大きくなることでアクチュエータ内の差圧 p による建物モデルへ加えられる力が大きくなり，より大きな抑制が得られると考えられる．また，スプールの開量に対する流量の比例定数 q が大きくなることでアクチュエータ内の差圧 p の変化が大きくなると考えられる．まず，受圧面積 a を変化させたときのシミュレーション結果を Fig. 3.17 に示す．Fig. 3.17 より，受圧面積 a を調整することで減衰比を大きくすることができることが確認された．

また，Fig. 3.18 に比例定数 q を変化させたときのシミュレーション結果を示す．Fig. 3.18 より，比例定数 q も受圧面積 a 同様，調整することで減衰比を大きくすることができることが分かる．アクチュエータ断面積 a を現在の装置の値から 1 倍，2 倍，3 倍と変化させたときのシミュレーション結果を Fig. 3.17 に示す．リンク比 h は 2.0 とした．

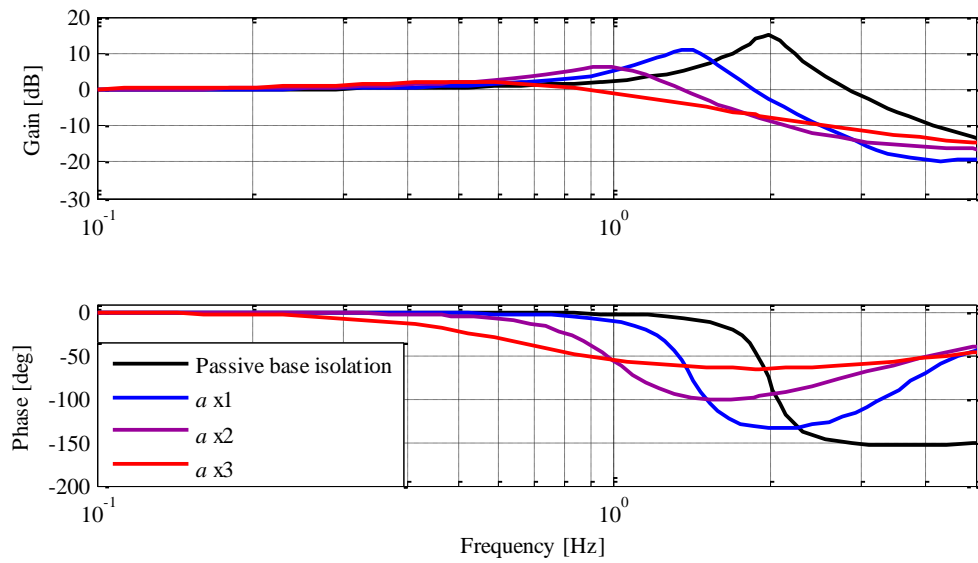


Fig. 3.17 Effectiveness of parameter a . Black line shows frequency response of the passive base isolation system, and the lines whose color change from blue to red show those of the proposed system with area of cross section of actuator a increased by one, two, and three times.

Fig. 3.17 より、アクチュエータ断面積 a を大きくすることでゲインのピークと固有振動数が小さくなるが、高い周波数においてはゲインが高くなることが確認された。このことから、より大きな油圧シリンダを用いることで共振ピークを抑制できるが、大きくしすぎると高周波帯での免震性能が悪化すると考えられる。

次に、スプールの開量に対する流量の比例定数 q を現在の装置の値から 0.01 倍, 0.05 倍, 0.1 倍, 0.2 倍, 1 倍と変化させたときのシミュレーション結果を Fig. 3.18 に示す。

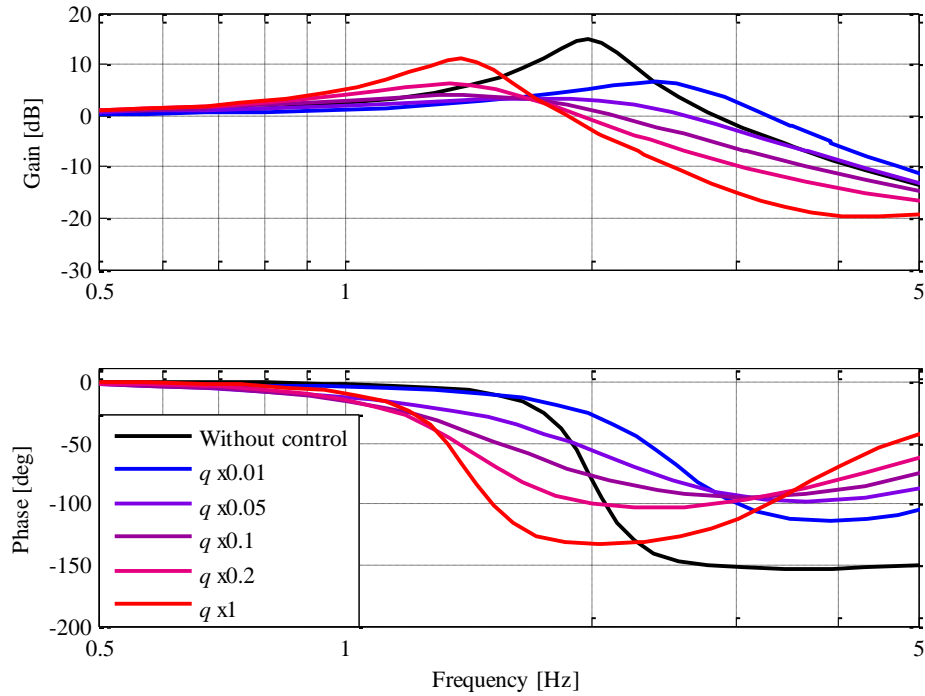


Fig. 3.18 Effectiveness of parameter q . Black line shows frequency response of the passive base isolation system, and lines whose color change from blue to red are those of the proposed system with coefficient q decreased by 1, 0.2, 0.1, 0.05, and 0.01 times.

Fig. 3.18 より，比例定数 q を調整することでゲインのピークを変化させられ，そのピーク変化は単調関数ではないことが分かった．このことから，比例定数 q にはゲインピークが最低となる最適値が存在することが確認された．また，ゲインピークの周波数にも変化が見られるため，共振周波数の調整も行えると考えられる．流量を調整することで差圧 p とバネマスダンパ系の位相特性の変化の特性が近づいたからだと考えられる．

シリンダ受圧面積 a とスプールの開量に対する油の流量の比例定数 q による影響の関係を調べるために， a と q の双方を変化させたときの共振ピークの変化をプロットし，バネマスダンパ系の位相特性と差圧 p の位相特性を比較したものを Fig. 3.19 に示す．Fig. 3.19 より，シリンダ受圧面積 a ，比例定数 q を調整することで，ゲインを最小にできることを確認した．Fig. 3.19 の曲線を用いることで，本機構のスプール，アクチュエータの選定が容易になる． a_0 ， q_0 は，Fig. 3.5 で用いた実験装置のパラメータを示す．

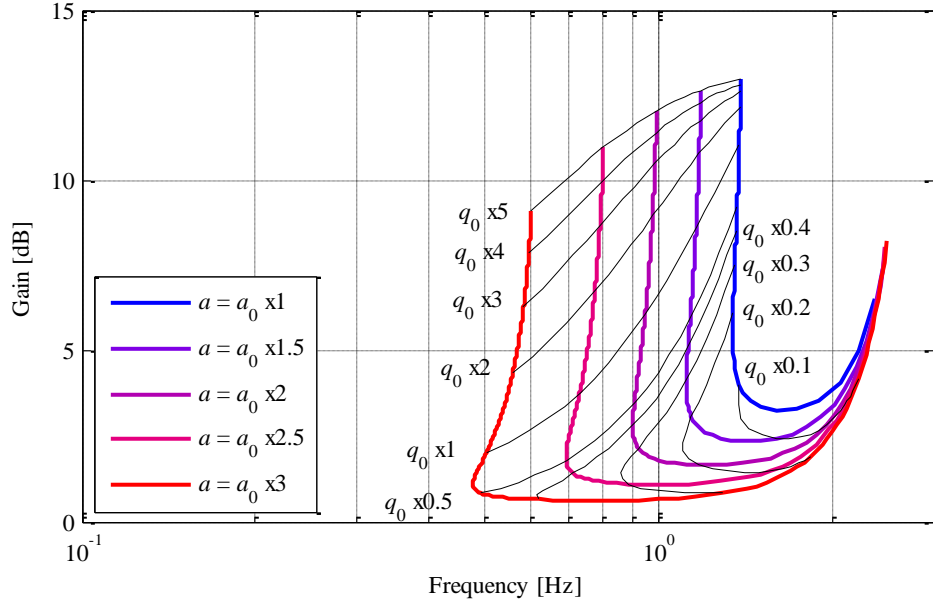


Fig. 3.19 Effectiveness of a and q . Lines whose color change from blue to red show resonance peak position by changing parameters q and a of the proposed system. In this figure, $a_0 = 4.1 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$, $q_0 = 1.288 \times 10^{-2} [\text{m}^2/\text{s}]$.

Fig. 3.19 より，アクチュエータ断面積 a ，比例定数 q を大きくしながら最適な値に調整していくことで，免震性能が向上させられることが確認された．Fig. 3.19 の曲線を用いることで，本機構のスプール，アクチュエータを選定することができると考えられる．

ゲインのピークを下げるだけであればパッシブ免震においてダンパの減衰定数を大きくするだけで可能であるため，本機構とパッシブ免震においてゲインピークを合わせた場合について比較する．Fig. 3.20 は，Fig. 3.19 に基づきパラメータを調整 ($a = a_0 \times 3$, $q = q_0/3$) し，スプール質量 m_3 を 0 としたときのボード線図（青の破線）を，パッシブ免震のみでダンパの減衰定数を大きくした場合（赤線）と比較したものである．Fig. 3.20 より，提案する機構はパッシブ免震において減衰定数を大きくした場合より，共振ピークが下がることによる高周波のゲイン増加が小さいことが確認された．

Fig. 3.20 より，提案する機構の免震性能は最適設計を行うことによって，純粋に減衰を大きくしただけのパッシブ免震と比較しても優位性を維持できることが確認された．

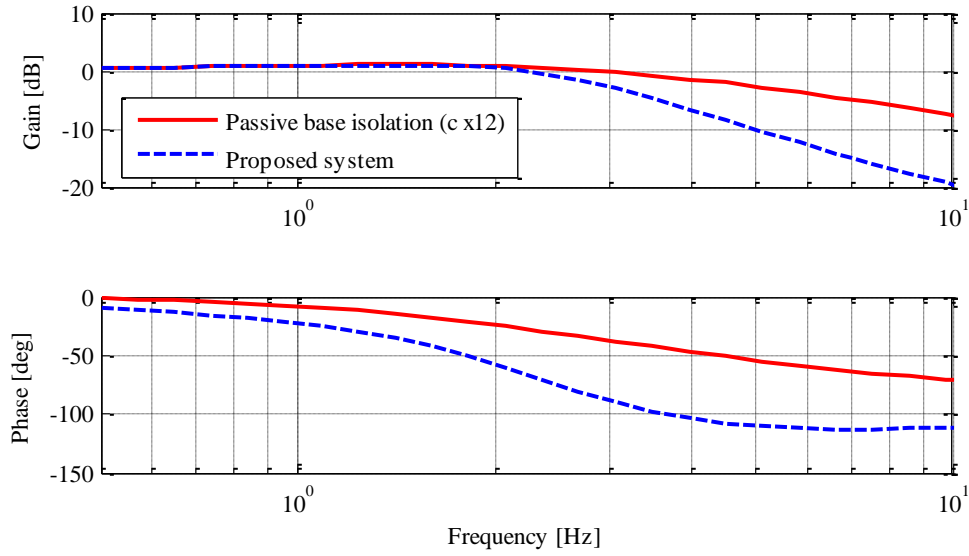


Fig. 3.20 Comparison between the passive system and the proposed system. Compared to the passive system (red line), the proposed system (blue dotted line) has better isolation performance especially in high frequency range.

3.5.4. スプールへの供給圧力変更についての影響

スプール開量に対する流量の比例定数 q を変えて実験する方法として、スプールにかかる油圧を変えるという方法がある。流出係数を C 、流路面積を A 、差圧を P 、密度を ρ とした場合、配管内の流量 Q は以下の Eq. 3.13 のように表すことができる。

$$Q = CA \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad \text{Eq. 3.13}$$

スプールの流量が配管と同様であり、スプール油圧がアクチュエータ内の圧力より十分に大きいと仮定すると、Eq. 3.13 より比例定数 q はスプール油圧の平方根に比例すると考えられる。そのときのスプール油圧を変化させた場合のシミュレーション結果を Fig. 3.21 に示す。リンクの長さ比 h は 2.0、建物モデル質量 m_1 は 386 kg とした。

シミュレーションと同条件として供給圧力を 1 MPa, 2 MPa, 3 MPa, 4 MPa, 5 MPa, 6 MPa とした場合において、3.4.2 項と同様の条件で実験を行った。その結果をボード線図にした結果を Fig. 3.22 に示す。

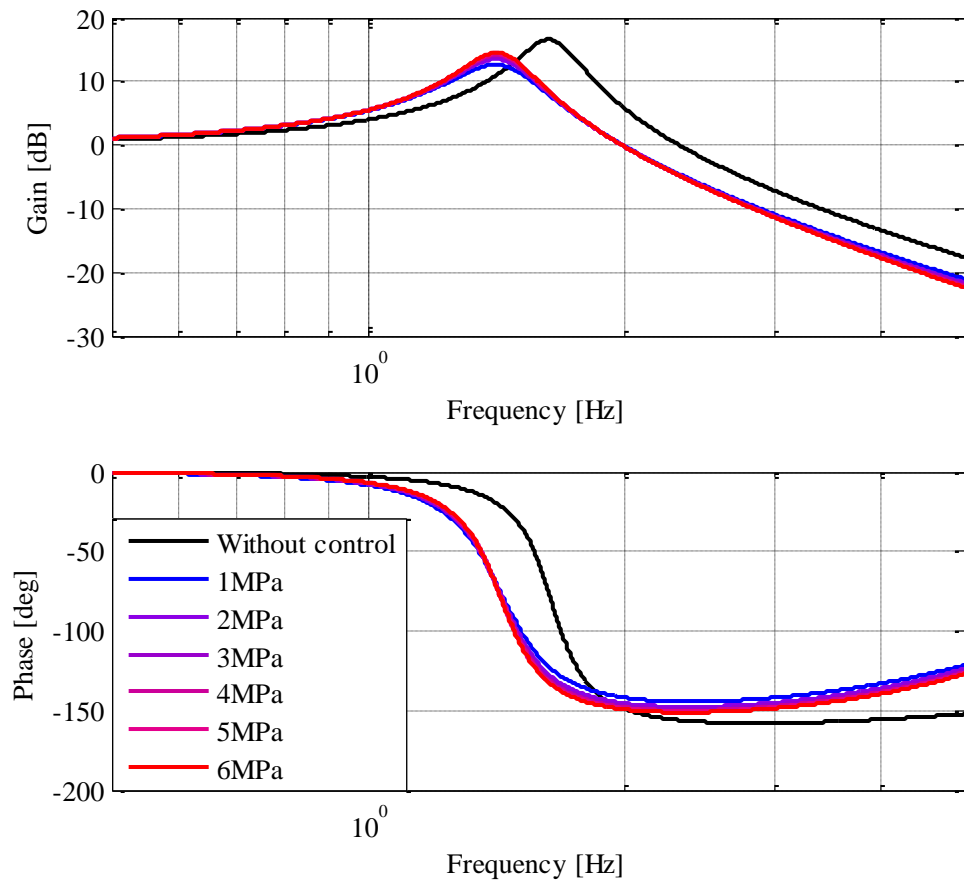


Fig. 3.21 Effectiveness of oil pressure (Simulation results)

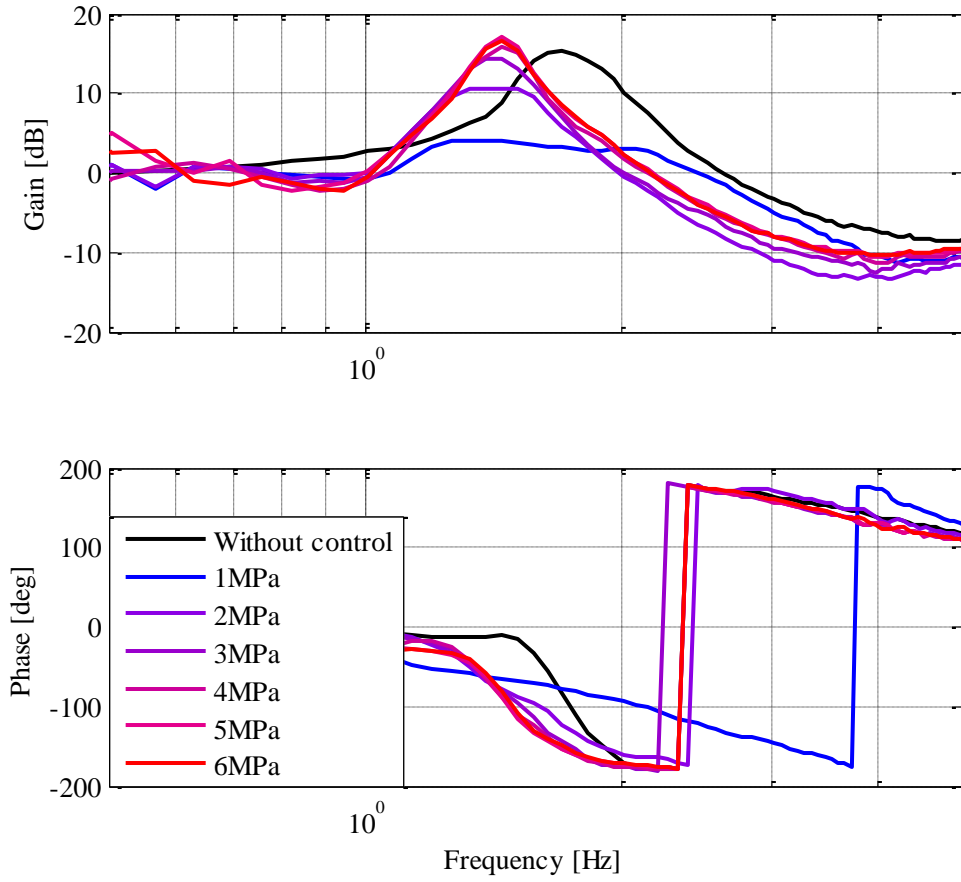


Fig. 3.22 Effectiveness of oil pressure (Experiments results)

Fig. 3.22 と Fig. 3.21 を比較すると，実験結果である Fig. 3.22 の方がシミュレーション結果である Fig. 3.21 よりゲイン特性の変化が大きく出ている．これは，スプール油圧が小さくなるほどゲインのピークが下がっている点においては同じであるので，スプール油圧に対する比例定数 q の影響が大きくなっていると考えられる．そこで，油圧の影響を大きくして行ってシミュレーションを行なったところ，流量 Q が式 (18) のように油圧の 2 乗に比例したと仮定した場合の結果が Fig. 3.23 のようになった．

$$Q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} P^2} \quad \text{Eq. 3.14}$$

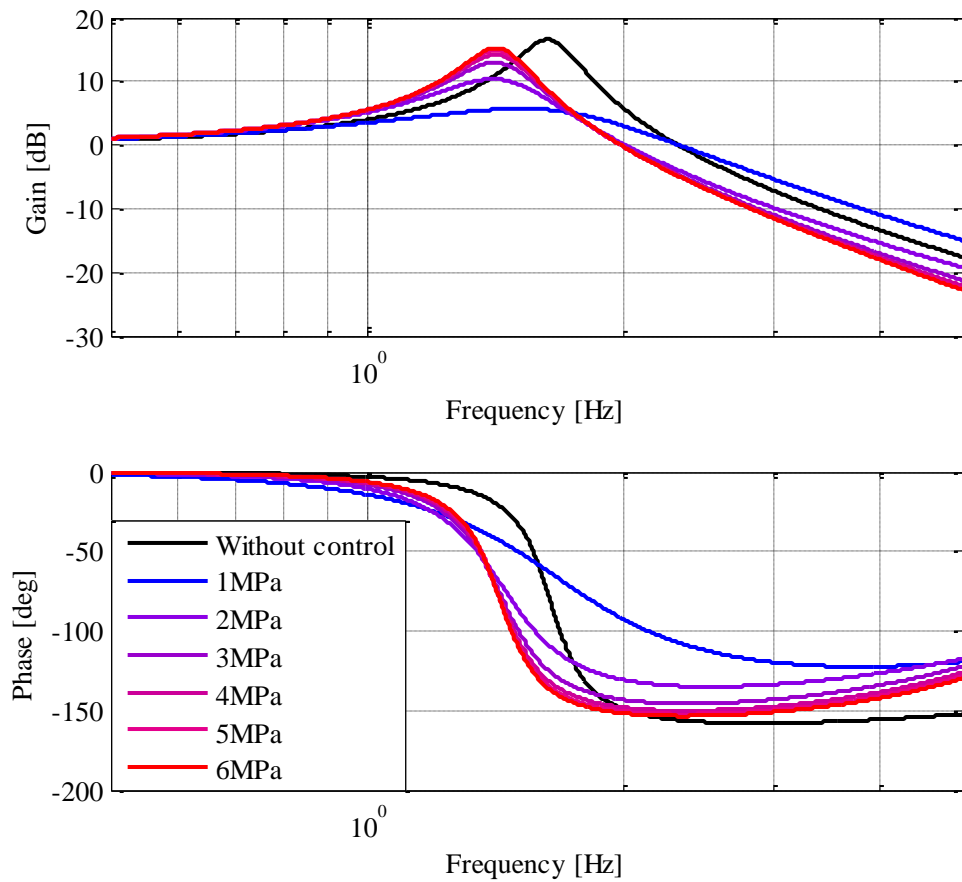


Fig. 3.23 Effectiveness of oil pressure under the condition of Eq. 3.14 (Simulation)

Fig. 3.23 のゲイン特性の変化は実験結果である Fig. 3.22 の値と近いゲインが得られていることから、配管内での流量を表す Eq. 3.13 ではスプール内の流量を正しく表せていないと考えられる。その要因としては、Eq. 3.13 の想定として用いている配管と違い、スプール弁の開き方は図 24 に示すように曲がった流路をしていることが考えられる。

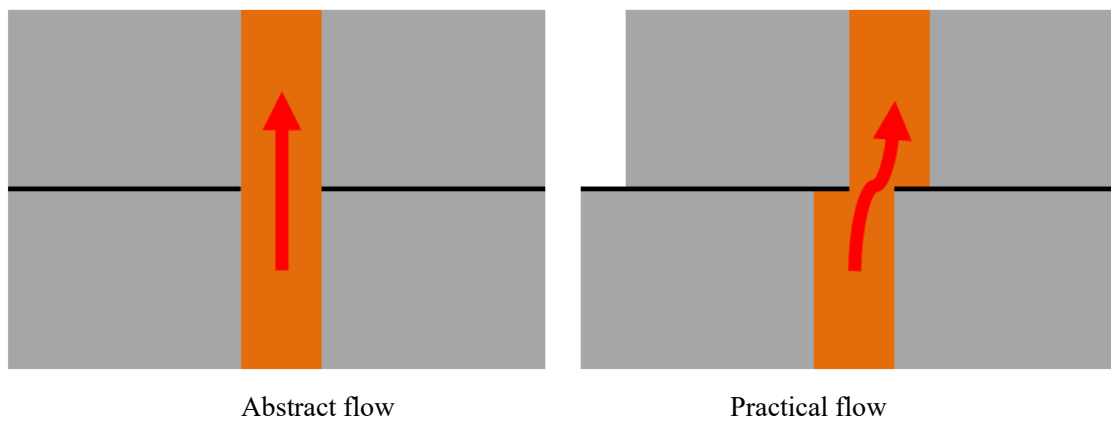


Fig. 3.24 Difference of flow in spool channel

3.5.5. 外乱特性への影響

風などにより建物に直接外乱が加えられた場合の特性について考える. Fig. 3.25 は, 構造物にインパルス状の外乱が加えられた時の構造物の応答を, 提案するシステムと従来の免震システムとで, 比較したものである (本シミュレーションでは, 実験装置のパラメータを用いている). 図より提案するシステムとパッシブ免震システムでは, 外乱に対する減衰特性に, 大きな変化が見られないことがわかる. これに対し, Fig. 3.26 は, Fig. 3.19 を用い, α および q の値を減衰が大きくなるように調整したときの, インパルス外乱に対する応答を示す. パラメータを調整することにより, 構造物への直接外乱に対する制振性能が飛躍的に向上していることがわかる.

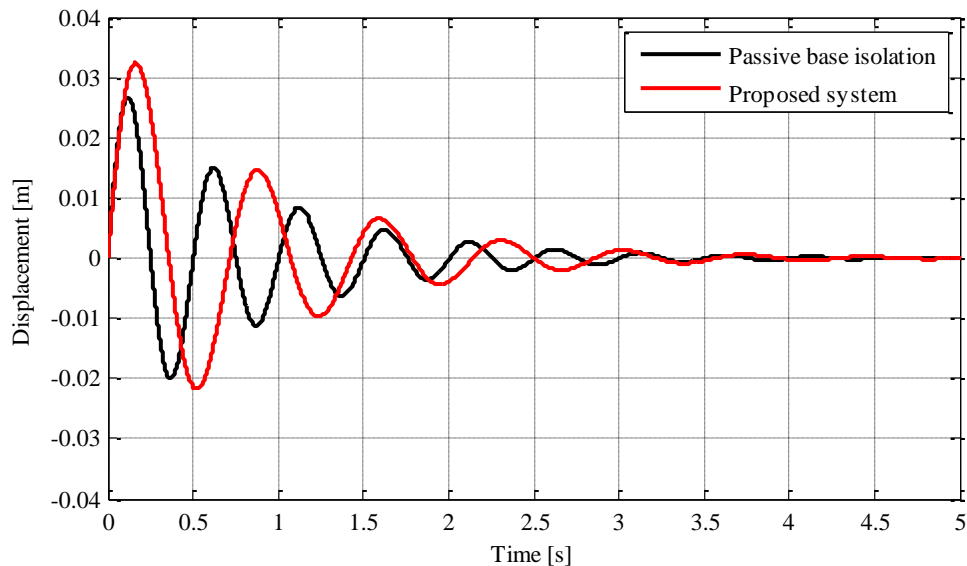


Fig. 3.25 Time responses of the structure for impulse disturbance. Black line shows absolute displacement of the structure model when impulse external force to the structure model is input for the passive base isolation system, and red line shows the absolute displacement when the same impulse external force is input for the proposed system.

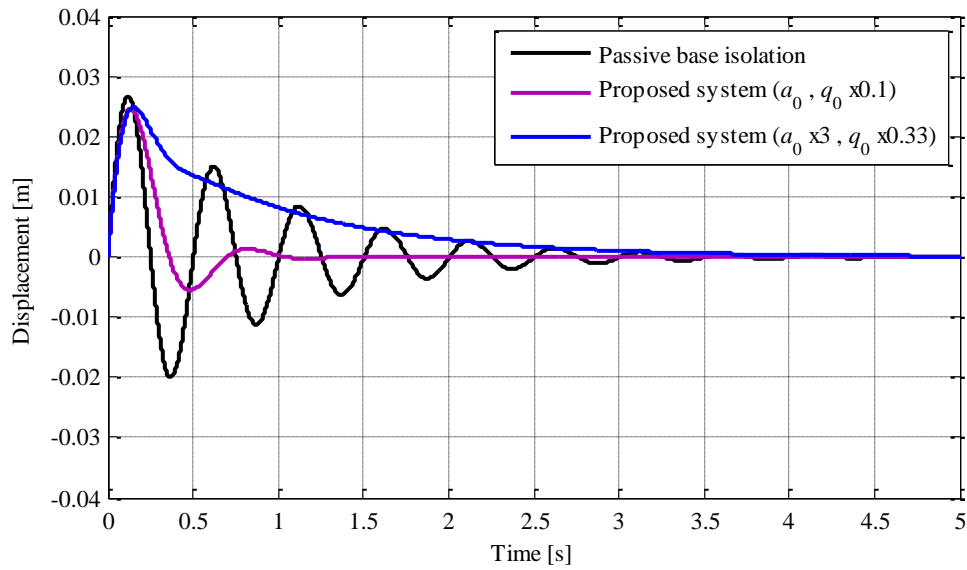


Fig. 3.26 Time responses of the structure for impulse disturbance. Black line shows absolute displacement of the structure model when impulse external force is input to the passive base isolation system, the other lines show the displacement when impulse external force is input to the proposed system with various values of q and a .

3.6. 考察

電子装置を用いない新たなアクティブ免震制御機構を提案し、この機構が機能することをシミュレーション上で確認し、また、その機能を実際の装置で再現できることを実験により実証した。リンクの長さ比を変えることで機構の特性を変化させられることをシミュレーションにより示し、実験においても同様の傾向が見られることを確認した。さらに、スプール特性とシリンダ受圧面積のパラメータを調整することで更なる性能の向上が図れることをシミュレーションにより示した。今後は実験装置を大型化し、より実際に近い環境での免震性能の検証を目指す。

4.1. アクティブマスダンパのモデル化

The diagram illustrates a hydraulic system with two masses, m_1 and m_2 , connected by a hydraulic line. Mass m_1 is connected to a fixed wall and mass m_2 . The hydraulic line has two segments with lengths l_1 and l_2 , and a hydraulic power unit at the bottom. The diagram shows various mechanical components like springs (k_1, k_2, k_3) and dampers (c_1, c_2, c_3) connecting the masses and the hydraulic line. Displacements are labeled x_1, x_2, x_3 , and x_4 .

32

Table 4.1 Definition of variable (Active mass damper)

Variable	Definition	Variable	Definition
$z[\text{m}]$	Displacement of ground	$c_1[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$	Damping coefficient 1
$x_1[\text{m}]$	Relative displacement of building	$c_2[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$	Damping coefficient 2
$x_2[\text{m}]$	Relative displacement of mass	$c_3[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$	Damping coefficient 3
$x_3[\text{m}]$	Relative displacement of cylinder rod	$l_1[\text{m}]$	Length of link 1
$x_4[\text{m}]$	Relative displacement of spool	$l_2[\text{m}]$	Length of link 2
$m_1[\text{kg}]$	Mass of building	$f[\text{N}]$	External force
$m_2[\text{kg}]$	Mass of counter weight	$f_{ac}[\text{N}]$	Force by actuator
$m_3[\text{kg}]$	Mass of cylinder rod	$f_{l1}[\text{N}]$	Force from link 1
$m_4[\text{kg}]$	Mass of spool	$f_{l2}[\text{N}]$	Force from link 2
$k_1[\text{N}/\text{m}]$	Spring rate 1	$f_{l3}[\text{N}]$	Force from link 3
$k_2[\text{N}/\text{m}]$	Spring rate 2		
$k_3[\text{N}/\text{m}]$	Spring rate 3		

提案する機構の制振性能をシミュレーションにより評価するため、提案機構のモデル化を行った。各構成要素から、運動方程式を立てたものを以下の Eq. 4.1～Eq. 4.10 に示す。この際、リンクの質量、慣性モーメントに関してビル質量、マス質量と比較して小さいため近似的に 0 としてシミュレーションを行った。

$$m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{z}) = -k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f + f_{ac} + f_{l1} \quad \text{Eq. 4.1}$$

$$m_2(\ddot{x}_2 + \ddot{z}) = -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_3(x_2 - x_3) - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + f_{l2} \quad \text{Eq. 4.2}$$

$$m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{z}) = k_3(x_2 - x_3) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - f_{ac} \quad \text{Eq. 4.3}$$

$$m_4(\ddot{x}_4 + \ddot{z}) = f_{l3} \quad \text{Eq. 4.4}$$

リンク長さの比を $h = l_2/l_1$ とすると、 x_1 , x_2 , x_4 と f_{l1} , f_{l2} の関係式はそれぞれ Eq. 4.5, Eq. 4.6 の形で求めることができる。

$$x_4 = (1 + h)x_1 - hx_2 \quad \text{Eq. 4.5}$$

$$f_1h = f_{l2}(1 + h)x_1 \quad \text{Eq. 4.6}$$

また、リンクが慣性質量、マス、スプールに及ぼす力 f_{l1} , f_{l2} , f_{l3} は以下の Eq. 4.7 と表すことができる。

$$f_{l1} + f_{l2} + f_{l3} = 0 \quad \text{Eq. 4.7}$$

Eq. 4.5 と Eq. 4.7 を Eq. 4.4 に代入すると、以下の Eq. 4.8 を得る.

$$m_4\{(1+h)\ddot{x}_1 - h\ddot{x}_2 + \ddot{z}\} = -f_{l1} - f_{l2} \quad \text{Eq. 4.8}$$

Eq. 4.6 を変形し、Eq. 4.8 の f_{l2} へ代入すると以下の Eq. 4.9 を得る.

$$-m_4\{(1+h)^2\ddot{x}_1 - h(1+h)\ddot{x}_2 + (1+h)\ddot{z}\} = f_{l1} \quad \text{Eq. 4.9}$$

同様に、Eq. 4.6 を変形し、Eq. 4.8 の f_{l2} へ代入すると以下の Eq. 4.10 を求めることができる.

$$m_4\{h(1+h)\ddot{x}_1 - h^2\ddot{x}_2 + h\ddot{z}\} = f_{l2} \quad \text{Eq. 4.10}$$

Eq. 4.9 を Eq. 4.1 に代入すると以下の Eq. 4.11 が得られる.

$$\begin{aligned} \{m_1 + m_4(1+h)^2\}\ddot{x}_1 - m_4h(1+h)\ddot{x}_2 \\ = -(k_1 + k_2)x_1 + k_2x_2 - (c_1 + c_2)\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 + f + f_{ac} \\ - \{m_1 + m_4(1+h)\}\ddot{z} \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.11}$$

同様に Eq. 4.10 を Eq. 4.2 に代入すると以下の Eq. 4.12 が得られる.

$$\begin{aligned} -m_4h(1+h)\ddot{x}_1 + (m_2 + m_4h^2)\ddot{x}_2 \\ = k_2x_1 - (k_2 + k_3)x_2 + k_3x_3 + c_2\dot{x}_1 - (c_2 + c_3)\dot{x}_2 + c_3\dot{x}_3 \\ - (m_2 - m_4h)\ddot{z} \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.12}$$

次にスプールから油圧アクチュエータまでの流量方程式を立てる. アクチュエータの左部分の圧力を p_1 、右部分の圧力を p_2 としたとき、その差圧 p を以下の Eq. 4.13 のように表すことができる.

$$p = p_2 - p_1 \quad \text{Eq. 4.13}$$

スプール弁から流出する油の体積流量は弁の開量に比例し、比例定数を $q[\text{m}^3/\text{s}]$ 、油圧シリンダの内部端面の面積を $a[\text{m}^2]$ とするとスプール弁から入出する油、油圧シリンダに流入する油には以下の Eq. 4.14 が成り立ち、圧力に対する減少量の係数を $r[\text{m}^3/\text{Pa} \cdot \text{s}]$ とすると Eq. 4.15 を得る.

$$q(hx_1 + x_2) = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad \text{Eq. 4.14}$$

油の圧縮率を $b[\text{Pa}^{-1}]$ 、油圧シリンダ体積を $v[\text{m}^3]$ とし、油圧シリンダに油が流入する際に圧力が変化し、油が圧縮されたことを考慮すると Eq. 4.15～Eq. 4.17 を得る.

$$Q = q(x_3 - x_4) - rp \quad \text{Eq. 4.15}$$

$$Q = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \frac{bv}{2}\dot{p} \quad \text{Eq. 4.16}$$

$$q(x_3 - x_4) - rp = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \frac{bv}{2}\dot{p} \quad \text{Eq. 4.17}$$

$$q(x_3 - x_4) - rp = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \frac{bv}{2}\dot{p} \quad \text{Eq. 4.18}$$

$$q(-(1+h)x_1 + hx_2 + x_3) - rp = a(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \frac{bv}{2}\dot{p} \quad \text{Eq. 4.19}$$

Eq. 4.19 を Eq. 4.11, Eq. 4.3 に代入するとそれぞれ以下の Eq. 4.20, Eq. 4.21 のように表すことができる.

$$f_{ac} = ap \quad \text{Eq. 4.20}$$

$$\begin{aligned} \{m_1 + m_4(1+h)^2\}\ddot{x}_1 - m_4h(1+h)\ddot{x}_2 \\ = -(k_1 + k_2)x_1 + k_2x_2 - (c_1 + c_2)\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 + f + ap \\ - \{m_1 + m_4(1+h)\}\ddot{z} \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.21}$$

$$m_3(\ddot{x}_3 + \ddot{z}) = k_3(x_2 - x_3) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - ap \quad \text{Eq. 4.22}$$

Eq. 4.12, Eq. 4.20, Eq. 4.21 の運動方程式と Eq. 4.18 の流量方程式から以下の Eq. 4.23 に示す状態方程式を得ることができる. 各方程式を行列で表し, 状態方程式を示す.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \dot{p} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -M^{-1}K & 0 & -M^{-1}C & 0 & 0 & M^{-1}L \\ \frac{-2q(1+h)}{bv} & \frac{2qh}{bv} & \frac{2q}{bv} & \frac{-2a}{bv} & 0 & \frac{2a}{bv} & \frac{-2r}{bv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ p \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ M^{-1}H & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ f \end{bmatrix} \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.23}$$

ただし, Eq. 4.23 における各行列は下記に示す通りである.

$$M = \begin{bmatrix} m_1 + m_4(1+h)^2 & -m_4h(1+h) & 0 \\ -m_4h(1+h) & m_2 + m_4h^2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, H = \begin{bmatrix} -\{m_1 + m_4(1+h)\} & 1 \\ -(m_2 - m_4h) & 0 \\ -m_3 & 0 \end{bmatrix}, L = \begin{bmatrix} a \\ 0 \\ -a \end{bmatrix}$$

4.2. シミュレーション条件

4.1 節で示したモデルを用いて，地面からの加速度からビルの加速度までの伝達特性のシミュレーションを行った．ここで，シミュレーションは無制御状態とリンク比 h を 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 と変更して得たものを示す．他のシミュレーションパラメータは，以下に示すとおりである．これら質量などのパラメータは製作する実験装置を元に設定した．

Table 4.2 Value of parameters simulation (Active mass damper)

Parameters	Value	Parameters	Value
m_1	260 kg	c_1	130 N·s/m
m_2	50 kg	c_2	88.0 N·s/m
m_3	7 kg	c_3	50.3 N·s/m
m_4	5 kg	a	$4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
k_1	$4.11 \times 10^4 \text{ N/m}$	v	$3.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
k_2	$3.87 \times 10^3 \text{ N/m}$	q	$1.288 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}$
k_3	$3.15 \times 10^2 \text{ N/m}$	r	$1.083 \times 10^{-9} \text{ m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s})$

4.3. シミュレーション結果

上記の条件にて行ったシミュレーション結果を Fig. 4.2 に示す．また，Fig. 4.2 には比較対象としてリンク，油圧機構を外したパッシブ制振系でのシミュレーションも示した．パッシブ制振系で用いた剛性と減衰は Fig. 4.2 に示す．また，ビルの質量においても先程と同様に，Fig. 4.2 に示す．

シミュレーション結果より，提案するアクティブマスダンパ方式を用いることで，振動軽減が見込まれることがわかる．リンク比 h は小さいほどゲインが小さくなっている．このことから機械的なパラメータを変更することで制振性能を調整できることが確認できた．

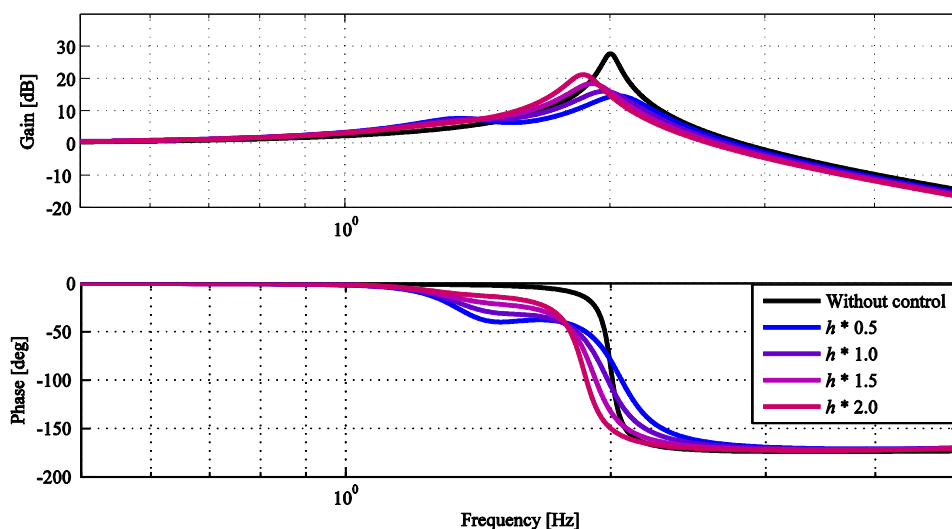


Fig. 4.2 Simulation results (Bode plot from ground to building)

4.4. 実証実験装置

提案した機構を再現することができる実験装置を用いて，実際に機構が動作するか確認する．実際の実験装置の外観を Fig. 4.3 に，その値を Table 4.3 に示す．Fig. 4.3 にて青の破線部分が地面に相当し，振動を黄色の破線で囲んだビルに伝わる．その振動を受け，緑の破線で囲んだマスの中の制御機構が作動する．制御を行っているのは油圧加振装置であり，この装置には油圧源から常に一定圧力の油が供給されている．板ばねなどの設定は，今回使用した板ばねの特性である．

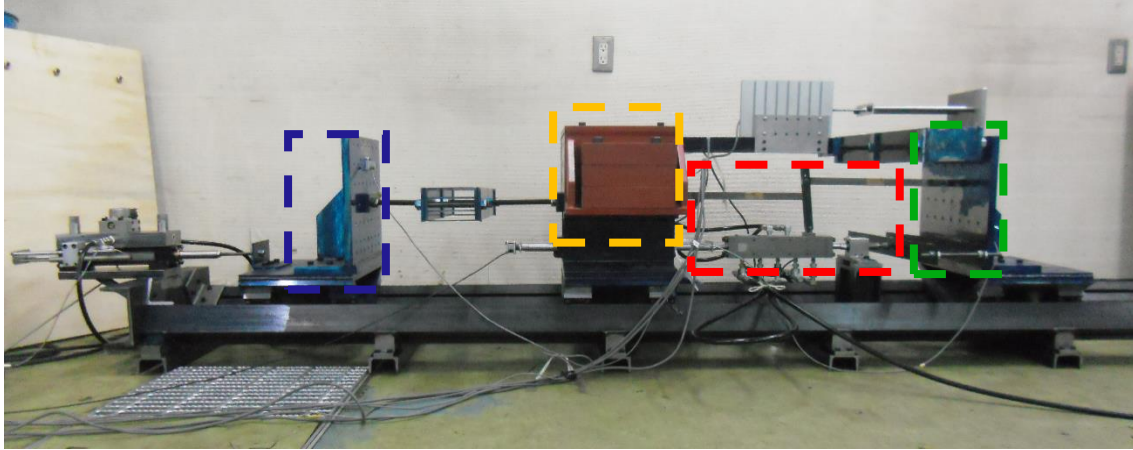


Fig. 4.3 Experimental apparatus

Table 4.3 Value of parameters for simulation

Parameters	Value	Parameters	Value
m_1	260 kg	c_1	598 N·s/m
m_2	50 kg	c_2	150 N·s/m
m_3	7 kg	c_3	250 N·s/m
m_4	5 kg	a	$4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
k_1	$4.11 \times 10^4 \text{ N/m}$	v	$3.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
k_2	$6.53 \times 10^3 \text{ N/m}$	q	$1.288 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}$
k_3	$2.63 \times 10^2 \text{ N/m}$	r	$1.083 \times 10^{-9} \text{ m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s})$

4.5. 実証実験結果と解析結果の比較

Fig. 4.2, Fig. 4.3 で示した実験装置に、振幅で一定、60 秒間で 0.5 Hz から 5 Hz に推移するスイープサイン波を入力する加振実験を行った。その際の結果を元に加速度の時刻暦応答を示す。また、比較対象としてリンク、油圧機構を外したパッシブ制振系で同様の実験を行った場合の加速度の時刻暦応答も示した。これらの時刻暦応答は加速度センサによってテーブル、ウェイトの加速度を測定し、テーブルの加速度を入力、ウェイトの加速度を出力として求めた結果である。この際、実験結果に高周波のノイズが見られたため 5 Hz をカットオフ周波数とするバンドパスフィルタ。Fig. 4.4 と Fig. 4.5 を比較すると、出力の加速度が軽減されていることがわかる。しかし、40 s 付近では大きく振動しており、制振がなされていない。

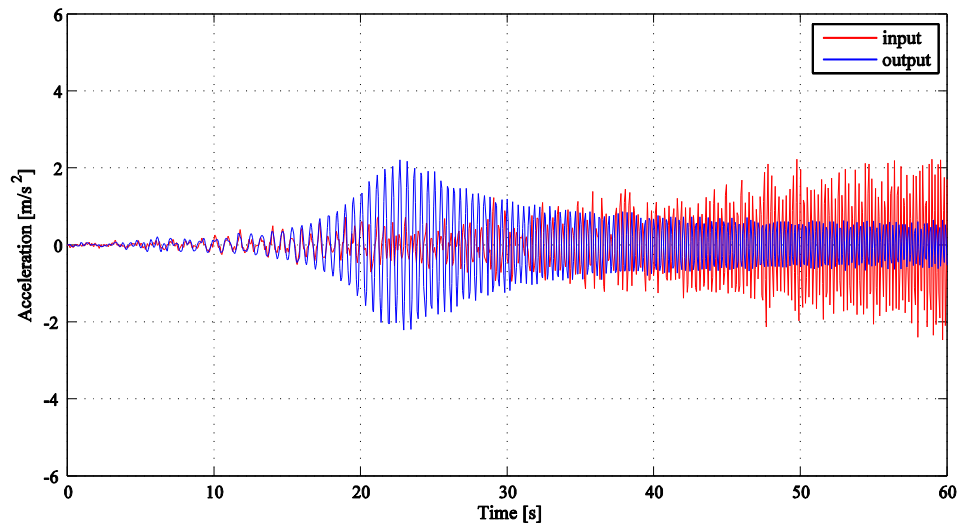


Fig. 4.4 Time response of experiment (Without control)

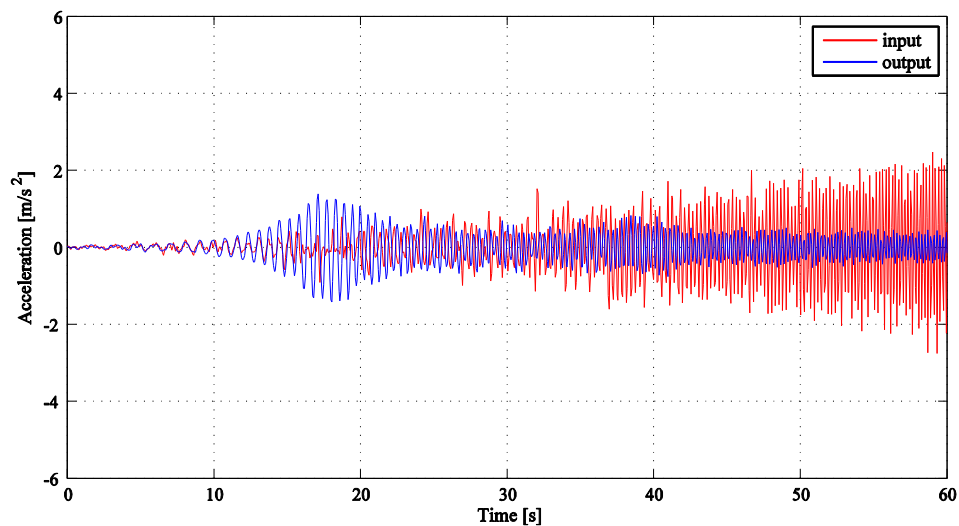


Fig. 4.5 Time response of experiment (With control)

ここで, Table 4.3 と同様の値で算出したシミュレーションと実験結果から算出したボード線図を Fig. 4.6 に示す. グラフは, 赤線は制御なし, 青線は制御あり, 実線は実験から算出したボード線図, 波線はシミュレーションによるボード線図である. グラフよりシミュレーション結果と実験結果が異なっていることがわかる. 特に 1 Hz 以下の値が得られていない, これは, 実験装置のガイドレール部分の摩擦が多くなったことが原因と考えられる. また, 今回リンクの締付が強かったため, リンク部分でも摩擦が大きくなったことで, 周波数が低く加速度が小さい段階ではリンクがうまく機能しなかったことがあげられる.

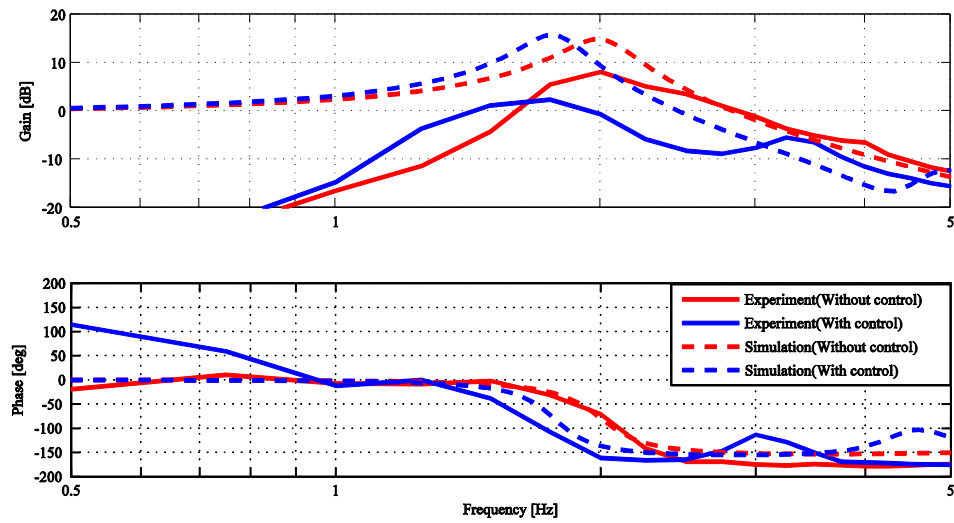


Fig. 4.6 Compare simulation to experiment (Bode plots)

4.6. 実建造物への実現性の検討

4.6.1. 提案機構 4 によるシミュレーション

ここで、本機構を実建造物へと適用することを想定したシミュレーションを行う。ビルのパラメータはブリジストン社より提供された値を用いた。入力は 0.1~0.5 Hz まで推移するスイープサイン波とし、Table 4.4 に使用したパラメータを記す。

Table 4.4 Value of parameters for simulation (Real building)

Parameters	Value	Parameters	Value
Mass of building	6.0×10^6 kg	Damping coefficient 1	1.06×10^6 N·s/m
Mass of counter weight	3.0×10^5 kg	Damping coefficient 2	1.11×10^5 N·s/m
Mass of cylinder rod	100 kg	Damping coefficient 3	8.89×10^2 N·s/m
Mass of spool	30 kg	Volume of actuator	3.1×10^{-5} m ²
Spring rate 1	1.16×10^3 N/m	Compression ratio	4.1×10^{-4} m ³
Spring rate 2	3.79×10^6 N/m	Coefficient of spool rod displacement for the velocity of a flowing fluid	1.288×10^{-2} m ² /s
Spring rate 3	7.90×10^3 N/m	Coefficient of pressure difference	1.083×10^{-9} m ³ /(Pa·s)

この条件でシミュレーションによりボード線図を求めた結果を Fig. 4.7 に示す. Fig. 4.7 より本機構を適用しなかった場合と比べピークは抑えられていることがわかる. ただし, 2.3 dB ほどであり, 実験での結果より軽減できないことがわかった. 今回の機構ではカウンターウェイトの質量がビルに対して 15~20 %ほど必要となることからシミュレーションで用いた質量比 5 %という値では十分な制振性能を示すことができなかったが, この条件で機器の選定を行うこととした.

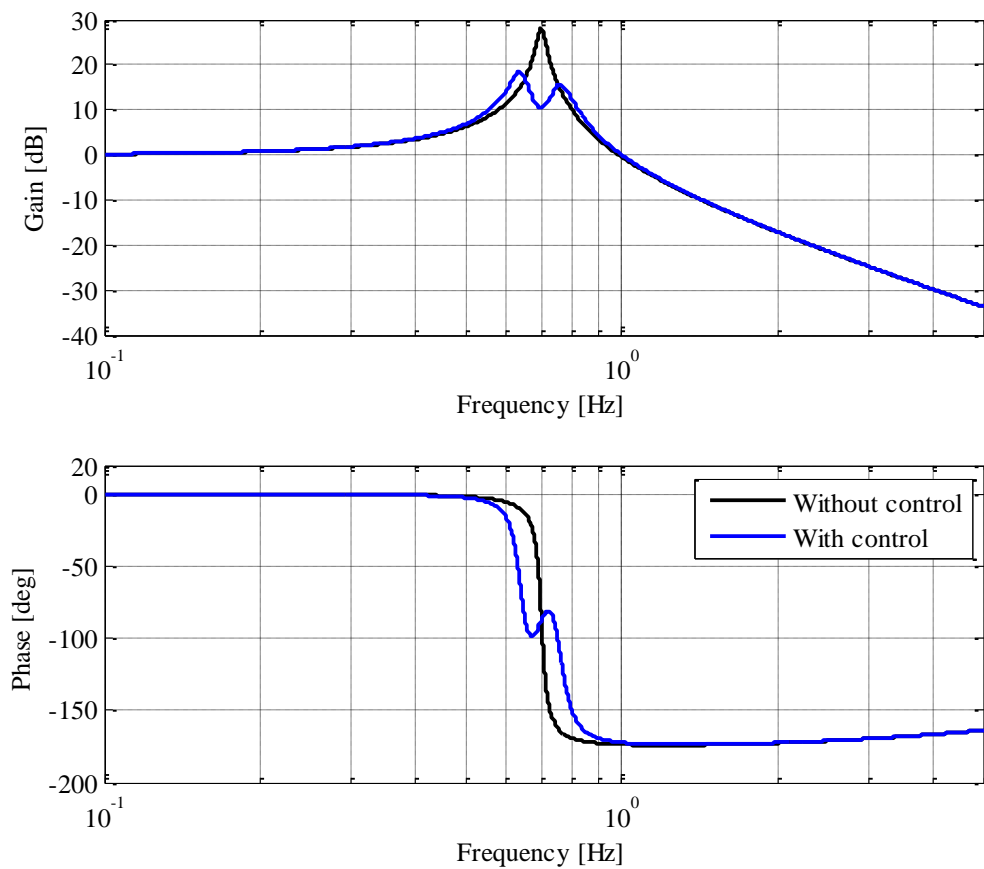


Fig. 4.7 Bode diagram of output displacement (real building)

ここで、実建造物に適用する際、東京新宿区にあるオペラシティビル [11]を制振対象として検討を行った。オペラシティビルの概要を Table 4.5 に示す。

Table 4.5 Overview of Tokyo Opera City building

Name	Value
Address	3-20-2 Nishi Shinjuku, Shinjuku, Tokyo
Scale	54 floors above ground, 4 below
Completed	July 1996
Standard floor space	2,011.49 m ²
Rate of effective building area	64 %
Floor space	1,287.35 m ²
Standard floor load	300 kg/m ²
Standard floor ceiling height	2.7 m

4.6.2. 設置条件

実際の質量比は 6.0×10^6 kg に対し 3.0×10^5 kg となることから約 4.3%となる。こちらのウェイトを 1 階層に設置することを想定すると、基準階床耐荷重が 300 kg/m²であることから設置面積は 1,000 m²が必要となる。このことから各階層基準床面積の半分以下で済むことから設置は可能といえる。

4.6.3. アクチュエータの選定

アクチュエータについて、この仕様が実現できない場合、その装置は動作しないためである。アクチュエータとして油圧シリンダを用い 1 軸に 2 本設置する条件とした場合の選定結果を Table 4.6 に示した。供給圧力を 21 MPa とした場合について Table 4.7 に示した。どちらのシリンダも製作は容易である。

Table 4.6 Overview of actuator 14 MPa

Name	Value
Pressure supply	14 MPa
Output force / 1 cylinder	1.47×10^3 kN
Cylinder bore diameter	500 mm
Cylinder rod diameter	250 mm

Table 4.7 Overview of Actuator 21 MPa

Name	Value
Pressure supply	21 MPa
Output force / 1 cylinder	1.47×10^3 kN
Cylinder bore diameter	450 mm
Cylinder rod diameter	250 mm

4.6.4. アキュムレータの選定

続いてアキュムレータを動作させるために必要となる油の量について検討を行った。電源装置が壊れてしまった場合、油圧源から装置へと油が供給できなくなり、装置が作動しなくなる。その状況を回避するためにアキュムレータを用意しておき、電源喪失時にはアキュムレータから供給される油を用いて装置を作動させる。その際に使用する油量がどの程度なのかをシミュレーションを行い、ビルに実装可能なアキュムレータを調査する。Table 4.8 へ兵庫南部地震の際に計測された揺れに対し2周期分を補える油量を示した。アキュムレータを製造している NOK 社のカタログ [12]より、カタログ品内であれば 160 L (389 kg) のものがあることから、供給圧力を 21 MPa としても 121 本必要となる。アキュムレータの設置も可能であることがわかる。

Table 4.8 Required amount of oil

	14 MPa	21 MPa
High pressure accumulator	25,982 L	19,400 L
Low pressure accumulator (1 MPa)	19,487 L	14,550

4.7. 考察

本章では、新たに提案した機械機構を用いたアクティブマスダンパ方式による制振性能をシミュレーションにて、その性能を示した。動力に油圧を用いることで、アキュムレータを用いることが可能であり、一定時間であれば電源喪失時などの不測の事態が発生したとしても機能することが可能となる。

シミュレーションと同等の実験を行うことを試みたが、今回製作した実験装置では期待した結果は得られなかった。この要因として考えられることとして、実験装置の機械摩擦があげられる。主に、スプールの摩擦、リンク機構の摩擦に関しては計測が困難である。また、実験装置の重りを一軸で動くようにするガイドレールは、動的な動作時にモーメントでの跳ね上がりがあることを想定して上下に拘束を受けた枠の中を車輪が回転する構造となっている。そのためにモーメントを大きく受ける動作時には車輪の摩擦が増加する。これらの問題を解消し、改めて実験を行うことが今後必要となる。

また、今回はシミュレーションを主に行ったため、実験回数が不足している。今後は実験を行いシミュレーションとの比較を行う必要がある。この機構は建物だけではなく他のシステムにも応用が可能であると考えている。

実建造物への適用はカウンタウエイトの質量比などの面で課題は残ったが、設置することは可能であると示すことができた。今後はアクティブマスダンパ用にシステムを改良などを加えることで質量比を軽減することができるものと考えられる。

第5章 ワイヤアクティブ制振のシミュレーション

5.1. ワイヤアクティブ制振のモデル化

Fig. 5.1 はこの装置をガントリークレーンに装着した場合の概念図である。クレーン基部中央に装置をすえつける。シリンダが右方向に動くとき Fig. 5.1 の Wire 1 が引っ張られ、ブームは左手にうごく。シリンダが左側に動く場合はその逆で、Fig. 5.1 の Wire 2 は引っ張られ、ブームは右側に動く。わかりやすくするためにこの装置の構造概念図を Fig. 5.2 に示した。Fig. 5.1 は Wire 1 と Wire 2 がスプリングを介してシリンダと繋がっていることを示している。装置をセットするときスプリングが壊れないように注意する必要がある。シリンダの動きでスプリングが伸びたり縮んだりするのでワイヤーは弛まないようになっている。ブームに見立てた錘を 90° 回転させリンクをロッドと繋ぐことによりワイヤーは左右のばねをとおして連結される。

Fig. 5.2 は今回の研究で提案されているメカニズムの考え方を示している。油圧をコントロールするためのアクチュエータ、アクチュエータを制御するスプール、バルブ、それらを連結するメカニズムで構成されている。連結のためのメカニズムは実際のクレーンを、スプールを使った地表での実験に置き換えるためである。油圧はスピールの中央部分につながっている。リンクとスプール、アクチュエータを制御している。地震により地面にゆれが起こると、地表とクレーン間の動きがシリンダーロッドに伝達される。スプールバルブが開きエネルギーを内蔵した油が油圧源から供給され、地震によってクレーンが動くのと反対方向の力を発生させる。スプールバルブの開かれる大きさによって発生するエネルギーも大きくなるので、スプールに対する圧力が大きければ大きいほどクレーンに対するアクチュエータからの圧力も増大する。Fig. 5.3 に図示されているパラメータをシミュレーションに用い、そのパラメータの定義を Table 5.1 に示す。

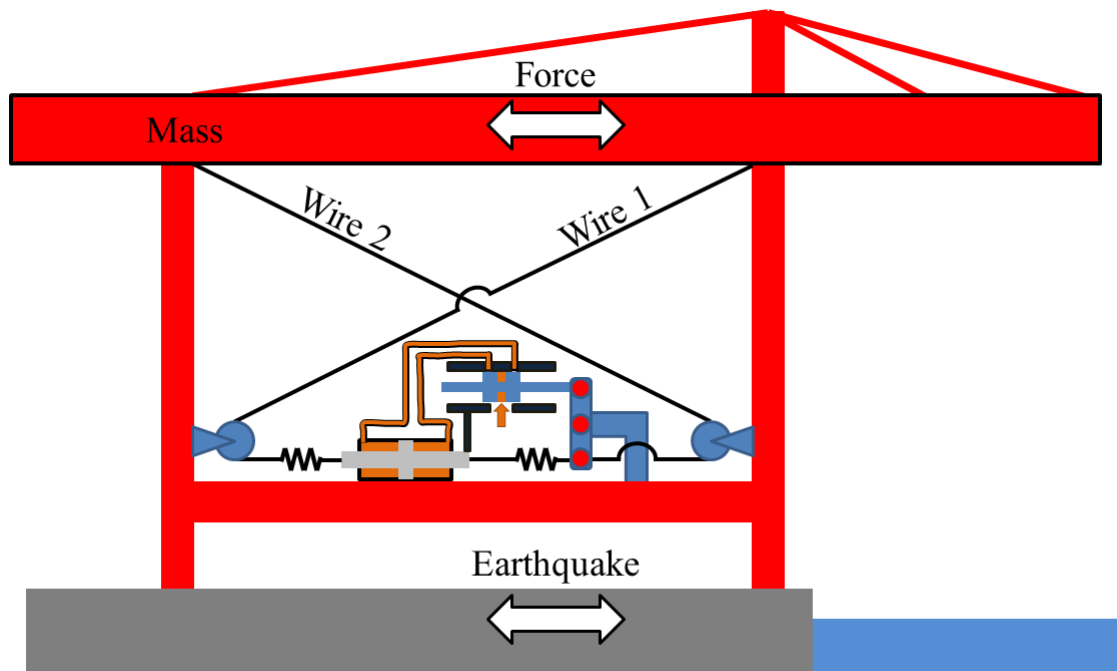


Fig. 5.1 View showing a frame format of vibration suppression system applied the gantry crane

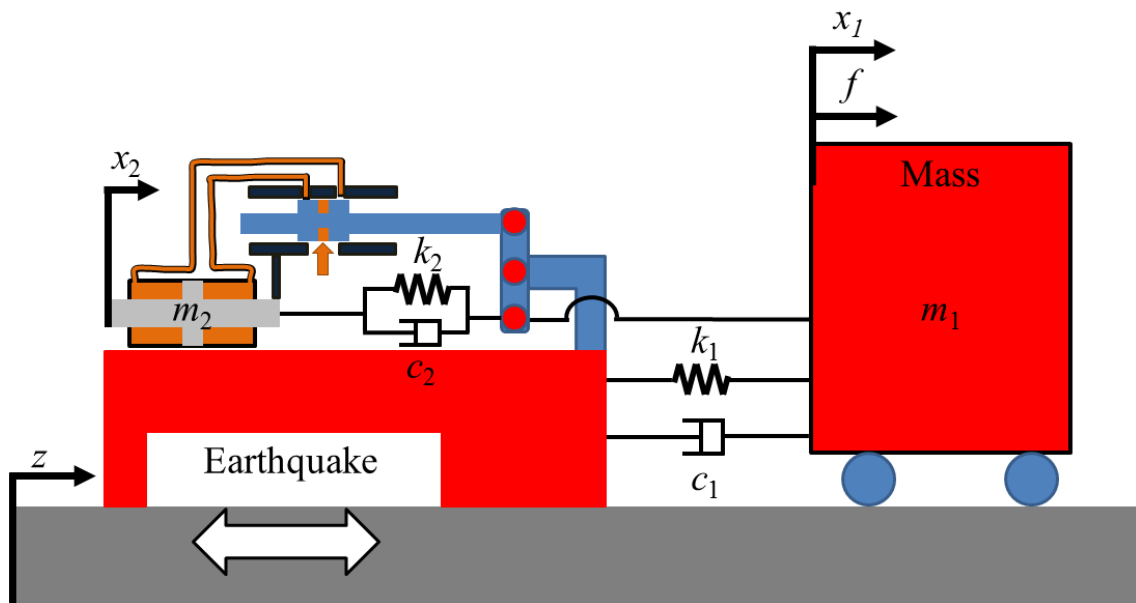


Fig. 5.2 View showing a frame format of vibration suppression system applied the gantry crane

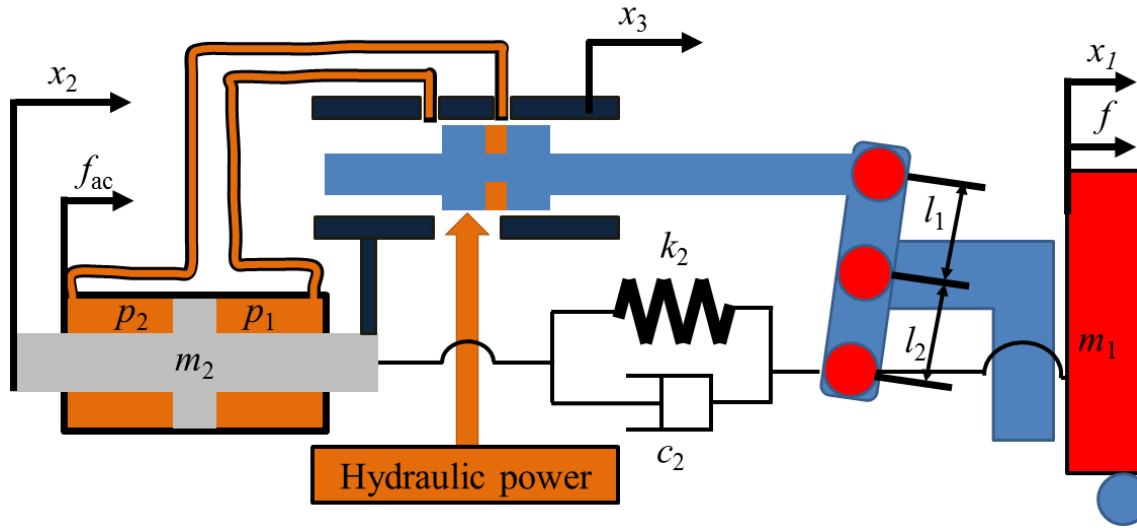


Fig. 5.3 Parameters of spool and actuator

Table 5.1 Definition of variable (Wire driven active vibration suppression)

Variable	Definition	Variable	Definition
$z[\text{m}]$	Displacement of ground	$f[\text{N}]$	External force
$x_1[\text{m}]$	Relative displacement of crane model	$h[-]$	Link ratio of link
$x_2[\text{m}]$	Relative displacement of cylinder rod	$a[\text{m}^2]$	Area of cross section of actuator
$m_1[\text{kg}]$	Mass of crane model	$b[1/\text{Pa}]$	Compression ratio of oil
$m_2[\text{kg}]$	Mass of cylinder rod	$v[\text{m}^3]$	Volume of actuator
$k_1[\text{N/m}]$	Spring rate 1	$q[\text{m}^2/\text{s}]$	Coefficient of spool rod displacement for velocity of flowing fluid
$k_2[\text{N/m}]$	Spring rate 2	$r[\text{m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s})]$	Coefficient of pressure difference for velocity of flowing fluid
$c_1[\text{N} \cdot \text{s/m}]$	Damping coefficient 1	$p[\text{Pa}]$	Differential pressure of actuator
$c_2[\text{N} \cdot \text{s/m}]$	Damping coefficient 2		

このとき，アクチュエータ右側の圧力を p_1 [Pa]，左側の圧力を p_2 [Pa]とすると，その差圧を p として Eq. 5.1 のように定義する．

$$p = p_2 - p_1 \quad \text{Eq. 5.1}$$

ここで，リンクの比率を Eq. 5.2 にて h と定義することで，スプール変位 x_3 は x_1 および h によって表すことができ，Eq. 5.3 に示すように求める．

$$h = l_2/l_1 \quad \text{Eq. 5.2}$$

$$x_3 = -hx_1 \quad \text{Eq. 5.3}$$

Eq. 5.2 および Eq. 5.3 から，クレーンモデルから地面への力 f_{ac} は Eq. 5.4 で示すことができる．

$$f_{ac} = ap \quad \text{Eq. 5.4}$$

Eq. 5.5 から Eq. 5.7 は提案機構の基本となる運動方程式であるが，リンクの質量および断面二次モーメントは 0 と仮定し立式を行っている．

$$m_1(\ddot{z} + \ddot{x}_1) = -k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) - c_1\dot{x}_1 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f \quad \text{Eq. 5.5}$$

$$m_2(\ddot{z} + \ddot{x}_2) = -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + ap \quad \text{Eq. 5.6}$$

スプール弁から流出する油の体積流量はバルブの開量に比例する．スプールの開量に対する体積流量の比例定数は q [m³/s]で定義される．スプールとアクチュエータの圧力の差異が縮小される場合，流量の体積も減少する．これは圧力差 p と体積流量 Q 間の関係が比例していることを示すものである．比例定数 r はアクチュエータ内の圧力と流量体積の関係を示している．スプールからアクチュエータに流入する油の流量を Q とする．流入の方向が左から右の場合 Q はプラスで表される．アクチュエータ内の体積流量を V とし，油の圧縮比を b とするとアクチュエータに流入する体積流量 Q は Eq. 5.7 で表される．

$$a\dot{x}_2 = -q(hx_1 + x_2) - \frac{bV}{2}\dot{p} - rp \quad \text{Eq. 5.7}$$

Eq. 5.5 から Eq. 5.7 より下記の状態方程式 Eq. 5.8 を導出する．

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad \text{Eq. 5.8}$$

これらの式より Eq. 5.9 から Eq. 5.12 となり，Eq. 5.13 を得る．

$$x = (x_1 \quad x_2 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad p)^T \quad \text{Eq. 5.9}$$

$$u = (\ddot{z} \quad f)^T \quad \text{Eq. 5.10}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{(k_1 + k_2)}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_1 + c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & \frac{a}{m_2} \\ -\frac{2q}{bv} & -\frac{2q}{bv} & 0 & -\frac{2a}{bv} & -\frac{2r}{bv} \end{bmatrix} \quad \text{Eq. 5.11}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & \frac{1}{m_1} \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{Eq. 5.12}$$

$$\dot{z} = Cx + Du \quad \text{Eq. 5.13}$$

ただし，Eq. 5.13 における各変数は下記に示す通りである．

$$\begin{aligned} \dot{z} &= (\ddot{z} \quad \ddot{x}_1)^T \\ C &= \begin{bmatrix} -\frac{(k_1 + k_2)}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{(c_1 + c_2)}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & 0 \end{bmatrix} \\ D &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_1} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

5.2. シミュレーション条件

本項では，シミュレーションの入力条件として，地震，外力，風力という 3 つの条件を用いた．シミュレーションに用いた各パラメータの値は Table 5.2 に示した．

Table 5.2 Parameters setting for wire driven active vibration suppression

Parameters	Value	Parameters	Value
m_1	3.0×10^5 kg	h	1 -
m_2	1.0×10^3 kg	a	7.07×10^{-2} m ²
k_1	5.80×10^6 N/m	B	6.8×10^{-10} 1/Pa
k_2	1.74×10^7 N/m	V	3.53×10^{-2} m ³
c_1	2.63×10^4 N·s/m	q	1.76×10^{-1} m ² /s
c_2	2.63×10^5 N·s/m	r	1.19×10^{-8} m ³ /(Pa·s)

Fig. 5.4 はガントリークレーンと地震の加速度のボード線図．Fig. 5.5 は 1964 年 6 月に発生した新潟地震の波形図．Fig. 5.6 は新潟地震のシミュレーション波形図．ガントリークレーンの加速度が抑制されていることから、本システムの導入により崩壊のリスクは軽減される．

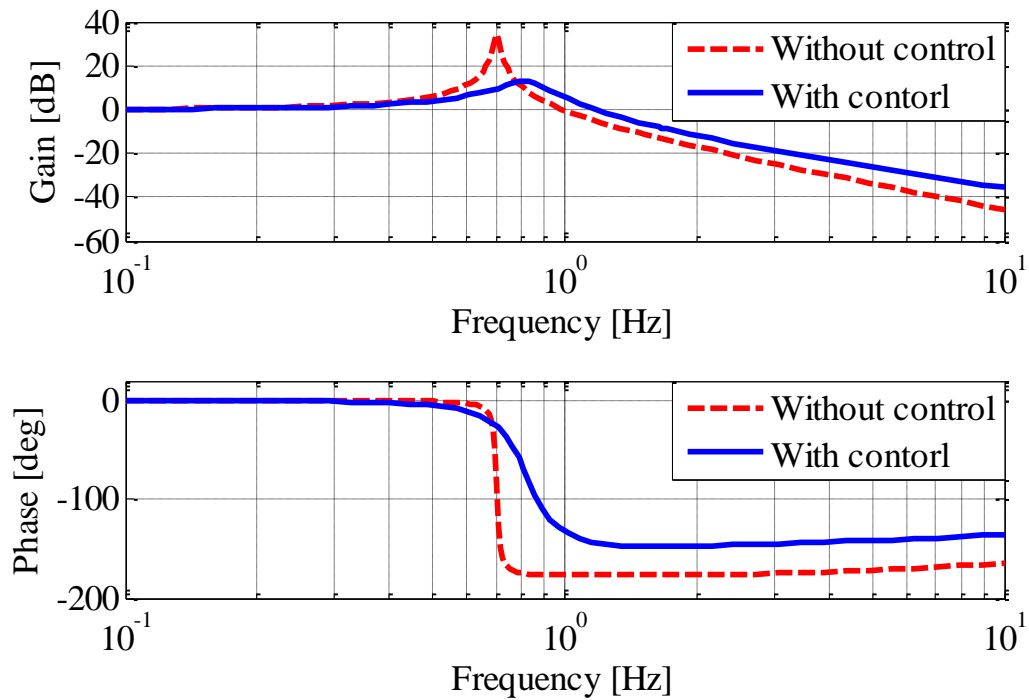


Fig. 5.4 Bode diagram (Earthquake input)

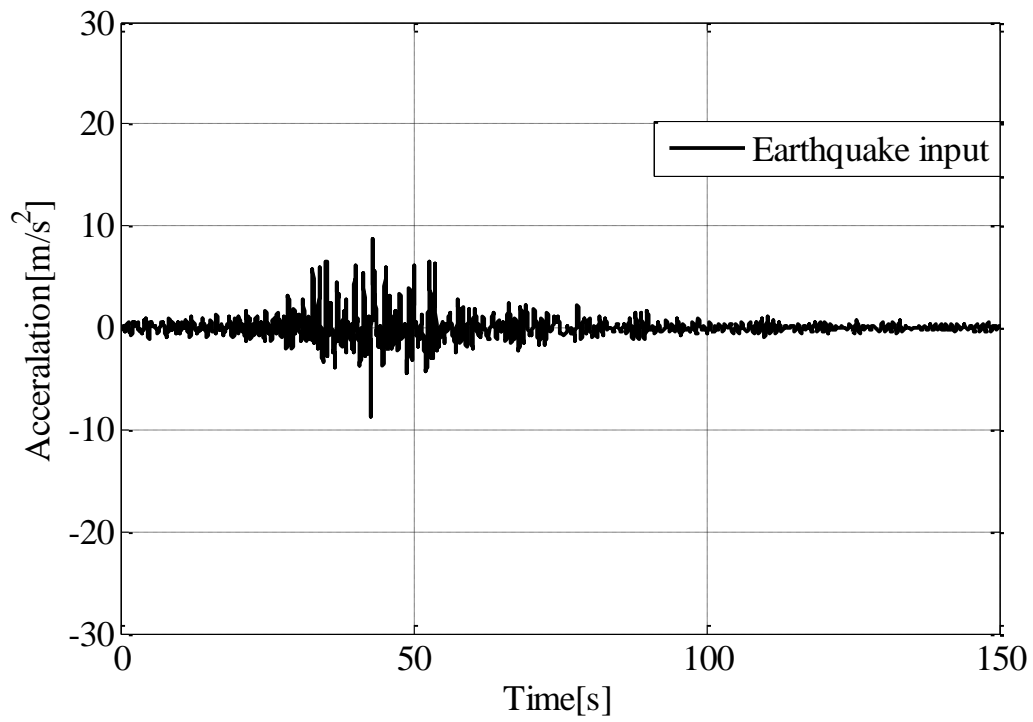


Fig. 5.5 Earthquake input wave form

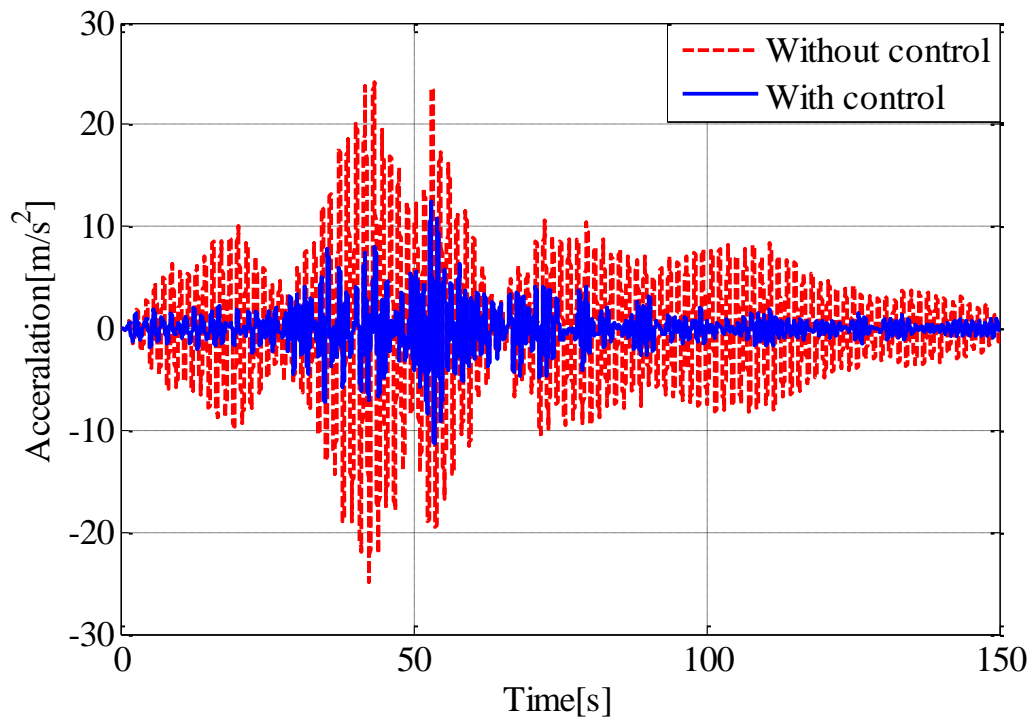


Fig. 5.6 Comparison of without control and control (earthquake input)

5.3. シミュレーション結果

Fig. 5.7 にクレーンの上部へ 1,000 kN (100 kgf)を加圧したことを想定した際の入力波形を示した．コンテナを動かした場合を想定している． Fig. 5.8 は制御の有無を示す．大きな差異があることが見て取れる．コンテナを運搬中はコンテナ自体の重さで激しく揺れるが，本システムの採用によって大幅に軽減されオペレータの活動は著しく改善されることになる．

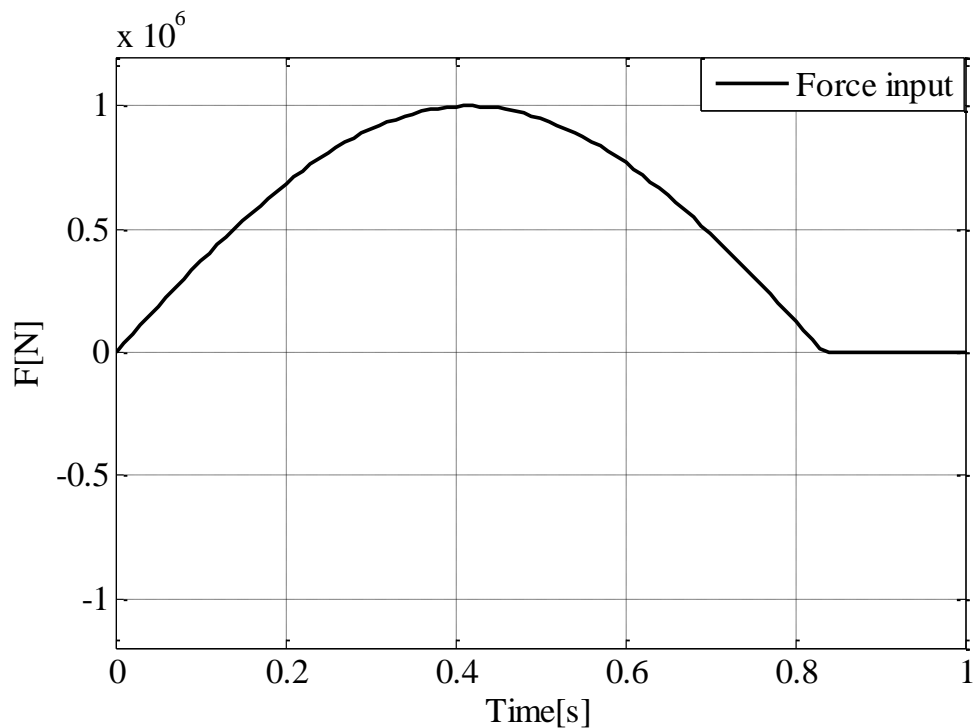


Fig. 5.7 Impact force input waveform.

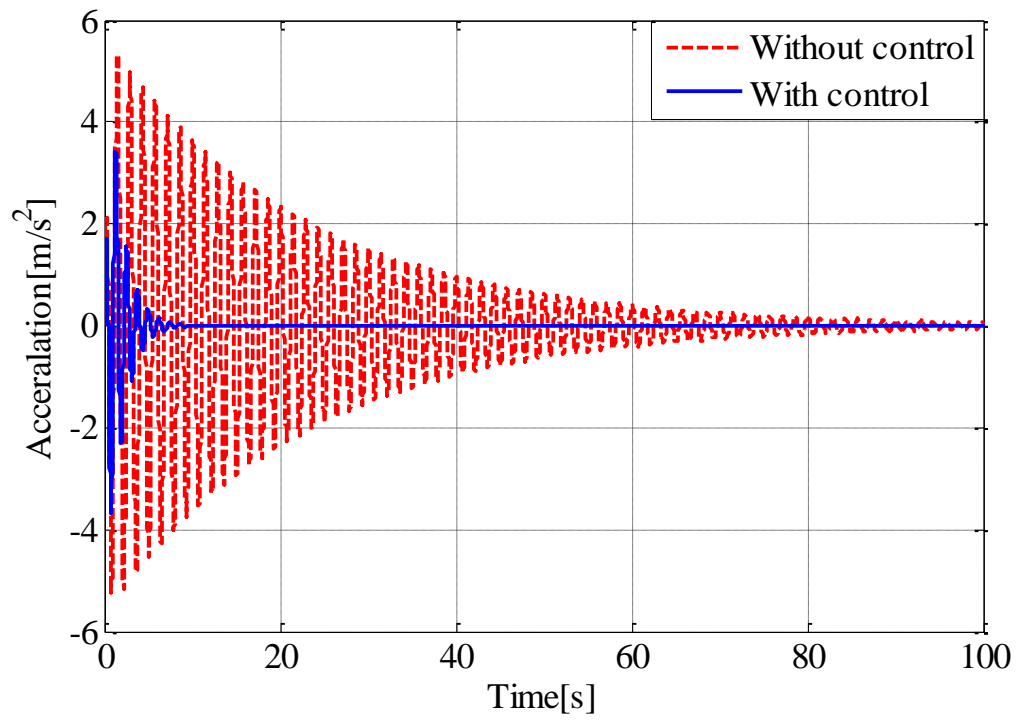


Fig. 5.8 Comparison of without control and control (impact force input)

5.4. 風による影響についてのシミュレーション結果

Fig. 5.9 は、ガントリークレーンへ風が 0.7 Hz で外力として加えた場合を想定した外力 F の波形であり、上部にかかる力の最大値は 68.56 kN (7 tonf) とした。このとき、風の周波数 0.7 Hz はガントリークレーン自体の固有振動数に近い値となっている。Fig. 5.10 に風力を受けた際の制御あり、なしの加速度の出力結果を示す。Fig. 5.10 から制御ありでは加速度の値が半分以下に抑制できていることがわかる。

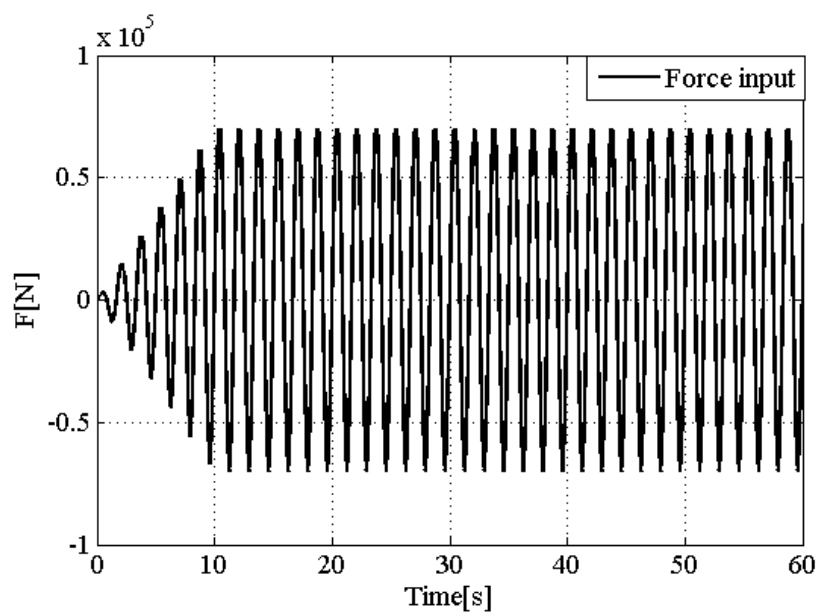


Fig. 5.9 Wind force input waveform

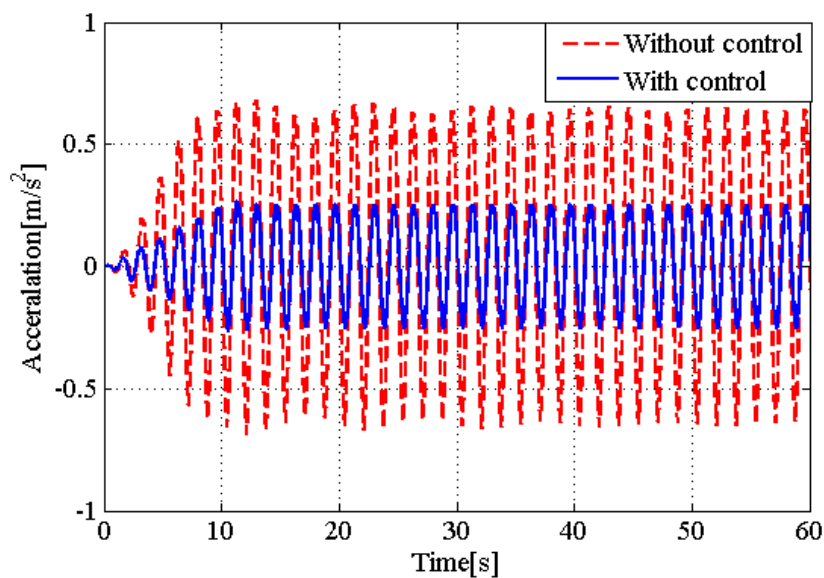


Fig. 5.10 Compare without control to control (wind force input)

5.5. 回転を考慮した場合のモデル化

クレーンを上部から見て x 軸の正方向を海側としてモデルを考え、 y 軸の正負両方に独立の制振装置を接地した場合について考える．イメージズを Fig. 5.11 に示し、Fig. 5.12 にブームのねじれを考慮した場合のモデル化の変数の定義を図示する．Table 5.3 に今回用いた各パラメータの条件を記載する．

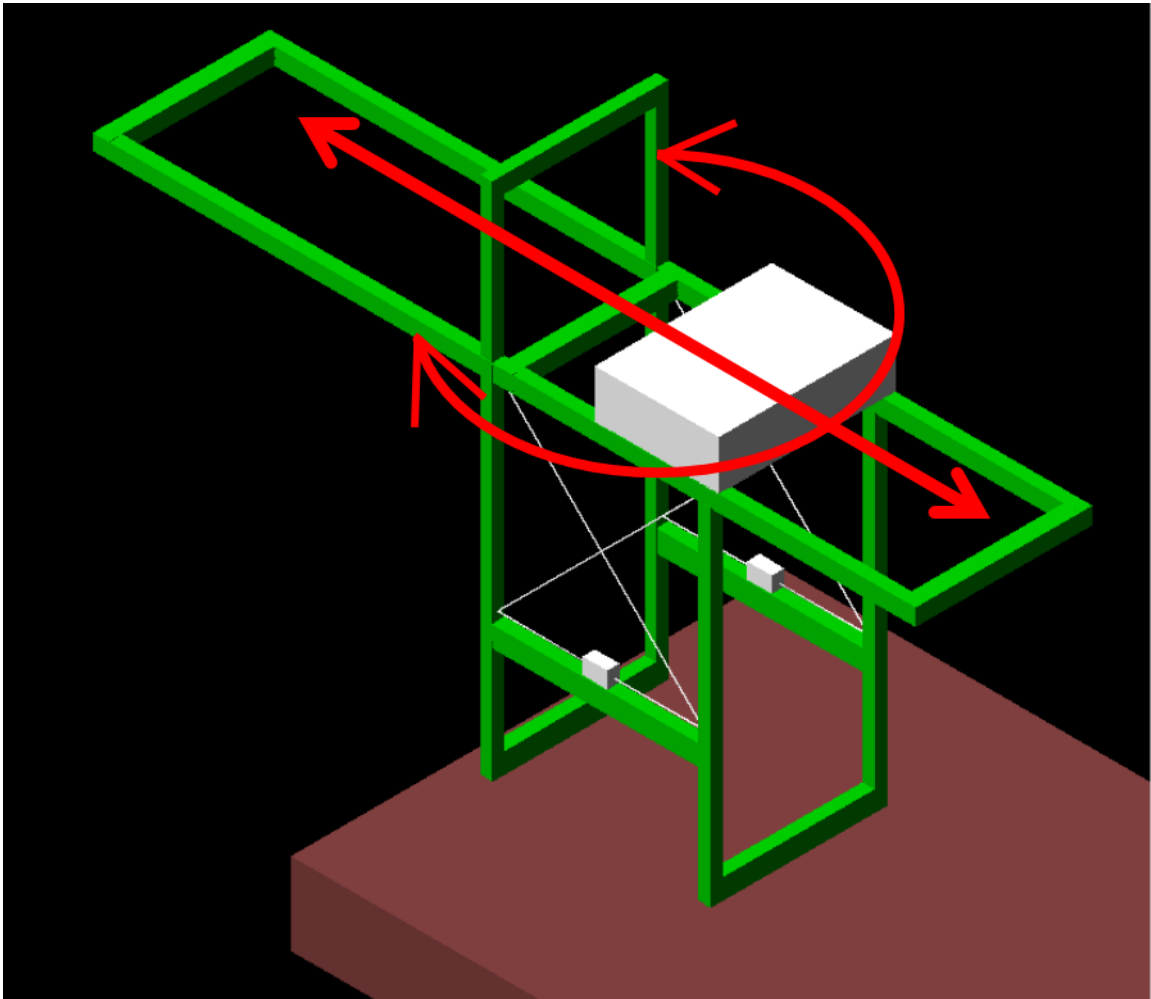


Fig. 5.11 Rotational model image

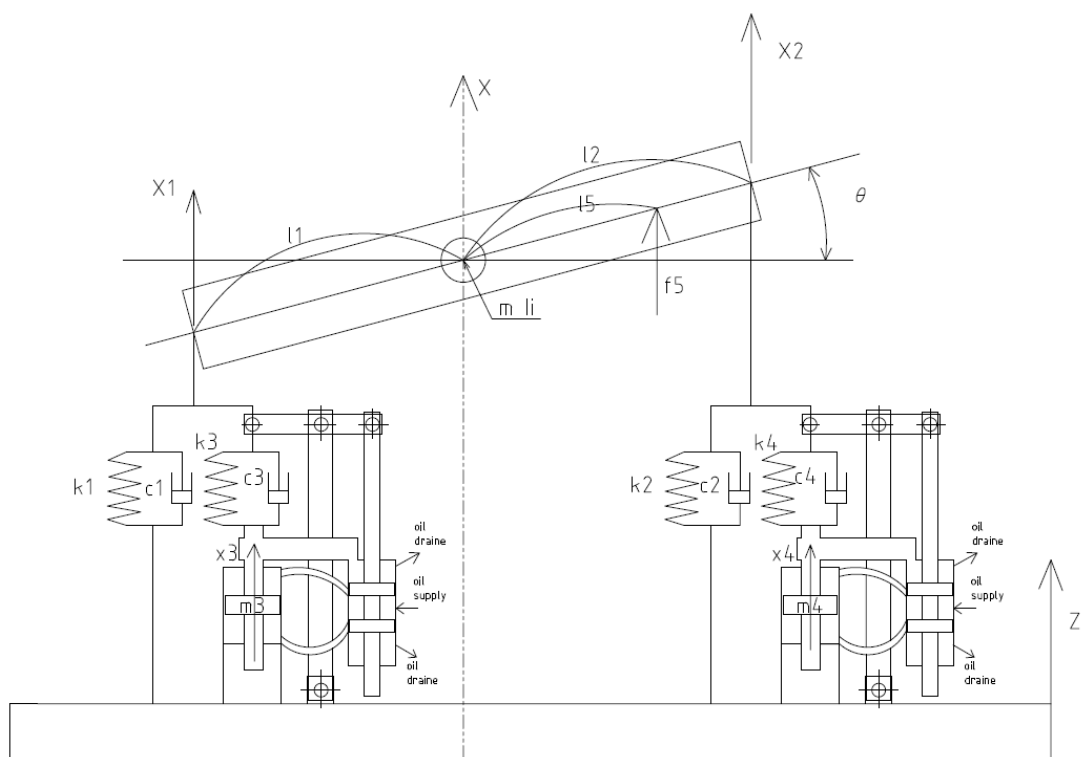


Fig. 5.12 Rolling model of gantry crane

伝達関数は Eq. 5.14 の様に求めることができる．またパラメータの設定は Table 5.3 に示した通りであるが，これについては，回転の影響が出るようにクレーンと回転軸との距離を $l_1=10$ m, $l_2=12$ m と不均一になるよう設定した．これによって回転による影響を受ける．

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1+k_2+k_3+k_4}{m} & \frac{k_1 l_1 - k_2 l_2 + k_3 l_1 - k_4 l_2}{m} & -\frac{c_1+c_2+c_3+c_4}{m} & \frac{c_1 l_1 - c_2 l_2 + c_3 l_1 - c_4 l_2}{m} & \frac{k_3}{m} & \frac{k_4}{m} & \frac{c_3}{m} & \frac{c_4}{m} & 0 & 0 \\ k_1 l_1 + k_3 l_1 - k_2 l_2 - k_4 l_2 & -\frac{k_1 l_1^2 + k_3 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_4 l_2^2}{m} & c_1 l_1 + c_3 l_1 - c_2 l_2 - c_4 l_2 & -\frac{c_1 l_1^2 + c_3 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_4 l_2^2}{m} & \frac{l_1 k_3}{l_i} & \frac{l_2 k_4}{l_i} & -\frac{l_1 c_1}{l_i} & \frac{l_2 c_4}{l_i} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_3}{m_3} & -\frac{k_3 l_1}{m_3} & \frac{c_3}{m_3} & -\frac{c_3 l_1}{m_3} & -\frac{k_3}{m_3} & 0 & -\frac{c_3}{m_3} & 0 & \frac{a}{m_3} & 0 \\ \frac{k_4}{m_4} & \frac{k_4 l_2}{m_4} & \frac{c_4}{m_4} & \frac{c_4 l_2}{m_4} & 0 & -\frac{k_4}{m_4} & 0 & -\frac{c_4}{m_4} & 0 & \frac{a}{m_4} \\ -\frac{2qh}{bv} & \frac{2qhl_1}{bv} & 0 & 0 & -\frac{2q}{bv} & 0 & -\frac{2a}{bv} & 0 & -\frac{2r}{bv} & 0 \\ -\frac{2qh}{bv} & -\frac{2qhl_2}{bv} & 0 & 0 & 0 & -\frac{2q}{bv} & 0 & -\frac{2a}{bv} & 0 & -\frac{2r}{bv} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_3 \\ x_4 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ p_1 \\ p_2 \end{bmatrix}$$

Eq. 5.14

$$+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & \frac{1}{m} \\ 0 & \frac{l_5}{l_i} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ f_5 \end{bmatrix}$$

Table 5.3 Parameters setting for wire driven active vibration suppression for rotation

Parameters	Value	Parameters	Value
m	$6.0 \times 10^5 \text{ kg}$	h	12 -
I_i	$6.15 \times 10^8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	a	$7.07 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
m_3	$1.0 \times 10^3 \text{ kg}$	B	$6.8 \times 10^{-10} \text{ 1/Pa}$
m_4	$1.0 \times 10^3 \text{ kg}$	V	$3.53 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
k_1	$4.26 \times 10^6 \text{ N/m}$	q	$1.76 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}$
k_2	$4.26 \times 10^6 \text{ N/m}$	r	$1.19 \times 10^{-8} \text{ m}^3/(\text{Pa} \cdot \text{s})$
k_3	$1.74 \times 10^7 \text{ N/m}$	l_1	10 m
k_4	$1.74 \times 10^7 \text{ N/m}$	l_2	12 m
c_1	$9.05 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	l_5	9 m
c_2	$9.05 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$		
c_3	$2.63 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$		
c_4	$2.63 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$		

5.6. 回転を考慮した場合のシミュレーション結果

続いて、得られたモデルを用いてシミュレーションを行った結果を示す。入力は、地震波は Fig. 5.5 に示した波形と同じとし、外力も吊り荷による衝撃を想定した Fig. 5.7 を入力として用いた。風力による影響は単振動と変わらないと考え回転を考慮したモデルでのシミュレーションは行わないこととした。

5.6.1. 地震波を入力した場合（重心の並進運動）

Fig. 5.13 に地震波を入力した場合の重心周りの並進運動の出力結果を示す。制御なしの場合と比べて加速度が抑えられていることがわかる。この結果をもとにボード線図を作成し、その結果を Fig. 5.14 に示す。Fig. 5.14 ピーク値が制御なしと比較し、右へ移動していることから固有振動数が高くなっていることがわかる。これは、制振用のワイヤーがブレースのような役割も果たしているため、剛性が増していることも影響しているものと考えられる。0.2 Hz 付近で起きている共振点は重心周りの回転の共振点であると考えられる。

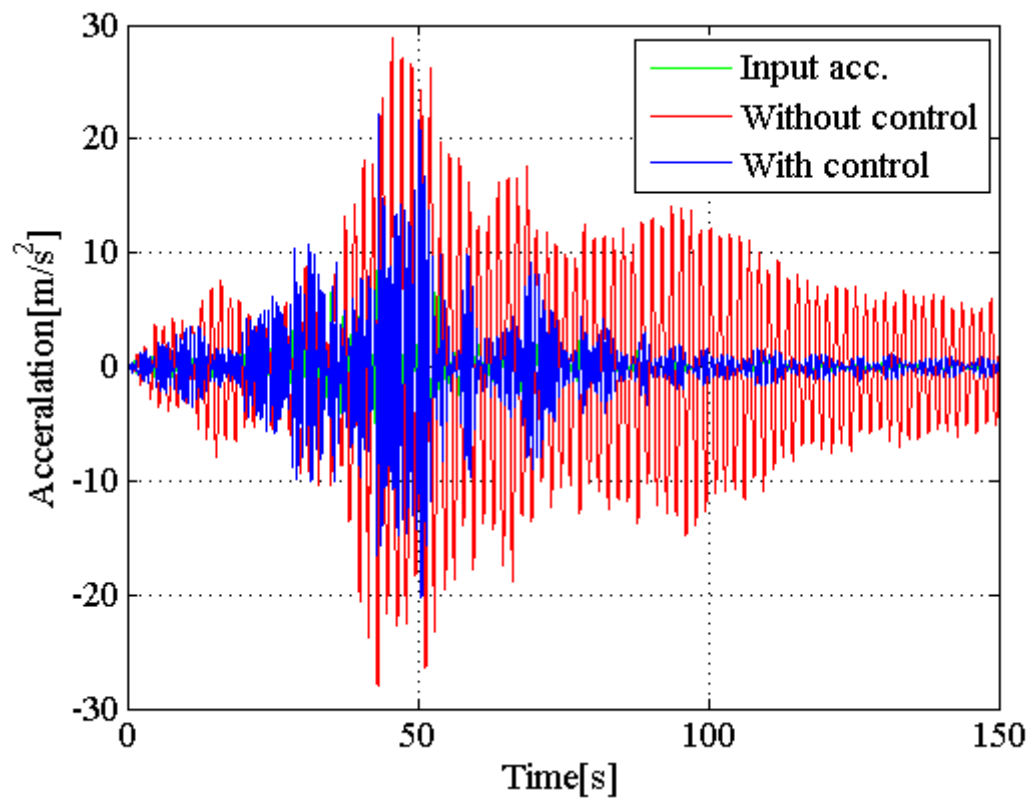


Fig. 5.13 Comparison of without control and control (earthquake input translational motion around the center of gravity)

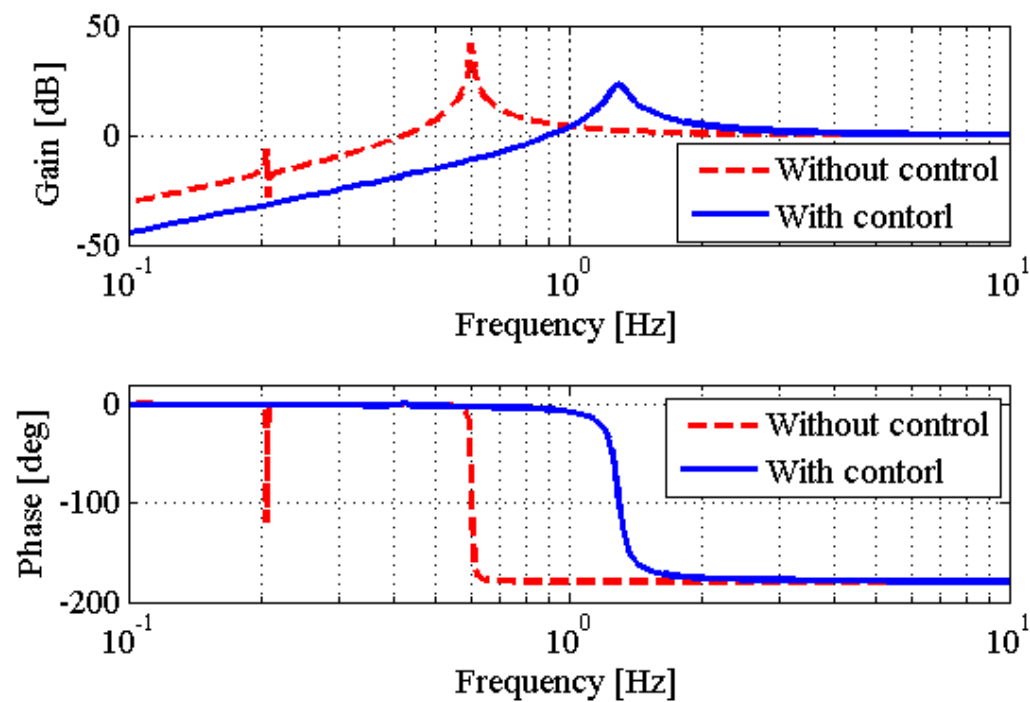


Fig. 5.14 Bode diagram (Earthquake input translational motion around the center of gravity)

5.6.2. 地震波を入力した場合（重心周りの回転運動）

次に、地震波を入力した場合の重心周りの回転運動について検証を行った。回転の影響を Fig. 5.15 に回転の入力加速度と制御なし、制御ありそれぞれの角加速度の出力結果を示す。回転の影響は入力に対し、わずかであることから、制御なし、制御ありの出力結果のみに着目したグラフを Fig. 5.16 に示す。また、ボード線図を Fig. 5.17 に示す。Fig. 5.17 より、ピークが抑えられていることと、固有振動数が右にシフトしていることから回転運動についても剛性が増していることがわかる。

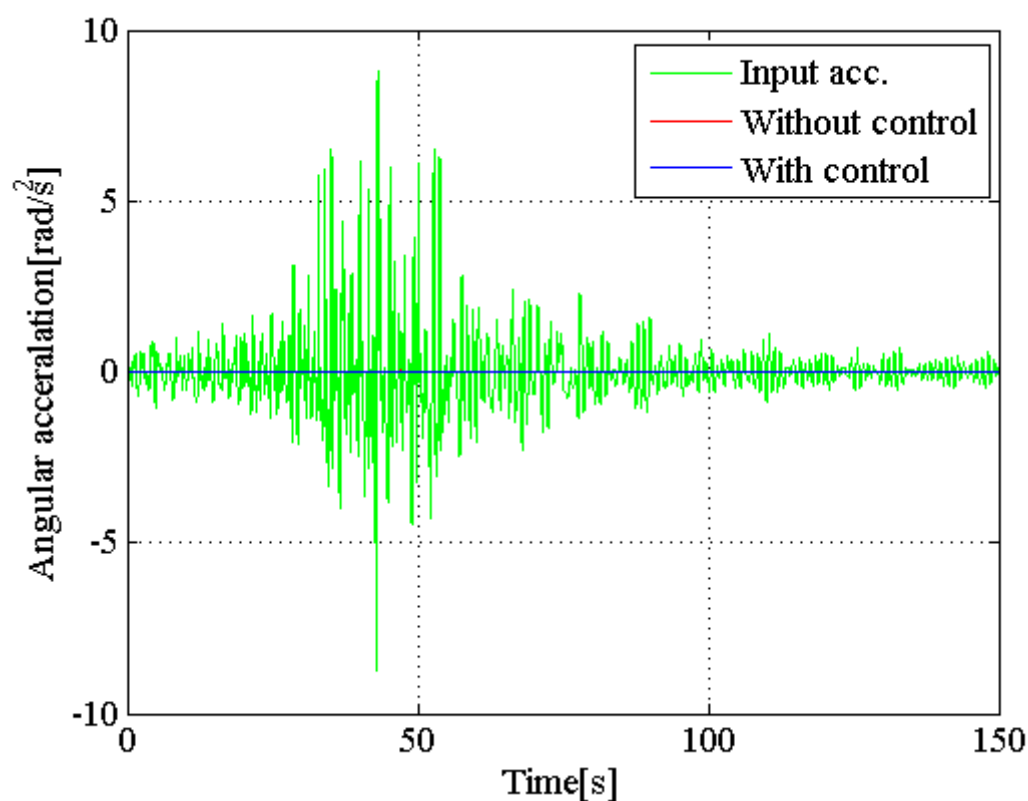


Fig. 5.15 Comparison of without control and control (earthquake input rotational motion around the center of gravity)

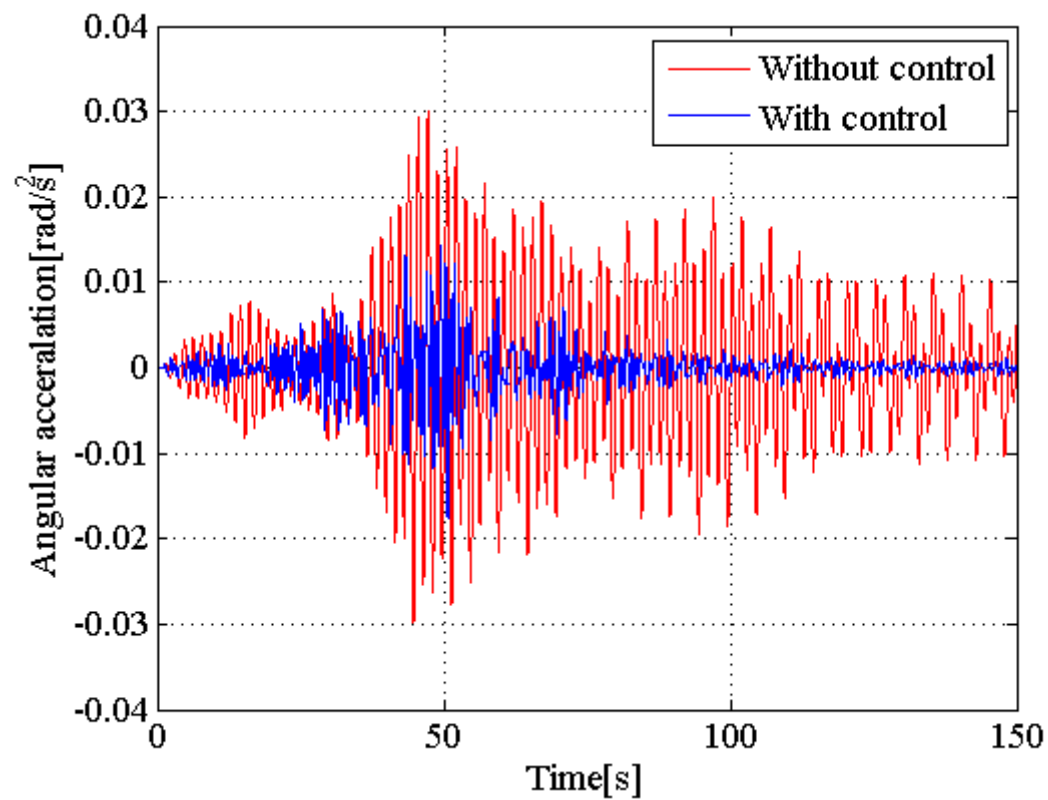


Fig. 5.16 Comparison of without control and control enlarged view (earthquake input rotational motion around the center of gravity)

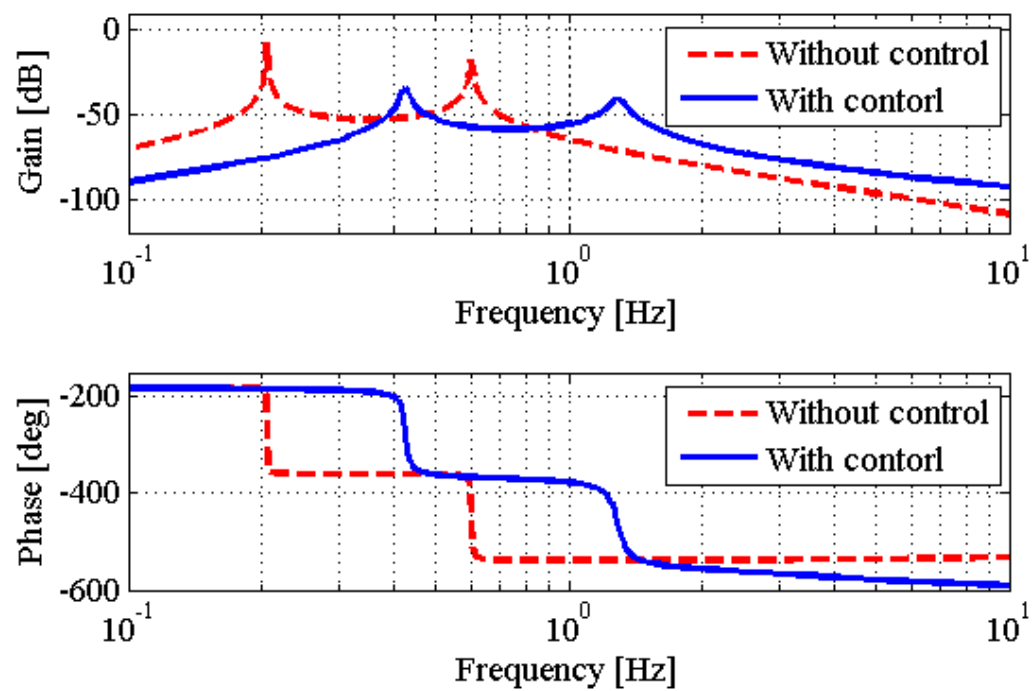


Fig. 5.17 Bode diagram (Earthquake input rotational motion around the center of gravity)

5.6.3. 長周期パルス地震波を入力した場合（重心の並進運動）

Fig. 5.18 に地震波として使用した波形を示す．この波形は 2017 年熊本県で発生し，問題となった長周期パルス地震波である．初めの 10 s ほどで大きな揺れは終了していることから Fig. 5.19 に x 軸を 20 s としたグラフを示した．この波形を入力とした場合の重心周りの並進運動の出力結果を Fig. 5.20, Fig. 5.21 に示す．制御なしでは 150 s 経過しても揺れが十分に収まっていないことがわかる．ただし，Fig. 5.21 より加振中は一時的に制御ありの方が大きく揺れてしまっている．

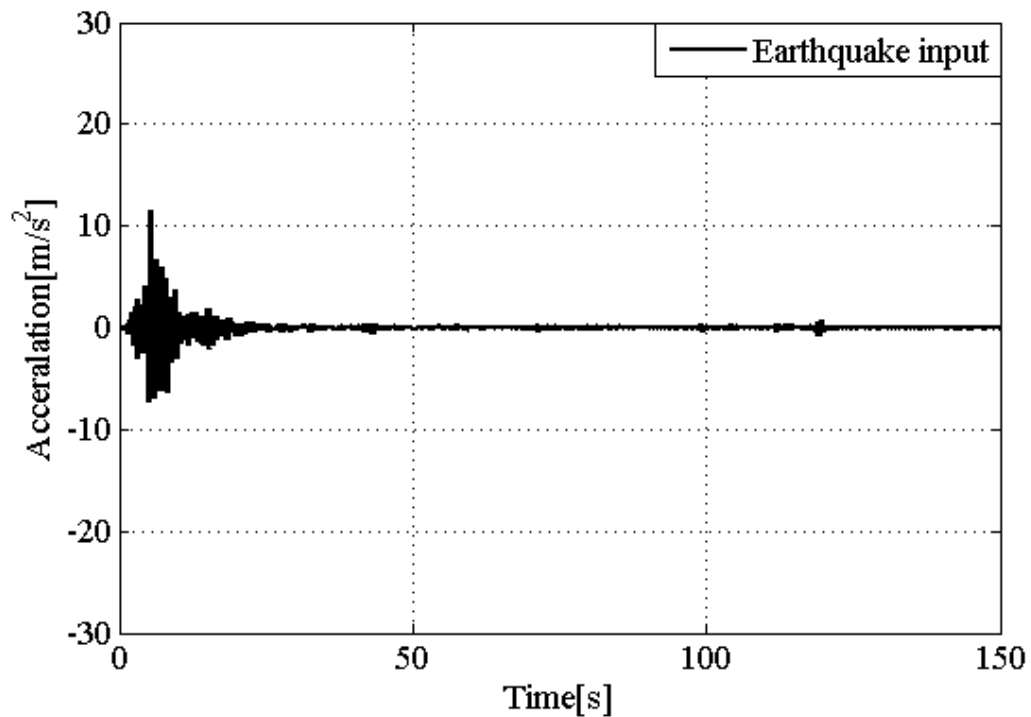


Fig. 5.18 Earthquake of long period pulse input full length wave form

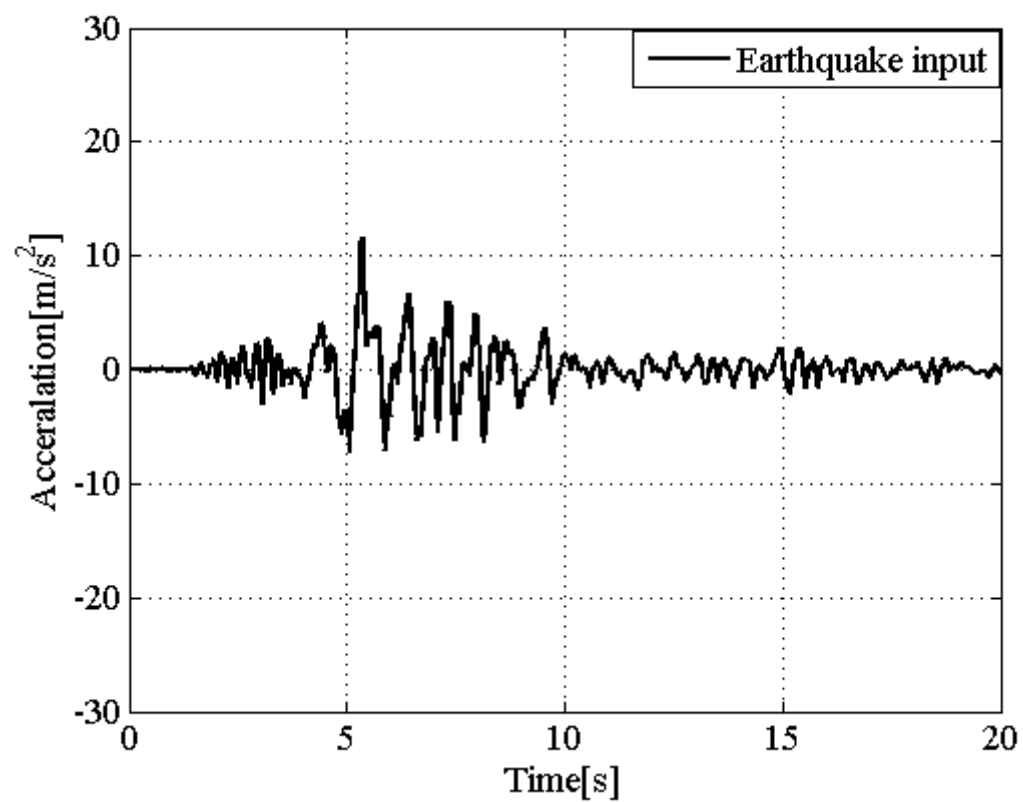


Fig. 5.19 Earthquake of long period pulse input partial wave form

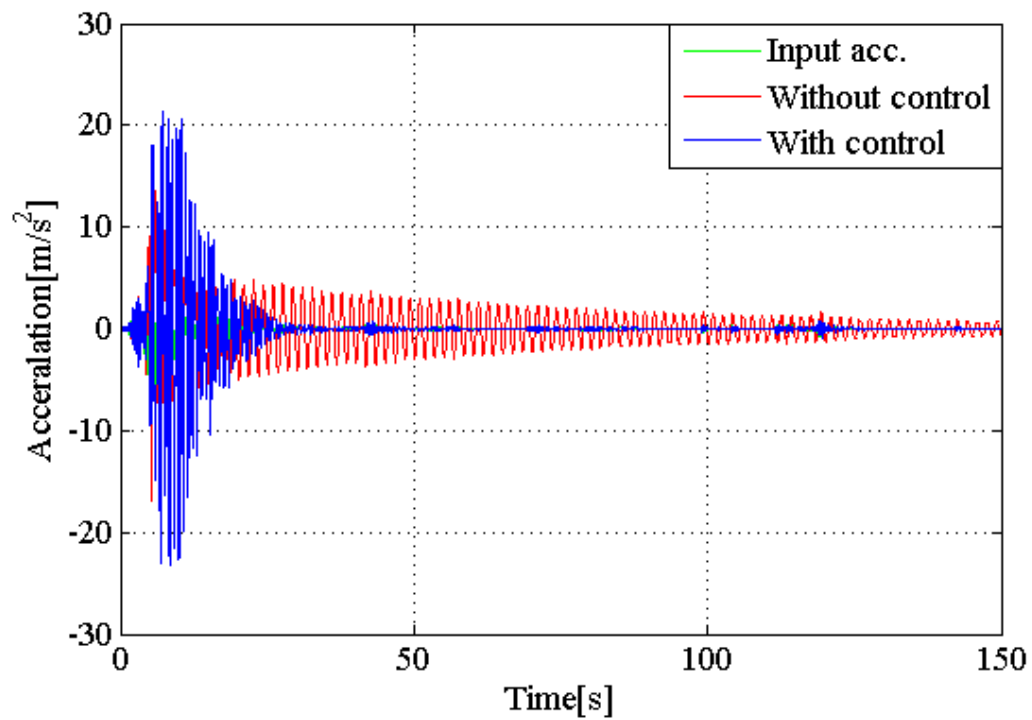


Fig. 5.20 Comparison of without control and control (long period pulse earthquake input translational motion around the center of gravity)

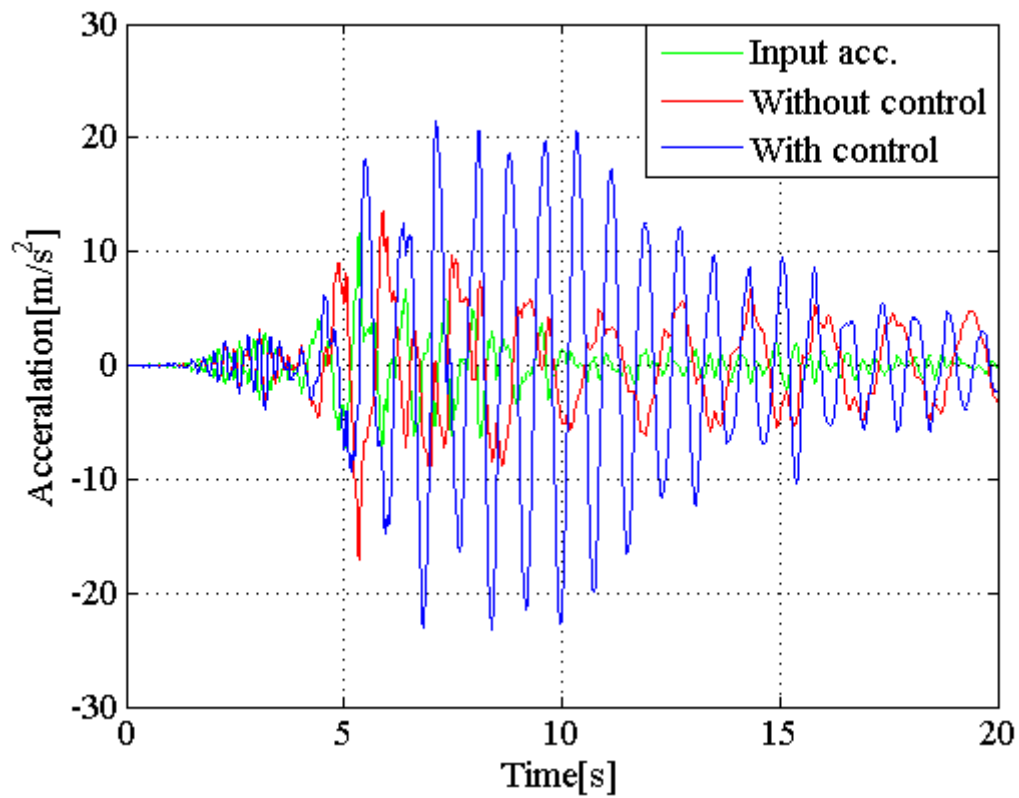


Fig. 5.21 Comparison of without control and control (long period pulse earthquake partial input translational motion around the center of gravity)

5.6.4. 長周期パルス地震波を入力した場合（重心周りの回転運動）

次に、長周期パルス地震波を入力した場合の重心周りの回転運動について検証を行った。回転の影響を Fig. 5.22 へ回転の入力加速度と制御なし、制御ありそれぞれの角加速度の出力結果を示す。回転の影響は入力に対し小さいことから制御なし、制御ありの出力結果のみに着目した Fig. 5.23, Fig. 5.24 を示す。Fig. 5.24 より並進運動と同様に制御ありの方が加速度が大きく出ているが、制御なしと比べて揺れは早く収まっている。

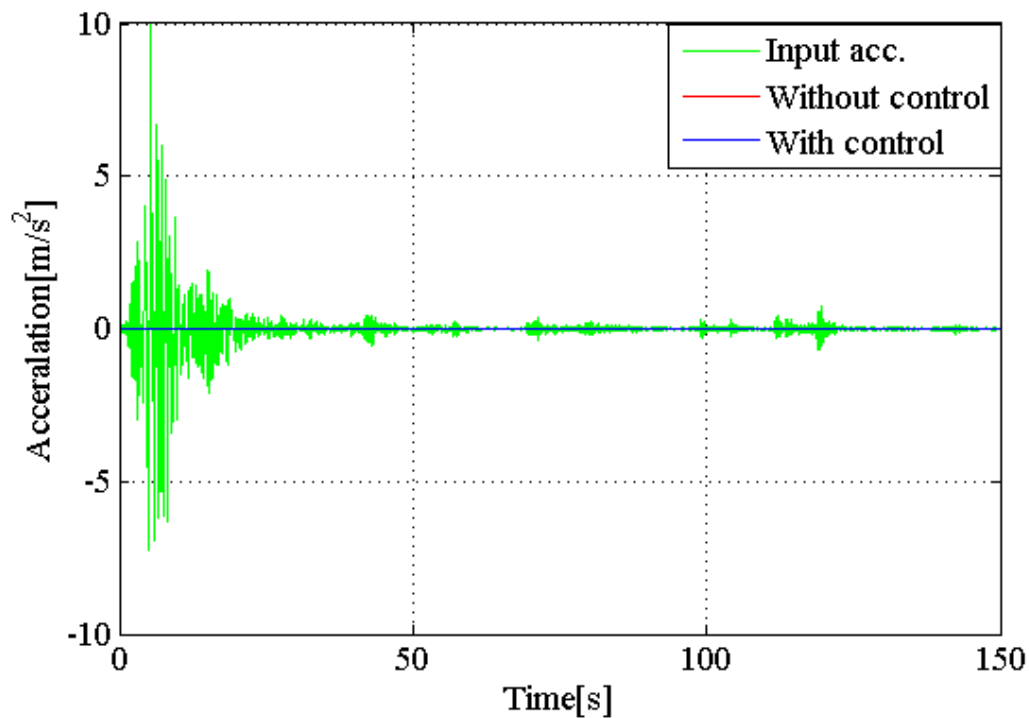


Fig. 5.22 Comparison of input, without control and control (long period pulse earthquake input rotational motion around the center of gravity)

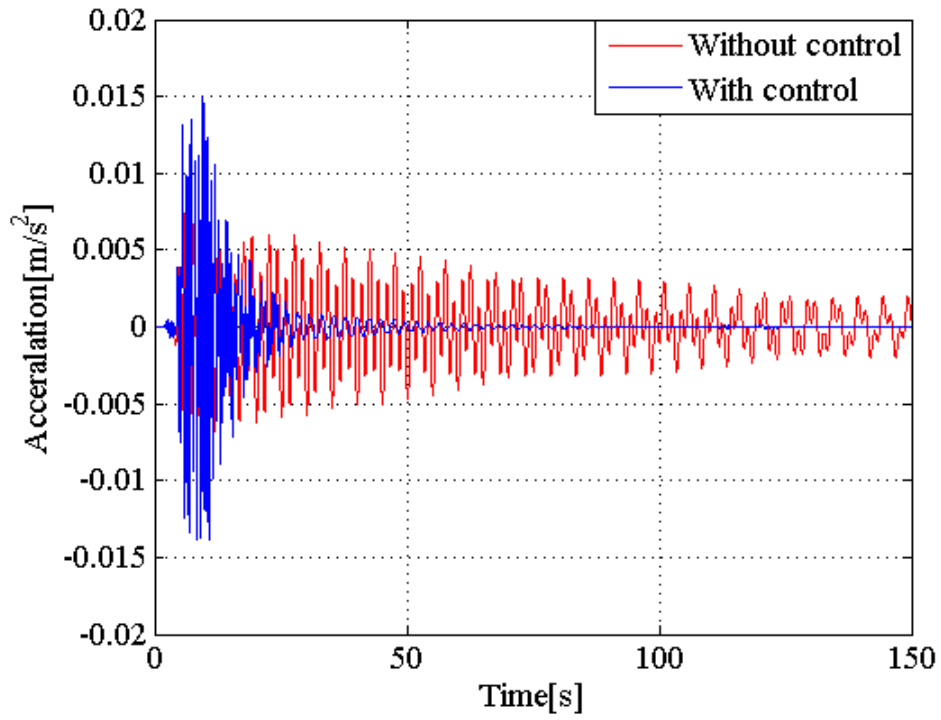


Fig. 5.23 Comparison of without control and control enlarged view (long period pulse earthquake input rotational motion around the center of gravity)

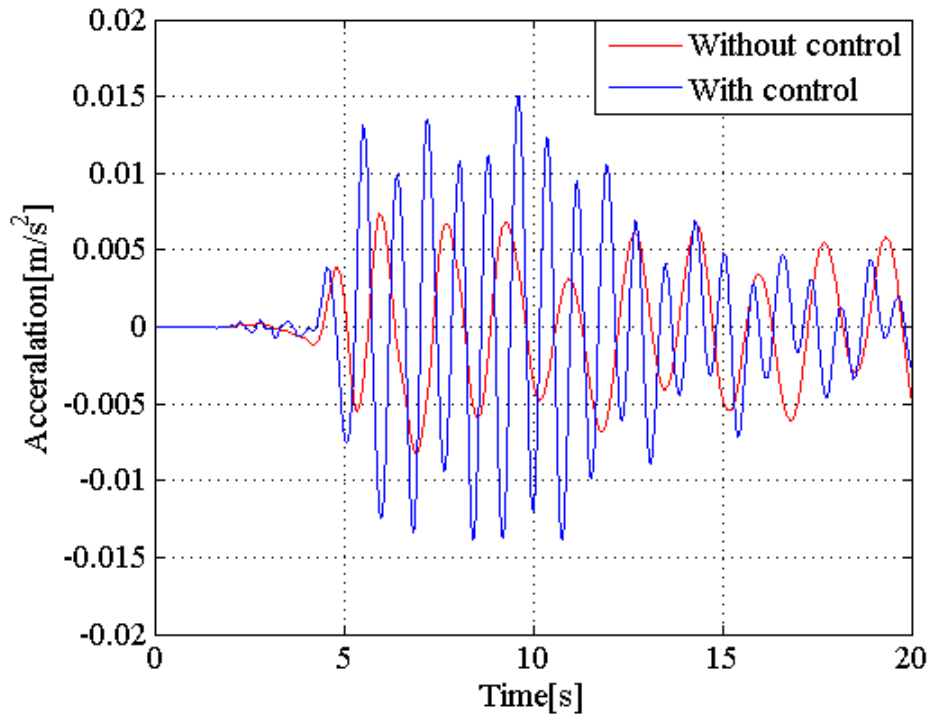


Fig. 5.24 Comparison of without control and control enlarged view (long period pulse earthquake partial input rotational motion around the center of gravity)

5.6.5. 外力を入力した場合（重心の並進運動）

続いて、吊り荷を想定した衝撃荷重を与えた場合の重心の並進運動出力結果 Fig. 5.25 を示す。グラフより、150 s 時点でも加速度が残っている制御なしと比較して、制御ありの場合は 15 s の時点で加速度は収束していることがわかる。このことから、衝撃が加わった場合についても揺れが収まるまでの時間は 10 分の 1 以下にできると言える。ボード線図を Fig. 5.26 に示す。地震波を入力された時と同様に、ピークは抑えられ、固有振動数は高くなっていることがわかる。このことから、衝撃荷重に対する制振性能についても有効であると言える。

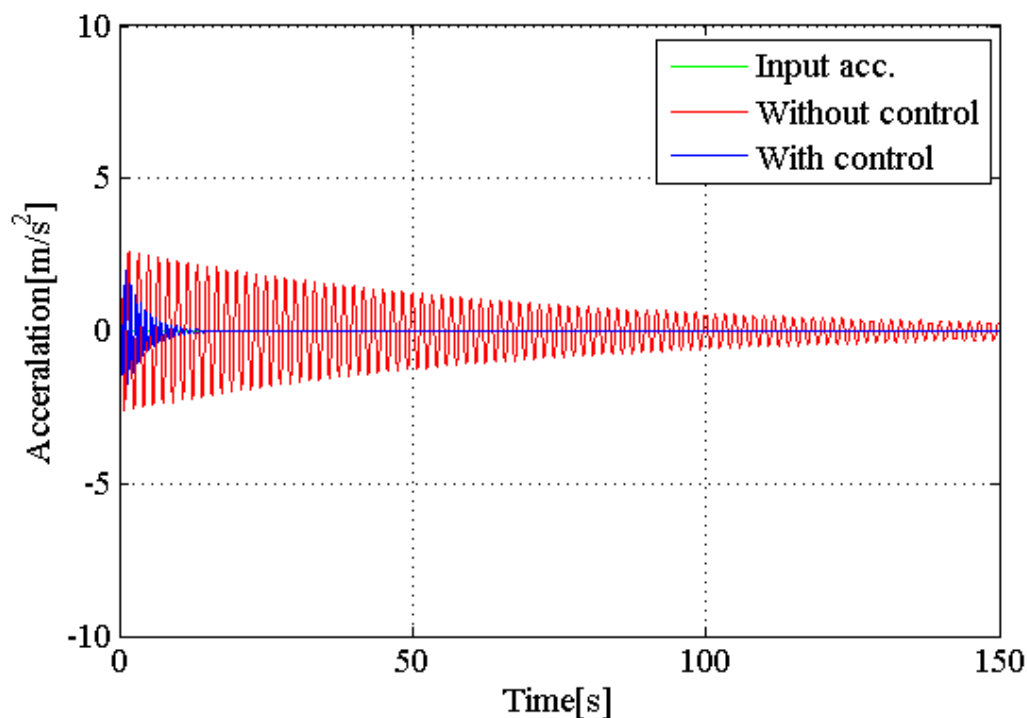


Fig. 5.25 Comparison of without control and control (impact force input translational motion around the center of gravity)

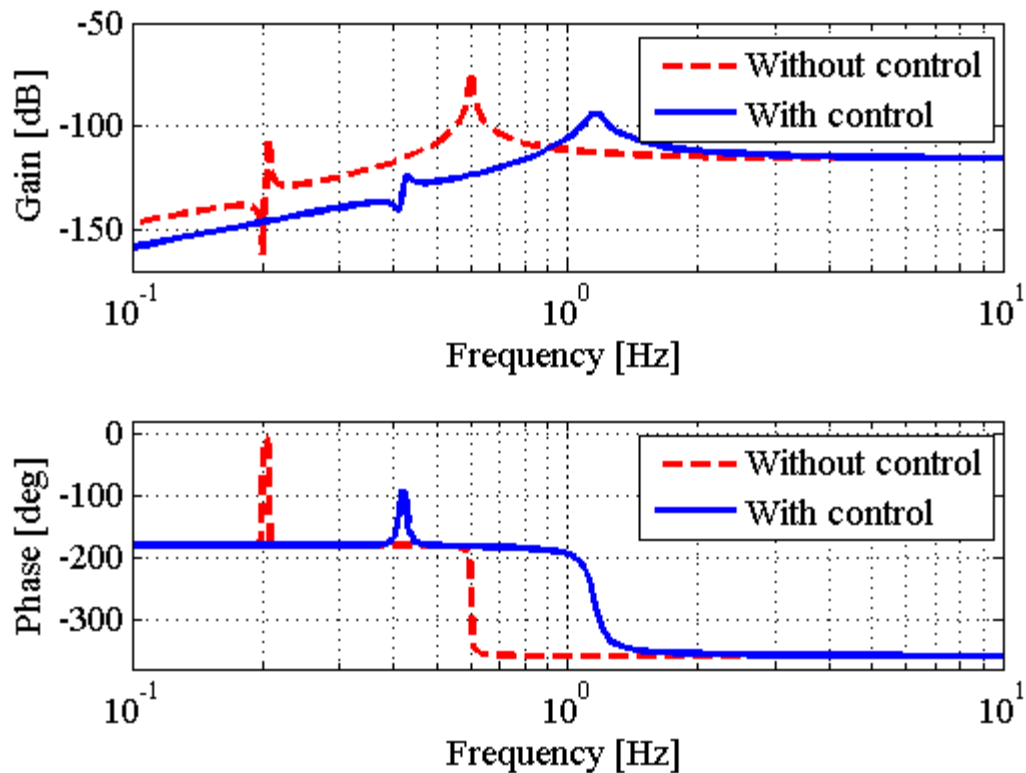


Fig. 5.26 Bode diagram (impact force input translational motion around the center of gravity)

5.6.6. 外力を入力した場合（重心周りの回転）

次に、Fig. 5.27 に外力を受けた場合の制御なし、制御ありの角加速度の出力結果を示す。グラフより、回転の慣性が大きいため減衰が小さいため、揺れが収束したのが制御ありの場合でも 75 s 付近となっていることがわかる。また、制御無しでは長時間揺れは収まらない。得られたボード線図を Fig. 5.28 に示す。これまでの結果と同様にピークは抑えられ、固有振動数も高くなっていることがわかる。

このことから、地面からの地震波の入力に対しても、ブームへの外力に対しても、並進、回転ともに制振性能を発揮していることが示された。

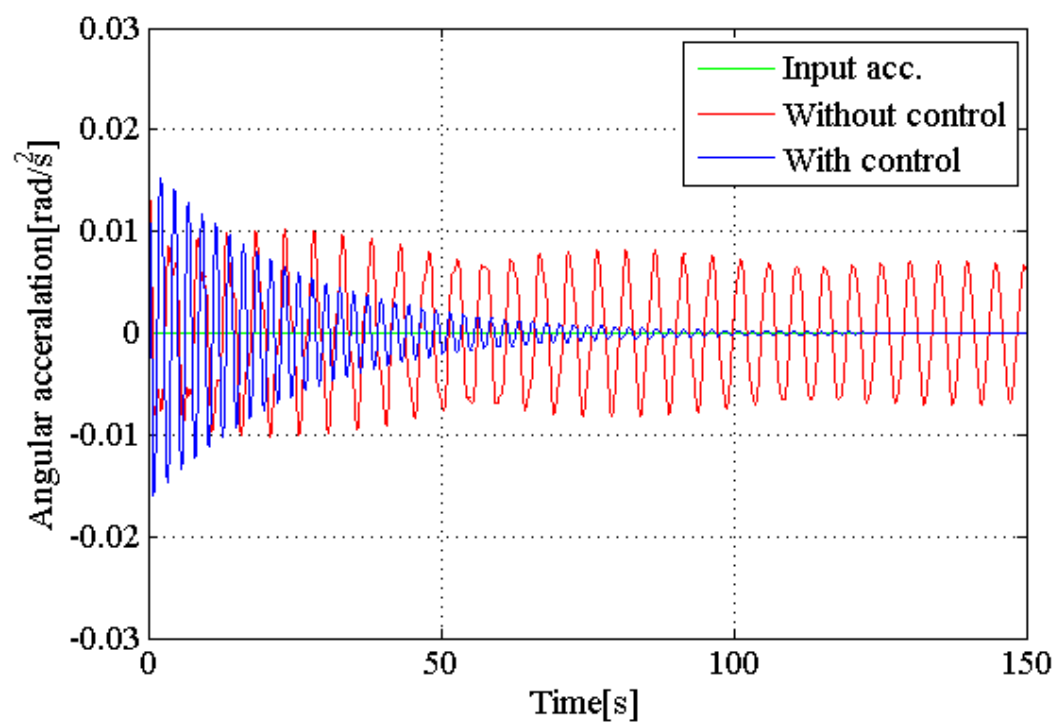


Fig. 5.27 Comparison of without control and control (impact force input rotational motion around the center of gravity)

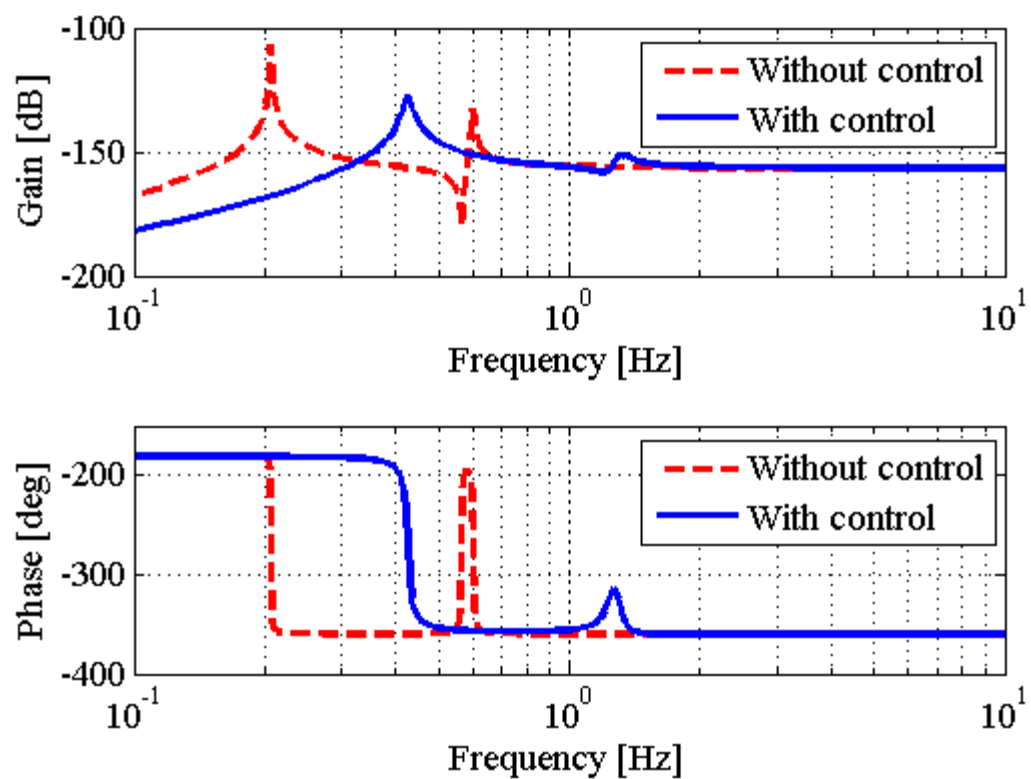


Fig. 5.28 Bode diagram (impact force input rotational motion around the center of gravity)

5.6.7. ダンパを入れた場合との比較

ここまで、ワイヤーを用いた提案機構をガントリークレーンへ適用した場合の制振性能について示してきた。ここで、ワイヤーの代わりにダンパを取り付けた場合についてシミュレーションにより検証を行った。ガントリークレーン自体の減衰を 10 倍にしたとき、提案機構と同様にピークを抑えることができることから、減衰係数 c_1 、 c_2 を $9.05 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ から $9.05 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ へと 10 倍にし、地面から地震波を入力した場合の重心の並進運動の加速度の出力を Fig. 5.29, そのボード線図を Fig. 5.30 に示し、重心まわりの回転運動についての角加速度の出力結果を Fig. 5.31, そのボード線図を Fig. 5.32 に示す。Fig. 5.30 と Fig. 5.32 より、ダンパを 10 倍にしたとき、ピークは提案機構を適用したときと同等程度抑えられていることがわかるが、ダンパを取り付けることで固有振動数は変わらないことから、本提案機構の優位性が示された。

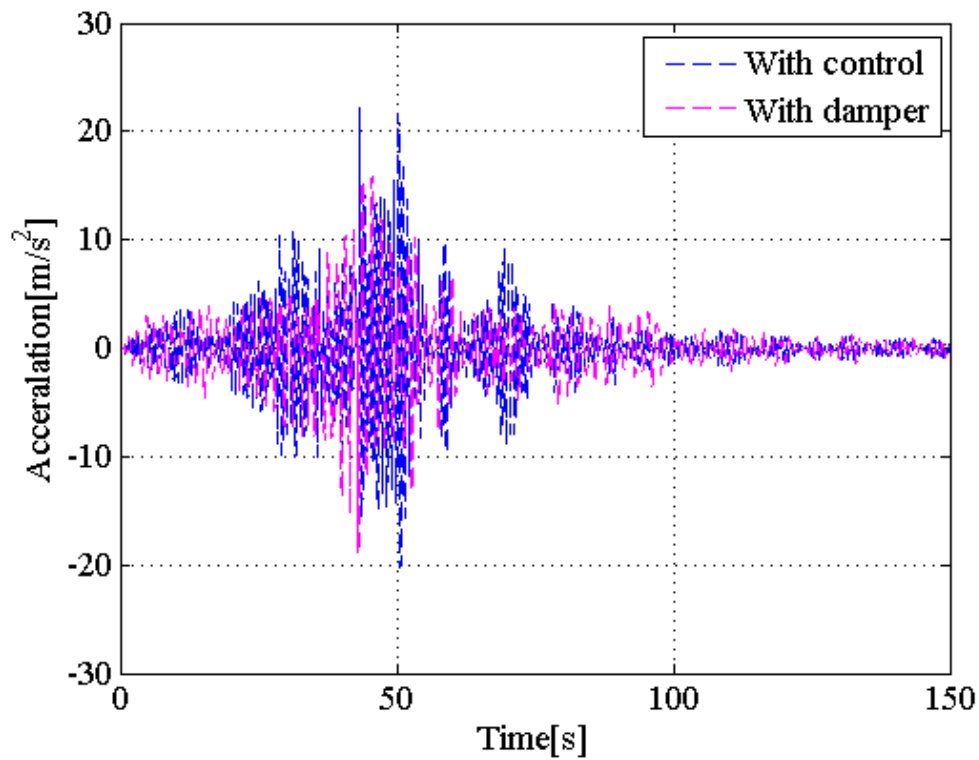


Fig. 5.29 Comparison of with control and with damper (earthquake input translational motion around the center of gravity)

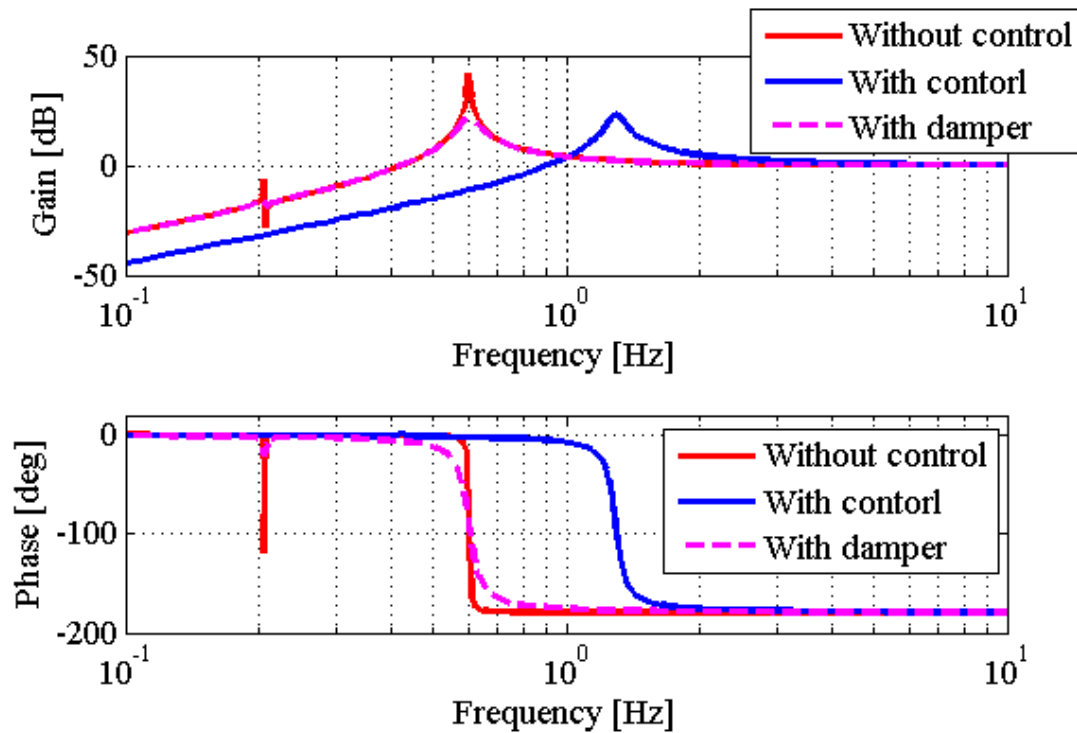


Fig. 5.30 Bode diagram of with damper (Earthquake input translational motion around the center of gravity)

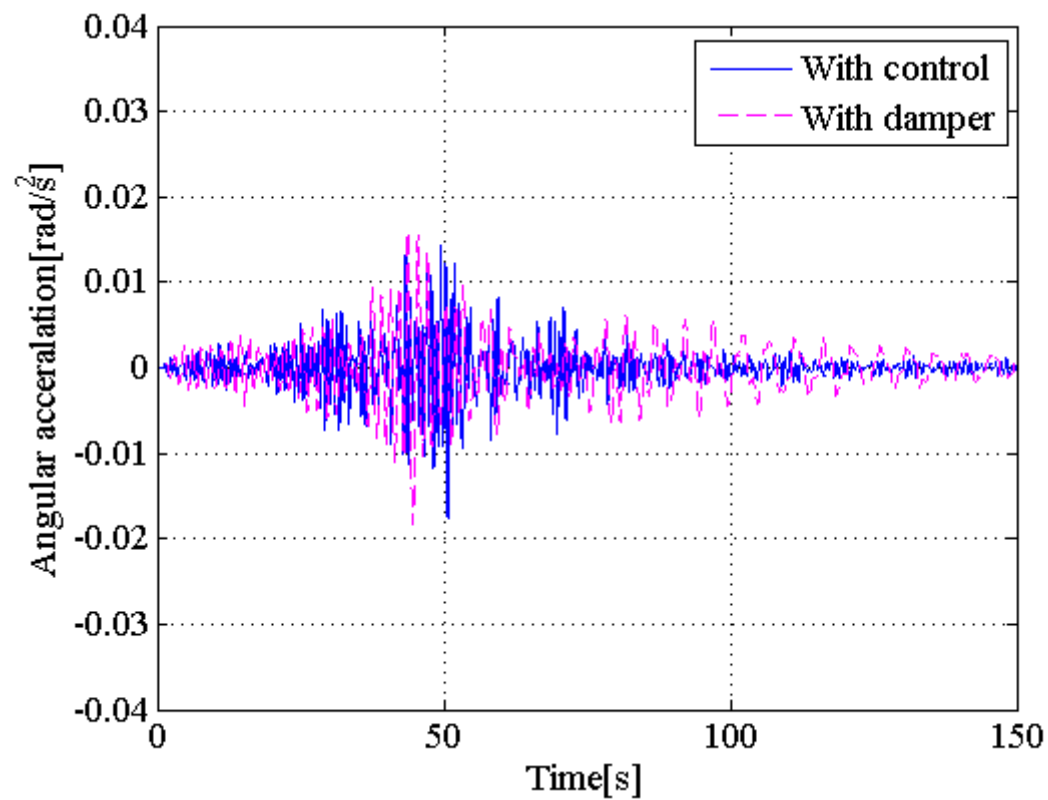


Fig. 5.31 Comparison of with control and with damper (earthquake input rotational motion around the center of gravity)

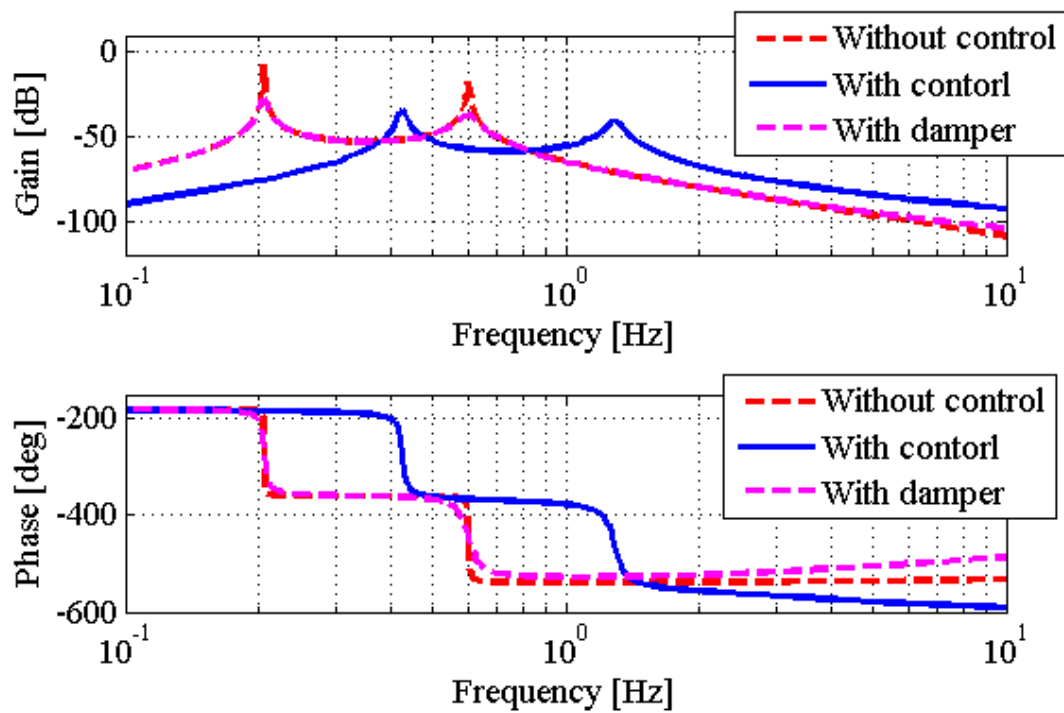


Fig. 5.32 Bode diagram of with damper (Earthquake input rotational motion around the center of gravity)

5.7. 考察

もし今回提案している装置の代わりに油圧で作動する錘を用いるのであれば、減衰定数として $5.27 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 必要とされる。つまりダンパによる振動の押さえ込みは現実的ではないと言える。港湾施設は海に面しており潮風にさらされている。制御に電子機器を用いるのは推奨されない。今回提案した装置はいわば機械式コントローラである。スプール等の油圧関係の部品は油の中で作動している。油圧はかなりのパワーを生み出すので装置そのものは大きくしなくてすむ。今後研究を発展させる中で、新しい小型の模型を開発してさらなる可能性を検証していきたい。

第6章 結論

本論文では、新たに開発した油圧アクチュエータの機械式駆動機構の有効性についてシミュレーションと実験によって検証を行った。初めにフルアクティブ免震機構の縮小モデルを製作し、シミュレーションと実験によりその有効性を示した。共進周波数が低くなるため破壊に影響する速度成分を抑える効果があることを示した。また、本機構ではリンク比の変更などのパラメータ調整についても検証を行い提案機構の有用性とパラメータ調整方法についても知見を得ることができた。続いて、アクティブマスダンパとしての活用を提案し、その制振性と実際のビルへの適用方法について検討を行った。カウンタウェイトの質量比が大きくなってしまふことなどから課題が残った。最後に、港に設置されているガントリークレーンについて炭素鋼ワイヤーを介して制振を行うワイヤー式アクティブ制振を提案しシミュレーションによって検証を行った。

当初、製作した実験装置での実験結果とシミュレーション結果との間に差が生じていた。これはシミュレーションでは設定が難しい摺動部の摩擦による影響であると考え、実験装置を改良することで摩擦の影響を小さくした結果、シミュレーション結果と同等の動特性を実験にて得られるようになった。

また、パラメータ調整についても、リンクの長さ比による特性の変化においてシミュレーションと同様の特性の変化を実験によって確認し、シミュレーションモデルの妥当性を確認した。アクチュエータ断面積とスプールの開量に対する流量に最適値が存在することに加え、共振周波数の調整が可能であることを確認した。しかし、その制御機構部のパラメータ設定で免震性能を向上させていくと、地面とシリンダロッド間のばねや減衰の影響が大きく影響することになり、経年劣化などでパラメータが変化した場合に不安定化する危険性があることが確認された。スプールの開量に対する流量に関して、油圧源圧力を変更しての実験による検証を行ったが、油圧源圧力の変化による流量の比例定数の変化はシミュレーション結果とは異なる結果となった。

パラメータを変更した実験では、シミュレーション結果から、実用化において装置の構成部品の選定の方法は以下のようにするのがよいと考えられる。まず、建物のパッシブ免震部のパラメータである質量やばね定数、減衰係数、油の圧縮率、実装できるアクチュエータ断面積とスプールの範囲からゲインのピーク値の曲線 Fig. 3.19 を求める。このとき、リンクの長さ比と地面とシリンダロッド間のばね定数は不安定にならないものを仮に設定する。その曲線をリンクの長さ比を変えて比較し、必要な免震特性になるアクチュエータとスプールの選定、リンクの長さ比の決定を行うことが可能となる。

また、油圧源の圧力からスプールの開量に対する油の流量までの関係が理論値と異なる結果となったことについては、今後スプールのみの状態で実際に流量を計測し、検証を行う必要がある。また、アクチュエータ断面積や免震ゴムを変更した場合についても実験し検証する。建物モデルの質量を大きくしても本機構が機能するかを確認する必要があるが、

現在の装置で大型化を試みたところパッシブ免震の状態でも摩擦の影響が大きくなってしまったので、レールなどを改良する必要がある。さらに実際の建物で使用する場合には、電源喪失時の油圧源となるアキュムレータの大きさと時間の関係をシミュレーションし、実用性について検証する必要がある。

アクティブマスダンパ方式についても提案した機械式制御機構のモデル化を行い、そのモデルを用いてシミュレーションを行った。その結果、制御なしの場合と比べて制振できていることがわかり、この機械式制御機構を用いることによって制振の機能を持たせることに成功した。次に、この機構を実験装置で製作し、シミュレーションと同様の条件で実験を行った。その結果とシミュレーションを比較すると、同様の特性を実験装置においても再現できることが確認された。しかし、リンクの長さ比 h を変えて特性の変化を確認した実験では高周波においてはシミュレーションと異なる結果となった。このことより、摩擦によるモデル誤差があると考えられる。

また、地震が発生して電源が喪失した場合でもアキュムレータで地震が止まるまで油を供給し続けることができることから本機構を用いることで安全性が確保することが可能となることを示した。

建物モデルの質量を大きくしてもシミュレーションと同様の特性を得ることができるのか確認する必要がある。現在の装置でも摩擦による影響があると考えられる上に、建物モデルの質量が増えることでよりその影響が大きくなると考えられるので、レールにリニアガイドを用いるなどして対策をとる必要がある。

電子装置を用いない新たなアクティブ免震制御機構について、ワイヤーアクティブ制振への適用も提案をした。この機構が機能することをシミュレーション上で確認し、また、その機能を実際の装置で再現できることを実験により実証した。リンクの長さ比を変えることで機構の特性を変化させられることをシミュレーションにより示し、実験においても同様の傾向が見られることを確認した。さらに、スプール特性とシリンダ受圧面積のパラメータを調整することで更なる性能の向上が図れることをシミュレーションにより示した。今後は実験装置を大型化し、より実際に近い環境での免震性能の検証を目指す。

本論文に関する業績

雑誌論文

青木保夫, 平松晃典, 青木崇, 梶原浩一, 田川泰敬, “機械式制御によるアクティブ免震装置の開発 (コンセプトの提案, 実証実験, およびパラメータスタディ),” 日本機械学会論文集(Web), 巻: 81, 号: 823, ページ: 14-00450(J-STAGE), 2015. (第3,4章)

国際学会

Y. AOKI, A. HIRAMATSU, T. WACHI, K. KAJIWARA and Y. TAGAWA, “Development of Full Active Seismic Isolator via Mechanical Control,” The 12th International Conference on Motion and Vibration 2014, 2014. (第3章)

Y. AOKI, T. AOKI and Y. TAGAWA, “Development of Wire Driven Active Vibration Suppression for Gantry Crane with Mechanical Control,” 16th Asia Pacific Vibration Conference 2015, 24-26, November 2015., HUST Hanoi, Vietnam. (第5章)

国内会議

青木保夫, 和地天平, “電子装置を用いない高信頼性油圧アクティブ免震システムの提案,” Dynamics and Design Conference 2012 (CD-ROM), 巻 2012, ページ: 402, 2012.

和地天平, 青木保夫, 田川泰敬, 梶原浩一, “機械式制御によるフルアクティブ免震装置の開発,” 自動制御連合講演会(CD-ROM), 巻: 55th, ページ: 2K401, 2012

青木保夫, 平松晃典, 和地天平, 梶原浩一, 田川泰敬, “機械式制御によるフルアクティブ免震装置の開発,” 日本機械学会運動と振動の制御シンポジウム論文集(CD-ROM), 巻: 13th, ページ: D14, 2013.

青木保夫, 円谷悠, 青木崇, 梶原浩一, 田川泰敬, “電子装置を用いない機械式アクティブマスダンパーの開発,” Dynamics and Design Conference 2014 (CD-ROM), 巻 2014, ページ: 425, 2014. (第4章)

T. Evans, J. Koseki, Y. Aoki, S. Higuchi, K. Kishimoto, “Development and performance of a rolling table used on a centrifuge,” International Journal of Physical Modelling in Geotechnics, Paper 1700043 April 13, 2018.

取得特許

特許第 5 8 1 2 5 2 9 号

発明の名称 制振装置

特許権者 ソリューション株式会社
国立大学法人東京農工大学
国立研究開発法人防災科学技術研究所

発明者 青木保夫
田川泰敬
梶原浩一

謝辞

本研究及び本論文作成にあたり，終始多大なるご指導，ご助言を賜りました東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻教授・田川泰敬先生，毛利宏先生，鎌田崇義先生，ベンチャージェンチャン先生，ポンサトーンラクシンチャランサク先生に衷心から御礼申し上げます。

本研究を行うにあたり，国立研究開発法人 防災科学技術研究所 梶原部門長には，様々なご助言を賜りましたことを深く感謝いたします。

国立研究開発法人 海上・港湾・空港技術研究所の菅野様，小濱様には実験および資料をご提供いただき深く感謝いたします。

株式会社共和電業より，実験装置の製作につきまして多大なるご支援を賜り，心より感謝いたします。

田川研究室の方々には実験などで多くのご助力を賜り，心から感謝いたします。

最後に，家族の協力に感謝いたします。

参考文献

- [1] 吉田治, 蔭山満, 佐野剛志, 遠藤文明, 渡辺哲巳, 勝俣英雄, “スーパーアクティブ制震「ラピュタ 2D」,” 大林組技術研究所報, No. 74, pp. 1- 8., 2010.
- [2] 吉田治, 蔭山満, 佐野剛志, 勝俣英雄, 遠藤文明, 渡辺哲巳, 山中昌之, “絶対制震理論によるアクティブ免震手法の実建物への適用,” 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No.789, pp.1632-1643., 2012.
- [3] 小鹿紀英, “制振・免震構造の開発と適用の現状,” 日本地震工学会誌 Vol. 14, pp. 42-45, 2011.
- [4] 渡辺哲巳, 遠藤文明, 山中昌之, 勝俣英雄, 蔭山満, 佐野剛志, 吉田修, “絶対制振によるアクティブ免震手法の実建物への適用,” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2010.
- [5] 藤田隆史, 鎌田崇義, “高層建物制振用アクティブ・マスダンパの誤動作防止方法について—その 1, マスダンパの吸収エネルギーを監視する方法—,” 東京大学生産技術研究所, 生産研究 Vol. 46, No. 10, pp. 517-520, 1994.
- [6] 藤田隆史, 鎌田崇義, “高層建物制振用アクティブ・マスダンパの誤動作防止方法について—その 2, センサ異常に対する方法—,” 東京大学生産技術研究所, 生産研究, Vol. 46, No. 10, pp.521-524, 1994.
- [7] M. T. T. S. a. Y. E. Kohama, “Field Experiment on a Damping Characteristic of Actual Container Cranes,” WCEE, LISBOA, 2012.
- [8] 和地天平, 青木保夫, 田川泰敬, 梶原浩一, “機械式制御によるフルアクティブ免震装置の開発,” 第 55 回自動制御連合講演会, ROMBUNNO.2K401, 2012.
- [9] 和地天平, 青木保夫, 田川泰敬, 梶原浩一, “電子装置を用いない高信頼性油圧アクティブ免震システムの提案,” Dynamics and Design Conference 2012 講演原稿, 2012.
- [10] 日本ムーグ, “ノズルフラップ型サーボバルブの基本作動原理,” 31 5 2018. [オンライン]. Available: http://www.moog.co.jp/literature/ICD/basicprinciple_servovalve-ja.pdf. [アクセス日: 3 6 2018].
- [11] エヌ・ティ・ティ都市開発株式会社, [オンライン]. Available: <https://www.nttud.co.jp/business/office/detail/id/101.html>. [アクセス日: 14 7 2018].
- [12] NOK 株式会社, “アキュムレータカタログ,” [オンライン]. Available: http://www.nok.co.jp/product/pdf/accum_No239_2015.pdf. [アクセス日: 16 7 2018].
- [13] 鎌田崇義, 藤田隆史, 正木信男, 北村春幸, “油圧アクチュエータを用いたアクティブ・パッシブ切替え型マスダンパの風・地震応答観測,” 東京大学産業技術研究所, 生産研究, Vol. 47, No. 11, pp. 550-553, 1995.

- [14 齊藤大樹, “耐震・免震・制震のはなし第2版,” *日刊工業新聞*, 2008.
]
- [15 田川泰敬, “免震・制震・耐震,” *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.72, No.713, pp.649-650,
] 2006.
- [16 平井洋武, 松崎淳, “電気油圧振動試験機に関する研究 (第3報共振負荷の影響とその
] 補償方法),” *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.42, No.361, pp.2744-2751, 1976.
- [17 国土交通省, “港湾荷役機械の構造形式の概要【参考資料 1】及び港湾荷役機械の劣化
] 判定事例【参考資料 II】, ” 30 7 2014. [オンライン]. Available:
<http://www.mlit.go.jp/common/001049107.pdf>. [アクセス日: 3 6 2018].
- [18 Purdue university college of engineering, “Intro to Structural Motion Control,” 11 7 2002. [オ
] ン ラ イ ン]. Available:
[https://engineering.purdue.edu/~ce573/Documents/Intro%20to%20Structural%20Motion%20Co
ntrol_Chapter4.pdf](https://engineering.purdue.edu/~ce573/Documents/Intro%20to%20Structural%20Motion%20Control_Chapter4.pdf). [アクセス日: 16 7 2018].
- [19 A. M. R. a. T. T. S. H. Cao, “Design of an active mass damper for a tall TV tower in Nanjing,
] China,” Elsevier Science Ltd., Great Britain, 1998.

付録

本研究で用いた実験装置について，構成部品の仕様を下記に示す．

A-1.変位計

新光電気製

変位検出器 LT - 160L

本変位計を油圧シリンダに取り付けて振動の制御のために使用した．また，地面部分に相当するプレートの変位を求めるためにも使用した．

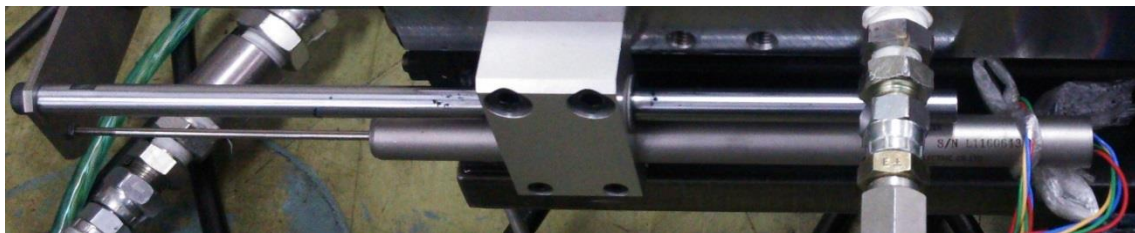


Fig. 6.1 Displacement gauge (LTI-160L)

Table 6.1 Specification of Displacement gauge (LTI-160L)

Measurement stroke		160 mm
Output		0.99 V
Impedance	Primary	220 Ω
	Secondary	20 Ω
Phase angle		10.0 deg
Temperature coefficient		± 50 ppm/ $^{\circ}\text{C}$
Excitation	Voltage	5 Vrms
	Frequency	5 kHz
Linearity		$\pm 0.2\%$
Operating temperature range		-20 \sim 125 $^{\circ}\text{C}$

A-2.変位増幅器

新光電気製

変位計シグナルコンディショナー SA-DM-518A

付録の 1 節で示した変位計からの信号を検出用のボードに出力する増幅器。



Fig. 6.2 Signal conditioner (SA-DM-518A)

Table 6.2 Specification of Signal conditioner (SA-DM-518A)

Excitation	Voltage	5 Vrms
	Frequency	1 ~ 5 kHz
	Crimp	Sine wave
	External triggering	Multi-channel synchronization
Input	Circuit	Differential input
	Sensor sensitivity	0.1 ~ 10 Vrms/FS
	<u>rectification system</u>	<u>Synchronous</u> <u>Rectification</u>
Output	Voltage output	0 ~ ±5 V lo MAX=5 mA
	Current output	4 ~ 20 mA RL
		MAX=550 Ω
Responsiveness		0 ~ 200 Hz (±3 dB)
Precision	Linearity	±0.01% 以下
	Temperature-stability	±0.005%/°C (TYP)
		±0.015%/°C (MAX)
Adjustment	zero	15 revolution trimmer
	span	15 revolution trimmer
Operating temperature range		0 ~ 50°C
Supply	AC100 V	AC90 V ~ AC138 V
		50/60 Hz
	AC200 V	AC180 ~ AC265 V
		50/60 Hz
	DC24 V	DC22 V ~ DC28 V

A-3.発振器

アジレント・テクノロジー製

波形発生器 33512B

加振実験を行う際のスイープサイン波の生成のために使用した.



Fig. 6.3 Multi-function generator (33512B)
Table 6.3 Specification of Multi-function generator (33512B)

Sine wave		
Frequency range		1 μ Hz \sim 20 MHz
Frequency resolution		1 μ Hz
Amplitude flatness	<100 kHz	\pm 0.10 dB
	100 kHz \sim 5 MHz	\pm 0.15 dB
	5 \sim 20 MHz	\pm 0.30 dB
<u>Harmonic distortion</u>	<20 kHz	<-70 dBc
	20 \sim 100 kHz	<-65 dBc
	100 kHz \sim 1 MHz	<-50 dBc
	1 \sim 20 MHz	<-40 dBc
THD	20 \sim 20 kHz	<0.04%
<u>Arbitrary waveform</u>		
Crimp wave		8sample \sim 1Msample/channel
Sampling late		1 μ sample/s \sim 250Msample/s
Sampling resolution		1 μ sample/s
Voltage resolution		16 bits
Rise/Fall time		0.35/bandwidth

A-4.サーボアンプ

株式会社不二越製
電気・油圧サーボバルブ駆動用サーボ増幅器 EA-PD4-A40-10
発振器からの信号を油圧アクチュエータへと出力する際に用いる.



Fig. 6.4 Servo amplifier
(EA-PD4-A40-10)

Table 6.4 Specification of Servo amplifier (EA-PD4-A40-10)

Number of inputs	4
Input power source range	±10 VDC
Input Impedance	50 kΩ
Gain adjustment	1～20 times 5～100 times
NULL	0～±20%
Frequency property	-3 dB attenuation (700 Hz)
DITHER	100～400 Hz variable
Supply voltage	AC100,110,200,220 V (±10%) 50/60 Hz
Consumption voltage	20 VA
Outside supply voltage	±15 V(200 mA)
Ambient temperature rating	0～50℃
Temperature drift	50 μV/℃以下
Mass	3 kg
Servo valve driving current	±15 mA (100 Ω)
	±40 mA (40 Ω)
	±100 mA (14 Ω)
	±150 mA (14 Ω)
	±10 V
	Switchable

A-5.サーボ弁

日本ムーグ株式会社

流量制御弁 J076-104

サーボアンプからの入力によって流量を制御する.



Fig. 6.5 Servo valve (J076-104)

Table 6.5 Specification of Servo valve (J076-104)

Rated flow (Differential pressure of valve 7 MPa)	19 L/min
Supply pressure range	1.4~21 MPa
Capacity to resist pressure(supply)	31.5 MPa
capacity to resist pressure(barb)	21 MPa
hysteresis	3% under
Threshold	0.5% under
Rated current (coil resistance)	7.5 mA (206 Ω)
Frequency response	180 Hz
Temperature change for null shift 40°C	2% under (56°C rise)
Temperature change for null shift(supply)	2% under (80~110%)
Temperature change for null shift(barb)	2% under (0~20%)
Internal leakage	2.3 L/minute under
Operating temperature limits	-40~135°C
Operating oil temperature limits	-30~120°C
Operating viscosity limits	mm ² /s

A-6.油圧シリンダ

株式会社カントー製 FF-WE-1LA32AN150AOD

実験装置の地面にあたるテーブルを加振するのに用いた。シリンダの前端にはテーブル、後端には変位計が取り付けられている。



Fig. 6.6 Oil hydraulic cylinder (FF-WE-1LA32AN150AOD)

Table 6.6 Specification of Oil hydraulic cylinder (FF-WE-1LA32AN150AOD)

Inside diameter	32 mm
Outside diameter	22.4 mm
Operating velocity limit	8~400 mm/s
Operating temperature limits	-10~80°C
Nominal pressure	14 MPa
capacity to resist pressure	21 MPa

A-7.油圧源

加振装置，及び制御機構部の動力となる油圧を供給する．



Fig. 6.7 Hydraulic power unit 5.5 kW

Table 6.7 Specification of Hydraulic power unit (HS-5-5-50)

Output	5.5 kW
Pressure	21.0 kgf/cm ²
Number of revolutions	1000 rpm
Flow	11 L/min

A-8.ポテンシヨメータ

株式会社緑測器製 LP-150FJ

建物モデル，シリンダロッド，スプールに取り付け，それらの相対変位から絶対変位を求める．



Fig. 6.8 Potentiometer (LP-150FJ)

Table 6.8 Specification of Potentiometer (LP-150FJ)

<u>Effective stroke</u>	150±0.5 mm
Total resistance	5 kΩ
Total resistance allowable difference	±20%
<u>Independent linearity</u>	±0.3%
<u>Applied voltage</u>	DC36 V 以下/50°C
Output smoothness	0.1% 以下
<u>Insulation resistance</u>	100 MΩ 以上/DC500 V
<u>Withstand voltage</u>	AC500 V/minute
<u>Temperature coefficient at zeroth order of the resistance</u>	±400 ppm/K

A-9.ポテンシオメータアンプ

株式会社エム・システム技研製 M2MS-5W-R/K/N

A-8 で示したポテンシオメータの抵抗値を電圧として出力する.

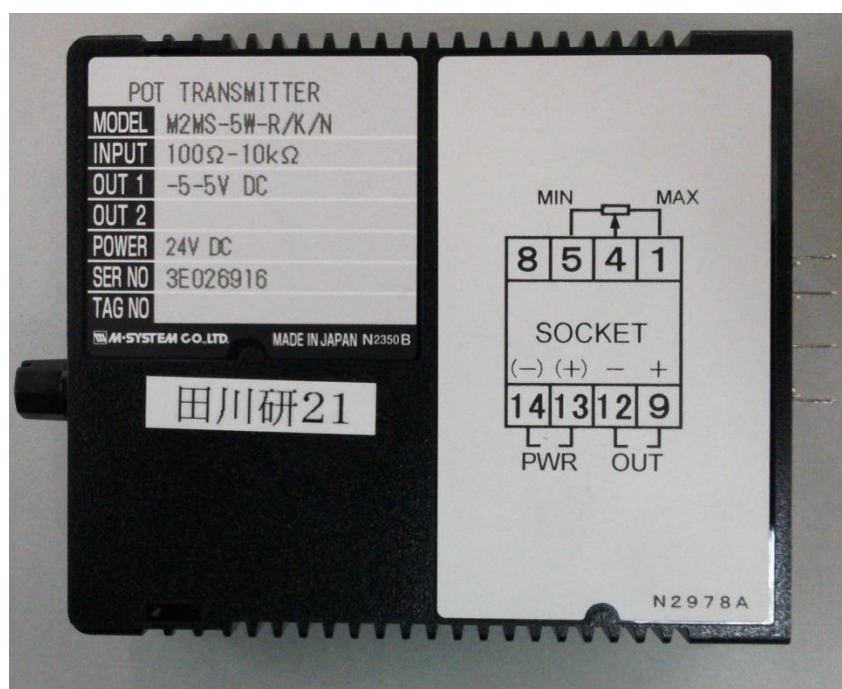


Fig. 6.9 Potentiometer transmitter (M2MS-5W-R/K/N)

Table 6.9 Specification of Potentiometer transmitter (M2MS-5W-R/K/N)

Output signal	-5~5 VDC
Electric supply source	24 VDC
Response time	約 25 ms
Standard precision	±0.1%
Temperature coefficient	±0.015%/°C
Power supply voltage change	±0.1%