

平成 25 年度 学位論文

油圧機構による三次元免震装置に関する研究

A Study on Three-dimensional Seismic Isolation System with
Hydraulic Mechanism

国立大学法人 横浜国立大学大学院 環境情報学府

博士課程後期 環境システム学専攻

島田 貴弘

平成 26 年 3 月

目 次

第 1 章 序論

1.1 研究の背景と目的	1-1
1.1.1 はじめに	1-1
1.1.2 耐震設計・制振設計と免震設計	1-1
1.1.3 水平免震装置と三次元免震装置	1-3
1.1.4 本研究の背景と目的	1-4
1.2 本論文の構成	1-6

第 2 章 油圧機構による三次元免震装置の設計手法の構築

2.1 諸言	2-1
2.2 要求性能について	2-2
2.2.1 要求性能の策定の方法	2-2
2.2.2 入力地震波	2-2
2.2.3 要求性能の検討結果	2-6
2.3 装置の基本構成と機構	2-9
2.3.1 システム全体の概要	2-9
2.3.2 装置の配置	2-9
2.3.3 油圧機構による三次元免震装置	2-10
2.3.4 ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置	2-10
2.4 油圧機構による三次元免震装置の設計手法	2-14
2.4.1 許容値の設定	2-14
2.4.2 鉛直免震性能の設計手法	2-16
2.5 油圧機構による三次元免震装置の試設計結果	2-22
2.5.1 レイアウト設計	2-22
2.5.2 鉛直方向の性能設計	2-22
2.5.3 各部の強度評価	2-25
2.5.4 設計結果（計画図）	2-31
2.6 結言	2-36

第 3 章 縮小試験体による性能試験

3.1 諸言	3-1
3.1.1 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験の概要	3-1
3.1.1 1/2 縮小試験体による高圧下での撓動性・耐圧性の確認試験の概要	3-3

3.2 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験.....	3-5
3.2.1 試験体及び試験装置.....	3-5
3.2.2 構成機器の要素特性確認試験	3-26
3.2.3 振動台によるシステム全体の性能確認試験	3-44
3.3 1/2 縮小試験体による高圧下での摺動性・耐圧性の確認試験.....	3-112
3.3.1 試験体及び試験装置.....	3-112
3.3.2 高圧化での摺動性確認試験.....	3-123
3.3.3 耐圧性確認試験.....	3-140
3.4 結言.....	3-147
3.4.1 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験結果	3-147
3.4.2 1/2 縮小試験体による高圧下での摺動性・耐圧性の確認試験	3-149

第 4 章 シミュレーション

4.1 諸言.....	4-1
4.2 構成機器の特性の定式化.....	4-2
4.2.1 油圧機構の剛性特性の定式化	4-2
4.2.2 油圧機構の減衰特性の定式化	4-4
4.2.3 油圧装置に係わるその要素の特性.....	4-6
4.2.4 積層ゴムのモデル化方法	4-6
4.2.5 空気ばねによる装置のモデル化方法	4-6
4.3 振動台実験の再現シミュレーション	4-8
4.3.1 モデルおよび入力条件	4-8
4.3.2 シミュレーション結果	4-18
4.4 結言.....	4-31

第 5 章 実機大のシステムに対する考察

5.1 諸言.....	5-1
5.2 実機大の詳細モデルによるシミュレーション	5-1
5.2.1 モデル及び入力条件.....	5-1
5.2.2 シミュレーション結果	5-5
5.2.3 免震性能の評価.....	5-5
5.3 ロッキング抑制性能の改良案の検討	5-18
5.3.1 検討方法.....	5-19
5.3.2 解析モデル	5-20
5.3.3 検討結果.....	5-25
5.3.4 改良によるロッキング減衰効果の評価.....	5-48

5.4 結言	5-54
--------------	------

第 6 章 結論

参考文献

謝辞

第 1 章

序論

1.1 研究の背景と目的

1.1.1 はじめに

わが国は地震多発国であり、古来より大地震の被害に見舞われてきた。このため多くの被災体験から、建築・土木構造物では高い耐震技術が伝統工法の中で培われてきている。一方、工学としての本格的な耐震技術は、1891年の濃尾地震の被害調査を発端としているとされている^[1]。これ以降、大規模な地震の発生後には建築・土木、ならびに産業施設における被害調査が組織的に行われるようになり、各工学分野においてその調査結果を踏まえた新たな設計手法の提案や材料・工法の開発がなされた。法規・基準等の制定・改正についても、これらの開発成果を基に、表 1-1 に示すように順次高度化されてきている。

新たな材料や工法の提案が活発に行われ、広義でいう耐震技術の中には様々な技術要素が含まれるようになったが、基本的な様式は以下の3種類に大別される。すなわち、建物や産業施設自体の強度を地震に耐えうるように設計する、狭義の「耐震設計」のほか、対象物に地震のエネルギーを積極的に吸収・散逸させる機構や装置を設けた「制振設計」、対象物への地震のエネルギーの伝達を低減する「免震設計」の3種類である。

表 1-1 耐震設計の変遷
(文献[1]より抜粋)

年	地震	マグニチュード	法規・規準等	備考
1891	濃尾地震	M8		レンガ造の大きな被害
1914			家屋耐震構造論	設計震度の提案
1923	関東大震災	M7.9		建物の大きな被害
1924			市街地建築物法改正	水平震度 0.1 の導入
1933			鉄筋コンクリート構造計算規準発表	耐震設計の具体的な計算法の提案
	三陸地震	M8.1		津波の大きな被害 (津波高さ 28.7m)
1944	東南海地震	M7.9		
1946	南海地震			
1948	福井地震	M7.1		震度 7 設定
1950			建築規準法の制定	設計震度の改定
1964	新潟地震	M7.5		液状化による大きな被害 石油貯槽の震害
1968	十勝沖地震	M7.9		短柱のせん断破壊
1970			建築基準法施工令改正 (1971 発令)	せん断補強筋法の強化
1978	宮城県沖地震	M7.4		都市型地震災害 石油貯槽の震害 (貯槽隔内部破損)
			大規模地震対策特別措置法	
1980			建築基準法施工令改正 (1981 発令)	新耐震設計法制定
1981			発電用原子炉施設に関する耐震設計審査指針 高圧ガス設備等耐震設計基準	設備産業施設耐震基準制定 (地表 300Gal)
1983	日本海中部地震	M7.7		液状化被害 スロッシングによる浮屋根破損・火災
1993	北海道南西沖地震	M7.8		津波の大きな被害
1995	兵庫県南部地震	M7.2		都市直下型地震で甚大な被害
1997			高圧ガス設備等耐震設計基準改定	高レベル地震動・配管設計基準追加 (レベル 1 地震: 300Gal, レベル 2 地震: 600Gal)
2003	平成 15 年十勝沖地震	M8.1		石油貯槽の震害 (浮屋根損傷、火災、崩壊)
2006			発電用原子炉施設に関する耐震設計審査指針改定	
2007	新潟県中越沖地震	M6.8		
2011	東北地方太平洋沖地震	M9.0		

1.1.2 耐震設計・制振設計と免震設計

(1) 耐震設計

耐震設計とは、設計対象となる建物に、地震動そのもの及び地震動によって生じる建物の応答振動によって発生する荷重に耐えうるだけの強度を持たせる設計手法である。設計思想が単純で設計しやすく、特別な装置（減衰機構等）を必要としないため施工もしやすいこともあり、現在の低層から中・高層まで一般の建物のほとんどに耐震設計が採用されている。また、特に原子力を含むプラント設備では、機器・配管における主に鋼材の高強度材料開発や弾塑性領域での強度評価技術など、技術の高度化が進んだこともあり、耐震

設計は大いに活用されている。

一方で、耐震設計は基本的には高剛性化設計であり、減衰機能は積極的に設計されない（減衰機能を積極的に付加するものは制振設計に分類される）ことから、地震の揺れが増幅しやすい。そのため、建物自体の損傷は軽微であっても、建物内部に設置される内容物（家具や機器）が増幅された揺れによって激しく移動したり転倒したりすることにより居住者が受傷する可能性がある。また、東日本大震災はプレート境界型の地震であり地震動の継続時間が長かったため、比較的長周期の超高層建築物においても応答が増幅した。建物自体は耐震設計により損傷は軽微であったものの、高層階では応答振動の長周期の変位振幅が数メートルに達し、コピー機等のキャスター付きの機器が揺れによって走行し、その衝突を受けて居住者が外傷を受けたことも知られている。これらの事例から、耐震設計は建物自体の損傷を防止するためには設計手法も確立された堅牢で有効な設計手法であることが実証されているが、内部の居住者の受傷や機器類の損傷のリスクに対しては、さらに手当てが必要な手法であると言える。

(2) 制振設計

制振設計とは、設計対象となる建物に減衰要素を付加して地震動との共振による応答振動の増幅を抑制する設計手法である。減衰要素としては、鉄骨構造の斜材（ブレース材）をオイルダンパーや弾塑性ダンパーに置き換えて建物のせん断変形のエネルギーを消散させる減衰要素を付与するブレースダンパー型や、建物のせん断変形を一部に集中または一部で増幅させ、その部位に減衰要素を付加する形態のものなど、多種多様なものが提案および実用化されている。制振設計では地震動との共振による応答振動の増幅が低減されるため、上述の耐震設計で課題となっているような内部の居住者の受傷や機器類の損傷のリスクが低くなる長所がある。また、既存の耐震設計の建物に減衰要素を追加施工して制振構造とすることも可能であり、学校や病院といった公共性の高い建築物にも応用されている。

(3) 免震設計

免震設計とは、設計対象となる建物の基礎部分に剛性の低い要素（免震装置）を設置して建屋全体の振動特性を長周期化し、地震動を建物に伝えにくくする手法である。代表的な免震装置としては、積層ゴム、摩擦すべり支承、転がり支承等がある。さらに地震動との共振による増幅を抑制するために、オイルダンパーを併設したり、高減衰積層ゴム・鉛プラグ入り積層ゴム等の復原力特性にヒステリシスを有する積層ゴム支承を採用したりすることにより、減衰機能が付加される。

(4) 耐震設計・制振設計と免震設計の比較

耐震設計・制振設計と免震設計の決定的な違いは、地震動を建物に直接伝達するかしな
いかの違いである。耐震設計および制振設計の建物は基礎に固定されるため、地震動は建
物に直接伝達されるため、建物の最大応答加速度は地震動の最大加速度より小さくはなり

得ない。一方、免震設計では基礎と建物は免震要素（低剛性で減衰が付加された要素）で結合されるため、地震動は建物に対して直接には伝達されない。したがって、免震装置を適切に設計することにより、建物に生じる最大応答加速度を地震動そのものの最大加速度よりも小さくすることができる。さらに、最大応答加速度が低減されることから建物内部に設置される家具や機器類に作用する荷重も低減され、家具・機器類自体の損傷およびそれらの移動や転倒による居住者の受傷のリスクは低くなる。また、減衰機能も付加できることから、地震動との共振による応答加速度の増幅も抑制することができる。

そのため、内部に重要な機器が設置され、且つ、その機器自体の耐震対策が難しい場合（例えば、他の設計条件によって部材断面の増大や補強が難しい場合や、医療機器等の可搬式で固定できない機器が搭載される場合）に免震設計の採用のメリットが顕著となる。

1.1.3 水平免震装置と三次元免震装置

現時点では、一般にいう「免震装置」とは、積層ゴムやすべり支承・転がり支承といった免震装置は、水平2方向の剛性を低減するように構成された「水平免震装置」を指す。これに対し、鉛直方向の剛性も低減して合計3方向の地震動に対応した免震装置は「三次元免震装置」と呼ばれる。

地震時には水平方向の地震動と同時に必ず鉛直方向の地震動も生じるが、その大きさは一般的に加速度で水平方向の0.3～0.6倍程度で、対象物によっては無視できない大きさとなる場合がある。これまで三次元免震装置が研究されてきたのは、美術品のような希少価値の高い物品や、コンピュータサーバのような精密機器に対して個別に設置する免震装置や、これらが設置される建屋の床毎に免震機能を持たせるフロア免震（免震床）など、比較的小規模なものが主であり、すでに多くの製品例もある。具体的には、美術品の免震装置では水平方向に転がり支承・鉛直方向にコイルばねとリニアガイドを組み合わせた装置など、免震床では水平方向にすべり支承とコイルばね・鉛直方向には空気ばねを組み合わせた装置などが製品化されている。

一方で、地域の防災拠点・病院・学校等の重要な公共施設や、原子力発電所の原子炉建屋等の重要インフラ設備については、建屋全体として地震時の健全性が強く求められ、なおかつ、建屋内に設置される重要機器や人命を確実に守る必要があることから、建屋全体の三次元免震装置の採用が理想的であると考えられる。しかし、これらに対して実現しているほぼすべての免震装置は水平免震装置である。

その理由の一つは、一般の建物は必然的に自重による設計（長期荷重に対する設計）がなされているため、結果として鉛直方向には必然的に十分な剛性と強度を有する設計（いわば耐震設計）がなされているとも考えられることから、あえて鉛直方向に柔軟性を持たせた三次元免震装置を採用する必要がなかったと考えられてきたことがある。しかも、建物は地盤に固定された片持ち梁と見なせるため、建物自体にとって最も厳しい地震荷重の入力方向は片持ち梁の軸に垂直な方向、すなわち水平方向の地震荷重であるとみなされるのが一般的である。

また、建屋全体に対する三次元免震装置自体の開発に技術的な課題があることも大きな理由である。たとえば中層～高層の鉄筋コンクリートの建物の柱は、常時数十トン～数百トンの鉛直荷重を支持することが必要であるが、この支持機能と鉛直方向の柔軟性を両立する構造・機

構の実現が難しい。例えばコイルばねのような単純な線形弾性の支承を使用して鉛直方向の周期を 2 秒 ($=0.5 \text{ Hz}$) まで長周期化しようとする、設置時の自然長から建物の完成時までに約 1000 mm 圧縮されることを考慮して施工を進めなければならない。また、建屋の建設中も、建屋の重心位置と免震装置の弾性中心を一致させておかないと建屋が施工状況に応じて傾斜してしまうため、建設中の建屋の重心位置を一定範囲に保ちながら施工を進める必要も生じる。しかし、これらの条件を満たす施工方法の実現は極めて難しい。

さらに、三次元免震装置を採用すると鉛直方向にも柔軟な構造になるため、水平荷重によって建物が転倒方向に大きく変位する、いわゆるロッキング振動が誘発されやすい構造になることも、解決すべき重要な技術的課題の一つである。

1.1.4 本研究の背景と目的

(1) 背景

特に鉛直方向の地震入力の高減が必要となる重要機器が搭載せれる建屋として、発電用新型炉の一つであり、ウラン資源の利用効率の最も高い高速増殖炉 (Fast Breeder Reactor ; 以下 FBR と略す) の建屋がある。FBR は軽水炉に比べ冷却材の温度が高いことから熱過渡による熱応力条件が厳しくなるが、その圧力は低いため、構成機器に熱応力に対して有利な薄肉構造を採用することが有効とされている。一方で、薄肉化は地震荷重に対する強度低下が生じることを示唆している。その対策として、地震荷重そのものを大幅に低減することができる技術として、三次元免震装置の採用が期待されている^{[2][3]}。

また、近年では鉛直地震動の動的な取り扱いや大規模直下型地震の想定、ならびに東日本大震災の教訓から長時間の地震動の想定必要性など、設計用地震動の見直しを含めた耐震設計基準の見直しが進められている。今後の耐震設計基準の見直しにおいては、現在よりもさらに厳しい設計条件が要求されると考えられる。しかし、原子力プラントのような大規模なプラントの場合、設計用地震動の見直しに伴う建屋や機器の設計変更の作業量は膨大なものとなり、それに費やされる時間とコストも膨大なものとなる。

建屋全体の三次元免震装置を採用した場合、ある程度の変更までは三次元免震装置の設計変更 (装置作動ストロークの変更や支持剛性・減衰特性の設計変更) のみで、建屋や機器への入力荷重をそれらの設計荷重以下に抑えることが可能である。つまり、設計用地震動の見直しの必要が生じた際にも、本来設計作業の大部分を占める建屋や機器に対して、見直し前の設計がそのまま使用できる可能性を示唆している。このことから、建屋全体の三次元免震装置の採用には、地震動が厳しい地域への立地可能化 (サイトフリー) の実現や、今後の耐震審査基準改正等による、より厳しい設計用地震動にも柔軟に対応できる効果にも期待できる。

そこで、FBR プラントをはじめとする新型炉の開発に当たり、合理的な構造設計技術及び免震設計技術を確立することを目的として日本原子力発電株式会社が経済産業省より受託して平成 12 年度～平成 16 年度に「発電用新型炉技術確証試験」が実施された^[3]。FBR の三次元免震の方式としては、建屋全体を水平 2 方向と鉛直 1 方向の 3 方向に免震する「建屋全体三次元免震方式」と、建屋全体には水平方向の免震装置を採用し、3 方向に地震荷重

を低減させることが必要な重要機器のみ鉛直方向の免震装置で支持する「機器上下免震方式」の2つが開発候補となり、並行して研究開発がすすめられた^{[4][5][6]}。著者らはこれらの方式のうち「建屋全体三次元免震方式」についての研究開発を行った。著者らは、これらの課題を克服しうる3次元免震システムとして、ローリングシール型空気ばね^[7]と油圧機構によるロッキング抑制装置^[8]を組み合わせた3次元免震装置を提案した^{[9][10][11]}。本方式では、両装置とも水平方向には鉛プラグ入り積層ゴムを、上下方向には気体の圧縮による弾性を利用した装置であり、ほぼ同等の3次元免震性能を持つため親和性が高く、装置設計における相互の制約が少ない。また、建屋外周部の装置に油圧機構を用いることにより効果的にロッキング抑制機能を兼ね備えた3次元免震システムが構成できる点が特徴である。

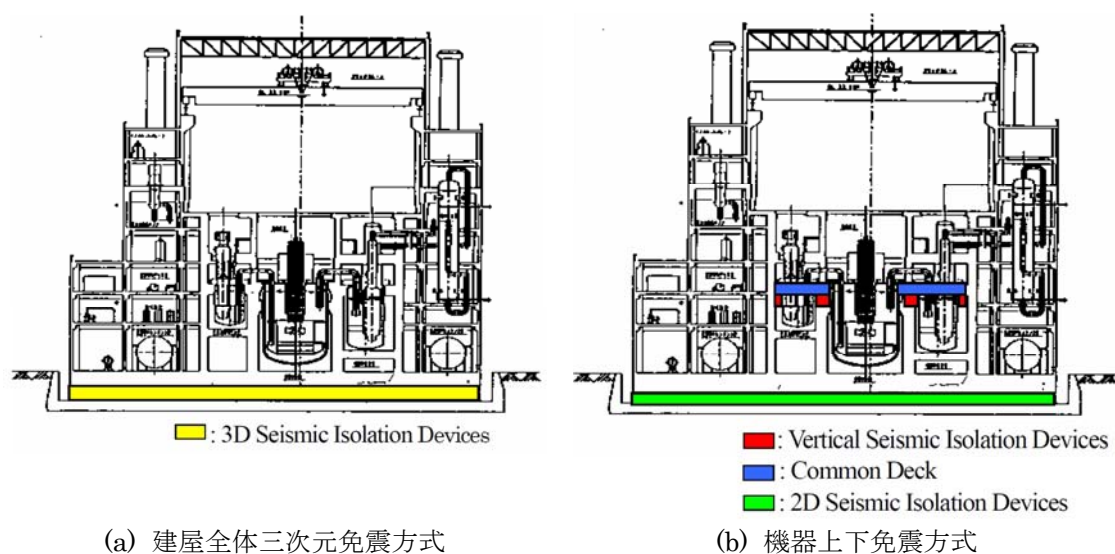


図 1-1 FBR の三次元免震方式
(文献[5]からの抜粋)

(2) 本研究の目的

世界有数の地震多発国である日本では、産業施設の設計において耐震評価が重要な評価項目の一つであり、構造物に要求される耐震性に設計が左右される場合もある。原子力プラントもその一つで、耐震安全性の確保が大前提となる建造物として最も代表的なものである。そこで、本研究の中では、発電用新型原子炉のひとつである FBR を念頭に置いて開発を行ったが、震災時に必要不可欠となる病院や防災拠点などの重要構造物、貴重な歴史的文物が保管されている建物、さらには道路交通などからの環境振動、常時微動が問題となる施設などへの応用・展開ができるものと考えられる。

本研究は、設計要件の厳しい FBR の建屋全体三次元免震装置の研究開発を通じ、その厳しい設計条件を満たす三次元免震装置の具体的な実現方法の考案と、数値シミュレーションおよび振動台による模型試験を通じた妥当性評価を通し、三次元免震装置の設計手法の構築を目指したものである。

1.2 本論文の構成

第 1 章では、本研究の動機づけとして構造物の地震対策を分類して解説しつつ免震設計の有用性を定性的に述べた。また、本研究の主題である三次元免震装置の研究開発の経緯と期待される性能について述べ、本研究の目的を示した。

第 2 章では、まず本研究の前提条件となる FBR プラント建屋に対する三次元免震装置への要求性能を既往の研究成果を引用して示し、本研究で開発する三次元免震装置の目標性能を明らかにする。次に、その性能を実現しうるものとして、本研究で提案する三次元免震装置の基本構成を示す。さらに鉛直方向の免震性能について定式化の方法を検討し、三次元免震装置の性能設計の手法を提案した。その手法を基に装置を構成する機器の実機大の装置の試設計を行い、各構成機器の強度評価を行った上で寸法を決定し、実機大装置の計画図を示す。

第 3 章では、設計手法の妥当性を評価するために実施した各種の実験について実施方法と実験結果について示す。実験は第 2 章で設計した FBR プラント建屋に対する三次元免震装置の 1/7 縮小試験体を製作して実施する。1/7 縮小試験体による実験では、まず構成機器の復元力・減衰力・摺動抵抗等の基本性能を調べるために要素毎の作動試験を行い、さらにそれらを組み合わせた三次元免震システムの縮小試験体を構成し、振動台試験により地震動入力に対する性能を確認する。さらに、実機大の装置設計への展開のための実験として、寸法は実機の 1/2、油圧は実機と同等とした要素を試作し、摺動性及び装置の耐圧性を確認する。

第 4 章では、1/7 縮小試験体による振動台試験の再現シミュレーションを行い、試験結果との比較評価により解析モデル化手法の妥当性について検討する。解析モデルは各構成要素の非線形性を考慮した詳細モデルとする。また、設計時点では考慮していなかった特性（シリンダの摺動抵抗・油圧配管圧力損失・作動油の弾性、等）についてもモデルに導入する。まず各構成要素の特性の定式化について整理し、解析モデルへの適用方法、及びシステム全体の解析モデルの構築方法を示し、最後に、シミュレーション結果と振動台試験結果の時刻歴波形・履歴曲線を比較し、構築した手法の妥当性を評価する。

第 5 章では、第 4 章で構築した解析モデル化手法を実機大の三次元免震システムに展開してシミュレーションを行い、実機大のシステムの免震性能（水平免震性能、鉛直免震性能、ロッキング抑制性能、およびこれらの性能の相互依存性等）を評価した結果を示す。さらに、これらの評価の結果から、ロッキングによる変位自体は小さくなるものの、ロッキング振動の加速度がやや大きくなることが分かったため、これを低減するための改良案について検討し、再度シミュレーションを行い、実機大のシステムに関する最終的な評価を行った結果を示す。

第 6 章は全体のまとめであり、本研究で得られた結果についてまとめる。

第 2 章

油圧機構による三次元免震装置の設計手法の構築

2.1 諸言

近年、三次元免震システムは、美術品の展示台や、免震床、建物では低層マンションといった、比較的軽量の対象物に対応した装置が開発され、適用例も増えてつつある。しかしながら、高層の建物や産業用プラント建屋等、比較的重量の建築物に対しては、実機としての適用例はないのが現状である。その第 1 の理由は、数百トンの荷重支持能力を持ちつつ、鉛直方向には柔軟な構造・機構（周期 1 秒以上程度）が考案されなかったことであり、第 2 の理由は、3 次元免震を適用すると上下方向に柔軟な構造となるため、建物が転倒方向に揺れるロッキング振動が発生しやすい構造となることである。

著者らは、これらの課題を克服しうる三次元免震システムとして、ローリングシール型空気ばねによる三次元免震装置と油圧機構による三次元免震装置を組み合わせた三次元免震システムを提案した。本方式では、両装置とも水平方向には鉛プラグ入り積層ゴムを、上下方向には気体の圧縮による弾性を利用した装置であり、ほぼ同等の特性を持つため親和性が高く、装置設計における相互の制約が少ない。また、油圧機構による三次元免震装置には、全装置の鉛直方向の変位を同期させることにより建屋の転倒方向の変位（ロッキング）を防止する機能（ロッキング抑制機能）を持たせることができる。

第 2 章では、まず本研究の前提条件となる FBR プラント建屋に対する三次元免震装置への要求性能として、既往の FBR 実証炉研究^[12]において実施された検討結果を引用しながらその概要を紹介し、本研究で開発する装置の目標性能を明らかにする。

次に、その性能を実現しうるものとして本研究で提案する「油圧機構による三次元免震装置」と、本装置と同時に開発が進められた「ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置」^[13]を組み合わせた三次元免震システムの基本構成と、それぞれの機器の機能の概要を示す。

さらに鉛直方向の免震性能について定式化の方法を検討し、三次元免震装置の性能設計の手法を提案した。その手法を基に装置を構成する機器の実機大の装置の試設計を行った。また、各構成機器の強度評価を行って寸法を決定した。最後にこれらの設計手法に基づいて作成した実機大装置の計画図を示した。

2.2 要求性能について

本研究では発電用新型炉のひとつである高速増殖炉（Fast Breeder Reactor；以下 FBR）の原子炉プラント建屋全体の三次元免震装置を研究対象とした。建屋全体三次元免震システムへの要求性能は、既往の FBR 実証炉研究^[12]において策定されたものを用いた。以下にその概要を示す。

2.2.1 要求性能の策定の方法

要求性能を策定するため、代表的な FBR プラント建屋に種々の特性を持つ三次元免震装置を採用した場合の解析モデルを用い、時刻歴応答解析によるパラメータスタディが行われた^{[3][4][5][6]}。パラメータを鉛直方向の固有振動数（fv）及び減衰定数（hv）とし、表 2-1 のパラメータの組み合わせそれぞれについて時刻歴解析が行われ、その結果から免震対象である FBR プラント建屋そのもの、及び建屋内に設置されるいくつかの重要機器に対する応答の大きさを各々評価し、すべての評価項目で判定基準を満たすと評価される免震装置特性の範囲が策定された。なお、水平方向の免震装置の特性については、既往の研究^[12]で成立性が確認されている特性（周期は 2.8 秒・減衰定数は 0.16；いずれも水平方向変位 250 mm での等価値）に固定されている。

FBR プラント建屋の解析モデルにはいわゆる“串団子モデル”（各階の剛性を梁で、各階の質量を質点で表現したモデル）が用いられ、建屋全体三次元免震装置は水平方向・鉛直方向・回転方向の線形ばねと粘性減衰要素で簡易的に表現したモデルが用いられた。

表 2-1 要求性能の検討に用いられた鉛直方向の免震特性パラメータの組み合わせ
（文献[5]より抜粋）

Vertical Frequency fv(Hz)	Damping ratio hv(%)					
	2	5	10	20	40	60
20.0	○	—	—	—	—	—
3.0	○	○	○	○	○	○
1.5	○	○	○	○	○	○
1.0	○	○	○	○	○	○
0.667	○	○	○	○	○	○
0.5	○	○	○	○	○	○

2.2.2 入力地震波

入力地震波には、既往の FBR 実証炉研究^[12]で適用された Case Study S2 波が用いられている。Case Study S2 波とは、図 2-1 に示すように、やや長周期域（周期 0.6 秒～10.0 秒）での速度応答スペクトル値を 2.0 m/s(減衰定数：h=0.05)とした地震動である。それまでの大地震の際に震源近傍で得られた強震記録との比較を行った上で免震装置開発用の地震動として設定された。鉛直方向の地震動については応答スペクトル値(h=0.05)を全振動数領域で水平方向の 0.6 倍として用いられている。これをターゲットスペクトルとし、マグニチュード 8 クラスの海洋型地震の代表的例としてメキシコ地震においてラ・ウニオンで観測された位相を適用して時刻歴波形が生成された。生成された時刻歴波形および応答スペクトルを図 2-2 に示す。

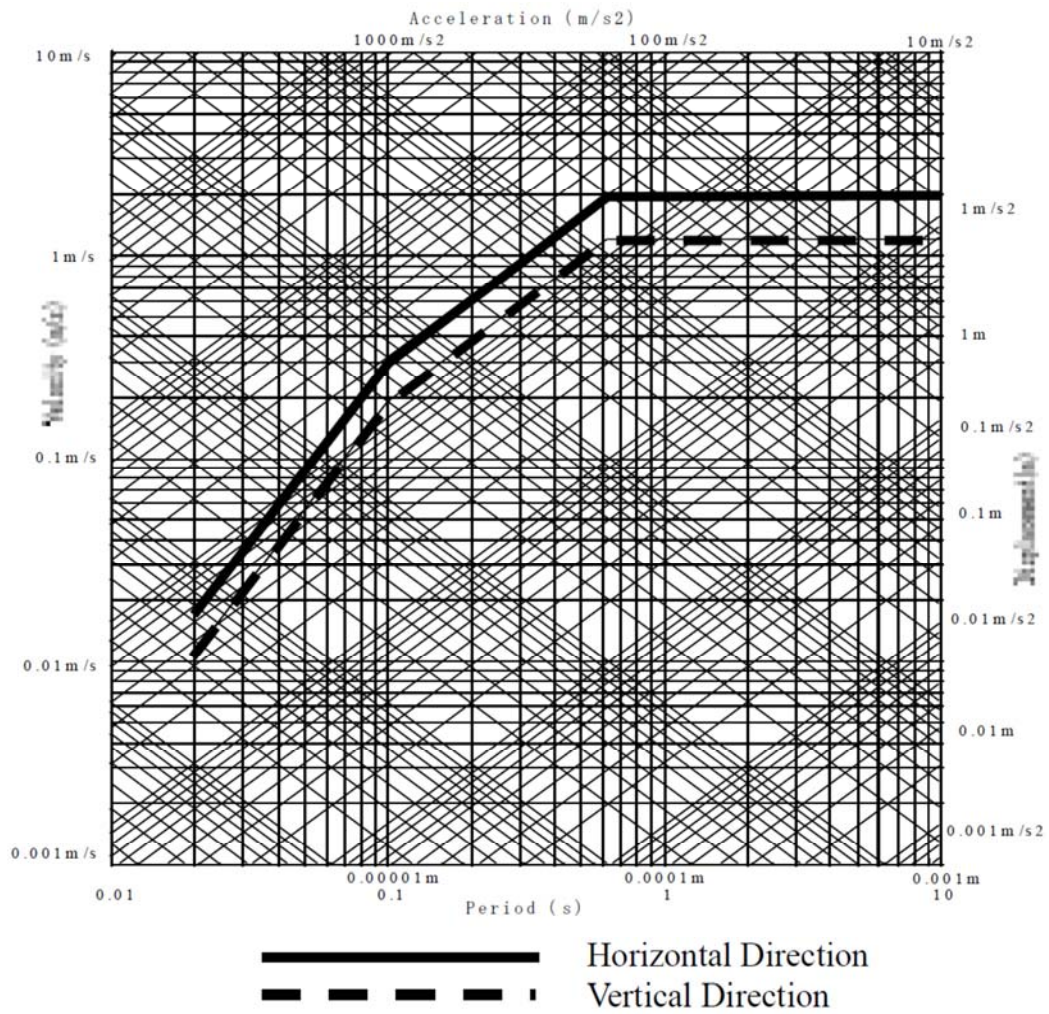
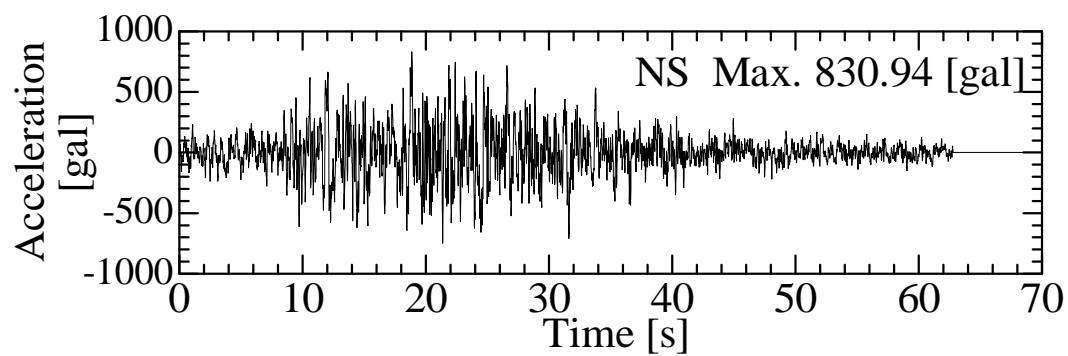
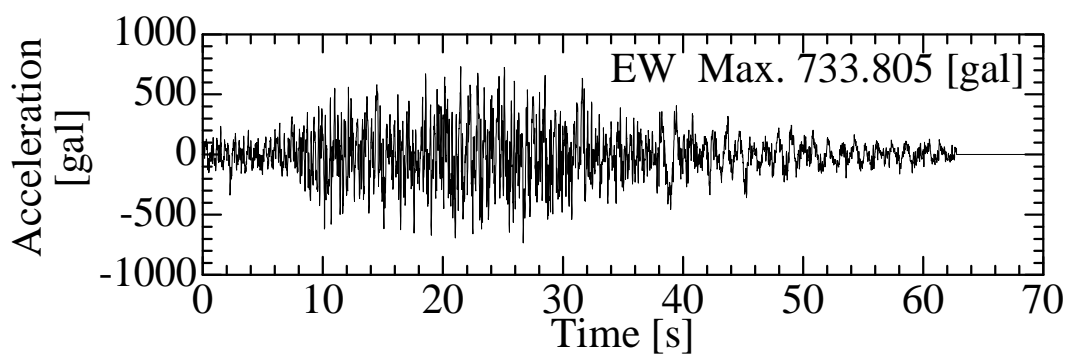


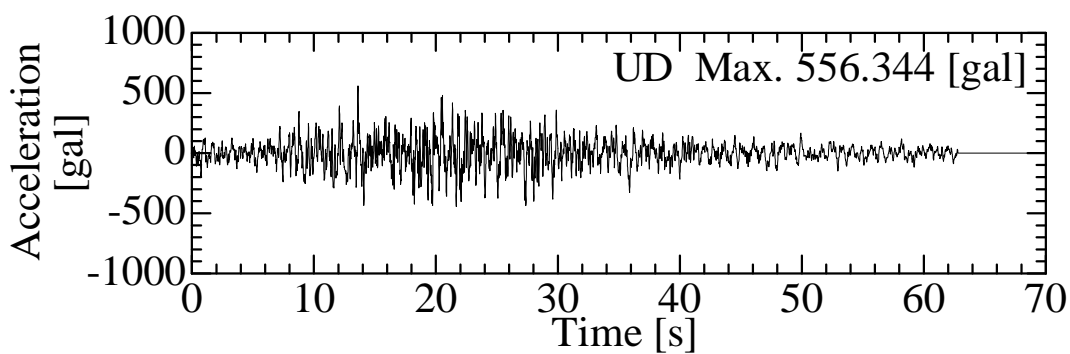
図 2-1 本研究で用いた Case Study S2 波のターゲットスペクトル
(文献[5]より抜粋)



(a) 水平方向 (NS)

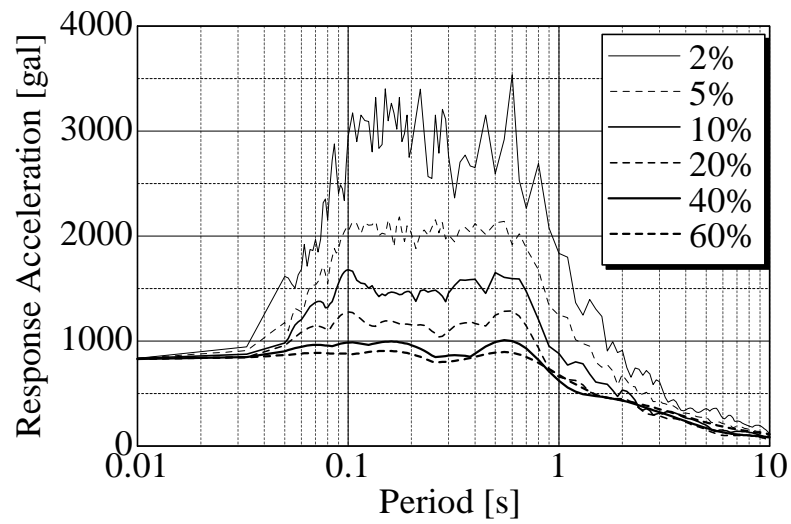


(b) 水平方向 (EW)

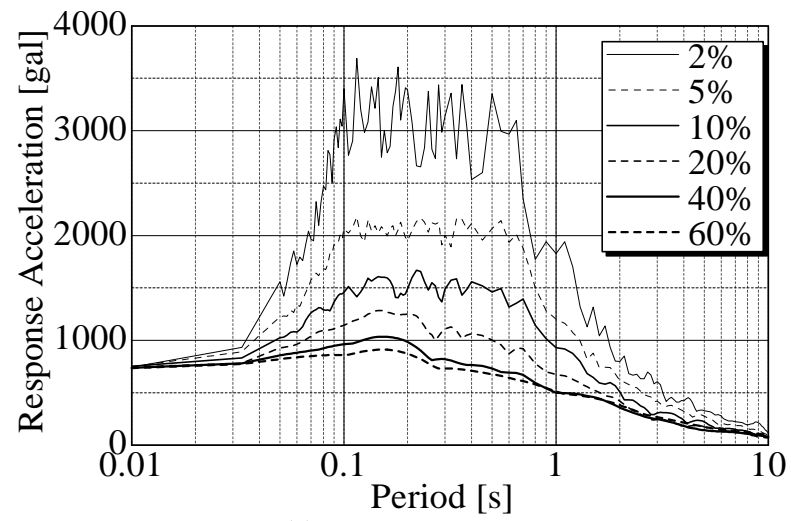


(c) 鉛直方向 (UD)

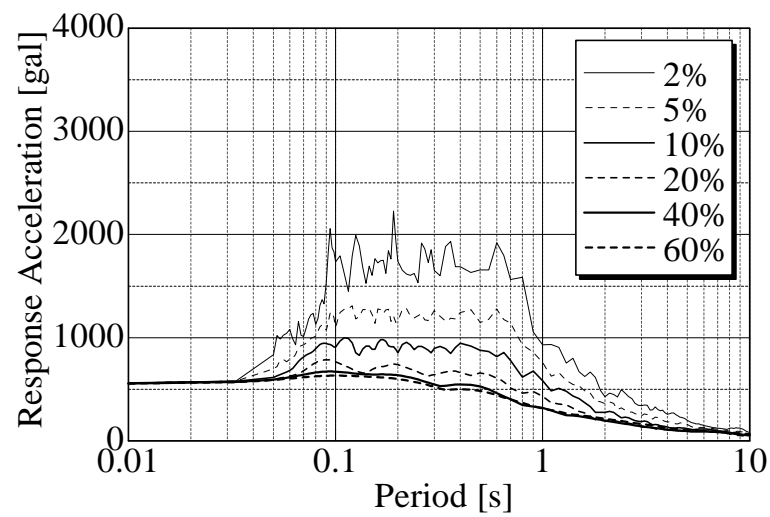
図 2-2 本研究で用いた Case Study S2 波の時刻歴波形



(a) 水平方向 (NS)



(b) 水平方向 (EW)



(c) 鉛直方向 (UD)

図 2-3 本研究で用いた Case Study S2 波の応答スペクトル

2.2.3 要求性能の検討結果

パラメータスタディの結果から「設計成立性マップ」が作成された。機器に対する設計成立性マップを表 2-2 に、建屋に対する設計成立性マップを表 2-3 に示す。これらは、三次元免震装置の鉛直方向固有振動数（ f_v ）と減衰定数（ h_v ）の組み合わせに対し、機器設計の成立性評価基準（5 項目）に対する成立性の有無を示している。同表において、○は設計余裕度（許容値／解析結果値）が 1.0 以上、△は設計余裕度が 0.8～1.0、×は設計余裕度が 0.8 以下であることを示している（詳細は同表下の注記を参照）。

これらの設計成立性マップにより、機器に関しては { $f_v=3.0\text{Hz}$ 以下、 $h_v=20\sim40\%$ } の範囲内、建屋に関しては { $f_v=1.5\text{Hz}$ 以下、 $h_v=20\sim60\%$ } の範囲内に成立範囲があることが分かった。これらを統合してある程度の余裕を見て総合的に判断し、本研究では三次元免震装置の目標性能を { $h_v=0.5\text{Hz}$ 以下、 $h_v=25\%$ } とした。

表 2-2 機器の耐震健全性の評価結果(機器に対する設計成立性マップ)
(文献[6]より抜粋)

Vertical Frequency of the Device: fv (Hz)	Vertical Damping Ratio of the Device: hv (%)					
	2	5	10	20	40	60
20	×	—	—	—	—	—
	×	—	—	—	—	—
	×	—	—	—	—	—
	×	—	—	—	—	—
	○	—	—	—	—	—
3.0	×	×	△	○	○	△
	×	△	○	○	○	○
	△	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
1.5	×	△	○	○	○	○
	×	○	○	○	○	○
	△	○	○	○	○	○
	△	○	○	○	○	△
	○	○	○	○	○	○
1.0	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	△
	○	○	○	○	○	○
0.667	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
0.5	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○

Note 1: Redundancy: Allowable Value/ Analysis Result

○: Redundancy over 1.0, △: Redundancy 1.0 ~0.8,

×: Redundancy less than 0.8, —: No Evaluation

Note2: Evaluation Items From Top to Bottom in each Combination of fv and hv.


1st: Acceleration at core support plate in vertical direction

2nd: Relative displacement between core support plate and upper inner structure in vertical direction

3rd: Out of plane displacement of core support plate

4th: Combined stress in reactor vessel

5th: Relative displacement for the water/steam system in the case of the 3D Seismic Isolation System

Note3:  : Proper combination of 'fv' & 'hv'.


 : Just before the proper combination of the above

表 2-3 建屋の耐震健全性の評価結果(建屋に対する設計成立性マップ)
(文献[6]より抜粋)

Vertical Frequency of the Device: fv (Hz)	Vertical Damping Ratio of the Device: hv (%)					
	2	5	10	20	40	60
20	×	—	—	—	—	—
	×	—	—	—	—	—
	○	—	—	—	—	—
3.0	×	×	×	×	○	○
	×	×	×	×	×	×
	○	○	○	○	○	○
1.5	×	×	×	×	○	○
	×	×	×	×	○	○
	×	×	○	○	○	○
1.0	×	×	×	○	○	○
	×	×	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
0.667	×	○	○	○	○	○
	×	○	○	○	○	○
	×	○	○	○	○	○
0.5	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○
	○	○	○	○	○	○

Note 1: ○: Redundancy over 1.0, ×: Redundancy less than 1.0

Note2: Evaluation Items From Top to Bottom in each Combination
of fv and hv.

1st: Vertical Acceleration in each point of the Building

2nd: Uplift displacement of each Seismic isolation device

3rd: Horizontal Acceleration in each point of the Building

2.3 装置の基本構成と機構

2.3.1 システム全体の概要

図 2-4 は本研究で対象としている FBR プラント建屋への適用イメージ図である。FBR プラント建屋の基礎は二重基礎とし、上部基礎と下部基礎の間に三次元免震システムを設置する。三次元免震システムは本研究で対象としている「油圧機構による三次元免震装置」と、「ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置」^[13]を組み合わせた三次元免震システムとした。

各装置の基本仕様を表 2-4 に示す。各装置の概要を次節以降に示す。油圧機構による三次元免震装置の詳細な仕様・寸法については 2.5 節に詳述する。

表 2-4 三次元免震システムの各装置の基本仕様

装置種別	項目	値
鉛プラグ入り積層ゴム ^[12] (共通)	支持荷重 (kN)	9800
	初期剛性 (MN/m)	39.5
	(初期剛性周期) (s)	1.0
	降伏変位 (m)	0.0248
	降伏荷重 (kN)	980
	第 2 剛性 (MN/m)	5.04
	(第 2 剛性周期) (s)	2.8
油圧機構による 三次元免震装置	支持荷重 (kN)	9800
	内圧 (MPa)	25
	支持シリンダ径 (mm)	720
	固有振動数 (Hz)	0.49
	(固有周期) (s)	2.04
ローリングシール型空気ばね による三次元免震装置 ^[13]	支持荷重 (kN)	9800
	内圧 (MPa)	1.57
	支持シリンダ径 (mm)	2820
	固有振動数 (Hz)	0.5
	(固有周期) (s)	2.0

2.3.2 装置の配置

対象の FBR プラント (75 万 kWe 級 Na 冷却中型炉プラント) は全体重量が約 272,000 ton であり、三次元免震装置システムはこの全重量を支持する必要がある。

そこで、装置 1 基あたりの支持重量を 1000 ton ($\approx 9800\text{kN}$) とし、合計 272 基の三次元免震装置を配置する計画とした。図 2-8 に各三次元免震装置の平面配置図を示す。合計 272 基のうち 112 基を油圧機構による三次元免震装置とし、残りの 160 基をローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置とした。

ロッキング抑制機能を持つ油圧機構による三次元免震装置はなるべく周辺部に配置し、ロッキングモーメントを効率的に支持するようにした。それ以外の一般部についてはローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置を配置した。

2.3.3 油圧機構による三次元免震装置

油圧機構による三次元免震装置の原理図を図 2-5 に示す。装置は、鉛プラグ入り積層ゴム（僧都中の LRB）、支持シリンダ（同 LC）、ロッキング抑制シリンダ（同 RC）、アキュムレータユニット（同 ACC）で構成される。

これらのうち、水平 2 方向の免震機能は鉛プラグ入り積層ゴムが担う。鉛直方向の免震装置は荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニットの組み合わせで実現する。荷重支持シリンダは、鉛プラグ入り積層ゴムの直下に鉛直方向に設置した片ロッド式の油圧シリンダで、建屋の自重を支持する機能を持つ。荷重支持シリンダのヘッド側のポートは、両ロッド式シリンダであるロッキング抑制シリンダの片側のポートに接続され、ロッキング抑制シリンダのもう一方のポートは、アキュムレータユニットに接続される。地震時には荷重支持シリンダの圧縮／伸長により流れてくる作動油がロッキング抑制シリンダを介してアキュムレータユニットに伝達される。アキュムレータユニット内には窒素ガスが封入されており、その圧縮／膨張の柔性により、目標とする鉛直方向の固有振動数 $f_v=0.5\text{Hz}$ 以下（＝周期 2.0 秒以上）を実現させる。また、アキュムレータユニット内の窒素ガス室は 2 つに分けられており、その間に絞りを設け、その圧力損失により目標とする鉛直方向の減衰定数（ $h_v=0.20\sim0.40$ ）を得る。

なお、鉛直方向の免震機能（鉛直方向の周期と減衰）のみであれば、荷重支持シリンダとアキュムレータユニットを直接接続するだけで実現可能であるが、図 2-5 に示されるように、地震時には水平力により建物が転倒する方向のモーメント（ロッキングモーメント）が生じる。通常の水平方向の免震装置は鉛直方向の剛性が高いため、ロッキングモーメントによる転倒方向の変位（ロッキング）は問題とならないが、三次元免震装置の場合には鉛直方向にも柔軟に支持されるため、ロッキングが生じやすい。このロッキングを抑制するため、本研究で提案する三次元免震装置ではロッキング抑制シリンダを設けている。隣り合うロッキング抑制シリンダのロッドを接続すると、隣り合うユニットの油圧変化の同位相成分はアキュムレータユニットに、位相差のある成分はロッキング抑制シリンダのロッドの軸力に、それぞれ伝達される。これにより、鉛直方向（同位相分）の動きにはアキュムレータユニットによる柔性を、ロッキング振動（位相差分）の動きにはロッドの高い剛性を持つようにすることができる。

図 2-6 に本研究で試設計した油圧機構による三次元免震装置の外観図を示す（試設計の詳細は 2.5 節に後述する）。図 2-4 の構想段階ではロッキング抑制シリンダ 1 本につき 1 本の支持シリンダとしていたが、配置性を考慮した試設計の結果、ロッキング抑制シリンダ 1 本につき支持シリンダおよびアキュムレータユニットを 4 本接続することとした。また、アキュムレータユニットはピストン型とした。

2.3.4 ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置

図 2-7 に「ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置」の概念図を示す。同装置は、本研究の対象の「油圧機構による三次元免震装置」と同時に研究開発が進められたものである^[13]。この空気ばねは、鉛直方向にテレスコピックに相対移動可能な内筒と外筒の内部に形

成される空気室の圧縮・膨張による柔軟性を利用して鉛直方向の柔軟性を確保している。また、減衰性能は内筒側の空気室と外筒側の空気室の間に設けられたオリフィスの圧力損失により得ているが、オリフィスの圧力損失のみでは目標とする減衰性能に対して不足が生じるため、補助減衰装置としてオイルダンパを併設する計画となっている。水平2方向の免震装置としては、油圧機構による三次元免震装置と同じ鉛プラグ入り積層ゴム（LRB）が用いられている。

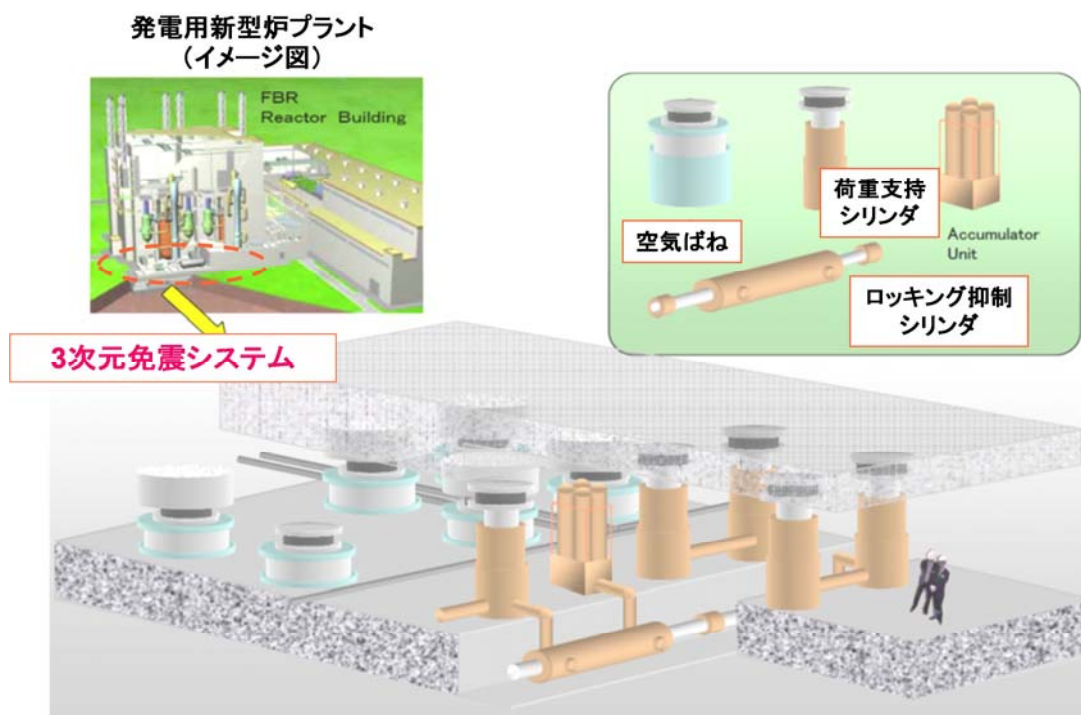


図 2-4 発電用新型炉に適用する油圧機構による三次元免震装置の概念図

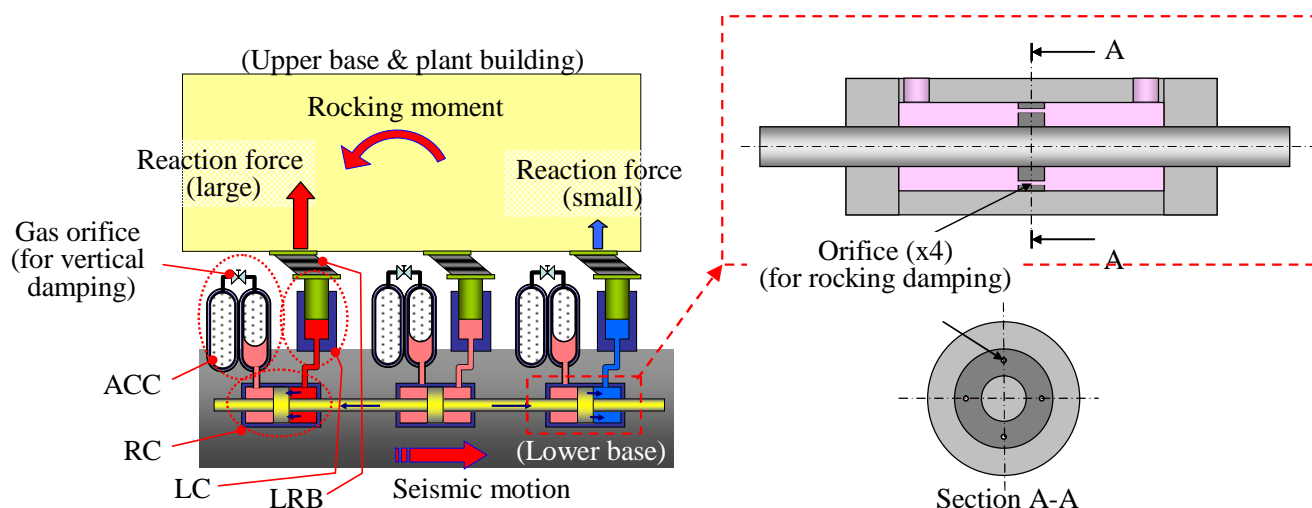


図 2-5 油圧機構による三次元免震装置の原理図

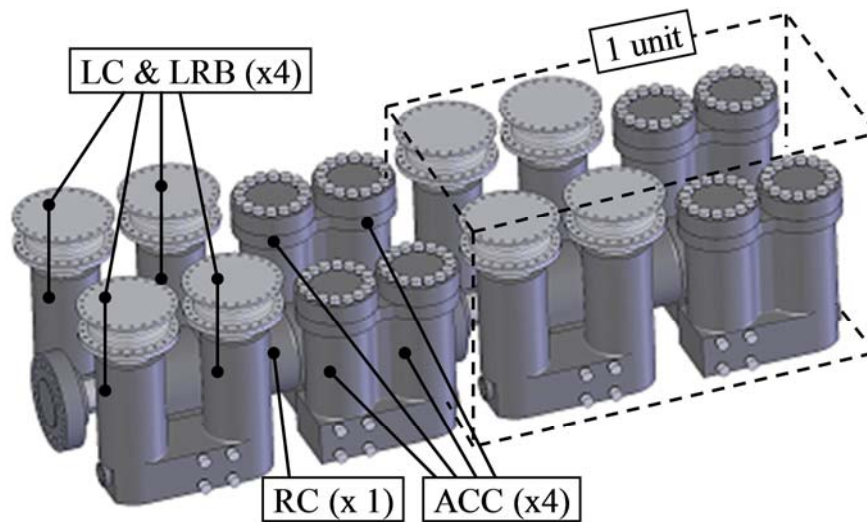


図 2-6 油圧機構による三次元免震装置(概念図)

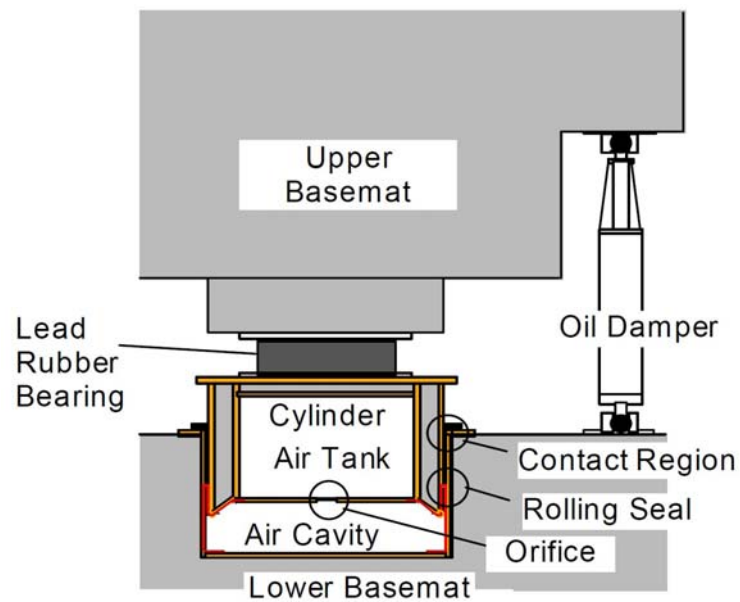
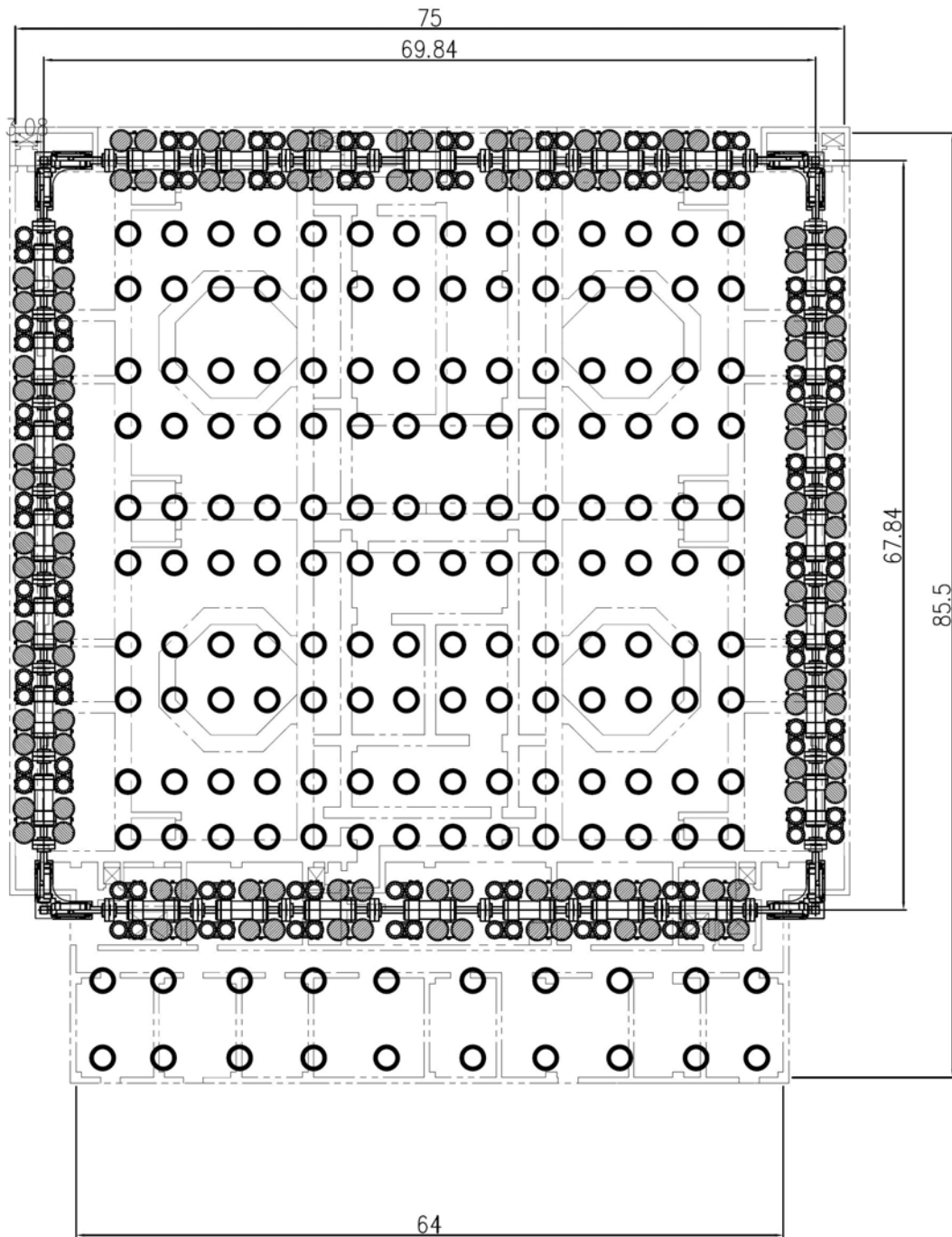


図 2-7 ローリングシール型空気ばね(概念図)
(文献[13]より抜粋)



○ : ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置 (160 基)

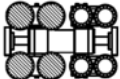
 : 油圧機構による三次元免震装置 (28 ユニット (4 基/1 ユニット))

図 2-8 装置の平面配置図

2.4 油圧機構による三次元免震装置の設計手法

本節では、油圧機構による三次元免震装置の基本的な設計手法について述べる。本節で記述する設計手法では、設計に必要な計算について手計算が可能な数式表現とするため、各種の特性は極力線形化している。非線形の特性（例えば、積層ゴムのバイリニア特性、絞りの圧力損失の速度二乗比例特性、空気や窒素ガスのポリトロップ変化の特性、各部の摩擦特性、など）については、後述のシミュレーションで詳細にモデル化し、設計手法の妥当性を確認することとする。

なお、水平 2 方向の免震性能については既往の研究^[12]で技術が確立されている積層ゴムを用いるため、本節ではその設計手法については詳述せず、鉛直方向の免震性能についてのみ述べる。

2.4.1 許容値の設定

免震機構を構成する機器は、地震時に発生する荷重と変形量に対してある程度の裕度を持って設計されなければならない。油圧機構による免震装置では荷重は油圧で支持されるため、許容値及びその設定根拠となる終局限界の指標は、主に変形量と圧力となる。

(1) 変形量の許容限界

油圧機構による免震装置の鉛直方向の終局限界と設計範囲（許容値）の考え方を図 2-9 に示す。変形量の終局限界装置の可動ストロークによって決まる。すなわち、油圧機構による免震装置では、荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニット内のピストンが、可動ストローク以上に変位しようとした場合、急激に剛性が増加して免震性能を発揮できなくなるため、それらの可動ストロークがそのまま鉛直変位に関する終局限界となる。

許容限界の設定に際し、原子力発電所への免震装置設計の指針を取りまとめた「原子力発電所免震構造設計技術指針」^[14]を参考にすると、免震装置である積層ゴムの水平方向の変形限界について、「線形限界に対して 1.5 以上の安全余裕を持たせること」と規定されている。ここで、線形限界とは積層ゴムの変形が過大になった時に剛性が増大する現象（いわゆるハードニング）が生じる変形量を指している。地震時に線形限界以上に変形すると、免震装置としての機能が著しく損なわれるため、これに対して 1.5 以上の安全余裕が求められている。この考え方を油圧機構による三次元免震装置の鉛直方向の許容限界の設定に当てはめると、上述のように各油圧シリンダの可動ストロークに到達すると免震装置としての機能が著しく損なわれると考えられることから、可動ストロークに対して 1.5 以上の安全余裕を考慮してストロークの許容限界を設定するのが妥当と考えられる。

本研究においては、事前に、鉛直方向の免震装置の特性を固有振動数 0.5Hz ・減衰定数 20% と仮定した 1 自由度のモデルに対し、鉛直方向の Case Study S2 波を入力した時刻歴解析を行ったところ、最大変位量が約 200 mm であったため、これに 1.5 以上の安全余裕をみて、可動ストロークを約 $\pm 350\text{ mm}$ に設定した。

(2) 圧力の許容限界

積層ゴムの場合は、荷重－変位（ひずみ）曲線が線形の範囲内で設計されることが前提のため、荷重の許容限界に関しても変形の許容限界と同様に、線形限界荷重に対して 1.5 以上の安全裕度を持たせることと規定されている。

油圧機構による三次元免震装置の場合は、鉛直変位量と圧力の関係がなだらかな曲線の非線形性を有しているため線形限界が定められないことに加え、荷重経路に気体（窒素ガス）や液体（作動油）といった、流動性のある物質が介在するため、装置の損傷により急激に荷重支持機能や免震機能が失われる恐れがある。したがって、金属材料系の部品の耐圧設計に関する許容限界については、耐震設計審査指針及び「原子力発電所耐震設計技術指針」^{[15][16]}に準拠することとした。

一方、各油圧シリンダのシール材・パッキン類に関しては公的設計基準に終局限界・許容限界が定められているものが見当たらないため、許容限界に関してはメーカー推奨値を参考に仮設定し、個別に耐圧試験・摺動性確認試験を実施して終局限界圧力を把握し、許容限界圧力の妥当性を確認することとした。

本研究では通常時の事前に実施した 1 自由度系での時刻歴解析（2.4.1(1) と同じ解析）におよび水平方向の最大荷重から計算されるロッキングモーメントより、最大で 48MPa の圧力が生じることが分かったため、50MPa に耐えうるシール材・シール構造を仮選定して設計し、後の 1/2 スケール試験体での耐圧試験・摺動性試験により 150MPa まで耐圧性と 50MPa までの正常な摺動性を確認した（詳細は第 3 章を参照のこと）。

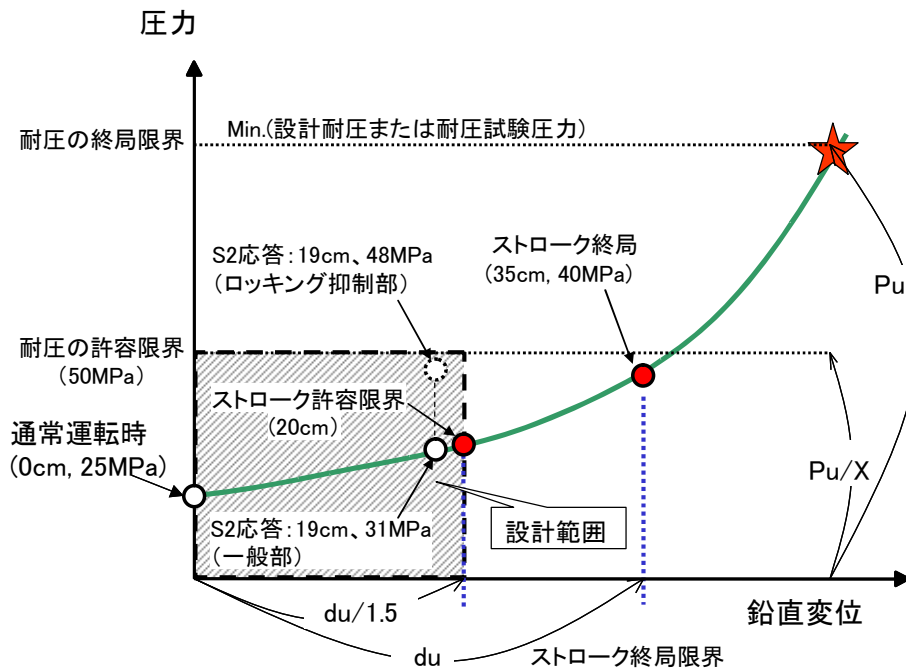


図 2-9 鉛直方向の免震装置の許容限界値の考え方

2.4.2 鉛直免震性能の設計手法

油圧機構による免震装置の設計フローを図 2-10 に示す。設計のプロセスは、大きく分けて性能設計と強度設計がある。性能設計は、目標の固有振動数を実現するための剛性特性の設計と、目標の減衰定数を実現するための減衰特性の設計がある。本節では性能設計の考え方や定式化について述べる。強度設計については次節の試設計結果に併せて示す。

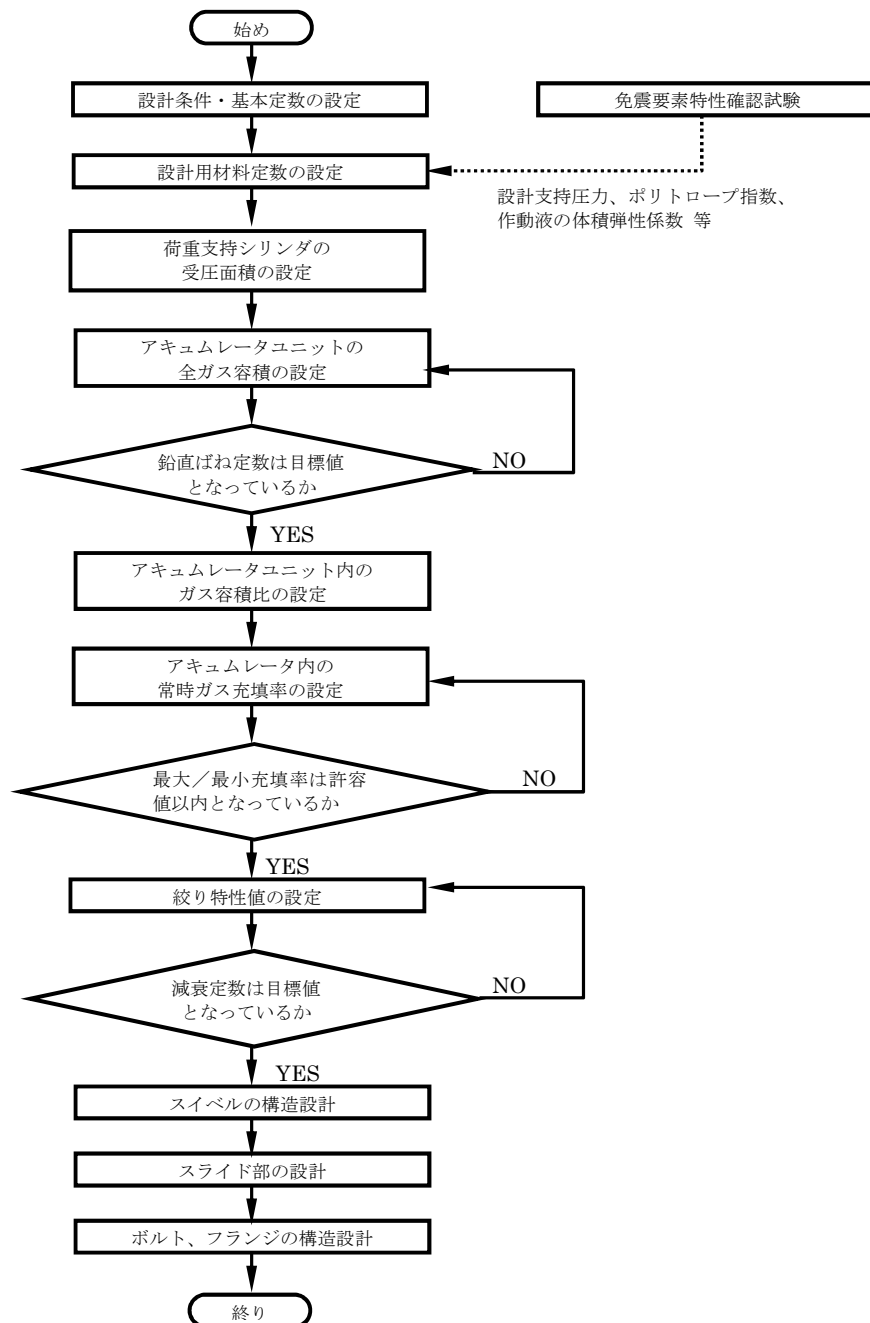


図 2-10 油圧機構型免震装置の設計フロー

(1) 剛性特性の定式化

まず、荷重指示シリンダ 1 基あたりの支持荷重（設計支持荷重 W_0 ）と、常時の設計支持圧力（ P_0 ）と、受圧面積（ A ）とを、次式を満たすように決定する。

$$A = \frac{W_0}{P_0} \quad (2-1)$$

ここで、
 W_0 : 設計支持荷重
 P_0 : 設計支持圧力
 A : 荷重支持シリンダの受圧面積

高圧化での窒素ガスの体積と圧力の関係はポリトロプ変化と見なすことができ、状態変化前後の関係は次式で表される。

$$PV_G^{\gamma_N} = P_0 V_{G0}^{\gamma_N} \quad (2-2)$$

ここで、
 P : 状態変化後のガス圧力
 V_G : 状態変化後のアキュムレータユニット内の全ガス体積
 V_{G0} : 状態変化前のアキュムレータユニット内の全ガス容積
 γ_N : 窒素ガスのポリトロプ指数

状態変化前後の圧力変化量・体積変化量を次のように定義する：

$$P = P_0 + dP \quad (2-3)$$

$$V_G = V_{G0} - dV_G \quad (2-4)$$

ここで、
 dP : 状態変化後のガス圧力の増加量
 dV_G : 状態変化後のアキュムレータユニット内の全ガス容積の圧縮量

これを式(2-2)の関係式に代入し、両辺を $PV_{G0}^{\gamma_N}$ で除すると、次式のように変形できる。

$$\left\{ 1 + \frac{dP}{P_0} \right\} \left\{ 1 - \frac{dV_G}{V_{G0}} \right\}^{\gamma_N} = 1 \quad (2-5)$$

式(2-2)の左辺の二番目の $\{ \}$ 内の第 2 項（ dV_G/V_{G0} ）が 1 に対して十分に小さいと仮定すると、同式は次式のように近似できる。

$$\left\{ 1 + \frac{dP}{P_0} \right\} \left\{ 1 - \gamma_N \frac{dV_G}{V_{G0}} \right\} = 1 \quad (2-6)$$

更にこの式の左辺を展開し、1 に対する微小項どうしの積を無視して整理すると、同式は以下のように近似される。

$$\frac{dP}{P_0} = \gamma_N \frac{dV_G}{V_{G0}} \quad (2-7)$$

荷重支持シリンダの初期位置からの伸長分を dx とし、その時の荷重支持シリンダの支持荷重の変化を dF とすると、

$$dV_G = -A \cdot dx \quad (2-8)$$

$$dP = \frac{dF}{A} \quad (2-9)$$

式(2-7)に、式(2-2)、式(2-8)、式(2-9)を代入して dP 、 dV_G 、 P_0 を消去し、荷重支持シリンダの支持荷重 dF について解くと、

$$dF = \frac{\gamma_N W_0 A}{V_{G0}} dx \quad (2-10)$$

鉛直ばね定数 K_V は荷重支持シリンダの伸長量 dx の係数であるから、次式のようになる。

$$K_V = \frac{\gamma_N W_0 A}{V_{G0}} \quad (2-11)$$

一方、固有振動数 f_V は、1 自由度系のばね－質量系と考えると次式で表される。

$$f_V = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gK_V}{W_0}} \quad (2-12)$$

ここで、 g : 重力加速度

式(2-12)に式(2-11)を代入してアキュムレータ内の初期の (P_0 の圧力の下での) 全ガス容量 V_{G0} について解くと次式が得られる。なお、ポリトロップ指数は圧力に依存するが、ここで用いるポリトロップ指数は設計支持圧力における窒素ガスに対する値を用いる。

$$V_{G0} = \frac{1}{(2\pi)^2} \frac{\gamma_N A g}{f_V^2} \quad (2-13)$$

この式から、目標とする固有振動数を実現するためのアキュムレータユニット内のガス容量を決定することができる。

(2) 減衰特性の定式化

油圧機構による三次元免震装置の鉛直方向の特性は、図 2-11 に示すような 3 要素モデルで表現することができる。

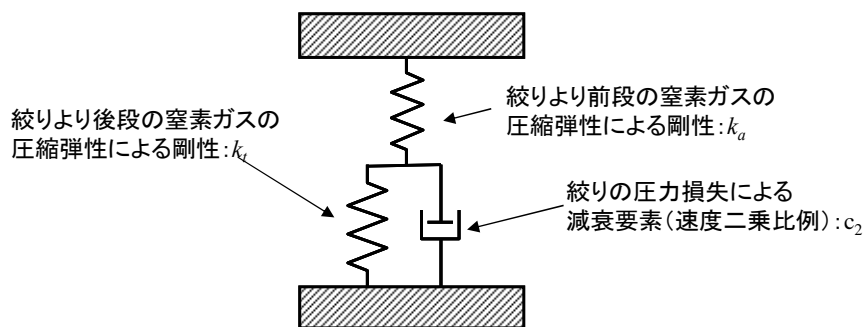


図 2-11 鉛直方向の免震特性の基本的モデル(3 要素モデル)

同図の 3 要素モデルのうち、絞りの圧力損失は窒素ガスの流量の二乗に比例する非線形
 の特性を持つが、まず簡単のためにこの減衰要素が粘性減衰（速度比例減衰）の特性を持
 つと仮定すると、共振曲線（周波数応答曲線）は次式ようになる。

$$\left| \frac{X_2}{X_0} \right|^2 = \frac{k_a^2 (\omega^2 c_{eq}^2 + k_t^2)}{\{m\omega^2(k_a + k_t) - k_a k_t\}^2 + \omega^2 c_{eq}^2 (m\omega^2 - k_a)^2} \quad (2-14)$$

ここで、
 X_0 : 入力振幅
 X_2 : 応答振幅
 ω : 加振角振動数
 k_a : 絞りより前段の窒素ガス体積により計算されるばね定数
 すなわち： $k_a = \frac{\gamma_N W_0 A}{\lambda V_1}$
 k_t : 絞りより後段の窒素ガス体積により計算されるばね定数
 すなわち： $k_t = \frac{\gamma_N W_0 A}{V_2}$
 m : 支持質量 ($m = W_0/g$)
 c_{eq} : 等価粘性減衰係数

等価粘性減衰係数は、次式によって与えられる。

$$c_{eq} = \sqrt{\frac{-m\nu_0^2 \left\{ m\nu_0^2 (\omega^2 - \nu_0^2)^2 - \sqrt{m^2 \nu_0^4 (\omega^2 - \nu_0^2)^4 + 4C_t^4 \omega^8 c_2^2 X_0^2 B^2 (\nu_0^2 - (1 - C_t)\omega^2)^2} \right\}}{2C_t^2 \omega^2 \{\nu_0^2 - (1 - C_t)\omega^2\}^2}} \quad (2-15)$$

ここで、
 C_t : ガス体積比 ($C_t = V_2/(\lambda V_1 + V_2)$)
 λ : アキュムレータのガス充填率
 ν_0 : 固有角振動数 ($\nu_0 = \sqrt{(k_a k_t)/\{m(k_a + k_t)\}}$)
 B : $= 8/(3\pi)$
 c_2 : ガス絞りによる速度二乗比例減衰係数

管オリフィスを通過するガスの圧力損失によって生じる速度二乗比例減衰係数は、管オリ
 フィスの圧力損失の式から、次式のように計算される。

$$c_2 = \frac{\rho_N A^3}{2\alpha^2 a^2} \quad (2-16)$$

ここで、
 ρ_N : 窒素ガスの質量密度
 α : 管オリフィスの流量係数
 a : オリフィスの面積

式(2-15)の右辺には、入力振幅 (X_0) が含まれていることから、入力振幅の大きさによって等価粘性減衰係数 (c_{eq}) の値は変化する。したがって、同式を用いて周波数応答特性を求めるためには、あらかじめ地震入力時の応答振幅を推定しておく必要がある。応答振幅の推定値は、目標とする固有振動数 (f_v) および減衰定数 (h_v) を持つ 1 自由度系の振動モデルに対して設計用入力地震波を基礎加振とした時刻歴応答解析から求められる最大応答振幅とすればよい。

この応答振幅の推定値を入力振幅 X_0 とし、式(2-15)及び式(2-14)より周波数応答曲線を描くことができる。一例として、基礎の加振振幅 $X_0=100\text{mm}$ とした場合の周波数応答曲線を図 2-12 に示す。同図中の複数の曲線は、絞りのオリフィス直径を 5 段階に変化させた場合の周波数応答特性を示している。同図より、絞りの強さに応じて周波数応答特性が変化することが見て取れる。(なお、このような特性を示すことは、図 2-11 に示す 3 要素モデルの図からも定性的に説明できる。すなわち、絞りが弱い場合 (極端には、絞りがなく、ガスが自由に通過できる状態) では、図 2-11 の 3 要素モデルにおける二つのばね要素 (k_a , k_f) が、単に直列に接続されたモデルと見なすことができるため、固有振動数は低く、減衰は小さく (応答倍率が大きく) なる。逆に、絞りが強い場合 (極端には、絞りが完全に閉じている状態) では、二つのばね要素のうち k_a のみが有効になり、固有振動数は高く、減衰は小さく (応答倍率が大きく) なる。)

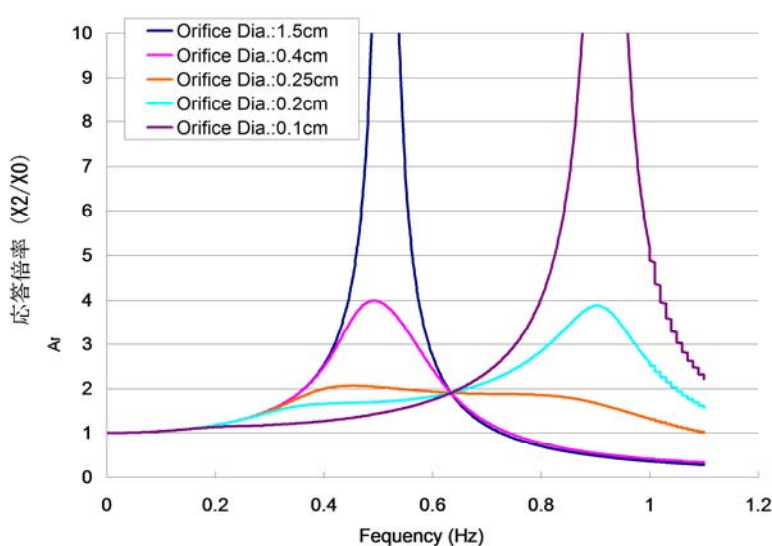


図 2-12 3 要素モデルの周波数応答曲線の一例

3 要素モデルにおける周波数応答曲線のもう一つの特徴として、絞り (減衰要素) の強さを変化させて曲線形状が変化しても、必ず通過する定点が存在するという特性がある。周波数応答曲線がこの定点を頂点とするように絞りの強さを決定すれば、最大応答倍率は最小とすることができる。

定点となる振動数、及び、定点での応答倍率は次式で与えられる。

【振動数】：

$$\eta_p^2 = \frac{\omega_p^2}{\nu_0^2} = 2 \frac{(1-C_t)^2}{1+(1-C_t)^2} \quad (2-17)$$

【応答倍率】：

$$\alpha_p = \left[\frac{X_2}{X_0} \right]_{\eta_p} = 1 + 2 \frac{V_1}{V_2} \quad (2-18)$$

ここで、
 η_p : 定点における振動数比
 ω_p : 定点における角振動数
 V_1 : アキュムレータの、絞りより前段のガス体積
 V_2 : アキュムレータの、絞りより後段のガス体積
 α_p : 定点における応答倍率

さらに、通常の 1 自由度系の周波数応答曲線において、最大応答倍率(α)と減衰定数(h)の関係は、 $h=1/(2\alpha)$ であるから、上記の定点における応答倍率 α_p が最大応答倍率となるような 1 自由度系の減衰定数は、次式のようになる。

$$h_v = \frac{1}{2\alpha_p} = \frac{1}{2(1+2(V_1/V_2))} \quad (2-19)$$

式(2-18)および式(2-19)より、定点での応答倍率および減衰定数は、アキュムレータユニットの絞りの前後の体積比のみで決まることが分かる。したがって、目標とする減衰定数 h_v が与えられれば、アキュムレータの絞り前後のガス体積比が一意に決まる。

最終的には、決定したガス体積比により決定する C_t と、応答振幅の推定値 X_0 を用いて式(2-15)及び式(2-14)により周波数応答曲線を描き、絞りの大きさを変化させてパラメータスタディを行い、最適な絞り径を決定する。

2.5 油圧機構による三次元免震装置の試設計結果

2.5.1 レイアウト設計

荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニットはそれぞれブロック化し、極力一体化してコンパクトを測った。以下に、レイアウト設計の概要を示す。

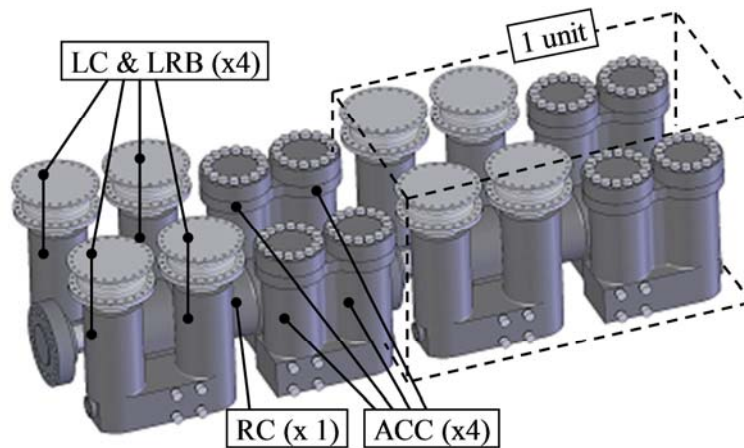


図 2-13 油圧機構による三次元免震装置(概念図)

(1) 配管の削除

油圧機構による三次元免震装置は、地震時に発生する最大圧力が 50MPa と高く、作動油の流量も大きいため、荷重支持シリンダ 1 基あたり $\phi 300$ 程度の流路径が必要となる。 $\phi 300$ 程度で 50MPa という高圧用の管は市販品にはないため、管材は極力使用しない方が良い。したがって、機器を支持するベースを兼ねたマニホールドブロックとして一体設計した。

各ユニット間は埋め込み型のスリーブ管で接続し、管フランジによる接続は用いていない。これは、大型の産業機械などの油圧系で採用されている実績のある接続方法である。

(2) 各ユニットの接続単位数

荷重支持シリンダ (LC) とアキュムレータ (ACC) は、それぞれ 2 基を 1 つのブロックとして一体化し、ロッキング抑制シリンダ (RC) 1 基あたり 4 基ずつ (2 ブロックずつ) 接続する設計とした。

(3) 重量

各ユニットのシリンダ部は鋳鋼により製作することを前提とし、一体の鋳鋼は 60 トン程度を最大とした。なお、輸送性を考慮すると、各ユニットは軽量であることが望ましいが、今回の設計では、輸送性に関する具体的な数値目標は設けていない。

2.5.2 鉛直方向の性能設計

(1) 剛性設計

荷重支持シリンダ 1 基当たりの支持荷重 (W_0) を 9800 kN とし、常時の設計圧力 (P_0) を 25 MPa に設定した。式(2-1)より必要な受圧面積 A を求めると約 0.392m^2 となり、対応す

る直径は約 706 mm となった。今回は圧力に若干の余裕を持たせ、直径を 720mm とした。ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニットの油室の寸法及びストロークは、荷重支持シリンダの直径 (720 mm) および可動ストローク (± 350 mm) から計算される容積より大きくなるように決定した (詳細は 0 節参照)。

次に、目標とする鉛直方向の固有振動数 $f_v=0.5$ Hz として、式(2-13)より荷重支持シリンダ 1 基に対応するアキュムレータユニット内の必要な合計ガス容量 (V_{G0}) を計算すると、約 0.626 m^3 となった。ここで、ポリトロプ指数は 1.6 とした。ただし、レイアウト上の都合により実際の設計ではアキュムレータユニット内のガス室の容積は 0.650 m^3 とした。この時、鉛直ばね定数 (K_v) を式(2-11)から計算すると、約 9504 kN/m となり、設計上の鉛直方向の固有振動数は式(2-12)より 0.49Hz となった。これは、本研究での固有振動数に関する要求性能である「 $f_v=0.5$ Hz 以下」を満足している。

(2) 減衰設計

鉛直方向の減衰定数を 25% とし、式(2-19)よりアキュムレータユニットの絞りの前段と後段のガス容積の比を求めると、 $V_1/V_2=0.5$ となる。そこで、上記の剛性設計により決定した $V_{G0}=0.65 \text{ m}^3$ をこの比で分割すると、 $V_1=0.217 \text{ m}^3$ 、 $V_2=0.433 \text{ m}^3$ となる。実際の設計ではレイアウト上の都合により若干変更し、 $V_1=0.216 \text{ m}^3$ 、 $V_2=0.434 \text{ m}^3$ とした。この時、設計上の減衰定数は式(2-19)より 25.1% となった。これは、本研究での減衰定数に関する要求性能である「 $h_v=20\% \sim 40\%$ 」を満足している。

絞りの強さを決定するためには地震時の最大応答変位量が必要となる。そこで、本研究の入力地震波 (Case Study S2 波) の鉛直方向地震波の変位応答スペクトル図 (図 2-14) から、 $f_v=0.5\text{Hz}$ 、 $h_v=0.25$ の応答変位を求めると、最大応答変位は約 157 mm であった。よって入力振幅 $X_0=157$ mm として、式(2-14)、式(2-15)、式(2-16)を用いて周波数応答曲線を作成した。図 2-15 に示すように、絞りの直径をパラメータとして周波数応答曲線を比較検討した。これらすべての周波数応答曲線が通過する定点における応答倍率が最大値となる周波数応答曲線を与えるオリフィスの直径は 22mm となり、これを最適な絞り径として採用した。定点での応答倍率は 2.0 であり、通常の 1 自由度の振動系に置き換えると式(2-19)より $h_v=0.25$ に相当しており、本研究での減衰定数に関する要求性能である「 $h_v=20\% \sim 40\%$ 」を満足している。

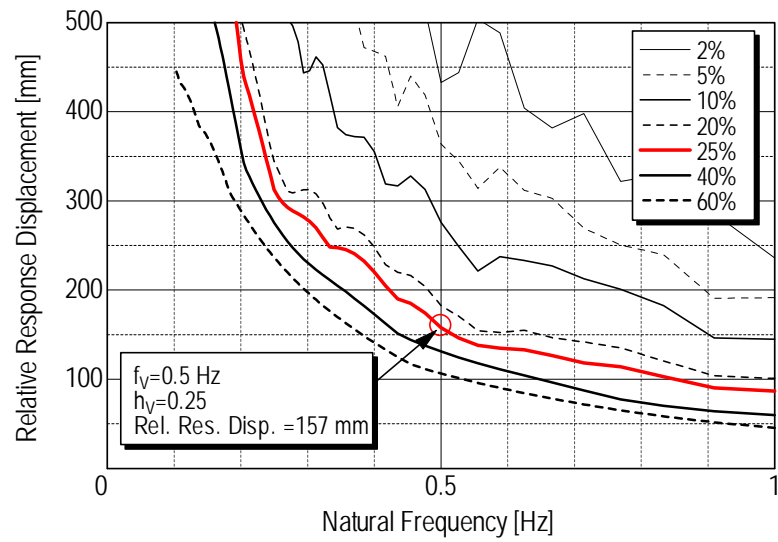


図 2-14 Case Study S2 波の変位応答スペクトル(鉛直方向)

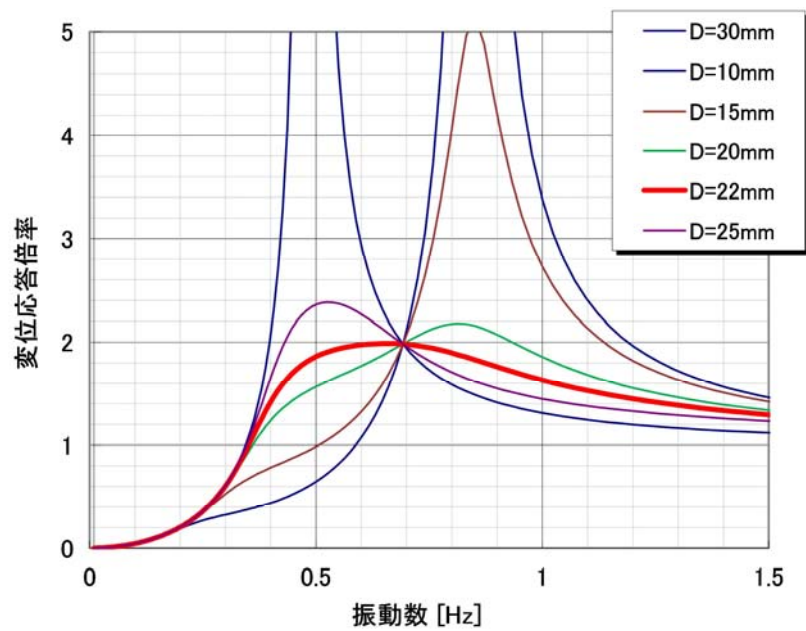


図 2-15 油圧機構による三次元免震装置(概念図)

2.5.3 各部の強度評価

(1) 設計上の機器区分

シリンダ、アキュムレータの一体化構造を検討し、基本形状を決定するに当たり、装置に対して設計基準における機器区分を設定した。以下にその区分を示す。

- ・ シリンダ類 : クラス 2 容器相当 *
- ・ ロッド、その他構造部材 : クラス 1 支持構造物相当 *

* 引用設計規格：

日本機械学会 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2007 年追補版)

< 第 I 編 軽水炉規格 > JSME S NC1-2007

(以降 JSME 設計建設規格と称する。)

シリンダ類の機器区分としてクラス 2 容器相当としたのは、クラス 2 機器が「原子炉冷却材圧力バウンダリを構成する機器」であること、クラス 2 機器の定義が「原子炉を安全に停止するために必要な設備または非常時に安全を確保するために必要な機器であって、その故障、損傷等により公衆に放射線障害を及ぼすおそれを間接的に生じさせるものに属する機器」であることを考慮し、免震装置の油圧耐圧部によりふさわしい後者のクラス 2 容器の設計に準ずることとした。なお、クラス 2 容器では、その材料として鋳鋼 SCW の使用が認められており（クラス 1 容器では不可）、鍛造材を用いるよりも現実的で、合理的なシリンダの設計・製作が可能となる。

(2) 強度評価の結果

前項に示した機器区分を基に、油圧機構による三次元免震装置のシリンダ、ロッド等の構造部材の形状を決定し、強度評価を行った。

a. 装置主要諸元

装置の主要諸元を以下に示す。

① 荷重支持シリンダ (LC)

ピストン径	: $\phi 720 \text{ mm}$
ストローク	: $\pm 350 \text{ mm}$
平常時圧力	: 25 MPa
地震時最大圧力	: 50 MPa

② ロッキング抑制シリンダ (RC)

ピストン径	: $\phi 1000 \text{ mm}$
ロッド径	: $\phi 580 \text{ mm}$

ストローク	: ±1100 mm
平常時圧力	: 25 MPa
地震時最大圧力	: 50 MPa

③ アキュムレータユニット (ACC)

全ガス容量	: 650 L
絞り前後容量比	: 1 : 2 (≒ 216 L : 434 L)
ピストン径	: φ 720 mm
上室内径	: φ 920 mm

④ その他

LC-RC 接続管路内径	: φ 350 mm
LC,ACC 内の管路内径	: φ 250 mm

b. 許容応力の設定

① シリンダ類の許容応力

シリンダ類を含めた鋳鋼による部分はクラス 2 容器相当と捉え、溶接可能な鋳鋼として、ひとまず SCW480 を選定。SCW480 の許容引張応力 $S=120 \text{ MPa}$ * とした。

* JSME 設計建設規格付録材料図表 Part5 表 5 の SCW480 -30～40℃での値

② ロッド類の許容応力

許容引張応力

$$\sigma_s = \frac{F}{1.5}$$

σ_s : 許容引張応力

F : S_y と $0.7 \times S_u$ の内、小さいほうの値

S_y : 設計降伏点

S_u : 設計引張強さ

許容せん断応力

$$\tau_s = \frac{F}{1.5\sqrt{3}}$$

τ_s : 許容せん断応力

F : 上記と同じ

本検討では、ロッド材として SCM435 を選定した。SCM435 の $S_y=785 \text{ MPa}$ **,

$S_u = 930 \text{ MPa}$ *** より、基本許容応力 $F = \min(S_y, 0.7S_u) = \min(785, 0.7 \times 930) = 651 \text{ [MPa]}$ とする。

** JSME 設計建設規格付録材料図表 Part5 表 8 での SCM435 -30～40℃での値

*** JSME 設計建設規格付録材料図表 Part5 表 9 での SCM435 -30～40℃での値

c. ロッキング抑制シリンダ (RC) の設計

① ストロークの決定

$$St = \frac{V}{A}, \quad A = \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_r^2)$$

A : 受圧面積

d_p : ピストン径

d_r : ロッド径

LC のストロークおよびピストン径より、必要体積 V は片側 570 L。

$d_p = \phi 1000 \text{ mm}$, $d_r = \phi 580 \text{ mm}$ より、 $St = \pm 1094 \text{ mm} \approx \pm 1100 \text{ mm}$ となる。

② ロッド引張応力の計算

ロッキング抑制シリンダのロッドは隣接するロッドが接続されているため、ロッキングモーメントにより生ずる差圧分の荷重が積算されて作用する。例えば、今回の平面配置 (図 2-8) における左右方向に水平力が生じ、それに伴うロッキングモーメントが生じた場合を考える。今回の平面配置 (図 2-8) では、1 辺あたり 7 本のロッキング抑制シリンダがある。最悪の場合、左右の縦の辺上にある荷重支持シリンダの圧力は片側で 0MPa、もう片側では 50MPa となる。この時、ロッキング抑制シリンダ内の 2 つの油室のうち、荷重支持シリンダ側の油室の圧力は荷重支持シリンダと同様に各々 0MPa、50MPa となるが、アキュムレータユニット側の油室の圧力は 25MPa のままである。したがって、ロッキング抑制シリンダ内の 2 つの油室間の最大差圧は 25MPa となる。

以上より、最悪の状態では 7 本のロッキング抑制シリンダの最大差圧 (25 MPa) による荷重がロッドに作用すると考え、次式より強度を確認した。

$$F_{\max} = 7PA$$

F_{\max} : ロッドにかかる最大引張力

P : 最大差圧 = 25 MPa

したがって、 $F_{\max} = 10.04 \times 10^4 \text{ kN}$ となる。ロッドの引張応力はこの引張力をロッド断面積で割り、 $\sigma = 345 \text{ MPa} < \sigma_s$ 、安全率 $S = 1.26$ となる。

d. アキュムレータユニット (ACC) の設計

① ピストンの計算

ピストンの長さは、一般のピストン型アキュムレータの寸法比率を参考に、ピストン径=720 mm として、ピストン長さ／ピストン径=0.636 より、シリンダ長さ=458 ≒ 460 (mm)とした。

また、ピストンの傾きによるこじりを防止するためには、シール間距離／ピストン径 < μ (シールの摩擦係数) である必要がある。シール間距離=260 mm より、シール間距離／ピストン径=0.361 なので、十分シール間距離が取れていることを確認した。

② ACC 下室の計算

平常時、ピストンが下室の中間にいると想定して、ガスの容量から下室の長さを決定した。すなわち、ピストン径=720 mm、ガス容量=216 L より、平常時のガス室長さは 540 mm となる。したがって、下室の長さは $540 \times 2 + 460$ (ピストン長さ) = 1540 mm となる。

③ ACC 上室の計算

上室はオリフィスの設置により、シリンダ内径が $\phi 920$ mm となる。したがって、上室の長さはガス容量 434 L より 660 mm となる。

e. シリンダおよび管路の肉厚

シリンダおよび管路の肉厚は、設計・建設規格の「クラス 2 容器」における、円筒形の胴の厚さの規定より、次の式から求められる。

① 肉厚が内半径の1/2以下のもの

$$t = \alpha \frac{Pd}{2S - 1.2P}$$

t : 肉厚

α : 安全裕度=1.1

P : 最高使用圧力

d : 内径

S : 許容引張応力=120 (MPa)

② 肉厚が内半径の1/2以上のもの

$$t = \alpha R (\sqrt{Z} - 1)$$

$$Z = \frac{S + P}{S - P}$$

R : 内半径 = $d/2$

上記式より各部肉厚を求めると、表 2-5 となる。

表 2-5 各シリンダの胴部の肉厚の強度設計結果

	内径 d[mm]	最高使用圧力 P[MPa]	肉厚 t[mm]
LC	720	50	220
RC	1000	50	310
ACC下室	720	50	230
ACC上室	920	40(ガス圧)	220
管路φ250	250	50	80
管路φ350	350	50	110

LC: 荷重支持シリンダ, RC: ロッキング抑制シリンダ
ACC: アクムレータユニット

f. シリンダ蓋、メクラ蓋およびACCオリフィス

① 板厚計算

板厚の強度計算より次の式から求められる。

$$t = \alpha d \sqrt{\frac{CP}{S}}$$

t : 板厚

α : 安全裕度=1.1

d : ボルト周径

C : 形状係数

P : 最高使用圧力(オリフィス板の場合は差圧)

S : 許容引張応力=120(MPa)

形状係数(C)は蓋の場合0.2だが、ロッキング抑止シリンダ(RC)の蓋のように、円輪板で内周自由だと0.1程度となる。上記式より各部板厚を求めると、表 3.3.1-2 のようになる。

表 2-6 各シリンダの蓋部の板厚・ボルト周径の強度設計結果

	ボルト周径 d[mm]	形状係数 C	最高使用圧力 P[MPa]	板厚 t[mm]
RC蓋	1450	0.11	50	340
ACC蓋	1300	0.2	50 (本来40)	420
ACCオリフィス	820	0.2	6	100
メクラ蓋φ250	380	0.2	50	130
(メクラ蓋φ350)	500	0.2	50	160

RC: ロッキング抑制シリンダ, ACC: アクムレータ

② ボルト計算

以下の式より、ボルトにかかる引張応力、ボルトねじ山にかかるせん断応力を求め、

各許容応力との比から、安全率を求めた。

$$\sigma = \frac{4PA}{\pi d_1^2}$$

$$\tau = \frac{PA}{\pi d_1 l}$$

σ : 1本のボルトにかかる引張応力

τ : 1本のボルトのねじ山にかかるせん断応力

P : 最高使用圧力(オリフィス板の場合は差圧)

A : 受圧面積

n : ボルト本数

d_1 : ボルト谷径

l : ボルト噛合い長さ

ボルト材質はロッドと同じ SCM435 とし、許容応力は $\sigma_s=434$ MPa、 $\tau_s=250$ MPa とした。上式より各ボルトの径、本数、噛合い長さを安全率 >2 となるように設計した。各ボルト寸法を表 2-7 にまとめる。

表 2-7 各シリンダの蓋部の締結ボルトの強度設計結果

	最高使用圧力 P[MPa]	ボルト径 d[mm]	ボルト谷径 d1[mm]	ボルト 本数 n	ボルト噛合い 長さ l[mm]	安全率 引張	安全率 せん断
RC蓋	50	M120	109.2	16	120	2.5	6.3
ACC蓋	50 (本来40)	M140	127.0	16	130	2.6	6.3
ACCオリフィス	6	M36	31.7	16	90	2.2	14.7
メクラ蓋 φ250	50	M42	37.1	12	100	2.3	14.3
(メクラ蓋 φ350)	50	M56	50.0	12	100	2.1	9.8

RC : ロッキング抑制シリンダ, ACC : アキュムレータ

g. ピストン速度、管路内作動油流速

以上の基本形状を基に求めたピストン速度および管路の作動油の流速を、表 2-8 に示す。

表 2-8 各部の作動油の最大流速

	内径[mm]	速度、流速[m/s]
RCピストン	1000	2.35
LCラムシリンダ	720	3.01
LC、RC内配管	250	6.24
LC-RC接続管路	350	6.37

LC: 荷重支持シリンダ

RC : ロッキング抑制シリンダ

ACC : アキュムレータ

2.5.4 設計結果（計画図）

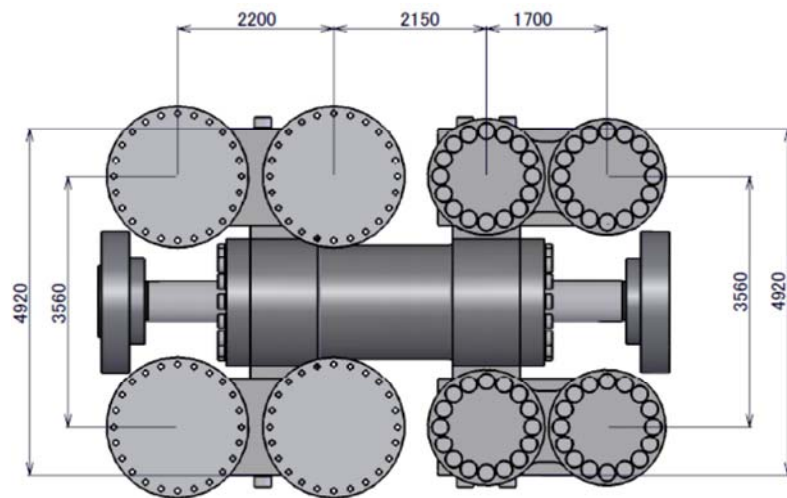
前項までの設計計算結果を反映した油圧機構による三次元免震装置の計画図を以降に示す。

図 2-16 一体化ユニットのレイアウト図（3 面図）

図 2-17 ロッキング抑制シリンダ（RC）

図 2-18 荷重支持シリンダ（LC；2 基分の一体化ブロック）

図 2-19 アクチュレータユニット（ACC；2 基分の一体化ブロック）



平常時圧力 25MPa
最高使用圧 50MPa

重量表

	鑄造部	ユニット	個数	TOTAL
LC	58	88	2	176
RC	55	105	1	105
ACC	61	81	2	162
	重量単位	ton	総重量	443

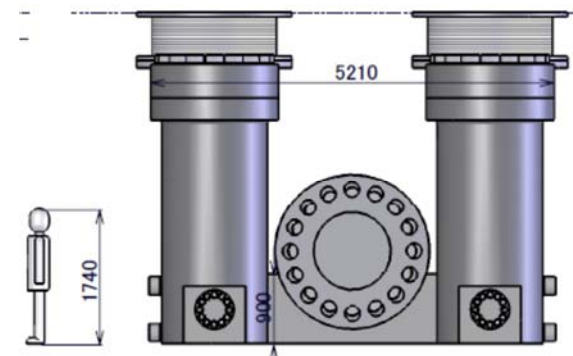
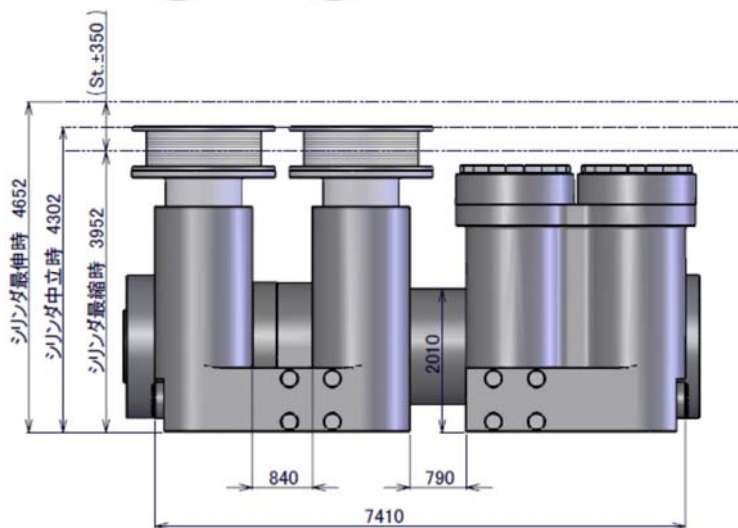
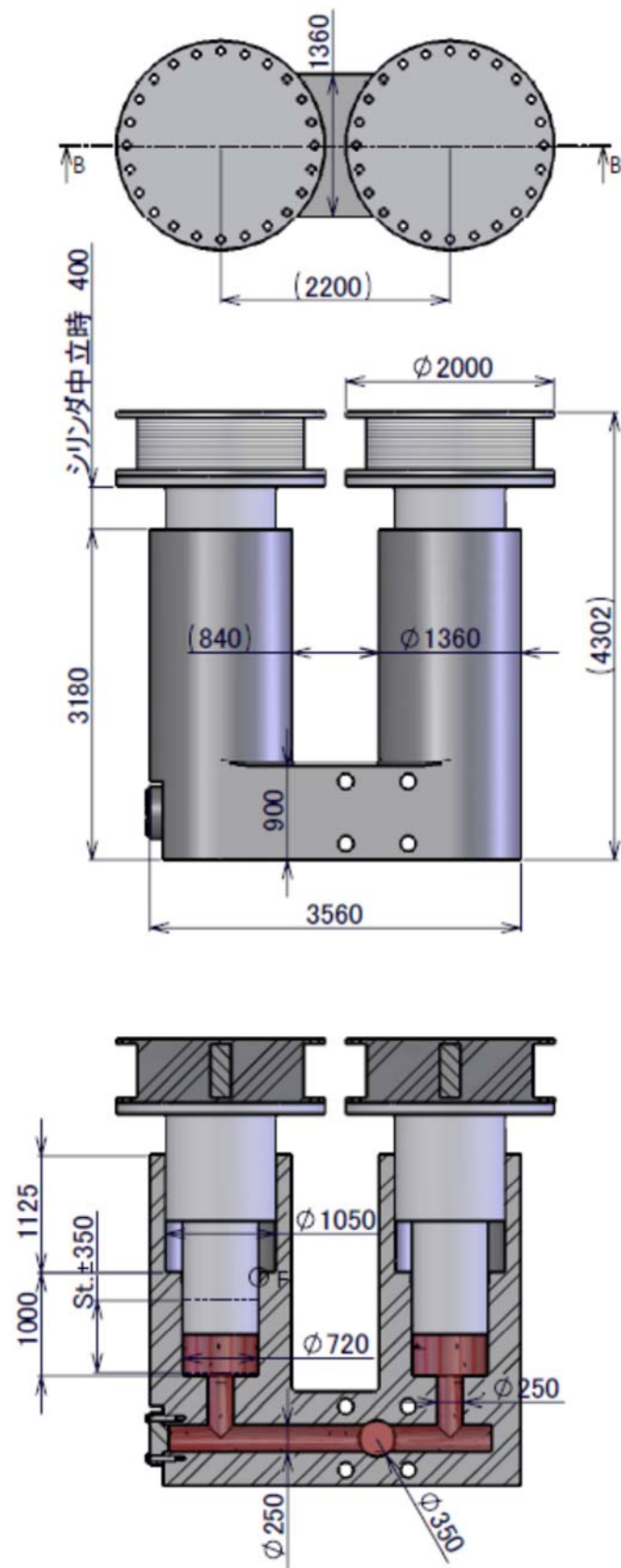


図 2-16 一体化ユニットのレイアウト図(3 面図)



断面図 B-B

図 2-18 荷重支持シリンダ (LC; 2 基分の一体化ブロック)

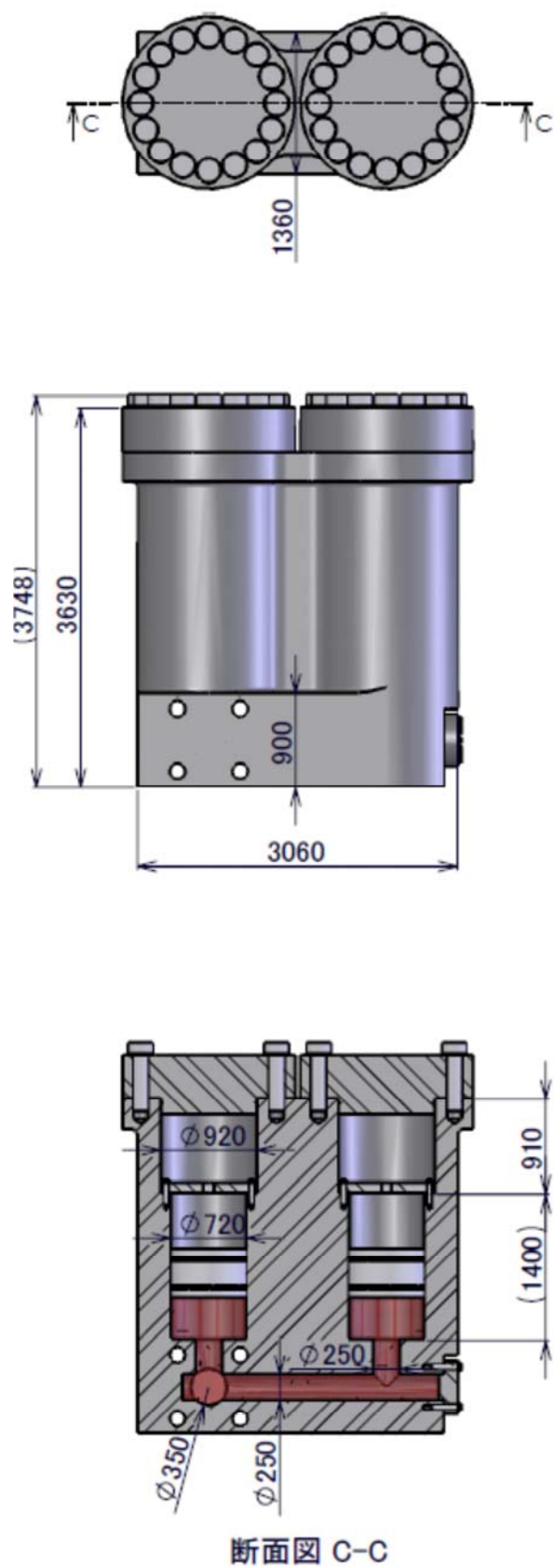


図 2-19 アキュムレータユニット(ACC;2 基分の一体化ブロック)

2.6 結言

まず本研究の前提条件となる FBR プラント建屋に対する三次元免震装置への要求性能として、既往の FBR 実証炉研究^[12]において実施された検討結果を引用しながらその概要を紹介した。同検討結果では、三次元免震装置の鉛直方向固有振動数 (f_v) と減衰定数 (h_v) の組み合わせに対し、建屋及び機器設計の成立性評価基準に対する成立性の有無を示し、「設計成立性マップ」として f_v と h_v の組み合わせの成立範囲が示されており、機器設計の成立範囲は $\{f_v=3.0\text{Hz 以下、} h_v=20\sim40\%\}$ の範囲内、建屋に関しては $\{f_v=1.5\text{Hz 以下、} h_v=20\sim60\%\}$ の範囲内に成立範囲があることが分かった。本研究ではこれらを統合してある程度の余裕を見て総合的に判断し、三次元免震装置の目標性能の範囲を、 $\{f_v=0.5\text{Hz 以下、} h_v=20\%\sim40\%\}$ とした。

次に、その性能を実現しうるものとして本研究で提案する「油圧機構による三次元免震装置」と、本装置と同時に開発が進められた「ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置」^[13]を組み合わせた三次元免震システムの基本構成と、それぞれの機器の機能の概要を示した。

さらに、本研究の対象である「油圧機構による三次元免震装置」に関して、主に鉛直方向の免震性能について定式化の方法を検討し、三次元免震装置の性能設計の手法を提案した。その手法を基に装置を構成する機器の実機大の装置の装置諸元（基本寸法・容量・圧力等）を決定した。試設計の結果、設計上の性能は $f_v=0.49\text{Hz}$ 、 $h_v=25\%$ となり、目標性能を満たす諸元となっていることを確認した。

最後にこれらの設計手法に基づいて作成した実機大装置の計画図を作成した。装置の計画に際しては配管を避け、ブロック化することにより装置全体のコンパクト化を図った。また、各構成機器の形状寸法は、公的な設計基準に準じた強度評価を行って決定し、十分な強度を確保していることを確認した。

第 3 章

縮小試験体による性能試験

3.1 諸言

本章では、第 2 章までに設計／計画された実機大の三次元免震システムに対する縮尺比 1/7 及び縮尺比 1/2 の縮小試験体を用いて実施した試験について記述する。

1/7 縮小試験体では、基本的な免震性能（剛性特性・減衰特性）が設計通りに得られることを確認することを目的として、強制加振試験により装置の動的な特性を要素ごとに取得／評価する「要素試験」と、油圧機構による装置と空気ばねによる装置を組み合わせた、三次元免震システム全体としての性能を取得／評価する「振動台試験」を実施する。

1/2 縮小試験体では、より実機大に近い状態でのシール部の高圧下での挙動を評価することを目的として摺動試験および耐圧性試験を行う。摺動試験では、生じうる最大圧力(50MPa)の下での摺動性を、耐圧試験では、装置の耐圧設計の根拠となるシール部の圧力限界をそれぞれ確認する。

3.1.1 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験の概要

(1) 要素試験

油圧機構による三次元免震装置を構成する機器（荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニット）を 1 つずつ接続し、疲労試験器により荷重支持シリンダに周期的な強制変位を与える試験を行った。構成機器の接続パターンを変更した試験を実施し、荷重－変位の関係を比較することにより、それぞれの特性（剛性・減衰・摺動抵抗等）を分離できるようにした。剛性・減衰については第 2 章に示した設計手法による計算値との比較により妥当性を評価する。摺動抵抗については水平荷重を作用させた状態での摺動抵抗も計測し、後のシミュレーションモデルに反映する。

(2) 振動台試験

振動台試験は、油圧機構による三次元免震装置 4 基と、ローリングシール型空気ばねによる三次元免震装置 4 基を組み合わせた三次元免震システムにより、建屋を模擬した約 25t の錘を支持した形の試験体に対して実施する。振動台試験の試験体概念を図 3-1 に示す。建屋全体 3 次元免震では、建屋模型（重錘）を鉛入り積層ゴムで支持して水平方向に免震とすると共に、積層ゴムを空気ばね及び油圧機構で支持して鉛直方向にも免震とする。油圧機構はロッキング抑制の機能も併せ持っており、外周部に配置される。油圧機構のロッキング抑制の機能は、同図に示すように荷重支持シリンダの鉛直方向の動きを四周に配置したロッキング抑制シリンダのロッドの水平方向の動きに油圧を介して変換し、これらの動きを全て同位相に拘束することにより実現される。

この三次元免震システム試験体を用い、表 3-1 に示すような種々の試験を行い、システムとしての成立性及び各要素の作動性や特性を確認する。また、試験結果は後述の振動台試験の再現シミュレーションの結果との比較によりモデル化手法の妥当性を評価する。

表 3-1 三次元免震システムの振動台試験の試験目的および実施内容

試験目的	実施内容
各要素がスムーズに作動することを確認	3 軸同時加振試験を実施し、荷重計、加速度計、変位計から復元力特性、応答スペクトルを取得し、試験結果が解析と合っていることを確認・評価する。
各要素の復元力・減衰力及び摺動抵抗の評価	周波数応答曲線から周期 2 秒(実機相当)、減衰定数 20%を満足していること計測する。また、装置が健全に作動することを確認する。
ロッキング抑制機能の確認	3 軸同時加振試験を実施し、建屋が最大の傾きのときの建屋端部の免震装置のストロークに余裕があることを確認する。

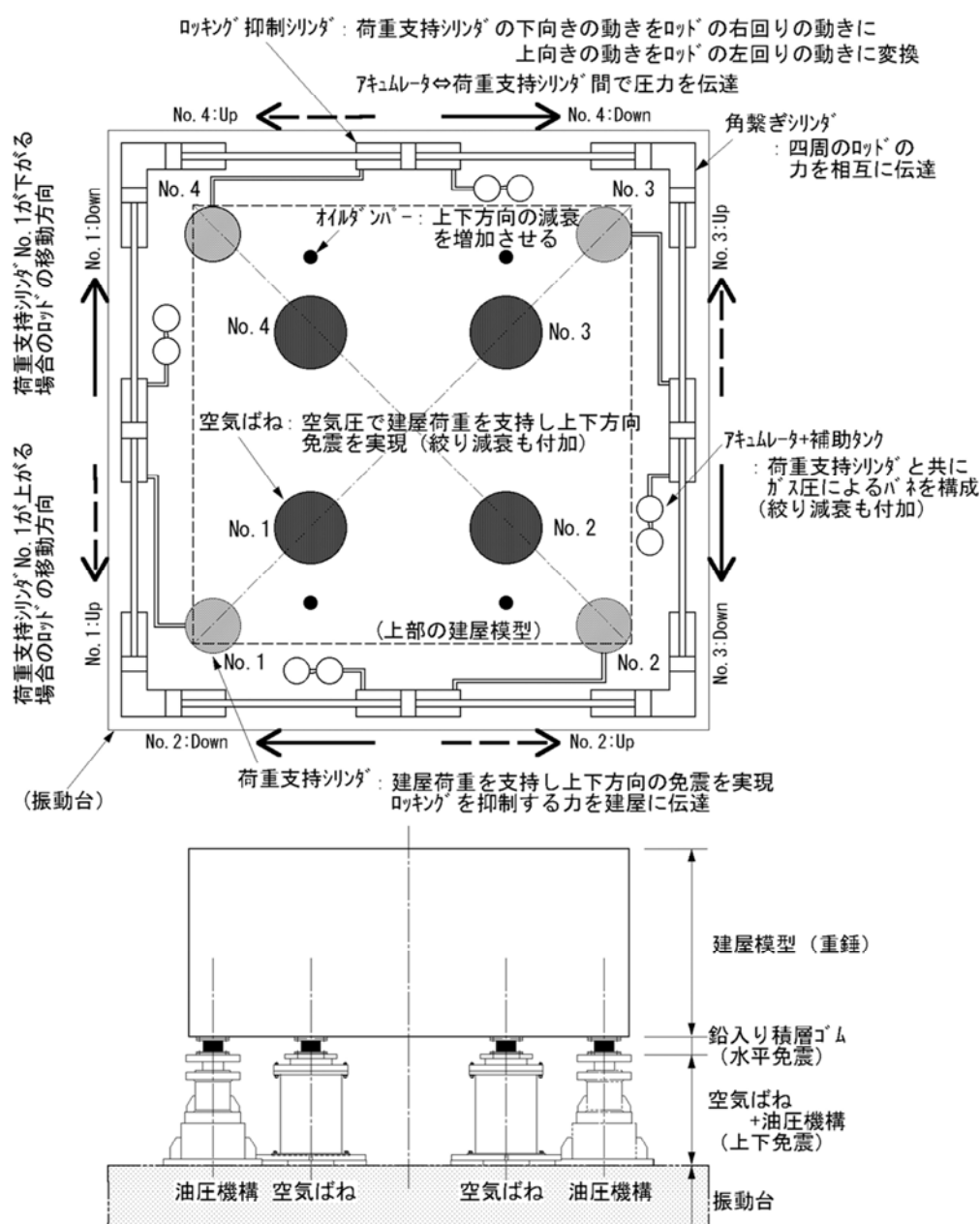


図 3-1 振動台試験体の概念

3.1.1 1/2 縮小試験体による高圧下での摺動性・耐圧性の確認試験の概要

(1) 高圧下での摺動性確認試験

シール部に関わる課題として、高圧が作用するときの摺動抵抗がある。摺動抵抗は免震装置としての性能に影響するため、実際に作用する可能性のある最大圧力での摺動性を確認し、実機シミュレーションに反映させる必要がある。しかしながら後述するように、1/7 縮小試験体ではやや過大な摺動抵抗が確認された。この原因は、①支持圧力を 3.57MPa と低くとったため、シールの初期緊迫力による摺動抵抗の影響が相対的に大きくなったこと、②圧力依存性を確認するために 10MPa 用のシールを使用したため、初期緊迫力が大きかったこと、と推察された。そこで、この問題を解決するために、実機で使用する圧力及びシール寸法とほぼ同等の試験体を製作して試験を行う。試験は実機で生じる最大圧力 (50MPa) までの範囲で圧力を変化させ、摺動抵抗の圧力依存性を計測する。

(2) 耐圧性確認試験

油圧機構による三次元免震装置では、荷重を油圧によって支持しつつ鉛直方向に大きく変位する。よって免震機構を構成する機器は、地震時に発生する荷重（圧力）と変位に関し、それらの終局限界に対してある程度の裕度を持って設計される必要がある。圧力と変位の終局限界と設計範囲の考え方を図 3-2 に示す。本研究で提案している油圧機構による三次元免震装置の場合、変位の終局限界は装置の可動ストロークである。可動ストロークは実機のシミュレーションに基づいて決定することができ、後述のシミュレーションによって得られた最大変形量（約 19 [cm]）に対して、その 1.5 倍以上の 35 [cm]としている。

圧力の終局限界は構成要素の耐圧性能によって決まる。構成要素のうち、鋼材で製作される要素に関しては、公的設計基準（日本機械学会 発電用原子力設備規格 設計・建設規格等）に従って設計できる。一方、各油圧シリンダのシール材は、公的設計基準に終局限界・許容限界が定められていないため、個別に試験を実施し、終局限界を把握し、許容限界圧力を決定する必要がある。シールの耐圧性は、シリンダの内筒と外筒の隙間と寸法とシール断面寸法の関係が重要であるとされており、実機と同じ寸法と見なせる試験体での実験による検証が必要である。よって、実機で想定される圧力範囲に応じたシール断面寸法、および実機と同じ隙間寸法を用いて、耐圧性能試験および摺動抵抗計測試験を行なうこととした。

なお、製作費や試験機材の容量などの問題から、試験にはシリンダのサイズを荷重支持シリンダの有効径 720mm の 1/2 の 360mm に縮小した試験体を用いた。実機とのシリンダ径の相違による影響については、以下のように考える。

- ・ 摺動抵抗：試験体のシールの接触幅を実機と同じとしているので、摺動抵抗はシール長さの比（実機／試験機）に比例すると考えることができる。
- ・ 耐圧性能：シールの耐圧性能は、シール材の隙間部分の硬度と隙間寸法の関係が支配的で、シリンダ周方向の曲率は影響しない。試験体では隙間寸法を実機と合わせているため、試験体の耐圧性能をそのまま用いることができる。

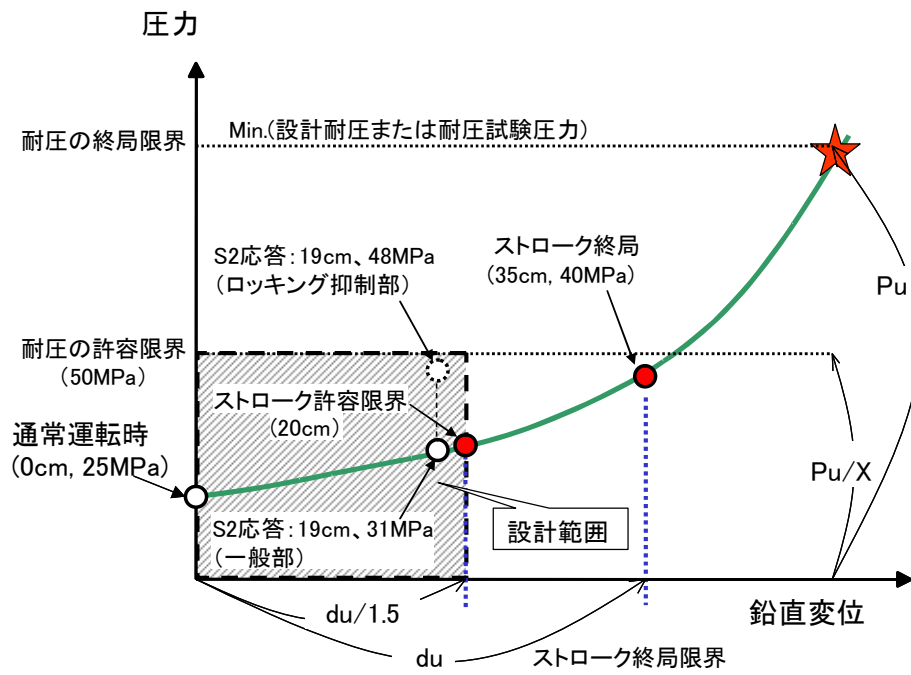


図 3-2 終局限界と設計範囲の考え方

3.2 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験

3.2.1 試験体及び試験装置

(1) 相似則と縮尺

相似則は加速度と密度が実機と試験体で一致する相似則を採用した（表 3-2）。この相似則を用いると、圧力は低くなるが試験体重量が軽くなるため、限られた能力の振動台による試験には有利なものである。

縮尺比については、使用する振動台の性能の制約を考慮して決定した。使用する振動台は株式会社 IHI 横浜事業所にある 3 次元 6 自由度大型振動台である。この振動台の最大加振重量は 35t であるが、支持架台や免震装置本体等、振動台に固定される重量を最大で 10t と見込み、残りの約 25t（重量約 240kN）を建屋の重量に充てることとした。この 25t の重量を 4 基の空気ばねと 4 基のロッキング抑制装置によって免震支持するので、1 基あたりの支持重量は約 2.9 t となる。

上述の相似則に従うと、重量は縮尺比の 3 乗に比例する。実機の支持重量 1000t に対し、試験体の支持重量が 2.9t であるので、2.9/1000 の 3 乗根とほぼ一致する縮尺比として 1/7 を採用した。

表 3-2 相似則と縮尺

物理量	次元	相似則	縮尺(試験体／実機)
長さ	L	$1/\lambda$	1/7
速度	L/T	$1/\sqrt{\lambda}$	1/2.7
加速度	L/T ²	1	1
時間	T	$1/\sqrt{\lambda}$	1/2.7
質量	M	$1/\lambda^3$	1/343
慣性力	ML/T ²	$1/\lambda^3$	1/343
応力度	M/(LT ²)	$1/\lambda$	1/7
圧力	M/(LT ²)	$1/\lambda$	1/7
体積	L ³	$1/\lambda^3$	1/343
密度	M/L ³	1	1

(2) 試験体の設計

① 振動台試験試験体全体

振動台試験における 1/7 縮小試験体の全体組立図を図 3-3 に示す。(計測機器や、装置・計測器調整時に建屋を模擬した錘を支えるための防護フレームは描画していない。)

振動台の大きさは 4600 mm×4600 mm で、油圧機構による三次元免震装置類を外側に、空気ばねによる三次元免震装置類を内側に配置した。荷重支持シリンダは 3000 mm×3000 mm の正方形の頂点に 4 基、空気ばねは 1500 mm×1500 mm で 4 か所備えている。ロッキング抑制シリンダ・アキュムレータユニットも 4 基ずつ、外周に配置した。実機では隣り合うロッキング抑制シリンダのロッドを直接接続する計画だが、振動台試験では 1 辺に 1 基しか配置できなかったため、型ロッド式シリンダを 90° につないだ角つなぎシリンダを使用してロッドの動きを同期する。

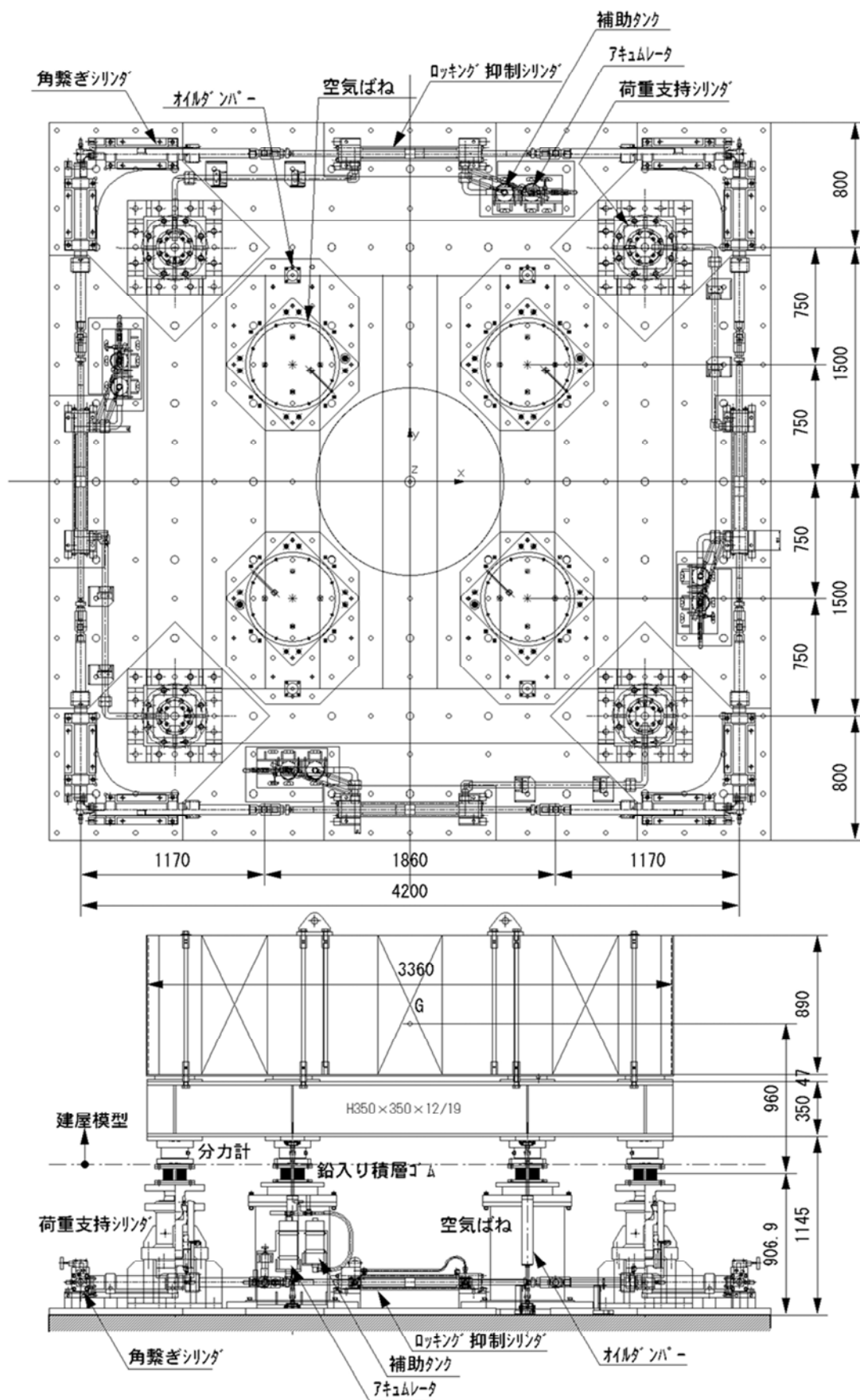


図 3-3 振動台試験体の組立図

② 積層ゴム

使用した積層ゴムの仕様を表 3-3 に、形状を図 3-4 にそれぞれ示す。密度と加速度が実機と試験体で等しくなるような相似則を採用したため、面厚が実機よりも低くなっている。したがって、積層ゴムの形状が相似ではなくなっているが、固有周期・支持荷重等の性能に関する項目は相似則に従っている。固有振動数の調整のため、試験体ではゴム材を実機と比べて軟質な材料を採用している（せん断剛性が半分のゴムを採用）。また、直径に比べゴム総厚が大きく、実機よりも直径に対する高さの比率が大きい、やや縦長の積層ゴムとなっている。

表 3-3 積層ゴムの仕様
(文献[12]より引用)

項 目	実機※ ²	縮小試験体※ ²
支持荷重 (kN)	9800	28.6
固有周期 (s)	2.8	1.07
ゴム部直径 (mm)	1720	149
ゴム部総厚 (mm)	@10×23=230	@1×48=48
鋼板総厚 (mm)	@5.8×22=127.6	@1×47=47
鉛部直径 (mm)	350	19
面圧 (MPa)	4.4	0.83
2 次形状係数	7.5	3.1

※1: 実機諸元は G6 ゴムによる値

※2: 試験体諸元は G3 ゴムによる値

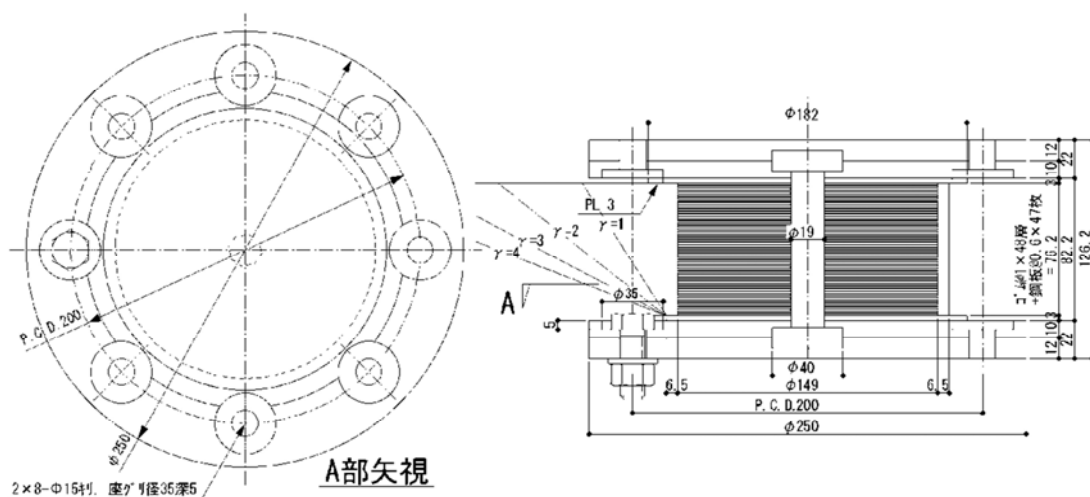


図 3-4 積層ゴム形状試験体
(文献[12]より引用)

③ 空気ばね及びオイルダンパ試験体^[13]

使用した空気ばね及びオイルダンパの仕様を、それぞれ表 3-4 及び表 3-5 に示す。また、試験体の形状を図 3-5 に示す。空気ばねにおいて、ローリングシールとなるゴム膜の膜厚及びロール径は製作上の都合により実機の 1/7 にまでは小さくできず、実機と同じ 5 mm および 50 mm とした。ロール径が掃除側に則っていない影

響としては鉛直剛性への影響が考えられるが、ゴム膜の剛性は空気の圧縮ばねによる剛性に比して小さく、影響は小さいと考えられる。また、空気室と補助タンクの体積の比率についても、相似則から外れている。この比率は減衰性能に影響する。実機での比率（1：1）の場合、減衰定数は約 17%となるが、試験体での比率（1：1.65）の場合は、約 23%となる。（ともに、第 2 章 式(2-19)による計算。）この差異は、試験結果の評価において留意することとした。

オイルダンパは空気ばねに一台ずつ設け、減衰定数 10%を期待する。減衰性能は相似則に沿った設計となっている。

表 3-4 空気ばね試験体の仕様
(文献[13]より引用)

項 目	実機	試験体
有効直径 (mm)	2820	370
内圧 (MPa)	1.57	0.26
支持荷重 (kN)	9800	28.6
固有周期 (s)	2.0	0.76
ストローク (mm)	±350	±50
ロール径 (mm)	50	50
ゴム膜厚さ (mm)	5	5
空気ばね容積 (mm ³)	9.4×10^9	3.0×10^7
空気室:補助タンク比	1:1	1:1.65

表 3-5 オイルダンパ試験体の仕様
(文献[13]より引用)

項 目	実 機	試験体
減衰定数 (%)	10	10
固有周期 (s)	2.0	0.76
減衰係数 (kN・s/m)	630	4.9
全長 (m)	4.0	0.57
シリンダ径(mm)	600	70

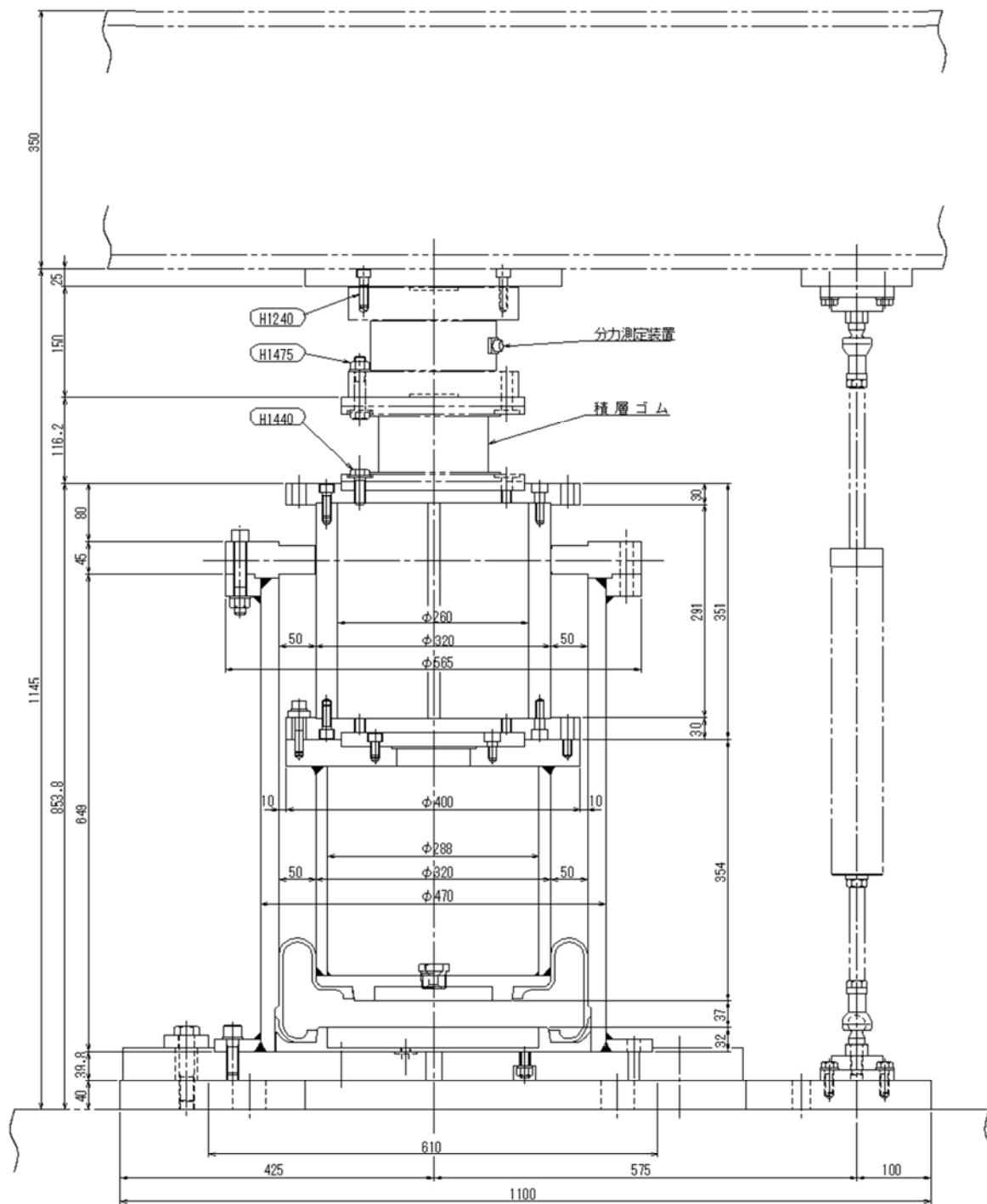


図 3-5 空気ばね試験体およびオイルダンパ試験体の形状
(文献[13]より引用)

④ 荷重支持シリンダ

使用した荷重支持シリンダの実機と試験体の仕様を表 3-6 に示す。また、組立図を図 3-6 に示す。有効径は相似則では $\phi 103$ であるが、汎用のシール寸法を使用するため $\phi 100$ に変更している。また、本試験体は摺動抵抗の圧力依存性試験にも使用し、最大 10MPa での試験を行うため、設計耐圧力はこれに耐えうる 21 MPa に設定している。シール部のも高い耐圧性を持つ種類を使用しているため、シール材の初期緊迫力（シールパッキンの張力でロッドを締め付ける力）がやや大きい。これに対し、振動台試験では 3.57MPa という低い圧力で使用されるため、相対的にシールの初期緊迫力による摺動抵抗が、支持荷重に対して大きくなる。この影響については後述の試験結果の評価において検討する。その他の仕様については、概ね相似則に則ったものとなっている。

また、図 3-6 に示されているように荷重支持シリンダのロッドには回転自由なジョイント（球面スイベル）が取り付けられている。これは、建屋の傾きにより荷重支持シリンダのロッドとシリンダのこじりモーメントを解放するために取り付けられているものである。しかしながら、実機大の大型の球面スイベルの製作は高コストとなる。実際には、積層ゴムによりある程度のモーメント吸収があり、且つ、ロッキング抑制機能により建屋の傾きは極めて微小になることが予測されていることから、スイベルを取り付けずとも成立する可能性がある。

そこで、後の単体試験及び振動台試験において、スイベルがある場合と無い場合の性能の比較を行えるようにするため、試験体では球面スイベル部を固定できるようにした。

表 3-6 荷重支持シリンダ試験体の仕様

項目	実機	試験体
有効径 (mm)	720	100
内圧 (MPa)	25	3.57
支持荷重 (kN)	9800	28.6
ストローク (mm)	350	50
常時支持圧力 (MPa)	25	3.57
最大使用圧力 (MPa)	50	14
耐圧 (MPa)	100	21
常時支持荷重 (kN/基)	9800	28.6
ストローク (mm)	± 350	± 50
使用流体	水グリコール	水グリコール

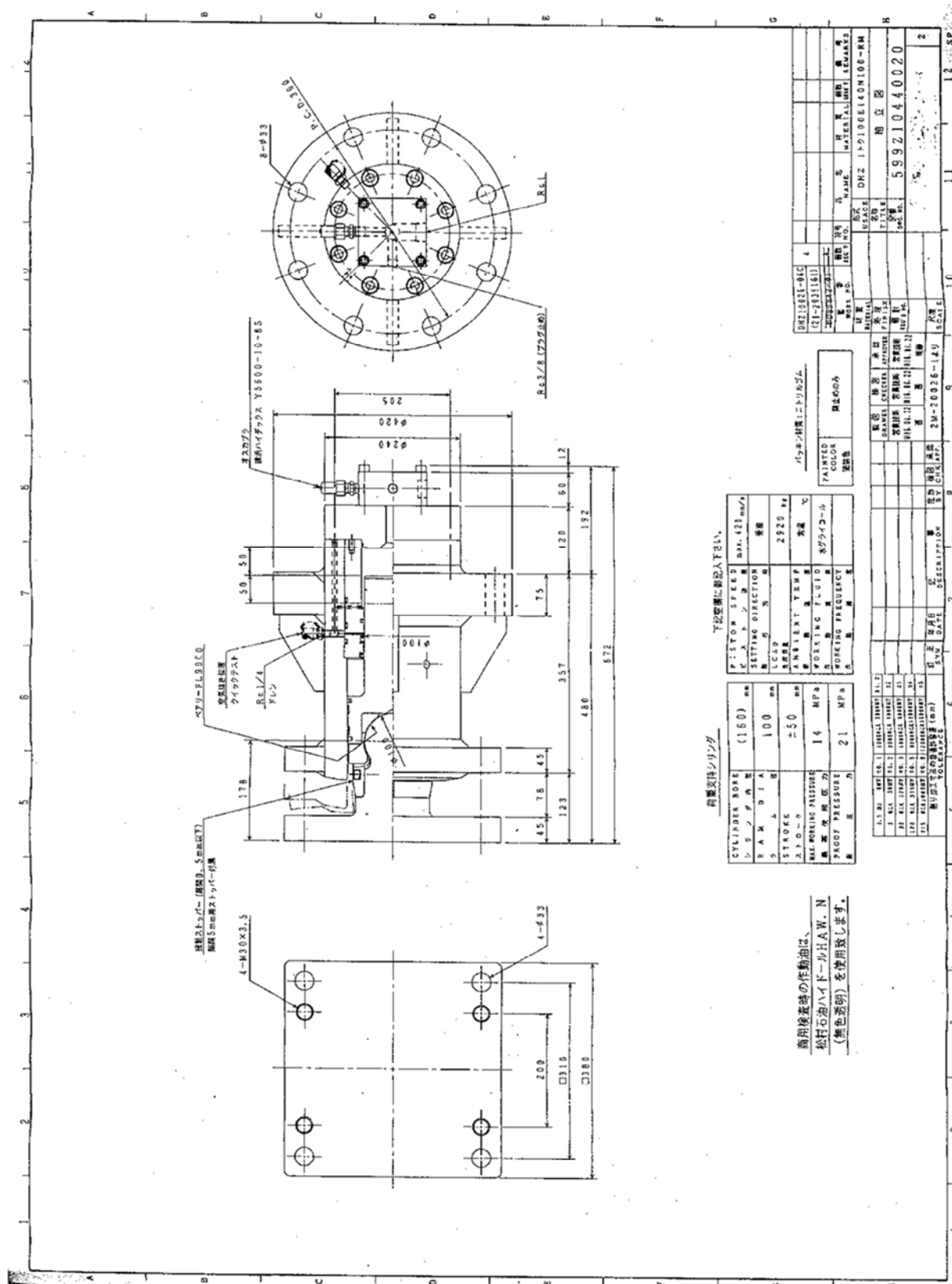


図 3-6 荷重支持シリンダ試験体の組立図

⑤ ロッキング抑制シリンダ

使用したロッキング抑制シリンダの仕様及び組立図を表 3-7及び図 3-7に示す。実機の場合、ロッキング抑制シリンダ 1 本あたり 4 本の荷重支持シリンダが接続されるが、試験体ではロッキング抑制シリンダ 1 本に対し、1 本の荷重支持シリンダを接続する構成とした。そのため、実機の寸法にそのまま相似則を適用すると、荷重支持シリンダの容量とロッキング抑制シリンダの容量の間に 1:4 の不整合が生じる。よって、ロッキング抑制シリンダの受圧面積を、実機の相似則による縮尺 ($1/7^2$) のさらに $1/4$ とし、実機における荷重支持シリンダ 1 基分の容量を持たせることとした。

なお、相似則ではロッキング抑制シリンダのシリンダ径およびロッド系は 71 mm および 41 mm となるが、汎用のシール寸法を使用するため 60 mm および 36 mm に変更した。ストロークに関しては、実機の 1100 mm に対して相似則では 157 mm となるが、これより大きいストロークであれば性能に影響はないため、振動台上への配置の都合から 270 mm とした。

また、荷重支持シリンダの試験体と同様に、摺動抵抗の圧力依存性試験を 10MPa まで実施するため、耐圧は高めの 21MPa に設定した。

付加機能として、振動台試験のセッティング時に左右の油室を開放する必要があるため、連通管を設けた。同様の機能は実機においても必要と考えられる。試験時はストップバルブで閉じることにより遮断する。

表 3-7 ロッキング抑制シリンダ試験体の仕様

項目	実機	試験体
ピストン・シリンダ径 (mm)	1000	60
ロッド径 (mm)	580	36
内圧 (MPa)	25	3.57
ストローク (mm)	1100	270
ロッド径 (mm)	φ36	φ36
常時圧力 (MPa)	3.57	3.57
最大使用圧力 (MPa)	50	14
耐圧 (MPa)	100	21
ストローク (MPa)	±1890	±270
最大流量	200	200
使用流体	水グリコール	水グリコール

⑥ 角つなぎシリンダ

使用した角つなぎシリンダの仕様及び組立図を表 3-8 及び図 3-8 に示す。ロッキング抑制シリンダ試験体と同様、荷重支持シリンダの受圧面積と角つなぎシリンダの受圧面積の比を実機とあわせ、角つなぎシリンダの断面積を相似則の更に 1/4 とした。また、相似則ではラム径 $\phi 57\text{ mm}$ であるが、汎用のシール寸法を使用するため $\phi 60\text{ mm}$ に変更した。角つなぎシリンダには特に積極的に与圧をかけず、内圧は大気圧 (0.1MPa) とした。

表 3-8 角つなぎシリンダ試験体の仕様

項目	実機	試験体
ラム径 (mm)	800	60
内圧 (MPa)	0.1	0.1
ストローク(mm)	1860	270
ロッド径(mm)	$\phi 800$	$\phi 60$
最大使用圧力(MPa)	14	14
耐圧(MPa)	21	21
ストローク(mm)	± 1100	± 270
使用流体	水グリコール	水グリコール

⑦ アキュムレータユニット

使用したアキュムレータユニットの仕様及び組立図を表 3-9 及び図 3-9・図 3-10 に示す。アキュムレータユニットの模型は一段目の主アキュムレータと、二段目の補助タンクと、それらを接続するガスホースと絞り弁より構成した。

表 3-9 アキュムレータユニット試験体の仕様

項目		実機	試験体
絞り前段部	全容量 (L)	430	1.2
	ガス充填率 (-)	0.5	0.5
	ガス容量 (L)	215	0.6
	最高使用圧力 (MPa)	20.6	20.6
	耐圧 (MPa)	30.9	30.9
絞り後段部	全容量 (L)	430	1.2
	ガス充填率 (-)	1.0	1.0
	ガス容量 (L)		
	最高使用圧力 (MPa)	20.6	20.6
	耐圧 (MPa)	30.9	30.9
絞り弁	Cv 値調整範囲 (-)	0~0.4	0~0.4

(W)

納入品図面

石川島播磨重工業株式会社 殿

湖江文先部品番号		湖江文先 名称		製品仕様書	
ガス容量		1200cm ³		20.5MPa [G]	
最高使用圧力		30.5MPa [G]		0~100℃	
定格試験圧力 P_{rated}		一般流体・作動油			
使用温度範囲					
使用媒体					
質量		約 13Kg			
材料		FRP			
色別		白			
図面					
記号		日付		変更	
9		3-Δプレート		1 修正	
8		スプリングピン		2 SS00M	
7		バックアップリング		1 PTFE	
6		Oリング		1 NBR	
5		軸封		2 S45C	
4		オイルポート		1 S45C	
3		ガスポート		1 S45C	
2		ブラケット		1 NBR SS400	
1		本体		1 SC430 SUS304SS	
記号		名称		材質	
品名		ミニレータ			
品番		MC210-1200-30/Z			
(型式寸法)					
図面番号		KA6897C4-R00			

E-037 (RA3-07) CAD

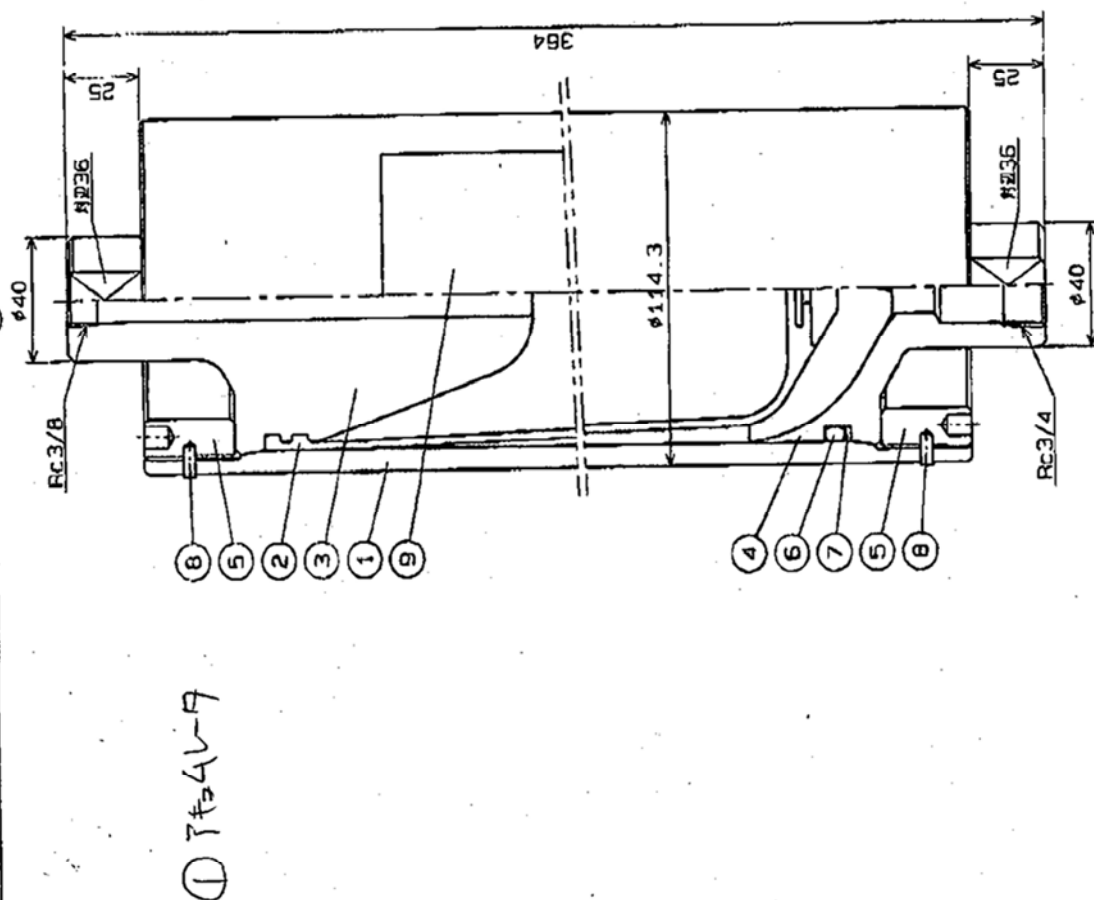


図 3-9 アキュムレータユニット(絞りより前段部)組立図

⑧ 油圧配管

各シリンダ類を接続する油圧配管は、Sch160、25A 相当に統一した。25A は実機における 350A から相似則で求められる 50A 相当より細くなっているが、ロッキング抑制シリンダの寸法が相似則で決まる寸法の更に $1/4$ となった（実機では荷重支持シリンダ 4 基に対してロッキング抑制シリンダ 1 基を接続するが、実験では荷重支持シリンダ 1 基に対してロッキング抑制シリンダ 1 基で構成している）ため、その寸法の制約下でフランジ接続できる最大の径として 25A を選定した。

⑨ 建屋模型

組合せ振動台試験に使用した建屋を模擬した試験体を図 3-11・図 3-12 に示す。建屋試験体は平面が約 3.4m の正方形、高さが約 0.9m の剛体となるよう設計した。建屋試験体は 3 体の重錘ブロックからなり、各重錘ブロックは高力ボルトにより重錘架台に固定すると共に各重錘ブロック間は頂部を相互にフラットバーで結合した。なお、重錘ブロックは鋼製型枠の鉄筋コンクリート製とし、重心高さと同建屋幅比を実機プラントと同じ 1:3.5 とするために箱抜きをして重心高さを調整している。

油圧機構による荷重支持シリンダ 4 基を 3.0m 間隔で配置すると共に、その内側に空ばね 4 基を 1.5m 間隔で配置するので、それらの支持装置からの反力を受ける位置に鉄骨（H 型鋼）が来る様に、重錘架台を漢字の「目」の字のような平面形状としている。重錘の質量は、当初 $8 \times 1000t / 7^3 \approx 23.3t$ より 24t 程度として計画したが、実測値はそれより大きく、25.31t となった。質量と回転慣性値を表 3-10 に示す。

表 3-10 建屋模型(重錘)の質量と回転慣性

項 目	数 値
質 量 m (kg)	25310
x 軸回り回転慣性 I_x (kg・m ²)	27.96×10^3
y 軸回り回転慣性 I_y (kg・m ²)	27.49×10^3
z 軸回り回転慣性 I_z (kg・m ²)	55.45×10^3

⑩ 防護フレーム

予期せぬ免震装置の破壊による建屋試験体の落下を防止することを目的として、図 3-13 のような防護フレームを設置した。防護フレームは、建屋試験体の組立や試験体止中の仮置きにも利用する他、計測機器の設置にも利用した。防護フレームは、に示す様な平面形状が十字型の柱はりラーメン構造で、十字型のはりの端部には落下防止用の柱を立てている。建屋試験体と防護フレームの隙間は上下方向に 100mm、水平方向は 200mm とした。

(3) 試験体の写真

以上に示した試験体の写真を図 3-14～図 3-19 に示す。

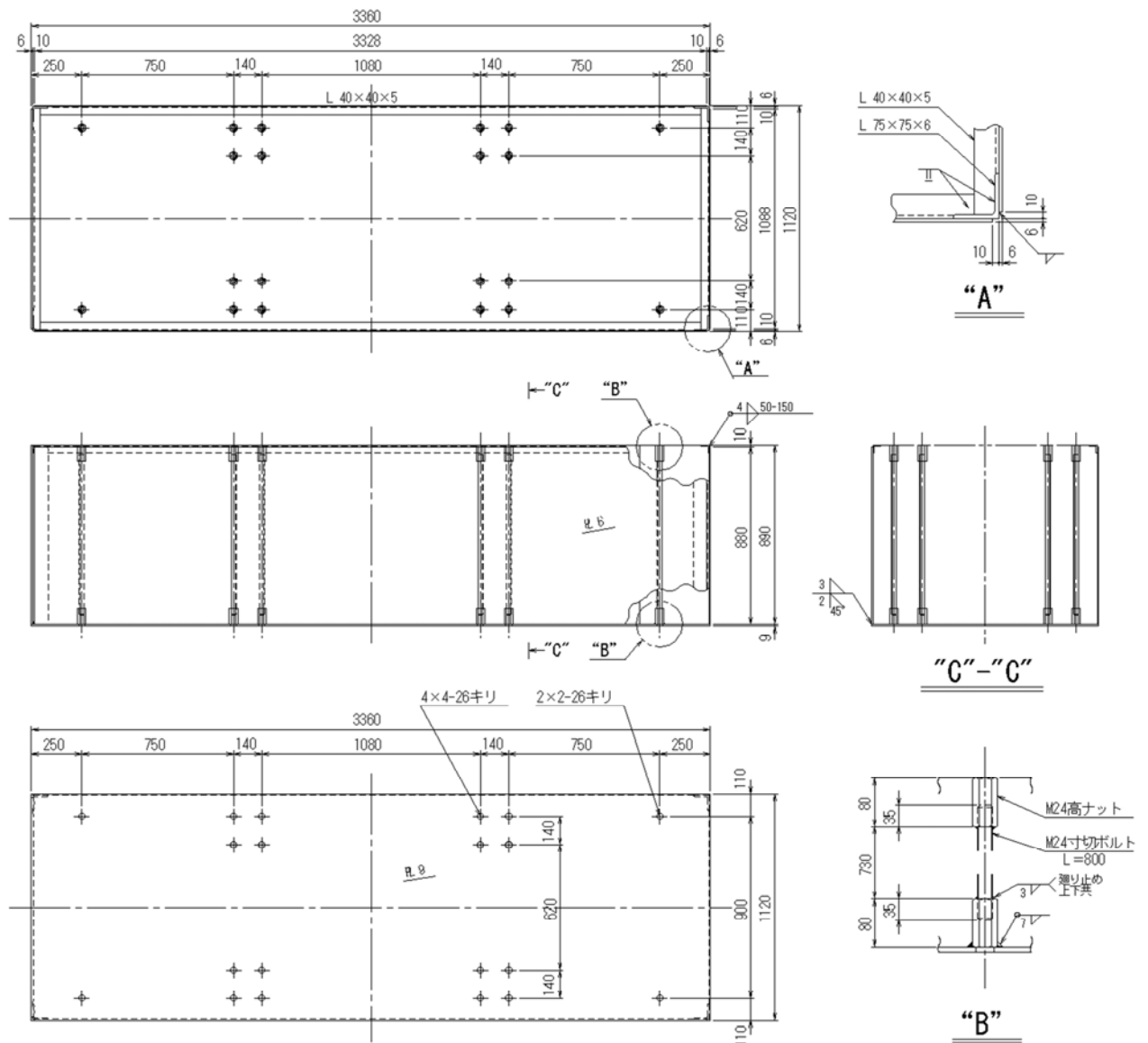


図 3-12 振動台試験における建屋模擬試験体

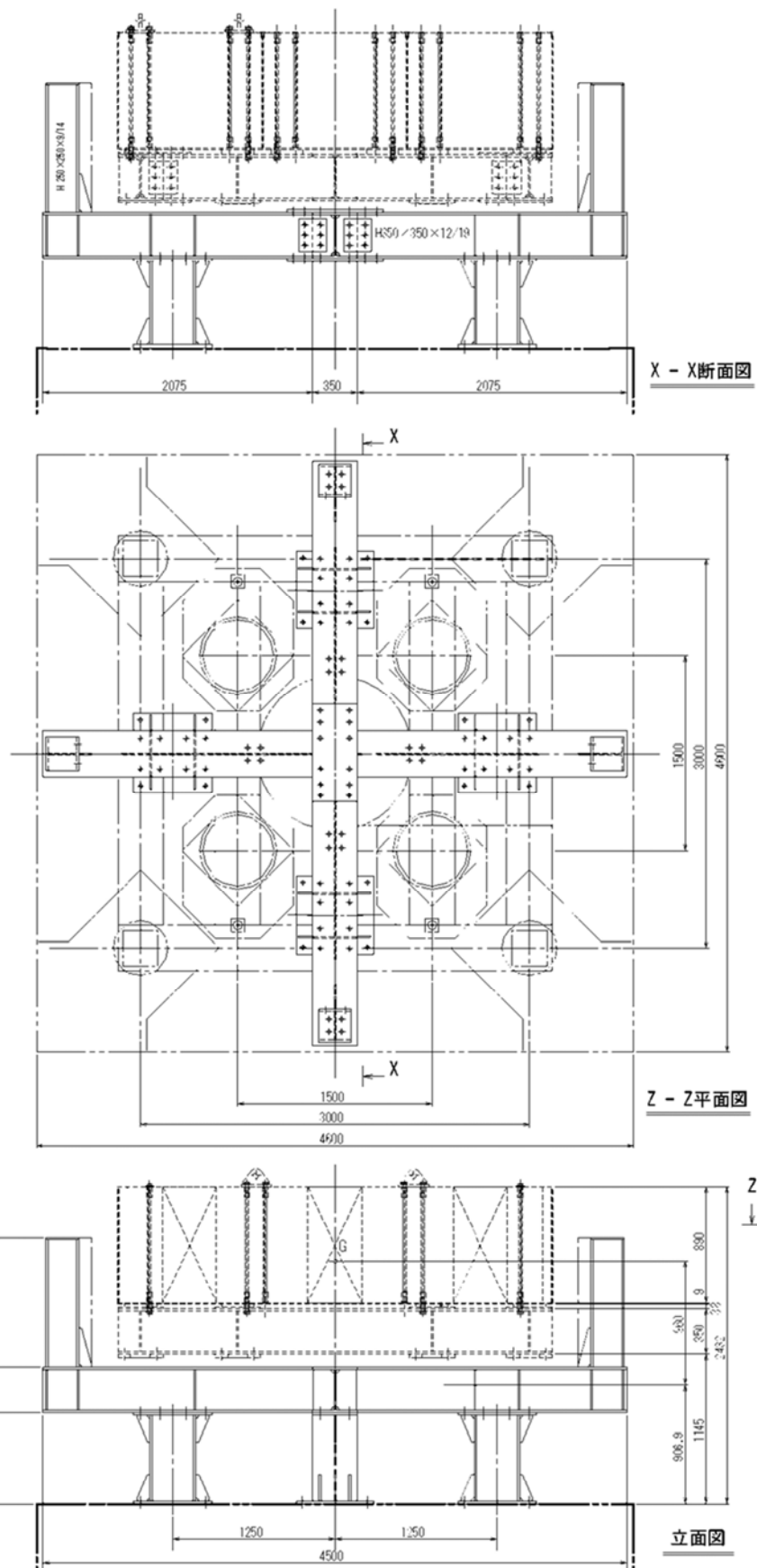


図 3-13 防護フレーム



図 3-14 試験体全景(視線位置)

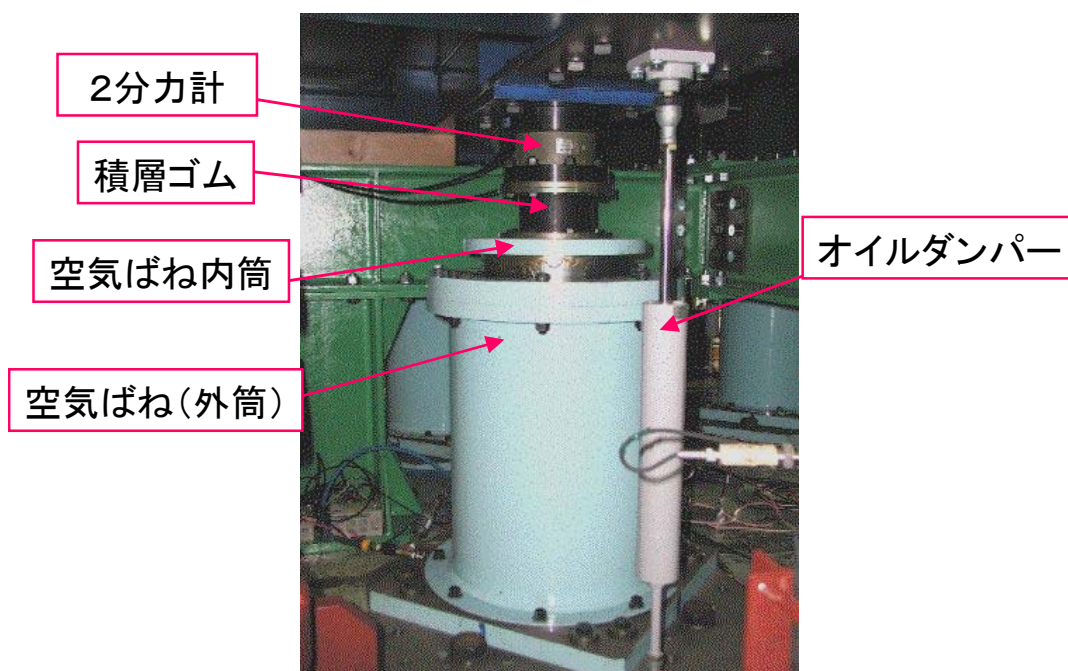


図 3-15 空気ばねとオイルダンパ

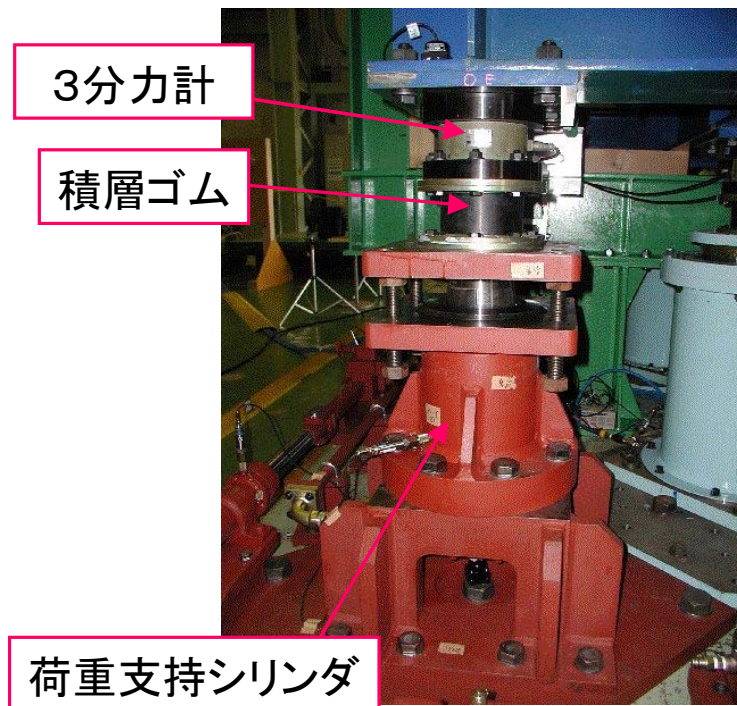


図 3-16 荷重支持シリンダ



図 3-17 アキュムレータユニット

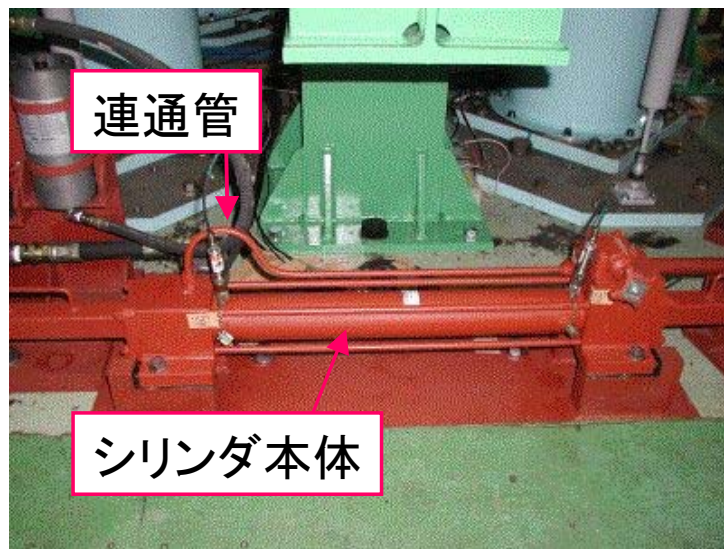


図 3-18 ロッキング抑制シリンダ



図 3-19 角つなぎシリンダ

3.2.2 構成機器の要素特性確認試験

システム全体の振動台試験に先立って、油圧機構による三次元免震装置を構成する各要素の単体の静的・動的な特性（剛性・減衰）、及び摺動抵抗に与える水平荷重や圧力の依存性データを取得するとともに、後のシミュレーションにおけるモデル化手法の基礎データとすることを目的として、要素単体の強制加振試験を実施した。

(1) 試験方法

油圧機構による三次元免震装置を構成する機器（荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・角つなぎシリンダ・アキュムレータユニット）を 1 つずつ接続し、疲労劣試験器により荷重支持シリンダに周期的な強制変位を与える試験を行った。試験は目的に応じて以下の 4 種類（①～④）を行った。

① 単体特性の取得

構成機器の接続パターンを変更した試験を実施し、荷重－変位の関係を比較することにより、それぞれの特性（剛性・減衰・摺動抵抗等）を分離できるよう、図 3-20 に示すように、下記 a)～c)の形態についてそれぞれ荷重支持シリンダに対する強制加振を行い、各ケースの発生力の差から各要素単体の変位－荷重特性を取得することとした。

- a) 荷重支持シリンダ、ロッキング抑制シリンダ、角つなぎシリンダ
- b) 荷重支持シリンダ、ロッキング抑制シリンダ
- c) 荷重支持シリンダ

② 圧力依存性の取得

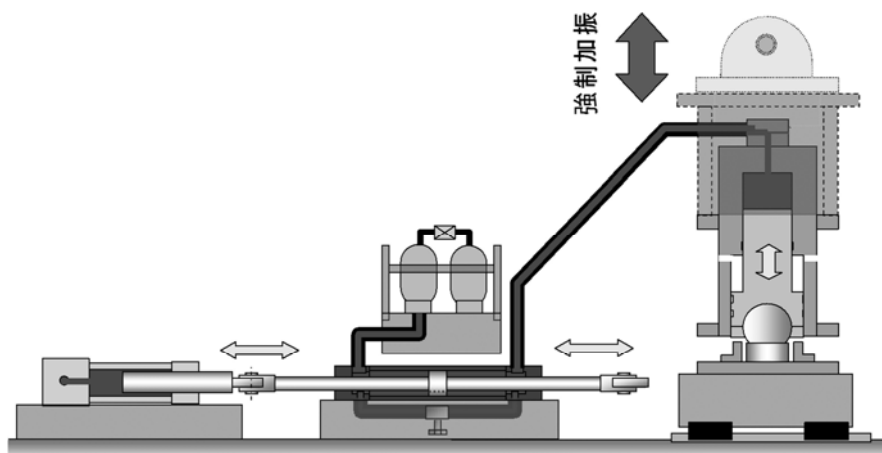
摺動抵抗は、シール及びベアリングの初期の締め付け力と圧力によるシールの押し付け力で決まる。ロッキング抑制時には、油圧装置は大きな圧力変動を伴うため、摺動抵抗に影響を与える可能性がある。そこで、初期設定圧力を 2～10MPa の範囲で数点変化させ、摺動抵抗の圧力依存性を確認した。なお、試験は形態②③について実施する。

③ スイベルの効果確認

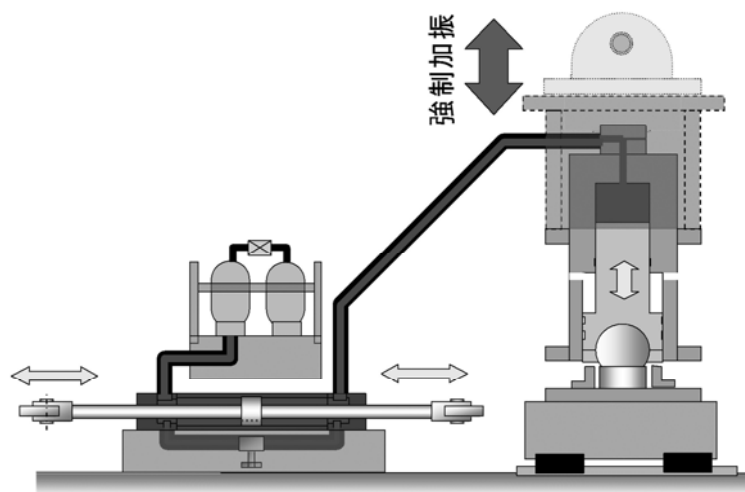
摺動抵抗低減のために採用されているスイベルの効果を把握するため、スイベル下部に水平荷重を加えながら上下強制加振を実施した。スイベル部分を固定する場合と固定しない場合の二つの状態で試験を実施し、摺動抵抗の差異を確認した。

④ 絞り減衰特性の確認

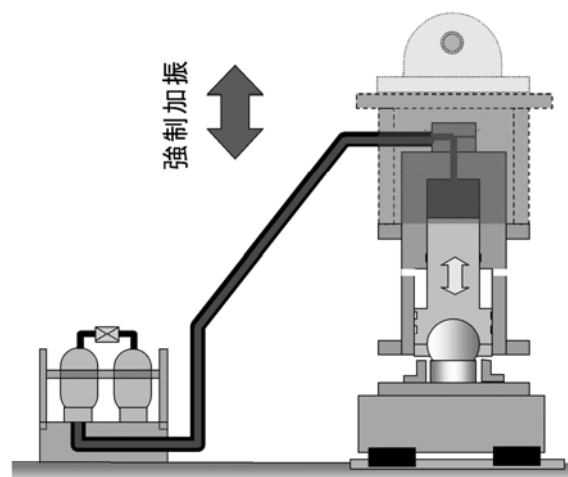
形態③の状態では周波数及び加振変位をパラメータとして強制加振試験を実施し、ヒステリシスループより絞り減衰特性を確認した。



形態 a) : 荷重支持シリンダ+ロッキング抑制シリンダ+角つなぎシリンダ



形態 b) : 荷重支持シリンダ+ロッキング抑制シリンダ

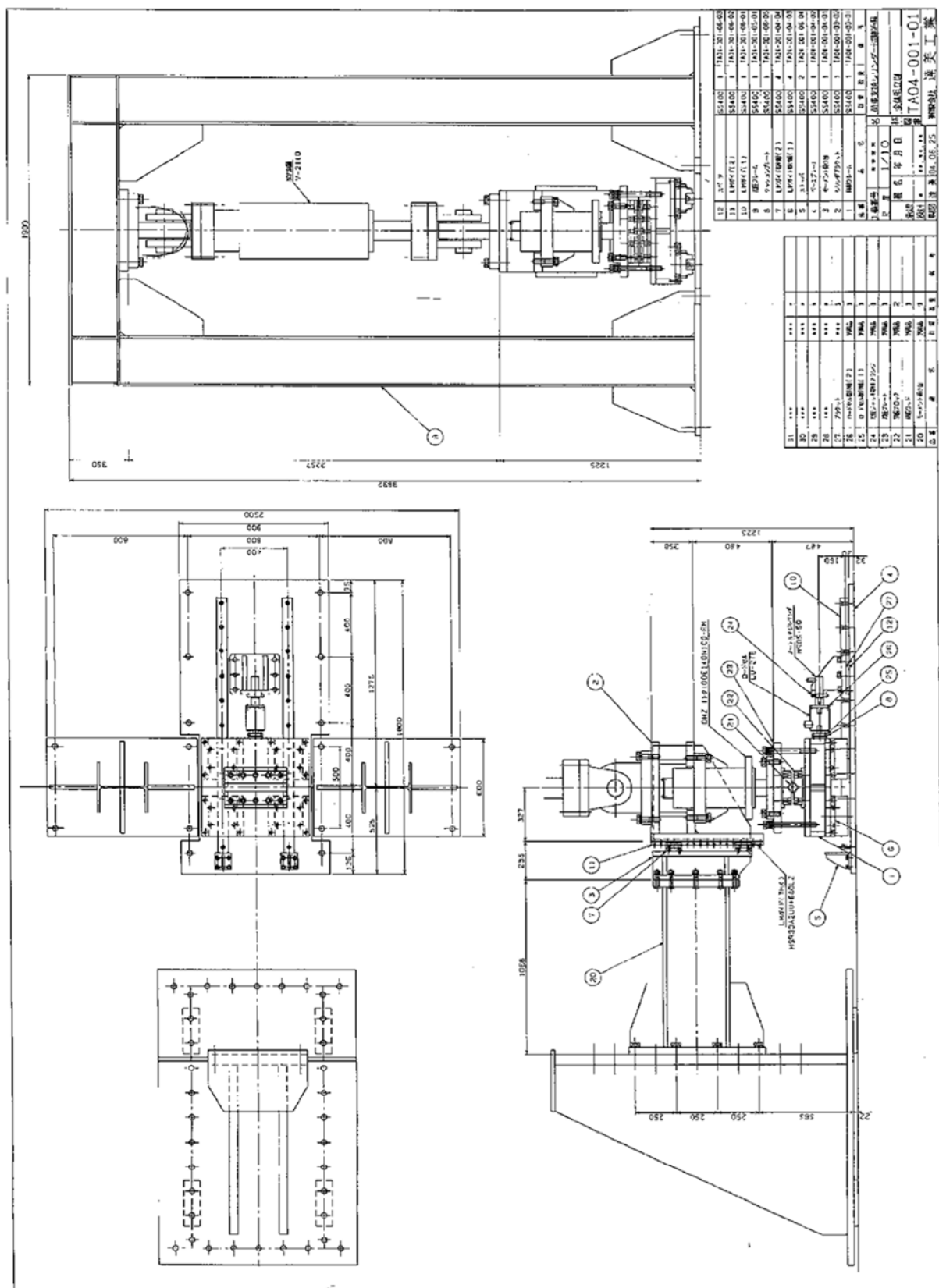


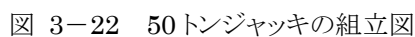
形態 c) : 荷重支持シリンダのみ

図 3-20 油圧機構による三次元免震装置の試験形態

(2) 試験装置

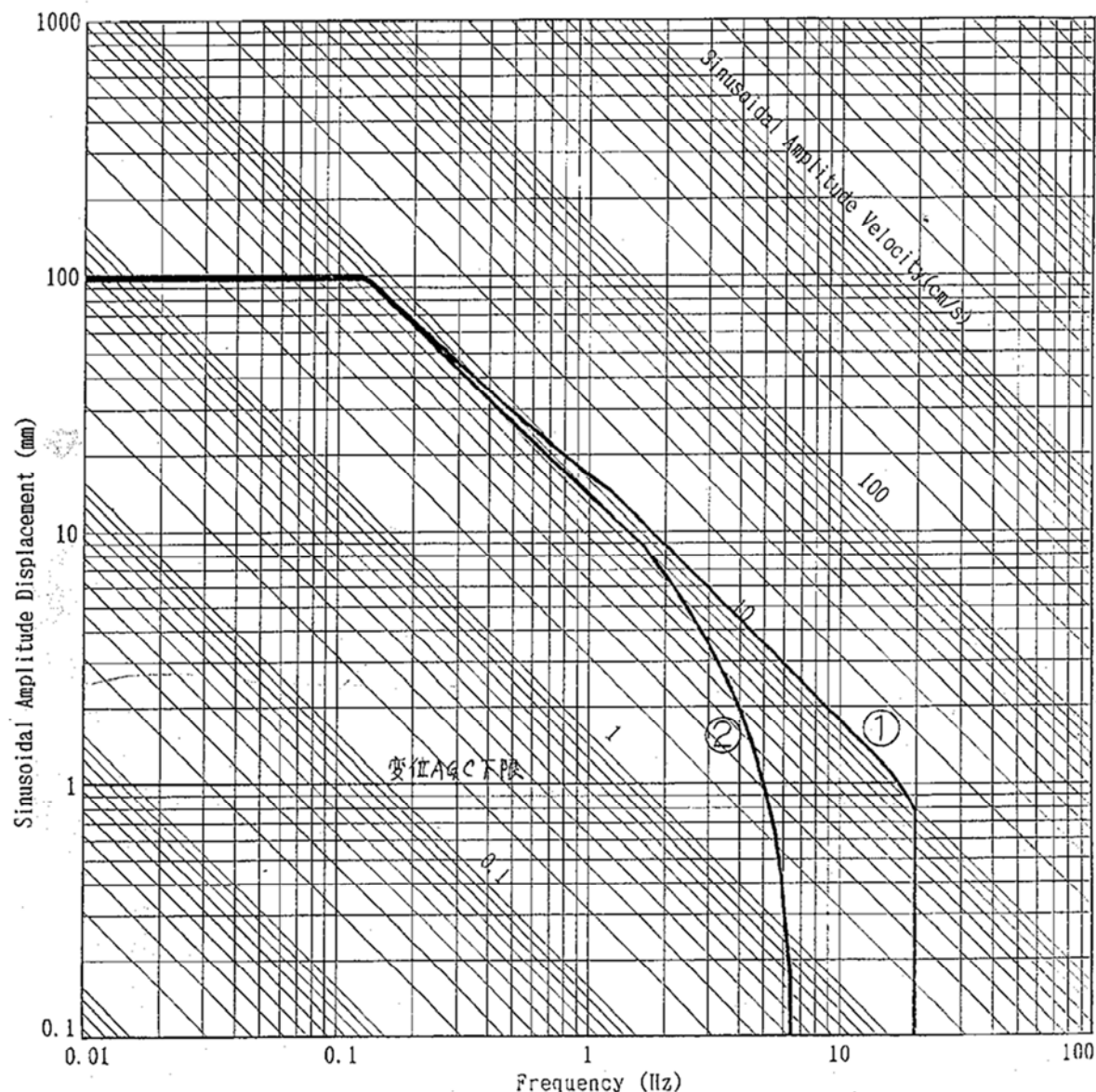
加振試験装置については、鷺宮製作所製 50 トンジャッキを鉛直方向の加振機として使用した。使用した試験装置の図面および加振性能を図 3-21・図 3-22 および図 3-23 に示す。また、試験装置の写真を図 3-24～図 3-27 に示す。





DYNAMIC SERVO

FATIGUE TEST SYSTEM PERFORMANCE



加振力 Nominal Force	± 500 kN	定格油圧 Rated Presssure	21 MPa
最大 振幅 Max. Displacement	± 100 mm	消費流量 Required Flow	126.6 L/min
最大 速度 Max. Velocity	± 11.0 cm/s	サーボ弁 Servo Valve	J072-188
		S.V. 台数 S.V. Q'ty	
周波数範囲 Frequency Range	0.01 ~ 20 Hz	製造番号 Serial No.	V-2110

記事:

① NO LOAD

② 0 ± 500 kN LOAD

作成	98年 3月 12日	承認	監査	印字
図面番号				

SAGINOMIYA

図 3-23 50トンジャッキの加振性能曲線



図 3-24 試験体全体写真



図 3-25 上下加振システム(50トンジャッキ)



図 3-26 ロッキング抑制シリンダおよび角つなぎシリンダ



図 3-27 荷重支持シリンダ

(3) 試験条件

計測点位置を図 3-28 に、計測項目及び条件を表 3-11 に示す。

また、試験ケースを表 3-12 に示す。

表 3-11 計測項目

Ch.	計測項目	名称	備考
1	荷重	F1	(試験機出力)
2	試験機 Cross Head	D1	(試験機出力)
3	相対変位	D2	差動トランス式変位計
4	圧力(油圧)	P1	共和電業
5	圧力(油圧)	P2	共和電業
6	圧力(ガス圧)	P3	共和電業
7	圧力(油圧)	P4	共和電業

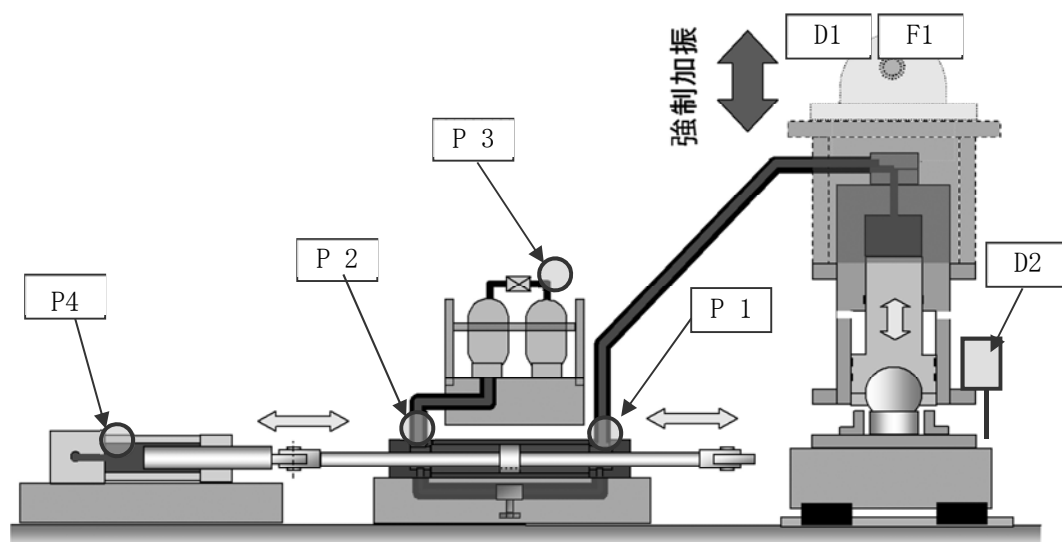


図 3-28 試験体のセンサ配置

表 3-12 試験ケース一覧

No.	試験名称	形態	周波数 [Hz]	初期圧力 [MPa]	ストローク [mm]	絞り	備考	
1	P1f10p03s20	a)	0.1	3.57	20	全開	角つなぎシリンダ 単体特性取得用	
2	P1f10p03s40				40			
3	P2f10p10s20	b)	0.1	10.0	20		ロッキング抑制シリンダ 単体特性取得用 ＋ ロッキング抑制シリンダ 圧力依存性取得用	
4	P2f10p10s40				40			
5	P2f10p07s20			7.0	20			
6	P2f10p07s40				40			
7	P2f10p03s20			3.57	20			
8	P2f10p03s40				40			
9	P2f10p01s20			2.0	20			
10	P2f10p01s40				40			
11	P3f10p10s20	c)	0.1	10.0	20		荷重支持シリンダ 単体特性取得用 ＋ 荷重支持シリンダ 圧力依存性取得用	
12	P3f10p10s40				40			
13	P3f10p07s20			7.0	20			
14	P3f10p07s40				40			
15	P3f10p03s10			3.57	10			
16	P3f10p03s20				20			
17	P3f10p03s40				40			
18	P3f10p01s20			2.0	20			
19	P3f10p01s40				40			
20	P3f30p03s10		0.3	3.57	10		絞り減衰確認用 (周波数, 変位依存性)	
21	P3f30p03s20				20			
22	P3f30p03s40		0.5		40			
23	P3f50p03s05				5			
24	P3f50p03s10		0.1		10			
25	P3f50p03s20				20			
26	P3f10p03s10A				10			
27	P3f10p03s20A				20			
28	P3f10p03s40A				40			
29	P3f30p03s10A	0.3	10					
30	P3f30p03s20A		20					
31	P3f30p03s40A		40					
32	P3f50p03s05A	0.5	5					
33	P3f50p03s10A		10					
34	P3f50p03s20A	20						
35	P3f10p03s05A	1.0	5					
36	P3f10p03s10A		10					
37	P3f06p03s10B	0.1	10					
38	P3f06p03s20B		20					
40	P3f10p03s10B	0.3	10					
41	P3f10p03s20B		20					
44	P3f50p03s06B	0.5	10					
45	P3f50p03s10B		20					
46	P3f10p03s10S	c)	0.1	3.57	20	全開		スイベルを固定
47	P3f10p03s20S				40			

(4) 試験結果

① 各要素の単体特性の確認

形態 a)～c)によって得られた荷重変位線図を図 3-29 に示す。同図に破線で示した曲線は、摺動抵抗がない場合のガスの圧縮膨張によるポリトロープ変化の理論曲線である。試験で得られた荷重変位曲線は、概ねポリトロープ変化の理論曲線にそって摺動抵抗分だけ上下に平衡移動した曲線を描いている。各要素の摺動抵抗の特性は、各形態における摺動抵抗の差から求めた。求められた各要素の摺動抵抗の大きさをまとめて表 3-13 に示す。振動台試験では形態 a)で装置を使用するが、1 基あたりの支持荷重 28.6 [kN] に対し、摺動抵抗が 3.5 [kN] と 10% 以上となっており、影響が大きいと考えられる。このように大きな摺動抵抗が生じた原因は、今回の試験体においては 10MPa までの圧力依存性確認試験を実施できるように設計されているため、本来の常時支持圧力である 3.57MPa で必要十分なシールの寸法よりも大きいものを使用されていることであると考えられる。試験体製作後の 3.57MPa 用のシールへの設計変更は困難であったため、1/7 縮小試験体では要素試験で計測した摺動抵抗値を基に振動台試験の結果を評価するにとどめ、実機の性能評価には後述の 1/2 縮小試験体における摺動抵抗値の計測結果を使用することとした。

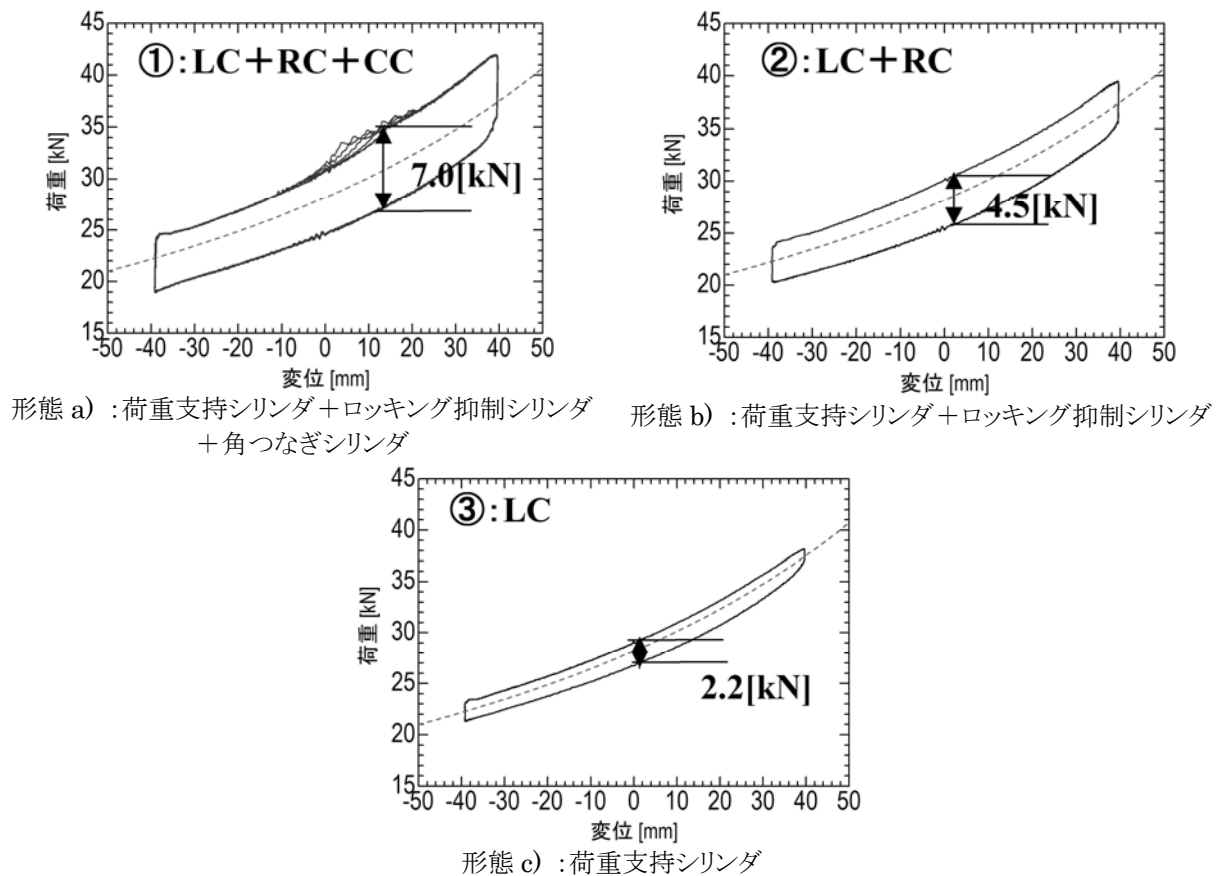


図 3-29 変位－荷重曲線

表 3-13 各シリンダの摺動抵抗への寄与分

シリンダ種類	摺動抵抗[kN]	備考
荷重支持シリンダ	1.10	c)
ロッキング抑制シリンダ	1.15	b)-c)
角部シリンダ	1.25	a)-b)

② 圧力依存性の確認

形態 b)および形態 c)に対して、ベース圧を 2.0～10.0 [MPa]まで変更した状態で強制加振試験を実施し、圧力による復元力特性の変化を確認した。形態 b)および形態 c) のときの荷重－変位曲線を図 3-30 および図 3-31 に示す。

また、ロードセルによって計測された荷重から摺動抵抗の成分のみを抽出するため、計測された荷重値からガス圧にシリンダ断面積を乗じた値を差し引いた値を縦軸にとったグラフを図 3-32 および図 3-33 に示す。これらの図から摺動抵抗を摩擦力として読み取り、圧力に関して整理した結果を表 3-14 および図 3-34 に示す。圧力に対する摺動抵抗の変化は直線的であることから、全摺動抵抗は、初期の摺動抵抗（圧力がゼロの場合の摺動抵抗）と、圧力に比例して増加する摺動抵抗の和で表現できることが分かった。

また、今回の試験では、常時支持圧力 3.57 [MPa]における摺動抵抗のうち、圧力ゼロのときの摺動抵抗が約 70%を占めていて影響が大きいですが、実機においては常時支持圧力が 25 [MPa]であるため、その影響は小さくなると考えられる。

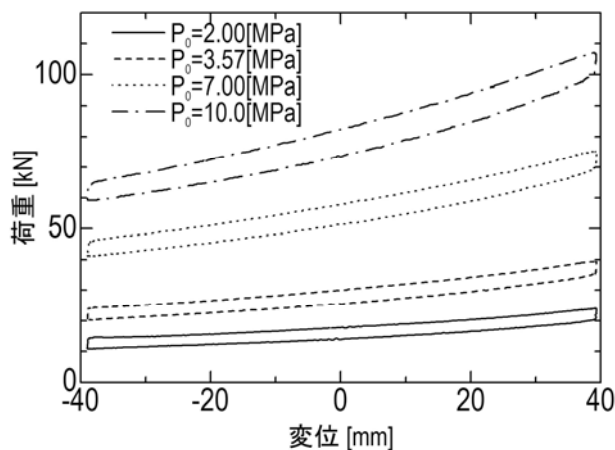


図 3-30 荷重の圧力依存性(形態 b))

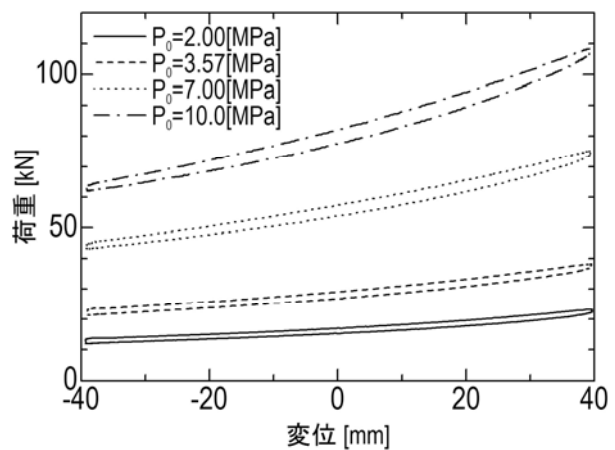


図 3-31 荷重の圧力依存性(形態 c))

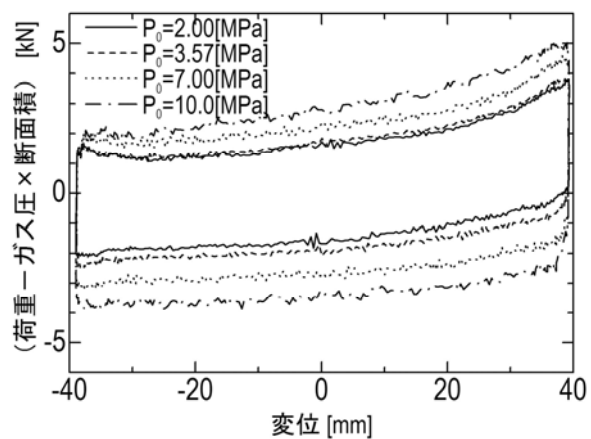


図 3-32 摺動抵抗の圧力依存性(形態②)

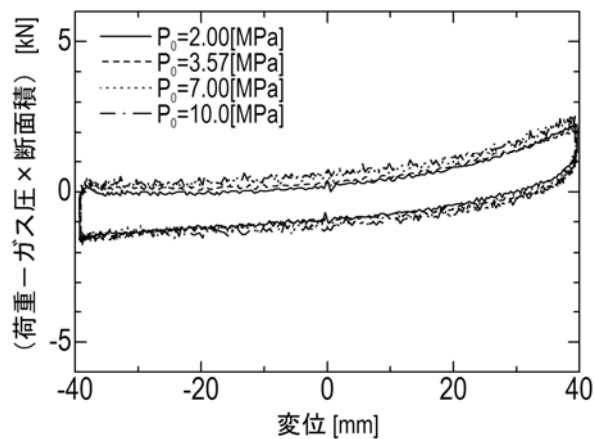


図 3-33 摺動抵抗の圧力依存性(形態③)

表 3-14 摺動抵抗の圧力依存性

	ベース圧力 [MPa]	摺動抵抗 [kN]
LC	2	0.6
	3.57	0.7
	7	0.9
	10	0.95
LC+RC	2	1.75
	3.57	1.9
	7	2.55
	10	3.15
LC+RC+CC	3.57	3.5

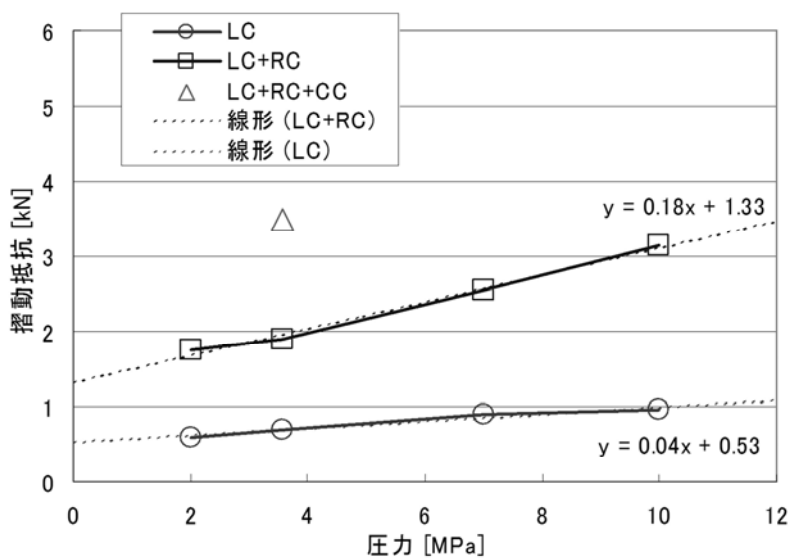


図 3-34 摺動抵抗の圧力依存性の整理

③ 水平荷重依存性の確認

形態 c) において、静的な水平荷重を作用させながら上下方向の強制加振を実施した。試験はスイベルありの場合となし（スイベル固定）の場合について実施した。スイベルありの場合となしの場合の荷重－変位曲線をそれぞれ図 3-35、図 3-36 に示す。また、摺動抵抗を水平荷重に関して整理した結果を図 3-37 に示す。

試験の結果、図 3-37 に示すようにスイベルの適用によって荷重支持シリンダの鉛直方向の摺動抵抗に対する水平力の依存性が低減されることが確認された。しかしながら、スイベルなしの場合でも水平力の増加に対して上下方向の摺動抵抗が急激に増加することはない、かじりつくような現象も認められなかった。したがって、スイベルなしでも成立する可能性が認められた。

なお、スイベルの採否の検討のため、後述する振動台試験においてもスイベルあり／なしの試験を実施する。また、さらに本要素試験で得られた水平力依存性を実機シミュレーションモデルにも展開し、結果を比較評価したのちに採否を判断する。

また、図 3-37 に示すように、水平荷重に対する摺動抵抗の変化は概ね直線的であることから、全摺動抵抗は、初期の摺動抵抗（水平荷重がゼロの場合の摺動抵抗）と、水平荷重に比例して増加する摺動抵抗の和で表現できることが分かった。

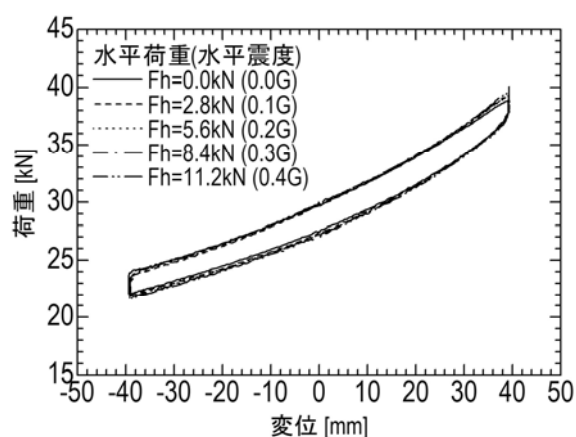


図 3-35 荷重－変位曲線（スイベルあり）

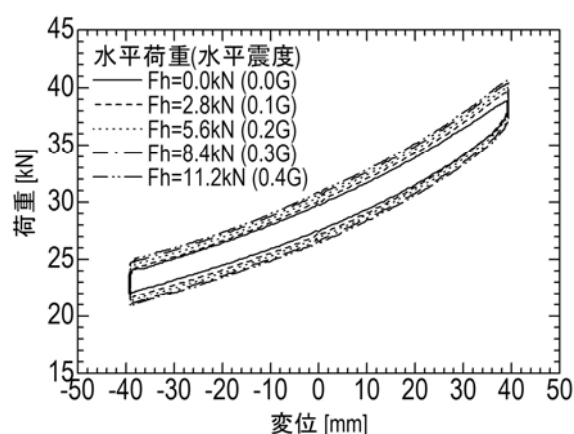


図 3-36 荷重－変位曲線（スイベルなし）

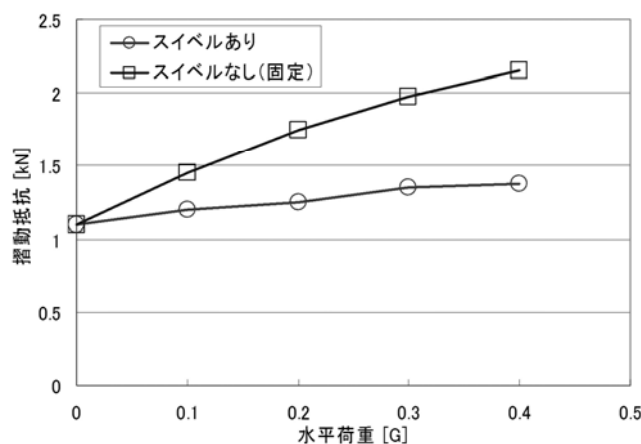
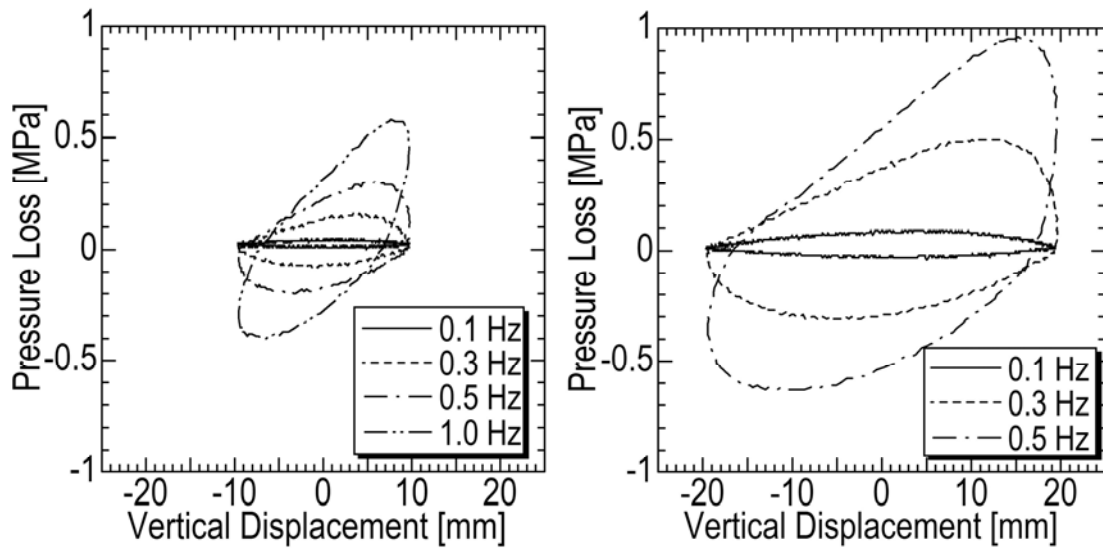


図 3-37 摺動抵抗の水平力依存性

④ 絞り減衰確認試験

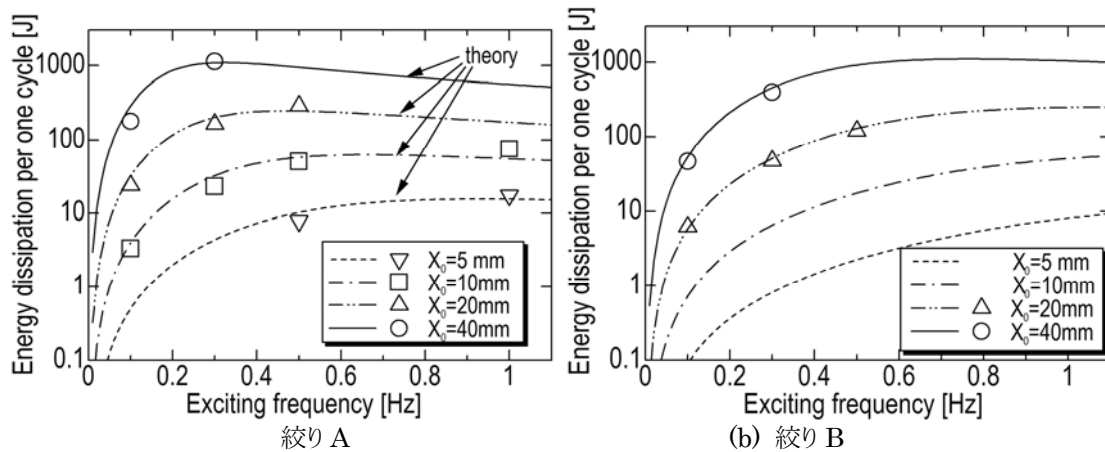
2 種類の絞り（絞り A、B）に対し、加振振動数および加振変位をパラメータとして強制加振試験を実施した。横軸に変位、縦軸に絞り前後の差圧をとったヒステリシスループの例を図 3-38 に示す。また、絞り前後の差圧のヒステリシスループの面積から、絞りによる 1 サイクルあたりのエネルギー吸収量を整理した結果を図 3-39 に示す。同図中、プロットは実験値、曲線は第 2 章に示した 3 要素モデルにおいて、質量 $m \rightarrow \infty$ として強制加振試験を模擬し、式(2-15)(2-16)から等価粘性減衰係数 c_{eq} を求め、1 サイクルあたりのエネルギー吸収量 E を荷重変位曲線のループの面積として、 $E = \pi c_{eq} \omega X_0^2$ により求めた理論値である。両者は概ね一致しており、絞りの圧力損失に関する評価式は妥当なものであることが確認できた。



(a) 変位: $\pm 10\text{mm}$

(b) 変位: $\pm 20\text{mm}$

図 3-38 絞り前後の差圧のヒステリシスループ (絞り A)



絞り A

(b) 絞り B

図 3-39 絞りによる 1 サイクルあたりのエネルギー吸収量

⑤ その他の減衰発生要因

形態 c)による試験結果（ヒステリシスループ）を観察すると、摺動抵抗確認における試験条件は加振振動数 0.1 [Hz]と十分に遅く、絞りは全開であるにもかかわらず、復元力特性のヒステリシスループにおいて中央部がやや膨らんだ形となっており、摩擦以外の減衰要素が含まれていると考えられる。特にベース圧が 10 [MPa]のケースで顕著であり、このケースについて各部の圧力を比較し、摩擦以外のヒステリシス発生要因を調査した。

図 3-40(a)はロードセルで計測された、荷重のヒステリシスである。図 3-40(b)はロードセル値から荷重支持シリンダ内の圧力による復元力を引いたもので、荷重支持シリンダの摩擦力に相当する。図 3-40(c)は荷重支持シリンダ内の圧力からアクチュレータ内のガス圧を引いたもので、油圧配管の抵抗に相当するが、ほとんどゼロであり無視できる。図 3-40(d)は絞り前後の差圧であるが、これもほとんどゼロであり、無視できる。

以上のように、各部の差圧には中央部の膨らみの原因となる要因は見当たらないが、図 3-41 のように、ガス圧力を単独で表示すると中央にふくらみを持つヒステリシスが描かれる。これらのことは、シリンダ類の機械的な摺動抵抗や油・ガスの流路抵抗ではなくガスの収縮－膨張過程そのものでヒステリシスが生じていることを意味する。この現象はポルトローブ変化における外部との熱のやり取り（熱収支）に起因して生じることが知られている^{[17][18][19][20]}。今回の試験体における強制加振の振動数は 0.1Hz と熱的には過渡的な速度であったため、圧縮過程と膨張過程での温度差が生じ、ヒステリシスが見られたものと考えられる。

ただしこの現象は準静的な変形速度 (0.1Hz 以下) の場合に顕著となるものであり、十分に早い変形速度の場合には、上記減衰効果は絞りによる減衰よりも十分に小さくなり、無視しうるものと判断される。図 3-42 は加振振動数 0.5[Hz]の場合であるが、絞り減衰が支配的となっており、上記減衰効果の全体的な減衰に対する寄与率は小さくなっている。

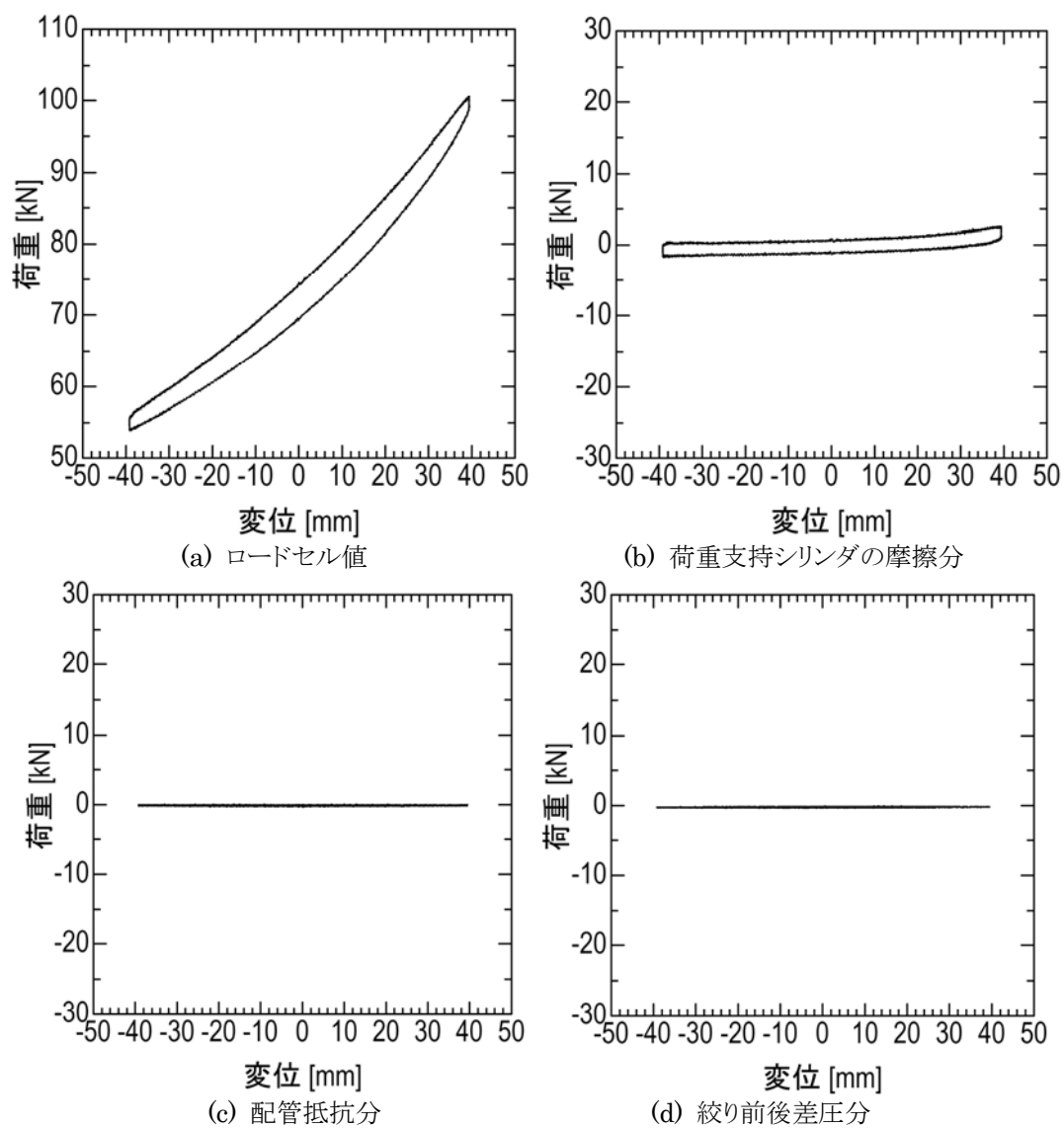


図 3-40 各部の差圧により発生する荷重のヒステリシス

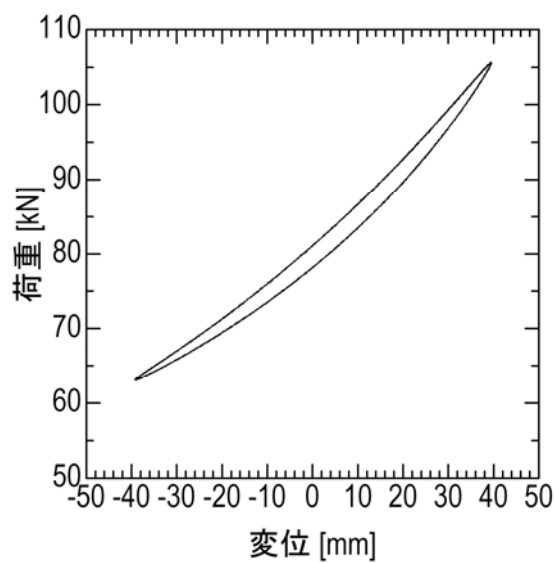


図 3-41 ポリトロップ変化の熱収支によって発生する荷重のヒステリシス

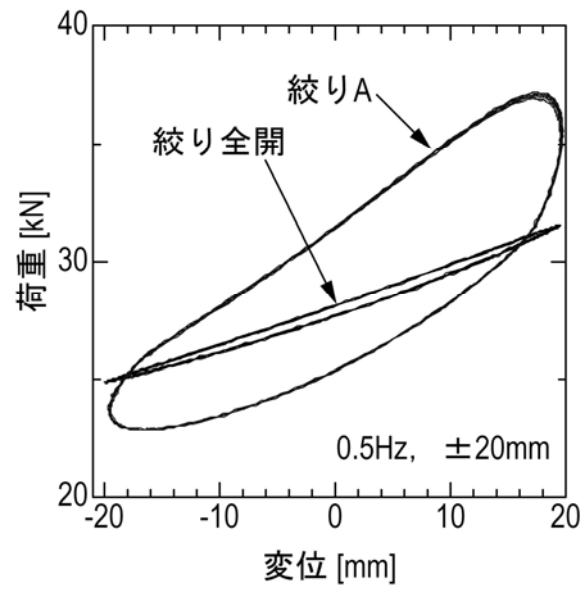


図 3-42 綾り減衰との比較 (綾り A、0.5Hz・ $\pm 20\text{mm}$)

3.2.3 振動台によるシステム全体の性能確認試験

(1) 試験方法

① 加振ケース

振動台試験における加振ケースを表 3-15 に示す。

表 3-15 振動台試験の加振ケース

確認項目	入力方向	加振種類	加振レベル
単一方向の性能確認 (履歴曲線の取得)	水平	正弦波掃引 0.8-2.2Hz	20, 50 gal
	鉛直	正弦波掃引 0.4-1.0Hz	70, 100, 120, 150, 200, 250 gal ^{※3}
	回転	正弦波掃引 5.0-25Hz	50, 100, 150, 200 gal
地震時の性能確認 (免震機能の確認)	水平	地震波(BPF) ^{※2}	0.5S ₂ ^{※1} , S ₂ ^{※1}
	鉛直	地震波(BPF) ^{※2}	0.5S ₂ ^{※1} , S ₂ ^{※1} , 1.5S ₂ ^{※1}
		地震波(HPF)	S ₂ ^{※1}
	水平 ^{※1} +鉛直	地震波(BPF) ^{※2}	0.5S ₂ ^{※1} , S ₂ ^{※1} , 1.5S ₂ ^{※1}

※1: S₂波は Case Study S₂波（原波で試加振を実施したところ、振動台の変位制限に掛かったため、HPFで0.3Hz以下の成分を除去した。）

※2: 振動台性能を考慮し、バンドパスフィルタ(BPF)にて着目する周期成分の範囲に処理した地震波を用いる。

※3: 摺動抵抗が大きいため、大きい振幅の入力を追加した。

② 振動台

試験に使用した振動台は、株式会社 IHI 横浜事業所内にある 3 次元 6 自由度大型振動台である。同振動台の仕様を表 3-16 にまとめる。また、同振動台の加振性能線図を図 3-43 に示す。

表 3-16 振動台の性能仕様

最大積載重量	35ton
振動台寸法	4.5m×4.5m
加振方向	3 軸同時加振
最大変位	水平±100mm
	鉛直±67mm
最大速度	水平 75cm/s
	鉛直 50cm/s
最大加速度	水平 1.5G
	鉛直 1.0G

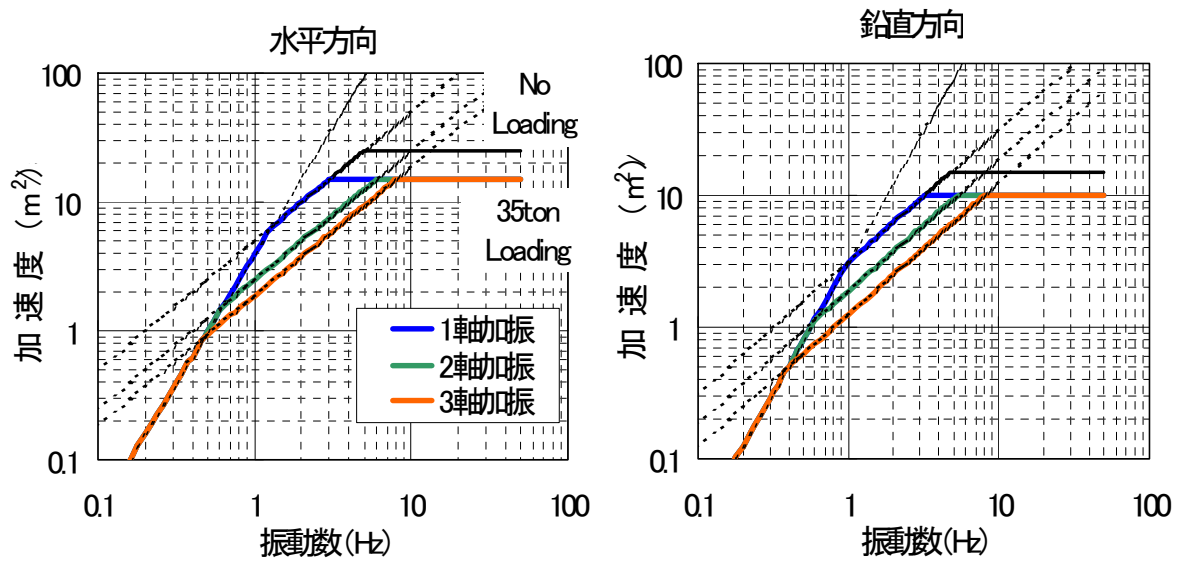


図 3-43 振動台の加振性能線図

③ 入力波

設計検討用地震動として、Case Study S_2 波が与えられているが、試験に使用する振動台の性能上、原波にそのまま $1/7$ 相似則を適用して入力することができない。そのため、Case Study S_2 波の中の着目する振動数の範囲のみを抽出するバンドパスフィルタ (BPF) 処理を適用し、振動台試験の入力波として用いた。1 軸・2 軸・3 軸同時加振における振動台の限界性能をまとめて表 3-17 に示す。同表の値を限界とし、 $1.5S_2$ 入力を対象に以下の方針の下に BPF の特性を検討した。

a) 変位の制限への対策

ハイパスフィルタ (HPF) のカットオフ周波数を数点変化させ、制限値内となる周波数を検討した。

b) 加速度の制限への対策

ローパスフィルタ (LPF) のカットオフ周波数を数点変化させ、制限値内となる周波数を検討した。

c) 速度の制限への対策

HPF・LPF とともに速度に影響するため、変位および加速度の制限を満足する範囲内で双方のカットオフ周波数を調整した。

図 3-44 に、HPF のカットオフ周波数を数点変化させた時の加速度・速度・変位の計算結果を示す。変位制限を満たすカットオフ周波数は、 0.3Hz 以上となった。

図 3-45 に、LPF のカットオフ周波数を数点変化させた時の加速度・速度・変位の計算結果を示す。加速度制限は 8Hz 以下で満足できる結果となった。

しかしながら、HPF 0.3Hz および LPF 8Hz の結果は双方とも速度の制限を満足しておらず、かつ HPF・LPF のカットオフ周波数が速度に与える影響はともに大きい。1.5S₂ 入力で 3 軸同時加振の速度条件を満足するためには、着目する振動数範囲である固有振動数（水平 1Hz、上下 1.3Hz）が犠牲になる可能性がある。そのため、1.5S₂ の試験は水平・上下の 2 軸同時加振までとし、3 軸同時加振は S₂ 入力のみとして BPF の通過振動数範囲を検討することとした。

その結果、通過周波数範囲 0.794Hz～3.44Hz のとき、表 3-18 に示すような結果となり、条件を満たす。この BPF 波の時刻歴波形を図 3-46 に、応答スペクトルを図 3-47 に示す。時刻歴における最大加速度は原波の半分以下になっているが、応答スペクトルによると BPF 波は着目する振動数範囲（固有振動数、水平 1Hz、上下 1.3Hz）では原波とほぼ同等の応答となり、本試験に用いる地震波としては問題ないと判断し、これを採用した。

表 3-17 多軸同時加振時の振動台の限界性能

加振種別	最大加速度 [gal]		最大速度 [cm/s]		最大変位 [cm]	
	水平	鉛直	水平	鉛直	水平	鉛直
1 軸加振	1460	980	75	50	10	6.7
2 軸加振	1460	980	40	25	10	6.7
3 軸加振	1460	980	30	15	10	6.7

表 3-18 作成した BPF 波の最大振幅

項 目	水平方向	鉛直方向
最大加速度 [gal]	396	192
最大速度 [cm/s]	26.2	15.2
最大変位 [cm]	3.23	1.52

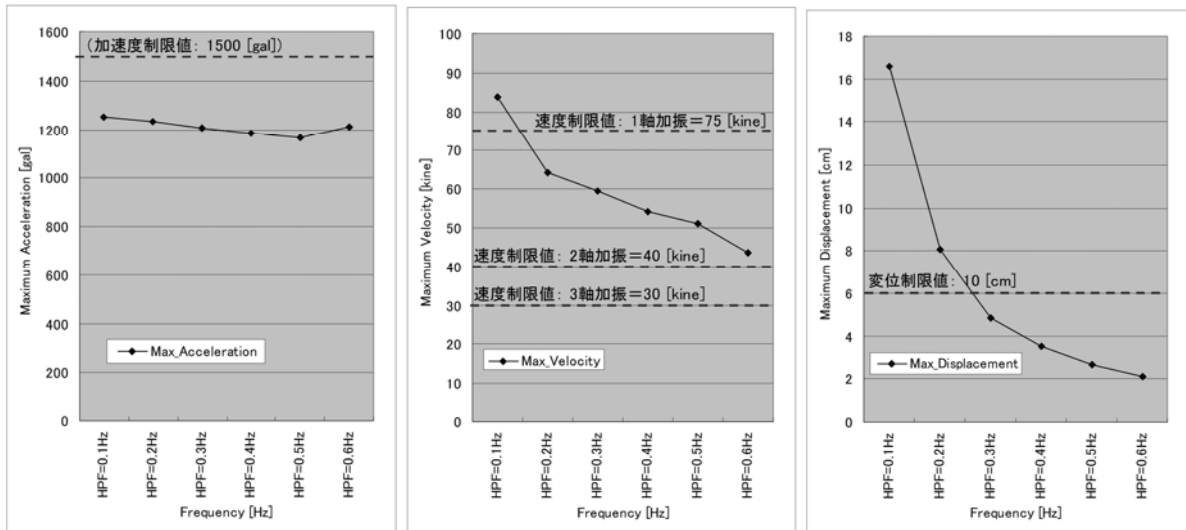


図 3-44 HPF のカットオフ周波数の検討

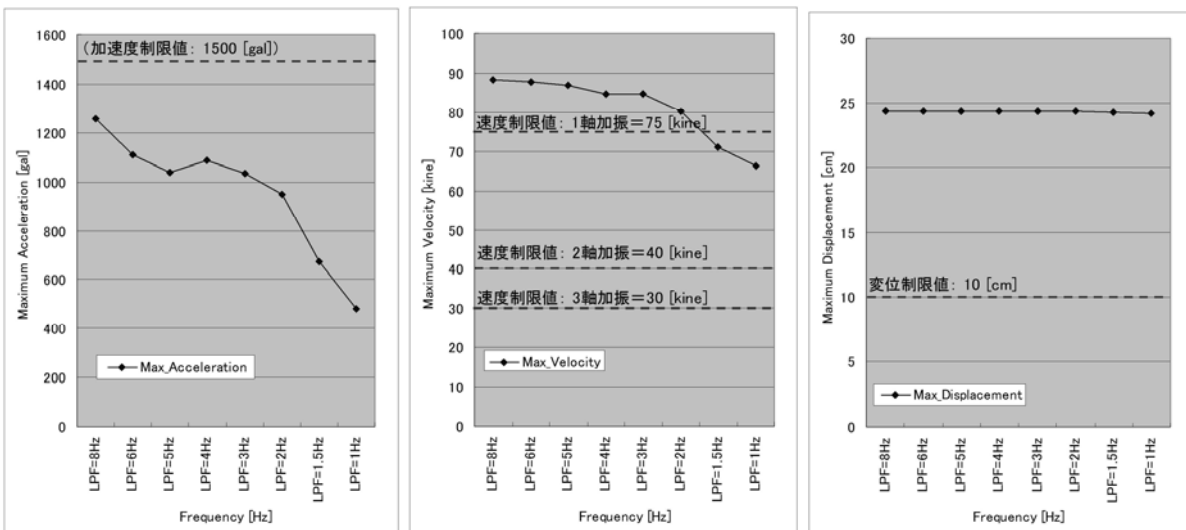


図 3-45 LPF のカットオフ周波数の検討

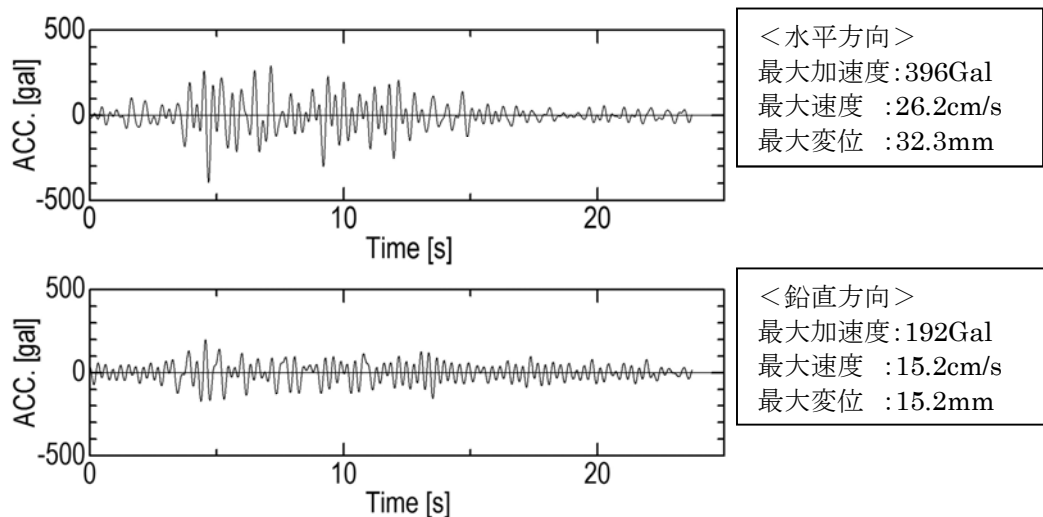
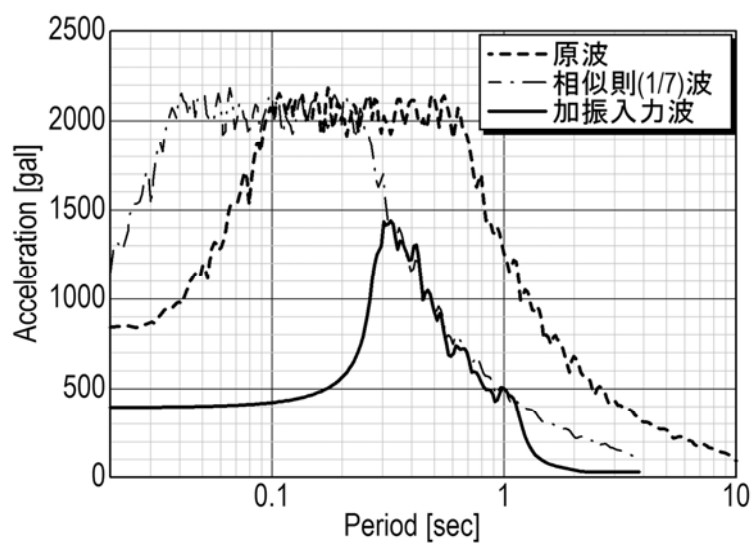
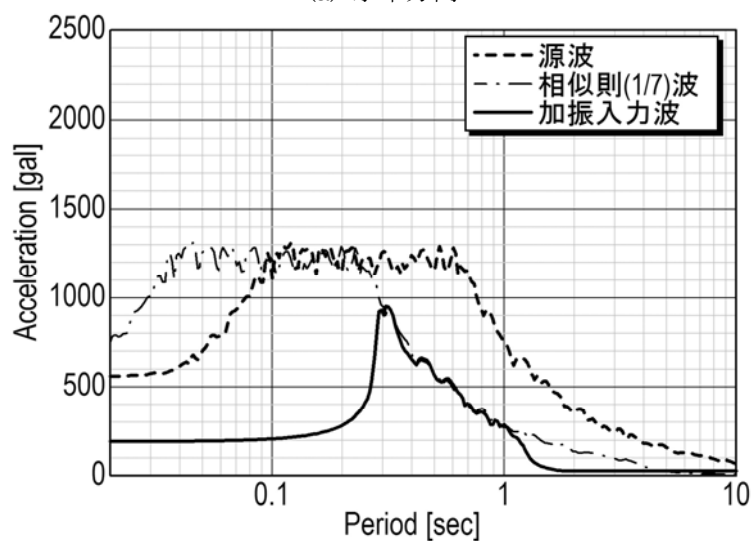


図 3-46 BPF 波の加速度時刻歴



(a) 水平方向



(b) 鉛直方向

図 3-47 BPF 波の加速度応答スペクトル

④ 計測器

建屋模型の三次元的な応答を計測すると共に、各支持装置（空気ばね及び油圧機構）の復元力特性に関するデータを取得すること、及びロッキング抑制装置各部における圧力損失の程度を把握することを目的として、計測機器配置を計画した。計測チャンネル設定を表 3-19・表 3-20 に、計測機器の配置を図 3-48 に示す。

以下、項目毎に計測の概要について述べる。

a) 変位計測

振動台-建屋模型間の相対変位計測については、測定レンジが長く、比較的高い振動数の変位にも追従する必要があることから、レーザ変位計を用いることとした。計測位置は図 3-48 に示す通りで、上下方向変位を計測すると共に X 軸回り及び Y 軸回りのロッキング回転角も計測するため、Z 方向変位計を 4 台配置する。水平方向についてはヨーイング（鉛直軸回りの回転）が起きる可能性もあるので、重心を挟んで対称な位置に Y 方向変位計を計 2 台配置すると共に、X 方向にもバックアップの変位計を含めて計 2 台を配置した。

レーザ変位計は防護フレーム上に配置し、重錘下に貼り付けたターゲット（乳白色の亚克力板を使用）にビームを照射させる。ターゲットは水平変位が $\pm 200\text{mm}$ に達してもレーザースポットがはみ出ることのない寸法とした。ターゲット寸法が $\pm 200\text{mm}$ にもなると、取り付け誤差やターゲット板自身の撓みからレーザビームに対して垂直な平面とは見なせなくなり、当然計測精度も落ちることとなるが、変位データの大きい場合は誤差の比率も小さいので、2桁程度の有効数字の確保に全く問題はないと判断した。

取り付け位置を図 3-49 に、取り付け部の詳細を図 3-50 に示す。万一積層ゴムが破断して重錘が防護フレーム上に落下し摺動しても、変位計が破壊しないような設計となっている。

b) 加速度計測

加速度計測には、サーボ型加速度計を使用した。加速度計の配置は図 3-48 に示す通りで、上下方向加速度及び X,Y 軸回りのロッキング回転角加速度の計測を重視した配置となっており、振動台上では油圧機構の荷重支持シリンダ直下の 4 点、建屋模型については各荷重支持シリンダ上（重錘架台鉄骨の四隅の下フランジ上）の 4 点に加え重錘下面中央 1 点の計 5 点で、鉛直加速度を計測している。建屋模型の水平方向加速度計測については、重錘下面の重心点直下に X,Y 方向の加速度計を配置している。

c) 荷重計測

支持装置毎に復元力特性を評価することが可能となるよう、積層ゴムと重錘架台の間に分力計を取り付けて、積層ゴムに作用する水平及び鉛直方向の分力を計測す

る。分力計の形状と仕様を図 3-51 に示す。空気ばね位置には X,Z 二方向の分力計、油圧機構の荷重支持シリンダ位置には X,Y,Z 三方向の分力計を使用した。

d) 圧力計測

圧力計測は図 3-52 に示すような配置で、4 ユニットに 7 個ずつ設置した圧力計によって行った。表 3-21 に計測項目とその詳細をまとめて示す。

ロッキング抑制装置はベース圧力が高く、かつロッキングモーメントも負担するため、圧力変動が大きいと予測された。そのため、圧力レンジ 0~50MPa の高圧型の圧力計を用いた。また、ロッキング抑制シリンダは圧力損失の発生部分が多く、各部の圧力損失と全体的なロッキング抑制装置としての減衰を関係付けることを目的として圧力を計測する必要がある。そのため、圧力損失が発生すると考えられる部分の前後の圧力を計測できるように 6 箇所を計測した。考え得る減衰発生要因と、それらを計測された圧力によって算出する方法を表 3-22 に示す。

空気ばね装置はベース圧力が低く、ロッキングモーメントをほとんど負担しないため圧力レンジ 5MPa の圧力計を用いた。

⑤ 計測機器の写真

変位計、加速度計および計の取り付け状態の写真を図 3-53~図 3-56 に示す。

表 3-19 計測チャンネル設定(その 1)

Ch.	区分	記号	名 称	単位	使用センサ	アンプ 型式	同ゲイン (レンジ)	Cal (μ)	LPF (Hz)
1	加速度計	101X	中央加速度 X	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
2		101Y	中央加速度 Y	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
3		101Z	中央加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
4		111Z	油圧 1 上加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
5		121Z	油圧 2 上加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
6		131Z	油圧 3 上加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
7		141Z	油圧 4 上加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
8		151X	台上加速度 X (+Y 側)	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
9		151Z	台上油圧 1 下 加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
10		161X	台上加速度 X (-Y 側)	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
11		161Z	台上油圧 2 下 加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
12		171Y	台上加速度 Y (+X 側)	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
13		171Z	台上油圧 3 下 加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
14		181Y	台上加速度 Y (-X 側)	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
15		181Z	台上油圧 4 下 加速度 Z	m/s ²	日本航空電子製サーボ型加速度計 MA101-J2	6M77	1K	2K	60
16	油圧計	261Z	油圧 1-①	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
17		262Z	油圧 1-②	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
18		263Z	油圧 1-③	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
19		264Z	油圧 1-④	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
20		265Z	油圧 1-⑤	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
21		266Z	油圧 1-⑥	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
22		271Z	油圧 2-①	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
23		272Z	油圧 2-②	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
24		273Z	油圧 2-③	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
25		274Z	油圧 2-④	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
26		275Z	油圧 2-⑤	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
27		276Z	油圧 2-⑥	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
28		281Z	油圧 3-①	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
29		282Z	油圧 3-②	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
30		283Z	油圧 3-③	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
31		284Z	油圧 3-④	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
32		285Z	油圧 3-⑤	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
33		286Z	油圧 3-⑥	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
34		291Z	油圧 4-①	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
35		292Z	油圧 4-②	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
36		293Z	油圧 4-③	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
37		294Z	油圧 4-④	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
38		295Z	油圧 4-⑤	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100
39		296Z	油圧 4-⑥	MPa	共和電業製電圧伝送型圧力伝送器 PVL-500KB	-	1K	2K	100

表 3-20 計測チャンネル設定(その 2)

Ch.	区分	記号	名 称	単位	使用センサ	アンプ 型式	同ゲイン (レンジ)	Cal (μ)	LPF (Hz)
40	空気圧計	211Z	空気圧 1	MPa	共和電業製ひずみゲージ式圧力変換器 PG-10KU	CDV-21A	1K	2K	100
41		221Z	空気圧 2	MPa	共和電業製ひずみゲージ式圧力変換器 PG-10KU	CDV-21A	1K	2K	100
42		231Z	空気圧 3	MPa	共和電業製ひずみゲージ式圧力変換器 PG-10KU	CDV-21A	1K	2K	100
43		241Z	空気圧 4	MPa	共和電業製ひずみゲージ式圧力変換器 PG-10KU	CDV-21A	1K	2K	100
49	分力計	311X	空気ばね 1-Fx	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
50		311Z	空気ばね 1-Fz	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
51		321X	空気ばね 2-Fx	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
52		321Z	空気ばね 2-Fz	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
53		331X	空気ばね 3-Fx	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
54		331Z	空気ばね 3-Fz	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
55		341X	空気ばね 4-Fx	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
56		341Z	空気ばね 4-Fz	N	共和電業製二分力計 LSM-15TASA5	DPM-13A	200	2K	100
57		361X	油圧 1-Fx	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
58		361Y	油圧 1-Fy	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
59		361Z	油圧 1-Fz	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
60		371X	油圧 2-Fx	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
61		371Y	油圧 2-Fy	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
62		371Z	油圧 2-Fz	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
63		381X	油圧 3-Fx	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
64		381Y	油圧 3-Fy	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
65		381Z	油圧 3-Fz	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
66	変位計	391X	油圧 4-Fx	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
67		391Y	油圧 4-Fy	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
68		391Z	油圧 4-Fz	N	共和電業製三分力計 LSM-15TBSA5	DPM-13A	200	2K	100
97		401Z	Z 変位 (-Y 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-300	LB-1200			
98		402Z	Z 変位 (+X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-300	LB-1200			
99		403Z	Z 変位 (+Y 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-300	LB-1200			
100		404Z	Z 変位 (-X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-300	LB-1200			
101		411Z	油圧 1 スイベル端 Z 変位 (-X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-01	LB-60			
102		412Z	油圧 1 スイベル端 Z 変位 (-Y 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-01	LB-60			
103		413Z	油圧 1 スイベル端 Z 変位 (+X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LB-01	LB-60			
113		401X	X 変位 (-Y 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LK-500 (ロングモード)	L-2500			
114		402Y	Y 変位 (+X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LK-500 (ロングモード)	L-2500			
115		403X	X 変位 (+Y 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LK-500 (ロングモード)	L-2500			
116		404Y	Y 変位 (-X 側)	mm	Keyence 製レーザ変位計 LK-500 (ロングモード)	L-2500			

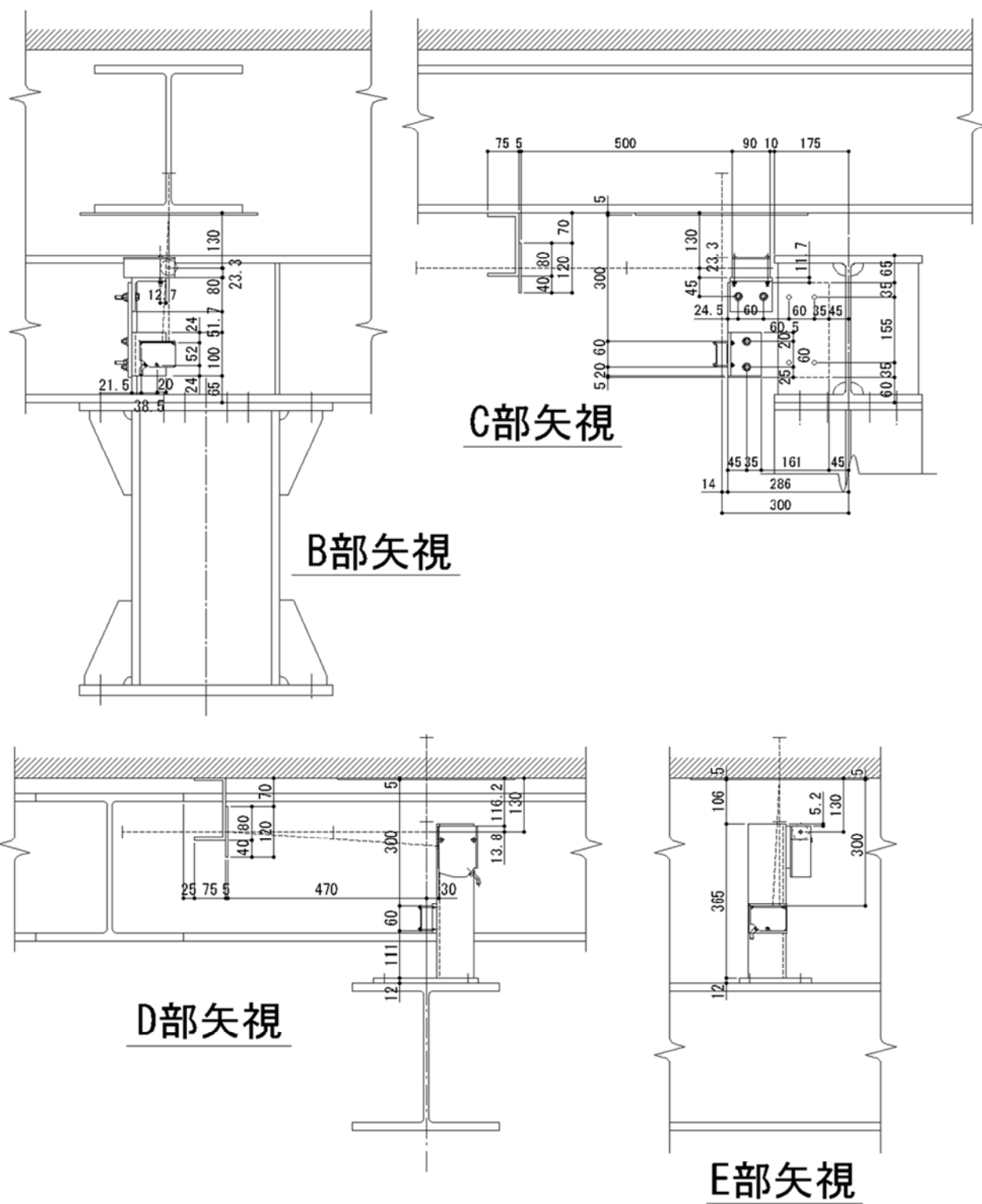


図 3-50 変位計測取り付けの詳細

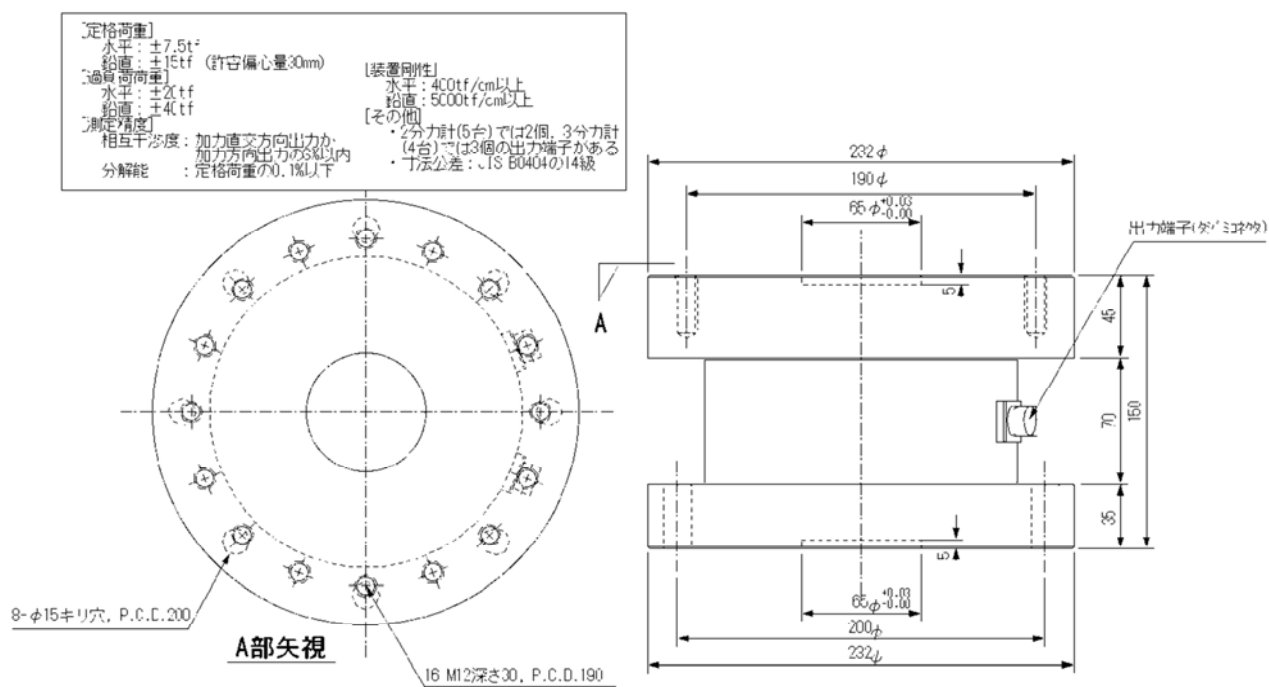


図 3-51 分力計の形状

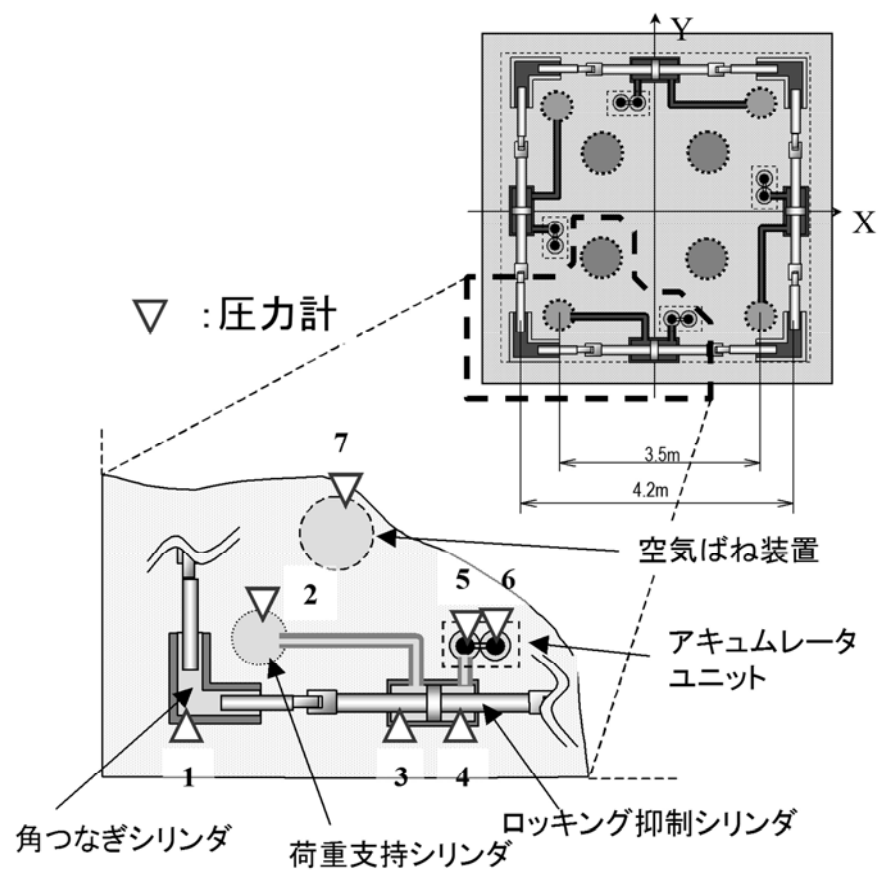


図 3-52 圧力センサの配置

表 3-21 圧力センサの配置詳細

装置分類	位置		計測項目詳細
	装置	番号	
ロッキング抑制装置 (電圧型圧力伝送器) PVL500KD (レンジ:50 MPa)	+X+Y	1	角つなぎシリンダ内圧
		2	荷重支持シリンダ内圧
		3	ロッキング抑制シリンダ内圧 (荷重支持シリンダ側)
		4	ロッキング抑制シリンダ内圧 (アキュムレータユニット側)
		5	アキュムレータ内圧(絞り前)
		6	補助タンク内圧(絞り後)
	+X-Y	1	(同上)
		2	
		3	
		4	
		5	
		6	
	-X+Y	1	(同上)
		2	
		3	
		4	
		5	
		6	
	-X-Y	1	(同上)
		2	
		3	
		4	
		5	
		6	
空気ばね装置 (歪み式圧力変換機) PG50KU (レンジ:5 MPa)	+X+Y	7	空気ばね装置内圧 (主空気室内)
	+X-Y	7	(同上)
	-X+Y	7	(同上)
	-X-Y	7	(同上)

表 3-22 減衰力の算出方法

減衰発生要因	算出方法
配管圧力損失	$(P_2 - P_3)A_{cyl}$
	$(P_4 - P_5)A_{cyl}$
摺動抵抗	$(\text{ロードセル値}) \cdot P_2 A_{cyl}$
	$(P_3 - P_4)A_{cyl}$
	$(P_3 - P_1)A_{cyl}$
絞り減衰	

※ P の添え字はセンサ番号

※ A_{cyl} は荷重支持シリンダの受圧面積

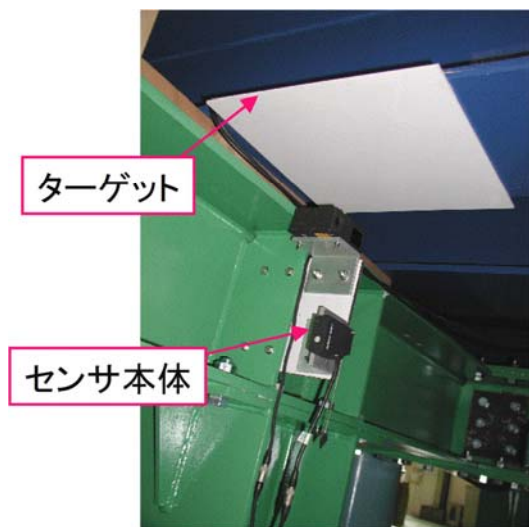


図 3-53 上下方向レーザ変位計

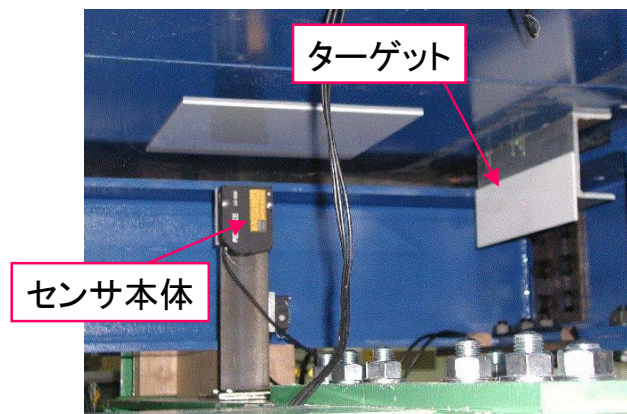
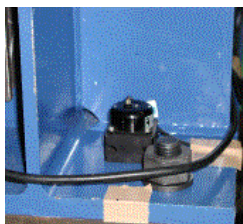


図 3-54 水平方向レーザ変位計



(おもり中央部)



(おもり角部)



(振動台角部)

図 3-55 加速度計

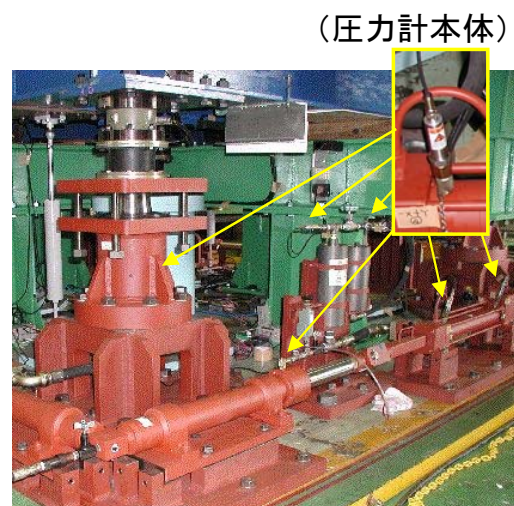


図 3-56 圧力計

(2) 試験結果（正弦波加振試験）

① 水平方向の履歴曲線

X 方向正弦波掃引試験における積層ゴムの荷重変位履歴曲線を図 3-58 に示す。同図において、左側は空気ばね装置上の積層ゴム、右側は油圧装置の荷重支持シリンダ上の積層ゴムの履歴曲線である。両積層ゴムとも、図 3-58 に示すように緩い逆 S 字状のループを描き、ややハードニングの様相を示している。

② 鉛直方向の履歴曲線

Z 方向正弦波掃引試験における、荷重支持シリンダ試験体上の分力計によって計測された鉛直荷重と鉛直変位の履歴曲線を図 3-57 に示す。履歴ループは摩擦に特徴的な、矩形のループを含む形状となった。異なる入力加速度レベルの履歴ループを比較すると、入力加速度レベルが小さい場合の試験体の応答に対しては摺動抵抗の影響が大きくなっている。逆に、入力加速度レベルが大きくなると、絞り等の他の減衰力の影響が大きくなり摺動抵抗の影響が相対的に小さくなっている。前節にも述べたように、1/7 縮小試験体の油圧装置ではシール材の耐圧性を相似則によって定まる圧力よりも高めているため、摺動抵抗の影響が大きくなったものと考えられる。摺動抵抗の大きさを表す履歴ループの左右の縦辺は 7 kN 程度であり、前節の要素試験における摺動抵抗とほぼ同一となっている。

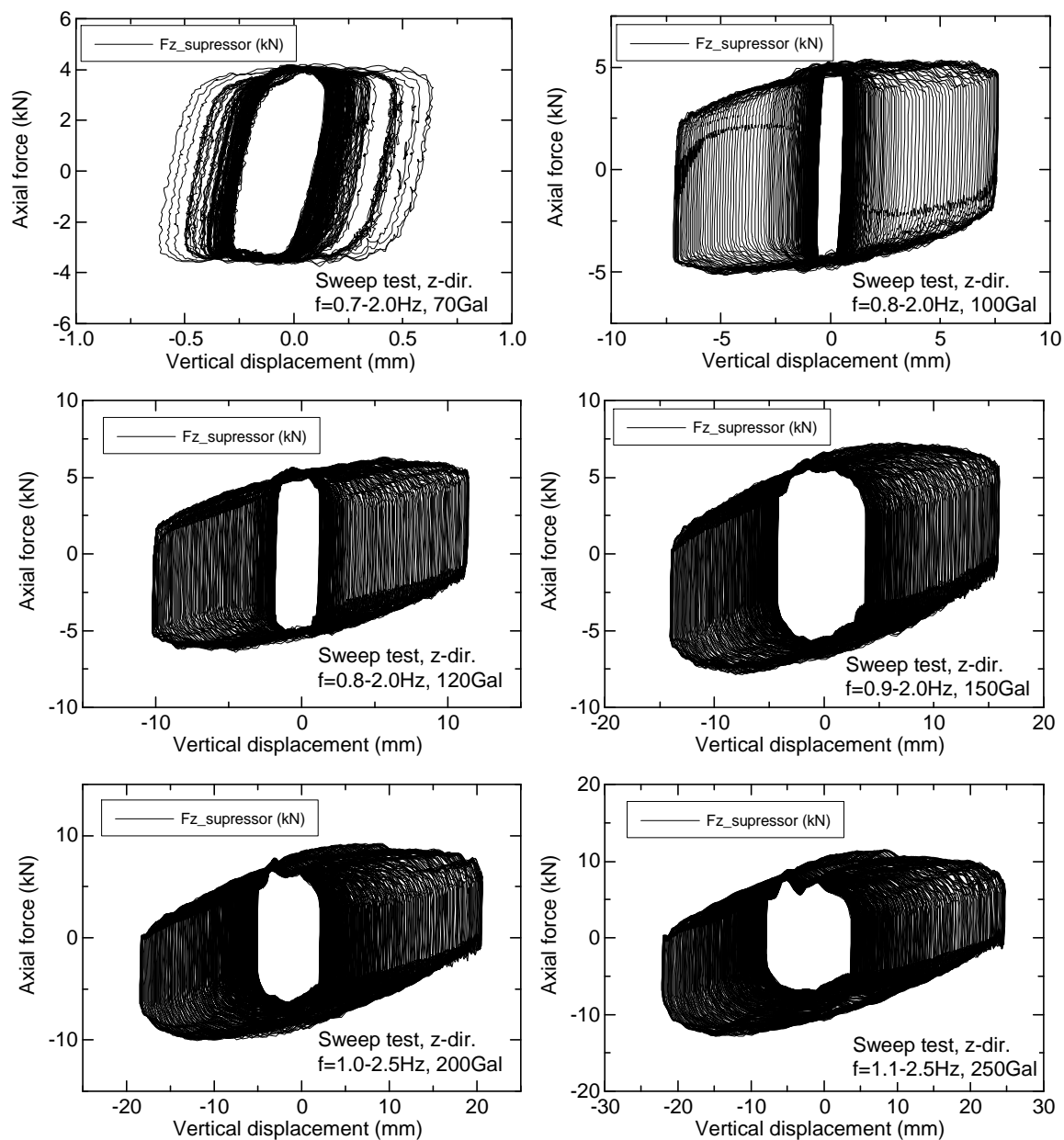


図 3-57 Z 方向正弦波掃引試験での履歴曲線

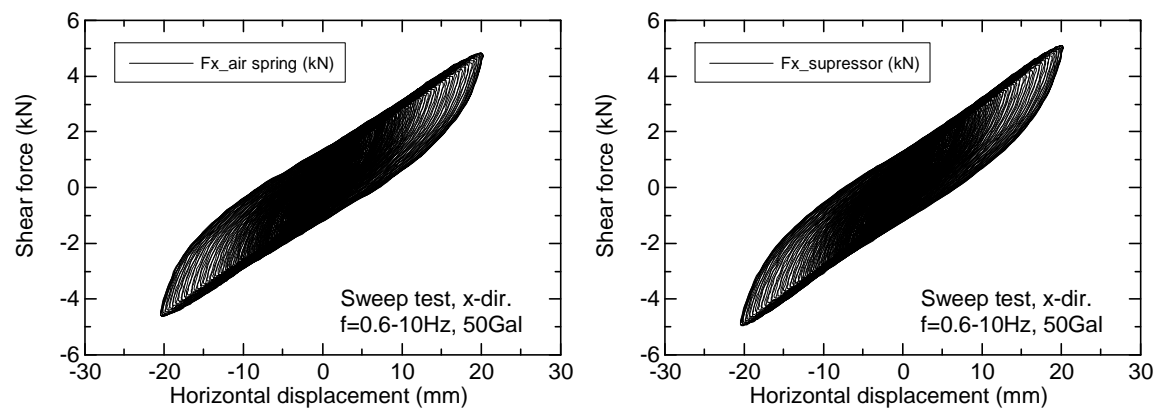


図 3-58 X 方向正弦波掃引試験での履歴曲線

③ 伝達関数（水平方向）

図 3-59 に、振動台上で計測した水平方向の入力加速度に対する試験体応答加速度の倍率を示す。振幅依存性が認められ、20gal の加振では共振点は約 1.91Hz、50gal 入力での共振点は約 1.35Hz であった。使用した積層ゴムは概ねバイリニア特性を有しており、変形量の小さい領域での設計上の勾配（第一勾配）を用いて固有振動数を算出すると 2.6Hz、変形量の大きい領域での設計上の勾配（第 2 勾配）で算出すると 0.94Hz となり、応答の大きさに応じてこの間を変化する。試験結果によって得られた固有振動数はこの範囲内に入っており、妥当と言える。（なお、同じ積層ゴム試験体については既往の研究^[13]により詳細に分析が行われており、1/7 試験体としての妥当性が確認されているので、今回の試験では水平方向に関してそれ以上の詳細な分析は行っていない。）

④ 伝達関数（鉛直方向）

図 3-60 に、振動台上で計測した鉛直方向の入力加速度に対する試験体応答加速度の倍率を示す。設計上の鉛直方向の固有振動数は 1.32Hz であるが、同図の試験結果では明確な共振点は認められなかった。これは、入力大きさに対して油圧機構による装置の摺動抵抗が相対的に大きく、摺動抵抗によって生じた減衰力が過大となり共振点を見出しにくくなっていると推察された。共振点を明確にするためには入力レベルを大きくするのが一つの手段であるが、仕様した振動台の性能の制約上 250gal が限界であり実現しなかった。そこで、鉛直方向の伝達関数の評価は、構成要素の設計上の力学的特性と要素試験から得られた力学的な特性を反映した解析モデルにより伝達関数を求め、その結果を試験結果と比較することにより、特性設計の妥当性を評価することとした。なお、解析モデル及び評価結果については(4) ③に詳述するが、解析結果と試験結果は概ねよく一致し、設計した特性が試験体で実現されていることが確認された。

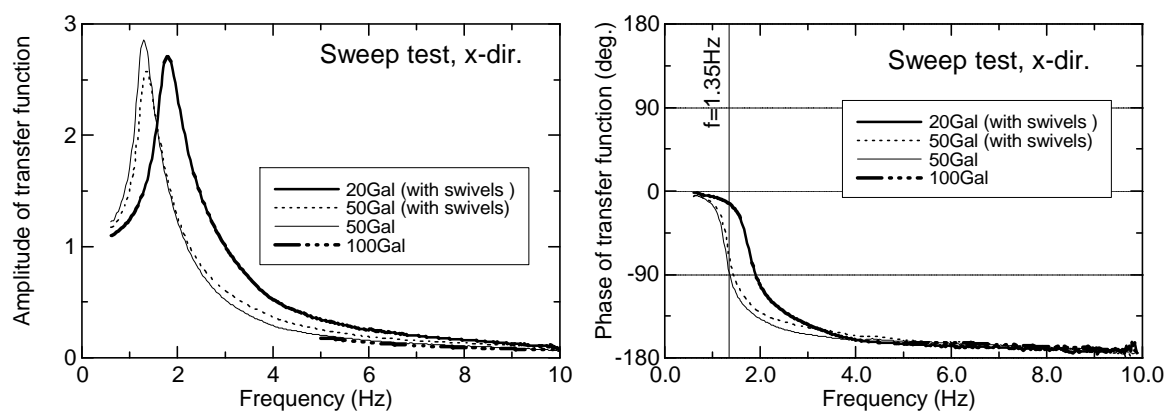


図 3-59 X 方向正弦波掃引試験結果の伝達関数

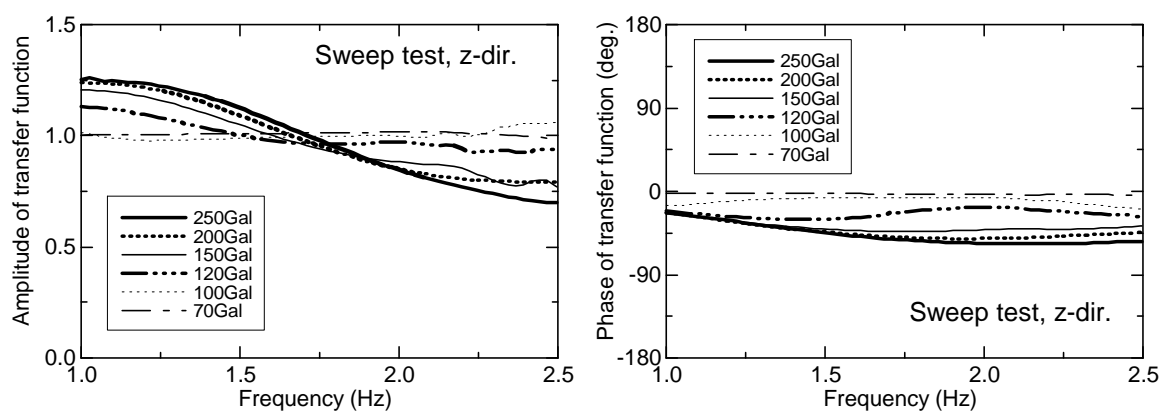


図 3-60 Z 方向正弦波掃引試験結果の伝達関数

⑤ 回転加振試験

振動台における回転加振試験の概念図を図 3-61 に示す。回転加振は 5Hz～25Hz で加速度計設置位置における鉛直荷重を 4 レベル（50、100、150、200）で加速度一定の正弦波掃引試験を実施した。なお、入力レベルは図 3-61 に示すように幅 3500 mm の位置における鉛直加速度である。回転加速度表示では表 3-23 のようになる。

転倒モーメントは空気ばね装置・ロッキング抑制装置の積層ゴム直上に取り付けられている分力計の鉛直方向荷重を用いて算出した。

表 3-23 回転加振における回転加速度の換算値

鉛直加速度 (L=3500 位置) [m/s ²]([gal])	回転加速度 [rad/s ²]
0.5 (50)	0.143
1.0 (100)	0.286
1.5 (150)	0.429
2.0 (200)	0.571

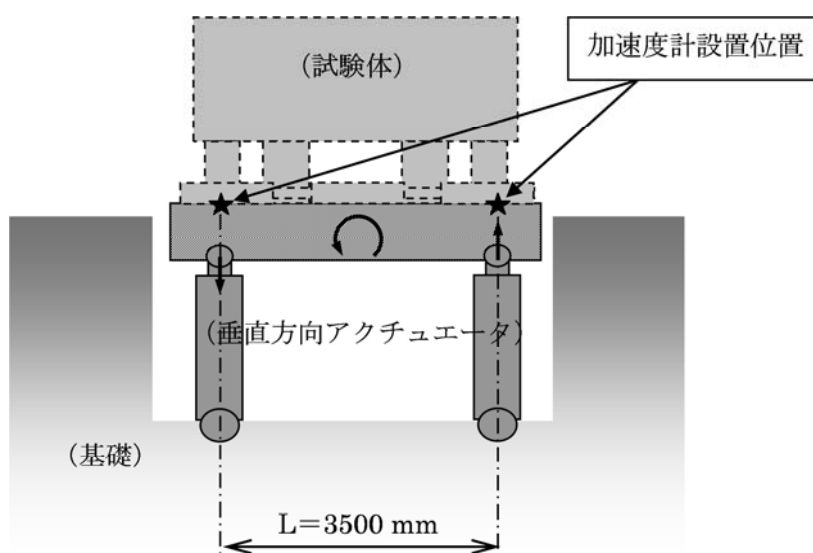


図 3-61 回転加振試験の概念図

振動台上で計測された回転加速度から試験体上で計測された回転加速度への伝達関数を算出した結果を図 3-62 に示す。伝達関数は入力レベルによって応答特性が異なっており、入力レベルが大きくなるにつれ、ピーク位置での応答倍率と振動数がともに低くなる傾向が確認された。応答特性の入力レベルへの強い依存性が存在することから、ロッキングの剛性もしくは減衰特性にソフトニングや摩擦などの非線形性が存在することが予想される。なお、ロッキングに対するモデル化と伝達関数の分析・評価に関しては、シミュレーションとの比較も併せて 3.2.3(4) ④～⑥に詳述する。

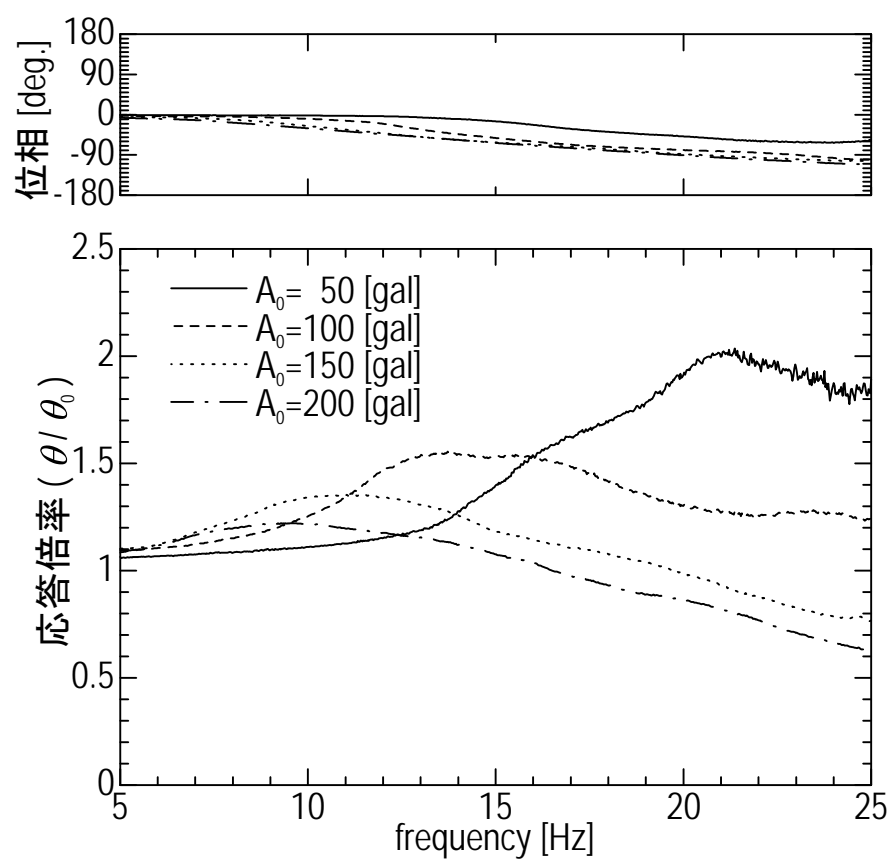


図 3-62 ロッキングの伝達関数

(3) 試験結果（地震波加振試験）

① 入力地震波の再現性の確認

振動台試験の試験体質量が振動台能力に比べて大きい場合、試験体の応答の影響により、意図した様な加振ができていない場合があります。また、異なる加振条件（加振レベルや一方向単独／水平上下同時等の別）での試験データを互いに比較検討するためには、入力した波が、実際に意図した通りのものである事を確かめておく必要がある。

そこで、加振レベル（ $1.0S_2$ 及び $1.5S_2$ ）や一方向単独／水平上下同時加振等の条件を種々に変えた場合について、振動台上で記録された加速度波形の応答スペクトルを、入力信号の応答スペクトルと比較した。下図 3-63 にその比較結果を示す。同図より、いずれのケースについても入力信号と良く一致しており、振動台における地震波の再現性には問題がないことを確認した。

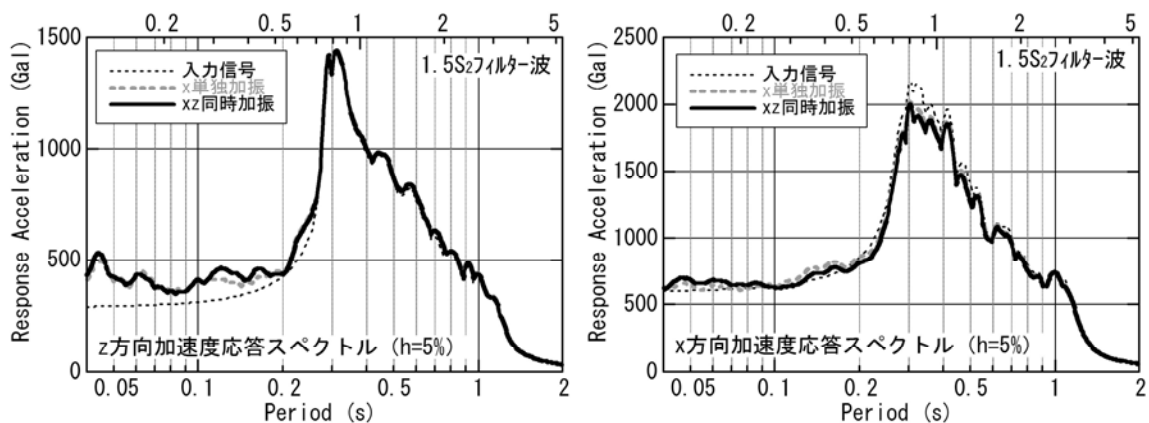
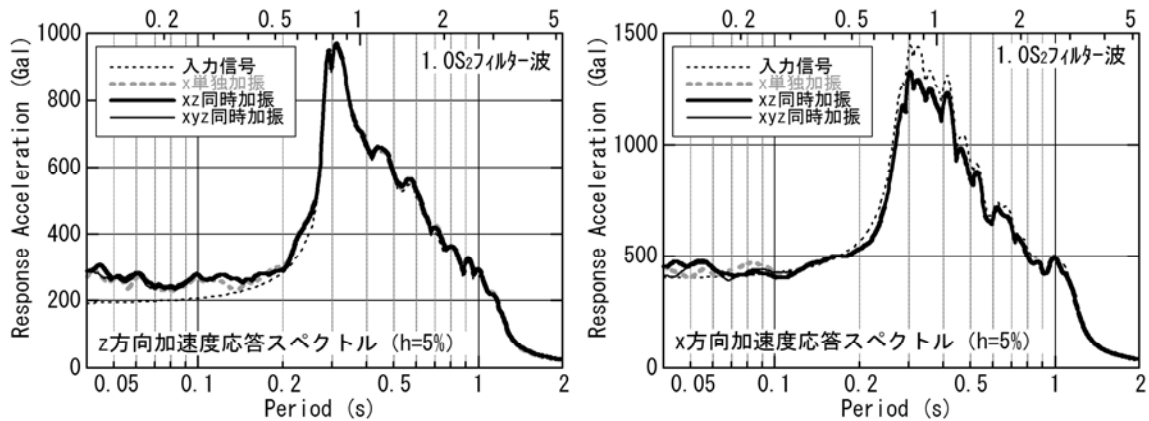


図 3-63 加速度応答スペクトル(h=5%)による地震波の再現性のチェック

② 最大応答値

主要な地震波加振ケースについて最大応答値（絶対値が最大となる時の値）を拾い出した結果を表 3-24 に示す。なお、ロッキング変位とは、最大回転角を建屋模型端部の上下変位に換算したものである。

鉛直方向に HPF 波（0.3Hz 以下の成分のみをカットした、原波に近い波）を入力したケースでは、入力加速度 529gal に対して、応答加速度が 222gal まで低減されており、明らかな免震効果が確認される。このほかの BPF 波を入力波した試験では入力波の時点で BPF によって短周期成分の大部分がカットされているため免震装置による最大応答加速度の低減量が目立ちにくくなっているが、それでも概ね 2/3 程度に低減されていることが確認された。

ロッキング変位については、1.0S₂ 波の三軸同時加振で 1.7mm となった。これは実機換算では建屋端部のロッキング振動による鉛直方向の変位が概ね 20mm 程度となることに相当し、効果的にロッキングを抑制できていることが確認された。

③ 時刻歴波形と履歴曲線

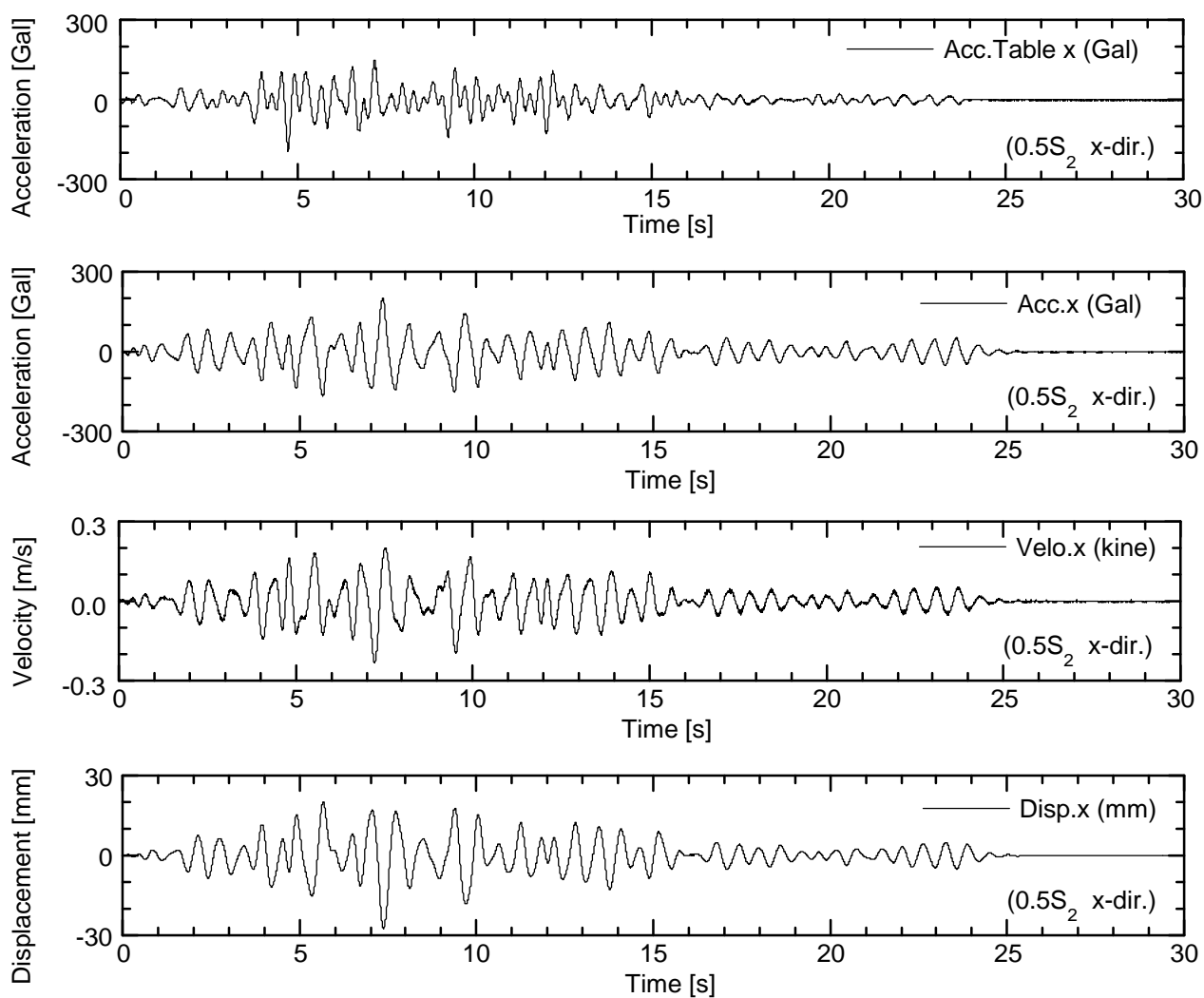
表 3-24 に最大応答値を示した主要な加振ケースについて、振動台上の加速度と・試験体の応答加速度・応答速度・変位の時刻歴波形及び荷重変位履歴線図を図 3-64～図 3-82 に示す。表 3-24 には加振ケースと図番号の対応も示した。

鉛直方向について、入力レベルが小さい場合は、鉛直方向（Z 方向）の応答に対する油圧装置の摩擦の影響がやや大きくなっている。そのため、Z 方向変位の時刻歴波形が階段状となり、油圧装置の荷重-変位履歴曲線に垂直に近い立ち上がり部が見られる。このことは、免震装置の性能としては望ましくないが、振動台試験に先立って実施した前述の要素試験の結果とは整合している。また、前述したように、この大きな摺動抵抗の原因は本試験体が圧力依存性を調べる試験体を兼ねたため、シール材の初期緊迫力が相似則に対してやや強く、支持荷重に対して相対的に摺動抵抗が大きいことであると考えられる。後述の、圧力を実機と同等で寸法を実機により近い 1/2 縮尺で製作した試験体による摺動性試験では、摺動抵抗は支持荷重の 0.3%以下ときわめて小さくなることが確認されている。すなわち、この摺動抵抗は今回の試験体に特有の現象であり、実機では問題にはならないと考えられる。

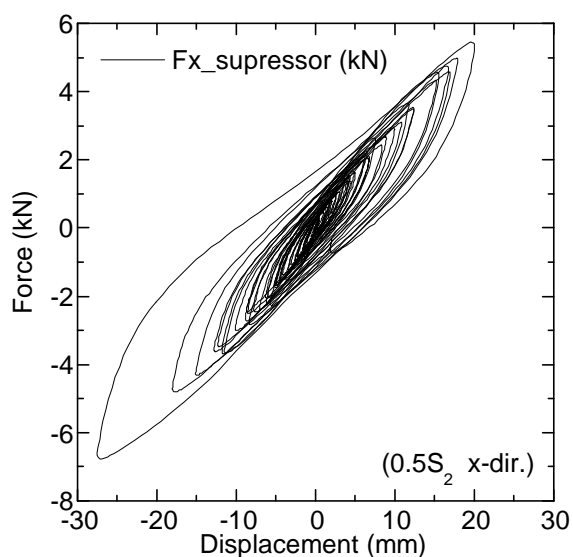
水平方向については、応答は主に積層ゴムの特性に支配されるため本研究の範疇外であるが、スイベルの有効／無効の場合で、有意な差異が認められた。スイベルを有効にした場合、図 3-80 及び図 3-81 の荷重変位履歴線図のように、積層ゴムの復元力のソフトニング傾向が強く発現している。これは、積層ゴムの上端がスイベルによって回転フリーとなったため座屈荷重が低下し、積層ゴムが曲げられた状態になり、大変形時の復元力の低下に至ったものと考えられる。実機の積層ゴムは試験体よりも扁平であるためこのような現象は生じにくいと考えられるが、要素試験の項で述べた通りスイベルを無効にしても課題な摺動抵抗の増加が認められないことも考慮すると、スイベルは不採用としても問題はないと考えられる。

表 3-24 主要な地震波加振ケースにおける最大応答値

入力 方向	入力 倍率	振動台上		建屋応答					時刻歴波形図 及び 荷重変位履歴図
		水平	鉛直	水平		鉛直		ロッキング	
		加速度 (gal)	加速度 (gal)	変位 (mm)	加速度 (gal)	変位 (mm)	加速度 (gal)	変位 (mm)	
水平 (BPF 波)	0.5S ₂	-194	-6	-27.5	203	0.5	7	-0.3	図 3-64
	1.0S ₂	-395	-22	-54.3	322	1.0	13.1	-0.8	図 3-65
	1.5S ₂	-599	-39	-90.4	425	1.1	29.5	-1.2	図 3-66
鉛直 (BPF 波)	0.5S ₂	-7	-107	0.2	-8	-2.9	-73	-0.3	図 3-67
	1.0S ₂	16	221	0.2	-8	-8.2	127	-0.3	図 3-68
	1.5S ₂	38	342	0.3	-11	14.1	205	-0.3	図 3-69
鉛直 (HPF 波)	1.0S ₂	-29	529	0.4	-17.6	11.5	222	-0.4	図 3-70
水平 +鉛直 (BPF 波)	0.5S ₂	-193	101	-26.9	197	2.0	-78	-0.7	図 3-71
	1.0S ₂	-405	-218	-56.9	295	-6.9	-139	-1.7	図 3-72
	1.5S ₂	-610	-350	-96.6	433	12.8	-221	-1.9	図 3-73
三軸 同時 (BPF 波)	1.0S ₂	-401(x)	222	-59.2(x)	286(x)	7.0	-143	-1.6(x)	図 3-74
		-402(y)		-68.2(y)	303(y)			-1.4(y)	図 3-75
									図 3-76
三軸 同時 (BPF 波) ※スイベ ル有効	1.0S ₂	-411(x)	232	-58.3(x)	232(x)	7.7	-131	-1.7(x)	図 3-77
		-398(y)		-66.9(y)	236(y)			-1.4(y)	図 3-78
									図 3-79

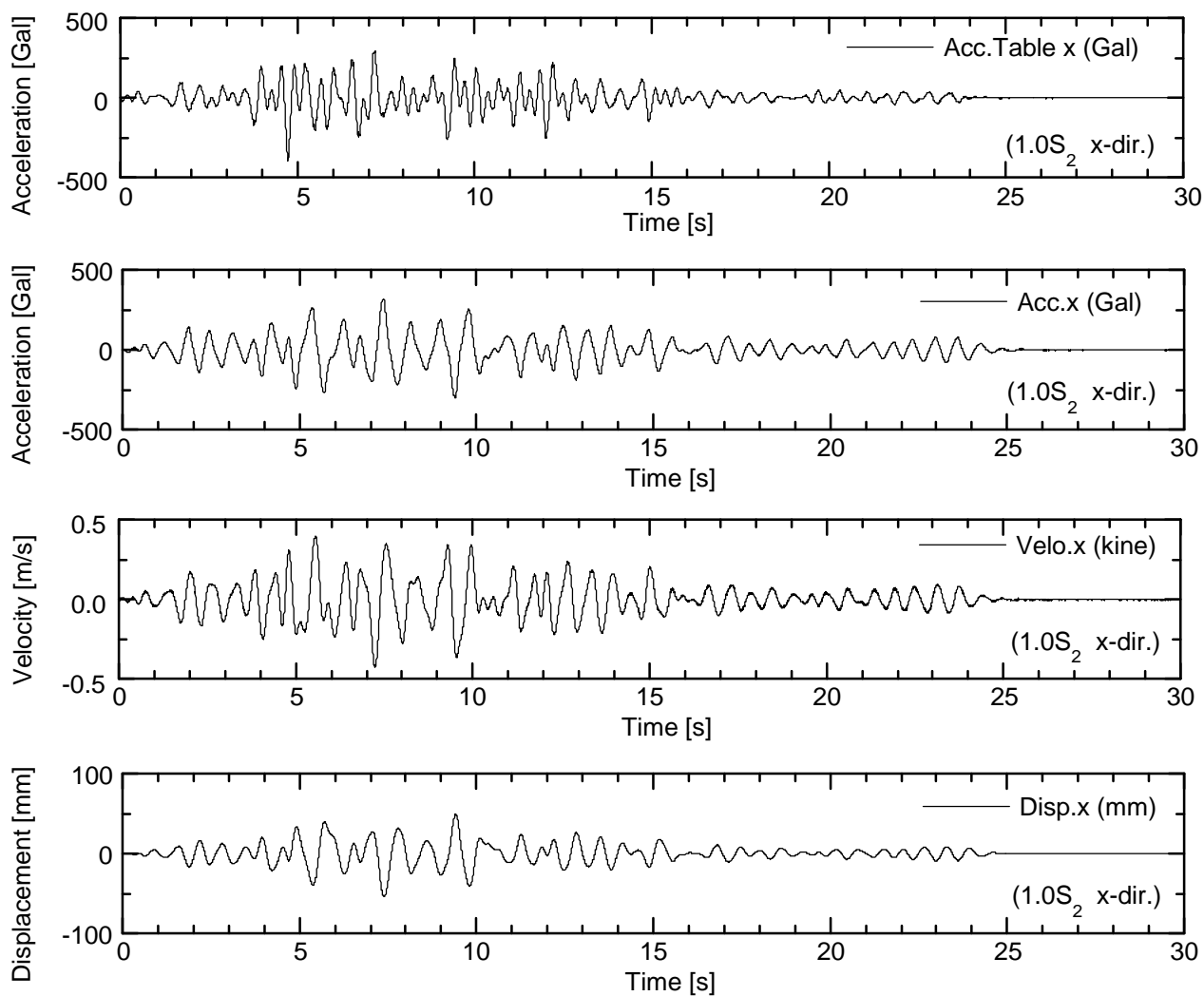


(a) X 方向応答値時刻歴

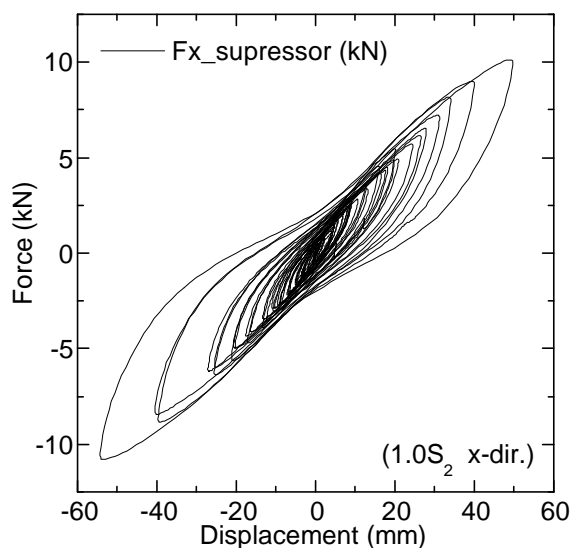


(b) x 方向履歴曲線

図 3-64 0.5S₂ BPF 波、X 方向加振 (X 方向応答)

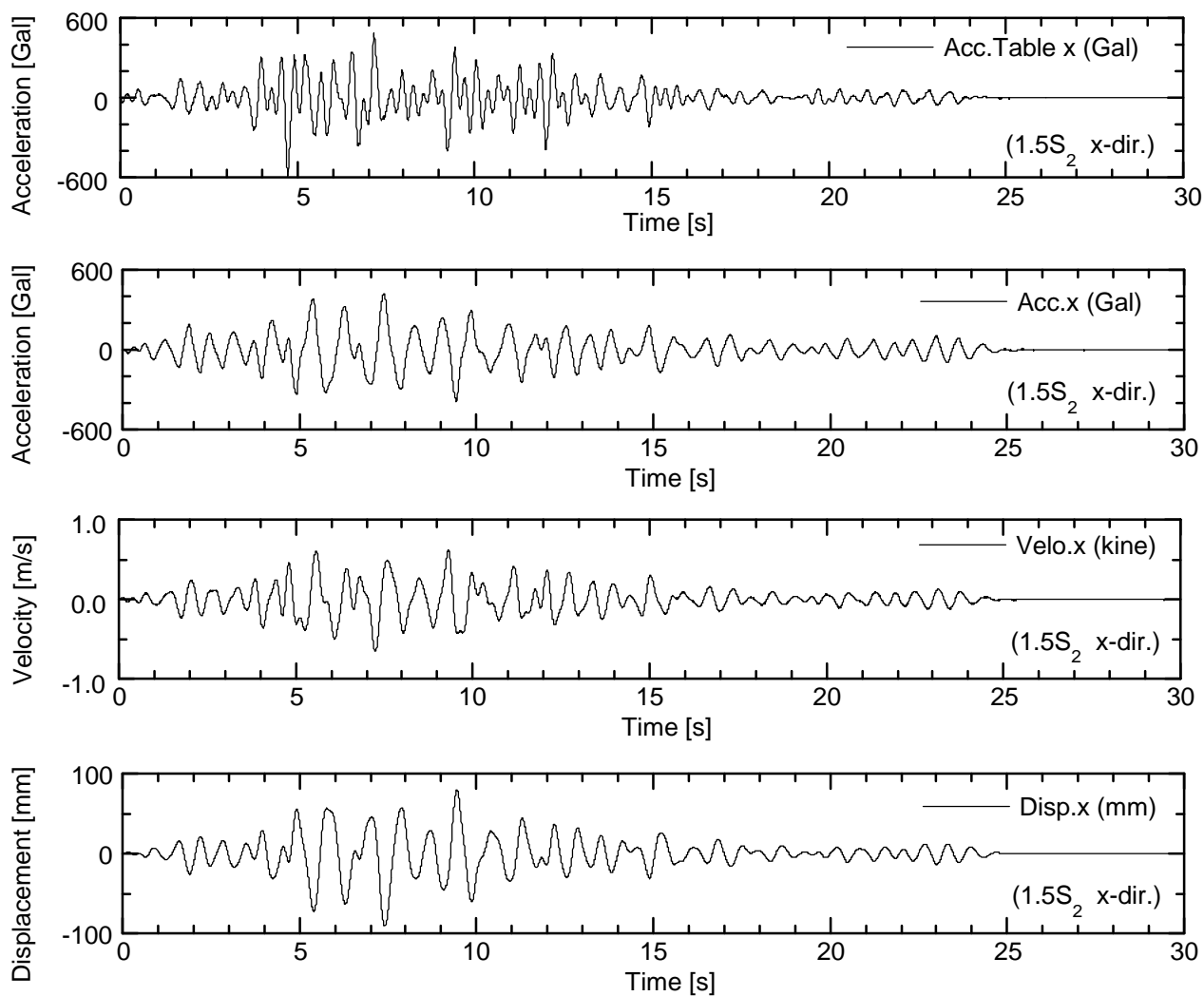


(a) X 方向応答値時刻歴

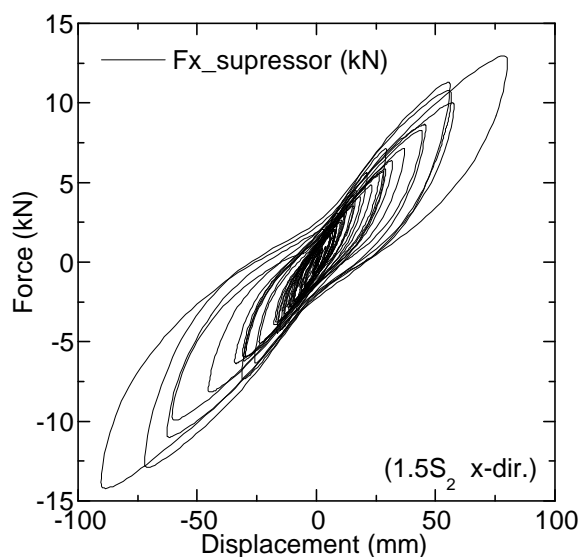


(b) X 方向履歴曲線

図 3-65 1.0S₂ BPF 波、X 方向加振 (X 方向応答)

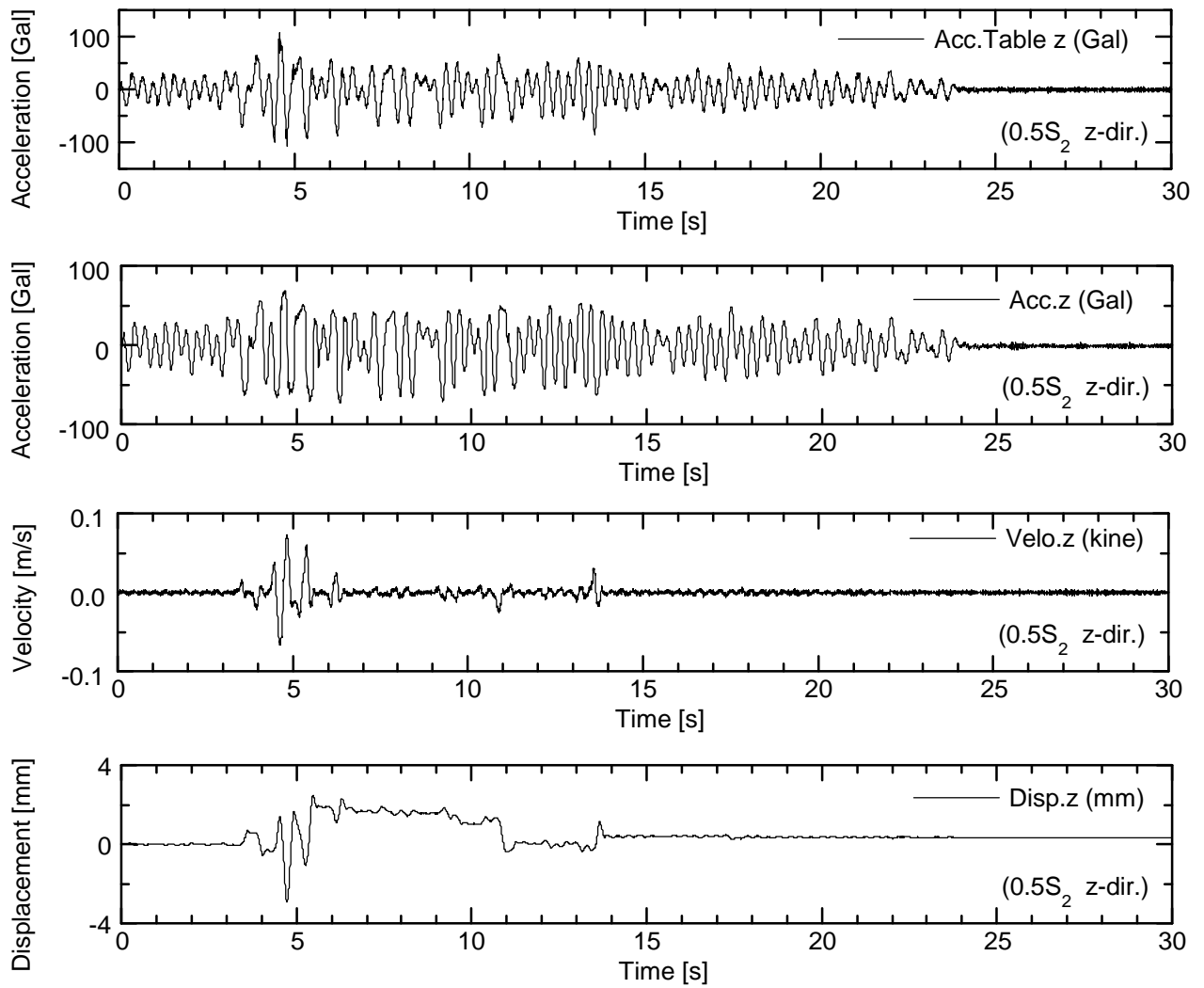


(a) X 方向応答値時刻歴

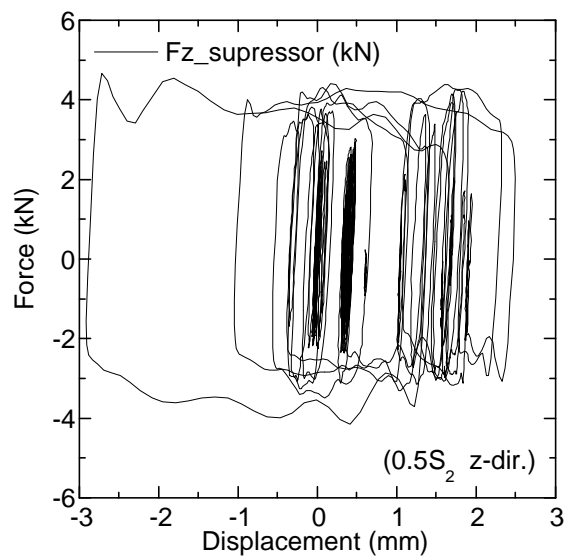


(b) X 方向履歴曲線

図 3-66 1.5S₂ BPF 波、X 方向加振 (X 方向応答)

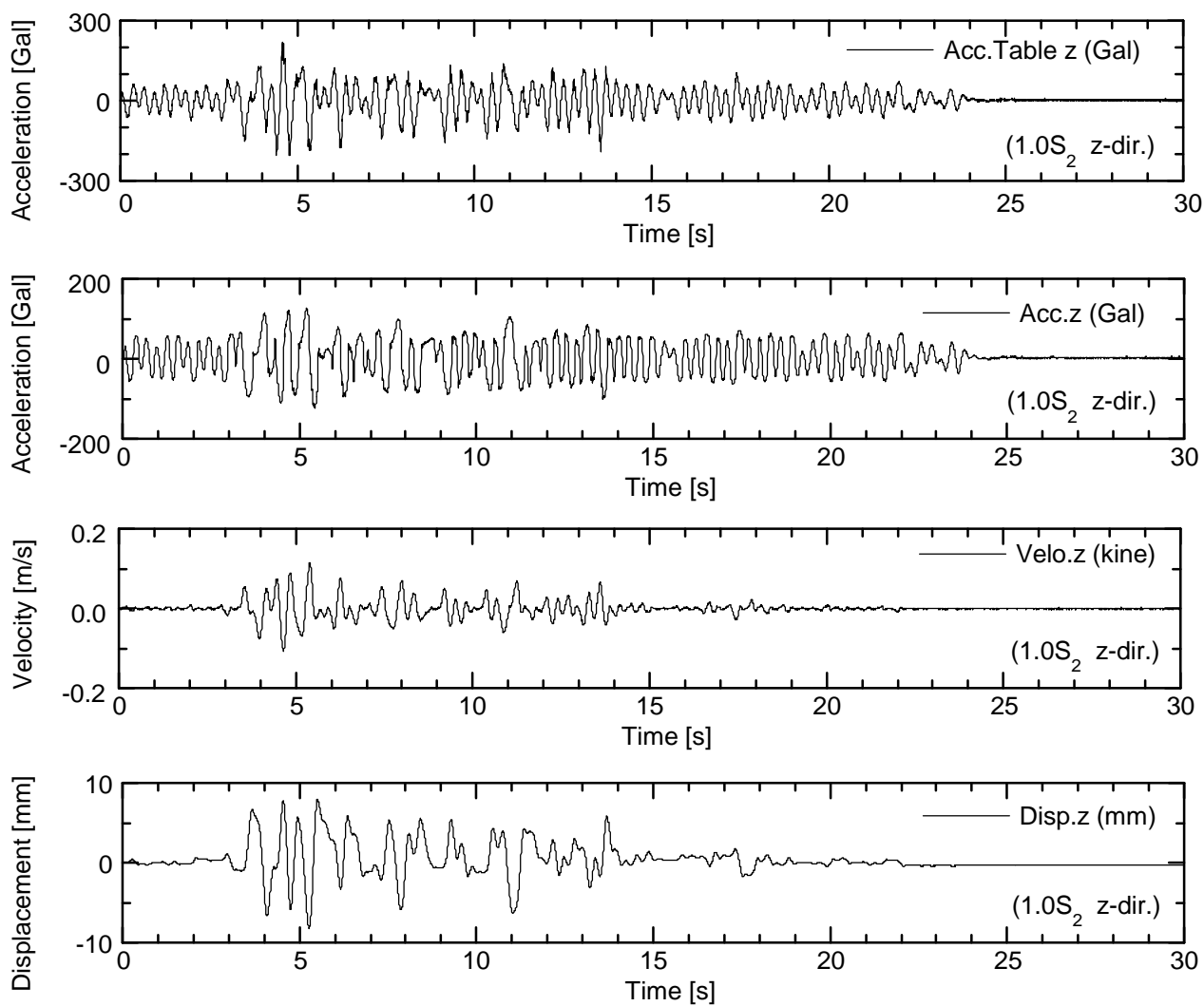


(a) Z 方向応答値時刻歴

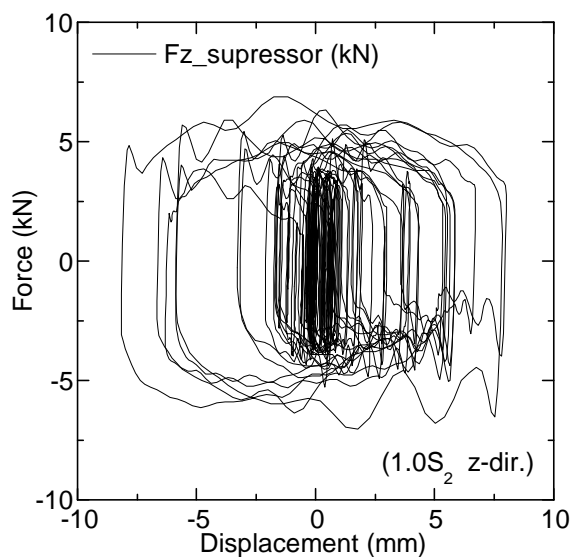


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-67 0.5S₂ BPF 波、Z 方向加振 (Z 方向応答)

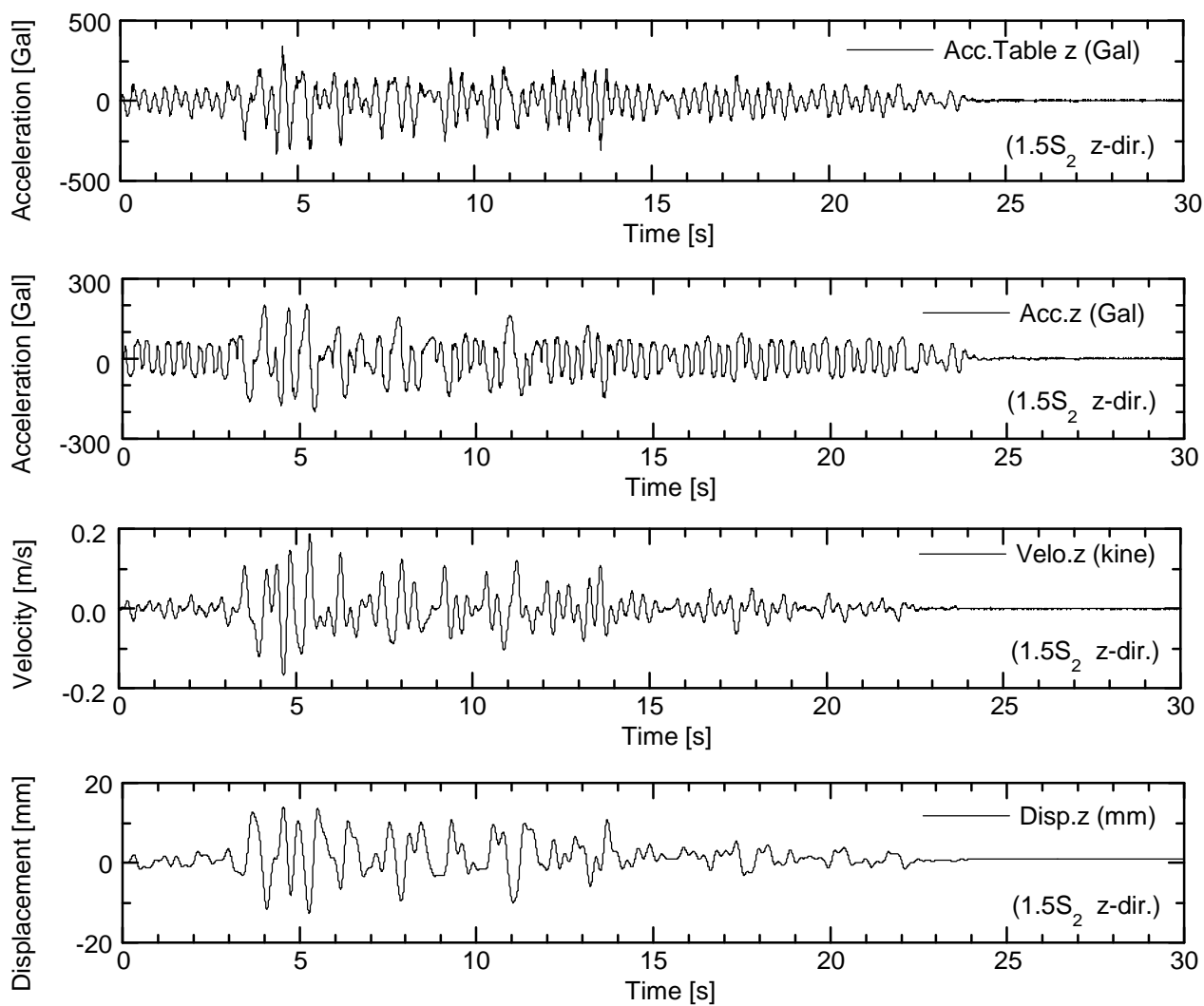


(a) Z 方向応答値時刻歴

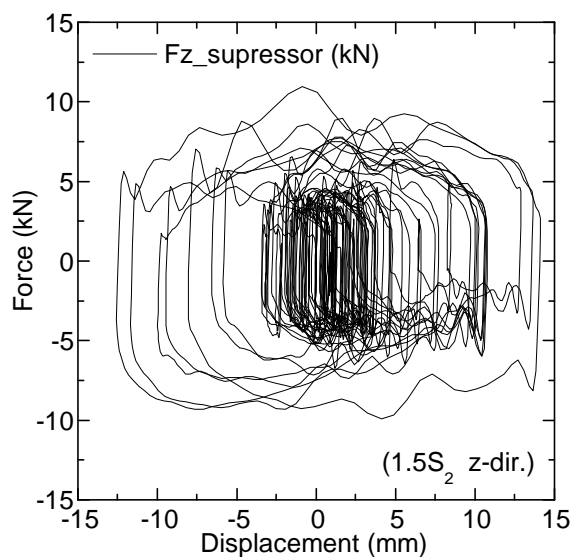


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-68 1.0S₂ BPF 波、Z 方向加振 (Z 方向応答)

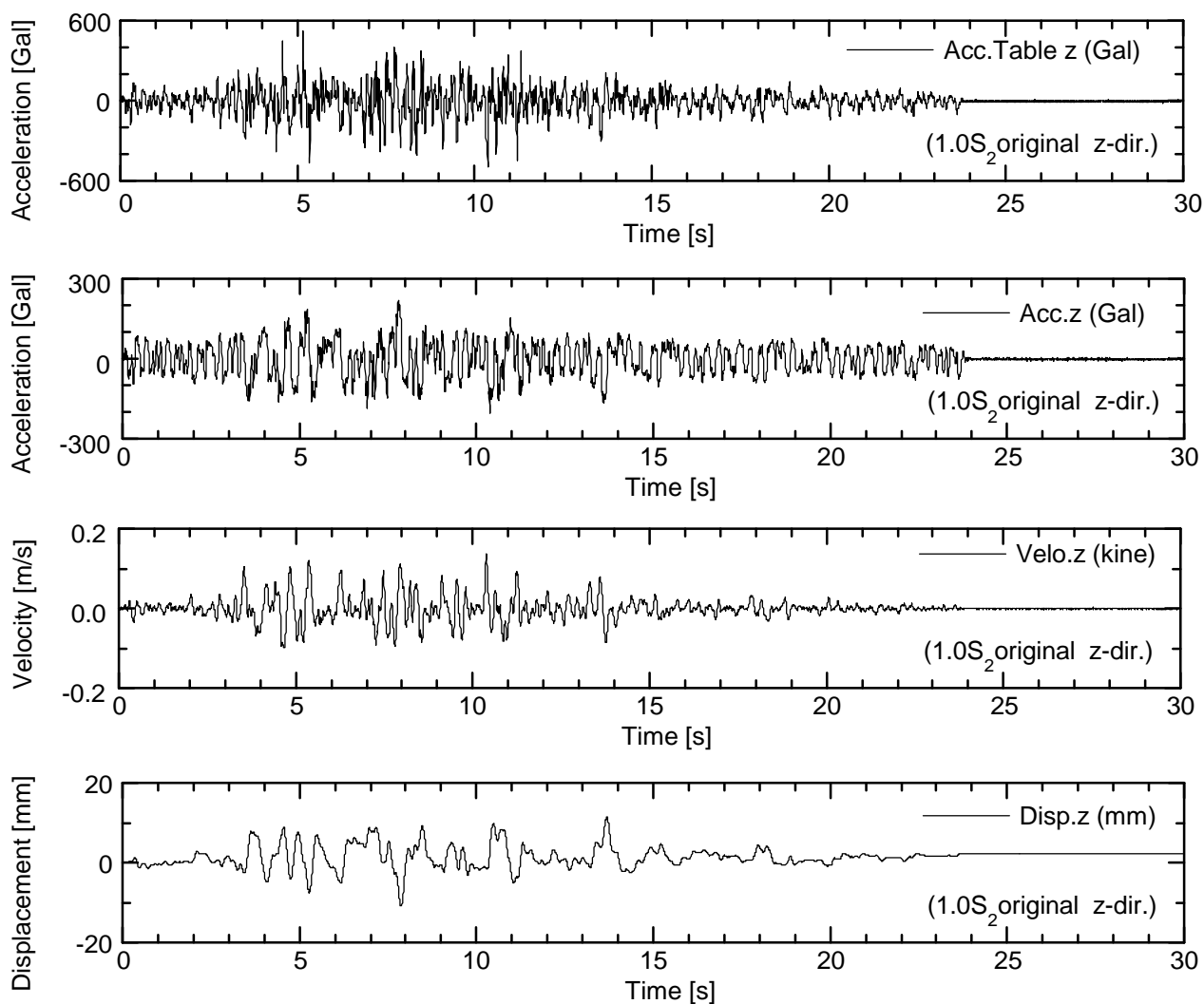


(a) Z 方向応答値時刻歴

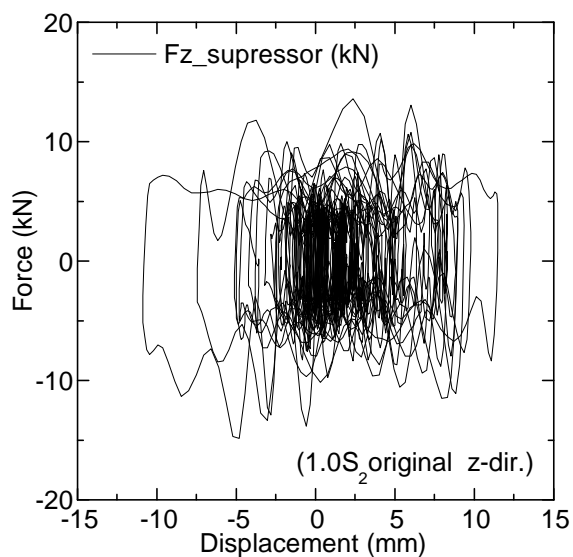


(b) z 方向履歴曲線

図 3-69 1.5S₂ BPF 波、Z 方向加振 (Z 方向応答)

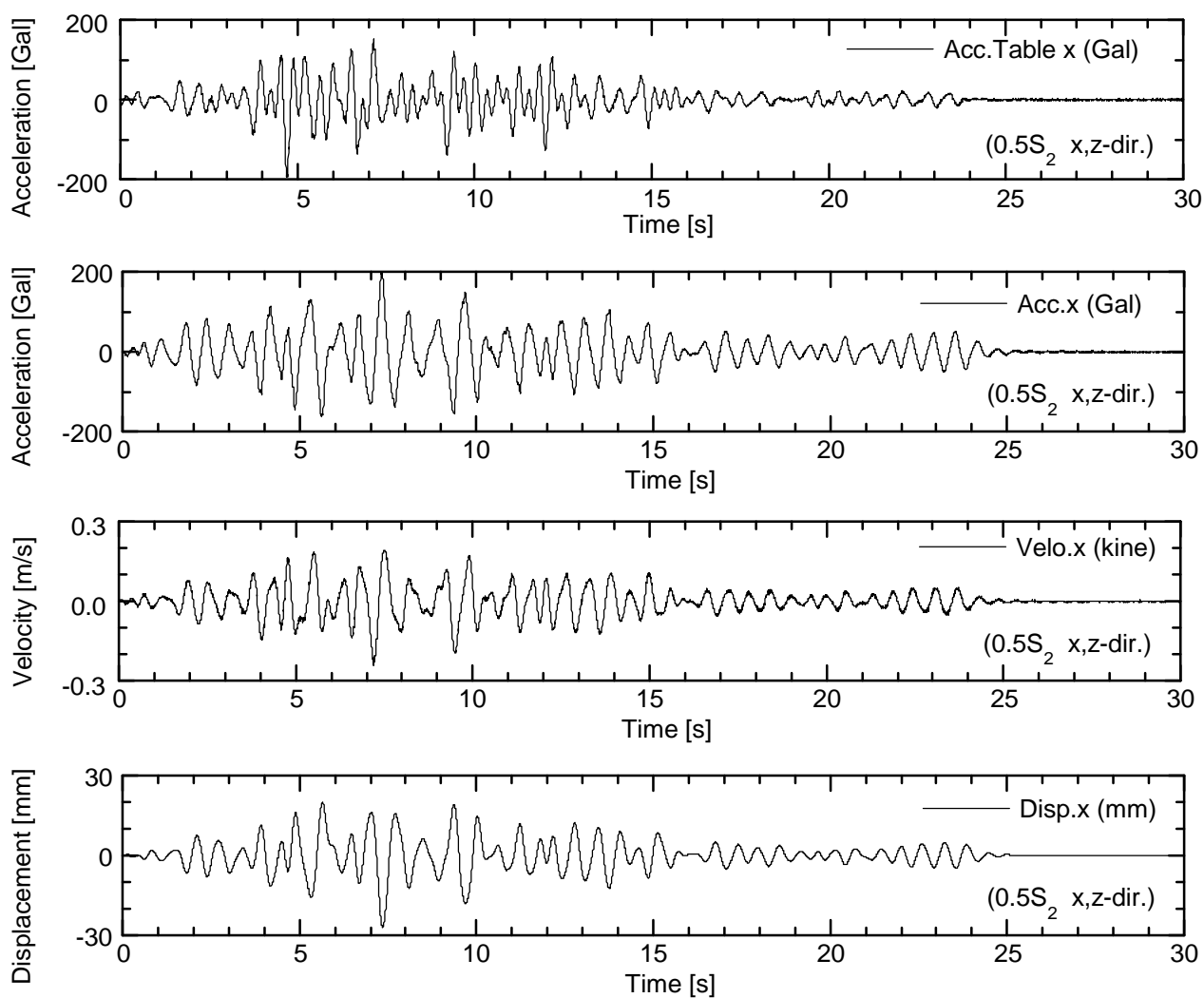


(a) Z 方向応答値時刻歴

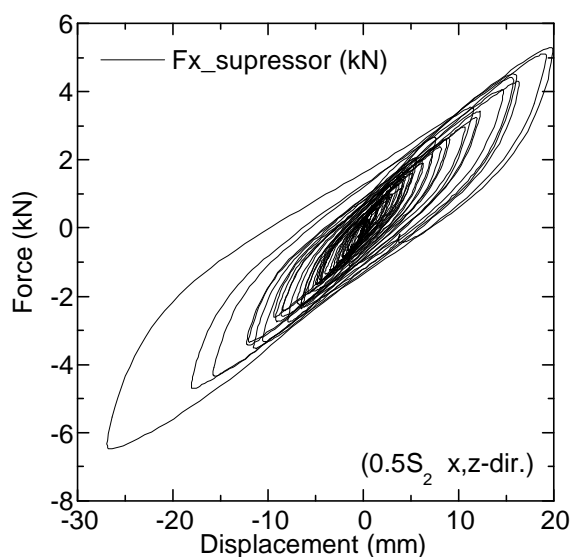


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-70 1.0S₂ HPF 波、Z 方向加振 (Z 方向応答)

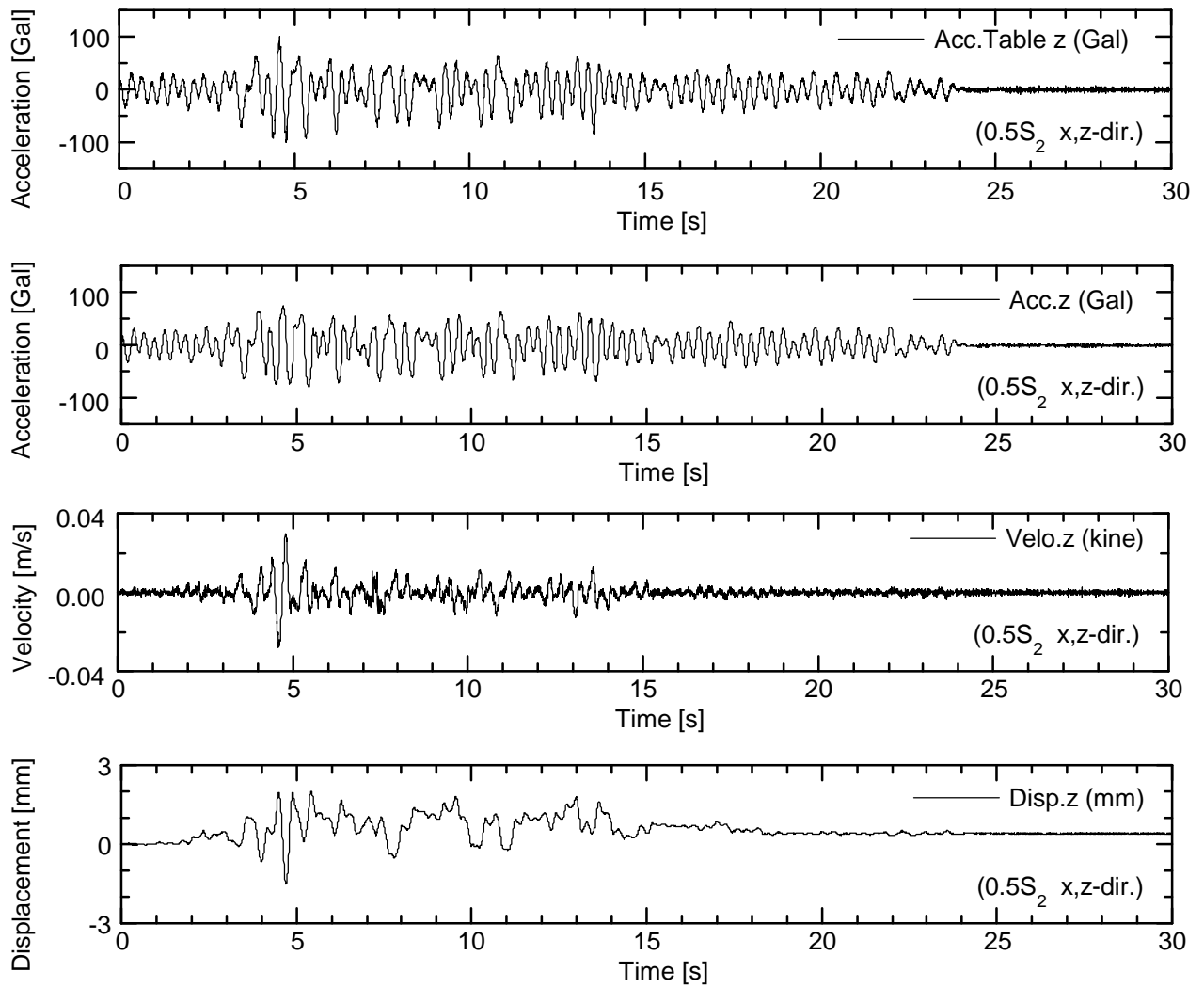


(a) X 方向応答値時刻歴

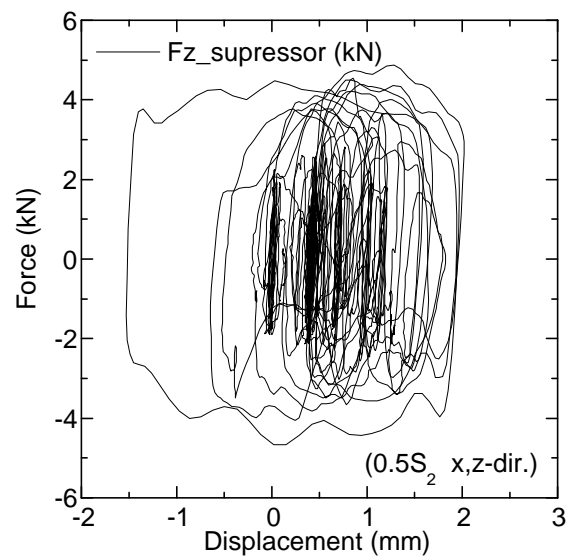


(b) X 方向履歴曲線

図 3-71 0.5S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (X 方向応答)

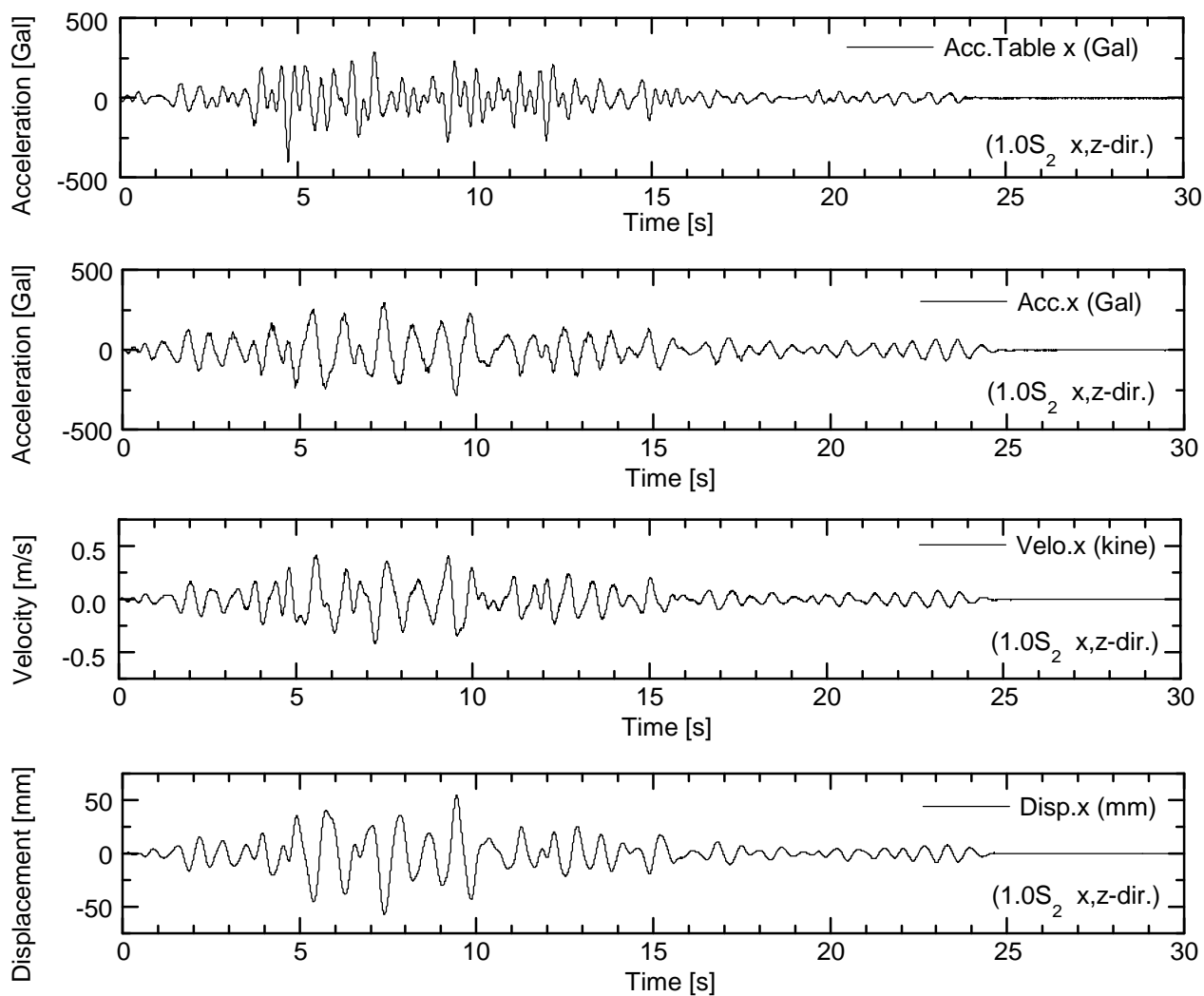


(a) Z 方向応答値時刻歴

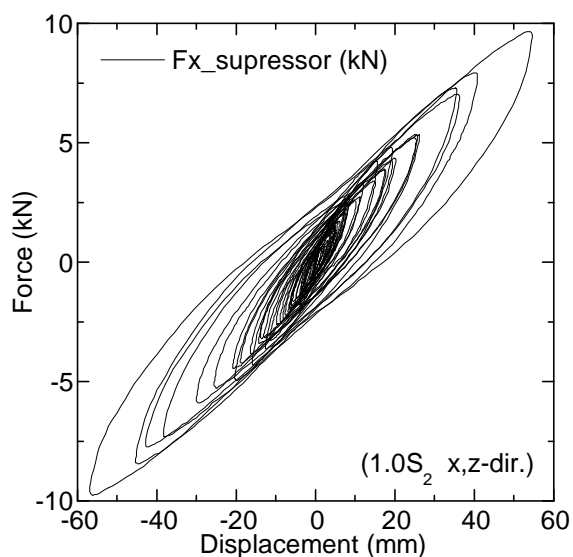


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-72 0.5S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (Z 方向応答)

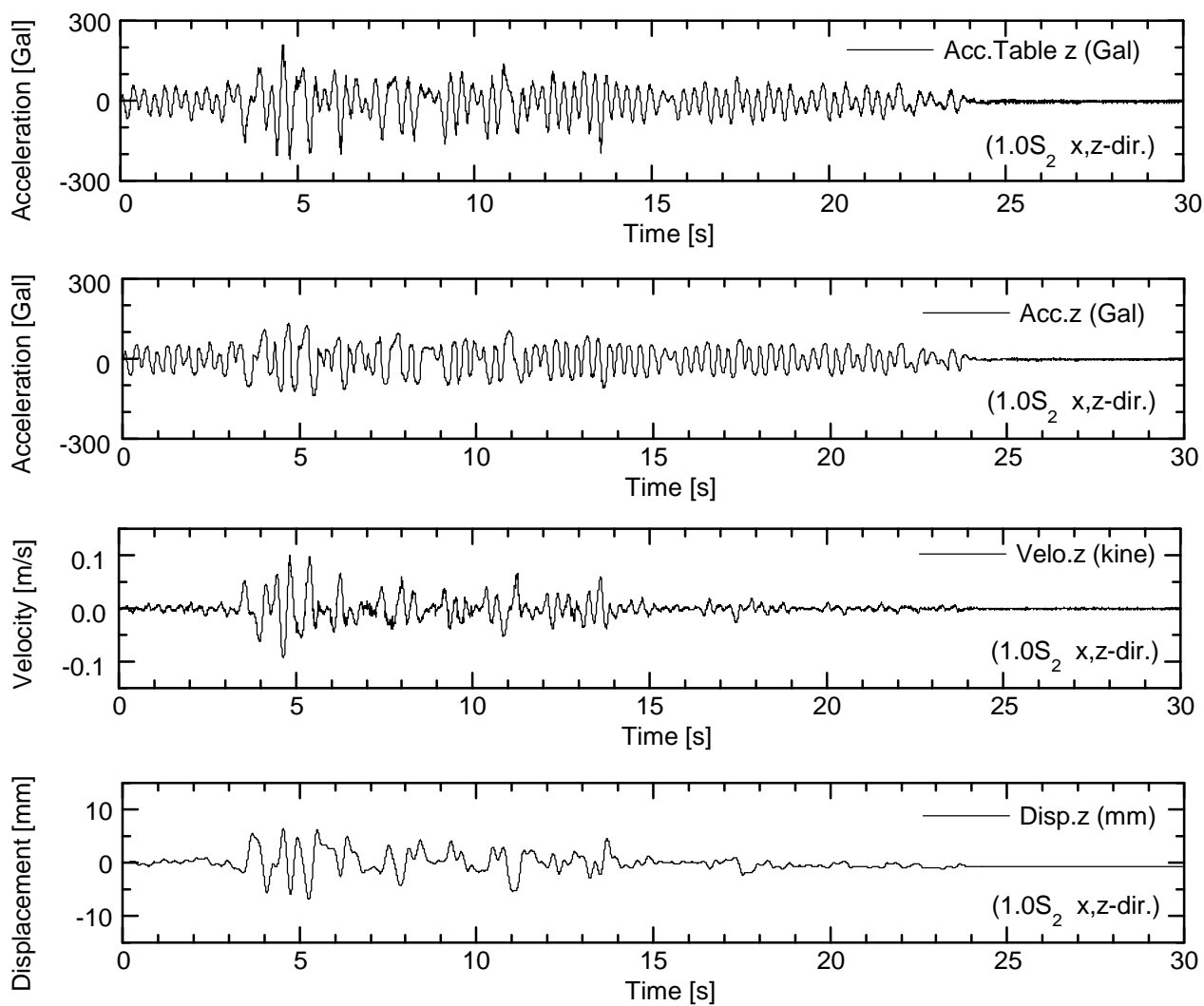


(a) X 方向応答値時刻歴

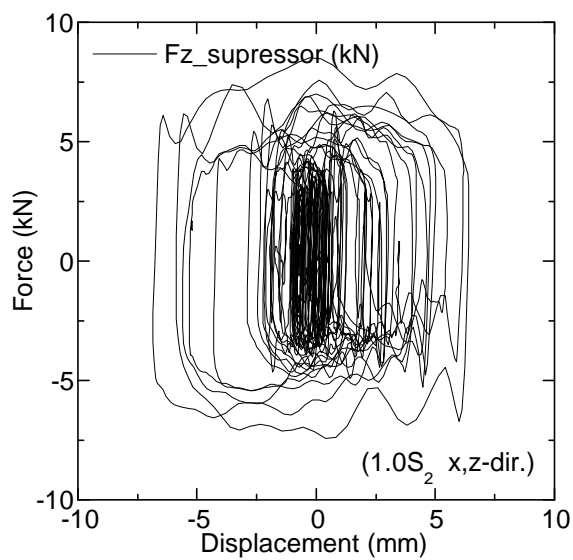


(b) X 方向履歴曲線

図 3-73 1.0S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (X 方向応答)

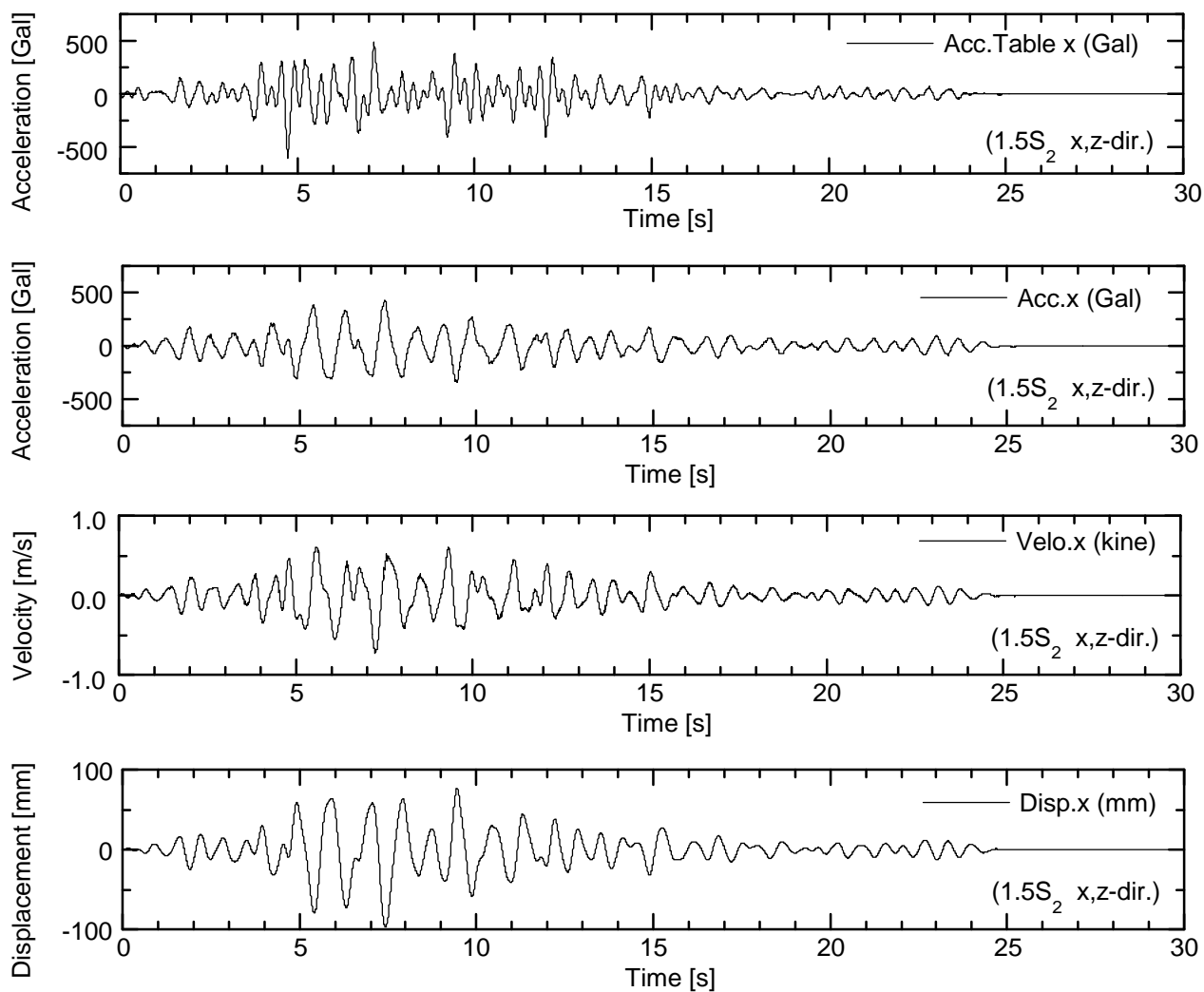


(a) Z 方向応答値時刻歴

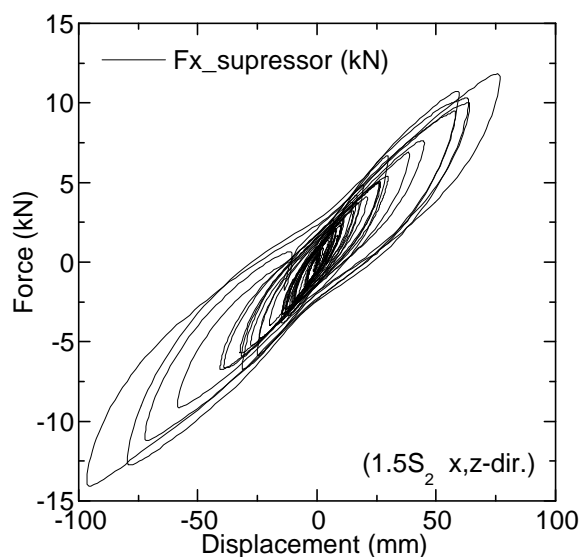


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-74 1.0S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (Z 方向応答)

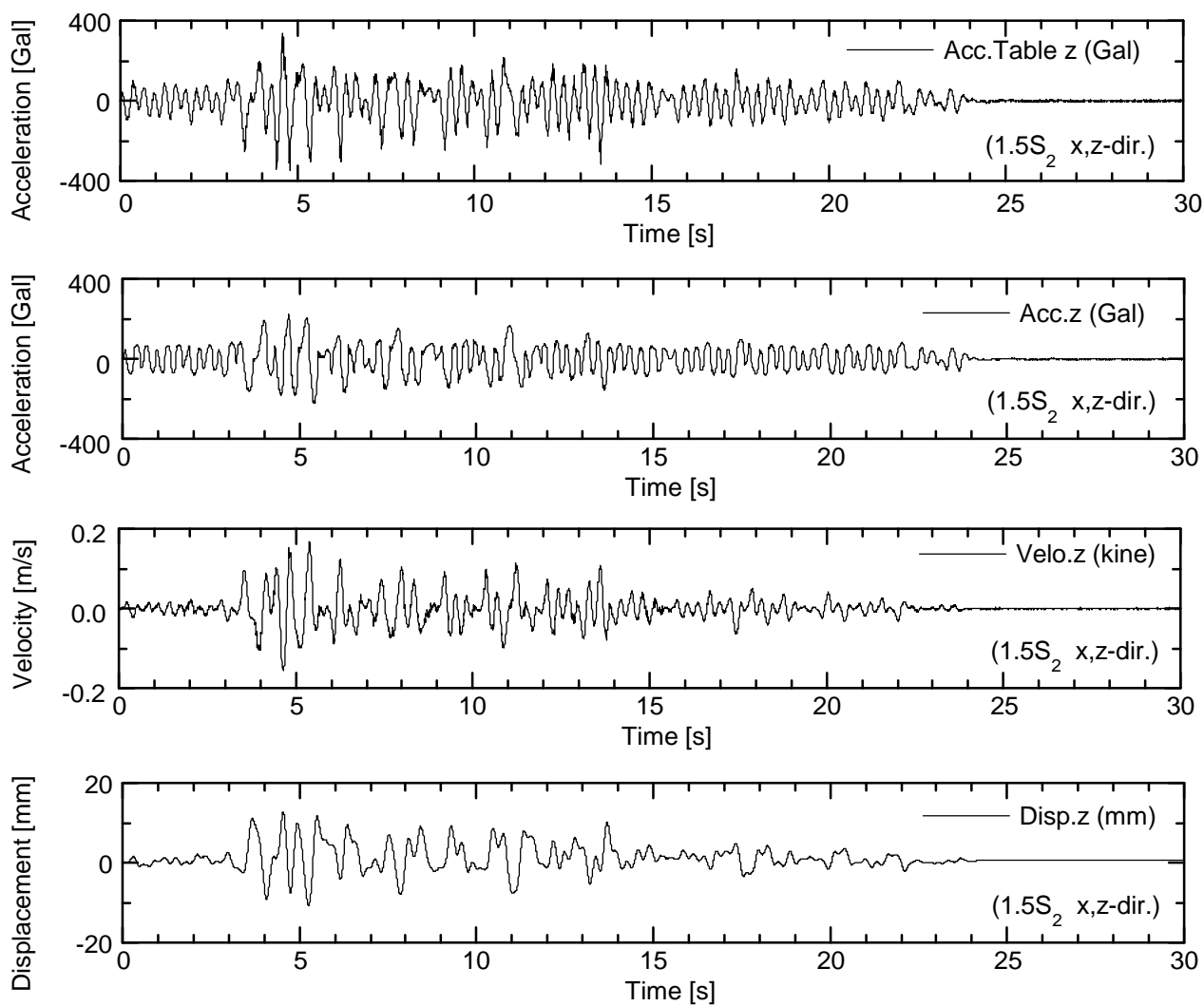


(a) X 方向応答値時刻歴

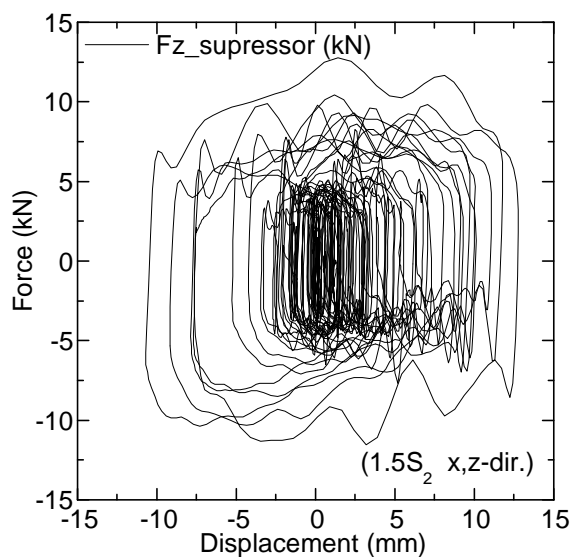


(b) X 方向履歴曲線

図 3-75 1.5S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (X 方向応答)

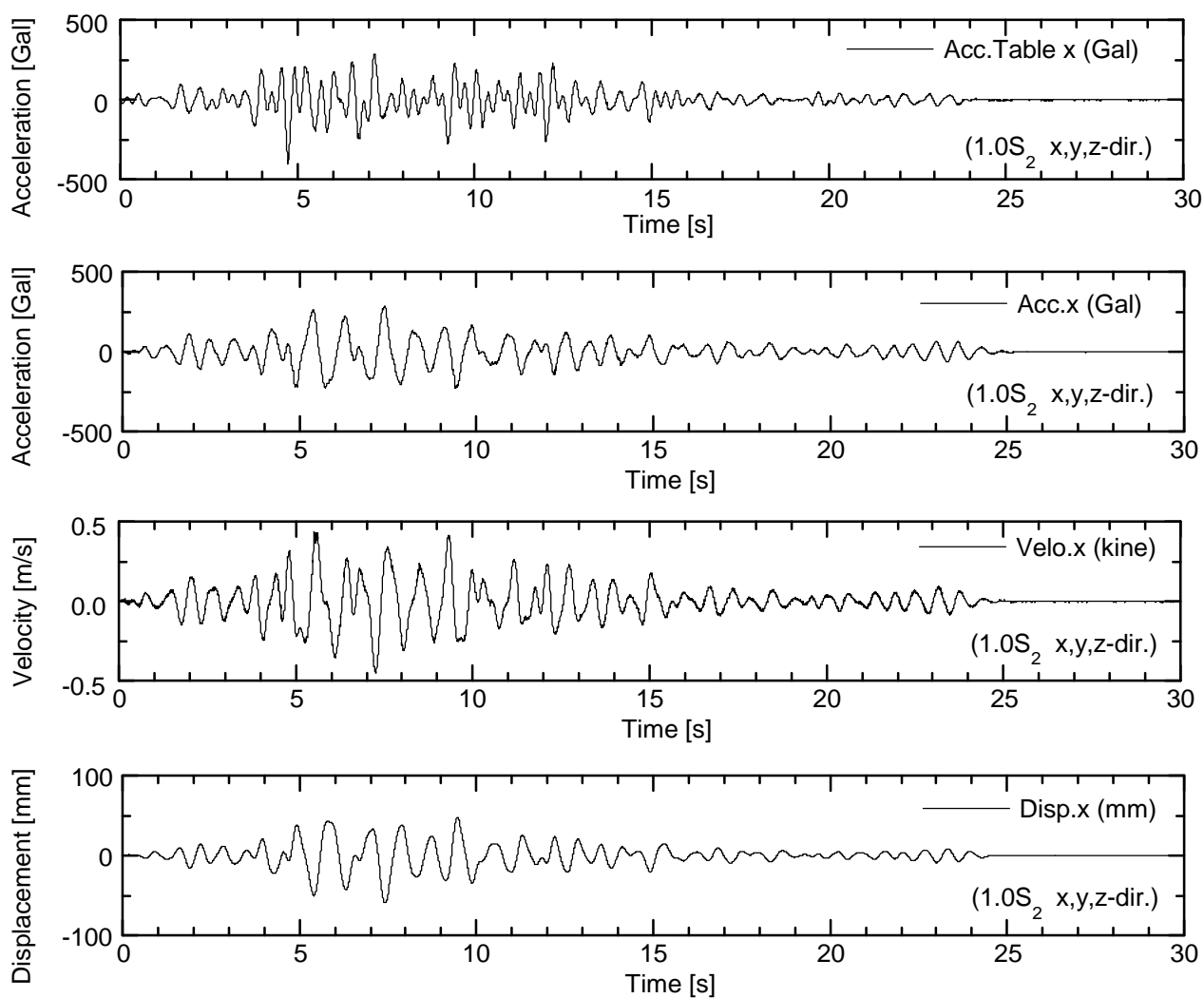


(a) Z 方向応答値時刻歴

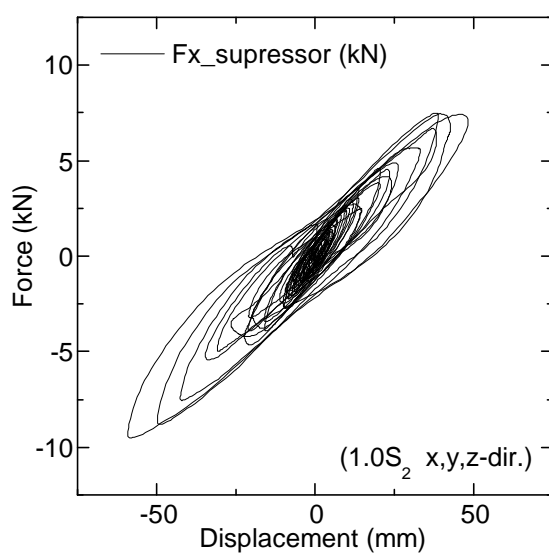


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-76 1.5S₂ BPF 波、XZ 方向加振 (Z 方向応答)

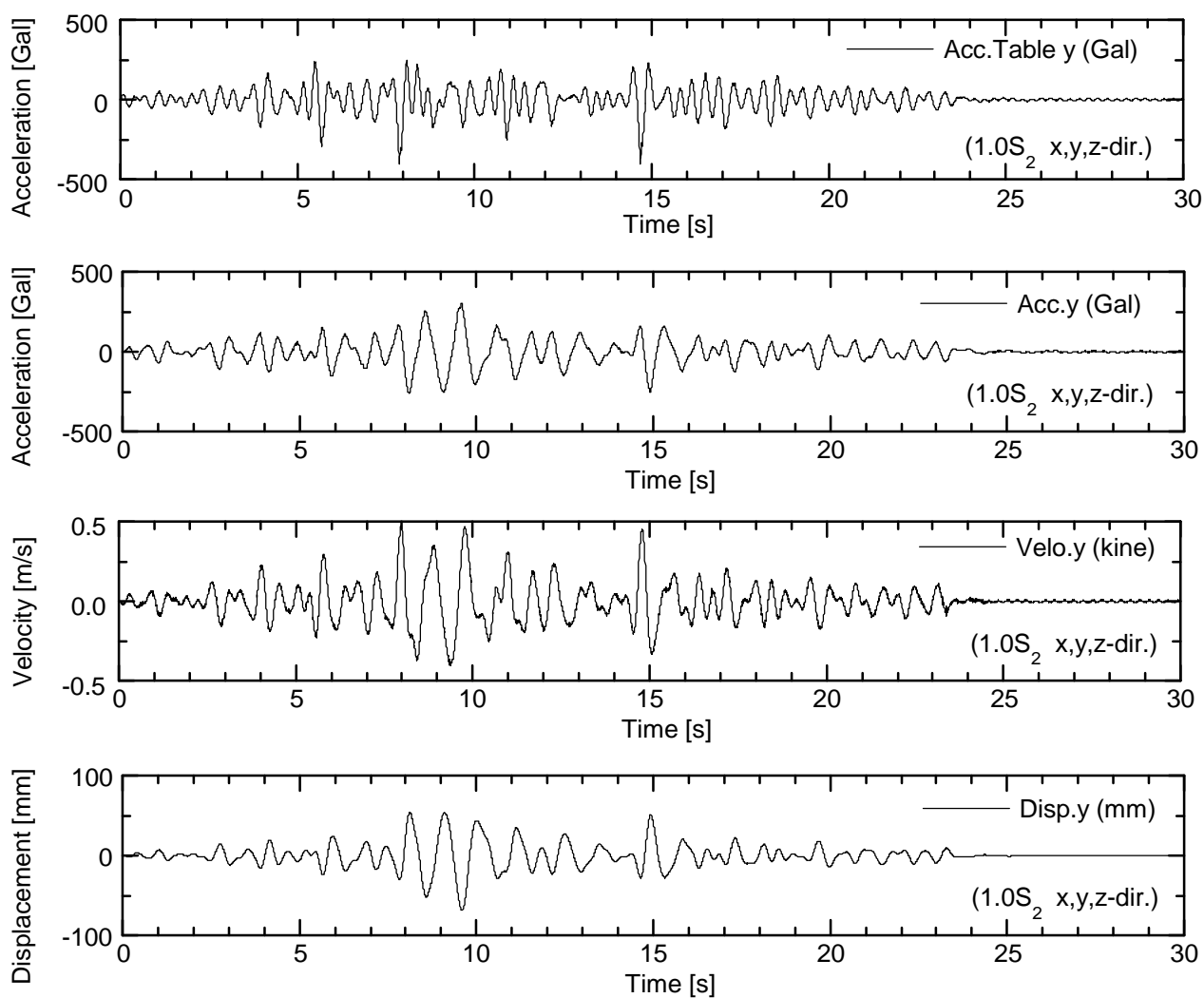


(a) X 方向応答値時刻歴

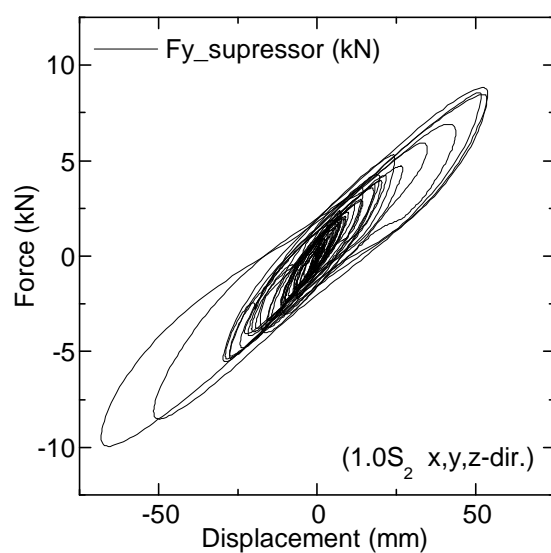


(b) X 方向履歴曲線

図 3-77 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (X 方向応答)

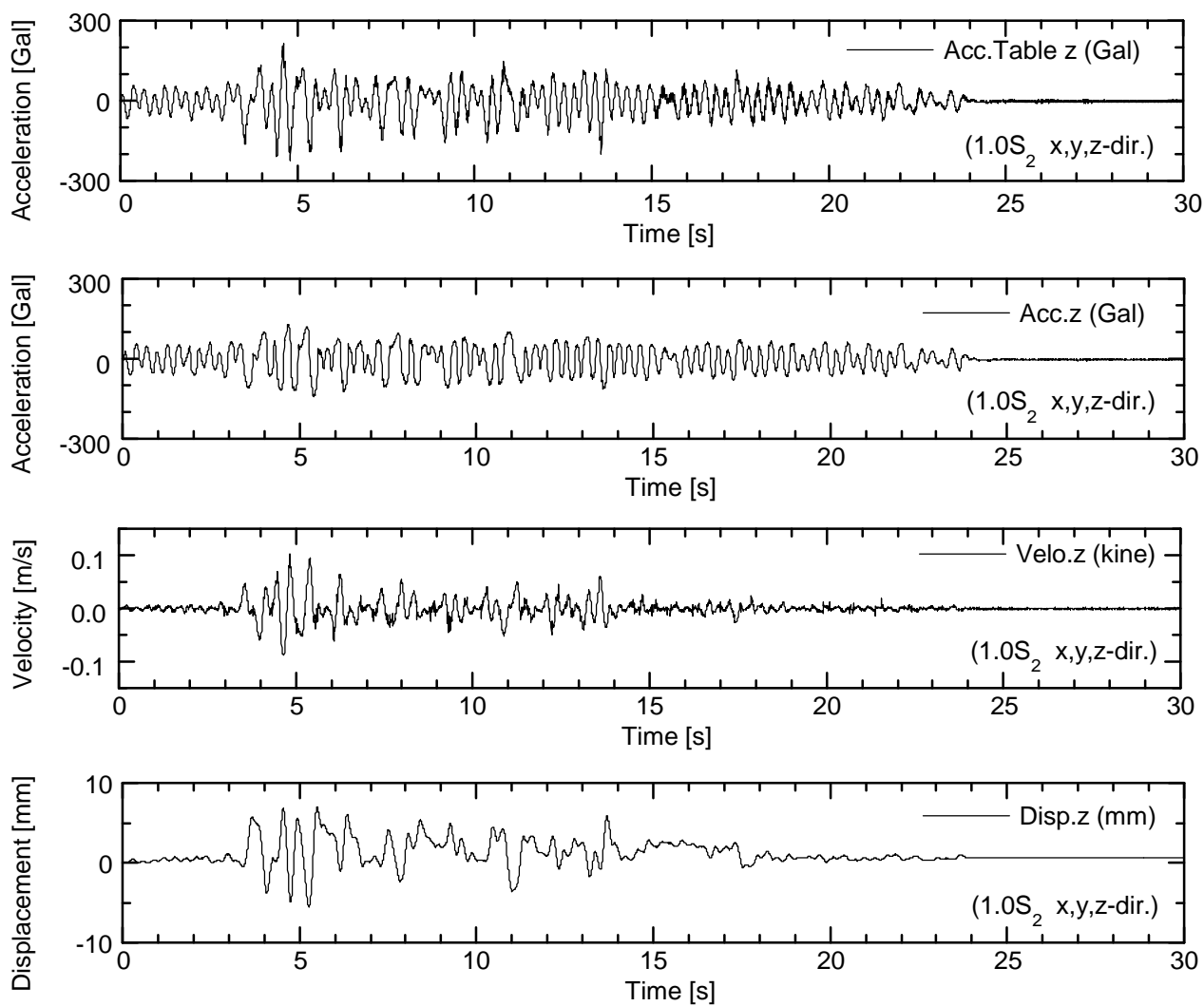


(a) Y 方向応答値時刻歴

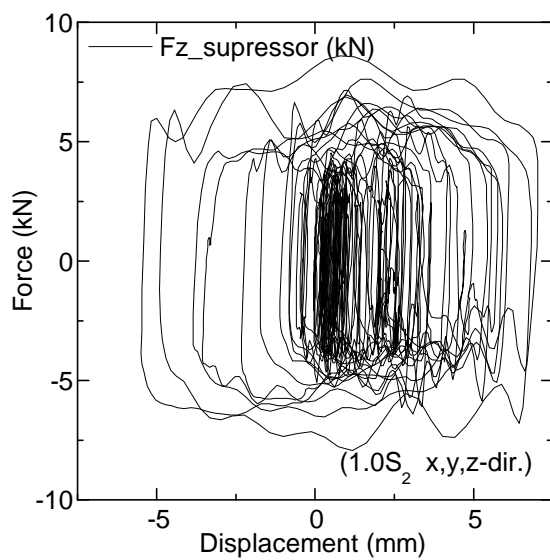


(b) Y 方向履歴曲線

図 3-78 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (Y 方向応答)

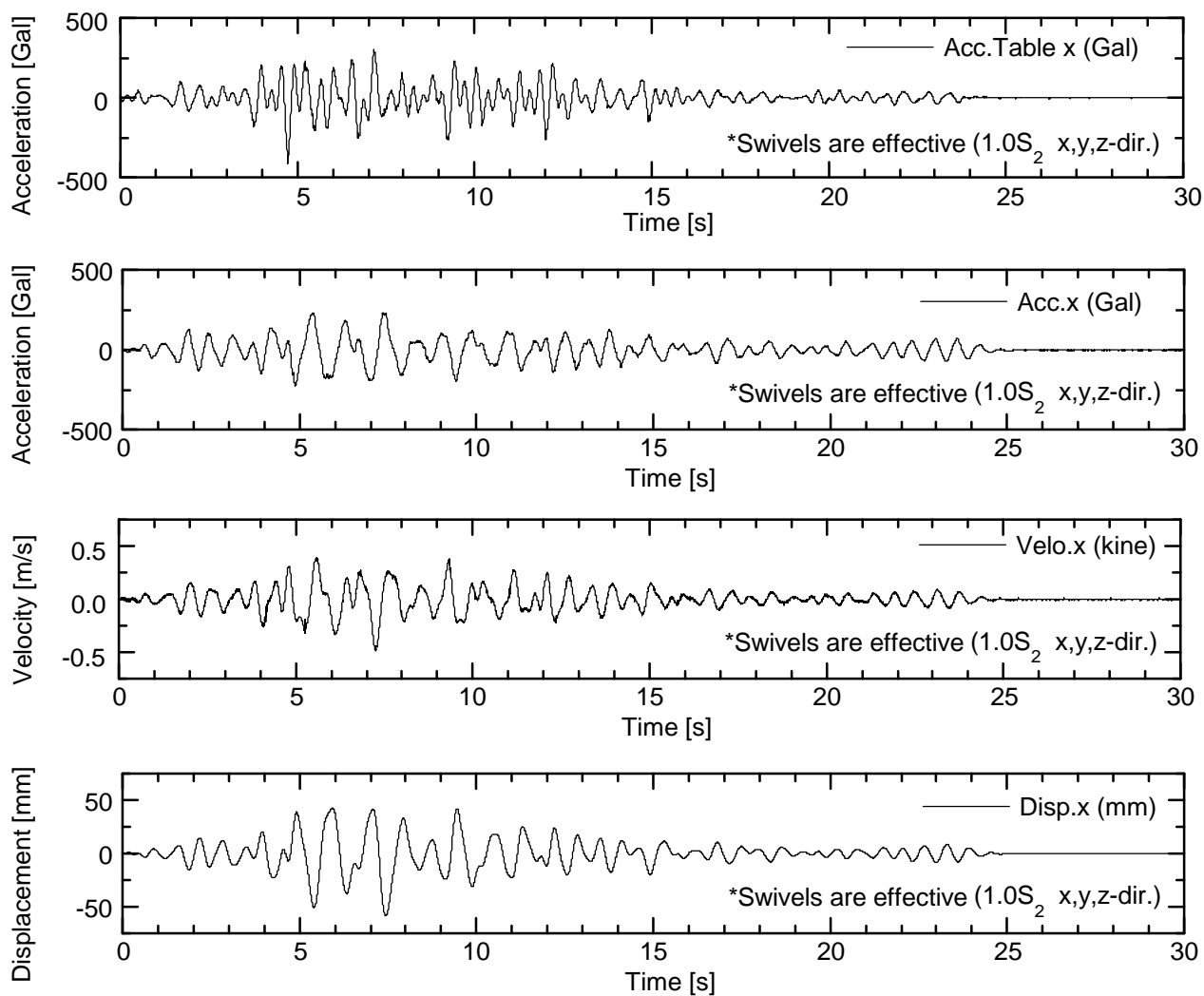


(a) Z 方向応答値時刻歴

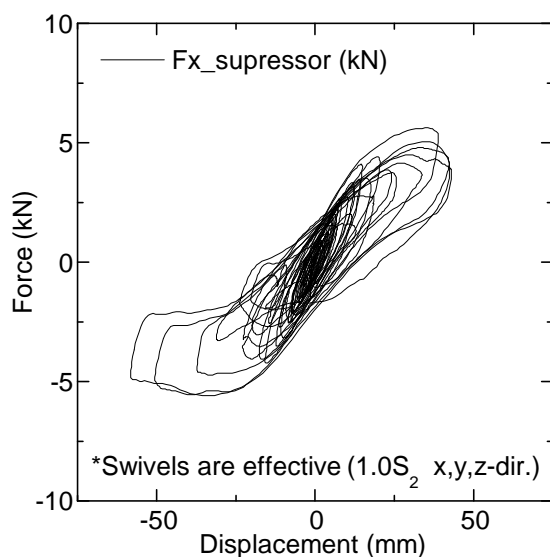


(b) Z 方向履歴曲線

図 3-79 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (z 方向応答)

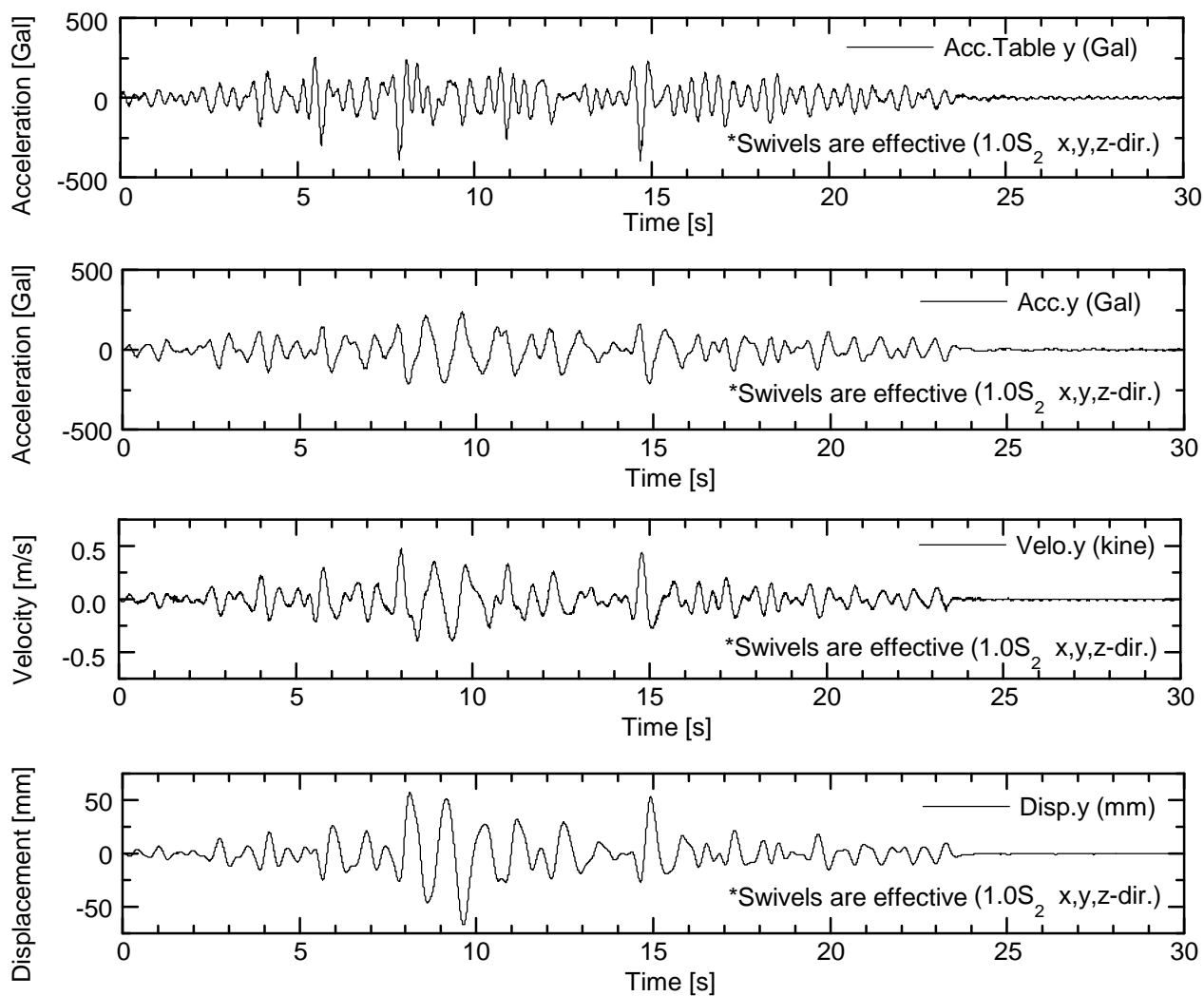


(a) X 方向応答値時刻歴

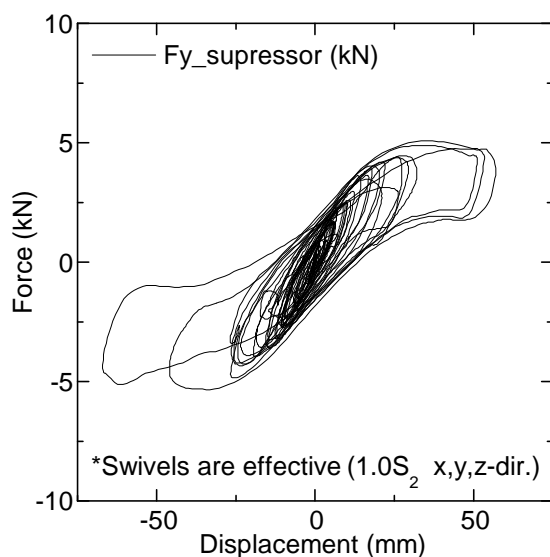


(b) X 方向履歴曲線

図 3-80 スイベルを有効とした 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (X 方向応答)

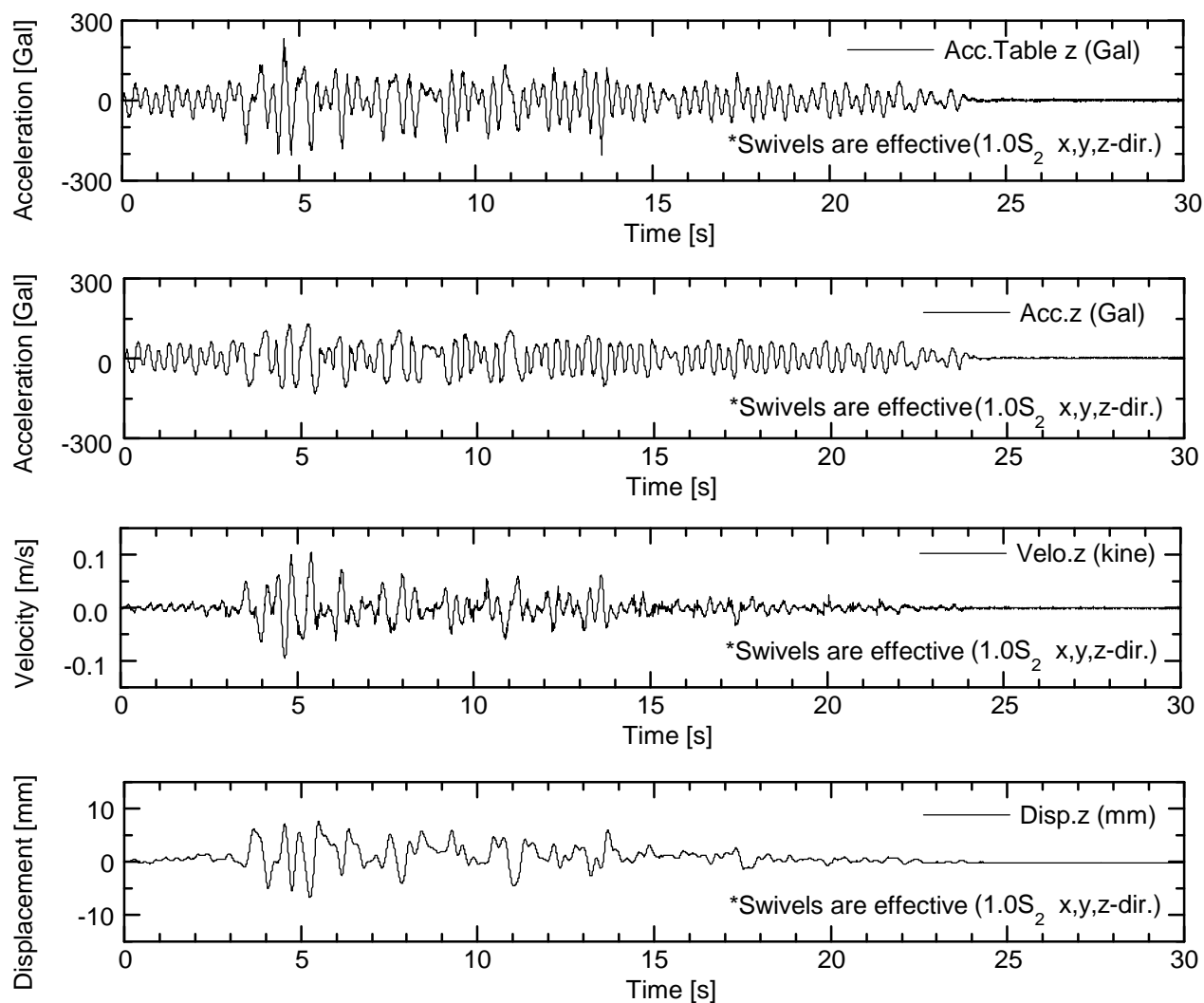


(a) Y 方向応答値時刻歴

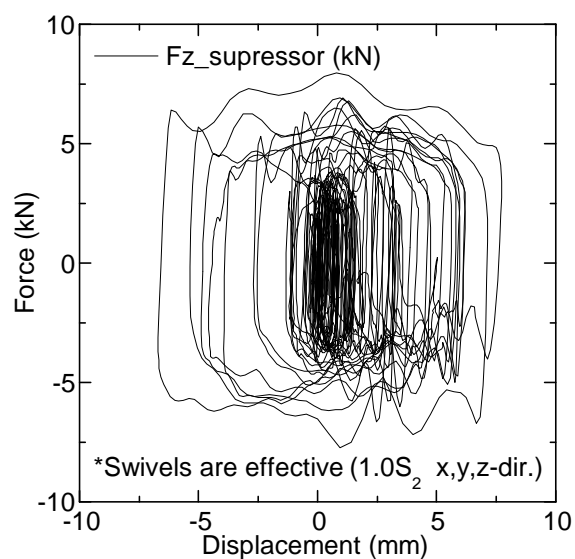


(b) Y 方向履歴曲線

図 3-81 スイベルを有効とした 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (y 方向応答)



(a) Z 方向応答値時刻歴



(b) Z 方向履歴曲線

図 3-82 スイベルを有効とした 1.0S₂ BPF 波、XYZ 方向加振 (Z 方向応答)

(4) 振動台試験結果の分析評価

① 油圧装置における減衰力発生要因の分解

油圧機構の試験体の設計手法の妥当性を確認するため、加振振幅 100 gal～250 gal の正弦波加振試験結果のうち、加振振動数 1.3Hz（固有振動数付近）における履歴曲線より、固有周期および減衰を評価した。評価の項目と方法を表 3-25 にまとめる。

図 3-83～図 3-87 に、加振レベル 100・120・150・200・250 gal における、減衰発生要因（表 3-25 参照）ごとの履歴曲線を示す。なお、これらの履歴曲線は油圧装置の各部に設置した圧力計により計測された圧力を、表 3-26 に示す方法により荷重支持シリンダに発生する減衰力に換算して算出したものである。

表 3-25 評価項目および評価方法

評価項目		評価方法
固有周期		伝達関数の実験値と計算値の比較により評価
減衰発生要因	ガスの絞り減衰	1 サイクルあたりのエネルギー吸収量を等価粘性減衰(h_{eq})に換算し、実験値と計算値を比較して評価。 各エネルギーの実験値は履歴曲線の面積により算出。 摺動抵抗値には単体試験で得られた値を適用。 絞り、配管の減衰の計算値は理論値を使用。
	摺動抵抗による摩擦減衰	
	配管の圧損による減衰① (LC-RC 間の配管)	
	配管の圧損による減衰② (RC-ACC 間の配管)	

表 3-26 履歴曲線の算出方法

減衰発生要因	算出方法
ガスの絞り減衰	(ガス絞りの荷重支持シリンダ側ポートの圧力計)× A_{cyl}
摺動抵抗による摩擦減衰	(分力計) － A_{cyl} ×(絞り減衰＋配管抵抗その 1＋配管抵抗その 2)
配管抵抗①	(荷重支持シリンダの油圧) －(ロッキング抑制シリンダの油圧)
配管抵抗②	(ロッキング抑制シリンダの油圧) －(アキュムレータのガス圧(絞り前))

※ A_{cyl} : 荷重支持シリンダの受圧面積

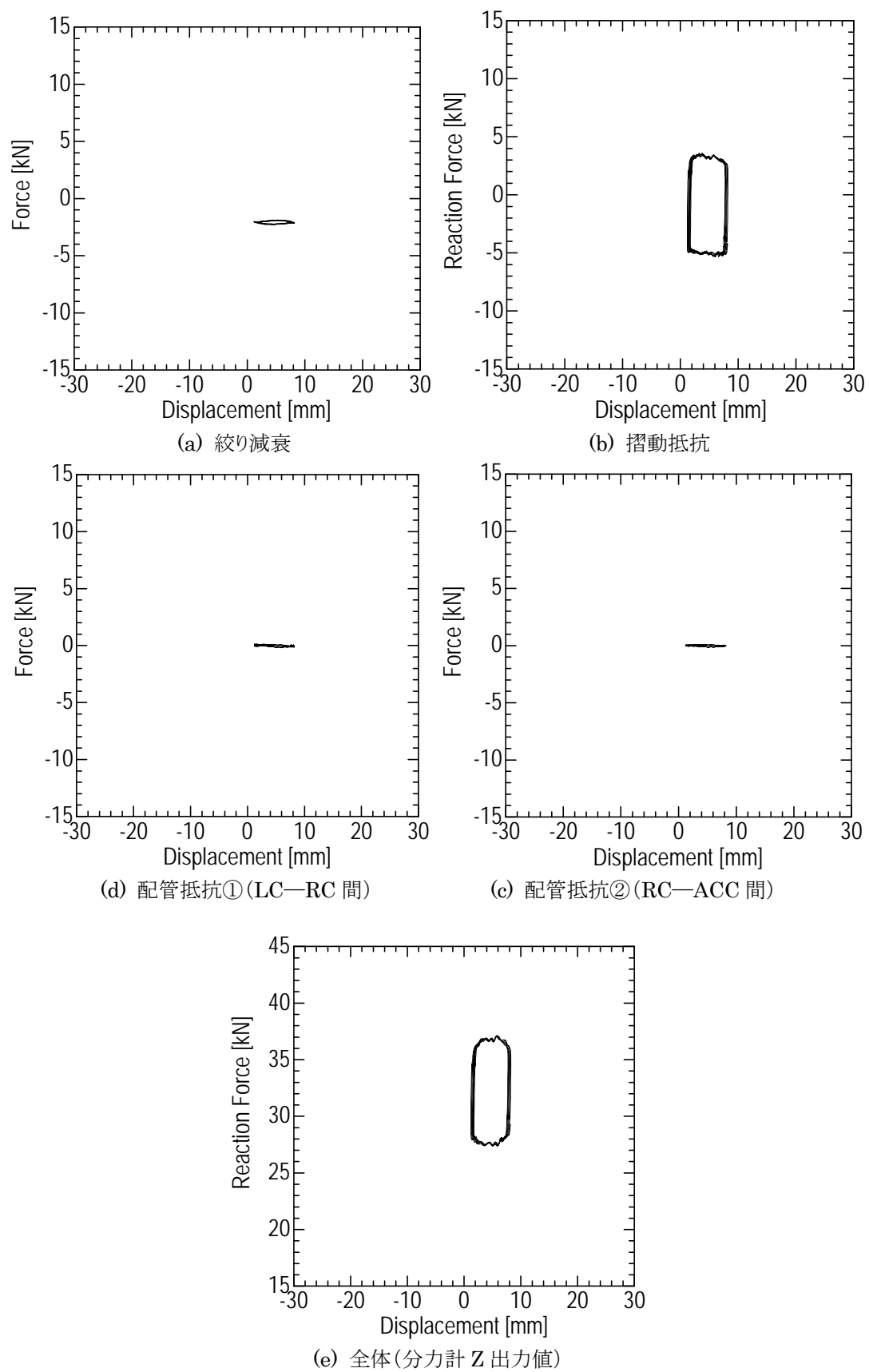


図 3-83 各減衰力の履歴曲線(100 gal)

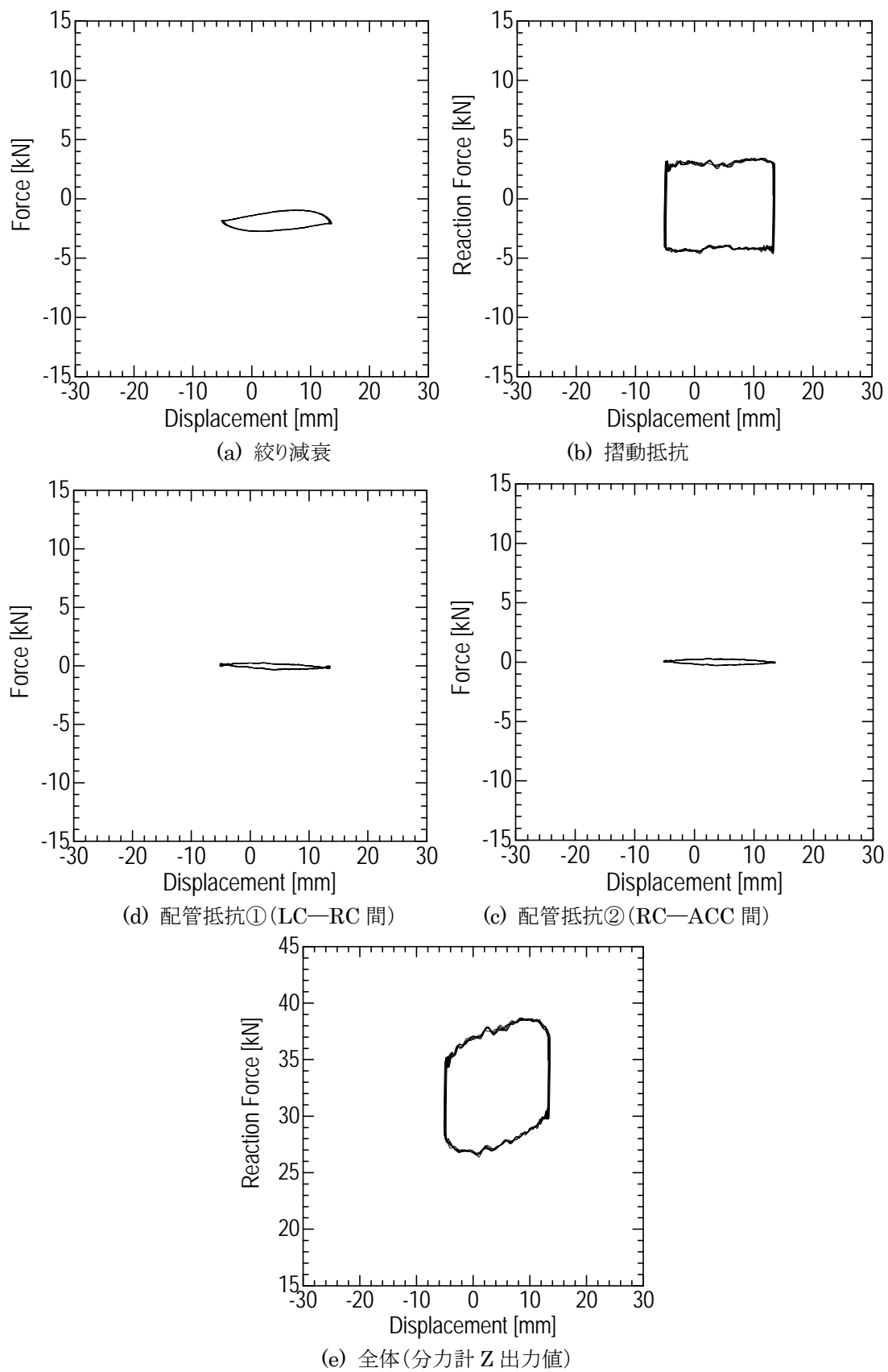


図 3-84 各減衰力の履歴曲線 (120 gal)

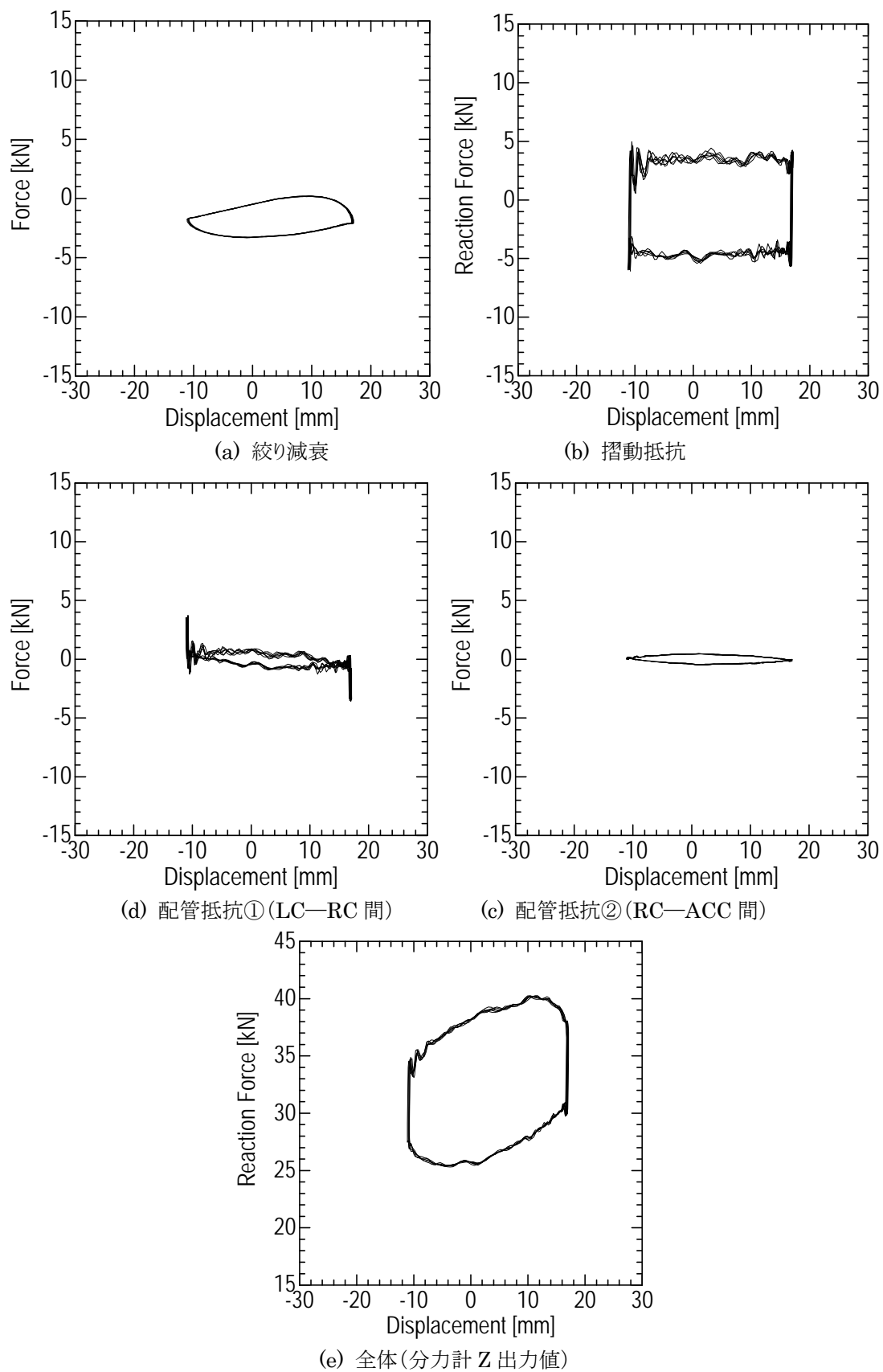


図 3-85 各減衰力の履歴曲線 (150 gal)

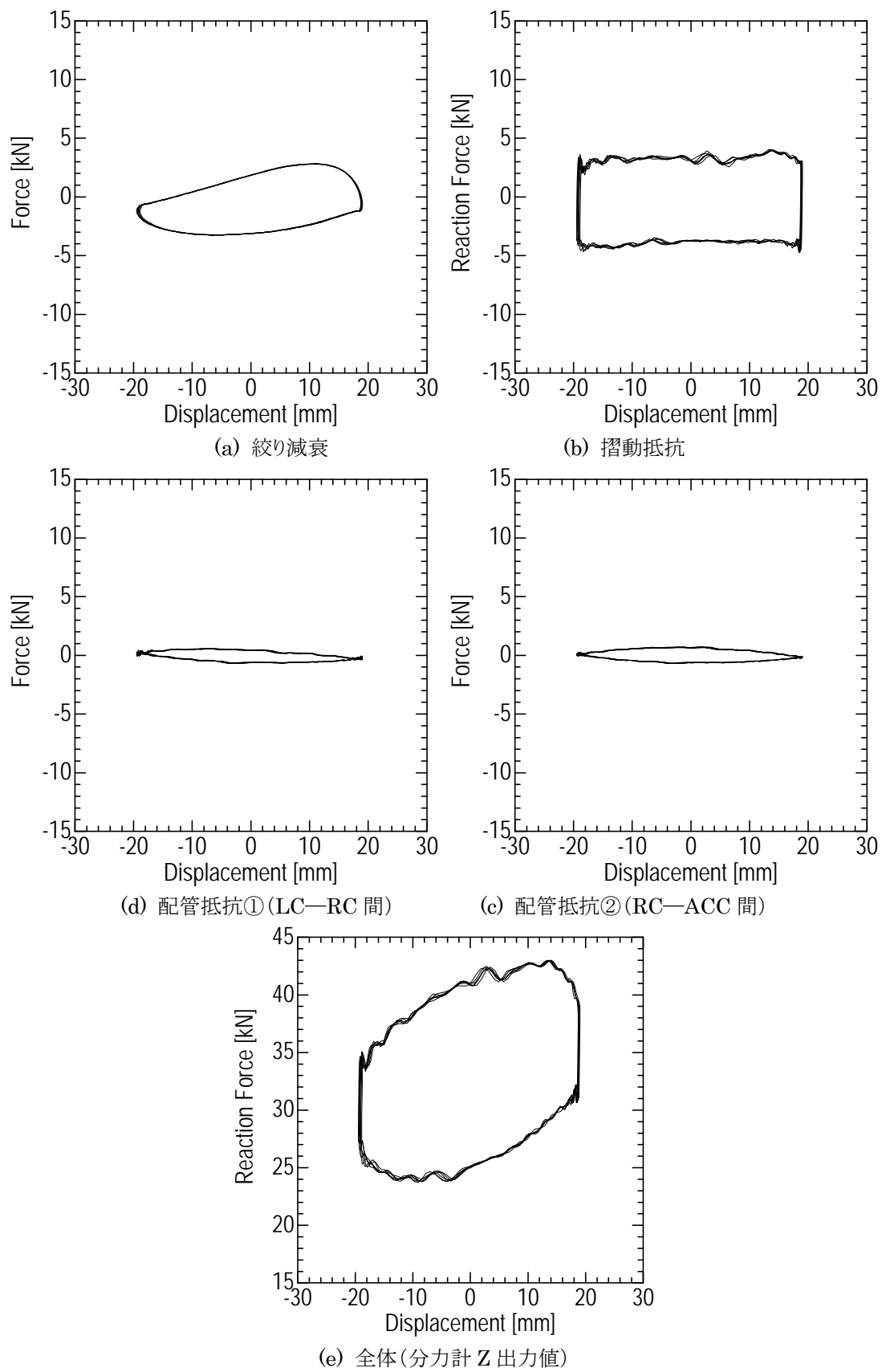


図 3-86 各減衰力の履歴曲線 (200 gal)

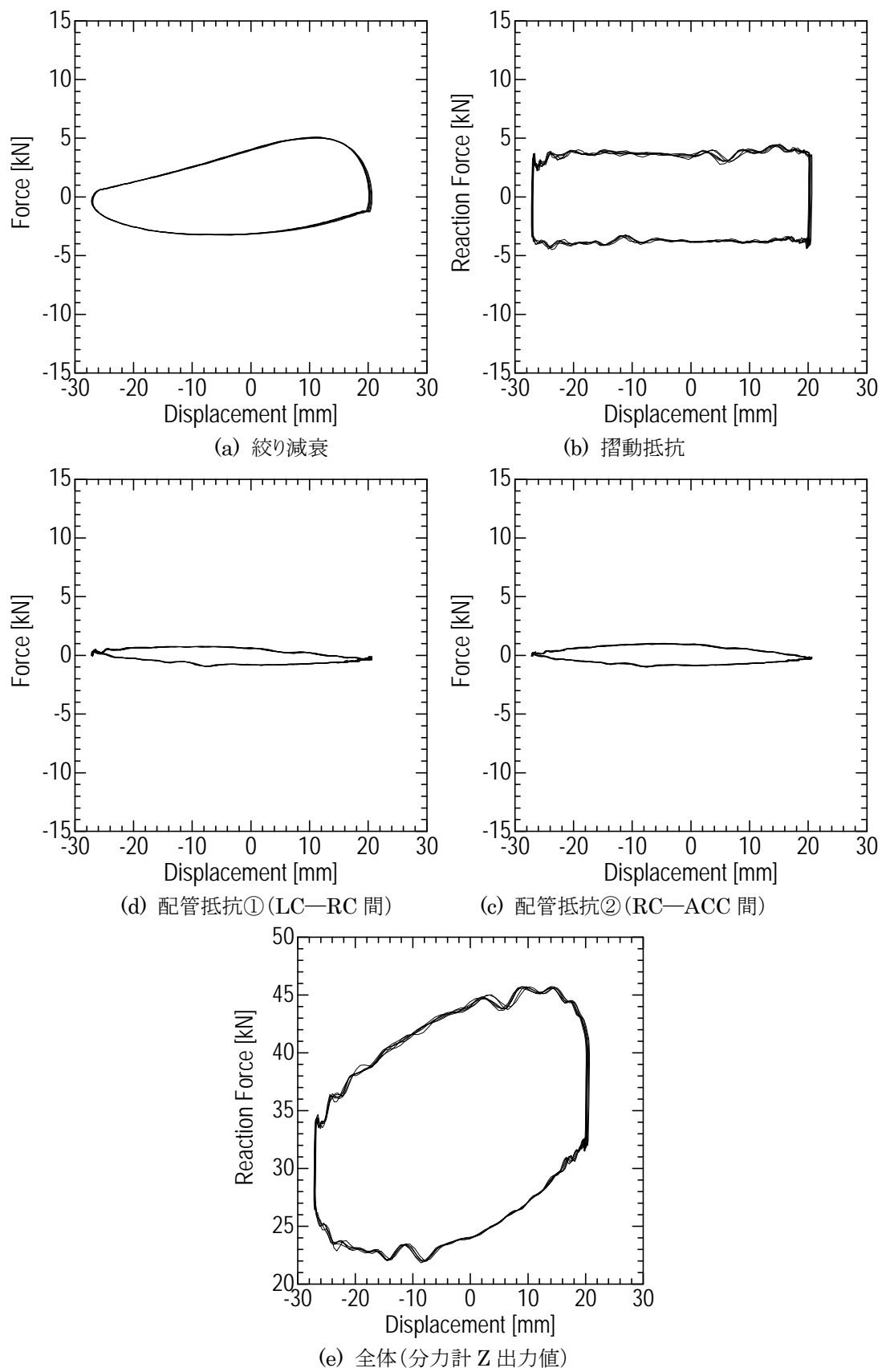


図 3-87 各減衰力の履歴曲線 (250 gal)

② 等価粘性減衰の評価

図 3-83～図 3-87 の荷重変位履歴曲線から、1 サイクルあたりに消散されたエネルギー（履歴曲線の面積）を算出し、各減衰要因による等価粘性減衰定数を求めて評価した結果を表 3-27 にまとめる。

また、各入力レベルに対する応答変位、散逸エネルギー、等価粘性減衰定数をプロットしたものをそれぞれ図 3-88、図 3-89、図 3-90 に示す。また、各減衰要因による等価粘性減衰定数を応答変位について整理し、理論値とあわせて図 3-91 に示す。

等価粘性減衰係数は摺動抵抗による摩擦減衰が大きく、次いで絞り減衰、配管①、②の順に小さくなる。これは、振動台試験に使用した 1/7 縮小試験体では、要素試験の項ほかで述べたとおり、シール材の耐圧力を高く設定したため、摺動抵抗の支持荷重に対する割合が相似則よりも大きくなっているためである。

ガス絞り減衰については、設計値では 1.0S₂ 地震時の応答値（約 25mm）に対して $h_{eq}=0.25$ であるが、実験値を外挿すると $h_{eq}=0.3$ 程度となっている。この差異の原因は、装置 1 基あたりの重量の誤差（設計値 2930[kg] に対し、模型実物では約 3100kg）によりやや重くなっており、その誤差による追加重量分を、装置立ち上げ時に油圧装置への作動油の追加供給によって補ったため、アキュムレータユニット内の絞り前後のガス容量比 (C_t) に誤差が生じたと考えられる。ガス容量比 C_t は設計値では、 $C_t=0.667$ であるが、図 3-91 のように $C_t=0.7$ とすると、実験値とほぼ一致する。（なお、この C_t の誤差は鉛直方向変位に換算すると約 11mm である。）また、その他の原因として、連続して長時間の試験を実施する間に模型の中立位置が下がったことも挙げられる。

油圧配管の圧力損失による減衰定数は、理論値よりもやや大きめである。この原因は、エルボや縮流部の圧力損失計算の誤差が大きいと考えられる。なお、実機における配管内径 250mm に対し、試験体では内径 25mm としており、相似則よりもやや細い設計となっている（実機ではロッキング抑制シリンダ 1 本に対して荷重支持シリンダ 4 本分であるが、試験体では荷重支持シリンダ 1 本に対してロッキング抑制シリンダの受圧面積を 1/4 として小さく製作したため）。よって、実機の配管系の断面は模型を相似則で展開した寸法よりも大きくなり、圧力損失は小さくなる。また、流体の動粘度についても相似則では実機の $1/7^{2.5} \approx 0.0077$ 倍となるが、このような作動油は存在せず、実機で用いる流体をそのまま用いているので、模型における配管の圧力損失は実機と比較して過大なものとなっていると考えられ、逆に実機では配管の圧力損失は無視できるレベルになると考えられる。

表 3-27 油圧装置各部の減衰の評価

入力 レベル	応答 変位	消散エネルギー					等価粘性減衰 heq				
		摩擦	配管①	配管②	絞り	合計	摩擦	配管①	配管②	絞り	合計
[Gal]	[mm]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
100	3.5	56.0	0.8	0.7	1.1	58.7	3.34	0.05	0.04	0.07	3.50
120	9.3	138.8	5.1	6.4	17.3	167.6	1.18	0.04	0.05	0.15	1.43
150	14.0	218.4	17.9	16.8	52.3	305.4	0.81	0.07	0.06	0.19	1.14
200	19.0	273.6	27.9	32.9	126.7	461.1	0.55	0.06	0.07	0.26	0.93
250	23.8	351.5	47.5	57.0	221.7	677.7	0.45	0.06	0.07	0.29	0.88

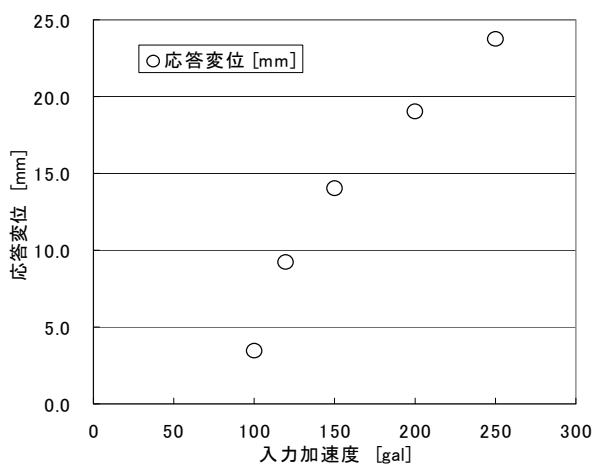


図 3-88 入力レベルと応答変位

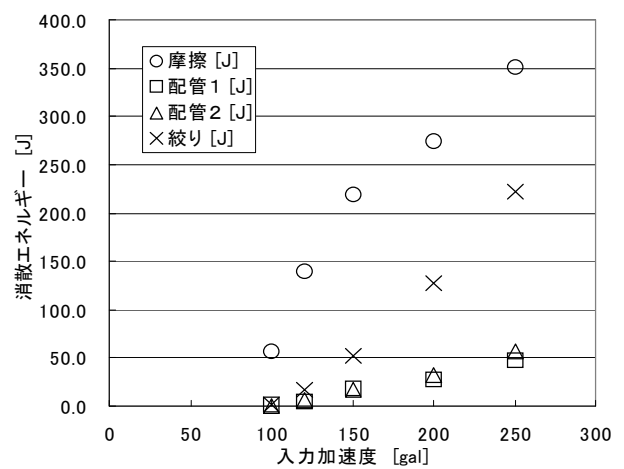


図 3-89 入力レベルと消散エネルギー

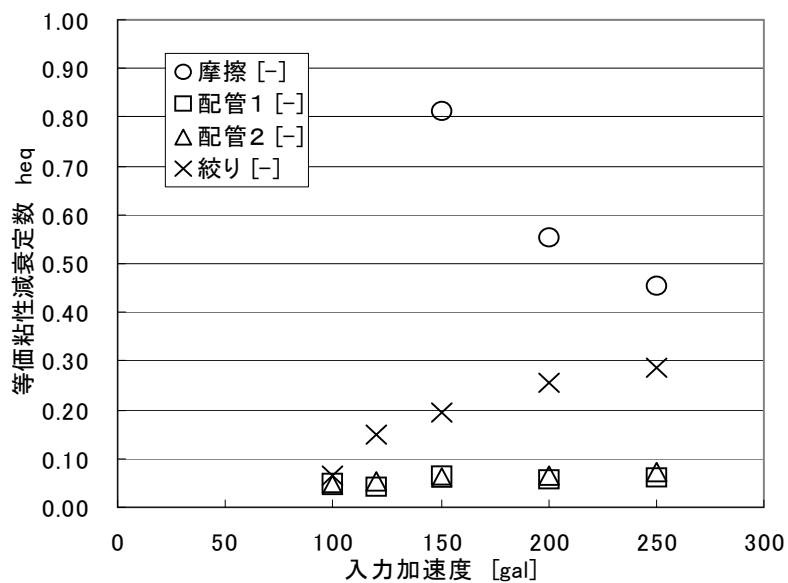


図 3-90 入力レベルと等価粘性減衰

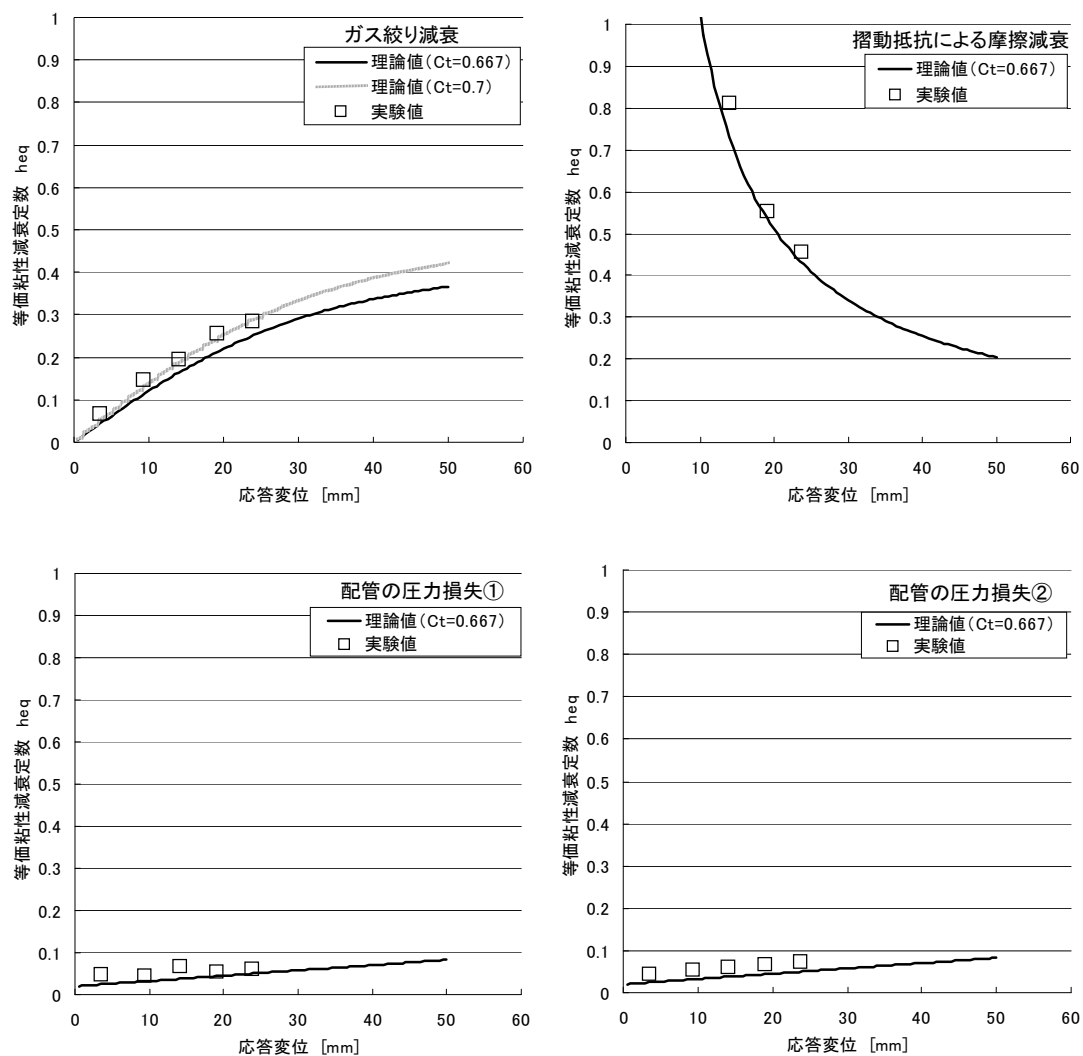


図 3-91 各減衰要因に対する等価粘性減衰定数の評価

③ 鉛直方向の伝達関数の評価

油圧装置の各減衰発生要因による減衰定数は、実験値と理論値がほぼ合致することが確認された。ここからは、試験体の鉛直方向の正弦波加振試験によって得られた伝達関数を、理論値によって計算される伝達関数と比較して評価する。

油圧装置に対する伝達関数の導出には、摺動抵抗による摩擦減衰要素、ガス絞り減衰要素、配管の圧力損失による減衰要素を組み合わせ、図 3-92 に示されるようにモデル化することができる。モデル内の各要素の詳細を表 3-28 に示す。アキュムレータおよび補助タンク内のガス弾性は、中立点近傍で線形化した線形バネを用いた。摺動抵抗による摩擦要素や、ガス絞り及び配管の圧力損失などの非線形要素は、図 3-91 に示した等価粘性減衰の理論曲線を用いて線形化した。(なお、伝達関数の評価の際には空気ばね装置のモデルも並列して必要であるため、図 3-93 のような空気ばねモデルを図 3-92 の油圧装置モデルと並列させたモデルを用いて計算を実施した。)

伝達関数の実験値と、理論値によって求められた解析結果を図 3-94 に示す。両者の傾向は概ね一致する結果となっており、油圧装置のモデル化が妥当であることが確認される。

なお、解析結果の応答倍率は実験結果よりもやや大きくなっているが、これは前項で述べているとおり、ガス絞り及び配管の圧力損失による減衰について、設計値のほうやや低く見積もっているためである。

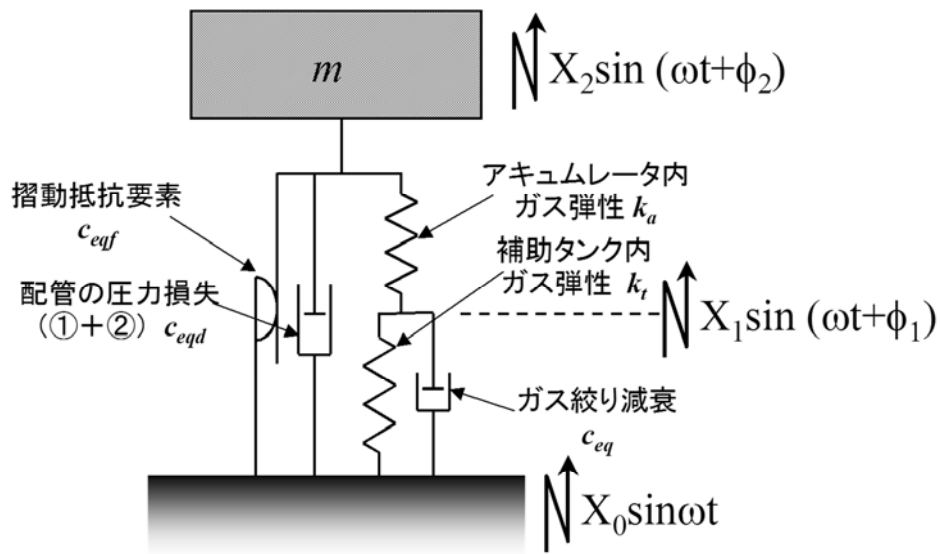


図 3-92 油圧装置のモデル化(鉛直方向のみ)

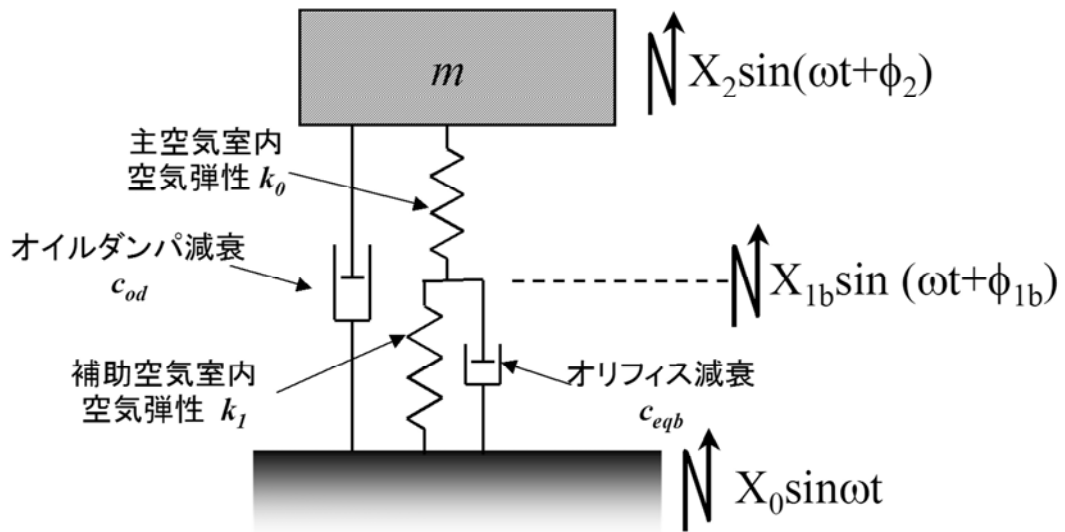
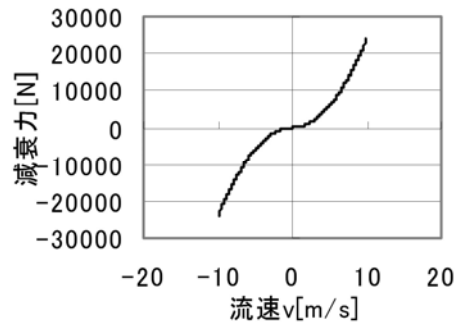
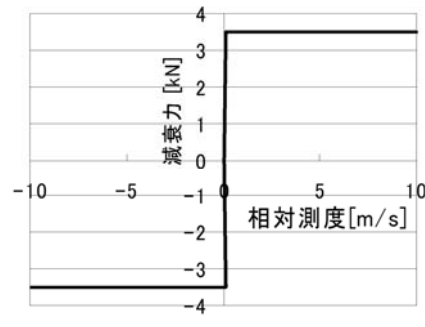
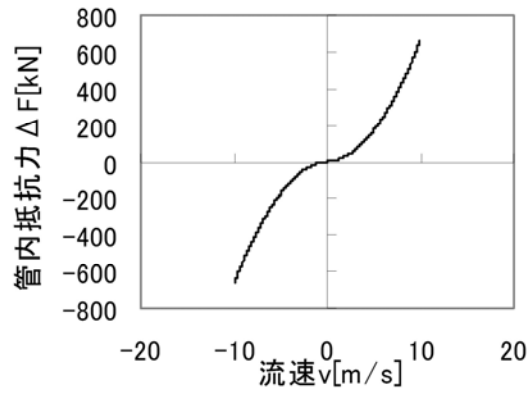
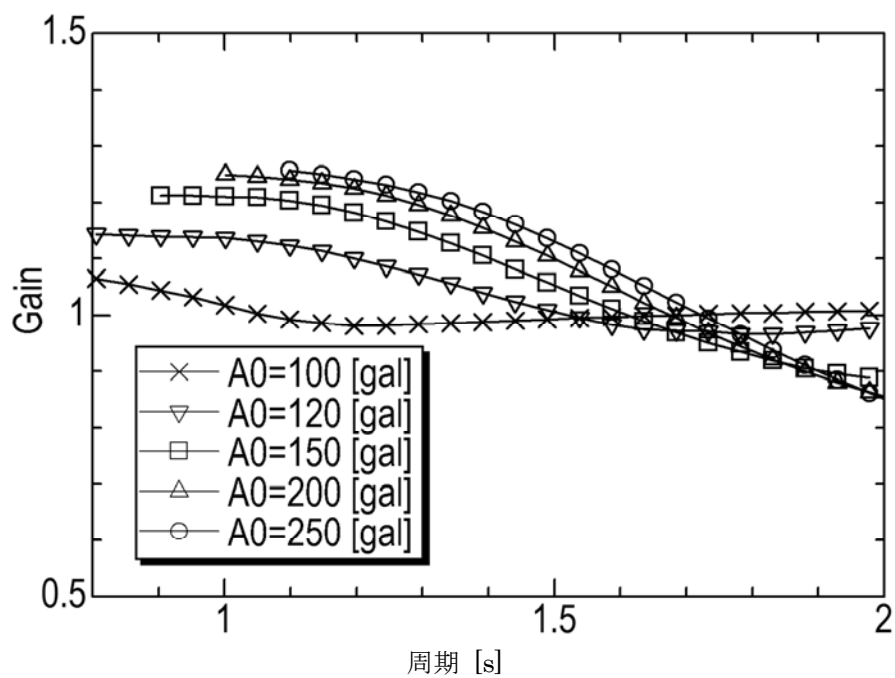


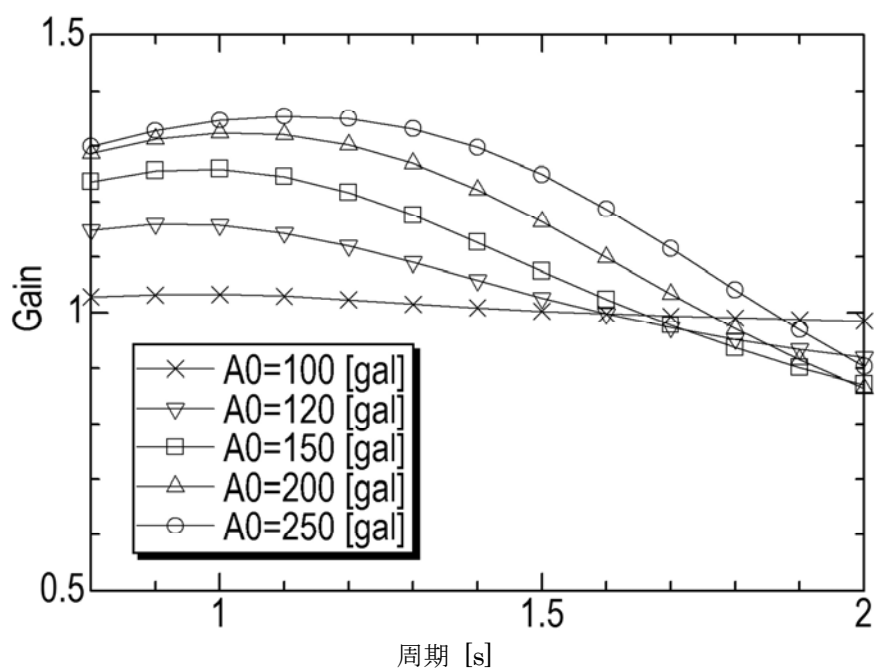
図 3-93 空気ばね装置のモデル化(鉛直方向のみ)

表 3-28 各要素のモデル化の詳細(1 基あたり)

	要素	特性	
油 圧 装 置	アキュムレータばね 要素(k_a)	線形ばね	$k_a=6.36 \times 10^5$ [N/m]
	補助タンクばね要素 (k_t)	線形ばね	$k_t=3.18 \times 10^5$ [N/m]
	ガス絞り減衰要素 (c_{eq})	速度二乗比 例減衰	$F=c_2 v^2$, $c_2=2.39 \times 10^5$ [N/(m/s) ²] 
	摺動抵抗による摩擦 (c_{eqf})	摩擦	$F=\text{sgn}(v) * F_f$, $F_f=3.5$ [kN] 
	配管の圧力損失減衰 要素(c_{eqd})	(特殊)	$\Delta P = \left(\frac{\rho}{2} \frac{0.3164}{\left(\frac{A_{cyl} v D_{pp1}}{A_p v} \right)^{0.25}} \frac{L_{pp1}}{D_{pp1}} + \frac{\rho}{2} K_e n_{el1} + \frac{\rho}{2} K_f n_{fe1} + \frac{\rho}{2} K_{acc-a} n_{a1} \right) \frac{A_{cyl}^3}{A_p^2} v^2$ <p>(詳細は第 5 章 詳細モデルによるシミュレーションの項を参照。)</p> 



(a) 実験値



(b) 理論値(計算結果)

図 3-94 鉛直方向伝達関数の実験値と解析結果の比較

④ 回転加振試験の履歴曲線の分析

前節の回転加振の試験結果に見られるように、ロッキングの伝達関数は入力レベルへの依存性を示しており、復元力特性に非線形性が存在することが確認された。そこで、回転方向の履歴曲線（回転角－モーメント関係）を詳細に調べるため、入力の振動数ごとに履歴曲線を描いた結果を図 3-95 に示す。これらの履歴曲線より、以下の傾向がわかる。

- ・ 加振振動数が高くなると、割線剛性が高くなる。
- ・ 応答が大きいと、割線剛性は低くなる。
- ・ 応答が小さい時の履歴曲線の形状は滑らかで、振動数が大きくなると履歴曲線の描く面積は小さくなる。

また、回転加振では、振動台の性能の制約と、1Hz 付近では水平方向の共振を伴うことから、低い振動数で大きな入力の正弦波加振が実施できなかったが、大きな応答を伴う例として水平方向の地震波加振（水平 1 軸、S₂ レベル加振）での回転方向の履歴曲線の例を図 3-96 に示す。同図には、小振幅時にバイリニアの特性が顕著に表れている。

地震波加振における履歴曲線の分析からは、バイリニア特性の 1 次剛性を積層ゴムの鉛直方向の剛性、2 次剛性をロッキング抑制装置と積層ゴムの剛性の直列剛性であると予測される。

また、高い振動数での正弦波加振における履歴曲線の結果からは、振動数が高くなると剛性が高くなり、且つ履歴曲線が描く面積が小さくなることから、積層ゴム（小さな減衰要素とバネ要素の組合せ）とロッキング抑制装置（大きな減衰要素とバネ要素の組合せ）を直列接続したモデル化が、この傾向を表わすことができると考えられる。

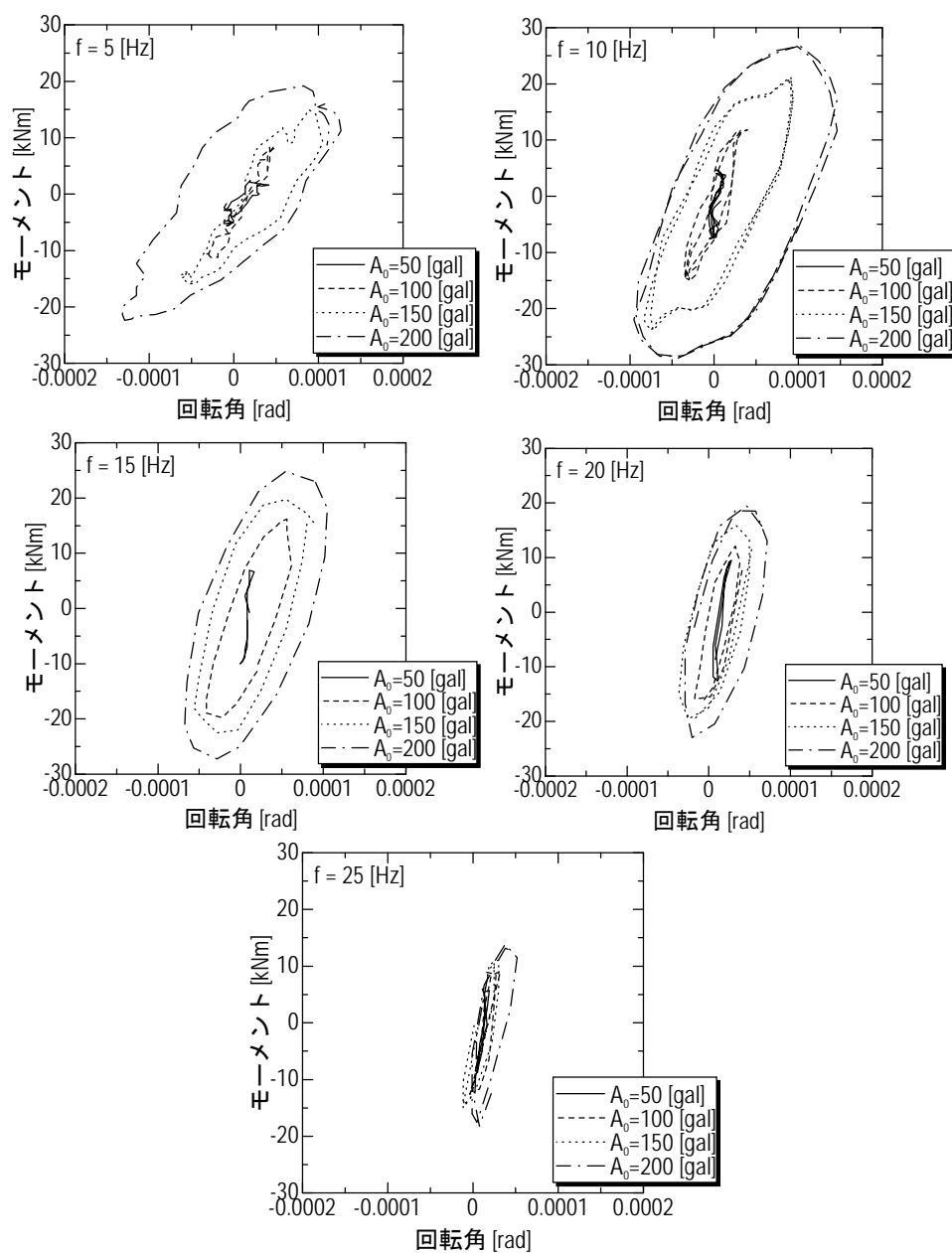


図 3-95 回転方向正弦波掃引試験における履歴曲線(振動数ごと)

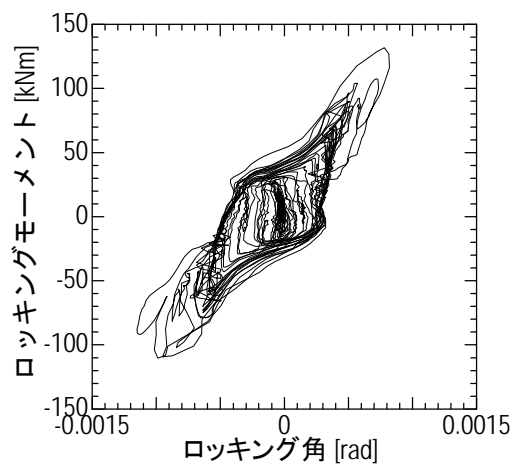


図 3-96 地震波加振試験における履歴曲線の例

⑤ ロッキング振動の伝達関数の理論値の導出

積層ゴムとロッキング抑制装置が直列に接続されているという試験体の構成と、前節の結果から、図 3-97 に示されるモデルを仮定し、伝達関数を算出して実験値と比較した。伝達関数の算出方法を以下に示す。

振動台の回転角を θ_0 、試験体の回転角を θ_2 、積層ゴムとロッキング抑制装置の間の点の回転角を θ_1 とする。それらに接続される回転バネおよび回転減衰は表 3-29 に示されるとおりとする。この回転振動系の運動方程式は、 θ_1 の点に関して、

$$-k_1(\theta_1 - \theta_0) - (c_f + c_{oil})(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_0) + k_2(\theta_2 - \theta_1) + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = 0 \quad (3-1)$$

また、試験体の重心に関して、

$$-I\ddot{\theta}_2 - k_2(\theta_2 - \theta_1) - c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = 0 \quad (3-2)$$

これらの運動方程式を線形系と仮定して伝達関数を導出すると、

$$\begin{aligned} & \left| \frac{\Theta_1}{\Theta_0} \right|^2 \\ &= \frac{\left\{ (k_2 - m\omega^2)^2 + c_2^2\omega^2 \right\} \left\{ k_2^2 + (c_f + c_{oil})^2\omega^2 \right\}}{\left\{ k_1k_2 - m\omega^2(k_1 + k_2) - c_2(c_f + c_{oil})\omega^2 \right\}^2 + \left\{ (k_1c_2 + k_2(c_f + c_{oil}))\omega - m\omega^3(c_2 + c_f + c_{oil}) \right\}^2} \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\begin{aligned} & \left| \frac{\Theta_2}{\Theta_0} \right|^2 \\ &= \frac{\left\{ k_1^2 + c_2^2\omega^2 \right\} \left\{ k_2^2 + (c_f + c_{oil})^2\omega^2 \right\}}{\left\{ k_1k_2 - m\omega^2(k_1 + k_2) - c_2(c_f + c_{oil})\omega^2 \right\}^2 + \left\{ (k_1c_2 + k_2(c_f + c_{oil}))\omega - m\omega^3(c_2 + c_f + c_{oil}) \right\}^2} \end{aligned} \quad (3-4)$$

ここで、 Θ_0 ：振動台の回転振動振幅

Θ_1 ：中間点の回転振動振幅

Θ_2 ：試験体の回転振動振幅

また、振動台の回転角に対する試験体の相対回転角に関しては、

$$\begin{aligned} & \left| \frac{\Theta_{1r}}{\Theta_0} \right|^2 \\ &= \frac{m^2\omega^4 \left\{ (k_1 + k_2)^2 + (c_f + c_{oil} + c_2)^2 \right\}}{\left\{ k_1k_2 - m\omega^2(k_1 + k_2) - c_2(c_f + c_{oil})\omega^2 \right\}^2 + \left\{ (k_1c_2 + k_2(c_f + c_{oil}))\omega - m\omega^3(c_2 + c_f + c_{oil}) \right\}^2} \end{aligned} \quad (3-5)$$

$$\left| \frac{\Theta_{2r}}{\Theta_0} \right|^2 = \frac{m^2 \omega^4 (k_2^2 + c_2 \omega^2)}{\{k_1 k_2 - m \omega^2 (k_1 + k_2) - c_2 (c_f + c_{oil}) \omega^2\}^2 + \{k_1 c_2 + k_2 (c_f + c_{oil}) \omega - m \omega^3 (c_2 + c_f + c_{oil})\}^2} \quad (3-6)$$

ここで、 Θ_{1r} ：中間点の回転振動振幅（ $=\Theta_1-\Theta_0$ ）

Θ_{2r} ：試験体の回転振動振幅（ $=\Theta_2-\Theta_0$ ）

剛性および減衰については、以下のように上下方向の剛性および減衰をロッキング抑制装置の配置を考慮して求めた。

a) ロッキング抑制装置の回転剛性

ロッキング抑制装置の回転剛性に寄与する鉛直剛性は、作動油（水グリコール）の使用圧力下での体積弾性率、荷重支持シリンダ内・荷重支持シリンダとロッキング抑制シリンダを接続する配管内・ロッキング抑制シリンダの荷重支持シリンダ側油室内の油の体積、荷重支持シリンダの受圧面積より求められた油柱ばね k_{oil} と、ロッキング抑制シリンダのロッドの剛性 k_i と、角つなぎシリンダのロッド剛性 k_j と、角つなぎシリンダの油柱剛性 k_h を直列に接続し、下記のように求めた。

$$\frac{1}{k_{1V}} = \frac{1}{k_{oil}} + \frac{1}{k_i} + \frac{1}{k_j} + \frac{1}{k_h} \quad (3-7)$$

求められた k_{1V} に回転軸から荷重支持シリンダまでの距離をかけて合計し、回転剛性に換算した。なお、本試験体では 4 基ある荷重支持シリンダと回転軸の距離は全て同じであるので、その距離を L とすると、回転剛性は次式で与えられる。

$$k_1 = \sum_{i=1}^4 k_{1V} L_i^2 = 4k_{1V} L^2 \quad (3-8)$$

b) ロッキング抑制装置の回転減衰

ロッキング抑制装置の回転減衰については、シリンダの摺動抵抗と配管抵抗を考慮した。

摺動抵抗に関しては、摺動抵抗によって発生する摺動抵抗モーメントを求め、これを等価粘性減衰係数に換算して用いた。

まず荷重支持シリンダ 1 基あたりの全摺動抵抗を F_f とし、これを回転軸から荷重支持シリンダまでの距離をかけて合計し、回転方向の摺動抵抗モーメント M_f に換算すると、

$$M_f = \sum_{i=1}^4 F_f L_i = F_f L \quad (3-9)$$

摺動抵抗モーメントによって 1 サイクルあたりに散逸されるエネルギーが、等価な粘性減衰要素（ c_f ）によって散逸されるエネルギーと等しいとすると、

$$4M_f \Theta_{1r} = \pi c_f \Theta_{1r}^2 \omega$$

$$\therefore c_f = \frac{4M_f}{\pi\omega\Theta_{1r}} \quad (3-10)$$

油圧配管の管摩擦抵抗については、荷重支持シリンダ 1 基あたりのロッキング抑制装置内の管摩擦抵抗（速度二乗比例減衰）を等価粘性減衰に換算し、さらに回転方向の減衰に換算して用いた。

管摩擦抵抗の速度二乗比例減衰係数はロッキング抑制装置の上下方向の減衰の計算に用いたものと同じである。その速度二乗比例減衰係数を c_{2dV} とし、この要素における 1 サイクルあたりの散逸エネルギーと、等価な粘性減衰 (c_{oilV}) によって散逸されるエネルギーと等しいとすると、

$$\begin{aligned} \frac{8}{3}c_{2dV}\omega^2\Theta_{1r}^3 &= \pi c_{oilV}\omega\Theta_{1r}^2 \\ \therefore c_{oilV} &= \frac{8}{3}c_{2dV}\omega\Theta_{1r} \end{aligned} \quad (3-11)$$

この粘性減衰を回転軸と荷重支持シリンダまでの距離を用いて回転減衰要素に換算する。回転減衰要素の等価粘性減衰係数を c_{oil} は以下のように求められる。

$$c_{oil} = \sum_{i=1}^4 c_{oilV} L_i^2 = 4c_{oilV} L^2 \quad (3-12)$$

c) 積層ゴムによる回転剛性および回転減衰

積層ゴムによる鉛直ばね定数を k_{rV} 、回転減衰係数を c_{rV} とすると、積層ゴムによる回転ばね定数 k_2 および回転減衰係数 c_2 は、回転軸から荷重支持シリンダまでの距離をかけて足し合わせるにより、次式で求められる。

$$k_2 = \sum_{i=1}^4 k_{rV} L_i^2 = 4k_{rV} L^2 \quad (3-13)$$

$$c_2 = \sum_{i=1}^4 c_{rV} L_i^2 = 4c_{rV} L^2 \quad (3-14)$$

d) 計算方法

なお、撓動抵抗モーメントおよび配管抵抗による等価粘性減衰係数 (c_f , c_{oil}) はその中に応答値である Θ_{1r} を含んでいるため、このまま式(3-3)～式(3-6)に代入しても陽な形とはならず、かつ、これを代数的に解くことは困難である。従って、まず式(3-5)のみに代入して収束計算により Θ_{1r} を求め、順次、式(3-3)～式(3-6)より伝達関数を求めた。非線形方程式の解法には準ニュートン法を用いた。

また、回転加振試験では、入力回転角加速度の振幅 (Θ_0) は全振動数で一定とはなっておらず、振動数の増加に従って振幅が減少するような結果となっていた。このことを考慮するため、試験結果における振動台入力加速度振幅の推移を一次関数で次式のように近似したものを入力振幅として用いた。

$$\Theta_0 = \Theta_{00} - q\omega \quad (3-15)$$

なお、 q は試験ケースごとに決まる定数で、図 3-98 のように、振動台の回転加速度の計測結果の振幅の変化を直線（図中の破線）で近似し、その傾きから求めた。

上述のようにして求められた各剛性および減衰値等のパラメータを表 3-29 にまとめる。

表 3-29 伝達関数の導出に用いたパラメータ

項目(単位)		記号	値
ロッキング抑制装置の回転剛性 [Nm/rad]		k_l	8.61×10^7
摺動抵抗による摺動抵抗モーメント		M_f	2.1×10^4
配管抵抗による回転減衰 [Nm/(rad/s)]		c_{oil}	6.68×10^5
積層ゴムによる回転剛性 [Nm/rad]		k_2	6.77×10^8
積層ゴムによる回転減衰 [Nm/(rad/s)]		c_2	1.78×10^5
入力加速度の補正係数 [(rad/s ²)/(rad/s)]	$A_0=50$ [Gal]	q	0.15
	$A_0=100$ [Gal]	q	0.29
	$A_0=150$ [Gal]	q	0.41
	$A_0=200$ [Gal]	q	0.55

⑥ ロッキング振動の伝達関数の評価（実験と理論値の比較）

実験から得られた伝達関数と、解析より求められた伝達関数を図 3-99 に示す。

両者の傾向および応答倍率の値は概ね一致した。従って、ロッキング抑制装置の減衰発生要因は、主に摺動抵抗と配管の管摩擦抵抗によって表現できることが確認された。

また、入力振幅による固有振動数および減衰の変化についても、摺動抵抗および管摩擦抵抗の非線形性によって表現されることができ、ロッキングの復元力特性のモデル化が妥当であることが確認された。

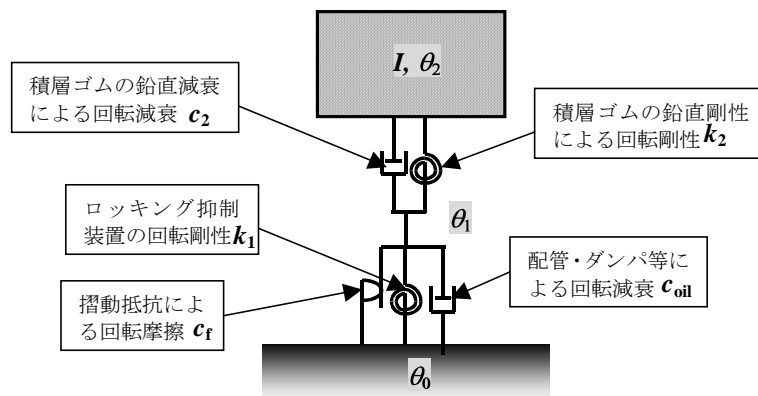


図 3-97 回転方向のモデル化

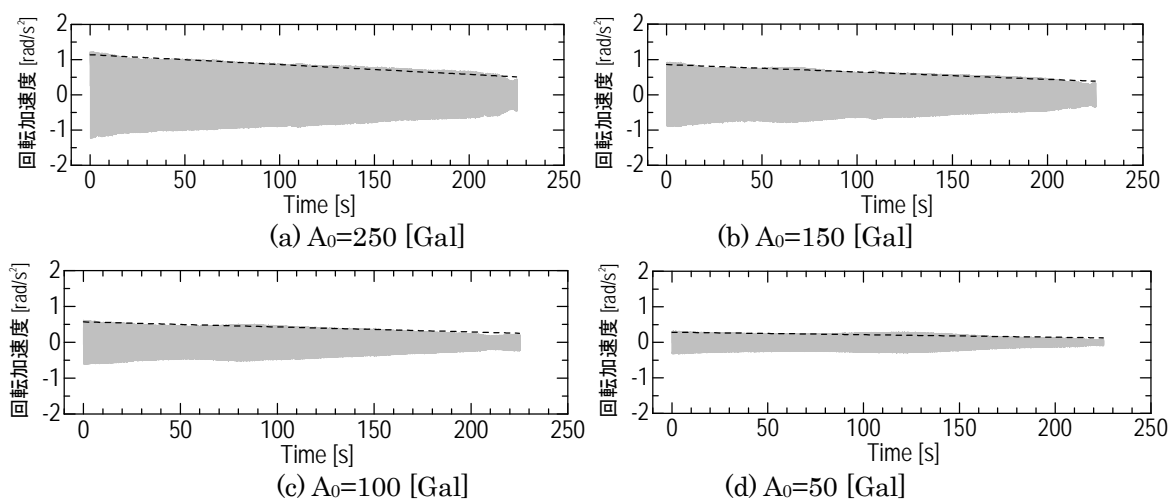


図 3-98 振動台の回転加速度入力の時刻歴

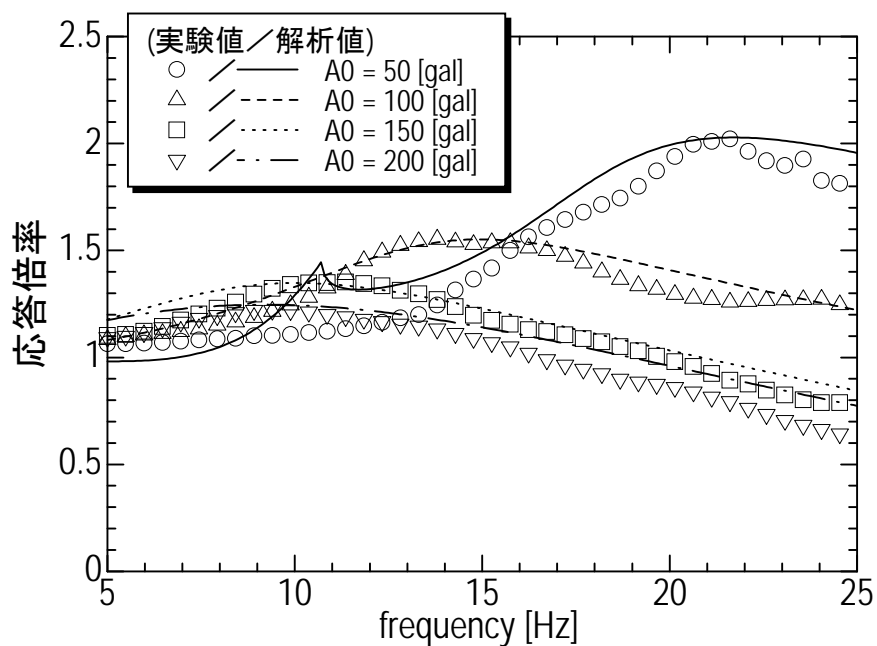


図 3-99 回転方向伝達関数の評価結果

⑦ 地震波加振（多方向同時入力の影響）

地震波加振試験における試験体の応答加速度より、水平方向又は上下方向単独加振での応答スペクトルと水平・上下同時入力の場合の応答スペクトルとを比較した。

a) 水平方向応答への鉛直方向応答の影響

水平方向（X 方向）単独加振試験によって得られた応答スペクトルと、水平 1 軸 + 鉛直 1 軸（XZ 方向）同時加振試験、および 3 軸（XYZ 方向）同時加振試験によって得られた応答スペクトルを合わせて図 3-100 に示す。同図より明らかなとおり、水平方向の応答に対する鉛直方向の応答の影響はほとんどないことが確認された。

b) 鉛直方向応答への水平方向応答の影響

1.0S2 入力での鉛直方向（Z 方向）単独加振試験によって得られた応答スペクトルと、水平 1 軸 + 鉛直 1 軸（XZ 方向）同時加振試験および 3 軸（XYZ 方向）同時加振試験により得られた応答スペクトルを合わせて図 3-101 に示す。同図より、鉛直方向の応答に対する水平方向の応答の影響はほとんどないことが確認された。

次に、1.5S2 入力での鉛直方向（Z 方向）単独加振試験によって得られた応答スペクトルと、水平 1 軸 + 鉛直 1 軸（XZ 方向）同時加振試験によって得られた応答スペクトルを合わせて図 3-102 に示す。1.5S2 入力の場合は、全周期範囲で多軸（XZ）入力時の応答スペクトルが単独方向入力の場合の応答スペクトルをやや上回る結果になった。これは水平荷重による上下方向の摩擦力の増加による影響と考えられる。しかしながらその増加量は小さく、1.5S2 という過大な入力における場合でも水平方向と鉛直方向の独立性がほぼ保たれることが確認された。

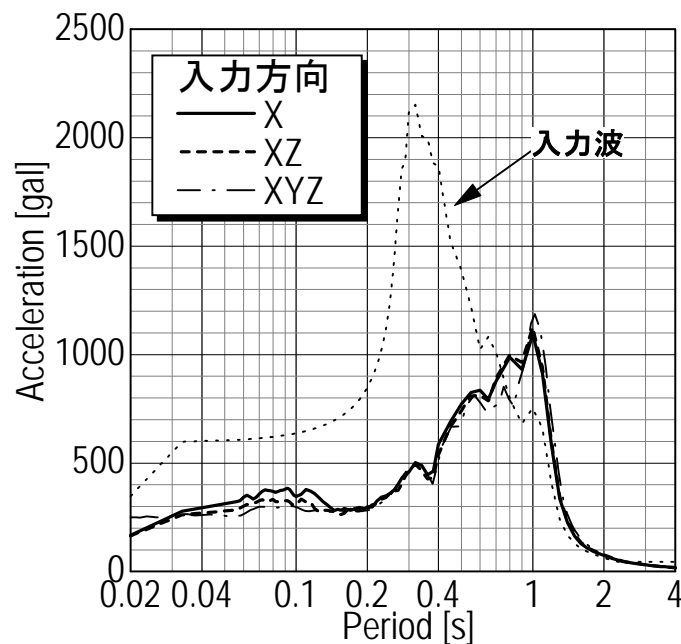


図 3-100 水平方向の応答スペクトルへの多軸入力の影響

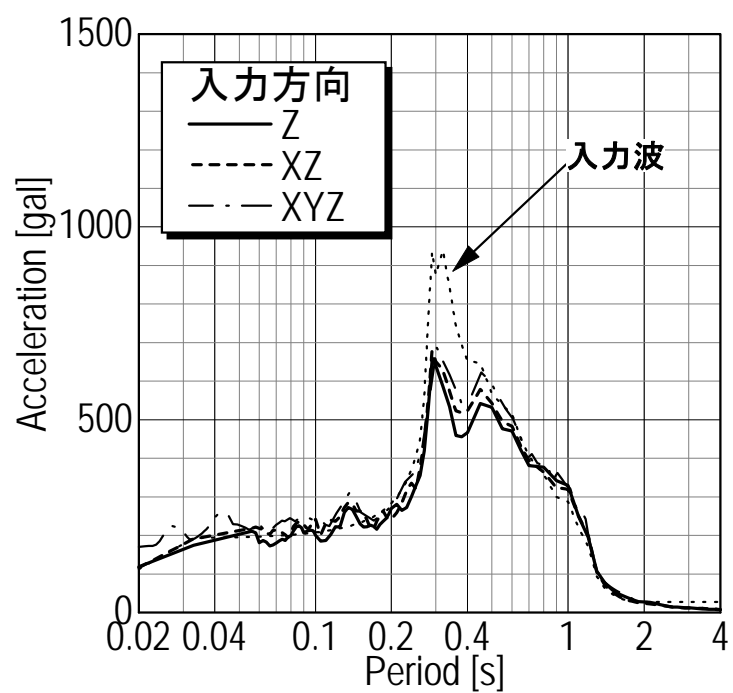


図 3-101 上下方向の応答への多軸入力の影響 ($1.0S_2$ 入力)

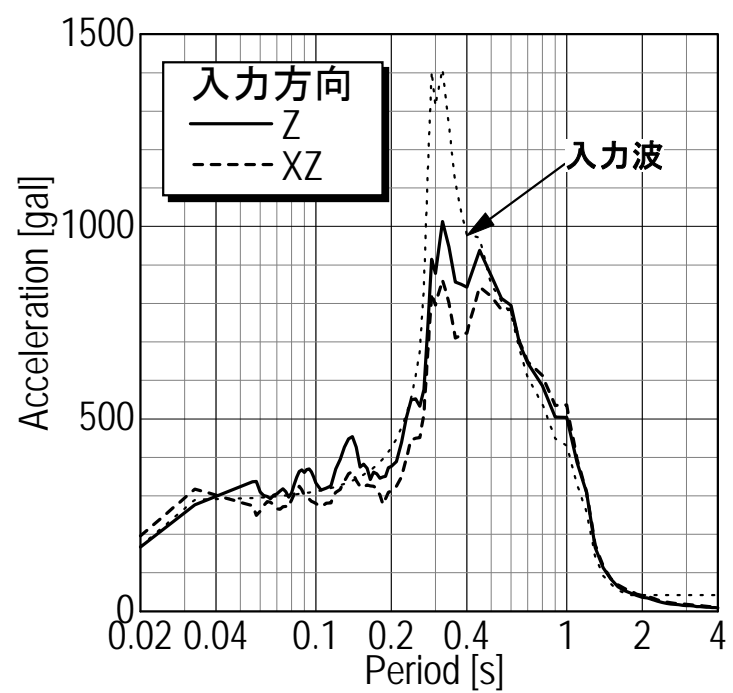


図 3-102 上下方向の応答への多軸入力の影響 ($1.5S_2$ 入力)

⑧ スイベルの影響

油圧装置の積層ゴムの片側（下側）には、スイベル（球面軸受け）が設置できる構造になっており、スイベルを設置した場合は積層ゴムの片端が回転自由となる。振動台試験では、スイベルなし（スイベルを固定した条件）での試験も実施した。本節ではスイベルあり（有効）の場合と、なし（無効）の場合について応答を比較し、影響について検討した。

スイベルを有効にした場合と、スイベルを固定して無効にした場合の油圧装置上の積層ゴムの履歴曲線を図 3-103 に示す。スイベルなし（無効）の場合の履歴曲線は、積層ゴムの履歴曲線は設計通りの履歴曲線を描いているが、スイベルあり（有効）の場合は履歴曲線の勾配が変位の増大とともに下がる傾向（ソフトニング）が顕著に現れる結果となった。これは、積層ゴムからスイベルの中心位置（すなわち水平荷重の作用点）までに距離があることにより発生する積層ゴムの曲げと、積層ゴムの上端が回転フリーになることによるせん断剛性の低下（せん断座屈）が生じやすくなったことによる。

参考に、試験で用いた積層ゴムに対し、常時支持荷重の 2.0 倍の鉛直荷重を作用させながら、水平方向に変位させた場合の復元力特性を、積層ゴムの P-d 効果を考慮した理論である Haringx 理論^{[21]~[23]}、及びこれに回転角を考慮して拡張した計算手法^{[24][25]}によって求めた結果を図 3-104 に示す。ここで、常時支持荷重の 2.0 倍の意味するところは、ロッキング抑制時に考える最大荷重である。

計算結果は、スイベルあり（有効）の場合、スイベルなし（無効）の場合と比較して復元力が低下する現象を捉えており、さらに、復元力が負勾配となる変形量も小さくなることが確認された。振動台試験でのスイベルあり（有効）の場合の積層ゴムの水平方向の履歴曲線（図 3-103(a)）において、復元力が負勾配になり始める変形量は概ね 40~60 mm にあるのに対し、計算結果では約 62 mm で負勾配が開始している。振動台試験は動的で鉛直荷重が時間的に変化しているのに対し、計算結果は静的なものであるため定量的に比較することは難しいが、スイベルによって積層ゴムの水平方向の復原性が不安定（負勾配）になることが計算でも確認された。

なお、参考までに実機用実大積層ゴムに対し、同じ計算を行った結果を図 3-105 に示す。実物大の積層ゴムにおいても同様の不安定性が生じやすくなることが確認できる。復元力が極大となる点で座屈が起こると考えると、スイベルがある場合の座屈変位はスイベルのない場合に対して 2/3 程度に、座屈荷重は 1/2 程度までに低下することが分かる。積層ゴムに係わる公的な基準^{[14][26]}において、積層ゴムの変形・荷重の許容限界や終局限界は、モーメントが作用しない状態（すなわちスイベルのない場合）を前提として構築されており、本装置でもその基準を準用することが望ましい。今回の試験結果及び計算結果から、スイベルの有無による差異が危険側に大きいことが確認されたため、実機においてスイベルを採用することは難しいと考えられる。

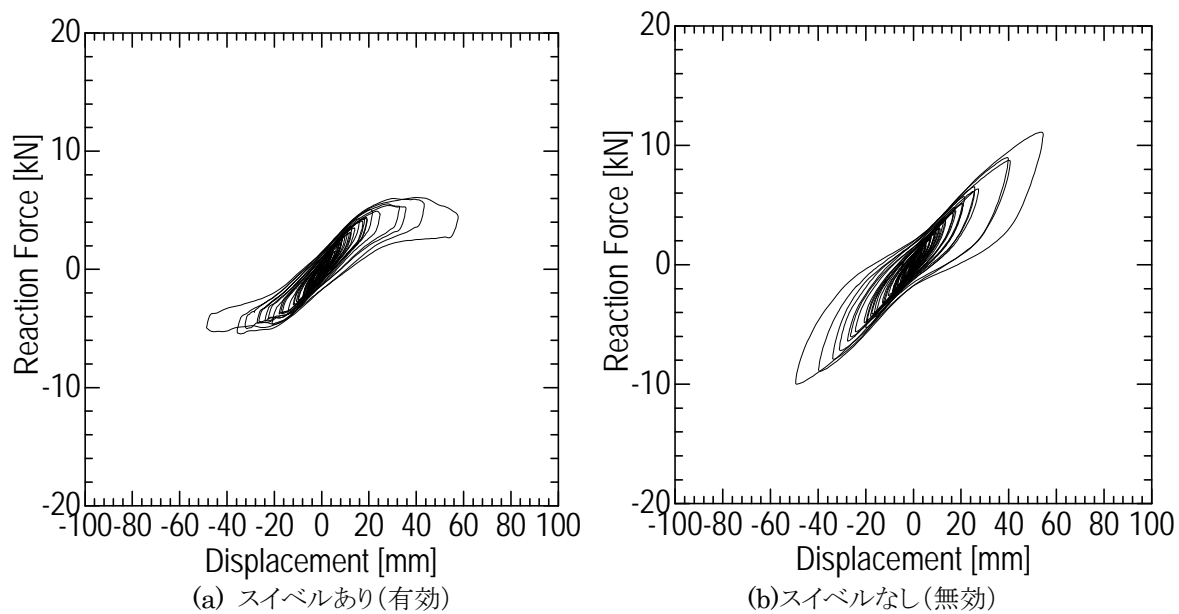


図 3-103 油圧装置上積層ゴムの履歴曲線

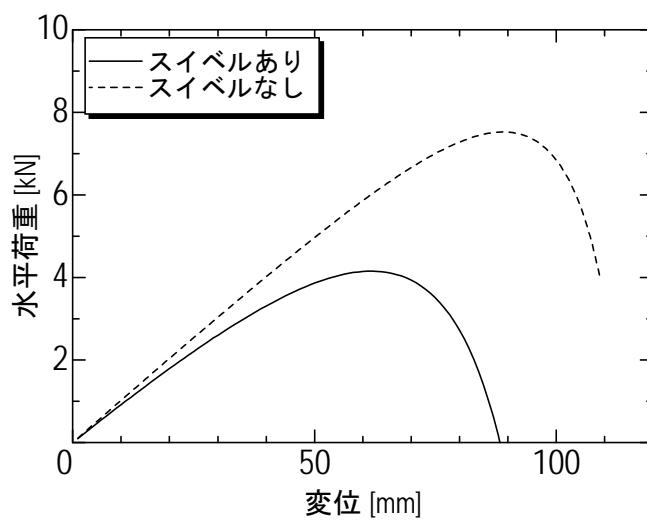


図 3-104 試験用積層ゴムの復元力特性($P=2P_0$)

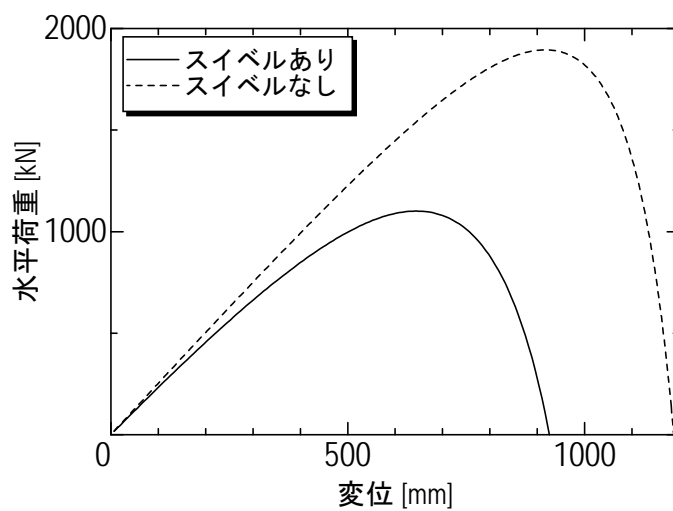


図 3-105 実大積層ゴムの復元力特性($P=2P_0$)

3.3 1/2 縮小試験体による高圧下での摺動性・耐圧性の確認試験

3.3.1 試験体及び試験装置

試験体の概念図及び詳細構造を図 3-106 及び図 3-107・図 3-108 に示す。また、耐圧試験での加圧ラインの概要と摺動試験で用いる試験装置を図 3-109 と図 3-110 に示す。

(1) 目標値の設定

油圧機構によるロッキング抑制装置には、常時 9.8 MN の荷重を支持するための圧力 25 MPa が常時作用する。また、後述する実機シミュレーションの結果、最大で約 48 [MPa] の圧力が発生することが確認されている。これらの数値を基に、本試験における圧力の目標値を設定した。

① シール部の終局限界圧力の目標値

許容限界圧力は、実機シミュレーションで発生することが想定されている 48 [MPa] 以上が必要であり、終局限界圧力としてはその約 2 倍である 100 [MPa] 以上を目標とする。したがって、100 [MPa] 以上の耐圧試験を実施する。100 [MPa] 以上の耐圧試験に関しては、シール部が終局を迎えるか、150 [MPa] に達するまで圧力を増加させる。

② シール部の摺動性確認圧力の目標値

摺動性の確認は実機シミュレーションで発生することが想定されている 48 [MPa] を超える圧力として、50 [MPa] 以上を目標とする。また、圧力と摺動抵抗の関係を実験的に把握するため、10 ～ 25(常時圧力) ～ 50 [MPa] の圧力を作用させた状態で、最大で±25 mm の摺動試験を実施し、摺動抵抗を計測する。

(2) 試験体の概要

ロッド径 $\phi 360\text{mm}$ (実機の荷重支持シリンダのロッド径 ($\phi 720\text{mm}$) の 1/2) の試験体とする。図 3-109 に示すように、加圧には小型ジャッキ用の手動の油圧ポンプ (～200MPa の加圧が可能) を用いる。ポンプ及び油圧計の接続ポートはロッド側に設ける。加圧ラインにはリリーフ弁を設置し、不意の圧力増加の際の圧力を開放できるようにする。

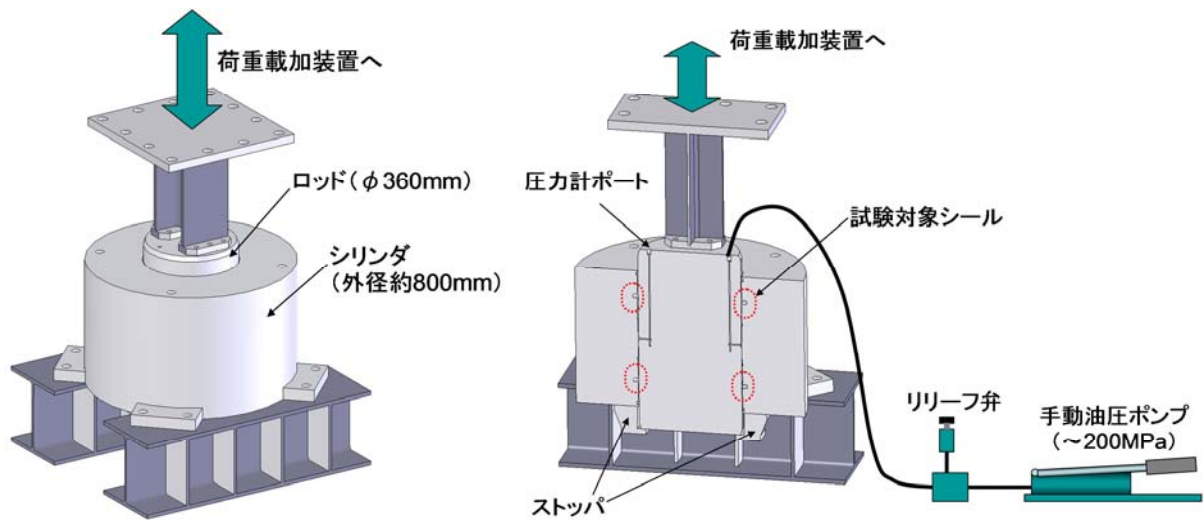
(3) 試験用シールシステムについて

圧力境界となるメインシールは、実機では予備として 2 段設ける計画であるが、本試験では終局状態を把握しやすくするため、1 段とする。メインシールの断面は、実機サイズ ($\phi 720\text{mm}$) 用の寸法を用いる。

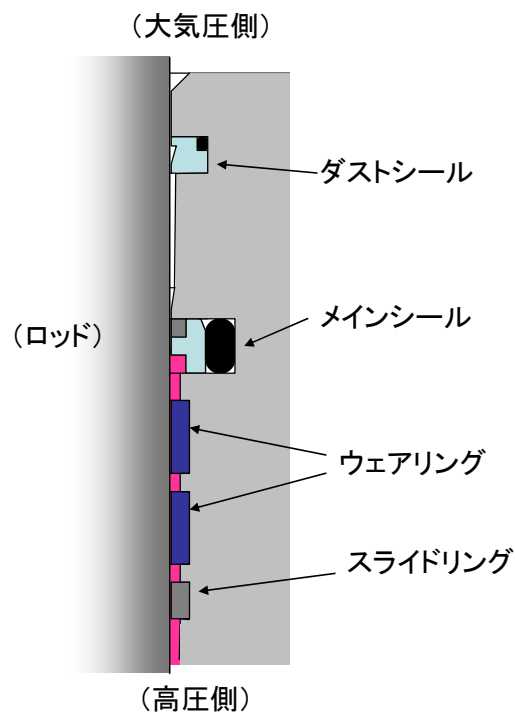
また、摺動を伴う計測を行なうため、ウェアリング及びスライドリングを設ける (ロッドをガイドする役割)。また、最外部にはダストシール (塵よけ用のシール) を設ける。これらは試験体に特別なものではなく、実機にも設けられる予定である。

なお、図 3-106 においてシール溝は一体のシリンダ側の鋼材にシールをはめこむ溝を切

削加工等で彫った、いわゆる一体溝で描いているが、本試験体では断面を実機相当として
 いるので、シールを曲げて装着することが難しい。したがって、本試験体では溝加工を施
 したシール装着部の部品を取り付けてボルト結合する形式の、いわゆる分割溝構造とする。

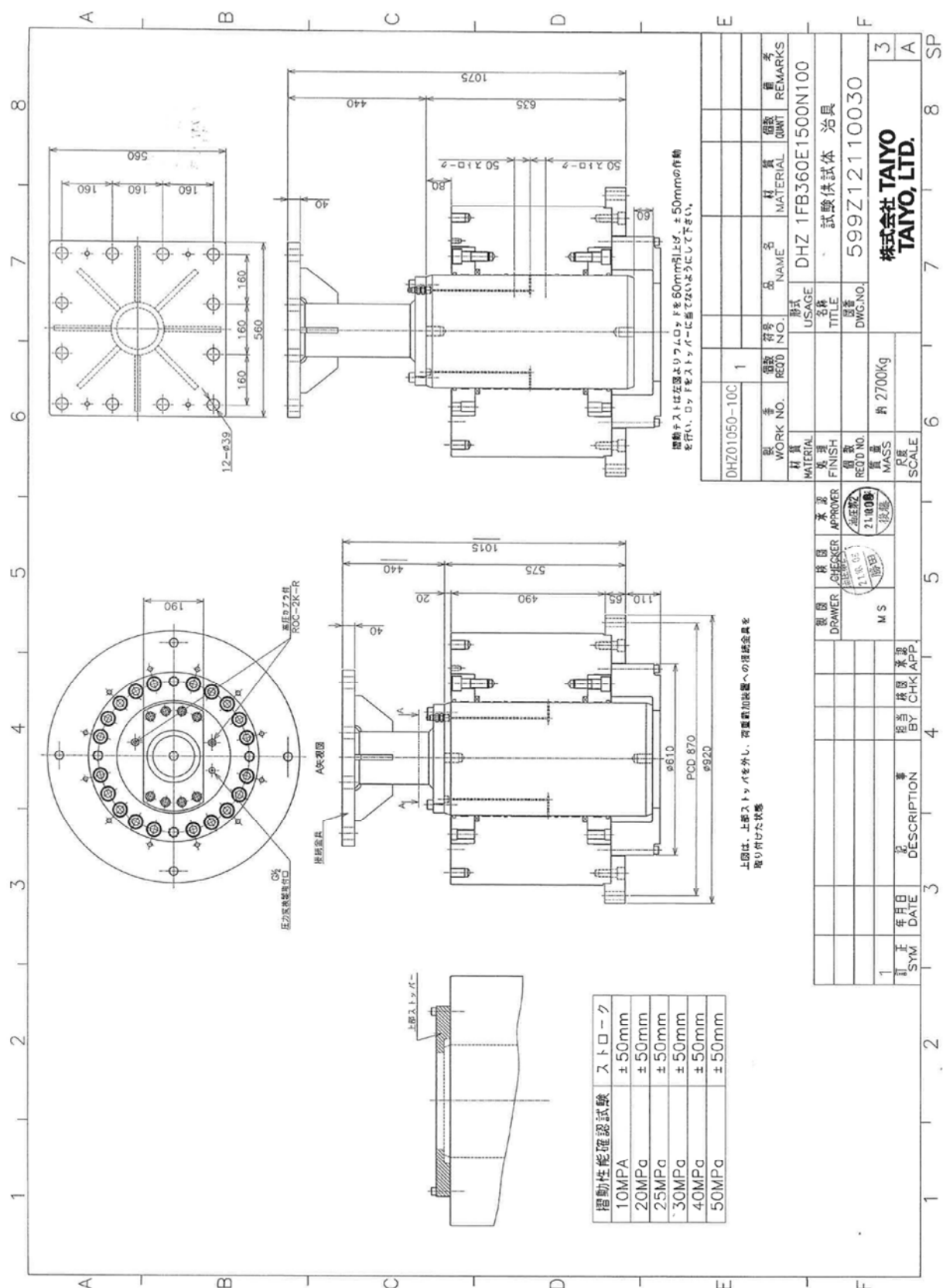


(a) 耐圧試験体の構造



(b) 試験体シール部拡大図

図 3-106 耐圧試験体の構造



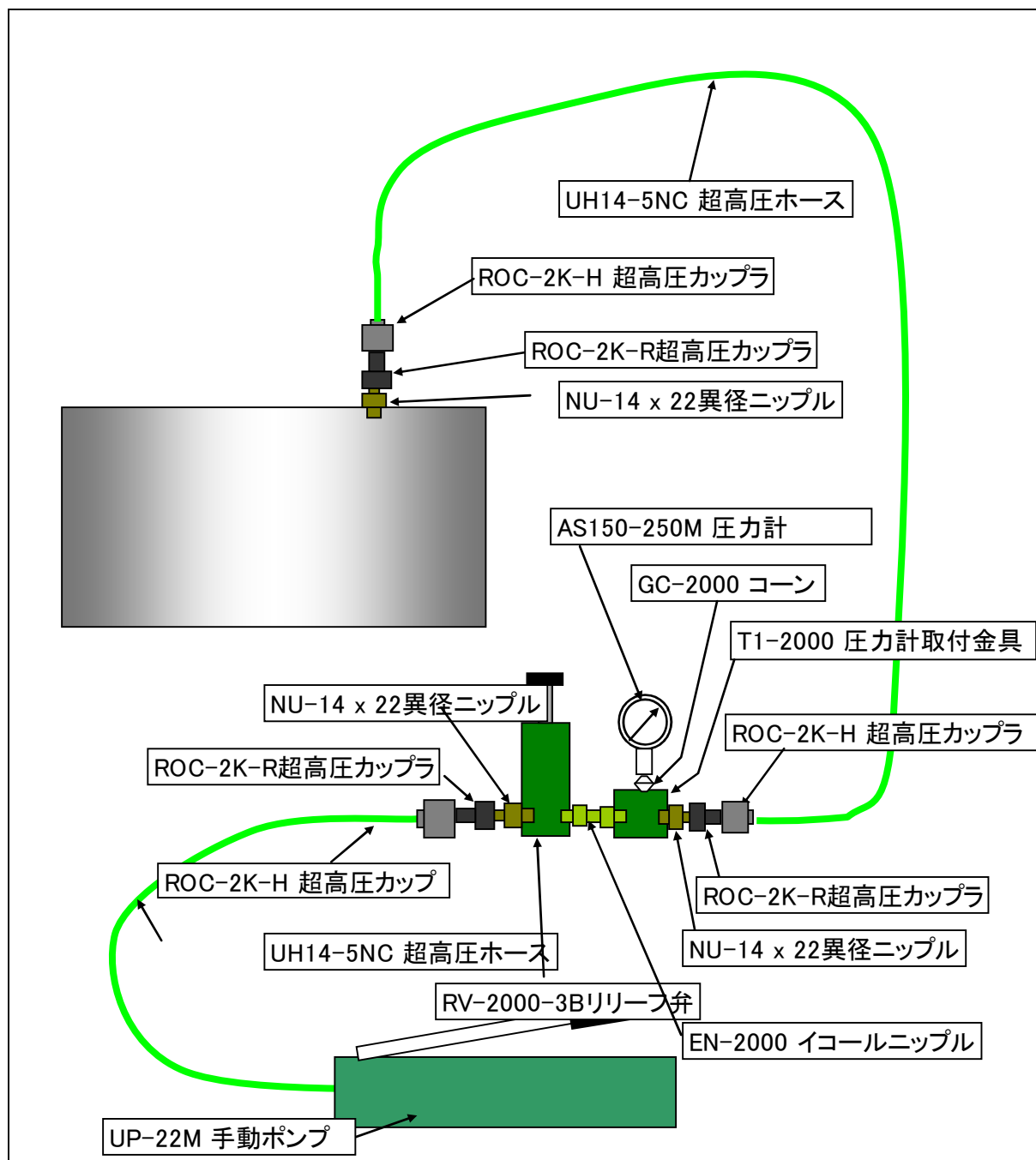


図 3-109 耐圧試験用 加圧ライン



图 3-110 荷重載加装置(疲劳試験機)

(4) 試験準備

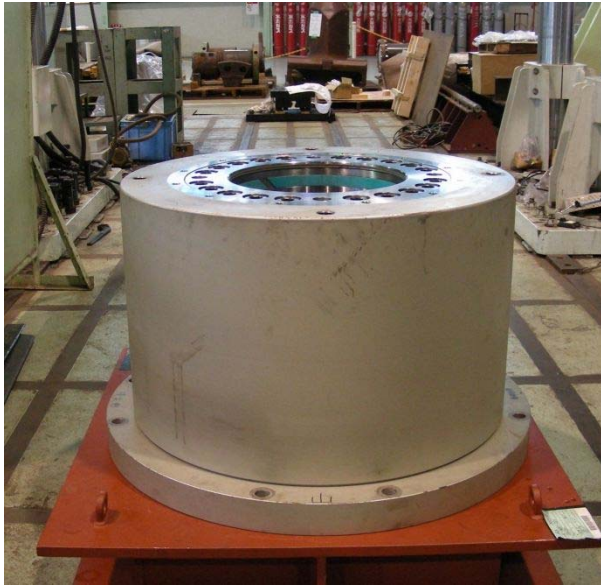
以下の手順で試験装置のセットアップを行なう。

- ① シリンダと試験体固定治具を疲労試験機の下にセットする。
- ② ロッドをシリンダ上部から挿入しセットする
- ③ ロッドをジャッキに接続する
- ④ 圧力計、手動ポンプをシリンダへ接続する
- ⑤ 真空引きされた作動油を手動ポンプの作動油タンクに注入する
- ⑥ 真空ポンプをシリンダへ接続し作動油をシリンダ内に注入する（添付資料 2）
- ⑦ 作動油が十分に行き渡ったら、真空ポンプを取り外す

試験体のセットアップ状況を図 3-111 に、セットアップが完了した試験体の全景を図 3-112 に示す。試験体は図 3-113 に示すように試験体固定治具、シリンダ、ロッド、試験機取付治具で構成される。ロッドには圧力計が接続され、シリンダ内圧を計測することができる。ロッドの変位、荷重は取付治具を介して接続した試験機で測定することができる。ロッドの変位はシリンダ上部に設置したレーザ変位計でも計測する。

手動ポンプから試験体への加圧ライン構成器具を図 3-114 に示す。加圧ラインは手動ポンプ、リリーフ弁、圧力計、シャットオフ弁を高圧ホースで接続し、手動ポンプのタンク内に作動油（水グリコール）を注入する。

なお、摺動性能確認試験及び耐圧試験は、3 本のシールについて行なうので、各シールについて一連の試験を実施後、ロッドを取り外してシール交換を行う。



(a) シリンダと試験体固定治具のセット



(b) シリンダへのロッドの挿入



(c) ロッドと試験機の接続

図 3-111 試験体セットアップ

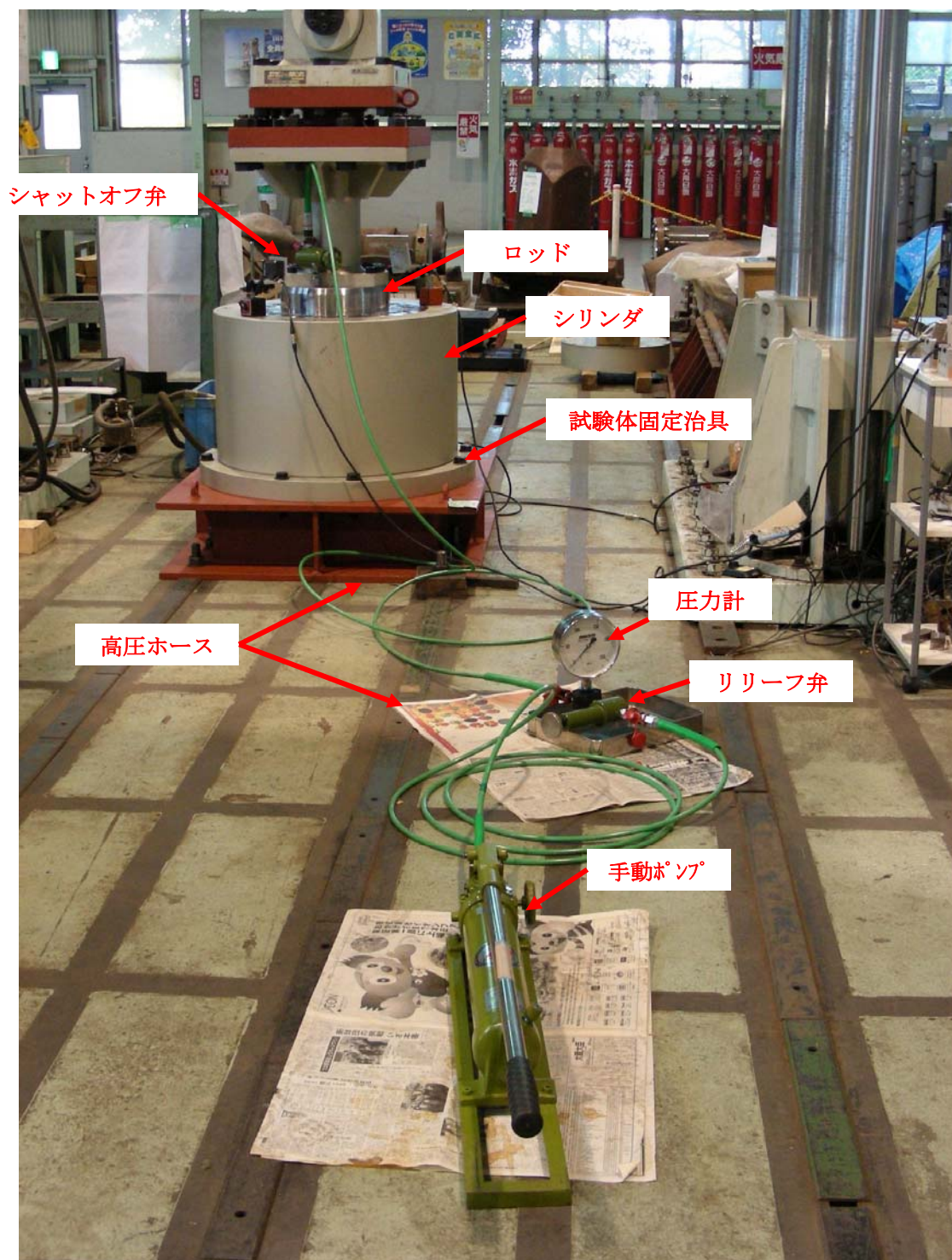
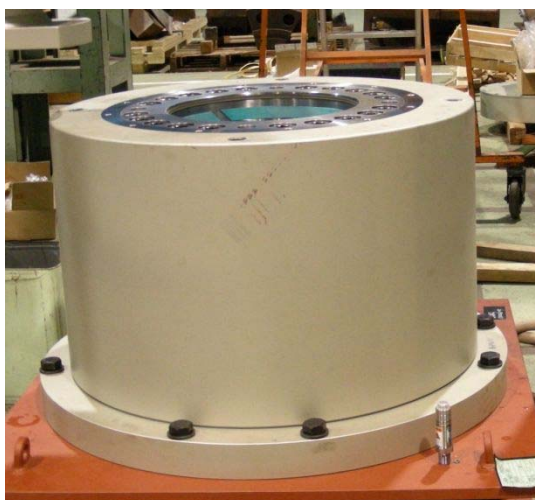


図 3-112 試験体全景



(a) シリンダ



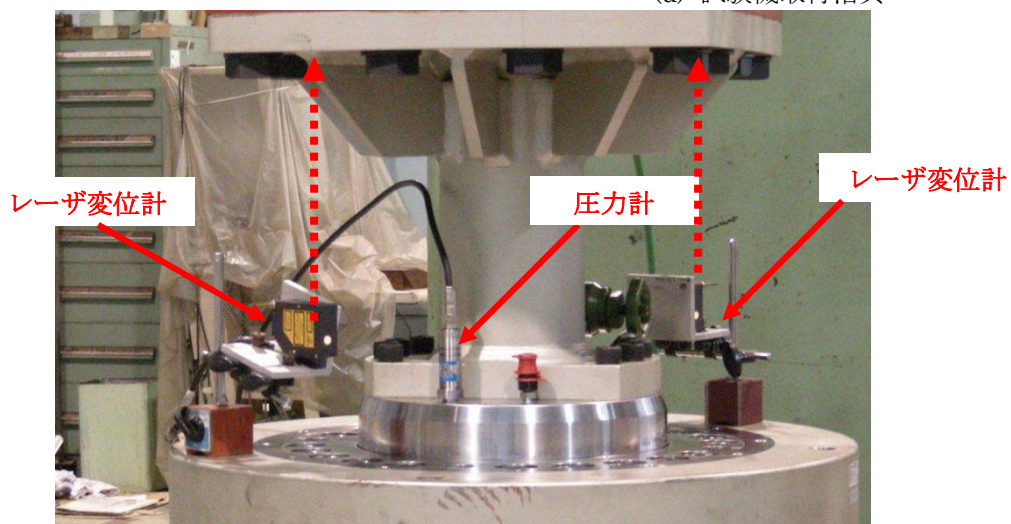
(b) ロッド



(c) 試験体固定治具



(d) 試験機取付治具



(e) 圧力計及びレーザー変位計

図 3-113 試験体の構成



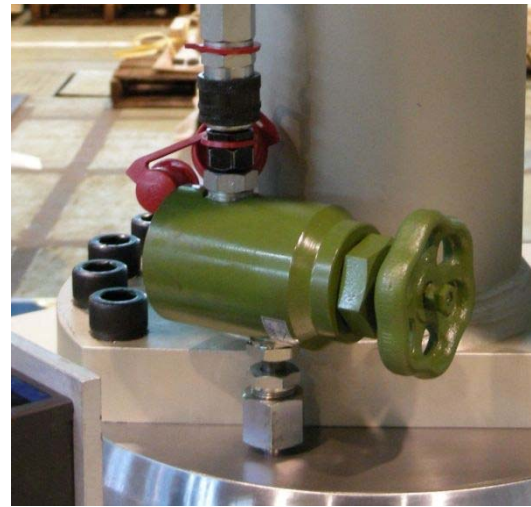
(a) 手動ポンプ



(b) 作動油(水グリコール)



(c) リーフ弁、圧力計



(d) シャットオフ弁

図 3-114 加圧ライン構成器具

3.3.2 高圧化での摺動性確認試験

(1) 試験方法

摺動性確認試験を先に行う。シールは 3 セット準備し、1 つのシールに対して表 3-30 に示すケースを実施する。試験では、予め手動ポンプにより所定の値まで昇圧させ、疲労試験機により振幅一定の強制変位を与えた際の荷重と変位を計測する。

摺動性確認試験における計測項目を表 3-31 に示す。圧力は実機で発生することが想定される 50 MPa までとし、振動数は実機の固有振動数 0.5 [Hz] とする。このとき、加振ストロークは、使用するジャッキシステムの性能線図 (図 3-117) から、最大で ± 25 mm となる。実機では地震時に最大約 ± 200 [mm] の変位が生じるので、約 8 倍の差異がある。そこで、実機のシールの健全性を妥当に評価するため、摩擦により発生するエネルギーを試験体と実機の間で合わせることにし、地震応答の継続時間 (70 秒) \times 変位比 (8 倍) = 560 秒とした。(70 秒間連続で ± 200 [mm] の変位が発生し続けると仮定することに相当し、安全側の評価となる。)

参考に、事前に実施した XYZ 同時入力時の時刻歴解析における、建屋端部の免震装置の上下変位を図 3-115 に、累積変位 (全摺動距離) を図 3-116 に示す。地震応答終了後 (70 秒) での全摺動距離は、おおよそ 9000 [mm] となっている。一方、試験では、周期 2 秒・ストローク ± 25 [mm] で摺動させるので、1 秒間に 1 往復するため 1 秒あたりの摺動距離は 25 [mm] $\times 2 = 50$ [mm/s] となる。したがって、摺動距離が実機と同じ 9000 [mm] となるためには 9000 [mm] $\div 50$ [mm/s] = 180 秒間摺動させる必要がある。今回の試験条件である 560 秒は、その約 3.1 倍に相当する。

なお、常時圧力である圧力 25MPa の試験では振動数を変化させ、その依存性を計測する。

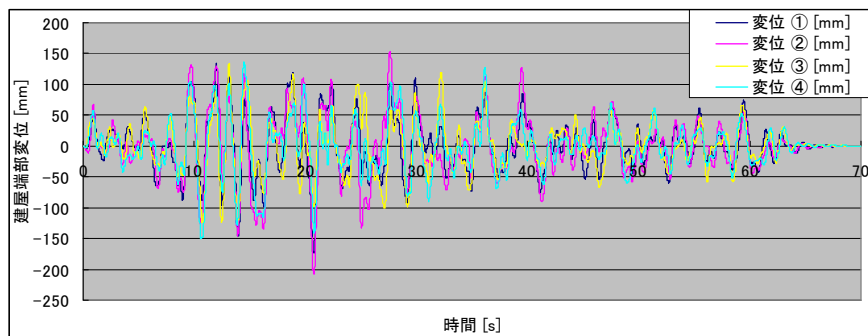


図 3-115 建屋端部変位 (4 隅、連通管最適ロッキング減衰モデル)

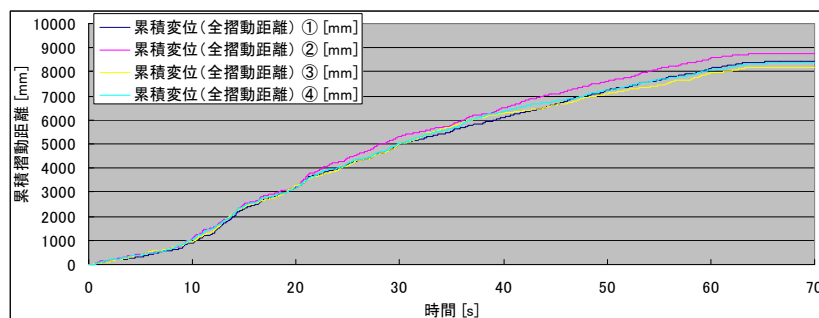
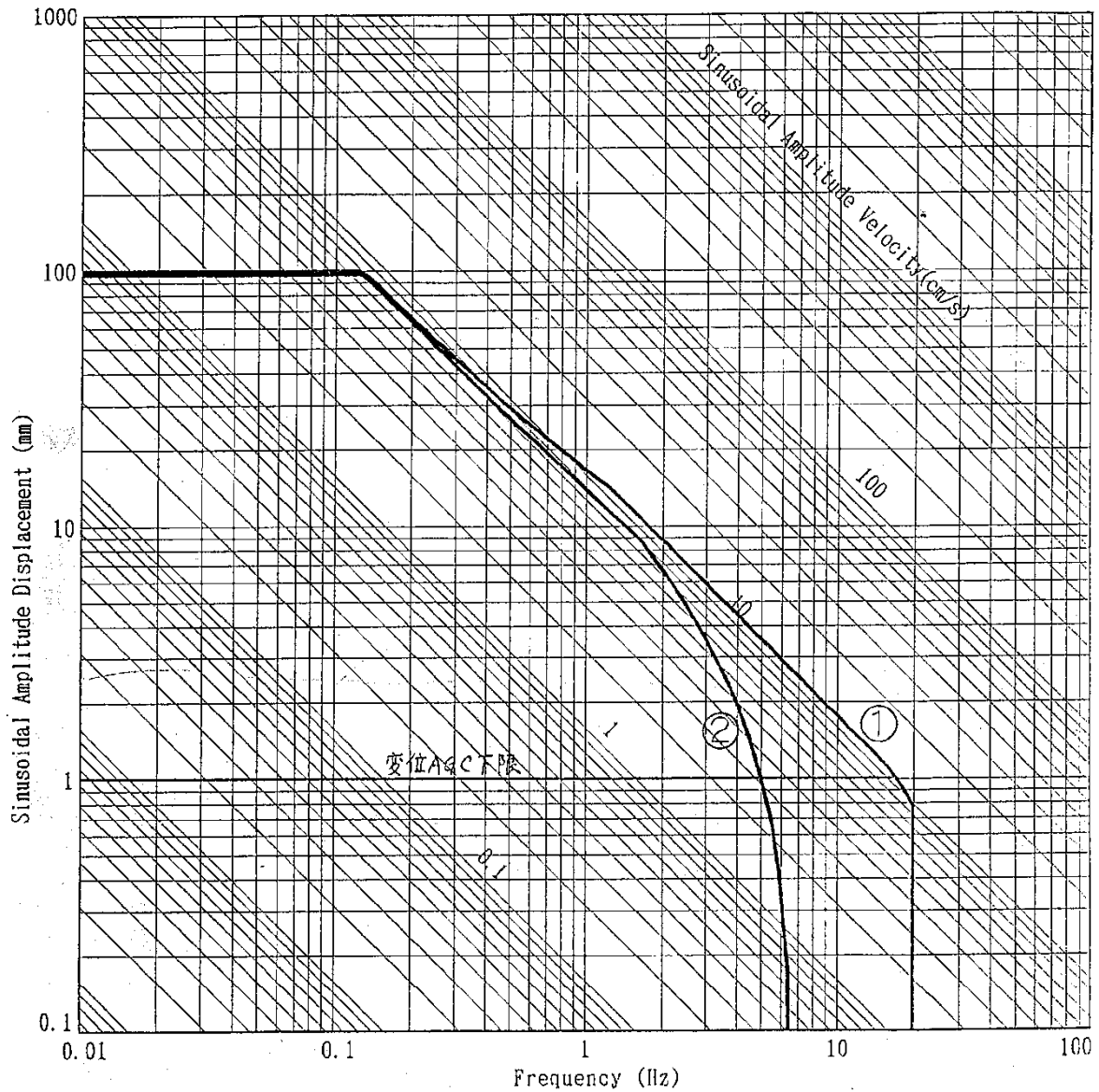


図 3-116 建屋端部の累積変位 (全摺動距離) (4 隅、連通管最適ロッキング減衰モデル)

DYNAMIC SERVO

FATIGUE TEST SYSTEM PERFORMANCE



加 振 力 Nominal Force	± 500 kN	定格油圧 Rated Presssure	21 MPa
最大 振幅 Max. Displacement	± 100 mm	消費流量 Required Flow	126.6 L/min
最大 速度 Max. Velocity	± 11.0 cm/s	サーボ弁 Servo Valve	J072-188
		S. V. 台数 S. V. Q'ty	
周波数範囲 Frequency Range	0.01 ~ 20 Hz	製造番号 Serial No.	V-2110

記事:

① NO LOAD

② 0 ± 500 kN LOAD

作成	98年 3月 12日	承認	照査	担当
図面番号				

SAGINOMIYA

図 3-117 加力用 50 トンジャッキの性能線図

表 3-30 摺動性確認試験の試験ケース

No.	圧力 [MPa]	ストローク [mm]	振動数 [Hz]	継続時間 [s]	備考
1	10	±25	0.5	560	
2	20	±25	0.5	560	
3-1	25	±25	0.5	560	
3-2	25	±25	0.2	60	
3-3	25	±25	0.1	60	(準静的)
4	30	±25	0.5	560	
5	40	±25	0.5	560	
6	50	±25	0.5	560	

表 3-31 摺動性確認試験での計測項目

計測項目	センサ
シリンダ内の圧力	圧力計
ピストン押し込み荷重	試験器にて計測
ピストン押し込み変位	試験器にて計測
ピストン変位	変位計

(2) 試験結果

摺動性確認試験で計測した変位－荷重をプロットして得られた摩擦特性（ヒステリシスループ）を図 3-118～図 3-123 に示す。また、これらのヒステリシスループから摺動抵抗を読み取った結果を表 3-32 に、摺動抵抗値を同じ圧力下での支持荷重（＝圧力×ロッド断面積）で除して摩擦係数に換算した結果を表 3-33 に示す。また、これらの摺動抵抗値と摩擦係数を圧力に対してプロットした結果を図 3-124～図 3-127 に示す。

摺動特性は圧力に概ね比例して変化しており、読み取った摺動抵抗値はほぼ直線上にプロットされた。このことから、これまでのシミュレーションで使用してきた、摺動抵抗の圧力に対する線形性の仮定が正しいことが、地震時に想定される最大圧力である 50MPa までの圧力範囲で確認することができた。

また、圧力 25MPa においては 0.1, 0.2, 0.5Hz の 3 種の振動数で摺動試験を実施したが、いずれもヒステリシスループはほぼ重なっていることから、摺動抵抗に速度依存性はほとんどないと考えてよいことが分かった。

計測された摺動抵抗を支持荷重で除して求めた摩擦係数は、最大でも $\mu = 0.003$ と極めて低い値であることが分かった。摩擦係数の圧力による変化が計測されたが、その変動幅は過大なものではなく、なおかつ摩擦係数自体が極めて低いことから免震装置としての動特性に与える影響は軽微であると推定される。

表 3-32 摺動抵抗の計測結果一覧

設定 圧力 [MPa]	1 回目				2 回目				3 回目			
	実測 圧力 [MPa]	摺動抵抗 [kN]			実測 圧力 [MPa]	摺動抵抗 [kN]			実測 圧力 [MPa]	摺動抵抗 [kN]		
		最大	最小	等価 近似		最大	最小	等価 近似		最大	最小	等価 近似
0	0.4	1.1	0.9	1.0	0.1	0.9	0.3	0.6	0.2	1.1	0.8	0.9
10	10.0	7.5	4.0	5.3	10.1	7.5	4.1	5.3	10.8	8.0	4.2	5.9
20	20.0	10.5	7.0	7.5	20.1	13.5	6.7	10.0	20.2	18.5	9.5	11.0
25	25.1	11.5	7.5	8.9	25.2	20.5	8.0	12.0	25.2	22.0	10.0	12.0
30	30.2	14.0	8.8	9.8	30.3	24.0	10.5	14.5	30.4	19.2	10.5	13.2
40	40.2	18.2	11.5	13.5	40.2	30.5	14.5	20.5	40.2	22.8	13.5	18.0
50	50.3	27.6	14.5	18.5	50.3	45.0	18.0	26.0	50.1	30.5	16.5	21.5

※ 「最大」「最小」は、各ヒステリシスループでのピークを含めた最大荷重と最小荷重。

※ 「等価近似」は、各ヒステリシスループの描く面積（＝エネルギー）が同じになるような長方形を描いたときの荷重振幅。

表 3-33 摩擦係数の計測結果一覧

設定 圧力 [MPa]	1 回目				2 回目				3 回目			
	支持 荷重 [kN]	摩擦係数 [-]			支持 荷重 [kN]	摩擦係数 [-]			支持 荷重 [kN]	摩擦係数 [-]		
		最大	最小	等価 近似		最大	最小	等価 近似		最大	最小	等価 近似
0	36	.0154	.0126	.0140	10	.0126	.0042	.0084	20	.0154	.0112	.0126
10	1019	.0037	.0020	.0026	1023	.0037	.0020	.0026	1096	.0039	.0021	.0029
20	2037	.0026	.0017	.0018	2050	.0033	.0016	.0025	2052	.0045	.0023	.0027
25	2556	.0022	.0015	.0017	2569	.0040	.0016	.0023	2569	.0043	.0020	.0023
30	3075	.0023	.0014	.0016	3087	.0039	.0017	.0024	3095	.0031	.0017	.0021
40	4090	.0022	.0014	.0017	4094	.0037	.0018	.0025	4096	.0028	.0017	.0022
50	5118	.0027	.0014	.0018	5122	.0044	.0018	.0025	5097	.0030	.0016	.0021

※ 「最大」「最小」は、各ヒステリシスループでのピークを含めた最大荷重と最小荷重より求めた摩擦係数。

※ 「等価近似」は、各ヒステリシスループの描く面積（＝エネルギー）が、同じになるような長方形を描いたときの荷重振幅より求めた摩擦係数。

※ 摩擦係数はシール 1 本当たりの値に換算している。（試験体では上下 2 つのシールがあるので、1 本当たりの摺動抵抗を求めるために 0.5 倍した。）

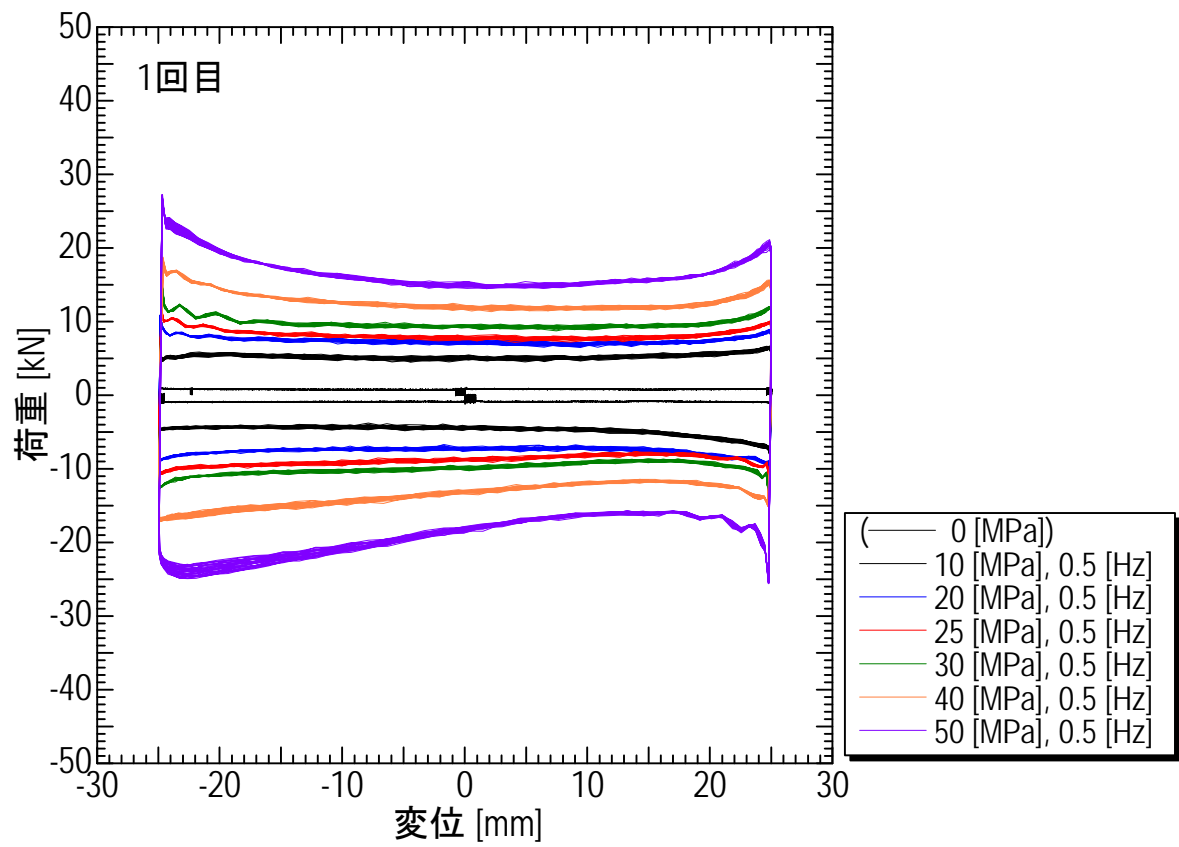


図 3-118 摩擦特性(1回目)

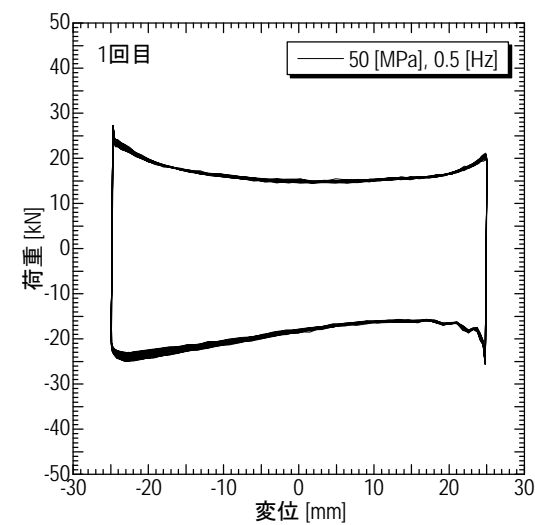
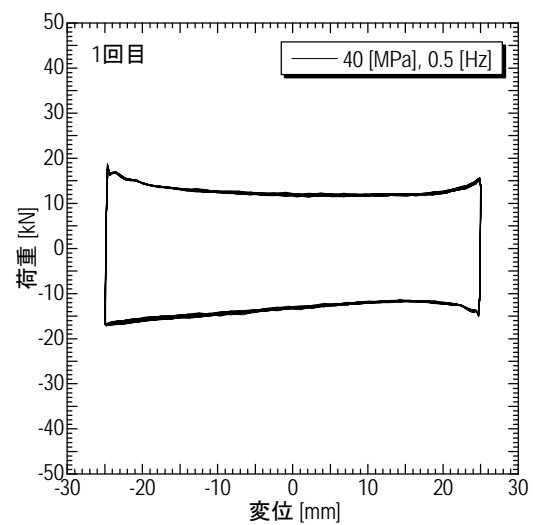
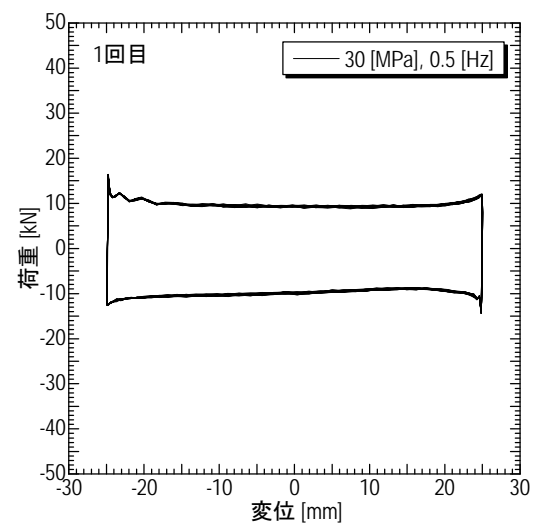
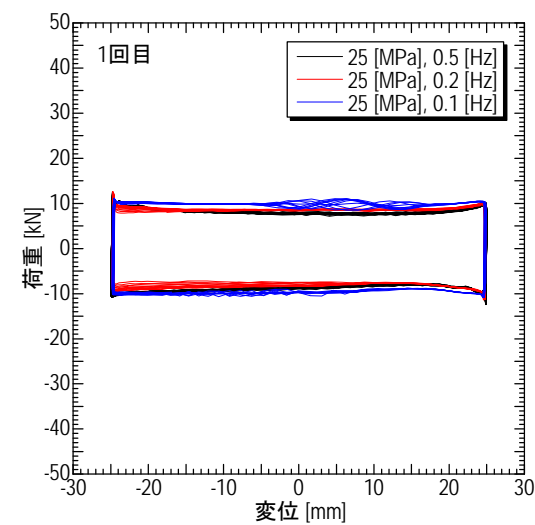
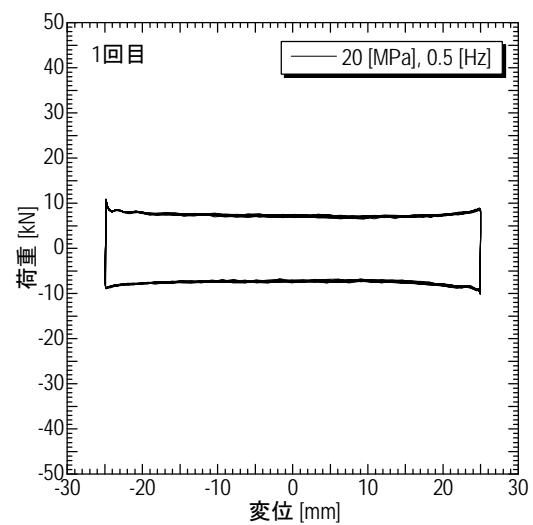
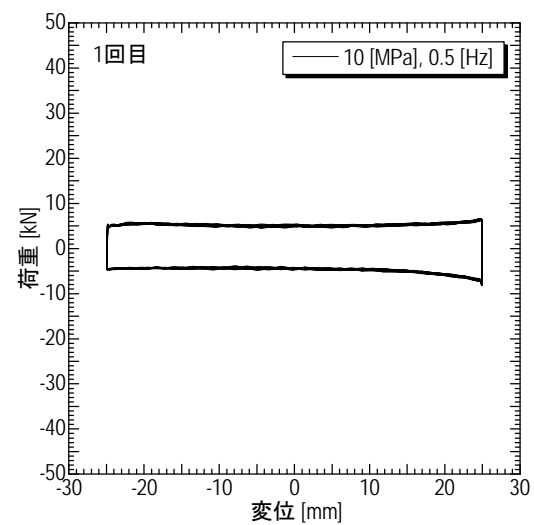


図 3-119 摩擦特性(1回目)

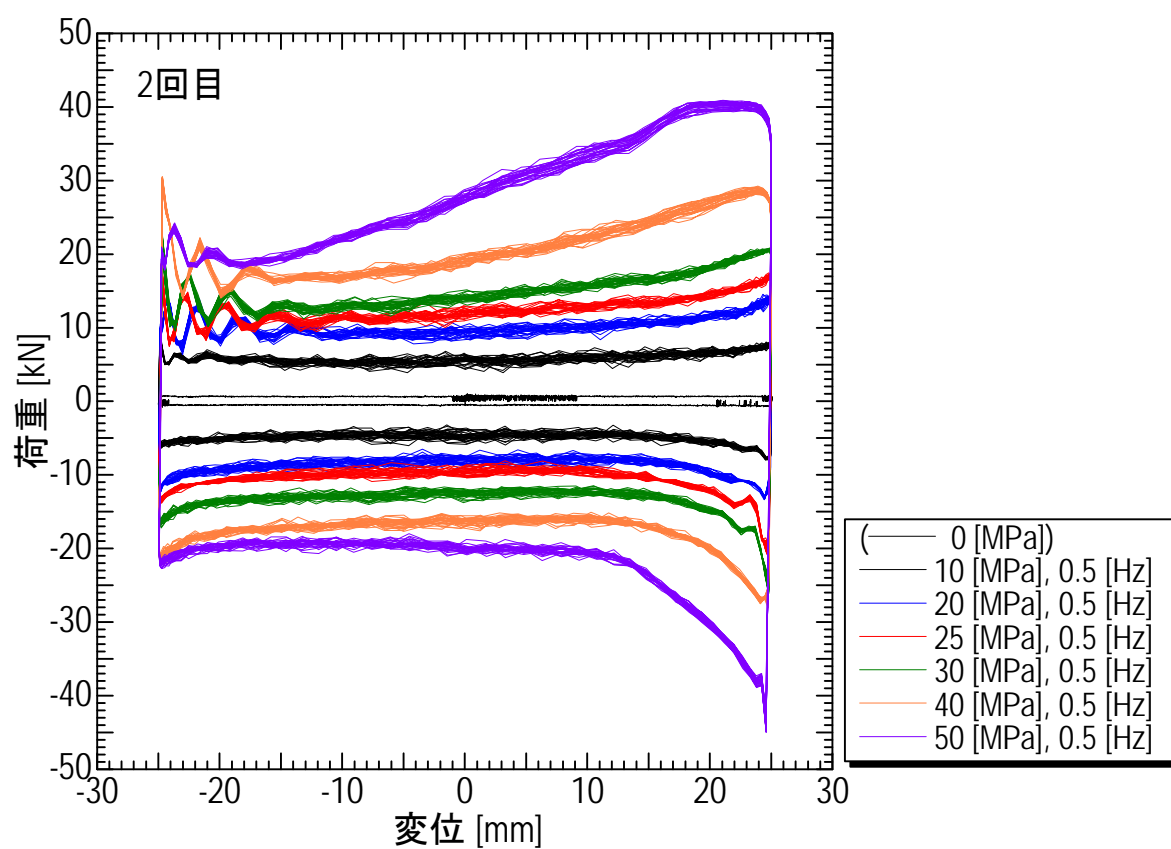


図 3-120 摩擦特性(2回目)

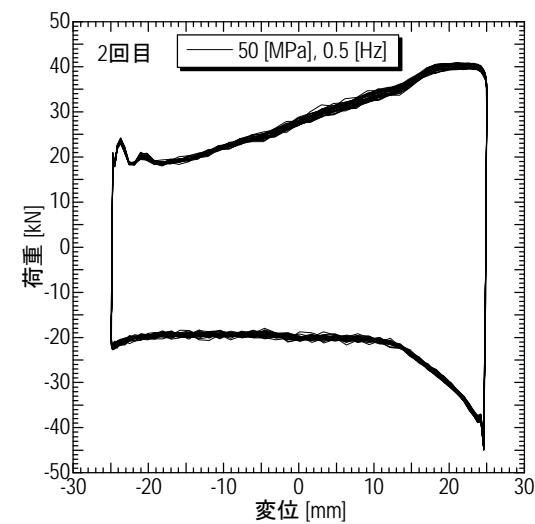
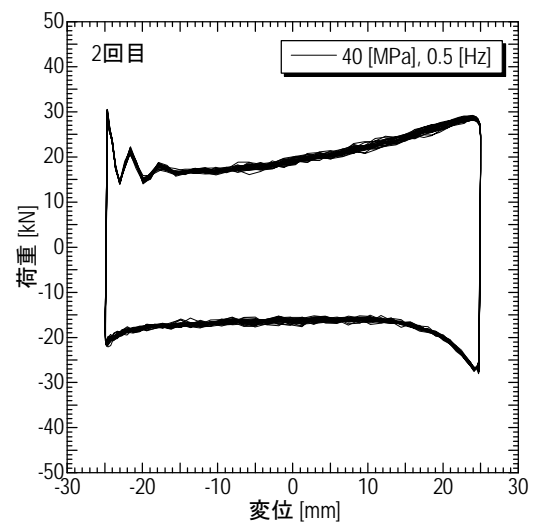
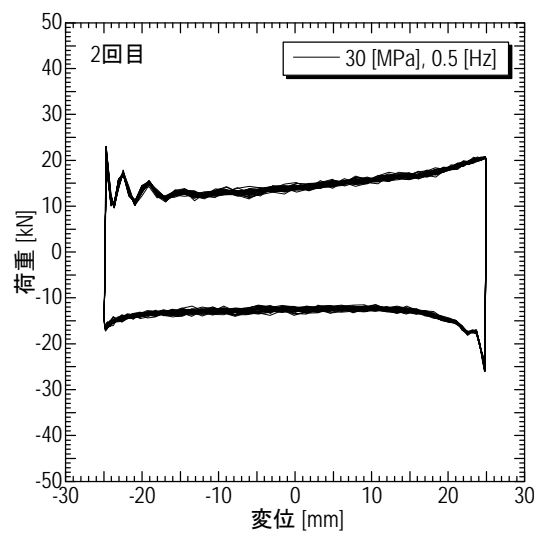
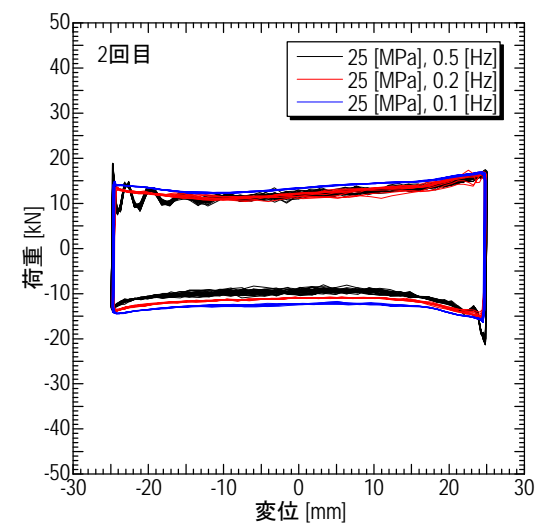
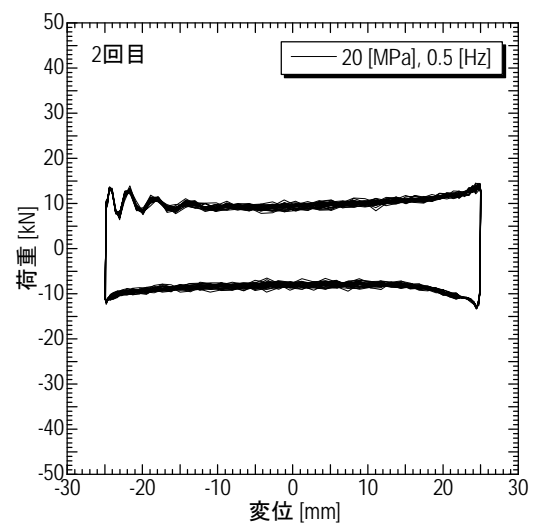
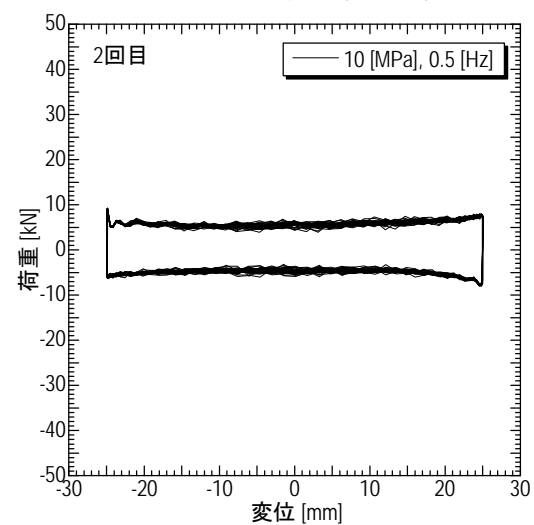


図 3-121 摩擦特性(2回目)

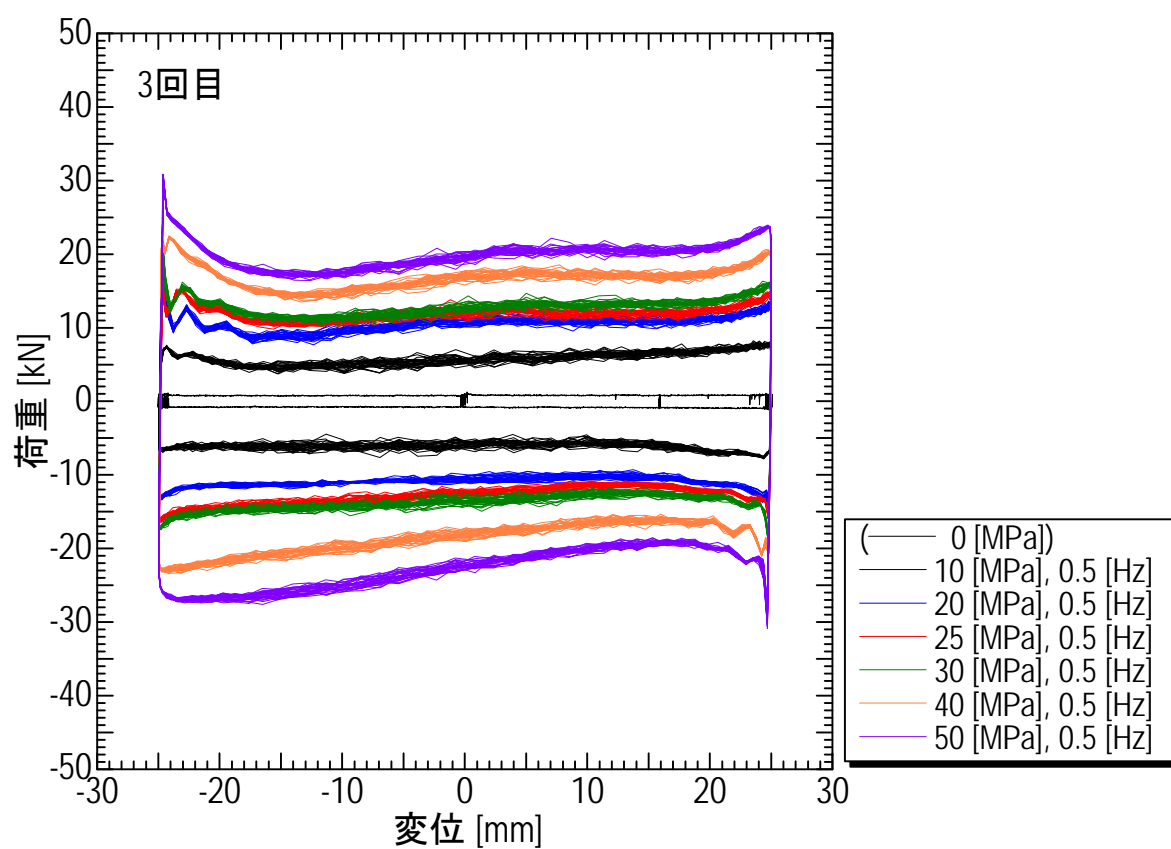


図 3-122 摩擦特性(3回目)

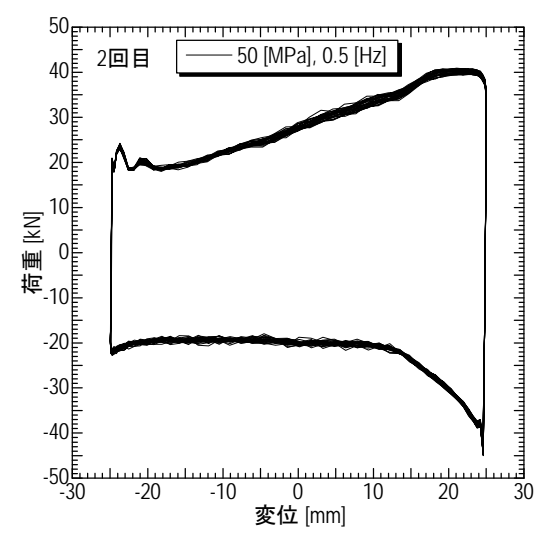
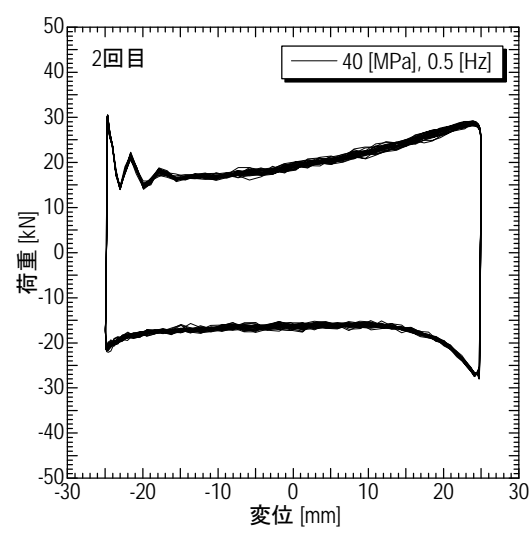
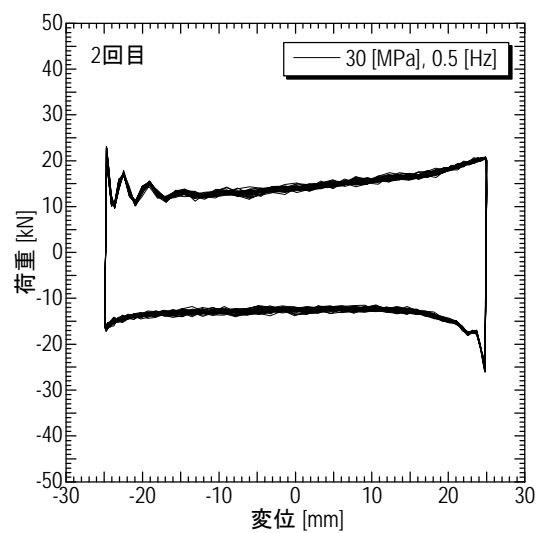
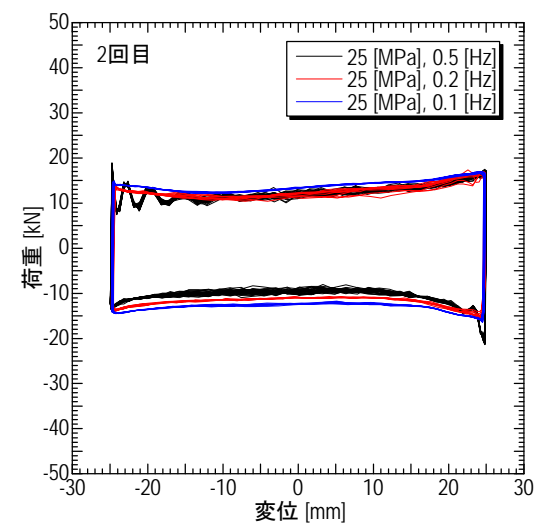
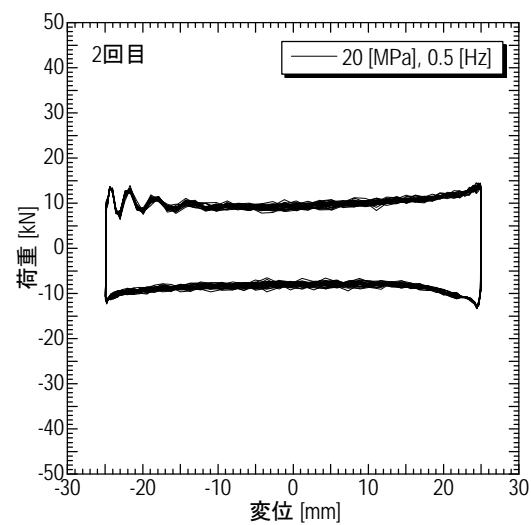
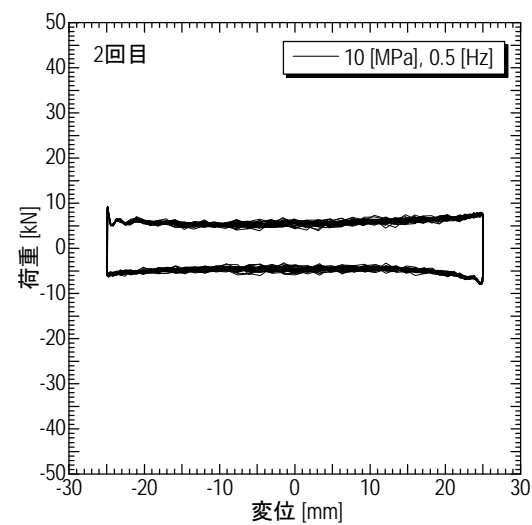


图 3-123 摩擦特性(3回目)

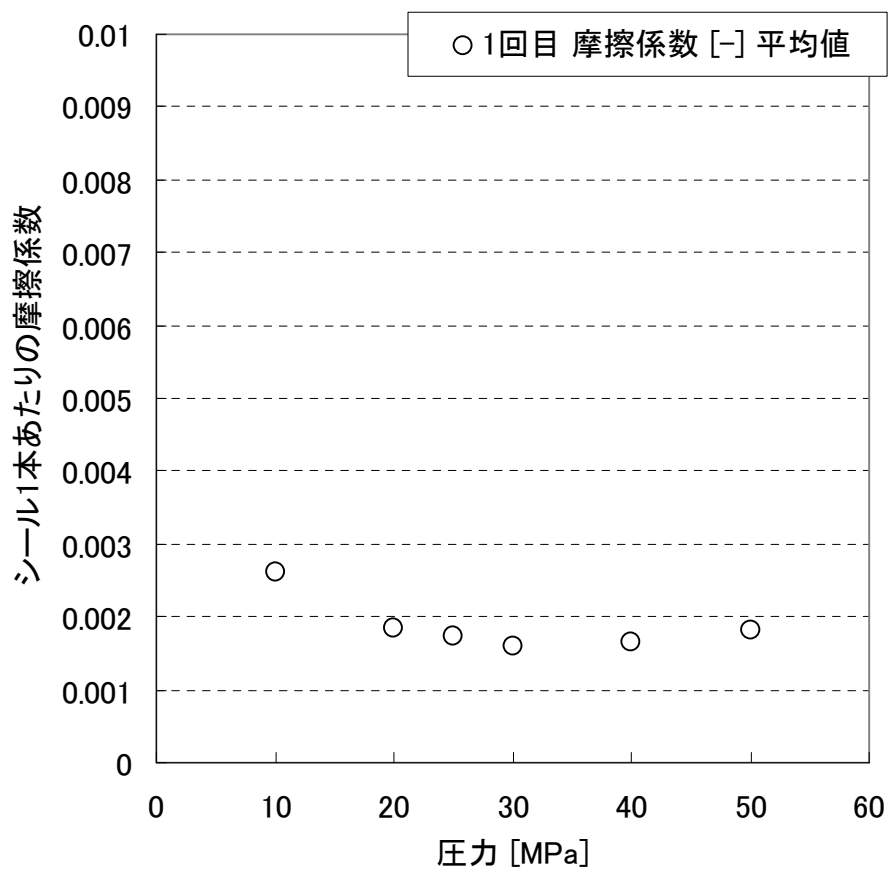
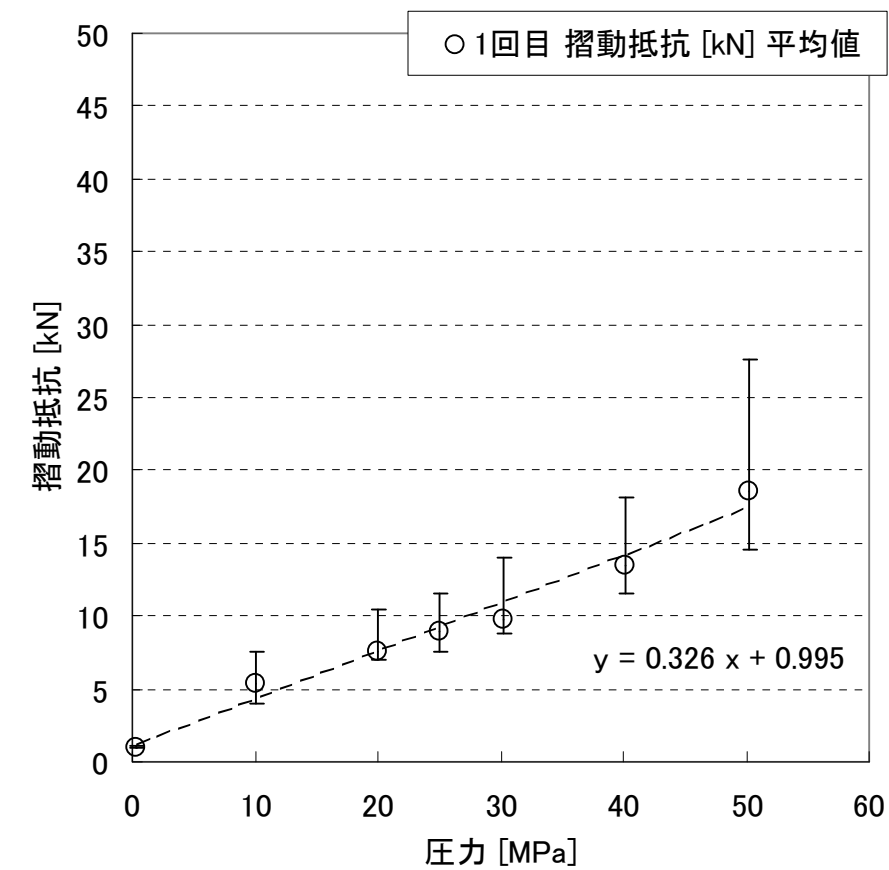


図 3-124 摺動抵抗と摩擦係数(1 回目)

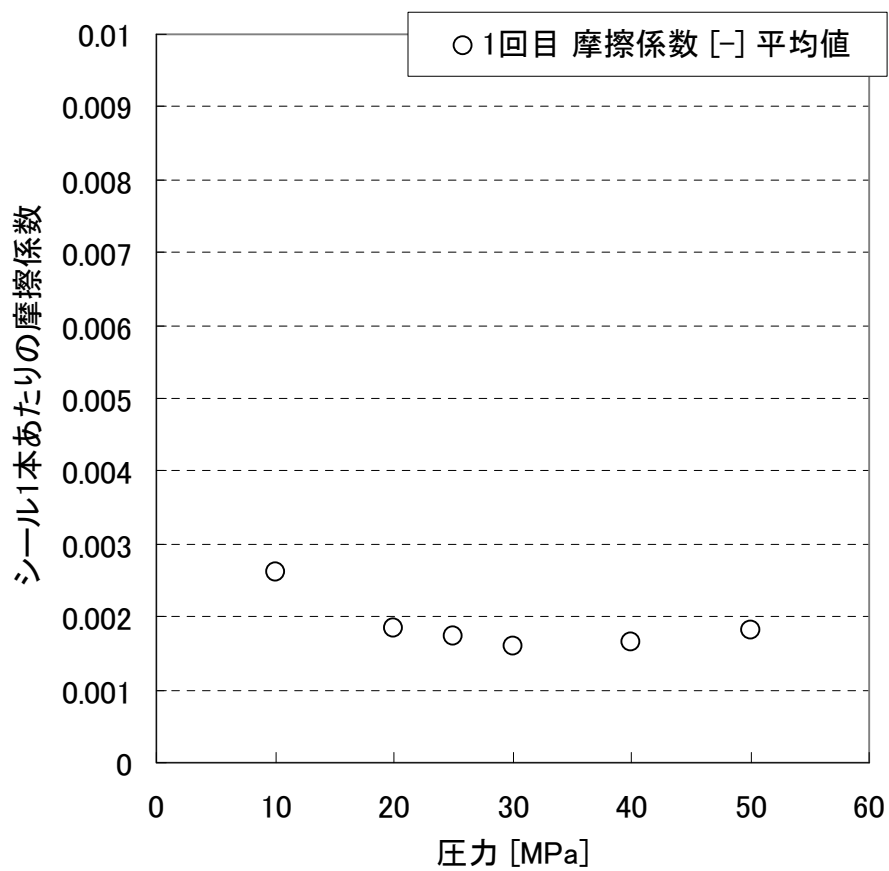
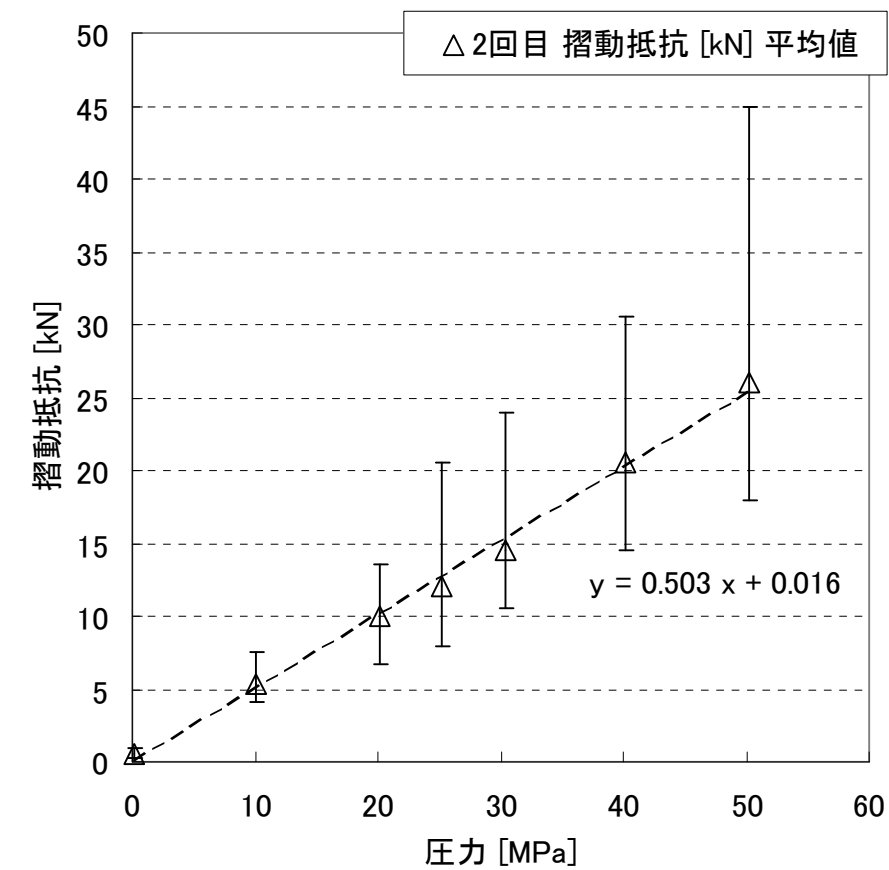


図 3-125 摺動抵抗と摩擦係数(2 回目)

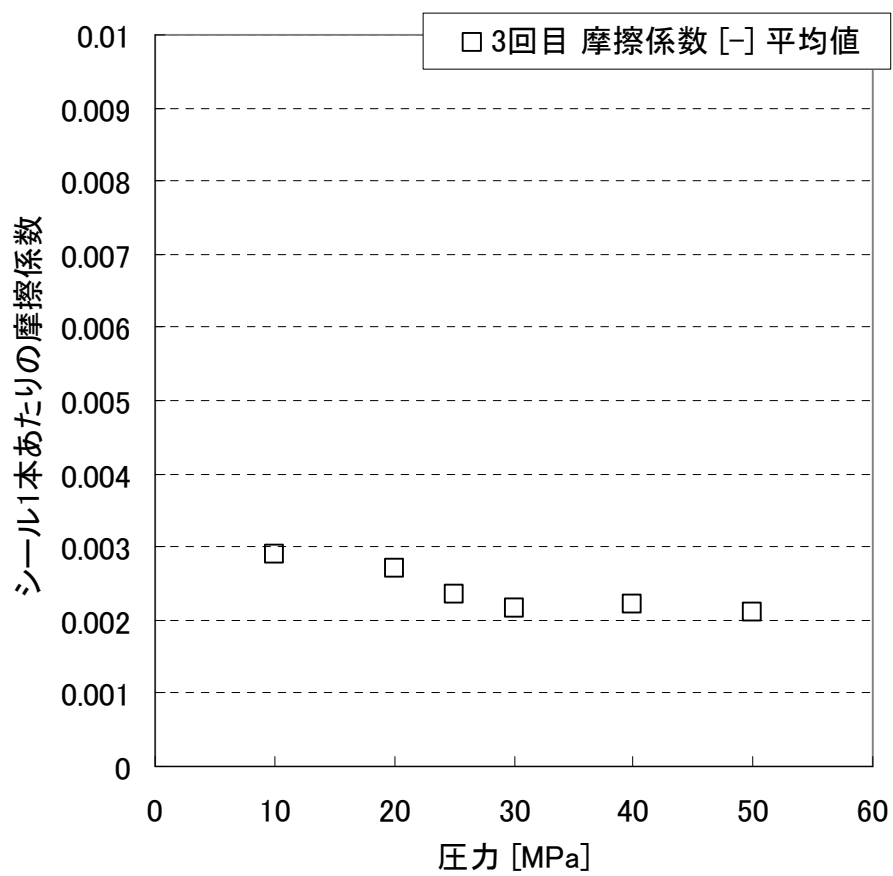
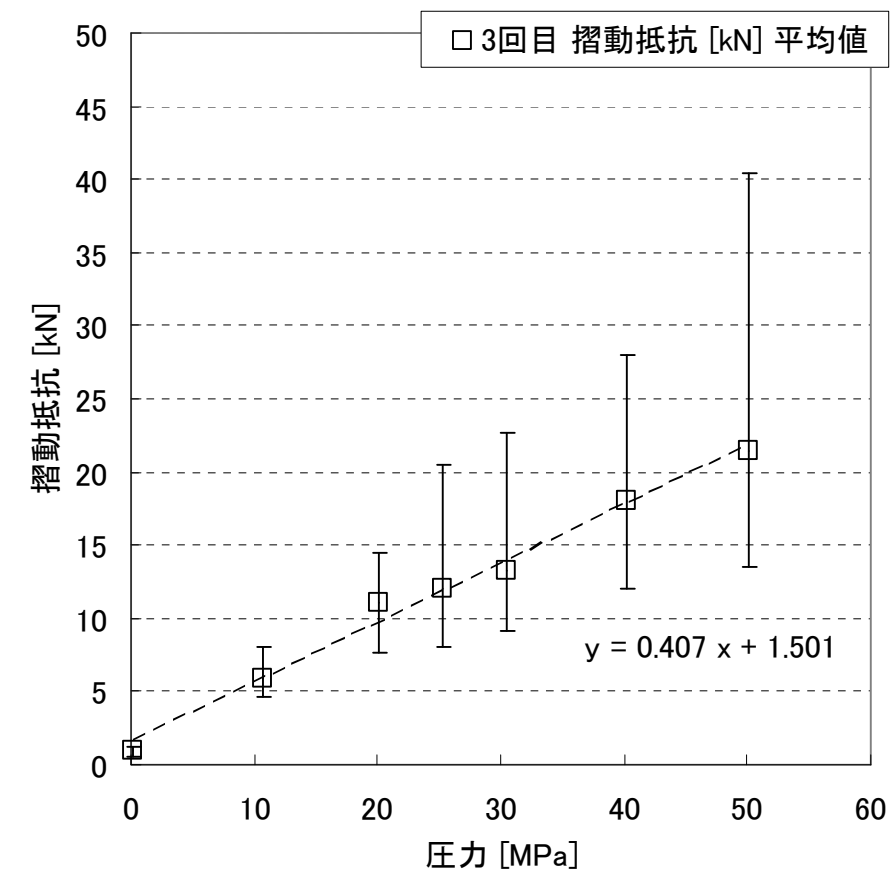


図 3-126 折動抵抗と摩擦係数(3回目)

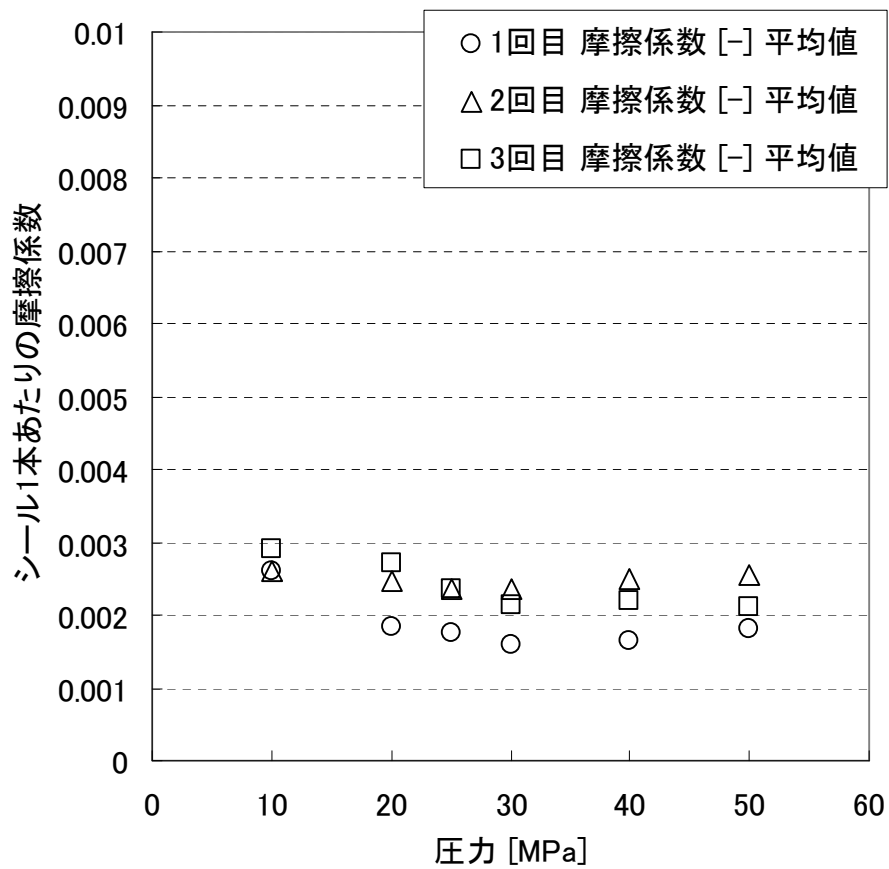
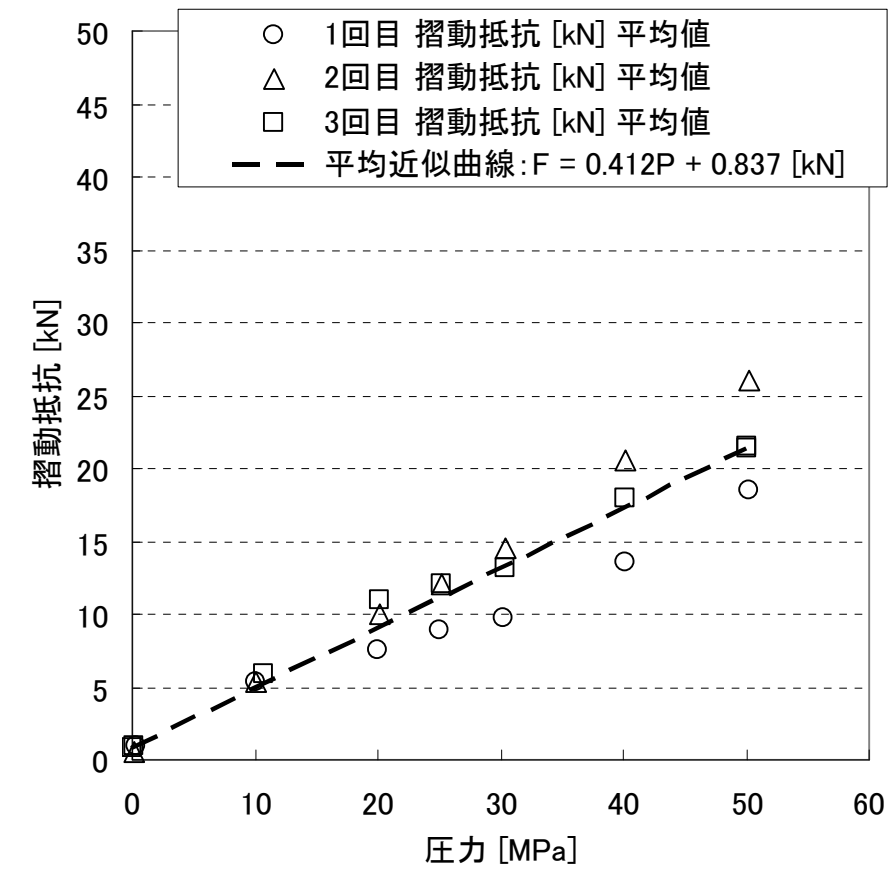


図 3-127 摺動抵抗と摩擦係数(1～3 回目)

(3) 実機大の装置への展開

実機大の詳細解析モデルに反映するため、今回実施した 1/2 スケールの試験体を用いて得られた摺動抵抗の圧力依存性特性を、実機サイズの各ユニット（荷重支持シリンダ（LC）・ロッキング抑制シリンダ（RC）・アキュムレータユニット（ACC））に展開する。試験で得られた摺動抵抗力の圧力依存性は、に示すように、次式のような 1 次関数で近似することができる。

$$f = \mu_{seal} f_{seal} + f_{ini} \quad (3-16)$$

ここで、 f : 摺動抵抗力

μ_{seal} : シール材とロッドの間の摩擦係数

f_{seal} : シール材からロッドに作用する接触力

f_{ini} : 圧力=0 のときの摺動抵抗力（初期摺動抵抗力）

シール材からロッドに作用する接触力はシール材の接触面積 A_{seal} と作用圧力 p によって決まる。

$$f_{seal} = A_{seal} p \quad (3-17)$$

式(3-16)と式(3-17)から、

$$f = \mu_{seal} A_{seal} p + f_{ini} \quad (3-18)$$

図 3-128 に示すように、実験結果を線形近似して、式(3-3)の係数を決定すると、 $\mu_{seal} A_{seal} = 0.412$ [kN/MPa]、 $f_{ini} = 0.837$ [kN]となる。試験体のシールの接触面積 A_{seal} は、上下 2 本分で $A_{seal} = 31215$ [mm²]である。したがって、シール材とロッドの間の摩擦係数 μ_{seal} は、

$$\mu_{seal} = \frac{0.412 [kN / MPa]}{31215 [mm^2]} = \frac{0.412 \times 10^3 \times 10^{-6} [m^2]}{31215 \times 10^{-6} [m^2]} = 0.0132 \quad (3-19)$$

となる。

この摩擦係数と、実機における各シリンダのシール部の接触面積（1 本の面積×本数）を式(3-3)に代入すると実機での各シリンダの摺動抵抗値の圧力依存性が決定される。

実機の荷重支持シリンダ 1 本に作用するそれぞれのシリンダの摺動抵抗の圧力依存性と、その圧力における鉛直荷重に対する摺動抵抗の比を図 3-129 に示す。実機シミュレーションでは本図の特性をモデル化すればよい。

なお、同図において、摺動抵抗／鉛直支持荷重の合計値は圧力範囲のほとんどの領域で 0.01 以下となった。このことから、圧力の変動による摺動抵抗の変動が免震装置の性能に対して与える影響は小さいと考えられる。

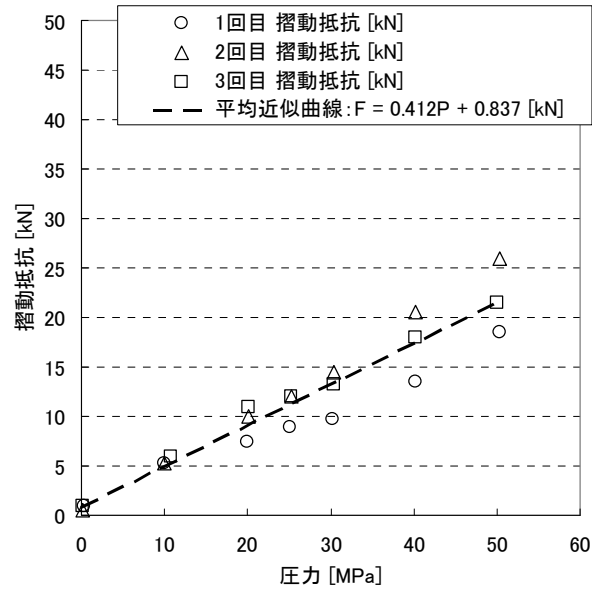
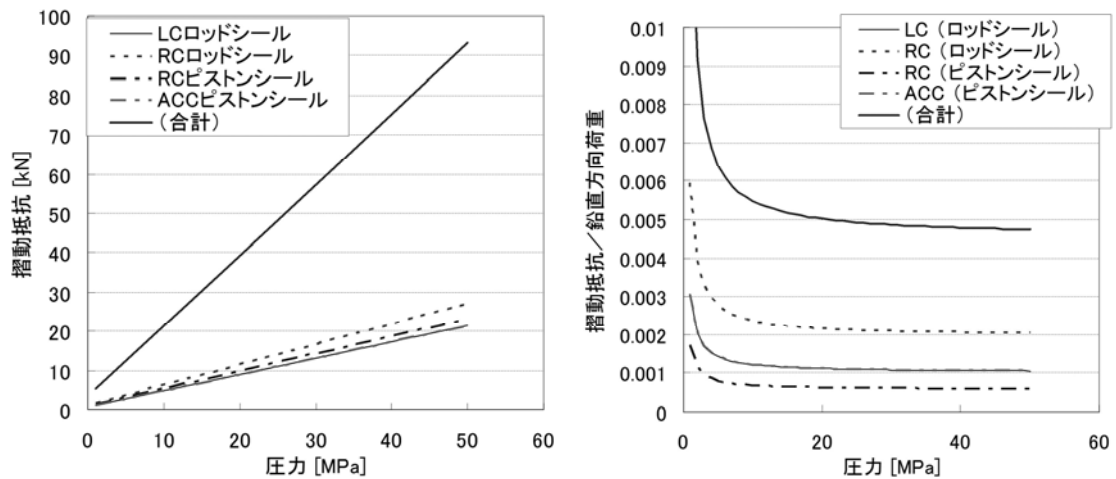


図 3-128 1/2 スケール試験体において取得した圧力依存性



(a) 摺動抵抗値

(b) 鉛直荷重に対する比

図 3-129 実機スケールに展開した圧力依存性

3.3.3 耐圧性確認試験

(1) 試験方法

ロッドを中立位置に固定した状態で、手動ポンプで圧力を上昇させて耐圧試験を行う。圧力は 25MPa、50MPa、100MPa の順に段階的に上昇させ、各段階で 5 分ないし 10 分間、圧力を保持する。各段階の圧力とその設計上の位置づけは、以下の通りである。なお、耐圧性能試験（100MPa）までは、3 本の試験体について実施する。破壊試験（100MPa 以上）については、試験体損傷の可能性も考えられることから、原則として最後の 1 本についてのみ行う。

① 常時圧力試験 : 25 MPa

上部構造の荷重を支持するために常時負荷される圧力で、長期に渡り健全性を維持することが要求される圧力

② 地震時最大圧力試験 : 50 MPa

地震を受けた場合に発生することが想定される最大の圧力で、短期の健全性と、地震終了後の健全性が要求される圧力

③ 耐圧性能確認試験 : 100 MPa

公的基準に規格化されていない材料であるため、想定される最大圧力に対して 2 倍（常時支持圧力に対して 4 倍）以上の裕度を考慮した圧力

④ 破壊試験

実力値として、シール材が耐えられる内圧、もしくは破壊する圧力

シール部からのリークの有無は、シリンダの内圧の変化により判定する。

表 3-34 耐圧試験の試験条件

試験名称	シリンダ内圧 [MPa]	保持時間 [秒]	備考
常時圧力試験	25	300	
地震時最大圧力試験	50	300	
耐圧性能確認試験	100	600	
破壊試験	リークまで (最大 150 MPa)	—	※ 試験体の設計圧力に 依存する。

(2) 試験結果

耐圧試験によって得られたシリンダ内圧の時系列変化を図 3-130～図 3-132 に示す。25MPa, 50MPa, 100MPa, 150MPa いずれの耐圧試験においても、圧力を上昇させた直後には圧力がやや低下する傾向があったが、しばらく放置した後は圧力の低下は確認されなかったことから、シールからのリーク等は発生せずに試験は正常に実施されたと判断できる。

3 体目の試験体シールについては破壊試験の位置づけで 150MPa まで圧力を上昇させたが、加圧後しばらく放置しても圧力の低下が認められず、破壊には至らなかった(図 3-133)。したがって、本シールの耐圧性の実力値は 150MPa 以上であることが確認できた。これは、地震時に発生が想定される最大圧力(50MPa)の 3 倍、常時支持圧力(25MPa)の 6 倍の値であり、十分な耐圧性を持つことが確認できた。

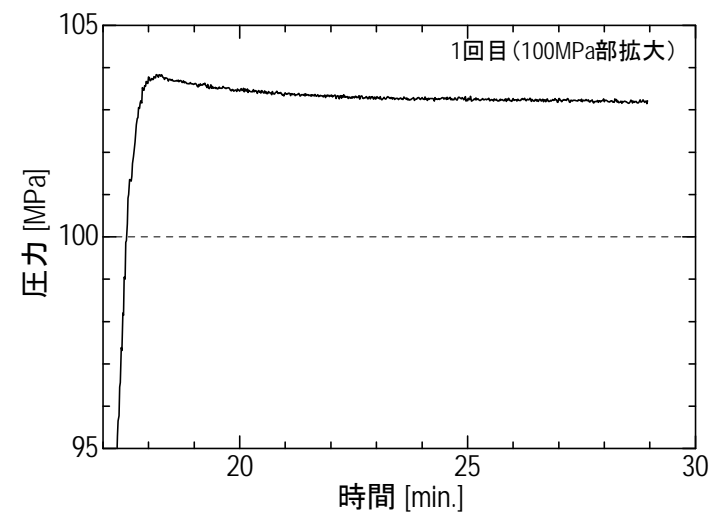
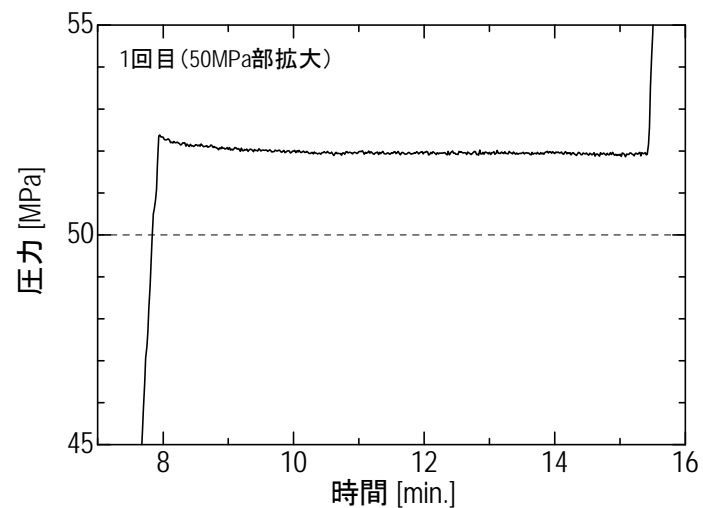
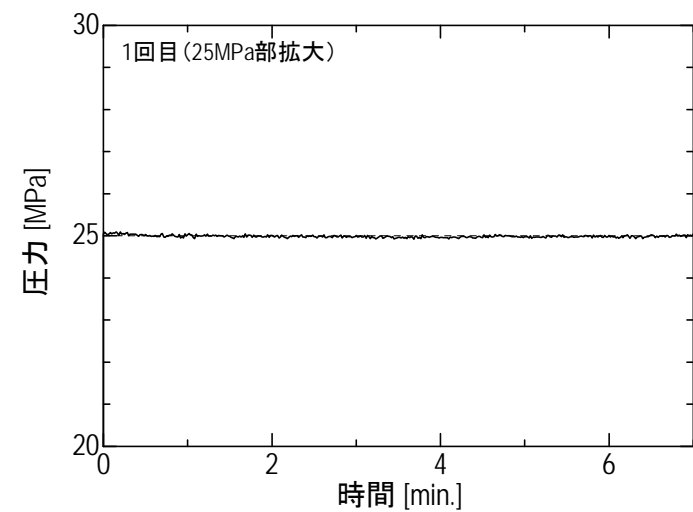
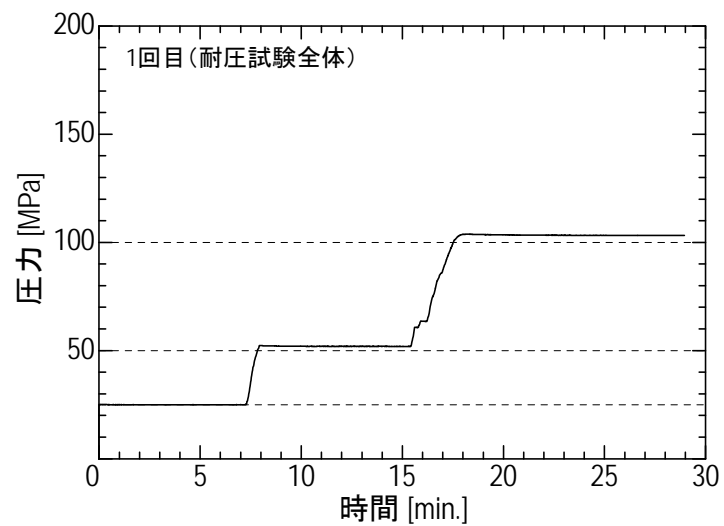


図 3-130 シリンダ内圧の時系列変化(1 回目:25MPa,50MPa,100MPa 耐圧試験)

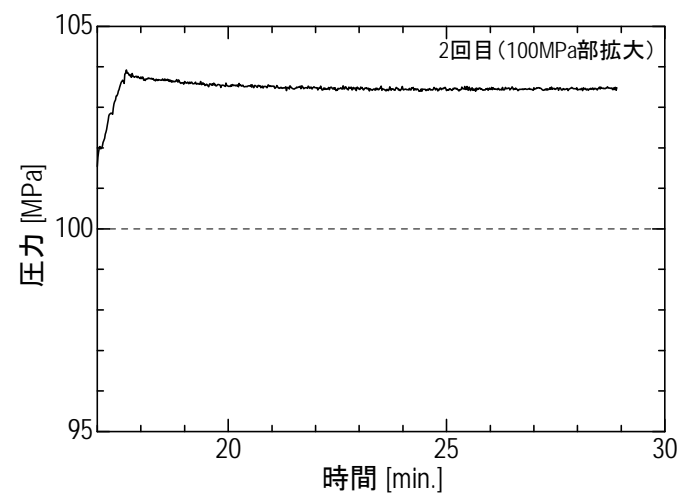
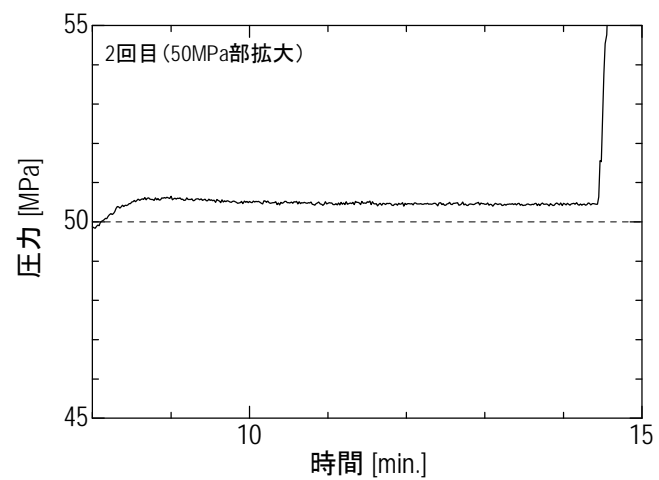
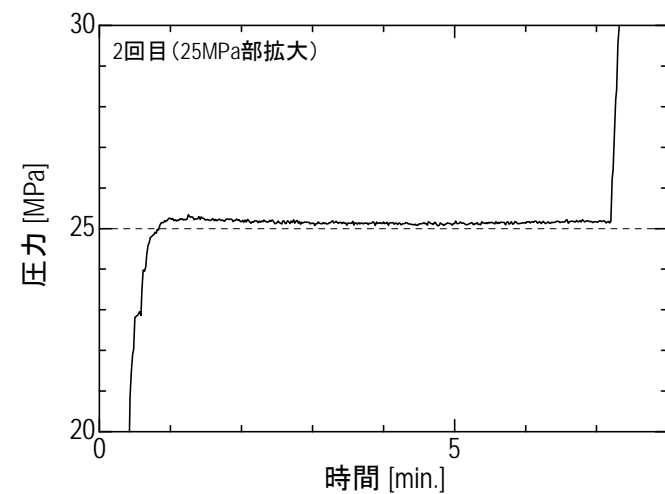
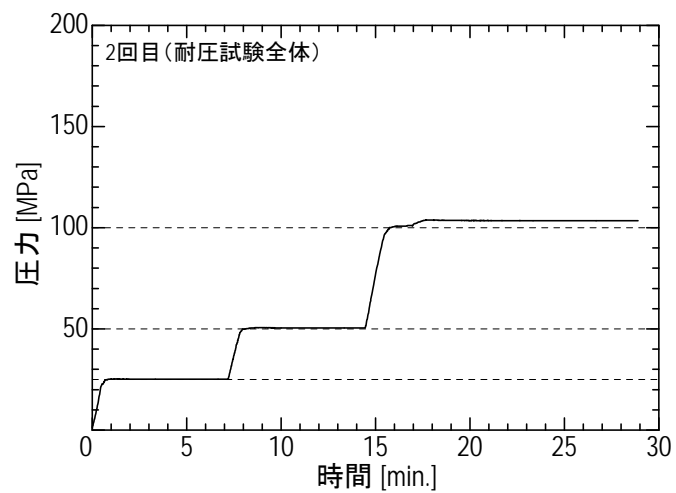


図 3-131 シリンダ内圧の時系列変化(2 回目:25MPa,50MPa,100MPa 耐圧試験)

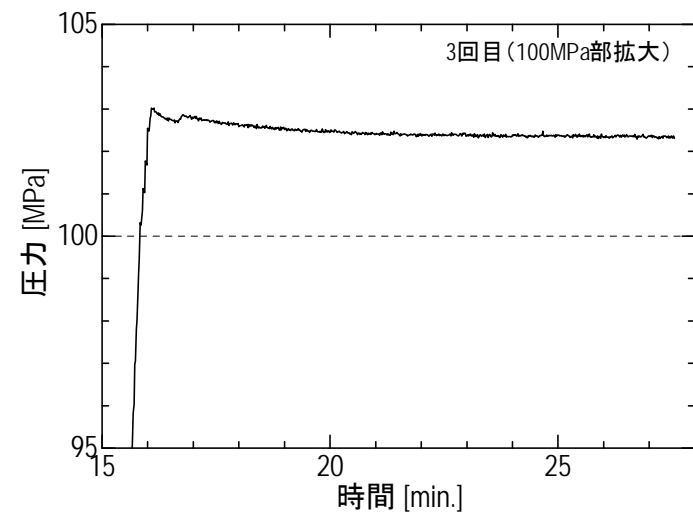
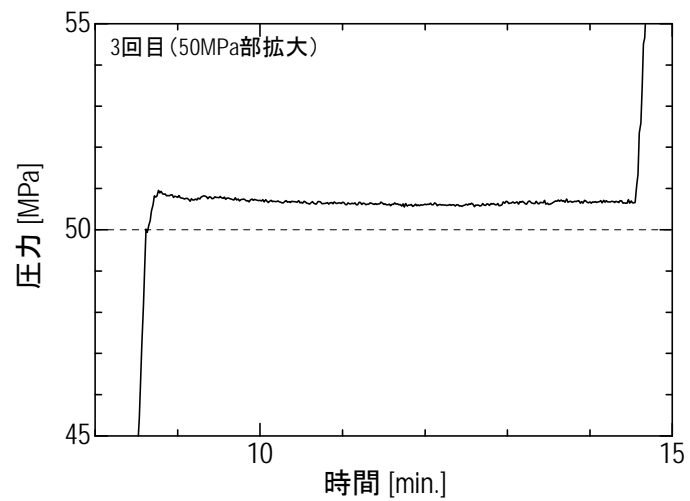
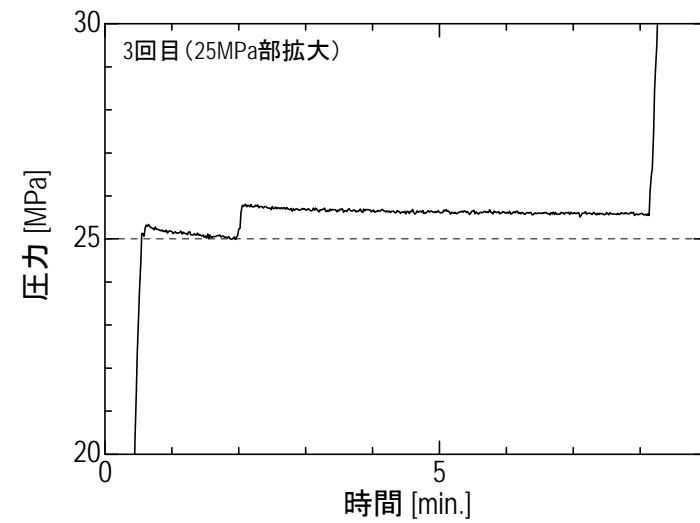
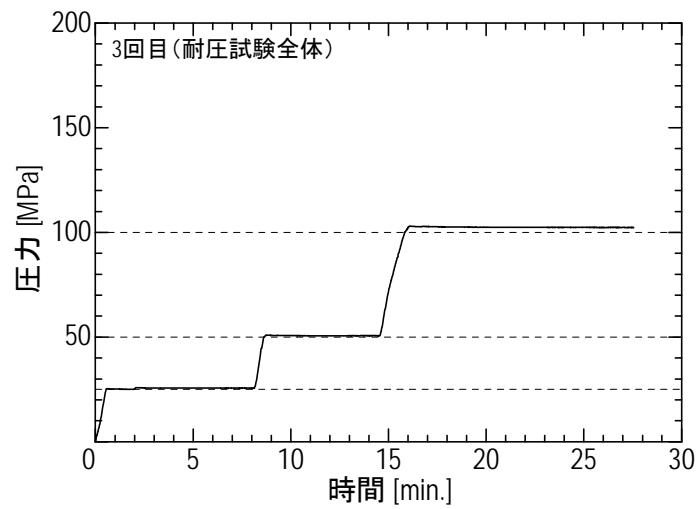


図 3-132 シリンダ内圧の時系列変化(3 回目:25MPa,50MPa,100MPa 耐圧試験)

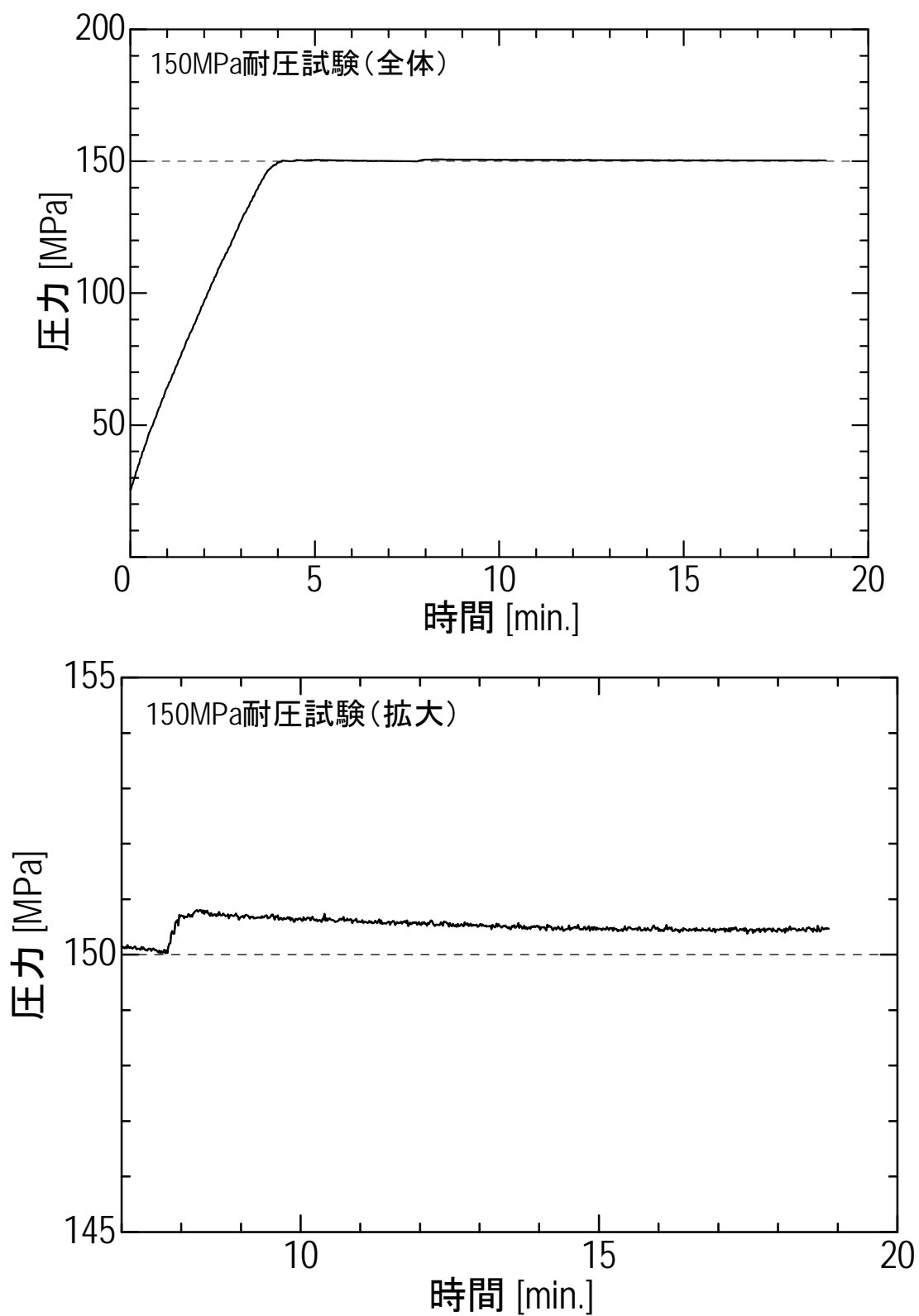


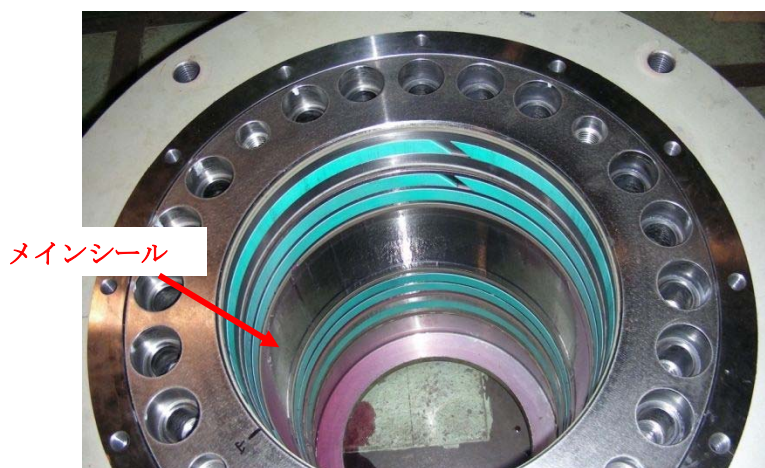
図 3-133 シリンダ内圧の時系列変化(3回目: 150MPa 耐圧試験)

(3) 試験後のシール材の検査結果

1 回目の試験終了後のメインシールの写真を図 3-134 に示す。目視ではリークにつながる可能性のある傷等は確認されなかった。ただし、メインシールにロッドとの摺動痕及びメインシールの O リング周方向に薄い膜が形成されていることが確認された。2 体目、3 体目の試験終了後も同様の結果が得られた。

摺動痕はメインシール内部に含まれる銅粉の成分が表面に現れたものであるが、通常の使用でも生じるもので、実際にリークも発生していないため問題とはならないと判断する。

O リングには、ひだ状の剥離物が生じていた。これは、シール装着用の溝（分割溝）の、リング部品どうしの結合部に、O リングの一部が圧力で押し込まれて出来たものである。O リングはロッドと直接摺動するものではなく、溝と一旦密着するとそこから移動することはない。したがって、このひだ状の剥離物が摺動部にかみこんだりする可能性はない。また、O リングはそもそも、このような隙間に密着してシール性を保つ部品であり、正常に機能を発揮した結果として発現したものであると判断される。



(a) シリンダ内部



(b) メインシールとロッドの摺動痕



(c) メインシールOリングの変形

図 3-134 試験後のシールの目視確認結果

3.4 結言

本章では、1/7 縮小試験体及び 1/2 縮小試験体を用いて実施した各種の試験について述べた。1/7 縮小試験体では、強制加振試験により装置の動的な特性を要素ごとに取得／評価する要素試験と、油圧機構による装置と空気ばねによる装置を組み合わせた三次元免震システム全体としての性能を取得／評価する振動台試験を行った。1/2 縮小試験体では、摺動試験および耐圧性試験を行い、より実機大に近い状態でのシール部の高圧下での挙動を確認／評価した。以下に結果をまとめる。

3.4.1 1/7 縮小試験体による動的性能の確認試験結果

(1) 要素試験の結果

油圧装置の単体特性取得試験を実施し、油圧装置が発生する減衰の要因と、その発生箇所を特定した。減衰要因としては、ガス絞りの圧力損失による減衰力・シリンダ類の摺動抵抗力・作動油の流路における管摩擦抵抗力・外部との熱交換による減衰力などがあることが確認され、それぞれ以下のような特徴を持つことが確認された。

① 摺動抵抗

摺動抵抗は摩擦力と同じような特性を有し、圧力・水平荷重の増加分に対する摺動抵抗の増加分は概ね比例関係にあることが分かった。圧力・水平荷重がともにゼロの時の摺動抵抗は、シール材の初期緊迫力による摩擦抵抗に起因すると考えられ、圧力の増加によりシールがロッドに押し付けられる面圧が大きくなることにより摩擦力が大きくなり、それに比例して摺動抵抗が大きくなるものと考えられる。また、水平荷重に対しては、ウェアリング（ロッドの手動をガイドするリング材）のロッドへの押し付け面圧が大きくなり、それに比例して摩擦力が大きくなり、摺動抵抗が大きくなるものと考えられる。

② 絞りによる減衰

絞りによる強制加振 1 サイクルあたりの吸収エネルギーを、設計式から得られた理論曲線と比較したところ概ね一致した。したがって、設計式は妥当なものであると考えられる。

③ その他の減衰発生要因

ガスの圧縮過程／膨張過程での圧力に差異が認められた。これはアキュムレータユニット内でのガスの圧縮過程では熱が外部に逃げ、膨張過程で熱を吸収するサイクルが生じたためだと推測された。この過程でのエネルギー散逸量は絞りの減衰によるエネルギーに対しては小さく、また、0.1Hz という速度の小さい試験条件での現象であり、振動台試験においては無視できるものと考えられる。

(2) 振動台試験の結果

油圧機構による装置と空気ばねによる装置それぞれ 4 セットを組み合わせた三次元免震システム全体の縮小試験体を製作し、正弦波加振試験及び地震波加振試験によりシステム全体としての性能を取得／確認した。また、油圧機構による装置について、各構成要素の特性（特に減衰力の発生要因）を詳細に分析し、要素試験の結果も併せて評価を行った。また、ロッキング抑制機能について地震波加振試験により効果を確認するとともに、ロッキング方向の特性について定式化し、伝達関数（周波数応答曲線）を試験結果と比較した。

① システム全体としての性能

正弦波周波数掃引試験では、加振レベル変えた数ケースの試験を実施した。その結果、試験体における鉛直方向の免震性能の目標である周期 1.3 秒、減衰 20%以上を満たしていることが確認された。ただし、油圧機構による装置の摺動抵抗値が相対的に過大となっており、試験結果の伝達関数からは明確な共振ピークが見いだせなかったため、設計した特性及び要素試験から得られた特性を反映した解析モデルを用いて正弦波入力による時刻歴解析を実施して伝達関数を算出し、これを試験結果と比較することによって、設計と試験結果が整合することを確認した。

地震波による加振試験では、 S_2 レベルおよび $S_2 \times 1.5$ 倍レベルの水平・鉛直同時加振試験を実施した。 S_2 レベルの水平鉛直 2 軸・3 軸同時加振試験の結果では、各方向とも免震性能は良好で、且つ、鉛直方向と水平方向の特性がほぼ独立である（連成しない）という設計上有利な結果を得た。また、 $S_2 \times 1.5$ 倍レベルを入力した水平鉛直 2 軸同時加振試験においても免震性能は劣化せず、水平方向と鉛直方向の特性の独立性も保つことができる結果となった。

② 各構成要素の特性の詳細分析結果

1/7 縮小試験体においては、油圧機構による装置の摺動抵抗値が相対的に大きくなっており、試験体全体としての性能に大きく影響を与えた。そこで、各部で生じる減衰力を個別に計測し、各部で生じる減衰力の特徴を確認した。その結果、減衰力は主に、アキュムレータユニット内のガス絞りの圧力損失による減衰のほか、摺動抵抗、油流路の配管抵抗によって成ることが確認された。

摺動抵抗は要素試験でも計測された通り履歴曲線が長方形となる典型的な動摩擦モデルであった。ガス絞りの減衰は要素試験で確認された通り速度二乗比例減衰を含む 3 要素モデルで表現できる事が確認された。油流路の配管抵抗については速度二乗比例減衰の特性を持つことが確認された。

これらの減衰特性を等価粘性減衰定数の形に整理し、それぞれ振幅依存性を考慮した理論計算と比較し、よく一致することを確認した。

③ ロッキング抑制機能について

2 軸・3 軸同時加振時において、ロッキング振動を非常に小さく抑えることができ

る事が確認され、3次元的な応答を伴っても、ロッキングを抑制できる性能が実証された。また、ロッキング抑制装置の特性を確認するため、回転方向の正弦波掃引試験を実施した。実験から得られたロッキングの伝達関数は強い振幅依存性を示しており、これも摺動抵抗や速度二乗比例減衰等の非線形要素の影響を大きく受けていることが推察されたため、これらの要素を含んだ解析モデルを作成し、正弦波入力の時刻歴解析により伝達関数を求め、試験結果と比較した。その結果、両者の傾向および応答倍率の値は概ね一致した。従って、ロッキング抑制装置の減衰発生要因は、主に摺動抵抗と配管の管摩擦抵抗によって表現できることが確認された。

3.4.2 1/2 縮小試験体による高圧下での摺動性・耐圧性の確認試験

(1) 高圧化での摺動性試験について

実機と同じ断面寸法のシールシステムを試作し、シリンダ径を実機の 1/2 とした試験体を製作し摺動抵抗値を計測する試験を行った。試験の結果、実機で生じうる最大圧力 (50MPa) までの範囲で正常に摺動することができ、摺動抵抗力の大きさは支持荷重に対して 1%以下となった。

また、内圧を地震時に想定される変動範囲 (0~50MPa) で変化させた計測も実施し、摺動抵抗値を内圧の 1 次関数で近似できる事を確認した。内圧の依存性を摩擦係数の形で整理し、実機大のシリンダに展開した。その結果、すべてのシリンダ類の摺動抵抗を合計しても支持荷重に対して 1%以下となり、十分にスムーズな摺動が可能であることが推測される結果となった。

(2) 耐圧試験について

シールシステムの耐圧性を確認するため、準備した 3 体のシールの打ち 2 体に対して 100MPa まで、1 体に対しては 150MPa まで内圧を上昇させ、耐圧性を確認した。その結果、いずれも圧力の低下及び漏れは確認されなかった。

したがって、提案したシールシステムの耐圧性の実力値は 150MPa 以上であることが確認できた。これは、地震時に発生が想定される最大圧力 (50MPa) の 3 倍、常時支持圧力 (25MPa) の 6 倍の値であり、十分な耐圧性を持つことが確認できた。

第 4 章

シミュレーション

4.1 諸言

本章では、提案した三次元免震システムの構成機器の特性の定式化について検討し、システム全体の解析モデル化の方法について検討を行う。シミュレーションは縮小試験体により構成した振動台試験用のシステムと、FBR プラント建屋を対象にした実機大の三次元免震システムについて実施する。

まず、振動台試験用のシステムのシミュレーション結果を振動台実験の結果と比較し、設計式及びモデル化手法の妥当性を検証した。各要素の諸元値は第3章で実験的に確認された特性値を適用して行う。

そのうえで、その手法を実機大の三次元免震システムに展開してシミュレーションを行い、実機における三次元免震システム全体としての免震性能（水平免震性能、鉛直免震性能、ロッキング抑制性能、およびこれらの性能の相互依存性等）を評価する。なお、第2章における設計式の展開は簡単のため極力線形化して定式化を行ったが、本章では精度のよいシミュレーションを行える解析モデルの構築を実現するため、各種の非線形の特性を極力省略せずに改めて定式化を行う。さらに第3章で得られた実験的なパラメータ（摺動抵抗等）を一般化して実機大のシミュレーションモデルに反映する。

4.2 構成機器の特性の定式化

4.2.1 油圧機構の剛性特性の定式化

(1) アキュムレータユニットのガス圧縮膨張による剛性

アキュムレータユニット内のガスの圧縮膨張による弾性特性は、ポリトロップ変化を仮定して定式化する。ポリトロップ変化における圧力と体積の関係式（第2章の式(2-5)）を線形化せずに圧力変化量について解き、圧力変化量を荷重に、体積変化量を変位に換算することにより、アキュムレータユニット内の絞りより前段側のガスと、後段側のガスの圧縮膨張による復元力特性は、それぞれ次の式で表わすことができる。

$$\Delta F_t = P_0 A_{cyl} \left\{ \frac{1}{\left(1 - \frac{A_{cyl} \Delta x}{V_t} \right)^{\gamma_N}} - 1 \right\} \quad (4-1)$$

$$\Delta F_{acc} = P_0 A_{cyl} \left\{ \frac{1}{\left(1 - \frac{A_{cyl} \Delta x}{V_{acc}} \right)^{\gamma_N}} - 1 \right\} \quad (4-2)$$

ここで、
 ΔF_t ：絞りより後段側のガスの圧縮膨張による復元力
 ΔF_{acc} ：絞りより前段側のガス圧縮膨張による復元力
 V_t ：絞りより後段側のガス体積
 V_{acc} ：絞りより前段側のガス体積
 P_0 ：初期圧力
 A_{cyl} ：荷重支持シリンダの受圧面積
 Δx ：荷重支持シリンダの変位（ $\Delta x = \Delta V / A_{cyl}$ ）
 γ_N ：アキュムレータ内の窒素ガスのポリトロップ指数

(2) 油圧装置内の油柱剛性

荷重支持シリンダ、ロッキング抑制シリンダの油室内、やそれらを接続する配管内の油柱による剛性 k_{oil} は次式によって求められる。

$$k_{oil} = \frac{A_{cyl}^2 K'}{V_{oil}} \quad (4-3)$$

ここで、
 k_{oil} ：油柱剛性
 V_{oil} ：作動油の体積

なお、油の体積弾性率 K' は、使用する作動油の体積弾性率 K を、空気混入率 3% を考慮して次式により補正した値である^[29]。

$$K' = \frac{\gamma_{air} PK}{\left[\gamma_{air} P + \left\{ 1 - \left(1 + \frac{\beta}{1 - \beta} \left(1 - \frac{P - P_{atm}}{\gamma_{air} P} \right) \right) / \left(1 - \frac{P - P_{atm}}{K} \right) \right\}^{-1} \right] (K - \gamma_{air} P)} \quad (4-4)$$

ここで、 K' ：空気混入を考慮して補正された作動油の体積弾性率

K ：作動油の体積弾性率（空気混入なし）

P ：作動油の圧力

P_{atm} ：大気圧（ ≈ 0.1 MPa）

γ_{air} ：混入した空気のポリトロプ指数

β ：空気の混入率

参考に、この式(5-4)を用いて求められる作動油の油圧 (P) と体積弾性率 K' の関係を図 4-1 に示す。作動油の油圧 (P) に依存性を持つ。今回使用する水グリコール系の作動油の体積弾性率は 2710 MPa であるが、空気混入率 3% を考慮すると、25 MPa の油圧では約 1610 MPa 程度まで弾性率が低下する。

なお、解析モデル中では図 4-2 に示すように、圧縮方向には油柱剛性 k_{oil} を用い、引張り方向は剛性をゼロとした。さらに、残留エアや機械系のガタの影響は、剛性特性を圧縮側にシフトさせることにより解析モデルに適用した。なお、振動台試験の再現シミュレーションにおいてガタの量は振動台試験の試験体のセッティング終了後に計測した 1.5mm を設定した。

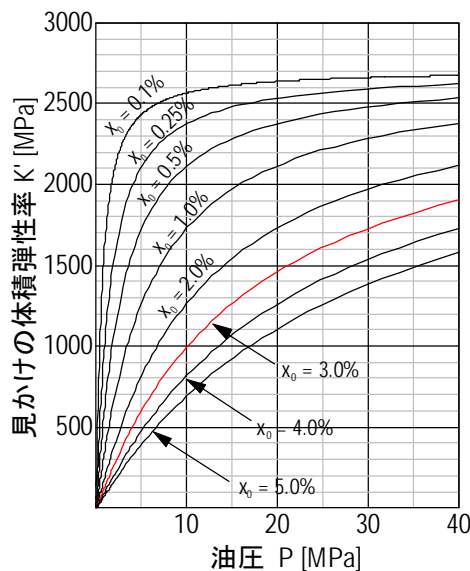


図 4-1 空気混入を考慮した作動油の体積弾性率(水グリコール系作動油)

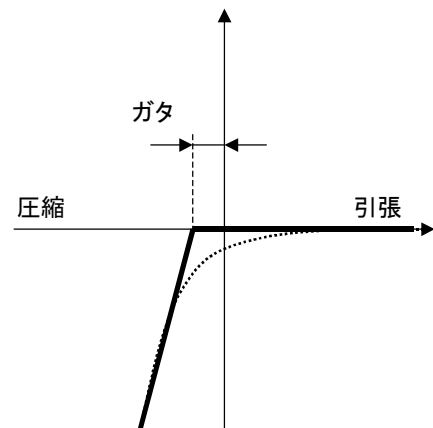


図 4-2 負圧側の作動油の剛性特性

4.2.2 油圧機構の減衰特性の定式化

(1) アキュムレータユニット内のガス絞りによる減衰特性

ガス絞りの圧力損失は流量の二乗に比例する。絞りを通過するガスの流量を荷重支持シリンダの速度に換算し、圧力損失を減衰力に換算した表現すると、次式のようになる。

$$\Delta F_{gas} = \frac{\rho_N A_{cyl}^3}{2\alpha^2 a^2} v^2 \quad (4-5)$$

ここで、
 ρ_N : 窒素ガスの質量密度
 α : 管オリフィスの流量係数
 a : オリフィスの面積
 v : 荷重支持シリンダの速度

(2) シリンダの摺動抵抗

得られた摺動抵抗力は、1/7 縮小試験体による要素試験結果、及び 1/2 縮小試験体による摺動試験の結果から、圧力と水平荷重の影響をそれぞれ 1 次関数で近似することができることが分かった。水平荷重と圧力を同時に変化させた摺動抵抗の計測は実施していないが、一般に、シール材は水平荷重を支持する機能は持たず、圧力を受けてシール材自体が変形してロッドに押し付けられる荷重によりシール機能を発揮し、水平荷重を支持する機能を持つのはシール材とは別のベアリング材（ウェアリング）である。それぞれ機能が独立していることからその摺動抵抗への影響も独立に考えてよいと考える。したがって、水平荷重及び圧力への依存性を考慮した摺動抵抗力は、以下の式で表現することができる。

$$f = \mu_p f_p + \mu_h f_h + f_{ini} \quad (4-6)$$

ここで、
 f : 摺動抵抗力
 μ_p : シールとロッド間の摩擦係数（圧力依存性を表す摩擦係数）
 f_p : シール材からロッドに作用する接触力（圧力に比例）
 μ_h : 水平荷重に対する摩擦係数
 f_h : 水平荷重
 f_{ini} : 圧力・水平荷重がゼロの時の摺動抵抗力（初期摺動抵抗力）

シリンダの内圧によりシール材からロッドに作用する接触力はシール材の接触面積 A_{seal} と作用圧力 p によって決まる。

$$f_p = A_{seal} p \quad (4-7)$$

したがって、

$$f = \mu_p A_{seal} p + \mu_h f_h + f_{ini} \quad (4-8)$$

と表される。

(3) 油圧配管の圧力損失による減衰特性

ロッキング抑制シリンダとアキュムレータ間を接続する配管内の圧力損失、および荷重支持シリンダとロッキング抑制シリンダ間を接続する配管内の圧力損失等、作動油の流路内の形状変化及び管摩擦による圧力損失を考慮する。なお、管摩擦抵抗に関する項は層流または乱流を仮定した場合で異なり、それぞれ式(4-9)および式(4-10)に示される^[30]。層流および乱流のいずれの式を用いるかはレイノルズ数に依存する。三次元免震装置では応答が振動的であるため、レイノルズ数が乱流と層流の遷移領域をまたいで変化するが、応答が大きい場合にはほとんどの領域で乱流領域になり、免震装置の評価としては応答が大きくなる（レイノルズ数が大きくなる）場合の評価が主体となるので、乱流モデルを採用した。

$$\Delta F_{fd} = \left(\frac{\rho}{2} \frac{64}{\left(\frac{A_{cyl} v D_{pp1}}{A_p v} \right)} \frac{L_{pp1}}{D_{pp1}} + \frac{\rho}{2} K_e n_{el1} + \frac{\rho}{2} K_l n_{le2} + \frac{\rho}{2} K_{acc_a} n_{a1} \right) \frac{A_{cyl}^3}{A_p^2} v^2 \quad (4-9)$$

$$\Delta F_{fd} = \left(\frac{\rho}{2} \frac{0.3164}{\left(\frac{A_{cyl} v D_{pp1}}{A_p v} \right)^{0.25}} \frac{L_{pp1}}{D_{pp1}} + \frac{\rho}{2} K_e n_{el1} + \frac{\rho}{2} K_l n_{le2} + \frac{\rho}{2} K_{acc_a} n_{a1} \right) \frac{A_{cyl}^3}{A_p^2} v^2 \quad (4-10)$$

ここで、
 ΔF_{fd} ：配管の圧力損失による減衰力
 ρ ：作動油の質量密度
 D_{pp1} ：配管の内径
 A_p ：流路の断面積
 L_{pp1} ：流路の長さ
 K_e ：直角エルボの損失係数
 K_l ：直角ロングエルボの損失係数
 K_{acc_a} ：アキュムレータ内⇒配管の流路面積変化による損失係数
 n_{el1} ：直角エルボの個数
 n_{le2} ：直角ロングエルボの個数
 v ：流量を荷重支持シリンダの速度に換算した値（ $v=Q/A_{cyl}$ ）
 ν ：作動油の動粘度

4.2.3 油圧装置に係わるその要素の特性

荷重支持シリンダ・ロッキング抑制シリンダ・角つなぎシリンダのロッドの剛性及び質量は、必要に応じて次式で定義する。なお、詳細解析では梁要素としてモデル化した。

$$k_{rod} = \frac{A_{rod} E_{rod}}{L_{rod}} \quad (4-11)$$

$$m_{rod} = A_{rod} L_{rod} \rho_{rod} \quad (4-12)$$

ここで、
 k_{rod} ：ロッドのばね定数
 ρ_{rod} ：ロッドの質量密度
 A_{rod} ：ロッドの断面積
 L_{rod} ：ロッドの長さ
 E_{rod} ：ロッドの縦弾性係数

4.2.4 積層ゴムのモデル化方法

積層ゴムの水平方向の特性は移動硬化型のバイリニアモデルで表現し、鉛直方向は線形ばねとした。水平方向のバイリニア特性は試験体の解析では試験結果にあわせてモデル化し、実機については既往の研究において定義された特性を用いた。

バイリニア特性は今回シミュレーションに用いた汎用有限要素法プログラムである ABAQUS の機能の範囲内でモデル化することができる。一方、これらの研究では、積層ゴムの水平方向の変形が過大となった場合に、剛性が増加する現象（ハードニング）や、2 回目以降のハードニングが生じる変形量がそれまでの変形履歴に依存するすべり現象についてもモデル化が必要とされている。本研究では、ABAQUS のユーザサブルーチンのユーザ定義要素機能（UEL）を用いてこれらの現象を定義し、必要に応じてモデルに適用した。

4.2.5 空気ばねによる装置のモデル化方法

(1) 空気の圧縮膨張による剛性

空気ばねの剛性の定式化は油圧装置におけるアキュムレータユニット内のガスの圧縮膨張による弾性特性と考え方は同じであり、ポリトロプ変化を仮定して定式化することができる。ポリトロプ変化における圧力と体積の関係式を、荷重と変位の関係に書き換えることにより、空気ばねの絞りより前段・後段の空気室内の空気の圧縮膨張による鉛直方向の復元力特性は、それぞれ次の式で表わすことができる。

$$\Delta F_1 = P_{0_air} A_{air} \left\{ \frac{1}{\left(1 - \frac{A_{air} \Delta x}{V_1} \right)^{\gamma_{air}}} - 1 \right\} \quad (4-13)$$

$$\Delta F_2 = P_{0_air} A_{air} \left\{ \frac{1}{\left(1 - \frac{A_{air} \Delta x}{V_2} \right)^{\gamma_{air}}} - 1 \right\} \quad (4-14)$$

ここで、

ΔF_1 : 絞りより前段側の空気の圧縮膨張による復元力

ΔF_2 : 絞りより後段側の空気の圧縮膨張による復元力

V_1 : 絞りより前段側の空気の体積

V_2 : 絞りより後段側の空気の体積

P_{0_air} : 初期圧力

A_{air} : 荷重支持シリンダの受圧面積

Δx : 空気ばねの変位 ($\Delta x = \Delta V_n / A_{air}$)

γ_{air} : 空気ばね内の空気のポリトロプ指数

(2) オイルダンパの減衰特性

オイルダンパの減衰特性は速度比例減衰（粘性減衰）とした。

4.3 振動台実験の再現シミュレーション

前節までの定式化結果を用いて 1/7 縮小試験体の各構成要素の特性を算出し、振動台試験の解析モデルを作成した。この解析モデルを用い試験を再現するシミュレーションを行い、試験結果との比較により定式化及びモデル化手法の妥当性を確認する。

4.3.1 モデルおよび入力条件

(1) 解析プログラム

解析には HKS 社 (2005 年当時) の汎用有限要素法プログラム ABAQUS 6.3-1 を用いた。

(2) 解析モデルの構成

気体の圧縮膨張の弾性を利用するばね系において、気体室を 2 つに分けてその間に絞りを設けて減衰効果を得る装置は、2 つの気体室の弾性を表す 2 つのばね要素を直列に接続し、これら 2 つのばねの間にダッシュポット要素を接続した 3 要素モデルで表される^[31]。油圧機構による装置及び空気ばねによる装置の解析モデルの概略図を図 4-3 及び図 4-4 にそれぞれ示す。概略図は勘弁のため 2 次元的に描画しているが、空気ばねによる装置 (空気ばねとオイルダンパ) を 4 基、油圧機構による装置を 4 基モデル化し、図 4-5 に示すような 3 次元モデルとした。これらの合計 8 基の装置により、振動台試験の試験体と同じ配置で建屋を模擬した剛体要素 (質量・回転慣性を付加) を支持するモデルである。

油圧機構による装置および空気ばねによる装置ともに、窒素ガス (または空気) の弾性については、絞りより前段の窒素ガス (または空気) の圧縮膨張を表現するばね要素と、絞りより後段のガス (または空気) の圧縮膨張を表現するばね要素とを直列に接続して表現した。絞りについては、絞りより後段のばね要素に絞りの圧力損失による速度二乗比例減衰のダッシュポット要素を並列して設けた 3 要素モデルとして表現した。

空気ばね装置に付属するオイルダンパは空気ばねの 3 要素モデルと並列に設けた。油圧機構における摺動抵抗及び管路の圧力損失についても、油圧機構の 3 要素モデルと並列に設けた。さらに油圧機構による装置においては、ガスによる弾性を表現する 3 要素モデルに直列させる形で、油圧装置内の油柱剛性におよび積層ゴムの鉛直方向剛性を直列合成したばね要素を設けた。

さらに、横置き of ロッキング抑制シリンダのピストン部分に相当する節点の水平方向変位が、油柱ばね要素と 3 要素モデルとの接続節点の鉛直方向変位 (図中の $(Z_1 - Z_0)$ 及び $(Z_1 - Z_0)$) にロッキング抑制シリンダと荷重支持シリンダの有効受圧面積比 (図中の a) を乗じた値 (それぞれ $a(Z_1 - Z_0)$, $a(Z_1 - Z_0)$) になるように変位拘束を与えた。これにより、隣り合う荷重支持シリンダの変位量の同位相成分はロッキング抑制シリンダの平行移動方向に伝達され、位相差のある成分は積層ゴムの鉛直ばね・油柱ばねを介してロッキング抑制シリンダの圧縮／引張に伝達されるようになり、ロッキング抑制機能が表現される。

(3) 各要素の特性の定義

要素特性の定義に用いた諸元値及び定義した特性（荷重変位線図、速度減衰力線図等）を表 4-1 に示す。

表 4-1 各要素の諸元値及び特性定義結果一覧表

要素	諸元値一覧表	特性図	備考
油圧機構のガスばね	表 4-2	図 4-6	
油圧機構の絞り減衰	表 4-3	図 4-7	
油柱と積層ゴムの鉛直剛性	表 4-4	図 4-8	
摺動抵抗	表 4-5	図 4-9 図 4-10	水平荷重依存性を考慮 圧力依存性は非考慮
油圧配管の圧力損失による減衰	表 4-6	図 4-11	
ロッキング抑制シリンダ	表 4-7		
空気ばねの剛性	表 4-8	図 4-12	
空気ばねの絞り減衰	表 4-8	図 4-13	
空気ばねに併設するオイルダンパ	表 4-8	—	線形(速度比例)
積層ゴムの水平方向特性	表 4-9	—	移動硬化型バイリニア ハードニング非考慮
建屋模擬の重錘	表 4-10	—	

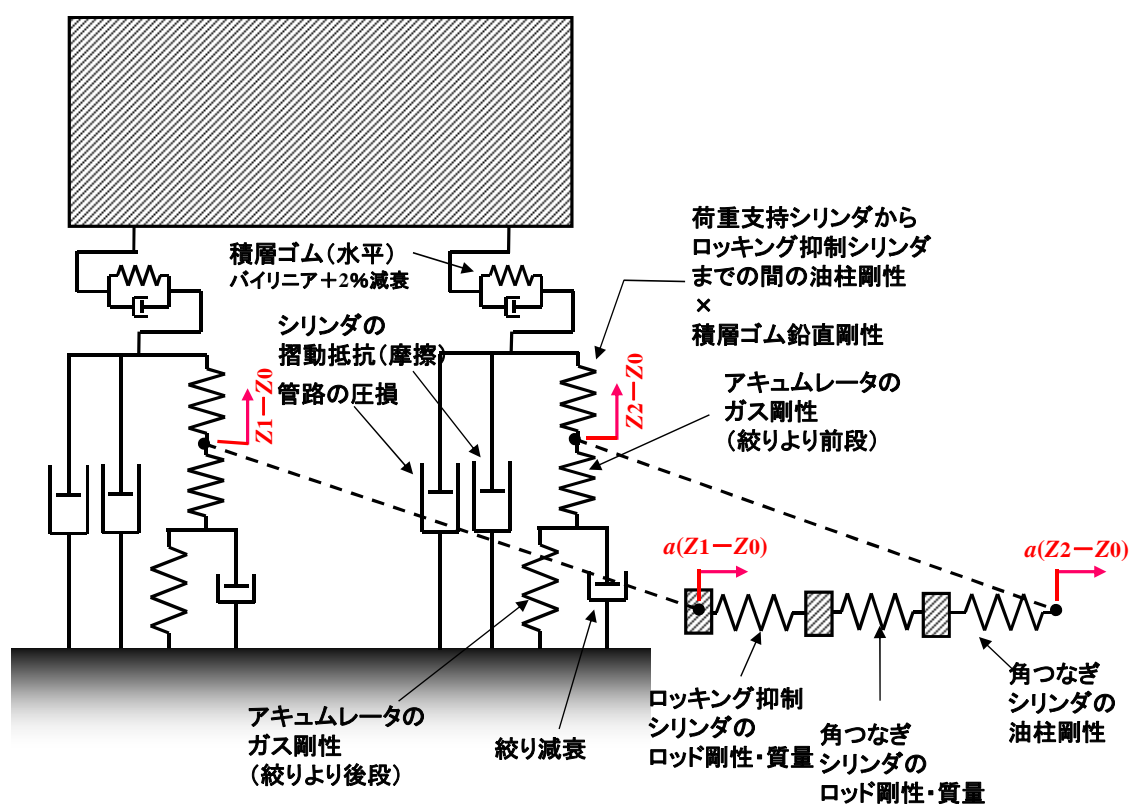


図 4-3 油圧機構による装置のモデル化(1/7 縮小試験体)

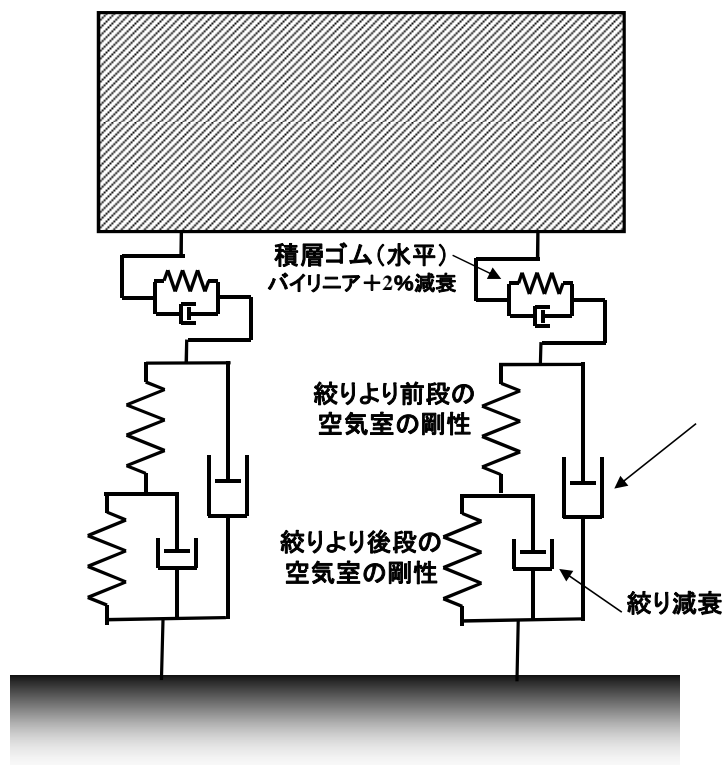


図 4-4 空気ばね装置のモデル化(1/7 縮小試験体)

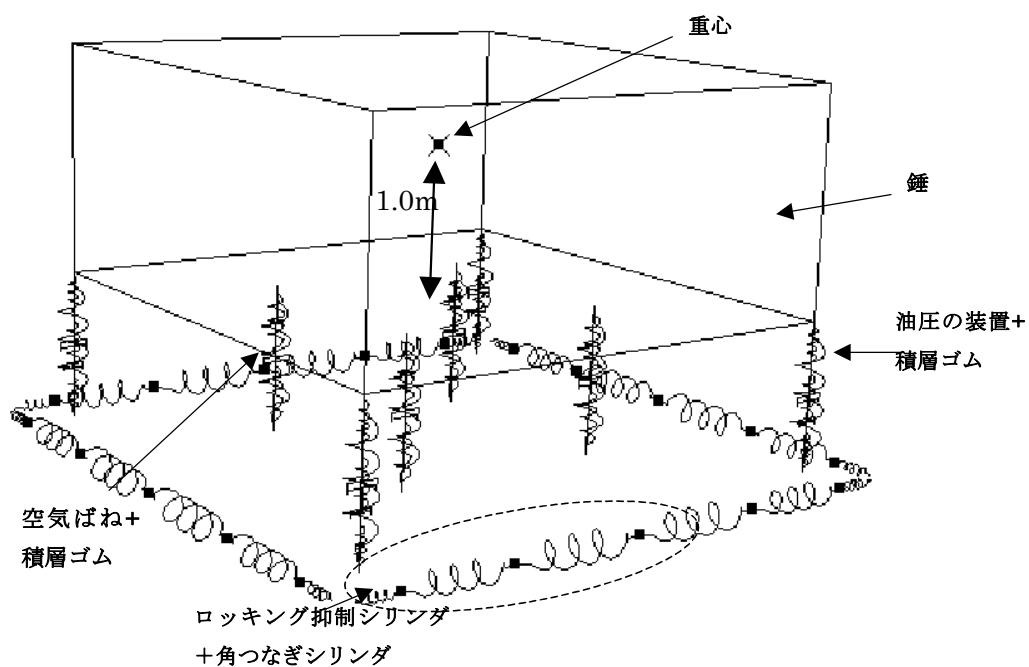
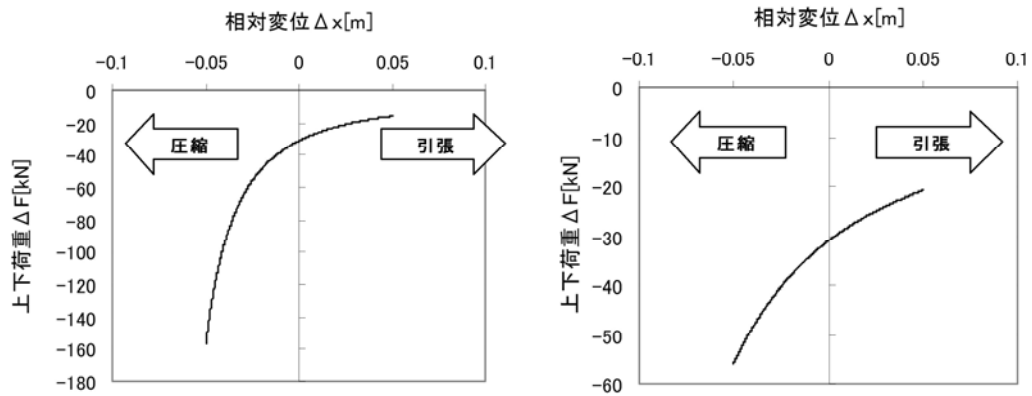


図 4-5 解析モデル全体の外観図(1/7 縮小試験体)

表 4-2 アキュムレータユニットの諸元値

項目	
アキュムレータ、タンク圧力 P_0 [Mpa]	3.57
タンク体積 V_t [L]	1.2
アキュムレータ体積 V_{acc} [L]	0.6
荷重支持シリンダ直径 D_{cyl} [mm]	100
荷重支持シリンダ断面積 A_{cyl} [mm ²]	7854
ポリロープ指数 γ_{oil}	1.6



(a) 絞りより前段のガスばね剛性 (b) 絞りより後段のガスばね特性

図 4-6 油圧機構による装置のガスばね剛性

表 4-3 油圧機構による装置の絞りの諸元

項目	
アキュムレータ、タンク圧力 P_0 [Mpa]	3.57
荷重支持シリンダ断面積 A_{cyl} [mm ²]	7854
ガスの比重 G_g	1
気体の絶対温度 T [K]	293
C_v	0.2

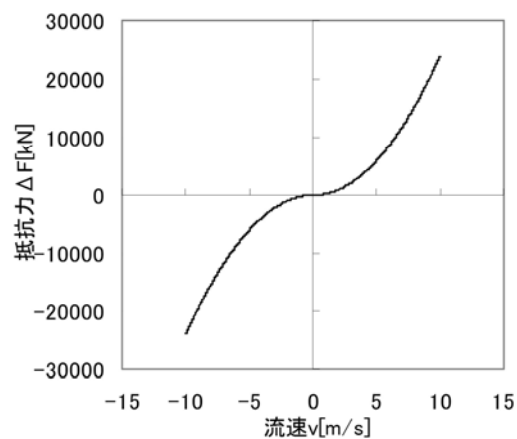


図 4-7 油圧機構による装置の絞りの減衰力特性

表 4-4 油柱剛性および積層ゴム鉛直剛性算出のための諸元値

項目	
荷重支持シリンダ体積 $V_{cyl}[\text{mm}^3]$	4.27×10^5
荷重支持シリンダ断面積 $A_{cyl}[\text{mm}^2]$	7854
直円管の直径 $D_{pp1}[\text{mm}]$	25
管断面積 $A_p[\text{mm}^2]$	491
配管体積 $V_{pp2}[\text{mm}^3]$	8.05×10^5
ロッキング抑制シリンダ体積 $V_{rcyl}[\text{mm}^3]$	7.63×10^5
油柱の体積 $V_{oil1}[\text{mm}^3]$	2.00×10^6
体積弾性率 $K[\text{Mpa}]$	446
油柱のばね定数 $k_{oil1}[\text{N/m}]$	1.38×10^7
積層ゴム鉛直方向のばね定数 $k_{rub}[\text{N/m}]$	2.43×10^8
油柱ばね+積層ゴムばね $k_{oil_rub}[\text{N/m}]$	1.30×10^7

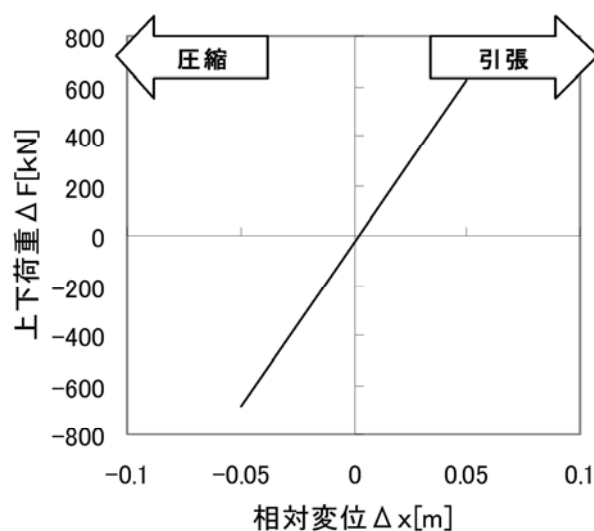
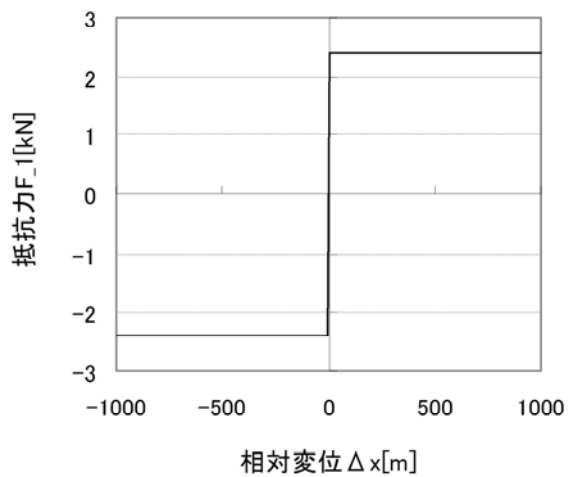


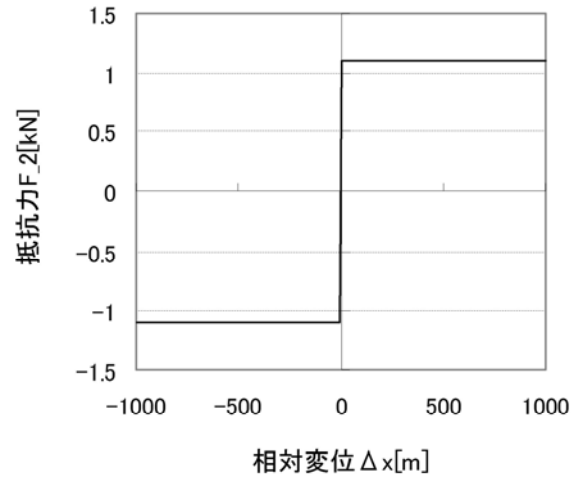
図 4-8 油柱と積層ゴムばね要素の復元力特性

表 4-5 摺動抵抗の諸元

項目	
ロッキング抑制シリンダ+角部シリンダ 摺動抵抗 F_1 [kN]	2.4
荷重支持シリンダ摺動抵抗 F_2 [kN](水平力=0)	1.1



(a) ロッキング抑制シリンダ+角つなぎシリンダ



(b) 荷重支持シリンダ

図 4-9 摺動抵抗力-変位関係

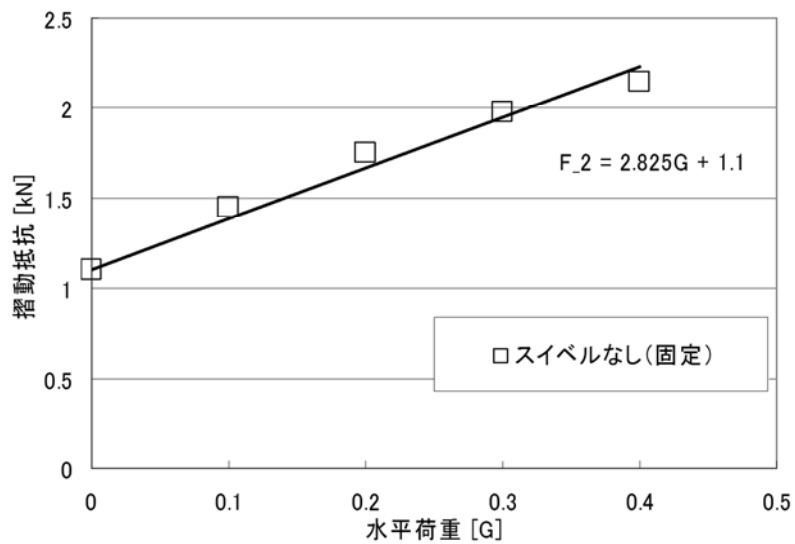


図 4-10 摺動抵抗に対する水平荷重の影響

表 4-6 管内圧力損失の諸元

項目	ロッキング抑制シリンダ～ アキュムレータ間	荷重支持シリンダ～ ロッキング抑制シリンダ間
荷重支持シリンダ断面積 $A_{cyl}[mm^2]$	7854	
直円管の直径 $D_{pp1}[mm]$	25	
管断面積 $A_p[mm^2]$	491	
動粘度 $\nu[mm^2/s]$	53.67	
流体の質量密度 $\rho[g/cm^3]$	1.0384	
直円管の長さ $L_{pp1}[m]$	0.42	1.64
エルボ損失係数 K_e	1.12	
ロングエルボ損失係数 K_l	0.18	
面積変化の損失係数 K_a	0.52	
エルボ通過回数 n_{el1}	1	2
ロングエルボ通過回数 n_{le1}	1	1
面積変化通過回数 n_{a1}	1	1

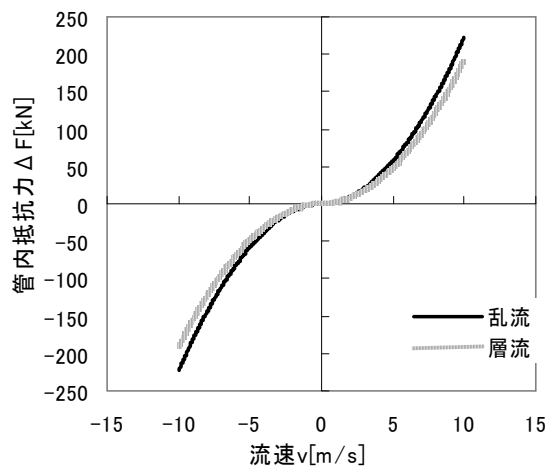
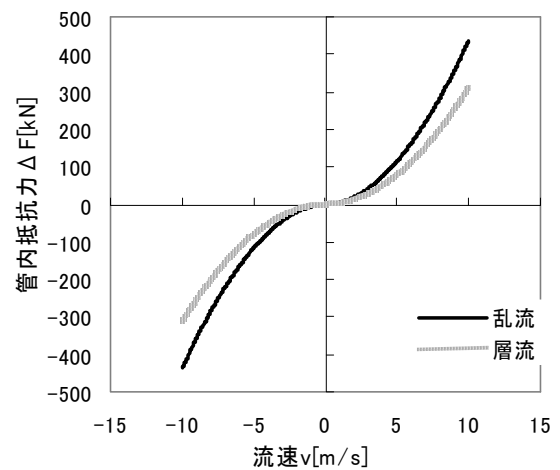
(a) ロッキング抑制シリンダ
ーアキュムレータユニット間(b) 荷重支持シリンダ
ーロッキング抑制シリンダ間

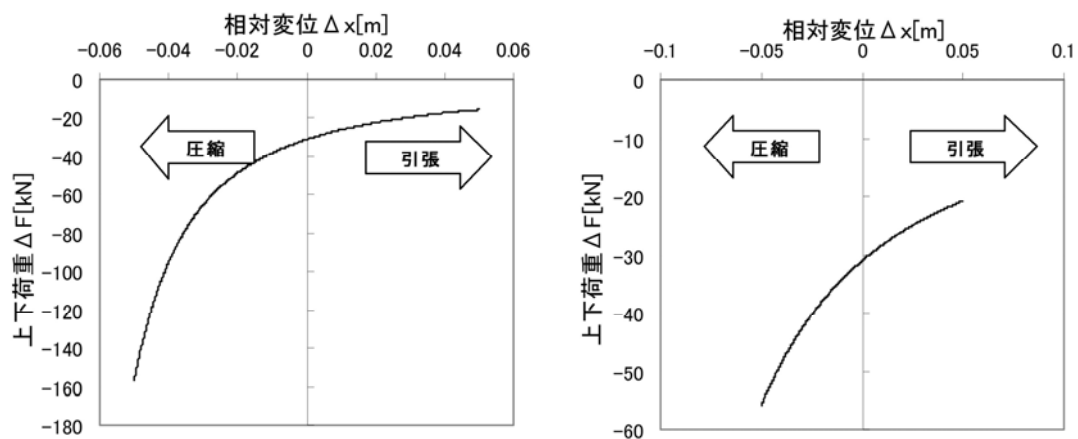
図 4-11 配管の圧力損失による減衰力特性

表 4-7 ロッキング抑制装置の諸元

項目	
ヤング率 $E[\text{N/m}^2]$	2.06×10^{11}
鉄の質量密度 $\rho_{\text{Fe}}[\text{kg/m}^3]$	7860
ロッキング抑制ロッド断面積 $A_i[\text{m}^2]$	1.02×10^{-3}
ロッキング抑制ロッド長 $L_i[\text{m}]$	0.93
ロッキング抑制ロッドばね定数 $k_i[\text{N/m}]$	2.25×10^{-8}
ロッキング抑制ロッド質量 $m_i[\text{kg}]$	7.44
角つなぎロッド断面積 $A_j[\text{m}^2]$	2.83×10^{-3}
角つなぎロッド長 $L_j[\text{m}]$	0.81
角つなぎロッドばね定数 $k_j[\text{N/m}]$	7.19×10^8
角つなぎロッド質量 $m_j[\text{kg}]$	18
角つなぎシリンダ断面積 $A_h[\text{m}^2]$	2.83×10^{-3}
角つなぎシリンダ長 $L_h[\text{m}]$	0.27
角つなぎシリンダばね定数 $k_h[\text{N/m}]$	4.67×10^6
ロッキングロッドの節点 $m_i/2[\text{kg}]$	3.72
ロッキング+角つなぎのロッドの節点 $m_i/4+m_j/2[\text{kg}]$	10.86
角つなぎロッドの節点 $m_j/2[\text{kg}]$	9

表 4-8 空気ばねの諸元値

項目	
内圧(絶対圧) $P_{0\text{air}}[\text{Mpa}]$	0.3672
空気室+補助タンク容積 $[\text{m}^3]$	0.03
空気室体積 $V_0[\text{m}^3]$	0.012
補助タンク体積 $V_k[\text{m}^3]$	0.018
空気ばね有効直径 $D_a[\text{m}]$	0.37
空気ばね有効面積 $A_{a0}[\text{m}]$	107.5×10^{-3}
ポリトロブ指数 γ_{air}	1.4
オリフィス絞り孔断面積 $a[\text{m}^2]$	17.1×10^{-3}
オリフィス減衰係数 $c_{2\text{air}}[\text{N}/(\text{m/s})^2]$	3.67×10^5
オイルダンパー減衰比 h_{air}	0.085
オイルダンパー減衰係数 $c_{\text{air}}[\text{N}(\text{s/m})]$	4.39×10^3



(a) 主空気室 (b) 補助空気室
図 4-12 空気ばねの鉛直荷重－変位関係

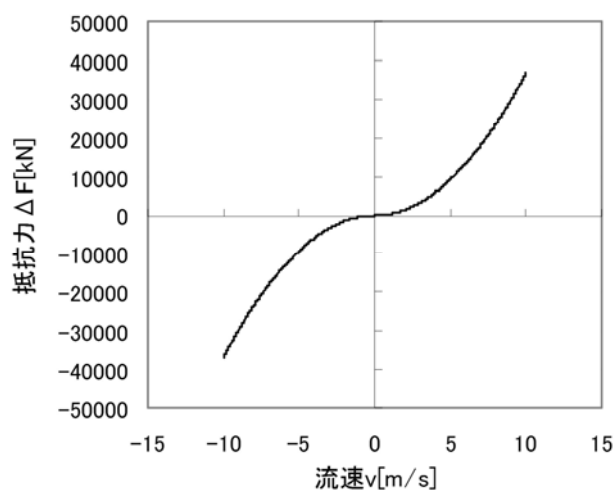


図 4-13 空気ばねオリフィスの抵抗力－速度関係

表 4-9 積層ゴム水平方向諸元

項目	値
第 1 次剛性 [N/m]	6.10×10^5
第 2 次剛性 [N/m]	1.22×10^5
降伏荷重 [N]	2.88×10^3

表 4-10 重錘の諸元

項目	
総支持荷重 W_{all} [kN]	248
錘質量 MM[ton]	25.31
錘の慣性モーメント I_x [kgm ²]	27.96×10^3
錘の慣性モーメント I_y [kgm ²]	27.49×10^3
錘の慣性モーメント I_z [kgm ²]	55.45×10^3

(4) 解析ケース

解析ケースは表 4-11 に示す 8 ケースとした。

表 4-11 詳細モデルによる解析ケース

No.	入力地震波	地震波の入力方向	入力レベル
1	BPF 処理波	X	1.0S ₂
2			1.5S ₂
3		Z	1.0S ₂
4			1.5S ₂
5		XZ	1.0S ₂
6			1.5S ₂
7		XYZ	1.0S ₂
8	HPF 処理波※	Z	1.0S ₂

※ 0.3Hz 以下の成分のみをカットした原波に近い入力波。

(5) 入力地震波

入力地震波には、振動台試験と同じ BPF 処理波と、原波に近い HPF 処理波を用いた。

入力地震波の時刻歴波形を図 4-14 に示す。

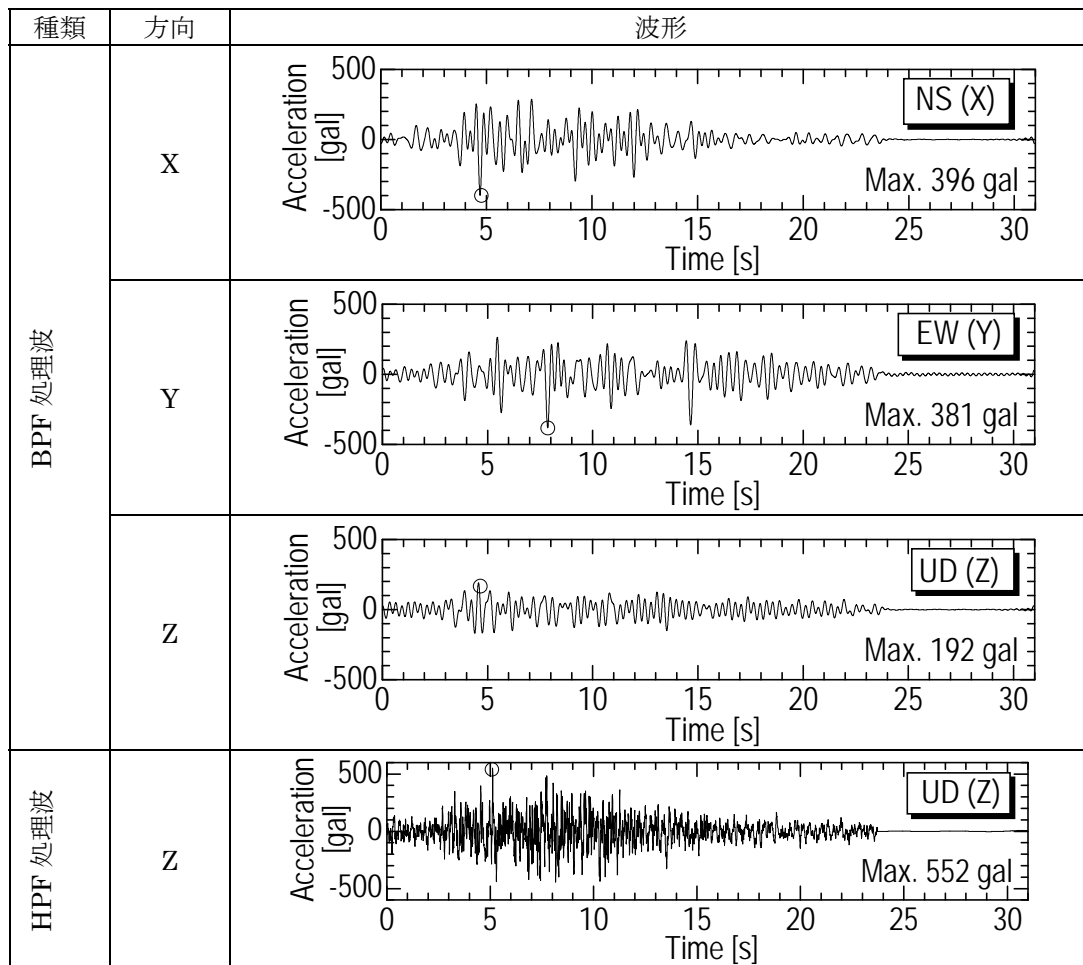


図 4-14 入力地震波

4.3.2 シミュレーション結果

表 4-11 に示した各ケースに対する応答解析結果の試験体上応答加速度の時刻歴波形を図 4-15～図 4-22 に、変位の時刻歴波形を図 4-23～図 4-30 にそれぞれ示す。なお、それぞれのグラフにおいて、有意な値があるものに関しては、実験値と解析結果を合わせて示す。

また、空気ばね装置およびロッキング抑制装置の履歴曲線（水平方向、鉛直方向、ロッキング）を図 4-31～図 4-34 に、実験結果と合わせて示す。

(1) 最大応答値の評価

実験結果と解析結果を比較してまとめて表 4-12 に示す。解析結果と実験結果の誤差は、概ね 20% 以下となった。誤差の要因を含め、水平方向と鉛直方向に分けて以下に考察する。

表 4-12 解析結果と実験結果の比較

No.	地震波	方向	レベル	項目	実験結果	解析結果	誤差※
1	BPF	X	1.0S ₂	加速度 X	320	288	-10%
				変位 X	54.4	50.3	-8%
2			1.5S ₂	加速度 X	422	434	3%
				変位 X	90.5	90.5	0%
3		Z	1.0S ₂	加速度 Z	131	144	10%
				変位 Z	8.7	7.3	-16%
4			1.5S ₂	加速度 Z	217	207	-5%
				変位 Z	14.7	14	-5%
5		XZ	1.0S ₂	加速度 X	290	282	-3%
				加速度 Z	137	140	2%
				変位 X	56	50.5	-10%
				変位 Z	6.8	6.9	1%
6			1.5S ₂	加速度 X	423	439	4%
				加速度 Z	217	203	-6%
				変位 X	94.7	91.6	-3%
				変位 Z	11.9	14	18%
7		XYZ	1.0S ₂	加速度 X	291	281	-3%
				加速度 Y	291	327	12%
				加速度 Z	149	140	-6%
				変位 X	57.9	51.4	-11%
				変位 Y	63.8	62.8	-2%
				変位 Z	7.1	7.5	6%
8	HPF	Z	1.0S ₂	加速度 Z	207	217	5%
				変位 Z	11.9	12.3	3%

※誤差＝(解析値－実験値)／実験値

(2) 水平方向の応答の比較評価

水平方向に関しては、 $1.5S_2$ 入力の場合に、加速度・変位ともに精度が良く最大応答値の誤差は5%以下となった。 $1.0S_2$ 入力の場合は最大で12%程度の誤差となった。応答の時刻歴波形を見ると、 $1.5S_2$ 入力（例えば、図4-16）では、応答波形の形状や最大値の発生時間もよく一致しているが、 $1.0S_2$ 入力（例えば、図4-15）では、応答波形がやや異なり、最大値の発生時間も異なるなど、傾向に差異がある。

その一つの理由としては、積層ゴムのモデル化誤差が考えられる。図4-31・図4-32に見られるように、実験に用いられた積層ゴムの特性は解析モデルに用いた単純な移動硬化型のバイリニア特性ではなく、応答変位が大きくなるほどヒステリシスが大きくなる特性を持っている。試験体の積層ゴムは $1.5S_2$ 入力に対して設計されているため、1.5倍入力における履歴曲線は試験結果と解析結果でよく一致している。しかし、応答の小さい $1.0S_2$ 入力の試験結果では、解析モデルで定義したバイリニア特性よりも履歴曲線が描くヒステリシスループの面積が小さくなっており、結果として減衰が小さくなっている。その影響により、振動台試験では $1.0S_2$ 入力の時に $1.5S_2$ 入力の場合よりも減衰が小さくなり、振動台試験における変位が解析結果より大きくなったものと考えられる。

(3) 鉛直方向の応答の比較評価

鉛直方向（Z方向）の最大応答値の誤差が最大となったのはXZ同時加振の $1.5S_2$ 入力におけるZ方向の変位で、18%であった。誤差率としてはやや大きいですが、これは鉛直方向の特性における摺動抵抗が大きく、全体的な応答変位そのものが小さくなっていることも影響している。この誤差の絶対値は2.1mmであり実機では14.7mmに相当するが、後述の実機シミュレーションにおいて、鉛直方向の最大変位は200 mm程度生じており、実機シミュレーションにおける誤差は10%未満になると推定される。

また、今回の1/7縮小試験体では、摺動抵抗（摩擦力）が支持荷重の12%程度と非常に大きく、加振中にもスティック（静摩擦による一時的な固着）が生じやすく、誤差要因となっていると考えられる。例えば図4-26の時刻歴波形における加振終了時点（25秒の時点）においても中立位置に戻らず、約2mmの変位が残存していることから、スティックにより同程度の変位誤差は生じると考えられる。一方、摺動抵抗がより実機に近い1/2試験体による試験では、摺動抵抗は支持荷重に対して1%以下となるため、スティックはほとんど生じないと考えられ、解析の精度は向上すると考えられる。

なお、鉛直方向の時刻歴波形は解析結果と振動台試験でよく一致しており、装置における現象は概ね捉えられていると言える。鉛直方向の詳細モデルの諸元のうち、摺動抵抗値以外の値は設計時点で設定することができる値であり、解析結果と実験結果がよく一致したことは、実機においても設計で求められる装置の諸元から実物の応答が十分に予測できることの裏付けとなる。

摺動抵抗値に関しては、設計時点で理論的に決定することは難しく、今回の解析モデルにおいても、要素試験によって得られたものを入力している。実機大でのシミュレーショ

ンを精度よく行うためには、実機と同じか実機になるべく近い試験体サイズでの摺動抵抗を取得することが必要である。本研究では、1/2 サイズの試験体を製作し、摺動特性を取得しており、後述の実機大のシミュレーションではその結果を適用する。

(4) ロッキング応答の比較評価

図 4-31(b)・図 4-32(b)のロッキング角度とロッキングモーメントの履歴曲線の比較結果に示すように、ロッキング挙動に関して、履歴曲線の傾き（ロッキング方向の剛性）および、履歴曲線の形状について、解析結果と実験結果は概ね一致した。剛性は油柱剛性・積層ゴムの鉛直剛性・ロッキング抑制シリンダのロッドの剛性など、設計時点で設定した値から算出されるものであるため、これらに関するモデル化手法の妥当性が確認されたとと言える。

履歴曲線の形状に関しては、ガタを考慮することにより一致を見たが、ガタの量は振動台試験に設置した後に計測して求められたものである。ガタは製作公差・誤差の積算量であるため事前に予測することは難しいが、一般的に、装置のサイズが大きくなるとガタの大きさは相対的に小さくなり、無視できるようになると考えられる。仮に無視できないガタが存在しても、免震装置としての性能やロッキング抑制性能が急激に悪化することは無いということが、今回の試験結果から確認された。

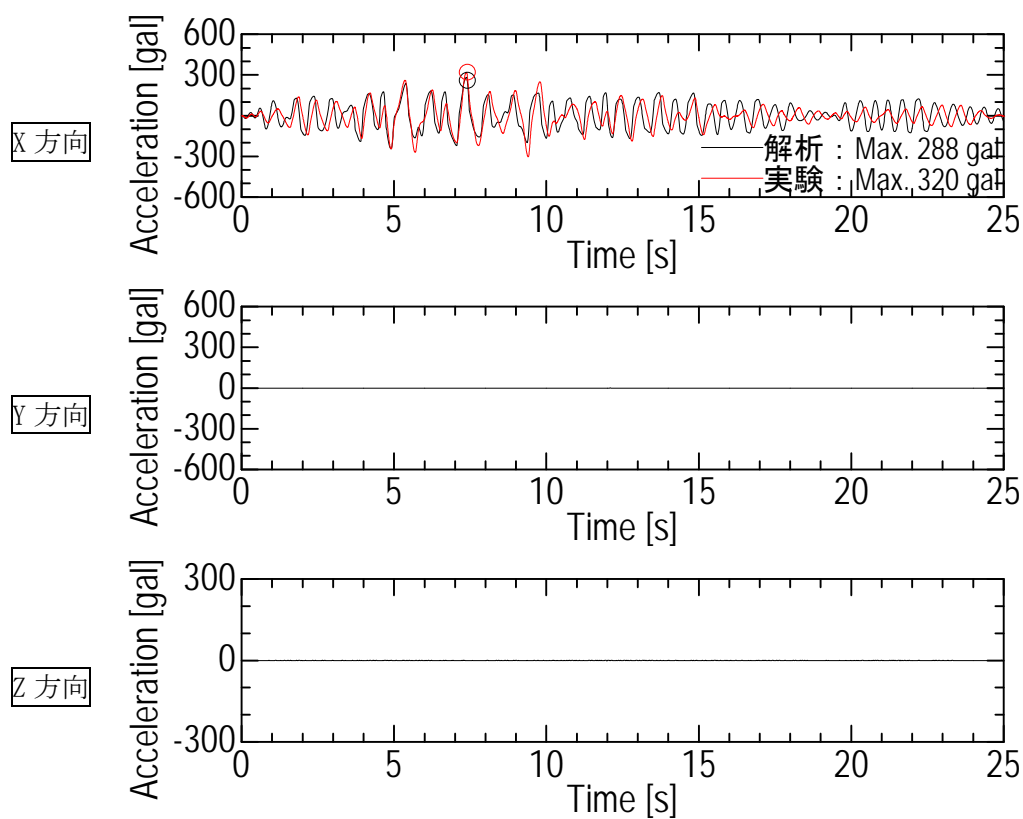


図 4-15 試験体上応答加速度時刻歴(1.0S₂, X 入力)

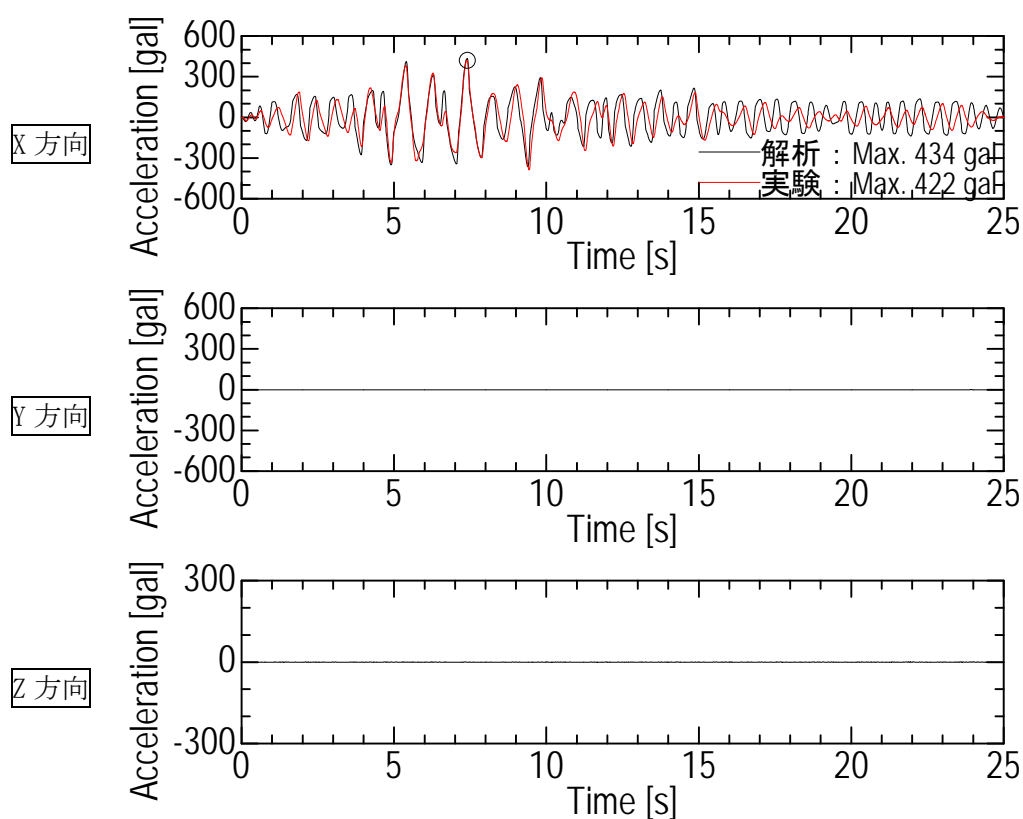


図 4-16 試験体上応答加速度時刻歴(1.5S₂, X 入力)

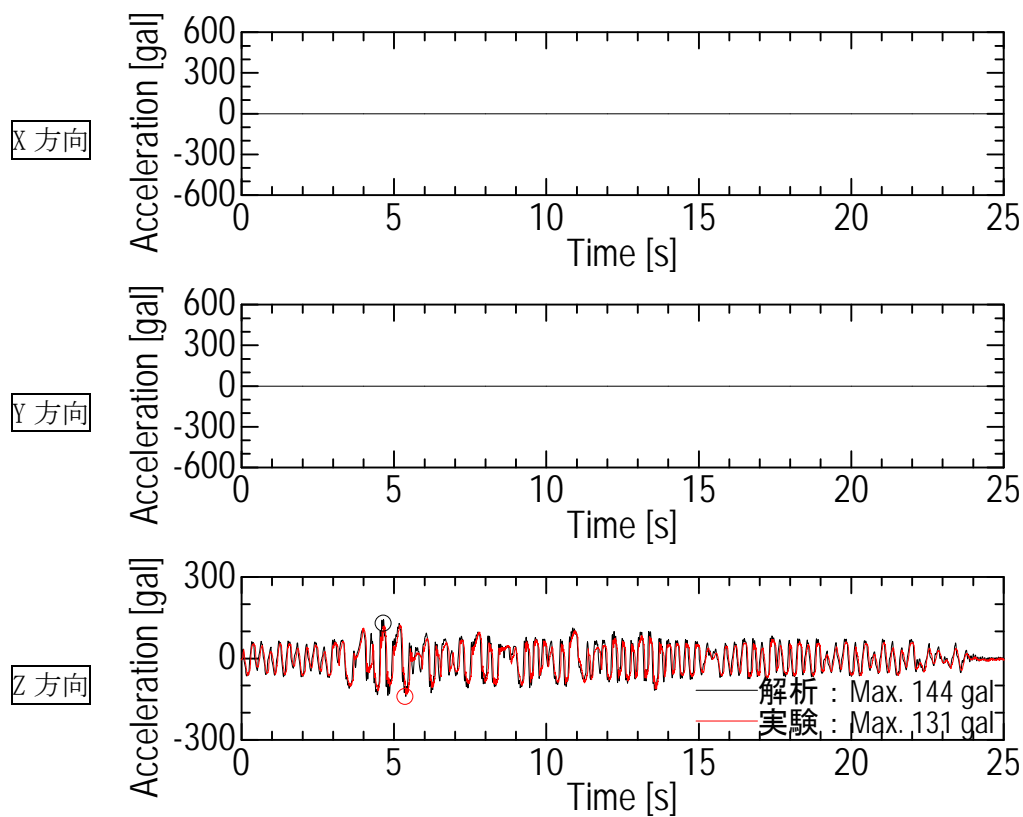


図 4-17 試験体上応答加速度時刻歴(1.0S₂、Z 入力)

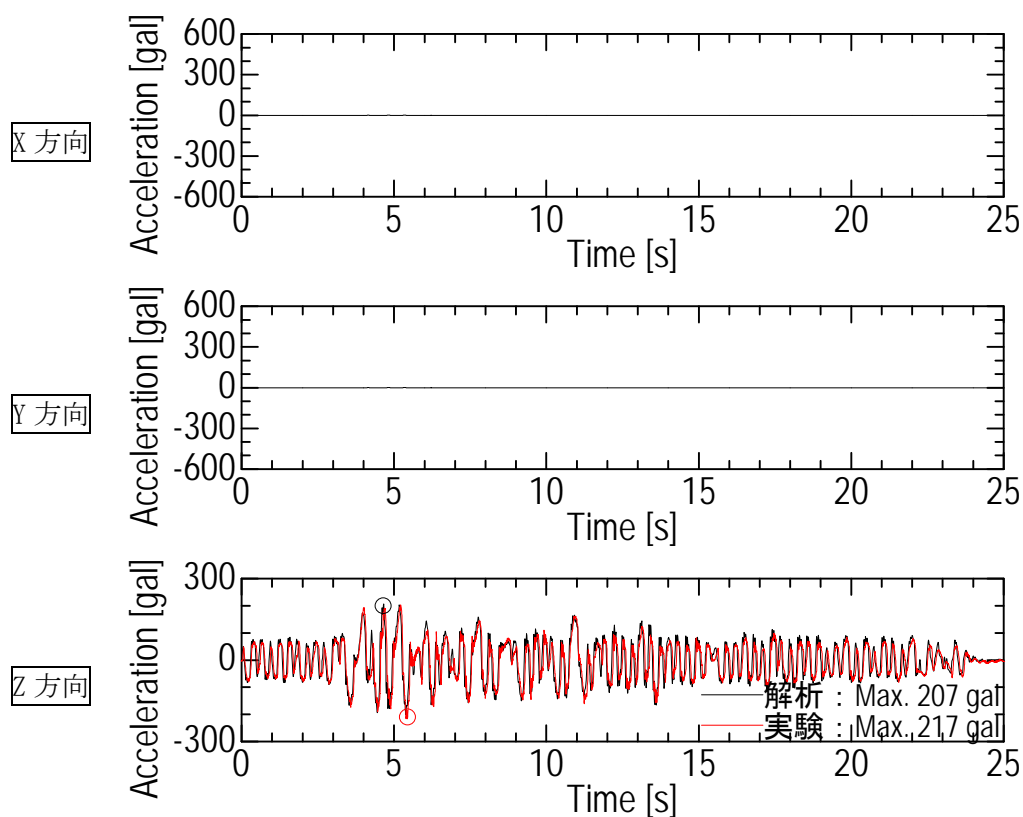


図 4-18 試験体上応答加速度時刻歴(1.5S₂、Z 入力)

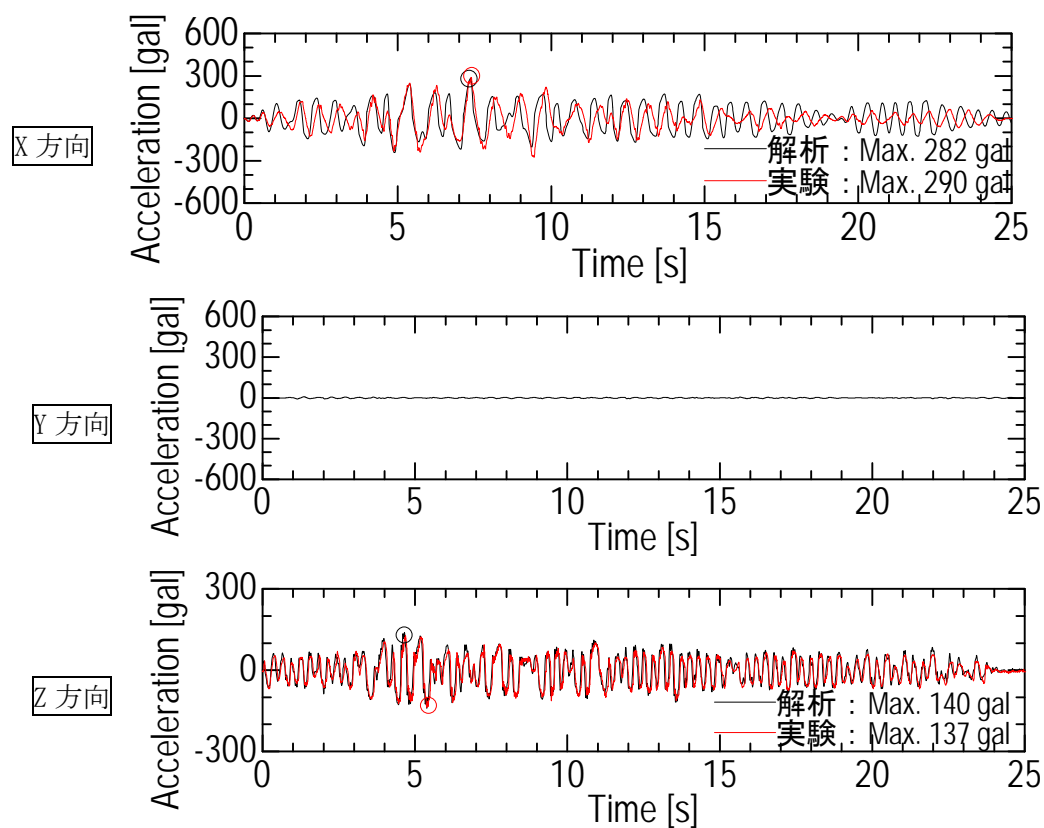


図 4-19 試験体上応答加速度時刻歴(1.0S₂, XZ 入力)

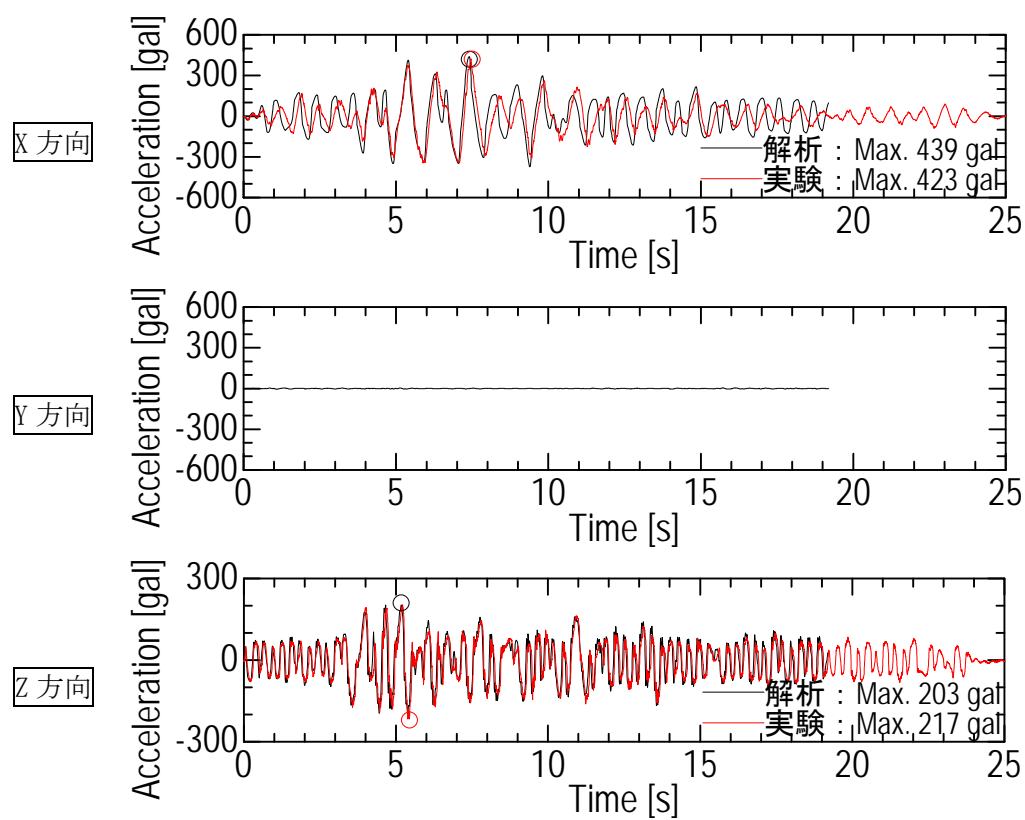


図 4-20 試験体上応答加速度時刻歴(1.5S₂, XZ 入力)

(※非線形性が強く、解析結果は途中で終了)

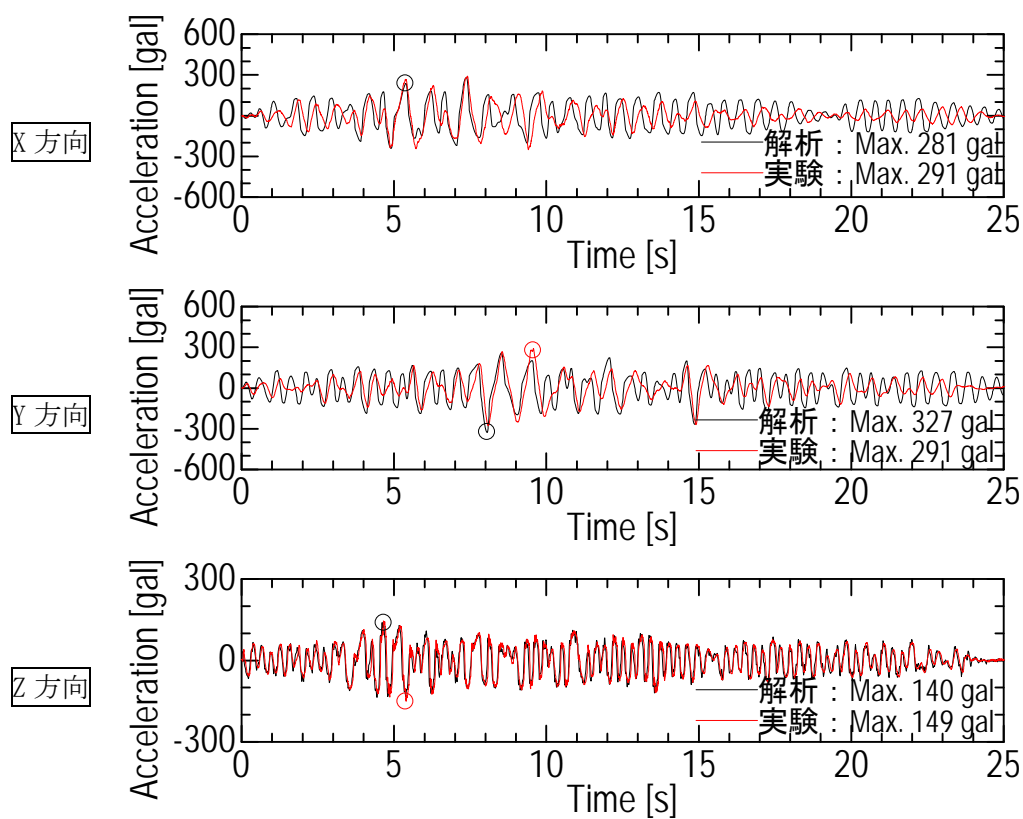


図 4-21 試験体上応答加速度時刻歴(1.0S₂、XYZ 入力)

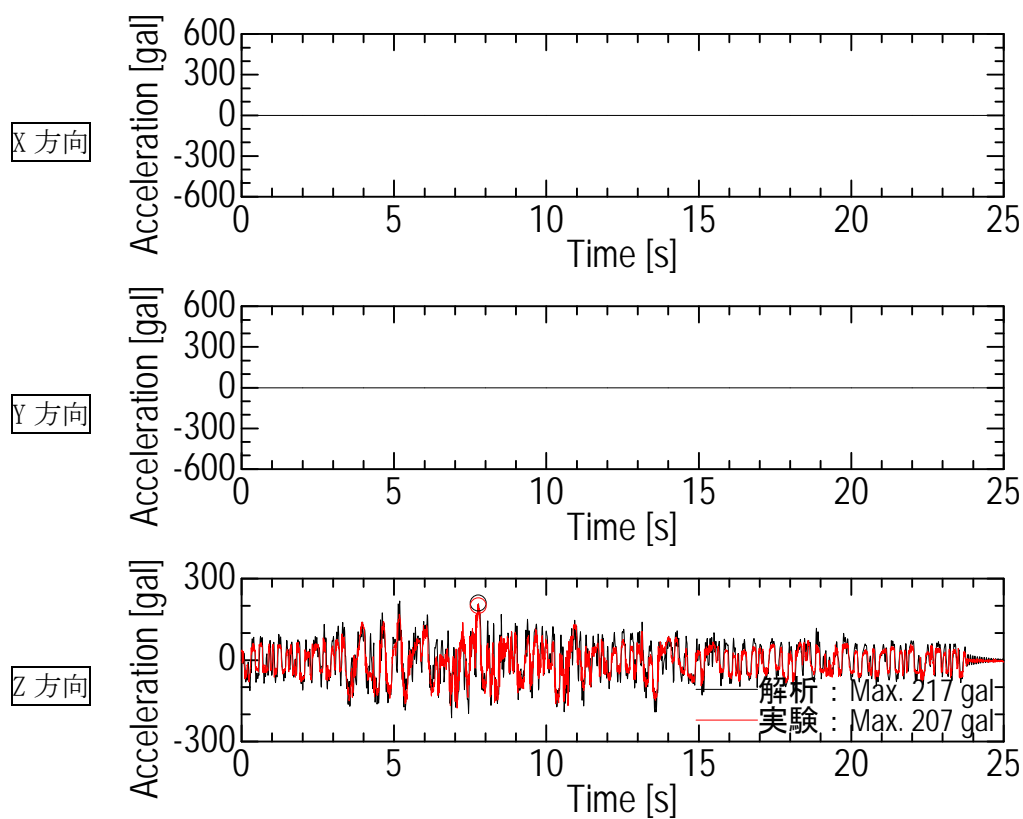


図 4-22 試験体上応答加速度時刻歴(1.0S₂、Z 入力 (HPF))

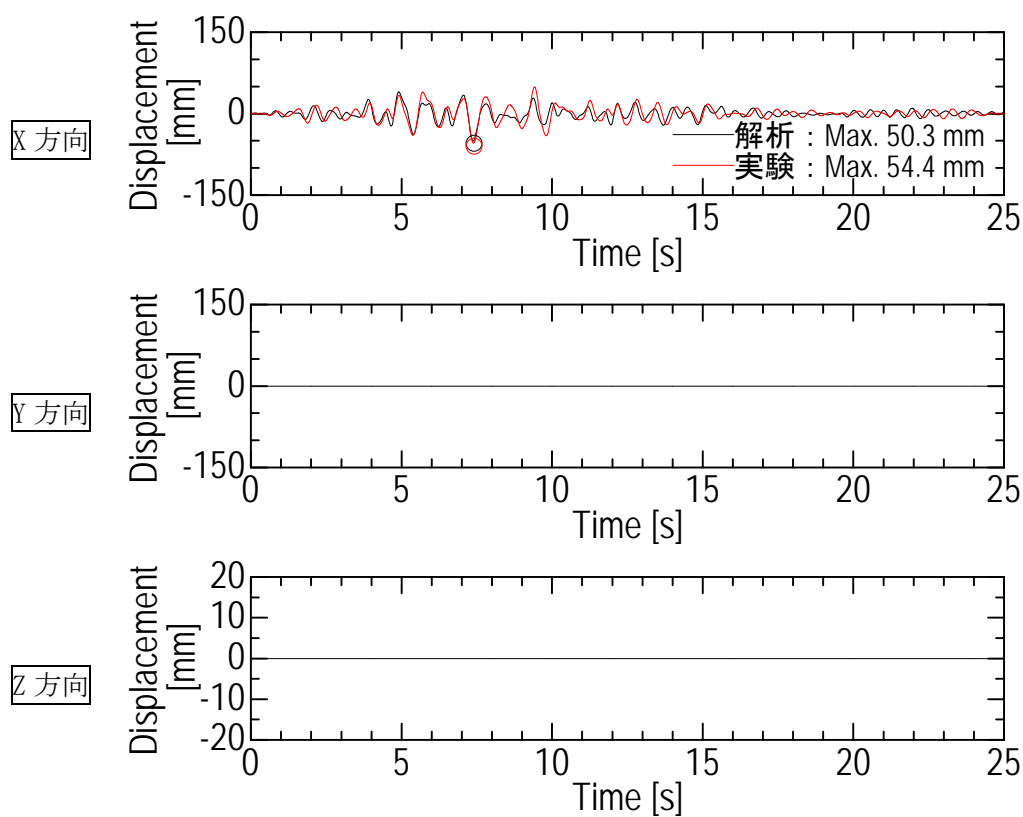


図 4-23 応答変位時刻歴(1.0S₂、X 入力)

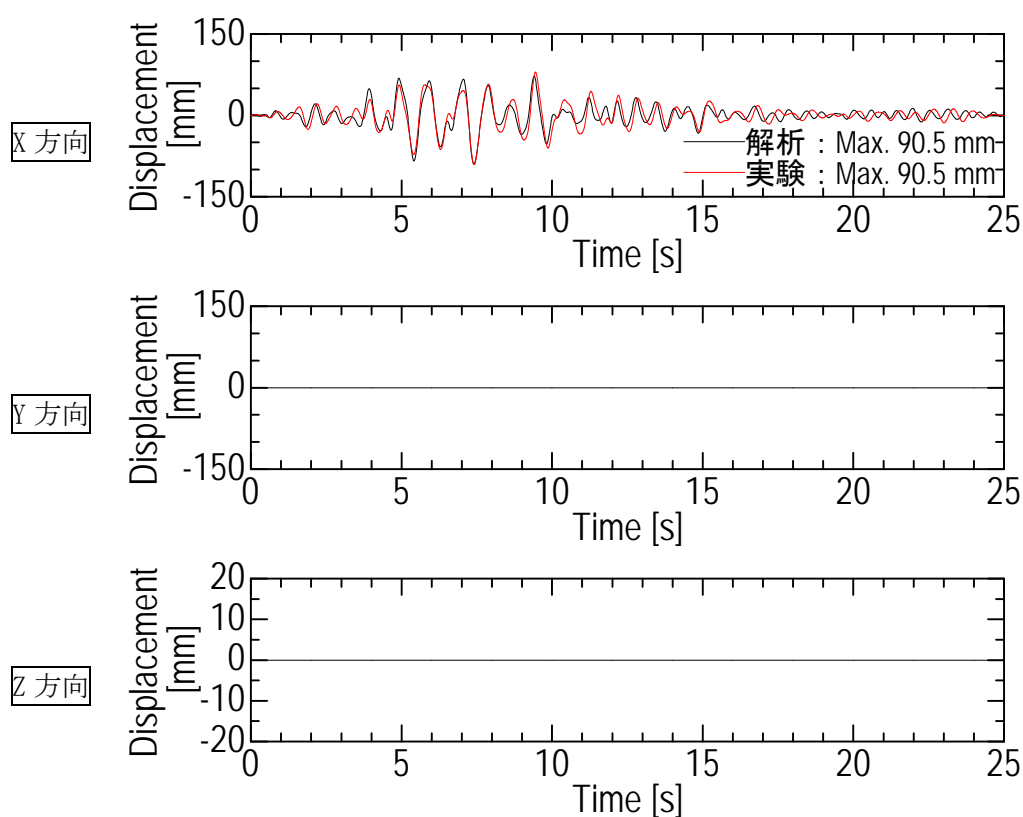


図 4-24 応答変位時刻歴(1.5S₂、X 入力)

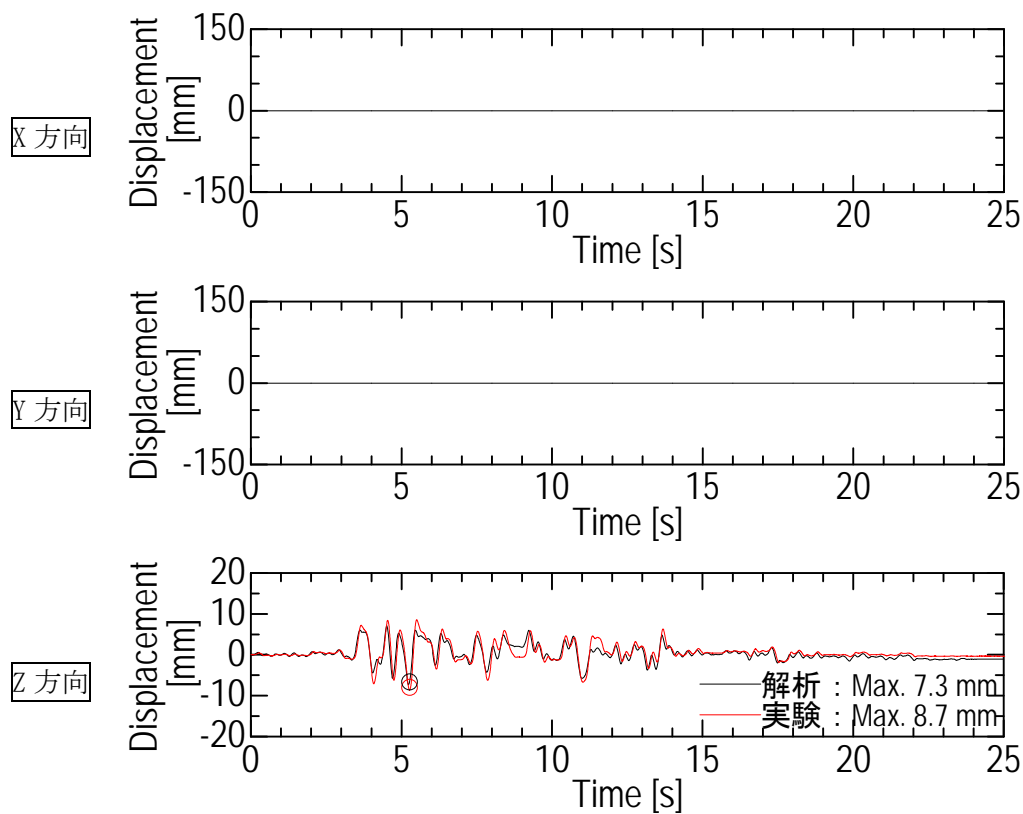


図 4-25 応答変位時刻歴(1.0S₂、Z 入力)

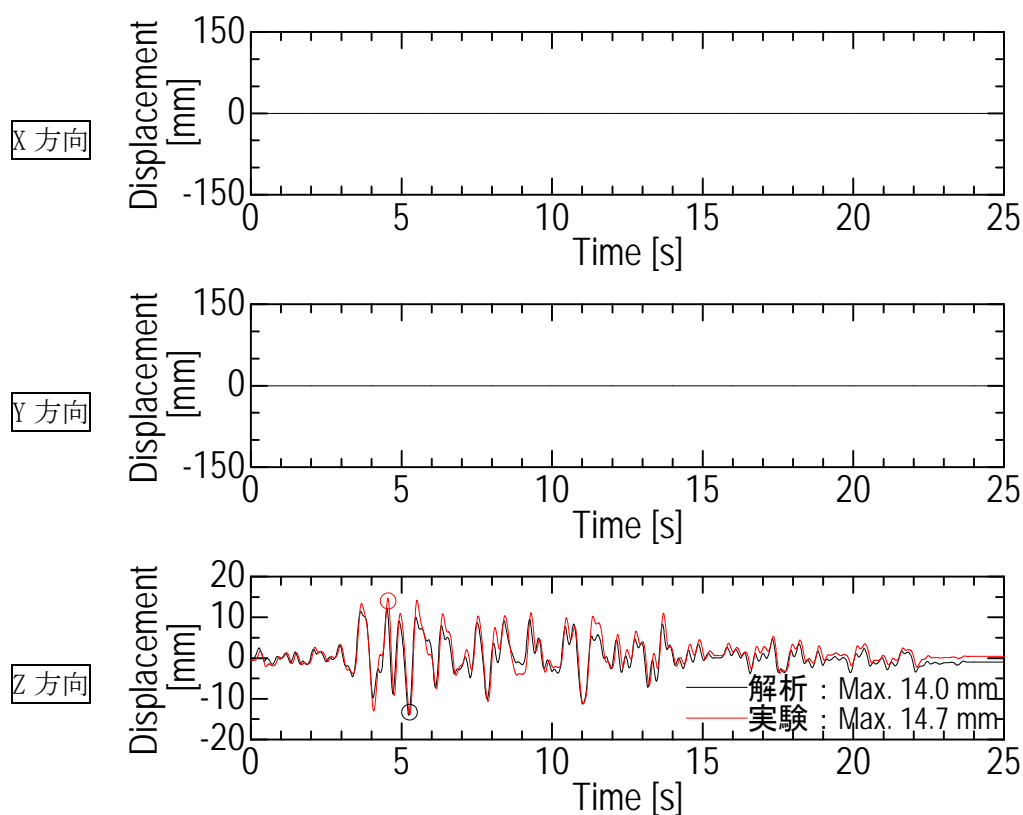


図 4-26 応答変位時刻歴(1.5S₂、Z 入力)

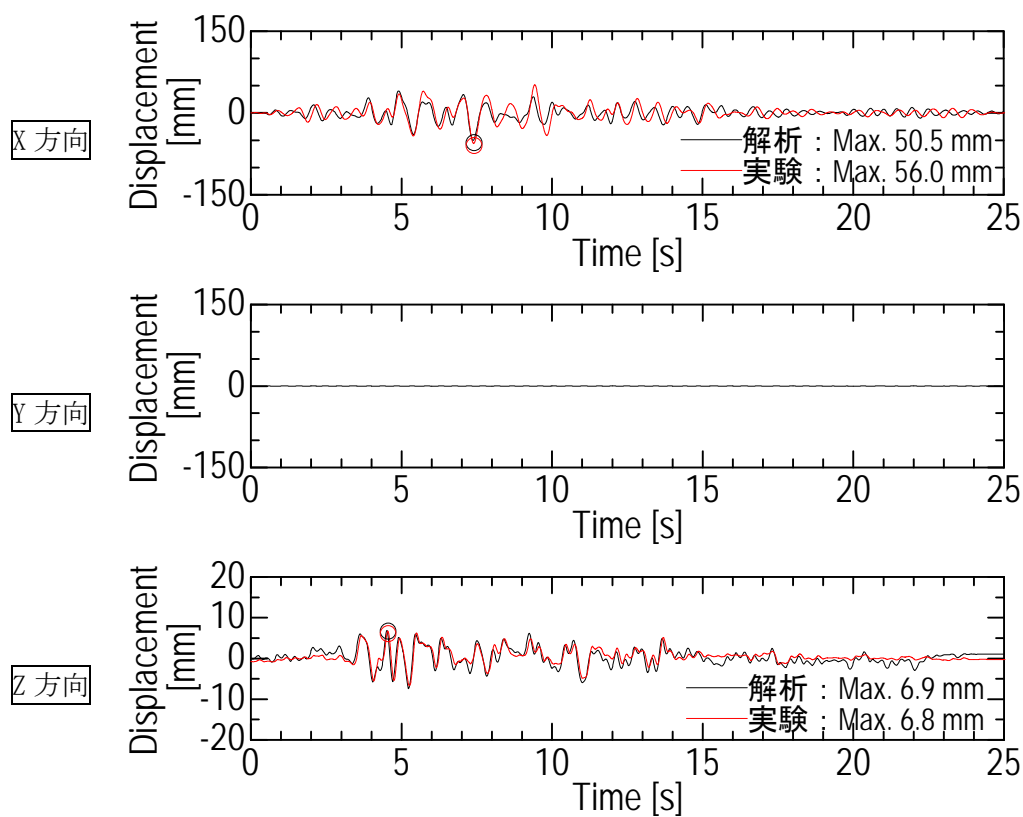


図 4-27 応答変位時刻歴(1.0S₂, XZ 入力)

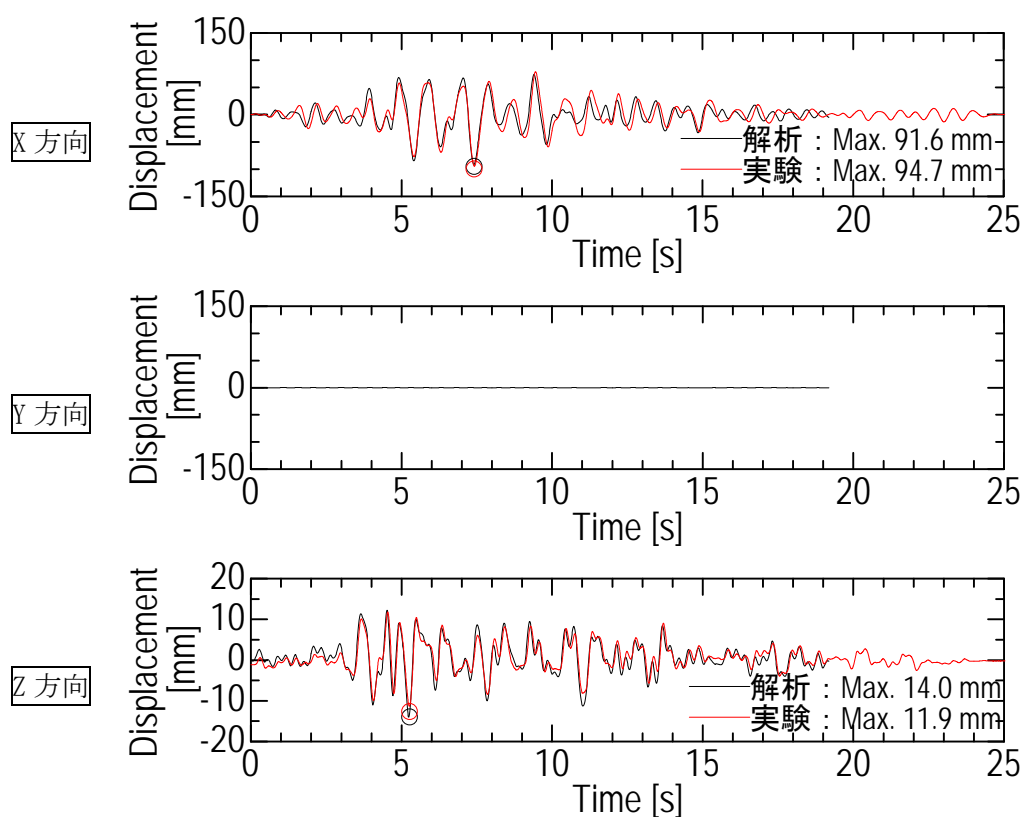


図 4-28 応答変位時刻歴(1.5S₂, XZ 入力)

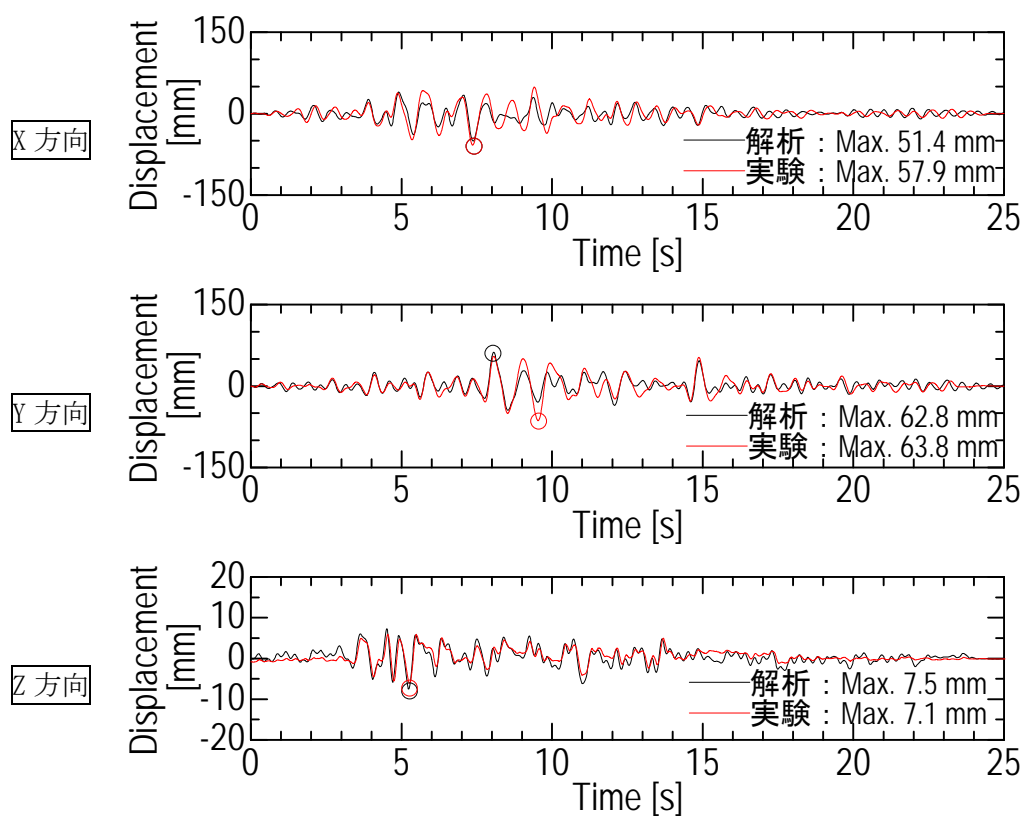


図 4-29 応答変位時刻歴(1.0S₂、XYZ 入力)

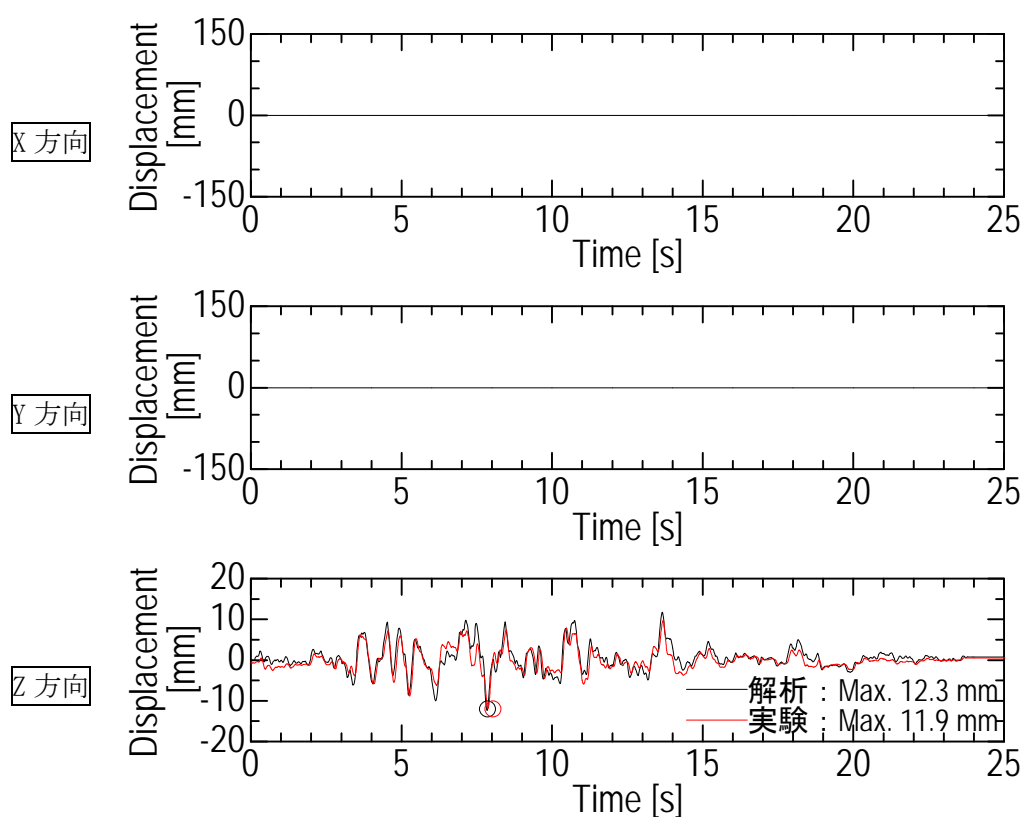


図 4-30 応答変位時刻歴(1.0S₂、Z 入力 (HPF))

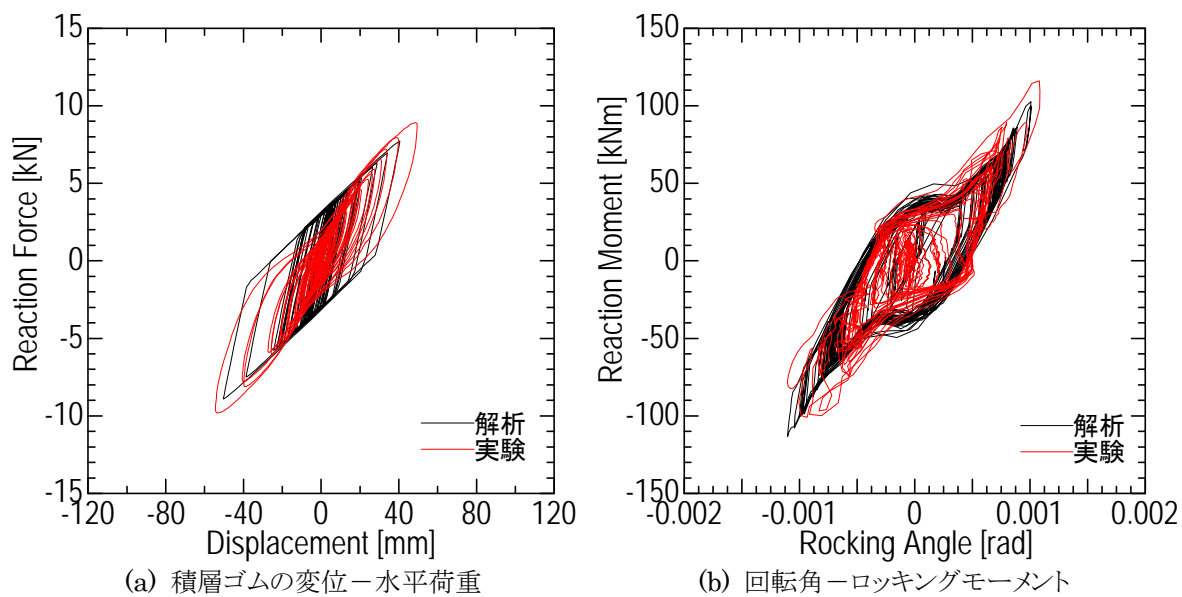


図 4-31 履歴曲線(1.0S₂、X 入力)

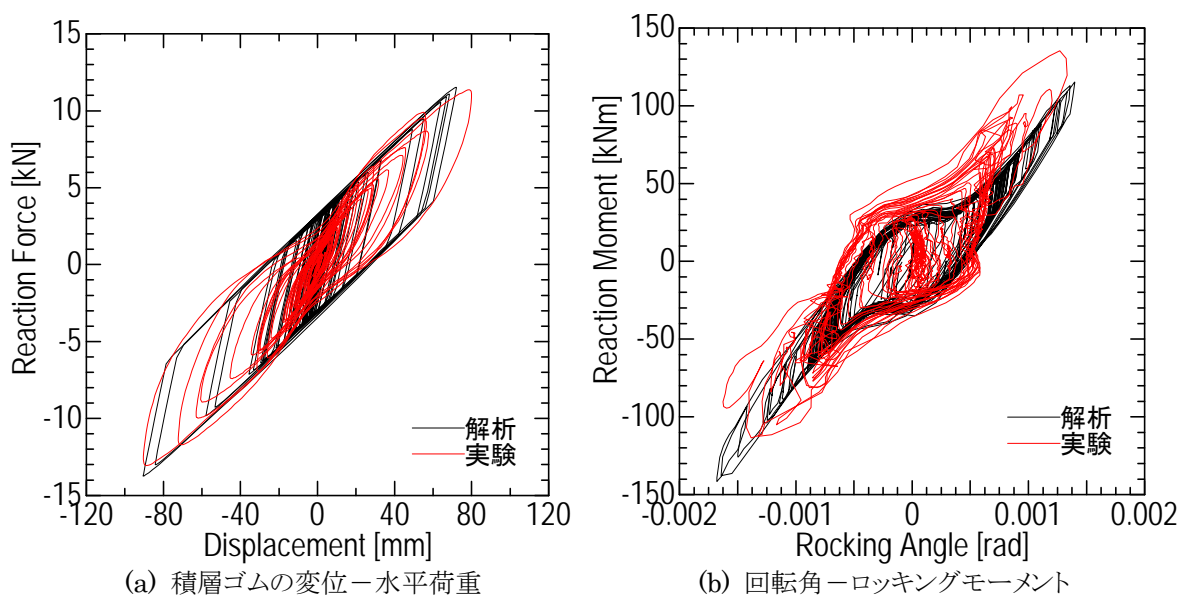


図 4-32 履歴曲線(1.5S₂、X 入力)

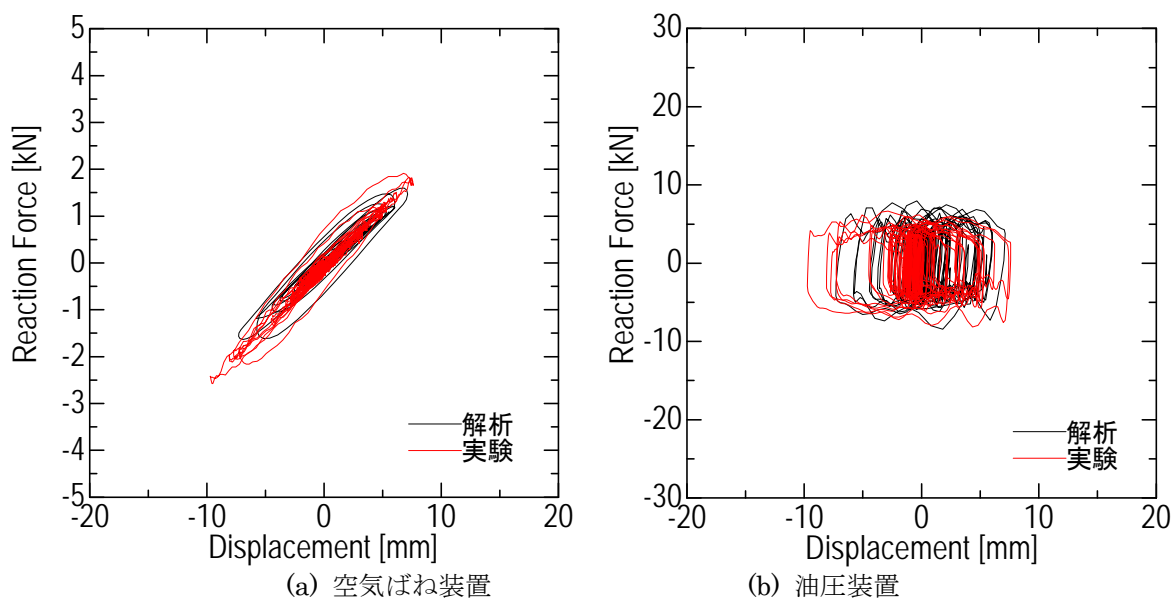


図 4-33 鉛直方向の荷重・変位履歴曲線(1.0S₂, Z 入力)

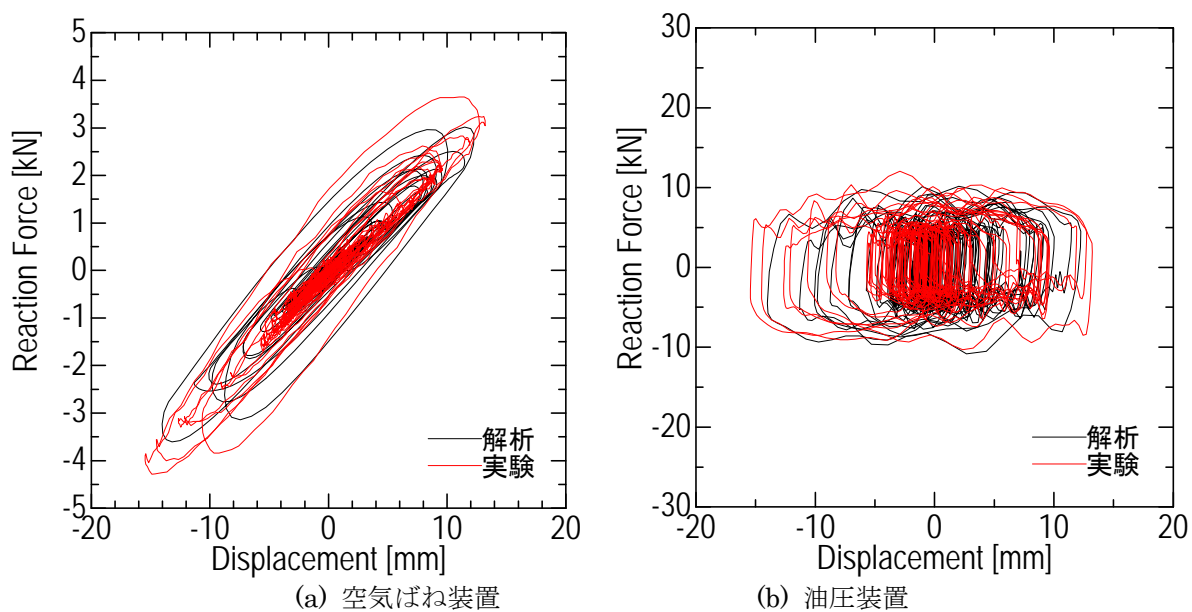


図 4-34 鉛直方向の荷重・変位履歴曲線(1.5S₂, Z 入力)

4.4 結言

本章では、油圧機構による三次元免震装置の構成機器の特性を詳細に定式化し、システム全体の解析モデル化の方法を構築した。さらに、構築した解析モデルを用いて、第3章に示した1/7 縮小試験体による振動台試験のシミュレーションを行い、試験結果との比較によりモデル化手法の妥当性を検証した。主な検証結果は以下の通りであった。

- ① 試験結果に対するシミュレーション結果の最大応答値の誤差は概ね 20%以下であった。
- ② 試験結果と同様に、シミュレーション結果においても、水平方向と鉛直方向の挙動は互いにほぼ独立であることが確認された。
- ③ 水平方向の主な誤差要因は積層ゴム試験体における履歴特性と解析で用いたバイリニア特性の違いに起因していた。解析に用いたバイリニア特性は大きな変形量に対応させた特性であり、 $1.5S_2$ 入力での解析結果は試験結果と比較的よく一致したが、比較的小さな変形量の $1.0S_2$ 入力では最大加速度で 12%程度の誤差が生じた。
- ④ 鉛直方向には変位量で最大 18%の誤差が認められた。変位量の誤差要因は、比較対象の 1/7 縮小試験体において摺動抵抗が非常に大きいことにより、固着／摺動を繰り返す現象が支配的となったためであると考えられた。また、応答そのものが小さくなり、絶対値の小さな誤差が大きな誤差率となっている。
- ⑤ 摺動抵抗は 1/7 縮小試験体では支持荷重に対して 12%と非常に大きいため上記のような誤差要因が生じたが、第4章の 1/2 縮小試験体による試験結果から、実機大では 1%以下となるため、上記④のような誤差要因は小さくなると考えられる。
- ⑥ ロッキング応答に関して、ロッキング角度とロッキングモーメントの履歴曲線を解析と試験で比較したところ、傾き（剛性）が概ね一致したことから、ロッキング抑制に係わる各種の剛性のモデル化方法について妥当性が確認されたと言える。

第 5 章

実機大のシステムに対する考察

5.1 諸言

前章までに、シミュレーション手法の妥当性が概ね確認されたことから、同様の定式化とモデル化手法を実機大に展開し、実機大の三次元免震システムの詳細解析モデルを作成し、シミュレーションによりその免震性能を検証した。

5.2 実機大の詳細モデルによるシミュレーション

第 2 章において設計した実機大の三次元免震システムに対して、第 4 章で定式化した各機器の特性の諸元に第 3 章に述べた 1/7 縮小試験体及び 1/2 縮小試験体の結果を反映し、できる限り詳細な解析モデルを作成して時刻歴応答解析によるシミュレーションを行った。本節ではその解析結果から、実機大のシステムにおいて、設計した免震性能やロッキング抑制性能が実現できているかどうかを評価する。

5.2.1 モデル及び入力条件

(1) 入力地震波

入力地震波は Case Study S₂ 波（ラウニオン位相）とする。（各方向の入力地震波の時刻歴波形と応答スペクトルは第 2 章 図 2-2、2-3 を参照。）

(2) 建屋モデル

評価の前提となる建屋モデルは、Na 中型炉（750MWe）プラント建屋（第 2 章図 2-8、図 2-9）を模擬した剛体モデルとした。建屋モデルの諸元を表 5-1 に示す。

表 5-1 Na 中型炉建屋モデル

階	高さ	重量	回転慣性	層剛性
-	m	MN	GNm ²	-
RF2	61.5	88	17.6	∞
RF1	50.5	71	14.2	∞
7F	43.5	75	15	∞
6F	35.5	275	55	∞
5F	27	312	84.5	∞
4F	21	360	173	∞
3F	14.5	359	173	∞
2F	8	397	191	∞
1F	0	447	215	∞
B	-3.5	264	127	∞

(3) 三次元免震システムのモデル化

解析モデル図を図 5-1 に示す。三次元免震装置は、第 2 章 図 2-10 に示す位置に配置し、空気ばね装置（160 基）・油圧装置（112 基）・積層ゴム（160+112 基）で構成した。

解析モデルに用いた各要素の特性について、油圧装置に関するものを表 5-2 に、空気ばね装置に関するものを表 5-3 に、積層ゴムに関するものを表 5-4 にそれぞれ示す。これらの特性は、第 4 章の定式化結果に第 2 章で設計した諸元値を適用して決定したものであ

る。また、摺動抵抗の圧力依存性は 1/2 縮小試験体における結果を実機サイズに展開したもの、水平荷重依存性については 1/7 縮小試験体における試験結果を実機サイズに展開したものである。

(4) 解析ケース

解析は X 軸・Y 軸・Z 軸それぞれへの単軸入力の場合と、3 軸同時入力の場合で、合計 4 ケースについて行った。

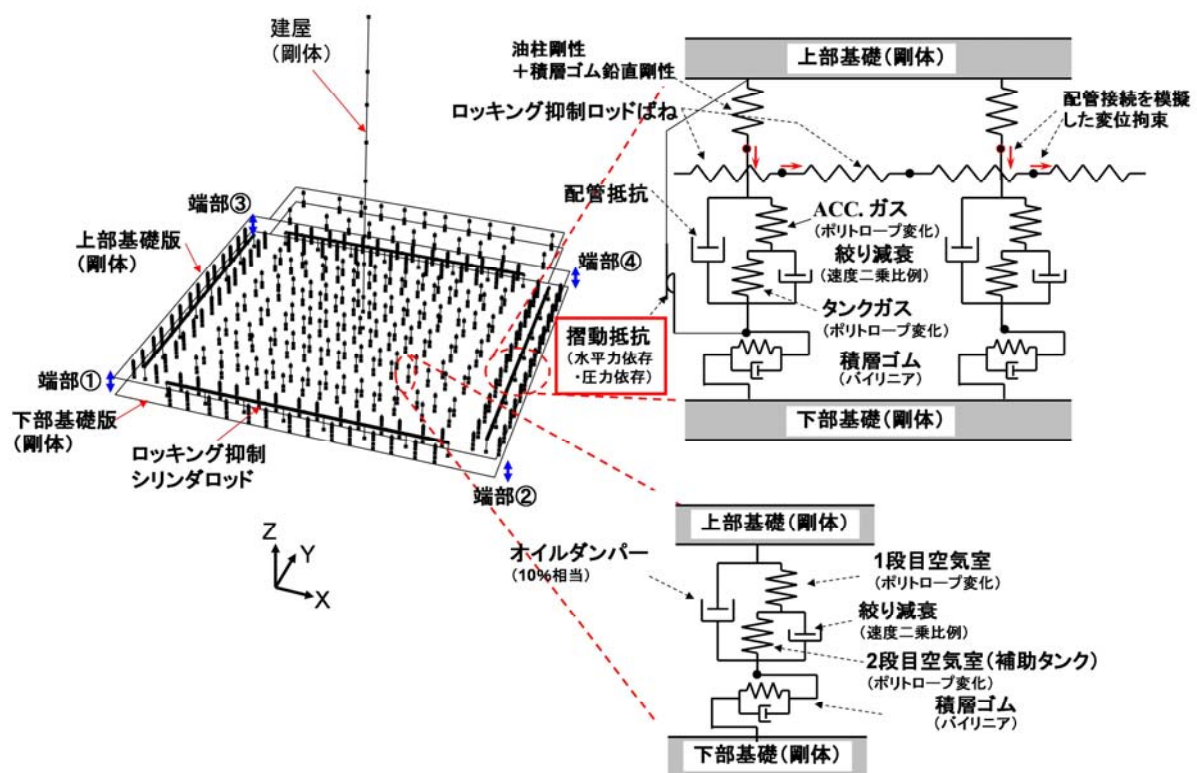


図 5-1 実機大のシミュレーション用の詳細解析モデル

表 5-2 免震層の構成要素の諸元(詳細解析シミュレーションモデル;油圧装置)

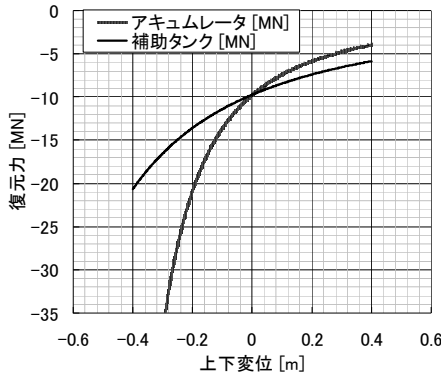
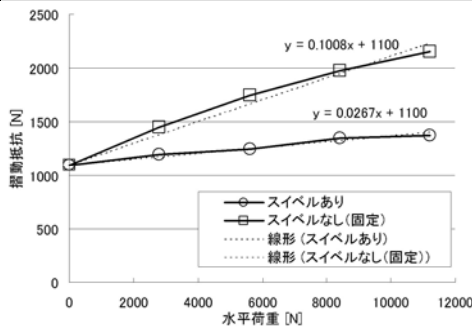
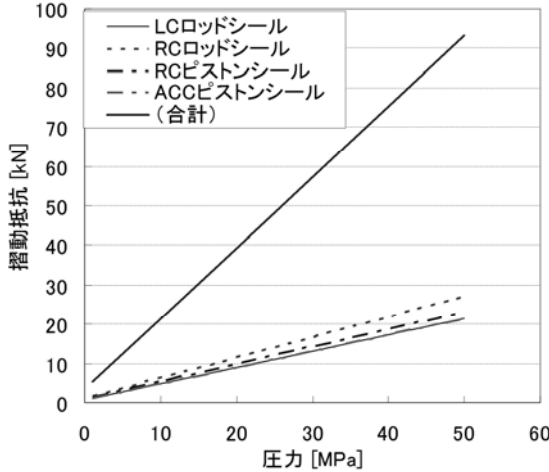
装置種別	項目	単位	値
油圧装置	アキュムレータと補助タンクの ガス弾性によるばね (ポリロープ変化; $\gamma_A=1.6$)		
	絞りの速度二乗比例減衰係数	[MNs ² /m ²]	25.1
	油柱ばね剛性	[MN/m]	625.6
	ロッキング抑制ロッドばね	[MN/m]	5056.
	シリンダの摩擦係数 (1/7 縮小試験体の要素試験結果より算定。スィベルなし(固定)を採用。)		
	シリンダの摺動抵抗の圧力依存性 (1/2.縮小試験体の摺動抵抗を実機サイズに展開。4.3.3 節参照。)		
		$\mu = (\text{摺動抵抗} / \text{水平荷重}) = 0.1008$	
		$\mu = (\text{摺動抵抗} / \text{鉛直荷重}) = 0.005$ (@25MPa)	

表 5-3 免震層の構成要素の諸元(詳細解析シミュレーションモデル;空気ばね装置)

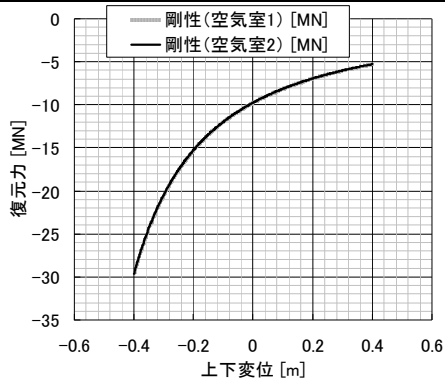
装置種別	項目	単位	値
空気ばね	1 段目空気室と 2 段目空気室の 空気弾性によるばね (ポリトロプ変化; $\gamma_{air}=1.4$)		
	絞りの速度二乗比例減衰係数	[MNs ² /m ²]	18.0
	オイルダンパ	[MNs/m]	0.623

表 5-4 免震層の構成要素の諸元(詳細解析シミュレーションモデル;積層ゴム)

装置種別	項目	単位	値
積層ゴムの バイリニア特性 (1 基分)	1 次周期	[s]	1.0
	1 次剛性	[MN/m]	39.48
	2 次周期	[s]	2.8
	2 次剛性	[MN/m]	5.036
	降伏係数	[-]	0.1
	降伏荷重	[MN]	0.98
	減衰定数	[-]	0.02

5.2.2 シミュレーション結果

(1) 最大応答値

解析により得られた結果最大応答値を表 5-5 に示す。なお、同表において各方向の加速度は炉容器支持位置の高さ（4F：21m）での値をプロットしている。また、同表中の「建屋端部鉛直変位」とは図 5-1 における①～④の位置（基礎版の 4 隅）における、下部基礎版と上部基礎版の鉛直方向の相対変位である。

(2) 時刻歴波形

解析によって得られた時刻歴応答波形を図 5-2～図 5-9 に示す。

5.2.3 免震性能の評価

(1) 床応答スペクトルによる評価

時刻歴解析によって得られた X 方向・Y 方向・Z 方向の炉容器支持位置の応答加速度を用いて、各方向の床応答スペクトルを算出した結果を図 5-10・図 5-11・図 5-12 にそれぞれ示す。比較のため、これらの図には、各方向の単軸入力と 3 軸同時入力の結果と、各軸の入力波の応答スペクトルも重ねて示した。

FBR プラント建屋内に設置される機器の固有周期は概ね 0.25 s 以下（4.0Hz 以上）とされる。入力地震波の応答スペクトルと、今回得られた床応答スペクトルを比較すると、X 方向・Y 方向・Z 方向ともに、周期 0.5 s 以下（2.0Hz 以上）の範囲で入力地震波の応答を下回っており、周期 0.1 ～0.5s 範囲の応答加速度は、概ね 1/2～1/5 程度にまで低減されている。このことから、この三次元免震装置が、すべての方向において良好な免震性能を発揮できていることが確認された。

また、各方向の単独入力と XYZ 3 軸同時入力の床応答スペクトルを比較すると、概ね形状が一致していることが分かる。このことは、各軸の応答特性が概ね独立に機能していることを意味する。この独立性は設計時に各軸の性能を独立に設計することができる事を示唆しており、装置を設計する上で有意な性質である。

(2) 鉛直方向の免震性能

鉛直方向の床応答スペクトル（図 5-12）のピーク位置は 2.0 秒となっており、本システムの固有振動数が、目標である 0.5Hz になっていることが確認できる。また、鉛直方向の相対変位量（建屋端部鉛直変位）は 3 軸同時加振における建屋端部②の位置が最大で、174 mm であった。これは、荷重支持シリンダの鉛直方向のストローク（±350mm）の半分以下であり、十分に余裕があることが確認された。

(3) ロッキング抑制性能

水平方向の単軸入力の解析結果（図 5-2～図 5-5）から、ロッキングによる建屋端部

の上下変位が最大でも 25 mm 以下となっていることが分かり、実機においてロッキング抑制性能が極めて良好に発揮されることが分かる。また、3 軸同時加振における建屋端部変位①～④の波形（図 5-9）にほとんど差が無いことから、3 軸同時加振においても良好なロッキング抑制性能が得られていることが分かる。

(4) ロッキング振動による加速度について

解析結果（例えば、図 5-2・図 5-4）から、ロッキングによる建屋端部の上下加速度が最大値は 290gal 程度まで成長していることが確認された。本研究で提案したロッキング抑制機構の設計思想は、ロッキングに対する剛性を極力大きくして変位を抑え込むことであり、積極的な減衰要素が付加していない。そのため、相対的にロッキングに対する減衰力が不足し、共振しやすくなったためであると考えられる。

ロッキング振動による回転加速度による応答加速度の影響を免震対象となるプラント建屋側からの視点で評価するため、X 軸・Y 軸周りの回転加速度を建屋端部での鉛直方向の加速度に換算し、それを基に床応答スペクトルを作成した結果を図 5-13・図 5-14 にそれぞれ示す。同図には鉛直方向の入力地震波の応答スペクトルも併せて示した。

同図において、概ね周期 0.3～0.6 s 付近（概ね 1.7Hz～3.3Hz 付近）において、ロッキング振動による建屋端部の上下方向の床応答曲線が、鉛直方向の入力地震波の応答スペクトルを上回っている領域が生じていることが分かる。これは、ロッキング振動の固有振動モード（0.4Hz）による応答増幅が原因であると考えられる。

入力地震波の応答スペクトルを上回っている周期 0.3～0.6 s（1.7Hz～3.3Hz）の領域には重要機器の固有振動数が存在する可能性があるため、改善する必要がある。

表 5-5 詳細解析モデルによるシミュレーション結果(最大応答値)一覧表

項目		単軸入力			3 軸同時入力
		X	Y	Z	XYZ
X 方向加速度 [gal]	Max	280.8	0.3	0.0	280.5
	Min	-283.3	-0.2	0.0	-274.9
Y 方向加速度 [gal]	Max	0.3	270.5	1.2	236.9
	Min	-0.2	-306.3	-1.3	-299.0
Z 方向加速度 [gal]	Max	0.1	3.4	214.4	218.0
	Min	0.0	-3.4	-149.4	-146.4
X 軸周り回転加速度 [rad/s ²]	Max	0.0009	0.0729	0.0015	0.0508
	Min	-0.0007	-0.0739	-0.0020	-0.0512
Y 軸周り回転加速度 [rad/s ²]	Max	0.0650	0.0009	0.0000	0.0562
	Min	-0.0677	-0.0007	0.0000	-0.0498
建屋端部鉛直変位① [mm]	Max	19.0	21.0	160.3	171.8
	Min	-19.7	-24.2	-156.9	-144.7
建屋端部鉛直変位② [mm]	Max	19.6	21.0	160.3	157.2
	Min	-18.9	-24.4	-156.9	-174.0
建屋端部鉛直変位③ [mm]	Max	18.9	19.9	160.2	152.0
	Min	-19.6	-16.9	-157.0	-145.9
建屋端部鉛直変位④ [mm]	Max	19.7	19.7	160.2	140.3
	Min	-19.0	-16.9	-157.0	-159.3
X 方向全反力 [MN]	Max	758.3	0.5	0.0	724.4
	Min	-759.4	-0.5	0.0	-750.0
Y 方向全反力 [MN]	Max	0.5	730.8	3.2	631.8
	Min	-0.5	-824.0	-3.6	-792.0
Z 方向全反力 [MN]	Max	0.2	9.3	579.1	588.8
	Min	-0.1	-9.2	-403.3	-396.1

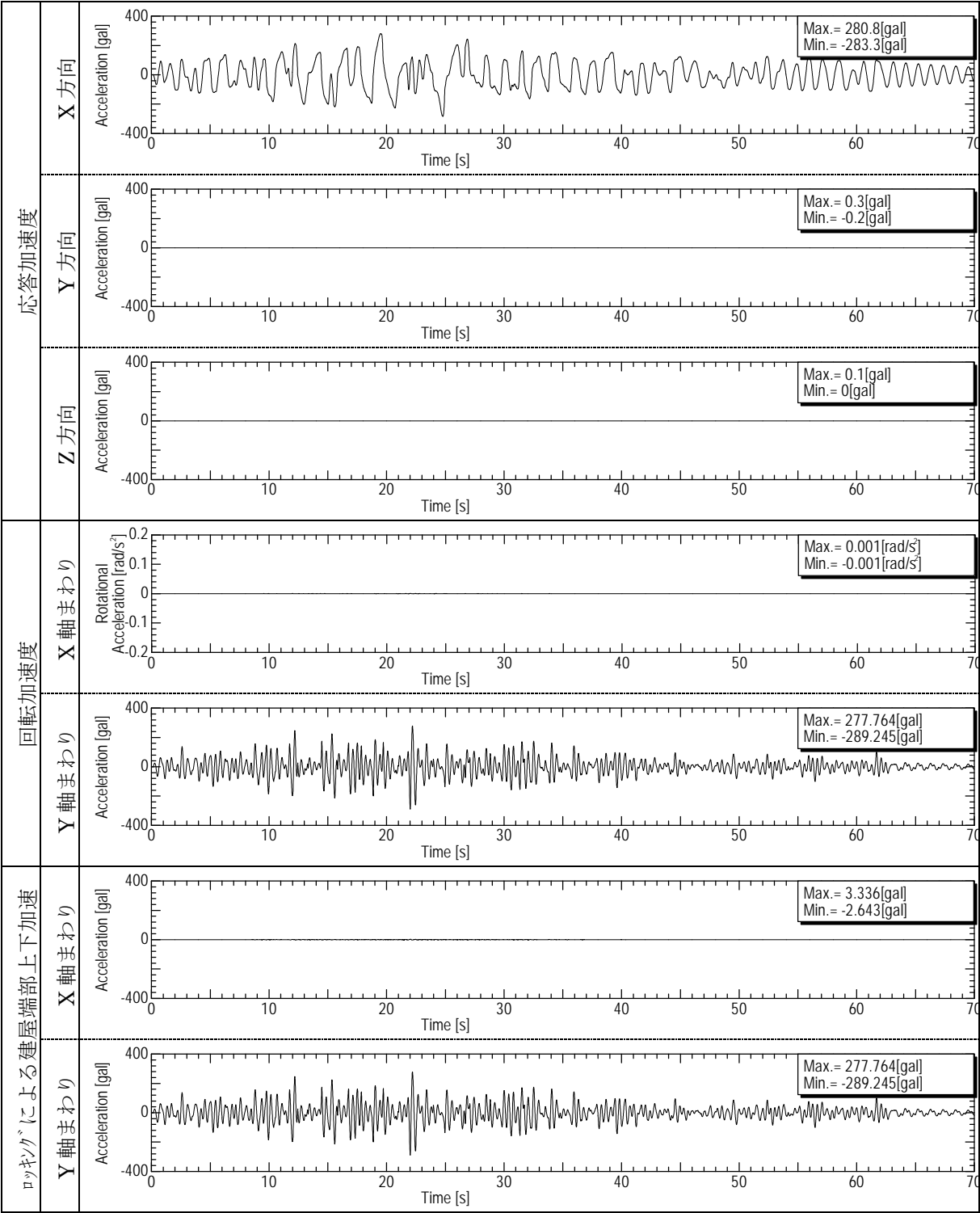


図 5-2 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
 —X 方向単軸入力(1/2)—

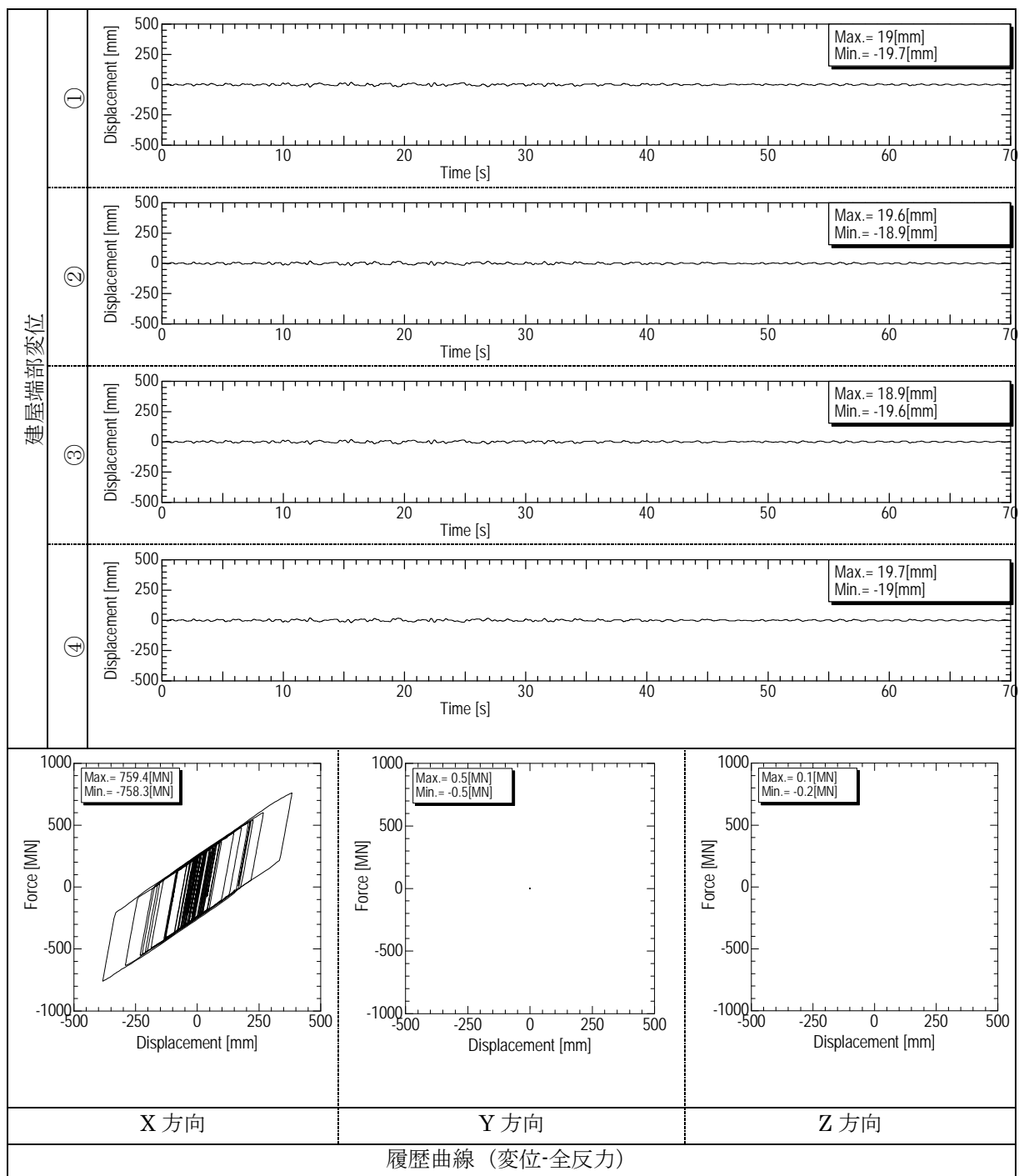


図 5-3 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—X 方向単軸入力(2/2)—

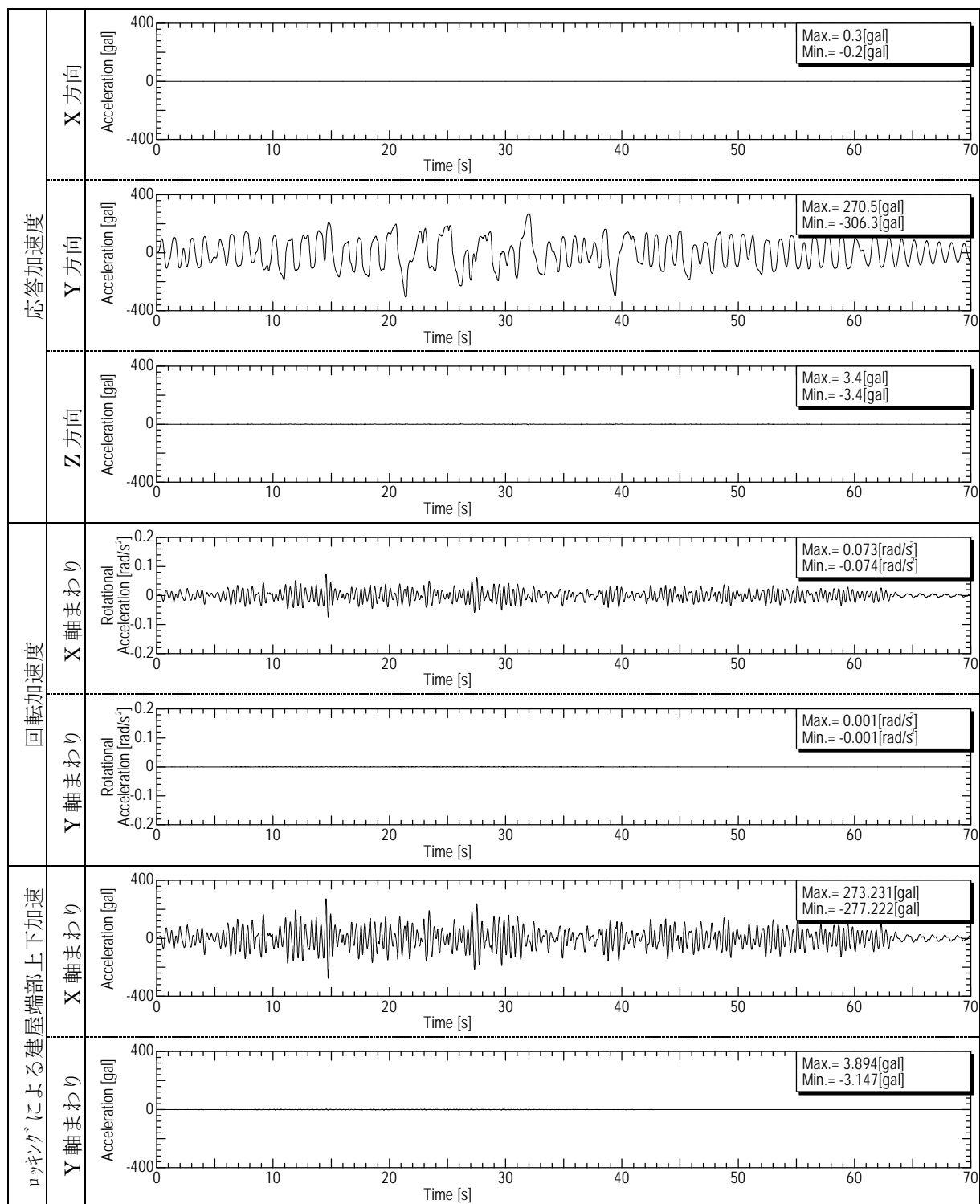


図 5-4 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—Y 方向単軸入力(1/2)—

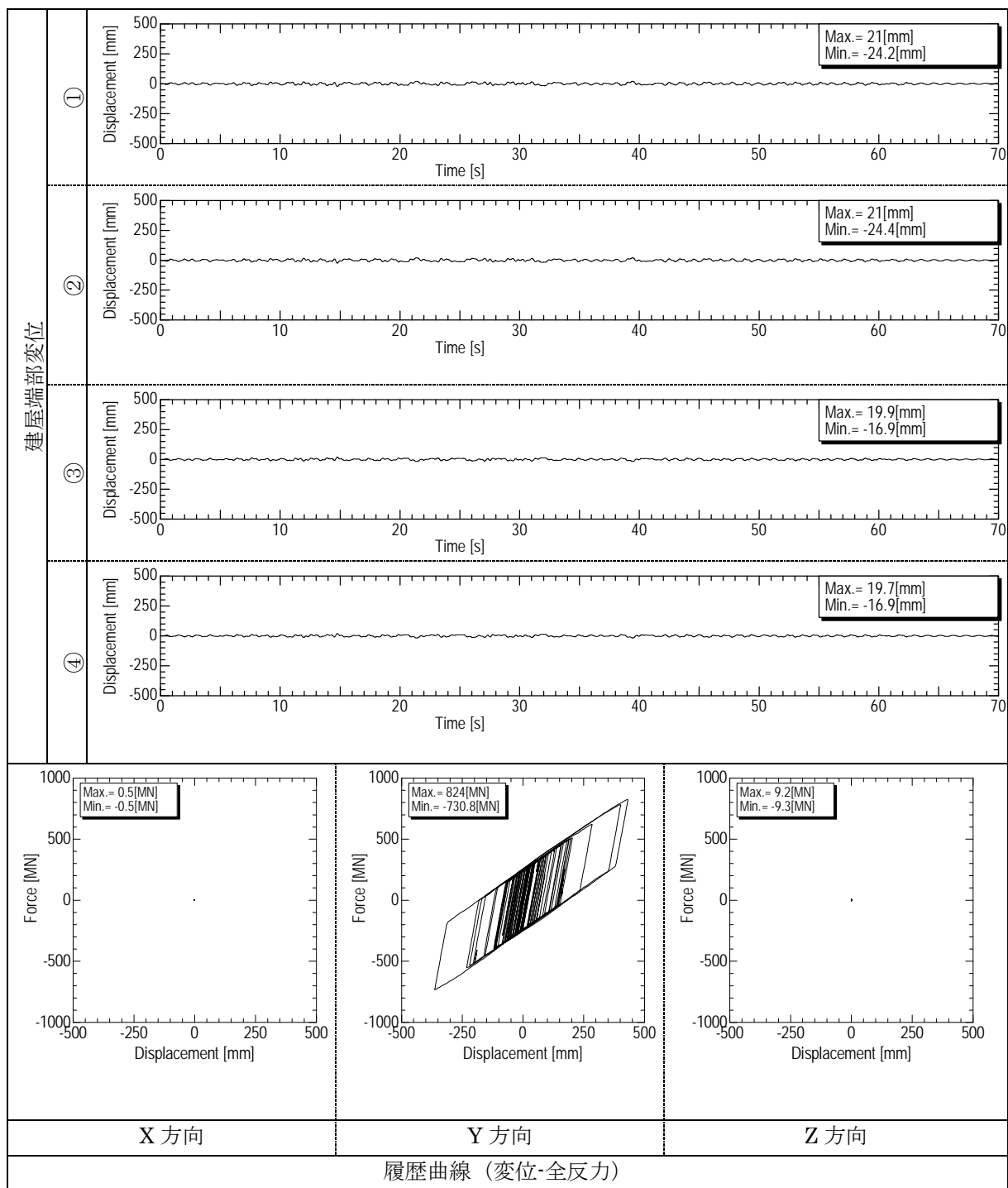


図 5-5 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—Y 方向単軸入力(2/2)—

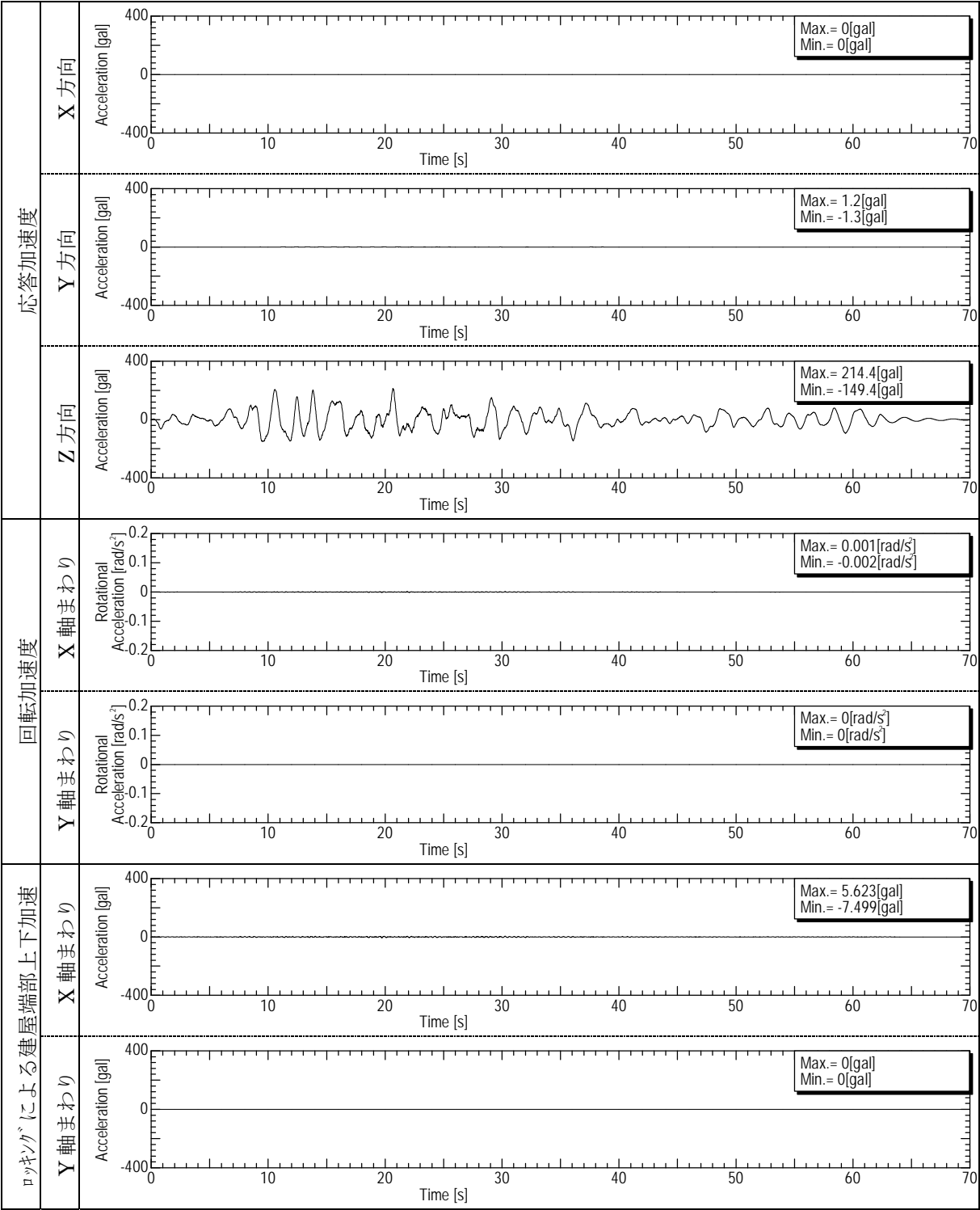


図 5-6 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
 —Z 方向単軸入力 (1/2)—

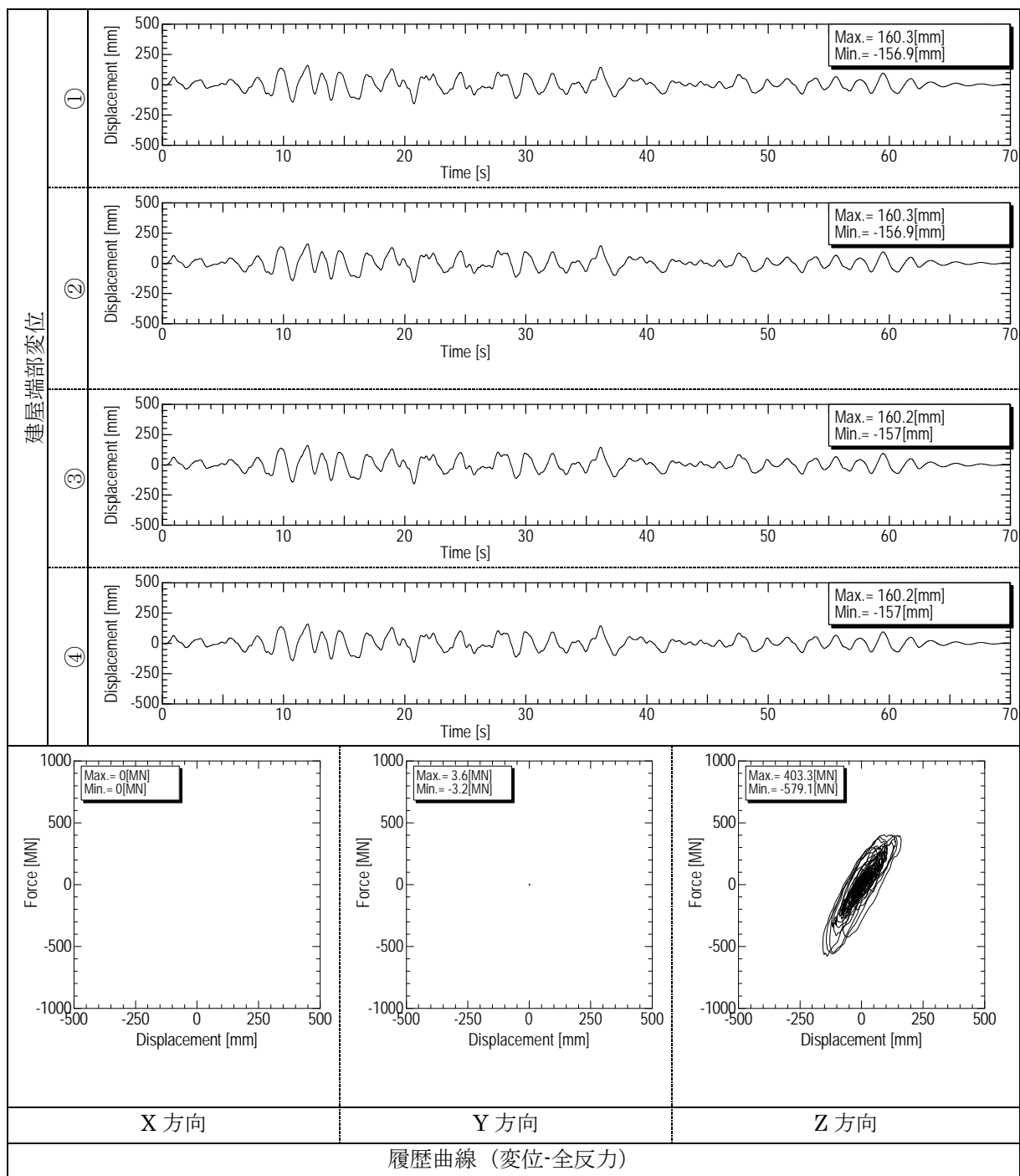


図 5-7 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—Z 方向単軸入力 (2/2)—

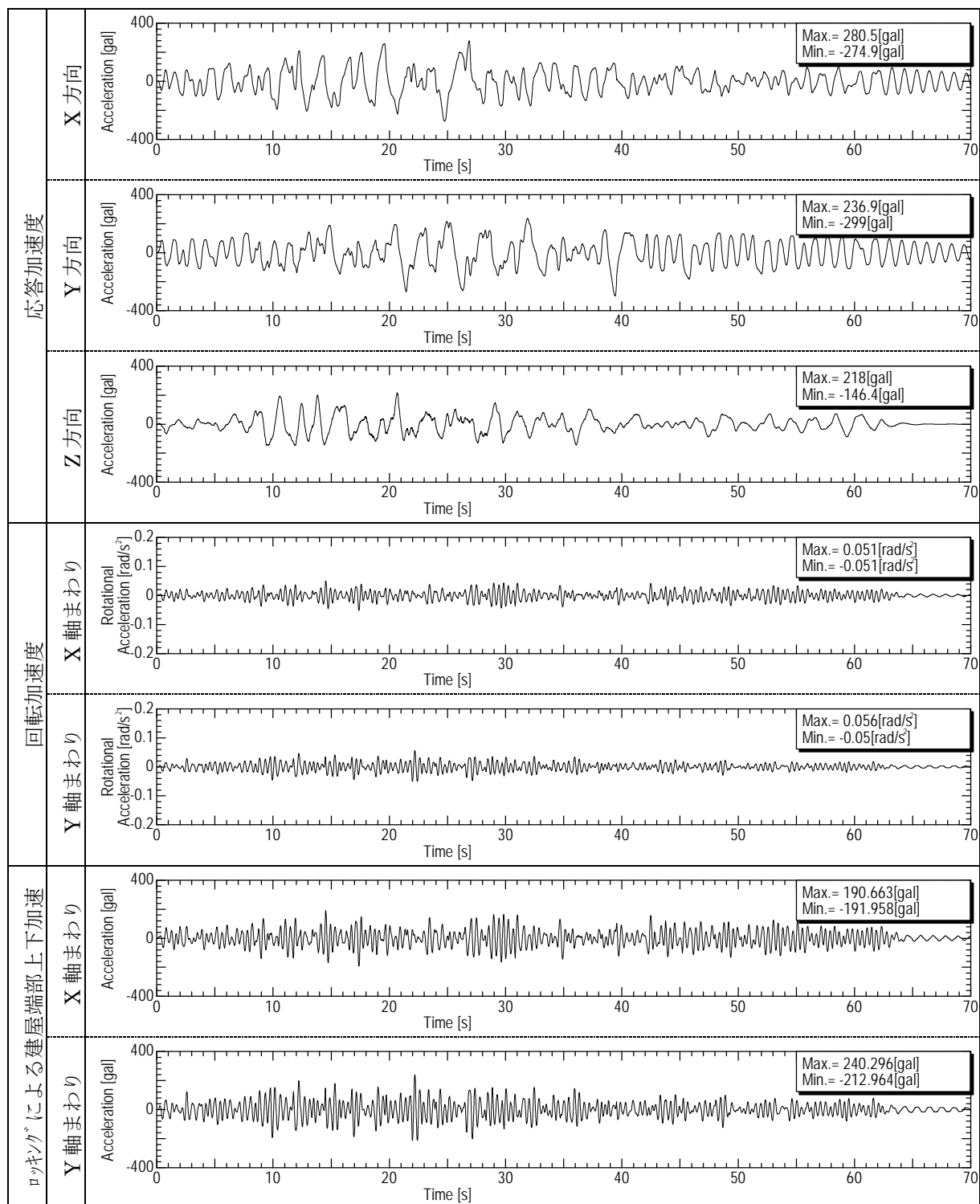


図 5-8 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—XYZ 3 軸同時入力 (1/2)—

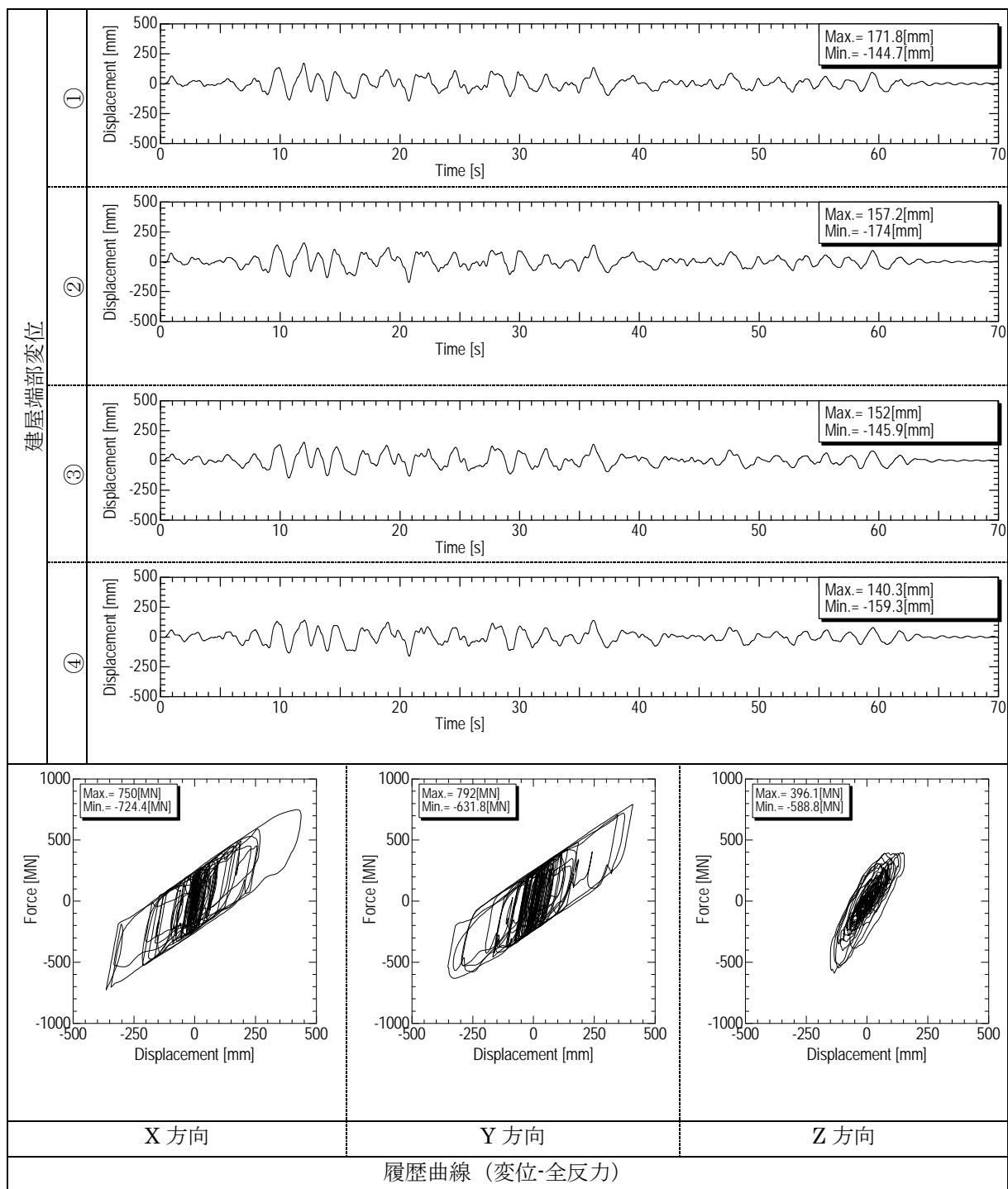


図 5-9 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果
—XYZ 3 軸同時入力 (2/2)—

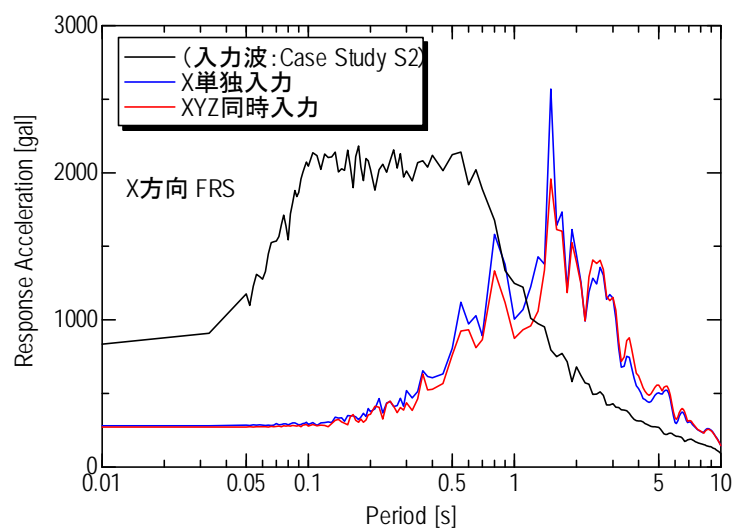


図 5-10 床応答スペクトル(X 方向)

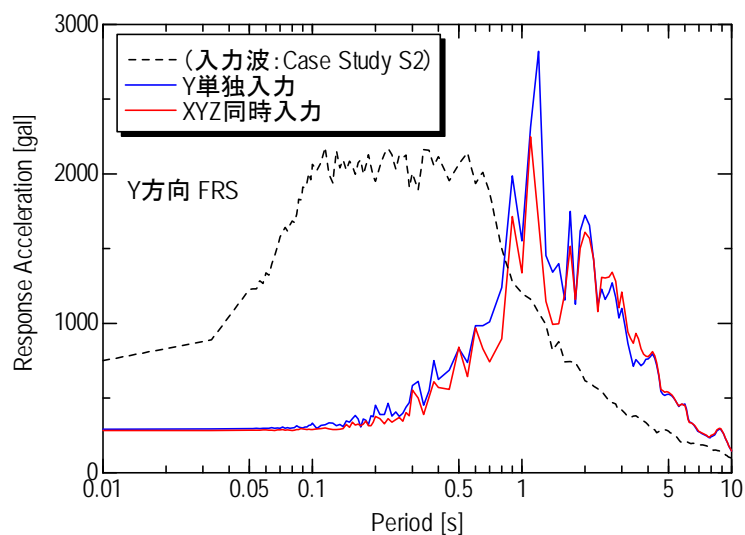


図 5-11 床応答スペクトル(Y 方向)

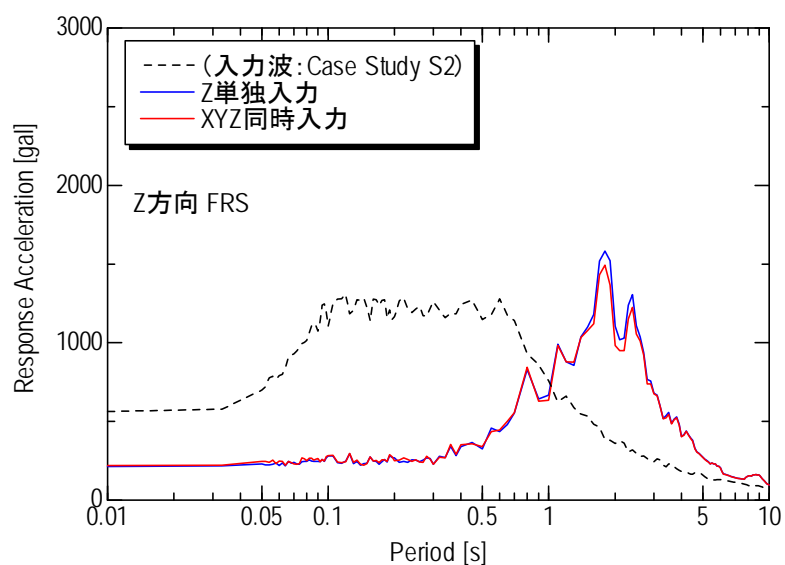


図 5-12 床応答スペクトル(Z 方向)

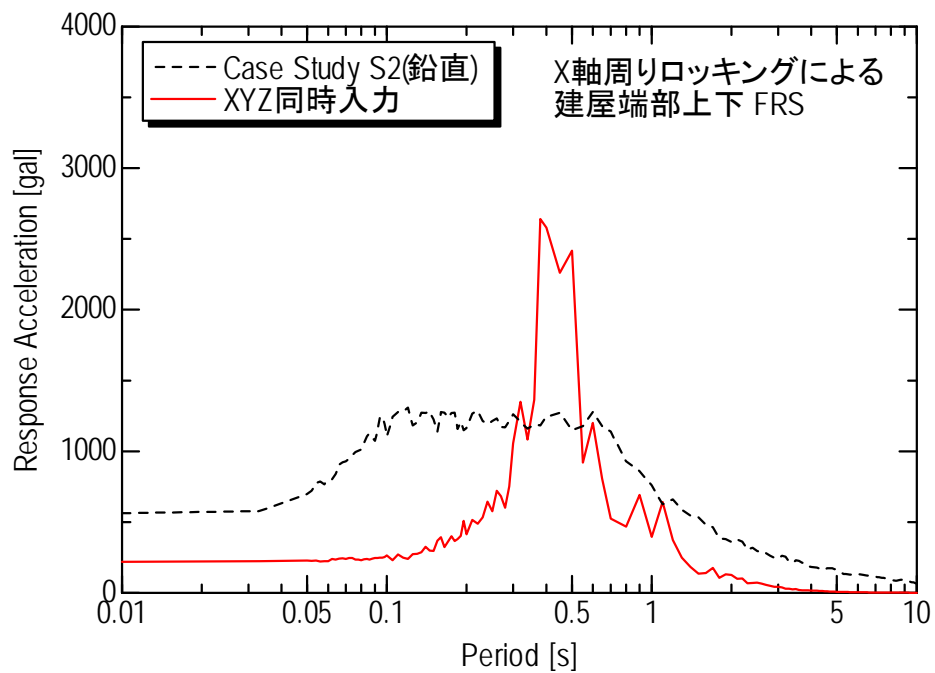


図 5-13 X 軸周りのロッキングによる建屋端部での上下方向の床応答スペクトル

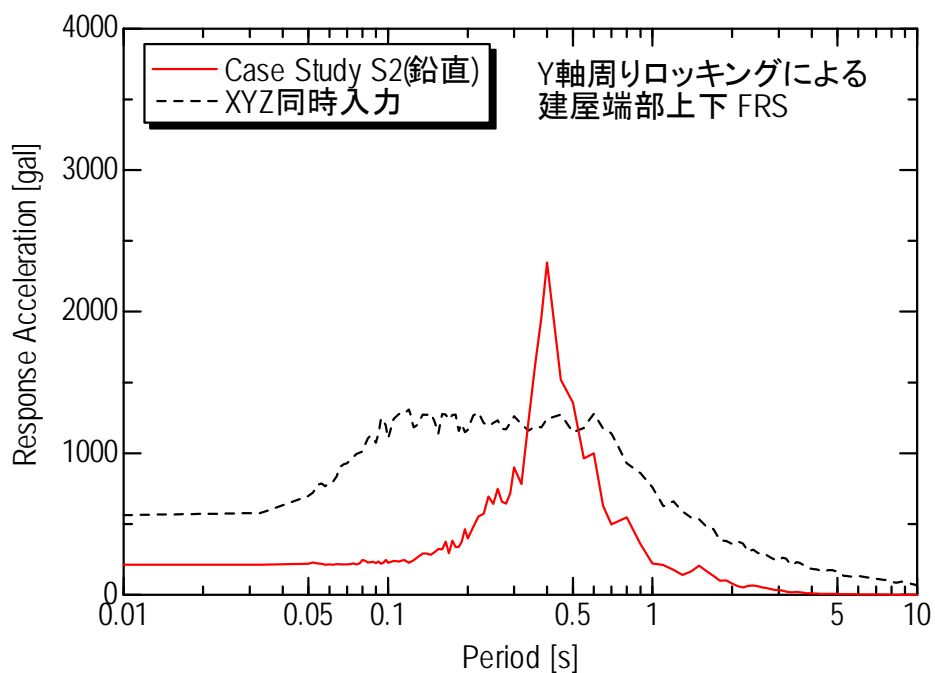


図 5-14 Y 軸周りのロッキングによる建屋端部での上下方向の床応答スペクトル

5.3 ロッキング抑制性能の改良案の検討

実機大の詳細シミュレーションの結果、ロッキング振動による建屋端部における鉛直方向の応答が入力より大きくなる現象が確認された。入力地震波の応答スペクトルを上回っている周期 $0.3 \sim 0.6$ s ($1.7\text{Hz} \sim 3.3\text{Hz}$) の領域には機器の固有振動数は存在する可能性があるため、改善する必要がある。

現状では、ロッキング抑制は、全ての荷重支持シリンダに作用する荷重のうちロッキングに寄与する荷重成分（各荷重支持シリンダの荷重成分の位相差分）が、ロッキング抑制シリンダのピストンの差圧となってロッド荷重に集約され、集約された荷重をロッキング抑制シリンダのロッドの剛性で支持することによって機能している。これは、剛性でロッキング変位を抑え込む思想であり、実際に振動台試験・シミュレーションともにロッキング変位は非常に小さく抑制することができたが、積極的な減衰要素を設けていないため、比較的高い振動数のロッキング振動が減衰しにくくなり、加速度が大きくなったものと推察される。

一方で、水平免震性能・鉛直免震性能は良好であり、ロッキング抑制性能の改良によりこれらの性能に影響が生じることは望ましくない。したがって、ロッキング抑制性能にのみ減衰を付加できる対策が望ましい。

そこで、ロッキング抑制装置の油圧シリンダ内に連通穴を設け、圧力損失によって減衰性能を得る改良方法について検討する。連通管を設けると、ロッキングによって生じるロッキング抑制シリンダのピストンの差圧により、連通管を通じて作動油が流れ、それに伴って圧力損失を生じるようになる。これにより、ロッキングにのみ減衰を付加することが可能となると考えられる。

そこで、図 5-15 に示すように、ロッキング抑制シリンダのピストンへの連通孔を設けることにより、鉛直方向の特性から独立した形で、ロッキング振動にのみ減衰を付与することが可能か、解析による検討を行なった。

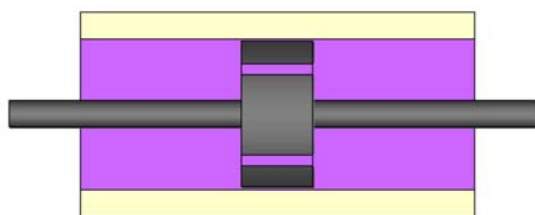


図 5-15 ロッキング減衰の付加方法

まず、連通管による減衰効果の定式化の検討を行い、簡易モデルを用いたパラメータスタディにより最適な減衰特性の選定を行う。定式化した連通管の特性を第 5 章で用いた詳細解析モデルに付加し、連通管によるロッキング減衰機能付加の有効性の評価を行う。さらに、水平方向・鉛直方向の免震性能に与える影響や、各方向の性能の独立性などを検討し、総合的な評価を行う。

5.3.1 検討方法

連通孔の減衰係数をゼロ（ロッキング抑制無効）～ ∞ （連通孔なし（閉））の間で変化させ、地動入力に対する周波数応答解析により最適な減衰係数が存在しそうな範囲を決定し、地震波入力（Case Study S_2 波）による時刻歴応答解析を実施し、ロッキングに対する減衰効果が最も高い連通孔の減衰係数（最適減衰係数）を選定した。

最適減衰係数は、以下の3段階の解析を実施して絞り込みを行なった。

(1) 周波数応答解析による最適減衰の選定

水平方向の単位振幅入力に対するスウェイモード（水平方向の応答が主体のモード）とロッキングモード（建屋の回転方向の応答が主体のモード）の両方の応答ピークが低くなる減衰係数の範囲を決定した。周波数応答解析は、ある状態からの線形摂動解析であるため、モデル全体が線形の要素で定義したモデルを用いた。

(2) 時刻歴応答解析による最適減衰の選定（簡易モデルによるパラメータスタディ）

周波数応答解析で決定した範囲内で減衰係数を変化させて地震入力の時刻歴応答解析を実行し、各種応答（応答加速度・変位・建屋端部の上下変位等）、及び、炉容器支持位置における FRS を計算し、1 つの最適減衰係数値に絞り込んだ。解析では、全ての装置を個別に定義した詳細モデルでは自由度が大きく、解析実行時間が長くなるため、自由度を減らした簡易モデルを用いた。

(3) 時刻歴応答解析による減衰効果の確認（詳細モデルによる性能確認）

絞り込んだ最適減衰値を詳細モデルに適用し、Case Study S_2 波入力の時刻歴応答解析を実施してロッキング減衰の効果を確認した。

5.3.2 解析モデル

前節の検討方法(1)～(3)に対応した以下の3種類の解析モデルを作成した。

なお、建屋モデルは第5章と同じものを用いた。

(1) 周波数応答解析用の線形化モデル

モデルの概略図 5-16 に、各モデル化要素（ばね・減衰）の特性を表 5-6 に示す。全ての構成要素（空気ばね装置（160 基）・油圧装置（112 基）・積層ゴム（160 基+112 基＝272 基））を、定常状態近傍の等価剛性・等価粘性減衰で線形化し、計画に沿って配置したモデルとした。連通孔の減衰は、シリンダの差圧伝達経路に、減衰要素を設けてモデル化した。

(2) 時刻歴応答解析による最適減衰の選定用の簡易モデル

モデルの概略図を図 5-17 に、各モデル化要素（ばね・減衰）の特性を表 5-7 に示す。空気ばね装置（160 基分）と油圧装置（112 基分）のロッキング方向の回転剛性と回転減衰の特性を、それぞれ回転バネ要素と回転減衰要素に集約し、水平方向の特性は、272 基分の積層ゴム特性（バイリニア特性）を一つの要素に集約したモデルとした。連通孔の減衰は、油圧装置の油柱剛性・積層ゴムの鉛直剛性・ロッドの伸縮剛性によって得られる回転バネに直列して、回転減衰要素を導入してモデル化した。

(3) 時刻歴応答解析による減衰効果確認用の詳細モデル

モデルの概略図 5-18 に、各モデル化要素（ばね・減衰）の特性を表 5-8 に示す。詳細モデルは、全ての構成要素（空気ばね装置（160 基）・油圧装置（112 基）・積層ゴム（160 +112 基））に対し、非線形特性（ポリトロップ変化、速度二乗比例減衰、積層ゴムのバイリニア特性）を定義したモデルとした。連通孔の減衰は、シリンダの差圧伝達経路に、減衰要素を設けてモデル化した。

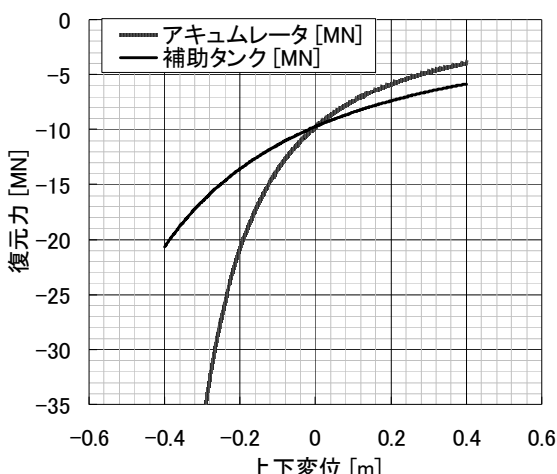
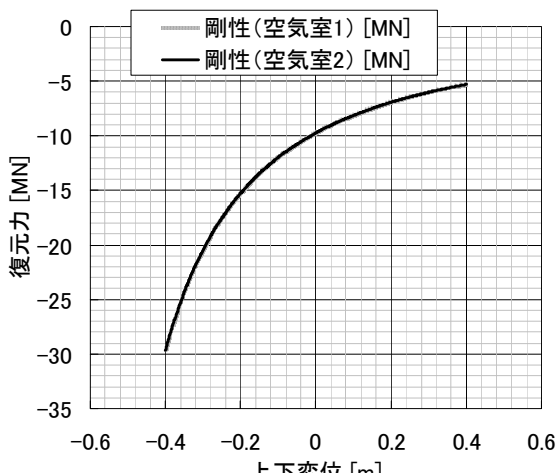
表 5-6 免震層の構成要素の諸元(周波数応答解析用の線形モデル)

装置種別	項目	単位	値
油圧装置	ACC のガス弾性	[MN/m]	29.36
	補助タンクのガス弾性	[MN/m]	14.61
	絞り減衰	[MNs/m]	6.60
	油柱ばね剛性	[MN/m]	625.6
	ロッキング抑制ロッドばね	[MN/m]	5056.
空気ばね	1 段目の弾性	[MN/m]	18.71
	2 段目(補助タンク)の弾性	[MN/m]	18.71
	絞り減衰	[MNs/m]	7.47
	別おきオイルダンパー	[MNs/m]	0.623
積層ゴム	水平剛性	[MN/m]	5.036
	水平減衰	[MNs/m]	0.987
	鉛直剛性	[GN/m]	15.7

表 5-7 免震層の構成要素の諸元(時刻歴応答解析パラメータスタディ用の簡易モデル)

項目		単位	値	
			X 軸周り	Y 軸周り
空気ばねと油圧装置の鉛直剛性による回転ばね		[GNm/rad]	1167.9	1394.4
空気ばねと油圧装置の鉛直減衰による回転減衰		[GNms/rad]	178.2	225.5
油柱・積層ゴムの鉛直剛性と ロッド伸縮剛性による回転ばね		[GNm/rad]	36592.8	34462.7
油柱・積層ゴムの鉛直減衰と ロッド伸縮減衰による回転減衰		[GNms/rad]	102.4	98.4
積層ゴムの バイリニア特性 (272 基分)	1 次周期	[s]	1.0	
	1 次剛性	[GN/m]	10.74	
	2 次周期	[s]	2.8	
	2 次剛性	[GN/m]	1.370	
	降伏係数	[-]	0.1	
	降伏荷重	[GN]	0.233	
	減衰定数	[-]	0.02	

表 5-8 免震層の構成要素の諸元(時刻歴応答解析による減衰効果確認用の詳細モデル)

装置種別	項目	単位	値
油圧装置	アキュムレータと補助タンクの ガス弾性によるばね (ポリトロプ変化; $\gamma=1.4$)		
	絞りの速度二乗比例減衰係数	[MNs ² /m ²]	25.1
	油柱ばね剛性	[MN/m]	625.6
	ロッキング抑制ロッドばね	[MN/m]	5056.
空気ばね	1 段目空気室と 2 段目空気室の 空気弾性によるばね (ポリトロプ変化; $\gamma=1.6$)		
	絞りの速度二乗比例減衰係数	[MNs ² /m ²]	18.0
	別おきオイルダンパー	[MNs/m]	0.623
積層ゴムの バイリニア特 性 (1 基分)	1 次周期	[s]	1.0
	1 次剛性	[MN/m]	39.48
	2 次周期	[s]	2.8
	2 次剛性	[MN/m]	5.036
	降伏係数	[-]	0.1
	降伏荷重	[MN]	0.98
	減衰定数	[-]	0.02

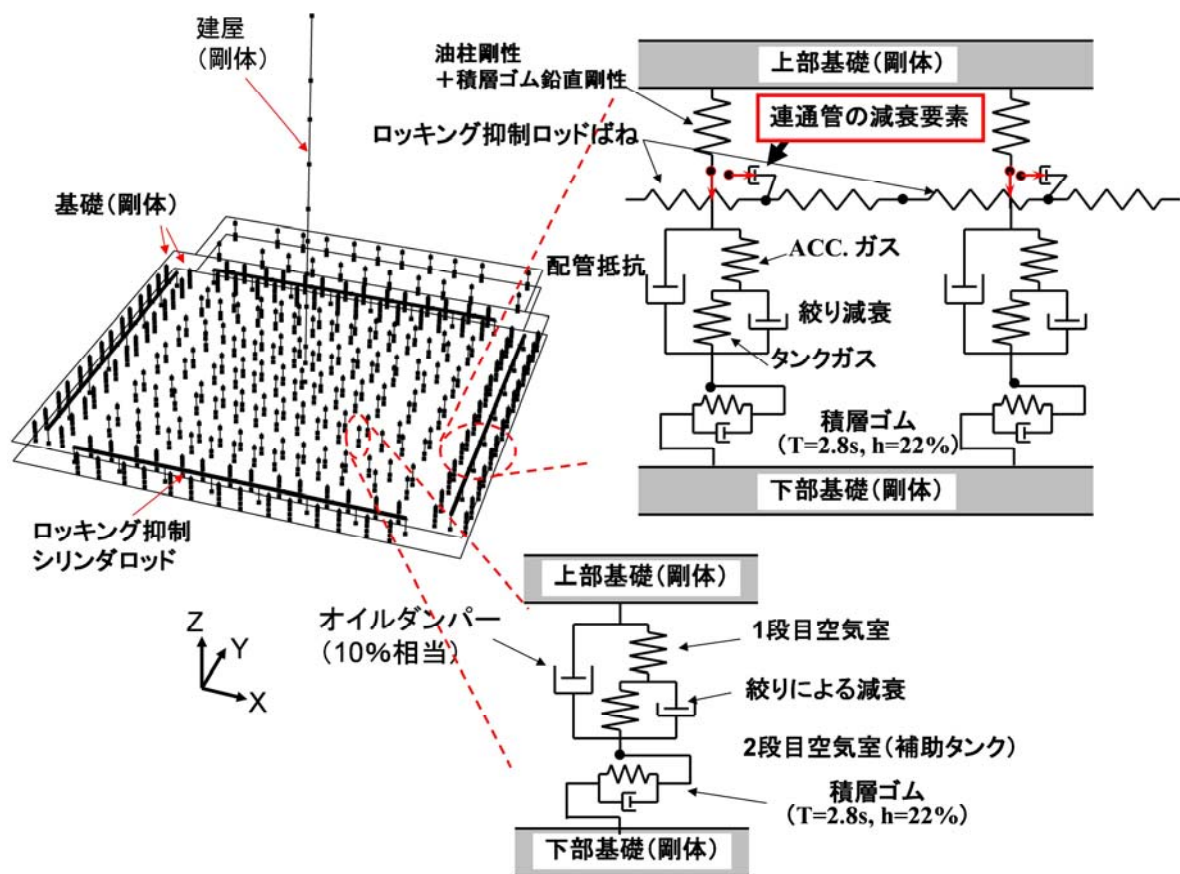


図 5-16 周波数応答解析によるパラメータスタディ用の線形化モデル

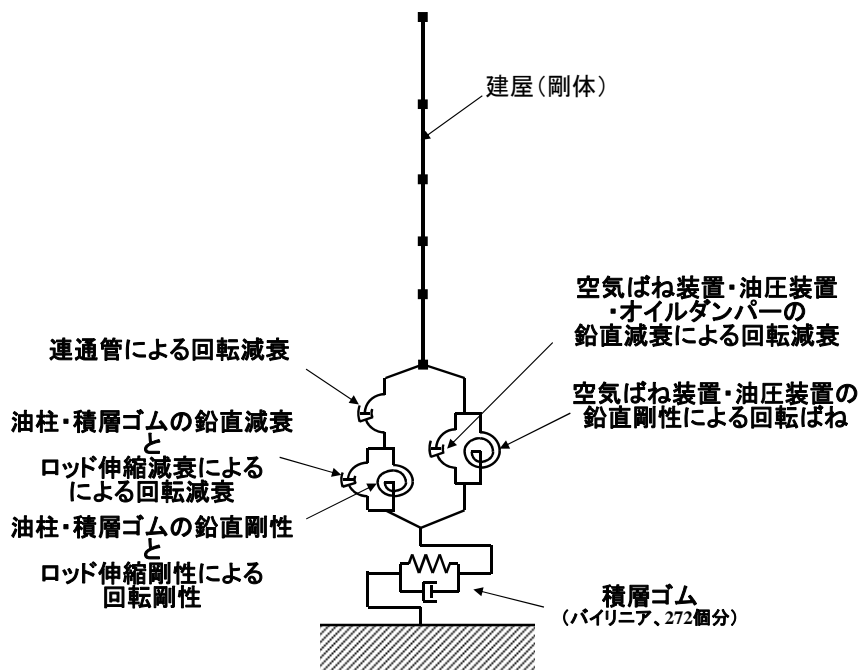


図 5-17 時刻歴応答解析によるパラメータスタディ用の簡易モデル

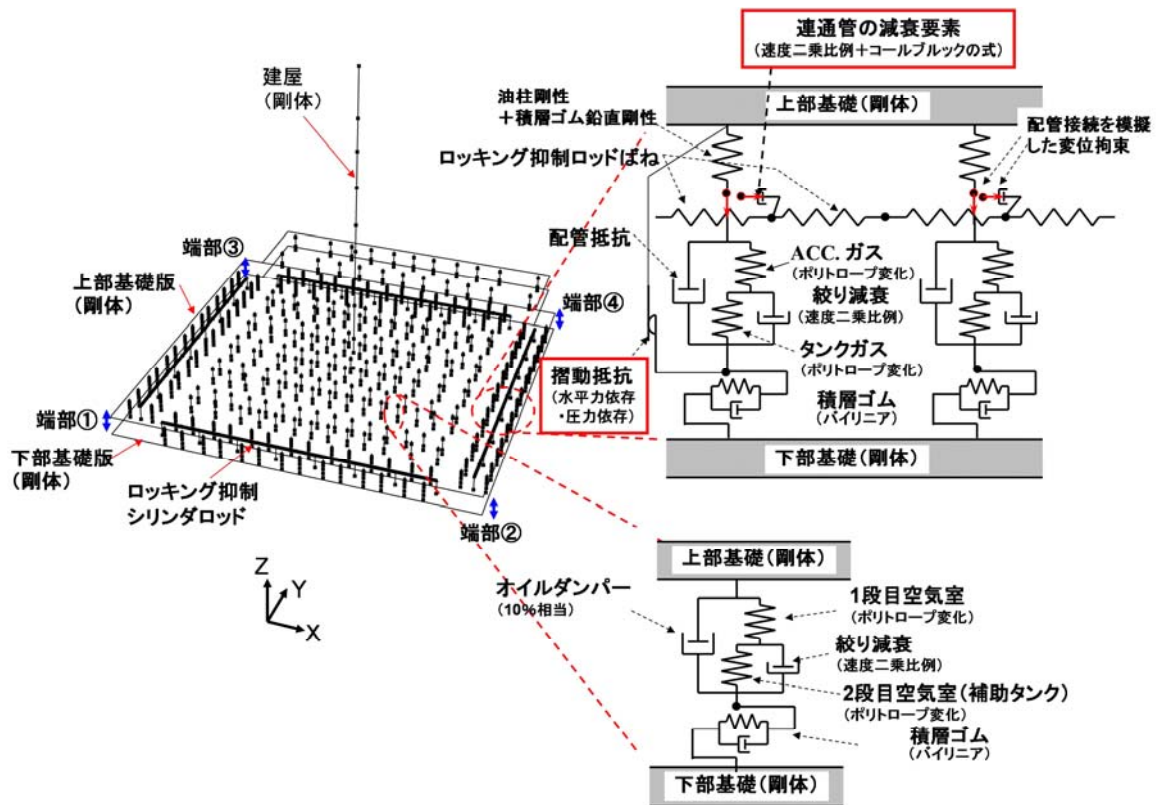


図 5-18 時刻歴応答解析による減衰効果確認用の詳細モデル

5.3.3 検討結果

(1) 周波数応答による最適減衰の選定

連通孔の減衰値を 0（ロッキング抑制無効）～ ∞ （連通孔なし（閉））の間で変化させたモデルに対する、周波数応答解析の結果を示す。

図 5-19： X 方向加速度入力に対する水平方向加速度の周波数応答

図 5-20： X 方向入力に対するロッキング方向（回転加速度）周波数応答

図 5-21： Y 方向加速度入力に対する水平方向加速度の周波数応答

図 5-22： Y 方向入力に対するロッキング方向（回転加速度）周波数応答

図 5-23： Z 方向加速度入力に対する水平方向加速度の周波数応答

これらより、以下のことが分かる。

- ① 水平方向（X 方向、Y 方向）の周波数応答は、連通孔の減衰係数： $C=1 \sim 100$ [MN/m] の領域で、ロッキング抑制なしの場合とロッキング抑制あり（連通孔なし（閉））の場合の振動モードの間を遷移し、ピークとなる振動数が変化する。
- ② 水平方向の周波数応答で、ピークとなる振動数は $C=1.0$ [MN/m] のときに最小となる。このとき、応答倍率のピーク値は、ロッキング抑制なし場合のピークと、連通孔なしの場合のピークの、いずれのピークよりも低くなる。
- ③ 水平入力時のロッキング方向（回転方向）の加速度の応答倍率は、連通孔の減衰係数： $C=1 \sim 100$ [MN/m] の変化に伴ってロッキング抑制なしの場合とロッキング抑制あり（連通孔なし（閉））の場合の周波数応答曲線の間を遷移し、ピークとなる振動数が変化する。
- ④ 水平入力時のロッキング方向（回転方向）の加速度の応答倍率は、 $C=10$ [MN/m] のときに、1 次・2 次のピークがほぼ同じ大きさとなり、全体的に応答倍率が最小となる。
- ⑤ 鉛直方向（Z 方向）の周波数応答は、 C の値によらず、ほぼ同じ特性となっており、連通孔の設置による、鉛直方向の特性に対する影響はほとんどない。

水平方向の応答は、連通孔なし（閉）の状態でも十分な免震性能を有しており、 C の選択による変化は大きくない。従って、ロッキング方向の周波数応答に着目し、応答が最小になる $C=1.0 \sim 10.0$ [MN/m] の間に最適な減衰係数が存在すると考えられる。

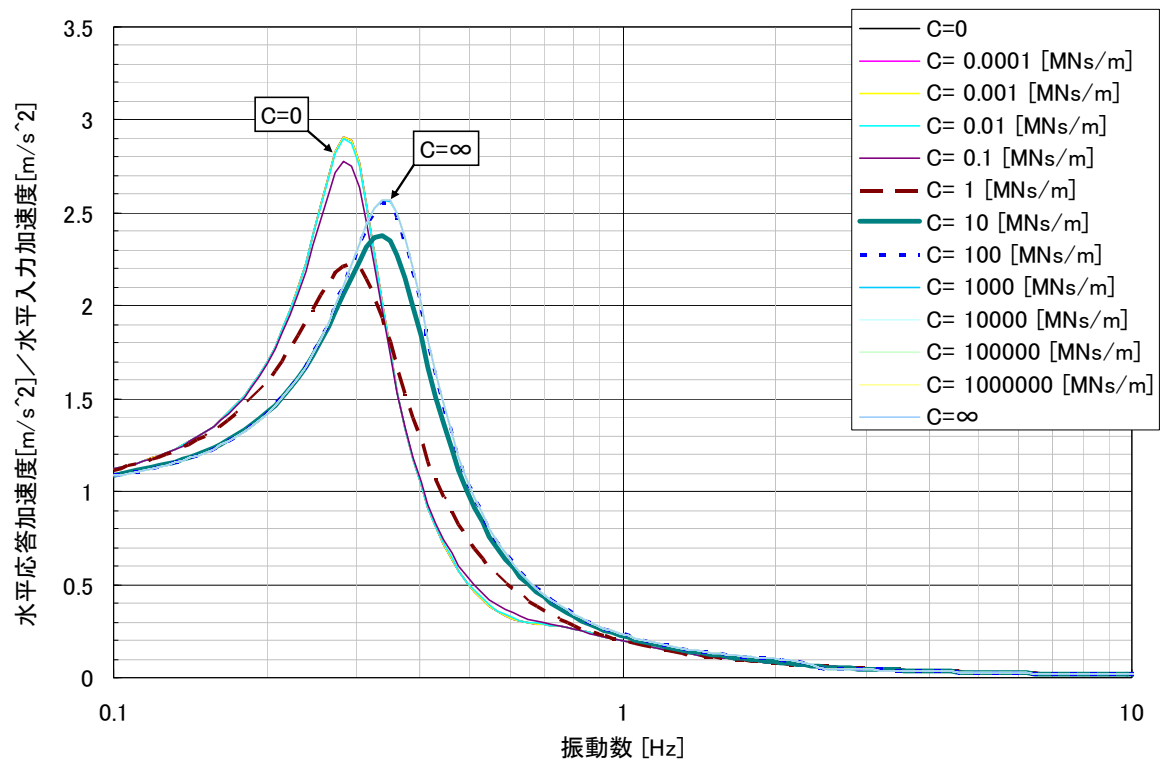


図 5-19 X 方向加速度入力に対する水平方向加速度の周波数応答

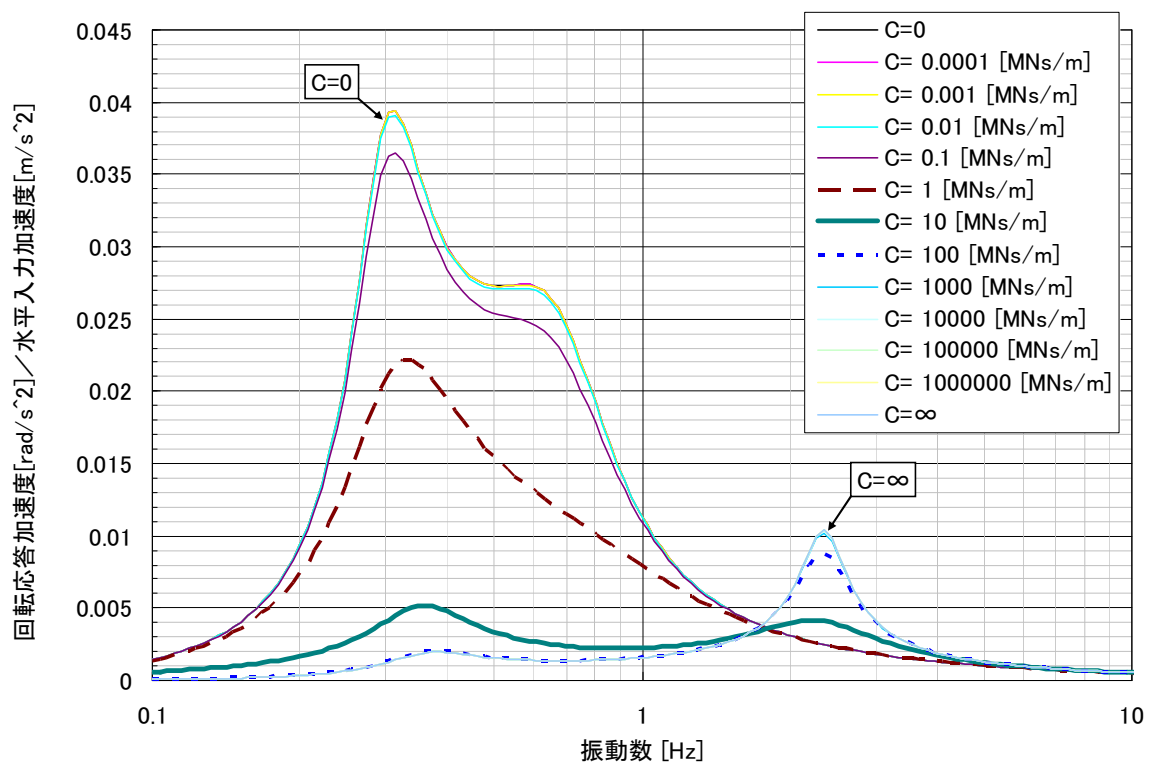


図 5-20 X 方向加速度入力に対するロッキング方向(回転加速度)の周波数応答

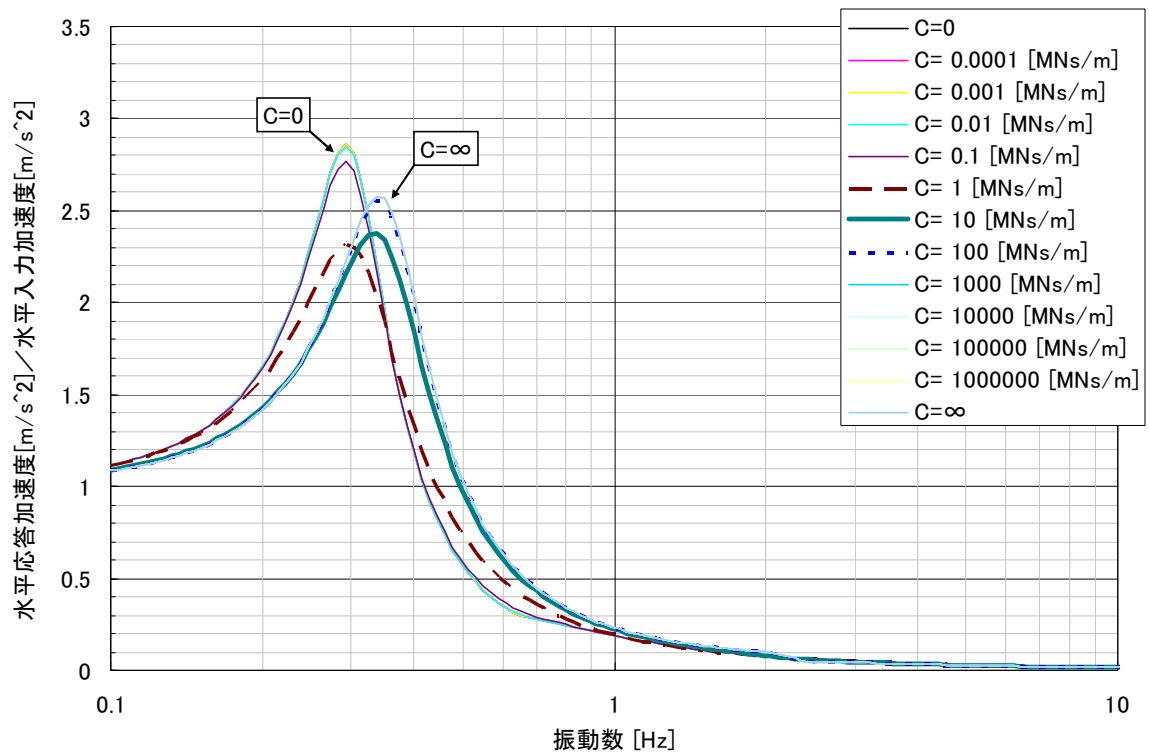


図 5-21 Y 方向加速度入力に対する水平方向加速度の周波数応答

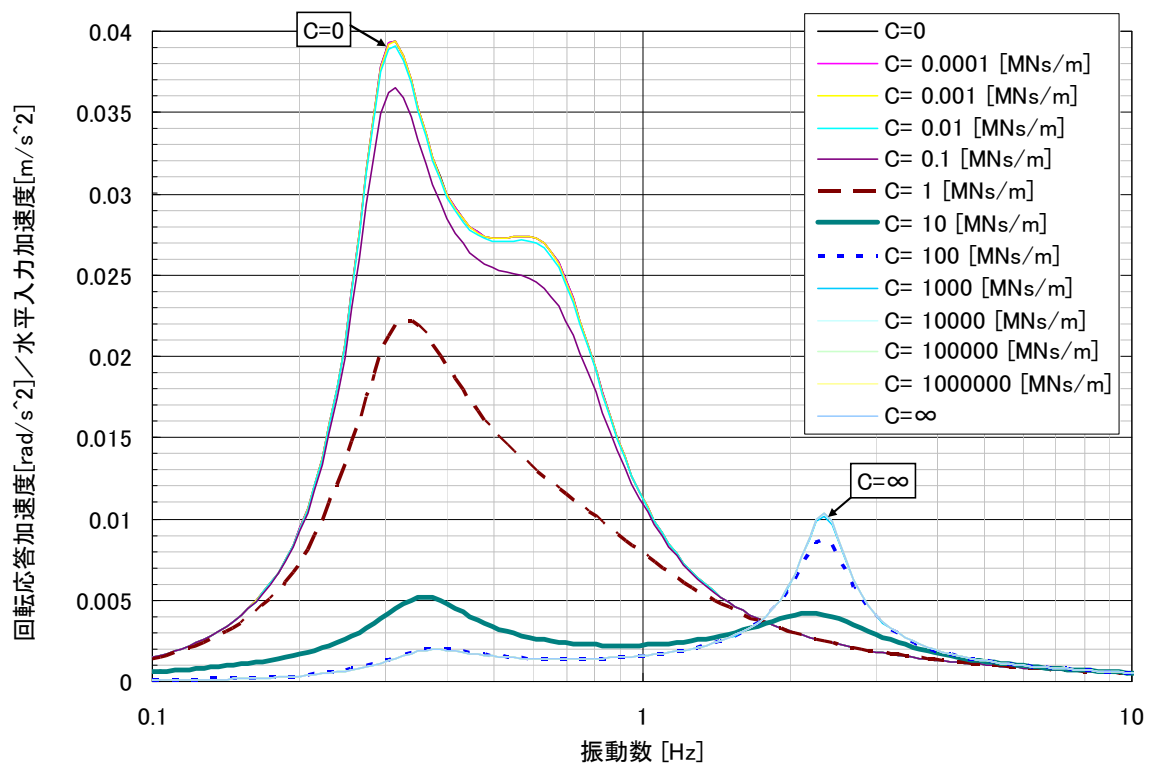


図 5-22 Y 方向加速度入力に対するロッキング方向(回転加速度)の周波数応答

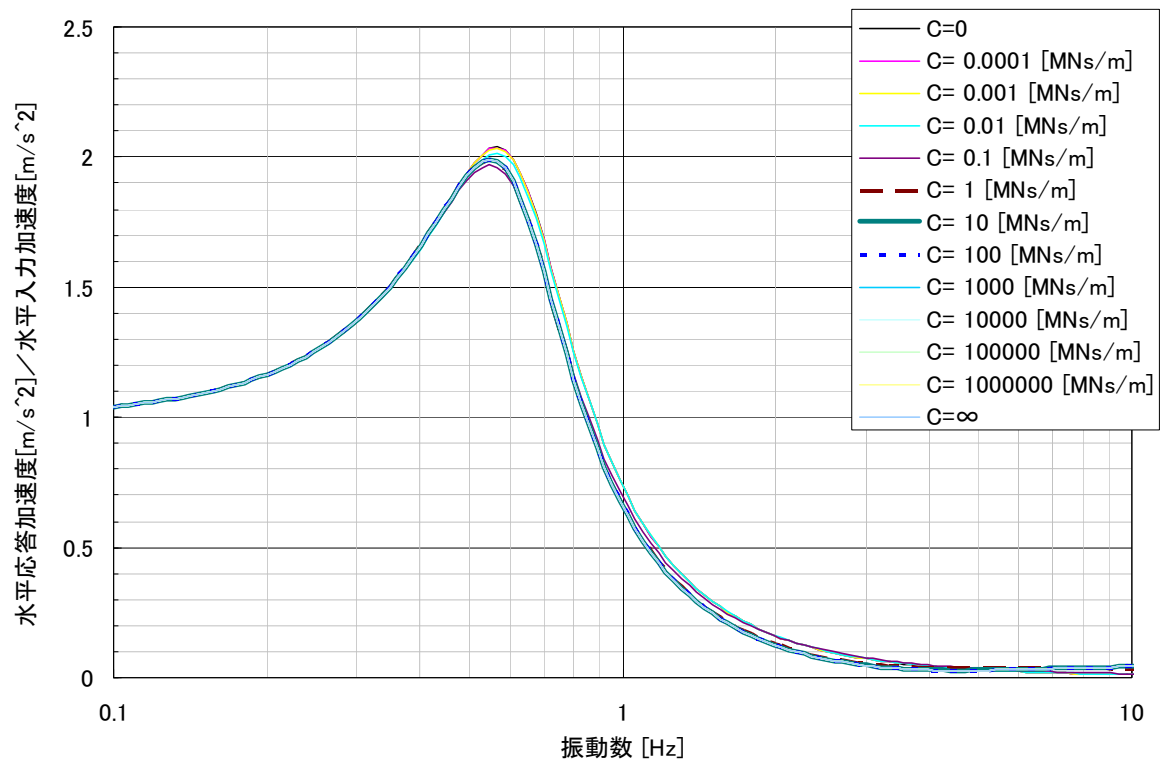


図 5-23 Z 方向加速度入力に対する鉛直方向加速度の周波数応答

(2) 時刻歴応答解析による最適減衰の選定

Case Study S₂波に対する、連通孔の減衰係数を最適に選定するため、連通孔の減衰係数を 0.1[MNs/m]～100[MNs/m]まで変化させたモデルに対して、水平 1 方向（X 方向、Y 方向）入力の時刻歴応答解析を実施し、各種最大応答値と FRS を算出して効果を検証した。

種々の減衰係数に対する水平方向の最大応答加速度及びロッキングの最大応答加速度を図 5-24 に、水平方向の最大応答変位及び建屋端部の最大上下変位を図 5-25 に示す。減衰係数の増加に伴って、水平方向の最大応答加速度及び最大応答変位は単調に増加し、ロッキングの最大応答加速度は、減衰係数が 5.0～10.0 [MNs/m]付近で最小となっている。この傾向は、前節の周波数応答解析の結果と良く一致する。

建屋端部の上下変位は単調に減少する。これまでの解析により、上下方向入力に対する応答変位が約±150 [mm]程度であることを考慮すると、装置の上下変位を±200[mm]以内に抑えるためには、建屋端部の変位を 50 [mm]以下にする必要がある。図 5-25 より、減衰係数を 10.0 [MNs/m]以上とすると、50 [mm]以下に抑えることができる。

次に、種々の減衰係数に対して、水平（X）方向入力時の炉容器支持位置の X 方向応答に対する床応答スペクトル（FRS）を図 5-26 に、ロッキングの FRS を図 5-27 に示す。同様に、水平（Y）方向入力時の炉容器支持位置の Y 方向応答に対する FRS を図 5-28 に、ロッキングの FRS を図 5-29 に示す。ロッキングの FRS は、X 方向・Y 方向ともに、減衰係数が 10.0 [MNs/m]（図中赤色の太線）のときに最も小さくなる。このとき、同じ 10.0 [MNs/m]の水平方向の FRS は、X 方向・Y 方向ともに、減衰係数が無限大（連通孔がない状態）すなわち従来開発を進めてきたロッキング抑制装置付きの免震システムの応答とほとんど変わらない。

さらに、ロッキング方向の FRS に関し、C=10.0[MNs/m]の 0.5 倍と 2.0 倍の減衰係数における結果のみを表示したものを、X 方向・Y 方向入力時に関してそれぞれ図 5-30、図 5-31 に示す。これらより、最適減衰係数の近傍において、減衰係数が 0.5 倍～2.0 倍まで変動しても、FRS に与える影響が少ないことが分かる。この特性は、設計した連通孔の減衰係数と、実際の減衰係数に 2 倍程度の乖離があっても、ロッキング抑制の性能の変動が少ないことを意味し、設計上有利な特性である。

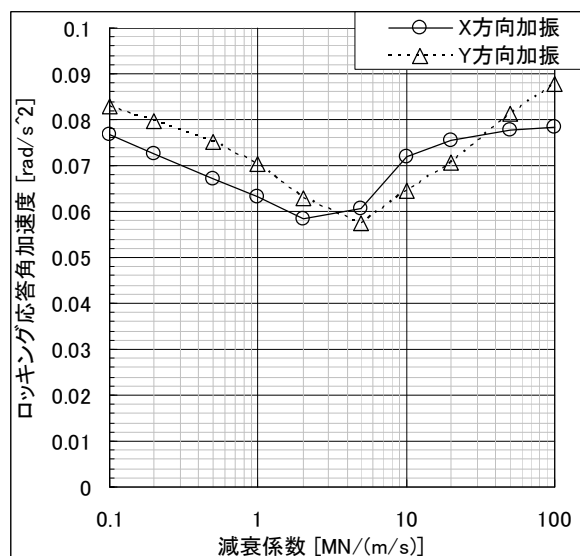
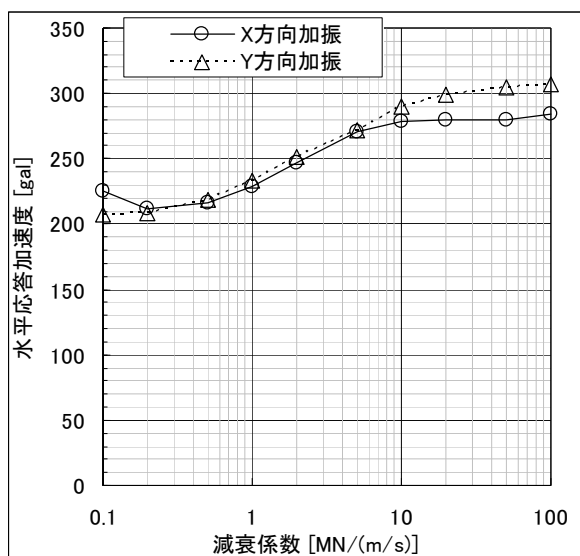


図 5-24 減衰係数の変化に対する最大応答加速度(水平およびロッキング)の変化

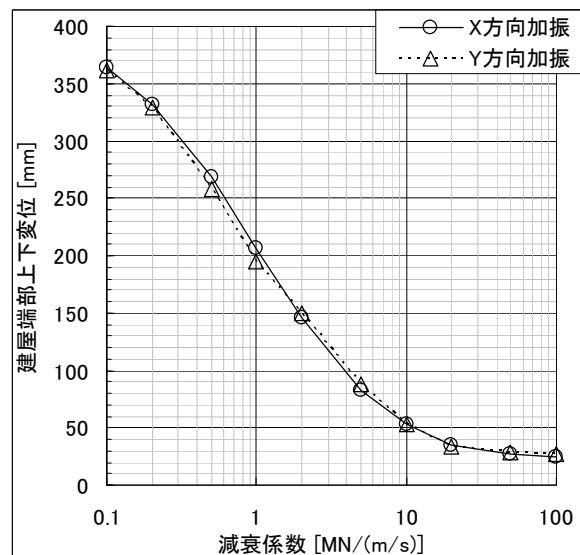
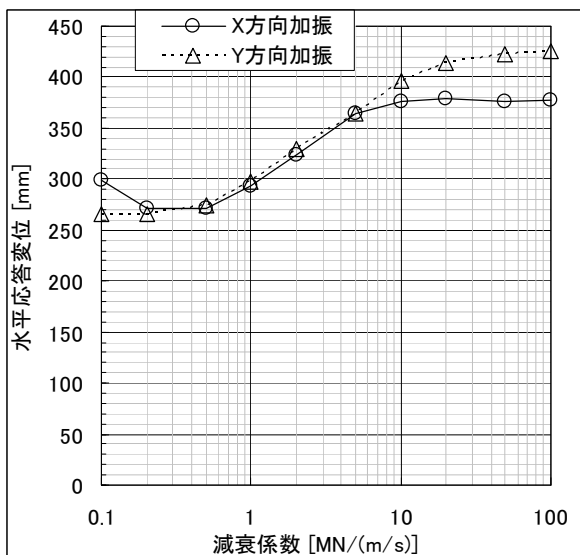


図 5-25 減衰係数の変化に対する最大応答変位(水平およびロッキング)の変化

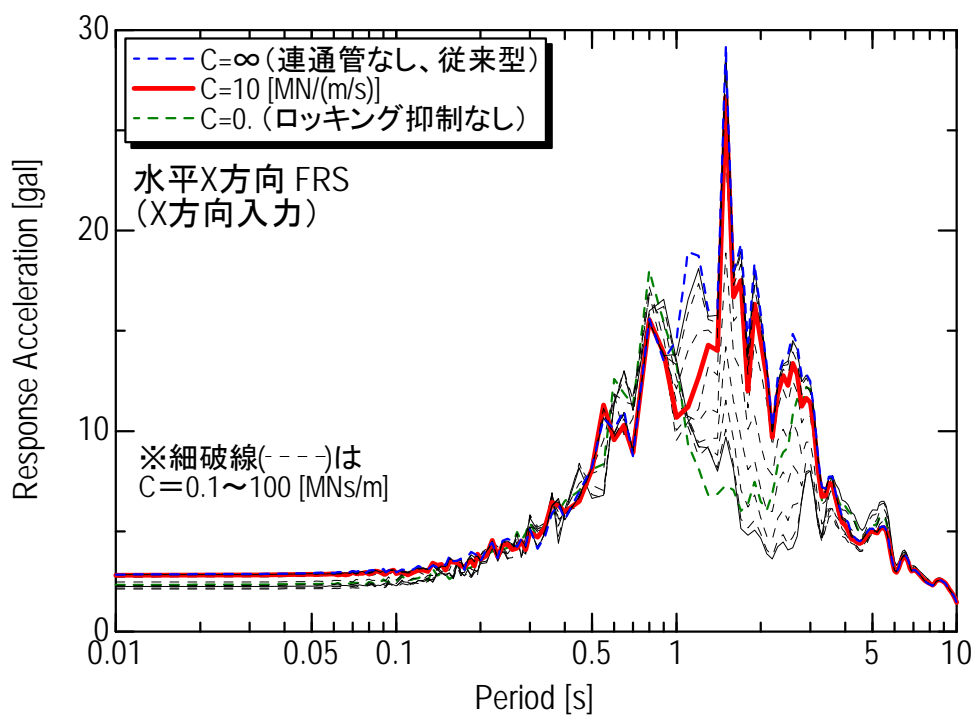


図 5-26 減衰係数の変化に対する FRS の変化 (X 方向入力時の X 方向 FRS)

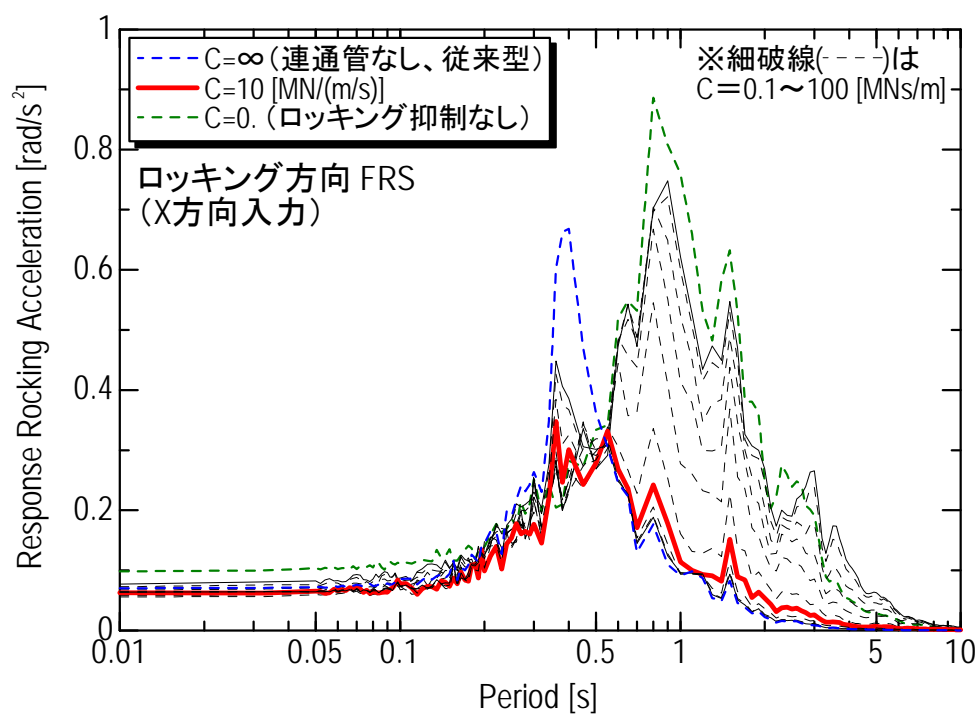


図 5-27 減衰係数の変化に対する FRS の変化 (X 方向入力時のロッキングの FRS)

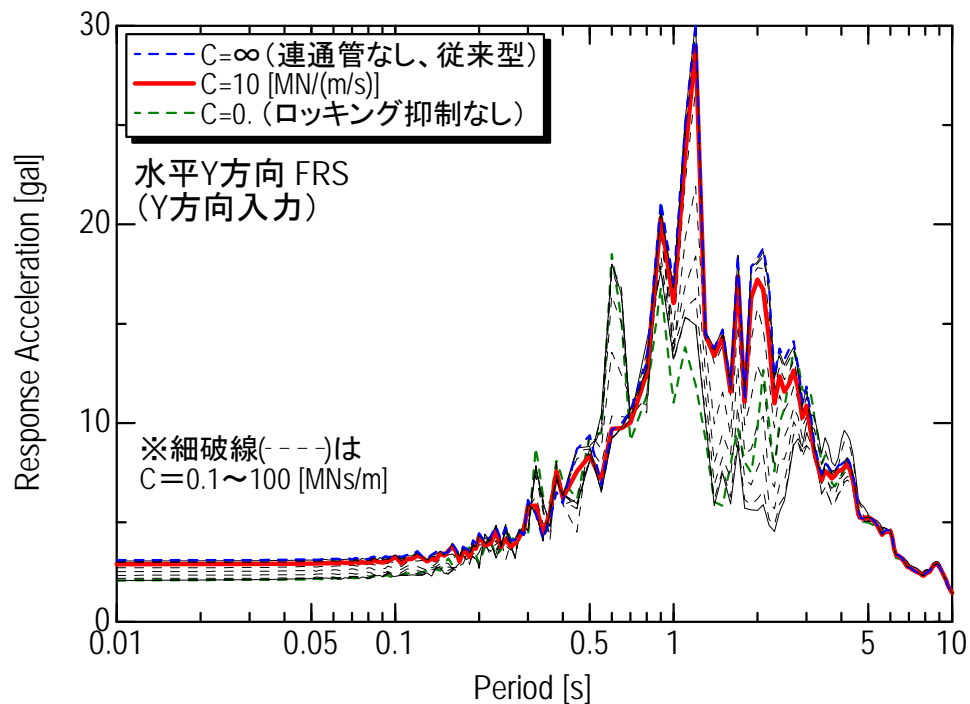


図 5-28 減衰係数の変化に対する FRS の変化(X 方向入力時の X 方向 FRS)

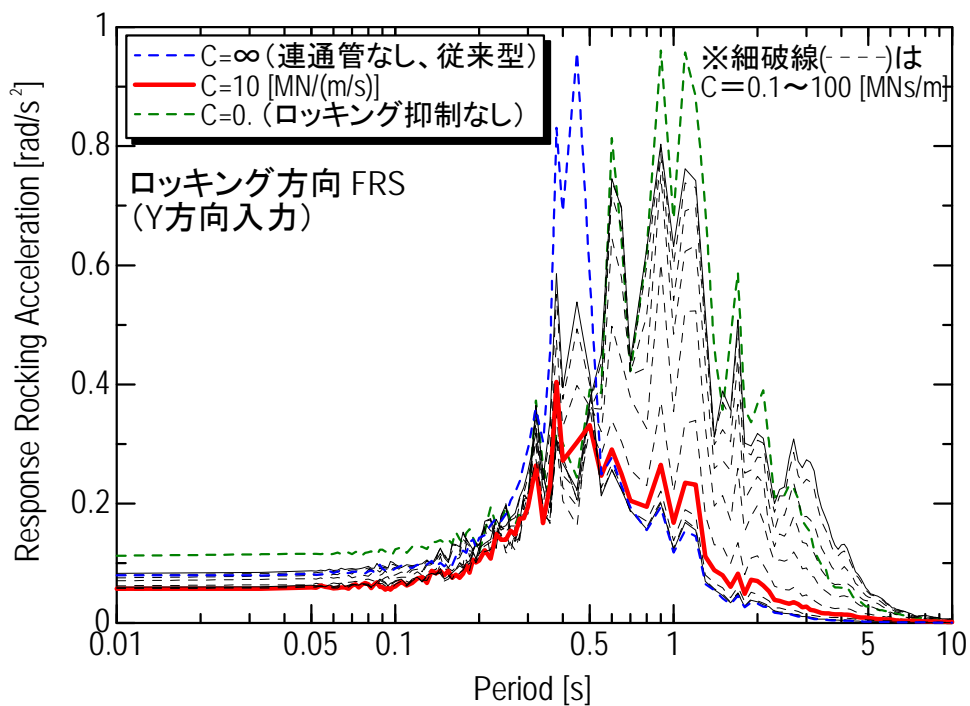


図 5-29 減衰係数の変化に対する FRS の変化(X 方向入力時のロッキングの FRS)

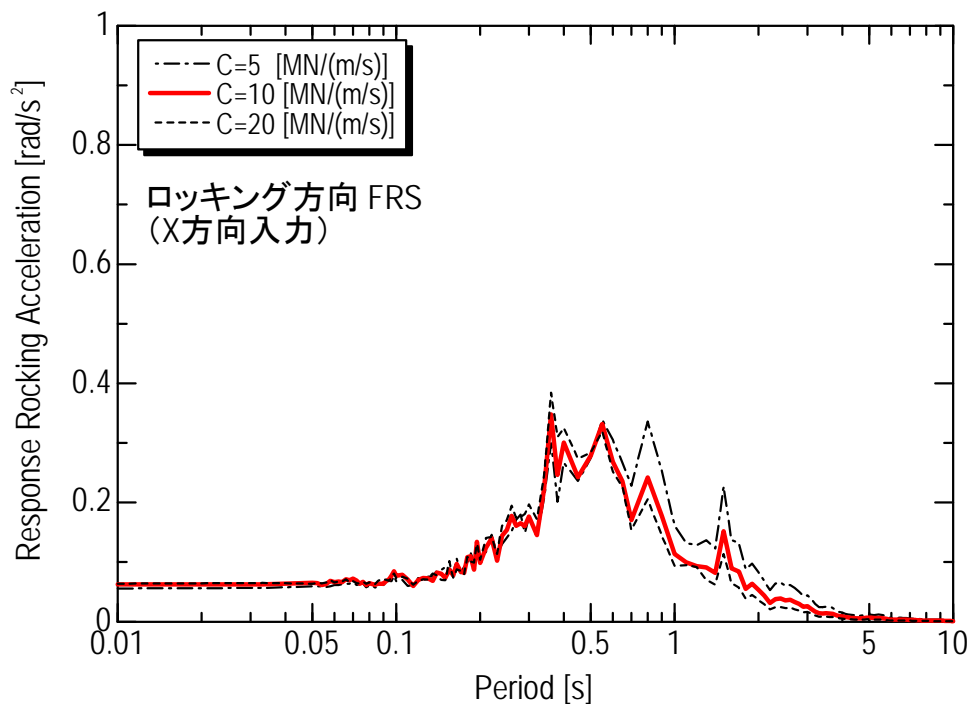


図 5-30 減衰係数の変化に対する FRS の変化
(X 方向入力時のロッキングの FRS; C=10 [MN/m]近傍抜粋)

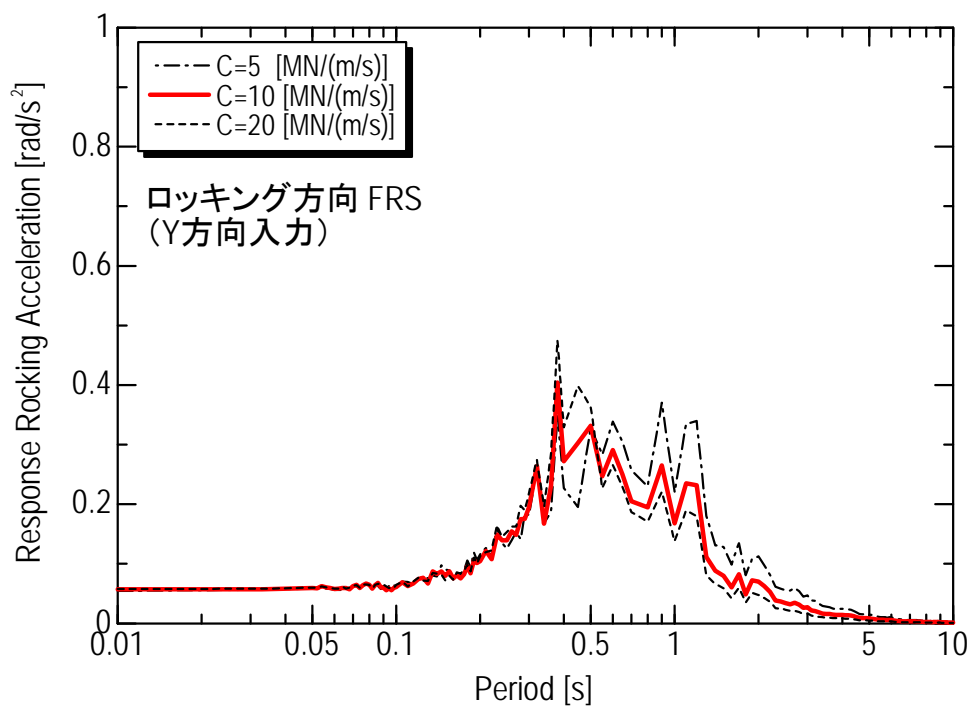


図 5-31 減衰係数の変化に対する FRS の変化
(Y 方向入力時のロッキングの FRS; C=10 [MN/m]近傍抜粋)

(3) 連通管の圧力損失特性について

連通管の圧力損失の特性の算定にあたっては、図 5-32 に示すように、ロッキング抑制シリンダのピストンに、同じ直径の円孔を 4 個設けることを想定した。連通孔における圧力損失を ΔP とすると、減衰力： ΔF は、

$$\Delta F = A_{RC} \Delta P \quad (5-1)$$

ここで、 A_{RC} はロッキング抑制シリンダの受圧面積である。

連通孔における圧力損失 ΔP は、管摩擦による圧力損失と、連通孔の両端で流体の流路形状が急変する部分（流入側と流出側）の形状効果による圧力損失の和となり、次式によって求められる。

$$\Delta P = \Delta P_{pipe} + \Delta P_{in} + \Delta P_{out} \quad (5-2)$$

ΔP ：連通孔の圧力損失

ΔP_{pipe} ：管摩擦による圧力損失

ΔP_{in} ：連通孔の流入側の流路形状急変部における圧力損失

ΔP_{out} ：連通孔の流出側の流路形状急変部における圧力損失

まず、管摩擦による圧力損失を求める。

管摩擦による圧力損失 ΔP_{pipe} は、次式によって求められる。

$$\Delta P_{pipe} = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (5-3)$$

λ ：管摩擦係数

L ：連通孔の長さ

D ：連通孔の直径

ρ ：流体の質量密度

V ：連通孔内の流体の平均流速

管摩擦係数 λ は次式（コルブルックの式）によって求める。コルブルックの式は、配管の圧力損失の算定において高レイノルズ数領域まで高い精度を持つとされるもので、一般に広く利用されているムーディ線図の乱流領域の特性の算出根拠となっている式である。

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{(\varepsilon/d)}{3.71} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (5-4)$$

Re はレイノルズ数で、次式で定義される。

$$\text{Re} = \frac{DV}{\nu} \quad (5-5)$$

ここで、 ν は流体の動粘度（[m²/s]）である。

なお、管摩擦係数 λ の算定式ではこのほかの有名なものとして、「ブラジウスの式」「カルマン・ニクラゼの式（カルマン・プラントルの式）」がある。これらの各式によって算定した圧力損失特性を、併せて図 5-33 に示す。横軸は現在検討しているロッキング抑制装置におけるロッキング抑制シリンダの速度である。これまでのシミュレーション結果では、ロッキング抑制シリンダの最大速度は約 0.5 [m/s]以内である。同図より、この速度範囲においてはいずれの式で算定しても管摩擦による圧力損失の大きさはほとんど変わらないことが分かる。

次に、連通孔の流入・流出部の流路形状急変部における圧力損失を求める。

連通孔の流入側の流路形状急変部における圧力損失 ΔP_{in} は、次式で求められる。

$$\Delta P_{in} = K_{in} \frac{\rho V^2}{2} \quad (5-6)$$

K_{in} ：連通孔の流入側の流路形状急変部における損失係数

今回の連通孔の場合、連通孔への流入前の流路断面積は、連通孔の直径に対して十分に大きいと考えられる。その場合、 $K_{in}=0.5$ となる。

連通孔の流出側の流路形状急変部における圧力損失 ΔP_{out} についても同様に、次式で求められる。

$$\Delta P_{out} = K_{out} \frac{\rho V^2}{2} \quad (5-7)$$

K_{out} ：連通孔の流出側の流路形状急変部における損失係数

今回の連通孔の場合、連通孔からの流出後の流路断面積は、連通孔の直径に対して十分に大きいと考えられる。その場合、 $K_{out}=1.0$ となる。

式(5-3)、式(5-6)、式(5-7)からも分かるように、連通孔の圧力損失はほぼ速度二乗比例の減衰特性を持つ。そこで、連通孔を通過する流体の体積流量の振幅が Q_{RC} の振動をしているときの減衰力 ΔF を表す式として、連通孔の速度二乗比例減衰係数 C_2 を次式のように定義する。

$$\Delta F = C_2 \left(\frac{Q_{RC}}{A_{RC}} \right)^2 \equiv C_2 V_{RC}^2 \quad (6-8)$$

ここで、 V_{RC} は、ロッキング抑制シリンダのピストンの受圧面積と同じ断面積を持つ流体の平均移動速度に相当する。（解析では、この V_{RC} に相当する速度に対し、減衰要素を定義している。） なお、連通管内を通過する流体の平均流速 V とは、次式の関係にある。

$$V = \frac{1}{n} \frac{A_{RC}}{A} V_{RC} \quad (6-9)$$

A : 連通孔 1 本の断面積

n : 連通孔の本数

式(5-8)と式(5-1)より、

$$C_2 = \frac{A_{RC} \Delta P}{V_{RC}^2} \quad (6-10)$$

速度振幅 V_{RC} で振動しているときに、1 サイクルあたりに消散されるエネルギーを等値して等価粘性減衰係数 C_{eq} を求めると、

$$C_{eq} = \frac{8}{3\pi} V_{RC} C_2 \quad (6-11)$$

速度振幅 V_{RC} には、時刻歴解析によって求めた応答速度： $V_{RC}=0.5$ [m/s]を用い、式(6-11)で決まる C_{eq} が、最適減衰係数（=10 [MN/m]）となるように、連通管の直径を決定する。

試設計では、図 5-32 に示すように、ロッキング抑制シリンダのピストンに、同じ直径の円孔を 4 個設けることを想定した。計算の結果を表 5-9 に示す。今回の場合、最適減衰係数を与える連通孔の直径は 27 [mm]となった。

このとき、実際の圧力損失特性は図 5-34 に示すように、速度に対してほぼ二乗に比例する非線形の特長となる。詳細解析シミュレーションモデルでは図 5-34 の圧力損失特性をそのまま用いた。

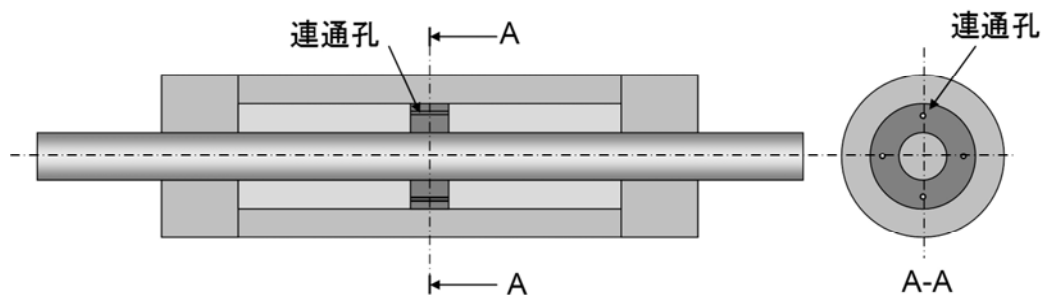


図 5-32 連通孔の概念図

表 5-9 連通孔の試設計結果

分類	項目	値	単位	備考
ロッキング抑制 シリンダ諸元	ダンパ最大速度	500	[mm/s]	
	シリンダ内径	1000	[mm]	
	ロッド外径	580	[mm]	
	RC 有効面積	521190	[mm ²]	
水グリコール特性	動粘度	51	[cSt]	1[cSr]=1[mm ² /s]
	密度	1046.4	[kg/m ³]	
連通管諸元	流路長さ	300	[mm]	
	連通管直径	27	[mm]	
	管路面積(1 本)	573	[mm ²]	
	連通管個数	4	[-]	
	管内平均流速	113786	[mm/s]	
連通管内レイノルズ数		20240	[-]	
管摩擦係数		0.02005	[-]	コールブルックの式
圧力損失 @Vrc=0.5[m/s]	管摩擦	1.509	[MPa]	
	管路急拡大	6.774	[MPa]	K=1.0
	管路急収縮	3.387	[MPa]	K=0.5
	(圧力損失合計)	11.67	[MPa]	
減衰力 @Vrc=0.5[m/s]		6.082	[MN]	
速度二乗比例減衰係数		24.95	[MN/(m/s) ²]	
ロッキング固有振動数		2.2	[Hz]	
等価粘性減衰係数		10.226	[MN/(m/s)]	

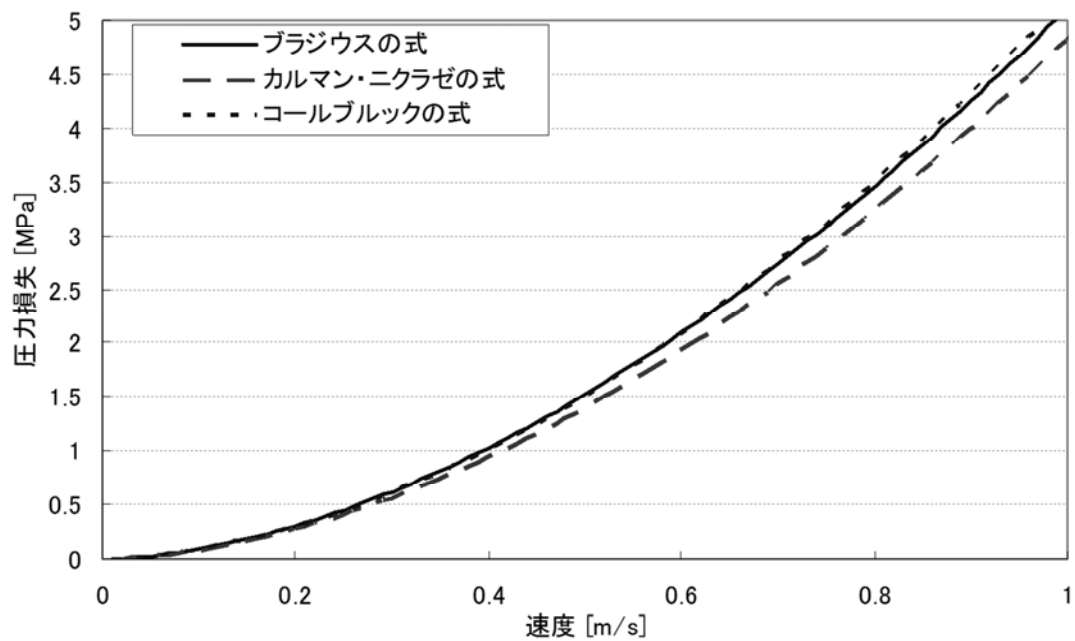


図 5-33 管摩擦係数の算定方法の比較

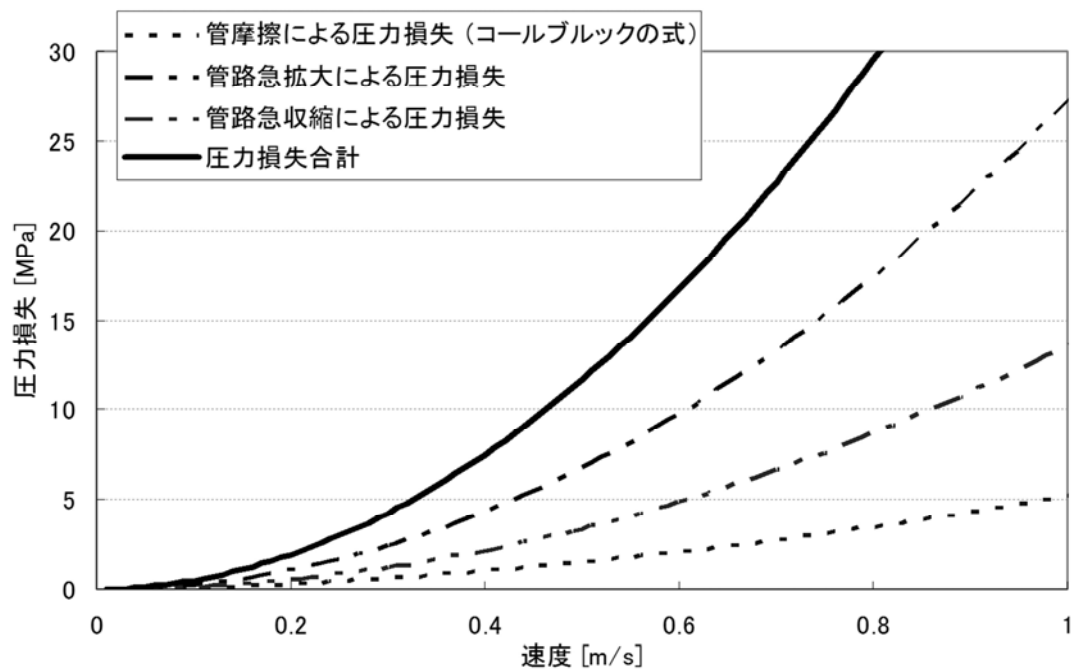


図 5-34 連通孔の圧力損失特性

(4) 詳細シミュレーション結果

連通管を設けた場合の詳細解析シミュレーションにおける各方向の応答加速度・回転加速度・建屋端部変位の時刻歴波形、免震層の各方向の変位と全反力の履歴曲線を図 5-35～図 5-42 に示す。また、これらの項目の最大応答値の一覧表を表 5-10 に示す。

表 5-10 詳細解析シミュレーションモデルにおける最大応答値一覧表（連通管あり）

項目		単軸入力			3 軸同時入力
		X	Y	Z	XYZ
X 方向加速度 [gal]	Max	263.0	0.2	0.0	263.1
	Min	-280.4	-0.2	0.0	-272.5
Y 方向加速度 [gal]	Max	0.2	252.1	1.0	231.2
	Min	-0.2	-290.9	-1.9	-282.8
Z 方向加速度 [gal]	Max	0.8	2.5	213.9	219.4
	Min	-0.6	-2.1	-149.3	-146.7
X 軸周り回転加速度 [rad/s ²]	Max	0.0004	0.0570	0.0011	0.0401
	Min	-0.0005	-0.0440	-0.0014	-0.0426
Y 軸周り回転加速度 [rad/s ²]	Max	0.0428	0.0005	0.0000	0.0421
	Min	-0.0613	-0.0005	0.0000	-0.0467
建屋端部変位① [mm]	Max	51.6	48.4	159.6	165.5
	Min	-54.9	-68.3	-156.5	-175.5
建屋端部変位② [mm]	Max	55.1	48.4	159.6	187.6
	Min	-51.4	-68.4	-156.5	-207.7
建屋端部変位③ [mm]	Max	51.6	57.4	160.8	151.2
	Min	-54.9	-38.9	-157.2	-138.7
建屋端部変位④ [mm]	Max	55.1	57.3	160.8	148.9
	Min	-51.4	-38.8	-157.2	-171.5
X 方向全反力 [MN]	Max	706.6	0.9	0.3	693.8
	Min	-748.8	-0.8	-0.2	-727.0
Y 方向全反力 [MN]	Max	0.8	672.8	2.8	612.7
	Min	-0.9	-777.1	-5.1	-755.7
Z 方向全反力 [MN]	Max	2.1	6.6	577.8	592.8
	Min	-1.6	-5.5	-403.2	-396.9

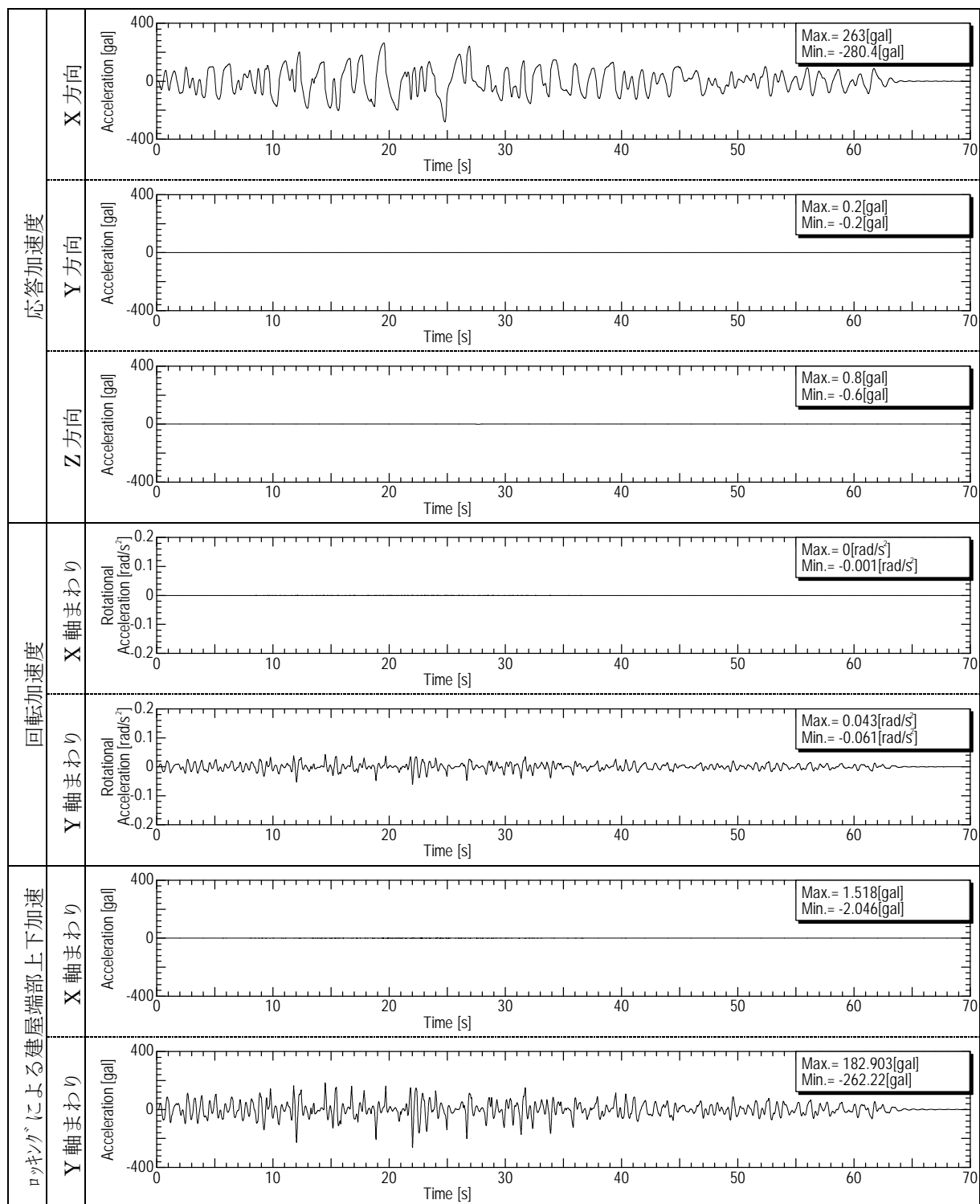


図 5-35 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—X 軸方向単軸入力(1/2)—

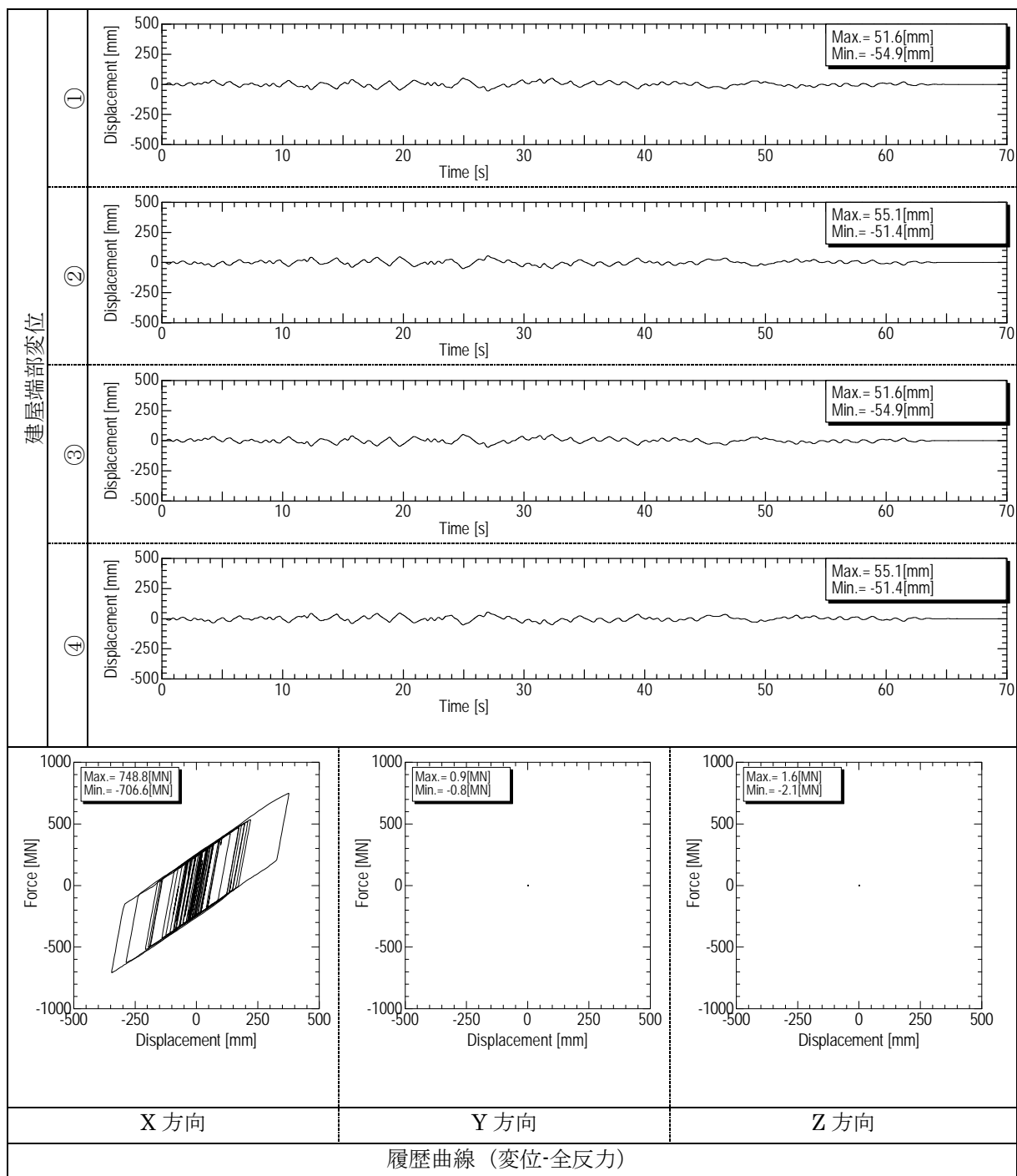


図 5-36 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—X 軸方向単軸入力(2/2)—

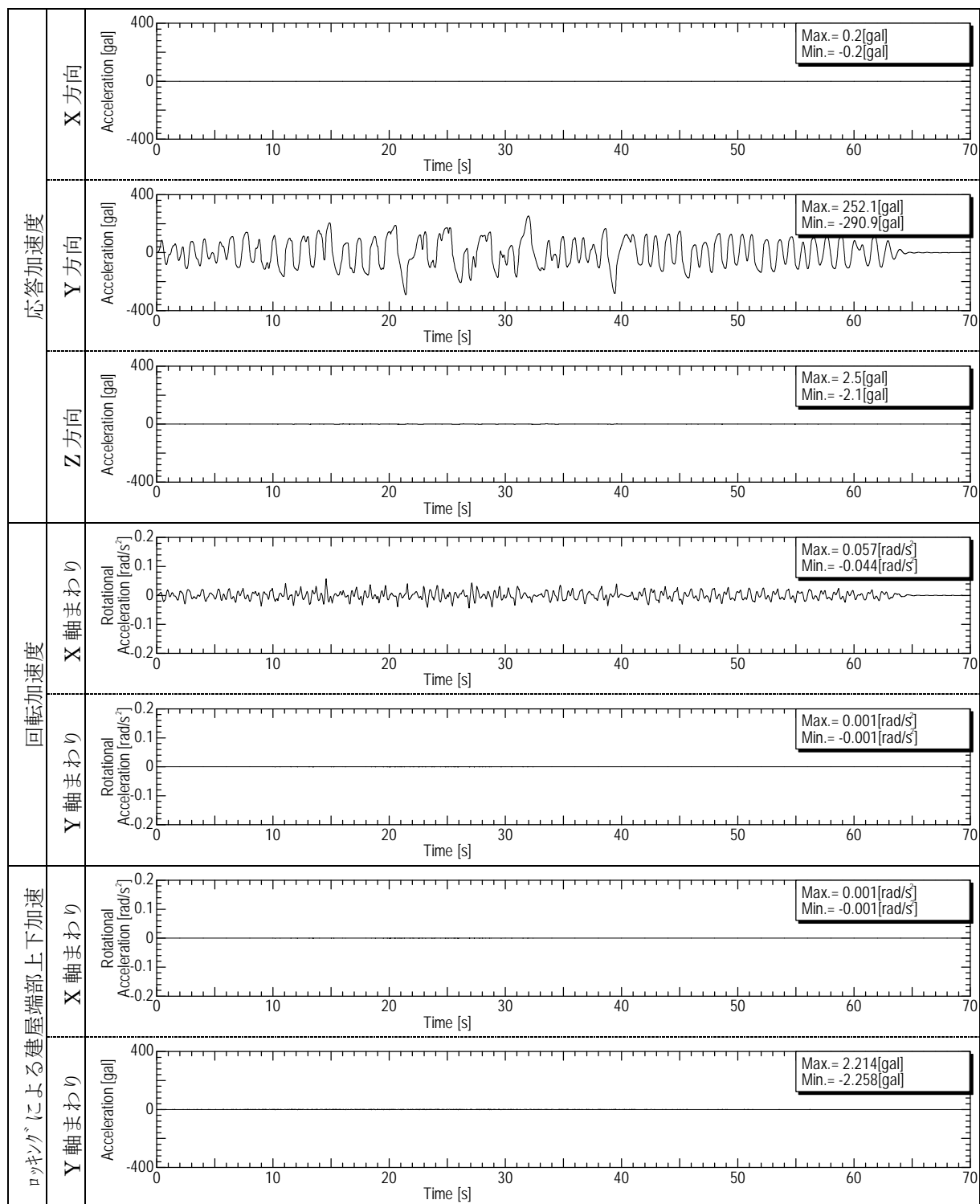


図 5-37 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—Y 軸方向単軸入力 (1/2)—

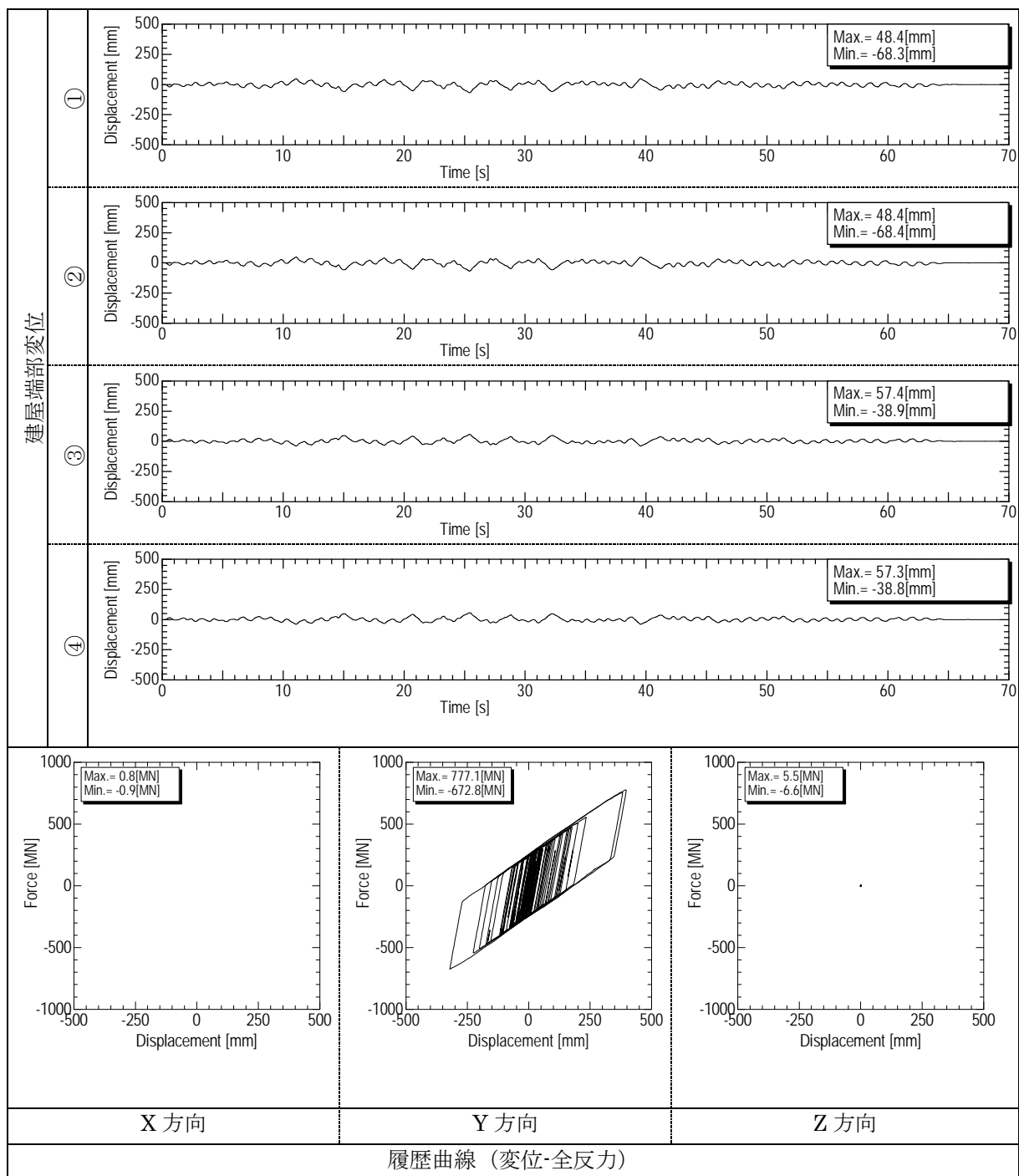


図 5-38 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—Y 軸方向単軸入力(2/2)—

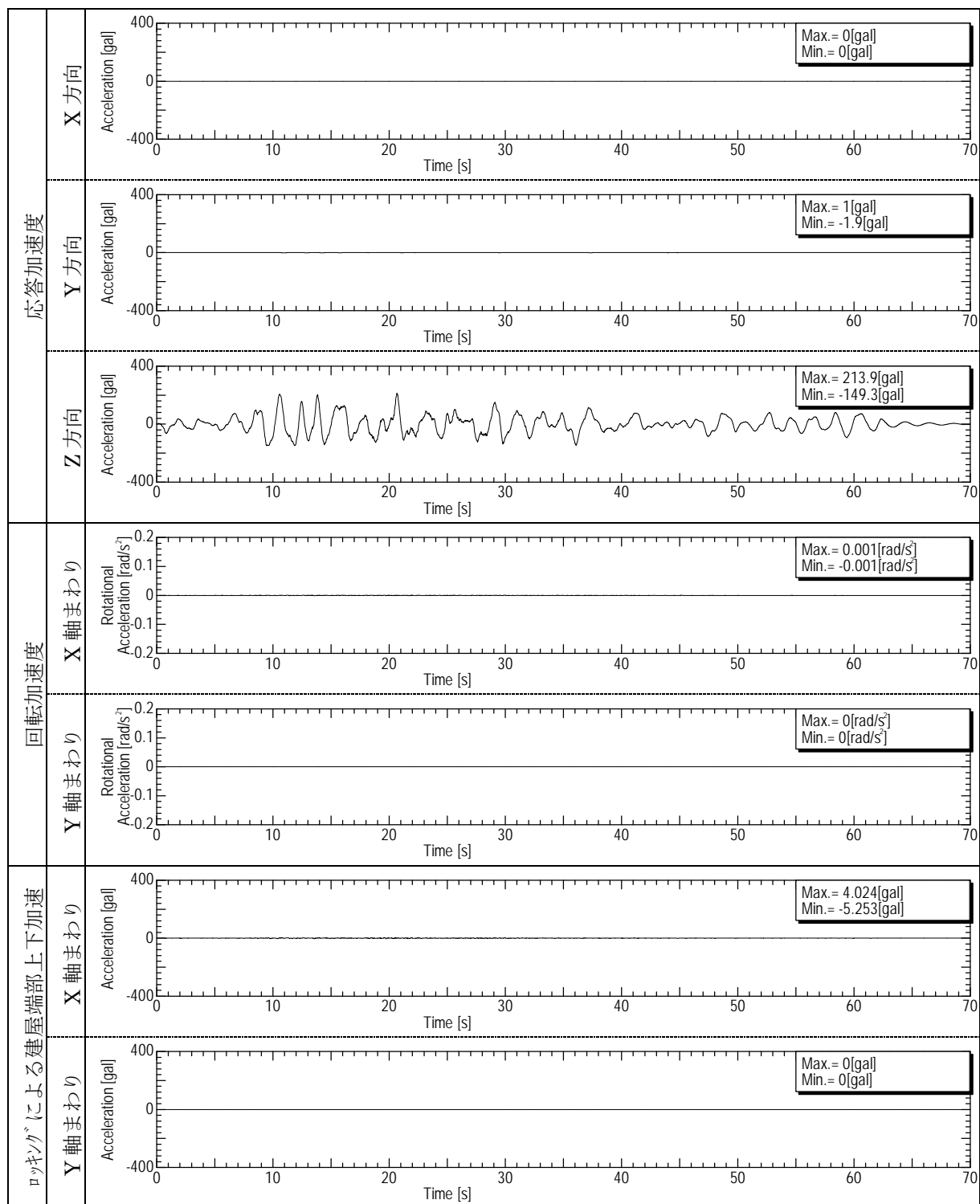


図 5-39 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—Z 軸方向単軸入力(1/2)—

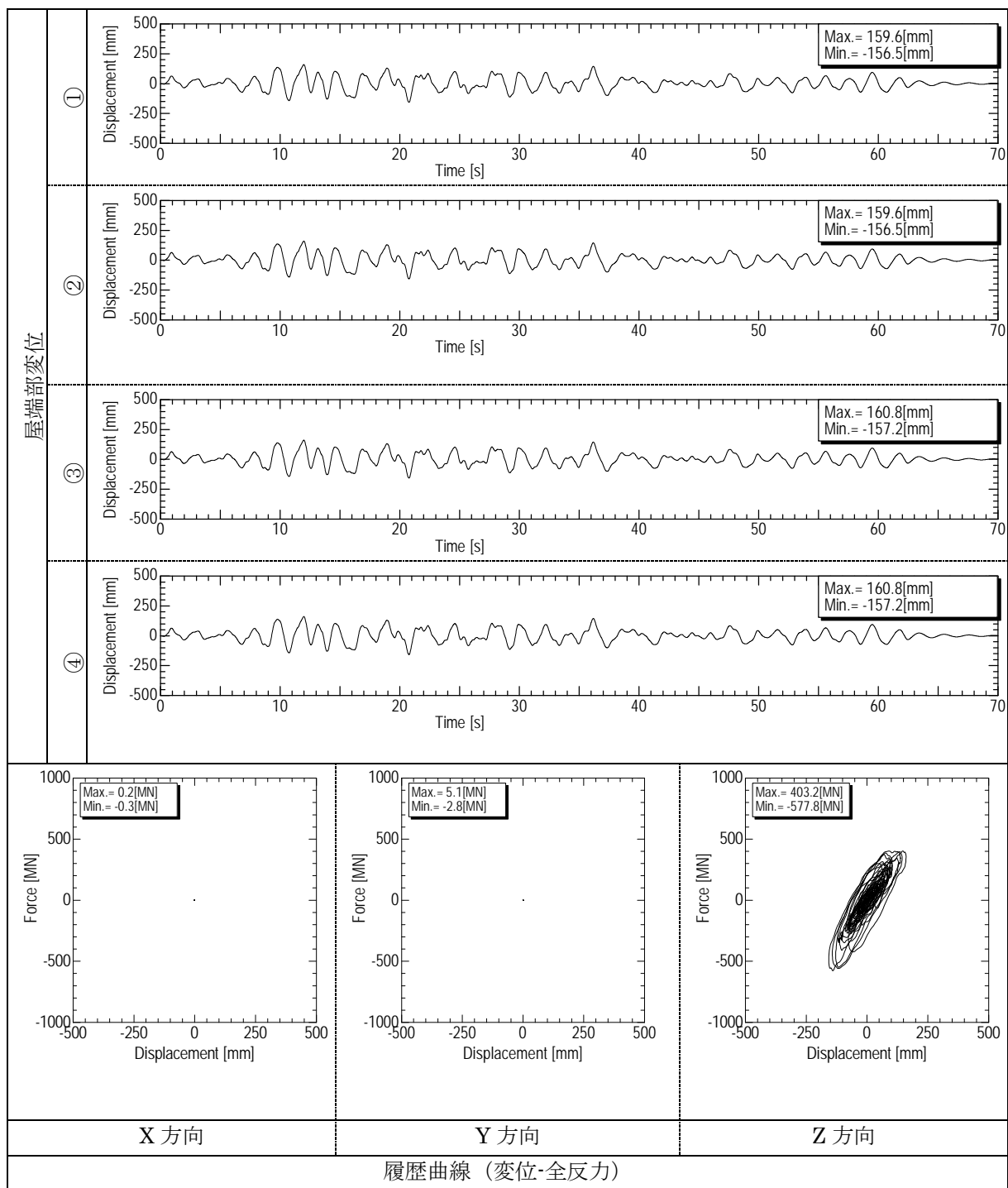


図 5-40 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—Z 軸方向単軸入力 (2/2)—

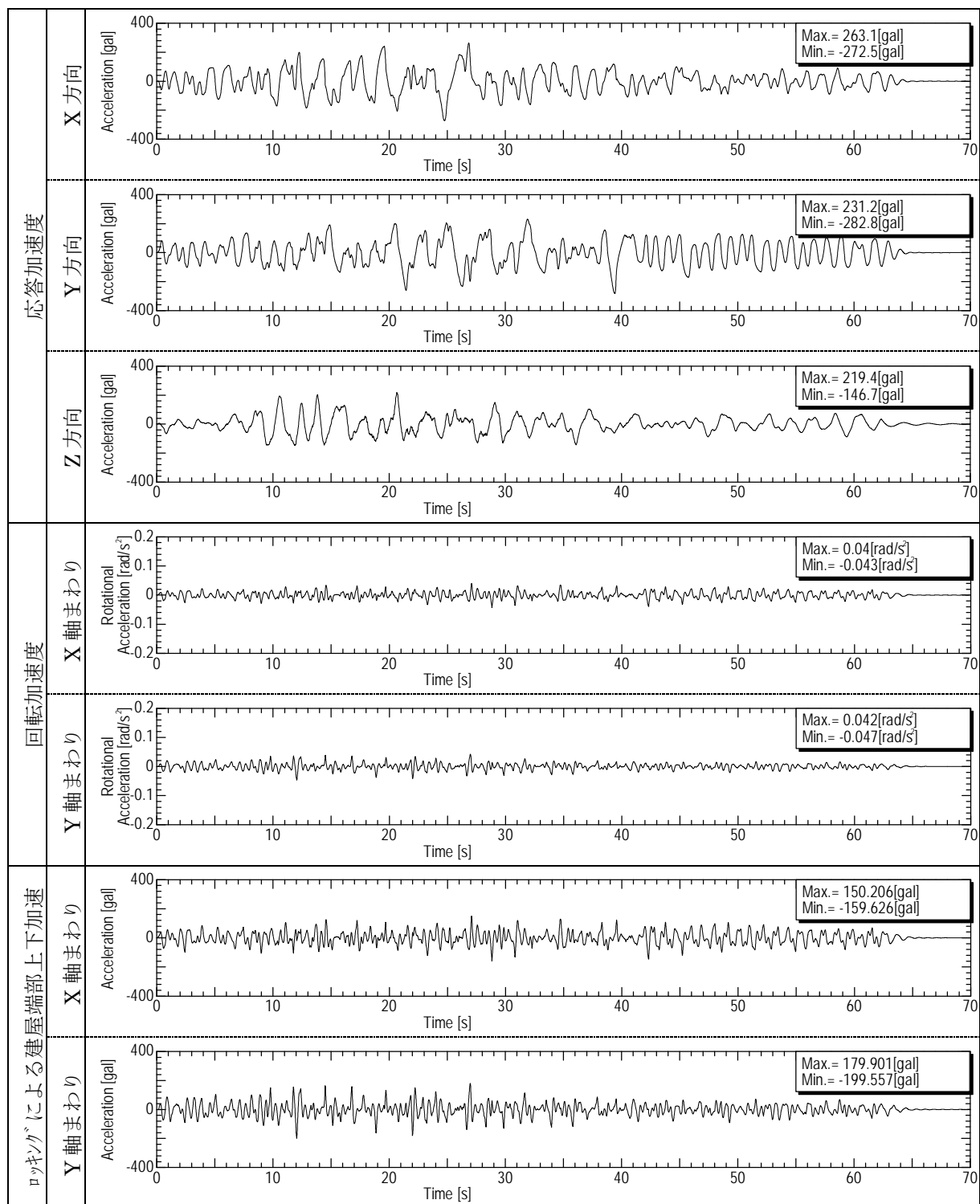


図 5-41 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—XYZ 3 軸同時入力(1/2)—

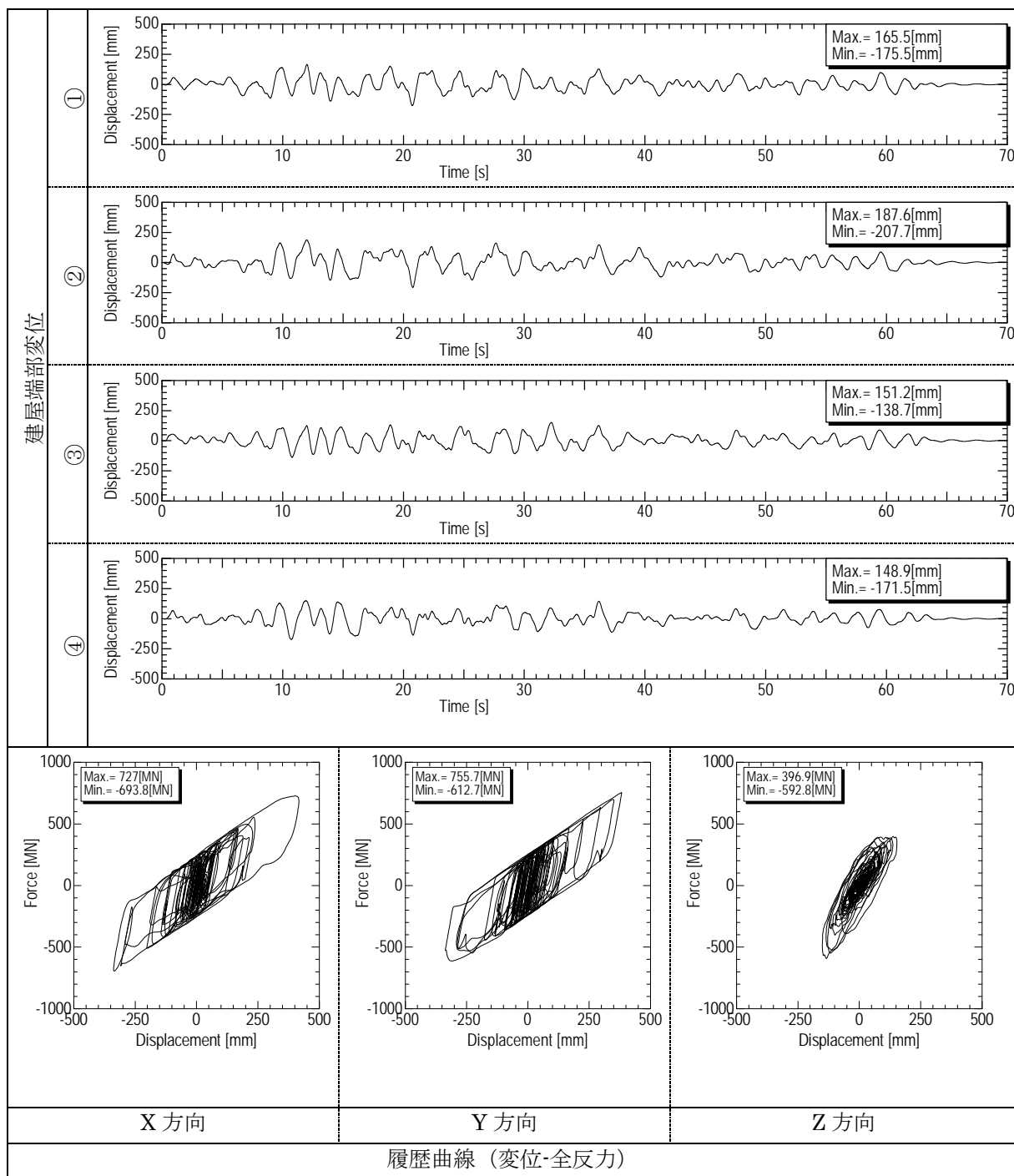


図 5-42 詳細解析シミュレーションモデルの解析結果(連通管あり)
—XYZ 3 軸同時入力(2/2)—

5.3.4 改良によるロッキング減衰効果の評価

(1) 連通管のロッキング減衰効果の評価

詳細解析シミュレーションモデルにおいて、連通管を採用した場合と採用しない場合（連通管の減衰 $=\infty$ ）の結果を比較することにより、連通管の設置によるロッキング減衰効果を評価した。

① 最大応答値による評価

最大応答加速度・最大回転加速度・建屋端部応答変位の最大値を、連通管がある場合とない場合で比較して表示したグラフを図 5-43 に示す。

ロッキングによる最大回転加速度は、連通管を設置することによって概ね 10～20% 程度低減されている。建屋端部変位量は、連通管を設置することによってやや増加しているが、設置しない場合に比べて最大でも 15% 程度である。変位量の絶対量は 207mm であり、装置のストローク（±350mm）の 1.5 分の 1 以下に抑えられている。

② FRS による評価

各方向への単独入力時の FRS を連通管の有無で比較したものを図 5-44 に、3 軸同時入力の FRS で比較したものを図 5-45 に示す。水平方向（X 方向、Y 方向）の FRS は、単独入力・3 軸同時入力に係わらず、連通管の有無による FRS への影響は少ない。鉛直方向に関しては、連通管の有無による FRS への影響はほとんどまったくない。

一方、ロッキング方向 FRS では、単独入力・3 軸同時入力ともに、連通管の無い状態での周期 0.4 秒付近のロッキングによるピークが、連通管を設けた状態では約 1/2 程度まで低減されている。この低減効果に関しても、単独入力・3 軸同時入力に係わらず、効果は同じであることが分かった。

これらのことから、連通管による減衰付加方式によって、水平方向・鉛直方向の性能にほとんど影響を与えずにロッキング方向の減衰を付加することができる方式であることが、詳細解析シミュレーションモデルにおいても確認された。

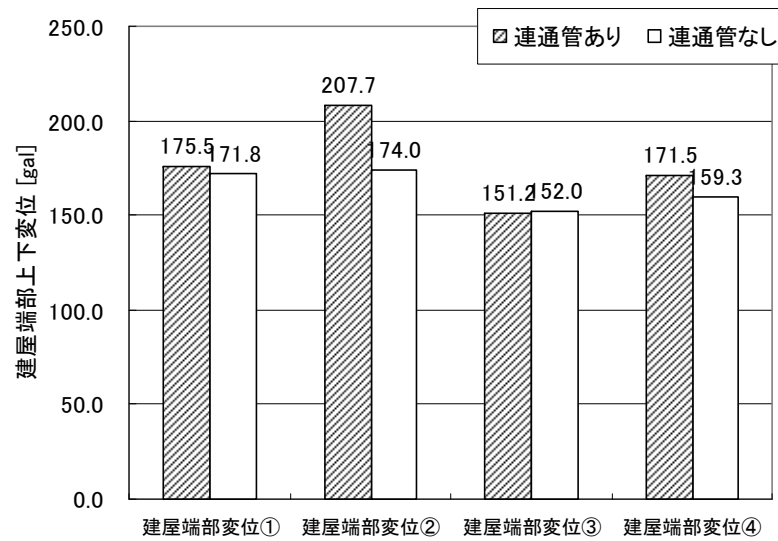
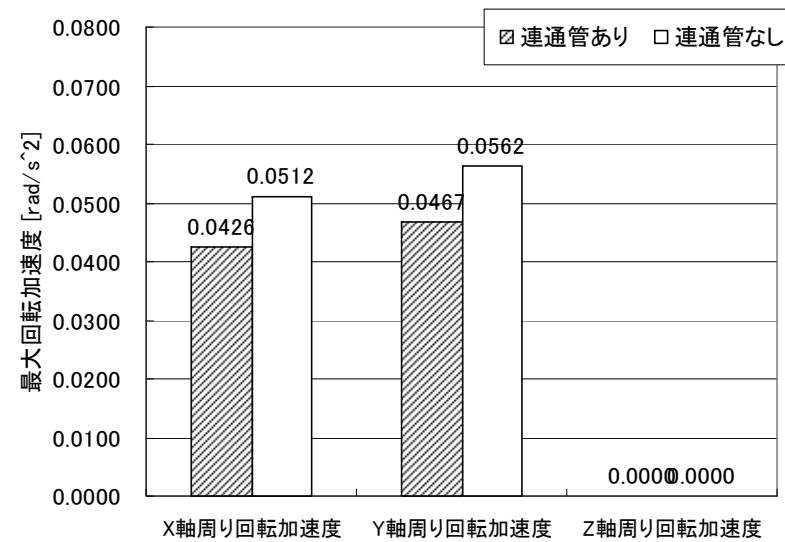
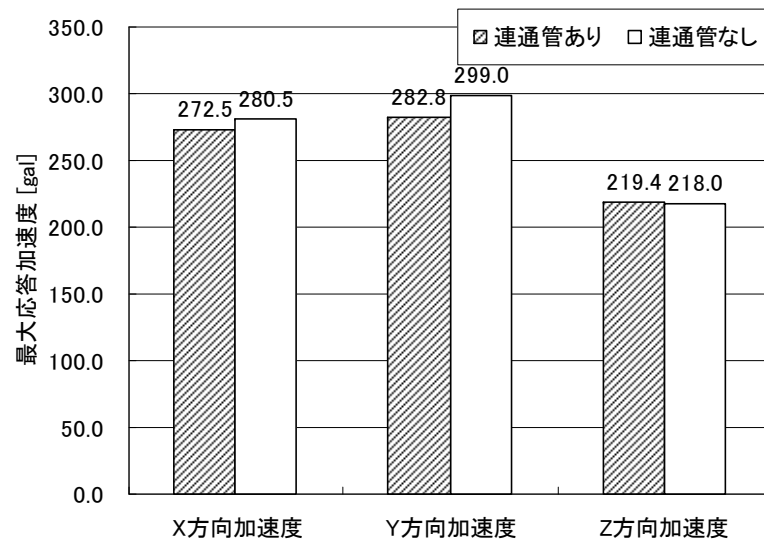


図 5-43 代表的な最大応答値の比較
(3 軸同時入力時)

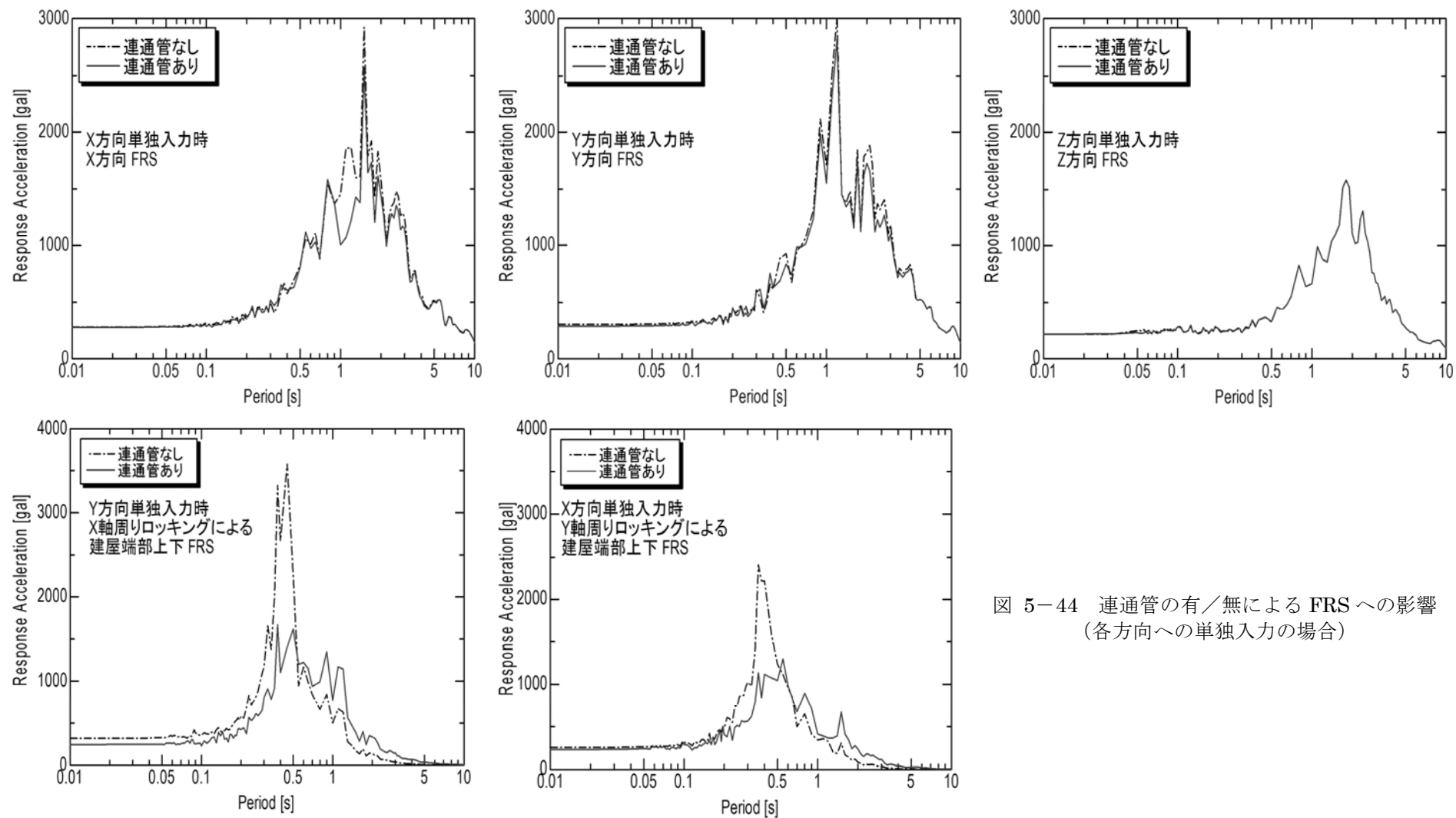


図 5-44 連通管の有／無による FRS への影響
(各方向への単独入力の場合)

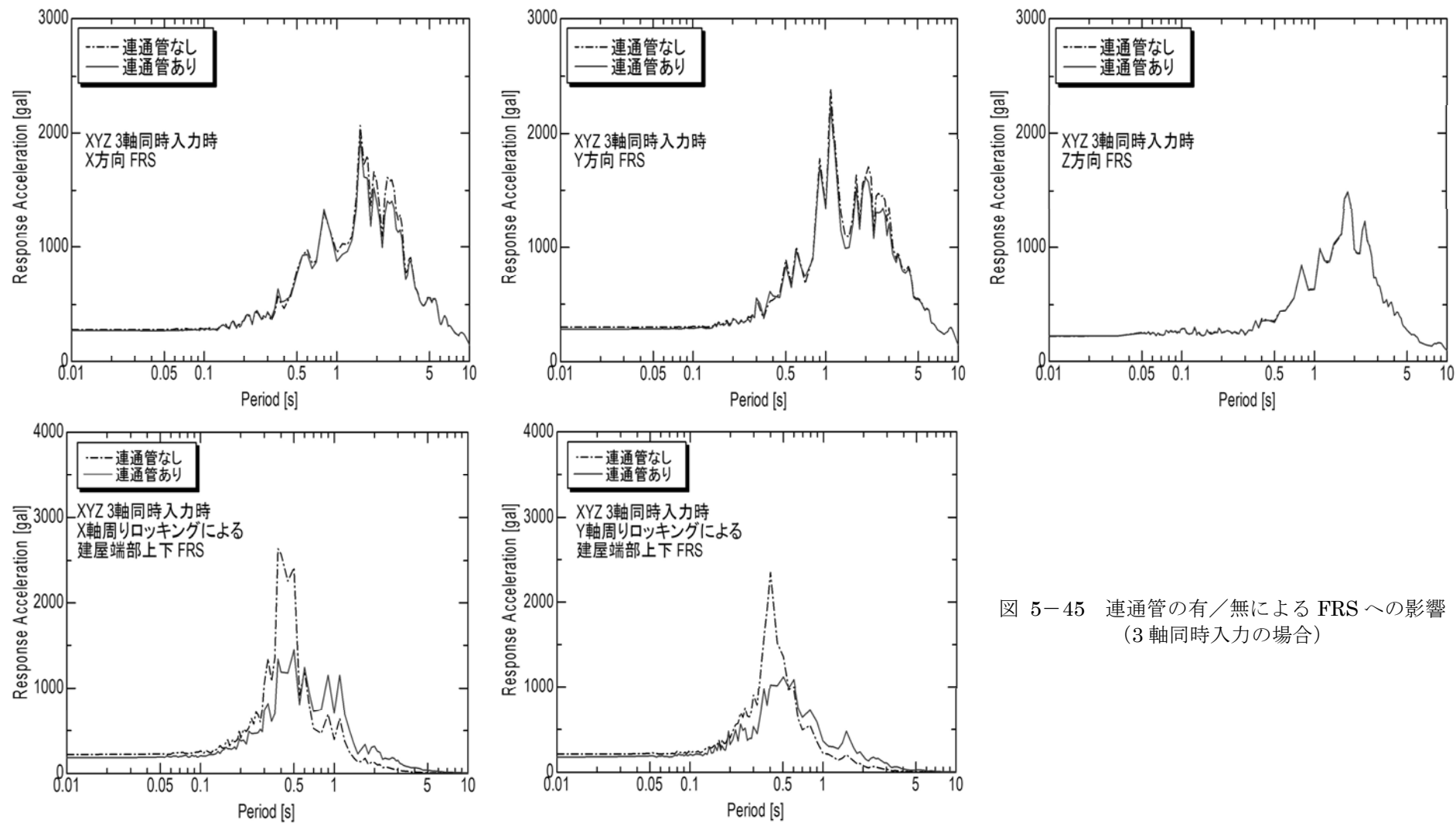


図 5-45 連通管の有／無による FRS への影響
(3 軸同時入力の場合)

(2) 各軸方向の応答の独立性の検証

詳細解析シミュレーションモデルにおいて、**X** 単軸入力・**Y** 単軸入力・**Z** 単軸入力、及び **XYZ** 3 軸同時入力の解析を実施してそれぞれの軸方向における **FRS** を比較することにより、各軸方向の性能の独立性を評価した。図 5-46 に各軸に単独に入力した場合と 3 軸同時入力の場合の、各方向の **FRS** を比較して示す。

並進方向・回転方向に係わらず、単軸への入力による **FRS** より、3 軸同時入力の場合の **FRS** のほうが小さくなった。特に鉛直方向に関しては、その差異はほとんどなく、無視できるレベルとなった。

一方、水平方向に関しては、1.0 秒～1.5 秒付近のピーク値に 1.2 倍程度の差異が認められた。今回の検討では全てのケースで単独入力の場合のほうが大きくなっているため、単独入力での設計検討は安全側の評価を与えている。ただし今後、装置の設計変更や検討用の地震波の特性（大きさ・位相）の変更があった場合にも同様の傾向となるとは限らないため、単軸入力と 3 軸同時入力のシミュレーションを実施することが望ましいといえる。

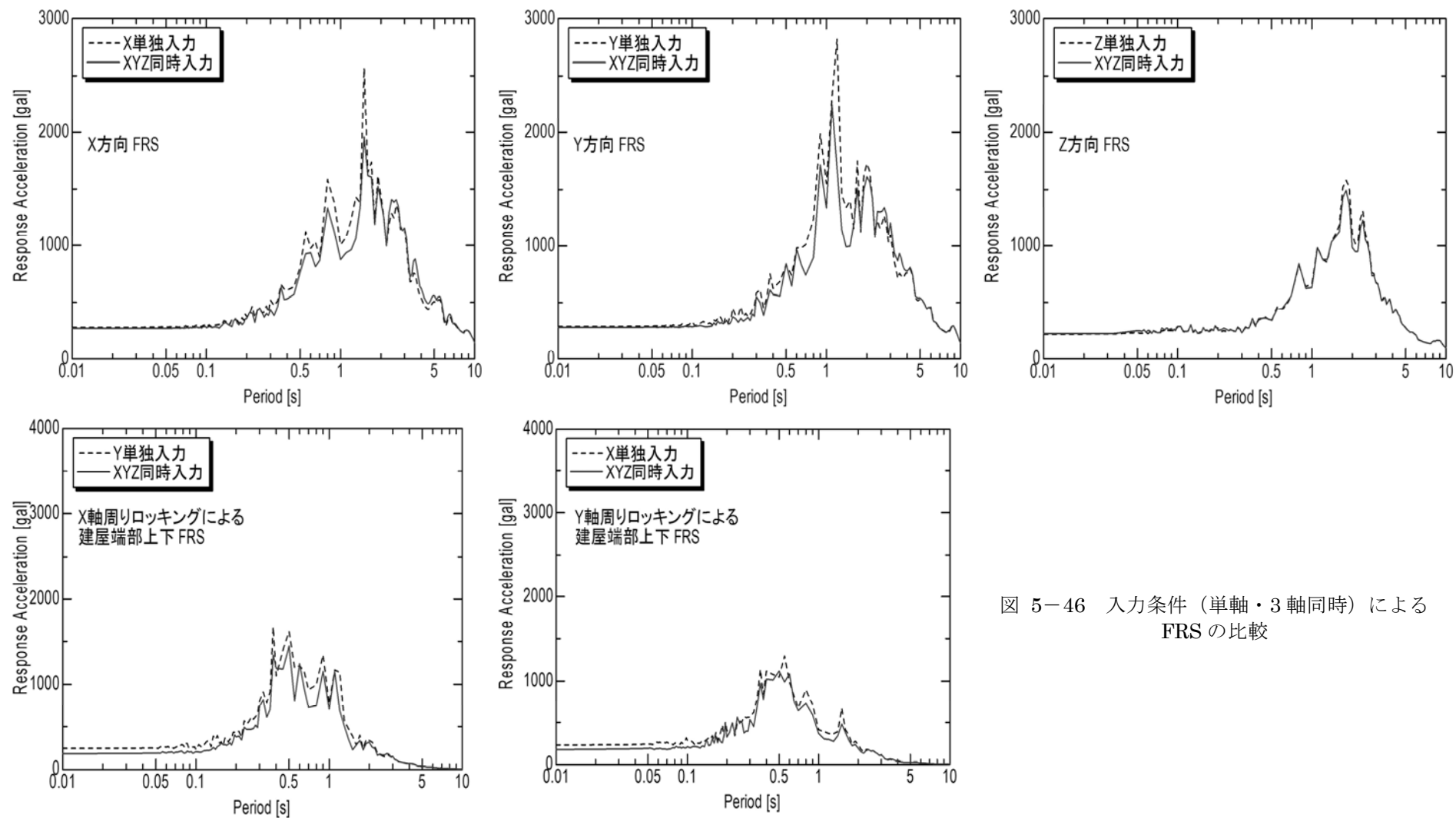


図 5-46 入力条件（単軸・3軸同時）による FRS の比較

5.4 結言

5.4.1 実機大の詳細モデルによるシミュレーション

第 4 章における振動台試験の再現シミュレーションと同様の定式化およびモデル化手法を実機大のシステムの解析モデルに展開し、シミュレーションにより免震性能を検証した。その結果、以下の結論が得られた。

(1) 鉛直方向の免震性能

鉛直方向の床応答スペクトルから、本システムの鉛直方向の固有振動数が、目標である 0.5Hz となっていることを確認した。また、免震された建屋の炉容器支持位置での床応答スペクトルと、入力地震波の応答スペクトルを比較すると、すべての方向において、機器の固有振動数が存在する振動数領域での応答加速度が概ね 1/2～1/5 に低減されており、良好な免震性能を有することを確認した。

(2) ロッキング抑制性能

X 軸・Y 軸の単独入力 of シミュレーションにより、ロッキングによる建屋端部の鉛直方向変位は、最大でも 25 mm 以下となっていることから、実機においてロッキング抑制性能が極めて良好に発揮されることが分かった。また、XYZ 同時入力時の建屋端部鉛直方向の変位の最大応答値は 174 mm であった。これは、ロッキングによる鉛直方向の変位を含むが、それでも荷重支持シリンダの鉛直方向のストローク（±350mm）の半分以下であり、十分に余裕があることが確認された。

一方、ロッキング方向に積極的な減衰要素が無いため、ロッキング振動による回転加速度が大きくなる現象が確認された。ロッキング振動の影響を受けやすい建屋端部の鉛直加速度を求め、床応答スペクトルを作成したところ、一部（ロッキングの固有振動数（約 0.4Hz）付近）で、鉛直方向の入力地震波の応答スペクトル値を超えていることが確認された。この振動数付近には免震対象である FBR プラントの機器の固有振動数が存在することが考えられ、少なくとも床応答を入力地震波の応答スペクトル以下に抑えるための対策が必要であると考えられる。

(3) 各方向の免震性能の独立性

各方向の単軸入力と XYZ 3 軸同時入力の床応答スペクトルを互いに比較し、概ね一致していた。このことは、各軸の応答特性が概ね独立に機能していることを意味する。この独立性は設計時に各軸の性能を独立に設計することができる事を示唆しており、装置を設計する上で有意な性質である。

5.4.2 ロッキング抑制性能の改良案の検討

これまで提案していたロッキング抑制装置の機構では、ロッキング方向に積極的な減衰機構は設けず、剛性のみによりロッキング変位（回転量）を押さえ込む機構であった。その機

構では、建屋の中心部から偏心した位置ではロッキングによる加速度（ロッキングによる回転加速度×偏心長さ）が無視できないことが判明し、これを低減することが課題となった。そこで、ロッキング方向にのみ独立に減衰を付与できる機構として連通管によるロッキング減衰機構を提案し、管摩擦抵抗などの非線形性を考慮した詳細設計手法を構築し、これを組み込んだ実機の詳細シミュレーションを行ない、実機の性能を検証した。

(1) 最適減衰係数の決定

特性を線形化した装置全体のモデルを作成し、連通管の圧力損失の大きさをパラメータとして周波数応答解析によるパラメータスタディを実施したところ、連通孔の減衰値の大きさによって共振点が遷移する性質を持つことが分かった。そこで、連通孔の減衰値には有限値の最適値が存在することがわかった。この性質を利用し、周波数応答曲線のピーク値が最小となる減衰値を求めた。

(2) 実機の詳細シミュレーションの結果

連通管の減衰特性と、上述の試験から得られた摺動特性とを併せて実機シミュレーションモデルに反映して解析による評価を行なった結果、長さ 300 mm・直径 27 mm の連通管 4 つ設けることで、目的の減衰特性が得られることが分かった。

さらに、連通管を設けた場合のシミュレーションの結果でも、連通管を設けない場合の結果と同様に、水平方向・鉛直方向ともにほぼ目標どおり応答の特性が得られ、且つ、ロッキング方向を含めて各方向の連成の影響は小さく、装置性能を方向ごとに独立に設計可能であることが確認された。

第 6 章

結論

本研究では、三次元免震装置の設計手法を構築することを目的とし、鉛直方向の設計要件が特に厳しい原子力プラントである FBR プラント建屋の建屋全体三次元免震装置の研究開発を通じ、その厳しい設計要件を満たす具体的な実現方法として、油圧機構による三次元免震装置を考案した。縮小試験体による振動台試験およびそれを再現する数値シミュレーションにより解析モデル化手法の妥当性を検証し、これを応用した実機大の三次元免震システムのシミュレーションにより性能を確認した。

第 2 章では、本研究の前提条件となる FBR プラント建屋に対する三次元免震装置の鉛直方向の要求性能の範囲については、既往の FBR 実証炉研究を参考に、『振動数 0.5Hz 以下、減衰定数 20%～40%』とした。次に、その性能を実現しうるものとして本研究で提案する「油圧機構による三次元免震装置」と、本装置と同時に開発が進められた「ローリングシール型空気ばねを用いた三次元免震装置」を組み合わせた三次元免震システムを考案し、目標性能及び強度要件を満たすための基本設計を行った。このシステムの構成装置のうち、本研究の対象である「油圧機構による三次元免震装置」に関して、主に鉛直方向の免震性能について定式化の方法を検討し、三次元免震装置の性能設計の手法を提案した。この手法を基に装置を構成する機器の実機大の装置の装置諸元（基本寸法・容量・圧力等）を決定した。試設計の段階で、設計上の性能は $f_v=0.49\text{Hz}$ 、 $h_v=25\%$ となり、目標性能を満たす諸元値を得ることができた。設定した装置諸元を基に実機大装置の計画図を作成した。装置の計画に際しては配管を避け、ブロック化することにより装置全体のコンパクト化を図った。また、各構成機器の形状寸法は、公的な設計基準に準じた強度評価を行って決定し、十分な強度を確保できることを確認した。

第 3 章では、1/7 縮小試験体及び 1/2 縮小試験体を用いて各種の試験を行った。

1/7 縮小試験体では、装置の動的な特性を要素ごとに取得／評価するための強制加振機による要素試験と、油圧機構による装置と空気ばねによる装置を組み合わせた三次元免震システム全体としての性能を取得／評価するための振動台試験を行った。

要素試験では、油圧装置が発生する減衰の要因と、その発生箇所を特定した。減衰要因としては、ガス絞りの圧力損失による減衰力・シリンダ類の摺動抵抗力・作動油の流路における管摩擦抵抗力・外部との熱交換による減衰力などがあり、それぞれの特性について、以降の詳細解析モデルでの定式化の方針を決定するための基礎データが得られた。

振動台試験では、正弦波加振試験及び地震波加振試験によりシステム全体としての動的な免震性能を取得／確認した。正弦波加振試験では、周波数応答曲線を描き、鉛直方向の固有振動数および減衰定数を評価した。減衰性能について、振動台試験に用いた 1/7 試験体では摺動抵抗が相似則にのらずやや過大となり、全体としての減衰性能は目標範囲内に入らなかった。そこで、減衰の発生要因ごとに分解してそれぞれの特性を詳細に分析し、設計した減衰性能（ガス絞りによる減衰定数）について 25%～30%程度になっていることを確認した。やや過大となった摺動抵抗の評価については、より実機に近い 1/2 縮小試験体の試験で行うこととした。油流路の配管抵抗については速度二乗比例減衰の特性を持つことが確認された。最後に、これらの減衰特性を等価粘性減衰定数の形に

整理し、それぞれ振幅依存性を考慮した理論計算と比較し、よく一致することを確認した。

固有振動数についても、摺動抵抗値が相対的に過大となっていたことから、試験結果の伝達関数からは明確な共振ピークが見いだすことが難しかった。そこで、設計した特性及び要素試験から得られた特性を反映した解析モデルを用いて正弦波入力による時刻歴解析を実施して伝達関数を算出し、これを試験結果と比較することによって、設計と試験結果が整合していることを確認した。

地震波による加振試験では、 S_2 レベルおよび $S_2 \times 1.5$ 倍レベルの水平・鉛直同時加振試験を実施した。 S_2 レベルの水平鉛直 2 軸・3 軸同時加振試験の結果では、上記の通りやや過大な摺動抵抗による影響があったものの、各方向とも良好な免震性能を発揮できることが確認できた。また、各軸方向の単独入力の加振試験結果と、2 軸同時入力・3 軸同時入力の試験結果を比較し、各方向の応答特性がほとんど変わらないことから、鉛直方向と水平方向の応答がほぼ独立である（連成しない）という設計上有利な結果を得た。また、設計用地震動の 1.5 倍（ $S_2 \times 1.5$ 倍）の地震波を入力した水平鉛直 2 軸同時加振試験においても免震性能は劣化せず、水平方向と鉛直方向の特性の独立性も保つことができる結果であった。

また、ロッキング抑制機能については、地震波加振試験におけるロッキングによる試験体端部の変位が、3 軸同時加振においても 1.7mm 程度となり、十分な抑制効果があることを確認した。さらにロッキング方向の特性について定量的に評価するため、振動台の水平軸周りの回転方向入力での周波数掃引試験を行い、ロッキングの周波数応答曲線を求めた。実験から得られたロッキングの周波数応答曲線は強い振幅依存性を示しており、摺動抵抗や速度二乗比例減衰等の非線形要素の影響を大きく受けていることが推察された。そこで、これらの要素を含んだ解析モデルを作成し、正弦波入力の時刻歴解析により周波数応答曲線を求め、試験結果と比較した。その結果、両者の傾向および応答倍率の値は概ね一致した。従って、ロッキング抑制装置の減衰発生要因は、主に摺動抵抗と配管の管摩擦抵抗によって表現できることが確認された。

1/2 縮小試験体では、摺動試験および耐圧性試験を行い、実機大に近い状態でのシール部の高圧下での挙動を確認／評価した。1/2 縮小試験体による試験では、実機と同じ断面寸法のシールシステムを試作し、シリンダ径を実機の 1/2 とした試験体を製作し摺動抵抗値を計測する試験を行った。

高圧下での摺動性の確認試験では、実機で生じうる最大圧力（50MPa）を一定に保ったまま強制加振によりシリンダを摺動させたところ、正常に摺動することができ、摺動抵抗力の大きさは支持荷重に対して 1%以下となった。また、内圧を地震時に想定される変動範囲（0～50MPa）で変化させた計測も実施し、摺動抵抗値を内圧の 1 次関数で近似できる事を確認した。摺動抵抗値は摩擦係数の形で整理し、実機大のシリンダに展開した。その結果、すべてのシリンダ類の摺動抵抗を合計しても支持荷重に対して 1%以下となり、十分にスムーズな摺動が可能であることが推測される結果となった。

耐圧性の確認試験では、シールシステムの耐圧性を確認するため、準備した 3 体のシールの打ち 2 体に対して 100MPa まで、1 体に対しては 150MPa まで内圧を上昇させ、耐圧性を確認した。その結果、いずれも圧力の低下及び漏れは確認されなかった。これにより、提案したシールシステムの

耐圧性の実力値は 150MPa 以上であることが確認できた。これは、地震時に発生が想定される最大圧力（50MPa）の 3 倍、常時支持圧力（25MPa）の 6 倍の値であり、十分な耐圧性を持つことが確認できた。

第 4 章では、前章の実験で得られた油圧機構による三次元免震装置の構成機器の特性を詳細に定式化し、システム全体の解析モデル化の方法を構築した。

まず、第 3 章に示した 1/7 縮小試験体による振動台試験のシミュレーションを行い、試験結果との比較によりモデル化手法の妥当性を検証した。その結果、試験結果に対するシミュレーション結果の最大応答値の誤差は概ね 20% 以下となったが、応答波形や各要素の荷重・変位曲線については良く一致した。水平方向の主な誤差要因は積層ゴム試験体における履歴特性と解析で用いたバイリニア特性の違いに起因していた。解析に用いたバイリニア特性は大きな変形量に対応させた特性であり、1.5S₂ 入力での解析結果は試験結果と比較的によく一致したが、比較的小さな変形量の 1.0S₂ 入力では最大加速度で 12% 程度の誤差が生じた。また、鉛直方向には変位量で最大 18% の誤差が認められたが、変位量の誤差要因は、比較対象の 1/7 縮小試験体において摺動抵抗が非常に大きいことにより、固着／摺動を繰り返す現象が支配的となったためであると考えられた。また、その大きな摺動抵抗により応答そのものが小さくなり、誤差の絶対値は小さいが、見かけ上、大きな誤差率となった。摺動抵抗は 1/7 縮小試験体では支持荷重に対して 12% と非常に大きいため上記のような誤差要因が生じたが、第 4 章の 1/2 縮小試験体による試験結果から、実機大では 1% 以下となるため、上記のような誤差要因は小さくなると考えられる。ロッキング応答に関して、ロッキング角度とロッキングモーメントの履歴曲線を解析と試験で比較したところ、傾き（剛性）及び履歴曲線の形状は概ね一致した。よって、ロッキング抑制に係わる各種の剛性と減衰のモデル化方法について妥当性が確認されたとと言える。また、試験結果と同様に、シミュレーション結果においても、水平方向と鉛直方向の挙動は互いにほぼ独立であることが確認された。

以上のことから、全体として振動台試験とシミュレーションの結果はよく一致していることが確認され、シミュレーション手法の妥当性が確認された。

第 5 章では、第 4 章で妥当性が確認された定式化とモデル化手法を実機大の詳細解析モデルに展開し、シミュレーションを行って実機における免震性能を検証した。

鉛直方向の床応答スペクトルから、本システムの鉛直方向の固有振動数が、目標である 0.5Hz（周期 2.0 秒）となっていることを確認した。また、免震された建屋の炉容器支持位置での床応答スペクトルと、入力地震波の応答スペクトルを比較すると、すべての方向において、機器の固有振動数が存在する振動数領域での応答加速度が概ね 1/2～1/5 に低減される結果となり、良好な免震性能を有することを確認した。XYZ 方向 3 軸同時入力時の鉛直方向の相対変位量（建屋端部鉛直変位）の最大応答値は 174 mm であった。この変位量は、荷重支持シリンダの鉛直方向のストローク（±350mm）の半分以下であり、十分に余裕があることが確認された。また、このうちロッキングによる建屋端部の上下変位は、最大でも 25 mm 以下であることから、実機においてロッキング抑制性能が極めて良好に発揮されることが分かった。

また、各方向の単軸入力と XYZ 方向3軸同時入力の床応答スペクトルを互いに比較したところ、概ね一致したことから、実機のシステムにおいても各軸の応答特性が概ね独立に機能することが示唆された。この独立性は設計時に各軸の性能を独立に設計することができる事を示しており、装置を設計する上で有意な性質である。

一方、シミュレーション結果において建屋の中心部から偏心した位置でのロッキングによる鉛直方向の加速度（ロッキングによる回転加速度×偏心長さ）を求めたところ、無視できない大きさになっていることが確認された。計画時点（第2章）で設計したシステムでは、ロッキング方向に積極的な減衰機構は設けず、剛性のみによりロッキング変位（回転量）を押さえ込む機構であったため、ロッキングに対する減衰が不足していることが原因と考えられた。建屋端部の鉛直加速度応答波から床応答スペクトルを作成したところ、一部（ロッキングの固有振動数（約 0.4Hz）付近）で、鉛直方向の入力地震波の応答スペクトル値を超えていることが確認された。この振動数付近には免震対象である FBR プラントの機器の固有振動数が存在することも考えられるので、床応答を入力地震波の応答スペクトル以下に抑えるための対策が必要である。

そこで、ロッキング方向にのみ独立に減衰を付与できる機構としてロッキング抑制シリンダのピストンに連通管を設け、その圧力損失によりロッキング方向の減衰効果を得る方式を考案し、管摩擦抵抗などの非線形性を考慮した詳細設計手法を構築した。最後に、これを組み込んだ実機の詳細シミュレーションを行なって効果を検証した。

まず、特性を線形化した装置全体のモデルを作成し、連通管の圧力損失の大きさを速度（流量）比例の減衰係数として線形化し、これをパラメータとして周波数応答解析によるパラメータスタディを実施した。その結果、連通孔の減衰値の大きさによってロッキングの共振点が遷移し、且つ、周波数応答曲線がある定点を必ず通過する、いわゆる定点理論的な特徴を有することが分かった。周波数応答曲線の2つの共振点の高さが同じになるとき、最大応答倍率が最小となる。よって、これを連通管の減衰係数の最適値と位置付け、これを目標値として連通管の設計を具体化することとした。

連通管の圧力損失特性は非線形の特性であるため、設計用地震波である Case Study S₂ 波を入力した時刻歴応答解析により、ロッキングの応答値が最小となる連通管の大きさと個数を決定した。その結果、ロッキング抑制シリンダ1基あたり長さ 300 mm・直径 27 mm の連通管4つ設けることで、目的の減衰特性が得られることが分かった。また、最適な減衰係数値に対して減衰係数を 0.5 倍～2.0 倍に変化させた場合のシミュレーションを実施し、最適減衰値における床応答スペクトルと比較したところ、差異は小さく、連通管の減衰係数の設計誤差がロッキング方向の減衰性能に与える影響は小さいことも確認した。さらに、連通管を設けた場合のシミュレーションの結果でも、連通管を設けない場合の結果と同様に、水平方向・鉛直方向ともにほぼ目標どおり応答の特性が得られ、且つ、ロッキング方向を含めて各方向の連成の影響は小さく、装置性能を方向ごとに独立に設計可能であることが確認された。

以上のことから、本研究で提案した三次元免震装置の設計手法およびシミュレーション手法が構築され、FBR プラント建屋を対象とした実機大の三次元免震システムの性能がシミュレーションによって確認された。

謝辞

本論文の作成にあたり、横浜国立大学大学院 環境情報学府 博士課程への進学をお勧めいただき、また、在学期間中指導教官として終始ご指導・ご鞭撻を賜りました、横浜国立大学 森下信教授に心から御礼申し上げます。また、論文の執筆に際し、ご校閲・ご指導ならびにご助言を賜りました、横浜国立大学 山田貴博教授、中野健准教授、松井和己准教授、白石俊彦准教授に厚く御礼申し上げます。

また、本研究を含む各種の三次元免震装置に関する研究全般を取り纏められ、本研究に対しても技術的なご指導・ご助言をいただきました、独立行政法人日本原子力研究開発機構 北村誠司氏、井上和彦氏（当時：日本原子力発電株式会社）、毛呂達氏（当時：核燃料サイクル開発機構）に厚く御礼申し上げます。さらに、本研究と並行して行われたローリングシール型空気ばねの研究の情報のご提供、及び共同での振動台試験を通じ、有益なご指導・ご助言をいただいた須原淳二氏（当時：清水建設株式会社）、清水建設株式会社 松本良一郎氏に深く御礼申し上げます。

また、勤務先である株式会社 IHI においては、本研究の主担当としてご指名いただき、あらゆる面からご指導いただきました株式会社 IHI 技術開発本部 柏崎昭宏副本部長、博士課程への進学之机会を与えていただいた株式会社 IHI 技術開発本部 張惟敦本部長補佐に御礼申し上げます。また、本研究の実施にあたり技術・管理両側面からの手厚いご指導をいただいた株式会社 IHI 原子力セクター 大谷章仁主幹、藤若立也主査、並びに同社 技術開発本部 岩本浩祐主査に御礼申し上げます。また、各種の解析、実験データまとめや実験の補助等でご協力いただいた、株式会社 IHI 技術開発本部 佐藤祐二主査、都知木邦裕氏、山口奈月氏、並びに株式会社 IHI 検査計測 片岡威氏に感謝いたします。

＜参考文献＞

- [1] 藤田聡・古屋治, 構造物の耐震技術の現状と将来展望, 日本機械学会誌 2013.10 Vol. 116 No.1139 p.188-699
- [2] 野田宏, 高速増殖炉サイクルの実用化戦略調査研究の取り組み状況, 日本原子力学会誌, Vol.42, No.7(2000)
- [3] 日本原子力発電株式会社「平成 12 年度発電用新型炉技術確証試験（拘束増殖炉技術確証試験）事業報告書 その2 3次元免震技術確証試験」, 平成 13 年 3 月
- [4] 森下正樹, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（開発計画の検討：その 1）, 2002 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集, No. 609
- [5] 梅木克彦, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（開発計画の検討：その 2）, 2002 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集, No. 610
- [6] 堂崎浩二, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（開発計画の検討：その 3）, 2002 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集, No. 611
- [7] 田村正, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（ローリングシールばね：その 1）, 2002 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集
- [8] 柏崎昭宏, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（油圧機構：その 1）, 2002 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集
- [9] 島田貴弘, 発電用新型炉に適用する 3 次元免震装置の開発；油圧機構によるロッキング抑制機能をもつ 3 次元免震装置の開発, 日本機械学会論文集 C 編, 第 77 巻 777 号 p.1661-1673
- [10] Shimada T. et al., “Study on Three Dimensional Seismic Isolation System for Next-Generation Nuclear Power Plant: Hydraulic Three Dimensional Base Isolation System”, 2004 ASME Pressure Vessels & Piping Division Conference (PVP2004), No.486 Vol.2, pp.35-42
- [11] Shimada T. et al., “Three Dimensional Seismic Isolation System for Next-Generation Nuclear Power Plant with Rolling Seal Type Air Spring and Hydraulic Rocking Suppression System”, 2005 ASME Pressure Vessels & Piping Division Conference (PVP2005), Seismic Engineering, pp.183-190
- [12] Kato M. et al. “Design study of the seismic-isolated reactor building of demonstration FBR plant in Japan”, Trans. Of the 13 SMiRT, Vol.3, Div. K, pp579-584, August, 1995
- [13] 松本良一郎, 発電用新型炉へ適用する 3 次元免震システムの研究（ローリングシールばね：その 3）, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2005 CD-ROM 論文集, No.431
- [14] 社団法人日本電気協会原子力専門部会, 原子力発電所免震構造設計技術指針 JEAG 4614-2000
- [15] 社団法人日本電気協会原子力専門部会, 原子力発電所耐震設計技術指針 JEAG 4601-1987
- [16] 社団法人日本電気協会原子力専門部会, 原子力発電所耐震設計技術指針 JEAG 4601 補-1984
- [17] 新堀武儀, ガスばねの荷重特性について（温度と負荷速度の影響）, 日本ばね学会 ばね論文集 39 号(1994 年), pp.47-51
- [18] Otis,D.R., Proc. National Conference on Fluid Power, (1974), 473.
- [19] Pourmovahed, A., Otis,D.R., J. Dynamic System Measurement Control, No.106, (1984), 21.

- [20] 香川利治, 油圧と空気圧, 17-3(1986), 209.
- [21] Haringx, J. A., "On Highly Compressible Helical Springs and Rubber Rods and Their Application for Vibration-Free Mountings I", Philips Research Reports, Vol.3, pp. 401-449, 1948.
- [22] Haringx, J. A., "On Highly Compressible Helical Springs and Rubber Rods and Their Application for Vibration-Free Mountings II", Philips Research Reports, Vol.4, pp. 49-80, 1949.
- [23] Haringx, J. A., "On highly compressible helical springs and rubber rods and their application for vibration-free mountings. III", Philips Research Reports, Vol.4, pp. 206-220, 1949.
- [24] 三山剛史, "積層ゴムの上下面に回転角を与えた場合の力学性状に関する研究", 日本建築学会構造系論文集, No.556, pp.43~50, 2002.1.
- [25] 飯塚真巨, "積層ゴムの大変形挙動をシミュレートする巨視的力学モデル", 日本建築学会構造系論文集, No.568, pp.83~90, 2003.6.
- [26] 日本建築学会編, "免震構造設計指針", 丸善, 2001.
- [27] たとえば、東京計器株式会社 技術資料
- [28] たとえば、不二越ハイドロニクスチーム, "新・知りたい油圧 活用編", ジャパンマシニスト社, 1996
- [29] 小柳志郎, "空気ばね防振系の最適設計法", 日本機械学会論文集, 第 49 巻 439 号, p.410