

博士論文

エネルギー回生を導入した
セミアクティブ制震オイルダンパに関する研究

平成 29 年

福 田 隆 介

東京大学審査学位論文

2017 年 3 月

(論文提出日 2016 年 11 月 9 日)

目 次

1 章 序

1. 1 背景	1
1. 2 本研究の目的と既往研究	6
1. 3 本論文の構成	9

2 章 既往のオイルダンパの概念と基本特性

2. 1 減衰係数固定型オイルダンパ	12
2. 1. 1 基本構成と力学モデル	12
2. 1. 2 エネルギー吸収能力と減衰付加効果	18
2. 1. 3 定常応答特性	22
2. 1. 4 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性	23
2. 2 ON/OFF 型制御に基づく減衰係数切替型オイルダンパ	26
2. 2. 1 基本特性と力学モデル	26
2. 2. 2 セミアクティブ制御型の基本構成	27
2. 2. 3 パッシブ制御型の基本構成	30
2. 2. 4 エネルギー吸収能力と減衰付加効果	33
2. 2. 5 定常応答特性	36
2. 2. 6 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性	39

3 章 エネルギー回生型オイルダンパの原理

3. 1 装置の基本構成と力学モデル	42
3. 2 動作プロセスとエネルギー回生の原理	46
3. 3 基本振動特性	52
3. 3. 1 エネルギー吸収能力と減衰付加効果	52
3. 3. 2 定常応答特性	56
3. 3. 3 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性	60
3. 4 地震応答低減能力に関する検討	61
3. 4. 1 検討条件	61
3. 4. 2 剛性条件と地震応答低減能力の関係	62
3. 4. 3 荷重制限を考慮した地震応答低減能力の考察	65

3. 5	減衰係数の可変能力が与える影響	75
3. 5. 1	最大減衰係数の影響	75
3. 5. 2	最小減衰係数および切替え速度の影響	77
4 章	実大装置の開発と性能確認実験	
4. 1	エネルギー回生型オイルダンパの内部機構	82
4. 1. 1	システム構成と仕様	82
4. 1. 2	油圧回路と減衰特性	84
4. 1. 3	コントローラ	89
4. 1. 4	フェイルセーフ機構	91
4. 1. 5	制御則	93
4. 2	実大試作装置の動的加力実験	96
4. 2. 1	実験方法および実験条件	96
4. 2. 2	基本特性確認実験	98
4. 2. 3	ランダム波加力実験	104
5 章	多層建物への適用検討	
5. 1	エネルギー回生型オイルダンパを用いた構造設計	110
5. 1. 1	構造設計フロー	110
5. 1. 2	オイルダンパと周辺部材のモデル化	111
5. 1. 3	付加減衰定数の予測	112
5. 1. 4	設計用せん断力の算定と静的設計	114
5. 2	モデル建物への適用検討	117
5. 2. 1	モデル建物概要と解析ケース	117
5. 2. 2	自由振動時の付加減衰定数	123
5. 2. 3	地震応答低減効果の比較	124
6 章	結	
6. 1	まとめ	129
6. 2	今後の展開及び課題	131

参考文献	133
謝辞	141
付録 A リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形剛性の定式化	143
付録 B エネルギー回生型オイルダンパの制御弁開閉順序に関する検討	147
付録 C リリーフ機構作動時のエネルギー吸収量	155
付録 D 最大減衰係数の同定方法	157
付録 E 1 自由度系の地震応答解析結果	159
付録 F 同調式回転慣性質量ダンパを用いた地震応答解析結果	179

1 章 序

1. 1 背景

現在の日本における耐震設計の極めて稀に発生する地震動に対する基本的な考え方は、構造躯体の塑性化を許容するものの、倒壊は回避して人命を保護するというものである。しかし、1995 年 1 月 17 日に発生した兵庫県南部地震では、倒壊を回避するだけでは都市機能や被災後の人々の生活を維持することが難しいことが明らかとなり、地震後の機能維持や構造骨組の損傷回避など、より高い性能が望まれるようになった。2011 年 3 月 11 日に発生した東北地方太平洋沖地震¹⁾は日本観測史上最大規模である Mw9.0 を記録した。この地震は複数の震源が連動して動く連動型地震であり、非常に広範囲で長い揺れが観測され、東京都内でも震度 4 以上を観測し、揺れが 2 分以上続いた。更に震源から数百 km 離れた関西地方においても約 10 分間もの長きに渡る揺れが観測されている²⁾。東京都心部に建つ超高層建物では、長きに渡る揺れによって多くの居住者が強い恐怖心を感じ^{3),4)}、建物の耐震安全性確保だけではなく、居住者の不安感軽減も重要な課題であることが広く認識された。すなわち、地震時の大振幅だけでなく、後揺れ・風揺れといった繊細なレベルの揺れまで大きく低減することが強く望まれている。

近い将来には、超高層建物が多く存在する太平洋沿岸地域に大きな影響を与える南海トラフを震源とする長周期・長時間の巨大地震の発生が懸念され、建築基準整備促進事業において長周期地震動作成手法の改善や安全性検証方法に関する検討が進められている。更に、首都圏では相模トラフを震源とする南関東直下地震、大阪では上町断層を震源とする巨大地震の発生も懸念されている。2016 年 6 月には、国土交通省より超高層建物等における南海トラフ沿いの巨大地震による長周期地震動への対策について通知があり、南海トラフ沿いで約 100~150 年の間隔で発生しているとされる M8~9 クラスの巨大地震に備えて、関東地域、静岡地域、中京地域、大阪地域の対象地域内において超高層建築物等を新築する際には長周期地震動に対する検討が要求されることになった。このような状況を背景として、既存建物の改修工事、特に超高層建物の改修では、制震装置を追設する制震補強を採用する事例が増えている。このような場合、高いエネルギー吸収効率を発揮する制震装置は、装置台数および施工箇所を低減できるため利用価値は非常に高い。

構造物の振動を制御する「制震構造」は 1960 年に小堀・南井⁵⁾により提唱され、1980 年代に入ると計算機および数値計算技術や制御技術等の発展に伴い本格的に研究されるようになり、特に 1995 年の兵庫県南部地震以降、実構造物への適用が本格化・一般化するようになった。2000 年代に入ると様々なデバイスが開発され、現在では超高層建物には必須ともいえる状況となっており、

日本免震構造協会の集計⁹⁵⁾では 2014 年までに制震構造の建物は 1200 棟を超えている。

現在実用化されている振動制御技術は、設置形態の観点から分類すると、付加質量型、棟間設置型（連結制震型）、層間設置型に分類できる。また、動作原理を基に、外部からのエネルギー供給により建物に制御力を加える「アクティブ型」、外部からのエネルギー供給を受けずに装置の受動的な抵抗力を減衰力として利用する「パッシブ型」、および両者の中間にあたる外部から僅かなエネルギー供給を受け制御を行う「セミアクティブ型」に大別することができる^{6),7)}。「セミアクティブ型」は「アクティブ型」と違い、外部から供給されたエネルギーを減衰や剛性などの特性を変化させることに利用し、供給されたエネルギーそのものを制御力として用いない点も大きな特徴である。

付加質量型は可動質量体の慣性力を利用するものであり、建築物を対象とした場合には屋上に設置されることが多い。可動質量体として固体を用いるもの（TMD：Tuned Mass Damper）や流体を用いるもの（TLD：Tuned Liquid Damper）などがある。建物の振動制御を目的とした付加質量型の装置は、十分な減衰効果を得るために可動質量体の建物の有効質量に対する比（質量比）を大きくする必要がある。そのため、可動質量体の見かけ上の質量を増大させるためにアクチュエータによる制御力を利用する装置が多く開発されている。日本で初めて実用化されたアクティブ型の制震装置が付加質量型の AMD（Active Mass Driver）⁹⁾であり、その後もパッシブ型 TMD とアクティブ制御を組み合わせたハイブリッド型^{例えば 10)~12)}の制震装置が実用化されている。しかし、多くは風揺れや中小地震を対象としたものであり、大地震に対応したものではない。従来の付加質量型は可動質量体の質量比が小さく、AMD であっても大地震に対して十分な制御効果を発揮することができなかった。また、質量比が小さい可動質量体は振幅が大きくなるため、大地震時にはストッパーにより可動質量体を固定し装置を保護している。超高層ビルの大地震時の揺れに対応した付加質量型の制震装置はパッシブ型の TMD であり、2013 年に実用化された¹³⁾。可動質量体の過大な振幅（ストロークオーバー）への対策として、可変減衰機構を備えたパッシブ型オイルダンパが開発されている。このオイルダンパは、TMD の効果を発揮しつつ過大な変形を抑えるために常時は減衰量を最適減衰付近に設定してあるが、振幅が過度に大きくならないように可動質量の速度を制限できる機構を備えている。TMD は屋上階など居住室に影響の少ない場所に設置することができれば工事中も建物を使用できるため利点が多いが、建物に対して十分大きな可動質量を確保できれば応答低減効果やロバスト性に課題が残るため層間設置型の制震装置と併用されることもある。

棟間設置型は周期の異なる複数の架構を制震装置で連結するものである。棟間設置型は条件によっては層間ダンパよりも大きな制震効果が期待できるが、適用できる架構が限定される欠点がある。最近では建物内の立体駐車場を固いコアとして利用した超高層集合住宅¹⁴⁾が建設するなど、単独の建物に周期の異なる構造要素を設け、棟間設置型の利点を生かした事例がある。また、周期比を大きくするために免震構造と耐震あるいは制震構造を連結するハイブリッド構造¹⁵⁾などの提案もある。ハイブリッド構造は、長周期地震動に対して共振し、応答が増幅する可能性がある免震構造と直下型地震動に見られるパルス性の地震動に対して最大応答低減効果が低い制震構造の欠点を

補う優れた構造であるが、振幅の大きな免震構造を連結する制震装置には大きなストロークや速度に対応することが求められるなど、実用化には課題もある。

設置形態として最も普及しているのは建物の層間にエネルギー吸収部材（ダンパ）を設置する層間設置型である。層間設置型に使われるダンパには様々な種類のものが実用化されている。パッシブ型のダンパには、鋼材の塑性変形を利用した弾塑性ダンパ、シリコンや各種の粘弾性体を利用した粘性・粘弾性ダンパ、摩擦ダンパ、オイルダンパ等がある。弾塑性ダンパは小型でコストも安いこともあり、最も普及が進んでいるが、予め設定した降伏耐力により効果を発揮する振動レベルが限定される。通常は大地震を対象に降伏耐力が設定されるため、中小地震や後揺れ・風揺れには効果が期待できない。また、鋼材の疲労に起因するエネルギー吸収量の制限が存在¹⁶⁾し、長周期・長時間繰り返す長周期地震動への対応には課題もある。そのため、近年でも継続して疲労特性に優れた材料に関する研究^{17),18)}などが行われている。摩擦ダンパは弾塑性ダンパのように疲労特性が問題となることがないが、摩擦面の垂直抗力に応じた摩擦力まで効果を発揮しないことから、弾塑性ダンパと同様に微小な揺れに対する効果が期待できない。粘性・粘弾性ダンパは速度依存型のダンパであるため中小地震でも効果を発揮するが、材料の粘性を利用しているため温度による性能変動に対する配慮が不可欠であり、更に振幅・振動数依存性等も設計上考慮する必要がある。これらに対し、油圧機器であるオイルダンパ^{19),20)}は線形性の高い減衰特性が得られるため小さな荷重領域から効果を発揮する一方、2000kN を超える大きな耐荷重能力を持つ装置が実用化され、微小振幅から大振幅まで効果を発揮する高性能なデバイスである。また、抵抗力の発生原理として油の流体抵抗（運動エネルギー）を利用しているため、温度すなわち粘性の影響を受けにくいという長所もある^{19)~22)}。弾塑性ダンパよりも高価ではあるが、前述の優れた特徴のため低層建物から超高層まで広く適用が進められており^{23),24)}、東北地方太平洋沖地震以後、採用される事例が増えている。

ところで、ブレースや壁などの反力要素を介して建物の層間に設置されたオイルダンパの力学特性は、図 1.1 に示すようにエネルギー吸収要素（ダッシュポット）と直列に剛性要素が接続する、所謂 Maxwell モデルで表される²⁵⁾。この Maxwell モデルの剛性 k には、ダンパ本体の剛性 k_d だけでなくブレースや設置付帯柱の軸方向変形など周辺構造の剛性 k_b が直列に含まれる。極小規模な建

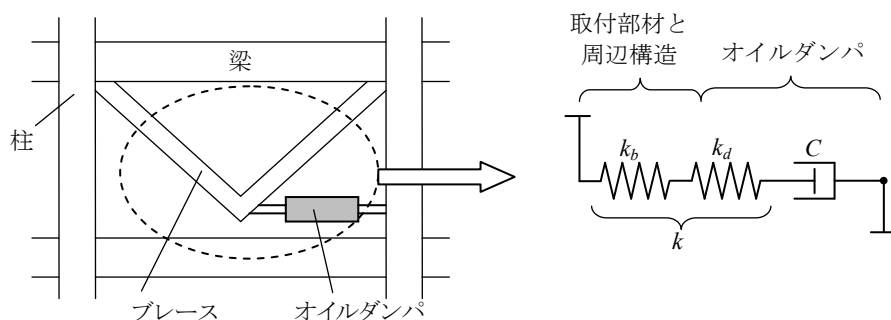


図 1.1 建物に配置された減衰係数が一定のオイルダンパの装置部力学モデル

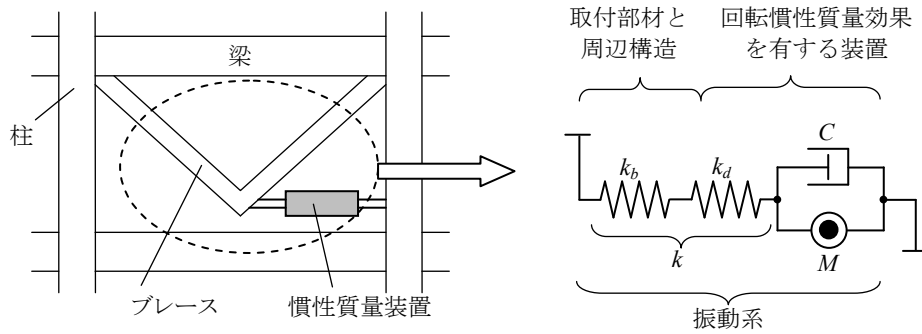


図 1.2 建物に配置された慣性質量効果を有する装置の装置部力学モデル

物以外では一般的にこの周辺構造の剛性は装置剛性と比較して小さいために剛性 k に対して支配的となり、ダンパ部の剛性は建物フレーム剛性に対して相対的に小さな値に限定されることになる。この様な Maxwell 型ダンパでは、減衰係数 C の設定自由度が如何に大きくても、この直列に付随する剛性要素によりエネルギー吸収能力が制限されるため²⁶⁾、大きな付加減衰定数を実現するためには多くのオイルダンパを投入する必要がある。

こうした問題に対する対策として、この原理を利用して効率を上げる試み²⁷⁾があるが、大掛かりで複雑な機構が必要となる。他にも、図 1.2 に示すように、ボールネジを用いて並進運動を回転運動に変換し、大きな回転慣性質量効果を発揮する装置^{28),29)}をオイルダンパと並列に配置し、Maxwell モデル部の剛性 k と慣性質量 M による振動系を建物周期に同調させることによってオイルダンパの振幅を拡大し、エネルギー吸収効率を向上する研究^{30)~32)}もあるが、現状最大級の慣性質量装置を用いても周期の長い高層建物の周期と同調させるためには、Maxwell モデルの剛性 k を大幅に低下させなければならず、剛性を確保した通常のオイルダンパに対する有意な向上効果が得られない場合がある。なお、長周期化による応答低減を主目的とした免震構造も、免震層の層間にダンパを集中配置したパッシブ型システムと考えることができる。アイソレータが設置される免震層の剛性はダンパ剛性に比較して十分に小さいため、パッシブ型のオイルダンパによっても大きな減衰定数を実現することが可能である。但し免震構造も万能ではなく、軽量・柔軟な建物や超高層建物には適用が困難であり、地盤条件によっては中低層建物に対しても適用が制限される。

一方で、オイルダンパには、制御弁を組込むことで容易に減衰係数可変型に拡張できるという構造上の特長があり、90 年代から多くの研究がある。セミアクティブ制御により減衰係数を多段階^{33),34)}あるいは連続的^{35),36)}に可変制御できるオイルダンパの開発・実用化も進められており、3 段階切替え型オイルダンパを免震構造に適用した例³⁴⁾や、連続可変型オイルダンパを 5 階建て鉄骨造建物に適用した例³⁷⁾も報告されている。オイルダンパ以外の例としては、電界強度により粘性抵抗の変化するコロイド流体を用いた ER (Electro Rheological) ダンパ³⁸⁾、磁界により抵抗力が変化する磁性流体を用いた MR (Magnetic Rheological) ダンパ³⁹⁾、あるいは摩擦力を可変とした可変摩擦ダンパ^{40),41)}や電気モーターの回転抵抗を利用したメカトロダンパ⁴²⁾といった装置が提案されて

いるが、オイルダンパ以外の本格的な適用事例は少ない。油圧以外の適用事例として MR 流体を用いた可変ダンパを実用化した例もあるが、やはり Maxwell モデルの剛性に起因する制約条件の問題に解を与えるものではなく、分散粒子の沈殿や大荷重に耐える機構などの課題も残っている。また、セミアクティブダンパの制御手法に関する研究はこれまでも数多く行われており、LQR (Linear Quadratic Regulator : 最適レギュレータ)^{37),40),43)~47)}、あるいはその拡張型^{34),48)}を含む現代制御理論の適用は代表的な手法と言える。制御理論以外のアプローチとして、振動論的なアプローチによる研究^{49)~52)}も行われている。しかしながら、いずれの研究においても限られた条件下における限定的な研究であり、十分な検討が行われているとは言い難い。減衰係数を多段階に切替える最近の研究例⁵³⁾も免震層の大地震時の変形抑制を目的としたものであり、Maxwell モデルのエネルギー吸収効率の向上を意図したものではない。一方、オイルダンパのシリンダを力学モデル上、並列配置することで高容量化 (高耐力化) する研究⁵⁴⁾もある。オイルダンパのエネルギー吸収能力を規定する重要な要因の一つである許容荷重 (耐荷重能力) の向上を目指した研究であるが、力学的に並列配置としたものを見かけ上直列配置としたもので、装置自体が長くなるため設置場所の制約を受ける欠点がある。

これら一連の研究に対し、栗野は「Maxwell モデルの減衰係数を可変制御することで物理的に何が可能か」について詳細に検討し、エネルギー吸収効率の最大化を目的とする場合、減衰係数を最大／最小の 2 段階に切替える ON/OFF 制御型で良いことを明らかにした^{26),55),56)}。そして 2000 年にはこの制御則を搭載した自律分散型⁵⁷⁾の減衰係数切替型セミアクティブオイルダンパを開発^{58)~63)}し、振動実験や観測により効果の検証が行われている^{64)~68)}。更に 2005 年には内部の油圧変動を利用して同じ ON/OFF 制御を実現する電気系統不要のパッシブ型オイルダンパ^{69)~72)}へと拡張し、30 棟以上の高層ビルに適用されている。

以上の様に、現在求められている小振幅から大振幅の広範囲な振動レベルに対して汎用的かつ高性能な制震装置の代表はオイルダンパであり、最も普及した設置形態である層間設置型では、栗野による「最大／最小の 2 段階に ON/OFF 制御する可変減衰制御則^{26),55),56)}」が Maxwell モデルの剛性に起因する制約条件下でエネルギー吸収効率を最大化する制御則と言える。従って、この制御則に従う減衰係数切替型オイルダンパのエネルギー吸収効率をさらに上回る高効率オイルダンパを開発するためには、Maxwell モデルの減衰係数を制御するだけではない新しい概念・技術の導入が必要である。

1. 2 本研究の目的と既往研究

本研究は、「最大／最小の 2 段階に ON/OFF 制御する可変減衰制御則に従う減衰係数切替型 Maxwell モデルの限界効率を上回るエネルギー吸収能力を発揮する簡潔で信頼性の高い制震システムを構築・実用化すること」を目的としたものである。この Maxwell モデルで表される減衰係数切替型オイルダンパの限界効率を上回るために“エネルギー回生”の概念を導入する。エネルギー回生の概念自体は他分野で実用化しているが、そのほとんどは省エネルギーを目的としたものである。本研究では、従来全て熱に変換して消費していた建物の振動エネルギーを内封油の歪エネルギーとして一旦回収し、エネルギー吸収効率を向上するタイミングで再利用することにより高効率化を実現する。“簡潔で信頼性の高いシステム”とは、単なる実用化に留まることなく“普及を目指す”という意味を表している。なお、制御装置として現時点で実用システムに最も適していると考えられるセミアクティブオイルダンパを前提とした。

本研究の目的は以下の様にまとめられる。

I. エネルギー回生の原理によるオイルダンパの制御能力及びその限界の定量的説明

II. 簡潔かつ信頼性の高いセミアクティブオイルダンパの開発

以下に、本研究の目的と関連する既往研究について述べる。

I. エネルギー回生の原理によるオイルダンパの制御能力及びその限界の定量的説明

本研究における第 1 の目的は、「エネルギー回生の原理を導入することにより、減衰係数切替型 Maxwell モデルでは実現できない高効率のオイルダンパが実現可能か」について、そのエネルギー吸収効率および限界を定量的に説明することである。エネルギー回生の有効性が定量的に明らかになれば、その能力を発揮するための装置とはどうあるべきかを明らかにすることができる。

エネルギー回生とは、物体の持つエネルギーを「回収」し、「再利用」することである。エネルギー回生を利用した技術として回生ブレーキ^{73)~76)}が実用化されている。これは一種の電気ブレーキであり、電気エネルギーから運動エネルギーに変換する電動機を逆に軸回転を入力とする発電機として作動させ、運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する。回収された電気エネルギーを熱として消費するものは発電ブレーキと呼ばれるが、回収された電気エネルギーを熱ではなく、電気エネルギーとして再利用するものが回生ブレーキである。回収した電気エネルギーを蓄える技術には蓄電池方式とフライホイール方式がある⁷⁵⁾。電気機関車や電車では、回収された電気エネルギーは架線や第三軌条に戻され、他の車両等が利用する。近年普及が進む電気自動車やハイブリッドカーでは、電気エネルギーを蓄電池に回収し、内燃機関の代わりにモーター駆動や車内で利用する電力として用いている。その他、電動アシスト自転車やエレベータにも同様の機構が搭載されているものがある^(例えば 77), 78)。回生ブレーキ以外にもアクティブ制御において必要なエネルギーを省力化する研究^(例えば 79)~82)が多くの

分野で行われている。建築用ではリニアモーターで駆動する AMD にも同様の機構が搭載されているものがある⁸³⁾。油圧の分野では、アクチュエータを作動する際に、高圧側と低圧側のシリンダ室間で高速に弁を開閉（昇圧型パルス幅変調）することで、油圧の動力源となる油圧ポンプに圧力を回収する技術の検討も行われている。これらの主な目的は動力源となるモーターやポンプなどの消費エネルギーを抑える「省エネルギー」であり、装置の性能向上を目的としたものではない。

性能向上に用いた事例として、モータースポーツの F1（フォーミュラワン）において 2009 年のレギュレーション⁸⁴⁾から採用可能となった KERS（Kinetic Energy Recovery System）^{例えば 85), 86)}がある。これはブレーキング時に車の運動エネルギーを発電機もしくはフライホイールに蓄積し、内燃機関（エンジン）の出力にモーターのアシストを加えるものである。ブレーキ時に回収する運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する電気式、フライホイールの回転運動エネルギーとして回収する機械式および両者のハイブリッド形式がある。機械式は構造がシンプルで軽量化でき、運動エネルギーそのもののやり取りであり損失が少ない利点があるが、安全性やパッケージングの自由度に短所がある。電気式は市販車の回生ブレーキの開発で蓄積されたノウハウを利用できる利点があるが、バッテリーの重さや運動エネルギーと電気エネルギー間の変換に伴う損失が生じるなどの欠点もある。KERS は運動エネルギーだけでなく内燃機関から発生した熱エネルギーを利用して発電する ERS（Energy Recovery System）へと発展している。これらの技術は減速時に回収したエネルギーを加速時に再利用するものであり、減速性能そのものを向上することを意図したものではない。

建築用のオイルダンパでは、これまで可変減衰型を含め、振動エネルギーを全て熱に変換して消散してきた。本研究にて提案するエネルギー回生型オイルダンパ⁸⁷⁾も最終的には振動エネルギーを熱に変換して消散するが、その過程においてオイルダンパの内封油および取付フレームの歪エネルギーとして蓄積された振動エネルギーを一旦タンクの内封油の歪エネルギーとして「回収」し、制御力を向上するタイミングで「再利用」するものである。エネルギー回生を実現するための機構として、既存の可変減衰型オイルダンパに新たに「回生タンク」とメインのシリンダと回生タンクを繋ぐ流路に「制御弁」を追加する。適切なタイミングで制御弁を開閉することで、歪エネルギーを回生タンクに貯蔵し、再利用するものである。エネルギー回生システムは様々なものが開発・実用化されているが、運動を減速させる過程で回収したエネルギーをさらに減速させるために利用するエネルギー回生機構はこれまでに例がない。本提案ダンパの力学モデルは、図 1.3 に示す減衰係数切替型 Maxwell モデルと直列にエネルギー回生機構を表す減衰係数切替型 Voigt モデルが接続した 4 要素モデルで表されることが特徴である。本論文 3 章では、エネルギー回生型オイルダンパの制御能力と限界について、4 要素モデルに基づき詳細に検討する。次に 1 質点系を対象に付加減衰能力や定常応答特性について等価線形化手法を用いて定量的に考察した後、地震応答低減効果について調べ、本システムの制御効果の物理的な意味についても考察する。

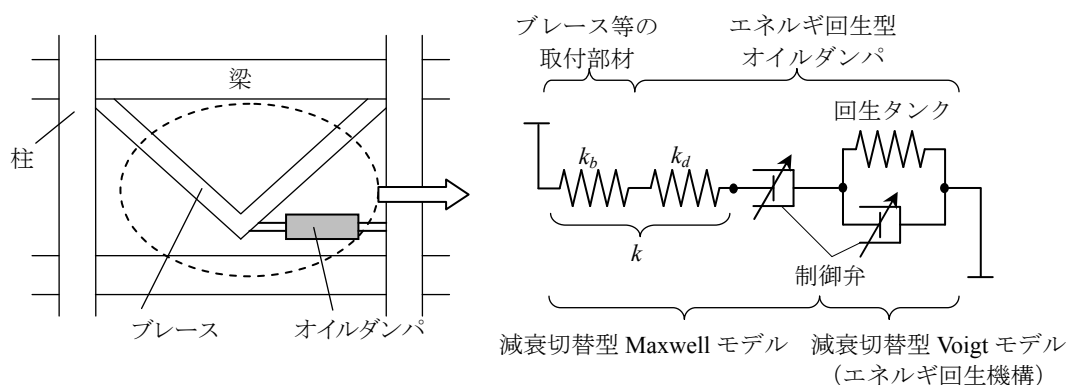


図 1.3 建物に配置されたエネルギー回生型オイルダンパの装置部力学モデル（4 要素モデル）

II. 簡潔かつ信頼性の高いセミアクティブオイルダンパの開発

本研究における第 2 の目的は、簡潔で信頼性の高いセミアクティブオイルダンパを開発することである。制御方式にセミアクティブ型を選択した理由は大きく 3 つある。第一に、複数の制御弁をパッシブ制御するためには油圧回路が非常に複雑となるが、セミアクティブ制御では電磁弁の開閉を電子制御することで複雑な動作プロセスも比較的簡単な油圧回路で実現することができるためである。第二に、1.1 節で述べたように層間設置型のセミアクティブダンパが実用化されてから 15 年以上経過し、効果や耐久性については実システムで検証されており^{64)~68)}、十分な実績があることである。そして第三に、僅かとはいえ外部エネルギーの供給を必要とするセミアクティブ型の装置にとって、万一の事態に備えるフェイルセーフ機構は重要であるが、このフェイルセーフ機構としてパッシブ制御による ON/OFF 型オイルダンパ^{70)~73)}の機構が採用できるためである。本論文 4 章では、開発された実システムと実大試作装置の性能確認実験結果⁸⁸⁾について示す。また、エネルギー回生型オイルダンパを表す 4 要素モデルが実際の装置の挙動を精確に表現できることを性能確認実験のシミュレーション解析によって明らかにする。本論文 5 章では、本論文 4 章で確認した実装置を表現できる装置モデル（4 要素モデル）とパラメータを用いて、高層建物に設置した場合の地震応答低減効果および減衰付加能力について、他のオイルダンパと比較して示す。

1. 3 本論文の構成

1章では、本研究の背景及び目的を明らかにした後、本論文の構成について記す。

2章では、本論文で提案するエネルギー回生型オイルダンパの重要な比較相手である既往のオイルダンパの概要と力学モデル、及び基本特性についてまとめる。2章前半において最も一般的かつ基本的な減衰係数を一定とした減衰係数固定型オイルダンパの機構と力学モデルおよび基本特性について述べた後、2章後半では、Maxwell モデルの剛性条件下でエネルギー吸収効率を最大化するON/OFF 制御型可変減衰オイルダンパの機構と力学モデルおよび基本特性について述べる。2章では、等価線形化手法を用いて剛性と荷重の両方の制約を受ける Maxwell モデルのエネルギー吸収能力や地震応答低減効果に関する評価式をまとめ、3章におけるエネルギー回生型セミアクティブオイルダンパとの比較考察に備える。

3章では、本研究で提案する「エネルギー回生型オイルダンパ」の基本構成と機構を示した後、本提案ダンパで実現するエネルギー回生の原理について述べる。本提案ダンパの力学モデルは、減衰係数切替型 Maxwell モデルと直列にエネルギー回生機構を表す減衰係数切替型 Voigt モデルが接続した4要素モデルで表されることが特徴である。エネルギーの回収から再利用まで一連の動作プロセスと制御則を示した後、エネルギー回生型オイルダンパの制御能力と限界について、4要素モデルに基づき詳細に検討する。次に1質点系を対象に付加減衰能力や定常応答特性について等価線形化手法を用いて定量的に考察した後、地震応答低減効果について調べ、本システムの制御効果の物理的な意味についても考察する。

4章では、3章において提案されたエネルギー回生の原理を具現化した実システムについて示す。開発したエネルギー回生型オイルダンパは、既開発の ON/OFF 型流量制御弁やセンサを組み込んだセミアクティブオイルダンパにエネルギー回生機構を具現化する回生タンクと制御弁を追加した構成となっている。ダンパ本体やリリーフ弁等の大荷重に耐えるべき基本要素は既に実用化されている減衰係数固定型オイルダンパと共通とし、コントローラやセンサなどの制御系についても既開発の減衰係数切替型セミアクティブオイルダンパと同じ実績豊富な部品を用い、耐久性に配慮した設計を行っている。システムの構成・仕様などの諸元について示した後、油圧回路、制御システムおよびセミアクティブ制御で重要なフェイルセーフ機構について示す。その後、実大試作装置に対して実施した性能確認実験結果、及びシミュレーション解析結果について示し、3章で述べたエネルギー回生の原理に基づく理論性能と比較し、実大装置の性能について考察するとともに数値解析モデルおよびシミュレーション手法が現実の装置の挙動を再現できることを示す。

5章では、エネルギー回生型オイルダンパを用いた構造設計について述べる。構造設計フローやモデル化手法とともに制震構造を設計する際に重要となる配置計画と付加減衰定数の関係について示す。そして、高層建物に本装置を適用した場合の応答低減効果や付加減衰定数について、4章の実験シミュレーションにより妥当性が検証されたエネルギー回生型オイルダンパの装置解析モデル

(数値解析モデル)を用いたシミュレーション解析により検討し、代表的な既存の制震装置との比較考察を行う。

6章では、以上の内容を総括するとともに、今後の研究課題について述べる。

2 章 既往のオイルダンパの概要と基本特性

本章では、本論文で提案するエネルギー回生型オイルダンパの重要な比較対象である既往のオイルダンパの概要と基本特性について述べる。

本章前半では、最も基本的かつ一般的に普及している減衰を一定とした減衰係数固定型オイルダンパ^{19),20)}の基本構成および力学特性について述べる。減衰係数固定型オイルダンパはシリンダ室間を繋ぐ流路に設置した調圧弁と呼ばれる可動弁により減衰係数が一定となるように調整されている。大きな荷重を受けるシリンダ、取付ブラケット、ボールジョイントや調圧弁などの基本部分の耐久性は品質に対して非常に重要であるが、減衰係数固定型オイルダンパは実用化されてからすでに 20 年以上経過しており、その間に幾度となく地震や風揺れを体験している。実用化段階で実施された耐久性試験と共に、長年の実績がその耐久性を実証している。減衰係数固定型オイルダンパの力学モデルはバネと線形ダッシュポットが直列で設置された線形 Maxwell モデルで表される²⁵⁾。Maxwell モデルのバネ剛性は、主にオイルダンパのシリンダに内封された作動油の圧縮性^{89),90)}を表している(以下、これを装置剛性という)が、このオイルダンパにブレース等の反力要素を介して建物層間に設置される場合には、反力要素や設置付帯柱の軸方向変形など周辺構造の剛性(以下、これを取付部剛性という)が Maxwell モデルのバネ剛性に直列に含まれる。ごく小規模な建物以外では、一般的にこの周辺構造の剛性は装置剛性と比べて小さく、装置剛性と取付部剛性を合わせたダンパ部の剛性は建物フレームの剛性に対して相対的に小さな値に限定されることになる。そのため、オイルダンパのエネルギー吸収能力はこの剛性に関する制約条件によって限界付けられる。

本章後半では Maxwell モデルで表現されるオイルダンパのエネルギー吸収効率を最大化する目的で開発された ON/OFF 型制御^{26),55),56)}を採用した減衰係数切替型オイルダンパの基本構成および力学モデルについて述べる。減衰係数切替型オイルダンパは左右のシリンダ室を繋ぐ流路に制御弁を設け、この制御弁の開閉により減衰係数を切り替える仕組みとなっている。力学モデルが Maxwell モデルで表されるのは減衰固定型と同じだが、減衰係数を切り替えることで Maxwell モデルの剛性による制約条件下でエネルギー吸収能力を最大化することができる。制御弁の開閉をコントロールする方法として、外部電源からのエネルギー供給により駆動するコントローラとコントローラからの電気信号により開閉する電磁弁を用いたセミアクティブ型^{58)~63)}と外部からのエネルギー供給を一切要しないパッシブ型^{69)~72)}が実用化されている。パッシブ型は構造が複雑となるが、制御弁の開閉にオイルダンパ内部の油圧変動を利用し一切の外部エネルギーを要しないことから、本論文で提案するセミアクティブ型エネルギー回生型オイルダンパの制御系の万一の停電等に対するフェイルセーフ機構として採用している。

2. 1 減衰固定型オイルダンパの基本特性

2. 1. 1 基本構成と力学モデル

オイルダンパの最も基本的な構成は図 2.1 に示す様にシリンダとピストンおよびシリンダに内封された作動油から構成され、ピストンに絞り穴(オリフィス)と呼ばれる開口を設けたものである。ピストンが移動することによりピストンによって隔てられたシリンダ室間に圧力差が生じ、この圧力差を抵抗として用いる。このとき、オリフィスを通過する流量 Q (単位時間あたりの通過体積) はピストンの速度を V 、ピストンの面積を A_p とすれば $Q=A_p V$ で表され、抵抗は左右シリンダ室の差圧 Δp とピストン面積により $F=A_p \Delta p$ で表される。したがって、オイルダンパの減衰力-速度関係は流量 Q と差圧 Δp の関係によって定まる。

流体の流れは流体粒子が整然と層状に流れる層流と流体粒子が不規則に入り混じりながら流れる乱流に分けられる。図 2.2 に示すように両者では抵抗(差圧)の生じ方が大きく異なる。流速が小さいところでは層流となり差圧は流速に比例するが、ある流速を超えると乱流となり差圧が速度のほぼ 2 乗に比例する。層流と乱流の境目の臨界流速は、レイノルズ数として知られる (2.1.1) 式の無次元数によって決まる。

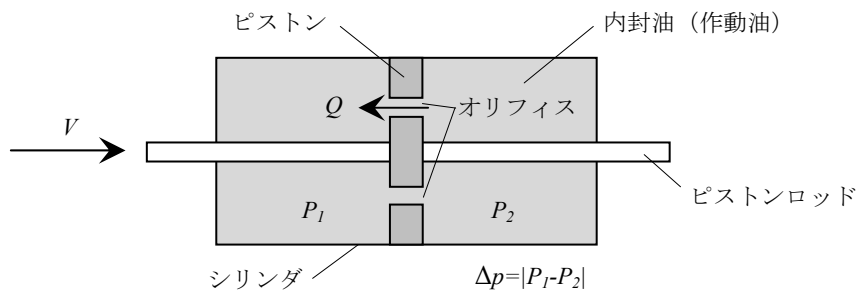


図 2.1 オイルダンパの基本構造

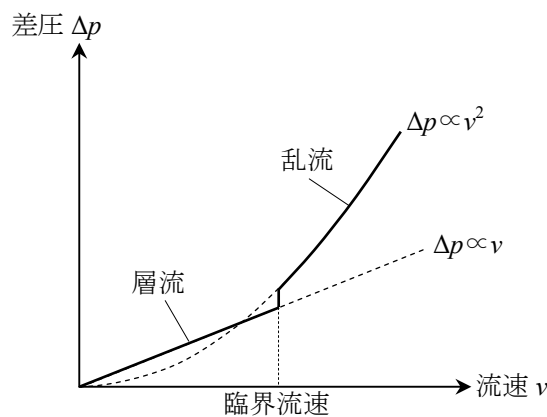


図 2.2 圧力降下量（差圧）と平均流速の関係

$$R_e = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{u D}{\nu} \quad (2.1.1)$$

ここで、 u ：平均流速、 D ：管の内径（直径）、 μ ：粘性係数、 ρ ：密度、 $\nu=\mu/\rho$ ：動粘性係数である。管路内の流れではシラーの実験により層流から乱流に移行する臨界レイノルズ数 R_{ec} は2320と求められている。^{96), 97)}。

層流状態における流量 Q と差圧 Δp との関係はハーゲンポアズイユの式と呼ばれる次式で表される。

$$\Delta p = \frac{128 \mu l}{\pi D^4} Q \quad (2.1.2)$$

ここで、 l ：管の長さである。ピストン面積 A_p とピストン速度 V を用いて(2.1.2)式は次のように書き換えられる。

$$F = \left(\frac{128 \mu l A_p^2}{\pi D^4} \right) V \quad (2.1.3)$$

(2.1.3)式より、層流状態におけるダンパの抵抗力はピストン速度に比例し、比例係数は流体の粘性係数に依存することが分かる。一般的なオイルダンパの作動油は種類によって温度変化の度合いは異なるが、10℃と20℃の温度変化で粘度に2倍程度の違いが生じるものもある⁹¹⁾。したがって、材料の粘度を利用する場合には温度を考慮することが不可欠である。

建物制震用のオイルダンパは、ピストンの面積と比較してバルブ周りの流路は非常に狭いため、レイノルズ数は非常に大きく乱流状態となる。そのため、微小な荷重領域以外では温度依存性の小さい安定した特性を発揮することが知られている。^{20)~22)}。乱流状態においては粘性の影響をほとんど無視することができるため、乱流状態における流量 Q と差圧 Δp との関係は、粘性および圧縮性を無視したベルヌーイの式を適用でき、次式で表される。

$$Q = C_d a \sqrt{2g\Delta p/\rho} \quad (2.1.4)$$

ここで、 C_d ：流量係数、 a ：オリフィスの開口面積、 ρ ：密度、 g ：重力加速度である。したがって、抵抗力 F とピストン速度 V の関係は次式で表される。

$$F = \text{sgn}(V) \left(\frac{A_p^3 \rho}{2g C_d^2 a^2} \right) V^2 \quad (2.1.5)$$

(2.1.5)式より、オリフィス（固定開口）を用いたオイルダンパはピストン速度の2乗に比例した抵抗力を発揮することが分かる。また、(2.1.5)式は抵抗力が作動油の粘性に依存せず、流体力のみで決まることを示している。これは、オイルダンパの性能において作動油の粘性の温度依存性を無視

することができることを意味する。オイルダンパによって発生した抵抗力によるエネルギーは作動油の熱に変換されることで消費される。したがってエネルギー吸収により作動油の温度は上昇することになるが、この熱は作動油から本体に伝わり放熱される。地震時には一時的に作動油の温度は数十度上昇する²²⁾が、エネルギー吸収能力は変化せず⁹⁸⁾、累積エネルギー吸収量についても制限はない。これは材料の塑性変形を利用した弾塑性ダンパや流体の粘性を利用したダンパとは異なる特筆すべき性能である。

建物に用いられる大地震に耐えるオイルダンパでは、大荷重を発生する装置をコンパクトな外径寸法で実現するためにピストン面積を小さく、使用内圧を高く設定することが行われるため、内封油の圧縮変形が無視できない。そのため、力学モデルは減衰特性に加えて、圧縮変形による剛性についても考慮する必要がある。内圧の上昇 Δp に対する体積変化量を ΔV とすると、内封油の体積弾性係数 K により、両者の関係は次式で表される。

$$\Delta p = K \frac{\Delta V}{V} \quad (2.1.6)$$

ここで、ピストン面積を A_p 、ストロークを S 、ピストン移動量を Δx とすると、 $\Delta F = A_p \Delta p$ 、 $\Delta V = A_p \Delta x$ 、 $V = A_p S$ の関係から内封油の圧縮変形による見かけ上のバネ剛性 k_o は次式で表される。

$$k_o = \frac{\Delta F}{\Delta x} = K \frac{A_p}{S} \quad (2.1.7)$$

(2.1.7) 式より明らかな様に、内封油の圧縮変形による見かけ上の剛性は体積弾性係数 K 、ピストン面積 A_p およびストローク S のみによって定まる。実際の装置では、内封油による剛性にピストンロッド、取付ジョイント部やシリンダ本体の弾性変形なども加わるため、装置全体の剛性 k_d は (2.1.7) 式よりさらに低下し、シリンダやジョイント部などの弾性剛性 k_j を用いて次式で表される。

$$k_d = \left(\frac{1}{k_o} + \frac{1}{k_j} \right)^{-1} \quad (2.1.8)$$

以上の剛性に関する条件はオイルダンパの種類によらず共通であり、オイルダンパ本体の機構設計を行った段階で付随的に定まる。なお、(2.1.7) 式によれば、装置剛性はストローク位置により変化することになるが、これまでの加力実験結果及びシミュレーション解析結果などから線形と見なし、良いことが確認されている^{20),22)}。

このバネ要素は前述の線形特性を有する減衰要素と直列に作用するため、減衰固定型オイルダンパの力学特性は線形 Maxwell モデルで表される。建物の層間にブレース等を介して設置されたオイルダンパの力学モデルは図 2.3 に示す様に、装置単体の Maxwell モデルにさらにブレース等の剛性が直列に加わることとなる。したがって、ブレース等の取付部材を考慮した Maxwell モデルの剛性 k は次式で表される。

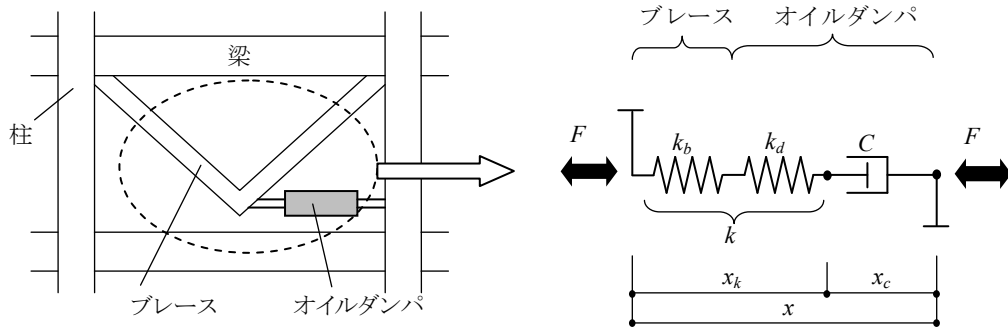


図 2.3 建物に配置された減衰固定型オイルダンパの装置部力学モデル

$$k = \left(\frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_b} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{k_o} + \frac{1}{k_j} + \frac{1}{k_b} \right)^{-1} \quad (2.1.9)$$

ここで、 k_b はブレースの水平剛性だけでなく、ブレースが付帯する両柱の軸伸縮に伴う回転変形や取付ブラケットなどの局所的な剛性など全て含まれるが、これらは装置設置構面の配置条件など建築計画で制約される部分が多く、ごく小規模な建物を除くと装置単体剛性 k_d よりも小さく Maxwell モデルの剛性 k として支配的となる場合が多い。

現在、建築用として広く普及しているオイルダンパは(2.1.5)式の特性を線形関係となるように調整された減衰係数固定型オイルダンパ^{19),20)}（以後、減衰固定型と呼ぶ）である。これはオリフィスの代わりに調圧弁と呼ばれる可動弁を用い、開口面積が流量の平方根に比例して大きくなるように弁の開口形状・機構を工夫したものである。図 2.4 に実際の減衰固定型の内部機構概念図、図 2.5 に油圧回路を示す。減衰固定型は、シリンダ、ピストン、ピストンロッドなどにより構成され、シリンダ内の左右の油圧室を繋ぐ流路に、調圧弁およびリリーフ弁が組み込まれた構成になっている。ボールジョイントはダンパに軸方向変形のみが作用するようにするための自在継手であり、建物の 3 次元的な変形に追随することができる。リリーフ弁は一定の圧力までは閉じておき、閾値の圧力を超えたときに開くようにプレストレスを与えたバネで弁を支持した構成になっており、過度な荷重が発生することを防止する。そのため、装置本体を保護すると共に、周辺取付部の設計を明快にする役割を果たしている。アキュムレータは一種の油溜りであり、温度や圧力の変化に伴う内封油の体積変化を吸収する役割を果たしている。アキュムレータ前のオリフィスはシリンダ内の高い圧力がアキュムレータに直接達しないように減圧する役割を果たし、チェック弁はシリンダ内に負圧が発生しないように素早く作動油を供給するために設けてある。実際の装置は調圧弁をリリーフ弁と同様にピストン内に、アキュムレータをヘッドカバー内に設置することで外観に見えないようにしてあるものが多い。図 2.7 に減衰固定型オイルダンパの荷重－速度関係を示す。図中、減衰係数 C と記された線形の減衰特性は調圧弁によるものであり、リリーフ荷重 F_R 以降の第二減衰係数 C_2 はリリーフ弁によるものである。

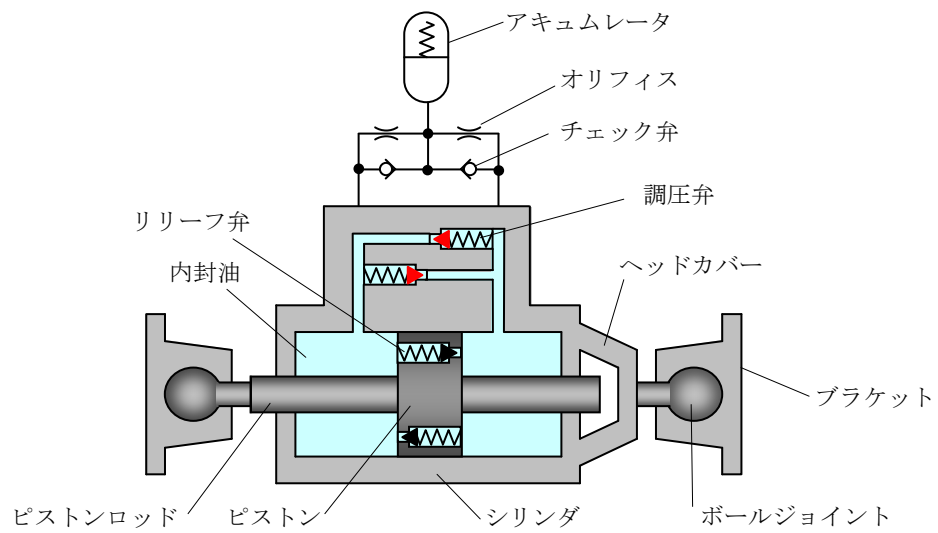


図 2.4 減衰固定型オイルダンパの基本構成

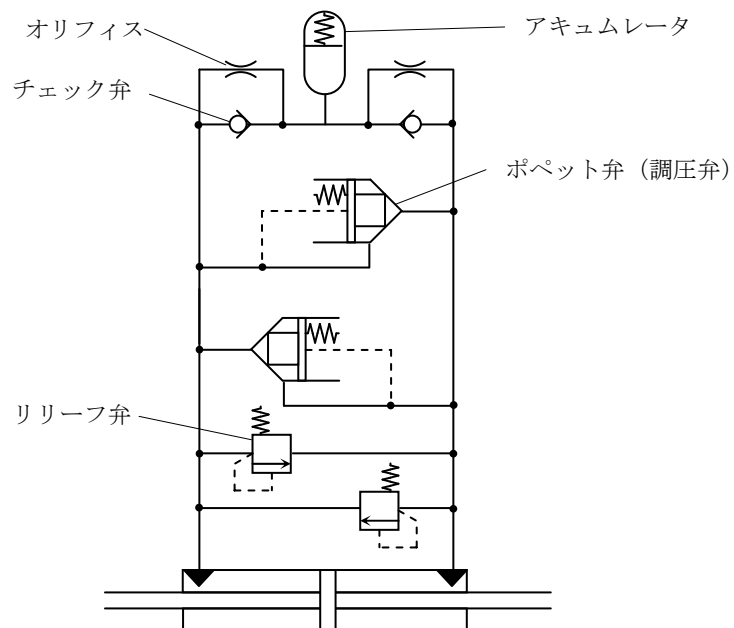


図 2.5 減衰固定型オイルダンパの油圧回路

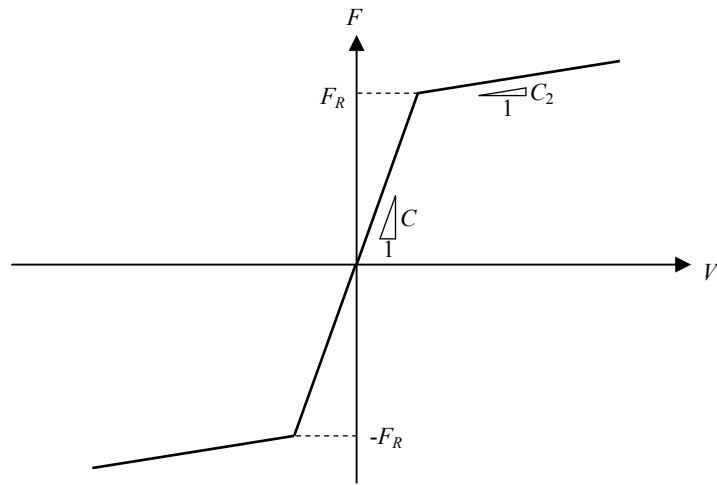


図 2.6 減衰固定型オイルダンパの荷重－速度関係

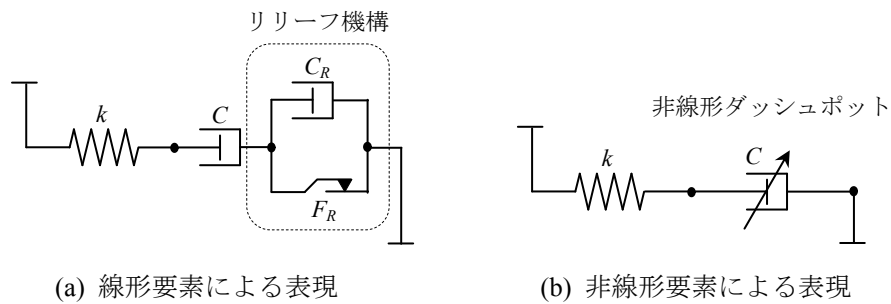


図 2.7 リリーフ機構を考慮した減衰固定型オイルダンパの力学モデル

リリーフ機構を考慮した減衰固定型オイルダンパの力学モデルはスライダーと線形ダッシュポットを用いて図 2.7(a)のように表せる。図 2.6 の荷重－速度関係における減衰係数 C_2 は、リリーフ弁の減衰係数 C_R と調圧弁の減衰係数 C との直列和で表される。図 2.6 のバイリニア型荷重－速度関係を非線形ダッシュポット C の特性として考えれば、力学モデルは図 2.7(b)のように非線形ダッシュポットとしても表現できる。

オイルダンパの終局挙動や耐久性に関する試験も行われている。オイルダンパの発生荷重は、前述したようにオイルダンパに組み込まれたリリーフ弁によって制限（荷重制限）される。オイルダンパの各部の強度はこの荷重制限に対して適切な安全率を考慮して設計されている。オイルダンパを用いた構造設計では、荷重による制限以外にもピストンロッドのストロークおよび変形速度に対する配慮が必要である。ダンパに最大ストローク以上の変形が生じるとピストンはシリンダとメタルタッチし、荷重制限を上回る荷重が生じる。粘性ダンパ単体の加力実験を実施した既往の研究⁹⁹⁾では、引張試験によりネジ部に滑りが生じ、最終的に完全に分断されることが報告されている。同

様に圧縮試験でもネジ部が滑った後、取付部のスプライスプレートのボルト接合部に滑りが生じている。建物に設置された場合には、引張状態では取付部のボルト接合部とダンパのネジ部の強度の低い方で破壊し、圧縮状態ではダンパのネジ部の滑りもしくはブレースやガセットプレート等の取付部材の座屈やボルト接合部の滑りが生じることが考えられる。最大ストローク以上の変形による荷重増大をフェイルセーフとして利用することも考えられるが、各部の強度設計や取付方法に注意が必要である。ピストンロッドの速度が過大になるとダンパ内の圧力が上昇することになる。オイルダンパの負荷圧力試験結果¹⁰¹⁾では、給油ポートから油が漏れだしているが、爆発のような瞬間的な損傷は生じていない。また、加熱実験¹⁰⁰⁾においてもシールの消失等により漏れ出した油に引火する状況が発生しているが、漏れ出した油は微量であり数秒後には炎が小さくなったことが報告されている。オイルダンパでは、ピストン速度の上昇や加熱により内部圧力が高圧となった場合でも作動油自体の体積弾性係数が大きいために爆発のような急速な体積膨張は生じず、アキュムレータに圧力が残存していればオイルダンパとしての機能を維持することができる。

2.1.2 エネルギー吸収能力と減衰付加効果

図 2.3 の力学モデルにおいて装置部を表す Maxwell モデルの釣合方程式は次式で表される。

$$\frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{C} = \dot{x} \quad (2.1.10)$$

ここで、 F ：装置荷重、 k ：バネ剛性、 C ：減衰係数、 \dot{x} ：Maxwell モデルの全体速度（層間速度）である。左辺第 1 項はバネ要素の速度、第 2 項はダッシュポットの速度を表し、両者の和が Maxwell モデル全体の速度と一致することを表している。今、この装置に円振動数 p の調和変形 $x = \delta e^{ipt}$ が加わることを考える。装置荷重を $F = k^* \delta e^{ipt}$ と置いて装置部の複素剛性 k^* を求めると、

$$k^* = \frac{kCpi}{k + Cpi} = \frac{k(Cp)^2 + k^2Cpi}{k^2 + (Cp)^2} = \frac{g^2k + gki}{1 + g^2} \quad (2.1.11)$$

ここで、 $g = Cp/k$ である。

Maxwell モデルの荷重変形関係における見かけの剛性 k_e 、1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW および発生荷重振幅 F_{\max} と複素剛性の関係を (2.1.12) ～ (2.1.14) 式に示す。

$$k_e = \operatorname{Re}[k^*] = \frac{g^2}{1 + g^2} k \quad (2.1.12)$$

$$\Delta W = \pi \operatorname{Im}[k^*] \delta^2 = \frac{\pi g}{1 + g^2} k \delta^2 \quad (2.1.13)$$

$$F_{\max} = |k^*| \delta = \frac{g}{\sqrt{1 + g^2}} k \delta \quad (2.1.14)$$

(2.1.13)式のエネルギ吸収量は $g=1$ 、すなわち

$$C = \frac{k}{p} \quad (2.1.15)$$

のとき、極大値

$$\Delta W_{\max} = \frac{\pi}{2} k \delta^2 \quad (2.1.16)$$

をとる。(2.1.16)式が減衰固定型オイルダンパのエネルギ吸収能力の限界を表している。なお、この時のダンパの最大発生力は次式で表される。

$$F_{\max} = \frac{1}{\sqrt{2}} k \delta \quad (2.1.17)$$

図 2.8 は、パラメータ g と荷重変形関係の対応を示したものである。 g の増加に伴い見かけの剛性が増加し、最終的には剛性 k のバネのみの挙動に近付くこと、およびループ面積が $g=1$ の時に最大となる様子などが分かる。なお、(2.1.13)式と(2.1.14)式より、発生荷重最大値とエネルギ吸収量の間には常に次式が成立する。

$$\frac{F_{\max}^2}{\Delta W} = \frac{Cp}{\pi} \quad (2.1.18)$$

(2.1.18)式は、加振振動数 p が一定の場合、荷重振幅値 F_{\max} とエネルギ吸収量 ΔW から剛性 k と無関係に減衰係数 C が評価できることを示し、オイルダンパの性能評価に用いられる。

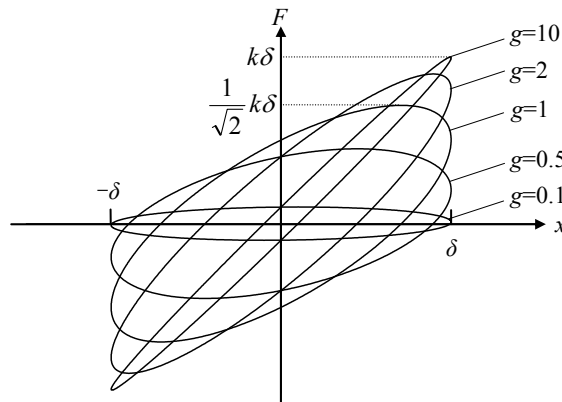


図 2.8 パラメータ g と履歴曲線の関係

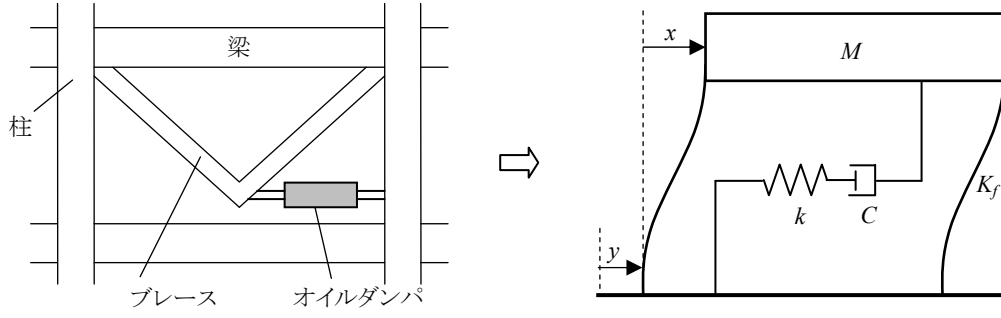


図 2.9 減衰固定型オイルダンパ設置建物の簡略力学モデル

次に、減衰付加能力について検討する。オイルダンパが組込まれた建物モデルの最も単純なモデルは、図 2.3 に示す装置の力学モデルと建物重量 M およびフレーム剛性 K_f を考慮した図 2.9 に示す力学モデルであり、1 自由度系の 3 要素 Maxwell モデルで表される。 M は建物重量、 K_f は建物フレーム剛性を表し、Maxwell モデルは取付部材を含む装置部を表す。装置部剛性 k とフレーム剛性 K_f の比（剛性比）を表す次のパラメータを導入する。

$$\alpha = \frac{k}{K_f} \quad (2.1.19)$$

建物フレームの内部粘性減衰を無視すると調和外力が作用する場合の系全体の複素剛性 K^* は装置部の複素剛性 (2.1.8) 式に K_f を加え、剛性比 α を用いて次式で表される。

$$K^* = K_f + \frac{g^2 k + g k i}{1 + g^2} = \left(1 + \frac{\alpha g^2}{1 + g^2}\right) K_f + \frac{\alpha g}{1 + g^2} K_f i \quad (2.1.20)$$

フレームを含んだ系全体の等価剛性 K_e および減衰定数 h_e は次式で表される。

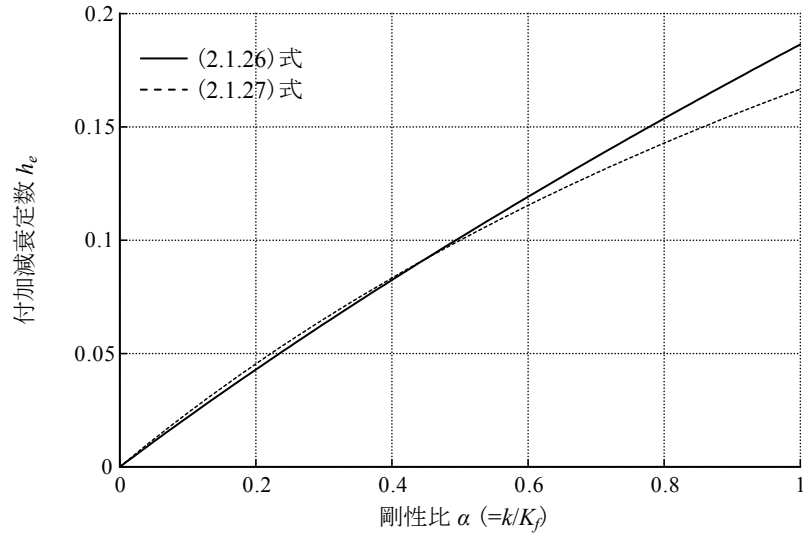
$$K_e = \text{Re}[K^*] = \left(1 + \frac{\alpha g^2}{1 + g^2}\right) K_f \quad (2.1.21)$$

$$h_e = \frac{1}{2} \frac{\text{Im}[K^*]}{\text{Re}[K^*]} = \frac{\alpha g}{2\{1 + (1 + \alpha)g^2\}} \quad (2.1.22)$$

この系全体に対して共振振動数で減衰定数を最大にする減衰係数および共振振動数は (2.1.20) 式の複素剛性を用いて以下の連立方程式により定まる。

$$\begin{cases} \frac{\partial h_e}{\partial C} = 0 \\ \omega_e^2 M = K_e \end{cases} \quad (2.1.23)$$

(2.1.23) 式に (2.1.21)、(2.1.22) 式を代入すれば減衰係数、共振振動数および減衰定数が次のように得られる。


 図 2.10 剛性比 α と付加減衰定数の関係

$$C_{opt} = \frac{k}{\omega} \sqrt{\frac{2+\alpha}{2(1+\alpha)^2}} \quad (2.1.24)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{2(1+\alpha)}{2+\alpha}} \omega \quad (2.1.25)$$

$$h_e = \frac{\alpha}{4\sqrt{1+\alpha}} \quad (2.1.26)$$

図 2.10 は付加減衰定数と剛性比 α の関係を示したものであり、剛性比 α が増加すると付加減衰定数も増加することを表している。(2.1.26) 式は、剛性比 α が小さい範囲では次式によっても良好に近似できる。

$$h_e \approx 0.45(\sqrt{1+\alpha} - 1) \quad (2.1.27)$$

図 2.9 において、ダッシュポットの減衰係数 C を無限に大きくすることはバネ k を建物に剛結することを意味する。そのため、Maxwell モデルのバネを剛結した時の固有振動数 ω_L はフレームのみの固有振動数 $\omega (= \sqrt{K_f/M})$ を用いて次式で表される。

$$\omega_L = \sqrt{\frac{K_f + k}{M}} = \sqrt{1+\alpha} \omega \quad (2.1.28)$$

したがって、(2.1.27) 式はダンパによる付加減衰定数が Maxwell モデルのバネを剛結した固有振動数とフレームのみの固有振動数の比 ω_L/ω で表すことができ、剛性比 α が小さい範囲では実固有値解析結果を基に付加減衰定数を予測することができる。

2.1.3 定常応答特性

前節では、複素剛性モデルに基づいた線形理論から最適減衰および減衰付加効果について述べたが、図 2.9 に示した 3 要素の Maxwell モデルで構成された振動系の共振曲線は、定点理論として知られる特徴的な性質を有しており、これを利用して最適減衰係数を導くことも可能である。図 2.9 の振動モデルの質点に円振動数 p の調和地動 $y=\delta e^{ipt}$ が加わる時の運動方程式は、フレーム K_f の内部粘性減衰を無視すると、次の連立式で表される。

$$\begin{cases} M\ddot{x} + K_f x + F = Mp^2 \delta e^{ipt} \\ \frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{C} = \dot{x} \end{cases} \quad (2.1.29)$$

応答変位を $x=Xe^{ipt}$ と置くと、次式が得られる。

$$\left\{ -p^2 M + K_f + \frac{kCpi}{k + Cpi} \right\} Xe^{ipt} = Mp^2 \delta e^{ipt} \quad (2.1.30)$$

(2.1.30) 式およびパラメータ $g_0=Cp/k$ を用いると、変位応答倍率を表す共振曲線が次式の様に得られる。

$$\left| \frac{x}{y} \right| = \frac{z^2 \sqrt{1 + g_0^2 z^2}}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + (1 + \alpha - z^2)^2 g_0^2 z^2}} \quad (2.1.31)$$

ここで、 $z=p/\omega$ である。

(2.1.31) 式は g_0 (あるいは C) の値に関わらず、剛性比 α により定まる次の特定座標の点を常に通る性質を有している。

$$\left(z, \left| \frac{x}{y} \right| \right) = \left(\sqrt{\frac{2+\alpha}{2}}, \frac{2+\alpha}{\alpha} \right) \quad (2.1.32)$$

この特定点において共振曲線が極大となる様に減衰係数を設定することを考えると、この最適減衰係数 C_{opt} は、 $z^2=(2+\alpha)/2$ において $d|x/y|^2/dz^2=0$ を満足する条件より次式の様に求められる。

$$C_{opt} = \frac{k}{\omega} \sqrt{\frac{2}{(1+\alpha)(2+\alpha)}} \quad (2.1.33)$$

$\alpha=0.5$ の場合について、(2.1.33) 式の変位応答倍率を図 2.11 に示す。図中には(2.1.33)式で求められた最適値の場合に加えて、最適値の 1/2 倍および 2 倍の場合についても示してある。この最適同調から 2 倍ずれた設定時の応答の増大量は 20%程度であり、減衰係数の調整ずれに対する応答の変化はそれほど敏感ではない。系の減衰定数を最大化する(2.1.24)式により求められた結果も合わせて示すが、(2.1.33)式の結果とほぼ一致していることが分かる。同様に、地動入力に対する加速度応答倍率を表す共振曲線とその特定点を次式に示す。

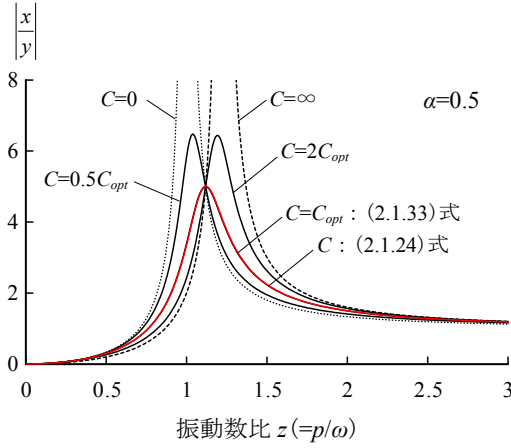


図 2.11 地動に対する変位応答倍率

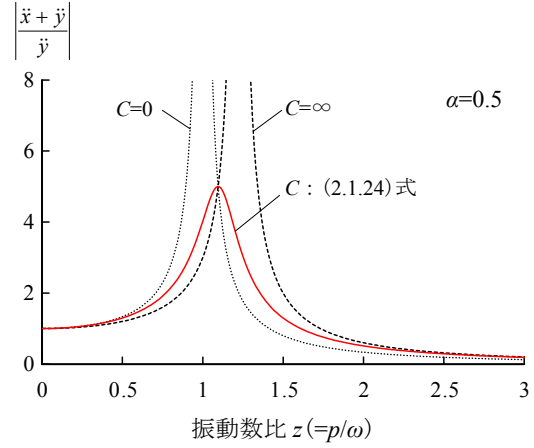


図 2.12 地動に対する絶対加速度応答倍率

$$\left| \frac{\ddot{x} + \ddot{y}}{\ddot{y}} \right| = \frac{\sqrt{1 + (1 + \alpha)^2 g_0^2 z^2}}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + (1 + \alpha - z^2)^2 g_0^2 z^2}} \quad (2.1.34)$$

$$\left(z, \left| \frac{\ddot{x} + \ddot{y}}{\ddot{y}} \right| \right) = \left(\sqrt{\frac{2(1 + \alpha)}{2}}, \frac{2 + \alpha}{\alpha} \right) \quad (2.1.35)$$

図 2.12 に $\alpha=0.5$ の場合について、減衰係数を (2.1.24) 式で設定した絶対加速度応答倍率を示す。

減衰係数の最適値は選択する共振曲線によって異なるが、図 2.11 に示した (2.1.24) 式と (2.1.33) 式の比較からわかるように差は僅かである。

2.1.4 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性

前節までの検討では、剛性条件（装置部剛性比 α ）が与える影響に焦点を絞ったが、装置の許容荷重に制限がある（リリーフ機構により発生荷重が制限される）場合には、剛性条件だけでなく、荷重の制約も受けることになる。装置の荷重制限は装置自体の損傷を防ぐだけでなく、建物取付部の設計を明確にする役割があるため、大地震時には荷重制限の影響が無視できない。そこで本節では、荷重制約を考慮した減衰固定型の振動制御能力について等価線形化法を用いた考察¹⁰³⁾を示し、3章におけるエネルギー回生型オイルダンパとの比較に備える。本節では考察を簡単にするため、リリーフ機構作動後の第2減衰係数（図 2.7 の C_2 ）は 0 と仮定し、減衰係数 C は $g=1$ となるように (2.1.15) 式の値に設定されているものとする。

変位振幅 δ の定常状態において、装置のリリーフ荷重 F_R を、荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係を用いて次式で表す。

$$F_R = \mu F_{\max} = \frac{\mu}{\sqrt{2}} k \delta \quad (2.1.36)$$

ここで、 μ はリリーフ荷重を定義するパラメータ ($0 \leq \mu \leq 1$) であり、 $\mu < 1$ の時にはリリーフ機構が作動して荷重が制限される。図 2.13 は、数値計算により求めた $\mu = 1.0, 0.6, 0.3$ の場合の荷重変形関係を示したものである。 μ を小さくしていくと、初期剛性 k 、降伏荷重 $\mu k \delta / \sqrt{2}$ の完全弾塑性型の履歴形状に近づいていくことが分かる。そこでリリーフ機構作動時のエネルギー吸収量を $\mu \rightarrow 0$ の時に完全弾塑性型と等しい $\Delta W \rightarrow 2\sqrt{2}\mu k \delta^2$ に漸近するように設定した次式により評価することを考える。

$$\Delta W = 2.8\mu(1 - 0.44\mu)k\delta^2 \quad (2.1.37)$$

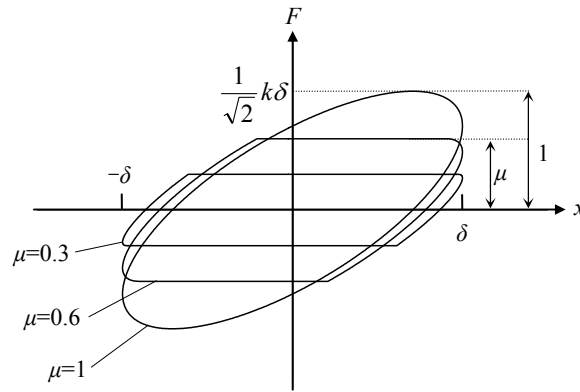


図 2.13 減衰固定型のリリーフ機構作動時の履歴形状とパラメータ μ の定義

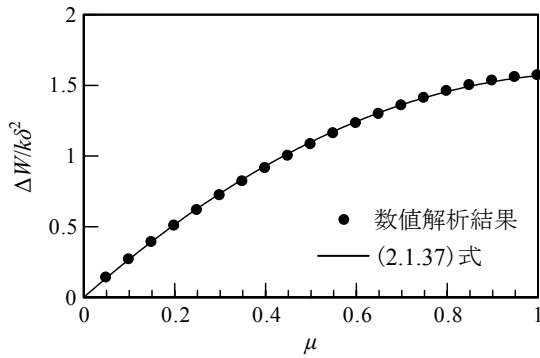


図 2.14 リリーフ機構作動時のエネルギー吸収量

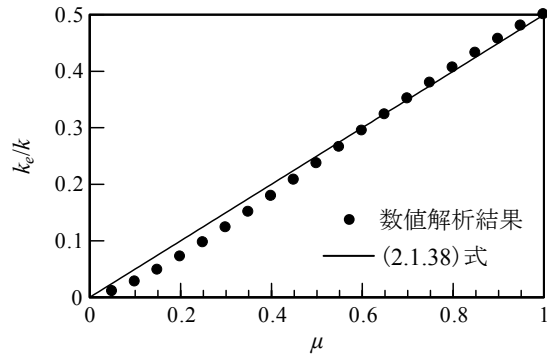


図 2.15 リリーフ機構作動時の等価剛性

図 2.14 は、数値計算により求めた ΔW と、(2.1.37)式により予測した値を比較したものである。両者は非常に良く対応しており、(2.1.37)式により荷重制限が加わった場合のエネルギー吸収量を高精度で評価できることが分かる¹⁰³⁾。

同様に、リリース機構作動時の等価剛性の評価式を求める。Caughey の等価線形化法⁹²⁾を適用すると、等価剛性は付録 A の(A.7)式により求められる。図 2.15 の●は、数値解析により求めた荷重変形関係を用いて(A.7)式により算定した等価剛性をプロットしたものである。これを簡単な次式で近似する。図 2.16 より、等価剛性が(2.1.38)式で良好に近似できることが分かる¹⁰³⁾。

$$k_e = \frac{\mu}{2} k \quad (2.1.38)$$

2. 2 ON/OFF 型制御に基づく減衰係数切替型オイルダンパの基本特性

2. 2. 1 基本構成と力学モデル

オイルダンパには制御弁を組込むことで容易に減衰係数を可変制御できる機構上の特長があるが、Maxwell モデルの剛性条件下におけるエネルギー吸収効率の最大化は、減衰係数を最大／最小の 2 段階に切替える（ON/OFF 制御する）ことで実現できることが明らかにされている^{56),57)}。この減衰係数切替型オイルダンパ（以後、従来切替型と呼ぶ）の基本構成を図 2.17 に示す。従来切替型は左右のシリンダ室を連結する流路に制御弁が設けられているのが特徴であり、この制御弁を開閉することで減衰係数を最大／最小の 2 段階に切替えることができる。制御弁の開閉制御には外部電力を用いるセミアクティブ型^{58)~63)}と外部電力を一切用いないパッシブ型^{69)~72)}がある。これらの構成の違いや動作については後述する。大きな荷重を受けるシリンダ、ピストンやボールジョイントおよび高圧に耐えるシールなどは減衰固定型と同一であり、耐久性に配慮した信頼性の高い部品を使用している。力学モデルは図 2.3 に示す様に減衰固定型オイルダンパと同じ Maxwell モデルで表されるが、ダッシュポットの減衰係数 $C(t)$ は最大値 (C_{\max}) / 最小値 (C_{\min}) に切替えられる点が異なり減衰可変型 Maxwell モデルとなる。減衰可変型 Maxwell モデルの釣合式は(2.2.1)式で表される。

$$\frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{C(t)} = \dot{x} \quad (2.2.1)$$

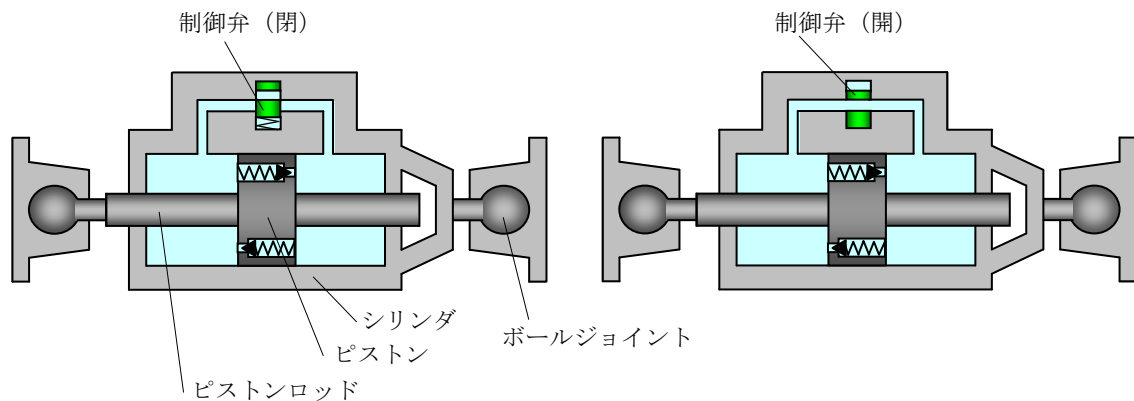


図 2.16 減衰切替型オイルダンパの基本構成概念図

2.2.2 セミアクティブ型の構成と油圧回路

本節では、電磁弁やコントローラにより減衰係数を ON/OFF 制御するセミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパ^{58)~63)}について述べる。図 2.17 にセミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパの基本構成、図 2.18 に実大セミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパの外観を示す。セミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパは、減衰固定型オイルダンパにコントローラなどの制御系や制御弁、フェイルセーフ弁などの油圧部品が新たに追加された構成となっている。左右シリンダ室を繋ぐ流路に配置された制御弁は、外部から電源供給を受けるコントローラから出力される制御電流により開閉する。

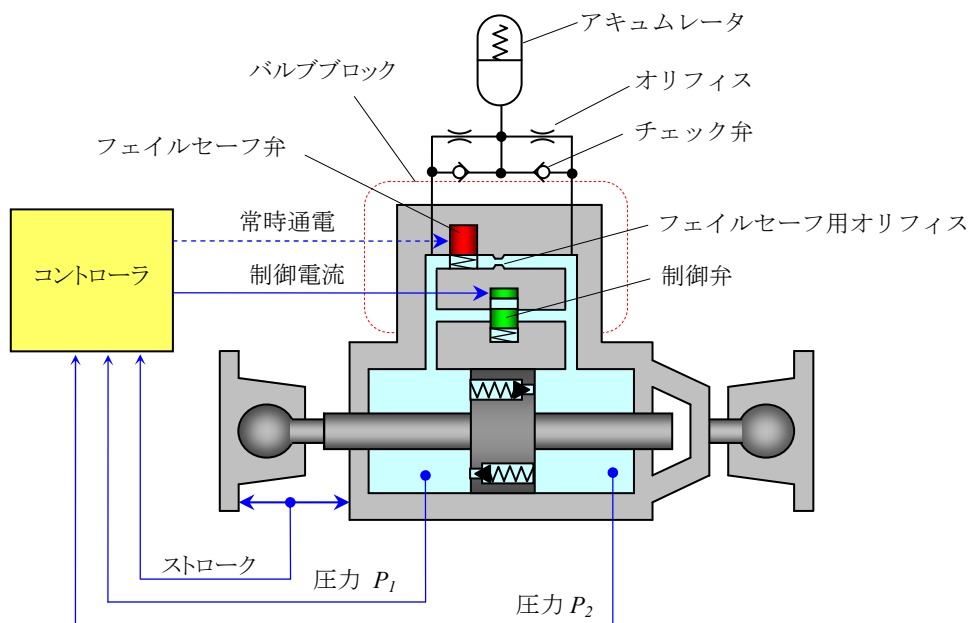


図 2.17 セミアクティブ減衰切替型オイルダンパの基本構成

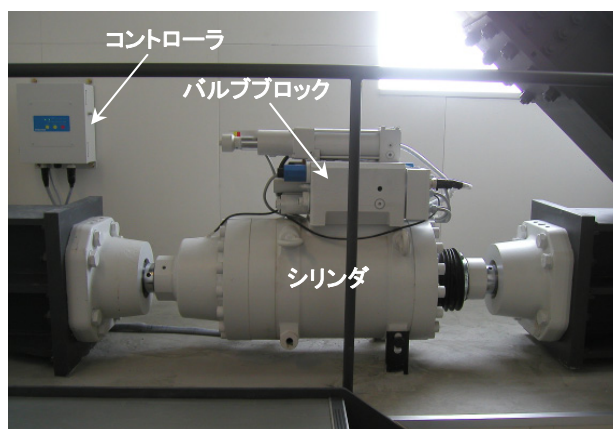


図 2.18 実大セミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパの外観

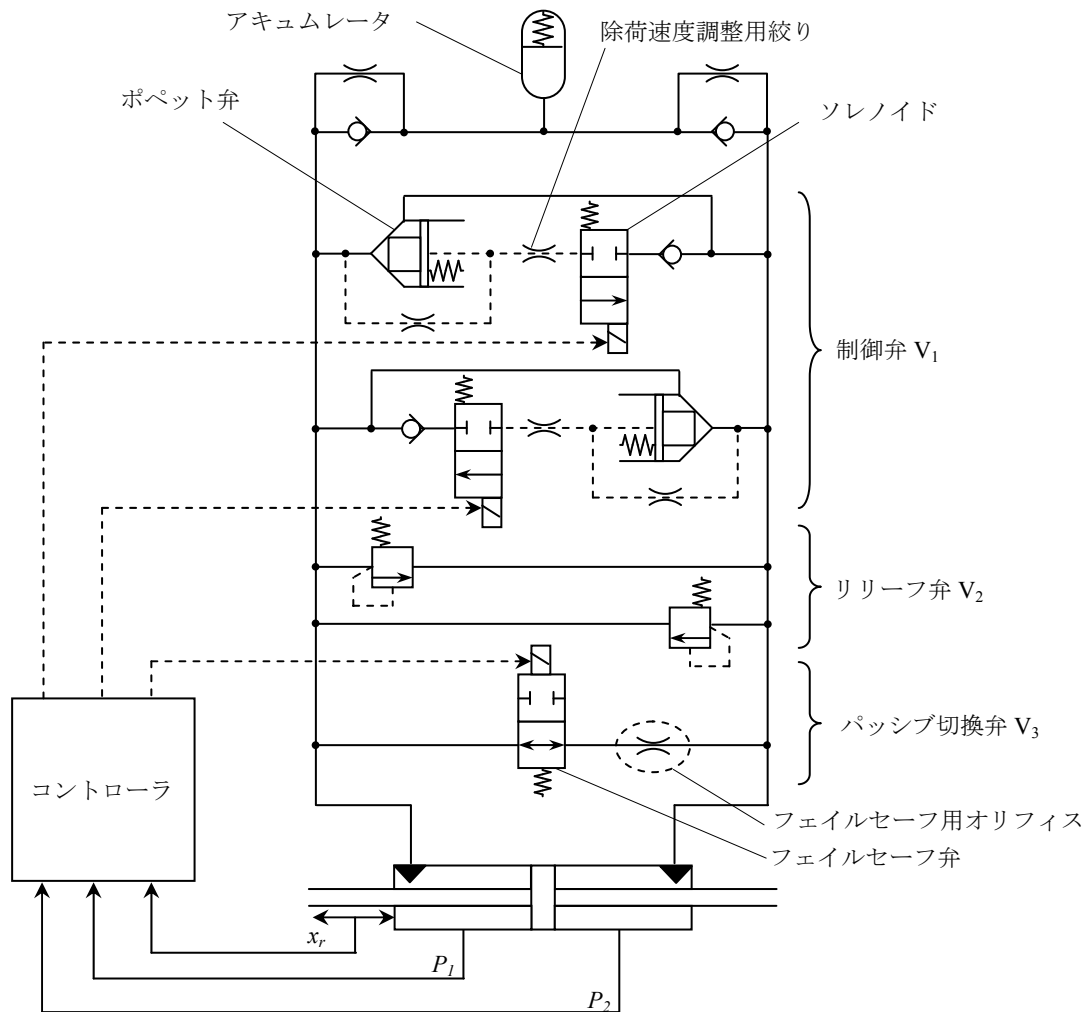


図 2.19 セミアクティブ減衰切替型オイルダンパの油圧回路

図 2.19 に油圧回路図を示す。コントローラはダンパ本体に内蔵した 3 つのセンサ（2 つの圧力センサと 1 つの変位センサ）の情報を基に、建物の 1 次から 3 次固有振動数の範囲で位相を変えずに振動数に反比例した振幅特性を有する補償フィルタを備えた自律分散制御システム⁵⁷⁾を採用している。外部エネルギーの供給を必要とするセミアクティブ方式ではセンサや制御系の万一の故障に備える必要がある。セミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパではフェイルセーフ弁を採用している。このフェイルセーフ弁には常時電流が供給されており、通電中は流路を閉じる構造となっている。停電等により電力供給が断たれたとき、制御弁 V_1 のソレノイドはバネによって閉じられた状態となるが、フェイルセーフ弁は逆に開いた状態となる。このとき、左右シリンダ室はフェイルセーフ用オリフィスによって連結された状態となり、オリフィス式オイルダンパとして作動する。

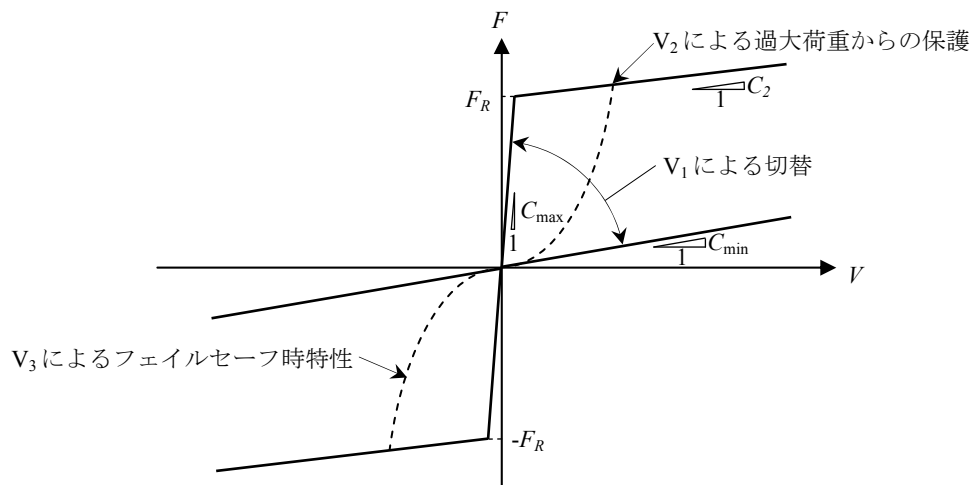


図 2.20 セミアクティブ減衰切替型オイルダンパの荷重－速度関係

セミアクティブ減衰係数切替型オイルダンパの荷重－速度関係を図 2.20 に示す。制御弁 V_1 により減衰係数は最大／最小の二段階に切替えられる。装置の発生荷重がリリース荷重を超えるとリリース弁 V_2 が開き、減衰係数が下げられ過大な荷重の発生を抑制する。制御系に何らかの異常が発生した場合にはフェイルセーフ弁 V_3 が開き、制御弁 V_1 が閉じるによりオリフィス式のパッシブオイルダンパに切り替わる。なお、瞬間的な断電など故障以外の原因で電源供給が断たれた場合には、通電後自動的にコントローラが起動し、再びセミアクティブ制御が有効となり、減衰係数切替型オイルダンパとしての性能を発揮することができる。

2.2.3 パッシブ制御型の構成と油圧回路

本節では、内部油圧変動に基づいて制御弁の開閉状態を自動的に切り替え、外部エネルギーを一切用いることなく ON/OFF 制御を実現するパッシブ減衰係数切替型オイルダンパ^{69)~72)}について述べる。図 2.21 に基本構成、図 2.22 に実大パッシブ減衰係数切替型オイルダンパの外観を示す。パッシブ減衰切替型オイルダンパはセミアクティブ型からコントローラ等の制御系を除外し、制御弁を本体内の油圧バランスにより自動的に開閉制御するためのバッフアとチェック弁を備えた構成となっている。電気系統を除外したことにより、フェイルセーフ機構は不要となり、パッシブ減衰切替型オイルダンパの荷重－速度関係は、図 2.20 からフェイルセーフ特性を除外したものとなる。

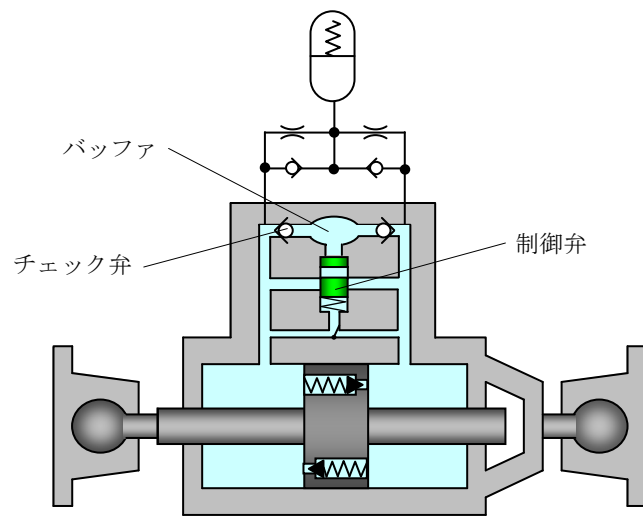


図 2.21 パッシブ減衰切替型オイルダンパの基本構成

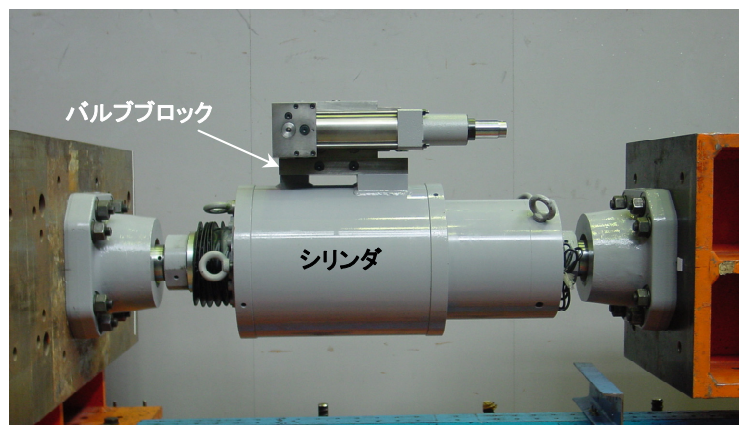


図 2.22 実大パッシブ減衰係数切替型オイルダンパの外観

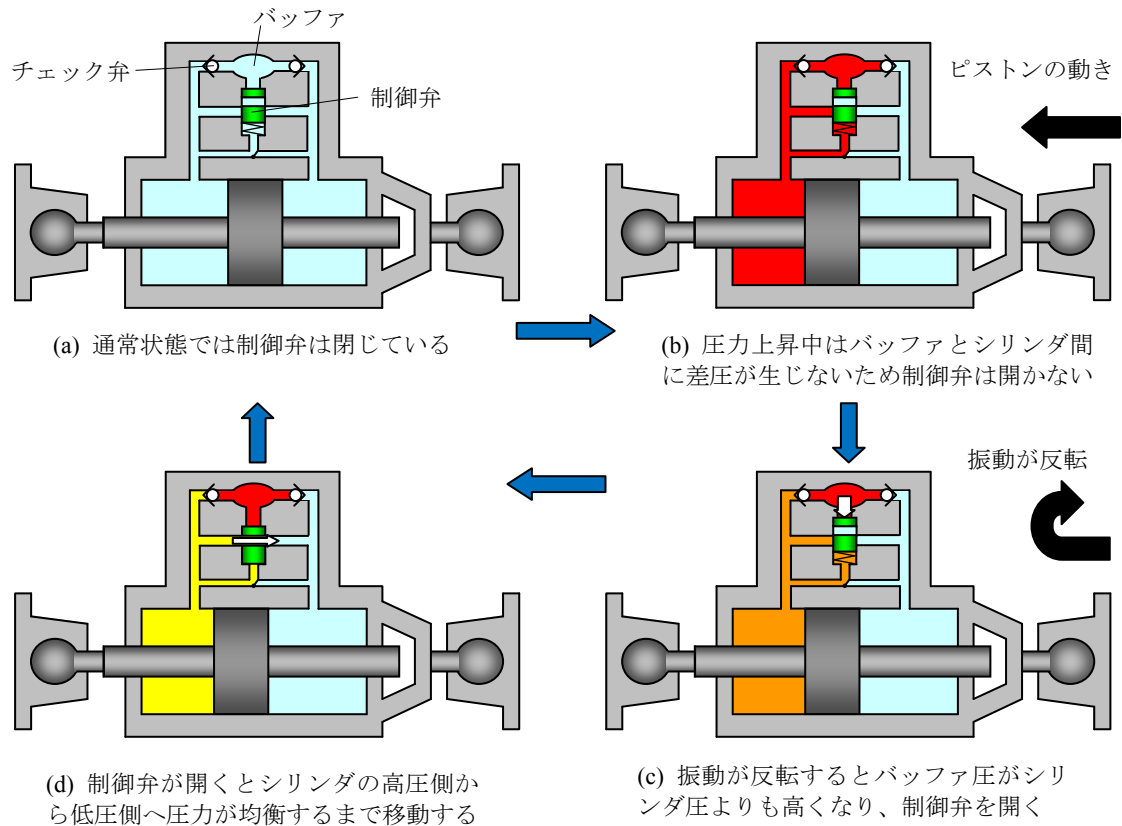


図 2.23 パッシブ減衰切替型オイルダンパの動作原理

図 2.23 にパッシブ減衰切替型オイルダンパの動作原理を示す。制御弁は微小なプレストレスを導入したバネで支持されており、バッファの圧力と高圧側のシリンダの圧力が均衡している状態では閉じた状態となる。したがって、通常状態では制御弁が閉じている（図 2.23 (a)）。装置に振動が加わるとピストンが移動し、圧縮側のシリンダ室の圧力が上昇する（図 2.23 (b)）。この時、高圧側シリンダ室からチェック弁を介してバッファに内封油が移動し、バッファの圧力は高圧側シリンダの圧力と一致するため、制御弁は閉状態を維持する。振動が反転すると圧縮側のシリンダ圧が減少に転じる（図 2.23 (c)）が、バッファとシリンダの間にはチェック弁があるため、バッファの圧力は減少せず高圧を保つ。従って、制御弁はバッファと高圧側のシリンダの差圧により弁を開く方向に荷重を受ける。この荷重が制御弁を支持するバネに導入された微小なプレストレスより大きくなると制御弁が開き、左右のシリンダ室が連結する。左右のシリンダ圧が均衡した段階で制御弁は閉じ、次の振動に備える。このように内部の圧力差のみを用いて制御弁の開閉を自動的に制御することができる。

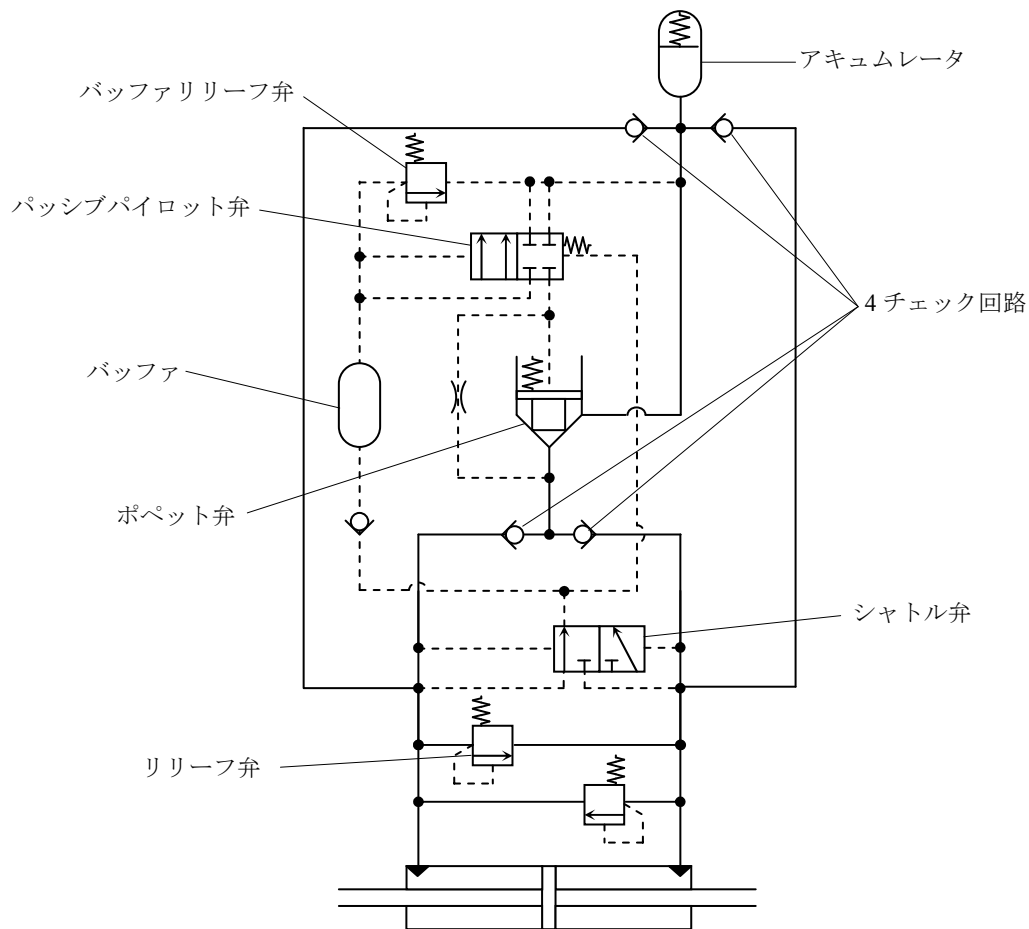


図 2.24 パッシブ減衰切替型オイルダンパの油圧回路

このバルブ操作を可能にする油圧回路図を図 2.24 に示す。流量制御のためのポペット弁、パッシブパイロット弁、バッファ、バッファリリーフ弁、リリーフ弁、アキュムレータ、シャトル弁および4個のチェック弁による4チェック回路を採用している。ポペット弁の背圧は、高圧側のシリンダ室とバッファの圧力差によって駆動するパッシブパイロット弁によって制御される。このように、外部からのエネルギーを一切不要とし、内部の油圧変動のみを利用して流量制御弁を自動的に開閉操作することでセミアクティブ制御と類似の挙動を実現している。本油圧回路は4つのチェック弁からなる整流回路を採用しており、振動の方向に関わらず一つのポペット弁で制御することができる。

パッシブ型はセミアクティブ型と比較してコントローラやフェイルセーフ機構を必要としないためコストに優れるが、センサやコントローラによる信号処理を利用した柔軟な制御には対応できない。

2.2.4 エネルギー吸収能力と減衰付加効果

減衰可変型 Maxwell モデルのエネルギー吸収効率を最大化するための制御則は次の簡潔な ON/OFF 型で定式化できる⁵⁶⁾。

$$\begin{cases} F \times \dot{x} \geq 0 & \text{or} & |F| \leq F_c & : C(t) = C_{\max} \\ F \times \dot{x} < 0 & \text{and} & |F| > F_c & : C(t) = C_{\min} \end{cases} \quad (2.2.2)$$

ここで、 F ：装置荷重、 \dot{x} ：層間速度（Maxwell モデル全体速度）である。 F_c は制御閾値であり、荷重が F_c 以下では無条件に C_{\max} とする。 C_{\max} 、 C_{\min} 、 F_c の値は採用する制御弁の機構により定まるが、本節では与えられた剛性条件下のエネルギー吸収効率に関する理論的な考察を主眼とするため、以後理想的な条件（ $C_{\max} \rightarrow \infty$ 、 $C_{\min} \rightarrow 0$ 、 $F_c \div 0$ ）を仮定する。

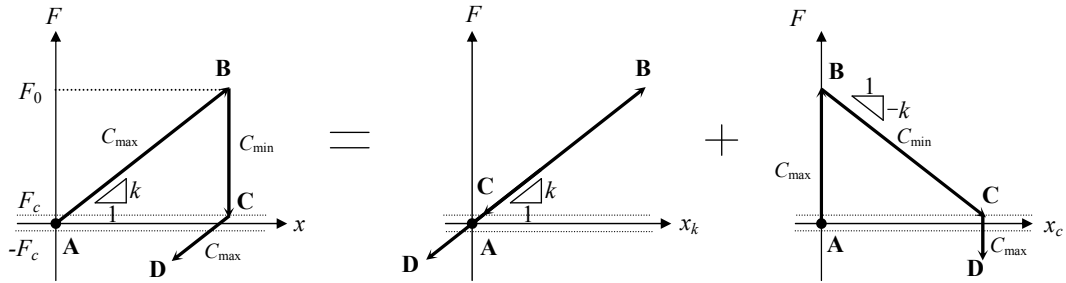


図 2.25 ON/OFF 制御に基づく減衰係数切替型オイルダンパの挙動

(2.2.2)式の制御則によるエネルギー吸収の原理を図 2.25 により説明する。常時は $C(t)=C_{\max}$ に制御されているダンパに振動が加わると、振動中の **A**～**B** 間はバネ k のみに変形（ブレースやダンパの内封油が弾性変形）し、 $\triangle ABC$ の面積に等しい弾性歪エネルギーがバネ k に蓄えられる。層間速度 \dot{x} が反転する振幅極大点 **B** で $C(t)=C_{\min}$ に切替えると荷重は急速に除荷され始める。 C_{\min} が十分小さければ、建物周期と比較してごく短時間で除荷が完了するため、その間は $\dot{x} \div 0$ と見なせる。したがって、**B**～**C** 間の Maxwell モデルの釣合式は(2.2.3)式で表される。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{F}{k} + x_c \right) = 0 \quad (2.2.3)$$

ここで、 x_c は図 2.3 に示すダッシュポット部の変形を表す。

(2.2.3)式は $\Delta x_c = -\Delta F/k$ と変形できるため、除荷により解放されたバネ変形と等しい変形がダッシュポットに逆向きに生じることにより、解放された歪エネルギーが熱に変換されて吸収される。この除荷過程でダッシュポットにより吸収されるエネルギー量は次式で表される。

$$W(t) = \int_0^t F \dot{x}_c dt = -\frac{1}{k} \int_0^t F \dot{F} dt \quad (2.2.4)$$

B～**C** 間では F は単調減少するため $F\dot{F} \leq 0$ が成立し、(2.2.4) 式は常に正の値をとる。部分積分を用いれば $W(t) = \{F_0^2 - F(t)^2\} / 2k$ となる。時刻 t (**C** 点) において除荷が完了 ($F(t) \doteq 0$) すると、 $W(t) = F_0^2 / 2k$ となり、これは **B** 点においてバネ k に蓄えられていた歪エネルギーに対応する。すなわち、 $C_{\min} \neq 0$ であっても (2.2.3) 式が近似的に成立する短時間で除荷が完了する程度に C_{\min} が小さければ、エネルギー吸収量は C_{\min} の値に依らないことがわかる。荷重が F_0 以下に低下した **C** 点では再度 $C(t) = C_{\max}$ に切替えられ、**C**→**D** と同じ挙動が繰り返される。以上のように (2.2.2) 式により制御されたオイルダンパは、振動中はバネ k を一種のアキュムレータとして歪エネルギーを蓄え、振動の折返し点で蓄積されたエネルギーを瞬間的に（熱に変えて）吸収するサイクルを繰り返す。

図 2.26 は一定振幅の調和変形に対する荷重変形関係を示したものである。特徴的な平行四辺形の履歴形状は (2.2.2) 式の ON/OFF 型制御則に依るものであり、1 サイクルのエネルギー吸収量は次式で表される。

$$\Delta W = 4k\delta^2 \quad (2.2.5)$$

この値は (2.1.16) 式で示した減衰係数固定型オイルダンパの約 2.5 倍に相当する。装置荷重が荷重制限（リリース荷重）以下であれば、この履歴形状は振動数や振幅に依存せず、常に相似形を保つことが大きな特徴である。このように振動数に依らない履歴特性は次の複素剛性モデルで近似することができる。

$$k^* = k + \frac{4}{\pi} ki \quad (2.2.6)$$

実部の k は図 2.26 の平行四辺形の履歴ループの等価剛性を表す。図 2.26 には最適設定された減衰係数固定型オイルダンパ（加振振動数 p ）も合わせて示してある。

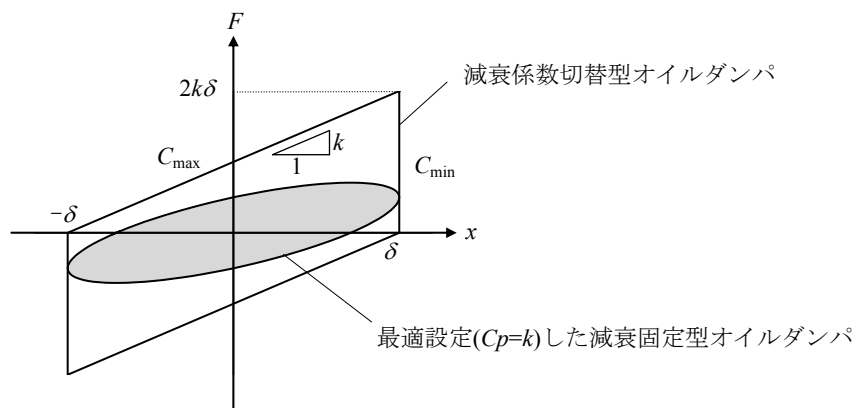


図 2.26 定常状態の荷重変形関係

図 2.4 と同様に減衰係数切替型オイルダンパをフレームに配置した 1 質点系モデルを考える。1 質点系の複素剛性は (2.2.6) 式にフレーム剛性 K_f を加えたものになるため、系全体の等価剛性 K_e および減衰定数 h_e は剛性比 α を用いて次式で表される。

$$K_e = \text{Re}[K_f + k^*] = (1 + \alpha)K_f \quad (2.2.7)$$

$$h_e = \frac{1}{2} \frac{\text{Im}[k^*]}{\text{Re}[K_f + k^*]} = \frac{2\alpha}{\pi(1 + \alpha)} \quad (2.2.8)$$

なお、剛性比 α が小さい範囲における制御時の減衰定数は、次式でも近似的に評価できる。

$$h_e \approx \sqrt{1 + \alpha} - 1 \quad (2.2.9)$$

2.1.2 節において述べた様に (2.2.9) 式は、Maxwell モデルのバネを剛結した時の振動数 ω_L と、元のフレームの振動数 ω の比を用いて $\omega_L/\omega - 1$ と表され、実固有値解析結果から簡便に付加減衰定数を予測することができる。

図 2.27 は減衰固定型の付加減衰定数 (2.1.26) 式と減衰固定型の付加減衰定数 (2.2.8) 式を比較したものである。同一剛性比の条件下で、従来切替型は減衰固定型の約 2 倍の減衰付加能力があることが分かる。別の見方をすると同一の付加減衰を与えるためには、従来切替型は減衰固定型の約 1/2.5 の剛性比で実現できることが分かる。これは、従来切替型の制御による減衰付加能力向上効果が「見かけ上の剛性比の向上」として解釈できることを示唆している。なお、同図中には (2.2.9) 式の近似式も示しているが、(2.2.8) 式を良好に近似できることが分かる。

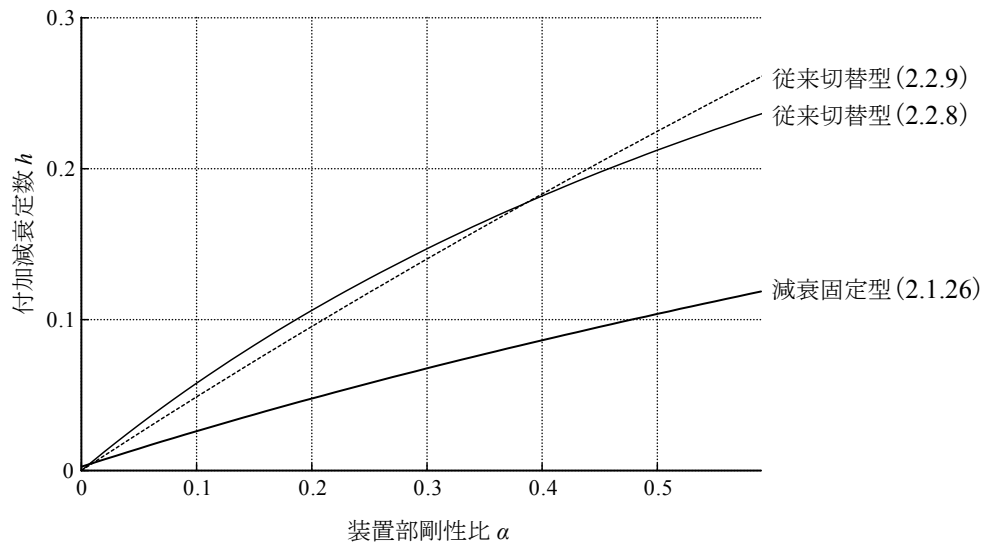


図 2.27 付加減衰定数と剛性比 α の関係

2.2.5 定常応答特性

次に、(2.2.6)式の複素剛性モデルに基づいた定常応答特性（共振曲線）についてまとめる。調和地動 $y = \delta e^{ipt}$ に対する変位応答倍率を考える。図 2.9 のモデルに調和地動が加わる時の運動方程式はフレームの内部粘性を無視すると次式で表される。

$$M\ddot{x} + \left\{1 + \alpha + \frac{4}{\pi}ai\right\}K_f x = Mp^2 \delta e^{ipt} \quad (2.2.10)$$

応答変位を $x = Xe^{ipt}$ と置いて整理すれば、調和地動に対する変位応答倍率が次式のように得られる。

$$\left|\frac{x}{y}\right| = \frac{z^2}{\sqrt{(1 + \alpha - z^2)^2 + \left(\frac{4}{\pi}\alpha\right)^2}} \quad (2.2.11)$$

ここで、 $z = p/\omega$ である。

同様に絶対加速度応答倍率を求める。従来切替型のような ON/OFF 制御に特徴的な平行四辺形の履歴ループを示す 1 質点系の絶対加速度波形は正弦波とは見なせないため、等価線形特性を用いただけでは正しく評価できない。そこで、文献[56]と同様に履歴ループの形状が振幅に依らず相似形を保つことを利用して、絶対加速度の振幅最大値を評価する。図 2.28 に示す様に系の復元力最大値 Q_{\max} とフレームせん断力 $K_f \delta$ の関係を表すパラメータ λ を導入する。このとき、復元力最大値は λ を用いて次式で表される。

$$Q_{\max} = (K_f x + F)_{\max} = \lambda K_f \delta \quad (2.2.12)$$

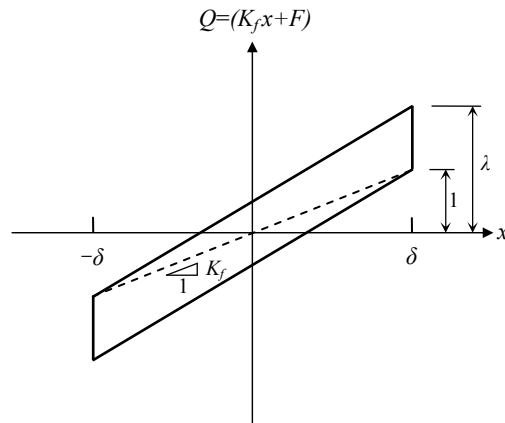


図 2.28 復元力最大値を表すパラメータ λ の定義

λ は幾何学的な関係より定まり、次式で表される。

$$\lambda = 2\alpha + 1 \quad (2.2.13)$$

λ により変位振幅と加速度最大値が次のように関係付けられる。

$$|\ddot{x} + \dot{y}| = \frac{(K_f + F)_{\max}}{M} = \lambda \omega^2 |x| \quad (2.2.14)$$

(2.2.11) 式と (2.2.14) 式より絶対加速度応答倍率（ピーク値）を表す次式が得られる。

$$\left| \frac{\ddot{x} + \dot{y}}{\ddot{y}} \right| = \frac{2\alpha + 1}{\sqrt{(1 + \alpha - z^2)^2 + \left(\frac{4}{\pi}\alpha\right)^2}} \quad (2.2.15)$$

$\alpha=0.2$ と 0.5 の場合について、変位応答倍率（図 2.29）と絶対加速度応答倍率（図 2.30）を示す。両図には減衰係数 C を (2.1.24) 式により最適設定した減衰固定型の結果も合わせて示している。

図 2.27 から推察されている通り、減衰固定型と比較して共振点高さが約 $1/2$ に低減されている。なお、同図には数値解析によって求めた結果も合わせてプロットしている。応答解析結果は等価線形特性を用いた共振曲線と良好に一致しており、従来切替型の定常応答特性が複素剛性モデル（等価線形モデル）で良好に評価できることが確認された。

次に、図 2.27 から示唆されるように従来切替型の制御による減衰付加能力向上効果が「見かけ上の剛性比の向上」として解釈できることを確認するために、減衰固定型の剛性比 α を 0.5 とした場合と従来切替型の剛性比 α を 0.2 （減衰固定型の $1/2.5$ 倍）とした場合の共振曲線を図 2.31 に示す。両者の共振曲線は非常に良く合致しており、従来切替型の制御による減衰付加能力の向上が「見かけ上の剛性比の向上」と解釈できることが確認できた。

これまでに述べたように、減衰固定型オイルダンパのエネルギー吸収量や付加減衰定数などの振動制御能力は Maxwell モデルの剛性条件により限界付けられる。この剛性は、装置剛性だけでなく取付部材や周辺架構の局所的な変形などの影響を含むことから、建物のフレーム剛性に対して相対的に低い値に限定される。従来切替型による制御効果は、この相対的に低い値にならざるを得なかった剛性条件（すなわち剛性比）を向上することと同じ効果を発揮し、減衰固定型では実現できないエネルギー吸収量および付加減衰効果を実現できることを示している。

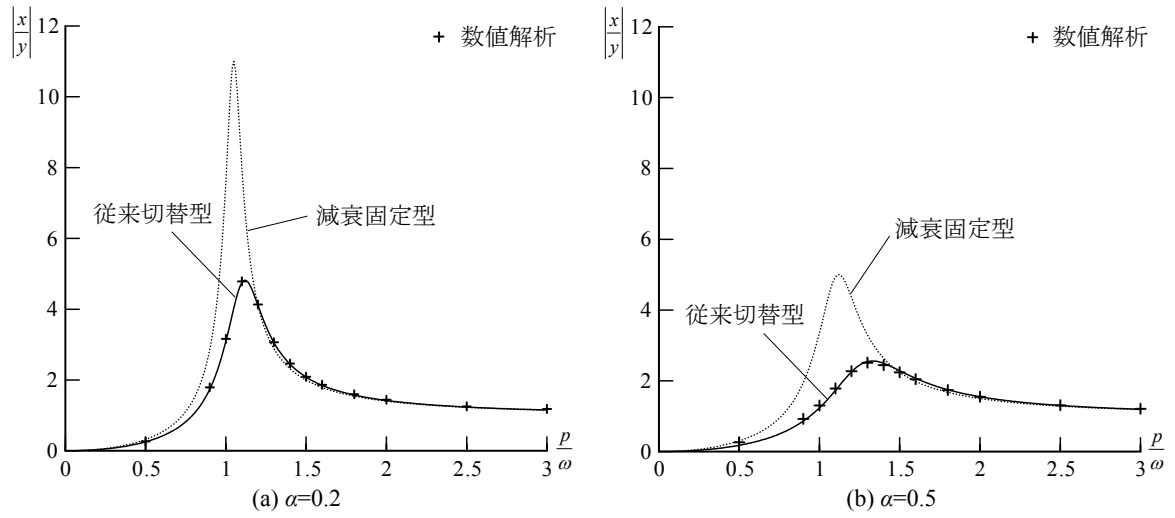


図 2.29 定常応答特性 (変位応答倍率)

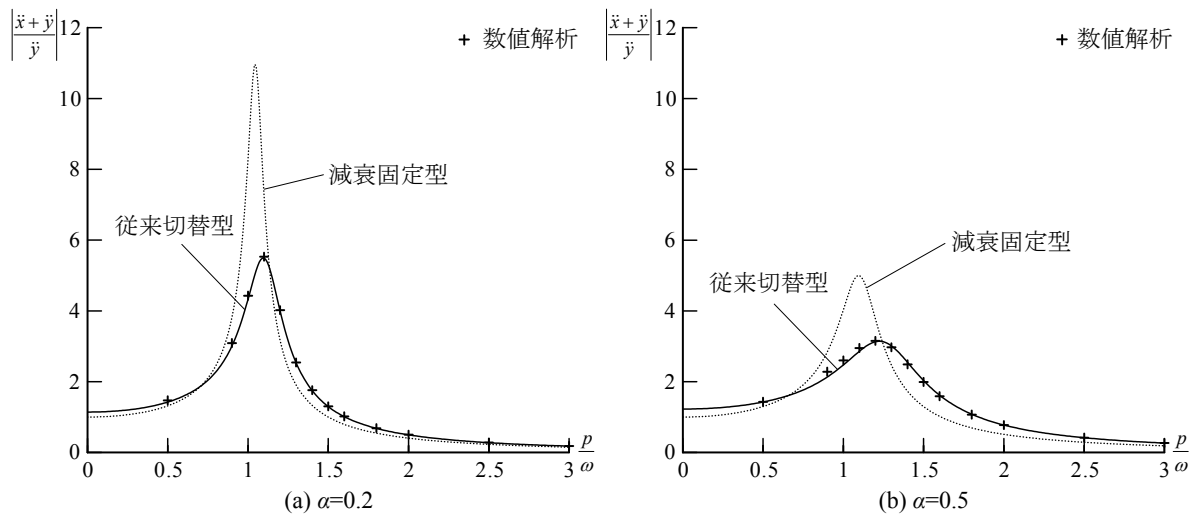


図 2.30 定常応答特性 (絶対加速度応答倍率)

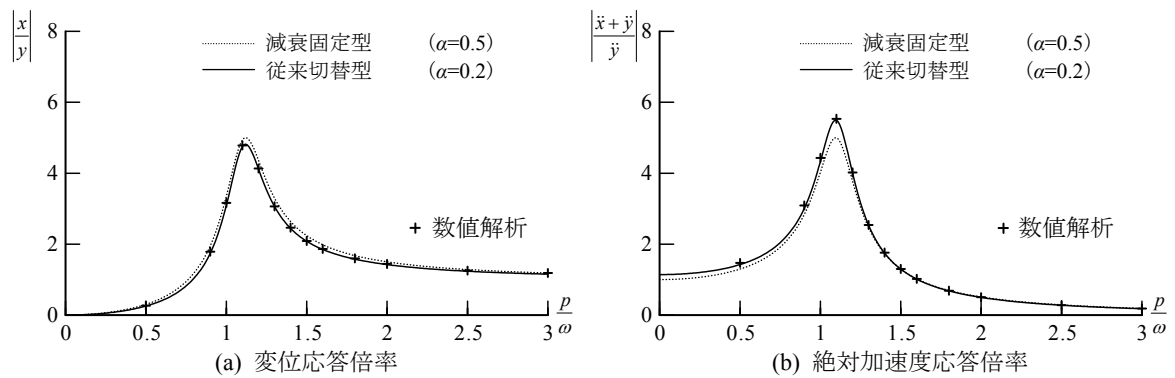


図 2.31 制御による剛性比の向上効果

2.2.6 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性

本節では、2.1.4 節と同じ手法により、リリーフ（荷重制限）機構が減衰可変型オイルダンパの性能に与える影響について検討する。本節においてもリリーフ機構作動時の第2減衰係数（図 2.21 の C_2 ）は 0 と仮定する。

リリーフ荷重 F_R を、図 2.32 に示す様に (2.1.36) 式と同様に荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係を用いて次式で表す。

$$F_R = \mu F_{\max} = 2\mu k\delta \quad (2.2.16)$$

ここで、 μ はリリーフ荷重を定義するパラメータ ($0 \leq \mu \leq 1$) であり、 $\mu < 1$ の時にはリリーフ機構が作動して荷重が制限される。この時のエネルギー吸収量は次式で表される。

$$\Delta W = 8\mu(1-0.5\mu)k\delta^2 \quad (2.2.17)$$

この時の装置部の等価剛性 k_e は、最小二乗法に基づいた Caughey の等価線形化法⁹²⁾によって求める（付録 A 参照）。

$$k_e = \frac{k}{\pi} \left(\theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) \quad (2.2.18)$$

ここで、 $\theta = \cos^{-1}(1-2\mu)$ である。

ここでは、(2.2.18) 式を次の簡単な式で近似する。

$$k_e = \mu k \quad (2.2.19)$$

(2.2.18) 式と (2.2.19) 式を比較して図 2.33 に示す。(2.2.18) 式は (2.2.19) 式で良好に近似できることが分かる。

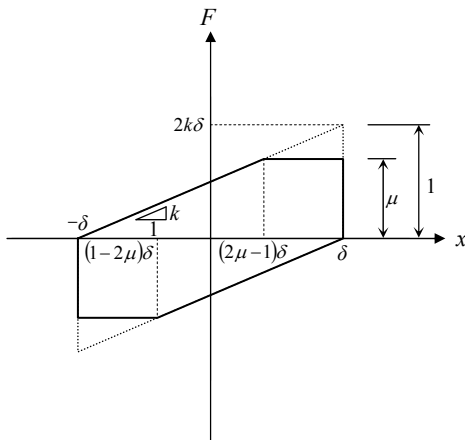


図 2.32 履歴形状とパラメータ μ の関係

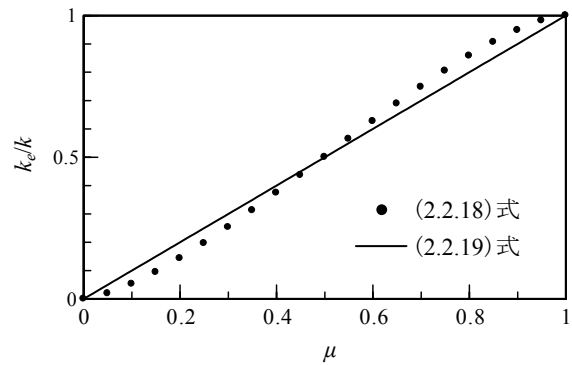


図 2.33 リリーフ機構作動時の等価剛性

3 章 エネルギー回生型オイルダンパの原理

2 章では、力学特性が Maxwell モデルで表される減衰係数が一定の減衰固定型オイルダンパ（減衰固定型）と ON/OFF 制御に基づいた減衰係数切替型オイルダンパ（従来切替型）の構成、エネルギー吸収能力や等価線形特性について示した。従来切替型は、Maxwell モデルで表現されるオイルダンパにおいて、減衰係数を可変とすることで実現できるエネルギー吸収効率の最大化を目的として開発されたものであり、エネルギー吸収効率の最大化は、減衰係数を最大値／最小値に切替えることで実現できることを示した。本章では、この従来切替型のエネルギー吸収効率を上回るために「エネルギー回生」という新概念を導入したオイルダンパについて述べる。

3.1 節では、エネルギー回生型オイルダンパの基本構成と力学モデルについて述べる。エネルギー回生型オイルダンパは、従来切替型に回生タンクと二つの制御弁が追加された構成であり、追加された回生タンクと制御弁がエネルギー回生機構を構成する。エネルギー回生型オイルダンパの力学モデルは既存のオイルダンパと同じ Maxwell モデルにエネルギー回生機構を表す Voigt モデルが直列に配置された 4 要素モデルで表される。

3.2 節では、制御弁の動作プロセスとエネルギー回生の原理について述べる。従来のオイルダンパは、振動エネルギーを直接熱に変えて消費していたが、エネルギー回生型オイルダンパは、この振動エネルギーの一部を一旦歪エネルギーとして蓄え、エネルギー吸収能力を向上する適切なタイミングで再利用することで Maxwell モデルの減衰係数の制御では実現できない高いエネルギー吸収効率を可能としている。

3.3 節では、エネルギー回生型オイルダンパのエネルギー吸収効率について整理した後、建物に設置したオイルダンパの基本振動特性を明らかにするため、1 質点系の等価線形複素剛性モデルを用いて定常応答特性を評価する。これらの検討では、減衰固定型および従来切替型とエネルギー吸収効率を比較し、エネルギー回生の効果について考察する。更に、現実的な装置の実現に必要な減衰係数の可変能力がエネルギー吸収効率に与える影響について考察する。

3.4 節では、非定常外乱に対する振動特性を評価するため、地震応答解析を行い応答低減能力について評価する。現実的な装置の設計を考慮して荷重制限が応答低減能力に与える影響についても検討する。なお、2 章において減衰固定型と従来切替型について同様の検討を行ったが、本章で提案するエネルギー回生型オイルダンパとの比較のために一部の式を再掲する。

3. 1 装置の基本構成と力学モデル

本論文で提案するエネルギー回生型オイルダンパ（以後、エネルギー回生型と呼ぶ）の構成概念図を従来切替型と比較して図 3.1 に示す。図 3.1(a)に示す従来切替型は左右のシリンダ室を繋ぐ流路に制御弁 V_C を設けた構成であったのに対し、エネルギー回生型はこれに回生タンクと制御弁 V_A 、 V_B を追加した構成とする。制御弁 V_A 、 V_B は回生タンクと左右シリンダ室を接続するために設けたもので、同一の特性を有する。回生タンク内にはシリンダ内と同じ作動油が充填されており、この内封油の圧縮剛性を利用して歪エネルギーを蓄えることができる。この回生タンクと制御弁 V_A 、 V_B がエネルギー回生機構を構成する。従来切替型は V_C のみを ON/OFF 制御に従って開閉していたが、エネルギー回生型では新たに追加した V_A 、 V_B も後述する動作プロセスに従って最大値／最小値の 2 段階に減衰係数が切替えられる。

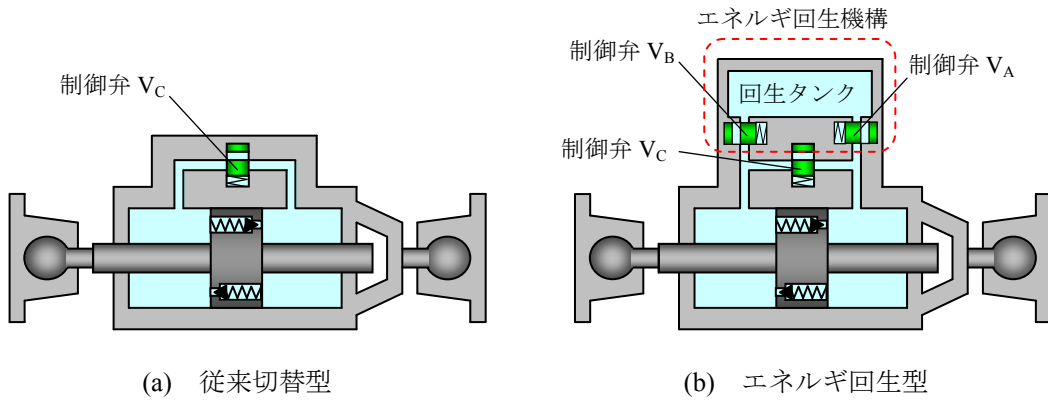


図 3.1 エネルギー回生型オイルダンパの基本構成概念図

エネルギー回生型の力学モデルについて考える。なお、制御弁 V_A 、 V_B は同時に開くことはなく、どちらか一方のみを開くものとする。バネ k_d はシリンダ内封油の圧縮性等による装置剛性、バネ k_T は回生タンクの内封油により定まる見かけのバネ定数を表す。制御弁 V_C の減衰係数を C 、制御弁 V_A と制御弁 V_B の減衰係数は共通で η とする。

図 3.2(a)に示すように、ピストンロッドが右方向に移動している状態を考え、このときの装置荷重を圧縮とする。この時、高圧となる右側のシリンダ室と回生タンクが接続されている状態を考える。ピストンロッドによって圧縮された内封油は流路を通じて回生タンクに流れ、シリンダ室と回生タンクの圧力はバランスしたまま上昇する。シリンダ室に回生タンクが接続することで体積が増大するため、剛性は低下することになる。力学モデルでは回生タンクを表す剛性 k_T が従来切替型を表す Maxwell モデルに直列で接続し、装置全体の剛性が k と k_T の直列和となり低下することに対応する。

次に、図 3.2(b)のようにシリンダ室と回生タンクを繋ぐ流路に制御弁 V_A が配置された状態を考

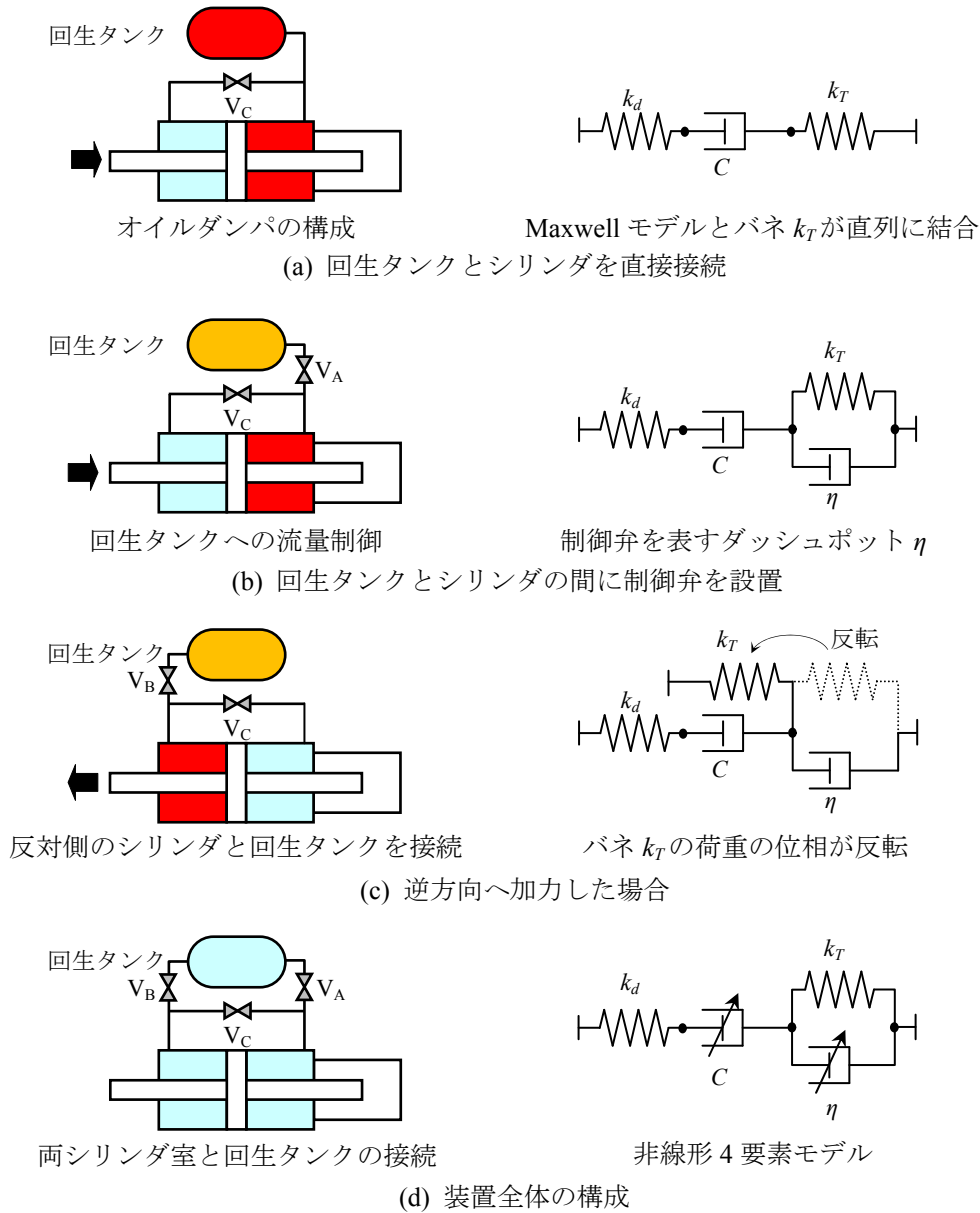


図 3.2 エネルギー再生型オイルダンパの力学モデル

える。シリンダ室から回生タンクに流入する内封油は制御弁による抵抗を受けるため制御弁がない時と比較して流量が減少し、シリンダ室と回生タンクの圧力には差が生じる。装置荷重（左右シリンダ室の差圧）を F 、回生タンクの荷重を f とすると、荷重差 $F-f$ は流路に設置された制御弁の減衰係数によって定まることになる。シリンダ室と回生タンクを繋ぐ流路に設置された制御弁の役割は回生タンクへ流入する内封油の流量を制御することなので、制御弁を表すダッシュポット η は回生タンクを表すバネ k_T と並列に接続することになる。従って、力学モデルは Maxwell モデルと Voight モデルが直列に接続した 4 要素モデルで表される。重要な点は、回生タンクは圧縮力のみを負担す

る点である。装置荷重は左右シリンダ室の差圧として表現できるため荷重の方向を定義できるが、回生タンクの荷重は単純な力学要素では表現できない。

図 3.2(c)のようにピストンロッドが反対向きに移動する状態を考える。装置剛性を表すバネ k_d には引張力が作用するが、バネ k_T は圧縮力のみ負担するため、バネ k_T の原点 O の位置を移動する必要がある。この例では、ダッシュポット η の変形量（伸び量）とバネ k_T の変形量（縮み量）は同一となる。このようにバネ k_T は制御弁 V_A 、 V_B を操作する条件に応じて荷重の向きが反転し、反力点となる原点 O の位置が移動する特殊な要素である。

図 3.2(d)のように左右シリンダと回生タンクへ制御弁 V_A 、 V_B を介して流路が連結した場合、制御弁の開閉による減衰係数の非線形性を考慮し、力学モデルは非線形 4 要素モデルで表される。

建物の層間にブレース等を介して設置されたエネルギー回生型オイルダンパの力学モデルは図 3.3 に示す様にブレース等の取付部材を表すバネ k_b と 4 要素モデルが直列に接続したモデルで表される。したがって、バネ k は取付部材の剛性 k_b とシリンダ内封油等の装置剛性 k_d の直列和により定まるバネ定数を表す。 $C(t)$ は制御弁 V_C の減衰係数を表し、開閉状態に応じて最大値 C_{\max} あるいは最小値 C_{\min} のいずれかに切替えられる。 $\eta(t)$ は制御弁 V_A と V_B による減衰係数を表し、 V_A と V_B が共に閉じた状態を表す最大値 η_{\max} 、いずれか一方が閉じた状態を表す最小値 η_{\min} に切替えられる。本モデルにおいては取付部を含む装置剛性 k と回生タンク剛性 k_T の比（タンク剛性比）が重要な意味を持つため、以後の考察に備えて(3.1.1)式のパラメータを導入する。

$$\beta = \frac{k_T}{k} \quad (3.1.1)$$

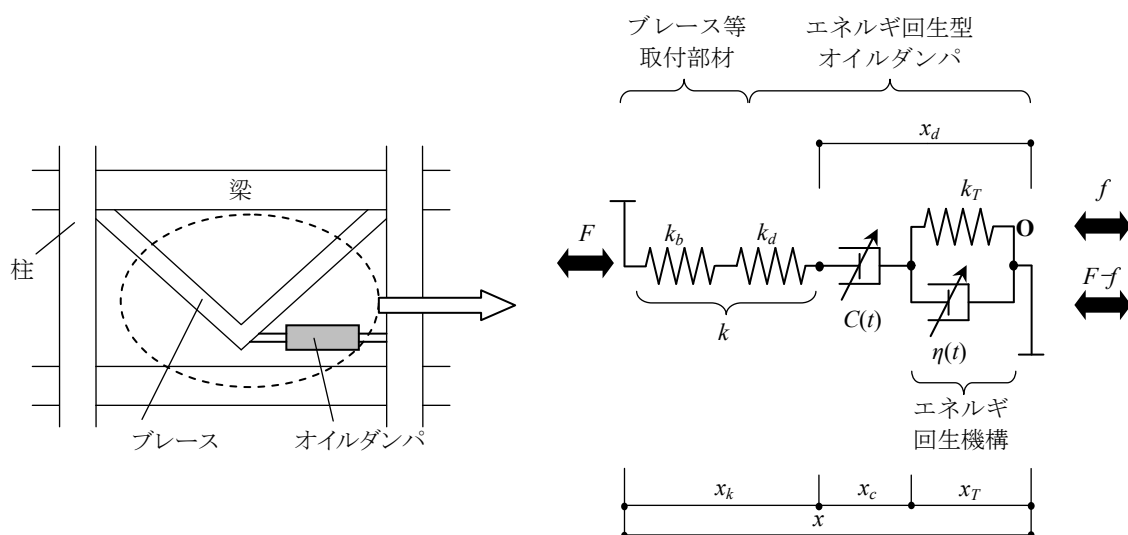


図 3.3 建物に設置されたエネルギー回生型オイルダンパの力学モデル

4 要素モデルの適合条件式は、次の連立方程式で表される。

$$\begin{cases} \frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{C(t)} + \frac{F-f}{\eta(t)} = \dot{x} \\ \frac{\dot{f}}{k_T} - \frac{F-f}{\eta(t)} = 0 \end{cases} \quad (3.1.2)$$

ここで、 F ：装置全体荷重、 f ：回生タンクの荷重、 \dot{x} ：Maxwell モデルの全体速度（層間速度）である。(3.1.2)式の第1式は層間速度の適合条件、第2式は回生タンク変形速度の適合条件を示している。

以後の数値解析的検討に備えて(3.1.2)式を時間に関して離散化する。(3.1.2)式を行列表示すると、

$$\begin{Bmatrix} \dot{F} \\ \dot{f} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k}{C(t)} + \frac{k}{\eta(t)} & -\frac{k}{\eta(t)} \\ -\frac{k_T}{\eta(t)} & \frac{k_T}{\eta(t)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F \\ f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k\dot{x} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.1.3)$$

荷重の離散時間表現として次式を用いる。

$$\begin{Bmatrix} F_{n+1} \\ f_{n+1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_n \\ f_n \end{Bmatrix} + \frac{\Delta t}{2} \left(\begin{Bmatrix} \dot{F}_{n+1} \\ \dot{f}_{n+1} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dot{F}_n \\ \dot{f}_n \end{Bmatrix} \right) \quad (3.1.4)$$

(3.1.4)式を(3.1.3)式に代入して整理すると次式が得られる。

$$\begin{bmatrix} k \left(\frac{1}{C(t)} + \frac{1}{\eta(t)} \right) + \frac{2}{\Delta t} & -\frac{k}{\eta(t)} \\ -\frac{k_T}{\eta(t)} & \frac{k_T}{\eta(t)} + \frac{2}{\Delta t} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{n+1} \\ f_{n+1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k\dot{x}_{n+1} + \dot{F}_n + \frac{2}{\Delta t} F_n \\ \dot{f}_n + \frac{2}{\Delta t} f_n \end{Bmatrix} \quad (3.1.5)$$

制御状態に応じた各減衰係数を考慮し、 $n+1$ ステップの速度 \dot{x}_{n+1} を入力として順次(3.1.5)式を解くことにより4要素モデルの応力が得られる。

3. 2 動作プロセスとエネルギー回生の原理

エネルギー回生型においても従来切替型と同様に、常時は全ての制御弁を閉じてブレース等の取付部材を建物に剛結し、振動エネルギーを取付部材の歪エネルギーとして蓄え、振動が折返すタイミングで制御弁を開き、歪エネルギーを吸収するコンセプトは同じであり、制御のタイミングは(2.2.2)式を援用する。ただし、エネルギー回生型では、この振幅の折返し点で幾つかの動作を連続的に行う。ここでは、建物層間に設置されたエネルギー回生型に振幅 δ の振動が加わる状態を想定し、エネルギー回生型の動作プロセスについて説明する。

図 3.4 は制御中の各プロセスにおけるフレーム変形、ダンパの圧力、力学モデルの状態を模式的に示したものである。同図中において、ダンパ内部の内封油および力学モデルのバネの色は圧力の高低を模式的に表しており、青から赤になるにつれて圧力が高くなることを示している。振動が加わる前はシリンダ室の圧力と回生タンクの圧力はアキュムレータの圧力と均衡し、低圧となっている。図 3.5 は図 3.3 に示した力学モデルの荷重変形の軌跡を示す。図 3.5 の縦軸は装置荷重であるが、横軸は図 3.3 に示す層間変形 x 、バネ k の変形 x_k およびダッシュポット変形 x_d である。本節の検討において、減衰係数の可変範囲は理想的に十分広いと仮定し、図 3.4 の②～⑤の一連の圧力移動は建物振動周期に比べて十分短時間に完了するものとする。

【状態①～状態②】

従来切替型と同様に、常時は全ての弁を閉じている ($C(t) \rightarrow C_{\max}$ 、 $\eta(t) \rightarrow \eta_{\max}$) ため、振動が加わり建物の層間変形が生じるとバネ k のみが層間変形と同じ量の変形をし、図 3.5(a-1)の $\triangle ABD$ の面積に等しい歪エネルギーがバネ k に蓄えられる。この時、圧縮力を受けるシリンダ室内の圧力が上昇する。

【状態②～状態③】

層間変形が振動の折返し点 **B** に達した時点で制御弁 V_A を開く ($\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$)。シリンダ室内の圧力は回生タンクよりも高いため、圧力の移動（除荷）が始まる。この圧力移動が行われる図 3.5 の **B**～**C** 間の釣合式は (3.1.2) 式において $\dot{x} \doteq 0$ 、 $C(t) = C_{\max} \rightarrow \infty$ と考えると、次式で表される。

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{F}{k} + x_T \right) = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{f}{k_T} - x_T \right) = 0 \end{cases} \quad (3.2.1)$$

(3.2.1) 式は $\Delta F/k = -\Delta f/k_T$ と変形できるため、除荷により解放されたバネ k の変形と等しい変形が回生タンクを表すバネ k_T に生じ、バネ k とバネ k_T の剛性バランスで決まる荷重 F' まで低下して均衡する。この時、回生タンクのバネ k_T には図 3.5(c-2)に示す $\triangle ACC'$ の面積に等しい歪エネルギーが回収される（エネルギーの回収）。一方、同図の $\triangle ABC$ は制御弁 V_A を作動油が通過することによ

り消散されたエネルギー量を表す。2.2.4 節で述べた従来切替型と同様、(3.2.1) 式が成立する短時間で圧力が均衡すれば、この消散量は η_{\min} の値に依存しない。なお、制御弁 V_A を開く直前の装置荷重を F_0 、回生タンク荷重を f_0 とすると、層間変形 x を固定 ($\dot{x}=0$) したまま制御弁 V_A を開いた時の均衡荷重 F' ($=f'$) は次式で表される。

$$F' = f' = \frac{\beta F_0 + f_0}{1 + \beta} \quad (3.2.2)$$

(3.2.2) 式は直列に配置されたバネの力の釣合および適合条件から定まる値であり、制御弁 V_B を開いた時も同様である。この均衡荷重は次のように求められる。制御弁を開くことによるバネ k の増分変形とバネ k_T の増分変形が等しいことから、増分変形を Δu とすると均衡荷重は $F' = F_0 - k\Delta u$ および $F' = f_0 + k_T\Delta u = f_0 + \beta k\Delta u$ で表せる。両式から増分変形 Δu を求めれば $\Delta u = (F_0 - f_0)/(1 + \beta)/k$ となり、(3.2.2) 式が導かれる。この荷重は図 3.5(c-2)における点 C の荷重であり、点 A から勾配を k_T とした直線と点 B から勾配を $-k$ とした直線の交点として表すこともできる。なお、図 3.4 では初期の回生タンク荷重が 0 であるため、図中には(3.2.2)式において f_0 を 0 とした値を示している。

【状態③～状態④】

シリンダ室と回生タンクの圧力が均衡した点 C で制御弁 V_A を閉じ ($\eta(t) \rightarrow \eta_{\max}$)、制御弁 V_C を開く ($C(t) \rightarrow C_{\min}$)。このとき、左右シリンダ室の差圧は解消され、装置荷重 F は 0 となる。この時、バネ k に残存していたエネルギー (図 3.5(c-3)の $\triangle CC'D$) が制御弁 V_C により消散され、ダッシュポットの変形 x_d は層間変形 x と一致する。従来切替型でも除荷終了時に装置全体変形が層間変形と一致する点は同じだが、エネルギー回生型では制御弁 V_A の操作によりバネ k のエネルギーを回生タンクの歪エネルギーとして回収している点が大きく異なる。

【状態④～状態⑤】

左右シリンダ室の差圧が解消された点 D で制御弁 V_C を閉じ ($C(t) \rightarrow C_{\max}$)、制御弁 V_B を開く ($\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$)。この時、回生タンクの圧力は除荷開始時とは反対側のシリンダ室へ移動する。力学モデルにおいて、この操作はバネ k_T の荷重を維持したまま荷重の位相を反転し、その後 $\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$ とすることに対応する。荷重変形関係では図 3.5(c-4)に示す様に $\triangle ACC'$ を点対称に $\triangle O'D'D$ の位置に移動させた後 (バネ k_T の原点を点 O' に移動させた後)、図 3.5(c-5)に示す様にバネ k_T の歪エネルギーを解放することと等しい。この操作により、バネ k_T に蓄えられていた歪エネルギーのうち、 $\triangle DEE'$ に相当する部分が利用され、バネ k にオフセット変形が生じる。その結果、装置全体の変形 ($x_k + x_d$) は層間変形を超え、点 E まで拡張される (エネルギーの再利用)。この時、装置荷重はバネ k とバネ k_T の剛性バランスで決まる荷重 F'' まで上昇して均衡し、 $\triangle DD'E$ の面積に等しいエネルギーが制御弁 V_B によって消散され、回生タンクには $\triangle O'EE'$ のエネルギーが残置される。制御弁 V_B を開く前の装置全体荷重は 0 であり、回生タンク荷重は点 C の荷重と等しいため、制御弁 V_B を開いた後の均衡荷重 F'' の大きさは次式で表される。

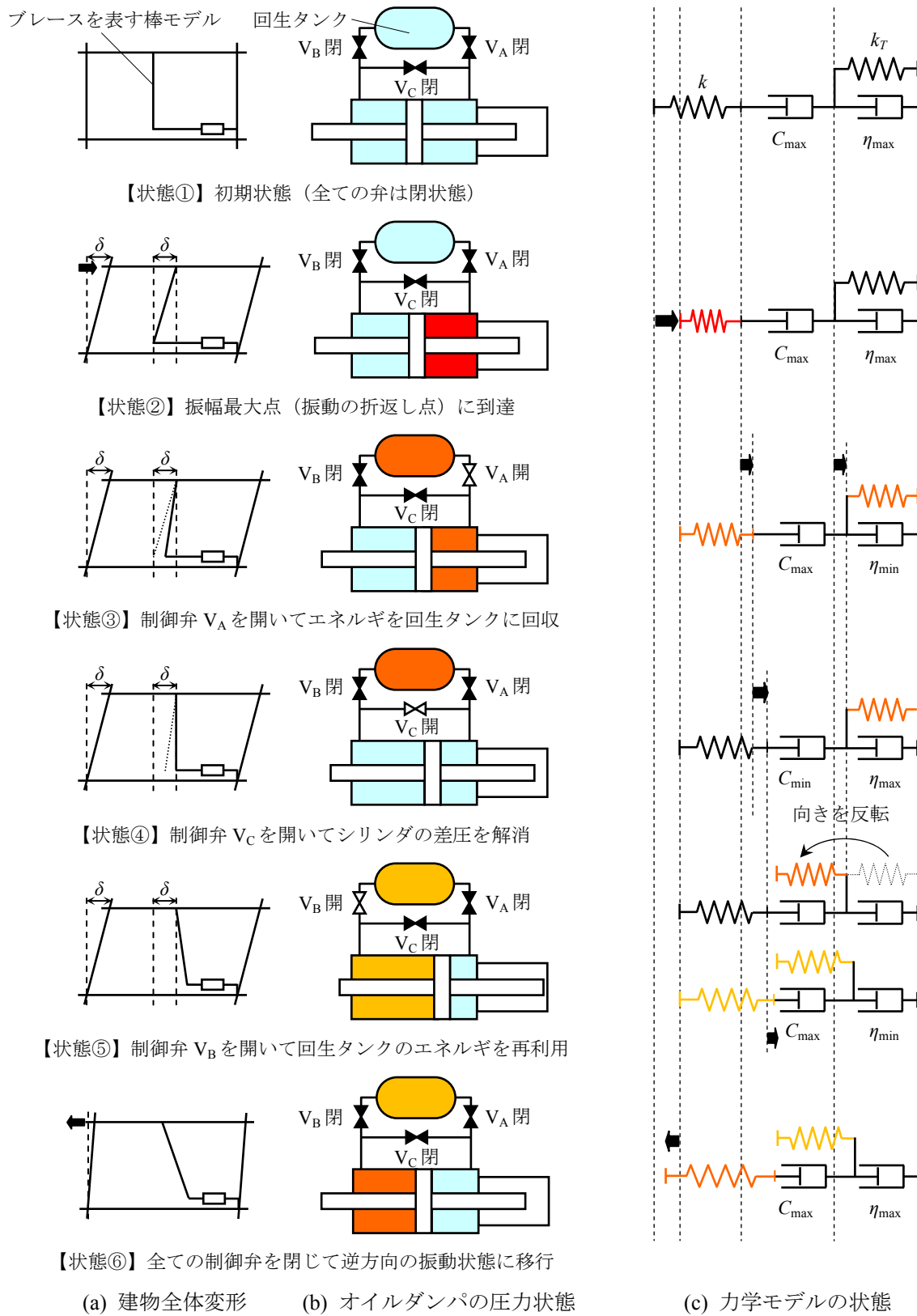


図 3.4 エネルギー回生オイルダンパの動作プロセスと各状態の関係

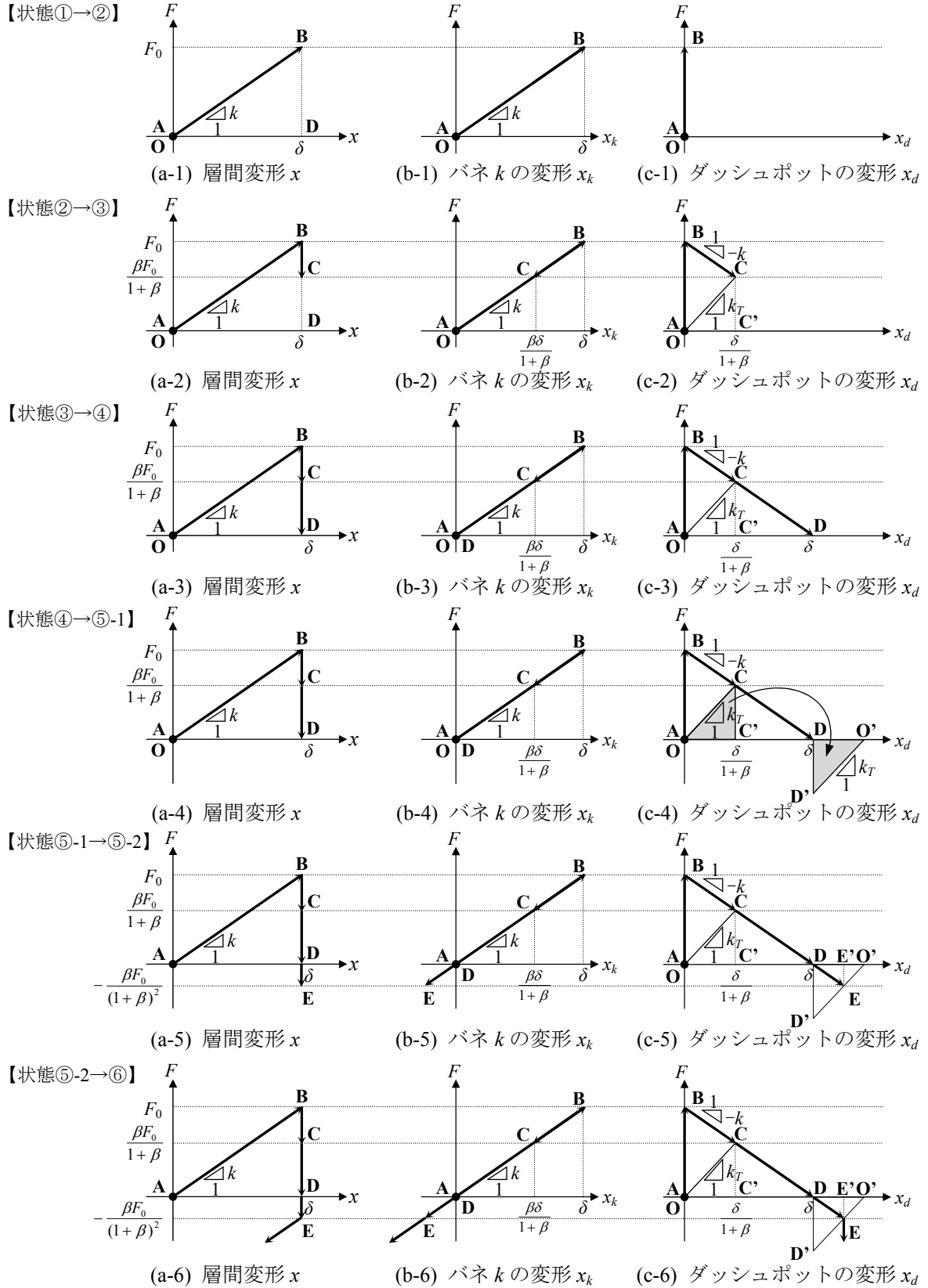


図 3.5 動作プロセスに対応した荷重変形関係の軌跡

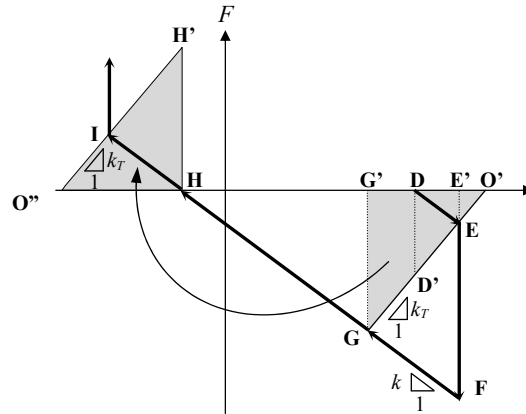


図 3.6 図 3.5(c-6)以降の荷重変形関係

$$F'' = f'' = \frac{\beta F_0 + f_0}{(1 + \beta)^2} \quad (3.2.3)$$

なお、この荷重は図 3.5(c-5)において線分 $O'D'$ と点 D から勾配を $-k$ とした直線との交点の荷重に等しい。

【状態⑤～状態⑥】

回生タンクから圧力が注入されたシリンダ室の圧力と回生タンクの圧力が均衡した点 E で制御弁 V_B を閉じ ($\eta(t) \rightarrow \eta_{\max}$)、再びブレースを剛結した状態で反対方向への振動状態に移行し、以後同じサイクルを繰り返す。

図 3.6 は、図 3.5(c-6)以降の荷重変形関係を説明したものであり、次のサイクルで制御弁 V_A を開いた時は、点 G において荷重が均衡し、台形 $E'EGG'$ の面積に対応するエネルギーが回収され、前回の残置分 ($\Delta O'EE'$) と合わせてバネ k_T には $\Delta O'GG'$ の面積分のエネルギーが蓄積される。このように、回生タンクに残置されるエネルギーあるいは荷重によってエネルギーの回収量が増加することが分かる。その後、制御弁 V_C を操作した後、制御弁 V_B を操作する時にはバネ k_T の原点は点 O'' に移動し、ダッシュポット変形 x_d は点 I まで拡大される。このように回生タンクの剛性を表すバネ k_T は、操作の度に荷重の位相が反転し、原点が移動する特殊な力学要素として理解できる。

以上のように、バネ k_T に回収したエネルギーを再利用するプロセスでバネ k およびダッシュポットの変形が拡大される（オフセット変形が生じる）ため、装置部の剛性 k が同一でも従来切替型と比べてエネルギー吸収効率を拡大することが可能となる。従来切替型と同様の ON/OFF 制御を採用し、振動エネルギーをブレース等の歪エネルギーとして蓄えるコンセプトは同じだが、歪エネルギーを一度に熱に変えて消散するのではなく、一旦回生タンクの歪エネルギーとして回収し、ダッシュポット変形を拡大するタイミングで再利用するエネルギー回生の原理を導入することで、大幅なエネルギー吸収効

率の向上を実現している。

なお、回生タンクへエネルギーを回収する方法には振動が進行している最中に制御弁 V_A もしくは V_B を開くことも考えられる。付録 B にこのような操作をした場合のエネルギー吸収量について示すが、本節で説明した動作プロセスを採用した方がエネルギー吸収効率は高い。

3. 3 基本振動特性

3. 3. 1 エネルギー吸収能力と減衰付加効果

前節において、エネルギー回生型オイルダンパにおけるエネルギー回生の原理および動作プロセスについて説明した。この一連の動作によって回生タンクには徐々に圧力が蓄積し、いずれ飽和状態に至るが、回生タンクに蓄積する圧力によりエネルギー吸収効率はさらに向上する。図 3.3 に示す 4 要素モデルの両端に変位振幅 δ の繰返し変形を受ける定常状態について考える。本節の検討においても減衰係数の可変範囲は理想的に十分広いと仮定し、動作プロセスにおける圧力移動は振動周期と比較して十分短時間に完了するものとする。

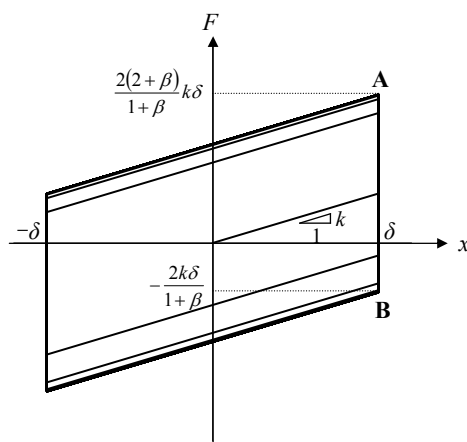


図 3.7 繰返し振動に対するエネルギー回生型の荷重変形関係

図 3.7 に一定振幅を受けるエネルギー回生型の荷重変形関係を示す。振動が繰り返すにつれて履歴面積が拡大し、ある一定の大きさに達していることがわかる。飽和状態において除荷開始前の点 **A** の装置荷重 F および回生タンク荷重 f をそれぞれ F_A 、 f_A とすると点 **B** における均衡荷重絶対値は (3.2.3) 式の関係を用いて次式で表せる。

$$F_B = f_B = \frac{\beta F_A + f_A}{(1+\beta)^2} \quad (3.3.1)$$

定常状態においては $F_A = f_B + 2k\delta$ の関係があることから、(3.3.1) 式にこの関係を代入することにより、飽和時の荷重は次式で表される。

$$F_A = \frac{2(2+\beta)}{1+\beta} k\delta, \quad f_A = \frac{2k\delta}{1+\beta} \quad (3.3.2)$$

したがって、定常 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW はタンク剛性比 β を含んだ次式で表される。

$$\Delta W = 4 \left(\frac{3+\beta}{1+\beta} \right) k\delta^2 \quad (3.3.3)$$

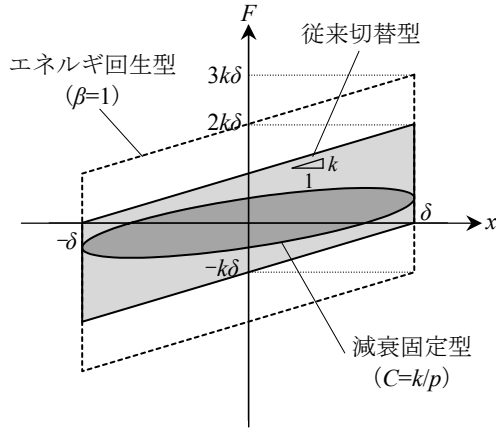


図 3.8 定常時のエネルギー吸収効率の比較

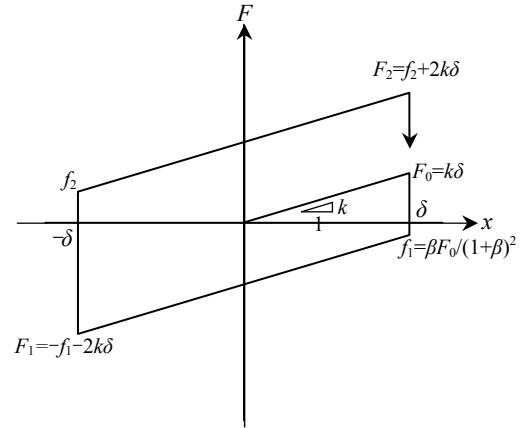


図 3.9 振動サイクルと荷重の模式図

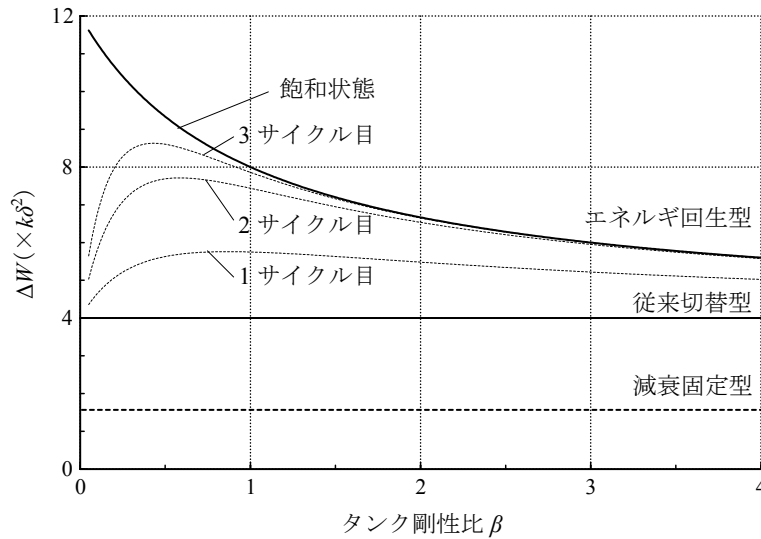

 図 3.10 タンク剛性比 β とエネルギー吸収量 ΔW

図 3.8 にタンク剛性比 β が 1 の時の飽和状態における定常 1 サイクルの荷重変形関係を示す。同図中には比較のため、最適設定された減衰固定型 ($C=k/p$) と従来切替型の履歴ループも示している。エネルギー回生型と従来切替型は ON/OFF 制御に特徴的な平行四辺形の履歴ループを描く特徴があるが、この履歴ループは振動数や振幅に依存せず相似形を保つ。同図から、エネルギー回生機構により履歴面積（エネルギー吸収量）が拡大する様子が明確に把握できる。

各振動サイクルにおけるエネルギー吸収量を評価する。図 3.9 に示すように一定振幅加力時の荷重変形関係における n 回目の片振幅時の荷重の絶対値を f_n とすると、(3.2.3) 式の関係を用いて f_n は次式で表される。

$$f_n = \frac{\beta}{(1+\beta)^{n+1}} k\delta + 2 \left\{ \frac{1}{1+\beta} - \frac{1}{(1+\beta)^n} \right\} k\delta \quad (3.3.4)$$

n を無限大としたとき、(3.3.4)式が(3.3.2)式の f_A と一致することが容易に確認できる。(3.3.4)式を用いることで各サイクルにおけるエネルギー吸収量を評価することができる。

図 3.10 にタンク剛性比 β とエネルギー吸収量 ΔW の関係を示す。図中には最適設定された減衰固定型 ($\Delta W = \pi k \delta^2 / 2$) と従来切替型 ($\Delta W = 4k\delta^2$) のエネルギー吸収量も示している。タンク剛性比 β を 0.5～1 に設定できれば、振動開始後 2～3 サイクルで従来切替型の約 2 倍 (減衰固定型の 4 倍以上)、 β が 3 程度でも従来切替型の約 1.5 倍 (減衰固定型の 3 倍以上) のエネルギー吸収効率を実現できることが分かる。したがって、回生タンクの剛性設定 (内封油の容量設定) は実装置の開発で重要なポイントとなる。

図 3.11 は定常状態における各部の変形の様子を示したものである。タンク剛性比 β を 0.5～1 に設定したとき、振動エネルギーを歪エネルギーとして蓄えるバネ k の変形は層間変形の 3 倍以上、ダッシュポット変形 x_d は 2 倍以上になる。オイルダンパのストロークはダッシュポット変形 x_d と装置変形 (主として内封油の圧縮変形) の和で表されるが、ダッシュポットと比較すれば装置変形は小さいため、ダッシュポット変形をオイルダンパのストロークと考えれば層間変形の 2 倍以上のストロークが生じることが分かる。

次に、図 3.12 に示す 1 質点系を対象に、付加減衰能力や定常応答特性 (共振曲線) について考察する。 M は建物重量、 K_f は建物フレーム剛性を表し、Maxwell モデルと 4 要素モデルの剛性 k は取付部材を含む装置部剛性を表す。本章でも 2 章と同様に装置部剛性 k とフレーム剛性 K_f の比 (剛性比) を表す次のパラメータを導入する。

$$\alpha = \frac{k}{K_f} \quad (3.3.5)$$

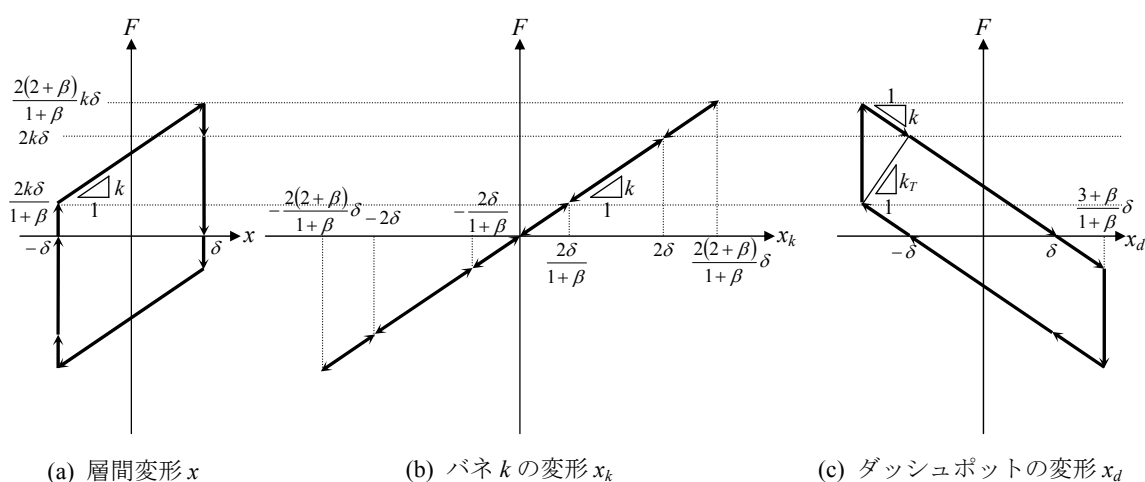


図 3.11 定常時の変形の比較

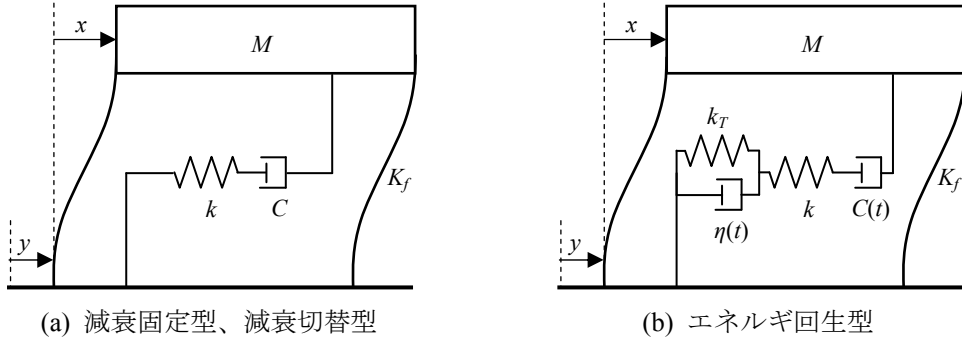


図 3.12 減衰固定型オイルダンパ設置建物の簡略力学モデル

考察対象とする剛性比 α の範囲としては、ある程度の規模の高層建物を想定し、0.5 程度以下を考える。なお、 k 、 K_f ともに弾性と仮定し、本節ではフレームの内部減衰は考慮しない。

減衰固定型の 1 質点系の共振振動数で減衰定数 h を最大にする減衰係数 C_{opt} および減衰定数 h は次式で表される。

$$C_{opt} = \frac{k}{\omega} \sqrt{\frac{2+\alpha}{2(1+\alpha)^2}} \quad (2.1.24) \text{ 再掲} \quad (3.3.6)$$

$$h = \frac{\alpha}{4\sqrt{1+\alpha}} \quad (2.1.26) \text{ 再掲} \quad (3.3.7)$$

ω はフレームのみの固有振動数 ($=\sqrt{K_f/M}$) である。

従来切替型の定常 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW は $4k\delta^2$ であり、次の複素剛性モデルで近似できる。

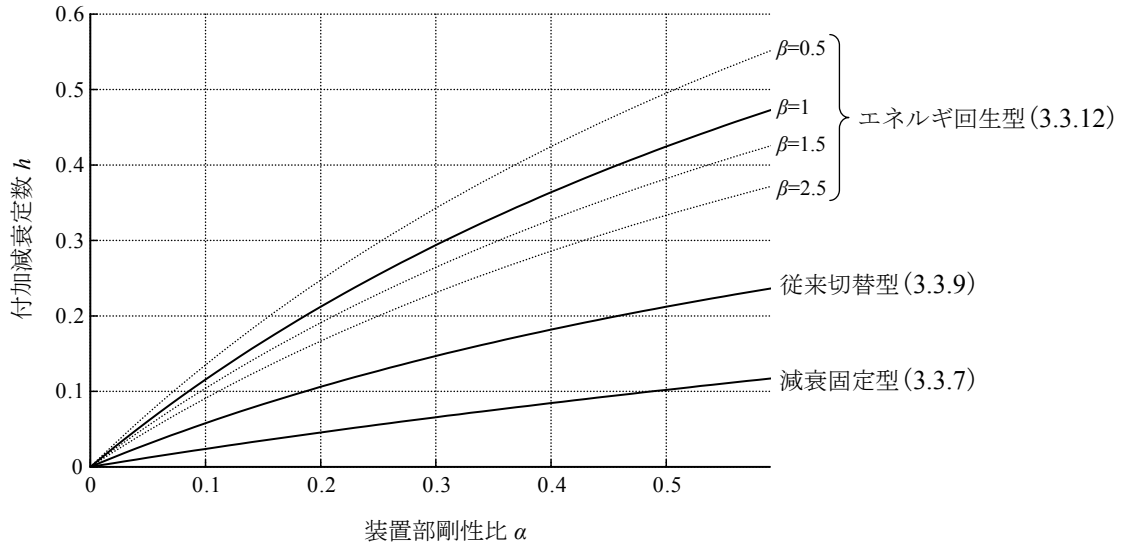
$$k^* = k + \frac{4}{\pi} ki \quad (2.2.6) \text{ 再掲} \quad (3.3.8)$$

系の減衰係数はフレーム剛性を考慮した $h = \text{Im}[k^*]/(2\text{Re}[K_f + k^*])$ から次式で表される。

$$h = \frac{2\alpha}{\pi(1+\alpha)} \quad (2.2.8) \text{ 再掲} \quad (3.3.9)$$

エネルギー回生型も従来切替型と同様に履歴ループは荷重制限以下であれば振動数や振幅に依存せず相似形を保つことが特徴であり、(3.3.10) 式に示す 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW と複素剛性の関係を考慮するとエネルギー回生型の複素剛性モデルは(3.3.11) 式で表される。

$$\Delta W = 4 \left(\frac{3+\beta}{1+\beta} \right) k \delta^2 = \pi \text{Im}[k^*] \delta^2 \quad (3.3.10)$$

図 3.13 付加減衰定数と剛性比 α の関係

$$k^* = k + \frac{4}{\pi} \left(\frac{3+\beta}{1+\beta} \right) ki \quad (3.3.11)$$

この時、エネルギー回生型の系全体の減衰定数 h は次式で表される。

$$h = \frac{2\alpha}{\pi(1+\alpha)} \left(\frac{3+\beta}{1+\beta} \right) \quad (3.3.12)$$

これらを比較したものを図 3.13 に示す。エネルギー回生型の付加減衰定数はタンク剛性比 β に依存するが、 $\beta \div 1$ 前後に設定すれば、同一の剛性比 α の条件下で、従来切替型の約 2 倍、減衰固定型の約 4 倍の減衰付加能力があることが分かる。図 3.13 を別の視点から見ると、従来切替型は減衰固定型の約 1/2.5、エネルギー回生型は減衰固定型の約 1/5 の剛性比 α で同じ付加減衰定数を実現できることが分かる。これは 2.2.5 節で考察したように、エネルギー回生型オイルダンパの制御効果も従来切替型と同様に「見かけ上の剛性比の向上」として解釈できることを示唆している。

3.3.2 定常応答特性

次に、定常応答特性（共振曲線）について考察する。調和地動 $y=e^{ipt}$ に対する変位応答倍率を考える。従来切替型およびエネルギー回生型オイルダンパが設置された振動系の運動方程式は複素剛性 k^* を用いて次式で表される。

$$M\ddot{x} + (K_f + k^*)x = Mp^2 e^{ipt} \quad (3.3.13)$$

(3.3.8)式あるいは(3.3.11)式の複素剛性モデルを(3.3.13)式に代入し、整理すれば調和地動に対する変位応答倍率が $z=p/\omega$ として次式のように得られる。

$$\left| \frac{x}{y} \right| = \frac{z^2}{\sqrt{\{1 + \alpha - z^2\}^2 + (\alpha V)^2}} \quad (3.3.14)$$

ここで、

$$V = \frac{4}{\pi} \quad : \text{従来切替型} \quad (3.3.15)$$

$$V = \frac{4}{\pi} \left(\frac{3 + \beta}{1 + \beta} \right) \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.3.16)$$

同様に加速度応答倍率を求めることを考える。2.2.5 節で述べた様に ON/OFF 制御に特徴的な平行四辺形の履歴ループを示す減衰装置を配置した 1 質点系の絶対加速度波形（層せん断力波形）は正弦波と見なせないため、等価線形特性を用いただけでは正しく評価できない。そこで、文献[56]と同様に、履歴ループの形状が振幅に依らず相似形を保つことを利用して、絶対加速度の振幅最大値を評価する。まず、図 3.14 に示すように系の復元力最大値 Q_{\max} とフレームせん断力 $K_f \delta$ の関係を表すパラメータ λ を導入する。

$$Q_{\max} = (K_f x + F)_{\max} = \lambda K_f \delta \quad (3.3.17)$$

パラメータ λ は定常履歴ループの幾何学的な関係より定まり、次式で表される。

$$\lambda = 2\alpha + 1 \quad : \text{従来切替型} \quad (3.3.18)$$

$$\lambda = 2\alpha \left(\frac{3 + \beta}{1 + \beta} \right) + 1 \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.3.19)$$

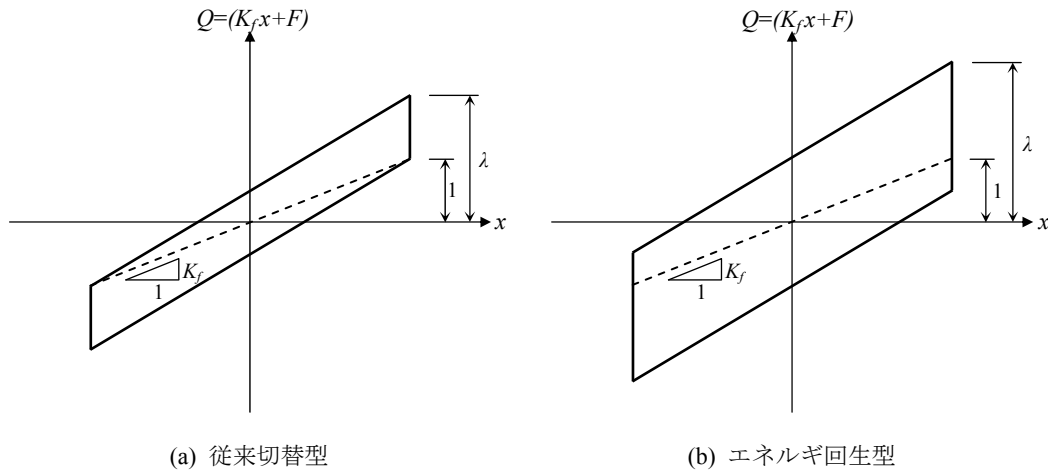


図 3.14 復元力最大値を表すパラメータ λ の定義

λ により変位振幅と加速度最大値が次のように関係付けられる。

$$|\ddot{x} + \ddot{y}| = \frac{(K_f + F)_{\max}}{M} = \lambda \omega^2 |x| \quad (3.3.20)$$

(3.3.14)式および(3.3.20)式より絶対加速度応答倍率（ピーク値）を表す次式が得られる。

$$\left| \frac{\ddot{x} + \ddot{y}}{\ddot{y}} \right| = \frac{\lambda \omega^2}{p^2} \left| \frac{x}{y} \right| = \frac{\lambda}{\sqrt{\{1 + \alpha - z^2\}^2 + (\alpha V)^2}} \quad (3.3.21)$$

$\alpha=0.2, 0.5$ の場合について、変位応答倍率（図 3.15）と絶対加速度応答倍率（図 3.16）に示す。エネルギー回生型のタンク剛性比 β は 1 とした。両図ともに減衰係数 C を (3.3.6) 式により最適設定した減衰固定型の共振曲線も示してある。等価線形特性から予測されるように、従来切替型、エネルギー回生型のどちらも制御時には見かけ上剛性が付与されて共振振動数が高振動数側にシフトしている様子が観察される。共振点高さに関しても図 3.13 から推察される通り、減衰固定型に対して従来切替型は約 1/2、エネルギー回生型では約 1/4 に低減されている。なお、両図中の $+$ や \bullet の記号は、正弦波入力に対する応答を Maxwell モデルおよび 4 要素モデルを離散化した数値解析によって求めた結果をプロットしたものである。減衰係数 C および η の可変範囲は、(3.3.6) 式により定まる C_{opt} を基準として、 $C_{\max}=\eta_{\max} \geq 100 C_{opt}$ 、 $C_{\min}=\eta_{\min} \geq 0.01 C_{opt}$ に設定した。応答解析結果は等価線形特性を用いた共振曲線と良好に一致しており、従来切替型およびエネルギー回生型の定常応答特性が、複素剛性モデル（等価線形モデル）で良好に評価できることが確認された。

次に、図 3.13 から示唆されるように減衰係数の切替やエネルギー回生における制御効果が「見かけ上の剛性比の向上」として解釈できることを確認するために、減衰固定型の剛性比 α を 0.5 とし、従来切替型の剛性比 α を 0.2（減衰固定型の 1/2.5 倍）、エネルギー回生型オイルダンパの剛性比 α を 0.1（減衰固定型の 1/5 倍）に設定した場合の共振曲線を図 3.17 に示す。剛性比 α の異なる 3 種類のダンパの共振曲線は非常に良く合致しており、従来切替型やエネルギー回生型オイルダンパは、「見かけ上剛性比 α が数倍大きい最適調整された減衰固定型と同等の効果を調整不要で実現するもの」と解釈できる。定常的な振動を対象とした本節の結果によれば、1 質点系システムの定常状態における応答低減効果は、減衰固定型に対する制御による見かけの剛性比 α の向上率は、従来切替型は約 2.5 倍、エネルギー回生型オイルダンパは約 5 倍に相当する。

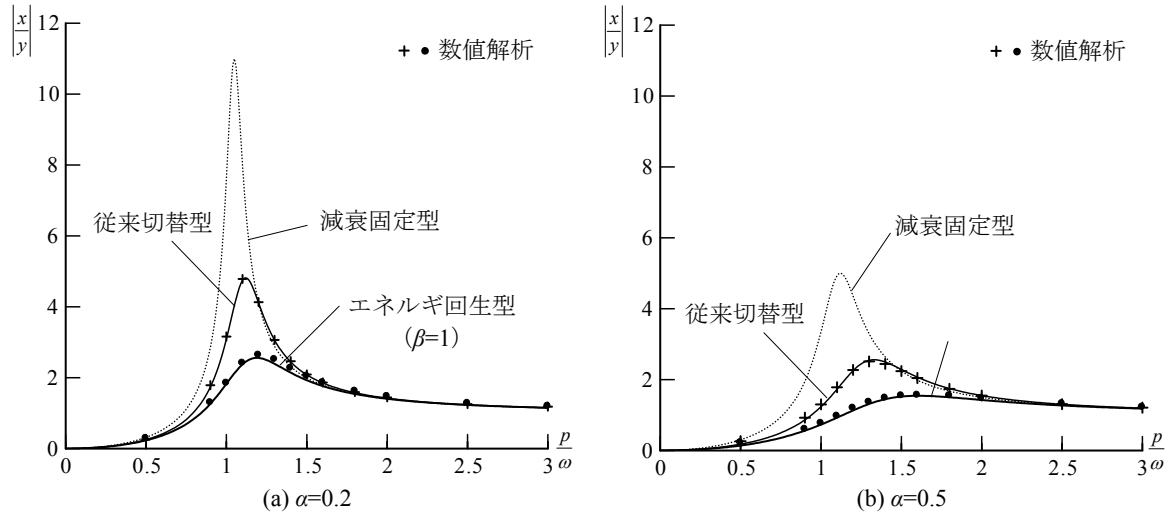


図 3.15 定常応答特性（変位応答倍率）

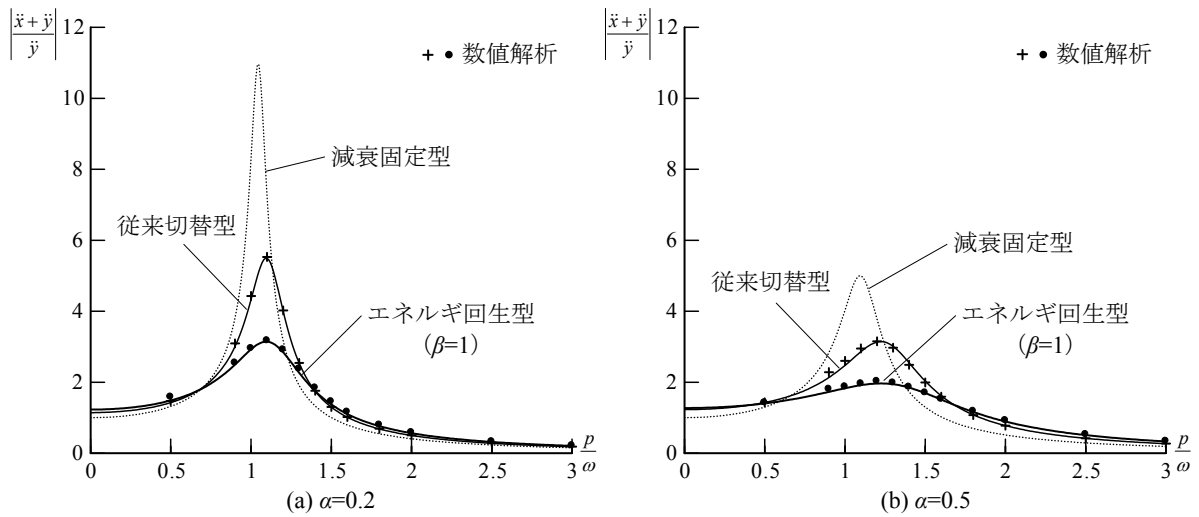


図 3.16 定常応答特性（絶対加速度応答倍率）

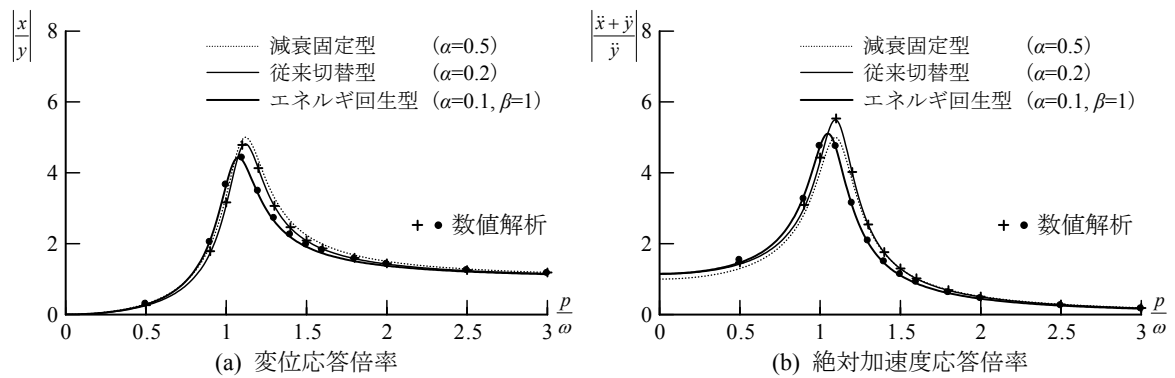


図 3.17 制御による剛性比の向上効果

3.3.3 リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形特性

本節ではリリーフ（荷重制限）機構がエネルギー回生型のエネルギー吸収能力に与える影響について検討するとともに、初期減衰係数が $C=k/p$ として最適設定された減衰固定型および従来切替型と比較検討する。なお、リリーフ機構作動後の第2減衰係数は0と仮定する。

リリーフ荷重 F_R を、荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係を用いて次式で表す。

$$F_R = \mu F_{\max} \quad (3.3.22)$$

ここで、 μ はリリーフ荷重を定義するパラメータ ($0 \leq \mu \leq 1$) であり、 $\mu < 1$ の時にはリリーフ機構が作動して荷重が制限される。リリーフ作動時の履歴形状とパラメータ μ の関係を図 3.18 に示す。1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW は、図 3.18 に示すリリーフ機構作動時の定常履歴ループから (3.3.1) 式を用いた均衡荷重の適合条件を考慮して付録 C に示す方法により次式で表される。

$$\Delta W = 8\mu \left(\frac{2+\beta}{1+\beta} - 0.5\mu \right) k \delta^2 \quad (3.3.23)$$

等価剛性については、減衰固定型と同様に最小 2 乗法に基づいた Caughey の等価線形化法⁹²⁾を適用すると次式で表される（付録 A 参照）。

$$k_e = \frac{k}{\pi} \left(\theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) \quad (3.3.24)$$

ここで、 $\theta = \cos^{-1}(1-2\mu)$

(3.3.24) 式は従来切替型の (2.2.18) 式と完全に一致する。そのため、従来切替型と同様に次の簡単な式で近似する。(3.3.24) 式と (3.3.25) 式を比較して図 3.19 に示す。

$$k_e = \mu k \quad (3.3.25)$$

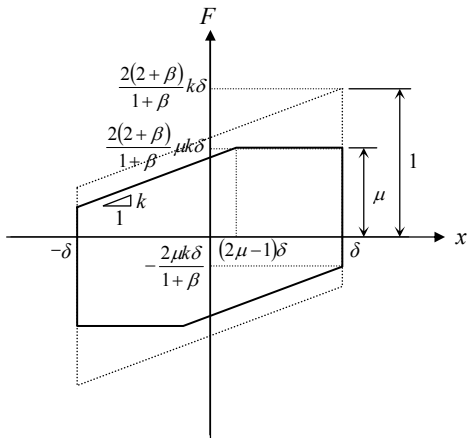


図 3.18 履歴形状とパラメータ μ の関係

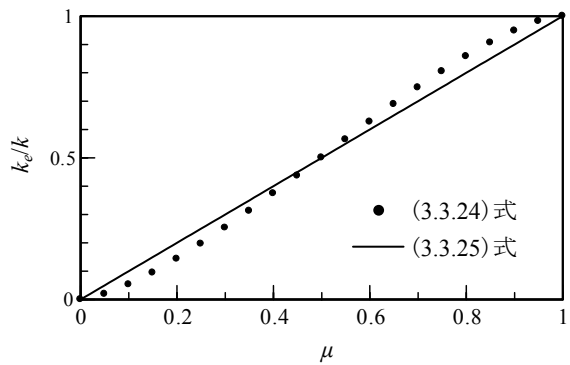


図 3.19 リリーフ機構作動時の等価剛性

3. 4 地震応答低減能力に関する検討

3. 4. 1 検討条件

前節までに、エネルギー回生型の定常振動特性が(3.3.11)式の等価線形モデルで表されることを示し、定常状態における特性を明らかにした。エネルギー回生型は繰り返し振動に伴い回生タンクにエネルギーが蓄積されていくため、有限継続時間の非定常な地震外乱の最中にどの程度のエネルギー回生効率が発揮できるかについて、地震応答解析により検討する。

検討モデルは図 3.12 に示す 1 質点系モデルとし、建物フレーム K_f のみの固有周期として 1、2、3、4 秒の 4 ケースを設定し、建物フレーム K_f には 2% の内部減衰を考慮する。検討するオイルダンパの種類はこれまでと同様、減衰固定型、従来切替型、エネルギー回生型の 3 種類とし、装置部剛性比 α としては、 $\alpha=0.1$ 、 0.2 、 0.5 の 3 ケースを設定する。

図 3.20 に検討用地震波の速度応答スペクトルを示す。地震波 A、B は告示波の手法で作成した模擬地震波であり、主要動の継続時間の違う 2 波を採用した。A は乱数位相、B は JMA 神戸 EW 位相である。地震波 C、D は代表的な既往観測波であり、C はエルセントロ (1940) NS、D は八戸 (1968) NS である。3.4.2 節では剛性条件 (装置部剛性比 α 、タンク剛性比 β) が与える影響について焦点を絞り、入力加速度を 100cm/s^2 に基準化した基本入力レベルに対して検討を行うものとし、装置の荷重制限 (リリース機構) は考慮しない。3.4.3 節では入力加速度を係数倍して入力し、装置の荷重制限が応答低減効果に及ぼす影響 (入力レベル依存性) について考察する。

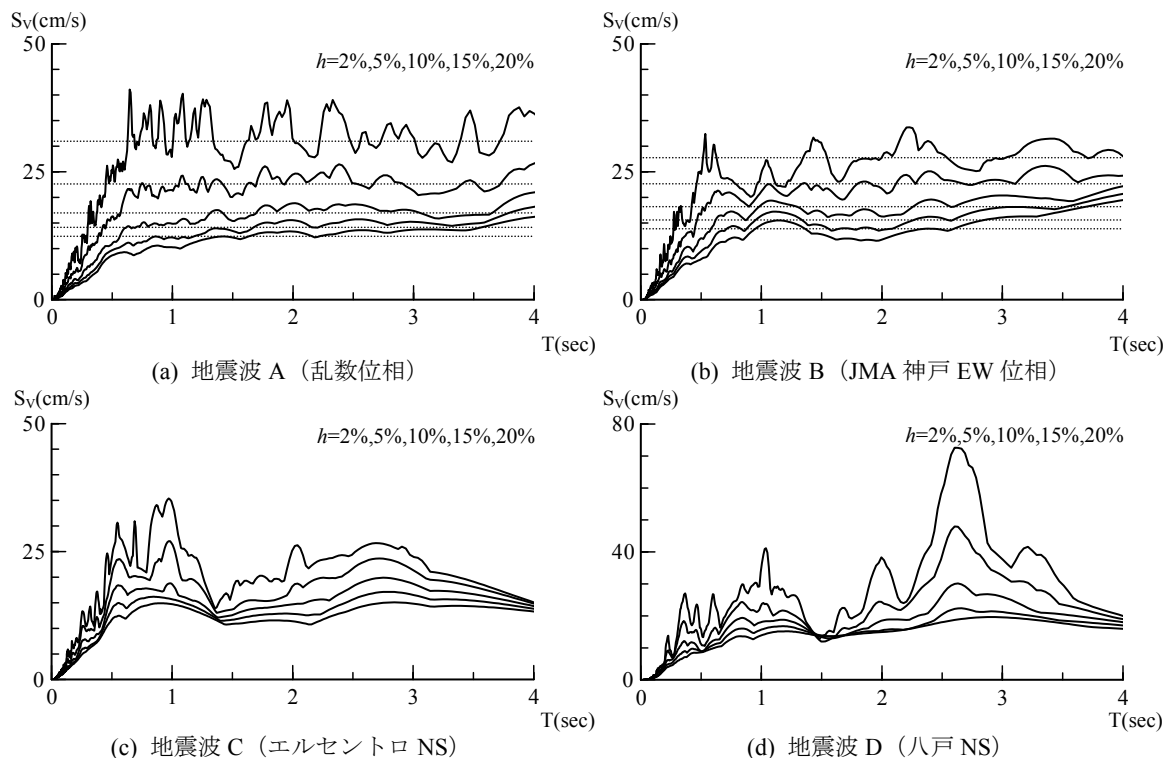


図 3.20 検討用地震波の速度応答スペクトル (100cm/s^2 に基準化)

3.4.2 剛性条件と地震応答低減能力の関係

図 3.21 は、非制御（オイルダンパ無し）の応答変位に対する各ダンパ設置時の応答変位の比（応答低減率）を示したものである。エネルギー回生型のタンク剛性比 β は 1 に設定した。棒グラフの値はモデル周期 1～4 秒の応答結果の平均値を示している。剛性比 α が同じケースの応答低減効果は、減衰固定型＜従来切替型＜エネルギー回生型、と予測された通りの順番となっている。また、地震波 A の応答低減率が比較的大きい（減衰の効果が高い）傾向も応答スペクトルから予想される通りである。次に、地震時の付加減衰定数を調べるため、ダンパ設置モデルの応答変位波形との 2 乗平均誤差が最小になる応答変位波形を生じる線形 1 質点系を同定した。図 3.22 は同定結果（モデル周期 1～4 秒の平均値：初期減衰を除いた付加分）と各ダンパの理論値（減衰固定型：(3.3.7) 式、従来切替型：(3.3.9) 式、エネルギー回生型：(3.3.12) 式）を比較したものである。従来切替型は、ほぼ予測値の通り減衰固定型の約 2 倍の減衰を付加している。エネルギー回生型の同定値に着目すると、従来切替型の約 1.5～1.6 倍（減衰固定型の 3 倍以上）に達してはいるものの、定常時（回生タンク荷重飽和状態）を仮定した (3.3.12) 式の予測値に比べてやや小さく、0.8 倍程度に留まっている。

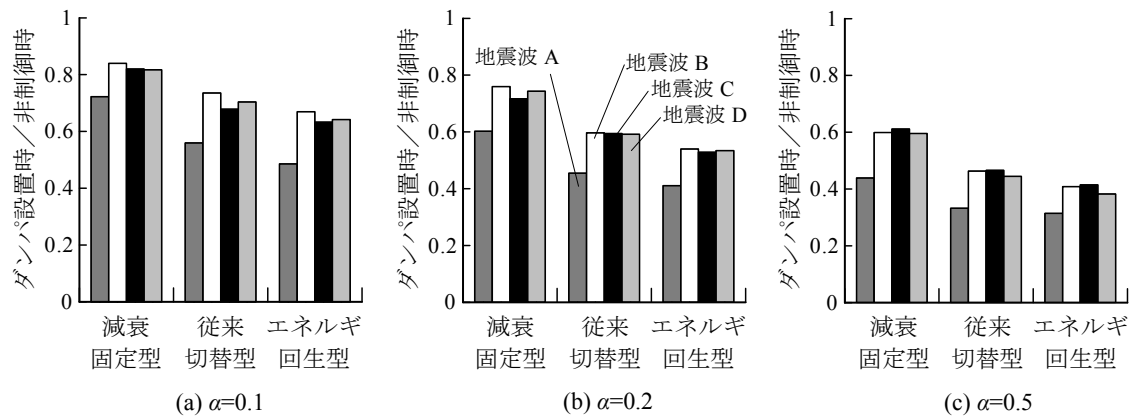


図 3.21 変位応答低減率（ダンパ設置時／非制御時）

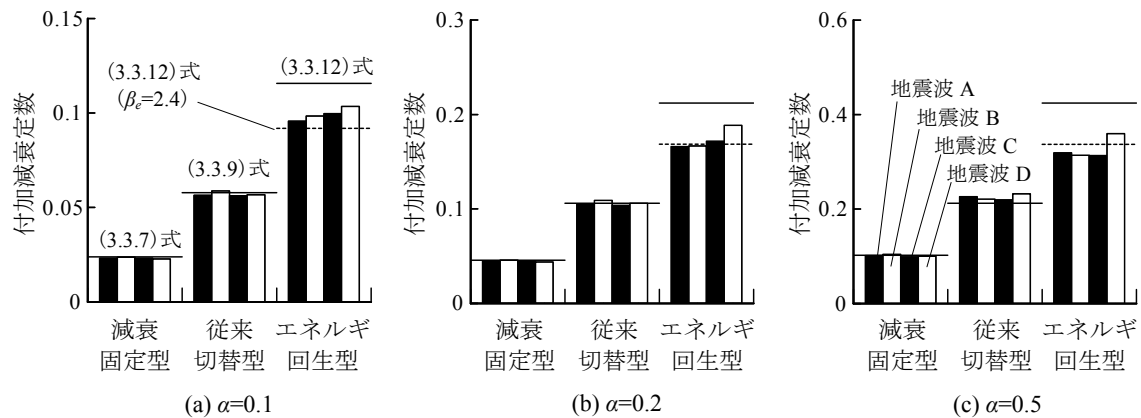


図 3.22 同定された地震時の付加減衰定数

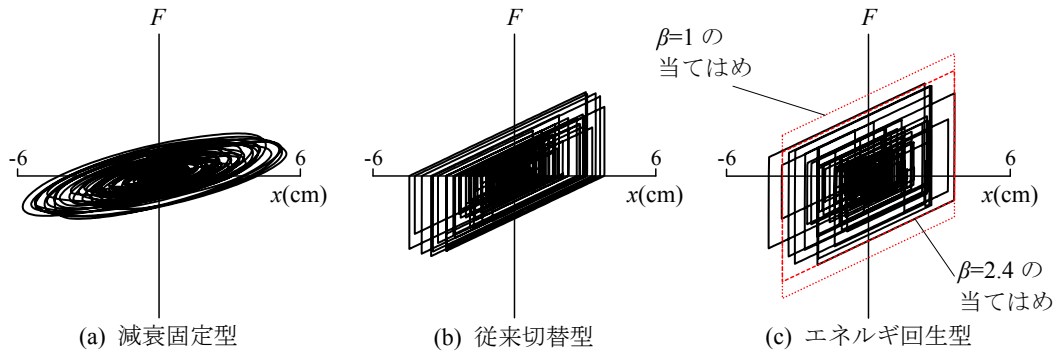


図 3.23 装置部の荷重変形関係の例（地震波 A、周期 2 秒、剛性比 $\alpha=0.2$ ）

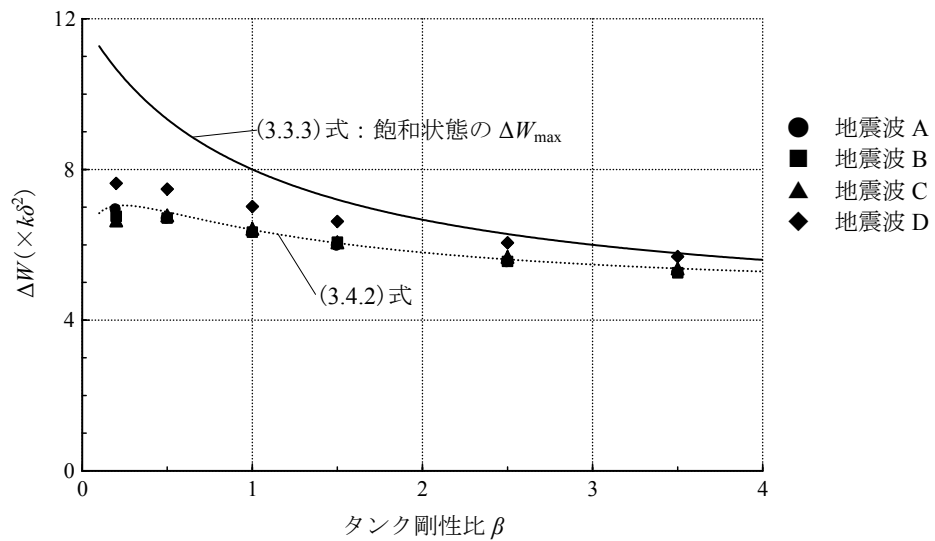
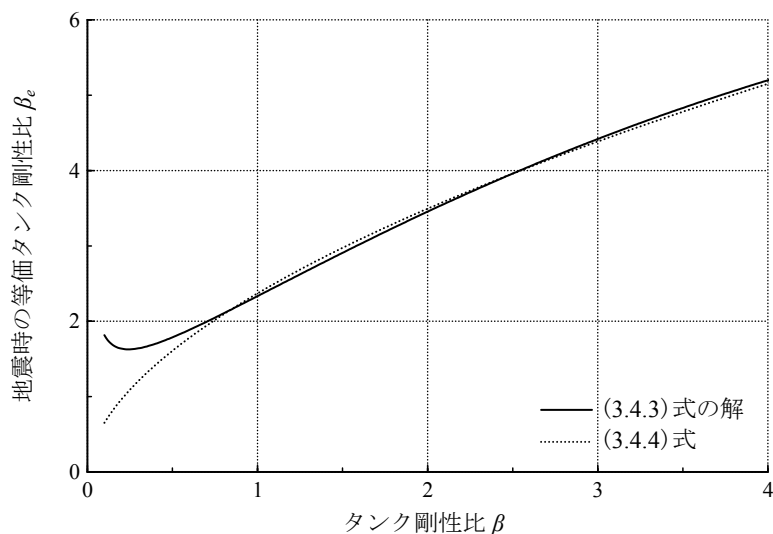


図 3.24 地震時のエネルギー吸収効率

図 3.23 は装置部の荷重変形関係の例を示したものであるが、図 3.23(c)にはエネルギー回生型の履歴ループを包絡するように定常時のループを当てはめてある。同図からは明らかに設定したタンク剛性比 $\beta=1$ の履歴よりも小さい範囲に留まっており、地震時の制御特性として、飽和時の特性をそのまま用いる訳にはいかないことが分かる。そこで、タンク剛性比 β の設定値として 0.2、0.5、1.5、2.5、3.5 のケースを追加した応答解析を行い、同定された付加減衰定数をもとに (3.3.3) 式、(3.3.12) 式の関係を用いて次式のように地震時の等価 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW_{eq} に換算する。

$$\Delta W_{eq} = \frac{2\pi}{\alpha} (1 + \alpha) h k \delta^2 \quad (3.4.1)$$

各地震波について、3 ケースの剛性比 $\alpha \times$ モデル周期 1～4 秒の計 12 ケースの結果の平均値と飽和時の 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW_{\max} を比較して図 3.24 に示す。タンク剛性比 β が小さい程、飽和時のエネルギー吸収量 ΔW_{\max} とは乖離していく傾向が全ての地震波で認められる。地震波 D の

図 3.25 地震時の等価タンク剛性比 β_e

みやや高めのエネルギー吸収効率を示しているが、他の 3 波の違いは小さく、概ね次式で近似できる。

$$\Delta W_{eq} = 0.8\beta^{0.12}\Delta W_{max} \quad (3.4.2)$$

ここで、図 3.23(c)の履歴ループに再度着目すると、地震時の制御時特性として、見かけ上 β が大きくなっていると考え、履歴面積・形状を上手く表現できそうである。そこで、地震時のエネルギー吸収量 ΔW_{eq} と等しい飽和時のエネルギー吸収量 ΔW_{max} を与える等価タンク剛性比 β_e を考える。すなわち、

$$4\left(\frac{3+\beta_e}{1+\beta_e}\right) = 4\left(\frac{3+\beta}{1+\beta}\right) \times 0.8\beta^{0.12} \quad (3.4.3)$$

(3.4.3) 式を等価タンク剛性比 β_e について解き、図示したものが図 3.25 である。同図には次式の近似式を合わせて示しているが、 $\beta \geq 0.5$ の範囲では良好に近似できている。

$$\beta_e = 2.37\beta^{0.56} \quad (3.4.4)$$

応答解析モデルに設定したタンク剛性比 ($\beta=1$) に対する等価タンク剛性比 β_e を 2.4 と仮定し、(3.3.12) 式により計算した付加減衰定数の予測値を図 3.22 に破線で示してある。修正した予測値は同定値と概ね対応しており、地震時の特性を評価する場合は、等価タンク剛性比 β_e を (3.4.4) 式により評価すれば良いことが分かる。

ところで、図 3.13 から分かる通り、剛性比 α がそれ程大きくない範囲では、地震時の付加減衰定数（エネルギー吸収効率）が飽和時の 0.8 倍になることは、剛性比 α が 0.8 倍 (=1/1.25 倍) になる

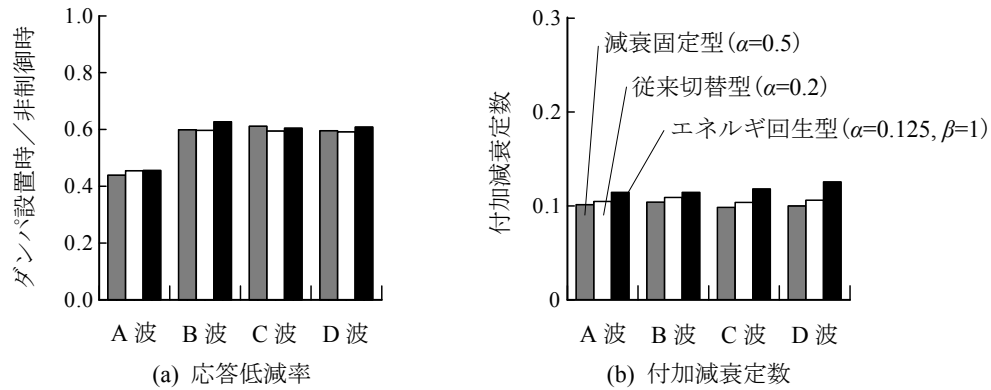


図 3.26 地震時における制御による剛性比の向上効果

ことと等価である。換言すれば、タンク剛性比 β が 1 の飽和時特性を地震時に発揮させるためには α を予め 1.25 倍しておけば良いことになる。この推測の妥当性を確認するため、タンク剛性比 β を 1 としたまま剛性比 α を 0.125 に設定したモデルの地震応答解析結果を図 3.26 に示す。図 3.17 での議論を参考に、剛性比 $\alpha=0.5$ の減衰固定型、剛性比 $\alpha=0.2$ の従来切替型の結果も比較して示してある。制御効果を考慮して剛性比 α を変えた 3 種類のオイルダンパの応答低減率および付加減衰定数はほぼ同等であることが確認できる。したがって、従来切替型およびエネルギー回生型オイルダンパの制御効果が「見かけ上の剛性比の向上効果」として解釈できることが地震時にも確認された。なお、減衰固定型に対するエネルギー回生型オイルダンパの剛性比 α の向上率は約 4 倍であり、3.3 節で示した定常振動時における剛性向上率の約 0.8 倍となる。

3.4.3 荷重制限を考慮した地震応答低減能力の考察

前節までの検討では、剛性条件（装置部剛性比 α 、タンク剛性比 β ）が与える影響に焦点を絞ったが、装置に荷重制限（リリーフ機構）がある場合は、剛性条件に加えて荷重の制約を考慮する必要がある。本節では、リリーフ機構作動時の地震応答低減効果について、等価線形モデルを用いた評価を試み、地震応答解析結果と比較する。

まず、減衰固定型、従来切替型およびエネルギー回生型の各オイルダンパの荷重制限を考慮した等価線形特性についてまとめる。装置のリリーフ荷重 F_R を荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係をも (3.3.22) 式のようにパラメータ μ を用いて表し、吸収エネルギー量と等価剛性を次式で表す。

$$\Delta W = w(\mu)k\delta^2 \quad (3.4.5)$$

$$k_e = g(\mu)k \quad (3.4.6)$$

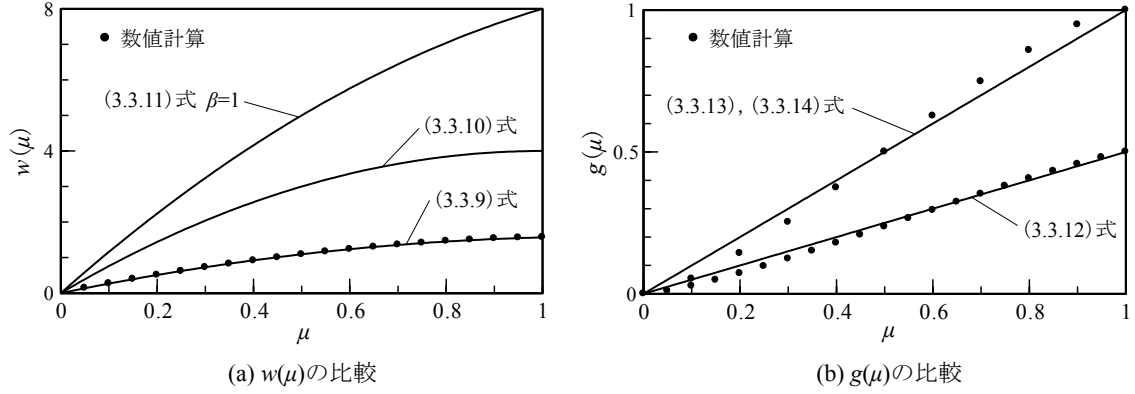


図 3.27 リリーフ機構作動時の等価線形特性

なお、以後の考察では、減衰固定型は初期減衰係数が $C=k/p$ に設定されているものとし、3 種類全てのダンパのリリーフ機構作動後の第 2 減衰係数は 0 と仮定する。2.1.4 節、2.2.6 節、3.3.3 節の検討結果からそれぞれのダンパの 1 サイクルのエネルギー吸収量は以下のようにまとめられる。

$$w(\mu) = 2.8\mu(1 - 0.44\mu) \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.7)$$

$$w(\mu) = 8\mu(1 - 0.5\mu) \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.8)$$

$$w(\mu) = 8\mu \left(\frac{2+\beta}{1+\beta} - 0.5\mu \right) \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.9)$$

同様に等価剛性は以下のようにまとめられる。

$$g(\mu) = \mu/2 \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.10)$$

$$g(\mu) = \mu \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.11)$$

$$g(\mu) = \mu \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.12)$$

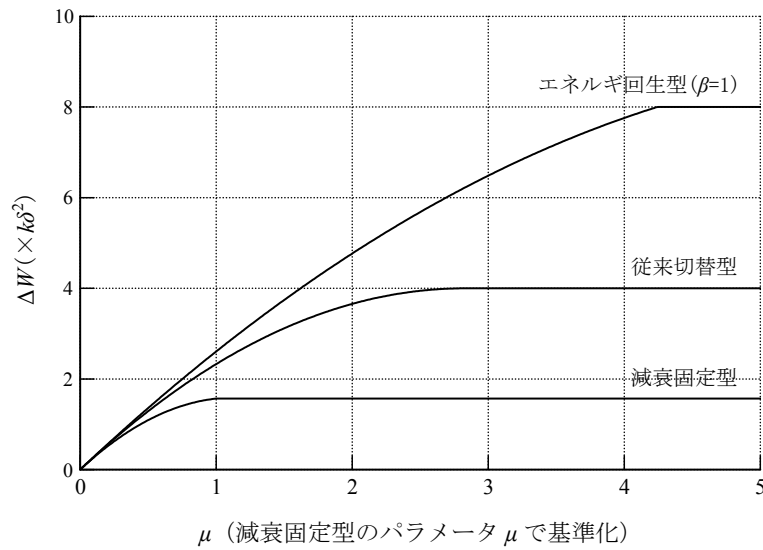
上記の等価線形特性を図 3.27 に示す。近似式作成のものとなる数値計算結果も合わせてプロットしてある。

これまでは各オイルダンパの最大発生荷重の比としてリリーフ荷重を定義したが、同一荷重に対する各オイルダンパのエネルギー吸収量について考察する。荷重制限がない時、各オイルダンパの最大荷重は次式で表される。

$$F_{\max} = \frac{1}{\sqrt{2}} k\delta \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.13)$$

$$F_{\max} = 2k\delta \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.14)$$

$$F_{\max} = \frac{2(2+\beta)}{1+\beta} k\delta \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.15)$$


 図 3.28 各オイルダンパのパラメータ μ に対するエネルギー吸収量

したがって、減衰固定型のパラメータ μ に対する減衰固定型およびエネルギー回生型のパラメータ μ の倍率はそれぞれ $\sqrt{2}/4$ 倍、 $\sqrt{2}(1+\beta)/(8+4\beta)$ 倍となる。図 3.28 は減衰固定型のパラメータ μ を基準としたときの各オイルダンパのエネルギー吸収量 ΔW を示したものである。同図中においてエネルギー回生型はタンク剛性比 β が 1 の結果を示している。

エネルギー回生型は他のオイルダンパと比較して同一変位振幅における装置発生荷重が大きく、荷重制限の影響を大きく受けるが、タンク剛性比 β を 1 程度に設定できれば、従来切替型の最大発生荷重時においても減衰固定型の約 4 倍、従来切替型の約 1.6 倍のエネルギー吸収量を示し、さらに荷重制限が大きくなる減衰固定型の最大発生荷重時においても減衰固定型の約 1.7 倍のエネルギー吸収量を発揮できることが分かる。

次に、地震応答低減効果と入力レベルとの関係について考察する。地震応答最大値 R と減衰定数 h の一般的な関係を表す評価式としては様々なものが提案されているが、本論文では次式⁹³⁾を採用する。

$$R \propto \frac{1}{\sqrt{1+Nh}} \quad (3.4.16)$$

ここで、 N は減衰の影響を表す定数であり、地震動の性質（主に継続時間）により定まる。図 3.20 の地震波 A と地震波 B には (3.4.16) 式を当てはめた結果が破線で示してある。地震波 A は $N \approx 70$ 、地震波 B は $N \approx 25$ に対応するようである。減衰定数 h は、建物フレームの内部減衰定数にダンパによる付加減衰定数を加えたものである。速度スペクトル一定の振動数帯を対象とすると、等価振動数および入力レベルの変化を考慮した変位応答 R_D の相対的關係は次式で表される。

$$R_D \propto \frac{Q}{\sqrt{1+N(h_0+\Delta h)}} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) \quad (3.4.17)$$

ここで、 Q は地震動の入力レベル、 ω は建物フレームのみの固有振動数、 ω_e はダンパの付加剛性を考慮した等価振動数、 h_0 は建物フレームの内部減衰定数、 Δh はダンパによる付加減衰定数を表す。地震入力レベルが基準レベル Q_0 の時の非制御系 ($\Delta h=0$) の応答変形を δ_0 と置くと、(3.4.17) 式は次式のように表される。

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{1+n\Delta h}} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) \left(\frac{Q}{Q_0} \right) \delta_0 \quad (3.4.18)$$

ここで、 $n = N/(1+Nh_0)$

例えば、内部減衰 $h_0=0.02$ を仮定し、 $N=25\sim 70$ 程度を対象とすると $n=15\sim 30$ 程度となる。(3.4.18) 式により等価振動数および付加減衰定数と応答の関係が得られるため、各種依存性を考慮した地震応答評価が可能となる。 $w(\mu)$ 、 $g(\mu)$ を用いると、各装置が設置された振動系の等価付加減衰定数と等価振動数は次式で表される。

$$\Delta h = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{W_e} = \frac{\Delta W}{2\pi(K_f + k_e)\delta^2} = \frac{\alpha w(\mu)}{2\pi\{1 + \alpha g(\mu)\}} \quad (3.4.19)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{K_f + k_e}{M}} = \omega \sqrt{1 + \alpha g(\mu)} \quad (3.4.20)$$

各ダンパが $Q=Q_0$ の時にリリーフ荷重に達するものとする、この時の変形 δ_R は次式で表される。

$$\delta_R = \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha g(1) + \frac{n\alpha w(1)}{2\pi}}} \delta_0 \quad (3.4.21)$$

入力レベル Q が Q_0 を超えてダンパがリリーフ領域に入ると $\mu < 1$ となる。リリーフ後の系の変形は、

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha g(\mu) + \frac{n\alpha w(\mu)}{2\pi}}} \left(\frac{Q}{Q_0} \right) \delta_0 \quad (3.4.22)$$

よって、

$$\frac{\delta}{\delta_R} = \frac{1}{\mu} = \sqrt{\frac{1 + \alpha g(1) + \frac{n\alpha w(1)}{2\pi}}{1 + \alpha g(\mu) + \frac{n\alpha w(\mu)}{2\pi}}} \left(\frac{Q}{Q_0} \right) \quad (3.4.23)$$

(3.4.23) 式は、 $Q/Q_0 > 1$ の時に $\mu < 1$ の範囲で有意な解をもつ μ に関する 2 次方程式であり、容易に解を得ることができる。

(3.4.7)～(3.4.9)式を $w(\mu)=a\mu-b\mu^2$ 、(3.4.10)～(3.4.12)式を $g(\mu)=c\mu$ 、 $Q/Q_0=q$ と表せば、(3.4.23)式は次式で表せる。

$$\frac{1}{\mu} = \sqrt{\frac{1 + \alpha g(1) + \frac{n\alpha w(1)}{2\pi}}{1 + \alpha c\mu + \frac{n\alpha}{2\pi}(a\mu - b\mu^2)}} q \quad (3.4.24)$$

両辺を二乗し、(3.4.23)式が、 $Q/Q_0>1$ の時に $\mu<1$ の範囲で有意な解をもつことに注意して μ について解けば次式が得られる。

$$\mu = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4\left(Aq^2 + \frac{n\alpha}{2\pi}b\right)}}{2\left(Aq^2 + \frac{n\alpha}{2\pi}b\right)} \quad (3.4.25)$$

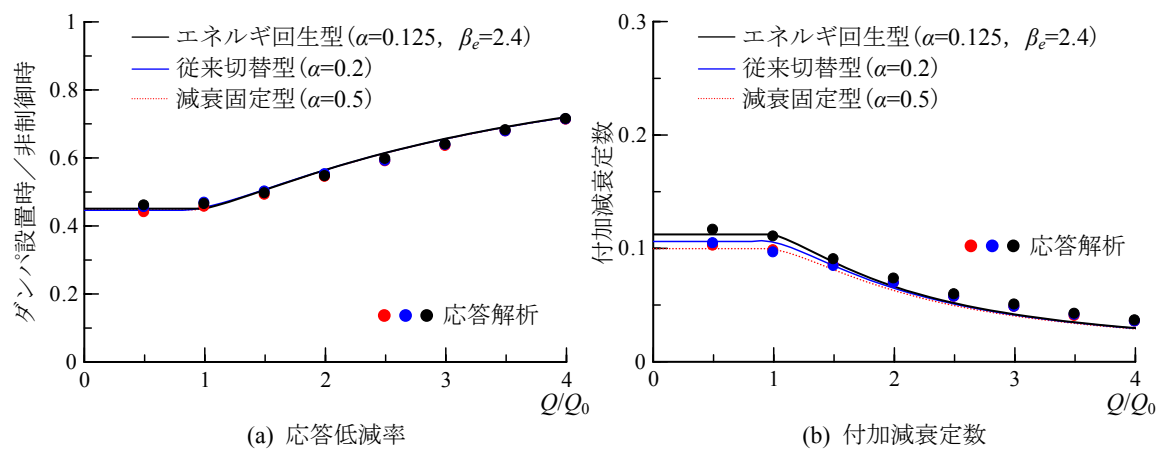
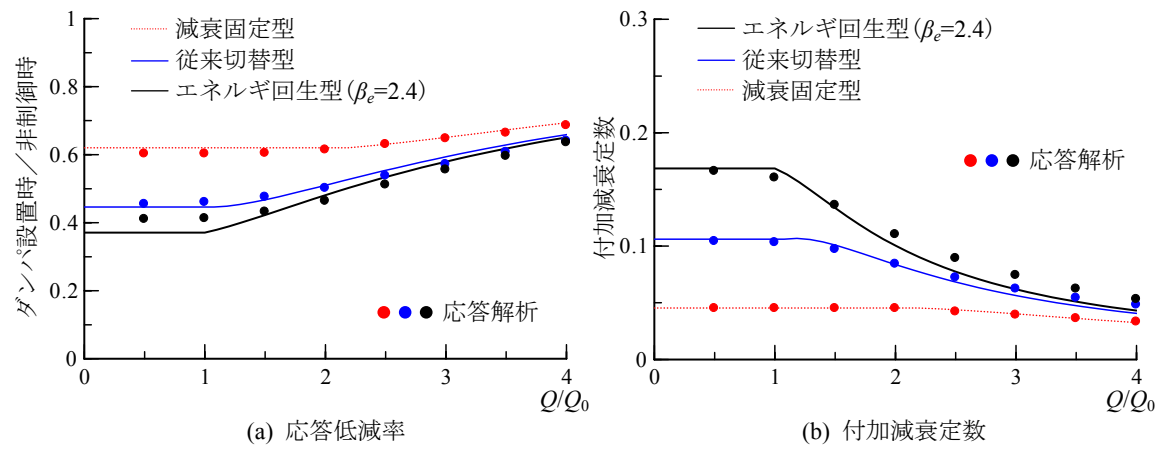
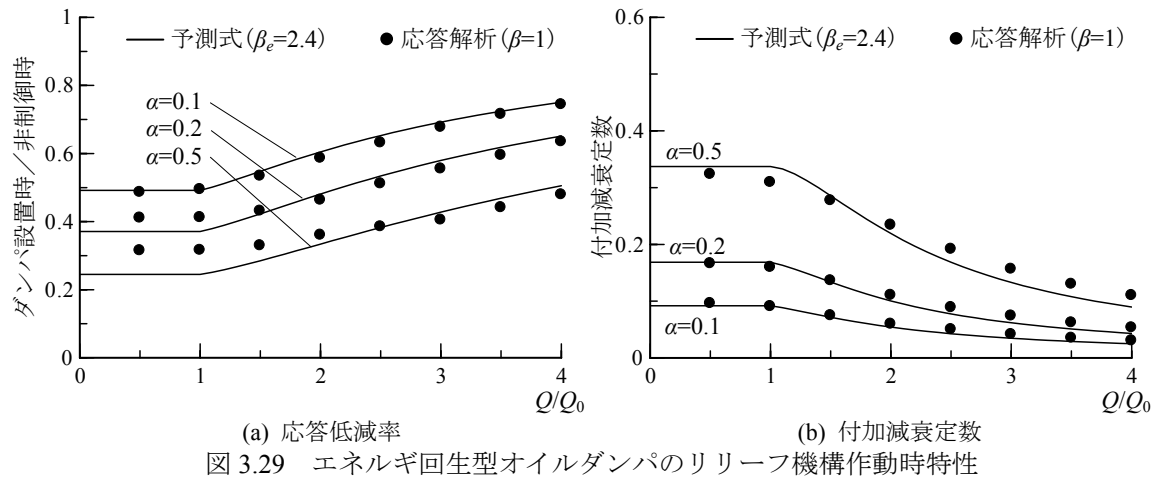
ここで、 $A=1+\alpha g(1)+n\alpha w(1)/(2\pi)$ 、 $B=ac+ana/(2\pi)$ である。

μ が決定すれば、各入力レベルに対する応答低減率や付加減衰定数を評価できる。各オイルダンパと(3.4.25)式の変数の対応関係を表 3.1 に示す。

表 3.1 オイルダンパの種類と変数の関係

	a	b	c	A	B
減衰固定型	2.8	1.232	0.5	$1 + \frac{1}{2}\alpha + \frac{0.784n\alpha}{\pi}$	$\frac{1}{2}\alpha + \frac{1.4n\alpha}{\pi}$
従来切替型	8	4	1	$1 + \alpha + \frac{2n\alpha}{\pi}$	$\alpha + \frac{4n\alpha}{\pi}$
エネルギー回生型	$8\left(\frac{2+\beta}{1+\beta}\right)$	4	1	$1 + \alpha + \frac{2n\alpha}{\pi} \left\{ 2\left(\frac{2+\beta}{1+\beta}\right) - 1 \right\}$	$\alpha + \frac{4n\alpha}{\pi} \left(\frac{2+\beta}{1+\beta}\right)$

図 3.29 は、剛性比 α を 3 ケース設定したモデルに対して、入力レベルを増大させていった場合のエネルギー回生型の応答低減率および付加減衰定数を示したものである。なお、本節では地震波 A を対象とし、予測評価式における n の値は 30 ($N=70$) と設定する。エネルギー回生型のタンク剛性比 β は 1 に設定するものとし、等価線形化手法による予測評価にあたっては、等価タンク剛性比を $\beta_e=2.4$ と仮定した。同図中には応答解析結果（モデル周期 1～4 秒の平均値）も合わせて示してある。応答解析の条件設定に当たっては $Q_0=100\text{cm/s}^2$ とし、実効振幅（ピークファクタ）を考慮して Q_0 入力時の装置荷重の最大値の 0.7 倍をリリース荷重 F_R として設定し、 50cm/s^2 刻みで入力加速度を増大させていった。地震入力レベルの増大に伴う応答低減率および付加減衰定数の変化について、予測評価した曲線と応答解析結果は良好に対応しており、等価タンク剛性比 β_e を用いた等価線形化手法により、荷重制限を伴う場合の地震時の制震効果が評価できることが確認された。



次に、装置部剛性比 α を 0.2 に固定し、減衰固定型、従来切替型に同一のリリーフ荷重 F_R を与えた場合の地震応答低減能力を比較する。装置種類が違くと基準レベル Q_0 における発生荷重（所要リリーフ荷重）が異なり、相対的な大小関係は(3.4.26)式の形で表される。

$$F_R \propto \frac{\alpha q}{\sqrt{1 + \alpha g(1) + \frac{n\alpha\omega(1)}{2\pi}}} \quad (3.4.26)$$

ここで、 q は最大荷重を表すパラメータであり、(3.4.13)～(3.4.15)式から q は以下のように表せる。

$$q = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.27)$$

$$q = 2 \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.28)$$

$$q = \frac{2(2 + \beta_e)}{1 + \beta_e} \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.29)$$

Q_0 においてエネルギー回生型オイルダンパに生じる荷重と同じ荷重が生じる減衰固定型と従来切替型の入力レベルは、それぞれ $2.19Q_0$ 、 $1.08Q_0$ と定まる。この関係に基づいて共通のリリーフ荷重を設定した時の各種ダンパの応答低減率および付加減衰定数を比較したものが図 3.30 である。図中には応答解析結果（モデル周期 1～4 秒の平均値）も示してある。解析条件としては、 $Q_0=100\text{cm/s}^2$ 入力時におけるエネルギー回生型オイルダンパの最大発生荷重の 0.7 倍を共通のリリーフ荷重 F_R として設定した。荷重制限が無い状態では従来切替型の約 1.6 倍（減衰固定型の約 3 倍）であったエネルギー回生型オイルダンパの付加減衰定数は入力レベルの増大に応じて漸減するが、減衰固定型がリリーフ荷重に達する $Q/Q_0 \approx 2.2$ でも従来切替型の 1.3 倍、減衰固定型の 2 倍以上を維持しており、応答低減率にもまだ有意な差が認められる。 $Q/Q_0 > 3$ 以上になると全種類のダンパにおいて荷重制限の影響が顕著となってくるため、差は減少する。

最後に、荷重制限が加わる場合にも、制御効果が見かけの剛性比の向上効果として解釈可能かどうかを調べる。3.3 節と条件を揃え、減衰固定型の剛性比を $\alpha=0.5$ 、従来切替型を $\alpha=0.2$ 、エネルギー回生型オイルダンパを $\alpha=0.125$ ($\beta=1$) と設定し、 $Q_0=100\text{cm/s}^2$ 入力に対するエネルギー回生型の発生荷重の 0.7 倍を共通のリリーフ荷重 F_R として設定した。予測評価の結果と応答結果を合わせて図 3.31 に示す。剛性比の異なる 3 種類のダンパの予測評価曲線と応答値はほぼ完全に一致している。

図 3.32 は、代表的な入力レベルに対する装置部荷重変形関係の例を示したものである。剛性比 α の差を制御が補い、全ての種類のダンパがほぼ等しいエネルギー吸収効率を発揮していることが分かる。

以上より、装置が荷重制限を受ける場合を含め、従来切替型やエネルギー回生型オイルダンパの地震時における制御効果が、「見かけ上剛性比 α が数倍大きい最適設定された減衰固定型と同等の効

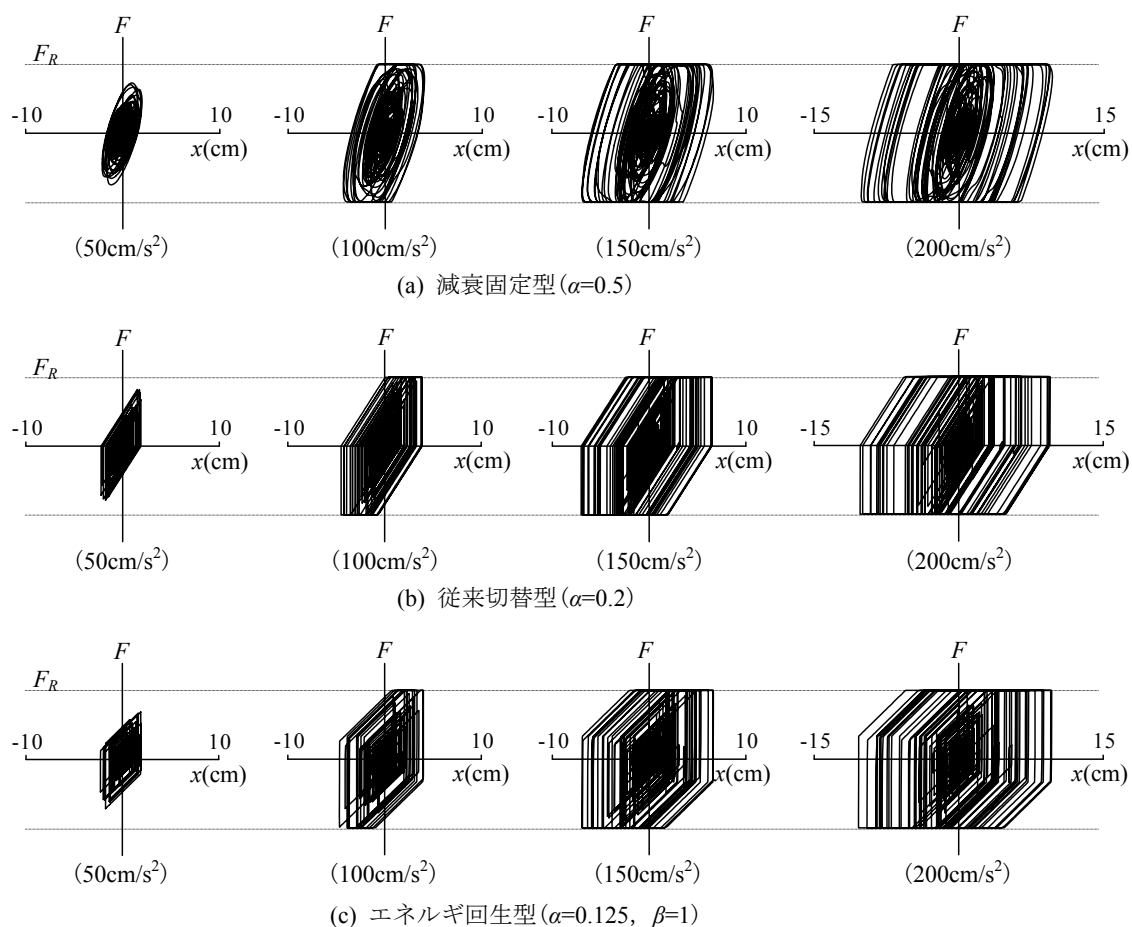


図 3.32 入力レベルと装置部の荷重変形関係の例（モデル周期 2 秒）

果を調整不要で実現するもの」と解釈できることが確認された。減衰固定型に対する剛性比 α の向上率は従来切替型で約 2.5 倍、エネルギー回生型では約 4 倍に達する。また、エネルギー回生型の地震時の特性は、等価タンク剛性比 β_e を用いた等価線形特性により評価できることが分かった。

これまでは(3.3.22)式に示したように装置のリリース荷重 F_R を荷重制限が無い場合に発生する荷重 F_{\max} との関係を表すパラメータ μ を用いて表してきたが、フレーム負担力との関係によって次式で表すことを考える。

$$F_R = \mu_f K_f \delta \quad (3.4.30)$$

新たに導入したパラメータ μ_f は、フレーム負担力に対するリリース荷重 F_R の比を表す。(3.4.30)式および(3.4.13)～(3.4.15)式を考慮すると μ と μ_f の関係とパラメータ μ_f の範囲は次式で表すことができる。

$$\mu = \frac{\sqrt{2}}{\alpha} \mu_f, \quad 0 \leq \mu_f \leq \alpha/\sqrt{2} \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.31)$$

$$\mu = \frac{1}{2\alpha} \mu_f, \quad 0 \leq \mu_f \leq 2\alpha \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.32)$$

$$\mu = \frac{1}{2\alpha} \left(\frac{1+\beta}{2+\beta} \right) \mu_f, \quad 0 \leq \mu_f \leq 2 \left(\frac{2+\beta}{1+\beta} \right) \alpha \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.33)$$

(3.4.31)～(3.4.33)式を用いれば(3.4.5)式に示すエネルギー吸収量は以下のようにまとめられる。

$$\Delta W = 4\mu_f \left(1 - 0.63 \frac{\mu_f}{\alpha} \right) K_f \delta^2 \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.34)$$

$$\Delta W = 4\mu_f \left(1 - 0.25 \frac{\mu_f}{\alpha} \right) K_f \delta^2 \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.35)$$

$$\Delta W = 4\mu_f \left\{ 1 - 0.25 \left(\frac{1+\beta}{2+\beta} \right)^2 \frac{\mu_f}{\alpha} \right\} K_f \delta^2 \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.36)$$

同様に等価剛性は以下のようにまとめられる。

$$k_e = \frac{\mu_f}{\sqrt{2}} K_f \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.37)$$

$$k_e = \frac{\mu_f}{2} K_f \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.38)$$

$$k_e = \frac{\mu_f}{2} \left(\frac{1+\beta}{2+\beta} \right) K_f \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.39)$$

これらの関係式を(3.4.19)式に代入すればリリーフ機構作動時の系の付加減衰定数が μ_f を用いて次式で表される。

$$h_e = \frac{2\mu_f \left(1 - 0.63 \frac{\mu_f}{\alpha} \right)}{\pi(1 + 0.707\mu_f)} \quad : \text{減衰固定型} \quad (3.4.40)$$

$$h_e = \frac{\mu_f \left(4 - \frac{\mu_f}{\alpha} \right)}{\pi(2 + \mu_f)} \quad : \text{従来切替型} \quad (3.4.41)$$

$$h_e = \frac{\mu_f \left\{ 4 - \left(\frac{1+\beta}{2+\beta} \right)^2 \frac{\mu_f}{\alpha} \right\}}{\pi(2 + \mu_f)} \quad : \text{エネルギー回生型} \quad (3.4.42)$$

構造設計初期におけるオイルダンパの配置計画において、付加減衰定数の推定は非常に重要な問題であるが、(3.4.40)～(3.4.42)式は付加減衰定数に与える剛性比 α と荷重制限の影響をフレーム負担力に対する荷重制限の比を表すパラメータ μ_f を用いて表しており、建物フレームの耐力と装置耐力を直接比較しながら付加減衰定数を検討できるため、オイルダンパの投入台数を検討する際に有用な式である。

3. 5 減衰係数の可変能力が与える影響

これまで減衰係数の可変範囲は理想的に広く ($C_{\max}, \eta_{\max} \rightarrow \infty$ 、 $C_{\min}, \eta_{\min} \rightarrow 0$)、減衰係数の切替えに要する時間遅れは無視してきたが、当然ながら実際の装置の可変範囲は有限であり、切替え時間も要する。本節では、定常状態におけるエネルギー吸収特性に与える減衰係数の可変能力が与える影響について考察し、現実的なハードウェアを用いたシステムの有効性について検討する。

3. 5. 1 最大減衰係数の影響

最大減衰係数 C_{\max}, η_{\max} は 4 要素モデルを構成する Maxwell モデルのバネ要素（取付部材と装置本体の剛性）を剛結するための役割を担っており、これが小さければ十分な歪エネルギーをバネに蓄積できないことになる。実際の装置における最大減衰係数は、全ての制御弁を閉じた場合の減衰係数を表しており、ピストン－シリンダ間に一切の漏れ（リーク）がなければ理論上は無限大の値を実現するはずである。しかしながら、実際にはピストンやスプール弁などの摺動部にはリークが存在し、実現可能な減衰係数には上限が存在する。

最大減衰係数がエネルギー吸収量に与える影響について考察するため、調和変形 $x = -\delta \cos pt$ に対する図 3.33 の A～B 間における装置発生荷重を算定する。エネルギー回生型オイルダンパの力学モデルは 4 要素で表されるが、A～B 間における挙動は減衰係数が C で一定の線形 Maxwell モデルで表現できるものと仮定する。線形 Maxwell モデルの場合、

$$F(t) = e^{-\frac{k}{c}t} \left(F(0) + k \int_0^t \dot{x} e^{\frac{k}{c}\tau} d\tau \right) \quad (3.5.1)$$

が成り立つ。

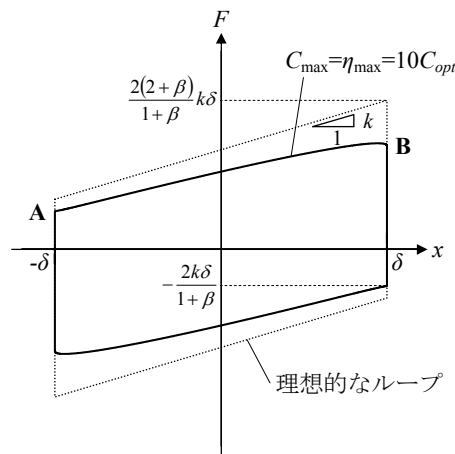


図 3.33 有限な C_{\max} が履歴ループに与える影響

$C=C_{\max}$ 、 $F(0)$ を点 **A** における荷重 F_A として $0 \leq t \leq \pi/p$ における発生荷重を求めると、

$$F(t) = F_A e^{-\frac{p}{g_m} t} + \frac{g_m}{1+g_m^2} \left(\sin pt - g_m \cos pt + g_m e^{-\frac{p}{g_m} t} \right) k \delta \quad (3.5.2)$$

$$\text{ここで、 } g_m = C_{\max} p / k \quad (3.5.3)$$

点 **B** の荷重 F_B は $F(\pi/p)=F_B$ となるため、次式で表される。

$$F_B = F(\pi/p) = F_A e^{-\pi/g_m} + \frac{g_m}{1+g_m^2} (1 + e^{-\pi/g_m}) k \delta \quad (3.5.4)$$

定常状態における (3.2.3) 式の関係から F_A を求めると、

$$F_A = \frac{1}{2 + \beta - e^{-\pi/g_m}} \frac{g_m}{1+g_m^2} (1 + e^{-\pi/g_m}) k \delta \quad (3.5.5)$$

となり、(3.5.2)、(3.5.4) 式に (3.5.5) 式を代入すれば、定常状態の履歴ループを求めることができる。(3.5.3) 式のパラメータ g_m は、(2.1.5) 式に示した減衰固定型の最適減衰係数 C_{opt} に対する C_{\max} の倍率を表しており、 $C_{\max}=C_{opt}$ の時 $g_m=1$ となる。図 3.33 に $g_m=10$ 、 $\beta=1$ の場合の荷重変形関係を示しているが、点線で示した理想的な限界履歴ループに比べて発生荷重およびエネルギー回生によるオフセット荷重が下回り、履歴面積が減少している様子が分かる。除荷が十分短時間で行われるものと仮定すると、この有限な C_{\max} による 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW_m は次式で表される。

$$\Delta W_m = \frac{2g_m}{1+g_m^2} (1 + e^{-\pi/g_m}) F_A \delta + \frac{2g_m}{1+g_m^2} \left\{ \frac{\pi}{2g_m} + \frac{g_m}{1+g_m^2} (1 + e^{-\pi/g_m}) \right\} k \delta^2 \quad (3.5.6)$$

(3.5.6) 式の第 1 項がエネルギー回生の効果によるエネルギー吸収量の増加分を表しており、第 2 項は従来切替型のエネルギー吸収量を表している。図 3.34 は $\beta=1$ とした場合の (3.3.3) 式で表される理想状態のエネルギー吸収量 ($\Delta W=8k\delta^2$) に対する (3.5.6) 式の比を示したものである。同図中の点線は (3.5.6) 式の第 2 項で表される従来切替型のエネルギー吸収量の理想状態 ($\Delta W=4k\delta^2$) に対する比を表している。同図中には $C_{\max}=\eta_{\max}=g_m C_{opt}$ とした 4 要素モデルによる数値解析結果も合わせて示している。これまでは **A**～**B** 間の挙動を Maxwell モデルとしてエネルギー吸収量を求めたが、4 要素モデルを用いた数値解析結果と良い精度で一致していることが分かる。従来切替型では $g_m=4$ すなわち C_{\max} が C_{opt} の 4 倍程度で理想状態の 80% (パッシブの約 2 倍相当) となり、 $g_m=10$ で理想状態の 90% 以上に達するのに対し、エネルギー回生型オイルダンパでは、 $g_m=10$ で理想状態の約 80%、 $g_m=25$ で理想状態の 90% 以上に達し、理想状態を実現するために要求される C_{\max} の条件が従来切替型よりも高いことを表している。一方で、 $\beta=1$ のエネルギー回生型オイルダンパのエネルギー吸収量が従来切替型の 2 倍であることを考慮すれば、 $g_m=2.5$ 程度で従来切替型の理想状態を実現できることも表している。エネルギー回生型オイルダンパにおいて、ほぼ理想条件と等しいエネルギー吸収能力を発揮するた

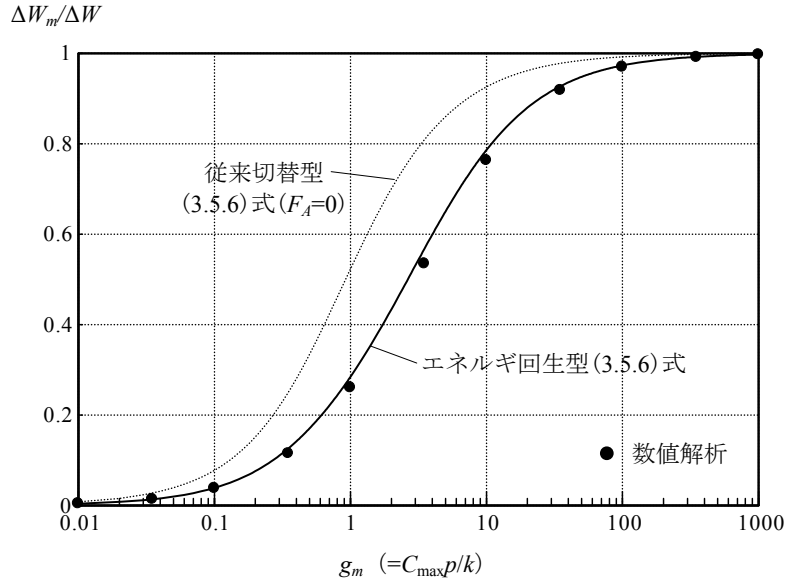


図 3.34 最大減衰係数とエネルギー吸収量の関係

めには最大減衰定数 C_{\max} が減衰固定型の最適減衰係数の概ね 25 倍以上あることが望ましいが、これはリーク対策を考慮したオイルダンパであれば十分達成可能な条件であると考えられる。

3.5.2 最小減衰係数および切替え速度の影響

減衰係数が最大値から最小値に切替えられる時の所要時間（制御弁の切替え速度）および最小減衰係数そのものがエネルギー吸収能力に与える影響について考察する。

まず、切替え速度の影響について考察する。最大減衰係数（ C_{\max} , η_{\max} ）は理想的に大きく、最小減衰係数（ C_{\min} , η_{\min} ）は十分に小さいものとする。各制御弁ともに開指令信号を受けた制御弁が時間 T_0 後に最小減衰係数に切り替わり、信号を受けてから制御弁が開くまでは全ての制御弁は閉じているものとする。この時、荷重変形関係の軌跡は図 3.35(a)に示すように変位の折り返し点 **A** から、**A**→**A'**→**B**→**B'**→**C**→**C'**→**D** となる。ここで、**A**, **B**, **C** は開指令を受ける点を表し、プライム記号は実際に制御弁が開く点を示している。加振周期を T とすると点 **B**, **C**, **D** の変位はそれぞれ $\delta_B = \delta \cos(2\pi T_0/T)$ 、 $\delta_C = \delta \cos(4\pi T_0/T)$ 、 $\delta_D = \delta \cos(6\pi T_0/T)$ となる。定常状態における (3.2.3) 式を考慮すれば、定常状態における 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW_d は次式で表される。

$$\Delta W_d = \frac{2k}{1+\beta} (\delta_B + \delta_D)^2 + 4k\delta_C^2 \quad (3.5.7)$$

図 3.36 の実線は、 $\beta=1$ とした場合の (3.3.3) 式で表される理想状態のエネルギー吸収量（ $\Delta W=8k\delta^2$ ）に対する ΔW_d の比を示したものである。理想的なエネルギー吸収量の 80% 程度のエネルギー吸収量を実

現するためには切替え時間 T_0/T が 0.035 以下である必要があることが分かる。制御弁（ソレノイド）の動作速度は、交流（AC）型か直流（DC）型かにより異なり、一般には交流型で 10～30msec、直流型で 50～80msec である⁸⁹⁾。したがって、建物の 1 次モードに着目すれば、現実的な応答速度のソレノイドを選択することにより十分実現できる。

次に、最小減衰係数がエネルギー吸収能力に与える影響について考察する。 C_{\max} および η_{\max} は理想的に大きく、切替え速度は開閉ともに 0 と見なせ、3 つの制御弁の最大の除荷時間を τ とし、各制御弁で共通とする。調和変形 $x = -\delta \cos pt$ に対する装置荷重を考える。荷重変形関係の軌跡は、図 3.35(b) に示すように除荷開始点 A から B, C, D を通る折れ線で近似できるものと仮定し、加振周期を T とすると点 B, C, D の変位はそれぞれ $\delta_B = \delta \cos(2\pi\tau/T)$ 、 $\delta_C = \delta \cos(4\pi\tau/T)$ 、 $\delta_D = \delta \cos(6\pi\tau/T)$ となる。定常状態における (3.2.3) 式を考慮すれば、定常状態における 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW_n は次式で表される。

$$\Delta W_n = \frac{k}{1+\beta} (\delta + \delta_D) \{ (2+\beta)(\delta_B + \delta_C + \delta_D) - \beta\delta \} \quad (3.5.8)$$

図 3.36 の点線は、 $\beta=1$ とした場合の (3.3.3) 式で表される理想的なエネルギー吸収量 ($\Delta W = 8k\delta^2$) に対する (3.5.8) 式の比を示したものである。理想的なエネルギー吸収量の 80% 程度のエネルギー吸収量を実現するためには除荷時間 τ/T が 0.033 以下である必要があることが分かる。制御弁を開く直前の荷重を F_0 とし、最大減衰係数が十分大きいことから閉じた弁の影響を無視すれば、除荷時の荷重時刻歴は Maxwell モデルの応力緩和曲線で表される。

$$F(t) = F_0 e^{-kt/C_{\min}} \quad (3.5.9)$$

$e^{-4} = 0.018$ であるから、 $kt/C_{\min} = 4$ 程度で十分除荷は完了したものと判断でき、 $p = 2\pi/T$ の関係から次の関係式が得られる。

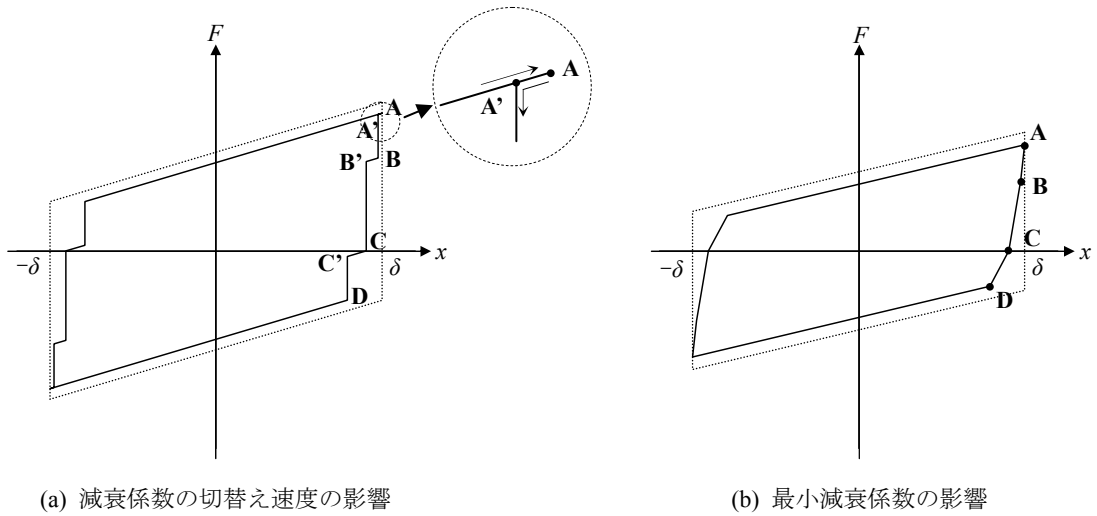


図 3.35 除荷遅れと履歴ループの関係

$$\frac{C_{\min} p}{k} = \frac{\pi \tau}{2 T} \quad (3.5.10)$$

ここで先ほどの要求除荷時間 $\tau/T=0.033$ を代入すると、 $C_{\min} p/k \approx 0.052$ となる。これは最小減衰係数 C_{\min} が減衰固定型の最適減衰係数 C_{opt} の 5% 以下である必要があることを意味しているが、制御弁の開口面積を大きくとることにより実現できる条件と考えられる。

エネルギー回生型は 3 つの制御弁を開閉するため、図 3.36 の横軸を 3 倍した図 3.37 を用いることで一連の動作に要する除荷時間と加振周期の関係を求めることができる。図 3.37 によれば除荷時間が加振周期の約 0.1 倍でエネルギー吸収量が理論値の 80% となることがわかる。

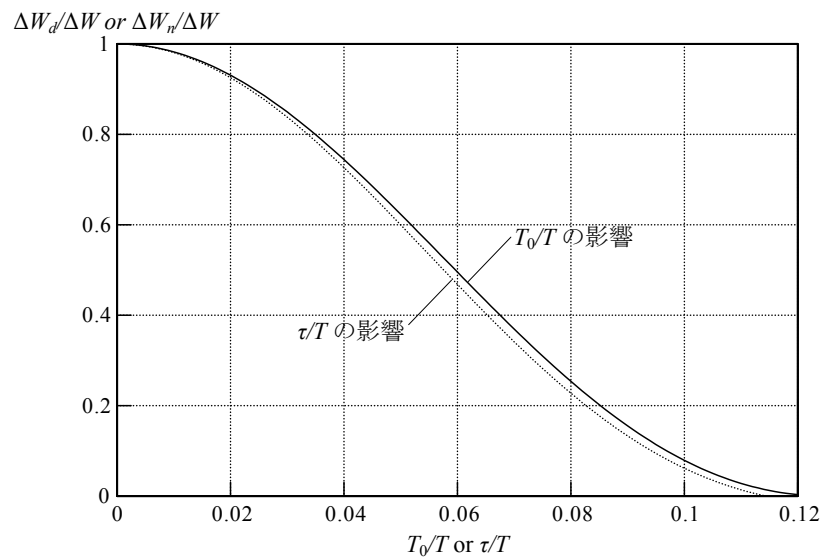


図 3.36 除荷遅れとエネルギー吸収量の関係 ($\beta=1$)

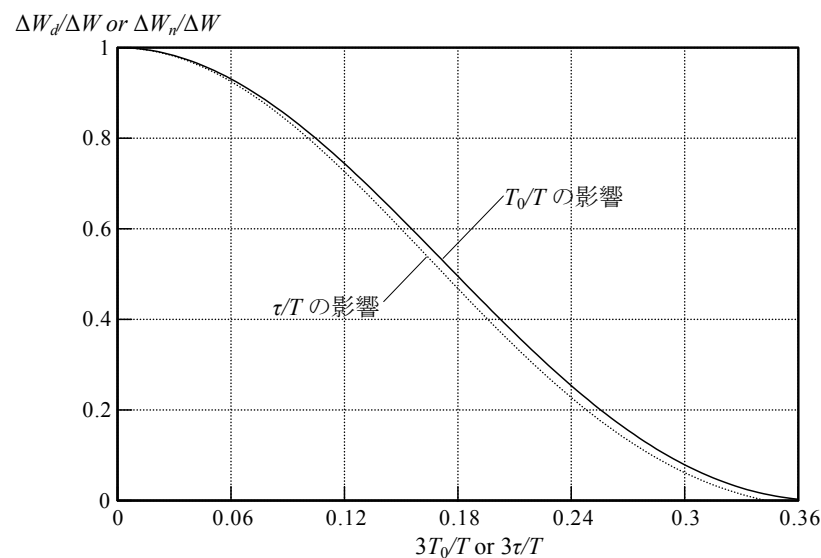


図 3.37 除荷遅れとエネルギー吸収量の関係 ($\beta=1$)

4 章 実大装置の開発と性能確認実験

本章では、3 章において提案されたエネルギー回生の原理を具現化した実大装置と性能確認実験結果について述べる。開発した装置は実際の超高層建物への適用を前提としたものであり、ダンパ本体やリリーフ弁など大荷重、高圧力に耐えるべき基本構成要素は減衰固定型オイルダンパと共通とし、電磁弁やコントローラなどの制御系は従来切替型^{58)~63)}と共通としている。これらの既開発のオイルダンパは適用開始から 15 年以上の実績を持ち、その間に経験した地震や強風時の観測によって有効性や耐久性が証明されている^{64)~68)}。本装置は、ダンパ本体に設置する圧力計と変位計の情報のみを用いた自律分散制御型システム⁵⁷⁾を採用し、建物の振動モードに応じた制御を可能としつつも建物全体に渡る配線を不要としている。また、外部電力を用いて制御を行うセミアクティブシステムでは万一の電源遮断に備えたフェイルセーフ機構が不可欠である。本装置についても停電時に対する備えを十分配慮した設計を行っている。

4.1 節では、エネルギー回生型オイルダンパの内部機構について説明する。開発した実システムの構成・仕様などの諸元について説明した後、エネルギー回生の原理を実現する油圧回路と減衰特性について述べる。次に、制御系であるコントローラとフェイルセーフ機構について述べる。

4.2 節では、実システムの開発に先立ち実施された実大試作装置を用いた動的加力実験⁸⁸⁾について述べる。実大試作装置を用いた動的加力実験によりエネルギー回生の原理が正しく機能することが明らかにされるとともに、理論的に予測されたエネルギー吸収能力と実大装置のエネルギー吸収能力が比較検討される。また、4 要素モデルを用いた実験シミュレーション解析を実施し、装置解析モデル（数値解析モデル）の妥当性が示される。

4. 1 エネルギー回生型可変オイルダンパの内部機構

4. 1. 1 システム構成と仕様

開発した実大システムの写真を図 4.1 に、設計仕様を表 4.1 に示す。エネルギー回生機構の制御方式として電磁弁を用いたセミアクティブ方式を採用することにより、15 年に渡る実績を有する減衰係数切替型セミアクティブオイルダンパのノウハウ^{58)~63)}を最大限に活用したものとなっている。

本システムはダンパ本体とコントローラから構成される。ダンパ本体は、最大 2100kN の減衰力を許容することができる両ロッド型シリンダに、回生タンク、制御弁と圧力センサを内蔵したバルブブロックおよびアキュムレータを搭載したマニホールドを取り付けた構造であり、質量は約 1100kg、取付長さは約 1.5m である。建物構造体への取付けは、シリンダおよびピストンロッド端に設けたブラケットを介して高力ボルト接合により行う。ブラケット内にはボールジョイントが組込まれており、装置両端の 3 次元的な複雑な動きに追従し、シリンダーロッド間には軸方向力のみが作用する仕組みとなっている。なお、大荷重に耐えるシリンダ、ピストンやボールジョイントなどや高圧に耐えるシールなどの基本的な構成要素は、耐久性試験等を経て既に実用化されている既存のオイルダンパと全く同じ機構・材料を採用している。

エネルギー回生機構の基幹部品である回生タンクについては 3 章における考察結果に基づき、回生タンク剛性の目標値を装置単体剛性（シリンダ内封油、ピストンロッドおよびボールジョイントを含む取付ブラケットの剛性の直列和）の約半分と設定して回生タンクの容量を決定した。これは装置単体剛性と同程度の剛性のブレースが連結されたとしても、タンク剛性比 β をほぼ 1 程度とすることができる設定である。この設定条件により定まる回生タンクの寸法は、管路を内蔵したマニホールド上にバルブブロックと並列に搭載できる程度の範囲に収まっている。

既開発の減衰係数切替型セミアクティブオイルダンパと同様、本システムも自立分散制御システムを採用していることも大きな特徴であり、原則として 1 台のダンパに 1 台のコントローラが付属する（後述するように、一つのブレースの両側に 2 台のダンパが設置される場合には 1 個のコントローラで両方の制御を行うこともできる）。コントローラはダンパ本体に内蔵した 4 つのセンサ（3 つの圧力センサと変位センサ）の情報を基に、4.1.3 節に示す制御フローに従って制御弁の開閉制御を行うため、建物全体に跨る大掛かりな配線等を不要としている。また、コントローラはダンパ本体と完全には一体化されておらず、コネクタ方式の専用ケーブルにより連結されるため、ダンパ本体の設置とコントローラの設置を別々に行うことが可能であり、実建物における施工性を向上させている。

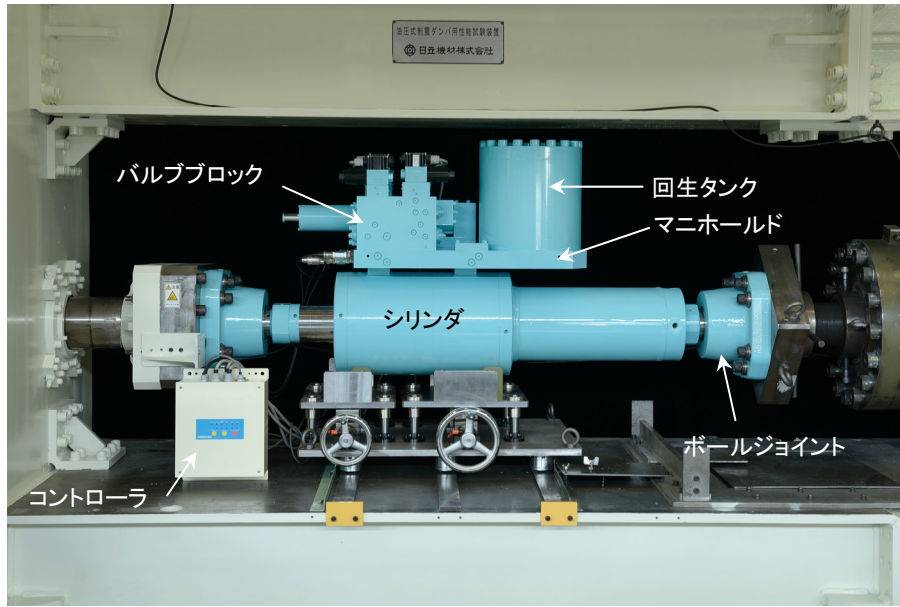


図 4.1 実大エネルギー回生型セミアクティブオイルダンパの外観

表 4.1 装置設計仕様

項目		仕様
油圧系 (ダンパ部)	設計用最大荷重 F_M	2100 kN
	リリース荷重 F_R	1700 kN
	最大ストローク	±80mm
	ジョイント部を含む装置剛性 k_d	405kN/mm
	シリンダ径	φ 340mm
	取付長	1.54m
	質量	約 1100kg
制御系 (コントローラ)	A/D コンバータ	12 bit
	CPU	32 bit
	制御サイクル	500 Hz
	最大消費電力	74.5W*

*制御時最大値（常時は 43.5W）

4.1.2 油圧回路と減衰特性

本エネルギー回生型セミアクティブオイルダンパの油圧回路を図 4.2 に示す（ピストン内臓のリリーフ弁は表記を省略している）。本装置は、左右のシリンダ室を連結する流路に、シャトル弁、3つの制御弁（ $V_A \sim V_C$ ）、回生タンクおよび後述するフェイルセーフ回路が組込まれている。制御弁は大流量を許容するポペット弁^{89)~91)}と、それをパイロット制御する電磁弁^{89)~91)}（DC ソレノイド）で構成された開閉制御弁であり、これらにより装置の減衰係数を高速に最大／最小の 2 段階に切替えることを可能にしている。コントローラは左右シリンダ室および回生タンクの圧力計およびロッド変位計からの信号を入力として、3.2 節で示した動作プロセスに応じた制御電流を電磁弁へ供給する。本油圧回路はシャトル弁による整流回路を採用しているため、建物の振動の向きに関わらず、エネルギー回生における制御弁の開閉順序は常に $A \rightarrow C \rightarrow B$ の順となる。

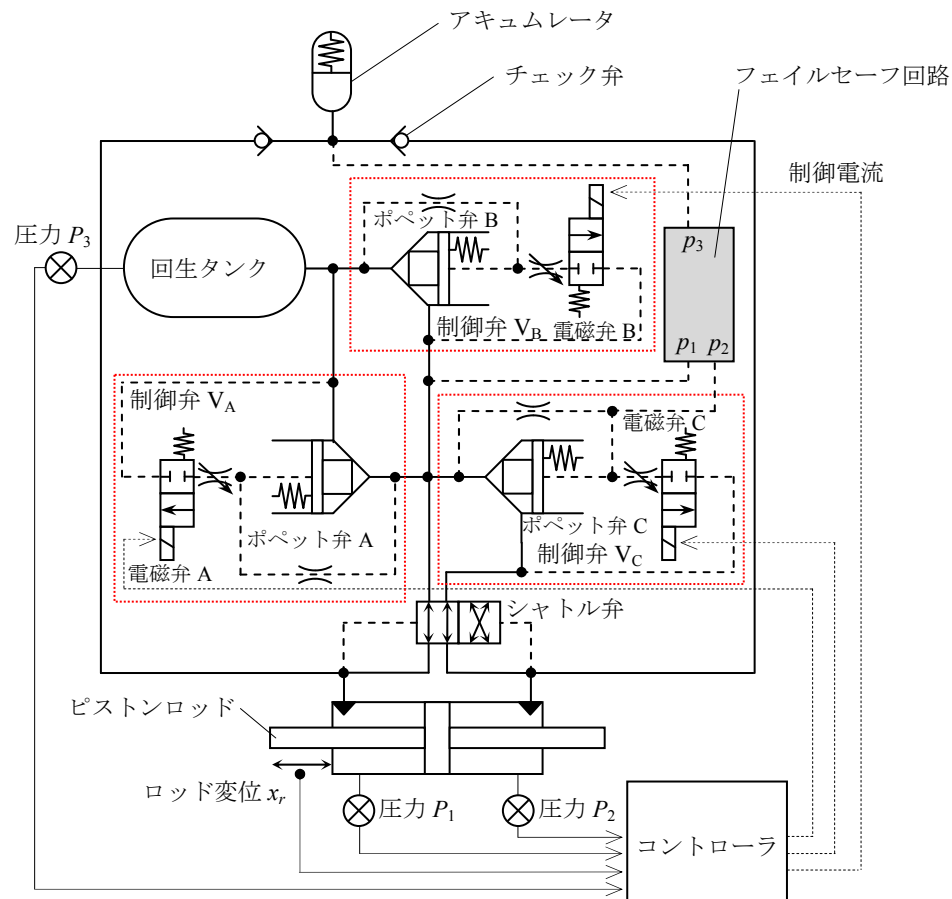


図 4.2 装置の油圧回路

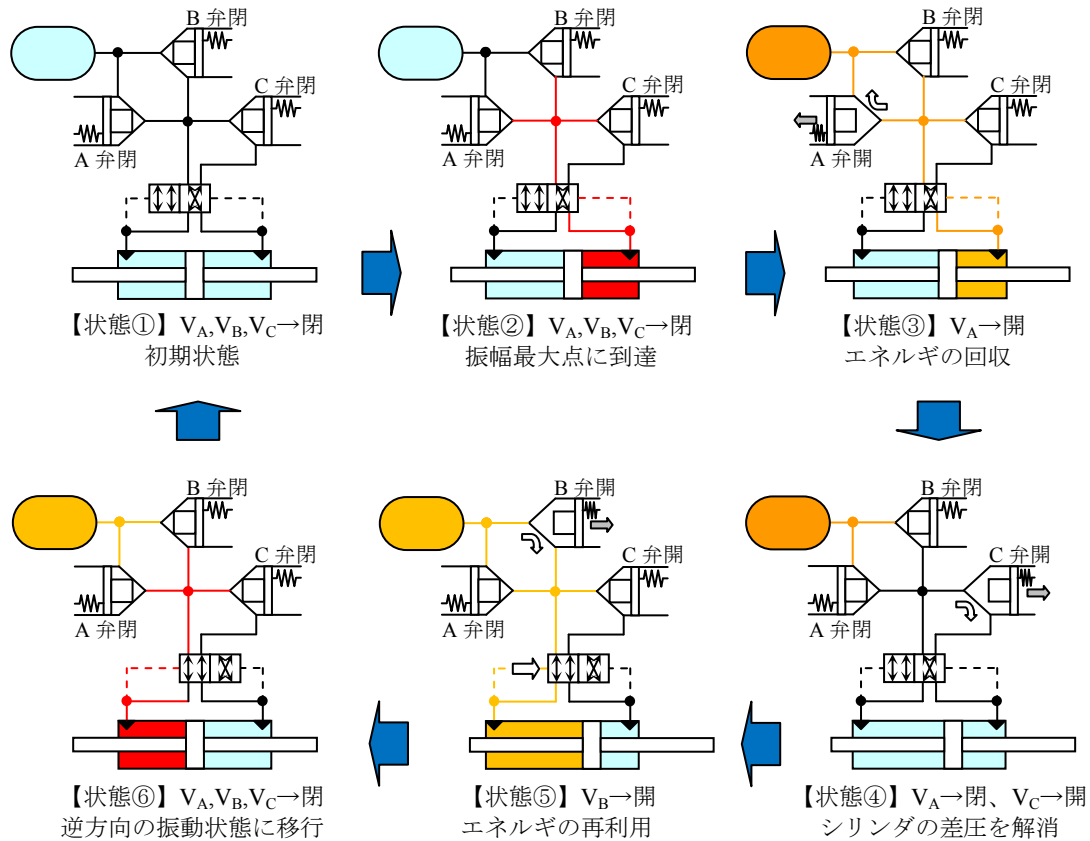


図 4.3 動作プロセスに対応した制御弁の開閉状態と圧力移動

図 4.3 に 3.2 節で示した動作プロセスに対応した油圧回路の状態を示す（圧力ポート、コントローラや電磁弁は省略し、主要な流路のみを示している）。シリンダ室、回生タンクおよび流路の色は青から赤になるにつれて圧力が高くなることを示している。初期状態から建物の層間変形が右側に進むものとする。初期状態においては全ての制御弁は閉じられており、ピストンは層間変形と同じ右側に移動する。そのため、右側のシリンダ室の圧力が上昇する。この時、シャトル弁は左右シリンダ室の圧力差により図中の位置に固定される（【状態①】→【状態②】）。振幅最大点に到達したら制御弁 V_A を開く（【状態②】→【状態③】）。高圧側の右シリンダ室と回生タンクが連結され、右シリンダ室から回生タンクへ作動油が流入し、回生タンクの圧力が上昇する。回生タンクと右シリンダ室の圧力が均衡した時点で制御弁 V_A を閉じ、その直後に制御弁 V_C を開くと【状態④】、高圧の右シリンダ室から低圧の左シリンダ室へ作動油が流入する。左右シリンダ室の差圧による荷重が制御閾値 F_c 以下になったら制御弁 V_C を閉じる。ピストンは左へ移動しているため、左シリンダ室の圧力が上昇し、シャトル弁が移動する。再び左右シリンダ室の差圧による荷重が制御閾値 F_c 以上になった時点で制御弁 V_B を開く。この時、回生タンク内の圧力は左シリンダ室の圧力よりも高いため、回生タンクから左シリンダ室へ作動油が流入し、左シリンダ室の圧力はピストン移動に

よる体積変化以上に圧力が上昇する【状態⑤】。回生タンクの圧力と左シリンダ室の圧力が均衡したら制御弁 V_B を閉じ、次の振幅最大点までブレースを剛結し、除荷に備える【状態⑥】。

以上のように、シャトル弁により、エネルギーを回収・再利用する際に回生タンクと連結されるシリンダ室が目的通り切替わることが分かる。

図 4.4 は電磁弁（ソレノイドバルブ）の構造を模式的に示したものである。電磁弁は小さなピストンをバネで支持した構造になっており、電流をコイルに流すと電磁力によりプランジャと呼ばれる吸引部が引き付けられ、電流が遮断されるとバネにより元の位置に戻る仕組みとなっており、流路が切替わる仕組みになっている。同図に示す様に、電磁弁 A～C は通電状態に流路が開くように設定されており、後述するフェイルセーフ回路内の電磁弁 D は通電状態には流路が閉じるように設定されている。

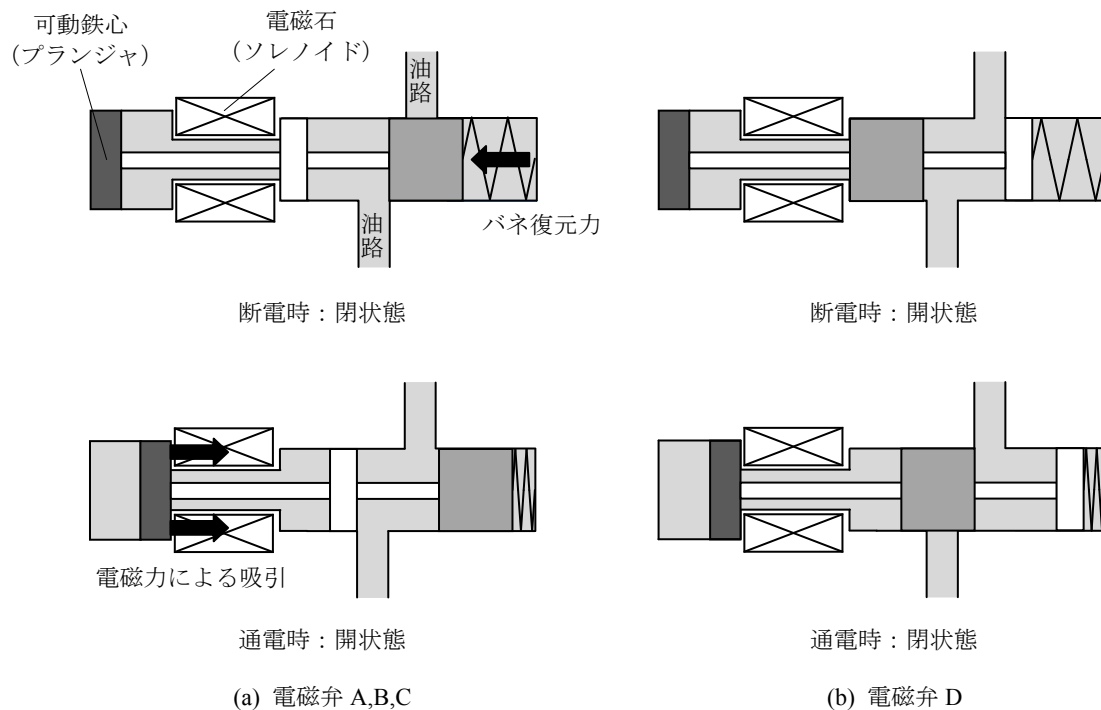


図 4.4 電磁弁（ソレノイドバルブ）の模式図

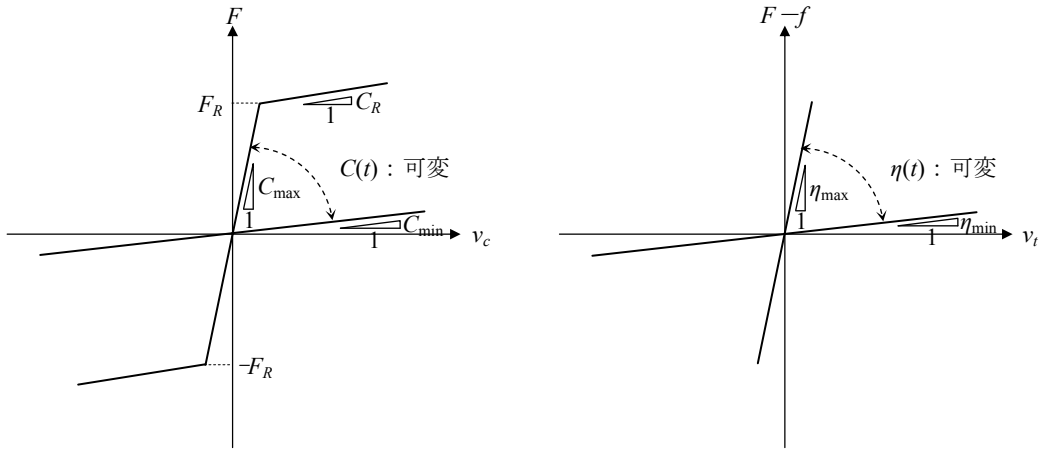
次に、エネルギー回生型の荷重－ダッシュポット速度関係について述べる。説明を簡単にするため、制御閾値は $F_C \doteq 0$ と仮定する。図 3.3 に示す 4 要素モデルにおいて、制御弁 V_C による減衰係数を表すダッシュポット C の変形速度を v_c 、制御弁 V_A 、 V_B による減衰係数を表すダッシュポット η の変形速度を v_T とする。それぞれのダッシュポットが負担する荷重と変形速度の関係は、減衰係数が最大／最小の 2 段階に切替えられることから、図 4.5(a)、図 4.5(b) のようになる。図 4.5(b) の縦軸は、ダッシュポット η が負担する装置荷重とタンク荷重の差 $F-f$ になっている。ピストン内部に設けられたリリーフ弁が作動中は全ての制御弁は閉じられた状態となっているが、ここではダッシュポット C の特性として示している。

装置荷重とダッシュポット全体の変形速度 (v_c と v_T の和) の関係について述べる。図 4.5(c) の定常状態における装置荷重－層間変形関係に対応した装置荷重－ダッシュポット全体変形速度関係を図 4.5(d) に示す。これをダッシュポット C とダッシュポット η の装置荷重－ダッシュポット変形関係に分けて示したのが図 4.5(e) と図 4.5(f) である。各図中には均衡荷重を示してある。

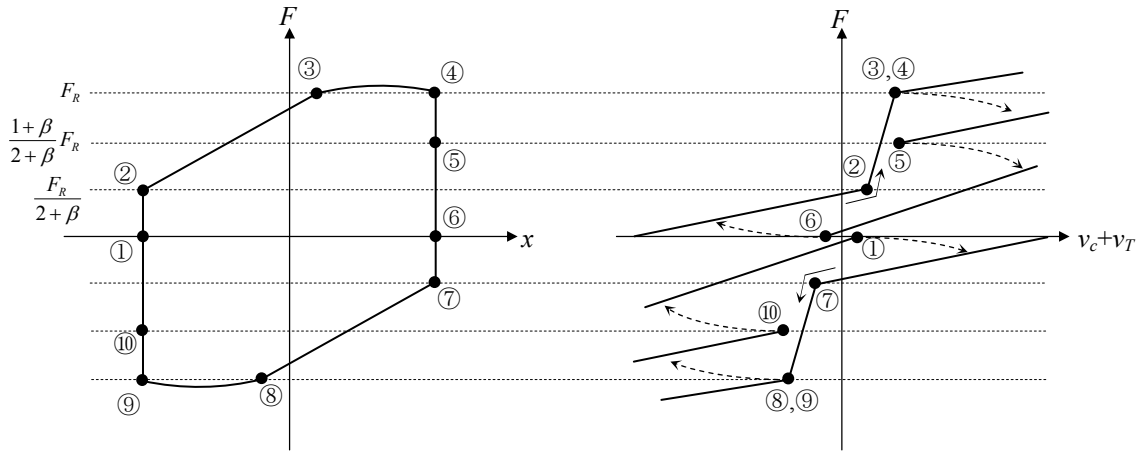
図 4.5(e) において、①の状態では装置荷重 F は 0 であり、ダッシュポット C の変形速度は 0 である。この時、制御弁 V_C は閉じられているため、 $C(t)=C_{\max}$ である。その後、装置荷重がリリーフ荷重 F_R を超える③で、メインのリリーフ弁による減衰係数に切替えられる。その後、装置荷重がリリーフ荷重を下回った時点 (④) でリリーフ弁が閉じられ、 $C(t)=C_{\max}$ に切替えられる。制御弁 V_A を開くことにより装置荷重とタンク荷重が均衡した⑤で、制御弁 V_C が開かれ $C(t)=C_{\min}$ に切替えられる。切替え時間は有限であるため、徐々に荷重と速度が低下しながら $C(t)=C_{\min}$ の直線に移行する。装置荷重が 0 になった⑥で、 $C(t)$ が C_{\min} に切替えられ $C(t)=C_{\max}$ の直線に復帰し、以降、正負の符号を反転して同じプロセスを繰り返す。

一方、図 4.5(f) では、②の状態では装置荷重 F とタンク荷重 f が均衡しているため、ダッシュポットの変形速度は 0 である。その後、 $\eta(t)=\eta_{\max}$ のまま荷重が上昇し、装置荷重がリリーフ荷重を超えても $\eta(t)=\eta_{\max}$ の状態が保たれる。その後、装置荷重がリリーフ荷重を下回りリリーフ弁が閉じられる④で、制御弁 V_A が開かれ $\eta(t)=\eta_{\min}$ に切替えられる。そして、装置荷重とタンク荷重が均衡する⑤で変形速度が 0 となり $\eta(t)=\eta_{\max}$ に切替えられる。その後、装置荷重が 0 となった⑥で制御弁 V_B が開かれ、 $\eta(t)=\eta_{\min}$ に切替えられる。この時、タンク荷重は正であるため、ダッシュポット η の変形速度は正の方向に増大する。装置荷重とタンク荷重が均衡した⑦で再び $\eta(t)=\eta_{\max}$ に切替わる。以降は正負の符号を反転して同じプロセスを繰り返す。

以上のようにエネルギー回生型オイルダンパの減衰特性はやや複雑であるが、一連の動作プロセスにおいて減衰係数は常に正の値を示す。

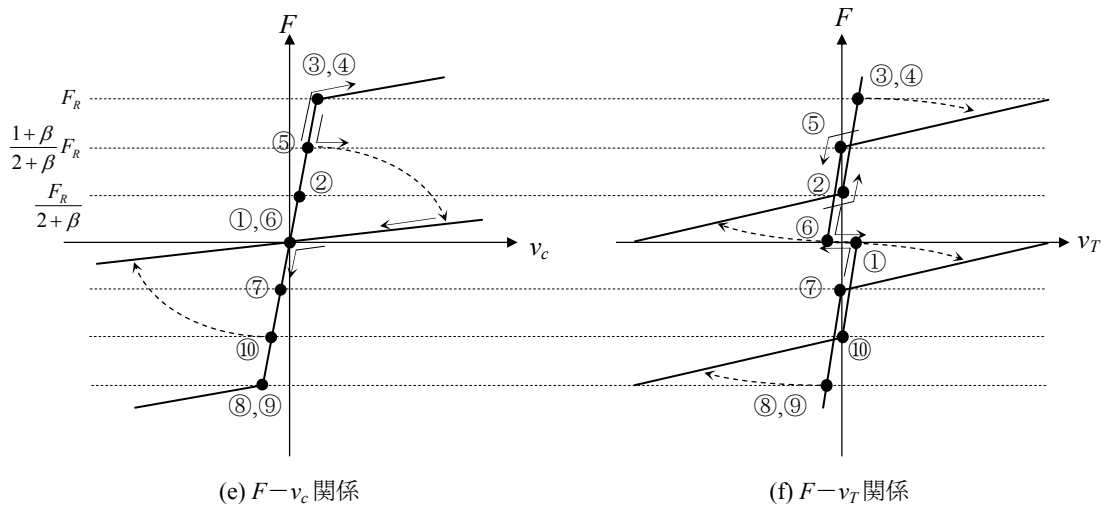


(a) 制御弁 V_C の荷重－ダッシュポット速度関係 (b) 制御弁 V_A, V_B の荷重－ダッシュポット速度関係



(c) 装置荷重－層間変形関係

(d) 装置荷重－ダッシュポット速度関係



(e) $F-v_c$ 関係

(f) $F-v_T$ 関係

図 4.5 荷重－ダッシュポット速度関係

4.1.3 コントローラ

コントローラの外観を図 4.6、内部の様子を図 4.7 に示す。また、ブロック構成図を図 4.8 に示す。本コントローラの構成および基本的な部品は既開発のセミアクティブオイルダンパで使用しているものと同一であり、信頼性が実証されているものである。本コントローラに必要な外部電源は AC100V であり、これを内部で 2 系統に分岐させ、片方は電源部で DC に整流した後センサや CPU に分配し、もう片方を整流器内蔵の DC ソレノイド駆動用として用いている。センサからコントローラに入力された電圧信号は、アナログローパスフィルタに通された後、12bit の A/D 変換機によりデジタルデータに変換される。CPU はデジタルデータに変換されたセンサ信号を数値演算処理し、制御則に従って制御弁の開指令（電圧信号）を SSR（ソリッドステートリレー）に出力する。SSR は半導体で構成された経年劣化の心配の少ない交流用リレーであり、CPU から出力された電圧信号に応じて AC100V の電流をダンパ本体の各ソレノイドに供給するスイッチの役割を果たす。本ダンパでは、メインの制御弁に含まれる電磁弁 A～C の 3 個のソレノイドに対応して 3 個の SSR が搭載されている。電磁弁 D は開閉制御をするものではないため、SSR を介さずに電流が供給される。図 4.9 の赤線で囲んだ部分は、CPU とは別のフェイルセーフ回路であり、詳細は後述する。

本コントローラは、電源供給が開始されると CPU がセンサの診断を行った後自動的に制御状態に移行するため、停電後の復帰作業等は不要である。またコントローラ表面には、センサや CPU の異常あるいは油量の減少を知らせるインジケータ、および制御弁の点検用ボタン等、維持管理を容易にする機能が装備されている。なお、本コントローラに使用している部品は実績のある経年劣化の心配の少ないものが選定されているため、基本的にはダンパ本体と同程度の長期間使用可能であるが、消耗品である内部の電源ユニットは 10 年に一度交換が必要となる。

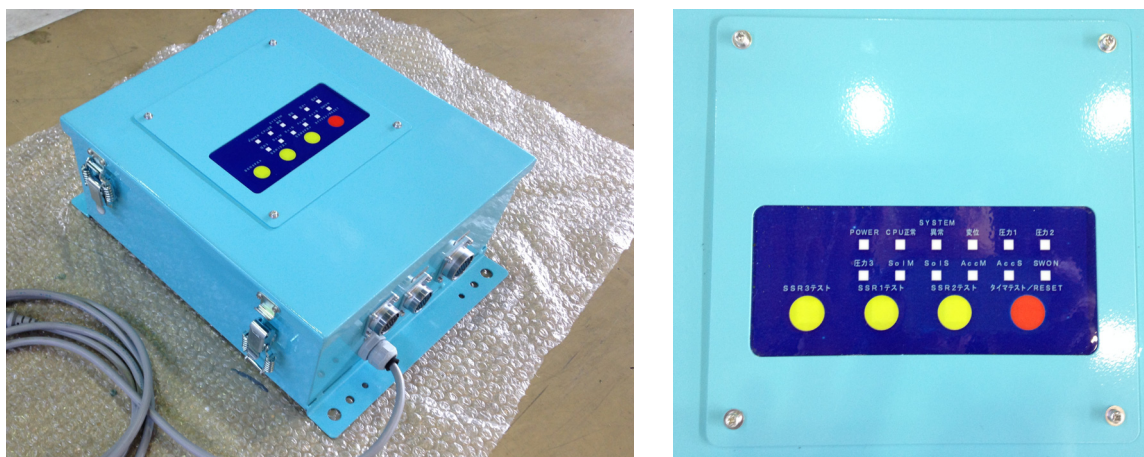


図 4.6 コントローラ外観

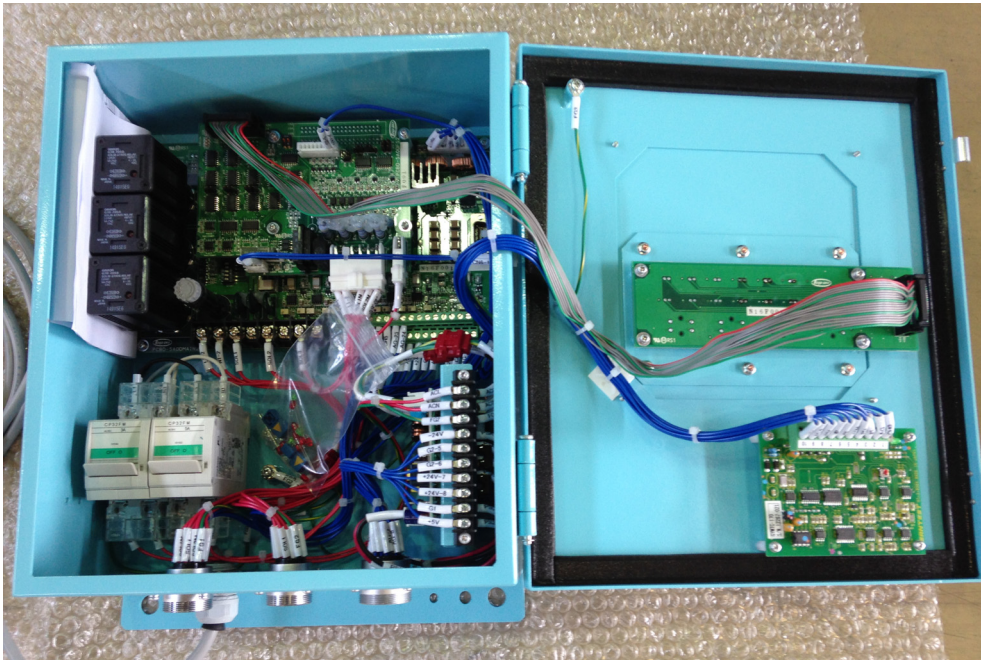


図 4.7 コントローラ内部の様子

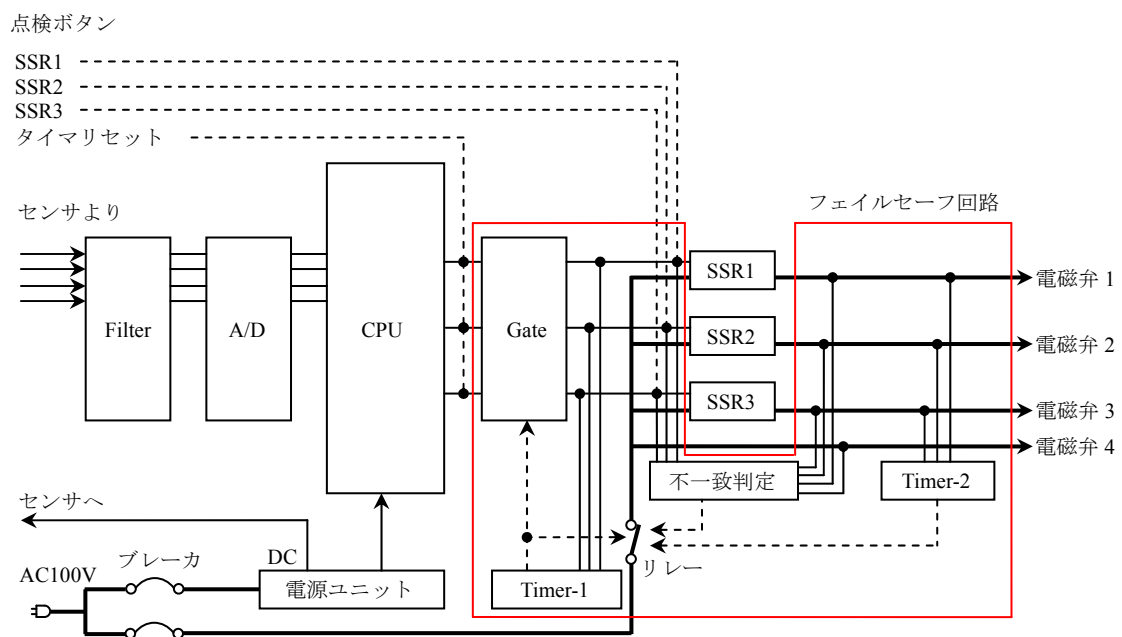


図 4.8 コントローラブロック図

4.1.4 フェイルセーフ機構

セミアクティブダンパは外部電力を用いて制御を行うが、表 4.1 に示す通り、制御に必要な電力は 70W 程度と僅かであり、万一の断電に対しても無停電電源装置（UPS）によるバックアップは容易ではあるが、電源供給だけでなくセンサや CPU 等の制御系の故障などの事態も考えられるため、フェイルセーフ機構は重要である。

本ダンパのフェイルセーフ用油圧回路を図 4.9 に示す。同図中の圧力ポート $p1 \sim p3$ は図 4.2 と対応している。制御弁 $V_A \sim V_C$ の電磁弁はコントローラからの電源供給が途絶えると電磁弁のバネにより閉状態になるように設定されているのに対し、フェイルセーフ回路内の電磁弁 D は断電時に開状態となるように設定されている。そのため、常時はコントローラから電磁弁 D に電力を供給してフェイルセーフ回路を無効にしておけば断電時には制御弁 $V_A \sim V_C$ は閉状態となり、フェイルセーフ回路のみが有効となる。図 4.9(b) は、電磁弁 D が断電時の開いたフェイルセーフ状態の油圧回路を示したものである。この状態は図 2.24 に示した既開発のパッシブ制御による減衰切替型オイルダンパと同じ油圧回路となり、左右のシリンダ室の差圧（荷重）が上昇から下降に切り替わると、バッファとパッシブパイロット弁がポペット弁 C を駆動する。このフェイルセーフ回路により、断電時においても従来切替型と同等のエネルギー吸収効率を確保することができる仕組みとなっている。

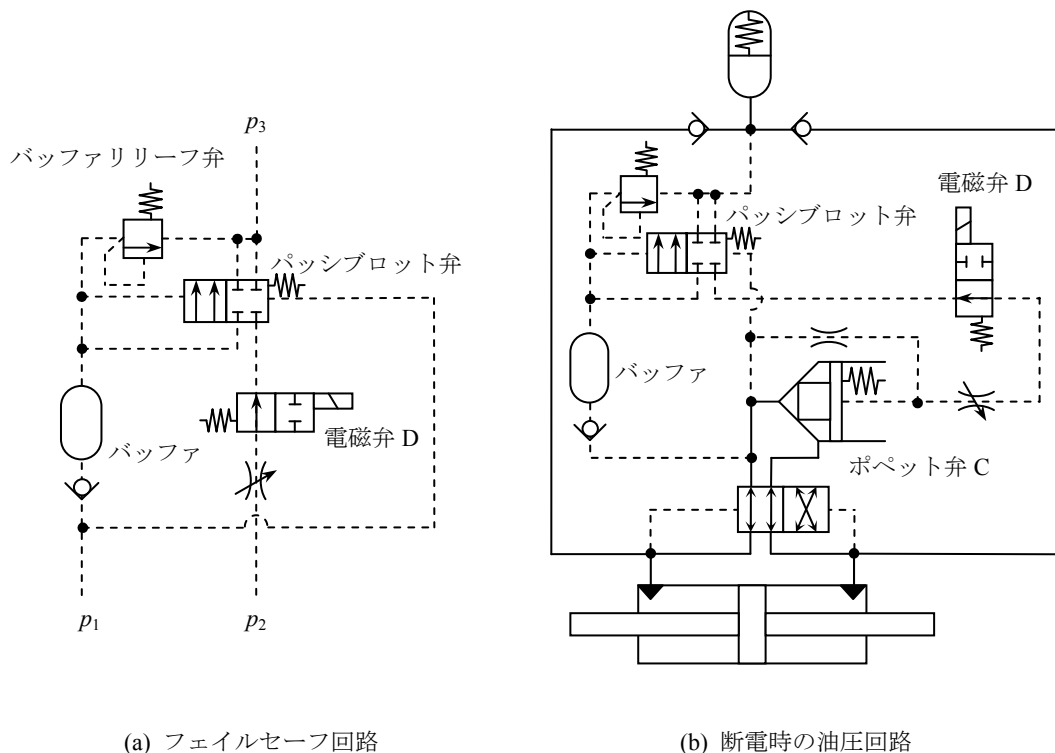


図 4.9 フェイルセーフ回路と断電時の油圧回路（パッシブ回路）

ダンパ本体は電源遮断時には機械的にパッシブ制御の従来切替型ダンパに切り替わるように設計されているため、パッシブダンパとしてのエネルギー吸収能力は確保される。したがって最も回避すべき状態とは、制御系の故障により制御弁 $V_A \sim V_C$ に常に電流が供給されて開状態を維持することである。特に制御弁 V_C が開状態となると抵抗力が最小となる状態が続くこととなる。制御弁 V_A もしくは V_B が開状態となった場合には、取付部を含む装置剛性 k とタンク剛性 k_T が直列結合した柔らかいバネで結合することとなり、剛性は付与されるが、抵抗力は発生しない状態となる。このような事態が生じる故障モードとして、次の 3 ケースが考えられる。

1. センサ故障
2. CPU 故障による開指令の連続出力
3. SSR（半導体リレー）の短絡故障

本コントローラでは、以下に示す多段階のフェイルセーフ回路により、いかなる場合においても連続開状態を回避して、速やかにパッシブモードに切り替えることとしている。まず、センサの故障は CPU により常時監視する。本装置に使用されている圧力センサの出力電圧は、0～50MPa の計測レンジに対し 1～5V であるため、出力電圧が 1V 未満に低下した場合には断線もしくはセンサ異常と判断し、リレーを遮断してパッシブモードに切り替えることを行う。なお、変位センサについては、0～120mm の計測レンジに対し、出力電圧が 0～10V であるため CPU による異常判定が困難であるが、0.1V 以下を断線状態と判定することとしている。CPU の故障による開指令の連続出力についてはタイマーで対応する。すなわち、正常な制御状態における 1 回の除荷に要する時間は高々数 100msec であるため、連続して 5 秒以上の開指令が各ソレノイドに出力された場合には CPU とは独立したタイマー（図 4.8 の Timer-1）が検知し、CPU 出力段と SSR 入力段の間に挿入したゲートを遮断する。また、SSR が短絡故障を起こした場合にも備えて、ソレノイドへの供給電流も直接別のタイマー（図 4.8 の Timer-2）により監視し、連続して 10 秒以上の電流が流れた場合には、SSR への AC 電源供給をリレーにより遮断する。また、CPU からの指令信号とソレノイド電流を比較し、両者に不一致が見られた場合（例えば制御弁の断線故障や SSR の故障など）にもリレーを遮断してパッシブモードに切り替える。なお、以上のフェイルセーフ回路では、検知された異常モード（個所）をコントローラ表面のモニタランプに表示するようになっており、単にパッシブモードに切り替わるだけでなく、異常個所の特定と対処を迅速に行えるようになっている。

なお、制震用オイルダンパでは、シリンダ内の油量をアキュムレータのピストンロッド長さで判定できる様になっているのが一般的であるが、本セミアクティブダンパでは、この油量が減少した場合にもアキュムレータに設置した圧力計によりコントローラ側で検知できるようになっている。そのため、ダンパ本体に近付くことなく油漏れが検知できると共に遠隔での集中監視も容易であり、電気回路を使用するセミアクティブ型の利点を生かした安全監視機構も実現できる。

4.1.5 制御則

本システムの自律分散型の制御方式は文献[57]で提案された手法を援用する。2章および3章で示したように、(2.2.2)式および3.2節の動作プロセスで示した制御に必要な情報は、装置荷重 F と回生タンクの荷重 f および層間速度（モデル全体速度） \dot{x} である。 F と f は図4.2に示した内蔵センサ（圧力計）により次式で容易に計測できる。

$$F = A_p(P_1 - P_2) \quad (4.1.1)$$

$$f = A_p P_3 \quad (4.1.2)$$

ここで、 A_p ：ピストン断面積、 $P_1 \sim P_3$ は図4.2に示すシリンダおよび回生タンクの圧力である。一方、装置変位（ロッド変位） x_r も内蔵変位計で容易に計測可能であり、計測範囲に含まれないブレースや取付ブラケットの等価剛性 k_e を予め知ることができれば、次式により層間変位に対応した信号が求められる。

$$x = x_r + \frac{F}{k_e} \quad (4.1.3)$$

(4.1.3)式を微分すれば制御に必要な層間速度が得られる。

ところで、(2.2.2)式の制御則は特定の振動数が卓越する場合には問題ないが、複数のモード成分が混在する場合には常に最良の結果を与えるわけではない。図4.10は、地震時における多質点系の層間変位、層間速度と装置荷重の関係を模式的に表したものである。層間速度信号をそのまま制御判定に用いた場合、混在する高次成分により頻繁な除荷判定が生じ、最大限のエネルギー吸収を実現できない場合があることが分かる。そこで、(4.1.3)式を微分して得られた層間速度信号を次式の補償フィルタに通し、得られた信号 u を制御判定に用いる。

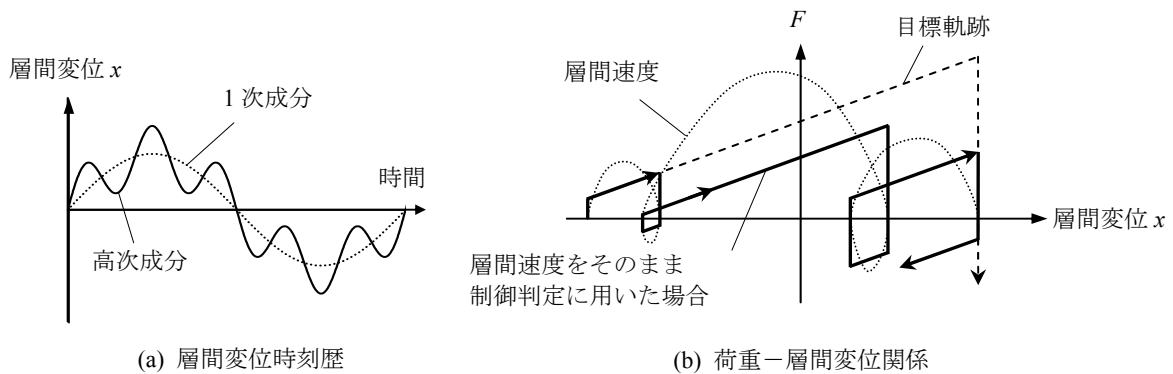


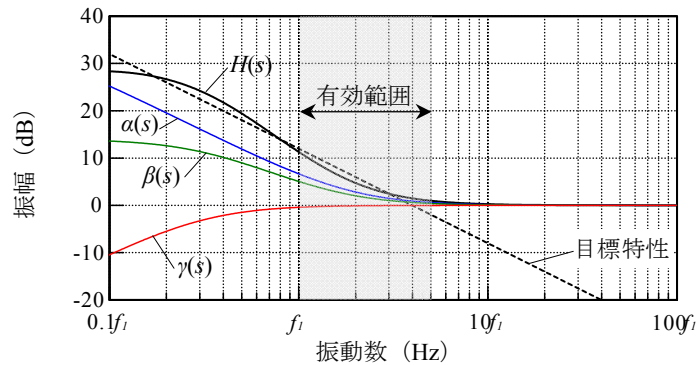
図 4.10 複数モードに対する荷重変形関係の模式図

$$H(\omega) = \underbrace{\left(\frac{s+12f_1}{s+0.2f_1} \right)}_{\alpha(s)} \underbrace{\left(\frac{s-10f_1}{s+2f_1} \right)}_{\beta(s)} \underbrace{\left(\frac{s}{s+2f_1} \right)}_{\gamma(s)} \quad (4.1.4)$$

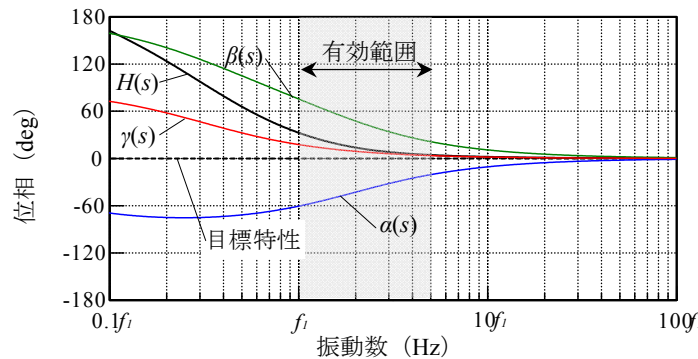
ここで、 f_1 は建物の1次振動数 (Hz)、 s はラプラス変換の変数であり、円振動数 ω と $s=i\omega$ の関係にある。フィルタ処理された修正層間速度 u を用いた制御則は次式で表される。

$$\begin{cases} F\ddot{x} \geq 0 \text{ or } Fu \geq 0 \text{ or } |F| \leq F_c & : \text{全開} \\ F\ddot{x} < 0 \text{ and } Fu < 0 \text{ and } |F| > F_c & : \text{制御} \end{cases} \quad (4.1.5)$$

(4.1.4)式のフィルタは、振動数 $f_1 \sim 5f_1$ 程度 (建物の1次～3次モード程度)の振動数領域で、位相を変化させずに振幅を振動数反比例で低減することを意図したものであり、位相遅れ要素 $\alpha(s)$ と位相進み要素 $\beta(s)$ および低域でのドリフトを避けるためのハイパスフィルタ $\gamma(s)$ から構成されている。 $\alpha(s)$ は一般的な位相遅れ要素であり、高域に対する低域の相対的なゲイン増大の性質を利用するために用いている。一方、正の零点を持つ位相進み要素 $\beta(s)$ は、低域の位相を進ませると同時にゲインも増大させる性質を有しており、これら $\alpha(s)$ と $\beta(s)$ の組合せにより位相遅れを伴わない低域濾過特性を得ている。ただし、 $\alpha(s)\beta(s)$ は $s \rightarrow 0$ において0に収束しないため、制御対象とする振動数 (建



(a) 振幅特性



(b) 位相特性

図 4.11 補償フィルタの周波数特性 (ボード線図)

物 1 次振動数) よりも低い振動成分が入力された場合にはそれが増幅され、出力信号 (修正速度信号) にドリフト成分となって現れる恐れがある。このドリフト成分を除去するためにハイパスフィルタ $\gamma(s)$ を用いている。図 4.11 に本補償フィルタのボード線図を示す。横軸は f_1 の倍数の形で示しており、多層建物の地震応答において重要な 1 次から 3 次モードを包含する振動数 $f_1 \sim 5f_1$ の振動数領域において、目標性能を概ね満足していることが分かる。なお、基準振動数 f_1 において位相がやや進んでいるが、(4.1.5) 式の修正制御則では層間速度による判定も加わるため、修正速度信号の位相が進んでも除荷判定のタイミングが層間速度より早まることはない。なお、実際の装置において減衰係数の切替え速度が問題となる場合には、この位相が進む特性を積極的に利用することも考えられる。図 4.12 にコントローラ内の信号処理のフローを示す。

4.1.1 節で述べた様に原則として 1 台のダンパに 1 台のコントローラが付属するが、図 4.13 のように同一構面に複数台配置する際には、1 個のコントローラが、センサを内蔵したマスター機の情報をを用いて、マスター機と他のスレーブ機の両方を制御する方式としている。

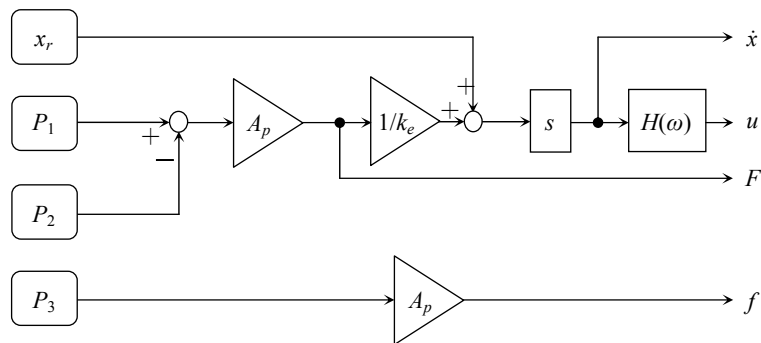


図 4.12 コントローラの信号処理フロー

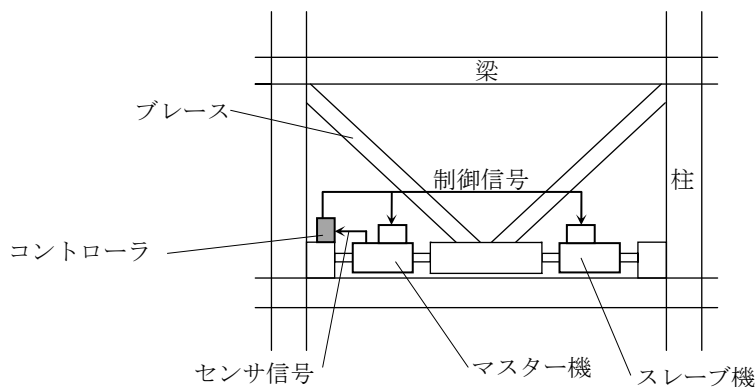


図 4.13 同一構面における複数台の設置状況

4. 2 実大試作装置の動的加力実験

4. 2. 1 実験方法および実験条件

実システムの開発に先立ち、エネルギー回生の原理や制御則の有効性等を検証するために実施した実大試作装置を用いた性能確認実験について述べる。試作装置の外観を図 4.14 に示す。最大荷重やストローク等の仕様は実機と同じ（表 4.1）であるが、リリース荷重 F_R は 1500kN である。本試作装置では回生タンクをメインのシリンダと直列に配置している。油圧回路は図 4.2 からフェイルセーフ回路を除いたものと等価となっている。コントローラは 4.1.5 節の制御フローに従い、ダンパに内蔵したセンサ情報のみを用いて、加力系とは全く独立にダンパの制御を行う。なお、本装置は制御弁 V_A, V_B を常に閉じ、制御弁 V_C のみを開閉制御することにより、従来切替型と等価な制御を行うことができるため、エネルギー回生の効果を検証するための比較実験が可能である。

加力システムと変位計測位置を図 4.15 に、装置を含む加力システム全体の力学モデルを図 4.16 に示す。本加力システムは動的アクチュエータを変位制御で駆動して装置を動的に加力する。本力学モデルにおける加力フレーム剛性 k_f を実構造物におけるオイルダンパの取付部材の剛性と見なせば、アクチュエータ変位は層間変形に対応するため、本加力システムは実構造物と等価な力学系と見なすことができる。したがって、本実験では、実構造物における層間変形に相当する変位を指令信号としてアクチュエータに与え、変位制御により装置を加力する。図 4.16 中には別途実施した事前実験の結果から同定された剛性値が示してある。反力フレームおよびボールジョイントを含む取付部の剛性は実際には圧縮側と引張側で若干異なる（平均値に対して $\pm 3\%$ 程度）が、ここでは平均値を示している。本加力システムにおける反力フレームを含む全体剛性 k (k_f, k_j, k_o の直列和) は 250kN/mm、回生タンク剛性 k_T は 200kN/mm であり、タンク剛性比 β は 0.8 である。

補償フィルタおよび制御則は (4.1.4) 式、(4.1.5) 式を用いた。フィルタの基準振動数 f_1 については加力振動数毎に設定するものとし、変形推定用剛性 k_e は同定されたフレーム剛性 k_f と取付部剛性 k_j の直列和を参考に 400kN/mm と設定した。制御閾値 F_c は 5kN と設定した。

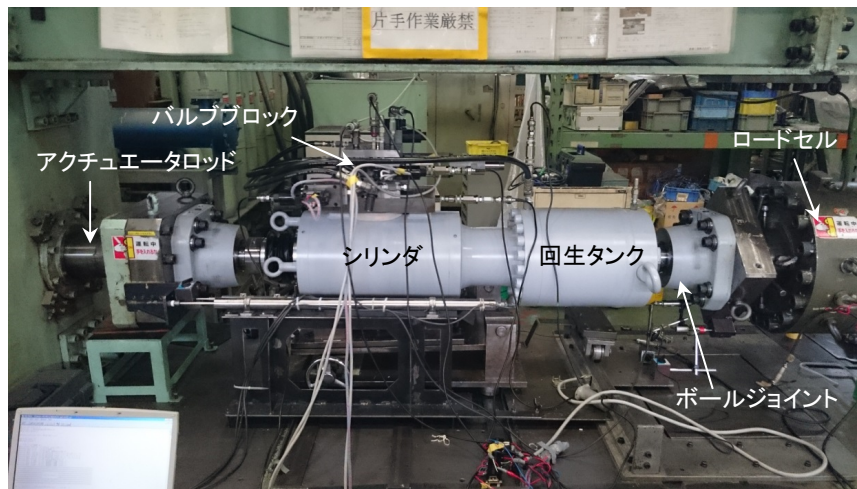


図 4.14 実大試作装置の外観

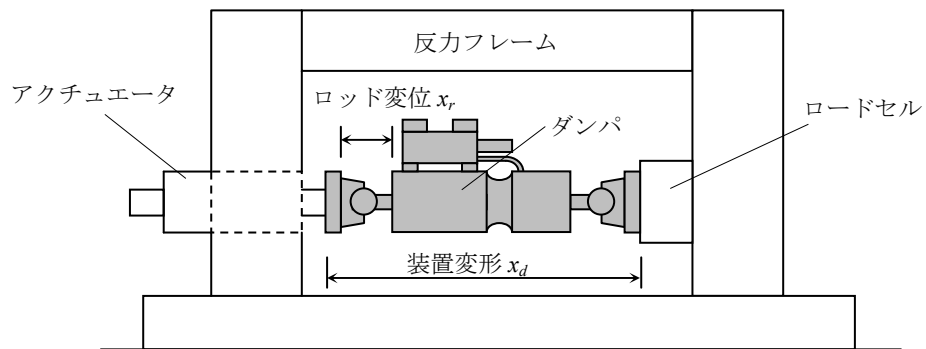


図 4.15 実大試作装置の外観

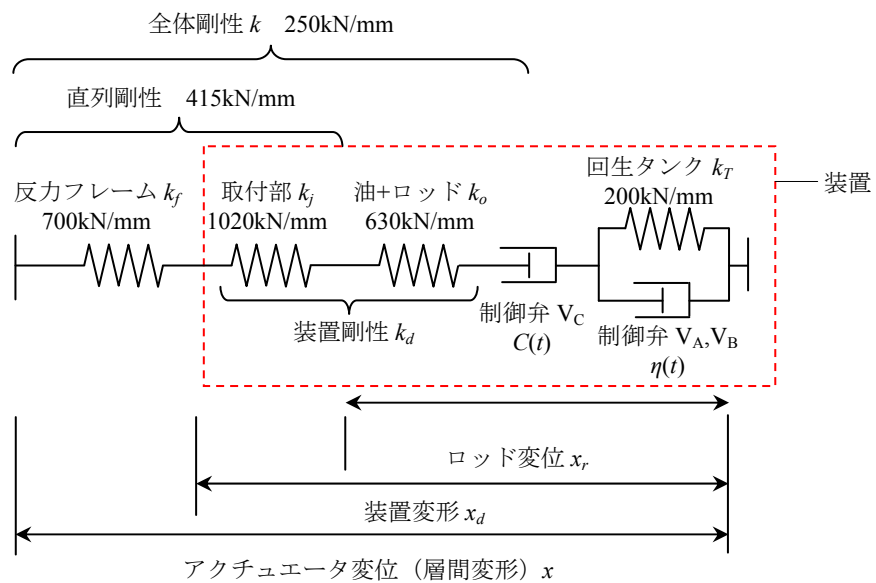


図 4.16 加力システムの力学モデル

4.2.2 基本特性確認実験（正弦波加力実験）

変位振幅を 3 サイクル毎に 1,2,3mm と漸増させた正弦波による加力実験を実施する。図 4.17 に加力変位波形の例（0.2Hz）を示す。加振振動数は 0.2,0.25,0.3,0.4,0.5Hz の 5 ケース、実験用の装置の制御モードとして、次の 3 ケースを設定する。

- ・全閉 : V_A =閉 V_B =閉 V_C =閉 (参考用の設定)
- ・従来切替型 : V_A =閉 V_B =閉 V_C =制御 (比較用の設定)
- ・エネルギー回生型 : V_A =制御 V_B =制御 V_C =制御

「全閉」は、制御弁を常に閉じてピストン－シリンダ間の変形を拘束した参考用の設定であり、これにより装置剛性や減衰係数等の基本特性値を調べる。「従来切替型」は本研究で提案するエネルギー回生型の比較用に行う。

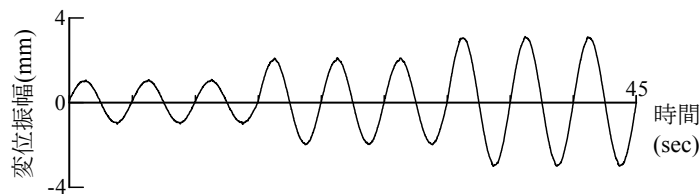


図 4.17 加力変位波形の例（0.2Hz）

図 4.18、図 4.19 に各モードの発生荷重 F と装置変形 x_d の関係を示す。図 4.18 には後述する数値解析結果も合わせて示している。装置変形 x_d は図 4.20(a)に示す様に、層間変形 x からフレームの変形分を引いたものである。

「全閉」状態では、荷重変形関係がほぼ線形関係となっており、概ねバネのような挙動を示していることが分かる。振動数が低くなるとループがわずかに膨らんでいるが、これは最大減衰係数が有限な値であることを示している。付録 D に示す方法により加振ループの最大荷重 F_{\max} および面積 ΔW から減衰係数を求めると 3000kNsec/mm 以上の値となった。

「従来切替型」の荷重変形関係は、ON/OFF 型制御に特徴的な菱形の履歴ループを描いており、その形状は振動数や変位振幅に依存しないことが確認できる。図 4.20(c)に示す様に、この履歴ループの除荷時における負勾配はフレーム剛性 k_f を表している。装置変形 x_d は荷重が 0 の時に最大となり、層間変形 x とほぼ一致している。0.5Hz の結果では荷重が 0 でも装置変形は層間変形より若干小さいが、これは最小減衰係数が完全には 0 でないことによる。

「エネルギー回生型」の荷重変形関係は従来切替型と同様に、ON/OFF 型制御に特徴的な菱側の履歴ループを描き、振動数や変位振幅に依存しない性質を示している。荷重が 0 の時に装置変形 x_d が層間変形と x 一致する点は従来切替型と同様だが、その後、回生タンクからの圧力移入により更にオフセット変形が与えられるため、アクチュエータ変位を超える装置変形が生じている。そのた

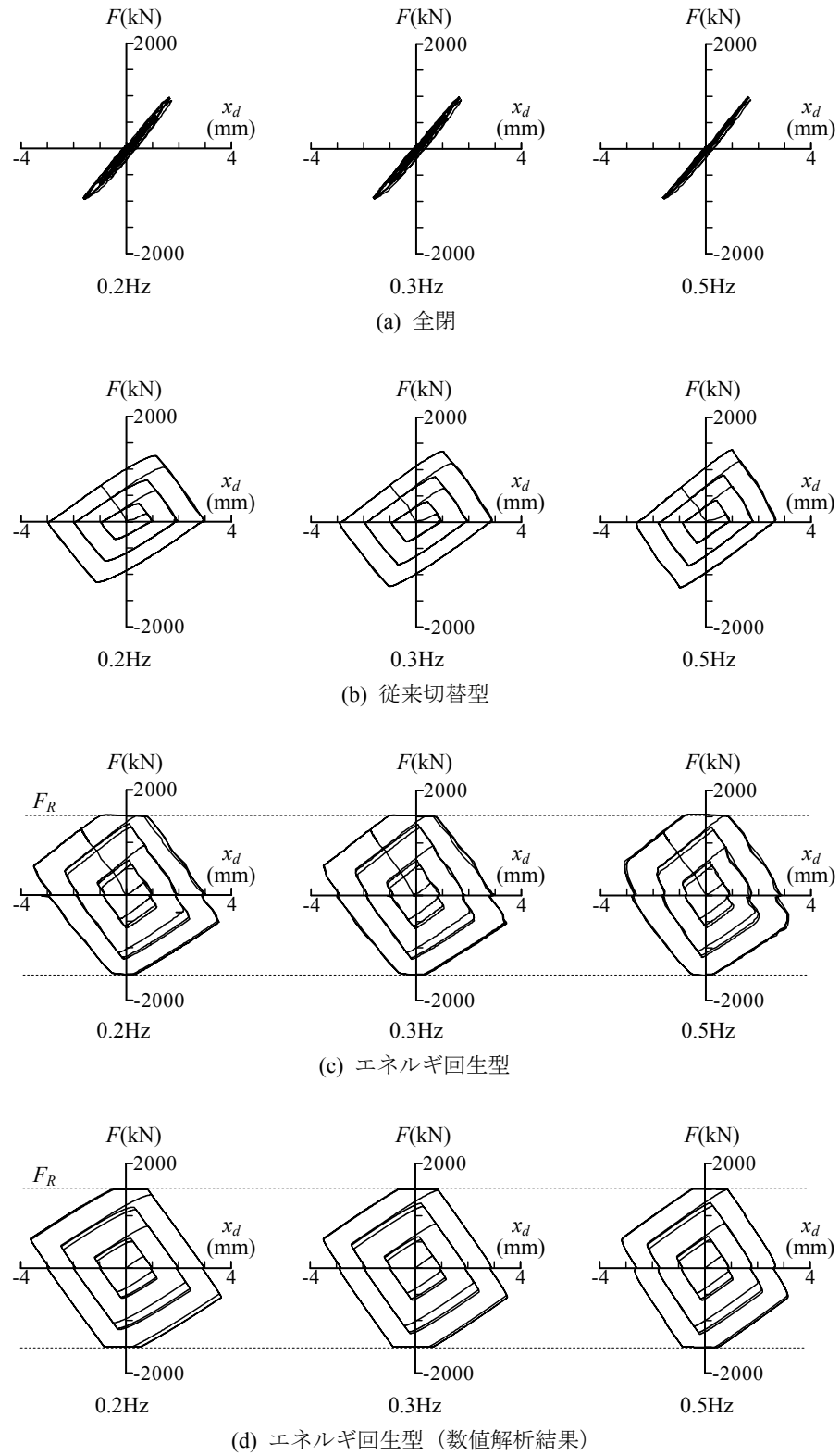


図 4.18 正弦波加振に対する装置荷重－装置変形関係

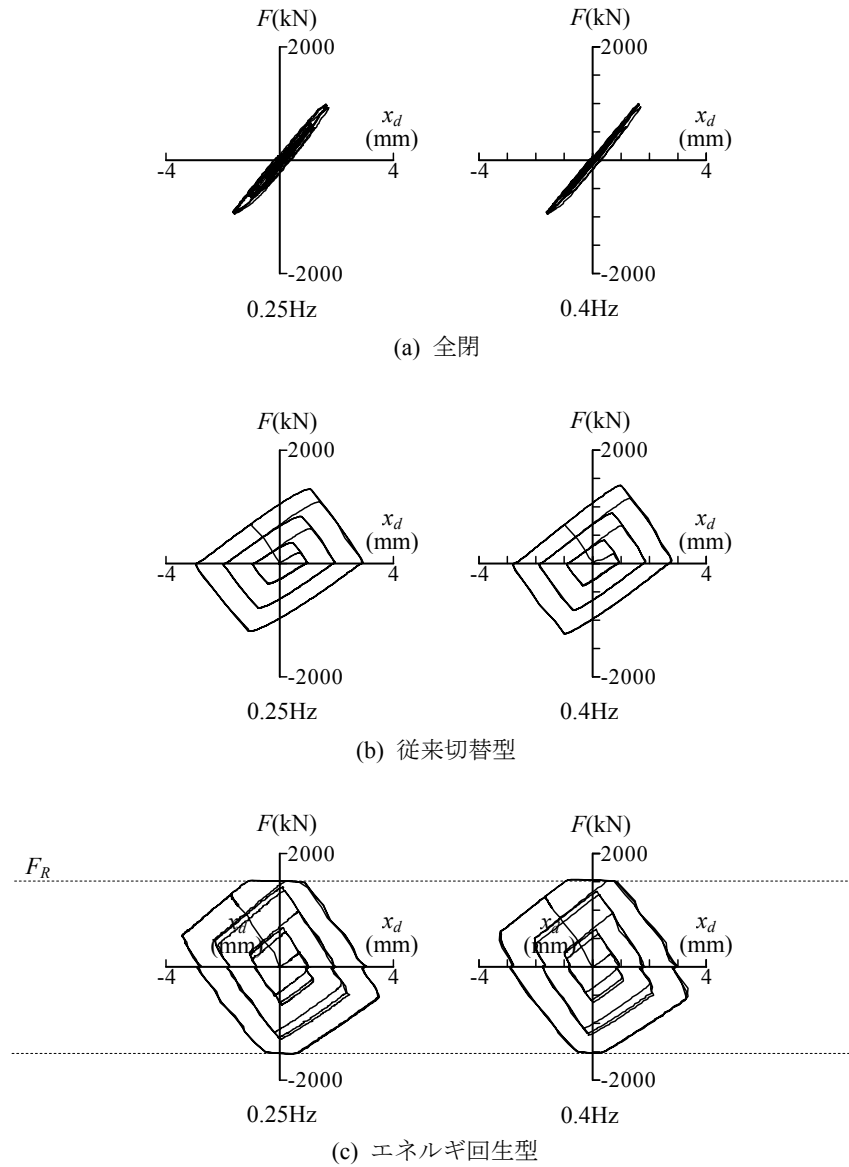


図 4.19 正弦波加振に対する装置荷重—装置変形関係

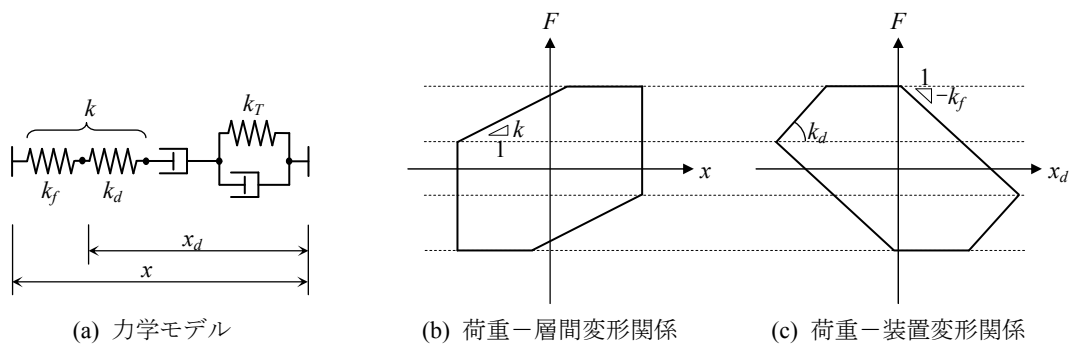


図 4.20 制御時の荷重変形関係とバネの関係

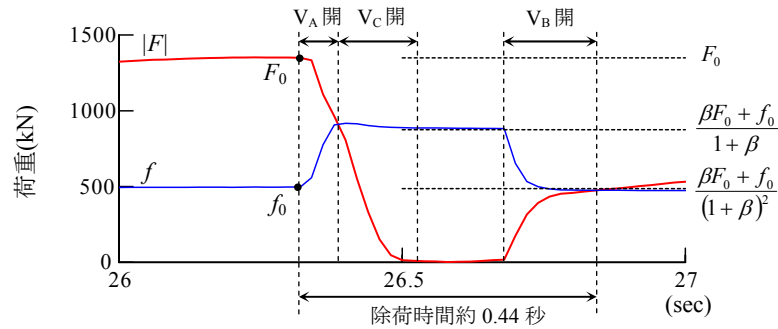


図 4.21 装置荷重と回生タンク荷重の時刻歴 (0.2Hz)

表 4.2 減衰固定型に対するエネルギー吸収倍率

加振振動数	0.2(Hz)	0.25(Hz)	0.3(Hz)	0.4(Hz)	0.5(Hz)
従来切替型	2.1	2.2	2.2	2.2	2.1
エネルギー回生型 (実験)	4.3	4.3	4.1	3.8	3.6
エネルギー回生型 (解析)	4.1	4.2	4.2	4.1	3.9

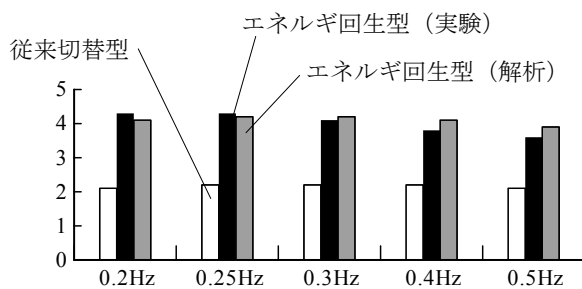


図 4.22 減衰固定型に対するエネルギー吸収倍率

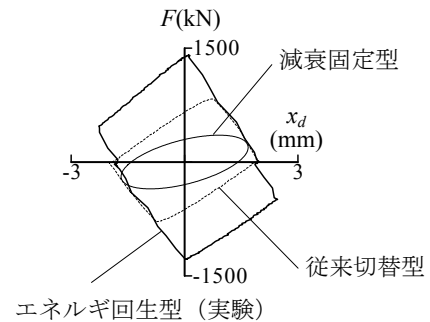
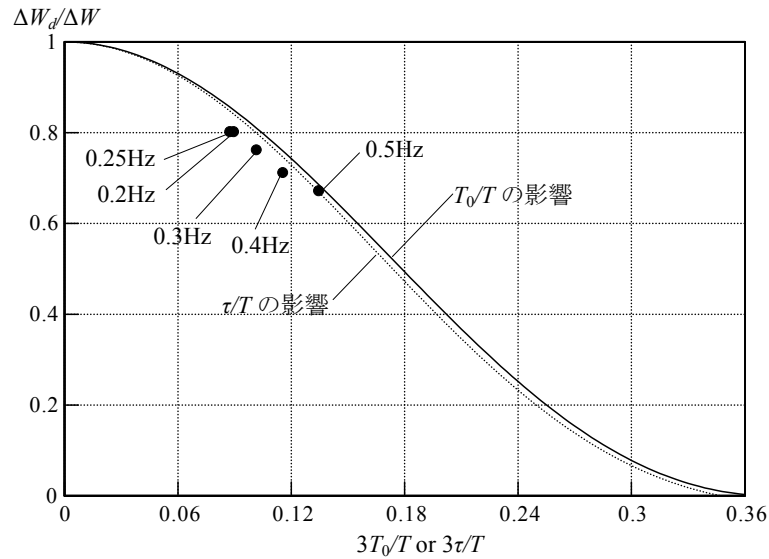


図 4.23 装置荷重変形の比較

め、「従来切替型」と比較して発生荷重も増大し、変位振幅 3mm 加力時にはリリース荷重 (1500kN) に達している。また、「エネルギー回生型」制御時には、図 3.7 に示した荷重変形関係と同様、同一振幅での繰返しに伴い履歴ループが増大し、飽和に向かう様子が明確に観察される。これは 4 要素モデルに基づいた理論的考察の結果と符号した現象であり、本装置のエネルギー回生機構が、所定通り適切に動作していることを示している。

図 4.21 に 0.2Hz 加振時の装置荷重と回生タンク荷重 (圧力×ピストン断面積) の時刻歴波形の拡大図を示す。制御弁の開閉により、シリンダと回生タンク間で圧力のやり取りがなされている様子が分かる。また、同図中には本実験のタンク剛性比 $\beta=0.8$ の時に (3.2.2) 式により計算される均衡荷重の理論値を破線で示しているが、実験結果は理論値と良好に対応していることが確認できる。

表 4.2 および図 4.22 に、各実験結果のエネルギー吸収量を最適設定された「減衰固定型」の理論値

図 4.24 除荷時間とエネルギー吸収量の関係 ($\beta=0.8$)

$(\pi/2)k\delta^2$ と比較して示す。同図には後述する数値解析結果も合わせて示している。実験結果のエネルギー吸収量は振幅 2mm のケースの 3 サイクル目の履歴ループから求めた。図 4.23 に 0.2Hz の評価例を示す。「従来切替型」制御時のエネルギー吸収量は、振動数に依らず「減衰固定型」の概ね 2 倍となっている。「エネルギー回生型」制御時のエネルギー吸収量は「減衰固定型」の概ね 4 倍（「従来切替型」の概ね 2 倍）となっている。(3.3.3)式で評価したタンク剛性比 $\beta=0.8$ から予測される 3 ループ目の理論値は、「減衰固定型」の約 5.2 倍であり、実験結果は理論値の概ね 80% となっている。加振振動数が 0.4Hz より高くなるとエネルギー吸収量に若干の低下がみられるが、これはエネルギー回生機構の 3 つの制御弁の最小減衰係数 C_{\min} 、 η_{\min} が完全に 0 では無いことによる圧力移動時間の影響によるものである。実際の装置では減衰係数の可変範囲は有限であり、3.5 節で述べたように、最大減衰係数、最小減衰係数および切替え速度がエネルギー吸収効率に影響を与える。実験結果はこれら全ての影響を反映した結果である。図 4.21 より最小減衰係数および切替え速度の影響を受ける除荷時間を求めると 0.44 秒であった。3.5 節の検討結果より除荷時間は加振周期のおよそ 0.1 倍以下で理論値の 80% の性能となる。実験結果は、加振周期 5 秒に対して除荷時間が 0.44 秒で要求に合致しており、理論値の 80% という高い性能を発揮した実験結果と符合している。同様に他の加振振動数についても除荷時間を評価し、図示したものが図 4.24 である。実験結果は最大減衰係数の影響も含むため理論的検討結果と比較してやや小さい値となっているが、よく対応していることが確認できた。

次に、図 4.16 の加力システムの力学モデルを用いて実験シミュレーション解析を行う。 k_f 、 k_j 、 k_o を一つのバネ要素に縮合した 4 要素モデルにアクチュエータ変位 x を入力として与え、3.1 節で示した離散化手法に従って装置荷重を求める。減衰係数 C と η は共通の値とし、実験結果から最大値を 3000kNs/mm、最小値を 7kNs/mm と設定した。リリース後の減衰定数 C_r は 12kNs/mm と設

定した。図 4.18(d)に実験結果のシミュレーション解析により得られた荷重装置変形関係を示す。横軸は、実験結果と同様にアクチュエータ変位 x からフレーム変形を差し引いた装置変形 x_d として示している。同一振幅のサイクル毎にループが大きく様子を含め、シミュレーション結果は実験結果と非常に良く一致している。エネルギー回生のプロセス、エネルギー吸収量ともに 4 要素モデルにより実験結果を精度よく再現できることが確認できた。

図 4.25 に装置荷重－ダッシュポット速度関係を示す。ダッシュポット速度はアクチュエータ変位からバネ k の変形を差し引いたダッシュポット変位を微分して求めた。変位計のノイズを除去する目的でローパスフィルタを用いている。全加力サイクルおよび振幅 2mm と 3mm の 1 サイクルのグラフを示している。各制御弁の開閉により減衰係数が最大／最小に切替えられる様子が観察され、図 4.5 に示した減衰特性が実大装置で確認できた。

図 4.26 は後揺れや風などに対する微小な振動に対する制御性を確認する目的で、最大振幅を 0.8mm および 0.3mm に設定した漸増正弦波による加力結果 (0.25Hz) を示したものである。0.3mm を下回る微小な振幅に対してもエネルギー回生機構が機能し、振幅が大きい場合と同様に相似形の履歴ループを描いている。最大振幅 0.3mm の結果を詳細に観察すると、制御閾値 (5kN) による制御不感帯の影響が若干認められるものの、微小な振幅でもエネルギー回生機構が適切に動作し、エネルギー回生効果を発揮することが確認できた。

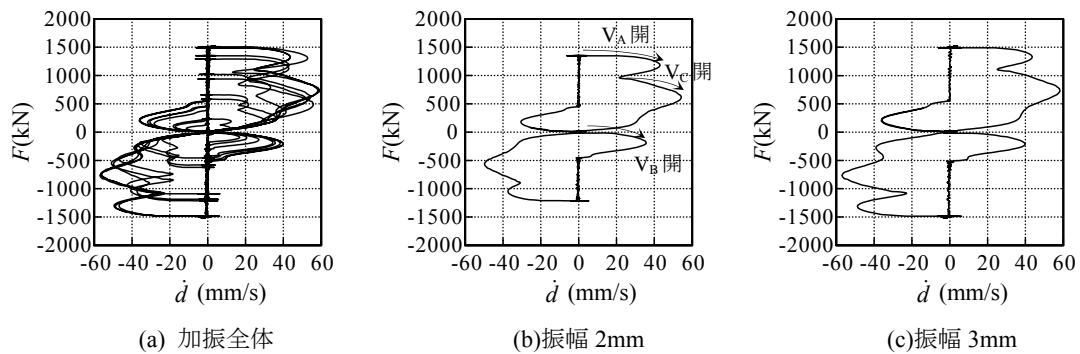


図 4.25 装置荷重－ダッシュポット速度関係 (0.2Hz)

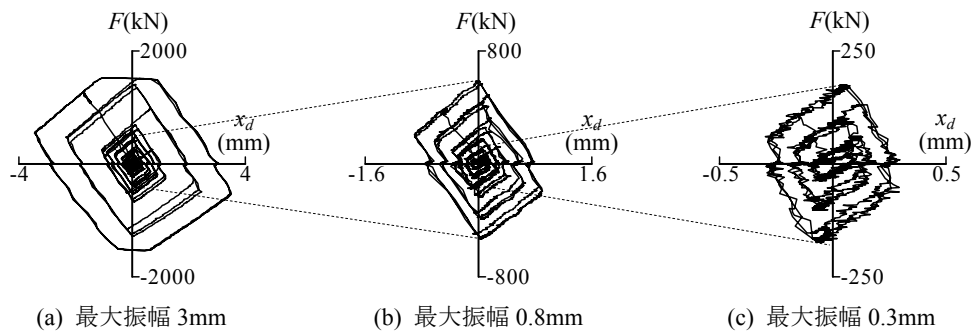


図 4.26 微小振幅加力に対する荷重変形関係 (0.25Hz)

4.2.3 ランダム波加力実験

非定常な地震応答波形に対する装置の動的挙動・制御安定性を確認するためと、4要素モデルに基づいた数値解析モデルと数値解析法の精度を確認するため、建物地震応答波形を用いたランダム波加力実験を行う。実験には次の3種類の波形を用いた。

A 波：1次振動数 0.2Hz の 50 層モデル応答（入力地震動：告示波レベル 2 ランダム位相）

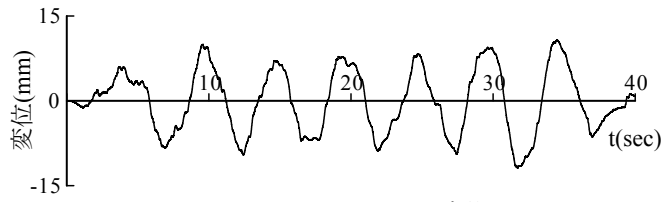
B 波：1次振動数 0.25Hz の 25 層モデル応答（入力地震動：告示波レベル 2 ランダム位相）

C 波：1次振動数 0.3Hz の 30 層モデル応答（入力地震動：El centro）

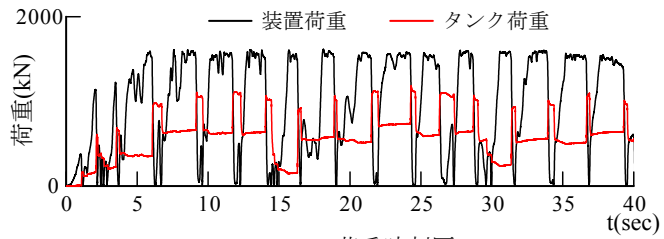
制御則は(4.1.4)式の補償フィルタによって評価した修正層間速度 u を用いた(4.1.5)式とした。また、正弦波加振実験と同様に 3.1 節で示した離散化手法を用いた実験シミュレーションもあわせて実施する。数値解析に用いたパラメータは正弦波加力実験のシミュレーション解析と同一である。実験シミュレーションは変位入力とし、実験で観測されたアクチュエータ変位を入力として用いる。

図 4.27 に地震波 A の実験結果を示す。図 4.27(a)にアクチュエータ変位、図 4.27(b)に装置荷重の絶対値および回生タンクの荷重時刻歴を示す。図 4.28 には図 4.26 のアクチュエータ変位と荷重時刻歴から 1 次周期と同じ 5 秒間を切り出したものである。同図からは高次成分による煩雑な除荷が抑制され、修正層間速度信号を用いた制御則が有効に機能している様子が分かる。また、正弦波加力実験と同様に除荷時においてエネルギー回生機構が正常に動作し、回生タンクへエネルギーの回収および再利用が行われている様子が明確に確認できた。図 4.29 は実験結果と 4 要素モデルを用いたシミュレーション解析結果の比較である。シミュレーション解析結果は実験結果と良好に対応しており、非定常な外乱に対するエネルギー回生型オイルダンパの動特性についても十分な精度で再現できることが確認できた。

同様に地震波 B の結果を図 4.30～図 4.32 に、地震波 C の結果を図 4.33～図 4.35 に示す。地震波 A と同様に、実大試作装置は適切に動作し、エネルギー回生の原理を実現する制御および機構の非定常外乱に対する安定性が確認できた。

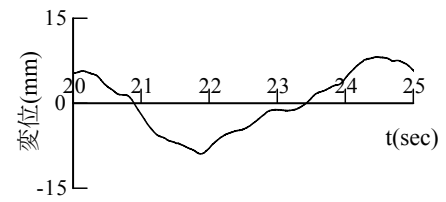


(a) アクチュエータ変位

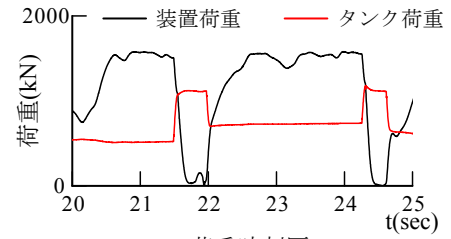


(b) 荷重時刻歴

図 4.27 地震応答波加力実験結果（地震波 A）

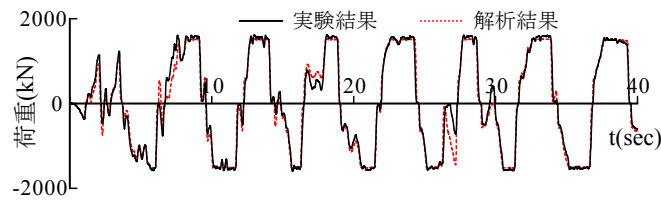


(a) アクチュエータ変位

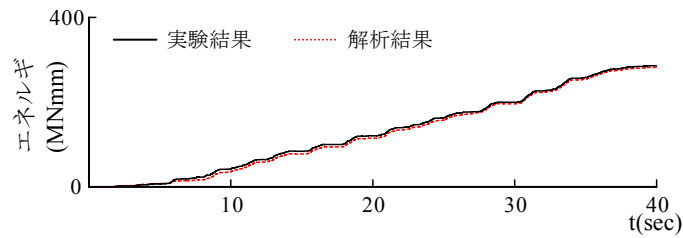


(b) 荷重時刻歴

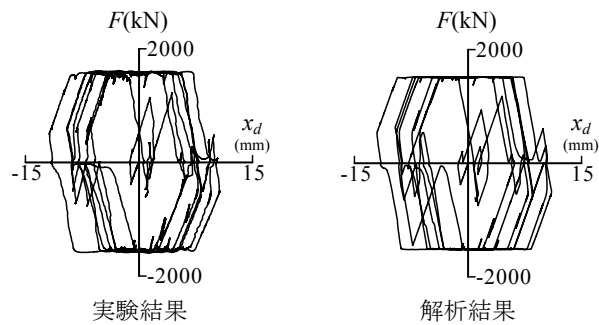
図 4.28 時刻歴拡大図（5 秒間）



(a) 装置発生荷重 F

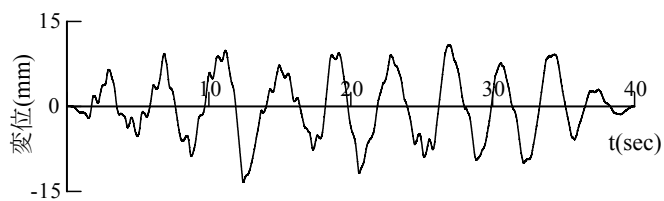


(b) エネルギー吸収量 ΔW

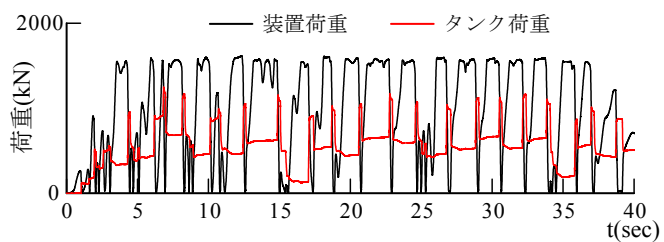


(c) 荷重装置変形関係

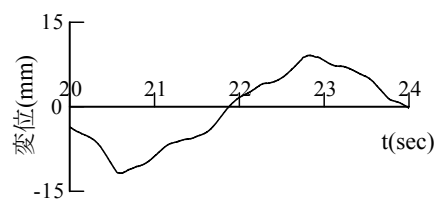
図 4.29 地震応答波加力実験結果とシミュレーション結果の比較（地震波 A）



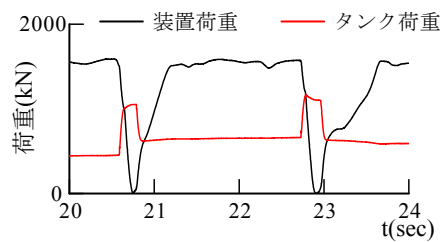
(a) アクチュエータ変位



(b) 荷重時刻歴



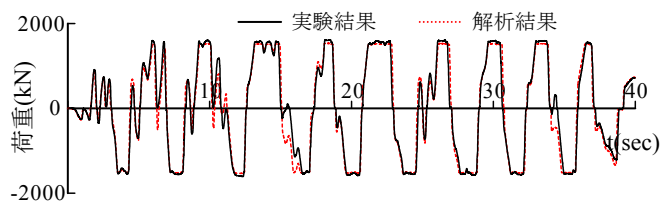
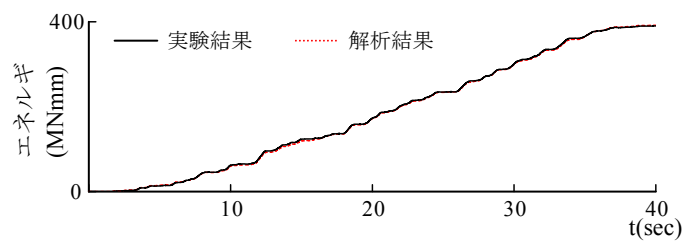
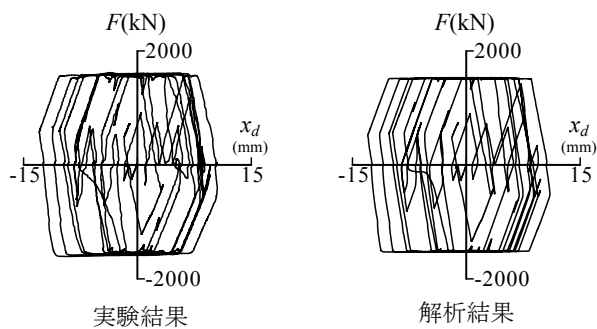
(a) アクチュエータ変位



(b) 荷重時刻歴

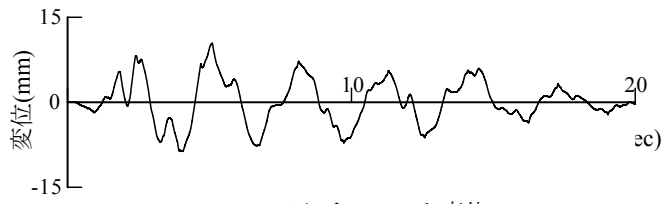
図 4.30 地震応答波加力実験結果 (地震波 B)

図 4.31 時刻歴拡大図 (4 秒間)

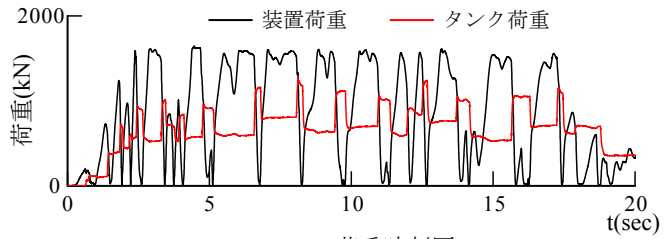
(a) 装置発生荷重 F (b) エネルギー吸収量 ΔW 

(c) 荷重装置変形関係

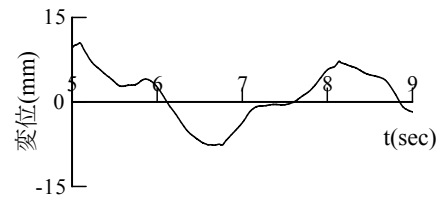
図 4.32 地震応答波加力実験結果とシミュレーション結果の比較 (地震波 B)



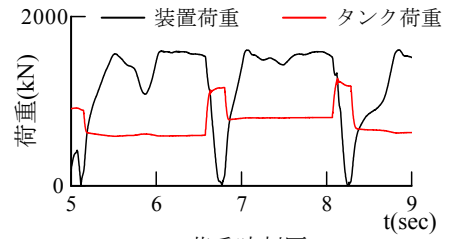
(a) アクチュエータ変位



(b) 荷重時刻歴



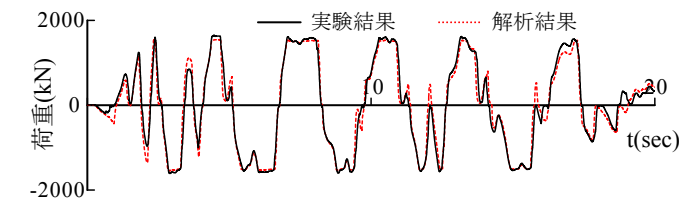
(a) アクチュエータ変位



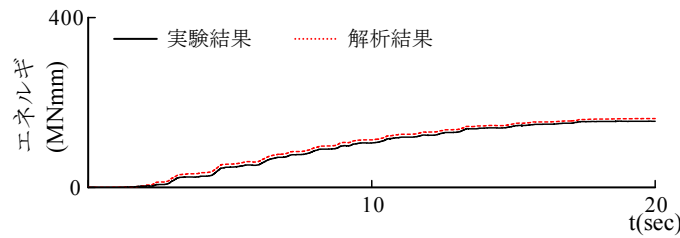
(b) 荷重時刻歴

図 4.33 地震応答波加力実験結果（地震波 C）

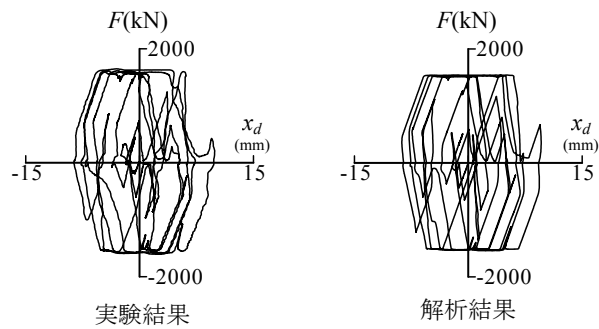
図 4.34 時刻歴拡大図（4 秒間）



(a) 装置発生荷重 F



(b) エネルギー吸収量 ΔW



(c) 荷重装置変形関係

図 4.35 地震応答波加力実験結果とシミュレーション結果の比較（地震波 C）

5 章 多層建物への適用検討

本章では、エネルギー回生型オイルダンパを多層建物に適用した場合の応答低減効果および付加減衰定数について考察する。エネルギー回生型オイルダンパの応答低減効果および付加減衰定数については、3章において1質点系モデルを対象として理論的に検討した。本章では、4章において実際の装置特性を精度良く表現できることが確認された装置解析モデル（数値解析モデル）を用いて、高層モデル建物にエネルギー回生型オイルダンパを適用した場合の応答低減効果や付加減衰定数について検討し、代表的な既存の制震装置との比較考察も行う。

本章前半では、エネルギー回生型オイルダンパを用いた構造設計について述べる。エネルギー回生型も構造設計における留意点については従来切替型と同じ部分が多い。文献[103]には従来切替型を含めたオイルダンパを用いた構造設計手法について詳細にまとめられている。5.1 節では、エネルギー回生型を用いる点や近年の計算機環境等を考慮し、ポイントを絞って述べる。

本章後半では、高層モデル建物を対象として動的応答解析を実施し、応答低減効果や付加減衰定数について考察する。対象建物は柱 CFT 造、梁 S 造の 30 階建て建物であり、1 階から 7 階まで制震装置を設置するものである。動的応答解析は、風揺れや地震時の後揺れを想定した自由振動解析と、地震応答解析を実施する。エネルギー回生型オイルダンパの比較相手として、現在最も一般的に利用されているオイルダンパである減衰固定型オイルダンパ、Maxwell モデルで表されるオイルダンパのエネルギー吸収効率の最大化を実現するために開発された従来切替型オイルダンパを採用し、エネルギー回生型オイルダンパの有効性について考察する。

なお、本章で比較対象としたオイルダンパ以外の制震装置として、同調式回転慣性質量ダンパを取り上げ、本章で示す各オイルダンパとの比較を付録 F に示す。

5. 1 エネルギー回生型オイルダンパを用いた構造設計

5. 1. 1 構造設計フロー

オイルダンパを適用した建物の構造設計フローを図 5.1 に示す。なお、この構造設計フローはエネルギー回生型だけでなく、一般的な減衰固定型や従来切替型でも同様である。①から⑤は静的設計の部分であり、耐震構造との違いは②のダンパ配置計画にある。オイルダンパの配置にあたっては構造設計者が自由に配置を決めることができる状況は少なく、建築計画によって設置位置が限定されたり、コストによって配置できる台数に制約を受けたりするなどの制約条件がある方が一般的である。通常、①から⑤は目標とする性能を満足するように繰り返し行われるが、種々の制約条件下において②のダンパ配置計画を精度よくかつ簡便に決めることがオイルダンパを用いた静的設計において重要な問題となる。この付加減衰の予測については 5.1.3 節で述べる。静的設計に必要な静的外力の設定では、オイルダンパを含めた建物全体に作用する設計用せん断力を設定して応力解析をする方法と、建物フレームのみに設計用せん断力を加え、これにオイルダンパからの反力を付加応力として加える方法がある。鋼材ダンパのように変位に依存した反力を生じる制震装置を用いる場合には前者の方法が一般的であるが、オイルダンパのように必ずしも変位に依存した反力を生じない制震装置を用いる場合には後者の方法が安全側の評価となる。5.1.4 節では静的応力解析における荷重条件について述べる。

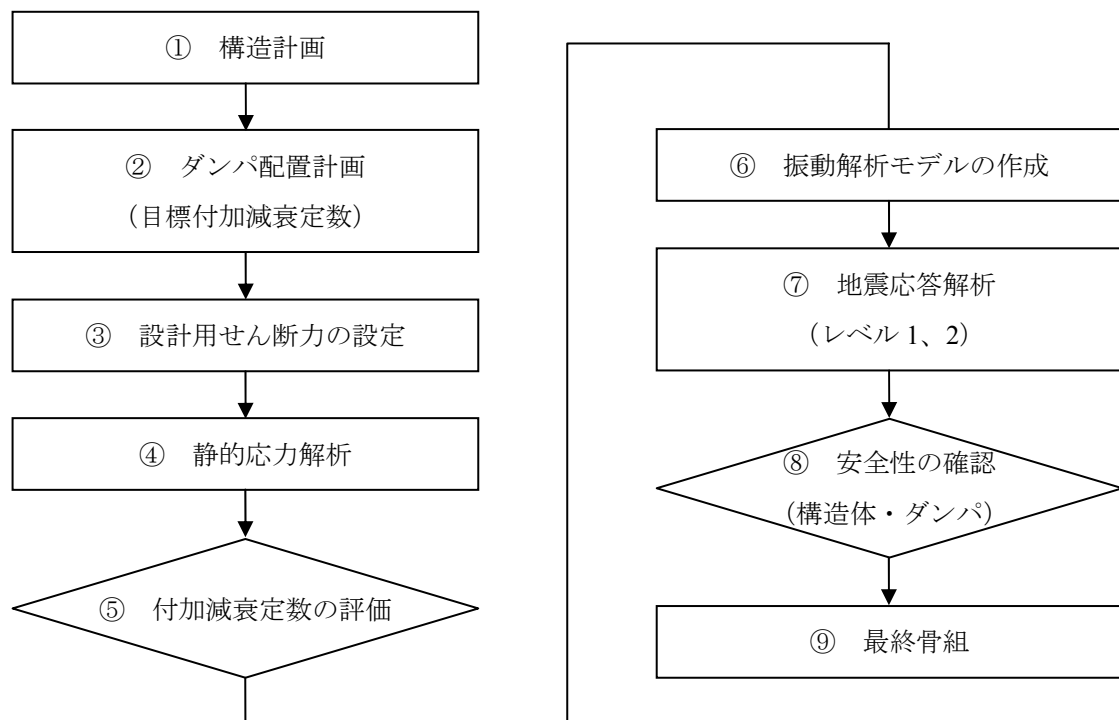


図 5.1 オイルダンパを適用した構造設計フロー

⑥から⑧は動的設計の部分であり、⑥の振動解析モデル化手法が重要な問題となる。近年の計算機環境の急速な発展により、超高層建物であっても立体骨組モデルをそのまま用いた弾塑性解析を行うことが可能となっている。5.1.2 節では静的設計および動的設計に用いる立体骨組モデルのモデル化に関して述べる

オイルダンパを適用する場合には、構造体だけでなくオイルダンパの健全性についても確認する必要がある。2.1.1 節ではオイルダンパの終局挙動について述べたが、⑨ではオイルダンパのストロークと発生速度が許容値以下であることを確認する。

5.1.2 オイルダンパと周辺部材のモデル化

超高層建物を対象とした従来の構造設計では、静的解析には立体骨組モデルを用い、動的応答解析には各フレームを曲げせん断棒やせん断棒でモデル化する略算振動モデルを用いることが一般的であったが、近年の計算機環境の急速な発展により、動的応答解析でも立体骨組モデルを用いる事例が増加している。2章で述べた様にオイルダンパの性能や効果を正確に評価するためには剛性条件が重要であり、オイルダンパの周辺架構の影響は無視できない。そのため、略算振動モデルを作成する場合には、周辺架構の影響を適切に表現できるモデル化が重要であり、局所的な変形による剛性低下を見落とせば過度な付加減衰を評価してしまう可能性があるが、立体骨組モデルを用いる場合には、周辺架構の影響は各部材をモデル化することで考慮することができるため、モデル化という観点から見れば容易な方法であるといえる。本章の検討では立体骨組モデルを前提とする。

エネルギー回生型オイルダンパの建物層間への設置形態は、ブレース等の取付部材を介して水平に設置する方法（図 5.2(a)）と構面内に斜めに設置（図 5.2(b)）する方法がある。斜めに設置する場合には取付部材の剛性と装置部剛性の直列和とした剛性を斜めに配置した4要素モデルのバネ k の剛性として評価すればよい。水平設置の場合には、ブレースを軸バネ（トラス要素）としてモデル化し、さらに4要素モデルを接続する方法（図 5.3(a)）とブレース部分は剛体としてモデル化し、ブレースの水平剛性と装置部剛性の直列和とした剛性を水平に配置した4要素モデルのバネ k の剛性として評価する方法図 5.3(b)）がある。

多層建物に設置するエネルギー回生型では高次振動に対する頻繁な除荷判定を避けるために 4.1.4 節で述べた補償フィルタによる修正制御信号を用いる。そのためには(4.1.3)式に示す等価剛性（推定用剛性） k_e を評価する必要がある。推定用剛性 k_e には付帯柱の軸変形によるフレームの局所的な曲げ変形成分を含んだ剛性評価が必要となるため、以下の手順で算定する。

1. 4要素モデルを剛性 k の弾性バネに置換する（ダンパ部を剛結することと等しい）。
2. フレームに水平荷重を与える。
3. 弾性バネに発生した荷重を曲げ変形を含むフレームの層間変形で除して等価剛性 k_e とする。

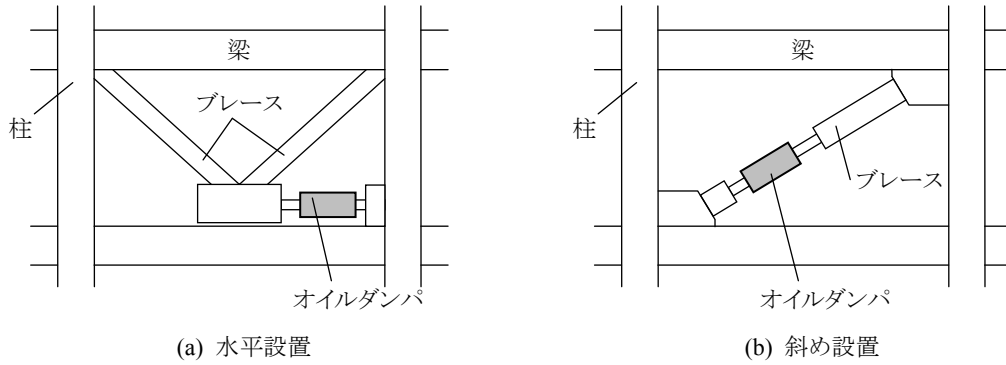


図 5.2 エネルギー回生型オイルダンパの設置形態

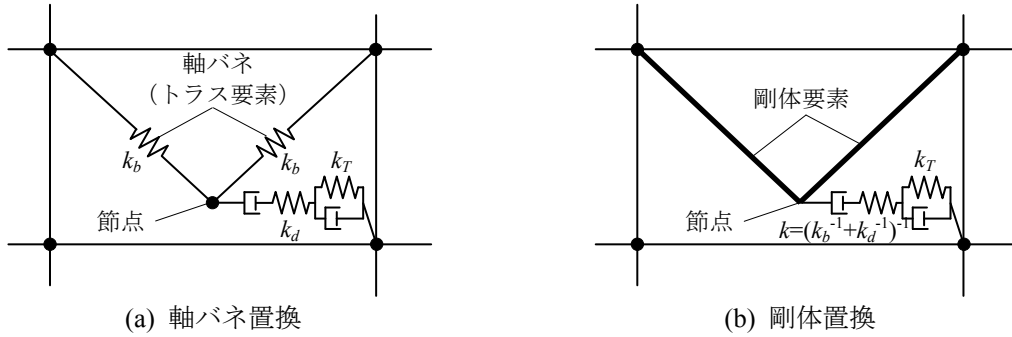


図 5.3 オイルダンパ取付部のモデル化

5.1.3 付加減衰定数の予測

オイルダンパのような制震装置を用いる建築物の構造設計において、構造計画初期の配置計画の段階では、何台の装置を何処に設置すればどれだけの付加減衰が実現し得るかが分かることが重要である。2章および3章において、定常状態における1自由度系のオイルダンパによる付加減衰定数が剛性比 α によって求められることを示した。本節では、多自由度系における剛性比 α の評価方法と付加減衰定数の推定について述べる。

建物の質量行列を $[M]$ とし、制震装置がない時の剛性行列、 s 次固有円振動数および固有モードベクトルをそれぞれ $[K_f]$ 、 ${}_s\omega$ 、 $\{{}_su\}$ とする。同様に、装置部を剛結（取付部剛性と装置剛性の直列和で表されるバネをダッシュポットを介さずに結合）した時の剛性行列、 s 次固有円振動数および固有モードベクトルをそれぞれ $[K_f+k]$ 、 ${}_s\omega_L$ 、 $\{{}_su_L\}$ とすると、次式が成立する。

$$[K_f]\{{}_su\} = {}_s\omega^2[M]\{{}_su\} \quad (5.1.1)$$

$$[K_f+k]\{{}_su_L\} = {}_s\omega_L^2[M]\{{}_su_L\} \quad (5.1.2)$$

(5.1.1)式、(5.1.2)式の両辺に左からそれぞれ $\{s u_L\}$ と $\{s u\}$ を掛け、質量行列および剛性行列の対称性を考慮すると s 次固有振動数比 $s\omega/s\omega_L$ は次式で表現できる。

$$\frac{s\omega^2}{s\omega_L^2} = \frac{\{s u_L\}^T [K_f] \{s u\}}{\{s u_L\}^T [K_f + k] \{s u\}} \quad (5.1.3)$$

ここで、次式で表す有効剛性比 $s\alpha_e$ を導入する。

$$s\alpha_e = \frac{s\omega_L^2}{s\omega^2} - 1 = \frac{\{s u_L\}^T [k] \{s u\}}{\{s u_L\}^T [K_f] \{s u\}} \quad (5.1.4)$$

固有モードベクトル $\{s u\}$ と $\{s u_L\}$ が同一であれば、(5.1.4)式は1自由度系での剛性比 α の定義を多自由度系における各モードに拡張・展開したものに完全に対応する。また、(5.1.4)式は、制御対象のモード振幅として $\{s u\}$ と $\{s u_L\}$ の平均を用いたダンパ装置部の歪エネルギーと建物フレームの歪エネルギーの比と解釈することが可能である。装置有り無しの s 次固有周期を sT_L 、 sT とすれば(5.1.4)式は次式で表される。

$$s\alpha_e = \frac{T^2}{sT_L^2} - 1 \quad (5.1.5)$$

したがって、各オイルダンパの定常状態における s 次モードの付加減衰定数の予測式は以下の式で求めることができる。

$$s h_e = \frac{s\alpha_e}{4\sqrt{1+s\alpha_e}} \quad \text{減衰固定型} \quad (5.1.6)$$

$$s h_e = \frac{2s\alpha_e}{\pi(1+s\alpha_e)} \quad \text{従来切替型} \quad (5.1.7)$$

$$s h_e = \frac{2s\alpha_e}{\pi(1+s\alpha_e)} \left(\frac{3+\beta}{1+\beta} \right) \quad \text{エネルギー回生型} \quad (5.1.8)$$

地震時の付加減衰定数を予測する場合、(5.1.8)式中のタンク剛性比 β は(3.4.4)式の等価タンク剛性比 β_e を用いる。(5.1.6)～(5.1.8)式は有効剛性比 $s\alpha_e$ に対して単調増加の関数であることから、ダンパは制御対象モードにおける層間変形の大きな層に設置することが有効であることが分かる。

以上の方法は、立体骨組モデルの実固有値解析結果から付加減衰定数が推定できるため、装置配置を検討する上で非常に便利かつ有効である。当然ながら周期変化が大きい方が付加減衰定数は向上するため、ダンパの装置配置を検討することは耐震設計におけるブレース配置と同様な考え方により有効な配置条件を探ることができる。なお、従来切替型およびエネルギー回生型は振動数に依存しないため一切の調整は不要だが、減衰固定型を用いる場合、ここで示した付加減衰を実現するためには各装置の減衰係数を最適に設定する必要があることに注意が必要である。また、以上の方法

は装置耐力（荷重制限）に十分な余裕がある場合の剛性比 α （装置配置条件）により定まる付加減衰量の限界値を示している。

装置耐力に十分な余裕がない場合には、建物に対する付加減衰は剛性条件による制約と同時に、装置耐力（荷重制限）による制約も受ける。リリース機構による荷重制限を考慮した 1 自由度系に対する付加減衰定数は 3.4.3 節において示したように、次の耐力比パラメータ μ_f により支配される。

$$\mu_f = \frac{F_R}{K_f \delta} \quad (5.1.9)$$

耐力比 μ_f は、フレームせん断力に対する装置リリース荷重の比として定義されるが、(5.1.9) 式右辺の分子・分母にそれぞれ変位振幅 δ を乗じれば、フレームの弾性歪エネルギーと装置吸収エネルギーの比を意味していると解釈できる。したがって、多層の場合についても分子・分母それぞれのエネルギー和を用いて拡張した次式により、耐力比の有効値を算定できるものと仮定する。すなわち、

$$\mu_{fe} = \frac{\sum_{j=1}^m F_{Rj} \delta_{0j}}{\sum_{i=1}^N Q_i \delta_i} \quad (5.1.10)$$

ここで、 Q_i : i 層フレームせん断力、 δ_i : i 層の層間変形、 F_{Ri} : i 層の装置耐力、 δ_{0i} : i 層の装置部変形 ($\delta_{0i} \leq \delta_i$) を表す。各層の層間変形が δ で一定と仮定すると、(5.1.10) 式は次のように表される。

$$\mu_{fe} = \frac{\sum_{j=1}^m F_{Rj} (\delta_{0j} / \delta)}{\sum_{i=1}^N Q_i} = \frac{\lambda \times \sum_{j=1}^m F_{Rj}}{\sum_{i=1}^N Q_i} \quad (5.1.11)$$

(5.1.11) 式の分母は各層のせん断力の総和であり、分子は装置耐力の総和と係数 λ の積の形で表している。係数 λ は層間変形に対する装置部変形（ただし装置は無抵抗状態）の平均的な比率を表す係数である。無抵抗状態の装置部変形は層間変形におけるせん断変形成分と考えれば、層間変形に対するせん断変形成分の比率と考えることもできる。係数 λ は、建物形状や装置設置位置の条件を考慮して予測するか、静的解析結果に基づいて評価する必要がある。 $\lambda=1$ とすることは全体曲げ変形によるダンパ効果の低下を無視することになり、ダンパ投入量としては下限を与える。実用的には $\lambda=1$ と仮定して投入量の下限をまず把握し、架構条件を考慮して投入量を修正すればよい。

5.1.4 設計用せん断力の算定と静的設計

オイルダンパが組込まれた建物には地震による水平力と同時にオイルダンパからの反力が作用するため、静的設計においては両者を考慮することが必要である。静的設計における設計用せん断力の設定には大別して以下の 2 種類の方法がある。

A : 建物全体に対して設計せん断力を設定する方法

オイルダンパの反力を含んだ建物全体の設計用せん断力を設定し、オイルダンパを含む骨組モデ

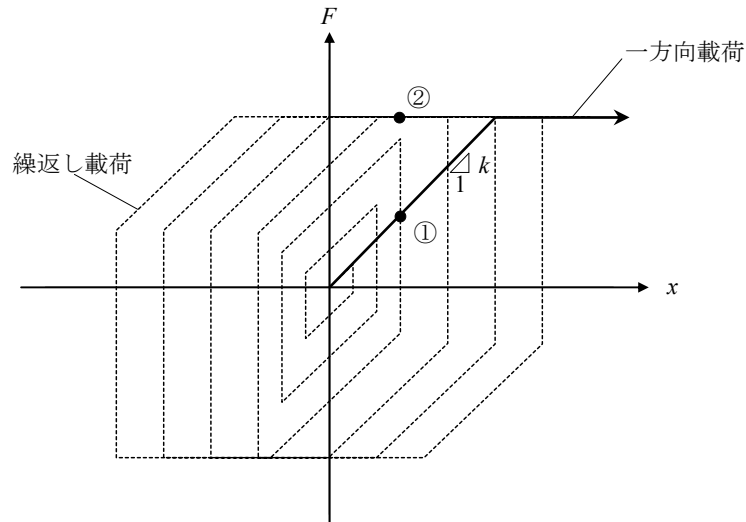


図 5.4 一方向載荷時と繰返し載荷時のエネルギー回生型オイルダンパの荷重変形関係

ルに作用させる方法であり、鋼材ダンパ等の変形に応じた反力を生じる制震装置を用いる場合には一般的な方法である。エネルギー回生型や従来切替型を用いる場合には、図 5.4 に示す様にダンパを剛結した時の剛性 k を弾性剛性とし、リリース荷重（荷重制限）を折点とするバイリニア型の復元力特性を与えたバネモデルとしてモデル化すればよい。しかし、静的漸増解析を行う場合には二つの注意点がある。一つは、一方向載荷を基本とする静的漸増解析の結果、図 5.4 の①のようにダンパ荷重がリリース荷重に達していなくても繰返しを考慮した場合には図 5.4 の②のように最大荷重が発生する可能性がある。もう一つは、オイルダンパのような速度に依存した反力を生じる装置では、必ずしも最大変形時に最大荷重を生じるわけではない。特にオイルダンパが除荷を生じた場合には層せん断力は全てフレームが負担することになる。したがって、本方法を用いる場合には装置発生荷重がリリース荷重に到達しているかどうかを確認するなど注意が必要である。

B：フレーム負担せん断力とダンパ反力を別々に評価し加算する方法

オイルダンパとフレームを切り離し、フレーム負担水平力に対応する設計用せん断力をフレームに加えた上で、これにオイルダンパからの反力を付加応力として加える方法である。この方法ではダンパ発生力を予め決定する必要があるが、応答解析結果のフレーム負担力とダンパ発生力が仮定した荷重以下であることを確認すれば安全側の評価となるため明快であり、オイルダンパを用いた設計では従来から用いられている方法である。

図 5.5 に方法 B によるオイルダンパによる付加応力を考慮した静的応力解析の概念図を示す。フレーム用設計せん断力は前節の付加減衰量の予測に基づいて設定する。ダンパの反力はリリース機構による荷重制限がある場合には、全てのオイルダンパが荷重制限に達していると仮定して付加応力を算定すれば、設計的には明快に安全側の評価となる。ダンパ反力が決定したらスパンと階高に応じて柱に作用する軸力を評価することができる。柱軸力の作用方向としては図 5.5(a)、(b)の両方

向の組合せを考える必要がある。それはオイルダンパの反力発生時刻と層の最大変形が生じる時刻が必ずしも一致するとは限らず、除荷のタイミングによって正負両方の荷重を生じる可能性があるためである。また、図 5.5(a)では、ダンパ設置スパンの梁に発生する曲げモーメントが増える方向に付加軸力が作用し、図 5.5(b)では、転倒モーメントやダンパ設置構面両側の境界梁応力が増える方向に付加軸力が作用するため、両方向に対する検討が不可欠である。両方向に対して設計しておけば、応答解析により得られたフレーム負担せん断力の値から、フレームが許容応力度以下であることを明快に検証することができる。なお、装置耐力（荷重制限）に十分な余裕がある場合には、全てのダンパがリリース荷重に達するという仮定では過剰な付加応力となる場合もある。この場合には予備応答解析を行うなどして別途評価すればよい。

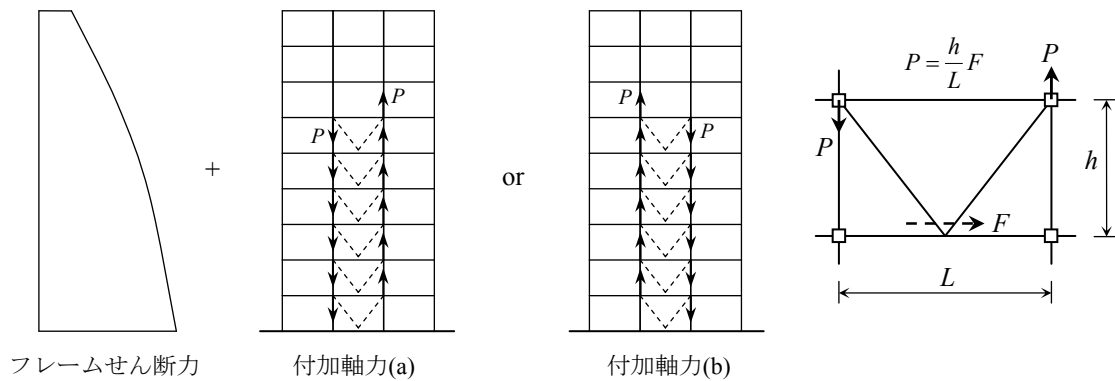


図 5.5 付加応力を考慮したフレーム静的設計の概念図

5. 2 モデル建物への適用検討

5. 2. 1 モデル建物の概要と解析ケース

エネルギー回生型オイルダンパを多層建物に適用した場合の応答低減効果および付加減衰定数について考察するため、多層モデルを用いた動的応答解析を行う。エネルギー回生型オイルダンパの比較対象として減衰固定型と従来切替型についても検討する。なお、回転慣性質量効果を発揮する装置を利用した制震装置との比較は付録 F に示す。

検討に用いるモデル建物は、図 5.6 に示す $65.2\text{m} \times 79.6\text{m}$ の基準階平面を有する 30 階建て建物（軒高 138.6m 、総重量 1406MN 、柱 CFT 造、梁 S 造）であり、階高は、1 階から 7 階： 6m 、上層階： 4.2m である。柱断面は $\square 900 \times 45 \sim \square 700 \times 22$ 、大梁断面は $\text{H}1200 \times 400 \times 19 \times 45 \sim \text{H}1000 \times 250 \times 19 \times 25$ である。各階重量と柱断面リストを表 5.1、大梁断面リストを表 5.2 に示す。柱リストには CFT のコンクリート強度も合わせて示している。検討方向は短辺方向とする。建物の減衰として 1 次固有周期に対して 2% の内部粘性減衰を考慮するものとする。

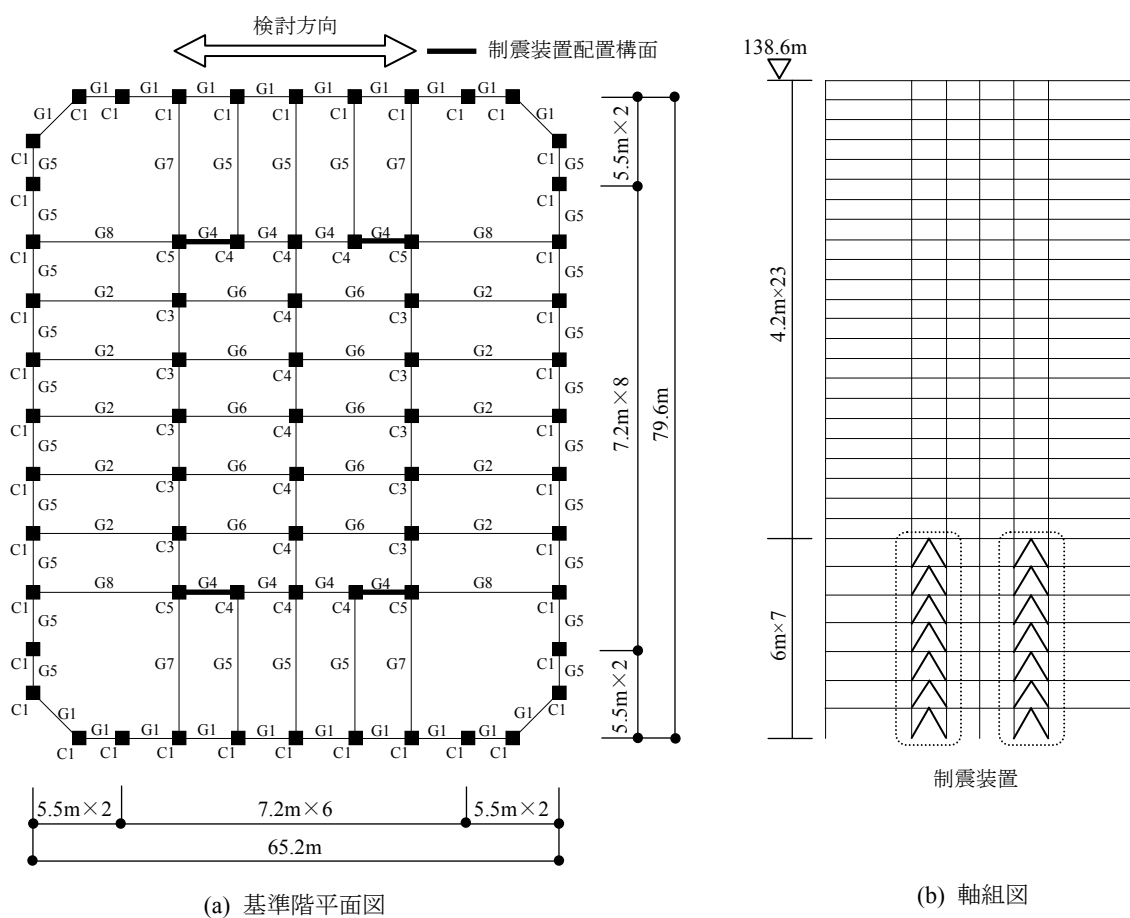


図 5.6 モデル建物概要

表 5.1 各階重量と柱断面リスト

階	階高(m)	各階重量(MN)	C1	C3	C4	C5	コンクリート強度 Fc(MPa)
30	4.2	87.2	□700×40	□700×40	□700×22	□800×40	42
29	4.2	43.6	□700×40	□700×40	□700×22	□800×40	42
28	4.2	43.6	□700×40	□700×40	□700×22	□800×40	42
27	4.2	43.6	□700×22	□700×22	□700×22	□800×25	42
26	4.2	43.6	□700×22	□700×22	□700×22	□800×25	42
25	4.2	43.6	□700×22	□700×22	□700×22	□800×25	42
24	4.2	43.6	□700×25	□700×22	□700×22	□800×25	42
23	4.2	43.6	□700×25	□700×25	□700×25	□800×32	42
22	4.2	43.6	□700×25	□700×25	□700×25	□800×32	42
21	4.2	43.6	□700×25	□700×25	□700×25	□800×32	42
20	4.2	43.6	□700×25	□700×25	□700×25	□800×32	42
19	4.2	43.6	□700×25	□700×25	□700×25	□800×32	42
18	4.2	43.6	□700×25	□700×28	□700×25	□800×32	42
17	4.2	43.6	□700×25	□700×28	□700×25	□800×32	42
16	4.2	43.6	□700×32	□700×28	□700×25	□800×32	60
15	4.2	43.6	□700×32	□700×32	□700×32	□800×40	60
14	4.2	43.6	□700×32	□700×32	□700×32	□800×40	60
13	4.2	43.6	□700×32	□700×32	□700×32	□800×40	60
12	4.2	43.6	□700×32	□700×45	□700×40	□800×45	60
11	4.2	43.6	□700×32	□700×45	□700×40	□800×45	60
10	4.2	43.6	□700×32	□700×45	□700×40	□800×45	60
9	4.2	43.6	□700×32	□700×45	□700×40	□800×45	60
8	4.2	43.6	□800×36	□700×45	□700×40	□800×45	60
7	6	51.3	□800×36	□800×45	□800×40	□900×45	80
6	6	51.3	□800×36	□800×45	□800×40	□900×45	80
5	6	51.3	□800×40	□800×45	□800×40	□900×45	80
4	6	51.3	□800×40	□800×45	□800×40	□900×45	80
3	6	51.3	□800×40	□800×45	□800×45	□900×45	80
2	6	51.3	□800×40	□800×45	□800×45	□900×45	80
1	6	51.3	□800×40	□800×45	□800×45	□900×45	80

表 5.2 大梁断面リスト

[illegible]

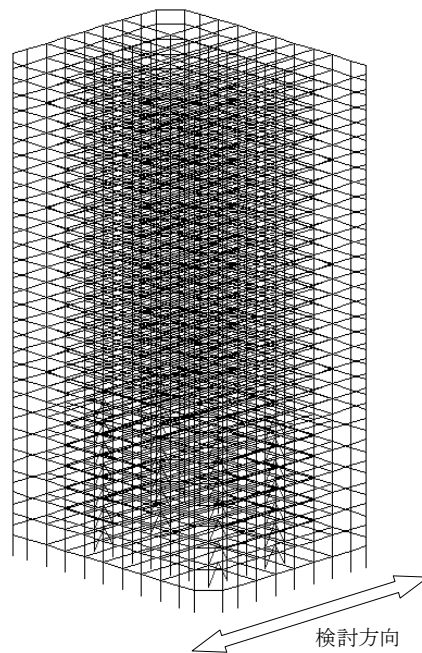


図 5.7 解析モデル

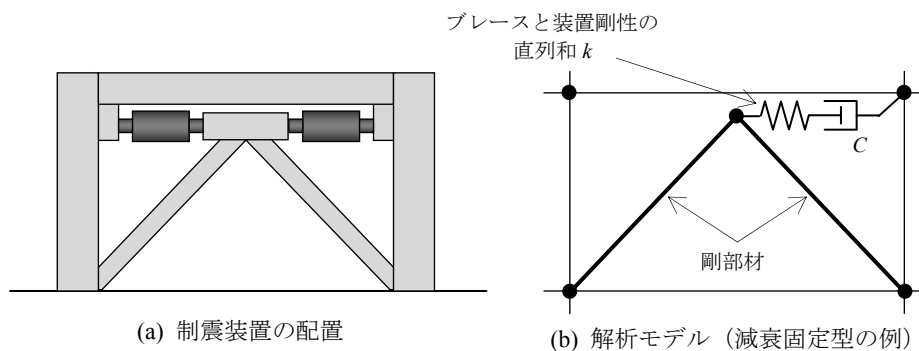


図 5.8 制震装置の配置とモデル化

解析モデルは図 5.7 に示す部材レベルでモデル化した立体骨組モデルとし、柱・梁はビーム要素、パネルゾーンはパネル要素⁹⁴⁾でモデル化し、各階は剛床とする。表 5.3 に検討ケース一覧と装置特性を示す。装置剛性と荷重制限は全てのオイルダンパで共通である。

1 構面内に設置するオイルダンパの台数は、オイルダンパのリリーフ荷重と建物フレームの耐力との関係によって決めることができる。静的解析の結果、オイルダンパのリリーフ荷重に対して柱・梁の耐力に余裕があることから、1 構面内のオイルダンパの配置は図 5.8 に示すように、逆 V 型の取付ブレース（H400×400×20×25）を介して 2 台設置するものとする。

制震装置の配置を決定するために目標とする付加減衰量を設定する。近年の制震建物では、制震装置によるエネルギー吸収量は、建物フレームが吸収するエネルギー量と同等程度としている事例が多

い¹⁰²⁾。そのため、本章における検討では、制震装置として減衰固定型を採用した時のエネルギー吸収量が建物フレームのエネルギー吸収量と同程度となるように設定する。つまり、建物の応答に支配的な1次モードに対して、一般的なオイルダンパである減衰固定型オイルダンパによる付加減衰定数が建物の内部粘性減衰と同程度となるように設定するものとする。

5.1.3 節で述べた様に付加減衰定数は立体骨組モデルを用いた実固有値解析から推定できる。図 5.6 に示すように、階高の高い1階から7階まで制震装置を配置したときの固有値解析結果を表 5.4、刺激関数を図 5.9 に示す。制震装置の有無による1次固有周期の変化率は1.045であり、減衰固定型の付加減衰定数は2.2%と予測されることから内部粘性減衰と同等とする目標を満足することが分かる。したがって、制震装置の設置構面は1階につき4構面、全体で28構面、オイルダンパの総数は56台とする。

制震装置のモデル化は図 5.8(b)に示すようにブレースは剛部材としてモデル化し、ブレースの水平剛性と制震装置の装置剛性の直列和をバネ剛性として評価する。ブレース1本の水平剛性は430kN/mm程度であり、5.1.2 節で述べた等価剛性を求める手法により建物の曲げ変形の影響を考慮し、装置剛性405kN/mmとの直列和を200kN/mmと設定する。解析モデルは同一構面に配置するオイルダンパ2台を一つの要素としてモデル化する。エネルギー回生型オイルダンパのタンク剛性は4章で示したように200kN/mmであり、モデル建物におけるタンク剛性比 β は概ね1となる。

表 5.3 検討ケース一覧と装置特性

制震装置	剛性 (kN/mm)	減衰係数 (kNs/mm)	荷重制限 (kN)
制震装置なし	—	—	—
減衰固定型	200	80	1700
従来切替型	200	最大 600／最小 5	1700
エネルギー回生型	装置 200／タンク 200	最大 3000／最小 7	1700

表 5.4 固有周期一覧

モード 次数	制震装置なし ($C=0$) 固有周期 T	ダンパ剛結時 ($C=\infty$) 固有周期 T_L	固有周期 変化率 (T/T_L)
1 次	4.435 sec	4.242 sec	1.045
2 次	1.517 sec	1.454 sec	1.043
3 次	0.865 sec	0.840 sec	1.029

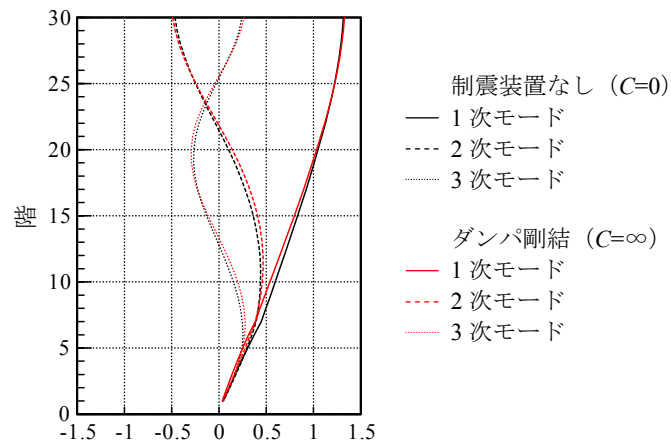


図 5.9 刺激関数

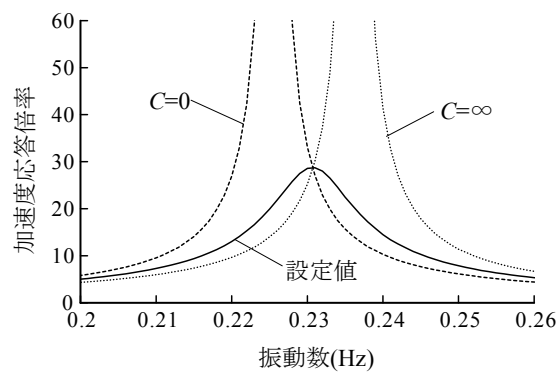


図 5.10 頂部加速度応答倍率

2章で述べたように「減衰固定型」のエネルギー吸収能力は振動数依存性を有するため、減衰係数 C の設定は重要である。地震応答に支配的な影響のある 1 次周期に対してエネルギー吸収能力が最大となるように地動に対する頂部応答加速度倍率（共振曲線）を用いて設定する。「減衰固定型」の減衰係数 C は、ダンパの減衰係数 C を 0 とした場合と C を無限大としてブレースをフレームに剛結した場合の 2 ケースの共振曲線の交点で減衰を考慮した共振曲線が極大となるように定める。地動に対する頂部応答加速度倍率を図 5.10 に示す。同図には設定した C の結果も合わせて示している。「従来切替型」と「エネルギー回生型」のエネルギー吸収能力は振動数や振幅に依存しないため、対象建物に応じた調整は不要であり、装置特性は表 5.3 に示す値を採用する。1 台あたりの荷重制限（リリーフ荷重 F_R ）は 1700kN である。

以後の検討においてはオイルダンパの種類による結果の比較に重点をおくため、建物は弾性とし、解析時間刻みは全てのケースにおいて 10^{-3} 秒とした。

5.2.2 自由振動時の付加減衰定数

地震時の後揺れや風に対する応答のように、1次振動数が卓越する場合の付加減衰定数を評価するため、各階重心に1次モード形に比例した初速度を与えて自由振動解析を実施した。図5.11に頂部変位時刻歴を示す。いずれのケースも最大振幅の差は1%以内で、制震装置の差はほとんどない。図中に示した赤線は振幅が最大振幅の1/10以下となった時間を示している。この時間を「減衰固定型」と比較すると、「制震装置無し」は約2倍と長く、「従来切替型」は約2/3、「エネルギー回生型」では約1/2と大幅に短くなっている。

図5.12に対数減衰率から評価した減衰定数から内部粘性減衰分を引いた付加減衰定数と(5.1.6)式～(5.1.8)式で求めた予測値を示す。エネルギー回生型は4章で述べた実装置の特性に基づいており、実験結果から理論値の80%程度のエネルギー吸収効率を実現していることから、同図中に予測値の80%で評価した値も示している。「エネルギー回生型」の付加減衰定数は予測値の80%を下回っているが、予測値は定常応答に基づいており、自由振動のように振幅が減少するような場合では、エネルギー回生型オイルダンパの繰返し振幅によるエネルギー吸収効率の増加が見込めないため、予測値を下回ったと考えられる。しかし、それでも最適設定された「減衰固定型」の約3倍、「従来切替型」の約2倍の付加減衰を実現していることがわかる。

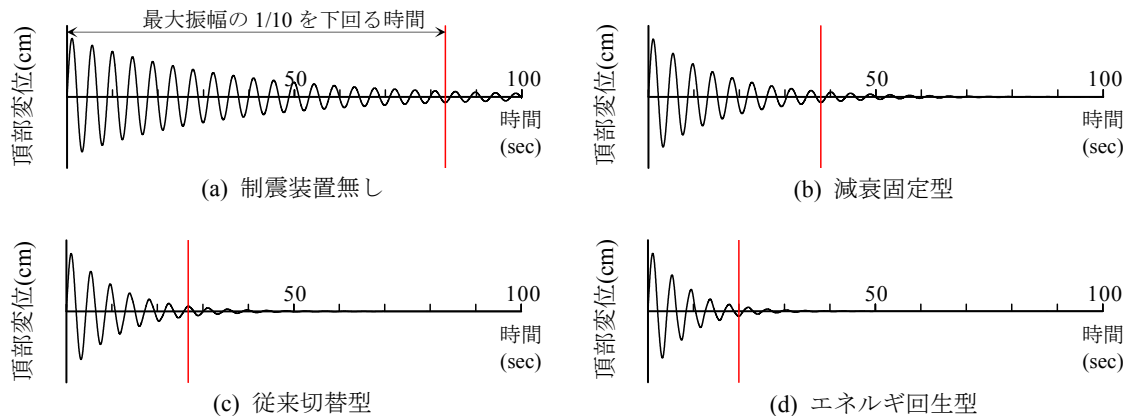


図 5.11 頂部変位時刻歴

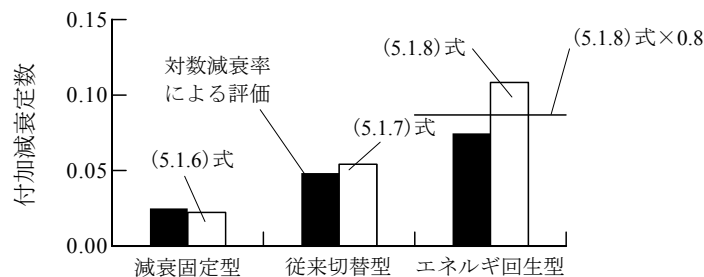


図 5.12 自由振動に対する付加減衰定数

5.2.3 地震応答低減効果の比較

地震時の応答低減効果および付加減衰定数について検討する。検討用地震波は、3種類の位相（八戸 EW 方向、神戸 NS 方向、乱数）の告示波とする。地盤増幅などの影響は無視し、オイルダンパのリリーフ荷重（荷重制限値）の影響を評価するために、レベル 1（レベル 2 の 0.2 倍）およびレベル 2（告示原波）の 2 つの入力レベルを設定する。八戸 EW 位相、乱數位相の継続時間は 120 秒、神戸 NS 位相の継続時間は 40 秒とした。図 5.13 に検討用地震波の速度応答スペクトル（レベル 1）を示す。

図 5.14 に 1 階に設置した装置の装置荷重一層間変形として、八戸位相入力時の例を示す。レベル 1 入力時では、1700kN のリリーフ荷重（荷重制限値）に対し、「減衰固定型」は 30%程度であるが、「従来切替型」では 50%に達し、「エネルギー回生型」では 85%に達しており、ON/OFF 型制御則、

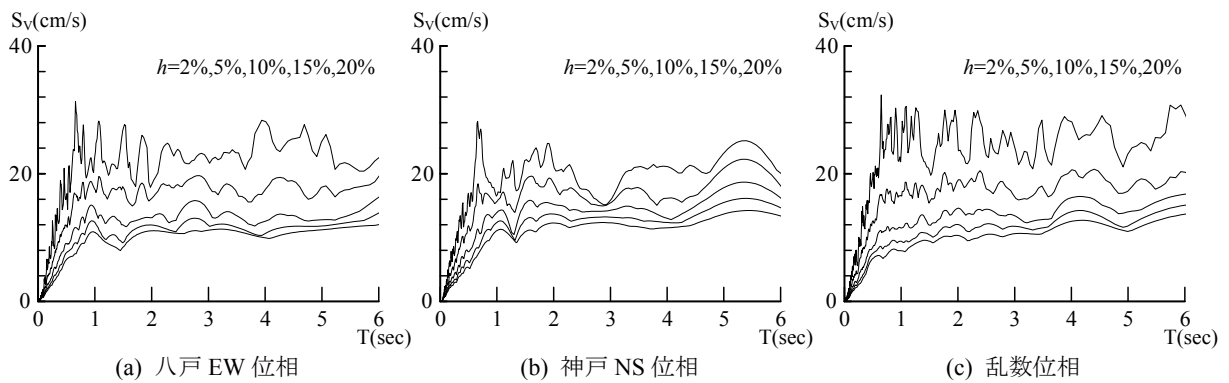


図 5.13 速度応答スペクトル（レベル 1）

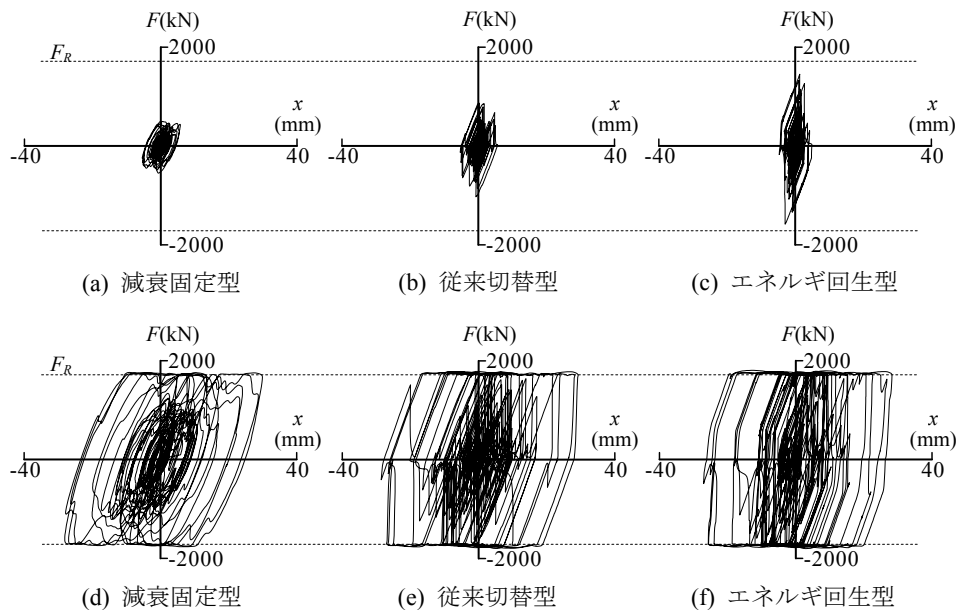


図 5.14 装置荷重一層間変形関係の例（八戸位相 上段：レベル 1 下段：レベル 2）

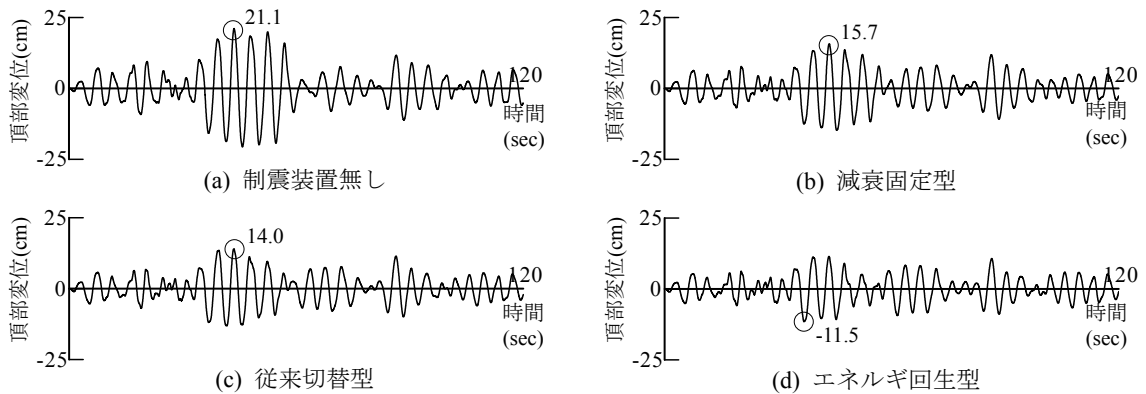


図 5.15 レベル 1 入力時（八戸位相）の頂部応答変位時刻歴

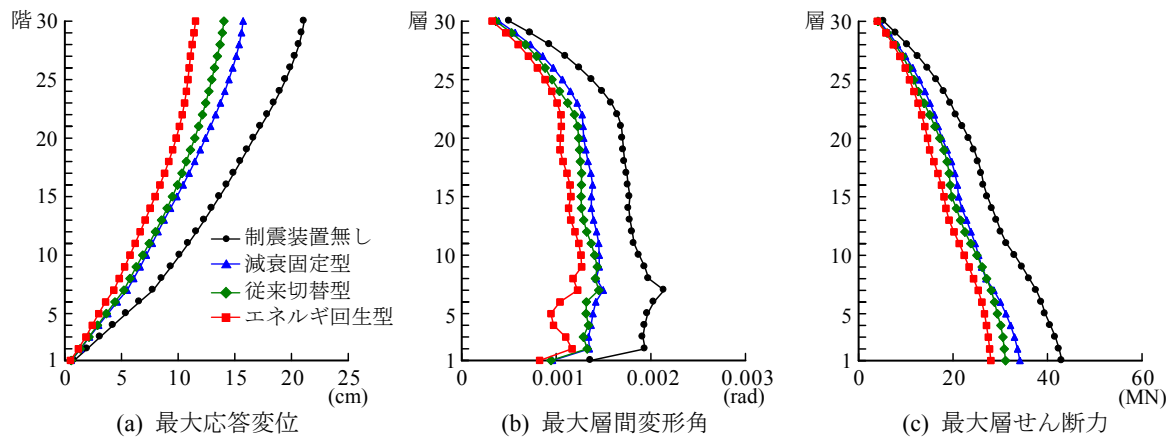


図 5.16 レベル 1 八戸位相に対する応答

更にはエネルギー回生機構によるダンパ変位振幅効果による装置抵抗力の大幅な増加が確認できる。レベル 2 入力時にはすべてのケースでリリース荷重に到達している。

解析結果の一例として、レベル 1 八戸位相入力時の頂部変位時刻歴を図 5.15、各応答を図 5.16 に示す。「制震装置無し」の結果と比較して制震装置を設置したケースでは全て応答が低減している。定量的な比較を行うために、レベル 1 入力時の応答最大値を「制震装置無し」の最大応答に対する比率で示したものが図 5.17、図 5.18 である。図 5.17(a)の頂部最大変形を比較すると、「減衰固定型」では「制震装置無し」に対して 75%程度となっているが、「従来切替型」では 70%以下、「エネルギー回生型」ではさらに応答が低減し、60%以下となっている。図 5.17(b)の最大層間変形角も大小関係は頂部最大変形と同様の結果となっている。頂部最大変形や最大層間変形角と比較すると、制震装置の荷重を含む 1 層層せん断力（ベースシア）では制震装置による差はやや小さいが、相対的な大小関係は同じである。1 層層せん断力は基礎の設計にも重要な指標であるが、エネルギー回生型が最も小さくなっていることが確認できる。1 層層せん断力のうち、フレームが負担するせん断力を比較するため、図 5.17(d)に 1 層の最大層間変形角を示す。「エネルギー回生型」の結果は、他のケースと比較して 10%程度応答が低減していることがわかる。装置荷重の増加は層せん断力の増

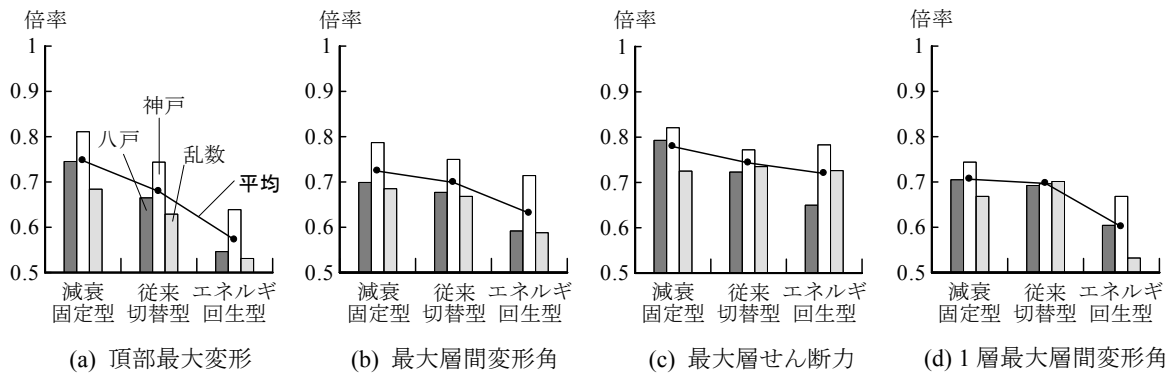


図 5.17 レベル 1 入力時の「制震装置なし」に対する応答倍率

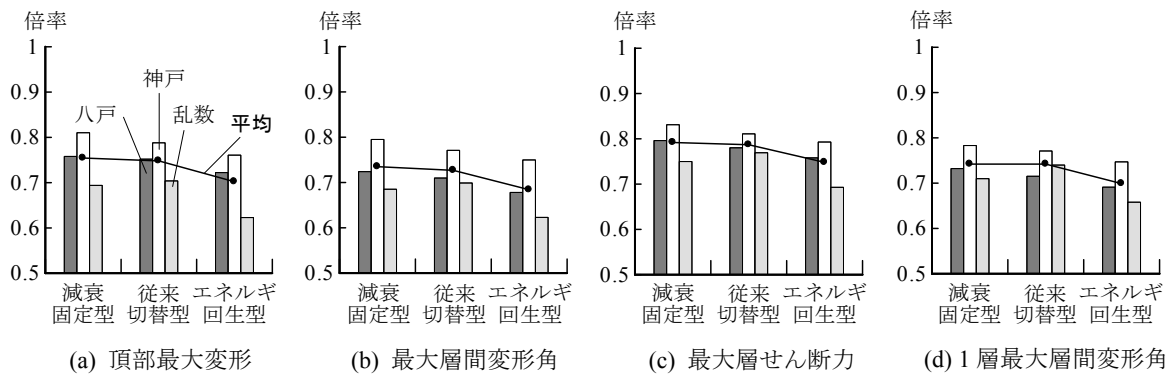


図 5.18 レベル 2 入力時の「制震装置なし」に対する応答倍率

加につながる懸念もあるが、「エネルギー回生型」の高い応答低減効果により、フレームに与える変形を抑制し、さらに装置荷重を含む層せん断力でも他のケースより低くなっている。

図 5.18 はレベル 2 入力時の最大応答値を「制震装置無し」のケースで基準化した結果である。レベル 2 入力時は各制震装置の発生荷重が完全にリリース荷重に到達しているため、レベル 1 入力時の結果と比較すると応答低減率の差は小さくなっているものの、「エネルギー回生型」の結果が一番小さくなっている。

次に、各層の変位応答波形 $\{x(t)\}$ を制震装置がない架構（オープンフレーム）の刺激関数によりモード応答波形 $q_s(t)$ に展開して求めたモード応答波形を求め、モード応答波形と地震継続時間に渡る二乗平均誤差が最小となるような応答を示す線形 1 自由度系を同定することにより、各モードの等価減衰定数を評価した。図 5.19 にレベル 1 八戸位相入力時の同定結果の例を示す。図 5.20 はレベル 1 入力時において同定された減衰定数から内部粘性減衰分（1 次：2%、2 次：5.9%）を差し引いて求めた付加減衰定数 Δh を示している。1 次モードに対する付加減衰定数は「減衰固定型」に対して「従来切替型」は約 1.4 倍、「エネルギー回生型」は約 2.7 倍の値となっている。2 次モードに対する減衰定数は、「減衰固定型」に対して「従来切替型」は約 3 倍、「エネルギー回生型」は約 2.6 倍の値となっている。図 5.21 にはレベル 2 入力時の付加減衰定数を示す。装置の発生荷重が大きい

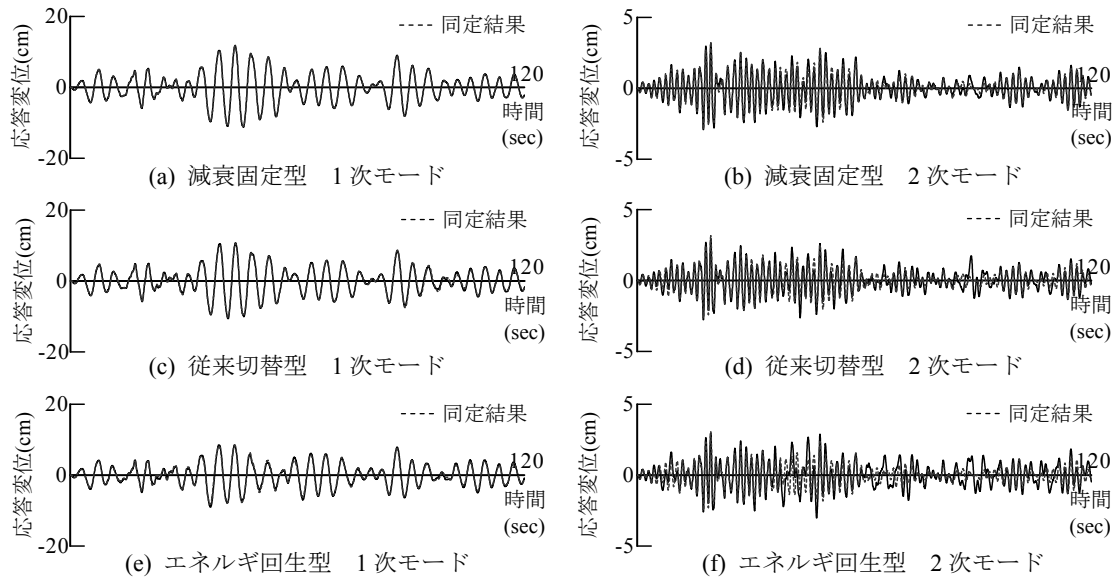


図 5.19 レベル 1 入力（八戸位相）に対する各次応答変位

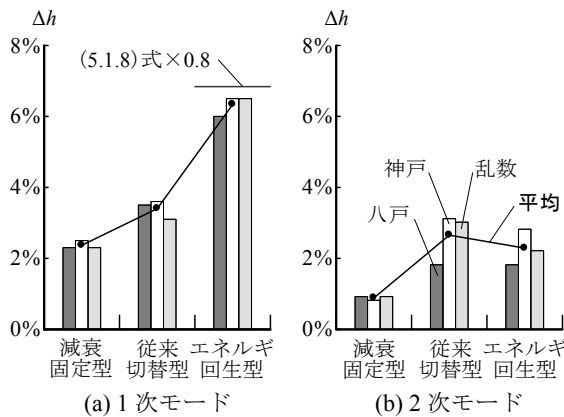


図 5.20 レベル 1 入力時の付加減衰定数

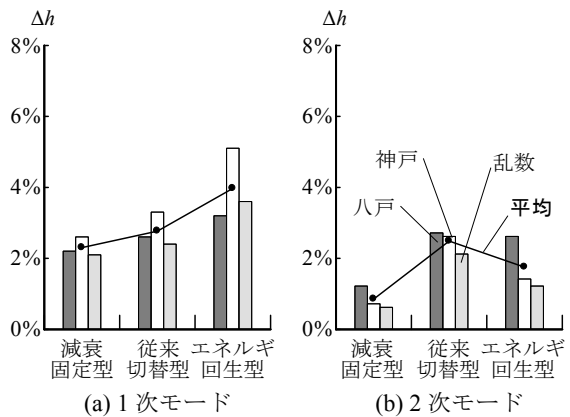


図 5.21 レベル 2 入力時の付加減衰定数

い「従来切替型」と「エネルギー回生型」は、荷重制限の影響を大きく受けているため、レベル 1 入力時と比較して付加減衰量は低下するものの、「エネルギー回生型」は依然として「減衰固定型」の約 1.7 倍、「従来切替型」の約 1.4 倍と高い付加減衰を実現できていることが確認できる。

(5.1.8) 式で示した付加減衰定数の評価式の妥当性を検証する。3 章で示したように、地震応答のような非定常性の強い振動を対象とした場合、エネルギー回生の効果はタンク剛性比 β ではなく等価タンク剛性比 β_e によって評価できる。対象モデルではタンク剛性比 $\beta=1$ なので、(3.4.4) 式から等価タンク剛性比 $\beta_e=2.37$ となる。4 章の結果から、実装置の性能は理論値の 80% 程度であることから、(5.1.8) 式の β に $\beta_e=2.37$ を代入し、得られた付加減衰定数を 0.8 倍したものを図 5.20(a) に示す。いずれの入力波においても概ね良好な一致を示しており、地震波に対する付加減衰定数の評価が多層モデルにおいても成立することが確認できた。

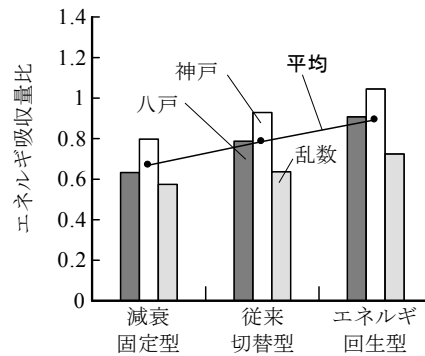
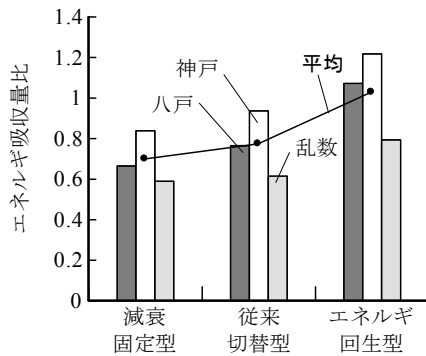


図 5.22 レベル 1 入力時のエネルギー吸収量比 図 5.23 レベル 2 入力時のエネルギー吸収量比

次に、各オイルダンパの総エネルギー吸収量の比較を行う。各地震波の継続時間以降、建物の振動が十分収束するまで地震応答解析を実施し、内部粘性減衰によるエネルギー吸収量とオイルダンパによるエネルギー吸収量を評価した。図 5.22、図 5.23 に内部粘性減衰によるエネルギー吸収量に対するオイルダンパによるエネルギー吸収量の比（エネルギー吸収量比）を示す。これまでの検討結果と同様に「エネルギー回生型」のエネルギー吸収量は、レベル 1 入力時、レベル 2 入力時ともに「減衰固定型」および「従来切替型」と比較して大きくなっていることが分かる。図 5.20 に示した 1 次モードの付加減衰定数と比較すると各ダンパのエネルギー吸収量比の差は小さくなっているが、これはエネルギー吸収量が全次数のエネルギー吸収量の和としており、高次モードに対する付加減衰定数の差が小さいためである。

以上のように「エネルギー回生型」は装置荷重制限以下の入力レベルに対してだけでなく、荷重制限を受ける場合においても「減衰固定型」および「従来切替型」に比べ高い応答低減効果・減衰付加能力を発揮することが確認できた。

6章 結

6. 1 まとめ

1章では、本研究の背景、目的と既往の研究及び本論文の構成について示した。

本研究の目的は、「減衰係数可変型 Maxwell モデルの限界効率を上回るエネルギー吸収能力を発揮する簡潔で信頼性の高い制震システムを構築・実用化すること」である。本研究の骨格は以下の通りである。

I. エネルギー回生の原理によるオイルダンパの制御能力及びその限界に関する定量的解明

II. 簡潔かつ信頼性の高いセミアクティブオイルダンパの開発

各章における結論を以下にまとめる。

2章では、本論文で提案するエネルギー回生型オイルダンパの重要な比較対象である既開発のオイルダンパについて既往の研究成果を整理した。対象としたオイルダンパは、減衰係数を一定とした減衰係数固定型オイルダンパと Maxwell モデルの剛性条件下でエネルギー吸収効率を最大化することを目的として開発された ON/OFF 型制御を採用した減衰係数切替型オイルダンパ^{26), 55), 56)}である。これらの機構と原理、力学モデルについて示した後、基本特性について示した。また、各オイルダンパのエネルギー吸収能力と減衰付加効果について示した後、3章での比較に備えてリリーフ機構を考慮した等価線形特性について示した。

3章は、本研究の目的 I に対応したものであり、エネルギー回生の概念を導入した高効率制震オイルダンパを提案し、動作原理やエネルギー吸収効率、地震応答低減効果などの基本的な特性について明らかにした。

(1) エネルギー回生型オイルダンパの基本構成は、シリンダの外に回生タンクを搭載し、シリンダ室間とシリンダと回生タンクの間に制御弁を組込んだ構成となっている。従来のオイルダンパが全て熱に変換して消散していた振動エネルギーを、一旦回生タンク内の作動油に歪エネルギーとして回収し、ダンパ変形を拡大するタイミングで再利用する「エネルギー回生」の原理を導入することでエネルギー吸収効率を向上させるものである。ブレース等のフレームへの取付部材を含む本装置の力学モデルは、減衰係数可変型 Maxwell モデルと直列にエネルギー回生機構を表す減衰係数可変型 Voigt モデルが接続した 4 要素モデルで表される。力学モデルの 4 要素化が Maxwell モデルの減衰係数制御では絶対に実現できないエネルギー吸収効率を可能と

している。

- (2) エネルギー回生型オイルダンパのエネルギー吸収効率に対する装置部剛性（ブレース剛性とシリンダ内封油剛性の直列和）に対する回生タンク内封油の剛性の比（タンク剛性比 β ）の影響を定量的に評価した。タンク剛性比 β を 1 程度に設定すれば、定常的な外乱に対して減衰を一定とした一般のオイルダンパの約 4 倍、従来の減衰係数切替型オイルダンパの約 2 倍のエネルギー吸収効率を発揮することを明らかにした。地震外乱に対しては、タンク剛性比 β が見かけ上増大したのと同じ特性となることを示した。荷重制限がある場合を含め、本ダンパの制御効果は「見かけ上の装置部剛性の向上」として統一的に解釈することができることを明らかにした。

4 章は、本研究の目的Ⅱに対応したものであり、3 章において提案したエネルギー回生の原理を具現化した実システムについて示した。

- (1) 開発したシステムの特徴は、エネルギー回生機構の制御方式として、実績豊富な電磁弁を用いたセミアクティブ方式を採用することで、15 年に渡る実績を有する減衰係数切替型オイルダンパのノウハウを最大限に活用した、信頼性の高いシステムを実現している。3 章の考察結果に基づき、エネルギー回生型オイルダンパの基幹要素である回生タンクの目標剛性を、ブレース等の取付構造の剛性を考慮した時のタンク剛性比 β が概ね 1 となるよう、装置単体剛性の約 0.5 倍と設定して容量を決定した。その結果、回生タンクの寸法をマニホールド上にバルブブロックと並列に搭載できる範囲に収めている。
- (2) 既開発のオイルダンパ^{58)~63)}と同様、内蔵センサの情報のみを用いた自律分散型制御方式を採用することで、実建物における施工性やロバスト性を向上させている。更に、電源、センサ、CPU 等の異常に備える多重の監視機能を備えており、異常時にはパッシブ型の従来切替型オイルダンパ^{69)~72)}と同等の油圧回路に切り替わるフェイルセーフ機構を内蔵している。
- (3) 実大試作装置を用いた動的加力実験を実施し、エネルギー回生機構が所定通り適切に動作し、理論的に予測されたエネルギー吸収効率を実際に発揮することを確認した。非定常な地震応答波形に対しても所定の制御が行われ、安定したエネルギー吸収効率を発揮することも確認した。エネルギー回生型オイルダンパの力学モデルとして提案した 4 要素モデルを用いたシミュレーション結果は、エネルギー回生に伴う圧力移動の様子を含めて、実験結果と非常に精度良く一致しており、提案した力学モデルおよび数値解析手法が実現象を適切に表現できることを明らかにした。

5 章では、エネルギー回生型オイルダンパを用いた構造設計及び多層建物に適用した場合の応答低減効果と付加減衰定数について考察した。検討には、4 章で示した実際の装置特性を精度良く表現できることが確認された装置解析モデル（数値解析モデル）を用いた時刻歴応答解析を実施し、代

表的な既存の制震装置（減衰固定型と従来固定型）と比較した。限られた検討範囲ではあるが、エネルギー回生型オイルダンパは、装置荷重制限以下の入力レベルに対してだけでなく、荷重制限を受ける場合においても、既存の他の制震装置に比べ高い応答低減効果・減衰付加能力を発揮することを示した。また、3章で示したエネルギー回生型オイルダンパの付加減衰定数の推定式の多層建物に対する有効性を検討した結果、1次モードが支配的な自由振動だけでなく、地震応答に対しても有効であることを明らかにした。

6. 2 今後の展開及び課題

本エネルギー回生型オイルダンパは、エネルギー回生機構により既存のオイルダンパでは実現できない高いエネルギー吸収効率を実現できることが検証されたことやフェイルセーフ機構として、減衰固定型オイルダンパよりも高性能なパッシブ制御の ON/OFF 型の減衰係数切替型オイルダンパを採用していることなどが評価され、すでに実適用が開始されている（図 6.1）。本研究の目的である「減衰係数切替型 Maxwell モデルの限界効率を上回るエネルギー吸収能力を発揮する簡潔で信頼性の高い制震システムを構築・実用化すること」については達成できたと考えているが、今後の展開及び課題として以下の項目が挙げられる。

（1）観測データによる効果の検証

実際の建物に設置されたエネルギー回生型オイルダンパの効果を検証するためには観測データに基づいた検討が重要である。近年では地震観測システムを導入する建物が増加しており、観測データの取得が期待できる。観測データの詳細な分析および数値解析手法の高度化へのフィードバックは今後の課題である。

（2）モニタリングシステムとの融合

観測データによる効果の検証とも関連するが、近年の地震観測システムは構造ヘルスマモニタリングシステム機能を有しているものが開発されており、地震後の被災度判定などに活用されている。本研究で開発したセミアクティブ型のオイルダンパには制御のための圧力センサや変位計が内蔵されている。これらの情報は構造ヘルスマモニタリングや被災度判定システムへの応用が可能である。これらのシステムと積極的に融合することでソフト面でも活用できる可能性がある。

「エネルギー回生」の概念は、これまでに開発された制震装置の限界をブレイクスルーする画期的な技術であり、本研究で示したシステムは一例にすぎない。外乱に対して人命や財産を確実に保護し、人々に安心を与える社会の実現のためにも、本研究が新たな挑戦への一助となることを願う。



(a) 事例 1

用途 : 事務所/店舗/その他
 建物面積 : 約 189,000m²
 階数 : 地上 35 階/地下 4 階/搭屋 1 階
 最高高さ : 約 192m
 構造種別 : S 造



(b) 事例 2

用途 : 事務所/百貨店/その他
 建物面積 : 約 143,000m²
 階数 : 地上 32 階/地下 5 階/搭屋 1 階
 最高高さ : 約 175m
 構造種別 : S 造一部 SRC 造



(c) 事例 3

用途 : 事務所/店舗/その他
 建物面積 : 約 168,000m²
 階数 : 地上 26 階/地下 3 階/搭屋 1 階
 最高高さ : 約 142m
 構造種別 : S 造一部 SRC・RC 造



(d) 事例 4

用途 : 事務所/店舗/多目的ホール他
 建物面積 : 約 357,700m²
 階数 : A 棟 : 地上 31 階/地下 5 階
 : B 棟 : 地上 39 階/地下 5 階
 最高高さ : A 棟 : 約 160m B 棟 : 約 200m

図 6.1 エネルギー回生型オイルダンパの適用事例

参考文献

- [1] 気象庁：平成 23 年 3 月 地震・火山月報，気象庁，2011 年 3 月
- [2] 永野正行，肥田剛典，渡辺一弘，田沼毅彦，中村充，井川望，保井美敏，境茂樹，森下真行，川島学：2011 年東北地方太平洋沖地震時の強震記録に基づく関東・関西地域に建つ超高層集合住宅の動特性，日本地震工学会論文集，第 12 巻，第 4 号，pp.65-79，2012
- [3] 肥田剛典，永野正行：アンケート調査に基づく 2011 年東北地方太平洋沖地震時の投稿層集合住宅の揺れと被害，日本建築学会技術報告集，第 18 巻，第 39 号，pp.579-584，2012 年 6 月
- [4] 福島出，大類哲，鈴木芳隆，阿部雅史，田上淳，金子貴司：2011 年東北地方太平洋沖地震における事務所建物在館者に対する体感アンケート調査，日本建築学会大会学術講演梗概集，21070，pp.139-140，2014 年 9 月
- [5] 小堀鐸二，南井良一郎：制震系の解析（制震構造に関する研究 1），日本建築学会論文報告集 第 66 号，pp.257-270，1960 年 10 月
- [6] 鹿島都市防災研究会編：制震・免震技術，都市・建築防災シリーズ 4，鹿島出版会，1996 年
- [7] 小堀鐸二：制震構造－理論と実際－，鹿島出版会，1993 年
- [8] 山口広樹，藤野陽三，津村直宜：構造物のパッシブコントロール(2)－TMD を中心として－，振動制御コロキウム PartA 構造物の振動制御，pp.36-60，土木学会，1991 年 7 月
- [9] 池田芳樹，山田和彦，佐々木勝康，小鹿紀英，小堀鐸二：実用化したアクティブ・マス・ドライバ・システムの制震効果，日本建築学会構造系論文集，第 420 号，pp.133-141，1991 年 2 月
- [10] 柴慶治，田村和夫ほか：ハイブリッドマスダンパ（HMD）を用いた建築構造物の応答制御，アクティブ制震（振）シンポジウム論文集，pp.263-270，1992 年 3 月
- [11] 有田友彦，竹中康雄，村田保ほか：超高層ビル用（V 字型）ハイブリッドマスダンパの開発と適用，日本建築学会大会学術講演梗概集，2404，pp.807-812，1993 年 9 月
- [12] 西村功，佐々木勝康，坂本光雄，小鹿紀英，大類哲，近藤明洋，福島出ほか：アクティブ 2 重動吸振器の開発・実用化に関する研究（その 1～7），日本建築学会大会学術講演梗概集，2407～2413，pp.813-826，1993 年 9 月
- [13] 栗野治彦，狩野直樹，小田衛ほか：ストローク制御機能を有する超高層ビル用大地震対応 TMD の開発（その 1～3），日本建築学会大会学術講演梗概集，21375～，pp.749-754，2014 年 9 月
- [14] 西村勝尚，福本義之，和田裕介：連結制震構造を適用した超高層 RC 造建物の制震効果，GBRC，Vol.35，No.2，pp.16-25，2010 年 4 月

- [15] 西村勝尚, 福本義之, 笹元克紀, 田中嘉一: 連結制震によりロバスト性と冗長性の向上を図った免震高層, 建築雑誌, pp.79, 2011 年 11 月
- [16] 田中直樹, 小堀鐸二, 山田俊一, 福元敏之: ハニカム開口を有する鋼板ダンパの低サイクル疲労特性に関する実験研究, 構造工学論文集, Vol.37B, pp.173-182, 1991 年
- [17] 井上泰彦, 櫛部淳道, 澤口孝宏, 丸山忠克: Fe-Mn-Si 系合金制震材料の動的加力実験 (その 1) 漸増漸減載荷試験, 日本建築学会学術講演梗概集, 21433, pp.865-866, 2014 年 9 月
- [18] 櫛部淳道, 井上泰彦, 澤口孝宏, 丸山忠克: Fe-Mn-Si 系合金制震材料の動的加力実験 (その 2) 低サイクル疲労およびランダム波入力試験, 日本建築学会学術講演梗概集, 21432, pp.867-868, 2014 年 9 月
- [19] 丹羽直幹, 小堀鐸二, 高橋元一, 倉田成人, 畑田朋彦, 栗野治彦: 高減衰構造による制震に関する研究, 構造工学論文集, Vol.38B, pp.223-233, 1992 年 3 月
- [20] 小竹祐治, 田上淳, 栗野治彦: 建物制震用オイルダンパの開発, 第 5 回運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, pp.370-373, 1997 年 11 月
- [21] 田上淳, 小堀鐸二, 高橋元一, 松永義憲, 丹羽直幹, 栗野治彦: 高減衰構造の実用化研究 (その 1) 実大高減衰装置の基本特性確認実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2329, pp.657-658, 1993 年 9 月
- [22] 栗野治彦, 小堀鐸二, 高橋元一, 丹羽直幹, 田上淳, 水野孝之: 高減衰構造の実用化研究 (その 2) 装置のシミュレーション解析及び実使用条件下の加振実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2330, pp.659-660, 1993 年 9 月
- [23] 石原和男, 小堀鐸二, 鈴木良秋, 堀内一文, 原嶋幸一: 高減衰オイルダンパによる高層建物の制震 (その 1) 適用建物の概要, 日本建築学会学術講演梗概集, 21428, pp.851~852, 1996 年 9 月
- [24] 高橋治ほか: オイルダンパーを用いた制震構造の開発 (その 3) 事務所ビルへの適用例, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 21469, pp.937-938, 1998 年 9 月
- [25] 建築技術編: 制震・免震構造マルチガイド, 建築技術別冊, 1997 年 5 月
- [26] 栗野治彦: Maxwell 型パッシブ/セミアクティブダンパのエネルギー吸収能力に関する考察, 2002 パッシブ制振構造シンポジウム論文集, 東京工業大学建築物理研究センター, pp.107-113, 2002 年 12 月
- [27] 久保田雅春, 石丸辰治, 秦一平: トグル制震装置の鉄骨架構におけるエネルギー吸収性能に関する振動実験, 第 2 回日本制震 (振) シンポジウム論文集, pp.309-315, 2000 年 11 月
- [28] 石丸辰治, 三上淳治, 秦一平, 古橋剛: D.M.同調システムの簡易設計法, 日本建築学会構造

- 系論文集, 第 652 号, pp.1105-1112, 2010 年 6 月
- [29] 郭鈞桓, 石丸辰治, 古橋剛, 秦一平: 同調 D.M.システムを有する構造物設計法に関する研究—長周期波及びパルス波地震動に対する次世代超高層構造物の制震設計—, 日本建築学会構造系論文集, 第 686 号, pp.693-702, 2013 年 4 月
- [30] 斉藤賢二, 栗田哲, 井上範夫: 慣性質量要素を利用した線形粘性ダンパーによる 1 質点構造の最適応答制御と Kelvin モデル化手法に関する考察, 構造工学論文集, Vol.53B, pp.53-66, 2007 年 3 月
- [31] 斉藤賢二, 井上範夫: 慣性接続要素を利用した粘性ダンパーをもつ制振構造の最適応答制御に関する一考察—最適設計システムにおける線形粘性要素の等価非線形粘性要素への置換法, 日本建築学会技術報告集, Vol.13, pp.457-462, 2007 年 12 月
- [32] 荒井達朗, 油川健樹, 五十子幸樹, 堀則男, 井上範夫: 同調粘性マスダンパーの有効性の検証と弾塑性構造物への適用性, 日本建築学会構造系論文集, 第 645 号, pp.1993-2002, 2009 年 11 月
- [33] 杉本博史, 阿倍勇, 早川邦夫, 安井健治, 大塚将: セミアクティブ制振に関する研究 (可変減衰式オイルダンパーの性能実験), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2445, pp.889-890, 1990 年 10 月
- [34] 吉田和夫, 藤尾忠洋: 双線形最適制御理論とセミアクティブ免震への応用, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.167(656), pp.992-998, 2001 年 4 月
- [35] 荒井康幸, 荒川卓, 溝口光男: 減衰力可変型制振装置の試作, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2475, pp.949-950, 1990 年 10 月
- [36] Kurino, H., Kobori, T., Takahashi, M., Niwa, N., Kurata, N., Matsunaga, Y., and Mizuno, T. : Development and Modeling of Variable Damping Unit for Active Variable Damping System, 11WCEE, No.01521, Acapulco, Mexico, 1996
- [37] 倉田成人, 小堀鐸二, 高橋元一, 丹羽直幹, 緑川浩史: セミアクティブダンパシステムの実建物への適用 (その 1) 適用建物、制震システムの概要とシミュレーション解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 21363, pp.725-726, 1998 年 9 月
- [38] Battaini, M., Casciati, F., Marioni, A., Silvestri, A. and Ubaldini, M. : Semi-active Control by Electro-Inductive Energy Dissipators, Proc., Second World Conf. on Struct. Control, Kyoto, Japan, Vol.1, pp.437-444, 1998
- [39] Carlson, J.D. and Spencer Jr., B.F. : Magneto-Rheological Fluid Dampers for Semi-Active Seismic Control, Proc., Third World Conf. on Motion and Vibration Control, Japan Society of Mechanical Eng., Vol.III, pp.35-40, Chiba, 1996

- [40] 藤田隆史, 壁矢和久, 速水弘, 相沢寛, 東野雅彦, 久保智史, 羽生田信良, 森孝之: 可変摩擦ダンパを用いたセミアクティブ免震構造に関する基礎的研究, 第 8 回日本地震工学シンポジウム, pp.1929-1934, 1990 年
- [41] Hirai, J., Naruse, M., Abiru, H. : Structural Control with Variable Friction Damper for Seismic Response, 11WCEE, No.1934, Acapulco, Mexico, 1996
- [42] 岩田義明, 飯山文也, 砂子田勝昭, 鈴木浩平: メカトロダンパによる免振システムのセミアクティブコントロール, 第 3 回運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, pp.464-468, 1993 年
- [43] Symans, M. D. and Constantinou, M. C. : Seismic Testing of a Building Structure with a Semi-Active Fluid Damper Control System, Earthquake Eng. Struct. Dyn., Vol.26, No.7, pp. 759-777, 1997
- [44] Sadek, F. and Mohraz, B. : Semiactive control algorithms for structures with variable dampers, Journal of Engineering Mechanics, Vol.124, ASCE, pp.981-990, 1998
- [45] Patten, W.N., Sack, R. L. and He, Q. : Controlled semiactive hydraulic vibration absorber for bridges, Journal of structural Engineering, Vol.122(2), ASCE, pp.187-192, 1994
- [46] Dowdell, D. J. and Cherry, S. : Structural control using semi-active friction dampers, Proc. First World Conf. on Struct. Controll, FA1, pp.59-68, 1994
- [47] 川田晃三, 荒井康幸, 溝口光男, 野路利幸, 山中久幸, 小坂英之: 減衰力可変型制振構造に関する基礎的研究 (その 3. 制御方法について), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2489, pp.977-978, 1992 年 8 月
- [48] Yamada, K. and Kobori, T. : Linear Quadratic Regulator for structure under on-line predicted future seismic excitation, Earthquake Eng. Struct. Dyn., Vol.24, pp.631-644, 1996
- [49] Inaudi, J.A. and Hayen, J.C. : Research on variable-structure systems in the United States, Post-Smirt Conf. Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation and Control of Vibrations of Structures, Santiago, Chile, 1995
- [50] 濱智貴, 岩田範生, 曾田五月也: 層せん断力のセミアクティブ可変減衰制御による建築物の制震, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 21378, pp.755-756, 1997 年 9 月
- [51] 西谷章ほか: 可変スリップレベルの概念によるセミアクティブ振動制御に関する基礎的研究, 日本建築学会構造系論文集, 第 558 号, pp.93-100, 2002 年 8 月
- [52] 岩田範生, 濱智貴, 曾田五月也: 切替式スライディングモード制御による最下層にソフトストーリーを有する建築物の制振, 日本建築学会構造系論文集, 第 516 号, pp.83-90, 1993.2
- [53] 長島一郎, 篠崎洋三, 欄木龍大, 讃井洋一, 北川良和: 可変減衰オイルダンパーを用いた免震構造物のスライディングモード制御, 日本建築学会構造系論文集, 第 649 号, pp.511-519,

2010 年 3 月

- [54] 山本雅史, 嶺脇重雄, 中原学ほか: 高容量オイルダンパーの開発 (その 1) ~ (その 3), 日本建築学会学術講演梗概集, 21364~21366, pp.727-732, 2014 年 9 月
- [55] 栗野治彦: Maxwell 型セミアクティブダンパによる地震応答低減効果の基礎的考察, 日本建築学会学術講演梗概集, 21401, pp.801~802, 1998 年 9 月
- [56] 栗野治彦: Maxwell 型セミアクティブダンパの振動制御能力に関する基礎的考察, 日本建築学会構造系論文集, 第 564 号, pp.63-70, 2003 年 2 月
- [57] 栗野治彦: ON/OFF 型セミアクティブダンパの分散型制御手法に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, 第 571 号, pp.79-86, 2003 年 9 月
- [58] 栗野治彦, 小堀鐸二, 山田俊一: エネルギー吸収能力最大化を目的としたセミアクティブダンパの開発 (その 1) 制御システムの原理, 日本建築学会学術講演梗概集, 21415, pp.829~830, 2000 年 9 月
- [59] 田上淳, 栗野治彦, 清水幹, 小竹祐治, 銭志偉: エネルギー吸収能力最大化を目的としたセミアクティブダンパの開発 (その 2) 実大試作装置の概要と基本力学特性, 日本建築学会学術講演梗概集, 21416, pp.831~832, 2000 年 9 月
- [60] 清水幹, 田上淳, 栗野治彦: エネルギー吸収能力最大化を目的としたセミアクティブダンパの開発 (その 3) 実験結果の評価およびシミュレーション解析, 日本建築学会学術講演梗概集, 21417, pp.833~834, 2000 年 9 月
- [61] 栗野治彦, 田上淳, 清水幹: エネルギー吸収能力最大化を目的としたセミアクティブオイルダンパ, 第 2 回日本制震 (振) シンポジウム, pp.77~84, 2000 年 11 月
- [62] Kurino, H., Yamada, T., Tagami, J. and Shimizu, K. : Semi-active structural control by switching oil damper with built-in controller, Proc., Third World Conf. on Struct. Control, Como, Italy, Vol.1, pp.211-216, 2002.4
- [63] Kurino, H., Tagami, J, Shimizu, K. and Kobori, T. : Switching oil damper with built-in controller for structural control, Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol.129(7), pp.895-904
- [64] 諏訪政雄, 杉山武, 森不可止, 田上淳, 栗野治彦, 福島出, 清水幹: 減衰係数切替え型セミアクティブダンパを適用した中層建物の振動実験 (その 1) 建物概要および加振実験時の建物条件, 日本建築学会学術講演梗概集, 21131, pp.261~262, 2001 年 9 月
- [65] 栗野治彦, 諏訪政雄, 杉山武, 森不可止, 越田洋, 田上淳, 清水幹: 減衰係数切替え型セミアクティブダンパを適用した中層建物の振動実験 (その 2) 定常加振実験結果および制御効果の考察, 日本建築学会学術講演梗概集, 21132, pp.263~264, 2001 年 9 月

- [66] 田上淳, 諏訪政雄, 杉山武, 森不可止, 越田洋, 栗野治彦, 清水幹: 減衰係数切替え型セミアクティブダンパを適用した中層建物の振動実験 (その3) 常時微動計測および自由振動実験, 日本建築学会学術講演梗概集, 21133, pp.265~266, 2001 年 9 月
- [67] Mori, F., Sugiyama, T., Suwa, M., Kurino, H. and Fukushima, I. : Application of semi-active switching oil damper to an actual 11-storey building, Proc., Third World Conf. on Struct. Control, Como, Italy, Vol.2, pp.143-148, 2002
- [68] Tagami, J., Koshida, H., Kuirno, H., Sugiyama, T., Suwa, M. and Mori, F. : Forced vibration test of an 11-storey building with semi-active switching oil damper, Proc., Third World Conf. on Struct. Control, Como, Italy, Vol.2, pp.75-80, 2002
- [69] 栗野治彦, 田上淳, 山田俊一, 松永義憲: エネルギー吸収効率に着目した ON/OFF 型パッシブオイルダンパ (その1) 油圧回路と動作原理, 日本建築学会学術講演梗概集, 21034, pp.67-68, 2004 年 7 月
- [70] 田上淳, 栗野治彦, 山田俊一, 松永義憲: エネルギー吸収効率に着目した ON/OFF 型パッシブオイルダンパ (その2) 実大試作装置の動的加力実験, 日本建築学会学術講演梗概集, 21035, pp.69-70, 2004 年 7 月
- [71] Kurino, H., Matsunaga, Y., Yamada, T., Tagami, J. : High Performance Passive Hydraulic Damper with Semi-active Characteristics, 13th World Conference on Earthquake Engineering, Paper No.33, Vancouver, 2004
- [72] Kurino, H., Yamada, T., Matsunaga, Y., Tagami, J. : Switching Oil Damper with Automatic Valve Operation System for Structural Control, 4th World Conference on Structural Control and Monitoring, Paper No.217, 2006
- [73] 阪上敏明, 川崎進, 東英二: 神戸市営地下鉄における電力回生システムの省エネルギー効果について, 鉄道と電気 42(8), pp.27-31, 1988 年 8 月
- [74] 保川忍: 産業におけるエネルギー有効利用 II. エネルギー有効利用の実例第2章鉄道・交通におけるエネルギーの有効利用, 電気学会論文誌 D, 112(3), pp.209-211, 1992 年
- [75] 富田博夫: 電気鉄道における省エネルギー技術の動向 III. 蓄エネルギー技術, 電気学会論文誌 D, 117(1), pp.8-9, 1997 年 1 月
- [76] 武田信章: 路線バスの油圧式制御エネルギー回生システム, 油圧と空気圧 22(6), pp.593-598, 1991 年 9 月
- [77] 堀江英明: 電力回生技術の活用事例 環境車両分野, OHM, pp.17-22, 2016 年 2 月
- [78] 加藤利明, 石黒英敬: 電力回生技術の活用事例 エレベータ分野, OHM, pp.23-25, 2016 年 2 月

- [79] 岡田養二、原田秀行、鈴木浩平：エネルギー回生ダンパの研究，シンポジウム電磁力関連のダイナミックス講演論文集，8，pp.269-274，1996 年 5 月
- [80] 須田義大，中代重幸，中野公彦：回生された振動エネルギーを利用するアクティブ制御に関する研究，日本機械学会論文集 C 編，63 巻，613 号，pp.72-78，1997 年 9 月
- [81] 米村淳一，金尚洙，三上均，永井文秀，岡田養二：動吸振器型エネルギー回生ダンパの研究，日本機械学会論文集(C)，65 巻，632 号，pp.70-76，1999 年 4 月
- [82] 三浦奈々子，高橋正樹：セルフパワード・アクティブ 2 重化免震床，日本機械学会論文集，Vol.80，No.813，pp.1-12，2014
- [83] 小池裕二，今関正典，風間睦広：高層ビル用レール型フル・アクティブ式制震装置の開発，IHI 技報，Vol.50，No.2，2010
- [84] 田中尋真：F1 レギュレーションと技術の変遷，Honda R&D Technical Review，pp.4-11，2009
- [85] 吉田将隆，喜多真佐人，新博文：F1 ハイブリッドシステムの開発，Honda R&D Technical Review，pp.215-227，2009
- [86] Bottiglione, F., Carbone, G., Novells, L., Mangialardi, L., Mantriota, G. : Mechanical Hybrid KERS Based on Toroidal Traction Drives: An Example of Smart Tribological Design to Improve Terrestrial Vehicle Performance, Advances in Tribology, Hindawi Publishing Corporation, Vol. 2013, Article ID 918387
- [87] 栗野治彦，福田隆介：エネルギー回生の導入による制震オイルダンパの効率向上に関する研究，日本建築学会構造系論文集，第 722 号，pp.713-723，2016 年 4 月
- [88] 福田隆介，栗野治彦：エネルギー回生を導入したセミアクティブ制震オイルダンパの開発，日本建築学会構造系論文集，第 726 号，pp.1221-1231，2016 年 8 月
- [89] 不二越ハイドロニクスチーム：新・知りたい油圧／基礎編，ジャパンマシニスト社，1993 年
- [90] (社) 日本油空圧学会編：油空圧便覧
- [91] 一柳健：電子油圧制御，日本工業新聞社，1993 年
- [92] Caughey, T. K. : Sinusoidal Excitation of a System with Bilinear Hysteresis, Journal of Applied Mechanics, ASME, pp.640-643, 1960.12
- [93] 柴田明德：最新耐震構造解析，森北出版，1981 年
- [94] 武藤清：耐震設計シリーズ応用編・構造物の動的解析，丸善，1977 年 1 月
- [95] 日本免震構造協会：免震制震データ集積結果，http://www.jssi.or.jp/menshin/doc/ms_ss_data.pdf
- [96] 細井豊：基礎と演習水力学，東京電機大学出版局，1985 年 3 月

- [97] 八田圭爾，田口達夫：水力学と流体機械，日新出版，昭和 57 年
- [98] 清水幹，栗野治彦，田上淳，引田真規子，小竹祐治，鈴木隆之：エネルギー投入に対するオイルダンパの熱挙動，日本建築学会学術講演梗概集，21257，pp.513-514，2008 年 9 月
- [99] 山本英和，西島正人，笠井和彦：粘性ダンパーの限界性能試験（E-ディフュゼンス鋼構造建物実験研究その 97），日本建築学会学術講演梗概集，22672，pp.1343-1344，2013 年 8 月
- [100] 露木保男，山本康裕，猪口敏一，増田直巳：免震・制震用オイルダンパーの火災時挙動その 2 住宅用免震オイルダンパーの加熱試験，日本建築学会学術講演梗概集，3060，pp.119-120，2013 年 8 月
- [101] 猪口敏一，讃井洋一，露木保男，小竹祐治，加奈森聡，袖山博：免震・制震用オイルダンパーの火災時挙動その 3：制震用オイルダンパーの常温負荷圧力試験，日本建築学会学術講演梗概集，3061，pp.121-122，2013 年 8 月
- [102] 大宮幸，高師利明，石井陽，青木雅：時刻歴応答解析による制震建築物の構造特性（その 2 新築建築物のエネルギー吸収率、制震改修建築物の概要），日本建築学会学術講演梗概集，21049，pp.97-98，2016 年 8 月
- [103] 栗野治彦：エネルギー吸収効率に着目したセミアクティブ制震システムに関する研究，東京大学学位論文，乙第 15893 号，2004 年 2 月

謝辞

本論文は、筆者が鹿島建設において今日までに研究した成果をまとめたものです。

本論文の提出に当り東京大学教授桑村仁博士には論文作成初期からご助言とご指導を頂きました。大所高所からの有益なご助言により、本論文をより充実した内容とすることができました。心より深く感謝いたします。また論文の審査において、東京大学教授高田毅士博士、早稲田大学教授西谷章博士、東京都市大学教授西村功博士、東京大学准教授伊山潤博士には貴重なご意見を頂きました。深く感謝いたします。

鹿島建設建築設計本部先進技術グループ統括グループリーダー栗野治彦博士には、本論文をまとめる機会を与えて頂いただけでなく、本研究の遂行にあたり油圧や制御に関する基礎的な知識から実用に至る段階まで多大なるご指導と激励を頂きました。研究開始より短期間で実用化し、本論文として纏めることができたのは一重に栗野博士のご支援によるものです。本研究に留まらず様々な分野に関してご議論させていただいたことは貴重な経験となりました。心より深く感謝致します。

本研究の遂行に当たっては多くの方々にご支援とご協力を頂きました。鹿島建設副社長児嶋一雄氏には、研究開発の機会を与えて頂くと共に終始暖かいご支援とご指導を頂きました。元鹿島建設松永義憲氏には、油圧回路を物理モデルとして扱う方法について貴重なご助言を頂きました。原理確認実験の前に数値解析的に原理を確認できたことは実システムの開発に大いに役立ちました。鹿島建設技術研究所上席研究員田上淳氏には、実システムの開発における動的加力実験において貴重なご助言を頂きました。鹿島建設建築設計本部チーフの中井武氏と矢口友貴氏には多層建物への適用検討にあたり多大なるご協力を頂きました。実物件への適用には、鹿島建設執行役員吉貝滋博士、同建築設計本部黒川泰嗣氏、村松匡太氏、原健二氏、佐々木直幸氏、土合博之氏を始めとする多くの方々にご協力を頂きました。厚く御礼申し上げます。

本研究を完遂するにあたり数値解析技術が大いに役立ちました。名古屋大学の学生時代には、名古屋大学名誉教授松井徹哉博士、名古屋大学名誉教授大森博司博士及び大同大学教授萩原伸幸博士に、鹿島建設に入社してからは鹿島建設技術研究所森川博司博士に数値解析を基礎から教えて頂きました。この場を借りて御礼申し上げます。

実大試験装置の開発にあたってはセンクシア株式会社銭志偉博士、豊興工業市川直樹氏、稲石文典氏には多大なるご尽力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

最後に、いかなる時も支えてくれた妻弘子と子供たち健心、照和、新太、汐梨そして両親に心より感謝します。

2017 年 3 月
福 田 隆 介

付録 A リリーフ（荷重制限）機構を考慮した等価線形剛性の定式化

各オイルダンパのリリーフ機構作動時の定常応答における等価線形剛性を Caughey の等価線形化法⁹²⁾によって求める。装置のリリーフ荷重 F_R を荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係を用いて次式で表す。

$$F_R = \mu F_{\max} \quad (\text{A.1})$$

ここで、 μ はリリーフ荷重を定義するパラメータ ($0 \leq \mu \leq 1$) であり、 $\mu < 1$ の時にはリリーフ機構が作動して荷重が制限される。装置発生荷重を $F(x)$ とし、変位と速度を次式の正弦波で仮定する。

$$x = \delta \cos pt = \delta \cos \theta \quad (\text{A.2})$$

$$\dot{x} = -p\delta \sin pt = -p\delta \sin \theta \quad (\text{A.3})$$

装置発生荷重 $F(x)$ を線形復元力 $Q(x) = k_e x + C_e \dot{x}$ で表すことを考える。装置発生荷重と線形復元力の二乗平均誤差

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (k_e \delta \cos \theta - C_e p \delta \sin \theta - F(\delta \cos \theta))^2 d\theta \quad (\text{A.4})$$

を最小にする条件から、次の条件式が得られる。

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial k_e} = 0 \text{ より、 } \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (k_e \delta \cos \theta - C_e p \delta \sin \theta - F(\delta \cos \theta)) \delta \cos \theta d\theta = 0 \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial C_e} = 0 \text{ より、 } \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (k_e \delta \cos \theta - C_e p \delta \sin \theta - F(\delta \cos \theta)) p \delta \sin \theta d\theta = 0 \quad (\text{A.6})$$

周期性を考慮すると、等価剛性 k_e および等価減衰定数 C_e が次の様に定まる。

$$k_e = \int_0^{2\pi} F(\delta \cos \theta) \delta \cos \theta d\theta \bigg/ \int_0^{2\pi} \delta^2 \cos^2 \theta d\theta = \frac{1}{\pi \delta^2} \int_0^{2\pi} F(\delta \cos \theta) \delta \cos \theta d\theta \quad (\text{A.7})$$

$$C_e = - \int_0^{2\pi} F(\delta \cos \theta) p \delta \sin \theta d\theta \bigg/ \int_0^{2\pi} p^2 \delta^2 \sin^2 \theta d\theta = - \frac{1}{\pi p^2 \delta^2} \int_0^{2\pi} F(\delta \cos \theta) p \delta \sin \theta d\theta \quad (\text{A.8})$$

(A.7)式で表される等価剛性 k_e を減衰固定型、従来切替型およびエネルギー回生型の各オイルダンパについて求める。

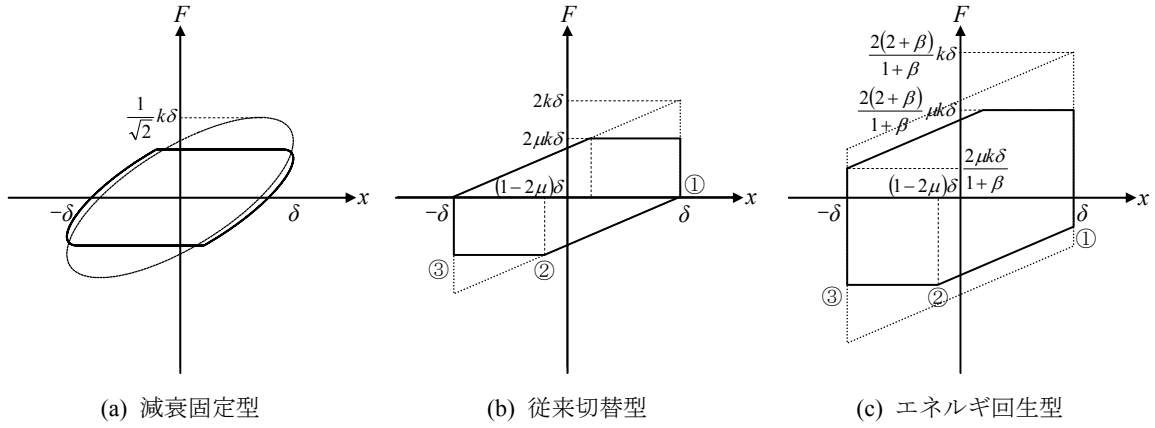


図 A.1 リリーフ機構作動時の履歴形状

減衰固定型の等価剛性は(A.7)式中の積分を数値解析により求めた荷重変形関係を用いて算定する。図 2.14 の●が数値解析結果から求めた等価剛性である。

図 A.1(b)に示す荷重変形関係から同図中の①～③の過程における従来切替型の装置荷重は次式で表される。

$$\text{①} \sim \text{②} : F(x) = -k(\delta - x) \quad (\text{A.8})$$

$$\text{②} \sim \text{③} : F(x) = -2\mu k\delta \quad (\text{A.9})$$

(A.2)式を用いれば、それぞれ次式で表される。

$$\text{①} \sim \text{②} : F(\theta) = k\delta(\cos\theta - 1) \quad (\text{A.10})$$

$$\text{②} \sim \text{③} : F(\theta) = -2\mu k\delta \quad (\text{A.11})$$

(A.10)、(A.11)式を(A.7)式に代入し、周期性と積分区間を考慮して計算すると、

$$\begin{aligned} k_e &= \frac{1}{\pi\delta^2} \int_0^{2\pi} F(\theta)\delta \cos\theta d\theta = \frac{2}{\pi\delta^2} \left\{ k\delta^2 \int_0^{\theta^*} (\cos\theta - 1)\cos\theta d\theta - 2\mu k\delta^2 \int_{\theta^*}^{\pi} \cos\theta d\theta \right\} \\ &= \frac{2k}{\pi} \left\{ \left[\frac{\theta}{2} + \frac{\sin 2\theta}{4} - \sin\theta \right]_0^{\theta^*} - 2\mu [\sin\theta]_{\theta^*}^{\pi} \right\} \\ &= \frac{2k}{\pi} \left(\frac{\theta^*}{2} + \frac{\sin 2\theta^*}{4} - \sin\theta^* + 2\mu \sin\theta^* \right) \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

ここで、 $\cos\theta^* = 1 - 2\mu$ である。(A.12)式の μ に代入すると、

$$k_e = \frac{k}{\pi} \left(\theta^* - \frac{1}{2} \sin 2\theta^* \right) \quad (\text{A.13})$$

(A.13)式が(2.2.14)式に対応する。

図 A.1(c)に示す荷重変形関係から同図中の①～③の過程におけるエネルギー回生型の装置荷重は次式で表される。

$$\text{①} \sim \text{②} : F(x) = -k(\delta - x) - \frac{2\mu k \delta}{1 + \beta} \quad (\text{A.14})$$

$$\text{②} \sim \text{③} : F(x) = -\frac{2(2 + \beta)}{1 + \beta} \mu k \delta \quad (\text{A.15})$$

(A.2)式を用いれば、それぞれ次式で表される。

$$\text{①} \sim \text{②} : F(\theta) = k\delta(\cos \theta - 1) - \frac{2\mu k \delta}{1 + \beta} \quad (\text{A.16})$$

$$\text{②} \sim \text{③} : F(\theta) = -\frac{2(2 + \beta)}{1 + \beta} \mu k \delta \quad (\text{A.17})$$

(A.16)、(A.17)式を(A.7)式に代入して計算すると、

$$\begin{aligned} k_e &= \frac{1}{\pi \delta^2} \int_0^{2\pi} F(\theta) \delta \cos \theta d\theta \\ &= \frac{2}{\pi \delta^2} \left\{ k \delta^2 \int_0^{\theta^*} \left(\cos \theta - 1 - \frac{2\mu}{1 + \beta} \right) \cos \theta d\theta - \frac{2(2 + \beta)}{1 + \beta} \mu k \delta^2 \int_{\theta^*}^{\pi} \cos \theta d\theta \right\} \\ &= \frac{2k}{\pi} \left\{ \left[\frac{\theta}{2} + \frac{\sin 2\theta}{4} - \sin \theta - \frac{2\mu}{1 + \beta} \sin \theta \right]_0^{\theta^*} - \frac{2(2 + \beta)}{1 + \beta} \mu [\sin \theta]_{\theta^*}^{\pi} \right\} \\ &= \frac{2k}{\pi} \left\{ \frac{\theta^*}{2} + \frac{\sin 2\theta^*}{4} - \sin \theta^* - \frac{2}{1 + \beta} \mu \sin \theta^* + \frac{2(2 + \beta)}{1 + \beta} \mu \sin \theta^* \right\} \\ &= \frac{2k}{\pi} \left\{ \frac{\theta^*}{2} + \frac{\sin 2\theta^*}{4} - \sin \theta^* + 2\mu \sin \theta^* \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

ここで、 $\cos \theta^* = 1 - 2\mu$ であり、(A.12)式と完全に一致する。したがって、エネルギー回生型の等価剛性 k_e は従来固定型と同じ(A.13)式で表される。

付録 B エネルギー回生型オイルダンパの制御弁開閉順序に関する検討

3章で述べたエネルギー回生型オイルダンパの動作プロセス（以後、方法1と呼ぶ）では、振幅最大点に到達するまで全ての制御弁を閉じ、振動エネルギーを図B.1に示す4要素モデルのバネ k に歪エネルギーとして蓄え、振動の折返し点でバネ k の歪エネルギーを回生タンク内の油の歪エネルギーとして回収し、再利用していた。一方で、振動時に V_A もしくは V_B を開いておけば変形が進行中にも振動エネルギーを回生タンク内の油の歪エネルギーとして蓄えることが可能（以後、方法2と呼ぶ）である。付録Bでは、方法2の制御をした場合のエネルギー吸収効率について検討し、方法1の妥当性を検証する。

（1）動作プロセス

図B.2は制御中の各プロセスにおけるフレーム変形、ダンパの圧力、力学モデルの状態を模式的に示したものである。同図中において、ダンパ内部の内封油および力学モデルのバネの色は圧力の高低を模式的に表しており、青から赤になるにつれて圧力が高くなることを示している。振動が加わる前はシリンダ室の圧力と回生タンクの圧力はアキュムレータの圧力と均衡し、低圧となっている。図B.3は荷重変形の軌跡を示す。図B.3の縦軸は装置荷重であるが、横軸は図B.1に示す層間変形 x 、バネ k の変位 x_k 、および図B.1に示すダッシュポット変位 x_d である。

付録Bでの検討においても3.2節の検討と同じ条件とするために、減衰係数の可変範囲は理想的に十分広いと仮定し、一連の圧力移動は建物振動周期に比べて十分短時間に完了するものとする。

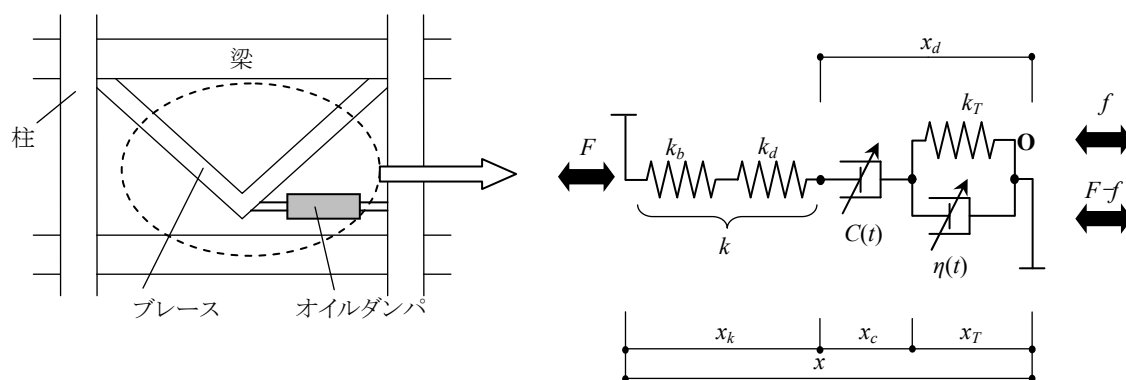


図 B.1 建物に配置されたエネルギー回生型オイルダンパの装置部力学モデル

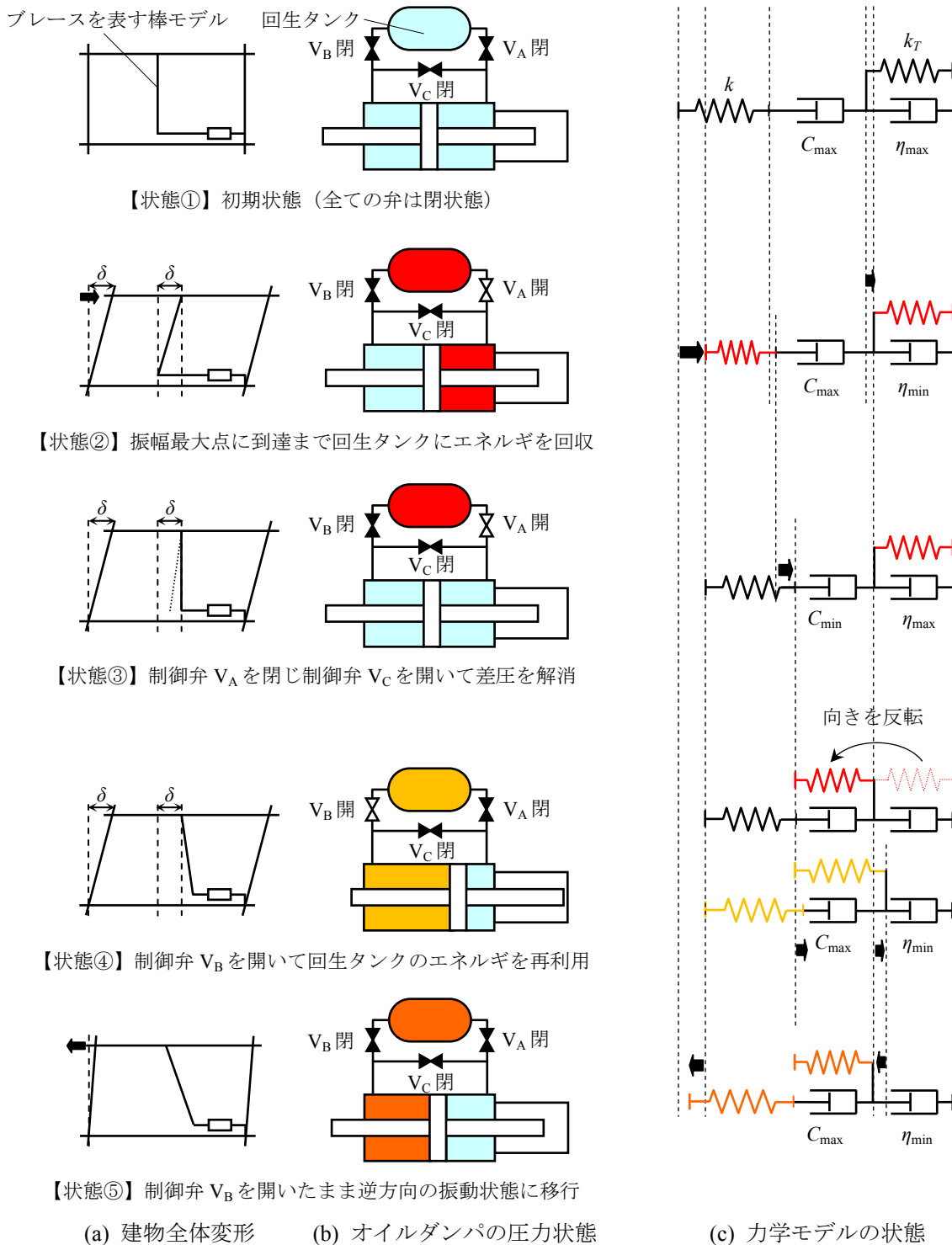
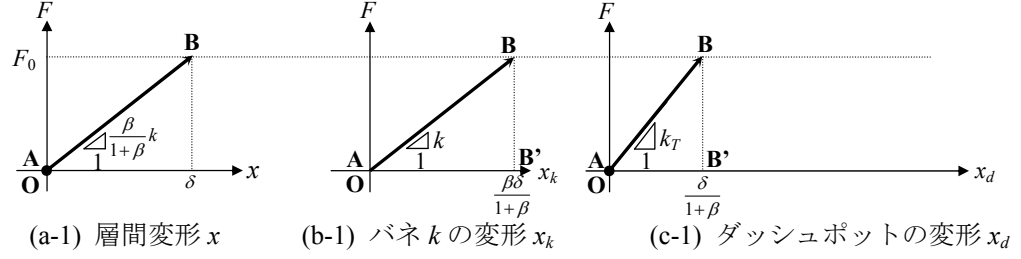
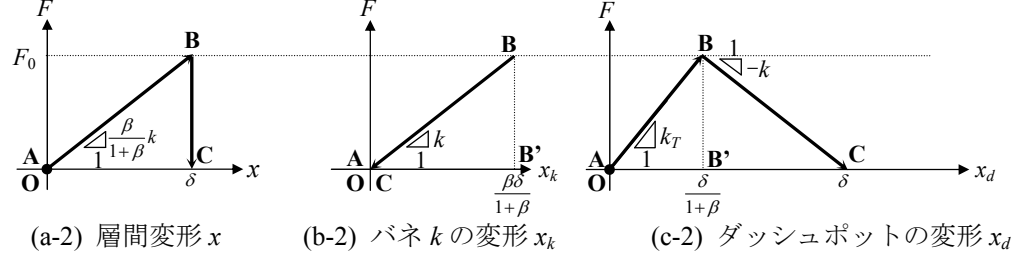


図 B.2 エネルギー回生オイルダンパの動作プロセスと各状態の関係

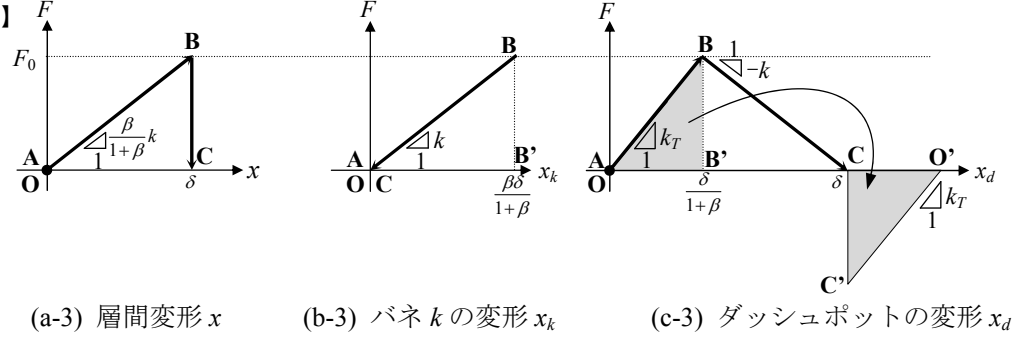
【状態①→②】



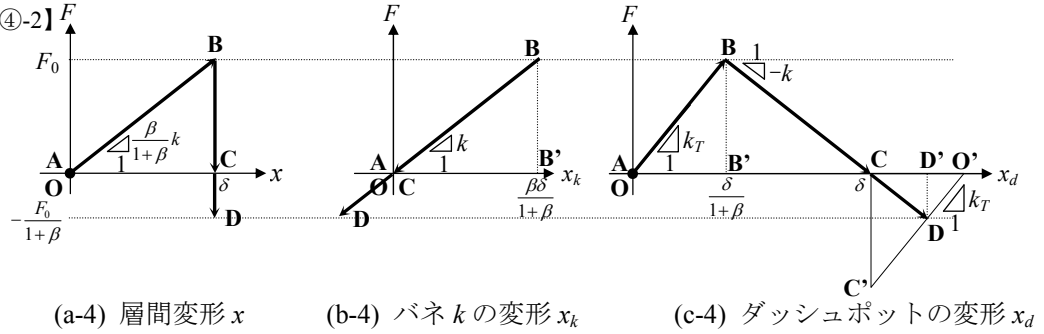
【状態②→③】



【状態③→④-1】



【状態④-1→④-2】



【状態④-2→⑤】

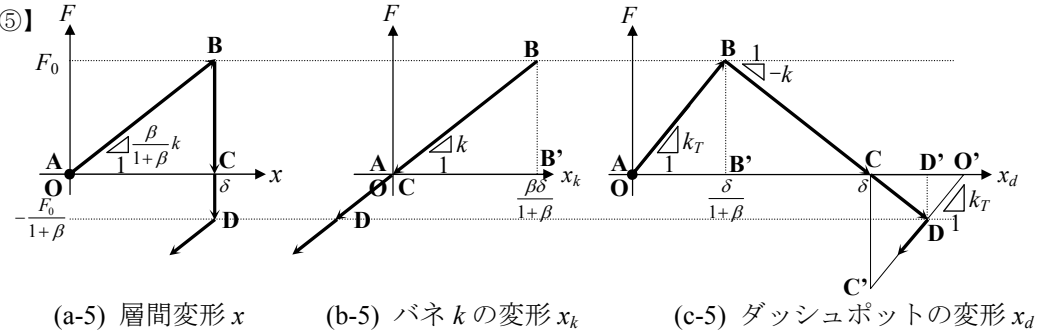


図 B.3 動作プロセスに対応した荷重変形関係の軌跡

【状態①～状態②】

初期状態では全ての制御弁は閉じている。建物に振動が加わり装置荷重が制御閾値を超えると、制御弁 V_B, V_C を閉じたままシリンダ室と回生タンクを連結する制御弁 V_A のみを開く ($C(t) \rightarrow C_{\max}$, $\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$)。この時の装置部全体の剛性は、バネ k とバネ k_T が直列に結合するためタンク剛性比 β を用いて次式で表される。

$$\left(\frac{1}{k} + \frac{1}{k_T} \right)^{-1} = \frac{k k_T}{k + k_T} = \frac{\beta}{1 + \beta} k \quad (B.1)$$

建物の層間変形が振幅最大点 δ に達した時の荷重 $F_0 = \beta k \delta / (1 + \beta)$ であり、それぞれのバネには図 B.3(b-1) と図 B.3(c-1) に示す $\triangle ABB'$ のエネルギーが蓄えられ (エネルギーの回収)、それぞれの大きさは次式で表される。

$$E_k = \frac{1}{2} \frac{\beta^2}{(1 + \beta)^2} k \delta^2, \quad E_T = \frac{1}{2} \frac{\beta}{(1 + \beta)^2} k \delta^2 \quad (B.2)$$

ここで、 E_k はバネ k に蓄えられるエネルギー、 E_T はバネ k_T に蓄えられるエネルギーを表す。この時、圧縮力を受けるシリンダ室内と回生タンク内の圧力が上昇する。

【状態②～状態③】

層間変形が振動の折返し点 **B** に達した時点で回生タンク内に蓄えられた歪エネルギーを保持するために制御弁 V_A を閉じ、制御弁 V_C を開く ($C(t) \rightarrow C_{\min}$, $\eta(t) \rightarrow \eta_{\max}$)。左右シリンダ室の差圧は解消され装置荷重 F は 0 となる。このとき図 B.3(c-2) の $\triangle BCB'$ の面積に等しいエネルギーが制御弁 V_C によって消費される。この時、ダッシュポットの荷重変形関係は図 B.3(c-2) の **B** 点から勾配を $-k$ とした直線の軌跡をたどり、荷重が 0 となった時点でダッシュポットの変形 x_d は δ となり層間変形 x と一致する。同時にバネ k の変形 x_k は 0 となる。

【状態③～状態④】

左右シリンダ室の差圧が解消された点 **C** で制御弁 V_C を閉じ ($C(t) \rightarrow C_{\max}$)、制御弁 V_B を開く ($\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$)。この時、回生タンクの圧力は除荷開始時とは反対側のシリンダ室へ移動する。力学モデルにおいて、この操作はバネ k_T の荷重を維持したまま荷重の位相を反転し、その後 $\eta(t) \rightarrow \eta_{\min}$ とすることに対応する。荷重変形関係では図 B.3(c-3) に示す様に $\triangle ABB'$ を点対称に $\triangle O'C'C$ の位置に移動させた後 (バネ k_T の原点を点 **O'** に移動させた後)、図 B.3(c-4) に示す様にバネ k_T の歪エネルギーを解放することと等しい。この操作により、バネ k_T に蓄えられていた歪エネルギーのうち、 $\triangle CDD'$ に相当する歪エネルギーが利用され、バネ k にオフセット変形が生じる。その結果、装置全体の変形 ($x_k + x_d$) は層間変形を超え、点 **D** まで拡張される (エネルギーの再利用)。この時、装置荷重はバネ k とバネ k_T の剛性バランスで決まる荷重 F' まで上昇して均衡し、 $\triangle CC'D$ の面積に等しいエネルギーが制御弁 V_B によって消散され、回生タンクには $\triangle O'DD'$ のエネルギーが残置される。制御弁 V_B を開く前の装置全体荷重は 0 であり、回生タンクの荷重は点 **B** の荷重と等しいため、制御弁 V_B を開いた後の均

平衡荷重 F' の大きさは次式で表される。

$$F' = f' = \frac{F_0}{1 + \beta} \quad (\text{B.3})$$

なお、 F' は図 B.3(c-4) において線分 $\text{O}'\text{C}'$ と点 C から勾配を $-k$ とした直線との交点の荷重に等しい。

【状態④～状態⑤】

回生タンクから圧力が注入されたシリンダ室の圧力と回生タンクの圧力が均衡した後も制御弁 V_B は開いた状態を維持する。回生タンクとシリンダ室の圧力が均衡した時点でダッシュポットの変形の方法は反転して振動と同じ方向となり、以後同じサイクルを繰り返す。

(2) エネルギー吸収能力

方法 2 においても方法 1 と同様に、一連の動作プロセスにおいて振動サイクルが増加するにつれて回生タンクには徐々に圧力が蓄積し、いずれ飽和状態に至る。図 B.4 にタンク剛性比 β が 1 の時の繰返し振動に対する荷重変形関係を、図 B.5 に一定振幅の変位 δ を受ける方法 2 によるエネルギー回生型オイルダンパの振動サイクルと荷重の模式図を示す。

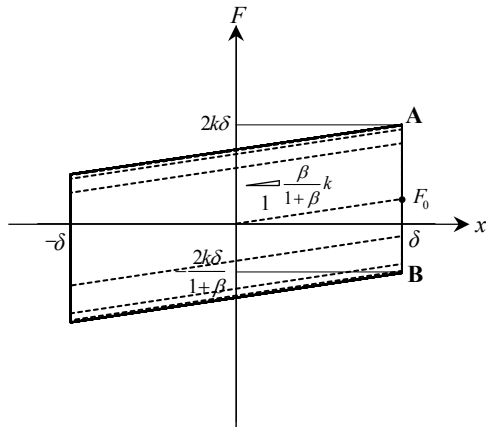


図 B.4 繰返し振動に対する荷重変形関係

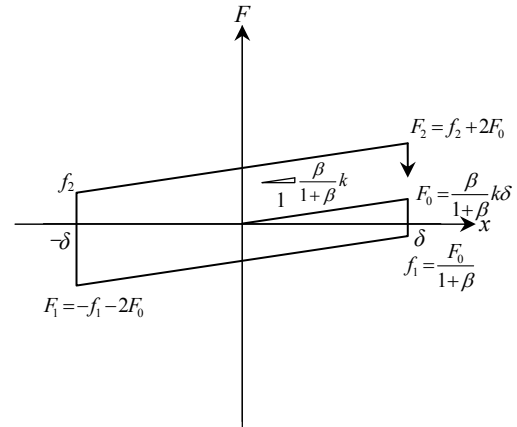


図 B.5 振動サイクルと荷重の模式図

方法 2 の動作プロセスを用いても図 3.7 に示す方法 1 と同様に振動が繰り返すにつれて履歴面積が拡大し、ある一定の大きさに達していることが分かる。除荷開始前の点 A における装置荷重および回生タンク荷重をそれぞれ F_A 、 f_A とすると点 B における均衡荷重の絶対値は (B.3) 式の関係を用いて次式で表せる。

$$F_\text{B} = f_\text{B} = \frac{F_\text{A}}{1 + \beta} \quad (\text{B.4})$$

定常状態においては $F_\text{A} = f_\text{B} + 2F_0$ の関係があることから、 $F_0 = \beta k \delta / (1 + \beta)$ を考慮して (B.4) 式にこの関係

を代入することにより、飽和時の荷重は次式で表される。

$$F_A = 2k\delta, \quad f_A = \frac{2k\delta}{1+\beta} \quad (\text{B.5})$$

したがって、定常 1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW はタンク剛性比 β を含んだ次式で表される。

$$\Delta W = 4 \left(\frac{2+\beta}{1+\beta} \right) k\delta^2 \quad (\text{B.6})$$

次に各振動サイクルにおけるエネルギー吸収量を評価する。図 B.5 に示すように定常時の荷重変形関係における n 回目の片振幅時の荷重の絶対値を f_n とすると、(B.3) 式の関係を用いて f_n は次式で表される。

$$f_n = \frac{\beta}{(1+\beta)^{n+1}} k\delta + 2 \left\{ \frac{1}{1+\beta} - \frac{1}{(1+\beta)^n} \right\} k\delta \quad (\text{B.7})$$

(B.7) 式は方法 1 における荷重 (3.3.4) 式と完全に一致する。 n 回目のエネルギー吸収量 ΔW_n は次式で表される。

$$\Delta W_n = \left\{ \frac{4(2+\beta)}{1+\beta} - \frac{2(2+\beta)^2}{(1+\beta)^{2n+1}} \right\} k\delta^2 \quad (\text{B.8})$$

(B.8) 式において n を無限に大きくした時、(B.6) 式に一致することは容易に確認できる。図 B.6 に方法 2 によるタンク剛性比 β とエネルギー吸収量 ΔW の関係を示す。図中には最適設定された減衰固定型 ($\Delta W = \pi k\delta^2/2$) と従来切替型 ($\Delta W = 4k\delta^2$) のエネルギー吸収量も示している。飽和状態におけるエネルギー吸収量は減衰固定型および従来切替型を上回るものの、タンク剛性比 β が小さい領域ではサイクル数が少ない場合に減衰固定型や従来切替型を下回ることが分かる。

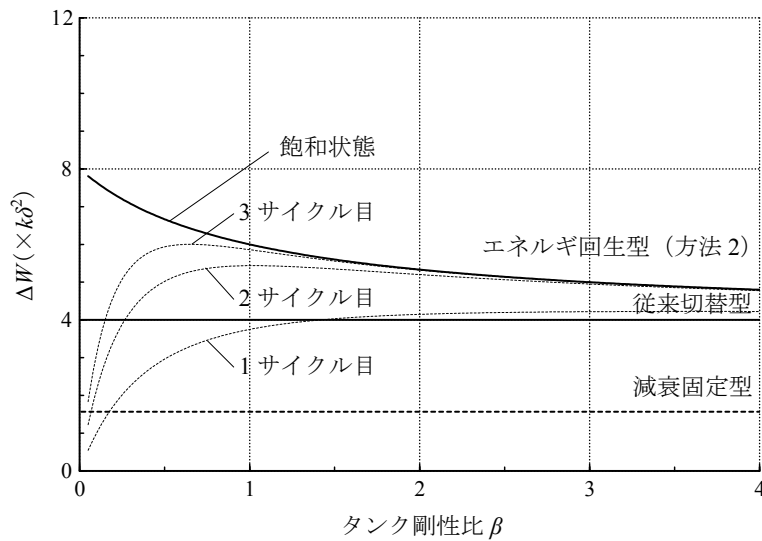
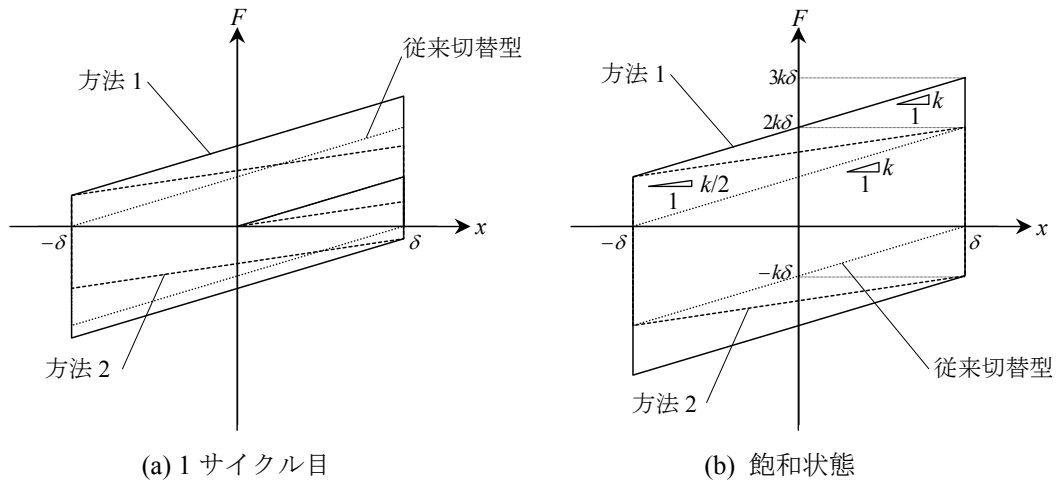


図 B.6 方法 2 によるタンク剛性比 β とエネルギー吸収量 ΔW

(3) 方法1との比較

タンク剛性比 β が1の場合について、方法1と方法2の一定振幅の繰返しに対する荷重変形関係の比較を図B.7に示す。図中には従来切替型の荷重変形関係も合わせて示している。図B.7(a)は1サイクル目の荷重変形関係、図B.7(b)は飽和状態の荷重変形関係を示す。図B.8に方法1のエネルギー吸収量 ΔW_1 に対する方法2のエネルギー吸収量 ΔW_2 の比を示す。方法2ではバネ k とバネ k_T が直列につながるため変形増大時の剛性が低下し、装置発生荷重が低下することになる。一方で、(3.3.4)式と(B.7)式が一致することからも明らかな様にエネルギーの再利用後の荷重は等しくなる。したがって、両者のエネルギー吸収量の差は振幅が増大している間の剛性に起因する。エネルギー回生型オイルダンパを表す4要素モデルにおいて最も剛性を高くできる方法はダッシュポット C とダッシュポット η の減衰係数を最大限大きくすることであり、方法1が優れたエネルギー吸収量を発揮する方法と言える。



B.7 繰返し振動に対する荷重変形関係の比較

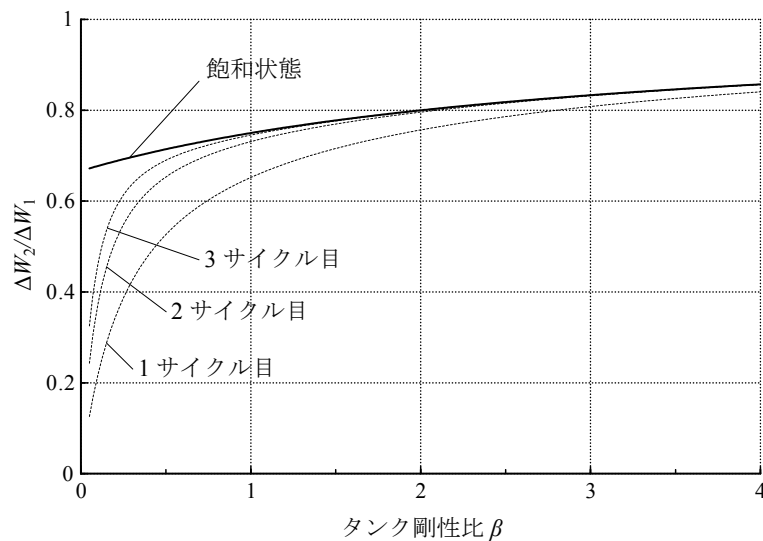


図 B.8 方法1と方法2のエネルギー吸収量の比較

付録 C リリーフ機構作動時のエネルギー吸収量

付録 C では、(3.3.23) 式で示したエネルギー回生型オイルダンパのリリーフ機構作動時のエネルギー吸収量の導出について示す。

エネルギー回生型オイルダンパの荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} は次式で表される。

$$F_{\max} = \frac{2(2+\beta)}{1+\beta} k\delta \quad (\text{C.1})$$

リリーフ荷重 F_R を、荷重制限が無い場合に発生する最大荷重 F_{\max} との関係を用いて次式で表す。

$$F_R = \mu F_{\max} \quad (\text{C.2})$$

ここで、 μ はリリーフ荷重を定義するパラメータ ($0 \leq \mu \leq 1$) であり、 $\mu < 1$ の時にはリリーフ機構が作動して荷重が制限される。図 C.1 に一定振幅 δ を受けるエネルギー回生型のリリーフ機構作動時の荷重変形関係および最大荷重 F_{\max} とパラメータ μ の関係を示す。

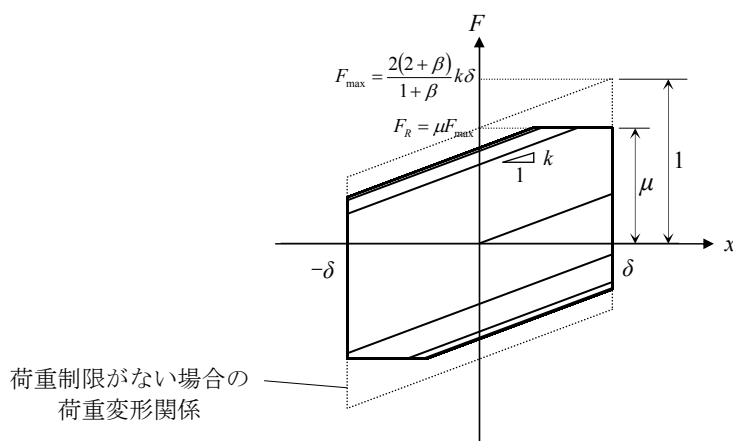


図 C.1 リリーフ機構作動時のエネルギー回生型の荷重変形関係

エネルギー回生型は加力中にバネ k に蓄えた振動エネルギーを回生タンクの弾性ひずみエネルギーとして回収し、再利用するため、最大荷重が制限を受ける時には最大荷重だけでなく、エネルギー回生の効果にも影響が生じる。図 C.2 に示す様に定常時の荷重変形関係において m 回目の片振幅まで荷重制限以下とする。この時、 n 回目の片振幅時の荷重の絶対値を f_n とすると、 f_n は次式で表される。

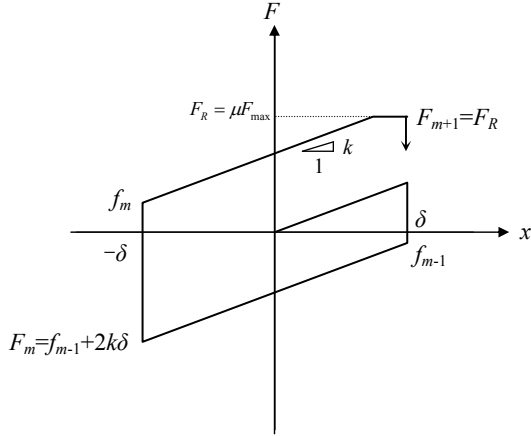


図 C.2 振動サイクルと荷重の模式図

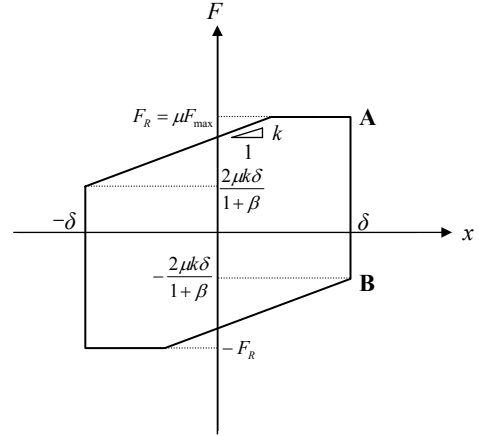


図 C.3 飽和時の荷重変形関係

$$f_n = \frac{F_R}{2+\beta} \left\{ 1 - \frac{1}{(1+\beta)^{2(n-m)}} \right\} + f_m \frac{1}{(1+\beta)^{2(n-m)}} \quad (C.2)$$

荷重制限を受ける前の荷重である f_m は(3.3.4)式から求めることができるが、飽和状態における荷重は(C.2)式において n を無限大とした次式で得られる。

$$\lim_{n \rightarrow \infty} f_n = \frac{F_R}{2+\beta} = \frac{2\mu k \delta}{1+\beta} \quad (C.3)$$

飽和時における荷重は次のようにしても求めることができる。図 C.3 に示す様に飽和状態において除荷開始前の点 A の装置荷重 F はリリース荷重である F_R 、回生タンクの荷重は点 B における装置荷重と回生タンク荷重の均衡荷重絶対値 f_B に等しい。したがって、(3.2.3)式の関係を用いて f_B は次式で表せる。

$$f_B = \frac{\beta F_R + f_B}{(1+\beta)^2} \quad (C.4)$$

(C.4)式を f_B について解けば(C.3)式と同じ解が得られる。したがって、1 サイクルのエネルギー吸収量 ΔW は次式で表せ、(3.3.23)式が得られる。

$$\Delta W = 4F_R \delta - \frac{(2\mu k \delta)^2}{k} = 8\mu \left(\frac{2+\beta}{1+\beta} - 0.5\mu \right) k \delta^2 \quad (C.5)$$

付録 D 最大減衰係数の同定方法

付録 D では、エネルギー回生型オイルダンパの最大減衰係数 (C_{\max} 、 η_{\max}) の同定方法について示す。図 D.1 に示すエネルギー回生型オイルダンパに変位振幅 δ 、円振動数 p の調和変形が加わる場合を考える。この時、エネルギー回生型オイルダンパを表す 4 要素モデルの複素剛性は次式で表せる。

$$k^* = \left\{ \frac{1}{k} + \frac{1}{Cpi} + \left(\frac{1}{k_T + \eta pi} \right) \right\}^{-1} \quad (D.1)$$

(D.1) 式を次式で表す。

$$k^* = \frac{1}{A - Bi} = \frac{A + Bi}{A^2 + B^2} \quad (D.2)$$

$$\text{ここで、} A = \frac{kk_T + k_T^2 + \eta^2 p^2}{k(k_T^2 + \eta^2 p^2)}、B = \frac{k_T^2 + C\eta p^2 + \eta^2 p^2}{Cp(k_T^2 + \eta^2 p^2)}$$

各制御弁は同一の形状と寸法であることから $\eta=C$ とし、タンク剛性比 β を用いれば変数 A 、 B は次式で表せる。

$$A = \frac{\beta k^2 + \beta^2 k^2 + C^2 p^2}{k(\beta^2 k^2 + C^2 p^2)} \quad (D.3)$$

$$B = \frac{\beta^2 k^2 + 2C^2 p^2}{Cp(\beta^2 k^2 + C^2 p^2)} \quad (D.4)$$

2 章で示したように発生最大荷重値 F_{\max} とエネルギー吸収量 ΔW との間には次式が成立する。

$$\frac{F_{\max}^2}{\Delta W} = \frac{C_e p}{\pi} \quad (D.5)$$

ここで、 C_e は Maxwell モデルとして評価した時の減衰係数（ここでは等価減衰係数と呼ぶ）を表す。

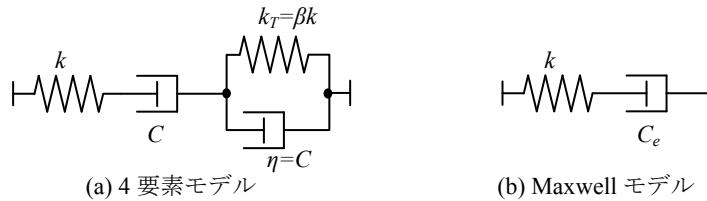


図 D.1 4 要素モデルと Maxwell モデル

全ての制御弁を常に閉じた「全閉」状態の正弦波加力実験から発生最大荷重値 F_{\max} とエネルギー吸収量 ΔW を求めれば (D.5) 式より等価減衰定数 C_e が求められる。図 D.2 は横軸に等価減衰係数 C_e 、縦軸に C/C_e を示したものである。タンク剛性比 β によって多少の違いはあるものの、等価減衰係数 C_e が 1000kNsec/mm を超える領域では C/C_e は約 2 となる。つまり 4 要素モデルの減衰係数 C が等価減衰係数の 2 倍になることを示している。したがって、4 要素モデルの最大減衰係数を実験により求める場合には、「全閉」状態として正弦波加力を行い、発生最大荷重値と履歴面積から等価減衰係数を求め、それを 2 倍すればよい。

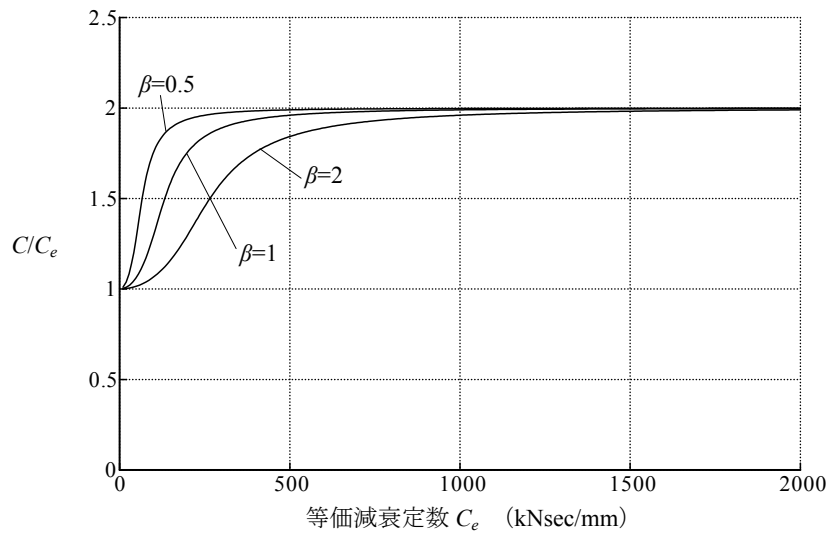


図 D.2 等価減衰係数 C_e と 4 要素モデルの減衰係数 C の関係

付録 E 1 自由度系の地震応答解析結果

付録 E では 3 章の根拠となった数値解析結果（一部の図は 3 章と重複）を掲載する。解析モデルは図 E.1 に示す 1 自由度系モデルとし、建物フレーム K_f のみの固有周期として 1、2、3、4 秒の 4 ケースを設定し、建物フレームには 2% の内部粘性減衰を考慮する。検討するオイルダンパの種類は減衰固定型、従来切替型、エネルギー回生型の 3 種類とし、装置部剛性比としては、 $\alpha=0.1$ 、0.2、0.5 の 3 ケースを設定する。地震動は以下の 4 波について検討した。

地震波 A：告示波の手法で作成した模擬地震波（乱数位相）

地震波 B：告示波の手法で作成した模擬地震波（JMA 神戸 EW 位相）

地震波 C：既往の観測波（エルセントロ(1940)NS）

地震波 D：既往の観測波（八戸(1968)NS）

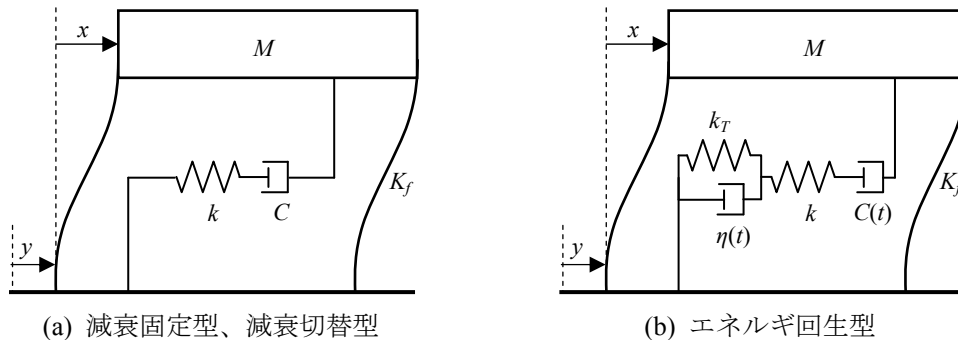


図 E.1 減衰固定型オイルダンパ設置建物の簡略力学モデル

（1）剛性条件と地震応答低減能力の関係

剛性比 α による変位応答低減率と付加減衰定数を地震応答解析により評価する。減衰固定型の減衰定数 C は(3.3.6)式の最適値に設定し、エネルギー回生型のタンク剛性比 β は 1 に設定する。入力各地震動の加速度最大値を 100cm/s^2 に基準化する。図 E.2 に変位応答低減率、図 E.3 に付加減衰定数、図 E.4 から図 E.15 に装置部の荷重変形関係を示す。

従来切替型およびエネルギー回生型の制御効果が「見かけ上の剛性比の向上効果」として解釈できることを確認するために剛性比を減衰固定型 $\alpha=0.5$ 、従来切替型 $\alpha=0.2$ およびエネルギー回生型 $\alpha=0.125$ と設定した場合の結果の比較を図 E.16、図 E.17 に示す。

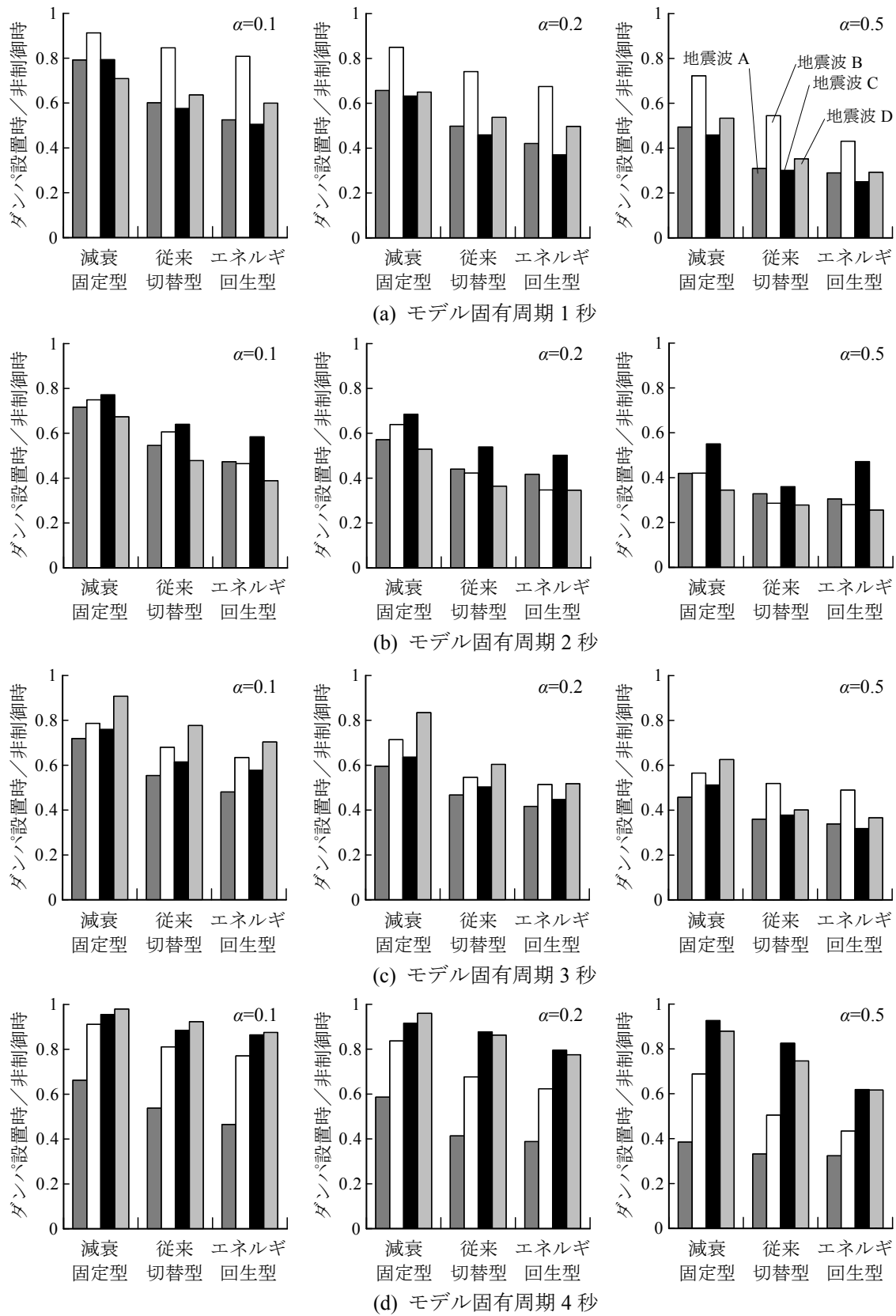


図 E.2 変位応答倍率（ダンパ設置時／非制御時）

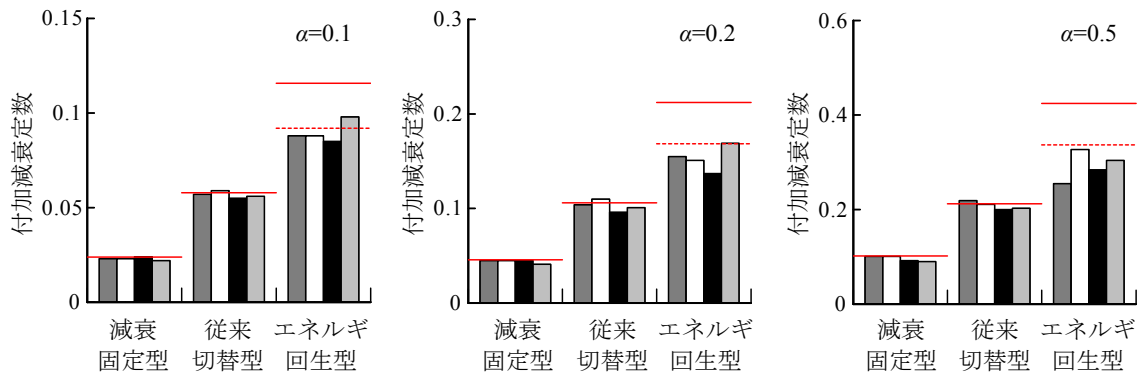
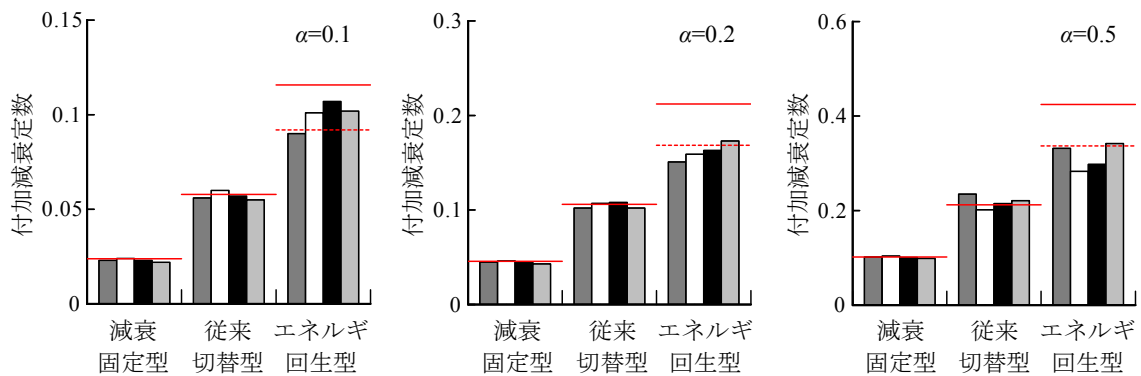
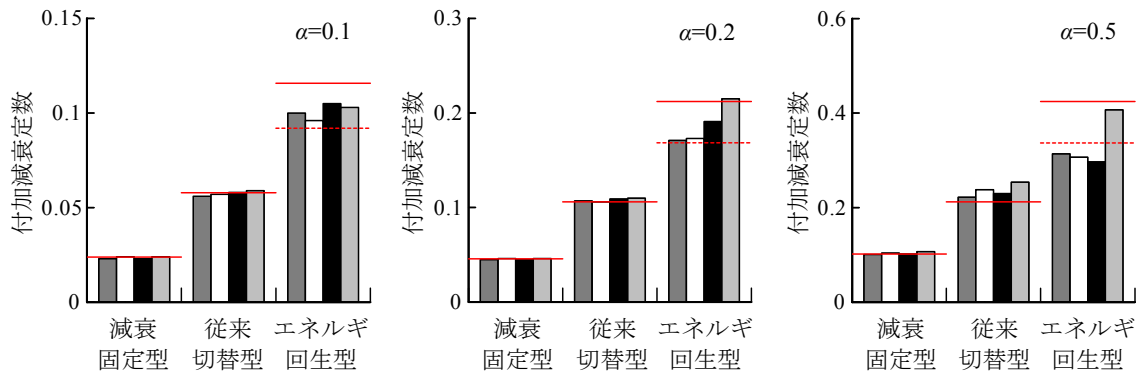
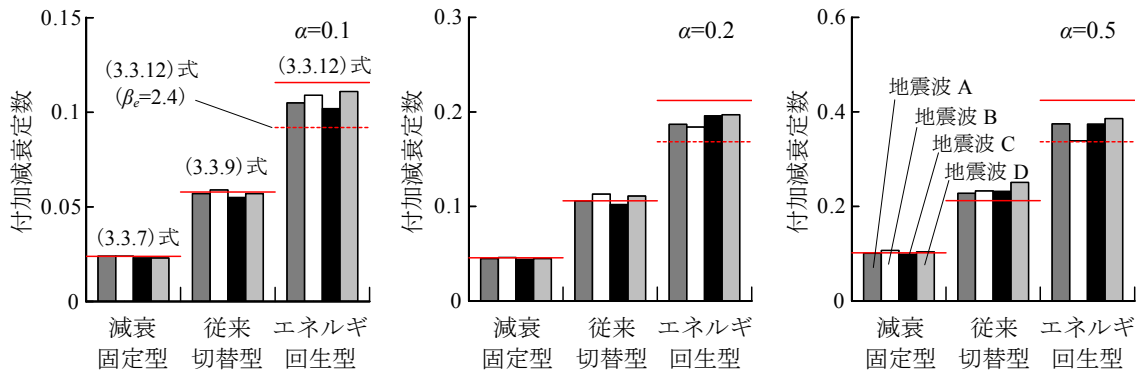


図 E.3 付加減衰定数

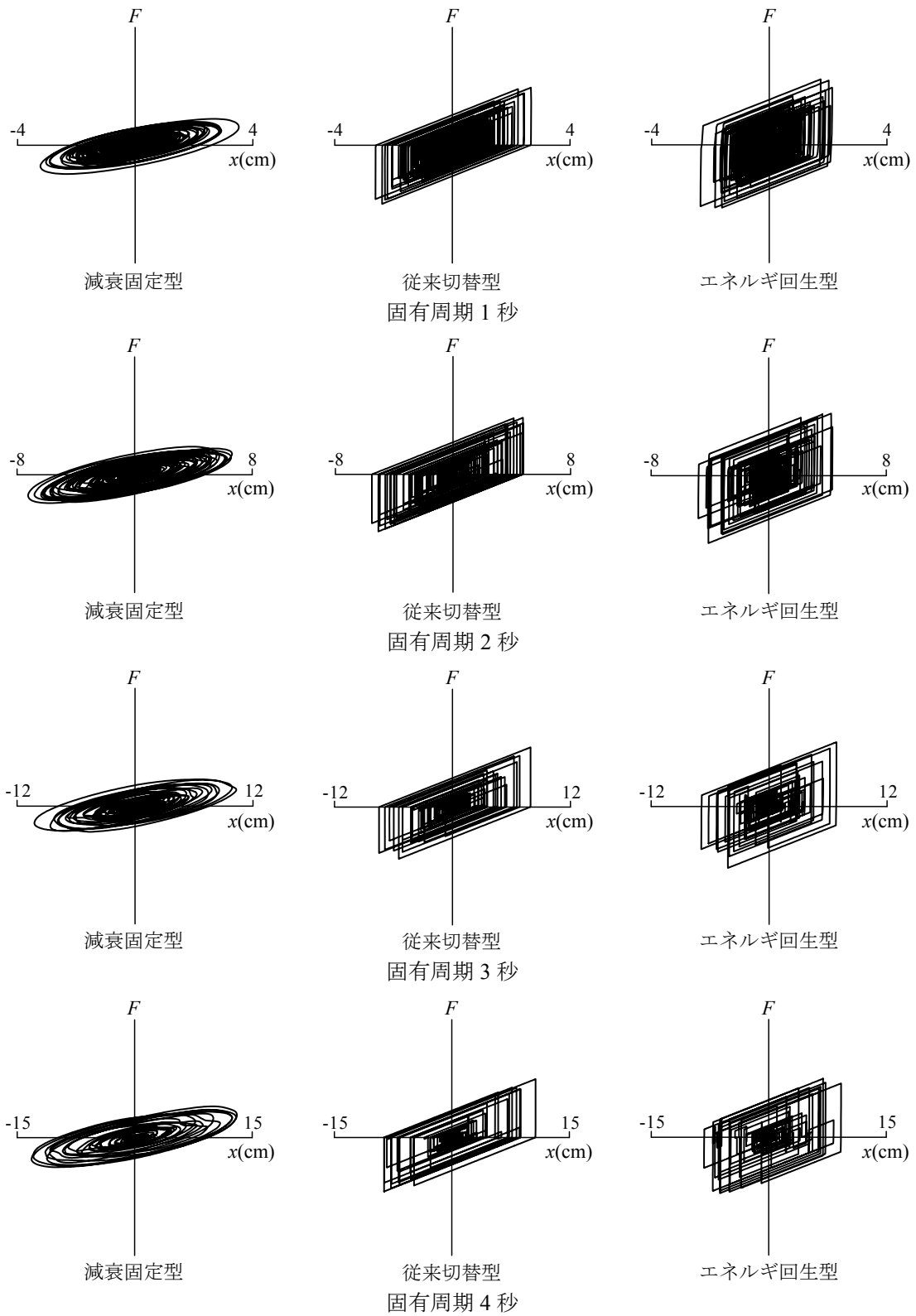


図 E.4 装置部の荷重変形関係（地震波 A $\alpha=0.1$ ）

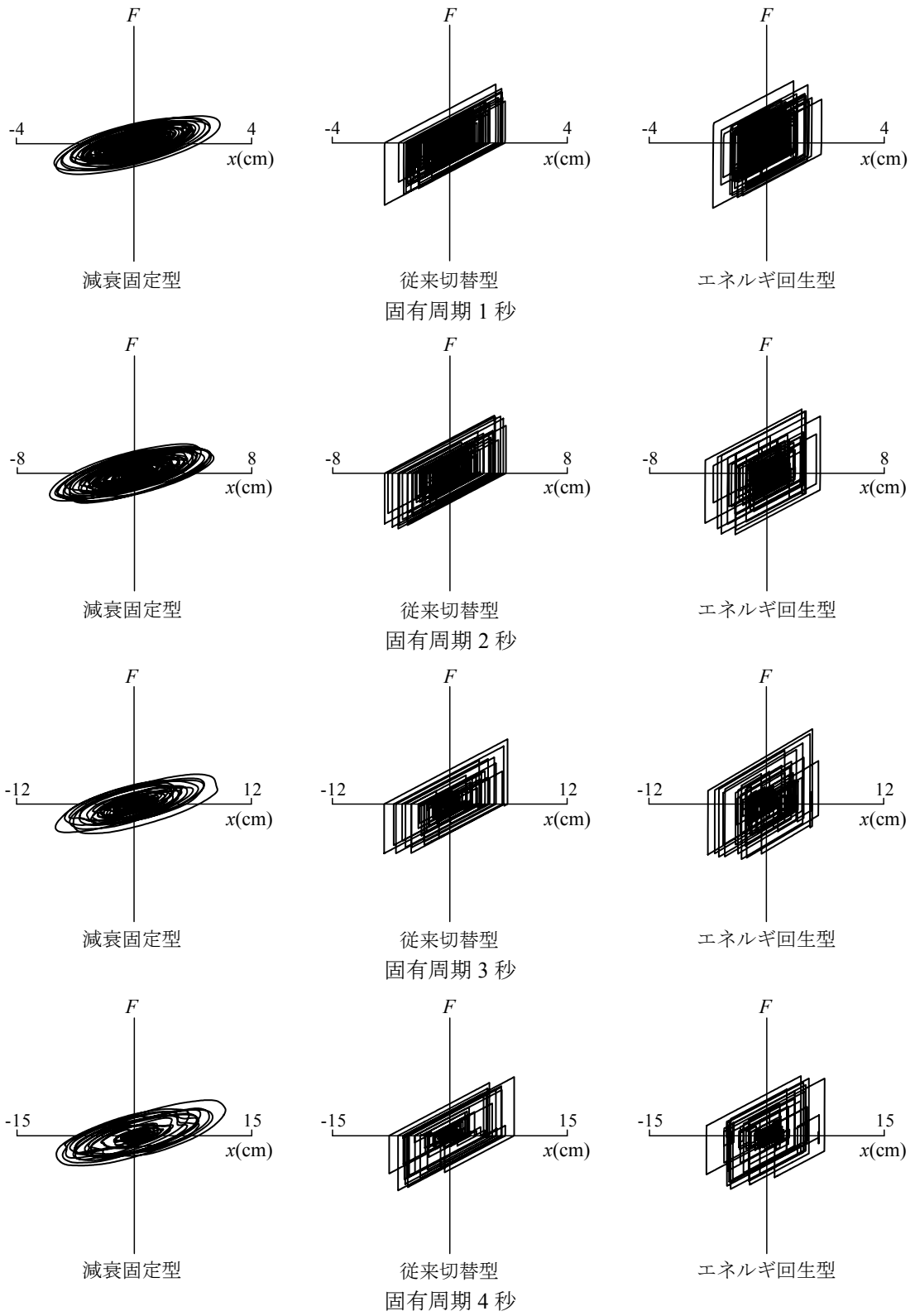


図 E.5 装置部の荷重変形関係 (地震波 A $\alpha=0.2$)

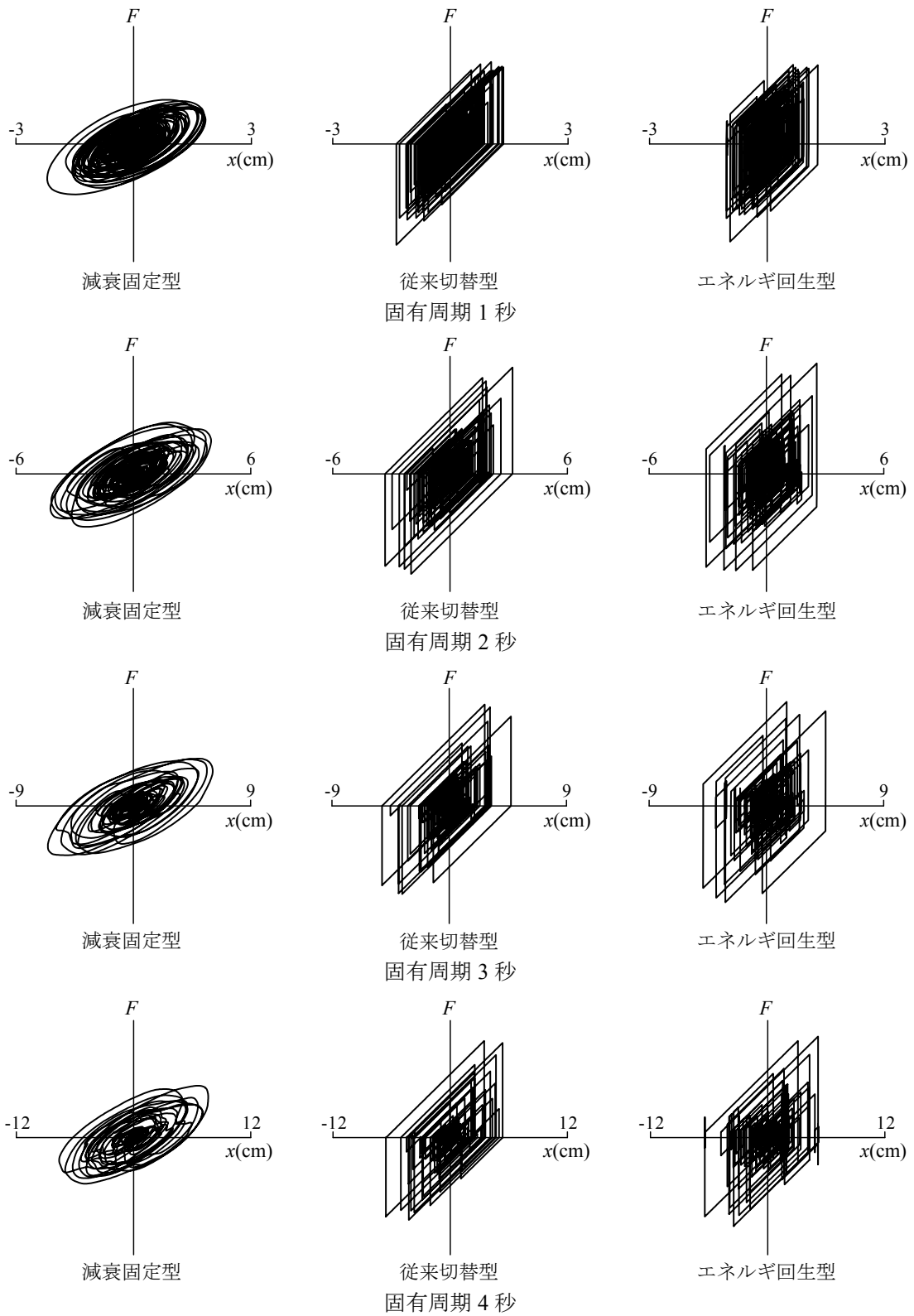


図 E.6 装置部の荷重変形関係（地震波 A $\alpha=0.5$ ）

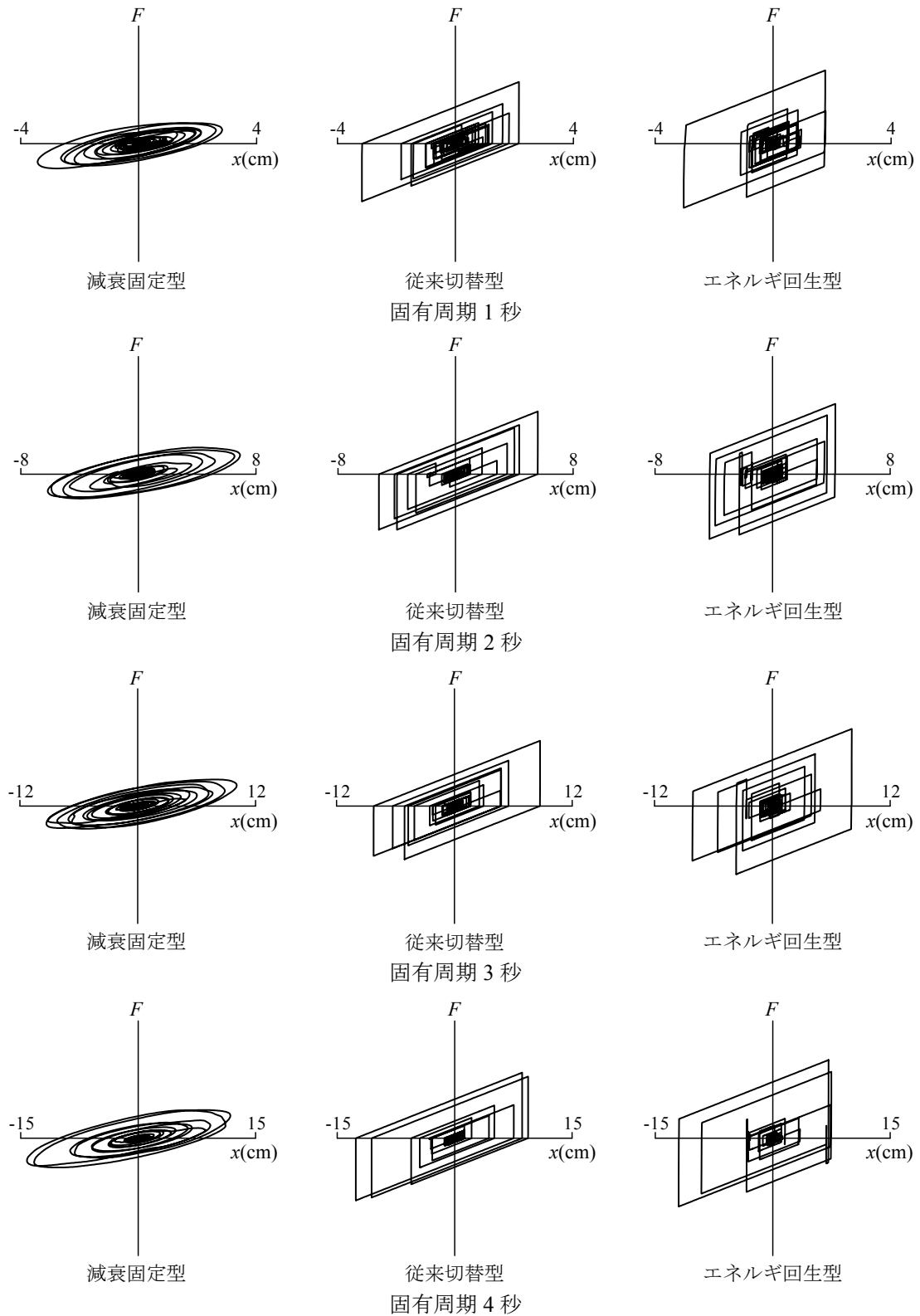


図 E.7 装置部の荷重変形関係（地震波 B $\alpha=0.1$ ）

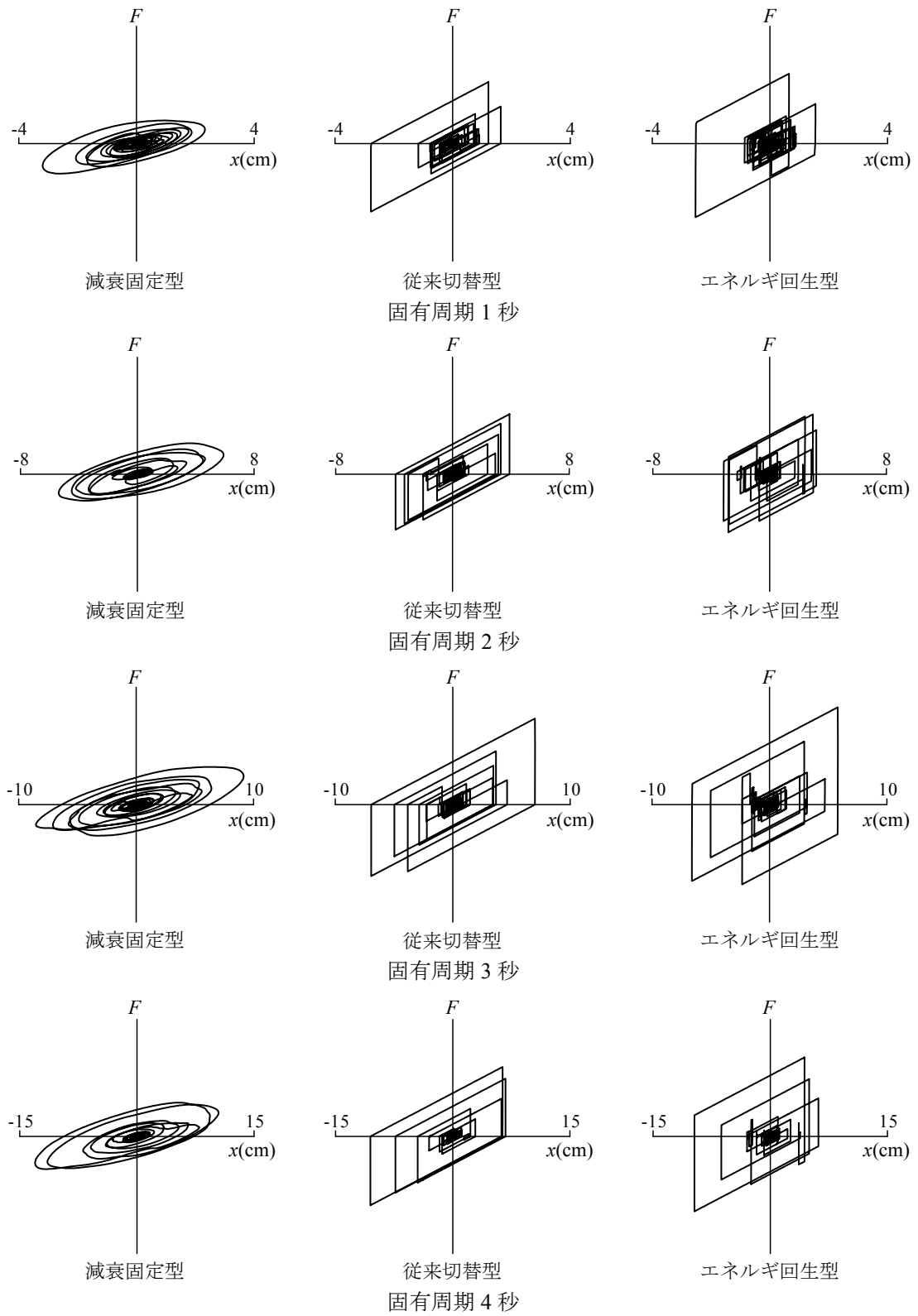


図 E.8 装置部の荷重変形関係 (地震波 B $\alpha=0.2$)

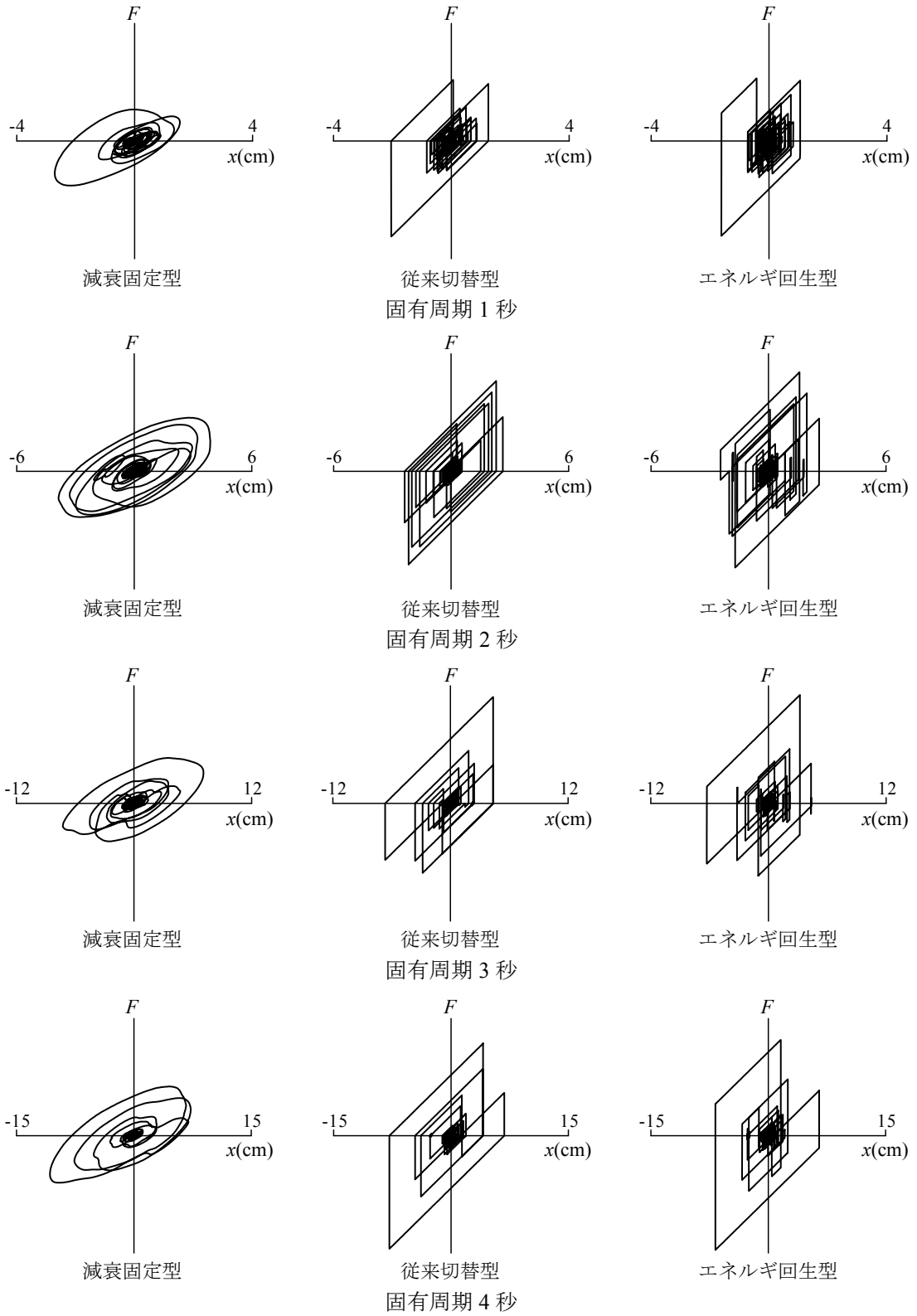


図 E.9 装置部の荷重変形関係 (地震波 B $\alpha=0.5$)

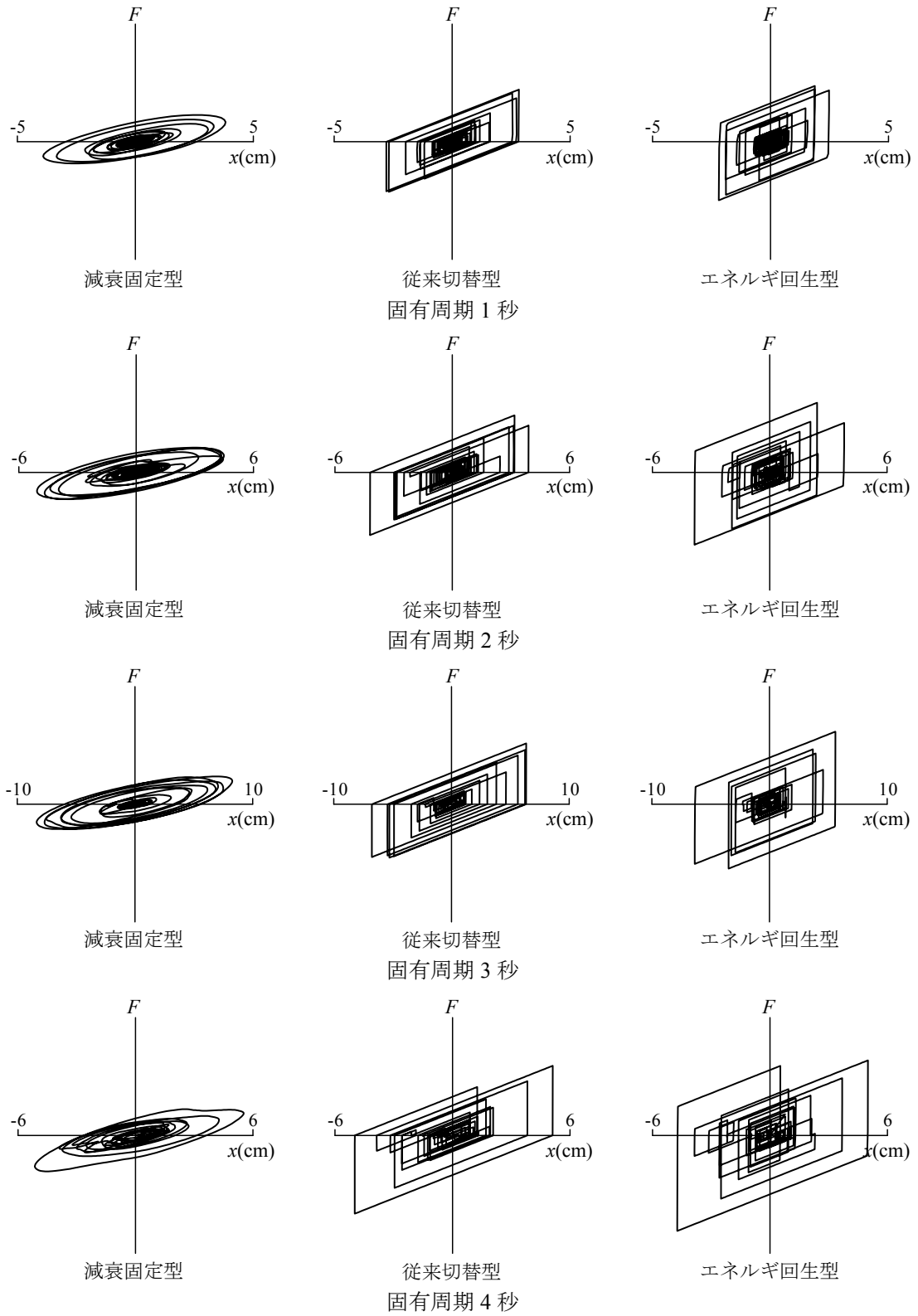


図 E.10 装置部の荷重変形関係 (地震波 C $\alpha=0.1$)

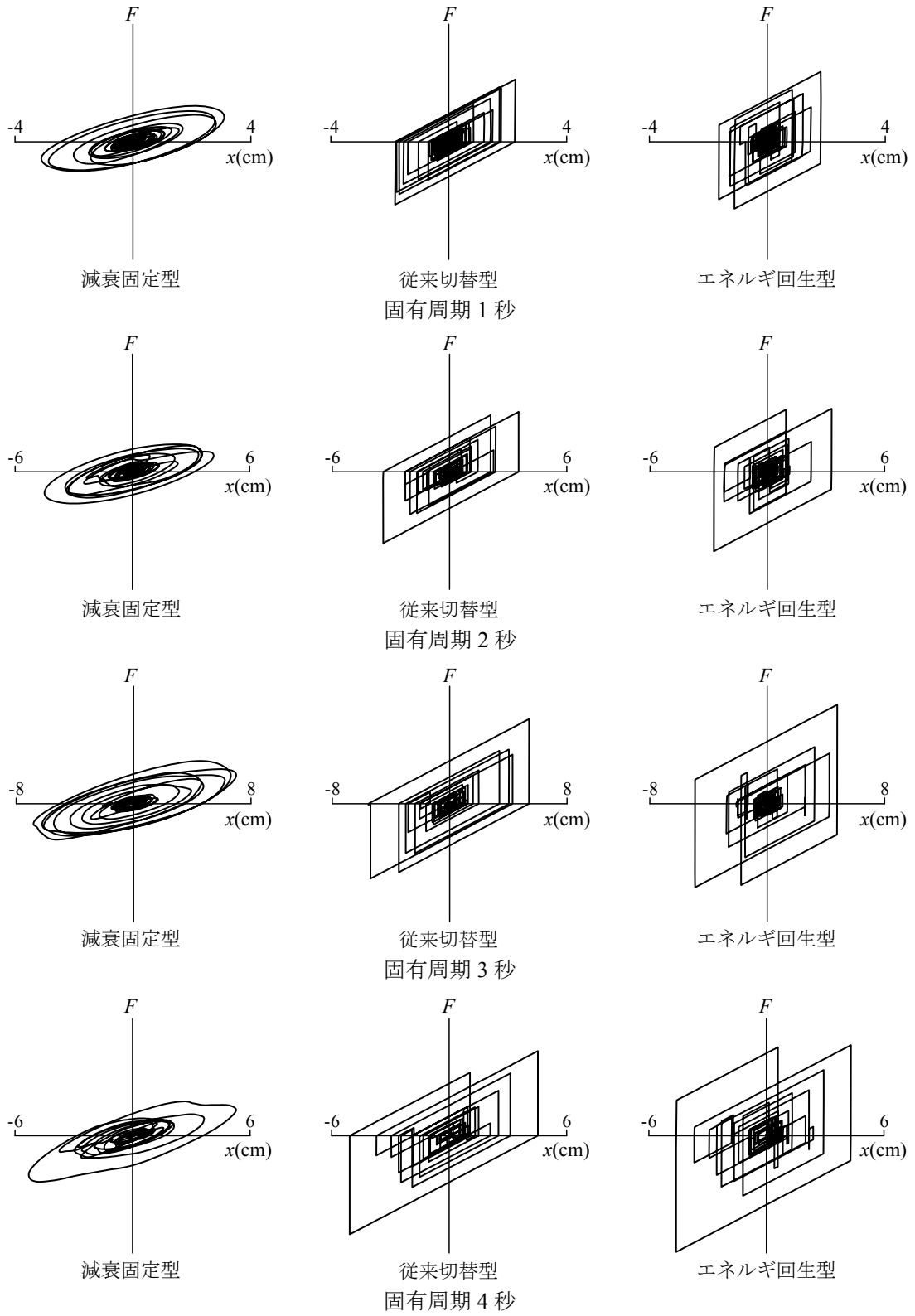


図 E.11 装置部の荷重変形関係 (地震波 C $\alpha=0.2$)

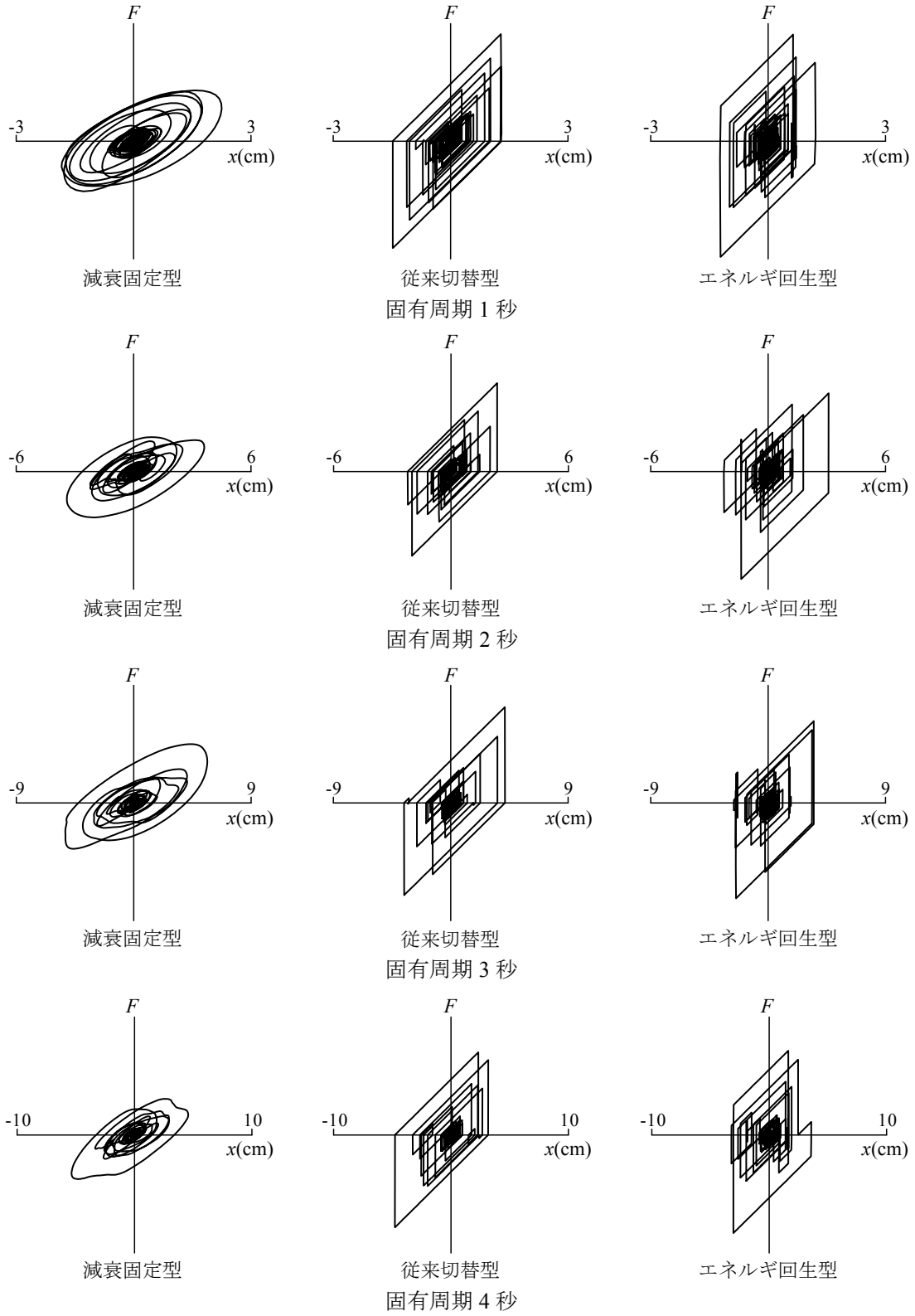


図 E.12 装置部の荷重変形関係 (地震波 C $\alpha=0.5$)

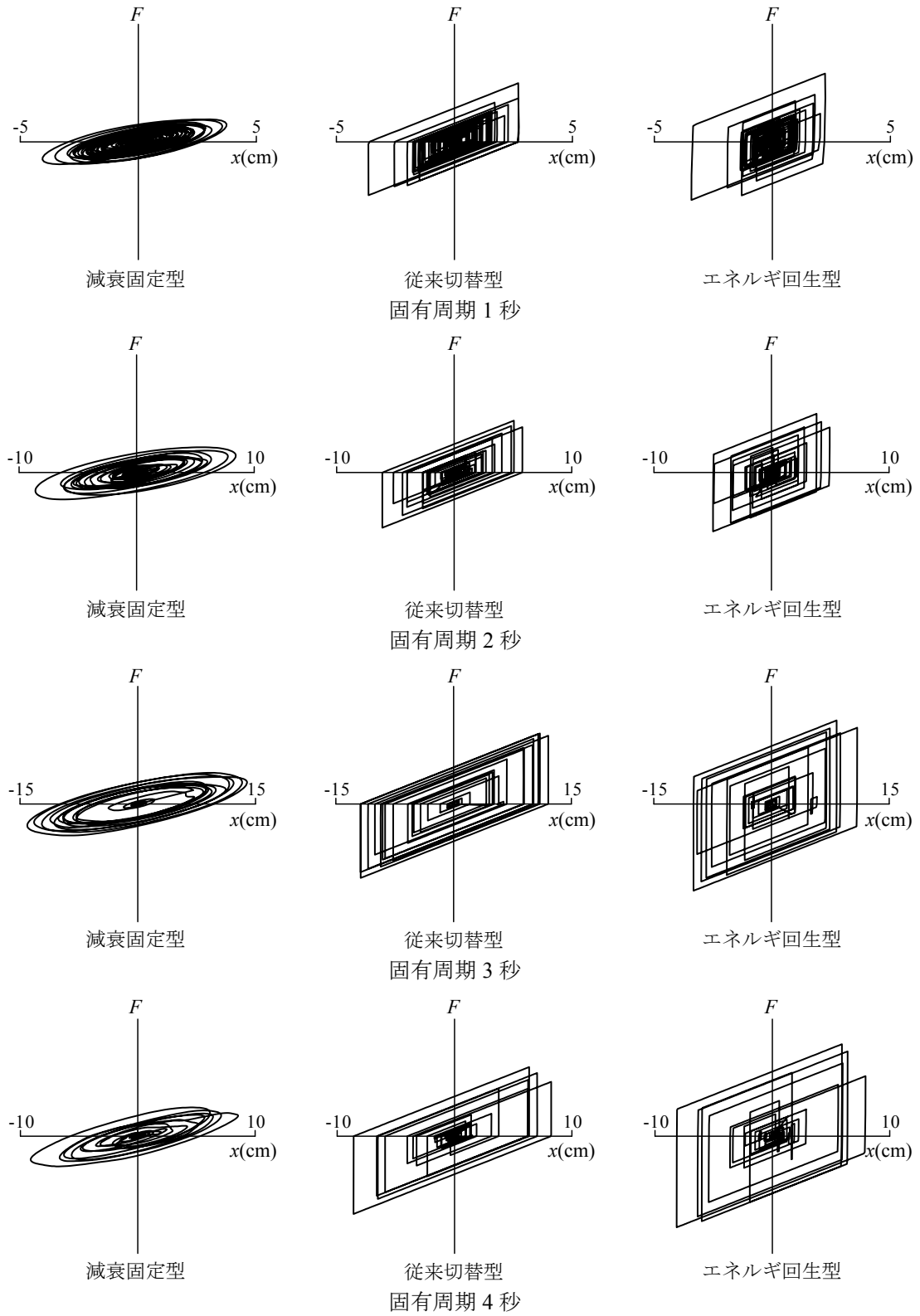


図 E.13 装置部の荷重変形関係 (地震波 D $\alpha=0.1$)

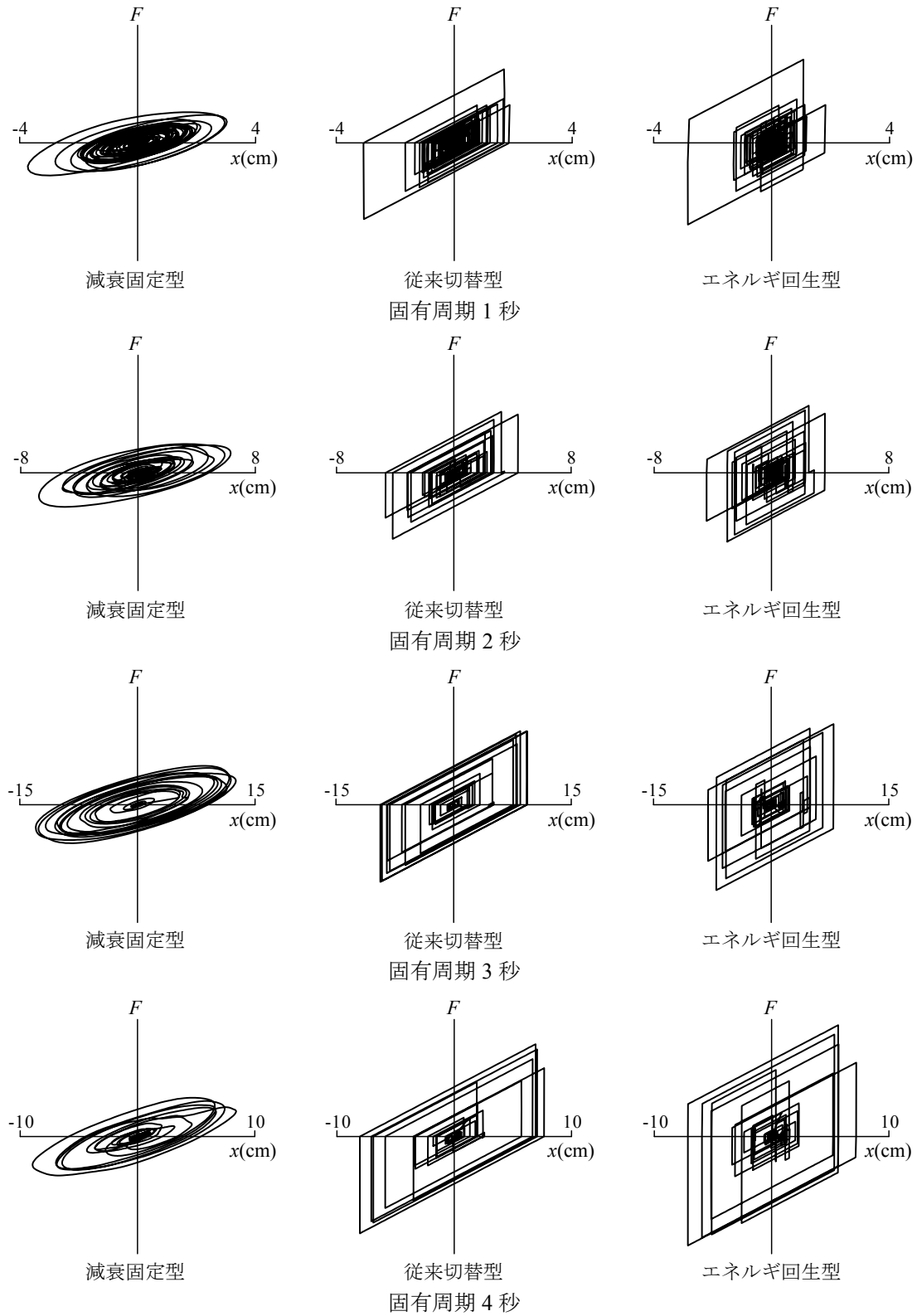


図 E.14 装置部の荷重変形関係 (地震波 D $\alpha=0.2$)

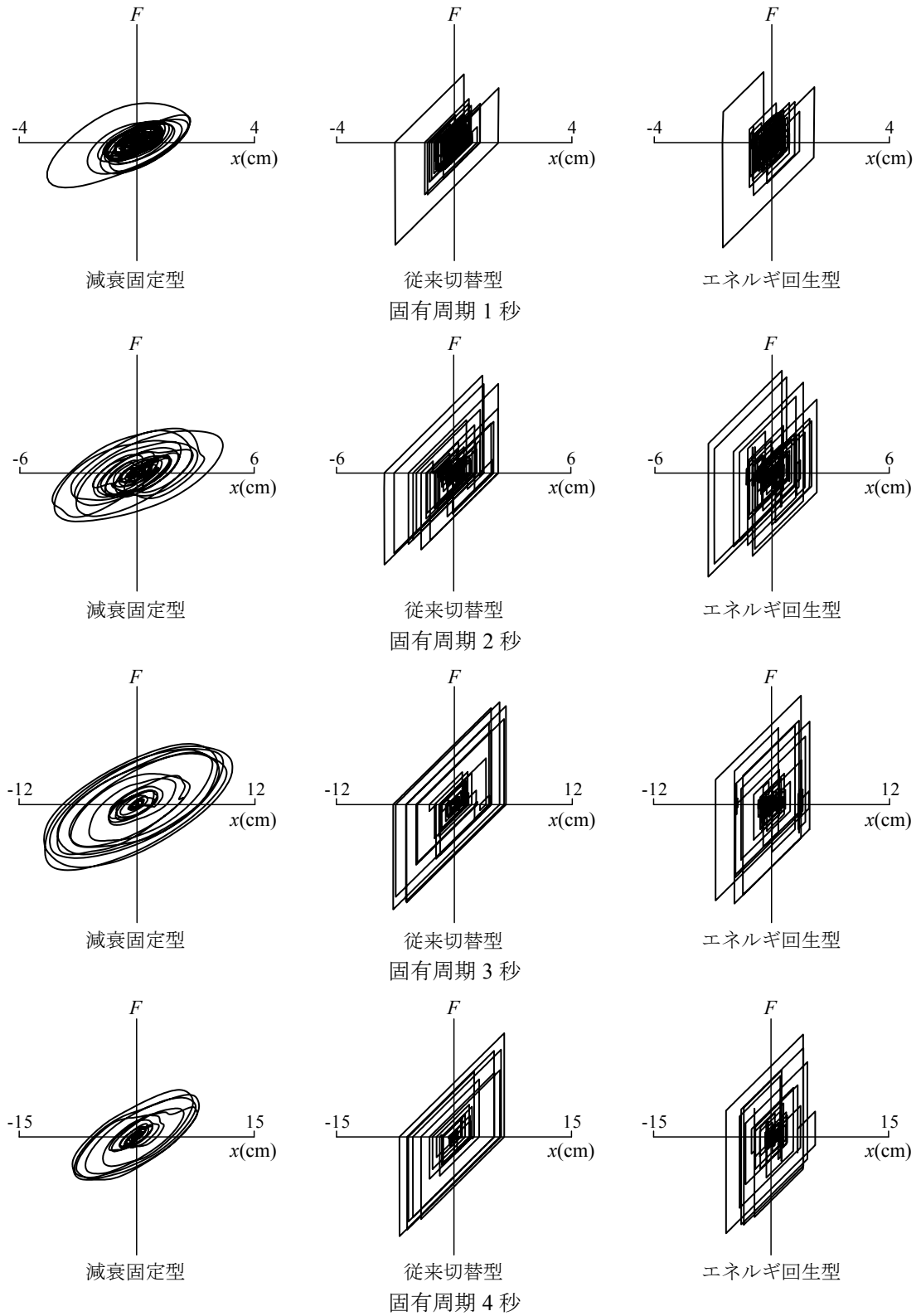


図 E.15 装置部の荷重変形関係 (地震波 D $\alpha=0.5$)

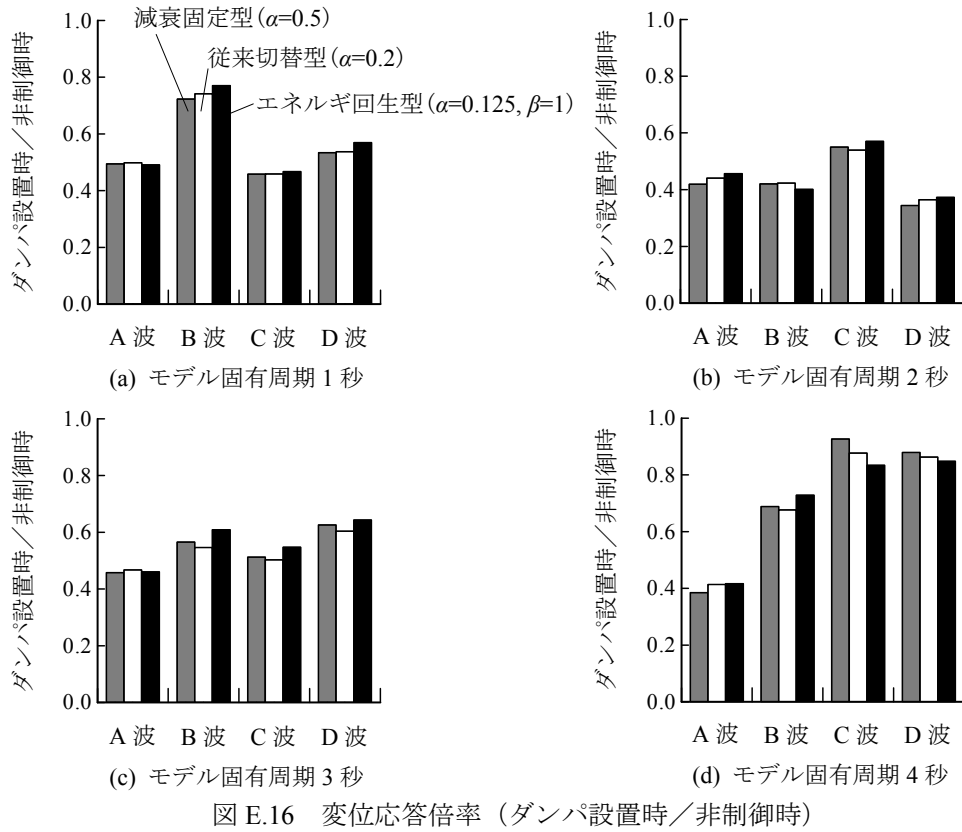


図 E.16 変位応答倍率 (ダンパ設置時／非制御時)

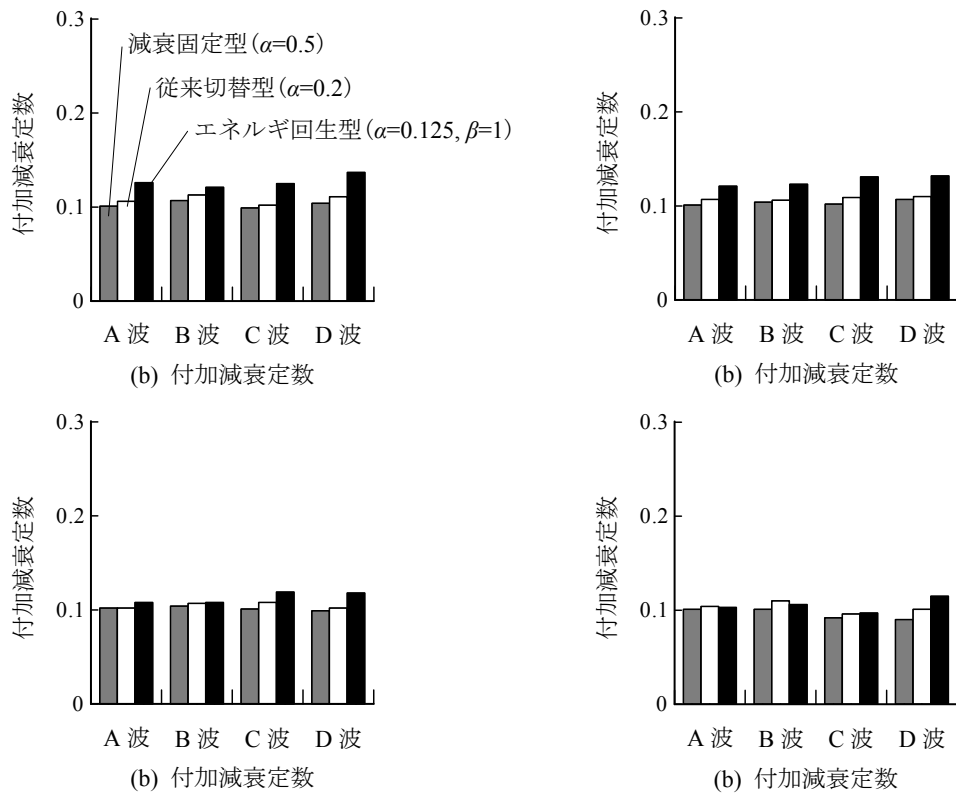


図 E.17 付加減衰定数

(2) 荷重制限を考慮した地震応答低減能力の考察

荷重制限を考慮した場合にも制御効果が見かけの剛性比の向上効果として解釈可能かどうかを調べるために地震応答解析を実施した。剛性比を減衰固定型 $\alpha=0.5$ 、従来切替型 $\alpha=0.2$ およびエネルギー回生型 $\alpha=0.125$ と設定し、 $Q_0=100\text{cm/s}^2$ 入力に対するエネルギー回生型の発生荷重の 0.7 倍を共通のリリーフ荷重（荷重制限） F_R として設定した。 $Q_0=50\text{cm/s}^2$ 刻みで入力加速度を増大させた時の入力レベルと荷重変形関係の例を図 E.18～図 E.20 に示す。なお、固有周期 2 秒の結果は図 3.31 に示している。

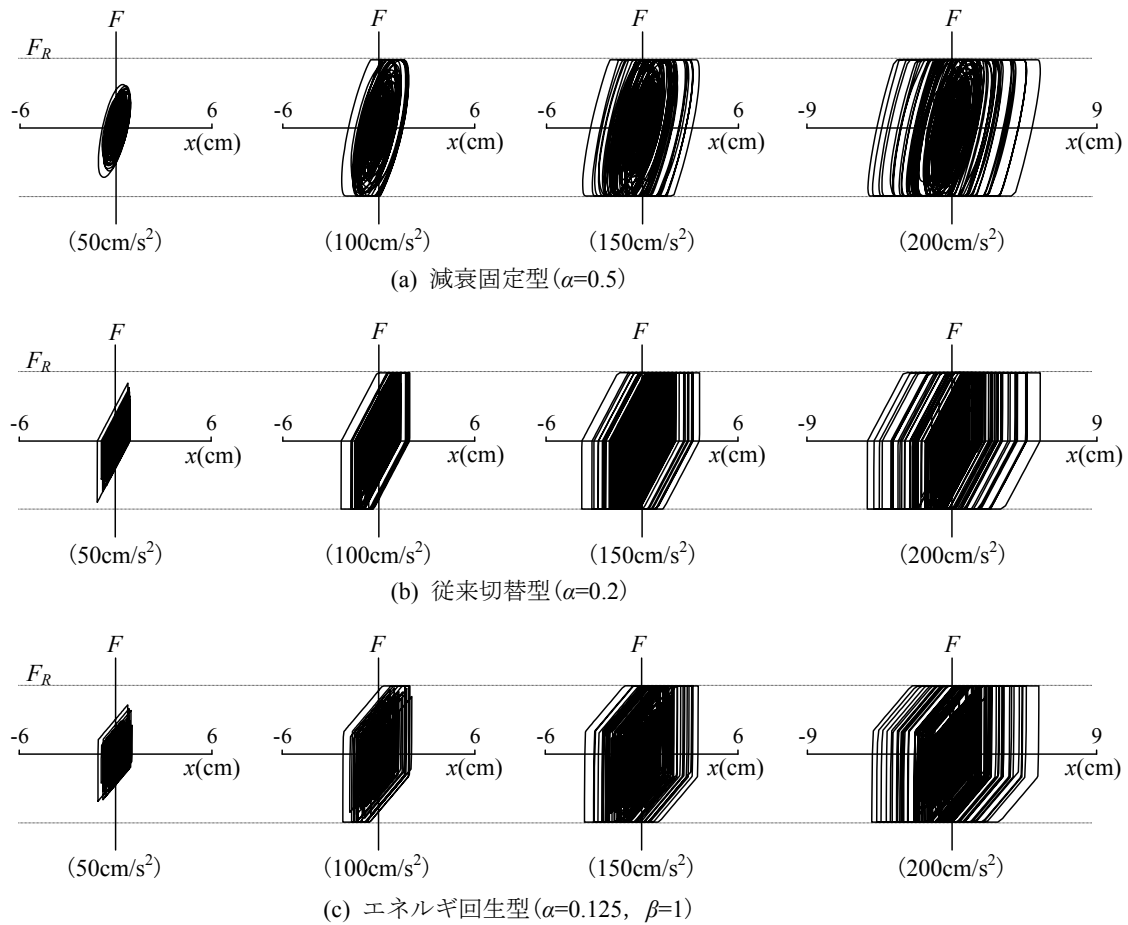


図 E.18 入力レベルと装置部の荷重変形関係の例（モデル周期 1 秒）

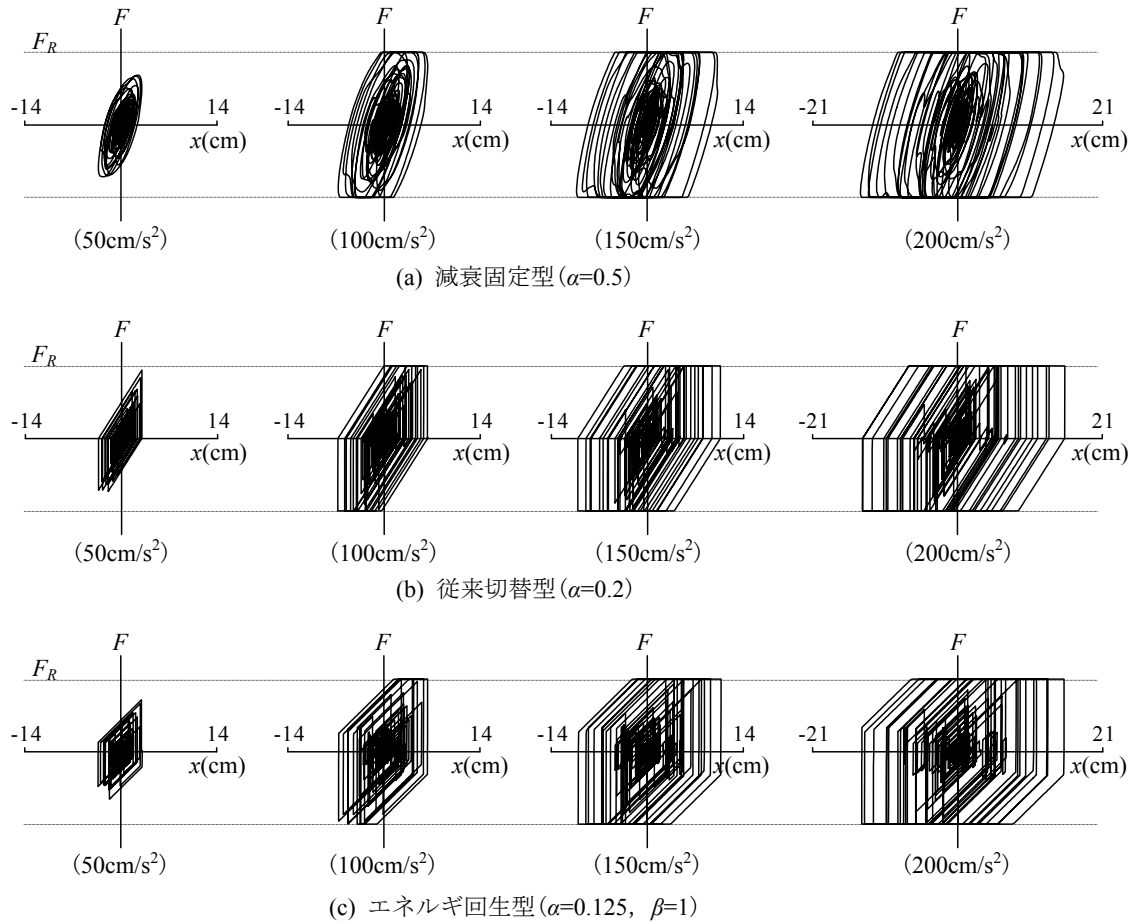


図 E.19 入力レベルと装置部の荷重変形関係の例 (モデル周期 3 秒)

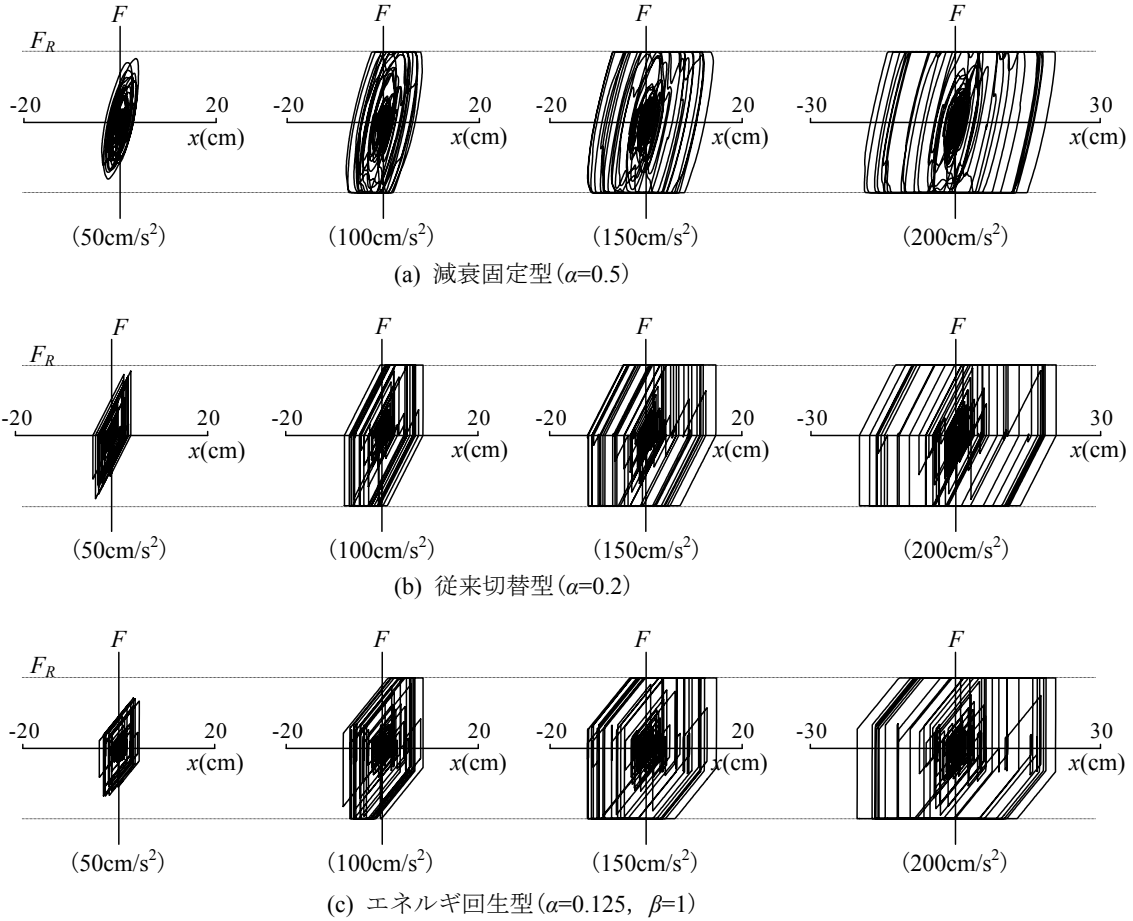


図 E.20 入力レベルと装置部の荷重変形関係の例 (モデル周期 4 秒)

付録 F 同調式回転慣性質量ダンパを用いた地震応答解析結果

5.2 節での検討では、エネルギー回生型オイルダンパの比較対象として、一般的に普及している減衰固定型オイルダンパと従来切替型オイルダンパをあげた。近年では、これらのオイルダンパ以外に、直線運動を回転運動に変換する回転増幅機構により大きな慣性質量効果を発揮する装置（慣性質量装置）を利用した制震システムが開発されている^{28)~32)}。図 F.1 に回転増幅機構の概念図を示す。回転増幅機構とは、装置両端部の変位によって生じるボールネジの直線運動をボールナットによって回転体の高速な回転運動に変換するもので、ネジピッチなどの設計により回転体の質量に対して 1000 倍以上もの慣性質量効果を発揮することができるものもある³⁰⁾。このような装置は装置両端の相対加速度に比例した反力を発生させる。慣性質量装置には、回転体と外筒の間に粘性体を設置し、粘性体のせん断変形を利用したエネルギー吸収機構を備えた装置も開発されている。粘性体を有しない装置では慣性質量装置とオイルダンパを組み合わせる例もある（図 F.2）。

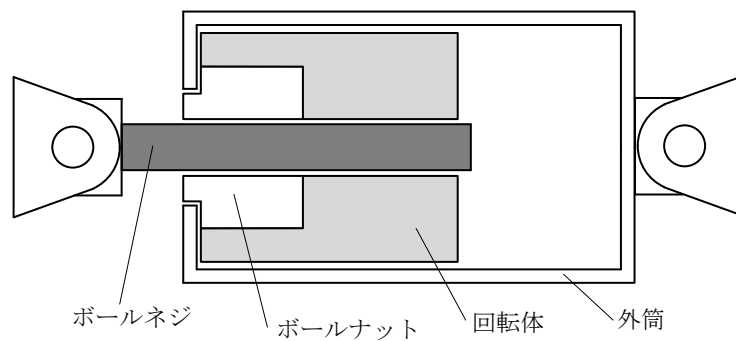


図 F.1 回転増幅機構の概念図

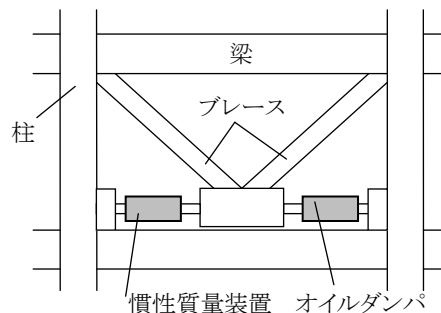


図 F.2 慣性質量装置とオイルダンパの並列配置

回転慣性要素と支持部材等からなる振動系を建物周期に同調させることによってダンパ部の振幅を拡大し、エネルギー吸収効率の向上を狙った同調式慣性質量型ダンパ（以後、慣性質量型と呼ぶ）は、本論文で提案するエネルギー回生型とは異なるアプローチによるエネルギー吸収効率の向上を狙った制震装置である。慣性質量型の採用にあたっては建物性能や構造計画にオイルダンパとは異なる条件が要求されることも考えられるが、付録 F では 5.2 節で示したモデル建物に慣性質量型を設置した場合の応答低減効果および付加減衰定数を評価し、他のオイルダンパと比較する。

（１）解析条件

慣性質量型の力学モデルは図 F.3 に示す様にダッシュポットと並列に質量が配置され、これらとバネを直列につないだモデルとなる。5.2 節の検討では、各オイルダンパを 1 構面に 2 台配置した。図 F.2 に示したようにオイルダンパを並列に設置する場合には 2 台分の設置場所を必要とするため、同調式慣性質量ダンパとしては 1 構面に 1 台の設置となるが、付録 F での検討では他のオイルダンパと台数を揃えるために 1 構面に 2 台設置することとし、56 台の慣性質量型を配置するものとする。粘性体を利用した制震装置は減衰係数の温度依存性や荷重速度関係の非線形など、オイルダンパとは異なる挙動を示すが、比較を単純にするため力学モデルのダッシュポットの減衰係数は C で一定とする。

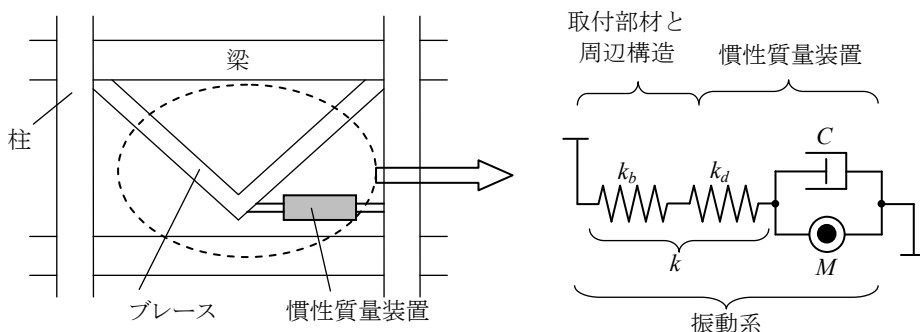


図 F.3 建物に配置された慣性質量効果を有する装置の力学モデル

慣性質量型は建物の周期との同調を利用したものである。パラメータの設定は以下の手順で行う。

- ・装置 1 台あたりの慣性質量は現状で最大級の 5000ton とする
- ・減衰係数 C を 0 もしくは無限大とした 2 ケースの地動に対する頂部加速度応答倍率（共振曲線）を求める
- ・それぞれの共振曲線の二つの交点（P 点、Q 点）が同じ高さとなるように装置部の剛性 k を設定する
- ・減衰係数 C を共振曲線が P 点と Q 点で極大となるように設定する

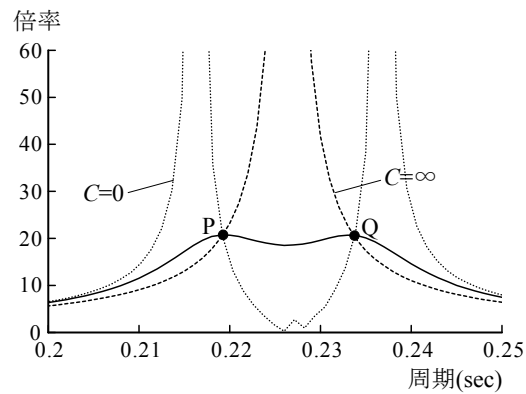


図 F.4 慣性質量型の頂部加速度応答倍率

表 F.1 パラメーター一覧

制震装置	剛性 (kN/mm)	減衰係数 (kNs/mm)	荷重制限 (kN)
制震装置なし	—	—	—
減衰固定型	200	80	1700
従来切替型	200	最大 600／最小 5	1700
エネルギー回生型	装置 200／タンク 200	最大 3000／最小 7	1700
慣性質量型	10.5	0.8	なし

上記の手順によってもとめた共振曲線を図 F.4 に示す。減衰係数 C を 0 または無限大とした共振曲線の交点（P 点、Q 点）は同じ高さになり、減衰係数 C を設定した共振曲線が P 点と Q 点で極大となっていることが確認できる。以上の設定は 1 次モードに対して慣性質量型のエネルギー吸収効率を最大化する設定である。表 F.1 に慣性質量型および他のオイルダンパのパラメーター一覧を示す。慣性質量型の剛性はオイルダンパと比較して 1/20、減衰係数は 1/100 となっている。なお、慣性質量型は軸力制限（荷重制限）として摩擦を利用した機構を備えた装置があるが、オイルダンパのリリース弁とは機構が異なるため、本検討では荷重制限は考慮しないものとする。

以後の検討では、慣性質量型の結果と比較するため、5 章において掲載した図の一部を再掲している。

(2) 自由振動解析

地震時の後揺れや風に対する応答のように、1次モードが卓越する場合の付加減衰定数を評価するため、各階重心に1次モード形に比例した初速度を与えて自由振動解析を実施した。図 F.5 に頂部応答変位時刻歴と対数減衰率から求めた付加減衰定数 Δh を示す。図中に示した赤線は振幅が最大振幅の 1/10 以下となった時間を示している。「慣性質量型」は自由振動波形に明確な揺れ戻しが観察されるため、図 F.6 に示す回帰式による付加減衰定数を示している。

「慣性質量型」の最大振幅が 1/10 以下となる時間は「従来切替型」と同等であるが、対数減衰率から求めた付加減衰定数は、揺れ戻しの影響を受けた回帰式で評価しているため、「減衰固定型」よりも小さくなっている。

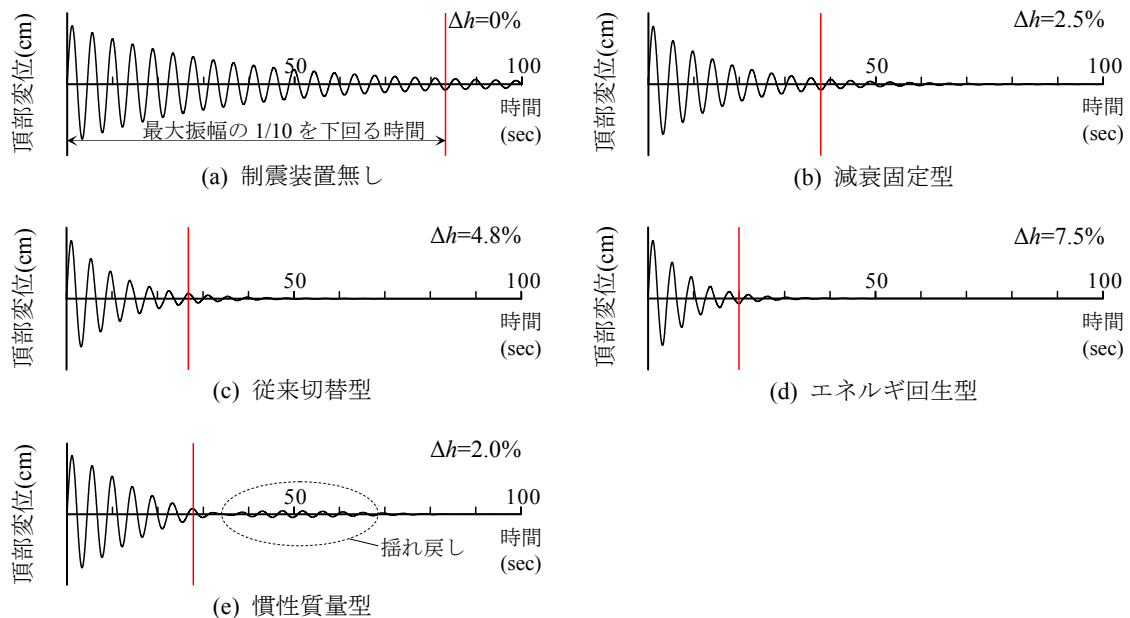


図 F.5 頂部応答変位時刻歴

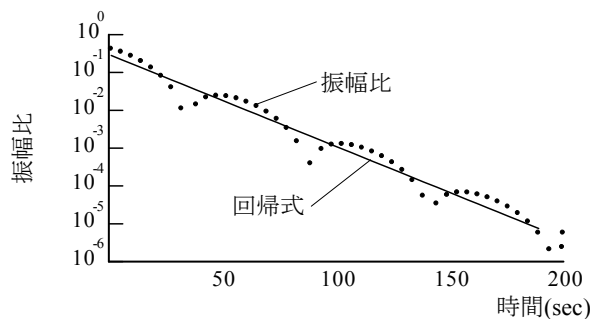


図 F.6 頂部応答変位時刻歴

(3) 地震応答解析

検討用地震波は、3 種類の位相（八戸 EW、神戸 NS、乱数）の告示波とし、レベル 1（レベル 2 の 0.2 倍）およびレベル 2（告示原波）の 2 つの入力レベルを設定する。図 F.7、図 F.8 はそれぞれ「制震装置無し」の最大応答に対する比を示したものである。「慣性質量型」の応答はレベル 1 入力時、レベル 2 入力時のいずれの結果でも一番大きく、レベル 1 入力時では「減衰固定型」の 1.1 倍程度の応答となっている。レベル 2 入力時では「減衰固定型」、「従来切替型」および「エネルギー回生型」の差はレベル 1 入力時と比較して小さくなっているものの、「慣性質量型」の結果はレベル 1 入力時の結果と同程度に大きい。

図 F.9 と図 F.10 は、各層の変位応答波形 $\{x(t)\}$ を制震装置がない架構（オープンフレーム）の刺激関数によりモード応答波形 $q_s(t)$ に展開して求めたモード応答波形を求め、モード応答波形と地震継続時間に渡る二乗平均誤差が最小となるような応答を示す線形 1 自由度系を同定することにより、各モードの等価減衰定数を評価した結果である。レベル 1 入力時、レベル 2 入力時ともに「慣性質量型」の 1 次モードに対する付加減衰定数は「減衰固定型」と同程度となっているが、「減衰固定型」は 2 次モードに対しても 1% の付加減衰定数を示したのに対し、「慣性質量型」はほとんど 0 である。入力地震波の種類に着目すれば、「慣性質量型」は神戸 NS 位相に対する 1 次モードの付加減衰定数が他の位相と比較して小さくしており、他のオイルダンパとは異なる傾向を示している。神戸 NS 位相は主要動の継続時間が短い地震波であり、十分な周期同調効果が表れなかったことによるものと考えられる。図 F.11、図 F.12 には内部粘性減衰によるエネルギー吸収量に対するオイルダンパによるエネルギー吸収量の比（エネルギー吸収量比）を示す。「慣性質量型」のエネルギー吸収量比は他のオイルダンパと比較して約 1/3 以下と非常に小さくなっているが、「慣性質量型」は同調周期以外の振動周期に対するエネルギー吸収量が小さいことを示している。

図 F.13、図 F.14 には 1 階に設置した装置の装置荷重－層間変形関係を示す。レベル 1 入力時における「慣性質量型」の装置荷重は減衰固定型よりも小さい。「慣性質量型」はリリーフ荷重を設定していないが、レベル 2 入力時の装置荷重は他のオイルダンパのリリーフ荷重である 1700kN とほぼ同程度となっている。

以上のように、「慣性質量型」の応答低減効果および付加減衰定数は「エネルギー回生型」だけでなく「減衰固定型」よりも低い結果となった。「慣性質量型」の効果が「減衰固定型」よりも性能が向上していない大きな理由として、本建物が周期 4 秒超の高層建物であることがあげられる。1 台 5000ton という大きな慣性質量を仮定しても、図 F.4 に示した周期同調のために装置部の剛性 k を他のオイルダンパと比べて約 1/20 に低減している。固有周期が短い建物の場合にはより大きな効果が期待できると考えられるが、長周期の建物の場合には「同調のための剛性低減」が必要となり、有意な性能向上効果が得られない場合がある。

5 章および付録 F における解析結果を図 F.15 以後に掲載する。

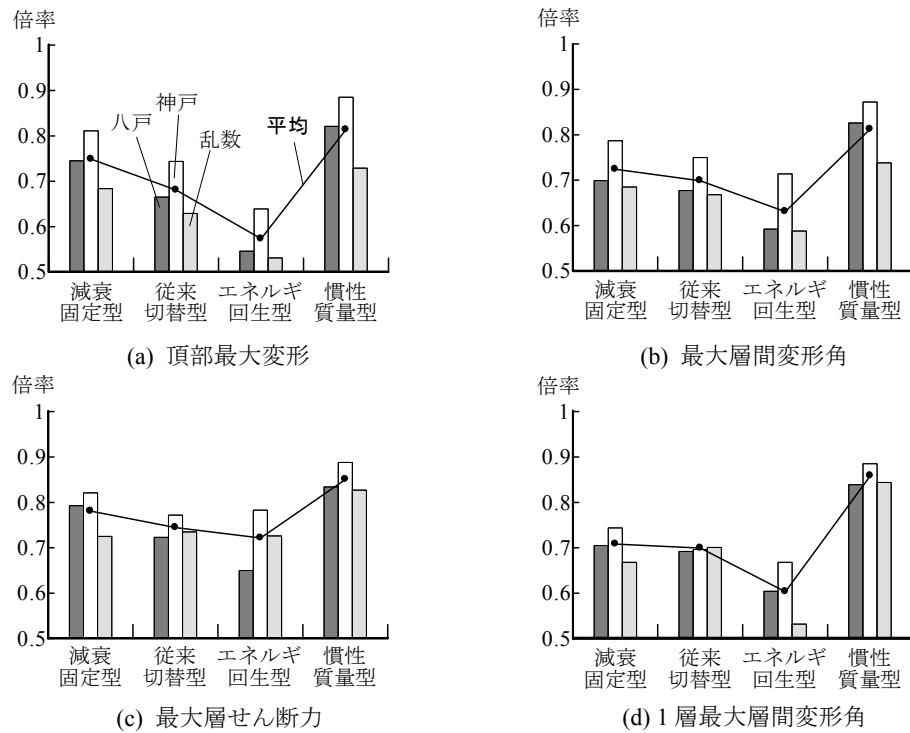


図 F.7 レベル 1 入力時の「制震装置なし」に対する応答倍率

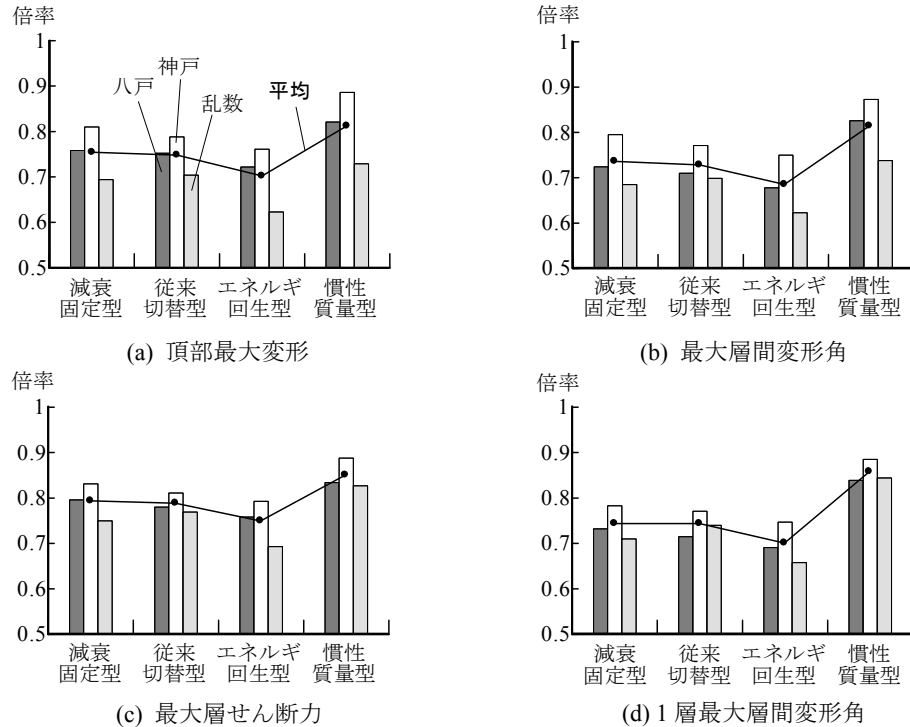


図 F.8 レベル 2 入力時の「制震装置なし」に対する応答倍率

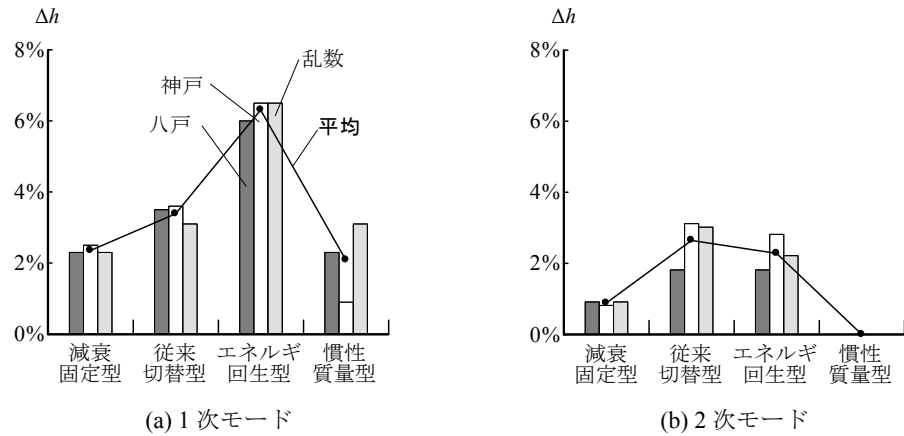


図 F.9 レベル 1 入力時の付加減衰定数

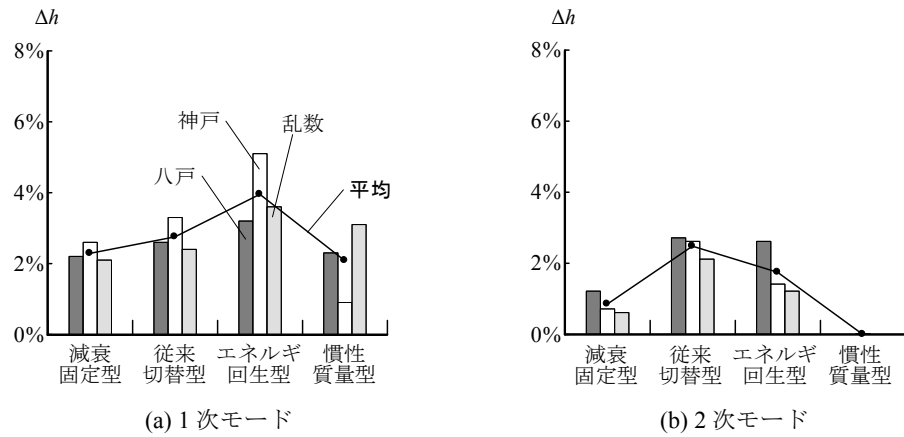


図 F.10 レベル 2 入力時の付加減衰定数

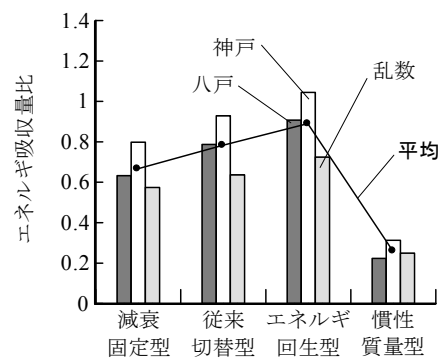
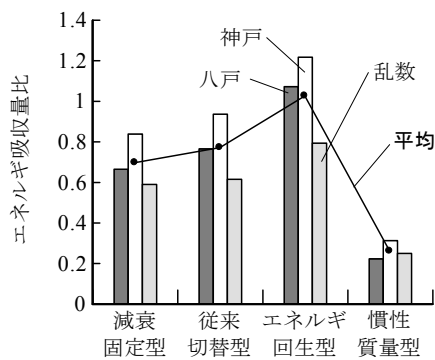
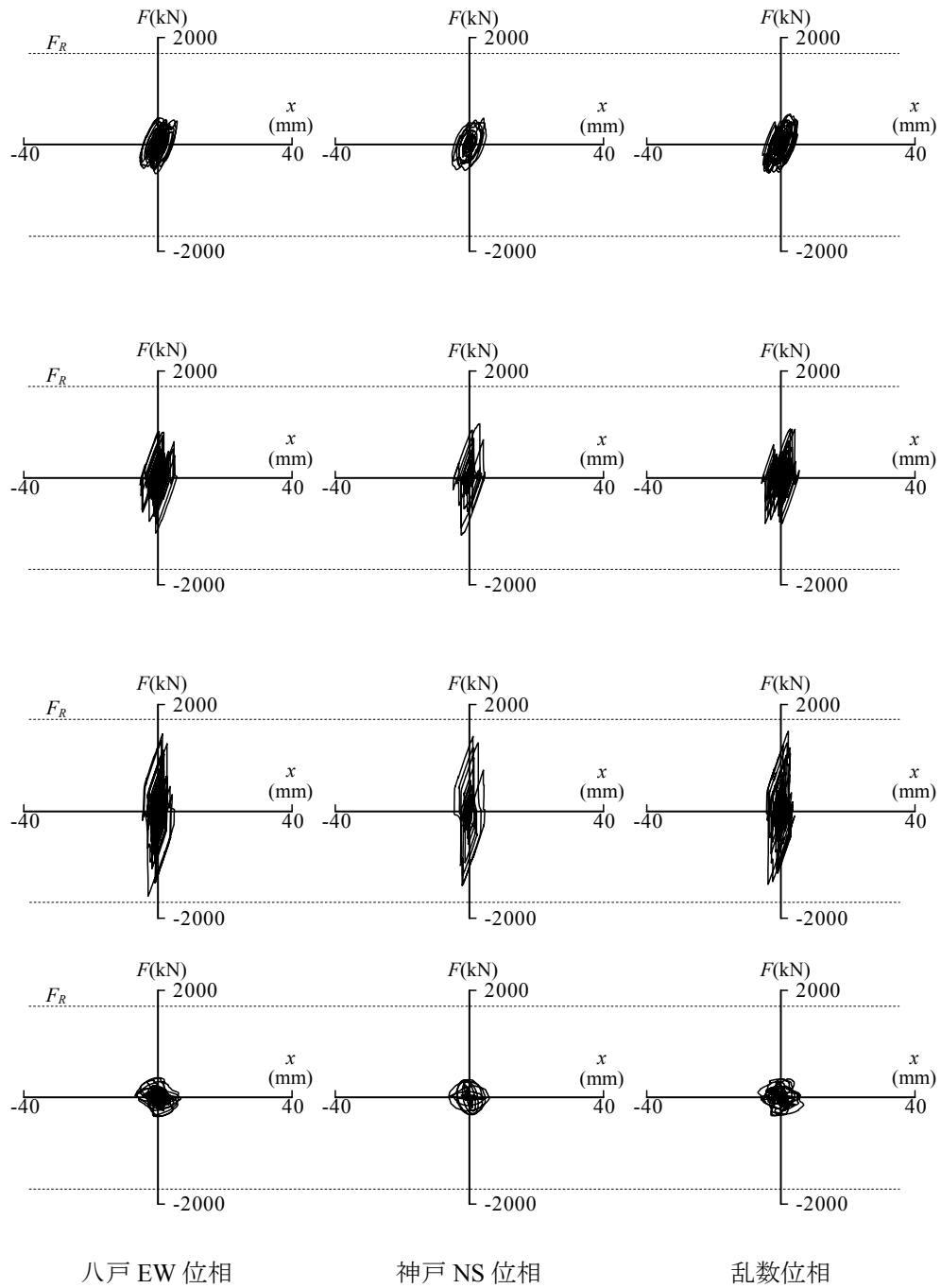
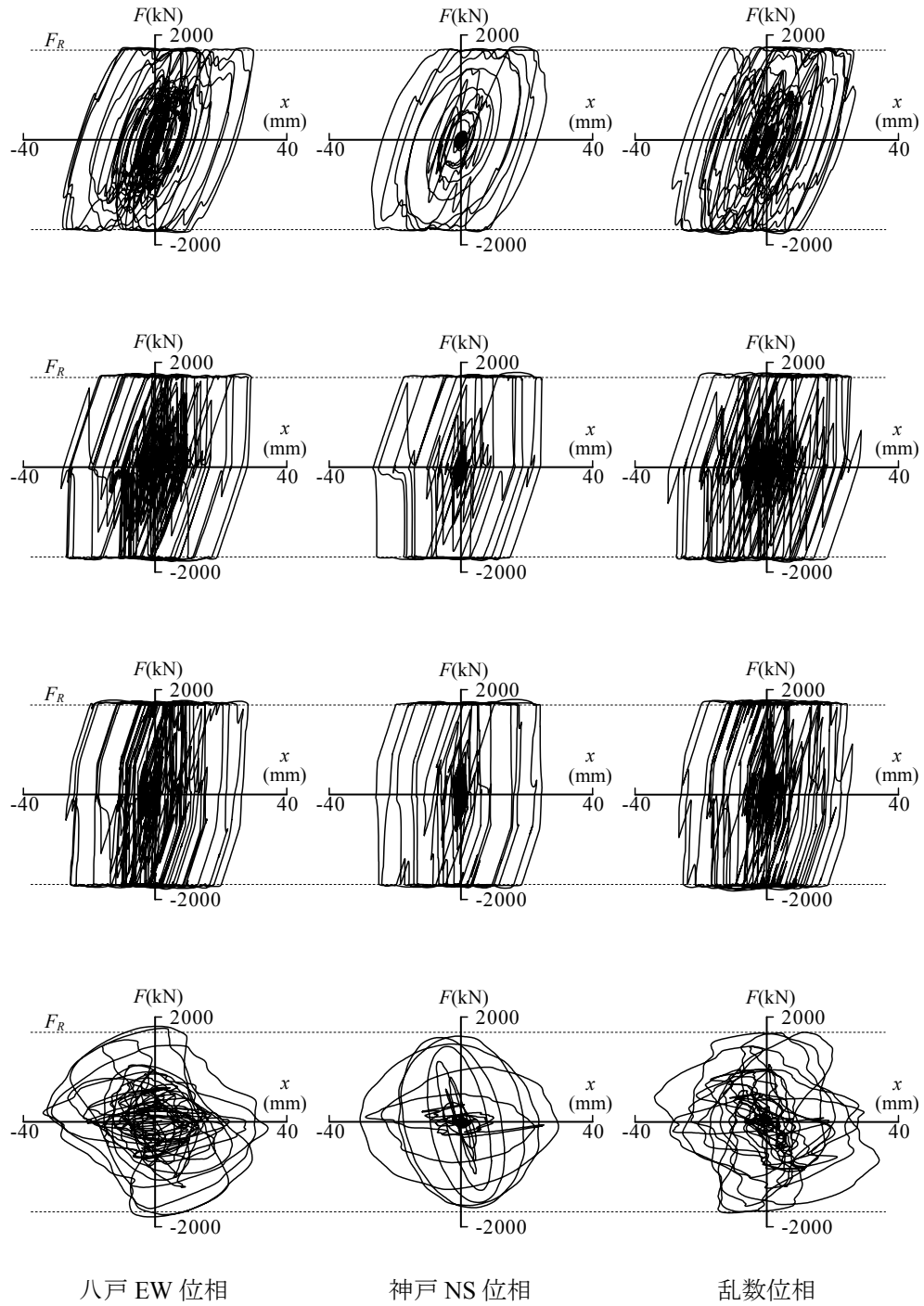


図 F.11 レベル 1 入力時のエネルギー吸収量比 図 F.12 レベル 2 入力時のエネルギー吸収量比



(1 段目：減衰固定型 2 段目：従来切替型 3 段目：エネルギー回生型 4 段目：慣性質量型)

図 F.13 装置荷重一層間変形関係 (レベル 1)



(1 段目：減衰固定型 2 段目：従来切替型 3 段目：エネルギー回生型 4 段目：慣性質量型)

図 F.14 装置荷重－層間変形関係（レベル 2）

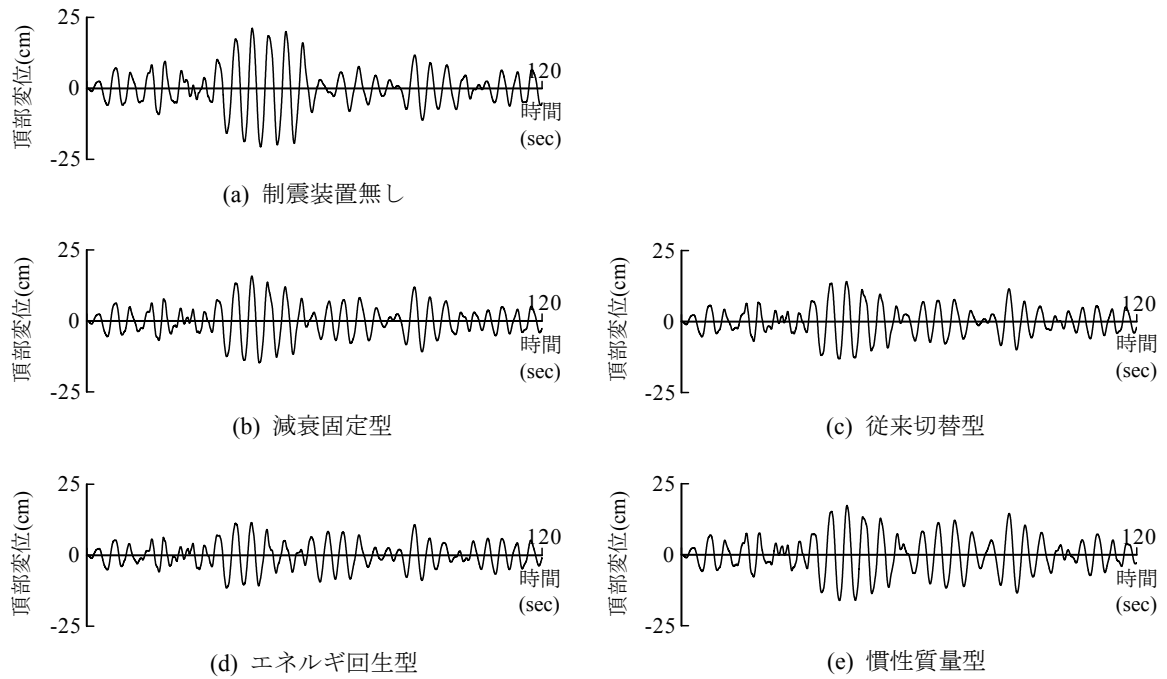


図 F.15 頂部応答変位時刻歴（八戸 EW 位相 レベル 1）

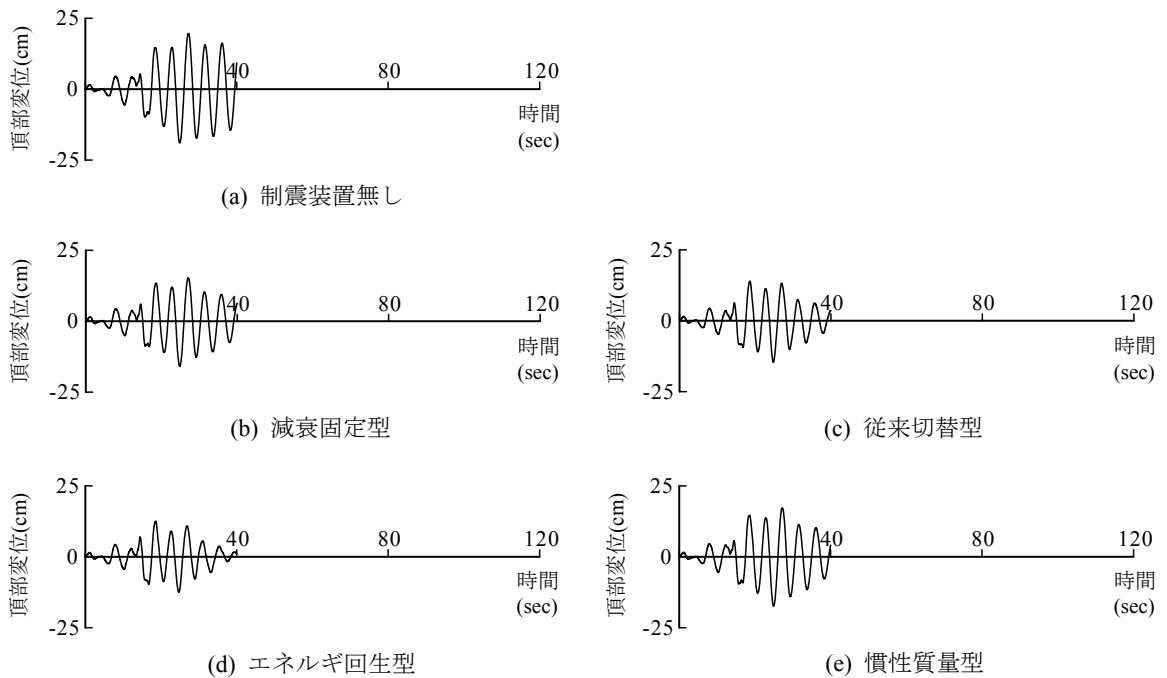


図 F.16 頂部応答変位時刻歴（神戸 NS 位相 レベル 1）

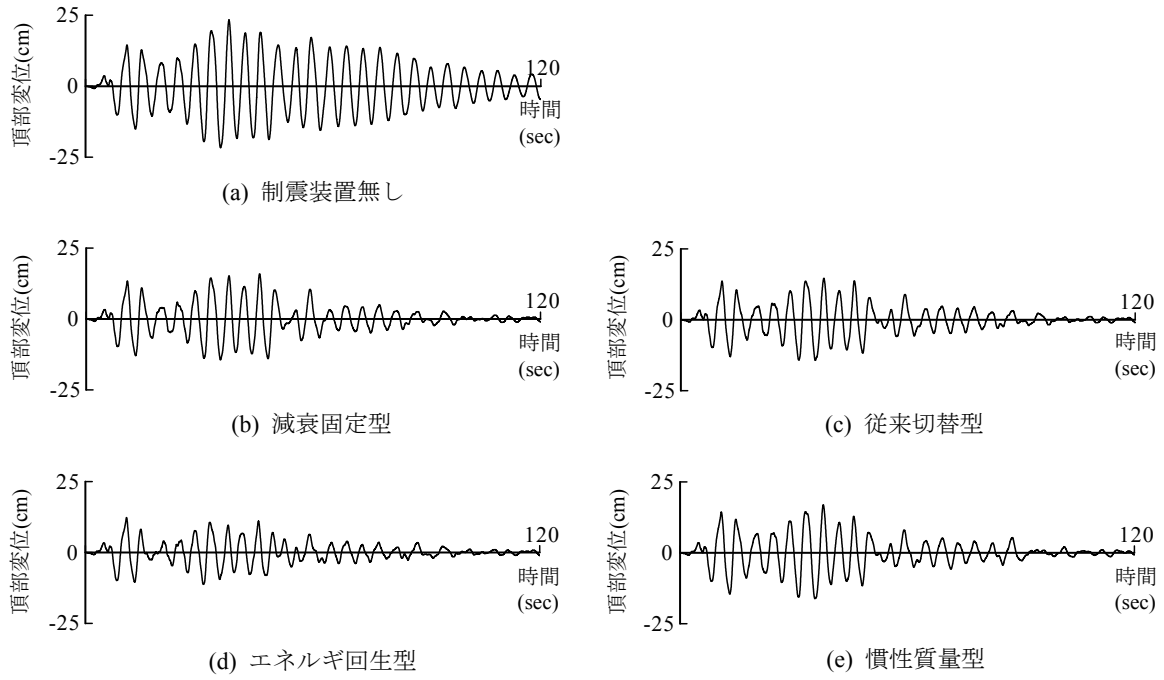


図 F.17 頂部応答変位時刻歴（乱数位相 レベル 1）

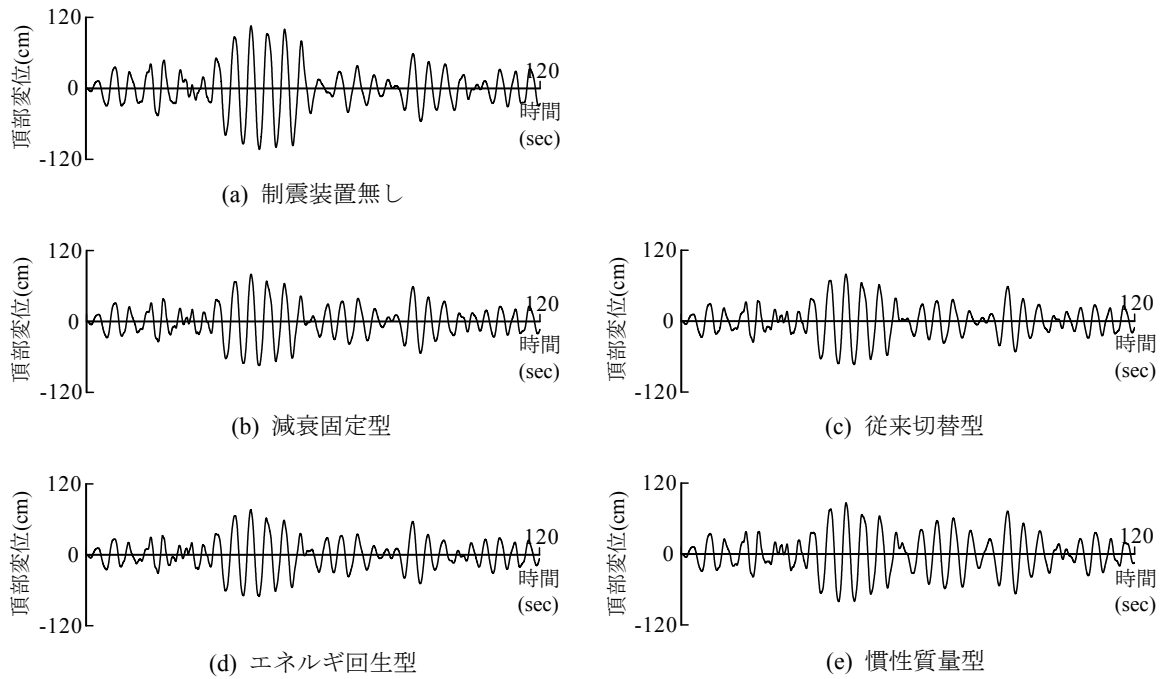


図 F.18 頂部応答変位時刻歴（八戸 EW 位相 レベル 2）

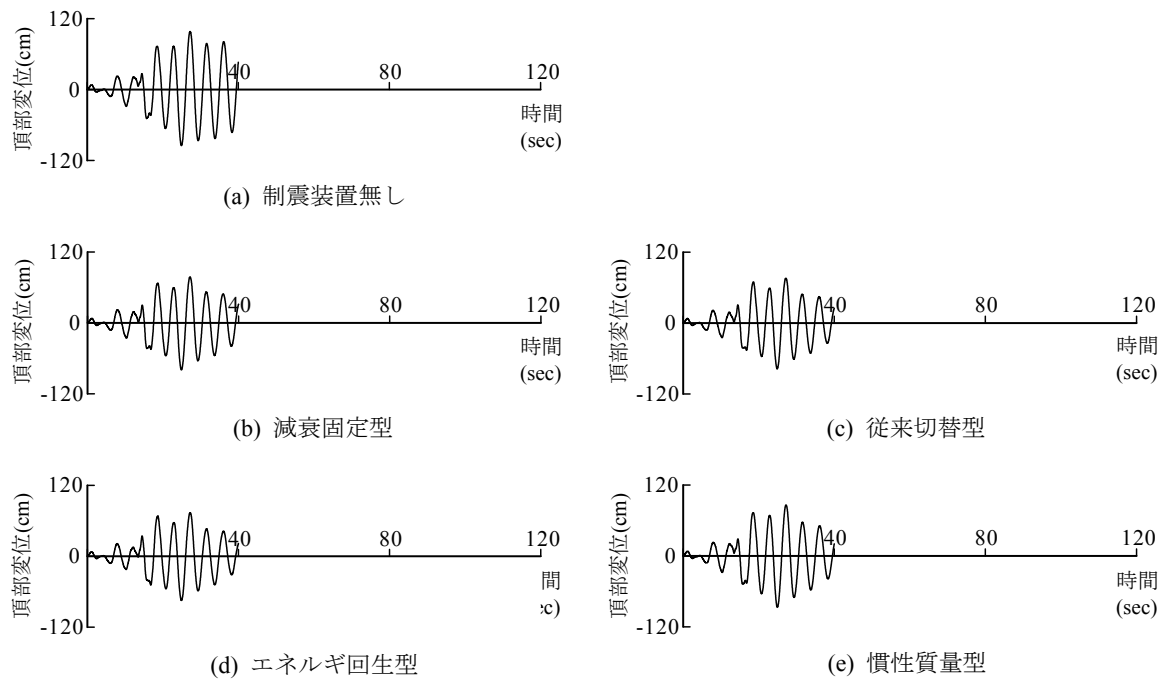


図 F.19 頂部応答変位時刻歴（神戸 NS 位相 レベル 2）

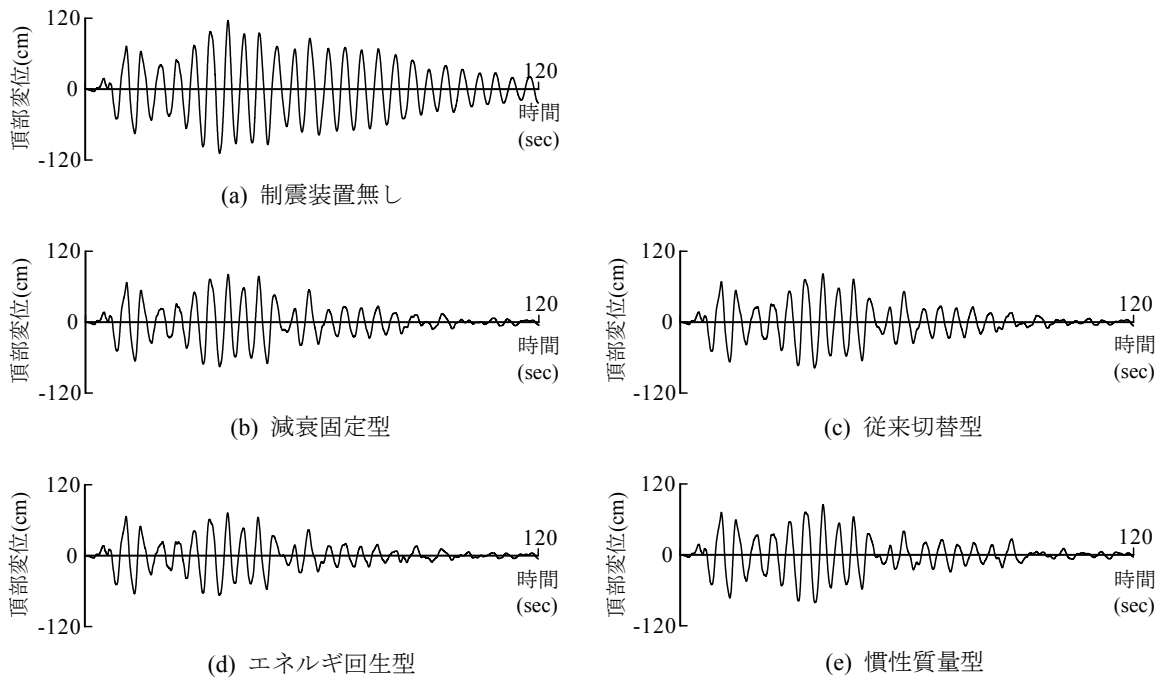


図 F.20 頂部応答変位時刻歴（乱数位相 レベル 2）

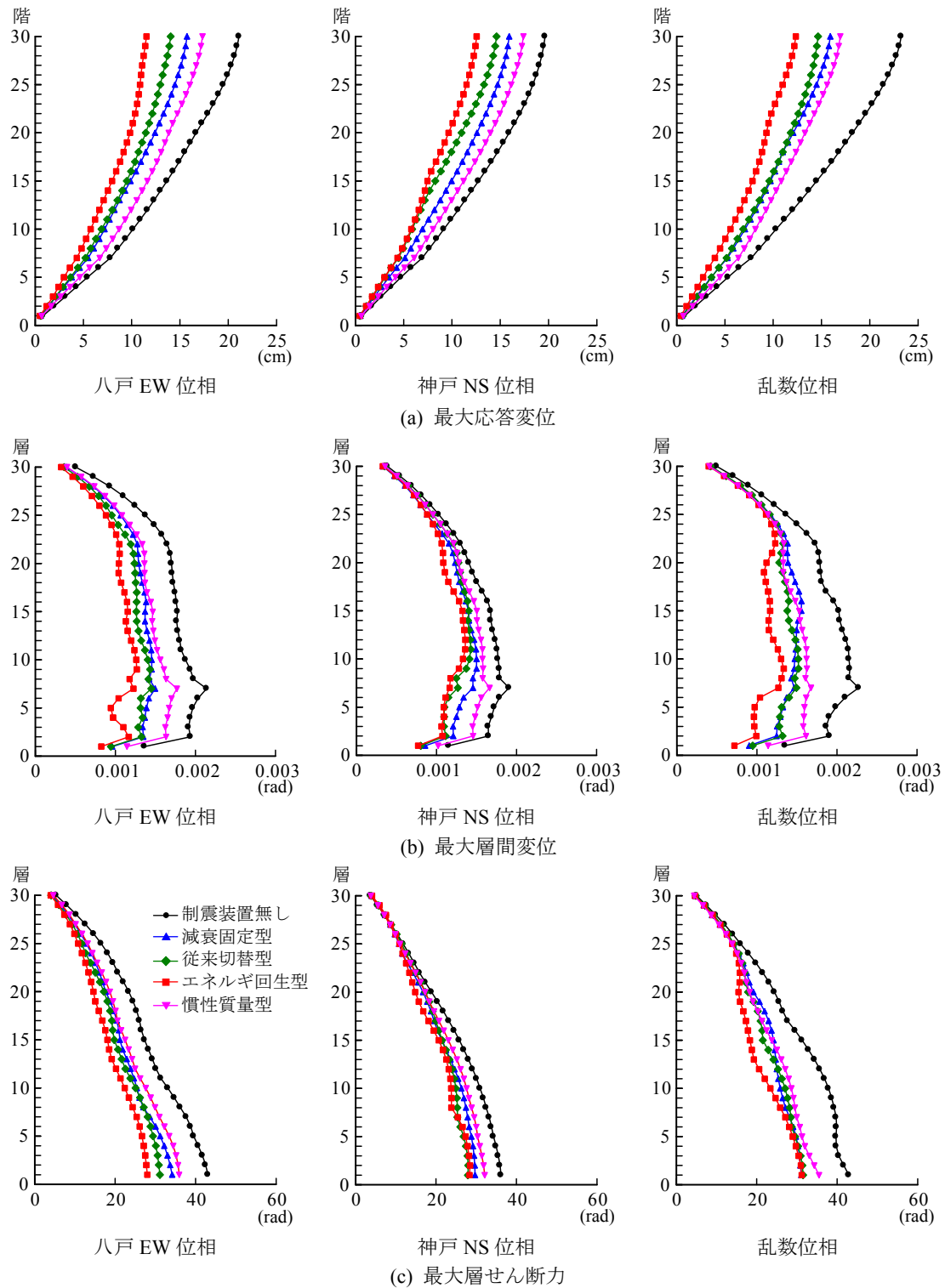


図 F.21 レベル 1 入力に対する応答

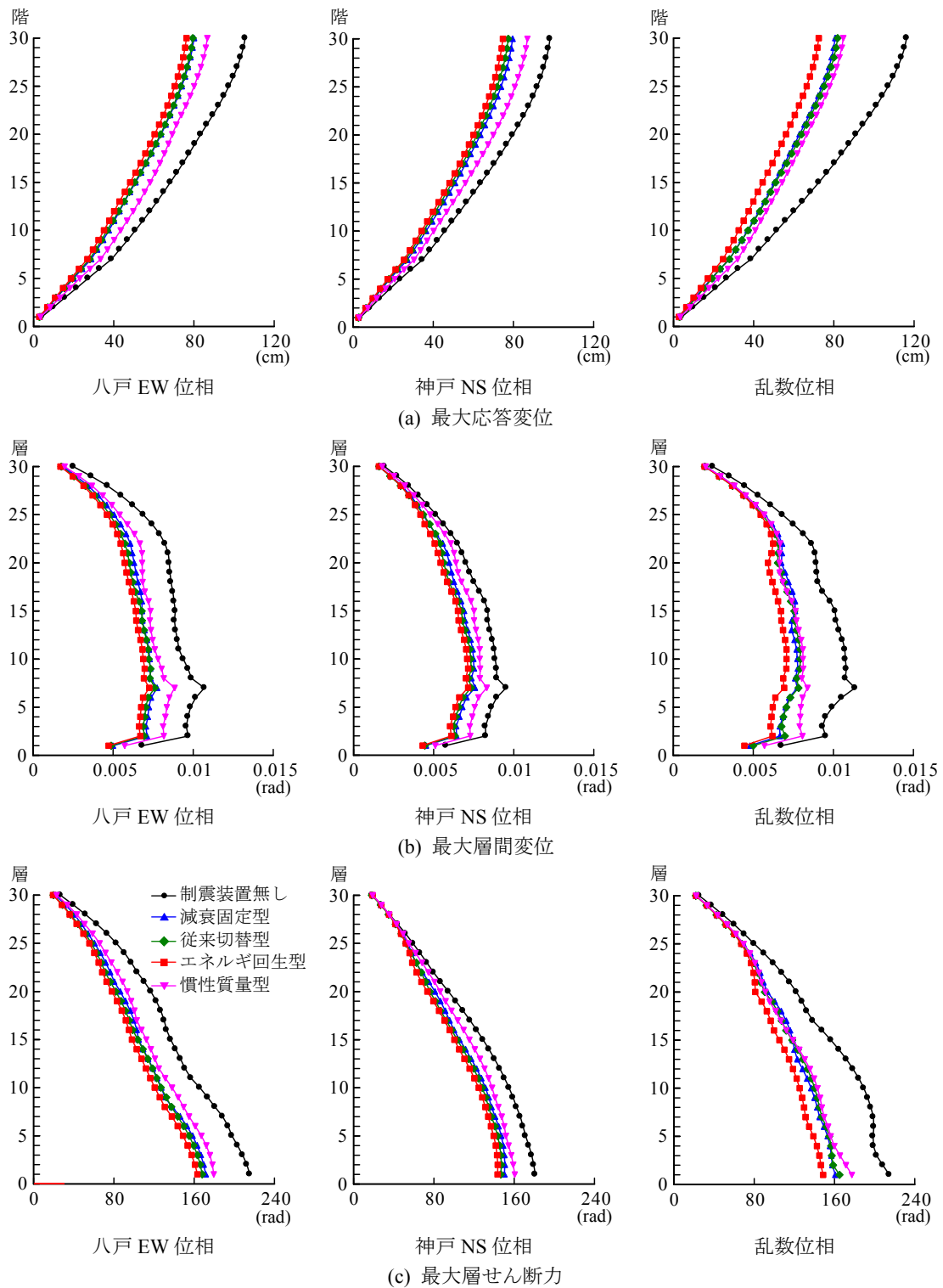


図 F.22 レベル 2 入力に対する応答

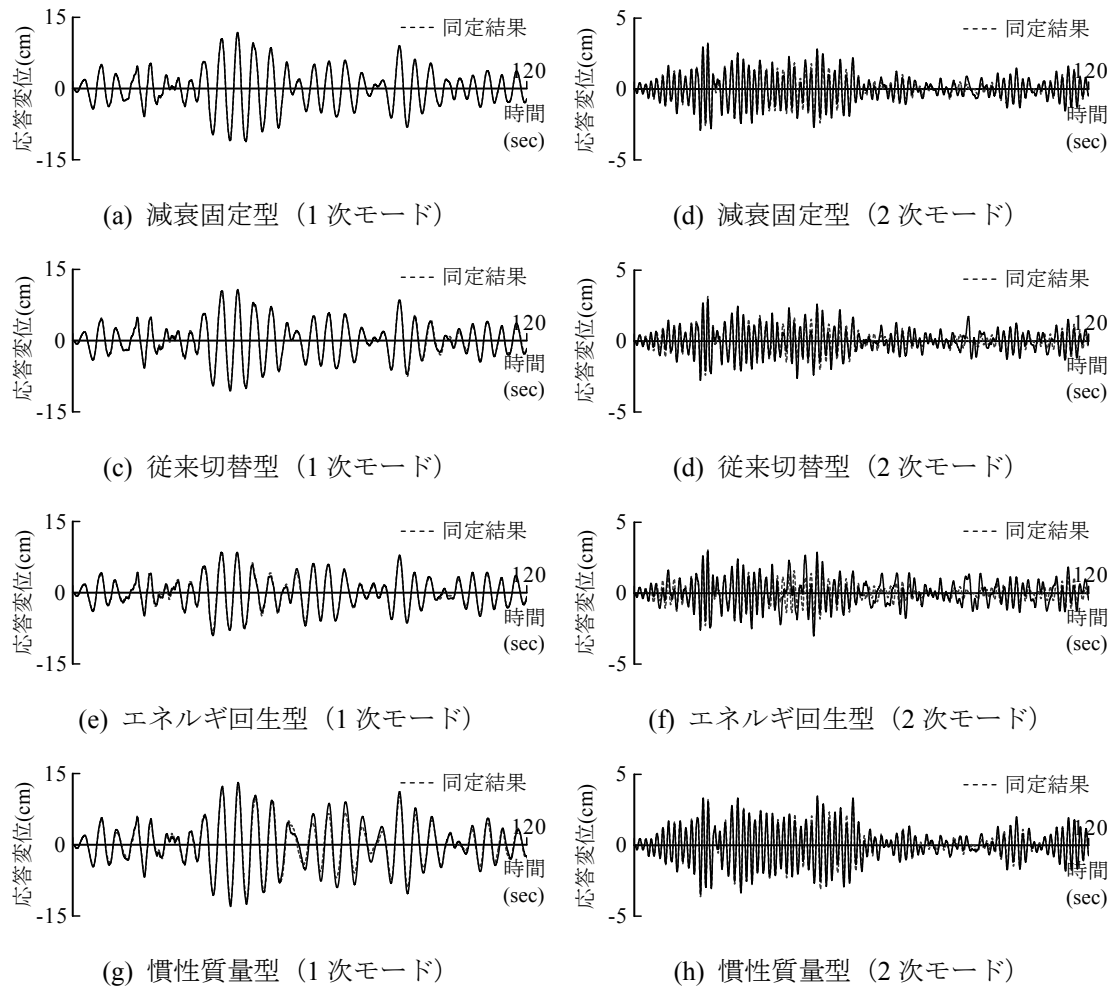


図 F.23 レベル 1 入力 (八戸 EW 位相) に対する各次応答変位

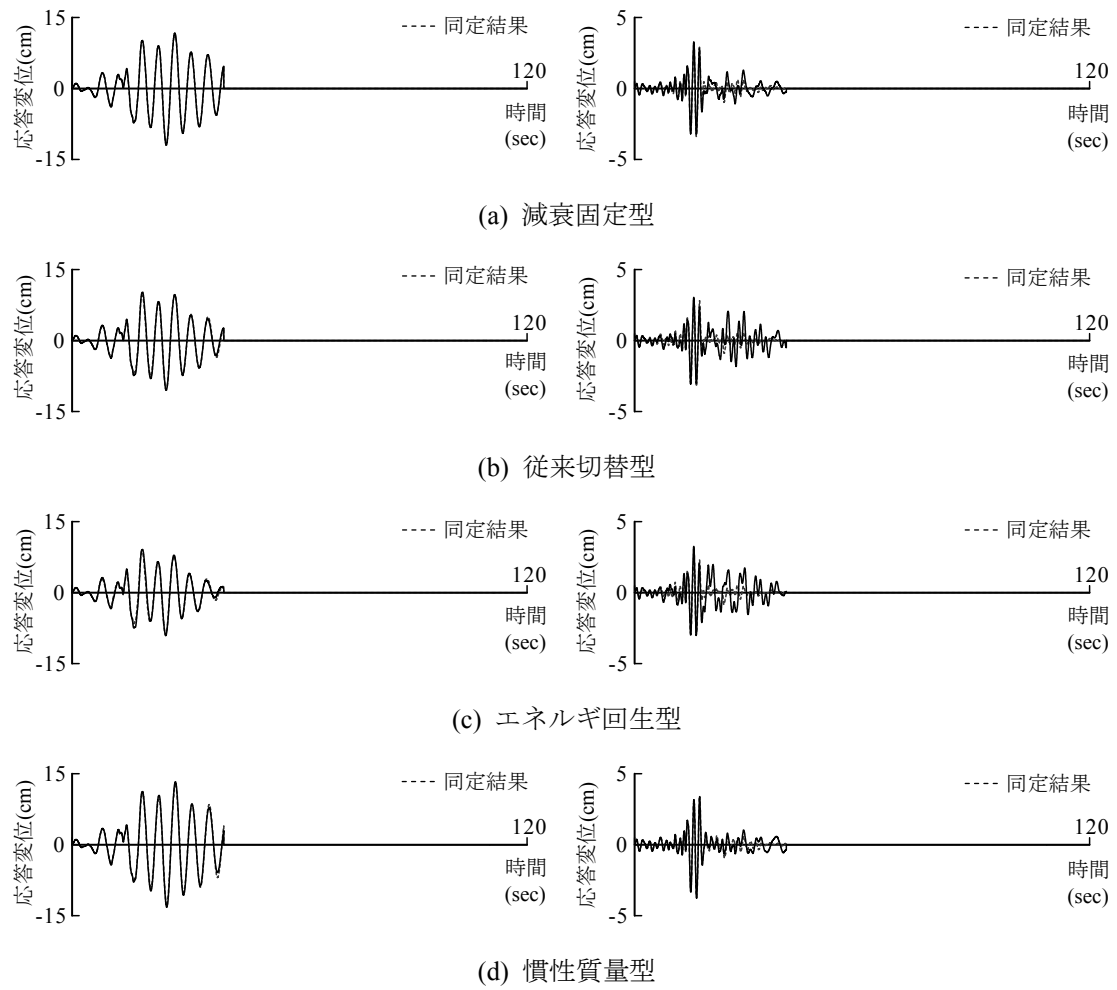


図 F.24 レベル 1 入力（神戸 NS 位相）に対する各次応答変位

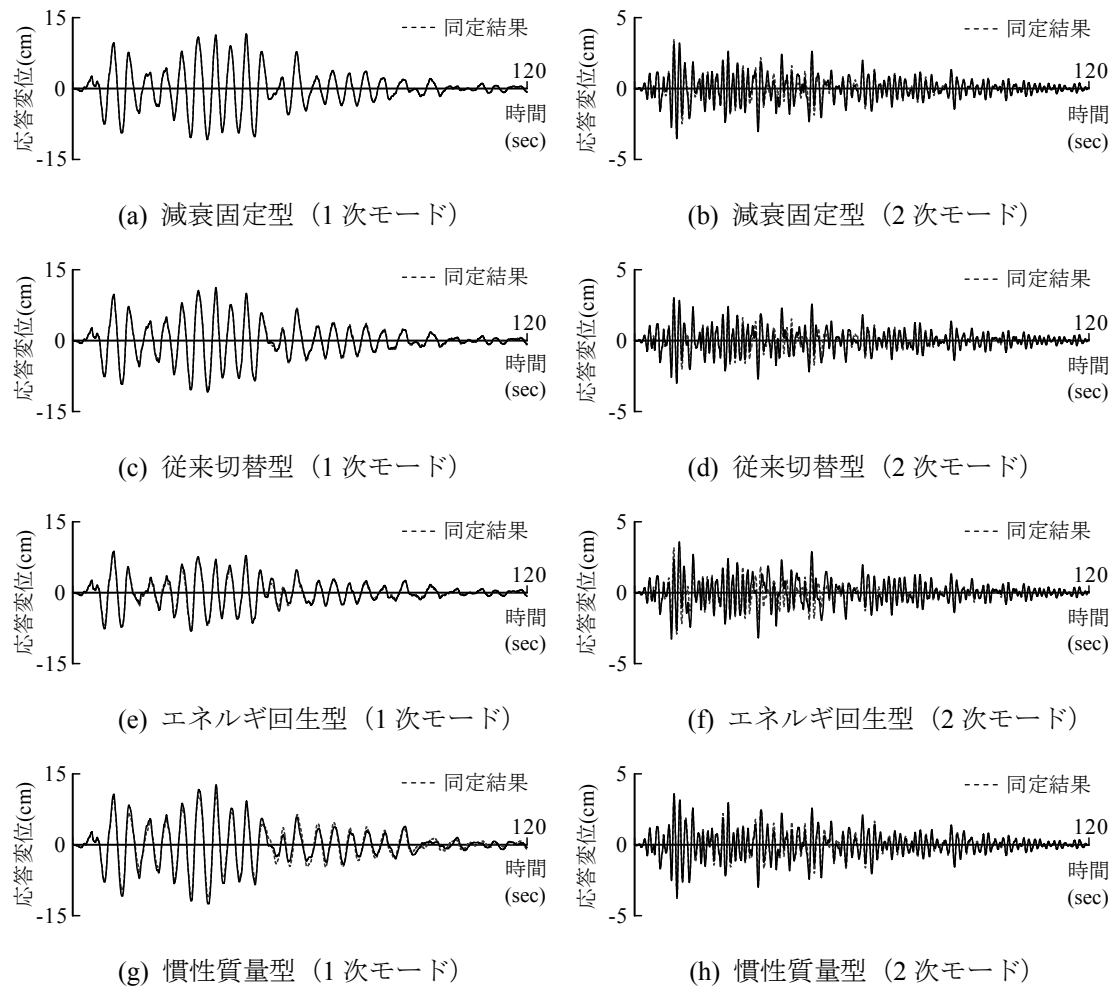


図 F.25 レベル 1 入力 (乱数位相) に対する各次応答変位

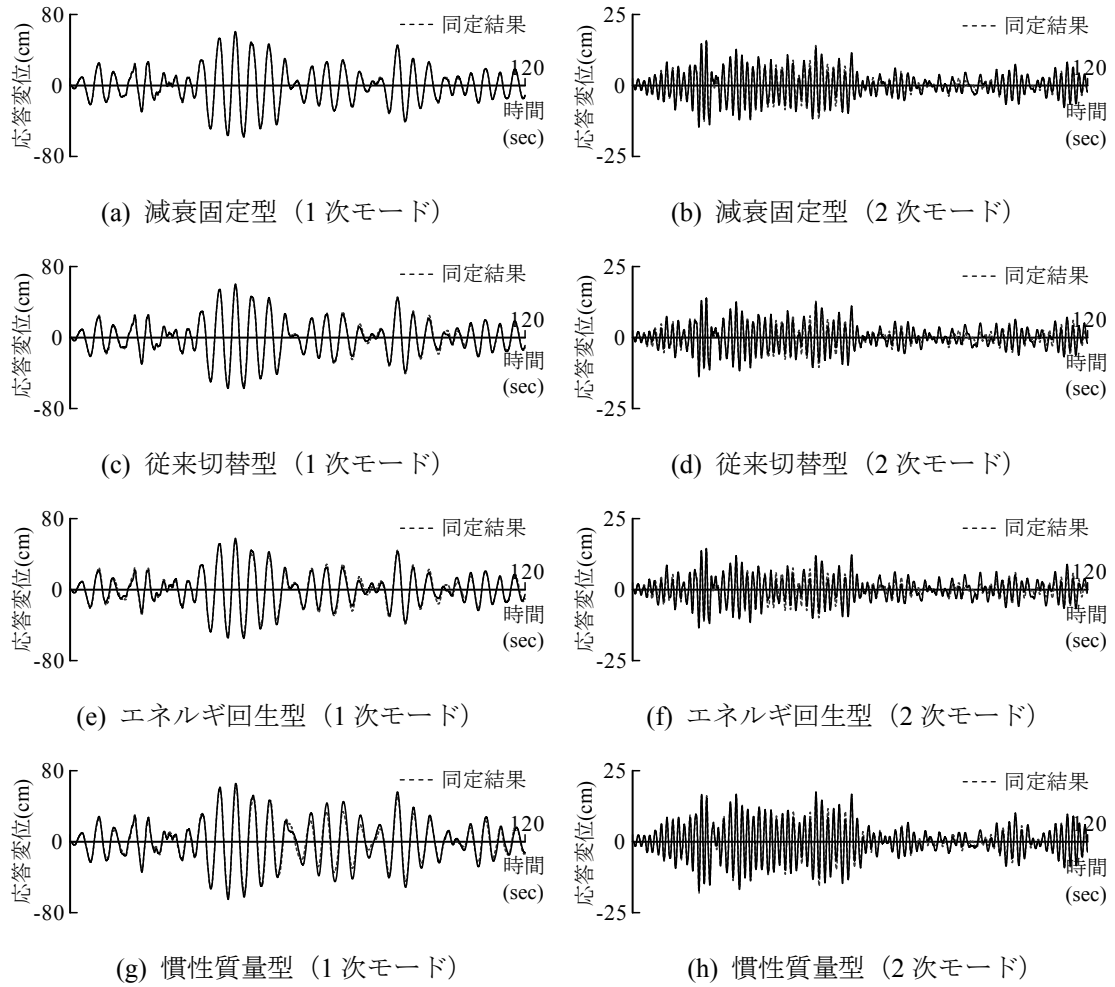


図 F.26 レベル 2 入力 (八戸 EW 位相) に対する各次応答変位

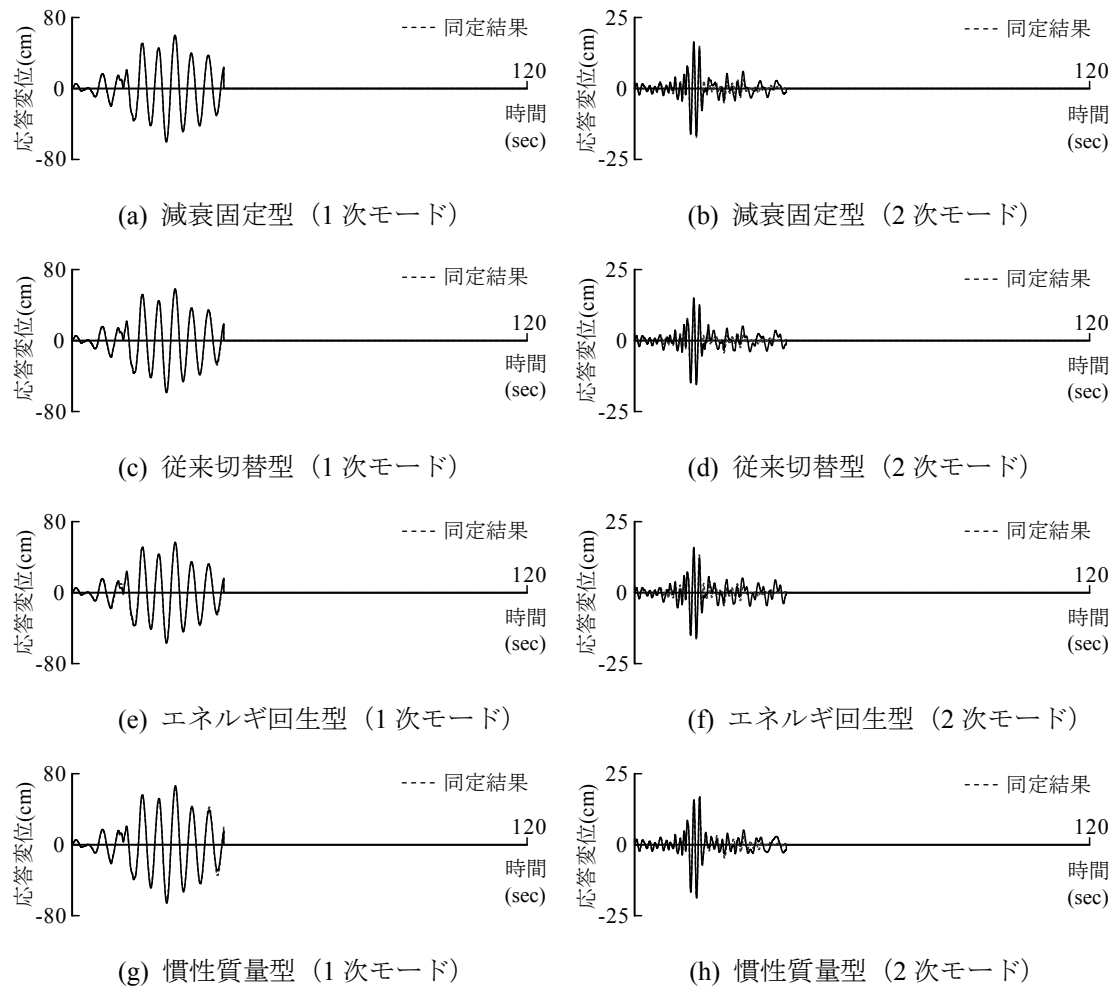


図 F.27 レベル 2 入力（神戸 NS 位相）に対する各次応答変位

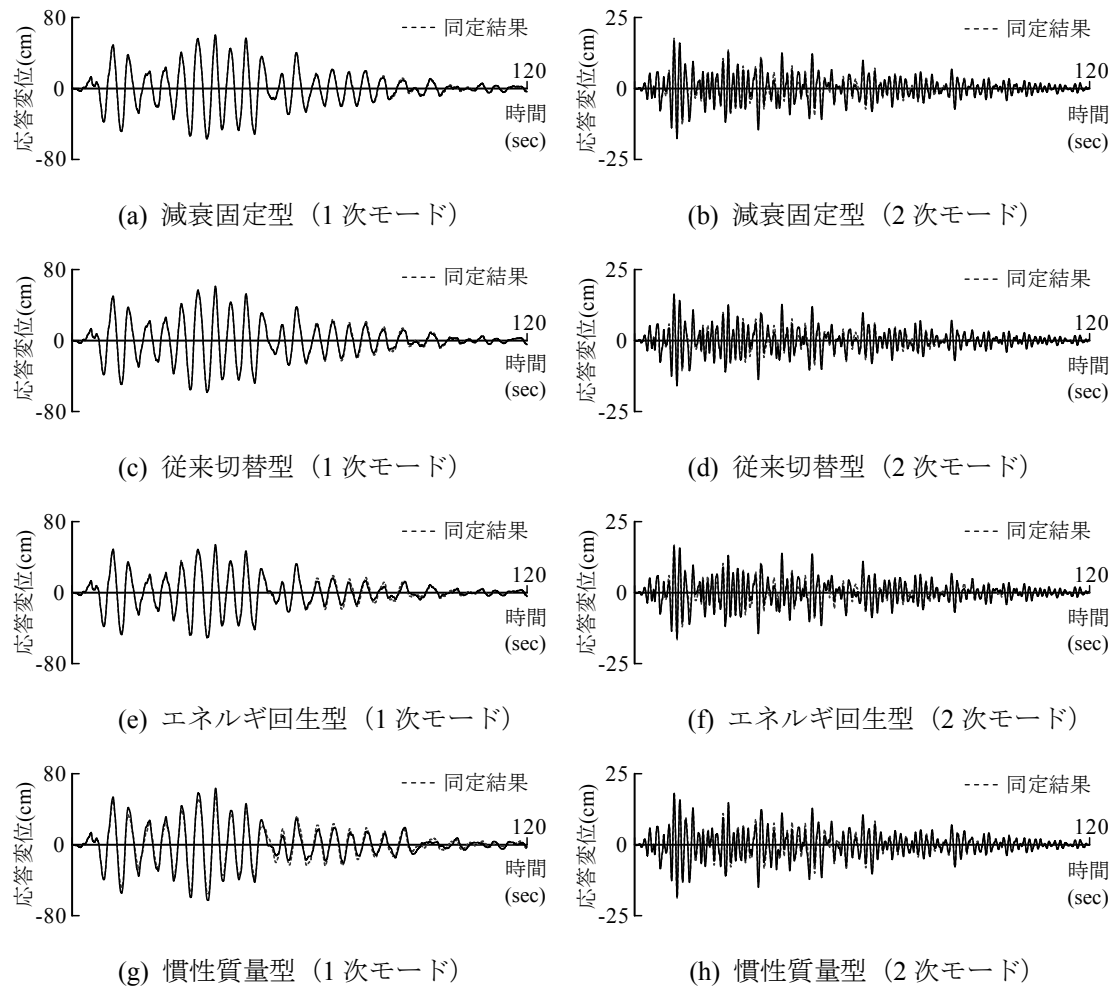


図 F.28 レベル 2 入力 (乱数位相) に対する各次応答変位