

3 オイルダンパー

3.1 装置実験の計測概要

オイルダンパーで計測を行ったのは建物実験と同様のダンパー全体変形 u_a 、ダンパーストローク u_m 、支持材の歪に加え、支持材の挙動を把握するためのスプライスプレートの変形 u_{b1} , u_{b4} 、シリンダーの変形 u_{b2} 、鋼管ブレースの変形 u_{b3} である。さらに、接合部の遊び(以下、ガタと呼ぶ)の挙動を把握するため、載荷側、反力ブロック側それぞれの、クレビスとピン接合部の変形 u_{c1} , u_{c2} も計測した。

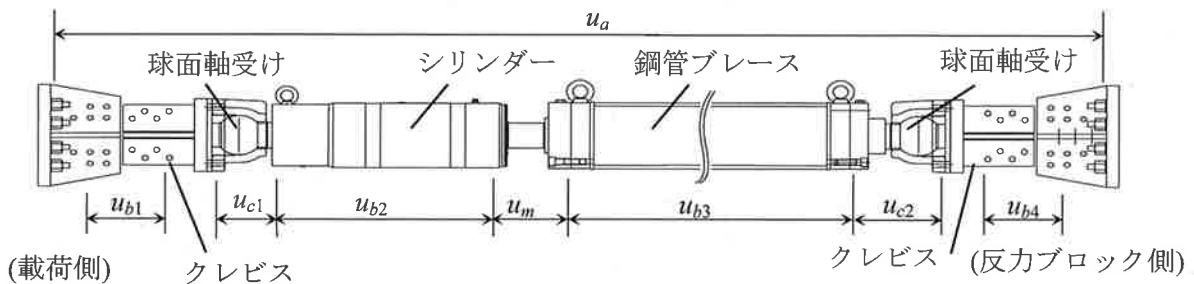


図 3.1 装置実験計測図

3.2 オイルダンパーの付加系モデル概要

以後の報告で基本となるオイルダンパーの付加系モデルを説明する。

従来通り、オイルダンパーを粘性係数 C_d の粘性要素、内部剛性 K_d の弾性バネの直列(Maxwell 体)で表し、さらに、支持材バネ K_b と建物実験・装置実験ともに確認されたガタを表す要素を繋げた付加系によって表現する。オイルダンパーの場合、ガタの大きさは最大でも約 0.1 mm であり粘性ダンパーの 1/6 程度の大きさである。よって、オイルダンパーのガタは、無視できるほど非常に小さいため、付加系モデルはガタ部を除いたものを採用する。ここで、粘性要素変形を u_d 、2次粘性比を p で表す。オイルダンパーの履歴を図 3.3(a), (b)に示すが、 K_d の存在ゆえに傾いた履歴となり、 u_{d0} は $F_d=0$ となる時の u_m , K_d は F_d が最大となる点の割線剛性となる。 F_d は粘性要素変形速度 \dot{u}_d によって決まり、式(3.1)で表される。ここでリリース速度を \dot{u}_{dy} とする。また、 u_m は式(3.2)で表される。

$$F_d = C_d \dot{u}_d \quad (\text{リリース前}) \quad , \quad F_d = C_d \dot{u}_{dy} + p C_d (\dot{u}_d - \dot{u}_{dy}) \quad (\text{リリース後}) \quad (3.1a, b)$$

$$u_m = u_d + F_d / K_d \quad (3.2)$$

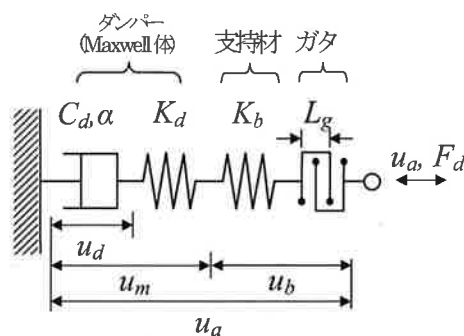


図 3.2 付加系モデル

3.3 正弦波載荷の結果と同定方法

オイルダンパーの特性値($C_d, K_d, p, \dot{u}_{dy}$)のうち、後述するように、 p, \dot{u}_{dy} は規格値を用いることとし、正弦波載荷から C_d, K_d 値を同定する。以下にその方法を説明する。

ところで、これまで笠井研究室ではオイルダンパーの特性値 C_d, p, K_d の同定のため、まずそれらの値を実験から得られたダンパーストロークの変形速度 $\dot{u}_{m,exp}$ (式(3.2))から粘性要素の変形速度 $\dot{u}_{d,exp}$ を求め、式(3.1a)に $\dot{u}_{d,exp}$ を代入して求まる理論ダンパー力 $F_{d,theory}$ と実験ダンパー力 $F_{d,exp}$ の差の全載荷ストローク終了までの二乗和が最小となるような C_d, p, K_d を求めていた³⁾。この方法は理解が容易である反面、手順が煩雑で同定結果のばらつきが大きい欠点があった。

今回は、簡略な理論式から精度良く簡易にオイルダンパーの特性値を同定できる方法を具体例とともに示す。

手順1:

正弦波載荷で得られた F_d-u_m 関係(図 3.3(a))から、 F_{d0}, u_{d0}, u_{m0} を得る。今回は 1 Hz、目標 $u_{m0}=6$ mm の F_d-u_m 関係(次節図 3.5)から、3 サイクルの正弦波載荷のうち 2 サイクル目の各最大値、 $F_{d0}=469$ kN、 $u_{d0}=5.92$ mm、 $u_{m0}=5.96$ mm を求めた。なお、この載荷例では $\dot{u}_d=37.2$ mm/s であるため、オイルダンパーはリリーフしていない。

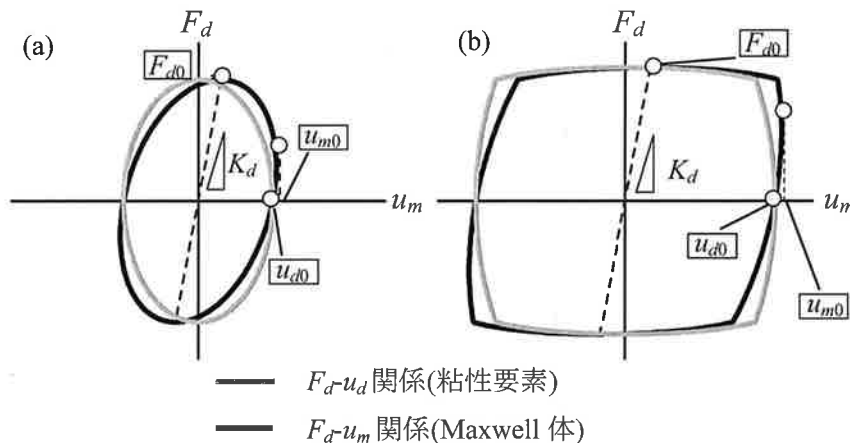


図 3.3 オイルダンパーの (a)履歴曲線 (リリーフ前)、(b)履歴曲線 (リリーフ時)

手順2:

式(3.1a), (3.2)をそれぞれ C_d, K_d について解き次式を得る。同式に手順1で求めた F_{d0}, u_{d0}, u_{m0} を代入することで C_d, K_d の同定値が得られる。

$$C_d = \frac{F_{d0}}{\omega u_{d0}} = \frac{469}{2\pi \cdot 1.0 \cdot 5.92} = \frac{469}{37.2} = 12.6 \text{ kN}/(\text{mm}/\text{s}) \quad (\text{リリーフ前})$$

$$K_d = \frac{C_d \omega}{\sqrt{(u_{m0}/u_{d0})^2 - 1}} = \frac{12.6 \cdot 2\pi \cdot 1.0}{\sqrt{(5.96/5.92)^2 - 1}} = 680 \text{ kN}/\text{mm}$$

ここで、 ω は円振動数である。なお、リリーフ時は式(3.1b)から、 $C_d = F_{d0}/(\dot{u}_{dy} + p(\omega u_{d0} - \dot{u}_{dy}))$ として求める。なお、後述のように p, \dot{u}_{dy} は規格値 $p=0.067, \dot{u}_{dy}=64$ mm/s を用いることとする。

3.4 特性値の同定結果

図 3.4 に C_d, K_d の同定結果(以下、同定値)と $\dot{u}_{d0} (= \omega u_{d0})$ の関係を示す。また、その同定値を用いて、実験のダンパストローク u_m を入力としたときの解析と実験との比較は図 3.5 に示す通りである。なお、リリース時は F_d の変化が小さく K_d を評価しにくいいため、解析の際は、リリース前後で K_d は一定であるとし、リリース前の平均値をリリース時の K_d とした。図 3.4 より、 C_d は低速度で振幅に比例して大きくなる傾向があるが、約 2 kine 以上の速度では規格値に近い一定の値を示す傾向が見られる。 K_d は低振動数では C_d と同様に低速度で振幅に比例して大きくなる傾向があるが、高振動数では規格値よりも大きい一定の値を示す傾向が見られた。

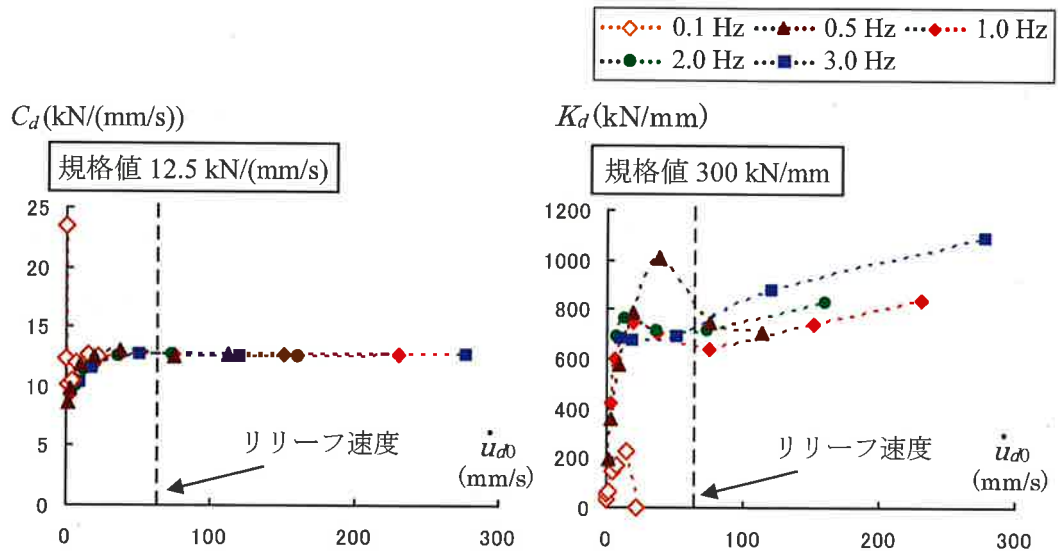


図 3.4 装置実験から求めた C_d, K_d と u_{d0} の関係

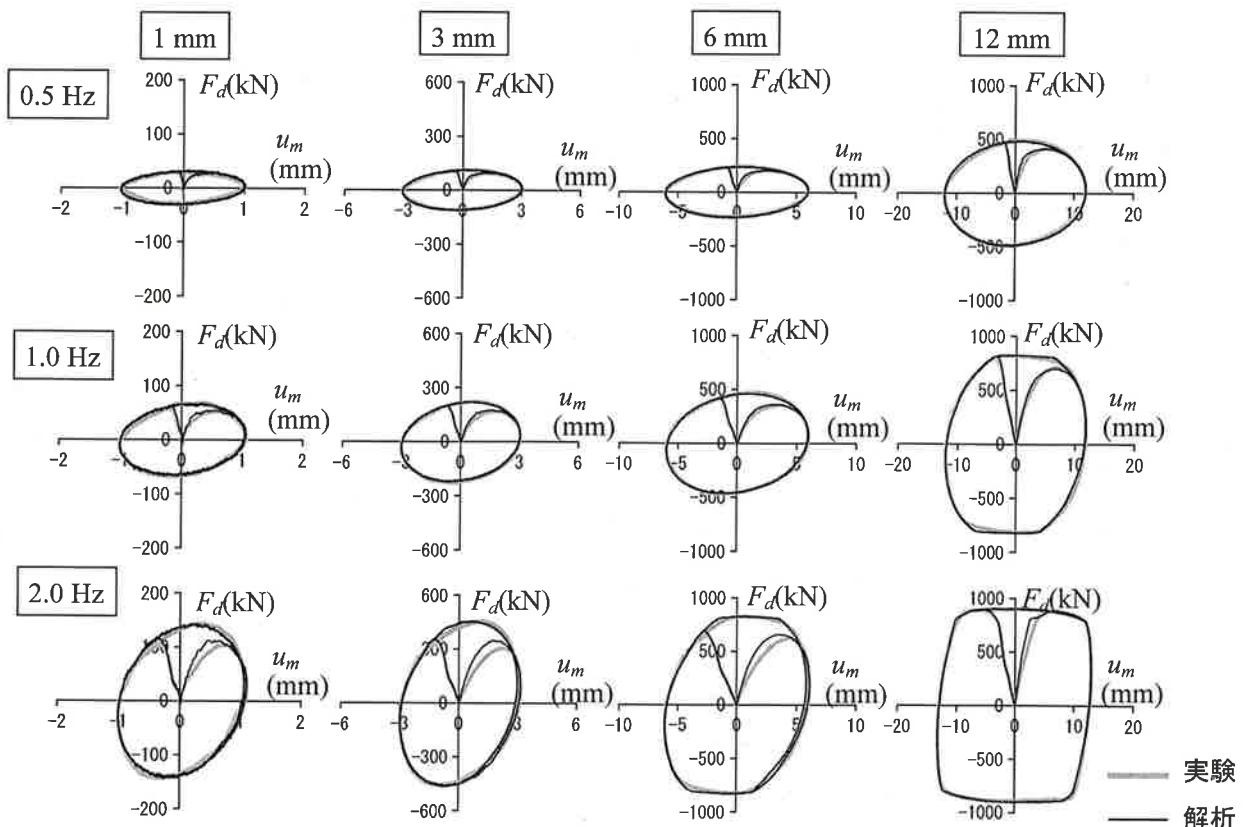


図 3.5 正弦波載荷における F_d-u_m 関係の実験と解析の比較

3.5 鷹取波载荷への適用

先に示した5種の振動数の同定値を1,2,3 Hzの3種に限定することで、各特性値と粘性要素最大振幅 u_{d0} の関係において図 3.5 の灰色で示す近似線を見出した。粘性ダンパーと対比して、 C_d は、振動数や速度に関わらずほぼ一定であるため、ランダム波（鷹取波応答）にも、正弦波载荷から同定した値をそのまま適用する(図 3.5 の□)。それを設定値と呼び、表 3.1 に示す。

なお、例外として、小振幅の正弦波ではやや低い値を示しており（図 3.4, 図 3.5）、15%鷹取波でのランダム応答を再現する場合、 C_d 値は 10%低い値を用いれば良かった。

表 3.1 鷹取波载荷に適用した設定値と規格値

鷹取波	設定値		規格値	
	C_d	K_d	C_d	K_d
15 %	11.5	667	12.5	300
50 %	12.6			
100 %	12.6			

鷹取波	解析(設定値) /実験結果		解析(規格値) /実験結果	
	F_{d0}	E_d	F_{d0}	E_d
15 %	0.996	1.044	1.015	1.066
50 %	1.010	1.037	0.936	0.926
100 %	1.002	1.012	0.992	0.923

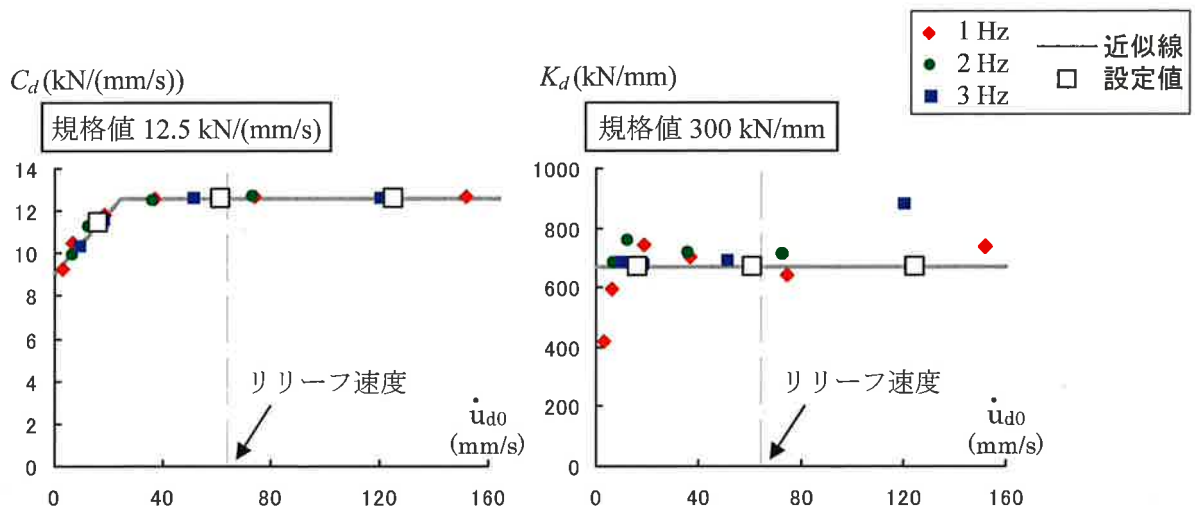


図 3.5 特性値(C_d, K_d)の近似と鷹取波载荷での特性値の設定

実験で得た u_m を入力とし、図 3.2 の Maxwell 体部分のみでの解析を行う。表 3.1 に示した設定値に加え、規格値でも解析を行い、併せて実験結果と比較する。図 3.6 に示すそれらの比較から、規格値での解析に対し同定値での解析精度が高いことがわかる。また、表 3.2 に示す F_{d0}, E_d の設定値に対する解析値の比から、設定値での解析の方がより正解値に近いことも確認できる。これは、 K_d が規格値の 2 倍以上の値であることが原因であり、規格値が下限値を推奨しているためであると考えられるが、正確な解析の観点からは、好ましくないと言える。

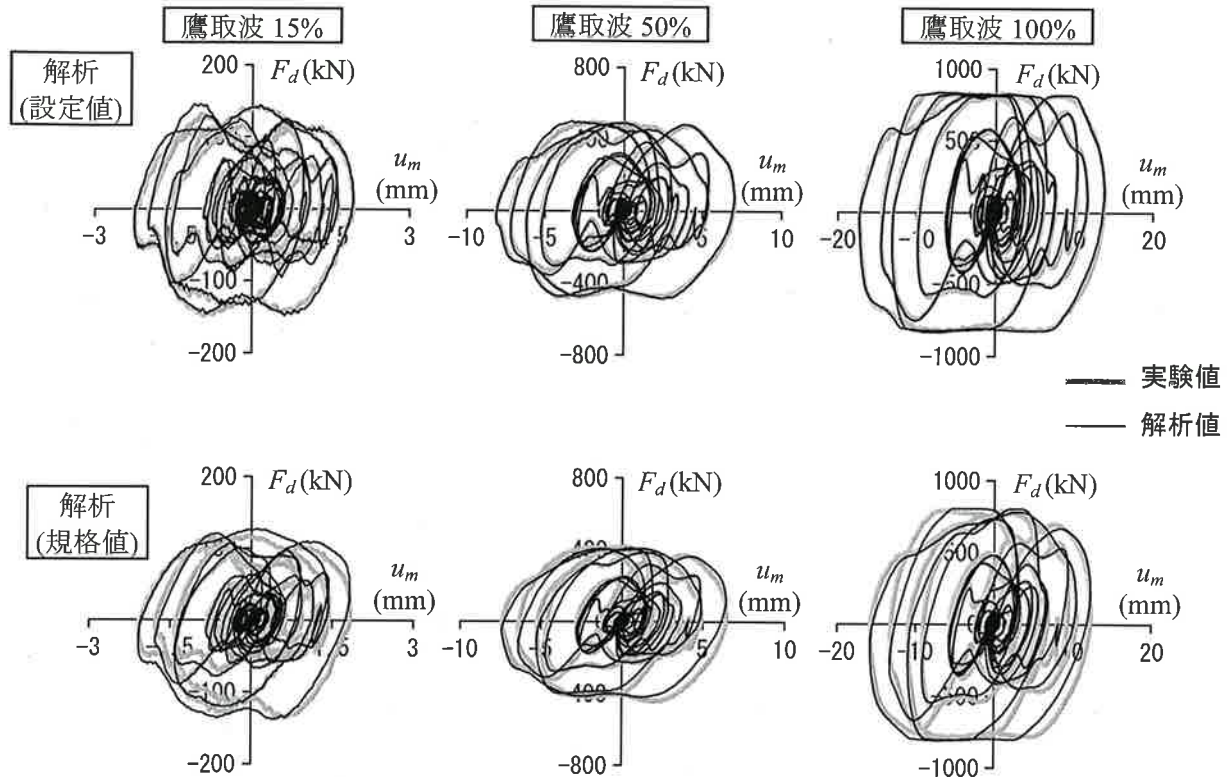


図 3.6 鷹取波载荷における F_d - u_m 関係の実験と設定値による解析の比較(上段)と規格値による解析の F_d - u_m 関係(下段)

3.6 ダンパー性能の検証

図 3.7 に正弦波载荷 1.0 Hz の場合の、付加系変形に対する粘性要素変形の比(実効変形比)、 F_{d0} 、 E_d の数値計算と実験値の比較を示す。図 3.7(a)より、リリース速度(64 mm/s)以上または低速度領域で実効変形比が増加する傾向が確認できる。また、今回は割愛したが、低振動数ほど実効変形比が高くなることも確認済みである。さらに、図 3.7(b),(c)より、リリース速度(64 mm/s)以上で F_{d0} 、 E_d が相対的に増加しにくい傾向も評価できた。

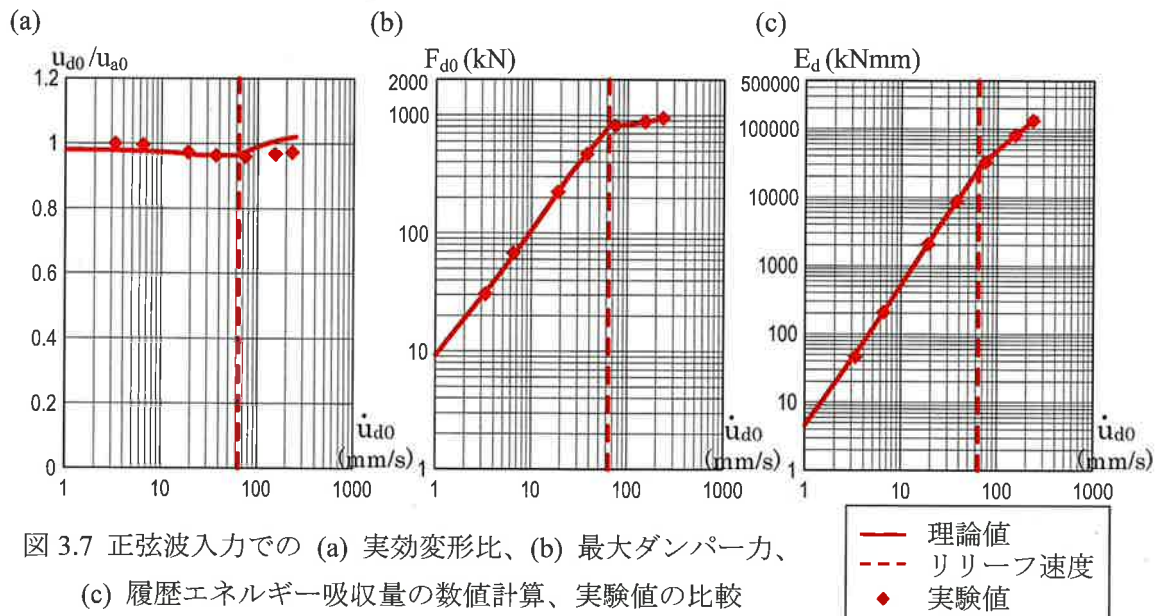


図 3.7 正弦波入力での (a) 実効変形比、(b) 最大ダンパー力、(c) 履歴エネルギー吸収量の数値計算、実験値の比較

4 付加系の振動数・振幅依存とその影響

粘性要素と弾性要素が直列に結合された付加系において、弾性要素の変形が著しい場合、付加系全体として振動数依存性が現れてくる⁹⁾。取付け部材を初め、ダンパーの力を建物基礎まで伝達する全ての部材が直列に繋がる弾性要素と考えられるため、振動数依存は当然起こる。また、今回検討した粘性ダンパーは、粘性要素自体も振動数依存していた。

複数の振動モードに支配される高層建築に対し、各モードでのダンパーの減衰効果を明らかにすることが、今後とくに非構造材の耐震設計面で重要になると思われる⁸⁾⁻¹³⁾。このため、ダンパー・付加系の振動数依存の把握が必要になるであろう。また、これに加え、多くの速度依存型ダンパーは振幅依存するため、大小の揺れに応じて減衰効果を把握する必要もある。

ここでは、前節のように正確に同定した2種のダンパーの F_d-u_a 関係を用い、図 2.2, 図 3.2 それぞれに示した付加系としての振動数・振幅依存を考察する。例えば 20 階建て高層建物を想定し、固有振動数（周期）は、1, 2, 3 次の順に 0.5 Hz (2.0 s), 1.5 Hz (0.67 s), 2.5 Hz (0.40 s) と考え、最大振幅 3 mm, 24 mm の付加系変形が生じるときの F_d-u_a 関係を粘性、オイルダンパーのそれぞれで描く(図 4.2, 図 4.3)。ここで、粘性ダンパーの $\alpha=0.38$, $C_d=98 \text{ kN}/(\text{mm}/\text{s})^\alpha$, $K_d=230 \text{ kN}/\text{mm}$ とし、オイルダンパーの $C_d=12.2 \text{ kN}/(\text{mm}/\text{s})$, $K_d=667 \text{ kN}/\text{mm}$, $p=0.067$, リリーフ速度 64 mm/s とした。また、両者とも支持材剛性 K_b は、 ∞ と 240kN/mm の 2 種とする。

図 4.2, 図 4.3 から、両ダンパーともに小振幅の高次振動ほど、支持材が軟らかい場合の履歴が、支持材が剛の場合の履歴に比べ小さくなる。このような小振幅、高次振動では、支持材が軟らかいほど、高振動数ほど大きくなるダンパー力により変形してしまい、同じ付加系変形を与えても、その履歴面積は小さくなる。これから、取付け部材や他の支持材を硬くすることが肝要であり、特に振動数の高い高次モードでそれが重要と言える。1 次モードの低振動数で、両ダンパーともに有利にエネルギーを吸収できる点も重要である。

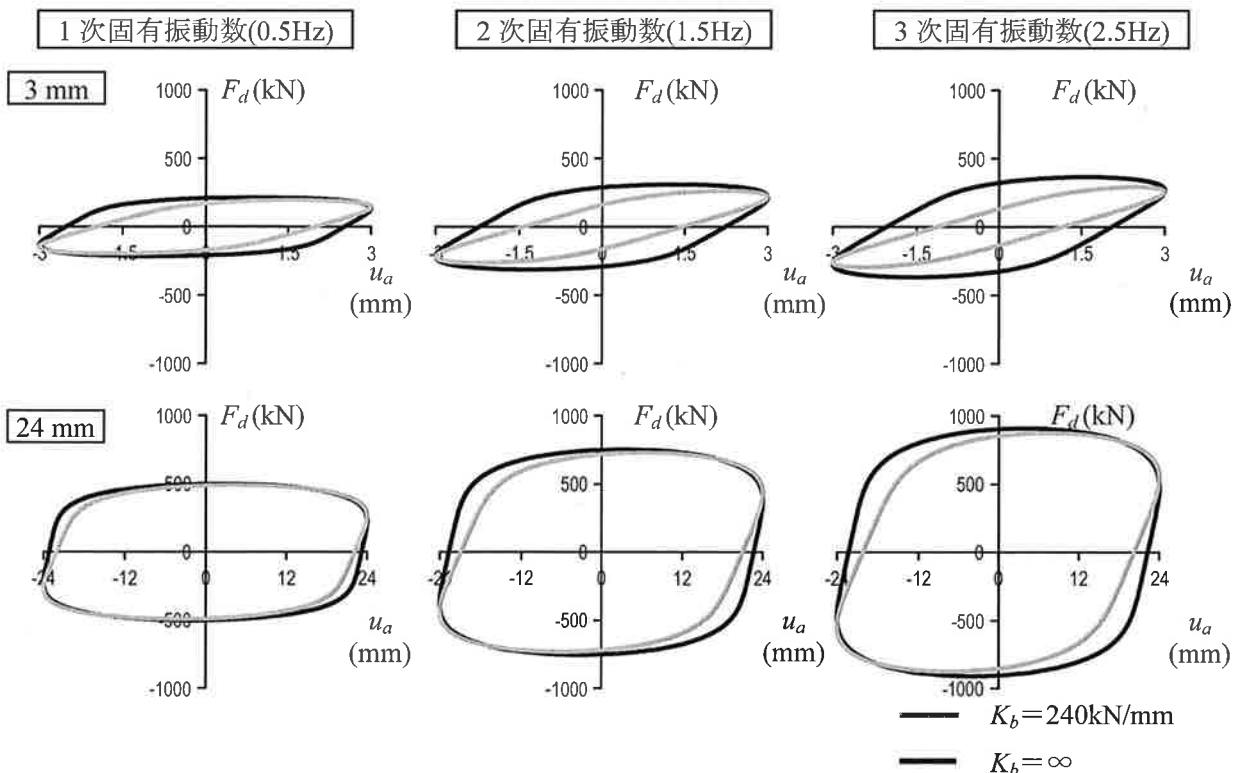


図 4.2 粘性ダンパー付加系の各固有振動数・振幅での履歴曲線

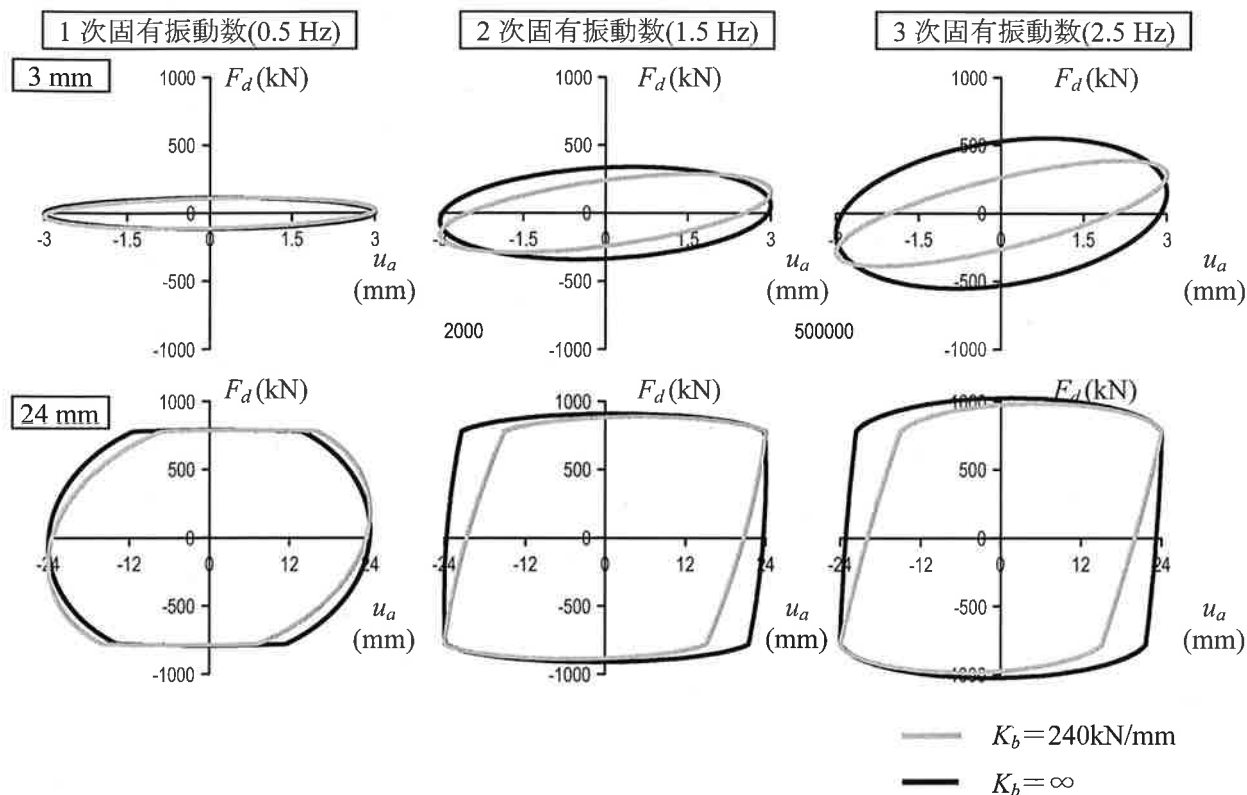


図 4.2 オイルダンパー付加系の各固有振動数・振幅での履歴曲線

5 おわりに

粘性ダンパー・オイルダンパーの実大実験結果を用いて、両ダンパーの動的特性とその同定法を考察した。両者とも非線形もしくはバイリニアの粘性要素と、弾性（バネ）要素の直列結合からなる Maxwell 体で表される。以下にまとめる。

粘性ダンパーの場合、粘性要素の粘性係数はダンパーサイズのわりに高く、高効率の制振部材と判断できる。ただし、粘性係数は一定ではなく振動数に依存し、特に小振幅でその傾向が著しく、ダンパー力が粘性要素速度の指数乗に比例する非線形粘性というよりは、線形粘弾性の特性を示した。同様な傾向が他の高粘度流体からも認められている¹¹⁾。また、弾性要素の剛性は、メーカー規格では無限大であるが、実際は大きくなく、現実的な値を用いないとダンパー力、エネルギー吸収、剛性などを過大評価する不正確な解析となるため注意すべきである。提示した同定法は、これらの値を簡便に精度よく求めることができた。その基盤となった理論²⁾により、動的特性、ダンパー力、エネルギー吸収量、ガタの影響などを精度よく評価できた。

オイルダンパーの場合、粘性要素の粘性係数は振動数や速度に関わらずほぼ一定であり、規格値にほぼ合致していた。弾性要素の剛性は、メーカー規格値の約 2 倍であった。規格値は安全側を意図したものであろうが、それが常に安全側かは不明であり、また、制振により可能となる性能設計には正確な応答予測が肝要であるため、実際の値の平均を規格値とする方が良いと思われる。小振幅での結果は、過去の実験結果¹⁰⁾より安定し、ピンのガタも無視できるほど小さかった。本論で提示した同定法は、ダンパーの特性値を簡便に精度よく求めることができ、その理論によれば、動的特性、ダンパー力、エネルギー吸収量などを精度よく予測できる。

謝辞

本報告書の作成にあたって、東京工業大学修士課程2年の西島正人君、小松祐樹君の努力に感謝いたします。また、本内容は、卒業生の山際創君（現在奥村組）の修士論文に基づいています。

参考文献

- 1) 日本免震構造協会 (JSSI) : パッシブ制振構造設計・施工マニュアル 第2版・第2刷, 2007.7
- 2) 笠井和彦, 鈴木陽, 大原和之: 減衰力が速度の指数乗に比例する粘性ダンパーをもつ制振構造の等価線形化手法, 日本建築学会構造系論文集, 第574号, pp.77-84, 2003.12
- 3) 有馬義人, 笠井和彦, 大木 洋司: 4種制振ダンパーの実大動的加振実験 (E-ディフェンス鋼構造建物実験研究 その36), 日本建築学会学術講演梗概集, pp.863-864, 2008.7
- 4) 笠井和彦, 西村忠宗: 減衰力が速度にバイリニア的に比例するオイルダンパーをもつ制振構造の等価線形化手法, 日本建築学会構造系論文集, 第583号, pp.47-54, 2004.9
- 5) 笠井和彦, 引野剛, 伊藤浩資, 大木洋司, 元結正次郎, 加藤史人, 馬場勇輝: 実験の全体概要および非制振状態での応答性状 3次元震動台による実大5層制振鋼構造建物の実験研究 その1, 日本建築学会構造系論文集, 第663号, pp.997-1006, 2011.5
- 6) 笠井和彦, 馬場勇輝, 西澤恵二, 引野剛, 伊藤浩資, 大木洋司, 元結正次郎: 鋼材ダンパーを有する試験体の実験結果 3次元震動台による実大5層制振鋼構造建物の実験研究 その2, 日本建築学会構造系論文集, 第673号, pp.499-508, 2012.3
- 7) 笠井和彦, 馬場勇輝, 伊藤浩資, 所健, 引野剛, 大木洋司, 村井亮平: 粘弾性ダンパーをもつ実大5層鉄骨建物の3次元震動台実験, 日本建築学会構造系論文集, 2012.6 (掲載予定)
- 8) Kasai, K., Pu, W.C., and Wada, A.: Responses of Buildings in Tokyo during the 2011 Great East Japan Earthquake; STESSA2012 (Behavior of Steel Structures in Seismic Areas), Keynote Paper, Santiago, Chile, 2012.1
- 9) 笠井和彦, 大熊潔: 振動数に依存する制振構造の等価周期・等価減衰の評価法とその精度 弾性架構と粘弾性ダンパーやオイルダンパーをもつ一質点構造における全体減衰系への置換法, 日本建築学会構造系論文集, 第580号, pp.51-59, 2004.6
- 10) 大木洋司, 笠井和彦, 高橋治: 微小振幅における速度依存型ダンパーの性能について, 日本建築学会構造工学論文集, 第50号B, pp.601-609, 2004.3
- 11) 佐々木和彦, 笠井和彦, 大木洋司: 粘性流体の小歪における線形特性モデルの検討 せん断型粘性流体ダンパーの振幅・温度・振動数依存性に関する研究 その2, 日本建築学会構造系論文集, 第675号, pp.791-798, 2012.5
- 12) 笠井和彦: 4章. 東日本大震災による建物の被害 制振建築物の被害, 建築技術, pp118-123, 2011.10
- 13) 日本免震構造協会 応答制御建築物調査委員会: 制振構造調査部会報告書 制振構造の地震応答および耐震構造との比較, 2012.1

10. 応答制御部会 制振部材品質基準小委員会

制振部材取付け部の設計における留意点

1. はじめに

制振構造を設計する上で、制振ダンパーに関する構造計画も重要であるが、主架構への制振部材の取付け部に関する設計ディテールも重要となる。制振ダンパーそのものは規格品として工場で作られて建設現場に納入されるが、その取付け部は通常の建築構造部材と同様に建物毎にそのディテールは異なり、現場において組み立てられる。このため、品質管理上の問題点は取付け部に集中しやすい。

制振構造の歴史は浅いため、具体的な地震時被害事例は少ないようであり、また公開もされていないが、部分的には発生していることも現実であることから、類似のディテールを有する耐震構造の過去の地震時被害事例写真（パッシブ制振構造設計・施工マニュアル第2章1節）を示すことにより、最悪の場合の被害イメージをより具体的に把握できるように配慮している。

2. 設計上の留意事項一覧

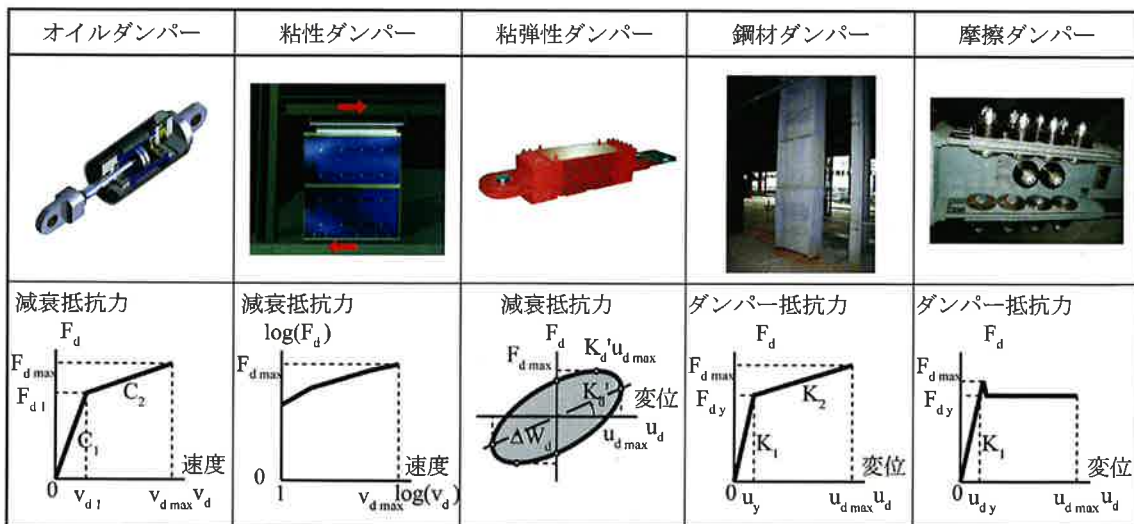
制振部材取付け部の設計に際して、各部で留意すべき項目を表形式で以下に示す。

(1) 制振ダンパーの減衰抵抗力

表-1.1 制振ダンパーの減衰抵抗力に関する設計上の留意点

項目	制振ダンパーの減衰抵抗力
オイルダンパー	限界速度時の減衰抵抗力
粘性ダンパー	各種依存性を考慮した限界減衰抵抗力
粘弾性ダンパー	各種依存性を考慮した限界減衰抵抗力
鋼材ダンパー	歪硬化を考慮した最大耐力
摩擦ダンパー	静止摩擦を考慮した最大摩擦抵抗力

図-1.1 減衰抵抗力の概念図



(2) 制振構造の設計応力

表-1.2 制振構造の設計応力に関する設計上の留意点

項目	制振構造の設計応力 [図 1-2]
主架構の設計応力	<p>①制振構造の場合、減衰力項から算出される速度依存型ダンパーの減衰抵抗力は、復元力項から算出される主架構設計応力と位相があるため、同時性がないことに留意する</p> <p>②主架構の最大負担層せん断力は、地震応答解析結果の最大層せん断力から制振ダンパーの最大負担層せん断力を差し引いたものとは必ずしも一致しないため、分離して考慮する必要がある</p> <p>③制振ダンパーが速度依存型の場合、主架構の設計応力として、制振ダンパー負担層せん断力分を別途考慮し、主架構負担層せん断力による応力と組み合わせる必要がある</p> <p>④制振ダンパー負担層せん断力は、主架構下層への応力伝達を考慮する必要がある</p> <p>⑤制振ダンパー軸線が主架構軸線と偏心する場合は、その影響を考慮する</p>

図-1.2 制振構造の設計応力

