

# 免震用オイルダンパーの現地性能試験法の確立に向けた減衰特性評価に関する研究

名古屋大学大学院 環境学研究科 都市環境学専攻  
飛田研究室 前田理沙

## 1. 背景と目的

オイルダンパー（以下ダンパー）は免震構造において重要な装置の一つである。2018年に大手ダンパーメーカーの検査数値偽装問題が発覚し、免震装置の安全性への関心が改めて高まっている。また、竣工後のダンパーの性能検査は経年変化の把握や大地震経験後の健全性評価のために重要であるが、検査を行うためには工場までダンパーを運搬する必要があり、莫大な時間やコストが必要である。

本研究では、免震用ダンパーの現地試験を想定した新たな検査基準と加振方法を提案し、ダンパー単体加振実験を通してその妥当性を検討する。また、実験結果に基づいて、ダンパーの減衰特性の詳細なモデル化を試みる。

## 2. 現在の検査体制

工場での出荷前検査には、複数サイクルの正弦波加振の中で、定常状態の結果が使用される。Bi-Linear型のダンパー検査に用いられる指標は、粘性減衰係数  $C$  と剛性  $K$  を併せた特性値である等価減衰係数  $C_{eq}$  ( $C_1$  領域)、と最大減衰力 ( $C_2$  領域) である。通常は、試験結果と基準値の誤差が  $\pm 15\%$  以内であれば合格となる。基準値となる等価減衰係数を  $C_{th}$ 、試験結果である等価減衰係数を  $C_{ex}$  とおく。 $C_{eq}$  の定義は減衰力  $F$  と変位  $x$  を用いて式 1 で表され、 $C_{ex}$  は実測変位  $x_{ex}$ 、減衰力  $F_{ex}$  を用いて式 2 で表される。現在使用されている基準の等価減衰係数  $C_{th,1}$  は、ダンパーが Maxwell モデル<sup>(1)</sup> であるとして、振動数  $f$  の正弦波加振時の等価減衰係数を式 1 の定義に基づき定式化したものである。ただし、 $C$  と  $K$  は設計値より与えられる (式 3)。

しかし、この基準で検査できる条件は、 $C$  が一定である  $C_1$  領域内にある条件及び加振方法が正弦波加振である条件に限られる。現行の基準では、現地検査を想定した新たな加振方法に対応できないため、等価減衰係数の定義に基づき、式 4 で表される基準  $C_{th,2}$  を新たに提案する。ここで、 $F_{ani}$  とは、ダンパーがあるモデルで表されるとした時、入力を変位として数値解析により得られる減衰力を指す。

$$C_{eq} = \int F(t)x(t) dt / \int \dot{x}(t)x(t) dt \quad (1)$$

$$C_{ex} = \int F_{ex}(t)\dot{x}_{ex}(t) dt / \int \dot{x}_{ex}(t)x_{ex}(t) dt \quad (2)$$

$$C_{th,1} = C / \left\{ 1 + \left( \frac{2\pi f C}{K} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

$$C_{th,2} = \int F_{ani}(t)\dot{x}_{ex}(t) dt / \int \dot{x}_{ex}(t)x_{ex}(t) dt \quad (4)$$

$C_{eq}$ : 等価減衰係数                       $x_{ex}(t)$ : 実測変位  
 $C_{ex}$ : 試験結果から算出される  $C_{eq}$        $F_{ex}(t)$ : 実測減衰力  
 $C_{th,1}$ : 従来手法で基準となる  $C_{eq}$        $F_{ani}(t)$ : 減衰力の解析結果  
 $C_{th,2}$ : 本論で提案した基準となる  $C_{eq}$       解析結果

※積分範囲は定常状態の 1 ループ分の時間とする

## 3. 工場での単体加振実験

### 3.1 実験概要

名古屋大学減災館にて使用されていたダンパー 8 本を用いて工場での実大実験を行う。供試体ダンパーは Bi-Linear 型であり、図 1 の設計値で示される。試験機は工場出荷前検査に用いられている油圧サーボ式のものを使用した。計測体制を図 2 に示す。

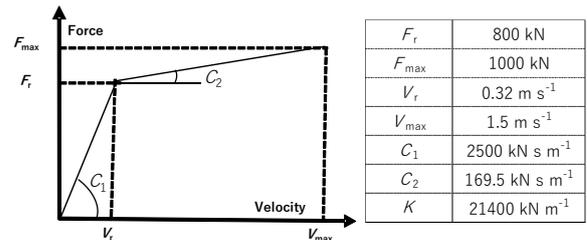


図 1 供試体ダンパー減衰特性 (設計に用いる仕様)

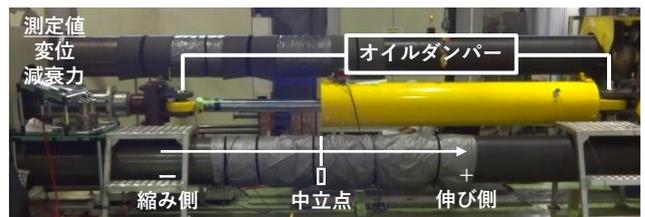


図 2 計測体制

### 3.2 分析に用いる評価手法

実験結果は主に式 2~式 4 で定義した等価減衰係数、式 5、6 で表す誤差率、速度が生じて減衰力が発生しない区間である空走距離で評価していく。空走距離の概念図を図 3 に示す。

$$\varepsilon_1 = \frac{C_{ex} - C_{th,1}}{C_{th,1}} \quad (5)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{C_{ex} - C_{th,2}}{C_{th,2}} \quad (6)$$

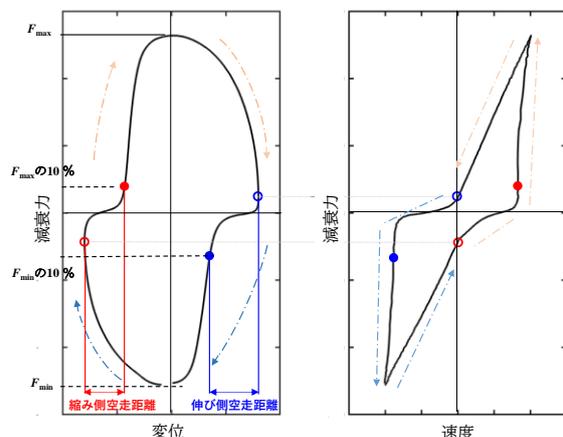


図 3 空走距離概念図

### 3.3 現地試験を想定した性能評価法と加振方法

#### 3.3.1 減衰性能評価法の確認

提案基準  $C_{th_2}$  の妥当性の検討を行う。工場では図1で示した Bi-Linear 型ダンパーに対して  $C_1$  領域に対しては片振幅 160 mm, 振動数 0.2 Hz (条件 1-1),  $C_2$  領域に対しては片振幅 160 mm, 振動数 0.5 Hz (条件 1-2), 片振幅 160 mm, 振動数 1.0 Hz (条件 1-3) の正弦波加振で検査を行っている。8本のダンパーに対して3条件で加振した結果を表1に示す。

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  について試験体 8 本の平均  $\mu$  を比較すると, 条件 1-1 の結果は双方とも約-3%であり標準偏差  $\sigma$  が 5.7 となっている。この結果から,  $C_1$  領域では, 検査基準に  $C_{th_2}$  を用いた場合であっても, 基準に  $C_{th_1}$  を用いた場合と同程度の精度で検査が可能であることが確認できた。一方, 条件 1-2 では  $\varepsilon_2$  の  $\sigma$  が 1.6, 条件 1-3 では  $\sigma$  が 1.2 となっている。これらは, 条件 1-1 の  $\sigma$  5.7 よりも小さくなっているため,  $C_2$  領域に関しても等価減衰係数で検査できる可能性を示す結果となった。

#### 3.3.2 現地性能評価を想定した新たな加振方法の検討

試験機には圧力を一定にしておくための蓄圧機が必要であり, これは加振距離と負荷荷重の積で概算される消費エネルギーに依存する。そのため, 正弦波を複数回入力する現在の加振方法では, 大きな蓄圧機が必要であり, 結果として試験機が大きくなる。もし, 加振波形の累積距離を短くすることができれば, 蓄圧機を小さくすることができ, 試験機の小型化につながる。

そこで, 正弦波に代わる加振方法として, 正弦波加振のピーク間一方向加振を伸び側と縮み側でインターバルを設けて1セットとした波形を検討する。これを1/2正弦波と呼ぶことにする (図4)。

現在検査で使用されている正弦波加振との対応を確認するために, 1/2 正弦波において振幅 160 mm, 振動数 0.2 Hz (条件 2-1), 0.5 Hz (条件 2-2), 1.0 Hz (条件 2-3) の3条件にて実験を行った。対象ダンパー8本に対してそれぞれの条件を3回行った。

条件ごとの  $\varepsilon_2$  の結果を図5の (a) ~ (c) に示す。3条件とも正弦波加振と比較して  $\varepsilon_2$  が大きくなっていることがわかるものの,  $C_1$  領域の条件 2-1 の加振結果は誤差が  $\pm 3\%$  以内であり, 十分な精度で検査ができる可能性を示せた。一方で,  $C_2$  領域領域の条件 2-2 の加振結果は, 誤差が 15% を超える場合もあった。誤差が最大速度の大きい条件 2-3 の方が条件 2-2 の誤差よりも小さくなっている点は正弦波加振の時と同じだが, 詳しい原因については不明である。また, 回数を重ねるごとに誤差が小さくなっていく傾向が見られる。この原因については3.4節で述べるダンパー内気泡と関係があると考えられる。

図6に試験体番号3のダンパーの履歴ループを示す。正弦波加振に比べて 1/2 正弦波の空走が伸び側で大きく出ていることがわかる。また, 1/2 正弦波では伸び側と縮み側の空走の出方に差が付きやすい可能性がある。空走部分の発生要因と, 建物の免震性能に与える影響を分析していく。

表1 正弦波加振結果一覧

	0.2 Hz ( $C_1$ 領域)		0.5 Hz ( $C_2$ 領域)		1.0 Hz ( $C_2$ 領域)	
	条件 1-1		条件 1-2		条件 1-3	
※試験体 8 本の平均値 $\mu$ , 標準偏差 $\sigma$						
kN s m <sup>-1</sup>	$\mu$	$\sigma$	$\mu$	$\sigma$	$\mu$	$\sigma$
$C_{ex}$	2385	30.3	1539	27.8	966	11.7
$C_{th_1}$	2447	0.0	-	-	-	-
$C_{th_2}$	2437	0.1	1780	0.3	1000	0.6
$\varepsilon_1$ [%]	-2.6	5.7	-	-	-	-
$\varepsilon_2$ [%]	-2.2	5.7	-13.5	1.6	-3.4	1.2

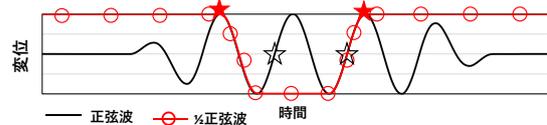


図4 1/2 正弦波概念図

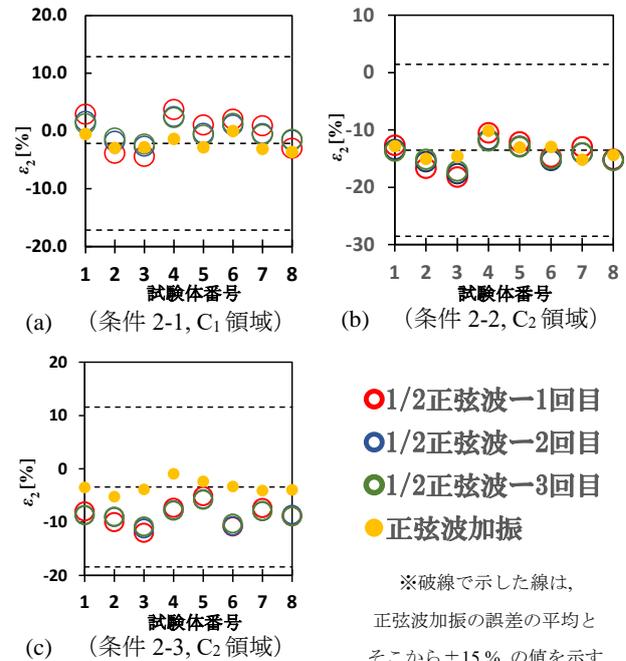
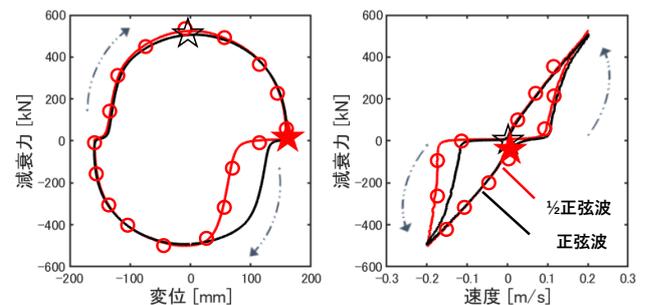


図5 1/2 正弦波誤差率比較



※☆:正弦波加振の開始点, ★1/2 正弦波加振の開始点

図6 試験体番号3の履歴ループ

### 3.4 空走の原因に関する要因分析

空走については、ダンパーが建物に設置された状態で計測された場合においても報告されており、その原因はダンパー内気泡や取り付けガタであると考えられている。(2) 空走の特性を探る実験を行い、ダンパーの内部構造を踏まえて発生原因を考察していく。

#### 3.4.1 内部圧力と空走距離の分析

ダンパーの内圧の違いにより空走距離がどの程度変化するか分析した。ダンパーの内圧を大気圧と比べて等しい状態を標準、高い状態を正圧、低い状態を負圧とし、この3条件で実験を行った。対象ダンパーはA～Cの3本とした。実験のダンパーCの履歴ループを図7、A～Cの伸び側の空走距離を図8に示した。負圧状態の方が空走距離が大きくなっているのは、内圧が下がり空気が析出したためと推察している。この結果からも、ダンパー内気泡が空走を発生させる主な原因と考えられる。

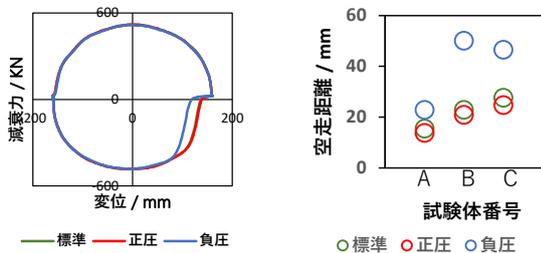


図7 ダンパーCの履歴ループ 図8 伸び側の空走距離比較

#### 3.4.2 ダンパー内部構造と空走発生の関係

免震用ダンパーの構造的特徴は、内筒と外筒を持つ複筒型である点及びエア層が内包されている点である。エア層はロッドの出し入れに伴うダンパー内部の体積変化に追従するために設計上はエア層は外筒に存在する(図9)。組み立て工程上また、加振条件により内筒にもエアが入ることがある。内筒に存在する空気をエア層と区別して気泡と呼ぶ。気泡が抜けるとは、内筒の気泡がバルブを通過して外筒に出ることをいう。空気の圧縮率は油の $10^4$ 倍であるので、加振により圧力があがると油より先にエアが潰れる。これが空走の発生原因と推察される。

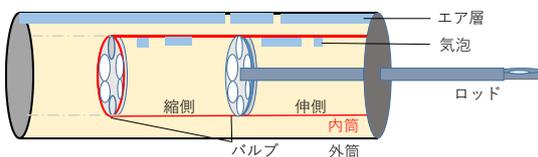


図9 ダンパー内部構造の概念図

#### 3.4.3 気泡の時間経過と析出の分析

建物設置後の空走の変化の有無を調べるため、時間経過と空走距離の変化の関係を調べた。最大ストロークで低速で往復加振し内筒の気泡を外筒に押し出す加振(エア抜き加振)を行い、これを基準状態とする。この状態でダンパーを安置して、1日、6日、30日が経過したときの空走距離

を測定した。経過日数ごとの伸び側(図10)と縮み側(図11)の空走距離をプロットした。これらの図より、時間経過と空走距離の明確な傾向はなく、時間経過により空走距離が大きく変化することはないと考えられる。

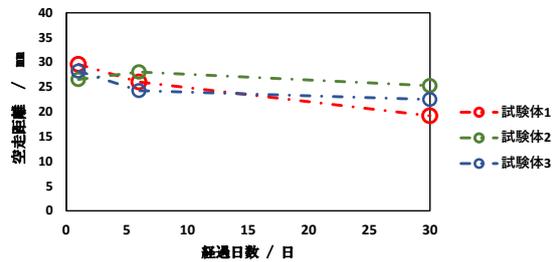


図10 伸び側の時間経過による空走距離の変化

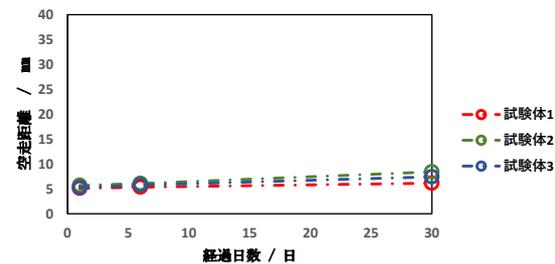


図11 縮み側の時間経過による空走距離の変化

#### 3.4.4 エアの抜け方の分析

エアを内筒に人為的に注入した状態で加振により空走がどのように変化していくのかを分析した。振幅160mm、振動数0.2Hz(図12)と振幅160mm、振動数0.5Hz(図13)の連続正弦波加振の場合を比較する。図14より加振により空走距離が短くなっていることが確認できる。これは加振により気泡が油に溶解したり、気泡が内筒から外筒に出ていったためだと推察される。一方で加振条件によって、空走距離の変化の仕方に違いがあることが確認できた。

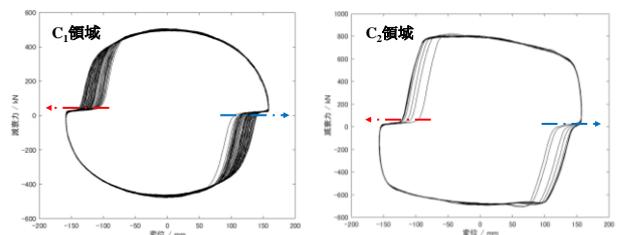


図12 160mm0.2Hz履歴ループ 図13 160mm0.5Hz履歴ループ

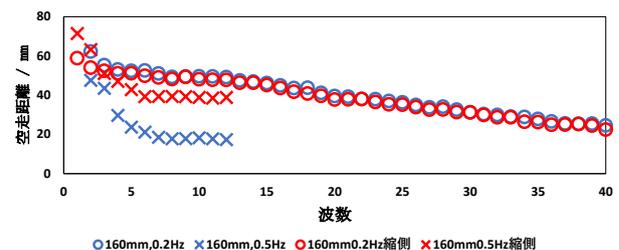


図14 条件ごとの加振回数と空走距離の関係

#### 4. エアによる免震性能への影響分析

空走の影響が建物応答にどの程度影響を及ぼすのかを確かめるために空走を考慮したダンパーモデルを構築し、1自由度応答解析を行った。一般的なダンパーモデルとして使用される Maxwell モデルをもとに解析された減衰力に対して、式 (7) で表される  $\alpha$  を掛けることで空走要素を表現する。ただし  $a, b$  は空走に関するパラメータであり、 $a$  は空走のカーブの仕方、 $b$  は空走の深さに関する。速度が切り替わってからの変位  $x'$  と  $\alpha$  の関係を図 15 に示す。ただし、 $a$  は経験的に 20.6 とした。また、 $\alpha$  が効く条件は速度と変位の積が正になるときのみとする。図 16 に条件 1-2 の正弦波加振を入力したときの履歴ループを示す。図 17 に解析に使用した建物モデルを示す。パラメータは名古屋大学減災館を参考に決定した。入力加速度は告示波形作成手順<sup>(3)</sup>に従い、実地震動の観測波形の位相をもとに作成した。

$$\alpha = \frac{1}{1 + \exp(a(b - x'))} + \frac{1}{1 + \exp(-a(x' + b))} + 1 \quad (7)$$

解析結果の一部を図 18 に示す。図 19 にダンパーモデルに Maxwell モデルを使用した時の最大変位応答を基準として、エア入りダンパーモデルで解析した最大変位応答がどの程度の割合であるかをモデルで想定した空走距離ごとにプロットしたものを示す。レベル 1 地震動よりもレベル 2 地震動の方が空走距離の影響は小さくなっていることがわかる。建物の免震性能への詳細な影響は相対変位応答の値との関係によって変わるが、基本的に損傷限界に至るレベルの地震動についてはほとんど影響がないと考えている。

また、応答変位波形に着目すると空走が多いほど減衰に要する時間が長いように見えるが、このモデルは空走が加振過程でも一定であるとして作成されているため、モデルの修正により改善される要素であると考えている。

#### 5. まとめ

現在の工場におけるダンパーの性能検査方法について整理し、より実状を考慮した減衰評価法を提案した。C<sub>1</sub>領域だけでなく C<sub>2</sub>領域においても等価減衰係数を検査に用いることができる可能性、及び 1/2 正弦波加振を用いて試験機の小形化ができる可能性を示した。

また、ダンパーの空走の原因がダンパー内気泡であることを推察した。さらに、空走を考慮したダンパーのモデルを構築し、1自由度応答解析を行うことにより、ダンパーに空走がある場合の建物の免震性能と安全性を確認した。

**謝辞** 本論文の内容は KYB (株) との共同研究によるものである。記して謝意を表します

#### 参考文献

- (1) 井本立也, 概説レオロジー(上), 現代化学シリーズ, 東京化学同人, 1967, pp73-pp101
- (2) 松田和浩・笠井和彦, 東北地方太平洋沖地震における観測記録を用いた超高層免震建物の動的挙動に関する研究, 2014, 日本建築学会構造系論文集
- (3) 設計用入力地震動作成手法技術指針(案), 1992, 建設省建築研究所

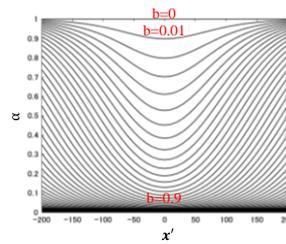


図 15  $x'$  と  $\alpha$  の関係

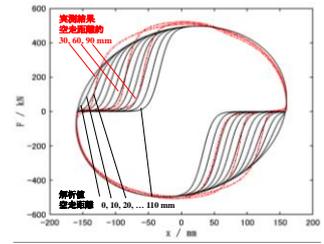


図 16 空走パラメータと履歴ループの関係

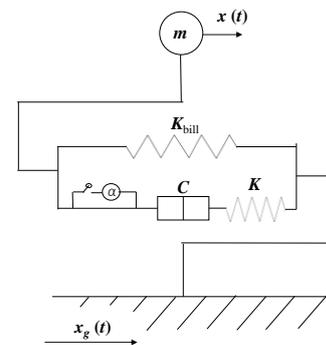
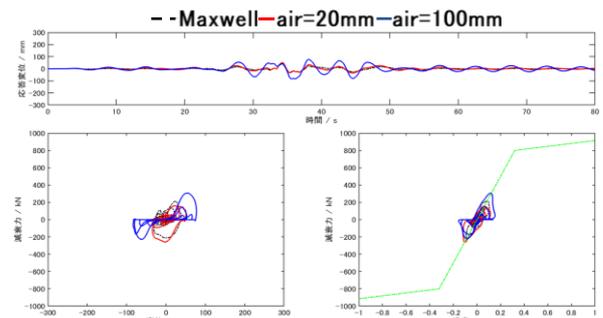
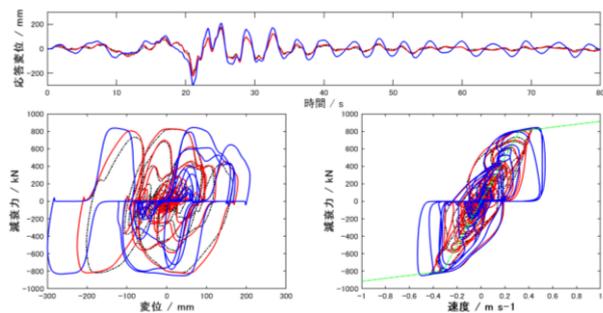


図 17 解析モデルとパラメータ

- $x_g(t)$  : 地動加速度
- $x(t)$  : 相対変位応答
- 建物質量  $m$  : 6200 t
- 建物固有周期  $T$  : 5 s
- 建物剛性  $K_{bill} := (2\pi/T)^2 m$
- ※ダンパーの粘性係数  $C$ ,
- ダンパーの剛性  $K$  は
- 図 1 の設計値に従う
- ※5 本設置想定



(a) 告示波形 JMA 位相  $_{25}$  cm/s の入力



(b) 告示波形西原村小森位相  $_{50}$  cm/s の入力

図 18 地震動入力に対する応答とダンパーの履歴ループ

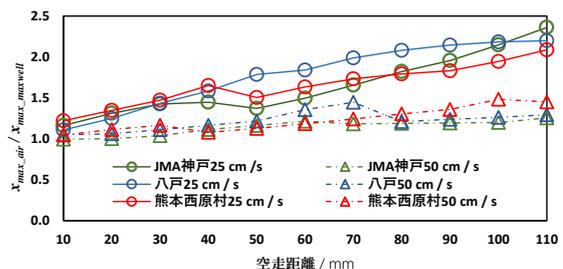


図 19 Maxwell モデルに対する最大変位応答の割合