

# 慣性質量効果を有する液流ダンパーを用いた 制振骨組の振動応答特性

## (VIBRATION RESPONSE CHARACTERISTICS OF TEST FRAME PASSIVELY CONTROLLED BY LIQUID DAMPER WITH INERTIA MASS EFFECT)

畑中 友 (Tomoyuki HATANAKA)

Recently, Inertia Mass Dampers have been developed and realized to effectively reduce vibration response of building frames due to large earthquakes. In order to reduce seismic response of buildings effectively, a new type of liquid damper which has inertia mass effect has been developed. The damper is composed of a pair of pistons and cylinders and the each cylinder is connected by narrow tube. Inside of the cylinder is filled with liquid. When relative displacement of the pistons is forced, the contained liquid moves reciprocally between the each cylinder flowing through the narrow tube, in which strong turbulence occurs. The turbulent liquid flow in the tube brings high inner pressure which increases nonlinearly with increase of piston velocity. Also viscoelastic resistance by sealing material packed in the gap between piston and cylinder occurs against the piston movement. At the same time, liquid flow in the tube provided inertia mass effect which is proportional to the squares of the ratio of area of the piston to area of the tube. In the present paper, the basic characteristics of vibration response of the vibration system are made clear by shaking table test of reduced scale test specimen. Also, an analysis program of vibration response of the test specimen is developed based on numerical integration by Runge-Kutta method. To verify the validity of the developed analysis program, the results of shaking table test are compared with those of the corresponding numerical simulation by the program.

### 1. はじめに

本研究は、地震時における構造物の応答を抑制することを目的として提案した“慣性質量効果を有する液流ダンパー”について、実験および解析的な検証に基づき、実建物への適用の可能性を探るものである。本論においては、ダンパー単体の正弦波加振試験およびダンパーを組み込んだ1層の縮小フレーム試験体による振動台加振試験を行って得られた結果に基づき、本システムの抵抗力特性と基本的な振動応答特性を把握し、ダンパーによる応答低減および慣性質量効果について確認する。また、ダンパーの抵抗力特性を再現する力学モデルを構築し、力学

モデルを組み込んだ振動系の時刻歴応答解析を行い、振動台加振試験結果に照らして解析手法の妥当性について検討することを主な目的とする。

### 2. 試験体概要

本機構の概念を図1に示す。ダンパーは、一対のピストンとシリンダーで構成され、シリンダー相互を細い管で連結した形状となっている。シリンダー内部には液体が封入され、シリンダーとピストンの隙間には液漏れを防ぐためのシール材が充填されている。図1に示すとおり、ダンパーに外力が作用するとシール材はせん断

変形し、ピストンとシリンダーとの間の相対変位を許容する。ピストンの変位に応じ、シリンダー内の液体は連結管を通して液体室間を移動する。本機構は、連結管内の液体が高速で移動することにより発生する慣性質量効果と、シール材のせん断変形と液流によるエネルギーの消費を建物の応答低減に利用したものである。

本報で対象としたダンパー試験体の詳細を図2に示す。ダンパー試験体は一对のピストン部とシリンダーで構成され、相互のシリンダーを細い管で連結した形状となっている。シリンダー内に封入された液体をシールするため、ピストン外周面とピストン外枠内周面との隙間には、常温で硬化する1液型のRTVシリコンゴムが充填されている。内圧による液漏れを防ぐために、シリンダー端部とピストン外枠が接する部分にはOリングを設置している。また、シリンダーと連結管からの液漏れや連結管の脱落を防ぐために、連結管はタケノコ型ノズルを介してシリンダー側面に取り付けられている。連結管の形状により、ダンパーの発揮する内圧抵抗と質量効果が異なるため、ここでは形状の異なる9種類(内径:8, 10, 12mmφ、長さ0.5, 1.0, 2.0m)の連結管を用いた。なお、ダンパーの基本的な抵抗力特性の把握を目的としたことから、今回はシリンダー内に充填する液体は、扱いが容易で温度依存性の小さい水道水を用いた。

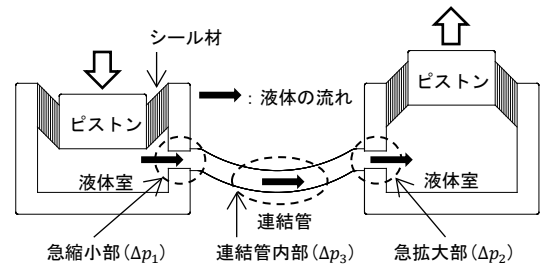


図1 ダンパー概念図

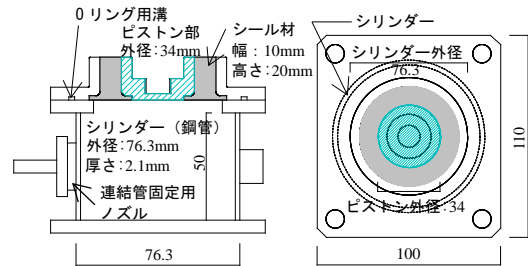


図2 ダンパー試験体詳細(単位:mm)

表1 加振条件

加振条件	振幅[mm]	振動数[Hz]
試験ケース		
シール材のみ	0.5~5.0	0.1,0.33,0.5,1.0,3.0,5.0
液体有	0.2~1.2	0.33,0.5,1.0,2.0,2.5
	0.1~1.2	3.0,3.5,4.0,4.5,5.0,5.5,6.0,7.0,7.5,8.0,9.0,10.0

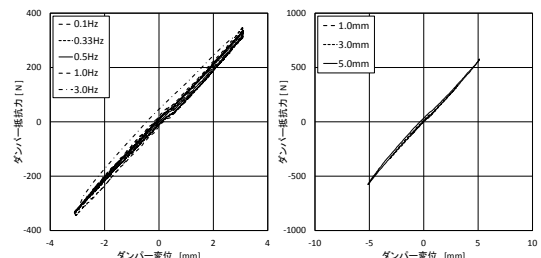
### 3. ダンパーの抵抗力特性

#### 3.1 ダンパー単体の加振試験

ダンパーの発揮する抵抗力に関して、その特性を把握するためにダンパー単体による正弦波加振試験を行った。加振試験は、前述のダンパー試験体を動的アクチュエータに設置し、アクチュエータのピストンロッドに結合した両ピストンに上下方向の正弦波を与える方法で行った。加振は表1に示すとおり、振動数と振幅を変化させた正弦波を入力した。

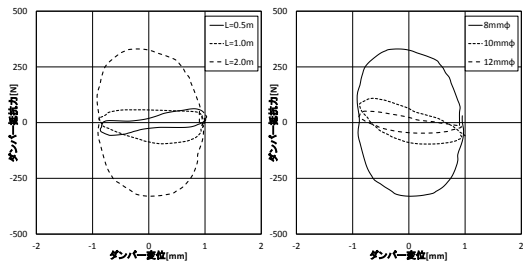
#### 3.2 試験結果

シール材として用いた RTV シリコンゴムの抵抗力特性を把握するため、シリンダー内に液体を充填しない状態で試験を行った。その結果、ダンパーの変位 - 抵抗力履歴ループは、図3に示すとおり加振条件の違いにかかわらずほぼ弾性の挙動を示すことがわかった。また、加振振幅、振動数の変化に対して、履歴ループの傾きもほぼ一定となること、振動数が高くなると履歴ループは細い楕円の形状を示すことが確認された。



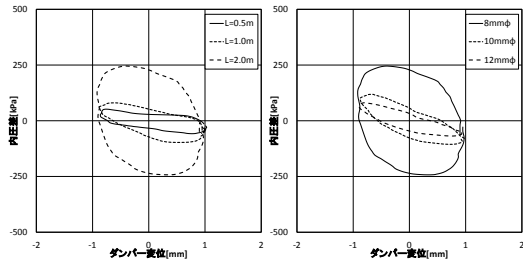
(a) 3.0mm 加振 (b) 1.0Hz 加振  
図3 シール材変位 - 抵抗力履歴ループ

次に、シリンダー内に液体を充填したダンパーによる加振試験を行って得られたダンパーの変位 - 抵抗力履歴ループの代表的な例を図4に、変位 - 内圧差履歴ループを図5に示す。ここで示す内圧差は、各シリンダーで計測された内圧の差を表している。図4と図5は、連結管内径を8mmφとし、長さの異なる連結管を用いた試験体による結果と、連結管長さを2.0mとして内径の異なる連結管を用いた試験の結果をそれぞれ重ね合わせたものである。これらの図は、目標振幅を0.8mm、振動数を7.0Hzとした正弦波で加振して得られたものである。



(a) 長さ別 (b) 内径別

図4 ダンパーの変位 - 抵抗力履歴ループ



(a) 長さ別 (b) 内径別

図5 ダンパーの変位 - 内圧差履歴ループ

これらの結果、連結管長さが長くなるほど、また、内径が小さいほど内圧による抵抗力が増大し、履歴ループの描く面積も大きくなることが確認できた。内圧差の履歴ループについても同様の傾向を示すことがわかった。また、高振動数の加振に対して増大する慣性質量効果により、抵抗力および内圧差履歴ループの傾きが小さくなることが確認された。傾きの減少の程度は、連結管内径が小さいほど、また、連結管長さが長くなるほど大きくなる。

加振試験の結果に基づき、加振振動数毎に変位 - 抵抗力関係をまとめた代表的な例を図6に示す。これらの結果、変位振幅の増大にともない、加振振動数が低い範囲においては抵抗力が線形的に増大するのに対し、加振振動数が高くなるほど、抵抗力は変位振幅の増大に対し非線形的に大きくなる特性を持つことがわかる。これは、高振動数、大振幅の加振に対して液流による内圧抵抗が増大するためと考えられる。

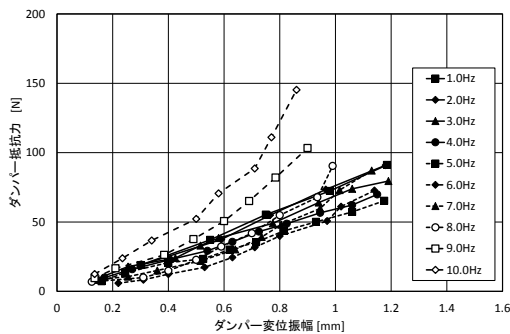


図6 ダンパー変位 - 抵抗力関係

### 3.3 ダンパー抵抗の力学モデル

#### (1) 内圧抵抗

シリンダー内に封入された液体は、両ピストンに強制される押し引きによって連結管を通過してシリンダー間を移動する。その時、シリンダー内には圧力が生じるが、シリンダー内の液体が連結管内を流れる際には様々な要因によりエネルギーが損失される。既往の研究<sup>1)</sup>によると、エネルギー損失(圧力損失)は、流路形状の変化や管内の摩擦によるものがあり、本ダンパーにおいては、図1に示したように流路形状が急激に変化する急縮小部と急拡大部、それに加えて連結管内の3箇所が生じることとなる。急縮小部と急拡大部で生じる圧力損失をそれぞれ $\Delta p_1$ 、 $\Delta p_2$ とすると

$$\Delta p_1 = \zeta \frac{\rho(\beta \cdot \dot{x})^2}{2} \quad (1)$$

$$\Delta p_2 = \frac{\rho(\beta \cdot \dot{x})^2}{2} \quad (2)$$

と表される<sup>1)</sup>。ここで $\dot{x}$ はピストンの速度(m/sec)、 $\rho$ は液体の密度(kg/cm<sup>3</sup>)である。 $\zeta$ は流路形状により定まる係数であり、ここでは0.5とした<sup>1)</sup>。また、 $\beta$ はピストンの有効断面積 $A$ と連結管の流路断面積 $a$ の比( $A/a$ )を表している。ピストンの有効断面積を算出する際、ピストンと共に液体を押し出すシール材の部分も含め、ピストンの中心からシール材のせん断厚さの半分までの距離をピストンの有効半径 $r_p$ とした。連結管内を流れる流体の圧力損失 $\Delta p_3$ は、管内の乱流抵抗則により

$$\Delta p_3 = \frac{\rho L}{2D} u_m^2 \cdot f \quad (3)$$

と表される。ここで $L$ は連結管長さ(m)、 $D$ は連結管内径(mm)、 $f$ は管摩擦係数、 $u_m$ は連結管内を流れる流体の平均流速(m/sec)を示している。連結管内の液流の平均速度 $u_m$ は

$$u_m = \beta \cdot \dot{x} \quad (4)$$

となる。また、連結管内のレイノルズ数は

$$Re = \frac{u_m \cdot D}{\nu} \quad (5)$$

と表される。ここで $\nu$ は液体の動粘性係数(cm<sup>2</sup>/sec)である。本実験では前述のとおり水道水を用いており、液体の温度は実験時の室温と等しいと仮定し、 $\nu$ を0.01cm<sup>2</sup>/sec(20°C)とした。

ダンパーの液流抵抗 $F_f$ は、全体として(1)~(3)式によって算出される圧力損失の和に、ピストンの有効断面積を乗じた

$$F_f = (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) A \quad (6)$$

によって求められる。流路形状の変化によって発生する圧力損失が、それぞれ(1)、(2)式から得られると仮定した場合、管内摩擦による圧力損失は、実験で得られた内圧抵抗から $\Delta p_1$ と $\Delta p_2$ を差し引いたものとなる。

前述の図5に示したとおり、内圧差の履歴ループの最大値は速度が最大となる点を過ぎてから現われ、速度と内圧差の間に位相差が生じることが確認された。一般的には、液流による内圧差は傾きのないループを描き、その最大値は速度が最大となる点で生じる。実験で得られた内圧差の履歴ループにみられた位相差は、液流による質量効果によるものととらえ、液流による管内摩擦については、変位がゼロ、すなわち速度が最大となる点の内圧差の計測値に基づき、(3)～(5)式より管摩擦係数とレイノルズ数の関係式を導いた。それらの結果を図7に示す。

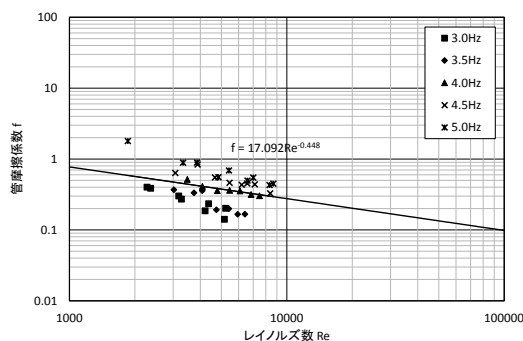


図7 管摩擦係数とレイノルズ数の関係

図7より、連結管内径が8mmφ、長さが2.0mの場合、管内摩擦の実験式として

$$f = 17.092 R_e^{-0.448} \quad (7)$$

が得られた。(7)式は、連結管内を流れる液体の圧力損失が連結管内の平均流速に対して1.552乗に比例することを意味している。連結管内の圧力損失は、実験結果に基づいて導かれた管内摩擦の実験式(7)式を(3)式に代入することにより算出される。

## (2) シール材の抵抗

シール材の抵抗力に関しては、加振振幅および加振振動数の変化に対してループの傾きはほぼ一定であること、また、高振動数領域でごくわずかにエネルギー吸収能力を有することから、それを速度に比例する粘性減衰と仮定し、

$$F_s = k_s \cdot x + c_s \cdot \dot{x} \quad (8)$$

とした。ここで、シール材のばね定数 $k_s$ は液体を充填しない状態で行った実験で得られたダンパーの変位 - 抵抗力履歴ループの結果から算出した。減衰係数 $c_s$ は、ダンパーの変位 - 抵抗力

履歴ループと、後述する液体を充填しない状態で行った1層制振フレームの正弦波加振試験の結果を考慮し算出した。

## (3) 慣性質量効果

図4および図5に示すように、液体が連結管内を高速で運動することによって発生する慣性質量効果により、履歴ループの傾きは小さくなる。後述するダンパーが組み込まれた振動系モデルにおいて、液流に起因する質量効果はピストンの有効断面積と連結管の流路断面積の比 $\beta$ 、および連結管内の液体の質量に依存することから、その慣性力を $F_I$ とすると、

$$F_I = -\beta^2 m_a \ddot{x} \quad (9)$$

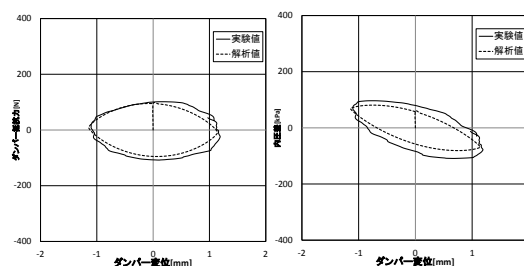
と表される。ここで $m_a$ は連結管内の液体の質量を表している。

## (4) 解析結果

ダンパーの全抵抗 $F$ は、(6)式で求められる液流抵抗と、(8)式、(9)式によって求められるシール材による抵抗と慣性質量の和となる。表2に示した解析パラメータを用い、時間ステップ解析により算出したダンパー抵抗力と内圧差履歴ループの解析結果と実験結果と比較した一例を図8に示す。

表2 解析パラメータ

ピストン有効半径： $r_p$	2.2cm
ピストン有効断面積： $A$	15.2 cm <sup>2</sup>
連結管内径： $D$	0.8 cm
連結管長さ： $L$	200 cm
連結管断面積： $a$	0.503 cm <sup>2</sup>
断面積比： $\beta(= A/a)$	30.2
連結管内液体質量： $m_a$	0.1 kg
管内摩擦の実験式	$f = 17.092 R_e^{-0.448}$
シール材のばね定数： $k_s$	87 N/m
シール材の減衰係数： $c_s$	66.9N・sec/m



(a) 変位 - 抵抗力履歴ループ (b) 変位 - 内圧差履歴ループ

図8 解析結果と実験結果の比較 (5.0Hz)

これらの結果、解析によって得られた結果は、加振試験で得られたダンパー抵抗力と内圧差履歴ループを比較的精度よく再現していることが確認された。

#### 4. 1層フレーム試験体の振動応答特性

##### 4.1 振動台加振試験

図9に1層フレーム試験体の形状・寸法を示す。試験体は、幅500mm、奥行き440mm、厚さ8mmの鉄板を、4枚のアルミ板(幅100mm、高さ500mm、厚さ4mm)で支持したものである。図示のとおり、ダンパーは、鉄板の中央に固定したダンパー固定用治具の先端に横向きに取り付けられ、フレームの水平変位によって駆動する仕組みである。前述のとおり、連結管の形状の違いによりダンパーの発揮する抵抗力および質量効果が異なるため、形状の違いがフレームの応答に与える影響を調べるため、表3に示す試験体について加振試験を行った。試験体は、基礎梁を介して振動台に固定され、2.0Hzから15Hzまで変化させた正弦波により加振した。正弦波の加振レベルは50gal、100gal、150galの3種類を設定した。実験では、レーザー式変位計でフレームの相対変位と振動台の変位、加速度計によりフレーム応答加速度と振動台加速度を計測した。また、ダンパーのピストンに連結したロードセルで抵抗力を、シリンダー側面に取り付けた圧力変換器で内圧をそれぞれ測定した。

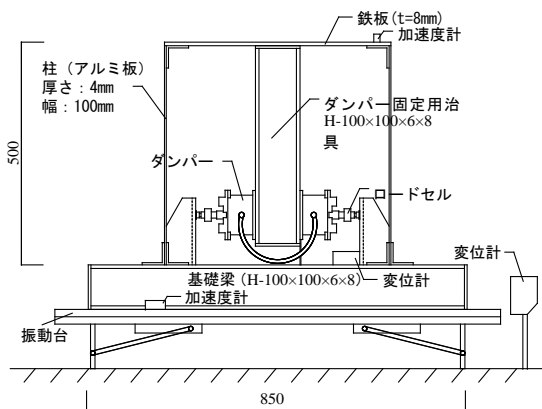


図9 1層フレーム試験体 (単位: mm)

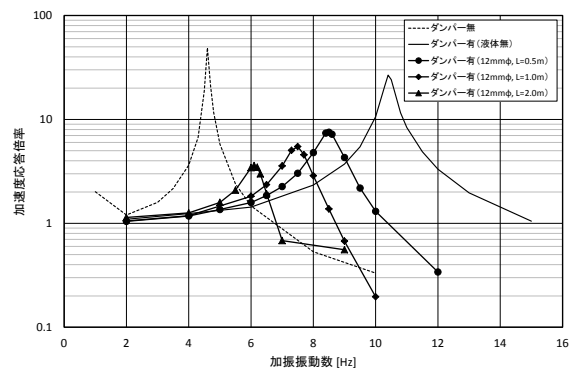
表3 フレーム試験体一覧

ダンパー有無	液体の有無	連結管形状	
		内径 [mmφ]	長さ [m]
無	—	—	—
有	無	—	—
有	有	8.0	0.5, 1.0, 2.0
有	有	10.0	0.5, 1.0, 2.0
有	有	12.0	0.5, 1.0, 2.0

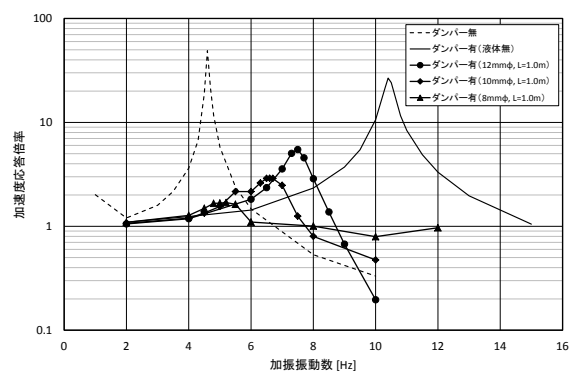
振動台加振試験を行って得られた共振曲線の代表的な例を図10に示す。図は、振動台の加速度振幅を50galに設定して加振した場合の、振動台の加速度振幅に対するフレームの応答加速度振幅の比を加振振動数毎にプロットして得られたものである。これらの結果、ダンパーの付

かないフレームの固有振動数は4.6Hzとなる。これに、液体を充填しない状態のダンパーを組み込んだ場合、シール材の影響により固有振動数は10.4Hzに上昇する。また、液体を充填したダンパーが組み込まれたフレームの固有振動数は、シリンダー内に充填された液体が連結管を通してシリンダー間を移動する際に発生する質量効果によって小さくなる。共振点における応答倍率については、連結管内の液体の運動に伴う内圧抵抗により低減する。

質量効果の度合いについて、図10(a)に示した連結管内径が12mmφの場合、連結管長さの違いにより固有振動数は8.5Hz~6.1Hzに変化する。連結管内径が等しい場合、連結管が長い程固有振動数が小さくなることを確認できる。また、図10(b)に示した連結管長さが1mの場合、内径が小さい程、管内の流速が早くなるために質量効果が増大し、固有振動数が小さくなるのがわかる。



(a) 連結管内径: 12mφ



(b) 連結管長さ: 1m

図10 共振曲線 (振動台加速度: 50gal)

##### 4.2 振動系モデルと振動方程式

ダンパーが組み込まれた1層フレームに地動外力が作用した場合、振動系モデルは図11のように表され、支点(A)周りのモーメントの釣合いより、振動方程式は

$$(M_F + \beta^2 m_a) \ddot{x} + C_F \dot{x} + K_F x = -M_F \cdot \ddot{x}_0 - (F_s + F_f) \quad (10)$$

と導かれる。ここで、 $M_F$ と $C_F$ 、 $K_F$ は、フレームの質量と減衰係数、水平剛性を示す。また、右辺第2項の $F_s$ と $F_f$ は、それぞれシール材と液流による抵抗力を示す。図11に示すダンパーの要素のうち $K_F$ 、 $C_F$ はシール材の抵抗力を表し、(8)式に対応する。また、 $C_L$ は内圧抵抗による減衰係数を示し、

$$C_L = \frac{F_f}{\dot{x}} \quad (11)$$

によって表わされる。 $m_a$ は連結管内の液体の質量を、 $\beta$ はピストンの有効断面積 $A$ と連結管の断面積 $a$ の比を表し、 $\beta^2 m_a$ が連結管内の液流による質量効果を示している。また、 $\ddot{x}_0$ は地動加速度を示している。

(10)式について数値積分法としてRunge-Kutta法を適用し、ダンパーが組み込まれた1層制振骨組の応答解析を行う。

### 4.3 時刻歴応答解析

解析手法の妥当性を検討するため、作成した応答解析プログラムによるシミュレーションの結果と振動台加振試験結果を比較した。解析に用いた振動系のパラメータと管内摩擦の実験式を表4に示す。

数値シミュレーションの結果と振動台加振試験で得られた共振曲線を比較した例を図12に、共振点におけるフレームの変位 - 慣性力およびダンパーの変位 - 抵抗力履歴ループを、解析と実験で比較した例を図13に示す。これらの結果、連結管長さが長くなるに従い、実験値と解析値の差が大きくなる傾向を示すもののダンパーが発揮する抵抗力による応答倍率の減少と、質量効果に起因する固有振動数の変化を、本論で示した解析手法により比較的精度良く再現できることを確認した。また、履歴ループは提案した解析手法により比較的精度よく再現できることを確認した。

## 5. まとめ

本論では、慣性質量効果を有する液流ダンパーについて、ダンパー単体による正弦波加振試験を行って得られた結果から、ダンパーの抵抗力特性について検討し、圧力損失による内圧抵抗を算出する計算式を導いた。また、ダンパーを組み込んだ1層フレーム試験体の振動台加振試験を実施して得られた結果に基づき、ダンパーによる応答低減効果と慣性質量効果について確認した。さらに、ダンパー単体による正弦波

加振試験結果を用いてダンパーを組み込んだ1質点振動系の解析手法の構築し、振動台加振試験を行って得られた結果との比較を行った。その結果、構築したモデルは固有周期の変化と応答低減効果を比較的精度よく再現できることを確認した。

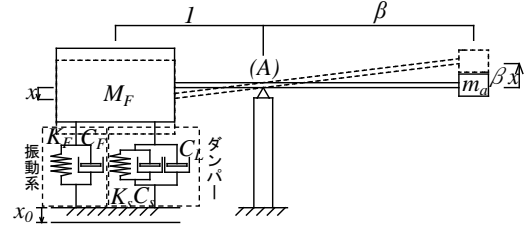


図11 振動系モデル

表4 解析パラメータ

振動系	質量： $M_F$	28.285 kg
	固有振動数	4.6 Hz
	減衰定数： $h_F$	1.02 %
ダンパー	管内摩擦の実験式(12mmφ、L=0.5m)	$f = 17963Re^{-1.119}$
	管内摩擦の実験式(12mmφ、L=1.0m)	$f = 15998Re^{-1.178}$
	管内摩擦の実験式(12mmφ、L=1.0m)	$f = 875.22Re^{-0.846}$
	時間刻み	0.0001 sec

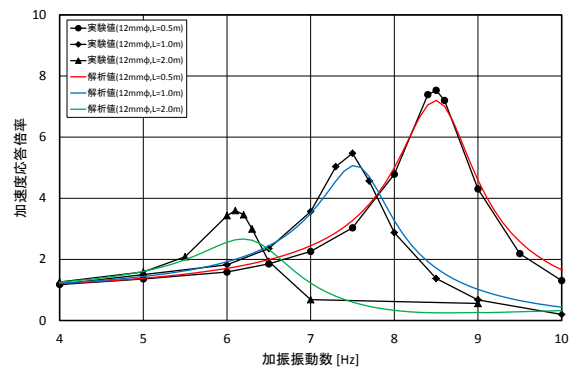
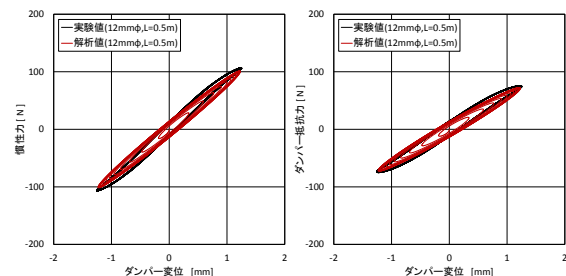


図12 共振曲線の比較



(a) 変位 - 慣性力 (b) 変位 - 内圧差  
履歴ループ 履歴ループ

図13 解析結果と実験結果の比較

### 参考文献

- 1) 田古里哲夫、荒川忠一：流体工学、東京大学出版会、1989.5