

## 車体制振ダンパーの減衰特性のモデル化\*

中村 弘毅<sup>1)</sup> 加茂 利明<sup>2)</sup> 大澤 秀樹<sup>3)</sup> 福島 将太<sup>4)</sup> 坂之上 浩<sup>5)</sup> 山崎 徹<sup>6)</sup>

### Modeling of an Attenuation Characteristics of the Damper Used for Micro Vibration of a Car Body

Hiroki Nakamura Toshiaki Kamo Hideki Ohsawa Shota Fukushima Hiroshi Sakanoue Toru Yamazaki

The present damper developed for a micro vibration suppression of a car body, that uses an oil hydraulic pressure control valve for generating damping force, is able to produce a velocity-independence nearly constant damping force unlike an ordinary viscous damper and hence to produce a large damping force in a very small velocity range. However, a particular account of the generation mechanism of a damping force has not been given so far.

This paper presents firstly the derivation of equation for attenuation characteristics; nonlinearity of the present damper with a built-in oil hydraulic pressure control valve as an attenuation mechanism. Next, linear attenuation coefficient equivalent to the non-linear damping force is driven using a describing function method and then the validity of modeling of damping mechanism and its linearization technique is verified on the basis of comparison of simulations with experiments.

**KEY WORDS:** Body vibration while driving, Dynamic model, Device technology, Damping for micro-vibration (B3)

#### 1. ま え が き

自動車フレームの振動は、自動車の乗り心地や運動性能に大きな影響を与えるためその低減化が強く望まれている。しかし車体フレームの振動振幅は非常に小さいため、従来の構造の粘性ダンパーでは十分な制振効果は得られない。そこで近年、クーロン摩擦力に類似した速度の大きさに依らずほぼ一定の減衰力を発生できる機構を内蔵した車体制振ダンパー（以下、パフォーマンスダンパーとも記す）が開発され、既に実用に供せられている<sup>1)</sup>。図1に車体制振ダンパーの車体への取り付け方法の一例を示す。図のように左右のフレーム間を橋渡しするように車体制振ダンパーを接続



Fig.1 Performance damper installed on a car

\*2016年6月8日受理。2016年5月25日自動車技術会春季学術講演会において発表。

1)・4)・6)神奈川大学(221-8686 横浜市神奈川区六角橋 3-27-1)

2)・3)・5)ヤマハ発動機(株)(438-8501 磐田市新貝 2500)

することにより、車体振動を低減させている。さらに、車体前後部に2つの車体制振ダンパーを取り付けることで、さらに所望の車体性能を得ることが可能である。

しかし本制振器の減衰のメカニズムの詳細は不明でモデルも確立されていないため、理論解析に基づく減衰性能評価は行われておらず、所望の減衰力を有する制振器の選定（決定）に当たってもドライバーの官能評価に頼っているのが現状である。

本研究は、指定された振動減衰対象部位に対して最も優れた振動減衰作用を有する速度依存性のない車体制振ダンパーを理論的に決定（選定）できる最適化設計法を確立することを究極の目的としている。本報はその手始めに、対象制振器の減衰の発生メカニズムを明らかにし、次いで作成した減衰機構の力学モデルの妥当性を理論と実験により検討したものである。

#### 2. 供試車体制振ダンパーの特性

##### 2.1. 供試車体制振ダンパーの構造と主要構成要素

対象制振器の構造の概略と主な構成要素を図2に示す。

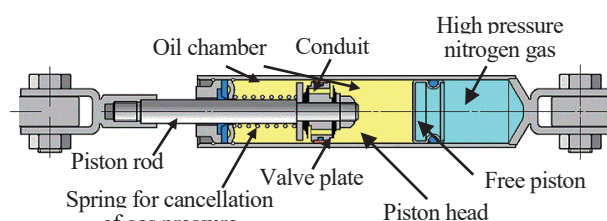


Fig.2 Components of test performance damper

Copyright (C) Yamaha Motor Co., Ltd. All Rights Reserved.

減衰要素はピストンに空けられた複数の導管と円板状の複数枚のバルブ板から成る圧力制御弁で構成されており、バルブ板の枚数、径、厚さを変えて所望の減衰力を得ている。

また、フリーピストンを介してシリンダ室内の作動油の圧力を高圧窒素ガスにより加圧することにより作動油の体積弾性係数が低下するのを防ぎ、極微小振動時においてもシリンダ内作動油の容量効果に起因する応答遅れを抑制するとともに、ガス反力キャンセル用スプリングを設けることにより車体への組み付け性能も著しく向上させている。

### 2.2. 減衰力特性

図3は本制振器の減衰力特性の実測値であり、横軸にピストン速度をとって示している。本制振器の減衰力特性は、後述する直動型リリーフ弁の圧力⇔流量特性に類似しており、クラッキング圧力に起因する一定減衰力に圧力オーバーライドに起因する減衰力が重畳された特性<sup>(2)</sup>を示していることが分かる。また、摺動速度に比例する減衰力を発生する通常の粘性ダンパーとは異なり、極低速でも大きな減衰力が得られることが分かる。

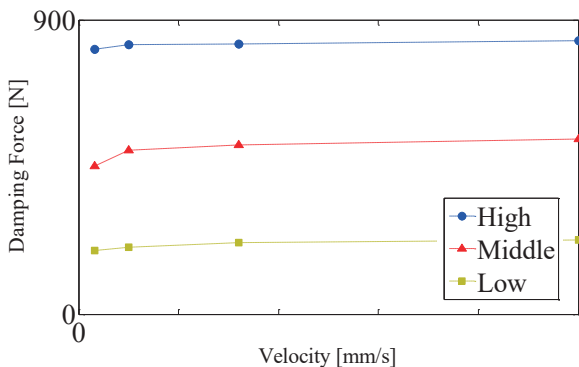


Fig.3 Measurements of the damping force vs piston speed characteristics of test dampers

### 3. 理論解析

#### 3.1. 1自由度振動系による摺動のモデル化

対象制振器のピストン（ロッド）の力加振による強制振動の運動方程式は、シリンダ部（端）が固定されていると仮定し、ピストンに作用する外力を  $f(t)$ 、ピストンの等価質量を  $m$ 、ピストン変位を  $x$ 、ガス反力キャンセル用スプリングのばね定数を  $k$ 、ピストンに作用する減衰力を  $F$  とすると、式(1)で表される。ただし、変位と力の正・負の符号は図2で右方向を正とする、なお、実際の車体に取り付けられた制振ダンパーの振動を解析する場合には、ピストン端の外にシリンダ端にも加振力が作用するため、両端の（具体的には、ピストンとシリンダの）相対速度に対する減衰力を考えなければならない。本章では簡単のためにシリンダ端は固定されているとした場合に対して、抵抗力  $F$  の発生機構とモデル化について検討する。

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + F + kx = f(t) \tag{1}$$

#### 3.2. 圧力制御弁に起因して発生する減衰力のモデル化

圧力制御弁（詳しくは、直動型リリーフ弁）は一般に図4に示すような特性を持つ。ただし、横軸は弁を通過する流量、縦軸は弁前後の圧力差である。図中にはクラッキング圧力  $p_c$  と圧力オーバーライド  $\Delta p$  の量も示されている。

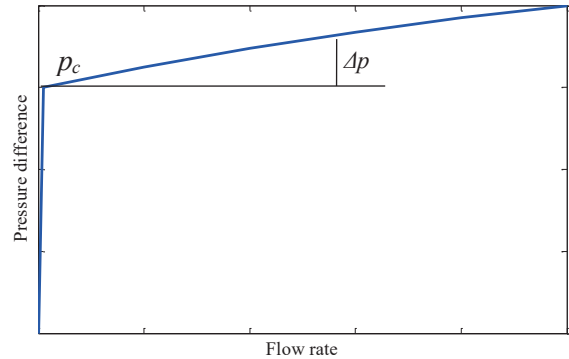


Fig.4 General characteristics of pressure control valve

図4の流量⇔圧力差特性は、図3に示した車体制振ダンパーのピストン速度⇔減衰力特性と極めて類似している。これより、車体制振ダンパーの減衰力  $F$  は、圧力制御弁の制御オリフィス部を作動油が流入・流出する際の圧力降下（圧力差） $p$  によって生起するものである推察される。従って、流量  $Q$  と圧力差  $p$  の関係式が求められれば、摺動速度  $dx/dt$  と減衰力  $F$  の関係も後述するように容易に求められ、車体制振ダンパーの減衰力の発生機構を物理的に明瞭に示すことができる。

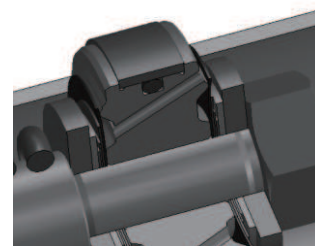


Fig.5 Valve plate structure for pressure control valve with a built-in test damper

図5は2.1節に記したバルブ板と導管から成る圧力制御弁（直動型リリーフ弁）の実際の構造を示す図である。

以下、図5に示す構造の圧力制御弁によって発生する減衰力を算出する式（モデル化の式）を導出する。ただし、減衰力のモデル化を行うに当たり次の仮定を設ける。

(1)ピストンのヘッド側のシリンダ室内の圧力はピストンの運動に依らずに、対象制振器端部のガス室内の圧力  $P_0$  の一定値とする。

(2)ピストンのロッド側のシリンダ室内の圧力は $P_0$ よりもバルブの制御オリフィス部の圧力損失 $p$ だけ低い( $dx/dt \geq 0$ の時),  
もしくは高い( $dx/dt \leq 0$ の時).

(3)ピストンの減衰力 $F$ は, この圧力損失 $p$ に起因して発生するものが殆どであり, シール部の摩擦の影響は小さく無視できる.

以下の式中で使用する圧力制御弁に係る記号と定義は表 1 に示すと通りある.

Table 1 Symbol and term of parameters for pressure control valve

Symbol	Term
$n$	Number of valve (flow path)
$x_v$	Valve opening
$\theta$	Discharge angle from the valve
$\rho$	Density of the fluid
$Q$	Flow rate
$C_d$	Discharge coefficient of the valve
$D$	Diameter of the conduit

図 6 はピストンヘッドに設けた導管とバルブ板から成る圧力制御弁の作動を模式的に示したものである. ただし, 図上半分はピストンが右方向に運動する場合の例であり, 作動油は導管の右端から流入し左端の制御オリフィス部からロッド側シリンダ室に流出する(図下半分が左方向に運動する場合を示す).

ピストンが一定速度で動く場合, ピストンロッドの変位を $x$ , ピストンのヘッド側とロッド側の受圧面積をそれぞれ $A_h$ と $A_r$ , ガス反力キャンセルスプリングのばね定数と初期歪みをそれぞれ $k$ と $-x_0$ すると, ピストンの静的釣り合い式は $dx/dt \geq 0$ の場合と $dx/dt \leq 0$ の場合に応じて式(2)で表される.

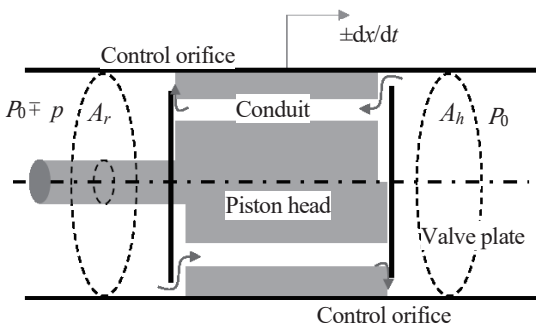


Fig.6 Modeling of pressure control valve for generating constant damping force

$$-k(x - x_0) + A_r (P_0 \mp p) A_h P_0 = 0 \quad (2)$$

ピストンが静止している時(初期状態)には,

$$kx_0 + A_r P_0 - A_h P_0 = 0 \quad (3)$$

の式が成り立つ. 従って, ピストンの運動方程式(式(1))中の減衰力 $F$ は, 式(2)と式(3)から, 次のように表される.

$$\frac{dx}{dt} > 0: F = A_r p \quad (4)$$

$$\frac{dx}{dt} < 0: F = -A_r p \quad (5)$$

式(4)と式(5)は次式のように一つの式で記述できる.

$$F = \text{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) A_r p \quad (6)$$

次に, 圧力変化 $p$ に対する流量 $Q$ の関係式を求める. ただし, 図 6 に模式的に示した圧力制御弁( $dx/dt \geq 0$ の場合の)は図 7 に示す平板式圧力制御弁(直動型リリーフ弁)と機能的に同じであるため, この弁を用いて説明する. オリフィスの式から, 流量 $Q$ は以下のように表せる.

$$Q = n C_d \pi D x_v \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (7)$$

ここに, 流量係数 $C_d$ は厳密にはレイノルズ数と弁開度によって変化する係数であるが, 0.65~0.7の間の一定値を用いて計算しても実用上問題はない.

次に, バルブ板(平板弁)の力の釣り合い式は, バルブのばね定数を $k_v$ , 弁開度を $x_v$ , ばねの初期歪みを $x_{v,0}$ , 弁の受圧面積を $a$ , 制御オリフィス部の噴流の速度を $v$ , 噴流の流出角(軸方向となす角度)を $\theta$ , 速度係数を $C_u$ とすると, 式(9)で表される. ここに, 左辺の第 2 項は噴流の運動量変化に基づく流体力である.

$$ap - \rho v Q \cos \theta = k_v (x_v + x_{v,0}) \quad (8)$$

$$\therefore ap - 2\pi C_u C_d \sin \theta \cos \theta p x_v = k_v (x_v + x_{v,0}) \quad (9)$$

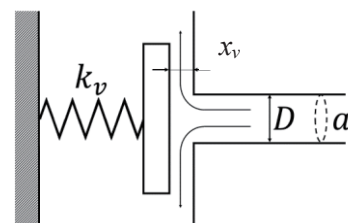


Fig.7 Model of a plate-type pressure control valve

ただし, 図 7 に示す平板弁の場合には噴流の角度 $\theta$ は $90^\circ$ に近いので, 式(9)は次のように簡単になる.

$$ap = k_v(x_v + x_{v,0}) \quad (10)$$

したがって、圧力変化 $p$ は弁開度 $x_v$ の関数として次式で表される。

$$p - \frac{k_v(x_v + x_{v,0})}{a} = p_c + \frac{k_v x_v}{a} \quad (11)$$

ここに、 $p_c$ はバルブが開き始める時（すなわち、 $x_v=0$ の時）の圧力 $p$ であり、これをクラッキング圧力という。このクラッキング圧力 $p_c$ は式(11)から、

$$p_c = \frac{k_v x_{v,0}}{a} \quad (12)$$

与えられる。

また式(11)から、バルブ開度 $x_v$ と圧力 $p$ の関係が次式のように得られる。

$$x_v = \frac{ap - k_v x_{v,0}}{k_v} \quad (13)$$

これを式(7)に代入すると、流量 $Q$ と圧力変化 $p$ の関係式が次のように得られる。

$$\begin{aligned} Q &\approx nC_d \pi D x_v \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = nC_d \pi D \left( \frac{ap - k_v x_{v,0}}{k_v} \right) \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \\ &= nC_d \pi D \frac{a}{k_v} (p - p_c) \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \end{aligned} \quad (14)$$

上式の $Q$ と $p$ の関係式は非線形であり、一見ただけでは両者の関係を定量的に把握することは難しいが、 $a, k_v, \rho$ などの既知のパラメータを基に数値計算を行えば、図4に示したような関係が得られる。

流量 $Q$ と圧力変化 $p$ の関係が上のようになると、式(14)と、流量 $Q$ とピストン速度 $dx/dt$ の関係を表す連続の式

$$Q = A_r \frac{dx}{dt} \quad (15)$$

及び式(6)に示した減衰力 $F$ と圧力変化 $p$ の関係式から、減衰力 $F$ とピストン速度 $dx/dt$ の関係式が求まる。すなわち、車体制振ダンパーの減衰力の発生メカニズムを定式化できる。

### 3.3. 減衰力の線形化

減衰力 $F$ は非線形であるため、制振器の減衰性能を理論解析するためにはこれを線形化する必要がある。本研究では初めに、極微低速領域に発生する隙間漏れに起因する減衰力特性の影響は無視でき、また、圧力オーバーライドに起因する減衰力は速度に比例する（比例係数： $a$ ）抵抗で近似できると仮定して、減衰力 $F$ を次式で近似する。

$$F = \text{sgn} \left( \frac{dx}{dt} \right) F_0 + \alpha \frac{dx}{dt} \quad (16)$$

ここに、 $F_0$ はクラッキング圧力 $p_c$ に起因する一定の減衰力（ $=A_r p_c$ ）である。

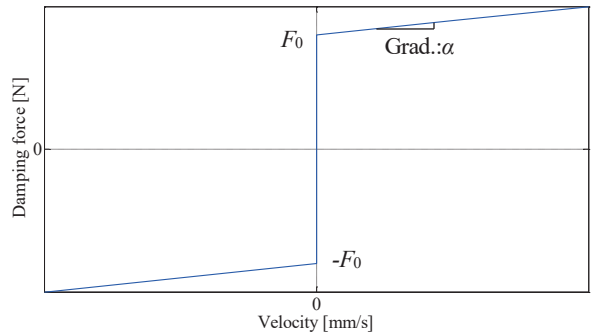


Fig.8 Correlation between velocity and damping force

式(16)を図示すると定性的に図8のようになり、速度0で減衰力が $\pm F_0$ まで急激に立ち上がり、その後は一定の減衰力 $\pm F_0$ に勾配 $\alpha$ の速度に比例する減衰力が重畳された特性を示していることが分かる。

以下、ピストンが式(17)に示すように振幅 $X_0$ 、角周波数 $\omega$ の正弦波振動をすると仮定し、

$$x = X_0 \sin \omega t \quad (17)$$

記述関数法を用いて式(16)で表される非線形特性の減衰力を線形化し、次式に示す減衰力 $F$ の等価減衰係数 $c_{eq}$ を導出する。

$$F \equiv c_{eq} \frac{dx}{dt} \quad (18)$$

記述関数法による線形化の概要は以下の通りである。ただし、式(16)に示す減衰力特性は $dx/dt > 0$ と $dx/dt < 0$ の場合で点対称であるので、簡単のために $dx/dt > 0$ の場合のみについて説明する。振動の1周期の間で、式(16)の非線形抵抗力がなす仕事と式(18)の線形モデルの抵抗力がなす仕事が等しいとして、以下の演算を行うと、

$$\oint \left( F_0 + \alpha \frac{dx}{dt} \right) dx = \oint c_{eq} \frac{dx}{dt} dx \quad (19)$$

等価減衰係数 $c_{eq}$ が $F_0, X_0, \omega$ 及び $\alpha$ の関数として以下のようになされる。

$$c_{eq} = \frac{4F_0}{\pi X_0 \omega} + \alpha \quad (20)$$

よって振幅 $f$ の正弦波力加振の強制振動の運動方程式は次の線形方程式で表される。



$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c_{eq} \frac{dx}{dt} + kx = f \sin \omega t \quad (21)$$

4. 実験解析と考察

4.1. 実験装置と方法

供試制振器の正弦波加振実験はショックアブソーバー性能試験機を用いて行った。図9に供試制振器（中央の棒状の物）の取り付け部の詳細を示す。

実験条件は以下の通りである。図3に示す減衰力が大, 中, 小の3種類の制振器に対して下記合計39種類の実験を行った。

- (a) 片振幅 0.5mm 一定, 周波数 10, 20, 30, 40, 50Hz の5条件
- (b) 周波数 10Hz 一定, 片振幅 0.5, 0.7, 0.9, 1.0mm の4条件
- (c) 周波数 20Hz 一定, 片振幅 0.5, 0.7, 0.9, 1.0mm の4条件

制振器のピストン変位の測定は加振器のピストン（可動部）に取り付けた渦電流型変位計で計測した。制振器の減衰力はシリンダ端に取り付けたロードセルにより測定した。

なお、加振による制振器の発熱が減衰力の大きさに影響を与えないように、発熱による温度上昇を許容範囲に抑えながら計測を行った。

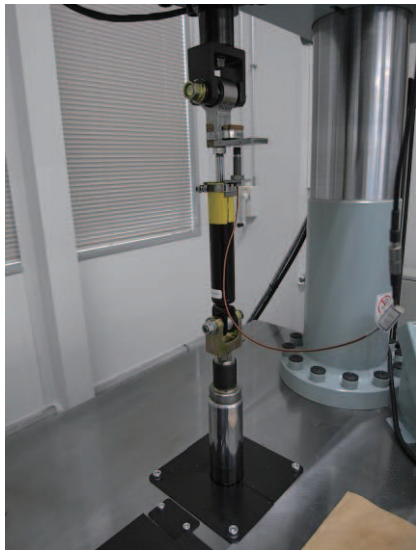


Fig.9 Sinusoidal excitation experimental equipment for test damper

4.2. 変位と減衰力の測定結果

片振幅 0.5mm, 40Hz で加振した場合の計測例を図10に示す。図の上段 (a) は変位の時刻歴波形, 下段 (b) はロードセルによって計測した力の時刻歴波形を示す。なお、本実験では変位の振幅（および速度, 加速度）は非常に小さいため、ばねの復元力やピストンの慣性力は小さく、ロードセルで測定された力の殆どは制振器の減衰力であるとして取り扱った。

図11は速度を横軸に、減衰力（抵抗力）を縦軸に取ったリサージュ図形である。

図10の時刻歴波形および図11のリサージュ図形共に、移

行点（ピストン速度  $dx/dt$  の正負の切り換わり点）近傍で正弦波とはかなり異なっていることが分かる。ここに、ピストン速度は時刻歴の変位を数値微分して算出したものである、図から、ピストン速度⇄減衰力特性には、2.2節で指摘したクラッキング圧力と圧力オーバーライドに起因する減衰力が明瞭に現れていることが分かる。

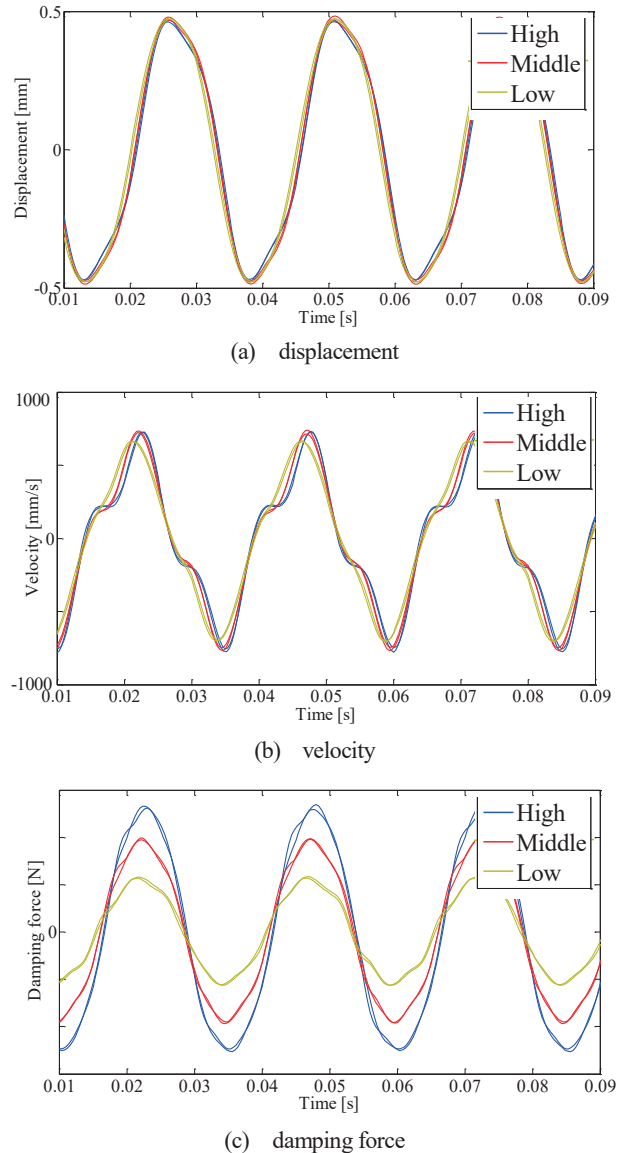


Fig.10 Time history waveforms of displacement and damping force at 40Hz sinusoidal excitation of 0.5mm amplitude

しかし、図8に示した特性とは異なり、速度の正負が切り換る移行点近傍でヒステリシスが発生している。これは、主としてフリーピストンの減衰力とシリンダ内作動油の圧縮性による弾性力の影響（高圧ガス室のゴム膜の運動やフリーピストンの等価質量などを含む）により、ピストンの振動中はシリンダ室内の圧力の圧力がガス室内の圧力  $P_0$  に達するのに遅れが生じ1次遅れ要素を形成する（換言すれば、3.2節の仮定(1)が成り立たない）ためと推察される。

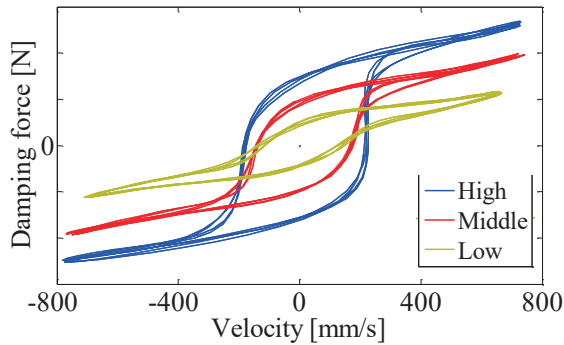


Fig.11 Correlation between velocity and damping force

4.3. 考察

実験値から求めた等価減衰係数  $c_{eq}$  とモデル式 (式(20)) から求めた等価減衰係数  $c_{eq}$  の値を比較し、本制振器の減衰機構のモデル化の妥当性を検討する。ここでは、簡単のためヒステリシスの影響は無視する。ただし、ヒステリシスが発生するとピストン振動のある区間で負の減衰力が発生し減衰性能を悪化させるので、ヒステリシス現象に関しては発生機構やその低減方法について今後詳細に検討する。

表 2 は、図 11 の減衰力曲線から、減衰力の二乗平均平方根 (RMS, 実効値) を速度の RMS で除して求めた等価減衰係数の実測値であり、公称減衰力が大, 中, 小の 3 種類の制振器に対して振幅一定 (0.5mm) で周波数 10Hz~50Hz で正弦加振した場合の例を示している。

Table2 Damping coefficients obtained from experimental data

Type	[Ns/m]				
	Input frequency				
	10Hz	20Hz	30Hz	40Hz	50Hz
High	26921	15746	11385	9652	9005
Middle	19980	11421	8601	7435	7054
Low	10066	6068	4904	4410	4284

上記 3 種類の供試制振器の、図 3 (及び図 11) から一定減衰力  $F_0$  の値と、図 11 のピストン速度対減衰力特性における移行点近傍のヒステリシス部を除いた領域の特性を直線近似して求めた勾配  $\alpha$  の値を求めた。

表 3 は、上の  $F_0$  と  $\alpha$  の実測値及び  $X_0$  と  $\omega$  の実測値を基にモデル式 (式(20)) から算出した等価減衰係数である。

表 4 は、等価減衰係数の実測値とモデル式による計算値との差異を示したものであり、実測値を基準にモデル値との差 (絶対値) を百分率で表した。

実験値とモデル式によって求めた等価減衰係数を比較すると、減衰力が小さく、加振周波数が高くなるにつれて誤差が大きくなっている。これは前述の速度変化に対するシリンダ内の圧力変化の遅れの影響が、相対的に大きくなるためと考えられる。今後提案モデルに 1 次遅れ要素を組み込むことで、

モデル化精度の向上を検討する。

なお、加振装置の構造上、大きな抵抗を受けた場合に低速 (10Hz) での加振では波形精度が落ちるため、減衰力大の 10Hz での誤差が大きくなっている。

Table3 Damping coefficient calculated by Eq. (20) [Ns/m]

	Input frequency				
	10Hz	20Hz	30Hz	40Hz	50Hz
High	31093	15895	10829	8296	6776
Middle	18878	9759	6719	5199	4288
Low	8731	4678	3327	2651	2246

Table4 Relative error between experiment and proposed model

Type	Input frequency				
	10Hz	20Hz	30Hz	40Hz	50Hz
High	17.4	4.1	0.5	8.8	19.2
Middle	3.7	11.4	17.7	25.2	34.1
Low	9.5	16.7	24.5	31.4	38.8

遅れの影響が比較的小さい 30Hz 以下では、誤差の値は最大で 25% に収まっていることから、本制振器の減衰機構のモデル化式 (式(20)) は妥当であり、今後遅れ要素を組み込むことでより高精度化を図る。

5. まとめ

本研究では車体制振ダンパーの減衰機構のモデルの構築を行った。得られた結果は以下の通りである。

(1) 供試車体制振ダンパーの減衰機構は、ピストンヘッドに空けられた複数個の導管とバルブ板から成る圧力制御弁 (詳しくは、直動型リリーフ弁) の機構を利用したものであることを力学モデルにより明らかにし、減衰力特性の実験により力学モデルの妥当性を検証した。

(2) 記述関数法を用いて上記の非線形減衰力特性に対する線形モデルを構築し、等価減衰係数に対する実験値と理論値の比較によりモデルの有効性を検証した。

(3) 上記(2)は、将来、与えられた振動系に対して最適化設計法を用いて設計段階で最も減衰特性の優れた容量の制振器を選定できる可能性を示唆している。

参考文献

- (1) 沢井誠二, 岡田弘之, 加茂 利明, “油圧制振ダンパーによる車体性能向上技術の開発” 自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 120-14 pp19-24 (2014)
- (2) 社団法人 日本機械学会, “機械工学便覧” 社団法人 日本機械学会 第 9 編 第 6 章 pp101 (2004)