塑性流動抵抗型エラストマ・ダンパに関する研究*

(第1報, 小型モデルによる実験と設計式の開発)

坂井 嘉克^{*1}, 藤田 聡^{*2}, 鈴木 重信^{*3}
正木 信男^{*3}, 柏崎 昭広^{*4}, 三田 倫也^{*5}

Study on Plastic Flow Damper Using Un-Vulcanised Rubber (1st Report, Establishment of Design Formula for the Damper Using Small-Scaled Models)

Yoshikatsu SAKAI^{*6}, Satoshi FUJITA, Shigenobu SUZUKI,
Nobuo MASAKI, Akihiro KASHIWAZAKI and Rinya MITA

^{*6} Graduate School of Engineering, Tokyo Denki University,
2-2 Kanda, Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8457 Japan

In recent years, research and development of various dampers, which reduce the vibration by earthquakes and wind of the structures, have been progressed. In this study, simple structural damper was suggested, which could aims at the development of the large-capacity damper. This damper uses unvulcanized rubber as working fluid, and obtains damping force by making plastic flow of rubber material in a vessel. In this paper, load tests were carried out to small model damper, and design formula was drawn. The design formula was theoretically obtained from the equation of the Navier-stokes. It has been applied by using the assumption of parameter of viscosity coefficient for the formula of the theoretical flow, in the flow of the unvulcanized rubber. By comparing the experimental results with design formula, it was proven that both agreed very well. Furthermore dynamic load tests were carried out for 98 kN damper which was designed by formula. As the results, the load-displacement characteristic of this damper was the rectangle shape that had the roundness, and it was confirmed that there is velocity dependence of the 0.2nd power of the velocity on the damping force.

Key Words: Damping, Vibration Control, Un-Vulcanized Rubber, Pseudoplastic Fluid, Plastic Flow

1. はじめに

世界有数の地震国である我が国では、重要構造物を地震による損害から守る為に、免震装置と制振装置を用いることでその安全性を向上させようという要求が高まっている。また、制振装置は、居住性の観点から風により高層建物等に生じる揺れを抑制するための装置として広く求められている。現在、普及している装置や方法のうち、最も簡単なものである層間ダンパ方式は、建物の層間変位を利用してダンパを働かせ、振動エネルギーを吸収する方式である。ダンパを設置することにより建物の減衰定数が大きくなり、その結果として地震等による応答を低減させることが出来る。構造物に減衰要素を付加することにより、振動の応答を低減する方法は高層建物に限らず、さまざまな構造物に適用されている。しかし、現在使用されているダンパには、鋼材系の塑性変形を利用した弾塑性ダンパ

や粘性流体の流動抵抗を利用したオイルダンパなど多くの種類のものがあるが、弾塑性ダンパでは繰り返し変形に対する弱さや、オイルダンパではオイルリークや方向性の問題といった欠点が指摘されている。

そこで、筆者らはさまざまな条件でも安定して動作し、なおかつ長期に渡るメンテナンスフリーを実現できる汎用性の高いダンパの研究開発を行っている。このダンパの外観は、オイルダンパ等と同様のシリンダ形状を有するが、内部に塑性流動体の一つである未加硫の合成ゴムを封入することにより、オイルダンパの欠点の一つである内部材料の漏れを解消している。本報では、その本ダンパの試作モデルの供試体を作成し、その供試体に対してさまざまな加力実験を行い、その基本的な特性の把握を行う。また、このダンパを設計する際に設計の指針となる設計式の作成も同時に行うものである。

2. ダンパの概要

2.1 ダンパの基本構造 本ダンパの構造は、基本的にはオイルダンパと同様で、その主要な構成要素は、図1に示すように

a. 内部材料を密封できる円筒シリンダ

* 原稿受付 2000年5月29日.

^{*1} 正員, 東京電機大学大学院(☎101-8457 千代田区神田綿町2-2).

^{*2} 正員, 東京電機大学工学部.

^{*3} 正員, (株)ブリヂストン(☎244-8510 横浜市戸塚区柏尾町1).

^{*4} 正員, 石川島播磨重工業(株)(☎235-8501 横浜市磯子区新中原町1).

^{*5} 石川島播磨重工業(株).

E-mail: sfujita@cck.dendai.ac.jp

Fig.1 Fundamental model of damper

- b. aのシリンダを貫通するシャフト（軸）
- c. bのシャフト中央部に設けられたオリフィスを形成する突起部
- d. cのシリンダ内部に充填する材料

の4つである。

内部に充填する材料には、未加硫の合成ゴムを用いる。一般にゴム製品は、成形の段階（最終工程）で、ゴムの原料に硫黄を加えて、加熱処理を行っている（加硫）。未加硫の合成ゴムとは、この加硫行程を行っていない状態のゴムであり、その材料の状態は、常温・常圧下において固体として存在するが、応力を与えた際には、容易に変形し、それは流体の流動状態に近いものである。そのため、未加硫の合成ゴムは、塑性流動体に分類できるものである。

塑性流動体の一種である未加硫の合成ゴムをダンパの作動流体に用いることにより、オイル等の通常の流体より高い粘性係数を得られること、静止時に固体として存在するため内部材料の漏れが無いことがオイルダンパに対する大きな利点として挙げられる。

2. 2 オイルダンパとの比較 もっとも単純な形式のオイルダンパは、図2のように円筒シリンダ、ピストン、シャフトおよびオイルで構成されている。シャフトは、片側にのみ突き出ている形式であるので、シャフトが一番引張られているときと押し込まれているときでは、シリンダ内に入ったシャフトの分、内部の体積が異なる。そのため、内部に封入するオイルには、圧縮性のあるものか、さもなければあらかじめ最小体積に基づいて少なく封入しておくかのどちらかを選択しておかなければならない。しかし、こういった選択は現実的ではないため、ピストンの位置によらず内部の体積が変化しないような構造にするか、体積変化を無視できるような機構にするといった構造的な工夫が必要となる。そのため、上記のような構造的な工夫をしていないダンパでは、例えば一定の速度の入力があった場合、オリフィスの前後に生じる圧力差が、圧縮、引張時で異なるということとなる。これは、ダンパに引張変位を与えた場合は、ピストンの変位量から

Fig.2 Simple model of oil - damper

シャフトの体積を引いた流量がピストンを通過するのに対して、圧縮変位時にはピストンの移動量そのままであるということからわかる。ピストンを通過する流量はピストン前後の圧力差に比例しているため、結果的に圧力差が異なることを示すことができる。このことがオイルダンパに減衰力の方向性がある原因の一つであると思われる。

本報で紹介するエラストマ・ダンパであるが、オイルダンパと大きく異なる点は、軸がシリンダを貫通しているということである。軸がシリンダを貫通することで、軸中央部の突起（以下オリフィスとする）のシリンダ内の位置によらず、内部材料の占める体積が一定であるという利点が生まれる。これは、内部材料が非圧縮性のものであっても、オリフィスの位置における材料の逃げを考えなくていいこととなる。したがって、オリフィスの位置と発生する圧力差は基本的に無関係となり、オイルダンパが持っている方向性の問題を解消できるものと思われる。また、オリフィス部にかかる内部材料による拘束力によって、オリフィス部の軸外運動によりシャフトの生じる曲げ応力を抑制する効果も生まれる。

3. 小型モデルによる加力実験

3. 1 小型モデルおよび実験条件 研究の第一段階として、本ダンパの基本特性を明確にし、その設計式を求めるために、図3に示すような小型の試験体を製作した。この小型モデルは、図1に基づく基本構造を有しており、オリフィス部の大きさ（隙間幅、長さ）の減衰力に及ぼす影響を調査するため、表1に示すように5種類のオリフィス形状を用意した。また、内部の圧力差を計測するために、 P_1 から P_4 の4つの圧力計を設置した。この5種類のダンパに様々な振動数・振幅を持つ正弦波加力実験を実施し、その力学特性を調

Fig.3 Designed damper for experiments
(Small model)

Table 1 The dimensions of protuberance

	diameter D	length L	clearance W
Case 1	52	60	20
Case 2	72	60	10
Case 3	82	60	5
Case 4	72	30	10
Case 5	72	90	10

Unit : mm

査した。なお、小型ダンパ製作にあたっては、未加硫合成ゴムは、シリンダ内に圧入せず、体積管理のみを実施している。

3. 2 実験結果

3. 2. 1 時刻歴波形 ダンパに正弦波を入力した際の時刻歴波形の一例を図4に示す。図4は、振動数 0.20Hz、振幅 30mm、オリフィスの形状がφ72×60mm(Case 2)のときのもので、上から、入力変位、減衰力、圧力変化、そして P_3 を基準としたときの P_1 、 P_2 、 P_4 の圧力差を表している。この結果より、荷重は、変位が入力された 2.5 秒付近を見ればわかるとおり、オリフィス部に相対変位が生じると同時に急激に上昇し、その荷重変化は速度変化に対応している、すなわち速度の n 乗に比例していることがわかる。さらに、圧力差の変化からは、 P_1 - P_3 の形状は、減衰力の形状に酷似していること、 P_2 - P_3 は、 P_1 - P_3 の約 1/2 の大きさであること、 P_4 - P_3 はほぼ0であることがわかる。そのため、 P_1 から P_3 間の圧力変化は直線的であることがわかる。

以上のことから、減衰力は速度のべき乗に比例していること、減衰力が発生する主要因はオリフィス部前後の圧力差であること、オリフィス部における圧力変化は線形であること、オリフィスでない部分での圧力はほぼ一定であることが判明した。

3. 2. 2 荷重-変位特性 実験で得られた減衰力と変位の関係を図5に示す。これらのグラフは、正弦波を数周期分加力した内の1周期分を抜き出したも

Fig.4 Time History (Case 2, $f=0.2\text{Hz}$, $a=30\text{mm}$)

ので、振動数 0.20Hz の時の 1 例である。上段には、オリフィス部の隙間幅の影響がわかるように、隙間幅のみ異なる Case 1, 2, 3 を並べ、下段には長さのみ異なる Case 4, 2, 5 を並べてある。Case 2 は、標準形状として上段下段ともに同じものである。

これらの結果から、どのオリフィス形状についても基本的に同様の特性を示しており、角が丸みを帯びた矩形の形状となっていることがわかる。さらに、ダンパに圧縮時と引張時の減衰力の違い（方向性の問題）も特に生じていないことがわかる。

また、これらの図は、振動数が同じ結果を一つの図の中にまとめているので、振幅が入力速度の違いを表している。入力速度の違いという観点から見ると、最大加力速度が振動数の小さい側から大きい側に向かって 2 倍、3 倍と増しているにも関わらず、減衰力はそれに比例して増加していないことがわかる。

実験結果をオリフィスごとに比べてみると、オリフィスの隙間幅が小さくなるにしたがって、また長さが長くなるにしたがって、減衰力が増加することがわかる。オリフィスの隙間幅が小さくなることは、流路の断面積の減少を、長さが長くなることは、オリフィス部で接触面積が増加したことによるせん断抵抗の増加を意味している。実験結果から、隙間幅が小さくなった方がより効果的に減衰力を増加させることができるということが示される。

3. 2. 3 速度と減衰力の関係 時刻歴波形によ

 Fig.5 Load - displacement characteristics ($f=0.2\text{Hz}$, $\text{amp.}=10,20,30,40,50\text{mm}$)

り、減衰力はほぼ速度の増加に伴い増大し、ほぼ速度のベキ乗に比例することがわかった。そこで、この関係を実験的に明確にするため、荷重-変位特性において、最大速度を持つ点とそのときの減衰力を各実験条件ごとに抽出し、両対数グラフでまとめたものが、図6である。左側(a)がオリフィス隙間幅の違い、右側(b)がオリフィスの長さの違いによる影響を示している。それぞれの実験においては、正弦波を入力しているので最大速度を発生している点は変位が0の点である。

ダンパに入力された最大速度とそのときに生じる減

衰力の関係は、両対数グラフ上においてはほぼ直線で近似できることが示される。したがって、ダンパの速度と減衰力の関係は、ダンパの減衰力を表す式として一般的

$$F_D = CV^n \quad (1)$$

で表されることがわかる。各実験結果を上式で近似してみた結果、オリフィスの形状によってばらつきはあるが、このダンパの特性として、速度の約 0.3 乗に比例するという結果が得られた。また、図6内部の直線は、次章で導出する設計式による理論値を示している。

Fig.6 The relationship of damping force and velocity

4. ダンパの設計式

4. 1 ダンパ内流れの理論的解析

4. 1. 1 ナビエ・ストークスの方程式 内部に封入されている流体をニュートン粘性流体と仮定するとき、ダンパ内部の流体の流れには、ナビエ・ストークスの式が適用できる。一般的なナビエ・ストークスの式は、次式で表される。

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 x , y 方向の速度をそれぞれ u , v , 圧力を p , 密度を ρ , 粘度を μ , 流体に作用する外力の x , y 方向成分をそれぞれ X , Y とする。また、 D_0 をシリンダ内径、 D_1 をオリフィス外径、 D_2 を軸直径とし、計算簡略化のため、 $r_0 = D_0/2$, $r_1 = D_1/2$, $r_2 = D_2/2$ とする。更に、以下のような仮定を用いることによって、式(2)を簡略化する。

- 1) 軸方向のみの流れを考えると、 $v=0$ であるから、式(2)の x 方向に関する上側の式のみを用いる。
- 2) 流れを定常流とし、 u の変化がないので、 $\partial u / \partial t = 0$, $\partial u / \partial x = 0$, $\partial^2 u / \partial x^2 = 0$ となる。
- 3) 質量力も無いとすると、 $\rho X = 0$ となる。
- 4) 隙間幅 $r_0 - r_1$ は小さいので、圧力こう配は r に無関係で、圧力 p は x のみの関数となる。

また、ダンパの形状は円筒形であるので、ナビエ・ストークスの式を円柱座標系で表現すれば、式(2)は以下のように簡略化される。

$$\frac{dp}{dx} = \mu \left(\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} \right) \quad (3)$$

この式(3)を積分して、

$$u = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} r^2 + c_1 \log r + c_2 \quad (4)$$

Fig.7 Assumption of flowing rubber

ここに、オリフィス外径部 ($r = r_1$) において $u = 0$, シリンダ内径部 ($r = r_0$) において $u = V$ という流速の境界条件を用いることにより次の2式が導かれる。

$$0 = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} r_1^2 + c_1 \log r_1 + c_2 \quad (r = r_1) \quad (5)$$

$$V = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} r_0^2 + c_1 \log r_0 + c_2 \quad (r = r_0) \quad (6)$$

したがって、流速 u は次のように与えられる。

$$u = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} \left(r^2 - \frac{(r_0^2 - r_1^2) \log r}{\log r_0 - \log r_1} + \frac{r_0^2 \log r_1 - r_1^2 \log r_0}{\log r_0 - \log r_1} \right) + \frac{\log r - \log r_1}{\log r_0 - \log r_1} V \quad (7)$$

4. 1. 2 理論的な流量の算出 前項で求めた流速を表す式(7)を用いて、理論的な流量を求める。

$$\begin{aligned} Q &= \int_{r_1}^{r_0} 2\pi \cdot r \cdot u \cdot dr \\ &= \int_{r_1}^{r_0} \frac{\pi}{2\mu} \frac{dp}{dx} r^3 \cdot dr + \int_{r_1}^{r_0} \frac{\pi}{2\mu} \frac{dp}{dx} \frac{(r_1^2 - r_0^2) r \log r}{\log r_0 - \log r_1} \cdot dr \\ &\quad + \int_{r_1}^{r_0} \frac{\pi}{2\mu} \frac{dp}{dx} \frac{r_0^2 \log r_1 - r_1^2 \log r_0}{\log r_0 - \log r_1} \cdot r dr + \int_{r_1}^{r_0} \frac{2\pi V \cdot r \log r}{\log r_0 - \log r_1} \cdot dr \\ &\quad - \int_{r_1}^{r_0} \frac{2\pi V \cdot \log r_1}{\log r_0 - \log r_1} \cdot r \cdot dr \end{aligned} \quad (8)$$

したがって、流量 Q は、次のようになる。

$$\begin{aligned} Q &= -\frac{\pi}{8\mu} \frac{dp}{dx} (r_0^2 - r_1^2) (r_0^2 + r_1^2) + \pi V r_0^2 \\ &\quad + \frac{1}{\log r_0 - \log r_1} (r_0^2 - r_1^2) \left\{ \frac{\pi}{8\mu} \frac{dp}{dx} (r_0^2 - r_1^2) - \frac{1}{2} \pi V \right\} \end{aligned} \quad (9)$$

4. 1. 3 物理的な流量の算出 物理的な流量は、オリフィスとシリンダが相対速度 V で移動するとき純粋にオリフィスが押しのけた体積である。この体積は、オリフィスの移動量と等しいため、次式のように表すことができる。

$$Q_a = \pi r_1^2 \cdot \frac{dx}{dt} - \pi r_2^2 \cdot \frac{dx}{dt} = \pi (r_1^2 - r_2^2) V \quad (10)$$

ここで、 dx はオリフィスの移動距離、 dt は単位時間を表す。

4. 1. 4 圧力と速度の関係 圧力と速度の関係は、式(9)と式(10)で表される流量が等しくなければならないことから求めることができる。したがって、圧力と速度の関係は、次のようになる。

$$\frac{dp}{dx} = \frac{8\mu V}{(r_0^2 - r_1^2)} \frac{(r_0^2 - r_1^2 + r_2^2)(\log r_0 - \log r_1) - \frac{1}{2}(r_0^2 - r_1^2)}{(r_0^2 + r_1^2)(\log r_0 - \log r_1) - (r_0^2 - r_1^2)} \quad (11)$$

4. 1. 5 ダンパ内の圧力 図4の小型モデルの実験結果から、オリフィス部前後に生じる圧力差がダンパの減衰力の大きな部分を占めていることがわかった。そこで、オリフィス部前後の圧力差を Δp とすると

き, 減衰力 F_D と圧力差 Δp の関係はオリフィス部の断面積を考えると次のように表すことができる。

$$F_D = \pi(r_0 r_1 - r_2^2) \Delta p \quad (12)$$

4. 2 ダンパ設計式の導出 ダンパ内部の圧力差とダンパに入力された速度の関係を表す式(11)と, ダンパの減衰力と内部の圧力差の関係を表す式(12)から, ダンパの減衰力と入力速度の関係を表す式を求めると次のようになる。ただし,

$$\frac{dp}{dx} = \Delta p$$

とする。

$$F_D = \pi(r_0 r_1 - r_2^2)$$

$$\times \frac{8\mu V}{(r_0^2 - r_1^2)} \frac{(r_0^2 - r_1^2 + r_2^2)(\log r_0 - \log r_1) - \frac{1}{2}(r_0^2 - r_1^2)}{(r_0^2 + r_1^2)(\log r_0 - \log r_1) - (r_0^2 - r_1^2)} \quad (13)$$

式(13)は, 内部の流体をニュートン粘性流体として扱うことにより導かれた式であり, このダンパに実際に使用されている未加硫のゴムに直接適用することには誤差が生じる。また, 実験結果からは, 減衰力は速度の約 0.3 乗に比例するという結果も得られている。そこで, 実験結果と式(13)に示される理論式を結びつけるために粘性率変数⁽²⁾を用いる。これは, 高分子材料などの複雑な粘性を簡便に表すために良く用いられる方法でずりひずみ速度 e^* とずり応力 p^* を定義することにより適用できる。 e^* と p^* の関係は,

$$p^* = \mu e^* \quad (14)$$

と示され, 本ダンパに適用した場合の e^* , p^* を次のように定義する。

$$p^* = \frac{r_0 - r_1}{4L} \frac{dp}{dx} \quad (15)$$

$$e^* = \frac{2(r_0 + r_1)}{(r_0 - r_1)^2} V \quad (16)$$

以上の式(13)~(16)を用いることにより, 次のようなダンパの設計式を導くことができる。

$$F_D = C \frac{\pi(D_0 D_1 - D_2^2)L}{D_0 - D_1} V^n \quad (17)$$

$$C = C_0 \left\{ \frac{4(D_0 + D_1)}{(D_0 - D_1)^2} \right\}^n$$

ここで, n は実験結果より 0.3 とし, D_0 はダンパの内径, D_1 はオリフィスの外径, D_2 は軸の直径である。 C_0 は, 材料の粘度等を含んだ材料定数であり, Case 1 ~ Case 5 のそれぞれの形状を式(17)に代入する事によって求めることができる。

4. 3 設計式と実験結果との比較 小型モデルの実験結果 (プロット) と導出した設計式(17)による理

論値 (実線, 破線) との比較を両対数グラフで表したものが図 6 である。図 6 によると, 設計式(17)は, 良く実験値を再現している。しかし, 標準形状とした Case 2 から隙間幅が小さくなった場合, 設計式が実験値を上回る。これは, オリフィス長さが長くなった場合でも同様である。また, 隙間幅が広がった場合や, オリフィス長さが短くなった場合は, 設計式の方が実験値を下回るということがわかる。したがって, 設計式(17)は, オリフィスの形状が標準形状から異なると実験値との一致が難しくなるが, 定性的な傾向を良く表している。

5. 98kN ダンパの加力実験

5. 1 98kN ダンパの設計 実用化に当たっては, 地震時に生じうる高速度域でのダンパ特性を明確にする必要がある。そこで, 研究の第2段階として, 先に導出した設計式(17)によって, 最大入力速度が 0.20m/s(20kine)の時に, 設計減衰力 98kN(10tonf)を発生するダンパの設計を行った。今回のダンパ製作に当たっては, 実用化を踏まえて未加硫ゴムの充填効率を上げるため, 圧入処理を行った。図 8 が加力実験のために設計されたダンパであり, シリンダ内径 170mm, オリフィス外径 140mm, オリフィス長さ 68mm となっている。このダンパは, オリフィス部の隙間幅に余裕があるので, 将来的に容量 490kN(50tonf)のダンパへの

Fig.8 Designed damper for experiments (98kN type)

Fig.9 Experimental devices

Fig.10 Time history ($f=0.5\text{Hz}$, $a=40\text{mm}$)

設計変更もオリフィスの形状を変えるだけで可能になっている。

5. 2 実験結果 実験方法としては、高速度域におけるダンパ特性の調査のため、振動台を加力装置として使用し、最大速度 0.50m/s (50kine) までの実験を行った。図 9 に実験装置の写真を示す。実験結果の一例として、振動数 0.5Hz 、振幅 40mm の時の時刻歴波形を図 10 に示す。図 10 は、小型モデルの実験結果と同様の特性を示しており、最大減衰力は約 120kN であることがわかる。また、温度を測定した結果、図 10 の加力実験において、ダンパの表面温度が数度程度上昇することが確認された。内部圧力をみると、時間の経過とともにどの測定点においても圧力が上昇しているが、これは、ダンパに入力された運動エネルギーが熱エネルギーに変換された結果、内部の温度が上昇し、未加硫ゴムが膨張したためだと思われる。また、小型モデルに比して、ゴムの充填率が上昇していることも一因として考えられる。

図 11 は、荷重-変位特性を示した図であり、これも同様に、小型モデルの実験結果と同じ特性、形状を示している。したがって、この全体的に丸みを帯びた矩形をしているという荷重-変位特性は、この形式のダンパの基本的な特性であるということが出来る。

速度と減衰力の関係を表す図 12 については、実験数が少ないが全体的な傾向は十分に表しており、その傾向は、減衰力は速度の n 乗に比例するという従来と同じ結果であった。実線の設計値 ($n=0.3$) と比べると実験値が上回っているのは、隙間幅が 15mm と小型

Fig.11 Load - displacement characteristic ($f=0.5\text{Hz}$)

Fig.12 The comparison of experiment results and designed expression

モデルの標準形状である隙間幅 10mm と比べてやや広めである為の誤差であると思われる。

この実験結果を近似した結果は、

$$F_D = 166.5V^{0.21}$$

であった。したがって、小型モデルの時に得られた速度の 0.3 乗に比例しているのではなく、もっと小さな 0.2 乗に比例しているという結果が得られた。また、速度の乗数が小さくなることは、遅い速度域から大きな減衰力を得ることができるが、速い速度域では大きな減衰力を獲得しにくいということを意味している。したがって、小型モデルの時よりも、速度依存性が小さくなっているといえることができる。なお、これは、ゴムの充填率によるものであると考えられるため、実用化に当たっては、その管理が重要となる。充填率を上昇させるということは分子間距離を強制的に狭めるということを意味しており、その結果として分子の移動が阻害され、ダンパの減衰力が増加することが予想される。したがって、材料の充填率を十分に管理しないと設計式に大きな影響を与えるおそれがある。

6. まとめ

塑性流動抵抗型エラストマ・ダンパの小型モデルを製作し、実験結果から設計式を導くことができた。更に、設計式によって 98kN 用ダンパを新たに設計し、加力実験を行うことができた。その結果を以下にまとめる。

- (1) 荷重-変位特性から、このダンパは入力速度のベキ乗に比例する減衰力を有するものであることが示された。荷重-変位特性は、矩形に近く角は丸みを帯びている。小型モデル、98kN 用ダンパともに同様の形状をしているので、このダンパの基本的な特性であるといえる。
- (2) 小型モデルの実験結果から、このダンパ内部の圧力状態がわかり、その結果として流体力学的な検討から、式 (17) に示す、非常に簡便な設計式を導出した。
- (3) 提案した設計式を用いて、98kN の設計減衰力を発生するダンパを設計・製作し、加力実験を行った。その結果、作成した設計式の有効性を確認できた。しかし、設計式の精度が未加硫の合成ゴムの充填率に依存することが予想されるため、実用化に当たっては、その管理方法をさらに検討することが必要である。

参考文献

- (1) Masaharu KUNIEDA et al., Positive Use of Damping Devices for Piping Systems - Some Experiences and New Proposals, Nuclear Engineering and Design 104, 107 - 120, 1987
- (2) 中川鶴太郎、レオロジー第2版、岩波書店、1990
- (3) Yoshikatsu SAKAI et al., Development of Plastic Flow Dampers Using Unvulcanized Rubber, The 74th JSME Spring Annual Meeting (VI) No.97-1, 88 - 91, 1997
- (4) 鈴木重信 他、塑性流動抵抗型エラストマ・ダンパに関する研究 (ダンパ基本特性の実験的検討)、日本機械学会 D&D Conference '96 機械力学・計測制御講演論文集 Vol.B 549 - 552, 1996