オイルダンパにおける油の圧縮性の影響について*

(第2報, 理論解析の概要と実験的検討)

浅見 敏彦^{*1}

On the Effect of Compressibility of Oil on an Oil Damper

(2nd Report, Theoretical and Experimental Study)

Toshihiko ASAMI

The working fluid of the oil damper is usually treated as an incompressible fluid. However, it becomes clear that the damping coefficient of the oil damper is strongly dependent on the impressed frequency. The primary reason is considered to be the effect of compressibility of oil, including the compressibility of air melting in it. The influence of the inertia force of oil on the frequency characteristics is too small to cause the drastic change of the damping properties. We have already proposed an expression for a viscous oil damper by considering the compressibility of oil. The theoretical expression is still not verified by the experiments. According to our theoretical study, the effects of compressibility appear in the high frequency level (more than a few hundred hertz). In such a frequency level, it is difficult to measure the damping force with a high accuracy. In this paper, we perform an experiment with a new device. It was obvious from the experimental work that the frequency characteristics of the viscous oil damper were well explained by our expression.

Key Words: Damping, Damper, Vibration Control Device, Oil Damper, Viscous Damping, Compressibility of Oil, Mass Effect of Fluid

1. 緒 言

オイルダンパは一般に非圧縮性を仮定して解析される^{(1),(2)}。オイルダンパは通常低い振動数で用いられるため、油の圧縮性が問題にされることは少なかった。それでも過渡応答が問題となるような場合には、その影響を無視することができなくなってくる。最近ERダンパにおいて、ベースとなるシリコン油の圧縮性によって、電圧を印加したときにシリンダ内の圧力変化に遅れが生じることが指摘されている⁽³⁾。この圧縮性の原因としては、油自身の体積弾性係数と含有空気の影響が考えられるが、理論計算を行って実験値と比較してみると、振動中のオイルダンパは油自身の体積弾性係数によるよりもはるかに大きな圧縮性を示すことが明らかになってきた⁽⁴⁾。このことから、制動油の圧縮性には、油に溶け込んでいる溶解空気(気泡となっていないもの)の影響が支配的ではないかと考えられる。

著者は以前に油の圧縮性を考慮したオイルダンパの設計式を提案した⁽⁴⁾。その設計式を整理してTable 1に示している。この設計式は定量的な値の見積り精度にまだ問題を残しているが、定性的にはオイルダンパの

Table 1 Expression for designing an oil damper.

Analytic model	$b = \pi (d_c + d_p) / 2$ $h = (d_c - d_p) / 2$ $m_o = \rho_o b h l$ $A_c = \pi d_c^2 / 4$ $A_p = \pi d_p^2 / 4$ $A_o = A_c - A_p = b h$
Nomenclature	ρ_o : density of oil at atmospheric pressure p_o μ, ν : viscosity and kinematic viscosity of oil K : bulk modulus of oil $p - p_o = K(p - \rho_o) / \rho_o$
Damping coefficient	$c = \mu l \frac{b \lambda}{h} \left[\frac{\lambda^2 (2A + B)^2 c_1 s_2}{(\lambda B c_1 - s_1)^2 + s_2^2} + \frac{s_1}{c_2} \right]$ $c_s = \lim_{\lambda \rightarrow 0} c = 4 \mu l \frac{b}{h} (3A^2 + 3A + 1)$
Added mass	$m_A = \frac{m_o}{4} \left\{ \frac{1}{B} \left[\frac{(2A + B)^2 c_1 (\lambda B s_1 - 2c_2)}{(\lambda B c_1 - s_1)^2 + s_2^2} + 4A^2 \right] + \frac{s_2}{\lambda c_2} \right\}$ $m_{As} = \lim_{\lambda \rightarrow 0} m_A = \frac{m_o}{5} \left(6A^2 + A + \frac{2}{3} \right)$
Frequency	$\lambda = h \sqrt{\omega / (2\nu)}$ $c_1 = \cosh \lambda + \cos \lambda, \quad c_2 = \cosh \lambda - \cos \lambda$ $s_1 = \sinh \lambda + \sin \lambda, \quad s_2 = \sinh \lambda - \sin \lambda$
Area	$A = A_p / A_o = A_p / (b h)$
Compressibility	$B = 1 - A H \lambda^4 / \gamma \quad \text{where} \quad \gamma = K / p_o$
Height of the piston	$H = \frac{\rho_o h_p l}{p_o} \left(\frac{2\nu}{h^2} \right)^2$

* 原稿受付 1997年7月17日。

*1 正員, 姫路工業大学(〒671-2201 姫路市書写 2167)。

周波数特性をよく説明できることがわかっている。ただ、前報⁽⁴⁾で行った実験では、表1の理論式の精度を十分検証することができなかった。そこで本報では、オイルダンパの減衰力測定装置を新たに製作し、実験の精度を上げて、再び理論の検証に努めることにした。

2. 理論解析の概要

理論解析についてはすでに文献⁽⁴⁾で報告しているので、詳細については省略し、表1にまとめられたオイルダンパの設計式について概略の説明をする。

流体の体積弾性係数 K は次式で定義される⁽⁵⁾。

$$K = -\frac{\Delta p}{\Delta V/V} \quad \dots\dots\dots (1)$$

いま、Table 1 の中の図に示されたピストンが下向きに動き、シリンダ内圧力が p_0 から p へ、体積が V_0 から V へ変化したとすると、式(1)は次のように表される。

$$p - p_0 = -K \frac{V - V_0}{V} \quad \dots\dots\dots (2)$$

式(2)の両辺を p_0 で除し、 $\rho = m/V$ 、 $\rho_0 = m/V_0$ のように体積 V を密度 ρ で置き換えると

$$\frac{p - p_0}{p_0} = \gamma \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで $\gamma = K/p_0$ は無次元化された体積弾性係数を表している。例えば水の場合には $K = 2.2 \text{ GPa}$ と与えられているので⁽⁵⁾、これを大気圧 $p_0 = 101.325 \text{ kPa}$ で除して、 $\gamma = 22000$ となる (図1)。また断熱変化をする空気の場合には $K = \gamma p_0 = 0.14 \text{ MPa}$ であることより、 $\gamma = 1.4$ となる。シリコン油は水よりも圧縮性が大きく、 γ は約 10,000 と測定されている⁽⁶⁾。

Fig.1 Density of the water and a silicone oil is dependent on the pressure.

流体の対流渦に起因する非粘性抵抗が無視できるものと仮定すると、オイルダンパのピストンに働く力はピストンの速度に比例する成分と加速度に比例する成分に分けられ、その比例定数は、それぞれ減衰係数 c と付加質量 m_A として表示される。Table 1に示されたこれらの計算式は、流路内の流れについては非圧縮の層流流れとして解析し、ピストン下面からシリンダ底面までの距離 h_p の間に囲まれた流体の圧縮性のみを考慮して得られた式である。このとき流体の状態変化は準静的に行われ、圧力と密度の不均一さは生じないものと仮定する。流体の圧縮性の影響が現れてくる数百ヘルツ以上の振動数ではこのような準静的過程は成立せず、このことが本計算式の理論的限界となっている。

3. 制動油の圧縮性の影響について

図2は、表1に示された圧縮性オイルダンパの減衰係数 c と制動油の付加質量効果 m_A の計算式を、横軸に無次元振動数 λ をとって図示したものである。減衰係数と付加質量は、いずれも振動数零における値 c_s と m_{As} で除して無次元化されている、これらの無次元量は、ピストンと流路の面積比 A と無次元パラメータ γ/H の関数として表されるが、図2では $A = 10$ の場合において、様々な γ/H の値に対してプロットされている。非圧縮性流体の場合には $\gamma = \infty$ となるので、 $\gamma/H = \infty$ の曲線が油の圧縮性を無視した場合の理論曲線になる。図のように、制動油を非圧縮性流体と仮定して解析した場合には、オイルダンパの減衰係数も付加質量も振動数に対してはほとんど変化しないことがわかる。

Fig.2 Frequency characteristics of viscous oil damper ($A = 10$).

油の圧縮性がオイルダンパの減衰特性と付加質量特性に与える影響は、シリンダ内に含まれる油の容積が関係する。すなわち、シリンダ底面からピストン下面までの高さ h_p (表1の中の図参照) が重要な意味を持つてくる。無次元パラメータ H は、この h_p を無次元化したものと考えることができる。表1に示された H の定義式には油の動粘性係数 ν が2乗された形で含まれている。したがって、油の粘性が高くなれば、 γ の値が同じであっても無次元パラメータ γ/H が急激に小さくなり、圧縮性の影響が現れやすくなることがわかる。これは、油の粘性が高くなれば、流路を流れる油の抵抗が大きくなり、そのことにより流量が減少するからであると考えられる。同じ理由により、 H はピストン (流路) の長さ l に比例して増加し、ピストンとシリンダの半径すきま h の2乗に反比例して減少することになる。

図2より、制動油に圧縮性があると、ピストンの振動数に対してオイルダンパの減衰係数も付加質量も極めて大きな変化をし、しかも γ/H の値によってその変化の仕方が全く異なることがわかる。低粘性オイルダンパ (γ/H の大きいダンパ) の場合には、ある振動数において減衰が急に大きくなり、減衰係数が極大値をとる付近で付加質量が正の極大値から負の極小値へ急変する。一方、高粘性オイルダンパ (γ/H の小さいダンパ) の場合には、減衰は振動数の増加に伴って極大値をとらないで急減して零に近づき、付加質量は常に負の値をとる。このように付加質量が負になるということは、オイルダンパのピストンにばね力が働いていることを意味する。

我々が大きな減衰力を発生するダンパを設計するとき、一般に流路を流れる流体の抵抗が大きくなるように設計するが、そうすると流体は抵抗の大きい流路を流れるよりも、自らを圧縮してピストンの動きを吸収するようになるので、希望するほど大きな減衰が得られなくなる。図2の結果は、油に圧縮性が存在すると、オイルダンパに高粘性の油を用いるほど大きな減衰が得られるというこれまでの常識が通用しなくなることを示している。

4. 実験

4.1 オイルダンパの減衰係数と付加質量の測定理論

Fig.3 はオイルダンパの実験装置を表している。振動中の油の状態を観察するために、シリンダは透明のアクリル性樹脂で作られている。このオイルダンパのピストンに働く力 $f(t)$ を力変換器で、ピストンの加速度 $a(t)$ を加速度ピックアップで計測し、その信号をFFTアナライザに入力して周波数応答関数を測定する。

初めに Fig.3 において、シリンダを取り外した状態、すなわちピストンとピストン棒だけを加振し、その加振力 $f_0(t)$ と加速度 $a_0(t)$ を測定する。このとき力 $f_0(t)$ と変位 $x_0(t)$ の間には次の関係がある。

$$f_0(t) = m\ddot{x}_0(t) + c_0\dot{x}_0(t) \quad \dots\dots\dots(4)$$

ここで m はピストンとピストン棒の質量、 c_0 はこの系の等価粘性減衰係数を表している。式(4) をフーリエ変換して得られる周波数応答関数 (FRF) は

$$\frac{F_0(\omega)}{A_0(\omega)} = m - j\frac{c_0}{\omega} \quad \dots\dots\dots(5)$$

と表される。ここで、 $F_0(\omega)$ と $A_0(\omega)$ は、それぞれ加振力 $f_0(t)$ と加速度 $a_0(t)$ のフーリエ変換を表している。式(5)の実数部からピストン+ピストン軸の質量 m が、また虚数部を微分 ($j\omega$ 倍) することにより減衰係数 c_0 が得られることになる。図4(a) は、このようにして測定された減衰係数 c_0 と質量 m を示している。同図(a-2)に示す質量の測定値が周波数の増加と共に漸増しているのは、ピストン棒の剛性の弱さに起因している。これは、ピストン棒に挿入された力変換子の取付用ねじ (10-32 NF) が細いことによると考えられる。350 Hz 付近に見られる FRF の大きな乱れも同じ原因によると思われる。同図(a-1)に示される減衰係数の測定値が負になる原因については不明である。

次に、このピストンを制動油が満たされたシリンダの中に入れて、加振力と加速度を測定する。このとき計測される力 $f(t)$ は次のように表される。

Fig.3 Experimental setup of an oil damper.

$$f(t) = (m + m_A)\ddot{x}(t) + (c_0 + c)\dot{x} \quad \dots\dots\dots(6)$$

先程と同様にして両辺をフーリエ変換すると, FRF は

$$\frac{F(\omega)}{A(\omega)} = m + m_A - j \frac{c_0 + c}{\omega} \quad \dots\dots\dots(7)$$

と表される. こうして測定される FRF の一例を図 4 (b) の破線で示している. この式から式 (5) を引き算すると

$$\frac{F(\omega)}{A(\omega)} - \frac{F_0(\omega)}{A_0(\omega)} = m_A - j \frac{c}{\omega} \quad \dots\dots\dots(8)$$

式(8)の実数部と虚数部のそれぞれがオイルダンパの付加質量 m_A と減衰係数 c を表し, その測定例を図 4 (b) の実線で示している.

4.2 実験結果

実験は Table 2 に示すような条件で行った. シリンダ内径 d_c とピストンの長さ l は表中の値で一定とし, ピストンの直径 d_p とシリンダ底面からピストン下面までの高さ h_p を表中の範囲で様々に変え, また動粘性係数が $\nu = 100$ と $5000 \text{ mm}^2/\text{s}$ の2種類の制動油を使用した. これらの制動油は密度 ρ_0 が若干異なる.

Table 2 Experimental condition.

d_c	36 mm	h_p	10–30 mm
d_p	31–34 mm	ρ_0	968, 973 kg/m^3
l	40 mm	ν	100, 5000 mm^2/s

(a-1) Damping coefficient (without oil, $d_p = 34 \text{ mm}$)

(b-1) Damping coefficient ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$, $d_p = 34 \text{ mm}$, $h_p = 10 \text{ mm}$)

(a) ピストンの直径を変化させた場合

図 5 は, 低粘性オイルダンパ ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$) において, $h_p = 25 \text{ mm}$ に固定し, ピストンの直径 d_p を変化した場合の減衰係数と付加質量の測定結果を示している. 図中の破線は表 1 による計算結果である. この計算において, 図 2 に示されたシリコン油の無次元化体積弾性係数 $\gamma = 10,000$ の値を用いると実験値と全く合わなくなるので, γ の値は実験値から推定した. 図には, 実験値に最も近くなる γ の値と, その前後の2種類の γ の値を用いて計算された理論曲線を描いている.

本来 γ の値は, ピストン直径 d_p を変えても変化しないはずであるが, 実験値から推定した γ の値は, d_p の増加と共に大きくなっている. これは表 1 の理論式の限界を表していると言える.

図 5 から, ピストン直径 d_p を大きくするに従って, 言い換えれば, 流体が流路を流れるときの抵抗が増加するに従って, 最大減衰を生じる振動数が低周波数側に移動していくことがわかる. このことは, 油の圧縮性の影響がより大きく現れることを意味する. また, ピストン径が小さいほど減衰係数の極大値が大きくなることは興味深い (低周波数における減衰係数の値は, ピストン径が大きくなるほど増加する).

(a-2) Apparent mass (without oil, $d_p = 34 \text{ mm}$)

(b-2) Apparent mass ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$, $d_p = 34 \text{ mm}$, $h_p = 10 \text{ mm}$)

Fig.4 Example of the measured damping coefficient and apparent mass of an oil damper.

(a-1) Damping coefficient ($d_p = 31$ mm)

(a-2) Added mass ($d_p = 31$ mm)

(b-1) Damping coefficient ($d_p = 32$ mm)

(b-2) Added mass ($d_p = 32$ mm)

(c-1) Damping coefficient ($d_p = 33$ mm)

(c-2) Added mass ($d_p = 33$ mm)

(d-1) Damping coefficient ($d_p = 34$ mm)

(d-2) Added mass ($d_p = 34$ mm)

Fig.5 Variation of the dynamic characteristics of oil damper due to the diameter of the piston ($v = 100$ mm²/s, $h_p = 25$ mm).

(a-1) Damping coefficient ($h_p = 10$ mm) (a-2) Added mass ($h_p = 10$ mm) (b-1) Damping coefficient ($h_p = 15$ mm) (b-2) Added mass ($h_p = 15$ mm) (c-1) Damping coefficient ($h_p = 20$ mm) (c-2) Added mass ($h_p = 20$ mm) (d-1) Damping coefficient ($h_p = 30$ mm) (d-2) Added mass ($h_p = 30$ mm)Fig.6 Variation of the dynamic characteristics of oil damper due to the height of the piston ($\nu = 100$ mm²/s, $d_p = 34$ mm).

(a-1) Damping coefficient ($d_p = 31$ mm)

(a-2) Added mass ($d_p = 31$ mm)

(b-1) Damping coefficient ($d_p = 32$ mm)

(b-2) Added mass ($d_p = 32$ mm)

(c-1) Damping coefficient ($d_p = 33$ mm)

(c-2) Added mass ($d_p = 33$ mm)

(d-1) Damping coefficient ($d_p = 34$ mm)

(d-2) Added mass ($d_p = 34$ mm)

Fig.7 Variation of the dynamic characteristics of oil damper due to the diameter of the piston ($\nu = 5000$ mm²/s, $h_p = 25$ mm).

(a) Damping coefficient ($\nu = 5000 \text{ mm}^2/\text{s}$, $d_p = 34 \text{ mm}$, $h_p = 15 \text{ mm}$) (b) Added mass ($\nu = 5000 \text{ mm}^2/\text{s}$, $d_p = 34 \text{ mm}$, $h_p = 15 \text{ mm}$)

Fig.8 Effect of bubble on the damping coefficient and added mass of oil damper.

(b) シリンダ底面からピストン下面までの高さを変化させた場合

図6は、低粘性オイルダンパ ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$) において、 $d_p = 34 \text{ mm}$ に固定し、シリンダ底面からのピストン下面までの高さ h_p を変化させた場合の結果を示している。この場合も γ の値は変化しないはずであるが、実験値から推定した γ の値は、 h_p の増加と共に大きくなっている。また、 h_p が大きくなるほど、最大減衰を生じる振動数は低周波数側に移動していき、同時に極大値自身も小さくなっていくことがわかる。このことは、シリンダ内に含まれる油の容積が大きいほど、その圧縮性の影響も大きくなることを意味している。

(c) 制動油の粘性を変化させた場合

図7は、高粘性オイルダンパ ($\nu = 5000 \text{ mm}^2/\text{s}$) において、図5と同じ条件で実験を行った結果を示している。高粘性の油を用いれば、確かに低周波数における減衰は大きくなるが、流路面積を狭くした場合には、理論解析によって予測されたように、振動数の増加と共に減衰係数が急に小さくなるという現象が観察された。また、付加質量は常に負の値を示している。

(d) 油の中に空気が混入した場合

以上の実験は、油の中に気泡が発生していないことを確認しながら行ったものである。次に、ピストンの下側にスポイドで気泡を混入させて実験を行い、気泡がない場合の実験値と比較した結果を図8に示している。気泡が発生すればオイルダンパの減衰係数と付加質量はほぼ零になり、ダンパとしての役割を果たさなくなることがわかる。

5. 結 言

本研究によって得られた知見をまとめると、以下のようになる。

(1) 油に圧縮性が存在すると、低粘性オイルダンパの場合には、ある振動数において油が共振を起こし、その減衰係数が急に大きくなるのが理論解析から予測されていたが、この現象を実験によって確認することができた。

(2) 高粘性オイルダンパの場合には、減衰係数は振動数の増加と共に極大値をとらないで急減することを実験で確認した。

(3) 油の圧縮性の影響は、低粘性オイルダンパの場合には振動数が高くない(数百 Hz 以上)と現れないが、高粘性ダンパは低粘性オイルダンパよりもはるかに影響を受けやすく、数 Hz 程度の低周波数から現れる。

(4) 圧縮性の程度を表す γ の値は、油の体積弾性係数から計算される値よりもはるかに小さくなる。このことは前報でも述べていたことであるが、本実験によって改めて確認した。また、この原因は油中に気泡が発生したことによるものでないことも確認した。

(5) 無次元パラメータ γ の値は、本来油の容積や流路面積に依存しないはずであるが、本実験からこれらの要因が変化すると γ の値が影響を受けることが明らかになった。これは理論式を導くときの仮定(準静的過程)によるものであり、本理論式の限界を表している。

(6) γ の値さえ推定できれば、本理論式はオイルダンパの動特性をかなり正確に予測できることがわかった。

最後に、本研究の遂行に協力してくれた本学の平成5年度卒業生、北晴夫君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 古川英一、振動および衝撃測定、誠文堂新光社、67。
- (2) 浅見敏彦・関口久美、機論、**57**-534, C(1991), 437-445。
- (3) 中野政身・米川琢哉、機論、**61**-581, B(1995), 166-172。
- (4) 浅見敏彦・ほか3名、機論、**58**-549, C(1992), 1592-1600。
- (5) 日本機械学会編、機械工学便覧、(1987), **A5**-5, 日本機械学会。
- (6) 東芝シリコン、TSF 451 物性表。