電気粘性流体を用いた油圧緩衝器*

前 森 健 一^{*1}, 河 内 伸 仁^{*2}

A Hydraulic Shock Absorber Using Electro-Rheological Fluid

Ken-ichi MAEMORI and Nobuhito KAWAUCHI

We propose a new type of hydraulic shock absorber whose resisting force matches impacts of various masses using electro-rheological (ER) fluid having apparent viscosity that can be modified by an electric field. In this paper, we show by simulation that the maximum acceleration of the light body nearly equals that of the heavy body, which has twice the mass of the light body, during impact for the proposed shock absorber, while the maximum acceleration of the former is 2.3 times that of the latter during impact for the existing hydraulic shock absorber, whose resisting force is expressed as a function of the relative displacement and squared of the relative velocity of the piston.

Key Words: Shock, Simulation, Hydraulic Shock Absorber, Electro Rheological Fluid, Elevator, Aircraft, Railway

1. 緒 言

電界印加によって見かけの粘性が変化する流体を電気粘性流体またはER流体⁽¹⁾という。最近、このER流体をダンパに用いる研究が盛んに行われているが^{(2)~(7)}、油圧緩衝器にこの流体を用いる試みも始まっている⁽⁸⁾。

油圧緩衝器は鉄道車両の連結器、航空機の着陸装置、エレベータ落下時の緩衝装置などに応用されている。これらの油圧緩衝器はピストン変位に対しオリフィス面積が変化する構造を有するものが多く、その抵抗力を求めるにあたってはピストン変位に存在する動圧抵抗係数と速度の二乗との積で表される関係式を用いるのが通例である⁽⁹⁾。この種の緩衝器は衝突速度の変化にかかわらず高い緩衝効率を発揮できる一方で、衝突質量の変化には対応できず、衝突質量によっては緩衝効率は著しく悪化し、加速度の増大をもたらすものである⁽¹⁰⁾。

本報告では、ER流体を作動流体として用いる油圧

緩衝器の構造を提案し、これが衝突質量の変化に適切に対応して高い緩衝効率を常に発揮する可能性を有することをシミュレーション計算によって示す。本緩衝器は、前述の動圧による抵抗力を最小衝突質量に対する基礎抵抗力とし、ER効果⁽¹⁾による抵抗力を衝突質量の増大に対応する可変抵抗力とするものである。

2. 油圧緩衝器の構造

図1にER流体を作動流体として用いた油圧緩衝器(以降ER緩衝器と称する)の構造を示す。オリフィス棒式ER緩衝器[図1(a)]では、衝突時A室の流体はピストン部先端に設けられた円孔とオリフィス棒の外周との間に形成される面積可変のオリフィスを通してB室に流入し、さらにピストン部を構成する同心円状に交互に設けられた正・負の電極間の隙間を通してC室に流入する。A-B室間の流体の流れは乱流で、圧力差はオリフィス面積に依存する動圧により生じ、一方、B-C室間の流体の流れは層流で、圧力差は粘性抵抗および電界強度の変化によって制御されるER効果により生じる。多孔式ER緩衝器[図1(b)]では、衝突時A室の流体は電極間の隙間を通してB室に流入し、さらに複数個のオリフィスを通してC室に流入する。A-B室間の流体の流れは層流で、B-C室間の流体

* 原稿受付 1994年12月20日。

^{*1} 正員, 神奈川大学工学部 (〒221 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。^{*2} 学生員, 神奈川大学大学院。

(a) オリフィス棒式

(b) 多孔式

図 1 緩衝器の構造

の流れは乱流である。なおオリフィス棒式の場合においても多孔式の場合と同様A-B-C室間の流れを層流-乱流の順とする構造を考察することは容易である。ところでC室に流入した流体はフリーピistonを押上げるのでD室の気体は圧縮される。この気体圧力と大気圧との差がピistonに作用し復元ばね作用を生じる。またD室にコイルばねを内装し、これをフリーピistonで圧縮することによって復元ばね作用を得ることもできる。

オリフィス棒式および多孔式のオリフィス構造は油圧緩衝器に一般的に見られるものであり⁽¹⁾、一方同心円状に電極を配置する構造はダンパで提案され、試作されているものであるが⁽²⁾⁽³⁾、両構造を適切に組み合わせることによって種々の衝突質量に対する比較的容量の大きい緩衝器の実現を目指している。

3. 緩衝器の抵抗力と系の運動方程式

3.1 抵抗力 ER緩衝器の抵抗力 f は、前述のER効果、粘性および動圧によるもののほかに、復元ばねによるものがある。そこでER効果による抵抗力を f_E 、粘性抵抗力を f_v 、動圧による抵抗力を f_D 、復元ばね抵抗力を f_K で表す。これらの抵抗力は、ピiston-シリンダ間の相対変位、相対速度を $y, \dot{y}$ 、ピistonの有効受圧面積を A 、電極の長さ、幅を l, b 、正負電極間の隙間を h 、ER流体の降伏せん断応力、密度、粘性係数を τ_y, ρ, μ 、動圧抵抗に關係するオリフィス面積を a 、その流量係数を C_D 、復元ばねのばね定数を K とおくと

図 2 衝突モデル

図 3 緩衝器抵抗力

$$\left. \begin{aligned} f &= f_E + f_D + f_v + f_K \\ f_E &= D_E \tau_y, D_E = 3lA/h \\ f_D &= D_D \dot{y}^2, D_D = \rho A^3 / (2C_D^2 a^2) \\ f_v &= D_v \dot{y}, D_v = 12\mu l A^2 / (bh^3) \\ f_K &= Ky \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

なお f_v は温度に依存するので、その分担割合をできるだけ小さくすることが望ましい。

3.2 運動方程式 図2に示す剛体 m の鉛直衝突を扱う。ただし x は m の変位、 k は m と緩衝器の間に介在する緩衝体のばね定数を表す。

3.2.1 最小質量の衝突 いま m の最小質量 $m_{\min}$ が速度 $\dot{x}_0$ で衝突するとき、衝突エネルギーを緩衝器の動圧抵抗、粘性抵抗、復元ばねの抵抗およびばね k の抵抗のみによりすべて吸収することを考える。まず最初に、 k の値が無限度で、 f が最小一定値 f_c (図3)をとるという条件下でオリフィス面積 a を決定する。このとき $\dot{y}_0 = \dot{x}_0$ であるから、 y における吸収エネルギーに関し

$$m_{\min}(\dot{y}_0^2 - \dot{y}^2)/2 + m_{\min}gy = f_c y \dots\dots\dots (2)$$

が成立する。 $y = y_u$ のとき $\dot{y}_c = 0$ として

$$m_{\min} \dot{y}_0^2/2 + m_{\min} g y_U = f_c y_U \cdots \cdots (3)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} f_c &= f_{D,c} + f_{V,c} + f_K \\ &= D_D \dot{y}_c^2 + D_V \dot{y}_c + f_K \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (4)$$

ただし y_U は y の上限, g は重力加速度を表し, 添字 c は $f=f_c$ の場合の値であることを示す. したがって式(3)から

$$f_c = m_{\min} \{ \dot{y}_0^2/(2y_U) + g \} \cdots \cdots (5)$$

式(2), (5)から

$$\dot{y}_c = \dot{y}_0 \sqrt{1 - y/y_U} \cdots \cdots (6)$$

が得られ, これらの式を用いて, 式(1)中の a は次式のように y のみの関数として示される.

$$\left. \begin{aligned} a &= \sqrt{D_a/(f_c - D_V \dot{y}_c - K y)} \dot{y}_c \\ D_a &= \rho A^3/(2C_D^2) \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (7)$$

k の値が有限である場合, 図2の運動方程式は

$$\ddot{x} = g - k(x - y)/m_{\min} \cdots \cdots (8)$$

$$D_D \dot{y}^2 + D_V \dot{y} + K y - k(x - y) = 0 \cdots \cdots (9)$$

となる. 式(9)を解くと

$$\left. \begin{aligned} \dot{y} &= \left[-D_V \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{D_V^2 - 4D_D \{ K y - k(x - y) \}} \right] / (2D_D) \\ D_D &= D_a/a^2 \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (10)$$

が得られる. なお前式中の a は式(7)で示される. k の値が比較的大きいとき, 式(8), (10)を用いて $m_{\min}$ の加速度波形や緩衝器抵抗力特性などの各最適値を近似的に求めることができる.

3・2・2 最大質量の衝突 図2において m が最大質量 $m_{\max}$ のとき, 衝突エネルギーをER効果による抵抗も含めて緩衝器およびばね k の抵抗によりすべて吸収することを考える. k の値が無限大のときの最小一定抵抗力を F_c で表すと(図3), 吸収エネルギーに関し

$$m_{\max} \dot{y}_0^2/2 + m_{\max} g y_U = F_c y_U \cdots \cdots (11)$$

が成立する. ここに

$$F_c = f_E + f_c \cdots \cdots (12)$$

したがって式(4), (11), (12)から f_E が求められ, 式(1)から τ_y が求められる.

k の値が比較的大きいとき, 運動方程式

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= g - k(x - y)/m_{\max} \\ \dot{y} &= \left[-D_V \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{D_V^2 - 4D_D \{ K y + f_E - k(x - y) \}} \right] / (2D_D) \\ D_D &= D_a/a^2 \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (13)$$

から $m_{\max}$ の加速度波形や緩衝器抵抗力特性などの各最適値を近似的に求めることができる. なお前式中の

a は式(7), f_E は式(12)から求められる.

以上述べたように最小質量衝突時はER効果による抵抗力を利用せずに衝突エネルギーの吸収を行い, 最大質量衝突時にはER効果をも利用して衝突エネルギーの吸収を行うが, 最小質量を超え, 最大質量に満たない質量 m の衝突の場合は, 最大質量衝突時と同様ER効果をも利用してエネルギー吸収を行う. この場合は式(11), (13)において $m_{\max}$ を m に置換えればよい.

なお本報では k の値は比較的大きいものと仮定して油圧緩衝器の最適特性を求めているが, k の値が小さい場合を含めて一般の多質点系の場合は, 最適化の方法を用いて衝突質量に生じる最大加速度の最小化を図り, 緩衝器の諸元を決めればよい^{(12)~(16)}.

4. 設 計 例

最小質量 $m_{\min} = 200$ kg, 最大質量 $m_{\max} = 400$ kg の物体が $\dot{y}_0 = \dot{x}_0 = 1$ m/s で鉛直衝突する場合を取扱う. ここでは図1(a)に示すオリフィス棒式ER緩衝器を取上げるが, このER緩衝器の諸元などの数値は $D_E = 0.825$ m², $D_a = 2 \times 10^{-5}$ kgm³, $D_V = 2.52$ N・s/m, $K = 2 \times 10^4$ N/m, $y_U = 0.06$ m, $k = 5 \times 10^6$ N/m である. なお電極間の流路の諸元は, ダンパの例⁽⁴⁾ から推定したレイノルズ数を用いて決定した. また本ER緩衝器のシリンダ径は前記ダンパを参考にし, 全長およびピストン変位の上限は前記ダンパとほぼ同程度の大きさの自動車低速衝突用油圧緩衝器⁽¹⁷⁾ を参考にしてそれぞれ決めている. この結果, 構造上の制約から電極の長さが制限され, 得られるER効果の最大値から最大質量 400 kg が決定した. 最小質量 200 kg についてはエレベータ用油圧緩衝器⁽¹⁰⁾ の場合の質量比を参考とし決定した.

動圧抵抗を利用した復元ばね付きの在来油圧緩衝器とER緩衝器を比較した. この在来油圧緩衝器の構造は図1(a)のER緩衝器から電極を取除き, B, C両室を一体化したものである. なお在来緩衝器では, k が無限大の条件下で最大質量 $m_{\max}$ 衝突時に一定抵抗力を生じるようにオリフィス面積 a を決定した. これは前記条件下で質量 m ($m_{\min} \leq m \leq m_{\max}$) の衝突時に生じる最大抵抗力を最小にするためである. 結果を図4~9に示す.

図4からわかるように在来緩衝器では, 最小質量の最大加速度 $(-\ddot{x})_{\max}$ は最大質量の場合の約2.3倍の値を示している. 一方, ER緩衝器に関しては, 最小質量, 最大質量共に最大加速度は低い値を示し, 特に前者の値は在来緩衝器の場合に比べ約60%減少してい

図4 衝突物の加速度

図7 ER緩衝器の抵抗力

図5 衝突物に作用する抵抗力

図8 緩衝器速度

図6 緩衝器抵抗力

図9 緩衝器のオリフィス面積

る。

図5はばね k を介して衝突物に作用する緩衝器の抵抗力を示したものである。最小質量衝突時、在来緩衝器では抵抗力特性が悪化しているが、ER緩衝器ではこの条件下でオリフィス面積を決めたため、抵抗力はほぼ一定値を示している。

最大質量衝突時、ER緩衝器のほうが在来緩衝器よりも抵抗力の立上がり急峻となっている(図5, 6)。これは後者の場合、緩衝器ピストンは衝突直後から運動するので、衝突物の変位 x は衝突直後からばね k のたわみとピストン変位 y の和となるのに対し、前者の場合、ばね抵抗力がER効果による抵抗力 f_E (図7)を超えるまでは緩衝器ピストンは停止し、 x はばね k

のたわみのみとなるためである。抵抗力の立上がり急峻であることから、ER緩衝器の場合、抵抗力および加速度は衝突初期からほぼ一定値を示し、これらの最大値は在来緩衝器の場合よりもいくぶん減少している(図4~6)。

図7は最大質量衝突時におけるER緩衝器抵抗力の分担内容を示したものである。粘性抵抗 f_v がかなり大きい割合を占めているので、温度変化の影響を受けやすいことがわかる。この対策としてはER効果で温度変化分を補正することが考えられるが、その場合緩衝器の容量が減少するので、粘度がより小さく、また温度変化に対する粘度変化のより小さいER流体が開発

されることが望ましい。なお動圧抵抗を利用する在来緩衝器では粘性抵抗の影響は無視される⁽⁹⁾。

図8, 9はERおよび在来緩衝器の緩衝器速度およびオリフィス面積である。

本ER緩衝器の製作は、ERダンパおよび在来油圧緩衝器製作の技術があれば比較的容易と考えられる。その製作に当たって本シミュレーション計算結果を利用する場合は、電極間の流路の流れが層流であるという前提条件に配慮する必要がある。さらに本計算例では電界印加の際の応答の遅れを考慮していないので、衝突時所定のER効果を生じるように電界印加の時期を衝突時点よりも早めることが必要である。

5. 結 言

ER効果による抵抗と動圧による抵抗を組合せて抵抗力を発生する油圧緩衝器を提案し、本緩衝器と在来の動圧抵抗による油圧緩衝器を、質量比2の二つの鉛直衝突についてシミュレーション計算により比較した。オリフィス面積は、ER緩衝器では最小質量衝突時を、在来緩衝器では最大質量衝突時をそれぞれ想定し決定した。その結果を次に示す。

(1) 最小質量衝突時の衝突物の最大加速度は、ER緩衝器の場合のほうが在来緩衝器の場合に比べほぼ半減した。

(2) 最大質量衝突時、ER緩衝器のほうが在来緩衝器よりも抵抗力の立上がりは急峻となり、最大抵抗力および最大加速度はいくぶん減少した。

(3) ER緩衝器では、最大加速度および加速度波形は衝突質量の大小にかかわらずほぼ同一であった。

(4) ER緩衝器では、粘性抵抗力が大きく現れた。このことは抵抗力が温度変化の影響を受けやすいことを示している。

末筆ながら本研究の構想について協力いただいた金澤衛、笹山剛史、関川敏晴の諸氏に深く感謝する。また本研究に際し協力いただいた本学機械工学科熊倉進助手に謝意を表する。

文 献

- (1) 森下, 機誌, **96**-899(1993), 900.
- (2) Stanway, R., ほか2名, *Inst. Mech. Eng.*, No. 382/034 (1989) 547.
- (3) 森下・ほか2名, 機論, **56** 524, C(1990), 928.
- (4) Petek, N. K., *SAE Tech. Paper*, No. 920275(1992), 67.
- (5) 小林・ほか4名, 機論, **59** 566, C(1993), 3008.
- (6) 中野・米川, 機講論, No. 940 10(1994 3), 250.
- (7) 川真田・ほか3名, 機講論, No. 940-10(1994-3), 619.
- (8) Shelley, T., *Eureka Transf. Technol.*, **13** 1(1993), 22.
- (9) 防振・緩衝装置図集編集分科会, 機械図集防振・緩衝装置(上), (1977), 26, 27, 日本機械学会.
- (10) 文献(9)の104ページ.
- (11) 文献(9)の99ページ.
- (12) 前森, 機論, **47** 424, C(1981), 1626.
- (13) 前森, 機論, **48** 433, C(1982), 1436.
- (14) 前森, 機論, **49** 446, C(1983), 1698.
- (15) 前森, 機論, **50** 454, C(1984), 979.
- (16) 前森, 機論, **50** 454, C(1984), 988.
- (17) 文献(9)(下)の30ページ.