有限差分法を用いた流れ解析によるオイルダンパの減衰特性の解明

An Investigation of Damping Characteristics of an Oil Damper
By Flow Analysis Using Finite Difference Method○学 西村 篤史 (兵庫県大院)
正 浅見 敏彦 (兵庫県大)

正 本田 逸郎 (兵庫県大)

Atsushi NISHIMURA, Grad. School of Eng., University of Hyogo, 2167, Shosha, Himeji, Hyogo
Itsuro HONDA, University of Hyogo
Toshihiko ASAMI, University of Hyogo

The purpose of this work is to know the fluid flow of an oil damper by numerical simulation, so as to obtain the exact values of the damping coefficient of the oil damper. The Finite Difference Method (FDM) was used for solving the flow formation caused by the moving piston. Each time step proceeded in the Fractional Step method, and the Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) method was used for the moving boundary. In order to stabilize the computation in the moving boundary problem, we employed the masking method with single block grid system. That is, the algebraic grid generation using stretching function was used for moving piston. The time dependent coordinate system in physical domain which coincides with a contour of moving boundary is transformed into a fixed rectangular coordinate system in computational domain. The computational result was compared with the experimental one and the approximate solution. The results of present analysis show good agreement with the experimental results of wide range of piston diameter.

Key Words: Oil Damper, Damping Coefficient, Finite Difference Method (FDM), Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) Method

1. 緒言

地震や強風などによる高層建築物の揺れや自動車・鉄道車両などの輸送機器における不快な振動を低減させることは、我々の社会生活における安全性や居住性を確保するだけでなく、機器の信頼性を保つ上でも極めて重要な課題である。このような構造物の運動エネルギーを吸収する装置として、様々な分野でダンパが用いられている。

ダンパには多くの種類のものがあるが、その中でもオイルダンパは、空気ダンパや磁気ダンパといった他のダンパと比較して、大きさの割に高い減衰力を発生させることが可能である。また、制動油や流路面積・形状を変えることによって減衰特性を様々に変化させることが可能であるため、建築物の制振用ブレースダンパや自動車・鉄道車両のショックアブソーバに代表されるような非常に幅広い用途に用いられている。

ところがこのように多方面に用いられているにも関わらず、現在でもオイルダンパは開発段階において、解析的手法によってその減衰係数を正確に見積もることが非常に困難である。このことは、オイルダンパ内部の作動流体の流れが複雑であり、ピストンに作用する流体抵抗の正確な計算が困難であることに起因している。オイルダンパの減衰係数を正確に算出するには流路内やピストン前背面における制動油の流れの様子を解明することが必要不可欠であるが、解析的手法ではこの流れの計算は不可能である。そのため、これまでに設計式が与えられているものは、ピストンとシリンダの間の円環隙間やピストンに設けられたオリフィスを制動油の流路とする簡便な構造のオイルダンパに限られており、その適用範囲についても層流域に限られている^{(1),(2)}。また、複雑な構造を有するオイルダンパについては、実験に基づいて決定される補正係数である流量係数によって対応することを余儀なくされている⁽³⁾。そのため、実際の設計現場では実験による試行錯誤的な設計が行われており、多大な労力やコスト、時間を要しているのが現状である。

一方、こういった複雑な流れを伴う流体機械に対しては、

コンピュータの高性能化に伴い数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics, CFD) を適用する事例が増えつつある。オイルダンパの設計段階において CFD を適用し、従来よりも高い精度で減衰係数を見積もることが可能となれば、開発にかかる労力やコスト、時間を大きく抑えることが可能になると考えられる。しかしながら、オイルダンパ内流れはピストンが周期的に移動するため、移動境界問題となり、その取り扱いが簡単なものではない。

このような移動境界問題に対する数値解析は、各時刻において格子生成を行わなければならないという困難さのため、あまり多く行われてはいない。定岡らは、管の流体振動について、強制振動の場合についての解析を行っているが、物体表面の圧力境界条件に若干疑問が残る⁽⁴⁾。市岡らは、管群の振動問題に対し移動メッシュを採用し、流力弾性振動の実験値と一致する結果を得ている⁽⁵⁾。松本らは、流れ方向に強制振動する円柱周り流れについて、非慣性座標系での解析を行っている⁽⁶⁾。高藤らは、一様流中に置かれた平板の弾性振動の問題を取り扱い、実験値との比較を行っている⁽⁷⁾。これらの解析では定式化には問題がないが、計算値の定量的評価に曖昧さが残り、さらに格子の変形量が微小であるため、大変形を伴う現象における解析の指針が示されていない問題が残る。

先に述べたように、オイルダンパの減衰係数を正確に見積もるという要求があるにも関わらず、いまだに解決されていないのは、大きな変位を伴う移動境界問題を精度良く解析することが困難であるからと考えられる。そこで本研究では、円筒形のピストンおよびシリンダから構成される最も単純な構造である円環流路型オイルダンパについて、有限差分法を用いた流れ解析を行い、その結果から算出した減衰係数を実験結果および従来の近似設計式と比較することで、この問題に対して有限差分法による数値シミュレーションが適用可能かどうかについて検討を行った。

2. 計算手法

本論文における計算対象は円環流路型オイルダンパであり、

計算は円周方向に物理量の変化がないとする軸対称流れを仮定して 2 次元円筒座標系で行った。また、計算領域は内部ピストンの移動により、流体領域が時間とともに変動する移動境界問題となる。この問題に対し本研究では ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) 法⁽⁸⁾を用いる。ALE 法はこのような移動境界を有する流れ問題に対して有効な手法であり、流れ場を Euler 的に表現するが、用いる格子は移動境界に対応して領域を移動し、Lagrange 的に扱う。このことにより、支配方程式は軸対称 2 次元円筒座標系における式(1)の ALE 記述に基づく Navier-Stokes 方程式と式(2)の連続の式となる。

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial \tau} + [(\mathbf{V} - \mathbf{X}_r) \cdot \nabla] \mathbf{V} = -\text{grad } p + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 \mathbf{V} \quad (1)$$

$$\text{div } \mathbf{V} = 0 \quad (2)$$

ここで $\mathbf{V}$ は速度ベクトル、 $\mathbf{X}_r$ は格子移動速度ベクトル、 p は圧力、 Re は Reynolds 数である。これらの支配方程式に対し、非圧縮性流体の解法として Kim, Moin⁽⁹⁾ の Fractional Step 法を用いた。本研究では、この Fractional Step 法の時間進行法として対流項に 3 次精度 Adams-Bashforth 法、粘性項に 2 次精度 Crank-Nicolson 法を用いた。空間微分項については、対流項に 3 次精度風上差分⁽¹⁰⁾、粘性項に 4 次精度中心差分、圧力項については 2 次精度中心差分を用いて離散化を行った。また、数値安定性を高めるため、対流項の数値粘性項については陰的に取り扱い、圧力の Poisson 方程式、粘性項の反復計算には PGS (Plane Gauss-Seidel) 法を用いている。

本論文に示す計算についてはいずれも計算領域内に軸方向に移動する移動境界を含んでいるが、この移動壁面の圧力条件については格子加速度を考慮した次式で与えた⁽¹¹⁾。

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -a_z \quad (3)$$

a_z は z 方向の格子加速度成分を示している。式(3)は移動境界面上における NS 方程式の粘性項を無視することによって得られ、右辺は非慣性座標系である計算座標系に作用する慣性力を表している。

さらに境界の移動に伴い、領域内にリメッシングを施す必要が生じる。このとき問題となるのが、リメッシング後の各格子点への物理量の再配置である。本研究では次式による Rezoning を行い、物理量の再配置を行っている⁽¹²⁾。

$$\mathbf{Q}_{\text{NG}}^n = \mathbf{Q}_{\text{OG}}^n + (\mathbf{X}_{\text{NG}} - \mathbf{X}_{\text{OG}}) \left(\frac{\partial \mathbf{Q}_{\text{OG}}}{\partial \mathbf{X}} \right)^n \quad (4)$$

ここで $\mathbf{Q}_{\text{OG}}$ 、 $\mathbf{Q}_{\text{NG}}$ はそれぞれリメッシング前後における物理量である。上式は線形補間に基づくものであり、保存則を満足しないことが予想されるが、本研究では計算の高速化に重点を置き、この方法を適用した。

3. コードの検証

3-1 移動ピストン問題

移動境界問題に対する本コードの有効性を確認するために、移動するピストンによって駆動される流れである、円管ピストン問題の流れ解析を行った⁽¹³⁾。

円管は Fig.1 に示すように半径 1、初期長さ 50 とし、ピストンを静止状態から $t = 10$ まで加速度 $a = 0.1$ で加速させた後、 $t = 30$ まで $v = 1.0$ の等速度で運動させた。計算格子数は半径方向、軸方向にそれぞれ 41×501 とし、軸方向格子についてはピストンの移動に伴って等間隔に圧縮させた。時間刻みは $\Delta t = 0.0001$ とし、ピストンの移動速度と管半径に基づく Reynolds 数は 50 に設定した。また、境界条件として管出口に

おいて速度自由流出条件および圧力固定 ($p = 0$)、壁面に速度 No-slip 条件、Neumann 型圧力条件を課し、移動壁面については圧力の境界条件として式(3)を課した。

Fig.1 Moving piston problem

$t = 30$ における管出口の速度分布を Fig.2 に示す。図より計算結果の速度分布が円管内流れの理論解と非常に良く一致していることがわかる。速度の最大値は 2.002 (100.1%)、圧力勾配は -0.162 (101.3%) であった。なお括弧内の値は理論解 ($w_{\text{max}} = 2.0$, $\partial p / \partial z = -0.16$) に対する割合を示している。この結果より移動境界問題に対する本コードの有効性が確認された。

Fig.2 Velocity profile of outlet

3-2 流路内速度分布の比較

続いて、本研究の対象としている円環流路型オイルダンパについて流れ解析を行い、流路内速度分布を従来の近似設計式と比較することで計算結果の妥当性を検証する。計算領域内におけるピストンの表現については、ピストン内部まで格子分割されているため、マスキング法を適用している。これは、ピストン内部にあたる境界内部領域の計算を無効化するために、Flag 関数を導入して計算領域を識別する手法である。

計算におけるオイルダンパの諸元を Fig.3 に示す。ここで移動距離比 R_m とはピストンが中立点に位置しているときのピストン前背面高さに対する振幅の比であり、次式によって定義している。

$$R_m = \frac{2v_p}{\omega(l_c - l_p)} \quad (5)$$

計算は、シリンダ半径に対するピストン半径の比 R_r が 0.5 と 0.8 の場合について、格子数を半径方向と軸方向にそれぞれ 41×101 として行った。ピストンの速度振幅を代表速度、シリンダ半径を代表長さとする Reynolds 数は 1 に設定した。このように Reynolds 数を低い値に設定した理由は、比較の対象とする近似設計式が Navier-Stokes 方程式の対流項を省略した Stokes 流れに対する解析解によって構成されていることによる。この確認のため、対流項を省略した場合とそうでない場合の計算値を比較し、両者が十分な精度で一致することを

確認している。

Fig.3 Cross-sectional view of an oil damper

計算開始から3~3.5周期後におけるピストン・シリンダ間流路内速度分布をFig.4と5に示す。これらの図において、横軸左端が移動ピストン側壁を、右端はシリンダ壁面を表す。ピストンはシリンダ内で周期的に往復運動を行うため、その側壁の移動速度は位相によって符号を変えている。ピストンが正の速度で運動している場合、ピストン上部のシリンダ室が高圧になり、流路間流れは上部シリンダ室から下部シリンダ室へ流れるために下向き速度となることを表している。これらの結果から、計算結果は近似設計式による値と各位相で非常に良く一致しており、本研究で提案した計算法によるオイルダンパ内の流れ解析により、適切な速度場が得られていることがわかる。

4. オイルダンパの減衰特性評価

次にオイルダンパの減衰係数 c について、計算値と実験値⁽¹⁴⁾および近似設計式による値との比較を行う。オイルダンパにおいて、ピストンに作用する流体抵抗には、ピストン前背面に作用する圧力差 Δp による圧力抵抗 D_p とピストン側面に作用するせん断力による摩擦抵抗 D_f とがあり、これらはそれぞれ以下に示す式(6)と(7)によって求められる。

$$D_p = \int_{A_p} \Delta p dA \quad (6)$$

$$D_f = -\frac{2\pi R_r}{\text{Re}} \int_{l_p} \left. \frac{\partial w}{\partial r} \right|_{r=r_p} dz \quad (7)$$

減衰係数 c は全抵抗 $D (= D_p + D_f)$ による散逸エネルギーと速度に比例する減衰力 $c\dot{x}$ による散逸エネルギーとが等価であると仮定することにより、次式によって求められる。

$$c = 2 \int_0^1 D(T_p) \cos(2\pi T_p) dT_p \quad (8)$$

ここで T_p は周期 T によって無次元化された行程を表し

$$T_p = \frac{t}{T} \quad (9)$$

である。以上の式により、直径36 mmのシリンダに対し、直径26, 30, 32, 34 mmのピストンを用いて、ピストン長さをそれぞれ5~20 mmまで変化させた場合の減衰係数を計算により求め、その結果を実験値と比較した。このときの実験条件についてはTable 1に示している。

Fig.4 Velocity profile ($R_r = 0.5$)

Fig.5 Velocity profile ($R_r = 0.8$)

Table 1 Experimental condition

Piston diameter [mm]	26	30	32	34
Vibration frequency [Hz]	50.5	51.1	49.7	31.8
Velocity amplitude [m/s]	0.424	0.283	0.283	0.0707
Reynolds number [-]	76.32	50.9	50.9	12.7

Fig.6 (a)~(d)は、ピストン直径26 mmから34 mmのそれぞれの場合について、ピストン長さ(流路長さ)に対するオイルダンパの減衰係数の変化の様子を表している。これらの図には前述の流れ解析に基づく結果を赤丸で、近似設計式による値を一点鎖線で、実験値を四角印で示している。これらの図より、全てのピストン直径に対して計算値の方が設計式よりも値が大きくなっているが、これは計算では設計式で考慮されていなかったピストン前後の流体内での圧力損失の影響

が含まれているためである。計算値はピストン直径が30, 32, 34 mm の場合には実験値とよく一致しているが、Fig.6 (a)の26 mm の場合だけが実験値と比較して大きな値となった。その原因として、次の2つの理由が考えられた。

- (1) 隙間幅が広がったことにより軸対称流れの仮定が成立しなくなり、流れが3次元になった。
- (2) 数値解析をするときにピストン棒は無視していたが、その影響が現れた。

まず、流れの3次元性による影響を調べるため、3次元数値解析を行い、その結果得られた圧力分布を軸対称流れの場合と比較した。その結果、Fig.7に示すように両者はほとんど一致していることが分かった。また、これらにより算出した

減衰係数の値もほぼ一致する結果となり、(1)は棄却された。そこで、次に実験で用いられた直径10 mmのピストン棒を考慮した数値計算を行った。このとき、ピストン棒がピストンに接触している部分は常に一定の大気圧が作用しているとして計算を行った。その結果、白抜きの赤丸印で示すように、ピストン棒の影響を考慮することによって計算値は少しずつ変化し、特にピストン直径26 mmの場合には、オイルダンパの減衰係数の値そのものが小さいため、相対的に減少率が大きく現れた。このピストン棒の影響を考慮した流れ解析に基づく結果は、全ての実験値と非常に良く一致することが分かり、本論文が提案する計算手法により、オイルダンパの減衰係数を高精度で予測することができることが明らかになった。

Fig.6 Relation between damping coefficient and piston length

Fig.7 The comparison between 2-D and 3-D results of the pressure distribution

5. 結言

円環流路型オイルダンパの減衰特性を数値的に評価する手法を確立するため、有限差分法による数値シミュレーションを行った。その結果、数値的に算出した減衰係数は実験値と非常に良く一致し、本手法が有効であることが明らかになった。また、特に半径隙間が大きい場合には、減衰係数に対するピストン棒の影響が顕著に現れるため、ピストン棒を解析対象に含む必要があることも明らかになった。高 Reynolds 数域における挙動を解明することは今後の課題である。

参考文献

- (1) 浅見・関口, オイルダンパの基礎的研究(第3報, デカルト座標系と円筒座標系による解の比較), 機論, 49-442, C(1983), pp.1011-1019.
- (2) 浅見ほか2名, 減衰可変オイルダンパの研究(第1報, ピストンに円形孔流路を有するオイルダンパの解析), 機論, 51-464, C(1985), pp.729-737.

- (3) 中根之夫, ばね・緩衝器・ブレーキ(1966), p.196, 誠文堂新光社
- (4) 定岡・梅垣, 乱流場における流体・構造体連成振動解析手法の開発(第1報, 定式化と強制振動の解析), 機論, 60-570, B(1994), pp.409-416.
- (5) 市岡ほか5名, 流動解析を用いた管群の流力弾性振動に関する研究(第1報, 並列2円柱および1列管群の解析), 機論, 61-582, B(1995), pp.503-509.
- (6) 松本ほか2名, 流れ方向に強制振動する円柱まわりの3次元数値解析, 機論, 66-644, B(2000), pp.1004-1012.
- (7) 高藤ほか3名, 弾性振動平板まわりの流動解析(たわみを含む連成を考慮したアプローチ), 機論, 64-627, B(1998), pp.3720-3728.
- (8) Hirt, C. W., Amsden, A. A., Cook, J. L., An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds, *J. Comp. Phys.*, 14(1974), pp.227-253.
- (9) J. Kim, P. Moin, Application of a Fractional-Step Method to Incompressible Navier-Stokes Equations, *J. Comp. Phys.*, 59(1985), pp.308-323.
- (10) Kawamura, T. and Kuwahara, K., Computation of High Reynolds Number Flow around Circular Cylinder with Surface Roughness, *AIAA Paper*, 84-0340(1984)
- (11) 泉ほか4名, 円柱周りの3次元流動解析(第1報, 静止円柱の場合), 機論, 60-579, B(1994), pp.3797-3804.
- (12) 大羽・黒田, 回転角柱まわり流れの数値解析, 機論, 58-549, B(1992), pp.1446-1451.
- (13) 西川・松野, 壁面の移動に伴って誘起される三次元非圧縮性内部流の数値シミュレーション, 第19回数値流体力学シンポジウム論文集, (2005), A6-3.
- (14) 関口・浅見, オイルダンパの基礎的研究(第1報, 定常流として解析した場合), 機論, 47-423, C(1981), pp.1476-1483.