

Study of Damping Treatment for a Shaft

正 遠藤 紘 (秋田高専)

正 木澤 悟 (秋田高専)

学 布施 毅 (秋田高専 専攻科)

Hiroshi ENDO ,Akita National College of technology,1-1 Iijimabunkyo Akita-City

Satoru KIZAWA , Akita National College of technology,1-1 Iijimabunkyo Akita-City

Takeshi FUSE , Akita National College of technology,1-1 Iijimabunkyo Akita-City

This report was described concerning to the damping treatment of a bar for shaft used to rotor. A shaft is occasionally deformed bending so that rotational vibration is occurred. On the other hand, concerning to damping treatment of plate, so many studies have been performed, but there is not almost reported the damping treatment of a bar. So we have studied the damping treatment method of a bar with out disturbance to rotational motion of shaft. This method was performed to a bar adapted viscoelastic material and small size mass bar on edge of a bar. Furthermore, its damping effect was clarified by using mechanical vibration model of 2 dimensional freedom.

Key Words::Shaft,Bar,Damping,Loss Factor,Viscoelastic material

1. はじめに

回転軸は弾性体であり、回転体の荷重や材料の不均一により軸にたわみが生じ、軸のふれまわりが非常に大きくなる場合もある。回転軸にたわみを与えないようにするには軸を太くする必要があり、そのときは重量増加などの問題も生ずる。

そこで本研究では、回転体の振動の低減をはかるために、回転軸自身に減衰性能を付与し回転軸の振動を低減する技術の開発を目的として行った。

特に回転軸においては回転運動を妨害しない方法や強度、剛性を低下しないで減衰性能を付与する方法をとる必要がある。鋼板などの板材では、減衰性能を向上させるために粘弾性材料と積層化する技術が開発されているが、回転軸の棒にはその方法を適用するには問題があると思われる。そこでこれまで軸の回転運動に支障のない軸の端部に取り付けて軸に減衰性能を付与できる方法について研究を行ってきた。

その結果、回転軸の端部に粘弾性材料を介して回転軸と同径の付加マスを取り付けることにより、軸の曲げ振

動に対して大きな減衰効果を付与できることを見出した。⁽¹⁾

本研究ではその効果の詳細について追求し、さらに最適な条件やその機構を明らかにするためその機械モデルを用いて検討した結果について報告する。

2. 研究方法

実験に用いたサンプルは fig 1 に示すように 15mm 径の棒鋼で長さ 500mm の単一丸棒を基準サンプルとし、この単一丸棒に減衰性能を付与する方法として、単一丸棒の片一方の端部および両端部に、長さ 5mm から 50mm の単一丸棒と同径の短い丸棒（付加マス）を粘弾性材料を介してネジで取り付けしたものを用いた。

シャフト（丸棒）の曲げ振動の減衰性能を測定するために、これらのサンプルを 2 本のワイヤーで吊り下げ、両端自由支持とした。加振方法は、インパクトハンマーを用いて、サンプルの中央部を上下方向に打撃加振し、そのときのサンプルの振動加速度をサンプルの中央部に取り付け加速度ピックアップにより上下方向の振動加速

度を測定した。加速度ピックアップは負荷とならないように超小型のものを用了。

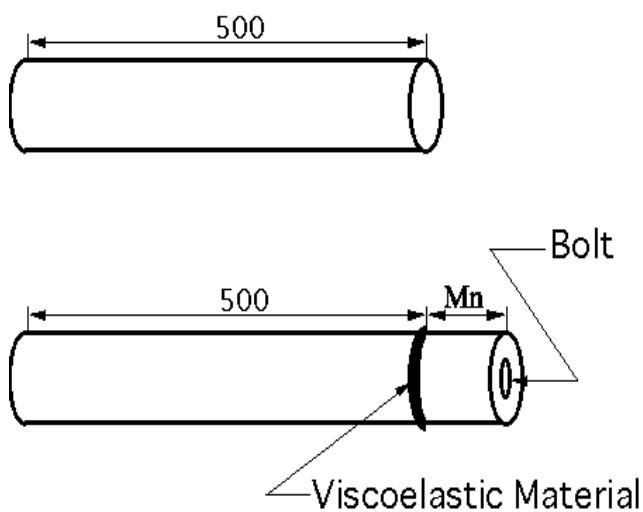
このときの加振力 (F) と加速度 (A) から F F T にて伝達関数 (アクセラランス) の周波数応答を測定し、さらに損失係数を算出するために伝達関数の実数部を求めた。

ねじで付加マスを取り付ける場合、棒の振動減衰性能はねじの締め付けトルクと密接な関係があることから締め付けトルクを変化させて、損失係数を求めた。

単一丸棒と粘弾性材料を介して付加マスを取り付けた場合の損失係数の測定結果を fig.2 に示す。図に見られるごとく端部に粘弾性材料と付加マスを取り付けることによって大きな振動減衰性能を付与できることがわかる。粘弾性材料を介さずに同様の実験を行っても減衰効果が得られないことも確かめられている。

そこで本研究では、付加マスの締め付けトルクと質量が減衰係数に及ぼす影響についてさらに検討し 2 自由度系振動モデルによる解析を行った。

この場合、付加マスを取り付けると 1 つの振動モードに対して伝達関数には 2 つのピークが現れる。そこで、そのピークの周波数を f_1 , f_2 とし、その振動レベル (伝達関数のピーク値) を L_1 , L_2 として検討した。



where $M_n = 5, 15, 20, 25, 50(\text{mm})$

fig.1 Model of sample

3. 実験結果および考察

3-1 締め付けトルクの影響

fig.3 は付加マスの質量 (長さ 50 mm) を一定とし締め付けトルクを変化させて損失係数を測定した結果であ

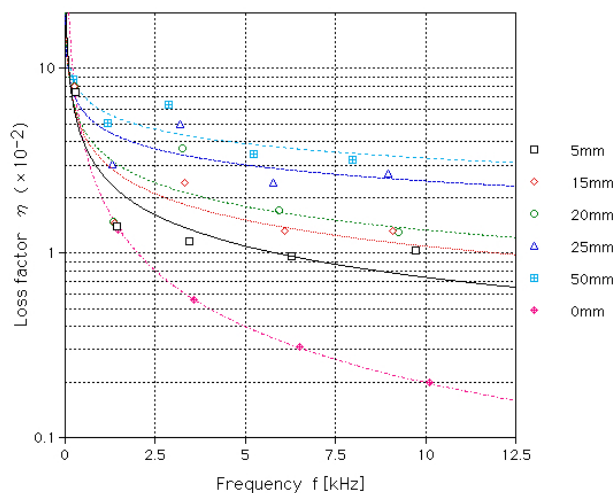


fig.2 Relationship between loss factor and frequency

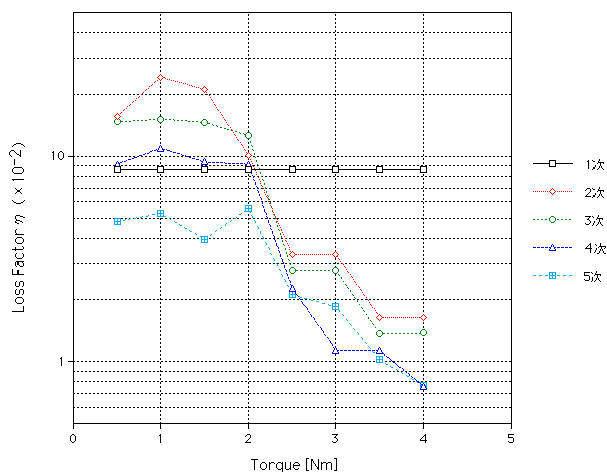


fig.3 Relationship between loss factor and torque

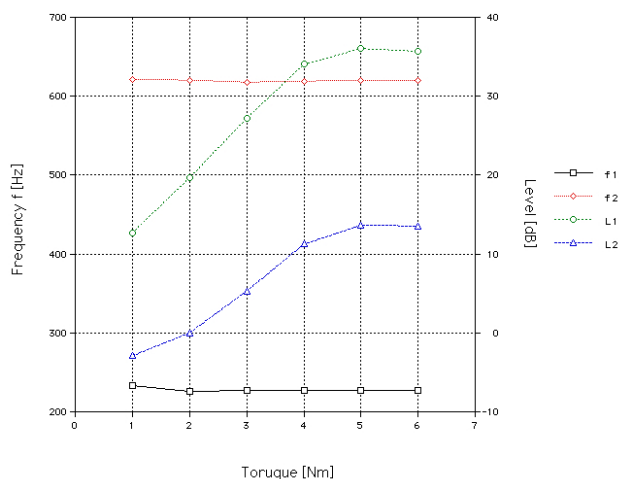


fig.4 Relationship between torque and frequency or level

るが、締め付けトルクの違いにより、損失係数は著しく変化し、締め付けトルクを増加すると損失係数は低下する傾向を示す。このような挙動を明らかにするため、fig.4 には1次モードに対して付加マスの質量（長さ50mm）一定として締め付けトルクと共振周波数（ f_1 ， f_2 ）および振動レベル（ L_1 ， L_2 ）の関係を表した。図に見られるように締め付けトルクを変化させても f_1 ， f_2 が変わらないことが分かる。このことは締め付けトルクを変えても曲げのバネ定数が変化していないことを表している。一方振動レベル L_1 ， L_2 は、締め付けトルクが大きくなるにつれ高くなり、減衰効果が変化していることを示している。従って、締め付けトルクによって減衰効果が変化するのは、バネ定数の増加によるものではなく粘弾性材料を締め付けることによって減衰係数が変化していると言える。

2次モード以降についても図標の検討を行った結果、顕著にこれらの結果が現れることが確かめられた。

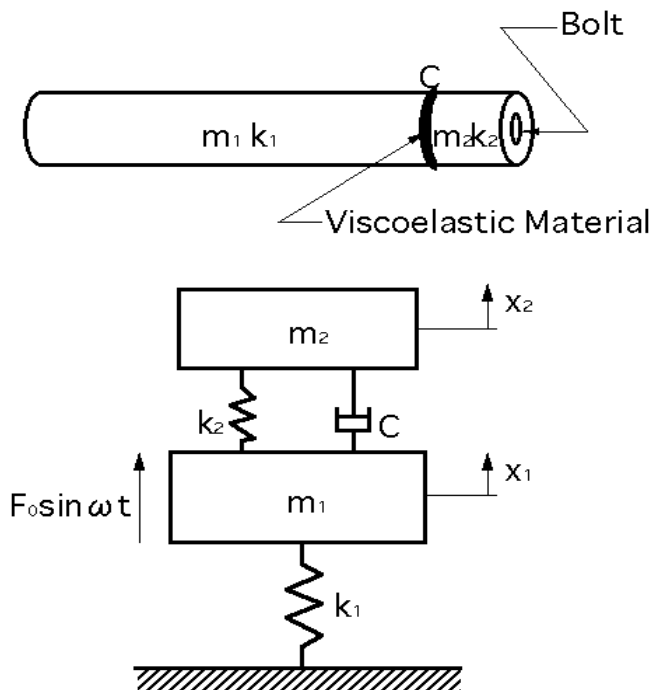


fig.5 Relationship between torque and frequency or level

3-2 付加マスの質量による影響

付加マスを粘弾性材料を介して取り付ける場合、付加マスの質量が大きい程高い減衰効果が得られた。

fig.5 は1次モードに関して、締め付けトルク（1Nm）一定における付加マスと共振周波数及び振動レベルについて表したものであるが、1次モードに着目してみても付加マスが大きい程高い減衰効果が得られることが分かる。この効果は、粘弾性材料を介すことによりシャ

フトの端面と付加マスに運動や変形の差が大きくなり、粘弾性材料が大きく変形して振動エネルギーを吸収したことが考えられる。これらのことにより2次モード以降についてはより明瞭に認められる。

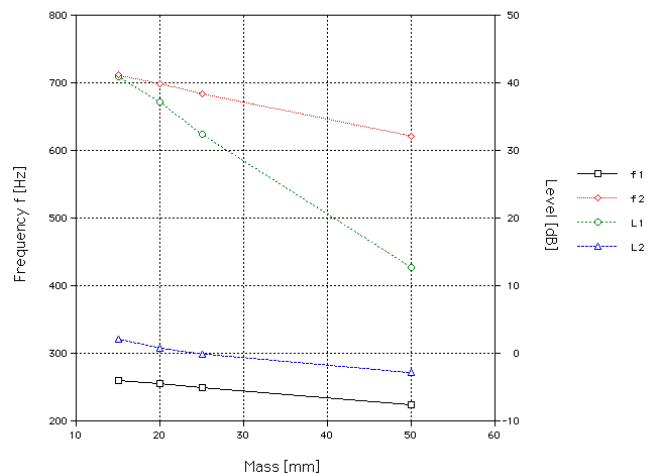


Fig6.Mechanical vibration model

4. 機械モデルの検討

各振動次数モードに対し機械モデルとしては、fig.6 に示すような2自由度系振動モデルを用いて検討した。この場合の各パラメータは図のように対応させた。

fig.6 において外力 $F_0 \sin \omega t = F$ とすると運動方程式は

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - c \dot{x}_2 - k_2 x_2 = F \\ m_2 \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + k_2 x_2 - c \dot{x}_1 - k_2 x_1 = 0 \end{cases}$$

となる。すなわち

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c}{m_2} & \frac{c}{m_2} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{c}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix} F$$

となる。

これより、伝達関数 $\frac{\ddot{x}_1}{F}$ の周波数応答曲線 $\left| \frac{\ddot{x}_1}{F} \right|$ や固有振動数を算出した。

実験では減衰係数を締め付けトルクによって変化させることができるので、締め付けトルクの逆数の定数倍が振動モデルでの減衰係数 C に対応するとして両者の挙動について比較検討した。fig.7 は実験での付加マス（25mm）一定における締め付けトルクの逆数と共振周波数および振動レベルの関係を示したものであり、fig.8 はその振動モデルでの結果で、横軸を減衰係数 C で表したものである。この結果両者は類似の挙動を示し、2自

由度系振動モデルで説明できると考えられる。

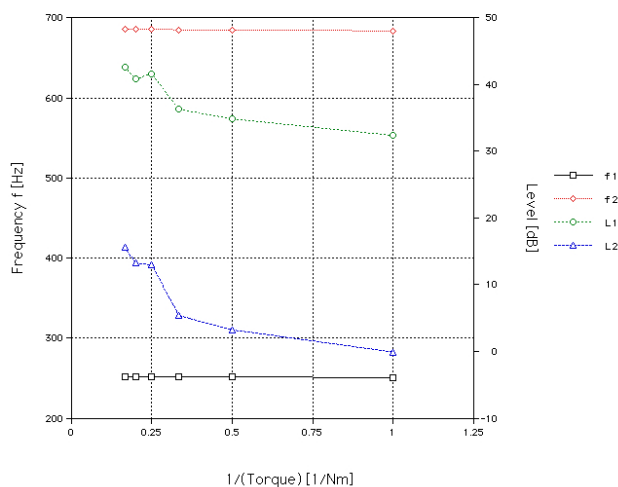


fig.7 Relationship between torque and frequency or level

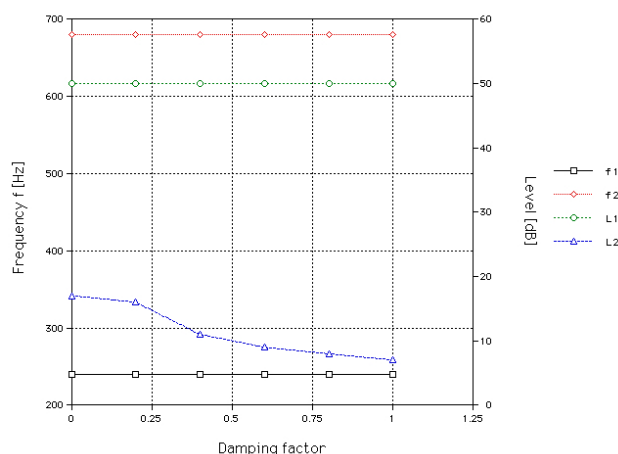


fig.8 Relationship between torque and frequency or level

5. 結言

シャフトの曲げに起因して生ずる振動を軽減することを目的として、シャフトの軸方向の端部に振動減衰処理を施す方法について実験的に研究し、さらにその機械モデルとして、2自由度系振動モデルを用いて検討し、次のような結論を得た。

(1) 粘弾性材料を介さずに付加マスを取り付けた場合、減衰効果は得られず、粘弾性材料を介して付加マスを取り付け留ことにより高い減衰効果が得られた。

(2) 粘弾性材料を介して付加マスを取り付けた場合、締め付けトルクや付加マスの質量による減衰効果への影

響は大きく、これらの大きさにより単一丸棒の5倍から10倍の減衰効果が得られた。この効果は、シャフト端面と負荷マスが互いに異なった運動、または異なった変形をするので、粘弾性材料が変形して振動エネルギーを吸収することによるものと推察される。

(3) 付加マスの締め付けトルクを変化させると、減衰効果はそれに対応して一義的に変化する。

実験における締め付けトルクと減衰係数を対応させることにより実験値と2自由度系振動モデルの計算値は類似の挙動を示すことが判明した。

参考文献

- (1) 遠藤, 他, 機械学会 D & D ' 9 6
講演論文集 [N o . 9 6 - 5 (1)] 6 2 9