

平成14年度

卒業論文

変位拡大機構及び金属棒を用いた  
鉛直方向の制振に関する研究

指導教員

井上喜雄 教授

甲斐義弘 助手

高知工科大学工学部  
知能機械システム工学科

1030137 根本 瞬

# 目次

<b>第1章</b>	<b>緒言</b> . . . . .	<b>4</b>
<b>第2章</b>	<b>変位拡大機構</b> . . . . .	<b>6</b>
2-1	変位拡大機構の有用性 . . . . .	6
2-2	変位拡大機構 ( Y タイプ ) . . . . .	8
2-3	変位拡大機構 (   タイプ ) . . . . .	12
2-4	変位拡大機構 ( X タイプ ) . . . . .	17
<b>第3章</b>	<b>材料の選定</b> . . . . .	<b>22</b>
<b>第4章</b>	<b>実験の概要</b> . . . . .	<b>23</b>
4-1	実験装置 . . . . .	23
4-2	実験方法 . . . . .	24
4-3	実験結果 . . . . .	26
<b>第5章</b>	<b>シミュレーションによる解析</b> . . . . .	<b>29</b>
5-1	目的 . . . . .	29
5-2	モデルの設計 . . . . .	29
5-3	解析方法 . . . . .	30

5-4	解析結果	31
5-4-1	ANSYS による解析	31
5-4-2	SINDYS による解析	33
<b>第6章</b>	<b>考察</b>	<b>35</b>
<b>第7章</b>	<b>結言</b>	<b>38</b>
	<b>謝辞</b>	<b>39</b>
	<b>参考文献</b>	<b>39</b>

# 第1章 緒言

現在，制振装置は大型構造物から身近な製品にまで幅広く用いられている．共振などの異常振動を回避することは機械等を設計する際，重要な問題となる．機械等に発生する振動を防止するには，機械の回転部や往復運動部の構造や特性を解析し，振動源そのものを遮断すればよい．しかし，実際の問題として機械に回転部分や運動機構が存在する限り，機械に発生する振動を完全に除去することは不可能である．そこで，機械の共振点を把握し，共振点を避けて機械を稼働させれば振動を防止することは可能である．ただし，もうひとつの問題として外部からの振動があげられる．一般に外部励振振動数の領域は広いことが多く，機械の構造や材質によっては機械の固有振動数も変化するために，機械の稼働時に共振振幅を完全に避けることは困難な場合も多い．そこで振動の伝達を最小限にする工夫や除振・免震装置の利用を検討する必要がある．

振動絶縁の基本的な考え方は，加振力に対する伝達力の比，すなわち振動伝達率最小にすることである．さらに積極的な防振策としては，動吸振器の利用やセンサ，コンピュータを利用したアクティブ制御法を検討する必要がある．

例えば，大きな変動力を発生する機械や振動を嫌う精密機械は，機械を搭載するベースとそれを支える弾性部材で構成された防振基礎に据え付け，設置床からその機械を振動的に絶縁することにより防振をはかる．低周波の固有振動数をもつ大型建築物である高層建築物や長大橋にもハイブリット型動吸振器やTMDなどが積極的に利用されている．今回はこの低周波振動の制振に着目した．

制振にばねを用いる場合，一般に金属ばねと空気ばねが用いられる．高層建築物等の水平方向の制振が求められる場合，復元力と自重の方向が異なるため，ばねが自重を支える必要がなくなり，重力による復元力を利用することもでき，振り子型の動吸振器が広く用いられている．

一方で橋や除振台等の鉛直方向の制振が求められる場合，ばねが自重を支える必要がある．一般的に，ばねの強度・座屈やスペースの問題により，金属ばねで質量を支持する構造で低周波の鉛直方向の動吸振器を実現しようとするのは困難である．そのため，空気ばねが多く用いられている．空気圧の自動調節により固有振動数が自由に变化できるなど便利ではあるが，空気ばね自体が高価であり，コンプレッサ等の駆動機器がひとつとなりランニングコストもかかる．

また，金属ばねを用いた場合でも，ばねの形状に加工できる材料に限られるため，ばね用材料として有利な材料を必ずしも利用できるとは限らない．

そこで，当研究室では金属ばねや空気ばねを用いず金属棒(線材)で既報の変位拡大機構を用いて，低周波の動吸振器の検討を行ってきた．金属棒であれば加工の必要がなく，材料の特性をそのまま生かすことができ，ばねに適した材料が使えるためである．

本稿では，本研究で得た機構をモデル化し，シミュレーションによる検討を行い，いかに低周波の固有振動数を得るかを目的とする．次章で説明する変位拡大機構を用いモデルによるシミュレーションを行い，既研究で行われた実験との比較をする．さらに，実験装置の理論値を導く式をたてる

## 第2章 変位拡大機構

### 2 - 1 変位拡大機構の有用性

ばねを用いた単純支持構造動吸振器が自重を支えるためには、ばねの強度が問題になる。固有振動数  $f$  を低くするためには次式よりばね定数  $k$  を低く設定する必要がある。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1)$$

そのため、素線の許容せん断応力の限界で設計すればよいが、材料の強度、形状等のいくつかの制約条件からばね定数を低くするには限界がある。

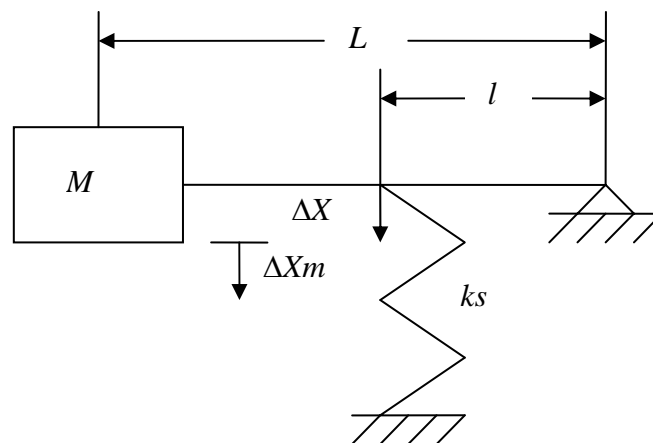


図 2-1 変位拡大機構

図 2-1 は、変位拡大機構を用いた系である。質量とばねはつりあっているものとする。この構造で質量が振動したとすれば、ばね部分の変位に比べ質量部分の変位が大きくなる事が分かる。このように、ばね部分の変位に比べ質量部分の変位を拡大する機構を変位拡大機構と呼ぶ。また、ばね部分の変位に比べ質量部分の変位がどのくらい拡大されたかを示す割合を拡大率と呼ぶことにする。以下に変位拡大機構を用いれば容易に等価なばね定数を低くできることを示す。簡単のために変位を微小とし線形の範囲で考えれば、拡大率  $\alpha$  は

$$\alpha = \frac{\Delta X_m}{\Delta X} = \frac{L\Delta\theta}{l\Delta\theta} = \frac{L}{l} \quad (2)$$

となる。

質量  $M$  の重力を  $F$  としたときのばねにかかる力  $F_s$  は、力のつりあいより

$$F_s = \frac{L}{l} F = \alpha F \quad (3)$$

となる。同様に質量  $M$  に力  $\Delta F$  を加えたとき、ばね部分にかかる力の増分  $\Delta F_s$  は、

$$\Delta F_s = \frac{L}{l} \Delta F = \alpha \Delta F \quad (4)$$

となる。

式(3)より、ばねにかかる荷重は図 1 の荷重に比べ拡大率  $\alpha$  倍だけ大きくなっている。したがって、許容せん断応力を拡大していない場合のばねの素線と同じと考えれば、強度の面からばね定数  $k_s$  は

$$k_s = \frac{F_s}{X} = \alpha \frac{F}{X} = \alpha k \quad (5)$$

で表され、拡大していない場合と比べると拡大率  $\alpha$  の分だけばね定数を大きく取る必要がある。

ばねの微小変位  $\Delta X$  は

$$\Delta X = \frac{\Delta F_s}{k_s} = \alpha \frac{\Delta F}{k_s} \quad (6)$$

となる。したがって、質量部分の変位  $\Delta X_m$  は、式(2)より

$$\Delta X_m = \alpha \Delta X = \alpha^2 \frac{\Delta F}{k_s} \quad (7)$$

であるので、質量部分での等価なばね定数  $K$  は

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta X_m} = \frac{1}{\alpha^2} k_s \quad (8)$$

となる。式(8)より質量位置での等価ばね定数は、ばね単体のばね定数  $k_s$  の  $1/\alpha^2$  になることが分かる。また、式(8)に式(5)を代入すると

$$K = \frac{1}{\alpha^2} k_s = \frac{1}{\alpha} k \quad (9)$$

となる。式(9)は拡大機構を用いる事により質量部分の仮想ばね定数は、単純支持構造動吸振器のばね定数の  $1/\alpha$  になることを示している。このことより固有振動数は、単純支持構造動吸振器の固有振動数の  $1/\sqrt{\alpha}$  となることが分かる。

変位拡大機構を用いることによりばね単体に比べ容易に低い固有振動数を有する動吸振器の設計が可能であることが示された。次に変位拡大機構とばねの代替品である棒材を用いた動吸振器について検討する。

## 2-2 変位拡大機構 (Yタイプ)

図 2-2 は、 $L_0$  の部分にばねの代わりに棒材を用い、質量  $M$  を棒材で直接支持することができると同時に、張力による幾何剛性が存在するものの変位拡大の要素も備える機構である。

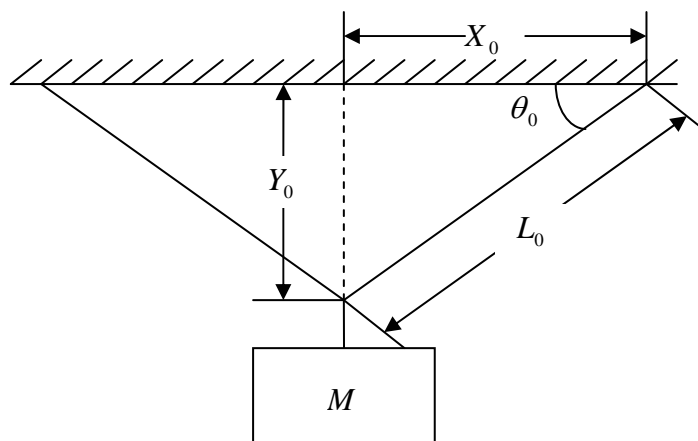


図 2-2 変位拡大型動吸振器 (Yタイプ)



質量  $M$  にかかる重力  $F$  と初期張力  $T_0$  がつりあっている状態である。このとき質量部分に  $\Delta F$  だけ力を加えた時、質量が  $\Delta Y$  だけ変位したとして、ばねの部分の伸び  $\Delta L$  と  $\Delta Y$  の関係は

$$(L_0 + \Delta L)^2 = X_0^2 + (Y_0 + \Delta Y)^2 \quad (10)$$

となる。

式 (10) を展開し高次の微小項を省略すると

$$\begin{aligned} (L_0 + \Delta L)^2 &= X_0^2 + (Y_0 + \Delta Y)^2 \\ L_0^2 + 2L_0\Delta L + \Delta L^2 &= X_0^2 + Y_0^2 + 2Y_0\Delta Y + \Delta Y^2 \\ L_0\Delta L &= Y_0\Delta Y \end{aligned} \quad (11)$$

となり、拡大率 は

$$\beta = \frac{\Delta Y}{\Delta L} = \frac{L_0}{Y_0} = \frac{1}{\sin \theta_0} \quad (12)$$

となる。一方、つりあっている状態の棒材にかかる初期張力  $T_0$  は

$$T_0 = \frac{1}{2} \frac{1}{\sin \theta_0} F = \frac{1}{2} \beta F \quad (13)$$

となり、図 2-1 の拡大機構と同様に棒材にかかる力は、質量にかかる力の  $\beta$  倍となることが分かる。その時に必要な棒材の断面積  $A$  は

$$A = \frac{T_0}{\sigma} = \frac{\beta F}{2\sigma} \quad (14)$$

また、質量  $M$  による静荷重  $F$  がかかっている時のばね定数  $k_s$  は、

$$k_s = \frac{EA}{L_0} = \frac{E}{\sigma} \frac{\beta F}{2L_0} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\beta F}{2L_0} \quad (15)$$

となる。質量部分に力  $\Delta F$  を加えたとき棒材にかかる増分の張力を  $\Delta T$ 、加えた力による棒

材の伸びを  $\Delta L$  , 質量の鉛直方向の微小変位を  $\Delta Y$  とすると式 (13) より ,

$$\frac{1}{2}(F + \Delta F) = \frac{(Y_0 + \Delta Y)}{(L_0 + \Delta L)}(T_0 + \Delta T) \quad (16)$$

の関係が成り立ち , 展開し高次の微小項を省略すると

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(F + \Delta F) &= \frac{Y_0(1 + \frac{\Delta Y}{Y_0})}{L_0(1 + \frac{\Delta L}{L_0})} T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= Y_0(1 + \frac{\Delta Y}{Y_0}) \frac{1}{L_0} (1 - \frac{\Delta L}{L_0}) T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= \frac{Y_0}{L_0} T_0 (1 + \frac{\Delta Y}{Y_0}) (1 - \frac{\Delta L}{L_0}) (1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= \frac{Y_0}{L_0} T_0 (1 + \frac{1}{Y_0} \Delta Y) (1 - \frac{Y_0}{L_0^2} \Delta Y) (1 + \frac{ks\Delta L}{T_0}) \\ &= \frac{Y_0}{L_0} T_0 (1 + \frac{1}{Y_0} \Delta Y) (1 - \frac{Y_0}{L_0^2} \Delta Y) (1 + \frac{ksY_0}{T_0 L_0} \Delta Y) \\ &= \frac{Y_0}{L_0} T_0 - \frac{Y_0^2}{L_0^3} T_0 \Delta Y + \frac{1}{L_0} T_0 \Delta Y + \frac{Y_0^2}{L_0^2} ks \Delta Y \end{aligned} \quad (17)$$

となり , 質量部分の等価ばね定数  $K$  は

$$\begin{aligned} K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\ &= -2 \frac{Y_0^2}{L_0^3} T_0 + 2 \frac{1}{L_0} T_0 + 2 \frac{Y_0^2}{L_0^2} ks \\ &= 2 \frac{1}{L_0} (1 - \frac{Y_0^2}{L_0^2}) T_0 + 2 \frac{Y_0^2}{L_0^2} ks \\ &= 2 \frac{1}{L_0} (1 - \frac{1}{\beta^2}) T_0 + 2 \frac{1}{\beta^2} ks \end{aligned} \quad (18)$$

であらわされる . 式(18)より , 全体的なばね定数  $K$  はばね部分の棒材にかかる張力  $T_0$  の項とばね定数  $ks$  の項の和になる . ばね定数の項だけを見れば拡大率  $\beta$  を大きくとる . すなわち初期角度  $\theta_0$  を小さくすれば式 (15) より棒材のばね定数  $ks$  は拡大率倍になる . しかし ,

係数に拡大率  $\beta$  の 2 乗の逆数があるので，項全体では拡大率を大きくすることにより低いばね定数となる．張力の項では，式(13)より初期張力  $T_0$  が拡大率倍だけ大きな値となり，張力  $T_0$  の項の括弧内も大きくなる．したがって，拡大率を大きくするだけでは全体的なばね定数  $K$  は低い値とはならず，張力が大きくなることで棒材の取付け部分等に工夫が必要となる．また，張力の項には  $1/L_0$  があるので，同じ拡大率を用いるのであれば，棒材の長さ  $L_0$  を大きくとることにより低周波数へとつながる．

更に式(17)を変形し式(18)を得る．

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\
 &= -2 \frac{Y_0^2}{L_0^3} T_0 + 2 \frac{1}{L_0} T_0 + 2 \frac{Y_0^2}{L_0^2} k_s \\
 &= -2 \frac{1}{L_0} \frac{1}{\beta^2} T_0 + 2 \frac{1}{L_0} T_0 + 2 \frac{1}{\beta^2} k_s \\
 &= -\frac{1}{L_0} \frac{1}{\beta} F + \frac{1}{L_0} \beta F + 2 \frac{1}{\beta^2} k_s \\
 &= -\frac{1}{L_0} \frac{1}{\beta} F + \frac{1}{L_0} \beta F + \frac{1}{\beta} \frac{EF}{\sigma L_0} \\
 &= -\frac{1}{L_0} \sin \theta_0 F + \frac{1}{L_0 \sin \theta_0} F + \sin \theta_0 \frac{EF}{\sigma L_0}
 \end{aligned} \tag{19}$$

この式より，静的つりあい状態における初期角度  $\theta_0$  が，ばね定数にどのように影響するか計算する．計算では棒材に SUS304 を用いる．棒材の長さ  $L_0$  は，現実的な長さとして  $5[m]$ ・ $10[m]$  の 2 種類とし，付加質量は東京湾アクアラインの動吸振器と同じ  $10[t]$  とする．また，ばねを設計する際の許容せん断応力の決め方は，ばね材料のせん断降伏点を次のような係数で除す方法が一般的に用いられている．

軽い使用条件の場合：1.5

ふつうの条件の場合：1.8

激しい条件の場合：2.2

これらを参考にし，計算で用いる許容応力  $\sigma$  は降伏点を 2 で除した値を用いることとした．今回は，ステンレスなので降伏点の代わりに耐力を 2 で除した値を用いる．

図 2-3 は計算結果である．横軸を初期角度  $\theta_0$  [deg]，縦軸がばね定数  $K$  [N/m] である．初期角度が 0 [deg] に近いところでは，張力の項が急激に大きくなるため，ばね定数が上昇していることが分かる．その後，張力の項とばね定数の項のバランスが取れ，約 1.3 [deg] あたりで最低となったあと拡大率の低下と共にばね定数は緩やかに上昇していることが分かる．

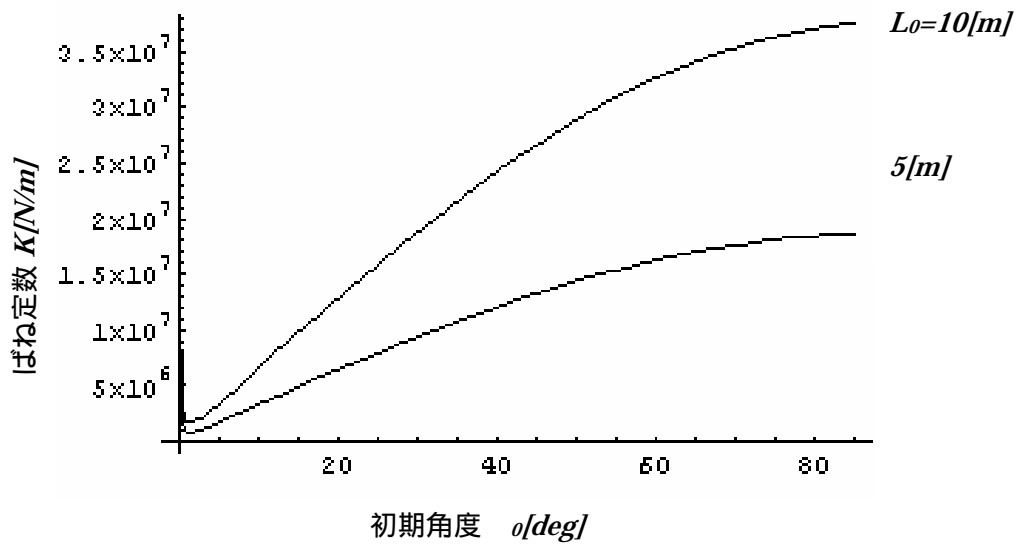


図 2-3 ばね定数 (Y タイプ)

## 2 3 変位拡大機構 ( $\Delta$ タイプ )

図 2-4 は、質量を下から支持する構造の拡大機構である。長さ  $X_0$  の部分は棒材を用いたばねとし、その他の部分は剛体であるとする。リンク長を  $L$ 、質量を  $M$ 、質量  $M$  の静荷重  $F$  を書けたときの質量  $M$  までの高さを  $Y_0$ 、ばねに代わる棒材の長さを  $X_0$  とする。

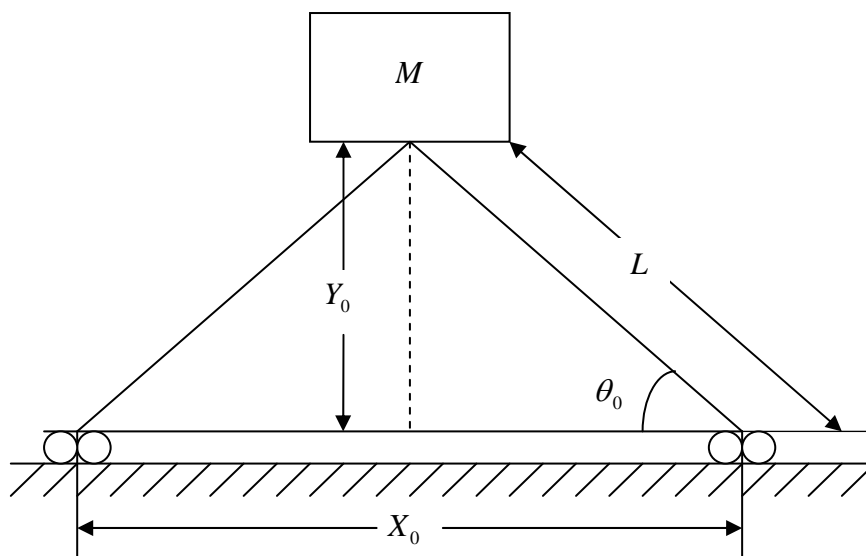


図 2-4 変位拡大型動吸振器 (  $\Delta$  タイプ )

この釣り合っている状態から，質量  $M$  に  $\Delta F$  だけ力を加えた時のばねの伸び  $\Delta X$  との関係は

$$L^2 = (Y_0 - \Delta Y)^2 + \left\{ \frac{1}{2}(X_0 + \Delta X) \right\}^2 \quad (20)$$

となり，この式を展開し高次の微小項を省略すると

$$\begin{aligned} L^2 &= (Y_0 - \Delta Y)^2 + \left\{ \frac{1}{2}(X_0 + \Delta X) \right\}^2 \\ L^2 &= Y_0^2 + \frac{1}{4} X_0^2 - 2Y_0 \Delta Y + \Delta Y^2 + \frac{1}{2} X_0 \Delta X + \frac{1}{4} \Delta X^2 \quad (21) \\ 2Y_0 \Delta Y &= \frac{1}{2} X_0 \Delta X \end{aligned}$$

となり，拡大率  $\gamma$  は

$$\gamma = \frac{\Delta Y}{\Delta X} = \frac{\frac{1}{4} X_0}{Y_0} = \frac{1}{4} \frac{1}{\tan \theta} \quad (22)$$

となる．また，力のつりあいより棒材にかかる初期張力  $T_0$  は

$$T_0 = \frac{1}{4} \frac{1}{\tan \theta_0} F = \gamma F \quad (23)$$

この時に必要な断面積  $A$  は，

$$A = \frac{T_0}{\sigma} = \frac{\gamma F}{\sigma} \quad (24)$$

となり，その時のばね定数  $k_s$  は

$$k_s = \frac{EA}{X_0} = \frac{E\gamma F}{\sigma X_0} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\gamma F}{X_0} \quad (25)$$

になる．また，質量部分に  $\Delta F$  を加えたとき棒材にかかる増分の張力を  $\Delta T$  ，加えた力による棒材の伸びを  $\Delta L$  ，質量の鉛直方向の微小変位を  $\Delta Y$  とすると式 (23) より，

$$(F + \Delta F) = 4 \frac{(Y_0 - \Delta Y)}{(X_0 + \Delta X)} (T_0 + \Delta T) \quad (26)$$

の関係が成り立ち，展開し高次の微小項を省略すると，

$$\begin{aligned} (F + \Delta F) &= 4 \frac{Y_0(1 - \frac{\Delta Y}{Y_0})}{X_0(1 + \frac{\Delta X}{X_0})} T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= 4Y_0(1 - \frac{\Delta Y}{Y_0}) \frac{1}{X_0} (1 - \frac{\Delta X}{X_0}) T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= 4 \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{\Delta Y}{Y_0})(1 - \frac{\Delta X}{X_0})(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\ &= 4 \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{1}{Y_0} \Delta Y)(1 - 4 \frac{Y_0}{X_0^2} \Delta Y)(1 + \frac{ks\Delta X}{T_0}) \\ &= 4 \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{1}{Y_0} \Delta Y)(1 - 4 \frac{Y_0}{X_0^2} \Delta Y)(1 + 4 \frac{ksY_0}{T_0 X_0} \Delta Y) \\ &= 4 \frac{Y_0}{X_0} T_0 + 16 \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks \Delta Y - 16 \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 \Delta Y - 4 \frac{1}{X_0} T_0 \Delta Y \end{aligned} \quad (27)$$

となり，質量部分の等価なばね定数  $K$  は

$$\begin{aligned} K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\ &= 16 \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks - 16 \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 - 4 \frac{1}{X_0} T_0 \\ &= 16 \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks - \frac{1}{X_0} (16 \frac{Y_0^2}{X_0^2} + 4) T_0 \\ &= \frac{1}{\gamma^2} ks - \frac{1}{X_0} (\frac{1}{\gamma^2} + 4) T_0 \end{aligned} \quad (28)$$

であらわされる．式(28)より，全体的なばね定数  $K$  はばね部分の線材にかかる初期張力  $T_0$  の項とばね定数  $ks$  の項の和になる．ばね定数の項だけをみれば拡大率  $\gamma$  を大きくとり，初期

角度  $\theta_0$  を小さくすれば，式 (25) より棒材のばね定数  $k_s$  は拡大率倍になる．しかし，係数に拡大率  $\gamma$  の 2 乗の逆数があるので，項全体では拡大率を大きくすることにより低いばね定数となる．また，張力の項では，式 (23) より初期張力  $T_0$  は拡大率倍だけ大きな値となり，括弧の中の値も大きくなる．しかし，張力の項の符号はマイナスであるので圧縮力があり，拡大率  $\gamma$  を大きくするとどんどんばね定数が低下する．したがって，拡大率  $\gamma$  を大きくしていけば，ある時点から負のばねになる．結果的に，ばね定数は低下するものの非常に不安定となる．したがってあまり大きな振幅の除振には向かない．

さらに張力の項には  $1/X_0$  があるので，同じ拡大率を用いるのであれば，ばねの長さを大きく取ることにより低周波を実現しやすい．また，式 (28) を変形し式 (29) を得る．

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\
 &= 16 \frac{Y_0^2}{X_0^2} k_s - 16 \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 - 4 \frac{1}{X_0} T_0 \\
 &= \frac{1}{\gamma^2} k_s - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma^2} T_0 - 4 \frac{1}{X_0} T_0 \\
 &= \frac{1}{\gamma^2} k_s - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma} F - 4 \frac{1}{X_0} \gamma F \\
 &= \frac{1}{\gamma} \frac{EF}{\sigma X_0} - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma} F - 4 \frac{1}{X_0} \gamma F \\
 &= 4 \tan \theta_0 \frac{EF}{\sigma X_0} - \frac{1}{X_0} 4 \tan \theta_0 F - \frac{1}{X_0 \tan \theta_0} F
 \end{aligned} \tag{29}$$

先ほどの  $Y$  タイプと同様に，棒材に  $SUS304$  を用い，静的つりあい状態における初期角度  $\theta_0$  が，ばね定数にどのように影響するか計算する．パラメータも  $Y$  タイプ同じとして計算を行った結果を図 2-5 に示す．

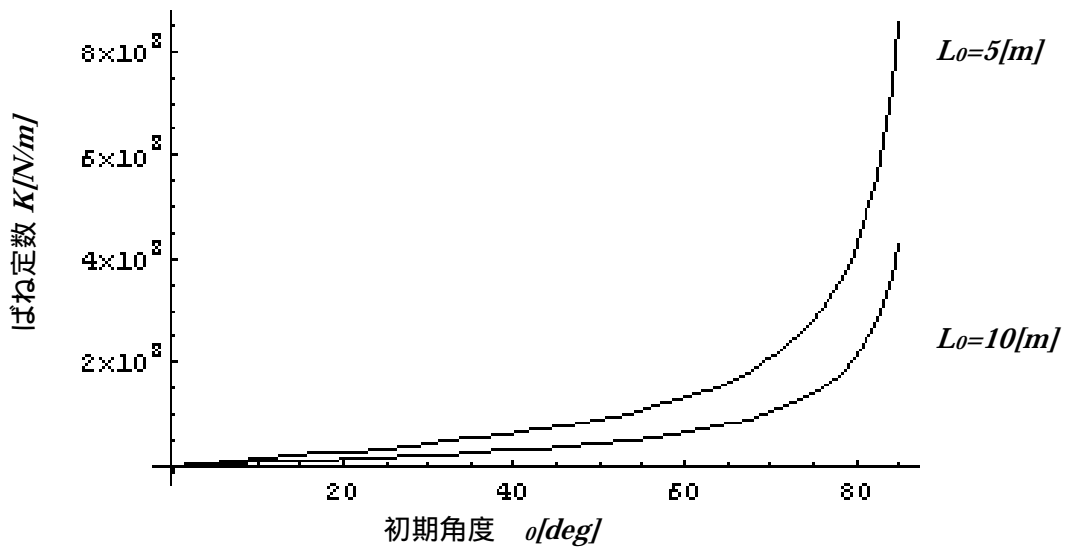


図 2-5 ばね定数 (タイプ)

横軸に初期角度  $\theta$ [deg]、縦軸にばね定数  $K$ [N/m]をとる。図 6 より、初期角度  $\theta_0$  が  $90$ [deg] に近いところでは、ばね定数が無限大に上昇していることが分かる。

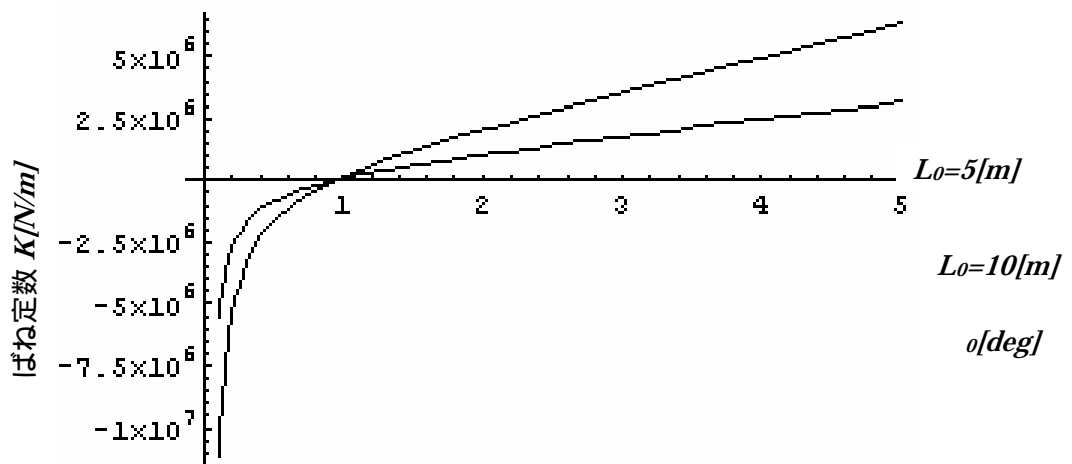


図 2-6 ばね定数拡大図 (タイプ)

図 2-6 は図 2-5 の初期角度  $0$ [deg] 付近を拡大したグラフである。初期角度  $\theta_0$  が約  $1$ [deg] のあたりではばね定数が負となっており、自重だけで変位が増大することが分かる。



## 2 - 4 変位拡大機構 (X タイプ)

これまでの理論により本実験では固有振動数を限りなく低くするために， $\Delta$ タイプの動吸振器の理論を用いて鉛直方向のばね-質量系を作成し，実験装置の理論値として  $\Delta$ タイプの理論式を用いてきた． $\Delta$ タイプの理論から鉛直方向のばね-質量系を製作する際，大きな問題点がある．図 2-4 とまったく同じ構造の動吸振器を設計しようとするれば，力のつりあいは図 2-7 のような関係となる．

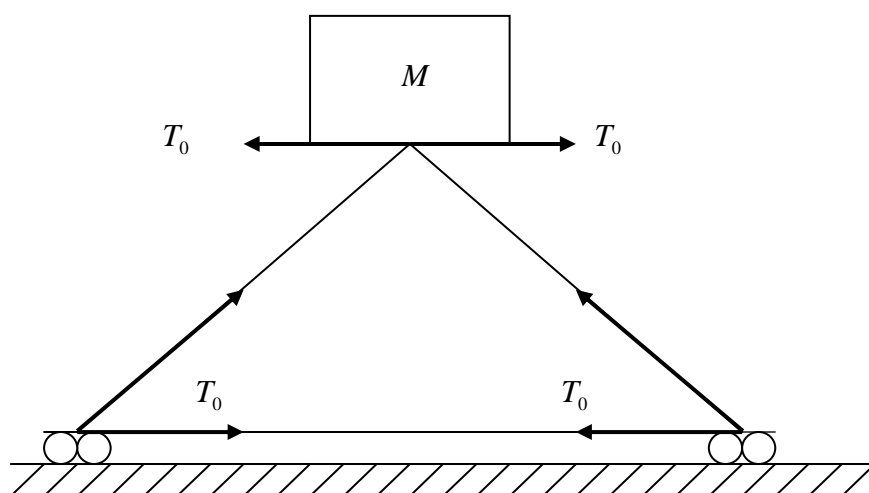


図 2-7  $\Delta$ タイプの力のつりあい

質量取付け部分には，棒材にかかる張力  $T_0$  と同じ力がかかっていることが分かる．固有振動数を低くするために拡大率を大きくすると張力の値が大きくなる．そのため，質量を取り付けてある可動部分のベアリングにも張力と同じ大きな力がかかることになる．したがって，耐久性の面から使用するベアリングを強度の大きいものにする必要がある．また，強度の大きなベアリングを用いるということは，一般的にベアリング内部の転動体が球から円筒になり接触する部分が点から線へと変わるため摩擦も大きくなる．また，ベアリングにかかる力が大きくなれば同じ摩擦係数であったとしても，摩擦力が大きくなることとなる．この問題を解決するため  $\Delta$ タイプの理論を用い図 2-8 のような構造を提案する．

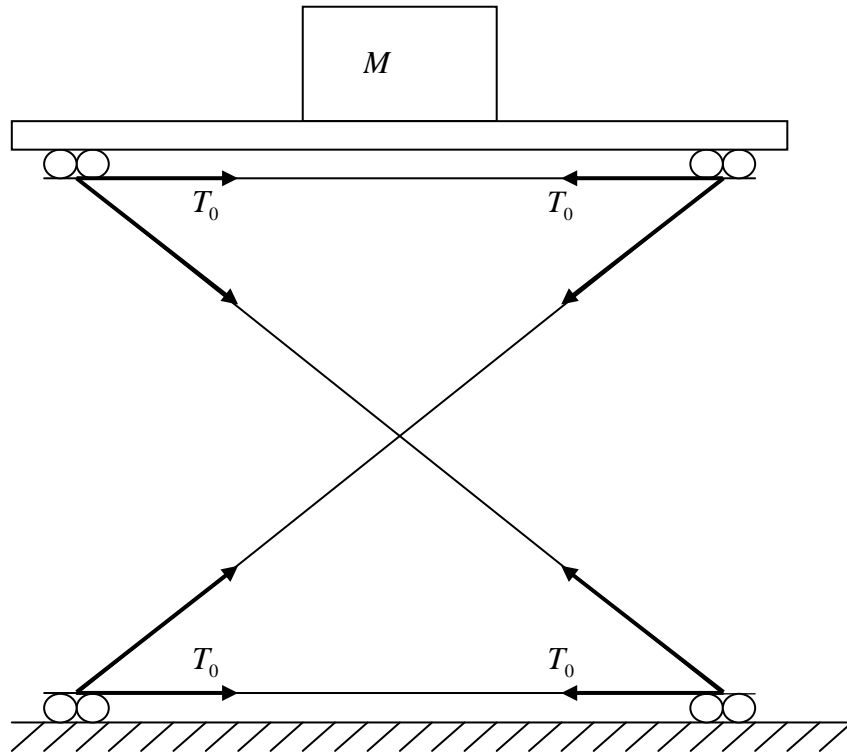


図 2-8 実験装置の力のつりあい

この構造であれば、力のつりあいは矢印のようになり、可動部分には質量程度の力はかかると思われるが、拡大効果による大きな張力はかからない。この変位拡大機構を X タイプとする。

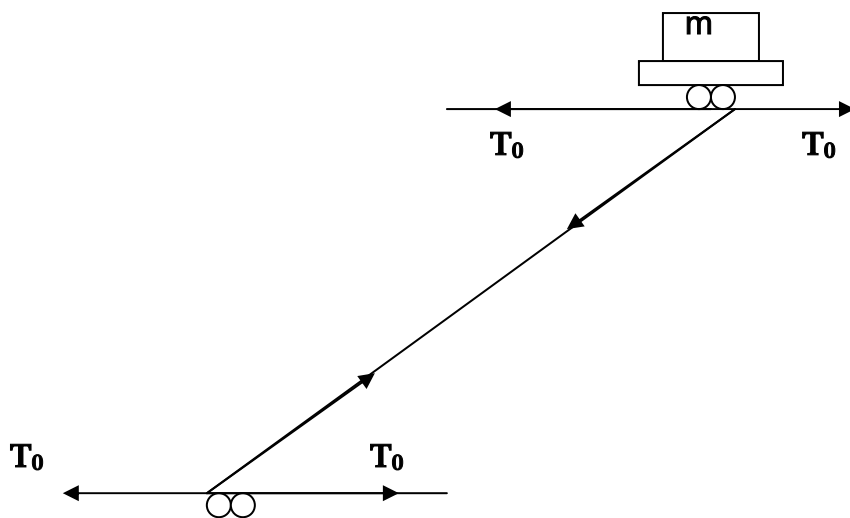


図 2-9 変位拡大機構 (X タイプ) の略図

理論式を導く上で図 2-9 のような形にして考えると、棒材の合計の長さ  $X_0$ 、リンク長  $L$ 、質量を  $M$  の  $1/2$  倍の  $m$ 、質量  $m$  の静荷重  $F$  をかけたときの質量  $m$  までの高さを  $Y_0$  とする。このつりあっている状態から、質量  $m$  に  $F$  だけ力を加えた時のばねの伸び  $X$  との関係は

$$L^2 = (Y_0 - \Delta Y)^2 + (X_0 + \Delta X)^2 \quad (30)$$

となり、この式を展開し高次の微少項を省略すると

$$\begin{aligned} L^2 &= Y_0^2 - 2Y_0\Delta Y + \Delta Y^2 + X_0^2 + 2X_0\Delta X + \Delta X^2 \\ Y_0\Delta Y &= X_0\Delta X \end{aligned} \quad (31)$$

となり、拡大率  $\gamma$  は

$$\gamma = \frac{\Delta Y}{\Delta X} = \frac{X_0}{Y_0} = \frac{1}{\tan \theta} \quad (32)$$

となる。また、力のつりあいより棒材にかかる初期張力  $T_0$  と、必要な断面積  $A$  は、

$$\begin{aligned} T_0 &= \gamma F \\ A &= \frac{T_0}{\sigma} = \frac{\gamma F}{\sigma} \end{aligned} \quad (33)$$

となり、その時のばね定数  $ks$  は、

$$ks = \frac{EA}{X_0} = \frac{1\gamma F}{\varepsilon X_0} \quad (34)$$

になる。また、質量部分に  $F$  を加えたとき棒材にかかる増分の張力を  $T$ 、加えた力による棒材の伸びを  $L$ 、質量の鉛直方向の微少変位を  $Y$  とすると式(33)より、

$$(F + \Delta F) = \frac{(Y_0 - \Delta Y)}{(X_0 + \Delta X)} (T_0 + \Delta T) \quad (35)$$

の関係が成り立ち、展開し高次の微小項を省略すると、

$$\begin{aligned}
(F + \Delta F) &= \frac{Y_0(1 - \frac{\Delta Y}{Y_0})}{X_0(1 + \frac{\Delta X}{X_0})} T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\
&= Y_0(1 - \frac{\Delta Y}{Y_0}) \frac{1}{X_0} (1 - \frac{\Delta X}{X_0}) T_0(1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \\
&= \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{\Delta Y}{Y_0}) (1 - \frac{\Delta X}{X_0}) (1 + \frac{\Delta T}{T_0}) \quad (36) \\
&= \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{1}{Y_0} \Delta Y) (1 - \frac{Y_0}{X_0^2} \Delta X) (1 + \frac{ks\Delta X}{T_0}) \\
&= \frac{Y_0}{X_0} T_0 (1 - \frac{1}{Y_0} \Delta Y) (1 - \frac{Y_0}{X_0^2} \Delta X) (1 + \frac{ksY_0}{T_0 X_0} \Delta X) \\
&= \frac{Y_0}{X_0} T_0 + \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks \Delta Y - \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 \Delta X - \frac{1}{X_0} T_0 \Delta Y
\end{aligned}$$

となり，質量部分の等価なばね定数  $K$  は

$$\begin{aligned}
K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\
&= \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks - \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 - \frac{1}{X_0} T_0 \\
&= \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks - \frac{1}{X_0} (\frac{Y_0^2}{X_0^2} + 1) T_0 \quad (37) \\
&= \frac{1}{\gamma^2} ks - \frac{1}{X_0} (\frac{1}{\gamma^2} + 1) T_0
\end{aligned}$$

で表される．タイプと同様に全体的なばね定数  $K$  はばね部分の線材にかかる初期張力  $T_0$  の項とばね定数  $ks$  の項の和になる．ばね定数の項だけをみれば拡大率  $\gamma$  を大きくとる，初期角度  $\theta_0$  を小さくすれば，式(35)より棒材のばね定数  $ks$  は拡大率倍になる．しかし，係数に拡大率  $\gamma$  の 2 乗の逆数があるので，項全体では拡大率を大きくすることにより低いばね定数となる．また，張力の項では，式(33)より初期張力  $T_0$  は拡大率倍だけ大きな値となり，括弧の中の値も大きくなる．しかし，張力の項の符号はマイナスであるので圧縮力があり，拡大率  $\gamma$  を大きくするとどんどんばね定数が低下する．したがって，拡大率  $\gamma$  を大きくしていけば，ある時点から負のばねになる．結果的に，ばね定数は低下するものの非常に不安定となる．したがってあまり大きな振幅の除振には向かない．

さらに張力の項には  $1/X_0$  があるので，同じ拡大率を用いるのであれば，ばねの長さを大

きく取ることにより低周波を実現しやすい．また，式(37)を変形し式(38)を得る．

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{\Delta F}{\Delta Y} \\
 &= \frac{Y_0^2}{X_0^2} ks - \frac{Y_0^2}{X_0^3} T_0 - \frac{1}{X_0} T_0 \\
 &= \frac{1}{\gamma^2} ks - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma^2} T_0 - \frac{1}{X_0} T_0 \\
 &= \frac{1}{\gamma^2} ks - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma} F - \frac{1}{X_0} \gamma F \\
 &= \frac{1}{\gamma} \frac{EF}{\sigma X_0} - \frac{1}{X_0} \frac{1}{\gamma} F - \frac{1}{X_0} \gamma F \\
 &= \tan \theta_0 \frac{EF}{\sigma X_0} - \frac{1}{X_0} \tan \theta_0 F - \frac{1}{X_0 \tan \theta_0} F
 \end{aligned} \tag{38}$$

タイプの理論式とほぼ同じであることがわかる．

### 第3章 材料の選定

棒材にどのような材料を用いればばね定数を低くすることができるのか検討を行う。

式(15), 式(25), 式(33)の棒材のばね定数  $k_s$  には, 共通して係数に  $\sigma/E$  があることが分かる。この値を小さくすることにより, ばねとして用いている棒材のばね定数  $k_s$  の値が低くなる。よって, 弾性限界での応力である最大許容応力  $\sigma$  が大きくヤング率  $E$  の低い材料を用いればよいことになる。工業用材料と  $\sigma$  の値が大きく  $E$  の値の低いばね用材料の代表的なものを表 3-1 に示す。表中の  $E/\sigma$  の計算する際,  $S45C$  とばね鋼の  $E$  と  $\sigma$ ,  $SUS304$  の  $\sigma$  は表に示した最低の値を用いた。

表 3-1 材料特性

材料	E (Gpa)	(Mpa)	E /
S45C	207	392	528.06
ばね鋼	207	1079	191.84
SUS304	197	206	956.31
ばね用SUS304(B種)	197	800	246.25
純チタン	106	215	493.02
チタン(Ti - 15 V - 3Cr - 3Sn-3Al)	98	1110	88.29

$E/\sigma$  は材料の面から低い固有振動数を有した動吸振器を実現するための目安となり, この値が小さいほど, 固有振動数も低くなると考えられる。表より チタンが最も低い値を示す。

チタンの特徴は, 冷間加工が可能で, ヤング率はばね鋼の1/2であるにもかかわらず, 引張り強さはチタン合金中最高で, ばね鋼とほぼ同じである。その上, 疲れ強さも高いため, ばね材料としても優れた特性を有している。

また, チタンよりも更にばね定数を低くする可能性のある材料として超弾性合金があるが, 温度により特性が大きく変化し不確定な面もあるため今回は除外することにした。

## 第4章 実験の概要

本章では概研究で行われている実験の概要を説明する。

### 4 - 1 実験装置

図 4-1 より，実際に製作した変位拡大型動吸振器を示す。



図 4-1 実験装

特徴

- ・可動部分や部品の取り付け部分に大きな力がかからない。
- ・初期角度  $\theta_0$  は， $15[\text{deg}] \cdot 30[\text{deg}] \cdot 45[\text{deg}]$  の角度を取れるようにアーム部に棒材を固定する穴を 3 箇所開けた。
- ・摩擦を減らすために，すべての可動部分に与圧のかかっていないベアリング・リニアガイドを用いた。

図 4-2 に本実験で用いる実験装置の構成・接続図を示す。

- (1) 変位拡大型動吸振器
- (2) *FFT* アナライザ
- (3) 加速度ピックアップ
- (4) アンプ

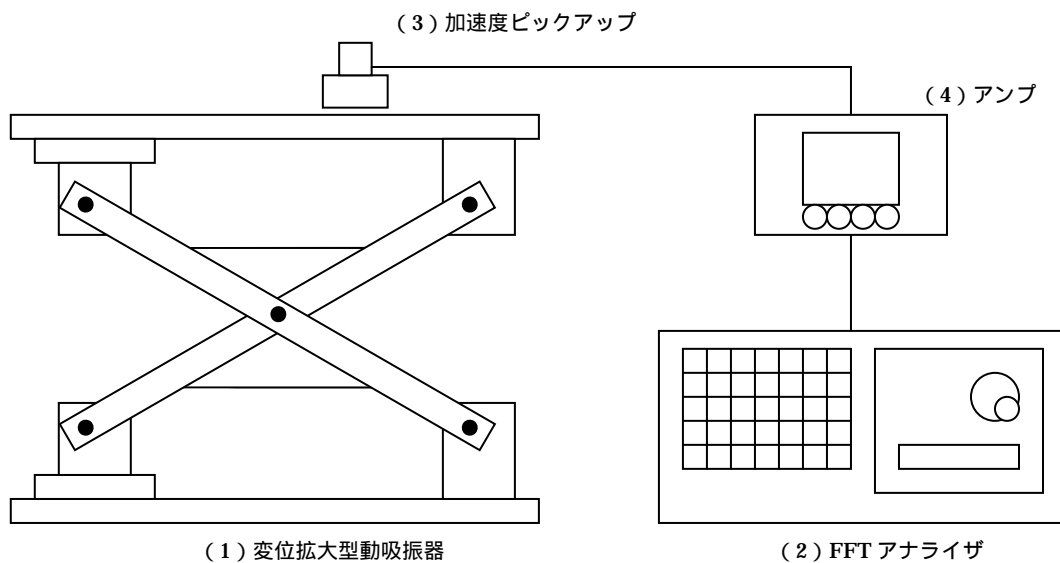


図 4-2 実験装置構成

## 4 - 2 実験方法

固有振動数の測定を目的とした実験を行う。代表的な工業用材料である SUS304 と純チタンをばねとして用いた変位拡大型動吸振器に加振力を与え動吸振器を自由振動させる。そのときの加速度を加速度ピックアップでセンシングし、その信号を解析することにより、変位拡大型動吸振器の固有振動数がどの程度の値となるのか測定する。

純チタンは、表 3-1 より SUS304 と同じ耐力を持ちながらヤング率が約半分の値となっている。したがって、SUS304 と同じ直径の棒材を用いて測定すれば、棒材にかかる負担は同じ条件で、ヤング率により固有振動数にどのような影響があるか明らかにできる。

### 実験方法

- (1) 質量と棒材がつりあっている初期状態で、棒材にかかる張力  $T_0$  を計算により求める。
- (2) 棒材の直径から断面積を求め、(1) で求めた  $T_0$  を断面積で除して、棒材にかかる応力を求める。求めた値と棒材の許容応力を比較し、なるべく近い値となるよう棒材の断面積を選択し用いる棒材の直径を決める。
- (3) 理論では、初期状態で質量と張力がつりあっている状態を初期状態とした。したがって、その状態と同じ状態を初期状態で実現するために、測定で用いる棒材とは関



係のない棒材を 1 本用意する．その棒材を実験装置に取り付け，測定したい初期角度になるように位置決めする．

(4) 測定用の棒材を実際に必要な長さより少し長めに切り取り，片端を実験装置に固定する．

(5) もう一方の片端は，ばねばかりをかけ，初期張力と同じ力をかけた状態で固定する．

(6) 2 本とも固定がすんだら，位置決めをしていた棒材を取り外す．この状態が，理論上での初期状態となる．

(7) 動吸振器に手で適度な加振力を加え，自由振動をさせる．

(8) そのときの加速度を加速度ピックアップでセンシングし，FFT アナライザで解析することにより固有振動数を求める．

実験の条件をいかに示す．

・実験 1

付加質量：6.25[kg]

棒材の材質：SUS304

初期角度：45[deg] と 15[deg] の 2 通り

棒材の直径 初期角度 45[deg] のとき：0.7[mm]

初期角度 15[deg] のとき：1.5[mm]

・実験 2

付加質量：6.25[kg]

棒材の材質：純チタン ( JIS2 種 )

初期角度：15[deg]

棒材の直径：1.5[mm]

実験 1・実験 2 の付加質量の値は，6.25[kg] となっている．これは，今回の実験装置を製作する際，実際に製作する動吸振器の 40 分の 1 のスケールとしている．東京湾アクアラインに用いられている動吸振器の付加質量は 10[t] である．ばねや棒材にかかる負担を同じ条件にするために，付加質量は 1600 分の 1 の 6.25[kg] とした．

### 4 - 3 実験結果

実験 1 の初期角度  $\theta_0 = 45[\text{deg}]$  の結果を図 4-1-a と図 4-1-b に示す．図 4-1-a は，時刻歴応答波形を示している． $X$  軸に時間， $Y$  軸に振幅をとる．図 4-1-b は，図 4-1-a を解析して求めたスペクトル波形を示す．以後，結果の図番号のアルファベットが **a** の図は，時刻歴応答波形を示し，**b** の図は **a** を解析して求めたスペクトル波形を示す．図 15-b から，固有振動数は  $f_E = 31.25[\text{Hz}]$  であることが分かる．

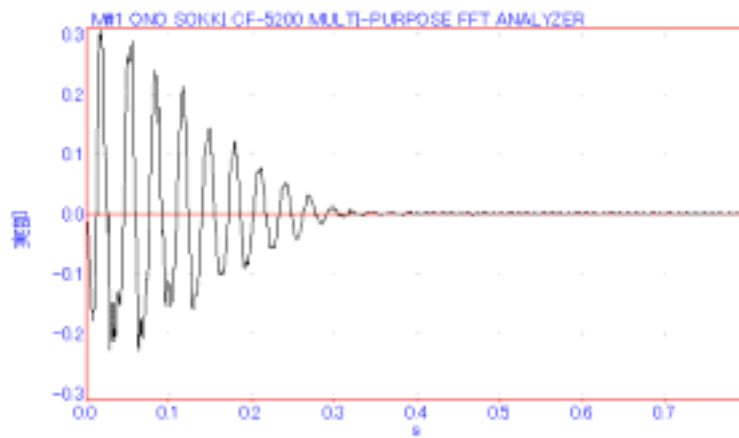


図 4-1-a 時刻歴応答波形

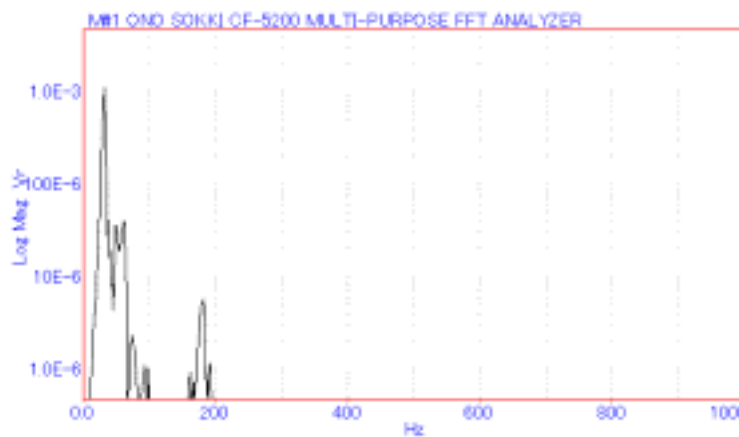


図 4-1-b スペクトル波形

実験 1 の初期角度  $\theta_0 = 15[\text{deg}]$  の結果を図 4-2-a と図 4-2-b に示す．図 4-2-b から，固有振動数は  $f_E = 15[\text{Hz}]$  であることが分かる．

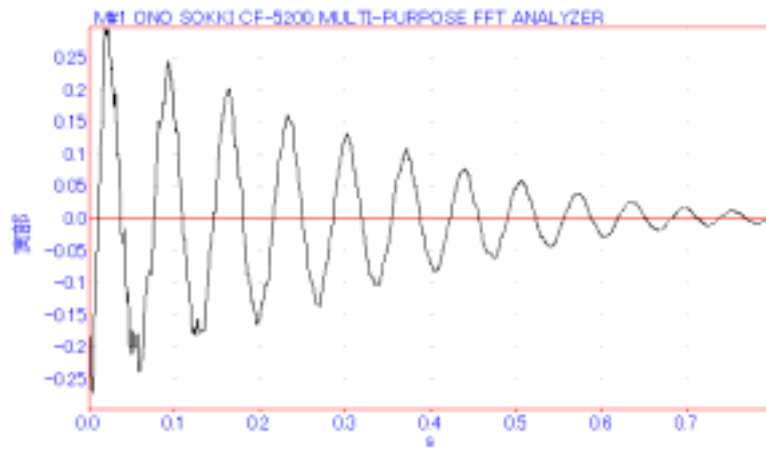


図 4-2-a 時刻歴応答波形

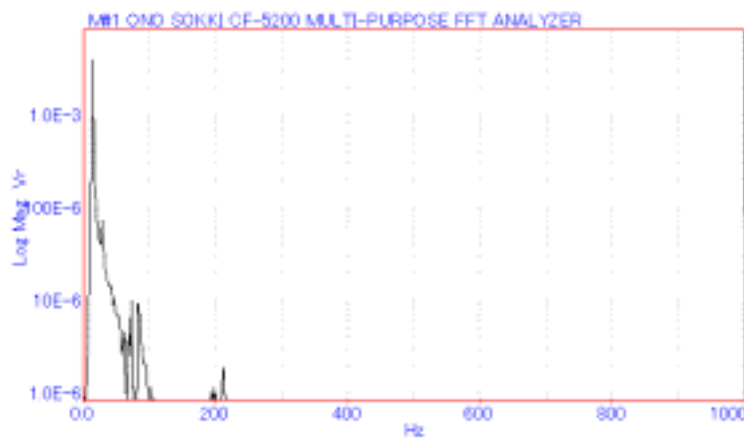


図 4-2-b スペクトル波形

実験 2 の結果を図 4-3-a と図 4-3-b に示す．図 4-3-b から，固有振動数は  $f_E = 12.5[Hz]$  であることが分かる．

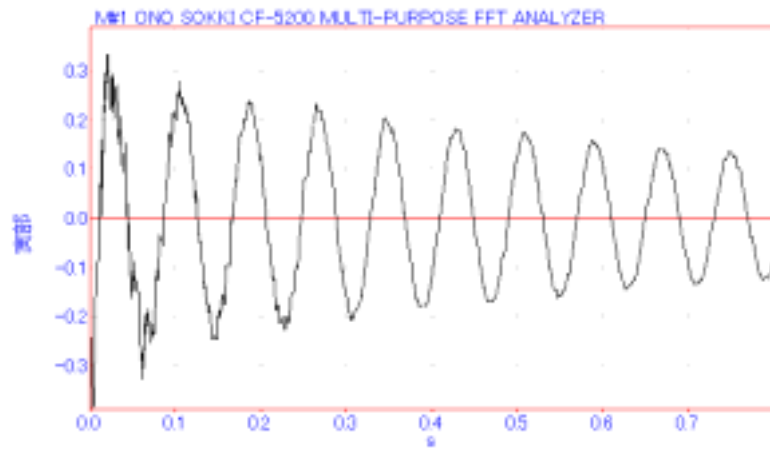


図 4-3-a 時刻歴応答波形

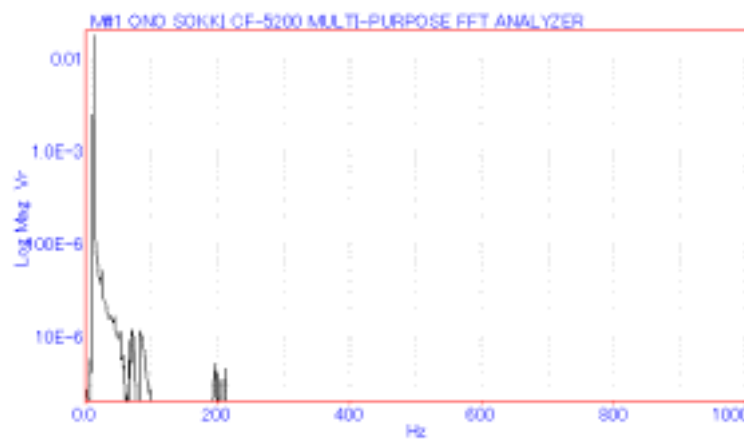


図 4-3-b スペクトル波形

## 第5章 シミュレーションによる解析

### 5-1 目的

3DCAD ソフトによる設計及び解析を行うことにより、概研究の立証と今後の研究に役立てることが目的である。製品を作るうえで、コンピュータによるシミュレーションを行うことによって計測しにくいデータも得られ試験的な実験を行う目安となり、コストの削減、時間の短縮、また容易に設計変更が可能となる。また、オンライン上でこのシミュレーションの検討ができ、3D 化でよりわかりやすくなる。

### 5-2 モデルの設計

今回は固有振動数を測定する事を目的としているため Pro/ENGINEER(以後 Pro/E) を用いて、簡単なモデルの設計を行った。

単位は mm を用い寸法はできる限り正確に設計した。また、ベアリングやリニアの可動部は省略し拘束条件によって、表現することにした。図 5-1 に Pro/E で設計を行ったモデルを示す。

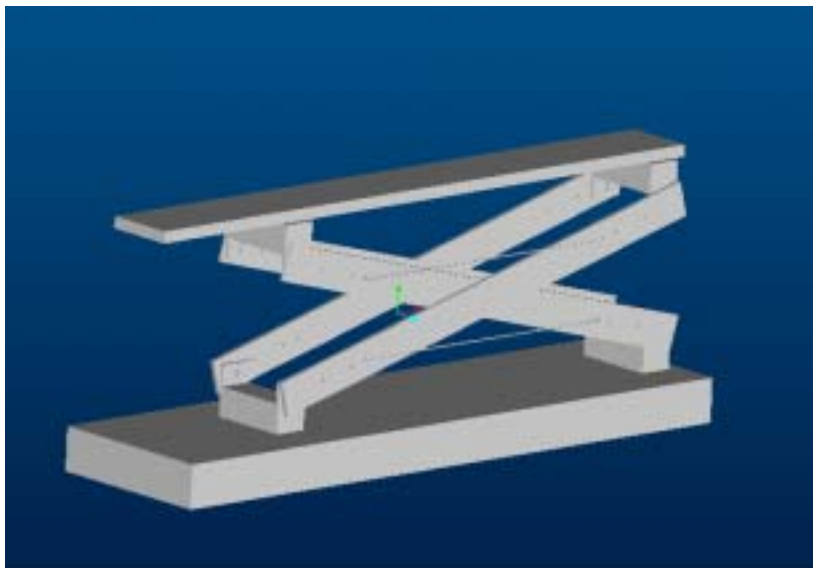


図 5-1 Pro/E で設計したモデル

材料特性や、荷重、拘束条件も Pro/E で設定する。

また、SINDYS という振動解析ソフトも用いた。詳細な設計はできないが、今回は固有振動数を求めるのが目的であるため用いることにした。単位は係数を入力する関係で m を用いた。また、細かな形状は設計不可能なので側面のばねと棒部分だけを設計した。形状等はすべて数値で表される。

### 5-3 解析方法

Pro/E の解析方法が明確にわからなかったのもあるが、今後の研究において ANSYS を用いて解析を行う方がより詳細な解析結果が得られるものと考え、今回はこの方法で解析を行う。図 5-3 に示すとおり Pro/E でメッシュをきり、図 5-4 のとおり ANSYS で読み込み解析を行う。

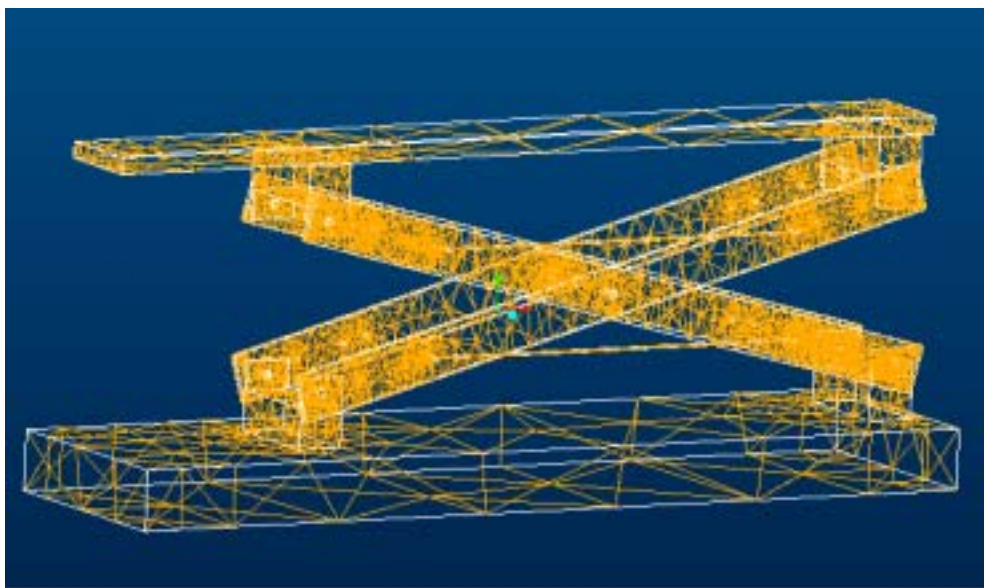


図 5-3 Pro/E におけるモデル

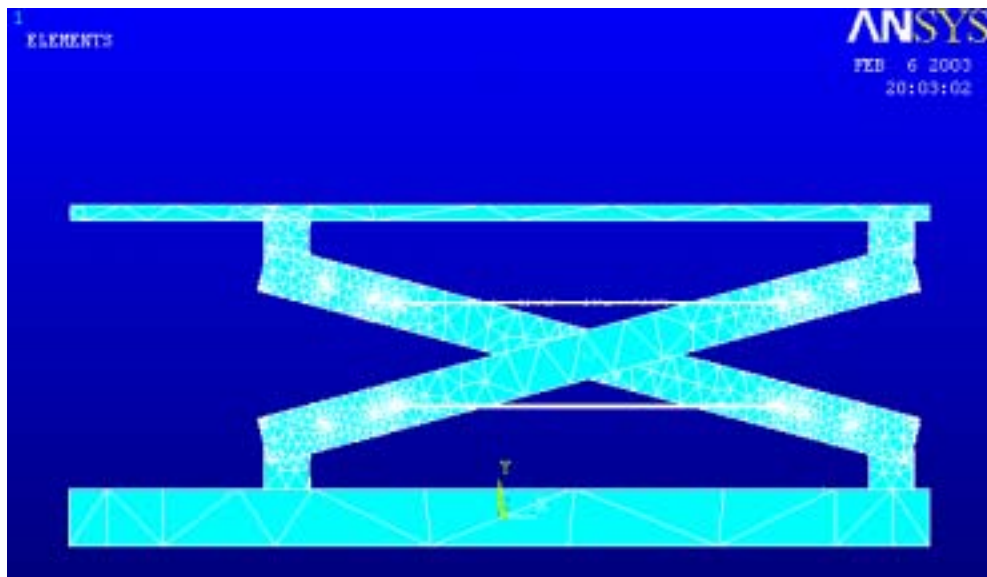


図 5-4 ANSYS におけるモデル

SINDYS はプログラムを作成し，固有振動数を解析する．

## 5-4 解析結果

### 5-4-1 ANSYS の解析結果

図 5-5 に解析後の変形図を示す．実験に合わせて初期角度  $15^\circ$ ，直径  $1.5\text{mm}$  の純チタンを用いた場合のモデルをまず設計して解析を行った．図に示すとおり，リニア部分が機能していない事がわかる．周波数も  $7.891\text{Hz}$  と理論値や実験値からも誤差が大きいため，このモデルは失敗といえる．原因として拘束条件，アセンブリ，単位が問題として考えられる．

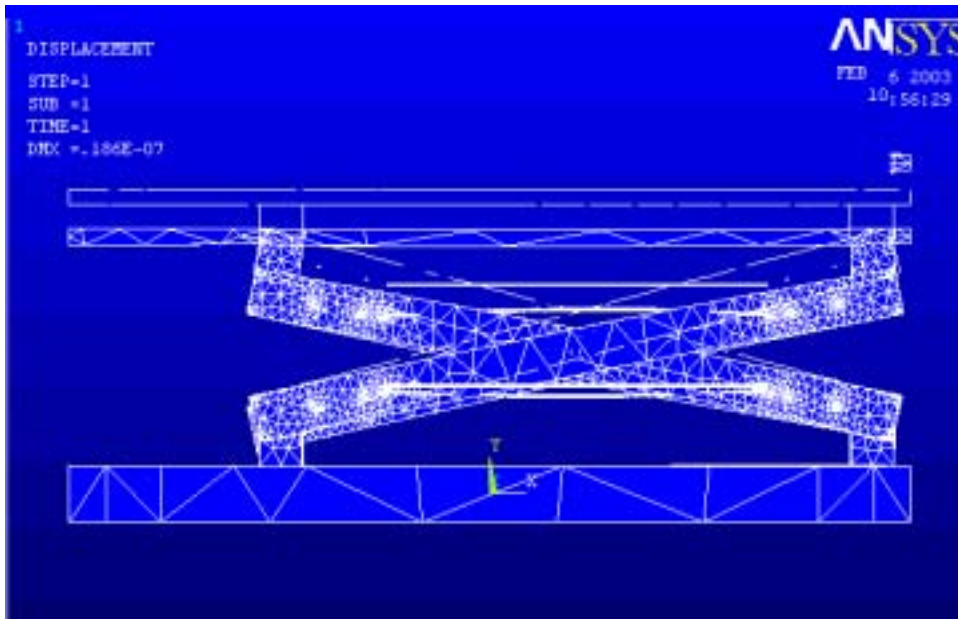


図 5-5 変形図

このため、リニア部分を回転に置き換えたり、各部分を分けて解析を試みた結果図 5-6 に示す形が最も実験装置に近い動きをした。条件は図 5-5 の場合と同じで各可動部がほぼ実験装置に近い動きを示したが固有振動の解析結果では、金属棒の部分が大きく振れてしまい思うような値が得られなかった。また、今後様々な解析を行おうとした場合やはり、図 5-1 のような実験装置に近いモデルを必要とするため、更なる研究が必要である。

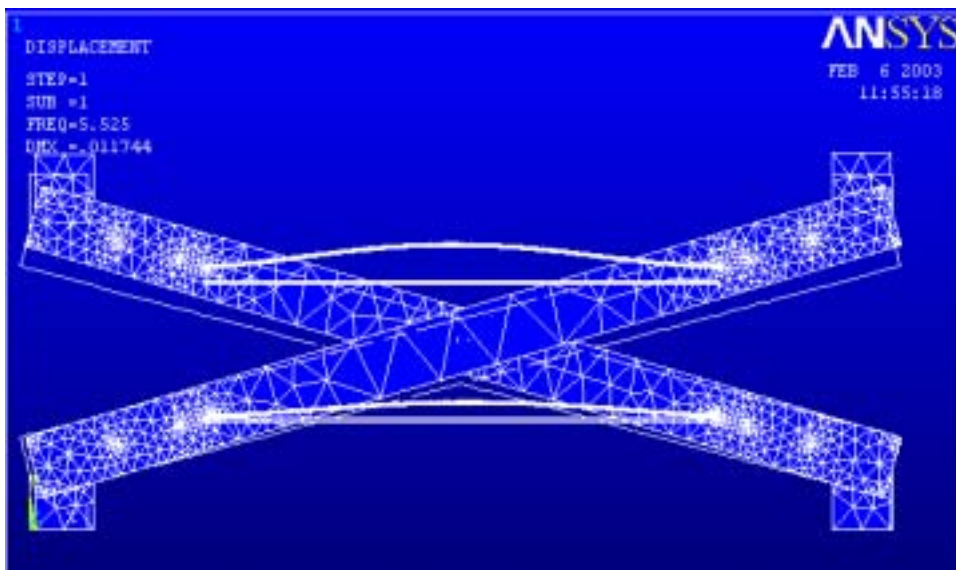


図 5-6 金属棒の変形図



## 5-4-2 SINDYS の解析結果

初期角度  $5^\circ$  ,  $10^\circ$  ,  $15^\circ$  ,  $20^\circ$  ,  $25^\circ$  ,  $30^\circ$  ,  $45^\circ$  ,  $60^\circ$  の場合の解析を行った . それぞれの固有振動数を下記の表にまとめた .

表 5-1 固有振動数の解析結果による

初期角度 \ 固有振動数(Hz)	ばね用SUS304	純チタン	チタン
5	6.172	4.813	4.423
10	11.54	8.848	8.505
15	18.03	12.74	12.29
20	19.58	18.15	15.88
25	22.14	18.92	18.48
30	24.63	21.62	21.14
45	29.9	27.84	27.47
60	34.23	32.94	32.7

表より初期角度が小さくなるほど固有振動数が低くなるのがわかる . また  $15^\circ$  の時の変位を比較のため図に示す .

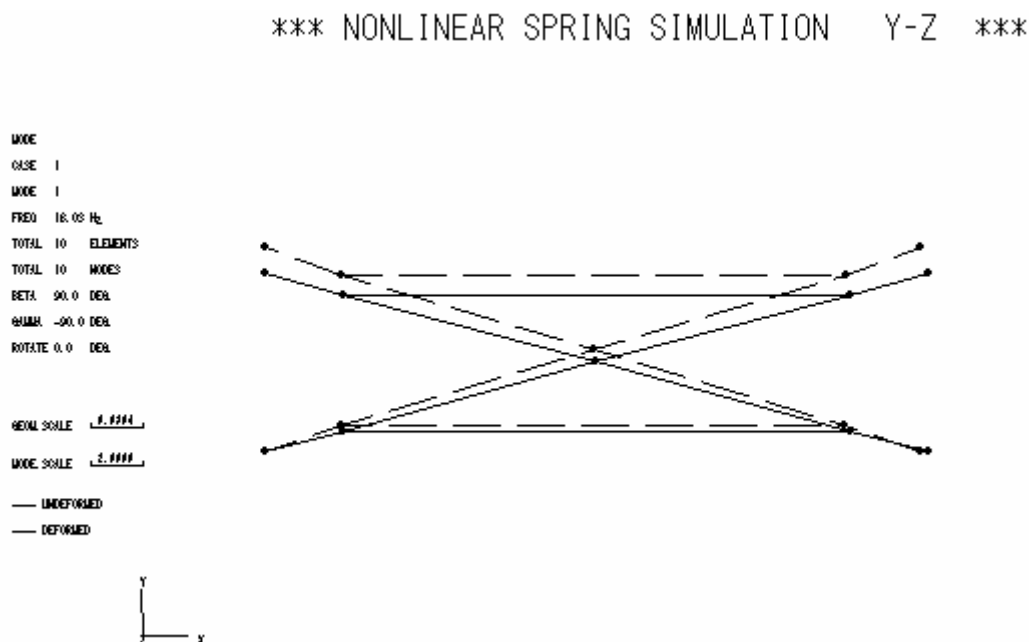


図 5-7 SUS304 の解析結果

\*\*\* NONLINEAR SPRING SIMULATION Y-Z \*\*\*

MODE  
CASE 1  
MODE 1  
FREQ 12.74 Hz  
TOTAL 10 ELEMENTS  
TOTAL 10 MODES  
BETA 90.0 DEG  
GAMMA -90.0 DEG  
ROTATE 0.0 DEG

SEMI SCALE 1.0000

MODE SCALE 2.0000

— UNDEFORMED  
— DEFORMED

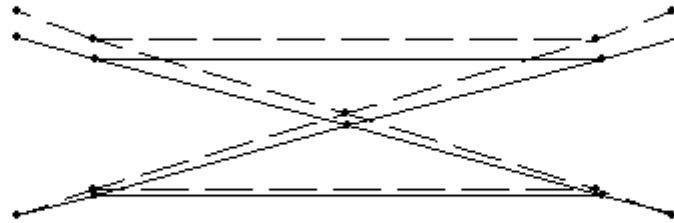


図 5-8 純チタンの解析結果

\*\*\* NONLINEAR SPRING SIMULATION Y-Z \*\*\*

MODE  
CASE 1  
MODE 1  
FREQ 12.29 Hz  
TOTAL 10 ELEMENTS  
TOTAL 10 MODES  
BETA 90.0 DEG  
GAMMA -90.0 DEG  
ROTATE 0.0 DEG

SEMI SCALE 1.0000

MODE SCALE 2.0000

— UNDEFORMED  
— DEFORMED

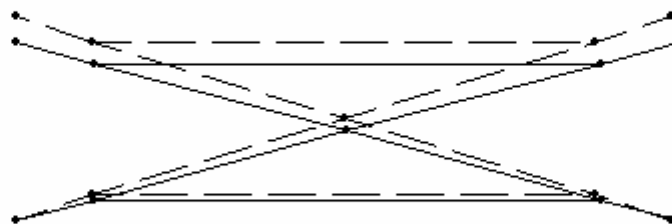


図 5-9 チタンの解析結果

## 第6章 考察

まず、シミュレーションについて考察を行う。本稿では、Pro/E で設計したモデルを ANSYS により固有振動数の解析を目指した。棒材と金属棒のみでのシミュレーションはリニア部分の動作が再現されており可動部分に関しては成功した。しかし、固有振動数に大きな誤差が生じた。金属棒が大きく振れていたことから、寸法や材料特性値の単位に問題があったのではないかと推測される。また、一般に剛体に金属棒のような柔らかい物質を繋げてこのような振動解析をすることはソフトの性能上困難な場合があることも原因の一つにあげられるものと考えられる。

図 5-1 のモデルではリニア部分の動作が機能しなかった。棒材と金属棒のみでのシミュレーションでは同じ拘束条件で成功しているため、設計段階での組み立て方に問題があったのではないかと推測される。また、剛体と可動部間の拘束条件が不足していたことも考えられる。しかし、現段階では解決にいたらなかった。

次に振動解析ソフト SINDYS の解析について、実験装置の理論値と比較を行う。実験装置の固有振動数の理論値は、変位拡大機構の X タイプで導いたばね定数  $K$  を用いる。ただし、実験装置の質量の位置が X タイプの質量  $m$  の位置より高いため、その分振動したときの移動距離の比率を考慮する。図 6-1 ~ 6-3 に比較したグラフを示す。

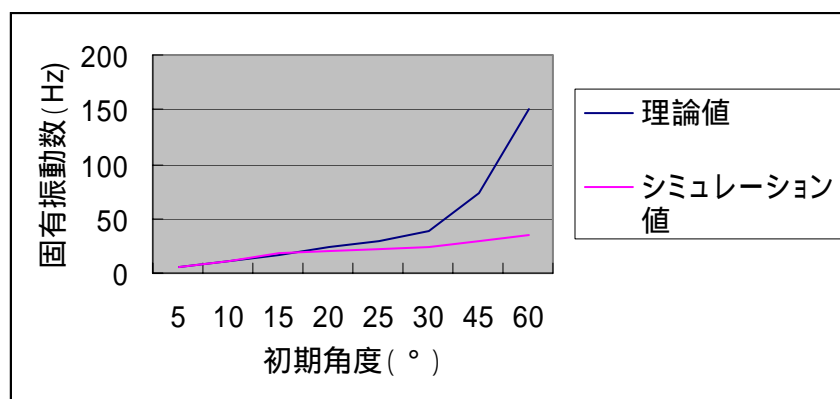


図 6-1 ばね用 SUS304

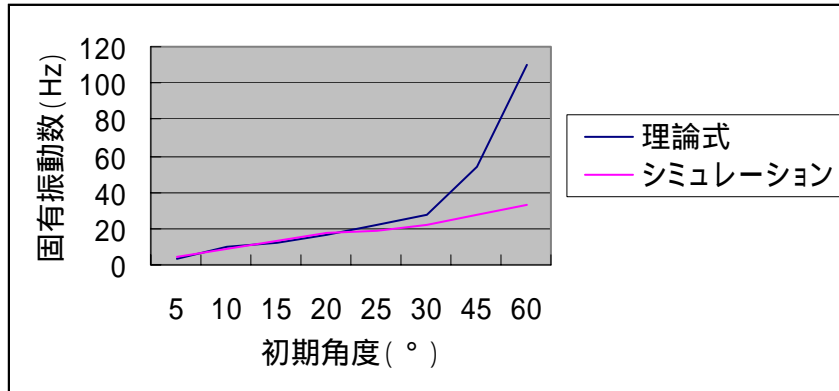


図 6-2 純チタン

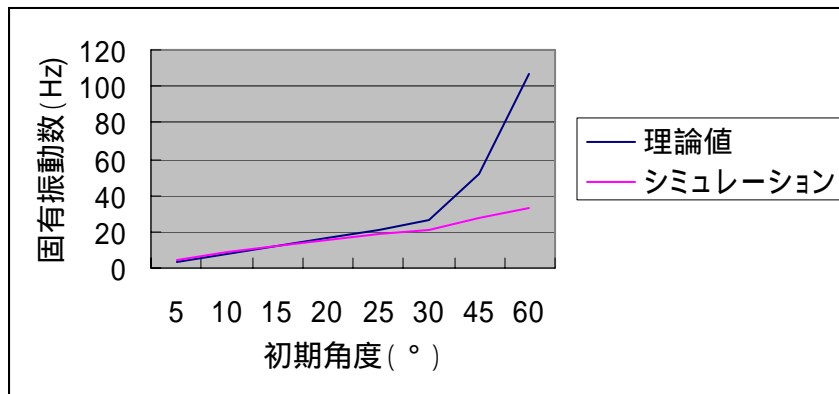


図 6-3 チタン

図より今回必要とする 15° 付近ではほぼ一致した。しかし、25° 付近までは理論値との誤差が少ないが、30° 以降から誤差が大きくなっている。45° 以降の変形図では、剛体が歪んでいるのが原因と推測されるがソフトの性能上の問題としかわからない。よって、この解析結果も信頼性があまり高いとはいえない。

また、理論値とシミュレーションで得た値をそれぞれ実験値と比較した。

1)SUS304 で 45° の場合	理論値	34.13Hz
	シミュレーション値	23.22Hz
	実験値	31.25Hz

シミュレーション値は正確ではない。誤差も少なく一般に実験値のほうが理論値よりも

低くなるため、理論値が正確であると考える。

2)SUS304 で 15° の場合	理論値	16.73Hz
	シミュレーション値	18.03Hz
	実験値	15Hz

これも実験値が一般に低くなるため、正確な値を示していると考えられる。

3)純チタンで 15° の場合	理論値	12.25Hz
	シミュレーション値	12.74Hz
	実験値	12.5Hz

実験値が高くなっているのは可動部分に摩擦が生じたためと推測され、誤差も少ないので正確な値と考えられる。

次に金属棒を用いた変位拡大機構を用いて除振台を設計することができるかどうかを検討する。今回作成した実験装置では、大きな振幅の低周波振動では角度を限りなく小さくしているため潰れてしまう可能性があり、小さな振幅の低周波振動の除振を目的とした除振台であれば使用可能であると思われる。一般に除振台は鉛直方向の振動数が 0.5Hz 以下が理想とされている。金属棒の長さが 1m 以内、搭載重量を 500kg とした除振台を想定した場合、チタンを用いた金属棒を用いて 0.5Hz 以下の除振台が実現可能かどうかを検討する。ただし、許容応力ぎりぎりの値を用いることにする。また、質量と金属棒の設置位置は、実験装置と同じ比率とする。式(1)より  $K < 4934.8$  にする必要がある。金属棒の直径 7mm、初期角度 6.7° のとき固有振動数は 0.45Hz となり、0.5Hz 以下を満足させることができた。これはチタンの許容応力範囲内で最も条件に近い値である。

今後の研究課題として、Pro/E によるモデルの設計し ANSYS による解析の実現と様々な条件でのシミュレーションを重ねること。今回着手できなかった実験装置では、金属棒の設置部分の改良と固有振動の計測を重ねること。高周波振動で剛体を介して振動が伝達される可能性の検証。実用化へ向け新たな実験への取り組みが今後の課題となる。

## 第7章 結言

本研究では、金属ばねや空気ばねを用いず金属棒を用いて低周波の鉛直方向の制振を実現するため、シミュレーションによる検討を行った。

第2章では、変位拡大機構の有用性を示し、実験装置を変位拡大機構のXタイプとおき理論式を導いた。

第3章では、棒材にどのような材料を用いればばね定数を低くすることができるのかを検討し、材料の選択の目安として  $E'$  の低い値を用いることが低い固有振動数につながることを示した。

第4章では、本研究で行われてきた実験の概要を説明しその結果より初期角度が低い方が固有振動数を低くすることが証明された。また  $E'$  を目安にした材料選定の有効性も証明した。

第5章では Pro/E で設計を行い ANSYS による解析を目指した。しかし、拘束条件や設計時の組み立て方法などが原因で失敗したのではないかと推測された。また振動解析ソフト SINDYS による解析も行なった。その結果、初期角度が小さい時の変形図は正確な動作を示していたが、大きいときは剛体部分が歪んでいた。

第6章では、SINDYS によるシミュレーション値と実験装置の理論値を比較した。30° 以降の誤差が大きくシミュレーションの信頼性が低いことがわかった。また、実験値との比較では理論値との誤差が少なく正確な値であることが証明された。さらに一般的な除振台に変位拡大機構の金属棒を用いた除振装置の可能性と本研究の問題点を考察した。

これらのことから、金属棒を用いて非常に低い固有振動数を実現させることが可能であることを示したが、シミュレーションの確立が課題となった。

## 謝辞

本研究を行うにあたり多くのご指導賜りました，井上喜雄教授，甲斐義弘助手に深く感謝致します．また実験装置に関するアドバイスをくださいました友次健一氏，シミュレーションを行うにあたり，Pro/ENGINEER から ANSYS へ移行させる設定のご協力やアドバイスをくださいました玉井聡志氏，ANSYS の使用にご協力くださいました山崎陽平氏，ならびに論文作成にあたりアドバイスをくださいました本研究室の皆様方に深く感謝致します．

## 参考文献

- 1) 友次健一：変位拡大機構を用いた上下方向動吸振器に関する研究・修士論文 2001
- 2) 太田幹朗：Pro/ENGINEER の基礎から応用へ ・山海堂 2001
- 3) 高尾健一：改訂版材料力学入門・西日本法規出版 1993
- 4) ばね技術研究会：ばね技術シリーズ ばね用材料とその特性・日刊工業新聞社 2000
- 5) 末岡淳男，金光陽一，近藤孝広：基礎機械工学シリーズ 6 機械振動学・朝倉書店 2000  
片岡眞澄，五百井俊宏：振動工学の基礎・コロナ