

不連続ばね特性を利用した回転機械の不安定領域の除去*

石田 幸男^{*1}, 劉 軍^{*1}Elimination of Unstable Ranges in Rotating Machinery Utilizing
Discontinuous Spring CharacteristicsYukio ISHIDA^{*2} and Jun LIU^{*2} Department of Mechanical Science and Engineering, Nagoya University,
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 464-8603 Japan

Unstable vibration occurs in the vicinities of the major critical speeds of an asymmetrical shaft system. It also occurs in a wide speed range above the major critical speed of a shaft with a hollow rotor partially filled with liquid. The occurrence of unstable vibrations is a serious problem because the amplitude increases exponentially and the system is destroyed. However, no simple effective means for unstable vibration suppression is known before. Active vibration control is usually complicated and costly. In this paper, we show that the simple method proposed to suppress steady-state vibration utilizing discontinuous spring characteristics is also effective to suppress unstable vibrations. The unstable vibration changes to an almost periodic motion and we can suppress amplitudes to an arbitrary magnitude even in an unstable range. The validity of the proposed method is also verified by experiments.

Key Words: Unstable Vibration, Nonlinear Vibration, Vibration Control, Discontinuous Spring Characteristics, Rotor Containing Liquid

1. ま え が き

回転機械においては、さまざまな原因により不安定振動が発生する。たとえば、発電機ロータなどの偏平軸では、軸剛性の方向差に起因して主危険速度付近で不安定振動が発生する⁽¹⁾。また、プロペラなどの非対称ロータでは、慣性モーメントの方向差に起因して、同じく主危険速度付近で不安定振動が発生する⁽²⁾。さらに、内部に液体をもつ中空回転体を取り付けた弾性回転軸では、主危険速度より高速側のある速度範囲で不安定振動が現れる^{(3),(4)}。これらの不安定振動の発生は、機械の運転にとって極めて危険である。

一般に、系の減衰を大きくすれば、不安定領域の幅は狭くなり、さらには消滅するが、これには相当大きな減衰力が必要とされ、また、それを与えることは多くの場合に困難である。これ以外の制振法としては、液体を内蔵した回転体に対して、各種のパッシブ制振法やアクティブ制振法が提案されている。たとえば、前者については、安尾ら⁽⁵⁾は軸方向に仕切り板を設け、周方向流れを阻害し安定化を図る方法を、また、森下ら⁽⁶⁾はドーナツ状の隔壁により縦横比の大きい回転体

でも不安定振動の発生を抑制できる方法を、さらに、佐藤⁽⁷⁾は動吸振器理論を利用する方法を提案した。しかし、これらの方法は汎用性に欠け、またそれを用いた場合でも、比較的大きな定常振動が残っている。一方、後者については、Hendricksら⁽⁸⁾は最適制御理論によって制御系を設計し、また、松下ら⁽⁹⁾は電磁ダンパを利用し、さらに、張ら^{(10),(11)}は能動型磁気軸受を利用する方法を提案した。しかし、これらの方法はいずれもかなり複雑な理論計算や制御装置を必要とするとともに、経済的にも負担が大きい。

本研究では、著者らが提案した不連続ばね特性を用いた簡便な制振法⁽¹²⁾が、不安定振動を任意の有限値以下に抑えることができることを明らかにする。さらに対象として偏平軸系と液体を内蔵した中空回転体を取りあげ、この制振法が不安定振動の原因によらず、いろいろな種類の回転軸系に対して通用する汎用性のある方法であることを示す。

2. 理論モデル

2.1 不連続ばね特性 理論モデルを図1(a)に示す。ばね定数 k の弾性軸(真円軸または偏平軸)の中央に円板が取り付けられた2自由度たわみ振動系を考

* 原稿受付 2005年7月7日。

^{*1} 正員, 名古屋大学大学院工学研究科(〒464-8603 名古屋市中種区不老町)。

E-mail: ishida@nuem.nagoya-u.ac.jp

え、円板を回転しないケーシングで囲う。このケーシングは2つの軸受を介して回転軸に取り付けられており、軸の回転に対しては自由である。 m を回転体の質量、 e を円板の静不つりあい、 c を系の減衰係数とする。なお、ケーシングの質量は回転体のそれと比較して小さく、無視できるものとする(後述の実験装置参照)。このケーシングからクリアランス δ だけ離れてリングを設け、その外側に補助ばね(ばね定数 k_2)と補助ダンパ(減衰係数 c_2)を設置する(以下では、簡単のため、これら2つの要素を設置した状態でも文中では補助ばねを設置と記す)。軸受中心線に z 軸、円板上に x, y 軸をもつ直交座標系 $O-xyz$ を設定する。円板の形心を $M(x, y)$ とし、円板の重心を $G(x_G, y_G)$ とする。

補助ばね⁽¹²⁾には、ストoppaを設置するによって与圧 $k_2\delta$ を与える。その結果、たとえば、真円軸(ばね定数 k)の場合について x 方向のばね特性を示すと、図2のような不連続な特性をもつ。このモデルでは、回転体の変位 $r(=\sqrt{x^2+y^2})$ に依存して、 $r > \delta$ の状態と、 $0 < r < \delta$ の状態では系の特性が変わる。

補助ばねによるばね力(F_{2x}, F_{2y})と減衰力(D_{2x}, D_{2y})はつぎのように表される。

$$\left. \begin{aligned} F_{2x} &= -k_2x, & F_{2y} &= -k_2y, \\ D_{2x} &= -c_2\dot{x}, & D_{2y} &= -c_2\dot{y}, & (r > \delta) \\ F_{2x} &= F_{2y} = D_{2x} = D_{2y} = 0, & (r \leq \delta) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

本研究では、不安定振動の発生する代表的な系として、図1中の表に示すような2つの系を調べる。1つは偏平軸に中実円板を取り付けた偏平軸系、他の1つは真円軸に内部に液体をもつ中空回転体を取り付けた系である。

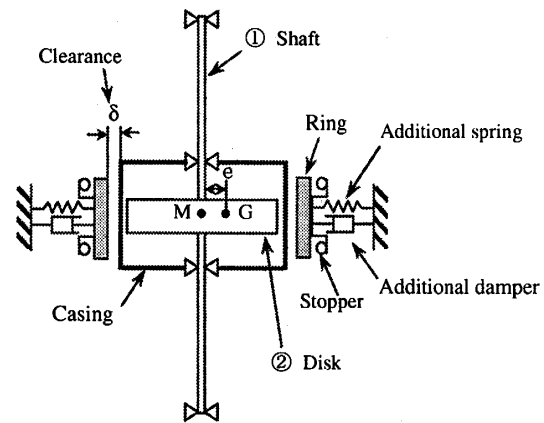
2.2 偏平軸系の理論モデルと運動方程式

偏平軸の断面と座標系を図1(b)に示す。弾性軸は剛性の方向差 Δk をもつ。軸断面の主軸方向に座標軸を一致させ、角速度 ω で回転する回転座標系 $O-x'y'$ を考える。

固有振動数 $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ 、仮に回転体を水平に支持したときに生じる静たわみ $e_{st} = mg/k$ を用いて、無次元量をつぎのように定義する。

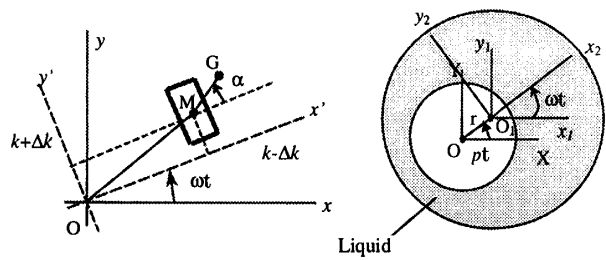
$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= x/e_{st}, & \bar{y} &= y/e_{st}, & \bar{t} &= t\omega_0 \\ \bar{\omega} &= \omega/\omega_0, & \bar{e} &= e/e_{st}, & \bar{c} &= c/\sqrt{mk}, \\ \Delta &= \Delta k/k. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

これらを用い、偏平軸の運動方程式⁽¹³⁾に式(1)の力を追加すると、無次元表示の運動方程式は次式とな



	① Shaft	② Disk
Asymmetrical shaft system		
Rotor system with liquid		

(a) Overview



(b) Asymmetrical shaft (c) Rotor with liquid⁽³⁾

Fig. 1 Theoretical rotor model

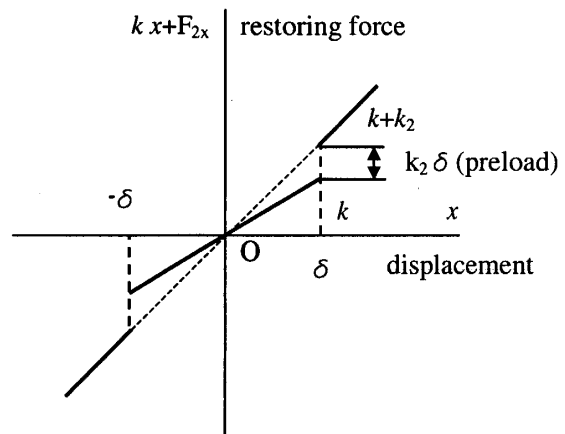


Fig. 2 Spring characteristic with additional spring

る。なお、以下では無次元量の「 $\bar{\quad}$ 」を省略する。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + c\dot{x} + x - \Delta(x \cos 2\omega t + y \sin 2\omega t) \\ = e\omega^2 \cos \omega t + F_{2x} + D_{2x} \\ \ddot{y} + c\dot{y} + y - \Delta(x \sin 2\omega t - y \cos 2\omega t) \\ = e\omega^2 \sin \omega t + F_{2y} + D_{2y} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

2.3 液体を内蔵した回転体系の理論モデルと運動方程式 液体を含む回転体のモデルを図 1(c) に示す。弾性軸は真円軸であり、一定の角速度 ω で回転している。液体は非粘性、形圧縮であり、また軸方向には変化がない (2次元分布) と仮定する。Wolf⁽³⁾によれば、回転体の変位 r 、角速度 p でふれまわっているとき、液体が円板の壁に及ぼす力 (有次元) は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} F_{Lx} = rp^2 m_{Lf} \frac{(\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)}{(\alpha\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)} \cos \sigma t \\ F_{Ly} = rp^2 m_{Lf} \frac{(\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)}{(\alpha\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)} \sin \sigma t \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに、 $\sigma = p - \omega$ である。また、 a を回転体の側壁内面の半径、 b を液体が半径方向に厚さが一定で分布したと仮定するときの液体の自由表面の半径、 h を円板内面の高さ、 ρ を流体の密度とすると、 $\alpha = \left\{ \frac{(a/b)^2 + 1}{(a/b)^2 - 1} \right\}$ 、 $m_{Lf} = \rho\pi a^2 h$ である。なお、この m_{Lf} は内部を液体で満たしたときの質量に該当する。

ここで、さらに次の無次元量を定義する。

$$\left. \begin{aligned} \bar{r} = r/e_{st}, \quad \bar{p} = p/\omega_0, \quad \bar{F}_{Lx} = F_{Lx}/(m\omega_0 e_{st}) \\ \bar{F}_{Ly} = F_{Ly}/(m\omega_0 e_{st}) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

なお、前と同様、以下では無次元量を示す「 $\bar{\quad}$ 」を省略する。この場合の運動方程式は、真円軸の運動方程式⁽¹³⁾に液体力の式 (4) と補助ばねと補助ダンパの力の式 (1) を追加することにより、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + c\dot{x} + x = e\omega^2 \cos \omega t + \bar{F}_{Lx} + F_{2x} + D_{2x} \\ \ddot{y} + c\dot{y} + y = e\omega^2 \sin \omega t + \bar{F}_{Ly} + F_{2y} + D_{2y} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

3. 固有振動数線図

3.1 偏平軸系 固有振動数を求めるため、式 (3) において減衰力と強制外力を省略した無減衰自由振動系を考える。式の形から自由振動解は二つの振動成分をもつことが予想されるので、解をつぎの形に仮定する。

$$\left. \begin{aligned} x = A \cos pt + B \cos (2\omega - p) \\ y = A \sin pt + B \sin (2\omega - p) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

この解を運動方程式に代入し、同じ振動数の項を両辺比較する。そこで得られる式から A と B を消去する

と、次の振動数方程式が得られる。

$$(1 + k_2 - p^2) \left\{ 1 + k_2 - (2\omega - p)^2 \right\} - \Delta^2 = 0 \quad (8)$$

この式は、最大 4 つの根 $p = p_f > 0$ 、 $p = p_b < 0$ 、 $p = 2\omega - p_f$ と $p = 2\omega - p_b$ をもつ。それらの回転速度に対する変化を図 3 に示す。なお、この図には二つの状態を重ねて記入してある。すなわち補助ばねが作用しない場合を実線で、作用する場合を破線で示す。前者では、 ω_{c2} と ω_{c1} の間において固有振動数方程式の根は複素数になり、不安定領域が発生する。後者では高速側の ω'_{c2} と ω'_{c1} の区間で不安定領域が発生する。

この結果から、以下の現象が現れると予想できる。この系は、ケーシングがリングと接触するかどうかによって 2 つの系に分かれる。すなわち、 $r \leq \delta$ のときはばね定数が小さく、 $r > \delta$ のときには、補助ばねの剛性が加わるためばね定数が大きくなる。以下では、前者をシステム 1、後者をシステム 2 と称する。いま、回転速度を増して行くとき、回転速度 ω_{c2} になると不安定領域内に入って振幅が急激に増大する。しかし、その振幅の大きさがクリアランス δ に等しくなるとケーシングとリングが接触し、システム 2 に変わる。その結果、不安定領域は高速側に移動するのでこの回転速度では系は安定となり、この振幅の成長は止まり、 $r \leq \delta$ にある安定な振動解に収束するため減少し、再びシステム 1 に戻る。すると再度不安定領域が現れ、振幅は増加に転ずる。これをくりかえして、結局振幅はクリアランス δ 付近に留まる。したがって、回転軸の振動振幅は全不安定領域内において δ の境界付近に沿って変動し、系は安定化となる。なお、ふれまわり運動であるので、ケーシングはリングの内面に衝突でなく、接線方向に移動しながら滑らかに接触し、 δ の位置におけるシステムの変化は静かに行われる。

3.2 液体を内蔵した回転体系 液体は、ふれ回り運動により回転体中心が軸受中心線からはずれても、形成されるリングは途切れないほど十分な量があるものとする。図 1(a) に示す回転軸系と図 1(c) に示す座標系において、減衰がなく、また回転体の不つりあいがない状態での自由振動を考える。この回転体が、角速度 p で一定半径 r のふれまわり運動を行っているとき、その回転座標上では、半径方向に関して復元力 $(k + k_2)r$ 、遠心力 $m r p^2$ 、液体力 F_L が釣り合っているため、つぎの式が成立する。

$$k_2 + 1 = p^2 + p^2 \mu \frac{(\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)}{(\alpha\sigma^2 - 2\sigma\omega - \omega^2)} \quad (9)$$

ここに、 $\mu = m_{Lf}/m$ である。なお、ケーシングとリングが接触していない場合は、上式で $k_2 = 0$ とおく。

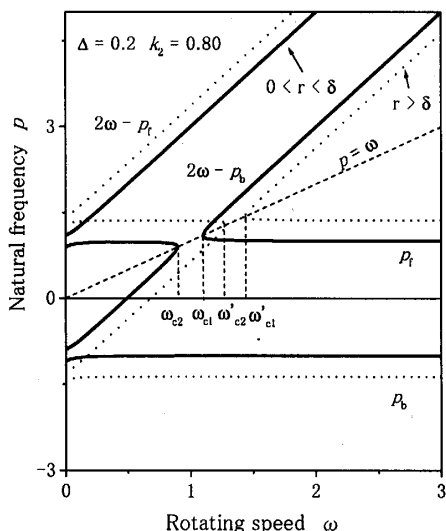
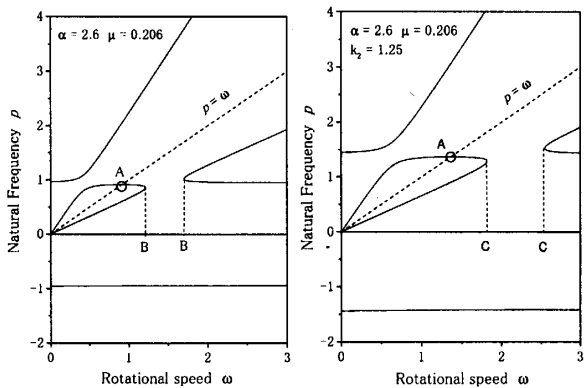


Fig. 3 Natural frequency diagram in a 2DOF asymmetrical shaft system



(a) Case with $0 < r < \delta$ (b) Case with $r > \delta$

Fig. 4 Natural frequency diagram of a rotor system with liquid

この式 (9) から求めた固有振動数 p を図 4 に示す。

図 4(a) はケーシングとリングが接触していない状態であり、A 点はその系の主危険速度の位置である。主危険速度より高速側で不安定領域 BB ($\omega = 1.33 \sim 1.7$) が発生する。図 4(b) は接触して補助ばねが作用する状態である。主危険速度より高速側の CC 間 ($\omega = 1.92 \sim 2.7$) で不安定領域が発生する。このように補助ばねにより、液体を内蔵した回転軸系においても不安定領域の発生位置をずらすことができる。したがって、偏平軸の場合と同様に不安定領域をなくすことができる。

4. 数値シミュレーションと定常解

既報⁽¹²⁾によると、共振点通過後においてもシステム 1 とシステム 2 の境界 (振幅 δ) で概周期運動が持続することも起こり得る。そこで、高速側においてシ

テム 1 の低振幅の安定解に跳躍させるため、 x と y 方向で異なるばね定数の補助ばねを用いる。

4.1 偏平軸系 式 (3) を用いて数値シミュレーションを行い、主危険速度付近で不安定振動に対する制振効果を調べる。比較のため補助ばねを設置しない場合の共振曲線の理論解と不安定領域を重ねて示す。実際に存在する共振曲線 ($r \leq \delta$) を実線、存在しない共振曲線 ($r > \delta$) を破線で示す。また、補助ばねを設置した場合の数値シミュレーションの結果に関して、定常振動を \circ 、概周期運動が発生するときの振幅の変動範囲を \bullet の記号で示す。

4.1.1 大振幅で不安定領域がある場合 補助ばねの減衰が比較的小さい場合の計算結果の一例を図 5 に示す。この共振曲線はつぎの特徴をもつ。(1) 回転軸のケーシングとリングが接触しない場合には、主危険速度 $\omega = 1.0$ 付近で不安定振動が発生する。(2) 振幅が増加して $r = \delta$ になってリングに接触すると、不安定振動の成長が止まり、代わりに概周期運動が発生する。(3) この概周期運動はシステム 1 の不安定領域を越えた回転速度でも持続する。(4) 補助ばねの減衰が小さいので、システム 2 の不安定領域が存在し、概周期運動がその不安定領域の範囲に入ると振幅が急激に成長して不安定振動が発生する。

4.1.2 大振幅で不安定領域がない場合 上述のように、システム 2 で不安定領域があると、制振効果がない。そこで補助ばねの減衰 c_2 を大きくしてシステム 2 の不安定領域を消す (後述の実験装置では、複数枚の板ばねの減衰が大きいのでこれに該当する)。この場合の計算結果の一例を図 6 に示す。この共振曲線はつぎの特徴をもつ。(1) システム 2 の不安定領域が存在しないので、概周期運動が高速側で持続しても不安定振動が発生することはない。(2) 補助ばねに x と y 方向のばね定数の方向差を与えているので、図 5 で高速側の不安定領域が消えても概周期運動が高速側へ延びることなく⁽¹²⁾、 $\omega = 1.6$ 付近で概周期運動から小振幅の定常振動に跳躍している。(3) 不安定領域が消滅し、全回転速度領域で振幅をクリアランス δ 以下に抑えることができ、良い制振効果が得られた。

この外部減衰 c_2 を与える場合、もしクリアランス $\delta = 0$ とすれば、不安定領域の位置を切り替えずに不安定領域を無くし、最大振幅を δ 以下にすることも可能である。しかし、この場合は不安定振動を大きな減衰力で押さえ込んだ形となり、当然その反作用がケーシングに伝わり振動騒音の原因となる。これに対し、本提案手法では、3.1 節で述べたように、振動が成長

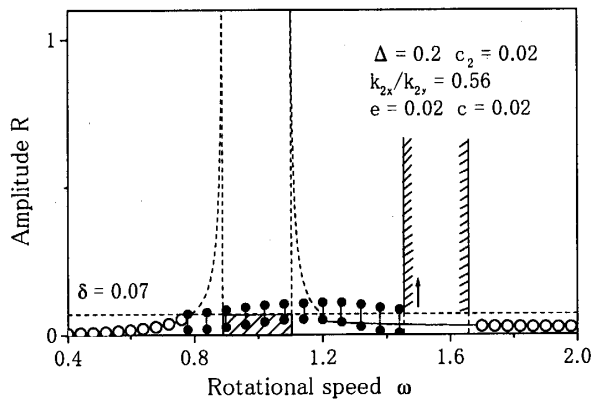


Fig. 5 Resonance curve with additional spring (c_2 small)

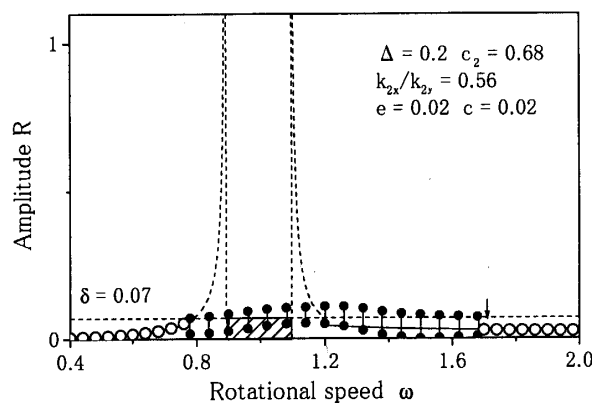


Fig. 6 Resonance curve with additional spring (c_2 large)

して δ になった瞬間にロータ自体が δ 以下の安定な定常解に収束しようとし、その結果として振幅が δ 付近に留まっているものであり、補助ばねに加わる力は与圧程度の小さいものである。なお、補助ばね等はクリアランスの外に設けているものであり、共振領域以外では原システムに変更を加えていないことも、本提案手法の利点と考えられる。

4.2 液体を内蔵した回転体系 液体力 F_L の式(4)は一定半径の円軌道の運動に対する式であり、概周期運動などの非定常振動には使えない。したがって、この式を用いて数値シミュレーションを行うことは困難である⁽¹³⁾。ここでは代わりに、同期振動の共振曲線の理論解を示し、そこに参考のため図4で求めた不安定領域の境界を記入する。ただし、図4は無減衰の場合であり、減衰がある場合にはこれより狭くなる。なお、液体リングが途切れなければ共振曲線は液体の量に無関係なので⁽¹³⁾、ここでは共振曲線を書くにあたり回転体をすべて液体で満たしたときの結果を用いる。共振曲線を図7に示す。

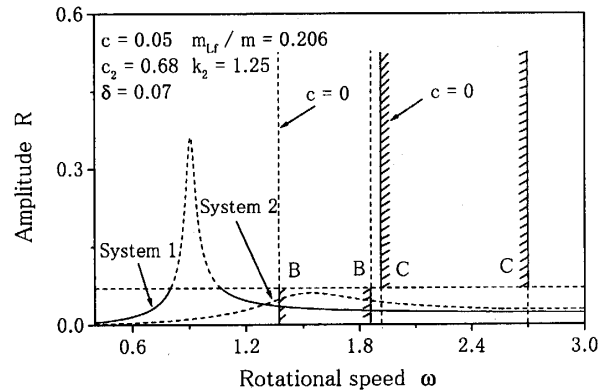


Fig. 7 Resonance curve of roter system with liquid

$r < \delta$ の場合の共振曲線では主危険速度の位置は $\omega = \sqrt{k/(m + mLf)}$ であり、主危険速度により高速側で不安定領域BBが発生し、この領域は図4(a)に対応する。また、 $r > \delta$ の場合の応答曲線では主危険速度の位置は $\omega = \sqrt{(k + k_2)/(m + mLf)}$ に移動し、不安定領域CCが現われる。この領域は図4(b)に対応する。

5. 実験

5.1 実験装置 実験装置の概要を図8に示す。中央に円板を取り付けた弾性軸の両端を複列自動調心玉軸受で支持した。本研究では、図8の表に示す2種類の実験装置を用いた。①は真円軸あるいは偏平軸である。真円軸は直径12mm、長さ700mmである。偏平軸は厚さ $h = 9$ mm、直径12mm、長さ700mmであるが、円板と補助ばね用の軸受を取り付けるため中央部に長さ200mmの真円部をもつ。②は中実の円板あるいは中空の円板である。中実の円板は直径260mm、厚さ10mmである。中空の円板は外径 $d_1 = 300$ mm、内径 $d_2 = 240$ mm、外側の厚さ $h_1 = 20$ mmである。円板より下方約80mmのところ玉軸受(#6205)をはめてあり、この軸受の外輪が理論モデルのケーシングに相当する。なお、この外輪は、内輪の回転に対して自由な状態にある。この位置で補助ばねの装置を設置する。外輪とリングの間のクリアランスは $\delta = 1$ mmである。補助ばねとしてリングに接して板ばねを設ける。板ばねは複数枚を重ねて用いているので、その間の乾性摩擦により比較的大きな減衰を与えることができる。また、ストップとして板にたてたピンを用い、さらに与圧も与えた。計測のため、円板の外側の x, y 方向に変位レーザセンサも設置する。

5.2 実験結果

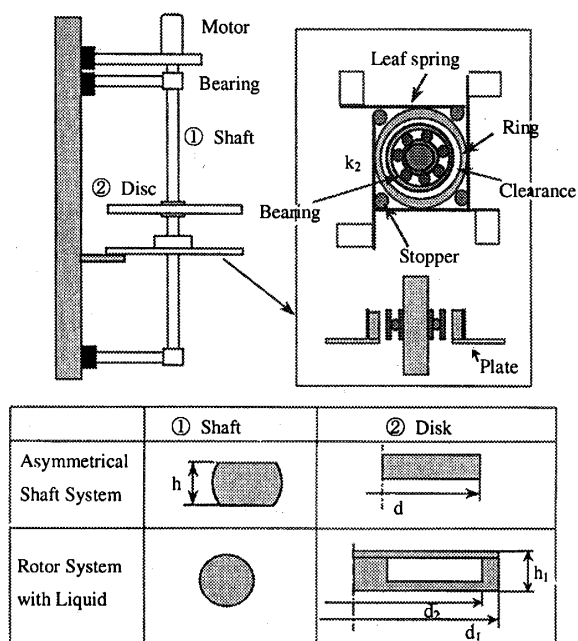


Fig. 8 Experimental setup

5.2.1 偏平軸系 補助ばねがない場合の応答曲線の測定結果を図9に示す。この図から、 $\omega = 671 \sim 750$ rpm の間で不安定領域(ハッチングで示す)が発生することがわかる。また、方向により枚数の異なる、すなわち剛性の方向差がある補助ばねを設置した場合の共振曲線の測定結果を図10(a)に示す。不安定振動の成長は有限値で止まり、代わりに概周期運動が発生している。玉軸受(#6205)の外輪とリングの間のクリアランスは $\delta = 1$ mmなので、この振幅も約1mmで抑えられている。リングに接触を繰り返しているこの状態では、図10(a)中の軌道図に示すように衝突は発生せず、騒音もほとんど無く、極めて静かに運転できた。さらに、回転速度 $\omega = 780$ rpm付近になると跳躍現象が発生して概周期運動から定常振動になった。回転速度 $\omega = 681$ rpmときの時刻歴とスペクトルを図10(b)に示す。横軸の正は前向きふれまわり運動、負は後向きふれまわり運動を表す。この図から、同期成分 $+\omega$ の付近に他の振動成分が存在する。また、 $\omega = 880$ rpmときの時刻歴とスペクトルを図10(c)に示す。この実験の結果は、数値シミュレーションの図6と定性的によく一致している。

5.2.2 液体を内蔵した回転軸系 液体の量 Q が70mlのときの実験結果を図11に示す。この回転軸系の主危険速度は $\omega = 570$ rpmである。液体を入れる前に回転体のつりあいを十分とったので、主危険速度における共振振幅は小さくなっている。液体としては、粘性が小さい水を用いた。主危険速度以上

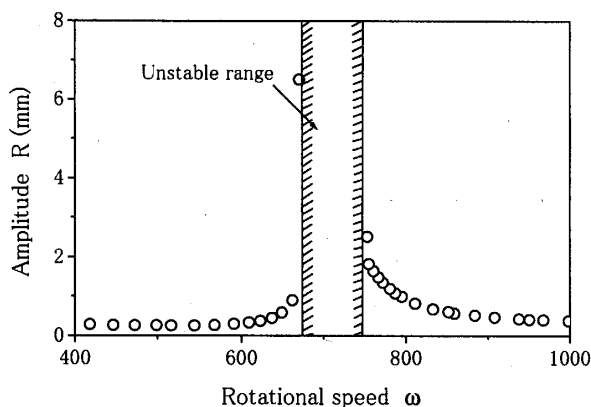


Fig. 9 Experiment result (No additional spring)

の $\omega = 750 \sim 797$ rpmの間で不安定領域(ハッチングで示す)が発生した。また、その左側の回転速度 $\omega = 703 \sim 750$ rpmの領域では有限振幅の振動が得られた。この範囲で不安定振動ではなく振幅が有限に抑えられている理由の確認はできていない。

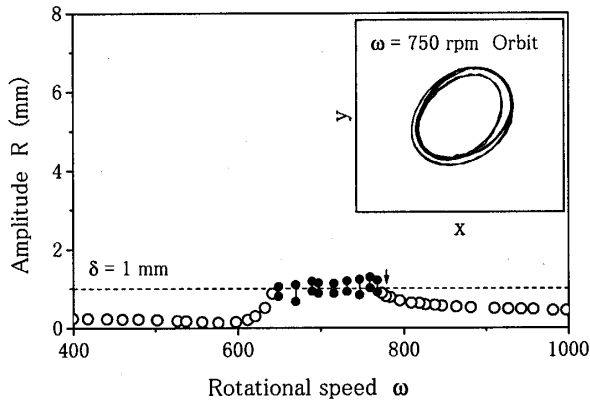
補助ばねがある場合の実験結果を図12(a)に示す。

図11の高速側の不安定振動はクリアランス δ の大きさと抑えられており、概周期運動になった。また、回転速度 $\omega = 800$ rpm付近で跳躍現象が発生し、概周期運動から定常振動に移っている。高速側の $\omega = 760$ rpmのところの時刻歴と複数スペクトルを図12(b)に示す。この概周期運動のスペクトルも偏平軸の場合と同様、ある程度の幅をもっている。その平均的な振動数は1より小さく、これは同期振動ではないことがわかる。

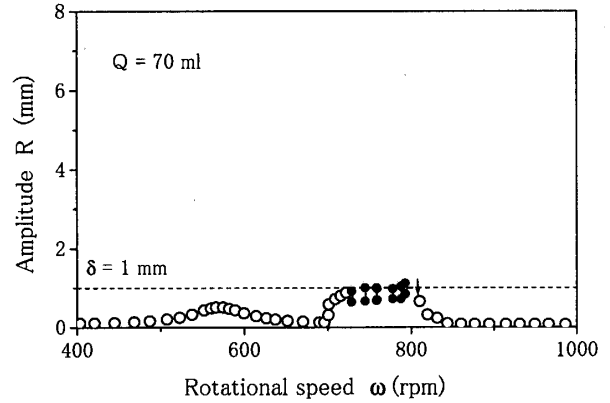
6. 結 論

本研究では、不安定振動が発生する回転軸系の例として偏平軸系と液体を内蔵した回転体系を取り上げ、その不安定振動を抑えるため不連続ばね特性をもつ補助ばねを利用する方法を提案した。そして以下の結論を得た。

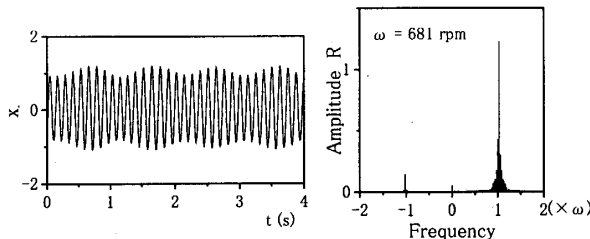
- (1) 補助ばねを用いて不連続ばね特性を作ることにより、回転軸系で発生する不安定振動を任意の振幅に抑制することができる。
- (2) この制振法は、偏平軸系の主危険速度付近の不安定領域、また液体を内蔵した回転体系の高速域における不安定領域のいずれに対しても有効である。
- (3) 不安定領域が消えると、代わりに概周期運動が発生する。この概周期運動の振幅の平均的な大きさは、ケーシングと補助ばね装置のリングの間隔 δ の大きさとほぼ等しい。
- (4) 不安定領域を越えたところでも存在する概周期運動を消すために、補助ばねの方向差は効果的である。



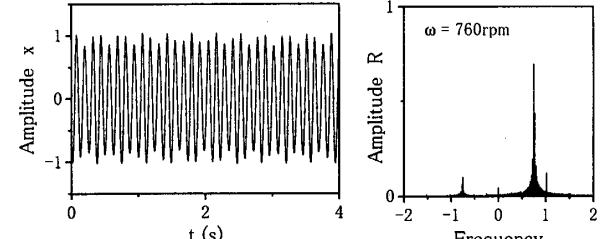
(a) Resonance curve



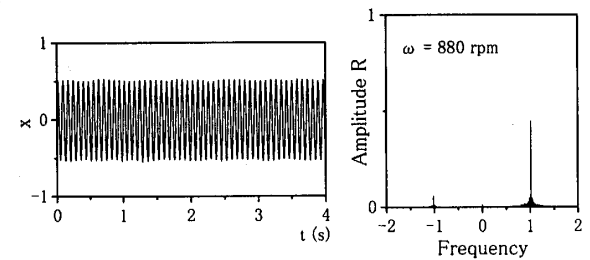
(a) Resonance curve



(b) Time history and spectrum ($\omega = 681$ rpm)



(b) Time history and spectrum ($\omega = 760$ rpm)



(c) Time history and spectrum ($\omega = 880$ rpm)

Fig. 10 Experiment result (with additional spring)

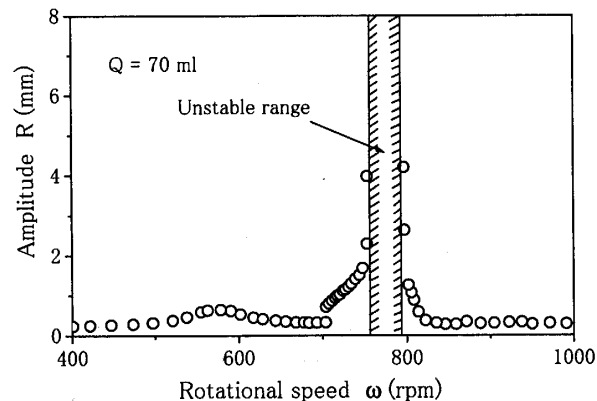


Fig. 11 Experiment result (No additional spring)

(5) 補助ダンパの減衰が大きくなると、システム2の不安定領域が消える。このことはシステムで振幅の急

Fig. 12 Experiment result (With additional spring)

増を防ぐことができ、制振効果の上で極めて大きい役割をもつ。

(6) 以上のことを、理論、数値シミュレーション、実験により確認できた。

文 献

- (1) Taylor, H.D., J. Appl. Mech., 7(1940), 71
- (2) Brosens, S.H. and Crandall, S.H., Trans. ASME J. Appl. Mech., 83(1961), 355
- (3) Wolf, J.A., Trans. ASME J. Appl. Mech., 35(1968), 676
- (4) Ota, H., etc., Bull. JSME, 29-258(1986), 3520
- (5) Yasuo, A., etc., Trans. JSME, 51-462(1985), 265
- (6) Morishita, S., etc., Trans. JSME, 56-531(1990), 2853
- (7) Sato, Y., Trans. JSME, 54-504(1988), 1629
- (8) Hendricks, S.L. and Klauber, R.D., Trans. ASME J. Appl. Mech., 51(1984), 863
- (9) Matsushita, O., etc., Trans. JSME, 53-496(1987), 2453
- (10) Zhang, H., etc., Trans. JSME, 58-548(1992), 1012
- (11) Zhang, H., etc., Trans. JSME, 58-556(1992), 3456
- (12) Ishida, Y., and Liu, J., Trans. JSME, 70-696(2004), 2188
- (13) Yamamoto, T., and Ishida, Y., "Linear and Non-linear Rotordynamic", Wiley and Sons, Inc, 2001