T2R2 東京工業大学リサーチリポジトリ
Tokyo Tech Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	磁気軸受加振によるすべり軸受ロータの安定性診断
著者(和文)	津野田 亘, 土方 亘, 進士 忠彦, 藤原 浩幸, 松下 修己
出典(和文)	日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 834,　pp. 1-11
発行日	2016, 2

Powered by T2R2 (Tokyo Institute Research Repository)

Bulletin of the JSME
日本機械学会論文集
Transactions of the JSME (in Japanese)
Vol.82, No.834, 2016

磁気軸受加振によるすべり軸受ロータの安定性診断

津野田 亘[*1], 土方 亘[*2], 進士 忠彦[*2], 藤原 浩幸[*3], 松下 修己[*3]

Stability diagnosis of rotor-oil film bearing system by utilizing magnetic bearing

Wataru TSUNODA[*1], Wataru HIJIKATA[*2], Tadahiko SHINSHI[*2],
Hiroyuki FUJIWARA[*3] and Osami MATSUSHITA[*3]
[*1] Department of Mechano-Micro Engineering, Interdisciplinary Graduate School of Science and Engineering, Tokyo Institute of Technology
4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama 226-8503, Japan
[*2] Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology
4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama 226-8503, Japan
[*3] Department of Mechanical Engineering, National Defense Academy
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa 239-8686, Japan

Received 14 September 2015

Abstract

Oil film bearings are applied for large rotational machineries owing to their large load capacity and damping effect. However, a swirling flow of the lubricant induces self-excitation at high rotational speed. The stability margin changes during many years due to the mechanical wear and fatigue. Thus, stability diagnosis of the rotor-oil film bearing systems is required. In this paper, we focus on the onset rotational speed of self-excitation as a stability index. Firstly, a 2-DOF rotor-oil film bearing model is constructed using the mode synthesis method and Bently/Muszynska model for oil film bearings. Then, an estimation method of the onset rotational speed using frequency responses measured at lower rotational speeds than the onset one is derived from the model. Finally, a test rig consisting of a rotor supported with two oil film bearings and a radial magnetic bearing is fabricated and frequency response functions with forward circular excitation are measured by utilizing the magnetic bearing. The experimental result shows that the predicted onset rotational speed using the frequency responses at 30, 40 and 50 rps is 60.4 rps, and the error between the estimated and measured onset rotational speeds is less than 4 rps (6%).

Key words : Vibration of rotating body, Oil film bearing, Self-excitation, Oil whip, Oil whirl, Diagnosis, Magnetic bearing

1. 緒　　言

すべり軸受は，大負荷容量と高減衰特性を有し，発電機用タービン，ポンプや圧縮機などの大型回転体の支持に用いられている．しかしながら，すべり軸受で支持されるロータ（以降，すべり軸受ロータと略す）は，高速回転時に，軸受内部の潤滑油の旋回流によってロータが不安定化する．そして，オイルホイップ，オイルホワールなどの自励振動を起こし（Newkirk and Taylor, 1924, 1925, Hori, 2006），回転軸の破損や軸受への接触による装置の大きな損傷に至る場合がある．これまで，すべり軸受の自励振動に対しては，設計時の安定性評価（岡崎，堀，1955, Hori, 1959, 菊地，1969, 菊地，小林，1977）とそれによる設計変更や，ティルティングパッド軸受などの構造変更による対策があるが，それに加え，現在は，長期間使用中のすべり軸受ロータに対する安定性の診断が求められている．

No.15-00500 [DOI: 10.1299/transjsme.15-00500], J-STAGE Advance Publication date : 20 January, 2016
[*1] 学生員，東京工業大学大学院 総合理工学研究科 メカノマイクロ工学専攻（〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町 4259）
[*2] 正員，東京工業大学 精密工学研究所
[*3] 正員，防衛大学校 機械工学科（〒239-8686 神奈川県横須賀市走水 1-10-20）
E-mail of corresponding author: shinshi@pi.titech.ac.jp

© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

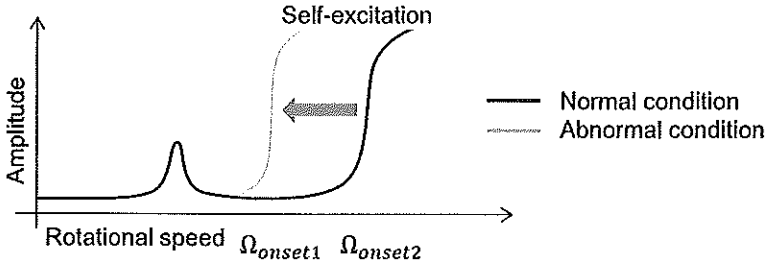


Fig. 1 Onset rotational speed of self-excitation.

運転中のすべり軸受ロータの安定性診断のため，磁気軸受によるロータの電磁加振の利用が検討されている．これまでにも，ロータの周波数応答変化を探る手法（Aenis et al., 2002），開ループ特性の位相余裕からロータの減衰比を求める手法（藤原他，2008），加振後の減衰振動からシステムの減衰比を求める手法（Cloud et al., 2009），周波数応答からシステムの複素固有値を求める手法（Takahashi et al., 2012）などが提案されてきた．

これに対して，本論文は，実機運転中にて，自励振動の起点となる回転数Ω_{onset}を予測することで，ロータの運転可能な回転領域を明らかにする，新たな安定性診断法の提案を目指している．図１に示すように，経年劣化や運転状況変化によって，Ω_{onset}が低下し，すべり軸受ロータの安定回転範囲が低下する事例（松下他，2012）があり，Ω_{onset}はロータの安定性の指標となると考えた．本論文では，Ω_{onset}の予測方法として，すべり軸受の力学モデルの１つである Bently-Muszynska（BM）モデル（Muszynska, 1986, Bently et al., 2002）と，すべり軸受ロータのモード合成法モデルを基に，Ω_{onset}よりも十分低い運転回転数おいて，ロータの周波数応答を計測し，それによりΩ_{onset}予測をする方法を提案し，その有効性を実験にて検証する．

2. 実験ロータとその振動特性

図２に実験ロータの写真と概要図を，表１にその諸元を示す．この実験では，回転軸の両端が真円形すべり軸受によって支持されているロータキット（Model9E12-001，SHINKAWA Sensor Technology, Inc.）に対して，電磁加振用ラジアル磁気軸受を，一方のすべり軸受と質量円板の間に配置した．磁気軸受は，回転軸に取り付けた純鉄製のロータスリーブと，コアが純鉄からなるステータにより構成されている．また，回転軸の変位を渦電流式変位計（PU-05，Applied Electronics Corp.）で計測している．

磁気軸受が無通電時における，回転数と中央変位センサ位置での振動振幅値を，図３に示す．アンバランスによる共振点は 32.4 rps，自励振動の発生は 57.0 rps であった．なお，17 rps にある振動ピークは，ミスアライメントに起因する２×振動であり，また自励振動現象がヒステリシス性を有しているため減速時も振動が大きくなっている．

3. BM モデルを用いた安定性診断

3・1 すべり軸受ロータの低次元化モデル

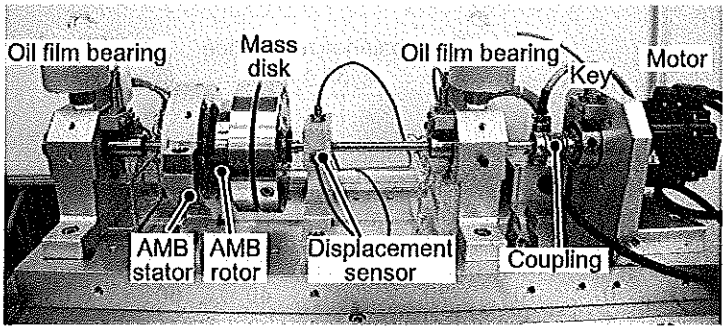
本章では BM モデルとすべり軸受ロータの２自由度モード合成法を組み合わせ，Ω_{onset}よりも十分低い回転数域での電磁加振で，自励振動の発生回転数を予測する方法を提案する．本節では，まず，図２に示したすべり軸受ロータの低次元化モデルを構築する．

ロータの運動方程式は，円板部や軸受部などの重要な節ごとに分割した有限要素モデルによって，次式のように表せる（松下，井田，1984，久永他，1996）．ただし，ジャイロ項と軸の減衰項は無視している．

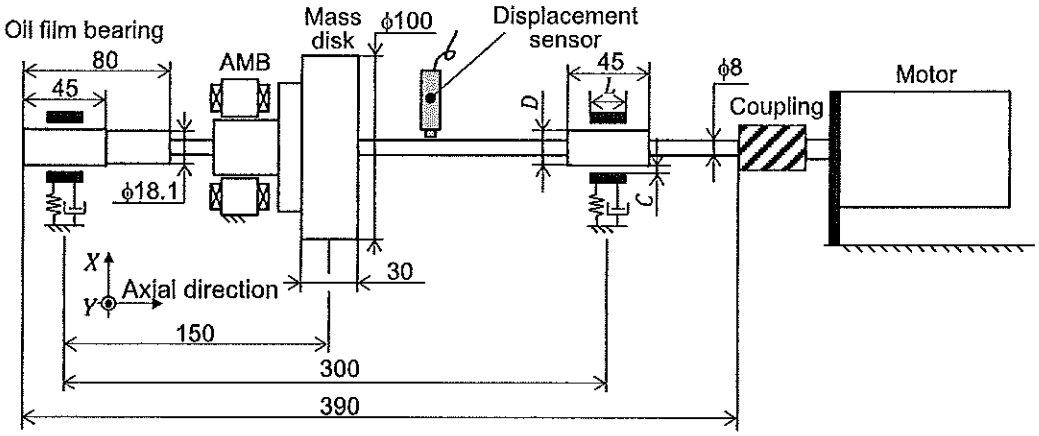
$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{z}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{z} + \boldsymbol{Q} = \boldsymbol{F} \tag{1}$$

ここで，$\boldsymbol{z}$は各節点のたわみと傾きの複素変位ベクトルである．また，$\boldsymbol{M}$は質量マトリックス，$\boldsymbol{K}$は剛性マトリックス，$\boldsymbol{Q}$は軸受反力，$\boldsymbol{F}$は外力項である．なお，質量，剛性マトリックスは，回転体振動解析用有限要素プログラム MyRot（松下他，2009）で計算した．式（１）を，モード合成法によって，図４に示す固有振動数が低い２つのモードを考慮した２次元モデルに縮小する(藤原他，2005，井上，松下，2002)．一方のモードは，両端のす

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers



(a) Photograph of experimental rotor system.



(b) Schematic side view.

Fig. 2 Experimental rotor.

Table 1 Dimension of the rotor-oil film bearing system.

Rotor	Shaft	ϕ8 × 390 [mm]
	Total mass	2.71 [kg]
	1st bending mode	36.3 [Hz]
Oil-film bearing	Diameter D	ϕ20 [mm]
	Length L	20 [mm]
	Clearance C	100 [μm]
	Ungrooved cylindrical bearing	
Radial magnetic bearing	Type	Hetero, 8 poles
	Inner diameter	ϕ29.5 [mm]
	Clearance	500 [μm]

べり軸受の位置におけるロータ変位z_bを単位変位量$z_b = 1$だけ強制変位させた平行モードδ，他方は，軸受位置を単純支持したときの1次曲げモードϕである．式（1）での物理座標系から，モード座標系への変換を次式にて行う．

$$\boldsymbol{z} \equiv \begin{bmatrix} z_b \\ z_{tn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \delta & \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_b \\ \eta \end{bmatrix} \equiv \boldsymbol{\Phi w} \tag{2}$$

ただし，z_{tn}はすべり軸受部以外の変位と傾きであり，図4の平行モード座標$\boldsymbol{\delta}$と曲げモード座標$\boldsymbol{\phi}$に，それぞれのモードの重みz_bとηをかけたものの和で表される．この変換を用いて，式（1）を書き直すと，次式となる．

$$\boldsymbol{M^*\ddot{w}} + \boldsymbol{K^*w} + \boldsymbol{Q^*} = \boldsymbol{F^*} \tag{3}$$

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

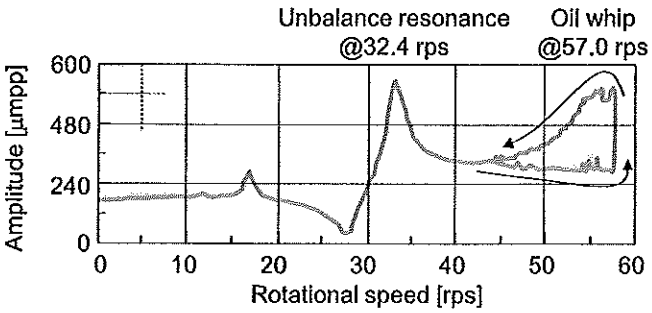


Fig. 3 Rotational speed and vibration amplitude.

ただし，各マトリックスは下記に示すモード行列$\boldsymbol{\Phi}$による合同変換で得られる，２×２行列である．

$$\boldsymbol{M}^* = \boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{t}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Phi}, \qquad \boldsymbol{K}^* = \boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{t}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{\Phi},$$
$$\boldsymbol{Q}^* = \boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{t}}\boldsymbol{Q}, \qquad \boldsymbol{F}^* = \boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{t}}\boldsymbol{F}.$$

X,Y 方向のすべり軸受の軸受反力$[Q_x\ Q_y]^{\mathrm{t}}$は，一般に次式に示す油膜係数で示される．

$$\begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \end{bmatrix} \tag{4}$$

ただし，$[x_b\ y_b]^{\mathrm{t}}$は両端すべり軸受部のX，Y方向のロータ変位である．表１に示したすべり軸受は，L/D値が１と比較的大きい値であるが，ここでは簡易的に無限小幅軸受理論（船川，多々良，1964）に基づき，油膜係数を算出した．結果を，図５（a）に示す．ただし，連成項の減衰係数c_{xy}，c_{yx}は，他の値に比べて小さいため，ここでは無視しており，対角項の減衰係数c_{xx}，c_{yy}は，回転数Ωをかけ，次元を剛性に揃えている．

次に，回転数 40 rps を超える範囲を，$k_{xx} \approx k_{yy}$，$k_{xy} \approx -k_{yx}$，$c_{xx} \approx c_{yy}$とみなし，自励振動が発生する高速回転域では，すべり軸受は等方性として扱うことできると仮定する．そこで，複素変位ベクトル$z_b = x_b + jy_b$を用いて，次式によって係数をまとめる（松下他，2009）．

$$Q_z = Q_x + jQ_y = \frac{c_{xx} + c_{yy}}{2}\dot{z}_b + \left(\frac{k_{xx} + k_{yy}}{2} - j\frac{k_{xy} - k_{yx}}{2}\right) z_b \equiv c_d\dot{z}_b + (k_d - jk_c)z_b \tag{5}$$

式（５）の３つのすべり軸受係数c_d，k_d，k_cを，図５（b）に示す．算出結果から，すべり軸受の径方向のばね係数k_dは，40 rps 以上でほぼ一定値となり，また，油の旋回流によって生ずるクロスばね係数k_cは，ほぼ全回転数域で，$c_d\Omega$の半分となっている．式（５）を，式（３）に代入すると，次の運動方程式を得る．

$$\boldsymbol{M}^*\ddot{\boldsymbol{w}} + \boldsymbol{K}^*\boldsymbol{w} + \boldsymbol{Q}^* \equiv \begin{bmatrix} m_\delta & m_c \\ m_c & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_d & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_b \\ \dot{\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_d - jk_c & 0 \\ 0 & \omega_z^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_b \\ \eta \end{bmatrix} = \boldsymbol{F}^* \tag{6}$$

ただし，m_δは剛体モードの質量，m_cは連成質量である．

次に，図５のすべり軸受係数を用い，外力項を０として式（６）の複素固有値を解く．回転数Ω = 251 rad/s（40 rps）の結果を，表２に示す．表中の S1 は，平行モードの前向き固有値である．また，S3 と S4 は，それぞれ前向きと後向きの曲げモードの固有値であり，その固有振動数は，おおよそ 31 Hz である．更に，S1 とペアになる S2 は，減衰比がおおよそ１となる固有値である．図５（b）に示すように，油膜係数の値を回転数毎に変化させ，式（６）に代入し，複素固有値を求め，固有振動数と減衰比として，図６に示す．ただし，極 S2 は，非常に大きな減衰のため省略した．減衰比の計算結果から，回転数増加により極 S3 が不安定化しており，自励振動が発生する回転数は，Ω_{onset} = 371 rad/s（59 rps）である．図３に示す実験値では，57.0 rps にて自励振動が発生した．このことから，式（６）の２自由度モデルにより，自励振動の発生を説明できることを確認した．

また，前述のとおり，図５（b）において，クロスばね係数k_cと減衰係数と回転数の積$c_d\Omega$の比$\lambda = k_c/(c_d\Omega)$は，ほぼ一定値である．この比例関係に着目し，$k_c = \lambda c_d\Omega$を式（５）に代入する．

$$Q_z = c_d(\dot{z}_b - j\lambda\Omega z_b) + k_d z_b \tag{7}$$

上式の軸受反力を表すモデルを，BM モデルと呼ぶ．これを用いて，式（６）を書き直すと，次式となる．

$$\begin{bmatrix} m_\delta & m_c \\ m_c & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_d & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_b \\ \dot{\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_d - jc_d\lambda\Omega & 0 \\ 0 & \omega_z^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_b \\ \eta \end{bmatrix} = \boldsymbol{F}^* \tag{8}$$

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

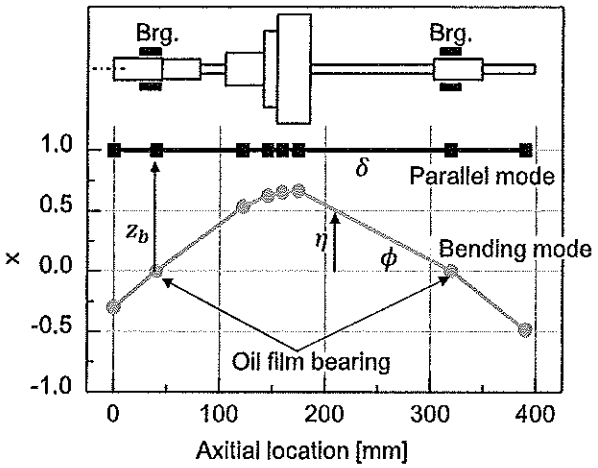
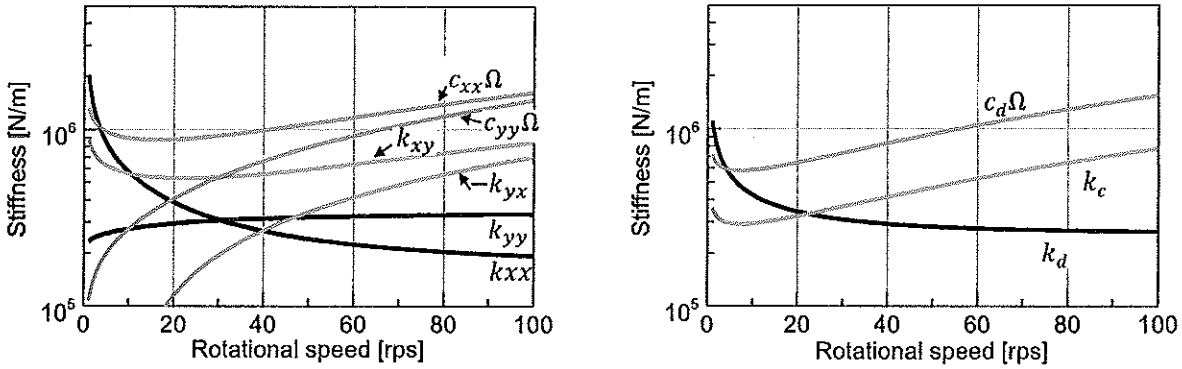


Fig. 4 Modes for mode synthesis model.



(a) Six parameters of Eq. (4).

(b) Three parameters of Eq. (5).

Fig. 5 Stiffness and damping coefficients of the oil film bearing.

3・2 自励振動の発生条件

式（8）を元に，自励振動の発生条件を考察する．オイルホワールは，平行モード（δ）の自励振動であり，振動数がおおよそ$\lambda\Omega$である．また，オイルホイップは，曲げモード（ϕ）の自励振動であり，振動数がおおよそω_zである．これら自励振動の起点は，オイルホワールであると仮定し，平行モードの安定性について考察する．

平行モードの複素固有値は，図６の極S1から，自励振動が発生する以前から虚部が概ね$\lambda\Omega$で表せることを確認している．そのため，複素固有値sを，$s_0 = j\lambda\Omega$とそこからのずれ量Δsの和，すなわち，$s = s_0 + \Delta s \equiv j\lambda\Omega + \Delta s$として，安定性の近似解析を行う．式（8）の外力項を０とし，ラプラス変換した式に，複素固有値$s = s_0 + \Delta s$を代入する．

$$\mathrm{Det}\begin{bmatrix} m_\delta(s_0+\Delta s)^2 + c_d\Delta s + k_d & m_c(s_0+\Delta s)^2 \\ m_c(s_0+\Delta s)^2 & (s_0+\Delta s)^2 + \omega_z^2 \end{bmatrix} = 0 \tag{9}$$

ここで，Δsの２次の微小項は無視し，更に，減衰係数c_dが非常に大きいことから，１次の微小項に関しては$c_d\Delta s$の項のみを考慮する．その結果，次式のように整理される．

$$\mathrm{Det}\begin{bmatrix} m_\delta s_0^2 + k_d + c_d\Delta s & m_c s_0^2 \\ m_c s_0^2 & s_0^2 + \omega_z^2 \end{bmatrix} = \mathrm{Det}\begin{bmatrix} m_\delta s_0^2 + k_d & m_c s_0^2 \\ m_c s_0^2 & s_0^2 + \omega_z^2 \end{bmatrix} + c_d\Delta s(s_0^2 + \omega_z^2) = 0 \tag{10}$$

ここで，式（１０）の第２辺第１項は，行列要素が全て実数であり，Δsも実数である．そのため，行列式の正負の切り替わりに合わせて，Δsの正負，すなわち，系の安定，不安定性が切り替わる．式（１０）において，安定限界時の固有値条件$\Delta s = 0$を代入すると，次式となる．

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

Table 2 Complex eigenvalues at rotational speed $\Omega =$ 251 rad/s (40 rps).

	Eigenvalues [rad/s] S	Natural freq. [Hz] $\lvert S\rvert/2\pi$	Damping ratio $\mathrm{Re}[S]/\lvert S\rvert$
S1	$-92.2+j136$	26.2	0.56
S2	$-16{,}300-j127$	2,590	1.00
S3	$-7.19+j190$	30.2	0.0379
S4	$-3.94-j199$	31.6	0.0198

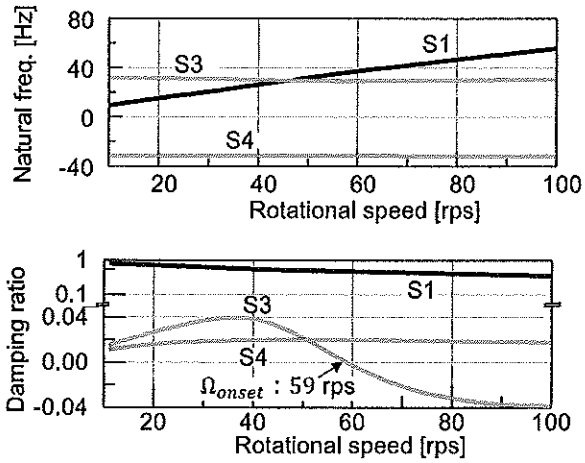


Fig. 6 Simulated natural frequencies and damping ratios at rotational speeds.

$$\mathrm{Det}\begin{bmatrix} m_\delta s_0^2 + k_d & m_c s_0^2 \\ m_c s_0^2 & s_0^2 + \omega_z^2 \end{bmatrix} = 0 \tag{11}$$

ここで，式（１１）は，式（１０）の第１辺から，減衰係数の項が取り除かれており，不減衰系の特性方程式と見なすことができる．このため，最低次固有振動数をω_1とすると，式（１１）の安定限界は，次式のときに成り立つ．

$$s_0 = j\lambda\Omega_{onset} = j\omega_1 \tag{12}$$

次に，自励振動発生時の振動数について，考察する．式（１１）を展開し，$s_0 = j\lambda\Omega$を代入する．

$$m_\delta\{-(\lambda\Omega)^2 + \omega_\delta^2\}\{-(\lambda\Omega)^2 + \omega_z^2\} = m_c^2(\lambda\Omega)^4 \tag{13}$$

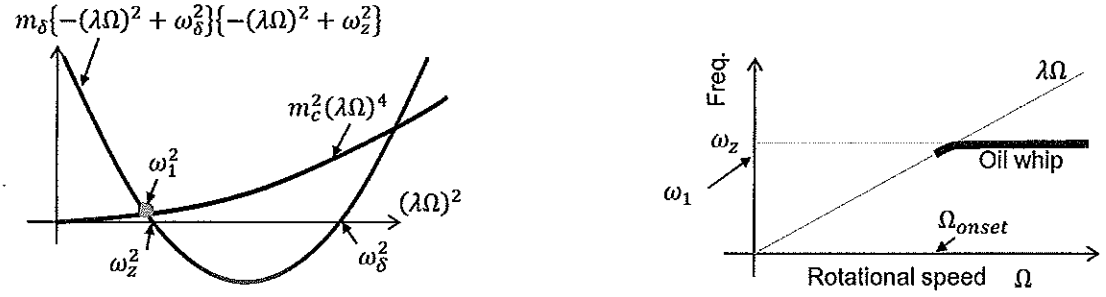
ただし，$\omega_\delta^2 = k_d/m_\delta$は，剛体モードの不減衰固有振動数である．特性方程式を再整理した式（１３）の左辺と右辺は，それぞれ，$(\lambda\Omega)^2$の２次関数であり，$\lambda\Omega = \omega_1$となったとき，両者は一致する．式（１３）の左辺と右辺について，$\omega_\delta > \omega_z$の場合を図７に，$\omega_\delta < \omega_z$の場合を図８に，それぞれ示す．すべり軸受の場合，通常$\lambda =$ 0.5と考えられ，その自励振動発生条件は，下記の２つのケースによって大別する．

ケース①軟軸，剛支持ロータ（図７）：$\omega_\delta > \omega_z$のとき，$\omega_1 \approx \omega_z$である．そのため，$\Omega_{onset} \approx \omega_z/\lambda \approx 2\omega_z$となり，この場合，不安定化すると，ただちにオイルホイップが発生する．

ケース②剛軸，軟支持ロータ（図８）：$\omega_\delta < \omega_z$のとき，$\omega_1 \approx \omega_\delta \ll \omega_z$である．そのため，$\Omega_{onset} \approx \omega_\delta/\lambda = 2\omega_\delta \ll 2\omega_z$となり，この場合，$2\omega_\delta < \Omega < 2\omega_z$ではオイルホワールが発生し，更に高回転数域では，オイルホイップに移行する．

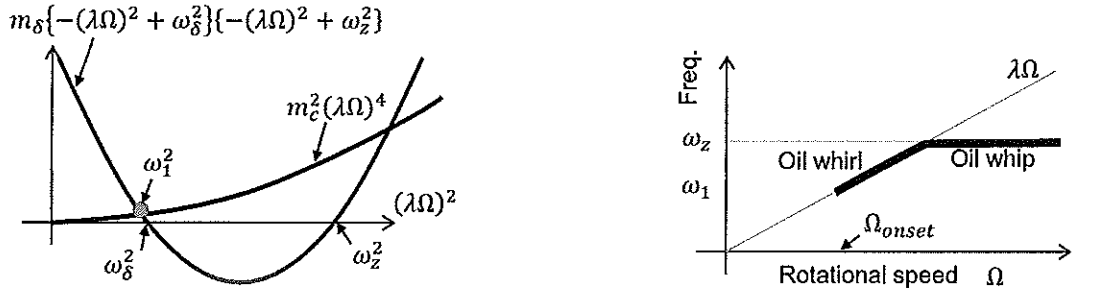
実機においては，ω_δは未知数であるので，式（１３）から，自励振動発生回転数Ω_{onset}を予測することは困難である．そこで，次節では，磁気軸受によるロータ加振によって，式（１２）におけるλと不減衰系の最低次固有振動数ω_1を推定することで，Ω_{onset}を予測する方法を提案する．

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers



(a) Undamped natural frequencies. (b) Rotational speed vs. natural frequency.

Fig. 7 Approximate solution of hardly supported soft shaft for $\omega_\delta > \omega_z$.



(a) Undamped natural frequencies. (b) Rotational speed vs. natural frequency.

Fig. 8 Approximate solution of softly supported hard shaft for $\omega_\delta < \omega_z$.

3・3 電磁加振による自励振動発生回転数の予測方法

モード合成法を用いれば，ロータ振動は，平行モードと曲げモードの和である最低次の固有モード$\psi_1 = [1 \quad h]^t$によって表現できる（松下他，2009）．ここで，hは，平行モードと曲げモードの比である．式（8）にモーダル変換を適用する．

$$\begin{bmatrix} z_b \\ \eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ h \end{bmatrix} \eta^* = \psi_1 \eta_1^* \tag{14}$$

$$\psi_1^t \begin{bmatrix} m_\delta & m_c \\ m_c & 1 \end{bmatrix} \psi_1 = m_1^* \tag{15}$$

$$\psi_1^t \begin{bmatrix} c_d & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \psi_1 = c_1^* \tag{16}$$

$$\psi_1^t \begin{bmatrix} k_d - jc_d\lambda\Omega & 0 \\ 0 & \omega_z^2 \end{bmatrix} \psi_1 = k_1^* - jc_1^*\lambda\Omega \tag{17}$$

ただし，変換後の各パラメタには，$*$をつけている．式（１４）～（１８）により，最低次固有モードの振動は，次式で表せる．

$$m_1^*\ddot{\eta}_1^* + c_1^*(\dot{\eta}_1^* - j\lambda\Omega\eta_1^*) + k_1^*\eta_1^* = F_1 \tag{18}$$

上式の運動方程式に，加振$F_1 = e^{j\nu t}$を代入すると，その伝達関数$G_{p1}(s)$は次式で表せる

$$G_{p1}(j\nu) = \frac{H_1^*}{F_1} = \frac{1}{-m_1^*\nu^2 + k_1^* + jc_1^*(\nu - \lambda\Omega)} \tag{19}$$

上式の実部と虚部は，以下の式となる．

$$Re\left(G_{p1}(j\nu)\right) = \frac{-m_1^*\nu^2 + k_1^*}{(-m_1^*\nu^2 + k_1^*)^2 + \{c_1^*(\nu - \lambda\Omega)\}^2} \tag{20}$$

$$Im\left(G_{p1}(j\nu)\right) = \frac{-c_1^*(\nu - \lambda\Omega)}{(-m_1^*\nu^2 + k_1^*)^2 + \{c_1^*(\nu - \lambda\Omega)\}^2} \tag{21}$$

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

実部である式（２０）が零となる加振周波数，すなわち零クロス周波数ν_{re0}は，次式で示され，不減衰系の最低次固有振動数ω_1となる．

$$\nu_{re0} = \sqrt{\frac{k_1^*}{m_1^*}} = \omega_1 \tag{22}$$

虚部である式（２１）について，零クロス周波数ν_{im0}を求めると，次式となる．

$$\nu_{im0} = \lambda\Omega \tag{23}$$

回転数Ωは既知であるので，零クロス周波数ν_{im0}から，λを同定できる．ここで，式（１２），式（２２）と式（２３）により，自励振動の発生回転数Ω_{onset}は，次式で示される．

$$\Omega_{onset} = \frac{\omega_1}{\lambda} \tag{24}$$

4. 自励振動の発生回転数の予測

4・1 自励振動の発生回転数の予測方法

電磁加振力に対するロータの応答を図９の加振・測定系で計測する．信号処理は，ＤＳＰ(iBIS, MTT Corp.)で実施し，図９の上部は，前向き方向の加振を磁気軸受で行うための電流目標値生成アルゴリズムである．また，下部は周波数応答の実部と虚部を計算するアルゴリズムである．実験は，回転数 30, 40, 50 rps でそれぞれ行い，各回転数で磁気軸受に印加した電流は，振幅値 0.5, 0.5, 0.3 A とした．

4・2 自励振動の発生回転数の予測結果

回転数 40 rps での診断における，加振力を基準としたロータ変位応答の実部a_cと虚部a_sをコクアド線図として図１０に示す．加振力の周波数増加の途中で，実部，虚部ともに零クロスが確認された．回転数 30, 50 rps においても，同様な計測を行った．

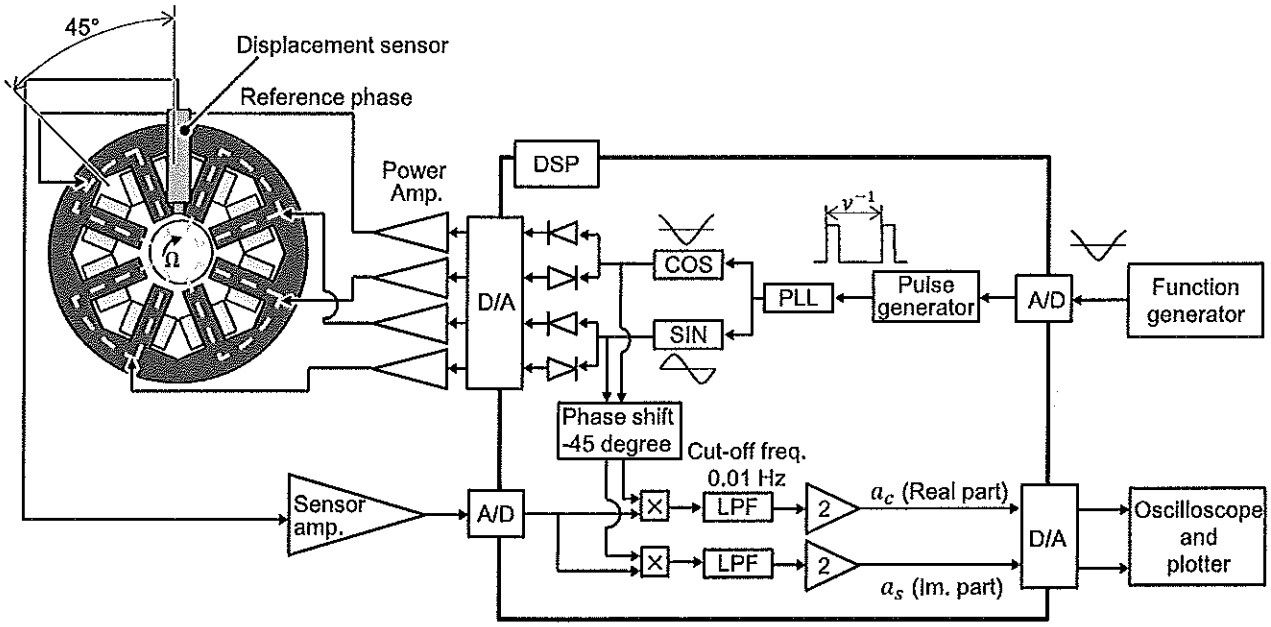


Fig. 9 Configuration of the block diagram for the proposed diagnosis.

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

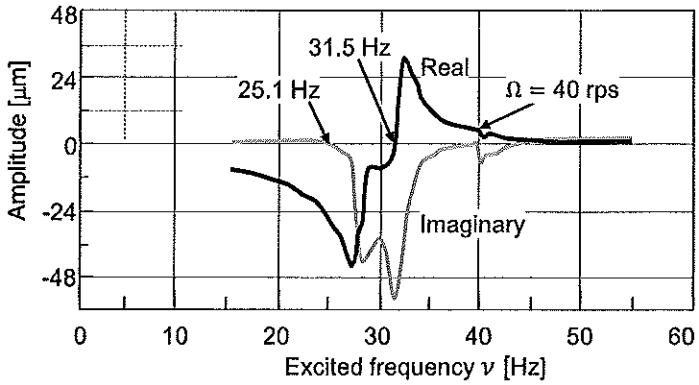


Fig. 10 CoQuad diagram of frequency response excited at a rotational speed Ω of 40 rps.

Table 3 Estimated and measured onset rotational speed.

Rotational speed (Rotational speed/ Measured Ω_{onset})	30 rps (0.53)	40 rps (0.71)	50 rps (0.88)
Zero-cross freq. of real part ν_{re0} (ω_1)	31.9 Hz	31.5 Hz	31.6 Hz
Zero-cross freq. of imaginary part ν_{im0} ($\lambda\Omega$)	21.7 Hz	25.1 Hz	28.0 Hz
λ	0.72	0.63	0.56
Estimated Ω_{onset}	60.4 rps		
Measured Ω_{onset}	57.0 rps		

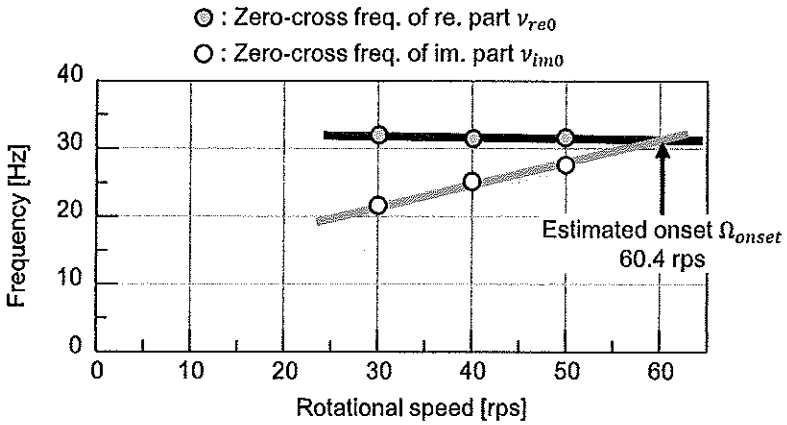


Fig. 11 Estimation results at rotational speeds of 30, 40 and 50 rps.

測定結果を，表３と図１１に示す．零クロス周波数ν_{re0}である不減衰系の最低次固有振動数ω_1は，回転周波数に関わらずほぼ一定の 31.5～31.9 Hz となっている．その一方，零クロス周波数ν_{im0}から求まるλは，回転数により，0.56～0.72 の値を示しており，実験毎の差が大きい．一般には，λの値は 0.5 であることが知られているが，特に，低回転域で，λの値が大きく計測された．これは，低回転数時には，すべり軸受の異方性が大きく，軸受係数k_d，c_dが変化することにより，本手法の仮定が満たされないことが原因であると考えられる．しかし，回転数増加とともに，自励振動発生時の条件に漸近していくと考えられる．そこで，図１１に示すように，測定値ω_1，$\lambda\Omega$の値を直線フィッティングすることで，自励振動の発生回転数Ω_{onset}を推定すると，60.4 rps となった．この値は，実際の発生回転数を，誤差 4 rps（誤差率 6%）以内で推定している．

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

5. 結　　言

すべり軸受ロータの安定性診断のひとつとして，自励振動の発生回転数を予測するために，BM モデルとすべり軸受ロータの 2 自由度モード合成法モデルを基にした加振診断方法を提案した．具体的には，自励振動の発生回転数より低回転数時に，磁気軸受加振によって周波数応答の実部および虚部を別々に計測し，その零クロス周波数から，λと最低次固有振動数ω_1を同定する．この結果，自励振動の発生予測値は，60.4 rps となり，実際の発生回転数である 57.0 rps を実用的な精度で計測できている．今後の課題は，本論文で対象としている真円軸受以外のすべり軸受への本診断法の拡張，すべり軸受の異方性の考慮，流体シールなどのすべり軸受以外の前向きホワール振動問題への本手法の適用である．

謝　　辞

本実験を行うにあたり，新川センサテクノロジ株式会社 伊藤誠様には，実験装置の一部の提供とその調整に，多大なるご協力をいただいたことを特記し，謝意を示す．

文　　献

Aenis, M., Knopf, E. and Nordmann, R., Active magnetic bearings for the identification and fault diagnosis in turbomachinery, Mechatronics, Vol.12, No.8 (2002), pp.1011-1021.

Bently, D. E., Hatch, C. T. and Grissom, B., Fundamental of Rotating Machinery Diagnostics (2002), pp.475-497, Bently Pressurized Bearing Press.

Cloud, C. H., Maslen, E. H. and Barrett, L. E., Damping ratio estimation techniques for rotordynamics stability measurements, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.131, No.1 (2009), pp.012504-1-11.

藤原浩幸，松下修己，伊藤誠，ロータ-軸受系固有値問題のためのスライディングモード制御を用いた連続的補足解法，日本機械学会論文集 C 編，Vol.71，No.701 (2005)，pp.43-50.

藤原浩幸，大山寛人，松下修己，開ループ特性によるオイルウィップ不安定の減衰比計測，Dynamics & Design Conference 2008 (2008)，pp.643-1-6.

船川正哉，多々良篤輔，ジャーナル軸受でささえられた弾性軸の安定限界，日本機械学会論文集，Vol.30，No.218 (1964)，pp.1238-1244.

久永義孝，松下修己，斉藤忍，磁気軸受形弾性ロータの不釣合い振動および軸受反力の解析と評価，日本機械学会論文集 C 編，Vol.62，No.602 (1996)，pp.184-190.

Hori, Y., A theory of oil whip, Journal of Applied Mechanics, Vol.81, No.2 (1959), pp.189-198.

Hori, Y., Hydrodynamic Lubrication (2006), pp.63-75, pp.290-307, Springer Verlag Gmbh.

井上順吉，松下修己，機械力学 I (2002)，pp.123-188，理工学社.

菊地勝昭，多軸受多円板回転軸系の不つりあい振動の解析(<小特集>回転機械の振動)，日本機械学会誌，Vol.72，No.610 (1969)，pp.1556-1563.

菊地勝昭，小林暁峯，多軸受多円板回転軸系の安定性解析，日本機械学会論文集，Vol.43，No.368 (1977)，pp.1338-1347.

松下修己，井田道秋，弾性ロータの回転次数比応答解析，日本機械学会論文集 C 編，Vol.50，No.452 (1984)，pp.626-634.

松下修己，田中正人，神吉博，小林正生，回転機械の振動－実用的振動解析の基本－ (2009)，pp.164-166，pp.201-203，pp.290-307，コロナ社.

松下修己，田中正人，小林正生，小池治孝，神吉博，続　回転機械の振動－実機の振動問題と振動診断－ (2012)，p.204，コロナ社.

Muszynska, A., Whirl and whip – rotor/bearing stability problems, Journal of Sound and Vibration, Vol.110, No.3 (1986), pp.443-462.

Newkirk, B. L. and Taylor, H.D., Shaft whipping, General Electric Review, Vol.27 (1924), pp.169-178.

Newkirk, B. L. and Taylor, H.D., Shaft whipping due to oil action in journal bearings, General Electric Review, Vol.28 (1925), pp.559-568.

岡崎卓郎，堀幸夫，すべり軸受におけるオイルウィップについて，日本機械学会論文集，Vol.21，No.102 (1955),

© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers

pp.125-130.

Takahashi, N., Magara, Y., Narita, M. and Miura, H., Rotordynamic evaluation of centrifugal compressor using electromagnetic exciter, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, No.3 (2012), pp.032505-1-7.

References

Aenis, M., Knopf, E. and Nordmann, R., Active magnetic bearings for the identification and fault diagnosis in turbomachinery, Mechatronics, Vol.12, No.8 (2002), pp.1011-1021.

Bently, D. E., Hatch, C. T. and Grissom, B., Fundamental of Rotating Machinery Diagnostics (2002), pp.475-497, Bently Pressurized Bearing Press.

Cloud, C. H., Maslen, E. H. and Barrett, L. E., Damping ratio estimation techniques for rotordynamics stability measurements, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.131, No.1 (2009), pp.012504-1-11.

Fujiwara, H., Matsushita, O. and Ito, M., A tenacious solver using sliding mode control for eigenvalue problem of rotor-bearing systems, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.71, No.701 (2005), pp.43-50 (in Japanese).

Fujiwara, H., Oyama, H. and Matsushita, O., Evaluation of damping ratio of oil film bearing with dynamic damper, Dynamics & Design Conference 2008 (2008), pp.643-1-6 (in Japanese).

Funagawa, M. and Tatara, A., Stability criterion of an elastic rotor in journal bearings, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.30, No.218 (1964), pp.1238-1244 (in Japanese).

Hisanaga, Y., Matsushita, O. and Saito, S., Analysis and evaluation of unbalance resonance vibration and bearing reaction force for active magnetic bearing equipped flexible rotor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.62 No.602 (1996), pp.184-190 (in Japanese).

Hori, Y., A theory of oil whip, Journal of Applied Mechanics, Vol.81, No.2 (1959), pp.189-198.

Hori, Y., Hydrodynamic Lubrication (2006), pp.63-75, pp.290-307, Springer Verlag Gmbh.

Inoue, J. and Matsushita, O., Dynamics of machinery I (2002), pp.123-188, Rikogakusha Publishing Co., Ltd. (in Japanese).

Kikuchi, K., Analysis of unbalance vibration of rotating shaft systems with many bearings and disks (<minor special issue>vibration of rotating machine), Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.72, No.610 (1969), pp.1556-1563 (in Japanese).

Kikuchi, K. and Kobayashi, S., Stability analysis of rotating shaft system with many bearings and disks, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.43, No.368 (1977), pp.1338-1347 (in Japanese).

Matsushita, O. and Ida, M., Harmonic response analysis of flexible rotor for excitation frequency of rotational ratio, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.50, No.452 (1984), pp.626-634 (in Japanese).

Matsushita, O., Tanaka, M., Kanki, H. and Kobayashi, M., Vibration of Rotating Machinery – Fundamentals of Practical Vibration Analysis – (2009), pp.164-166, pp.201-203, pp.290-307, Corona Publishing Co., Ltd. (in Japanese).

Matsushita, O., Tanaka, M., Kobayashi, M., Koike, H. and Kanki, H., The Second Volume of Vibration of Rotating Machinery – Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis – (2012), p.204, Corona Publishing Co., Ltd. (in Japanese).

Muszynska, A., Whirl and whip – rotor/bearing stability problems, Journal of Sound and Vibration, Vol.110, No.3 (1986), pp.443-462.

Newkirk, B. L. and Taylor, H.D., Shaft whipping, General Electric Review, Vol.27 (1924), pp.169-178.

Newkirk, B. L. and Taylor, H.D., Shaft whipping due to oil action in journal bearings, General Electric Review, Vol.28 (1925), pp.559-568.

Okazaki, T. and Hori, Y., The theory of oil-whip in journal bearings, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.21, No.102 (1955), pp.125-130 (in Japanese).

Takahashi, N., Magara, Y., Narita, M. and Miura, H., Rotordynamic evaluation of centrifugal compressor using electromagnetic exciter, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, No.3 (2012), pp.032505-1-7.

[DOI: 10.1299/transjsme.15-00500]
© 2016 The Japan Society of Mechanical Engineers