

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 5 月 29 日現在

機関番号：13901

研究種目：基盤研究(C)

研究期間：2011～2013

課題番号：23560257

研究課題名(和文)クラックの疲労進展も包含した回転軸系の振動解析モデルと振動診断・進展予測法の開発

研究課題名(英文)Development of a Rotor Model Considering the Crack Propagation due to Fatigue and the Method for Vibration Diagnosis and Prognostics of the Crack Growth

研究代表者

井上 剛志 (Inoue, Tsuyoshi)

名古屋大学・工学(系)研究科(研究院)・教授

研究者番号：70273258

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 4,000,000円、(間接経費) 1,200,000円

研究成果の概要(和文)：以下の3つの大きな課題を実施した。

(1) [クラックロータの振動解析手法の開発] 支持特性に方向差を持つオープンクラック軸の振動の理論解析手法を開発し、その妥当性を実証した。(2) [クラックモデルの構築] オープンクラックおよび軸の回転に伴いクラックが開閉するブリージングクラックの理論モデルを開発した。疲労試験により微小スリットから疲労亀裂を発生・進展させる実験治具を製作し約2年繰り返し実施した。(3) [ブリージングクラックロータの数値解析手法の開発] ブリージングクラックモデルを組み込んだFEM回転軸モデルを構築し、クラックに起因する副共振点付近の振動を高速数値計算する数値解析コードも開発した。

研究成果の概要(英文)：The following 3 purposes were achieved.

(1) [Development of the analytical method of the vibration of the cracked rotor] The analytical method of the vibration of the rotor with open crack supported by the asymmetric spring characteristic was developed and verified experimentally. (2) [Development of the model of the crack] The models of the open crack and the breathing crack were developed. Also, the fatigue test for generating the breathing crack were performed for two years to confirm the model. (3) [Development of the numerical method for the vibration of the rotor with breathing crack] The rotor model with breathing crack was constructed, and the numerical method for the vibration at the sub-resonances due to breathing crack was developed.

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学，機械力学・制御

キーワード：振動解析・試験 振動診断 ロータクラック 有限要素解析 ブリージングクラックのモデル化 実験的検証 クラックの位置と深さの影響 アクティブ診断

1. 研究開始当初の背景

開始当初の動向と位置づけは以下であった。

- (1) 回転機械のクラックは大きな事故に直結する危険な故障であるが、機械の停止はコスト的に大きなリスクが生じるため現状は高頻度では行われず、定期的な静的検査法では早期発見が困難である。
- (2) 重要な機械ほど高頻度で監視しているが、現状の検出法は精度が低く、初期クラックの検出は難しい。これは、監視対象信号がクラックの種類によっては現れないこと、逆にクラック以外の要因でも発生すること、初期クラックの振動兆候はノイズに埋もれやすいこと等が原因である。初期クラックの確実な検出手法が望まれている。
- (3) 国内外のクラック軸の振動に関する研究のほとんどは振動状態によらず開いたままのオープンクラックで表現した近似解析である。疲労クラック軸を実際に近い(開閉する)ブリージングクラックとしてモデル化して調べた研究は申請者以外ほとんどない。
- (4) クラックの進展は急速/緩慢など多様であり、位置や負荷、振動レベルに依存する。機械の故障・異常の進展の予測や余寿命評価法は現在国際的に盛んに研究されており、また国際規格化も ISO/TC108/SC5 (機械の状態監視と診断) / WG5 (予測) で急ピッチで進められ、応募者もエキスパートとして参画しているが、ロータクラックに関しては位置や深さの推定、疲労進展予測が可能な診断法はこれまでに無い。
- (5) 欧米では国際的な産学連携により、斬新な監視・診断技術が提案されているが、信号処理の研究が主流であり、力学・振動学的観点によるクラック検出の研究は無い。
- (6) はりや配管系の1次元ブリージングクラックモデルはいくつか提案されているがロータには直接適用できないため、ロータ系に適したブリージングクラックモデルの構築が必要である。

2. 研究の目的

- (1) 定量的な振動解析に適用できるクラックモデルの構築。
- (2) ブリージングクラックを持つ回転軸系のための大規模非線形振動解析手法の開発。
- (3) クラックロータの振動解析と疲労進展の連成理論モデルおよびその解析手法の構築

3. 研究の方法

- (1) 定量的な振動解析に適用できるクラ

ックモデルの構築。

静止時の無減衰系の運動方程式

クラックモデルの検証のために、図1のような両端自由支持によるオープンクラック軸の静止時の運動方程式を用いる。

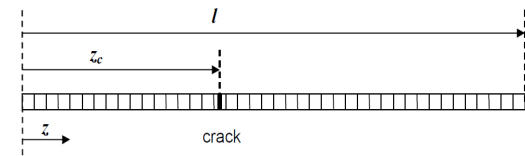


Fig.1

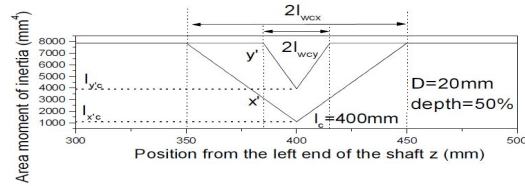


Fig.2

クラック周辺要素の剛性低下表現

クラック位置の要素だけでなく周辺の要素の断面2次モーメントも低下するとし、Fig.2のように断面2次モーメント I がクラック要素における断面二次モーメント $I_{x'c}$ 、 $I_{y'c}$ から通常軸の値 I_0 まで一次関数的に変化するモデルを考えた。クラック位置からの断面二次モーメントの低下範囲は x' 軸、 y' 軸まわりでそれぞれ $l_{wcx'}$ 、 $l_{wcy'}$ で表した。

クラックモデルのパラメータ決定法

クラックの影響範囲を表すパラメータ $l_{wcx'}$ 、 $l_{wcy'}$ の定め方を構築した。 $l_{wcx'}$ 、 $l_{wcy'}$ の値によってクラック軸の固有振動数は異なる値をとる。クラック軸について3D-FEMソフトウェアを用いて固有振動数 $p_{x'}$ 、 $p_{y'}$ を求め、その値と本研究の1D-FEM解析コードから得られる固有振動数が一致するようなクラックのパラメータをクラック方向 ($l_{wcx'}$) とクラックと垂直方向 ($l_{wcy'}$) について求める。以上を様々なクラック軸について求め、データベースを構築した。

クラックモデルのパラメータ値の特性

従来は本クラックモデルのパラメータ値の決定には、軸の固有振動数の比較など実験的な推定が必要であり、軸の形状が異なればその度にパラメータの推定が必要となり、モデルの有用性が大きく損なわれていた。そこで、本クラックモデルのパラメータ $l_{wcx'}$ 、 $l_{wcy'}$ の値を実験に依存せず軸の形状などから一意的に決定できる手法を構築するために、軸形状やクラック深さとパラメー

タの値の関係を検証した。

(2) 支持剛性に異方性があるクラックロータの振動解析法の開発 運動方程式の変形

クラック方向の断面 2 次モーメント $I_{x'c}$ とクラックに対して垂直方向の断面 2 次モーメント $I_{y'c}$ の差を $2\Delta I_c$ とし、両者を $\Delta I_c = (I_{y'c} - I_{x'c})/2$ で関係付ける。この考え方をを用いて、クラックを表現する要素の慣性座標系 $O-xy$ での要素剛性マトリクス \mathbf{K}_c^e を、 $I_{y'c}$ に関連する一定要素剛性マトリクス \mathbf{K}_{c0}^e 、 ΔI_c に関連する一定要素剛性マトリクス $\Delta \mathbf{K}_{c0}^e$ 、そして軸の回転とともに振幅 ΔI_c で変化する要素剛性マトリクス $\mathbf{K}_{c2\omega}^e$ とに分けた。これらを系全体の剛性マトリクスに拡大し、クラック軸の運動方程式を得た。

支持剛性の方向差の考慮とオーダー評価
支持部の形状などにより支持剛性に方向差がある場合 ($k_{bx} \neq k_{by}$) を考慮した形に運動方程式を変形した。

固有振動数解析

系の支持剛性に方向差がある場合の固有振動数を解析した。運動方程式中に支持剛性の方向差の項が含まれるため、既報で示した支持が等方性の場合のような閉じた形の解は得られない。そこで支持が異方性の場合での有限要素解析の手法として、オーダー評価を導入した解析を行った。

$O(\varepsilon^2)$ 精度で振れ回り運動の自由振動解の仮定を行い、仮定した解を運動方程式に代入して整理することにより固有振動数の解析式を導出した。

回転中の固有振動数の解析と実験

回転状態での固有振動数を理論計算し、実験測定値と比較した。なお、固有振動数の実験測定方法は、実験軸に対して打撃試験を行い自由振動を発生させ、その波形から固有振動数を推定するという方法を用いていた。その推定制度は $\pm 0.05\text{Hz}$ である。

クラックによる 2 倍周波数振動の解析

軸受の支持剛性が異方性の場合について、クラックに起因して発生する 2 倍周波数振動の解析を行った。この場合は、固有振動数の解析と同じく閉じた形の解は得られないので、オーダー評価を導入した解析を行った。

軸たわみの定数成分と 2ω の振れまわりから、クラックの項を介して現れる振れ回り項と、支持剛性の項を介して現れる項を考慮し

て強制振動解を $O(\varepsilon^2)$ の精度で仮定する。仮定した解を運動方程式に代入し、整理するとクラックに起因する 2ω の振動成分の解析解を得る。

(3) 支持剛性に異方性があるクラックロータの加振によるアクティブ振動診断法開発 軸受剛性に方向差がない場合

軸受剛性に方向差がなく、外力ベクトルが円軌道で振れまわる場合についての理論解析手法を構築した。解の仮定は、加振周波数 Ω の振れまわりからクラックの項を介して $(2\omega - \Omega)$ の振れまわり項が現れることを考慮し、強制振動解を Ω と $(2\omega - \Omega)$ の振れまわりの和として次のように仮定する。仮定した解を運動方程式に代入して整理し、解析解を得た。

軸受剛性に方向差がある場合

系の支持剛性に方向差があり、かつ外力ベクトルが楕円軌道で振れまわる場合の理論解析手法を構築する。まず運動方程式を構築した。

次に解の仮定を行った。系の支持剛性に方向差がある場合は閉じた形での解が得られないため、オーダー評価を導入した解析手法を用いた。加振周波数 Ω の振れまわりからクラックの項を介して現れる振れまわり項と支持剛性の方向差の項を介して現れる振れ回り項を考慮して強制振動解を仮定した。そしてこれを運動方程式に代入して整理して、 $O(\varepsilon^3)$ 精度の解析解を得た。この式を解くことにより、 x 方向、 y 方向それぞれの $2\omega - \Omega$ 成分や $2\omega + \Omega$ 成分の振幅を得た。

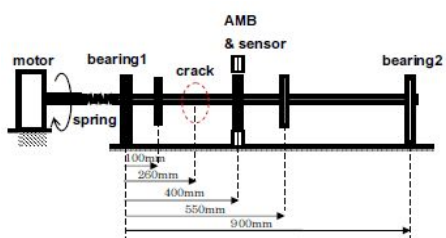
(4) 実験装置

回転軸と加振装置

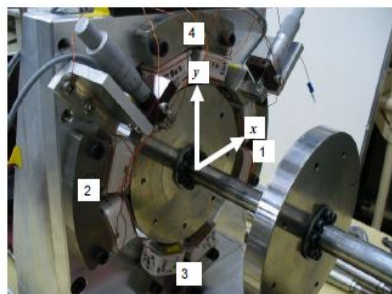
本実験装置では motor からプーリー、コイルばねを介して 図 3(a) のように長さ 900mm、直径 20mm の水平軸を駆動する。軸には、モーター側から順番に直径 135mm で厚さ 15.5mm の円板 1 枚と直径 155mm で厚さ 17.0mm の円板 2 枚が取り付けられている。放電加工により、軸の片端から 260mm の位置に、幅 0.1~0.2mm で深さ 10mm (軸径に対して 50%) のオープンクラックを作成した。

加振装置

モーター側から 2 つ目の円板を図 3(b) のような磁気軸受で加振する。また、その円板の振動変位測定用に、センサを水平方向から 45 度の角度に 2 つ取り付けた。



(a) rotor system



(b) magnetic bearing

Fig.3

Function Generator からの正弦波信号電圧と磁気軸受に取り付けられたセンサーからの出力電圧を DSP へ入れ、磁気軸受が正確な周期外力を軸に与えるための電流値を定式化してその信号電圧を出力し、アンプを介して磁気軸受のコイルに電流を流し、電磁力を発生させた。今回の実験では水平方向の加振 ($F_x = F \cos \Omega t$, $F_y = 0$) を行うために、電磁石 1, 2 を用いて加振力を発生させた。

4. 研究成果

(1) 定量的な振動解析に適用できるクラックモデルの構築。

軸形状からのクラックの汎用モデリング
クラック深さと l_{wcx} , l_{wcy} の関係をそれぞれ図 4 に示す。ここで図中の \square , \circ , \triangle , $+$, \diamond はそれぞれ、軸径 D が 10, 20, 30, 40, 50mm の場合である。すべてのデータが一直線で近似できており、有用な特徴を有していることを明らかにした。軸径 D とパラメータ l_{wcx} , l_{wcy} の関係を線形近似したものは次式で与えられ、図 4 中に破線で示す。

$$l_{wcy} = 2.04d + 0.90, l_{wcy}' = 1.28d + 0.51 \quad (1)$$

同様に、切片が無い場合の式を次式で求め、図 4 中に実線で示す。

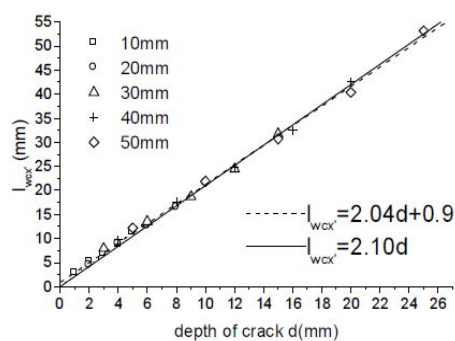
$$l_{wcy} = 2.10d, l_{wcy}' = 1.32d \quad (2)$$

すなわち、パラメータ l_{wcx} , l_{wcy} はクラック深さ d (mm) に対して一意に決定できる。

実験との比較

前節で求めたパラメータ l_{wcx} , l_{wcy} の関係

式(2)の妥当性を実証した。様々な軸長、軸径の軸を実際に作成し、各軸に幅 0.1 ~ 0.2mm のオープクラックを放電加工で加工し、クラック方向とその直角方向の固有振動数を測定した。得られたクラック軸の固有振動数を用い、軸径とパラメータ l_{wcx} , l_{wcy} の関係を求めたところ、この誤差は 1% 以下であり、 l_{wcx} , l_{wcy} の支配式(2)は有用であると確認した。



(a) approximation of l_{wcy}'

Fig.4

回転中の固有振動数の解析と実験

回転中 ($\omega = 400$ rpm) の固有振動数とクラック深さの関係を Figure 5 に示す。図中の実線と破線は理論解析による前向き固有振動数 f_1 , f_2 の理論値であり、 \bullet , \blacktriangle はクラックがない場合とクラック深さ 50% の場合の 2 つの場合について打撃試験を行って得た実験値である。理論値と実験値の一致が確認でき、本クラックモデルの有効性を示している。

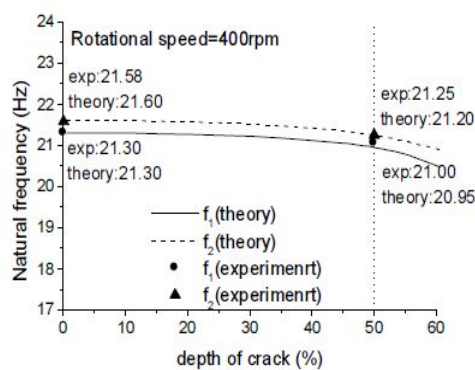


Figure 5

(2) 支持剛性に異方性があるクラックロータの振動解析法の開発

クラックによる 2 倍周波数振動の解析

実験装置を用いて深さ 50% のオープクラック軸を回転させ、円板 2 の振動変位を計測し、 2ω 成分のみの振幅を取り出した。

Figure 6 上図と中図では、 $d = 50\%$ のクラック軸の場合の 2ω 成分の振幅の x 方向を A_x , y 方向を A_y で解析結果と共に示す。 x 方向の

振幅の解析結果を実線， y 方向の振幅の解析結果を破線で示す．また，比較のためにクラックがない場合についてを Figure 6 中に一点鎖線で示す．

Figure 6 下図では固有振動数 f_1 ， f_2 と 2ω の交点がクラックに起因する 2 倍周波数振動の発生予想周波数を示している．クラック深さ 50% の場合の 2 倍周波数振動の低速側の予想共振周波数 (628rpm) と x 方向の 2ω 成分のピーク (628rpm)，高速側の予想共振周波数 (637rpm) と y 方向の 2ω 成分のピーク (637rpm) はよく一致している．

Figure 6 より x 方向， y 方向それぞれで，実験値と理論値の共振曲線の一致が確認できる． x 方向では実験値と理論値で 2rpm (0.03Hz) 程度のずれがあるが，本実験機の固有振動数の推定精度が $\pm 0.05\text{Hz}$ 程度であるため，実験値と理論値とは定量的に一致していると判断した．すなわち，本モデルを用いて構築した 2 倍周波数振動の解析手法の有効性を回転時の実験により確認できた．

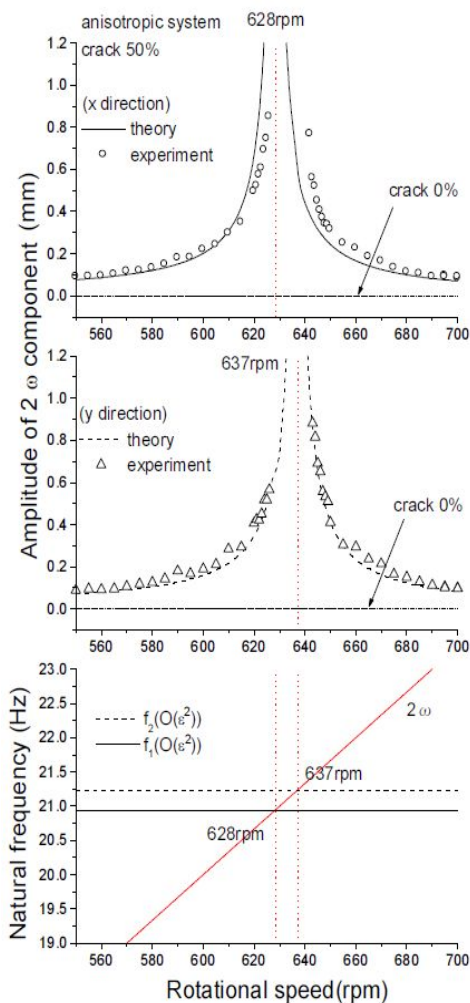


Figure 6

(3) 支持剛性に異方性があるクラックロータの加振によるアクティブ振動診断法開発

回転速度 $\omega = 500$ (rpm)，加振力の大きさ $F_x = 5.0$ (N)， $F_y = 0.0$ (N) の場合で，解析式より得られた $2\omega + \Omega$ 成分の振幅の共振曲線を求めた．また，実験装置を用いて，深さ 50% のクラック軸で回転速度 $\omega = 500\text{rpm}$ の場合に，水平方向に加振力 $F = 5.0\text{N}$ ，周波数 Ω で周期加振を行い，実験で得られた各加振周波数 Ω 毎に時刻歴を記録して共振曲線の $2\omega + \Omega$ 成分の共振曲線を求めた．実験結果と解析結果を比較したものを Fig.7 に示す．

Fig.7 下図に固有振動数解析で得られる前向き振れまわりの固有振動数 p_{f1} ， p_{f2} と，副共振の発生予想位置を示す特性線 ($2\omega + \Omega = p_{f1}$ ， $2\omega + \Omega = p_{f2}$) を示す．Fig.7 上図と中図のように，クラックに起因する副共振が x 方向と y 方向でずれて現れ，また Fig.7 下図のように回転速度に対する固有角振動数は 2 つ現れる．

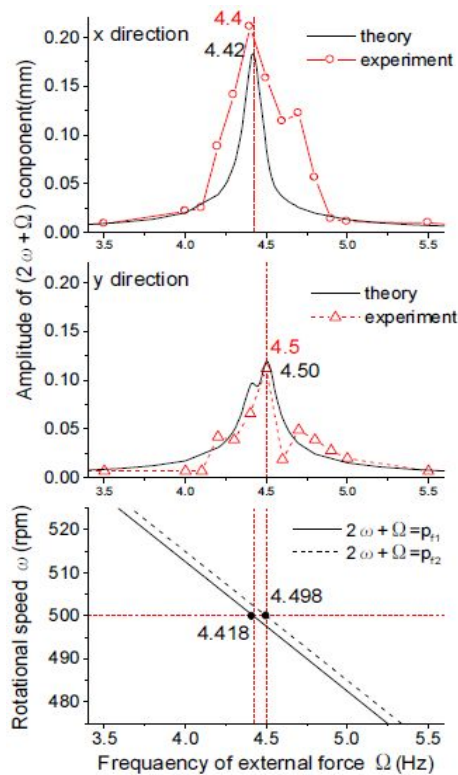


Fig.7

$2\omega + \Omega$ 成分について Fig.7 下図に示す 500rpm での副共振の発生予想位置 $2\omega + \Omega = p_{f1}$ (4.42Hz) と $2\omega + \Omega = p_{f2}$ (4.50Hz) に対して， x 方向では，解析のピークが 4.42Hz，実験では 4.4Hz でピークが見られた．一方， y 方向では解析のピークが 4.50Hz，実験では 4.5Hz でピークが見られた．

さらに，振幅についても， x 方向， y 方向とも理論解析値と実験測定値が一致している．以上より，解析値と実験値はよく一致し

ており、本解析手法の有効性を定量的に確認できた。

(4) 全期間の成果のまとめ

クラックの簡単で正確かつ汎用性のあるモデリングを行い、そのモデリングの際に用いるパラメータ値を軸の断面形状から一意に定める方法を提案し、その妥当性を実験により定量的に確認した。本成果により非常に計算コストの低い1次元FEM解析で定量的なクラックロータの振動診断が可能になる。

軸受の剛性に方向差があるクラックロータの固有振動数とクラックに起因する2倍周波数振動の解析法を構築し、得られた解析結果を実験結果と比較し、定量的な一致を確認した。本成果によりオープンクラックを有する一般的な回転軸系の振動特性の理論解析手法が完成した。

クラックロータを周期加振した際の振動の解析手法を構築した。各種のクラックに起因する成分の共振曲線を求めて実験結果と比較し、その定量的な一致を確認することで、解析手法の有効性を示した。本診断手法は定格回転数が定められている回転機械の場合でもクラックの早期検出を可能にする振動診断法の開発が可能となると期待している。

ブリージングクラックロータの有限要素モデリングと数値シミュレーション解析も実施した。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文](計3件)

(1) 永田信博, 井上剛志, 加藤祥典, ロータ系のオープンクラックの1D-FEMモデルとそのパラメータの決定法(パラメータを支配する関係式の3D-FEMソフトウェアを援用した導出), 日本機械学会論文集(C編), 査読有, 78-789, (2012), pp.1701-1710

(2) 永田信博, 井上剛志, オープンクラックを有する回転軸系の有限要素振動解析(系の支持特性が異方性の場合の固有振動数解析と2倍周波数振動), 日本機械学会論文集(C編), 査読有, 78-794, (2012), pp.3435-3445

(3) 永田信博, 井上剛志, オープンクラックを有する回転軸系を周期加振した際の有限要素解析 日本機械学会論文集(C編), 査読有, 79-799, (2013), pp.562-572

[学会発表](計5件)

(1) Tsuyoshi Inoue, Nobuhiro Nagata, and Yukio Ishida, FEM Modeling of a rotor system with the open crack and vibration diagnosis (case of the anisotropic support stiffness), ASME 2011 International

Design Engineering Technical Conferences Computers and Information in Engineering Conference, Washington DC, CD-ROM 47821, 2011-08

(2) 永田信博, 井上剛志, オープンクラックを持つ回転軸系を加振した際の振動の有限要素解析, 日本機械学会 D&D Conference 2011 講演論文集, (2011), 541, 高知工科大学, 2011-09

(3) 井上剛志, 永田信博, 加藤祥典, ロータ系のクラックモデルの比較と実験的検証, 日本機械学会 D&D Conference 2011 講演論文集, (2011), 159, 高知工科大学, 2011-09

(4) Nobuhiro Nagata and Tsuyoshi Inoue, Finite Element Vibration Analysis of a Rotating shaft System with an Open Crack by the harmonic excitation, IMechE C1326 - Tenth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, pp.147-157, 2012-09

(5) 永田信博, 井上剛志, ブリージングクラックを持つ回転軸系の有限要素モデル構築と数値シミュレーションによる検証 日本機械学会 D&D Conference 2012 講演論文集, (2012), 831, 2012-09

[図書](計 0 件)

[産業財産権]

出願状況(計 0 件)

取得状況(計 0 件)

[その他]

ホームページ等

<http://www.nuem.nagoya-u.ac.jp/inouelab/research/research.html#crack>

6. 研究組織

(1)研究代表者

井上剛志 (INOUE, Tsuyoshi)

名古屋大学大学院・工学研究科・教授

研究者番号: 70273258

(2)研究分担者

神谷恵輔 (KAMIYA, Keisuke)

愛知工業大学・工学部・教授

研究者番号: 50242821

石田幸男 (ISHIDA, Yukio)

名古屋産業研究所・研究員

研究者番号: 10091991

(3)連携研究者

なし