

## 科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成24年 5月24日現在

機関番号：17102

研究種目：基盤研究（C）

研究期間：2009～2011

課題番号：21560244

研究課題名（和文） 接触回転系の多角形化現象における非線形特性の解明およびそれを利用した防止対策

研究課題名（英文） Clarification of nonlinear characteristics for polygonal pattern formation phenomena in contact rotating systems and their application to prevention method

研究代表者

宗和 伸行（SOWA NOBUYUKI）

九州大学・工学研究院・助教

研究者番号：40304753

研究成果の概要（和文）：

粘弾性変形に基づく時間遅れ系を対象とした系に不可避免的に存在する非線形性を考慮した解析モデルにより、多角形化現象が発生した後の系の挙動を確認することが可能となった。ゴムロールを使用した実験装置により検証を行い、ソフトスプリング的な振幅応答やジャンプ現象等の非線形振動の特性が一致していることを確認した。また、異なる遅れ時間を有する系に対しても、取り扱いができるように安定判別法の改良を行い、その有効性を確認した。

研究成果の概要（英文）：

The analytical model including nonlinearity of system enables to confirm the behavior of system after occurrence of polygonal pattern formation phenomena. This result has been verified experimentally and correspondence of soft spring behavior and jumping phenomena of amplitude response has been confirmed. Additionally, our developed stability analysis has been modified to be available to analyze stabilities of systems including different delay times and the validity has been confirmed by comparing to results of conventional method.

交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2009年度	1,700,000	510,000	2,210,000
2010年度	900,000	270,000	1,170,000
2011年度	1,000,000	300,000	1,300,000
年度			
年度			
総計	3,600,000	1,080,000	4,680,000

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：機械力学・制御，自励振動，非線形性，時間遅れ系

## 1. 研究開始当初の背景

機械工学の分野で利用されている回転機械の中には、その回転体が他の構成要素と接触しながら回転する系が数多く見られる。このような接触回転系では、回転体の表面が多角形状に変形し、それが成長する過程を経て大きな振動現象を引き起こす問題がしばしば

発生している。このような現象は、接触回転系の多角形化現象（パターン形成現象）と呼ばれている。

これまで、研究代表者らは、この現象の発生メカニズムをロール表面の粘弾性変形、塑性変形、切削、研削、摩耗などによる時間遅れに起因する不安定自励振動であると捉え、

線形時間遅れ系を対象とした系の安定性解析を行うことで、種々のモデルに対して防止対策を検討してきた。その方法は、(a) 系に作用する減衰の増加、(b) 機械構造を変更することによる固有振動数および固有モードの変更、の2つに大別できる。しかし、これらの方法はそれぞれ独立して効果を発揮するのではなく密接に関わっているため、(特に多自由度系では) その設計は煩雑となり最適設計が困難となる。そこで研究代表者らは、モード毎の不安定度を表すエネルギー指数を用いた簡易安定判別法や安定不安定境界の存在条件に基づく安定判別法を新たに開発することにより、合理的かつ効率的な安定判別を実現した。また、大きな本体改造を伴わずに(a)および(b)が実現可能な動吸振器を利用した防止対策法を提案しその最適設計法も確立した。

さらに、粘弾性変形に基づく時間遅れ系を対象とする実験機を製作し、理論解析および防止対策の実験的検証を行った結果、多角形化現象の発生の有無に関しては線形解析で十分であることが確認できた。しかし、安定化が実現できずに不安定振動が発生する場合は、多角形パターンの成長速度や最終形状、回転数に対するヒステリシス性等、線形解析では説明不可能な現象も多く観察された。これらの現象は系の非線形特性によるものであり、その非線形性を考慮した非線形自励振動特性を把握することが重要な課題であった。

## 2. 研究の目的

### (1) 非線形性を考慮した時間遅れ系の解析手法の開発

非線形特性を明確にするために、発生する自励振動の安定判別を含めた定常周期解を求める必要があるが、時間遅れの影響によりその計算手続きは煩雑となる。そこで、実用的かつ汎用的な解析ツールの開発を目指す。また、発生する多角形パターンが十分成長するまでの過渡的な振動状態や、振動が過大となりロールが浮き上がる様な実機で実際に起きている現象をシミュレーションで再現可能なツールを開発する。

### (2) 非線形振動特性の実験的検証

現在所有している実験装置を種々の非線形現象が発生するように改造する。また、ゴムロールが複数含まれゴムロール同士が直接する系の実験装置を新たに製作することにより、非線形自励振動の特性を把握するとともに、時間遅れ系に発生する非線形現象のメカニズムを解明するために必要な実験データを収集し、(1)で開発する解析手法の妥当性を検証する。

### (3) 系パラメータの同定法の開発

接触回転系の多角形化現象を理論解析によって正確に予測するためには、系パラメー

タの高精度な同定がその数学的モデルも含めて必要となる。しかし、停止中に行うハンマリング等の静的状態の試験だけでは実用的な結果を得ることが困難である。そこで、実機運転中のデータから系パラメータを高精度で同定する方法を開発する。また、解析モデルを必要に応じて変更し実機との整合性を図る。

## 3. 研究の方法

### (1) 非線形性を考慮した1自由度時間遅れ系の解析手法の開発

これまでの実験装置により観測された非線形現象の特性を解明するために、粘弾性変形により時間遅れが生じる系を対象に、ルンゲクッタ・ギル法を用いた数値シミュレーションのプログラムを作成する。このシミュレーションを可能とすることで、実験結果で生じる非線形現象との比較を行う。また、防止対策としての動吸振器の多角形化現象に対する効果を確認する。

### (2) 実験装置の改造および検証実験の実施

実験的検証のため現在用いている実験装置を、2個のゴムロール同士が接触回転する系に改造する。この装置により、3自由度系の接触回転系で発生する多角形化現象の実験的検証が可能となる。

### (3) 遅れ時間が異なる系への安定不安定境界の存在条件に基づく安定判別法の適用

(2)で利用している安定判別法は基本的に遅れ時間が同一である場合に適用可能である。しかし、場合によってはゴムロールの径を変更することで、系の安定性を向上させることが期待できる。そこで、異なる時間遅れを有する系に対して、本安定判別法の適用が可能となるように改良する。

## 4. 研究成果

(1) 図1に非線形性を考慮した粘弾性変形に基づく1自由度時間遅れ系の解析モデルを示す。本モデルに関する仮定は以下の通り。①質量 $m$ のゴムロール(灰色)の自重はすべて鋳鉄ロール(白色)にかかるものとし、ゴム表面には自重による初期変形が生じる。②ゴム変形部は瞬時弾性変形部と遅延弾性変形部からなる3要素モデルで表す。③3要素モデルのすべての要素に非線形性を考慮する。④ゴムロールの車輪本体形状による偏心があるものとする。⑤遅延弾性変形部あるいは瞬時弾性変形部の変形量が自重による変形量を超える場合は、ゴムロールが浮き上がるものとする。

以上の仮定の下、ルンゲクッタ・ギル法による数値シミュレーションを行う。

はじめに、実験に使用するゴムロールのばね特性を測定した。計測方法は、停止状態で、支持要素のないゴムロールに外部荷重を付

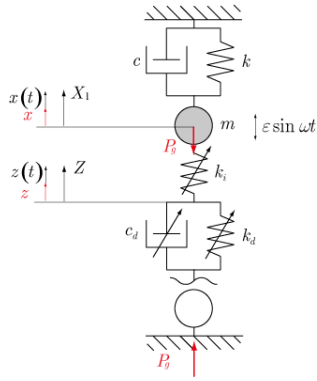


図1 1自由度粘弾性系の解析モデル

加することにより、ゴムロールと鋳鉄ロールとの接触開始からのゴムロール変位  $x$  (mm) とその時の自重を含む接触部にかかる全荷重  $F$  (N) とを測定した。図2にその結果を示す。ゴムの剛性は変形量の増加とともに大きくなる特性があるため、 $F = ax^n$  の式で近似した結果、 $n = 2.7$  および  $a = 2.40 \times 10^7$  MN/m<sup>2.7</sup> とした。ただし、前述の通りゴム接触部は瞬時弾性変形部と遅延弾性変形部からなる3要素モデルで表されているので、適切な比を与えて解析を行う。また、赤丸の部分が自重によるつり合い点であるが、接触回転中は静的状態の変形量までは達しないため、ハンマリングによる系の固有振動数(30 Hz)との整合性をとって、図の赤の三角部分を初期変位(回転中のつり合い点)と設定した。この初期変位で線形近似することで、この系の理論解析の安定判別を行った。

図3に実験結果と非線形性を考慮したシミュレーション結果の比較を示す。縦軸はゴムロールのつり合い点からの変位を初期変形量で無次元化した値である。横軸はゴムロールの回転数を示す。実験結果を赤色で、シミュレーション結果を黒色で表している。固有振動数近傍では大きな振動が発生するため、ゴムロールの回転数が18 Hz以下の領域の結果を示している。橙色の破線は固有振動数の

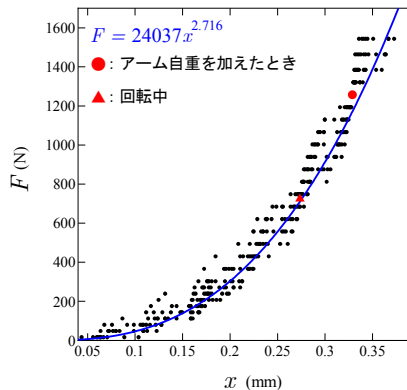


図2 ゴムロールのばね特性測定結果

$1/n$  ( $n$  は正整数) の回転数を示している。安定不安定境界の存在条件に基づく安定判別法を利用して、不安定となった回転数領域を、図の横軸上に示している。 $n = 2, 3$  および  $4$  の近傍で不安定となっており、それぞれ  $\square, \triangle$  および  $\circ$  で挟まれた回転数で多角形化現象が発生し、それぞれ2角形、3角形および4角形のパターンが形成される。

実験はゴムロールの回転数を18 Hzより徐々に下げたときのゴムロール変位の二乗平均値をプロットした結果である。図に示すとおり、 $n = 2, 3$  および  $4$  の近傍で大きな振動が発生していることが確認できる。この結果から、安定判別結果と同様に、2角形、3角形および4角形の多角形化現象が発生していることがわかる。その振幅応答に注目すると、振幅が大きくなるほど低回転数側に傾くソフトスプリングの様相を示していることが分かる。特に、 $n = 2$  および  $3$  の領域では急激に振幅が小さくなるジャンプ現象も発生しており、系の非線形性に基づく振動現象が確認できる。また、多角形化現象が発生していない領域でも、振幅が0となることはなく、ある一定の振動が発生していることが確認できる。この振動は実験装置の製作誤差によるゴムロールの形状的な偏心による強制振動が発生してものと考えられる。

以上の実験結果を踏まえて、ルンゲクッタ・ギル法によるシミュレーション結果を確認する。実験と同様にゴムロール回転数を18 Hzから0.2 Hz刻みで減少させてシミュレーションを行った。各回転数では一定回転数として取り扱うが、初期値は直前の状態量(変位およびパターン形状)を与えることで、実験の状態と近い状態になるように設定した。図3は定常状態になった後の最大振幅をプロットしている。この結果から、発生領域は若干異なるが、振幅応答がソフトスプリングの様相を示していることが確認できる。前述の通り、ゴム接触部の剛性はべき乗の関数でモデル化している。それにも関わらず応答がソフトスプリング的になるのは、自重によるつり合い点まわりの振動となっているからであり、実験結果とよく一致している。また、発生角形数が大きくなるに従って、応答

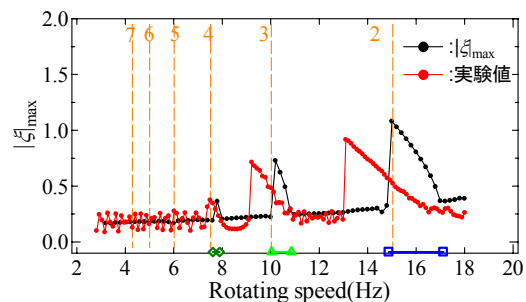


図3 シミュレーションおよび実験結果

の最大振幅が小さくなっている点も類似している。また、ゴムロールの偏心量として実測値である 0.05mm を与えた結果、多角形現象が発生していない領域では偏心による強制振動の応答が見られ、その値は実験結果と一致している。

次に、非線形性を考慮したシミュレーションを利用して、多角形化現象に対する動吸振器の効果を確認する。多角形化現象は時間遅れに起因する不安定振動であるため、防止対策として利用される動吸振器の挙動は、強制振動に対する挙動と大きく異なる。強制振動では動吸振器自体が大きく振動することにより主系の振動を抑制するが、自励振動では系の安定化により振動を抑制するため、完全な安定化が実現すると動吸振器自体も全く振動しなくなる。図 4 は多角形化現象が発生している状態に動吸振器を取り付けた際の主系および動吸振器の挙動をシミュレーションした結果である。ただし、偏心による強制項は無視している。横軸はシミュレーション開始時からのゴムロールの回転回数であり、499 周期目に動吸振器を取り付けている。ゴムロールおよび動吸振器の変位をそれぞれ黒および赤の波形で表している。この結果から、主系であるゴムロールは動吸振器の取り付けと同時に次第に振幅が小さくなり振動が収まっていることが確認できる。一方、動吸振器は取り付けの瞬間は大きく振動しているが、次第に振幅は小さくなり最終的には全く振動しなくなる。この結果より、時間遅れに基づく自励振動である多角形化現象での動吸振器の挙動が確認できた。結果の図示は省略するが、実験的にもほぼ同様な挙動をすることを確認している。ただし、実験の場合は、偏心による強制振動を含む強制自励系となっているため、安定化が実現しても動吸振器は振動する。

(2) これまで、安定不安定境界の存在条件に基づく安定判別法の対象は時間遅れの発生要因である粘弾性を有するゴムロールの直径がすべて同一であり、ロールの配置も直線上となるような系であった。つまり、系内の遅れ時間が同一の場合にのみ適用可能である。系内の遅れ時間が異なるような系に対しては、本安定判別法をそのまま適用する

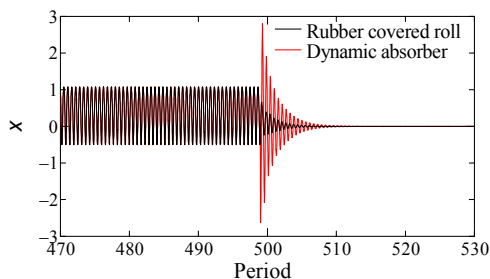


図 4 多角形化現象に対する動吸振器の効果

ことはできない。そこで、基本的な概念は変更することなく異なる遅れ時間を有する系の安定判別が容易に行える方法を提案した。異なる遅れ時間を有する接触回転系の例として直径の異なる 2 個のゴムロール同士が直接接触回転する 4 段 3 自由度系を対象とした。

図 5 に 2 個のゴムロールを含む 4 段 3 自由度接触回転系の概念図を示す。解析対象とする系は 4 個のロールから構成されている。また、すべてのロールはその回転中心が同一直線上に並ぶように配置されている。下から 1 段目のロールが鋳鉄ロールであり、基礎に剛に固定されている。2 段目および 3 段目がゴムロール（以下、それぞれロール 1 およびロール 2）、4 段目は鋳鉄ロール（以下、ロール 3）であり、ロール 1 からロール 3 は減衰およびばねからなる支持要素を介して基礎に取り付けられており、上下方向にのみ可動である。また、ロール 1 およびロール 2 は両方ともに上下が他のロールにはさまれて接触回転しているため遅れ時間はそれぞれのゴムロールの半回転周期である。ここでは 2 個のゴムロールの直径は相違であるとする。この結果、2 個のゴムロールの遅れ時間が異なる系となる。ここに、ロール 1 およびロール 2 の直径をそれぞれ  $D_1$  および  $D_2$  とし、回転角速度をそれぞれ  $\omega_1$  および  $\omega_2$  とする。ただし、ゴムの材質は同じものとして取り扱う。

図 5 に示す系に安定不安定境界の存在条件に基づく安定判別法を適用する。はじめに、その方法を簡単に説明する。運動方程式に対してロール 1 の回転角速度周期を基準に時間を無次元化したあと、すべての初期値を零としてラプラス変換を行う。その後、安定不安定境界の条件として特性根の実部を零として、整理すると以下の形の式が得られる。

$$\det[A(\Omega) - \rho_1 B_1(\Omega) - \rho_2 B_2(\Omega)] = 0 \quad (1)$$

2 個のゴムロールの直径が同一であり、遅れ時間が同じである場合、 $\rho_1 = \rho_2$  であり式(1)は一般固有値問題として容易に  $\rho$  を求める

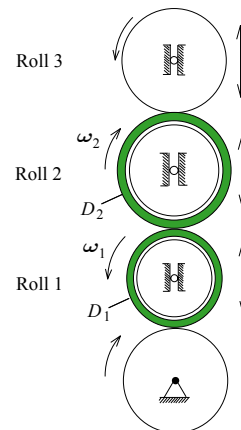


図 5 4 段 3 自由度系の概念図

る場合は式(1)にニュートン法等を適用して数値的に解く必要が生じる。ただし、 $\rho_1$ と $\rho_2$ には $\rho_2 = \rho_1^\mu$ （ここに、 $\mu$ は直径比： $D_2/D_1$ ）の関係が成り立つので、式(1)は $\rho_1$ を求める問題に帰着される。また、遅れ時間がゴムロールの半回転周期の場合には、偏角 $\arg \rho_r(\Omega)$ が $-\pi$ および $-2\pi$ に近い値となるような $\rho_r$ が2個ずつ求められる。偏角の条件から $N \approx n_0 = 1$ および $N \approx n_0 = 2$ が得られ、それぞれ1角形および2角形のパターンが発生することを示す。その上で、3角形以上のパターン角形数では $\arg \rho_r(\Omega) - 2\pi m$  ( $m=0, 1, 2, \dots$ )とすることで、発生し得るすべての奇数角形および偶数角形の安定解析が可能となる。

直径比が異なる系においては、 $\mu$ の影響により3角形以上でも別々に式(1)を満たす $\rho_1$ および $\rho_2$ を求める必要がある。計算の便宜上、関係式 $\rho_{2,r} = (\rho_{1,r} \times e^{-2m\pi i})^\mu$ により偏角を調整してから、発生するパターン角形数 $n = n_0 + 2m$ ごとに $m=0, 1, 2, \dots$ と順に $\rho_1$ を4個ずつ計算する。

この安定判別法を利用して安定判別を行った結果を以下に示す。図6から図9は直径比 $\mu = 1.1$ の場合の結果である。横軸は $\Omega$ 、縦軸は安定度を表す $\sigma_r(\Omega)$ であり、横軸上の▲は系の不減衰固有角振動数の値を示している。各図に示している水平な実線より下側の領域が不安定領域となり、不安定領域内に存在する極小点を●または●で示す。安定領域内にある極小点は●で示す。また、水平な実線で表される安定・不安定境界の右側縦軸には不安定領域内で発生するパターン角形数を表す番号を示し、番号の色は不安定領域内の極小点の色と対応している。つまり、●および●はそれぞれ奇数角形および偶数角形のパターン角形数が発生することを表す。これらの結果より明らかなように $m$ が変わると $\sigma_r(\Omega)$ の様相が大きく変わることがわかる。

図6の1, 2角形に関する安定解析をした結果より、1次モードでは2角形のみ、2次モードでは1角形および2角形の両方、3次モードでは1角形のみが発生することが分かる。この結果からは、1角形および2角形の安定判別しかできないので、 $m$ の値を変化させ3角形以上についても同様の方法で求める必要がある。

図7の3, 4角形に関する安定解析をした結果より、1次モードでは4角形のみ、2次モードおよび3次モードでは3角形のみが発生することが分かる。以下同様に、図8より3次モードの5角形のみが不安定で、その他のモードでは5角形および6角形ともに安定であることがわかる。図9ではすべての領域で安定であるため7, 8角形は発生しないことがわかる。

図10は以上の結果を分かりやすく表示す

るために、2個の安定・不安定境界の $N$ および $f_1$ を求めて、横軸に $f_1$ 、左側縦軸は $N_1 = N$ 、右側縦軸は $N_2 = \mu N$ で表したグラフを示す。安定・不安定境界以外では $N$ を厳密に求めることができなため近似的な $N$ を求めている。赤線で表された領域が不安定領域である。以上の結果は、特性根を求める従来の安定判別法の結果と比較して、完全に一致していることを確認している。

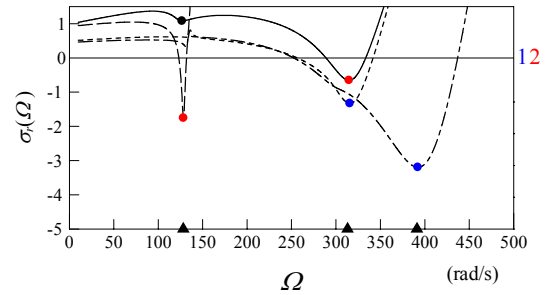


図6 1, 2角形の安定解析結果 ( $m=0$ )

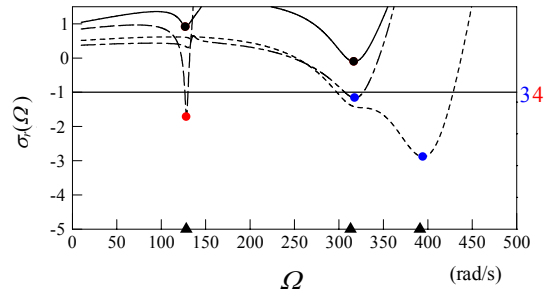


図7 3, 4角形の安定解析結果 ( $m=1$ )

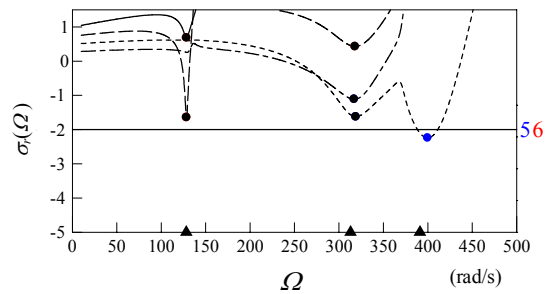


図8 5, 6角形の安定解析結果 ( $m=2$ )

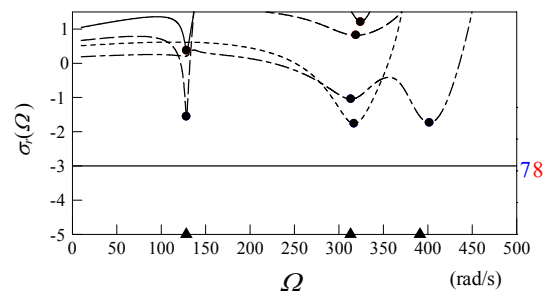


図9 7, 8角形の安定解析結果 ( $m=3$ )

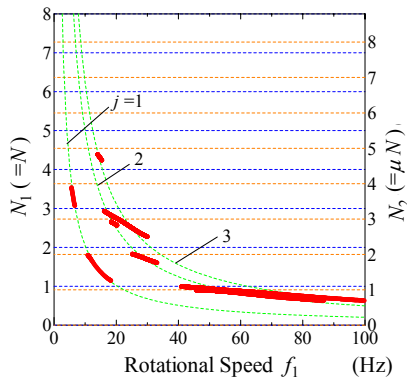


図 10 不安定領域図

## 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 5 件)

- ① 宗和 伸行, 近藤 孝広, 接触回転系におけるパターン形成現象に対する動吸振器の最適設計 (第 3 報, 多自由度系の場合), 日本機械学会論文集, C 編, 査読有, 77-782, 2011, 3608-3620
- ② 宗和 伸行, 近藤 孝広, 接触回転系におけるパターン形成現象に対する動吸振器の最適設計 (第 2 報, 1 自由度粘弾性モデルの実験的検証), 日本機械学会論文集, C 編, 査読有, 77-778, 2011, 2181-2192
- ③ Nobuyuki Sowa, Takahiro Kondou and Kousuke Hayashi, Experimental Verification of Prevention method Using Dynamic Absorbers for Unstable Vibration Caused by Time Delay Due to Viscoelastic Deformation, Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference 2009, 査読有, 2009, CD-ROM, No. 115.
- ④ Kenichiro MATSUZAKI, Atsuo SUEOKA, Takahiro RYU and Hidetoshi MORITA, Study for Rifling Mark Generating Phenomena on BTA Deep Hole Drilling Process, Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference 2009, 査読有, 2009, CD-ROM, No. 22.
- ⑤ 松崎健一郎, 末岡淳男, 劉孝宏, 森田英俊, BTA 深穴加工におけるライフリングマーク発生現象の防止対策, 日本機械学会論文集, C 編, 査読有, 76-767, 2010, 1684-1691

[学会発表] (計 7 件)

- ① 石原聡人, 接触回転系におけるパターン現象 (異なる遅れ時間を有する系の安定判別法), Dynamics & Design Conference 2011, 2011. 09. 05, 高知工科大学

- ② 宗和 伸行, 動吸振器を用いたパターン形成現象に対する防止対策 (構造変更を考慮した設計法), Dynamics & Design Conference 2010, 2010. 09. 17, 同志社大学
- ③ 大迫祥平, 動吸振器を用いたパターン形成現象に対する防止対策の実験的検証, Dynamics & Design Conference 2010, 2010. 09. 17, 同志社大学
- ④ Nobuyuki Sowa, Takahiro Kondou and Kousuke Hayashi, Experimental Verification of Prevention method Using Dynamic Absorbers for Unstable Vibration Caused by Time Delay Due to Viscoelastic Deformation, Asia-Pacific Vibration Conference 2009, 査読有, 2009, 2009. 11. 25, Christchurch, NZ.
- ⑤ Kenichiro MATSUZAKI, Study for Rifling Mark Generating Phenomena on BTA Deep Hole Drilling Process, Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference 2009, 2009. 11. 25, Christchurch, NZ.
- ⑥ 林 幸介, 動吸振器を用いたパターン形成現象の防止対策 (粘弾性多自由度系に対する実験的検証), Dynamics & Design Conference 2009, 2009. 08. 04, 北海道大学.
- ⑦ 松崎健一郎, BTA 深穴加工におけるライフリングマーク発生現象の防止対策に関する検討, Dynamics & Design Conference 2009, 2009. 08. 04, 北海道大学.

## 6. 研究組織

### (1) 研究代表者

宗和 伸行 (SOWA NOBUYUKI)  
九州大学・大学院工学研究院・助教  
研究者番号: 40304753

### (2) 研究分担者

近藤 孝広 (KONDOU TAKAHIRO)  
九州大学・大学院工学研究院・教授  
研究者番号: 80136522  
松崎 健一郎 (MATSUZAKI KENICHIRO)  
九州大学・大学院工学研究院・准教授  
研究者番号: 80264068