

スピンドルロータの振動特性にボルト締結部が及ぼす影響*

山本 浩*¹, 鄭 穎*¹, 沼崎 知宏*²Effect of Bolted Joint Layer on
the Vibration Characteristics of Spindle RotorHiroshi YAMAMOTO*³, Ying ZHENG and Tomohiro NUMAZAKI^{*3} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo Ohkubo, Sakura-ku, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

This paper describes an investigation of the effect of joint layer on the vibration characteristics of a spindle rotor. The test rotor is composed of a journal part and two thrust plates bound with bolts. Each thrust plate and a journal part are clamped with eight M4 bolts which are arranged on the circle at 45 degrees intervals with a uniform clamping torque. The each surface of bolted joints is processed by two methods in order to change the roughness or roundness of surface. In this paper, we consider the lower three bending vibration mode of the spindle. In all conditions of surface of joint layer, natural frequencies increase and damping ratios decrease as the clamping torque of each bolt increases. On the other hands, in all condition of clamping torque, natural frequencies increase and damping ratios decrease as the roughness and roundness of surface decreases. Moreover, we can decrease the resonance amplitude by increasing clamping torque, decreasing roughness and roundness of surface.

Key Words: Spindle, Fixing Element, Damping, Surface Roughness, Natural Frequency, Damping Ratio, Clamping Torque

1. 緒 言

工作機械の加工精度のより一層の向上のためには、工具および加工物の運動の基準となる案内要素の運動精度を高めることが必要となってくる。筆者らの一人は、超精密加工機の主軸に用いられる静圧エアスピンドルの動的精度向上に着目した研究を行い、気体膜剛性とロータ質量に起因する剛体振動モードの固有振動数および減衰比を高め得る軸受構造を明らかにするとともに⁽¹⁾、気体膜特性とロータの弾性変形特性をもとに考慮して静圧エアスピンドルの振動解析を行い、ロータの曲げ変形が支配的な振動モードの固有振動数および減衰比について明らかにしたが⁽²⁾、その結果気体膜の減衰効果のみでは曲げ振動振幅の低減は困難であることが明らかとなった。よって、今以上に曲げ振動振幅を低減するためには、まずはじめに、ロータ単体の振動特性に大きな影響を及ぼすと考えられる、ロータの構成部材相互の締結状態と振動特性の関係を明らかにする必要がある。

本研究で対象とするスピンドルロータをはじめ、機械構造物の構成部材相互の締結方法としてボルトが多用されており、これまでもボルト締結部を有する系の振動特性に関する研究が多く行われてきた。例えば円形フランジがボルト締結された構造物の動特性について、木村ら⁽³⁾は、力とモーメントの釣合いから解析的に求めた、ボルトとフランジからなる結合部の曲げ剛性を用いることにより、固有振動数を従来より精度良く計算できることを示しており、また石田ら⁽⁴⁾は、ボルトおよびフランジを有限要素分割したモデルによる数値計算と実験から、フランジ厚さ、フランジ面形状およびボルト締結トルクが系の固有振動数に及ぼす影響を明らかにしている。しかしいづれも、被締結体はボルト径に比べ比較的薄い部材であり、かつ締結部の面積に対してボルト断面積の占める割合が同程度の場合についてのものであり、また減衰比に関しては言及していない。そして伊藤ら^{(5),(6)}は、工作機械におけるボルト結合部の剛性および減衰能に着目し、ボルトで締結されたはりの振動特性について検討しているが、この場合は、被締結体はボルト径に比べ同程度の厚みをもつ部材であり、かつ締結部の面積に対してボルト断面積の占める割合が同程度である。本研究で対象とするスピンドルロータのように、被締結体が厚く、か

* 原稿受付 2007年11月20日。

*¹ 正員、埼玉大学大学院理工学研究科(☎338-8570 さいたま市桜区下大久保255)。*² 正員、三菱電機(株)(☎492-8682 稲沢市菱町1)。

E-mail: yamamoto@mech.saitama-u.ac.jp

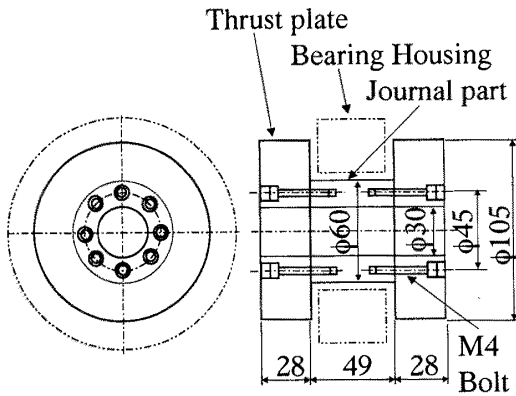


Fig. 1 Configuration of spindle rotor

つボルト径が小さく締結部の面積に対してボルト断面積の占める割合が小さい場合については、その振動特性に締結部の状態が及ぼす影響は十分に解明されているとは言いがたい。

そこで本研究では、スピンドルロータの構成部材の締結面の表面形状およびボルトの締結トルクが固有振動数および減衰比に及ぼす影響を実験的に明らかにし、ロータの曲げ振動振幅を低減し得る締結状態を明らかにしたので以下に報告する。

2. 実験装置および実験方法

2.1 スピンドルロータ構造概略 図1に本研究で用いるスピンドルロータの構造概略を示す。ロータは静圧エアスピンドルにおけるスラスト軸受面に対応するスラスト板2枚と、ジャーナル軸受面に対応するジャーナル部により構成され、ジャーナル部のそれぞれの端面にボルトによりスラスト板が取り付けられている。本研究においてはロータをエアスピンドルに組み込まず単体で振動特性を測定するため、ロータ材料は加工性の良い普通鋼 (S45C) とした。

また部材の締結部分の影響をより明らかにするため、鋼材 (S45C) からロータ全体を削り出すことにより、2枚のスラスト板およびジャーナル部が一体となった、すなわち締結部分が存在しない同一外形寸法を有するスピンドルロータ (以下ロータ S と呼ぶ。) も製作した。これらについて実験モード解析により固有振動数、減衰比、振動モードを求めた。

2.2 締結面の表面形状 本研究では締結面のミクロな形状誤差である表面あらさとマクロな形状誤差であるうねりが振動特性に及ぼす影響を明らかにするため、ボルトにより部材を締結したときのスラスト板およびジャーナル部の接触面に、研削加工を施したロータ (以下ロータ G と呼ぶ。) と、旋削加工を施し

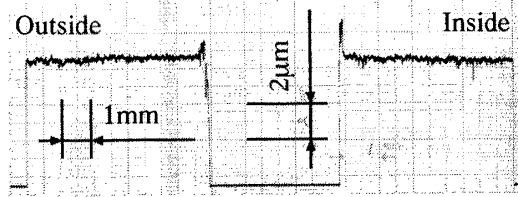


Fig. 2 Surface of edge of the journal part (Rotor G)

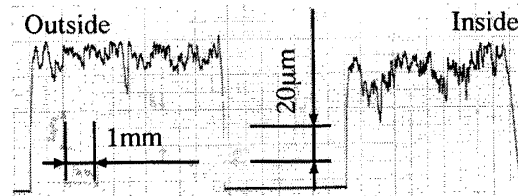


Fig. 3 Surface of edge of the journal part (Rotor T1)

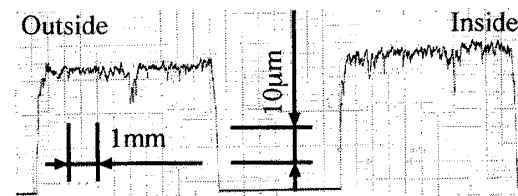


Fig. 4 Surface of edge of the journal part (Rotor T2)

Table 1 Surface profiles of joint layer

	Thrust plate Ry (µm)	Journal part Ry (µm)
Rotor G	0.3	0.6
Rotor T1	28	30
Rotor T2	10	15

	Difference of the height between inside and outside of journal part (µm)
Rotor G	0.2
Rotor T1	1
Rotor T2	5

た2個のロータ (以下ロータ T1 およびロータ T2 と呼ぶ。) の計3個のロータを製作した。そして製作したロータの締結面の表面あらさおよびうねりを明らかにするため、表面形状の測定を行った。

図2~4に、締結面であるジャーナル部端面の内周から外周までの表面形状を示す。また表1に、測定結果より求めたロータの各締結面の最大あらさRy およびうねりに相当する締結面の内外周の高低差を示す。表に示すとおり、ロータ G の表面あらさはロータ T1

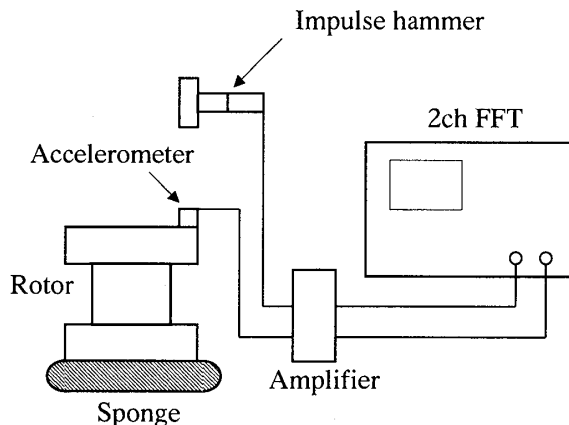


Fig. 5 Experimental equipment system

およびロータ T2 に比べ著しく小さい。またロータ T1 とロータ T2 について比較すると、その表面あらさはロータ T2 の方が小さいが、うねりに相当する内外周の高低差はロータ T1 の方が小さくなっている。

2.3 実験装置 図5に実験装置の概略を示す。スピンドルロータを柔らかい台(スポンジ)の上に置いた自由支持状態で、インパルスハンマでロータを打撃したときの打撃力信号と、スピンドルロータに取り付けた加速度センサにより得られる加速度信号をFFTに入力し伝達関数を得る。得られた伝達関数をカーブフィットすることにより、固有振動数および減衰比と振動モードを求める。

2.4 実験方法 実験は、ロータ単体の振動において支配的な振動モードである3次までの曲げ振動モードの固有振動数を対象に行った。曲げ振動モード形状は、スラスト板上面の外周8箇所を軸方向に打撃したときの加振力と、スラスト板上下面の外側および内側の1点とジャーナル部の側面6点に順次取り付けられた加速度センサの応答により得られた伝達関数の虚部のピーク値より求めた。

固有振動数および減衰比は、スラスト板上面の最も外側に取り付けた加速度センサの対称な位置の1点を加振し、得られた伝達関数をカーブフィットすることにより求めた。

3. 実験結果

3.1 曲げ振動モード 図6~8に一体構造のロータ S の1~3次までの曲げ振動モード形を示す。点線部分は初期状態であり、それに対して1次および2次はジャーナル部の曲げ振動が支配的なモードとなっている。また3次についてはスラスト板の節直径0の振動が支配的なモードとなっており、外側の振幅が内側の振幅より大きくなっている。部材がボルト締結さ

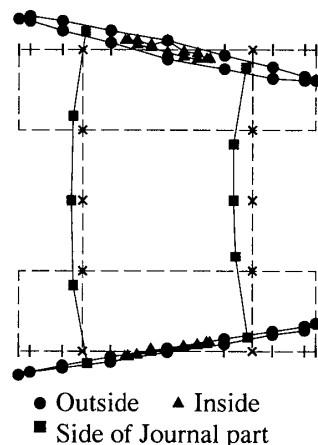


Fig. 6 Vibration mode shape (1st)

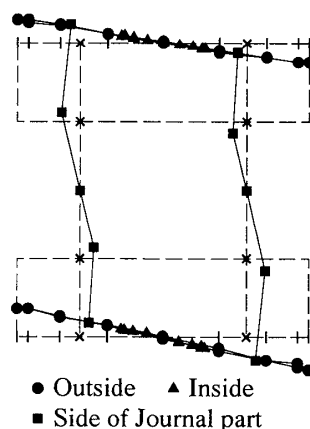


Fig. 7 Vibration mode shape (2nd)

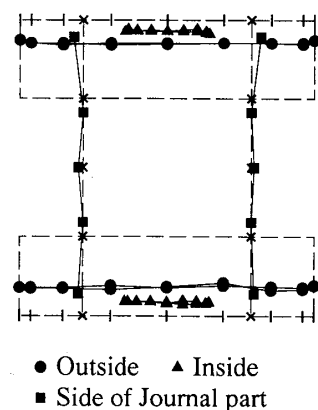


Fig. 8 Vibration mode shape (3rd)

れたロータ G, T1, T2 においても同様の振動モード形となることを確認した。以下では、この3つの振動モードについて、固有振動数および減衰比に締結状態が及ぼす影響を述べる。

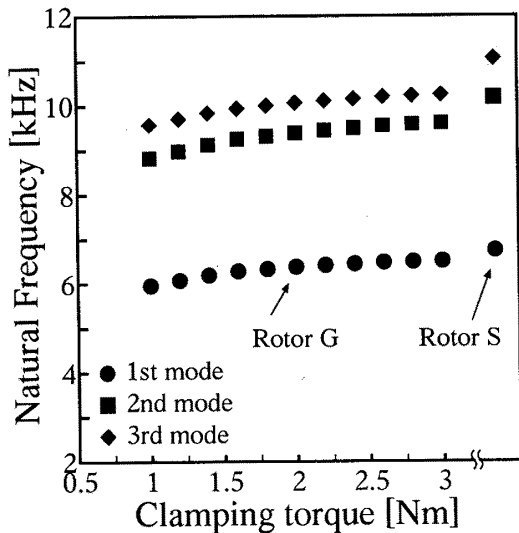


Fig. 9 Relation between clamping torque and natural frequency (Rotor G and S)

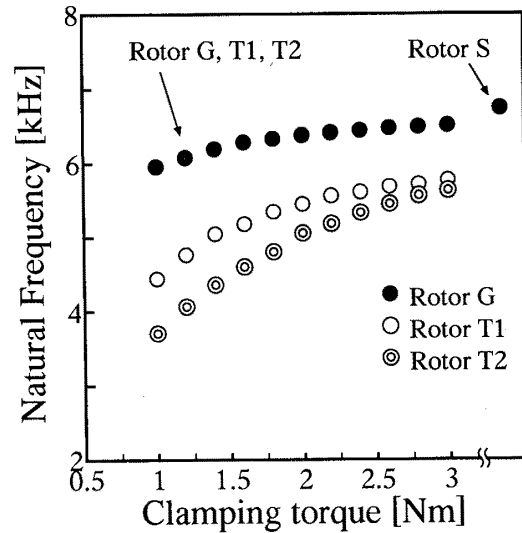


Fig. 11 Relation between clamping torque and natural frequency (1st mode)

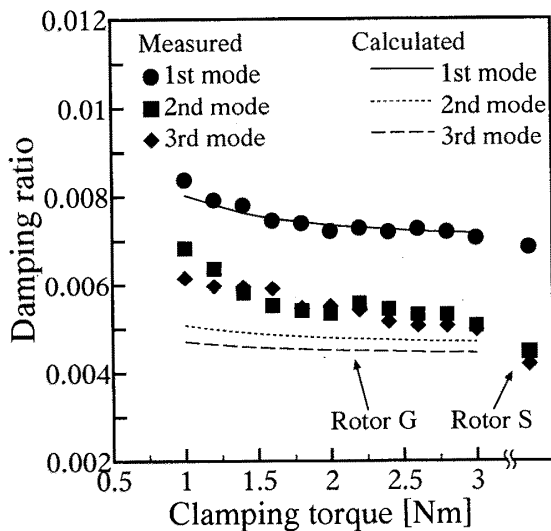


Fig. 10 Relation between clamping torque and damping ratio (Rotor G and S)

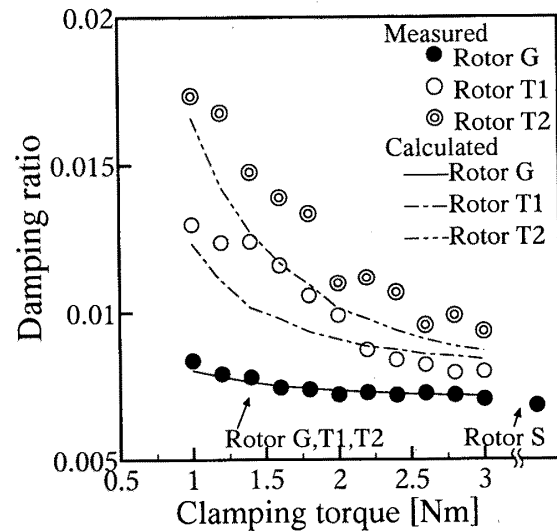


Fig. 12 Relation between clamping torque and damping ratio (1st mode)

3.2 締結トルクが固有振動数および減衰比に及ぼす影響 図9および10に、締結面を研削加工したロータGの1次から3次までの固有振動数および減衰比と締結トルクの関係を示す。

図9に示すとおり、いずれの次数においても締結トルクを大きくするほど固有振動数は高くなる。また図10に示すとおり、いずれの次数においても締結トルクを大きくするほど減衰比は低くなる。そして締結トルクが大きくなるにつれ、締結トルクの変化に対する固有振動数および減衰比の変化の割合は小さくなる。

そして、図9および10に示す一体構造のロータSの固有振動数および減衰比と比較すると、いずれの次数

においても、締結トルクを大きくするにつれ固有振動数および減衰比ともにロータSの値に近づくが、ロータSの固有振動数の方が高く、ロータSの減衰比の方が低くなっている。

3.3 表面形状が固有振動数および減衰比に及ぼす影響 図11および12に、1次の固有振動数および減衰比と締結トルクの関係を示す。締結面の加工方法すなわち表面形状をパラメータとしてそれぞれ示す。

図11に示すとおり、締結面の表面あらかの小さいロータGの固有振動数のほうが締結面の表面あらかの大きいロータT1の固有振動数より高くなっている。またロータT1に比べロータT2の方が表面あらかは小

さいにもかかわらずロータ T2 の方が固有振動数は低くなっているが、締結面の表面のうねりはロータ T2 よりロータ T1 のほうが小さいことから、締結面の表面のうねりが小さいほうが固有振動数が高くなるといえる。また図 12 に示すとおり、ロータ G の減衰比のほうがロータ T1 の減衰比より低くなっており、ロータ T1 の減衰比のほうがロータ T2 の減衰比より低くなっていることから、表面あらしが小さいほど、また表面のうねりが小さいほど減衰比が低くなるといえる。そして固有振動数および減衰比ともに、締結トルクを大きくするにつれ表面形状による差は小さくなっている。

そして、図 11 および 12 に示す一体構造のロータ S の固有振動数および減衰比と比較すると、表面あらしおよびうねりが小さい場合の方が、固有振動数および減衰比ともにロータ S の値に近くなっている。

4. 考 察

4.1 締結状態と固有振動数の関係 締結トルクとボルト軸力は比例関係にあるため、今回の実験では締結トルクを変化させることでスラスト板およびジャーナル部の接触力（締結面の押付け力）を変化させていると言える。接触力が変化しても、スラスト板およびジャーナル部そのものの弾塑性変形特性はほとんど変化しないと考えられるので、固有振動数の変化は主に締結状態の変化によるものと考えられる。図 2~4 に示すように締結面は理想的な平面ではないため、締結部においては締結面相互は突起頂点近傍でのみ接触しており、見掛けの接触面積に比べ実際の接触面積は極めて小さいと考えられる。そして締結トルクが大きくなるほど接触力は大きくなるが、このときそれぞれの接触点における接触面積は増加するとともに接触点そのものも増加するので、全体として接触面積は大きくなる。そこで締結部の接触剛性は高くなり、その結果固有振動数は高くなるものと考えられる。また表面あらしが小さい場合ほど、あるいは表面のうねりが小さい場合ほど接触面積は大きくなるので、締結部の接触剛性は高くなり、その結果固有振動数は高くなるものと考えられる。

4.2 締結状態と減衰比の関係 ロータ材料は普通鋼である S45C なので、まず簡単なモデルである、ロータ部材の内部減衰および接触部における内部減衰の両者が、応力とひずみのヒステリシス環に起因するヒステリシス減衰と仮定できる場合について考える。すべての領域に関するヒステリシス減衰行列 \mathbf{D} を質量行列 \mathbf{M} と剛性行列 \mathbf{K} の線形和 $\alpha_h \mathbf{M} + \beta_h \mathbf{K}$ で表すことができる比例ヒステリシス減衰系と考えると、ロー

Table 2 Identified coefficients and error of calculated damping ratio (Rotor S)

	α_h, α_v	β_h, β_v	ζ_{error} (%)
Model H	1.518×10^7	5.214×10^{-3}	0.07
Model V	586.0	-3.713	2.2

タの自由振動に関する運動方程式は、以下のように表すことができる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \{\mathbf{K} + j(\alpha_h \mathbf{M} + \beta_h \mathbf{K})\} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{0} \quad (1)$$

ここで \mathbf{x} は変位ベクトルである。このとき r 次の固有振動数を Ω_r とすると、 r 次の減衰比は次式となる。

$$\zeta_r = \frac{\alpha_h}{2\Omega_r^2} + \frac{\beta_h}{2} \quad (2)$$

ロータの基本的な減衰特性を明らかにするべく、一体構造のロータ S に関して α_h および β_h を求めモデルの妥当性を検討する。ロータ S の 1 次および 2 次の固有振動数および減衰比の実験値を $r=1$ および 2 に関する式 (2) にそれぞれ代入することにより得られる 2 つの式は、 α_h および β_h に関する 2 元連立方程式となる。得られた式を解くことにより求められる α_h および β_h を $r=3$ としたときの式 (2) に代入し得られる式に、ロータ S の 3 次の固有振動数を与えることによりロータ S の 3 次の減衰比を求める。モデルと係数の妥当性を検証するため、計算により得られた 3 次の減衰比 $\zeta_{c,3}$ と実験により得られた 3 次の減衰比 $\zeta_{e,3}$ から、相対誤差 $\zeta_{error} = (\zeta_{c,3} - \zeta_{e,3}) / \zeta_{e,3}$ を求めた。

また、すべての領域に関する減衰を粘性減衰と考え、系の粘性減衰行列 \mathbf{C} を $\alpha_v \mathbf{M} + \beta_v \mathbf{K}$ とする比例粘性減衰系としてロータの自由振動に関する運動方程式を導出し、同様の計算を行い α_v , β_v , ζ_{error} を求めた。

表 2 に比例ヒステリシス減衰モデル (Model H) を用いた場合および比例粘性減衰モデル (Model V) を用いた場合の α_h もしくは α_v , β_h もしくは β_v , ζ_{error} を示す。表に示すとおり、ヒステリシス減衰モデルの場合は減衰比の相対誤差は 0.07% であった。一方、粘性減衰モデルを用いた場合には β_v が負という物理的に不適当な結果が得られた。以上のことから、一体構造のロータ S については、すなわちジャーナル部およびスラスト板については比例ヒステリシス減衰と考えるのが妥当であるといえる。

次に、締結状態の変化によらず式 (1) における質量行列 \mathbf{M} と係数 α_h および β_h は変化せず、締結部に起因する剛性行列の変化分を $\Delta \mathbf{K}$ とするとき締結部に起因する減衰行列の変化分が $\beta_h \cdot \Delta \mathbf{K}$ となるヒステリシス減衰モデルを用いて、締結部分で生じる減衰力の特

徴について考察する。このモデルを用いた場合、ロータ S の固有振動数および減衰比を用いて上述の手順により求めた α_h および β_h を式 (2) に代入し得られた式に、ロータ G, T1, T2 の各次数の固有振動数を代入することにより、それぞれのロータにおける各次数の減衰比を求めることができる。そしてその計算結果を実験結果と比較することにより、減衰力の基本的な特徴と締結状態との関係を明らかにする。

図 10 および 12 に、計算により得られた減衰比を示す。ロータ G の 1 次の減衰比については計算結果は実験結果とよく一致しており、ロータ T1 および T2 の減衰比についても、実験結果に多少ばらつきがあることを考慮すれば、計算結果は実験結果と比較的一致しているといえる。これらの 1 次の減衰比に関する結果からは上述のモデルを用いた計算は比較的妥当であると考えることができ、締結トルクが高い場合や表面のあらさやうねりが小さい場合など締結部の等価ばね定数が高くなる場合には、締結部の等価減衰係数も高くなる傾向にあるといえる。しかし、ロータ G の 2 次および 3 次の減衰比については、実験結果は計算結果に比べやや高くなっている。以上のことから、接触面の等価減衰は、減衰係数が周波数に依存しないヒステリシス減衰的傾向が支配的であるが、周波数が高い場合ほど減衰力が大きくなる粘性減衰の傾向も合わせもつものであると考えられる。また上述のように、締結トルクが高くなるほど、締結面のあらさおよびうねりが小さくなるほど締結部の等価減衰係数は高くなるものの、等価ばね定数が高くなることにより固有振動数が高くなる影響が大きいため、結果として減衰比は低くなると考えられる。

4.3 振動振幅の最大値 点 i に作用する外乱力 $F_i(j\omega)$ に対する点 i の変位 $X_i(j\omega)$ の関係を示す伝達関数 $|H(j\omega)_{ii}|$ は、 r 次の固有振動数 Ω_r において極大値

$$|H(j\omega)_{ii}|_{\max} = \left| \frac{X(j\omega)_i}{F(j\omega)_i} \right|_{\max} = \frac{\phi_{i,r}\phi_{i,r}}{2m_r\Omega_r^2\zeta_r} \quad (3)$$

をとる。ここで m_r , ζ_r , $\phi_{i,r}$ はそれぞれ r 次のモード質量、モード減衰比、点 i における振動モードである。式 (2) で得られる ζ_r を式 (3) に代入すると、共振倍率は

$$|H(j\omega)_{ii}|_{\max} = \frac{\phi_{i,r}\phi_{i,r}}{m_r(\alpha_h + \beta_h\Omega_r^2)} \quad (4)$$

となる。前節に示すとおり、本研究で対象とするスピンドルロータにおいては、締結状態が変化しても係数 α_h および β_h は変化しないと考えると概ね差し支えない。また締結状態の変化により Ω_r が変化しても、モード質量 m_r も振動モード $\phi_{i,r}$ もほとんど変化しないと考えられるので、締結トルクを大きく、表面あらさおよ

びうねりを小さくして Ω_r を大きくするほど、式 (4) より共振倍率を小さくでき、結果として振動振幅を低減することができる。

5. 結 論

本研究ではスピンドルロータの曲げ振動モードの振動振幅低減を目的として、締結状態が振動特性に及ぼす影響を実験モード解析により明らかにした。本研究で得られた結論は以下の通りである。

(1) ボルトの締結トルクが大きいほど固有振動数は高く、減衰比は低くなり、一部品で構成され締結部分が存在しない同寸のロータの値に近づく。また締結トルクが大きくなるにつれ、締結トルクの変化に対する固有振動数および減衰比の変化の割合は小さくなる。

(2) 表面あらさが小さいほど、また表面のうねりが小さいほど、固有振動数は高く、減衰比は低くなり、一部品で構成され締結部分が存在しない同寸のロータの値に近づく。また締結トルクが大きいほど、表面あらさおよびうねりの影響は小さくなる。

(3) 締結面の表面あらさおよびうねりを小さくして締結トルクを大きくすることにより、振動振幅を小さくすることができる。

文 献

- (1) Ono, K., Yamamoto, H. and Uemoto, H., Design and Manufacture of High-Performance Hydrostatic Air Bearing Spindle with Grid-Shaped Grooves, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.61, No.581 (1995), pp.220-227.
- (2) Yamamoto, H. and Ono, K., Cui, C. and Tsuzuki, M., Vibration Analysis of Hydrostatic Gas Bearing Spindle Considering the Elastic Deformation of Rotor, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.62, No.603 (1996), pp.4294-4301.
- (3) Kimura, H., Yamamoto, K., Shimizu, Y. Ishizuka, H., Furuta, M. and Ozawa, Y., Effect of Flexural Rigidity of Bolted Connections on Vibration Characteristics of Structures, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.64, No.619 (1998), pp.755-759.
- (4) Ishida, E., Koizumi, T. and Tsujiuchi, N., Research for Dynamic Characteristics of Cylinder with Thin Flange Bolted Joints, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.667 (2002), pp.220-227.
- (5) Ito, Y. and Masuko, M., Study on the Damping Capacity of Bolted Joints : 1st Report, Influences of the Connecting Conditions, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.37, No.295 (1971), pp.622-631.
- (6) Ito, Y. and Masuko, M., Study on the Damping Capacity of Bolted Joints : 2nd Report, Effects of the Joint Surfaces Conditions, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.40, No.335 (1974), pp.2058-2065.