軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の解析的モデルの構築*
(第2報, 回転ゆるみのモデル化)横山 喬^{*1}, 泉 聡志^{*1}, 酒井 信介^{*2}Analytical Modelling of the Mechanical Behavior of
Bolted Joint Subjected to Transverse Loading
(2nd Report, Modelling of Self-Loosening Mechanisms)Takashi YOKOYAMA^{*3}, Satoshi IZUMI and Shinsuke SAKAI^{*3} Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

An Analytical model for the mechanical behavior of a bolted joint subjected to a transverse load has been theoretically formulated. This paper focuses on the modeling of self-loosening that is based on the analytical model of the transverse load-displacement relation proposed in our previous paper. While the mechanical behavior of a bolted joint before complete bearing-surface slip was modeled in the previous paper, slip displacement due to complete bearing-surface slip is added in this paper in order to model self-loosening due to both micro and complete bearing-surface slip. In the case of complete bearing-surface slip, slip displacement in the circumferential direction on the thread and bearing surfaces is modeled to be proportional to the torsion torque accumulated during the process of micro bearing-surface slip. From the loosening rotation angle, which is defined as the rotation angle of the bearing surface, and the axial-direction stiffness of the bolted joint, the decrease in bolt tension is calculated. We applied the proposed model to an M16 bolted joint and confirmed that the model is capable of representing self-loosening behavior due to both complete and micro bearing-surface slip. In addition, we show that the model is able to predict the transition from micro to complete bearing-surface slip and the change in loosening rate caused by the decrease in bolt tension.

Key Words: Bolted Joint, Contact Problem, Analytical Model, Friction, Slip, Transverse Load

1. 緒 言

ボルト締結体の回転ゆるみは, ボルト軸に直交する外力が被締結体に作用する場合に最も大きな問題になるものと考えられる。著者らは, ねじ山のらせん形状を再現した三次元有限要素解析(FEM)モデルにより, ねじ面, 座面の接触状態と関連付けて回転ゆるみ挙動を説明し, 山本ら⁽¹⁾の実験と定性的に一致する結果を得た⁽²⁾。また, 座面において巨視的なすべりが発生する以前の微小なゆるみに関してもFEMにより賀勢ら⁽³⁾の実験結果を再現し, そのメカニズムを提案した⁽⁴⁾。

一方, 複数の締結部を有する構造物のFEMにおいては, 計算効率の観点からビーム要素等を用いた締結部の簡易モデル化手法が提案されている⁽⁵⁾。しかし, 様々な荷重モードに対応可能な締結部剛性の設定方法は確立されていない。またすべりの発生に伴う剛性の変化を考慮したモデル化には至っていない。簡易モデ

ルの精度を向上させるには, 接触面における力学的挙動を考慮した締結体挙動の理論やモデルに基づいたモデル化を行う必要があるものと考ええる。

これまでの研究により, 接触面における複雑なすべり挙動が回転ゆるみ挙動を引き起こすことが分かった。さらに, 外力の作用による接触力の分布や接触状態の変化を求め, それらをすべり変位と関係付けることにより, ボルト締結体の挙動を解析的にモデル化することが可能になるものと考ええる。

著者らは前報⁽⁶⁾において, 軸直角方向外力を受けるボルト締結体のねじ面, ボルト座面に発生する接触力とすべり変位をモデル化し, ボルトの曲げに加えてすべり変位を考慮した荷重変位関係のモデル化を行った。

本報では, 前報⁽⁶⁾で構築した荷重変位関係を導出する解析的モデルを拡張し, 回転ゆるみ挙動をモデル化する。前報⁽⁶⁾ではボルト座面が完全すべりに達する以前の挙動を対象としたが, 本報では完全座面すべりによって発生する巨視的な回転ゆるみも対象とする。回転ゆるみに伴う締結力の減少量を定式化し, 微小なゆるみから巨視的なゆるみへの推移の様子を示す。2章において, 対象とするボルト締結体と, 完全座面す

* 原稿受付 2009年4月20日。

^{*1} 正員, 東京大学大学院工学系研究科(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)。^{*2} 正員, フェロー, 東京大学大学院工学系研究科。

E-mail: yokoyama.takashi@fml.t.u-tokyo.ac.jp

べりによるゆるみと微小座面すべりによるゆるみのメカニズムを説明する。3章において、接触面に発生する接触力とすべり変位のモデル化、および締結力の減少の定式化について説明する。4章において解析結果を示す。結果に関しては、ねじ面と座面のすべり変位のモデル化から締結体の回転ゆるみ挙動を導くことが可能であることを示すことを主眼とするため、すべり変位が得られる FEM 結果との比較を示す。

2. 軸直角方向外力による 回転ゆるみのメカニズム

2.1 解析対象 著者らは既報⁽²⁾⁽⁴⁾において、軸直角方向外力を受けるボルト締結体の FEM 解析を行い、ボルト座面において巨視的なすべりを伴う回転ゆるみ(完全座面すべりによるゆるみ)と巨視的なすべりを伴わない回転ゆるみ(微小座面すべりによるゆるみ)のメカニズムを提案した。これらの回転ゆるみ挙動のモデル化を行うにあたり、本章ではそのメカニズムを概説する。

図1に示す Junker 式試験機を模擬したボルト締結体を対象とする。ボルト締結体に作用する荷重として、ボルト締結力 F_b 、軸直角方向外力 W 、そして W の作用によってねじ面とボルト座面に発生する反作用モーメント M^{thread} 、 $M^{bearing}$ を考慮する。Junker 式試験機では並進変位する可動板と固定板の間にベアリングを挟んで摩擦を低減している。解析モデルでは2枚の板の剛性を考慮するが、その間の摩擦を無視する。よって、摩擦を考慮する接触面はねじ面とボルト座面である。固定板上に置かれたナットには回り止めがされており、ナット座面の傾きも拘束されている。ボルト、ナットとも2ピッチのねじ山が形成されてい

Fig. 1 Bolted joint model for Junker-type test apparatus

るが、はめあいねじ部は1ピッチである。実際のボルト締結体においても、第1ピッチがボルト締結力を最も負担するためその挙動が締結体挙動に対して大きな寄与をする。したがって、1ピッチとしたことにより、はめあいねじ部の剛性が低下することによる影響が表れるが、本質的な挙動は示されるものと考えられる。

2.2 完全座面すべりによるゆるみ 図1の締結体について、完全座面すべりが発生する場合の荷重変位関係を図2に示す。3種類の勾配から成るループを示し、急勾配部はねじ面、座面ともに固着領域が存在する状態、緩勾配部は完全ねじ面すべり状態、平坦部は完全座面すべり状態である。ボルトのゆるみ回転の進行はこれら3種類の接触状態と対応させて説明することができる。図3に、振動1.25周期におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を示す。ボルト座面の回転角はゆるみ回転角に相当し、座面とねじ面の回転角の差はボルト軸部のねじれを示す。図中のA, B等の記号は図2に対応する。

まず、図2の急勾配部ではねじ面、座面ともに固着領域が存在するため、ボルト軸全体の回転、あるいはボルト座面の並進すべりは生じず、可動板の並進に伴

Fig. 2 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs (dash-dot curve: 1st cycle, thin curve: 2nd-4th cycle)

Fig. 3 Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case complete bearing-surface slip occurs

ってボルトには弾性曲げが可逆的に生じるのみである。図3より、この状態ではボルトの回転が全く生じていないことが確認できる。

次に、緩勾配部では完全ねじ面すべり状態である。図3より、緩勾配部が開始する点A、点C、点Eにおいて軸部のねじれが発生することが分かる。同時に、座面においてもわずかに回転が生じることが分かる。

最後に、平坦部では完全座面すべり状態である。図3より、ボルト座面の並進すべりが開始する点B、点D、点Fに達すると、ボルト軸部のねじれが解放され、ボルトの回転が急速に進行することが分かる。ねじれが完全に解放されると、ボルト座面に並進方向のすべりが生じ、可動板が一定の並進力で並進する。第1周期の平坦部における一定の並進力の大きさは、座面での最大摩擦力に等しい。しかし、振動が進むにつれて締結力が減少するため、並進力も減少することが分かる。

2・3 微小座面すべりによるゆるみ 前節において、完全座面すべりに達する以前にもわずかにゆるみ回転が生じることを述べた。そこで、完全座面すべりに達しない程度の外力を作用させた場合のゆるみのメカニズムを示す。図1の締結体について、座面での最大摩擦力の90%の外力を作用させた場合の荷重変位関係と、ボルト座面とねじ面における回転角をそれぞれ図4, 5に示す。図4中のA, B等の記号は図5と対応する。図4より、荷重変位関係は急勾配部と緩勾配部のみから成っていることがわかる。点Oで可動板が $+x$ 方向にわずかに変位した原因は、締結力発生時にねじ面の $+x$ 側と $-x$ 側とで荷重分担に差が生じたことに起因してボルトに曲げモーメントが発生したためである。また、図5においては、ねじ山のリード角の効果により締結力発生時でもねじ面上では周方向のすべり成分が現れるため、点Oでねじ面の回転が生じている。図5より、完全ねじ面すべりの状態となる緩勾配部が始まる点A、点C、点Eにおいてボルト軸のねじれが発生するとともにゆるみ回転が発生していることが分かる。しかし、ボルト座面は完全すべりに達しないため、ボルト軸のねじれは解放されずゆるみのプロセスが進行することが分かる。微小座面すべりによるゆるみは完全座面すべりが発生する場合と比較して非常に小さいものであるが、この微小なゆるみ回転が繰り返されて締結力が減少すると、やがて完全座面すべりが発生する条件に遷移する。したがって、微小座面すべりによるゆるみを考慮することは重要であると考えられる。

Fig. 4 Transverse load-displacement relation during 4 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs

Fig. 5 Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by FEM in the case micro bearing-surface slip occurs

3. 回転ゆるみのモデル化

3・1 計算手順の概要 2章で説明した回転ゆるみ挙動をモデル化し、ゆるみ回転角と締結力の減少量を求める手順を説明する。締結体に作用する荷重として、まず締結力を作用させた後、段階的に $+x$ 方向および $-x$ 方向の軸直角方向外力を作用させる。軸直角方向外力の各ステップを荷重ステップと呼ぶ。各荷重ステップにおいて、まず前報⁽⁶⁾で定式化した反作用モーメントを計算し、次に外力と反作用モーメントの作用によって接触面に発生する接触力分布を計算する。ここで、接触面のすべり判定を行い、すべりが発生した位置では接触力と摩擦力のつり合いを保つよう、接触力の修正を行う。その後、接触力分布と接触状態(すべり、固着)に基づきすべり変位を計算する。ねじ部とボルト座面の間の相互作用として、ねじ面から座面に周方向力を伝達し、ボルト軸にねじれを発生させる。最後に、ボルト座面の周方向すべり変位よりゆるみ回転角を求め、ボルト締結体の軸方向剛性を用いて締結力の減少量を計算する。以後、定式化を行うにあたり、前の荷重ステップからの変数 X の変化を ΔX と表す。

Fig.6 Contact surface (thread) and coordinate system

接触力とすべり変位の計算においては、ねじ面、ボルト座面を周方向に分割し、締結力、外力、および反作用モーメントの作用により各位置に発生する接触力とすべり変位を計算する。図1のナット頂面側(+y側)から見た接触面(ねじ面)と座標系を図6に示す。座標系として直交座標系と各接触面の局所座標系を定義する。直交座標系は、 x 方向を外力方向、 y 方向をボルト軸方向とする。ねじ面局所座標系は、おねじがめねじを外径方向に上る方向を r 方向、リードを周方向に下る方向を u 方向、法線方向を n 方向とする。ボルト座面局所座標系は、外径方向を r 方向、時計回り方向を u 方向、法線方向を n 方向とする。また、 $+x$ 方向から反時計回りに角度 ξ をとり、 i 番目の分割の中心の角度を ξ_i と表す。はめあいねじ部は、 $\xi=\pi/2$ の位置から1ピッチ分とする。計算はボルト側(おねじ、ボルト頭)に作用する接触力、すべり変位について行う。

締結力発生時と外力作用時ではボルトに作用する荷重の方向が異なるため、接触力分布の計算手順が異なる。よって、接触力とすべり変位の計算手順をそれぞれ分けて説明する。ただし、締結力発生時の接触力とすべり変位の計算方法、および外力作用時の接触力の計算方法は前報⁽⁶⁾と同じであるため、詳細は省略する。

3.2 締結力発生時の接触力とすべり変位 ボルトに作用する力として、締結力のみを考慮し、締付けトルクによるボルトのねじれは考慮しない。まず、締結力とつり合う接触面の軸方向力 f_y 分布を求める。その後、 f_y の作用によって発生する反力の成分として、 f_x と f_z を計算する。これらの接触力成分を、ねじ山の曲げ変形等を考慮して荷重点における変位を求める手法⁽⁷⁾に代入して、すべり変位を求める。詳細は、前報⁽⁶⁾4.1節で述べた。

3.3 外力作用時の接触力とすべり変位 接触力の計算について、まず反作用モーメントの変化による

軸方向力 f_y 分布の変化と、外力の作用による f_x 分布の変化を初期設定する。接触力成分を接触面の局所座標系に変換した後、すべりの判定を行う。すべりに達したと判定された位置においては、接線力と最大静摩擦力がつり合うよう接触力を修正し、接触力分布の収束解を得る。ねじ部とボルト座面の間の相互作用として、ねじ面の接触力成分 f_x^{thread} と f_z^{thread} に起因して発生するボルト軸まわりの回転トルク T_y を座面に伝達させる。これにより、ボルト軸にはねじれが発生し、座面においてゆるみ方向のすべりが発生するものと考ええる。回転トルク T_y は次式で表される。

$$T_y = \left[- \sum_{i=1}^{N_t} f_x^{\text{thread}}(\xi_i) + \sum_{i=1}^{N_t} f_z^{\text{thread}}(\xi_i) \right] r_{mt} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 N_t はねじ面の周方向分割数、 r_{mt} はねじ面の平均接触半径である。以上の接触力の計算方法の詳細は、前報⁽⁶⁾4.2節で述べた。

すべり変位は、接触状態に応じて、接触力、または外力と関係付ける。局所すべり時には、締結力発生時と同様の手法で、おねじとめねじの変形、およびボルト頭と被締結物の変形を計算して径方向変位を求める。完全ねじ面すべり時には、外力変化に比例するねじ面並進すべりが生じるものとする。加えて、周方向力に比例するねじれ変位を与える。完全座面すべり時には、設定された可動板変位量まで座面の並進すべりが発生する。また、ねじ面、座面とも周方向力に比例する回転変位が発生する。以下、すべり変位の計算方法の詳細を説明する。

3.3.1 ねじ面変位 接触面の接触状態に応じて接触力、あるいは外力との関係を設定する。局所ねじ面すべり時、および完全ねじ面すべり時に関しては、おねじとめねじの弾性変形に基づく前報⁽⁶⁾の計算方法に従う。局所ねじ面すべり時は、前の荷重ステップにおける変位に対して、接触力の変化に比例した変位を加えるものとする。

完全ねじ面すべり時は、ボルトは外力方向に並進変位し、おねじはめねじを上る。おねじの並進変位量は外力の変化量 ΔW に比例するものとする。よって、並進変位を径方向、周方向に分解して径方向変位および周方向変位の変化 $\Delta u_r^{\text{thread}}$ 、 $\Delta u_u^{\text{thread}}$ を求める。また、周方向変位に関しては、ねじ面に蓄えられた回転トルク T_y の減少量 ΔT_y によりねじり変位が加わるものとする。以上より、 $\Delta u_r^{\text{thread}}$ 、 $\Delta u_u^{\text{thread}}$ は次式で表される。

$$\begin{cases} \Delta u_r^{\text{thread}}(\xi_i) = -k_1^{\text{thread}} \Delta W \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{\text{thread}}(\xi_i) = k_1^{\text{thread}} \Delta W \sin \xi_i + \Delta T_y \frac{2l}{I_g G} r_{mt} \end{cases} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 l はグリップ長さ、 I_g はボルト軸部の断面二次モーメント、 G は横弾性係数である。比例定数 k_1^{thread} は、完全ねじ面すべり時のねじ面の並進すべりに対する剛性を表す。

完全座面すべり時は、ボルトに蓄えられたねじれトルクが解放され、座面において大きなゆるみ回転が生じる。その際、ボルト全体も剛体回転するため、ねじ面においても周方向変位が生じる。この回転量がねじれトルクに比例するものとして、周方向変位の変化 $\Delta u_u^{\text{thread}}$ を次式で表す。外力は変化しないため、径方向変位は変化しない。

$$\Delta u_u^{\text{thread}}(\xi_i) = \Delta T_y k_2^{\text{thread}} r_{mt} \dots\dots\dots (3)$$

比例定数 k_2^{thread} は、ねじ面の周方向すべりに対する剛性を表す。おねじがリードを下る際のリード角に影響されるものとする。

3.3.2 座面変位 完全座面固着時、局所座面すべり時は、ねじ面の局所すべり変位と同様に、前の荷重ステップにおける変位に対して、接触力変化に比例した変位を加えるものとする。計算方法は前報⁽⁶⁾と同じである。

完全座面すべりに達すると、ボルト穴がボルト軸と接触するまで可動板はすべり続ける。ここでは、設定された可動板の最大変位量 U_{lm} に達するまで、座面において並進すべりが続くものとする。前報⁽⁶⁾の表記に従って、軸直角方向外力の作用により座面に発生する並進すべり変位を δ_5 と表すと、完全座面すべり時の座面の並進すべり変位 δ_5 は、設定された可動板の並進変位量 U_{lm} から、前報⁽⁶⁾で示したボルトの曲げ変位とねじ面並進すべり変位 ($\delta_1 \sim \delta_4$) を引いた値である。また、周方向変位に関しては、ねじ面の場合と同様にねじれトルクの解放に起因する回転変位を加える。以上より、径方向変位および周方向変位の変化 $\Delta u_r^{\text{bearing}}, \Delta u_u^{\text{bearing}}$ は次式で表される。

$$\begin{cases} \Delta u_r^{\text{bearing}}(\xi_i) = \delta_5 \cos \xi_i \\ \Delta u_u^{\text{bearing}}(\xi_i) = -\delta_5 \sin \xi_i - \Delta T_y k_2^{\text{bearing}} r_{mb} \end{cases} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 r_{mb} は座面の平均接触半径である。比例定数 k_2^{bearing} は、座面の周方向すべりに対する剛性を表す。

3.4 ゆるみ回転角と締結力の減少量 得られたねじ面、座面の周方向変位 $u_u^{\text{thread}}, u_u^{\text{bearing}}$ をそれぞれの平均接触半径 r_{mt}, r_{mb} で割ることにより、それぞれの位置での回転角が得られる。ねじ面の回転角はボルトのねじれ角を含むため、ここでは座面における回転角をゆるみ回転角 θ とする。

ゆるみ回転角の変化 $\Delta \theta$ よりボルトの伸び量の変化 Δl を求め、それとボルト締結体の軸方向変形に対するばね定数より締結力の減少量 ΔF_b を計算することができる。ゆるみ回転角の変化 $\Delta \theta$ とグリップ長さの変化 Δl の関係は次式で表される。

$$\Delta l = P \Delta \theta / 2\pi \dots\dots\dots (5)$$

これより、締結力の減少量 ΔF_b はボルト・ナットの引張りばね定数 C_b と、被締結体の圧縮ばね定数 C_c を用いて次式で表される。

$$\Delta F_b = \Delta l / \left(\frac{1}{C_b} + \frac{1}{C_c} \right) \dots\dots\dots (6)$$

C_b については、ボルト頭のばね定数 K_b 、ボルト軸部のばね定数 K_g 、およびはめ合いねじ部のばね定数 K_s を用いて、次式のように表せる。

$$\frac{1}{C_b} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_s} \dots\dots\dots (7)$$

K_b, K_g に関しては、沢・丸山による式⁽⁸⁾を用いて、本研究で対象とする締結体に対して $K_b = (\pi/4)d^2E/0.6d$, $K_g = (\pi/4)d_g^2E/l$ と求められる。 K_s に関しては、はめ合いねじ部の変形を5つのモード(曲げによるねじ山のたわみ、ねじ山の高さ方向に累積したせん断変形、ねじ山の付け根の傾き、ねじ山の付け根のせん断変形、ナットの半径方向の拡大とボルト軸の収縮)の和として二次元弾性論に基づいて近似的に求める方法⁽⁷⁾を用いる。 C_c については、被締結物における軸方向応力の発生域を円錐状に仮定する等価モデルを用いて、平板の被締結物に対して適用される Lori らによる次式⁽⁹⁾を適用する。

$$\frac{1}{C_c} = \frac{2}{\pi d_h E \tan \gamma} \ln \frac{(d_w + d_h)(d_w + l_k \tan \gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + l_k \tan \gamma + d_h)}$$

ただし、

$$\tan \gamma = 0.326 + 0.032 \ln \frac{l_k}{2d_w} + 0.153 \ln \frac{d_w + l_k}{d_w} \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 d_h はボルト穴径、 d_w は座面径、 γ は等価モデルにおける円錐状の軸方向応力発生域の半頂角である。また、 l_k はグリップ長さであるが、ここでは Junker 式試験機の FEM モデルに対応させるため、可動板と固定板の板厚の和とする。

4. 解析結果

提案した解析モデルを M16 のボルト締結体に適用した。締結体寸法、材料特性、締結力、接触面分割数に関する解析条件を表1に示す。表1に示した値は前報⁽⁶⁾と同じである。すべり変位等に関するパラメー

Table 1 Analysis conditions [same as ref. (6)]

F_b [N]	8000	P [mm]	2
N_t	60	d [mm]	16
N_b	60	l [mm]	30
μ	0.1	G [GPa]	76.923
α_1 [rad]	$\pi/6$	E [GPa]	200
β [rad]	0.043277	ν	0.3
r_{mt} [mm]	7.47	d_g [mm]	12.8272
r_{mb} [mm]	11		
$I_g (= \pi d_g^4 / 64)$ [mm ⁴]			1328.92
$A_g (= \pi d_g^2 / 4)$ [mm ²]			129.227

Table 2 Thread and bearing surface slip constants [k_1^{thread} and k_w are from ref. (6)]

k_1^{thread} [mm/N]	$8.5 \times 10^{-5}^{(6)}$
k_2^{thread} [rad/Nmm]	1.6×10^{-7}
k_2^{bearing} [rad/Nmm]	2.3×10^{-7}
k_w [rad/Nmm]	$3.5 \times 10^{-8}^{(6)}$

Fig. 7 Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case complete bearing-surface slip occurs

タを表2に示す。表2の値は、FEMで得たすべり変位等に合わせこんで設定した。 k_2^{thread} と k_2^{bearing} を本報で導入し、 k_1^{thread} と k_w の値は前報⁽⁶⁾と同じである。本解析モデルに適切なパラメータを与えてすべり変位を求めることができれば、回転ゆるみ挙動を再現することができることを示す。

4・1 完全座面すべりによるゆるみ 可動板に ± 0.12 mmの並進変位を与えて、完全座面すべりを発生させた。まず、1.25周期の間におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を図7に示す。図3に示したFEMの結果と比較して、完全ねじ面すべりに達するとねじ面の回転が進行するとともに座面においてもわずかに回転が発生し、完全座面すべりに達するとねじ面、座面ともに大きく回転することが再現されている。しかし、FEMにおいては完全座面すべりに達し

Fig. 8 Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case complete bearing-surface slip occurs

た後、可動板の並進変位とともに少しずつボルト軸のねじれが解放されて座面が回転していくのに対し、本解析モデルではねじれの解放の過程はモデル化せず、完全座面すべりに達した次の荷重ステップでねじれを一度に解放し、ねじ面と座面に回転を発生させている。次に、4周期の間における締結力の減少の様子を図8に示す。FEMでは1周期の間に締結力の減少と増加が発生している。ねじ面および座面が完全すべりに達するとゆるみ回転が発生して締結力が減少するとともに、ねじ面では局所的におねじがめねじを上り下りする影響により締結力が増減する。FEMではこの二つの挙動が合わさった締結力の変化が示されるのに対し、解析モデルではゆるみ回転による締結力の減少のみがモデル化されているため、締結力は単調に減少する。4周期目における締結力の減少量は、FEMでは153.3 N、解析モデルでは163.5 Nであった。

完全座面すべり時のねじ面と座面の回転に対しては、それぞれ k_2^{thread} と k_2^{bearing} が寄与する。したがって、本研究では完全座面すべり時のねじ面と座面のすべり変位を再現するようFEM結果に基づいてそれらの値を設定した。FEMと解析モデルの締結力の減少量の差は、主にFEMモデルと式(6)に用いたばね定数の計算におけるねじ山形状等に関する仮定の違いにより、締結体の弾性変形にわずかな差が生じたことによるものと考えられる。完全座面すべりによるゆるみは、締結力の減少に伴いゆるみ速度が低下するため、周期が進むにつれてこの差は小さくなる。

4・2 微小座面すべりによるゆるみ 完全座面すべりに要する外力の90% (720 N)の外力を可動板に作用させた。まず、1.25周期の間におけるボルト座面とねじ面の回転角の変化を図9に示す。座面が完全すべりに達しないためにボルトのねじれが解放されないため、ねじれが残った状態でゆるみ回転が進行する。完全ねじ面すべりに達した後にはねじ面から座面に回転トルクが伝達されることにより、座面の回転が進行する

Fig. 9 Rotation angle on the thread and bearing surfaces during 1.25 cycles obtained by the analytical model in the case micro bearing-surface slip occurs

Fig. 10 Decrease in bolt tension during 4 cycles in the case micro bearing-surface slip occurs

様子が示されている。1周期あたりの回転角は完全座面すべりの場合と比較して1桁以上小さい。次に、第2周期から4周期の間における締結力の減少の様子を図10に示す。FEMでは第1周期においてナットの回転以外の要因による締結力の減少が見られた⁽⁴⁾ため、ここでは挙動が安定した後の様子を示した。完全座面すべりによるゆるみの場合と同様に、FEMではゆるみ回転とねじ山の上下りの効果により締結力は増減を繰り返しながら減少していくのに対し、解析モデルでは前者の効果のみがモデル化されているため単調に減少する。4周期目における締結力の減少量は、FEMでは4.5 N、解析モデルでは2.4 Nであった。FEMと解析モデルの締結力の減少量の差は、前述した式(6)に用いたばね定数の計算の仮定による影響に加え、前報⁽⁶⁾4・1節で示した座面の弾性変形のモデル化における仮定の違いにより生じたものと考えられる。

4・3 締結力消失の過程のシミュレーション 完全座面すべりに要する外力の80%(640 N)の外力を可動板に作用させ、締結力が約1000 Nに達するまで解析を行って得られた締結力減少の様子を図11に示す。接触面の摩擦係数を0.1と設定したため、640 Nの外

Fig. 11 Decrease in bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost (Transverse load is set to 640 N during micro bearing-surface slip while transverse displacement is set to 0.12 mm during complete bearing-surface slip. Coefficient of friction is set to 0.1)

Fig. 12 Decrease rate of bolt tension in the process in which bolt tension is completely lost (Analysis condition is the same as Fig. 11)

力が作用する場合には締結力が6400 Nまで減少すると完全座面すべりの状態に移行する。そのため、それ以降は可動板に ± 0.12 mmの並進変位を与えた。微小座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて外力が座面の最大摩擦力に近づくためゆるみが速くなり、完全座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて接触面における接触力が小さくなるためゆるみが遅くなることが分かる。また、締結力の大きさと締結力の減少速度の関係を図12に示す。減少速度は、3周期の間の減少量を平均して1周期あたりの減少量としたものである。グラフ右端の締結力8000 Nから解析を開始し、微小座面すべりの状態では締結力が減少するにつれて次第にゆるみが速くなる。完全座面すべりに達すると急激にゆるみが速くなり、それ以降はほぼ締結力の減少に比例してゆるみが遅くなることが分かる。FEMの結果は、締結力を8000 N、7200 N、5000 N、2000 Nに設定して解析を行って得たゆるみ速度である。これより、提案する解析モデルを用いて計算される締結力の減少の様子は、FEMにより予測

される締結力の減少の傾向と良く一致することを確認した。FEMではこのような長い周期に渡る計算を行うには大きな計算コストを要するが、本解析モデルでは表1に示したパラメータを事前に設定する必要はあるものの、少ない計算コストで締結力が減少する過程を予測することが可能である。本報で示したFEM解析では、CPUクロック周波数3.33 GHz、メモリ4 GBの64ビット計算機を使用して、1サイクルの計算に4~6時間程度を要したのに対し、本節で示した解析モデルによる550サイクルの計算に要した時間は、約50秒であった。

5. 結 言

軸直角方向外力を受けるボルト締結体の挙動について、三次元FEMから得られた接触面における力学的挙動の分析に基づき、回転ゆるみ挙動を理論的に導出した。FEMにより明らかにされた回転ゆるみのメカニズムに基づいて、接触面に発生する接触力とすべり変位をモデル化した。前報では、完全座面すべりの発生以前の挙動をモデル化したが、本報では微小座面すべりによるゆるみと完全座面すべりによるゆるみの両方を扱うため、完全座面すべり時のすべり変位をモデル化した。完全座面すべり時には、微小座面すべり時に蓄えられたボルトのねじれの解放により、ねじ面、座面ともに回転が発生することを考慮してすべり変位を定式化した。また、ボルト座面の回転角をゆるみ回転角とし、これと締結体の軸方向剛性とから、締結力の減少量を導出した。構築した解析モデルを、M16のボルト締結体に適用し、完全座面すべりによるゆるみ、および微小座面すべりによるゆるみについて、FEMで得られた挙動を再現できることを確認した。応用として、締結力の減少により微小座面すべりによるゆるみから完全座面すべりによるゆるみに遷移し、ゆるみ速度が変化する過程のシミュレーションを行った。

提案する解析的モデルを用いて簡易的にゆるみ評価を行うことが可能となる。また、多くの締結部を有する構造物のFEMモデルにおいて、ビーム要素等を用いて締結部を簡易的にモデル化する場合には、解析的モデルにより予測される特性を設定することが可能である。ただし、提案する解析的モデルを使用するには、ボルト呼び径等の条件に応じて k_2^{thread} 等のパラメータの値を設定する必要がある。本研究ではFEMの結果に基づいてパラメータの値を設定した。また、同様の方法を用いて、想定される条件の範囲内で事前にパ

ラメータのテーブルを用意しておくことにより簡易的な評価が可能となる。しかし、パラメータの値は、本来はFEM等の結果に合わせこんで設定されるのではなく、接触面における力学的挙動の理論的考察に基づいて導出されるべきであると考えられる。これは今後取り組むべき課題である。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、信州大学工学部賀勢晋司先生、岐阜大学工学部服部敏雄先生より大変有意義な助言を頂いた。また、本研究は文部科学省グローバルCOEプログラム(機械システム・イノベーション国際拠点)、および日本学術振興会特別研究員制度の支援を受けて行われた。ここに謝意を表する。

文 献

- (1) Yamamoto, A. and Kasei, S., Investigations on the Self-loosening of Threaded Fasteners under Transverse Vibration—A Solution for Self-loosening Mechanism—, *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 43, No. 4 (1977), pp. 470-475.
- (2) Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S., Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 204-212.
- (3) Kasei, S., A study of Self-Loosening of Bolted Joints Due to Repetition of Small Amount of Slippage at Bearing Surface, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, Vol. 1, No. 3 (2007), pp. 358-367.
- (4) Izumi, S., Kimura, M. and Sakai, S., Small Loosening of Bolt-Nut Fastener Due to Micro Bearing-Surface Slip: A Finite Element Method Study, *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 1, No. 11 (2007), pp. 1374-1384.
- (5) Kim, J., Yoon, J. C. and Kang, B. S., Finite element analysis and modeling of structure with bolted joint, *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 31 (2007), pp. 895-911.
- (6) Yokoyama, T., Izumi, S. and Sakai, S., Analytical Modelling of the Mechanical Behavior of Bolted Joint Subjected to Transverse Loading (1st Report, Modelling of Load-Displacement Relation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 76, No. 763 (2010), pp. 351-360.
- (7) Yamamoto, A., Review on Threaded Fastener (20), *Science of Machine*, Vol. 18, No. 10 (1966), pp. 1268-1272.
- (8) Sawa, T. and Maruyama, K., On the Deformation of the Bolt Head and Nut in a Bolted Joint, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 41, No. 346 (1975), pp. 1917-1925.
- (9) Yamamoto, A., *Theory and Design of Bolted Joint* (in Japanese), (1995), p. 49, Yokendo.