微小座面すべりに起因したボルト・ナット締結体の
微小ゆるみ挙動に関する有限要素法解析*泉 聡志^{*1}, 木村 成竹^{*2}, 酒井 信介^{*1}Small Loosening of Bolt-Nut Tightening System due to Micro
Bearing-Surface Slip: Finite Element Method StudySatoshi IZUMI^{*3}, Masatake KIMURA and Shinsuke SAKAI^{*3} Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

Bolt-nut tightening systems are widely used in mechanical structures since the disassembly for maintenance is easy without much cost. However, vibration induced loosening has been unsolved subject. In this paper, we have paid attention to the mechanisms of small loosening process due to micro bearing-surface slip in the framework of the three-dimensional finite element method (FEM). Results show good agreement with Kasei's experimental results. It was found that early-stage nut rotation obtained by the experiments originates from bolt-nut simultaneous rotation induced by tightening torsion of bolt and does not correspond to the loosening rotation. Therefore, loosening rotation must be defined by the relative rotational angle of nut with respect to bolt. It was also found that the small loosening initiates when the vibrational force reaches about 50 to 60 % of that bearing-surface slip occurs. It is necessary to pay attention to the contact state of both bearing surface and thread surface for the consideration of loosening of bolt-nut tightening systems. Contact states are classified into three kinds of states, that is, complete slip involving no sticking region, micro slip involving no ever-sticking region over a vibration cycle, and localized slip involving ever-sticking region over a vibration cycle. A total of nine kinds of contact states are defined by the combination of the bearing surface and thread surface. It is also found that loosening rotation can proceed when micro slip or complete slip occurs at both thread and bearing contact surfaces.

Key Words: Finite Element Method, Bolt, Nut, Loosening, Contact Problem, Machine Element, Bolted Joint

1. 緒 言

ボルト・ナット締結は, 取り付け・取り外しのしやすさと低価格なことから幅広く使用されている⁽¹⁾. しかしながら, ボルト・ナット締結体のゆるみの問題は, 現在もお課題として残っており, ゆるみに起因した事故が多く起こっている.

前報^{(2) (3)}で筆者らはねじ山の螺旋形状の接触を考慮した三次元有限要素法により, ボルト締結体の軸直角方向荷重によるゆるみの解析を行い, 山本・賀勢らの実験⁽⁴⁾と非常に良い一致を示すことを示した. また, 賀勢ら⁽⁵⁾, Paiら^{(6) (7)}によって提案されている座面すべり以前で生じる微小なゆるみ(微小座面すべりによる微小ゆるみ⁽⁸⁾)が進行することも見出した. このような微小なゆるみは座面すべりによるゆるみと異

なり, 極めて低速で進行するため検出が困難である. 一方, 座面すべりは数サイクルで大きな軸力低下を伴うため検出が容易であるが, 現在の設計でこのような現象が起こるとは考えにくい. 産業界で生じているゆるみの問題の中には, この微小ゆるみに起因していることが少なくないと考えられる. しかしながら, 実験的にも理論的にもその詳細はわかっていない. 工学的見地より, 微小ゆるみに対する評価法の構築が急務であると考えられる.

本論文では, 座面すべり以前に生じる微小なゆるみに焦点を当て, そのメカニズムを有限要素法により解明する. 結果は, 最近の賀勢らの実験結果⁽⁸⁾と非常に良い一致を示し, 本論文のモデルが現実の現象をよく再現していることを示す. 最後にボルト・ナット締結体のゆるみのメカニズムに対する新しい理論体系を提案する.

2. 解析手法

* 原稿受付 2005 年 8 月 5 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} 学生員, 東京大学大学院工学系研究科.

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

賀勢ら^⑧のボルト・ナット締結体の軸直角方向荷重のゆるみ試験を模擬し、図1のようなM10ボルト・ナットのグリップ長さ28mmの有限要素モデルを作成した。有限要素法モデルの詳細は前報⁽²⁾⁽³⁾にも示した。

ナットは六角をモデリングせず外径を2面幅の基準寸法である17mmとして作成した。被締結体のねじ穴径については実験に合わせて12mmとして作成した。被締結体については可動板のみをモデル化し下面のy, z方向変位を拘束し, x方向端面のx方向変位をカップリングし, 300N, 500N, 600Nの外力でそれぞれ加振することによってゆるみを発生させた。

締結力はナットを締め付けることで発生させた。その際、第一荷重ステップでボルト・ナットのねじ面が接触した状態から、ナット外周の節点に周方向に1.284mmの強制変位を与え、その後第二荷重ステップにおいてナット外周の節点への強制変位を除荷することにより、締結力10kNを発生させた。前報⁽²⁾⁽³⁾の座面すべりの解析では締め付けによるねじれは座面すべりが一度起こってしまえば解消されてしまうが、本解析では十分に解消されない場合もあるため、モデルの正確性を増すために締め付け過程を考慮した解析を行った。

Fig. 1 Finite element model for loosening of threaded fastener subjected to quasi-static transverse load.

解析には汎用有限要素法解析ソフト ANSYS 8.0 を用いた。賀勢らの実験の加振周波数が十分小さいとして準静的解析を行った。接触アルゴリズムはクーロン摩擦を再現したペナルティー法を用い、ボルト・ナットねじ面間とナット座面被締結体間に接触を定義した。賀勢らによる実験では MoS₂ 潤滑が採用され、摩擦係

数は0.1程度であると予測されるため、ねじ面、座面ともに摩擦係数0.1とした。

3. 解析結果

図2に各並進荷重の計算結果の最終サイクル(22サイクル)における並進力—並進変位の関係を示す。また、図3には荷重が一番大きい600Nの時の接触状態を示す。図4にはボルト軸のねじれ角を示す。ねじれはボルト上端の0°, 90°, 180°, 270°の4点における固定された座標系に対する回転角の平均値を用いた。本論文では、ねじれおよび回転角の値はy軸正回転方向を正として表すこととする。ナットを締め付ける際におよそ-0.23°のねじれがボルト軸に生じている。

図5にナット回転角の進行を実験結果^⑧と合わせて示す。ナット回転角はナット上面(座面の反対側)

Fig. 2 Relationships between transverse load and transverse displacement under three kinds of loading conditions

Fig. 3 Evolution of contact state during loosening process.

の 0° , 90° , 180° , 270° の 4 点における空間に固定された座標系に対する回転角の平均値を用いた。また、解析では力による加振でゆるみが発生させたが、加振力に対応する変位振幅は 0.016, 0.030, 0.039 mm と実験にほぼ対応した値となった。ナットの回転角は賀勢らの実験結果と良い一致を示していることがわかる。

Fig. 4 Torsional angles of the top of bolt under three kinds of loading conditions

Fig. 5 Rotation angles of nut under three kinds of loading conditions. Experimental results are shown for comparison.

加振力 300N では、図 2 より、並進変位-荷重曲線がヒステリシスを持たず、ほぼ直線となった。接触面の状態を調べると、ねじ面では、一振動サイクルにおいて常時固着した領域を有しながら部分的にすべりが発生している状態（ナット第一ねじ山ではすべりを生じているが、第二～第四ねじ山では 1 サイクルを通じて完全に固着している部分が存在する）となっている。以後、常時固着した領域を有するねじ面及び座面のすべりを、それぞれ局所ねじ面すべり及び局所座面すべりと呼ぶこととする。一方、座面では、図 6 に示すように、右死点と左死点で常時固着した領域がない。このような接触状態では、回転が生じる可能性がある。以後、完全なすべりは起こさないが、一振動サイクルにおいて常時固着した領域がないねじ面、座面のすべ

りをそれぞれ、微小ねじ面すべり、微小座面すべりと呼ぶこととする。

結果、ねじ面で常時固着領域があるため、ゆるみは進行しないと考えられる。しかしながら、図 5 に示すように、ナットの回転角はわずかに進行している。これは、締め付け時のボルトのねじれを駆動力に、ナットとボルトのねじ面が固着しながら同時に回転（座面は微小座面すべり状態）しているために生じる回転角であり（以後同時回転と呼ぶ）、ゆるみには直接関係しない。図 7 にボルト軸に対するナットの相対回転角を示す。実験では、相対回転角は計測されていないが、解析より加振力 300N の場合、初期の 1, 2 サイクルでゆるみと逆方向の相対回転が生じ、その後相対回転は全く進行していないことがわかる。図 8 に軸力の変化を示す。ただし、相対回転角と対応付けるため、下向きを正（軸力増加）としている。他の荷重条件の場合も含めて、軸力の変化と相対回転角の傾向はほぼ一致し、相対回転角が回転ゆるみの指標として適当であると考えられる。よって、加振力 300N では相対回転と軸力の結果より、ゆるみは進行していないと結論できる。

Fig. 6 Contact states of bearing surface at left dead point and right dead point in the case of 300N analysis. The behavior is defined as micro bearing-surface slip.

この最初の 1, 2 サイクルの相対回転はボルト軸のねじれ解消のために生じると考えられる。座面では微小座面すべり状態にあり、すべてのねじ面では固着領域がない完全すべりを生じ、締め方向に相対回転が生じている。この初期の締め方向の相対回転は、加振力 300, 500, 600N の全てのケースで生じている。ここで、ねじ面、座面の固着領域が存在しないすべりを、完全ねじ面すべり、完全座面すべりと呼ぶこととする。後者は単に座面すべりとも呼ばれる。

まとめると、加振力 300N のケースでは、最初の 1, 2 サイクルにおいてはボルトのねじれに起因して、座面では微小座面すべり、ねじ面では完全ねじ面すべり

が起こり、締め方向の相対回転が生じる。その後、ねじ面が局所ねじ面すべりの状態になるため、相対回転（ゆるみ回転）は生じない。しかしながら、座面が微小座面すべりを起こすことによって、ボルト軸のねじれを駆動力にナットとボルトの同時回転が生じ、ナットは回転する。同時回転はねじれが小さくなると、ほとんど起こらなくなる。

加振力 500N では図 2 の並進変位—荷重曲線にわずかにヒステリシスが生じる。接触面の状態を調べると、300N と異なり、第一ねじ山から第三ねじ山まではねじ面完全すべりが、第四ねじ山では微小ねじ面すべりが生じている。座面の接触状態は、300N と同様、微小座面すべりの状態にある。このような、ねじ面の接触状態の違いにより、300N の場合と比較して、剛性の変化が現れ、変位—荷重曲線に折れ曲がりが生じたものと考えられる。図 7、図 8 の相対回転角、軸力変化より、ゆるみはごくわずかであるが発生していると考えられる (4.6×10^{-5} /cycle)。最初の数サイクルの相対回転及びその後のナット回転は 300N と同様、ボルト軸のねじれの解消によるものと考えられる。

加振力 600N では、図 2 の並進変位—荷重曲線に明確なヒステリシスが現れる。図 3 の接触状態より、曲

線の勾配が変化する A 点では、ねじ面の完全すべりが発生していることがわかる。このとき座面の接触状態は手前側 (z 軸正方向) に固着域が存在し、奥側は完全にすべっている。右死点を過ぎ加振力の減少過程である B 点では、座面のほぼ全面が固着し、ねじ面は、第一から第三ねじ山が固着している。その後、C 点では逆向きに加振力が加えられ、ねじ面でのすべりが起こり始める。ねじ面での固着域は次第に座面から離れたねじ山の方へ移動していき、D 点において完全ねじ面すべりが発生する。左死点側では座面の固着域は奥側に存在する。A 点と D 点の座面の状況を比較すると図 6 同様、1 サイクルを通じて見ると常時固着している部分が存在しない微小座面すべりが生じていることが分かる。また、図 4 に示すように、ボルト軸のねじれはねじ面完全すべりのため数サイクルで解消され、およそ -0.075° で停留する。この値は摩擦力とボルトのねじれ力が釣り合う角度と考えられる。ボルト軸のねじれが解消されることにより、同時回転は 300N の場合と比較してほとんど起こらない。また、図 7、8 に、相対回転角と軸力の低下を示す。これらの二つの傾向はほぼ一致し、ゆるみ回転がほぼ一定の速度 (2.3×10^{-3} /cycle) で進行することがわかる。

4. 考 察

4・1 実験結果との比較 図 5 より、実験結果は振幅 0.040 mm でナット回転角が一定速度で進行している。振幅 0.015 mm および 0.030 mm においてはナット回転角がゆるやかに進行し、停留する。この初期のナット回転は、締め付けによるボルト・ナットの同時回転に起因したもので、ゆるみとは関連しない。実験結果と計算結果の比較から、ナット回転角の定性的な傾向のみならず、定量的にゆるみが進行する臨界荷重 (0.030 mm (500 N) の近辺) がよく一致していることがわかる。

本論文ではねじ面、座面ともに摩擦係数を 0.1 としたが、 MoS_2 潤滑を用いた実験における正確な摩擦係数が求まっているわけではなく、完全に定量的な比較は難しいと考えられる。また、実験における初期の 5 サイクル程度に限っては、初期のセッティングの乱れを含むため、測定精度的に有意な結果が得られていない可能性があり、比較は困難であると考えられる。

4・2 加振力とゆるみ速度の関係 加振力とゆるみ速度の関係を図 9 に示す。ただし、加振力は座面すべりが生じる荷重 ($F_z=1000\text{N}$) によって規格化を行っている。

Fig. 7 Relative rotation angles under three kinds of loading conditions

Fig. 8 Variation in axial forces under three kinds of loading conditions

図 9 より, 微小ゆりみは座面すべりが起こる荷重のおおよそ 50% から 60% 程度の荷重で生じ, 荷重が大きくなる程ゆりみ速度が非線形に大きくなることがわかる。なお, 本解析条件でのゆりみは, ねじ面完全すべりと座面微小すべりの状態で進行する。従来のボルト・ナット締結体の設計においては, 座面すべりが生じる荷重が設計に用いられていたが, 十分なゆりみに対する安全裕度を確保するためには, 座面すべりが生じる荷重のおおよそ半分の値を設計に用いる必要があると考えられる。また, ゆりみ角は, $F/F_{cr}=1$ となった座面すべり時の $0.25^\circ/\text{cycle}$ と比較して非常に小さい。

Fig. 9 Dependence of relative rotation angle per a cycle on normalized vibration force (F/F_{cr})

4・3 締め付けによるボルト軸ねじれの影響の考察

本論文では実験との比較のため, 締め付け解析を行った後に, ゆりみ解析を実施した。ここで, 締め付けのねじれが及ぼす影響を考察するために, 前報同様, ナットの座面が被締結体可動板に接触した状態からわずかに下方に移動させ, ナット座面と被締結体を初期干渉させて締め結力を発生させたモデルについて, ゆりみ解析を行った。

このときのナット回転の進行を図 10 に示す。図 5 と異なり, 初期の大きなナット回転が見られず, 300N, 500N ではほとんどナット回転は進行していない。600N の場合, 一定速度でナット回転が進行する。この進行速度は, 締め付けによるねじれを考慮したモデ

Fig. 10 Rotation angles of nut without tightening process

ルと同じであった。図 5 と図 10 の傾向を比較すると, 初期の傾向の違いはあるが, 10 サイクル以降の傾向は同一である。しかしながら, 図 10 の結果は実験結果と大きく異なり, 実験結果とのナット回転の比較のためには, 締め付け時のねじれによる同時回転を考慮することが重要であることが示された。しかしながら, 実用的にはゆりみ速度が重要であるため, 有限要素法で締め付け過程を省略しても評価は可能であると考えられる。

もちろん, ナットの回転角とゆりみ回転は異なるため, 実験においても相対回転を測定する必要があると考えられる。

4・4 摩擦係数の影響についての考察

摩擦係数の結果への影響を調べるため, 摩擦係数を 0.15 として同様の解析を行った。締め結力は締め付けを行うことにより発生させた。図 11 にナットの回転角, 図 12 に相対回転角を示す。ナットの回転角は, 加振力が小さければ大きくなるという結果となった。これは初期のボルトのねじれによる同時回転の影響であり, ねじ面でのすべりが少ない低加振力のほうが, ねじ面同士

Fig. 11 Rotation angles of nut under various loading conditions in the case of friction coefficient of 0.15

Fig. 12 Relative rotation angles of nut under various loading conditions in the case of friction coefficient of 0.15

が固着しているため、長期にわたり、同時回転が起こるためと考えられる。しかしながら、実際にゆるみが進行するのは、加振力が 1000N 以上の場合のみと考えられる。また、加振力 900N の場合は完全ねじ面すべりが生じるにもかかわらず、ゆるみは進行しなかった。これは座面で微小座面すべりが起こらず、局所座面すべりの状態にあるためである。摩擦係数 $\mu=0.1$ のケースと異なり、微小座面すべりがねじ面完全すべりより後に起こっている。ゆるみ速度の並進力依存性を摩擦係数 $\mu=0.1, 0.15, 0.20$ の 3 ケースの場合についてプロットしたものを図 13 に示す。摩擦係数が大きくなっても、座面すべりが生じる並進力の 50% から 60% 程度の並進力で微小座面すべりによる微小ゆるみが生じる。また、ゆるみ速度は摩擦係数に大きく依存することがわかる。

4・5 新しいゆるみ機構の理論の提案 従来の山本ら⁽⁴⁾の理論は、完全座面すべりのみが考慮されているが、座面すべり以前の現象に着目すると、すべりをねじ面と座面に分けて議論する必要がある。また、座面、ねじ面のそれぞれの接触状態について、固着領域がなくなる完全すべり、完全すべりは起こさないが常時固着領域がない微小すべり、常時固着領域が存在する局所すべりの三通りに分類できる。整理すると、接触状態は表 1 に示すように、九通りに分類される。

前報⁽²⁾⁽³⁾の完全座面すべりの解析では、表 1 のケース 1 のみを取り扱い、大きくゆるみが進行することを示した。座面すべりが生じているが、ねじ面が完全すべりを起こしていない状況も摩擦係数などの条件によっては生じると考えられる。しかしながら、本論文ではケース 2 とケース 3 は起こらなかった。ケース 2 はねじ面の微小すべりにより、ゆるみは進行すると考えられる。ケース 3 は、ねじ面が回転しないため、ゆるみは進行しないと考えられる。ケース 1 とケース 2

Fig. 13 Dependence of relative rotation angles on vibrational force under three kinds of friction coefficient ($\mu=0.1, 0.15, 0.2$).

を合わせて完全座面すべりによるゆるみと総称することとする。

座面が微小すべりを起こし、ねじ面が完全すべりを起こすケース 4 は、摩擦係数 $\mu=0.1$ 、荷重 $F=600N$ で行った解析に対応し、ゆるみは進行している。座面、ねじ面ともに微小すべりが生じるケース 5 は、摩擦係数 $\mu=0.1$ 、荷重 $F=500N$ で行った解析に対応し、ゆるみはごくわずかに進行している。座面が微小すべり、ねじ面が局所すべりのケース 6 は、 $\mu=0.1, F=300N$ の解析に対応し、ナットの同時回転は起こるが、ゆるみは進行しない。ケース 4 とケース 5 を合わせて微小座面すべりによる微小ゆるみと総称することとする。このゆるみのモードは、進行速度が非常に小さいため、従来の設計ではほとんど考慮されてこなかった。しかしながら、高サイクル振動を受ける締結体においては低速でも定常的に進行し、軸力の低下を引き起こし、完全座面すべりによるゆるみへと発展するものと考えられる。

座面が局所すべり、ねじ面が完全すべりのケース 7 は、 $\mu=0.15, F=900N$ の解析に対応し、ゆるみは進行しない。座面が局所すべり、ねじ面が微小すべりのケース 8 は、 $\mu=0.15, F=750N$ の解析に対応し、ゆるみは進行しない。荷重が十分小さいケースはケース 9 に相当し、ゆるみは進行しない。

このように、ねじ面と座面の両方の接触状態について考えることがボルト・ナット締結体のゆるみを考えるためには必要である。従来は座面すべりのみに焦点が当てられてきたが、ねじ面すべり、特に完全ねじ面すべりについて考慮したゆるみに対する設計が不可欠である。

Table 1 Relation between contact states and loosening.
Contact states are classified into nine kinds of states.

		Bearing surface		
		Complete bearing-surface slip	Micro bearing-surface slip	Localized bearing-surface slip
	Thread surface	Complete thread-surface slip	Micro thread-surface slip	Localized thread-surface slip
	Complete thread-surface slip	case1 loosening Previous report	case4 loosening $\mu=0.1, F=600N$ $\mu=0.15, F=1000N$	case7 no loosening $\mu=0.15, F=900N$
	Micro thread-surface slip	case2 (loosening) (no analysis)	case5 loosening $\mu=0.1, F=500N$	case8 no loosening $\mu=0.15, F=750N$
	Localized thread-surface slip	case3 (no loosening) (no analysis)	case6 no loosening $\mu=0.1, F=300N$	case9 no loosening small load

5. 結 言

三次元有限要素法解析により、ボルト・ナット締結体の微小座面すべりに起因する微小なゆるみの発生メカニズムを明らかにした。

微小座面すべり起因のゆるみによるナットの回転角は賀勢らの実験と良く一致した。実験で測定されて

いる初期のナット回転は、締め付け時のボルトのねじれを駆動力とした、ナットとボルトの同時回転に起因しており、ゆり回転とは異なることがわかった。ゆり回転は、ナットとボルトの相対回転で定義されるべきである。また、微小座面すべりが生じる荷重は、座面すべりが生じる荷重のおおよそ 50~60%であることがわかった。

ボルト・ナット締結体のゆりの考察のためには、座面とねじ面の両方の接触状態に着目する必要がある。接触状態は、固着領域が存在しない完全すべり、振動 1 サイクルにおいて常時固着している領域が存在しない微小すべり、振動 1 サイクルにおいて常時固着している領域が存在する局所すべりの三種類に分類され、座面とねじ面の組み合わせで、合計九種類の接触状態が定義される。ねじ面・座面の両方共に微小すべりもしくは完全すべりを起こすと、ゆり回転が進行することがわかった。

謝 辞

本研究をすすめるにわたって、信州大学工学部機械システム工学科賀勢晋司先生には実験データの提供と大変有意義な助言を頂いた。ここに謝意を表する。

文 献

- (1) Yoshimoto I., editor, Points of the Design of Threaded Fastener, (1992), p. 13, Japanese Standards Association.
- (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. 204-211.
- (3) Izumi S., Yokoyama T., Iwasaki A. and Sakai S., Three-dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12 (2005), pp.604-615.
- (4) Yamamoto A. and Kasei S., Investigation on the Self-loosening of Threaded Fastener under Transverse Vibration –A Solution for Self-loosening Mechanism–, *Bulletin of Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 43, No. 4 (1977), pp. 470-475.
- (5) Kasei S., Ishimura M. and Ohashi H., On Self-loosening of Threaded Joints in the case of Absence of Macroscopic Bearing-surface Sliding-Loosening Mechanism under Transversely Repeated Force, *Bulletin of Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 54 (1988), pp. 1381-1386.
- (6) Pai N. G. and Hess D. P., Three-dimensional Finite Element Analysis of Threaded Fastener Loosening due to Dynamics Shear Load, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9 (2002), pp. 383-402.
- (7) Pai N. G. and Hess D. P., Experimental Study of Loosening of Threaded Fastener due to Dynamics Shear Loads, *J. Sound and Vibration*, Vol. 253 (2002), pp. 585-602.
- (8) Kasei S., Yoshida W., Ishibashi H. and Okada M., Bearing Surface Slip and Self-loosening of Threaded Fasteners (Consideration on the Case of Minute Slippage), *Proceedings of the Mechanical Engineering Congress*, Vol. 4, 233-234, 2004 Japan.