

三次元有限要素法解析による平座金および フランジナットのゆるみ止め性能評価*

泉 聡志^{*1}, 木村成竹^{*2}, 酒井信介^{*1}

Evaluation of Loosening Proof Performance of Plain Washer and Flange Nut by Three-Dimensional Finite Element Analysis

Satoshi IZUMI^{*3}, Masatake KIMURA, Shinsuke SAKAI

^{*3} Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

Threaded fasteners are widely used in mechanical structures since the disassembly for maintenance is easy and low cost. However vibration-induced loosening due to dynamic loading has remained to be problematic. Various kinds of anti-loosening components such as spring washer, flange nut and double nut have been proposed and used in order to prevent loosening. In this paper we have evaluated the loosening proof performance of plain washer and flange nut under the condition of shear loading by three-dimensional finite element analysis. As for the loosening induced by bearing-surface slip, it is found that both plain washer and flange nut show no loosening proof performance. As for the loosening induced by micro bearing-surface slip, the plain washer shows lower critical loosening load and higher loosening rate, as compared with conventional nut. Although the critical load of flange nut is similar with that of conventional nut, the loosening rate is smaller. Therefore, it can be concluded that plain washer and flange nut show negative and positive loosening proof performance, respectively. It is also found that critical slip width Scr is not suitable for the evaluation of the loosening under force-controlled loading condition. In order to evaluate the loosening proof performance, critical loosening load and loosening rate must be investigated from the viewpoints of both bearing-surface slip and micro bearing-surface slip.

Key Words : Finite Element Method, Plain Washer, Flange 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。しかし、締結体のゆるみの問題は、現在もおお課題であり、締結部にはゆるみ止め部品などの様々な工夫が施されている。一方、ゆるみ止め性能の評価については、限界すべり量による評価や実験による検証は提案されているものの⁽¹⁾、理論的な検証は十分とは言えない。

筆者らは前報⁽²⁾⁽³⁾において、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・賀勢らの並進すべりのゆるみ実験⁽⁴⁾と非常に良い一致を得た。また、賀勢ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾、Paiら⁽⁷⁾⁽⁸⁾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(微小座面すべりに起因するゆるみ)のメカニズムについても明らかにし、座面すべりが生じる荷重の50から60%の荷重

で微小ゆるみが進行すること、振動初期には締め付け時のボルト軸のねじれに起因したボルトとナットの同時回転や、軸力の増加が生じることなどを明らかにした⁽⁹⁾。微小座面すべりに起因するゆるみは、座面すべりによるゆるみの速度と比較して、1/10~1/100のオーダーであるが、高サイクルの振動により、軸力低下が生じ、座面すべりを引き起こすと考えられる。よって、設計上考慮する必要性が極めて高いと考えられる。

本論文では、多くのボルト・ナット締結体において採用されている平座金とフランジナットについて、軸直角方向外力下でのゆるみの三次元有限要素法解析を行い、ゆるみ止め性能の理論的な検証を行う。ここで、従来のゆるみのメカニズムであった座面すべりによるゆるみだけでなく、微小座面すべりによるゆるみについても検討する。

2. 解析手法

解析には汎用有限要素法ソフト ANSYS 8.0を用いた。図1のように、M10ボルト・各種ナットをグリップ長さ28mmとなるよう作成し、被締結体可動板は40×40×12mmとし、ボルト穴径は12mmとした。ナットは外形17

*原稿受付 2005年00月00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

mm, 高さ 8mm とし, 座面からすぐに完全ねじ部が始まるように 4 ピッチ分作成した. フランジナットは通常ナットと同じ高さとした. 平座金は通常ナット座面と被締結体可動板の間に挟みこんだ. このとき平座金の厚み分ナットの位置は上方に移動させた (図 2). ボルト・ナットのねじ部については谷底の丸みを再現せず, 寸法公差の中央値となるよう作成した. 境界条件はボルト頭部側面, 座面を全自由度拘束, 被締結体可動板下面を y, z 方向拘束した. x 方向変位をカップリングした被締結体可動板端面を x 正負方向に外力で加振または強制変位を与えることでゆるみを生じさせた. 具体的には, 座面すべりの解析では, 0.3 mm の強制変位を与え, 微小座面すべりの解析では 500 ~ 1200N の加振力を与えた.

接触アルゴリズムはペナルティー法を用い, 通常ナットでは ボルト・ナットねじ山間 ナット座面・被締結体可動板間に接触を定義した. また, 平座金を組み込んだ場合接触定義箇所は ボルト・ナットねじ山間 座金・ナット間 座金・被締結体可動板間の計 3 箇所にて定義した. 接触要素は面-面接触要素である TARGET170 と CONTA174 を用い, 高精度の解を得るためすべての箇所にて対称接触の手法を用いた.

材料特性としてすべてにおいてヤング率 205 GPa, ポアソン比 0.3 を用いた. 解析は被締結体可動板に加わる加振周波数が十分小さいとして静的解析として行い, 幾何学的非線形を考慮した弾性解析となる.

摩擦係数は 0.15, 締結力は 10 kN とし, 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結力を発生させた.

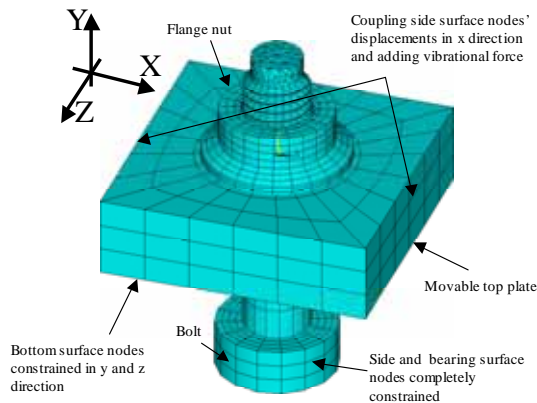


Fig. 1 Finite element model for loosening of threaded fastener subjected to quasi-static transverse load.

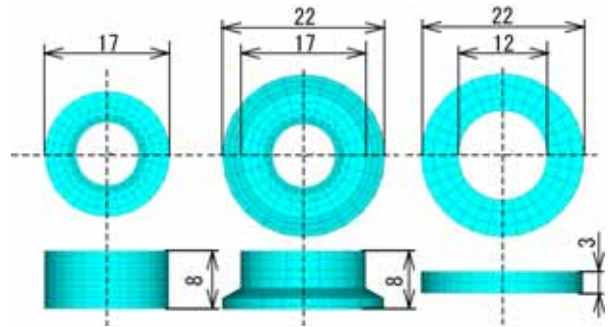


Fig. 2 Finite element model of standard nut, flange nut and plain washer.

3. 解析結果

3.1 座面すべりの解析結果 図 3 に荷重 - 変位 のヒステリシスループを, 図 4 に通常ナット, フランジナット, 平座金入り通常ナットのゆるみ (ナットの回転角) の進行履歴を示す. 図 3 より, すべてのケースで, 座面すべりが加振力 1500N (締結力 10kN × 摩擦係数 0.15) で生じていることがわかる. また, 通常ナットとフランジナットの荷重 - 変位曲線はほぼ一致するが, 座金を用いた場合, 剛性の低下が見られた. 図 4 より, 1 サイクルでのゆるみ角は通常ナットにおいて 0.20°, フ

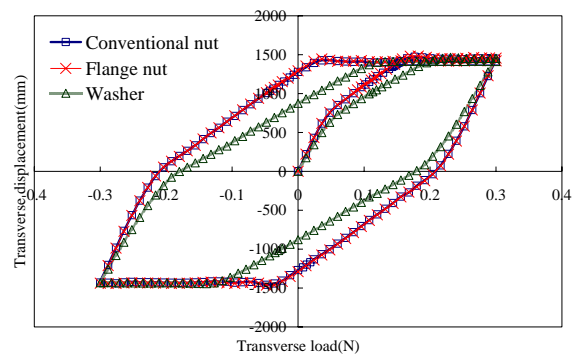


Fig. 3 Transverse load and transverse displacement curves of three kinds of nut.

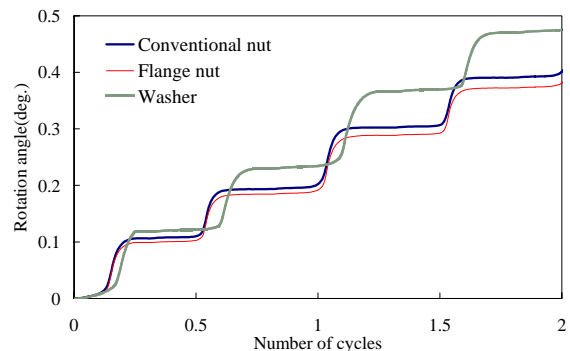


Fig. 4 Loosening rotation angles of three kinds of nuts (Complete bearing-surface slip).

ランジナットにおいて 0.19° , 平座金入り通常ナットにおいて 0.23° となった。平座金がゆるみ速度が大きいのは、平座金の高さの分、締め付け長さが増加し、加振時（右死点・左死点）のボルトのねじれ量が大きくなるためである。ゆるみ発生荷重とゆるみ速度の両面から、座面すべりに起因するゆるみについては、フランジナット、平座金共に効果はないと考えられる。

3・2 微小座面すべりの解析結果 図 5 に、並進力が 1000N の時のナットの相対回転角（ゆるみ角）履歴を示す。通常ナットに比べて、座金はゆるみ速度が 2 倍程度速く、フランジナットは 30% 程度遅いことがわかる。

一振動サイクルあたりのゆるみ回転角（20 サイクル経過時）と加振力 F の関係を図 6 に示す。ただし、加振力は座面すべりが生じる加振力 ($F_c=1500N$) で規格化している。通常ナット、フランジナットは $F/F_c=0.6$ 程度から微小ゆるみが発生するが、平座金は $F/F_c=0.4$ 程度から微小ゆるみが発生しており、微小ゆるみに対する臨界荷重が小さい。また、通常ナットと比較して、平座金のゆるみ速度は大きく、フランジナットは小さいことがわかった。

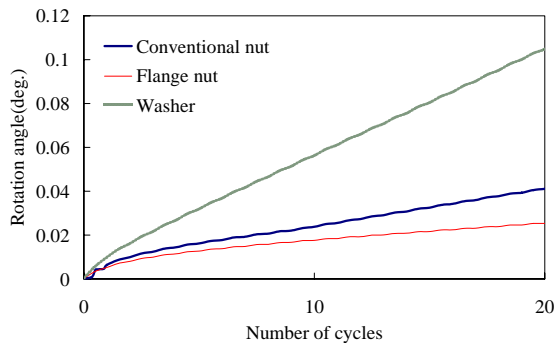


Fig. 5 Loosening rotation angles of three kinds of nuts (Micro bearing-surface slip). $F=1000N$

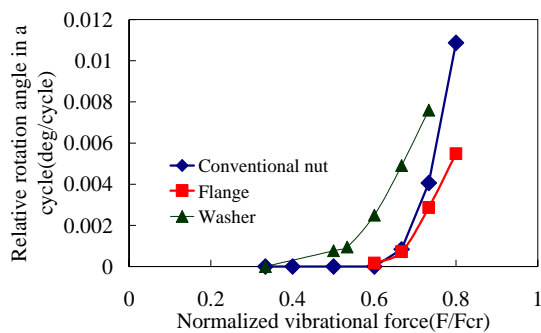


Fig. 6 Dependences of loosening rate on normalized vibration force.

4. 考 察

4・1 平座金とフランジナットゆるみ止め効果について

平座金を用いると微小座面すべりによるゆるみ発生臨界荷重が低下し、ゆるみ速度は増加した。これは、座金の厚み分のグリップ長さ増大による締結体の剛性低下からくる座面の接触状態の偏りに原因がある。図 3 に示すように、平座金を用いた場合、剛性が低下し、同じ加振力を加えても、通常ナットより並進変位が大きくなる。図 7 に左死点における平座金入りナットと、通常ナットの接触状態を示す。平座金入りナットの固着領域は通常ナットに比べ小さいため、微小座面すべりが起こりやすいと考えられる。

一方、フランジナットは通常ナットと比較して、剛性の低下はない。摩擦トルクの等価直径は、通常ナットで 140 mm、フランジナットで 147 mm となった（座金 142 mm）。よって、フランジ部を設けたことによる摩擦トルクの増加が微小座面すべりによるゆるみを阻害しているものと考えられる。

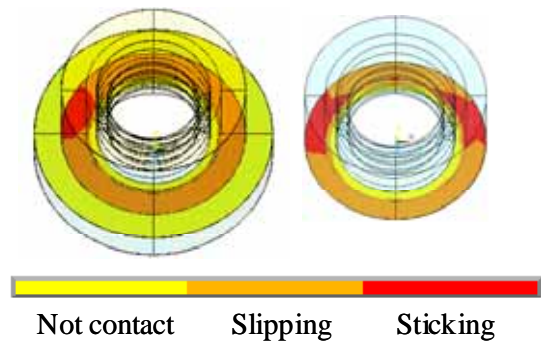


Fig. 7: Contact states of nut bearing surface. left) nut with washer, right) conventional nut

4・2 摩擦係数の影響 図 8 に摩擦係数を 0.1 に設定した場合の、加振力とゆるみ速度の関係を示す。平座金が大きくゆるみ点は摩擦係数が 0.15 の場合と変わらないが、フランジナットのゆるみ止め効果が非常に小さくなった。これは、摩擦係数の低下により、ゆるみ回転に対する抵抗が低下したためと考えられる。

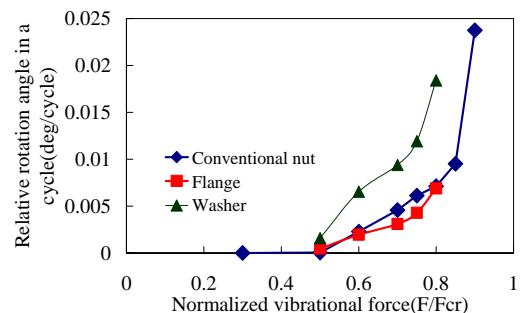


Fig. 8 Dependences of loosening rate on normalized vibration force in the case of $\mu=0.1$.

4・3 限界すべり量による評価 山本は座金やフランジナットなどのゆるみ止め部品について、座面すべりによるゆるみが生じない限界の軸直角振動全振幅 S_{c} （限界すべり量）を基準としてゆるみの性能の評価が可能であるとしている⁽¹⁾。また、酒井⁽¹⁰⁾によると、座金は限界すべり量を大きくする効果があるため、ゆるみ止めに有効であるとしている。

本論文より限界すべり量 S_{c} を求めると通常ナット、フランジナットが 0.35 mm、平座金入り通常ナットが 0.42 mmとなった。よって、変位規定型の振動に対しては、平座金は座面すべりを起こすためにはより大きな変位が必要なため、座面すべりを起こしにくくする効果はあると考えられる。しかしながら、本研究で設定した荷重規定型の振動に対しては、図 3, 4 より、平座金もフランジナットも座面すべりに対するゆるみ止め効果（ゆるみ発生荷重及びゆるみ速度）はないと考えられる。よって、荷重規定振動の場合、限界すべり量を用いた評価は適当でないと考えられる。

また、本研究で扱った微小座面すべりによるゆるみについては、従来理論がなかったため、ここで初めて得られた知見である。フランジナットは、摩擦トルクの等価直径が大きいいため、従来より、ゆるみ止め効果があるとされてきた。本研究の結果、軸直角方向外力のゆるみに対しては、摩擦トルクの効果は微小座面すべりによるゆるみにのみに効果があることがわかった。山本は、フランジナットは実験的にゆるみ止め効果が見られるため、限界すべり量が大きいと予測しているが、本来限界すべり量は締結部の剛性に関わる量であるため、ゆるみ止め性能と直接結び付けるべきではないと考えられる。

このように、ゆるみ止め部品の性能評価のためには、ゆるみを座面すべりに起因するものと、微小座面すべりに起因するものに分け、ゆるみ発生の臨界荷重とゆるみ速度を調べる必要があると考えられる。また、本研究は理論であるが、今後、微小座面すべりの実験的な検討が必要となると考えられる。

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大変有意義な助言を頂いた。ここに謝意を表する。

5. 結 言

フランジナット、平座金の軸直角荷重によるゆるみ止め性能を有限要素法解析により評価した。

座面すべりによるゆるみに対しては、平座金もフランジナットもゆるみ止めの効果はなく、通常ナットとほ

ぼ同じ挙動をする。微小座面すべりによる微小ゆるみに対しては、通常ナットと比較して、平座金は、ゆるみの臨界荷重は小さく、ゆるみ速度は大きく、負のゆるみ止め性能がある。フランジナットは、臨界荷重は通常ナットとほぼ同じであるが、ゆるみ速度が小さくなるため、ゆるみ止め性能があると考えられる。

限界すべり量 S_{c} は、変位規定型振動における座面すべりの発生評価には有効であるが、荷重規定型振動の評価には有効ではない。ゆるみ止め部品の性能評価のためには、ゆるみを座面すべりに起因するものと、微小座面すべりに起因するものに分け、それぞれに対してゆるみ発生の臨界荷重とゆるみ速度を調べる必要があると考えられる。

本研究では平座金・フランジナットの軸直角方向荷重のゆるみのみを議論したが、平座金やフランジナットのメリットは座面保護や締め付けによる被締結部材のへたりを減らすなど、ここで議論しなかった様々な長所がある。部品選定の際は総合的な判断が必要である。

文 献

- (1) Yamamoto A., Principle and design of screw joint, (1995), p. 133, Yokendo Ltd.
- (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) Kasai 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.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) Izumi S., Kimura M. and Sakai S., Small Loosening of Bolt-nut Tightening System due to Micro Bearing-surface Slip: Finite Element Method Study, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, (submitted).
- (10) Sakai T., Introduction of Screw Joint, (2000), p. 123, Yokendo Ltd.