

〈一般研究課題〉 ボルト・ナット脱落防止のためのねじ締結の
回転ゆるみ挙動評価

助成研究者 名城大学 西村 尚哉



ボルト・ナット脱落防止のためのねじ締結の 回転ゆるみ挙動評価

西村 尚哉
(名城大学)

Deformation Behavior of the Bolt-Nut Fastener for the Prevention of Rotation Loosening

Naoya Nishimura
(Meijo University)

Abstract :

The thread joint has been frequently used for the efficient productivity and maintainability as a machine element. However, many troubles such as loosening of bolted joints or fatigue failure of bolt were often experienced. Many attentions must be paid on the improvement of the strength and the reliability of the thread joints. It is generally said that the fastening axial force rapidly decreases by the rotation loosening of nuts if the relative slippage on the interfaces between nuts and fastened body goes beyond a certain critical limit. This critical relative slippage (Scr) that prescribes the upper limit for preventing the loosening behavior has been estimated according to the theoretically obtained equation considering the bending deformation of bolt and the geometrical constraint condition.

In this paper, we present the investigated results of the deformation behavior of bolt-nut joint under transverse loading condition. The bending and the torsional moment of bolt are measured by the quasi-static and cyclic loading test. The reaction force moment by nut used in the equation for estimating the Scr is evaluated by the comparison of experimental and analytical results from estimated equation. The new equation for estimating the reaction force moment which agrees with measured value is examined and proposed.

1. はじめに

我々の生活環境において、機械、製品、構造物のほとんどはその生産性、メンテナンス性等から、多くの継手部(締結・接合・接着部)を有している。とりわけねじ締結は機械要素として最も多く用いられている。しかしながら、これら機械・製品の強度・信頼性上のトラブルの多くはこの締結部で発生している。身近にある自転車、玩具等でも使用に伴いボルト・ナットの脱落を経験するが、この「ねじ」のゆるみや破損による機械構造物の重大事故(航空機前輪格納庫のボルト脱落、新幹線やエスカレーター、ジェットコースターでのボルトゆるみ事故等)が最近目立っている。とくに構造物の温度変化あるいは部材間の熱膨張差からねじ締結部に軸直角方向すべりが起こる場合が多く、すべり量がある限界値を超えたとき、回転ゆるみによる軸力低下^(1,2)が問題となっている。

これらの原因の一つとして、最近、設計段階での解析の主力が計算へと移行してきているが、この継手部での機械的特性のデータ不足から計算において挙動を十分に再現できていないことが挙げられる。製品設計等において精度のよい解析を行うためには締結部のモデル化が重要であり、ねじ脱落事故防止のためにも、締結部の正確な挙動や機械的特性の評価、取得が求められている。

本研究では、継手部におけるCAE解析のための汎用データベース(等価剛性、限界相対すべり量等)構築を最終目的とし、その第1ステップとして、ねじ(ボルト・ナット)締結体の軸直角方向負荷下でのボルトの変形、ゆるみ挙動を調べた。準静的および繰返し負荷試験を実施し、ゆるみ(軸力低下)評価、ボルトの曲げ応力測定、ねじり評価を行った。さらにゆるみに関する限界相対すべり量評価式における曲げモーメントの扱いについて検討し、新たな評価式の提案およびその妥当性評価を行った。

2. ねじ締結体のすべり挙動

締結体に作用する外力としては、ボルト軸に対し、軸方向、軸直角方向、偏心軸方向、回転方向、曲げ等がある。ねじ締結の破壊、疲労にかかわる主要因であるゆるみ現象に着目すると、軸直角方向の並進荷重によるゆるみが最も問題となる。

ねじ締結体のすべり・変形挙動を図1に示す。締結体に軸直角方向負荷が加わった場合、負荷荷重により締結体の変形挙動は異なる。低荷重ではボルトおよび被締結材は一体として変形する(図1(a))。摩擦力(初期締付け軸力 F_0 ×ボルトの本数 n ×摩擦係数 μ)以上の荷重が締結体に加わった場合、被締結材間にすべりが生じる。しかし2枚の被締結材間の相対変位 S が小さいときには、ボルトに曲げ変形が生じることによりボルト頭部座面と被締結材間の接触面でのすべりは生じない(図1(b))。荷重がさらに加わり相対変位が限界すべり量 S_{cr} を超えると、ボルト座面と被締結材の接触面でもすべりが生じる(図1(c))。座面すべりによりボルト回転ゆるみが

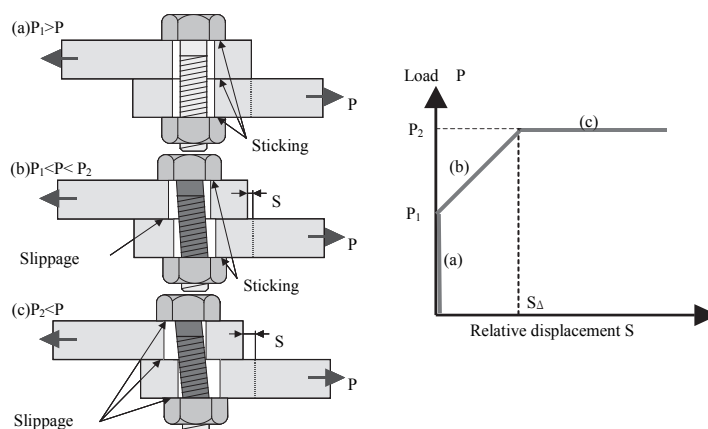


図1 異なる負荷状態におけるボルト・ナット締結体の変形挙動

発生し軸力が低下する。

3. 締結を保持できる限界相対すべり量 Scr

山本、賀勢ら^(3,4)は、軸直角方向往復すべりによるねじの回転ゆるみに関して、ねじ面が金属接触で被締結体が金属材料の場合の実験結果を用い評価式を提案している。締結を保持できる限界相対すべり量 Scr は、ボルトの曲げ剛性及びボルト頭部の傾き係수에支配される。 Scr は、ボルトの代わりに図2に示すような段付棒と仮定したボルトの曲げ変形と幾何学的な拘束条件より導出される次式^(4,5)で表される。

$$Scr = 2 \left[F_s \mu_w \left(\frac{l_g^3}{3E_b I_g} + \frac{l_p^3}{3E_b I_p} + \frac{l_g l_p l_n}{E_b E_g} + k_w l_n^2 \right) - M_n \left(\frac{l_g^2}{2E_b I_g} + \frac{l_p^2}{2E_b I_p} + \frac{l_g l_p}{E_b I_g} + k_w l_n \right) \right] \quad (1)$$

式(1)において、

F_s : ボルト軸力

μ_w : ボルト座面・被締結材間の摩擦係数

k_w : ボルト頭部の傾き係数

E_b : ボルトの縦弾性係数

I_g, I_p : ボルトの断面二次モーメント

M_n : はめあいねじ部に生じる反力モーメント

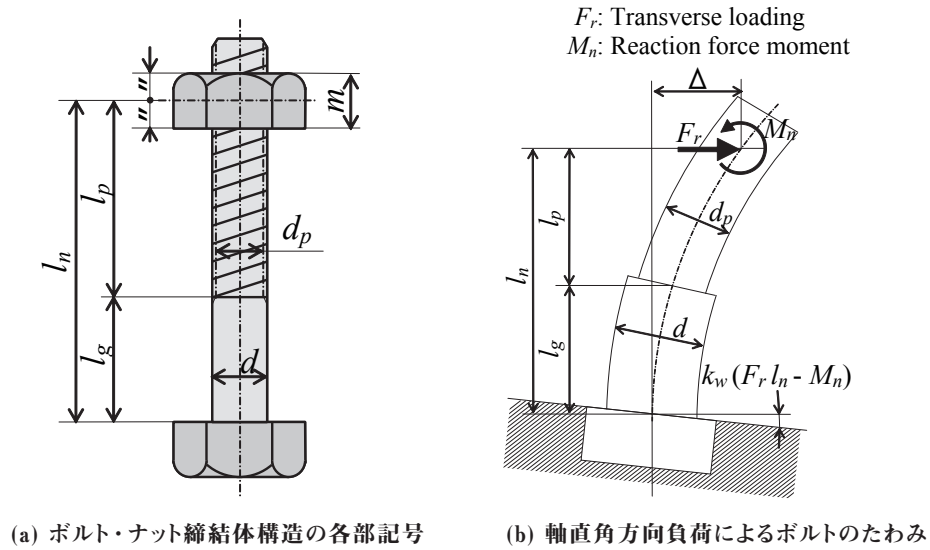


図2 単純はりモデルを用いた限界相対すべり量 Scr の算出

本報告では式(1)における M_n について検討を行う。図3にボルト・ナットのはめあいねじ部に作用する力の略図を示す。反力モーメント M_n の値ははめあいねじ部に作用する力の考え方の違いで異なる。これまでの実験において山本、賀勢らによって提案されたモデル(図3(a))による Scr の算出では過大に評価される傾向がある。そこで、反力モーメントについて以下のモデルを考えた。提案モデルを図3(b)に示す。

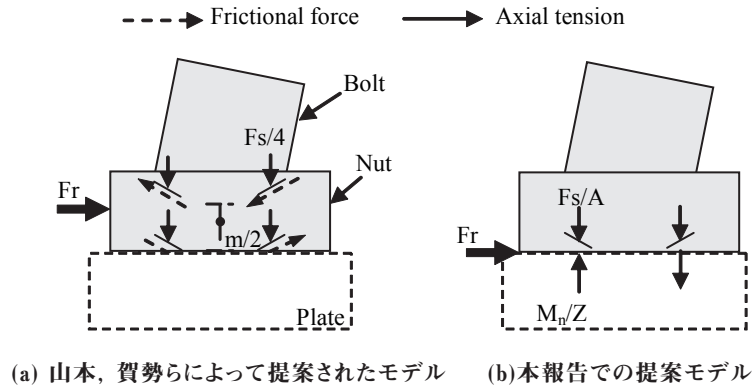


図3 各境界(接触面)に作用する力とモーメント

山本、賀勢らのモデルでは、ナットの中心に軸直角方向荷重が作用し、その点をナットの回転中心としている。また、ボルト軸力 F_s はナットを均等に4分割したそれぞれの中央点に $F_s/4$ の集中荷重として作用していると仮定している。はめあいねじ部の長さを m 、はめあいねじ部の摩擦係数を μ_s 、ねじ山の半角を α とすれば、近似的に式(2)で与えられる。

しかしながら実際の実験では、軸直角方向負荷はナット座面―被締結材境界面に摩擦力として作用する。またナット内の軸力分布がナット一山目に集中するという報告⁽⁶⁾があり、ねじはめあい部4ヶ所にボルト軸力が均等に作用するという考え方を再考する必要がある。限界拘束モーメントの算出においてナットの剛性やはめあい長さは影響しないと仮定して、より実用的な評価式を考える。今回提案したモデルでは、ボルト軸力はナットの一山目に作用し、軸力による接触面応力と反力モーメントによる曲げ応力との釣り合いから導出した。提案モデルにおける反力モーメント M_n は式(3)で表される。

山本、賀勢モデル

$$M_n = \left(\frac{m}{4} \right) \left(\frac{\mu_s F_s}{\cos^2 \alpha} \right) \quad (2)$$

m : はめあいねじ部の長さ

μ_s : はめあいねじ部の摩擦係数

α : ねじ山の半角

提案モデル

$$M_n = \frac{d_1^2 + d_2^2}{8d_2} F_s \quad (3)$$

d_1 : おねじの谷径

d_2 : おねじの外径

ボルトに作用する曲げモーメントを測定し、これら評価式の検討を行う。

4. 実験

4.1 ねじ締結体

被締結材には市販の一般構造用圧延鋼材SS400を用いた。板厚9mmの板材から64mm×157mmに切出し、ボルト挿入用の穴加工後、両表面には平面研削を施した。締結用ボルトには市販ISO強度区分4.8のメートル並目ねじM16×2(ピッチ)×55(ねじ部長さ40mm)を使用した。用いたボルトの仕様を表1に示す。締結用ナットには、ボルトと同質の市販六角ナット(1種)を使用した。図4に示すように締結体を使用したボルトは1本で軸力測定用に内部に抵抗線ひずみゲージを貼りつけたひずみボルトを使用した。曲げ測定、ねじり測定では、軸力測定ボルトの不ねじ部側面の対向す

る位置にひずみゲージを貼り、校正後、軸力と曲げモーメント、軸力とねじりトルクを同時に測定した。できるだけ製品誤差やねじ面のめっきの影響を取り除くため、ねじ切り作業を施してから実験を行った。実験の際に潤滑剤は使用せず、被締結材表面をアセトンにより脱脂してから使用した。

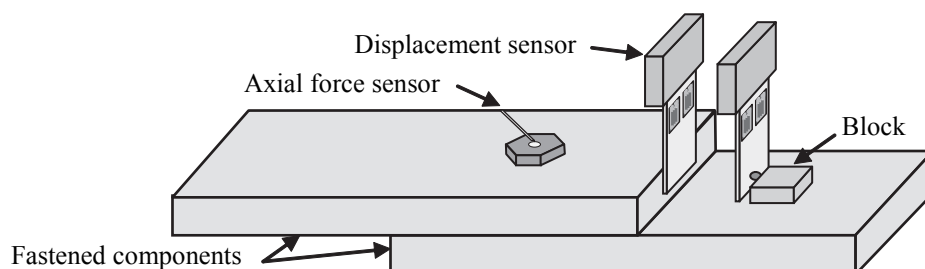


図4 ボルト・ナット締結体および各種センサー

表1 M16ボルトの仕様

Nominal diameter [mm]	Ultimate tensile strength [MPa]	Proof stress [MPa]	Effective sectional area [mm ²]	Standard axial tension [kN]
16	392	314	157	34.5

4.2 実験装置

本報告ではボルトの軸直角方向に繰返し負荷を与えるため油圧ポンプを備えた疲労試験機を使用した。試験装置は油圧ポンプ、サーボ弁、サーボコントローラ、関数発生器、ロードセルで構成されている。

4.3 実験方法

ボルト・ナット締結体に準静的および繰返し負荷を与え、締結体に加わる軸直角方向の荷重、締結用ボルトの軸力、2枚の被締結材の相対変位の測定を行った。図4に示した締結体の下側被締結材に小ブロックを設置し、上下の被締結材の変位から相対変位を求めた。

繰返し負荷実験では、種々のボルト軸力(15000N, 20000N, 25000N, 30000N, 35000Nの5種類)について各種一定変位を与えた実験を行った。締結体には1Hzの正弦波負荷(変位)を最大10000回与えた。軸力の低下が著しい場合には振幅の下限が0を示した段階で停止した。本実験では、締結を保持できる限界相対すべり量 Scr を求めることを目的としているため、締結体を与える変位量は各軸力で異なる。

曲げ測定実験では、初期締付け軸力(15kN, 20kN, 25kN, 30kN, 35kNの5種類)について準静的負荷を与え実験を行った。本実験では、3章で示した評価式の検討を目的としているため、軸力の低下が見られる負荷までとした。

弾性ねじれ測定実験では、初期締付け軸力を25kNとし、締結体に0.01Hzの正弦波を与え、各相対変位でのねじれと軸力の推移を6周期分測定した。

5. 実験結果及び考察

5.1 繰返し負荷実験

一例として初期締付け軸力25000Nの場合のボルト軸力と繰返し数の関係を図5に示す。締結

体に与えた変位量による軸力低下の違いについて比較した。繰返し負荷実験において、相対変位量が多い場合、ボルト軸力の低下が著しいことが確認できた。軸直角方向負荷により相対すべりが生じ、ボルトの回転ゆるみが発生するため軸力が低下する。繰返し数に伴い軸力が低下するゆるみ速度は相対変位量に依存する。

実験結果から締結を保持できる限界すべり量 Scr を求めるため、図5に示すように各一定相対変位の結果からゆるみ速度 dF/dN を算出した。各ボルト軸力において求めた、ゆるみ速度－相対変位の関係を図6に示す。ゆるみ速度が急に变化する相対変位を締結が保持できる限界すべり量 Scr とし、各軸力で求めた値を図中に示した。すべり量が Scr を超えると軸力の低下が著しく、初期締付け軸力が低いほどゆるみ速度が速い。

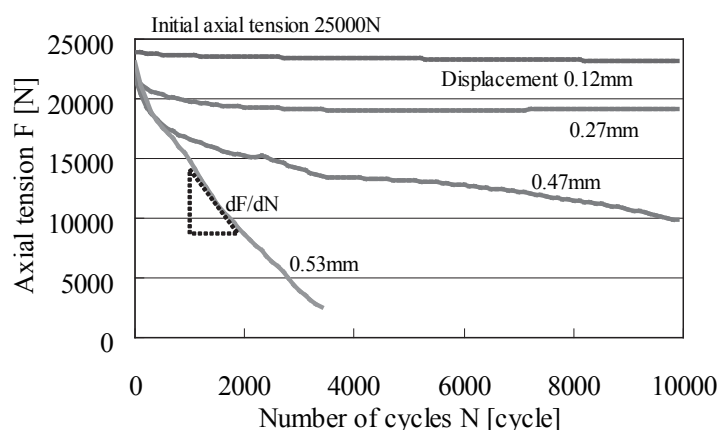


図5 ボルト軸力と繰返し数の関係

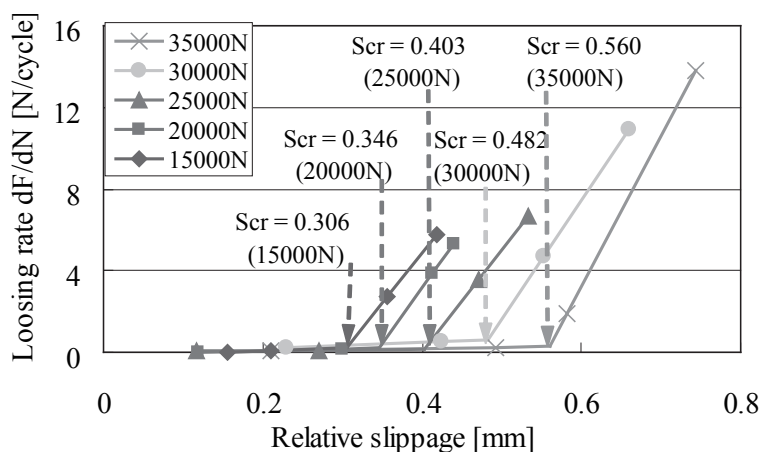


図6 各ボルト軸力におけるゆるみ速度と相対変位の関係

5.2 曲げ測定実験

限界相対すべり量 Scr 評価式(式(1))におけるナットの拘束モーメント M_n を検討するため、軸直角方向負荷によりボルト首下に作用する曲げモーメントを測定した。各種初期締付け軸力(15kN, 20kN, 25kN, 30kN, 35kN)における測定結果と、対応する軸力での式(2), (3)による計算値を図7に示す。なお、本報告では摩擦係数は0.2、縦弾性係数210GPa、ねじ山半角 30° とした。

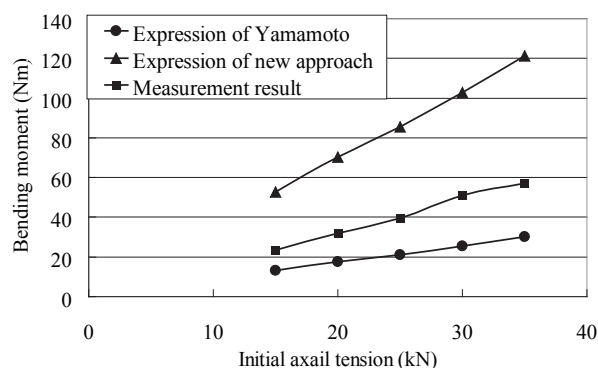


図7 初期締付け軸力と軸直角方向荷重によりボルトに生じる曲げモーメントの関係

図7より、山本らの式では反力モーメントの値が実験値よりも小さく、ナットの締付けによる拘束が低く見積もられている。一方、我々の提案式では実験値よりも過大に評価してしまう結果となっている。これはすべてのボルト軸力をねじ部一山目にのみ作用すると仮定して計算したためと考える。実設計現場における簡易評価としては有効と思われるが、今後、異なるボルト径での実測との比較を行い、三次元的な力学的検討を加えた反力モーメント評価式を検討していく。

5.2 ねじり測定実験

ボルトを締付ける際、ボルトには弾性ねじれが発生する。その弾性ねじれが解放されることにより軸力に変化する可能性があるので、M16ボルト締結体に繰返し軸直角方向負荷を与え、弾性ねじれの解放と軸力の変化について調べた。被締結材に与えた各種相対変位と弾性ねじれを図8に示す。また相対変位0.38mmのときの弾性ねじれおよび軸力と時間の関係を図9に示す。

図8、9より、被締結材に与える変位が大きいほどねじれの振幅が大きく、締付け時における弾性ねじれのほとんどは1周期目の引張負荷で開放されることがわかる。またそのとき大きな軸力低下はなかった。このことから締付けによる弾性ねじれの解放が回転ゆるみによる軸力低下に与える影響は小さいと考える。

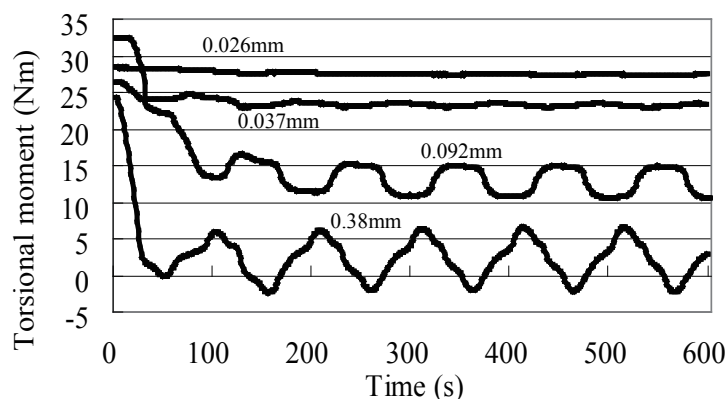


図8 被締結材に与えた各種相対変位と弾性ねじれの関係

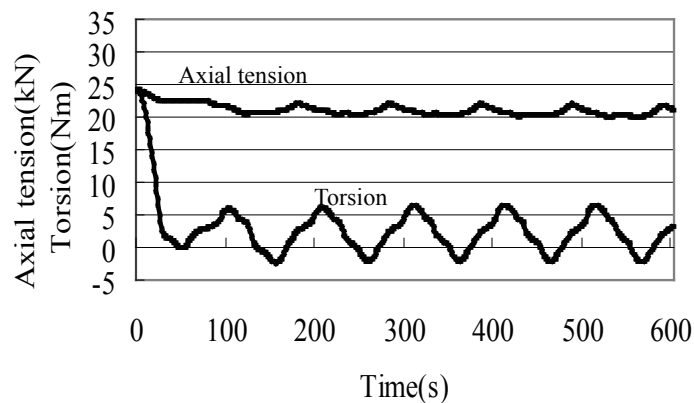


図9 ボルトの弾性ねじれおよび軸力と時間の関係(相対変位0.38mm)

6. まとめ

本報告では継手部の中で特に使用頻度の高いねじ締結体のゆるみ評価用CAEデータベース構築を目的に軸直角方向負荷試験を行った。以下にまとめを示す。

- (1) 繰返し負荷試験により、各ボルト軸力において、締結を保持できる限界相対すべり量 Scr が求まった。 Scr を超えない限りボルト軸力が大幅に低下することは無い。
- (2) 曲げ測定実験において、限界相対すべり量 Scr 評価式におけるナットの反力モーメントを測定し、反力モーメントの予測式の妥当性が確認できた。今後、実測値を増やし、より精度の良い評価式を構築していく。
- (3) 弾性ねじれ測定実験において、締付け時におけるボルトの弾性ねじれは負荷開始時にほとんど解放されることが確認できた。弾性ねじれの解放は被締結材に与える変位量に左右されるが、回転ゆるみによる軸力低下に与える影響は少ない。

参考文献

- 1) G. H. Junker, SAE Transactions, 78, 314 (1969)。
- 2) N. G. Pai and D. P. Hess, Journal of Sound and Vibration, 253-3, 585 (2002)。
- 3) 山本, ねじ締結の原理と設計, 養賢堂 (1995)。
- 4) 山本, 賀勢, 精密機械, 43-4, 470 (1977)。
- 5) S. Izumi, et al, 12-4, 604 (2005)。
- 6) 泉, 他3名, 日本機械学会論文集 (A編), 71-702, 204 (2005)。