

## 軸直角方向負荷下でのボルト-ナット締結体のすべり・ゆるみ挙動\* (第1報, ナットによる限界拘束モーメント評価式の検討及び修正)

西村尚哉\*<sup>1</sup>, 服部敏雄\*<sup>2</sup>, 森 智志\*<sup>3</sup>  
佐合一馬\*<sup>4</sup>, 山下 実\*<sup>1</sup>, 成瀬友博\*<sup>5</sup>

### Loosening and Sliding Behavior of Bolt-Nut Fastener under Transverse Loading (1st Report, Investigation and Modification of Equation which Evaluates the Reaction Force Moment)

Naoya NISHIMURA\*<sup>6</sup>, Toshio HATTORI, Satoshi MORI,  
Kazuma SAGOH, Minoru YAMASHITA and Tomohiro NARUSE

\*<sup>6</sup> Department of Mechanical and Systems Engineering, Gifu University,  
1-1 Yanagido, Gifu-shi, Gifu, 501-1193 Japan

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 ( $S_{cr}$ ) 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 moment of bolt is measured by the quasi-static loading test. The reaction force moment by nut used in the equation for estimating the  $S_{cr}$  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.

**Key Words:** Structural Reliability, Fixing, Experimental Mechanics, Bending Deformation of Bolt, Bolt-Nut Fastener, Critical Relative Slippage, Reaction Force Moment, Transverse Loading

## 1. 緒言

機械, 製品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。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継手部で発生している。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ある。部材間のすべり量がある

限界値を超えたとき, 回転ゆるみによる急速な軸力低下<sup>(1)~(2)</sup>が問題となっており, 設計において許容すべり量を把握しておく必要がある。

軸直角方向往復すべりによるねじの回転ゆるみに対する評価基準として, 締結を保持できる限界相対すべり量 $S_{cr}$ の評価式がすでに提案されている<sup>(3)~(6)</sup>。この評価式は, 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によって導かれ, ボルトの曲げ剛性及びボルト頭部の傾き係数 $k_w$ に支配される。しかしながら, ナットによる拘束モーメント評価式導出において, 後述するように, ボルトに対する外力はナット厚さの中央位置に作用すると仮定している。実際のボルト-ナット締結体では, 外力はナット座面と被締結材接触位置に作用しており, 実構造物の設計に限界相対すべり量評価式

\* 原稿受付 2008年10月17日。

\*<sup>1</sup> 正員, 岐阜大学工学部機械システム工学科(☎501-1193 岐阜市柳戸1-1)。

\*<sup>2</sup> 正員, フェロー, 岐阜大学工学部機械システム工学科。

\*<sup>3</sup> 岐阜大学大学院工学研究科。

\*<sup>4</sup> 学生員, 岐阜大学工学部機械システム工学科。

\*<sup>5</sup> 正員, (株)日立製作所機械研究所(☎312-0034 ひたちなか市堀口832-2)。

E-mail: naoya@gifu-u.ac.jp

を適応するためにも、ボルトに対する外力作用位置や幾何学的な拘束（ナット）モーメントについて、評価式への導入方法を再検討する余地があると考えられる。したがって、ゆるみ（ボルト軸力低下）に対するより正確な挙動を評価するために、限界相対すべり量  $S_{cr}$  の評価式について、実験解析に基づく修正式を導入する必要がある。

本研究では、ねじ締結部のゆるみについて軸直角方向往復すべりにおける、より実用性、汎用性の高い、締結を保持できる限界相対すべり量  $S_{cr}$  評価式を構築することを目的とする。軸直角方向負荷下でのボルトに作用する曲げモーメント測定を実施し、評価式におけるナットによる拘束モーメント計算式の扱いについて検討した。曲げモーメント実測値に対応する計算式を提案し、限界相対すべり量評価式の修正を行なった。

## 2. ねじ締結体の軸直角方向すべり (3) ~ (4)

図1に、初期締付け軸力  $F$  のボルト1本で締付けたねじ締結体の簡略モデルを示す。被締結材にボルト軸に対し直角方向負荷  $P$  が繰返し加わった場合、負荷荷重により締結体の変形挙動は異なる。低荷重ではボルト及び被締結材は一体として変形する(図1(a))。軸直角方向負荷が作用しても、被締結材にすべりが生じなければボルト・ナットを回す力は発生しないため回転ゆるみは起こらない。摩擦力(初期締付け軸力  $F \times$  摩擦係数  $\mu$ )以上の荷重が締結体に加わった場合、被締結材間接触面②ですべりが生じる。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、ボルトの曲げ変形によりすべりが吸収されるため、ナット座面及びボルト頭部座面と被締結材間の接触面①及び③でのすべりは生じない(図1(b))。接触面②では摩擦力以上の荷重を受け持てないため、それ以上の荷重は接触面①(及び③)に作用することになる。荷重がさらに加わり上記摩擦力の2倍の値に到達すると、接触面①または③(座面)でもすべりが生じる(図1(c))。座面すべりが生じると、ナットまたはボルトが戻り回転してゆるみを生じ、ボルト軸力が低下する。図1において、被締結材の往復すべりが(a) → (b)の区間だけで行われるのであれば、回転ゆるみが発生せず大幅な軸力低下は生じない。被締結材が往復すべりを繰返しても回転ゆるみが発生しない最大すべり幅を限界相対すべり量  $S_{cr}$  という。

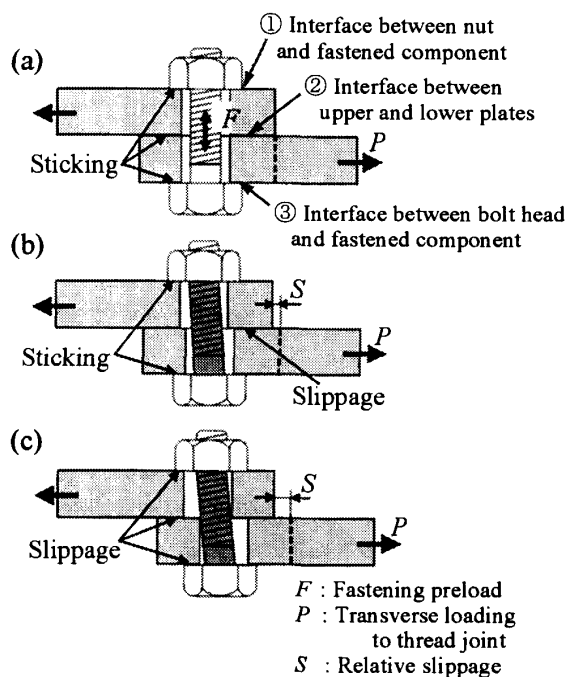


Fig.1 Deformation behavior of the thread joint (bolt-nut fastener) under transverse loading

## 3. 締結を保持できる限界相対すべり量 $S_{cr}$

山本, 賀勢<sup>(3), (5) ~ (6)</sup>らは、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材が金属材料の場合の実験結果を用い、限界相対すべり量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  $S_{cr}$  は、ボルトの曲げ剛性及びボルト頭部の傾き係数に支配される。図2にボルトの曲げ変形簡易計算モデルを示す。  $S_{cr}$  は、ボルトをボルトの不ねじ部及びねじ部有効径を外径とした段つき丸棒とし、はめあいねじ部が自由に变形可能な片持ちはりとして仮定して導出される<sup>(3), (7) ~ (8)</sup>。

ボルト軸力  $F$  で締結された締結体に軸直角方向すべりが生じると、はめあいねじ部には摩擦力(横荷重)  $F_r$  及びナットによる拘束モーメント  $M_n$  が作用する。図2に示すように、横荷重  $F_r$  及び拘束モーメント  $M_n$  により曲げ変形が生じた場合、荷重作用点におけるボルト軸のたわみ  $\delta_F$  及び  $\delta_M$  は次式で表される。

横荷重  $F_r$  によるたわみ量  $\delta_F$  :

$$\delta_F = F_r \left( \frac{l_g^3}{3E_b I_g} + \frac{l_p^3}{3E_b I_p} + \frac{l_g l_p l_n}{E_b I_g} \right) \quad (1)$$

拘束モーメント  $M_n$  によるたわみ量  $\delta_M$  :

$$\delta_M = -M_n \left( \frac{l_g^2}{2E_b I_g} + \frac{l_p^2}{2E_b I_p} + \frac{l_g l_p}{E_b I_g} \right) \quad (2)$$

ここで,

$E_b$  : ボルトの縦弾性係数

$I_g$  : 不ねじ部の断面二次モーメント

$I_p$  : ねじ部 (有効径) の断面二次モーメント

である.

上式はボルト頭部を拘束した片持ちはりとして変形計算を行ったが, 実際にはボルト座面は被締結材と接触しているだけで完全に拘束されているとは考えられない. したがって横荷重  $F_r$  及び拘束モーメント  $M_n$  によるボルト座面の傾斜角  $\theta$  が, ボルト頭部下でのモーメント ( $F_r \times l_n - M_n$ ) に比例して傾くと仮定した次式により補正を行っている.

$$\theta = k_w (F_r l_n - M_n) \quad (3)$$

ここで,  $k_w$  は比例定数であり, ボルトの傾きやすさを示すもので, ボルト頭部の傾き係数と呼ばれている. ボルト座面の傾斜による, 荷重作用点での変位量  $\delta_\theta$  は次式で表される.

$$\delta_\theta = \theta l_n = k_w (F_r l_n^2 - M_n l_n) \quad (4)$$

以上の結果より, はめあいねじ部の荷重作用点における変位量  $\delta$  は重ね合わせの原理により次式で求められる.

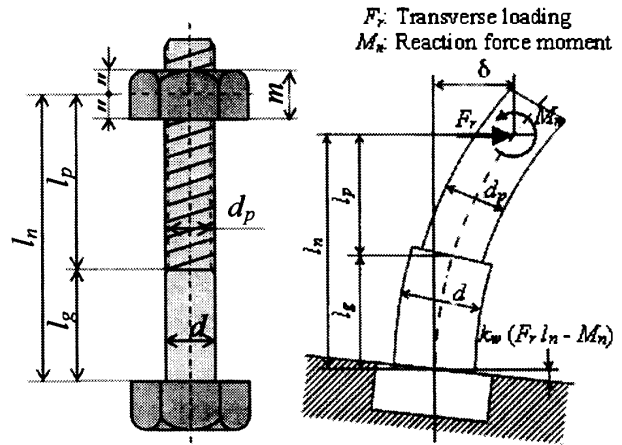
$$\begin{aligned} \delta &= \delta_F + \delta_M + \delta_\theta \\ &= F_r \left( \frac{l_g^3}{3E_b I_g} + \frac{l_p^3}{3E_b I_p} + \frac{l_g l_p l_n}{E_b I_g} + k_w l_n^2 \right) \\ &\quad - M_n \left( \frac{l_g^2}{2E_b I_g} + \frac{l_p^2}{2E_b I_p} + \frac{l_g l_p}{E_b I_g} + k_w l_n \right) \end{aligned} \quad (5)$$

ナット座面における摩擦係数を  $\mu_w$  とすると, 横荷重  $F_r$  が次式で示すように摩擦力に達したとき, ナット座面において相対すべりが発生し回転ゆるみを生じると考える.

$$F_r = \mu_w F \quad (6)$$

したがって軸直角方向の往復すべりによる回転ゆるみが発生しない限界の相対すべり量  $S_{cr}$  は次式で与えられる.

$$\begin{aligned} S_{cr} &= 2\delta \\ &= 2 \left[ F \mu_w \left( \frac{l_g^3}{3E_b I_g} + \frac{l_p^3}{3E_b I_p} + \frac{l_g l_p l_n}{E_b I_g} + k_w l_n^2 \right) \right. \\ &\quad \left. - M_n \left( \frac{l_g^2}{2E_b I_g} + \frac{l_p^2}{2E_b I_p} + \frac{l_g l_p}{E_b I_g} + k_w l_n \right) \right] \quad (7) \end{aligned}$$



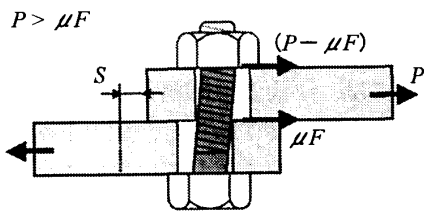
(a) Dimensional symbol of bolt-nut fastener structure (b) Deflection of bolt by transverse loading  
Fig.2 Estimation of critical relative slippage  $S_{cr}$

#### 4. ボルト首下に作用するモーメント

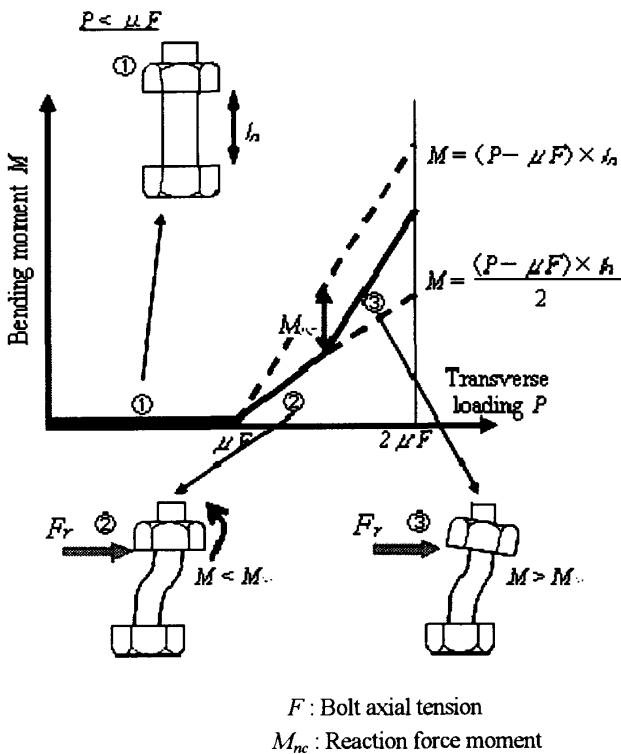
はめあいねじ部に横荷重が作用するときの, 荷重とボルト頭部直下 (首下) に作用する曲げモーメントの関係を図3に示す. 2章で述べたように, 摩擦力 ( $\mu F$ ) 以上の荷重が締結体に加わった場合, 被締結材間接触面がすべり, ボルトに曲げ変形が生ずる. 締結材間接触面では摩擦力以上の荷重を受け持たないため, それ以上の荷重はナット座面との接触面に作用する (図3 (a)). この摩擦力がボルトに対し横荷重として作用することになる. 図3 (b) ②に示すように, 横荷重が作用するとボルトに曲げモーメントが付与される. このとき横荷重によるモーメントは  $(P - \mu F) l_n$  となるが, ナットによる拘束モーメントが作用するためボルト軸は両端固定状態での変形となり, 首下に作用するモーメントは  $(P - \mu F) l_n / 2$  となる. ボルトに生ずる曲げモーメントが大きくなり, ナットによる拘束曲げモーメントが限界拘束曲げモーメント  $M_{nc}$  に達すると, ねじ面の拘束モーメントは一定となり  $(P - \mu F) l_n - M_{nc}$  で与えられる曲げモーメントがボルト首下に作用する (図3 (b) ③). 締結体に加わる荷重が摩擦力 ( $\mu F$ ) の2倍に到達すると, ナット座面と被締結材間接触面ですべりが生

じ、それ以上の荷重が作用しない (ボルトに作用する横荷重  $P$  が上昇しない) ため、曲げモーメントは一定値となる。

以下、締結体に軸直角方向負荷が作用するときのボルトの曲げモーメントを測定し、両端固定状態を保持できるモーメントを求め、これと横荷重によるモーメントとの差を求めることにより、ナットによる拘束モーメント  $M_{nc}$  を算出する。



(a) Friction forces acting on each interfaces



(b) Bending moment depend on loading  
Fig.3 Bending moment in the bolt under transverse loading

### 5. はめあいねじ部に生じる 限界拘束モーメント $M_{nc}$

**5.1 山本・賀勢らによる評価式** はめあいねじ部に生じるナットによる拘束モーメント  $M_{nc}$  について、山本・賀勢らは図4 (a) に示すモデルに基づき導出している<sup>(3)</sup>。ナットの中心に軸直角方向負荷  $F_r$  が作用していると、その点をナットの回転中心としている。また、ボルト軸力  $F$  はナットを均等に4分割したそれぞれの中央点に  $F/4$  の集中荷重として作用すると仮定している。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  $\mu_s$ 、ねじ山の半角を  $\alpha$  とすれば、近似的に次式で与えられる。

$$M_{nc} = \left( \frac{m}{4} \right) \left( \frac{\mu_s F}{\cos^2 \alpha} \right) \quad (8)$$

**5.2 本研究における提案式** 実際の締結体では、図3に示すように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。また締結により各ねじ山に作用する荷重は一樣ではなく、荷重分布が生じている<sup>(9)</sup>。本研究における拘束モーメント評価式導出の考え方を示す略図を図4 (b) に示す。ボルト・ナットのはめあいねじ部領域のみを考慮する。各ねじ山接触面においてボルトはナットによる拘束モーメントを受け、軸力によるねじ面での接触応力 (圧縮) と拘束モーメントによる最大曲げ応力 (引張) の合力を考える。この合力が0、つまり、見かけ上部分的に接触状態が解放されときの曲げモーメントをナットの限界拘束モーメントと導出する。ねじの締付けにおいてリード角  $\beta=0$  と近似しても差し支えないことが多く<sup>(12)</sup>、簡単のためねじの螺旋形状は考慮せず、ねじ部はねじ山が積み重なったそろばん玉状とし、荷重はねじ山半角を考慮しないねじ面に作用すると仮定する。はめあいねじ部のねじ山数を  $l$  とし、ボルト先端からナットとかみ合う面を原点とする。ねじ山1に作用するモーメント  $M_1$  は、接触面での応力の釣合いより次式のようになる。

$$M_1 = \frac{F_1}{A} Z \quad (9)$$

$$A = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}, \quad Z = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32d}$$

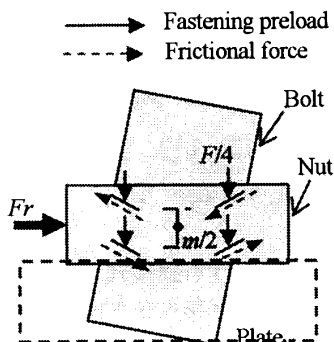
ここで、 $A$ 、 $Z$  はねじ面接触面積、ボルトの断面係数を示す。また  $d$ 、 $d_1$  はボルトの外形、谷径を示す。同様にしてねじ山2以降について考えると、それ以

前のねじ山でのモーメントも作用することを考慮して釣合い式を整理すると次式ようになる。

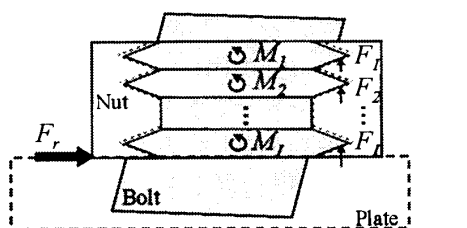
$$M_j = \frac{F_j - F_{j-1}}{A} Z \quad (10)$$

ナットによる拘束モーメントは、各ねじ山のモーメントの総和で表されるとすると次式ようになる。

$$M_{nc} = \sum_{j=1}^l M_j = \frac{F_l}{A} Z = \frac{C_l F}{8} \times \frac{d^2 + d_1^2}{d} \quad (11)$$



(a) Model of yamamoto / kase



$F_l$ : Fastening preload at each thread  
 $M_l$ : Reaction face moment at each thread

Fig.4 Force and moment at each interface

ここで、 $F_l$ はナット座面に位置するねじ山(かみ合い一山目)に作用する荷重で、そのねじ山での荷重分担率を  $C_l$  とすると、 $C_l F$  で表せる。式(11)を本研究における曲げモーメント評価式として提案する。

**5・3 ねじ山荷重分担率** <sup>(9)~(11)</sup> ねじ山の荷重分担率は、ボルト(添字  $b$ )、ナット(添字  $n$ )のねじ山における変形から軸方向の剛性  $k_a$  と半径方向の剛性  $k_r$  を用いて求めることができる。高さ(はめあいねじ部長さ)  $m$  のナットにおいて、ボルト先端からナットとかみ合う面を原点としたとき、各ねじ山における荷重分担率  $C_j$  は次式のように表される。

$$C_j = \frac{F_j}{F} - \frac{F_{j-1}}{F} = \left( \frac{\sinh(\gamma j p)}{\sinh(\gamma m)} - \frac{\sinh(\gamma(j-1)p)}{\sinh(\gamma m)} \right) \quad (12)$$

ただし、

$$\gamma = \sqrt{\frac{\frac{1}{A_b E_b} + \frac{1}{A_n E_n}}{(k_{a_b} + k_{a_n}) + (k_{r_b} + k_{r_n}) \tan \alpha}} \quad (13)$$

である。ここで、 $A$ 、 $E$ 、 $\alpha$ 、 $p$  はそれぞれ軸直角断面積、縦弾性係数、ねじ山半角、ピッチである。式(12)においては、平面変形問題として扱っていること、被締結物を剛体とすること、ナットからのボルトの突出し及び摩擦を考慮していないことといった仮定が含まれている。また、 $k_a$ 、 $k_r$  についての詳細は文献(11)を参照願いたい。以下、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。

## 6. 実験

**6・1 締結体** 図5に締結体及び各種センサーの略図を示す。締結用ボルトには市販のISO強度区分4.8のメートル並目ねじM10×1.5(ピッチ)×40(全ねじ)、及び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。またM16ボルトにおいて、はめあい長さやナットの剛性の影響を調べるため、図6に示すように中央にねじ穴を設けた40mm×40mm×45mmのブロックをナットとして用いた実験も行った。ブロックが回転しても被締結材の板幅を超えないように寸法を決定した。図5に示すように締結体として使用したボルトは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。曲げモーメント測定用にはボルトのねじ部側面の対向する位置(首下約5mm)にひずみゲージを貼り、校正後、軸力と曲げモーメントを同時に測定した。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。被締結材には市販の一般構造用圧延鋼材SS400を用いた。厚さ9mmの板材からM10では40mm×145mm、M16では64mm×157mmに切出し、ボルト挿入用の穴加工をした後、両表面には平面研削を施した。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。

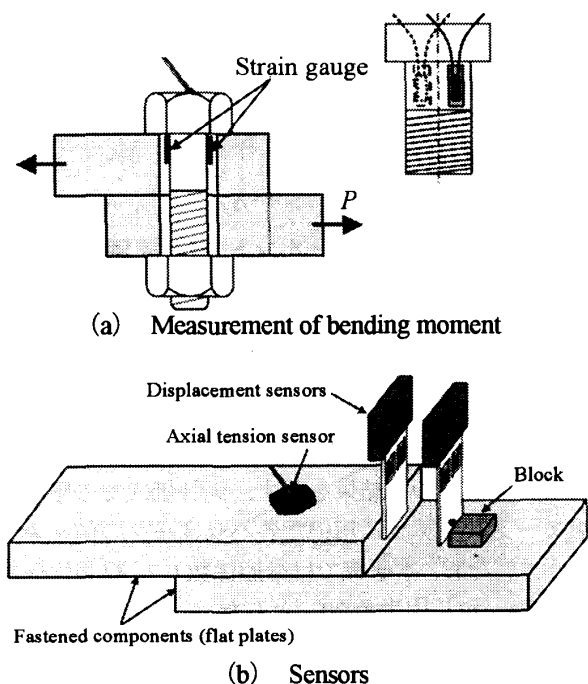


Fig.5 Bolt-nut fastener and sensors

Table 1 Specifications of M10 and M16 bolts

Nominal diameter [mm]	Ultimate tensile strength [MPa]	Proof stress [MPa]	Effective sectional area [mm <sup>2</sup> ]	Standard fastening preload [kN]
10	392	314	58	12.7
16			157	34.5

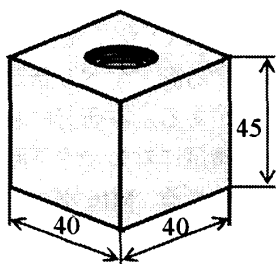


Fig.6 Block nut (M16)

**6・2 実験装置** 本報告ではボルトの軸直角方向に準静的あるいは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。

**6・3 実験方法** ボルトナット締結体に負荷を与え、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5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。

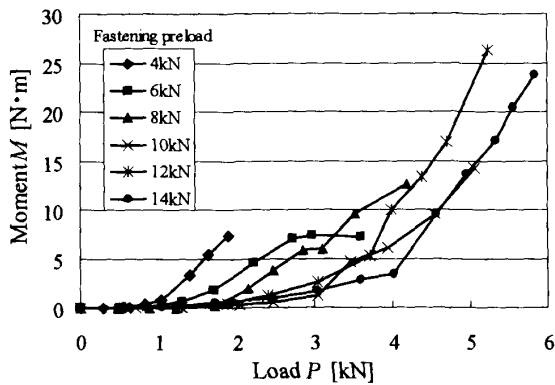
曲げモーメント測定実験では、種々の初期締付け軸力 (M10 ボルト: 4kN, 6kN, 8kN, 10kN, 12kN, 14kN の6種類, M16 ボルト: 15kN, 20kN, 25kN, 30kN, 35kN の5種類) について準静的負荷を与え実験を行った。本実験では、3章で示した評価式の検討を目的としているため、座面すべりが生じる負荷までとした。また、ナットについては六角ナットと、M16の場合のみ図6のブロックナットも用いた。

## 7. 実験結果及び検討

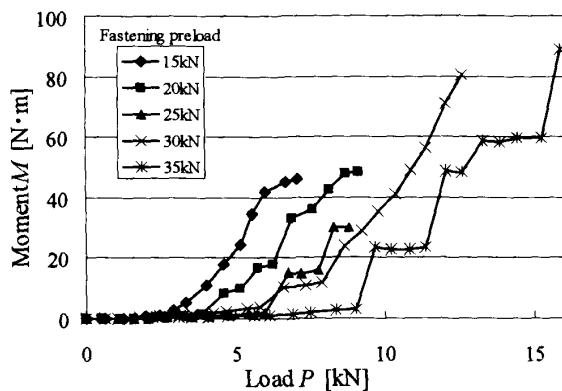
**7・1 曲げモーメント測定結果** 限界相対すべり量  $S_r$  評価式 (式 (7)) におけるナットの拘束モーメント  $M_n$  を検討するため、軸直角方向負荷によりボルト首下に作用する曲げモーメントを測定した。M10 ボルト (六角ナット) 及び M16 ボルト (六角ナット, ブロックナット) において測定された、締結体に作用する軸直角方向負荷と曲げモーメントの関係を図7に示す。

図7より、軸直角方向負荷が低いときには締結体は一体として変形するため、曲げモーメントの値が0を示している。また、負荷が摩擦係数 (初期締付け軸力  $F \times$  摩擦係数  $\mu$ ) 程度になると被締結材間でのすべり発生により、ボルトに曲げ変形が生じ曲げモーメントの値が上昇しはじめる。さらに負荷が加わると、曲げモーメントの値を示す傾きが大きくなり上昇している。これらのことから、ボルトの曲げ変形挙動については、4章で述べた挙動 (図3(b) ①, ②, ③) を示していることがわかる。

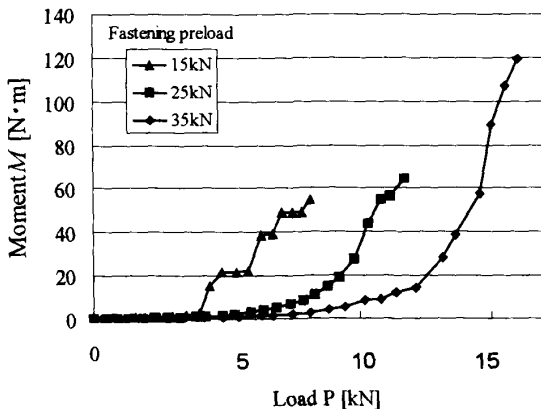
また、初期締付け軸力が高くなるにつれ、曲げ変形が生じ始める軸直角方向負荷 ( $\mu F$ ) も高くなり、ナット座面と被締結材間接触面ですべりが生じた際の、最終的な曲げモーメントの値も大きくなっている。曲げモーメントは横荷重に比例して大きくなり、軸力が高くなると接触面でのすべりを生じさせる摩擦係数も大きくなるためである。曲げモーメントは横荷重に比例して大きくなり、軸力が高くなると接触面でのすべりを生じさせる摩擦係数も大きくなるためである。図7(c) は市販の六角ナットの代わりにブロックナットを用いた実験結果である。ボルトに曲げ変形が生じた後、ナット拘束による両端固定変形を示す領域が、六角ナットに比べると大きな軸直角方向負荷まで拡大している (図3(b)の②の領域)。



(a) M10 bolt - hexagon nut



(b) M16 bolt - hexagon nut



(c) M16 bolt - block nut

Fig.7 Relations between transverse load  $P$  and bending moment  $M$ 

六角ナットに比べブロックの方が、剛性が高くはめあい長さも長いので、限界拘束モーメントが大きくなったものとする。これら曲げモーメント測定結果より、4章で述べた曲げ変形挙動をもとに限界拘束モーメント  $M_{nc}$  を算出した。摩擦係数を0.2とし、

軸直角方向負荷が摩擦力となることを基準に、測定結果を図3(b)の①, ②, ③の領域にわけ、②の曲げ状態から③の状態へ移る位置での曲げモーメント差  $((P - \mu F) \times l_n / 2)$  に相当) を  $M_{nc}$  として求めた。

7.2 限界拘束モーメント  $M_{nc}$  評価式の検討  
M10, M16 ボルトにおける拘束モーメント評価において、山本, 賀勢らの評価式, 式(8), 本研究における提案式, 式(11), 及び曲げモーメント測定実験によって求めた  $M_{nc}$  と初期締付け軸力の関係を図8に示す。M16 ボルトについては、六角ナット, ブロックナットの両結果を示す。両評価式での限界拘束モーメント算出に用いた各パラメータの値を表2に示す。なお、本研究では摩擦係数0.2, 縦弾性係数210GPa, ねじ山半角  $30^\circ$  とした。

Table 2 Each parameters in Equations (8) and (11)

	M10 bolt - Hexagon nut	M16 bolt - Hexagon nut	M16 bolt - block nut
$m$ [mm]	7.5	14	36
$d$ [mm]	10	16	16
$d_1$ [mm]	8.38	13.8	13.8
$\gamma$ [1/mm]	0.37	0.21	0.25
$C_1$	0.43	0.34	0.39

図8より、六角ナットの場合、山本らの評価式では実測値と比較してナットによる拘束モーメントがかなり弱く見積もられている。限界相対すべり量  $S_{cr}$  を評価式より算出する際、すべり量が過大に評価されてしまう可能性がある。本研究における提案式による評価では、実測値に対しやや下回るものの近い値を示しているといえる。M16 ボルトでのブロックナットの場合、提案式では六角ナットの場合と同様な結果が得られているが、山本らの評価式では過大に評価されている。式(8)に示したように、軸力を4分割し均等に作用するとした導出により、はめあい長さの影響を大きく受け、はめあい長さが長くなるほど過大評価になる傾向があると思われる。

以上の結果より、本研究において提案した限界拘束モーメント  $M_{nc}$  評価式の妥当性が確認できたと考える。したがって、締結を保持できる限界相対すべり量  $S_{cr}$  評価式として、限界拘束モーメント評価を組入れた次式を提案する。

$$S_{cr} = 2F \left[ \mu_w \left( \frac{l_g^3}{3E_b I_g} + \frac{l_p^3}{3E_b I_p} + \frac{l_g l_p l_n}{E_b I_g} + k_w l_n^2 \right) - \left( \frac{C_l (d^2 + d_1^2)}{8d} \right) \left( \frac{l_g^2}{2E_b I_g} + \frac{l_p^2}{2E_b I_p} + \frac{l_g l_p}{E_b I_g} + k_w l_n \right) \right] \quad (12)$$

8. 結 言

本報告では、ねじ締結部の軸直角方向往復すべりにおける締結を保持できる限界相対すべり量  $S_{cr}$  評価式を再構築することを目的とし、軸直角方向負荷下でのボルトに作用する曲げモーメント測定を実施し、評価式におけるナットによる拘束モーメント計算式の扱いについて検討した。以下にその結論を示す。

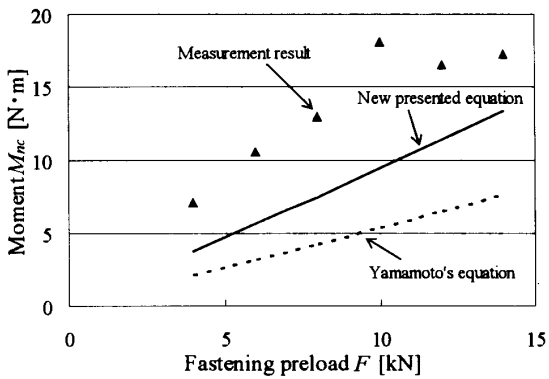
(1) 締結を保持できる限界相対すべり量  $S_{cr}$  評価式におけるナットによる限界拘束モーメント評価式について検討し、下記の新評価式を提案した。

$$M_{nc} = \frac{C_l F}{8} \times \frac{d^2 + d_1^2}{d}$$

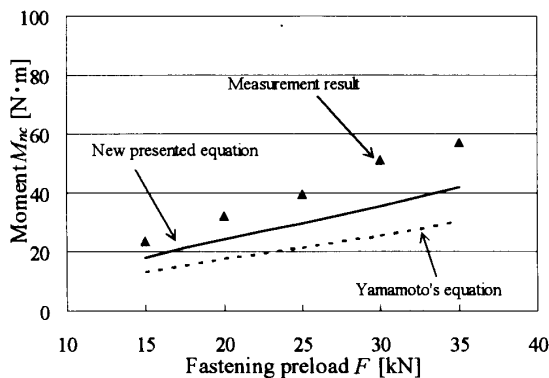
(2) 曲げモーメント測定実験を実施し、各評価式により得られる限界拘束モーメント値と実験値との比較のより、上記提案式の妥当性を確認した。

謝 辞

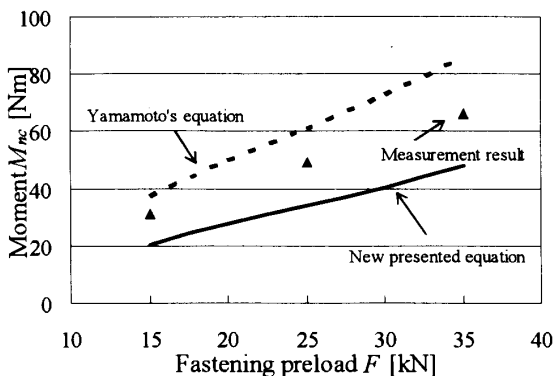
本研究を進めるにあたり久留米工業高等専門学校  
の橋村真治准教授には大変有意義な助言を頂いた。  
ここに謝意を表す。



(a) M10 bolt (Hexagon nut)



(b) M16 bolt (Hexagon nut)



(c) M16 bolt (Block nut)

Fig.8 Relations between transverse load  $P$  and reaction force moment  $M_{nc}$



## 文 献

- (1) Junker, G. H, New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration, *SAE Transactions*, Vol. 78 (1969) , pp.314-335.
- (2) Pai, N. G. and Hess, D. P., Experimental Study of Loosening of Threaded Fasteners due to Dynamic Shear Loads: *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 253, No.3 (2002) , pp.585-602.
- (3) Yamamoto, A.: *Principle and Design of Thread Joint*, Yokendo Ltd. (1995) , pp.120-127.
- (4) Kasei, S., Hagiwara, M., Ohashi, N., Namimura, Y., Tsuji, Y., Sawa, T., Kumakura, S., Hosokawa, S. and Sakai, M.: *Guide to Fastening Technology of Bolted Joints*, The Japan Research Institute for Screw Thread and Fasteners (2004) , pp.107-108.
- (5) 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.
- (6) Yamamoto, A., Kasei, S. and Kubo, T., Investigations on the Self-Loosening of Threaded Fasteners under Transverse Vibration -Theorization of Locking Performance Curve-, *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 43, No.9 (1977) , pp.1069-1074.
- (7) 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, No.4 (2005) , pp.604-615.
- (8) Nakamura, M., Hattori, T., Sato, S. and Umeki, T., Estimation of Back-Off Loosening Limit for Bolted Joints under Transverse Cyclic Loading, *Transactions of the Japanese Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.67, No.661 (2001) , pp.2976-2980.
- (9) 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 Japanese Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.702 (2005) , pp.204-212.
- (10) Yoshimoto, I., A Differential Equation (1) -Load distribution of screw thread in thread joints-, *Machinery* (1963) , pp.1924-1928.
- (11) Yamamoto, A.: *Theory and Calculation of Thread Joint*, Yokendo Ltd. (1970) , pp.49-52.
- (12) Kasei, S., Statics of screw thread described from basis -Part 1: Tightening and loosening (1) -, *Journal of the Japan Research Institute for Screw Threads and Fasteners*, Vol.38, No.10 (2007) , pp.298-302.