



引張荷重によるねじ結合体のゆるみ

熊倉 進*

Self-loosening Mechanism of Bolted-Joints under Repeated Tensile Loads

Susumu KUMAKURA*

1. はじめに

ねじは、古くから使用され、その使用範囲も非常に広い。なかには、強度計算などを必要としない箇所にも多く使用されている。そのため、ねじの使用については、その機械装置などの主な機能部分の設計や使用に比較し、とかく軽視され易いのが現状である。しかし、部材間の結合の破損は、機械装置の停止にだけに止まらず、人命にかかわる重大な問題を含んでいる。

ねじに関係する主な事故原因は、ねじの設計不良、締付け不良、保守管理の不良、疲れ破壊、ゆるみ、遅れ破壊などがあげられる。これらのなかで、ねじのゆるみは、古くから問題視され、多くの研究¹⁾が行われてきた。しかし、機械装置、構造物などの多様性から、ねじの使用形態、使用環境も非常に多種多様で、それに伴ってゆるみの発生原因も多岐にわたっている。そのため、ゆるみに関する問題が残されているのが現状である。また、ねじのゆるみには、一定の条件は存在せず、複雑に取り扱いにくい課題を多く含んでいる。ゆるみの解明にあたっては、合理的で焦点を絞った視点が重要となる。

本稿では、各種のゆるみを概説し、そのなかで主に著者が行っている引張荷重(以下、軸方向外力と呼ぶ)を受けねじ結合体のゆるみについて紹介する。

2. ゆるみの分類

締付け直後のボルト軸部に発生する引張力を予張力と総称し、機械の使用時、いろいろな原因で減少する。この

ような予張力の低下を「ねじのゆるみ」¹⁾と呼ぶ。

ねじのゆるみは、ねじが回転しないで生じるものと、ねじが回転して生じるものとに大別される。

2.1 ねじが回転しないで生じるゆるみ

この種のゆるみは、原因の把握が比較的容易であり、ゆるみの進行がある程度で停止する場合が多いので、設計の段階で考慮するか、増締めなどの手段で事故の発生をある程度防止することができる。これは、ねじが回転して生じるゆるみに比較して、研究報告が少ない。その理由は、ゆるみの原因が比較的単純であり、大きな軸力低下にはなり難いと考えられることが多いためである。この場合のゆるみの代表としては、初期ゆるみと陥没ゆるみが知られている。

(1) 陥没ゆるみ

陥没ゆるみは、締付け以後に時間経過によるクリープや外力の作用による面圧が高すぎて、被結合部材の接触部表面の塑性変形によって生じる。各種材料の限界面圧を越えれば、ボルト軸力の増大に伴い、ボルト頭部、あるいはナットの座面は、被結合部材の表面に塑性的な陥没を与えることになる。締付け後の陥没の進行は、重大でゆるみに直結する。そのため陥没ゆるみは、最大軸力に対する座面圧を被結合部材の限界面圧値以下に選ぶことから、防止できる。

(2) 初期緩み

初期ゆるみは、ねじ面、座面などの接触面の平坦化やボルト、ナットなどの結合体を構成する部品の粘弾性的性質によるへたりと、さらにこれらとは別に、ボルト・ナットの位置や姿勢の経時的な変化が原因とされる。ねじ結合体は、ボルト頭部座面、ナット座面、被結合部材同士の接合部、ねじ面などで接触している。これら各接触部の表面粗さ、う

*専任講師，機械工学科
Lecturer, Dept. of Mechanical Engineering

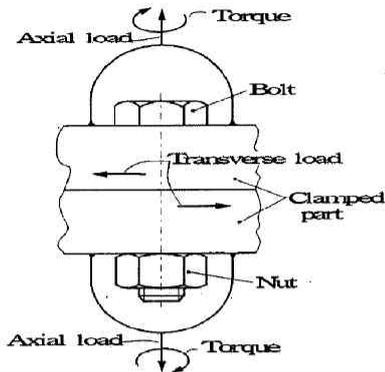


Fig. 1 Bolted joint and loads model

ねりなどの平坦化(小さな塑性変形)や材料の粘弾性変形は、へたりと呼ばれ、軸力低下の原因となる。この場合のゆるみ対策を考える場合は、締付け終了後の時間経過や外力作用によるへたり量を事前に調べ、その分を予め考慮した締付け力を決めるか、増締めなどによる防止方法がある。

(3)その他

内燃機関のコンロッドに使用されるボルトなどは、その割り形の形式によって、接触面の微動摩耗によってゆるむ場合がある。また、密封材としてアスベストなどの非弾性材料を使用する場合、そのガスケットなどのへたりによるゆるみ、さらに火災などによる熱的原因によるゆるみなどがある。

2.2 ねじが回転して生じるゆるみ

締付けられたボルト・ナットは、ねじの自立条件によって自らゆるみ回転をしない、とされている。それにもかかわらず、ボルト・ナットは、ゆるみ方向に回転することが知られている。この種のゆるみは、その進行が継続するため、非常に危険である。そのゆるみ機構は、外力の種類によって異なるとされている。図1は、ねじ結合体に作用する外力の種類を示す。外力は、ボルト軸に対して軸回り、軸直角、軸方向の三種類に分けられる。

(1)軸回り外力によるゆるみ

これは、被結合部材が外力によってボルト軸回りを回転変位する場合のゆるみである。ねじ面における締付け時トルクを T_{st} 、座面における摩擦トルクを T_w 、ねじ面におけるゆるめ時トルクを T_s とする。被結合部材に右まわりのトルクが加わり、それが回転した時に、 $T_{st} > T_w$ であればナットは、座面で滑って回転しない。次に、被結合部材に左まわりのトルクが加わり、それが回転した時に、 $T_w > T_{st}$ であれば、ナットは、被結合部材と一緒にゆるみ回転する。以下、ナットは、同じサイクルを繰り返して、被結合部材の左まわりの回転の度ごとにゆるみ回転する。回転変位によるゆるみの条件は、 $T_{st} > T_w > T_s$ である。多くの場合、 $T_w > T_s$ の条件は、満足しているため、 $T_{st} > T_w$ がゆるみを生ずる重要な条件となる。

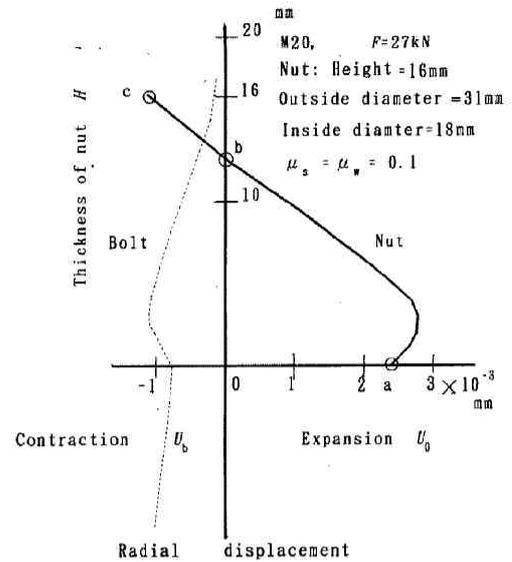


Fig. 2 Calculated results for radial deformation of bolt and nut

(2)軸直角外力によるゆるみ

被結合部材同士の相対的なずれが回転成分をもたなく、平行変位(必ずしも変位の軌跡が直線でなくてもよい)によってねじは、ゆるみを生ずる。その平行変位によってボルトは、傾きながら、その姿勢変化に伴い、ボルトねじ面がナットねじ面上を滑る。その滑りの方向は、ナットねじ面のリードに沿って下ろうとする成分を持つので、ボルト軸部は、弾性的にねじれる。続いてナット座部が座面上を滑り、その滑りは、ボルト軸部の弾性ねじれを解除しようとする成分を持つので、ナットは戻り回転する。これらの繰り返しのより、ゆるみを生じるとされている。

(3)軸方向外力によるゆるみ

ねじ結合体は、軸方向の荷重により、ボルト・ナットのねじ山における半径方向の相対的滑りを発生する。ナットは、ねじのリード角に伴う円周方向分力によって回転させられ、ゆるみを生ずる、といった結果²⁾がある。一方で、その発生はない、とする結果³⁾もあり、この種のゆるみ問題は、未解決とされていた。そこで、著者ら^{4)~6)}は、ねじの摩擦状態によって、ゆるみが発生する場合と、しない場合があることを明らかにした。次項より、その内容を述べる。

3. 軸方向外力によるゆるみ

3.1 ボルト・ナットの変形とゆるみ機構の概要

ボルト・ナットは、軸方向荷重により、負荷側ねじ面でのねじ山の角度に基づく半径方向分力によって、ナットは、半径方向の外方に拡大し、ボルトは、軸心に向かって収縮する。図2は、ボルト・ナットの外周における半径方向の変形計算の結果を示す。ねじの呼びは、M20で、JIS規格の六

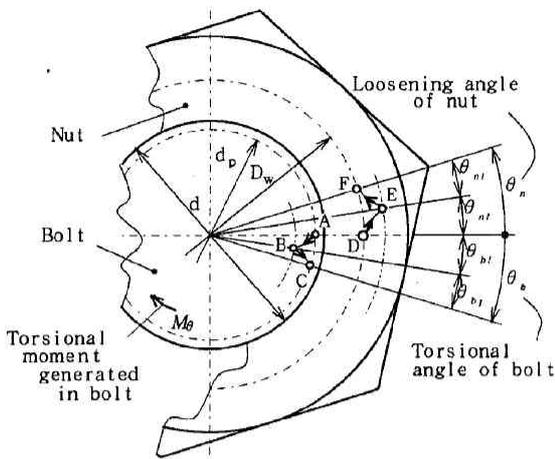


Fig. 3 Torsion of bolt and loosening rotation of nut

角ナットと近似形状としている。図は、荷重値がねじの呼びに対して比較的小さい場合の結果である。ここでは、その実験結果を示さないが、計算結果とほぼ同じことが確かめられている。このため、ねじ結合体は、荷重の増減の間、負荷ねじ面及びナット座面と被結合部材の表面との接触部(座面部)の二箇所、それぞれ滑り接触を繰り返すことになる。この滑りの中で、ボルトの負荷ねじ面は、ナットの負荷ねじ面上を荷重増減のたびに滑り下がったり、滑り上がったたりする。またねじ面は、ねじ山の角度の他にリード角に基づく傾きがあるため、下がる時も上がる時もリードに沿って下がる成分をもつ。このため、ボルトねじ面での滑りは、ボルト軸に弾性的なねじれモーメントを発生させることになる。

一方、これと同時にナット座面は、被結合部材の表面上を荷重増減のたびに半径方向に滑るが、ねじ面での滑りによって発生するねじれモーメントの作用を受け、ゆるみ方向に回転しようとする。

上述のゆるみの発生する考え方を図3で説明する。

ナットは、負荷時にねじ山の角度 α に基づく半径方向分力で拡大変形し、ボルトねじ部は、半径方向に収縮する。ボルトの有効径 d_b 上の負荷荷面の点Aは、ナットのねじ山の負荷面を半径方向に滑り下がる。同時に、ボルトねじ面は、ねじのリード角 β のため、リード方向の点Bへ滑り下がり、 θ_{bt} だけねじれる。除荷時のナットの半径方向の滑りは、負荷時と逆方向になるが、リード方向の滑りは、荷重の作用により、常に同一方向のため、点Cへ滑り下がり、ボルトは、 θ_{bt} だけねじれる。同時に、ナットの摩擦直径 D_w における点Dは、ボルトに発生するねじりトルク M_b により、負荷時に、被結合部材の座面上の点Eへ、除荷時に点Fへ滑り、各々、 θ_{nt} 、 θ_{nl} のゆるみ回転をする。

3.2 ゆるみ機構の解析

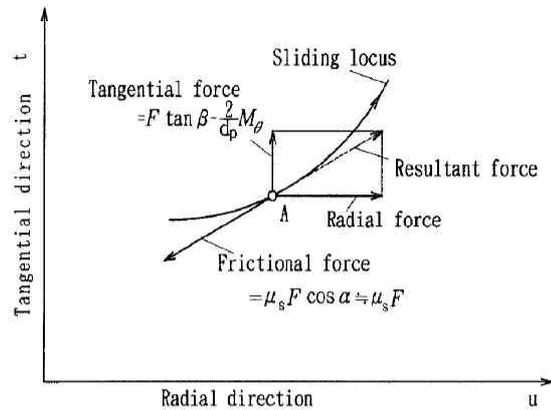


Fig. 4 Sliding locus of bolt threads on screw surface of nut threads

(1) ボルトの弾性ねじれ角

ボルトのねじれ角は、滑りの軌跡に基づいて求めることにする。図4は、負荷時にナットねじ面上におけるボルトねじ面の滑りの軌跡を軸直角平面への投影で示す。図は、ボルトねじ面がナットねじ面上をリードに沿って下がる接線方向を正とする t 座標、ボルトねじ面がナットねじ面上をねじ山の角度に沿って下がる半径方向を正とする u 座標で表す。ボルトねじ面上の点Aにおける接線方向の力は、荷重 F による接線力 F_t と、ボルトの弾性ねじりトルク M_b による接線力との差($= F \tan \beta - 2M_b / d_b$)で表される。ボルトねじ面が、ナットから受ける反力を F_n とし、接線力と半径力の合力は、ねじ面摩擦係数を μ_s とするならば、摩擦力 $\mu_s F_n \cos \alpha$ ($\approx \mu_s F$)と釣り合い、合力の瞬間における滑りの方向と一致すると考える。ここで、ボルトのねじりトルク M_b は、ボルト軸部の径 d_c 、ねじの有効断面積の径 d_s 、ボルト軸部の長さ l 、締付長さ内のねじ部長さ l_s 、ナットの高さ H 、ボルトの横弾性係数 G とするならば、次式で表される。

$$M_b = \frac{\pi G (\theta_b - \theta_n)}{32 \left(\frac{l_s}{d_c^4} + \frac{l_s + H/2}{d_s^4} \right)} \quad (1)$$

図3から、負荷時のナット拡大部における滑りの軌跡の微係数は、次式で表される。

$$\frac{dt}{du} = \frac{F \tan \beta - 2M_b/d_b}{\sqrt{(\mu_s F)^2 - (F \tan \beta - 2M_b/d_b)^2}} \quad (2)$$

ここで、式(2)の微小項を省略し、ボルトの有効径 d_b における収縮変形量を U_b 、ナットの有効径 d_p における拡大変形量を U_n とするならば、 u 座標は、 $u = U_b + U_n = K_{bn} F$ と置き換えることができる。また、ボルトのねじれ角を θ_b として、 t 座標は、 $t = \theta_b d_p / 2$ と置き換えることができる。したがって式(2)は、次式で表される。

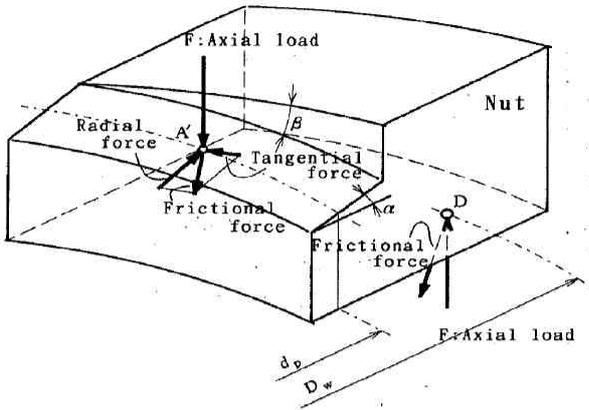


Fig. 5 External forces acting to screw surface and bearing surface of nut

$$\frac{d\theta_b}{dF} = \frac{2K_{bn} \tan \beta}{d_p \mu_s} \left(1 - \frac{2}{d_p \tan \beta} M_o \frac{1}{F} \right) \quad (3)$$

ボルト荷重が、 F_{min} から F_{max} に負荷される場合のねじれ角 θ_{bf} は、次式で表される。

$$\theta_{bf} = \frac{2K_{bn} \tan \beta}{d_p \mu_s} \left\{ (F_{max} - F_{min}) - \frac{2}{d_p \tan \beta} M_o \ln \frac{F_{max}}{F_{min}} \right\} \quad (4)$$

除荷時のねじれ角 θ_{bf} は、式(4)の中括弧内第二項の負記号を正記号に置き換えることで求まる。

(2) ナットのゆるみ角

図5は、ナットねじ面がボルトねじ面から受ける力と、ナット座面が被結合部材から受ける力の関係を示したものである。ナットのゆるみ角は、ナットねじ面における有効径 d_p 上の点A' が受ける力の半径方向及び接線方向成分と、摩擦力がナット座面の等価摩擦直径 D_w 上の点Dに及ぼす影響を考慮し、ナット座面上の滑りの軌跡から求める。ここでは、これらの影響を軸心に対するレバー比(直径比)を考慮する。

図6は、ナット座面上の滑りの軌跡を示す。ナット座面の点Dは、ボルトのねじりトルクによって、軸心からの直径比に対応した影響を受けるものとする。接線力は、 $d_p/D_w (F \tan \beta + 2M_o/d_p)$ 、摩擦力は、 $d_p/D_w (\mu_s F)$ で表すことができる。

図6から、ナットがゆるみ回転する接線方向を正とする t 座標、ナット座面が拡大する半径方向を正とする u 座標とするならば、負荷時における滑りの軌跡の微係数は、次式で表される。

$$\frac{dt}{du} = \frac{\frac{d_p}{D_w} (F \tan \beta - 2M_o/d_p)}{\sqrt{\left(\mu_s F + \frac{d_p}{D_w} \mu_s F \right)^2 - \left\{ \frac{d_p}{D_w} (F \tan \beta - 2M_o/d_p) \right\}^2}} \quad (5)$$

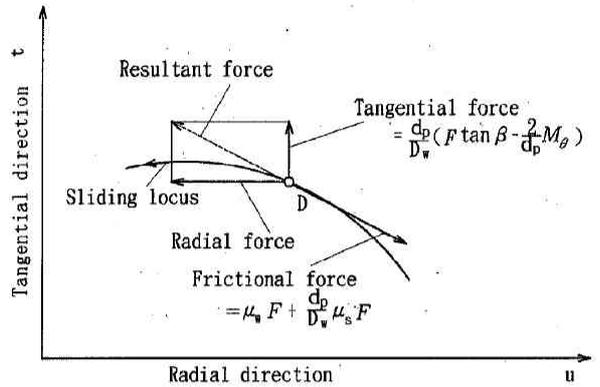


Fig. 6 Sliding locus of nut on surface of clamped plate

ここで、式(5)の微小項を省略し、 $u = U_w = K_w F$ と置き換え、また、ナットのゆるみ角 θ_n として、 $t = \theta_n D_w / 2$ と置き換える。したがって、式(5)は、簡略化され、次式で表される。

$$\frac{dt}{du} = \frac{d_p \tan \beta}{D_w \mu_w + d_p \mu_s} \left(1 + \frac{2}{d_p \tan \beta} M_o \frac{1}{F} \right) \quad (6)$$

ここで、 u は、 U_w と等しく、 $u = U_w = K_w F$ と置くことができる。 K_w は、変形に関する定数である。また、ナットのゆるみ角 θ_n を用いれば、 $t = \theta_n D_w / 2$ と置くことができるので、式(6)は、次式で表される。

$$\frac{d\theta_n}{dF} = \frac{2K_w d_p \tan \beta}{D_w (D_w \mu_w + d_p \mu_s)} \left(1 + \frac{2}{d_p \tan \beta} M_o \frac{1}{F} \right) \quad (7)$$

以下、ボルトのねじれ角を求めたと同様に、荷重 F が F_{min} から F_{max} に増大する場合のゆるみ角 θ_{nl} は、次式で表される。

$$\theta_{nl} = \frac{2K_w d_p \tan \beta}{D_w (D_w \mu_w + d_p \mu_s)} \left\{ (F_{max} - F_{min}) - \frac{2}{d_p \tan \beta} M_o \ln \frac{F_{min}}{F_{max}} \right\} - \theta_{nf} \quad (8)$$

除荷時のゆるみ角は、負荷時とは半径方向の力の向きが逆方向となる点が異なる。荷重が増大する場合と同様にしてゆるみ角 θ_{nl} を解くことができる。

したがって、ナットのゆるみ角 θ_n は、

$$\theta_n = \theta_{nf} + \theta_{nl} = 2\theta_{nf} \quad (9)$$

となる。

図2から、ナットは荷重により、座面側で大きく拡大変形し、頂面側でわずかに収縮変形⁹⁾を発生する。収縮変形における半径力の方向は、拡大部と逆向きであるが、接線力の方向は、荷重が作用している間中、常にゆるみ方向である。ここでは、荷重 F の分布をナットの座面側で大きく、頂面側で小さく分担していると仮定する。図2の頂面側 b, c 部分は、座面側の拡大変形 a, b 部分に比較してきわめて小さ

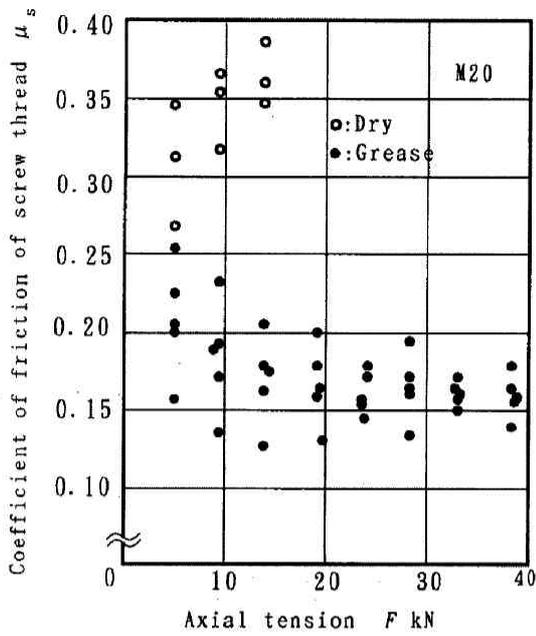


Fig. 7 Coefficient of friction between threads

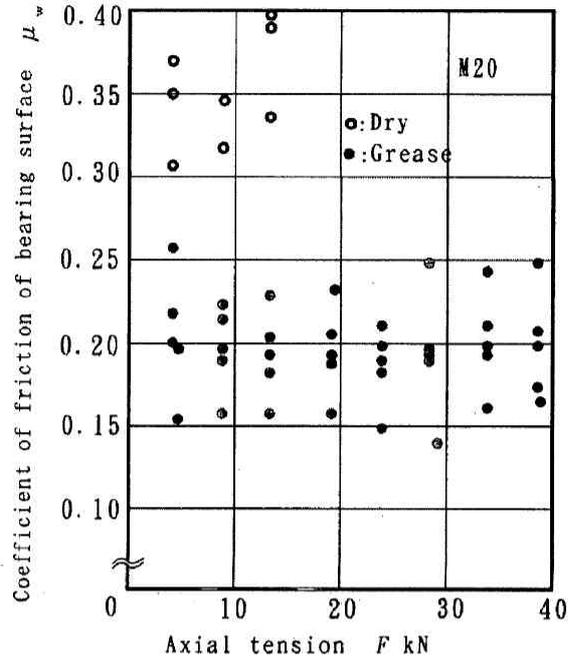


Fig. 8 Coefficient of friction between bearing surfaces

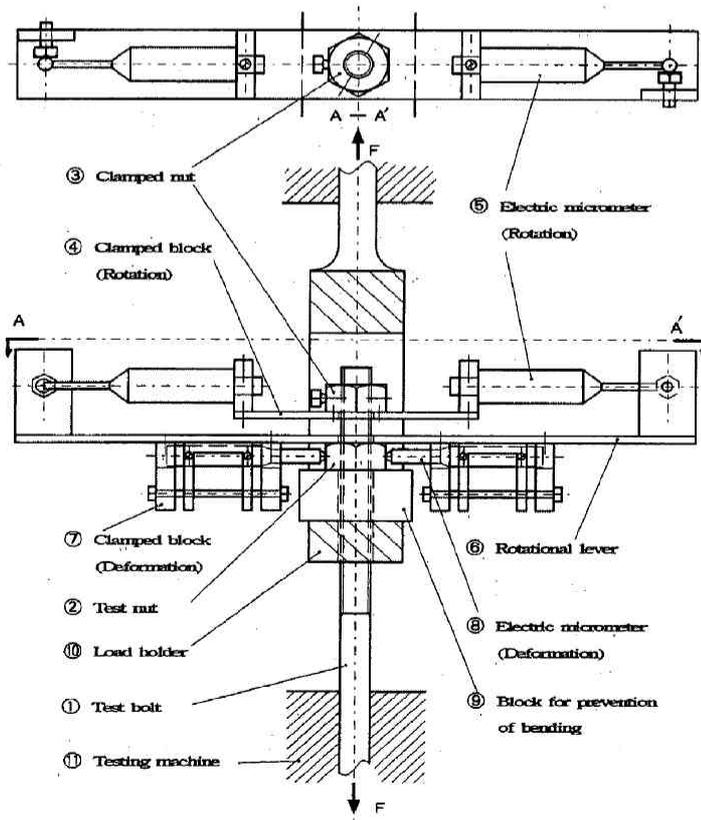


Fig. 9 Measuring equipment of loosening and deformation under repeated tensile load

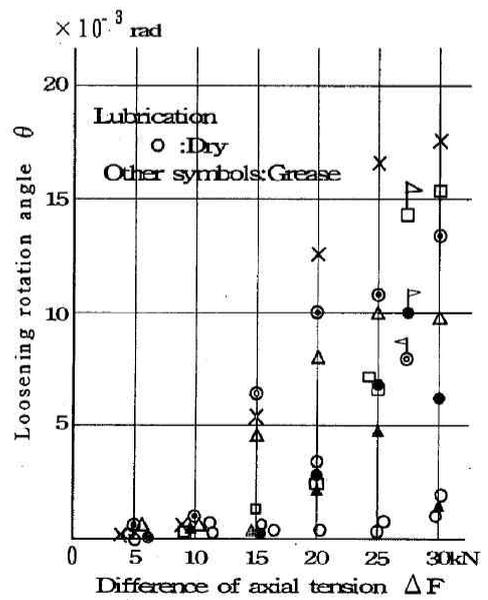


Fig. 10 Experiment results of loosening performance

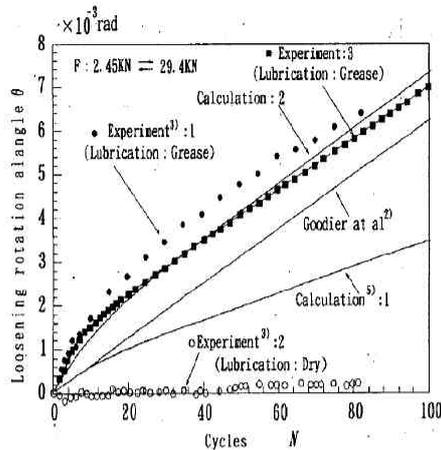


Fig. 11 Comparison of experiments and calculation in the relations between loosening rotational angle

い。しかも、その変形は、ボルトの収縮変形と同一なため、相対的な滑りは、無視できる。

3.3 ねじの摩擦係数

ゆるみが発生し易いか、し難いかは、ねじの摩擦係数と大きくかかわる。また、ねじの摩擦係数は、トルク法による締付け力の管理と関係が深いため、一般的に関心の高い問題でもある。締付け力の管理が比較的重要視される場合は、ねじの摩擦係数の値とそのばらつき程度が問題となるため、多くの結果が報告¹⁰⁾されている。ねじの摩擦係数の値は、ねじ部品そのものの因子と使用環境の因子によって変化することが分かっている。特に後者の因子の一つである潤滑状態は、大きく影響する。そのため、ねじの摩擦係数は、ゆるみ問題を検討するにあたり、使用するボルト・ナットとその使用条件から正確にその値を把握する必要がある。

図7, 8は、ゆるみの実験に使用するボルト・ナットの組み合わせたときのねじ面、座面の摩擦係数 μ_s, μ_w の結果を示す。ねじの呼びは、JISのM20のメートル並目ねじである。潤滑条件もゆるみ実験と同様に、トリクロールエチレンで洗浄後、乾燥した状態(乾燥状態)と、乾燥後、ボルト・ナットのねじ部とナット座面部にシャシグリースを塗布した潤滑状態(グリース状態)で行っている。

グリース状態のねじ面摩擦係数 μ_s は、約0.13~0.25である。乾燥状態の場合は、ボルト軸力 F の増加に伴い、接触部の焼付き現象によってトルクが著しく増加するため、 $F=15\text{kN}$ で実験を中止している。また、同状態の座面摩擦係数 μ_w の値は、いずれの試料でも0.3以上である。 μ_s の値は、グリース状態で約0.15~0.25、乾燥状態で0.3以上である。

3.4 ゆるみの実験と結果

(1) ゆるみの実験

軸方向荷重の増減は、材料試験機を用いる。図9に実験

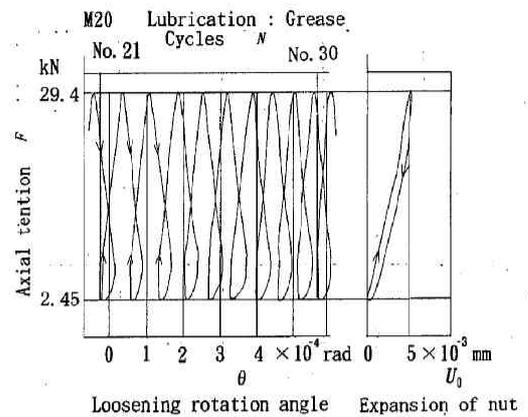


Fig. 12 Examples of loosening rotation angle and expansion of nut measured by X-Y recorder

装置の概要を示す。材料試験機⑪に荷重機枠⑩を取り付け、試験用ボルト①のねじ先に取り付けた、二個のテコ式電気マイクロメータ⑤と、試験用ナット②に取り付けた固定器具④の相対的な変位量から、ゆるみ角 θ を測定する。結果は、X-Yレコーダに記録する。また、実験の途中、ゆるみ角とナットの変形の間隔を確かめるため、ナットの二面幅の位置に対向する二個のプランジャー式電気マイクロメータ⑧を取り付ける。

(2) ゆるみの実験結果

図10は、荷重増減値 ΔF と繰り返し数 $N=100$ 回までのゆるみ角の累積値 θ_{100} を示す。図中○の記号は、二個の乾燥状態の結果を示し、他の記号は、すべてグリース状態の結果である。乾燥状態の結果は、荷重増減値 ΔF を大きくしてもゆるみが発生しない。一方、グリース状態の結果は、 $\Delta F=15\text{kN} \sim 20\text{kN}$ を超えてから、全試料がゆるみが発生する。図中の旗付き◎印は、Goodierら²⁾と同じ実験方法で行った結果を示している。結果は、ボルトの荷重増減値が小さい間は、ゆるみが発生しないが、ある増減値を超えると、ゆるみが発生する。

実用的なボルト・ナット結合体の場合、外力によってボルトが受ける追加軸力は、きわめて小さいのが一般的である。そのため、大きな追加軸力の増減値によるゆるみ現象は、特別な場合に限定されると考えるのが妥当である。例えば、軸方向の外力を伴う組合せ荷重下で、ボルト・ナット結合体は何らかの原因によって、軸力の低下が発生し、ボルトに大きな追加軸力が加わる場合などである。また、控えボルトの結合体のように、被結合部材のばね定数が小さく、軸方向の外力がボルトの追加軸力として大きく作用する場合などである。

図11は、グリース状態と乾燥状態のサイクル数 N に対するゆるみ角 θ の実験結果例を示す。グリース状態(実

験:1,3)は、ゆるみの発生を報告した結果(実験:1)と、本実験でそれを再現したゆるみ特性の結果(実験:3)を示す。いずれの結果も、繰り返しの初期時のゆるみは、ボルトの弾性トルクの増加に伴って大きく、その後、弾性トルクの定常化に伴い、一定の増加傾向を示している。結果の表示例は少ないが、これらは、いずれも図10のゆるみの結果から判るように、試料の平均的なゆるみ特性曲線を良く表している。また、図中に計算結果の二例(計算:1,2)を示す。

計算1は、ねじ山の荷重分布を均一と仮定した場合で、ねじ面と座面の摩擦係数 μ_s, μ_w をいずれも0.15と仮定し、ボルト・ナットの変形量から数値計算した結果⁹⁾である。計算2は、図2のボルト・ナットの変形量から推算し、更に、 μ_s, μ_w を3.3の $F=10\sim 30\text{kN}$ 時の測定値から数値計算した結果である。ボルト・ナットの変形量 U_b, U_w の推算は、図2のナット外周の変形曲線 a,b間の拡大変形の総量を平均した値を使用している。また、 U_w については、図2のナット外周の座面部の変形値から推算している。グリース状態の計算結果は、ねじ山の荷重分布を均一と仮定した計算1に比べ、荷重分布を考慮した計算2の方がより実験1,3と近似している。図11から、グリース状態のゆるみの実験結果は、ボルト・ナットの半径方向の変形量を考慮した計算結果と、かなり良く一致することが確認される。

図12は、グリース状態における荷重増減の1サイクル間に発生するゆるみ角 θ と、ボルト軸力 F の関係を示す。図は、ゆるみ特性が定常化した以後におけるX-Yレコーダによる θ の記録例である。また、図では、半径方向の変形を測定した記録例を併記している。ゆるみ角 θ は、負荷時、除荷時ともにゆるみ方向を示している。また、ナットの座面側の変形は、負荷時、除荷時のいずれにおいても拡大方向を示している。この記録例からも、ゆるみの発生は、ナットの拡大変形と同時に進行していることが確認できる。

(3)ゆるみが発生しない結果

図11の実験2は、乾燥状態のゆるまない場合を示している。また、図10の乾燥状態の結果も同様に、ゆるみは、発生していない。このことは、3.2から、ねじ面の半径力 F_{nr} と、ナット座面の半径力 F_{wr} の大小関係が $F_{nr} < F_{wr}$ ならば、ゆるみは発生しないことになる。 F_{nr} の近似式は、 $F_{nr} = F(\tan \alpha - \mu_s)$ であり、 F_{wr} は、 d_p と D_w の半径比で置換するならば、次式で表すことができる。

$$F_{wr} = F \left\{ (D_w / d_p) \times D_w \mu_w \right\} \quad (10)$$

よって、ゆるみの発生しない条件は、次式で示される。

$$\tan \alpha - \mu_s \leq (D_w / d_p) \mu_w \quad (11)$$

式(11)において、ねじ山の角度 $\alpha = 30^\circ$ とし、本実験条件の数値例を用い、 $D_w / d_p = 1.47$ とするならば、 $\mu_s = 0.25, \mu_w = 0.24$ 以上では、ゆるみが発生しないことになる。乾燥状態の μ_s, μ_w の値は、図7、図8の結果から、いずれも0.3以上

のため、ゆるみが発生しない理由の一つになる。

4. おわりに

各種のゆるみを概説し、そのなかで、比較的小さい締付け力のねじ結合体が軸方向外力を受ける場合のゆるみについて紹介した。このようなゆるみは、ナットの半径方向の変形と、ねじの摩擦係数とその発生の有無に大きく影響を及ぼすことを示した。

ゆるみ止めナットのなかには、ねじ面や座面の摩擦抵抗を大きくするものが多いが、ナットの半径方向の変形を利用した製品もみつけることができる。前者は、ゆるみ止めに有効であるが、一方で、締付けトルクが増大するため、その取り扱いに注意が必要である。これに対して後者は、締付けの際の取扱いは、比較的容易なため、ゆるみ止め方法の重要なヒントになると考えている。

最後に、本稿では、多くの文献を参考にさせて頂いた。記して感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 例えば、山本 見, “ねじ締結の原理と設計” 養賢堂, (1995).
- 2) J.N.Goodier & R.J.Sweeny, “Loosening by Vibration of Threaded Fastenings” Mech.Engg.67(1945), p.798.
- 3) 北郷 薫, “ボルト・ナットのゆるみについて” 日本機械学会論文集, 30,215(1964), p.934.
- 4) 佐藤 進, 津村利光, 落合勝治, “ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第1報) - 摩擦トルクについて”, 精密機械, 44,2(1978), p.161.
- 5) 佐藤 進, 細川修二, 山本 見, “ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第2報) 軸方向荷重の増減によるゆるみ機構の解明”, 精密機械, 51,8(1985), p.1540.
- 6) 細川修二, 佐藤 進, 津村利光, “ねじ結合におけるナットの変形について”, 精密機械, 51,10(1985), p.1909.
- 7) 細川修二, 佐藤 進, 津村利光, “ねじ結合におけるボルト軸部の収縮変形”, 精密機械, 53,11(1987), p.1726.
- 8) 熊倉 進, “ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第3報) 作用荷重が小さい場合のボルト・ナットの変形量を考慮した検討”, 精密工学会誌, 69,12(2003), p.1801.
- 9) 萩原正弥, 大久保英崇, 中村 光, “ねじ結合部の負荷特性, ナットの仕様が静的破壊モード及び破壊荷重に及ぼす影響”, 精密工学会誌, 67,12(2001), p.1945.
- 10) 例えば、日本ねじ研究協会出版委員会, “新版 ねじ締結ガイドブック”, 日本ねじ研究協会, (2004).