

ボルト締結部に生ずるすべりに関する研究

野 口 勉*・松 尾 征 夫**

The Study on Sliding Friction of Bolted Joints

Tsutomu NOGUCHI and Yukio MATSUO

要 旨

ボルトのゆるみを誘発する締結部におけるボルト軸直角平面内のすべりについて実験を行ない、2, 3の結果を得た。

Synopsis

Sliding friction of bolted joints, which resulted from transverse loading, causes self-loosening. We tried an experiment on the sliding friction of bolted connection in order to catch its property.

This paper shows a few results obtained through comparison between calculative and experimental result.

1. は じ め に

機械構造物などのように、いくつかの部分から成る場合の結合には、強い結合力が任意に得られ、かつ分解組み立てが可能であるという便利さのためにボルトによる摩擦締結が多用されている。

従来、雑貨の域を出なかったねじ部品も年々使用条件が過酷になり使用中にゆるむ場合があり、重大な事故につながる危険性を多分に含むため、近年盛んに研究が行なわれるようになった。しかし、ボルト締結部の設計に用いる種々のデータは設計者自身の積み重ねによる場合が依然多く満足のできる状態ではない。

上記背景を受けてその一助となるため本稿では、ボルト締結とボルトのゆるみについての一般的な解説とゆるみを誘発する一形態である被締結部材を通してボルト軸直角平面内に外力、主にモーメントが作用する場合の締結部におけるすべりについて実験した結果と計算値との比較を行なったので報告する。

2. ボルト締結について

2.1 代表的な結合法

Fig. 1に現在最も多く用いられている結合法を示した。ここで、(a)溶接による方法は高熱により材料の変形、材質の変化、残留応力の発生などを起す。次の(b)リベットによる方法では熱間成形

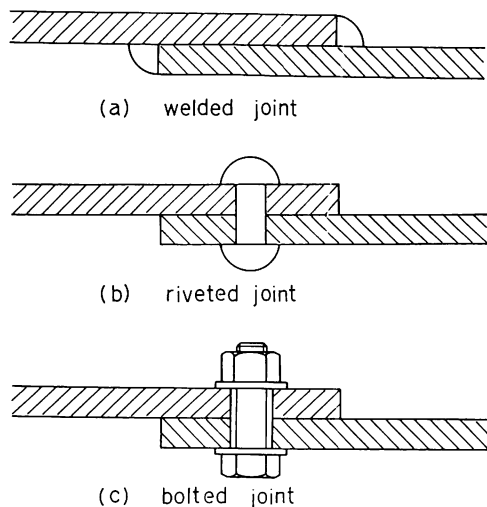


Fig. 1 Various types of joint

*助 手 機械工学科

**助教授 機械工学科

においてリベットに発生する軸力のコントロールが困難であり、冷間成形では軸部の剪断のみで荷重を受け持つため結合部の剛性が低くなる。また、上述の二方法は永久結合であり分解組み立てを必要とする部分には用いることができない。技術の熟練を必要とすることも欠点となるであろう。しかし、(c)ボルトによる摩擦接合は上記欠点を補うことから非常に多く使用されている。ただ、ボルト締結の欠点としてボルトを用いると重量が増す、また前述の通りボルトの特質からゆるみが発生する場合がある、などがあげられる。

2.2 ボルトのゆるみ

(1) ゆるみの定義

施工時、ボルト軸部に発生させた張力（初期締付け力あるいは締付け軸力と呼ぶ）の低下をもってボルトのゆるみとするが、その判定基準は一概には定め難い。一般には締付け軸力の低下率が10%~30%程度¹⁾と考えられているようである。

(2) ゆるみの分類

ボルトのゆるみには大きく分けて、ボルトとナットとが相対的回転無しにゆるむ場合と相対的に回転してゆるむ場合の二通りが考えられる。

前者の原因は座面、接合面などの表面粗さ部のへたり、被締付け材の塑性変形による陥没、ボルトと被締付け材との熱膨張率の差などによるものが考えられ、これらはボルト締付け後すみやかに進行し、ある程度でゆるみが停止する場合が多い。これを初期ゆるみと総称するが増し締めにより問題は無くなる。

しかし、後者の場合は衝撃的外力の作用による摩擦係数の減少、被締付け部材の相対的変位によるゆるみ方向トルクの伝達などが原因として考えられるが、これらの場合は使用中順次ゆるみが進行し、最終的に締付け軸力が100%近く低下することもあり重要な問題となっている。

(3) ゆるみを誘発する被締付け材の相対的変位（負荷）モード

Fig. 2 に三種類の基本的な変位モードを示した。モードIについてはボルトの締付け軸力が増減する方向に変位した場合²⁾。モードIIは被締付け材がボルト軸直角平面において平行変位をする場合³⁾。そして、モードIIIは部材が軸直角平面内で回転変位をする場合⁴⁾である。

各モードのゆるみ現象については各々の研究機

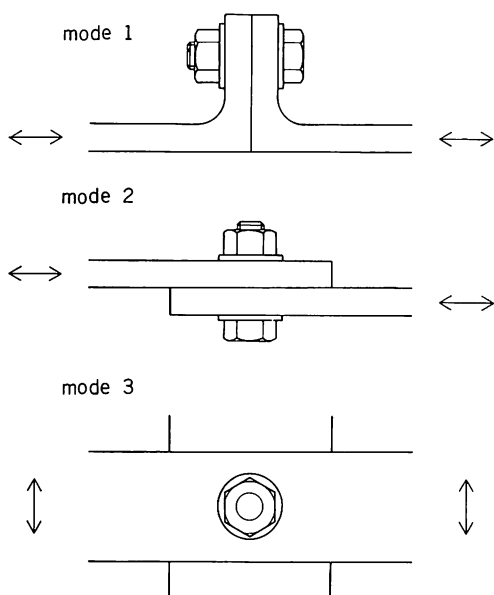


Fig. 2 Displacement mode

関で調べられている。また、実際の使用においてはモードIIとモードIIIとが組み合わさった形が多い、この場合については著者の一人が以前行なった報告⁵⁾で若干触れている。しかしながら、ゆるみの発現以前に生じる各モードのすべり現象については不明な点が多い現状にあり、また耐振構造などへ利用し得る可能性も十分ある⁶⁾ため早急に調査研究されることが望まれている。

3. 実験

本章では、今回行なった実験と実験結果の推測、確認なども含めたすべり抵抗の算定法とについて説明する。

Fig. 3 に実験の概略図を示した。帯板材(member 1)の一端を固定板(member 2)でボルト締めして、ボルト軸直角平面内で被締付け材どうしが相対的変位を起すように、自由端側を連続的に

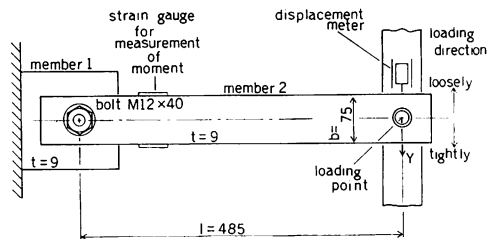


Fig. 3 Experimental set up

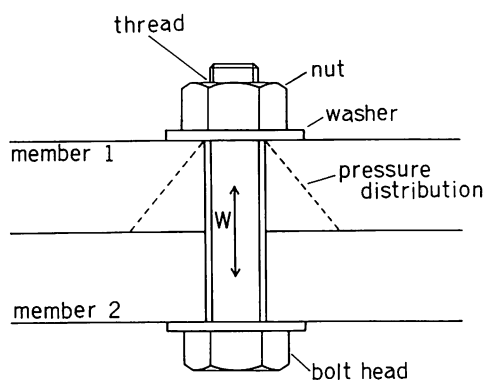


Fig. 4 Bolted connection

強制変位させる形とした。

まず、ボルト締結部におけるすべり面の確認を行ない、すべり抵抗の算定方法について述べる。

3.1 すべり抵抗の計算

ボルト締結部を Fig. 4 に示した。ここで、負荷を帯板に加えること、またボルト・ナットのもつ対称性によってナット側上半分のみを考えるものとする。

すべり得る面は上から、ねじ面、ナットと座金の接触面、座金と被締付け材との接触面、そして被締付け材どうしの接合面の四面が考えられる。しかし、座金の硬度と被締付け材の硬度とにかなりの差があり座金が被締付け材表面にかみ付くためその面ではすべらないようである。また、ねじ面でのすべりにはねじがゆるむ方向としめる方向の二通りの方向があるので、これらを区別して考える。

ボルト締結部にはモーメントと力が同時に加わる形となることが Fig. 3 より理解できると思うが、以前行なった実験⁷⁾により単一ボルトによる結合の場合モーメントに比べ力による影響は非常に小さいので、すべり抵抗はすべり抵抗モーメント M_R のみを考える。

1) ねじ面におけるすべり抵抗モーメント m_s

ねじが締付けられる方向に回転する場合のすべり抵抗モーメントを m_{st} 、ゆるむ方向にすべる場合のすべり抵抗モーメントを m_{sl} とすると次式により求められる⁸⁾。

$$m_{st} = \frac{W \cdot d_p}{2} \tan(\rho' + \beta) \quad (1)$$

$$m_{sl} = \frac{W \cdot d_p}{2} \tan(\rho' - \beta) \quad (2)$$

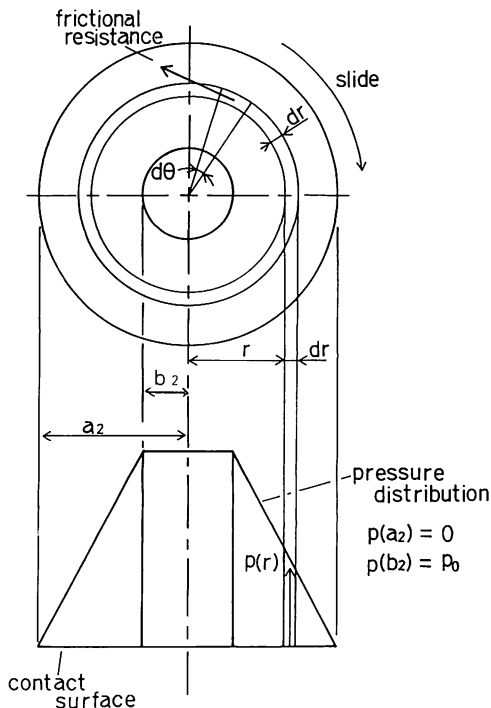


Fig. 5 Pressure distribution and Frictional resistance

ただし、 W : ボルトの締付け軸力、 d_p : ねじの有効径、 β : リード角、 $\rho = \tan^{-1}(\mu_s / \cos \alpha')$ 、 μ_s : ねじ面での摩擦係数、 α' : ねじ山直角断面におけるねじ山半角である。

2) ナットと座金の接触面におけるすべり抵抗モーメント m_{nw}

この場合、座金の穴径 $2b_1$ とナット座面の外径 $2a_1$ とに囲まれる円筒断面状の面で接触し、面圧は平均的に分布すると考えられるので抵抗モーメントは次式により求められる。

$$m_{nw} = \int_{b_1}^{a_1} \int_0^{2\pi} \mu_w \cdot \bar{p} \cdot r^2 d\theta dr \quad (3)$$

ただし、 $\bar{p} = W / \pi(a_1^2 - b_1^2)$: 平均面圧、 μ_w : 接触面での摩擦係数である。

3) 被締付部材間の接合面におけるすべり抵抗モーメント m_j

Fig. 5 は部材の接合面における面圧分布を示した図である。通し穴の縁で最大面圧 p_0 を示し半径方向に直線分布、周方向に一定であると仮定する⁹⁾。半径方向の任意の位置 r における面圧 $p(r)$ は

$$P(r) = \frac{3W(a_2 - r)}{\pi(a_2 - b_2)(a_2^2 + a_2b_2 - 2b_2^2)}$$

となる。ここで、 a_2 ：摩擦面の外半径、 b_2 ：摩擦面の内半径（通し穴半径）を表す。

よって、部材間接合面での摩擦抵抗モーメント m_j は

$$m_j = \int_{b_2}^{a_2} \int_0^{2\pi} \mu_j \cdot p(r) \cdot r^2 d\theta dr \quad (4)$$

となる。ただし、 μ_j ：接合面における摩擦係数。

4) 全すべり抵抗モーメント M_R

Fig. 4 のボルト締結部において、帯板に負荷を加えると被締付け部材あるいはボルト軸部の弾性により一面でのみすべることがすべりの初期段階で起り得る、と以前報告した⁵⁾が明らかな相対的変位を生じるすべりという意味においては二つの面の同時すべりが必要十分の条件となる。

外力を受ける位置から判断すると被締付け部材間の接合面がその一つの面となるが、もう一つの面は即断できない。

ここで、概算によって各抵抗モーメントの大小関係を求めてみると次に示すようになった。

$$m_j > m_{n.w} \geq m_{st} > m_{sl} \quad (5)$$

ここで、各数値をねじ部については JISB 0205 から、ボルト・ナット・座金については JISB 1186 から、また通し穴の径は JISB 1001 の 1 級、被締付け材厚さは 9 mm でその時の摩擦面外半径 a_2 は文献 9) より各々値をひろった。摩擦係数は便宜上、 $\mu_s = \mu_{nw} = \mu_j \equiv \mu$ として計算を行なっている。

式⑤より明かなように、荷重がナットに対してゆりみ方向に加った場合は部材間接合面とねじ面との二つの面ですべりが生じる。

また、外力がナットに対してしまり側に負荷された場合は接合面とねじ面ですべることが多いであろう。しかし、ねじ部が締る方向にすべることからボルトの締付け軸力が増加してねじ面でのすべりが停止し、ナットと座金の接触面におけるすべりに移行すると考えられる。

以上、すべり抵抗モーメントの算定を通して結合部のすべり形式なども予測してみたが、まとめると全すべり抵抗モーメント M_R は、

$$M_R = \begin{cases} m_j + m_{sl} & (\text{荷重方向} \quad \text{ゆるみ側}) \\ m_j + m_{nw} & (\quad \quad \quad \quad \quad \text{しまり側}) \end{cases} \quad (6)$$

となる。

3.2 実験方法

Fig. 3 により説明する。厚さ t なる被締付け材 (SS 41, 黒皮表面) のうち、固定板を試験機に取り付け、帯板を摩擦接合用高力六角ボルト・ナット・平座金のセット (JISB 1186, 2 種, B, M 12×40) を用いて任意の締付け軸力 W をボルト首下に貼り付けた抵抗線ひずみゲージにより設定して、片持ち梁状に固定板に締付ける。締付け位置 (ボルト軸心) から帯板上 1 だけ隔てた点を荷重点として変位装置をセットする。この変位装置が強制的平行変位を連続的に帯板荷重点へ加えることにより締結部のボルト軸直角平面内へ外力を与える形とした。

負荷方向はナットに対してしまり方向とゆるみ方向の二種類とし、変位装置の負荷速度は 2.5 mm/sec である。ボルト締付け軸力は 19.6 kN (2.0 tf), 24.5 kN (2.5 tf), 29.4 kN (3.0 tf) の三種について実験を行なった。

上記実験条件を組み合せ、一つの実験について十回の計測を繰り返し行ない、締結部に加えられるモーメントと荷重点での変位を測定し、ボルトの締付け軸力の変化を静ひずみ計で観察した。

また、実験は無潤滑で行ない、計算に用いる各面の摩擦係数は文献から $\mu_j = 0.3^{10)}$ 、 $\mu_s = \mu_{nw} = 0.2^{11)}$ とした。

4. 結果及び考察

4.1 締結部のすべり形式について

ボルトの締付け軸力が 19.6 kN (2.0 tf) で負荷方向がゆるみ側のときのデータ例を Fig. 6 に示した。横軸は荷重点での変位、縦軸にはボルト締結部に負荷されるモーメントを表わしている。

締結部にすべりが生ずる前は荷重点変位の増加

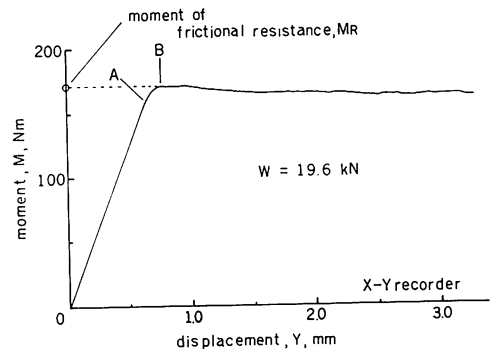


Fig. 6 One example of experimental data

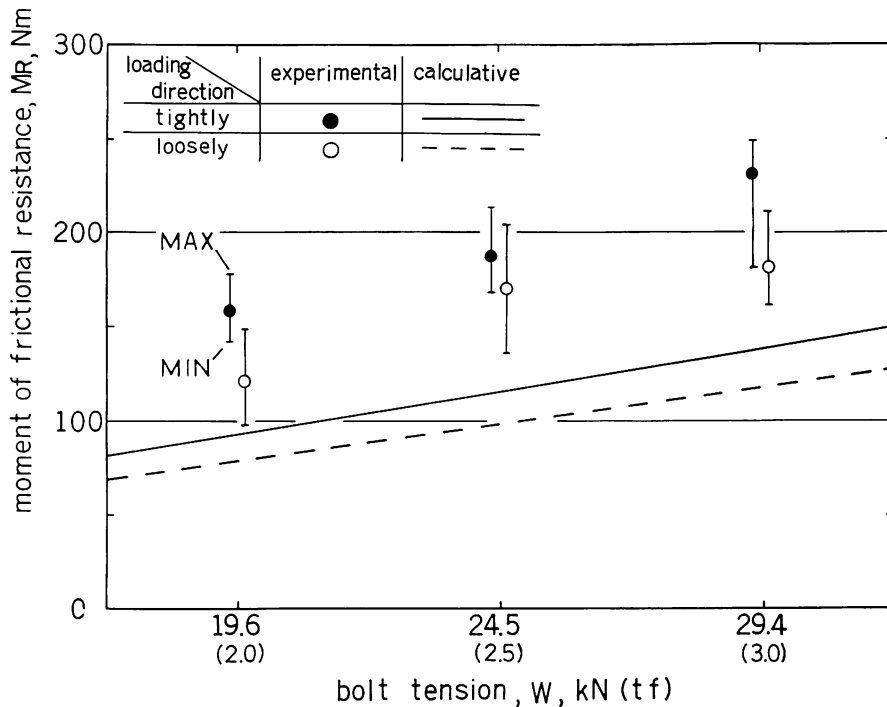


Fig. 7 Comparison of experimental result with the calculative, regarding moment of frictional resistance (M_R) along different bolt tension (W)

に比例して負荷モーメントも増加するが、点Aを境に両者の比例関係が崩れていく。この領域は被締付け材あるいはボルト軸部などの弾性によって摩擦面の部分的すべりが順次増加していく過渡状態だと思われる。

また、図中点Bに達すると以後荷重点変位の増加に伴うモーメントの増加は停止する。この点に到って二つの摩擦面における全面のすべりが起ったと判断される。そして、この点Bにおけるモーメントの値が締結部の全すべり抵抗モーメント M_R となる。また、この例においては二面目のすべりがねじ部ゆるみ方向に発生しボルト締付け軸力が低下するため、点B以後モーメントが低下している。

ここでは、ゆるみにつながるすべりとして上記のデータ例を上げたが、3.1(4)で述べたようにモーメントがナットに対してしまり方向に加わる場合のすべり形式も他例により確認された。

4.2 全すべり抵抗モーメントについて

Fig. 7に全すべり抵抗モーメントとボルト締付け軸力の関係を示した。計算値と実験により得

られた値とを合わせて載せ、負荷方向の区別も図中に示した通りである。

実験値のばらつきの範囲は各締付け軸力においてかなり大きい。大部分が摩擦現象の再現性の悪さ、すなわち摩擦係数のばらつきに起因するものと考えられる。

計算式によって明らかであった締付け軸力との比例関係が非常に良く実験に現れた。しかし、計算値に比べ傾きが若干大きめである。面圧が変化することによって真の接触面積に違いが生じるためと考えている。

各締付け軸力において、負荷方向の違いによる抵抗モーメントの大小関係が計算値と一致し、その値の差違なども締付け時にボルト軸部に残留するモーメント⁵⁾を考慮すると計算結果に同程度であると考えられる。また、計算結果では、締付け軸力が大きくなると、負荷方向の違いによる抵抗モーメントの差が大きくなっている。量的には、締付け軸力が4.9 kN (0.5 tf) 増す毎に3.48 Nm (0.355 kgf・m) 程度その差が増えている。

すべり抵抗モーメントとしての比較では、計算結果と実験結果との間に40%前後の違いがあり、

その差は小さくない。原因として高面圧を受ける接触面での局所的な剪断破壊なども考えられるが明らかではない。いずれにしても摩擦係数は文献から値を読み取るだけでなく実際に測定する必要があると考える。また、摩擦係数の値は小さくなるが潤滑して実験することにより安定した結果が得られるであろう。

以上、今回行なった実験方法などは、ある程度の傾向を把握するのに十分であったと判断する。しかし、今回観察にとどめたボルト軸力の変化などは今後記録する必要があると思われる。

5. 結 び

現在ボルト締結において問題となっているボルトのゆるみとゆるみの原因となる締結部のすべり、特にボルト軸直角平面内のすべりについてその概略を解説できたと思う。

今回の実験で得られた結果をまとめると以下の通りである。

1. ボルト締結部のすべり形式を把握し得た。
2. 実験と計算とにより得られた結果とが、傾向において十分一致したことにより計算法の妥当性が確認できた。
3. 計算法の妥当性によって、高面圧下における摩擦面での状態を把握することが実験値と計算値との差を小さくする確信を得た。

終りに、本報をまとめるにあたり指導助言を賜った室蘭工業大学星野悟教授、試験機の製作に

御協力頂いた本校機械工学科並びに実習工場の各位に深く感謝する。

文 献

- 1) 日本ねじ研究協会：高強度ボルトの締結性能に関する標準化のための調査研究報告書第Ⅲ報，1980
- 2) 佐藤他2名：ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究第1報，精密機械，44巻，p. 161，1978
- 3) 山本他1名：軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究，精密機械，45巻，p. 620，1979
- 4) 酒井：ボルトのゆるみ第2報，日本機械学会論文集，44巻，377号，p. 288，1978
- 5) 野口他1名：ボルト結合部の摩擦抵抗トルクについて第2報，精機学会春季大会講演論文集，p. 241，1982
- 6) 野口他2名：ボルト結合構造物の結合部による減衰能，精機学会道支部学術講演会前刷集，p. 21，1979
- 7) 野口他3名：多数ボルトによる締結部のモーメントと力によるすべり挙動第3報，精機学会春季大会講演論文集，p. 228，1980
- 8) 山本：ねじ締結の理論と計算，養賢堂，1979
- 9) 田中：ボルト結合体接合面の圧力分布について，日本機械学会講演論文集，No. 782-1，p. 45，1978
- 10) 日本建築学会：高力ボルト接合設計施工指針，1972
- 11) 齊当他2名：ねじ結合体のゆるみに及ぼす摩擦特性の影響，日本機械学会講演論文集，No. 720-16，1972

(昭和57年11月30日受理)