ボルト・ナット結合体に軸直角方向の 往復荷重が作用したときのボルトのゆるみ

矢 沢 信 八^{*1}, 北 郷 薫^{*2}

Loosening of a Bolt-Nut Connection Induced by a Tangential Load Applied to a Clamped Plate

Shimpachi YAZAWA and Kaoru HONGO

The loosening of a bolt-nut connection induced by a tangential load applied to a clamped plate is investigated theoretically and experimentally. The results obtained are as follows: 1. A driving torsional torque is induced on the bearing surface of the bolt head by slip of the bolt head on the fixed plate. 2. The above torsional torque is either in the tightening or loosening direction of the bolt according to the distribution of loads on the bearing surface of the bolt head. 3. If the resisting frictional torque on the screw thread part of the bolt in the mating nut is overcome by the above torsional torque, rotation of the bolt is caused in the nut which remains fixed on the clamped plate. The rotation of the bolt is either in the tightening or loosening direction depending on the direction of the above torsional torque. If the total sum of loosening rotation is greater than that of tightening, then the result is the loosening of the bolt. 4. The above torsional torque and the resisting frictional torque are much smaller than those expected from the coefficient of sliding friction.

Key Words: Fixing Element, Screw Thread, Bolt-Nut Connection, Tangential Load, Self-Loosening, Torsional Torque

1. 緒 言

筆者らが、これまでに行ったねじのゆるみに関するいくつかの実験で、ボルト・ナット結合体に軸直角方向の往復荷重を作用させたゆるみ実験では、

(1) ボルトがゆるみ回転をする。

(2) ボルトはゆるみと締まりの動作を交互に繰返している。

(3) ボルトをゆるめたりあるいは締めたりするときのトルクは大変小さい。

などの実験事実が得られている。特に(3)のゆるみ時のトルクが大変小さいということは、ゆるみの防止という点からゆゆしい問題である。

ボルトのゆるみとそれに伴う上記の諸現象の機構を解明するために、はめあいねじ部におけるトルク、ボルト頭座面の軸力分布、曲げモーメント、およびトルクなどについて解析を行い、それらの式によって10個の制約条件式と目的関数を設定する。そしてゆるみ実験で得られた諸実験値を制約条件式と目的関数に代

入し、非線形最適化法による計算で、目的関数を最小にするボルト頭座面の摩擦係数、軸力振幅、位相角およびはめあいねじ部の摩擦角など4個の値を求め、それらの値によってねじ部とボルト頭座面のトルクを算出した。これらのトルクとゆるみに影響を与える諸実験事実から、ゆるみとそれぞれの現象の機構が解明された。

2. はめあいねじ部におけるトルクとボルト頭座面の滑りの際に発生するトルクと滑り量の解析

2・1 はめあいねじ部におけるトルク

2・1・1 はめあいねじ部におけるゆるみ方向のトルク T_{SL} 前報⁽¹⁾の軸力分布の解析において、ボルトおねじと被締め付け体にはさまれたくさびとしてのナットは図1に示すように、全円周上で半径方向から角

図 1 円周上に生じるくさびの抜き出る力 p_i

* 昭和 62 年 7 月 14 日 東海支部三重地方講演会において講演、原稿受付 昭和 61 年 10 月 23 日。

*¹ 正員、信州大学工学部 (〒380 長野市若里 500)。

*² 正員、工学院大学 (〒160-91 東京都新宿区西新宿 1-24-2)。

度 γ 反時計方向へ傾いた方向に抜き出る力 p_i を受けることを示した。この p_i の円周方向成分、 $p_i \sin \gamma$ がナットをゆるみ回転させようとする力となり、その力によるゆるめトルク T_N は前報の式(9)を用いて、

$$T_N = \frac{dc}{2} [\tan(\alpha - \phi) + \tan(-\phi)] \sin \gamma F_z \cdots (1)$$

で示される。今、式(1)に M12 並目ねじにおける荷重作用径 $dc=11.053$ mm, 最大くさび角 $\alpha=30.1^\circ$, $\gamma=5.0^\circ$ を、また摩擦角 $\phi=8.53^\circ$ (摩擦係数 $\mu=0.15$ のときの角度) と軸力 $F_z=24.5$ kN {2500 kgf} などを代入すると、 $T_N=2.9$ N·m となる。一方、スパナでナットをゆるめるときのトルク T_L はねじ部とナット座面のそれぞれの摩擦係数 μ について、 $\mu=0.15$ とすると、

$$T_L = 0.156 F_z d^{(2)} \cdots (2)$$

で、 $d=12.0$ mm と $F_z=24.5$ kN を式(2)に代入すると、 $T_L=45.9$ N·m となり、両計算値を比較すると、 $T_L > T_N$ となって、トルク T_N の大きさではナットをゆるみ回転することができない。そこで、ボルトおねじがナットめねじの最大くさび角方向に滑り降りようとする力 P_b が図2(a)および図2(b)に示すように円周上に発生する。その力 P_b は次式で示される。

$$P_b = P_z \tan(\phi_s - \alpha) \cdots (3)$$

ここで、 P_z は分布軸力、 α は最大くさび角、 ϕ_s はねじ面の摩擦角。

そして図2(c)に示すように、その力 P_b の円周方向成分 $P_b \sin \gamma$ がボルトをゆるみ回転させようとする力となり、この力によってはめあいねじ部におけるボルトのゆるみ回転方向のトルク T_{SL} は

$$T_{SL} = \frac{dc}{2} F_z \tan(\phi_s - \alpha) \sin \gamma \cdots (4)$$

となる。

2.1.2 はめあいねじ部における締め付け方向のトルク T_{ST} ボルトが締め付け回転を受ける場合には、ボルトおねじがナットめねじの最大くさび角の方向に滑り登ろうとし、この場合も先のゆるみのときと

同様に円周方向成分が締め付け回転させようとする力となり、この力のはめあいねじ部におけるボルトの締め付け回転方向のトルク T_{ST} は

$$T_{ST} = \frac{dc}{2} F_z \tan(\phi_s + \alpha) \sin \gamma \cdots (5)$$

で示される。

以上の T_{SL} と T_{ST} の両トルクに対して、ボルト頭座面の滑りによって発生するトルク T_{BL} あるいは T_{BT} (2.2.3 節で詳述) がボルト円筒部を伝わってはめあいねじ部に作用したときに、ゆるめ方向の T_{BL} が、 $T_{BL} > T_{SL}$ のときはねじ部にゆるみが生じ、また締めまり方向のトルク T_{BT} が、 $T_{BT} > T_{ST}$ のときはねじ部に締めまりが起きる。

2.2 ボルト頭座面における軸力 F_z 、曲げモーメント M_b およびボルト頭座面の滑りの際に発生するトルク T_{BL} または T_{BT} ボルト頭座面上の軸力は直径 $d_w=1.3d$ (M12 ボルトでは $d_w=15.6$) の円周上に、図3に示すような形で分布しているものとし、分布軸力 p_h を次式で示す。

$$p_h = A + B \cos(\theta + \beta) \cdots (6)$$

ここで、 A は平均分布軸力、 B は分布軸力における振幅、 β は位相角、 θ は変数で $0 \sim 2\pi$ の変域とする。

2.2.1 軸力 F_z について 軸力 F_z は分布軸力 p_h の総和であるから

$$\begin{aligned} F_z &= \int_0^{2\pi} (A + B \cos(\theta + \beta)) d\theta \\ &= 2\pi A \cdots (7) \end{aligned}$$

また、式(7)から平均軸力 A は

$$A = F_z / 2\pi \cdots (8)$$

2.2.2 曲げモーメント M_b について 図4に示すように、分布軸力 p_h は軸直角方向の中心線 a-a と直角な中心線 b-b 軸に対して曲げモーメント m を生

図2 おねじがめねじの斜面を滑り降りようとする力 P_b

図3 ボルト頭座面上の分布軸力 p_h

図4 ボルト頭座面に生じる曲げモーメント m

じ,

$$m = \frac{d_w}{2} p_h \cos \theta \quad \dots\dots\dots (9)$$

で、ボルト頭座面に発生する全曲げモーメント M_B は

$$\begin{aligned} M_B &= \frac{d_w}{2} \int_0^{2\pi} (A + B \cos(\theta + \beta)) \cos \theta d\theta \\ &= \frac{d_w}{2} \pi B \cos \beta \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

2・2・3 ボルト頭座面の滑りによって生じる摩擦トルク T_{BL} あるいは T_{BT} について 滑り面における摩擦係数を μ_w とすると、図5に示すように座面が滑る際に分布軸力 p_h によって、摩擦力 $\mu_w p_h$ が生じ、この力が座面の中心 O に作用するトルク t は

$$t = \mu_w \frac{d_w}{2} p_h \sin \theta$$

で、ボルト頭座面における全摩擦トルク T_{BL} あるいは T_{BT} は次式で示される。ここで、 T_{BL} はボルトがゆるむときのトルク、 T_{BT} は締まるときのトルクである。

$$\begin{aligned} T_{BL} &= T_{BT} = \mu_w \frac{d_w}{2} \int_0^{2\pi} (A + B \cos(\theta + \beta)) \\ &\quad \times \sin \theta d\theta \\ &= -\mu_w \frac{d_w}{2} \pi B \sin \beta \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

2・3 制約条件式と目的関数の設定 さて、これまでに T_{SL} の式(4)、 T_{ST} の式(5)、 F_z の式(7)、 M_B の式(10)および T_{BL} あるいは T_{BT} の式(11)の5個の式が導出されたが、これらの式において既知のものは、実験値の F_z 、 M_B の2個だけで、ほかの T_{SL} 、 T_{ST} 、 ϕ_s 、 T_{BL} 、 T_{BT} 、 $\mu_w B$ および β の8個は未知数である。しかるに、 T_{SL} 、 T_{ST} および T_{BL} (T_{BT}) などの各式は式(4)、(5)、(11)に示すように、定数と ϕ_s 、 μ_w 、 B そして β の未知数のうちのいずれかによって表示されているので、結局、未知数は ϕ_s 、 μ_w 、 B そして β の4個となる。これら4個の未知数は、それぞれが取得値の範囲が分っているので、条件式で表すことができる。また、2・1・2節において、式 T_{BL} と式 T_{SL} または式 T_{BT} と式 T_{ST} の間には $|T_{BL}| - |T_{SL}| > 0$ または $|T_{BT}| - |T_{ST}| > 0$ の条件が示されている。そしてさらに、ボルト頭座面の摩擦力 $\mu_w F_z$ と座面に作用する横荷重

図5 ボルト頭座面が滑る際に生じるトルク t

F_x (実験値で既知)の間では $|\mu_w F_z| - |F_x| > 0$ の条件式も分っている。以上のことによって、この問題は上記の諸制約条件式のもとで、目的関数 OF をボルト頭座面の曲げモーメント M_B の式(10)から、曲げモーメントの実験値 LM_B を引く式とし、その差を最小にする4個の未知数を決定する問題である。これはすなわち非線形最適化問題である。

さて、具体的に諸制約条件式と目的関数 OF を示すと下記ようになる。制約条件式は式(12)から式(21)までの10個の式で、目的関数 OF の式は(22)である。

$$|T_{BL}| - |T_{SL}| > 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$|A| > |B| \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$|B| > 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$|\pi/2| > |\beta| \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$|\beta| > 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\phi_s > 5.7^\circ \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$11.3^\circ > \phi_s \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\mu_w > 0.10 \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$0.20 > \mu_w \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$|\mu_w F_z| - |F_x| > 0 \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$OF = |M_B - LM_B| \quad \dots\dots\dots (22)$$

ボルトが締め付け回転を受ける場合の式(12)は

$$|T_{BT}| - |T_{ST}| > 0$$

となる。

なお、往復板(図7あるいは図8を参照)の変位中に、実験結果の図12と図13が示すように、ボルト頭座面の曲げモーメント M_B の符号やボルトの回転方向(ゆるみ回転あるいは締め付け回転)が変化するので、当然、軸力振幅 B と位相角 β の符号も変わる。したがって、制約条件式(13)~(16)の使用に当たっては図6に示すように、ボルト頭座面の右方向滑り、すなわち、締まりの場合は(a)と(b)の中から、また左方向滑りのゆるみの場合は(c)と(d)の中から実験値の条件に

図6 ボルト頭座面における曲げモーメント M_B と摩擦トルク T_{BT} あるいは T_{BL} との関係

合うものを採択して計算を行わなければならない。

2・4 ボルト頭座面の滑り量の計算 図7に示すように、往復板が移動するときナットと往復板の間にはほとんど滑りがないことが確認されている。そしてこのことは図14(a)にも示されている。さて、図7に見るように、ナットの軸直角方向移動量 DN に伴って片持ばりとしてのボルト自由端側も移動する。この移動量には、たわみ δ_B とボルト頭座面の弾性傾きによる移動 δ_i が含まれている。これらの変形による移動量がナットの移動量 DN に満たない場合には、ボルト頭座面に滑り SL が生じる。今、座面の滑り量 SL を近似的に算出するために、図7に示すように、ナット高さの中間点 Q (ボルト頭座面から l の距離) に集中横荷重 F_X と集中曲げモーメント M_N が作用しているものとする、これらの荷重によって Q 点のたわみ δ_B は

$$\delta_B = Y_B + Y_S + Y_M$$

で表すことができる。ここで、 Y_B と Y_S は F_X による曲げたわみとせん断たわみで、 Y_M は M_N による曲げたわみである。

また曲げモーメント M_B によるボルト頭座面の弾性傾き角 i は、単位曲げモーメントに対する傾き角のコンプライアンスを C_m とすると、 $i = C_m M_B$ で、傾き角 i による Q 点の移動量 δ_i は図7から、

$$\delta_i = l C_m M_B$$

となる。したがって、ボルト頭座面の滑り量 SL は

$$SL = DN - (\delta_B + \delta_i) \dots\dots\dots (23)$$

で表される。

3. 実 験

3・1 実験装置 図8は往復板(被締め付け体)を軸直角方向に往復移動させて、ボルトをゆるませる装置である。往復板2と固定板(本体)1はボルトとナットで締め付けられていて、その締め付け長さは40mmである。往復板に軸直角方向荷重を作用させると横に滑り、そのときナットは往復板との間の摩擦力で

図7 往復板の変位 DN とボルト頭座面の滑り SL との関係

一緒に移動する。往復板の移動は左右の油圧ジャッキの押し棒3で、交互に往復板を押し、ひずみゲージ付きの検出器4で変位を検出しながら所定の移動を行う。試験ボルト5の円筒部には軸力を測るひずみゲージ1組と曲げモーメントを測るひずみゲージ5組がはられている。また、ボルトの回転角を検出するために、図9に示す測定具①はナットに、②はボルトのねじ先端部に固定されている。測定具①に取付けられている検出器③の測定子は、測定具②の棒と接触しており、測定具②の回転を検出する。往復板の1往復変位中における40点(1.2mmの往復変位量に対して、0.03mmの変位刻み量をとると40点となり、7往復では280点となる)の変位量と、それに対応する軸力、曲げモーメントのそれぞれ40点の量、そしてボルトの回転角については7往復中の280点の量をA-D変換して、マイクロコンピュータに記憶させる。実験終了後、往復板の変位量に対する軸力、各曲げモーメントそしてボルトの回転角などの値をX-Yプロットによって各々線図として描く。

3・2 実験条件 試験ボルトおよびナットはM12並目ねじ(ピッチ1.75mm)で、材質はSCM435である。そしてボルトの首下長さは60mm、ねじ部長さは34mmである。また、ねじの等級は5H/6gで、おねじとめねじの間のすきまは190 μ m付近である。実験に先立って、ボルトとナットをトリクロロエチレンで洗浄し、乾燥後マシン油10をはめあいねじ部に塗布して潤滑剤とする。締め付け力 F_z は約20.10kN、往

1 Fixed plate 4 Pick up
2 Reciprocating plate 5 Bolt
3 Push rod 6 Nut

図8 ボルトをゆるませる実験装置

図9 ボルトの回転角を検出する測定具

復板の変位全振幅は 0.6 mm で、ゆっくりと往復移動させる。

3.3 実験結果 横軸に往復変位 DN を、縦軸に締め付け力（軸力） F_z 、軸直角荷重（横荷重） F_x 、ボルト頭座面の曲げモーメント M_B とはめあいねじ部の中間点に作用する曲げモーメント M_N 、そしてボルトのゆるみまたは締め付けの回転角 ψ_{LT} をとって、各々の線図に描いたものが、図 10～12 そして 13 である。

図 10 では、往復板の 1 往復中に軸力は増減して一定でない。また、図 11 の軸直角荷重 F_x や、図 12 の曲げモーメント M_B の各々は前報⁽¹⁾の場合と同じく変動し、1 往復でループを形成している。なお、はめあいねじ部に負荷する曲げモーメント M_N の変化の概略を見るために、ボルト頭座面から 45 mm の点（ナット高さの中間点）に集中曲げモーメントが作用しているものとして、その集中曲げモーメントの大きさを次式によって求めた。

$$M_N = M_B - 45.0 F_x \dots \dots \dots (24)$$

ボルトのゆるみ回転あるいは締め回り回転の角度変化 ψ_{LT} を示す図 13 では、ボルトは締めりとゆるみの動作を交互に繰返しており、締めりに対してゆるみのほうが 1 往復で約 0.013° 大きいので、ボルトは徐々にゆるんでいく。図 10 における軸力 F_z の最大と最小の差

0.87 kN に対する図 13 のゆるみ角 ψ_{LT} の最大と最小の差 0.11° とは計算の結果ほぼ対応していることがわかった。同様に締め付け角 ψ_{LT} の場合も同じである。

また上記の実験とは別に、ゆるみ時におけるボルト頭座面あるいはナット座面の滑り状態や、リングが回転滑りを伴った直進滑りをする際の回転方向の摩擦係数を調べるための簡単な補足実験を行った。

さらに、ボルト円筒部に軸力とトルクを検出するためのひずみゲージをはって、ゆるみ実験中の軸力対トルクの変動を調べる実験も行った。

ボルトあるいはナットの側面平たん部に検出器の測定子を接触させて、軸直角方向の滑り状態を調べたのが図 14 の (a) と (b) である。図 14 (a) ではボルト頭が大きく滑るのに対して、ナットはほとんど滑らない。このときはボルトのゆるみが確認されている。図

図 10 往復変位 DN に対する軸力 F_z の変化

図 11 往復変位 DN に対する軸直角荷重 F_x の変化

図 12 往復変位 DN に対する曲げモーメント M_B と M_N の変化

図 13 往復変位 DN に対するボルトの回転角の変化

(a)

(b)

(c)

図 14 往復変位 DN に対するボルト頭座面またはナット座面の滑りの変化

14(b)はナット座面に MoS_2 を塗布し、ボルト頭座面は図 14(a)のときと同じ無潤滑で、このときはナットが大きく滑り、ゆるみ回転をしている。そしてボルト頭の滑り状態を調べる何回かの実験から、図 14(c)に示すような平行四辺形状のパターンが認められた。すなわち、辺 AB と辺 CD の滑りの小さい区間と辺 BC と辺 DA の滑りの大きい区間がはっきりと現れていることである。そして中には辺 AB'、辺 CD' のように、ほとんど滑りのない場合もある。

なお、この実験から次のことが分った。一般にナット座面は滑らないでボルト頭座面が滑り、そして座面の滑りがあるボルトにゆるみ回転が発生する。

次に、図 15 の (a)～(c) は重さ W が 32.86 N {3.35 kgf} の鋼製リング (外径 215 mm, 内径 186 mm, 厚さ 47 mm) を厚さ 5 mm のガラス板上に乗せ、リングの外周におもりを付けた糸を巻き付けて、リングに直進滑りあるいは回転滑りを与えている図である。図 15(a)の直進滑りの場合摩擦係数 μ は 0.1 で、また図 15(b)の定位置で回転滑りをさせる場合の摩擦係数 μ も 0.1 である。そして図 15(c)のように F_1 と F_2 のおもりの大きさを変えて滑らせると、リングは回転滑りを伴った直進滑りをする。図 15 の表に示す F_1 と F_2 の差がわずか 0.15～0.23 N {16～24 gf} の力でも回転をするので、このときの回転方向の見掛けの摩擦係数 μ_r を $(F_1 - F_2)/W$ の式で算出すると、表に示すような非常に小さな値となる。このときの直進滑りの摩擦係数 μ は 0.1 で変わらない。

以上によって、直進滑りの際に回転方向の見掛けの摩擦係数が非常に小さくなることは、ボルトやナットのゆるみ回転の発生の場合にも十分当てはまる重要な実験事実である。

最後に、図 16 の (a) と (b) は横軸に軸力を縦軸にトルクをとって、ゆるみの進行中における軸力とトル

クの変動を線図に描いたものである。図 16(a)と図 16(b)の各々の線図において、ゆるみ過程が複雑なもの、単純なものさまであるが、いずれも規則的に変動しながらゆるんでいくのが見られる。図中、TA と記した線図がナットの締め付けトルクで、TS はナット締め付け時のねじ部のトルクである。そしてゆるみ過程におけるトルクは大変小さく現れている。この場合ボルトがゆるみ回転しているので、+側 (TA, TS 側) のトルクがボルトをゆるめるトルクで、-側のトルクが締め付けトルクとなる。

4. ボルトのゆるみの計算結果と考察

3・3 節に示した実験結果から、1 往復中の各点における、ボルト頭座面の軸力振幅 B 、位相角 β 、摩擦係数 μ_w 、そしてはめあいねじ部の摩擦角 ϕ_s など 4 個の未知数を MPLSUMT (非線形最適化プログラム) で求め、さらに、それらの値によってねじ部のトルク T_{SL} 、 T_{ST} とボルト頭座面のトルク T_{BL} 、 T_{BT} も算出した。以上の計算結果について、往復板の変位 DN に対するそれぞれの値の変化を線図に示したものが図 17～19 である。なお、線図に示してないが、このときのはめあいねじ部の摩擦角 ϕ_s は 8.53° (摩擦係数で 0.15) 前後が多く、また、座面の摩擦係数 μ_w は 0.17～0.18 の間にあった。そして目的関数 OF の値、すなわち M_B の計

図 15 リングの滑りの実験

(a)

(b)

図 16 ゆるみの際の軸力とトルクの変動

図 17 往復変位 DN に対するボルト頭座面の平均軸力 A と軸力振幅 B の変化

図 18 往復変位 DN に対するボルト頭座面の位相角 β の変化

図 19 往復変位 DN に対するねじ部のトルク T_{SL}, T_{ST} とボルト頭座面のトルク T_{BL}, T_{BT} の変化

図 20 往復変位 DN に対するボルト頭座面の滑り SL の変化

算値と実験値 LM_B の差は $10^{-5} \sim 10^{-12}$ と非常に小さな値であるので、算出された各値は荷重負荷状態を示す値として十分妥当なものと考ええる。

4.1 ボルト頭座面の滑りについて ボルト頭座面の滑り SL の計算結果を線図に示したのが図 20 で、図 14(c)の滑りのパターンと良く類似している。ゆるみ線図(図 13)と滑り線図(図 20)の両者を対照させると、その傾向が一致している。ゆるみの大きい所では滑りも大きく、小さい所ではゆるみも小さい。したがって、これらの結果からゆるみの大きさは、滑りの大きさに大きく依存していることが分かる。

さて、このボルト頭座面の滑り線図(図 20)で、ゆるみと締め付け時における滑り量が等しいが、図 19において、曲線 T_{BL} と T_{SL} で囲まれたゆるみ側の面積で示したトルクと、曲線 T_{BT} と T_{ST} で囲まれた締め付け側の面積で示したトルクを比較すると、明らかに前者のほうが大きい。またこの傾向は図 16のゆるみ線図にも現れている。したがって、図 19の線図によって、ボルトはゆるみと締め付けを交互に繰返しながら少しずつゆるみ回転をしていくのが分かる。

ボルト頭座面の滑り線図、図 14(c)において、平行四辺形の辺 AB' と辺 CD' では傾きがないので、その区間では滑りがなくゆるみは発生しない。このことか

ら、辺 AB' (または辺 CD') の区間に対応する往復板の変位量 DN が限界すべり量⁽³⁾⁽⁴⁾と考える。

なお、座面のコンプライアンス C_m を算出するに当たり、石川が示した式⁽⁵⁾を参考にした。本実験における C_m の値は、 $C_m = 2.96 \times 10^{-8}$ rad/Nmm である。

4.2 ねじ部とボルト頭座面の摩擦係数 図 19のトルク線図で⑪～⑫～⑬のゆるみ過程において、例えば⑫の場合、軸力 $F_z = 20.2$ kN, T_{SL} は 3.8 Nm, そして T_{BL} は 8.3 Nm である。このときのはめあいねじ部の滑り摩擦係数 μ_s は 0.15 である。ナットを回してねじをゆるめる式において、ねじ部のトルク T_{SL} は山本が示した式⁽²⁾によると、

$$T_{SL} = (0.53 \mu_s - 0.020) F_z d \quad \dots\dots\dots (25)$$

で、この式(25)に上記 T_{SL} , F_z , $d = 12.0$ を代入して見掛けの摩擦係数 μ_s を求めると、 $\mu_s = 0.07$ と大変小さな値になる。また座面の滑り摩擦係数 μ_w は 0.17 であるが、座面の摩擦トルク T_{BL} の式⁽²⁾は

$$T_{BL} = 0.65 \mu_w F_z d \quad \dots\dots\dots (26)$$

で示され、式(26)に上記の T_{BL} , F_z , d を代入して見掛けの摩擦係数 μ_w を算出すると、 $\mu_w = 0.05$ と小さな値となり、このことは図 15に示す補足実験結果の傾向と一致する。以上の計算結果から、ねじ部とボルト頭座面における見掛けの摩擦係数が大きく低下しており、このことがゆるみが発生する大きな要因となっていることが分かる。

4.3 ボルトのゆるみあるいは締め付け 計算と実験の両結果から、ボルト頭座面が滑るさいに発生するゆるめトルク T_{BL} 、あるいは締め付けトルク T_{BT} がボルトをゆるみ回転させたりあるいは締め付け回転させていることが分かる。

5. 結 言

これまでに述べた実験結果および計算結果から、次の結論が得られた。

(1) 筆者らが提案したボルト頭座面の軸力分布の式によって、ボルトのゆるみあるいは締まりの計算を行った結果、得られた種々の値は満足するものである。提案の式は軸力分布を表示する式として妥当であると考えられる。

(2) 往復板（被締め付け体）の変位に対するボルト頭座面の滑り線図は平行四辺形状で、滑りの大きい所と小さい所が明確に現れている。またこの線図から往復板の変位量がある限度（限界変位量）以下のとき、ボルト頭座面に滑りのない場合が生じ、そのときはねじのゆるみが発生しないことが分かった。

(3) ボルトのゆるみあるいは締まりの大きさは、ボルト頭座面の滑りの大きさに大きく依存する。

(4) ボルト頭座面は往復滑りの際の摩擦力の分布状態によって、ボルトをゆるめたりあるいは締めたりする作用を行う。

(5) はめあいねじ部およびボルト頭座面の回転方向における見掛けの摩擦係数は接触面の滑り摩擦係数の約 $1/2 \sim 1/3$ に減少している。

終わりに、本研究は筆者の一人が東京大学に内地研究員として滞在中に行ったものである。折々、有益な助言を賜った中島尚正先生に厚く御礼を申し上げます。

また、岸義樹氏をはじめ設計工学研究室の皆様の温かなご援助に対しても、心から感謝の意を表します。

文 献

- (1) 矢沢・北郷, 機論, 53-488 (昭62), 980.
- (2) 山本, ねじ締結の理論と計算, (昭45), 89, 養賢堂.
- (3) 山本・賀勢, 精密機械, 42-6 (昭51), 507.
- (4) 酒井, 機論, 44-377 (昭53), 279.
- (5) 石川, 機論, 17-59 (昭26), 103.

討 論

〔質問〕 山 本 晃

(1) 横荷重 F_x の測定方法をお伺いしたい。また、 F_x と往復板を固定板に対し横にずらすときの接合面における摩擦抵抗との関係も教示されたい。

(2) 位相角 β が変化する (図18) メカニズムをわかりやすく説明されたい。

(3) 式(11)によれば $T_{BL} = T_{BT}$ ののに、図19ではその関係が見られないのはなぜか。

(4) 図14(a), (b)において、ボルト、ナットそれぞれについてすべりが存在する DN の範囲が異なるのはなぜか。

(5) 図16(a), (b)において、軸トルクに変動があるのは軸部に弾性ねじれがあることを意味している。ボルト頭座面が固定板上をすべるときこの弾性ねじれを解除しようとする現象が付加されると思うが、これがサイクル終了ごとのゆるみに影響がありはしまいか、ご一考願いたい。

〔回答〕 (1) (i) 横荷重 (軸直角荷重) F_x は直接測定したものではない。片持ばりとしてのボルトにおいて、ボルト頭座面 (固定端) から距離 c と d の点の曲げモーメント M_1 と M_5 の測定値を、 $F_x = (M_1 - M_5)/(d - c)$ の式に代入して算出したものである。なお、曲げモーメント M_1 と M_5 はボルト円筒部にはられたひずみゲージによって測定される。

(1) (ii) 往復板を横にずらすときの力は測定されていないが、この力 W は $W = \mu_p F_z + F_x + \mu_w F_z$ で

示される。ここで、 $\mu_p F_z$ は軸力 F_z で締め付けられた往復板と固定板の間の摩擦力、 F_x はボルトに作用する横荷重、そして $\mu_w F_z$ はボルト頭座面のすべり摩擦力である。本実験では両板の接合面に MoS_2 を塗布し、すべりを良くしているので摩擦力 $\mu_p F_z$ は小さいものとする。次に、 F_x と $\mu_w F_z$ の大きさを比較すると、例えば DN が -0.3 mm において、 F_x は本文の図11より約 2.0 kN で、これに対して $\mu_w F_z$ は本文の図10から F_z は 19.9 kN 、またそのときの μ_w は 0.17 であるから、 $\mu_w F_z$ は 3.4 kN となる。したがって、 $\mu_w F_z > F_x$ となり、この関係は往復板の全行程において成立している。

(2) 位相角 β の変化について、付図1(a-1)に示すゆるみ過程の①～④と締め付け過程の⑤～⑧のそれぞれ4点の場合について説明する。

まず、①, ②は付図1(a-2)の $DN-M_B$ 線図より、 $M_B < 0$ としてゆるみであるから、本文の図6(d)に該当し、 β は $0 \sim -\pi/2$ の間にある。③, ④では $M_B > 0$ 、ゆるみであるから、図6(c)に該当し、 β は $0 \sim \pi/2$ の間にある。最適化の計算から①～④のそれぞれの β は $-36, 0, 55, 30^\circ$ と算出された。次に、⑤～⑧の締め付け過程では、⑤, ⑥は本文図6(a)に該当し、⑦, ⑧は図6(b)に該当する。最適化計算の結果、⑤～⑧における β は $50, 83, -64, 50^\circ$ となっている。

(3) T_{BL} および T_{BT} を表す式は全く同じので、式(11)において $T_{BL} = T_{BT}$ と示した。最適化計算を行う

付図 1

に当たり、2・3 節の制約条件式と目的関数の設定のところで述べているように、曲げモーメント M_B の符号とボルトの回転方向の変化によって条件式(13)～(16)が変わるので、算出される B および β も変わる。そして B と β を用いて算出される T_{BL} あるいは T_{BT} も当然異なってくる。

(4) 図 14(a), (b) に示されているボルト頭とナットのそれぞれの軸直角方向のすべりは同時に測定されたものでない。初めにナットのすべりを測定し、次に同じ検出器でボルト頭のすべりを測定する。X-Y レコーダにおいて、往復板の DN を ± 0.4 mm (横軸) ナットあるいはボルト頭のすべりを ± 0.1 mm (縦軸) としてそれぞれフルスケールで設定してすべりの測定を行う。図 14(a) ではボルト頭のすべりが往復板の変位が ± 0.2 mm を過ぎるあたりで、すでに ± 0.1 mm 近くまできているので、 DN を ± 0.2 mm 過ぎまでとした。それに対しナットは DN が ± 0.4 mm になってもすべりが無い。同様に図 14(b) ではナットのすべりが往復板の DN が ± 0.2 mm のすぐ手前で ± 0.1 mm となっている。それに対してボルト頭のすべりは DN が ± 0.4 mm になっても小さい。以上によって、ボルト頭あるいはナットのすべりが ± 0.1 mm 附近になるのに応じて DN の範囲を決めた。

(5) ボルト頭座面が固定板上をすべる際に発生する摩擦トルクによって、ボルトをゆるめたりあるいは締めたりする作用を行うので、弾性ねじれを解除するということは考えられない。ゆるめ側の弾性ねじれがあるときはボルトはゆるんでいるとき、また締めり側の弾性ねじれがあるときはボルトは締められているときと考える。

〔質問〕 酒井 智 次〔トヨタ自動車株〕

(1) 貴論文の内容が質問者の論文(付1)と下記の点において一致していることに意を強くしている。著者のご意見を伺いたい。

- (i) 被締付け物の限界すべり量が存在する。
- (ii) 座面すべりの繰返しによってゆるみ回転が進行する。
- (iii) ゆるみ回転角は座面すべり量に大きく依存する。
- (iv) すべり下では摩擦係数が非常に小さくなり、これがゆるみ回転の大きな要因になっている。

(2) 貴説のゆるみ機構を一口で言えば、「 $T_{BL} > T_{SL}$ [式(11), (4)]」と考えてよいか。

(3) 細部についてお伺いしたい。

- (i) 図 1 の γ とはどのような角度か。
- (ii) 2646 ページ左欄 31～33 行め、ボルトが締付け回転を受ける場合には、最大くさび角方向には回転できない。したがって、式(5)は成立しないと考えるが、いかがか。
- (iii) 式(6)のように仮定された理由は何か。
- (iv) 式(6)で、 β は何を意味する量か。
- (v) 式(11)で $\beta = 0$ の場合、 $T_{BL} = T_{BT} = 0$ となるが、この場合どのようなメカニズムでボルトがゆるみ回転すると考えられるか。
- (vi) 2647 ページ左欄下から 2 行め、「この問題」とはどのようなことか。

(vii) 式(12)～(22)は何の制約条件か。式(12)はゆるむ条件、式(21)は座面がすべらない(ゆるまない)条件で、相反する条件が混在しているように見える。

(viii) 式(12)～(16), (21)になぜ絶対値記号がつくか。力学の場合、符号は重要な意味をもつと考えるがいかがお考えか。

(ix) 式(13), (15), (17)～(20)とされた根拠は何か。

(x) 図 8 にて、往復板 1 と 2 とはどのように配置されているか。軸直角荷重 F_x をどのようにして測定されたか。

(xi) 図 16 の全トルク T_A をどのようにして測定されたか。

(xii) 図 18 の位相角 β はどのようにして求めたものか。

(xiii) 図 19 の T_{BT} , T_{BL} はどのようにして測定されたか。

(xiv) 2652 ページ右欄 1～5 行め、座面の軸力分布があればねじ面にも同様に分布が存在すると思われるが、ねじ面には特に分布を考慮されなかった理由は

何故か。

〔回答〕 (1) (iv) すべり摩擦係数は小さくなっていない。回転方向の見掛けの摩擦係数が大変小さくなっているのである。

(2) ゆるみ方向についてはそのとおりであるが、一般にゆるみと締まりが交互に繰返されており、締まり角よりもゆるみ角のほうがわずかに大きいので徐々にゆるんでいく。

(3) (i) γ はくさびの抜き出る方向で、これは最大くさび角の方向である(付2)。

(ii) 最大くさび方向に登ろうとする力を受け、その力の円周方向成分が締付け回転トルク T_{ST} 、式(5)となる。したがって式(5)は成立する。

(iii) ボルト頭座面は常に曲げモーメント M_B を受けるので、その抵抗曲げモーメントが座面上の分布軸力によって形成されるので、式(6)に示すように分布しているものとして提案した。

(iv) β はボルト頭座面の d_w 円周上における分布軸力の最大あるいは最小の位置を示す水平軸からの角度である。(本文図6参照)

(v) $\beta=0$ の場合、ボルト頭座面のすべりの際に摩擦トルク T_{BL} あるいは T_{BT} は発生しない。したがってこの場合はゆるみも締まりも発生しない。

(vi) 「4個の未知数を決定する」ことを指している。

(vii) 式(12)～(21)は式(22)の目的関数の値を最小化ならしむる制約条件式である。式(21)はゆるまない条件を示しているのではない。ボルト頭座面がすべっているときの摩擦力 $\mu_w F_z$ がボルトに作用する軸直角荷重 F_z より大きいことを示している条件式である。

(viii) ゆるみと締まりの二つの場合があるので、これらを統一して一つの式にまとめる意味で絶対値符号をつけた。要は式(12)～(16)と式(21)の各式において、左の値が右の値より大きくなければならないことを示している。

(ix) 円周上で分布軸力が連続分布するためには $|A| > |B|$ でなければならない。位相角 β は $0 \sim |\pi/2|$ で、 $\pi/2$ を超えることはない。はめあいねじ部とボルト頭座面における摩擦係数(摩擦角)は、これまでの諸研究やその他の文献から $0.10 \sim 0.20$ (摩擦角で $5.7 \sim 11.3^\circ$) にあるのでこれらの値を採用した。

(x) 固定板1, 往復板が2で、図8から容易にそれらの位置関係が理解されると思う。[軸直角荷重 F_z の測定方法については山本晃氏への回答(1)を参照]。

(xi) 曲げ式トルクレンチのレバーにひずみゲージをはって、ナットを締め付ける際のトルクを3現象

X-Y レコーダに入力して描かせたものである。

(xii) 最適化による計算(式(12)～(22))で β が算出される。

(xiii) 最適化計算で求められた、 μ_w, B, β を式(11)に代入して算出されたものである。測定されたものではない。

(xiv) はめあいねじ部に分布する軸力は式(3)の P_z で、この P_z の分布形状いかにかわらず(ただしナット上面からナット座面に至るまでつる巻線に沿って連続的に P_z が分布していること)はめあいねじ部全体では軸力 F_z となる。したがってのはめあいねじ部の軸力分布の形状いかにかわらず、はめあいねじ部におけるトルクは、ゆるめトルクの場合は式(4)で、締付けトルクの場合は式(5)で示される。(P_z に関しては文献(付2)の式(4)を参照)

〔質問〕 沢 俊行(山梨大学工学部)

ボルトのゆるみに関する計算と実験の両面よりの詳細な研究を興味深く読ませていただいた。

(1) 往復板の寸法が変化すると、接合面における応力分布や平均面圧が変化すると考えられる。座面圧力と比較して面圧力の低い接合面においては、あらさの影響が大きいと推測されるが、この点がゆるみに及ぼす影響はどの程度のものとお考えか、お教え願いたい。

(2) 計算結果と実験結果はかなりの精度で一致しているので、初期条件(締付け力、ある幅で与えられた摩擦係数など)を設定すれば、限界すべり量が一般的に推定できるものかお伺いしたい。

〔回答〕 (1) 接合面のあらさを考慮したゆるみ実験について、これまでに行ったことがないが接合面にあらさの大きい板を使用した場合はドーナツ状に分布した締付け力の作用範囲における摩擦が激しく、ゆるみの発生に大きく影響を与えるものと考えられる。

(2) ボルト頭座面のすべりに関係するものとしては、締付け力と座面の摩擦係数が第一番めに挙げられる。そのほかにボルトの長さ、太さなども大きく関係してくると考える。例えば一般に短いボルトがゆるみやすいのは本文の式(23)に示した δ_B と δ_i が小さいので、すべり(SL)が発生しやすく、すべりの際は大きなすべりとなる。したがって限界すべり量が小さい。まだそのほかにもすべりの要因があると考えるので、現段階では締付け力や摩擦係数などで限界すべり量を推定することはむずかしいと考える。

(付1) 酒井, 機論, 44-377 (昭53), 279.

(付2) 矢沢, 機論, 53-488, C (昭62) 980-987.