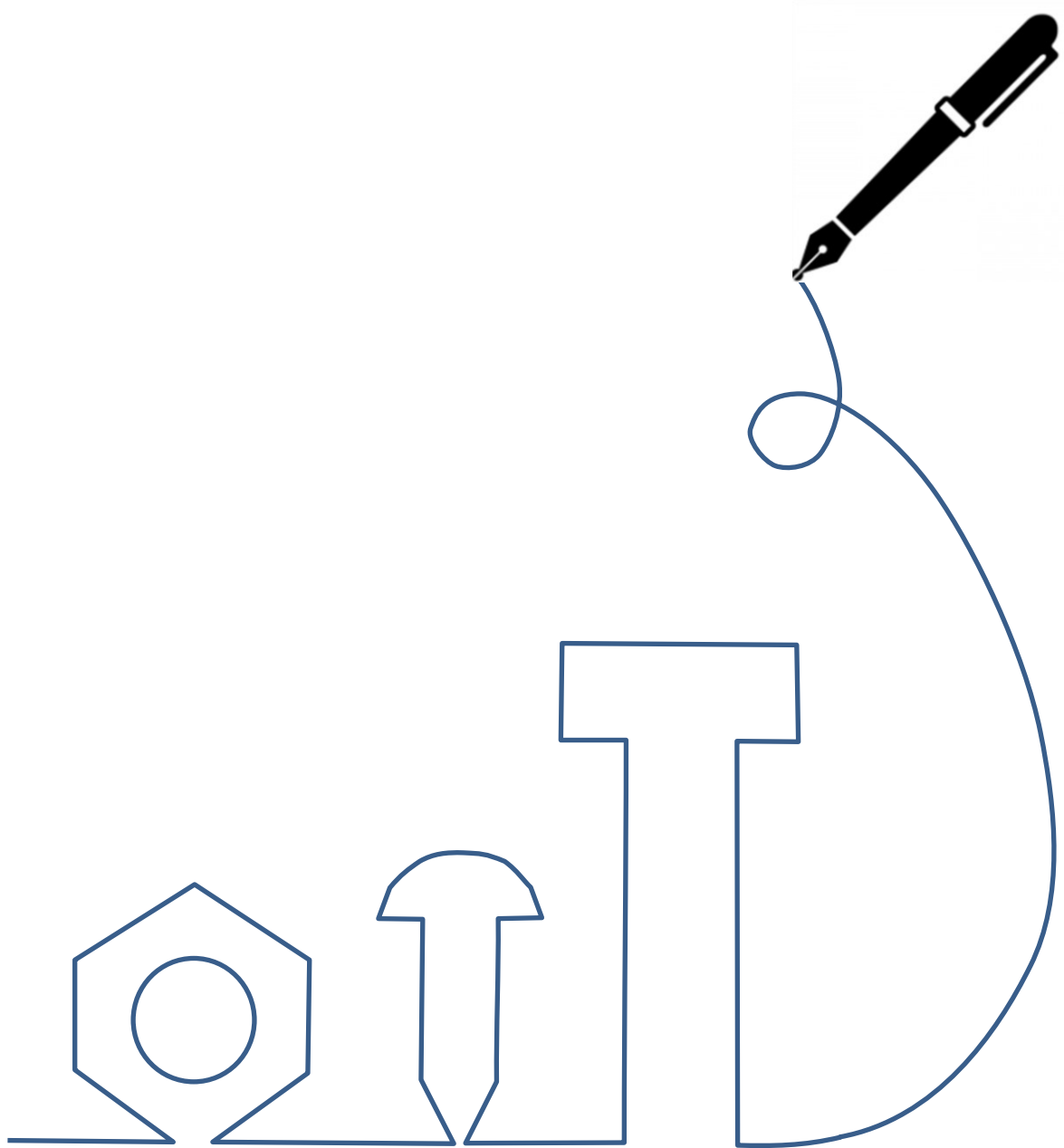


日本ねじ研究協会研究論文集 2巻3号

Transactions of the JFRI



日本ねじ研究協会研究論文集 2巻3号

目次

- 論文 トルク法におけるボルト締付けトルクのばらつきに関する一考察
..... 晴山 蒼一・真鍋 健一・小林 訓史 1
- 論文 初期締結時の座面の応力分布と変形（フランジボルトと座金組込みボルトの比較）
..... 藤田 薫・渡邊 忠俊・松本 健巳・白川 敦士 7
- 論文 軸直角方向繰り返し変位を受けるいくつかのナット部品を用いたボルト締結体の
有限要素法ゆりみ特性計算
（シングルナット，ダブルナット，皿ばね座金挿入ナットおよびフランジ付きナットの場合）
..... 石村 光敏・長尾 尚憲・山中 啓司・澤 俊行 13

Original Paper

- A Study on the Variation of Bolt Tightening Torque in the calibrated wrench method
..... Soichi HAREYAMA・Ken-ichi MANABE・Satoshi KOBAYASHI 1
- Stress Distribution and Deformation of the Bearing Surface in Bolted Joints at Initial Clamping
..... Kaoru FUJITA・Tadatoshi WATANABE
Takemi MATSUMOTO・Atsushi SHIRAKAWA 7
- FEM calculations of bolt loosening characteristics for bolted joints with some types of nuts under
repeated transverse displacements
(the cases of single nut, double nuts, nut with spring plate washer and nut with flange)
..... Mitsutoshi ISHIMURA・Takanori NAGAO
Hiroshi YAMANAKA・Toshiyuki SAWA 13

トルク法におけるボルト締付けトルクのばらつきに関する一考察

A Study on the Variation of Bolt Tightening Torque in the calibrated wrench method

晴山 蒼一 (東京都立大)

真鍋 健一 (東京都立大)

小林 訓史 (東京都立大)

Soichi HAREYAMA, Tokyo Metropolitan University, 1-1 Minamiosawa, Hachioji-Shi, Tokyo

Ken-ichi MANABE, Tokyo Metropolitan University,

Satoshi KOBAYASHI, Tokyo Metropolitan University

Received: Feb. 28, 2024; Revised: May. 17, 2024; Accepted: Jun. 27, 2024

Abstract

When tightening large number of bolts, the torque coefficient, friction coefficient, and tightening torque have a significant effect on the variation of initial clamping force. The friction coefficient is affected by the lubrication conditions during tightening, and the tightening torque is the product of the distance to the force point of a torque wrench and the force acting on the wrench, each of which is considered an independent variable. Although there are many studies on the friction coefficient and torque coefficient, however the variation of tightening torque has not been studied in detail. In this study, the variation of tightening torque is examined. First, the effects of errors in the position of the force point and direction of the force of the torque wrench and the tool itself on the tightening torque are examined. Next, the influence on the variation of tightening torque based on the tightening operation, i.e., human error, by three workers who performed a simple tightening test is examined. The variation of the tightening torque based on the results of the test was organized as a 90% confidence limit.

Key Words: Machine Element, Bolted Joints, Tightening Torque, Torque Coefficient, Tightening Coefficient, Tightening Work Coefficient, Friction Coefficient, Initial clamping force, Variation of Tightening Torque, Calibrated Wrench Method

1. はじめに

ねじは自動車、鉄道車両、建設機械、産業車両、一般機械、電機・電子機器、油圧機器、航空機、インフラ、プラント装置など多くの工業製品で使用され重要な役割を果たしている。ねじは2千年以上の長い歴史を持った機械要素であるにもかかわらず、今日でも締付け不良、ゆるみ、強度不足などのトラブルが後を絶たない。多数のボルトを締付ける場合、トルク係数や摩擦係数および締付けトルクは初期締付け力（初期軸力）の変動に大きな影響を与える。摩擦係数は締付け時の潤滑状況から影響を受け、締付けトルクはトルクレンチ等の着力点位置までの距離と作用する力の積によるものでそれぞれ独立な変数と考えられる。摩擦係数やトルク係数については多くの研究結果があるが、締付けトルクのばらつきについては詳細な検討はなされていない。本研究では、この締付けトルクのばらつきについて検討する。まずトルクレンチの着力点位置や力の方向の誤差と工具自体の誤差が締付けトルクに与える影響を検討する。次に、簡単な締付け試験を3人の作業員で行った締付け作業すなわちヒューマンエラーに基づく締付けトルクのばらつきへの影響を調べた。検討結果および試験結果による締付けトルクのばらつきを90%信頼限界値として整理した。

2. トルク係数および締付けトルクに関する従来の研究

図1は複数のねじ締結における初期締付け力のばらつき（締付け係数 Q ）と締付けトルクのばらつき（締付け作業係数 a ）の関係を模式的に示したものである。ある一対のボルトナットの締結の場合の初期締付け力は図中の青色の点線上の赤点のようになるが、複数のボルトナットの締結の場合の初期締付け力は図中のひし形上の範囲にばらつくとして示されている⁽¹⁾。

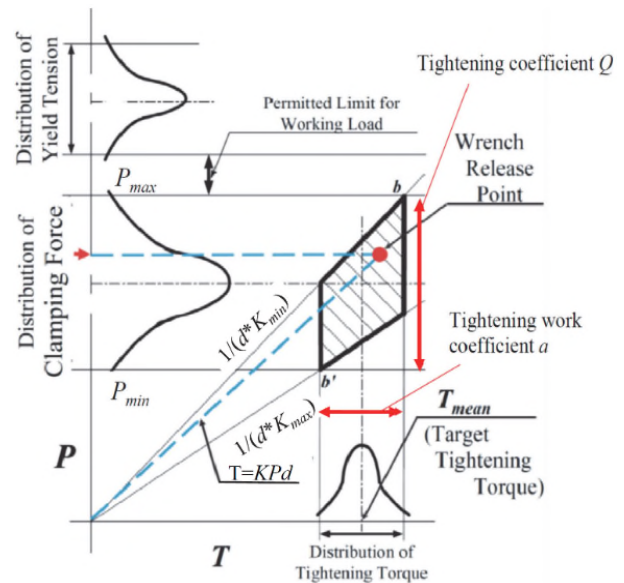


Fig. 1 Relation between tightening torque and clamping force (conventional method)

トルク法におけるねじ締結で初期締付け力分布に与える摩擦係数および締付けトルクのばらつき（締付け作業係数 a ）については、山本⁽²⁾、酒井⁽³⁾およびねじ締結体設計法（第2版）⁽⁴⁾などで述べられている。

それらの内容は下記のとおりである。

- ① 山本：締付けトルクのばらつきの程度をトルクレンチの誤差率として1~3%（手動式トルクレンチ JIS B 4650-1976）で取ることを事例として示している⁽²⁾。な

お、手動式トルクツールの要求事項及び試験方法 (JIS B 4652-2008) ではトルクツールの許容差を±4~6%としている。

- ② 酒井：締付けトルクのばらつきは小さくすることは可能であるが、摩擦係数のばらつきを小さくすることは困難な場合が多いとしている⁽³⁾。トルク法ではトルクが±10%、摩擦係数が±30%がねじ締結設計の一般的な姿としている。
- ③ ねじ締結体設計法：実際の締付けトルクが±20%としたボルト軸力のばらつきの概略図を示している⁽⁴⁾。
- ④ Torque Handbook⁽⁵⁾：締付けトルクの交差として特級(±5%)から3級(±30%)で示されている。ただ、残念ながら参考文献やデータが示されていない。
- ⑤ 川崎⁽⁶⁾：図2に示すようにトルクレンチの誤差は±30%となっている。

さて、締付けトルク T の基礎式は式(1)で示される⁽²⁾。

$$T = KPd \tag{1}$$

ここで、 T ：締付けトルク、 K ：トルク係数、 P ：締付け軸力、 d ：ねじ呼び径である。

一方、この関係を締付け軸力 P で示すと式(2)となる。

$$P = k(T/d) = kT' \tag{2}$$

ここで、 k ：軸力係数、 T' ：単位締付けトルクである。

得られる初期軸力の最大値 P_{max} および最小値 P_{min} は式(3)および式(4)で示することができる。

$$P_{max} = k_{max} T_{max} = T_{max} / (d K_{min}) \tag{3}$$

$$P_{min} = k_{min} T_{min} = T_{min} / (d K_{max}) \tag{4}$$

これらの関係を示したのが図3である。図3は図1の関係を正確に示したものである。図中の赤枠で示す面積は初期軸力の最大値 P_{max} となり、緑色で示す面積は初期軸力の最小値 P_{min} となる。

多数のボルトの締付けにおける締付けトルクのばらつきの程度を表す、図1に示した締付け作業係数 a は式(5)で示することができる。

$$a = (T_{max} + T_{min}) / (2T_{mean}) \tag{5}$$

また、よく知られているように多数本の締付けによる初期締付け力のばらつきは、式(6)に示される締付け係数 Q であらわされる。

$$Q = P_{max} / P_{min} = \{ (1+a) K_{max} \} / \{ (1-a) K_{min} \} \tag{6}$$

式(6)の関係を示したのが図4である。図の横軸は締付け作業係数 a である。また、色別で示した8本の線は K_{max} / K_{min} の値を変えて示したものである。

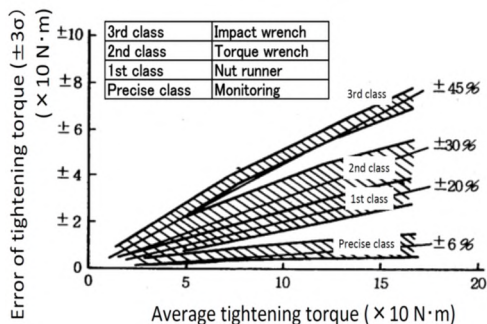


Fig. 2 Error (variation) of tightening torque

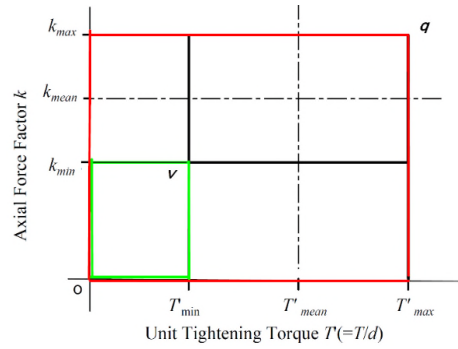


Fig. 3 Indication of maximum and minimum initial clamping force due to variation of axial force coefficient k and tightening torque T

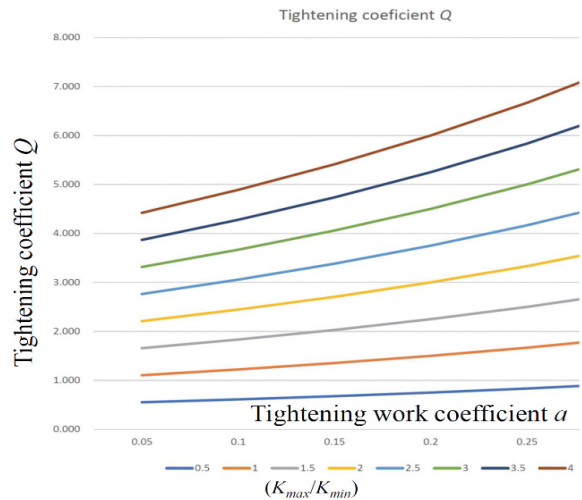


Fig. 4 Analysis results for tightening coefficient Q

3. 締付け力分布に与える摩擦係数および締付けトルク (締付け作業係数 a) のばらつきの関係

図5はトルク係数の実験結果の一例である⁽⁷⁾。この実験結果は、機械式の締付け試験機で行われたものと考えられ、乾燥条件締付けと潤滑条件締付けで、 K_{max} / K_{min} はそれぞれで2.87および2.71と算出できた。締付け時の潤滑条件が異なっても K_{max} / K_{min} の値がほぼ同じなのは機械式の締付け試験機でおこなわれた実験結果であり、締付け作業にヒューマンエラーがないことによるものと考えられる。

一方、締付けトルクのばらつきについては辻⁽⁷⁾からいくつか示唆に富んだ指摘がある。

図6に示すようなトルクレンチによる締付け作業では着点位置のずれと力の作用方向のずれが、ヒューマンエラーとして締付けトルク値に誤差を与える。その誤差 α の最大値は図7の結果からここでは5%ととる。ボルト軸中心位置と着力点の距離を L_t とすると着力点距離は次式となる。

$$L_t = (1 \pm \alpha) L_{mean} \tag{7}$$

ここで、 α ：誤差率(5%では $\alpha=0.05$)、 L_{mean} ：理論着力点距離である。

一方、トルクレンチにトルクを与える力の作用方向のずれは図8のように示されている。直角方向と水平方向のずれの最大値は15度とされている。ここでトルクレンチに与えた力を F とするとき直角方向と水平方向双方の作用方向のずれが同じく θ 度の時の実際にトルクレンチにかかる力を F' とするとその関係式は式(8)となる。

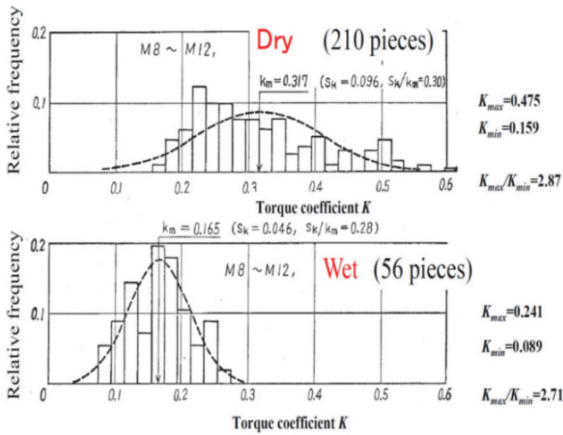


Fig. 5 Example of experimental results for tightening coefficient



Fig. 6 Tightening operation

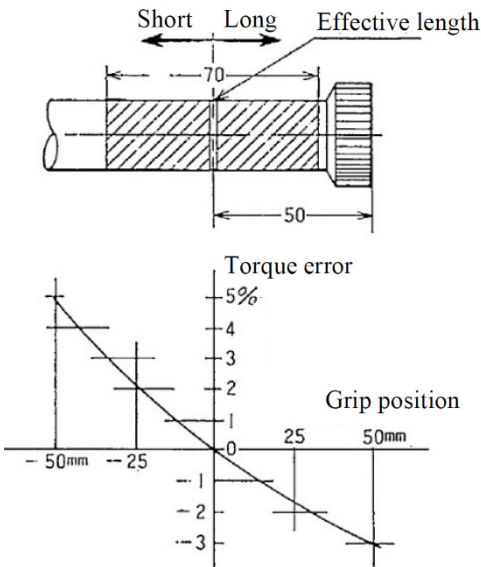


Fig. 7 Error in grip length

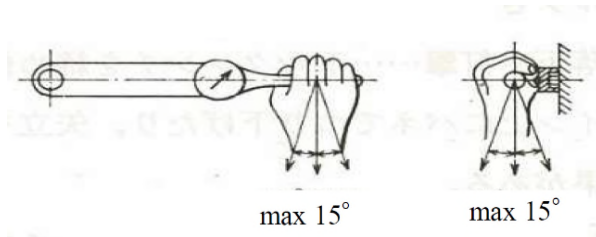


Fig. 8 Error in grip power angle

$$F'' = \cos^2 \theta F \tag{8}$$

それぞれの角度がともに 15 度としたとき式(8)は下記の通りとなる。

$$F'' = 0.933F \tag{9}$$

正確に力を与えた時との誤差 β は次式となる。

$$\beta = (F - F'') / F = 0.067 \tag{10}$$

さらにここで工具のばらつき γ の最大値を JIS B 4652-2008 にある 6% とすると、トータルの誤差率 η は次式のとおりとなり、締付け作業係数 a は 10.3% となる。

$$\eta = \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2)} = 0.103 \tag{11}$$

さてここで α 、 β および γ の各誤差率は最大値となっており、それらを 3σ ととらえると標準偏差 σ および 90% 信頼限界値 ($1.645 \times \sigma$) は表 1 のようになる。表にはトータルの誤差率 η も示した。

この場合、式 (5) の締付け作業係数 a は次式となる。

$$a = 0.043 \tag{12}$$

すなわち、4.3% となるが、誤差がより大きいときおよび工具の管理状況、作業者の視線の方向のずれなどが加わると締付け作業係数 a はさらに大きくなると考えられる。

Table 1 Analysis result of human error

	Error			
	The position of the point of force (α)	Force direction (β)	Tool (γ)	Total (η)
Maximum variation (3σ)	± 0.05 ($\pm 5\%$)	± 0.067 ($\pm 6.7\%$)	± 0.06 ($\pm 6\%$)	-
Standard deviation (σ)	1.667	0.171	2.0	2.6
90% confidence limit (1.645σ)	2.742	0.282	3.3	4.3

4. 締付け試験による締付け作業係数 a の検証

ここでは簡易な締付け試験装置を用いて締付け作業係数 a の検証を行った結果を述べる。図 9 は用いた締付け試験装置である。締付け試験は、作業者が締付けトルク値で作業を行いトルクセンサとトルクメーターを用いてその実トルク値を測定しばらつきの程度をチェックした。締付け時のボルトに加わる軸力、ねじりトルクおよび等価応力などは図 10 に示すデータ検出器で測定した。測定値はパソコンに収録した。測定結果の一例を図 11 に示す。

実験では、すべての試験ボルトにひずみゲージを貼付ける場合、貼付けと測定に時間がかかるため、軸方向張力 P とねじりトルク T_s を測定するため前述のデータ検出用テストブラケット(検出器)を使用した。予備試験において、ボルトと検出器間の軸方向張力とねじりトルクは、ひずみゲージを用いて測定したところ図 11 に示すように、両方とも同じ値であった。

締付け試験は実験計画法により表 2 に示すような割付けで 3 名の作業者により同じ試験を実施しました。したがって、繰返し数は 3 回となります。試験条件の詳細（要因と水準）は表 3 に示すとおりである。

図 12 は実験結果の一例で、実験中の締付けからゆるめまでの過程の軸応力 σ の変化とトルク係数 K の変化を記録したものである。実験結果は正規分布すると仮定して試験を行ったが、Excel の SKEW 関数と KURT 関数を用いた歪度と尖度を調べたトルク係数 K の結果が図 13 である。また、図 14 は軸力係数 k について同様の結果を示した。

締付け試験は、限られた条件で締付け本数も少なかったため、十分な正規性はない結果となっている。

Table 2 Orthogonal Latin squares $L_8(2^7)$
(factors and levels) and linear graph

	1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

Factors	a	b	ab	c	ac	bc	d
Lubrication	Wrench	interac- tion	Strength Grade	interac- tion	Error	Bolt Size	
1: Dry	1: Pre-set type		1: 8.8			1: M12	
2: Loctite 263	2: Dial Type		2: 10.9			2: M16	

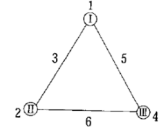


Table 3 Target tightening torque and tool (wrenches)

Tightening work coefficient $a=0.2$

Bolt Specification	M12 with Colored Chromate Coatings				M16 with Colored Chromate Coatings			
	Strength Grade 8.8		Strength Grade 10.9		Strength Grade 8.8		Strength Grade 10.9	
Lubrication	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet
Tightening Torque (N·m)								
Theoretical Target Torque [2]	85.1	68.9	124.6	101.2	213.7	172.2	313.8	252.0
Indicated Torque for Worker	86	68	124	102	214	172	314	252
Tightening Tool (Wrench)	LQK 280N Pre-set Type Wrench Asahi Tool Co.,Ltd.				LQK 420N Pre-set Type Wrench Asahi Tool Co.,Ltd.			
Tightening Tool (Wrench)	CMD 143 Dial Type Wrench Kyoto Tool Co.,Ltd.				CMD 484 Dial Type Wrench Kyoto Tool Co.,Ltd.			

Dry : Use no Lubricant
Wet : Use Loctite 263 for Screw Thread Flank

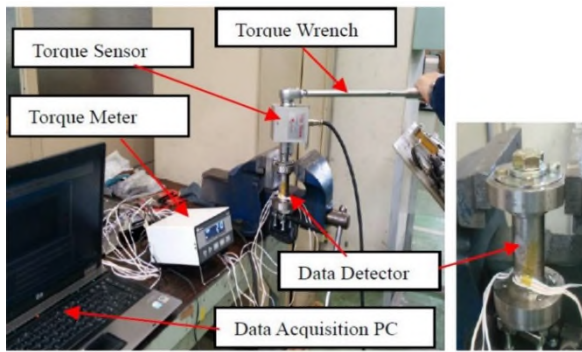


Fig. 9 Test setup for tightening test on bolted joint

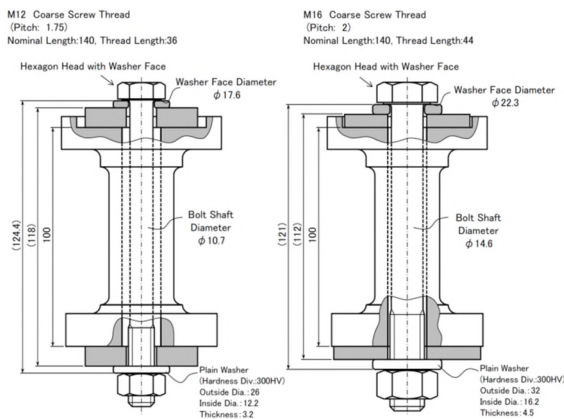


Fig. 10 Data detector used to obtain tightening characteristics

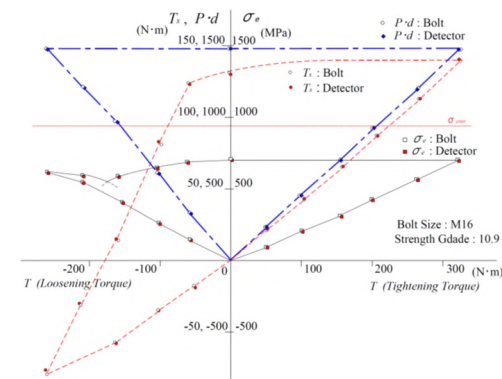
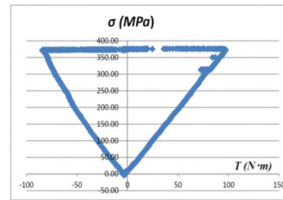
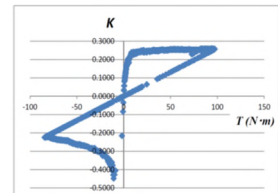


Fig. 11 Comparison between tightening characteristics of bolt shaft gauges and detector gauges

a) Axial stress



b)



Torque coefficient (Nut factor)

Fig. 12 Observation of the tightening characteristics in tightening and loosening processes

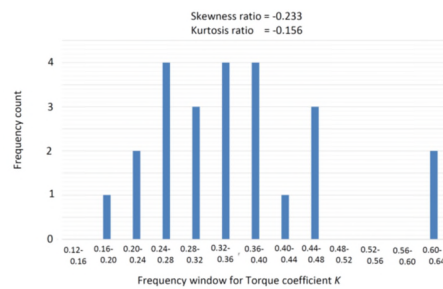


Fig. 13 Frequency diagram of torque coefficient (Nut factor)

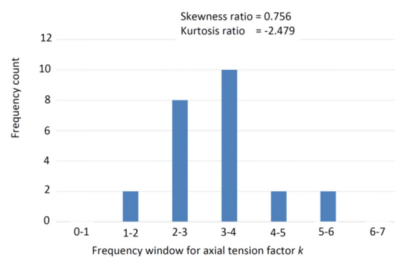


Fig. 14 Frequency diagram of axial tension factor

表 4 は全実験結果から軸力係数 k , トルク係数 K , ねじ山間摩擦係数 μ_1 および座面間摩擦係数 μ_2 のばらつきを求めた結果である。

表 5 は表 2 に示した要因と水準による試験条件での試験結果を分散分析表としてまとめたものである。通常この種の実験では潤滑条件が試験結果に大きく影響を与えるが、本実験ではボルトの強度区分および潤滑と工具の相互作用が有意となっている。各作業員による締付けトルクのばらつきを正規化して 90%信頼限界値として示したのが表 6-a) である。式 (12) による試算結果 4.3%とは異なって平均値では 10.0%の結果となっているが、これは解析と実験の差である。解析では前述の通り考慮しきれていない誤差が含まれていないため小さな値となっているが、実験は作業員の目線の方向のずれや熟練度なども影響して締付け作業係数 a は大きくなったものと考えられる。ただし、熟練度は人の問題に関連する可能性がありここでは触れないことにする。図 6-b は乾燥条件締付けと潤滑条件締付けの全データで締付け作業係数 a をまとめたもので、摩擦係数とヒューマンエラーによる締付けトルクのばらつきの影響が含まれていると考えられる。このヒューマンエラーも含まれる締付け作業係数 a (締付けトルク) のばらつきについては今後関係各方面での詳細で大規模な実験結果が待たれる。

Table 4 Analysis results for tightening characteristics (overall)

Characteristics	Axial Tension Factor k	Torque Coefficient (Nut Factor) K	Torque Ratio η	Coefficient of Friction at Screw Flank μ_s	Coefficient of Friction at Bearing Surface μ_w	Coefficient of Friction $\mu(\mu_s=\mu_w)$
Average	3.156	0.350	0.504	0.276	0.289	0.283
95% Confidence Limit max	4.996	0.562	0.661	0.419	0.535	0.467
95% Confidence Limit min	1.316	0.139	0.347	0.132	0.043	0.099
99% Confidence Limit max	5.578	0.628	0.711	0.465	0.613	0.526
99% Confidence Limit min	0.734	0.072	0.297	0.087	-0.035	0.041

Table 5 Analysis of variance table

Factor	Sum of Squares	Degree of Freedom	Unbiased Estimate of Variance	Ratio of Variance	P Value	Ratio of Contribution	Judgment
Block(*R)	0.2669	2	0.1335	0.2691	0.7677	0.0000	
A	0.0581	1	0.0581	0.1172	0.7369	0.0000	
B	1.6172	1	1.6172	3.2604	0.0911	5.0753	
C	7.5694	1	7.5694	15.2607	0.0014	32.0191	**
D	0.0167	1	0.0167	0.0337	0.8568	0.0000	
AB	5.0976	1	5.0976	10.2773	0.0059	20.8300	**
AC	0.0251	1	0.0251	0.0507	0.8250	0.0000	
Error	7.4401	15	0.4960			42.0756	
Unconformity	0.4518	1	0.4518	0.9052	0.3575		
Pure Error	6.9882	14	0.4992				
Total	22.0911	23				100	

Table 6 Tightening work coefficient a by experimental results

a) Human error (90% confidence limit)

Worker	Standard deviation σ (%)	Tightening work coefficient a (%)
A	6.6	10.8
B	4.0	6.5
C	7.8	12.7
Average	6.13	10.0

b) Effect of lubrication conditions (90% confidence limit)

Lubrication condition	Standard deviation σ (%)	Tightening work coefficient a (%)
Dry	8.1	13.3
Wet	3.5	5.8

5. まとめ

本研究では、多数のボルトの締付けにおける、初期締付け力のばらつき (締付け係数 Q) への影響について考察した。その結果をまとめると以下のとおりである。

- 1) 締付けトルクのばらつき (締付け作業係数 a) と摩擦係数のばらつきは互いに独立な現象ととらえ、それぞれによる締付け係数 Q への影響の程度を検討した。
- 2) 摩擦係数は初期締付け力のばらつきに大きく影響することはよく知られているが、ヒューマンエラーによる締付けトルクのばらつきも初期締付け力のばらつきに影響を与えるものと考え、締付けトルクのばらつき (締付け作業係数 a) について検討した。
- 3) 締付け作業係数 a の試算結果の平均値は 90%信頼限界値で 4.3%となった。一方、簡単な締付け試験装置を用いて、ヒューマンエラーを加味した締付けトルクのばらつきが締付け係数 Q へ与える影響について検討した。その結果、3 人の作業員による締付け作業係数 a のばらつきの平均値は 10.0%であった。

ヒューマンエラーを加味した締付けトルクのばらつきは締付け条件によっても大きくばらつく可能性がある。関係各方面での総合的な検討や実験が待たれる。

参考文献

- (1) ”JIS B 1083, ねじ締付け通則(2008),” 日本規格協会.
- (2) 山本, ねじ締結の原理と設計(2007), 養賢堂, p. 77.
- (3) 酒井, 増補ねじ締結概論(2008), 養賢堂, p. 24.
- (4) 日本ねじ研究協会, ねじ締結体の設計法第 2 版(2022), pp. 180-181.
- (5) TORQUE HANDBOOK Vol. 10(2023), 締付けトルクの公差, 東日製作所 p. 40.
- (6) 川崎ら, 締付トルク管理とその方法について, 精密機械 42-6(1976),108-113.
- (7) 辻, ゆるみ破壊 その原因と対策・解析・診断・保全 (昭和 55 年), 経営開発センター, pp. 267-283.

初期締結時の座面の応力分布と変形

(フランジボルトと座金組込みボルトの比較)

Stress Distribution and Deformation of the Bearing Surface in Bolted Joints at Initial Clamping

藤田 薫 (SUBARU) 渡邊 忠俊 (マツダ)

松本 健巳 (メイラ) 白川 敦士 (本田技研工業)

Kaoru FUJITA, SUBARU CORPORATION 3-9-6 Oosawa Mitaka-city Tokyo
Tadatoshi WATANABE, Mazda Motor Corp., 3-1 shinchu fuchu-cho, aki-gun, Hiroshima
Takemi MATSUMOTO, Meira Corp. 81-1, Shinhazama, Seki-shi, Gifu
Atsushi SHIRAKAWA, Honda Motor Co., LTD., BEV Development Center

Received: Aug. 2, 2024; Revised: Oct. 25, 2024; Accepted: Nov. 20, 2024

Abstract

Flange bolts and bolts with captive washer are often applied in automotive parts. When designing bolted joints, a contact stress at the bearing surfaces is also a consideration. In conventional study, the contact stress distribution and state of deformation vary depending on the bearing surface angle and thickness of the flange bolt and the thickness of washer of bolts with captive washer. However, it seems to be few reports comparing flange bolts and bolts with captive washer. In this paper, in order to contribute to fastening design, for the contact stress distribution and deformation distribution at bearing surface, be compared flange bolts and bolts with captive washer using FEM analysis. In addition, the difference between the contact area and the gradients of displacement at contact surface are discussed.

Key Words: Bolted Joint, Stress Distribution, Washer, Finite Element Method

1. 緒言

ねじ締結は構造物や機械に広く用いられており、自動車分野においても、環境対応、カーボンニュートラルに対応した車体重量の軽量化ニーズから、被締結部材の軽量化、ボルトの高強度化などの研究・開発が行われている。その際、機能喪失が生じないように配慮する必要がある。座面応力も設計要素の一つである。例えばサイズダウンした高強度ボルトを用いて高軸力で締結する、または耐力が低いアルミニウム合金などの被締結部材を高軸力で締結する、といった場合は座面応力が過大にならないようにする必要があり。座面応力を低減させる手段として、フランジボルトのフランジ外径を大きくする、あるいは座金組込みボルトを適用する、などが挙げられる。

これまで座面応力及び変形に関する研究は多くされており⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾、同じ座面外径のフランジボルトでも座面角度、フランジ厚さなどによって締付け時の座面応力分布及び変形状態が異なること、また同じ座金外径の座金組込みボルトでも座金の厚さによって座面応力分布及び変形が異なることなどが報告されている。

しかしフランジボルトと座金組込みボルトの比較を行った報告事例はあまり見受けられないようであり、設計者はどちらを選択すればよいか、その判断が困難になっている。

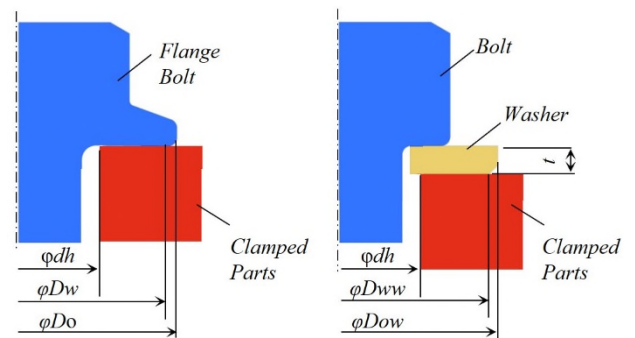
本報では健全な締結設計に資するためフランジボルトと座金組込みボルトを用いて①同じ公称座面応力での実際の座面応力と変形、②座面径の変化による座面応力と変形、③同じ公称座面応力での座面接触範囲、④座面接触範囲の傾き、をFEM解析によって比較した。

2. フランジボルト及び座金組込みボルトの公称座面応力

図1は、フランジボルト及び座金組込みボルトの模式図を示す。式1、式2はボルト軸部に荷重 F を与えた際のフランジボルト及び座金組込みボルトの公称座面応力を示す。フランジボルトの外径(ϕD_w)と座金の外径(ϕD_{ww})が等しく、被締結部材の内径(ϕd_h)が等しければ、公称座面応力は等しい値となる。

$$\sigma_z = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (D_w^2 - d_h^2)} \quad (1)$$

$$\sigma_{wz} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (D_{ww}^2 - d_h^2)} \quad (2)$$



(a) Flange bolt

(b) Bolt with washer

Fig.1 Schematic bolt joint using flange bolt and bolt washer assemblies

3. 解析モデルと解析方法

図 2 は解析モデルの略図と解析の境界条件を示す。ABAQUS Ver.6.14.3 を用い、2 次元軸対称モデルにて行っている。ボルトのねじサイズは M8 とし、境界条件は被締結体の下面を拘束し、ボルト軸部下端に軸力に相当する荷重 F を与えている。軸力は $F=14.6\text{kN}$, 29.3kN , 43.9kN の 3 水準とし、公称座面応力はそれぞれ 140 MPa, 280MPa, 420MPa に相当する。

図 3 はフランジボルトと座金組込みボルトの主な寸法を示す。なお頭部形状は正確には六角形状であるが、本報では簡易的に一般的な六角形状(二面幅 12mm)に対し、同面積となる円柱直径 $\phi db=12.6\text{mm}$ で代用している。座金組込みボルトの座金厚さは $t=1.6\text{mm}$ とした。なおフランジボルト外径部および座金外径部はどちらも R0.5 とした。

表 1 は解析を行った仕様一覧を示す。フランジ外径 ϕD_o , 及び座金外径 ϕD_{ow} は 16mm, 18mm, 20mm にて実施した。

表 2 はボルト、座金及び被締結体の解析モデルの節点数と要素数を、表 3 は FEM 解析に用いたボルト、座金及び被締結体の物性値を示す。図 4 は解析に用いた座金 S45C 材と被締結体 A5056 材の応力歪線図を示す。

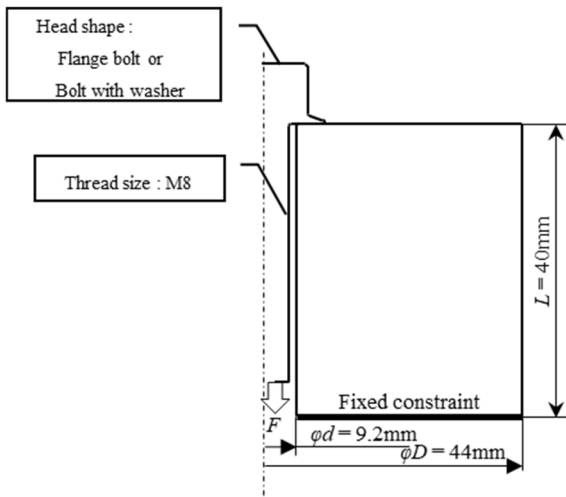
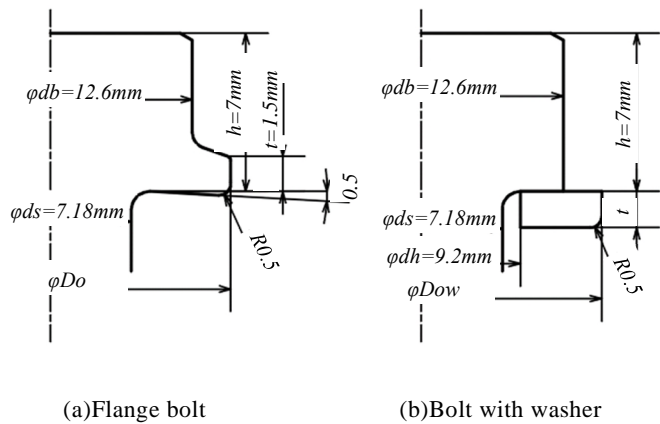


Fig. 2 FEM analysis model of the bolted joint



(a) Flange bolt (b) Bolt with washer
Fig. 3 Dimensions of models for FEM analyses model

Table 1 FEM analysis specifications

	Flange Bolt	Bolt with washer
$\phi D_o = 16\text{mm}$ $\phi D_{ow} = 16\text{mm}$		
$\phi D_o = 18\text{mm}$ $\phi D_{ow} = 18\text{mm}$		
$\phi D_o = 20\text{mm}$ $\phi D_{ow} = 20\text{mm}$		

Table 2 Number of nodes, Elmes

	ϕD_o	Number Of Nodes	Number of Elements
Flange bolt	16	8959	8723
	18	9036	8790
	20	9341	9091

	ϕD_{ow}	Number Of Nodes	Number of Elements
Bolt	-	8631	8397
Washer	16	618	569
	18	788	729
	20	958	889

	Number Of Nodes	Number of Elements
Clamped part	23687	23430

Table 3 Material Properties

	Material	Young's modulus, E [GPa]	Poisson's Ratio, ν [-]	FEM model
Bolt	Steel	206	0.3	Elastic
Washer	S45C	206	0.3	Elasto-plastic
Clamped part	A5056	72	0.3	Elasto-plastic

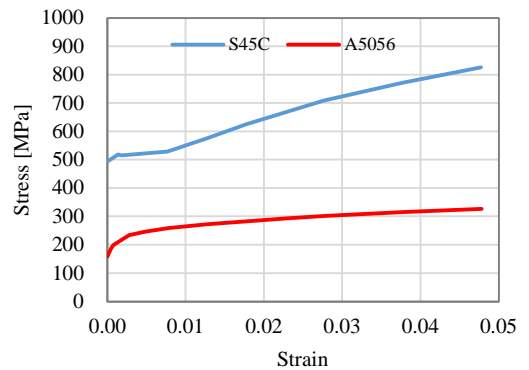


Fig. 4 Elasto Plastic diagram

4. 解析結果

4.1 同じ公称座面応力での座面応力と変形

フランジ外径 ϕD_o 及び座金外径 ϕD_{ow} を 16mm として軸力を 14.6kN とした場合、式(1)(2)より公称座面応力は 140 MPa となり両者は同じとなる。同様にフランジおよび座金の外径、あるいは軸力を変更した場合でも両者の公称座面応力は同じとなる。

図 5 は横軸をボルト軸中心からの距離、縦軸を座面応力とした場合の座面応力分布を示す。また公称座面接触範囲を D_h と D_w または D_{ww} の範囲と定義し、図中に示した。図を見ると、座面応力はボルト種類や軸力によらず均等ではないことがわかるが、フランジボルトと座金組込みボルトの特徴をそれぞれ以下に記す。

フランジボルトではどの軸力でも D_w 近傍で高い応力が発生し、相対的に D_h 側の応力は低い。 D_h 側の応力を詳しくみると軸力 14.6kN の場合は発生していない範囲があり、軸力 29.3kN と 43.9kN の場合では応力は発生しているものの D_w 側に対しては低くなっている。

座金組込みボルトでは、どの軸力でも D_h 近傍で高い応力が発生しており、 D_{ww} 側では応力が発生していない範囲が見られる。

図 6 は図 5 と同条件のボルト軸中心からの距離に対する被締結物上面の変形を示す。

フランジボルトは軸力 14.6kN の場合は D_w 側の変形がやや大きい、軸力が増加するに従い D_w 側よりも D_h 側の変形が増えている。

座金組込みボルトはどの軸力でも D_h 側の変形が大きく、軸力が増加するに従い D_h 側と D_{ww} 側の変形の差が大きくなっている。

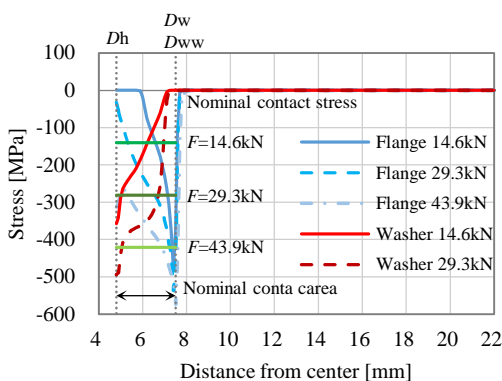


Fig. 5 Stress distributions at the bearing surface ($\phi D_o, \phi D_{ow}=16\text{mm}$)

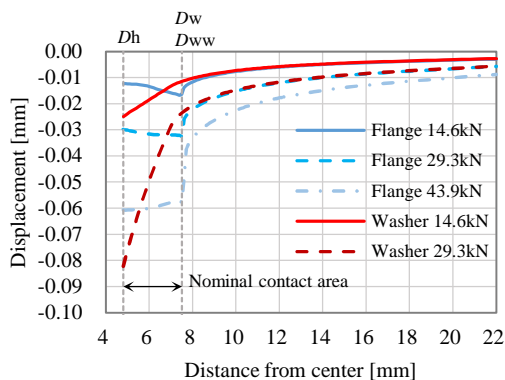


Fig. 6 Displacements at the bearing surface ($\phi D_o, \phi D_{ow}=16\text{mm}$)

4.2. 座面径違いによる座面応力と変形

フランジ外径 ϕD_o 及び座金外径 ϕD_{ow} を変化させた場合、式(1)(2)より外径が大きくなると座面接触範囲は広がるため、軸力が同じであれば公称座面応力は小さくなる。

図 7 は図 5 と同様にボルト軸中心からの距離に対する座面応力分布を示しており、軸力は 14.6kN、フランジ外径 ϕD_o 及び座金外径 ϕD_{ow} を 16mm, 18mm, 20mm と変化させている。

フランジボルトはフランジ外径 ϕD_o が大きくなると座面応力の最大値は小さくなっている。またどのフランジ外径でも座面応力は均等ではなく、フランジボルトの座面応力は D_w 側が大きく、高い応力が発生する位置はフランジ外径 D_o の変化に応じて常に D_w 近傍となっている。

座金組込みボルトは、座金外径 ϕD_{ow} が変化しても、座面応力の発生範囲や応力分布、最大応力にはほとんど変化が見られない。

図 8 は図 7 と同条件のボルト軸中心からの距離に対する被締結物上面の変形を示す。

フランジボルトの変形の様子は座面応力と同様にフランジ外径 ϕD_o が大きくなると、最大変形量は小さくなっており、大きな変形が発生している位置はフランジ外径 D_o の変化に従って D_w 近傍となっている。

座金組込みボルトの場合も座面応力の傾向と同様で、座金外径 ϕD_{ow} が変わっても、座面が変形する範囲や変形形状、最大変形量にはほとんど変化が見られない。

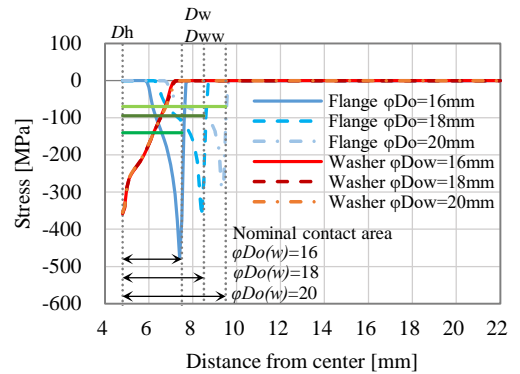


Fig. 7 Stress distributions at the bearing surface ($F=14.6\text{kN}$)

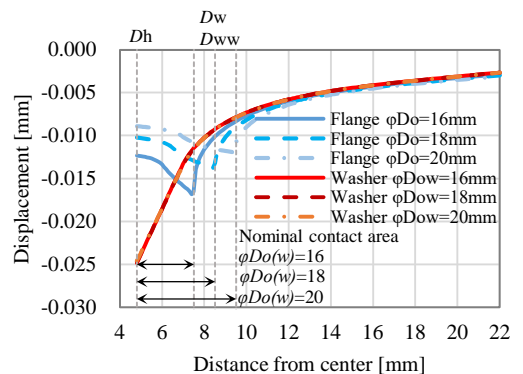


Fig. 8 Displacements at the bearing surface ($F=14.6\text{kN}$)

5. 考察

5.1 座面接触範囲

フランジボルトと座金組込みボルトでは座面応力と座面変形の傾向は異なることがわかった。そこで図 9, 10 に示すように明確に座面応力が発生している範囲（座面応力 20MPa 以上とした）を座面接触範囲と定義し、フランジボルトと座金組込みボルトを比較することで座面応力や変形の傾向が異なる原因を考察する。

5.1.1 同じ公称座面応力での座面接触範囲

図 11 は ϕD_o 及び ϕD_{ow} を 16mm とし、軸力を 14.6kN, 29.3kN とした際の座面接触範囲を示す。

軸力が 14.6kN の場合、フランジボルトの座面接触範囲の外径側は D_w と一致しているが、内径側では接触していない範囲が見られる。一方で座金組込みボルトの座面接触範囲は内径側では D_h と一致しているが、外径側で接触していない範囲が見られる。つまり軸力が 14.6kN の場合において、フランジボルトは公称座面接触範囲の内径側で座面応力が発生せず、座金組込みボルトは公称座面接触範囲の外径側で座面応力が発生しない。

軸力が 29.3kN になると、フランジボルトの座面接触範囲は外径側の接触位置は変わらないまま内径側の接触範囲が増えて公称座面接触範囲と一致するが、座金組込みボルトの座面接触範囲は軸力が増加しても、内外径の接触位置に変化は見られない。つまりフランジボルトは軸力の増加により座面接触範囲は広がるが、座金組込みボルトは軸力が増加しても座面接触範囲は変化しないと言える。

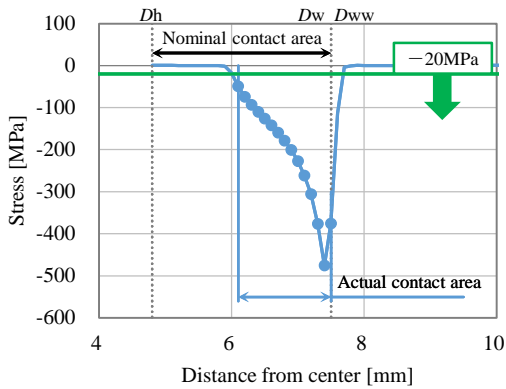


Fig.9 Bearing surface and Contact area of Flange bolt

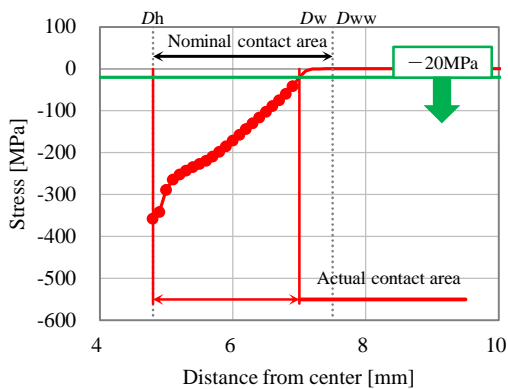


Fig.10 Bearing surface and Contact area of Bolt with washer

5.1.2 座面径違いによる座面接触範囲

図 12 は ϕD_o 及び ϕD_{ow} を 18mm とした場合、図 13 は 20mm とした場合の座面接触範囲を示す。

D_o 及び D_{ow} が大きくなっても座面接触範囲の傾向は変わらず、軸力が 14.6kN の場合のフランジボルトの座面接触範囲は、公称座面接触範囲の内径側に接触していない範囲が見られ、座金組込みボルトは公称座面接触範囲の外径側に接触していない範囲が見られる。軸力が増加した場合の傾向も変わらず、フランジボルトの座面接触範囲は公称座面接触範囲と一致し、座金組込みボルトの接触範囲は変化が見られない。

つまりフランジボルトは ϕD_o が大きくなっても軸力が増加すると座面接触範囲は広がる傾向は変わらず、座金組込みボルトは ϕD_{ow} が大きくなっても、軸力の増加は座面接触範囲に影響がないと言える。

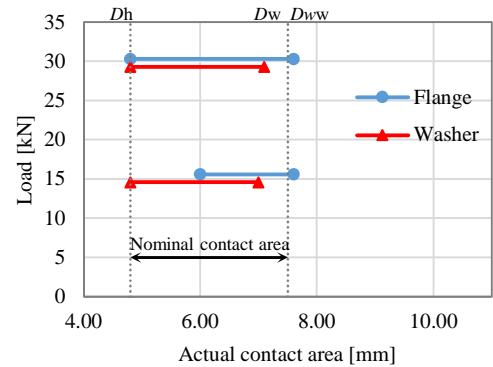


Fig.11 Relationship between Actual contact area and Load ($\phi D_o, \phi D_{ow}=16\text{mm}$)

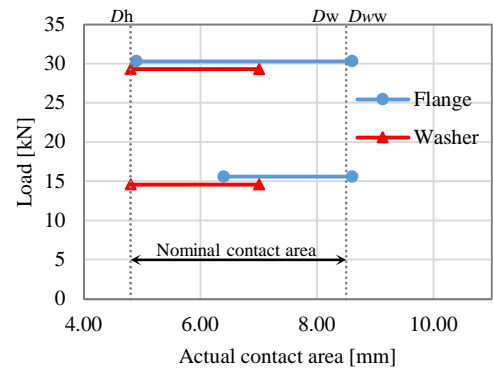


Fig.12 Relationship between Actual contact area and Load ($\phi D_o, \phi D_{ow}=18\text{mm}$)

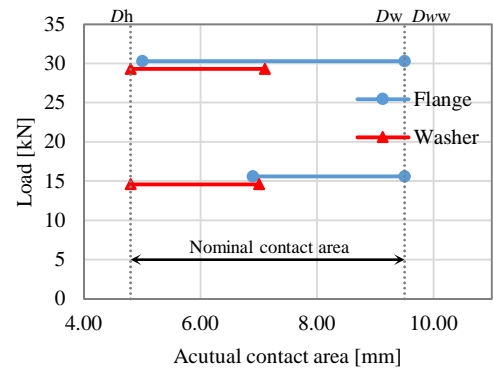


Fig.13 Relationship between Actual contact area and Load ($\phi D_o, \phi D_{ow}=20\text{mm}$)

5.2 接触面の傾き

図 14 はフランジボルトと座金組込みボルトの変形挙動のイメージを示す。

フランジボルトの座面の角度は鋭角になっているため、軸力が低い状態ではフランジの外径側が被締結物座面と接触し、内径側は接触しない。しかし軸力が増加するにつれて座面角度が開き、内径側でも接触するようになり、座面接触範囲が広がると考えられる。

座金組込みボルトも軸力の増加に伴い座面角度が開くと考えられるが、座金組込みボルトは座面に角度がついていないため、軸力が加わると座面角度は常に鈍角になると考えられる。その結果、座面応力は常に座金の内径側で高くなり、座面がすり鉢状に変形することで、座金の外径側は被締結物座面から離れてしまうと推察される。したがって、軸力が増加しても座面接触範囲は広がらないと考えられる。

これらは座面角度の変形によるものであり、変形の度合いはフランジ剛性と座金剛性の違いであるため、それぞれの剛性も接触範囲の違いに寄与していると考えられる。

そこで接触面の変形の状態を確認するため、図 15 に示すように 20MPa 以上の応力が発生している座面接触範囲の近似直線の傾きを接触面の傾きと定義し、フランジボルトと座金組込みボルトを比較した。

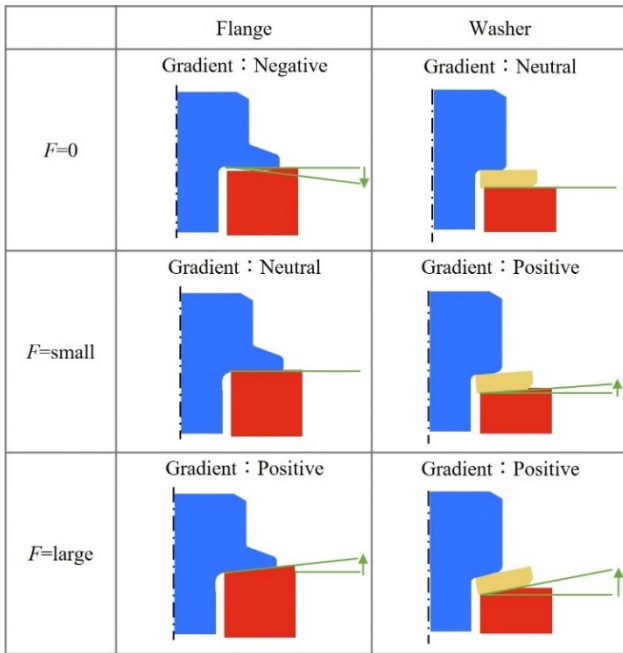


Fig.14 Image of deformation

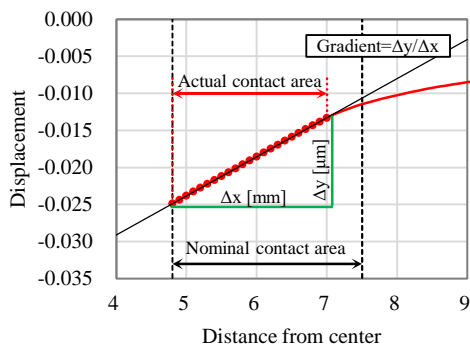


Fig. 15 Definition of Gradient at contact area

5.2.1 同じ公称座面応力での接触面の傾き

図 16 はフランジボルト外径 ϕD_o 及び座金外径 ϕD_{ow} を 16mm とした場合の軸力と接触面の傾きの関係を示す。

フランジボルトの接触面の傾きは軸力の増加に伴い負側から正側に変化し、座金組込みボルトの接触面の傾きは常に正側となっている。

また座金組込みボルトの接触面の傾きはフランジボルトに比べ、軸力増加に対する傾きの増加量が大きくなっている。これは図 11, 12, 13 に示すように座金組込みボルトは軸力が増加しても座面接触範囲が増加しないため、実際の座面応力が高くなり、より座面の変形が進むためと考えられる。

5.2.2 フランジボルトの座面径の変化による接触面の傾き

図 17 は、フランジ外径 $\phi D_o=16\text{mm}$, 18mm, 20mm に対する接触面の傾きを軸力ごとに示す。同じ軸力でも、フランジ外径 ϕD_o が大きくなると接触面の傾きは正側に大きくなる傾向が見られる。しかし、フランジ外径が 16mm から 18mm に増加した際の傾きの変化に比べ、18mm から 20mm に増加した際の傾きの変化は小さい傾向となっている。

フランジ外径が大きくなるということは、ボルト軸部とフランジ外径の長さが増えることを意味し、同じ軸力でもフランジ座面の角度が大きくなるため、接触面の傾きは正側に大きくなると考えられる。

一方で、フランジ外径が大きくなることは座面接触範囲が増えることにもなるため、座面応力が低下することで接触面の傾きは小さくなることも考えられる。

これらのバランスにより、座面外径の増加と接触面の傾きの変化の幅が変わっていると考えられる。

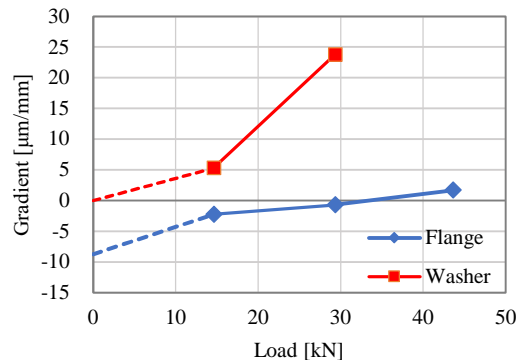


Fig. 16 Gradients of displacement at contact surface (ϕD_o , $\phi D_{ow}=16\text{mm}$)

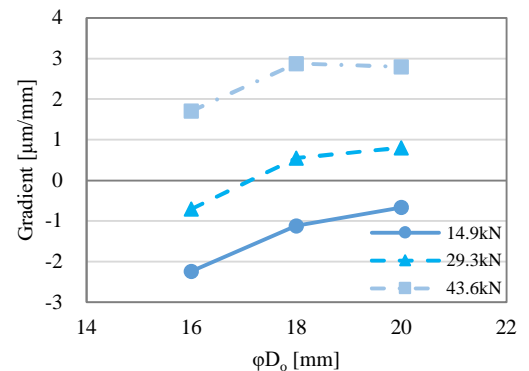


Fig. 17 Effects of bearing surface diameter on gradients of displacement

5.3 締結信頼性に対するフランジボルトと座金組込みボルトの考察

フランジボルトと座金組込みボルトの座面応力と変形を比較し、座面接触範囲と接触面の傾きを定義し考察したところ、フランジボルトと座金組込みボルトはフランジ部と座金の剛性の違い、および座面角度の違いにより、座面の応力や変形が異なっていると考える。ここで座面応力や変形の違いが締結信頼性にどのように影響を与えるかを考察する。締結体は初期締結時に軸力を与えられ、座面には面圧や変形が発生する。そして締結後の使用環境によっては外力等によって軸力は増減することがある。軸力が増加した場合に接触面の傾きの変化が大きいことは、締結体の使用時の塑性変形量が不均一になることを意味し、軸力の不安定化を引き起こす可能性が考えられる。本解析に用いたボルト形状・負荷条件下においては、フランジボルトは座金組込みボルトに比べて軸力変化時の接触面の傾きの変化が少ないことがわかった。軸力を安定して確保し続ける観点において、フランジボルトは座金組込みボルトよりも安全側の締結設定であり、座金組込みボルトを用いる際は座面の変形に対して留意する必要があると考える。

5.4 今後の進め方

今回の解析ではフランジ座面外径 ϕD_o および座金外径 ϕD_{ow} を変化させて両者の違いを明確にし、安定した軸力を確保する観点からフランジボルトの優位性を示した。しかし設計対象によって組み合わせる材料は今回の解析条件とは異なることがある。その場合はボルトや座金、座面の変形バランスが変わることが考えられ、結果今回とは違う傾向が見られる可能性がある。材料の変化に合わせ各部の寸法を変更することでよりよい締結設定が見いだせる可能性もあると考える。

また設計者は様々な理由で座金組込みボルトを選択せざるを得ないこともある。今回の解析モデルにおいては座金外径を増やすことでの座面応力や変形の変化はほとんど変化が見られないことがわかったが、座金厚さや組み合わせる材料を変更することで、より適切な締結設定を見いだせると考える。

今後は組み合わせる材料や今回変更しなかった部位の寸法を変更した際の座面応力と変形を確認し、フランジボルトと座金組込みボルトをよりよく使うための条件を研究していくとともに、今回得られた結果がどの範囲の寸法や縦弾性係数差まで適用できるかを確認していきたいと考える。

6. 結言

フランジボルトと座金組込みボルトでは、座面応力と変形は異なり、フランジボルトは被締結物座面の外径側で応力と変形が大きく、座金組込みボルトは被締結物座面の内径側で応力と変形が大きい。

フランジボルトはフランジ座面径が大きくなるに伴い応力と変形は外径側で発生し最大値は小さくなるが、座金組込みボルトは座面径が大きくなっても、応力と変形はほとんど変化が見られない。

フランジボルトの座面接触範囲は軸力の増加により広がるが、座金組込みボルトは広がらない。

フランジボルトの接触面の傾きは負側から正側に変化するが、座金組込みボルトは常に正側である。また軸力の変化に対する傾きの変化はフランジボルトのほうが小さい。

7. 謝辞

本報告はねじ研究委員会内の小委員会で協働実施にて得られた結果の一部を抜粋したものであり、有益な議論を頂いた委員の皆様へ謝意を表する。

参考文献

- (1)山本：ねじ締結の原理と設計,養賢堂,(1995)84-90.
- (2)沢, 桑木, 両角, 奥村, 圧力技術, (2012) 50, 2, 75-83
- (3)両角, 奥村, 沢, 大宮, M&M 材料力学カンファレンス, (2012) 2012 OS1403
- (4)両角, 沢, 大宮, 山梨講演会講演論文集, (2013), 2013, 806
- (5)両角, 沢, 大宮, 年次大会, (2014) 2014, G0310401

軸直角方向繰り返し変位を受けるいくつかのナット部品を用いたボルト締結体の有限要素法ゆるみ特性計算

(シングルナット, ダブルナット, 皿ばね座金挿入ナットおよびフランジ付きナットの場合)
FEM calculations of bolt loosening characteristics for bolted joints with some types of nuts under

repeated transverse displacements

(the cases of single nut, double nuts, nut with spring plate washer and nut with flange)

石村 光敏 (元湘南工科大) 長尾 尚憲 (出光興産) 山中 啓司 (出光興産) 澤 俊行 (広島大学名誉教授)

Mitsutoshi ISHIMURA, Formerly of Shonan Institute of Technology

Takanori NAGAO, Idemitsu Kosan Co.,Ltd.

Hiroshi YAMANAKA, Idemitsu Kosan Co.,Ltd.

Toshiyuki SAWA, Hiroshima University, Prof. Emeritus

Received: Sep. 18, 2024; Revised: Oct. 31, 2024; Accepted: Nov. 20, 2024

Abstract

It is well known that bolt loosening easily occurs when a bolted joint is subjected to repeated transverse displacements. Some papers deal with the bolt loosening rate (a reduction rate in the axial bolt force) using Finite Element Method when a single nut, double nuts and so on. However, the discrepancy of loosening rate is so big between FEM results and the experimental results. In the present paper, the bolt loosening characteristics of bolted joints with four types of nuts, that is, single nut, double nuts, nut with spring plate washer and nut with flange are examined using FEM calculations and Junker's type testing machine. As a result, it is found that the loosening rate is maximal when a hexagon nut with flange is used. Then, the order of loosening rate is observed as joints with single nut, with double nuts and with spring plate washer. When the double nuts are used, it is found that the loosening rate decreases when the relative torsional angle of upper nut increases. When the nut with flange is used, the flange is rotated with the nut together, while the spring plate washer is not rotated when the nut with spring plate washer is used. FEM calculations are done to obtain the loosening rate for the joints with above types of nuts taking account of the effects of flatness (inclined surface) and surface roughness (contact area ratio at the bearing surfaces and engaged threads). The bolt loosening rates obtained from the FEM calculations are well coincided with the measured results.

Key Words: Loosening, Bolted Joint, Repeated Transverse Displacements, Double Nuts, Spring Plate Washer, Nut with Flange

1. 緒言

ボルト締結体は自動車, 航空機, 鉄道, プラント装置をはじめとする各種機械構造物などに広く用いられている。しかし, ボルト締結体は風力, 地震, 衝撃力, 振動および温度変動などの種々の外荷重作用下でねじゆるみ(軸力低下)が生じることが知られており, その結果として事故につながった事例もあるようである。Junkerの研究⁽¹⁾では, ボルト締結体が軸直角方向の繰り返し変位を受けるとゆるみが生じることを明らかにしている。その後, ボルト締結体のゆるみに関する研究は世界的にかなり行われるようになってきている⁽²⁾⁻⁽¹⁵⁾。山本らの実験的研究⁽²⁾⁽³⁾により, 軸直角方向繰り返し変位を受けるボルト締結体のゆるみ機構は, 可動板(被締結物)が左右死点に到達した際にボルトに弾性ねじれが発生し, それを解除しようとする成分によりゆるみが生じることを明らかにしている。他方, Havilandらの研究⁽⁵⁾では, ねじ部のかみ合い時に生じるすきまがゆるみに影響するとされている。また Jiangら⁽⁷⁾⁽⁸⁾は, 繰り返し変位と共にねじ谷底でひずみラチェットが発生し, ゆるみが生じ, その結果ボルト軸力低下を生じさせるとしている。Nassarら⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾はボルト穴, ねじピッチと初期ボルト軸力のゆるみに及ぼす影響を計算と実験により調べている。その後, 泉⁽¹²⁾⁽¹³⁾らをはじめ, いくつかの⁽¹¹⁾有限要素法(FEM)によるボルト締結体のゆるみの計算がなされている。泉らの研究⁽¹²⁾⁽¹³⁾によると, すべりをねじ面と座面に分けて議論する必要があるとし, 更に完全すべり・微小すべりに分けゆるみを調べている。以上のように従来の研究ではゆるみ機構に対していくつかの見解があり, ゆるみ機構が十分解明され

ているとは言い難い。

従来の研究では, ボルトの挙動や座面およびねじ面の接触面の接触状態に着目しており, 可動板(被締結物)が軸直角方向に変位した際のナット(はめ合いねじ部)の応力状態などがゆるみ挙動に及ぼす影響は検討されていない。また, 泉らの研究⁽¹²⁾⁽¹³⁾では, FEM計算により可動板の変位一荷重関係および相対回転量(ゆるみ回転量)を求め, 計算結果と実験結果の比較を行っている。しかし, ボルト軸力低下の定量的検討も十分には行われていないようである。さらにゆるみ挙動について, ボルト軸力低下量の計算結果は示しているが, 測定結果とは定量的には大きな差異が生じている。このようにゆるみの研究は未だ問題点が多く残っていると考えられる。著者ら⁽¹⁴⁾のFEM計算による研究により, このような軸直角方向繰り返し変位を受けるボルト締結体では両死点から元に戻る際に, ボルト軸のねじれ回復の他にナットのゆるみ回転が発生することを明らかにし, ナット(めねじ部)の挙動も考慮した締結体のゆるみ挙動のFEM計算も行っている。さらにボルト軸力低下に関する計算値と実験値との乖離の要因には加工精度による座面の傾きと, ボルト締結状態ではめ合いねじ部および座面での2物体の接触面積があると考え, これらを考慮した軸力低下のFEM計算結果と測定結果はかなりよく一致することを示した。

しかし従来の研究は通常使用されるナットとボルトとの締結体を中心にした研究であり, 実際はダブルナット, あるいは座金とナットの組み合わせおよびフランジ付きナットなども使用される。そこで本研究では1) シングルナッ

トとダブルナット, 2) 皿ばね座金を挿入したナット, 3) フランジ付きナット, の各ボルト締結体に軸直角方向繰返し変位を与えたときのボルト締結体のゆるみ特性を調べることを目的としている. まずユニカー式ゆるみ試験機を用いてボルト軸力低下量を測定し, 次に FEM 計算を行い各締結体のゆるみ特性を調べ, 両者を比較検討する. 最後に, 前述した FEM 計算では理想的条件での計算であるため, 座面の精度およびねじ部の接触も完全接触としているが, 実際は接触面積の影響がある. 著者らの研究⁽¹⁴⁾に基づき, 本研究では座面にわずかな傾きおよび座面とねじ面の接触面積を考慮した FEM 計算を行い, 軸力低下測定結果と比較し, 本 FEM 計算の妥当性と各ナット形態がゆるみ特性に及ぼす影響を検討する.

2. ユニカー式ゆるみ試験機による軸力低下測定実験

ユニカー式ゆるみ試験機を用いて, ボルト締結体にボルト軸直角方向繰返し変位を与えたときのボルトの軸力低下を測定する. ユニカー式ゆるみ試験機によるゆるみ実験は山本・賀勢⁽²⁾⁽⁶⁾らによってすでに行われているが, 後に行う FEM 計算結果との比較のためにゆるみ測定実験を行う. 図 1 は本実験で使用したユニカー式ゆるみ試験機の概要図を, 図 2 は写真を示す. 可動板の中心から左右死点までの距離 S は $S = \pm 0.35\text{mm}$ である. 図 3 は実験に用いたナット部品を示す. 図 3(a)は標準六角ナット (シングル), 図 3(b)はダブルナット, 図 3(c)は皿ばね座金, および図 3(d)はフランジ付きナットを示す. まず(a)六角ナットを装着後, 可動板(被締結物)によりボルト軸直角方向繰返し変位を与える. 予めボルト軸部に貼りつけたひずみゲージによりボルト軸力の低下量を測定する. 続いて(b)ダブルナット, (c)皿ばね座金付きナット, (d)フランジ付きナットを用いた締結体の順に試験を行った. ボルトおよびナットの呼び径は $M10 \times 1.5$ であり, 材質は機械構造用炭素鋼(強度区分は 4.8)である. また, 締結長さ (ボルト首下ーナット座面間距離) は 20mm としている. なお可動版の寸法は縦 300mm , 横 300mm の正方形で, 厚さは 4mm である.

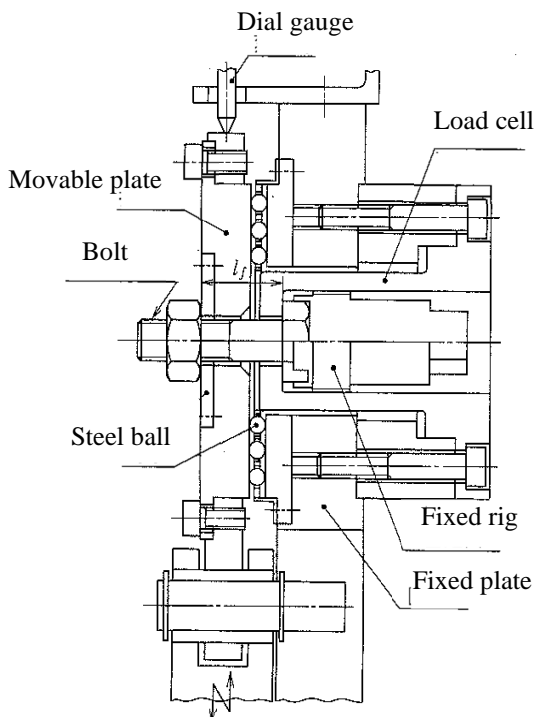


Fig.1 A schematic of Junker's type loosening test machine

本実験では, 初期ボルト軸力 F_f を 12.5 kN とした. この初期ボルト軸力はボルト材の降伏応力(320MPa)の約 70% に相当する. 本実験⁽¹⁾⁽⁴⁾は, まず接触面のなじみを除去し, ボルト締結体を上述の初期ボルト軸力 F_f で締付ける⁽¹⁴⁾. 本ユニカー式ゆるみ試験においてボルト軸直角方向変位の繰返し回数 N は $N = 500$ 回 ($S = \pm 0.35\text{mm}$) とし, 可動板はボルト軸直角方向に 1 秒間に 2 往復する. すなわち周波数は 2Hz である. 本実験ではねじ面および座面は二硫化モリブデン (MoS_2) を用いて潤滑している.

3. 計算方法

図 4 は本計算で使用したボルト締結体の FEM 計算モデルを示す. 図中に示される座標軸 (x, y, z)を用いる. 計算モデルは JIS 規格に規定されている標準六角ナットとボルトおよび可動板で構成されている. ボルトとナットの呼び径は $M10$ であり, 可動板の穴径は 12mm とし試験機寸法と同一としている. 材質は炭素鋼である. ボルトとナットの縦弾性係数は 189GPa , 可動板のそれは 206GPa とし, ポアソン比は全て 0.3 としている. 潤滑剤が塗布された座面およびねじ面の摩擦係数は 0.1 と仮定している. 計算には三次元六面体 8 節点要素と接触要素を使用し接触アルゴリズムはペナルティ法を採用している. ナット座面ー可動板座面間およびはめ合いねじ山間に接触要素を定義している. ボルトは, 可動板下 20mm のボルト軸断面全域の x 方向お

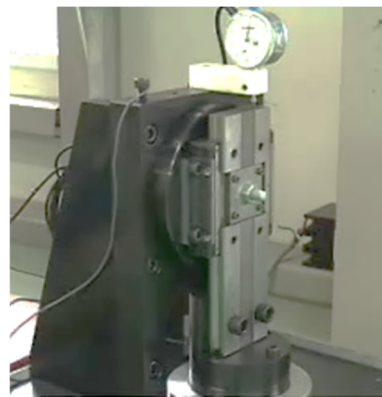


Fig.2 A photograph of Junker's type loosening test machine

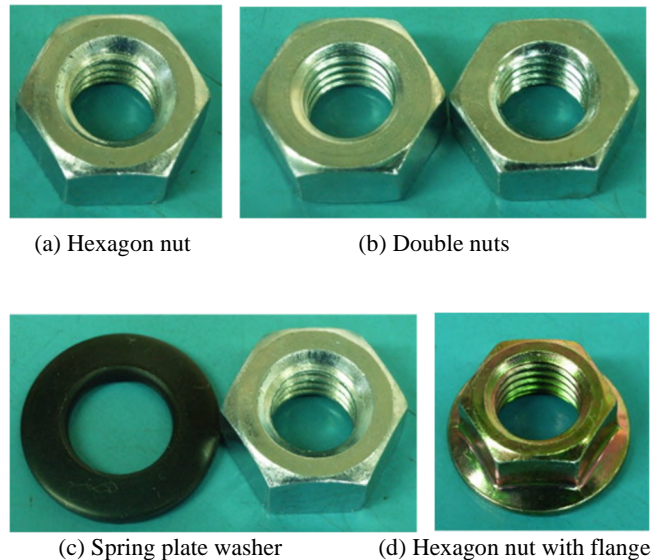


Fig.3 Four types of nut parts used in the study

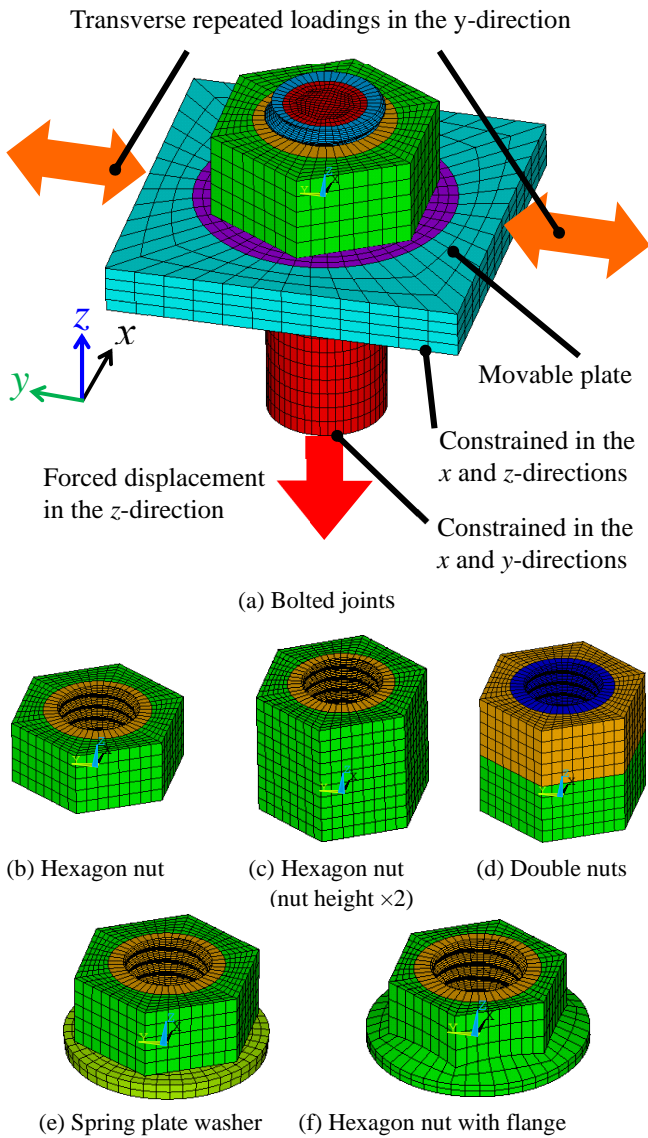


Fig.4 Models of four types of nuts for the FEM calculations

および y 方向変位を拘束している。初期ボルト軸力 F_f はボルト断面に強制変位を与えることにより作用させている。なお本 3D モデル化にあたっては文献(15)を参考としている。計算モデルの節点数および要素数は、それぞれ 15,965 および 22,240 としている。なお使用した FEM 計算ソフトは ANSYS である。以下に FEM 計算における各ナット部品モデルを示す。

(a)標準六角ナット

図 4(a)は本計算で使用した標準六角ナット⁽¹⁶⁾を装着したボルト締結体の計算モデルを示す。ナット(図 4(b))は JIS 規格に規定されているものを用い、寸法は基準寸法とした。計算モデルの節点数および要素数は、それぞれ 32,430 および 51,316 としている。また、ダブルナットとの比較のため、ナット高さを 2 倍にした六角ナットの計算も行う。その際の節点数および要素数は、それぞれ 48,675 および 81,408 としており、図 4(c)は本計算で使用したナット高さが 2 倍の六角ナットを装着したボルト締結体の計算モデルを示す。

(b)ダブルナット

図 4(d)は本計算で使用したダブルナットの計算モデルを示す。ダブルナットは上記の標準六角ナットを 2 つ組み合わせ再現した。ナット高さを 2 倍にした六角ナットとの比較

のため、羽交い絞めはしていない。なお、上ナットの回転角がゆるみに及ぼす影響は本論文で言及している。計算モデルの節点数および要素数は、それぞれ 49,107 および 100,416 としている。

(c)皿ばね座金

図 4(e)は本計算で使用した皿ばね座金の計算モデルを示す。ナットは上述のものを用いている。また、皿ばね座金は JIS 規格品⁽¹⁷⁾を用い、基準寸法とした。計算モデルの節点数および要素数は、それぞれ 33,799 および 51,720 としている。

(d)フランジ付き六角ナット

図 4(f)は本計算で使用したフランジ付き六角ナットの計算モデルを示す。フランジ付き六角ナットは JIS 規格品⁽¹⁸⁾を用い、寸法は基準寸法とした。計算モデルの節点数および要素数は、それぞれ 32,142 および 50,026 としている。フランジ付き六角ナットは前述(c)の皿ばね座金付きナットと比較すると、座金の場合はナット座面の接触面は境界条件としては自由であるが、フランジ付き六角ナットの場合にはフランジとナット座面が固定条件である。この二つの場合のゆるみ特性を検討する。

4. ゆるみに関する実験結果および FEM 計算結果との比較および考察

4.1 実験結果と計算結果の比較

図 5 は前述した 4 種類のナット形態のボルト締結体の場合の実験結果 ($F_f=12.5\text{kN}$) を示す。縦軸はボルト軸力 F を、横軸は繰返し数 N を示す。この結果より、標準六角 (シングル) ナット (黒実線) とフランジ付きナット (青破線) 締結体は $N=100$ 回程度でボルト軸力はほぼゼロに近くなり、皿ばね座金挿入ナット (緑破線) はボルト軸力の低下率が比較的小さい。さらにダブルナットは標準六角ナット (シングル) 締結体よりはややボルト軸力の低下率は小さいが $N=500$ 回程度でボルト軸力はゼロに近くなる。図 6 は、図 5 の場合において、 $N=10$ 回までの繰返し数での無次元化されたボルト軸力 F/F_f ($F_f=12.5\text{kN}$) の値を示す。横軸は N を表し、 $N=10$ 回における各締結体の無次元化されたボルト軸力 F/F_f の値は、フランジ付きナット締結体では 0.74、シングルナット締結体では 0.78、ダブルナット締結体では 0.83 および皿ばね座金付き締結体では 0.93 である。図 7 は FEM 計算による無次元化されたボルト軸力 F/F_f の変化を示す。横軸は繰返し数 N である。FEM 計算結果と図 6 の実験結果を比較すると、ボルト軸力の低下率は皿ばね座金付きナット、ダブルナット、シングルナットおよ

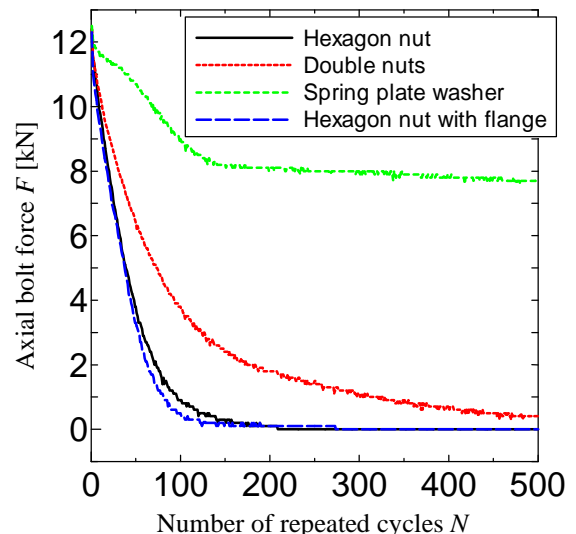


Fig.5 Measured results of loosening test using Junker's machine ($F_f=12.5\text{kN}$)

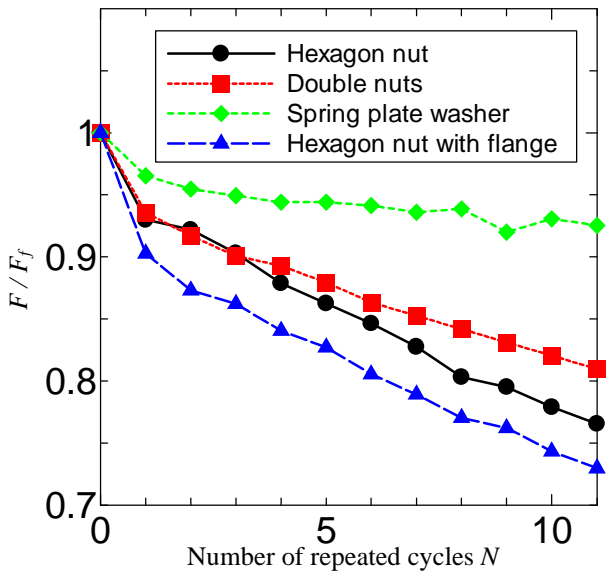


Fig.6 Changes in the axial bolt forces obtained from the experiments when transverse repeated displacements are applied

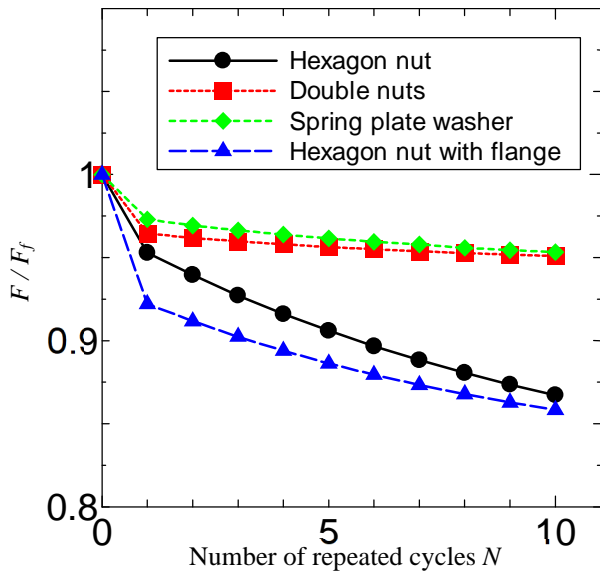


Fig.7 Changes in the axial bolt forces obtained from FEM calculations when transverse repeated displacements are applied

びフランジ付きナットの締結体の順である。 F/F_f の値 ($N=10$) を前述の図 6 の場合の値の順に述べると、0.86, 0.87, 0.96, および 0.96 である。図 6 の実験結果と比較すると FEM 結果は低下率が小さいことおよび F/F_f の差異はやや大きいことが分かる。これは FEM 計算において座面の表面粗さ、被締結物の平行度、各部材の寸法誤差などの影響が考慮されていないためと推測される。

4.2 FEM 計算結果によるゆるみ特性に関する検討

(a) ダブルナットの場合 図 8 は y 方向変位分布を示す。図 8(a)は初期ボルト締結時のダブルナットの変位分布を示す。図 8(b)は繰り返し数 $N=5$ の場合を、図 8(c)は $N=10$ の場合の変位分布を示す。繰り返し数 N が増加するにつれて、ナットの右側部分は赤色を示し、左側では青色を

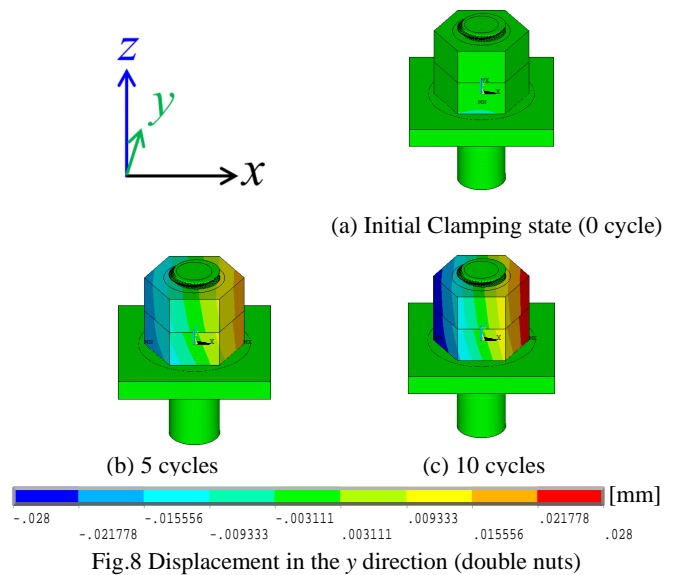
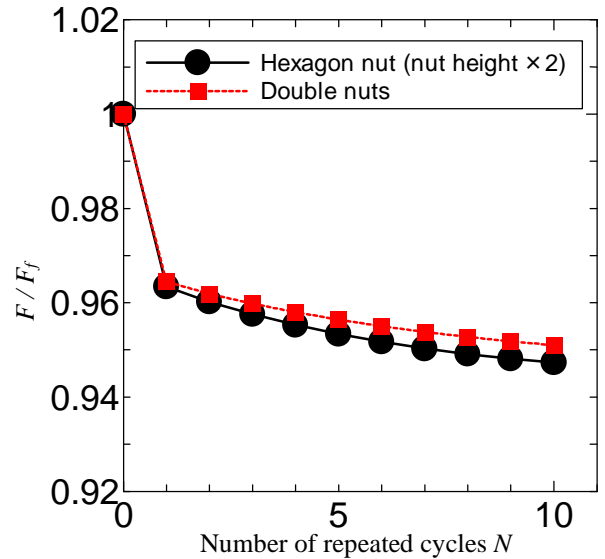
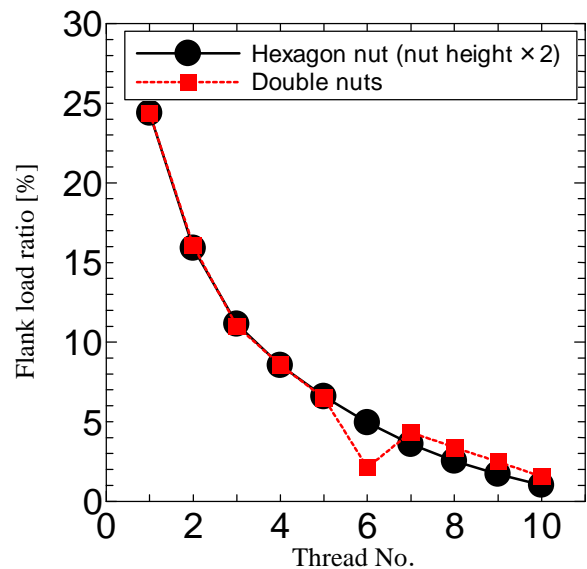


Fig.8 Displacement in the y direction (double nuts)



(a) The comparison of the reduction in the axial bolt force



(b) The comparison of the flank load ratio

Fig.9 The comparison of reduction and flank load ratio in bolted joints between the double nuts and hexagon nut (nut height $\times 2$)

示している。これはナットが反時計方向に徐々に回転していることを示している。図9は軸力低下および各ねじ山荷重分担率に関するダブルナット（図4(d)）とナット高さを2倍とした六角ナット（図4(c)）の場合の比較を示す。図9(a)は無次元化されたボルト軸力 F/F_f の変化の比較を示す。横軸が繰り返し軸直角変位数 N を、縦軸は無次元化されたボルト軸力 F/F_f を示す ($F_f=12.5\text{kN}$)。ダブルナット締結体の場合、高さを2倍としたナット締結体より F/F_f の値がやや大きいことを示している。図9(b)ははめ合いねじ部における各ねじ山の荷重分担率を示す。縦軸が荷重分担率を示し、横軸ははめ合いねじ部のねじ山番号を示す。座面近くのねじ山がねじ山番号 No.1 である。なおダブルナットのねじ山番号 No.6 は下ナットと上ナットの接合面のため、ねじ山が存在しない。このため、不連続な曲線を示し、ねじ山番号 No.7 より上のねじ山ではダブルナットの方が高さ2倍のナットのそれよりやや大きいことを示している。図10ははめ合いねじ部のねじ山接触面の軸方向応力分布を示す。図10(a)はダブルナットの場合の1) 初期ボルト締結状態と2) 死点位置 ($s=0.35\text{mm}$) での接触応力分布を、図10(b)はシングルナット（高さ2倍）の場合のそれぞれの応力分布

のコンター図を示す。著者らの研究⁽¹⁴⁾において、軸直角方向変位が死点に達した時に局所におねじとめねじとの間に高い接触応力が発生することを見出している。この局所高接触応力がゆるみに関与していると考えられる。局所的高接触応力振幅 σ_a は軸直角方向変位を与えたときの死点で発生する高接触応力 σ_z から初期ボルト締結時接触応力 σ_{z0} を引いた値、すなわち、 $\sigma_a = \sigma_z - \sigma_{z0}$ とする。この場合では局所的高接触応力振幅は図10(a)では10MPa（ダブルナット）および図10(b)では14MPa（シングルナット、高さ2倍）である。この結果、ダブルナット締結体はシングルナット締結体に比べてゆるみにくいと言える⁽¹⁴⁾。

図11は相対的な下ナットに対する上ナットに与えた回転角度が無次元化されたボルト軸力 F/F_f （図11(a)）およびはめ合いねじ部での荷重分担率（図11(b)）に及ぼす影響を示す ($F_f = 12.5\text{kN}$)。図11(a)において、上ナットの相対回転角度が大きくなるにつれて、軸力低下率がより小さくなることが示されている。表1は上ナットの相対的回転角に対する σ_a の値を示す。上ナットの相対的回転角が 30° の場合に σ_a の値が最も小さい。これは図11(a)の結果と対応している。図11(b)において上ナットと下ナットの接触面（ねじ山番号6）で荷重分担率が最大になっている。以上から、上ナットをより大きく締付けることにより、上ナットと下ナットの接触面は強く圧縮され、これに反して可動板が死点の位置ではボルトねじ部は引っ張られる。その結果、はめあいねじ部上部の荷重分担率が上昇し、局所圧縮応力振幅 σ_a がさらに減少したと考えられる。局所圧縮応力振幅 σ_a が相対的に減少するとゆるみは抑えられる傾向にある。また、ダブルナットの場合のゆるみは、上ナットが主に影響しており、上ナットをより大きく締付けた方がよりゆるみにくいと考えられる。

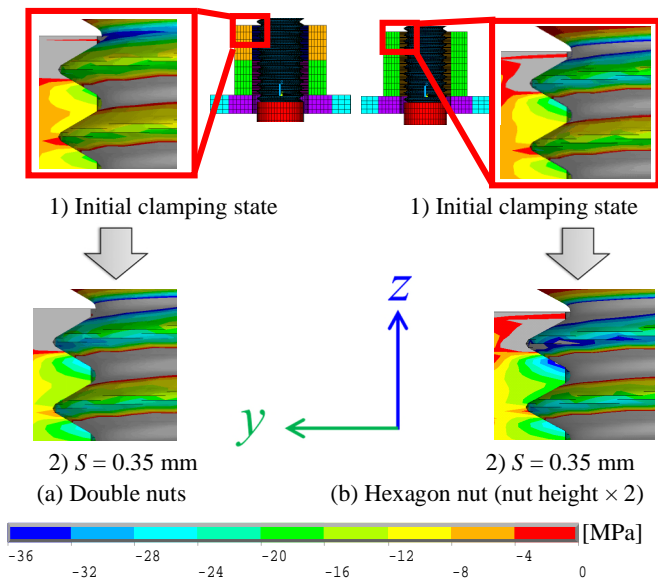
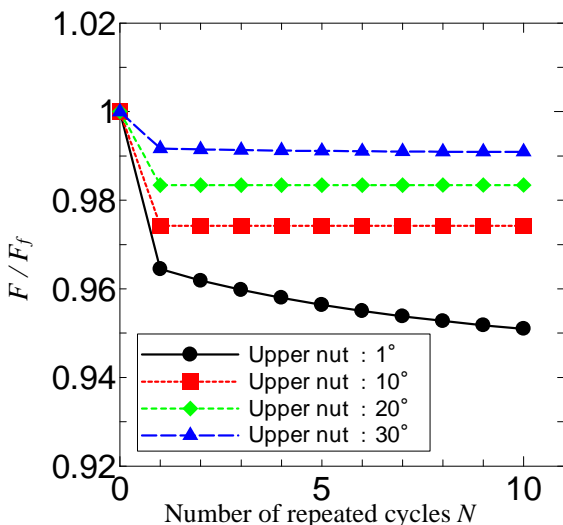


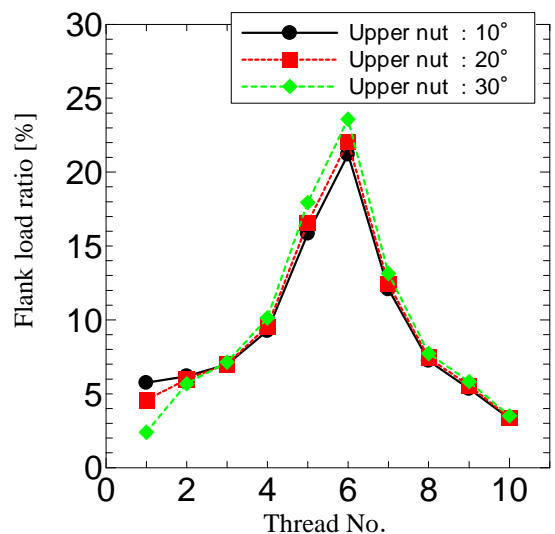
Fig.10 Axial stress distributions at the engaged threads (double nuts)

Table.1 Effect of relative rotation between upper and lower nuts on the value of σ_a (Case of double nuts)

	σ_a [MPa]
Upper nut : 1°	14
Upper nut : 10°	7
Upper nut : 20°	4
Upper nut : 30°	1



(a) The comparison of the reduction in the axial bolt force



(b) The comparison of the flank load ratio

Fig.11 Effects of the relative upper-lower nut rotations on the reduction in the axial bolt force and the flank load ratio

(b) 皿ばね座金およびフランジ付き六角ナットの場合

図 12 は皿ばね座金を装着したボルト締結体の $N=0, 5$, および 10 の y 方向変位量のコンター図を示す. 図 12(a) は初期ボルト締結時のコンター図を, 図 12(b) は繰り返し変位数 $N=5$ の場合を, 図 12(c) は $N=10$ の場合を示す. 図 13 はフランジ付き六角ナット締結体の場合の変位量のコンター図を示す. 図 13(a) は初期ボルト締結時, 図 13(b) は繰り返し変位数 $N=5$, 図 13(c) は同じく $N=10$ の場合の変位のコンター図を示す. いずれの締結体 (図 12&図 13) も変位の繰り返し回数 N が増加するにつれて, ナットの右側は赤く, ナットの左側は青くなっていることが分かる. これは, ナットが徐々にゆるみ回転 (反時計方向) していることを示している. また, 皿ばね座金 (図 12(c)) とフランジ付き六角ナット (図 13(c)) の比較では, フランジ付き六角ナットの場合のフランジ部分がナットとおおよそ同じ色を示しており, 当然であるがフランジもナットと一緒に回転していることが分かる.

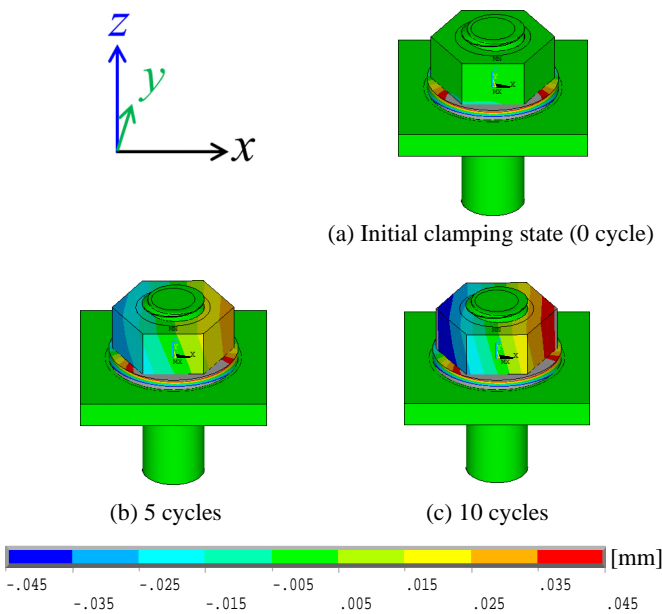


Fig.12 Displacement in the y direction (spring plate washer)

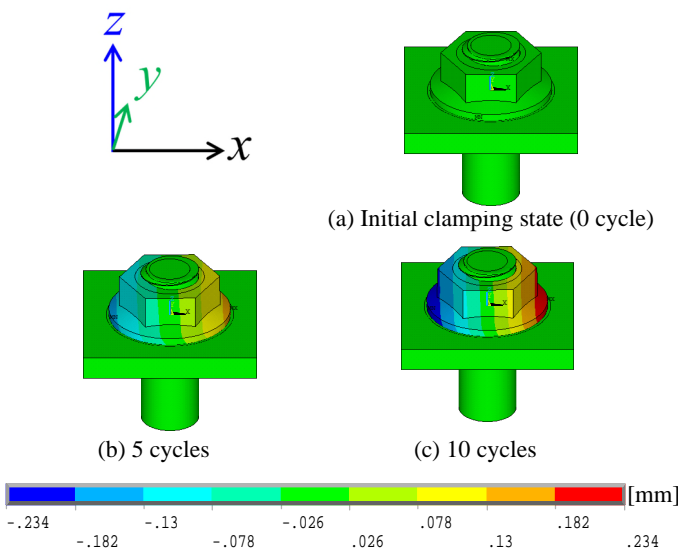


Fig.13 Displacement in the y direction (hexagon nut with flange)

図 6 より皿ばね座金締結体に比べフランジ付き六角ナット締結体の方がゆるみ易いことが示されている. また, 図 12 より, 皿ばね座金を装着したボルト締結体は座金の回転量とナットの変位量が異なっていることが示されている. このことから皿ばね座金は座金回転変位しても六角ナットが回転しない限りゆるみが生じないが, フランジ付き六角ナットは一体化しているため, 皿ばね座金と比較してゆるみが生じやすいと考えられる. 図 14(a) は皿ばね座金および図 14(b) はフランジ付き六角ナットを装着したボルト締結体の被締結物座面での初期ボルト締結時のボルト軸方向応力分布を示す. 皿ばね座金の場合にはフランジ付き六角ナットの場合に比べ座面応力分布がより均等に分布していることが示されている. また, 皿ばね座金は座面外側だけでなく内側にも圧縮応力が作用していることが示されている. 図 15 は皿ばね座金およびフランジ付き六角ナットを装着したボルト締結体のはめあいねじ部のねじ山荷重分担率を

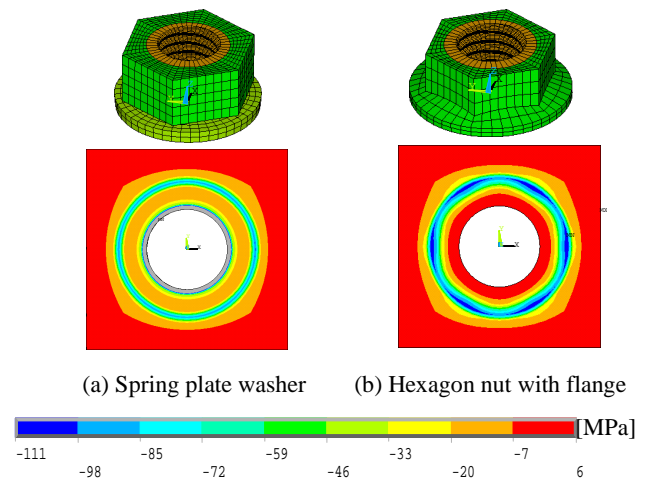


Fig.14 Contact stress distributions at the movable plate

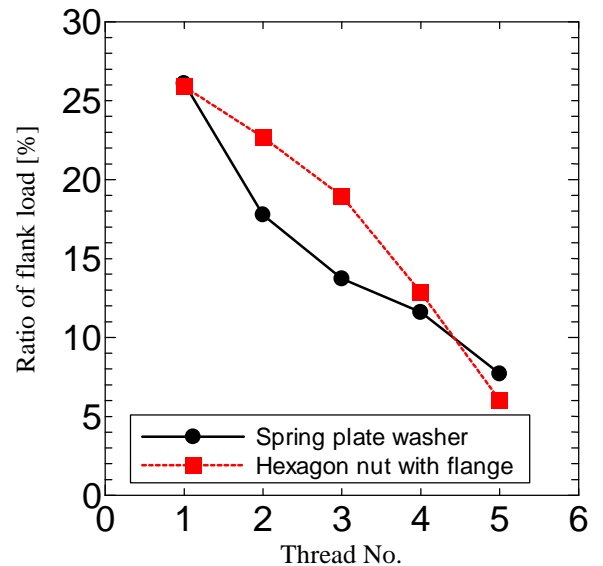


Fig.15 The comparison of flank load ratio between the joints with the spring plate washer and with hexagon nut with flange

Table.2 The values of σ_a for each nut type

	σ_a [MPa]
Hexagon nut	46
Spring plate washer	38
Hexagon nut with flange	49

示す。縦軸および横軸は図 11(b)と同様であり、黒色実線は皿ばね座金を挿入したボルト締結体を、赤色破線はフランジ付き六角ナットを装着したボルト締結体を示している。この結果から、第 5 ねじ山ではフランジ付き六角ナット締結体の方が、荷重分担率が低いことが示されている。表 2 は標準六角ナット、皿ばね座金およびフランジ付き六角ナットを装着したボルト締結体の局所的高接触応力振幅 σ_a を示す。この結果から、ダブルナット締結体の時と同様に、局所的高圧縮応力振幅 σ_a の値が小さいほどゆるみは生じやすくなることが示されている（局所的高接触応力振幅が大きいと、可動板が死点位置から中心方向へ移動する際に、めねじのはめ合いねじ部内周に円周方向応力 σ_θ を発生し、これがナットの回転ゆるみを誘発することが示されている⁽¹⁴⁾）。以上のことから、フランジ付き六角ナット締結体は第 5 ねじ山の荷重分担率は低く、局所的高圧縮応力振幅が大きいから、六角ナット締結体と比較してゆるみが生じやすくなり、その反面皿ばね座金締結体は六角ナット締結体よりゆるみにくくなると考えられる。

(c) 座面の傾きおよび座面とねじ接触面の接触面積がボルト締結体のゆるみ特性に及ぼす影響について

図 6 の各ナット形態の締結体に対するゆるみ実験結果と図 7 の FEM 計算によるゆるみ特性の比較より、FEM 計算結果はゆるみ実験結果に比べて軸力低下率がより小さい。この要因として、FEM 計算において、部品の加工精度による座面の傾きを反映していない点および接触面の接触状態を完全接触と仮定している点があり、実際は接触面積がより少ないと推定される。著者らの FEM 計算による標準六角ナット（シングル）を装着した締結体において座面の傾きおよび接触面積がゆるみ特性に及ぼす影響を調べた⁽¹⁴⁾。その結果、繰り返し変位方向の座面の傾きを 0.1° 、および座面とはめ合いねじ部のねじ面の接触面積を 50% にすると、かなり実際の締結体のゆるみ特性を推定できることが分かっている。そこで、本研究のナット形態の締結体に対しても、上述の条件で FEM 計算を行った。図 16(a) はダブルナットを用いた締結体の場合を示す。横軸は繰り返し変位数 N 、縦軸は無次元化されたボルト軸力 F/F_f ($F_f = 12.5$ kN) を示す。黒色●印は実験結果、青色◆印は座面角度 0.1° および接触面積を 50% とした場合の FEM 計算結果、赤■印は座面角度および接触面積を考慮しない (0° および 0%) 場合を示す。この結果から座面角度および接触面積を考慮した場合の締結体の軸力低下率は実験結果とかなりよい一

致を示している。図 16(b) は皿ばね座金を挿入した締結体の場合を、図 16(c) はフランジ付き六角ナットの締結体の場合を示す。これらの場合も実験結果と座面および接触面積を考慮した FEM 計算結果はかなりよく一致していることを示している。これにより座面および接触面積を考慮した FEM 計算でボルト締結体のゆるみ特性をかなりの精度で推定することができることを示している。

5. 結言

本研究では、ユニカー式ゆるみ試験機および三次元 FEM 計算により、ボルト軸直角方向繰り返し変位を受けるボルト締結体について、実際に使用されているダブルナット・皿ばね座金・フランジ付き六角ナットを装着させた場合の締結体のゆるみ特性の検討および考察を行った。得られた結果は以下である。

- (1) ユニカー式ゆるみ試験機を用いて、4 種類の形態のナットを装着した締結体のゆるみ試験を行った結果 ($N = 500$ 回, 変位は $S = \pm 0.35$ mm), 軸力低下率が①フランジ付きナット, ②標準六角ナット (シングル), ③ダブルナット, ④皿ばね座金挿入締結体, の順に大きかった。皿ばね座金挿入締結体が一番良い低ゆるみ特性を示した。

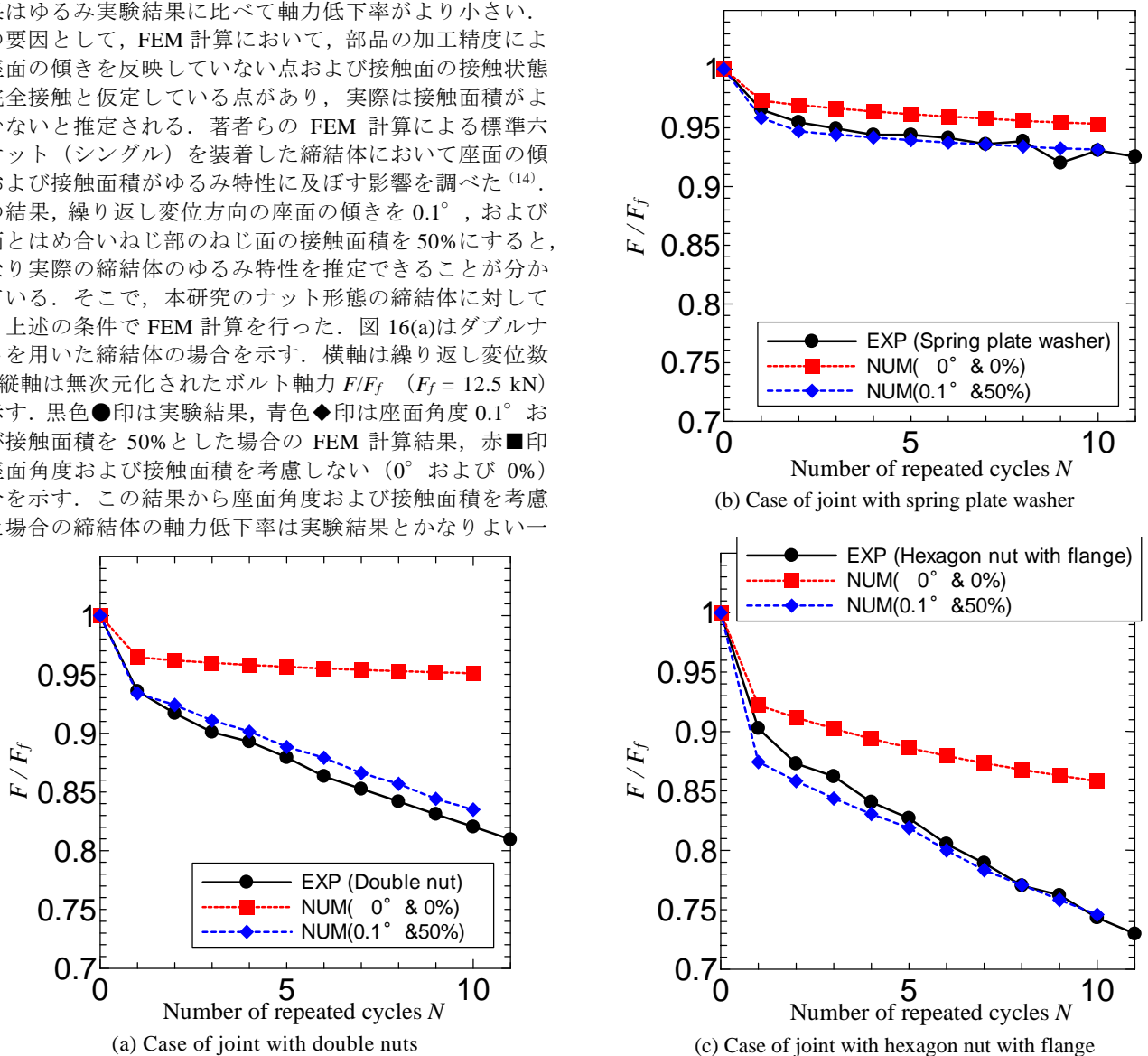


Fig.16 The effects of flatness error and contact surface ratio on reduction in axial bolt force

- (2) ダブルナットに関して、標準六角ナット(ナット高さ2倍)と比較したFEM計算結果($N=10$)は、上ナット部の荷重分担率がゆるみに影響すると考えられ、はめあいねじ部上部の荷重分担率が上昇するためゆるみが抑えられることを示した。また、上ナットに相対的により大きいトルクを与え締結した場合にゆるみが抑えられることも示した。
- (3) 皿ばね座金挿入締結体およびフランジ付き六角ナットを装着したボルト締結体は、ユンカー式ゆるみ試験結果および三次元FEM計算結果ともに、フランジ付き六角ナットの方がゆるみ易いことを示した。他方皿ばね座金挿入締結体では、ナットはゆるみ回転するが座金はゆるみ回転がより小さいことが示された。
- (4) この3種類のナット形態に標準六角ナット(シングル)を加えた場合のユンカー式ゆるみ試験結果における、ゆるみによるボルト軸力低下が大きい順番は、①フランジ付きナット、②シングルナット、③ダブルナット、④皿ばね座金挿入締結体であった。FEM計算結果もこの順番であるが、試験結果とFEM計算結果では軸力低下率の特性にかなりの差異があることが分かった。
- (5) 上記(4)の差異の原因は加工精度による座面の傾きと座面およびねじ面の接触面積によると推測して、これらをFEM計算に取り入れ計算を行った。すなわち座面傾きを 0.1° 、接触面積を50%とした。その結果、3種類のナットを装着したボルト締結体のボルト軸力低下特性のFEM計算結果は実験結果とかなりよい一致をみた。この結果、種々のボルト締結体のゆるみ(軸力低下)特性は、加工精度(座面傾きと接触面積)を考慮することによりかなりの精度で推定できる可能性があることを示した。
- (4) Sakai, T., "Investigation of Bolt Loosening Mechanism ; 1st report, On the Bolts of Transversely Loaded Joints", Bulletin of JSME (1978), Vol.21, pp.1385-1390.
- (5) Haviland. G. S., "Designing with Threaded Fasteners", Mechanical Engineering (1983), Vol. 105, No. 10, pp. 17-31.
- (6) ZADOKS, R. 1., YU, X., "AN INVESTIGATION OF THE SELF-LOOSENING BEHAVIOR OF BOLTS UNDER TRANSVERSE VIBRATION", Journal of Sound and Vibration (1997), Vol.208, No.2, pp.189-209.
- (7) Jiang, Y., Zhang, M., Lee, C-H., "A Study of Early Stage Self-Loosening of Bolted Joints", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design (2003), Vol. 125, No.3, pp. 518-526.
- (8) Jiang, Y., Zhang, M., Park, T., Lee, C-H. "An Experimental Study of Self-loosening of Bolted Joints", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design (2004), Vol. 126, No.3, pp.925-930.
- (9) Nassar, S., Housari, B., "Study of the Effect of Hole Clearance and Thread Fit on the Self-Loosening of Threaded Fasteners", Trans. ASME, Jour. of Mechanical Design (2007), Vol.129, pp586-594.
- (10) Nassar, S., Housari, B., "Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners", Trans. ASME, Jour. of Mechanical Design (2006), Vol.128, pp590-598.
- (11) Jiang, Y., Zhang, M., Lee, C-H., "Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design (2007), Vol.129, No.1, pp.218-226.
- (12) 泉聡志, 酒井信介, 木村成竹, "三次元有限要素法解析による平座金およびフランジナットのゆるみ止め性能評価"日本機械学会論文集A編. 72巻, 721号 (2006). pp.1292-1295
- (13) 木村成竹, 泉聡志, 酒井信介, "三次元有限要素法によるダブルナットの締付けおよびゆるみ挙動解析", 日本機械学会論文集A編, 72-719 (2006). pp.967-973
- (14) 石村光敏, 山中啓司, 正司康雅, 小林隆志, 沢俊行, "軸直角方向繰返し変位を受けるボルト締結体のゆるみについて", 日本機械学会論文集(A編), 77巻 781号, pp35-43(2011-9) .
- (15) 福岡俊道, 野村昌孝, 森本雄哉, "ねじ山らせん形状の高精度なモデリングと有限要素解析", 日本機械学会論文集, A編, 72巻 723号(2006), pp.45-51.
- (16) JIS B 1181(2014).
- (17) JIS B 1251(2018).
- (18) JIS B 1190(2014).

参考文献

- (1) Junker G. H., "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", SAE Paper 690055(1969), pp.314-335.
- (2) 山本晃, 賀勢晋司, "軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究—ゆるみ止め性能の表し方と各種ゆるみ止め装置の評価—", 精密機械, Vol.42, No.6(1976), pp.507-511.
- (3) 山本晃, 賀勢晋司, "軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究—ゆるみ機構の解明—", 精密機械, Vol.43, No.4(1977), pp.470-475



日本ねじ研究協会研究論文集 2巻3号

Transactions of the JFRI

ISSN 2758-772X 2024年11月27日

一般社団法人日本ねじ研究協会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8 (機械振興会館508)
TEL 03-3436-4988 FAX 03-3578-1038 <http://jfri.jp/>