

ピッチ差を有するナットの締め付け／緩ませ過程における ナット高さの緩み止め性能への影響*

野田 尚昭¹⁾ 王 彪¹⁾ 佐野 義一¹⁾ 劉 溪¹⁾ 立石 孝介¹⁾ 乾 湧人¹⁾ シュウ ベイフェン¹⁾ 高瀬 康¹⁾

Effect of Nut Height on Tightening and Untightening of Pitch Difference Nut

Nao-Aki Noda Biao Wang Yoshikazu Sano Xi LIU Kosuke Tateishi Yuto Inui Beifen Siew Yasushi Takase

In the authors' previous researches, it is found that the bolt nut connections having pitch difference can realize both fatigue life improvement and anti-loosening performance successfully. The most desirable pitch difference for improving the fatigue life is relatively smaller than the most suitable pitch difference for improving anti-loosening performance. In this paper, the effect of the nut height on the tightening and untightening of the pitch difference nut is investigated experimentally and analytically. It is found that the suitable pitch difference range for anti-loosening can be reduced with increasing the nut height. Therefore, the larger nut height may realize both anti-loosening performance and high fatigue strength.

KEY WORDS: Safety, Bolt-Nut Connections, Pitch Difference, Anti-loosening performance, Prevailing torque, Three-dimensional finite element method (C1)

1. 緒 言

ボルト・ナット締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素であり、低価格であることから、広い工業分野で使用され、標準化が行われている。特に自動車 1 台に 3000 本程度が使用されており、エンジン締結部など、低コストでの耐緩み性能が要求されている。これまでも多くの緩みの発生とその防止に関する研究^{(1)~(10)}や疲労強度の向上に関する研究がなされてきた^{(11)~(16)}。緩み止めに特化した特殊ナットは、複数の部品または特殊な幾何学的形状を必要とするため、複雑な製造プロセスおよび高コストであるという問題が挙げられる。低コストで耐疲労・耐緩みを向上させる研究として、ピッチ差を設けたボルト・ナット締結体は古くから提案されていたが、それを実証した研究はほとんど見当たらなかった。そこで、著者らは先に適切なピッチ差を与えることでねじ谷底の応力が分散され、疲労寿命を向上させ得ることを示してきた。また、ある範囲のピッチ差では、プリベリントルクが生じ、緩み防止効果と密接に関係することを明らかにした^{(9), (16), (14)}。しかし、疲労強度を向上させるには、比較的小さいピッチ差を付与する必要があるが、また、緩み止め性能を向上させるには比較的大きいピッチ差を付与しなければならない(図 1 参照)。したがって、通常のナット形状へのピッチ差付加では疲労強度と緩み止め性能の両立は難しい。

そこで、著者らは、先の研究⁽¹⁹⁾で、ナット高さを高くすることで、小さいピッチ差でもナットのねじ込み過程(図 2 参照)におけるプリベリントルクを大きくすることができることを明らかにした。しかし、ナットの緩みに関しては、ねじ込み後の締め付け過程や緩ませ過程も密接に関係する。

そこで、本論文では、図 2 の締め付け過程における締結力 F と締め付けトルク T 発生過程を調べる。また、締め付け過程と、緩ませ過程も含めて $F-T$ 関係を取り扱う。具体的には、これら締め付け過程や緩ませ過程における $F-T$ 関係を 3 次元 FEM 解析により求め、実験で得られた結果と比較してナット高さの影響を明らかにする。最終的には、疲労強度の向上と緩み止め効果を向上させるため、それらの効果に及ぼすナット高さによる影響を明らかにする。

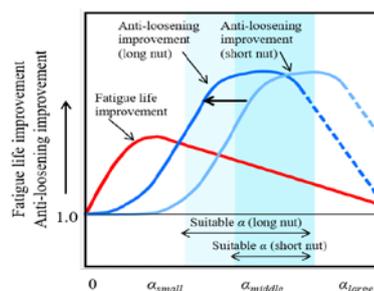


Fig.1 Schematic illustration of the anti-loosening and fatigue life improvement.

*2020年9月27日受理。

2020年10月23日自動車技術会秋季学術講演会において発表。
1)九州工業大学(804-0093 福岡県北九州市戸畑区仙水町1-1)

2. 実験及び解析方法

2.1. ねじ込み過程と締め付け過程

図2に示すように、本論文ではナットが被締結物に接触した後の「締め付け過程」を取り扱う。ここで、「締め付け (Tightening) 過程」は、ナットを挿入する「ねじ込み (Screwing) 過程」と区別して用いる。図2に示すようにナットを締め付けて取り外すまで4つの過程に分けることができる。ナットが被締結物と接触するまでを(a)ねじ込み過程 (Screwing process), ナットが被締結物に接触した後に(b)締め付け過程 (Tightening process), その後、ナットを逆回転させ締結力が完全になくなるまでを(c)緩ませ過程 (Untightening process), 締結力が完全になくなってナットがボルトから外れるまでを(d)ねじ戻し過程 (Unscrewing process) とする。図3にピッチ差 $\alpha=0$, $\alpha>0$ におけるナット回転角とトルクの関係の概念図を示す。図4に、ねじ込み過程と締め付け過程におけるねじ山の接触状態を示す⁽¹⁷⁾。図4中の、点Aはナットがボルトに初めて接触した位置、点Bはプリベリントルクが初めて発生する位置、

点Cはトルクが増加している途中の位置、点Dはナットのねじ山が全部ねじ込まれた位置、点Eは、ナットが被締結物と接触する位置、点Fは、締め付け力が増加している位置、点Gは締め付け終了の位置である。点G~Aは、(c)緩ませ過程および(d)ねじ戻し過程を示す。図3に示すように、通常のナットを回転させると、トルクは点Eから発生し、図3の黒い線に示すように急激に増加する。しかし、ピッチ差付きナットを回転させると、トルクは図3の赤い線に示すように点Bから発生する。その後、トルクは点Dの位置まで増加し、点Eで被締結物に接触した後、トルクは急激に増加する。

2.2. 試験片

この研究では、M12 ボルト・ナット締結体を採用している (図5)。図6のように通常のM12 ボルト・ナット締結体はボルト・ナット共にピッチ $p=1750\mu\text{m}$ だが、ピッチ差付きナットでは、ナットのピッチがボルトよりわずかに大きくしている。本論文では、ナット高さ $H=10.5\text{mm}$ のピッチ差 $\alpha=38, 45\mu\text{m}$ と、 $H=14.0\text{mm}$ の $\alpha=25, 30\mu\text{m}$ を対象とする。ボルトは強度区

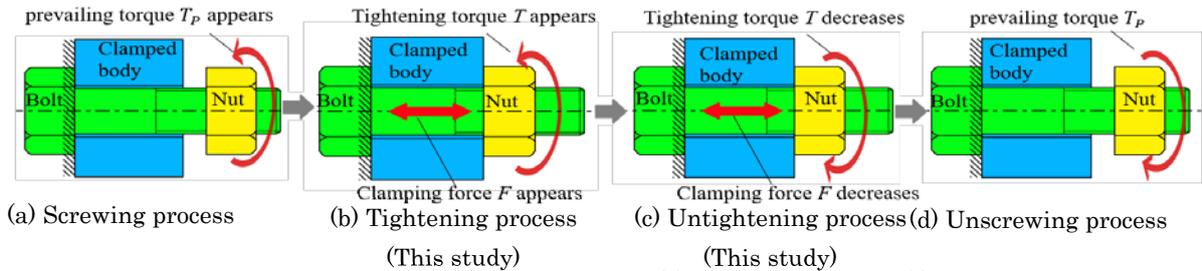
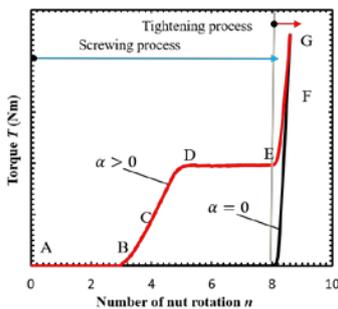
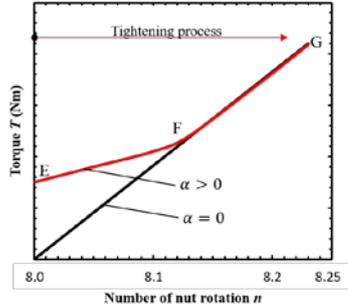


Fig.2 Schematic illustration for (a) screwing process (b) tightening process (c) untightening process and (d) unscrewing process.



(a) Variation of torque T in screwing process.



(b) Variation of torque T in tightening process. (This study)

Fig.3 Variation of torque in screwing and tightening process of nut.

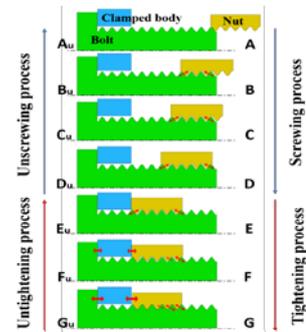
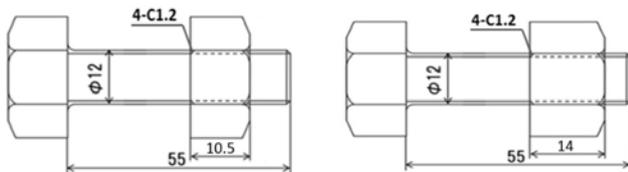


Fig.4 Screwing and tightening process of nut where red arrow shows contact force⁽¹⁷⁾.



(a) Normal nut height $H=10.5$ (b) Long nut height $H=14.0$

Fig.5 M12 Bolt-nut specimen(unit:mm).

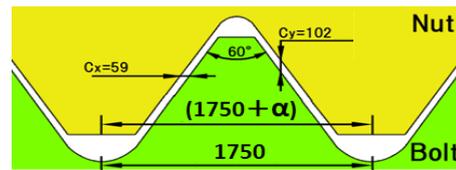


Fig.6 Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (unit: μm).

分 8.8 の SCM435, ナットは強度区分 8 の S45C 材で, 精密切削にて精度 ± 0.003 mm を目標にねじ加工を施した. 図 7 にボルト・ナットの応力ひずみ線図, 表 1 に材料特性を示す. プリベリングトルクは, ピッチ差によるボルト・ナット間ねじ同士の接触力が最大となるナット端部から順次生じ始める (図 4 参照). このプリベリングトルクは, ナットの緩み止め性能に効果があることが実験的に実証されている⁽¹⁷⁾

2.3. 実験条件と方法

図 8 に試験機を示す. 被締結物とボルト頭部は固定し, ナットが被締結物と接触するまでトルクレンチでねじ込み, その後, 実験装置でナットを締める. 実験装置のセンサーを用いて, 締め付け過程の締結力を測定する. ねじ締め試験機 NST シリーズは「JIS B 1084」の規格に示された測定項目を採用し, 締め付けトルク・締結力・ナットの回転角を計測する. なお潤滑油は二硫化モリブデングリーススプレーをねじ面にのみ使用する. ボルトに生じる引張応力が降伏応力 $\sigma_y=800$ MPa に達したときのボルト締結力は $F_{100\%}=68$ kN である.

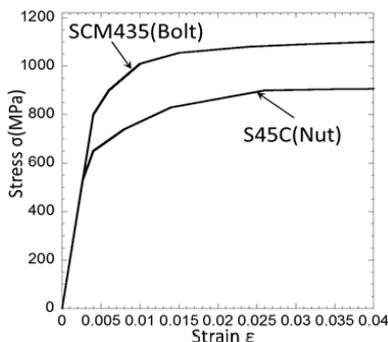
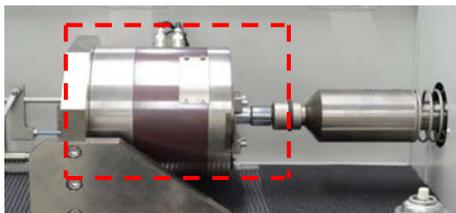


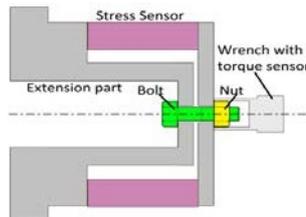
Fig.7 Stress strain relation for SCM435 and S45C.

Table 1 Material properties of bolt and nut.

	Young's modulus E (GPa)	Poisson's ratio ν	Yield strength σ_y (MPa)	Tensile strength σ_B (MPa)
SCM435 (Bolt)	206	0.3	800	1200
S45C (Nut)	206	0.3	530	980



(a) Photo of tightening experiment device.



(b) Schematic illustration of tightening experiment device.

Fig.8 Nut tightening experiment device based on NST series (JIS B 1084).

ボルトの引張応力が降伏応力の 25% (200MPa) であるときの締結力 $F_{25\%}=16.8$ kN を通常のボルトにおける実験結果を用いて選定する. ここで, 降伏応力の 25%の締結力を採用した理由は, ピッチ差付きナットでは点 F(図 3 参照)でトルク増加に変化が起こることがわかっており, その確認のためである. 図 9 に $\alpha=0$ μm における締結力と締め付けトルクの実験結果を示す. 図 9 より, 締結力 $F_{25\%}$ を導入するような締め付けトルクは $T_{25\%}=45$ Nm である. この締め付けトルク $T_{25\%}=45$ Nm までナットを締め付けて実験を行う. 緩ませ過程のトルクは実験に用いた装置では測定できないため, トルクレンチを用いて測定する. トルクレンチでナットを緩め, 締め付けトルクが 10Nm 低下するごとに装置から締結力を確認し, ナットが被締結物と離れるまで緩める.

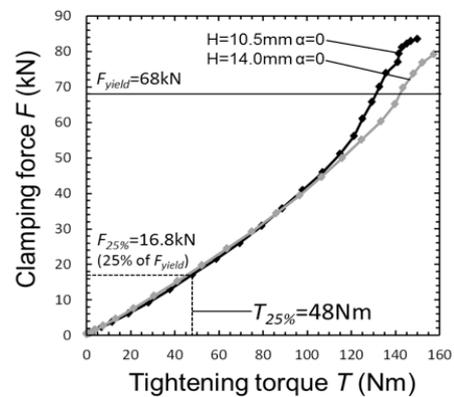


Fig.9 Clamping force F vs tightening torque T of $\alpha=0$

2.4. 解析方法

解析には 3 次元有限要素法を用いる. 解析モデルのナットについてはねじ込む際にトルクを作用させる六角部分を簡略化し, 2 面幅を丸ナットとしてモデル化する. 要素分割は 3 次元ソリッド要素を用いて, ボルト・ナットねじ山の螺旋形状を考慮し, ねじの螺旋部には四面体要素を用いて作成した. 解析ソフトは ANSYS16.2 を使用し, 準静的, 弾塑性, 接触を考慮した非線形解析を用いる.

境界条件はボルト頭部と被締結物の左側を拘束し, ナットを時計回り (締め付け方向) に回す. なお, 摩擦係数は実験での

測定値がねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.11\sim 0.15$ 、座面摩擦係数 $\mu_w=0.16\sim 0.18$ であった。実験で使用した二硫化モリブデンペーストスプレーのねじ面での摩擦係数の報告⁽¹⁸⁾を考慮して、ねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.14$ 、座面摩擦係数 $\mu_w=0.17$ を使用した。

前出の図4に示す点Aから解析を行うと、計算に時間がかかる。そこで、計算時間短縮のために、以下のようにねじ込み過程を省略した方法をとる。この方法は、著者らが先に行ったねじ込み過程に関する研究において、摩擦係数に関する考察で用いた簡易解析と同様である⁽¹⁷⁾。ナットと被締結物が軸方向に0.05mmだけ離れた状態(図4の点D-E間)を解析の始点とする。まず、ナットに強制角変位を与え、被締結物に接触した後、点G(図4参照)まで締め付ける。その結果、被締結物に接触する前の過程でプリベリグトルクを取得でき、点E→Gの過程で締め付けトルクと締結力を得ることができる。解析は締め付け過程点E→Gを行った後、続けて緩ませ過程点G→Eを行う。解析するにあたって、ナットの境界条件である回転角度 θ が必要である。しかし、締結力 $F_{25\%}$ に達するまでのナットの回転角度 $\theta_{25\%}$ が不明である。そこで、以下の(i)(ii)に分けて解析を行う。

- (i) ナットに十分大きい回転角 $\theta_{large}(=100\sim 200^\circ)$ を与える。回転角 θ_{large} は非常に大きな締め付け角度であり、このときボルトの引張応力は必ず降伏応力を超えているため、締結力 $F_{25\%}$ に対応する回転角度 $\theta_{25\%}$ が求まる。
- (ii) (i)により回転角度 $\theta_{25\%}$ を選定し、この回転角度を用いてナットを締め付ける。締結力が $F_{25\%}$ に達した後、ナットに締め付け防止角度 $-\theta_{25\%}$ を与える。

3. 実験及び解析結果とその比較

図10,11に締め付けおよび緩ませ過程におけるトルク T と締結力 F の関係について実験結果と解析結果を同時に示す。図10,11において、(a)はナット高さ10.5mm、ピッチ差 $\alpha=45\mu\text{m}$ 、(b)は $H=14.0\text{mm}$ 、 $\alpha=30\mu\text{m}$ 、(c)は $H=10.5\text{mm}$ 、 $\alpha=38\mu\text{m}$ 、(d)は $H=14.0\text{mm}$ 、 $\alpha=25\mu\text{m}$ を用いて締め付けたときの結果であり、

点線に実験結果、実線に解析結果を示す。締め付け過程のトルク T は実験機器によって測定しており、緩ませ過程はダイヤル式トルクレンチで測定している。図10のようにプリベリグトルクより大きな締め付けトルク $T > T_p$ を作用させると、締結力 F が生じる。目標のトルクに到達した後、緩め始めから一定の間、ナットは、ボルトとの接触位置を変えずにボルトと一体となって回転しており、締結力 F は殆ど変化しない。ナットとボルトがすべり始めたときから、締め付けトルクと締結力はともに減少していき、締結力 F は0になる。実験結果と解析結果を比較すると、特に緩ませ過程においてトルクの高さに違いが見られる。これは、解析では摩耗片が生成されず、摩耗片の生成、成長、脱落、粉碎によるトルクのばらつきが解析では表現できていないためと考えられる。また、緩ませ過程のトルクは実験に用いた装置では測定できず、トルクレンチを用いて測定するため、測定誤差も含まれる。図10の実験値と解析値は大体においてよく一致しており、ナット高さに関係なく解析精度は高いと言える。なお、解析の締結力が $F_{25\%}=16.8\text{kN}$ に一致しないのは、境界条件として $\alpha=0$ による実験結果(締め付けトルク T)を使用したためである。

4. ナット高さによる締結力、締め付けトルクへの影響

ナット高さの影響を見るために、図10に示すピッチ差とナット高さが異なる両者の緩み抵抗トルク T_R^u を比較する。実験値、解析値ともに塑性変形や摩耗の影響があるため、参考までに解析値を用いて考察する。

図10を用いて、耐緩み性に対するピッチ差による効果の評価する。トルクの代表として、締結力 $F_{25\%}$ の半分である締結力 $F_{12.5\%}$ が生じる時のトルク差を“緩み抵抗トルク $T_R^u = T_{12.5\%}^u(\alpha > 0) - T_{12.5\%}^u(\alpha = 0)$ (Loosening resistance torque)”と定義して、耐緩み性能を考察する。この T_R^u はピッチ差 $\alpha=0\mu\text{m}$ (灰色の線)との差を表しており、緩みに対する抵抗として緩み止め性能を向上させる。

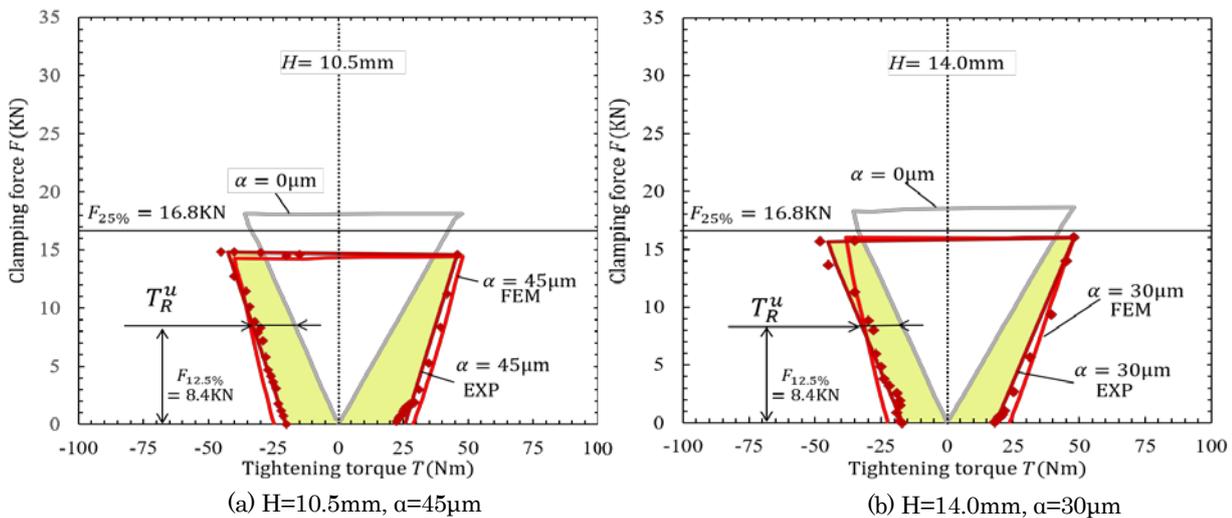


Fig.10 Clamping force F vs tightening torque T

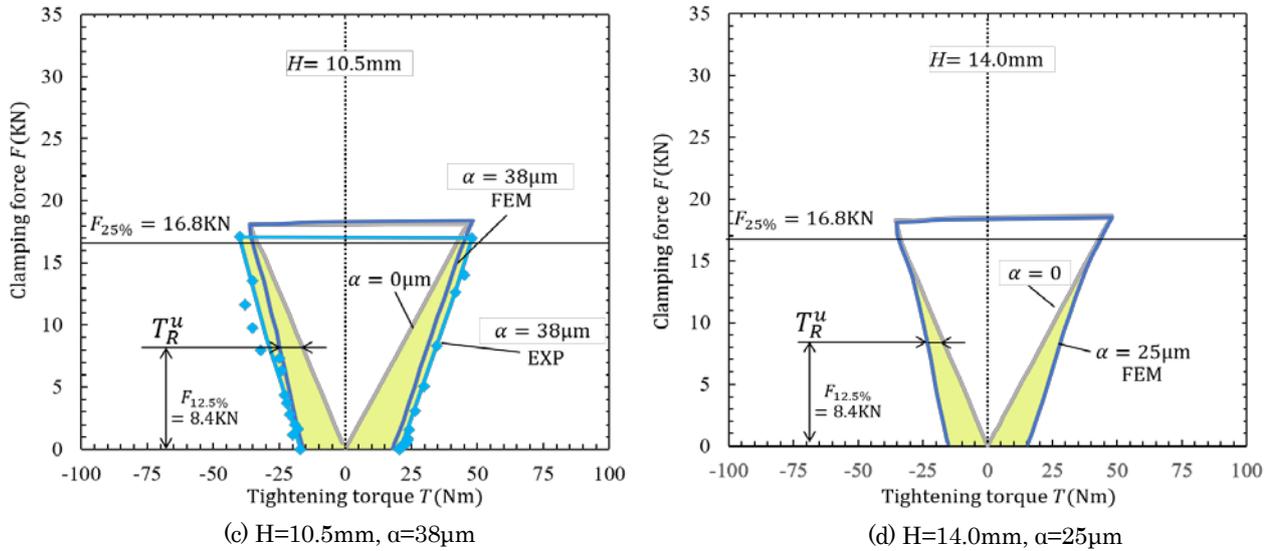


Fig.10 Clamping force F vs tightening torque T

表 2 に図 10(a)~(d)それぞれの緩み抵抗トルク T_R^u を示す。表中の $H=10.5\text{mm}$, 14.0mm それぞれの上段, 下段同士を比較すると, 緩み抵抗トルク T_R^u はナット高さを高くしてピッチ差を小さくしても変わらないことがわかった。これはナット高さが大きくなったことで, 接触するボルトとナットのねじ山両端の距離の差($\alpha \times$ ねじ山数)が両者ではほぼ等しいためである。すなわち, $\alpha \times$ ねじ山数 $=38 \times 4 \approx 25 \times 6$ である。つまり, ナット高さを高くすることで, 緩み止め性能を損なうことなく, 有効なピッチ差を小さくできる。

Table 2 Prevailing torque and loosening resistance torque in Fig.10 obtained by 3D FEM simulation.

Geometrical Condition		Anti-Loosening Results
Nut height H (mm)	Pitch difference α (μm)	T_R^u (Nm) when $F=F_{12.5\%}$
10.5	38.0	8.0
	45.0	16.5
14.0	25.0	6.2
	30.0	14.6

5. ナット高さを大きくした際の疲労強度への影響

研究の目的は緩み止め性能と疲労強度の両立である。図 11 にボルト・ナット締結体の概略図を示す。ナットの高さが変わると, ナットのねじ山数が変わり, 接触するねじ山数も変わる。図 12 にナット高さ $H=10.5\text{mm}$, ピッチ差 $\alpha=38\mu\text{m}$ 及び $H=14.0\text{mm}$, $\alpha=25\mu\text{m}$ それぞれの解析結果を耐久線図と対比して比較する。

以前の著者らの研究でピッチ差付きナットを使用した場合ボルトの右側(図 11(a)では第 4 ねじ山)で破断することがわかった⁽¹⁶⁾。図 12 に各ねじ山の弾塑性解析結果を耐久線図で示す。ここでの耐久線は SCM435 の平滑材の結果である。右側の 2 山の安全率を比較すると, 例えば最も危険な位置では $H=10.5\text{mm}$, $\alpha=38\mu\text{m}$ では安全率 0.42, $H=14.0\text{mm}$, $\alpha=25\mu\text{m}$ では安全率 0.46 となり, 大きな違いはなくほぼ一致していると言える。つまり, ナット高さを高くしてピッチ差を小さくしても疲労強度は変わらないことがわかる。以上から, 前節の結果を考慮すると, ナット高さを高くすることで, 緩み止め性能と疲労強度を両立できることが示唆される。

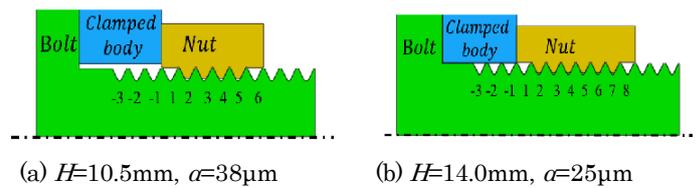


Fig. 11 Illustration of bolt and nut with $H=10.5$ and $H=14.0\text{mm}$

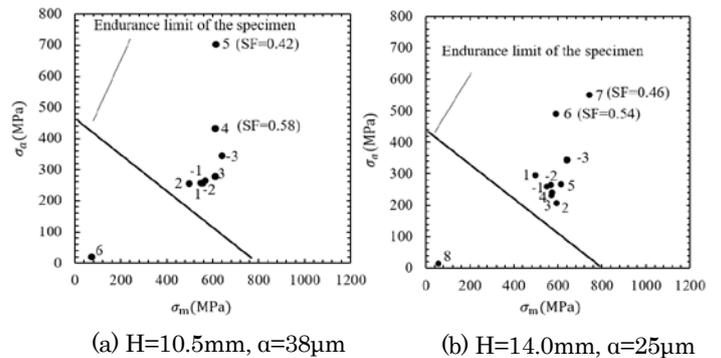


Fig. 12 Endurance limit diagram for the bolt at the bolt thread root

6. 結 言

本論文では、ナット高さが異なるナットにピッチ差を付加した締結体について、締め付け・緩ませ過程を考察した。3次元FEM解析により締結力 F と締め付けトルク T 発生過程とその大きさを求め、ナット高さによる影響を明らかにした。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 締め付け過程と緩ませ過程における締結力 F と締め付けトルク T の関係を、ナット高さ H とピッチ差 α を変えて実験的に求めた。全ての過程において3次元FEM解析と実験結果は大体において一致しており、解析によりF-Tの関係を予測することができる。
- (2) ナット高さ H を大きくし、ピッチ差 α を小さくすることで緩み抵抗トルク T_R^u が得られることを明らかにした。
- (3) ピッチ差付ナットの疲労強度は、ナット高さ H を大きくしても損なわれず、疲労強度に対する有効なピッチ差 α の範囲は変わらないことを明らかにした。
- (4) 小さめのピッチ差 α で疲労強度を保持したまま、ナット高さ H を大きくすることで、緩み止め性能の付与できることが示された。疲労強度と緩み止め性能の向上を同一のピッチ差で両立できることが示唆される。

参 考 文 献

- (1) Pai, N.G. and Hess, D.P., Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load, *Engineering Failure Analysis*, Vol.9, NO.4, pp.383-404 (2002)
- (2) Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S. : Three-Dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, No. 4, p.604-615 (2005)
- (3) Zhang, M. Jiang, Y. and Lee, C.-H., Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 129, No. 2, p. 218-226 (2006)
- (4) Noda, N.-A., Kuhara, M., Xiao, Y., Noma, S., Saito, K., Nagawa, M., Yumoto, A. and Ogasawara, A., Stress Reduction Effect and Anti-Loosening Performance of Outer Cap Nut by Finite Element Method, *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 2, No. 6, p. 801-811 (2008)
- (5) Noda, N.-A. Xiao, Y. Kuhara, M. Saito, K. Nagawa, M. Yumoto, A. and Ogasawara, A., Optimum Design of Thin Walled Tube on the Mechanical Performance of Super Lock Nut, *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 2, No. 6, p. 780-791 (2008)
- (6) Izumi, S., Yokoyama, T., Kimura, M. and Sakaia, S., Loosening-Resistance Evaluation of Double-Nut Tightening Method and Spring Washer by Three-Dimensional Finite Element Analysis, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, No. 5, p. 1510-1519 (2009)
- (7) 陳玳珩, 清水英輔, 増田健一: 円周スリットナットのねじ

- 山変形とゆるみ防止効果の関係, *日本機械学会論文集 A 編*, Vol. 788, No. 78, p. 390-402 (2012)
- (8) Ranjan, B.S.C., Vikranth, H.N. and Ashitava, G., A Novel Prevailing Torque Threaded Fastener and Its Analysis, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 135, No. 10, 101007-101007-9 (2013)
 - (9) Noda, N.-A. Chen, X. Sano, Y. Wahab, M.A. Maruyama, H. Fujisawa, R. and Takase, Y., Effect of Pitch Difference Between the Bolt-Nut Connections upon the Anti-Loosening Performance and Fatigue Life, *Materials & Design*, Vol. 96, p. 476-489 (2016)
 - (10) Liu, J., Gong, H. and Ding, X., Effect of Ramp Angle on the Anti-Loosening Ability of Wedge Self-Locking Nuts Under Vibration, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 140, No. 7, 072301-072301-8 (2018)
 - (11) Majzoobi, G.H., Farrahi, G.H. and Habibi, N., Experimental Evaluation of the Effect of Thread Pitch on Fatigue Life of Bolts, *International Journal of Fatigue*, Vol. 27, No. 2, p. 189-196 (2005)
 - (12) Hirai, K. and Uno, N. : Fatigue Strength of Super High Strength Bolt, *Journal of Structural Engineering* 595, p. 117-122 (2005)
 - (13) Noda, N.-A., Xiao, Y. and Kuhara, M., The Reduction of Stress Concentration by Tapering Threads, *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol. 8, No. 5, p. 397-408 (2011)
 - (14) 赤石雄一郎, 陳鑫, 于洋, 玉崎英俊, 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康: 異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる疲労寿命向上とクリアランスの影響, *自動車技術会論文集*, Vol. 44, No. 4, p. 1111-1117 (2013)
 - (15) Sawa, S., Ishimura, M., Omiya, Y. and Sawa, T., 3-D FEM Stress Analysis of Screw Threads in Bolted Joints under Static Tensile Loadings, *ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 2B, ISBN: 978-0-7918-4644-5 (2014)
 - (16) 野田尚昭, 佐野義一, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, ボルト・ナット締結体の疲労強度に及ぼすピッチ差の影響とその解析モデルの提案, *日本機械学会論文集*, Vol. 81, No. 831, p.1-13 (2015)
 - (17) 野田尚昭, 劉溪, 佐野義一, 久保周太郎, 黄雲霆, 立石孝介, 高瀬康, ピッチ差を有するボルト・ナット締結体のねじ込み過程の3次元有限要素法解析, *日本機械学会論文集*, Vol. 85, No. 876, p. 19-00149 (2019)
 - (18) 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報告書(第V報), pp.91 (1982)
 - (19) 野田尚昭, 王彪, 乾湧人, 劉溪, 立石孝介, 佐野義一, シュウバイフェン, 高瀬康: ピッチ差を有するナットのねじ込み過程で生じるプリベリングトルクに及ぼすナット高さの影響, *自動車技術会論文集*, Vol. 51, No. 4, p. 636-641 (2020)