

ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果*

(その7:異なる呼び径における適切なピッチ差について)

野田 尚昭 ** 高瀬 康 ***

NODA, Nao-Aki TAKASE, Yasushi

1 はじめに

著者らは、これまでに連載講座「ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果」の研究に関して、呼び径を M12 と M16 に限定して、その性能に関する詳細な解説^{(1)~(6)}を行ってきた。その結果、これらのナットにおいて、適切なピッチ差を与えることで緩み止め性能を表現する適切なプリベリングトルク T_p が与えられることを明らかにした⁽⁷⁾。解説3⁽³⁾と解説4⁽⁴⁾では、M16 について NAS 式緩み試験を実施し、ピッチ差付きナットの緩み止め性能を発揮するピッチ差 α の範囲を明らかにした⁽⁸⁾。解説6⁽⁶⁾では、M12 について、ユンカー式緩み試験と数値シミュレーションを実施し、振動サイクル毎の軸力を測定・解析することで、ピッチ差を変えたときの初期締結力の維持能力を調べた⁽⁹⁾。さらに、解説5⁽⁵⁾では、ナット高さ H の影響を考察し、小さめのピッチ差 α で疲労強度を維持したまま、ナット高さ h を大きくすることで緩み止め性能を付与できることを示した^{(10)~(12)}。このように、M12 と M16 に関して、適切なピッチ差を実験と解析

により求めたが、他の呼び径 d に関しては考察がなされていない^{(13), (14)}。そこで本解説7では、異なるボルト呼び径における適切なピッチ差を、ねじ山の寸法・形状という幾何学的な面から考察する。

2 異なる呼び径に対する適切なピッチ差 α の求め方

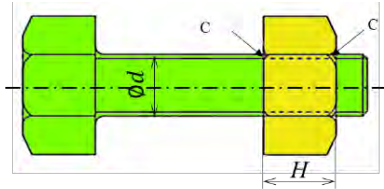
2.1 オーバーラップ長さ Δ の定義

図1に、ピッチ差付ボルト・ナットのねじ面の詳細を示す。図1(b)に示すように、ボルトのピッチ $p(\mu\text{m})$ に対して、ナットのピッチは、ボルトよりピッチ差 α だけ大きい。図1(c)は、ピッチ差付ナットのねじ込み過程におけるねじ面のオーバーラップ長さ Δ を図示したものである。本研究では、この Δ に注目して異なるボルト呼び径における適切なピッチ差を考察する。ここで、適切なピッチ差とは、例えばユンカー式緩み試験において締結力が低下しないピッチ差という意味で用いる。なお、図1(c)で、実際には、ねじ山に変形が生じ、オーバーラップ Δ は生じないが、図1(c)ではボルト・ナットのねじ山の変形前の Δ を模式的に示している。

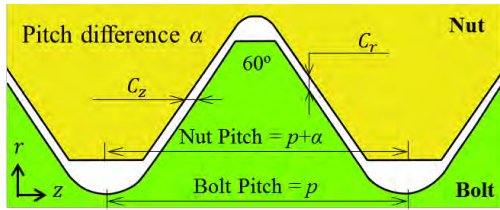
* 原稿受付: 2022年5月28日

** 九州工業大学教授

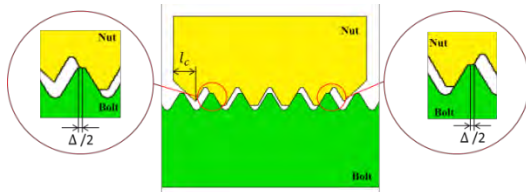
***九州工業大学野田研究室職員



(a) ピッチ差付き M12 ボルト・ナット締結体 [mm]



(b) ピッチ差とボルト・ナット間のクリアランス C_r, C_z [μm]



(c) ねじ面のオーバーラップ長さ Δ
(l_c : 面取り長さ)

図1 ピッチ差付き M12 ボルト・ナット締結体 [mm]

表1 M8~M24 ボルトの各種寸法 (JIS) (mm)

Nom.d	p	l_c	H	d_2	d_w
M8	1.25	1	6.5	7.1	14.5
M12	1.75	1.5	10.5	10.8	21.1
M16	2	1.5	14.0	14.7	27.1
M24	3	2	21.0	22.0	41.2
M12*	(1.75)	(1.5)	(10.0)	(10.8)	(21.1)

(*)*: ユンカー式緩み試験による参照値

表1に、図1のボルトの各種寸法が、呼び径 d によってどのように変化するかを示す。ここで、ピッチ p 、面取り長さ l_c 、ナット高さ H 、ナットねじ山数 n 、ねじの有効径 d_2 、座面の等価直径 d_w である。M12のボルトに関してユンカー式緩み試験では、 $H = 10.0\text{mm}$ を使い、適切なピッチ差 α (表2) を求めた。これを参照値(M12*, ユンカー式緩み試験による参照値)として表1に示す。その後の研究では、ナットのねじ山数をちょうど $n^* = 6$ とするため $H = 10.5\text{mm}$ のナットを考察した。これを M12 として表1、表2に示す。なお、表2で、 n は面取りがあるときの、 n^* は面取りが無い時のナットねじ山数である。通常ナットの両端には、面取りを設ける (図1(c)参照)

表2 M12*の参照値から得られた $C_z = C_{z\text{max}} \times 0.6$ の場合の M8~M24 の最適ピッチ差 α
 $C_{z\text{max}}$: JIS で規定される最大クリアランス (JIS B0209)

	適切なピッチ差 α (μm) $\alpha_1 \sim \alpha_2$	適切なオーバーラップ長さ Δ (μm)	$\Delta = 0$ となる ピッチ差 $\alpha = \alpha_c$ (μm) ^c	z 方向クリアランス C_z (μm)	面取り長さ l_c を考慮したナットねじ山数 n	面取り長さ l_c を考慮しないナットねじ山数 n^*
M8	41~52	42~82	29	53.0	3.60	5.2
M12	41~50	42~82	31	66.5	4.28	6
M16	33~41	42~82	25	71.0	5.50	7
M24	38~45	42~82	31	88.8	5.66	7
M12*	(40~50)	(42~82)	(29.5)	(59.0)	(4)	(5.71)

(*)*: ユンカー式緩み試験による参照値

ので、ピッチ差付きナットでは、ナットねじ山数 n (表 2 参照) とピッチ差 α を乗じた総ピッチ差 $n\alpha$ の分だけ、ナットが z 方向に大きくなる。これにより、総ピッチ差 $n\alpha$ がボルト・ナット間の z 方向クリアランス C_z より大きくなる場合($n\alpha \geq 2C_z$)に、ナットの両端のねじ山がボルトのねじ山と接触する。このナット両端のねじ山の接触により、ナットをねじ込む際には常にトルクが生じ、これをプリベリントルク T_p と呼ぶ⁽¹⁵⁾。本研究では、このプリベリントルク T_p に最も影響がある、総ピッチ差 $n\alpha$ が z 方向クリアランス C_z よりどのくらい大きくなっているかに注目する。この z 方向クリアランス C_z より大きくなった総ピッチ差 $n\alpha$ を、オーバーラップ長さ Δ と呼び、式(1)で定義する。

$$\Delta = n\alpha - 2C_z \quad (1)$$

以下の考察では、 C_z として、JIS で規定される最大クリアランス C_{zmax} に 0.6 を乗じた平均的な値を用いる。オーバーラップ長さ Δ と z 方向クリアランス C_z より、ピッチ差 α を表現すると式(2)が得られる。本研究では、適切なピッチ差 α を式(2)より求める。

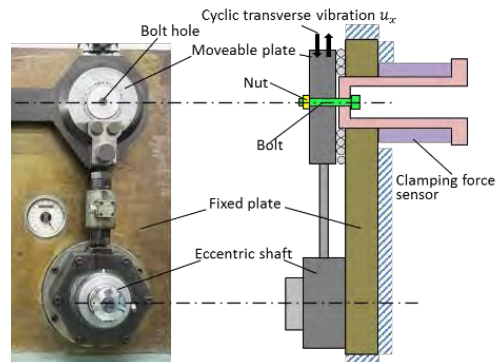
$$\alpha = \frac{2C_z + \Delta}{n} \quad (2)$$

2.2 適切なピッチ差 α の計算方法

図 2 に著者等が先の研究で使用したユニカー式緩み試験の実験装置を示す。実験には JIS M12 ボルト・ナット締結体を採用し、3 種類

の異なるピッチ差 $\alpha=35, 40, 50\mu\text{m}$ を試験した。緩み試験に用いる DIN 65151 に基づくユニカー式振動試験装置を図 2(a)に示す。図 2(b)はその主要部の模式図である。固定板に対して可動板を、ローラーを介してボルト、ナットで締結する。その際、緩みが生じる前の、初期締付力は $F_{22.3\%}=15\text{kN}$ とする。実験開始とともに、図 2(a)に示す回転する偏心軸が、可動板を周波数 8Hz で振動させる。ボルトに加える振動負荷は DIN 65151 に基づいて決めた。すなわち、通常ナットが振動数 $n=300\pm 100$ サイクルで緩み、締結力 $F=0$ になるように負荷振幅を決めた。このようにして決めた可動板に与える振幅は $\pm 1\text{mm}$ である。繰返数 n が 1,500 に達すると、実験を終了する。なお、耐緩み性能の評価として改訂 DIN25201 では、2,000 回後の軸力 80%が判定限界であるが、ここでは 1,500 回後の軸力 80%を判定限界とした⁽¹⁶⁾。

図 3 に、著者らが先に行った M12 の $\alpha = 0, 35, 40, 50(\mu\text{m})$ の 4 種類のナットの、ユニカー式緩み試験の結果を示す⁽¹⁷⁾。 $\alpha = 0$ のナッ



(a) 試験装置 (b) 概略図
 図 2 ユニカー式振動試験装置 (DIN 65151)

トは、繰返数が進むにつれ締結力 F が減少し、繰返数 300 ほどで締結力 $F=0$ になる。一方、 $\alpha = 35\sim 50\mu\text{m}$ のナットでは、初めに締結力 F の減少が見られるが、一定の締結力 F になると、減少が停止する。特に、 $\alpha = 40\sim 50\mu\text{m}$ は繰返数 1,500 回後でも初期締結力の 80%を維持しており、DIN 65151 の基準を満足する。以上より、M12 の実験によって得られた適切なピッチ差 α の範囲を $\alpha = 40\sim 50\mu\text{m}$ として、以下の議論に用いる。

ユニカー式緩み試験に用いたナット高さ $H = 10\text{mm}$ 、ピッチ $p = 1.75\text{mm}$ 、軸方向クリアランス $C_z = 59\mu\text{m}$ 、ナット両端の面取り長さ $l_c = 1.5\text{mm}$ より、試験で得られた適切な $\alpha = 40\sim 50\mu\text{m}$ に対応するオーバーラップ長さ Δ を計算すると、 $\Delta = 42\sim 82\mu\text{m}$ となる。

本研究では、この適切な α と適切な Δ を参照結果(M12*, Reference results)として他の適切なピッチ差 α を式(2)より求める。表 2 に、このようにして求めた M8~M24 の適切なピッチ差 $\alpha_1\sim\alpha_2$ を示す。ここでは軸方向クリアランス C_z を JIS で規定される最大クリアランス C_{zmax} の 0.6 倍とした。また、参考のため示した α_c は、オーバーラップ長さ $\Delta = 0$ 、すなわちナットの両端がボルトのねじ山とちょうど接触するピッチ差である。

2.3 求めた適切なピッチ差 α の妥当性の検討

図 4 に、著者等が先の研究で使用した NAS3350(米国航空宇宙規格)に対応する NAS 式緩み試験の実験装置を示す。実験には JIS M16 ボルト・ナット締結体を採用し、5 種類の異なるピッチ差 $\alpha=0, 15, 33, 42, 50\mu\text{m}$ を試

験した。ナットの締結力 F は標準の 24kN であり、振動数は 30Hz、振動加速度は 20g である。判定条件は繰返数が 30,000 回を超えれば、緩み止め性能が十分であると規定されている。また、表 3 にその試験結果を示す。表 3 より、 $\alpha = 33\sim 42\mu\text{m}$ では繰返数が 30,000 回を超えている。NAS 式緩み試験とユニカー式試験の結果は、限られた水準数から得られた結果であるが、NAS 式試験で適切と判定されたピッチ差 $\alpha = 33\sim 42\mu\text{m}$ は、表 2 に示す M16 の適切なピッチ差 α の推定値 $\alpha = 33\sim 41\mu\text{m}$ とよく一致している。

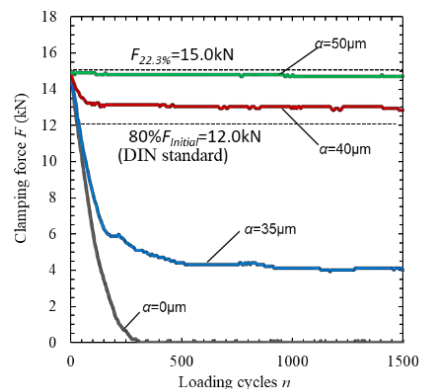


図 3 ユニカー緩み試験による $F - n$ 関係(DIN 65151, M12)

表 3 NAS 式緩み試験の実験結果(NAS3350, M16)

ピッチ差 $\alpha(\mu\text{m})$	繰返数 n	プリベリン グトルク $T_p(\text{Nm})$	締結力 $F(\text{kN})$
0	751 876	0	24
15	813 1528	0	24
33	30,000 30,000	25	14~24
42	30,000 30,000	67 57	1~4

3 プリベリングトルクによる適切なピッチ差の妥当性の検証

3.1 解析方法

図5に有限要素解析モデルを示す。前述したように、FEM解析では、M12のナット高さ $H = 10.5\text{mm}$ を用いた。図5(a)に示すようにナットの六角部分を円筒状に置き換え、3次元モデルを作成した。可動板の寸法は $40 \times 40 \times 15\text{mm}$ (縦×横×厚み) である。ボルトとナットのねじ山のねじの螺旋部は最小メッシュ 0.048mm の八面体要素を用い、全体では要素数 8×10^4 、節点数 15.1×10^4 のメッシュを作成した。接触解析にはペナルティ法を用い、材料の非線形性を考慮した。ねじ面間の摩擦係数は $\mu_s = 0.12$ 、座面とナット下面間の摩擦係数は $\mu_w = 0.17$ を用いた^{(18), (19), (20)}。解析には、有限要素法解析ソフトウェア ANSYS Workbench 16.2を用いた。表4にボルト・ナットの機械的性質を示している。図6に解析に用いる応力ひずみ曲線を示す。図7に、表3に示すM16のボルト・ナットについて測定したプリベリングトルクの実験値 T_p^{EXP} (トルクレンチ使用) と、解析により求めた T_p^{FEM} を比較して示す。図7に示すように、実験と解析の結果は最大誤差16%以内で一致しており、FEM解析で十分な精度が得られることがわかる。

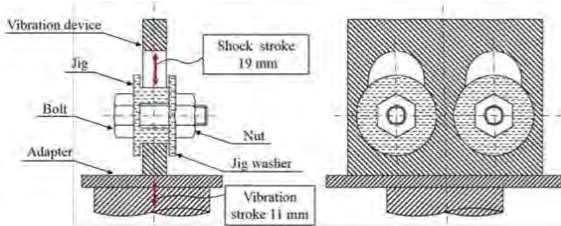
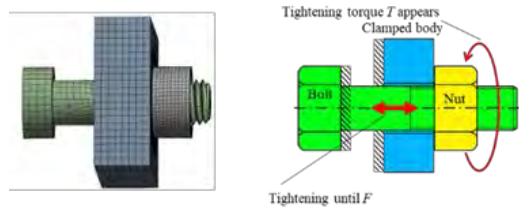


図4 NAS式緩み試験装置(NAS3350, M16)

3.2 異なる呼び径のプリベリングトルク T_p

図8に、呼び径M8～M24におけるピッチ差 α とプリベリングトルク T_p の関係を示す。ここでプリベリングトルク T_p は文献(11)のねじ込み過程(ナットが被締結物と接触する前



(a)解析モデル (b)締め付け過程の境界条件
図5 締め付け過程の解析用モデルと境界条件

表4 ボルト・ナット材料の機械的性質

	SCM435 (Bolt)	S45C (Nut)
縦弾性係数 E (GPa)	206	206
ポアソン比 ν	0.3	0.3
降伏点 σ_y (MPa)	800	530
引張強さ σ_B (MPa)	1,200	980

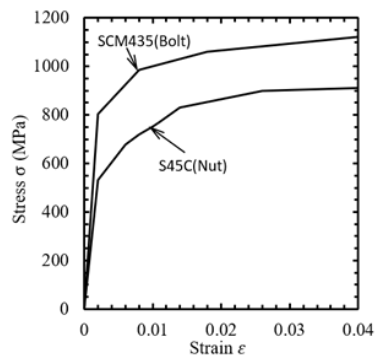


図6 ボルト・ナットの応力ひずみ曲線 (SCM435, S45C)

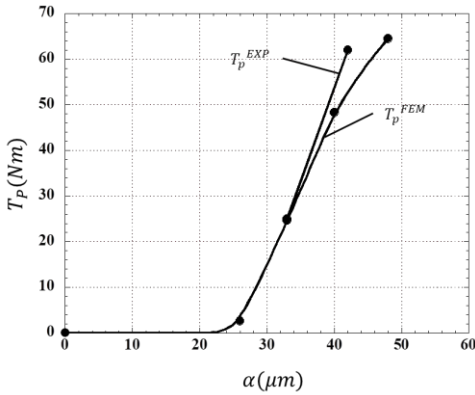


図 7 実験 T_p^{EXP} と解析 T_p^{FEM} によって得られたプリベリントルク

の過程)における FEM 解析により求めた. 図 8 に示すようにオーバーラップ長さ Δ が同じであっても, ボルトの呼び径 d が大きくなるとプリベリントルク T_p は大きくなる. このようなプリベリントルク T_p は緩み止め性能を代表する値としてしばしば用いられており, JIS にも規定されている⁽¹⁵⁾.

図 9 に式(3)で定義される, $\alpha=0$ の通常ナットにおける適切な締め付けトルク T_{apr} とボルト呼び径 d の関係を示す. ここで, ピッチ p , z 方向クリアランス C_z , 面取り長さ l_c , ナット高さ H , ナットねじ山数 n , ねじの有効径 d_2 , 座面の等価直径 d_w は, 表 1 に示す寸法を使用した. なお軸力 $F=F_{25\%}$ は, ボルト耐力の 25% であり, β はねじ山の半角である. ねじ面の摩擦係数 μ_s , 座面の摩擦係数 μ_w をそれぞれ実験時の測定データを使用して図 9 を求めた⁽²¹⁾ ~⁽²⁵⁾.

$$T_{apr} = \frac{F_{25\%}}{2} \left(\frac{d_2}{\cos \beta} \mu_s + \frac{p}{\pi} + d_w \mu_w \right) \quad (3)$$

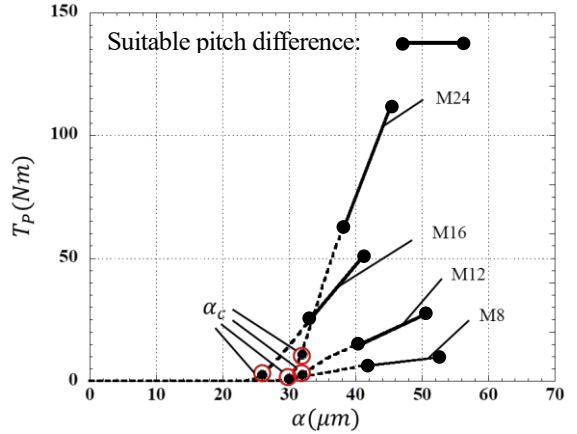


図 8 プリベリントルク T_p とピッチ差 α の関係

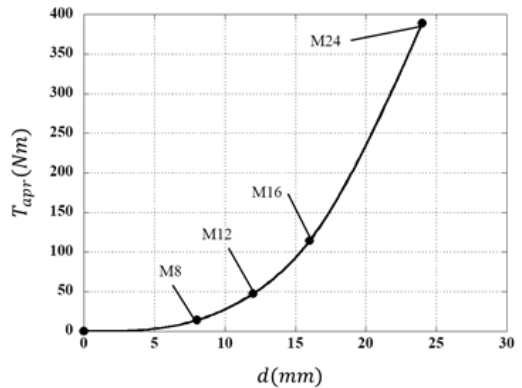


図 9 $\alpha=0$ の通常ナットにおける適切な締め付けトルク T_{apr} とボルト呼び径 d の関係

図 9 より, d が大きくなると適切な締め付けトルクも大きくなるのが分かる. この傾向は, 図 8 で示す呼び径 d とプリベリントルク T_p の関係に似ている.

図 10 に, 図 8 のプリベリントルク T_p をそれぞれのボルト直径に対する適切な締め付けトルク T_{apr} で除した T_p/T_{apr} とピッチ差 α の関係を示す. 図 10 では, FEM 解析結果の 4 点を滑らかな曲線として示した. 図 10 より,

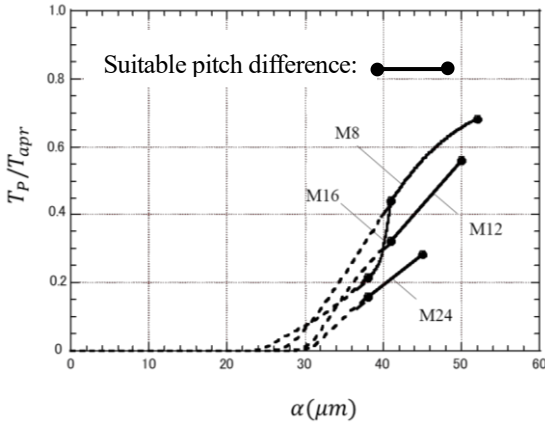


図 10 T_p をそれぞれのボルト直径に対する適切な締め付けトルク T_{appr} で除した T_p/T_{appr} とピッチ差 α の関係

T_p/T_{appr} の値は d によらず比較的狭い範囲にあり、適切なプリベリングトルク T_p が得られていることがわかる。

4 おわりに

本解説では、ピッチ差付ナットの異なるボルト呼び径に対する適切なピッチ差 α についての考察を行った。M12 のユニカー式緩み試験で得られた適切なピッチ差 α からねじ山のオーバーラップ長さ Δ を求め、他の呼び径 d に適用した。得られた結果の妥当性を FEM 解析でプリベリングトルク T_p を求め検証した。得られた結論は以下のようになる。

(1) M12 の適切オーバーラップ長さ Δ を他の呼び径 d に適用することで得られた、M16 のピッチ差 $\alpha = 33 \sim 41 \mu\text{m}$ は、NAS 緩み試験で得られた適切なピッチ差 $\alpha = 33 \sim 42 \mu\text{m}$ とよく一致する。

(2) M12 で求めた適切な Δ を、他の呼び径 M8 ~ M24 に適用することで得られた耐緩みのピッチ差 α の推定値により、適切なプリベリ

ングトルク T_p が得られていることが確認できる (図 10)。

(3) ねじ山がちょうど接触する条件である $\Delta = 0$ より求めたピッチ差 $\alpha = \alpha_c$ 付近で、プリベリングトルク $T_p \geq 0$ が生じており、提案する方法の妥当性が確認できる。

謝辞 本解説 1 ~ 7 は、現ホーシン(株)技術顧問佐野義一博士ならびに、以下の学生との共同研究の成果に基づいている。記して心からお礼申し上げる。博士後期課程修了生：肖陽氏 (現(株)フジコー)、陳鑫氏 (現 China Datang Corporation Science and Technology Research Institute)、劉溪氏 (現燕山大学)、王彪氏 (現同濟大学)、斎藤金次郎氏 (現日鉄テックスエンジニア(株))。博士前期課程修了生：赤石雄一郎氏 (現住友理工(株))、万泉氏 (現フジテック・インターナショナル(株))、黄雲霆氏 (現日本電産(株))、丸山光氏 (現(株)日立製作所)、藤澤良太氏 (現川崎重工業(株))、王寰氏 (現ユニキャリア(株))、干洋氏 (現大連工作機械(株))、立石孝介氏 (現日本製鉄(株))、久保周太郎氏 (現JFEスチール(株))、乾湧人氏 (現ダイキン工業(株))、Siew Bei-Fen 氏 (現マレーシア公務員)、川野凌氏 (現 AGC(株))。また、厚くお礼申し上げます。西田新一博士 (佐賀大学名誉教授) には、本研究テーマを与えて頂き、多大のご指導を賜った。記して深謝します。

参考文献

(1) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果(その 1: 疲労寿命向上について), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 2, p. 45-50 (2022)

- (2) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果(その 2: 疲労限度向上について), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 3, p. 74-80 (2022)
- (3) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差によるボルト・ナットの疲労強度向上と緩み止め効果(その 3: 緩み止め効果を表すプリベリントルクについて), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 4, p. 107-115 (2022)
- (4) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果(その 4: 緩み止め効果に密接に関係する緩み抵抗トルクについて), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 5 (2022)
- (5) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果(その 5: 疲労強度と耐緩み性能の両立について), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 6 (2022)
- (6) 野田尚昭, 高瀬康, ピッチ差を与えることによるボルト・ナット締結体の疲労強度と緩み止め効果(その 6: ユンカー緩み試験による耐緩み性の実証), 日本ねじ研究協会誌, Vol. 53, No. 7 (2022)
- (7) 野田尚昭, 劉溪, 佐野義一, 立石孝介, 王彪, 乾湧人, 高瀬康: ピッチ差を有するボルト・ナット締結体の締め付け/緩ませ過程の 3 次元有限要素法解析, 日本機械学会論文集, Vol. 86, No. 886 (2020), DOI:10.1299/transjsme.19-00143
- (8) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太: 異なるピッチ差によって疲労寿命を向上させたボルト・ナット締結体における緩み止め性能の研究, 自動車技術会論文集, Vol. 46, No. 1, p. 121-126 (2015)
- (9) Wang, B., Noda, N., Liu, X., Sano, Y., Inui, Y. and Oda, K.: How to Improve Both Anti-Loosening Performance and Fatigue Strength of Bolt Nut Connections Economically, Engineering failure analysis, Vol. 130, 105762 (2021)
- (10) Gong, H., Liu, J. and Ding, X: Study on Local Slippage Accumulation between Thread Contact Surfaces and Novel Anti-Loosening Thread Designs under Transversal Vibration. Tribology International, Vol. 153, 106558 (2021)
- (11) 野田尚昭, 王彪, 乾湧人, 劉溪, 立石孝介, 佐野義一, シュウ ベイフェン, 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)
- (12) 野田尚昭, 王彪, 佐野義一, 劉溪, 立石孝介, 乾湧人, シュウ ベイフェン, 高瀬康: 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, 自動車技術会論文集, Vol. 52, No. 1, p. 58-63 (2021)
- (13) Kubo, S., Tateishi, K., Node, N-A., Sano, Y., Takase, Y. and Honda, K.: Suitable Pitch Different to Realize Anti-Loosening Performance for Various Bolt-Nut Diameter, IOP Conference series, Materials Science and Engineering, 372 (2018)
- (14) 野田尚昭: ねじ部材, 特願 2016-008064, 特開 2017-129188, 特 6704602
- (15) JIS ハンドブック JIS B1056: 4-1 ねじ I, 日本規格協会, p. 740-742 (2014)
- (16) ハードロック工業株式会社: ユンカー式ねじゆるみ試験 試験データ, <https://hardlock.co.jp/technical-info/data/junker-test/>, (参照日 2020. 01. 22)
- (17) 泉聡志, 横山喬, 寺岡卓也, 岩崎篤, 酒井信介, 斎藤金次郎, 名川政人, 野田秀樹: ゆるみ止め性能を有するスーパースリットナットの有限要素法による機能検証, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 703, No. 71, p. 380-386 (2005)
- (18) 泉聡志, 木村成竹, 酒井信介: 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, Vol. 72, No. 721, p. 1292-1295 (2006)

- (19) 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)
- (20) 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 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00240
- (21) 山本晃: ねじ締結の理論と計算, 養賢堂, p. 35-43 (1970)
- (22) 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 (2019), DOI:10.1299/transjsme.19-00149
- (23) Noda N. A., Liu X., Sano Y., Tateishi K., Wang B., Inui Y. and Takase Y. : Prevailing Torque and Residual Prevailing Torque of Bolt-Nut Connections having Slight Pitch Difference, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, (2020), doi.org/10.1080/15397734.2020.1768114
- (24) Noda N. A., Liu X., Sano Y., Tateishi K., Wang B. and Takase Y. : Three-Dimensional Finite Element Analysis for Prevailing Torque of Bolt-Nut Connection having Slight Pitch Difference, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 34, No. 6, p. 2469-2476 (2020)
- (25) Liu, Wang B., Noda N. A., Sano Y., Inui Y., Tateishi K. and Takase Y. : Bolt Clamping Force Versus Torque Relation (F-T Relation) during Tightening and Untightening the Nut having Slight Pitch Difference, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, (2021), doi.org/10.1080/15397734.2021.1931308