

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)

野田 尚昭 **, 高瀬 康 ***

NODA, Nao-Aki and 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」に関して、一連の解説^{(1)~(5)}を行ってきた。解説1⁽¹⁾ではピッチ差による疲労寿命の向上効果を述べるとともに、解説2⁽²⁾では疲労限度を上昇させる方法を説明した。さらに、解説3⁽³⁾では、ナットのねじ込みの際の「プリベリントルク」により、耐緩み効果を発揮することや、ピッチ差の加工誤差の検出とその修正方法を示した。解説4⁽⁴⁾では、ねじ込み→締め付け→緩ませ過程における F - T 関係(締結力 F と締め付けトルク T の関係、付録参照)と、「緩み止め抵抗トルク」の重要性を述べた。さらに解説5⁽⁵⁾では、疲労強度と耐緩み性能の両立する方法を示した。

上記の解説^{(3),(4)}でも述べたように、M16 ボルトでは、ピッチ差 $\alpha \geq 33\mu\text{m}$ でNAS式緩み試験が合格となる。その際、緩みの直接的解析は困難のため、基本的なねじ込み⁽³⁾と緩ませ過程⁽⁴⁾の解析と実験を比較して考察した。解説5⁽⁵⁾では、ユンカー式緩み試験の実験と

解析を比較したが、詳しい考察は示していない。そこで、本解説では、ユンカー緩み試験における緩み過程を、ナット締付力 F の繰返数 n による変化として捉え、これを3次元FEM解析により求めた結果を紹介する。その結果を実際に、ユンカー緩み試験で得られた結果と比較して、ピッチ差付きナットの耐緩み性能を評価する。すなわち、これまで解説していない、振動条件下でのピッチ差の効果の解析結果を示し、耐緩みのメカニズムを解説する。

2 ユンカー緩み試験法と実験結果

2.1 ユンカー試験による緩み過程と緩ませ過程

図1にナットの(a)ねじ込み→(b)締め付け→(c)緩み過程を図示する。本解説での対象は、ナット締め付け(図1(b)後の「緩み過程」(図1(c))であり、解説4⁽⁴⁾で考察した「緩ませ過程」(図1(d))と区別する。対象とする図1(c)の緩み過程では被締結体を軸直角方向に振動させることにより、例えば通常ナットではナット締結力が減少し緩みが生じる。すなわち、解説4⁽⁴⁾では緩ませ過程を取り上げたが、実際のナットの緩みは、図1(c)の緩み過程に近い。そこで、この解説では、図1(c)の緩み過

* 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

程を、詳細に説明する。なお、解説3⁽³⁾と解説4⁽⁴⁾では図1(a), (b), (d)のねじ込み→締め付け→緩ませ過程の締結力 F と締付けトルク T の関係、すなわち、 $F-T$ 関係を考察しているので、これを本論文で取扱う $F-n$ 関係(図7, 8参照)と比較して考察するため付録の図A1に示す。

2.2 試験片

図2に研究対象のJIS M12 ボルト・ナット締結体を示す^{(6), (7)}。図3にねじ部の詳細を示す。通常のM12 ボルト・ナット締結体はボ

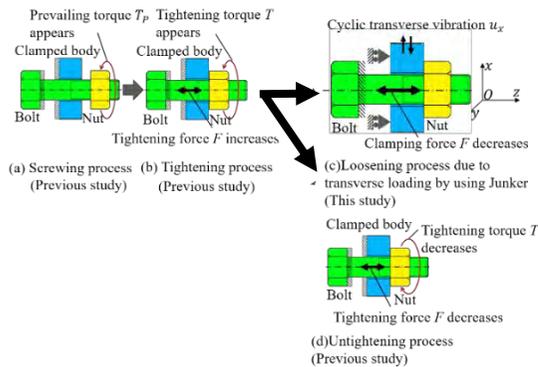


図1 (a)ねじ込み過程, (b)締め付け過程, (c)ユンカー式緩み過程, (d)緩ませ過程の説明図

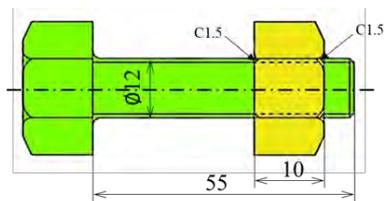


図2 ピッチ差付きM12 ボルト・ナット締結体 [mm](ナット両端面面取り C1.5^{(6), (7)})

ルト・ナット共にピッチ $p=1750\mu\text{m}$ であるが、ピッチ差付きナットでは、ナットのピッチをボルトよりピッチ差 α だけ大きくし、3種類の

異なるピッチ差 $\alpha=35, 40, 50\mu\text{m}$ を試験する。ボルト・ナット間のクリアランスとして、 $\alpha=0$ のときの長さ方向の平均的なクリアランス寸法 $C_z=59\mu\text{m}$ を用いる。ボルトは強度区分8.8のSCM435を黒染処理したものであり、ナットは強度区分8のS45C材で、精密切削にてピッチ差の長さ方向公差 $\pm 0.003\text{mm}$ となるようにねじ加工を施した。図4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。図5にピッチ差付きナットのねじ込み

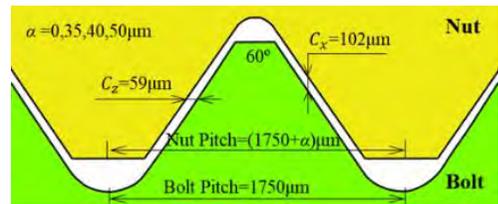


図3 ピッチ差とボルト・ナット間のクリアランス C_x, C_z [μm]

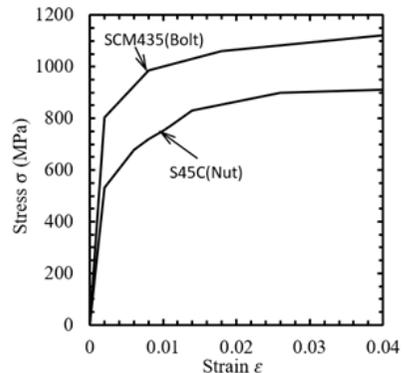


図4 ボルト・ナットの応力ひずみ曲線 (SCM435, S45C)

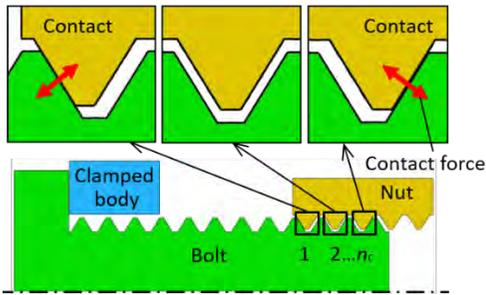
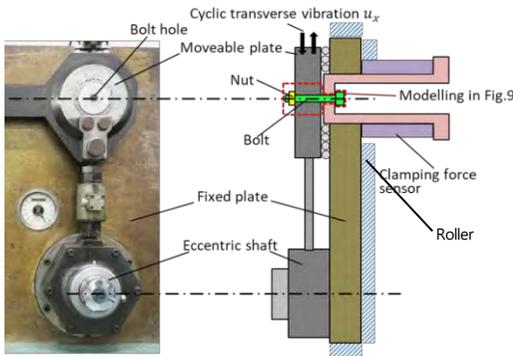


図5 プリベリントルク発生時のボルト・ナットの接触状態

表1 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



(a) 試験装置 (b) 概略図

図6 ユンカー式振動試験装置 (DIN 65151, 初期締付力 $F = 15\text{kN}$)

表2 ユンカー式振動試験の実験条件

振幅 [mm]	± 1
周波数 [Hz]	8
初期締付力 [kN]	15
繰返数 $[n]$	1500

時におけるボルト・ナットねじ面間の接触状

態を示す。

2.3 実験条件と方法

緩み試験に用いる DIN 65151 に基づくユンカー式振動試験装置を図 6(a)に示す。図 6(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・ナットで締結し、緩みが生じる前の、初期締付力は $F_{22.3\%} = 15\text{kN}$ (ボルト降伏応力の 22.3%) とする。可動板はローラーで支持されているため、固定板との間の摩擦は無視できる。ナットのねじ込みに伴って、図 5 に示すような、ねじ面間の接触が現れると、プリベリントルクが生じる。実験開始とともに、図 6(a)に示す回転する偏心軸が、可動板を周波数 8 Hz 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、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る。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。表 2 に振幅を含む全ての試験条件を示す。繰返数 n が 1500 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 回後に初期締結力 80%以上を有することを判定限界としているが、ここでは 1,500 回後の締結力 80%を判定限界とした⁽⁸⁾。

2.4 実験結果と考察

2.4.1 締結力の変化

図 7 と図 8 に試験開始後の締付力 F と繰返数 n の関係を示す。図 7(a) に $n = 0 : 1500$ の全体的な変化を、図 7(b)に $n = 0 : 50$ の初期の変化を示す。図 8 の詳細図中のプロット点は、繰返数 1 サイクルあたり締結力 F を 3 回測定する位置に対応する。図 8 に示すように、

ここでは、安定した波形が得られる $n \geq 10$ を中心として実験結果を考察する。これは、実験初期のデータの緩み挙動がピッチ差の大きさに関係なく不規則であったためである。これらは、図 1(c)の緩み過程の $F-n$ 関係であるが、先の研究で、図 1(d)の緩ませ過程の $F-T$ 関係を考察しているの、付録に示す。

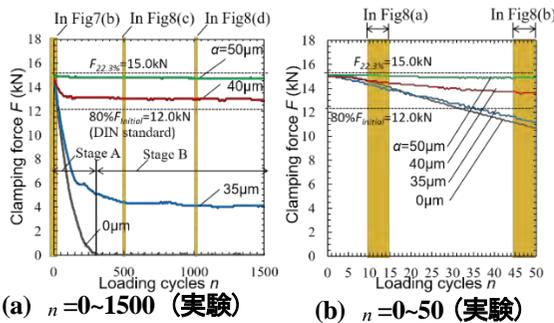


図 7 $F-n$ 関係 (F :締付力と n :繰返数)
(ステージ A:緩み過程;ステージ B:緩み止め過程)

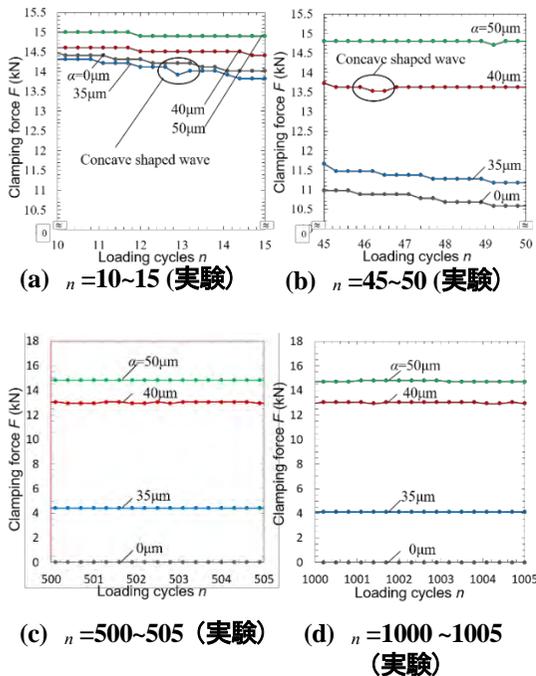


図 8 $F-n$ 関係の拡大図

図 7(a)よりピッチ差 α が大きくなると締結力 F の低下が小さくなることが示された。DIN 65151 の初期締結力の 80%の判定条件を、 $\alpha=40, 50\mu\text{m}$ は、満たしており、 $\alpha=35\mu\text{m}$ は基準を満たしていない。しかし、 $\alpha=35\mu\text{m}$ でも最終繰返数 $n=1500$ で締結力 $F=4.0\text{kN}$ 、すなわち初期締結力の 27%を維持している。ピッチ差付きナットでは、初期締結力 F が小さい方が緩み抵抗トルク T_R^u を生じる上で有効である⁽⁹⁾。また、 $\alpha=35\mu\text{m}$ では、付録に示すように、締結力の減少に伴って、緩み抵抗トルク T_R^u が生じ、締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ 程度を維持することが可能であり、耐緩み性は維持される。なお、 $\alpha=35\mu\text{m}$ ⁽⁶⁾では、締結力 F が顕著に低下する緩み進行域(ステージ A)と、締結力 F の低下がほとんど無い緩み停留域(ステージ B)に区分できる。ここで、図 7(a)の $\alpha=35\mu\text{m}$ では、 $n=200 \sim 400$ で締結力 F の低下速度が変化するが、ここでは、低下速度変化の大きい $n=300$ を緩み挙動の変更点とし、 $n \leq 300$ がステージ A、 $n \geq 300$ がステージ B とする。付録の図 A1 に示すように、 $\alpha=35\mu\text{m}$ では、緩みが進行し締結力 F が低下すると、 $\alpha=35\mu\text{m}$ と $\alpha=0$ の $F-T$ 関係に差が生じ(図 A1, A2 の $F_u \rightarrow E_u$)、緩みに対する抵抗(緩み抵抗トルク T_R^u)が生じる。このため $n \geq 300$ が緩み停留域となる。このように、緩み抵抗トルク T_R^u によって、 $\alpha=35\mu\text{m}$ は締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ を保証できるものとなっている。一方、改訂 DIN25201 では、緩みによって初期締結力の 80%以下となると、緩みが進行し締結力 $F=0$ となることを前提としているものと推察される。このよ

うに、ピッチ差付ナットの耐緩み性は、DIN規格では、判定できない性質を有するので注意が必要である。

2.4.2 緩み過程の波形

図8に、 $F-n$ 関係を5回の繰返数ごとに波形が見えるように拡大して示す。例えば、図8(a)は $n=10\sim 15$ での締結力 F を示す。以下では、 $n=10\sim 15$ を $n\sim 15$ と表記して議論する。図8(a) $n\sim 10$ と図8(b) $n\sim 50$ の波形を見ると、ピッチ差が小さい $\alpha=0$ と $\alpha=35\mu\text{m}$ の場合、締結力 F は繰返数 n に対応した凹凸波形が見られる。一方、ピッチ差が大きい場合では、不規則な波形が少数見られる。図8(a)と(b)とで波形はほぼ等しいと見なせることから、図8(a)の $n=10$ 以降で、緩みが定常的に進んでいることが示唆されており、図8(b)の $n\sim 50$ ではより定常的な波形が見られる。

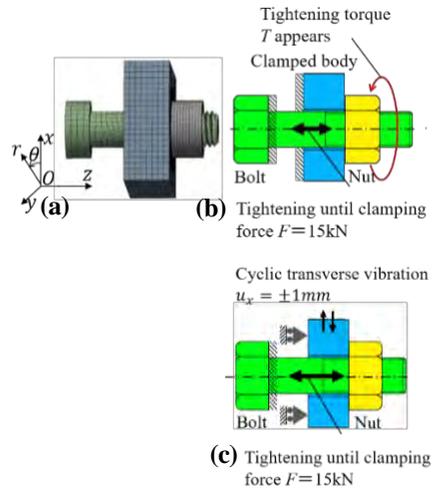
例えば図8(a) $n\sim 15$ を見ると、 $\alpha=40\mu\text{m}$ では、5回の繰返数の間に2回の“ステップ状の低下波形“が見られ、 $\alpha=35\mu\text{m}$ では3回の“ステップ状の低下波形“の他に、”凹状波形“が1回確認できる。このような“凹状波形“は、図8(b)の $n\sim 50$ でも同様に観察され、他の繰返数 n でも5サイクル当たり1回程度確認できる。このように $\alpha=35\mu\text{m}$ では、 $\alpha=40\mu\text{m}$ と同様に“凹状波形“が確認されることは、緩みのメカニズムを考察する上で重要であり、 $\alpha=0$ では、このような“凹状波形“は存在しない。なお、このような微妙な波形は、測定器の分解能およびロガーのサンプリング周波数の設定の仕方に依存し、後述するFEM解析結果の波形と形状が異なる。

しかし、 $\alpha=35:50\mu\text{m}$ の実験で得られる波形はよく似ており、5サイクル当たり0~2回程度“凹状波形“が確認できる。

3 締め付けおよび軸直角方向外力による緩み過程の解析

3.1 緩み試験の解析方法

ユニカー式緩み試験で得られたピッチ差の緩みへの影響を考察するため、ボルト締結部(図6(b))をモデル化して、緩み過程における締結力 F と繰返数 n の関係をFEM解析する。図9(a)に示すように実体形状を簡略化するために、ボルトの頭とナットの六角形の部分は円柱形状に置き換え、3次元モデルを作成した。可動板の寸法(縦×横×厚み)は $40\times 40\times 15\text{mm}$ 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、



(a)解析モデル, (b)締め付け過程の境界条件, (c)ユニカー試験の緩み過程の境界条件
図9 解析モデルと境界条件

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^{(6), (10), (11)}。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。

解析では、図 9(b)に示すように、締付力がボルト耐力の 22.3%に相当する初期締結力 $F_{22.3\%} = 15\text{kN}$ に達するまでナットを締め付ける。なお、実験では可動板と固定板がある

(図 6) が、ここでは、文献(10)と同様に固定板を省略し、図 9(a)に示すように、ボルト頭部の下側と可動板の左側を固定する⁽¹⁰⁾。このような境界条件の違いにより、実験ではボルト・ナットの一体回転とナットの緩みの両方が発生するのに対して、FEM 解析では一体回転は発生せず、緩み回転のみ発生する。しかし、図 10 に示すように実験と解析はおおまかには一致しており、大きな違いは生じない。ここで、図 10 は解析と実験結果を比較するため数ヶ月をかけて特別に計算した $n = 0 : 30^\circ$ の結果である。なお、ピッチ差付きナットでは、解析時間節約のために、可動板とナット間の距離 0.05mm の位置から、ナットのねじ込み・締め付けの解析を始める。なお、通常ナットでは、接触状態、すなわち、可動板とナット間の距離の位置 0mm から解析を始める。

締付力 15kN に到達後 (図 9(b))、軸直角方向の繰り返し振幅による緩み過程を解析する。この振幅は可動板により、図 9(c)の x 方向に周期的な変位 u_x として与える。振幅は実験条件と同様に、 $|u_x| \leq 1\text{mm}$ とし、緩み過程が定常状態とみなされる繰返数 $n = 50$ まで

解析を行う。解析では繰返数 1 当たりの正弦波で与える変位 u_x を 20 ステップで離散化し、各ステップごとに締結力の変化を計算する。

緩み試験開始時に初期締結力 $F_{22.3\%} = 15\text{kN}$ を与えるため、図 11 に締結力 F とトルク T の締め付け過程の解析結果を示す。ピッチ差 α を有するナットの F - T 関係やプリベリಂಗトルク T_p は、先の研究で議論した⁽¹¹⁾。図 11 に示すように、ピッチ差 α が大きくなると、初期締結力 $F_{22.3\%} = 15\text{kN}$ を得るため、より大きな締め付けトルク T を必要とする。

3.2 緩み過程の解析結果と実験結果の比較

図 12(a)~(d)に緩み過程の締結力 F と繰返数 n の関係の解析結果を $n = 0 : 50$ で示す。図 12 では図 7 の実験結果と緩み速度の傾向は一致しており、緩み速度 dF/dn の大小関係

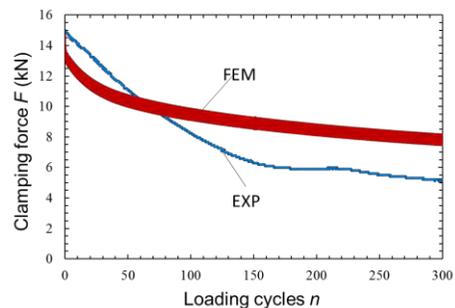


図 10 M12, $\alpha = 35\mu\text{m}$ の実験結果と FEM 結果

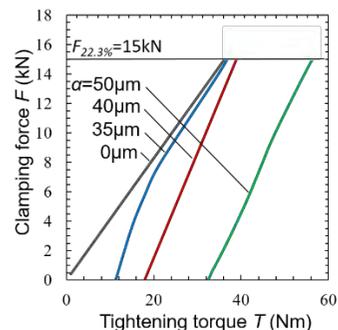


図 11 F - T 関係 (F : 締付力と T : トルク, $F = 0$ でのプリベリングトルク $T_p \equiv \text{sup}|T|$)

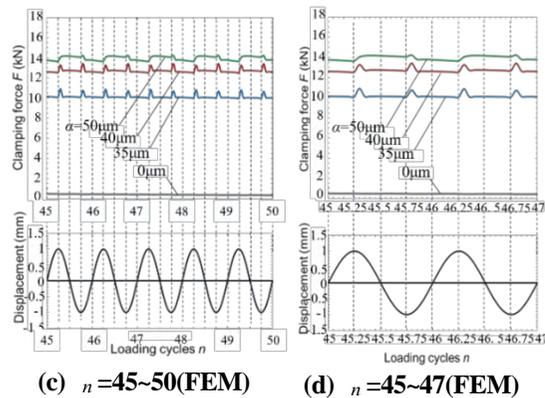
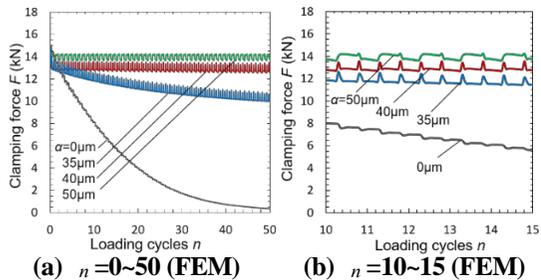
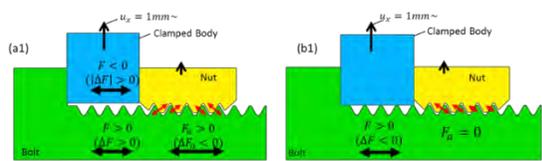
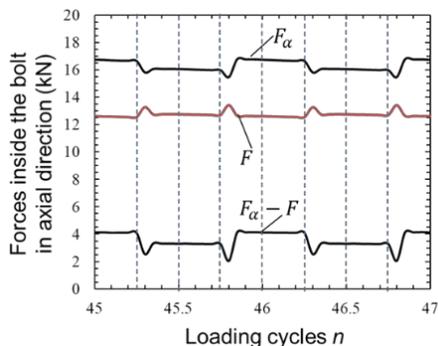


図 12 $F - n$ 関係 (F : 締付力と n : 繰返数)

は $\alpha = 0 < \alpha = 35\mu\text{m} < \alpha = 40\mu\text{m} = \alpha = 50\mu\text{m}$ となっている。解析と実験結果の波形を比べると $\alpha = 35\mu\text{m}$ では、解析結果の図 12(c) では締結力 F の波形が、可動板の変位 u_x の最大値が生じた直後、“凸状波形”が生じるのに対して、実験結果の図 8(b) では、“ステップ状の低下波形”と“凹状波形”が観察される。図 12(c), (d) の波形に注目すると、 $\alpha = 35\mu\text{m}$, $\alpha = 40\mu\text{m}$ は同じ形をしており、 $\alpha = 0$ では締結力 $F \approx 0$ であり波形も異なる。図 12(c), (d) では、最大変位が与えられる直後に、締結力 F の減少（または増加）が見られる。 Gauss 記号 $[n]$ (実数である繰返数 n の整数部分) を用いると、最大変位 u_x の位置と締結力 F に“凸状波形”が生じる位置は以下の式(1), (2)のように表さ



(a) 締結力 F の変化 ΔF とボルト間軸力の変化 ΔF_α ($\alpha = 40\mu\text{m}$) (b) 締結力 F の変化 ΔF とボルト間軸力の変化 ΔF_α ($\alpha = 0\mu\text{m}$)



(c) ボルト間軸力 F_α の変化
図 13 $u_x = 1\text{mm}$ による $\alpha \geq 40\mu\text{m}$ のボルト間軸力の変化 ΔF_α

れ繰返数 n に依存しない。

可動板に最大変位 u_x が与えられる位置

$$n - [n] = 0.25, 0.75 \quad (1)$$

締結力 F に“凸状波形”が見られる位置

$$n - [n] = 0.25 : 0.35, 0.75 : 0.85 \quad (2)$$

図 13(a) に $\alpha = 40\mu\text{m}$, (b) に $\alpha = 0$ のナットを $F = 15\text{kN}$ で締付後、緩み試験で繰返数 $n = 45.25$: の最大変位 $u_x = 1\text{mm}$: を与えたときの、締結力 F やその変化 $\Delta F > 0$ を示す。図 13(a) では、ナットのピッチ差がボルトより $\alpha = 40\mu\text{m}$ だけ大きいので、ナット両端の接触により、ボルトにはねじ山間締結力 F_α が生じる⁽¹¹⁾。図 13(c) に、ピッチ差 $\alpha = 40\mu\text{m}$ の場合の繰返数 $n = 45 : 47$ における、ねじ山間締結力 F_α と、締結力 F , ねじ山間締結力な

らびに両者の差 ($F_\alpha - F$) の変化を示す. 図 13(c) より, 変位 u_x がピークとなる $n = 45.25$: で, ($F_\alpha - F$) が小さくなった後大きくなる. 同様に, F_α も小さくなった後大きくなる. しかし, ($F_\alpha - F$) の変化幅は F_α より大きい. その結果, 締結力 F に“凸状波形”が生じる.

表 3 に, 繰返数 $n = 10 : 50$ における“凹状/凸状波形”の頻度を示す. 実験結果図 8(a), (b) と解析結果図 12(c), (d), その他より求めた. この表の実験結果に注目すると, $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ とともに, 凹状波形の頻度は, 繰返数 5 回の間に 0~2 程度確認される. よって表 3 に Δ : Sometimes として示している. 解析結果に注目すると, $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ とともに, 変位のピーク後に常に凸状波形が観察される. よって表 3 に \circ : Always after peak in $|u_x|$ として示している. このように, “凹状/凸状波形”の頻度から, $\alpha = 35\mu\text{m}$ ($F \geq 4.0\text{kN}$ を満足) は, $\alpha = 40\mu\text{m}$ (DIN 基準を満足) と同様に, 耐緩み性能を有することが示唆される. これに対して $\alpha = 0$ ではこのような“凹状/凸状波形”は観察されず, 耐緩み性能が著しく劣ることが示される.

表 3 繰返数 $n = 10 : 50$ における“凹状/凸状波形”の頻度

	$\alpha = 0$	$\alpha = 35\mu\text{m}$	$\alpha = 40\mu\text{m}$
実験	×	Δ	Δ
FEM	×	\circ	\circ

\circ : Always after peak in $|u_x|$, Δ : Sometimes, \times : Never

解析と実験結果の波形が異なる理由として, 実験と同じ試験片の固定条件を解析で再現し

にくいことや, 実験では摩耗や摩耗粉の生成などにより界面の力学的条件が, 繰返数とと

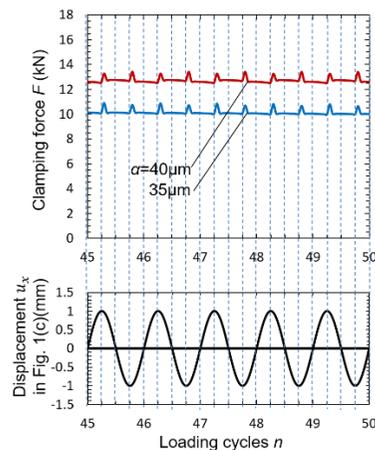
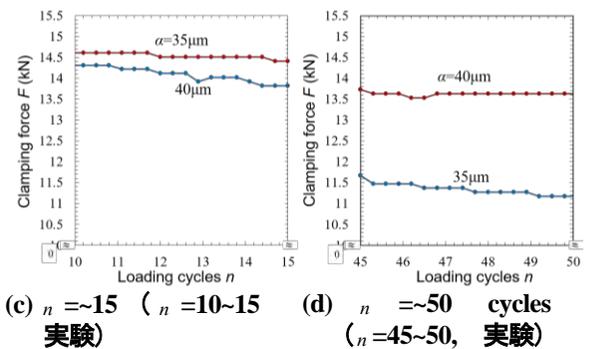
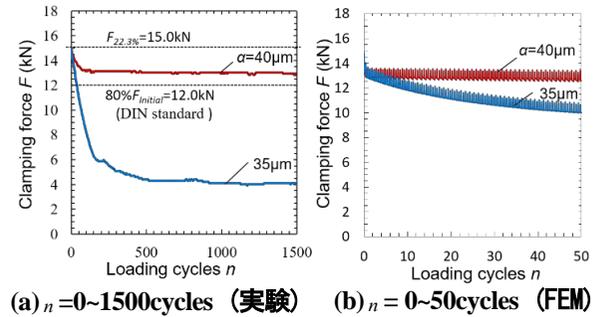


図 14 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の $F - n$ 関係の比較
 もに刻々と変化し, 解析のようなねじ同士の接触条件の一定性が保証されないことが考えられる⁽¹²⁾.

3.3 ピッチ差 $\alpha = 35\mu\text{m}$ の緩み耐久性評価 (図 A1 の青線)

本節では $\alpha = 35\mu\text{m}$ の耐緩み性を詳しく議論するために $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の結果を比較する(図 14(a), (b)). 初めに全体の緩み挙動の図 14(a)に注目すると, 実験結果 2.4.1 節で述べたようなピッチ差付きナットのとき, 締結力 F が顕著に低下する領域(ステージ A) と, 締結力 F がほとんど低下しない領域(ステージ B) の 2 つに分類できる. $\alpha = 35\mu\text{m}$ では $n \leq 300$ がステージ A であり, $n \geq 300$ がステージ B である. なお, 図示してはいないが, 本来の DIN 規格である全繰返数 $n = 2000$ での締結力 F を, 低下挙動が安定する $n \geq 500$ から外挿すると, $F = 3.82\text{kN}$ が求まり, $n = 1500$ の締結力 F と比べて 1.3% 程度の低下しかない.

次に, $\alpha = 35\mu\text{m}$ の耐緩み性に関して, DIN 規格を満たす $\alpha = 40\mu\text{m}$ と比較対比するため, 締結力 F の波形の面から考察する. まず, ステージ B の繰返数 $n > 500$ の実験結果の図 8(c), (d) の波形に注目すると, $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ のどちらも締結力の波形はほぼ一定であり締結力 F に変化はほとんどない. 一方, ステージ A の繰返数 $n < 50$ では, 図 14(c), (d), (e) に示すように, $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の実験と解析に “低下を伴わない凹状/凸状波形” が確認される. また, 図 14(e) の $n = 50$ の解析結果では, 両者とも可動板に変位の最大値 $u_x = \pm 1\text{mm}$ を与えた直後に締結力 F の増加と減少の波形が見られる. これらの波形は, $\alpha = 0$ の波形とは大きく異なる(図 12(b)参照). このように $\alpha = 35\mu\text{m}$ と

$\alpha = 40\mu\text{m}$ の波形はよく似ているが, ステージ A では締結力 F の低下速度は大きく異なっている. $\alpha = 35\mu\text{m}$ は DIN 基準を満たすとまでとは言えないが, 締結力 F の波形に関しても $\alpha = 40\mu\text{m}$ と似ており, 緩み止め性能を発揮していることが示唆される. このような考察から, $\alpha = 35\mu\text{m}$ のナットでも締結力 $F \geq 4.0\text{kN}$ 程度が確保できる.

4. おわりに

本論文では, ピッチ差付ナットを用いたボルト締結体のナットの緩み過程を考察した. 緩み試験にはユンカー式振動試験を用い, 緩みのシミュレーションには 3 次元 FEM 解析を用いた. 用いたピッチ差は, $\alpha = 0$ (通常ナット), $35, 40, 50\mu\text{m}$ である. 得られた結論を以下にまとめる.

- (1) DIN25201 に対応した耐緩み判定限界 ($n = 1,500$ で初期締結力 80% を維持すること) に対して, ピッチ差 $\alpha = 40\mu\text{m}$ と $\alpha = 50\mu\text{m}$ は基準を満足した. $\alpha = 35\mu\text{m}$ は上記の基準を満たしていないが, 繰返数 $n = 1500$ で締結力 $F = 4.0\text{kN}$ (初期締結力の 27%) を維持している.
- (2) $\alpha = 35\mu\text{m}$ では, 締結力 F が顕著に低下する緩み進行域(ステージ A, $n \leq 300$) と, 締結力 F の低下がほとんど無い緩み停留域(ステージ B, $n \geq 300$) に区分できる. DIN25201 はこのような $n \geq 300$ で緩み抵抗を発揮する $\alpha = 35\mu\text{m}$ の評価に対応していない.
- (3) ステージ B の波形は $\alpha = 35: 50\mu\text{m}$ で全て同じであることが実験で確認された. また,

ステージ A に含まれる繰返数 $n = 50$ では、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 40\mu\text{m}$ の波形が同じであることが、実験のみならず解析でも確認された。

(4) $\alpha = 0$ は全域でステージ A であり、ステージ B が存在しない。ピッチ差付きナットのステージ B の生成理由について、緩み試験条件下における力と滑りの関係を $\alpha = 0$ (通常ナット) と比較して明確した (図 13 参照)。

付録 ピッチ差付きナットの $F-T$ 関係 ($\alpha = 35\mu\text{m}$)

本論文では、図 1(c) の緩み過程の $F-n$ 関係 (図 7, 図 8) を主に考察したが、先の研究では、図 1(a)→(b)→(d) の過程の $F-T$ 関係を調べた。 $F-T$ 関係は、 $F-n$ 関係よりも耐緩み性能を簡便に評価できるので、付録に要点をまとめて示す^{(13)~(15)}。

図 A1 に、FEM 解析によって得られた $\alpha = 35\mu\text{m}$ 、 $H = 10.5\text{mm}$ の締結力 F と締付けトルク T を示す。図中の青色の線 ($\alpha = 35\mu\text{m}$) と灰色の線 ($\alpha = 0$) は、図 A2 の $E \rightarrow F \rightarrow G \rightarrow G_u \rightarrow F_u \rightarrow E_u$ のナット位置を示す。例えば $\alpha = 0$ では締付けトルク $T > 0$ を加えると締結力 $F > 0$ が現れるのに対して、 $\alpha = 35\mu\text{m}$ の場合は、 $T \geq T_p$ で、初めて締結力 $F > 0$ が現れる。ここでプリベリングトルク T_p は式 (A1) で定義される。

$$T_p \equiv \sup T \text{ when } F = 0, T > 0 \quad (\text{A1})$$

締付けトルク $T (\geq T_p)$ が増加すると締結力 F が増加し、 $T = T_{22.3\%}$ で最大締付け力

$F = F_{\max}$ となる。

$$F_{\max} \equiv \text{Max}|F| \text{ when } T = T_{22.3\%} \quad (\text{A2})$$

ここで、 $T_{22.3\%} = 37\text{Nm}$ は、 $\alpha = 0$ の通常ナットで $F = F_{22.3\%} = 15\text{KN}$ (ボルト降伏応力の 22.3%) を発生させるトルク T であり、図 A1 の F_{\max} は $\alpha = 0, \alpha = 35\mu\text{m}$ で同じ値であるが、一般的には F_{\max} は α によって変化する。トルク T が $T = T_{22.3\%}$ に達した後、逆方向に緩ませトルク $T < 0$ を作用させる。緩ませ過程の初期では、ボルト・ナットが一緒に回転するため、 F はほぼ一定で $F \approx F_{\max}$ となる。トルク $|T|$ が式 (A3) で定義された最大値に達すると ($|T| = T_{\text{slip}}$) と、ナットはボルトに対して相対的に緩み回転を開始し、締結力 F は $|T|$ の減少とともに減少し始める (図 A1 の $G_u \rightarrow E_u$)。

$$T_{\text{slip}} \equiv \text{Max}|T| \text{ when } T < 0 \text{ after } T = T_{22.3\%} \quad (\text{A3})$$

図 A1 に示すように、 $T < 0$ の状態で F が減少すると、最初は $\alpha = 35\mu\text{m}$ と $\alpha = 0$ で $F-T$ の関係が等しい ($G_u \rightarrow F_u$)。しかし、締結力 F の低下とともにナットのねじ山の接触状態が変化し、通常のナットと異なる面が接触し始めることに伴って、 $F-T$ 関係に違いが生じる ($F_u \rightarrow E_u$)。図 A1 の $F_u \rightarrow E_u$ の黄色のゾーンは、 $\alpha = 0$ と $\alpha = 35\mu\text{m}$ の違いを示しており、この差は緩み防止に寄与する緩み抵抗トルク T_R^u と見なすことができる。これを式 (A4) で定義する。

$$T_R^u \equiv |T|_{\alpha>0} - |T|_{\alpha=0} \quad \text{when } T < 0,$$

$$T_R^u > 0 \quad \text{when } 0 \leq F < h, \quad (\text{A4})$$

$$h \equiv \sup F \quad \text{when } T_R^u > 0$$

図A1のE_uでは、締付力がなくても(F=0), T_R^u>0となり、緩み抵抗トルク T_p^uは、F=0のときの値で特徴付けることができるので、これを“残留プリベリングトルク”と名付け、式(A5)で定義する。

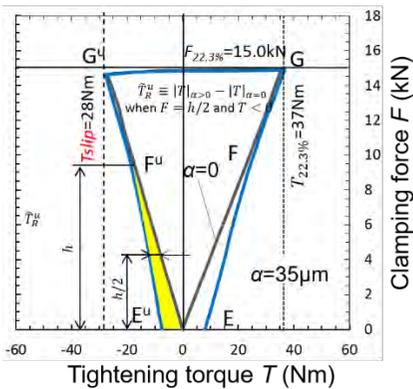


図 A1 F-T 関係

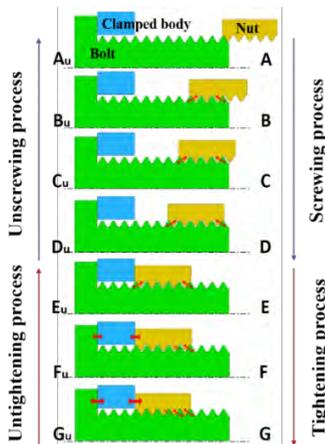


図 A2 ナット位置の変化 A→B→...→F→G→G_u→F_u→E_u→...→B_u→A_uによるねじ面でのボルト・ナットの接触状態の変化

$$T_p^u \equiv T_R^u \quad \text{when } F = 0 \quad (\text{A5})$$

上記の残留プリベリングトルク T_p^uは、緩み防止性能の1つの表現であり、通常用いられるプリベリングトルク T_pにも対応している。しかし、図A1のF-T関係(緩ませ過程)ではF_u→E_uでα=0のそれと違いが生じており、F_u→E_uの間にT_R^uの値が変化する。このようなT_R^uの変化に対しては、緩み抵抗トルクの中央値に注目することも有用であり、それを“緩み抵抗トルク”として式(A)で定義する。

$$T_R^u \equiv |T|_{\alpha>0} - |T|_{\alpha=0} \quad \text{when } F = h/2 \quad \text{and } T < 0 \quad (\text{A6})$$

緩み抵抗トルクは、F_u→E_uのT_R^uを表現する代表値と見なしうる。なお、通常のナットに関しては、T_p=T_R^u=T_p^u=T_R^u=0である。このように、図A1のF-T関係に示されるように、締結力Fの減少に伴って、緩み抵抗トルクT_p^uが生じる。このことから、ピッチ差ナットでは、ユンカー式緩み試験のF-n関係に示されるように緩みが停留する。

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グトルクについて), 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) 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)
- (7) 野田尚昭, 佐野義一, 陳鑫, 丸山光, 王寰, 藤澤良太, 高瀬康, 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)
- (8) 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, available from <<https://hardlock.co.jp/technical-info/data/junker-test/>> (参照日 2020 年 1 月 22 日)
- (9) 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
- (10) 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)
- (11) 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, 日本機械学会論文集, Vol.46, No.1 (2015), DOI:10.11351/jsaeronbun.46.121
- (12) 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
- (13) 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
- (14) 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)
- (15) Liu X., 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/10.1080/15397734.2021.193130