

# ピッチ差付きナットの異なる呼び径における 適切なピッチ差についての考察\*

野田 尚昭<sup>1)</sup> 川野 凌<sup>1)</sup> 王 彪<sup>1)</sup> 佐野 義一<sup>1)</sup> 高瀬 康<sup>1)</sup>

Suitable Pitch Difference of the Nut to Realize Anti-Loosening for Different Bolt Nominal Diameters

Nao-Aki Noda Ryo Kawano Biao Wang Yoshikazu Sano Yasushi Takase

The pitch difference nut can be used in automobiles and other industries to improve anti-loosening and fatigue strength with low cost. In this paper, based on the suitable pitch difference  $\alpha$  experimentally obtained previously for JIS M12 and M16, the suitable pitch difference is discussed for other bolt nominal diameters. Here, the overlap thread length is calculated from the suitable  $\alpha$  obtained for M12. Then, the same value of is assumed to estimate the suitable  $\alpha$  for other diameters. The validity of this theory is confirmed through calculating the prevailing torque for other diameter by applying FEM analysis.

**KEY WORDS:** Safety, Bolt-Nut Connection, Pitch Difference, Residual Prevailing Torque, Anti-Loosening Performance, 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く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3,000本程度が使用されており、低コストで耐緩み性能が要求されるため、その実現に向けて多くの緩みの防止に関する研究が行われてきた<sup>(1)~(10)</sup>。著者らは先に、M12とM16のピッチ差付きナットにおいて、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グトルク $T_p$ が与えられることを明らかにした<sup>(11)</sup>。またM16については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 $\alpha$ の範囲を明らかにした<sup>(12)</sup>。M12については、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<sup>(13)</sup>。ナット高さ $H$ の影響を考察した研究では、小さなピッチ差 $\alpha$ 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<sup>(14)~(16)</sup>。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 $d$ に関しては考察が少ない<sup>(17), (18)</sup>。そこで本研究では、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。

\*2021年11月12日受理。

2021年11月27日日本材料学会九州支部第8回学術講演会において発表。

1)九州工業大学(804-8550 福岡県北九州市戸畑区仙水町1-1)

## 2. 異なる呼び径に対する適切なピッチ差 $\alpha$ の求め方

### 2.1. オーバーラップ長さ $\Delta$ 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 $\alpha$ だけ大きい。図1(c)に、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 $\Delta$ を示す。本研究では、 $\Delta$ 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 $\Delta$ 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 $\Delta$ を模式的に示している。

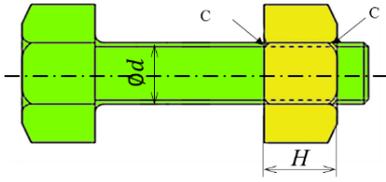
表1に、図1のボルトの各種寸法が、呼び径 $d$ によってどのように変化するかを示す。ここで、ピッチ $p$ 、面取り長さ $l_c$ 、ナット高さ $H$ 、ナットねじ山数 $n$ 、ねじの有効径 $d_2$ 、座面の等価直径 $d_w$ である。M12のボルトに関してユンカー式緩み試験では、 $H = 10.0\text{mm}$ を用い、適切なピッチ差 $\alpha$ (表2)を求めた。これを参照値(M12\*, Reference results)として表1に示す。その後の研究では、ナットのねじ山数をちょうど $n^* = 6$ とするため $H = 10.5\text{mm}$ のナットを考察した。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)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 $\alpha$ 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，これをプリベリグトルク $T_p$ と呼ぶ<sup>(19)</sup>．本研究では，このプリベリグトルク $T_p$ 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 $\Delta$ と呼び，式(1)で定義する．

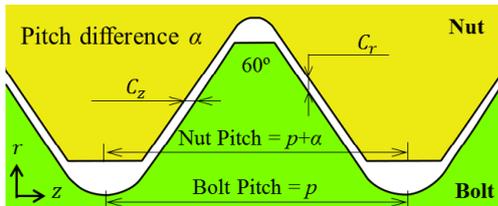
$$\Delta = n\alpha - 2C_z \quad (1)$$

ここで $C_z$ は，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 $\Delta$ と  $z$  方向クリアランス $C_z$ より，ピッチ差 $\alpha$ 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 $\alpha$ を式(2)より求める．

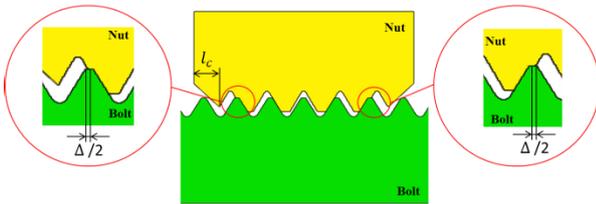
$$\alpha = \frac{2C_z + \Delta}{n} \quad (2)$$



(a) Bolt-Nut specimen (Unit:mm)



(b) Pitch difference and clearance between bolt and nut threads (Unit:μm)



(c) Overlap length  $\Delta$  between threads for M12 ( $l_c$  : Nut chamfer length)

Fig.1 Bolt-Nut specimen having pitch difference  $\alpha$  (Unit:mm)

Table 1 Bolt and nut for M8~M24 based on JIS (mm)

[ $d_2$ : Effective diameter in Eq.(3),  
 $d_w$ : Equivalent diameter of the friction on the bearing surface in Eq.(3)]

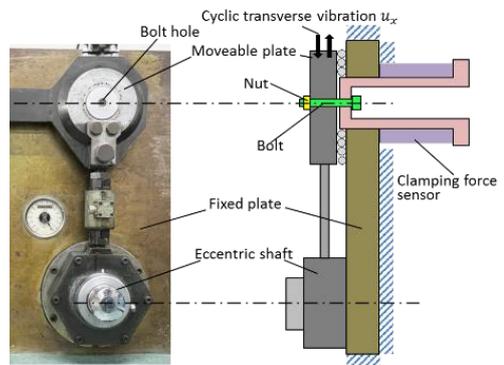
Nom.d	$p$	$l_c$	$H$	$d_2$	$d_w$
M8	1.25	1	6.5	7.1	14.5
M12	1.75	1.5	10.5	10.8	21.1
M16	2	1.5	14.0	14.7	27.1
M24	3	2	21.0	22.0	41.2
M12*	(1.75)	(1.5)	(10.0)	(10.8)	(21.1)

(\*)\*: Reference results used in Junker experiment

## 2.2. 適切なピッチ差 $\alpha$ の計算方法

図 2 に著者等が先の研究で使用したユン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 に基づくユン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，ナットで締結し，緩みが生じる前の，初期締結力は  $F_{22.3\%}=15\text{kN}$  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<sup>(20)</sup>．

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，ユンカー式緩み試験の結果を示す<sup>(3)</sup>． $\alpha = 0$ のナットは，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 回後も初期締結力の 80%を維持



(a) Junker's device (b) Schematic illustration

Fig.2 Junker type nut loosening experimental device based on DIN 65151

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  $\alpha$  の範囲を  $\alpha = 40 \sim 50 \mu\text{m}$  として、以下の議論に用いる。

ユン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  $\Delta$  を計算すると、 $\Delta = 42 \sim 82 \mu\text{m}$  となる。本研究では、この  $\alpha$  と  $\Delta$  を参照結果 (M12\*, Reference results) として他の適切なピッチ差  $\alpha$  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  $\alpha_c$  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. 求めたピッチ差 $\alpha$ の妥当性について

図 4 に、著者等が先の研究で使用した NAS3350 (National Aerospace Standard) 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、

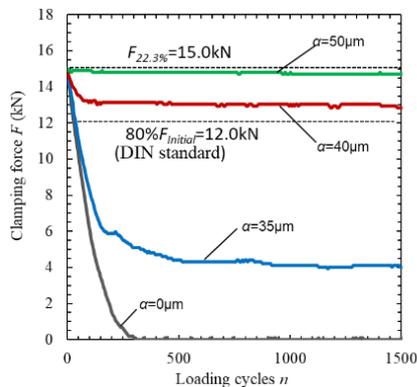


Fig.3 Clamping force  $F$  vs. loading cycle  $n$  based on DIN 65151 (M12)

Table 2 Suitable  $\alpha$  for M8~M24 when  $C_z = C_{zmax} \times 0.6$  obtained from the reference results for M12\*,  $C_{zmax}$  = Maximum clearance prescribed in JIS B0209

	Suitable pitch difference $\alpha (\mu\text{m})$ $\alpha_1 \sim \alpha_2$	Suitable overlap length $\Delta (\mu\text{m})$	$\alpha = \alpha_c$ when the thread contact $\Delta = 0 (\mu\text{m})$	Clearance in the z-direction $C_z (\mu\text{m})$	Number of nut thread considering chamfering $n$	Number of nut thread without considering chamfering $n^*$
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)

(\*)\*:Reference results confirmed in Junker experiment

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 式緩み試験とユン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  $\alpha$  の推定値  $\alpha = 33 \sim 41 \mu\text{m}$  とよく一致している。

### 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

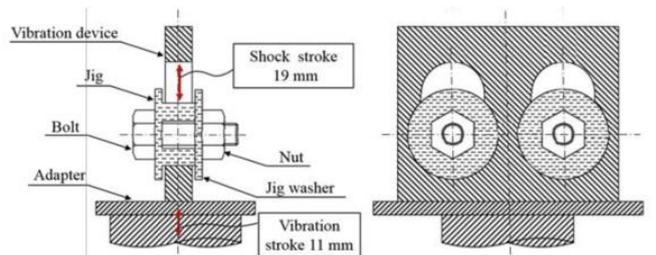


Fig.4 Loosening experimental device based on NAS3350

Table 3 Anti-loosening performance based on NAS3350 for M16 bolt-nut

Pitch difference $\alpha (\mu\text{m})$	Cycles for dropping $n$	Prevailing torque $T_n (\text{Nm})$	Axial force $F (\text{kN})$
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

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  $0.048 \text{mm}$  の八面体要素を用い、全体では要素数  $8 \times 10^4$ 、節点数  $15.1 \times 10^4$  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<sup>(2), (8), (21)</sup>。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

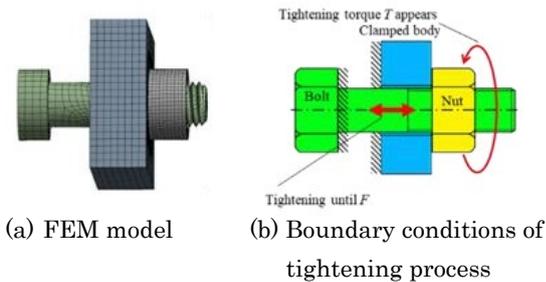


Fig.5 M12 Bolt-Nut specimen (Unit:mm)

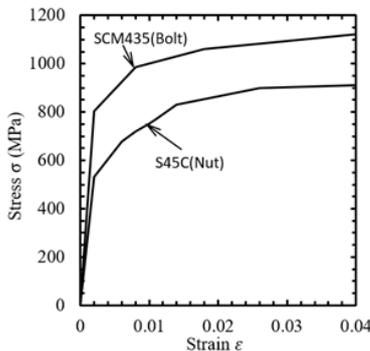


Fig.6 Stress strain relation for SCM435 and S45C

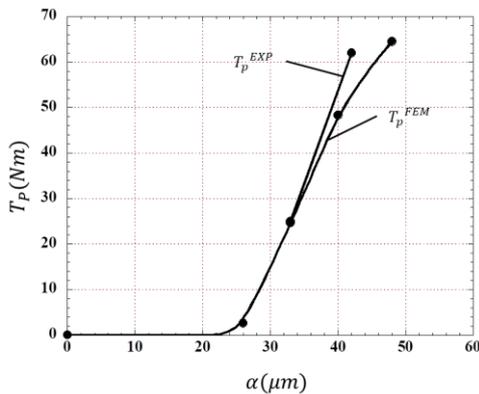


Fig.7 Prevailing torque obtained by Experiment  $T_p^{EXP}$  and FEM  $T_p^{FEM}$

M16 のボルトナットについて測定したプリベリグトルクの実験値  $T_p^{EXP}$  (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。

### 3.2. 異なる呼び径のプリベリグトルク $T_p$

図 8 に、呼び径 M8-M24 におけるピッチ差  $\alpha$  とプリベリグトルク  $T_p$  の関係を示す。ここでプリベリグトルク  $T_p$  は文献(15)のねじ込み過程(ナットが被締結物と接触する前の過程)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  $\Delta$  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グトルク  $T_p$  は大きくなる。このようなプリベリグトルク  $T_p$  は緩み止め性能を示すことが知られている<sup>(19)</sup>。

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  $T_{appr}$  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  $s_c$ 、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、 $\beta$  はねじ山の半角である。ねじ面の摩擦係数  $\mu_s$ 、座面の摩擦係数  $\mu_w$  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<sup>(22)~(27)</sup>。

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

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ことが分かる。この傾向は、図 8 で示す呼び径  $d$  とプリベリグトルク  $T_p$  の関係に似ている。

図 10 に、図 8 のプリベリグトルク  $T_p$  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  $T_{appr}$  で除した  $T_p/T_{appr}$  とピッチ差  $\alpha$  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、 $T_p/T_{appr}$  の値は  $d$  によらず比較的狭い範囲にあり、適切なプリベリグトルク  $T_p$  が得られていることがわかる。

Table 4 Material properties of the bolt and the nut

	SCM435 (Bolt)	S45C (Nut)
Young's modulus $E$ (GPa)	206	206
Poisson's ratio $\nu$	0.3	0.3
Yield strength $\sigma_y$ (MPa)	800	530
Tensile strength $\sigma_B$ (MPa)	1,200	980

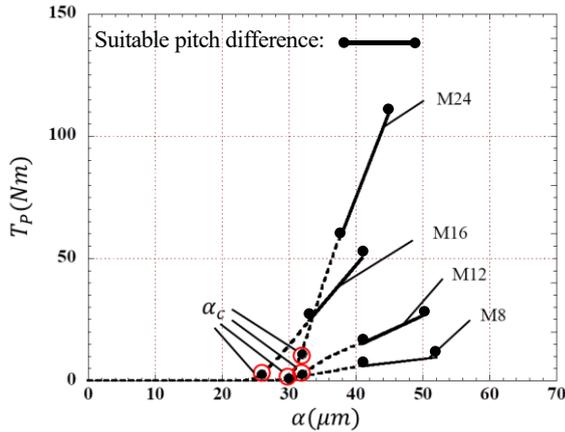


Fig.8 Prevailing torque  $T_p$  vs. pitch difference  $\alpha$

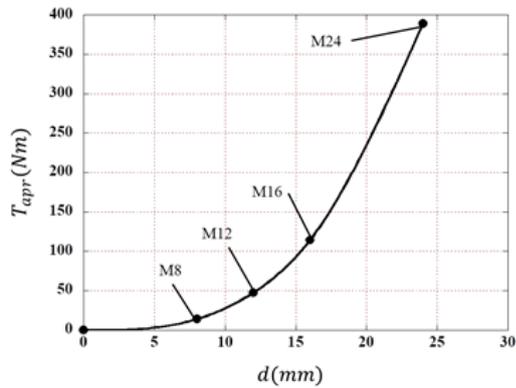


Fig.9 Appropriate tightening torque  $T_{apr}$  vs. bolt diameter

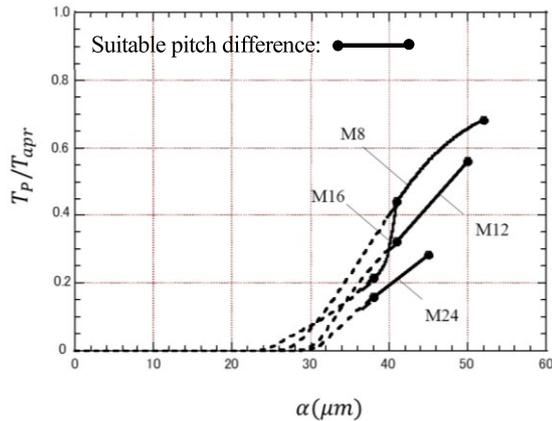


Fig.10  $T_p/T_{apr}$  vs. pitch difference  $\alpha$

#### 4. 結 言

本論文では、ピッチ差付きナットの異なるボルト呼び径に対する適切なピッチ差 $\alpha$ 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 $\alpha$ からねじ山のオーバーラップ長さ $\Delta$ 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解析でプリバリングトルク $T_p$ 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 $\Delta$ 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 $\Delta$ 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 $\alpha$ の推定値により、適切なプリバリングトルク $T_p$ 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、プリバリングトルク $T_p \geq 0$ が生じており、提案する方法の妥当性が確認できる。

#### 参 考 文 献

- (1) 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)
- (2) 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)
- (3) 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)
- (4) 陳玳琦, 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)
- (5) 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)
- (6) 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)
- (7) 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)
- (8) 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)
- (9) 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)
- (10) 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)
- (11) 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
- (12) 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)
- (13) 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)
- (14) 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)
- (15) 野田尚昭, 王彪, 乾湧人, 劉溪, 立石孝介, 佐野義一, シュウ ベイフエン, 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)
- (16) 野田尚昭, 王彪, 佐野義一, 劉溪, 立石孝介, 乾湧人, シュウ ベイフエン, 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)
- (17) Kubo, S., Tateishi, K., Noda, 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)
- (18) 野田尚昭: ねじ部材, 特願 2016-008064, 特開 2017-129188, 特 6704602
- (19) JIS ハンドブック JIS B1056: 4-1 ねじ I, 日本規格協会, p. 740-742 (2014)
- (20) 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)
- (21) 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
- (22) 山本晃: ねじ締結の理論と計算, 養賢堂, p. 35-43 (1970)
- (23) 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
- (24) 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
- (25) 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)
- (26) 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