

終的には、疲労寿命向上と緩み止め効果向上の両面から最適なピッチ差を求めることを目標とする。

2. 緩み止めに対するピッチ差 α の効果

2.1. 試験材料

試験にはM16のボルト・ナットを用い、ボルトの強度区分8.8、材料はSCM435、またナットは強度区分8、材料はS45Cで、ねじ山数8山、長さ16mmのものを用いる。表1に各物性値を示す。また、図2にボルト・ナットの応力ひずみ線図を示す。ピッチ差としては、ボルトに比べて、ナットにピッチ差 α だけ大きいピッチを与えた。その結果、M16ボルトのピッチ=2000 μm に対して、ナットのピッチ=(2000+ α) μm となる。付与したピッチ差 α は、小さい順に $\alpha=0 < \alpha_{\text{small}} < \alpha_{\text{middle}} < \alpha_{\text{large}} < \alpha_{\text{verylarge}}$ とする。また、ボルト・ナット間のクリアランスは、片側125 μm とした(図1(b))。

2.2. プリベリングトルクの発生

被締結体にナットを締付けるときにナットに加えるトルクを締付けトルクといい、ピッチ差 α を大きくすると、被締結体にナットが接触する前の段階でトルク(ナットの回転抵抗)が生じる。このような締付け途中で生じるトルクをプリベリングトルク T_p という。ボルト・ナットの幾何学的な条件で求めたプリベリングトルクが生じ始める位置を δ_t (図1(a))に示すボルトねじ先からナット先端までの距離とする。ナットを挿入し始めて(図1(a)I)ナットの第1山斜面と第 n_c 山斜面がボルトのねじ山斜面に同時に当たり始める(図1(a)I, III)条件から求まる。式(1)、(2)に δ_t の求め方を示す。ここでは図1(a)に示すナット長さ16mm(ナットねじ山数8山)を対象とするので、式(1)はナットの長さ16mm以下(n_c が8山以下)で成り立つ。

$$n_c \alpha = 2C_x, \quad C_x = \frac{C_y}{\tan \theta} \quad (1)$$

$$\delta_t = n_c p \quad (2)$$

ここで、ピッチ p (2mm)、ピッチ差 α 、接触するナットねじ山数 n_c 、クリアランス C_x, C_y 、ねじ山角度 θ (60°)である。

表2にプリベリングトルク発生位置 δ_t と、生じるプリベリングトルクの大きさ(Fig.3)を示す。表2においてナット長16mmより大きな値の α ではプリベリングトルクが生じないので、 $\alpha = \alpha_{\text{large}}$ と $\alpha = \alpha_{\text{verylarge}}$ でプリベリングトルクが生じると計算される。 $\alpha = \alpha_{\text{small}}$ ではプリベリングトルク発生に必要なねじ山数 n_c が本実験で使用するねじ山数8山を超えるのでゆるみ止め効果が期待できないことがわかる。

2.3. トルクと軸力の関係

ボルトが使われる条件としてその降伏点800MPaの20%、160MPaが生じるような軸力 $F=24\text{kN}$ を想定して、この軸力を通常の $\alpha=0$ のボルトで導入するに要するトルク、 $T=70\text{N}\cdot\text{m}$ をもって締付トルクとする。図3に締付トルク70 $\text{N}\cdot\text{m}$ と

した場合のナット先端部が締結体に到達するまでの軸力とトルクの関係を示す。 $\alpha=0\mu\text{m}$ では、ナットが締結体に到達すると同時に軸力が生じ、トルク70 $\text{N}\cdot\text{m}$ でボルト軸力24kNを導入できた。 $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ の場合は、 $\alpha=0\mu\text{m}$ と同様なトルクと軸力関係がある。 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ の場合は、ナットが締結体に到達する時点で既に40 $\text{N}\cdot\text{m}$ のトルクが必要とされ、締付けのために使われる軸力は20kNに減少した。 $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ の場合は、締結時点で有効なボルト軸力は8kNと、3分の1に減少した。ここで $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ においてプリベリングトルクの発生は予想どおりであるが、 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ では表2に示す計算では生じないはずである。 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ の δ_t 計算値はプリベリングトルクの発生の限界値16mmに近い値であることから、プリベリングトルクが生じたのは、ピッチ差やクリアランス C_x, C_y の加工誤差によるものと推察される。なお、図3において、傾きが異なる結果は、加工誤差や締付け時のボルト・ナット軸心のずれなどによるものと考えられる。

Table 1 Material properties of bolt and nut

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

Table 2 Position where prevailing torque appears δ_t and number of nut threads contacted n_c in equation 1.

Pitch difference α	Theoretically obtained δ_t (mm)	Contacted number n_c from Eq (1) (The number of nut = 8)	Prevailing torque T_p ($\text{N}\cdot\text{m}$)
0	-	-	0
α_{small}	19.2	9.6(>8)	0
α_{middle}	8.8	4.4(<8)	40
α_{large}	7.4	3.7(<8)	50
$\alpha_{\text{verylarge}}$	5.8	2.9(<8)	Fixed

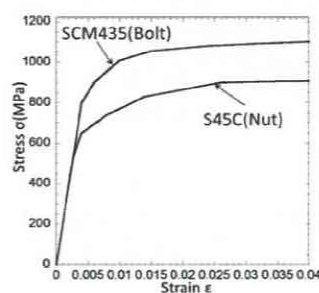


Fig.2 Stress strain relation for SCM435 and S45C

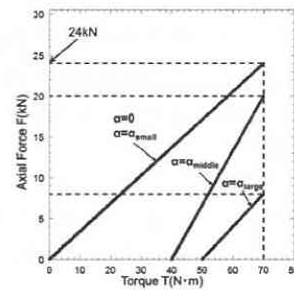


Fig.3 Relationship between torque and axial force

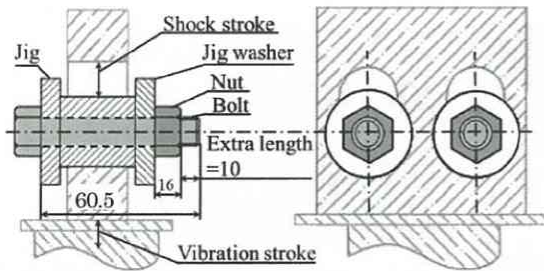


Fig. 4 Loosening experimental device based on NAS3350 (mm)

Table 3 Anti-loosening Performance

(*Axial force is estimated from Fig. 3)

Pitch difference α	Sample	Nut drop	Cycles for dropping	Cycles for start loosening	Prevailing torque (N·m)	Axial force* (kN)
0	No.1	Yes	751	-	0	24
	No.2		876	-		
α_{small}	No.3		813	-	0	24
	No.4		1528	-		
α_{middle}	No.5	No	30000	21000	30	14~24
	No.6		30000	30000		
α_{large}	No.7		30000	30000	67	1~4
	No.8		30000	30000	57	
$\alpha_{verylarge}$	No.9	-	-	-	>70	-

3. 緩み試験

3.1. 緩み試験装置と試験条件

図4に緩み試験の試験片と組立状況を示す。試験体はボルトに被締結リングをナットによってトルク $70\text{N}\cdot\text{m}$ で締結し組立てる。この時の余長部長さは 10mm とした。緩み試験装置は、NAS3350（米国宇宙航空規格）の規格に準拠した衝撃型振動試験機で、繰返し衝撃をボルト締結体に軸直角方向に負荷するタイプの緩み試験である。試験条件は、NAS規格に基づき振動数 $1,800$ サイクル/分とし、耐用回数は上限 $30,000$ サイクル（規定寿命）に設定し、それ以下でナットが脱落すれば、そのサイクルを緩み耐用寿命とし、脱落しない場合には上限サイクル $30,000$ で試験を終了する。振動回数はデジタルカウンタにより読み取る。また、上限振動数 $30,000$ サイクルに達してもナットが脱落しない場合には、隙間ゲージを用いてナットと被締結リング端との隙間を測定し、ナットの緩み量 $30\mu\text{m}$ を超える回数を寿命とする。

3.2. 緩み試験結果

緩み試験結果を表3に示す。各ピッチ差に対して2セットで試験を行った。このとき、ボルトに生じる軸力は測定していないので正確な値は不明であるが、図3の結果よりおおよその軸力を推定して表3に示す。表3より $\alpha=0$ 、 $\alpha=\alpha_{small}$ のボルトは、繰返し数 1000 回程度で脱落したが、 $\alpha=\alpha_{middle}$ では1セットのみではあるが 30000 回まで脱落しなかった。 $\alpha=\alpha_{large}$ は2セットとも 30000 回まで脱落しなかった。プリベリングトルクは、 $\alpha=\alpha_{middle}$ より $\alpha=\alpha_{large}$ の方が大きく、緩み止

め効果との関連が考えられるので、次章で詳しく考察する。このように、緩み止め効果はピッチ差が大きい方がより効果的であるが、大きすぎても軸力が低下する。よって、緩みの最適ピッチ差は $\alpha=\alpha_{middle}$ と考える。なお、 $\alpha=\alpha_{verylarge}$ では被締結部にいたる前にプリベリングトルクが大きくなり、ナットが途中でロックされ回らなくなった。本論文で得られた $\alpha=\alpha_{middle}$ が緩み止めにおいて最適であるという結果は、図1のクリアランス $125\mu\text{m}$ で得られる結果であり、式(1)よりクリアランスを変えれば δ_0 は変化するので異なる結果が得られる。

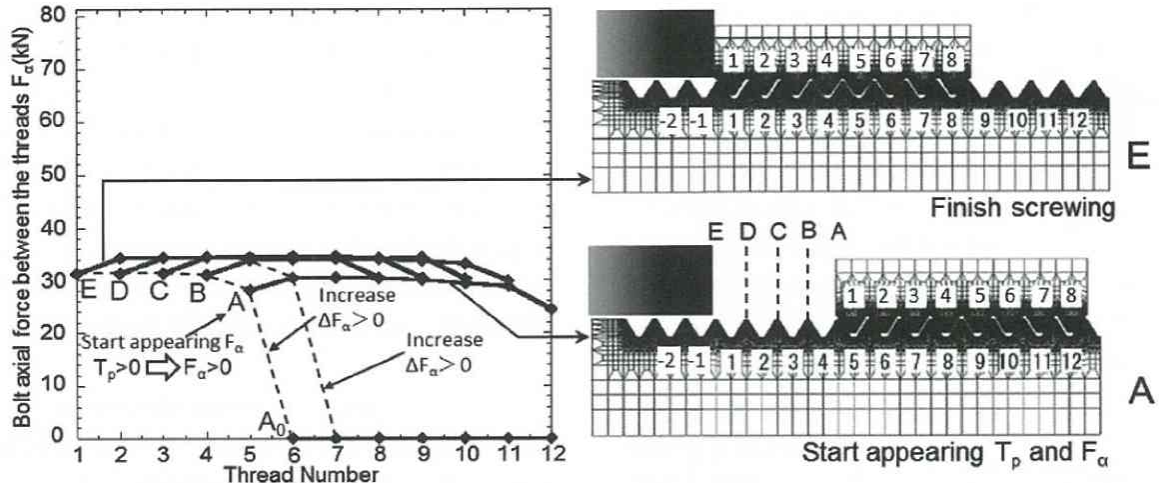
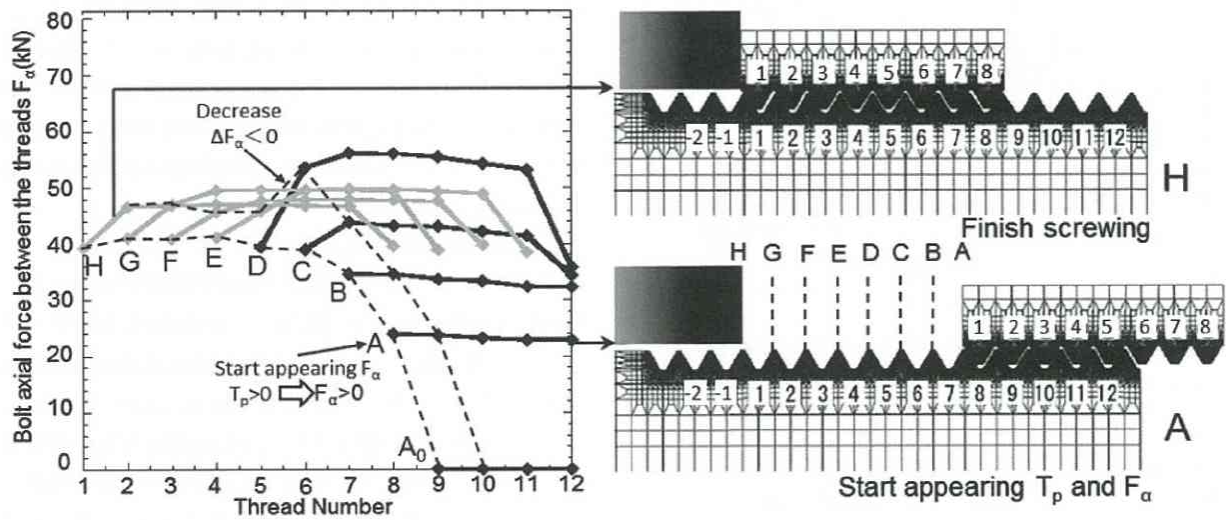
4. 解析による緩み止め効果の考察

前章の考察で $\alpha=\alpha_{large}$ でみられたように緩み止め効果が満たされる場合で、ボルト締結上必要な軸力を付与できない例が実験的に示された。さらに、ピッチ差が大きい $\alpha=\alpha_{verylarge}$ の場合にはナットが締結部に到達できない。このように、締め付け前にトルクが大きくなるのは、締込み段階でねじ山に生じる大きな変形によるものと推察された。そこで、FEM軸対称モデルを用いて累積ピッチ差を考慮した締込み過程におけるボルト・ナット相互の接触状況について解析し、ナットの回転が不可能になった $\alpha=\alpha_{verylarge}$ と適切な緩み止め効果が得られた $\alpha=\alpha_{middle}$ を対象に考察した。

4.1. ねじ山間の軸力 F_a の解析

ボルト・ナット間の接触力によって隣接するボルトねじ山間にねじ山間軸力 F_a が生じる。この軸力 F_a はプリベリングトルク T_p と対応する。即ち、大きな軸力 F_a を発生させるには大きなプリベリングトルク T_p を要する。図5に $\alpha=\alpha_{middle}$ におけるナットかん合位置とボルトねじ山間軸力 F_a との関係を示す。この結果は図5の右に示すFEM軸対称モデルによって得られたものである。まず、ナットをボルトに入れていき、プリベリングトルク T_p が発生するナット先端位置をAとする。その後、1回転ずつねじ込んで締結部に至るまでのかん合位置をそれぞれB~Eとし、ナットを平行移動させて各かん合位置で解析を行う。ピッチ差にともなうボルト・ナット間の接触力によって軸力 F_a が生じる。図5より、位置A→Bでねじ山間軸力 F_a は少し上昇するが、その後B→C→D→Eではピッチ差の効果が増加しないためほとんど変化はなく締結部まで至る。この結果から $\alpha=\alpha_{middle}$ ではナット締込み完了まで安定した軸力 F_a 、即ちプリベリングトルク T_p が生じ、これがナットの緩みを防止する抵抗として作用するものと考えられる。

図6に $\alpha=\alpha_{verylarge}$ におけるナットかん合位置とボルトねじ山間軸力 F_a との関係を示す。この結果は図6の右に示すFEM軸対称モデルによって得られたものである。図5と同様にプリベリングトルク T_p が発生するかん合位置をAとする。その後、1回転ずつねじ込んで締結部に至るまでの位置をそれぞれB~Hとする。A→B→C→Dでナットがボルトに完全に入り込むまでの解析では1回転ごとにピッチ差の影響が増加するが、その後の締結部に至るまでのE→F→G→Hでは1回転ご

Fig.5 Bolt axial force for $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ for the tight process of nut as shown in A,B,...,E.Fig.6 Bolt axial force for $\alpha=\alpha_{\text{verylarge}}$ for the tight process of nut as shown in A,B,...,H.

とにナットを平行移動させるだけでピッチ差の影響は増えない。そこで、ねじ山間軸力をみると、ねじ込みが進むB→C→Dでは増しているが、E→F→G→Hではほとんど変化しない。また、D→Eではねじ山間軸力が低下している。このことは実際では起こりえない現象である。この理由として本解析では締込み過程をナットの不連続な移動で表現しているため、塑性変形が大きい場合には実現象と異なる場合が生じることが考えられる。塑性変形は次章で考察を行なう。また、B→C→Dでは両端の軸力 F_α の低下が大きくなる。これはナット両端のねじ山が他よりも曲げ剛性が小さく、しかもボルトとの接触圧力が他よりも大きく塑性変形が進行しやすいためと考えられる。

4.2. ねじ山に生じる塑性変形の解析

締め付け過程の解析で、ピッチ差の大きな $\alpha=\alpha_{\text{verylarge}}$ の場合にねじ山間軸力 F_α の減少がみられた。そこで、同じモデルを用いて、ねじ山間軸力の減少時(図6, E)における塑性変形

の大きさと、ねじ込み完了までねじ山間軸力の減少が見られなかった $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ (図5, 締込み完了 E)の塑性変形の大きさを比較する。まず、図7に $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ でのねじ山塑性ひずみを示す。次に、図8にねじ込み途中でロックした $\alpha=\alpha_{\text{verylarge}}$ の軸力が減少した E での塑性ひずみの大きさを示す。 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ の軸方向変形量 $16\mu\text{m}$ に対して、 $\alpha=\alpha_{\text{verylarge}}$ の軸方向変形量 $86\mu\text{m}$ は5倍ほどであり、軸方向クリアランス $C_x=72\mu\text{m}$ を超えている。過大な塑性変形がロックした原因になったものと考えられる。これらのことより、 α が大きすぎるとピッチ差の影響により過大な塑性変形が生じ、本来の目的であるボルト締結上不可欠なボルト軸力が得られなくなることや、ナットのロックによりねじ込みが出来なくなるなどの不具合が生じることが考えられる。一方、緩み止め効果が得られる $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ では被締結部まで締めこんだ際には適切な塑性変形が生じているので、そのような問題は生じない。

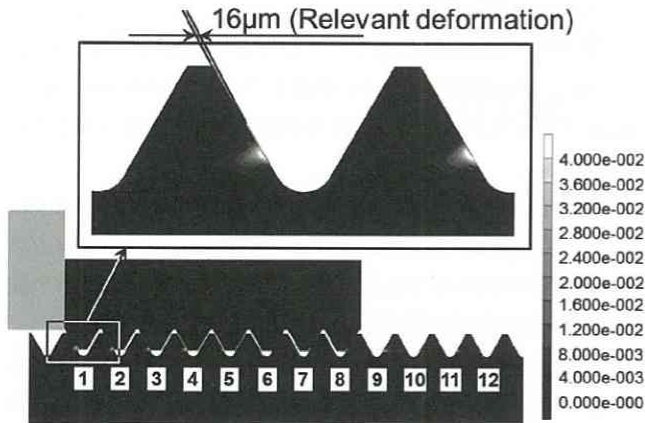


Fig.7 Equivalent plastic strain for status E in Fig.5 ($\alpha=\alpha_{middle}$)

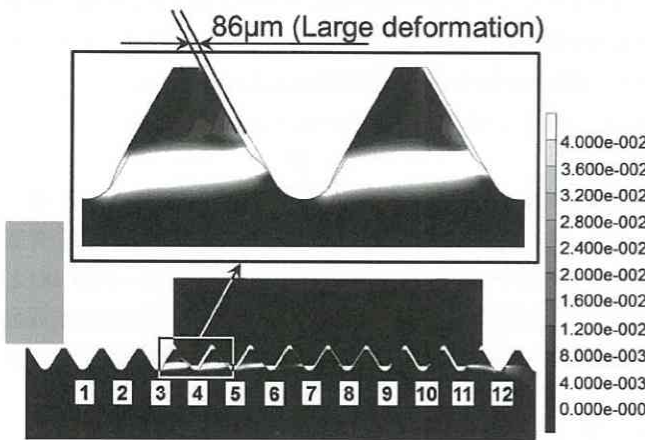


Fig.8 Equivalent plastic strain for status E in Fig.6 ($\alpha=\alpha_{verylarge}$)

5. 疲労強度に及ぼすピッチ差の影響と緩み止め性能との両立

5.1. 疲労試験結果

疲労強度に及ぼすピッチ差の影響については、先に報告している⁽⁷⁾。ここでは、緩み止め効果に及ぼすピッチ差の影響と比較して考察する。ピッチ差は、通常のピッチ差 $\alpha=0$ と緩み試験で最適な効果が得られた α_{middle} 及び α_{small} の3条件で行なった。

疲労試験には、島津製作所製の40tonfサーボ疲労試験機を用い、繰返し速度8Hz、平均応力 $\sigma_m=213\text{MPa}$ (平均荷重 $F_m=30\text{kN}$)一定の片振り引張 $R=0.14\sim 0.56$ の条件で試験した。試験結果を図9示す。ピッチ差 $\alpha=0$ では、ナットかん合端第1ねじ谷が破断した。これは通常の破断位置である。ピッチ差を与えた場合でも破壊位置は、ナットかん合部内のねじ谷であるが、通常のボルトにはない特徴的な破断部位が確認できた。締結体としての 2×10^6 回疲労限は、ピッチ差によらず60MPaであった。しかし、ボルトをナットから取り外してみると $\alpha=0$ を除いて、1mm以上の深いき裂が生じており、ボルト材自身としての疲労限は60MPa未満である。ピッチ差 $\alpha=0$ を基準とした有限疲労寿命を比較すると、振幅80MPa

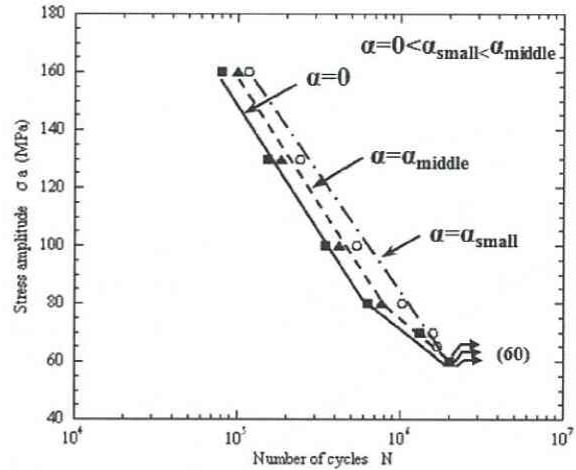


Fig.9 S-N curve for $\alpha=0, \alpha_{small}, \alpha_{middle}$

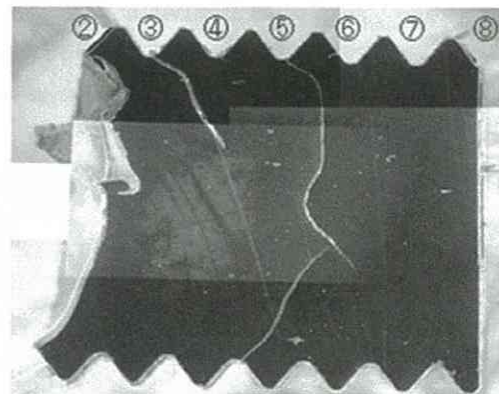


Fig.10 Crack observation ($\alpha=\alpha_{small}, \sigma_a=100\text{MPa}$)

以上の応力域においては、ピッチ差を設けることによる寿命向上が確認でき、 $\alpha=\alpha_{small}$ では約1.5倍、 $\alpha=\alpha_{middle}$ では約1.2倍であった。図10に $\alpha=\alpha_{small}, \sigma_a=100\text{MPa}$ での軸断面で見たき裂の観察結果を示す。前節までの議論より、緩み止め効果の最適ピッチ差は $\alpha=\alpha_{middle}$ と求められたが、疲労寿命を向上させる最適ピッチ差は、 $\alpha=\alpha_{small}$ であり、異なる結果となった。

5.2. 有限要素法による疲労強度の解析

図11に通常のピッチ差 $\alpha=0$ の有限要素法を用いた弾塑性解析の結果を便宜上、耐久線図を用いて半定量的に検討した。また、図12は疲労試験で最も有限寿命の延びた $\alpha=\alpha_{small}$ の場合のナット端面効果を考慮した応力解析結果を耐久線図上に示す。ここで、ナット端面取り効果として、簡単のため端面効果の影響が大きいNo.8ナットねじ山高さを半分に仮定した⁽⁸⁾。なお、 $\alpha=\alpha_{small}$ においては、No.1ナットの端面効果は小さいことを確認済みである。図12より、 $\alpha=\alpha_{small}$ を与えることによりNo.1ねじ谷底の応力振幅が大きく低減でき、各ねじ谷で応力を平均的に分担できていることが示され、これが長寿命化につながったものと考えられる⁽⁸⁾。

5.3. 疲労寿命と耐緩み性能の両立

緩み止め効果の向上に最適なピッチ差は $\alpha=\alpha_{middle}$ であったのに対し、疲労強度の向上に最適なピッチ差は $\alpha=\alpha_{small}$ となっ

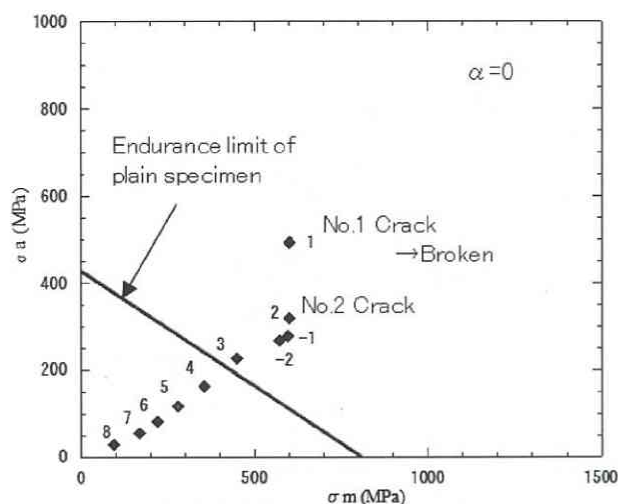


Fig.11 Endurance limit diagram for the bolt shown in Fig.1 (a) ($\alpha=0$, $\sigma_a=100\text{MPa}$)

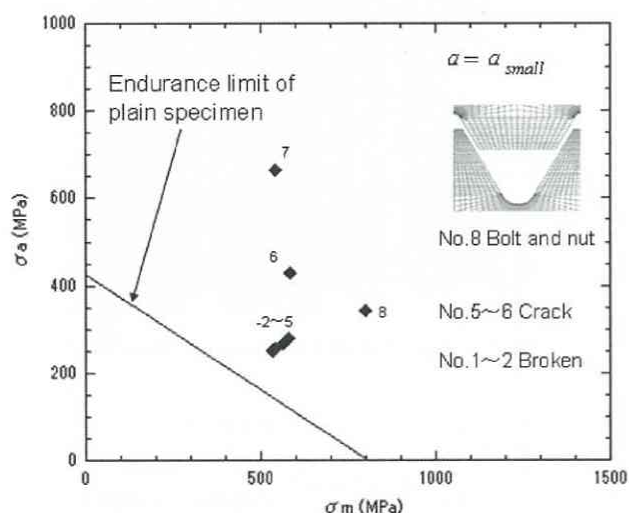


Fig.12 Endurance limit diagram for the bolt considering nut end effect ($\alpha=\alpha_{\text{small}}$, $\sigma_a=100\text{MPa}$)

た。そこで、疲労寿命の優れた $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ を $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ 並みに緩みに強くする方法を考察する。表 3 より緩み止め効果はプリベリングトルクの大きさ ($\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ で $30\text{N}\cdot\text{m}$) と対応していることがわかる。そこで $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ 並みのプリベリングトルクを $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ で生じさせるためプリベリングトルク発生距離 δ_t を両者で等しくすることを考える。すなわち式(1)を用いて $\alpha=\alpha_{\text{small}}$ のクリアランス C_y を、ここで用いている $C_y=125\mu\text{m}$ の $\alpha_{\text{small}}/\alpha_{\text{middle}}$ 倍にすれば実現できるはずである。このように 1 つのクリアランス、ピッチ差の最適条件を緩み試験で決めてやれば他のピッチ差の緩み止め条件と、式(1)の関係から適切なクリアランスを選ぶことができる。

6. 結言

M16 の異なるピッチ差を有するボルト・ナットを組合せたボルト締結体の緩み試験、疲労試験、有限要素法による解析を

行い以下の結果が得られた。

(1) 緩み止め効果に最適なピッチ差は $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ と考えられる。これは、緩み試験でナットが脱落しなかったのは $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$, α_{large} であったが、 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ の方が十分な軸力が導入できるためである。

(2) 締込み過程の解析により、ピッチ差が $\alpha=\alpha_{\text{verylarge}}$ のように大きすぎると過大な塑性変形が生じたためにナットがロックされたと考える。一方、緩み止め効果が得られるピッチ差 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ では適切な塑性変形が生じているものとする。

(3) 緩み止め性能に最適なピッチ差は、ねじ込み過程のナット両端に対応するボルトねじ山の塑性変形の大きさにより求めることを解析的に明らかにした。

本研究で緩み止め性能と疲労強度とを両立させるピッチ差 α を求めることができなかった。しかし、緩み止め性能の最適ピッチ差をクリアランスとの関係で求める見通しがえられた。具体的には今後の研究課題としたい。

謝辞

本研究には、九州工業大学弾性力学研究室大学院赤石 雄一郎氏、于 洋氏の助力を得た。また、本研究の一部は科研費基盤研究(C)(一般)課題番号 23560164(研究代表：高瀬 康)と(財)北九州産業学術推進機構産学連携・研究開発事業助成金(研究代表：野田 尚昭)の援助を得た。心からお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 特許 ハードロック工業株式会社, 緩み止めナット, 特開 2002-195236, 2002-7-10
- (2) 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. 71, No. 703, pp. 380-386 (2005)
- (3) 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. 78, No. 788, pp. 390-402 (2012)
- (4) 肖陽, 万泉, 野田尚昭, 赤石雄一郎, 高瀬康, 西田新一: 異なるピッチを有するナットとねじ山高さを漸減したボルトの組合せによるボルト強度向上について, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 4, pp. 927-933 (2011)
- (5) 西田新一: 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, pp. 100-123 (1986)
- (6) 丸山一男: 有限要素法および銅めつき法によるねじ結合体の応力解析(第3報), 日本機械学会論文集, No. 41-348, pp. 2292-2302 (1975)
- (7) 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, pp. 1111-1117 (2013)
- (8) X. Chen, N.-A. Noda, H. Maruyama, H. Wang, Y. Sanol and Y. Takase: Experimental Investigation on the Suitable Pitch Difference Improving the Fatigue Strength Significantly for High Strength Bolts and Nuts, Proceedings of the 3rd International Conference on Fracture Fatigue and Wear, pp. 195-200 (2014)