

新型アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め効果*

野田尚昭^{*1}, 野間俊介^{*2}, 斎藤金次郎^{*3}
名川政人^{*3}, 湯本淳^{*4}, 肖陽^{*2}Stress Reduction Effect and Anti-loosening Performance of Outer Cap Nut
by Finite Element MethodNao-aki NODA^{*5}, Shunsuke NOMA, Kinjiro SAITO,
Masato NAGAWA, Atsushi YUMOTO and Yang XIAO^{*5} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

Previously several kinds of anti-loosening bolts and nuts were invented; however, they usually need a certain amount of prevailing torque even before the nut touches a fastened plate. A new outer cap nut named "Super loose proof (SPR)" has been developed to overcome such inconvenience. At first this outer cap nut can be rotated smoothly by hand until the nut touching the fastened plate; however, after fastening the outer cap nut, anti-loosening performance can be realized by deforming the outer cap and producing thread contact force at the outer cap region. In this study, stress concentration and tightening-loosening behavior are analyzed by axi-symmetric and three-dimensional finite element methods. Under a certain bolt axial force, the load distribution of 1st pitch decreases more than 12% with increasing initial clearance of outer cap nut. Stress concentration appearing at the 1st pitch of the bolt can be about 10% smaller than that of conventional nut, reflecting the increase of the thread contact force at the outer cap region. On the other hand, it is found that anti-loosening performance of SPR can be realized when the outer cap has high yield stress.

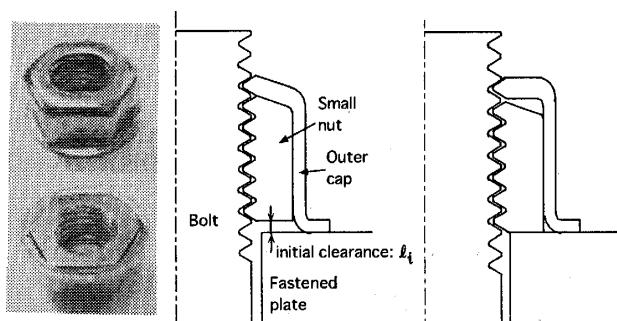
Key Words: Finite Element Method, Stress Concentration, Contact Problem, Fixing Element, Machine Element, Bolted Joint, Screw Thread

1. 緒言

ねじを用いた締結は、着脱が容易でありながら安価であることなどから機械・構造物に幅広く使用されている。しかし、ボルトとナットで締結される対象物やボルトにかかる振動等、外力によるナットの緩みや、疲労によるねじの破損が常に問題とされている⁽¹⁾。このような通常のボルト・ナットの欠点を補うため、緩み止め効果のある種々のボルト・ナットが考案されているが⁽²⁾⁻⁽⁵⁾、従来の緩み止めナットはダブルナットのように適切な締め付け手順が2工程必要なものや、空回り時のトルクがかかるため、通常の空回し作業の際にも工具が必要となる欠点がある。このため、作業性を大幅に低下させているばかりでなく、例えば高所での作業には不適切である。

このような欠点を補うため次世代の緩み止めナットとして新しく図1のようなアウターキャップ式ナット

(スーパールーズプルーフ) が開発された。アウターキャップ式ナットはアウターキャップ部とそれに圧入された内部ナット部から構成されているが、図1(b)に示すように下面是初期隙間が存在する。アウターキャップ式ナットは空回り時には通常の六角ナットと同じく手で回すことができるが、アウターキャップ外側が被締結物と接触し始めると、外側のアウターキャップは下部が移動できないので上部のみ変形する。このとき、内部ナットは初期隙間の分だけ下に移動できるので、図1(c)のように上部に隙間が生じる。このためアウターキャップ上部の変形が促進される。



(a)photograph (b) before fastening (c) after fastening
Fig.1 Super Loose Proof(Anti-loosening outer cap nut)

* 原稿受付 2006年2月16日。

^{*1} 正員、九州工業大学工学部(☎ 804-8550 北九州市戸畠区仙水町1-1)。^{*2} 九州工業大学大学院工学研究科。^{*3} 大喜工業(株)(☎ 801-0856 北九州市門司区浜町11-16)。^{*4} 日鐵プラント設計(株)(☎ 804-0002 北九州市戸畠区大字中原 46-59)。

E-mail: noda@mech.kyutech.ac.jp

このとき生じるアウターキャップのバネ効果によりねじ部に大きな接触力が発生する。この接触力によって発生する締付け抵抗力（プリベリングトルク）によってアウターキャップ式ナットは緩み止め効果を発揮する。すなわち、アウターキャップ式ナットは空回り時にプリベリングトルクは0であるが、締結時にアウターキャップの変形に伴ってプリベリングトルクが発生し、それが緩み止め効果となる。この構造によりアウターキャップ式ナットは通常の六角ナットと同様の作業性で緩み止め性能を持たせる事が可能になった。

また、アウターキャップ式ナットは、その構造上、締結時にナット外側のアウターキャップが大きな荷重を分担するため、従来のボルト締結体において、第1ねじ山で3割程度の荷重を負担する強度上の問題点が改善される可能性がある。そこで、本研究では有限要素法によって、アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果および緩み止め効果について考察する。

2. 解析方法

通常のボルト締結体において、これまでにナット座面に近い第1ねじ山で3割程度の荷重を分担し、第2、第3ねじ山では次第に荷重分担が減少することが、ねじのリード角を無視した軸対称モデルのFEM解析によって指摘されている⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。また、最近泉らはねじのらせん形状を考慮した三次元FEMによって同様の結果を得ている⁽¹⁰⁾。本研究では、メートル並目ねじM12のボルト・ナットによって内径13mm、外径50mm、厚さ35mmの円筒形被締結物を締結する場合に、通常のボルト締結体とアウターキャップ式ナットを比較検討する。本解析では、通常よく行われているようにM12ねじのリード角2.7°を無視した軸対称モデルと、リード角を考慮した三次元モデルの両者により解析する。本研究では両モデルとも、ボルト、ナット、

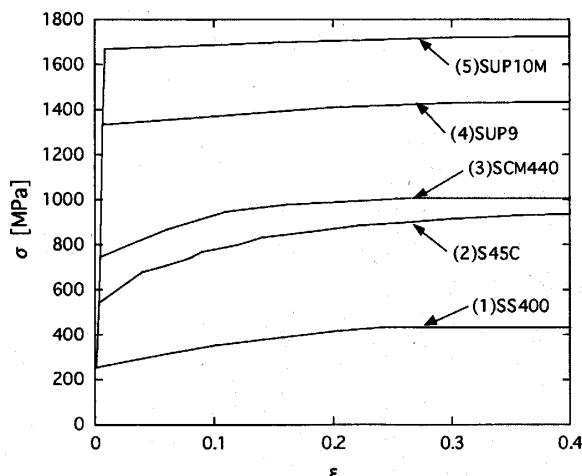


Fig. 2 Relation between stress and strain

被締結物は、ヤング率205GPa、ポアソン比0.3の弾性体とする。一方、アウターキャップは弾塑性体とする。具体的には(1)SS400（一般構造用圧延材）、(2)S45C（機械構造用炭素鋼）、(3)SCM440（構造用合金鋼）、(4)SUP9（ばね鋼）、(5)SUP10M（ばね鋼）、(6)弾性体の6種類の材料を仮定して締付けと緩めの解析を行う。解析に用いた真応力-真ひずみ線図を図2に示す。実際にはアウターキャップ式ナットは、アウターキャップの内径を内部ナットの直径よりもわずかに小さくして、内部ナット（小形六角ナット）をアウターキャップに圧入して製作される。そのためアウターキャップ部の材料を選定するにあたって、加工しやすさも重要となる。

2. 1 軸対称解析 図3で、軸対称モデル1はナット両端が完全ねじ部で構成されたモデルであり、ピッチ数は6である。また、軸対称モデル2、モデル3は、実際のナットに必ず存在する不完全ねじ部の影響を考慮するため⁽⁹⁾用いている。モデル2は第1ねじ山が不完全ねじ部（1/2ピッチ分のねじ山）、最終ねじ山が完全ねじ部の場合であり、モデル3はナット両端のねじ山が不完全ねじ部（第1ねじ山が1/2ピッチ分のねじ山、最終ねじ山が3/4ピッチ分のねじ山）の場合である。また、有限要素分割モデルを図4に示す。ねじ山寸法は6H/6g（はめあい区分“中”）の公差領域の中央とする。モデリングは小形六角ナット、ボルト、被締結物の形状作成と要素分割を行った後、図4(a)のように組み合わせた。要素分割についてはボルトねじ部およびナットについては1/2ピッチ分の形状を4節点四角形要素を用いて自動分割を行った後、谷部にあたる部分を細密化している。被締結物については断面が四角形となるので格子状に要素分割を行い、

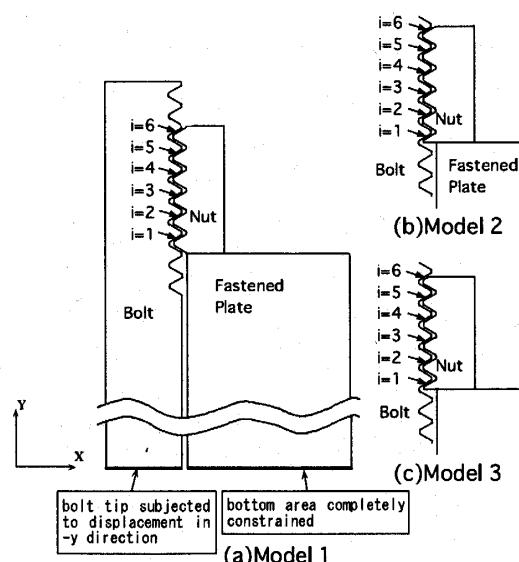


Fig. 3 Axi-symmetric bolted joint model

ナットとの接触部分を細密化している。全要素数は23236、全節点数は23868である。接触条件はナットとボルト、ナットと被締結物の各接触面における摩擦係数0.15とする。軸対称モデルでは、ナットの締付けによる軸力を再現するため、ボルトヘッド部に軸方向強制変位を与え締結物のボルトヘッド側の面を固定した。境界条件を図3に示す。

次に、アウターキャップ式ナットの解析については、ボルトおよび被締結物は通常のボルト締結体の場合と同じモデルを用い、ナット本体については内部ナット部、キャップ部を作成・要素分割した後、図4(c)の様に組み合わせた。全要素数は25453、全節点数は26276である。解析では、まず、小形六角ナットをアウターキャップに圧入して、圧入した状態の応力を求める。その際、アウターキャップの内径は内部ナットの外径より0.05mm小さくする。接触条件、境界条件は共に通常のボルト締結体のモデルと同様とし、アウターキャップと内部ナットおよびアウターキャップと被締結物の接触面における摩擦係数も0.15とする。なお、アウターキャップ部は第6、第7ねじ山となるが、軸対称モデルでは図3のモデル1に対応させるため第7ねじ山が完全ねじ山となり、第6ねじ山が不完全ねじ山となる。

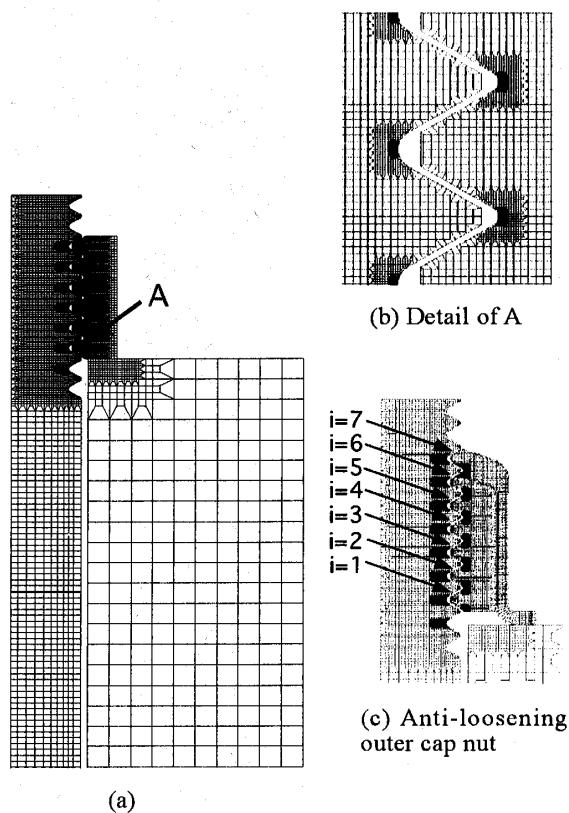


Fig.4 Axi-symmetric finite element model for bolted joint

2.2 三次元解析 リード角の影響を考慮した三次元解析の対象も、メートル並目ねじM12のボルト・ナットによって内径14mm、外径50mm、厚さ35mmの円筒形被締結物を締結する場合を対象とする。ねじ山寸法は6H/6g(はめあい区分“中”)の公差領域の中央とする。モデリングはねじ山とボルト軸部やナット外側をそれぞれ作成して接合し、要素分割を行った後、図5(a)のように小形六角ナット、ボルト、被締結物を組み合わせた。(その分割を図5(b), (c)に示す。図5(a)で全要素数は20884、全節点数は6762である)。要素分割については、ねじ部について細かく分割し、その他の部分は自動分割を行った。三次元モデルでは詳細な応力解析を目的としていないのでねじ谷底の丸み等の細部の形状は考慮していない。ここで図5(b), (d)は実際のナットと同様に不完全ねじ部を含む。なお、不完全ねじ部がねじ山の荷重分担率に影響するので、その影響を調べるために、図5(b)で不完全ね

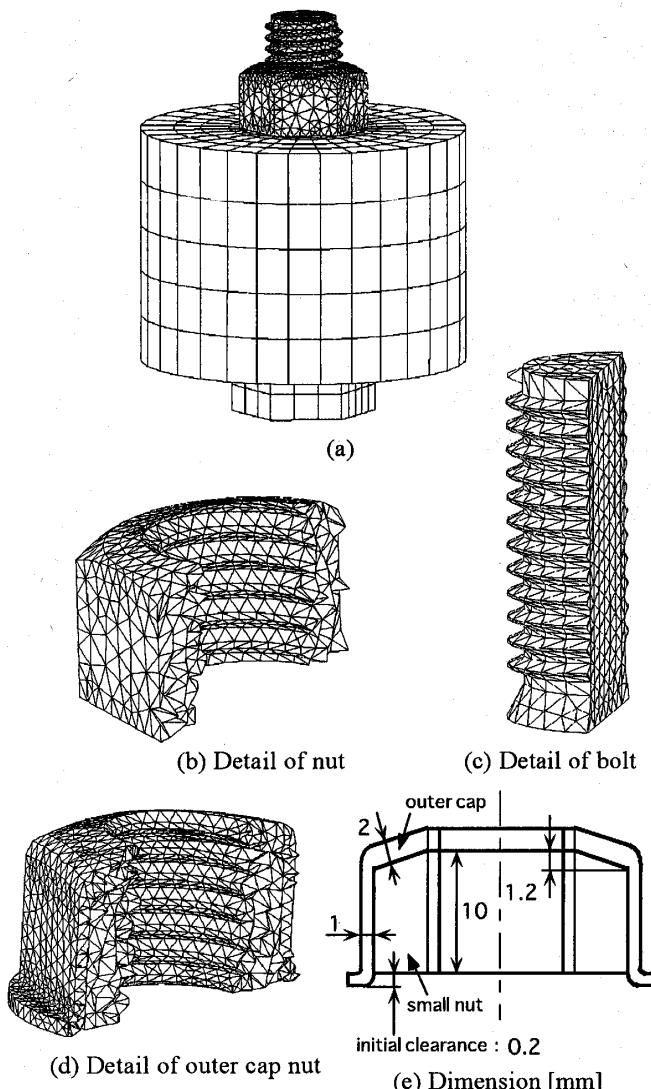


Fig.5 Three-dimensional finite element model for bolted joint (a) (b) (c) and outer cap nut (d) (e)

じ部を取り除いたモデルも一部取り扱った。ナットの締付けはナット座面が被締結物と接触開始した状態を $\theta = 0^\circ$ とし、 $\theta = 90^\circ$ まで回転させる。接触条件はナットとボルト、ナットと被締結物の各接触面における摩擦係数 0.15 とする。境界条件として、締付け時の回り止めのためにボルト頭側面を固定し、ボルト頭部と被締結物の接触状態は固着とする。

図 5(d)に小形六角ナットが圧入されたアウターキャップ式ナットの分割を示す。アウターキャップ式ナットの寸法として本研究では図 5(e)を用いる。この場合も、ボルトおよび被締結物は図 5(a)のモデルを用いる。ナット本体については内部ナット部、キャップ部を作成、要素分割した後、図 5(d)のように組み合わせた。全要素数は 37184、全節点数は 10992 である。アウターキャップ部は第 6、第 7 ねじ山となるが、図 5(e)の寸法に基づいているので、軸対称モデルと異なり、第 7 ねじ山が不完全ねじ部となる。圧入前のアウ

ターキャップの内径は内部ナットの外径より直径で 0.05mm 小さいとする。そして、内部ナットをアウターキャップに圧入したときの応力を求める。その後、アウターキャップに圧入されたナットを、キャップ部の座面が被締結物と接触開始した状態 ($\theta = 0^\circ$) から初期隙間 t_0 を考慮して $\theta = 105^\circ$ まで回転させ、締付けの解析を行う。その後緩め方向にナットを逆転させ、被締結物からおよそ 0.3mm 離れる $\theta = -45^\circ$ まで回転させる。接触条件、境界条件は共に通常のボルト締結体のモデルと同様とし、アウターキャップと内部ナットおよびアウターキャップと被締結物の摩擦係数も 0.15 とする。

軸対称モデル・三次元モデル共に各接触面では、摩擦モデルとしてクーロン摩擦モデルを用いる。接触解析には特殊な境界要素を必要とせず、接触が発生する位置が前もってわかつていなくても、接触状態の複雑な変化をシミュレートできる直接拘束法を採用する。すなわち、接触したとき節点と面の接触を拘束条件として取り扱い、面の法線方向は拘束し、面の接線方向を滑らせる。摩擦モデルは相対すべり量が微小な範囲では、すべり量と摩擦力の関係をリニアとし、すべり量が微小な範囲を超えると摩擦力が一定となるバイリニア関数モデルを用いる。

3. 新型アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果

3.1 通常のボルト締結体のねじ山荷重分担率

アウターキャップ式ナットと比較のため、まず通常のボルト締結体の解析を軸対称モデルと三次元モデルで行う。締結の際に発生する軸力はボルト・ナットのはめあいねじ部で負担され、一般にナット座面に近いねじ山ほど大きな荷重を負担することが知られている。図 6 に軸対称モデル 1, 2, 3 において、およそ $F_b = 45\text{kN}$ のボルト軸力が与えられた場合のねじ山荷重分担率の解析結果を破線で示す。また、三次元モデルで、ナット座面が被締結物に接触開始してから、ナットを $\theta = 90^\circ$ 回転させたとき ($F_b \approx 45\text{kN}$) におけるねじ山荷重分担率の結果を図 6 に実線で示す。ここで図 6(a)は図 5(b)の不完全ねじ部を含む三次元モデルの結果であり、図 6(b)は図 5(b)の不完全ねじ部を取り除いたときの 5 山モデルを用いた三次元モデルの結果である。なお、軸対称モデル 1 で軸力 $F_b \approx 20\text{kN}$ の場合は誤差 0.1% 程度以内で $F_b \approx 45\text{kN}$ の結果と一致しており、軸力の影響は小さい。図 6 の縦軸は各ねじ山の分担する荷重が締結力に占める割合、横軸はナット座面から数えたねじ山番号で、ナット座面側から 1 山ずつを第 1 ねじ山、第 2 ねじ山…とする。

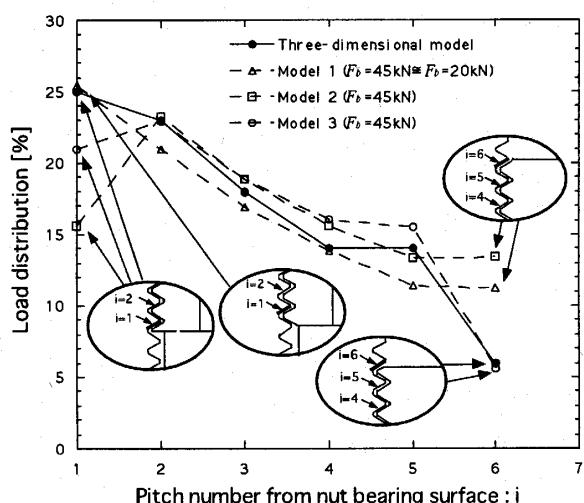


Fig. 6(a) Load distribution of bolt-axial force of standard nut

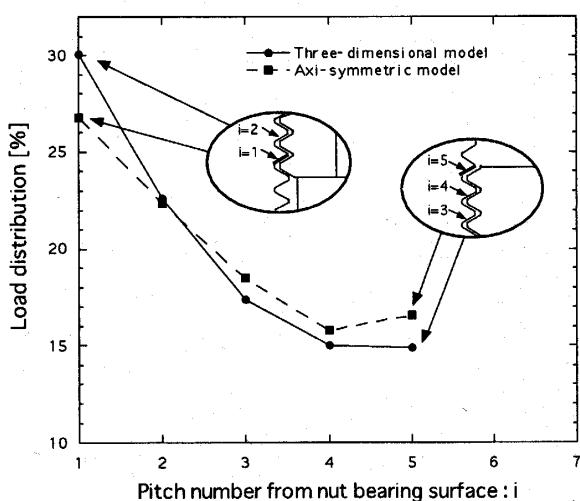


Fig. 6(b) Load distribution of bolt-axial force of standard nut

軸対称モデル1については、座面に近いねじ山ほど大きな荷重を分担しており、第1ねじ山を最大として第2、第3ねじ山と荷重分担率は減少していく。軸対称モデル2では、ナットねじ山が1/2ピッチ分しか存在せず、剛性が低いので、第1ねじ山の荷重分担率が軸対称モデル1と比べて低下し、残りの第2～6ねじ山の荷重分担率が全体的に増加している。その結果、軸対称モデル2の場合、一般に最も大きな荷重を分担していると言われる第1ねじ山よりも第2ねじ山の方が大きな荷重を受け持つ結果となる⁽⁹⁾。

三次元モデルにおいても、図6(a)の不完全ねじ部を含むモデルは、図6(b)のナット両端が完全ねじ部のモデルと比較すると、第1ねじ山と最終ねじ山の荷重分担率は下がる。すなわち軸対称モデル、三次元モデルの結果から不完全ねじ部が存在することで剛性が低下し、第1および最終ねじ山荷重分担率が減少することがわかる。

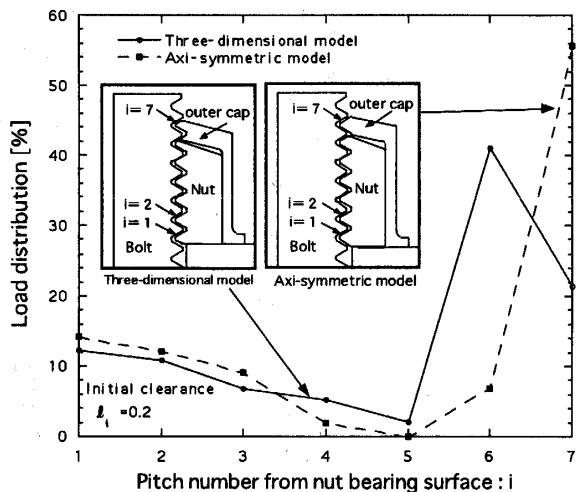


Fig. 7(a) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut (Elastic outer cap, $l_i=0.2\text{mm}$, $\theta=105^\circ$, $F_b=52.9\text{kN}$)

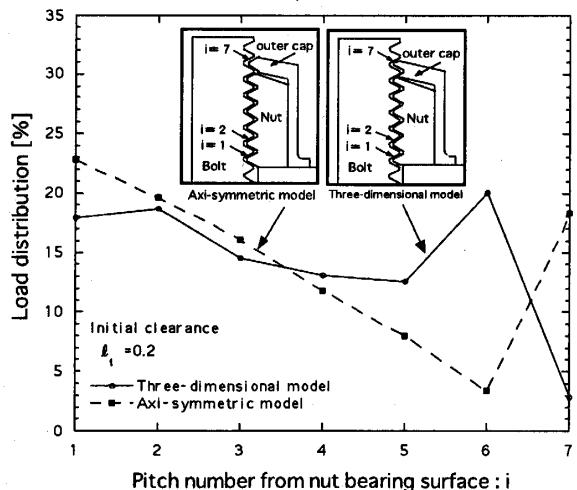


Fig. 7(b) Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut (SS400 outer cap, $l_i=0.2\text{mm}$, $\theta=105^\circ$, $F_b=44.6\text{kN}$)

3.2 アウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率と応力集中

図7に三次元モデルにおいて $\theta=105^\circ$ 締付け方向に回転させたときと、そのときに生じるほぼ同じ軸力($F_b \approx 44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$)を与えたときの軸対称モデルのねじ山荷重分担率を示す。図7(a)はアウターキャップ部を弾性体として解析した場合、図7(b)はSS400とした場合である。前述のように三次元モデルと軸対称モデルの両者で第6、第7ねじ山がアウターキャップ部となっているが、三次元モデルでは第7ねじ山が不完全ねじ部となるのに対し、軸対称モデルでは第6ねじ山が不完全ねじ部となる。このため、両モデルにおける最大の荷重を負担するねじ山の位置にずれが生じる。すなわちアウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率は三次元モデルでは第6ねじ山で、軸対称モデルでは第7ねじ山で大きな荷重を分担している。しかしアウターキャップ部のねじ山が大きな荷重を分担している点では同様の傾向を示している。

図8に軸対称モデルにおいて、アウターキャップの材料をSS400として、ボルト軸力を変化させたときのねじ山荷重分担率を示す。アウターキャップ式ナットのねじ山荷重分担率は、アウターキャップの塑性変形の程度が異なるため、軸力によって変化しており、軸力を大きくするとキャップ部のねじ山が負担する荷重は低下する。図9に三次元モデルにおける各アウターキャップ材料での $\theta=105^\circ$ 締付け回転後のねじ山荷重分担率を示す。このときのボルトに生じる軸力は各材料で異なり、 $44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$ である。アウターキャップの材料が異なっても、アウターキャップ部のねじ山が高い荷重を分担しているが、その割合は降伏応力の高い材料の場合ほど顕著である。

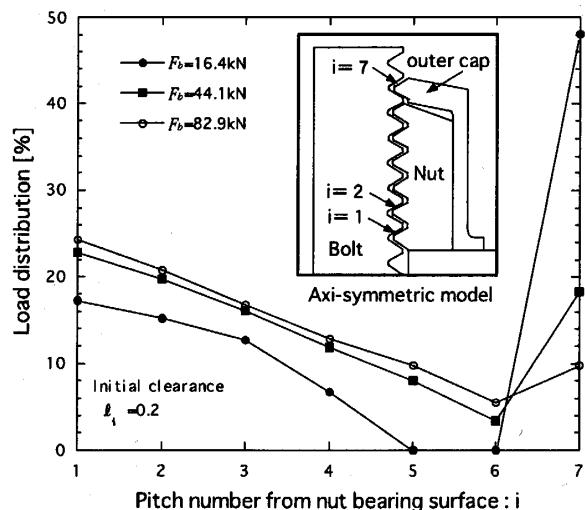


Fig. 8 Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut with varying bolt-axial force F_b (SS400 outer cap, $l_i=0.2\text{mm}$)

図10に軸対称モデルにおいて、アウターキャップの材料をSS400として、各初期隙間長さ ℓ_i を変えたときのねじ山荷重分担率を示す。ここでは、初期隙間長さ ℓ_i が0 mm（通常の六角ナットに相当）、0.01mm、0.2mm、0.5mm、1.0mmの場合について解析を行った。図10に示すように、キャップ部の第7ねじ山では、初期隙間長さ $\ell_i=0 \rightarrow 1.0$ の増加に伴って、荷重分担率が増加する。また、座面側の第1ねじ山では、初期隙間長さ ℓ_i の増加に伴って、荷重分担率が減少する。これにより、初期隙間長さ ℓ_i を調整することで第1ねじ山の荷重分担率を25%→22%と低減できることがわかる。

図11にボルト各谷底部部分の相当応力 $\bar{\sigma}_i$ を、ボルトねじ谷底断面における基準引張り応力 σ_n （=ボルト軸力 F_b /ボルトねじ谷底断面積）で除して定義した応力集中係数 $K_t = \bar{\sigma}_i / \sigma_n$ を示す。通常の六角ナットでは最

大応力は通常ナット座面に最も近いボルトの第1ねじ谷底で発生する⁽⁶⁾⁽⁹⁾が、アウターキャップ式ナットではキャップ部のねじ山と接触するボルトのねじ谷底（軸対称モデルでは7番目、三次元モデルでは6番目のボルトねじ谷底）にも大きな応力が発生する。アウターキャップの材料を降伏応力の高いSUP9、SUP10Mとした場合では、ボルト第1ねじ山の応力集中を通常のナットの場合より15%～18%程度低減できるが、キャップ部のボルトねじ谷底では第1ボルトねじ谷底を超える応力が生じる。一方、S45CやSCM440では、アウターキャップ部に最大応力を生じることなく、ボルト第1ねじ谷底応力を最大11%まで(SCM440の場合)応力集中を低減できる。

4. 新型アウターキャップ式ナットの緩み止め効果

アウターキャップを弾性体として解析したときの、アウターキャップ式ナットの締結力とナット回転角度の関係を図12に示す。また、締付け～緩め回転における締付けトルクとナット回転角度の関係のを図13(a)に、緩め時の拡大図を図13(b)に示す。図12、図13に示すように、アウターキャップが被締結物と接触開始した状態から、①およそ $\theta = 18^\circ$ で、キャップ部のねじ山とボルトのねじ山から接触を開始し(圧入時の変形による)，内部ナットが被締結物側に移動を開始して、締結力および締付けトルクが増加していく。そして、②およそ $\theta = 80^\circ$ で内部ナットが被締結物と接触を開始し、さらに急激に締結力と締付けトルクが増加していく。その後 $\theta = 105^\circ$ まで回転させた後、緩め方向に回転させると徐々に締付けトルクは減少するが、③およそ $\theta = 20^\circ$ でアウターキャップ式ナットが

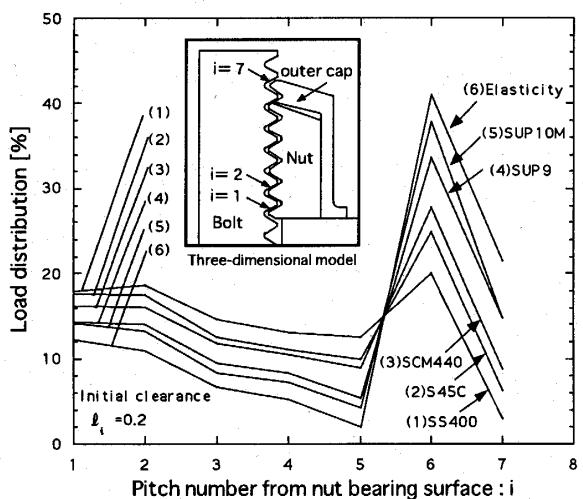


Fig.9 Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut by three-dimentional model ($\ell_i=0.2\text{mm}$, $\theta=105^\circ$, $F_b=44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$)

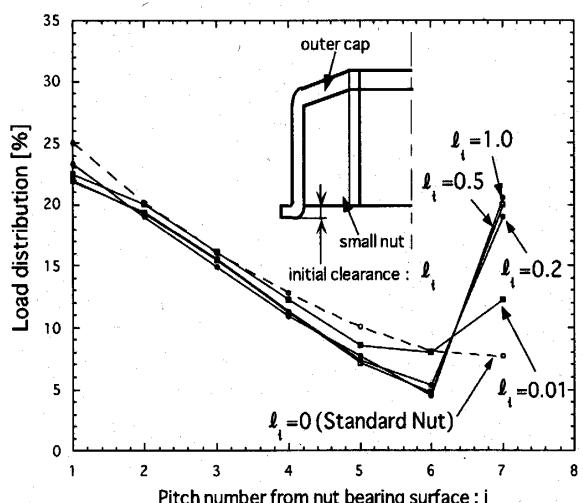


Fig.10 Load distribution of bolt-axial force of outer cap nut by axi-symmetric model (SS400 outer cap, $\ell_i=0.2\text{mm}$, $F_b \approx 45\text{kN}$)

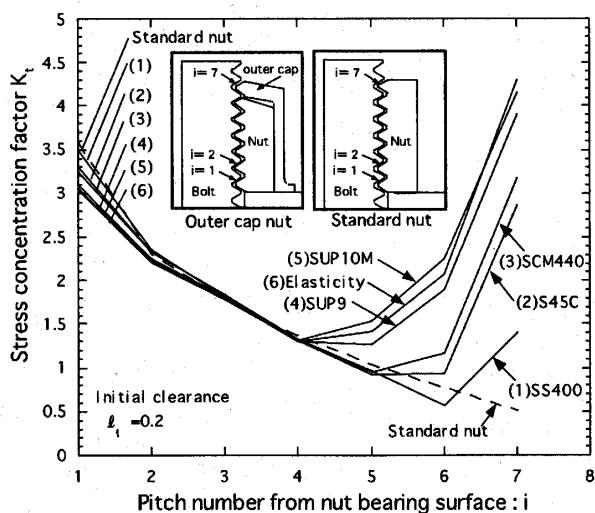


Fig.11 Stress concentration factor of outer cap nut by axi-symmetric model ($\ell_i=0.2\text{mm}$, $F_b=44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$)

被締結物から離れる。しかし $\theta < 20^\circ$ のアウターキャップ式ナットと被締結物が接触していない状態においても、8~10Nmの締付けトルクが発生しており、緩み止め効果が確認できる。

図14に緩み回転終了時、すなわちナット回転角度 $\theta = -45^\circ$ のときのアウターキャップ式ナットの各ねじ山にかかる荷重を示す。アウターキャップ側の第6ねじ山と第7ねじ山にかかる荷重がボルトのねじ山を押し上げる方向に働き、プリベリングトルクを発生させる。図14で第6ねじ山は内部ナット部とアウターキャップ部から成るが、両者は図中に示すように反対方向の接触力を生ずる。

図15にアウターキャップの材料を変化させたときの締付けトルクとナット回転角度の関係を示す。図

15よりSS400, S45C, SCM440では緩め時に十分な緩み防止効果が得られない。その原因として内部ナットの圧入時にキャップ部に塑性域が発生すること、また、締付けによってキャップ部が塑性変形し十分なバネ効果が得られなかったことが挙げられる。十分な緩み止め機能を実現するためには、キャップ部の弾性が重要である。

5. 結 言

従来の緩み止めナットはダブルナットのように適切な締め付け手順が2工程必要なものや、空回り時のトルクがかかるため、通常の空回し作業の際に工具が必要となる欠点がある。本研究ではこのような欠点を補うために考案されたアウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め効果を、FEMによる軸対称モデル解析と三次元モデル解析により考察した。ま

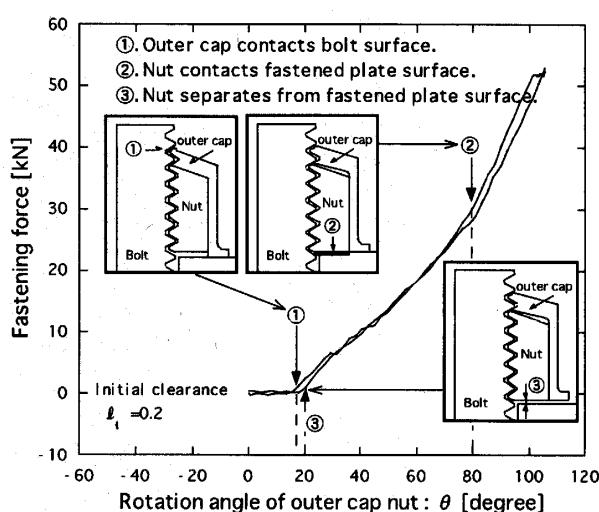


Fig. 12 Relation between fastening force and rotation angle of outer cap nut by three-dimensional model (Elastic outer cap, $l_i = 0.2\text{mm}$)

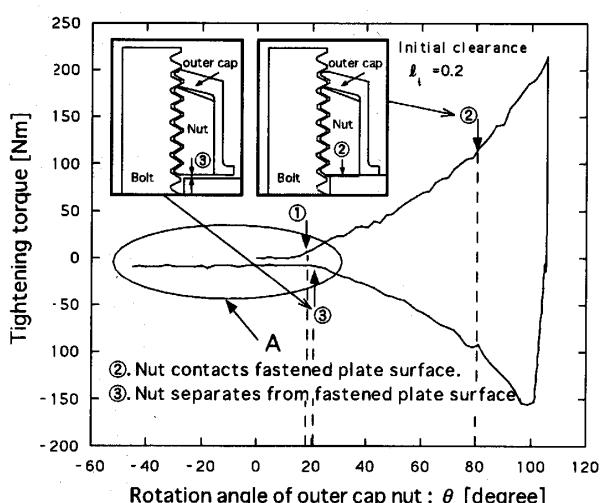


Fig. 13(a) Relation between tightening torque and rotation angle of outer cap nut by three-dimensional model (Elastic outer cap, $l_i = 0.2\text{mm}$)

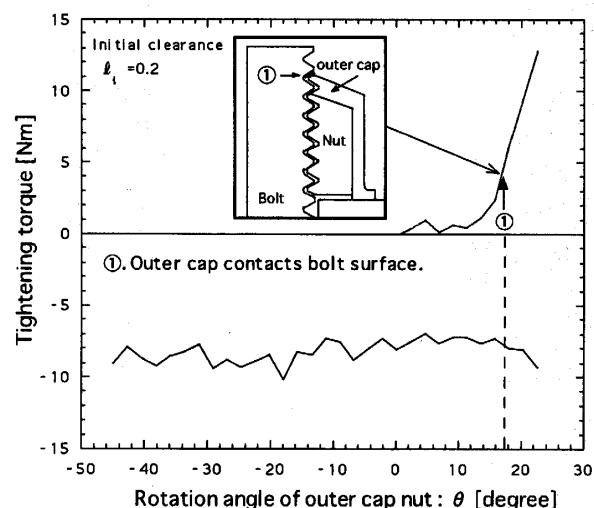


Fig. 13(b) Detail of A

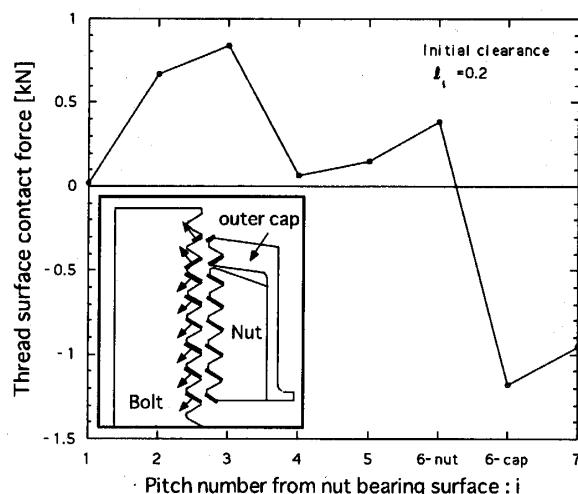


Fig. 14 Fastening force by three-dimensional model (Elastic outer cap, $l_i = 0.2\text{mm}$, $\theta = -45^\circ$)

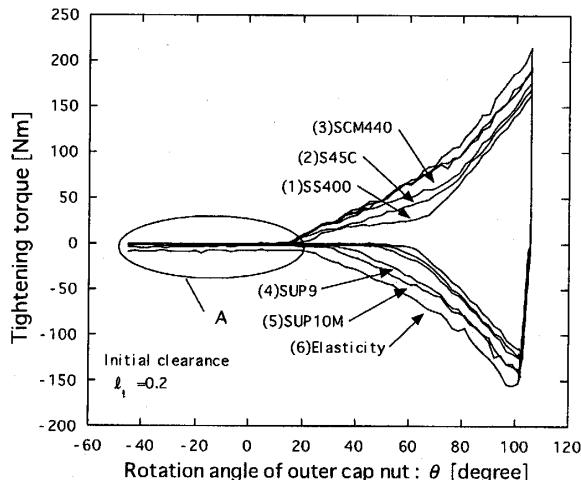


Fig. 15(a) Relation between tightening torque and rotation angle of outer cap nut by three-dimensional model ($\ell_i = 0.2\text{mm}$, $\theta = -45^\circ$)

た、比較のため通常のボルト締結体も解析した。結論をまとめると以下のようになる。

(1) 比較のため、通常のボルト締結体を軸対称モデルと三次元モデルで解析した。これより、不完全ねじ部の存在によってねじ山の剛性が低下するため、第1および最終ねじ山の荷重分担率は低下することが明らかになった。実際のナットでは、必ず不完全ねじ部が存在するが、その荷重分担率はナット両端が完全ねじ部の場合と比較して第1ねじ山で30%から25%程度まで低下する(図6(a),(b)三次元弾性解析の比較)。

(2) アウターキャップ式ナットは、キャップ部のねじ山が大きな荷重を分担するため、適切な締結力($F_b \approx 44.6\text{kN} \sim 52.9\text{kN}$)で締結すると、通常第1ねじ山で3割程度の荷重を分担している強度上の問題を改善できる。

(3) 初期隙間長さ $\ell_i = 0.2\text{mm}$ と固定し、アウターキャップの材料を影響を調べた結果、材料として S45C や SCM440 を用いればボルトねじ谷底に生じる最大相当応力が 11%まで低減され、ボルトの強度を向上させうることが明らかとなった(図11)。一方、緩み止め効果は一般に降伏応力の高い材料ほど良好な効果を發揮する(図15)。

本研究を行うに際し、卒論学生の深澤拓磨君、久原昌浩君の助力を得た。また大喜工業野田秀樹氏には多大のご援助を賜った。深くお礼申し上げます。

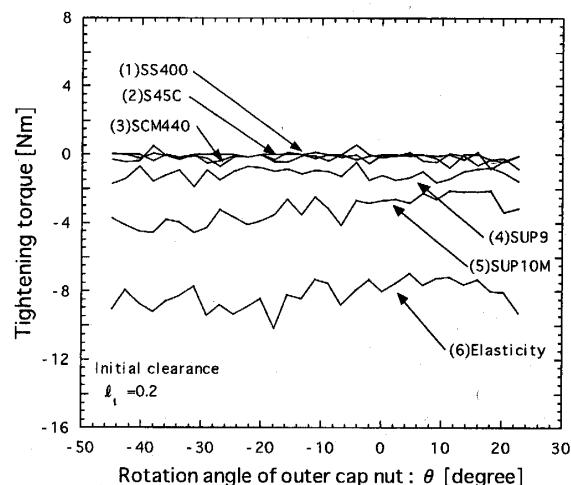


Fig. 15(b) Detail of A

文 献

- (1) Fukuoka,T., Mechanics and Fastening of Bolted Joint(1)-(4), *Science of machine (Kikai no kenkyu)*, Vol.54, No.2-5 (2002), pp.63-69, 65-73, 75-82, 73-80. (in Japanese).
- (2) Izumi,S., et al., Verification of Anti-Loosening Performance of Super Slit Nut by Finite Element Method, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.703 (2005), pp.380-386.
- (3) Nakawa,M. and Daiki Kogyo KK., 2004, "Locking Nut and Its Manufacturing Method", Japan Patent (in Japanese) 2004-281712.
- (4) Daiki Kogyo KK., 2001, "Manufacturing Method of Bolt", Japan Patent (in Japanese) 2001-252737.
- (5) Hard Lock Kogyo KK., 1999, "Locking Nut", Japan Patent (in Japanese) 11-006516.
- (6) Tanaka,M. and Hongo,K., Analysis of Bolted Joint by Finite Element Method, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.46, No.410 (1980), pp.1276-1284, 2nd report *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.46, No.412 (1980), pp.1491-1502. (in Japanese).
- (7) Tanaka,M., et al., Application of Finite Element Method for bolted joint, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.48, No.434 (1982), pp.1607-1614. (in Japanese).
- (8) Fukuoka,T., et al., A Stress Analysis of Threaded Portions in Fastening, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.51, No.462 (1985), pp.504-509.
- (9) Fukuoka,T., et al., Stress in Bolt and Nut(Effects of Contact Condition at the First Ridge), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.52, No.474 (1986), pp.552-556.
- (10) Izumi,S., et al., Three-Dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.71, No.702 (2005), pp.204-212.