

ねじ山高さの漸減により応力集中を緩和させる条件*

久原 昌浩*¹, 肖 陽*¹, 野田 尚昭*²

The Reduction of Stress Concentration by Tapering Threads

Masahiro KUHARA, Yang XIAO and Nao-Aki NODA*³³ Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

In a bolted joint, it is known that failures usually happen at the root of the first bolt thread where the maximum stress concentration occurs. Previously several methods were proposed to reduce the stress concentration through improving bolts and nuts profile. Among those methods, tapering threads have been widely used in mechanical structures. Those types of threads are called CD bolts, which were proposed by Nishida as an effective method for stress reduction. Several experimental studies indicated that CD bolts have higher fatigue strength although little FEM analyses is available. In this study, therefore, the bolted joint with tapered threads is analyzed with the finite element method, and stress reduction effect of CD bolts is discussed with varying geometrical conditions. The reduction of the stress concentration is realized by tapering bolt thread. Then, it is found that the stress reduction is notable when the height of bolt threads is reduced significantly near the bolt head and the nut is closer to the bolt head. According to those results, optimum conditions for stress reduction are discussed. Then, it is shown that the maximum stress can be decreased by 20% compared with the cases of standard bolts and nuts.

Key Words: Finite Element Method, Stress Concentration, Machine Element, Fixing Element

1. 緒 言

一般にボルトとナットで構成されるボルト締結体においてはナット座面に近いボルトのねじ谷底で応力集中がピークとなることが知られている。この応力集中がボルト締結体の強度上の問題となっており、その対策としてボルト又はナットの形状を変更することにより応力集中を緩和させることが試みられている。従来の研究によると応力集中を低減させる工夫としてはナットに加工を施す例があるが、ボルトに加工を施す例はほとんど見当たらない。この現状の中、西田はボルトのねじ山高さを漸減させることで応力集中を緩和させる方法を提案している⁽¹⁾⁻⁽³⁾。その有効性は疲労試験によって考察されており、商品名「CDボルト」として使用実績がある⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。しかしながら、考案された当時の計算機の容量の問題などから、解析的研究による詳細な検討はされていなかった。

そこで、本研究では、西田が提案している方法に基

づき、ねじ山高さを漸減させたボルト締結体を有限要素法によって解析することによって、その応力集中緩和効果を定量的に明らかにする。また、ボルト形状の最適な漸減勾配やナット締結位置について検討する。そして、応力集中の緩和効果をさらに高める条件の検討を行う。

2. 解析方法

解析対象のボルト締結体は JIS に基づいて設計した。本解析ではメートル並目ねじ M12×1.75 のボルトを内径 13mm、外径 50mm、厚さ 35mm の円筒形の被締結物に通し、これをナットで締付けることによりボルト締結体に締結力を発生させる場合を想定した。図 1 に解析対象であるボルト締結体の概略図を示す。図中には注目するはめあいねじ部のねじ山と応力集中が生じるボルトのねじ谷底に場所を指定する番号をつけている。ナット高さを 8 ピッチとしたので、ボルトとナットのねじ山同士が接触する部分であるはめあいねじ部は 8 ピッチである。また、ボルトのあそびねじ部を 3 ピッチとした。通常のねじ山高さの場合の概略図を図 1(a)示す。ねじ山高さの漸減については提案されている設計思想⁽²⁾に基づいて設計した。それを図 1(b)に示

* 原稿受付 2008 年 5 月 7 日。

*¹ 正員, 九州工業大学大学院工学研究科(☎804-8550 北九州市戸畑区仙水町 1-1)。*² 正員, 九州工業大学工学研究院。

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

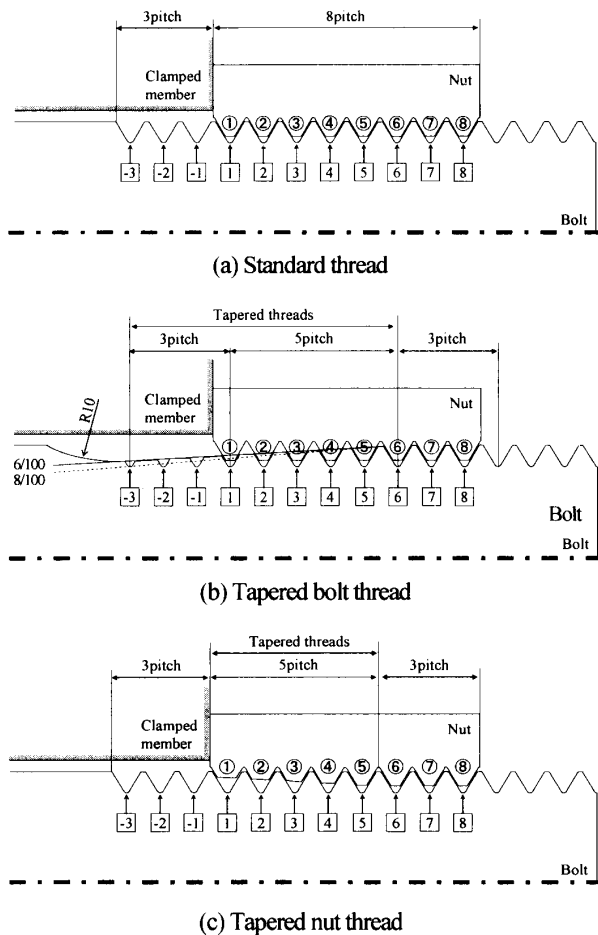


Fig.1 Profile of bolted joint (○: Thread number, □: Root number)

す。すなわちねじ山漸減の勾配は6/100を中心として変化させるものとし、はめあいねじ部8ピッチのうちねじ山漸減部分は5ピッチ、残りの3ピッチの部分は通常のねじ山高さとなるようにした⁽⁴⁾。図1(b)はボルトのねじ山高さを漸減させた場合で、ボルトのテーパ一部から円筒部にかけてはゆるやかな円弧(R=10)でつないでいる。同様に、図1(c)はナットのねじ山高さを漸減させた場合で、ナット座面側でねじ山高さが最も低くなるようにナットのねじ山を漸減した。

2・1 軸対称解析 図2に通常のねじ山高さの場合に、軸対称モデルの要素分割例を示す。M12の場合、ねじ山のらせん角は約2.7°と微小であるため、ねじ山のらせん形状を考慮しなくとも応力評価は可能であるといえる。ねじ山の寸法は6H/6g (はめあい区分“中”)の公差域の中央とし、応力集中が生じるボルトねじ谷底の丸み半径 p はピッチ p との比を $p/p=0.1$ とした。ボルト締結体における全ての接触面の摩擦係数は0.15とし、ボルト、ナット、被締結物の材料は全て

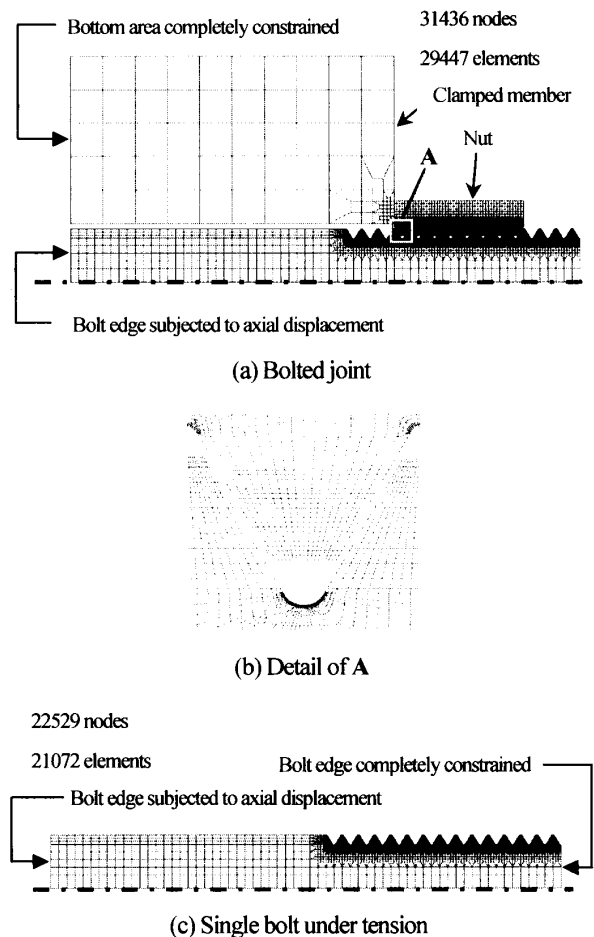


Fig.2 Axi-symmetric model having standard thread

弾性体で、ヤング率は205GPa、ポアソン比は0.3である。図2(a)に示すように、軸対称モデルの境界条件はナットの締付けによる締結を表現するため、被締結物のボルト頭部側の面を軸方向に固定し、ボルト軸部を軸方向に強制変位させて締結力を40kN与える。要素分割については、応力集中が生じるボルトのねじ谷底を図2(b)に示すように細密化している。図2(c)はボルト単体が単純引張りを受ける軸対称モデルの要素分割例であり、その境界条件はボルト先端側の面を固定し、ボルト軸部を軸方向に強制変位させてボルトに軸力を40kN与える。このモデルはボルト締結体におけるはめあいねじ部で負担される全荷重によりボルト単体が引張りの作用を受ける場合とボルト締結体においてナットを介してボルトが引張りの作用を受ける場合とを比較するために用いる。図3(a)にボルトのねじ山高さを漸減した場合、図3(b)にナットのねじ山高さを漸減した場合のボルト締結体の軸対称モデルの要素の分割例を示す。図3(a), (b)は、はめあいねじ部近傍のみを示して

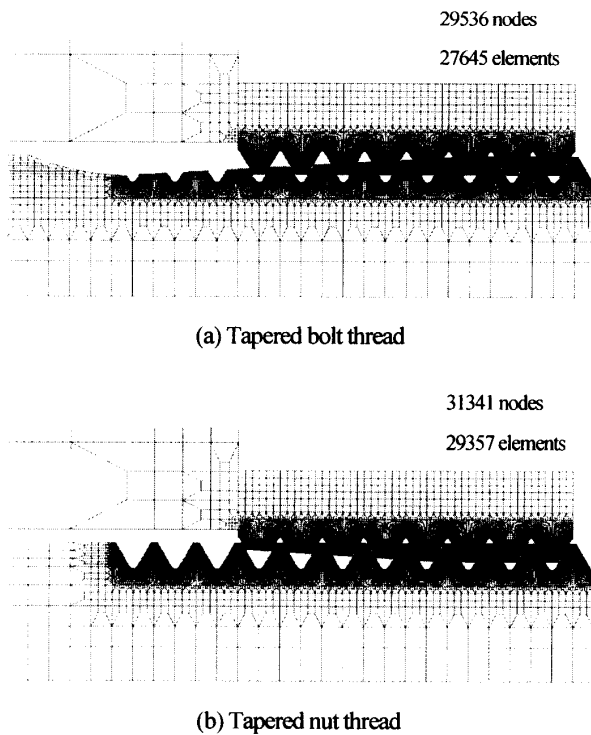


Fig.3 Axi-symmetric model of tapered thread

いるが、ボルト締結体とボルト単体の境界条件は、図2の通常のねじ山高さの場合の軸対称モデルの境界条件と同様である。

2・2 三次元解析 ねじの螺旋を考慮した実際の形状に近い三次元モデルの解析を行う。実物の形状を正確に議論するために三次元解析は重要である。しかし、現状では、メッシュが膨大となるので三次元解析により正しい応力集中係数を求めることはできない。このため、本研究では軸対称解析を中心として考察を行うが、三次元解析も実施して、軸対象モデルの結果と比較する。図4に、(a)ボルトのねじ山高さを漸減させたボルト締結体、(b)ナット、(c)ねじ山高さを漸減させたボルト、(d)通常のねじ山高さのボルトの三次元モデルの要素分割の例を示す。境界条件はボルト頭部を被締結物と固着した上で全方向に固定し、ナットを回転させて40kNの締結力を与える。三次元解析においても、メートル並目ねじ M12×1.75 のボルトを内径13mm、外径50mm、厚さ35mmの円筒形の被締結物に通し、これをナットで締付けることによりボルト締結体に締結力を発生させる場合を想定した。ねじ山の寸法は6H/6g(はめあい区分“中”)の公差域の中央としてねじ山のモデルを作成したが、応力評価はしないためにねじ谷底の丸みは考慮していない。ボルト締結体における全ての接触面の摩擦係数は0.15とし、ボルト、

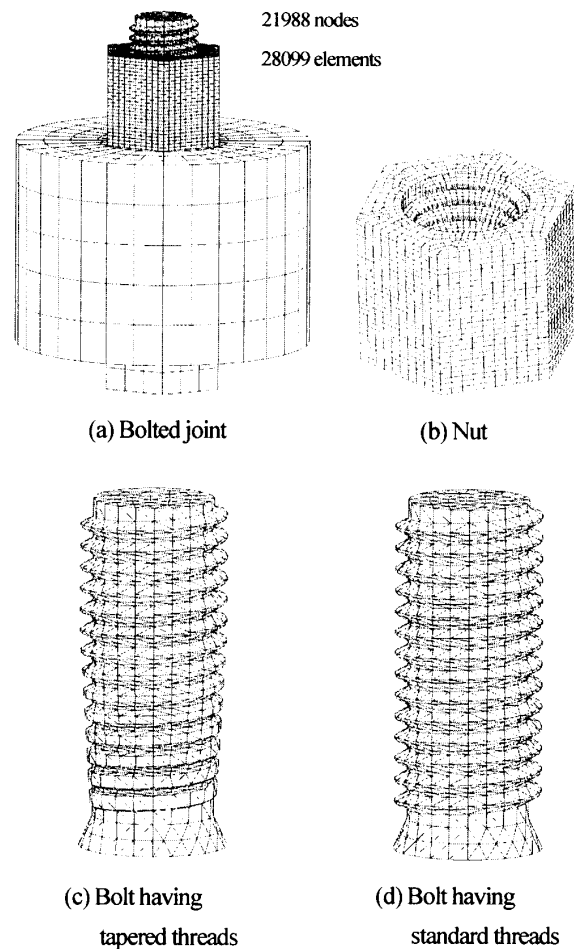


Fig.4 Three-dimensional finite element model

ナット、被締結物の材料は全て弾性体で、ヤング率は205GPa、ポアソン比は0.3である。

3. 解析結果及び考察

3・1 ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果

本研究では、ボルト締結体におけるボルトねじ谷底の応力集中を評価する指標として応力集中係数 K_t を次式で定義する。

$$K_t = \frac{\sigma_{l \max}}{\sigma_n} \quad (1)$$

ここで $\sigma_{l \max}$ はボルト谷底の最大接線方向応力、 σ_n はボルト軸力 ($F=40\text{kN}$) をボルトねじ谷底断面積 ($A=72.25\text{mm}^2$) で除した値である。図5に応力集中係数 K_t とボルトのねじ谷底番号の関係を示す。通常のボルトとねじ山高さを変えたボルト、ナットのすべてにおいて、第1ねじ谷底で最も大きい応力集中が発生しており、ボルトのテーパ部においても大きな応力集中が生じている。しかし、ボルトのねじ山高さを漸減した場合では最大の応力集中がおよそ8%低減しており、

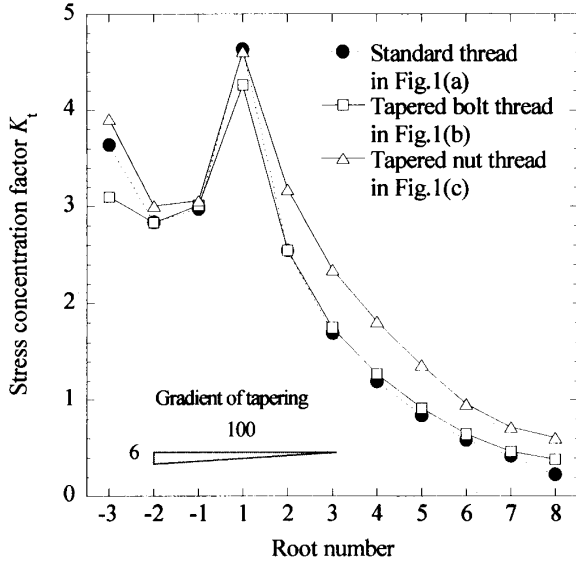


Fig.5 Stress concentration factor K_t for tapering threads

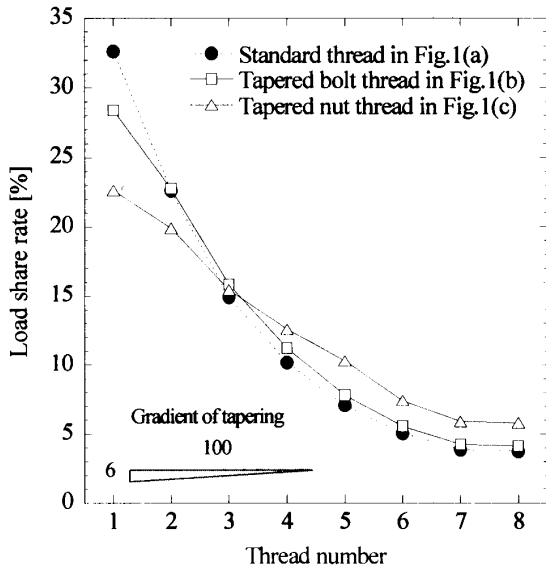
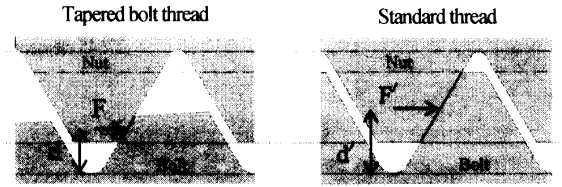


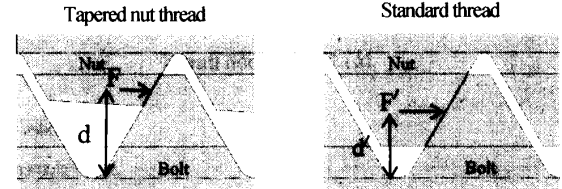
Fig.6 Load share rate for tapering threads

応力集中の緩和効果が認められる。さらに、テーパ部から円筒部にかけてゆるやかな円弧でつないだことによりナットとかみ合わない第3, -2, -1 ねじ部の応力集中も低減している。一方、ナットのねじ山高さを漸減した場合では応力集中の低減が1%以下であり、応力集中の緩和効果はほとんど認められない。

図6にはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号の関係を示す。荷重分担率とはボルト軸力とはめあいねじ部における各ねじ山が負担する荷重との比である。通常のボルトとねじ山高さを変えたボルト、ナットのすべてにおいて、ナット座面に最も近い第1ねじ山で荷重分担率が最大となっており、ナット頂面側



(a) Tapered bolt thread ($F < F'$ and $d < d'$)



(b) Tapered nut thread ($F < F'$ but $d > d'$)

Fig.7 Profile of tapered and standard threads

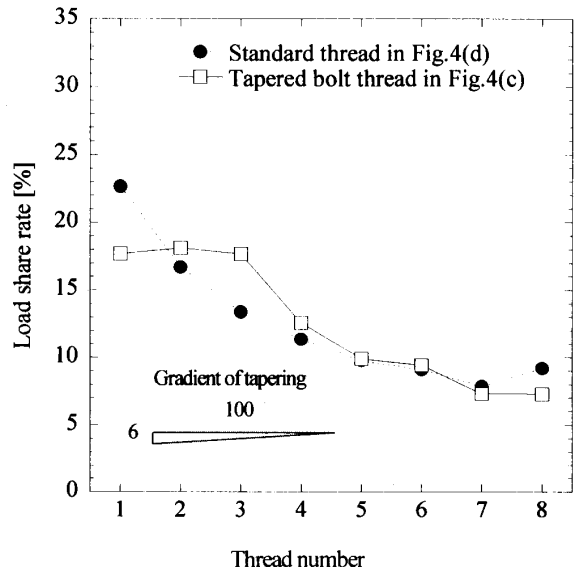


Fig.8 Load share rate for tapering threads obtained from 3D models

に近づくに従い減少していく。しかし、ねじ山高さを漸減した場合は、ナット座面側において荷重分担率が低下しており、その分ナット頂面側の荷重分担率が増加している。図5と図6より、ボルトのねじ山高さを漸減した場合は荷重分担率の低下と応力集中の緩和とは整合しているが、ナットのねじ山高さを漸減した場合は荷重分担率の低下と応力集中が変化しないことが整合していない。これは次のように説明できる。すなわち、図7に示すように、応力集中が最大となる第1ねじ山に注目すると、ボルトのねじ山高さを漸減した場合(図7(a))ではねじ山高さが低減されたボルトのねじ山と接触するのはナットのねじ山の先端側に

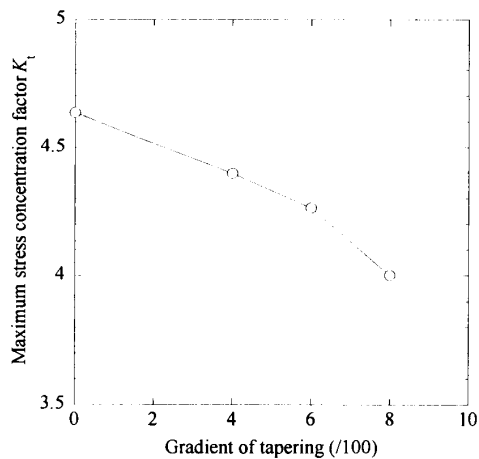


Fig.9 Relation between gradient of tapering and maximum stress concentration factor K_t

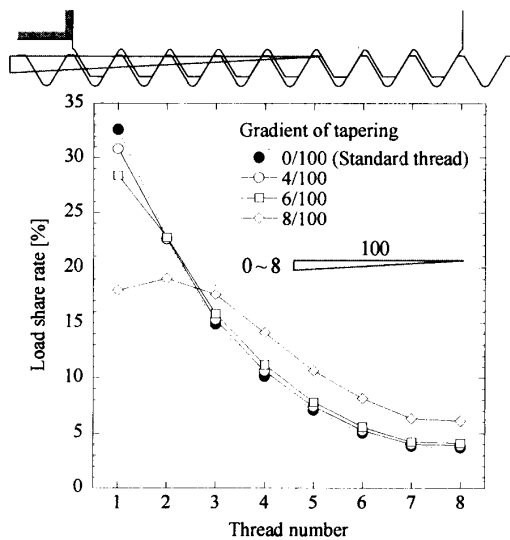


Fig.10 Relation between gradient of tapering and load share rate of mating threads

なる。そのため、荷重分担率の低下とねじ山高さが低減されたことによるモーメントのうでの長さの低下とが相まって、ボルトねじ山に作用する曲げモーメントを減少させ、ボルトねじ谷底の曲げの応力集中を緩和したと考えられる($F < F'$ and $d < d'$)。一方、ナットのねじ山高さを漸減した場合(図 7(b))ではナットの第 1 ねじ山と接触するのはボルトのねじ山の先端側になる。そのため、応力集中が生じるボルトねじ谷底からねじ山高さが低減されたナットのねじ山とボルトのねじ山との接触面までの距離が増加する。このことと荷重分担率の低下とが相殺する ($F < F'$ but $d > d'$) ため、ナットのねじ山高さを漸減した場合には応力集中の緩和効果が得られなかったものと考えられる。

図 8 に三次元解析によって求めたボルト締結体のはめあいねじ部における荷重分担率とねじ番号との関係を示す。ここでは応力集中の緩和効果が得られなかったナットのねじ山高さを漸減した場合を比較対象から外し、応力集中の緩和効果が得られたボルトのねじ山高さを漸減した場合と通常のねじ山高さの場合とを比較する。ボルトの漸減勾配は 6/100、ナット締結位置は図 1 の位置として軸対称解析と同じ条件にした。通常のねじ山高さの場合には一般に知られているようにナット座面に最も近い第 1 ねじ山で荷重分担率が最大となっており、ナット頂面側に近づくに従って減少していく。これに比べて、ボルトのねじ山高さを漸減した場合はナット座面側において荷重分担率が低下しており、その分ナット頂面側の荷重分担率が増加している。第 1 ねじ山の荷重分担率が低減したことは軸対称解析の結果と一致している。荷重分担率の低減の程度は軸対称解析に比べて三次元解析ではやや大きい。このことから、実際の 3 次元形状においてもはめあいねじ部における第 1 ねじ山の荷重分担率は低減すると考えられ、応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底の応力集中も緩和すると考えられる。

3・2 応力集中の緩和効果と漸減勾配の関係 図 9 に応力集中係数 K_t の最大値と漸減勾配との関係を示す。漸減勾配は 0/100(通常のねじ山高さ)、4/100、6/100、8/100 と変化させた。漸減勾配を増していくにつれて、応力集中係数 K_t の最大値が低減していく。最も応力集中の緩和効果が得られた漸減勾配が 8/100 の場合には、通常のねじ山高さの場合に比べておよそ 14% 最大応力を低減できる。図 10 に漸減勾配を変化させた場合にはめあいねじ部における荷重分担率とねじ番号との関係を示す。漸減勾配を増していくにつれて、ボルト頭部側のねじ山において荷重分担率が低下し、荷重分担の均一化が起こっている。また、荷重分担率の最大値は低減していく。このことと応力集中の緩和とは整合しており、第 1 ねじ山の荷重分担率の低下が応力集中の緩和効果に大きな影響を与えることがわかる。これは第 1 ねじ山の荷重分担率が低下すると、ボルトの第 1 ねじ山に作用する曲げモーメントが低下し、応力集中が最大となるボルトの第 1 ねじ谷底における曲げの応力集中が緩和されることを示している。なお、漸減勾配が 8/100 の場合に第 2 ねじ山における荷重分担率が最大となるが、応力集中が最大となるのはボルト第 1 ねじ谷底である。これは、第 1 ねじ山谷底の引張りの応力集中がはめあいねじ部の全てのねじ山が負担する荷重で引張られることにより生じていることに対し、第 2 ねじ山谷底の引張りの応力集中ははめあいねじ部

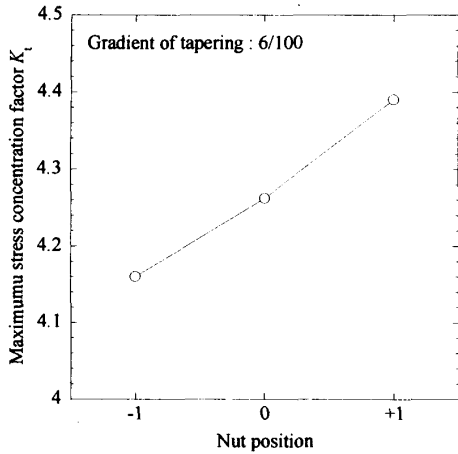


Fig.11 Relation between nut position and maximum stress concentration factor K_t

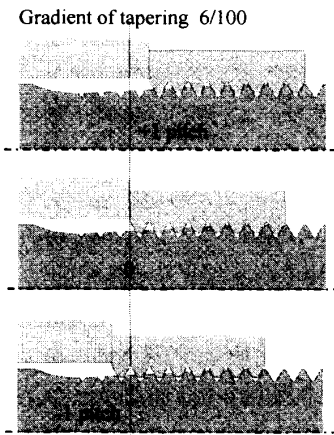


Fig.12 Nut position

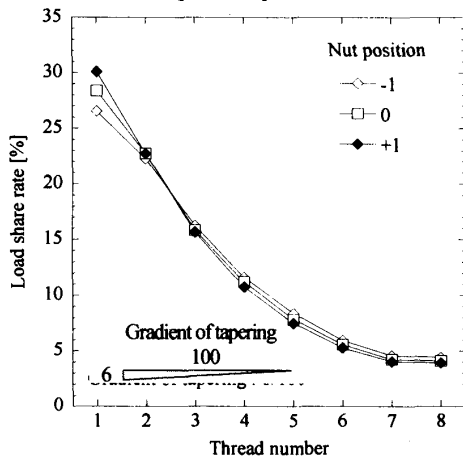


Fig.13 Relation between nut position and load share rate of mating threads

の第1ねじ山を除いた第2ねじ山から第8ねじ山が負担している荷重の総和で引張られることにより生じていること、さらに、第1ねじ山に負される荷重によって第2ねじ山谷底に圧縮応力が生じることにより、第2ねじ山谷底の応力集中は第1ねじ山谷底の応力集中に比べて低減するためである。

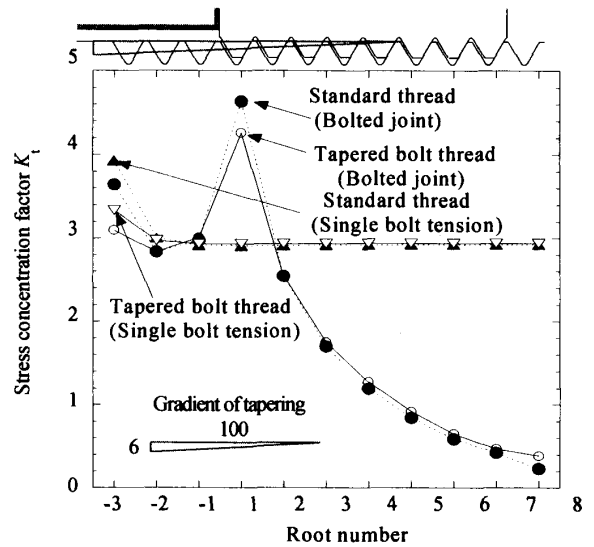


Fig.14 Stress concentration factors K_t for bolted joint and single bolt under tension

3・3 応力集中の緩和効果とナット締結位置の関係

図 11 に応力集中係数 K_t の最大値とナット締結位置との関係を示す。ナット締結位置は図 1(b)のナット締結位置をナット位置 0 とし、その位置からボルト頭部側に 1 ピッチ寄せた位置をナット位置 -1 と定め、ボルト頭部側とは反対側に 1 ピッチ移動させた位置をナット位置 +1 と定めている (図 12)。ナット締結位置をボルト頭部側に寄せると応力集中係数 K_t の最大値が低減し、ナット締結位置をボルト頭部側とは反対側に移動させると応力集中係数 K_t の最大値が増加する。すなわち、ナット締結位置をボルト頭部側に寄せることによって応力集中の緩和効果が高まることが明らかとなった。図 13 にナット締結位置を変化させたときのめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号との関係を示す。ナット締結位置をボルト頭部側に寄せていくにつれて、荷重分担率の最大値は低減していく。すなわち、ナット締結位置をボルト頭部側に寄せることによって第 1 ねじ山の荷重分担率が低下し、応力集中の緩和効果が高まることがわかる。ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高めるためには、ナット締結位置は可能な限りボルト頭部側にすることが望ましいと結論できる。

4 応力集中をさらに低減する方法について

4・1 ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果の要因

ねじ山高さの漸減による応力集中緩和効果の要因を考察するため、図 5 の解析結果にボルト単体の引張りの応力集中を加えたものを図 14 に示す⁽⁷⁾。ここでは応力集中の緩和効果が得られなかったナットの

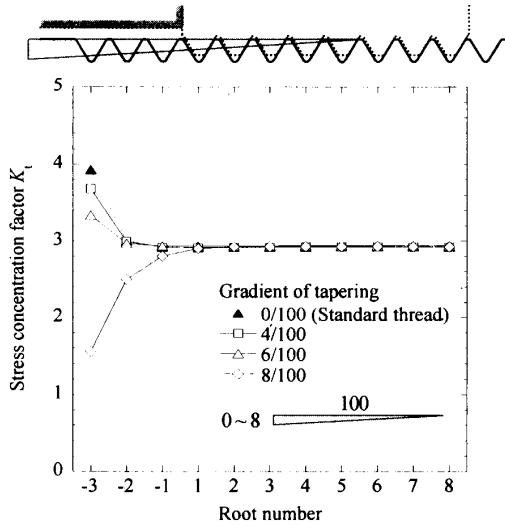
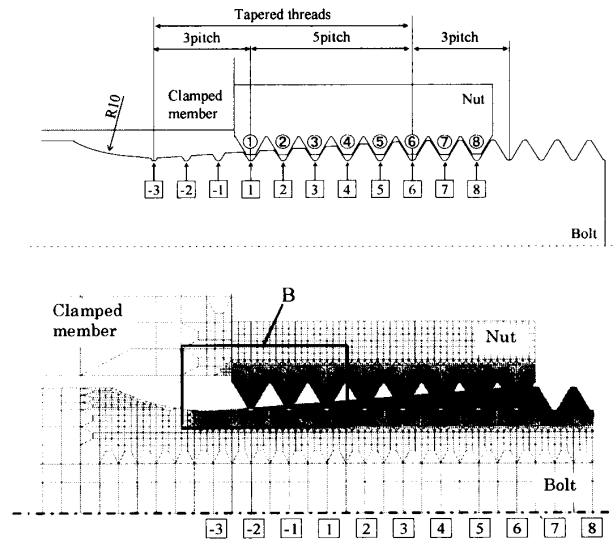
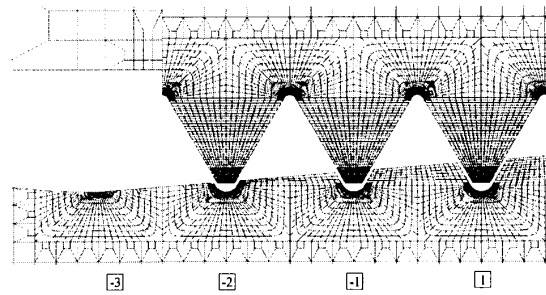


Fig.15 Relation between gradient of tapering and stress concentration factor K_t of single bolt under tension

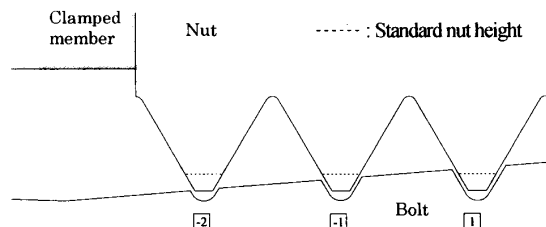
ねじ山高さを漸減した場合を考察対象から外し、ボルトのねじ山高さを漸減した場合と通常のねじ山高さの場合とを比較する。ボルト単体の引張りでは、ねじ山高さに関わらずボルト頭部側の第-3 ボルトねじ谷底で応力集中は最大となり、その他のねじ谷底における応力集中はほぼ一定になっている。一方、ボルト締結体においても、ボルト頭部側の第-3 ボルトねじ谷底で大きな応力集中が生じるが、最大の応力集中はボルトの第1ねじ谷底に生じる。ここで、応力集中が最大となるボルトの第1ねじ谷底の応力集中に注目する。このとき、ボルト締結体におけるボルトの第1ねじ谷底ならびに第-3, -2, -1ねじ谷底の横断面に生じるボルト軸力は、はめあいねじ部の各ねじ山が負担する荷重の総和に等しい。すなわち、これらの断面では、ボルト単体の引張りと同じ荷重を受けているにも関わらず、ボルト締結体の第1ねじ谷底においてボルト単体の引張りよりも高い応力集中が生じている。このことから、ボルト締結体の応力集中がボルト単体の応力集中だけでなく、ボルトのねじ山に作用する曲げモーメントの寄与、すなわち曲げの応力集中の影響が大きいためと考えられる。実際に、図14に示すように、ボルト単体の引張りでは、ねじ山高さ漸減による応力集中の低下は小さい。よって漸減勾配が6/100のボルト締結体では、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果の主な要因は、ボルトのねじ谷底における引張りの応力集中の緩和ではなく曲げの応力集中の緩和であるといえる。



(a) FEM mesh around mating threads



(b) Detail of B



(c) Nut threads profile

Fig.16 Nut threads height where nut position is -2

4-2 応力集中の緩和効果を向上させる条件 前節で漸減勾配が6/100の場合では、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果の主な要因はボルトのねじ谷底における曲げの応力集中の緩和であることを示した。よって、もし、ボルトのねじ谷底の曲げの応力集中だけでなく、引張りの応力集中も緩和させることができれば、応力集中緩和効果のさらなる向上が期待できる。図15に漸減勾配を0/100(通常のねじ山高さ)、4/100、6/100、8/100と変化させた場合のボルト単体の引張りにおける応力集中係数 K_t とねじ谷底番号の関係を示す。漸減

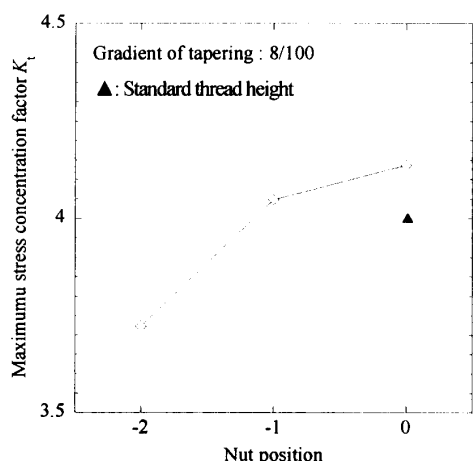


Fig.17 Effect of nut position on maximum stress concentration factor K_t

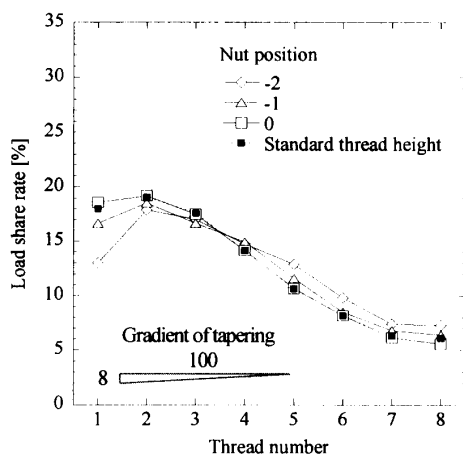


Fig.18 Effect of nut position on load share rate of mating threads

勾配を 4/100, 6/100 と変化させても第 1 ねじ谷底における応力集中はほとんど変わらないが, 漸減勾配が 8/100 の場合では第 3, -2, -1 ねじ部の応力集中がかなり低くなっている. よって, 第 3 ねじ谷底から第 1 ねじ谷底までの引張りの応力集中が低くなっているところにナットを締結させれば応力集中の緩和効果が高まる可能性がある.

ところが, JIS に基づき設計した本解析のモデルでは漸減勾配が 8/100 のとき, ナットを図 1 の位置からさらにボルト頭部側に寄せると, ナットの第 1 ねじ山はボルトのねじ山と接触しなくなってしまう.

(図 16(b)参照)したがって, 応力集中の緩和効果を高める目的でナット締結位置をボルト頭部側に寄せるためには, ナットのねじ山高さを JIS の規定値よりもさらに高くする必要がある. そこで, ボルトのねじ山とかみ合わせるためナットのねじ山高さを JIS の規定値よりもさらに高くしてナット締結位置をボルト頭部側に寄せたと

きの解析を行った. まず, 図 1 のナット締結位置をナット位置 0 とし, その位置からナット頭部側に 1 ピッチ寄せた位置をナット位置 -1 と定め, 2 ピッチ寄せた位置をナット位置 -2 と定めた. そして, 図 16 に示すようにナット位置 -2 のときにナットの第 1 ねじ山とボルトのねじ山をかみ合わせるためナットのねじ山高さを通常のねじ山高さのおよそ 12 倍にした. 図 17 に漸減勾配が 8/100 の場合の応力集中係数 K_t の最大値とナット締結位置の関係を示す. また, ナット位置 0 のときには通常のねじ山高さの場合も示している. ナット位置 0 における応力集中係数 K_t はナットのねじ山高さが高くなると増加してしまうが, ナット締結位置をボルト頭部側に寄せるにつれて応力集中係数 K_t の最大値は低減していく. 最も応力集中の緩和効果が得られたナット位置 -2 では通常のねじ山高さの場合に比べておよそ 20% の応力集中の緩和効果が得られた. 図 18 にナット締結位置を変化させたときにはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号との関係を示す. ナット締結位置をボルト頭部側に寄せていくにつれて, 第 1 ねじ山の荷重分担率は低減していく. このことと引張りの応力集中が低くなっているボルトのねじ溝にナット位置を合わせたことが相まって, 高い応力集中の緩和効果が得られたといえる.

以上のことから, ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果を高めるためには, ナット締結位置は提案されている条件⁽⁴⁾よりボルト頭部側に移動させる必要があることが示された. また, ナット締結位置をよりボルト頭部側に寄せるとともに, ボルト頭部側のねじ山高さが十分に低くなるように, ねじ山高さを漸減すれば, ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果をさらに向上させることが可能である.

5. 結 言

ボルト締結体におけるねじ谷底の応力集中を緩和させる方法として提案された, ねじ山高さを漸減させたボルト・ナットの応力集中を有限要素法で考察した. さらに, その応力集中の緩和効果を向上させる条件について考察を行った. 得られた結論をまとめると以下のようなになる.

(1)提案された方法⁽⁴⁾に従って M12 のボルト締結体を考察した. ボルトの漸減勾配を 8/100 とすることにより, 通常のボルト締結体と比べて最大で 14% 応力集中を低減できる.

(2)ナットのねじ山高さを漸減しても応力集中の緩和効果はほとんど無い. これはナット第 1 ねじ山高さの減少に伴ってボルト第 1 ねじ山に作用する曲げモーメントが増加するためと考えられる.

(3) ナット締結位置をよりボルト頭部側に寄せるとともに、ボルト頭部側のねじ山高さを十分に低くなるようにすれば、ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果をさらに向上させることが可能である。本論文で考察した範囲で最大応力は最大20%まで低減された

文 献

- (1) Nishida, S., et al., 1977, Screw Connection Having Improved Fatigue Strength, Japan Patent (in Japanese) 1977-79163.
- (2) Nishida, S., et al., 1977, Manufacturing Bolted Connection Having Improved Fatigue Strength, Japan Patent (in Japanese) 1977-131060.
- (3) Nishida, S., et al., 1980, Screw Connection Having Improved Fatigue Strength, United States patent 4,189,975.
- (4) Nishida, S., *Failure Analysis in Engineering Applications*, Nikkankogyoshinbunsha, (1986), pp. 117-123. (in Japanese).
- (5) Nishida, S., et al., *Fatigue Design of Components, ESIS Publication 22*, Elsevier Co. Ltd. (one of best papers), (1998).
- (6) Nishida, S., Failure Analysis for Engineer, A Method to Improve the Fatigue Strength of Bolt, *Plant Engineer*, Vol. 35, No.4 (2003), pp. 64-67 (in Japanese).
- (7) Murakami, Y., *Ouryokushuchu No Kangaekata (How to Understand Stress Concentration Problems)*, Yokendo, (2005), pp. 69-70. (in Japanese).