

有限要素法を用いたボルト締結体に生じる応力集中の解析 Stress Concentration Analysis for Bolt and Nut Joints Using Finite Element Method



技術開発センター
センター長付
主任 博士(工学) 肖 陽
Yang Xiao

九州工業大学工学部
機械知能工学科
教授 工学博士 野田 尚昭
Nao-Aki Noda

九州工業大学工学部
機械知能工学科
久原 昌浩
Masahiro Kuhara

要 旨

ボルト締結体は長い使用歴史を持っているにもかかわらず、振動等の外力によるねじ谷底での応力集中に起因した重大事故が現在でも発生している。すでに応力集中の対策を施したボルト・ナットが幾つか開発され市販されているが、その改善効果に関するメカニズムは未だ不明な点が多い。本研究では、まず有限要素法によってボルト・ナットの締結状態をシミュレーションし、高精度の有限要素解析法を求め、ボルトねじ山谷底の応力集中に影響する因子を明らかにした。それを基に、ボルト・ナット締結体に最適な形状設計を適用することにより、最大 20%の応力緩和効果が得られた。

Synopsis:

Although bolt-nut joints have long using history, it is reported that failures usually happen at the root of the first bolt thread where the maximum stress concentration occurs. Several methods have been proposed to reduce the stress concentration through improving the profile of bolts and nuts. However, the mechanism has been unclear yet. In this study, first the fastening conditions of bolt and nut are simulated by finite element method (FEM). The stress concentration factors got by FEM and body force method (BFM) are discussed in order to get the high-precision research method. Then the effects on stress concentration factor are analyzed evidently. And lastly, the bolt-nut joints with tapered threads are studied with the high-precision finite element method. As the result, the optimums geometrical conditions are decided and stress concentration can be reduced 20%.

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検討されている。そのような応力集中緩和効果の有効性に関しては疲労試験結果によって考察されており¹⁾、商品としての使用実績も多いが、そのメカニズムに

関してはまだ不明な点が多い。

本稿では、まず有限要素法によって求められるボルトの応力集中係数の解析精度についてメッシュと解析誤差との関係を調べる。次に、体積法法の厳密解を用いることによって、解析精度を向上させる方法についても検討を行い、ボルトの呼び径が応力集中係数に及ぼす影響を明らかにする。次に、応力集中を緩和させる方法として西田ら²⁻⁴⁾によって提案されたねじ山高さを漸減させたボルト・ナット締結体(CD ボルト)を例として、有限要素法で応力集中

緩和効果の解析を行い、そのメカニズムを説明する。さらに、ボルト・ナット締結体において最大の応力緩和効果を得るための最適な形状設計条件に関して調査した結果を述べる。

2. 通常ボルトの応力集中について

解析対象のボルト締結体の設計は JIS B 0002 に基づいて設計を行った。メートル並目ねじ M12×1.75 のボルトを研究対象として有限要素法によって求められるボルトの応力集中係数の解析精度についてメッシュと解析誤差の関係を検討した。

2.1 応力場の相似性に基づく高精度法の検討

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

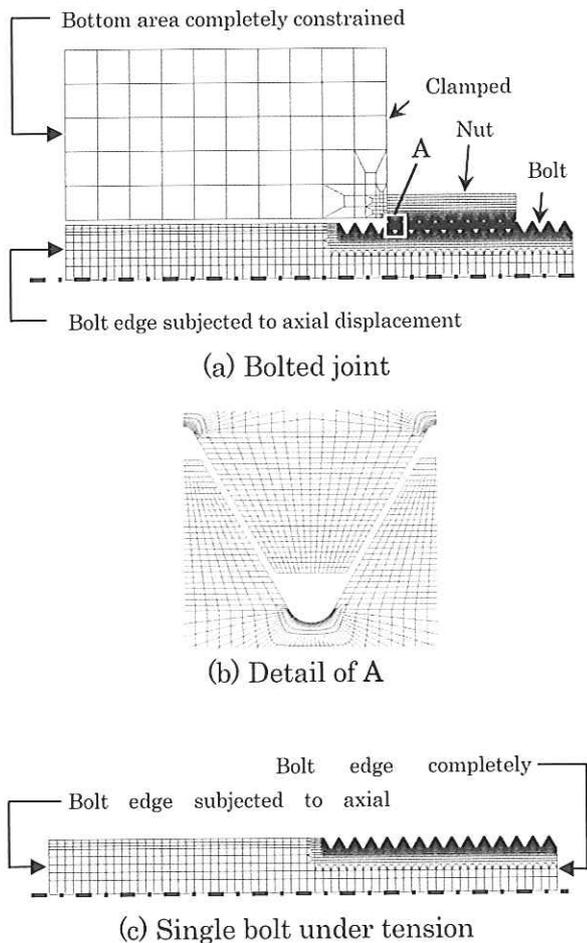
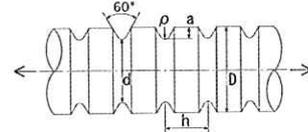


Fig.1 Axi-symmetric model having standard thread

Table 1 Comparison of FEM and BFM on stress concentration factor K_t

a/h	60° V Notch		
	$K_{t,FEM}$	$K_{t,real}$	$K_{t,FEM} / K_{t,real}$
$\rightarrow 0$ ($\cong 0.01$)	4.094	4.051	0.989
0.5	2.770	2.741	0.989
0.613 (M12)	2.572	2.545	0.989



は可能であるといえる。よって、軸対称モデルの解析ではボルトねじ部の形状は連続切欠きを持つ丸棒の引張試験片とみなすことができる。切欠き問題の FEM 解析においては、その結果には要素分割に起因する誤差が少なからず含まれており、その結果は相対応力分布（最大応力を 1 としたときの応力の分布）と要素分割との関係で決まっている。また、切欠き底近傍の相対応力分布は、ほぼ切欠き半径 ρ の値のみによって決まることが知られている⁹⁾。したがって、 ρ が等しい二つの切欠き問題において、切欠き底近傍の要素分割を一致させて FEM 解析を行えば、それらの誤差は、ほぼ等しくなる。ここで連続切欠きを持つ丸棒の引張荷重による応力集中係数は体積力法によりほぼ厳密解に近い値が求められている。そこで、FEM を用いて、モデルのボルトねじ部に強制変位による引張り荷重を与えて、ボルトねじ谷底の応力集中の解析を行う。そして FEM 解析の結果を体積力法により求めた厳密解と比べて補正することで、高精度の解析法を検討する。

Fig.1 に通常のねじ山の軸対称モデルの要素分割例を示す。Fig.1(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 Fig.1(b)に示すように細密化している。Fig.1(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。

高精度の解析モデルを求めるため、連続切欠きをもつ丸棒の引張りを Fig.1 と同様のメッシュを用いて FEM 解析し、 $a/h = 0.01, 0.5, 0.613$ (M12 の値) に対して応力集中係数 $K_{t,FEM}$ として Table1 に示す。 $K_{t,real}$ は $a/h \rightarrow 0$ のとき得られている体積力法の厳密解で補正した値である。Table1 より有限要素法 (FEM) と体積力法 (BFM) との誤差は 1% 未満であり、本解析の高精度解析モデルが求められた。西田ら⁶⁾の論文では第 0 節点法による補正を行うことで解析精度を向上させることが報告されているが、本論文で扱うボルトの問題では Fig.1 のメッシュを用いることで誤差 1% 以下解析が可能となった。

2.2 ボルト呼び径の応力集中係数への影響

次に Fig. 1 のボルト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する。Fig.2(a)に解析対象であるボルト締結体の概略図を示す。図中には注目ボルトのねじ谷底に場所を

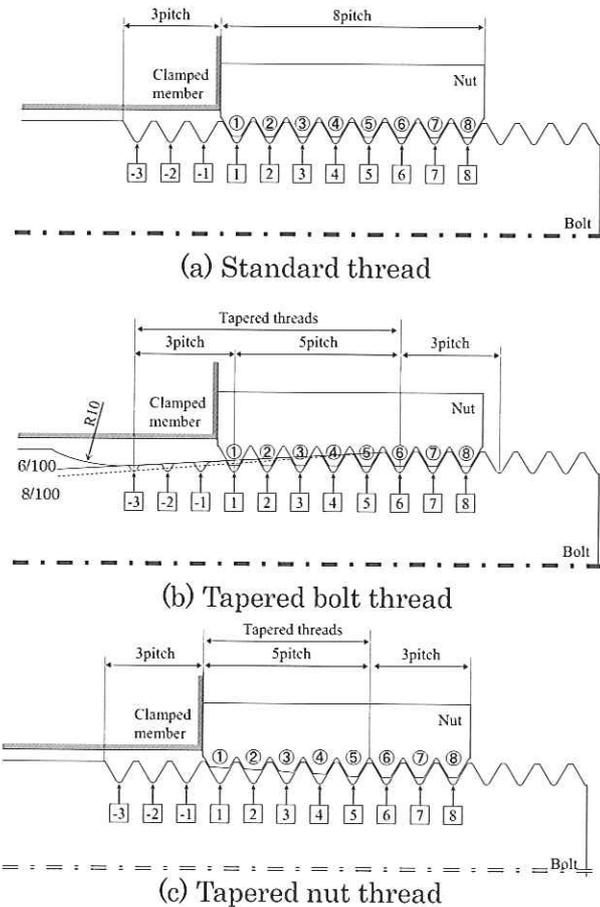


Fig.2 Profile of bolted joint: ○, thread number; □, root number

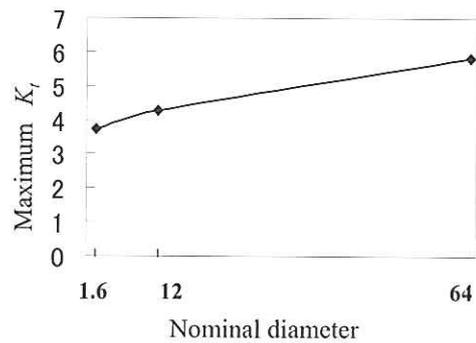


Fig.3 Maximum K_t and nominal diameter for M1.6, M12, and M64

Table 2 Maximum K_t and dimensions

	M1.6	M12	M64
$2\rho/D$	0.066	0.043	0.027
$2a/D$	0.279	0.181	0.116
$2h/D$	0.455	0.296	0.189
K_t	3.722	4.277	5.816

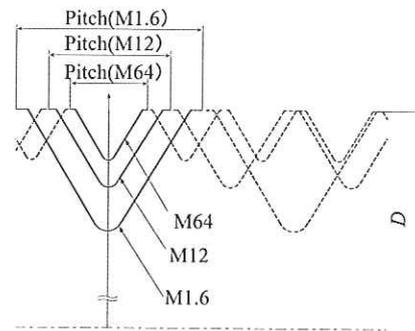


Fig.4 Schematic illustration showing threads shape

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。Fig.1(a)に示すようにボルトねじ谷底の曲率半径に対する最小メッシュのサイズを同じにして M1.6、M12、M64 のボルトとナット締結体の FEM 解析を行い、ボルトの呼び径を変えたときの各ねじ山谷底の応力集中係数 K_t を求めた。いずれの呼び径でも第 1 ねじ谷底において K_t は最大となる。

Fig.3 はそのボルトの呼び径の変化が第 1 ねじ谷底に生じた最大 $K_{t,max}$ を示している。Table2 に、各呼び径のボルトの切欠き半径 $2\rho/D$ 、切欠き深さ $2a/D$ 、切欠き間距離 $2h/D$ と最大の K_t の値を示す。

Fig.4 は M1.6、M12、M64 のねじ山形状を比較するため、ねじ山外径 D を揃えてねじ形状を示す。Table2 と Fig.3 から分かるように、ボルトサイズを大きくすると相対的にボルトの切欠き半径が小さくなり、ボルトの切欠き深さは浅くなる。さらに切欠き間距離が短くなり、いわゆる細目となる。このことから、ボルト呼び径を大きくすると応力集中係数 K_t が高まるのは相対的にねじが細目となり切欠き半径が小さくなるのが主たる原因であることが理解できる。

3. CD ボルトの応力集中について

解析対象のボルト締結体の設計は JIS B 0002 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する。Fig.2 に解析対象であるボルト締結体の概略図を示す。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⁾に基づいて設計する。それを Fig.2(b) に示す。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する。Fig.2(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、Fig.2(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する。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 ピッチとする。

3.1 解析モデル

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 ρ はピッチ p との比を $\rho/p=0.1$ 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

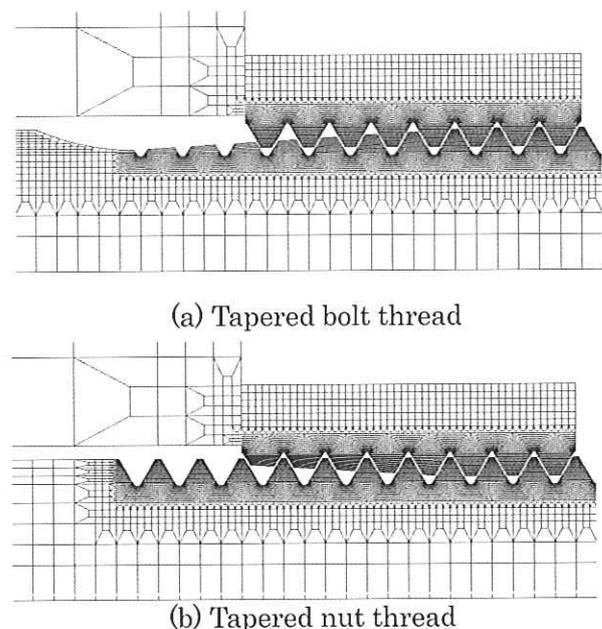


Fig.5 Axi-symmetric model of tapered thread

全て弾性体で、ヤング率は 205GPa、ポアソン比は 0.3 である。Fig.5(a) にボルトのねじ山高さを漸減した場合、Fig.5(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。Fig.5(a)、(b) は、はめあいねじ部近傍のみを示しているが、ボルト締結体とボルト単体の境界条件は、Fig.1 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。

3.2 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。

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

ここで $\sigma_{t,max}$ はボルト谷底の最大接線方向応力、および 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。Fig.6 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およそ 8% 低減しており、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ってボル

ト・ナットとかみ合わない Fig.2 および Fig.6 の-3、-2、-1 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に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。Fig.7 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

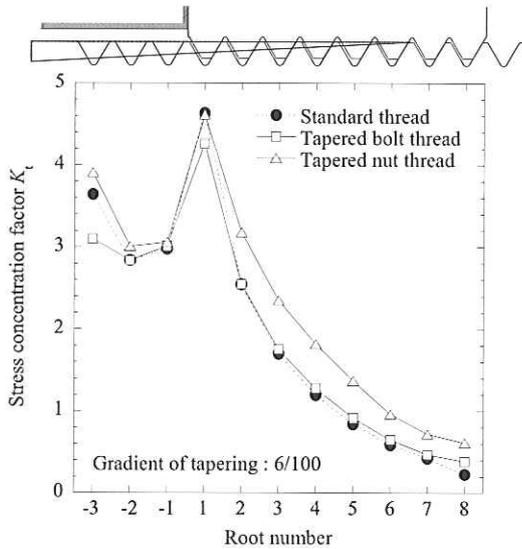


Fig. 6 Effect of tapering threads on Stress concentration factor K_t

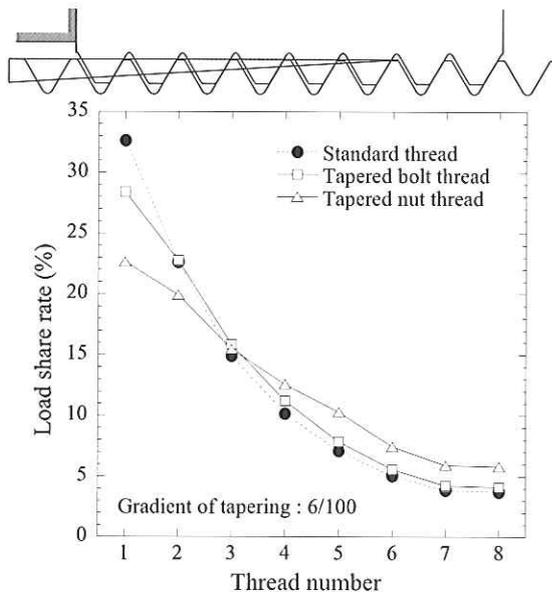


Fig.7 Effect of tapering threads on load share rate of mating threads

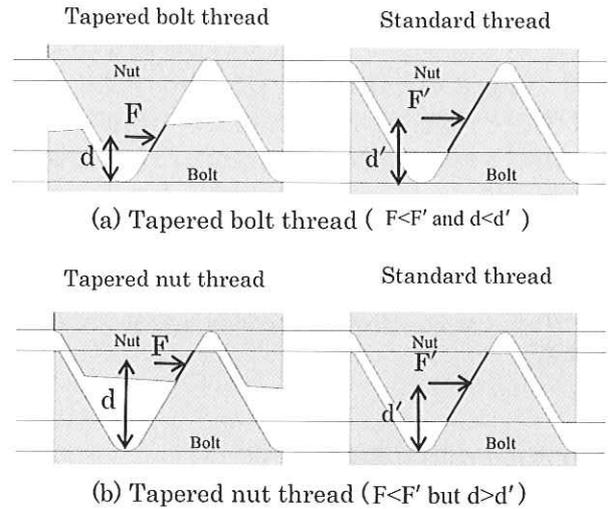


Fig.8 Comparison of standard thread and tapered thread on thread profile

率が最大となっており、ナット頂面側に近づくに従い荷重分担率が減少していく。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。

Fig.6 と Fig.7 により、ボルトのねじ山高さを漸減した場合には、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には、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、Fig.6 の応力集中が最大となる第 1 ねじ山に注目すると、Fig.8(a)に示すようにボルトのねじ山高さが漸減した場合には、ねじ山高さが低減されたボルトのねじ山と接触するのがナットのねじ山の先端側になる。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 d 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。一方、Fig.8(b)に示すようにナットのねじ山高さを漸減した場合にはナットの第 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 d が増加する。このことと荷重分担率の低下とが相殺するため、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。

3.3 応力集中の緩和効果と漸減勾配の関係

Fig.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 の場合では、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。Fig.10 に漸減勾配を変化させた場合の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。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っ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。さらに、第 1 ねじ山に負荷される荷重によって第 2 ねじ山谷底に圧

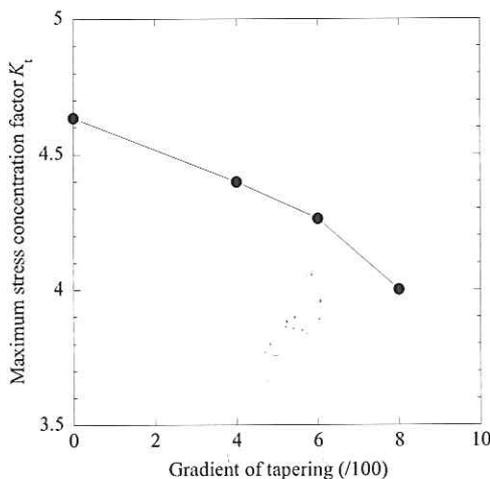


Fig. 9 Relation between tapering gradient and maximum stress concentration factor K_t

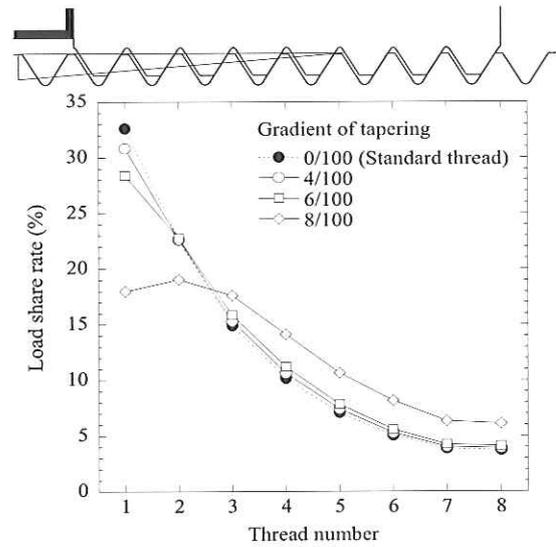


Fig.10 Relation between gradient of tapering and load share rate of mating threads

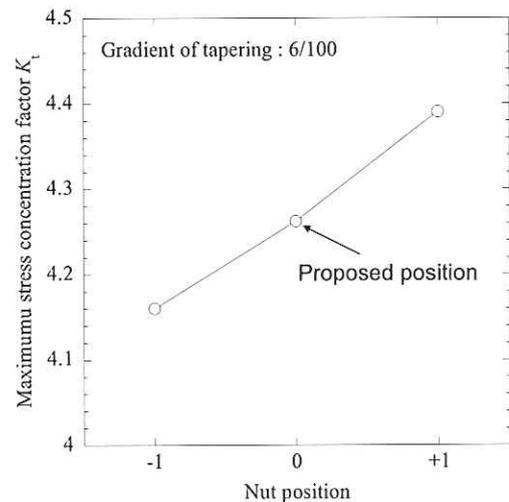


Fig.11 Relation between nut position and maximum stress concentration factor K_t

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。

3.4 応力集中の緩和効果とナット締結位置の関係

Fig.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 Fig.2(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。それを Fig.12 に示す。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。Fig.13 にナット締結位置を変化させたときのはめあいねじ部における荷重分担率とねじ山番号と関係を示す。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。

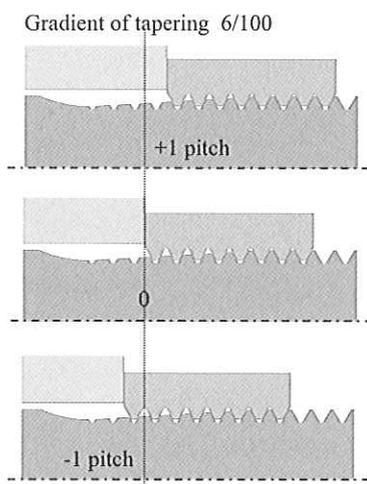


Fig.12 Nut position

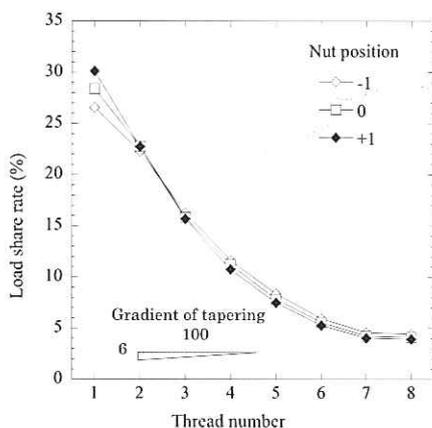


Fig.13 Relation between nut position and load share rate of mating threads

4. 結言

ボルト締結体におけるねじ谷底の応力集中を有限要素法により考察した。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求めた。得られ研究成果をまとめると以下のようになる。

- 1) ボルトの応力集中問題を連続切欠きをもつ丸棒の問題として考察した。有限要素法解析によって求めた応力集中係数 $K_{t,FEM}$ は体積法法の厳密解と誤差 1%以下で一致することを示した。
- 2) ボルトに生じる応力集中に及ぼすボルト呼び径の影響を考察した。M1.6 から M12、M64 とサイズが増加するについて応力集中係数はそれぞれ 3.722、4.277 及び 5.816 へ増加する。ボルト呼び径を大きくすると応力集中係数 K_t が高まるのは相対的にねじが細目となり切欠き半径が小さくなることが主たる原因であることが分かった。
- 3) M12 を研究対象として、ボルトとナット締結体の応力集中を解析した。ねじ山高さの漸減による応力集中の緩和効果のメカニズムを明らかにして、この応力集中の緩和効果さらに向上させる条件を検討した。本研究で考察した範囲で最大応力は最大 20%まで低減された。

参考文献

- 1) 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).
- 2) Nishida, S., et al., 1977, Manufacturing Bolted Connection Having Improved Fatigue Strength, Japan Patent (in Japanese) 1977-131060.
- 3) Kuhara, H., Stress Concentration Analysis for Bolted Joint with Standard Nut and with Outer Cap Nut, Graduated paper, Kyushu Institute of Technology, 2007.
- 4) Kuhara, H., et al., the Reduction of Stress Concentration by Tapering Threads, the Japan Society of Mechanical Engineers, (2008), pp.1305-1313. (in Japanese).
- 5) Teranisi, T., et al., Determination of Highly Accurate Values of Stress Intensity Factor in a Plate of Arbitrary Form by FEM, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.65, No.638(1999), pp.2032-2037.
- 6) Nishitani, H., et al., The Tension of Periodic Notches in a Round Bar, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.49, No.411(1983), pp.602-610.