

## 緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について\*

肖 陽<sup>\*1</sup>, 久原昌浩<sup>\*2</sup>, 野田尚昭<sup>\*1</sup>  
斉藤金次郎<sup>\*3</sup>, 名川政人<sup>\*4</sup>, 湯本 淳<sup>\*5</sup>Optimum Dimensions of Thin Walled Tube on  
the Mechanical Performance of Super Stud BoltYang XIAO<sup>\*6</sup>, Masahiro KUHARA, Nao-Aki NODA,  
Kinjiro SAITO, Masato NAGAWA and Atsushi YUMOTO<sup>\*6</sup>Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology,  
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

The bolts and nuts are widely used in various fields as important joining elements with long history. However, screw loosening is easily induced by vibration and external loads, and sometimes causes very serious accident without notice. In this paper, a special stud bolt named "Super Stud Bolt (SSB)" is studied, which can prevent loosening effectively. Between the upper threads and the lower threads, there is a thin walled tube which can be deformed along the axial direction so that the phase difference is designed and SSB is developed. During fastening, this phase difference induces the contrary forces on the surfaces of the upper threads and the lower threads, which bring out the anti-loosening performance. In this study, both courses of processing and fastening are simulated, and the relationship between axial force and displacement is illustrated with the finite element method. In this analysis, the large plastic strains and elastic-plastic large deformation theory are applied to 4 nodes axial symmetric FEM models. Through the comparison among the results, the desirable range of the phase difference of lower and upper threads is decided. Since the thin walled tube is the heart of anti-loosening mechanism, optimum original dimensions are discussed in this study.

**Key Words:** Plastic Working, Machine Element, Press Working, Anti-Loosening, Thin Walled Tube, Prevailing Torque

## 1. 結 言

ねじ締結体は自動車, 電気・電子機器, 一般機械, 航空機, プラント等をはじめ, 多くの製品で使用され, 重要な役割を果たしている。しかし, ねじ締結体は長い歴史を持っているにもかかわらず, 今日でも振動等の外力による緩みに起因するトラブルや重大事故が後を絶たない。そのため, 緩みを防止することにより締結部の安全性を向上させる, ボルト又はナットが望まれていた。この期待に応えるため, 近年, 種々の緩み止めナットが開発されている<sup>(1)-(4)</sup>。一方, ナットを用いない植込みボルトの緩みを防止する工夫としては図1に示す針金止めやプレート折り曲げ固定の他, 丸鋼の溶接固定などが開示されている。しかし, これらは, いずれも締付けた後に取り外すのが困難で, 繰り返し使用性に欠けるものであり, 部品点数も多く, 構成が複雑であり, 製造に工数を要するなど不便が多い。

この様な欠点を補う緩み止め植込みボルトとして図2のようなスーパースタッドボルトが開発された<sup>(5)</sup>。このスーパースタッドボルトは単独で緩み止めが可能

で, 省力化に貢献できる。図2(b)にスーパースタッドボルトの緩み止めの原理を示す。図2(b)に示すように, 上部ねじ部, 下部ねじ部を分けた薄肉部が存在することに特徴がある。この薄肉部を軸方向に変形させて作製することで, ねじのはめあいに位相差を設定する。そのため, 締込時に薄肉部が弾性変形することで, バネ効果を与える。これにより, ボルトのねじ山の各々内側の接触面を軸方向並びに相反する回転方向よりグリップすることで緩みを防ぐという機構になっている。

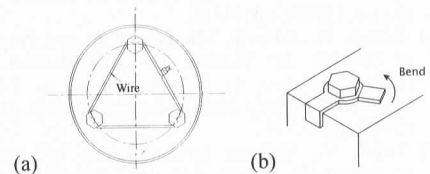
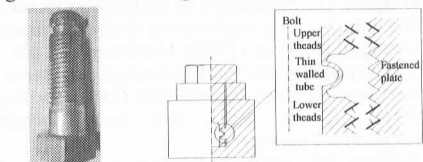


Fig.1 Anti-Loosening stud bolts previously proposed



(a) Photo (b) Anti-loosening theory

Fig.2 Super stud bolt recently proposed

\* 原稿受付 2007年12月10日。

<sup>\*1</sup> 正員, 九州工業大学大学院 (☎ 804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1)。<sup>\*2</sup> 学生員, 九州工業大学大学院。<sup>\*3</sup> ニッテツ八幡エンジニアリング(株) (☎ 804-0001 北九州市戸畑区飛幡町2-2)。<sup>\*4</sup> 大喜工業(株) (☎ 801-0856 北九州市門司区浜町11-16)。<sup>\*5</sup> 日鐵プラント設計(株) (☎ 804-0002 北九州市戸畑区大字中原46-59)。

E-mail: young@student.dlut.edu.cn

図2に示す緩み止めボルトにおいて、その緩み止め効果に重要な影響を与えるのは薄肉バネ部の特性である。そこで本研究では、有限要素法を用いてバネ部の形状と緩み止め効果の関係ならびに、理想的なバネ部の形状やその製作方法について検討する。

## 2. 解析モデルと解析方法

本研究では、スーパースタッドボルトの薄肉部の形状と緩み止め効果の関係を考察する。スーパースタッドボルトの加工過程を図3に、締結過程を図4に示す。図3(a)は通常のM16植込みボルトの先端に穴をあけるとともに、長さLの部分を外側から切り取り、薄肉部を作製した状態である。この状態で薄肉部前後のねじの位相差は0である。また図3(b)は薄肉部にねじ山のピッチp(M16の場合p=2mm)よりわずかに小さい(p-α)の圧縮変形(αはみかけの位相差)を与えた状態であり、薄肉部の長さL<sub>1</sub>=L-(p-α)である。次に、図3(c)は(b)からbだけスプリングバックした状態である。長さL<sub>1</sub>=L-(p-α)、L<sub>2</sub>=L-(p-α)の関係より、加工後の図3(c)の状態での実位相差α<sub>2</sub>=α+b=p-(L-L<sub>2</sub>)で表される。図4(d)は締結前の状態であり図3(c)と同じ寸法を有する(L<sub>3</sub>=L<sub>2</sub>、α<sub>3</sub>=α<sub>2</sub>)。また、図4(e)は締結後に位相差が0となった状態である。次に、図4(f)は取り外し後b'だけスプリングバックした状態である。後述する図8の例におけるL、L<sub>1</sub>~L<sub>5</sub>、P、α<sub>1</sub>~α<sub>5</sub>の具体的な数値を図3と図4に( )で示す。これらの過程を解析する際、材料はSCM435として、ヤング率206GPa、ポアソン比0.3とした。計算に用いた応力とひずみの関係を図5に示す。

解析対象は図7(a)の枠部分で、L=4.8~6.8mm、R=0.5~1.0mm、t=0.4~0.8mmの範囲でその寸法の影響を考

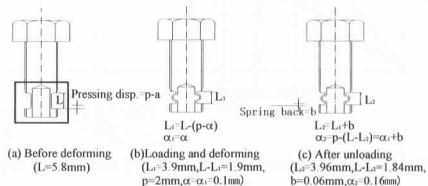


Fig.3 Dimension change in the course of processing

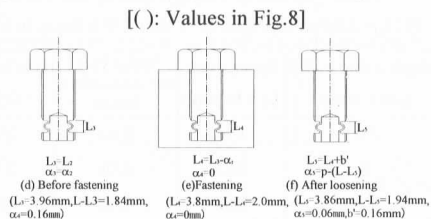


Fig.4 Dimension change in the course of fastening

( ): Values in Fig.8

察する。図6のように、境界条件としてモデル底部を固定壁に完全拘束し、上より剛体をz方向の強制変位でモデルに押し付ける。

解析には MSC. Marc を使って、スーパースタッドボルトの薄肉部の軸対称四節点一次要素モデル(図7)を作って、弾塑性大ひずみ・大変形解析を行った。全要素は2082、全節点数は2243である。図3に示すようにスーパースタッドボルトの加工では、図3(a)→(b)の変形過程と、図3(b)→(c)のスプリングバックの過程が含まれる。これを図7のモデルの圧縮と除荷で表現する。さらに、図4に示すスーパースタッドボルトの締付け過程(d)→(e)と取り外し過程(e)→(d)では、薄肉部の外側へのふくらみ形成後の、図6のモデルの圧縮と除荷で表現できる。

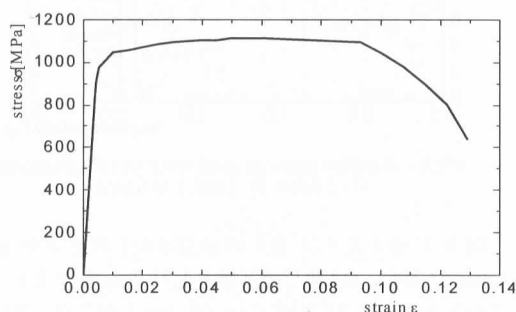


Fig.5 Relation between stress and strain for SCM435

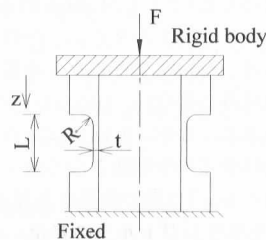


Fig.6 Analysis model

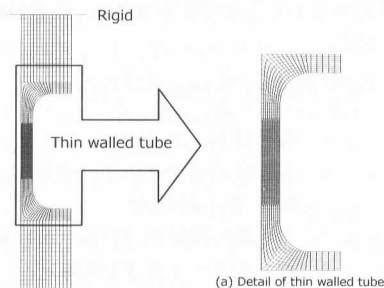


Fig.7 Axial symmetric finite element model

3. スーパースタッドボルト薄肉変形部における軸力と変位の関係について

3.1 加工時・締結時の軸力と変位の関係

$L=5.8\text{mm}$ ,  $R=1\text{mm}$ ,  $t=0.6\text{mm}$ ,  $p=\alpha=1.9\text{mm}$  のときの軸力と  $z$  方向の変位の関係を図 8 に示す。図 8 中の (a)~(f) は図 3, 図 4 の (a)~(f) に対応する。また, 図 8 中の (a)~(f) 横の数値は荷重 (kN) と変位 (mm) を示す。

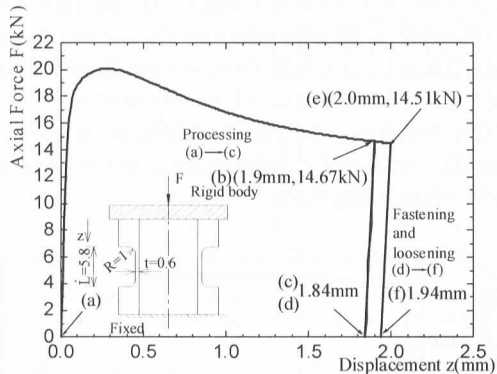


Fig.8 Relation between axial force and displacement ( $L=5.8\text{mm}$ ,  $R=1\text{mm}$ ,  $t=0.6\text{mm}$ )

図 8 に示すように M16 の通常ボルトのピッチ  $p=2.0\text{mm}$  に対し, (b)押し込み量  $L-L_1=1.9\text{mm}$  を与える。このときみかけの位相差  $\alpha=\alpha_1=0.1\text{mm}$  であるが, スプリングバック  $b=0.06\text{mm}$  が生じるため, 結局薄肉部の加工過程によって (c)で  $L-L_2=1.84\text{mm}$  の永久変形 (実位相差  $\alpha_2=\alpha_1+b=0.16\text{mm}$ ) が生じる。その後 1 回目の取り付け (図 8 (d)→(e)) によりボルトの薄肉部が再度塑性変形し, 取り外し後 (f)  $L_3-L_5=1.94-1.84=0.10\text{mm}$  の永久変形が生じる。なお, 2 回目以降の取り付け・取り外しで, 変形は全て弾性範囲となるので, 軸力と変位の関係は図 8 の (e), (f) 間の移動で表現される。

3.2 プリベリングトルクの算出

スーパースタッドボルトのプリベリングトルク  $T_s$  は通常ボルトの締め付けトルク  $T$  を求める式 (1) (6) から, 座面の有効径  $d_w=0$  とおくことで計算できる。その値は  $20.64\text{N}\cdot\text{m}$  となる。

$$T = \frac{d_2}{2} F \tan \rho' + \frac{d_2}{2} F \tan \beta + \frac{d_w}{2} \mu_w F \tag{1}$$

- $T$  : 締め付けトルク [N·m]
- $d_2$  : 有効径の基準寸法 [m]=0.01472m
- $F$  : 軸力 [N]=14510N
- $\rho'$  : ねじ間の摩擦角 [°]=( $\arctan 0.15$ )°
- $\beta$  : ねじのリード角 [°]=0.043°
- $d_w$  : 座面の有効径 [m]=0
- $\mu_w$  : 座面間の平均摩擦定数=0.15

右辺の第一項はねじ面の摩擦トルク, 第二項はねじを進めるのに必要なトルク, 第三項は座面の摩擦トルクに相当する。プリベリングトルク  $T_s$  は空トルクであるが, 第三項は 0 である。ここで軸力  $F$  は図 2 の上部ねじ部と下部ねじ部間の薄肉部が生じる軸力である。締結時の空トルクがわかることで緩み止め効果を把握することが可能である。

3.3 薄肉部製作後のばね定数について

薄肉部の形状が異なれば, 薄肉部のばね定数 (図 8 の (b)-(c) 間および (e)-(f) 間の傾き) も変わる。このばね定数  $k$  はスーパースタッドボルトの緩み止め性能に重要な影響を与える。式 (1) よりボルト軸力が小さいとプリベリングトルク  $T_s$  が小さいため緩み易く, 大きすぎると  $T_s$  も大きいため取付けが困難になる。このため, 緩み止めの効果を発揮できるボルト軸力の範囲  $\Delta F$  が存在する。図 9 に示すように, ばね定数  $k_1$  について, 緩み止めの効果を発揮するためには, 設定すべき位相差の誤差の許容範囲は  $\Delta \alpha_1$  となる。またばね定数  $k_2 (<k_1)$  については, 位相差の誤差の許容範囲は  $\Delta \alpha_2$  となり,  $\Delta \alpha_1 < \Delta \alpha_2$  となる。つまりばね定数が小さければ, 緩み止めの効果を十分に発揮できる位相差の誤差の許容範囲が広がる (7)。

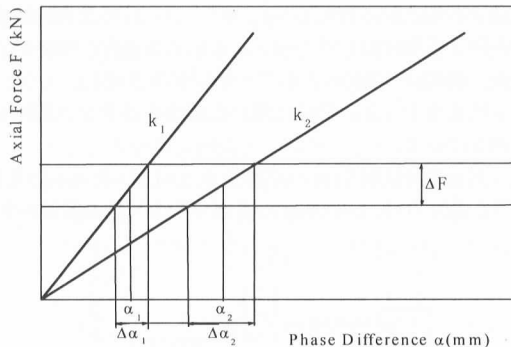


Fig.9 Relation between axial force and phase difference

Table 1 Effect of initial length of thin tube L ( $L-L_1=1.9\text{mm}$  in Fig.3,  $R=1.0\text{mm}$ ,  $t=0.6\text{mm}$  in Fig.6)

Length of thin walled tube L (mm)	Spring factor $k (\times 10^8 \text{N/m})$	Spring back (Elastic deformation) b (mm)	Prevailing torque $T_s (\text{N}\cdot\text{m})$
4.8	4.36	0.04	25.08
5	3.88	0.04	23.86
5.8	2.63	0.06	20.64
6	2.42	0.06	19.83
6.8	1.89	0.07	17.73

4. スーパースタッドボルトの最適寸法について

4.1 薄肉部の長さ L について 薄肉部の曲率  $R = 1.0\text{mm}$ , 厚さ  $t = 0.6\text{mm}$  として, 長さ  $L$  を変化させ, 一定の圧縮変形  $1.9\text{mm}$  (みかけの位相差  $\alpha_1 = 0.1\text{mm}$ ) を与えたときの解析結果を表 1 と図 10 に示す.

表 1 より, 薄肉部の長さ  $L$  を  $4.8 \rightarrow 6.8\text{mm}$  と増加させると, ばね定数は減少し, スプリングバックは増加する. 即ち,  $L$  の増加に伴って加工過程における弾性変形の割合は増加し, 実位相差 ( $\alpha_2 = \alpha_1 + b$ ) も増加する. しかし, これらの増加に関らず, 取り付け過程において再び塑性変形が生じる. その際, 図 10 に示すように,  $L$  の増加に伴って薄肉部における軸力が低下することによってプリバリングトルクも低下する. さらに  $L$  の増加は加工コストの増加も伴う. このような考察から, 加工前の薄肉部長さ  $L = 4.8\text{mm}$  が最適であると判断でき

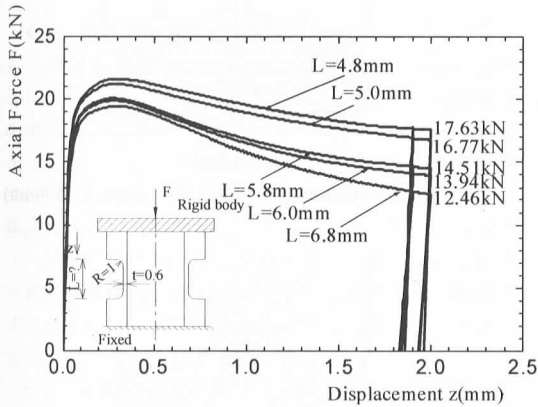


Fig.10 Relation between axial force and displacement for different initial length L ( $R = 1.0\text{mm}$ ,  $t = 0.6\text{mm}$ )

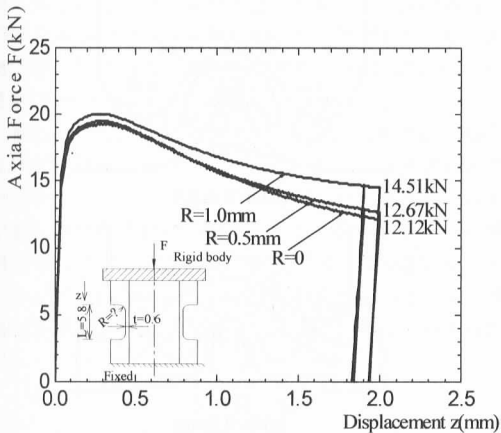


Fig.11 Relation between axial force and displacement for different curvature R ( $L = 5.8\text{mm}$ ,  $t = 0.6\text{mm}$ )

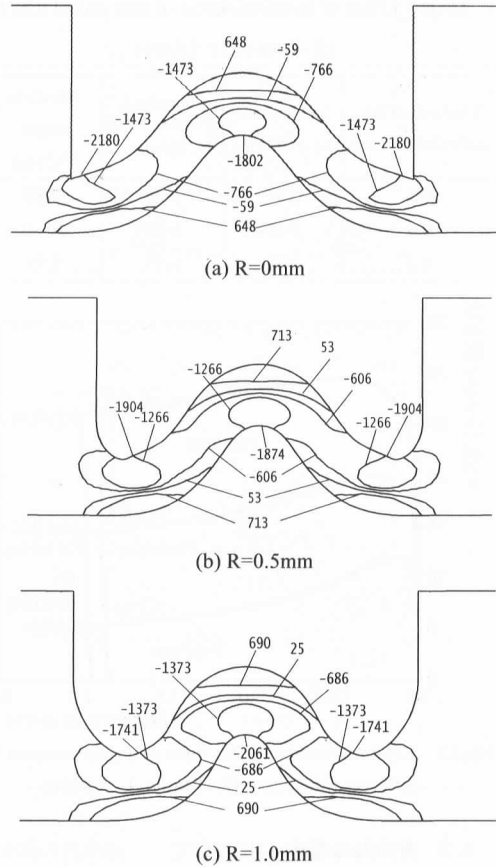


Fig.12 Stress distribution  $\sigma_x$  (MPa) for different curvature R ( $L = 5.8\text{mm}$ ,  $t = 0.6\text{mm}$ ,  $\alpha_1 = 0.1\text{mm}$ )

る. なお  $L < 4.8\text{mm}$  では薄肉直線部 ( $L - 2R$ ) が短いため, 外側へのふくらみ形成が困難になるなどの問題が生じる.

4.2 薄肉部の曲率半径 R について 薄肉部の長さ  $L = 5.8\text{mm}$ , 厚さ  $t = 0.6\text{mm}$  として, 曲率  $R$  を変化させ, 一定の圧縮変形  $1.9\text{mm}$  を与えたときの軸力と軸方向変位の関係を図 11 に示す.

図 11 より, 薄肉部の長さ  $L$  と厚さ  $t$  を一定として, 曲率  $R$  が変化しても, 薄肉部のばね定数や緩み止め性能の影響は少ないことがわかる<sup>(9)</sup>. 図 12 に軸方向の応力  $\sigma_x$  の分布を示す. これらの図は図 8 の (b) の位置, すなわち, みかけの位相差  $0.1\text{mm}$  を与えたときの応力分布である.  $R$  が小さくなると薄肉部の両端丸み部に応力集中が生じ, 逆に  $R$  が大きくなると, 薄肉部の中央部に応力集中が生じる. 図 11 と図 12 より, 最適の  $R$  は  $0.5\text{mm}$  程度と考えられる. このように, 薄肉部の曲率  $R$  は薄肉部の応力状態に大きく影響を与える.

Table 2 Effect of initial thickness of thin walled tube t

(R=1.0mm, L=5.8mm)

Thickness of thin walled tube t (mm)	Spring factor k ( $\times 10^6$ N/m)	Spring back (Elastic deformation) b (mm)	Prevailing torque Ts(N-m)
0.8	5.37	0.05	36.98
0.6	2.63	0.06	20.64
0.4	0.77	0.07	7.75

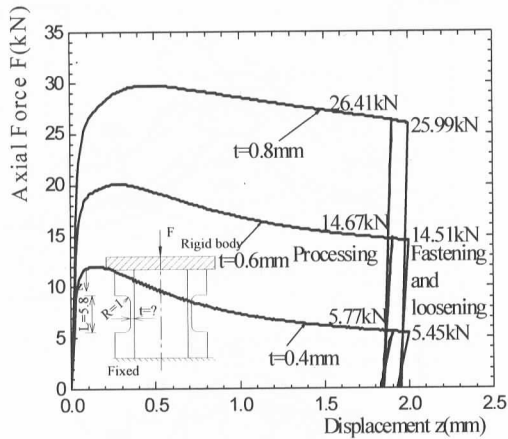


Fig.13 Relation between axial force and displacement for different thickness t (R=1.0mm, L=5.8mm)

4.3 薄肉部の厚さ t について 薄肉部の曲率半径 R=1.0mm と長さ L=5.8mm を一定として、厚さ t を変化させた場合の計算の結果を表 2 に示す。

表 2 より、厚さ t は薄くなるとバネ定数が小さく、スプリングバック b が大きくなる。即ち、薄肉部の厚さ t は薄いほど、弾性域が拡大し、緩み止め性能を發揮できる位相差の誤差範囲が大きくなる。加工過程と取り付け過程における軸力と z 方向の変位の関係を図 13 に示す。

図 13 より、t=0.4mm のとき、加工過程の最大加工力が非常に低くなり、使用過程の締め付け力も小さくなって、加工過程と締め付け過程が容易となる。

厚さ t が変化するときの薄肉変形部応力分布を考察する。薄肉部が変形するとき、軸方向 z の応力が一番大きい。そこで、薄肉部の応力  $\sigma_z$  の分布と塑性ひずみ  $\epsilon_z$  の分布を図 14、図 15 に示す。図 14、図 15 より、t=0.4 のとき、薄肉中心部にふくらみが生じた場合の最大応力が最も小さくなるので最適と考えられる。

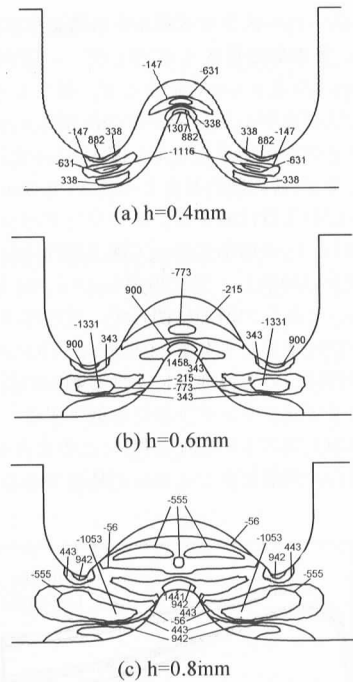


Fig.14 Distribution of  $\sigma_z$ (MPa) (R=1.0mm, L=5.8mm)

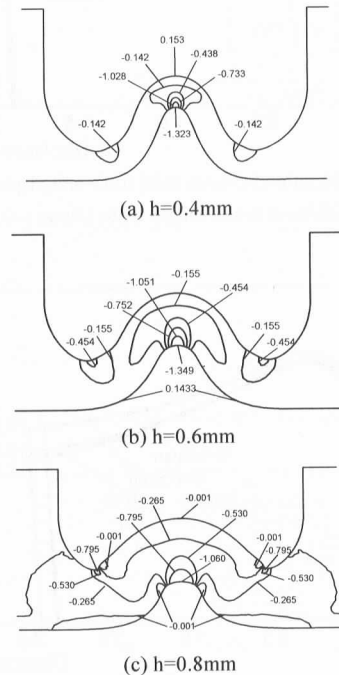


Fig.15 Distribution of  $\epsilon_z$  (R=1.0mm, L=5.8mm)

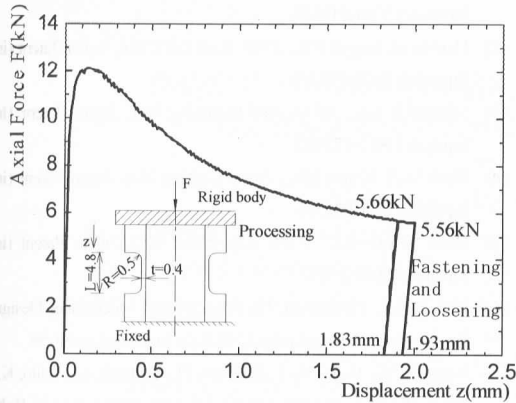


Fig. 16 Relation between axial force and displacement  
( $R=0.5\text{mm}$ ,  $L=4.8\text{mm}$ ,  $t=0.4\text{mm}$ )

**4.4 薄肉部の最適な形状について** 以上の考察から最適寸法として  $t=0.4\text{mm}$ ,  $R=0.5\text{mm}$ ,  $L=4.8\text{mm}$  を採用した場合の軸力と変位の関係を図 16 に示す。この場合の薄肉部のふくらみ形成後のばね定数  $k=8.22 \times 10^7$  であり、表 1、表 2 と比べてかなり小さい。一方、スプリングバック  $b=0.07\text{mm}$  で大きいことから、弾性変形範囲が大きいことが期待できる。また、プリベリングトルク  $T_s=7.91\text{N}\cdot\text{m}$  は十分な大きさであり、緩み止め性能を実験的にも確認できる<sup>(10)</sup>。応力分布  $\sigma_z$  と塑性ひずみ分布  $\epsilon_z$  を図 17、図 18 に示す。図 14、図 15 と比べて応力やひずみの値は十分に小さい。

**4.5 合理的な位相差** 薄肉部に位相差があるので、スーパースタッドボルトは緩み止め性能を発揮する。位相差がこの緩み性能に重要な影響を及ぼすと考えられるので、加工時の圧縮しろを  $1.7\sim 2.0\text{mm}$  (みかけの位相差  $0.3\sim 0\text{mm}$ ) と変化させて考察する。加工過程と取り付け過程における軸力と  $z$  方向の変位の関係を図 19 に示す。

図 19 より、位相差が変わっても、ばね定数と軸力もあまり変化しないので、プリベリングトルクもあまり変化しない。しかし、位相差が大きくなると、締め込むときの塑性変形が大きくなる。締め込むときに弾性変形が主となること、および位相差が極端に小さいときに加工誤差によって位相差が 0 になってしまう可能性を考慮すると、最適な位相差は  $0.1\text{mm}$  と考えられる。

**5. 結言**

本研究はスーパースタッドボルトの緩み止め性能を研究するため、有限要素法で加工過程と締め付け過程をシミュレーションした。その結果、軸力と薄肉部の

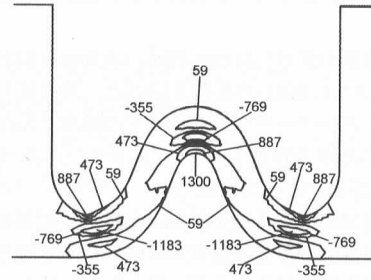


Fig. 17 Distribution of  $\sigma_z$  (MPa)  
( $R=0.5\text{mm}$ ,  $L=4.8\text{mm}$ ,  $t=0.4\text{mm}$ )

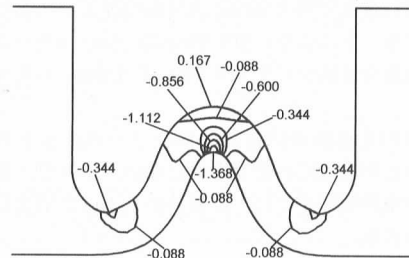


Fig. 18 Distribution of  $\epsilon_z$   
( $R=0.5\text{mm}$ ,  $L=4.8\text{mm}$ ,  $t=0.4\text{mm}$ )

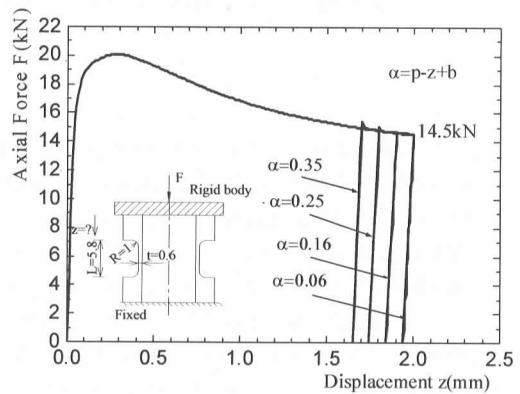


Fig. 19 Relation between axial force and displacement under various phase differences

変形の関係を明らかにした。そして、緩み止め性能に重要な影響を与える薄肉部の最適な形状を考察して、合理的な位相差を決めた。結論をまとめると以下のようなになる。

- (1) 薄肉部の曲率  $R=1.0\text{mm}$ , 厚さ  $t=0.6\text{mm}$  と固定して、薄肉部の長さ ( $L=4.8\sim 6.8\text{mm}$ ) の影響を調べた。長さ  $L$  を増加させても弾性変形域は大幅には増加しない。よ

って薄肉部のふくらみが生じる  $L=4.8\text{mm}$  が最適と考えられる。

(2) 薄肉部の長さ  $L=5.8\text{mm}$ , 厚さ  $t=0.6\text{mm}$  を固定して, 曲率  $R$  ( $0\sim 1.0\text{mm}$ ) の影響を調べた。薄肉部両端曲率半径  $R$  はスーパースタッドボルトの緩み止め性能とばね定数にあまり影響しない。よって, 応力が小さい  $R=0.5\text{mm}$  が良いと考えられる。

(3) 薄肉部の曲率半径  $R=1.0\text{mm}$  と長さ  $L=5.8\text{mm}$  を固定して, 厚さ  $t$  の影響を調べた。厚さが薄くなると, 薄肉部の弾性性能が良くなる。そのため, 強度に問題のない  $t=0.4\text{mm}$  が最適と考えられる。

(4) スーパースタッドボルトの緩み止めの性能ならびにばね定数や薄肉部の応力分布や加工コストなどを考察することにより, JIS M16 スーパースタッドボルトの最適寸法として  $R=0.5\text{mm}$ ,  $L=4.8\text{mm}$ ,  $t=0.4\text{mm}$  を得た。

(5) 薄肉変形部の位相差はスーパースタッドボルトの緩み止め性能にあまり影響しない。よって, 締め込み時の塑性域が小さい, 位相差が  $0.1\text{mm}$  が望ましいと考えられる。

#### 文 献

- (1) Daiki Kogyo KK., 2004, Super Slit Nut, Japan Patent (in Japanese) 2004-218674.
- (2) Hard Lock Kogyo KK., 2002, Hard Lock Nut, Japan Patent (in Japanese) 2002-195236.
- (3) Minamida KK., 1999, Anti-loosening Nut, Japan Patent (in Japanese) H11-177902.
- (4) Hard Lock Kogyo KK., 1999, Locking Nut, Japan Patent (in Japanese) H11-006516
- (5) Daiki Kogyo KK., 2004, Super Stud Bolt, Japan Patent (in Japanese) 2004-3585.
- (6) Kaneta, M., Yamamoto, U., Foundational Mechanical Design Engineering, Rikogakusha, (2003),(in Japanese),pp.58-59
- (7) Nagawa, M., Noda, N.-A., Ichihara, H., Yamada, M., Saito, K., Study of Anti-Loosening Super-Lock Nut and Super-Lock Bolt, *Mechanical Design*, Vol. 47, No.8, (2003),(in Japanese), pp.35-42
- (8) Daiki Kogyo KK., 2004, Super Lock Nut, Japan Patent (in Japanese) 2004-3587
- (9) Xiao, Y., Kuhara, M., Noda, N.-A., Saito, K., Nagawa, M., Yumoto, A., Ogasawara, A., Influence of the Shape of Thin Walled Tube on the Mechanical Performance of Super Stud Bolt, *Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.078-1, (2007), pp.23-24.
- (10) <http://www.superbn.jp/ssb.html>