

### 5 軸力 (軸応力) 分布の解析

前面に示した信頼限界楕円法による適正締め付けトルクを解算する手順に則り、式(41)によって本法による締め付けトルク値が求まる。目標締め付けトルク  $T'_{me, \sigma_n}$  で多数本のボルトを締め付けたとき、得られる軸力もばらつく。そのばらつきの最大値と最小値は等価応力とは独立して求めることができる。多数本締め付けにおける軸力の分布については前報<sup>(6)</sup>で詳しく述べた。等価応力と同様に軸力の信頼限界楕円で軸力分布の最大値  $P'_{ma}$  および  $P'_{mi}$  を与える角度を  $\theta_p$  とすると、それぞれ式(45)および式(46)により求まる。

$$P'_{\max} = \left( 1 + \frac{r_p}{r_t} \cdot a \cdot \cos \theta_p \right) \left\{ \frac{r_k (K_{\max} + K_{\min}) + r_p (K_{\max} - K_{\min}) \sin \theta_p}{2r_k K_{\max} K_{\min}} \right\} \frac{T'_{\text{mean}}}{d} \dots (45)$$

$$P'_{\min} = \left( 1 - \frac{r_p}{r_t} \cdot a \cdot \cos \theta_p \right) \left\{ \frac{r_k (K_{\max} + K_{\min}) - r_p (K_{\max} - K_{\min}) \sin \theta_p}{2r_k K_{\max} K_{\min}} \right\} \frac{T'_{\text{mean}}}{d} \dots (46)$$

ここで、 $r_p$ ,  $r_t$  は式(30)~式(31)の  $r_r$  および  $r_e$  などと同様に軸力  $P$  およびトルク係数  $K$  の (代用) 確率変数である。いま、 $r_t$  も含めこれらの代用確率変数が同一の値をとるものとする、2章の式(21)に示した締め付け係数  $Q$  は、信頼限界楕円法では実はこれらの軸力分布の最大値  $P'_{ma}$  および  $P'_{mi}$  により次式の修正締め付け係数  $Q'$  で示されることになる。

$$Q' = \frac{P'_{\max}}{P'_{\min}} = \frac{(1 + a \cdot \cos \theta_p) \{ (K_{\max} + K_{\min}) + (K_{\max} - K_{\min}) \sin \theta_p \}}{(1 - a \cdot \cos \theta_p) \{ (K_{\max} + K_{\min}) - (K_{\max} - K_{\min}) \sin \theta_p \}} \dots (47)$$

なお、修正締め付け係数  $Q'$  は軸応力  $\sigma$  のばらつきの程度とみることできる。

(後編につづく)

### 信頼限界楕円法によるねじ締結の信頼性向上 (後編) \*

晴山蒼一\*\*、真鍋健一\*\*\*

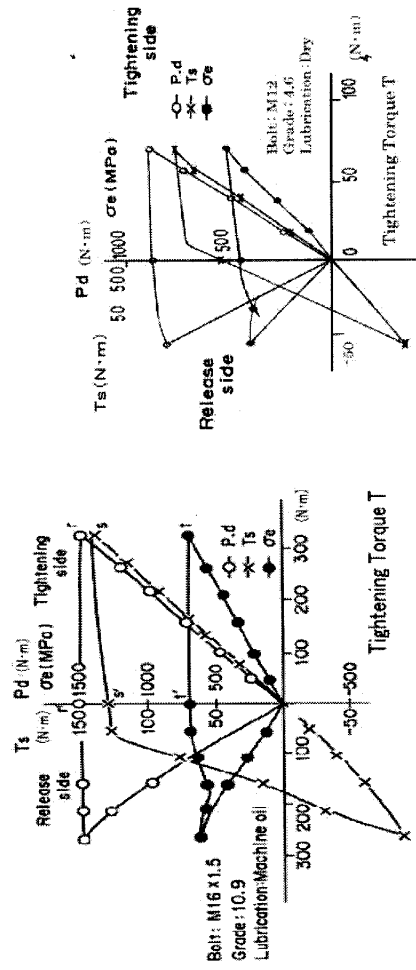
HAREYAMA Soichi, MANABE Ken-ichi

本報は Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition にて発表した著者の論文「IMPROVING TIGHTENING RELIABILITY ON BOLTED JOINTS FOR CALIBRATED WRENCH METHOD (AN ANALYSIS ON OPTIMUM TIGHTENING TORQUE BY CONFIDENCE LIMIT ELLIPSE)」<sup>(1)</sup>を邦文化し解説したものである。前編では本法の理論的な考え方と解析フローを解説した。後編では本法による信頼性を向上させた締め付けトルク基準、軸力分布および等価応力分布などの具体的な試算例を示すとともに、本法の有用性について解説する。

### 6 外力の許容余裕の考え方と本法による適正締め付けトルクの試算

#### 6.1 軸部のねじりトルクの挙動

よく知られているように<sup>(1)(2)</sup>、トルク法によるねじ締め付け作業では締め付け完了後トルクレンチをはずすと軸部ねじりトルク  $T_s$  は減少し、それに伴ってせん断応力  $\tau$  も減少する。ねじりトルクは座面の状態により、すべりが発生し大きく減少する可能性がある。図6(a)はほとんどすべりが無い場合であり、図6(b)は大きく滑っている事例である。



(a) 強度区分 10. 9 ボルトの例

(b) 強度区分 4. 6 ボルトの例

図 6 ボルトの締め付けおよびゆるめ過程での等価応力、軸部ねじりトルクなどの挙動

\* 原稿受付：平成 26 (2014) 年 10 月 16 日

\*\* 首都大学東京 理工学研究科 客員教授

\*\*\* 首都大学東京 理工学研究科 教授

表 1 せん断応力の低下率

	90% Confidence Limit (%)		
	Min	Mean	Max
Dry	51.9	80.4	109.4
Machine Oil	47.6	77.5	107.5

山本は<sup>(11)</sup> このねじりトルク  $T_s$  の減少によるせん断応力  $\tau$  の減少を考慮した外力の受け入れ余裕を詳しく検討し、外力が加わったとき軸応力の増加が10%以下であればボルトの降伏は起らないなどとしている。表 1 は前報<sup>(7)</sup> での多数本の締付け作業でのせん断応力の低下率をまとめた結果である。平均的には、70~80%程度に減少するようだが、ほとんど減少しない事例もある。統計数値上の最大値は、100%を越えているが、生データ(両条件とも45本の締付けデータ)では、Dryの最大値は97.9%、Machine Oilの最大値は98.3%でありどちらも100%を越えてはいない。本実験の範囲では実験時の変動応力の許容余裕を検討する場合には、締付け過程のせん断応力の減少は無いものとして扱っておくほうが安全なようである。

## 6.2 外力の許容余裕と適正締付けトルクの試算

さて、ねじ締結体外力が加わった場合はボルトには引加力が発生する。建設機械やフォークリフトなどの重機、機体の昇降機等は、外力はねじ締結体に対して引張り側および圧縮側に変動応力として繰返し加わることになる。その状況を模式的に示したのが図7である。このとき、ボルトには初期締付けによる軸応力に加え外力による変動応力が加わる。ねじ締結体に加わる外力によりボルトに発生する付加応力は軸応力である場合が多い。外力として軸まわりねじりトルクなどが加わる場合や軸直角外力が加わる場合、付加応力としてせん断応力や曲げ応力も考慮しなければならぬが、ここでは軸応力のみが加わる場合で検討を進める。

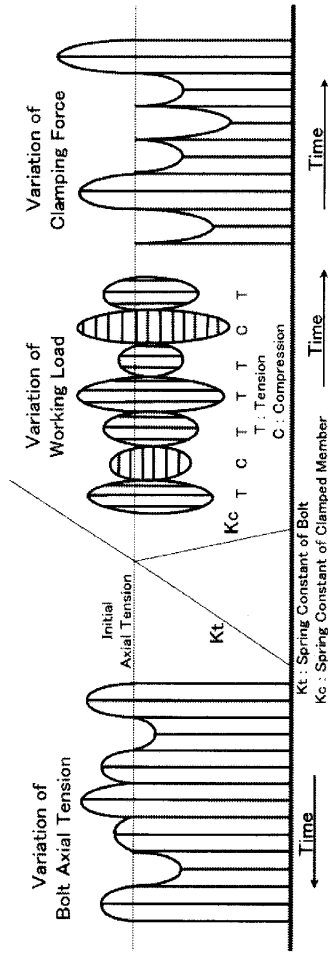


図 7 実機における実動荷重とボルト軸力変動の関係

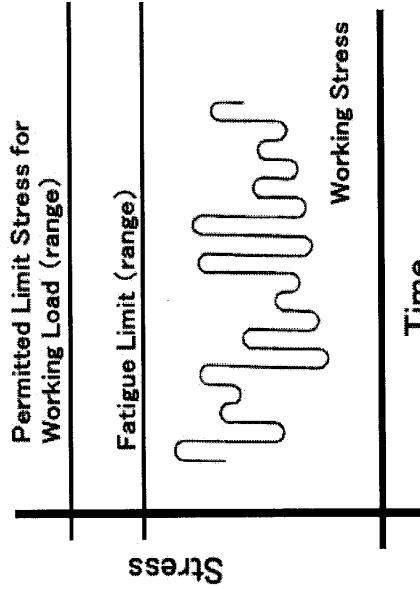


図 8 実動応力と疲労限度の関係

表 2 締付けトルク基準の試算に用いた締付け特性値

Lubrication Parameter	Dry		Machine Oil	
	Max	Min	Max	Min
Torque Coefficient K	0.663	0.240	0.239	0.164
Torque Ratio $\eta$	0.620	0.250	0.620	0.250
Friction Factor $\mu = \mu_s = \mu_w$	0.612	0.209	0.179	0.118
Equivalent Stress Factor $\psi_e$	6.443	2.490	7.832	4.630
$\theta_e$ (Maximum Equivalent Stress)	60.7°		50.4°	
$\theta_p$ (Maximum Axial Tension)	61.2°		43.4°	

表 3 信頼限界積円法による締付けトルク基準表作成例

Strength Grade	Lubrication	Metric Coarse Thread				Oil				
		Dry		Oil		Dry		Oil		
Nominal Diameter d (mm)		Tmean (N·m)	Tmax (N·m)	Tmin (N·m)	Tmean (N·m)	Tmax (N·m)	Tmin (N·m)	Tmean (N·m)	Tmax (N·m)	Tmin (N·m)
4		4.26	5.11	3.40	3.47	4.16	2.77			
5		8.68	10.4	6.95	7.05	8.46	5.64			
6		14.7	17.7	11.8	12.0	14.4	9.6			
8		35.9	43.1	28.8	29.2	35.0	23.3			
10		71.5	85.8	57.2	57.9	69.5	46.3			
12		125	150	100	101.2	121.4	80.9			
14		200	240	160	162	194	130			
16		314	377	251	253	304	202			
18		430	516	344	348	417	278			
20		613	736	490	494	593	395			
22		841	1010	673	677	812	541			
24		1,059	1,271	847	854	1,024	683			
27		1,566	1,879	1,253	1,258	1,510	1,007			
30		2,116	2,540	1,693	1,703	2,043	1,362			
33		2,898	3,478	2,319	2,326	2,792	1,861			
36		3,712	4,455	2,970	2,983	3,579	2,386			
39		4,829	5,795	3,863	3,873	4,648	3,099			

製品 1 台に多数使用されるねじ設計においては、ボルトの変動応力(振幅)を疲労限度(振幅)以下に設定することが一般的である。変動応力が疲労限度より小さい場合には、変動応力の許容余裕を疲労限度以下に設定することも可能であろう。式(38)に示した多数本のボルト初期締め付け時の等価応力のばらつき最大の最大値  $\sigma'_{emax}$  を疲労限度あるいは変動応力の許容限界を考慮したとき、降伏点(耐力)の下限値に對してどの程度にするかを定めるのが式(40)に示した初期締め付け等価応力比  $c_0$  である。一方、外力による付加応力が軸方向応力のみの場合には、初期締め付け軸力比 (あるいは軸力比)  $c_0$  を初期締め付け等価応力比  $c'$  と同様に式(48)で表すことができる。

$$\sigma_{max} = c_0 \sigma_{ym} \dots (48)$$

$c_0$  についても諸説あるが、50~70%程度にとるのが一般的のようである。いづれにしても、この場合外力による軸力力の許容余裕は最小でも 10%程度 (多数本の締め付けでは後述の図 11 の事例では軸力力の許容余裕 10~50%程度) であり、その中に疲労限度が入り、かつ実動応力振幅が疲労限度以下でなくてはならない。一つの波形を模式的に示したのが図 8 である。図にはボルトの疲労限度および変動応力の許容余裕を併せて模式的に示す。なお、図は便宜上応力範囲で示している。

表 2 は適正締め付けトルクの試算に用いたトルク係数  $K$  およびトルク比  $\eta$  などの締め付け特性値であり、表にはそれらから求めた等価応力係数の最大値  $\psi_{emax}$  および最小値  $\psi_{emin}$  も示した。併せて等価応力および図 2 中の等価応力の最大値を与える信頼限界楕円の角度  $\theta_e$  および式(45)~式(47)中の軸力の最大値を与える信頼限界楕円の角度  $\theta_p$  も示す。表 3 にはメートル並目系、油潤滑、強度区分 10.9 による締め付けトルク基準の試算例を示す。

## 7 考察

本法すなわち信頼限界楕円法の効果・有用性について以下に考察を行う。

### 7.1 ある信頼限界楕円法時の軸力分布、等価応力分布とそのばらつきの見方の改善

4 章の図 5 に信頼限界楕円法による解法のプロセスを示した。ここでは、従来の方法で求めた等価応力のばらつきに對し、図 5 のフローで求めた等価応力のばらつきを程度を検証し、本法の有用性を示す。図 9 は従来の方法と信頼限界楕円法を詳細に比較して示したものである。図 9 の下側の図の点  $q(T, \psi_e)$  を通る図の実線の太線と座標軸の囲む矩形の面積を式(15)による従来の方法の等価応力の最大値  $\sigma_{emax}$  を与える。一方、点  $u(T, \psi_e)$  をとおりに同様に太線と座標軸の囲む矩形の面積を式(16)による従来の方法の等価応力の最小値  $\sigma_{emin}$  を与える。しかしながら、ある信頼限界楕円法 (例えば 90%信頼限界) を考える時、真の最大値  $\sigma_{emax}$  中の信頼限界楕円上の点  $s(T, \psi_e)$  を通る一点差線の太線と座標軸の囲む矩形の面積が信頼限界楕円法による等価応力の最大値  $\sigma'_{emax}$  (式(38)) を与える。同様に点  $v(T, \psi_e)$  を通る一点差線の太線と座標軸の囲む矩形の面積が信頼限界楕円法による等価応力の最小値  $\sigma'_{emin}$  (式(39)) を与える。信頼限界楕円法で等価応力のばらつきを考える時、そのばらつきは小さな範囲で考えてよいことになる。

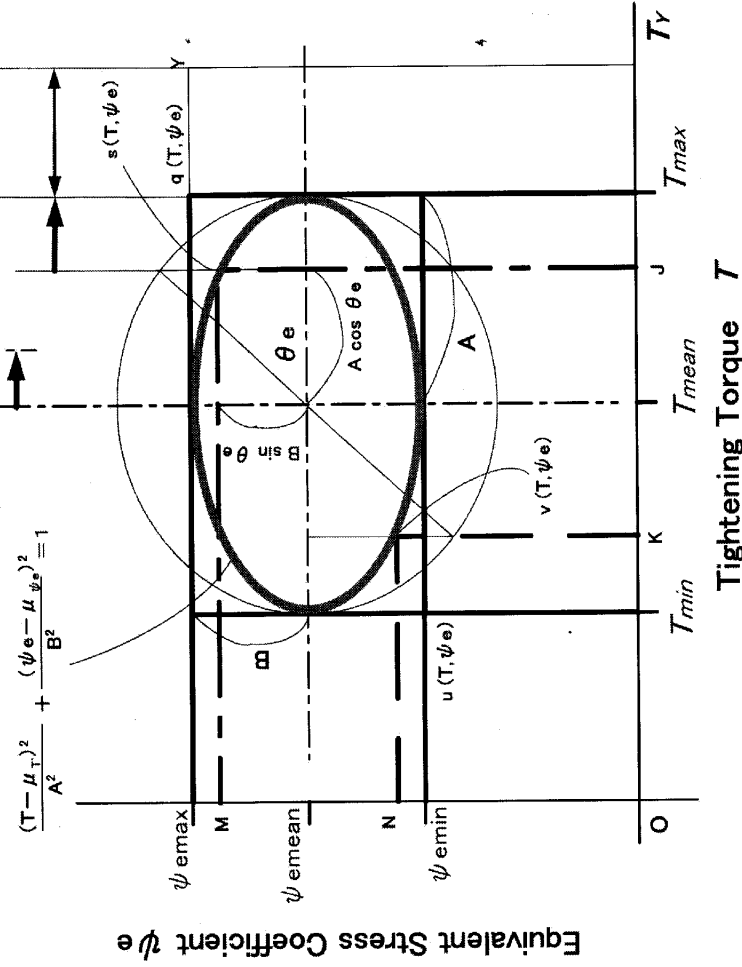
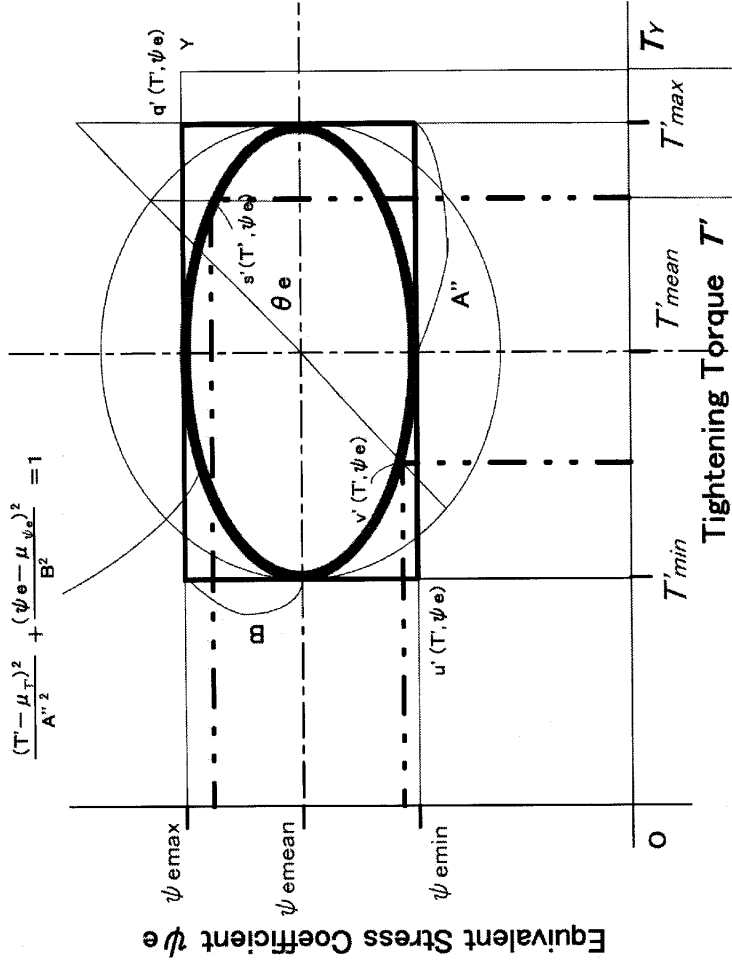


図 9 従来の方法と本法の比較

さて、点  $s(T, \psi_e)$  は従来の方法で考えていた信頼限界値より低い位置にあり、降伏点あるいは耐力に対して余裕がある。そこで、点  $s(T, \psi_e)$  を点  $q(T, \psi_e)$  の位置まで引き上げたのが図9の上の図の点  $s'(T, \psi_e)$  である。等価応力のばらつきを最小値も点  $v'(T, \psi_e)$  に引き上げられる。このとき、縮付けトルク目標値も引き上げられる。式(18)で示した縮付けトルクの目標値  $T'_{mean}$  が式(41)の  $T'_{mean}$  に引き上げられていることを示している。

式(32)の形から角度  $\theta$  は縮付けトルク値は左右されず、 $\psi_{e\max}$ ,  $\psi_{emin}$ ,  $\psi_{emean}$  および工具係数  $a$  の値が変わらない限り等価応力の最大値および最小値を与える角度  $\theta$  は、下の図・上の図とも同じとなる。したがって信頼限界値法による等価応力の最大値  $\sigma'_{e\max}$  および最小値  $\sigma'_{emin}$  は図9の上の図から示される。それらの関係式は、3章で示した式(38)および式(39)の  $T_{mean}$  を式(41)の  $T'_{mean}$  に置き換えることによって求めることができる。

前述のとおり、図9の下の図から上の図への移行に伴い、目標縮付けトルク  $T'_{mean}$  も  $T'_{mean}$  に移り、目標縮付けトルクを大きくすることができる。式(17)の  $c$  および式(40)の  $c$  を  $c'=0.9$  とするならば、その上昇率  $R'$  は式(18)および式(41)より次式で得られる。

$$R' = \frac{T'_{mean}}{T_{mean}} = \frac{2(1+a)\psi_{e\max}}{(1+a \cdot \cos\theta_e)\{\psi_{e\max} + \psi_{emin}\} + (\psi_{e\max} - \psi_{emin})\sin\theta_e} \dots (49)$$

表4 信頼限界値法によるメリット

	Dry	Machine Oil
$c''$ (Actual $c$ )	0.795	0.815
Improvement Ratio $R'$	13.3%	13.6%

また、図9の下の図で  $q(T, \psi_e)$  を従来の方法では等価応力の最大値を与える点としていたが、信頼限界値法によれば実際には等価応力の最大値は  $s(T, \psi_e)$  点を与えていたことになる。この  $s(T, \psi_e)$  点の降伏点あるいは耐力の最小値  $\sigma_{ymin}$  に対する比を  $c''$  とすると、 $c''$  は式(50)で得られる。

$$c'' = \frac{\sigma_{e\max}}{\sigma_{ymin}} = \frac{(1+a \cdot \cos\theta_e)\{\psi_{e\max} + \psi_{emin}\} + (\psi_{e\max} - \psi_{emin})\sin\theta_e}{(1+a)\psi_{e\max}} \dots (50)$$

従来の考え方での等価応力と降伏点あるいは耐力の最小値との比  $c$  は、実際には  $c''$  の値がその比を与えていたこととなる。表4には式(49)による縮付けトルクの上昇率  $R'$  ( $c''$  を  $c$  まで上げること) と  $c''$  の値を示す。  $c=0.9$  とした時、 $c''$  の値はDryで0.795 およびMachine Oilでは0.692であったこととなる。  $c''=0.7\sim 0.8$  は降伏点まで余裕があるためこれを0.9まで引き上げたのが図9の上の図の説明である。  $R'$  から等価応力の最大値  $\sigma_{e\max}$  とともに縮付けトルク目標値  $T'_{mean}$  も13.3%~13.6%程度あげることが可能となる。

なお、図中の  $T_Y$  は交点  $Y$  を通る縮付けトルク  $T_Y$  および等価応力係数  $\psi_{e\max}$  と交点  $O$  を通る軸ねじり面積、すなわち得られる等価応力が降伏点 (または耐力) の下限値  $\sigma_{ymin}$  に一致する点の縮付けトルクを示す。

## 7.2 信頼限界値法による場合の従来のばらつきの方の分析

従来の方法で求めた等価応力のばらつきに対して、本法によりどの程度改善するのかを検討した。図10は従来の方法と信頼限界値法を合わせた示したものである。矩形の太線で囲んだ領域は、多数の縮付けにおける従来の考え方での等価応力のばらつきを範囲である。信頼限界値法では全ての領域で同じ信頼限界をとると考える時、実際には従来のばらつきを範囲に当該矩形に内接する楕円の線が同じ信頼限界値を取ることになる。従来の方法の  $q(T, \psi_e)$  点を許容の限界値と考える時、 $q(T, \psi_e)$  点を通る楕円が本来の信頼限界を与えるラインとなる。式(28)に示した内接する信頼限界楕円に対して、外接する信頼限界楕円は式(51)で示すことができる。外側の楕円の1片の長さは縦軸・横軸とも内側の楕円に対し  $\sqrt{2}$  倍となる。したがって、 $s'(T, \psi_e)$  点を通る外接する楕円の表す信頼限界値が内接する楕円の信頼限界の  $\sqrt{2}$  倍となる。

$$\left( \frac{(T - \mu_T)^2}{2A^2} + \frac{(\psi_e - \mu_{\psi_e})^2}{2B^2} \right)^2 = 1 \dots (51)$$

従来の  $q(T, \psi_e)$  点の等価応力を式(17)により、たとえ  $b=c=0.9$  として  $\sigma_{e\max}$  を決めていたが、実際にはこのときの等価応力  $\sigma'_{e\max}$  は式(29)より式(52)のように求めることができる。

$$\sigma'_{e\max} = (1 + \sqrt{2}a \cdot \cos\theta_e) \left\{ (\psi_{e\max} + \psi_{emin}) + \sqrt{2}(\psi_{e\max} - \psi_{emin})\sin\theta_e \right\} \frac{T_{mean}}{2A_s \cdot d} = c' \cdot \sigma_{ymin} \dots (52)$$

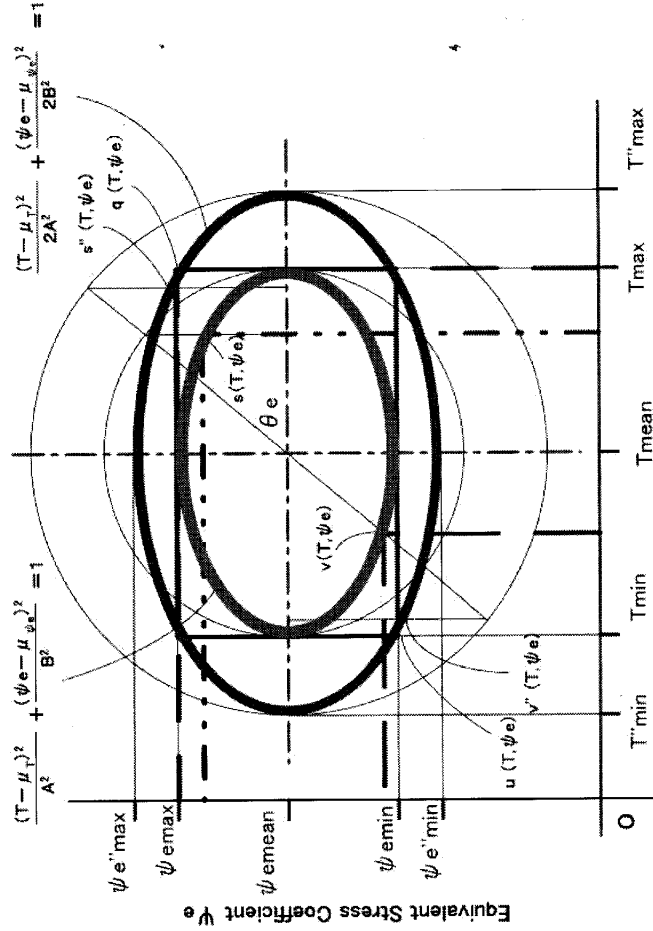


図10 従来の方法の信頼限界楕円の検討

表5 従来の方法の真の信頼限界値の分析

Condition	$r_e$	C.L.
Proposed Method	1.645	90.0%
Conventional Method	2.326	98.0%

表6 締付け係数  $Q$  および締付け応力係数  $S$  の比較

Tightening Factor	Dry		Lubrication
	Conventional Method $Q$	Proposed Method $Q'$	
Tightening Stress Factor	4.14	2.90	2.19
	3.88	2.74	1.73
			2.54
			1.93

今、この等価応力の信頼限界のパーセント点の値を式(28)の説明に示したように  $r_e$  とするとき、仮に90%の信頼限界を考えると  $r_e=1.645$  となる。外側の信頼限界値のパーセント点の値  $r_e''$  は式(53)で示すことができる。

$$r_e'' = \sqrt{2} r_e \dots \dots (53)$$

これらの関係を表5に示す。表から、多数本の締付けでは従来の締付けの最大値(峰頂点(あるいは耐力))の下限値を大きく超えることになっていて、90%と考えていた信頼限界値も実は98%の信頼限界であったことになる。

### 7.3 締付け係数 $Q$ (軸力分布) の改善効果

従来の方法による軸力(軸応力)のばらつき(最大値と最小値)について、締付け係数および締付け応力係数を用いて本法の有用性を検証した。表6に式(21)および式(22)に示した従来の方法と、本法による修正締付け係数  $Q'$  (式(47)参照)および締付け応力係数  $S'$  (式(44)参照)の改善効果も併せて示した。

### 7.4 工具係数について

多数本締付けにおける締付けトルクのばらつき(ばらつき)の程度を表す指標が2章の式(12)に示した工具係数  $a$  である。工具係数については Bickford の表<sup>(1)(2)</sup>、川崎らの研究<sup>(1)(3)</sup>が参考になる。川崎らのまとめではプリセット型トルクレンチでは締付け精度は±45%にもなるとの報告もあり注意を要する。Bickford がまとめた表7からトルクレンチ締付けでは工具係数  $a$  は最大でも0.15程度でよいとも考えられるが、Bickford も精度が低い場合には±20% ( $a=0.2$ ) にもなることを指摘していること、表7にもあるように大径ボルトなどでは倍力レンチなど特殊な工具が併用されることなどを考慮してここでは  $a=0.2$  とした。工具係数は工程管理能力によって作業現場ごとに設定できるものと考えられる。軸力のばらつきあるいは等価応力のばらつき(許容限界)を決めて、工具係数  $a$  を求め、作業現場では工具係数以内(締付け作業(締付けトルク)のばらつきを管理するべきである)と考える。

表7 工具係数  $a$  の算定資料 (Bickford)

Type of Tool	Element Controlled	Typical Accuracy Range (% of full scale)
Slug wrench	Turn	±1 Flat
Bar torque wrench	Torque	±3-15%
	Turn	±1/4 Flat
Impact wrench	Torque	±10-30%
	Turn	±10-20%
Hydraulic wrench	Torque	±3-10%
	Turn	±5-10%
Gearhead air-powered wrench	Torque	±10-±20%
	Turn	±5-10%
Mechanical multiplier	Torque	±5-20%
	Turn	±2-10%
Worm-gear torque wrench	Torque	±0.25-5%
	Turn	±1-5%
Digital torque wrench	Torque	±1/4-1%
	Turn	±1/4 Flat
Ultrasonically controlled wrench	Bolt elongation	±1-10%
Hydraulic tensioner	Initial bolt stretch	±1-5%
Computer-controlled tensioning	Simultaneous torque and turn	±0.5-2%

### 7.5 等価応力、軸応力のばらつきと摩擦係数の関係

図11に示したように、生産現場などでの多数のボルト締付けでは、軸力(軸応力)は大きくばらつき、従来そのばらつきの範囲は菱形に分布すると考えられていた。等価応力も同様と考えられるが、本法による信頼限界値の考え方に従った場合には、その分布は図4に示したように楕円状に分布することを示した。ここでは具体的にメートル並目系の油潤滑の場合の信頼限界値の作図事例を示す。図表作成には、メートル並目系のデータを用い、無次元化表示のため、表8に示すように並目系のリード角( $\tan \beta$ )の平均値を用いた。締付け特性値(表9)のとおりである。

表8 メートル並目系の基本寸法とその平均値

nominal dia. d (mm)	pitch p (mm)	Original data			Metric Coarse Thread with Machine Oil Lubrication						
		pitch dia. d2 (mm)	stress area dia. ds (mm)	equivalent dia. dwe (mm)	stress area As = $\pi d_w^2 / 4$	Non Dimensional Value		at $\mu$ min		at $\mu$ max	
4	0.7	3.545	3.343	6.018	8.777	0.167	0.108	0.063	0.888	1.504	0.836
5	0.8	4.48	4.249	7.075	14.181	0.174	0.113	0.057	0.886	1.415	0.850
6	1	5.35	5.061	8.727	20.120	0.171	0.111	0.060	0.882	1.455	0.844
8	1.25	7.188	6.827	10.851	36.609	0.179	0.116	0.055	0.889	1.356	0.853
10	1.5	9.026	8.593	12.969	51.980	0.184	0.120	0.053	0.903	1.299	0.859
12	1.75	10.883	10.358	15.700	84.267	0.183	0.120	0.051	0.905	1.308	0.863
14	2	12.701	12.124	19.574	115.441	0.177	0.116	0.050	0.907	1.398	0.866
16	2	14.701	14.124	21.702	166.670	0.181	0.119	0.049	0.910	1.356	0.870
18	2.5	16.376	15.655	24.415	192.475	0.180	0.118	0.049	0.910	1.356	0.870
20	2.5	18.376	17.655	27.128	244.797	0.181	0.119	0.043	0.919	1.356	0.883
22	2.5	20.376	19.655	29.262	303.402	0.184	0.122	0.039	0.926	1.330	0.893
24	3	22.051	21.185	32.553	352.491	0.181	0.119	0.043	0.919	1.356	0.883
27	3	25.051	24.185	36.913	459.381	0.182	0.120	0.038	0.928	1.367	0.896
30	3.5	27.727	26.716	41.274	560.592	0.180	0.119	0.040	0.924	1.376	0.891
33	3.5	30.727	29.716	45.052	693.559	0.182	0.121	0.036	0.931	1.365	0.900
36	4	33.402	32.247	49.412	816.780	0.181	0.120	0.038	0.928	1.373	0.896
39	4	36.402	35.247	53.773	975.760	0.181	0.120	0.035	0.933	1.379	0.904
average						0.179	0.118	0.047	0.913	1.374	0.875

Comment 1) dia. : diameter 2)  $d_w$  : equivalent-bearing surface diameter of hexagonal head bolt and nut 3) friction coefficient :  $\mu = \mu_s = \mu_w$

表9 締付け特性値

Metric Coarse Thread with Machine Oil Lubrication	
Parameter	at $\mu_{max}$
Friction Coefficient $\mu = \mu_s = \mu_w$	0.179
Equivalent Stress Coefficient $\psi_s$	5.753
$\theta$	61.3°
$\theta_p$	61.2°

表10 信頼限界楕円法の効果 (各指標値の改善)

Parameter	Conventional Method	Proposed Method	
Tightening Coefficient $Q$	$c_a$ ( $\sigma_{max}/\sigma_{min}$ )	0.751	0.743
	$\sigma_{max}/\sigma_{min}$	0.344	0.429
	Tightening Coefficient $Q$	2.18	1.73
Tightening Stress Coefficient $S$	Improvement in $Q$	—	20.80%
	$c$ ( $\sigma_{max}/\sigma_{min}$ )	0.9	0.9
	Tightening Stress Coefficient $S$	0.467	0.57
Improvement in $S$	1.93	1.58	18.00%

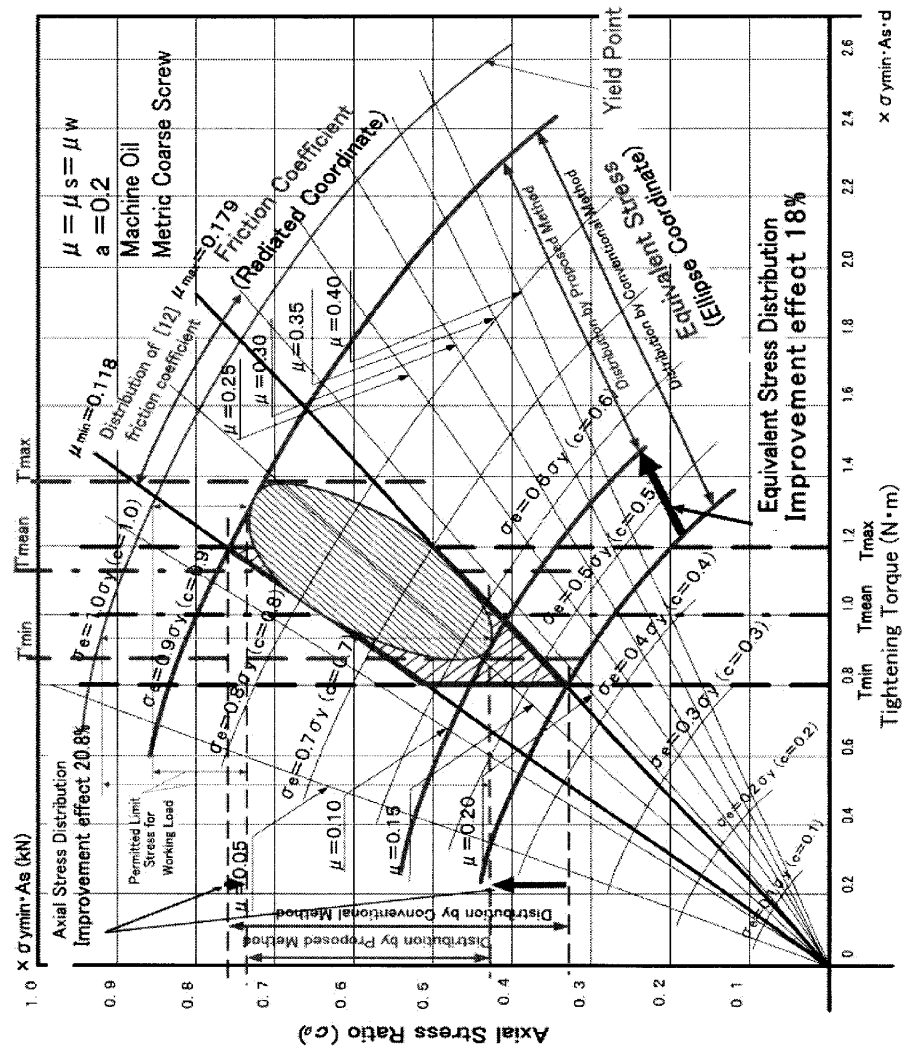


図11 M-トル目並目系の信頼限界楕円

図11は、図4の考え方で信頼限界楕円を示したもので、締付けトルクおよび軸力の速算図表となっている。摩擦係数は、ねじ面摩擦係数 $\mu_s$ と座面摩擦係数 $\mu_w$ が同じ値をとるとして、摩擦係数 $\mu$  ( $\mu = \mu_w$ ) をパラメータとして示している。横軸は締付けトルク値を $\sigma_{ymin} \cdot A_s \cdot d$ で割り無次元化した。縦軸は軸力 $P$ を $\sigma_{ymin} \cdot A_s$ で割り無次元化した。表10は、図11の結果から従来の考え方および本法の場合の締付け係数 $Q$ および締付け応力係数 $S$ を比較したもので、改善効果も併せて示した。

7.6 設計条件を設定した場合の従来の方法と本法の比較

本法の有用性を検証するため、締付けトルク設計の問題を以下に示す。設計条件は以下のとおりである。多数本のねじ締付けにおいて結果的に得られる軸応力および等価応力のばらつきを、締結信頼性確保、ゆみ防止および疲労破壊防止の観点から次のように設定する。

- 1) 最小軸応力を降伏点の55%以上とする
- 2) 等価応力は75~90%にばらつくものとする

また、摩擦係数 $\mu$ は0.118~0.179の間をばらつくものとする。工具係数 $a$ は0.1 (締付けトルクのばらつきは±10%とする)。

この条件での信頼限界楕円を作成し、模式的に示すと図12のようになる。軸応力は55%~72%の中にとばらつくことになる。摩擦係数のばらつきは0.12~0.17程度である。ある限られた条件のねじ締付け (生産ラインの限定された工程でねじの種類、強度区分あるいは潤滑条件などが決められている場合など) ではこのような摩擦係数のばらつきと工具係数のばらつきをコントロールできそうである。

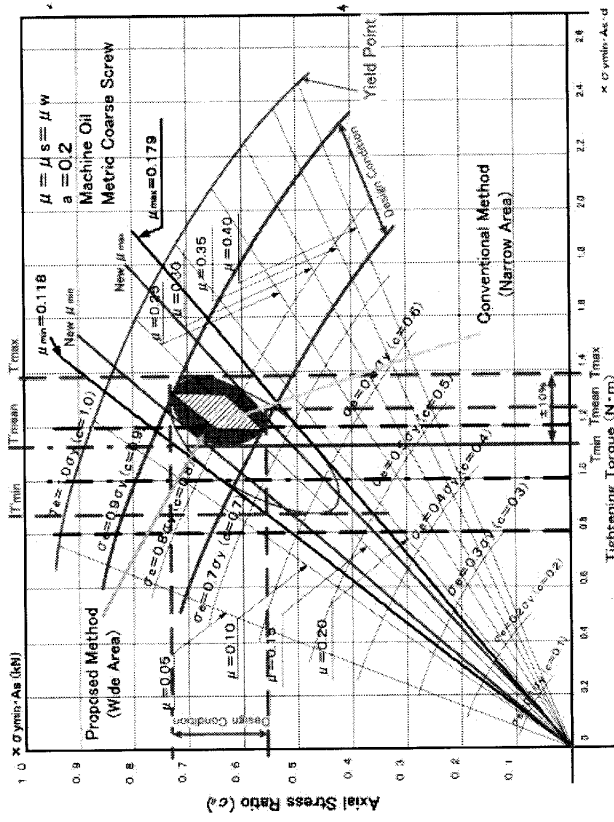


図12 設計条件を設定した場合の従来の方法と本法の比較

一方、従来方法での菱形形状の分布を考えると、摩擦係数のばらつきは0.135~0.16程度に、締付けトルクのばらつきは±5%程度と設計条件よりはるかに狭い範囲となってしまう。このような締付け条件は、限られたねじ締結でも実現は難しくそうである。以上の分析を正確に行うには図9のような比較によって行うことができるが、ここでは割愛する。

この設計例のように、ある限られた条件、あるいは工場などの生産ラインのある限定された工程での特定のねじの締付けトルク基準を検討する場合にも、本法の信頼限界楕円法が有用であると考えられる。

## 8 まとめ

本報では大量の締付け作業を行う場合の締付けトルク、等価応力あるいは軸応力(軸力)などの確率統計的な取り扱い方について検討した。冒頭でも述べたように、それらの数式展開は一見難解ではあるが、Excel VBAなどを活用すると比較的容易にプログラム化でき、締付け条件などを与えると一気に締付けトルク基準表や、軸力、等価応力の予想されるばらつき分布などを求めることができる。本法がねじ締結の信頼性向上に寄与できるのであれば幸いである。

## 参考文献

- (1) Hareyama S, Manabe K, Nakashima M: Improving Tightening Reliability on Bolted Joints for Calibrated Wrench Method (An Analysis on Optimum Tightening Torque by Confidence Limit Ellipse). Proceedings of ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. IMECE2013-63387, 2013.
- (2) VD12230 Blatt1(2003), 高強度ねじ締結の体系的計算法-円筒状一本ボルト締結-, (2008)45-53, 日本ねじ研究協会.
- (3) ねじ便覧(昭41), 148, 603, 日刊工業新聞社.
- (4) 吉本ら, ねじ締結体設計のポイント(2006), 177-215, 日本規格協会.
- (5) 山本, ねじ締結の理論と計算(1990), 39-54, 養賢堂.
- (6) 晴山, トルク法によるねじ締め付けにおける軸力管理に関する研究(第1報, ねじ軸力分布の信頼限界について), 機論 53-495C(昭62-11), 2373.
- (7) 晴山・中村, トルク法によるねじ締め付けにおける軸力管理に関する研究(第2報, 信頼限界だ円による初期軸力の向上について), 機論 54-508C(昭63-12), 3048.
- (8) Bickford, J.H., An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints(Third Edition), Taylor & Francis Group(1995) pp.198-199.
- (9) Weiss, O.H., Tightening Torques for Bolt Connection, Specified or Recommended Values, WIRE, Vol.23, No.4(1973), pp.180-182.
- (10) 池田ら, ボルトの締付けについて, 機論 36-290 (昭45), 1735.
- (11) 山本, ねじ締結の原理と設計(1990), 70-101, 養賢堂.
- (12) Bickford, J.H., Preventing Failure in Bolted Joints Part1-Avoiding Assembly Errors, Machine Design, 50-18 (1978), pp100-104.
- (13) 川崎ら, 締付トルク管理とその方法について, 精密機械 42-6(1976), 108-113.