

3

締結・接合要素

screws, fasteners and joints

3・1

結合法

fastening and joining method

一般の機械装置や機械部品は、すべてが一体の形でなく、分割してつくったほうが、その機能や工作、組立て、運搬、保守などを考えた場合、都合のよいことが多い。したがって一般の機械部品は、それぞれを個々に製作し、それらを組み合わせ、結合して機械全体としてとりまとめることにより、所期の性能を発揮することになる。このときに結合部分がゆるんだり、はずれたり、また大きなすきまを生じてはならないが、このような部品を結合することを目的とする要素を締結・接合要素という。これらの結合法には、結合後に分解不可能な永久結合と、分解可能な非永久結合がある。

自動車のモノコックボデーや、機械装置本体、航空機の機体などは、できるだけ一体として、構造強度、剛性を大きくし、重量増加を防ぎ、構造を簡単にすることが必要である。したがって自動車ボデーでは、薄板鋼板は点溶接で、中肉厚鋼板は一般溶接などで接合している。また、航空機の機体のアルミ合金薄板などでは、リベット、高分子接着剤などで張り合わせており、永久結合が採用されている。これに対して自動車エンジンケースや開閉ドアは、摩耗や破損による交換が必要であり、また運転異常に際しては、分解して内部を点検しなければならない。したがって、いずれも分解できるねじなどの非永久結合を用いている。

以上の永久結合、非永久結合の結合法や結合部品は、機械装置の用途や目的に応じて適当な選択が必要である。どのような結合法を選択するかは、装置全体の信頼性、生産性に大きな影響を及ぼすので、機械構造設計上の基本事項となっている。

3・2

ねじ

threaded fasteners and power screws

ねじは機械部品の最も基本的な機械要素の一つであり、単純な器具から複雑な機械装置にいたるまで広い範囲にわたって使用されている。したがって、ねじには機能や種類の違いによって多くの用途があるが、大別して、部品同士を締結する**締結用ねじ** (threaded fastener) と、動力を伝達する**運動用送りねじ** (power screw) に分けることができる。またそのほかに、締結用でも流体用配管を漏洩なくつなぐための管^{くだ}用ねじ (pipe thread) や、微少量送りとその寸法を拡大指示する精密測定用のマイクロメータのねじ、大きな静的推力を発生させる万力の駆動ねじなどがある。

本章では、締結用および運動用送りねじの基本原理と基本構造を取り扱い、運動用送りねじの応用は6章および9章で取り扱う。

3・2・1

ねじの基本用語

basic terms of threads

図3・1のような半径 r の円筒に、底辺が円筒の円周長さ $2\pi r$ に等しく、斜辺の傾斜角が β の直角三角形を巻き付けると、三角形の斜辺は円筒面上にらせん(つる巻き線)を形づくる。ねじは、このつる巻き線に沿って三角形や台形などの溝を付けたものである。 β をリード角、 L をリード、 γ をねじれ角という。リード L は、ねじのつる巻き線に沿って、軸のまわりを1周するとき、軸方向に進む距離であり、

$$\tan \beta = L/2\pi r \quad (3\cdot1)$$

という関係が成り立つ。

図3・2に、三角ねじの形状と各部の名称を示す。ねじには、おねじとめねじがあり、それらを組み合わせることで、ねじはその役割を果たすことができる。いうまでもなく、おねじとめねじを組み合わせるためには、それらの各部

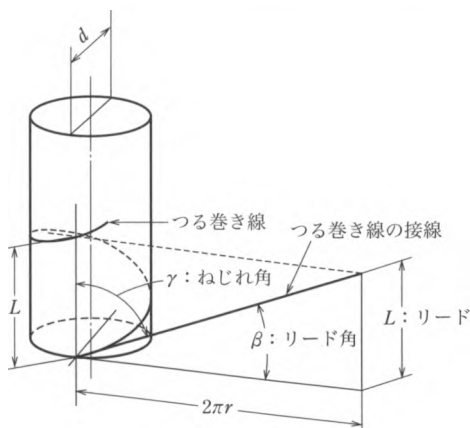


図3・1 ねじの形状

の形状や寸法が同じである必要がある。したがってねじは、大きさによって呼び方を区別しており、おねじの場合は外径を、めねじの場合は谷径を、ねじを呼ぶ場合の代表長さ（呼び径）として使用している。

図3・2中に有効径とあるが、これは、おねじのねじ山とめねじのねじ溝の軸方向の幅が同じになるような仮想的な円筒の直径をいう。ねじ山からつぎのねじ山までの距離をピッチ（記号 P ）という。

ねじには、図3・3に示すように、1本のひもを円筒に巻き付けたようにねじ溝が切られた一条ねじ、2本あるいは3本のひもを巻き付けたようにねじ溝が切られた二条ねじ、三条ねじ（二条ねじ以上を総じて多条ねじという）などがある。条数を i とすると、

$$L = iP \quad (3 \cdot 2)$$

の関係が成り立ち、一条ねじ

では、ピッチとリードが同じ値であるのに対し、二条ねじでは、リードはピッチの2倍の値となり、1回転で一条ねじの2倍の距離を送ることができる。

また、ねじには、図3・4に示すように、右ねじと左ねじがある。めねじを固定

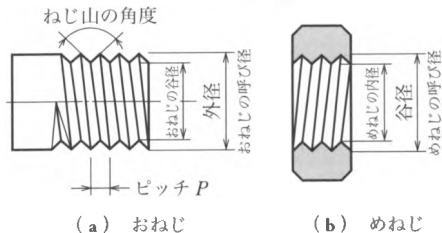
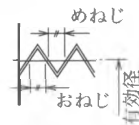


図3・2 三角ねじの形状と各部の名称

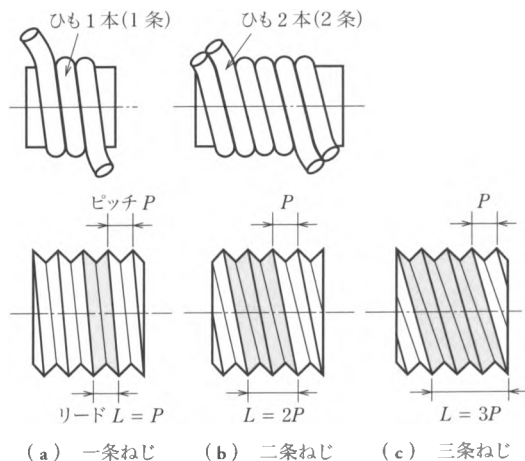


図3・3 一条ねじと多条ねじ

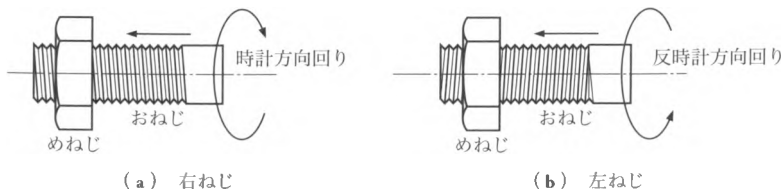


図3・4 右ねじと左ねじ

し、おねじを時計方向に回転（右回り）させた場合、おねじが前進するねじを右ねじという。逆に反時計回りに回転（左回り）させた場合、前進するねじを左ねじという。一般に、ねじは右ねじが標準であり、右ねじについては、“右”を付けずに“ねじ”と呼ぶ。左ねじは、回転軸などに取り付けられ、右ねじではねじがゆるむ方向（左回り）に力を受ける特殊な箇所に使われる。

3・2・2

ねじ山の種類

kinds of threads

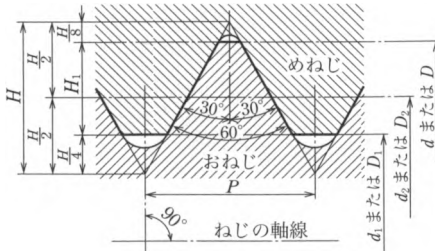
ねじ山には、図3・5に示すような種類がある。

(1) 三角ねじ (threads)

ねじ山の角度が 60° で、つぎのものがあ、締結用ねじとして広く使用されている。

① 一般用メートルねじ (metric screw threads) メートルねじは、各部の長さをミリメートル単位で表したねじであり、並目ねじに比べてピッチを細かくした細目ねじがある。並目ねじは、一般締結用ねじとして用いられ、JIS B 0205-2に呼び径（おねじの外径、めねじの谷径）1～68 mm までの規格が制定されている。細目ねじは、並目ねじに比べゆるみにくいので、ゆるみが問題になる箇所や振動部分、薄肉部品の締結、精密調整用などに用いられ、呼び径1～300 mm までの規格が制定されている。

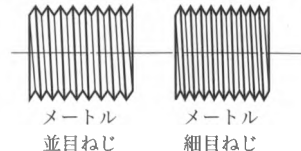
メートルねじにおいて、呼び径が0.3～1.4 mmの小さいねじについては、ミニ



基準寸法の算出に用いる公式は、つぎによる。

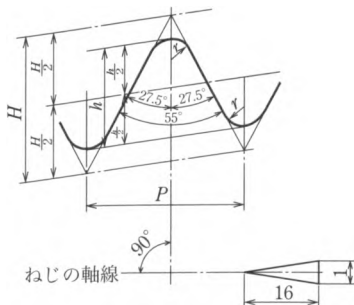
$$\begin{aligned} H &= 0.866025P & d_2 &= d - 0.649519P & D &= d \\ H_1 &= 0.541266P & d_1 &= d - 1.082532P & D_2 &= d_2 \\ & & & & D_1 &= d_1 \end{aligned}$$

ねじの径は同じでも、ピッチが異なる。



(a) 三角ねじ（メートルねじ，ユニファイねじ）（JIS B 0205-1）

図3・5 ねじ山の種類（その1）

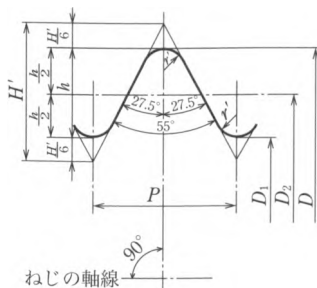


太い実線は、基準山形を示す。

$$P = 25.4/n \quad H = 0.960237 P$$

$$h = 0.640327 P \quad r = 0.137278 P$$

- ① テーパーおねじおよびテーパめねじに対して適用する基準山形



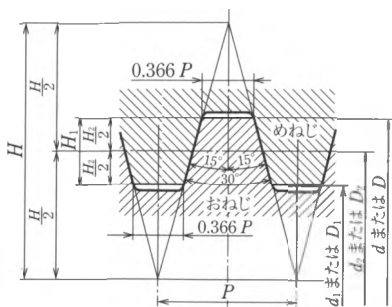
太い実線は、基準山形を示す。

$$P = 25.4/n \quad H' = 0.960491 P$$

$$h = 0.640327 P \quad r' = 0.137329 P$$

- ② 平行めねじに対して適用する基準山形

(b) 管用ねじ (JIS B 0202, JIS B 0203)

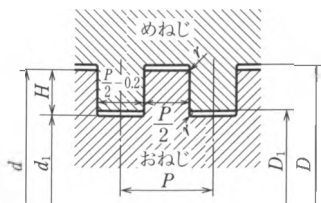


メートル台形ねじの基準寸法の算出に用いる公式は、つぎによる。

$$H = 1.866P \quad d_2 = d - 0.5P \quad D = d$$

$$H_1 = 0.5P \quad d_1 = d - P \quad D_2 = d_2$$

$$D_1 = d_1$$



(c) 台形ねじ (JIS B 0216)

(d) 角ねじの一例

図 3・5 ねじ山の種類 (その2)

チュアねじとして、JIS B 0201 に規定されている。これは、光学機器や計測機器用に使用される。

三角ねじの谷径および有効径は、図 3・5(a)中に示すように、以下の式で与えられる。

$$\text{谷径：} \quad d_1 = d - 1.082532 P,$$

$$\text{有効径：} \quad d_2 = d - 0.649519 P$$

$$(3 \cdot 3)$$

② **ユニファイねじ** (unified screw threads) ねじ山の形状はメートルねじと同じであるが、ユニファイねじは、インチ単位で寸法などが決められており、アメリカ、カナダなどが中心となって規格化されたねじである。このねじのピッチは、1インチ (25.4 mm) あたりのねじ山の数で表される。ユニファイねじにも、並目と細目ねじがあるが、用途としては、航空機用に限られている。

③ **管用ねじ** (pipe threads) 管用ねじは、管、管用部品、流体機械などの接続箇所において、管をつなぎ合わせるために用いられる。つなぎ合わせる箇所の管の強度を維持するために、ねじ山の高さは低く、ピッチも小さく定められている。管用ねじのねじ山の角度は 55° であり、インチ単位で寸法が決められている。ピッチはユニファイねじと同様、1インチ当たりのねじ山の数で与えられる。

管用ねじには、管内を流れる流体が漏れないように締結部の密封性に重点を置いたテーパねじ (JIS B 0203) と、構造用鋼管を接合するなど単に機械的な接合を行うための平行ねじ (JIS B 0202) がある。管用テーパねじの密封性については、ねじ形状の工作誤差などにより 1 MPa 程度が限界である。したがって、それ以上の高圧では、ねじはあくまで締結に用い、シール剤やシールテープなどと組み合わせ耐密性を別に保証している。

管用ねじの組合せ記号としては、管用平行ねじでは、平行おねじと平行めねじを用いた場合、 $G_A - G$ と表す。管用テーパねじでは、おねじ、めねじいずれもテーパの組合せでは $R - R_c$ とし、テーパおねじと平行めねじの組合せでは、 $R - R_p$ と表す。

(2) 角ねじと台形ねじ (square screw threads and metric trapezoidal screw threads)

ねじは、動力を伝達する運動用ねじとしても使われることが多い。運動用ねじのねじ山としては、三角ねじ、角ねじ、台形ねじなどがあるが、とくに角ねじや台形ねじは、運動用送りねじとして用いられるねじである。

図 3・5(d) に示したように、角ねじのねじ山は、軸線に直角になっているので、力の作用する方向が軸線方向に平行になり、三角ねじに比べて摩擦抵抗が少ない。ただし、リード角が大きくなると、切削時に工具刃物の干渉により、形状精度の高いものが得られにくくなる。したがって、角ねじを用いた重量用ジャッキなどでは、工作時の刃物の干渉を防ぐため、ねじ山の角度を 10° 程度として加工する場合もある。

角ねじは、ISO や JIS 規格には制定されていない。

一般的な運動用送りねじとしては、ねじ山角度を 29° や 30° とした台形ねじがあり、JIS には、ねじ山角度 30° のメートル台形ねじ (JIS B 0216) が規格化されている。 29° 台形ねじは、ねじ山の表示が1インチ (25.4 mm) 当たり山数で表示するが、JIS には規定されていない。

3・2・3 ねじの表し方

designation system for threads

ねじを表す場合には、決められた表し方が JIS に規定されている。表 3・1 に、ねじの種類に対応した記号と各部の寸法などの表し方を示す。同表に示したようにねじの表し方は、つぎのようになっている。

[ねじの種類を表す記号] [ねじの呼び径を表す数字] × [ピッチ]

(並目ねじの場合、ピッチは省略可)

したがって、M8、M8 × 1 などと表す。

表 3・1 ねじの種類を表す記号およびねじの呼びの表し方の例

区分	ねじの種類		ねじの種類を表す記号	ねじの呼びの表し方の例	引用規格
ピッチを mm で表すねじ	メートル並目ねじ		M	M8	JIS B 0205
	メートル細目ねじ			M8 × 1	
	ミニチュアねじ		S	S 0.5	JIS B 0201
	メートル台形ねじ		Tr	Tr10 × 2	JIS B 0216
ピッチを山数で表すねじ	管用テーパねじ	テーパおねじ	R	R 3/4	JIS B 0203
		テーパめねじ	Rc	Rc 3/4	
		平行めねじ	Rp	Rp 3/4	
	管用平行ねじ		G	G 1/2	JIS B 0202
	ユニファイ並目ねじ		UNG	3/8 - 16UNG	JIS B 0206
	ユニファイ細目ねじ		UNF	No.8 - 36UNF	JIS B 0208

左ねじや多条ねじ、ねじの等級を加えて表したい場合には、表 3・2 のような表示方法に従う。

3・2・4 ねじ部品

threaded fasteners

ボルトやナットなどのように、ねじ山をもった機械部品をねじ部品といい、寸法

表 3・2 ねじの表示方法の例

(a) メートルねじ, ユニファイねじ, 管用ねじ

ねじの呼び	ねじの等級	ねじ山の 巻き方向	(説明)
M8	6g		メートル並目ねじ M8 等級 6g のおねじ
M14 × 1.5	5H		メートル細目ねじ M14 × 1.5 等級 5H のめねじ
M8 × L2.5P1.25	7H	LH	左二条メートル並目ねじ M8 等級 7H のめねじ
S0.5	3G6/5h3		ミニチュアねじ S0.5 等級 3G6 のめねじと 等級 5h3 のおねじとの組合せ
R1 1/2		LH	左一条管用テーパねじ R1 1/2 のテーパおねじ
G 1/2	A		管用平行ねじ G 1/2 等級 A のおねじ

(b) メートル台形ねじ

ねじの呼び	ねじ山の 巻き方向	ねじの等級	(説明)
Tr 40 × 7		7H	メートル台形ねじ Tr 40 × 7 等級 7H のめねじ
Tr 40 × 14 (P7)	LH	7e	左二条メートル台形ねじ Tr 40 ピッチ 7 リード 14 等級 7e のめねじ

や形状の異なる数多くの種類が JIS によって規格化され、市販されている。座金類のように、ねじ部品とともに用いられるが、ねじ部のない部品をねじ付属品という。

ねじ部品の材料は、おもに鋼、ステンレス鋼、合金鋼、非鉄金属(黄銅)であるが、アルミニウム、チタン、プラスチックなどもあり、用途によって使い分けられる。ねじ部品は、軸部や座面など各部の仕上げ精度に応じて、精度の高いものから A, B, C の 3 段階の部品等級が規定されている (JIS B 1021)。また、呼び径の小さいねじには、部品等級 F が精巧機器用として規定されている。締結の強度が問題となるねじ部品では、一般に、部品等級 A あるいは B のねじ部品が使われる。

(1) 六角ボルト, 六角ナットの種類 (hexagon head bolts and hexagon head nuts)

六角ボルト・六角ナットは、それらを締め付ける際に使う頭の部分の形が六角形のねじ部品であり、六角形の対向する二面の幅 s がねじ呼び径 d の 1.45 倍以上 (JIS に規定) になっている*。 $s/d < 1.45$ のものを、小形六角ボルト, 小形六

* 2014 年にボルトの頭の高さおよびナットの高さ、二面幅 s が変更されたねじの呼びがある。

角ナットといい、呼び径が8～39 mmのねじが、ISOによらないものとしてJIS B 1180 および 1181 の付属書にそれぞれ規定されている。

(i) 六角ボルト その形状によって図3-6に示すような3種類に分類される。

① 呼び径六角ボルト 円筒部(ねじを加工していない部分)の直径がねじ外径にほぼ等しいねじ。

② 有効径六角ボルト 円筒部の直径が、ねじの有効径にほぼ等しいねじ。

③ 全ねじ六角ボルト 軸部のほぼ全長がねじ部からなるねじ。

(ii) 六角ナット つぎの5種類が規定されている(図3-7)。

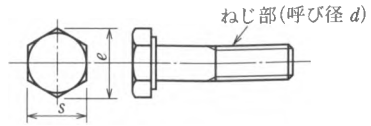
① 六角ナット(スタイル

1) 部品等級がA, Bのねじで、ナットの呼び高さ m がほぼ $0.8d$ (d はねじの呼び径)であるナット。両面を面取りしたナットと座付きナットの2種類がある。

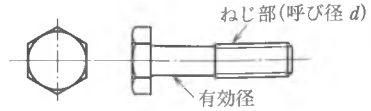
② 六角ナット(スタイル

2) 部品等級がA, Bのねじで、ナットの呼び高さがほぼ $0.9d$ であるナット。両面を面取りしたナットと座付きナットの2種類がある。

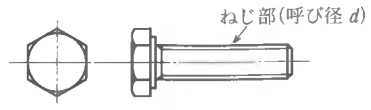
③ 六角ナット 部品等級Cのねじで、ナットの呼び高さがほぼ $0.9d$ であるナット。面取りナットのみで座付き



(a) 呼び径六角ボルト

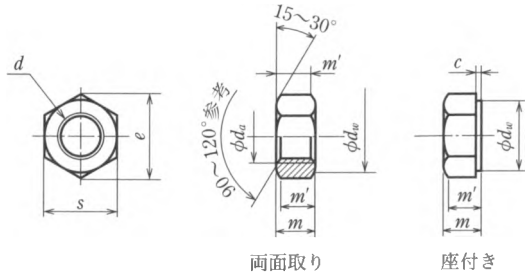


(b) 有効径六角ボルト



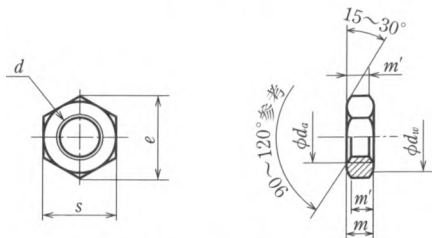
(c) 全ねじ六角ボルト

図3-6 六角ボルトの種類



スタイル1... $m \approx 0.8d$, スタイル2... $m \approx 0.9d$

(a) 六角ナット



(b) 六角低ナット

図3-7 六角ナットの種類

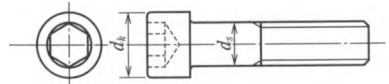
ナットはない。

④ **六角低ナット**（両面取り） 部品等級がA, Bのねじであり、ナットの呼び高さがほぼ $0.5d$ であるナット。

⑤ **六角低ナット**（面取りなし） 部品等級がCのねじであり、ナットの呼び高さがほぼ $0.5d$ であるナット。

（2）六角穴付きボルト（hexagon socket head bolts）

図3・8に六角穴付きボルトの形状を示す。六角穴付きボルトの頭部は、呼び径の約1.5倍程度の円形となっており、その中に六角形の穴が設けられている。このねじを締め付ける場合は、六角棒ソケット（六角レンチ）をねじの六角形の穴に差し込んで締付けを行う。締付け工具の関係から、六角ボルトに比べてせまい場所でも締付けが可能であり、ボルトの頭部を締結部に沈めたい場合にも適する。また、一般に材質として合金鋼〔クロムモリブデン鋼（記号SCM）、ニッケルクロムモリブデン鋼（記号SNCM）など〕を用いており、六角ボルトに比べ強度的に強い。部品等級はAであり、1.6～64mmの呼び径のねじがJIS B 1176に規定されている。表面には、耐食性のため黒色酸化皮膜処理が施してある。



$$d_k(\text{頭の径}) \approx d_s(\text{呼び径}) \times 1.5$$

図3・8 六角穴付きボルト

（3）ボルトによる部材の締結法

ねじを用いて部材を締結する方法としては、図3・9に示す5種類がある。

① **通しボルト**（bolt and nut） 締結する部材にボルトの呼び径よりも少し大きい穴をあけ、そこにボルトを通し、ナットで締め付ける方式である。最も一般的でコストも安い。横方向からの大きな力（せん断力）が締結部材に加わる場合には、部材がずれるため不適である。また、ボルトおよびナットを締め付ける作業空間が必要である。

② **通しボルト**（リーマボルトを用いた場合：reamer bolt and nut） せん断力が大きい場合には、ボルト外径と通し穴の内径との間にすきまをつくらないようにする。そのため、穴径を正確にかけられるリーマを用いて、通し穴を加工する。また、ボルトの円筒部も正確に加工されている。これにより、せん断力による部材のずれを防止できる。

③ **通しロッド**（threaded rod and nuts） 全長にねじを切った通しロッドを用い、その上下端はナットにより締め付ける。この通しロッドの長さは、中間部材の

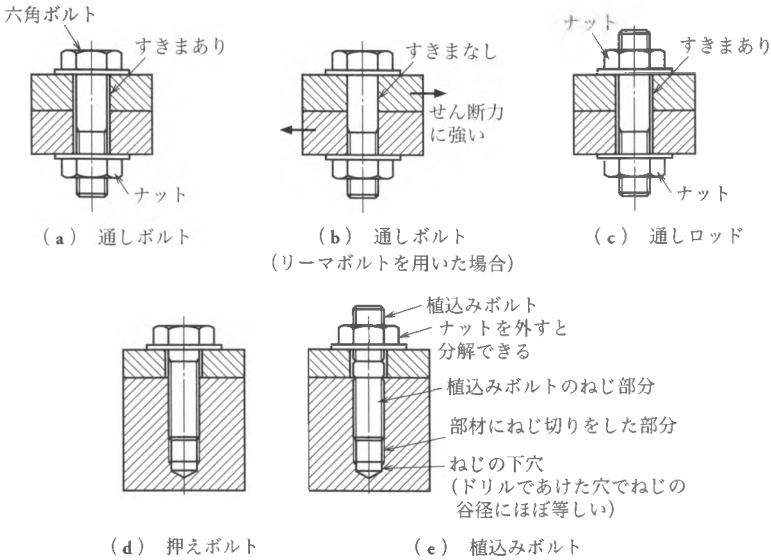


図 3・9 ボルトによる部材の締結法

合計厚みに合わせて切断できるので、組立て時の状況に合わせて使用できる利点がある。

④ 押えボルト (screw) 締結する一方の部材の厚さが厚く、通し穴を加工できない場合や、通しボルトでは締付け作業空間がとれない場合、流体

機械など作動流体の漏れを防止する場合などに、一方の部材にめねじを切り、ボルトで締結する方式である。ただし、ねじの取付け、取外しを繰り返すとめねじが摩耗するので、一般には、一度取り付けた後はほとんど分解しないような場合に使用する。押えボルトのめねじの深さの目安を表 3・3 に示す。

⑤ 植込みボルト (stud and nut) 押えボルトと同様な場合に用いられるが、取付け、取外しを頻繁に行わなければならない場合に使用する方式である。組込みボルトは、円筒部を挟んで両端にねじが設けられている。ねじ込み固定する側のねじは、分解する際にゆるむことがないように、締まりばめ用のねじが指定され、ナット側は、すきまばめである 6g が指定されている。呼び径は 4 ~ 20 mm が JIS B 1173 に規定されている。

表 3・3 押えボルトのめねじの深さの目安

材料	めねじ深さ	下穴深さ
鋼, 銅合金展伸材	$1.25d + 3P$	$1.25d + 8P$
铸铁, 銅合金铸件	$1.5d + 3P$	$1.5d + 8P$
軽合金	$2d + 3P$	$2d + 8P$

(注) P: ピッチ, d: 呼び径

(4) 小ねじ類

ねじには、標準ボルト以外に小ねじ、止めねじ、タッピングねじなどがあり、一括して小ねじ類と呼ぶ。

① 止めねじ (set screw) 押しねじともいい、二つの部材の結合部の滑りや回転を止めるために用いる。六角穴付き、すりわり付き、四角止めねじの3種がある。材質は鋼製、ステンレス鋼製があり、先端の止め作用をする部分は、用途に応じて図3・10に示すように、種々の先端形状(平先、丸先、棒先、とがり先、くぼみ先)があり、一般的には硬化処理されている。ねじの呼びはM1.6 ($P=0.35$) ~ M12 ($P=1.75$) であり、全長 l は2.5 ~ 60 mm までである。

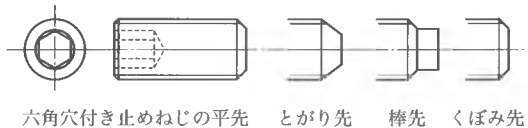


図3・10 止めねじの先端形状

区分		品質		
		鋼小ねじ	ステンレス小ねじ	非鉄金属小ねじ
ねじ	等級	6g		
	適用 JIS 規格	B 0205, B 0209		
機械的性質	区分	強度区分 4.8, 5.8	強度区分 A2-50, A2-70	—
	適用 JIS 規格	B 1051	B 1054	B 1057
公差	部品等級	A		
	適用 JIS 規格	B 1021		
表面処理		一般には施さない。必要な場合は注文者が指定する。		

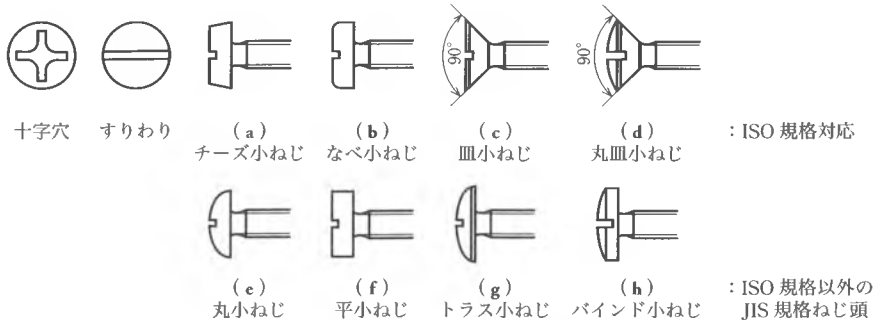


図3・11 小ねじの種類と品質

② **小ねじ** (machine screw) 頭部が十字穴付小ねじと、すりわり付き小ねじがあり、材質は、鋼製、ステンレス鋼製、非鉄金属製がある。図 3・11 に小ねじの種類と品質を示す。

③ **タッピングねじ** (tapping screw) 図 3・12 に示すような形状の浸炭焼入れなど表面硬化をした小ねじである。相手材が薄鋼板や合成樹脂などの場合に、あらかじめ下穴を加工しておく、タッピングねじ自らが先端の刃を用いてねじを切りつつ締め付けることができる。ねじ加工を必要としないので、車面などの薄板構造体の内装、表面組立ての作業能率が向上する。

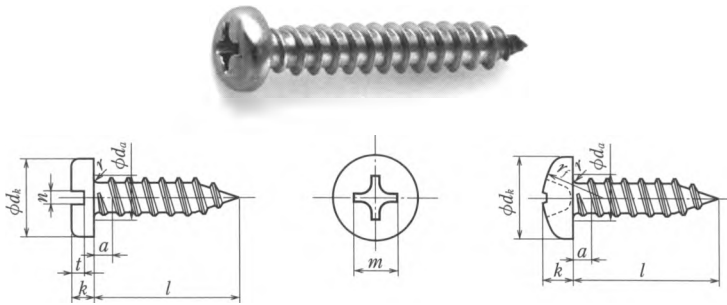


図 3・12 タッピングねじ

④ **木ねじ** (wood screw) 鋼、ステンレス鋼、黄銅などでつくられており、木材にねじ込むのに適するよう、ねじ部は円すい状に先細りになっている。また、ねじ部にはピッチの粗い三角断面のねじ山が切られている。

⑤ **座金** (washer) 図 3・13 に示すように、ボルト、ナットと締め付け部材との間に入れることで、ナットなどを締め付ける際に部材に傷が付くことを防ぐ。また、部材の表面が粗い場合には、座金を入れることで部材との間の摩擦が減り、十分な締め付け力を与えることができる。部材が軟らかい場合には、座金を入れることで部材との接触面積が増え、ねじが部材内に沈み込まないようにすることができる。座金の種類としては、平座金やばね座金がある。

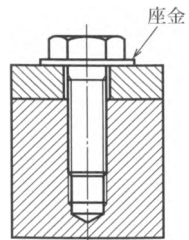


図 3・13 座金

(5) **ねじ部品の強度** (mechanical properties of threaded fasteners)

ねじ部品の強度は JIS B 1051, 1052 に規定されており、それを用いて使用箇所に合った適切なねじを選定することができるようになっている。

表3・4 ボルト、ねじおよび挿込みボルトの機械的性質 (JIS B 1051)

機械的性質		強度区分									
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
							$d \leq 16$ (mm)	$d > 16$ (mm)			
呼び引張り強さ R_m , nom (N/mm ²)		400		500		600	800	800	900	1000	1200
最小引張り強さ R_m , min (N/mm ²)		400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
下降伏点 R_{eL} (N/mm ²)	呼び	240	320	300	400	480	—	—	—	—	—
	最小	240	340	300	420	480	—	—	—	—	—
0.2%耐力 $R_{p0.2}$ (N/mm ²)	呼び	—				—	640	640	720	900	1080
	最小	—				—	640	660	720	940	1100
保証荷重応力 S_p (N/mm ²)	S_p/R_{eL} または $S_p/R_{p0.2}$	0.94	0.91	0.93	0.90	0.92	0.91	0.91	0.90	0.88	0.88
		225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
破壊トルク M_B (N・m)	最小	—					JIS B 1058 による.				
破断伸び A (%)	最小	22	—	20	—	—	12	12	10	9	8

表3・6 鋼製ナットの保証

(a) 並目ねじのナットの保証荷重試験力

ねじの 呼び D	ピッチ P	保証荷重試験力 ^{a)} , N								
		強度区分								
		04	05	5	6	8	9	10	12	
M5	0.8	5400	7100	8250	9500	12140	13000	14800	16300	
M6	1	7640	10000	11700	13500	17200	18400	20900	23100	
M7	1	11000	14500	16800	19400	24700	26400	30100	33200	
M8	1.25	13900	18300	21600	24900	31800	34400	38100	42500	
M10	1.5	22000	29000	34200	39400	50500	54500	60300	67300	
M12	1.75	32000	42200	51400	59000	74200	80100	88500	100300	
M14	2	43700	57500	70200	80500	101200	109300	120800	136900	
M16	2	59700	78500	95800	109900	138200	149200	164900	186800	
M18	2.5	73000	96000	121000	138200	176600	176600	203500	230400	
M20	2.5	93100	122500	154400	176400	225400	225400	259700	294000	
M22	2.5	115100	151500	190900	218200	277880	278800	321200	363600	
M24	3	134100	176500	222400	254200	324800	324800	374200	423600	
M27	3	174400	229500	289200	330500	422300	422300	486500	550800	
M30	3.5	213200	280500	353400	403900	516100	516100	594700	673200	
M33	3.5	263700	347000	437200	499700	638500	638500	735600	832800	
M36	4	310500	408500	514700	588200	751600	751600	866000	980400	
M39	4	370900	488000	614900	702700	897900	897900	1035000	1171000	

(注) ^{a)} 低ナット (スタイル 0) を用いる場合には、完全な負荷能力をもつナットに対する保証荷重試験力よりも低い力でねじ山がせん断破壊することを考慮する必要がある (附属書 A 参照)。

表 3-5 メートルねじの有効断面積 A_s (JIS B 1051)

メートル並目ねじ				小ねじ類, ボルトおよび ナット用メートル細目ねじ	
ねじの呼び	A_s (mm^2)	ねじの呼び	A_s (mm^2)	ねじの呼び	A_s (mm^2)
M 1.6 × 0.35	1.27	M12 × 1.75	84.3	M 8 × 1	39.2
M 2 × 0.4	2.07	(M14 × 2)	115	M10 × 1.25	61.2
(M 2.2 × 0.45)	2.48	M16 × 2	157	M12 × 1.25	92.1
M 2.5 × 0.45	3.39	(M18 × 2.5)	192	(M14 × 1.5)	125
M 3 × 0.5	5.03	M20 × 2.5	245	M16 × 1.5	167
(M 3.5 × 0.6)	6.78	(M22 × 2.5)	303	(M18 × 1.5)	216
M 4 × 0.7	8.78	M24 × 3	353	M20 × 1.5	272
M 5 × 0.8	14.2	(M27 × 3)	459	(M22 × 1.5)	333
M 6 × 1	20.1	M30 × 3.5	561	M24 × 2	384
(M 7 × 1)	28.9	(M33 × 3.5)	694	(M27 × 2)	496
M 8 × 1.25	36.6	M36 × 4	817	M30 × 2	621
M10 × 1.5	58.0	(M39 × 4)	976	(M33 × 2)	761
				M36 × 3	865
				(M39 × 3)	1030

- (注) 1. () のないボルトは第1選択のボルトを示す。
 2. () 内のボルトは第2選択のボルトを示す。
 3. ねじの呼びに () を付けたねじはなるべく用いない。

荷重試験力 (JIS B 1052-2)

(b) 細目ねじのナットの保証荷重試験力

ねじの呼び $D \times P$	保証荷重試験力 ^{a)} , N						
	強度区分						
	04	05	5	6	8	10	12
M 8 × 1	14900	19600	27000	30200	37400	43100	47000
M10 × 1.25	23300	30600	44200	47100	58400	67300	73400
M10 × 1	24500	32200	44500	49700	61600	71000	77400
M12 × 1.5	33500	44000	60800	68700	84100	97800	105700
M12 × 1.25	35000	46000	63500	71800	88000	102200	110500
M14 × 1.5	47500	62500	86300	97500	119400	138800	150000
M16 × 1.5	63500	83500	115200	130300	159500	185400	200400
M18 × 2	77500	102000	146900	177500	210100	220300	—
M18 × 1.5	81700	107500	154800	187000	221500	232200	—
M20 × 2	98000	129000	185800	224500	265700	278600	—
M20 × 1.5	103400	136000	195800	236600	280200	293800	—
M22 × 2	120800	159000	229000	276700	327500	343400	—
M22 × 1.5	126500	166500	239800	289700	343000	359600	—
M24 × 2	145900	192000	276500	334100	395500	414700	—
M27 × 2	188500	248000	351100	431500	510900	535700	—
M30 × 2	236000	310500	447100	540300	639600	670700	—
M33 × 2	289200	380500	547900	662100	783800	821900	—

- (注) ^{a)} 低ナット (スタイル 0) を用いる場合には, 完全な負荷能力をもつナットに対する保証荷重試験力よりも低い力でねじ山がせん断荷重することを考慮する必要がある (附属書 A 参照)。

(i) **鋼製ボルトの強度区分** 締結部材を一定の締付け力で締め付けるためには、それに応じたボルトの強度が必要となる。ボルトの強度は強度区分によって表される。強度区分とは、ボルト材料の引張り強さと降伏点を表す数値であり、

[4.8] [5.6]

などと表す。これらの数字の意味は、以下のようである。

① 1の位の数字(4あるいは5)：引張り強さ(N/mm²)を100で割った値を示す。したがって、4の場合の引張り強さは、400 N/mm²となる。

② 小数点以下の1桁の数字(6あるいは8)：呼び降伏点あるいは耐力を引張り強さで割った値であり、呼び降伏点あるいは耐力(N/mm²)が引張り強さの0.6あるいは0.8の大きさであることを示す。したがって、4.8の降伏点は、 $400 \times 0.8 = 320$ N/mm²となる。

表3・4に、鋼製ボルトの強度区分と機械的性質(引張り応力、降伏応力および保証荷重応力)の関係を示す。保証荷重とは、完全ねじ部の長さが6ピッチ以上あるねじにナットを取り付け、軸方向に15秒間荷重を加えた後、荷重除去後の永久伸びが12.5 μm以下であることを保証する荷重のことである。保証荷重応力を実際のねじに加えられる荷重に変換するためには、保証荷重応力に、ねじの有効断面積 A_s を乗ずればよい。

$$A_s = \pi d_s^2 / 4$$

ここで、 $d_s = (\text{有効径} + \text{谷径}) / 2 = d - 0.938194P$ 。

メートルねじの有効断面積 A_s を表3・5に示す。

一例として、強度区分4.6 M8の鋼製ボルトの保証荷重は、 $225 \text{ N/mm}^2 \times 36.6 \text{ mm}^2 \approx 8240 \text{ N}$ となる。

(ii) **鋼製ナットの強度区分** 表3・6(a)、(b)に、鋼製ナットの保証荷重試験力を示す。ナットの強度区分は1桁の数値で表され、その数値の100倍が呼び保証荷重応力を示す。強度区分が規定されたナットは、10°C ~ 35°C(環境温度)の範囲でナット

表3・7 呼び高さが0.8d以上のナットの強度区分およびそれと組み合わせるボルト

ナットの強度区分	組み合わせるボルト
	強度区分
5	5.8
6	6.8
8	8.8
9	9.8
10	10.9
12	12.9

(備考) 一般に、高い強度区分に属するナットは、それより低い強度区分のナットの代わりに使用することができる。ボルトの降伏応力または保証荷重応力を超えるようなボルト・ナットの締結には、この表の組合せより高い強度区分のナットの使用を推奨する。

におねじをねじ込み、軸方向に保証荷重試験力を負荷した場合、ねじが破損しないこと、また荷重除去後、ナットが指で回せることを満足しなければならない。

表3・7に、ナットの強度区分とそれに組み合わせるボルトの強度区分を示す。強度区分の組合せを誤ると、締め付けた際に、強度の弱いほうのねじが破損するおそれがある。

3・2・5 ねじの力学

mechanics of thread

(1) 斜面の原理

おねじの軸部に引張り力（軸力）が発生している状態で、めねじにトルクを加えることによって、めねじをおねじのまわりに回転させるとき、めねじに加えるトルク T とおねじに発生する軸力 F との関係は、斜面の原理から以下のように求めることができる。斜面の原理とは、斜面上で軸方向力を受ける物体に水平力を加えて移動するとき、水平力と軸方向力の関係を表すものである。

(i) 角ねじの場合 いま、図3・14に示すような角ねじにおいて、軸方向力 F を受ける物体に、水平接線力 Q_T を与えて物体を押し上げるとする。ねじ山間の摩擦係数を μ とすると、斜面に沿った力の釣合いから、次式が得られる。

$$Q_T \cos \beta = F \sin \beta + \mu (F \cos \beta + Q_T \sin \beta) \quad (3.4)$$

また、図3・14より、

$$\tan \rho = \mu F / F = \mu \quad (3.5)$$

という関係が得られる。ここで、 ρ は摩擦角と呼ばれる。

式(3.4)の μ に式(3.5)を代入して、 Q_T について整理すると、

$$Q_T = \frac{\tan \rho + \tan \beta}{1 - \tan \rho \tan \beta} F = \tan(\beta + \rho) \cdot F \quad (3.6)$$

となる。ここで、水平接線力 Q_T がねじの有効径 d_2 上に作用しているとする、軸方向力 F とそれを生じさせるトルク T との関係は、 $Q_T = T / (d_2/2)$ となり、式(3.6)を代入すると、

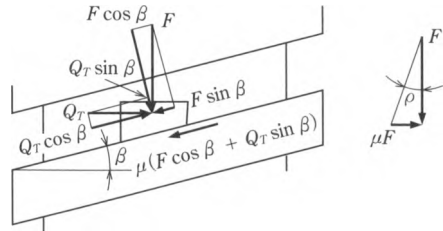


図3・14 角ねじにおけるトルクと締め付け力の関係

$$\tan(\beta + \rho) \cdot F = T / (d_2/2) \quad (3.7)$$

となる。よって、

$$F = T / \{ \tan(\beta + \rho) \cdot (d_2/2) \} \quad (3.8)$$

となる。

一方、図3.14の水平接線力を右から左方向から与え、物体が斜面を下る場合は、式(3.6)の β に $-\beta$ を代入することにより、以下のようになる。

$$Q_T = \frac{\tan \rho - \tan \beta}{1 + \tan \rho \tan \beta} F = \tan(\rho - \beta) \cdot F \quad (3.9)$$

なお、摩擦角 ρ と斜面の傾斜角 β は、一般に締付けねじでは、 $\rho > \beta$ であるが、動力伝達用ねじでは、効率向上のため $\beta > \rho$ の場合が多くなる。また、式(3.8)で、 T をおねじに加えるトルク(締付けトルク)、 F をそのトルクによっておねじ軸部に生じる軸力(引張り力)とすると、リード角 β を小さくすることにより、軸力を増加できることがわかる。細目ねじが、並目ねじに比べてゆるみにくいのは、リード角が小さいため、軸力を大きくできることによる。ちなみに、ねじの締結材では、ねじの締付けによって、ボルト軸部には引張り力が生じ、被締結材には圧縮力が生じる。この引張り力を軸力、圧縮力を締付け力という。

(ii) **三角ねじの場合** 三角ねじの場合は、図3.15に示すように、軸方向の荷重 F に対して、ねじ山の斜面上に作用する垂直力は、ねじ山角度を α とすると、 $F \cos(\alpha/2)$ となる。したがって、三角ねじ山斜面上の摩擦力は、 $\mu F / \cos(\alpha/2)$ となる。よって、三角ねじにおける軸方向力と締付けトルクの間係を求めるためには、式(3.8)において、摩擦角 ρ を見かけの摩擦角 ρ' に置き換えて用いればよい。ここで、見かけの摩擦角 ρ' は、以下のように与えられる。

$$\rho' = \tan^{-1} \mu' = \tan^{-1} \{ \mu / \cos(\alpha/2) \} \quad (3.10)$$

式(3.10)より、 α が小さいほど ρ' の値が小さくなることから、三角ねじは、角ねじや台形ねじに比べ、摩擦力が大きく、締付け用ねじに適していることがわかる。

また、軸方向力 F を受けるねじにトルク T を加え、ねじを1回転させたとき、軸方向力 F は、リード l だけ押し上げられることになる。

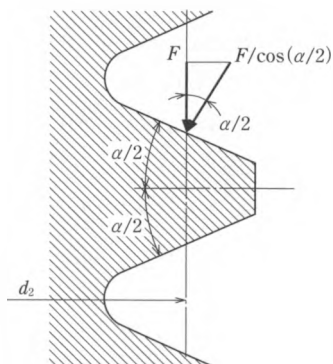


図3.15 三角ねじのねじ山に作用する力

これより、ねじ面上の摩擦のみを考えた場合のねじの効率 η は、以下のように与えられる。

$$\text{角ねじの場合：}\eta = \frac{Fl}{2\pi T} = \frac{\tan\beta}{\tan(\beta+\rho)} = \frac{1-\mu\tan\beta}{1+\mu\cot\beta} \quad \left(\because \tan\beta = \frac{l}{\pi d_2}\right) \quad (3\cdot11)$$

$$\text{三角ねじの場合：}\eta = \frac{Fl}{2\pi T} = \frac{\tan\beta}{\tan(\beta+\rho')} = \frac{\cos(\alpha/2)-\mu\tan\beta}{\cos(\alpha/2)+\mu\cot\beta} \quad (3\cdot12)$$

(2) ねじの自立条件 (ねじ面上の摩擦のみを考えた)

式(3・9)において、 $Q_T < 0$ となると、ねじは、何の力を加えなくても自然とゆるんでしまう。したがって、ねじが回転せず、自然にゆるまない条件としては、 $Q_T > 0$ である必要があり、 $\rho - \beta > 0$ である必要がある。この条件を、ねじの自立条件という。一般の締付け用三角ねじのリード角としては、十分な安全をみて $\beta < 2.5^\circ$ にとられている。

3・2・6 ねじの締付け

bolt tightening

(1) 締付けトルク (tightening torque)

ねじで被締結体を締め付ける際には (締付け力 F)、ねじ面の摩擦のみではなく、図3・16に示すように、ナットあるいはボルトの座面と被締結体との間にも摩擦が存在する。座面における摩擦力が座面の平均半径 $d_m/2$ に集中するとし、摩擦係数を μ_w 、ボルトの軸力を F とすると、座面におけるトルク T_w は、

$$T_w = \mu_w F d_m / 2 \quad (3\cdot13)$$

となる。ここで d_m は、六角ナットの二面幅を B 、ボルトの穴直径を d_h とすると、

$$d_m = (B + d_h) / 2$$

$$\text{あるいは } d_m = \frac{2}{3} \frac{B^3 - d_h^3}{B^2 - d_h^2}$$

$$(3\cdot14)$$

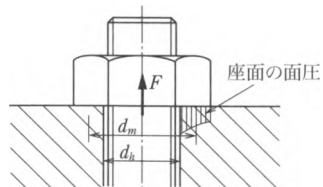


図3・16 ナット座面の摩擦力

と与えられる。したがって、実際に軸力 F を生じさせるために必要となるトルク T_r は、ねじ面と座面のトルクの和 ($T + T_w$) として与えられ、以下ようになる。

$$T_r = T + T_w = F \{ \tan(\beta + \rho) \cdot (d_2/2) + \mu_w (d_m/2) \} \quad (3\cdot15)$$

いま、ねじの呼び径を d として式(3・15)を変形すると、

$$T_r = \{\tan(\beta + \rho) \cdot (d_2/2d) + \mu_w(d_m/2d)\} Fd = KFd \quad (3 \cdot 16)$$

となる。ここで、 K をトルク係数と呼ぶ。トルク係数は、 $\mu = \mu_w = 0.15$ とすると、 $K = 0.2$ 程度の値が平均的であるが、接触面の表面状況、精度などにより、 $0.1 \sim 0.4$ の値をとる場合もある。

さらに、一般締結用ねじでは、 $\beta = 2.5^\circ$ 、 $\mu = \mu_w = 0.15$ 程度であることを考慮すると、 $\tan(\beta + \rho') \doteq \tan \beta + \tan \rho'$ と近似することができる。これを式(3・15)に代入し、整理すると、以下の式が得られる。

$$\begin{aligned} T_r &= \{\tan \beta (d_2/2d) + \mu \sec(\alpha/2) (d_2/2d) + \mu_w(d_m/2d)\} Fd \\ &= (K_1 + K_2 + K_3) Fd \end{aligned} \quad (3 \cdot 17)$$

ここで、 K_1 は、軸力 F を与えるためのトルク係数、 K_2 はねじ面の摩擦トルク係数、 K_3 は座面の摩擦トルク係数である。一般のねじでは、 $K_1 \doteq 10\%$ 、 $K_2 \doteq 35 \sim 40\%$ 、 $K_3 \doteq 50 \sim 55\%$ の値をとり、締付けトルクの半分は、座面の摩擦トルクに費やされる。

〔例題 3・1〕 六角ナットの二面幅を $B = 1.5d$ 、ボルトの穴直径を $d_h = 1.1d$ とし、座面の面圧が均一であるとするとき、摩擦力が集中する半径 $d_m/2$ を求めよ。

〔解〕 面圧を p とし、半径方向座標を r とすると、座面の全摩擦力は、 $\mu \iint pr d\theta dr$ となる。一方、座面の全摩擦トルクは、 $\mu \iint pr \cdot r d\theta dr$ となる。したがって、摩擦力が集中する半径を $d_m/2$ とすると、

$$d_m/2 \iint pr d\theta dr = \iint pr \cdot r d\theta dr \quad (d_h/2 \leq r \leq B/2, 0 \leq \theta \leq 2\pi)$$

となる。よって、上式を積分することにより、次式が得られる。

$$d_m = \frac{2}{3} \frac{B^3 - d_h^3}{B^2 - d_h^2} = 1.31d$$

上式の結果は、 $d_m = (B + d_h)/2 = 1.3d$ と、ほぼ近い値を示すことから、摩擦力が集中する平均直径を近似的に、 $d_m = (B + d_h)/2$ としてよいことがわかる。

(2) 最大締付け軸力 (maximum tightening force in bolt)

ボルトに静的な引張り力 F が加わる場合、ボルト軸内の引張り応力 σ は、

$$F = \sigma A_s \quad (3 \cdot 18)$$

と与えられる。ここで、 A_s は、有効断面積と呼ばれ、次式で計算される。

$$A_s = \pi d_s^2/4 = \pi \{(d_1 + d_2)/2 - H/12\}^2/4 = \pi (d - 0.938194P)^2/4$$

ただし、 d :呼び径、 d_1 :谷の径、 d_2 :有効径、 H :とがり山の高さ、 P :ねじのピッチ。

なお、式(3・18)において、 σ を許容引張り応力に置き換えることにより、 F はボルトに加える最大引張り力となる。

つぎに、被締結材をボルト、ナットで締結する場合、一般には、ボルト軸には、式(3・18)で与えられる引張り応力と、ねじりによるせん断応力が同時に加わる。ナットに加えられるトルクを T とすると、せん断応力 τ は、以下の式で与えられる。

$$\tau = 16T/\pi d_s^3 \quad (3\cdot19)$$

ねじ面の摩擦を考慮した場合の締付けトルクは、式(3・8)に与えられており、それを上式に代入して整理すると、以下の式が得られる。

$$\begin{aligned} \tau &= 16T/\pi d_s^3 = 16F\{\tan(\beta + \rho') \cdot (d_2/2)\}/\pi d_s^3 \\ &= 2\sigma d_2 \tan(\beta + \rho')/d_s \end{aligned} \quad (3\cdot20)$$

なお、座面の摩擦については、安全をみて、ここでは考慮していない。

ここで、引張り応力とせん断応力が同時に加わる軸の降伏条件として、せん断ひずみエネルギー説を採用し、相当引張り応力を σ_e とすると、

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma\sqrt{1 + 3(\tau/\sigma)^2} \quad (3\cdot21)$$

σ_e が、単純引張り降伏応力 σ_Y に等しくなったとき、ボルトは降伏することから、最大引張り力 F は、次式のように与えられる。

$$\begin{aligned} F &= \sigma A_s = \sigma_e A_s / \sqrt{1 + 3(\tau/\sigma)^2} \\ &= \sigma_Y A_s / \sqrt{1 + 3\{2(d_2/d_s) \cdot \tan(\beta + \rho')\}^2} \end{aligned} \quad (3\cdot22)$$

ここで、メートル並目ねじ ($\alpha = 30^\circ$) における平均的な値として、 $\beta = 2.5^\circ$ 、 $d_2/d_s = 1.05$ 、 $\mu = 0.15$ とすると、 $\tau = 0.455\sigma$ 、 $\sigma_e = 1.27\sigma$ となり、式(3・22)より、 $F = 0.8\sigma_Y A_s$ が得られる。これは、ボルトの引張り応力が、 $0.8\sigma_Y$ で降伏に達することを示している。しかし、実際の締付けでは、接触面の摩擦係数、締付け方法などのばらつきや安全性を考慮し、最大引張り応力を $0.7\sigma_Y$ とする。よって、これに相当するボルトの最大締付け軸力は、

$$F_{\max} = 0.7\sigma_Y A_s \quad (3\cdot23)$$

となり、また、締付け軸力の目安として、以下の式が設定されている。

$$F = F_{\max}(1 + 1/Q)/2 = 0.7\sigma_Y A_s(1 + 1/Q)/2 \quad (3\cdot24)$$

ここで、 Q は、締付け係数と呼ばれ、

$$Q = (\text{締付け軸力の最大値 } F_{\max}) / (\text{締付け軸力の最小値 } F_{\min})$$

表 3・8 締付け係数 Q の値

Q	締付け方法	表面状態		潤滑状態
		ボルト	ナット	
1.4	トルクレンチ	無処理 または リン酸塩被膜	無処理 または リン酸塩被膜	油潤滑
1.6	インパクトレンチ		無処理	
1.8	トルクレンチ	亜鉛めっき カドニウムめっき	無処理	潤滑せず
2.0	動力ドライバ	亜鉛めっき カドニウムめっき	亜鉛めっき カドニウムめっき	油潤滑または 潤滑せず

で与えられ、締付け軸力のばらつきの程度を表す。 Q の値は、締付け方法に依存しており、ユンカー (Junker) は、その値を表 3・8 のように与えている。

〔例題 3・2〕 図 3・17 に示すように、ねじを用いて物を締め付ける器具がある。ねじは角ねじで、山径 20 mm、谷径 16.2 mm、有効径 18.1 mm、ピッチ 3.8 mm となっている。ねじ面の摩擦係数を 0.15、物と締め具との摩擦係数を 0.2 とするとき、以下の問いに答えよ。

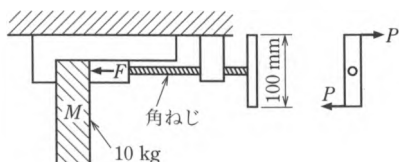


図 3・17 例題 3・2 の図

(a) 物の質量 $M = 10 \text{ kg}$ のとき、物が落ちないために必要な締め具の力 F はいくら以上必要か。

(b) 締め具の力 F を発生させるために必要な力 P を図のようにかけるとき、その値はいくらか。

〔解〕

(a) 質量 10 kg の物体が落ちないためには、1 面当たりの摩擦力 μF は、 $10 \times 9.8/2 < \mu F$ である必要がある。よって、 $F = 49/0.2 = 245 \text{ N}$ 。

(b) リード角 β は、式 (3・1) より、

$$\beta = \tan^{-1}\{l/(\pi d_2)\} = \tan^{-1}\{3.8/(\pi \cdot 18.1)\} = 0.067 \text{ rad}$$

また、式 (3・5) および式 (3・8) より、トルク T と軸力 F の関係は、

$$\begin{aligned} T &= F \cdot \{\tan(\beta + \rho) \cdot (d_2/2)\} = 245 \times \tan(0.067 + 0.149) \times 18.1 \times 10^{-3}/2 \\ &= 0.486 \text{ Nm} \end{aligned}$$

また、このトルク T は、ハンドルに加えるトルクに等しいことから、

$$T = lP \quad \text{よって} \quad P = T/l = 0.486/0.1 = 4.86 \text{ N}$$

〔例題3・3〕 強度区分 8.8, M8 のメートル並目ねじのボルト, ナットを油潤滑した状態で, 手動トルクレンチでそれらを締め付ける. トルクレンチの目安となる締め付けトルクを求めよ.

〔解〕 表 3・8 より, 油潤滑した場合のトルクレンチの Q 値を求めると, 1.4 となる. 式 (3・24) に代入すると, $F = 0.7(1 + 1/Q)\sigma_Y A_s / 2 = 0.6\sigma_Y A_s$.

一方, 座面などの摩擦を考慮した締め付けトルク T と締め付け軸力 F の関係は, 式 (3・16) で与えられ, 一般のメートル並目ねじの平均的なトルク係数 K は, 0.2 であった. よって, $T = 0.2Fd$ なる関係から, $T = 0.12\sigma_Y A_s d$ が得られる.

強度区分 8.8 の σ_Y は 640 MPa, M8 の A_s は 36.6 mm^2 であることから,

$$T = 0.12 \times 640 \times 10^6 \times 36.6 \times 10^{-6} \times 8 \times 10^{-3} = 22.5 \text{ Nm}$$

3・2・7 ねじ山の強度

strength of threads

(1) ねじ山のせん断強さ (strength of threads for shear stress)

締め付け力 F をうけるボルトやナットでは, ねじ山が応力集中により, せん断破壊することが考えられる. 図 3・18 に示すように, ボルトでは AB に沿って, またナットでは CD に沿って, せん断破壊が生ずるとすると, 長さ AB, CD は, 以下のように与えられる.

$$\text{ボルト: } AB = P/2 + (d_2 - D_1)\tan(\alpha/2) = a_1 P \quad (3\cdot25)$$

$$\text{ナット: } CD = P/2 + (d - D_2)\tan(\alpha/2) = a_2 P \quad (3\cdot26)$$

ここで, 三角ねじでは, $a_1 = 0.75$, $a_2 = 0.875$, $\alpha/2 = 30^\circ$ である (台形ねじでは, $a_1 = a_2 = 0.65$).

したがって, ボルト, ナットの根元に生じるせん断応力は, 下式になる.

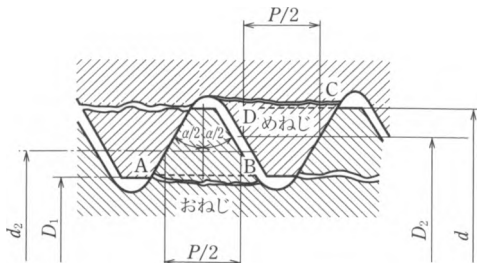


図 3・18 ねじのせん断破壊

$$\tau_b = F / (z\pi d_1 \cdot 0.75P), \quad \tau_n = F / (z\pi D \cdot 0.875P) \quad (3 \cdot 27)$$

ここで、 z は負荷能力のあるねじ山の数であり、ナットの長さを L とすると、近似的に、 $z = (L - 0.5P) / P$ で与えられる。なお、ねじ山に荷重が作用するときは、第1山に30%、第2山に20%の荷重が作用し、ねじ山によって異なった荷重が作用するといわれている。しかし、ねじ山が破壊する際には、ねじ山が変形し、全ねじ山に荷重が作用すると考えられる。

式(3・27)から明らかなように、 $\tau_b > \tau_n$ であることから、ボルトのねじ山が、先に破壊する。

(2) ねじ山の面圧強さ (strength of threads for contact pressure)

締付け用ねじにおいて、締付け、ゆるめ作業を繰り返すような場合は、ねじ面の面圧が高い場合、ねじ面の摩耗が大きくなる。また、運動用ねじでは、ねじ面の摩耗が問題となることから、ねじ面に加わる面圧を制限する必要がある。ねじ面の面圧 p_m は、次式で計算される。

$$p_m = F / \{z(\pi/4)(d^2 - d_1^2)\} \cong F / (z\pi d_2 H_1) = F / \{z\pi d_2 (0.5413P)\} \quad (3 \cdot 28)$$

ここで、 H_1 は、ねじの引っかけり高さであり、 $H_1 = (d - d_1) / 2$ で表される。表3・9に、ねじ山の許容面圧を与える。

表3・9 ねじ山の許容面圧

ねじ材料		許容面圧 σ_c (N/mm ²)	
おねじ	めねじ	締付け用	運動用
軟鋼	軟鋼・黄銅	30	10
軟鋼	鋳鉄	40	13
硬鋼	硬鋼・黄銅	15	5

(3) ねじ山のはめあい長さ

一般には、ねじ山のはめあい長さが、 $0.6d$ 以上であれば、ねじ山がせん断破壊することはないといわれている。JISに規定されたスタイル1およびスタイル2のナット長さは、それぞれ $0.8d$ 、 $0.9d$ であるので、これらを用いる場合は、ねじ山のせん断強さが問題となることはない。ただし、長さが $0.5d$ である低ナットの場合は、考慮する必要がある。さらに、ボルトとナットの材質が異なる場合には、弱いほうの材料に合わせてはめあい長さを決めなければならない。

3・2・8

ねじ締結材の設計法

bolt selection for static loading

(1) 内外力比 (the joint constant)

図 3・19(a) に示すような 2 個の中空円筒状の被締結部材をボルトとナットで締結する。このとき、ボルトには引張り力 F_p が加わり、被締結部材には圧縮力 F_p が加わり、釣り合っているとす。

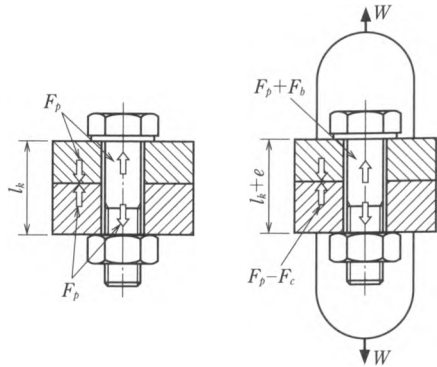
この状態の F_p を予張力と呼ぶ。つぎに、同図(b) に示すように、被締結部材表面に W の軸方向引張り力を加えると、被締結部材の長さ l_k (グリップ長さ) は、 e だけ伸びる。このとき、ボルト軸力は図 3・20 に示すように $(F_p + F_b)$ となり、被締結材の圧縮力は $(F_p - F_c)$ となる。ボルト・ナット系のばね定数を C_b 、被締結部材のばね定数を C_c とすると、以下のような式が得られる。

$$\begin{aligned} F_b &= eC_b, & F_c &= eC_c, \\ W &= F_b + F_c = e(C_b + C_c) \end{aligned} \quad (3 \cdot 29)$$

ここで、 $\phi = F_b/W = C_b/(C_b + C_c)$ とおくと、上式はつぎのようにおくことができる。

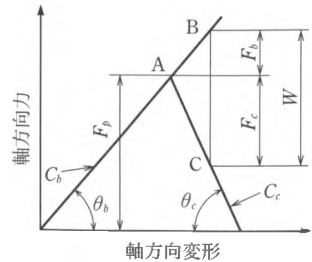
$$F_b = \phi W, \quad F_c = (1 - \phi) W \quad (3 \cdot 30)$$

ϕ は、“内外力比”と呼ばれるが、 W が同じであっても、 ϕ の値の大小によって、ボルトの引張り力 F_b 、被締結材の圧縮力 F_c の値が異なる。一般に、 F_b が大きすぎると、座面が被締結材との接触部で陥没し、ねじのゆるみを生じたり、ボルト・ナット系が破損するおそれがあるので、 ϕ を小さくとることがねじ締結材を設計するうえで重要とされる。ただし、 F_c が大きすぎると、被締結材の間にすきまを生じたり、すべりを生じたりするので、適当な ϕ の値を選ぶ必要がある。



(a) 締付け力 F_p (b) 外力 W より生ずる内力 F_b, F_c

図 3・19 ねじ締結部材に作用する外力と内力



$$C_b = \tan \theta_b, \quad C_c = \tan \theta_c$$

図 3・20 締付け線図

(2) ボルト・ナット系のばね定数 C_b と被締結材のばね定数 C_c

図3・19(a)に示したように、ボルトとナットを用いて被締結材を締め付ける。このとき、軸方向引張り荷重 F_s 、ボルトの伸びを e_b とすると、ボルト・ナット系のばね定数 C_b は、

$$C_b = F_s / e_b \tag{3.31}$$

と定義される。実際のボルト・ナット系の変形は大変複雑であり、これまでに、 C_b を求めるための計算式は数多く提案されている。本書では、ボルトとナットの変形を考慮した式を示す。

$$1/C_b = (0.6d/A_a + l_g/A_a + l_s/A_s + 0.7d/A_s) / E_b \tag{3.32}$$

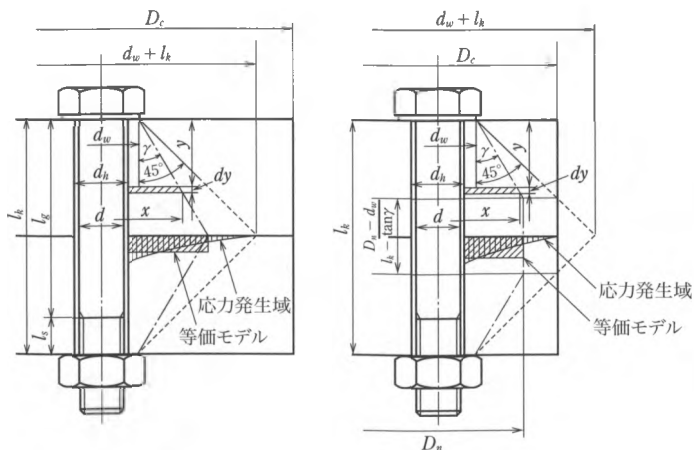
ここで、 $l_g = l_k - l_s$ (図3・21参照)、 $A_a = \pi d^2/4$ 、 $A_s = \pi d_s^2/4$ 、 E_b はボルトの縦弾性係数である。ボルトとナットの変形を考慮しない場合、式(3.32)は、簡単に、

$$1/C_b = (l_g/A_a + l_s/A_s) / E_b \tag{3.33}$$

と表せる。式(3.32)において、 $l_s = 1.0d$ 、 $d_s = 0.86d$ という値を用いて整理すると、以下のような式に書き換えられる。

$$C_b / (dE_b) = \pi(1.899 + l_k/d)^{-1}/4 \tag{3.34}$$

被締結材のばね定数 C_c については、図3・21に示すような等価的なモデルを考える。締結部材の外径を D_c 、ボルトあるいはナットの座面直径を d_w 、グリップ長



(a) 平板 ($D_c > d_w + l_k$)

(b) 太円筒 ($d_w < D_c < d_w + l_k$)

図3・21 等価モデルによるばね定数の近似計算法

さを l_k とすると、 $D_c > l_k + d_w$ (平板) の場合には、被締結材の接触面 $l_k + d_w$ の範囲に接触応力を生じると考えられており、 $l_k + d_w$ より外側の応力は 0 となる。したがって、接触応力は外周部に向かうにつれ減少するが、等価モデルでは、接触応力が接触部内に均等に存在するとし、接触応力の総和が同一となるような仮想的な円すい領域を考える。

等価的な円すい形を一点鎖線で図 3・21(a) に示す。 $D_c > l_k + d_w$ (平板) の場合には、 D_c が大きくなっても接触面応力は変化しないので、 D_c の値にかかわらず C_c の値は一定となる。 $D_c < l_k + d_w$ (太円筒) の場合には、 D_c で接触応力は 0 となるので、等価モデルは、同図(b) に示すように、等価円錐と等価円筒の組合せとして考える。

本書では、このような考え方にもとづいて導かれた式のうち、以下で求められるロリ (Lori) の式を示す。図 3・21(a) において、等価モデルの上面から、 y の位置に外径 x 、内径 d_h 、厚さ dy の環状円板を考える。この円板の厚さ方向のコンプライアンス (ばね定数の逆数) $d\delta$ は、締付け部材の縦弾性係数を E_c とすると、

$$d\delta = dy / \{ (\pi E_c / 4) (x^2 - d_h^2) \} \quad (3\cdot35)$$

となる。一方、 x と y の間には、 $x = d_w + 2y \tan \gamma$ という関係があるので、これを微分すると、

$$dy = dx / (2 \tan \gamma) \quad (3\cdot36)$$

となる。式(3・36)を式(3・35)に代入すると、

$$d\delta = \frac{2}{\pi E_c \tan \gamma} \left(\frac{dx}{x^2 - d_h^2} \right) \quad (3\cdot37)$$

この式を x について、二つの有孔円すい台等価モデルの接触面全体について積分することにより、コンプライアンス $1/C_c$ を求めることができる。よって、

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_c} &= \frac{4}{\pi E_c \tan \gamma} \int_{d_w}^{d_w + l_k \tan \gamma} \left(\frac{dx}{x^2 - d_h^2} \right) \\ &= \frac{4}{\pi E_c \tan \gamma} \frac{1}{d_h} \left\{ \ln \frac{(d_w + d_h)(d_w + l_k \tan \gamma - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + l_k \tan \gamma + d_h)} \right\} \end{aligned} \quad (3\cdot38)$$

また太円筒の場合は、等価モデルの円筒部の外径を D_n とすると、 D_n と締結部材の外径 D_c の間の関係は、以下のようになる。

$$D_n = d_w + (D_c - d_w) \tan \gamma \quad (3\cdot39)$$

したがって、等価モデルのコンプライアンス ($1/C_c$) は、底面外径 D_n の二つの

穴付き円すい台のコンプライアンスと外径 D_n 、長さ $\{l_k - (D_n - d_w)/\tan \gamma\}$ の中空円筒のコンプライアンスの和として与えられる。よって、

$$\frac{1}{C_c} = \frac{4}{\pi E_c \tan \gamma} \int_{d_w}^{D_n} \left(\frac{dx}{x^2 - d_h^2} \right) + \frac{4}{\pi E_c (D_n^2 - d_h^2)} \left(l_k - \frac{D_n - d_w}{\tan \gamma} \right) \quad (3.40)$$

上式を整理すると、以下の式が得られる。

$$\frac{C_c}{d \cdot E_c} = \frac{d_h}{d} \frac{\pi}{2} \tan \gamma \cdot \left[\ln \frac{\{(1 + d_h/d_w)(D_n - d_h)/d_w\}}{\{(1 - d_h/d_w)(D_n + d_h)/d_w\}} + 2 \frac{d_h}{d_w} \frac{1 + (l_k/d_w) \tan \gamma - (D_n/d_w)}{(D_n/d_w)^2 - (d_h/d_w)^2} \right]^{-1} \quad (3.41)$$

さらに上式(3.38)、(3.41)において、ねじの平均的な値として、 $d_w/d = 1.5$ 、 $d_h/d = 1.1$ とおくことにより、以下のような式が導かれる。

$$\frac{C_c}{d \cdot E_c} = 1.7279 \tan \gamma \cdot \left[\ln \frac{1 + 2.5(l_k/d) \tan \gamma}{1 + 0.3846(l_k/d) \tan \gamma} \right]^{-1} \quad (3.42)$$

$$\frac{C_c}{d \cdot E_c} = 1.7279 \tan \gamma \cdot \left[\ln \frac{2.6 \cdot (D_n/d_w) - 1.9067}{0.4 \cdot (D_n/d_w) + 0.2933} + 1.4667 \frac{1 + 0.6667 \cdot (l_k/d) \tan \gamma - (D_n/d_w)}{(D_n/d_w)^2 - 0.5378} \right]^{-1} \quad (3.43)$$

ここで、

$$\tan \gamma = 0.291 + 0.032 \ln(l_k/d) + 0.153 \ln(D_c/d_w) \quad (3.44)$$

(3) へたり係数 Z

図3.19(a)のような予張力 F_p で締め付けられているねじ締結体において、各部の接触面における凹凸が、ある原因によって平坦化され、予張力が F_z だけ減じたとする。このときの軸方向近接量を δ_z (へたり量) とすると、図3.22に示すような関係から、次式が得られる。

$$\delta_z = \delta_b + \delta_c = F_z (1/C_b + 1/C_c) \quad (3.45)$$

上式を変形すると、

$$F_z = (1/C_b + 1/C_c)^{-1} \cdot \delta_z \equiv Z \cdot \delta_z \quad (3.46)$$

ここで、 Z をへたり係数という。 δ_z は、ドイツ工業規格 VDI 2230 (1986) によれば、おもに、

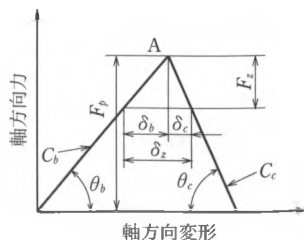


図3.22 へたり係数

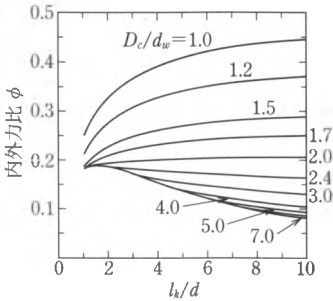


図 3-23 内外力比 ϕ の速算図表 (鋼製ボルト・鋼製ナットの場合)

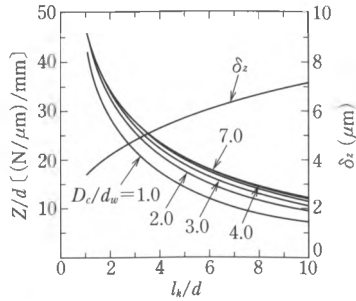


図 3-24 へたり係数 Z の速算図表とへたり量 δ_z の線図

(l_k/d) に依存し、以下の式で与えられる。

$$\delta_z = 3.29(l_k/d)^{0.34} \text{ (}\mu\text{m)} \tag{3-47}$$

式(3-34)とロリの式より求めた内外力比 ϕ 、へたり係数 Z およびへたり量 δ_z [式(3-47)] の計算結果を、図 3-23、図 3-24 に示す。

(4) 被締結材同士が離れないねじの設計

被締結材に引張り外力 W が加わった場合、被締結材内には F_c の圧縮力変化が現れる。このときに被締結材同士が離れないための目安としては、被締結材内に $0.2F_c$ が存在することが用いられる。図 3-25 に示すように、初期予張力 F_p をボルト締付け軸力の最小値 F_{\min} にとり、へたりによる初期ゆるみ力を F_z として、 $(F_{\min} - F_z)$ の状態で釣り合ったとすると、外力 W が加わった場合、以下のような関係が得られる。

$$F_{\min} = F_c + F_z + 0.2F_c \tag{3-48}$$

$F_c = (1 - \phi)W$ 、および、 $Q = F_{\max}/F_{\min}$ という関係より、 F_{\min} および F_c を消去すると、

$$F_{\max} = Q\{F_z + 1.2(1 - \phi)W\} \tag{3-49}$$

また、式(3-23)の $F_{\max} = 0.7\sigma_Y A_s$ という関係より、ボルトの降伏荷重 F_Y は、以下のようなようになる。

$$F_Y = \sigma_Y A_s \geq F_{\max}/0.7 \tag{3-50}$$

よって、上式を満足するような呼び径およ

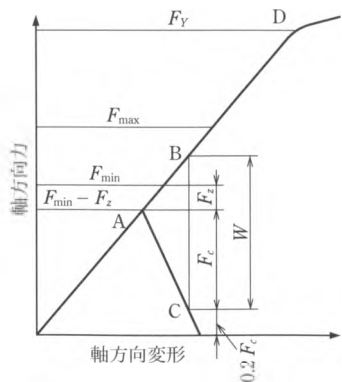


図 3-25 被締結材が遊離せず、ボルトが破損しない条件線図

表3・10 破損（降伏または0.2%耐力）荷重 F_Y の値（単位 kN）

メートル並目ねじ						メートル細目ねじ					
ねじの呼び	強度区分					ねじの呼び	強度区分				
	4.6	6.8	8.8	10.9	12.9		4.6	6.8	8.8	10.9	12.9
M 4	2.1	4.2	5.6	8.3	9.7	—	—	—	—	—	—
M 5	3.4	6.8	9.1	13.3	15.6						
M 6	4.8	9.6	12.9	18.9	22						
M 8	8.8	17.6	23	34	40	M 8 × 1	9.4	18.8	24	37	43
M10	13.9	28	37	55	64	M10 × 1.25	14.7	29	39	58	67
M12	20	40	54	79	93	M12 × 1.25	22	44	59	87	101
M16	38	75	100	148	173	M16 × 1.5	40	80	107	157	184
M20	59	118	162	230	270	M20 × 1.5	65	131	180	260	300
M24	85	169	230	330	390	M24 × 1.5	92	184	250	360	420
M30	135	270	370	530	620	M30 × 2	149	300	410	580	680
M36	196	390	540	770	900	M36 × 3	210	420	570	810	950

び強度区分のボルトを選ばよ。表3・10に、メートル並目ねじ、および細目ねじの降伏荷重 F_Y を示す。

〔例題3・4〕 図3・26に示すような鋼製中空円筒状のねじ締結体に、外部荷重 $W=10$ kN が加わった場合、被締結部材が離れないようにするための鋼製ボルトを選定せよ。ただし、外部荷重 W の着点点は円筒上下表面とし、 $Q=1.4$ とする。

〔解〕 まず、ねじの初期ゆるみ量 F_Z を0、 ϕ を0.2として、ボルトの直径および強度区分をかりに選定する。

よって、

$$F_{\max} = Q \{F_Z + 1.2(1 - \phi) W\}$$

$$= 1.4 \times 1.2 \times 0.8 \times 10 = 13.44 \text{ kN}$$

したがって、 $F_Y = F_{\max}/0.7 = 13.44/0.7 = 19.2$ kN

表3・10より、M8、強度区分8.8をかりに選定する。

つぎに、このボルトを用いて、実際に被締結部材が離れないかを計算する。

$D_c/d_w = 40/(8 \times 1.5) = 3.33$ 、 $l_k/d = 20/8 = 2.5$ であることから、図3・23より ϕ を求めると、 $\phi = 0.18$ となる。図3・24より、へたり係数 $Z = 29 \times 8 = 232$ N/ μm となる。

へたり係数と、同図から得たへたり量 $4.5 \mu\text{m}$ から、初期ゆるみ量 F_Z は以下の

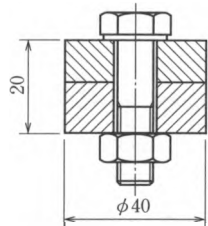


図3・26 例題3・4の図

ようになる。

$$F_z = 232 \times 4.5 = 1044 \text{ N}$$

この値を、 F_{\max} の式に代入し、再度、 F_{\max} を求めると、

$$F_{\max} = Q \{F_z + 1.2(1 - \phi) W\} = 1.4 \times (1.044 + 1.2 \times 0.82 \times 10) = 15.24 \text{ kN}$$

よって、 $F_Y = F_{\max}/0.7 = 15.24/0.7 = 21.8 \text{ kN} < 23 \text{ kN}$ となり、M8、強度区分 8.8 を選定する。

〔例題 3・5〕 図 3・27 のように、鋼製の圧力容器のふた（外径 $D_o = 250 \text{ mm}$ 、ねじ取付け部直径 $D_d = 230 \text{ mm}$ 、内径 $D_i = 200 \text{ mm}$ ）が、M6 の通しボルトに 12 本によって締め付けられている。容器内圧力が許容最大圧力

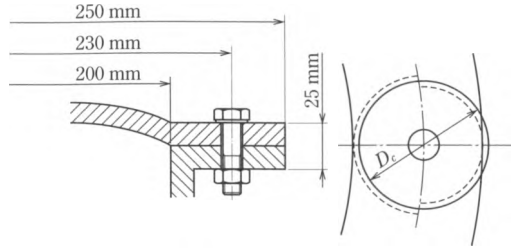


図 3・27 例題 3・5 の図

$p_{\max} = 2.5 \text{ MPa}$ に達したとき、被締結材に残る圧縮力が $0.2F_c$ となるためには、予張力をいくらにすべきか。また、そのためにはどの強度区分のボルトを使用すべきか。ただし、初期ゆるみ量は考慮しないものとする。また $Q = 1.4$ とする。

〔解〕 題意より、 $l_k/d = 25/6 = 4.17$ 。

D_c については、簡単にするために、ボルト穴のまわりに図 3・27 に示すような仮想的な中空円筒を考える。したがって、 D_c は仮想的な中空円筒の直径の平均をとり、 $D_c = \{(250 - 230) + (230 - 200)\}/2 = 25 \text{ mm}$ となる。よって、

$$D_c/d_w = 25/(1.5 \times 6) = 2.78$$

図 3・23 より ϕ を求めると、 $\phi = 0.15$ となる。

ボルト 1 本当たりの外部荷重 W については、ボルトの本数を n 、圧力容器内径を D とすると、

$$W = \pi D^2/4 \times p_{\max}/n = \pi \times (0.2)^2/4 \times 2.5 \times 10^6/12 = 6.54 \text{ kN}$$

$$\therefore F_{\max} = Q \times 1.2(1 - \phi) W = 1.4 \times 1.2 \times 0.85 \times 6.54 = 9.34 \text{ kN}$$

となる。予張力 F が F_{\min} に等しいとすると（p.77 参照）、

$$F = F_{\min} = F_{\max}/Q = 9.34/1.4 = 6.67 \text{ kN}$$

また、このときのボルトの破損荷重は、 $F_Y = F_{\max}/0.7 = 13.34 \text{ kN}$ 。

よって、強度区分 10.9 とする。

3・2・9

ねじ部品の疲れ

bolt selection for fatigue loading

これまで、ねじに加わる外力は、時間的に変動しない静的な荷重として取り扱ってきた。しかし、実際の機械装置に加わる外力は、一般には、時間的に変動することが多い。いま、図 3・28 に示すように、ボルトに締付け力 F_p が加わった後に、 $0 \sim W$ の間で時間的に変動する外部荷重が加わった場合、ボルトの軸力は、 $F_p \sim (F_p + F_t)$ の間を変動することになる。したがって、ボルトに加わる平均応力 σ_{tm} は、

$$\sigma_{tm} = (F_p + F_t/2)/A_s \quad (3.51)$$

となり、応力振幅 σ_a は、以下のようになる。

$$\sigma_a = F_t/(2A_s) = \phi W/(2A_s) = \{C_b/(C_b + C_c)\} \cdot W/(2A_s) \quad (3.52)$$

ねじ部品の疲れ試験は、平均応力 σ_{tm} を一定として、ある応力振幅 σ_a を繰り返し与えた場合、ねじ部品が疲れ破壊するまでの繰返し数と σ_a との関係測定するものである。しかし、応力振幅 σ_a が、ある一定の値よりも小さくなると、応力振幅を無限に繰り返し与えても、ねじ部品は疲れ破壊しなくなる。このような σ_a の最大値を疲れ強さと呼び、 σ_{WK} で表す。この疲れ強さ σ_{WK} を実際の機械製品に適用する場合は、つぎのように、安全率を考慮した許容応力 σ_A を用いる。

$$\sigma_A = \{\zeta/(f_s \cdot f_m)\} \cdot \sigma_{WK} \quad (3.53)$$

ここで、 σ_{WK} は疲れ強さの推定値であり、表 3・11 にその値を示す。

ζ は、実際に使用されるボルトの疲れ強さと σ_{WK} との比であり、ボルトの製法におもに関係している。

焼きならした中炭素鋼を転造加工したねじ： $\zeta = 1.6 \sim 1.9$

焼入れ焼戻し後、合金鋼を転造加工したねじ： $\zeta = 1.8 \sim 1.9$

転造加工後、焼入れ焼戻しをしたねじ： $\zeta = 1.0$

f_s は、 F_t 値の推定の不確かさに対する安全率である。

内外力比が大きめに見積もられている場合： $f_s = 1.0$

F_t 値を実物について測定した場合（測定誤差を考慮して）： $f_s = 1.1$

f_m は、表 3・11 の σ_{WK} 値の推定値の不確かさに対する安全率である。

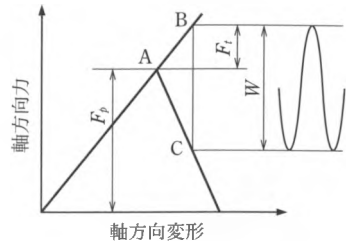


図 3・28 外部変動荷重 W が加わった場合の締付け線図

表 3・11 疲れ強さの推定値 σ_{WK} (単位 N/mm²)

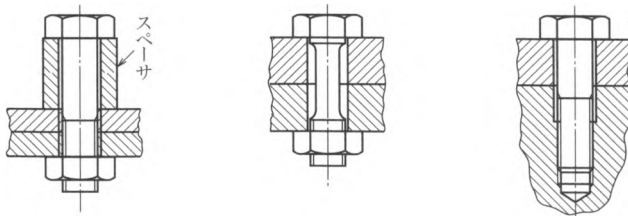
メートル並目ねじ						メートル細目ねじ					
ねじの呼び	強度区分					ねじの呼び	強度区分				
	4.6	6.8	8.8	10.9	12.9		4.6	6.8	8.8	10.9	12.9
M 4	78	81	87	76	110	—	—	—	—	—	
M 5	72	73	77	66	96						
M 6	68	69	73	62	89						
M 8	62	62	63	74	76	M 8×1	63	74	63	75	77
M10	54	52	53	63	64	M10×1.25	56	55	56	65	66
M12	51	48	48	56	58	M12×1.25	56	53	54	63	65
M16	47	44	43	50	51	M16×1.5	51	48	48	56	57
M20	42	40	39	45	46	M20×1.5	50	47	47	54	56
M24	40	36	35	41	41	M24×1.5	46	43	42	50	50
M30	37	35	39	39	39	M30×2	46	44	50	50	51
M36	37	33	38	38	38	M36×3	41	38	43	43	44

(備考) 1. 表の値は、有効断面積 A_s にもとづく公称応力である。
 2. 表の値を 9.8 で割れば、kgf/mm² 単位のものに換算される。
 北郷薫 (編)：JIS に基づくシステム設計便覧，日本規格協会，1986。

信頼度 95% とする場合： $f_m = 1.5$

信頼度 99% とする場合： $f_m = 2.0$

なお、式(3・30)からわかるように、変動外力 W が加わったときの軸の応力振幅は、 C_b が小さいほど小さくなる。このことは、ボルトは太いほうが安全というわけではなく、被締結材のすべりやゆるみを防止する十分な軸力が与えられているのであれば、細いほうが安全であることを意味している。 C_b を小さくする方法としては、図 3・29 のようなものがある。



(a) スペーサの挿入 (b) 伸びボルト (c) めねじの一部除去

図 3・29 ボルトのばね定数 C_b を小さくする方法

〔例題3・6〕 例題3・5の圧力容器内の圧力が、0～2.5 MPaで変動する場合、ボルトの疲れ強さに対する安全性を吟味せよ。ただし、ボルトは、転造加工後、焼入れ焼戻しをしたものとし、 $f_s=1.0$ 、 $f_m=2.0$ として計算せよ。

〔解〕 外力 W が加わることによって、ボルト内に生じる軸力は、式(3・30)より、

$$F_t = \phi W = 0.15 \times 6.54 = 0.98 \text{ kN}$$

したがって、ボルト内に生じる応力振幅は、式(3・52)より、

$$\sigma_a = F_t / (2A_s) = 980 / (2 \times 20.1) = 24.4 \text{ N/mm}^2$$

よって、式(3・53)で得られる σ_A と σ_a を比較すると、

$$\sigma_A = \{\zeta / (f_s \cdot f_m)\} \cdot \sigma_{WK} = \{1.0 / (1.0 \times 2.0)\} \times 62 = 31 \text{ N/mm}^2 > \sigma_a$$

となることから、このねじの疲れ強度に対する安全性は、十分であるといえる。

3・2・10 ねじのゆるみ止め対策

thread locking methods

(1) ゆるみの分類

ねじで締結した部品が、確実にその機能を果たすためには、初期の締付け軸力(予張力)が、ある程度の割合で保持されていなければならない。しかし、ねじに外力が加わったり、接触部の摩擦力が変化することにより、予張力が低下することがあり、それをねじのゆるみという。ねじのゆるみには、ねじがゆるむ方向に戻ることによるゆるみ(戻り回転によるゆるみ)と戻り回転のないゆるみがあり、表3・12にその分類を示す。

表3・12 ゆるみの分類

戻り回転なし	① へたりによる初期ゆるみ ② 座面部面圧過大による陥没ゆるみ ③ 微動摩擦によるゆるみ ④ ガasketなどの密封材の永久変形、塗装材の破損によるゆるみ ⑤ 過大外力による塑性変形が原因となるゆるみ ⑥ 温度変化による熱変形が原因となるゆるみ
戻り回転あり	① 軸の回転方向繰返し外力によるゆるみ ② 軸直角方向繰返し外力によるゆるみ ③ 軸方向繰返し外力によるゆるみ

吉本勇(編): ねじ締結体設計のポイント, 日本規格協会, 1992.

(2) ゆるみ防止法

ねじのゆるみを防止するためには、座面の面圧強度などを考慮し、ボルト予張力を増せばよい。また、ボルトばね定数 C_b を小さくすることで、外力のボルト軸力への影響を少なくし、外力によるねじ部や座面部のすべりを小さくすることも効果がある。しかし、高い予張力が得られない場合や、予期しない外力が加わるおそれがある場合には、ゆるみ止め部品を併用することが多い。一般に使用されているゆるみ止め部品には、つぎのような機能が一つまたは複数備わっている。

- ① へたりによる軸力の減少をばね作用で補償する。
- ② ねじ部ですべりに対する抵抗を増して戻り回転を防止する。
- ③ 座面部ですべりに対する抵抗を増して戻り回転を防止する。

図 3-30 に、種々のゆるみ止め部品において、軸直角方向の振動を加えた場合のゆるみを生じる限界振幅を示す。

名 称	歯付き座金 (外歯形)	ばね 座金	皿ばね 座金	六角 ナット	フランジ付き 六角ナット	ナイロンリング 入りナット	ダブル ナット	嫌気性 接着剤
略 図								
規 格	JIS B 1251 外歯形 呼び：10	JIS B 1251 呼び：10	JIS B 1251 1種, 軽荷重 呼び：10	JIS B 1181 スタイル1, M10	JIS B 1190 M10	JAS OF 106 1種, 並形 M10	JIS B 1181 スタイル1 および低ナット	—
ゆるまない 限界の軸直角 振動全振幅 S_{cr} (mm)	0.30	0.42	0.43	0.65	0.85	0.87	0.83	1.18
傾 向	ゆるみやすい ←			基 準	→ ゆるみにくい			

図 3-30 各種ゆるみ止め法の限界軸直角振動全振幅 S_{cr} とその傾向¹⁾

3.3

ピン

pin

ピン (pin) は用途に応じていろいろな種類がある。図 3-31 に各種ピンを示す。用途としては、割りピン、テーパピンは回り止め、抜け止め用、また、平行ピン、テーパピンは、組立て・分解が頻繁に行われる二部品間の位置決め用ノックピン

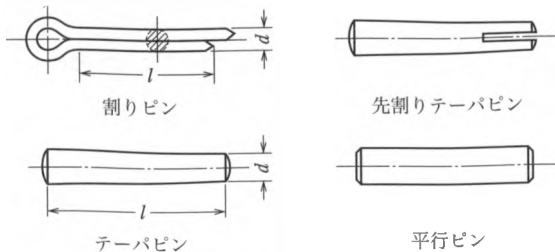


図 3-31 ピンの種類



図 3-32 ピンの用途例

として使われることが多い。ピンの用途例を図 3-32 に示す。日本工業規格には、JIS B 1351 に割りピン、JIS B 1352 にテーパピン、JIS B 1353 に先割りテーパピン、JIS B 1354 に平行ピンが規定されている。

3-4

リベット継手

rivet joint

3-4-1

リベット継手のあらまし

summary of rivet joint

リベット継手 (rivet joint) は、鋼板や形鋼を永久的に結合する方法として古くから用いられてきた。リベットは、図 3-33 に示すように、二部品を密着させた状態で二部品に開けられた通し穴に差し込んで、軸部に力を加えて変形させて (かしめる: コーキング caulking) 結合する。溶接技術の発達により、リベット使用の部位は減少しているが、ビルや橋梁などの鉄骨構造物、航空機のような軽合金構造物に多

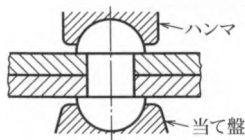


図 3-33 リベットの締結方法

く使用されている。リベット継手の特徴を以下に示す。

- ① 熱応力による残留ひずみを生じないので、脆性破壊を起こしにくい。
- ② 構造物など現地での組立て作業効率が良い。
- ③ 溶接が困難な材料にも適用できる。

また、問題点としてはつぎの三点があり、使用においては注意しなければならない。

- ① 結合は永久的であり、分解においては結合部を破壊しなければならない。
- ② リベットの軸方向には引張り応力が働くので、軸方向に負荷が加わる場合には不適である。
- ③ 密閉性が必要な場合には、コーキング (caulking) やフラーリン (fullering) などの処理やパッキンを挟む必要がある。

リベットは頭部の形状によって、図 3・34 に示すような種類がある。製造時の成形温度によって冷間成形品と熱間成形品に区分されており、冷間成形品は呼び径 1 ~ 14 mm のものが JIS B 1213、熱間成形品は呼び径 10 ~ 44 mm のものが JIS B 1214 に規定されている。リベットの材質は、一般的には、締結される材料と同じ材料を使用する。

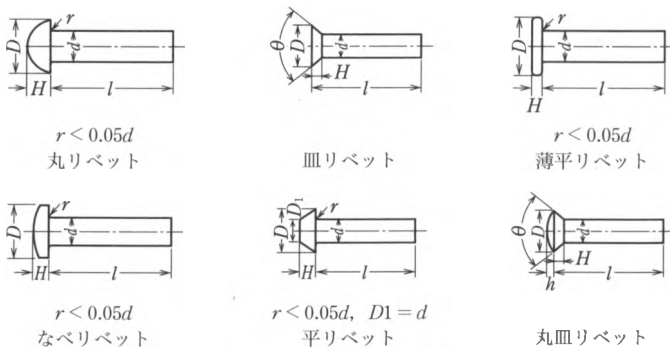


図 3・34 リベットの種類

3・4・2

リベット継手の強度

strength of rivet joint

リベット継手部にはリベットをせん断する方向に力が加わるため、継手部分の破壊は、図 3・35 に示すパターンが多い。これら以外にも、板材のへりが裂ける場合

などもあるが、頻度としては少ない。

- ① リベット自体がせん断破壊する。
- ② リベット間の板材が破断する。
- ③ リベットや板材が圧縮されて破壊する。

リベット継手においては、これら三つの大きさがほぼ等しくなるように各部の寸法を設計する。

三つのパターンにおけるそれぞれの抵抗力は、次式で与えられる。

$$\textcircled{1} \quad P_1 = \frac{\pi}{4} d^2 \tau \quad (3.54)$$

$$\textcircled{2} \quad P_2 = (p - d) t \sigma_t \quad (3.55)$$

$$\textcircled{3} \quad P_3 = d t \sigma_c \quad (3.56)$$

ここで、 d ：リベットの直径、 p ：リベットのピッチ、 t ：板厚、 σ_t ：板の許容引張り応力、 τ ：リベットの許容せん断応力、 σ_c ：リベットあるいは板の許容圧縮応力

これらを等しいとして、 $P_1 = P_3$ 、 $P_1 = P_2$ より、

$$d \doteq 1.27t \cdot \frac{\sigma_c}{\tau} \quad (3.57)$$

$$p \doteq d + 0.785 \cdot \frac{d^2 \tau}{t \sigma_t} \quad (3.58)$$

となるので、リベット径とピッチが計算できる。実際のリベット継手の設計においては、経験値を基礎にした寸法割合で設計し、これらの式を用いて強度を検討している。

ボイラに使用されるリベット継手の種類と寸法割合を図3.36、表3.13に示す。また、継手部の強度的な効率を考える必要もある。

- ① 板の効率：板の強度に対するリベット穴が開けられた後の強度の割合で、

$$\eta_1 = \frac{P_2}{p t \sigma_t} = \frac{p - d}{d} \quad (3.59)$$

② リベットの効率：リベット穴のない板の強度に対するリベットのせん断強度の割合で、

$$\eta_2 = \frac{n P_1}{p t \sigma_t} \quad (3.60)$$

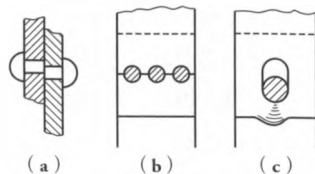


図3.35 リベット継手部の破壊パターン

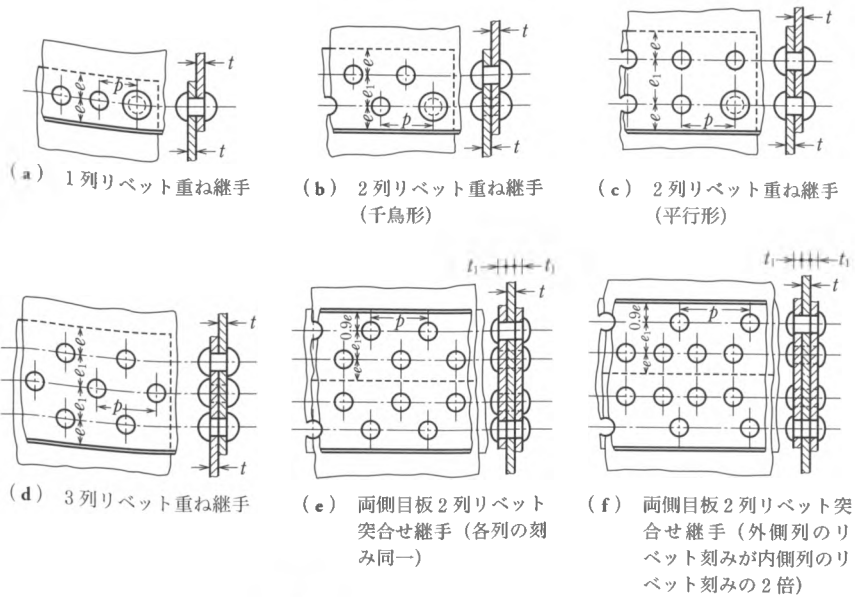


図 3-36 ボイラ用リベット継手方法²⁾

表 3-13 リベット継手設計諸式

継手種類 図 3-36 番号	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
d (cm)	$\sqrt{5t} - 0.4$	$\sqrt{5t} - 0.4$	$\sqrt{5t} - 0.4$	$\sqrt{5t} - 0.4$	$\sqrt{5t} - 0.6$	$\sqrt{5t} - 0.6$
t_1					$(0.6 \sim 0.7)t$	$(0.6 \sim 0.7)t$
p (cm)	$2d + 0.8$	$2.6d + 1.5$	$2.6d + 1$	$3d + 2.2$	$3.5d + 1.5$	$5d + 1.5$
e	$1.5d$	$1.5d$	$1.5d$	$1.5d$	$1.5d$	$1.5d$
e_1		$0.6p$	$0.8p$	$0.5p$	$0.5p$	$0.4p$
η_1	$(p-d)/p$	$(p-d)/p$	$(p-d)/p$	$(p-d)/p$	$(p-d)/p$	$(p-d)/p$
η_2^*	k	$2k$	$2k$	$3k$	$3.6k$	$5.4k$

(注) * $k = (\pi d^2 \tau) / (4pt\sigma_t)$

日本機械学会 (編) : 機械実用便覧 (改訂第 6 版), 丸善, 1990.

で表す。ここで、 n : 1 ピッチ内のリベットに対するせん断面の数。

リベット首下の長さは、一般的に次式を用いて計算する。

$$l = (\text{締結する板全体の厚さ}) + (1.3 \sim 1.6)d \tag{3-61}$$

板にあけるリベット穴の直径は、リベット直径よりも 1.0 ~ 1.5 mm 大きくする。

〔例題 3・7〕 板厚 13 mm のボイラ胴に 2 列千鳥形リベット重ね継手を用いた場合の継手部を設計せよ。

〔解〕 表 3・13 の (b) 欄に $t = 13 \text{ mm} = 1.3 \text{ cm}$ を代入して各設計値を求める。

$$\text{リベット径 } d = \sqrt{5t} - 0.4 = \sqrt{5 \times 1.3} - 0.4 = 2.15 \text{ cm}$$

規格より 22 mm を選定する。

$$\text{ピッチ } p = 2.6d + 1.5 = 7.22 \cdots 70 \text{ mm}$$

$$\text{板端までの距離 } e = 1.5d = 3.3 \cdots 35 \text{ mm}$$

$$\text{列間距離 } e_1 = 0.6d = 4.2 \cdots 40 \text{ mm}$$

首下長さ l は、式(3・61)より、

$$l = 2 \times 13 + (1.3 \sim 1.6) \times 22 = (54.6 \sim 61.2) \cdots 55 \sim 62 \text{ mm}$$

3章 練習問題

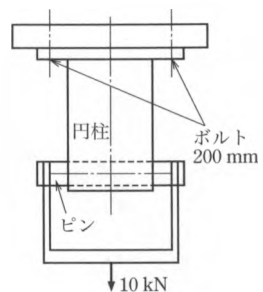
問題 3・1 M8 並目ねじの谷径, 有効径, ねじり角を求めよ。

問題 3・2 強度区分 4.8 の M8 並目および細目鋼製ボルトの保証荷重を求めよ。

問題 3・3 台形メートルねじ (外径 20 mm, ピッチ 5 mm) の有効径と谷径を求めよ。

問題 3・4 並目ねじ M16 の効率を求めよ。ただし、摩擦係数を $\mu = 0.15$ とする。

問題 3・5 図に示すように、円柱ブロックの先端には穴があけられており、そこにピンが通され、最大荷重 30 kN が掛けられるようになっている。この円柱のブロックを強度区分 4.6 の 3 本のボルトで板に固定しようと思う。また、内外力比は 0.22 であり、最大荷重が加わった後、被締結材には初期締付け力の 1/5 以上の締付け力が残るようにしたい。ただし、へたり量については、ここでは無視する。



問題 3・5 の図

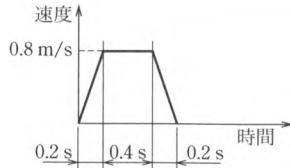
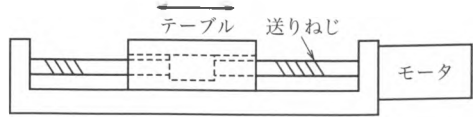
(a) ボルトに加えらるる初期予張力 F_p を求めよ。ただし、初期予張力 F_p はボルト締付け力の最小値 F_{\min} に等しいとする。

(b) (a) の条件の下で、ねじの呼び径を決定せよ。ただし、ねじの呼び径は第 1 選択から選ぶこととし、締付け係数は $Q = 1.4$ とする。

(c) 選定したねじにおいて、ボルトの締付け軸力の最小値 F_{\min} を得るため

の締付けトルクを求めよ。ただし、トルク係数を0.2とする。

問題 3-6 図に示すような 30° 台形メートルねじ（外径 20 mm、ピッチ 5 mm）を用いたテーブルの送り装置がある。テーブルの質量を 10 kg、テーブルとガイド面間の摩擦係数を 0.1、ねじ面における摩擦係数を 0.15 とするとき、以下の問いに答えよ。ただし、軸の慣性モーメントは無視する。



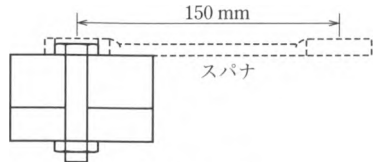
問題 3-6 の図

(a) テーブルを同図の速度-時間線図に従って駆動するとき、加速時（0.2秒間で 0.8 m/s まで加速する）に、テーブルの加速によって生じるねじ部の軸力 F_f と、テーブルガイド間に生じる摩擦力 F_g を求めよ。

(b) モータをねじの端部に取り付けた場合、テーブル加速時に必要なトルクを求めよ。

(c) テーブルが 0.8 m/s の等速運動を行う際（0.2～0.6 秒）のモータの回転数 (rpm) と、このときモータに必要な動力を求めよ。

問題 3-7 M10×1.25 のメートルねじのボルトとナットがある。ボルト、ナットを油潤滑した状態 ($Q=1.4$) で、スパナでそれらを締め付けるとき、



問題 3-7 の図

(a) ねじの有効断面積を求めよ。

(b) ボルトの強度区分を 8.8 とするとき、目安となる締付けトルクを求めよ。ただし、平均的なトルク係数を 0.2 とせよ。

(c) スパナを用いて目安となる締付けトルクになるようにボルトを締め付けるとき、図示のように、ボルト中心から 150 mm の位置に力 F_1 を加えるとすると、その大きさを求めよ。