

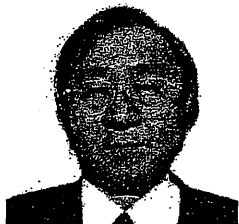


BT大学

ねじ・ボルト締結体のゆるみ・トラブル対策

発行所 財団法人発電設備技術検査協会

晴山 蒼一 (はれやま そういち)



- 会社名/TCM株式会社
- 役職/理事
- 生年月日/昭和21年9月9日 (55才)
- 出身地/東京都
- 趣味/テニス
- 今、いちばん関心のあるもの/家庭菜園

●主な職歴/

- 昭和44年4月 東洋運搬機株式会社 (現TCM) 入社
- 平成元年1月 同上 技術研究所 第1研究室室長
- 平成7年9月 同上 港湾CHS事業部 副事業部長
- 平成12年2月 TCM (株) IT推進部 部長
- 平成13年1月 同上 開発部理事

●連絡先/〒301-8501 茨城県電ヶ崎市 3 番地 TEL.0297-62-5046 FAX.0297-63-0113 e-mail: s_hareyama@mail.tcm.co.jp

1. はじめに (1)

ねじは、らせんとくさびの技術である。ねじは最も古い機械要素の一つとして紀元前4世紀には発明されていた。図1は、紀元79年ベスピオス山の噴火で埋没したポンペイの壁画に描かれたねじプレスである。従来から使用されていた図2のようなビーム式プレスに比べ、くさびの力によりプレス力は飛躍的に増した。

ルネッサンス期には、かのレオナルド・ダ・ヴィンチによってねじの力学的な解明、ねじ切り機械、ジャッキなどへの応用が試みられた。図3は、下間がねじらせん応用の発想と展開を系譜としてまとめたものである。

ねじは現在でも重要な機械部品として広く使用されている。ねじが上述のように長い歴史を持った機械要素であるにもかかわらず、最近でもねじに起因した機械構造物のトラブルは後をたたない。ねじトラブルの原因は締付け不足、ゆるみ、疲れあるいは遅れ破壊などがあげられる。本稿ではそれらの対策について簡単な技術解説を行う。

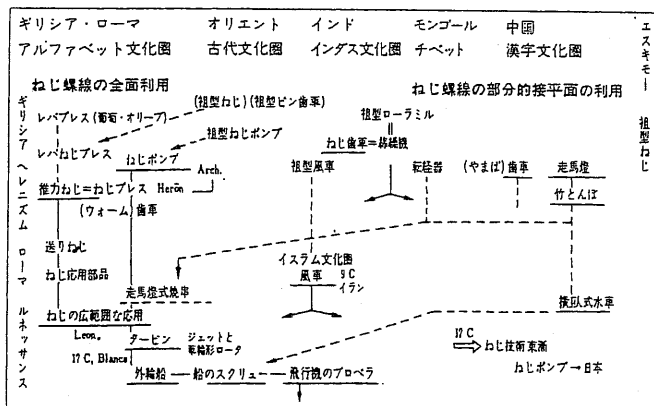


図3: ねじらせん応用の発想と展開の系譜

2. ねじ・ボルト部品の強さ (機械的性質, 遅れ破壊)

ねじ部品は、静的な破壊と繰返し荷重等による疲労破壊に対し、十分な強度を有していなければならない。図4はボルト破壊の種類を分類したものである⁽²⁾。本章では静的な強さ、遅れ破壊に触れ、疲労破壊については3章および4章で述べる。

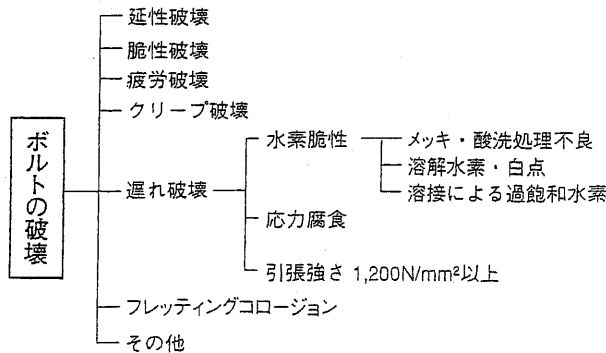
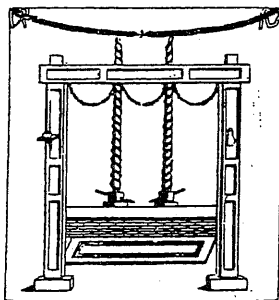
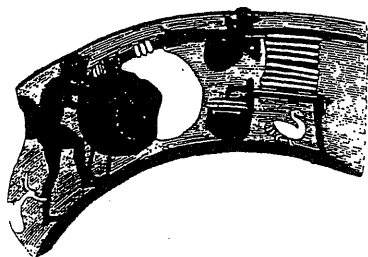


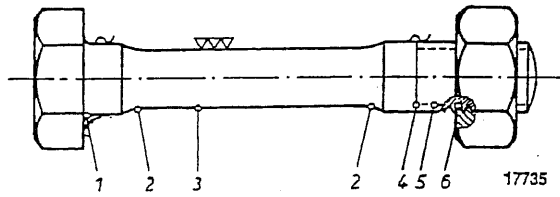
図4: ボルトの破壊の分類



◀図1: ポンペイの壁画 (ねじプレス)



▼図2: ビームプレス



切欠き位置	1	2	3	4	5	6
形状係数 α_k	3~5	1.1	1	3~4	2~3	約10
切欠き位置 β_k	2~4	1~1.1	1	2	1.5~2	5~8

図5：ねじ継手の切欠き位置

図5は、ねじ継手の切欠き位置を示したものである。併せて形状係数および切欠き係数を示した。形状係数は幾何学的な形状の鋭さを表しており、図中3の平滑部の応力に対し、たとえば1の首下部の応力は3~5倍の応力集中を起こすことを示している。6のナットとの第1かみ合いねじ山では実に10倍もの応力集中が生じる。

一方、切欠き係数は、疲労破壊の起し易さを表す係数で、形状係数ほど大きくないが、首下部、第1ねじ山部および4の不完全ねじ部などで値が大きく疲労破壊に対し注意が必要となる。

ねじ・ボルトの強さは、表1に示すように日本規格協会での「ボルト・小ねじの機械的性質」として規格化されている⁽⁴⁾。おねじ部品の機械的性質による強度区分は、3.6、8.8、10.9等の小

表1：ボルト・小ねじの機械的性質（JIS B 1051-1991より）

機械的性質		強度区分										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
引張強さ N/mm ² [kgf/mm ²]	呼び	300	400		500	600	800	800	900	1000	1200	
	最小	330 [33.7]	420 [40.8]	420 [42.8]	500 [51.0]	520 [53.0]	600 [61.2]	800 [81.6]	830 [84.6]	900 [91.8]	1040 [106]	1220 [124]
硬さ	ビッカース硬さ HV	95	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
	ブリネル硬さ HB	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
大きさ	ロックウェル硬さ											
	HRB	52	67	71	79	82	89					
	HRC						22	23	28	32	39	
下降伏点 N/mm ² [kgf/mm ²]	呼び	180	240	320	300	400	480					
	最小	190 [19.4]	240 [24.5]	340 [34.7]	300 [30.6]	420 [42.8]	480 [48.9]					
耐力 N/mm ² [kgf/mm ²]	呼び						640	640	720	900	1080	
	最小						640 [65.3]	660 [67.3]	720 [73.4]	940 [95.9]	1100 [112]	
保証荷重応力 N/mm ² [kgf/mm ²]	応力比	0.94	0.94	0.91	0.93	0.90	0.92	0.91	0.91	0.90	0.88	
		180 [18.4]	225 [22.9]	310 [31.6]	280 [28.6]	380 [38.7]	440 [44.9]	580 [59.1]	600 [61.2]	660 [66.3]	830 [84.6]	970 [98.9]
破断伸び %	最小	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	

数点をつけた2桁または3桁の数字による記号で表す。強度区分記号の小数点前の数字は、N/mm²の単位による呼び引張強さの1/100を示し、小数点後の数字は、N/mm²の単位による呼び下降伏点、または呼び耐力と呼び引張強さとの比

呼び下降伏点または呼び耐力 呼び引張強さ

の10倍を表す。すなわち例えば強度区分記号6.8は
 呼び引張強さ $6 \times 100 = 600 \text{ N/mm}^2$
 呼び下降伏点 $6 \times 0.8 \times 100 (\%) = 480 \text{ N/mm}^2$
 (または $6 \times 8 \times 10 = 480 \text{ N/mm}^2$)

となる。どの強度区分のねじ・ボルトを用いるかは、疲労破壊の問題、次に述べる遅れ破壊の問題、あるいはばねねじの強度などから選定される。

さて、ねじの破壊の中で恐ろしいものの一つに遅れ破壊があげられる。遅れ破壊は、一定荷重下で、ある時間経過後に突然発生する破壊のことで、一種の脆性破壊である。図6は遅れ破壊を起こしたボルト断面である⁽⁵⁾。半円状の小さな初期亀裂が破断面に黒く見える。この事例のように遅れ破壊は微少な亀裂が発生した後、一気に脆性破壊を起こしボルトは破断する。図7は遅れ破壊線図で、亀裂発生から破壊までの時間は短いものは数分、長いもので数十時間である⁽⁵⁾。遅れ破壊はおもに引張強さが1,200N/mm²以上の高張力鋼において多く発生している。

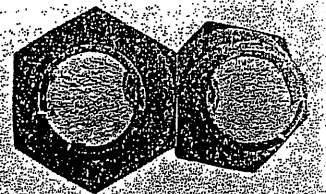


図6：遅れ破壊断面

遅れ破壊を防止するには、引張強さが1,200N/mm²以上の高強度ボルトは使用しない、ボルトを腐食環境下にさらさない、メッキボルトでは水素脆性除去（ベーキング処理）をほどこすなどの注意が必要である。

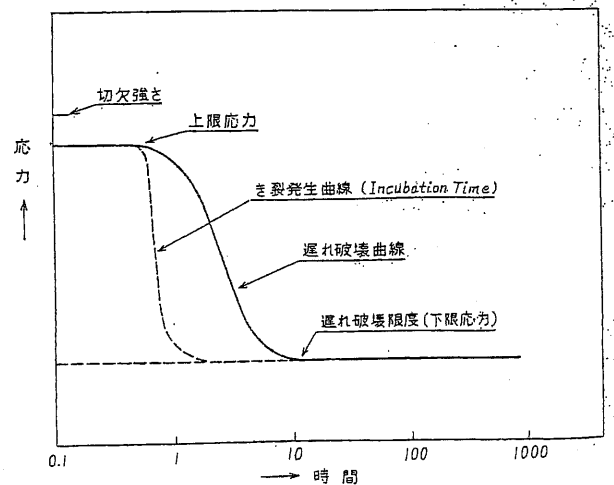


図7：遅れ破壊線図

3. ねじ・ボルトの締付

3-1. ねじ・ボルト締結体設計の考え方⁽⁴⁾

ねじ締結体の設計においては、まず締結体に加わる外力とボルトに作用する内力の関係を知ることが基本である。図8はねじ締結体モデルである。図で示すように、ナットによって F_t まで締付けるとボルトは λ_t 伸び、被締結部材は λ_c の縮みが発生する。この関係を示したのが図9で、ねじ締付け線図と呼ばれる。図8で更に外力 W_s が加わるとボルトには内力 F_t が発生する。

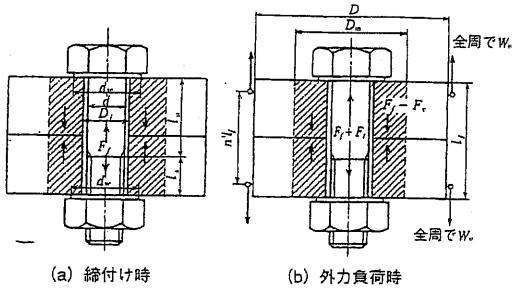


図8：ねじ締結体

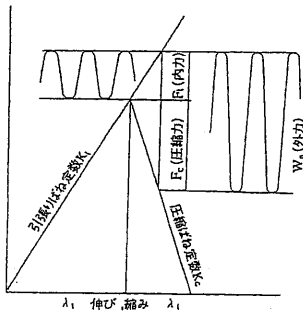


図9：ねじ締付け線図

図9より、加わった外力は被締結部材の圧縮力の解放とボルト内力になる。図の左の傾きがボルトのばね定数 K_t であり、右の傾きが被締結部材のばね定数 K_c を表している。ボルトに加わる内力と外力の比は、内力係数 ϕ と呼ばれ、次式で示される。

$$\phi = \frac{F_t}{W_s} = \frac{K_t}{K_t + K_c}$$

ねじ継手の設計では、この内力係数をできる限り小さくし、ボルトに生じる内力をいかに低くおさえるかがポイントとなる。

3-2. 締め付け管理方法

ねじ締結は、以前から多くの場合トルクレンチ等により締め付け作業を行い、特に重要ボルトでは締め付けトルクを指示するなどして、トルク法によって適正締め付け状態の管理（軸力の管理）が行われてきた。ここでは、トルク法の概要を示すとともにねじ締結の信頼性向上の観点から、その他のねじ締結方法として、回転角法、トルク勾配法などについて簡単に説明する。

3-2-1. トルク法の概要^{(6) (7) (8)}

トルクレンチなどを用いトルク法によりねじを締め付ける場合、締め付けトルクとボルトに生じる軸力の関係は図10のようになる⁽⁶⁾。すなわち締め付けトルクを目標値 T_{mean} （締め付け時の指示

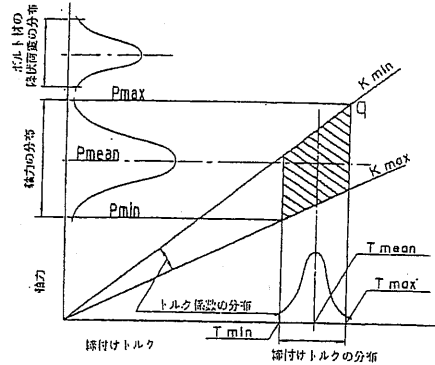


図10：トルク法

値)まで加えるに従って軸力はほぼ直線的に増加する。このとき締め付けトルクと軸力の関係は、ねじ面の潤滑状況、ねじ精度などで変わり、多数本のボルト締め付けでは、各締め付け作業毎に得られる軸力はばらつきを持ったものとなる。一方、締め付けトルクは、工具あるいは人為的な誤差によりばらつきを持ち、またボルトなどの降伏軸力（ボルト材の降伏点）もばらつきを持っている。それらの分布は図中に模式的に示したように、通常は正規分布するとして扱われる。

締め付けトルクと軸力の関係は、三角ねじでは式(1)のようになる⁽⁶⁾。

$$T = (K_1 + K_2 + K_3) Pd = KPd \quad \dots \dots (1)$$

ここで、

$$K_1 = \frac{d_2}{2d} \mu_s \cdot \sec \frac{\alpha}{2}$$

$$K_2 = \frac{d_2}{2d} \tan \beta$$

$$K_3 = \frac{d_n}{2d} \mu_w$$

- P：軸力 d：ねじ呼び径 d_2 ：ねじの有効径、
- d_n ：ナットの等価座面直径 μ_s ：ねじ山側面間の摩擦係数
- μ_w ：座面の摩擦係数 α ：ねじ山の角度、
- β ：ねじのリード角 K_1 ：ねじ山側面間トルク係数
- K_2 ：軸力トルク係数 K_3 ：座面トルク係数
- K：トルク係数

トルク係数Kは0.2程度で、 $K_1 : K_2 : K_3 = 4 : 1 : 5$ 程度とされている。

3-2-1. その他の締付け方法⁽⁵⁾

上述のように、トルク法は締付けトルクの10%程度しかねじ軸力の発生に寄与しないことから、軸力管理の面で本質的に高い精度を得ることの難しい方法であった。このようなトルク法の欠点を補う方法がいくつか提案されている。ここでは、それらの中から実用性の高いものを簡単に紹介する。

(1) 回転角法

回転角法による締付けは、図11に示すようにスナッグポイントまでトルクレンチで締付け、スナッグトルクを見いだした後、規定の回転角を与えボルトの軸力を得る方法である。図中の回転角 θ_E により締付ける場合は弾性範囲の締付けとなり、回転角 θ_P による締付けの場合には塑性域締付けとなる。

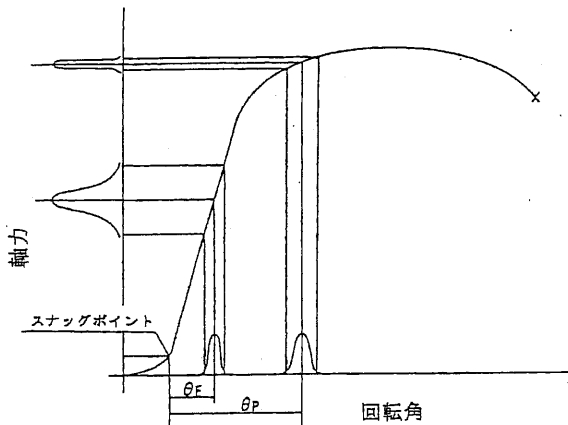


図11：回転角法

(2) トルク勾配法

トルク勾配法は、回転角 θ_f に対する締付け軸力 F_f と締付けトルク T_f の勾配の傾向が図12に示すように良く一致している性質を利用し、 θ_f-T_f 曲線の勾配 $(dT_f/d\theta_f)$ を検出して、その値の変化を指標として初期締付け力を管理する方法で、通常

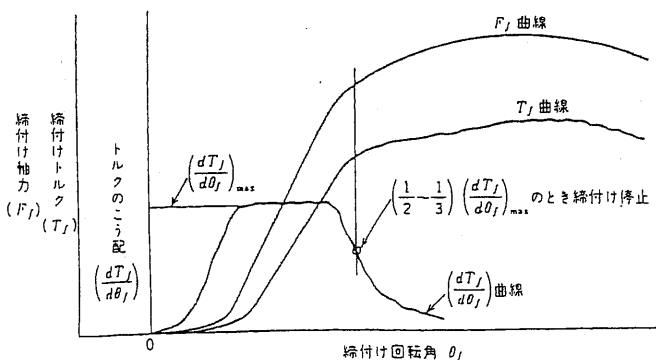


図12：回転角法

はそのボルトの降伏軸力 F_{fy} が初期締付け力の目標となる。JISでは指標の目標値を最大勾配 $(dT_f/d\theta_f)_{max}$ の $1/2 \sim 1/3$ 程度に選ぶことを推奨している。

図13は、トルク法とトルク勾配法を比較したもので、トルク勾配法がより高い軸力をより小さなばらつきで得ることのできる方法であることを示している。

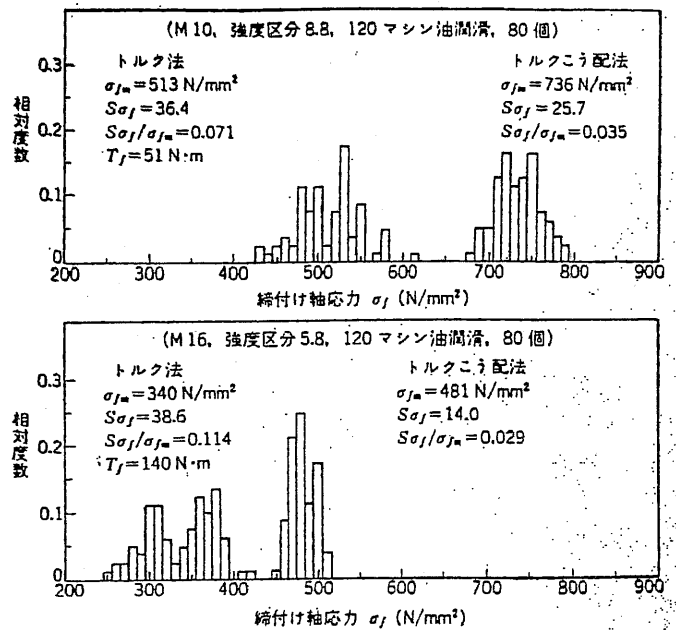


図13：トルク法とトルク勾配法の比較

4. ねじ・ボルトの耐久性

前章でも触れたように、機械で多数使用されているねじ締結体は、原則として疲労限設計し、機械稼働中に疲労破壊を起こさないように使用しなければならない。図14はボルトの疲労破壊断面の例である。疲労亀裂は貝殻状の模様（シェルマークあるいはビーチマークとも呼ばれる）で徐々に進展する。先の遅れ破壊の例と違って一般に亀裂はボルト断面のかなり大きな面積まで進展した後

に破断する。一般の機械での疲労破壊事例でも、機械が実際に使われはじめてからかなりの期間経過後に発生するため、その対策に技術的に苦勞し、経済的にも大きな出費を伴うことになり、ねじ・ボルトの耐久

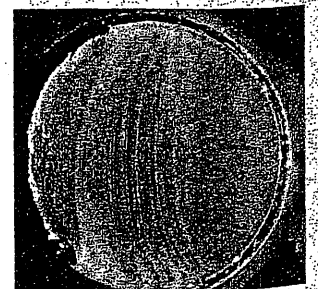


図14：疲労破壊断面

表2: ボルトの疲労限単位 単位: MPa

ねじの呼び	強度区分		
	8.8	10.9	12.9
M10×1.25	54	61	67
M10	50	59	70
M10	45	53	64
M10	43	51	61

性は重要な品質特性の一つとなっている。表2は大滝⁽⁵⁾が求めたねじの疲労限であり、引張強さの5~10%程度となっている。疲労限とは、その応力以下で使用すれば永久的に疲労破壊を起こさない上限の応力（応力振幅）のことである。3章図9に示した締付け線図で変動外力によりボルトに生じる変動内力（応力振幅）が疲労限以下となるよう設計しなければならない。一般の構造物で安全率を3にとりて設計というような考え方はねじ締結体では通用しない。

ボルトの付加内力を低減し締結体の疲労強度を向上させる方法を、辻⁽⁶⁾は以下のようにまとめている。

- ①被締結体のばね定数を増加させる。(図15参照)
- ②高い初期締付け力を与える。
- ③外力の作用位置を接合面に近づける。
- ④偏心外力を避ける。
- ⑤ボルトのばね定数を減少させる。(図15、図16参照)

5. ねじ・ボルトのゆるみ防止⁽⁴⁾

5-1. ゆるみとは？

ねじ・ボルトのゆるみについては、賀勢⁽⁴⁾が表3のように分類している。すなわち、ゆるみはねじが回転しないで生じるものと、戻り回転して生じるものがあり、それらはさらに表に示すとおり細分化される。

表3: ゆるみの分類

ゆるみの分類	原因
戻り回転 "なし"	(1) 初期ゆるみ
	(2) 陥没ゆるみ
	(3) 微動摩擦によるゆるみ
	(4) 密封材の永久変形、塗装材の破損によるゆるみ
	(5) 過大外力によるゆるみ
	(6) 熱的原因によるゆるみ
戻り回転 "あり"	(1) 軸周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

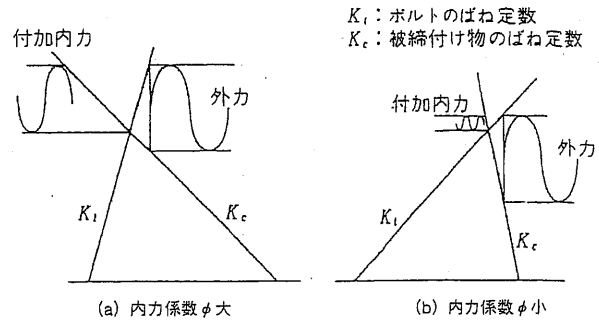


図15: ねじ締結体設計のポイント

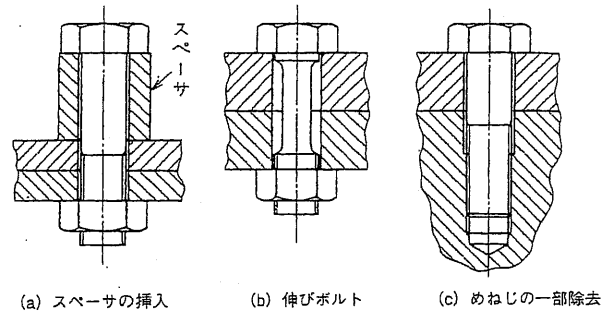


図16: ボルトのばね定数を小さくする方策

5-2. ゆるみ防止の考え方

各種のゆるみに対する防止策についても賀勢⁽⁴⁾は以下のようにまとめている。









- ①予張力（初期軸力）の増大：高い初期軸力でねじを締結することは基本的な対策。ねじ強度区分アップも有効。
- ②外力の作用を小さくする：図15参照。
- ③ボルトの弾性変形能力の増大：伸びボルトの使用。図16参照。
- ④座面の面圧が限界面圧を越えないようにする：表4参照。

表4: 限界面圧

種類	材 料		引張強さ (N/mm ²)	限界面圧 (N/mm ²)
	ドイツ規格	相当 JIS		
低炭素鋼	St 37	S 10 C	370	260
	中炭素鋼	S 30 C	500	420
	熱処理炭素鋼	S 45 C	800	700
CrMo 鋼	42 CrMo 4	SCM 440	1 000	850
ステンレス鋼	× 5 CrNiMo 1810	SUS 316	500~700	210
	GG 15	FC 150	150	600
	GG 25	FC 250	250	800
	GG 35	FC 350	350	900
	GG 40	—	400	1 100
Mg 合金鋳物	GDMgAl 9	MC 2	300(200)	220(140)
	GKMgAl 9		200(300)	140(220)
Al 合金鋳物	GKAlSi 6 Cu 4	AC 2 B	—	200
Al 合金	Al 99	A 1200	160	140
	AlZnMgCu 1.5	A 7075	450	370
FRP	—	—	—	120~140

備考 動力締付けの場合には、限界面圧は25%低下することがある。

表5：ゆるみ止め装置の評価

ゆるみ止め方式		素ボルト	ばね座金	ナイロンベレット	ナイロンリング入りナット	座金ギザ付	アロック	ダブルナット	接着
試験法									
		油付き		挿入ボルト		フランジボルト	パッチ方式		
Junker & Strew	ねじり	0	0	7	7	9	8	8	9
	軸直角	0	0	3	5	8	5	7	9
NAS	軸直角(衝撃)	0	0	5	7	3	8	7	9
総点(30点満点)		0	0	15	19	20	21	23	27

- ⑤適切なゆるみ止め部品の使用：表5参照⁽¹⁰⁾。嫌気性接着剤、ダブルナットなどが有効。
- ⑥温度変化がある場合にはその影響を検討する。
- ⑦機械的なずれ止めを施し、被締付け物のずれを防ぐ。

〈参考資料〉

- (1) 下間、技術文化史12講、(1983)森北出版
- (2) 安部、自動車用ボルトの破壊(遅れ破壊)、締結と接合、4(1973)、17
- (3) H.ビーガンド、P.ストリングス、ねじ継手設計および耐久性についての考察、機械の損害、2、(昭45)、37
- (4) 吉本ら、ねじ締結体設計のポイント、(1992)、日本規格協会
- (5) 渡辺ら、ねじ締付機構設計のポイント、(1973)、日本規格協会
- (6) 山本、ねじ締結の理論と計算(1970)、養賢堂
- (7) ねじ便覧編集委員会、ねじ便覧(1966)、日刊工業新聞社
- (8) 晴山、中村、児玉、トルク法によるねじ締付けの信頼性向上について(1990)、日本ねじ研究協会
- (9) 辻、ねじおよびねじ締結体の強度特性、機械設計、43-5(1999)、17
- (10) 田中、宮崎、合成樹脂(ナイロン)を使ったゆるみ止め方式機械設計、27-10(1983)、53~60

6. まとめ

筆者が所属する会社は、図17に示すようなフォークリフトを50年以上前に日本で初めて国産化した。現在もフォークリフトに代表される産業機械および建設機械を主力製品として製作販売している。これらの機械は、作業機であるため荷重条件がきびしく、使用されているねじについてもこれまで疲労、ゆるみあるいは遅れ破壊などさまざまなトラブルに見舞われてきた。ここでは、それらの経験をベースにトラブル対策といった視点でねじ技術の解説を行った。多少ともご参考になるなら幸いである。不十分な面多々あると思うが、詳細については末尾に示す資料を参考にさせていただきたい。

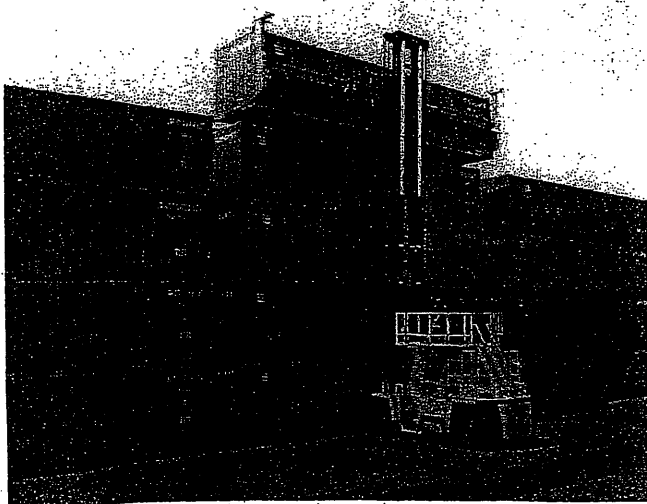


図17：大型フォークリフト