ねじの適正締付け及びゆるみ・破損防止技術について*

晴山　蒼一**
HAREYAMA Soichi

本報は，フルードパワーシステム学会のご厚意により学会誌(Vol.41,No.6,2010)に掲載された解説[(1)]を転載させていただき，一部加筆修正したものである．

1 はじめに

ボルトは自動車，建設機械，産業車両，油圧機器，電機機器，航空機，プラント装置など多くの工業製品で使用され，重要な役割を果たしている．

紀元前6～4世紀には揚水技術や染色技術で螺旋の機能が活用され，ねじ原理への追求も始まっていた[(2)]．ねじは2千年以上の長い歴史をもった機械要素であるにもかかわらず，今日でも締付け不良・ゆるみ・強度不足などのトラブルが後を絶たない．

なぜ，未だにねじトラブルは発生するのか？なぜ，要注意の機械部品であり続けるのか？

それは，以下のようにねじが本質的に強度上の問題・ゆるみの問題等をもっていたからである．

①常に高応力で使用される．繰返し外力を受ける
②高い初期軸力が必要だが，簡便な工具がなくばらつきの大きいトルク法を使わざるを得ない
③多くの種類がある（並目/細目，強度区分，etc.）
④締付け作業時，ねじ山の破損，くびれ破損などを起こすことがある
⑤首下部，ねじ部などに大きな応力集中部がある
⑥疲労破損，遅れ破壊などを起こす
⑦螺旋形状及び陥没の進行により本質的にゆるみを起こしやすい
⑧製品１台に多数使用される

ねじ締結技術分野が如何に広いものかを感じさせる．たかがねじ，されどねじである．

2．ねじ・ボルトのトラブル

本章では，ねじ・ボルトのトラブル事例とその原因を整理する．

2.1 トラブル事例

最近でも，ボルトのトラブルは新聞などで報道されている．ジェットコースタ事故では，ねじ部の疲労破損が原因で，脱線し尊い命が失われている[(3)]．パンタグラフのボルト取付け忘れでは，

---

*　原稿受付：平成24(2012)年7月5日
**　首都大学東京　都市教養学部　理工学系　客員教授

輸送の大動脈が半日以上ストップした[4]. 原因が技術的な問題であれ，管理上の問題であれ，ねじに起因するトラブルは製品，周辺装置のみでなく人々に多大の損害を与える．ボルト１本の価格はわずかなものだが，場合によっては人の命まで奪うことになる．

2.2 トラブル原因の分類

大橋らはねじ締結ガイドブックの中で，ねじトラブルの主要原因を整理している[5]. 1977年の日本国内の調査では，締付け不良43%，ゆるみ20%，疲労破損12%，遅れ破壊4%等が示されている．本報では，ねじ・ボルトのゆるみ・破損の原因及びその防止法，特に適正な締付け方法などを以下に解説する．なお，**図１**は建設機械の１種であるホイールローダの構成コンポーネントを示すもので，各コンポーネントの組立て及び連結には多数のボルトが使われ，場合によってはその本数は1,000本以上となる[6]. ボルトの耐久信頼性及びゆるみに対する信頼性の確保が重要になる．

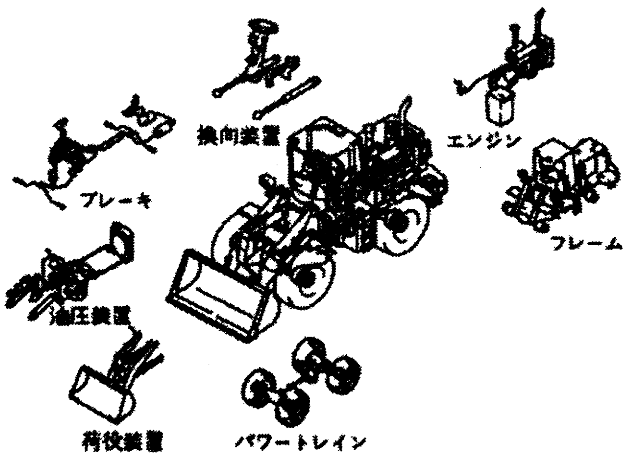

図１　建設機械の構成コンポーネント

3．ボルトの締付け及び外力と内力との関係

ねじは**図２**に示すように，斜面を円柱に巻きつけた螺旋（らせん）又は楔（くさび）の技術である[7]. ボルトの頭又はナットをレンチを使って締付けると，**図３**に示すように，ボルトは伸び

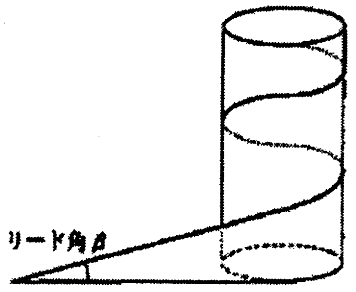

図2　ねじ・ボルトの基本

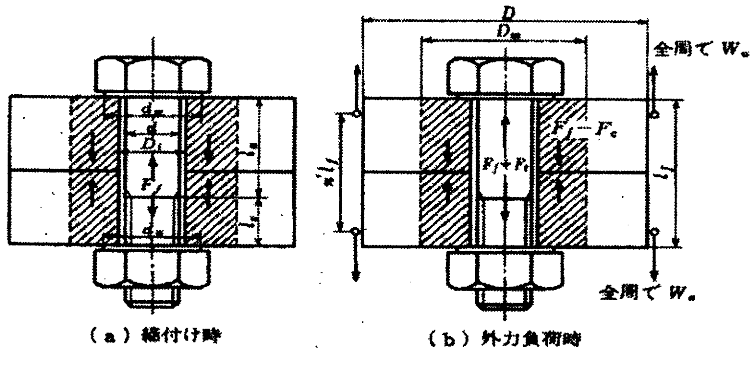

図3　ねじ締結体モデル[6]

て軸力(引張力)が発生し，被締結部材は縮み圧縮力を受ける．このねじ締結体に外力が加わると，ボルトには内力が追加され，被締結部材は圧縮力を解放する．ボルトに加わる外力と内力の関係を図４に示す．機械の実稼動時には図５のように変動荷重（応力）となって引張荷重，圧縮荷重がボルト軸部にかかる[9]．ボルトのように機械に多数使われる機械要素の場合，この変動応力は

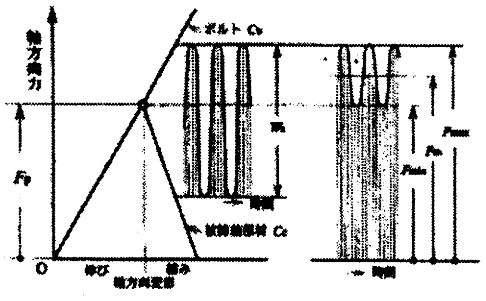

図４　締付け線図[8]

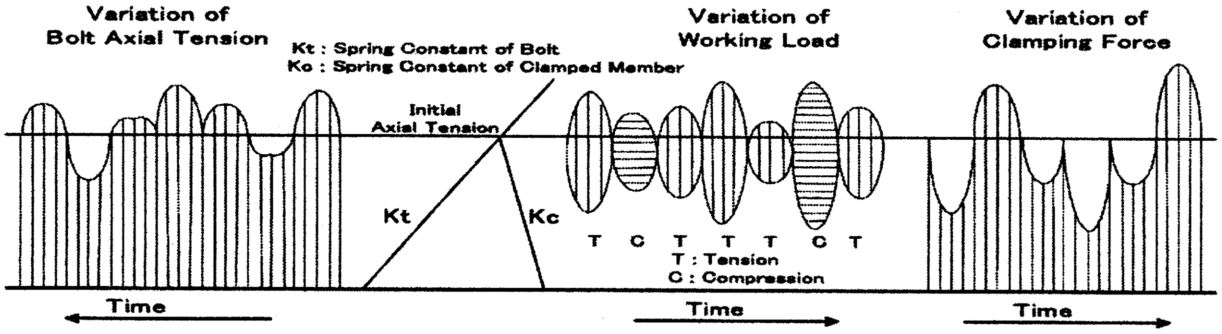

図５　実働荷重下のボルトと被締結部材の挙動

ボルトの疲労限度以下でなければならない．表１はボルトの疲労限度であり，最近はボルトの応力計算を有効断面積によることが一般的になっており，疲労限度も有効断面積による[10]．図６はスタッドの疲労破面の事例である。疲労亀裂の進展と停留によって明確なシェルマークが表れている．最終破断面が小さいことから，破損は長期稼動後に起こっている．この種のトラブルは，

表１　ねじの疲労限度

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
M 10	54	52	53	63	64	M 10×1.25	56	55	56	65	66
M 12	51	48	48	56	58	M 12×1.25	56	53	54	63	65
M 16	47	44	43	50	51	M 16×1.5	51	48	48	56	57
M 20	42	40	39	45	46	M 20×1.5	50	47	47	54	56
M 24	40	36	35	41	41	M 24×1.5	46	43	42	50	50
M 30	37	35	39	39	39	M 30×2	46	44	50	50	51
M 36	37	33	38	38	38	M 36×3	41	38	43	43	44

備考 1．表の値は，有効断面積 A_s に基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。

表２　鋼製ボルト・小ねじの機械的性質

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
								$d\leqq16$	$d>16$	$d\leqq16$		
引張強さ σ_B (N/mm²)	呼び	300	400		500		600	800		900	1 000	1 200
	最小	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
下降伏点* σ_Y (N/mm²)	呼び	180	240	320	300	400	480	—				
	最小	190	240	340	300	420	480	—				
耐力* $\sigma_{0.2}$ (N/mm²)	呼び	—						640		720	900	1 080
	最小	—						640	660	720	940	1 100
破断後の伸び(%)	最小	25	22	14	20	16	8	12	12	10	9	8
保証荷重応力 σ_p (N/mm²)		180	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
応力比**		0.94	0.94	0.91	0.93	0.90	0.92	0.91	0.91	0.90	0.88	0.88

図６　疲労破面

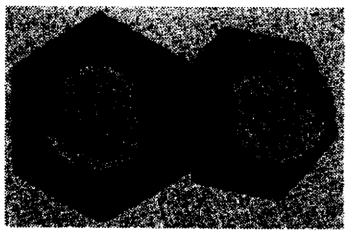

図７　遅れ破壊破面

お客様に多大の損害を与えてしまう．メーカにとってもその対策は，時間的にも経済的にも大きな負担となる．ボルトにおいても製品の開発段階で最善の注意を払って，この種のトラブルを撲滅していかねばならない．高強度ボルトでは，遅れ破壊にも注意しなければならない．めっき工程で進入する水素による微細亀裂や環境の悪い場所での応力腐食割れなどが原因で，短時間に不安定破壊（脆性破壊）を起こす．図７に破面事例を示す[11]．一般に，疲労破面と対照的に最終破断面が大きい．遅れ破壊の防止には高強度ボルトでは水素除去処理（ベーキング）などが必要である．表２には鋼製ボルト・小ねじの機械的性質を示す[12]．強度区分 8.8 以上を高強度ボルトと呼んでいる．

４．トルク法と各種締付け法

4.1　トルク法の原理[13]

締付けトルクと軸力との関係は，図８のように示される[14]．何百本，何千本もの多数のボルトを締結する製造現場などでは，初期軸力はねじ部や座面での摩擦係数の差，及び工具等の管理状況により模式的には図にハッチングで示した領域にばらついてくる．

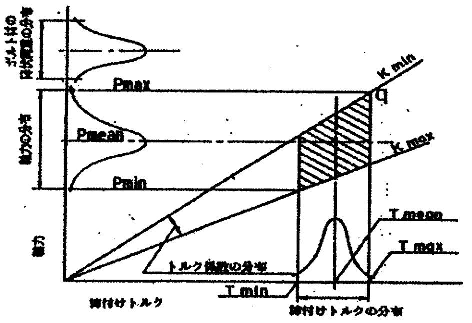

図８　多数本締付けの締付けトルクと軸力の関係

締付けトルク T と軸力 P の関係は，一般に三角ねじでは式（１）のように示される．

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

$$K_1=\frac{d_2}{2d}\mu_s\cdot\sec\alpha \quad \cdots\cdots \quad (2)$$

$$K_2 = \frac{d_2}{2d} \tan \beta \quad \cdots\cdots\cdots \quad (3)$$

$$K_3 = \frac{d_w}{2d} \mu_w \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4)$$

ここで, P: 軸力,T: 締付けﾄﾙｸ, d: ねじ呼び径, d_2: ねじ有効径, d_w: 等価座面直径, μ_s: ねじ山間摩擦係数, μ_w: 座面の摩擦係数, α: ねじ山の半角, β: ねじのﾘｰﾄﾞ角, K_1: ねじ山間ﾄﾙｸ係数, 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,摩擦係数によって大きくばらつくが, 平均的には0.2程度である. また, K_1:K_2:K_3 =4:1:5 程度となる. すなわち, トルク法では与えた締付けトルクのうち10%程度しか軸力発生に寄与していない. これが, トルク法が精度が出ない締付け法といわれる所以である. しかしながら、まだ多くの生産現場等では工具等が簡便なトルク法に頼らざるを得ないのが現状である. **表3**は, 摩擦係数の測定例である. 潤滑の状況により摩擦係数は大きく変わる. 締付けトルク基準などを作成する場合は, ボルトの強度区分別, 潤滑条件別にそれぞれ規定する必要がある. **表4**は, 締付けトルク基準の一例である.

表3　各種潤滑状況における摩擦係数(6)

(a) μ_s及びμ_wの範囲

潤滑状態	油潤滑	MoS_2潤滑	無潤滑
μ_s	0.10～0.18	0.08～0.16	0.17～0.25
μ_w	0.10～0.27	0.05～0.12	0.15～0.70

(b) 各種潤滑剤のμ_s及びμ_w（実験値）(13)

潤滑剤	表面処理なし ボルト，ナット		亜鉛めっきクロメート処理 ボルト，ナット	
	μ_s	μ_w	μ_s	μ_w
60スピンドル油	0.17～0.20	0.16～0.22	0.13～0.17	0.15～0.27
120マシン油	0.14～0.18	0.12～0.23	0.11～0.15	0.13～0.19
防錆油，NP-7	0.13～0.15	0.13～0.18	0.09～0.13	0.12～0.19
菜種油	0.12～0.15	0.11～0.18	0.08～0.12	0.10～0.22
カップグリース	0.13～0.17	0.09～0.22	0.11～0.14	0.13～0.21
MoS_2ペースト	0.09～0.12	0.04～0.10	0.09～0.11	0.09～0.12
無潤滑	0.17～0.25	0.15～0.70	0.10～0.18	0.17～0.50

表4　締付けトルク基準表(15)

Strength Grade 10. 9 , Meteric Coarse Thread

Lubrication	Dry			Oil		
Nominal Diameter d (mm)	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	1271	847	854	1,024	683
27	1,566	1879	1,253	1,258	1,510	1,007
30	2,116	2540	1,693	1,703	2,043	1,362
33	2,898	3478	2,319	2,326	2,792	1,861
36	3,712	4455	2,970	2,983	3,579	2,386
39	4,829	5795	3,863	3,873	4,648	3,099

4.2 各種の締付け法

トルク法は，軸力管理の面では精度を望めない方法である．これに変わる方法として，回転角法およびトルク勾配法などが提案されている．図９は回転角法の説明図であり，弾性域及び塑性域を狙った方法がある．弾性域を狙った方法は，トルク法と得られる軸力のばらつきの範囲はあまり変わらない．塑性域を狙った方法は，軸力のばらつきの少ない精度の高い方法ではあるが，スナッグポイントがつかみにくく，塑性域にかなり入る．長いボルトにしか適用できない、繰り返し使用が制限されるなどの問題がある．図 10 のトルク勾配法は，通常締付け作業中には観測が難しい軸力の挙動とよく似た締付けトルク値の挙動に注目し，締付けトルクと回転角の微分値が，弾性域でフラットになった直後に微分値が最大値から１／３から１／２程度になった弾性限界で締付けを終了するものである．軸力管理の面でも精度が高く，実用化も進んでいる注目すべき締付け法と言えよう．表５に各締付け法による軸力精度を示す[16]．

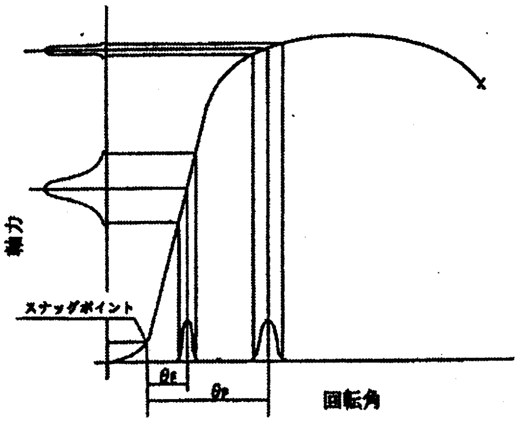

図９　回転角法

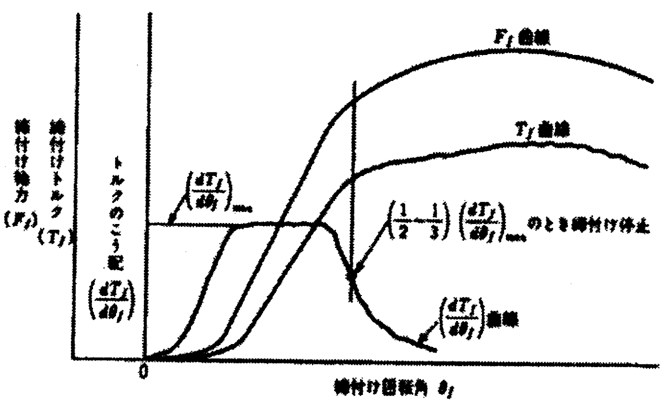

図 10　トルク勾配法[6]

表５　各締付け法の締付け力（軸力）精度

制御方式	初期締付け力の精度
トルク法	±10％　〜　±30％
回転角法	±15％　〜　±30％
トルク，回転角併用法	±10％　〜　±25％
トルク勾配法	±　3％　〜　±10％
ボルト引張法	±　1％　〜　±　8％

5．ボルトのゆるみとゆるみ止め

ボルトは疲労破損を原因とすることが多いが，破損をもたらす前段階でねじ・ボルトはゆるみを起こしている場合が多い．表６は，ゆるみ現象を分類したものである[6]．戻り回転なしの陥没型ゆるみでは，座面圧が被締結部材の限界面圧を超えないようにすることが肝要である．表７は，

限界面圧の一例である．ボルトとナットが戻り回転するゆるみには，通常有効なゆるみ止めを併用することが多い．図11は，軸直角方向のゆるみ試験機の一例である．試験評価結果を図12に示す[17]．一般に，伸びボルト，ダブルナット，嫌気性接着剤などが評価が高い．ばね座金は低強度ボルトの締結に有効との報告もある．ボルトとナットが戻り回転するゆるみには通常有効なゆるみ止めを併用することが多い．

表6　ゆるみ現象の分類

戻り回転“なし”	(1) 初期ゆるみ
	(2) 陥没ゆるみ
	(3) 微動摩耗によるゆるみ
	(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) 軸周り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

表7　限界面圧[6]

被締付け部材の材料			機械的性質(*)			限界面圧(*) N/mm²
名　称	JIS番号	材料記号	引張強さ N/mm²	耐力 N/mm²	硬さ HB(10/3000)	
一般構造用圧延鋼材	G 3101	SS 400	437.4	306.9	126	333.5
炭素鋼鋳鋼	G 5101	SC 450	459.9	302.0	137	363.0
ねずみ鋳鉄	G 5501	FC 200	144.3	—(*)	128	294.3
球状黒鉛鋳鉄	G 5502	FCD 450	479.5	312.8	170	421.8
熱間圧延ステンレス鋼板	G 4304	SUS 304	642.3	223.6	170	313.9
黄銅	H 3100	C 2801	361.9	197.1	131	—
アルミニウム合金	H 4040	A 2017	412.9	271.6	104	292.4

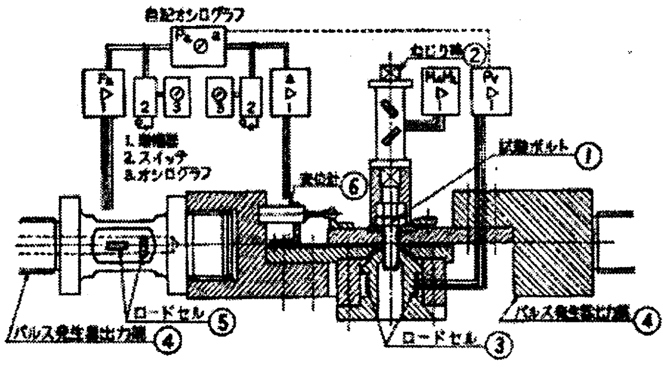

図11　軸直角ゆるみ試験機[11]

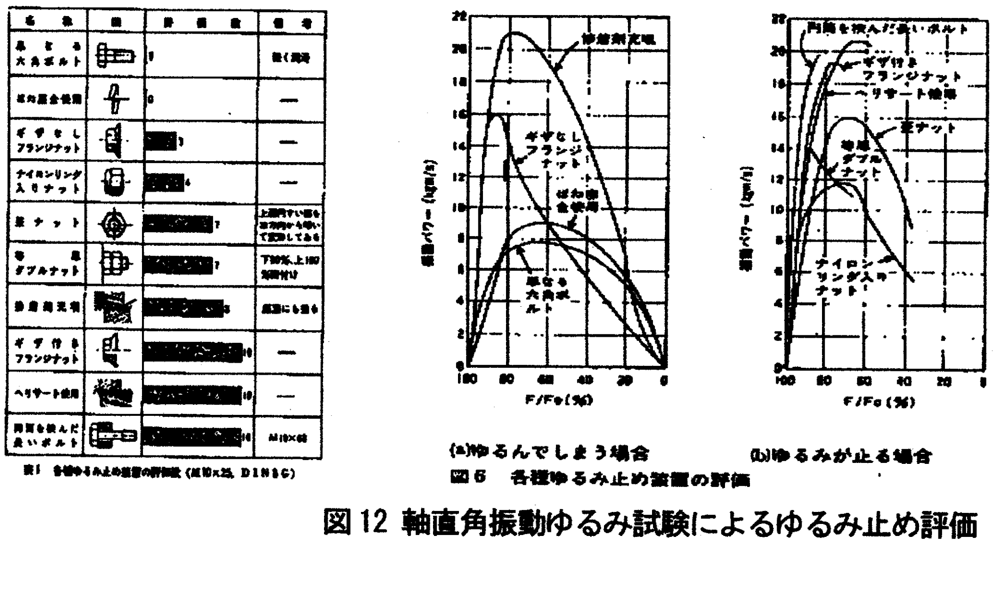

図12 軸直角振動ゆるみ試験によるゆるみ止め評価

さて，これらの評価法は実験室的なゆるみ評価であった．各種ゆるみ止め装置のゆるみ防止性能について相対比較までできるようになってきているが，実機においてそのゆるみ止めが何年もつのかといった絶対的な評価を行い得るものではなかった．

図13は，筆者らが行った実機でのボルトのゆるみ傾向測定例で[9][18]，大型フォークリフトの換向シリンダのマウントボルトである．稼働中，停車中あるいは輸送中などにボルトはゆるむ．その軸力変化（ゆるみ傾向）を両対数紙上にプロットとしたの図14である．軸力低下値（ピーク値）はよい線形関係を示している．これを数式にしたのが式(5)である．

$$\mathrm{Log}R = A + B \times \log N \quad \cdots\cdots\cdots \quad (5)$$

ここで，R：軸力の低下率(測定軸力/初期軸力)，A，B：定数，N：稼動時間 etc.

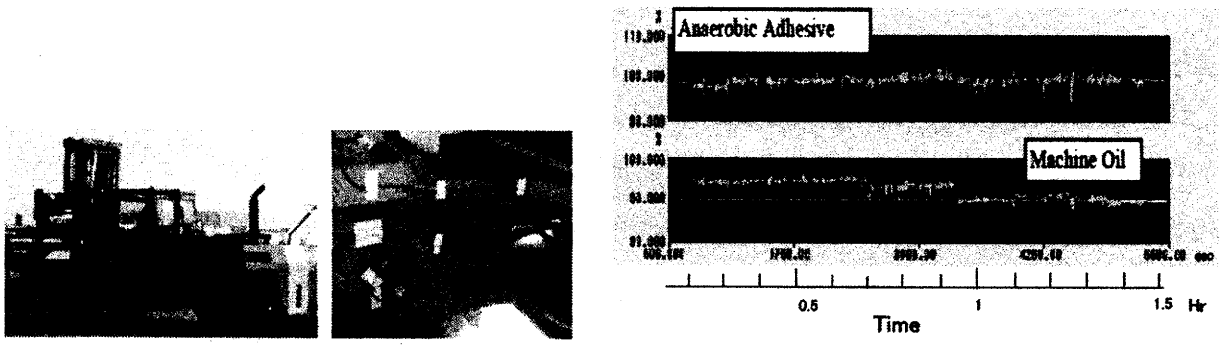

図13　実機でのゆるみ測定例

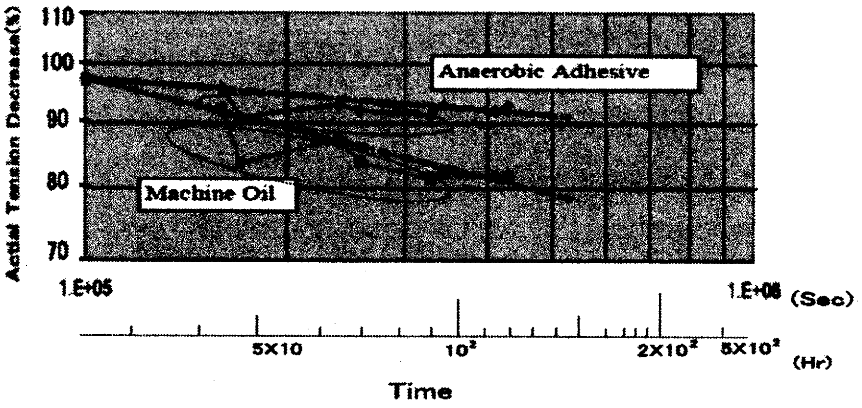

図14　ゆるみ傾向の整理と分析（両対数表示）

表8　フォークリフトの稼働時間

Prediction Condition Items	Prediction Condition(Time)	Prediction Condition(Number)
Cycle Time of 1 Operation	120(Sec)	120(Sec)
Operation Times / Day	6 (Hour)	6 (Hour)
Operation Days / Month	25 (Days)	25 (Days)
Operations / Mounth	150(Hour)	4, 500(Cycle)
Operations / 1 Year	1, 800(Hour)	54, 000(Cycle)
Operations / 5 Years	9, 000(Hour)	270, 000(Cycle)
Operations / 10 Years	18, 000(Hour)	540, 000(Cycle)

表９　残存軸力の推定値

Prediction Interbal	Operations time (Hour)	Prediction of Axial Tension Decrease R(%)	
		Machine oil	Anaerobic adhesive
1 Mounth	4,500	52.4	73.6
1 Year	54,000	39.0	63.6
5 Year	270,000	32.2	59.9
10 Year	540,000	29.7	55.6

図 14 の回帰直線の係数を求めると，式(5)から回帰直線は油潤滑及び嫌気性接着剤でそれぞれ以下の式となる。

$100 \times \log R = 15.3 - 11.9 \times \log N$・・・・・・(6)

$100 \times \log R = 8.09 - 5.86 \times \log N$・・・・・・(7)

これらの回帰式を用いてゆるみ寿命を推定する．表８は試算条件である．大型フォークリフトでありサイクルタイムは長めに設定した．これらの試算条件を用いて図 14 の回帰直線で推定した１ヶ月後，１年後，５年後及び１０年後の残存軸力（ゆるみの程度）を表９に示す．

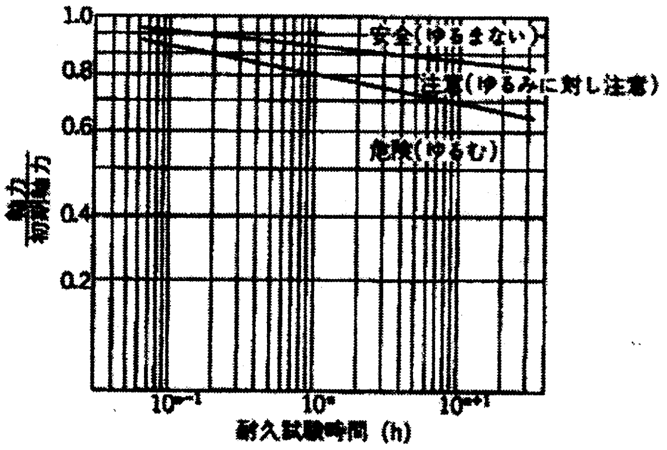

図 15　ゆるみの絶対手評価線図の例

残存軸力がどこまであればよいのかといった評価基準については、実機開発の初期の段階で重要ボルトについて初期のゆるみ傾向を式(5)で近似し，長時間稼動後のゆるみの程度を図 15 で評価できるよう技術開発を続けている．

６．まとめ

浅学非才の身も省みず諸先生方を前に僭越ではありましたが，メーカに長く身を置いた者としてねじのユーザ側の立場で“ねじ・ボルト締結技術の解説”を目的にこの方面の技術動向などを

述べさせていただいた．ねじは技術分野も広く，意外と奥も深い．ここでは重要なポイントのみに触れた．詳細は参考文献・資料を参照願いたい．本報が関係諸兄に多少ともお役にたてれば幸いである．

参 考 文 献

(1) 晴山蒼一，ねじ・ボルトの適正締付けおよびゆるみ・破損の防止について，フルードパワーシステム，Vol.41,No.6(2010),pp.373-377.

(2) 下間頼一：技術文化史１２講，森北出版(1983),pp.40-55.

(3) 朝日新聞：コースター脱輪，(2007.5.6).

(4) 朝日新聞：新幹線事故は整備ミス，(2010.2.2)．

(5) 大橋宣俊：ねじ締結ガイドブック（締結編），日本ねじ研究協会誌，Vol.23,No.1(1992),pp.3.

(6) 吉本勇ら：ねじ締結体設計のポイント(改訂版),日本規格協会(2008),pp.117,178,195,204,218,335.

(7) 酒井智次：増補ねじ締結概論，養賢堂(2008),pp.7-27.

(8) 日本ねじ研究協会出版委員会：新版　ねじ締結ガイドブック，日本ねじ研究協会(2008),pp.26.

(9) 晴山蒼一,中島誠,髙田龍二,下平貴之,田村和久,星暁生：実機稼働下のねじ締結体ゆるみの絶対的評価に関する実験的研究，日本機械学会第 10 回機素潤滑設計部門講演会講演論文集(2010),No.10-10,pp.195-198.

(10) 山本晃：ねじのおはなし，日本規格協会(1992),pp.102.

(11) 渡辺昭俊ら：ねじ締付機構設計のポイント（改定第３版），日本規格協会(1982),pp.216.

(12) 山本晃：ねじ締結の原理と設計,養賢堂(2007),pp.21.

(13) ねじ便覧編集委員会，ねじ便覧，日刊工業新聞社(1966),pp.600-620.

(14) 晴山蒼一:ねじ・ボルト締結体のゆるみ・トラブル対策，発電設備技術検査協会，B-T AVENUE 2002WINTER(2002),p p.39-44.

(15) 晴山蒼一,長嶋和雄,中島誠,髙田龍二,下平貴之,山口庄司,星暁生：ねじ締結の信頼性向上に関する研究，日本機械学会第 10 回機素潤滑設計部門講演会講演論文集(2010),No.10-10,pp.191-194.

(16) 北郷薫ら：高強度ボルトの締結性能に関する標準化のための調査研究報告書（第Ⅱ報），日本ねじ研究協会(1979),pp.28.

(17) 山本晃：ねじのゆるみ，締結と接合(1972),pp1-5.

(18) Hareyama,S.,Takada,R.,Shimodaira,T.,Tamura,K.,Hoshi,A.,Nakashima,M., A Proposal for the Absolute Estimation Method on Self-loosening of Bolted Joints during Off-road Vehicle Operation, International Journal of Automotive Engineering,Vol.3,No.1(2012),pp.47-53.