

## 実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究\* (第2報, ねじ継手に加わる負荷の解析と強度評価)

晴山 蒼 \*<sup>1</sup>, 長嶋和雄 \*<sup>1</sup>, 中村輝雄 \*<sup>1</sup>, 奥田福也 \*<sup>1</sup>

Self Loosening and Strength Estimation of  
a Bolted Joint Under Machine Operation  
(2nd Report, Working Load Analysis and  
Strength Estimation)  
Soichi HAREYAMA, Kazuo NAGASHIMA  
Teruo NAKAMURA and Fukuya OKUDA

A working load analysis was carried out on a bolted joint of an axle structure of construction equipment (wheel loader) under machine operation. The bolt was set in a final reduction system using a planetary gear mechanism. The working load was measured by a stud with strain gages. From the measurement of the bolt in actual products, the load and stress frequency diagrams were obtained. The estimation technique for the fatigue strength was shown. It was discussed that these techniques can be applied for the simultaneous multi-design.

Key Words: Fixing Element, Bolted Joint, Working Load, Load Analysis, Load Frequency,  
Fatigue Strength, Construction Equipment, Simultaneous Multi-design.

### 1. 緒言

産業機械・建設機械のような重作業に用いる機械では、強度部材の結合に用いるねじ継手には苛酷な負荷が加わることから、強度面およびゆるみに対して特に十分な注意が必要である。

最近のように、きめこまかくかつ変化の早い市場ニーズに対応した製品のシリーズ化が余儀ない状況においては、同時期に多くの機械を開発しなければならず製品開発を効率よく進めねばならない。近年、多くのコンポーネントの設計開発において、このような問題に対処する手法として同時多元設計の考え方を導入することが多い。強度部材の締結に用いられるねじ継手の設計についても全く同様である。すなわちプロトタイプ機で負荷測定・解析および強度評価などを十分に行なっておく。それにもとずいて、適正なねじサイズ・強度あるいは形状などを選定できるような、一般的かつ基本的な設計技術資料を整備しておく。これによ

り、新機種での信頼性の確認は設計計算と簡単な応力測定で経済的かつ短期的に実施することができる。

ねじトラブルについては、その形態は疲労破壊とゆるみであり、その原因は設計ミスあるいは締付け不足とされている。ゆるみについてはゆるみ試験機などを用いたゆるみ止め効果に関する研究などが多数行なわれている。著者らも第1報<sup>(1)</sup>で、実機稼働時におけるねじゆるみの絶対的評価法について提案し、製品開発の初期に車両の長期稼働後の軸力低下状況を予測する方法を実機での実測例も含めて示した。

ねじ継手に加わる負荷については、設計的な解析法については検討されているが、<sup>(2)</sup><sup>(3)</sup> 上述の同時多元設計の導入においてきわめて重要な情報であるにもかかわらず、ねじ継手に加わる実働負荷の測定法とその解析法については系統的に整理された資料は見あたらないようである。

本報告では、ねじ継手に加わる負荷の解析方法について特に複合的な荷重が加わった場合も含めて検討しひずみゲージを用いた測定方法およびその解析式などをまとめた。更に建設機械の足まわり部材を例に、実機稼働時におけるねじ継手に加わる実働負荷の解析を

\* 昭和63年10月29日 山梨地方講演会において講演、原稿受付 昭和63年3月25日。

<sup>1</sup> 東洋運搬機(株)技術研究所 (〒301 竜ヶ崎市3)。

行なうとともに、負荷と応力の関係を用い疲労強度評価を行なうことができることを示し、本法の有用性を明らかにした。以下、その結果について報告する。

2. ねじ継手に加わる負荷の解析

ねじ継手の設計においては、たとえばフランジ継手の締結などでは、ロックピンを用いるかあるいは印ろうを設けるなどして、設計段階からねじ自身に加わる負荷状態が単純になるよう構造上工夫するのが一般的で、せん断力・円周方向力などは無視できるとして扱うことができるようである。したがって、軸力・曲げモーメントおよびねじりトルクが加わるようなねじ継手では、以下の方法で負荷を測定し解析することができる。

図1は、ボルト軸部への負荷測定用ひずみゲージの接着要領を示したもので、併せて負荷の関係も示した。ねじ継手に作用する負荷は、ボルトの中心軸上あるいはそのまわりに働くものとする。各測定点のひずみゲージは、図に示したように、A点とC点では直角三軸型ひずみゲージを用い中央のゲージをボルト軸方向に向けて接着する。また、B点とD点については単軸ゲージをボルト軸方向に接着する。直角三軸型ひずみゲージによる測定ひずみは、たとえば測定点A点では、ゲージI、IIおよびIIIのひずみをそれぞれ  $\epsilon_{AI}$ 、 $\epsilon_{AII}$  および  $\epsilon_{AIII}$  と示すことにする。また、B点およびC点の単軸ゲージでの測定ひずみでは、それぞれ  $\epsilon_{BI}$  および  $\epsilon_{CI}$  と示すことにする。これにより、ねじ継手に加わる負荷は、次のように示すことができる。

$$P = \frac{E \cdot A_r}{2} (\epsilon_{AII} + \epsilon_{CII}) \dots \dots \dots (1)$$

$$M_x = \frac{E \cdot Z_b}{2} (\epsilon_{AII} - \epsilon_{CII}) \dots \dots \dots (2)$$

$$M_y = \frac{E \cdot Z_b}{2} (\epsilon_{BII} - \epsilon_{DII}) \dots \dots \dots (3)$$

$$T_z = \frac{G \cdot Z_p}{2} \{ (\epsilon_{AIII} - \epsilon_{CIII}) + (\epsilon_{CIII} - \epsilon_{AIII}) \} \dots \dots (4)$$

ここで

P : 測定部軸方向力 (軸力)

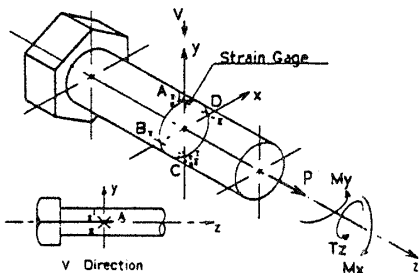


図1 測定部ひずみゲージと負荷の関係

- M<sub>x</sub> : 測定部 x 軸まわり曲げモーメント
- M<sub>y</sub> : 測定部 y 軸まわり曲げモーメント
- T<sub>z</sub> : 測定部 z 軸まわりねじりトルク
- A<sub>r</sub> : 軸部断面積 (測定部)
- Z<sub>b</sub> : 軸部断面係数
- Z<sub>p</sub> : 軸部極断面係数
- E : ボルトの縦弾性係数
- G : ボルトの横弾性係数

なお、曲げモーメント M<sub>x</sub> および M<sub>y</sub> の合曲げモーメントとその作用軸の方向は、次のとおりである。

$$M_e = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{2} \sqrt{(\epsilon_{AII} - \epsilon_{CII})^2 + (\epsilon_{BII} - \epsilon_{DII})^2} \dots (5)$$

$$\tan \alpha_m = \frac{M_y}{M_x} = \frac{\epsilon_{BII} - \epsilon_{DII}}{\epsilon_{AII} - \epsilon_{CII}} \dots \dots \dots (6)$$

ここで、

M<sub>e</sub> : 合曲げモーメント

$\alpha_m$  : x 軸から合曲げモーメント作用軸までの角度 (半時計方向を正とする)

3. 負荷測定・解析方法の実験的な検証

ねじ継手に加わる負荷の解析式を用いたひずみ測定により、複合的に加わる負荷を正しく分離測定・解析でき得るものか否かを簡単な実験を通して検証する。

3・1 軸力と曲げモーメントの場合 軸力と曲げモーメントを、図2-a)のような上下対称の引張試験装置を用い、測定用段付スタッドの中央に図1の要領で接着したひずみゲージにより測定した。なお、後に述べる実機での実働負荷測定には、本スタッドを用いている。曲げモーメントは、引張試験機の軸とスタッドの軸に偏心量 e を与えることにより生じる。さて、本装置を図2-b)のようにモデル化すると、これは長柱に引張りの偏心荷重が加わった問題となる。いま、スタッドサポート部は無視し長柱の中央部に加わる曲げモーメント M<sub>c</sub> を解くと次式のとおりとなる。

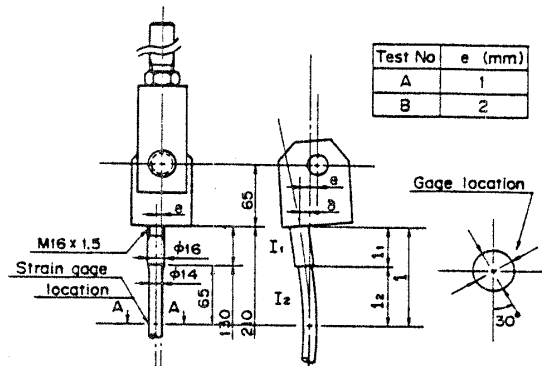


図2 軸力・曲モーメント実験装置

$$Mc = P(e - \delta) \dots \dots \dots (7)$$

$$\delta = \frac{\alpha_1 \cdot e}{\alpha_1 \cos \alpha_{11} \cdot \cos \alpha_{22} - \alpha_2 \sin \alpha_{11} \cdot \sin \alpha_{22}} \cdot e \dots \dots (8)$$

ここで  $\alpha_1 = \frac{P}{EI_1}$  ,  $\alpha_2 = \frac{P}{EI_2}$

$I_1$  : スタッド保持部断面2次モーメント

$I_2$  : スタッド測定部断面2次モーメント

図3は、上式による計算値とひずみ測定の結果から式(5)による合曲げモーメント  $Me$  の値を比較したものである。式(7)による計算値とは傾向はよく一致しているが、やや大きな誤差を持っている。これは、試験片の加工精度・ねじ部のがたなどによるものと考えられる。

図4は、軸力の測定結果と合曲げモーメントの作用軸方向の測定結果を示したものである。軸力については、実験荷重をきわめてよい精度で測定できていることが分かる。また、合曲げモーメントの作用軸方向  $\alpha_m$  は、図2-c)に示したようにあらかじめ30度ひずみゲージ接着方向から回転させた方向にセットして実験を行なったが、荷重を増すにしたがって測定値の精度はよくなっている。

以上の結果により、軸力と曲げが同時に加わった場合、本測定法で精度よく分離解析できると考えられる。

3.2 軸力とねじりトルクの場合 図5に示すような実験装置を用い、初期軸力を与えたスタッドにねじりトルクを作用させたときの軸力変動を測定し、軸力とねじりトルクが同時に加わった場合、それぞれを正しく分離測定できるか検討した。実験は、締付けナットを78.5Nmの締付けトルクで締付けた後、負荷ナットからねじりトルクを作用させた。ひずみ測定は図

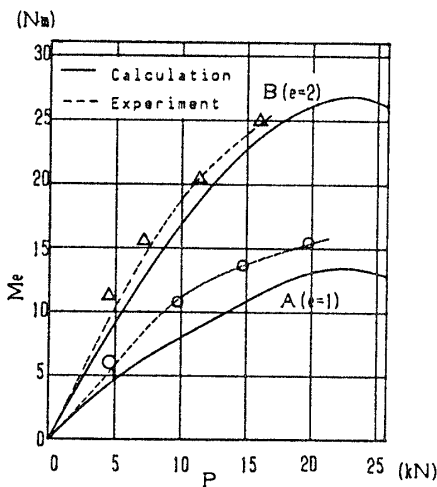


図3 合曲げモーメントの計算値と実験値の比較

2と同様スタッド中央部で行なった。図6は実験結果を示したもので、締付け後に与えられたねじりトルクによる軸力変化はほとんどみられない。これにより、本測定法で軸力とねじりトルクについても十分な精度で分離解析できるものと考えられる。また曲げモーメントとねじりトルクについても軸方向ひずみとせん断ひずみの関係であり同様と考えてよいであろう。なおスタッドのひずみゲージで検出したねじりトルクは与えられたねじりトルクの85%程度とやや低い、これはベアリングの摩擦によるロスと考えられる。

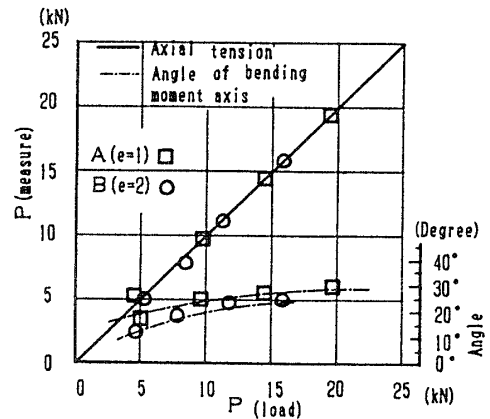


図4 軸力と合曲げモーメント作用軸方向

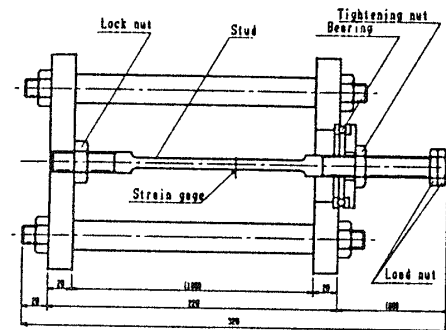


図5 軸力・ねじりトルク実験装置

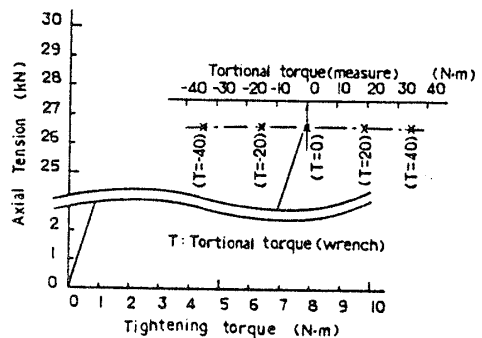


図6 軸力とねじりトルクの実験結果

4・実機での実働負荷測定への適用

前章までに、ねじ継手に加わる負荷測定について基本的な考え方を示すとともに、簡単な実験により本法により複合的に加わる負荷を正しく分離測定・解析できることを確認した。本章では、これらの方法を、実機へ適用した結果について述べる。

4・1 供試品および実験条件 図7-a)は建設機械(ホイールローダ)のアクスルを示す。解析の対象とするボルトは、遊星歯車機構の減速機とハブを中心軸上で固定しているセットボルトで、回転部であることから軸力に加え、ねじりトルクなどの負荷が複合的に加わると考えられる。図7-b)にセットボルトの寸法諸元を示す。このような構造のボルトに加わる実働負荷を簡便に求めるために、測定は図8-a)に示すような通しスタッドを用いて行なった。図8-b)は、この負荷測定用スタッドの寸法諸元を示す。

実働負荷測定は、図9に示すようなホイールローダの代表的作業である、ショベルダンプ作業で行なった。図は、作業時にタイヤなどに加わる負荷波形を、作業1サイクルについて測定したもので、疲労強度解析上長時間のデータが必要なことから、負荷測定は約30分間にわたるこのような作業の繰り返して行なった。

4・2 実機稼働時の負荷測定および頻度解析

負荷測定は、2章に示した式(1)～式(4)によるものとし、せん断力あるいは円周方向力などは無視できるものとした。負荷測定結果の解析は、ミニコンをベースとしたデータ処理装置を用いて行なった。

図10・図11および図12は、それぞれねじ継手に加わる軸力・曲げモーメントおよびねじりトルクをピーク法により頻度数計した結果を、負荷頻度として示したものである。曲げモーメントとねじりトルクの

負荷頻度を見ると、双方とも2つの頻度の山があると見られる。これらは、それぞれ作業時と走行時の頻度および前進時と後進時の頻度が重畳したものと推定している。

4・3 負荷と応力の関係 本例のように実機ボルトの代わりに、負荷測定用スタッドなどを用いるような場合には、スタッドでの測定結果を換算して実機ボルトに加わる負荷および応力を求めなければならない。負荷測定用スタッドを用いたねじ締結体に外力  $W_a$  が作用したとき、スタッドに生ずる軸力  $P_A$  と外力の関係は次のとおりである。

$$P_A = \Phi_T \cdot W_a \dots \dots \dots (9)$$

ここで

$\Phi_T$  : 負荷測定用スタッドを用いたときのねじ締結体の内力係数。

同じ外力  $W_a$  が、実機ボルトでのねじ締結体に加わったとした場合のボルト軸力  $P$  も同様に示すことができるから、軸力の換算式は次のとおりである。

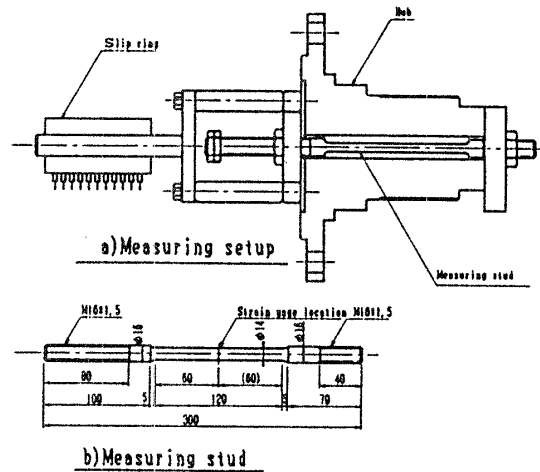


図8 負荷測定装置とスタッド

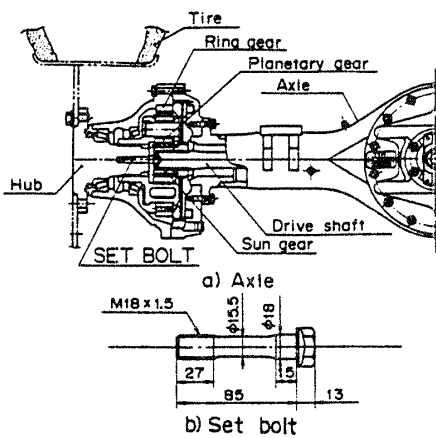


図7 供試品構造とセットボルト

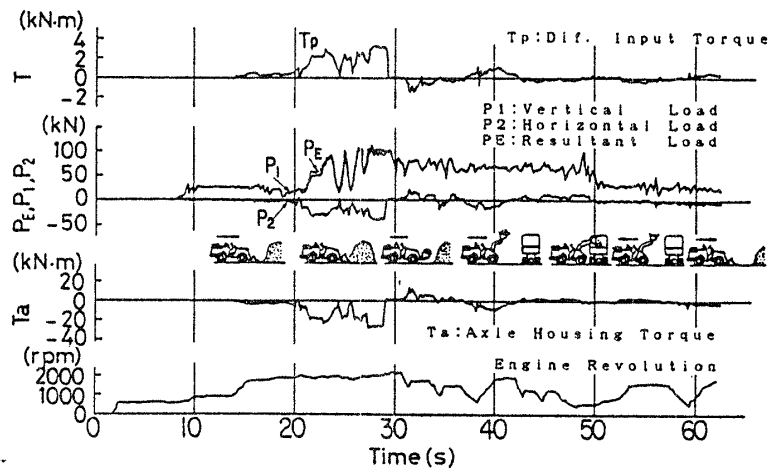


図9 ショベルダンプ作業時のアクスル部負荷波形(1サイクル)

$$P = \frac{\Phi_A}{\Phi_T} P_A \dots \dots \dots (10)$$

ここで

$\Phi_A$  : 実機ボルトでのねじ締結体の内力係数

表1は、負荷測定用スタッドおよび実機ボルトでのねじ締結体のばね定数および内力係数を求めたもので計算値および実験的に求めた値を示した。柴原・尾田<sup>(3)</sup>あるいは沢・熊野<sup>(6)</sup>の研究にあるように、実験的に求めたばね定数は古典的な計算式による値より低い値となっている。

実機ボルトでの曲げモーメント $M_e$ についても、簡便に扱うため、次式のように経験的に設定し計算を行っている。

$$M_e = \frac{\Phi_A}{\Phi_T} M_e' \dots \dots \dots (11)$$

上述の方法によって求めた負荷からねじ最弱部断面に加わる負荷は、場合によっては測定部から最弱部へさらに換算する必要があるが、ここでは求めた負荷が近似的にねじ最弱部断面に加わる負荷を与えるものとする。これらの負荷から、ねじ最弱部断面に加わる最大応力を求めると以下のとおりである。

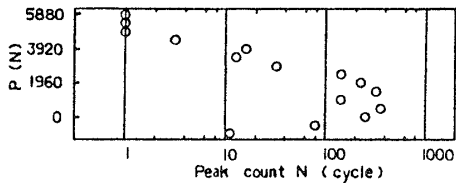


図10 負荷頻度 (軸力)

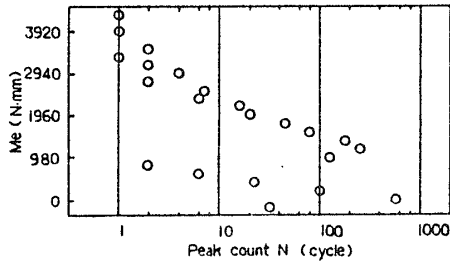


図11 負荷頻度 (曲げモーメント)

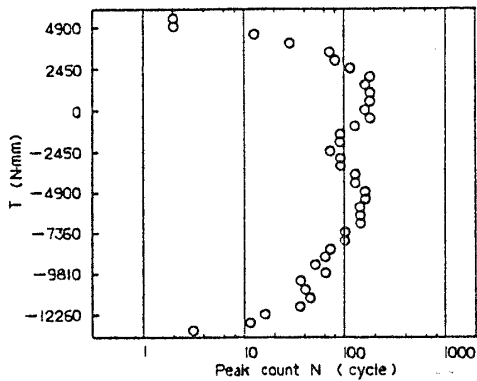


図12 負荷頻度 (ねじりトルク)

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A_2} + \frac{M_e}{Z_2} \dots \dots \dots (12)$$

$$\tau_{max} = \frac{T_z \cdot d_2}{2 I_p} \dots \dots \dots (13)$$

ここで

$\sigma_{max}$  : ねじ有効断面に生じる最大軸応力

$\tau_{max}$  : ねじ有効断面に生じる最大せん断応力

$A_2$  : ねじ有効断面積

$Z_2$  : ねじ有効断面の断面係数

$I_p$  : ねじ有効断面の断面2次極モーメント

$d_2$  : ねじ有効径

さて、ねじの破損は一般にせん断ひずみエネルギー説に従うとする場合が多いようである。<sup>(7) ~ (10)</sup>本報告でもねじの疲労破損を考えると、実機稼働時にねじ継手に加わる実働負荷によってねじに生じる最大応力は、せん断ひずみエネルギー説に基づき次式のとおり求めることができるものとする。

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \dots \dots \dots (14)$$

ここで

$\sigma_e$  : 等価応力

4.4 強度評価 4.2節に示した負荷頻度線図などは、スタッドあるいは、ボルト軸上の任意の測定断面に加わる負荷を対象としたものである。一般的に、スタッドあるいは、ボルト軸上の異なる位置では負荷状態も変わることから、ある測定断面での解析結果から、他のたとえば最弱部断面の負荷状態を求めることは簡単ではない。

しかしながら、前述のように実機における重要ボルト

表1 ばね定数・内力係数の計算値と実験値

Term		Calculation	Experiment	
Stud joint for measuring instrument	Stiffness constant	Stud (N/μm)	129.7	90.2
		Member (N/μm)	1280.7	1225.8
		Stiffness constant factor $\Phi_T$	0.092	0.066
Bolted joint for prototype machine	Stiffness constant	Bolt (N/μm)	598.0	350.1
		Member (N/μm)	2370.3	2187.9
		Stiffness constant factor $\Phi_A$	0.201	0.138
		Stiffness constant ratio $\Phi_A / \Phi_T$	2.18	2.09

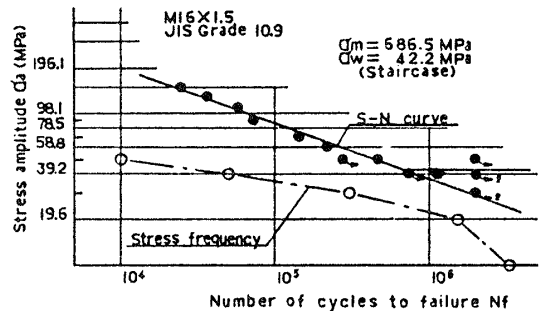


図13 応力頻度とボルトのS-N線図

トの多くは、設計段階から負荷状態を単純化し、場合によっては一様になるよう構造上工夫し設計するのが一般的である。したがって、ある任意断面の負荷解析結果から、最弱部断面の負荷状態を推定できる場合も少ない。また、通常ボルトの最弱部はめねじとのかみ合いの第1ねじ山付近であり<sup>(11)(12)</sup>その近傍での負荷測定結果を近似的に用いることも、実用上問題ないと考えられる。本例でも、便宜的に求めた負荷がねじ最弱部の負荷を与えるものとして扱うことにする。

図13は、実機ボルトに対して求めた応力頻度とS-N線図である。強度評価を行なうにはこれらから、実働荷重下の疲労寿命計算法を用いて、寿命値を求めればよい。図の応力頻度は、負荷ピーク値の時系列データを用い、式(14)による等価応力から、負荷頻度と同様にピーク法を用い頻度計数した結果を示したものである。また、S-N線図は、実機ボルト相当品について、電気油圧サーボ疲労試験機を用いて求めた。なお、図の頻度線図は、S-N線図との比較に便利のように実験時間を5000時間当たりの頻度に換算して示した。

通常、実機稼働時にボルトに加わる応力は疲労限以下となるよう設計することが多いが、本例のようなプロトタイプ機では、図13のように実働応力が疲労限を上まわるような場合もある。このような場合には、有限寿命として修正マイナー則などを用いて寿命推定などを行ない、安全性を確認するかあるいは最大応力が疲労限以下となるよう改造を施すことになる。本例では、生産車についても図7のセットボルトを採用したが、現在すでに車両の耐用時間を経過したものについても何ら問題がなく、市場実績としても強度上の信頼性を確認している。

求めた負荷頻度あるいは応力頻度などの精度は、ばね定数の問題・測定位置の問題などから不十分な面はあるが、たとえば市場での実績あるいはボルトゲージなどによる簡単な応力測定との対比から、基準化を図るなどにより工業的には十分な精度をもったものとする事ができる。また、特にばね定数については、VDI 2230<sup>(2)</sup>にあるような詳細な式、あるいは柴原・尾田<sup>(5)</sup>、沢・熊野<sup>(6)</sup>によるばね定数の式などを用いれば、より精度の高い解析が可能であろう。

## 5. 結 言

ねじ継手の強度評価を行なう上では、ねじに加わる負荷の測定・解析結果から、適正なねじサイズ・強度区分あるいは形状などを選定できるような設計技術情報として、ねじ継手に加わる負荷をまとめ設計基準化しておくことが肝要となる。また、それらは、特に製

品開発を効率よく進めていく上で有効な同時多元設計の基本的な技術となるものである。

以上のような背景のもとに、ねじ継手に加わる負荷の解析方法について、ひずみゲージを用いた測定方法およびその解析式などをまとめた。更に、建設機械の足まわり部材の締結用ねじについて、実働負荷測定・解析および強度評価を実施した。以下その結果を簡単にまとめる。

- (1) ねじ継手に加わる負荷を、ひずみゲージを用いて測定・解析するための解析式をまとめ、それによりねじに加わる軸力・曲げモーメントおよびねじりトルクを精度よく分離解析できることを実験的に検証した。
- (2) 本法を建設機械足まわり部材の締結に用いるボルトに適用し、実機稼働時に複合的に加わる負荷をピーク法により頻度計数し負荷頻度としてまとめた。
- (3) 負荷の時系列データから、ピーク法による応力頻度線図を求め、実機ボルト相当品によるS-N線図から、実働荷重下の疲労寿命推定法すなわち修正マイナー則などにより、ねじの強度評価ができることを示した。

最後に、本研究にあたりご指導・ご助言をいただいた東京都立大学・見玉昭太郎教授に深く感謝する。

## 文 献

- (1) 晴山・浜田・石丸、実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究(第1報、ゆるみの絶対的評価法について)、機論C, 54-503(昭63), 1559.
- (2) 日本ねじ研究協会出版委員会, VDI2230 高強度ねじ結合の体系的計算法、(昭57), 日本ねじ研究協会.
- (3) P-SC22 研究分科会, 最近の進歩を考慮した機械・構造物の強度設計に関する研究分科会成果報告書、(昭57), 日本機械学会.
- (4) 山本, ねじ締結の理論と計算、(昭45), 53, 養賢堂.
- (5) 柴原・尾田, ボルト結合体における被締付材のばね定数について、機誌, 72-611(昭44), 1611.
- (6) 沢・熊野, ガスケットを用いたねじ締結体の特性について、(ティーフランジにはさまれた長方形金属ガスケットの応力解析)、機論A, 50-452(昭59), 600.
- (7) 山本, ねじ随説(17), 機械の研究, 18-6(昭41), 795.
- (8) J.E.Foisy, Analysis of Bolt and Nut Torque, Assembly Engineering, 10-12(1967), 25.
- (9) 北郷・吉本・江藤・佐々木, トルク法におけるねじの適正締付力に関する研究, 精密機械, 39-7(昭48), 748.
- (10) 吉本, トルク法におけるねじの適正締付力の求め方, 機論, 38-315(昭47), 3017.
- (11) H.ヒコト・P.スリクス, ねじ継手の設計および耐久性についての考察, 機械の損害, 2(昭45), 37.
- (12) 西田, ねじの疲労破壊事故例とその対策(第2報, 疲労強度向上の従来対策とその効果), 締結と接合, 37(昭57), 1.

## 討 論

〔質問〕 田中道彦〔信州大学工学部〕

ひずみロゼットの式をねじの解析に応用され、貴重な評価法を提言されていることに敬意を表す。

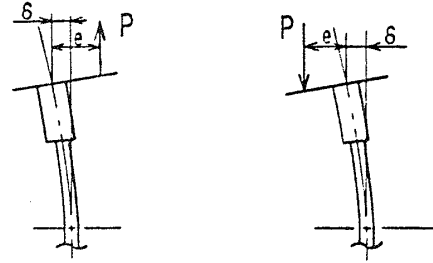
(1) 式(4)や738ページ右欄2~3行めの記述は円形断面棒の基本的な性質と考えられるが、図6は、これらの確認実験と理解してよいか。

(2) 737ページ右欄下3行めに、引張りの偏心荷重とあるが、引張方向の荷重が作用する場合でも式(8)が適用できるか。

式(8)は一種の座屈の式だが、初期たわみや偏心  $e$  の大きい場合以外、引張方向の荷重  $P$  は軸方向変形に対して弾性的に安定で、式に  $EA$  を含むと思われる。この影響も、図3の誤差には含まれないか。

〔回答〕 (1) ご指摘のとおり確認実験と位置づけている。また、図2の装置による実験も同様の主旨で実施したものである。

(2) ご指摘のとおり、式(8)は座屈の解析法を用いて解いたものだ。座屈問題では、一般に軸方向荷重によるたわみは無視できるとして扱っており、本問題も同様に考えている。したがって、本実験装置を付図1(a)のようにモデル化したとき、その変形は付図1(b)の座屈解析モデルと等価な変形をすると考えている。すなわち、たわみ  $\delta$  を座屈の解析式で式(8)のように解き、しかる後に荷重の方向と着力点の位置を考慮に入れ、式(7)により曲げモーメント  $M_e$  を求めたものである。この種の問題に座屈解析と同様の考え方



(a) 実験装置のモデル (b) 座屈解析モデル

付図1 解析モデル

を適用して解くことは、工学的に有用な方法と考えている。

一方、図2の断面AAの最大ひずみ  $\epsilon_x$  は  $Z_i$  を断面AAの断面係数とすると、次式のようになる。

$$\epsilon_x = M_e / (EZ_i) + P / (EA) \quad \dots\dots\dots (i)$$

式中の  $M_e$  は、式(7)による曲げモーメント  $M_e$  をひずみゲージにより測定したものである。図3および図4の結果は、式(i)の  $P$  と  $M_e$  をそれぞれ式(1)および式(5)により分離して解析したものである。したがって、ご指摘の  $EA$  は式(i)の断面AAのひずみ値には含まれるが、図3の  $M_e$  の測定値には含まれていないと考えている。すなわち、図3の誤差はあくまでも実験装置の加工精度・がた、あるいは解析モデルを実際の実験装置に対して、簡略化したためと考えている。