繰返し荷重を受けるねじ締結体における負荷と強度の関係*

萩原正弥**, 吉本 勇**

The Relation between Load and Strength in Bolted Joints
Subjected to Fatigue Loading

by Masaya HAGIWARA and Isamu YOSHIMOTO

This study reports a method of clarifying the fatigue design of bolted joints. Two types of bolted joints are treated—one is the simplest cylindrical joint, and the other is the more practical T-flange joint. The following conclusions are obtained through stress analysis and fatigue tests of the above-mentioned bolted joints; (1) A method is proposed for expressing the load applied to the bolt in joints by plotting the dynamic stresses of the bolt on the fatigue-limit (Haigh) diagram, taking the maximum load and the preload as parameters; (2) The stress analysis of the T-flange bolts is performed. The analytical results show good agreement with the experimental results using the strain gages; (3) It is verified by the fatigue test that fatigue design of the T-flange bolts can be done by comparing the above-mentioned load and the fatigue strength of the bolts.

Key Words: Fixing Element, Bolted Joint, Fatigue Design, Fatigue Strength, Fatigue-Limit Diagram, Stress Analysis

1. 緒 言

近年、機械および構造物の多様化や複雑化に伴い、ねじ締結部に関しても限界設計が要求され始めている。ねじ締結体の強度設計の中で、ボルトの疲労破壊の防止は最も重要な課題の一つであり、現在までに多くの研究が行われている^{(1)~(3)}。しかしこれらの研究においては、負荷と強度の関係が明確にされておらず、強度設計における基本的な考慮が十分なされていない。実際のねじ締結体では外力とボルト応力の関係が複雑な場合が多いが、まずこうして求められた応力を負荷と考えるべきであろう。繰返し外力が作用する場合には、ボルト単体の疲労試験結果が強度に対応する。

著者ら⁽⁴⁾は以前に連接棒ボルトの疲労試験を行い、応力測定結果をもとに実験における破断位置での疲労破壊の可能性について検討を行った。本研究ではこの方法をさらに進め、上述のような観点から負荷(応力)と強度を比較することによってねじ締結体の強度設計を行う方法を確立することに目標を置き、2種類のね

じ締結体モデルに関して解析、実験の両面から検討を行っている。

2. ボルトに曲げが作用しない
ねじ締結体モデルの場合

2.1 ねじ締結体モデル 図1に、2個の円筒を1組のボルト・ナットで締結したねじ締結体モデルを示す。このモデルは実際の機械あるいは構造物におけるねじ締結部とは必ずしも対応しないが、機構が単純であるため、ねじ締結体の基本的な挙動を把握するのに適しており、多くの研究の対象となっている⁽⁵⁾。

2.2 外力とボルト軸力の関係 図1の締結体に

図1 ねじ締結体モデル

図2 $W-F_b$ 線図

* 昭和60年10月26日 山梨地方講演会において講演、原稿受付 昭和60年4月13日。

** 正員、東京工業大学精密工学研究所 (〒227 横浜市緑区長津田町4259)。

作用する外力 W が零から増加する時、ボルト軸力 $F_b [= F_f \text{ (初期締付け力)} + F_t \text{ (軸力の増加分)}]$ は図2のように変化する。外力が接合面分離開始荷重 W_e よりも小さい範囲では W と F_b の関係は線形で、その配 Φ は内力係数と呼ばれる。外力が W_e よりも大きくなると W と F_b の関係は非線形となり、さらに $W \geq W_u$ となると接合面は完全に分離し $F_b = W$ となる。文献(6)および(7)によれば、上述のボルト軸力の挙動は以下の各式で示す特性値によって記述される。

$$\Phi = \frac{K_t}{K_t + K_c} \left(\frac{K_c}{K_{pt}} \right) = \Phi_0 \left(\frac{K_c}{K_{pt}} \right) \dots \dots \dots (1)^{(6)}$$

$$W_e = \frac{1}{1 - \Phi} \left(\frac{D_R - D_0}{D_R - D_i} C_0 + C_d \right) F_f$$

$$\begin{cases} D_R = l_f + d_k \dots \dots \dots (2)^{(7)} \\ C_0 = \frac{3(D_0^2 - D_i^2)}{(D_R - D_i)(D_R + 2D_i)} \\ C_d = \frac{(D_R - D_0)^2(D_R + 2D_0)}{(D_R - D_i)^2(D_R + 2D_i)} \end{cases}$$

$$W_u = \frac{1}{1 - \Phi_0} F_f \dots \dots \dots (3)^{(7)}$$

式(1)の K_t はボルトのばね定数、 K_c および K_{pt} はそれぞれ被締付け部材の圧縮および引張ばね定数で、例えば K_c は文献(8)、 K_{pt} は文献(9)に示される方法で計算できる。また式(2)および(3)から得られる W_e および W_u の間の非線形領域は文献(7)で行われた考察をもとに次式で近似する。

図3 外力とボルト軸力の関係

$$F_b = a(W - W_e)^n + \Phi \cdot W + F_f$$

$$\begin{cases} n = \frac{(1 - \Phi)(W_u - W_e)}{(1 - \Phi)W_u - F_f} \dots \dots \dots (4)^{(7)} \\ a = \frac{\left(\frac{1 - \Phi}{n} \right)^n (n - 1)^{n-1}}{\{F_f - (1 - \Phi)W_e\}^{n-1}} \end{cases}$$

図3は文献(10)で行われた実験結果と式(1)～(4)による計算値を比較したものである。実験に用いられた締結体は図中に示されているように、外径53 mm、内径11 mm、高さ20 mmの2個の円筒を厚さ5 mmの座面板を介してM10のボルト(強度区分8.8)およびナットで締結したもので、外力は外周に切られたねじ(M56×2)を介して締結体に作用する。実線で示される実験値と破線および×印で示される計算値はよく一致しており、この場合接合面が完全に分離しなければ、外力に対するボルト軸力の増加は極めて少ない。

2.3 疲労強度の推定 図4は2.2節に示した各式を用いて、図3の締結体に片振り外力($W_{min}=0$)が作用する場合の最大荷重 W_{max} ($=2W_a$, W_a : 荷重振幅) および初期締付け力 F_f とボルト応力の関係を疲労限度線図(Haigh線図)上に描いたものである(破線)。また実線はボルト単体(締結体に対し、ボルト・ナットのための組合せをいう、以下単に単体と呼ぶ)の破壊確率50%の疲労限度(ねじ部)の計算値を示している。計算には、切欠係数として山本の計算式⁽¹⁾による値を吉本の仮説⁽¹¹⁾で修正した値($\beta=3.4$)を用いており、平滑材の疲労限度は文献(12)のデータをもとに定めている。締結体に作用する荷重および初期締付け力の値が既知の場合、図4においてそれぞれの値に対する W_{max} 一定線と F_f 一定線の交点はその時のボルトの応力状態を示している。この点が例えば実線で示した単体の疲労限度の下側にあれば疲労破壊の確率は低く、逆に上側にあれば疲労破壊が起こりやすいと考えられる。

図4 ねじ締結体(図3)に対する Haigh 線図 ($W_{min}=0$, $W_{max}=2W_a$)

図4に示した●印のプロットは文献(10)の疲労試験における破壊確率50%の疲労限度(単体)を示している。この点を狙った締結体の疲労試験^{*1}では、トルク法で締付けた12組のうち11組が破断している。

文献(10)にも指摘されているように、締結体に繰返し外力が作用すると締付け力の低下が起こることが多い。締付け力の低下は図4では $W_{\max}$ 一定の線上を左上に動くことに対応しており、ボルトに作用する応力振幅 σ_a が増加して疲労破壊の可能性が大きくなる。したがって強度設計ではこのことを考慮する必要がある。

3. ボルトに曲げが作用する ねじ締結体モデルの場合

3.1 ねじ締結体モデル 2章で対象としたねじ締結体ではボルトに曲げが作用しないので、ボルトの応力状態はボルト軸力のみから推定できる。しかし実際のねじ締結体では、外力として引張荷重のみが作用する場合でも、ボルトには軸力のほかに曲げモーメントやせん断力が作用する場合が多く、その応力状態は複雑である。図5はこのような状態を実現させることを意図して作られたモデルで、2個のT字形フランジを2組のボルト・ナットで締結している。作用する外力は図に示されているように、締結体の軸方向引張荷重 $2W$ (W はボルト1本当たりに作用する荷重) である。

3.2 外力とボルト応力の関係

図5 T字形フランジ締結体の形状

^{*1} 疲労試験は $W_{\min}=0.1W_{\max}$ の条件で行われているが、この場合 Haigh 線図はほとんど変化しない。

3.2.1 理論解析 図6に解析モデルを示す。モデルでは2個のフランジをはりに置き換えており、ボルトから受ける反力はフランジの幅 h 方向に一様に作用すると仮定している(座面の面積、ボルト穴の影響は考慮していない)。またフランジ A および B は中心から $l_R/2$ の距離にある支点のみで接触すると仮定し、互いに x 方向および z 方向の力 (R_x および R_z) を受けるものとする。図6における未知数は、ボルトに作用する力および曲げモーメント (F_b , F_t , および M_b)、ボルト・ナット座面間の相対変位 (δ_b , u_b , および ϕ_b)、並びに支点反力 R_x および支点位置 l_R の8個であり、以下に示す各式を連立させて解くことができる。

$$\left. \begin{aligned} F_b &= F_f + \delta_b \cdot K_t \cdots \cdots (a) \\ F_t &= \frac{6E_b I_b}{l_f^3} (2u_b - l_f \cdot \phi_b) \cdots \cdots (b) \\ M_b &= -\frac{2E_b I_b}{l_f^2} (3u_b - 2l_f \cdot \phi_b) \cdots \cdots (c) \\ \delta_b &= [\delta_A - \delta_B]_{x=l_R/2} \cdots \cdots (d) \\ \phi_b &= [\phi_A - \phi_B]_{x=l_R/2} \cdots \cdots (e) \\ u_b &= \left[u_A - u_B + \frac{t_A}{2} \phi_A \right. \\ &\quad \left. - \left(l_f - \frac{t_B}{2} \right) \phi_B \right]_{x=l_R/2} \cdots \cdots (f) \\ [\phi_A - \phi_B]_{x=l_R/2} &= 0 \cdots \cdots (g) \\ \left[u_A - u_B - \frac{t_A}{2} \phi_A - \frac{t_B}{2} \phi_B \right]_{x=l_R/2} &= 0 \cdots \cdots (h) \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (5)$$

ここで式(b)および(c)における $E_b I_b$ はボルトの曲げ剛性を表している。または式(d)~(h)における各変位の添字 A および B はそれぞれ図6のフランジ A および B に対応している。なお式(5)は未知数 l_R の高次の項を含んでいるため、計算では l_R の値を漸次

図6 T字形フランジ締結体に対する解析モデル

変化させその時の W の値を逆算している。支点の位置は外力の増加に伴ってボルト軸上 ($x=l_b/2$) から徐々に外側へ移行し、外縁 ($x=l_o/2$) に達すると以後は変化しない〔この時式 (8) の条件は削除される〕。

3・2・2 解析結果の検証 表 1 に示す寸法の T 字形フランジを図 7 に示した応力測定用ボルト A を用いて締付けた締結体における応力測定結果の一例を図 8 に示す。図 8 の実線は実験値、破線は 3・2・1 項で示した解析による計算値を示しており、図 8 (a) および (b) はそれぞれ図 7 (a) および (b) に示した 2 箇所のひずみゲージ貼付位置での最大応力 [$\sigma_b = \sigma_{ten}$ (引張り) + σ_{ben} (曲げ)], および最小応力 ($\sigma_b = \sigma_{ten} - \sigma_{ben}$) を示している。なお図 8 の縦軸の等価軸力 F_{be} は σ_b にその位置でのボルトの断面積を乗じた値であり、 $W=0$

のときの F_{be} の値が締付け力 F_f と対応している。実験結果から、締付け力 F_f が増加すると外力によってボルトに付加される応力が減少することがわかる。また F_f が等しい時に測定位置によって曲げ応力 σ_{ben} の大きさが異なることから、ボルトに図 6 に示したせん断力 F_t が作用していることがわかる。破線で示した計算値はそれぞれの場合に対して実験値とほぼ対応しているが、2 個のフランジは同じ形状なので、解析では $F_t=0$ となり、軸方向の位置による曲げ応力の差異は生じない。これは、解析においてかみあいねじ部の剛性などの影響を考慮していないためで、実際にはナットの変位とその位置でのボルト軸部の変位は完全には一致しない。このことが、実験において F_t が作用する原因と思われる。計算結果の精度を向上させるためには、上述のかみあいねじ部など細部にわたる詳細な検討を行う必要がある。

3・3 疲労強度の推定

3・3・1 単体の強度との関係 図 9 は表 1 に示される寸法の T 字形フランジ締結体に片振り引張荷重が作用する場合について、ねじ部に作用する最大応力 ($\sigma_{ten} + \sigma_{ben}$) の振幅 σ_a および平均値 σ_m と締付け力 F_f 並びに最大荷重 W_{max} の関係を 3・2・1 項の方法を用いて Haigh 線図に示したものである。ボルトに引張応力のみが作用する場合と、引張応力のほかに曲げ応力が作用する場合とで切欠係数の値が異ならないとすれば、図 9 によって図 4 の場合と同様に、締結体においてボルトに作用する負荷 (応力) と単体の強度を比較することができる。

大滝ら⁽¹³⁾はボルト・ナット結合体に引張力のほかに

図 7 応力測定用ボルトの形状および寸法

図 8 外力とボルト応力の関係 (ボルト A)

曲げモーメントが作用する場合に、ねじ部の公称曲げ応力と公称引張応力の比 $\sigma_{bnom}/\sigma_{tnom}$ が増加すると切欠係数 β が増加することを指摘している。ただし、これは曲げモーメントを外力ではなく内力としてとらえ、 σ_{tnom} に対して β を計算しているためである。文献(13)の β を $(\sigma_{tnom} + \sigma_{bnom})$ に対する値に換算すると、引張外力のみが作用する場合の切欠係数 β_t と曲げが付加された場合の切欠係数 β_{bt} の比 (β_t/β_{bt}) は、M8 で $\sigma_{bnom}/\sigma_{tnom}$ が 0.25 から 1 の範囲では 0.95~1.06 となり、この結果からは上述の仮定が妥当といえる。

3.3.2 実験による検証方法 3.3.1 項に示した単体の強度と締結体におけるボルトの負荷の関係を実験的に確かめるため、単体および T 字形フランジ締結体の疲労試験を行った。図 10 は単体の試験における S-N 曲線で、応力比一定 ($R_s=0.1$) および最大応力一定 ($\sigma_{max}=0.9\sigma_{0.2}$, $\sigma_{0.2}$: 規格耐力) の条件での試験結果である。図中の○、●印および□、■印のプロットは同一ロットの試験片(ロット I)の結果であるが、不完全ねじ部付近の谷底に不連続な部分があったため、最大応力一定の場合のステアケース法のみ、別なロット(ロット II)の試験片でも試験を行っている(△、▲

図 9 T 字形フランジ締結体(表 1)に対する Haigh 線図 ($W_{min}=0$, $W_{max}=2W_a$)

図 10 ボルト単体の S-N 曲線

印)。

締結体の試験に関しては、T 字形フランジ本体の強度と試験機の都合から $2W_{max}=22\text{ kN}$, $2W_{min}=2\text{ kN}$ という条件を設定した。外力がこの条件の時の締付け力 F_f とボルト応力 σ_a , σ_m [最大応力 ($\sigma_{ten} + \sigma_{ben}$) に対する振幅と平均] の関係は図 11 のようになる。図中のプロットは 3.1.1 項で行った応力測定結果から第 1 ねじ部に対応する位置に作用する応力を外そうとしたもので、▲、△印は図 7 のボルト A、▼、▽印はボルト B (円筒部は $\phi 8$ に換算) の結果である。図中に破線で示した計算値は、 F_f が小さい範囲では σ_a , σ_m も実験結果から推定した値よりかなり高い値を示しているが、 F_f が大きい範囲では実験値と計算値はよく一致している。単体の疲労限度として図 10 に示した最大応力一定の場合の結果(ロット I では $\sigma_w=49\text{ MPa}$, ロット II では $\sigma_w=66\text{ MPa}$)、 F_f と σ_a の関係については図 11 の実験による推定値の平均を用いるとすれば、疲労限度の締付け力(破壊確率が 50 % となる負荷がボルトに作用するような締付け力) F_{fw} はロット I の場合約 25 kN, ロット II の場合約 22 kN と推定できる。

3.3.3 実験結果と推定値の比較 表 2 に、ロット I のボルトを用いた場合の締結体の疲労試験結果を示す。疲労試験は、ボルト応力の推定誤差などを考慮して $\sigma_a(\text{推定値})=1.1\sigma_w$ (σ_w : 単体の疲労限度) を目標とし、図 11 の結果から F_f (目標値) = 23.5 kN としている。ただし締付け力の管理はトルク法(目標値 $T_f=36\text{ N}\cdot\text{m}$)で行っており、締付け試験におけるトルク

図 11 締付け力とボルト応力の関係(第 1 ねじ部)

係数 (平均値 $K_m=0.191$, 標準偏差 $s_k=0.011$) のばらつき ($K_m \pm 2s_k$) から, 締付け力は $F_{fmin}=21$ kN, $F_{fmax}=27$ kN の範囲に分布すると推定される。表 2 の結果では 5 組 (10 本) の試験すべてでボルトの疲労破壊が起こり, その破断位置は 5 本が遊びねじ部 (不完全ねじ部から 2~3 山の谷底が不連続な部分), 2 本が第 1 ねじ部であった。

図 12 はボルト第 1 ねじ部, 不完全ねじ部 (遊びねじ部の破断位置にほぼ対応) および頭部首下部について, 締付け力 F_f と最大応力の振幅 σ_a の関係を示したもので, 図 7 のボルト A および B による応力測定結果から推定した値の平均値である。図 12 から, 同一の締付け力に対しては第 1 ねじ部に比べて不完全ねじ部の応力のほうが大きいことがわかる。単体の疲労試験結果 (図 10) から遊びねじ部と第 1 ねじ部の切欠係数はほぼ等しいと考えられるので, 締結体においてはロット I のボルトの場合, 遊びねじ部からの破断の確率が大きいと考えられる。また疲労試験では首下部での破壊は起こらなかったが, 図 12 に示すように, 首下部には断面積が大きいにもかかわらずねじ部と同程度の

応力が作用しているため, 単体の試験の場合と比較して不利な状態となっている。なお, 表 2 ではいずれの場合も破断までの繰返し数 N が 10^6 程度の値であることから, 疲労限度の締付け力 F_{fw} の推定値 (25 kN) はほぼ妥当と考えられる。

図 13 はロット II の疲労試験結果を示している。この実験は疲労限度の締付け力 F_{fw} を求めるためのステアケース法による試験で, 締付け力の管理にはボルト円筒部に埋込んだパイプ形ひずみゲージを用いている。図 13 の結果から F_{fw} は約 16 kN となり, この値は推定値 (22 kN) と比較してかなり低い。

図 14 は締結体の疲労試験におけるねじ部の負荷と疲労限度の関係を示している。前述のように, ロット II では F_{fw} の値は実験と推定でかなり異なっているが, 応力測定結果から推定した W_{max} 一定線 (一点鎖線) のこう配が図 4 の場合と比較してかなり小さくなっているため, Haigh 線図上では▲印のプロットは疲労限度の計算値 (実線) および単体の疲労試験結果 (図 10) とそれほど異ならない。またロット I のねじ部に関しても実験によるボルト応力の推定値 (△印) は疲労限度とよく一致しており, この場合には解析による値 (●印) も実験と近い値を示している。これらのことから, 外力とボルト応力の関係を Haigh 線図に示

表 2 T 字形フランジ締結体の疲労試験結果 (ロット I)

Test No.	Bolt	N	Failed at
1	L R	1.28×10^6	Idle thread
2	L R	6.80×10^5	
3	L R	1.23×10^6	Idle thread None
4	L R	6.77×10^5	First thread None
5	L R	1.35×10^6	First thread None

Remarks: $2W_{min} = 2$ kN, $2W_{max} = 22$ kN

$T_f = 36$ N m, ($F_{fmean} = 24$ kN)

図 12 締付け力とボルト各部の応力振幅の関係

図 13 締付け力を変化させるステアケース法による疲労試験結果 (ロット II)

図 14 T 字形フランジ締結体におけるボルト応力と疲労限度の関係

すことによってねじ締結体におけるボルトの疲労強度を推定することができると考えられる。さらに、それぞれの締結体について図4あるいは図9に示されているような線図を作成すれば、締付け力のばらつきや低下、外力の変化などの影響を直観的に知ることができる。例えば図4あるいは図9において締付け力 F_t を高くとり、 $W_{\max}$ 一定線のこう配の小さい領域を使用すれば上述の諸因子の影響を受けにくく、強度設計の観点から望ましい。

4. 結 言

本研究で得られた主な結論は以下のとおりである：

(1) ねじ締結体に作用する外力と締付け力に対するボルトの応力状態を Haigh 線図に示し、単体の強度と比較する方法を提案した。

(2) T 字形フランジ締結体における外力とボルト応力の関係について解析を行い、実験結果と比較したところ、計算値は実験値とほぼ対応することがわかった。

(3) T 字形フランジ締結体の疲労試験を行い、その結果を(1)に示した方法で検討したところ、ねじ締結体の疲労挙動を、外力とボルト応力の関係および単

体の強度から予測できることがわかった。

なお本研究における応力測定および疲労試験は、江頭浩之、築山勝浩両氏〔(株)佐賀鉄工所〕の努力によるところが大きい。ここに記して謝意を表するとともに、実験装置を製作していただいた東京工業大学精密工学研究所付属工場の職員各位に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 山本, ねじ締結の理論と計算, (昭45), 102, 養賢堂.
- (2) 大滝, 機論, 38-311 (昭47), 1885.
- (3) 吉本・ほか2名, 機論, 50-452, A (昭59), 717.
- (4) 萩原・ほか2名, 精密機械, 50-5 (昭59), 841.
- (5) 例えば, Osgood, C. C., *Machine Design*, 44-6 (1972), 104.
- (6) 吉本・ほか3名, 機論, 42-359 (昭51), 2174.
- (7) 萩原, 昭和59年度精機学会秋季大会講演論文集, No. 412 (昭59-10), 151.
- (8) VDI 2230, *Systematisch Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*, VDI-Verlag, (1977), 8.
- (9) 萩原, 機論, 48-428, C (昭57), 622.
- (10) 大橋・ほか2名, 精密機械, 51-7 (昭和60), 1383.
- (11) 吉本, 精密機械, 49-6 (昭58), 801.
- (12) 金属材料の疲労強度の設計資料 I, (昭57), 58, 日本機械学会.
- (13) 大滝・佐々木, 機論, 39-325 (昭48), 2889.

討 論

〔質問〕 大 滝 英 征〔埼玉大学工学部〕

(1) 貴手法では、個別の締結体について、ボルトおよびTフランジにいかほどの応力が加わるかをまず計算する必要がある。その際、式(4)、(5)の適用できるのは特殊な場合に限られるのではないか。例えば、図1のような場合でも、Junkerは荷重の作用する位置に従ってボルトに付加する荷重はかなり異なることを示している。そこで、どのような場合に式(4)、(5)が適用できるのか明確にしておく必要があるのではないか。

(2) 軸力が加わる場合には、内力係数としてボルトおよびフランジのばね特性を考慮しているが、曲げが加わる場合、Tフランジのばね特性は加味されていないように思えるが、加味する必要性はないのか。

(3) 貴論文の考えを論証するのに、M8の1種類についてしかも、限られた初期締付け力の場合について実験を行っている。この結果だけで全体を論証できるものなのかどうか、うかがいたい。

〔回答〕 (1) まず図1の締結体の場合、Junkerの提案する修正係数(荷重の位置によって異なる)は

式(1)の (K_c/K_{pt}) に対応している。また式(3)においても外力の作用位置を表す係数 n' が含まれており、式(4)ではこれらの影響は ϕ , W_e および W_u の値に反映されている。したがって式(4)は図1に示されている形状の締結体に対しては一般性をもっていると考えている。

一方、T字形フランジ締結体に関しては、図5に示す締結体についての解析で、図6に示すように、各要素をはりに近似しており、また接合面の分離が徐々に進行するような状態のみを扱っているため、この範囲を逸脱するものに関しては適用できない。この場合の適用限界を明確にすることは今後の課題にしたいと思う。

(2) 図1の締結体およびT字形フランジ締結体(図5)に対する解析は、ボルトに作用する軸力(T字形フランジに対してはそのほかに曲げモーメントと軸直角力(せん断力))をボルトと被締付け部材の変位のつりあいをもとに求めるという、基本的には同一の方法によって行っているが、回答(1)でも述べたように、T字形フランジについてははりに近似できるよう

な形状のみを対象としているので、第1近似としてフランジの厚み方向の変形は無視し、たわみ変形のみを考慮している。ただし、ご指摘の点やかみあいねじ部のばね特性などの考慮によって解析結果の精度の向上や適用範囲の拡大が期待されるので、これらのことに関しては今後の課題とさせて頂く。

(3) ご指摘のとおり1例による検証では十分とはいえないが、本論文では、ねじ締結体におけるボルトの負荷と強度の基本的な関係およびそれらの比較の方法を明確にすることに重点をおいて記述した。

なお、その後M10(強度区分8・8)のボルトで締結されるT字形フランジ(寸法および形状の比率も表1と異なる)に関する実験を行ったところ本論文とほぼ同様な結果が得られた(付1)。

〔質問〕 沢 俊 行〔山梨大学工学部〕

締結体としてのボルトの疲労を扱われたことに敬意を表す。

(1) 図8の結果をみると、計算値が実験値より低く設計上危険側になると思われる。この原因と設計にあたってどのように対応すべきかお伺いしたい。

(2) 図8は負荷の実験結果と思われるが、大きな外力を作用させるとき、負荷と除荷ではヒステリシスは生じないか。またくり返し外力を作用させると軸力の低下は生じないものかお教え願いたい。

(3) T形フランジは建築の分野(付2)でもかなり扱われているが、はりモデルにおきかえると、厚さ、幅などが問題になると思う。式(5)の適用範囲についてお伺いしたい。

(4) 締結体の形態は変化しても、1本のボルト付近のモデル(図1)が基本となると思われる。T形フランジの場合も式(1)の計算への適合は考えられないか。

〔回答〕 (1) 本論文ではねじ締結体における負荷と強度の基本的な関係の明確化に重点を置いており、解析に際して多くの単純化を行っている。実験結果と解析結果の差異は、フランジおよびボルトの形状

や外力および反力のモデル化による誤差を総合したものと考えられるが、個々の誤差の要因に関する詳細な検討を行っていない。今後、より多くの事例に対する実験を積み重ねるとともに、数値解析などを利用して上述の要因を一つずつ説明する予定にしている。

(2) 実験においてボルトを締め付け、負荷と除荷を行うと、初めの1~2サイクルの間に主としてボルト・ナット座面の微視的塑性変形に起因すると思われるヒステリシスが生じるが、図8に実線で示すように、数サイクル経過後にはヒステリシスはほとんど生じない。また疲労試験において締め付け力の変化を調べたところ、上述のように初めの数サイクルの間に5%程度締め付け力が低下したが、その後のサイクルでは締め付け力の低下はほとんど生じなかった。

(3) 解析では図6に示すように各要素をはりに近似しており、また接合面の分離が徐々に進行するような状態のみを扱っているため、この範囲を逸脱するものに関しては式(5)は適用できない。ただし回答(1)でも述べたように、この場合の適用限界および解析の精度に関しては不明な点が多く残されており、これらを明確にすることは今後の課題にしたいと思う。

(4) ご指摘のように、1本のボルト付近のみを分離してモデル化することができればボルト・ナットの細部形状やボルト穴の影響の考慮が可能となり、さらに強度設計の体系化という観点からも有利と考えられるが、ここでは接合面が片側分離を起こすような場合を対象としているため、モデルに作用する外力の状態の推定が問題となる。またこのような状態では、フランジの厚み方向の変形よりもたわみ変形が大きいと考えられるので、式(1)の適用は断念した。ただし上述のようなモデルには種々の利点があるので、今後さらに検討を行っていきたいと思う。

(付1) 萩原・ほか2名、昭和60年度精機学会秋季大会講演論文集、No. 425(昭60-10)、491。

(付2) 例えば、鋼構造接合資料集成、(昭52)、550、695、技報堂。