シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の 簡易モデル化手法と強度評価* (第2報, 強度評価法)

成瀬 友博*¹, 川崎 健*², 服部 敏雄*³

Simple Modelling and Strength Evaluation Methods for Bolt Joints Using Shell Elements and Beam Elements (2nd Report, Strength Evaluation Method)

Tomohiro NARUSE*⁴, Takeshi KAWASAKI and Toshio HATTORI

*⁴ Hitachi, Ltd., Mechanical Engineering Research Laboratory,
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki, 312-0034 Japan

The stiffness of an engineering structure with joint depends not only on the materials and dimensions of the structure but also on the stiffness of the fasteners that connect its components. To evaluate the mechanical behavior of a complex structure with bolted joints, we first developed a simple finite element (FE) modeling technique that was simplified by using shell and beam elements and accounts for the effect of the stiffness of jointed plates and bolts. In evaluating the mechanical behavior, we also need a method for evaluating the strength of bolt joints from the results of FE analysis. In this study, we have developed a strength evaluation method for the beam forces of FE analysis by considering the mechanics of bolt joints. This method can be used to evaluate static failure and fatigue failure of bolts and slippage on clamped plates and bearing surfaces. We can easily evaluate the strength of bolt joints of industrial products with many bolted joints by using this method.

Key Words: Bolt Joints, Finite Element Method, Stress Analysis

1. 結 論

従来ボルト締結部の強度設計においては, 材料力学での計算をもとに評価する手法^{①-④}を用いて, ボルトの破断, 疲労破壊, およびすべりを評価してきた。しかしながら, 一般的な構造物では多数のボルトの荷重分担が不明確であることから, これらの設計法を直接用いることが困難であった。

一方, 近年 CAE は劇的に進歩し, ボルトを詳細にモデル化して接触を考慮した解析により締結部の負荷を精度良く求めた例や^⑤, ゆるみの評価を行った例もある^⑥。しかしながら, 多数のボルトで締結された構造物に対して接触を考慮して締結部をモデル化することは, 未だ困難で計算負荷も甚大である。そのため, ボルト締結部を簡単にモデル化する手法が必要とされている。

多数のボルトで締結された構造物を解析するための最も簡単なモデル化手法として, 2つの板材の穴を剛体棒要素で結合する方法や^⑦, 等価ばねやビームを用いた解析手法が提案されている^{⑧-⑩}。しかし, 前者はボルト剛性が考慮されていない。また, 後者は変形に対するモデル化精度が高いが, ボルト負荷に対する強度評価方法が明確でない。

そこで, 等価ばねやビームにてボルト締結部を簡易モデル化し, このモデルを用いて解析した結果に対して, ボルトの破断, 疲労破壊, およびすべりを評価できる手法が必要と考えられる。

著者らは, 第1報において, 板材のボルト締結構造体に対して, シェル要素とビーム要素を用いた簡易なボルトモデル化手法を構築した^⑪。このモデル化手法は, ボルト締結部の力学を考慮しつつ等価ビーム剛性を決定しており, 簡易な手法でありながら精度の高いものである。

本報告では, 第1報で開発したボルト簡易モデルの解析結果に対して従来の強度設計方法^{①-④}を適用し, 簡易モデルでありながらボルトの強度評価方法が容易に行える手法を開発した。本手法を適用することによ

* 原稿受付 2006年11月22日。

*¹ 正員, (株)日立製作所機械研究所(〒312-0034 日立なか市堀口832-2)。

*² 正員, (株)日立製作所電機グループ交通システム事業部(〒744-8601 下松市東豊井794)。

*³ 正員, 岐阜大学工学部(〒501-1193 岐阜市柳戸1-1)。

E-mail: tomohiro.naruse.az@hitachi.com

り、従来不明確であったボルト簡易モデルに対する強度評価が可能となる。

2. ボルト締結部の強度評価法

2・1 ボルトモデル化手法⁽²⁾ 図1に前報⁽²⁾で構築したボルト締結部モデルを示す。本モデル化手法では、ボルト締結部と等価な剛性を持つ等価ビームを用い、締結部付近の圧縮領域に等価座面領域を設けている。図2にボルト締結部の模式図を示す。締付け力が十分に保持された状態では、ボルト自身と図2の灰色で示した被締結体の等価圧縮体で力が伝達される。そこでボルト締結部をボルトと等価圧縮体の剛性の和で表される弾性体と考え、ボルト締結部を表す等価ビームの軸方向剛性、曲げ剛性、およびねじり剛性を以下のように決定した。

ボルトの軸方向剛性を表すコンプライアンス δ_b を、VDI2230(1977)⁽⁴⁾の式に従い、以下のように求める。

$$\delta_b = \frac{0.4d}{E_b A_n} + \frac{l_g}{E_b A_n} + \frac{l_s}{E_b A_3} + \frac{0.4d}{E_b A_n} \quad (1)$$

ここで、 d は呼び径、 E_b はボルトのヤング率、 l_g は図2に示す円筒部の長さ、 l_s は締付け範囲のねじ長さ、 A_n は呼び径の断面積、 A_3 は谷径 d_3 の断面積を表す。また、被締結体の等価圧縮体の剛性は、VDI2230(1977)⁽⁴⁾に従い、図3に示すように外径が等価径 D_{eq} で内径が穴径 D_i の中空円筒にモデル化する。等価径 D_{eq} と等価断面積 A_{eq} は、式(2),(3)のように得られる。また、被締結体のコンプライアンス δ_c は、式(4)のように得られる。

$$D_{eq} = d_w + \frac{l_f}{10} \quad (3d_w < D_c, \quad l_f \leq 8d \text{ のとき}) \quad (2)$$

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} (D_{eq}^2 - D_i^2) \quad (3)$$

$$\delta_c = \frac{l_f}{E_c A_{eq}} \quad (4)$$

内力係数 Φ を式(1),(4)の δ_b , δ_c を用いて以下のように定義する。

$$\Phi = \frac{\delta_c}{\delta_b + \delta_c} \quad (5)$$

等価ビームのヤング率を E_b とすると、軸方向の剛性を表す等価ビームの断面積 A_{beq} とその等価径 d_{eq1} は、式(5)の内力係数 Φ を用いて次式で得られる。

$$A_{beq} = \frac{\pi}{4} d_{eq1}^2 = \frac{l_f}{E_b \delta_b \Phi} \quad (6)$$

ボルトの曲げコンプライアンス β_b を、式(1)のコンプライアンスと同様に柱状体の直列結合と考える。

$$\beta_b = \frac{0.4d}{E_b I_n} + \frac{l_g}{E_b I_n} + \frac{l_s}{E_b I_3} + \frac{0.4d}{E_b I_n} \quad (7)$$

ここで、 I_n は呼び径の断面二次モーメント、 I_3 は谷径の断面二次モーメントを表す。被締結体の曲げコンプライアンス β_c も、外径が等価径 D_{eq} で内径が穴径 D_i の中空円筒と考える。

$$\beta_c = \frac{l_f}{E_c I_{eq}} = \frac{64 l_f}{\pi E_c (D_{eq}^4 - D_i^4)} \quad (8)$$

曲げに対する内力係数 Φ_b を以下のように定義する。

$$\Phi_b = \frac{\beta_c}{\beta_b + \beta_c} \quad (9)$$

等価ビームの曲げ剛性を表す断面二次モーメント I_{beq} とその等価径 d_{eq2} は、 Φ_b を用いて以下のように得られる。

$$I_{beq} = \frac{\pi}{64} d_{eq2}^4 = \frac{l_f}{E_b \Phi_b \beta_b} \quad (10)$$

ねじり剛性も曲げ剛性と同様に考えると、等価ビームの断面二次極モーメントは、断面二次モーメント I_{beq} の2倍となる。ねじりトルクに対する内力係数は曲げモーメントに対する内力係数 Φ_b と等しくなる。

一辺の長さ $D_{eq} = d_n + 0.5l_f$ の正方形で表される等価座面領域を、等価ビーム要素の端点と一体となって変形させる。この変形を等価ビーム要素の端点を主節点とし、等価座面領域のシェル要素節点を従節点とした拘束方程式で表すこととした。この拘束方程式は、ANSYS では CERIG コマンドを用いて容易に定義できる。

Fig. 1 Equivalent model of bolt joints

Fig. 2 Structure and model of bolt joints

Fig. 3 Equivalent radius of pressure cone

2・2 ボルト締結部の外力 ボルト締結体には、締め付け時にかかる初期締付け力と負荷時の外力が加わる。従来、多数のボルトで締結された構造物のボルト1本当りの外力は、単純に外力をボルト本数で割ったものや、幾何学的な力のバランスによって求めた精度の低い値を用いていた^{①-③}。しかしながら、前報^②で示したボルトモデル化手法を用いて解析すると、1つのボルト締結部に加わる外力成分は、ビーム要素に加わる力として容易に求めることが可能となる。このビーム要素荷重は、ボルト締結部の剛性を考慮しているため、従来よりも精度が高い。

図4に、ビーム要素に加わる力の模式図を示す。ビーム要素に加わる荷重は、図4(a)のように要素座標系で求めることができる。これらの力とモーメント成分からボルト締結部に加わる軸力 W_a 、せん断力 W_s 、曲げモーメント M 、およびねじりトルク T を次のように求める。

$$W_a = F_x \quad (11)$$

$$W_s = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (12)$$

$$M = \max(\sqrt{M_{yi}^2 + M_{zi}^2}, \sqrt{M_{yj}^2 + M_{zj}^2}) \quad (13)$$

$$T = |M_x| \quad (14)$$

ボルト締結体の主な強度評価項目として、[1]静的強度評価、[2]疲労強度評価、および[3]すべり評価の評価がある。これらの主な評価の他に、[4]座面陥没、へたり、熱変形による軸力変化の評価がある。以下順に評価方法を説明する。

Fig. 4 Forces and moments of equivalent beam element of bolt

2・3 静的強度評価 呼び径 d のボルトを締め付けトルク T_f で締め付けたときの初期締付け力 F_f は、式(15)で表される。

$$F_f = \frac{T_f}{Kd} \quad (15)$$

K はトルク係数と呼ばれるもので、式(16)に示すように、ねじ面の摩擦係数 μ_s 、座面の摩擦係数 μ_w 、およびねじの形状から求められるものである。

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w D_w \right) \quad (16)$$

ここで、 P はねじのピッチで、 d_2 は有効径を表す。また、 α' はねじ山の半角 α とリード角 β によって $\tan \alpha' = \tan \alpha \cos \beta$ と表される角である。また、 D_w は座面の摩擦等価径と呼ばれるもので、座面の外径 D_o と内径 D_i を用いて次式で与えられる。

$$D_w = \frac{2}{3} \frac{D_o^3 - D_i^3}{D_o^2 - D_i^2} \quad (17)$$

摩擦係数はばらつきが大きく予測し難いため、トルク管理による締め付け法の場合には軸力のばらつきを考慮する必要がある。ばらつきを $m\%$ とすると、締め付け力の最大値 F_{fmax} と最小値 F_{fmin} は、式(15)の F_f を用いて以下のように表される。

$$F_{fmax} = (1 + m/100) F_f \quad (18)$$

$$F_{fmin} = (1 - m/100) F_f \quad (19)$$

一般にばらつき m は 15% とされている。

上記の初期締付け力と 2.2 節の外力から、ボルトに負荷される応力を求める。ねじ部応力は、ねじ部有効断面積 A_s を用いて求める。有効断面の径 d_s は、有効径 d_2 と谷径 d_3 の平均値として表される。

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (20)$$

初期締付け力には、式(18)で示した最大値 F_{fmax} を用いる。初期締付け力による有効断面積 A_s での軸方向応力の最大値 σ_{fmax} は、次式で表される。

$$\sigma_{fmax} = \frac{F_{fmax}}{A_s} \quad (21)$$

初期締め付け時にボルト部に加わるせん断応力の最大値 τ_{fmax} は、初期締め付け時にねじ部に加わるトルクの最大値 T_{smax} を、有効断面の径でのねじり断面係数 Z_{ps} で割って得られる。

$$\tau_{fmax} = \frac{T_{smax}}{Z_{ps}} = \frac{8F_{fmax}d_2}{\pi d_s^3} \left(\tan \beta + \frac{\mu_s}{\cos \alpha'} \right) \quad (22)$$

初期締め付け力によってボルトが降伏しないようにするためには、式(21)、(22)から得られる初期締め付け時のねじ部の等価応力 σ_{el} を、安全率 a_y を考慮した上でボルト材降伏応力 σ_{ly} よりも低くする必要がある。

$$\sigma_{e1} = \sqrt{\sigma_{f \max}^2 + 3\tau_{f \max}^2} < \sigma_{by}/a_y \quad (23)$$

次に、ボルト締結部に図4(b)の W_a , W_s , M , T の外力が加わったときの静的強度評価を行う。前述のように本研究においては、ボルト締結部はボルト自身と被締結部の等価圧縮体が一体となって外力を支えると考えられる。そのとき、せん断力 W_s と曲げモーメント M によってボルトに生じる応力は非常に小さく、これらの外力による静的破壊を考える必要がない。

そこで、軸力 W_a とねじりトルク T による応力が、初期締付け力の応力に重畳したときの静的破壊に対する検討を行う。軸力 W_a が重畳したとき、ボルトが ΦW_a 分の荷重を受け持ち、被締結部が $(1-\Phi)W_a$ 分を受け持つ。ここで、 Φ は式(5)で示した内力係数である。軸力 W_a によるボルトの有効断面の応力増加分 σ_n は、次式のように表される。

$$\sigma_n = \frac{\Phi W_a}{A_s} \quad (24)$$

ねじりトルク T についても、ボルトと被締結部でトルクを分担して受け持つ。ねじりトルクに対する内力係数が式(9)で定義した曲げモーメントの内力係数 Φ_b と等しいことから、有効断面のせん断応力 τ_s は、以下のように表される。

$$\tau_s = \frac{\Phi_b T}{Z_{ps}} \quad (25)$$

外力が加わったときもボルトが降伏しないようにするためには、式(21),(22),(24),(25)から式(26)のように得られる外力負荷後のねじ部の等価応力 σ_e を、安全率を a_y としボルト材の降伏応力 σ_{by} とした場合の許容応力よりも低くする必要がある。

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{f \max} + \sigma_n)^2 + 3(\tau_{f \max} + \tau_s)^2} < \sigma_{by}/a_y \quad (26)$$

以上のように、静的破壊の評価では初期締付け時と外力負荷後のそれぞれで、式(23)と(26)を満たすようにボルト径を決定する。

2・4 疲労強度評価 ねじ部の疲労破壊は、軸方向の繰返し応力によって起こると考えられる。したがって、図4(b)の W_a , W_s , M , T の外力のうち、軸力 W_a による谷径の軸方向応力 σ'_n と、曲げモーメント M による谷径の曲げ応力 σ'_b を考える。軸力 W_a による谷径の軸方向応力 σ'_n は、式(5)で定義した内力係数 Φ を用いて以下のように表される。

$$\sigma'_n = \frac{\Phi W_a}{A_3} \quad (27)$$

ここで、 A_3 は谷径の断面積を表す。

曲げモーメント M による谷径の曲げ応力 σ'_b は、式(9)で定義した曲げモーメントの内力係数 Φ_b を用いて以下のように表される。

$$\sigma'_b = \frac{\Phi_b M}{Z_3} \quad (28)$$

ここで Z_3 は谷径の断面係数を表す。

山本ら⁽¹⁾は、初期締付け力が十分負荷されているとき、ねじの疲れ強さは初期締付け力による応力の大きさによらずほぼ一定値となることを示した。さらに、ねじ部の応力集中度、材料の切り欠き係数、および材料の疲労強度を考慮して、ねじの疲労強度の推定値を算出した。このねじの疲労強度の推定値は、谷径応力に対してねじの ISO 等級と呼び径に応じて求められている。このねじの疲労強度の推定値 σ_{wk} に安全率 a_w を考慮して、式(24),(25)から式(29)のように得られる応力振幅 σ_a と比較して疲労強度評価を行う。

$$\sigma_a = \max\left(\frac{|\sigma'_n + \sigma'_b|}{2}, \frac{|\sigma'_n - \sigma'_b|}{2}\right) < \sigma_{wk}/a_w \quad (29)$$

2・5 すべり評価

外力が負荷されたとき、ボルト頭と被締結体間、またはナット座面と被締結体間、または被締結体と被締結体間ですべらないようにボルトを設計する必要がある。そのためには、座面の静摩擦力と被締結体間の静摩擦力を外力よりも大きくすればよい。静摩擦力は押し付け力に静摩擦係数をかけることで計算される。座面の静摩擦係数を μ_w 、被締結体間の静摩擦係数を μ_c と表す。押し付け力は、式(19)で示した初期締付け力の最小値 F_{fmin} に、軸方向外力 W_a の荷重分担分を加えることで求められる。

座面の押し付け力は、軸方向外力 W_a により初期締付け力の最小値 F_{fmin} から ΦW_a だけ増加する。ここで、 Φ は式(5)で示した内力係数を表す。したがって、座面の静摩擦力 F_w は次式のように得られる。

$$F_w = \mu_w (F_{fmin} + \Phi W_a) \quad (30)$$

一方、被締結体間の静摩擦力 F_c は、外力により被締結体間の押し付け力が $(1-\Phi)W_a$ だけ低下するため、

$$F_c = \mu_c \{F_{fmin} - (1-\Phi)W_a\} \quad (31)$$

のように得られる。これらの静摩擦力と、せん断力 W_s とねじりトルク T によるせん断力を比較して評価する。せん断力 W_s によって座面および被締結体間ですべらないためには、すべりに対する安全率 a_s を考慮して次式が成り立つ必要がある。

$$W_s < F_w/a_s \quad (32)$$

$$W_s < F_c/a_s \quad (33)$$

一方、ねじりトルク T により、座面ですべらないためには次式が成り立つ必要がある。

$$T < \frac{F_w}{a_s} \times \frac{D_w}{2} \quad (34)$$

ここで、 D_w は式(17)で表される座面摩擦等価径である。また、被締結体間のねじりトルク T によるすべりは、等価圧縮体の径が十分大きいと生じる可能性が非常に少ない。したがって、ねじりトルク T によるすべりの評価は、座面でのすべり評価のみで十分であると考えられる。

2・6 座面陥没、へたり、熱変形による軸力変化

次に、座面陥没とへたりによる軸力低下、および熱変形による軸力変化について述べる。座面陥没とは、被締結体の接触面がクリープや外力負荷によって塑性変形することで、ゆるみの原因となる。種々の材料に対して座面陥没に対する限界面圧が実験的に求められている^{(1)~(4)}。この限界面圧 p_L と初期締付け時および負荷時の座面面圧を、以下のように比較すればよい。

$$\frac{F_{f \max}}{A_w} < p_L, \quad \frac{F_{f \max} + \Phi W_a}{A_w} < p_L \quad (35)$$

ここで、 A_w は座面の負荷面積で、座面外径 D_o と穴径 D_i によって次式のように表される。

$$A_w = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \quad (36)$$

次にへたりの評価について述べる。へたりとは、初期締付け後ある程度時間経過すると、接触表面の微小な凹凸が平らにならされることで、締付け力の低下の原因となる。締付け力のへたりによる低下量 F_{s1} は、へたり量 f_z と式(5)で表される内力係数 Φ 、および式(4)で表される被締結体のコンプライアンス δ_c を用いて、以下のように求められる。

$$F_{s1} = \frac{\Phi}{\delta_c} f_z \quad (37)$$

へたり量 f_z には、実験的に求められた手法がいくつか提案されている^{(1)~(4)}。ここでは、呼び径 d と締付け長さ l_f で求められる VDI2230⁽⁴⁾ の式を式(38)に示す。式(38)で得られる値は μm 単位であるため、式(37)の単位系に合わせる必要がある。

$$f_z = 3.29 \left(\frac{l_f}{d} \right)^{0.34} (\mu\text{m}) \quad (38)$$

これらのへたりによる締付け力低下は、2.4 節のすべり評価の初期締付け力の最小値 $F_{f \min}$ を $(F_{f \min} - F_{s1})$ と置き直すことで評価される。

次に熱変形による締付け力変化について述べる。ボルトと被締結体の線膨張係数が異なり、ボルト締

結体の温度が変化する場合、ボルト軸方向の熱変形差によって締付け力が変化する。2.1 節で示したシェル要素とビーム要素を用いたモデル化を行う場合、シェル要素の面内での熱変形は有限要素解析で評価することが可能である。しかしながら、シェル要素の板厚方向の熱変形は評価することができない。したがって、以下に示す方法にしたがって、熱変形による締付け力変化を評価する必要がある。

ボルトと被締結体の線膨張係数をそれぞれ α_b 、 α_c とする。また、ボルトと被締結体それぞれの温度変化を Δt_b 、 Δt_c とする。締付け力の熱変形による低下量 F_{s2} は、式(5)で表される内力係数 Φ 、式(4)で表される被締結体のコンプライアンス δ_c 、および締付け長さ l_f を用いて次式で表される。

$$F_{s2} = \frac{\Phi}{\delta_c} (\alpha_b \Delta t_b - \alpha_c \Delta t_c) l_f \quad (39)$$

熱変形による締付け力低下 F_{s2} は、2.3 静的強度評価、2.4 疲労強度評価、2.5 すべり評価および上記座面陥没評価において、軸方向外力の項 ΦW_a を $(\Phi W_a - F_{s2})$ と置き直すことで評価される。

3. 評価例

3・1 評価モデル 上記で述べた強度評価方法を、第1報⁽¹⁾で用いた図5に示す構造物に適用して説明する。この次に曲げた3つの鋼板部材を H 型に組み、それぞれの交点を M12 ボルト 4 本で固定した構造物を考える。境界条件として、四つの端部を固定して中央に荷重を負荷する。解析モデルは対称性を考慮して図6に示すような 1/2 モデルとし、ANSYS 7.1 を用いて解析した。ボルト締結部は、2.1 節で述べた手法を用いてモデル化した。解析結果の評価が容易になるように、ボルトの軸方向を x 軸方向と一致させている。

3・2 評価結果 図7に第1報⁽¹⁾で示した No.1 ~ 4 の4つのボルト等価ビームに加わる荷重 F_1 、 F_2 の解析結果を示す。表1に同様に求められる荷重 F_2 とモーメント M_1 、 M_2 、 M_3 も示す。荷重方向に注意しつつ、式(11)~(14)に従って軸力 W_a 、せん断力 W_s 、曲げモーメント M 、およびねじりトルク T を求めたものを表1に示した。4つのボルトは複雑に荷重分担していることが分かる。

表1に示した外力が負荷された際のボルト強度評価を、例として No.1 のボルトを用いて行った。表2に ISO 強度区分 4.8 と 8.8 のボルトを用い、SS400 相当の低炭素鋼の被締結体を用いたときの入力値、静的強度評価、疲労強度評価、すべり評価、へたり評価、および座面陥没の評価結果を示す。

初期締付けトルクは, JIS 1083 に記載されている座面摩擦係数 $\mu_w=0.15$ のときの降伏締付けトルク T_b に対して 0.7 倍の値とした. また, 座面摩擦係数 μ_w とねじ面摩擦係数 μ_s をそれぞれ 0.15 とし, JIS 1083 に従いトルク係数は $K=0.199$ とした. 初期締付け力 F_i は式(15)を用いて求め, 式(18),(19)に従い $m=\pm 15\%$ のばらつきを考慮した. また, 式(37),(38)にしたがい, へたりによる軸力低下 (Preload loss) を求めた. 静的強度評価, 疲労強度評価, すべり評価, および座面陥没に対する安全率は, 基準値に対する裕度として表している.

ISO 強度区分 4.8 ボルトを用いたときは, 表 2 のハッチングで示すように, すべりに対する安全率が 1.0 以下となる. せん断力 W_s に耐えられず, すべる可能性があることが分かる. ISO 強度区分 8.8 ボルトを用いたときは, 初期締付け力を大きくできるため, 座面および被締結体間の静摩擦力を大きくすることができる. したがって, すべりに対する安全率が 1.0 より大きくできることも分かる.

一方, ISO 強度区分 8.8 ボルトを用いたときは, 表 2 のハッチングで示すように, 座面陥没に対す

る安全率が 1.0 以下となる. 被締結体が締付け力に耐えられず, 座面が大きく塑性変形することが予測される. 被締結体の材質をより降伏点の高い材料に変更するか, 大径の平座金などを用いて座面の面圧を低下させる必要があることが分かる.

また, 表 2 に示したように軸力 W_a と曲げモーメント M から応力振幅 σ_a を求め, 疲労強度に対する安全率も評価できる. なお, 本構造ではボルトと被締結体ともに鋼材を想定したため, 熱変形による軸力変化を評価する必要が無かったが, 同様に熱変形による軸力変化の評価も可能である.

4. 結 論

前報告²⁾で示した板材のボルト締結構造体に対するシェル要素とビーム要素を用いたモデル化手法に対して, 強度評価手法を検討し, 以下の結論を得た.

- (1) 等価ビーム要素の力とモーメント成分から, 従来のボルト力学を考慮した強度評価手法とすべり限界に対する評価手法を検討し, ボルト信頼性評価手法を提案した.
- (2) 上記強度評価手法を具体的な例に適用し, その有効性を示した.

本評価手法は接触を考慮していないため, ボルト部の口開きやすべり量の評価を行うことができない. しかしながら, 多数のボルトで締結されている構造物の解析を行った際, 従来ボルトの強度評価法が不明確であったのに対して, 本評価手法を適用することで多くの場合十分な信頼性評価が可能となると考える.

Fig. 7 Load distribution of analysis result

Fig. 5 Example of bolted joint structure

Fig. 6 Analysis model of example

Table 1 Load distribution of bolts

No. of bolt	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
F_x [N]	-426	-61	-52	-441
F_y [N]	2074	-2377	3444	-3142
F_z [N]	-159	21	29	109
M_x [N·mm]	13131	9565	-15411	-17649
M_y [N·mm]	-4579	1974	2159	-4662
M_z [N·mm]	-12257	9533	12129	-14938
W_a [N]	426	61	-52	-441
W_s [N]	2080	2377	3444	3144
T [N·mm]	13131	9565	15411	17649
M [N·mm]	13084	9735	12320	15649

Table 2 Example of strength evaluation of No. 1 bolt

	Name of parameter	Symbol	Dimension	Input and output	
Input	Nominal designation	d	[mm]	12	
	Thread pitch diameter	d_2	[mm]	10.863	
	Thread root diameter	d_3	[mm]	10.106	
	Hole diameter	D_i	[mm]	13.5	
	Outer bearing diameter	d_w	[mm]	16.63	
	Young's modulus of bolt	E_b	[GPa]	206	
	ISO grade			4.8	8.8
	Yield strength of bolt material	σ_{by}	[MPa]	340	640
	Fatigue strength of bolt	σ_{wk}	[MPa]	48	53
	Tightening torque	T_f	[N・mm]	38000	69000
	Preload	F_f	[N]	16150	29325
	Maximum preload	F_{fmax}	[N]	18573	33724
	Minimum preload	F_{fmin}	[N]	13728	24927
	Young's modulus of plate	E_c	[GPa]	206	
	Thickness of plate 1	t_1	[mm]	4.5	
	Thickness of plate 2	t_2	[mm]	4.5	
	Coefficient of friction of bearing surface	μ_w		0.15	
	Coefficient of friction of clamped plate	μ_c		0.15	
Output	Stiffness calculation	Compliance of bolt	δ_b	[mm/N]	9.567E-07
		Compliance of clamped plate	δ_c	[mm/N]	4.448E-07
		Load factor	Φ		0.3174
		Bending compliance of bolt	β_b	[1/N・mm]	1.311E-07
		Bending compliance of clamped plate	β_c	[1/N・mm]	1.454E-08
	Preload loss	Load factor for bending moment	Φ_b		0.0998
		Permanent deformation of bearing surface	f_z	[μm]	2.9830
	Stress calculation	Preload loss	F_{z1}	[N]	2129.0000
		Axial stress due to preload	σ_{fmax}	[MPa]	215 391
		Shear stress due to preload	τ_{fmax}	[MPa]	100 182
		Axial stress due to applied load W_a	σ_n	[MPa]	1.6
		Shear stress due to applied torque T	τ_s	[MPa]	66.7
		Axial stress at thread root area due to applied load W_a	σ'_n	[MPa]	1.7
		Axial stress at thread root area due to applied moment M	σ'_b	[MPa]	12.9
		Equivalent stress due to preload	σ_{e1}	[MPa]	276 502
		Equivalent stress due to preload and plied load	σ_{e2}	[MPa]	284 509
	Evaluation for stress	Stress amplitude	σ_a	[MPa]	7.3
		Safety factor for equivalent stress due to preload	σ_{by}/σ_{e1}		1.23 1.28
		Safety factor for equivalent stress due to preload and applied load	σ_{by}/σ_{e2}		1.20 1.26
	Evaluation for slip	Safety factor for fatigue strength	σ_{wk}/σ_a		6.59 7.27
		Static frictional force on bearing surface	F_w	[N]	1760 3440
		Static frictional force on clamped plate	F_c	[N]	1696 3376
		Safety factor for slip on bearing surface by shear force W_s	F_w/W_s		0.85 1.65
		Safety factor for slip on clamped plate by shear force W_s	F_c/W_s		0.82 1.62
	Evaluation for bearing surface pressure	Safety factor for slip on bearing surface by torque T	$F_w D_w/2/T$		1.01 1.98
		Pressure due to preload	F_{fmax}/A_w	[MPa]	251 455
		Pressure due to preload and applied load	$(F_{fmax} + \Phi W_a)/A_w$	[MPa]	224 428
		Allowable pressure (for low carbon steel, SS400)	p_L	[MPa]	260
		Safety factor for pressure due to preload	$p_L A_w/F_{fmax}$		1.04 0.57
		Safety factor for pressure due to preload and applied load	$p_L A_w/(F_{fmax} + \Phi W_a)$		1.16 0.61

参 考 文 献

- (1) Yamamoto A, *Theory and Design of Bolt Joints* (in Japanese), (1977), pp.30, Yokendo
- (2) Yoshimoto, I., *Points for Design of Bolt Joints* (in Japanese), (1992), pp.177, Japanese Standards Association
- (3) Editorial board of handbook of joint technique, *Handbook of Joint Technique* (in Japanese), (1994), pp.615, Industrial service center
- (4) VDI-Richtline 2230(1977)
- (5) Fukuoka, T., Finite Element Simulation of Mechanical Behaviors and Seal Performance of Oil Seal Plug, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, 64-625(1998), 2395
- (6) Izumi, S. et al., Three-dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, 71-702(2005), 204
- (7) ANSYS, ICEM CFD/AF*Environment 5.1 Introductory User Course(FEA)
- (8) Kim, J.G. et al., Finite Element Modelling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints, *Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers*, 20-6(1996), 1854
- (9) Hurrell, P. R., Good Practice in Modelling of Pressure Vessel Bolted Joints for Stress and Fatigue Analysis, *ASME PVP*, 405(2000), 123
- (10) Montgomery, J., Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint, *ANSYS 2002 Conference, 2002 April*
- (11) Rutman, A. and Kogan, J. B., Software takes the load off joint modeling, *Machine Design*, 70-6(1998), 79
- (12) Naruse T. et al., Simple Modelling and Strength Evaluation Methods for Bolt Joints Using Shell Elements and Beam Elements ((1) Modelling Method), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, contributing