OS1-9 軸直角方向振動を受けるボルト締結体の疲労強度設計法

A Design Method for Bolted Joints Fatigue under Transverse Vibration

○正 橋村 真治 (久留米高専)

Shinji HASHIMURA, Kurume National College of Technology, Komorino 1-1-1, Kurume, Fukuoka

Key Words: Bolted Joint, Fatigue limit, Transverse Vibration, Prediction, Design Method

1. 緒 言

昨今、軸直角方向振動を受けるねじ締結体の疲労破壊が重大事故を引き起こすことは珍しくない。一方、軸直角方向振動を受けるねじ締結体の疲労設計の方法は、未だ確立されていない。著者らは、これまで軸直角方向振動を受けるボルト締結体の疲労破壊に関して研究を行い、同じサイズや同じ強度区分のボルトであっても、疲労破壊せずにボルト締結体に負荷することのできる軸直角方向加振力振幅の上限値(以下、見かけの疲労強度)は、ボルト締結体のグリップ長さ等の締結条件で異なることを明らかにした⁽¹⁾。

本研究では、ボルト材の疲労強度からボルト締結体の見かけの軸直角方向疲労強度を予測する方法を提案する。さらに、予測値と疲労試験結果と比較することで、提案する方法の有効性を検証する。

2. 見かけの軸直角方向疲労強度の予測法

ボルト締結体が、図1のような軸直角方向力 P_t を繰返し受ける場合、ボルトは図1のようにS字状に変形し、主としてボルトが雌ねじと噛合い始める第1ねじ谷底に疲労き裂を生じる。本研究では、 P_t を受けて変形するボルトの変形解析から、ボルトの第1ねじ谷底の公称応力 σ_t と P_t の関係を求め、ボルト締結体の見かけの軸直角方向疲労限度 ΔP_{tw} を予測する方法を開発した。ここで、本研究では被締結物間の摩擦力を便宜上無視するために、図1のように、被締結物間にリニアローラを設置して P_t がすべてボルト座面に作用するとした。

図1において、 δ は軸直角方向の被締結物の変位であり、 δ_h はボルト頭部の変位、 δ_{s-slip} はボルトの荷重方向の変形量である。 l_g はボルト締結体のグリップ長さ、 l_e はボルト締結体のはめあい長さ、 l_a はボルト円頭部の長さ、 l_b はボルトの雄ねじが雌ねじと噛合い始めるまでのねじ部長さである遊び長さである。なお、ボルトの首下の点を点Oとし、ボルトのねじ部と円頭部の境界を点A、ボルトの第1ねじ谷底部を点Bとする。図1において、 P_t が作用するとき、ボルトは雌ねじによって変形が拘束される。したがって、点Bには曲げモーメント M_B が作用する。この時、ボルト頭部はボルト頭部と座面の弾性変形等によって ϕ_0 の傾きを持ち、点Bはねじ面間のすべりにより荷重方向に δ_{s-slip} だけ移動するとともに、すべりとねじ山の弾性変形によって ϕ_B のたわみ角を有する。ここで、座面のすべりを δ_{w-slip} 、ねじ部のすべりを δ_{s-slip} 、ボルトの荷重方向たわみ量を δ_{def} とすると、 δ はそれらの和として表される。ここで、 δ_{w-slip} と δ_{s-slip} が δ_{def} に比べて小さいとき δ_h と δ_{def} はほぼ等しくなり、図1における δ_{def} は、はり理論により次式で表わされる。

式(1)において、 E はボルト材のヤング率、 I_a は点O-A

$$\delta_{def} = \frac{P_t \cdot l_a^3}{3 \cdot E \cdot I_a} - \frac{M_B \cdot l_a^2}{2 \cdot E \cdot I_a} + \frac{(P_t \cdot l_b) \cdot l_a^2}{2 \cdot E \cdot I_a} + \phi_0 \cdot l_a + \left\{ \frac{P_t \cdot l_a^2}{2 \cdot E \cdot I_a} - \frac{M_B \cdot l_a}{E \cdot I_a} + \frac{(P_t \cdot l_b) \cdot l_a}{E \cdot I_a} + \phi_0 \right\} \cdot l_b + \frac{P_t \cdot l_b^3}{3 \cdot E \cdot I_b} - \frac{M_B \cdot l_b^2}{2 \cdot E \cdot I_b} \quad (1)$$

Fig.1 Schematic illustration of a bolt deformed by transverse force

間、 I_b はA-B間のボルト谷底断面における断面二次モーメントである。 ϕ_0 は、ボルト頭部の曲げ剛性 k_{w0} を比例定数として、 $\phi_0 = k_{w0} \cdot P_t$ で表される。また、ボルトのBに作用する曲げモーメント M_B は、次式で表される。

$$M_B = C \cdot l_g \cdot P_t \quad (2)$$

ここで式(2)における C は、ボルト頭部とねじ部の拘束に依存した係数であり、ボルトや被締結物の材質や締結条件、潤滑条件によって ϕ_0 と ϕ_B に依存して変化する。図1の変形状態において、 $\phi_0 < \phi_B$ の場合は $C < 0.5$ となり、 $\phi_0 > \phi_B$ の場合は $C > 0.5$ 、 $\phi_0 = \phi_B$ の場合は $C = 0.5$ となる。ボルト締結体が適切な条件で使用されている場合、はめあいねじ部のバックラッシュにより、一般に $\phi_0 < \phi_B$ となり $C < 0.5$ になる。

式(2)で示す M_B すなわち C が既知となれば、第1ねじ谷底における公称曲げ応力 σ_t は、ボルトのねじ谷底の直径を d_3 として次式で表され、 P_t と σ_t の関係を明らかにすることができる。

$$\sigma_t = \frac{M_B}{I_b} \cdot \frac{d_3}{2} \quad (3)$$

本研究では、ボルト材の平滑材の疲労強度 σ_{w0} から、ボルトの軸直角方向疲労強度 σ_{tw} を求め、式(1)～(3)で示した P_t と σ_t の関係からボルト締結体の見かけの軸直角方向疲労強度 $\Delta P_{tw}/2$ を予測する方法を提案する。図2に、その予測法のフローチャートを示し、以下に順に説明する。

1. まず、ボルト材の平滑材の疲労強度 σ_{w0} から、軸方向

Fig.2 Flow chart of the proposed prediction method

疲労強度 σ_{aw} を算出する⁽¹⁾。

2. 次に、軸方向疲労強度 σ_{aw} が軸方向疲労であるのに対して、軸直角方向疲労は繰返し曲げモーメントによって疲労き裂を生じる。したがって、 σ_{aw} を荷重形態の修正係数 $K_L=0.92$ で除して、軸直角方向疲労強度 σ_{tw} を算出する。

3. 式(3)を変形した式に σ_{tw} を代入し、ボルトが疲労破壊しない限界の点 B の曲げモーメント M_B を算出する。

4. 算出した M_B を、式(2)を変形した次式に代入し、ボルト締結体の見かけの疲労強度 $\Delta P_{tw}/2$ を算出する。ここで M_B を求める際には、係数 C の値が必要となる。そこで本研究では、 M_B の係数 C は、実際に締結したボルト締結体に P_t を静的に負荷し、その時の P_t と δ_{def} の関係を、式(1)から得られた式(4)に代入して決定した。

5. ここで $\Delta P_{tw}/2$ は、図1で仮定したように、被締結物間の摩擦力を無視した。しかし、実際にはボルト締結体の被締結物間には締付け力に依存した摩擦力が生じる。そこで最後に、締付け力 F による被締結物間の摩擦力を $\Delta P_{tw}/2$ に加えて、最終的なボルト締結体の見かけの軸直角方向疲労強度 $\Delta Q_{tw}/2$ を予測する。ただし、なお本研究では $\Delta P_{tw}/2$ を予測し、予測した $(\Delta P_{tw}/2)_{pred}$ を疲労試験で求めた $(\Delta P_{tw}/2)_{exp}$ と比較して、本研究の方法の有効性を検証した。

3. 見かけの疲労強度の予測法と検証

図3に、本研究で $\Delta P_{tw}/2$ を予測した供試ボルトとそのボルト締結体の概略図を示す。ボルトは、すべて M10、強度区分 10.9 の市販の六角ボルトであり、その機械的性質は表1に示す。図3(a)は、首下長さ $l=45$ mm、グリップ長さ $l_g=35$ mm、はめあい長さ $l_e=10$ mm である。図3(b)は、 $l=65$ mm、 $l_g=55$ mm、 $l_e=10$ mm、図3(c)は $l=80$ mm、 $l_g=55$ mm、 $l_e=25$ mm である。それぞれ、図3(a)の締結条件を Case I、図3(b)を Case II、図3(c)を Case III とした。本研究では、これら3種類のボルト締結体に対して、第1ねじ谷底に生じさせることのできる M_B の係数 C を実験で算出し、ボルト材の平滑材の疲労強度 σ_{w0} から見かけの疲労強度 $\Delta P_{tw}/2$ を導出した。

Table 1 Mechanical properties of test bolt⁽¹⁾

E	$\sigma_{0.2}$	σ_T	σ_{w0}	β
206GPa	940MPa	1590MPa	450MPa	3.73

$$C = \frac{2 \cdot P_t \cdot \left\{ \left(l_a^3 + 3 \cdot l_a^2 \cdot l_b + 3 \cdot l_a \cdot l_b^2 \right) \cdot I_b + l_b^3 \cdot I_a + 3 \cdot E \cdot I_a \cdot I_b \cdot k_{wo} \cdot l_g \right\}}{3 \cdot l_g \cdot \left\{ \left(l_a^2 + 2 l_a \cdot l_b \right) I_b + l_b^2 \cdot I_a \right\} P_t} - \frac{6 \cdot E \cdot I_a \cdot I_b \cdot \delta_{def}}{3 \cdot l_g \cdot \left\{ \left(l_a^2 + 2 l_a \cdot l_b \right) I_b + l_b^2 \cdot I_a \right\} P_t} \quad (4)$$

Fig.3 Bolted joints for transverse fatigue test

Fig.4 Behavior of coefficient C , calculated using a approximation

Table 2 Coefficient C , $(\Delta P_{tw}/2)_{pred}$ and $(\Delta P_{tw}/2)_{exp}$

Case	Coefficient C	$(\Delta P_{tw}/2)_{pred}$	$(\Delta P_{tw}/2)_{exp}$
Case I	0.297	0.354 kN	0.30 kN
Case II	0.399	0.168 kN	0.17 kN
Case III	0.400	0.168 kN	0.16 kN

M_B の係数 C を導出する試験では、ボルトをスパナで $F_t=15$ kN まで締付けた後、軸直角方向力 $P_t \approx \pm 1.3$ kN を静的に2サイクル負荷し、その際のボルト頭部の変位 δ_h を測定した。なおボルト締結体の潤滑状態は、ねじ面および座面ともに MoS₂ グリースによる潤滑状態とした。

図4に、Case Iにおける P_t に対する C の挙動を示す。本研究では、ねじ面と座面でほとんどすべりがなく、ボルトの弾性変形のみで δ_h が生じる際の δ_h と P_t の関係を式(4)に代入して P_t に対する C の挙動を算出した。図4を見ると、 C の値は極めて安定した値を取ることが分かる。この C を用いて予測した $(\Delta P_{tw}/2)_{pred}$ と、先に行った疲労試験結果 $(\Delta P_{tw}/2)_{exp}$ を表2に示す⁽³⁾。表2の結果から、 $(\Delta P_{tw}/2)_{pred}$ と $(\Delta P_{tw}/2)_{exp}$ はほぼ等しく、本研究で提案した方法が $\Delta P_{tw}/2$ を高い精度で予測できることが分かった。

4. 結 言

本研究では、ボルト材の公称応力から、軸直角方向振動を受けるボルト締結体の見かけの疲労強度を予測する方法を開発した。本方法で予測した見かけの疲労限度と疲労試験結果を比較した結果、本研究で提案した予測法が見かけの疲労強度を高精度で予測できることが分かった。

参考文献

- (1) 吉本 勇編著, "ねじ締結設計のポイント", 日本規格協会, (1997), pp.136-151.
- (2) 橋村 真治, 他2名, "ボルト締結体における軸直角方向疲労強度への締結条件の影響", 日本機械学会論文集 A 編, 76 巻, 771 号, pp.1436-1443, (2010).