Capability of Friction-type Locking Device for Cyclic Loading

○学 植松 勇太（福岡大学） 学 岡崎 三郎（九州大学）
正 遠藤 正浩（福岡大学）

Yuta UEMATSU, Fukuoka University, Nanakuma 8-19-1, Jonan-ku, Fukuoka
Saburo OKAZAKI, Kyusyu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka
Masahiro ENDO, Fukuoka University, Nanakuma 8-19-1, Jonan-ku, Fukuoka

Key Words: Friction type locking device, Cyclic torsion test, Hysteresis loop.

1. 緒言

著者らの2人は、丸棒状試験片に静的圧縮応力の下で繰返しねじりを負荷することにより、高硬度鋼中におけるせん断型疲労き裂の進展挙動を再現する手法を提案し¹⁾、さらに、せん断型疲労き裂進展試験の専用試験機の開発を行ってきた²⁾。開発した専用試験機の試験片の取り付けには、市販の摩擦式締結具を用いている。しかし、摩擦式締結具は、一定方向のトルク負荷を伝達する軸とボスの締結を行うことを前提とした機械要素であるため、一方向の静的ねじりに対するトルク伝達能力の情報はあがるが、正逆に繰返されるトルクが作用する場合の信頼性は不明である。そこで本研究では、繰返し荷重に対する摩擦式締結具の影響について性能試験を行い、その有用性について検証を行った。

2. 実験方法

本研究で対象とした摩擦式締結具はツバキエマソン社製のPOWER-ROCK TF Series (型番: TF015-23 TF)である³⁾。このTFシリーズは、Fig.1に示すようにテーパ状に変化する外内径を有するインナーリングとアウターリング、スペーサ、締付ボルトの4部品で構成されている。締付ボルトを締め付けることにより、インナーリングの内径が小さくなり、アウターリングの外径が大きくなることで簡単に締結することができる。軸とボスを摩擦式締結具で締結した構造の試験体をFig.2に示す。軸に用いた材料はクロムモリブデン鋼(SCM435)で、直径は緒言で述べた開発した専用試験機の丸棒試験片のつかみ部直径と同じ15 mmである。

試験機は、MTS社製油圧サーボ式軸ねじり複合荷重試験機を使用した。試験速度は負荷トルクに応じて5~10Hzで行ったが、この範囲内では試験結果に試験速度の影響はなかった。Fig.2の試験体の上下を試験機でつかみ、下部を一定振幅の回転角で正負対称に正弦波でねじることによって変位制御試験を行った。トルクと軸力は試験体上部に直結する2分力荷重計で測定した。緒言で述べたせん断型疲労き裂試験では、繰返しねじりに重畳して軸方向に静的圧縮を負荷する。この影響を調べるため、本研究では、圧縮荷重は無負荷($P_s = 0$)と $P_s = -25$ kNについて実験を行った。また、摩擦式締結具の締付ボルトの締付トルクと最大繰返し伝達トルクの関係を示すために、試験条件として締付トルクについても種々に変化させた。締付ボルトはトルクレンチを用いて一定のトルクで締め付けた。

摩擦式締結具と軸において相対的なすべりが生じないとき試験体は一体の連続弾性体となるので、トルクと回転角の関係は直線関係となる。本研究では、このすべりが

ときの関係を基準に相対すべりの発生を判定した。この方法は、すべり発生の判定を行うには十分である。しかし、試験機では回転角の測定は試験部から離れた位置で行われているので、試験体や試験機各部の弾性変形等の影響が含まれ、相対すべり量を詳細に議論するには向いていない。そこで、相対すべり量の変化は高精度なレーザー変位計を用いて測定した。すべりは締結具のインナーリングと軸の間で生じる。そこで、Fig.2に示すように、締結具と軸に軽いプラスチック製の板上にアルミ箔を貼ったターゲットを接着し、この2つのターゲットの変位を2台のレーザー変位計(KEYENCE: LK-H020)で測定し、軸表面の位置の変位に換算して相対変位を決定した。なお、試験後は、軸の締結部を顕微鏡で観察してすべりの痕跡の有無を確認した。

(a) Fastening bolt (b) Inner ring (c) Spacer (d) Outer ring

Fig.1 Components of friction-type locking device³⁾

Fig.2 Setup of device under test

3. 実験結果および考察

3.1. トルクと相対すべり量の関係

摩擦式締結具は一方に作用するトルクの伝達を想定して設計されている。仕様の許容伝達トルクを保証するために、締付ボルトの締付トルクには定格トルク T_0 が定められている。本研究で用いたものは $T_0 = 9.8$ N·m で、このときのカタログ上の最大伝達トルクは $T = 107$ N·m と記載さ

れている³⁾。これは軸が一定方向に回転するときに保障される伝達トルクの許容値と考えられる。実際の締付トルクを T_f とするとき T_f/T_0 を相対締付トルクと定義する。

$T_f/T_0 = 0.5$ で、回転角 0.3° の場合のトルク T とレーザー変位計で測定した相対すべり量 S の関係を Fig.3 に示す。この条件では、軸とインナーリング間ですべりが生じ、 T と S の関係は時計まわりにヒステリシスループを描く。すべり開始の位置は明確ではないが、ヒステリシスループの対称性を考慮しながら矢印で示すように大きくすべり量が増えるところで定義した。Fig.3 の場合は、すべり開始に対する限界トルク T_c の値は約 $13 \text{ N}\cdot\text{m}$ である。すべった後のトルクはすべりの進行とともに大きくなる傾向があり、これは全ての測定で共通に観察された。回転の方向が逆転するトルクのピーク値付近で特にトルクが上昇するので、これはすべり速度依存性によるものと考えられる。

Fig.3 Relationship between torque and relative slip displacement

3.2. ボルトの締付トルクと限界伝達トルクの関係

すべりの発生を判定する目的であれば、レーザー変位計を用いた判定手法は不要で、標準で試験機に備わっている荷重計と回転角計の変化に注目すればよい。そこで以下では、この方法によって測定したすべり発生を起こす限界の伝達トルク T_c について考察する。

締付ボルトの相対締付トルク T_f/T_0 とすべり開始の限界伝達トルク T_c の関係を Fig.4 に示す。 T_f/T_0 は 0.50, 0.75, 1.00 の場合について実験を行った。また、静的圧縮力 $P_s = 0$ と -25 kN の場合についても同図に実験結果を示している。

$P_s = 0$, -25 kN の場合で、いずれも限界伝達トルク振幅 T_c は相対締付トルク T_f/T_0 とともに大きくなる。静的圧縮荷重 $P_s = 0$ の場合は、締付ボルトの定格締付トルクで試験片を締結すれば約 $300 \text{ N}\cdot\text{m}$ の繰返しトルク振幅 ($R = -1$ の場合)まで試験片をすべらせずに純ねじり疲労試験を行う能力があることを示している。試験片のつかみ部直径を 15 mm として試験部直径を 10 mm とすると、 $300 \text{ N}\cdot\text{m}$ のトルクは試験部で 1500 MPa の応力に相当する。したがって、本摩擦式締結具は、ねじり疲労試験機用として十分余裕のある試験片締結能力を有するといえる。なお、本研究では、繰返し数が 10^4 cycles 付近で Fig.4 のデータを採取した。そして、相対すべりが発生しない場合、その後さらに続けて試験を行い、繰返し数が 10^6 cycles 程度に達しても相対す

べりが発生しないことを確認した。カタログによれば、本締結具の寿命は使用時間よりもむしろ脱着の際の締付回数に依存し、推奨使用回数は 10 回程度と記述されている。疲労試験に本締結具を用いるとすれば、繰返し脱着をすることになる。耐久性については今後系統的に実験を行い、検討する必要がある。

軸方向に圧縮荷重 $P_s = -25 \text{ kN}$ を負荷した結果は、 $P_s = 0$ の場合に比べて、相対締結トルク T_f/T_0 によらず、限界伝達トルクはおおよそ $100 \text{ N}\cdot\text{m}$ 大きくなる (Fig.4)。軸端はボス穴底で鋼球によって支えられているので (Fig.2)、圧縮荷重 P_s のほとんどは鋼球を介して伝わる。しかし、軸と鋼球の弾性変形によって締結具 (Fig.1) のインナーリングを摩擦力によってアウターリングとより噛みあう方向に移動させると考えられる。また、軸の直径は圧縮によって増加する。これらのことが、軸とインナーリングの間の押し付け力を増大させ、より強力な締結力を生じさせた原因と考えられる。 $P_s = -25 \text{ kN}$ の場合は、締付ボルトの締付トルクを定格より約 20% 小さくしても $P_s = 0$ の場合と同等の締結力が得られる。締付ボルトを延命させるために、初期の締付トルクは、圧縮荷重 P_s の大きさに応じて、定格締付トルクよりも小さくするのがよいと考えられる。

Fig.4 Critical value of torque for slipping as a function of fastening torque of bolts

4. 結言

繰返しねじりに対する摩擦式締結具の有用性を検証する試験を行い、以下のような結果が得られた。

- (1) 研究対象とした摩擦式締結具において、メーカーがカタログ上で保障している一定方向への伝達トルクを十分超える繰返しトルク伝達性能を示した。
- (2) 軸方向への静的圧縮荷重が負荷されると、より強力な締結力を増し、最大伝達トルクは大きくなった。

文献

- 1) 松永久生, 村本論始, 庄村直哉, 遠藤正浩, 軸受鋼 SUJ2 における微小疲労き裂のせん断型進展と下限界値, 材料, 58 巻, (2009), pp.773-780
- 2) S. Okazaki, A. Kusaba, H. Matsunaga and M. Endo, Investigation for Small Shear-mode Fatigue Cracks in Bearing Steels, The 8th International Forum on Advanced Materials Science and Technology, (2013), pp.236-239
- 3) ツバキエマソン, パワーロック カタログ, (2008), pp.45-49, http://www.tsukimoto.jp/product/detail.html?code=400_1_1_1_5