

三次元有限要素法解析による座金部品のゆるみ止め性能評価

Evaluation of Loosening Resistance Performance of Washer Parts by Three-dimensional Finite Element Analysis

○学 横山 喬 (東大院)

Takashi YOKOYAMA
The University of Tokyo

学 大石 邦央 (東大院)

Kunio OISHI
The University of Tokyo

木村 成竹 (トヨタ)

Masatake KIMURA
Toyota Motor Corporation

正 泉 聡志 (東大院)

Satoshi IZUMI
The University of Tokyo

正 酒井 信介 (東大院)

Shinsuke SAKAI
The University of Tokyo

Key Words: Finite Element Method, Contact Problem, Bolted Joint, Loosening, Conical Spring Washer

1. 緒 言

ねじ締結体において、ゆるみを防止することは大変重大な課題である。締結部にゆるみが原因となり、破損や事故に至る事例は数多く報告されている。ゆるみ対策として、ボルト締結部には様々なゆるみ止め部品が使用されている。

ねじのゆるみについては、ねじ山のらせん形状を考慮した三次元有限要素モデルにより再現することが可能となっており、ダブルナット締結法、フランジナット、平座金等のゆるみ止め部品の効果についても検証を行うことが可能である⁽¹⁾⁽²⁾。本報では三次元有限要素法によるゆるみ解析手法を用いて、古くから産業界で使用されている皿ばね座金について、そのゆるみ止め効果の検証を行う。

2. 解析手法

ボルト締結体のゆるみは、被締結体に軸直角方向の外力が

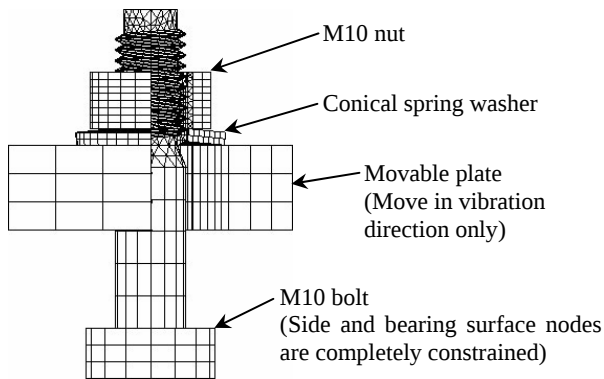


Fig.1. Finite element model of bolted joint with conical spring washer subjected to transverse load.

(1/4 of nut, washer, and clamped component are visually removed)

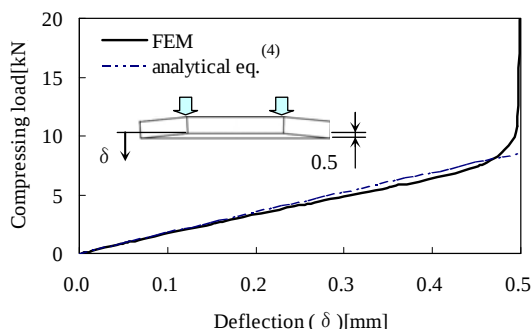


Fig.2. Compressing property of conical spring washer.

作用する場合に最も発生しやすいと考えられる。この条件でのゆるみを扱う研究では、被締結物間に転動体(ころ)を挟むことで摩擦を低減した、Junker 式試験機が広く用いられてきた⁽³⁾。本研究では有限要素法解析において Junker 式試験機をモデル化し、軸直角方向外力によるゆるみの進行の様子から、皿ばね座金の効果を検証する。有限要素モデルを図 1 に示す。解析ソフトとして ANSYS10.0 を使用する。対象は M10 の締結体で、ねじ山のらせん形状を考慮したモデルである。ただし、本解析は詳細な応力解析を目的としないため、ねじ谷底の丸み等の詳細な形状は考慮していない。皿ばね座金は、JIS B1251 に規定される 1 種軽荷重用をナット座面下に配置した。皿ばね座金単体の圧縮特性を図 2 に示す。皿ばね座金の全たわみ量は 0.5mm である。被締結物は可動板の一部のみをモデル化し、軸直角方向外力として、端面に変位、もしくは力荷重を作用させる。ねじ面、および座面の接触については、接触部に面-面接触要素を設定することで接触状態を再現する。初期締結力は、被締結体と皿ばね座金を初期干渉させることで発生させ、10kN および 20kN とした場合を扱う。材料特性は、すべての構成要素について、ヤング率 205GPa、ポアソン比 0.3、接触面摩擦係数 0.15 とする。解析は準静的解析とし、幾何学的非線形性を考慮した弾性解析である。

作用させる軸直角方向外力については、可動板端面に強制変位を与え、完全座面すべりの状態となる場合、および完全座面すべりの発生よりも小さな力荷重の作用により微小座面すべりの状態となる場合を扱い、皿ばね座金がない場合とのゆるみの進行の様子の比較を行う。

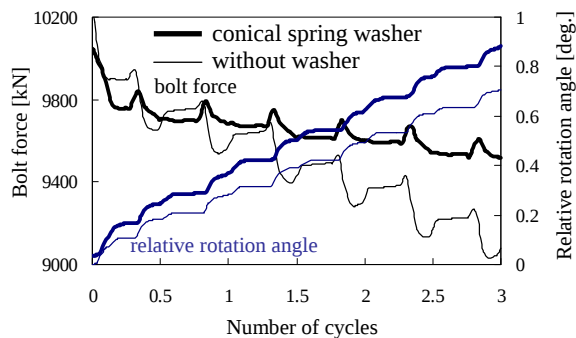
3. 解析結果と考察

3.1 完全座面すべりが発生する場合 初期締結力を 10kN とした場合、および 20kN とした場合の、振動周期に対するナットのゆるみ回転の進行の様子、及び軸力低下の様子を図 3 に示す。比較のために、皿ばね座金を用いない場合の結果を併せて示す。可動板の並進変位量は、初期締結力が 10kN の場合には±0.4mm、20kN の場合には±0.2mm とし、完全座面すべりを発生させた。図 3(a)より、初期締結力が 10kN の場合には、皿ばね座金を用いた場合の方がゆるみ回転は大きいことが分かる。第 3 周期におけるゆるみ角は、皿ばね座金を用いた場合が 0.26° であるのに対して、皿ばね座金を用いない場合は 0.21° である。原因は、皿ばね座金とナット座面間の接触圧力が皿ばね座金の内径付近で大きいためであると考えられる。皿ばね座金とナット座面間の接触圧力分布を図 4 に示す。比較のために、上段に皿ばね座金を用いた場合、下段に皿ばね座金を用いない場合を示す。皿ばね座金の圧力分布に基づいた摩擦トルクの等価直径は 12.4mm である。

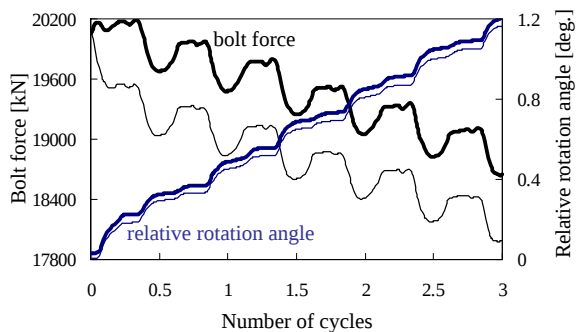
のに対して、皿ばね座金を用いない場合に座面圧が一樣であると仮定した場合の摩擦トルクの等価直径は14.6mmである。したがって、皿ばね座金を使用した場合には内径付近に圧力が偏るため、摩擦トルクは小さくなるといえる。

一方、軸力低下量に関しては、皿ばね座金を用いた場合の方が小さいことが分かる。第3周期における軸力低下量は、皿ばね座金を用いた場合が81Nであるのに対して、皿ばね座金を用いない場合は242Nである。図2に示した皿ばね座金の圧縮特性から分かるように、皿ばね座金を用いた場合には、皿ばね座金の全たわみに達するまでのおよそ10kN以下（荷重特性の線形領域）の軸力は皿ばね座金のばね力によって発生する。10kNにおける皿ばね座金のばね定数は $1.29 \times 10^5 \text{ N/mm}$ であるのに対し、LORIらの式⁽⁹⁾を用いて計算した被締結物の圧縮ばね定数は $1.94 \times 10^6 \text{ N/mm}$ である。ばね定数が大きいほどナットのゆるみ回転に対する軸力の低下量は大きいことから、皿ばね座金を用いた場合には軸力低下の進行が抑制されるものと考えられる。

図3(b)より、初期締結力が20kNの場合には、ゆるみ回転角、軸力低下量とも、皿ばね座金の有無による差は小さいことが分かる。軸力低下量については、皿ばね座金を用いない場合に振動初期における低下が見られるが、その後の低下量は皿ばね座金を用いる場合と同等である。皿ばね座金を用いた場合と用いない場合の第3周期におけるゆるみ角は、それぞれ、 0.36° 、 0.36° 、軸力低下量はそれぞれ、406N、426Nである。図2に示した皿ばね座金の圧縮特性より、20kNの軸力が発生している場合には、皿ばね座金の巨視的なたわみ変形は終わり、皿ばね座金全面の圧縮の領域に達していることが分かる。そのため、図4(b)に示すように、皿ばね座金とナット座面間の接触圧力分布は、軸力が10kNの場合と比較して偏りが小さくなり、皿ばね座金を用いない場合と同等になる。したがって、皿ばね座金の有無によるゆるみ挙動の差は小さくなるものといえる。



(a) Initial bolt force is 10kN.



(b) Initial bolt force is 20kN.

Fig.3. Variation of relative rotation angle and bolt force in the case initial bolt force is (a)10kN and (b)20kN.

M10 ボルトの締付けにおいて、10kN という軸力は、強度区分の低いボルトを使用する場合や、被締結物の剛性が低い場合に設定される可能性があるものの、初期締結力としては小さな値である。一般的な鋼構造物に皿ばね座金を使用する場合には、20kN の場合のように、皿ばね座金の巨視的なたわみの領域を超えているものと考えられる。その場合、図3(b)に示したように、皿ばね座金を用いない場合とゆるみの進行において差はない。しかし、ゆるみが進行して軸力がばね力によって発生している状態になると、軸力の低下量は小さくなるため、ゆるみの進行を抑制する効果があるといえる。

3.2 微小座面すべりが発生する場合 外力が摩擦係数と軸力の積に達すると完全座面すべりが発生するが、それ以下の外力でも、ねじ面および座面に微小なすべりが発生することによりゆるみが起こる。初期締結力が10kNの場合について、軸直角方向外力とゆるみ回転角の関係を図5に示す。横軸は完全座面すべりを生じるときの外力 F_c （摩擦係数0.15と軸力10kNの積）で外力 F を規格化した値 (F/F_c) 、縦軸は20周期経過時のゆるみ回転速度である。完全座面すべりが発生する場合と同様に、皿ばね座金を用いた場合の方がゆるみ回転角は大きいことが分かる。

4. 結 言

三次元有限要素法により、軸直角方向外力を受ける皿ばね座金を用いた締結体のゆるみ挙動を解析し、皿ばね座金のゆるみ止め効果を検証した。皿ばね座金が全たわみに達しない軸力では、座面圧力が内径付近に偏るため、ゆるみ角が大きい。しかし、軸力の低下量は小さいため、ゆるみの進行を抑制する効果があるといえる。

参 考 文 献

- (1) 木村ほか，機論 A，72，719（2006）967.
- (2) 泉ほか，機論 A，72，721（2006）1292.
- (3) G. H. Junker, SAE Transactions, 78（1969）314.
- (4) 坂口ほか，機械設計，46，4（2002）130.
- (5) 山本 晃，ねじ締結の原理と設計（1995）49，養賢堂.

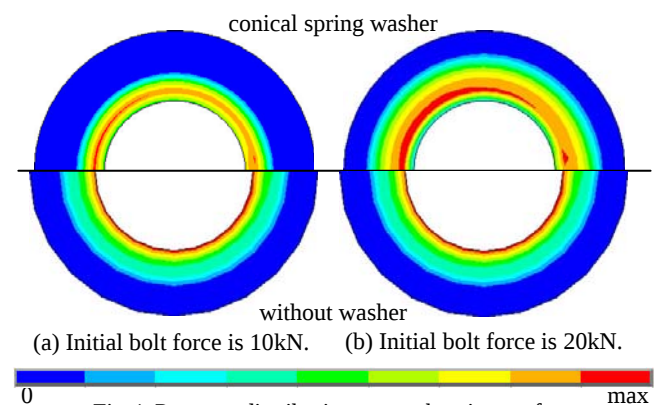


Fig.4. Pressure distribution on nut bearing surface after initial bolt force is applied.

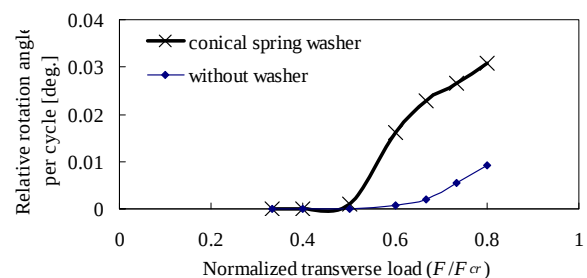


Fig.5. Dependence of loosening rate on normalized transverse load.