

# ボルト・ナット締結体の CAE モデリング手法の確立と産学共同研究の事例紹介

\*

泉 聡志<sup>\*1</sup>

## CAE Modeling Scheme for Bolt-nut Tightening System and Application to Industry-Academia Collaborative Researches

Satoshi IZUMI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Univ. of Tokyo, Dept. of Mechanical Engineering  
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

**Key Words** : Finite Element Method, Contact Problem, Reliability, Fixing Element, Machine Element, Bolted joint

### 1. 緒 言

ボルト締結の三次元有限要素法解析において、近年では計算機の性能向上により、以前は不可能であったねじ山の螺旋形状を含めたボルトのモデリング（以下、ねじ山モデル）が可能となっている。この螺旋形状の影響によりボルトの緩み挙動までを含めた詳細な解析が可能であり、実際の現象とよい一致を得ている<sup>(1)</sup>。しかしながら計算負荷やモデリング工数の関係上、多数のボルトを同時に解析対象とした場合は未だ適用が難しく、実際の設計現場ではボルトとナットを一体化したリベット状のモデリング（以下、リベットモデル）、またはより簡易なモデリング手法による解析が主流となっている。

このように様々なボルトモデリング手法によって計算精度・コストは異なるのだが、本来は解析対象や現象によって適切なモデリングを使い分ける必要がある。そこで、「締結・接合・接着部の CAE 用モデリング及び評価技術の構築」分科会“ねじ締結体の CAE モデリングのためのガイドラインの作成 WG”では、いくつかの代表的な荷重に対する締結体の剛性解析を行い、ねじ山モデルによる結果を正として他の簡易モデリング手法による結果をこれと比較することで、精度・計算コストの観点から各モデリング手法の有効性評価を行った<sup>(2)</sup>。

### 2. 解析モデル

#### 2・1 解析条件

M10 ボルトにより締結された 2 枚板を解析の対象とし（図 1）、有限要素法解析ソフト ANSYS9.0 により接触解析を行った。大変形効果を ON とし、接触アルゴリズムはペナルティ法を利用した。ヤング率 205GPa, ポアソン比 0.3 で全ての材料において一定、デフォルトの摩擦係数は 0.2 とし全ての接触面で一定、デフォルトの初期締結力は 8000N とした。

#### 2・2 解析対象とするボルトモデリング手法

ねじ面、ナット・ボルト頭部の両座面、被締結物間に接触要素を定義したねじ山モデル(図 2a)、両座面、被締結物間に接触要素を定義したリベットモデル(図 2b)、軸部をビーム要素で簡易化し、その両端もビーム要素により座面上の節点と接続したスパイダーボルトモデル（以下、スパイダーモデル）(図 2c)、ボルト穴なしモデル（以下、穴なしモデル）(図 2d)の 4 つのモデルを扱った。スパイダーモデルは、本来は接触要素を用いない線形解析のはずだが、本研究ではそれによる弊害が大きかったため、被締結物間に接触要素を定義した。ボルト穴なしモデルは、計算コストを重要視し、どこまでモデルを単純化できるかを評価するため

<sup>\*1</sup> 正員、東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻（〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1）  
E-mail: izumi@fml.t.u-tokyo.ac.jp

にボルトとボルト穴のないモデリングを提案した。接触要素を定義せず、非線形ばね要素と被締結物間の拘束条件により締結のモデル化を行った。

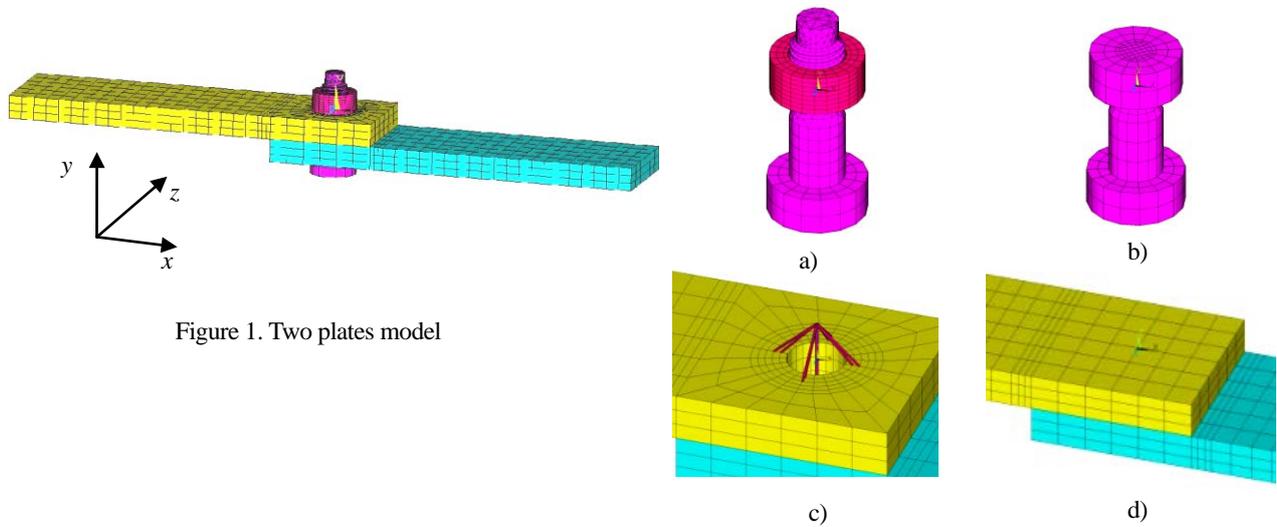


Figure 1. Two plates model

Figure 2. Various modeling of bolt-nut fastener

### 3. 荷重条件

#### 3・1 軸直角方向（並進方向）荷重

図1において、下板は右端面で完全固定、上板は左端面でY・Z方向に拘束し、X方向±の向きに強制変位を与えて加振した。

#### 3・2 軸周りのねじり荷重

下板の右端面手前の辺を完全固定し、上板の左端面手前の辺はY・Z方向に拘束した。板奥の側面でボルト軸中心を原点として $X=\pm 25\text{mm}$ の位置に等しく±Z方向の強制変位を与え加振した。

#### 3・3 軸方向の曲げ荷重

下板の右端面下の辺を完全固定し、上板の左端面下の辺をY・Z方向に拘束した。板上面の $X=\pm 25\text{mm}$ の位置にて等しくY方向負の荷重を与え加振した。

#### 3・4 偏心軸方向荷重

下板がボルト軸を中心として180°回転したモデルへと締結方法を変更する。下板の左端面を完全固定、上板の左端面をY方向にのみ移動可能なように拘束し強制変位を与えて加振した。

### 4. 解析結果

#### 4・1 軸直角方向（並進方向）荷重

各モデルの並進剛性解析結果を図3に、計算時間を表1に示す。ねじ山モデルでは、被締結物弾性変形・ボルト弾性変形・ねじ面滑り・座面滑りの順に現象が変化する。大きな緩みの要因となる座面滑りを引き起こす限界の変位振幅を限界滑り量と呼び、ボルトの形状・物性値・固定方法により計算式で求められる。また、ねじ面滑り区間(並進変位0.03~0.1mm程度)においても微小な座面滑りが生じており、少しずつ緩みが進行するため注意が必要である。

リベットモデルでは、同形状のねじ山モデルと比較してボルトの剛性がやや高い。ねじ面滑り区間が再現できないため、微小座面滑りによる緩み開始位置は評価できない。

スパイダーモデルでは、軸直径はそのまま、軸長はナット高さまでに合わせ、ビーム要素の本数と直径を変化させることでねじ山モデルの解析結果と剛性を合わせ込んだ。

穴なしモデルでは、ねじ山モデルの解析結果を参考に並進剛性を定義した非線形ばね要素を用いて被締結物同士を繋いでいる。

## 4・2 軸周りのねじり荷重

各モデルの軸回りの剛性解析結果を図4に示す。ねじ山モデルでは、被締結物弾性変形・ボルト弾性ねじれ変形・ねじ面滑りの順に現象が変化した。ねじ面滑りによってボルト・ナットは大きく相対回転し、軸力が変動した。ナットが締まる向きの回転では座面で滑り、緩む向きの回転においてはねじ面で滑った場合、ナットの緩みは大きく進行する。この現象が生じる条件はねじ面・座面摩擦係数の関係式で表され、計算で求められる。また、ねじ面・座面で滑りが生じない限界のボルトねじれ角も計算によって求めることが可能である。

リベットモデルではねじ面滑りを再現できず座面滑りが発生する。限界ねじれ角を計算し、その範囲内で用いるならば推奨される。

スパイダーモデルでは並進方向の剛性と同様にしてボルトの弾性ねじれ区間までの剛性を合わせ込んだ。並進方向と同様にリベットモデルと比較してメリットは少ない。

穴なしモデルでは並進方向と同様にして、トルクと回転角の剛性を定義した非線形ばね要素を用いて軸を中心とした回転方向の抵抗を作り出している。ただし、ソリッド要素に回転の自由度がないため、一部にビーム要素を追加して回転抵抗を板に伝達している。計算時間はねじ山モデルの20%まで軽減できた。

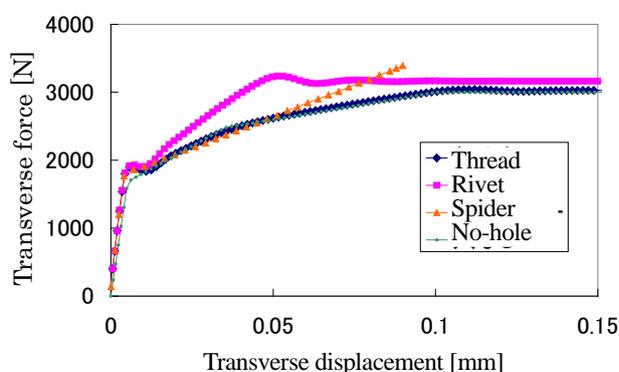


Figure 3. Relationship between transverse displacement and force

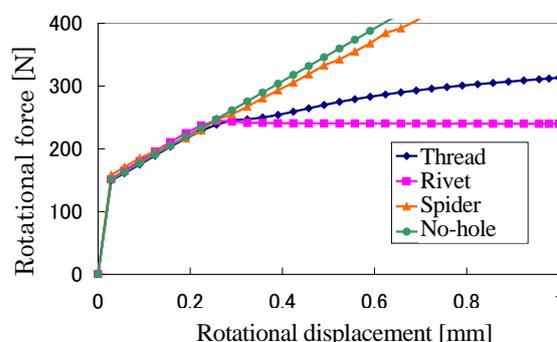


Figure 4. Relationship between torsional displacement and force

Table 1 Comparison of computational cost

	# of node	# of element	# of contact surface	comp. cost
Thread	24015	7764	4	8173s (100%)
Rivet	13639	3329	3	3722s (46%)
Spider	10221	2227	1	3940s (49%)
No-hole	6006	1046	0	686s (9%)

## 4・3 軸方向の曲げ荷重

リベットモデルとスパイダーモデルではねじ山モデルと曲げ剛性・軸力挙動が一致した。板が曲がることでボルトは軸方向に引き伸ばされる。ボルトに働く軸方向外力により大きな軸力変動が生じた場合、ポアソン比によりボルトが半径方向に拡大・縮小変形することで、ねじ面・座面に滑りが発生する。それと同時にボルトはねじれ、ナットを緩み方向に回転させようとするトルクが働く。この緩みは一般に疲労破壊を引き起こすほどの軸力変動を必要とするといわれ、適切な疲労強度設計を行えば考慮しなくてよい。よってこの荷重では計算コストの点から、リベットモデル・スパイダーモデルはねじ山モデルよりも推奨される。

穴なしモデルでは被締結物間を軸方向変位カップリング拘束により固着させているが、実際の現象において板間は局所的に分離しているため、この過度な拘束が曲げ剛性に大きく影響する。拘束面積を減少することで曲げ剛性の合わせ込みが可能ではあるが、被締結物の形状が変化すると適切な拘束面積は変化してしま

うと考えられる. よってこのように被締結物間に接触と非接触の領域ができてしまう荷重に対しては接触要素を用いるべきで, 穴なしモデルは有効ではない.

#### 4・4 偏心軸方向荷重

軸方向の曲げ荷重同様, 軸が引き伸ばされる変形をする. よって軸方向外力による軸力変動が大きい場合は緩みが発生する. ただし, 曲げ荷重と異なりボルト頭部の座面でも滑りが発生し, ナットのみではなくボルト頭部も回転した. 各モデルの特徴は軸方向の曲げ荷重とほぼ同じであった.

## 5. 結 語

本研究では, ボルト締結体に対して代表的な4種類の荷重を作用させ, モデリング手法による解析結果の相違を比較検討した. 結果, やはりねじ山モデルは緩み挙動を含めて詳細な評価が行え, 解析精度の点では最も有効で推奨されるが, 計算コストは非常に大きかった. リベットモデルは緩みの評価を別途行えば剛性解析精度に問題はなく, 計算コストもねじ山モデルの半分程度で済む. スパイダーモデルは本研究のやり方ではメリットを見出せなかった. 穴なしモデルは計算コストを非常に低減できる反面, 被締結物間の取り扱いが難しく, ごく単純な対象・荷重モデルに対してのみ推奨される.

なお、当日は、産学連携の事例紹介を数例行う予定である。

## 文 献

- (1) 泉聡志, 横山喬, 岩崎篤, 酒井信介, “ボルト締結体の締付けおよびゆるみ機構の三次元有限要素法解析”, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 204-212.
- (2) 中嶋一裕, ボルト締結の有限要素法モデリング手法の有効性評価, (2005), 東京大学大学院工学系研究科修士論文. (<http://www.fml.t.u-tokyo.ac.jp/research/thesis/h18m-nakajima.pdf>)