

Femtet 入門（ねじの基礎知識と解析事例）

目次

・座学

1	ねじ締結の役割と基本概念	P. 3
2	ねじの概略説明	P. 4
3	締付けトルクと軸力の力学的関係（含む理論計算式）	P. 5
4	メートルねじにおける実用的な締付けトルク設定	P. 6
5	適正締付け軸力の考え方	P. 7
6	よくあるトラブル事例と設計・解析への示唆	P. 8
	・Femtet 解析事例「初期ひずみを用いたねじ締結シミュレーション」	
7	①目的・概要	P. 9
8	②解析条件	P. 10
9	③底軸力違いによるミーゼス相当応力・最大主応力の相対比較	P. 11
10	④結論	P. 12
11	参考文献	P. 12

1. ねじ締結の役割と基本概念

ねじ締結の役割と基本概念

ねじ締結は、適切な軸力を与えて摩擦で外力を支持し、信頼性を確保する力学要素である。

自動車のタイヤ締結部

- 適正締付けトルク値はおねじ・めねじ・被締結体の条件により異なる
- 要素の1つでも弾性を失うと、緩みや破壊につながる
- 各部材の最も弱い部材を中心に締付けトルクを決める必要がある

Murata Software © Copyright Murata Software Co., Ltd. All Rights Reserved. 3

ねじ締結は、機械や製品を構成する部品同士を確実に結合するための最も基本的かつ重要な締結方法です。その主な役割は、部品間に十分な締結力（軸力）を与え、外力が作用しても相対的な滑りや分離が生じない状態を維持することです。

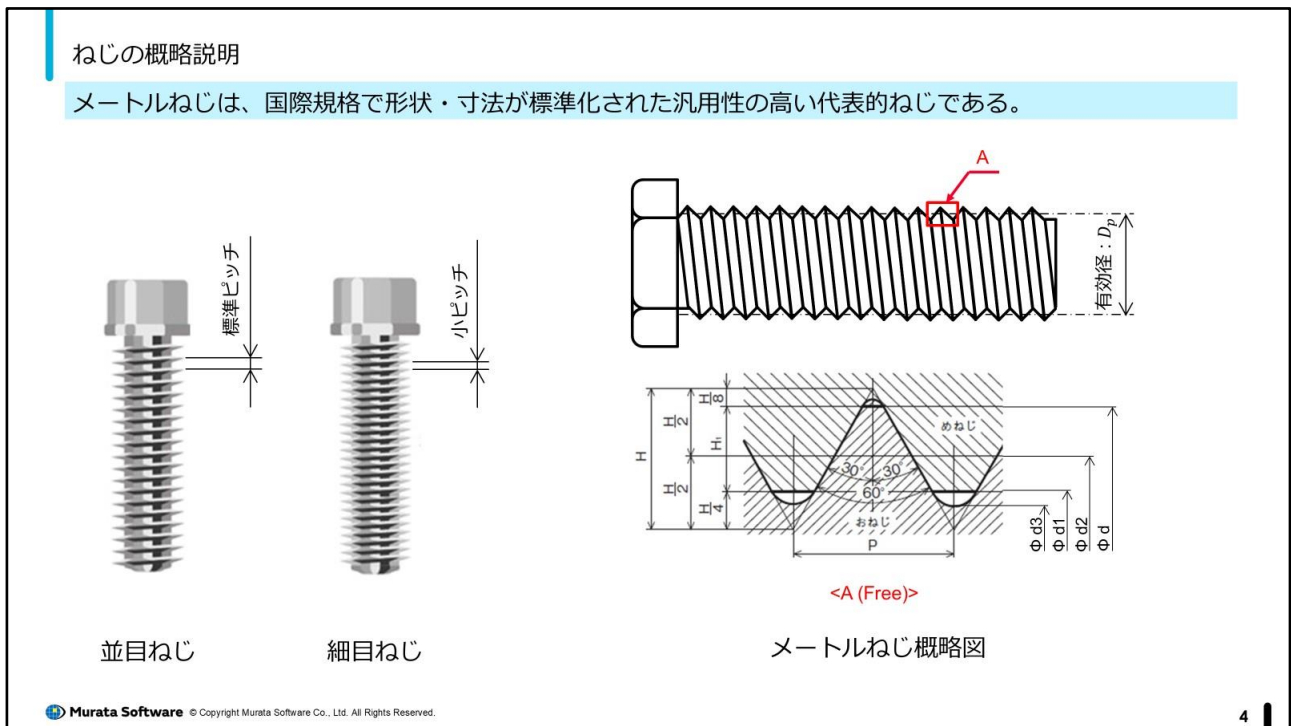
ねじを締め付けると、ねじ軸が弾性的に伸び、その復元力として軸力が発生します。この軸力により、被締結体は互いに強く押し付けられ、摩擦力が生じます。多くの場合、外力はこの摩擦力によって支持され、ねじ自体が直接的に剪断力を受けることは避けられます。

ねじ締結の設計で最も重要なのは、適切な締付けトルクを設定し、所定の軸力を安定して得ることです。締付けトルクが不足すると、振動や温度変化によって緩みが発生しやすくなります。

一方で、過大な締付けは、ねじの塑性変形や破断、被締結体やめねじ部の損傷を招く原因と成り得ます。また、ねじ締結体は再分解が容易で、保守性や調整性に優れるという利点を持つ反面、摩擦係数のばらつきなどにより軸力が不安定になりやすいという特性も有しています。

このように、ねじ締結は単なる「部品を止める手段」ではなく、力学的原理に基づいて締結力を制御する機械要素であり、信頼性の高い設計には、ねじの役割と基本概念を正しく理解することが不可欠です。

2. ねじの概略説明



一般的な「ねじタイプ」は、メートルねじ、ウィットねじ、ユニファイねじ、台形ねじ、管用ねじ、木ねじ、タッピングねじ等です。

特に、メートルねじは国際的に広く使用されているねじ規格の一つで、ねじ山の形状や寸法が標準化されています。ねじの外径をミリメートル単位で表すことからメートルねじと呼ばれています。

(以下はメートルねじの説明)

・形状と特徴

断面形状は三角形（60度の山形）で、ねじ山の角度が一定です。又、ねじ山高さやねじピッチ（ねじ山の間隔）は規定されています。標準的な呼び径（外径）ごとにピッチが定められていて、ピッチには「並目ねじ」と「細目ねじ」があり、並目ねじは一般的な用途に、細目ねじは高締結力や高耐振動性用途や薄肉部品に使用されます。

・用途

構造物の組立て、機械部品の固定、配管の接続など、多様な産業分野で広く用いられています。ボルトとナットの組み合わせで締結され、分解・再利用が容易です。

・標準規格

JIS（日本工業規格）やISO（国際標準化機構）により寸法や許容差が定められており、互換性と品質の確保がなされています。代表的な呼び径はM3、M4、M6、M8、M10、M12などです。

・材料と表面処理

材料は炭素鋼、ステンレス鋼、銅合金など多様で、用途に応じて選択されています。表面処理は防錆や耐摩耗性向上のために、メッキや黒染め、亜鉛めっきなどが施されることが一般的です。

3. 材料力学の全体像

締付けトルクと軸力の力学的関係 (含む理論計算式)

ねじ締付けで最も重要なのは適切な軸力 (締付け力) を確保することである。

$$T_{max} = \frac{1}{2} F_{max} \{ D_p (\mu_s / \cos \alpha + \tan \beta) + D_w \cdot \mu_w \}$$

$$F_{max} = Y.S. \times 0.7 \times A_s$$

締付けトルクと軸力

リード角: β の概略図

★一条ねじの場合、リード (L) と 山間ピッチ (P) は等しくなる。

有効径: D_p

円周: πD_p

ピッチ: P

リード: L

座面等価直径: D_w

降伏応力: Y.S.

有効断面積: A_s

T_{max} : 限界締付けトルク
 F_{max} : 最大締付け力 (最大軸力)
 D_p : 有効径基準寸法
 μ_s : ねじ部摩擦係数
 α : ねじ山の半角 (単位: °)
 β : リード角 (単位: °)
 D_w : 座面等価直径
 μ_w : 座面摩擦係数
Y.S.: 降伏応力
 A_s : 有効断面積

Murata Software © Copyright Murata Software Co., Ltd. All Rights Reserved.

5

ねじ締結において、締付けトルクは軸力を発生させるための操作量であり、両者は密接な力学的関係を持ちます。

ボルトやナットを回して締め付けると、ねじ山のらせん形状に沿って回転運動が軸方向の変位へと変換され、ボルト軸が弾性的に伸びます。この弾性伸びに対応する復元力が軸力であり、被締結体を強く締め付ける力として作用します。

しかし、与えた締付けトルクのすべてが軸力の発生に使われるわけではありません。実際には、ねじ山部および座面部の摩擦によってトルクの大部分が消費され、軸力に変換されるのは一部に過ぎません。

そのため、同じトルクを与えても、摩擦係数のばらつきや座面状態の違いによって得られる軸力は大きく変動します。締付けトルクが不足すると軸力が小さくなり、外力に対して摩擦力が不足して緩みやすくなります。

一方、過大なトルクは軸力を過剰に増大させ、ボルトの塑性変形や破断、被締結体の損傷を引き起こします。

したがって、締付けトルクは「軸力を安全かつ安定して得るための操作量」として捉え、力学的背景を理解した上で適切に管理することが重要です。

ここでは、限界締付けトルクと最大締付け力 (最大軸力) の理論式を示しています。

4. メートルねじにおける実用的な締付けトルク設定

メートルねじにおける実用的な締付けトルク設定

参考例：M8とM10の T_{max} ：限界締付けトルクと F_{max} ：最大締付力（最大軸力）の簡易的理論値を求める。

M8とM10のボルト仕様
(JIS B 1051より抜粋)

パラメータ	M8 x 1.25	M10 x 1.5
D_p (mm)	7.188	9.026
μ_s	0.15	0.15
α (°)	30	30
β (°)	3.167	3.033
D_w (mm)	10.2	12.6
μ_w	0.15	0.15
$Y.S.$ (MPa)	225	225
A_s (mm ²)	36.6	58

$Y.S.$ は強度区分：4.6の保証荷重応力

・ $F_{max} = Y.S. \times 0.7 \times A_s$
M8 : $225 \times 0.7 \times 36.6 \approx 5,765$ (N)
M10: $225 \times 0.7 \times 58.0 = 9,135$ (N)

・ $F_{min} = 0.5 \times F_{max}$
M8 : 約2,883 (N) 、 **M10**: 約4,568 (N)

・ $T_{max} = \frac{1}{2} F_{max} \{ D_p (\mu_s / \cos \alpha + \tan \beta) + D_w \cdot \mu_w \}$

M8 : $\frac{1}{2} \times 5,765 \{ 7.188 (0.15 / \cos 30^\circ + \tan 3.167^\circ) + 10.2 \times 0.15 \}$
 $\approx 9,145$ (N · mm) = **9.145** (N · m)

M10: $\frac{1}{2} \times 9,135 \{ 9.026 (0.15 / \cos 30^\circ + \tan 3.033^\circ) + 12.6 \times 0.15 \}$
 $\approx 17,958$ (N · mm) = **17.958** (N · m)

Murata Software © Copyright Murata Software Co., Ltd. All Rights Reserved. 6

メートルねじの締付けトルク設定は、所要の締付け軸力を安定して得るための実用的な管理手法です。理想的には軸力を直接管理することが望ましいのですが、実際の製造現場や保全作業では測定が困難な為、トルク管理が広く用いられています。締付けトルクは、ねじ山部および座面部の摩擦を介して軸力を発生させる指標であり、両者には一定の経験則的關係が成立します。

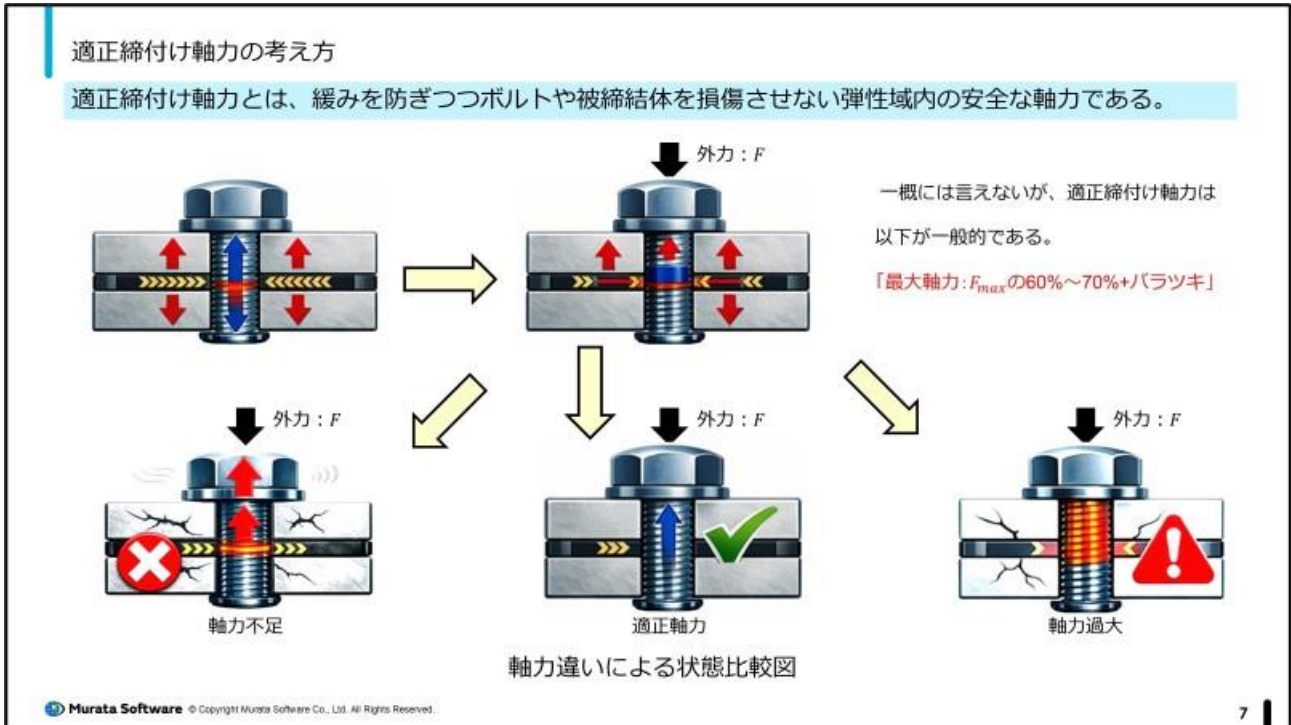
実用的なトルク設定では、まずボルトサイズと強度区分に基づき、許容される締付け軸力の上限を決めます。一般に、ボルトが弾性域内で使用されることを前提とし、材料の耐力に対して過度とならない軸力を目標値とします。この軸力に対応する締付けトルクは、摩擦係数を含む理論式や規格値、過去の実績データを用いて算出されることが一般的です。

ここでは、**M8・M10**のボルト・ナットにおける最大締付けトルクと最大締付力（最大軸力）の簡易的理論値を示しています。但し、摩擦係数は潤滑状態や表面粗さ、座面形状によって大きく変化する為、理論計算だけでなく実用的なばらつきを考慮する必要があります。

締付けトルクが小さすぎると軸力不足により緩みが生じやすくなり、逆に大きすぎるとボルトの降伏や被締結体の損傷を引き起こす恐れがあります。

そのため、実用上は目標トルクに対して許容幅を設け、製造条件や使用環境を踏まえた安全側の設定を行います。メートルねじの締付けトルクは理論と経験則の両方を踏まえて決定することが、信頼性の高い締結設計につながります。

5. 適正締付け軸力の考え方



ねじ締結における適正締付け軸力とは、締結体が外力を受けても緩まず、かつボルトや被締結体を損傷させない範囲で与えるべき軸力です。

軸力が適切に設定されていれば、外力は主に被締結体間の摩擦力によって支持され、ボルト自体に過大な変動応力が生じにくくなります。これにより、緩みの防止や疲労破壊の抑制が可能となり、締結部の信頼性が大きく向上します。

軸力が不足すると、外力の一部をボルトが直接受け持つ状態となり、微小なすべりや変動荷重が繰り返し作用することで緩みや疲労破壊が発生しやすくなります。

一方、軸力を過大に設定すると、ボルトが降伏域に達して塑性変形が生じたり、被締結体やめねじ部が損傷したりする危険があります。

そのため、軸力は「大きければ良い」というものではなく、材料強度や接触状態を考慮した上限が存在します。適正締付け軸力は、一般にボルト材料の耐力に対して一定割合以下となる範囲で設定されることが多く、ボルトが弾性域内で安定して機能することを重視します。

設計においては、想定される外力、締結体の剛性、摩擦条件のばらつきを踏まえ、確保すべき軸力と許容範囲を定めることが重要です。

適正締付け軸力の理解は、ねじ締結を力学的に扱う上での基本となります。

6. よくあるトラブル事例と設計・解析への示唆

よくあるトラブル事例と設計・解析への示唆

ねじのトラブルは、締付けトルク・軸力・摩擦の関係が十分に理解と管理がなされていないことに起因する。



大型トラックの車輪脱落事故（イメージ）



Alaska Airlines Flight 261の航空機事故

出典< [「航空機事故：Alaska Airlines Flight 261」の検索結果 - Yahoo!検索（画像）](#) >

ここに示している大型トラックの車輪脱落事故や Alaska Airlines Flight 261 の航空機事故は、ねじのトラブルにより起きた大惨事の例です。

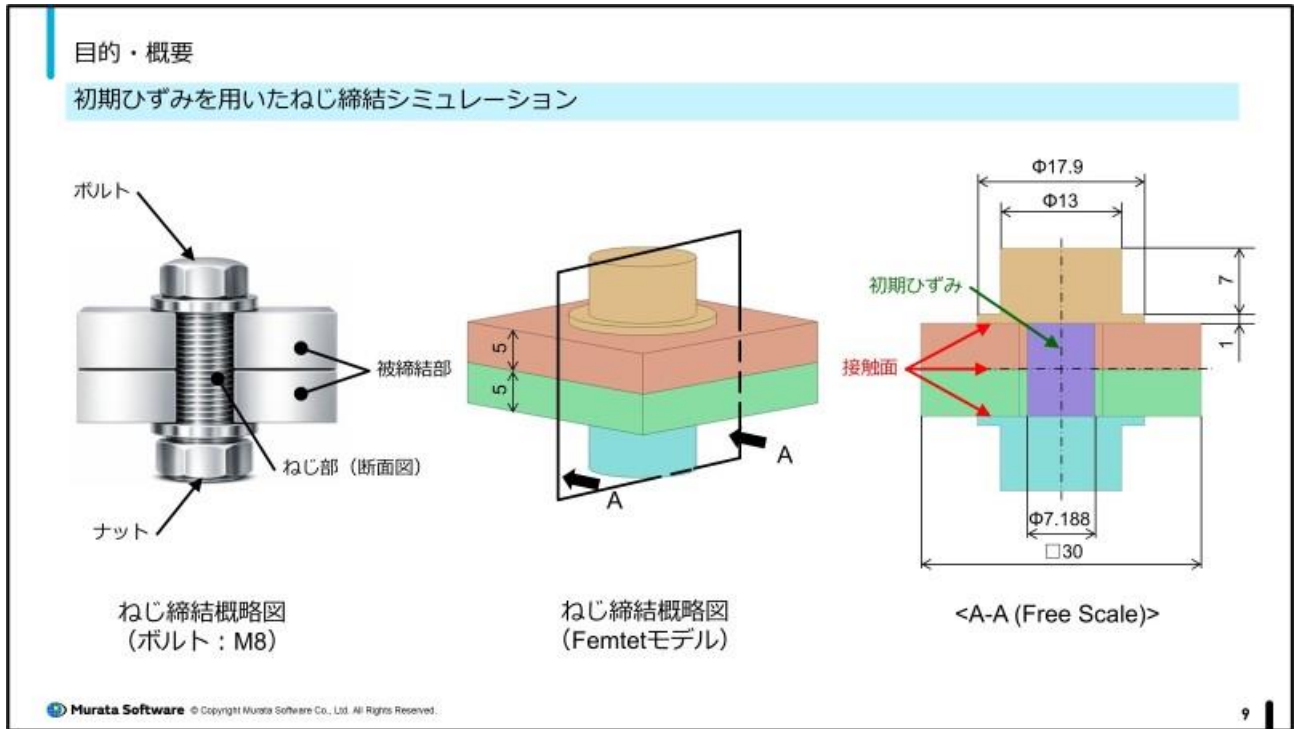
ねじ締結に関するトラブルの多くは、「締付けトルク」「軸力」「摩擦」の関係が十分に理解・管理されていないことに起因します。代表的な事例として、使用中にボルトが緩み、早期の疲労破壊、あるいは締結直後にボルトや被締結体が損傷するといった問題が挙げられます。緩みや疲労破壊の多くは、締付けトルク不足による軸力不足が原因であります。軸力が小さいと被締結体間の摩擦力が不足し、外力が繰り返しボルトに直接作用します。この状態では微小なすべりや軸力変動が生じやすく、結果として緩みの進行やボルトの疲労破壊を招きます。一方で、単純に締付けトルクを大きくすれば良いわけではありません。過大なトルクは軸力を過剰に増大させ、ボルトの塑性変形や破断、さらに座面の陥没や被締結体の損傷といった別のトラブルを引き起こします。

これらの問題の背景には、締付けトルクの大部分がねじ山部や座面部の摩擦で消費され、軸力に変換される割合が小さいという力学的特性があります。摩擦係数や座面状態のばらつきにより、同じトルクでも得られる軸力が大きく変動することが、設計・製造現場で見落とされ易いのです。したがって、設計段階では締付けトルクを単なる規定値として扱うのではなく、「必要な軸力を確実に確保するための操作量」として捉えることが重要です。

解析においても、理想的な固定条件として締結部を扱うのではなく、軸力、摩擦、ばらつきを考慮したモデル化を行うことで、より現実に即した評価とトラブル予防につながります。

7. Femtet 解析事例「初期ひずみを用いたねじ締結シミュレーション」

① 目的・概要



本モデルは、Femtetにおいて「初期ひずみ」を用いてボルト締結状態を再現する解析例です。一般的にねじ締結解析では締付けトルクや軸力を外力として与える方法が用いられますが、本モデルではボルトねじ部に軸方向の初期ひずみを付与することで、締結によって生じる引張応力状態を表現しています。

モデルはM8ボルト、ナット、被締結部から構成され、軸対称形状として簡略化されています。

被締結部間には面接触条件を設定し、締結による圧接状態を再現しています。

初期ひずみを与えることで、ボルトには引張応力、被締結部には圧縮応力が生じ、実際の締結時と同様の荷重伝達状態を解析できます。

この手法は、摩擦係数やトルク値を直接扱わずに締結力を制御できる点が特長であり、締付け軸力をパラメータとして応力分布や接触状態を評価したい場合に有効となります。

ボルト応力、被締結部の面圧分布、緩みや疲労評価の基礎検討などに適した解析アプローチになります。

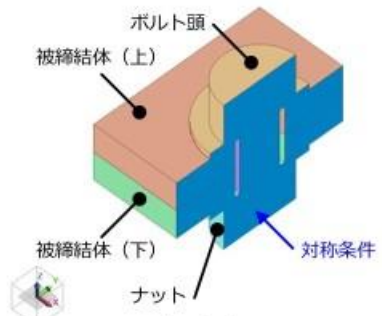
8. Femtet 解析事例「初期ひずみを用いたねじ締結シミュレーション」

②解析条件

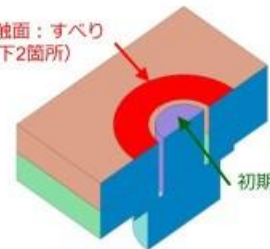
解析条件

【解析ソルバ】 応力解析 【解析タイプ】 静解析 【材料】 M8ボルト・ナット：SS400、被締結体：SPCC
 【初期ひずみ】 右下表参照のこと 【境界条件】 簡易接触面：3箇所 【対称条件】 1/2モデル端面

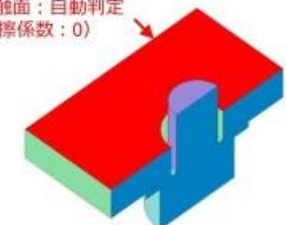
理論値	最小： $a = 0.5$	設計下限： $a = 0.6$	設計上限： $a = 0.7$	最大： $a = 1.0$	
$F = F_{max} \times a$	軸力： F (N)	2,883	3,459	4,036	5,765
$\varepsilon_0 = F \div (E \cdot A_s)$	初期ひずみ： ε_0	3.82×10^{-4}	4.59×10^{-4}	5.35×10^{-4}	7.65×10^{-4}



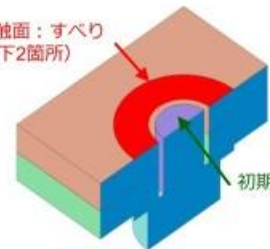
<モデル全体図>



簡易接触面：すべり
(上下2箇所)



簡易接触面：自動判定
(摩擦係数：0)



初期ひずみ

<ボルト頭非表示> <ボルト頭・被締結体（上）非表示>
 解析モデル（1/2モデル）概略図

Murata Software © Copyright Murata Software Co., Ltd. All Rights Reserved. 10

解析モデルは対称性を考慮した 1/2 モデルとし、ボルト、ナットおよび被締結体（上・下）で構成しています。材料特性は、M8 ボルトおよびナットを SS400（低炭素アルミキルド鋼）、被締結体を SPCC としました。締結力は、最大軸力： F_{max} に対する係数： a を用いて、 $F_{max} \times a$ として設定し、 $a = 0.5 \sim 1.0$ の範囲で条件を変化させて評価を行いました。

締結力は、初期ひずみ： $\varepsilon_0 = F \div (E \cdot A_s)$ の関係式から算出し、解析モデルのボルト部に初期ひずみとして与えています。接触条件は、被締結体（上）と被締結体（下）間の面を簡易接触面として、摩擦の影響を排除するため摩擦係数は「0」としています。

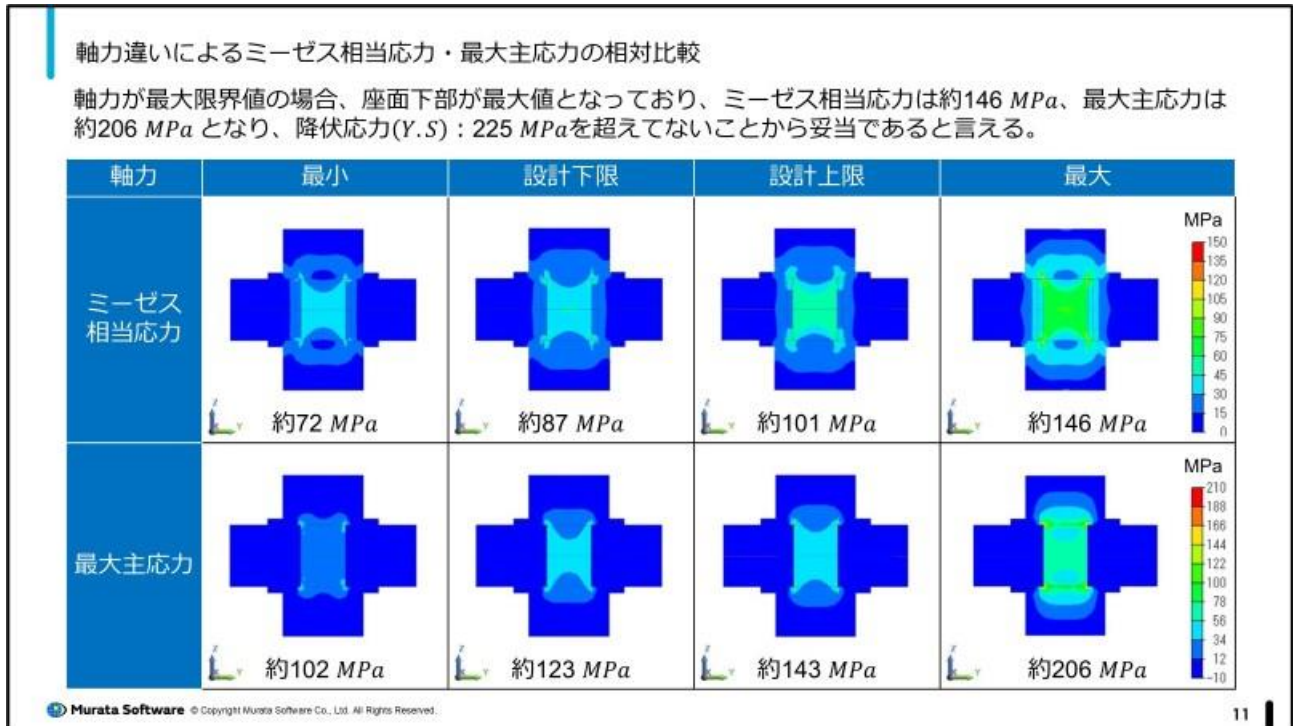
ボルト・ナット座面は、簡易接触面の「すべり」を選択し、締結時の面内変形を再現しています。境界条件として、モデル端面に対称条件を付与し、剛体移動を防止しました。

これらの条件により、締結軸力の変化に伴うボルトおよび被締結体内部の応力分布を効率的に評価できる解析モデルとしています。

尚、具体的な初期ひずみの数値は表を参照願います。

9. Femtet 解析事例「初期ひずみを用いたねじ締結シミュレーション」

③軸力違いによるミーゼス相当応力・最大主応力の相対比較



本解析では、ねじ形状を簡易モデル化して、トルクや接触摩擦を直接解いてなく、「締結軸力を与えた状態」を初期応力状態として再現しており、締結後の静的な応力状態（残留応力場）を評価しています。ミーゼス相当応力は、降伏・塑性化の兆候を見るための指標であり、多軸応力状態を「塑性変形の起こしやすさ」を数値化したものです。解析結果から、座面下部（ボルト頭下面・ナット座面）のねじ軸の有効断面部に応力が集中しているのは妥当と考えます。

最大主応力は、クラックが引張方向に開くという点でねじ締結評価では本質的な指標であり、引張力によって生じる破壊・クラック発生の観点から評価しています。特に、軸方向の最大主応力が支配的であり、締結軸力増加に伴い線形的に増大する傾向を示しています。

本解析では、ねじ締結にともなう応力状態を多角的に評価するため、ミーゼス相当応力と最大主応力の両者を用いています。ミーゼス相当応力により塑性化の有無を確認し、最大主応力により引張支配となる危険部位および破壊起点の妥当性を評価しています。

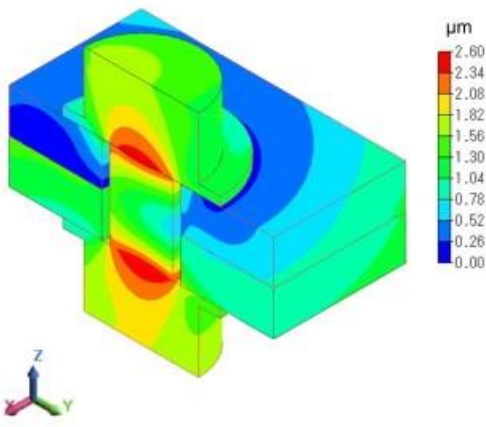
尚、本結果は締結軸力が設計値通り付与された場合の相対評価であることを記しておきます。

10. Femtet 解析事例「初期ひずみを用いたねじ締結シミュレーション」

④ 結論

結論

本解析の変位分布から、ボルト軸のひずみレベル及び被締結体の座面沈み込みが合理的に生じていることを確認できる。これにより、応力評価は妥当な締結状態に基づくものと判断する。



最大軸力時の変位コンター図

<M8の設計トルク（参考値）>

$$\cdot T_{max} = \frac{1}{2} F_{max} \{ D_p (\mu_s / \cos \alpha + \tan \beta) + D_w \cdot \mu_w \}$$

設計下限

$$M8 : \frac{1}{2} \times 3,459 \{ 7.188(0.15 / \cos 30^\circ + \tan 3.167^\circ) + 17.9 \times 0.15 \}$$
$$\approx 7,485 \text{ (N} \cdot \text{mm)} = 7.485 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

設計上限

$$M8 : \frac{1}{2} \times 4,036 \{ 7.188(0.15 / \cos 30^\circ + \tan 3.167^\circ) + 17.9 \times 0.15 \}$$
$$\approx 8,733 \text{ (N} \cdot \text{mm)} = 8.733 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

Murata Software © Copyright Murata Software Co., Ltd. All Rights Reserved.

12

本図は、最大軸力時における変位分布を示したものです。ボルトの軸ひずみレベルと被締結体座面の沈み込みが合理的に生じていることから、本解析における締結状態が、妥当であることを確認できます。したがって、本解析結果に基づく応力評価は、適切な締結状態を前提としていることが分かります。尚、本変位分布は、締結状態の妥当性ならびに初期ひずみ設定が適切に機能していることを確認する目的で参照したものです。

一方、初期ひずみ法は、実際の締結過程における運動学的挙動を再現するものではない点に留意が必要です。また、実際のボルト・ナット締結においては、ボルト頭部にも軸ひずみが生じますが、軸部に見られるような一様な引張ひずみにはなりません。更に、ねじ部（ボルト・ナット締結部）においても軸ひずみは発生しますが、その分布は不均一であり、剪断応力や面圧も作用する為、実締結状態を厳密に再現したモデルとは言えません。しかしながら、本事例は、ねじ締結において最も重要な指標である軸力と被締結体との関係を、理論値と構造解析を組み合わせることで合理的に導き出せることを示しています。最後に参考として、今回の解析で対象とした M8 ボルトの設計トルク（下限および上限）を記しておきます。

11. 参考文献

JIS B 1051、JIS B 1180（含む付属書）



ムラタソフトウェア株式会社

muRata

試用版は弊社のホームページからお申込みいただけます。

<https://www.muratasoftware.com/trial/starter/>