

修士論文

金属用タッピンねじの
締付け及びゆるみ機構の有限要素法解析

令和3年2月8日提出

196223 長岡 賢人

指導教員 泉 聡志 教授

金属用タッピンねじの締付け及びゆるみ機構の有限要素法解析

長岡 賢人 指導教員: 泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Method, Self-tapping Screw, Loosening, Remeshing, Contact Problem

1. 緒言

1.1 研究背景

タッピンねじとは、丸穴に雌ねじを切りながら締結を行うねじのことで、事前に下穴に雌ねじをタップする工程を省略できることが利点である。標準的なねじと比較して緩みにくいことがメリットとされているが、そのメカニズムは未解明であり、タッピンねじ締結の普及を促進する上での課題となっている。

1.2 目的

本研究は、金属用タッピンねじの締付け及びゆるみのメカニズム解明を目的とする。締結部内部を実機試験で直接観察することが困難なため、本研究では有限要素法解析を用いる。本研究で用いる2種類のねじをFig.1に示す。

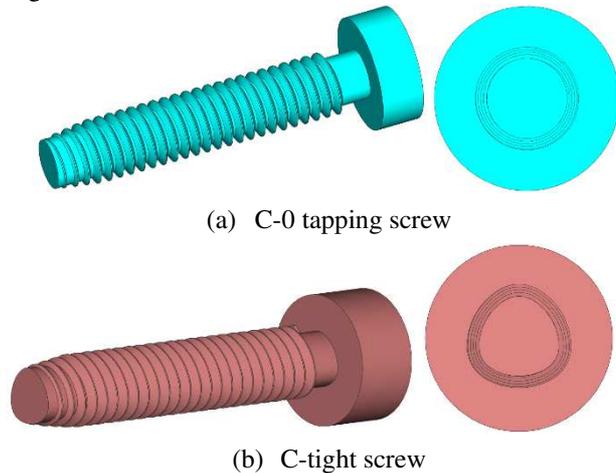


Fig.1 Shapes of tapping screws

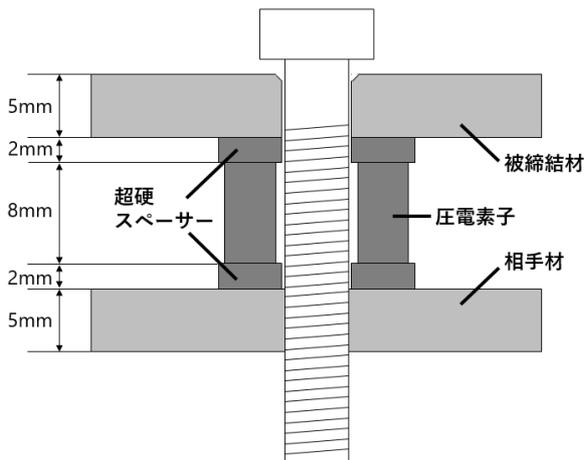


Fig.2 Image of the experiment

2. タッピング過程解析

2.1 解析条件及び試験条件

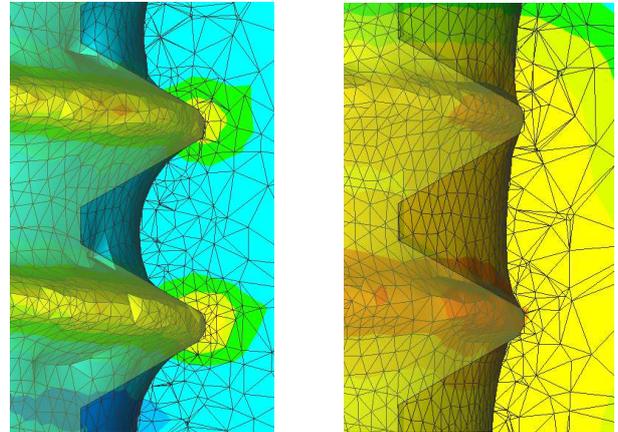
タッピンねじは、雌ねじの切られていない下穴に対し雌ねじを切りながら締め込みを行う。このタッピング過程について、有限要素法ソフト Simufact Forming 16.0 (陰解法)

を用いて幾何学的非線形及び材料非線形を考慮した接触解析を行った。実機試験での雌ねじ形状及びトルクと解析結果を比較し、解析による実現象の再現精度を検討した。実機試験全体の模式図をFig.2に示す。

2.2 結果の比較と考察

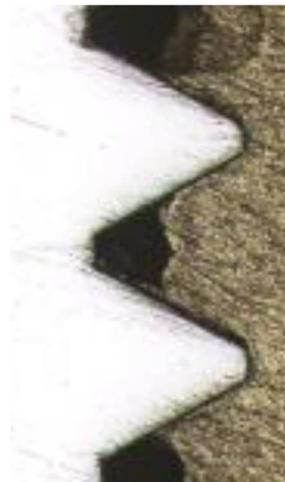
雌ねじの成形形状をFig.3に示す。実機ではねじと相手材が雄ねじの斜辺で接触している。この特徴を解析上再現できたのはタッピンねじ(3種)のみで、Cタイトでは再現できなかった。また、トルク変化については初期のみ再現可能だった (Fig.4)。

リメッシング条件やメッシュサイズなどの条件の検討を行ったが、再現精度の改善には至らなかった。今後はメッシュサイズの細化などの解析条件の見直しにより、ねじ面形状とトルクの再現精度の向上の両立を目指す。



(a) Numerical result of C-0 tapping screw

(b) Numerical result of C-tight screw



(c) Experimental result of C-0 tapping screw



(d) Experimental result of C-tight screw

Fig.3 Verification of shape of female screws

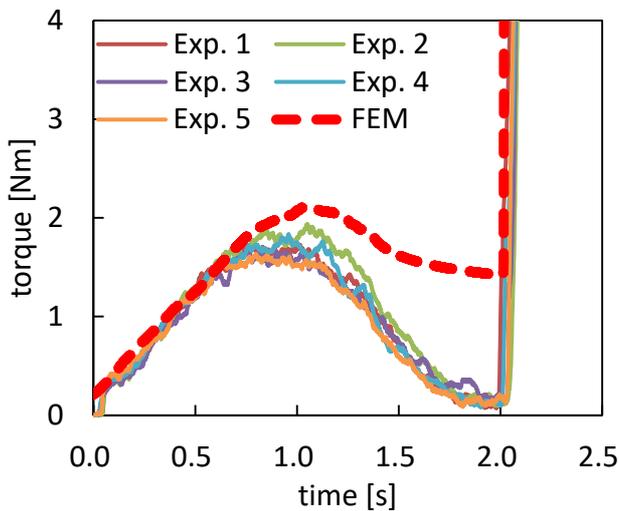


Fig.4 Numerical results of torque (C-0 tapping screw)

3. 締付過程解析

3.1 解析条件

タッピング過程解析において実現象を再現できなかつたため、実機試験で観察した断面形状をもとに雌ねじをモデリングし、締付過程の解析を行った。本章以降の解析は ANSYS 17.0 (陰解法) による準静的解析である。摩擦係数はねじ面 0.3, 座面 0.1 とした。

3.2 結果の比較と考察

ねじ面が両側接触から片側接触に移行する過程を解析にて再現できた (Fig.5)。また、軸力増加に比例してトルクが増加する過程は定性的に再現できたが、定量的な再現はできていない (Fig.6)。これは、摩擦係数の不一致によるものと考えられる。

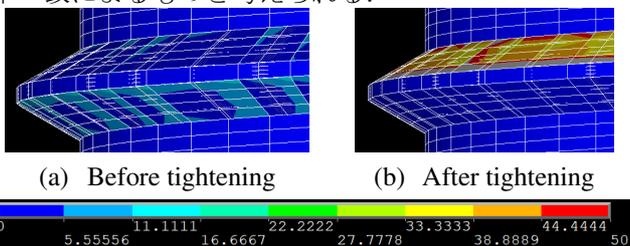


Fig.5 Numerical results of surface pressure

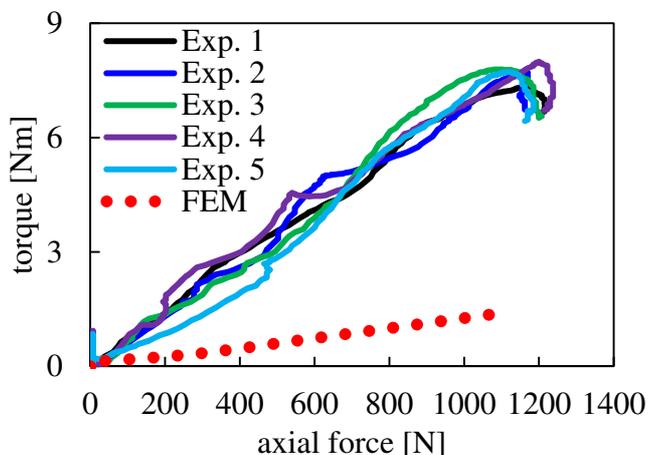


Fig.6 Numerical results of C-0 tapping screw tightened
先行研究 [1]に倣って摩擦係数を同定する試験をタッピングねじ(3種)を用いて行った。その結果、ねじ面摩

擦係数 0.857, 座面摩擦係数 0.609 となり、解析条件との乖離が確認された。これらの係数の合わせ込みにより、解析の実現象再現性向上が期待される。

4. タッピンねじのゆるみ防止性能評価

第3章にて妥当性を確認した雌ねじモデルを使用して加振解析を行った。ねじ面の一部が両側接触しながら (Fig.7), 軸力が低下していくゆるみ過程が解析上確認できた (Fig.8)。

ねじ面が両側接触する領域は軸力が低下するにしたがって増加する。結果、軸力が低い時ほどねじ面に働く弾性回復力が増加し、ゆるみ進行速度が低下することが確認できた。(Table 1)

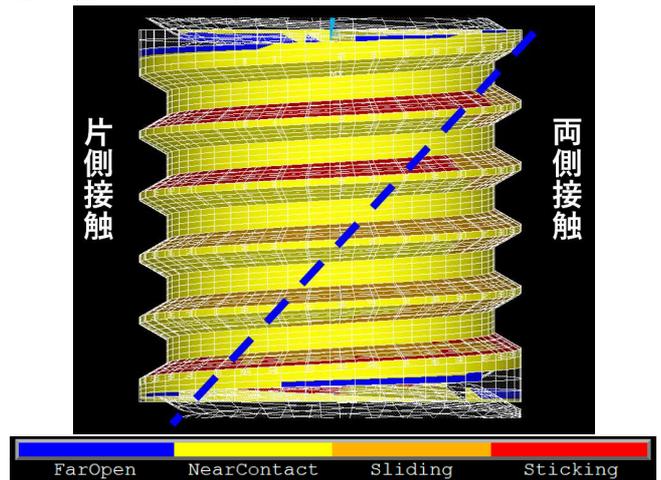


Fig.7 Contact condition of C-0 tapping screw vibrated

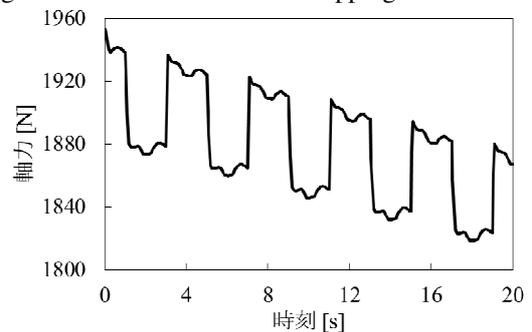


Fig.8 Numerical results of C-0 tapping screw vibrated

Table 1 Axial force before and after vibration

(a) C-0 tapping screw		
	Case A	Case B
初期軸力	1924	418
加振後軸力	1867 (-3.0%)	416 (-0.5%)
(b) C-tight screw		
	Case C	Case D
初期軸力	1414	517
加振後軸力	1340 (-5.2%)	515 (-0.4%)

5. 結言

タッピンねじのゆるみ防止性能を評価した。ゆるみが進行するに従ってねじ面に弾性回復トルクが生じ、ゆるみ進行速度が鈍化するメカニズムを解明した。

参考文献

[1] 杉浦弘忠, 上野美光, “ねじの締付けにおける軸力と摩擦係数,” Nitto Technical Report, No.74, pp.16-21.

目次

図一覧.....	3
表一覧.....	5
第1章 序論.....	6
1.1 研究背景.....	6
1.2 本研究の目的と手法.....	8
1.3 本論文の構成.....	8
第2章 タッピング過程の解析.....	10
2.1 緒言.....	10
2.2 試験条件 [4].....	10
2.3 解析条件.....	11
2.4 結果の比較と考察.....	19
2.4.1 タッピンねじ(3種).....	19
2.4.2 Cタイト.....	24
2.5 解析条件の見直し.....	27
2.5.1 解析条件の変更点.....	27
2.5.2 解析結果と考察.....	28
2.5.3 摩擦モデルに関する検討.....	32
2.6 1/3モデル解析の検討.....	32
2.6.1 解析条件.....	32
2.6.2 解析結果と考察.....	34
2.7 結言.....	36
第3章 タッピンねじの締付過程解析の妥当性確認.....	37
3.1 緒言.....	37
3.2 タッピンねじの締付理論 [1].....	37
3.3 解析条件および締結体モデル.....	40
3.4 解析結果.....	44
3.5 実験との比較.....	55
3.6 結言.....	62
第4章 タッピンねじのゆるみ防止性能評価.....	63
4.1 緒言.....	63

4.2	解析条件.....	63
4.3	解析結果.....	66
4.4	長期加振時の軸力変化予測.....	73
4.5	通常のねじとの比較.....	79
4.6	結言.....	81
第5章	結論.....	82
5.1	結論.....	82
5.2	今後の展望.....	82
	参考文献.....	83
	謝辞.....	84

図一覽

図 1-1	タッピンねじの形状	7
図 1-2	ねじ形状	8
図 2-1	実機試験全体の模式図	11
図 2-2	タッピング過程解析のモデル全体図	13
図 2-3	摩擦モデルの概略図	14
図 2-4	相手材初期メッシュ図	15
図 2-5	相手材のフローカーブ	16
図 2-6	タッピンねじの断面形状	17
図 2-7	タッピンねじの形状	18
図 2-8	タッピンねじ(3種)の雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 ($T=2.5[s]$)	20
図 2-9	実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 $\Phi 4.4$)	21
図 2-10	実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 $\Phi 4.6$)	21
図 2-11	ラビットイヤー部分の拡大図	22
図 2-12	タッピンねじ(3種)の締結トルクの解析結果及び実験結果	23
図 2-13	タッピンねじ(3種)の雌ねじ成形形状 ($T=0.8[s]$)	23
図 2-14	Cタイトの雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 ($T=2.5[s]$)	24
図 2-15	実機試験での雌ねじ成形形状 (Cタイト・下穴径 $\Phi 4.4$)	25
図 2-16	実機試験での雌ねじ成形形状 (Cタイト・下穴径 $\Phi 4.6$)	25
図 2-17	Cタイトによる雌ねじ成形過程の解析結果	26
図 2-18	タッピンねじ(3種)の雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 ($T=1.3[s]$)	29
図 2-19	Cタイトの雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 ($T=0.94[s]$)	30
図 2-20	Cタイトによる雌ねじ成形過程の解析結果	31
図 2-21	タッピンねじ(3種)の 1/3 モデル図	33
図 2-22	1/3 モデルでの雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・ $T=1.25[s]$)	34
図 2-23	1/3 モデルの断面図 (タッピンねじ(3種)・ $T=1.25[s]$)	35
図 3-1	タッピンねじにおけるトルク-軸力関係式の模式図	39
図 3-2	ねじ面の接触状態の呼び方	39
図 3-3	タッピンねじのねじ面の接触状態の変化	40
図 3-4	締付け解析のモデル全体図	41
図 3-5	$Y=0$ 平面でのモデルの断面図	42
図 3-6	相手材の雌ねじの形状	43
図 3-7	タッピンねじ(3種)締付時の軸力変化の解析結果	45
図 3-8	Cタイト締付時の軸力変化の解析結果	45

図 3-9	タッピンねじ(3種)締付時のトルク変化の解析結果	46
図 3-10	Cタイト締付時のトルク変化の解析結果	47
図 3-11	タッピンねじ(3種)締付時の軸力-トルクの関係	48
図 3-12	Cタイト締付時の軸力-トルクの関係	48
図 3-13	タッピンねじ(3種)締付時のねじ面の接触状態の変化	51
図 3-14	Cタイト締付時のねじ面の接触状態の変化	52
図 3-15	タッピンねじ(3種)締付時のねじ面の接触面圧分布の変化	53
図 3-16	Cタイト締付時のねじ面の接触面圧分布の変化	54
図 3-17	実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 $\Phi 4.4$)	56
図 3-18	実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 $\Phi 4.6$)	57
図 3-19	実機試験での雌ねじ成形形状 (Cタイト・下穴径 $\Phi 4.4$)	58
図 3-20	実機試験での雌ねじ成形形状 (Cタイト・下穴径 $\Phi 4.6$)	59
図 3-21	実機試験での軸力とトルクの関係 (タッピンねじ(3種)・ $\Phi 4.5$)	61
図 3-22	実機試験での軸力とトルクの関係 (Cタイト・ $\Phi 4.5$)	61
図 3-23	実機試験での軸力と各種トルクの関係 (タッピンねじ(3種)・ $\Phi 4.5$)	62
図 4-1	加振解析のモデル全体図	64
図 4-2	被締結材および相手材の寸法	65
図 4-3	加振時に非締結材端面に与える変位の変化	66
図 4-4	タッピンねじ(3種)締付け時の軸力・トルク変化	67
図 4-5	Cタイト締付け時の軸力・トルク変化	67
図 4-6	タッピンねじ(3種)加振時の軸力変化	68
図 4-7	Cタイト加振時の軸力変化	69
図 4-8	Y正方向加振時 ($\tau=1[s]$) のねじ面の接触状態	70
図 4-9	Y負方向加振時 ($\tau=2[s]$) のねじ面の接触状態	71
図 4-10	加振中の座面の接触状態 (タッピンねじ(3種))	72
図 4-11	加振中のねじ面の接触状態 (タッピンねじ(3種))	73
図 4-12	CASE 4(初期軸力 424N)のねじ面の接触状態 ($\tau=1[s]$ Y正方向加振時)	76
図 4-13	高軸力時と低軸力時のねじ面接触状態の比較	77
図 4-14	初期軸力と軸力減少の関係	78
図 4-15	長期加振時の軸力変化予測	78

表一覧

表 2-1	A1050 の GMT モデル材料パラメータ	16
表 2-2	タッピンねじの形状寸法	18
表 3-1	相手材の雌ねじ形状の寸法	44
表 3-2	タッピンねじ締付け解析の軸力とトルク	49
表 3-3	タッピンねじ(3種)及びCタイトの等価摩擦半径	49
表 4-1	相手材の雌ねじ形状の寸法	64
表 4-2	加振前軸力と加振後軸力の関係	69
表 4-3	タッピンねじ(3種)の加振前軸力と加振後軸力の関係	74
表 4-4	Cタイトの加振前軸力と加振後軸力の関係	75
表 4-3	通常の金属ねじの加振前軸力と加振後軸力の関係	79

第1章 序論

1.1 研究背景

ねじ締結は、部材同士を締結する際に用いられる方法の一つである。締結の簡便さや価格の安さから、機械を組み立てる際に多用される締結方法である。

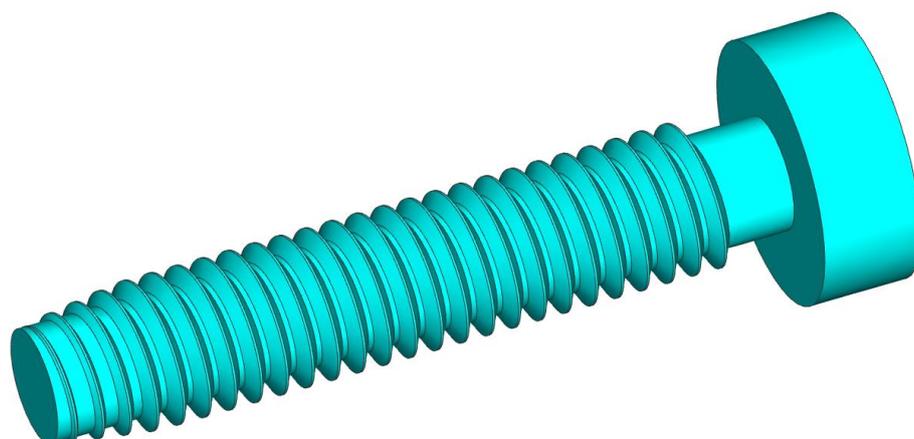
本研究で対象とするタッピンねじとはねじの一種であり、図 1-1 に示すように先端部のねじ山にテーパーが付いている特徴を持つ。これにより、丸穴に雌ねじを切りながら締結を行うことが可能となり、事前に下穴に雌ねじをタップする工程を省略できることが利点である。

タッピンねじを用いて締結する際、下穴径は重要なパラメータとして機能する。下穴径が小さいと雌ねじを切るために過大なトルクが必要となってしまう一方で、下穴径が大きいとネジ面の接触面積が小さくなり、成形された雌ねじが高い締結軸力に耐えられないためである。Pierre らはタッピンねじの締結試験によって得られた締結トルクや最大軸力、ネジ面形状などをもとに適切な下穴径を示した [1]。

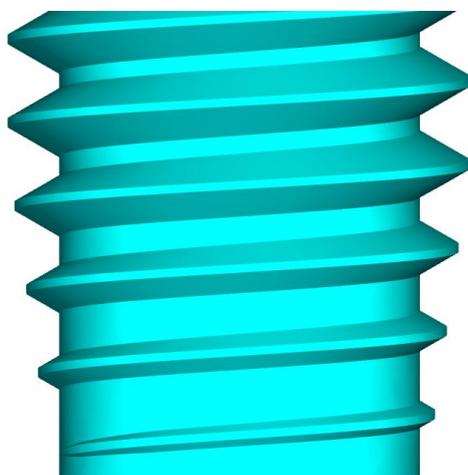
また、タッピンねじ締結を実用する上で締付過程におけるトルクと軸力の関係を知ることが極めて重要である。Pierre らにより標準ボルトのトルクと軸力の関係式をタッピンねじの応用した式が提案されているほか [1]、Dinger は有限要素法解析を用いてタッピングねじの締結解析を行い、実験との比較により軸力及びトルクを十分な精度で再現できたことを確認している [2]。

タッピング過程における相手材の塑性流動について、Fromentin らは実験と解析の両面から検討している [3]。

また、タッピンねじ締結を用いるメリットとして、標準的なねじと比較して緩みにくいことが挙げられている。しかしながら、そのメカニズムについては未だ明らかになっていない。これは、ねじ締結部内部を実験的に直接観察することが難しいため、タッピンねじの締結に至る過程のメカニズムが未解明であることが一因である。これらがタッピンねじ締結の普及を促進する上で課題となっている。



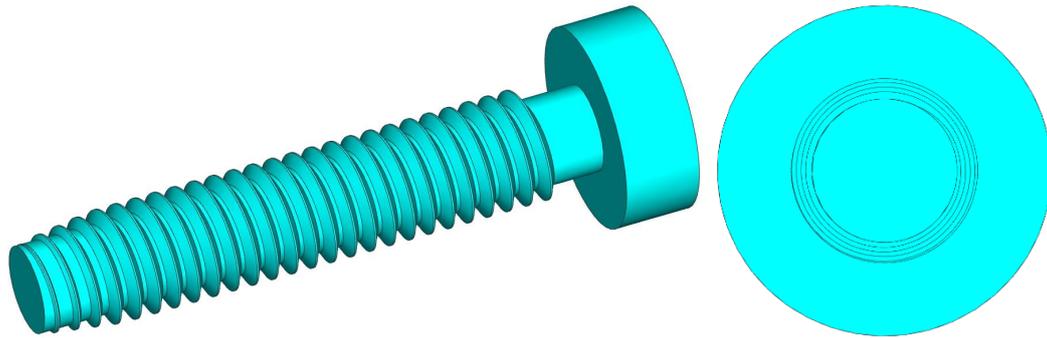
(a) 全体図



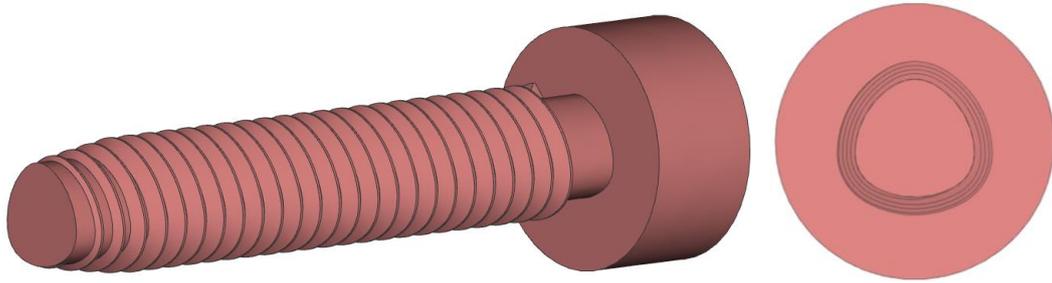
(b) 先端部分の拡大図

図 1-1 タッピンねじの形状

タッピンねじには様々な形状のものが存在する。図 1-2 に 2 例示す。タッピンねじ (3 種) は一般的なタッピンねじで、ねじ軸が円柱形状のねじである。一方で、C タイトはねじ軸がルーローの三角形状であることが特徴のタッピンねじである。



(a) タッピンねじ(3種)



(b) Cタイト

図 1-2 ねじ形状

1.2 本研究の目的と手法

本研究では、タッピンねじの締結及び緩みメカニズムを明らかにすることを目的とする。

タッピンねじについて未解明な点が多い一因として、締結部内部を実機試験で直接観察することが難しい点が挙げられる。そのため、本研究ではタッピンねじの有限要素法解析を行い、実験との比較により妥当性確認を行った上で、解析をもとにタッピンねじのメカニズムの解明を行う。

1.3 本論文の構成

本論文は、本章を含め全5章で構成される。各章の概要を以下で述べる。

第1章では、本研究の背景および研究の目的、本論文の構成について述べた。

第2章では、雌ねじを成形するタッピング過程の有限要素法解析を行い、実験との比較により解析の再現精度を検討する。

第3章では、タッピンねじの締付過程の解析を行い、実験との比較により解析の妥当性の確認を行う。

第4章では、第3章で妥当性を確認した解析モデルにより加振解析を行い、タッピンねじの緩み防止性能の評価を行う。

第5章では、本研究の結論についてまとめ、今後の展望を述べる。

第2章 タッピング過程の解析

2.1 緒言

本章では、タッピンねじにより相手材の丸穴に雌ねじを成形する過程（タッピング過程）を再現した解析を行い、実験との比較により実現象の再現性を検討する。

2.2 試験条件 [4]

タッピンねじを相手材にねじ込み、締結まで行う試験を行った。タッピンねじと相手材の間には、超硬スパーサーと圧電素子、被締結材を挟み込んだ。実機試験全体の模式図を図 2-1 に示す。本研究にて用いる試験結果は、すべて日東精工が行った試験のものである。

ねじはタッピンねじ(3種)と C タイトの 2 種類を用いた。ねじの呼び径は M5、長さ 28mm である。頭部はなべ頭、表面には三価クロメートめっきを施している。被締結材及び相手材は A1070 の焼きなまし材を使用している。被締結材の下穴径は $\phi 5.5$ である。相手材の下穴径は $\phi 4.4$ 、 $\phi 4.5$ 、 $\phi 4.6$ 、 $\phi 4.7$ の 4 条件を用いた。各条件について、5 回ずつ締結試験を行った。それぞれ、ねじ頭部側の下穴入口に C0.4 の面取りを施してある。被締結材及び相手材は厚み 5mm、1 辺 160mm の正方形断面の直方体で、20mm おきに下穴が切られている。

68.6N の推力を負荷しながら 300rpm でねじ込みを行った。締結は着座後ねじもしくは相手材が破断するまで行った。

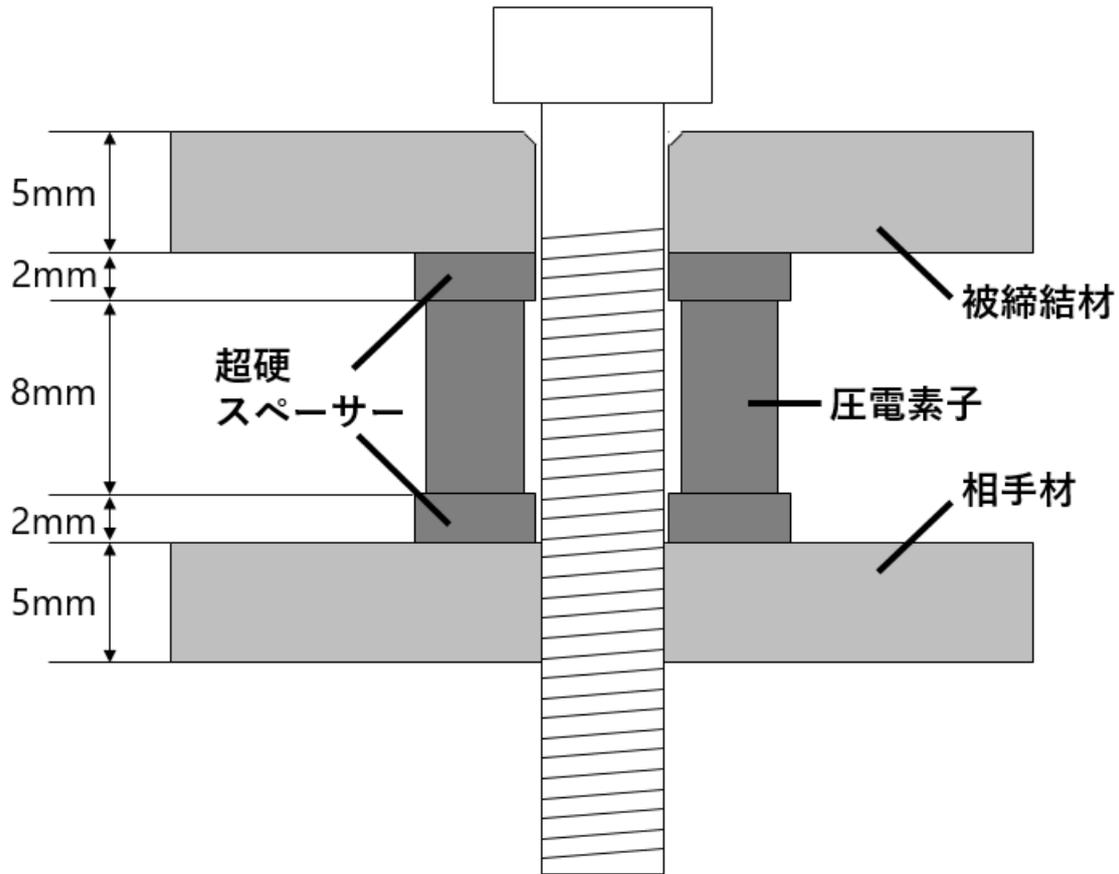


図 2-1 実機試験全体の模式図

実験では、締結中の軸力およびトルクを測定した。また、下穴径 $\phi 4.4$ 及び $\phi 4.6$ の2条件については、着座前・着座後それぞれで締結体全体を切断し、断面を撮影した。

2.3 解析条件

本章の解析は有限要素法解析ソフト Simufact Forming 16.0（陰解法）による、幾何学的非線形及び材料非線形を考慮した準静的解析である。モデルはスペーサー、相手材、及びねじの計3部品により構成される。本解析は着座前を対象としているため、被締結材はモデリングの対象外とした。モデルの全体図を図 2-2 に示す。

接触はスペーサー・相手材間およびねじ・相手材間に定義した。摩擦モデルはクーロン摩擦とし、摩擦係数は先行研究 [2]を参考に、またトルク変化を合わせ込んでタッピングねじ(3種)で0.14, Cタイトで0.07とした。ただし、摩擦力が材料のせん断強度 k を超えないよう上限値が設定されている(式(2-1))。せん断強度 k は定数ではなく、温度、真ひずみ、ひずみ速度等に依存する関数として定義されている。摩擦モデルの

概略図を図 2-3 に示す。スペーサーは外径 20mm、内径 11mm、高さ 12mm の中空円筒で、剛体として定義した。

$$\begin{aligned}
 F &= \mu N \left(N \leq \frac{k}{\mu} \right) \\
 &= k \left(N > \frac{k}{\mu} \right)
 \end{aligned}
 \tag{2-1}$$

相手材は外径 25mm で、外周面全体を全方向変位拘束している。メッシュは Tet157 要素（四面体二次要素）を使用し、メッシュサイズ 0.8mm で自動メッシングを使用した。ただし、下穴近傍（下穴中心より半径 3.2mm 以内）は最小要素サイズ 0.04mm を超えない範囲で他の部分より 8 倍細かいメッシュサイズとなる設定を行った。初期メッシュを図 2-4 に示す。

また、雌ねじ成形時には大きなひずみが生じることが予想されるため、リメッシングを行いながらの解析とした。塑性ひずみが 0.4 を超えた際、リメッシングを行う。また、リメッシングパラメータの 1 つである Curvature divisions は 10 とした。このパラメータは、リメッシングの際にサーフェイスに対する要素サイズをコントロールする係数である。

相手材は A1050 を模擬した弾塑性材料とした。相手材のフローカーブは GMT モデルにより与えた。フローカーブを式 (2-2)、表 2-1、図 2-5 に示す。これらのパラメータは、Simufact Materials に収録されているものを引用した。

$$\sigma_F = c_1 \cdot e^{c_2 T} \cdot \varphi^{n_1 T + n_2} \cdot e^{\frac{l_1 T + l_2}{\varphi}} \cdot \dot{\varphi}^{m_1 T + m_2}
 \tag{2-2}$$

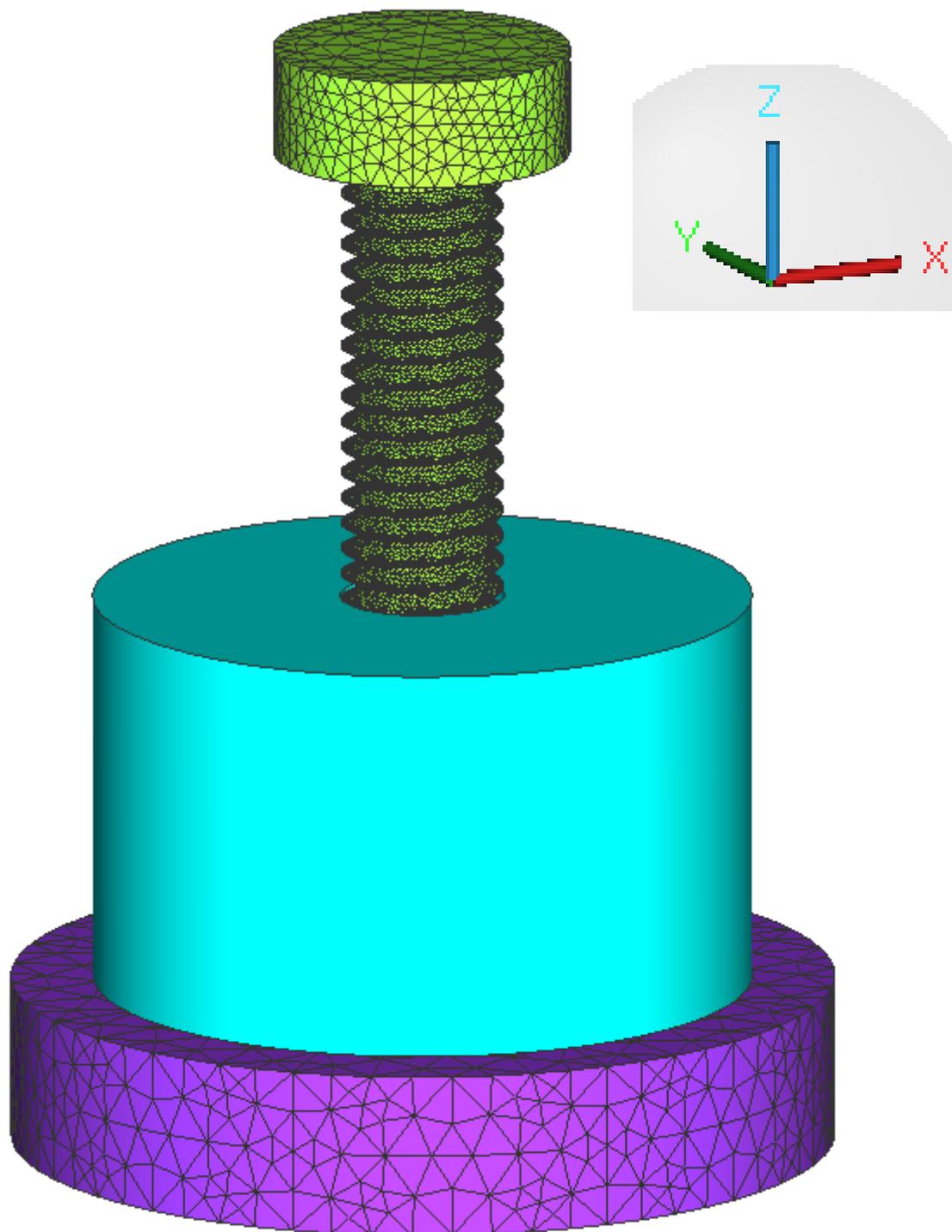


図 2-2 タッピング過程解析のモデル全体図

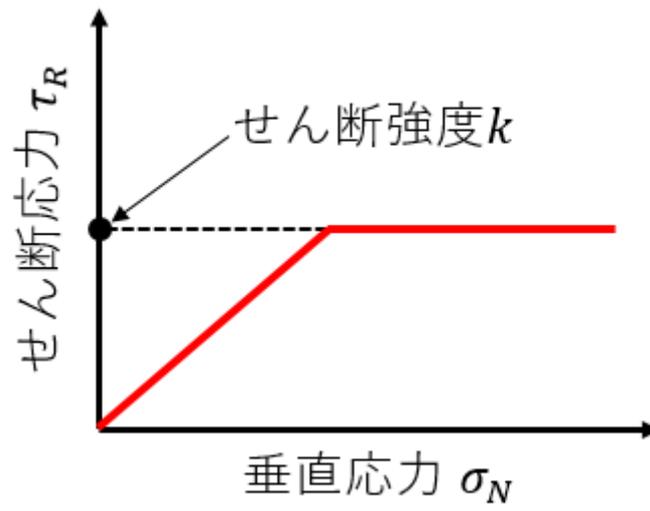
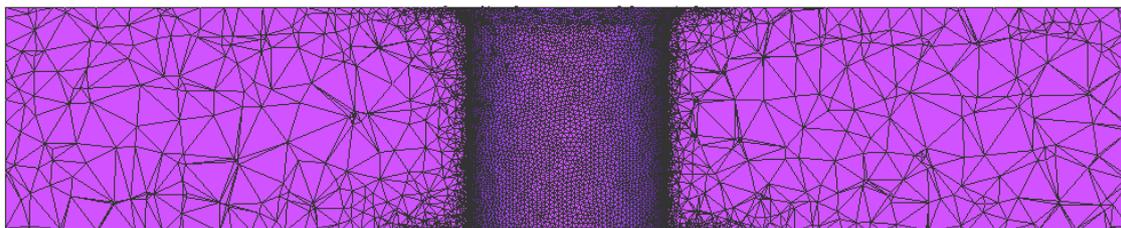
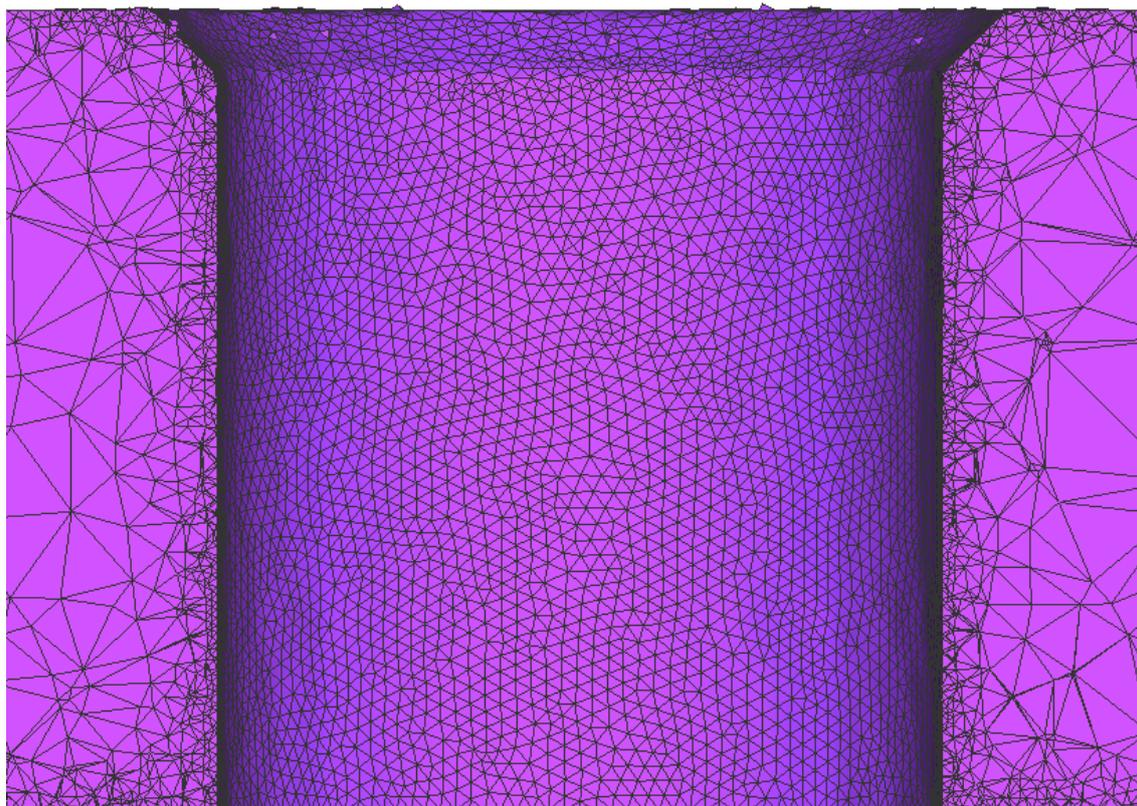


図 2-3 摩擦モデルの概略図



(a) 全体図



(b) 下穴近傍の拡大図

図 2-4 相手材初期メッシュ図

表 2-1 A1050 の GMT モデル材料パラメータ

c_1	241.63
c_2	-3.52785×10^{-3}
n_1	-1.87896×10^{-4}
n_2	0.146969
l_1	1.99183×10^{-5}
l_2	-3.91508×10^{-3}
m_1	2.06424×10^{-4}
m_2	6.53528×10^{-3}

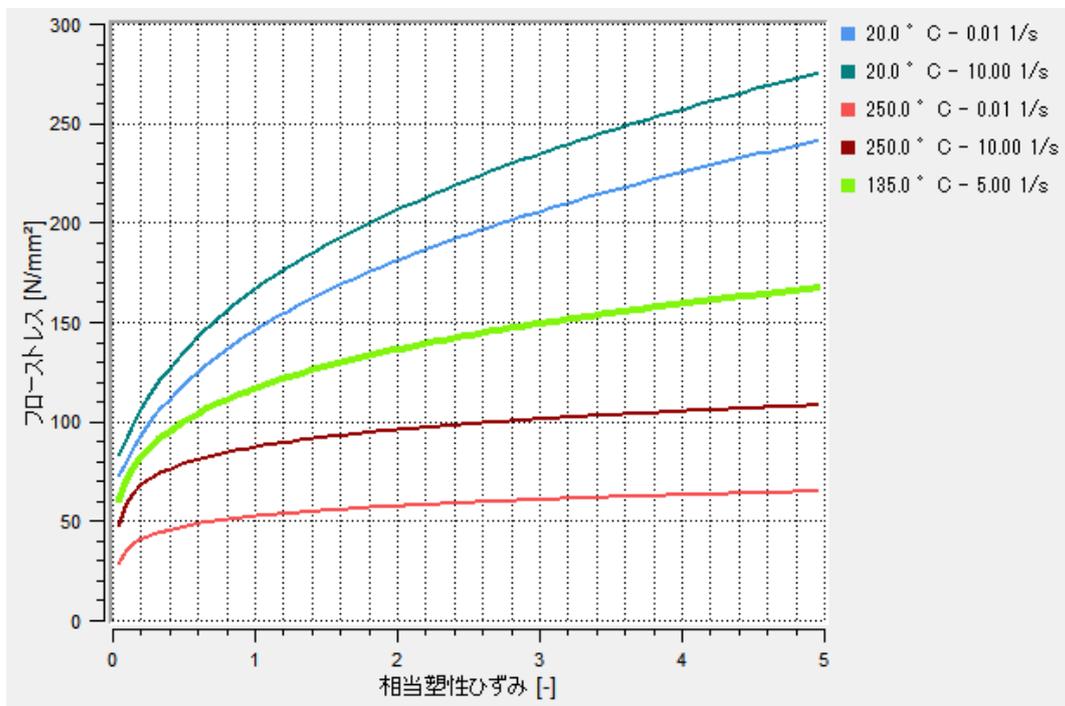
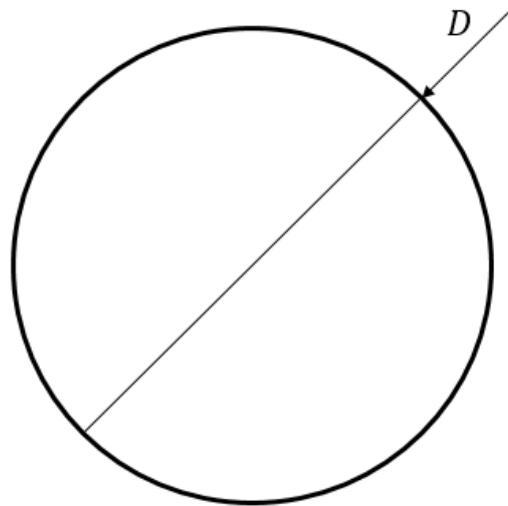
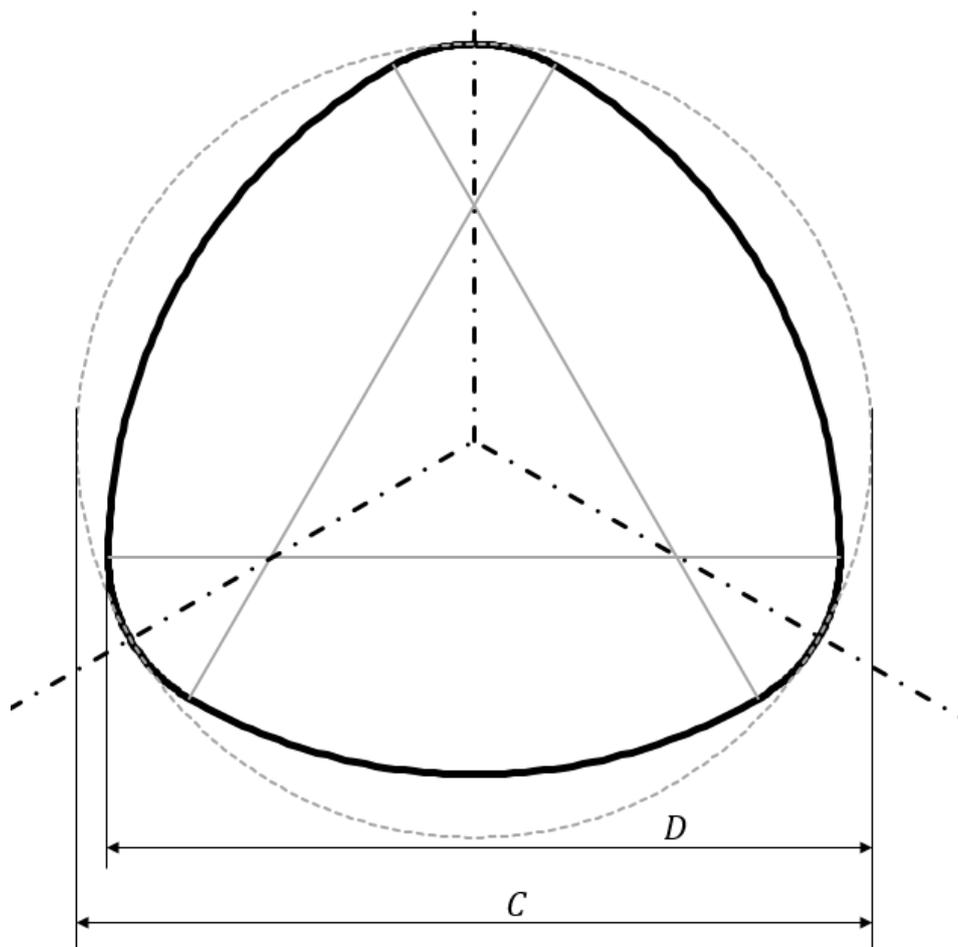


図 2-5 相手材のフローカーブ

解析対象とするねじは、タッピングねじ(3種)とCタイトの2種類とした。ねじは剛体として定義した。ねじの形状は図 2-6、図 2-7 及び表 2-2 に示す。



(a) タッピンねじ(3種)の断面形状



(b) Cタイトの断面形状

図 2-6 タッピンねじの断面形状

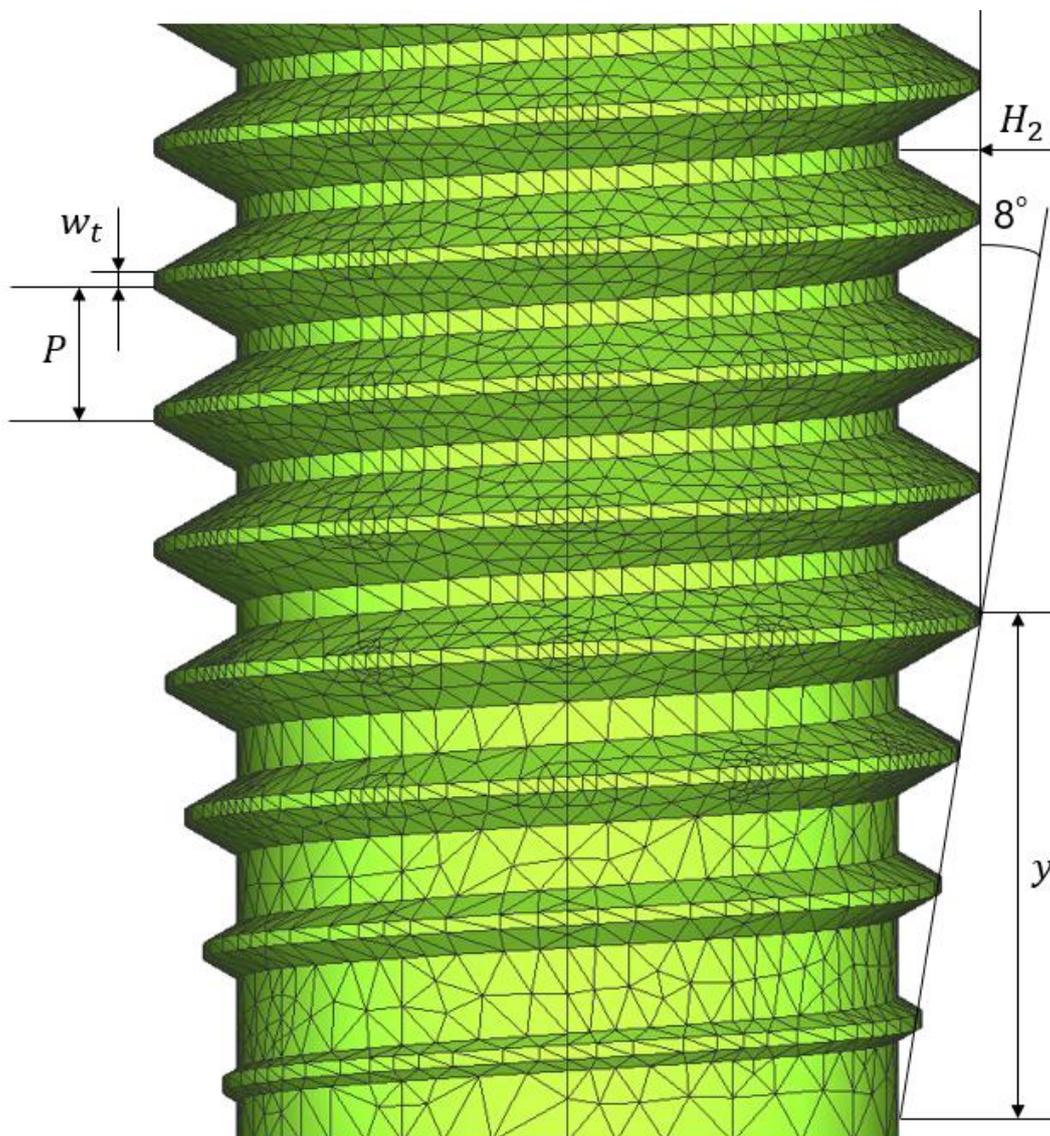


図 2-7 タッピングねじの形状

表 2-2 タッピングねじの形状寸法

	タッピングねじ(3種)	Cタイト
ピッチ $P[mm]$	0.8	0.8
ねじ外径 $C[mm]$	—	4.90
ねじ外径 $D[mm]$	4.90	4.74
先端テーパー長さ $y[mm]$	3.00	3.00
ねじ山高さ $H_2[mm]$	0.49	0.49
ねじ山頂辺長さ $w_t[mm]$	0.09	0.09

ねじの xy 方向変位を拘束し，68.6N の推力を負荷しながら回転方向 300rpm の強制変位を与えた．

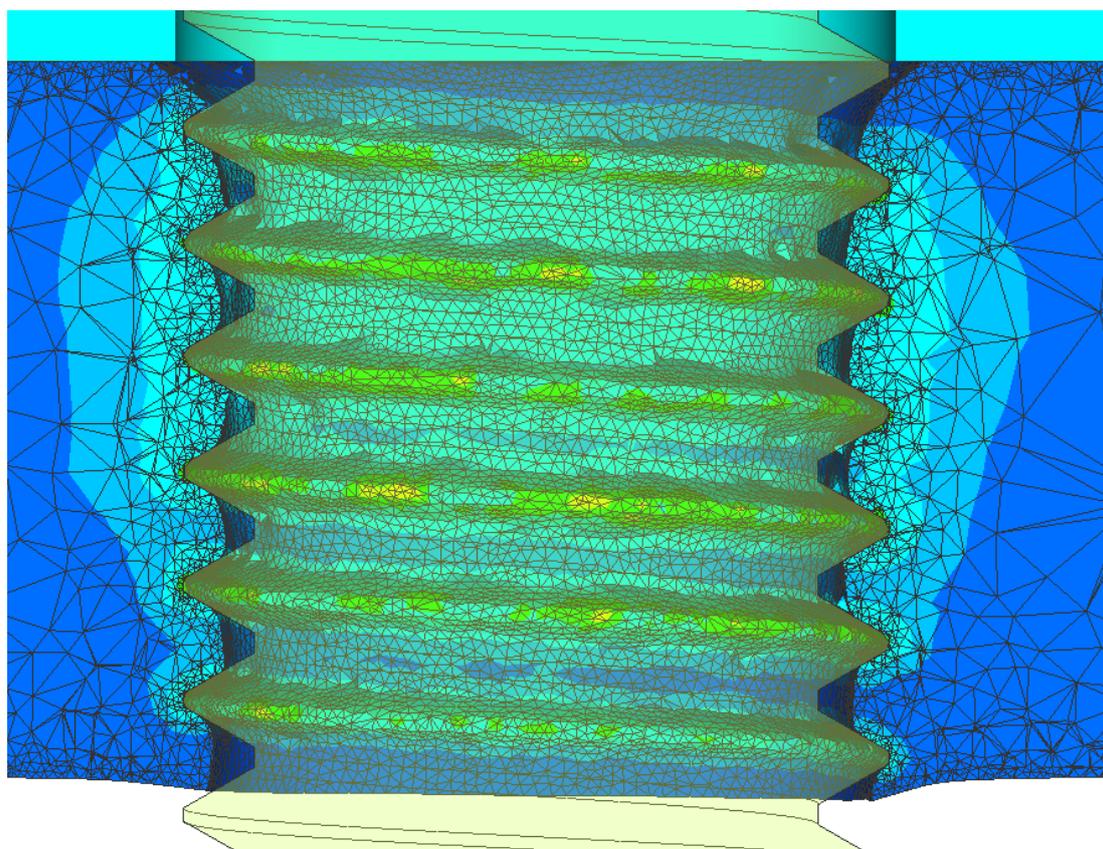
2.4 結果の比較と考察

2.4.1 タッピンねじ(3種)

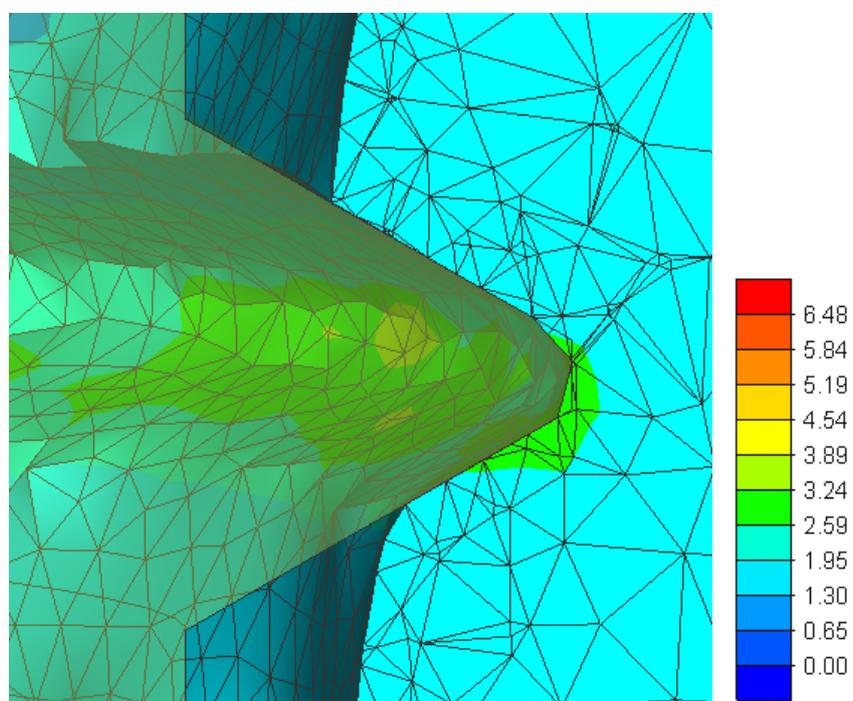
解析で得られたねじ面形状及び塑性ひずみ分布を図 2-8 に示す．相手材が雌ねじに沿って変形している様子が分かる．相手材とねじはねじ山頂辺のみでなく，上下の斜面においても接触している．また，ねじと相手材は全面で接触しておらず，雄ねじ谷部に空隙がある．また，面取りを施した入口部分にはバリが生じていないのに対し，出口部分では相手材が外側に突き出て変形している．

次に，実験で観察した断面形状を図 2-9 及び図 2-10 に示す．相手材とねじが頂辺及び斜辺で接触している状態は解析と同様である．また，実機試験ではねじの左側と右側で相手材とねじの間の空隙の量が異なることから，ねじが下穴に対し偏心していることが推測される．

また，実機試験では相手材が雄ねじに沿って巻く形状が見られた．この形状をラビットイヤーと呼ぶ（図 2-11）．ラビットイヤーの形状は，解析においては再現されず，空隙部の相手材は円弧状に変形している．



(a) 全体図



(b) ねじ山部の拡大図

図 2-8 タッピングねじ(3種)の雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 (t=2.5[s])



図 2-9 実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピングねじ(3種)・下穴径φ4.4)



図 2-10 実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピングねじ(3種)・下穴径φ4.6)



図 2-11 ラビットイヤ一部分の拡大図

また，締結トルクの変化を解析と実験で比較する（図 2-12）．ねじ込み開始当初，実験と解析でトルク変化は一致している．一方で，0.8[s]以降実験結果は横ばいに推移し，その後減少に転じるのに対し，解析結果は増加を続け，ほとんど減少せず一定値に落ち着く．着座前トルクは解析では 1.5[Nm]程度あるのに対し，実験では 0.1[Nm]程度と大きな乖離が生じている．

トルク値が一致しなくなる時刻（ $t=0.8[s]$ ）の変形図を図 2-13 に示す．ねじの不完全ねじ部がすべて相手材と接触しており，完全ねじ部が相手材と接触し始める段階であることが読み取れる．すなわち，トルク値が解析と実験で合わない要因は，完全ねじ部における摩擦力を解析上過大評価していることであると考えられる．

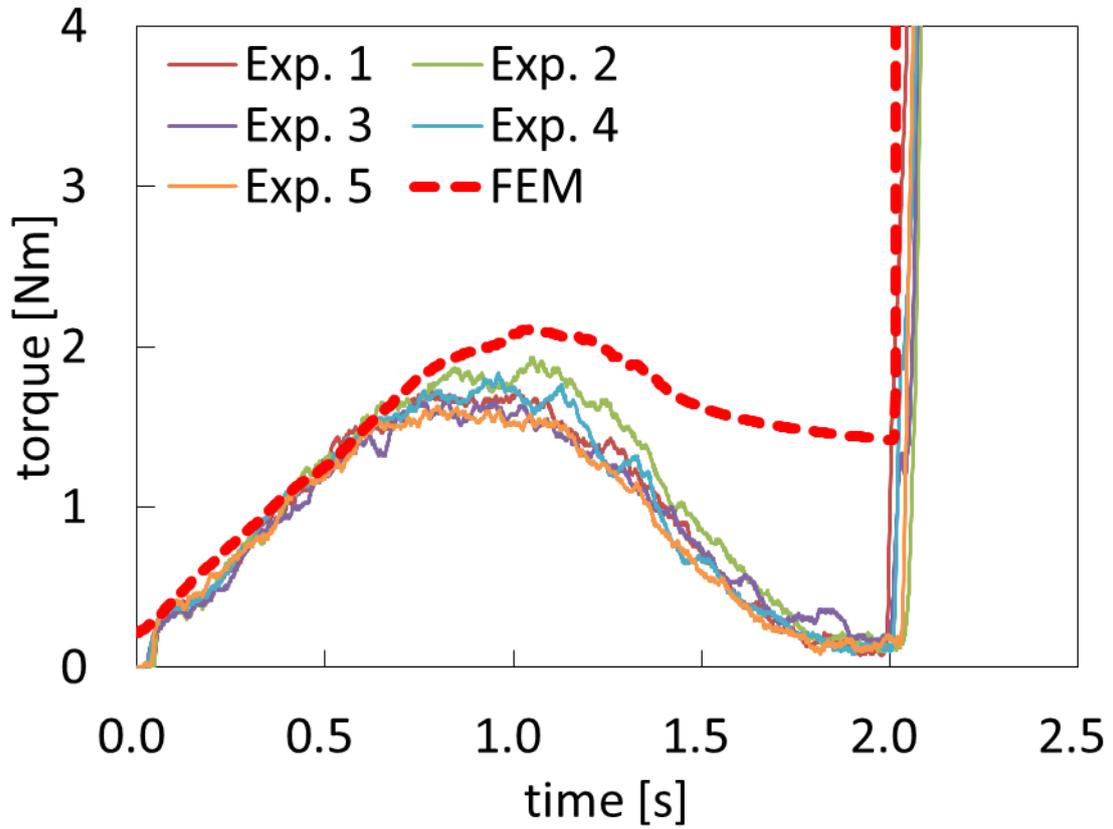


図 2-12 タッピングねじ(3種)の締結トルクの解析結果及び実験結果

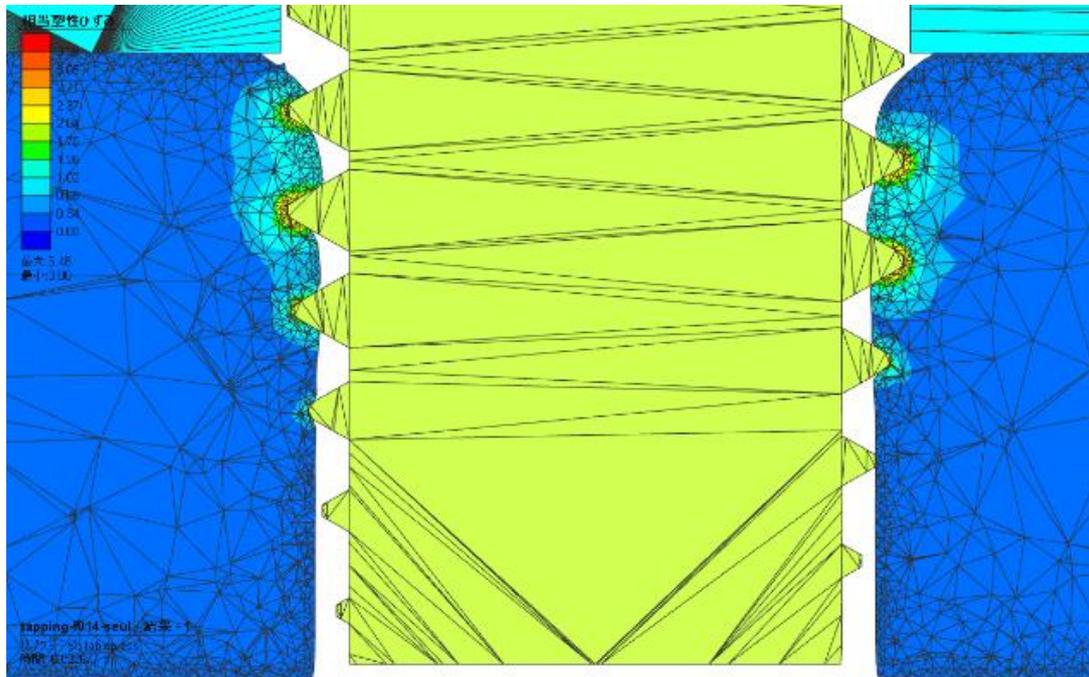


図 2-13 タッピングねじ(3種)の雌ねじ成形形状 (t=0.8[s])

2.4.2 C タイト

解析で得られたねじ面形状及び塑性ひずみ分布を図 2-14 に示す。雌ねじが成形されることなく、丸穴形状を維持したまま下穴径が広がるように変形している。実機試験で撮影した断面形状を図 2-15 及び図 2-16 に示したが、成形された雌ねじが雄ねじと噛み合う様子が解析では全く再現できていない。

ねじ込み途中の雌ねじ形状を図 2-17 に示す。一度雌ねじを切った箇所の手材材が膨らみ、雌ねじの成形が進んでいないことが分かる。

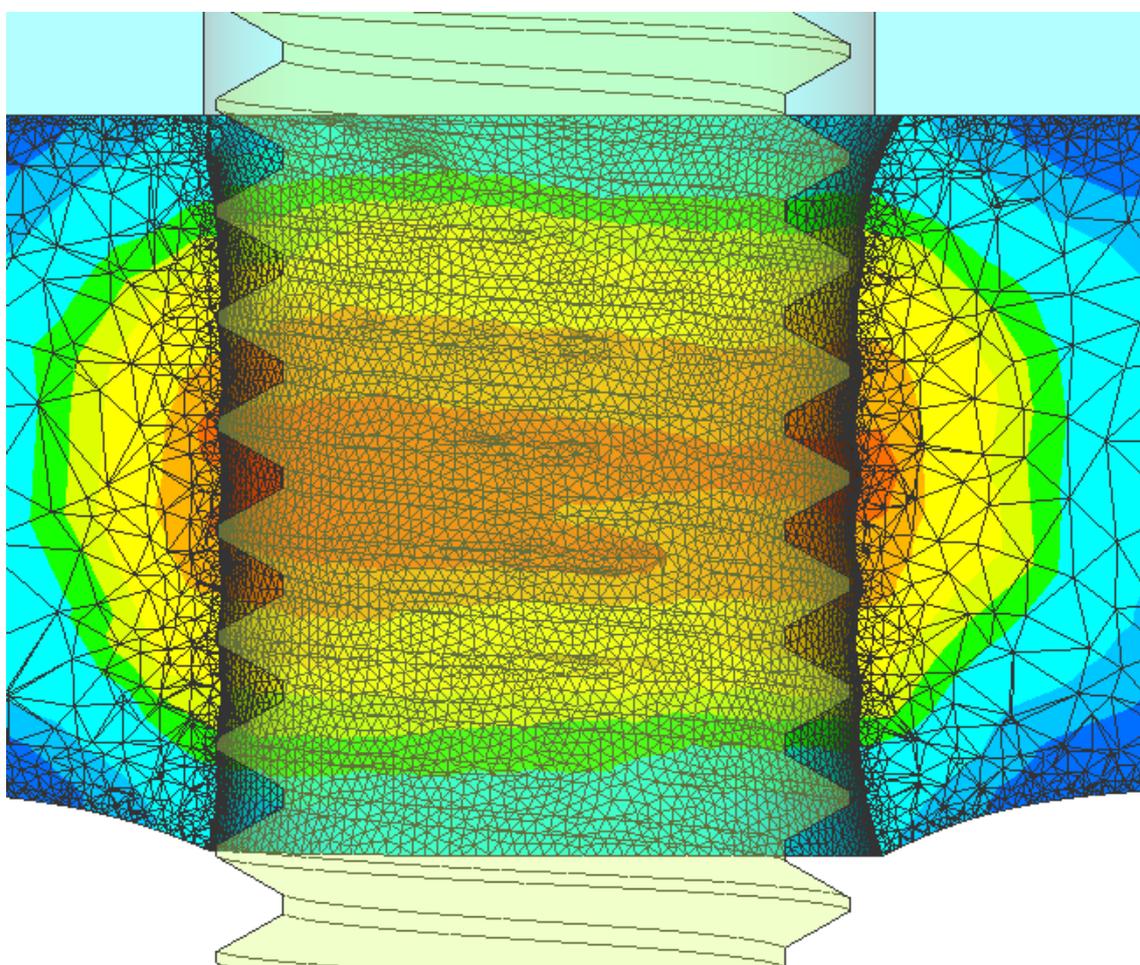


図 2-14 C タイトの雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 (t=2.5[s])



図 2-15 実機試験での雌ねじ成形形状 (C タイト・下穴径 ϕ 4.4)

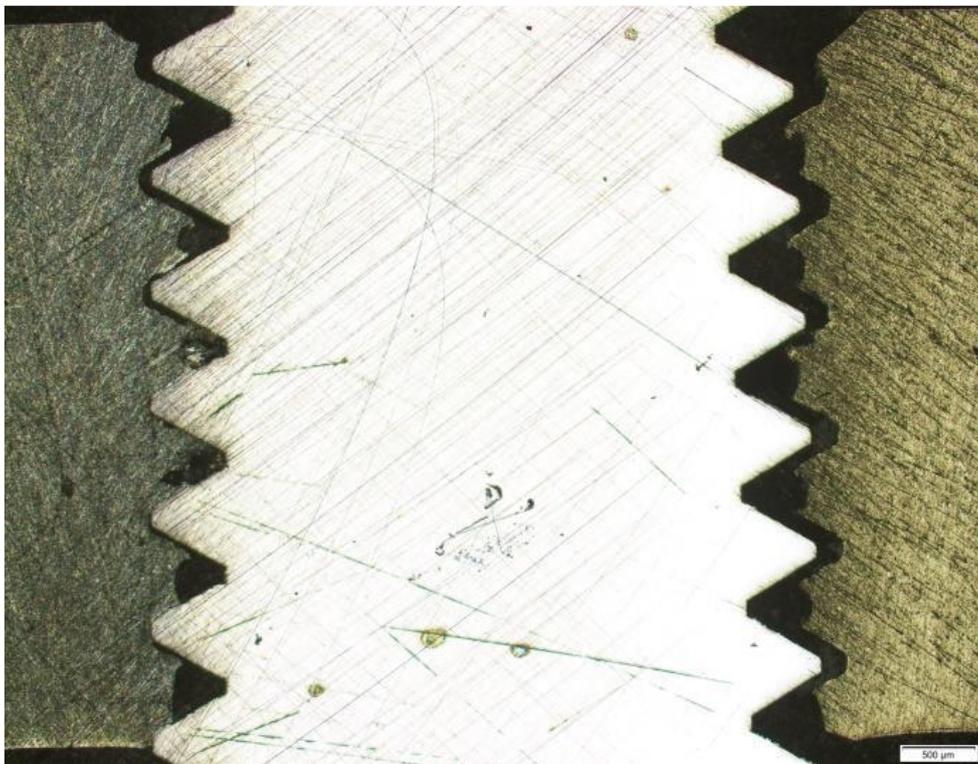
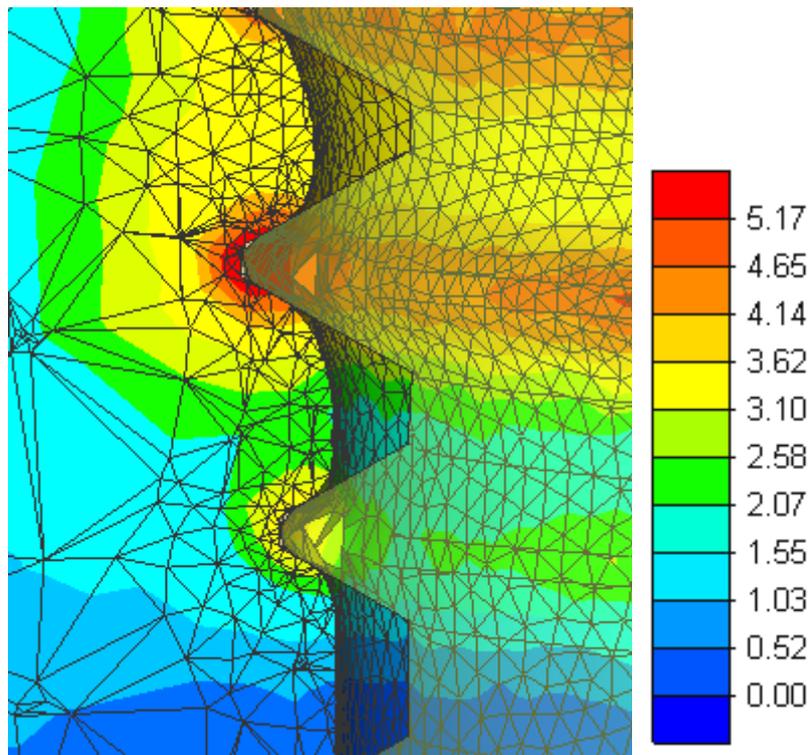
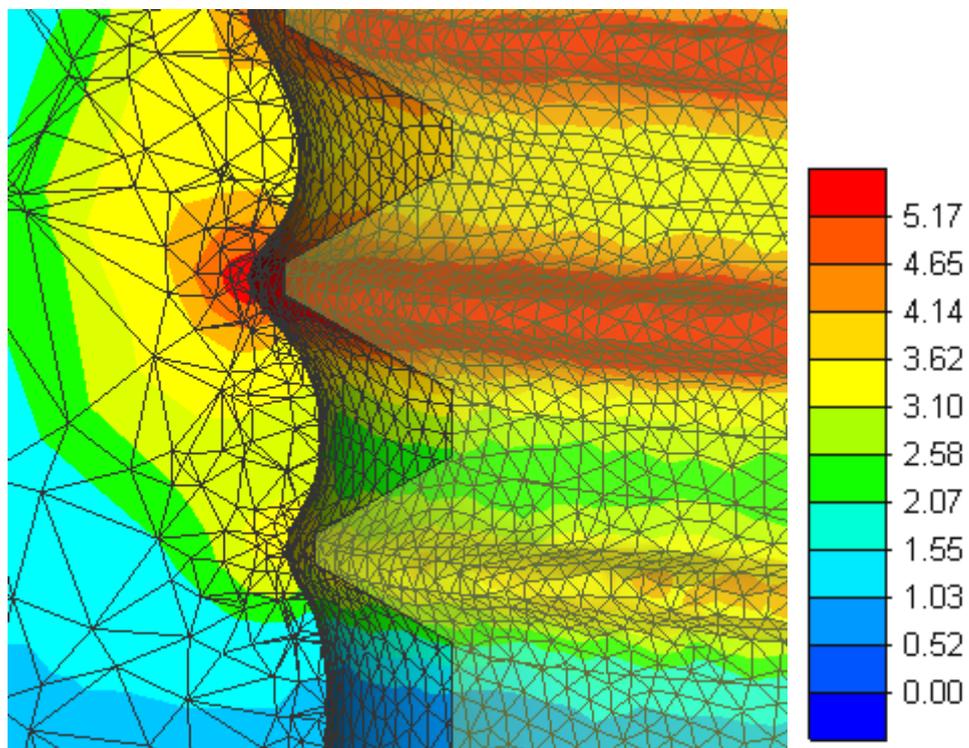


図 2-16 実機試験での雌ねじ成形形状 (C タイト・下穴径 ϕ 4.6)



(a) $t=0.65[s]$



(b) $t=0.68[s]$

図 2-17 C タイトによる雌ねじ成形過程の解析結果

2.5 解析条件の見直し

2.5.1 解析条件の変更点

前節において、解析が実機試験結果を再現できていない点を列挙した。Cタイトにおいて一度雌ねじを切られた相手材が膨らむ現象が確認されたが、これは **Volume Control** の機能が一因であると考えられる。**Volume Control** とは、リメッシングの過程で減少した体積分の要素を自由表面に追加する機能である。この機能により、一度雌ねじを切られた相手材表面に対して、雄ねじと接触していない間に要素が追加されている可能性がある。さらには、タッピンねじ(3種)の解析においても相手材が膨らんだことによりねじ面の面圧が上昇し、実機試験より高い摩擦力が生じ、トルク変化の不一致につながった可能性が考えられる。前節の解析結果は **Volume Control** を使用した解析のため、本節では **Volume Control** を用いず解析を行う。

また、リメッシングを行う際に相手材の応力状態がブロード化し、形状が丸くなっていくことが一般的傾向として知られている。Cタイトにおいても、リメッシングを重ねていく過程で相手材の形状が滑らかになり、雌ねじが成形されなかった可能性がある。そのため、本節ではリメッシングの頻度を減らしその影響を最小限に留めるため、**Curvature divisions** を 10 から 6 に減らした。この変更により、リメッシング時のメッシュサイズが細くなることを抑制する。これは、過度に細かいリメッシュを行うと、小さい要素に特異点的にひずみが集中し、必要以上に高頻度でリメッシングを行う可能性が考えられるためである。

さらには、タッピンねじ(3種)においてラビットイヤーが再現できないという形状再現性の課題がある。形状再現精度はメッシュサイズの細かさに依存する部分が大い一方で、計算負荷の観点からメッシュサイズの細かくするには限度がある。そこで、本節では要素の最小サイズを 0.04mm から 0.03mm に下げるに留め、計算速度と形状再現精度の両立を図ることを目指した。

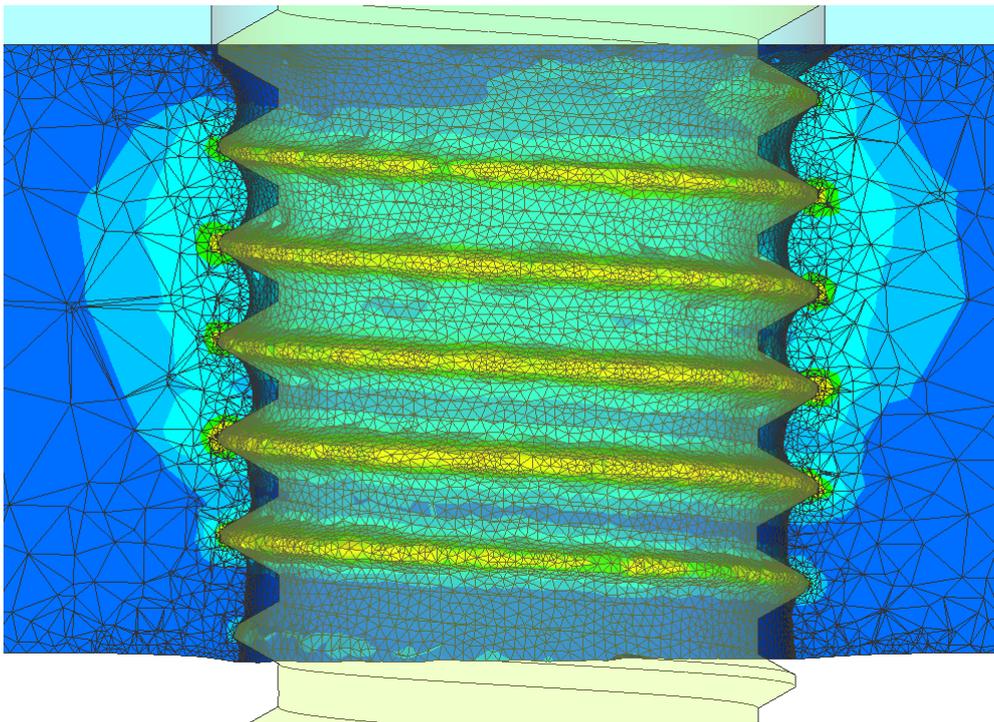
また、前節においては実験条件を模擬し押し込み方向を推力制御とした。しかし、本解析では慣性力を考慮していないため、全てのタイムステップにおいて厳密に推力を一定に保つことは、実際の条件と乖離する。そこで、実機試験で観察した断面形状からねじが螺旋形状に沿って規則的にねじ込まれている様子が確認できているので、本節では押し込み方向も強制変位を与えることにより解析を行う。したがって、本節で与える強制変位は z 並進方向 4.0mm/s、z 回転方向 300rpm である。

以上が、前節から変更した解析条件である。

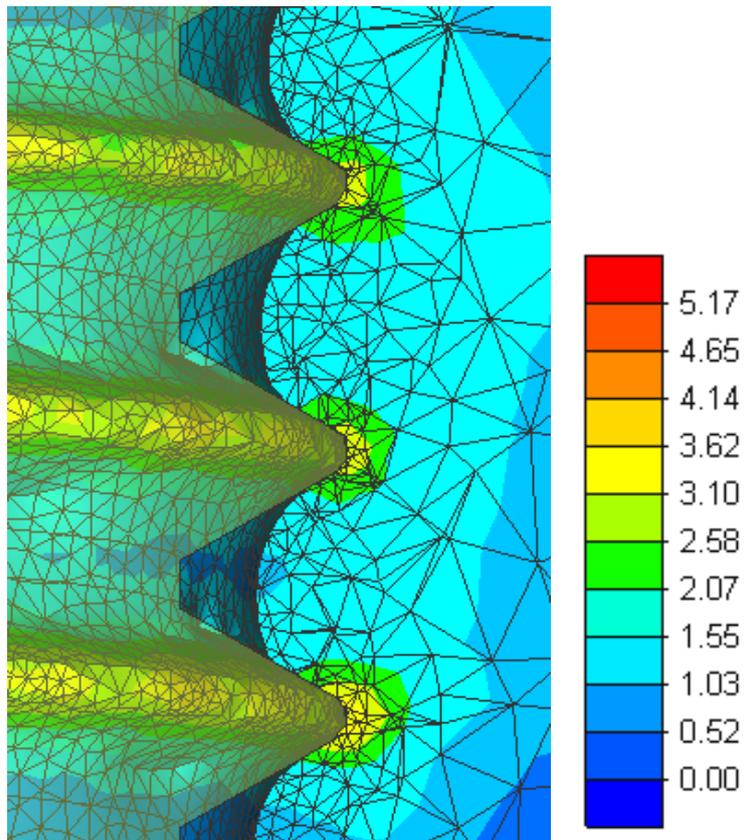
2.5.2 解析結果と考察

タッピンねじ(3種)の相手材変形図及び相当塑性ひずみ分布を図 2-18 に示す。下図の通り、ラビットイヤの形状は再現できていないことが分かる。また、前節の条件では相手材が雌ねじに沿って変形していたが、本解析ではねじと相手材は頂辺でのみ接触しており、実機試験での断面形状の特徴を再現できていない。ねじ面の成形形状を再現するため、要素の最小サイズを小さく変更したが、再現精度向上の効果は見られなかった。また、リメッシング頻度を下げたため **Curvature divisions** を小さくしたが、その結果としてねじ面の要素サイズが大きくなり再現精度を下げる結果となったと考えられる。

次に、Cタイトの相手材変形図及び相当塑性ひずみ分布を図 2-19 に示す。Cタイトの解析において雌ねじを成形できない課題は、本解析条件においても解決できていない。また、図 2-20 に示した通り、一度雌ねじを切った箇所の相手材が戻る現象も依然として残った。Volume Control によって自由表面に要素が追加されることが原因であると考えたが、Volume Control の影響はなく雌ねじ再現精度は改善されなかった。図 2-17(b)での相手材谷部とねじ中心軸の距離が 2.4[mm]であるのに対し、図 2-20(b)では 2.3[mm]であり、相手材の戻り量は解析条件変更により増加していることが分かる。他の条件と比較して、Curvature divisions の影響が大きかったことが分かる。

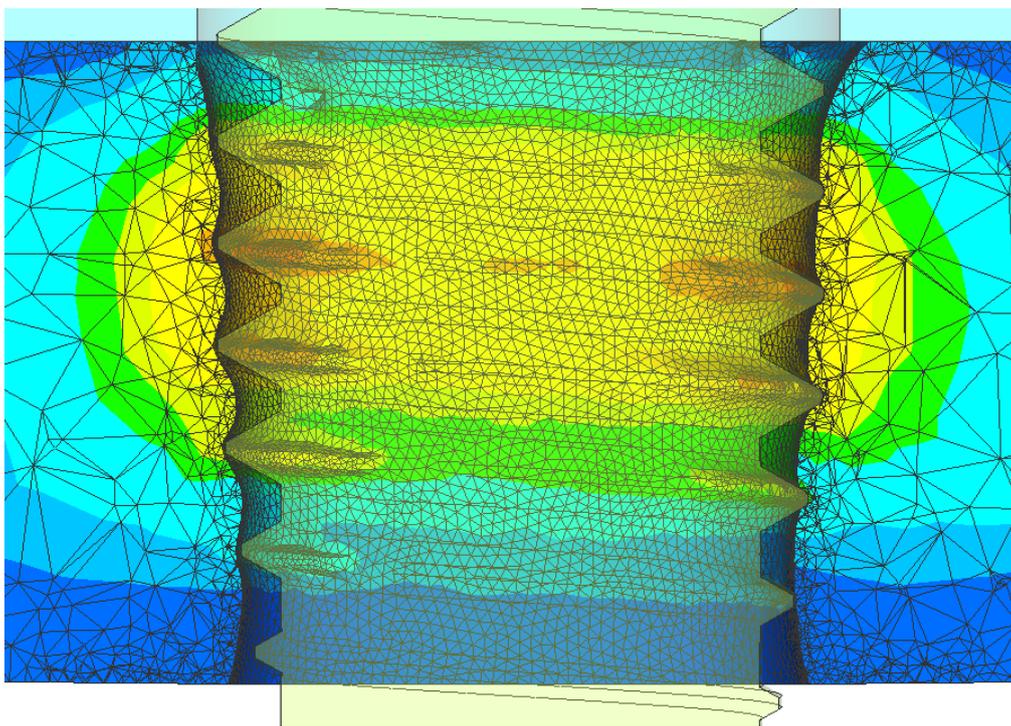


(a) 全体図

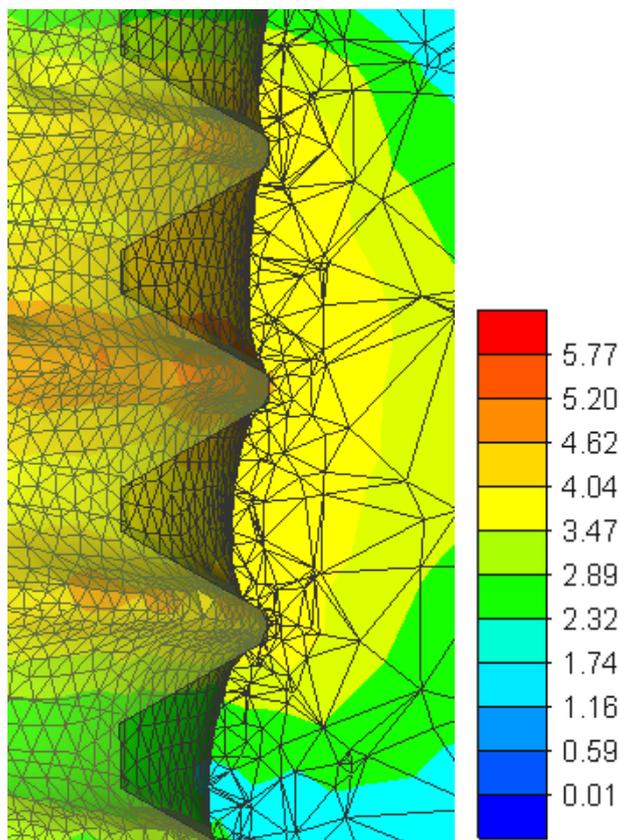


(b) 雌ねじ部の拡大図

図 2-18 タッピングねじ(3種)の雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 ($t=1.3[s]$)

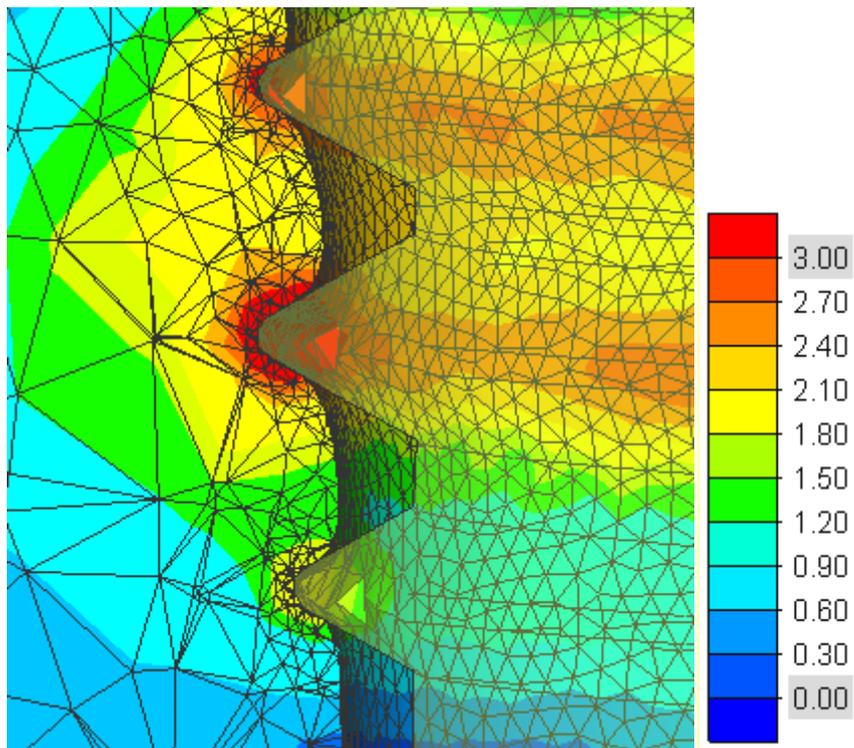


(a) 全体図

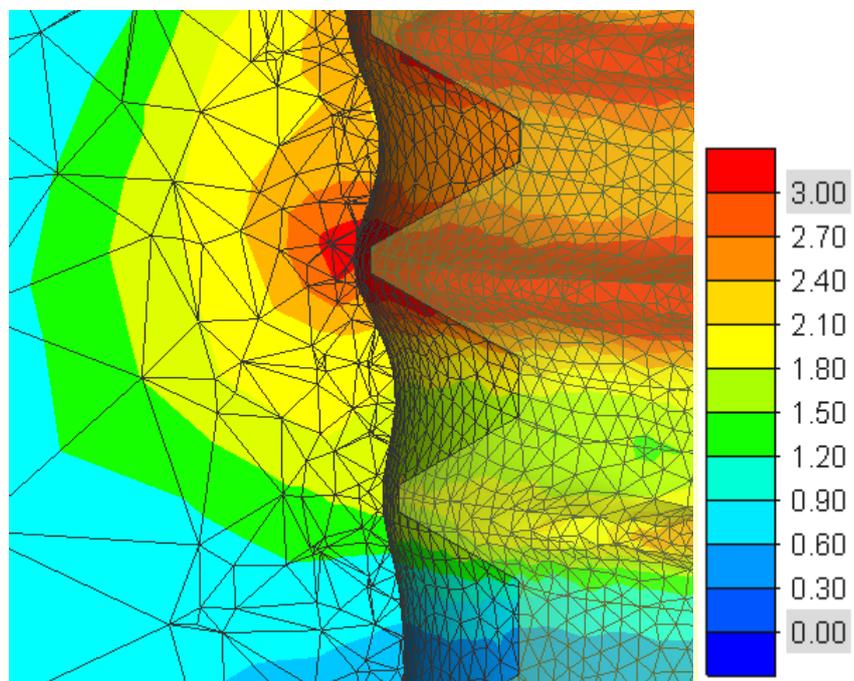


(b) 雌ねじ部の拡大図

図 2-19 Cタイトの雌ねじ成形形状と相当塑性ひずみ分布 (t=0.94[s])



(a) $t=0.65[s]$



(b) $t=0.68[s]$

図 2-20 C タイトによる雌ねじ成形過程の解析結果

2.5.3 摩擦モデルに関する検討

本解析では、クーロン摩擦を主として用いた。材料がせん断強度を超えない条件を付加したが、実際の臨界摩擦応力は材料のせん断強度より低い値であることが報告されている [5]。先行研究が提示する摩擦モデルを式 (2-3) に示す (せん断摩擦係数 m は $0 < m < 1$ を満たす係数)。

$$\begin{aligned} F &= \mu N \left(N \leq \frac{mk}{\mu} \right) \\ &= mk \left(N > \frac{mk}{\mu} \right) \end{aligned} \quad (2-3)$$

上記摩擦モデルを採用した場合、高面圧下における摩擦応力は本解析と比較して低い値となる。そのため、本解析ではトルク値の合わせ込みによりクーロン摩擦係数 μ を決定したが、クーロン摩擦係数の値もより高い値であると考えられる。

2.6 1/3 モデル解析の検討

2.6.1 解析条件

前節にて述べた通り、ねじ面形状の再現精度を改善するにはメッシュサイズの細化が重要であると考えられる。一方で、現状のメッシュサイズより細化することは、計算負荷の観点から非現実的となる。そこで、本節では 1/3 モデルでのタッピング過程解析について検討する。

1/3 モデルを図 2-21 に示す。軸力センサー及び相手材を 120° モデルとし、それぞれの端面を対称面に設定した。これにより、要素数が約 1/3 となり、計算量が軽減される。

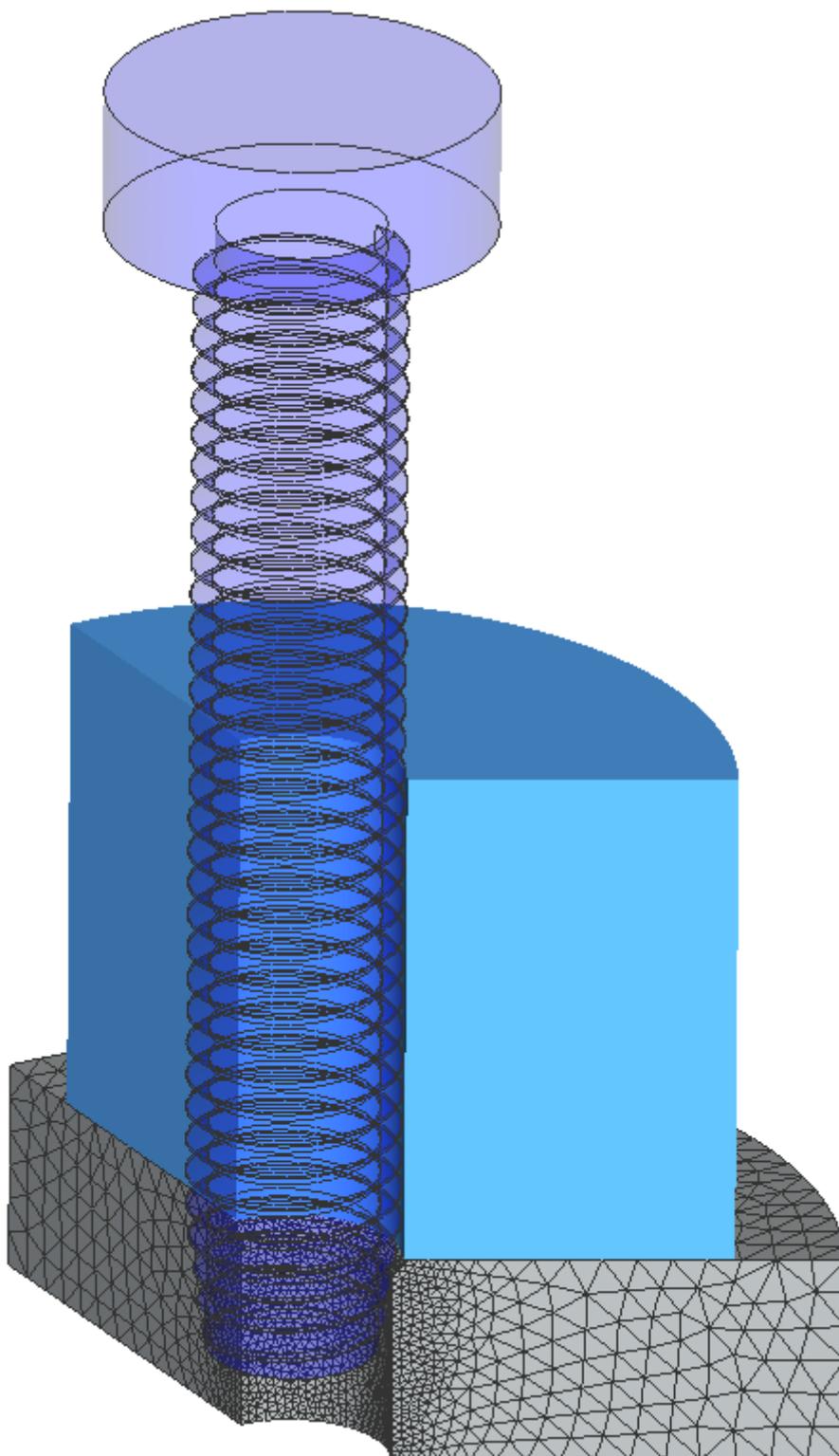


図 2-21 タッピングねじ(3種)の 1/3 モデル図

2.6.2 解析結果と考察

1/3モデルでの雌ねじの成形形状を図 2-22 に示す。フルモデルの時と同様に、雌ねじが規則正しく成形されていることが確認できる。

次に、各位置における雌ねじの形状を図 2-23 に示す。 $\theta = 120^\circ$ （出口側）においては雌ねじが相手材に吸い付くラビットイヤーの形状が再現できている。一方で、 $\theta = 0^\circ$ （入口側）及び $\theta = 60^\circ$ においては相手材と雌ねじがねじ山斜辺で接触する特徴は再現できているものの、ラビットイヤーは再現できなかった。また、 $\theta = 120^\circ$ （出口側）におけるねじと相手材の間の空隙は、他の断面と比較して小さいことが分かる。

1/3モデルとするに当たって、両端面に対称面を設定したが、これにより対称面を挟んだ相手材の流動を再現できなくなった。これは、そのため、出口側では対称面方向への相手材の流動がなくなり、 $\theta < 120^\circ$ 側から一方的に相手材が塑性流動してくるため、結果としてねじと相手材の間の空隙が小さくなり、またラビットイヤーの形状も再現できたと考えられる。

以上のように、対称面の設定は相手材の塑性流動というタッピング過程の主要な現象に相反する仮定であり、実現象の完全な再現は難しいと考えられる。一方で、メッシュ条件等を検討・改善する際には、計算負荷の 1/3 モデルを用いて試験的に解析することで、試行錯誤する時間の短縮を図ることが可能である。

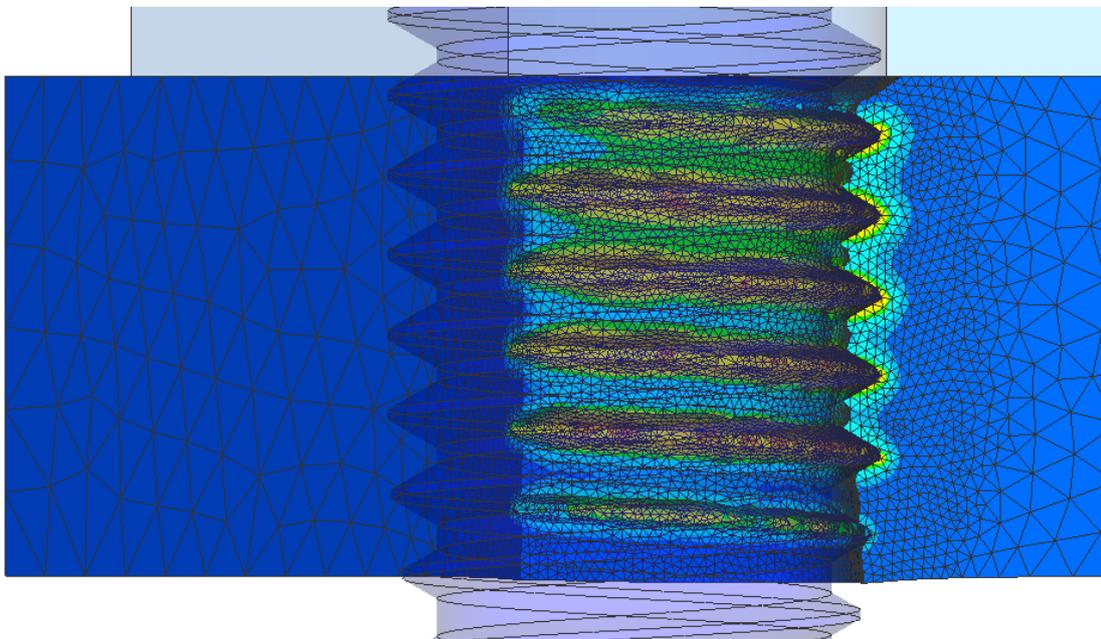
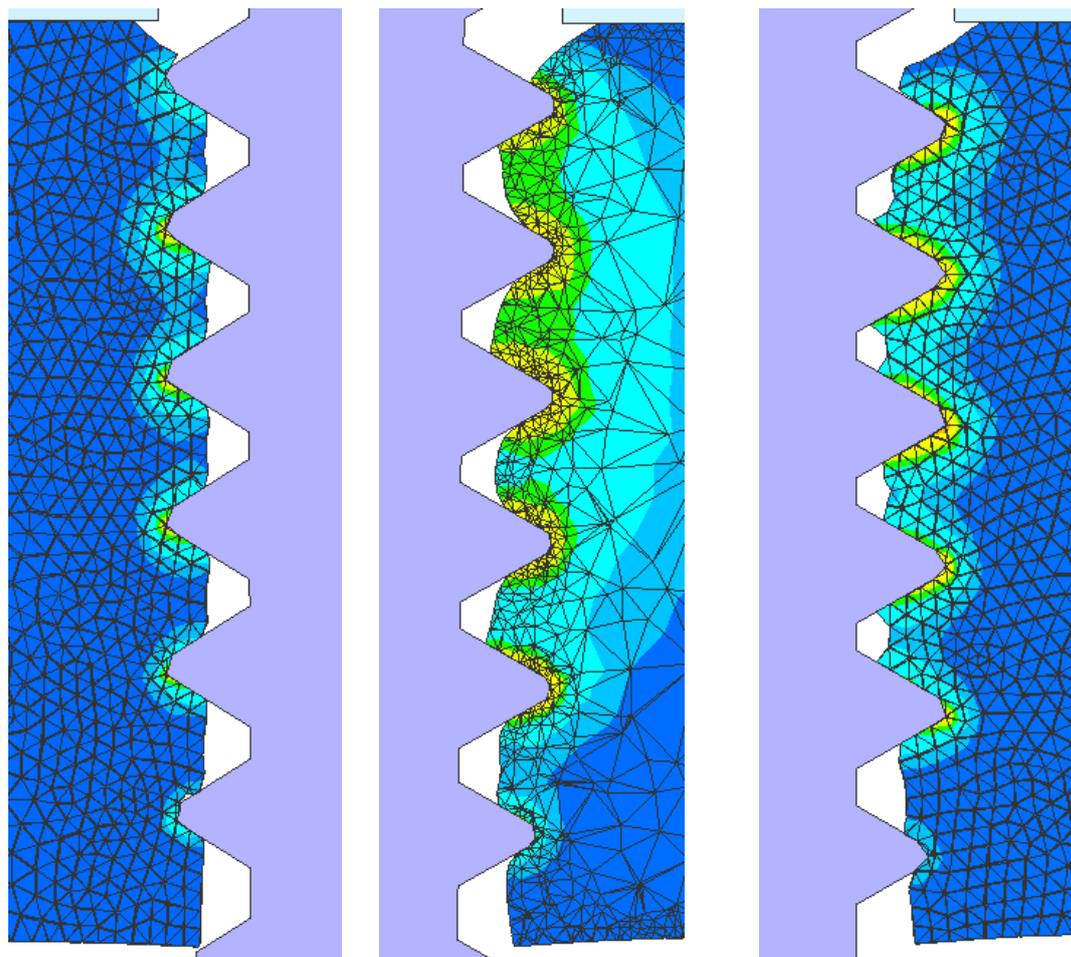


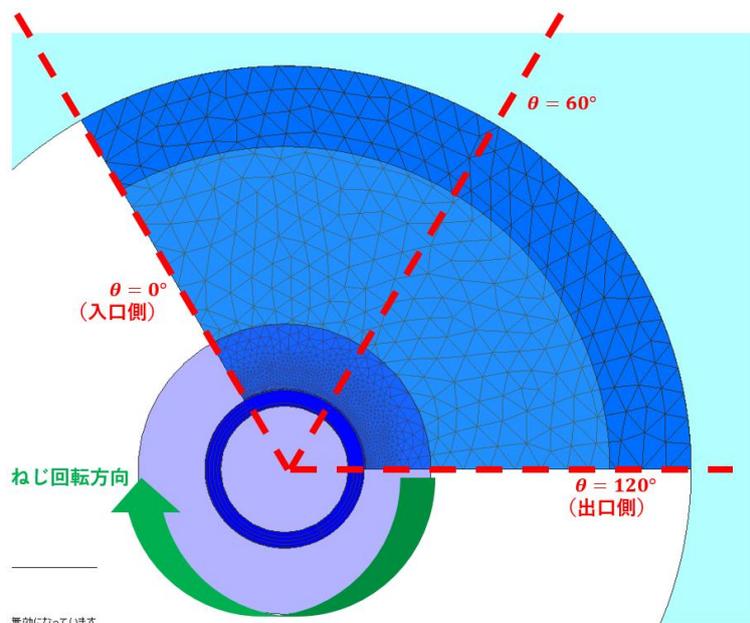
図 2-22 1/3 モデルでの雌ねじ成形形状（タッピングねじ(3種)・ $t=1.25[s]$ ）



(a) $\theta = 0^\circ$ (入口側)

(b) $\theta = 60^\circ$

(c) $\theta = 120^\circ$ (出口側)



(d) 各断面の位置

図 2-23 1/3 モデルの断面図 (タッピングねじ(3種)・ $t=1.25[s]$)

2.7 結言

タッピンねじにより雌ねじをタッピングする過程を解析し、実機試験との比較により再現精度を考察した。

タッピンねじ(3種)では、ねじと相手材の接触箇所や初期トルクなど一部結果を再現できたが、雌ねじの成形形状や着座前トルクなどが再現できておらず、実現象を完全に再現するには至らなかった。

Cタイトでは、一度雌ねじを切った相手材表面が戻る解析結果となり、雌ねじ形状を再現することができなかった。

解析と実験の乖離の要因について、リメッシング条件やメッシュサイズなどの条件を検討したが、ねじ面形状の再現精度の改善には至らなかった。

今後は、メッシュサイズの細化等の解析条件の見直しにより、ねじ面形状とトルクの再現精度の両立を目指す。

第3章 タッピンねじの締付過程解析の妥当性確認

3.1 緒言

前章においてタッピング過程の有限要素法解析は実験結果を再現できなかった。そのため、本研究では実験で観察したねじ面形状をもとにモデルを作成し、雌ねじ成形が完了した時点を起点として解析を行う。

本章では、作成した雌ねじ形状の妥当性の確認を行い、次章で行う解析ベースでのゆりみ防止性能評価の準備を行う。解析の妥当性は、先行研究 [1]で提示されている軸力とトルクの関係式、及び前章の実験で測定したトルク及び軸力の値との比較により確認する。

3.2 タッピンねじの締付理論 [1]

タッピンねじの着座前後の軸力とトルクの関係について、P. Stéphan が式 (3-1) を考案している [1]。

$$C_S = F_0 \cdot (0.16 \cdot p + K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1 + \rho_m \cdot f_2) + K_3 \cdot C_R \quad (3-1)$$

C_S は締付けトルク、 F_0 は軸力、 p はねじピッチ、 K_1 はねじ形状に依存する係数（円形断面のとき $K_1 = 1.166$ 、ルーローの三角形断面のとき $K_1 = 1.15$ ）、 ρ_1 はねじ面の等価摩擦半径、 f_1 はねじ面摩擦係数、 ρ_m は座面の等価摩擦半径、 f_2 は座面摩擦係数、 K_3 は $0 \leq K_3 \leq 1$ を満たし軸力増加にしたがって減少する係数、 C_R は着座前トルク（弾性回復トルク）である。座面トルクを C_H 、ねじ部トルクを C_T とおくと、式 (3-1) は式 (3-2) (3-3) (3-4) のように書き換えることが可能である。

$$C_S = C_H + C_T \quad (3-2)$$

$$C_H = F_0 \cdot \rho_m \cdot f_2 \quad (3-3)$$

$$C_T = F_0 \cdot (0.16 \cdot p + K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1) + K_3 \cdot C_R \quad (3-4)$$

式 (3-4) が示すように、タッピンねじのねじ部トルク C_T には軸力 F_0 に比例しない項 $K_3 \cdot C_R$ が存在する。着座当初 ($F_0 = 0$)、 $C_T = C_R$ より係数 K_3 は $K_3 = 1$ を満たすが、その後軸力が増加する過程で係数 K_3 は減少し、ある一定軸力に達すると係数 $K_3 = 0$ となり、それ以降軸力とトルクは比例関係に落ち着く。この関係式を模式的に示したものが図 3-1 である。

弾性回復トルクの有無は、ねじ面の接触状態と対応している（ねじ面の接触状態は図 3-2 の通り呼ぶ）。通常のねじの場合、雄ねじ・雌ねじともに公差を持って製作されているため、ねじ面が両側接触することは幾何的に不可能である。一方でタッピンねじの場合には、雌ねじ成形後に相手材が弾性回復するため、軸力が発生していない状態においてはねじ面が両側接触していると考えられる（図 3-3 左図）。

しかし軸力発生後、ねじ面上面が軸力を負荷するにつれ、下面に生じる面圧は減少し、最終的に下面での接触がなくなる（図 3-3 右図）。ねじ面下面が離れる瞬間が式 (3-4) の係数 K_3 が 0 となる瞬間に対応する。

以上が、タッピンねじの締付時の軸力・トルクに関する理論である。本章では、以上の理論式を解析の妥当性確認のための比較対象の 1 つとする。

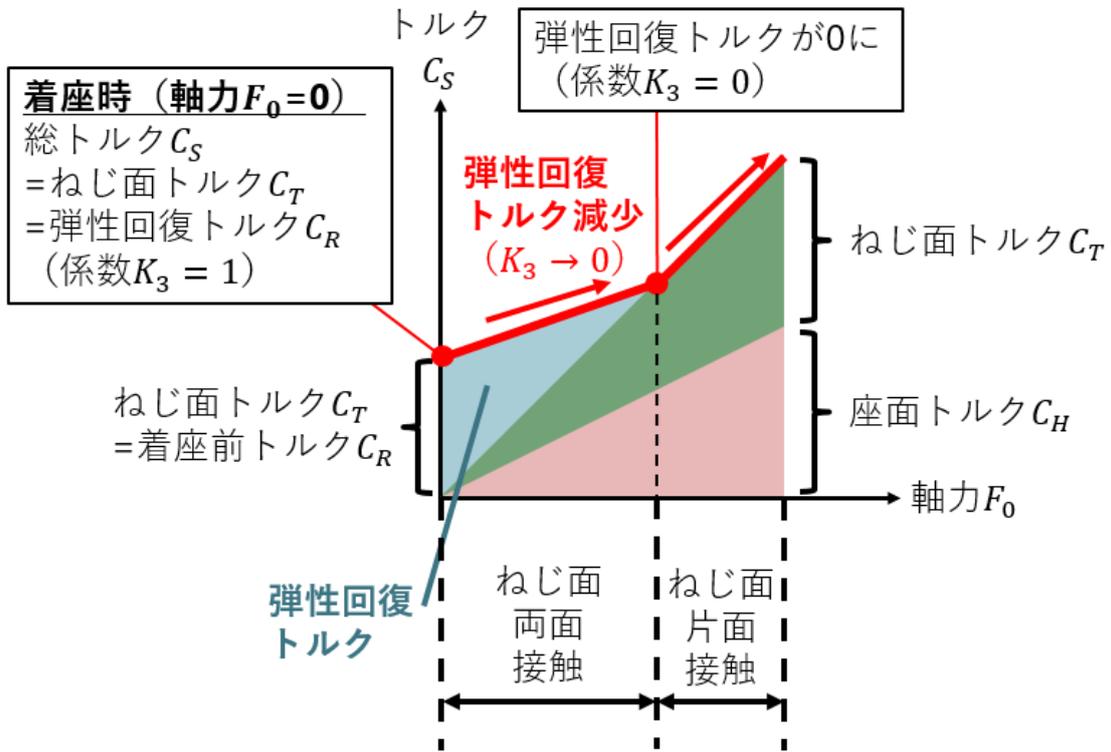


図 3-1 タッピンねじにおけるトルク-軸力関係式の模式図

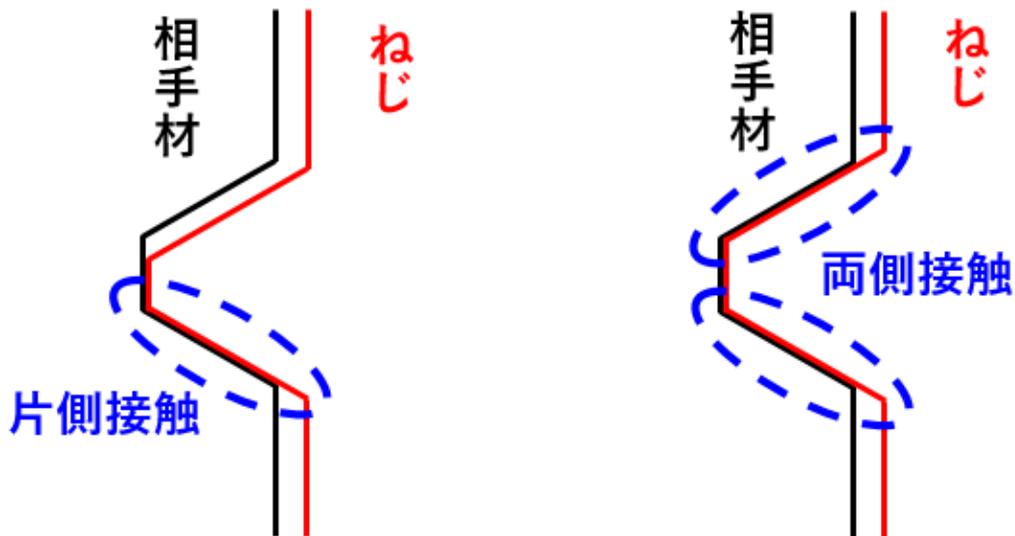


図 3-2 ねじ面の接触状態の呼び方

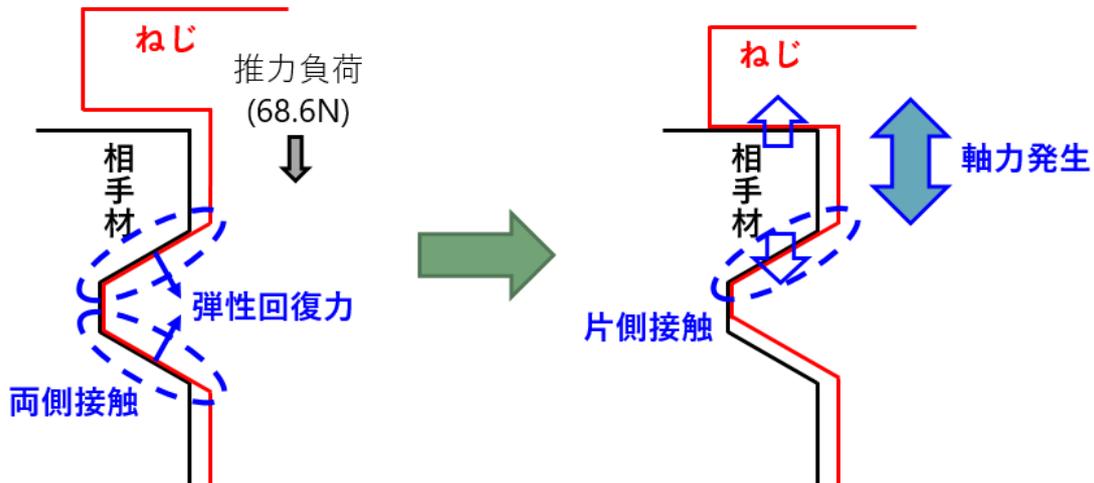


図 3-3 タッピンねじのねじ面の接触状態の変化

3.3 解析条件および締結体モデル

本章以降の解析は有限要素法解析ソフト ANSYS17.0（陰解法）による、幾何学的非線形を考慮した準静的解析である。モデルは被締結材、相手材、軸力センサー、及びねじの計4部品により構成される。モデルの全体図を図3-4に、断面図を図3-5に示す。

解析対象とするねじは、第2章と同様にタッピンねじ(3種)とCタイトの2種類とした。ねじの形状は第2章で使用したモデルと同様である。被締結材、相手材、軸力センサー、及びねじをそれぞれ主に六面体二次要素 SOLID186 を用いてモデリングしたが、相手材とねじは一部に四面体二次要素を用いた。本解析は雌ねじが十分に成形され完全ねじ部に移行して以降の過程のため、塑性変形の影響は十分に小さいと考え、材料定数はすべて等方性の弾性体として定義した。被締結材及び相手材はヤング率 68.6GPa、ポアソン比 0.33 とした。相手材及びねじはヤング率 205GPa、ポアソン比 0.30 とした。

接触・摩擦はねじ・相手材間、相手材・軸力センサー間、軸力センサー・被締結材間、被締結材・ねじ間の計4箇所に定義した。接触要素は CONTA174, TARGE170 で、それぞれ対称接触を定義し、ペナルティ剛性は全接触において 0.1 とした。また、摩擦モデルはクーロン摩擦を使用し、摩擦係数はねじ・相手材間で 0.3、その他の接触面で 0.1 と定義した。

被締結材及び相手材は一辺 25mm、厚さ 5mm の直方体としてモデリングし、それぞれ端面全体を全方向変位拘束した。また図 3-5 の断面図に示した通り、相手材及び被締結材の穴入口部には C0.4 の面取りを施してある。

相手材の雌ねじの形状を図 3-6 に示す。また、雌ねじの寸法は表 3-1 に示した通りである。雌ねじの外径 d_h はねじの外径より大きいいため、ねじと相手材は頂辺で接触せず、斜辺でのみ接触する形状とした。

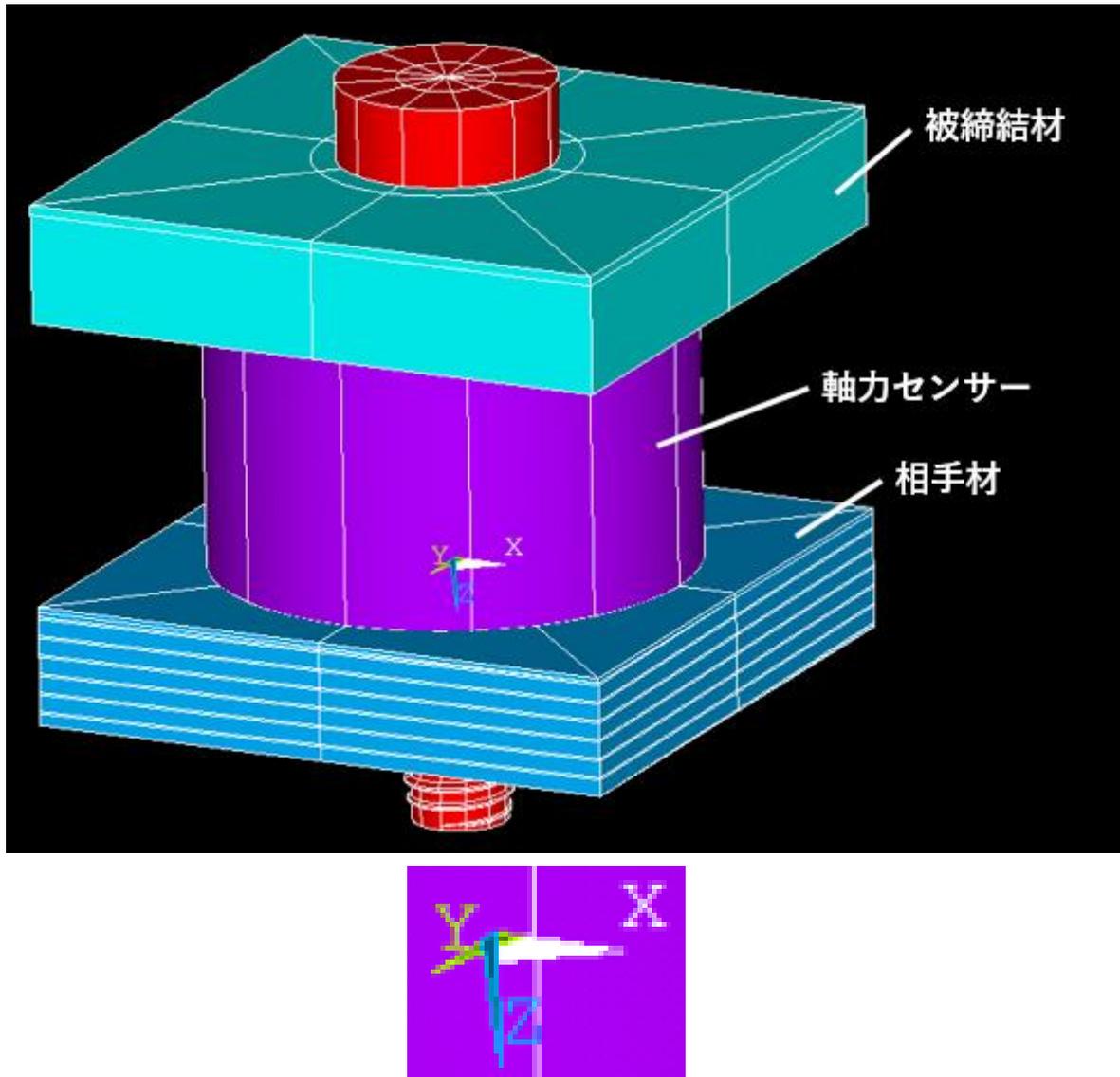
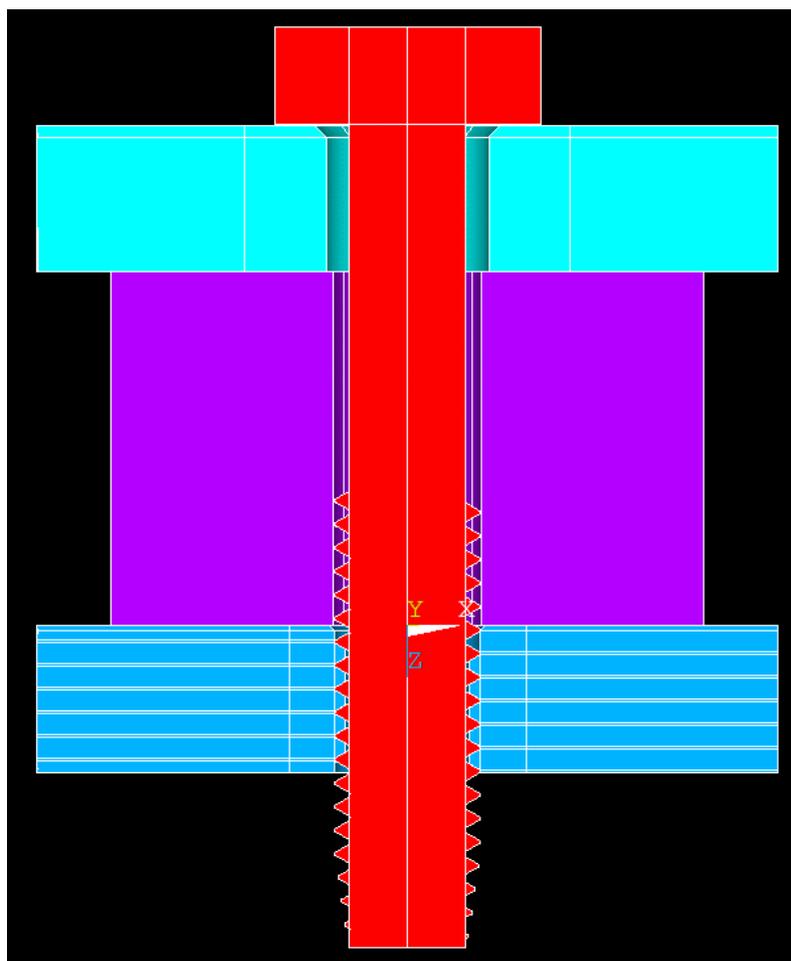
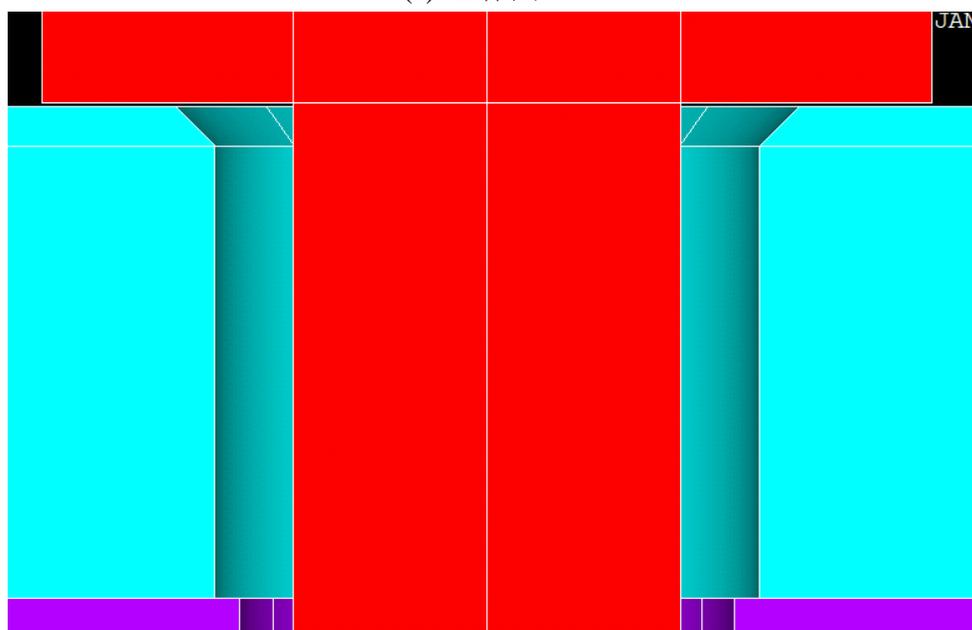


図 3-4 締付け解析のモデル全体図

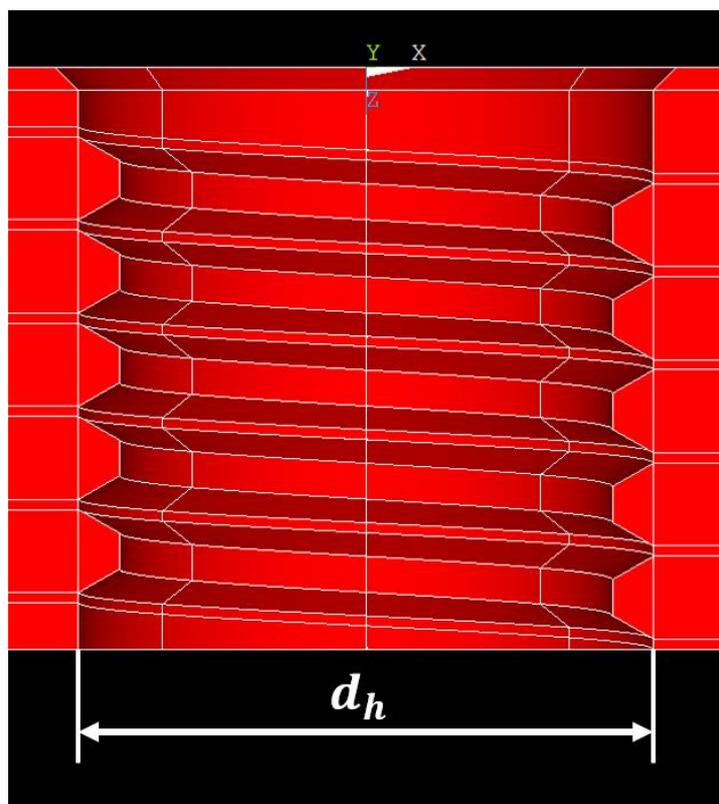


(a) 全体図

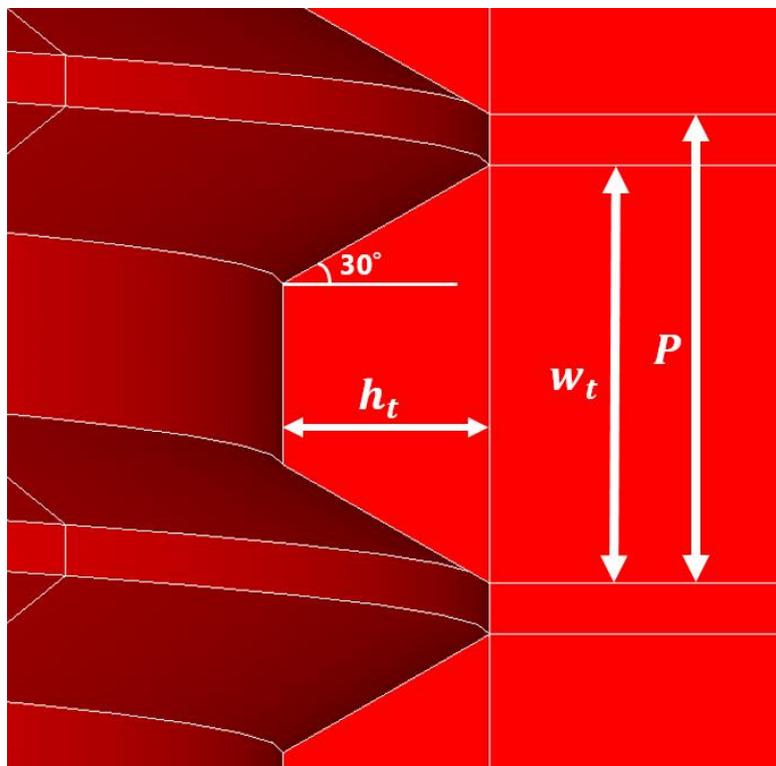


(b) 被締結材面取り部の拡大図

図 3-5 y=0 平面でのモデルの断面図



(a) 全体図



(b) ねじ山周辺の拡大図

図 3-6 相手材の雌ねじの形状

表 3-1 相手材の雌ねじ形状の寸法

	タッピンねじ(3種)	Cタイト
雌ねじ外径 $d_h[mm]$	4.905	4.905
雌ねじピッチ $P[mm]$	0.8	0.8
雌ねじ山幅 $w_t[mm]$	0.35	0.35
雌ねじ高さ $h_t[mm]$	0.71296	0.7139

締付時、ねじ頭部上面の xy 並進変位及び xyz 回転変位を拘束し、同面に z 方向 $68.6N$ の推力を負荷した。締付は 1 秒間掛けてねじ頭部上面に 30° の z 軸方向回転変位を線形かつ準静的に与えることによって行った。また締付終了後、ねじ頭部上面の変位拘束をすべて解除し、推力を除荷した後の軸力を最終締結軸力と呼ぶ。

3.4 解析結果

締付時の軸力の時間変化を図 3-7 及び図 3-8 に示す。それぞれ、締付開始時には軸力は生じておらず、着座後締付が進むにつれ軸力が線形に増加していく様子が見られた。-軸力変化より、着座時刻はタッピンねじ(3種)が $0.77[s]$ 、Cタイトが $0.67[s]$ であることが読み取れる。

締付後、ねじの拘束条件や負荷推力を解除する際に軸力は最高値よりやや低下する。最終締結軸力はタッピンねじ(3種)が $1.0[kN]$ 、Cタイトが $1.0[kN]$ であった。

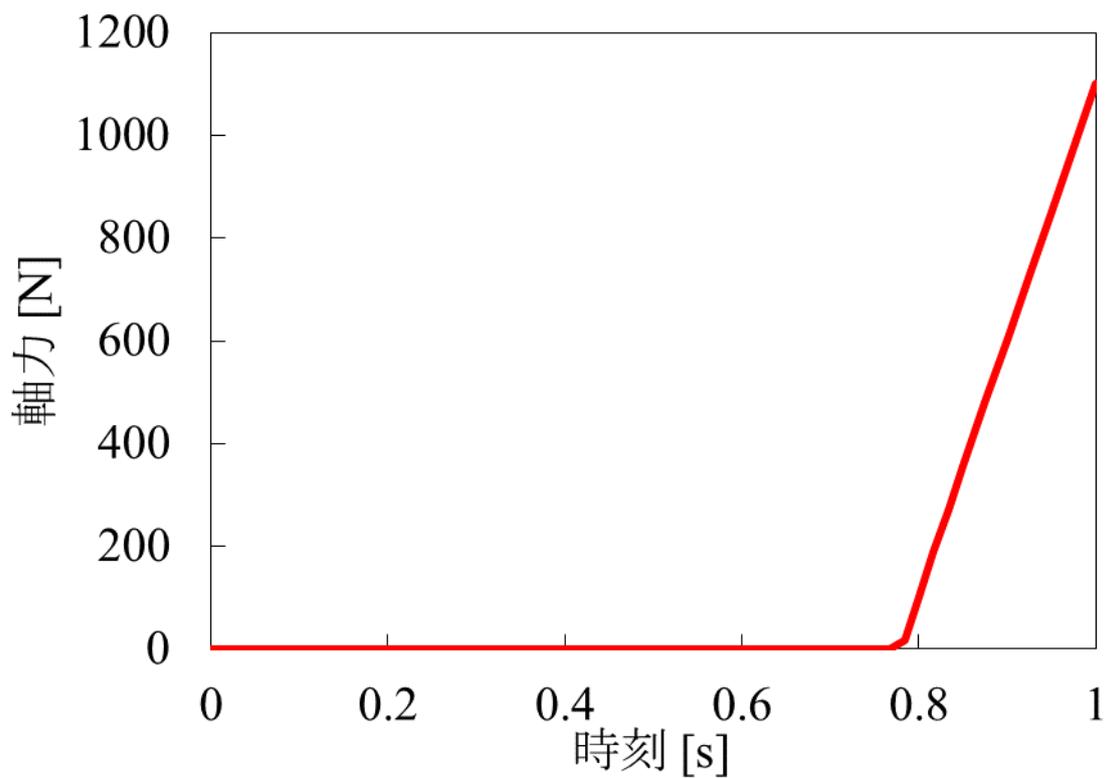


図 3-7 タッピンねじ(3種)締付時の軸力変化の解析結果

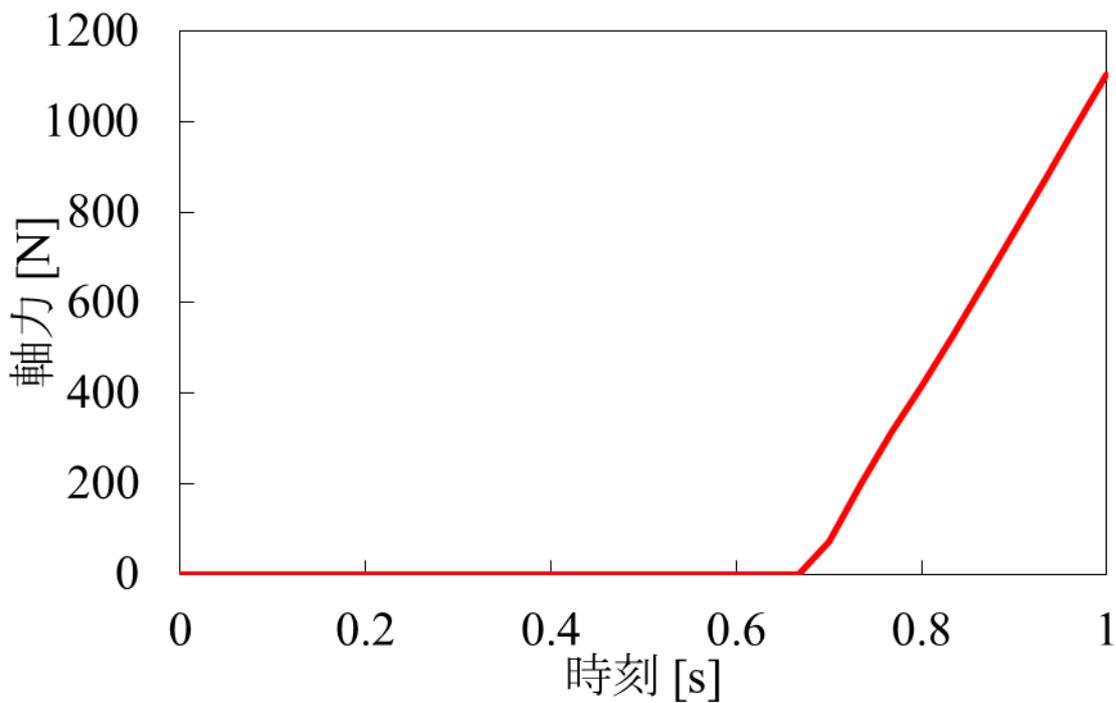


図 3-8 C タイト締付時の軸力変化の解析結果

また、締付時のトルクの時間変化を図 3-9 及び図 3-10 に示す。締付時にねじ頭部座面に生じる座面トルク、ねじ面に生じるねじ部トルク、両者を合算した締付けトルクの3種類のトルクを図示した。締付け開始当初、座面は接触していないため座面トルクはなく、締付けトルクはねじ部トルクに等しい。これは、実現象においてタッピンねじによって成形された相手材雌ねじの弾性回復に起因するトルクである。この時の締付けトルクの値を弾性回復トルク、または着座前トルクと呼ぶ。本解析条件において、着座前トルクはタッピンねじ(3種)が0.10[Nm]、Cタイトが0.12[Nm]であった。

着座後、座面トルクが生じ、それまで一定値をとってきたねじ部トルクと共に増加する。最終的に締付けトルクはタッピンねじ(3種)で1.3[Nm]、Cタイトで1.4[Nm]に達した。

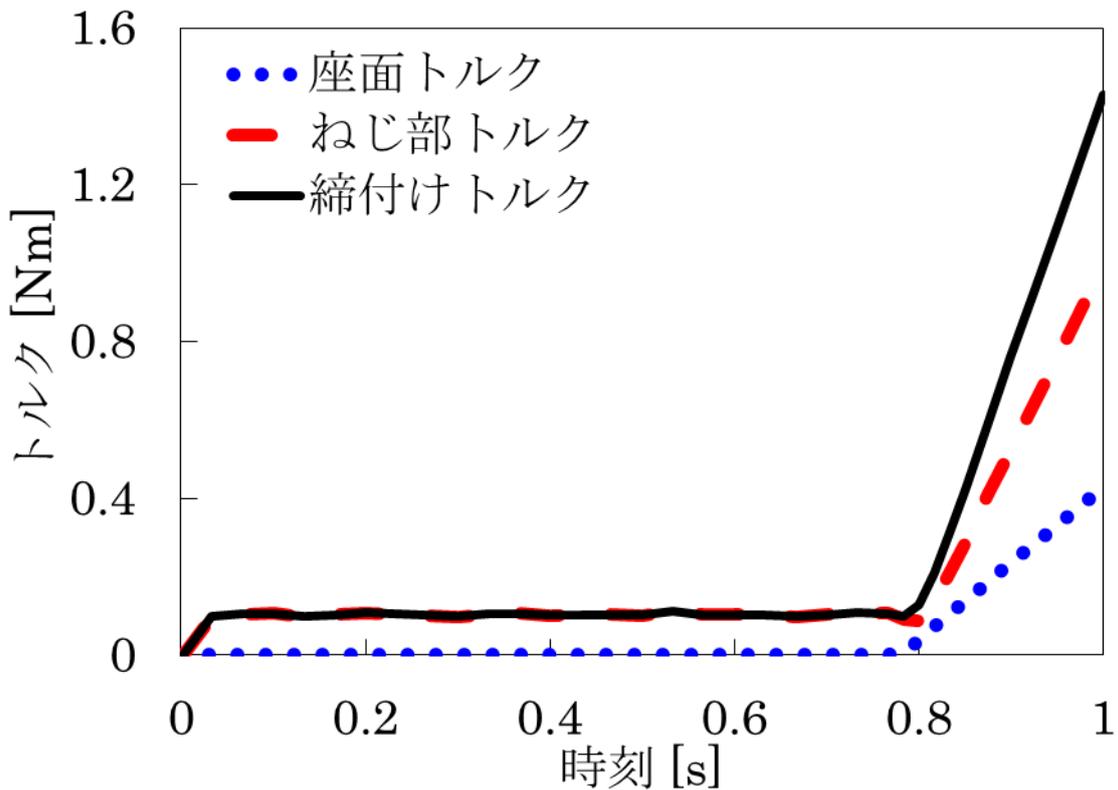


図 3-9 タッピンねじ(3種)締付時のトルク変化の解析結果

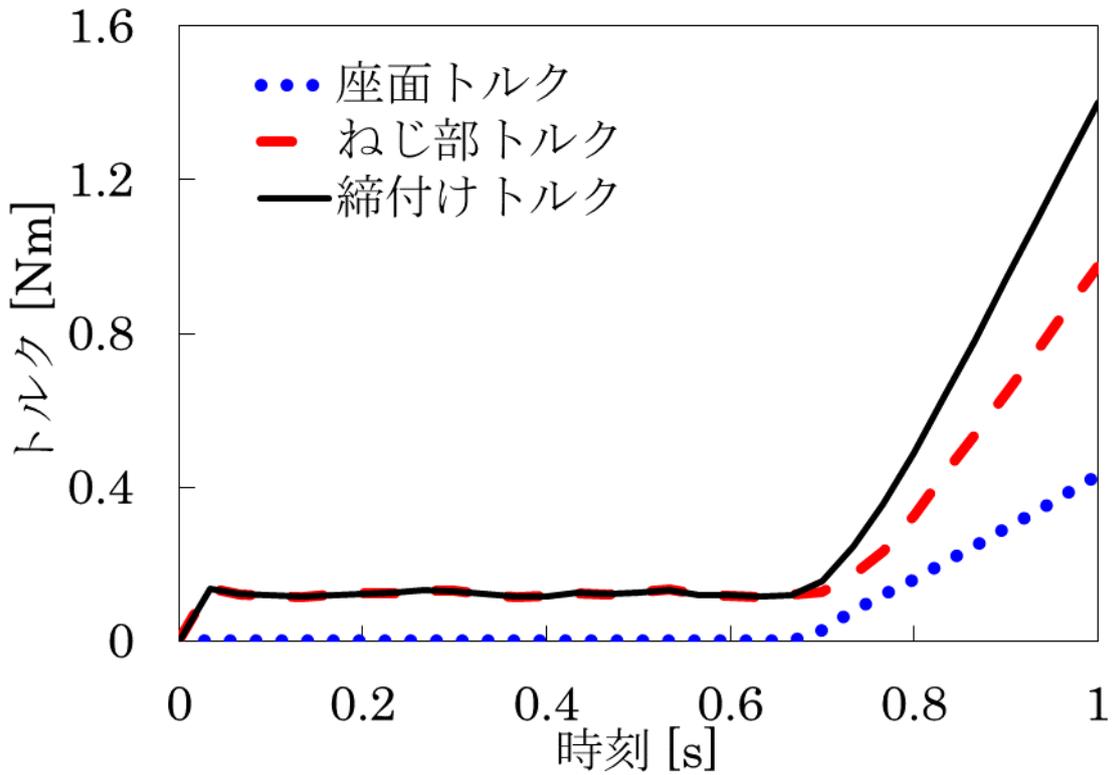


図 3-10 C タイト締付時のトルク変化の解析結果

次に、タッピンねじ締付時の軸力とトルクの関係を図 3-11 及び図 3-12 に示す。

軸力 0[N]におけるトルクの値が着座前トルクである。その後、軸力が増加するにしたがって座面トルク・ねじ部トルクともに上昇してゆく。座面トルクは軸力に比例して増加するのに対し、ねじ部トルクは着座前トルクからゆるやかに立ち上がり、その後軸力との比例関係に移行する。これは弾性回復トルクが解放される過程であると考えられ、3.2 節の理論と整合する。ねじ部トルクが軸力との比例関係に移行する時点での軸力はタッピンねじが約 200[N]、C タイトが約 300[N]であると読み取れる。

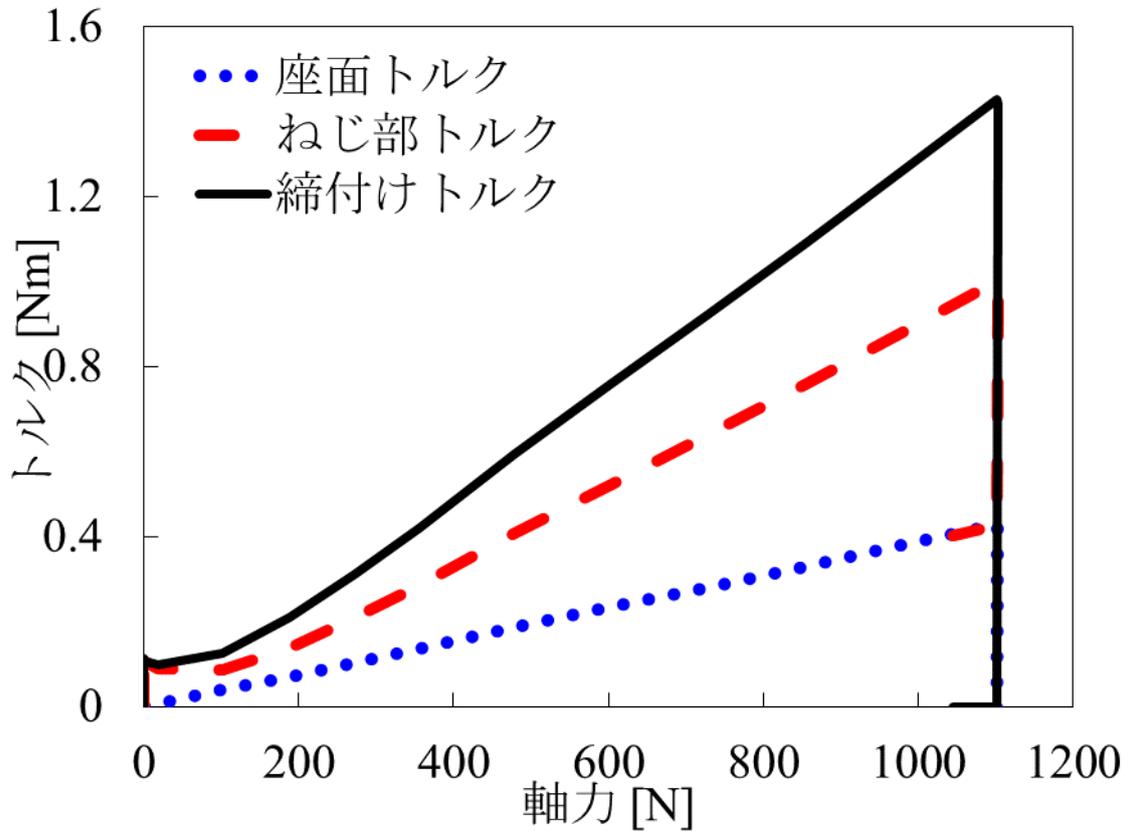


図 3-11 タッピンねじ(3種)締付時の軸力-トルクの関係

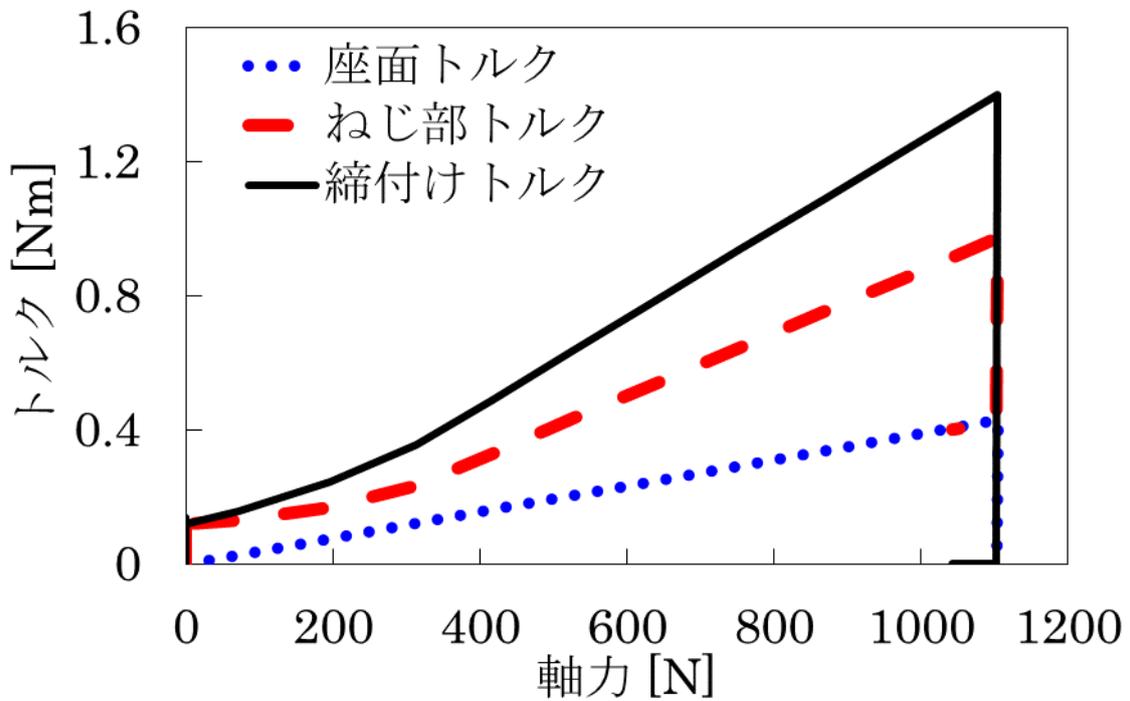


図 3-12 C タイプ締付時の軸力-トルクの関係

締め付け完了時のトルク及び軸力を表 3-2 に示す（軸力は最終締結軸力ではなく、拘束条件・推力解除前の値である）。これらの値及び式 (3-3) (3-4) を用いることで、等価摩擦半径 ρ_m 及び ρ_1 を式 (3-5) 及び式 (3-6) により算出することが可能である。算出した ρ_m 及び ρ_1 の値を表 3-3 に示す。

等価摩擦半径は接触領域の最外半径より小さく、最内半径より大きいことが自明である。座面の接触領域は最外半径がねじ頭部外半径 4.5[mm]、最内半径が被締結材丸穴の入り口径 3.15[mm]であるため、条件を満たしていることが分かる。また、ねじ面接触領域についても最外半径がねじ径 2.45[mm]、最内半径が雌ねじ内半径 2.10[mm]のため、こちらも条件を満たす。

$$\rho_m = \frac{C_{H_max}}{F_{0_max} \cdot f_2} \quad (3-5)$$

$$\rho_1 = \frac{1}{K_1 \cdot f_1} \cdot \left(\frac{C_{T_max}}{F_{0_max}} - 0.16 \cdot p \right) \quad (3-6)$$

表 3-2 タッピンねじ締付け解析の軸力とトルク

	タッピンねじ(3種)	Cタイト
締め付け完了時の軸力 F_{0_max} [N]	1101	1104
締め付け完了時の座面トルク C_{H_max} [Nm]	0.428	0.429
締め付け完了時のねじ部トルク C_{T_max} [Nm]	1.000	0.972
締め付け完了時の締付けトルク C_{S_max} [Nm]	1.429	1.402

表 3-3 タッピンねじ(3種)及びCタイトの等価摩擦半径

	タッピンねじ(3種)	Cタイト
座面の等価摩擦半径 ρ_m [mm]	3.89	3.89
ねじ面の等価摩擦半径 ρ_1 [mm]	2.23	2.18

締付け過程におけるねじ面の接触状態の変化を図 3-13 及び図 3-14 に、締付け過程におけるねじ面の接触面圧分布の変化を図 3-15 及び図 3-16 に示す。締付開始時点において、ねじ面は両側接触していることが図 3-13 及び図 3-14 から分かる。その後、軸力発生過程において片側接触へと移行するが、その時点での軸力は図 3-11 及び図 3-12

においてねじ部トルクが軸力との比例関係に移行する時点での軸力と概ね一致する。また、両側接触している間もねじ面下部の面圧は徐々に減少しており、ねじ面の接触状態が片側接触から両側接触へ緩やかに移行していることも接触面圧分布図より分かる。これらの結果は式 (3-4) の係数 K_3 の変化に相当しており、3.2 節の理論と合致する結果である。

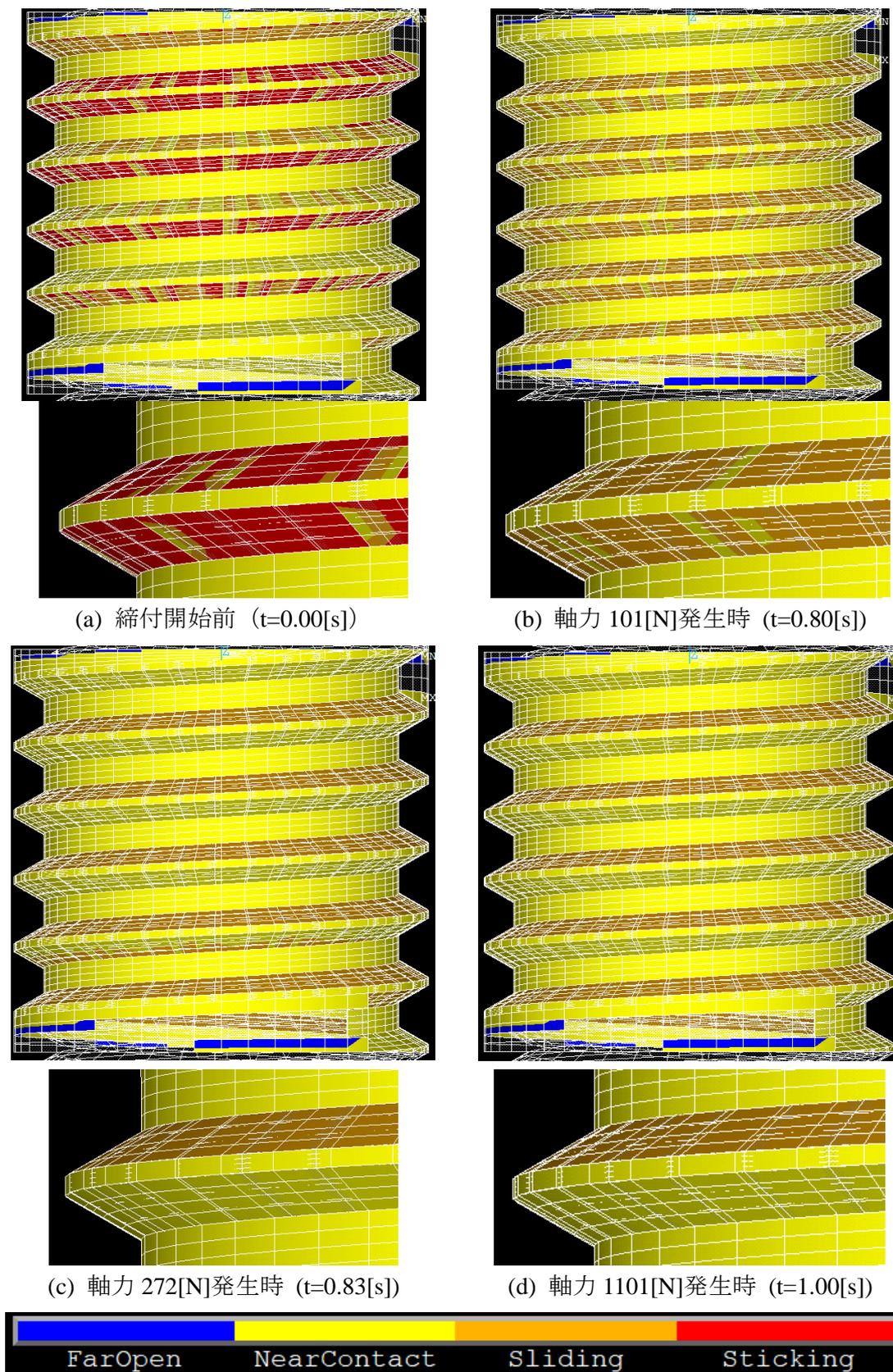


図 3-13 タッピンねじ(3種)締付時のねじ面の接触状態の変化

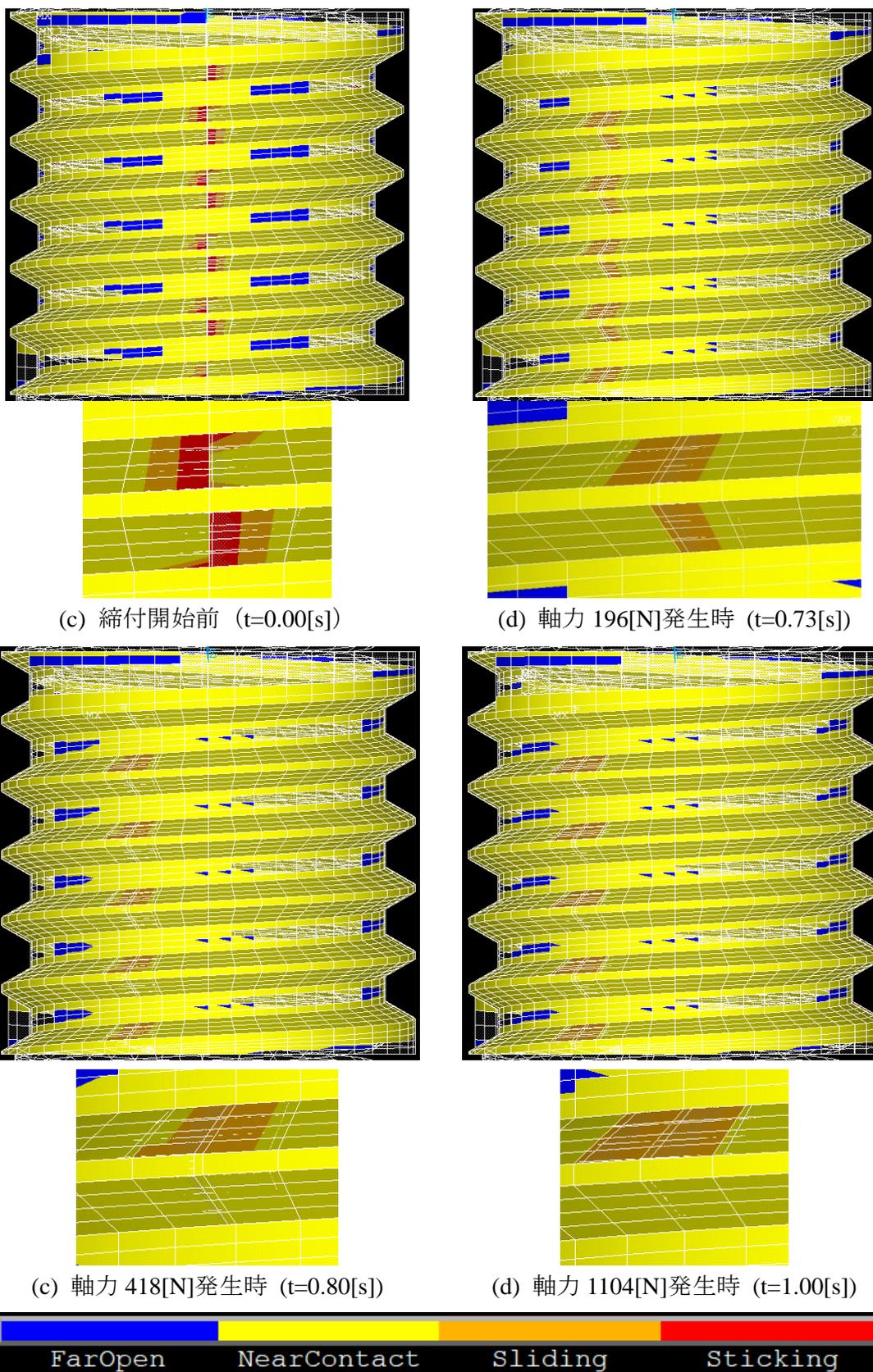


図 3-14 C タイト締付時のねじ面の接触状態の変化

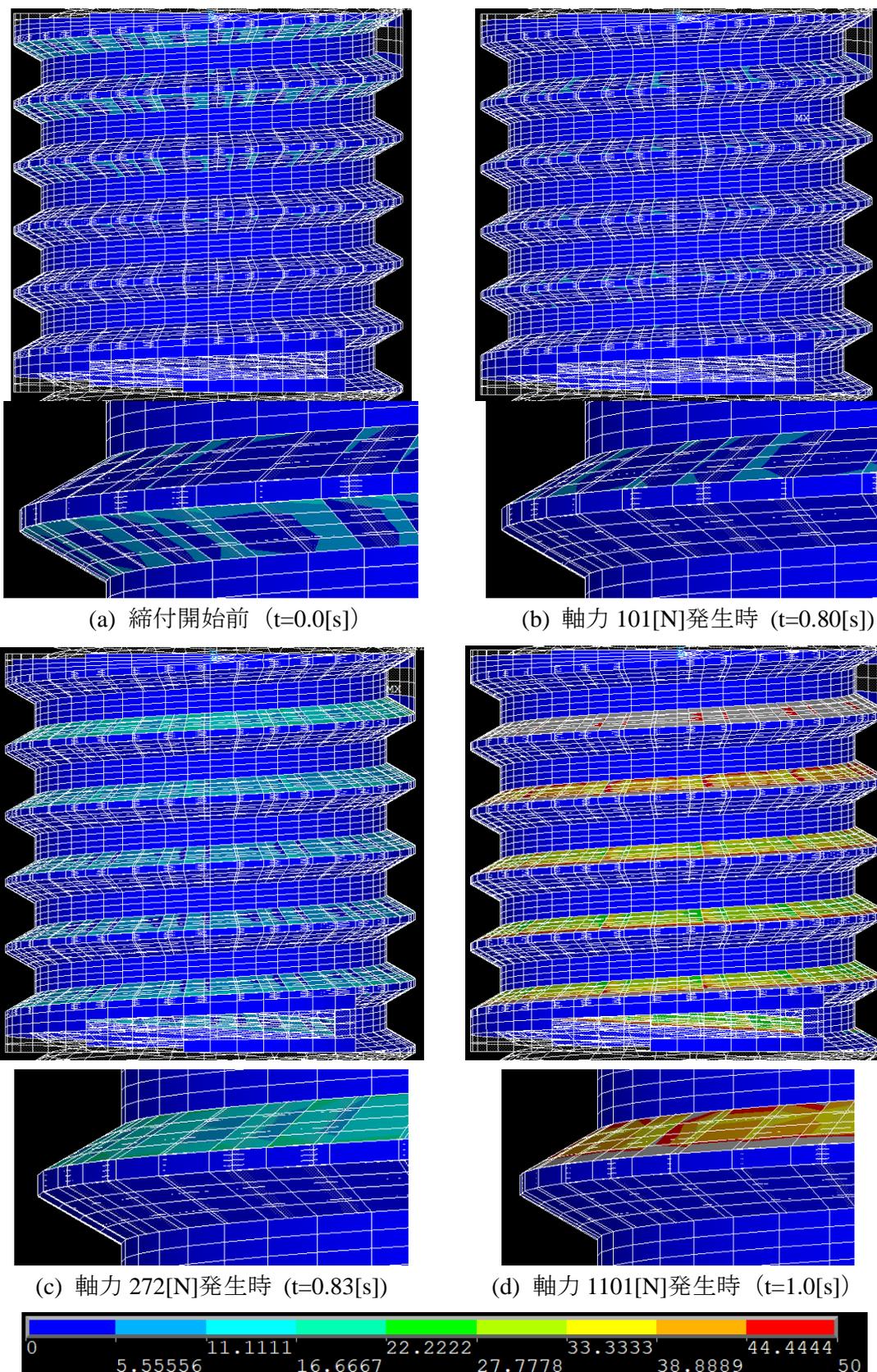
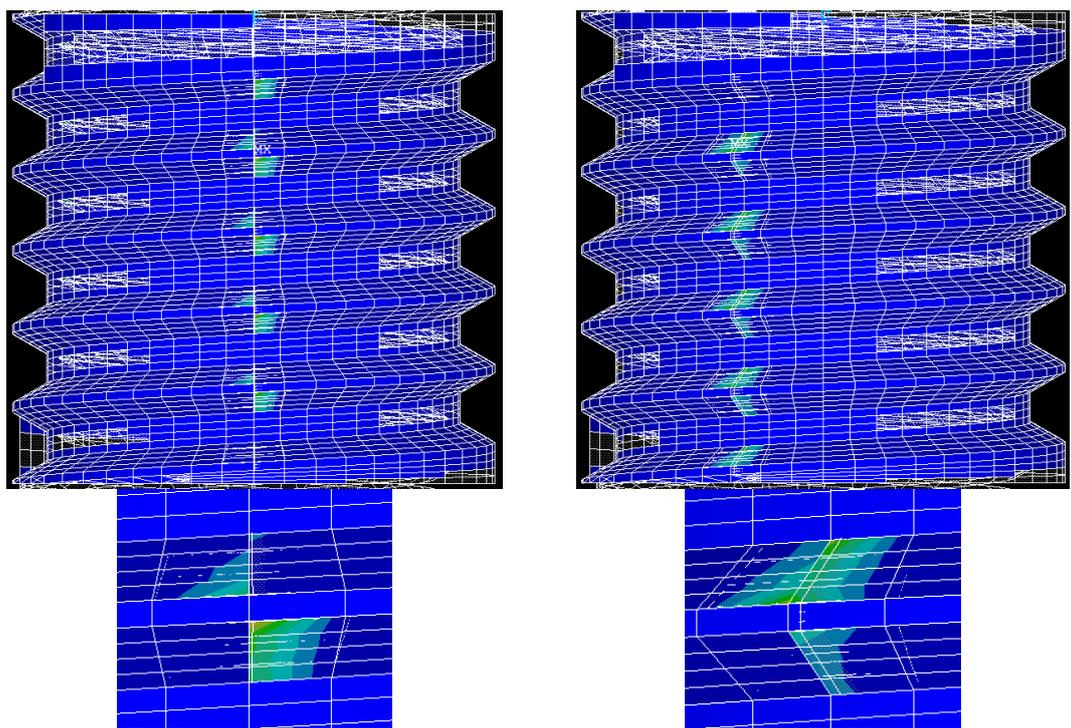
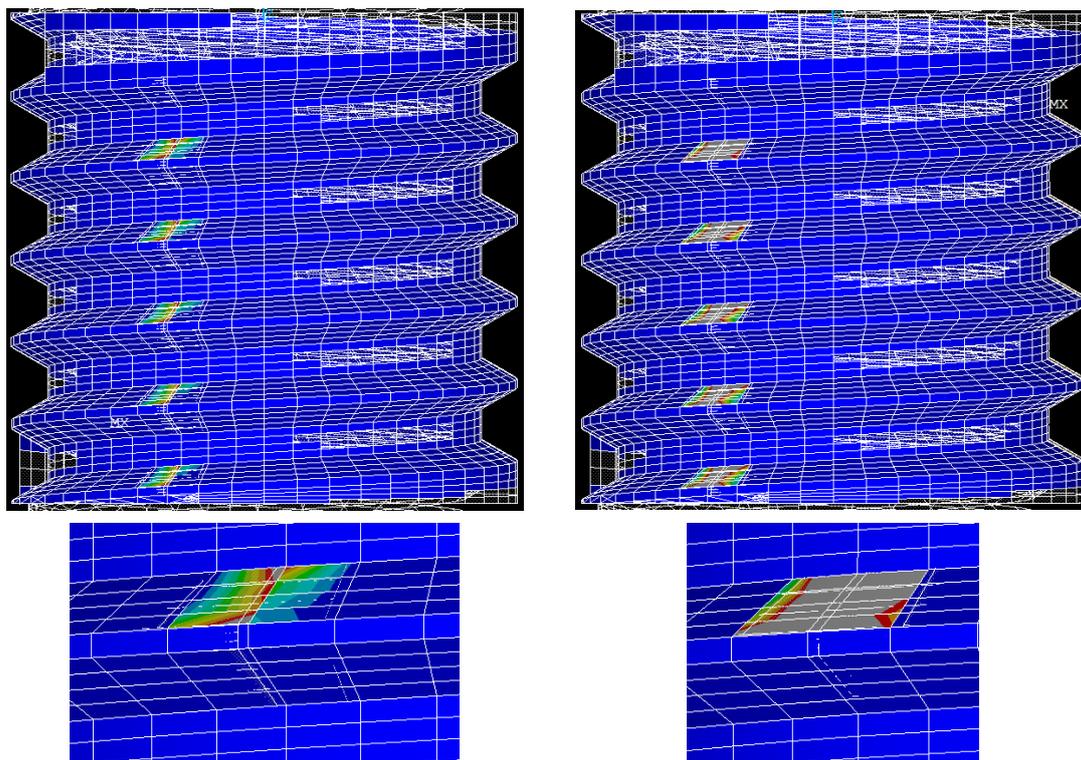


図 3-15 タッピンねじ(3種)締付時のねじ面の接触面圧分布の変化



(c) 締付開始前 (t=0.0[s])

(d) 軸力 196[N]発生時 (t=0.73[s])



(c) 軸力 418[N]発生時 (t=0.8[s])

(d) 軸力 1104[N]発生時 (t=1.0[s])

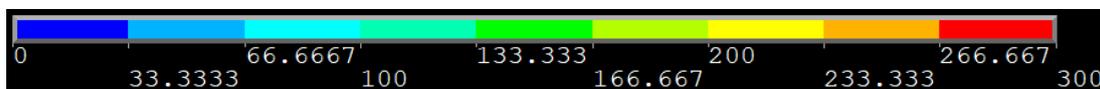


図 3-16 C タイト締付時のねじ面の接触面圧分布の変化

以上より、本解析の結果は先行研究の理論と整合しており、タッピンねじの一般的性質を再現できていると考えられる。

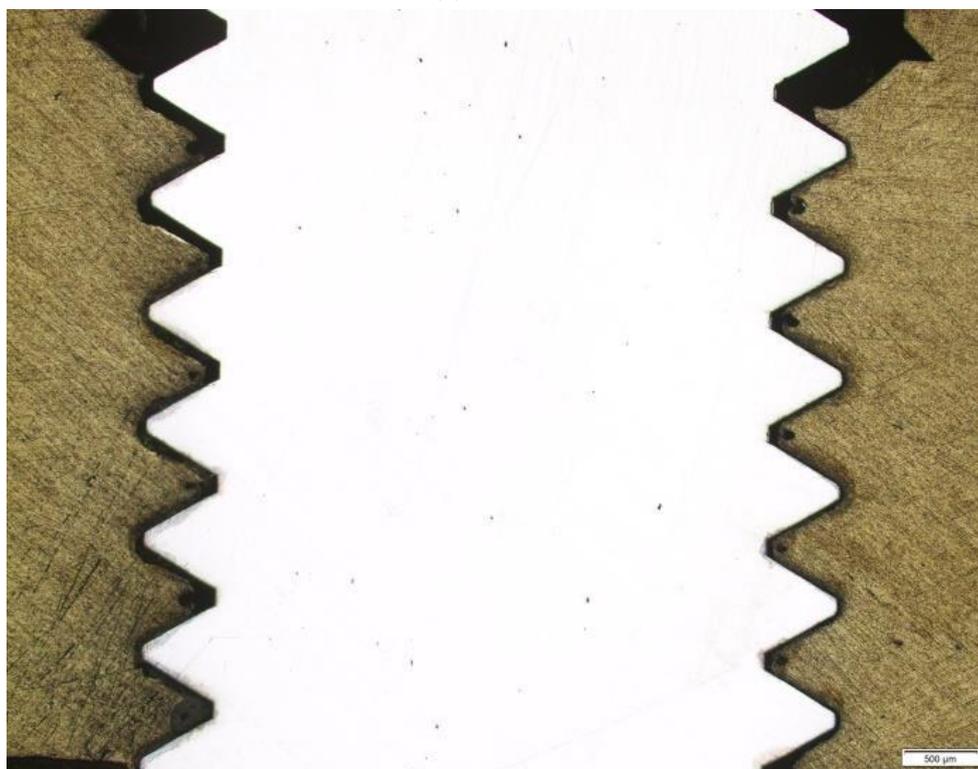
3.5 実験との比較

次に、実機試験との結果の比較による締付け解析の妥当性の確認を行う。実機試験の条件は、第 2 章にて示した通りである。実機試験での雌ねじの成型形状を図 3-17、図 3-18、図 3-19 及び図 3-20 に示す。

いずれの下穴径においても、着座前には両側接触していたねじ面が、軸力発生後片側接触へ移行していることが分かる。これは、図 3-13 及び図 3-14 で示した解析結果と一致する結果である。



(a) 着座前



(b) 着座後 (5.2Nm で締結)

図 3-17 実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 $\phi 4.4$)



(a) 着座前

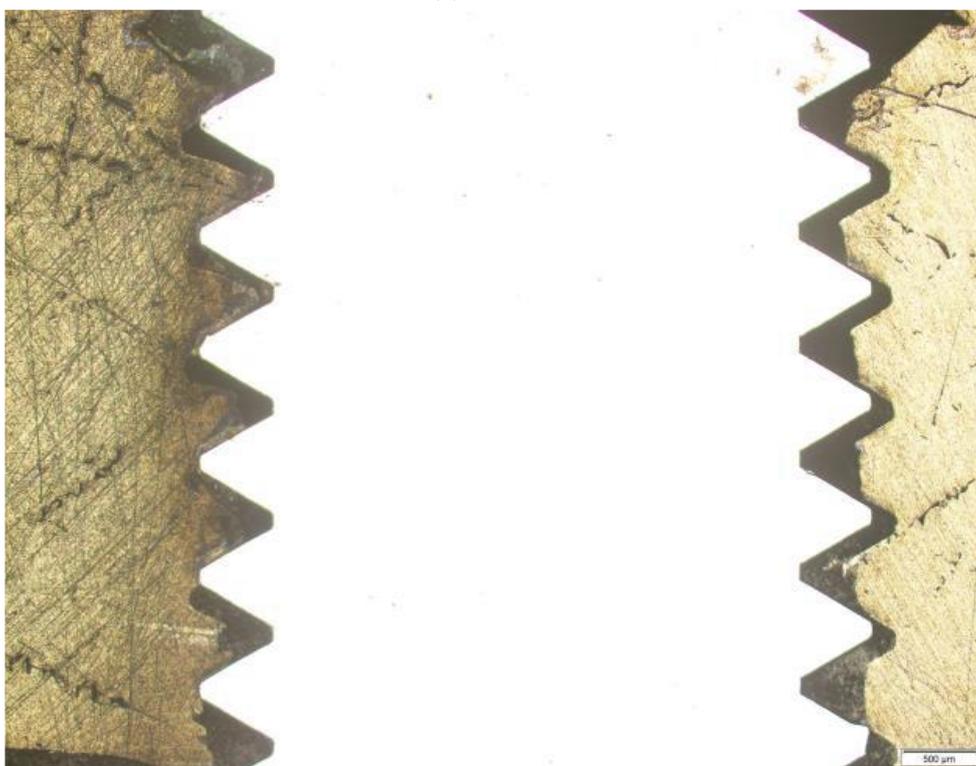


(b) 着座後 (3.9Nm で締結)

図 3-18 実機試験での雌ねじ成形形状 (タッピンねじ(3種)・下穴径 ϕ 4.6)

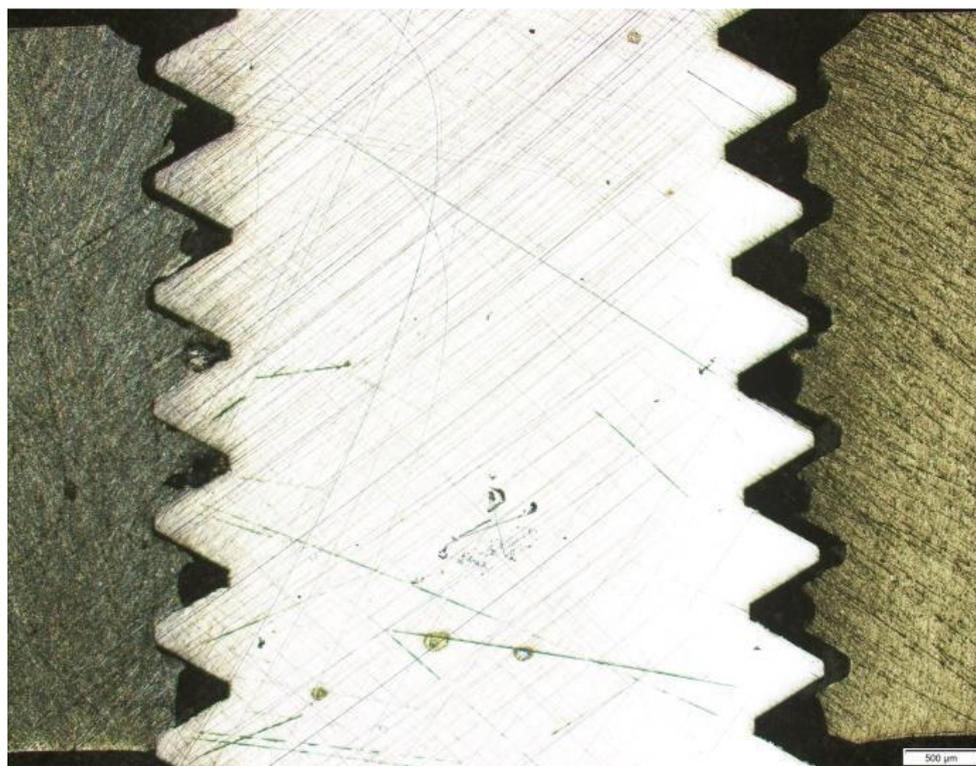


(a) 着座前



(b) 着座後 (4.9Nm で締結)

図 3-19 実機試験での雌ねじ成形形状 (C タイト・下穴径 $\phi 4.4$)



(a) 着座前



(b) 着座後 (2.5Nm で締結)

図 3-20 実機試験での雌ねじ成形形状 (C タイト・下穴径 $\phi 4.6$)

次に、締結時のトルクと軸力の測定結果を図 3-21 及び図 3-22 に示す。それぞれ、着座後軸力に比例してトルクが増加していく傾向は実験と結果で定性的に一致している。一方で、同一軸力で比較すると解析では実験の 20~30%のトルクしか生じておらず、実験結果の定量的な再現はできていないことが分かる。

3.4 節にて言及した通り、解析結果は理論式と整合していたため、解析モデルに致命的な欠陥はないと考えられる。そこで、実験と解析結果が乖離する原因は摩擦係数を適切な値に設定しないことにあると考え、実験結果から摩擦係数の同定を行う。

式 (3-5) (3-6) を変形することで、トルク及び軸力から摩擦係数を算出する式 (3-7) (3-8) が導かれる。

$$f_2 = \frac{C_{H_max}}{F_{0_max} \cdot \rho_m} \quad (3-7)$$

$$f_1 = \frac{1}{K_1 \cdot \rho_1} \cdot \left(\frac{C_{T_max}}{F_{0_max}} - 0.16 \cdot p \right) \quad (3-8)$$

上式 (3-7) (3-8) を用いるためには、座面トルク C_H 及びねじ面トルク C_T を個別に計測する必要がある。そこで、締付けトルクとねじ面トルクをそれぞれ計測する試験を行った。実験方法は先行研究 [6]を踏襲し、締付けトルクとねじ面トルクの差分を取ることによって座面トルクを算出した。用いたねじは呼び径 M5 のタッピンねじ(3 種)で、相手材及び被締結材はこれまでの実験と同様 A1050 である。その他の条件は前章の試験条件と同様である。

この試験により測定した締付けトルク及びねじ部トルク、そして両者の差分として算出した座面トルクを図 3-23 に示す。座面及びねじ部ではほぼ均等にトルクを負担していることが分かる。

式 (3-3) (3-4) の成立している領域、すなわち軸力とトルクが線形比例している区間の値を用いて摩擦係数を算出する。 $F_{0_max} = 1842[N]$, $C_{H_max} = 4.363[Nm]$, $C_{T_max} = 4.198[Nm]$ を代入すると、 $f_2 = 0.609$, $f_1 = 0.857$ となる。座面、ねじ面ともに高いクーロン摩擦係数が得られた。特にねじ面摩擦係数 f_1 が極めて高い値となっている要因としては、雌ねじをタッピングする際の塑性変形により新生面が現れ、ねじと相手材が凝着することにより高い抗力が生じていることなどが考えられる。

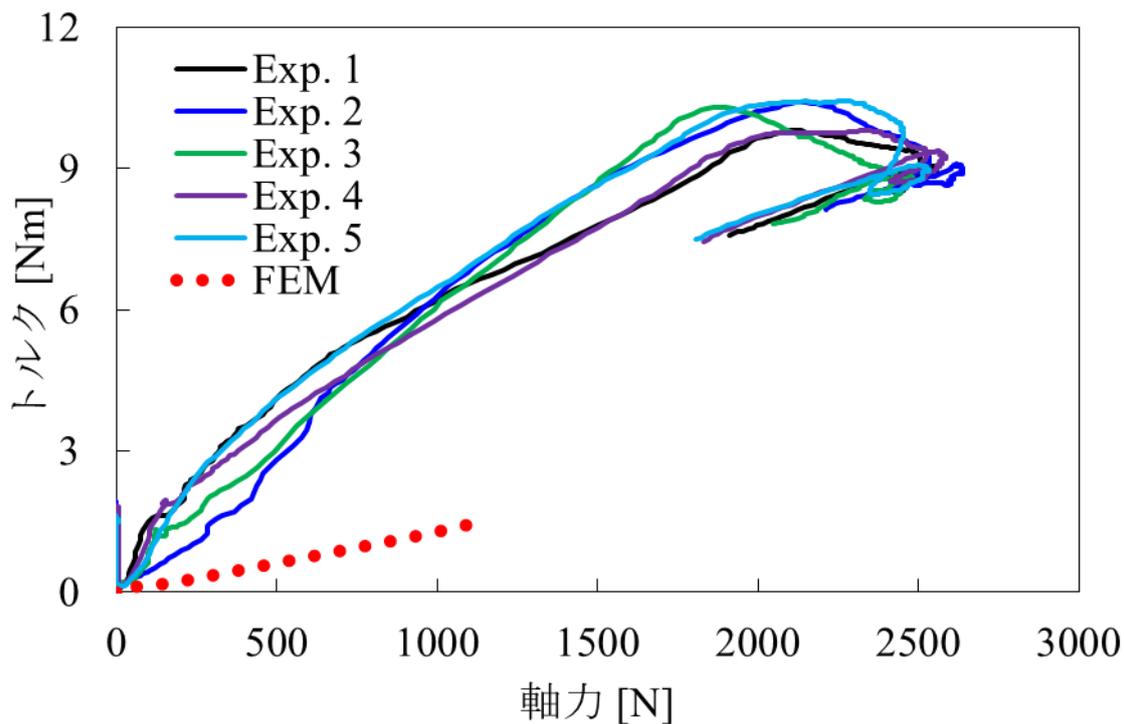


図 3-21 実機試験での軸力とトルクの関係 (タッピンねじ(3種)・φ4.5)

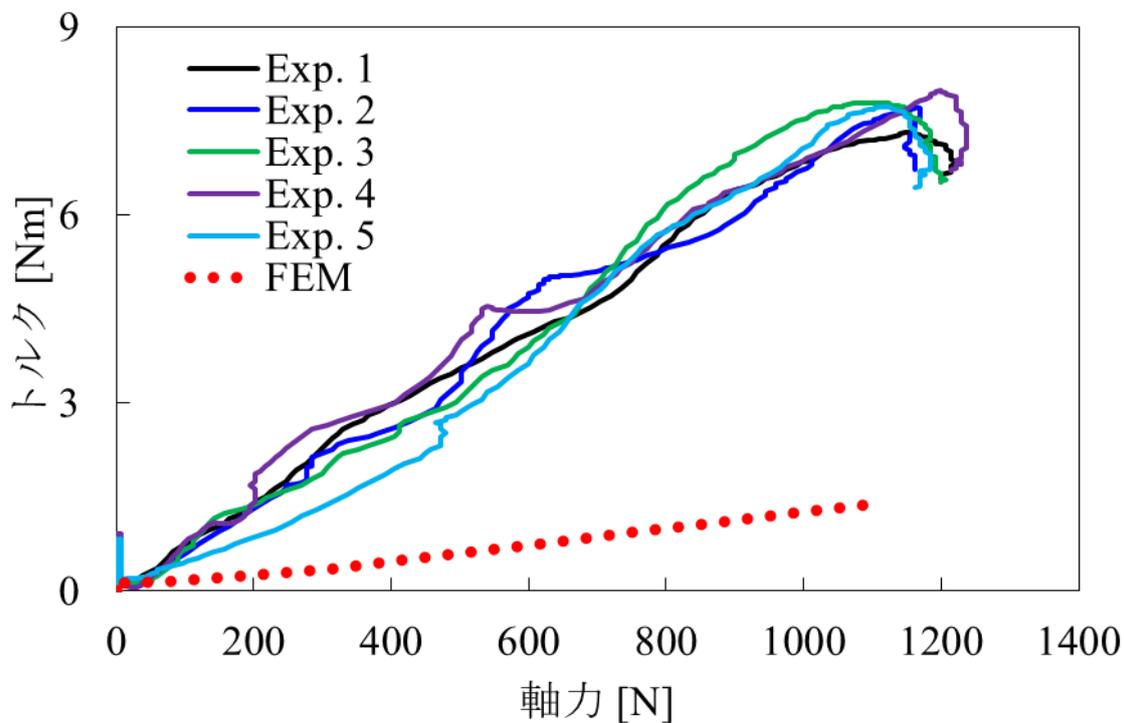


図 3-22 実機試験での軸力とトルクの関係 (Cタイト・φ4.5)

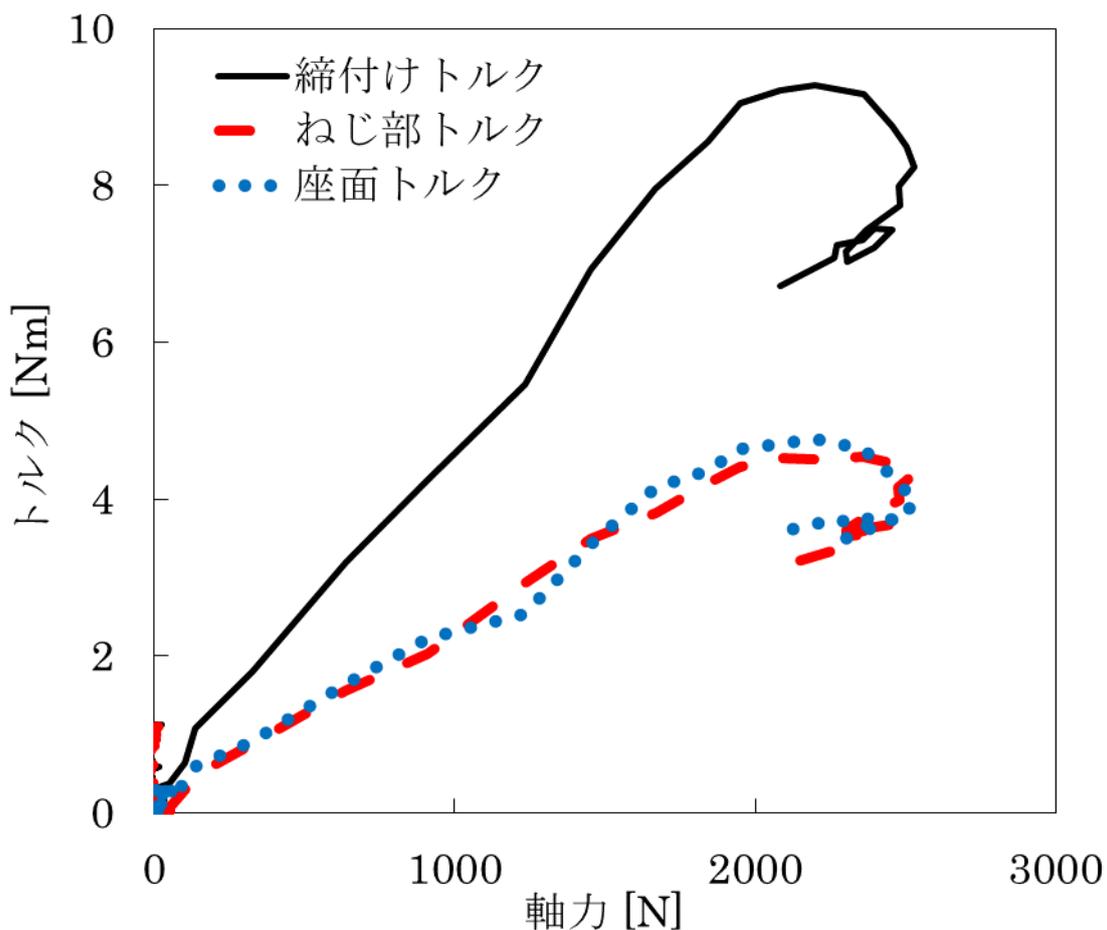


図 3-23 実機試験での軸力と各種トルクの関係 (タッピンねじ(3種)・φ4.5)

3.6 結言

タッピンねじの締付け過程の解析を行い、先行研究 [1]との比較により妥当性の確認を行った。

また、同条件にて行った実機試験と結果の比較を行ったが、軸力・トルクの値に大幅な乖離が見られた。原因としては、接触面での摩擦係数が想定より高い値となっていることが考えられる。

第4章 タッピンねじのゆるみ 防止性能評価

4.1 緒言

本章では、タッピンねじ締結体の加振解析を行い、軸力変化をもとにタッピンねじのゆるみ防止性能を評価する。

4.2 解析条件

本章においても、前章と同様に有限要素法解析ソフト ANSYS17.0 (陰解法) を用いた準静的解析を行った。ただし、簡略化のため軸力センサーを挟まないモデルとした。モデルの全体図を図 4-1 に示す。また、相手材の雌ねじ形状の寸法は表 4-1、被締結材・相手材の寸法は図 4-2 に示した通りである。なお、ねじ座面と被締結材の間には空隙があり、解析開始時点では接触していない。

本章ではタッピンねじのゆるみ特性について定性的評価を行うことを目的としているため、クーロン摩擦係数は全接触面において 0.1 で統一した。その他の解析条件は前章と同様である。

本解析は 5 ステップで行う。第 1 ステップでは、相手材端面を xyz 並進変位拘束、被締結材端面を xyz 並進変位拘束、ねじ頭部上面の xy 並進変位及び xyz 回転変位を拘束し、同面に z 方向 68.6N の推力を負荷した。第 2 ステップにおいて、前ステップの拘束条件を維持した状態で、ねじ頭部上面の z 回転変位を初期位置から時計回りに 30° 移動させた。この過程で、ねじ座面と被締結材は接触し、締結軸力が発生する。第 3 ステップでねじ頭部上面の全ての変位拘束を解除、第 4 ステップでねじ頭部上面に負荷した推力を解放する。これによりタッピンねじによる締結が完了する。

最終第5ステップでは被締結材端面に y 方向強制変位を与え、加振解析を行う。与える強制変位の推移を図 4-3 に示す。

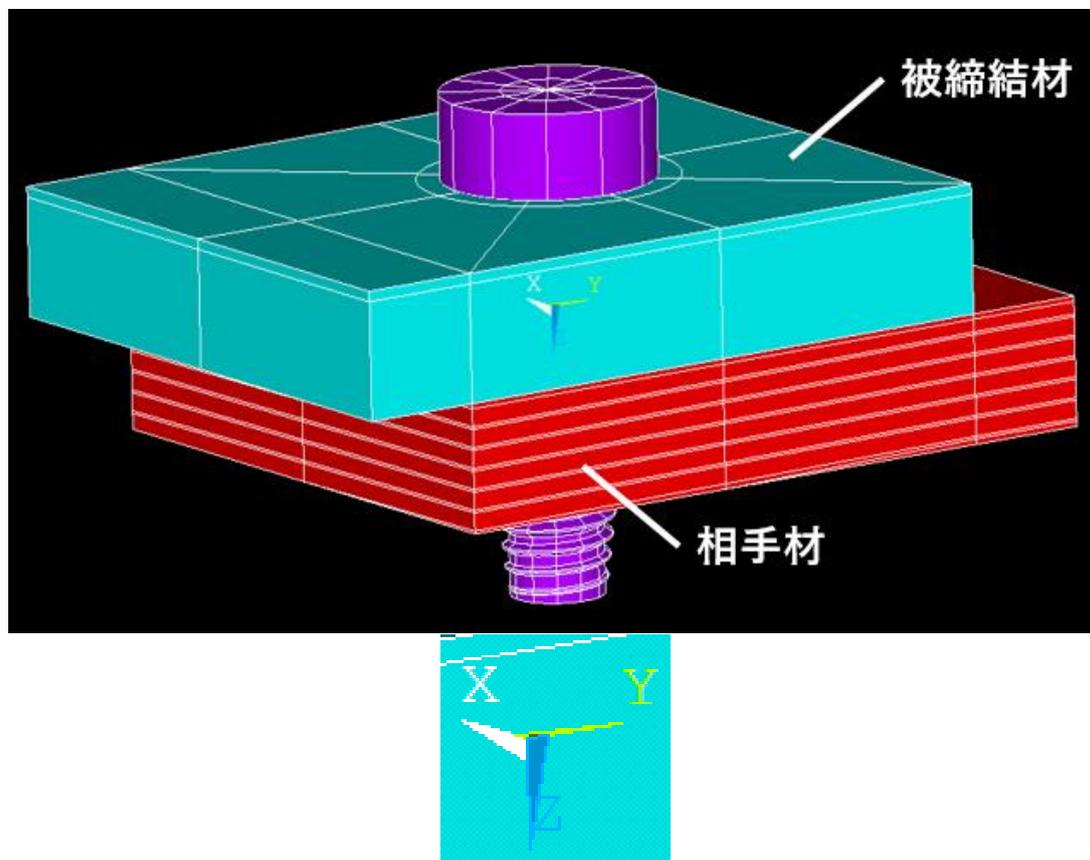
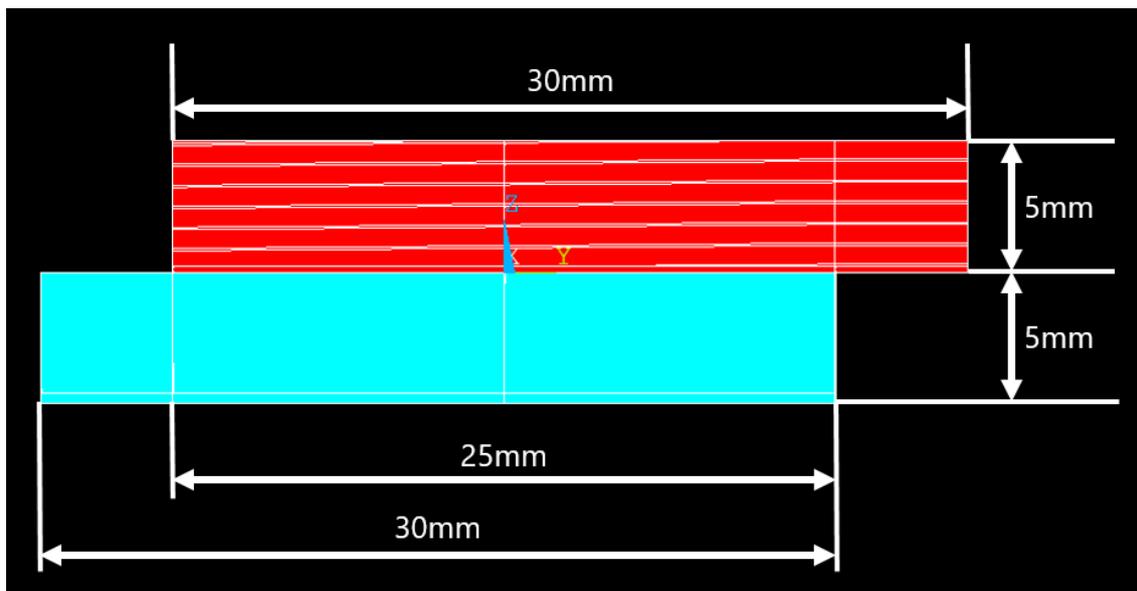


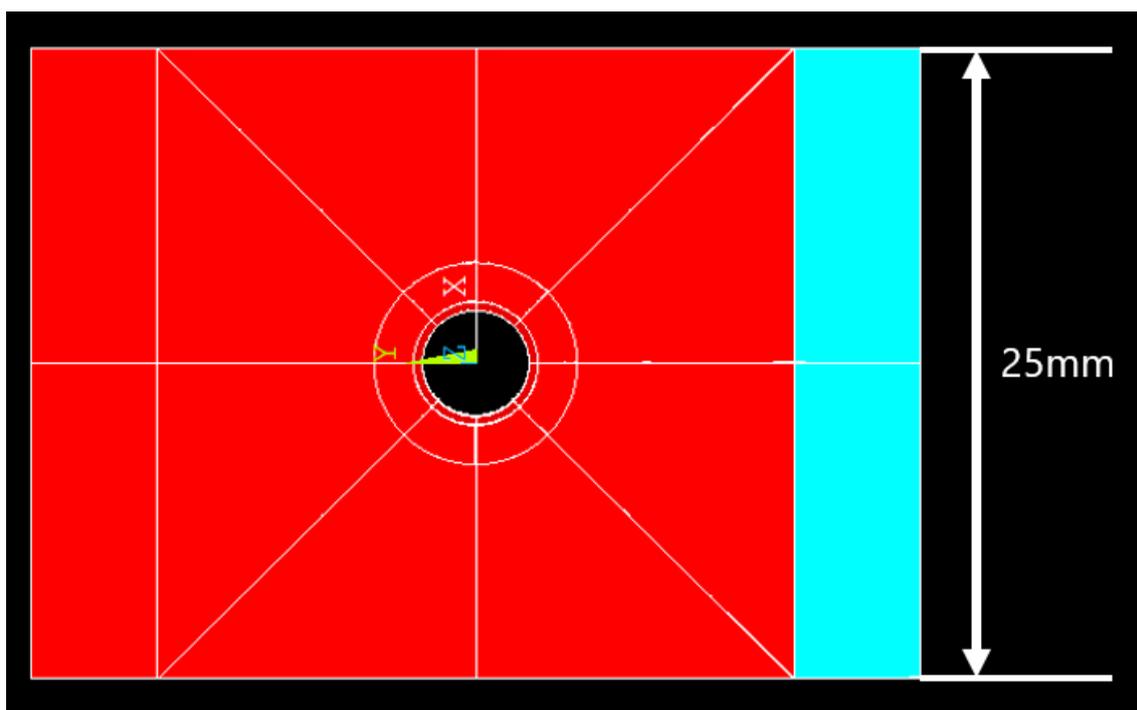
図 4-1 加振解析のモデル全体図

表 4-1 相手材の雌ねじ形状の寸法

	タッピンねじ(3種)	Cタイト
雌ねじ外径 $d_h[mm]$	4.905	4.905
雌ねじピッチ $P[mm]$	0.8	0.8
雌ねじ山幅 $w_t[mm]$	0.35	0.35
雌ねじ高さ $h_t[mm]$	0.71315	0.7153



(a) yz 平面図



(b) xy 平面図

図 4-2 被締結材および相手材の寸法

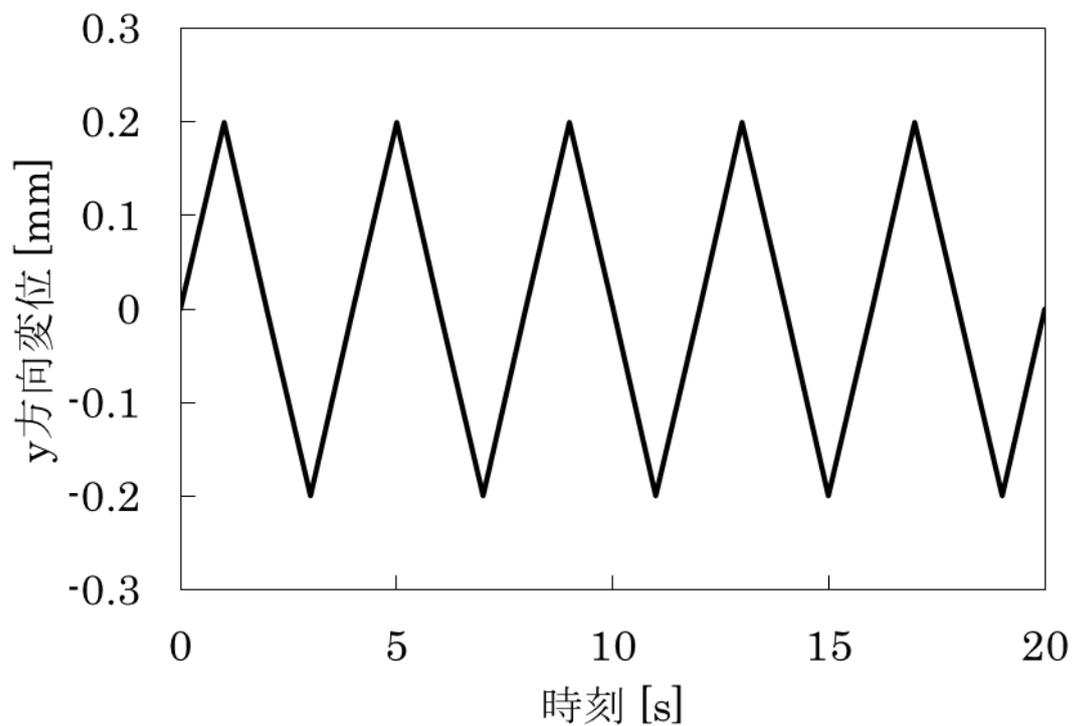


図 4-3 加振時に非締結材端面に与える変位の変化

4.3 解析結果

締付け時の軸力・トルク変化を図 4-4 及び図 4-5 に示す。タッピンねじ(3 種)の着座時トルクは 0.10[Nm]，最終締結軸力は 1.9[kN]であった。また，C タイトの着座時トルクは 0.11[Nm]，最終締結軸力は 1.4[kN]であった。ねじ面が片面接触に移行する軸力（トルクと軸力が比例関係に移行する軸力）はタッピンねじ(3 種)が 0.4[kN]，C タイトが 0.5[kN]であった。

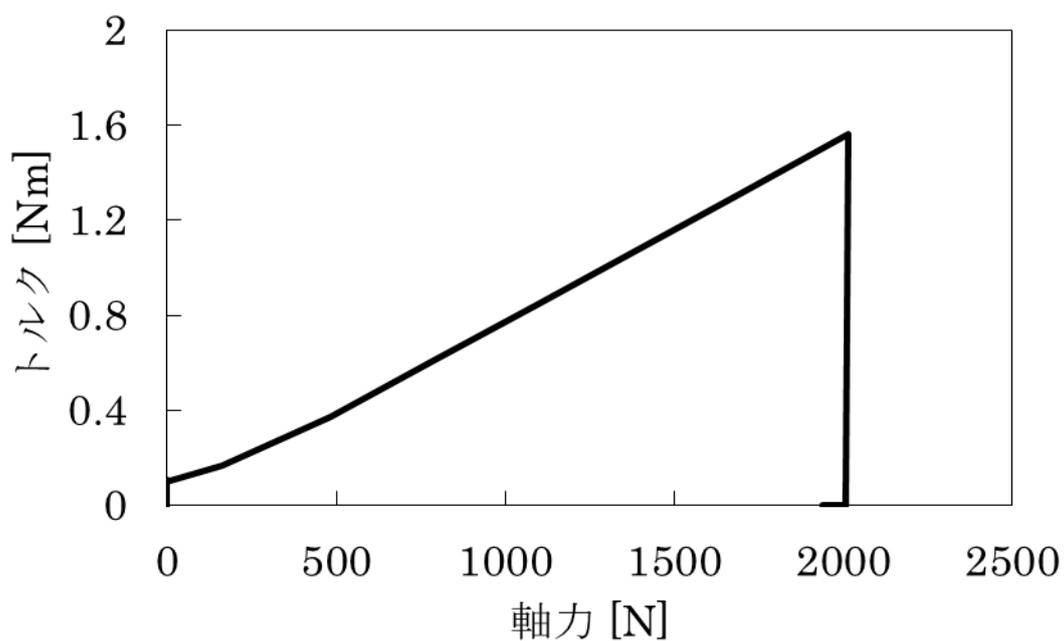


図 4-4 タッピンねじ(3種)締付け時の軸力・トルク変化

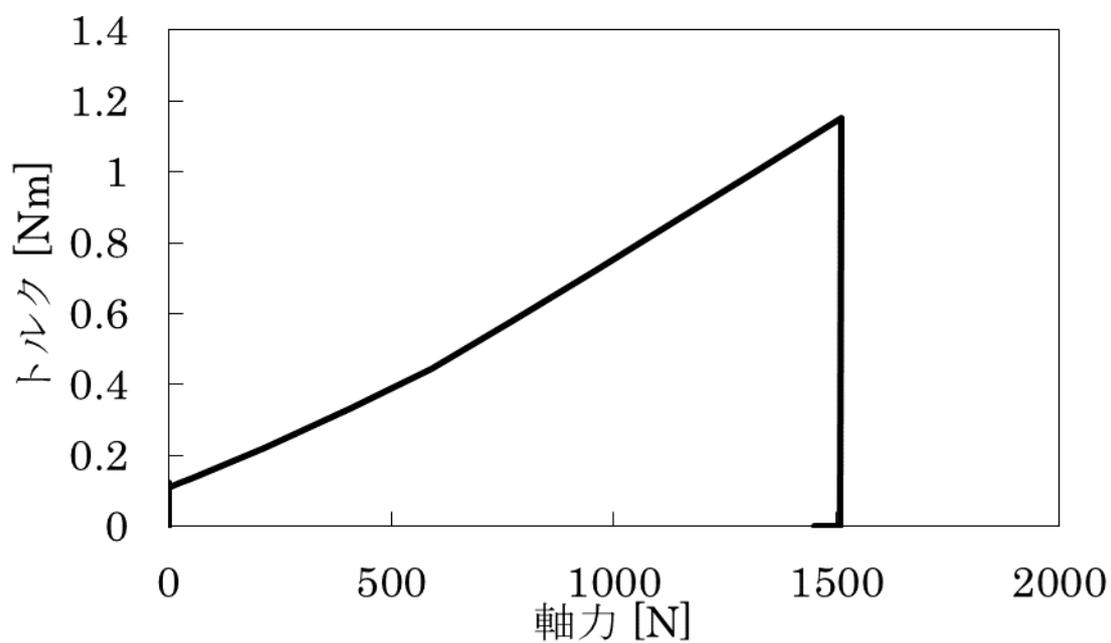


図 4-5 C タイト締付け時の軸力・トルク変化

次に、加振時の軸力変化を図 4-6 及び図 4-7 に示す。タッピンねじ(3 種)、C タイトの双方のいずれにおいても、各加振サイクル内で軸力の増減はあるものの、全体として軸力が低下していく過程が見られた。

加振前 ($t=0[s]$) 及び各加振サイクル終了時 ($t=4,8,12,16,20[s]$) の軸力を表 4-2 に示す。1 サイクル経るごとに軸力が一定速度で低下していく過程が確認できるが、加振前軸力と 1 サイクル加振後軸力の差は他の加振サイクルと比較して大きいことが分かる。1 サイクル目の加振で軸力が大きく低下する要因は、締付け時にタッピンねじに生じたねじれが解放されたためと考えられる。

また、各加振サイクル内で軸力が増減する要因は、ねじ面の接触状態が変化しているためである。図 4-3 に示した通り、本加振解析は被締結材に y 方向の強制変位を与えることにより行っている。このうち、y 方向変位が増加している時間 ($0 < t \leq 1, 3 < t \leq 5, 7 < t \leq 9 \dots$) を y 正方向加振、y 方向変位が減少している時間 ($1 < t \leq 3, 5 < t \leq 7, 9 < t \leq 11 \dots$) を y 負方向加振と呼ぶ。y 正方向加振時のねじ面の接触状態を図 4-8 に、y 負方向加振時のねじ面の接触状態を図 4-9 に示した。それぞれ、加振方向によってねじの軸に傾きが生じ、ねじ面の接触状態が変化している。ねじ面の接触状態によって接触面積も変化するため、その影響により軸力が増減したと考えられる。

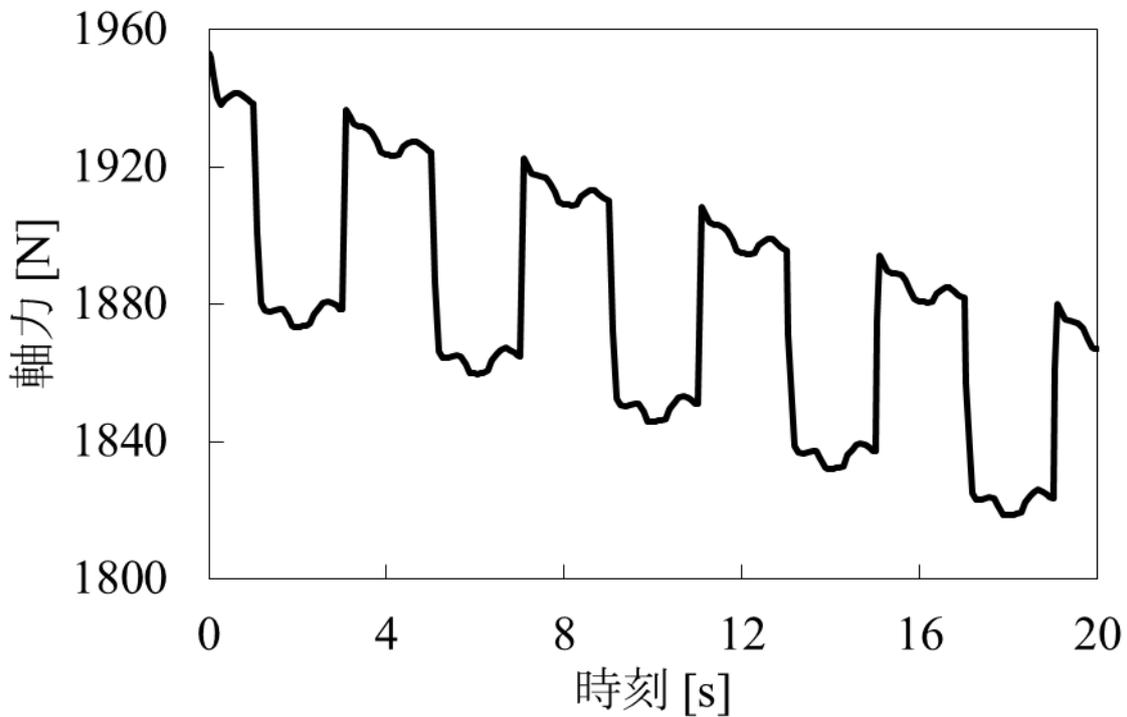


図 4-6 タッピンねじ(3 種)加振時の軸力変化

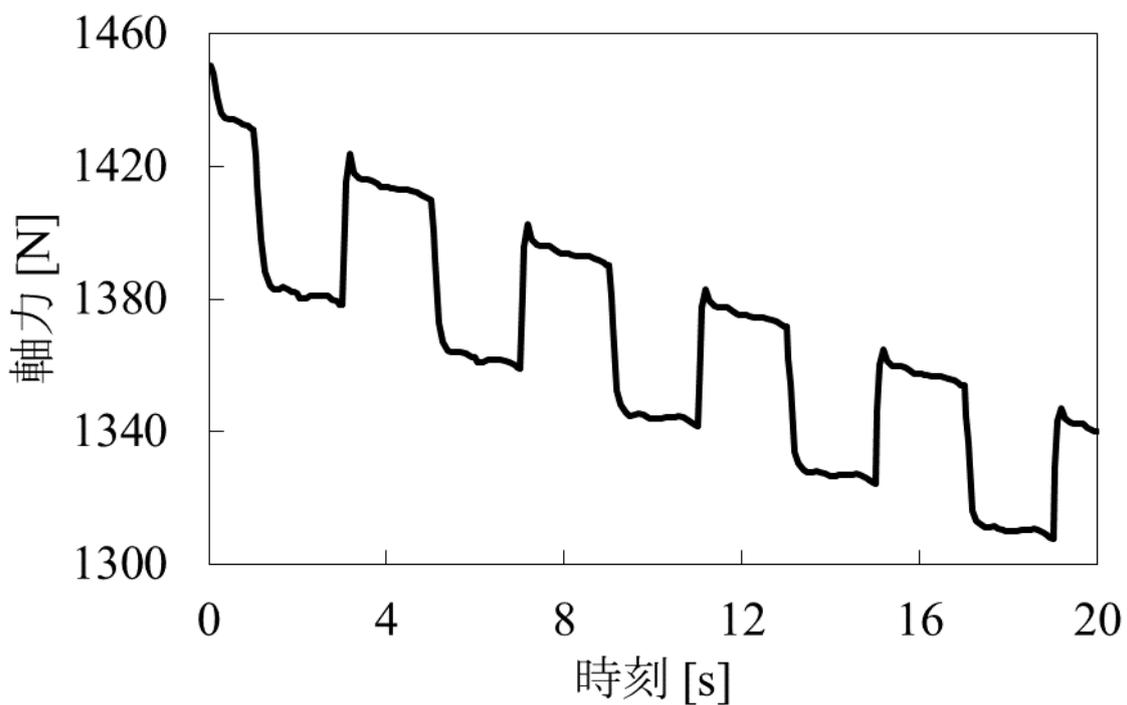
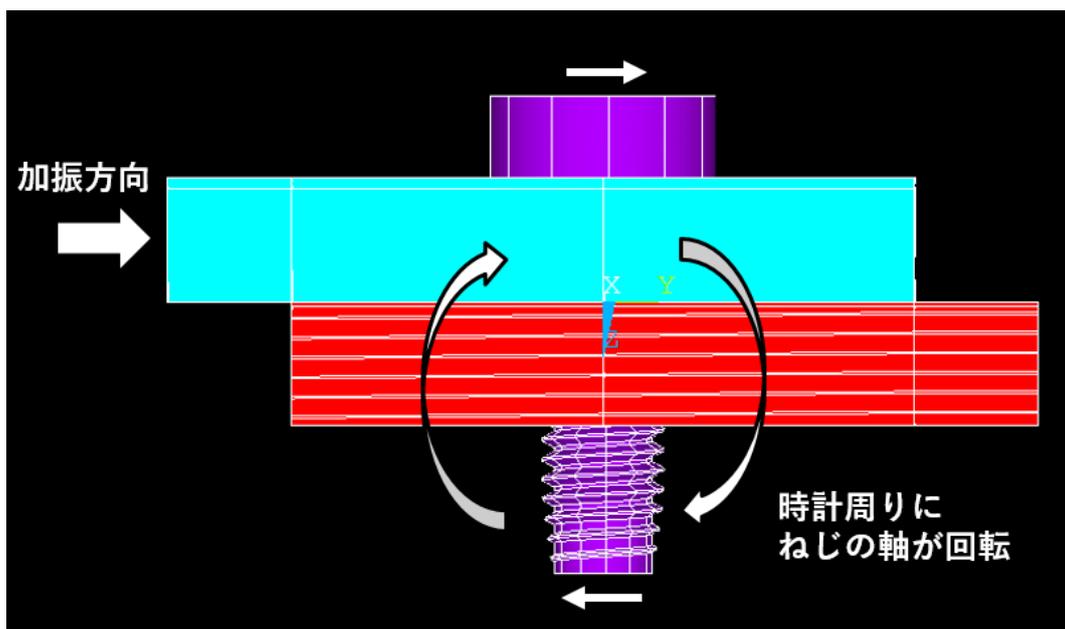


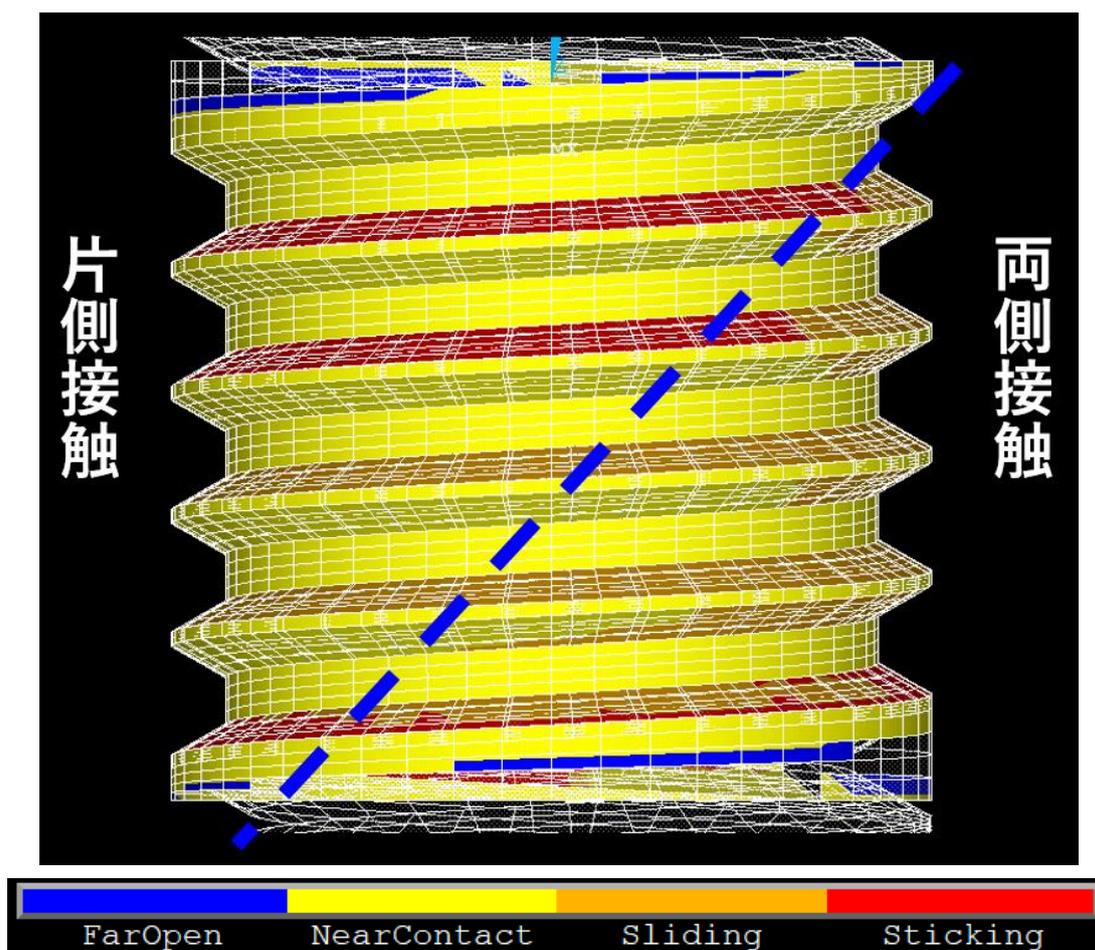
図 4-7 C タイト加振時の軸力変化

表 4-2 加振前軸力と加振後軸力の関係

	タッピンねじ (3 種)	C タイト
加振前軸力(t=0[s]) [N]	1953	1449
1 サイクル加振後軸力(t=4[s]) [N]	1924	1414
2 サイクル加振後軸力(t=8[s]) [N]	1909	1394
3 サイクル加振後軸力(t=12[s]) [N]	1895	1375
4 サイクル加振後軸力(t=16[s]) [N]	1881	1357
5 サイクル加振後軸力(t=20[s]) [N]	1867	1340

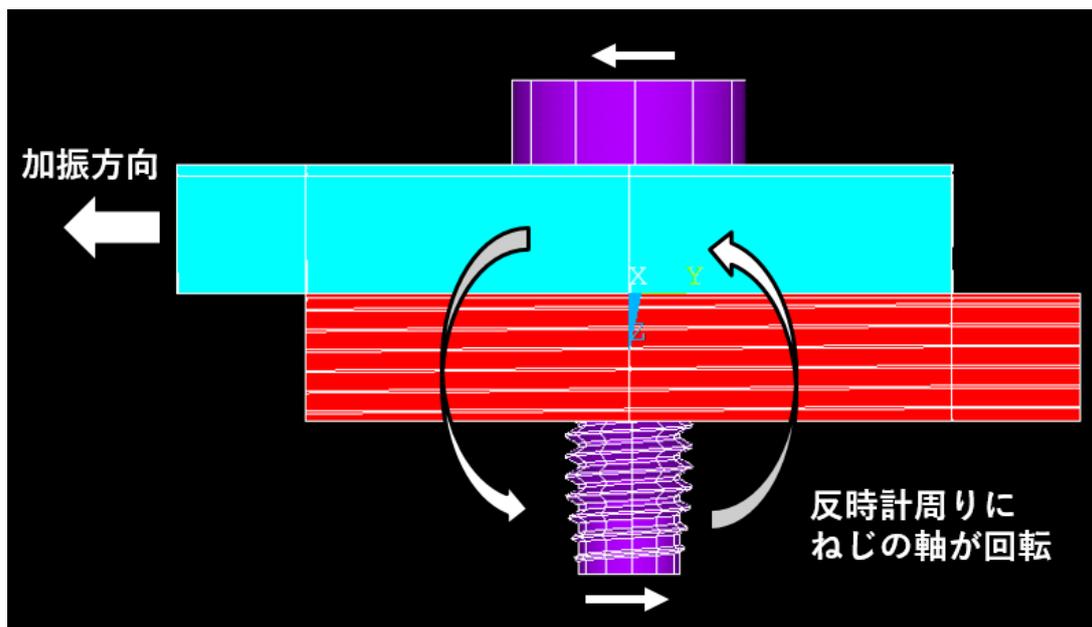


(a) 加振方向図

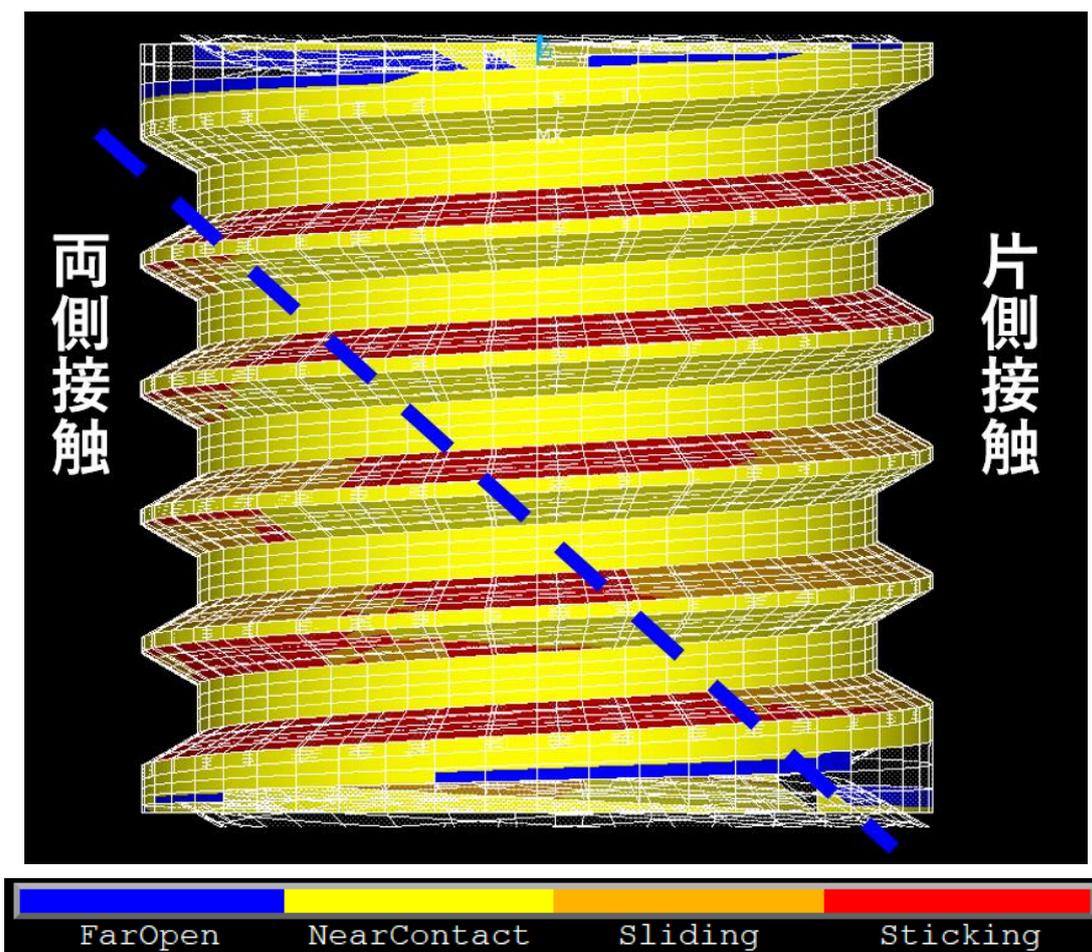


(b) ねじ面の接触状態

図 4-8 y 正方向加振時 ($t=1[s]$) のねじ面の接触状態



(a) 加振方向図



(b) ねじ面の接触状態

図 4-9 y 負方向加振時 ($t=2[s]$) のねじ面の接触状態

次に、加振中の座面及びねじ面の接触状態を

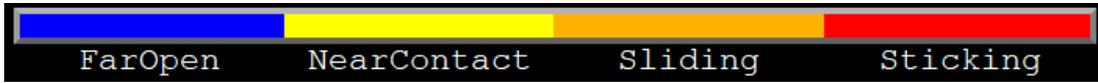


図 4-10 及び

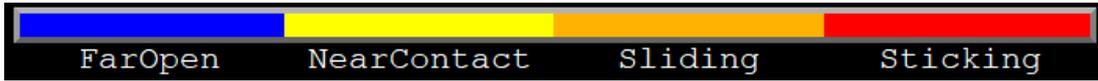


図 4-11 に示す。

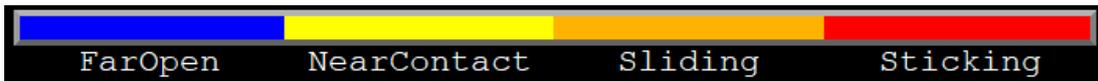
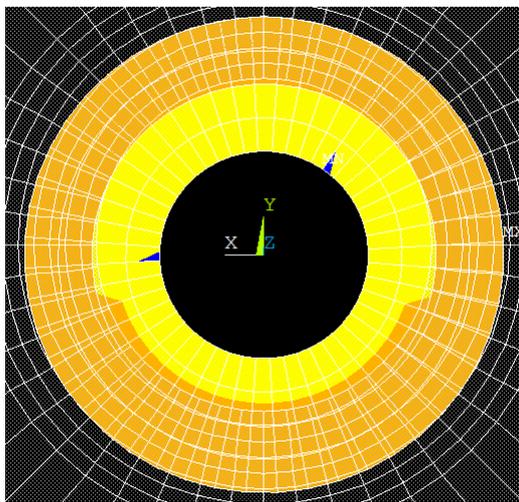


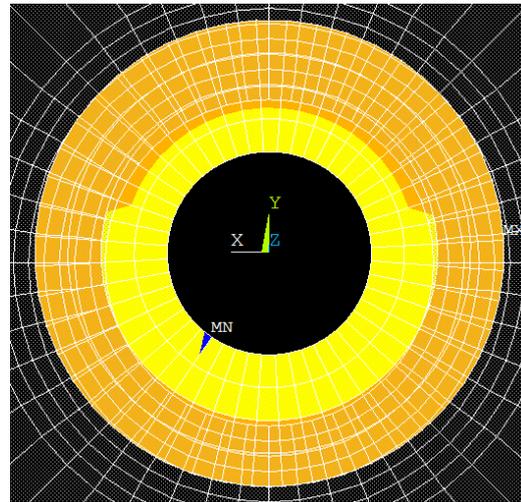
図 4-10 から分かる通り、座面では接触領域全体で滑っており、固着領域が存在せず、完全座面すべりが生じていることが分かる。

一方で、図 4-11 に示したねじ面においては、接触領域の一部で固着が生じている。また、固着領域の場所は加振中に変化しており、常に固着している領域は存在しない。すなわち、本解析条件においては完全ねじ面すべりは生じていないが、ねじ面が局所的にすべりながら回転していく部分ねじ面すべりによって緩みが進行していることが分かる。

以上のように、座面・ねじ面それぞれが滑っていることが確認できた。ここから、本加振解析で見られた軸力低下は回転ゆるみの結果であることが分かる。



(a) $t = 1[s]$ (右死点)



(b) $t = 3[s]$ (左死点)

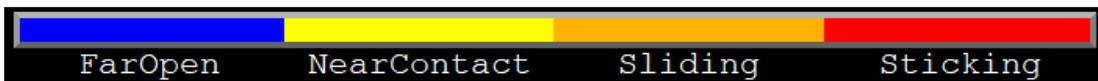


図 4-10 加振中の座面の接触状態 (タッピンねじ(3種))

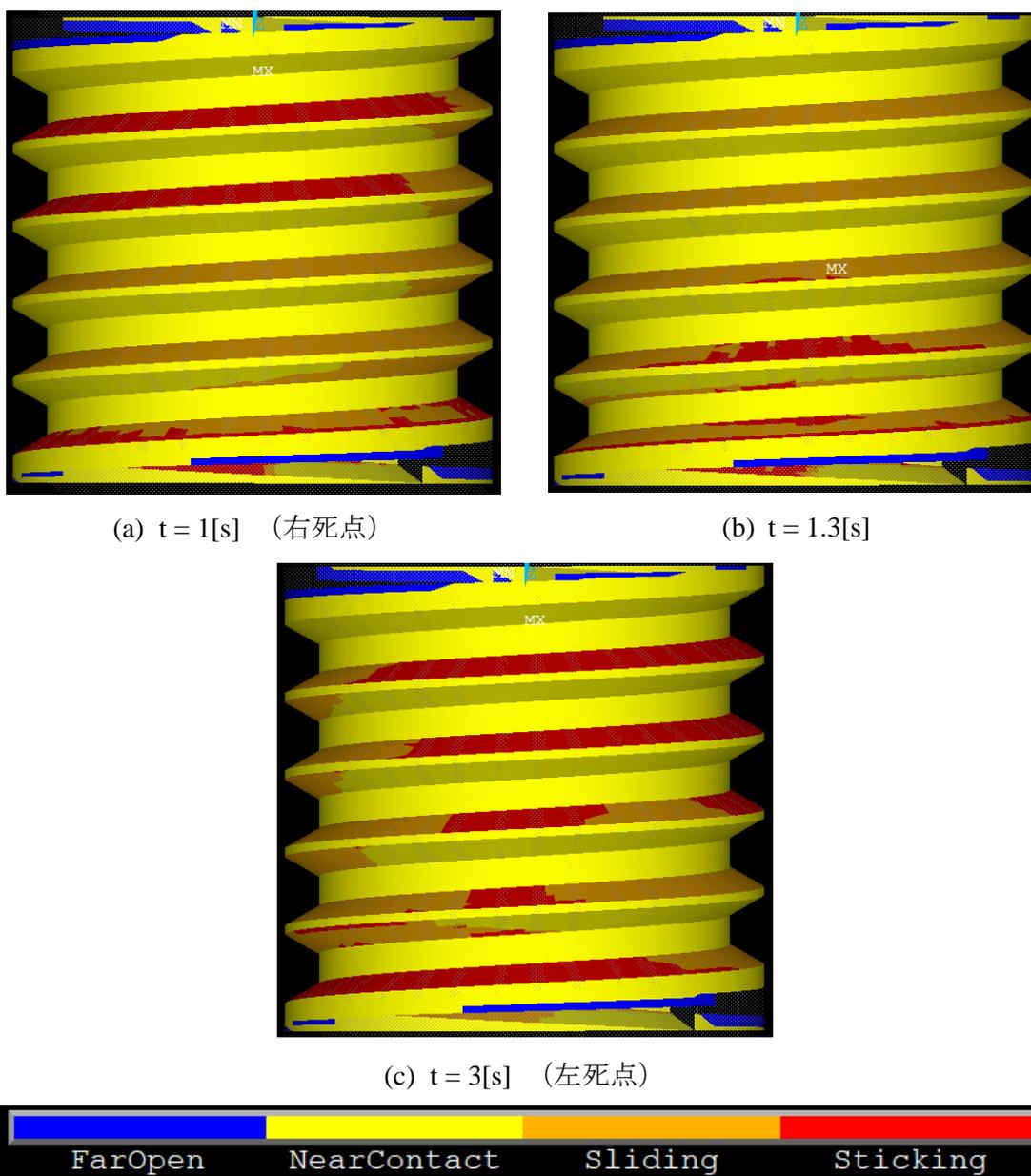


図 4-11 加振中のねじ面の接触状態 (タッピンねじ(3種))

4.4 長期加振時の軸力変化予測

本節では、タッピンねじが緩み過程において、緩みの進行する速度がどのように変化するかを考察する。

前節にて示した通り、タッピンねじの加振解析では 1 サイクルあたり 20N 以下とい

う遅々とした速度で軸力低下が進行する。そのため、1つの条件のみで緩み方の変化を見ることは、計算量・解析時間の観点から非現実的である。そのため、本節では複数の初期軸力を起点としてそれぞれ加振解析を行い、軸力の低下速度の違いを見ることにより、軸力と緩み方の関係を考察する。

まず、表 4-3 及び表 4-4 に加振前と加振後の軸力の変化を示す。第 1 サイクルの加振では締結時に生じたねじの捻じれが解消する影響が大きいいため、下表では 1 サイクル加振後を基準とした軸力の減少値を示した。

タッピンねじの種類によらず、いずれの場合においても初期軸力が小さい方が軸力減少量が小さいことが分かる。これは、ねじ面の接触状態に起因していると考えられる。

図 3-3 に示した通り、タッピンねじは締付け段階でねじ面の接触状態が両側接触から片側接触へと移行する。この際、非接触となったねじ山下面では軸力が増加するにしたがって雄ねじ・雌ねじ間の距離が拡大する。そのため、高軸力と比較して低軸力の時の方が、両側接触に移行するために必要な移動距離が短いこととなる。

低軸力時のタッピンねじ ねじ面の接触状態を図 4-12 に示す。y 正方向加振時のため、図 4-8 と同様に図の左上部は片側接触、右下部は両側接触となっている。一方で、高軸力（図 4-8）の時には最下段のねじ山が半周程度両側接触となっているのに対し、低軸力（図 4-12）時には最下段のねじ山が全周にわたって両側接触となっている（図 4-13）。

以上のように、軸力が低下することで加振時ねじ面が両側接触に移行しやすくなり、接触面積が増加することにより緩みを防止すると考えられる。

こうしたねじ面の両側接触は、公差を持って製作されている通常のねじでは幾何的に起こりえないことである。したがって、ねじ面の接触面積増加による緩み防止機能は、タッピンねじ特有の緩み止め機構であると考えられる。

表 4-3 タッピンねじ(3種)の加振前軸力と加振後軸力の関係

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
加振前軸力(t=0[s]) [N]	1953	1036	731	424
1 サイクル加振後軸力(t=4[s]) [N]	1924	1021	721	418
2 サイクル加振後軸力(t=8[s]) [N]	1909	1015	718	418
3 サイクル加振後軸力(t=12[s]) [N]	1895	1010	715	417
4 サイクル加振後軸力(t=16[s]) [N]	1881	1004	713	417
5 サイクル加振後軸力(t=20[s]) [N]	1867	998	710	416
1 サイクル加振後を基準とした	57	23	11	2
5 サイクル加振後の軸力減少 [N]				

表 4-4 Cタイトの加振前軸力と加振後軸力の関係

	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8
加振前軸力(t=0[s]) [N]	1449	893	710	530
1 サイクル加振後軸力(t=4[s]) [N]	1414	871	694	517
2 サイクル加振後軸力(t=8[s]) [N]	1394	864	690	516
3 サイクル加振後軸力(t=12[s]) [N]	1375	856	687	516
4 サイクル加振後軸力(t=16[s]) [N]	1357	849	683	516
5 サイクル加振後軸力(t=20[s]) [N]	1340	843	680	515
1 サイクル加振後を基準とした 5 サイクル加振後の軸力減少 [N]	74	28	14	2

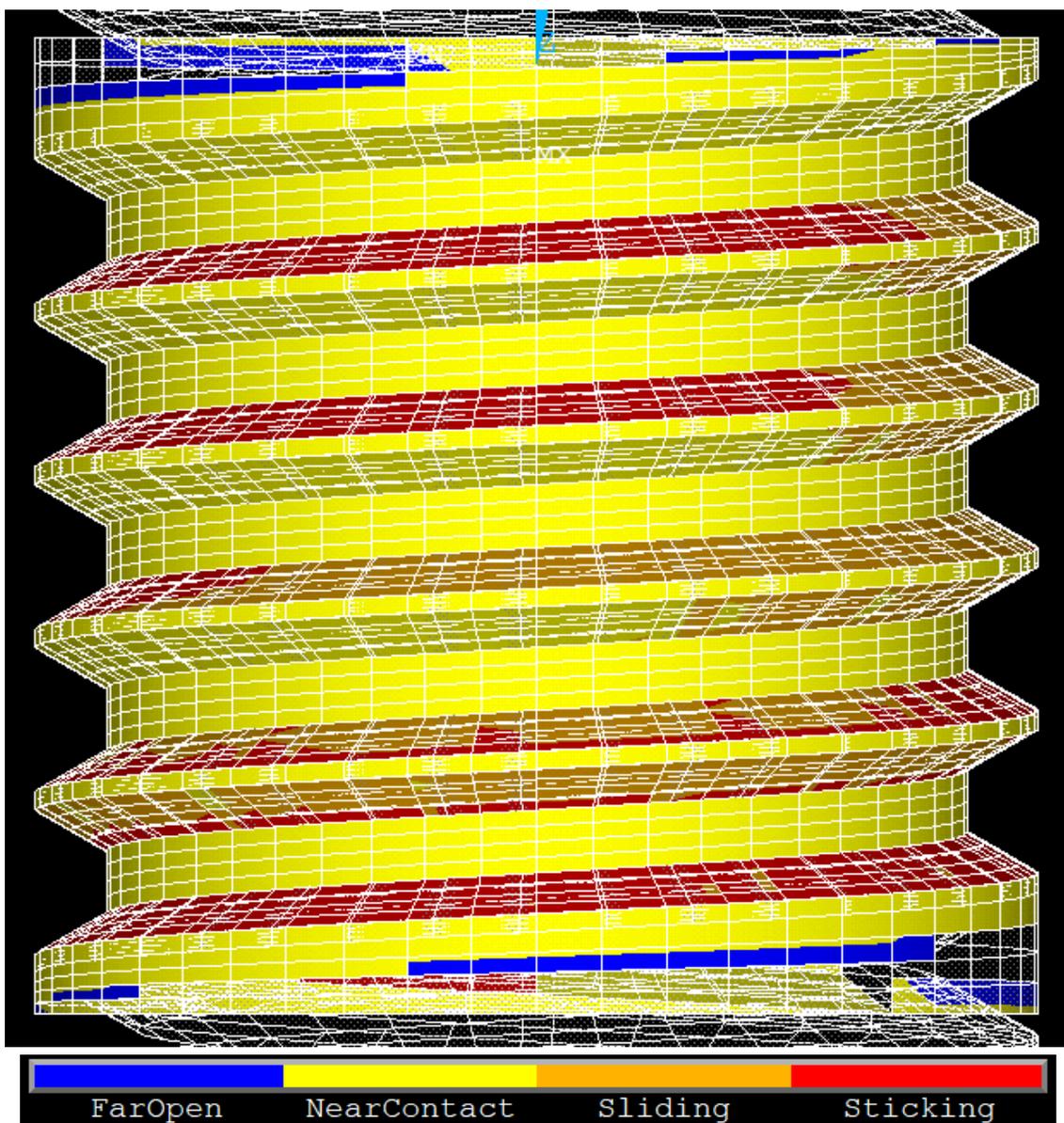


図 4-12 Case 4(初期軸力 424N)のねじ面の接触状態 (t=1[s] y 正方向加振時)

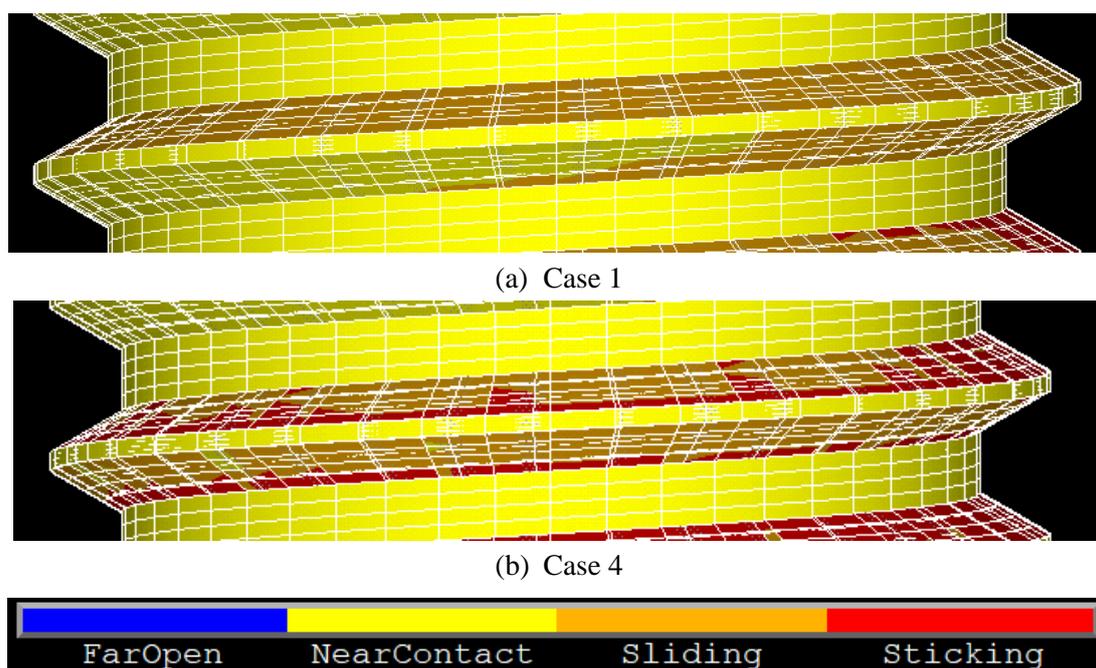


図 4-13 高軸力時と低軸力時のねじ面接触状態の比較

表 4-3 及び表 4-4 から分かる加振前軸力と軸力減少の関係を図 4-14 にまとめる．ここでは長期加振時の軸力変化予測を目的とするため，初期締結時のねじの軸方向ねじれの影響を除外して考察する．そのため，図 4-14 の横軸に示した初期軸力は表 4-3 及び表 4-4 における 1 サイクル加振後軸力を，縦軸に示した軸力減少は 1 サイクル加振後を基準とした 5 サイクル加振後の軸力減少を示している．初期軸力と軸力減少には概ね線形関係が成り立っていることが分かるが，初期軸力が 400～500[N]程度で軸力減少量が 0 になることが予想される．

初期軸力と軸力減少の関係を線形補間し，長期加振時の軸力変化を予測したものが図 4-15 である．軸力が減少するにつれてゆるみの進行が減速し，最終的に一定軸力に収束していく．

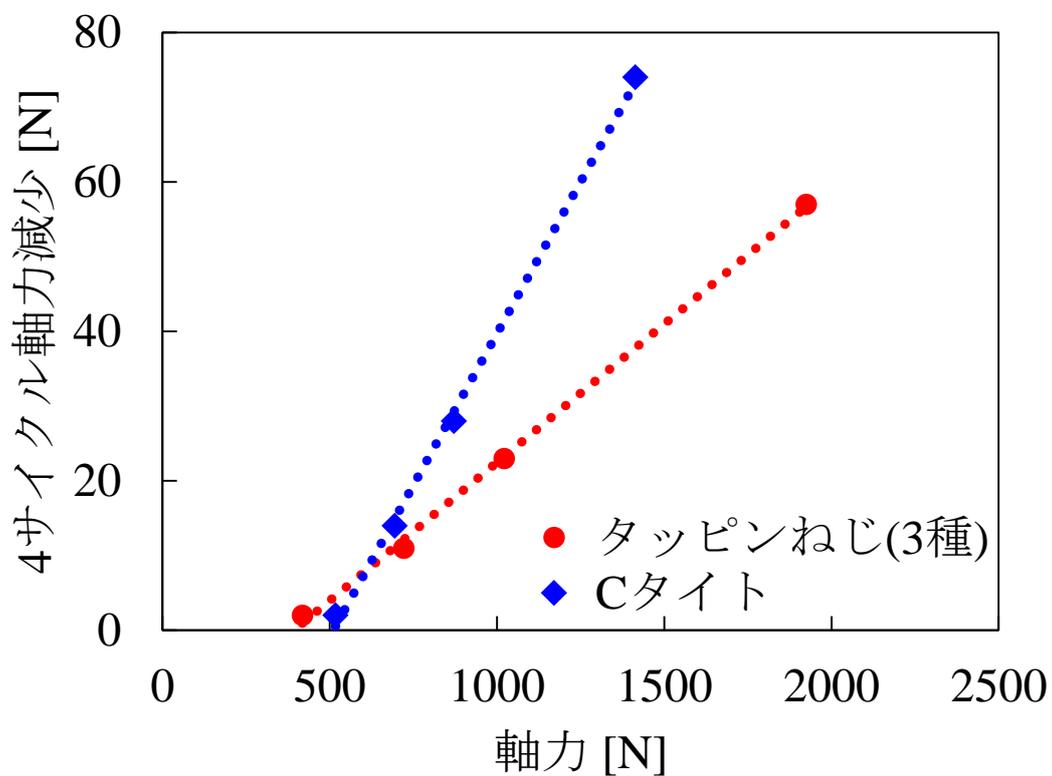


図 4-14 初期軸力と軸力減少の関係

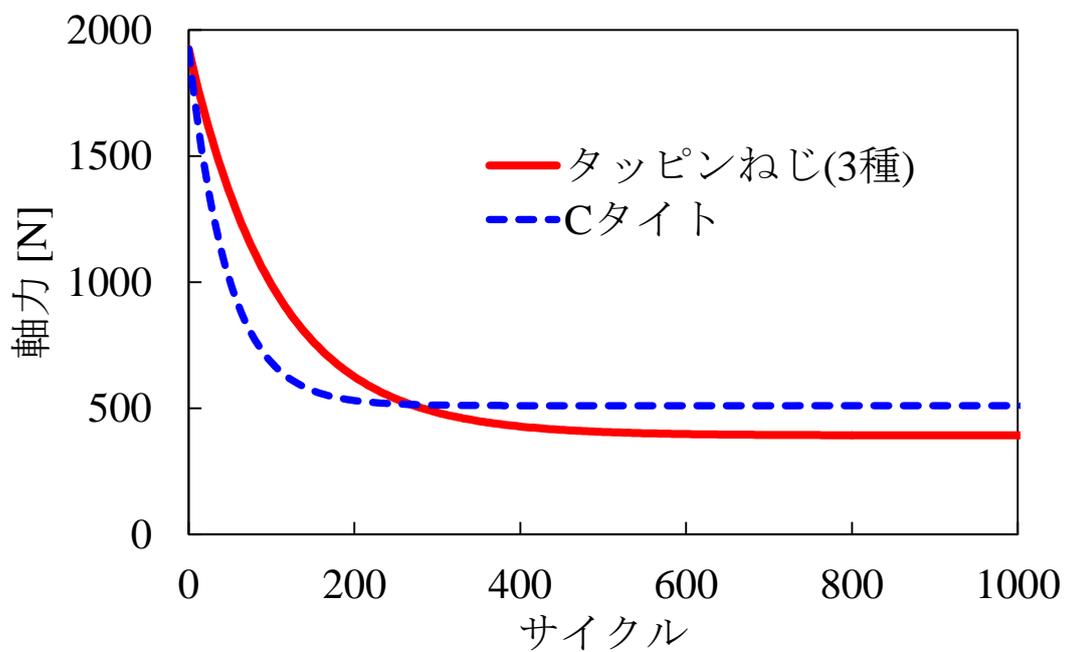


図 4-15 長期加振時の軸力変化予測

4.5 通常のねじとの比較

最後に、セルフタッピングを行わない通常の金属ねじを用いた加振解析を行い、タッピンねじとゆるみ進行速度を比較した。通常の金属ねじで加振解析を行った際の加振前軸力と加振後軸力の関係を表 4-5 に示す。加振前軸力が小さい方が軸力減少量が小さいこと、1 サイクル目の加振の際にねじの軸方向ねじれが解放され軸力が大きく減少することは、表 4-3 及び表 4-4 に示したタッピンねじと共通する傾向である。

一方で、初期軸力と軸力減少量の関係をタッピンねじと通常の金属ねじで比較した図が図 4-16 である。同一軸力で比較すると、通常のねじではタッピンねじの 4~5 倍の速度で軸力が減少している。これは、通常の金属ねじでは雄ねじと雌ねじの間に公差があり、ねじ面が両側接触することが幾何的に不可能であるためと考えられる。また、初期軸力と軸力減少量が線形関係にあることは通常の金属ねじとタッピンねじで共通しているが、タッピンねじでは軸力 400~500[N]で軸力減少量が 0 になるのに対し、通常の金属ねじでは軸力 0[N]になるまで軸力減少量が 0 にならない。

この初期軸力と軸力減少の関係線を線形補間し、長期加振時の軸力変化を予測したものが図 4-17 である。タッピンねじでは軸力が一定値で下げ止まるのに対し、通常の金属ねじでは低軸力でも軸力は減少を続け、軸力が 0 に至るまで緩みが進行する。通常の金属ねじではねじ面が両側接触に移行せず、プリベリングトルクが作用しないため、軸力減少を下げ止められないと考えられる。

表 4-5 通常の金属ねじの加振前軸力と加振後軸力の関係

	Case 9	Case 10	Case 11
加振前軸力(t=0[s]) [N]	1846	993	293
1 サイクル加振後軸力(t=4[s]) [N]	1744	933	268
2 サイクル加振後軸力(t=8[s]) [N]	1662	889	251
3 サイクル加振後軸力(t=12[s]) [N]	1586	848	234
4 サイクル加振後軸力(t=16[s]) [N]	1515	808	218
5 サイクル加振後軸力(t=20[s]) [N]	1449	769	203
1 サイクル加振後を基準とした 5 サイクル加振後の軸力減少 [N]	295	164	65

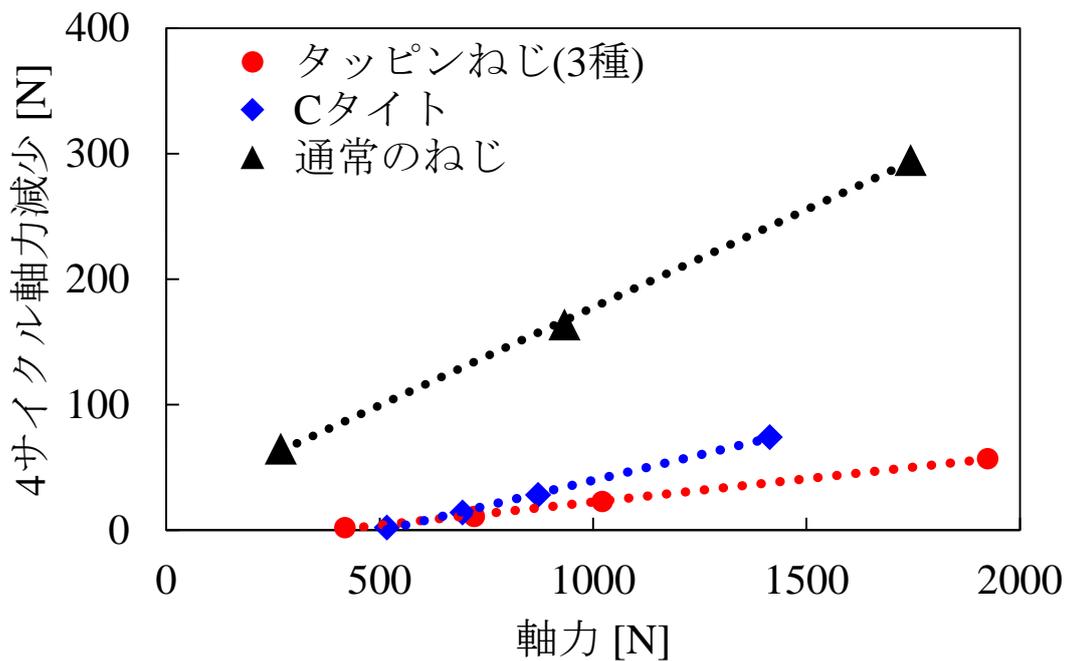


図 4-16 タッピンねじと通常のねじでの軸力減少量の比較

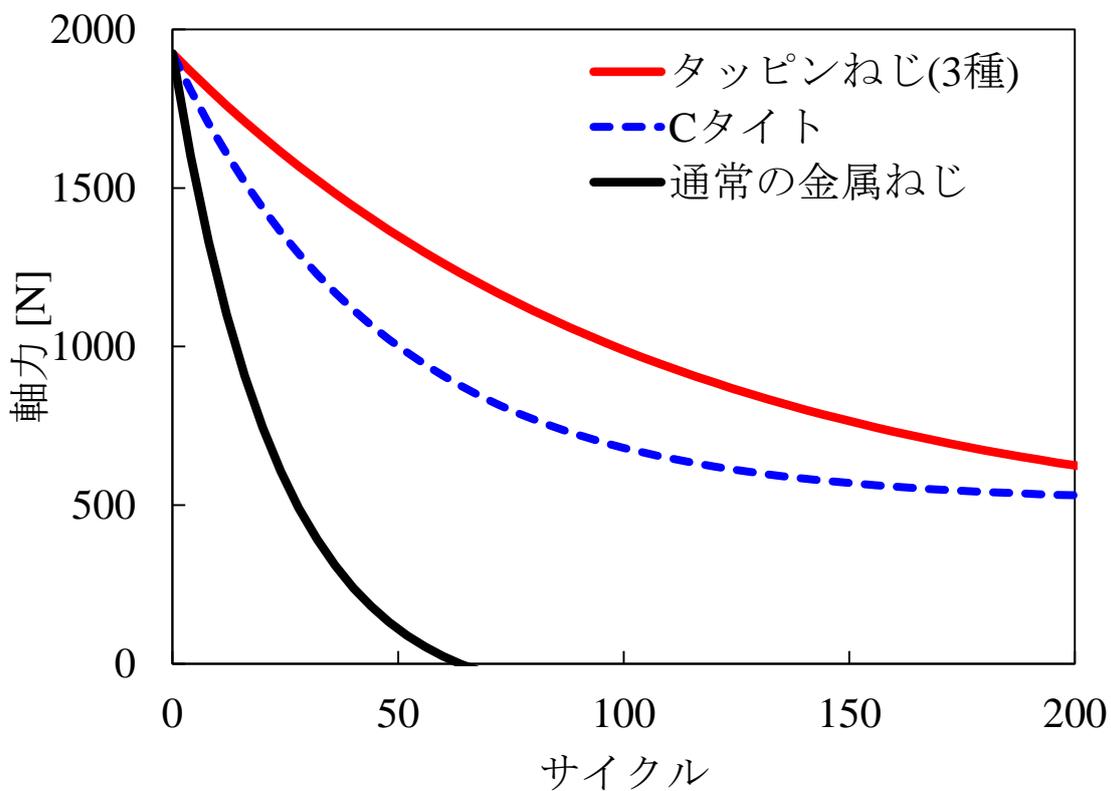


図 4-17 タッピンねじと通常のねじでの長期加振時の軸力変化予測

以上より、軸力が弱い状態の方がタッピンねじは緩みにくいことがわかった。このことから、タッピンねじ締結は緩みが進行するごとに軸力低下速度が鈍化することが分かる。すなわち、タッピンねじの持つゆるみ防止機能は、相手材の雌ねじによる弾性回復力に起因すると考えられる。

4.6 結言

タッピンねじ締結の加振解析を行った。複数の初期締結軸力から加振解析を行うことで、軸力と軸力低下速度の関係性を考察した。

その結果、軸力が低下するごとに軸力低下速度は減速することが分かった。これは、加振時にねじ面が片側接触から両側接触へ部分的に移行し、接触面積が増加するためであると考えられる。

また、タッピンねじ(3種)とCタイトで緩み方に明らかな差異はなかった。本研究ではタッピンねじの種類によらず同様の雌ねじ形状を用いている。そのため、実現象においてはタッピング過程において成形される雌ねじ形状に差異があり、それに起因した緩み方の違いが考えられる。

第5章 結論

5.1 結論

タッピンねじのねじ込み過程の有限要素法解析を行った。実機試験での雌ねじ形状は再現できなかったが、ねじ込み初期のトルク変化など、一部の結果の再現性を確認した。

ねじ込み過程解析において実現象を再現できなかったため、実機試験で観察した相手材の断面形状をもとに雌ねじをモデリングし、締結過程の解析を行った。定量的再現はできなかったが、軸力増加とともにトルクが増加する傾向や、ねじ面の接触状態の変化などは定性的に再現できており、摩擦係数の合わせ込みにより定量的再現も可能であると考えられる。

最後に、締結過程解析で妥当性を確認したモデルを用いてタッピンねじのゆるみ防止性能を評価した。ゆるみが進行するに従って、ねじ面における相手材の弾性回復トルクが生じ、ゆるみ進行速度が鈍化することが分かった。

5.2 今後の展望

本研究においては、タッピング過程の有限要素法解析において実現象のねじ面形状及びトルク変化を再現することができなかった。今後、メッシュ条件や摩擦モデル、材料物性の見直しにより、再現性の向上を目指す。

また、タッピング過程解析が実現象を再現できなかったため、成形された雌ねじ形状をモデリングし、着座以降のゆるみ解析を行った。タッピング過程を起点に解析を行った場合、タッピンねじの種類によって雌ねじ形状の特徴が異なり、ゆるみ性能に違いが現れることが期待される。

参考文献

- [1] P. Stéphan, F. Mathurin and J. Guillot, "Experimental study of forming and tightening processes with thread forming," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 212, pp. 766-775, 2012.
- [2] G. Dinger, "Dynamic modeling and simulation of the screwing behavior," *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 20, pp. 374-379, 2015.
- [3] G. Fromentin and G. Poulachon, "An Experimental and Analytical Method for Investigating Plastic Flow in Form," 2006.
- [4] “タッピンねじに関する報告書,” 日東精工, 2021.
- [5] 鈴木達博, “塑性加工における摩擦法則の構築,” 2015.
- [6] 杉浦弘忠 , 上野美光, “ねじの締付けにおける軸力と摩擦係数,” *Nitto Technical Report*, 第 74, pp. 16-21.

謝辞

日東精工の皆様には、実機試験の結果を提供いただき、また打ち合わせ等に際して貴重なご意見を度々頂戴し、ありがとうございました。

また、ねじ込み過程の解析に関して、成田様には度々解析条件に関してご教示いただき、ありがとうございました。

泉教授をはじめとする研究室の皆様にはお世話になりました。

最後に、家族と親友に支えられた学生生活でした。多謝。

以上

P.1~P.84 完

修士論文

196223 長岡 賢人

指導教員 泉 聡志 教授