

卒業論文

電子コンポーネント用小ねじ締結体の
ゆるみ評価手法の開発

03-180188 久米 一輝

指導教員 泉 聡志 教授

目次

図一覧	4
表一覧	6
第1章 序論	7
1.1 研究背景	7
1.2 研究対象	8
1.3 本研究の目的	9
1.4 本論文の構成	9
第2章 樹脂を締結した小ねじの軸力の評価	11
2.1 緒言	11
2.2 軸力試験	11
2.2.1 試験概要	11
2.2.2 試験結果	13
2.3 弾性モデルによる締付け過程の解析	16
2.3.1 解析手法	16
2.3.2 解析結果	18
2.3.3 考察	19
2.4 粘弾性モデルによる締付け過程の解析	21
2.4.1 粘弾性材料のモデル化	21
2.4.2 解析手法	23
2.4.3 解析結果	25
2.4.4 考察	27
2.5 結言	30
第3章 モーダル解析	31
3.1 緒言	31
3.2 ハンマリング試験	31
3.2.1 試験概要	31
3.2.2 試験結果	33
3.3 モーダル解析	35

3.3.1	解析手法.....	35
3.3.2	解析結果.....	37
3.3.3	考察.....	38
3.4	結言.....	38
第4章	振動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみ評価.....	39
4.1	緒言.....	39
4.2	解析手法.....	39
4.2.1	解析条件.....	39
4.2.2	加振条件の評価.....	43
4.3	解析結果.....	47
4.4	考察.....	50
4.5	結言.....	51
第5章	結論.....	52
5.1	結論.....	52
5.2	今後の展望.....	53
	参考文献.....	54
	謝辞.....	55

図一覧

図 1-1	電子コンポーネント	8
図 1-2	端子台.....	9
図 2-1	PC トルクアナライザー	12
図 2-2	締結部拡大図.....	12
図 2-3	軸力測定位置.....	13
図 2-4	トルク・軸力-時間線図（計測位置 2）	13
図 2-5	トルク・軸力-時間線図（計測位置 4）	14
図 2-6	トルク・軸力-時間線図（計測位置 6）	14
図 2-7	トルク・軸力-時間線図（計測位置 7）	15
図 2-8	有限要素モデル.....	16
図 2-9	有限要素モデル詳細	17
図 2-10	一般化 Maxwell モデル.....	21
図 2-11	各温度の瞬間弾性率に対する緩和弾性率の比率.....	22
図 2-12	各温度の緩和弾性率.....	23
図 2-13	解析における相手材の温度条件	24
図 2-14	解析における荷重条件.....	25
図 2-15	軸力-時間線図.....	26
図 2-16	解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 2）	27
図 2-17	解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 4）	28
図 2-18	解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 6）	28
図 2-19	解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 7）	29
図 3-1	電子部品の配置.....	32
図 3-2	加振位置.....	33
図 3-3	ハンマリング試験 モード形状	34
図 3-4	有限要素モデル	35
図 3-5	質点の配置.....	36
図 3-6	モーダル解析 モード形状.....	37
図 4-1	有限要素モデル	40
図 4-2	有限要素モデル詳細	41
図 4-3	締結部断面図.....	41
図 4-4	大質量法.....	42
図 4-5	振動試験における入力波形.....	44
図 4-6	入力波形のパワースペクトル.....	46

図 4-7	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 1)	47
図 4-8	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 2)	48
図 4-9	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 3)	48
図 4-10	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 4)	48
図 4-11	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 5)	49
図 4-12	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 6)	49
図 4-13	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 7)	49
図 4-14	座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 8)	50

表一覧

表 2-1	締付け直後および軸力低下後の軸力.....	15
表 2-2	解析条件表.....	18
表 2-3	物性値表.....	18
表 2-4	各摩擦係数に対する締付け完了時とトルク除荷時の軸力.....	19
表 2-5	解析結果と理論解における軸力の比較.....	20
表 2-6	各温度における PPS 樹脂のヤング率.....	22
表 3-1	実験機器.....	31
表 3-2	電子部品および基板単体の質量.....	32
表 3-3	ハンマリング試験 固有振動数.....	34
表 3-4	プリント基板物性値.....	36
表 3-5	解析条件表.....	36
表 3-6	モーダル解析 固有振動数.....	37
表 3-7	モーダル解析とハンマリング試験の比較.....	38
表 4-1	解析条件表.....	42
表 4-2	加振加速度の振幅および周波数.....	47

第1章 序論

1.1 研究背景

構造物の結合法の一つとして使用されるねじ締結は、取付け取外しの容易さや安価であることなどから、機械や精密機器などの幅広い分野において採用されてきた。近年では機械材料として樹脂が多く用いられるようになり、それに伴って小ねじやセルフタッピングねじも広く使用されるようになってきている。しかし、ねじ締結部分においては振動や衝撃などの外力によりゆるみが生じる可能性があり、被締結物の脱落による事故につながる危険性が考えられる。

こうした背景から、ねじのゆるみに関する研究が現在までに数多く行われてきた。1960年代には Junker [1]により、ボルト・ナット締結体のゆるみは、ボルト軸直角方向の外力が作用する場合において最も発生しやすいということが示された。それ以降、軸直角方向外力によるゆるみの研究が進められ、賀勢ら [2]の研究では、座面に巨視的なすべりがない場合であっても微小なゆるみが発生することが明らかにされている。

また近年の計算機性能の向上に伴い、三次元有限要素法を用いたゆるみの解析が可能となっている。横山 [3]は三次元有限要素法を使用し、Junker 式ゆるみ試験を模擬したゆるみシミュレーションを実施した。このシミュレーションでは、接触面の力学的挙動のモデル化に基づいて、荷重変位関係と回転ゆるみの進行がモデル化された。これにより、軸直角方向外力により発生するゆるみの詳細なメカニズムが解明されている。

このように、金属を金属のねじで締結した場合については、従来の研究からゆるみのメカニズムが詳細に至るまで明らかにされている。一方、樹脂を締結した小径のねじのゆるみに関しては、十分に検討が進められていないというのが現状である。

樹脂においては粘弾性に起因する応力緩和やクリープなどの現象が、金属と比較して顕著に表れるということが知られている。しかし、これらの現象と小ねじの締結との関係に関しては明らかにされていない。そこで、樹脂の特性が小ねじの締結状態に与える影響を解明し、金属の場合とは別個にゆるみに関する検討を行うことが必要とされている。

1.2 研究対象

本研究で対象とする建設機械の電子コンポーネントについて以下に記載する。

まず図 1-1 に電子コンポーネントの全体図を示す。これは樹脂製の端子台を 3 台並べたものにプリント基板を載せ、8 か所を金属のセルフタッピングねじにより締結したものである。また端子台の下面は建設機械本体に固定されている。そのため、建設機械において発生した振動が下面から締結部に伝達することでねじにゆるみが生じ、不具合や事故が発生することが懸念されている。

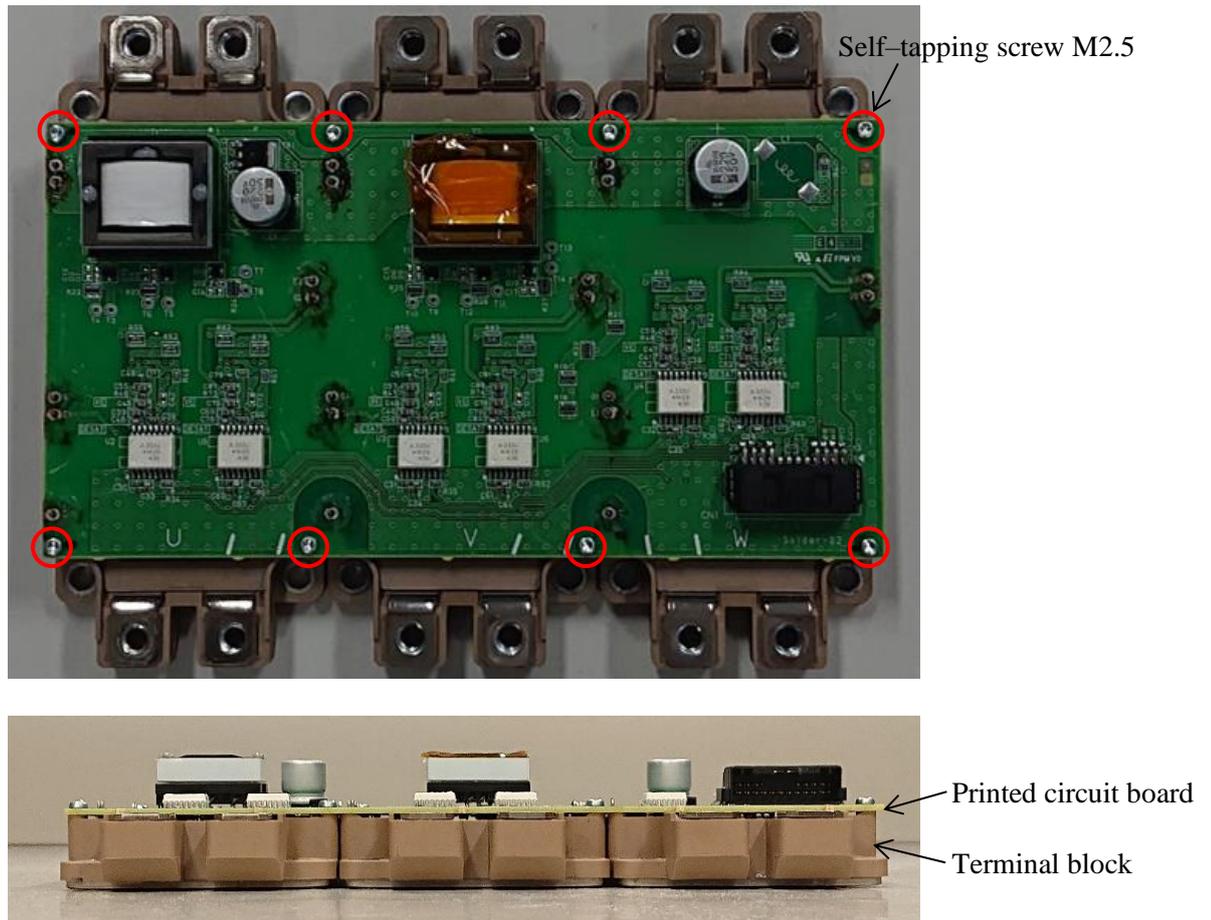


図 1-1 電子コンポーネント

図 1-2 に端子台の全体図を示す。端子台の材質は PPS 樹脂であり、4 か所にセルフタッピングねじ締結用の下穴を有する。端子台の下側には金属のベース板が埋め込まれており、その四隅が建設機械に対して締結される。

本研究で対象とするねじは M2.5 であり、端子台の下穴は直径 2.25mm で非貫通のも

のである。また、プリント基板の材質はガラスエポキシであり、ねじ締結のために直径 3mm の貫通穴を有する。



図 1-2 端子台

1.3 本研究の目的

本研究では三次元有限要素法を用いて、樹脂を金属の小ねじで締結した場合の締付け過程および締結状態における軸力を評価する。これにより、樹脂の特性が小ねじの軸力に及ぼす影響を解明する。また締結体の振動特性を解明し、振動外力が作用する際の締結体の挙動を明らかにする。以上を踏まえ、振動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみの発生の有無および発生箇所について解析による評価を行う。

1.4 本論文の構成

第 1 章では、本研究の背景および研究の目的について述べた。

第 2 章では、樹脂の相手材を金属の小ねじで締結する過程の解析を実施し、軸力試験との比較により樹脂の特性が小ねじの軸力に及ぼす影響を評価する。

第 3 章では、プリント基板のモーダル解析を実施し、ハンマリング試験との比較を行

う. これにより, ゆるみの評価に使用するモデルの妥当性を検証する.

第4章では, 締結体の振動解析を実施し, 振動外力が作用する小ねじ締結体のゆるみに関する評価を行う.

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 樹脂を締結した小ねじ の軸力の評価

2.1 緒言

ねじのゆるみの主な原因として、軸力により生じる座面の摩擦力が十分でなく、ねじの座面やねじ面においてすべりが生じるということが考えられる。したがって、ねじのゆるみについて検討する際には軸力に関する評価を行うことが不可欠である。本章では、樹脂の相手材に金属の小ねじを締結する過程について三次元有限要素法解析を行い、株式会社小松製作所で実施された軸力試験との比較を行う。これにより、樹脂の特性が小ねじの軸力に及ぼす影響を明らかにする。

2.2 軸力試験

2.2.1 試験概要

本試験では、図 2-1 に示したベクトリックス株式会社製の PC トルクアナライザー Ver.5 を使用し、セルフタッピンねじの締付け過程におけるトルク・軸力の計測を行った。図 2-2 に締結部の拡大図を示す。軸力の測定は、プリント基板と端子台の間に挟んだワッシャー型圧力センサを使用して行われた。

軸力の測定は、図 2-3 に示した 2,4,6,7 番の 4 か所の測定位置に対してそれぞれ実施された。また、締付け条件は実際の組み立て工程を模擬し、締付けトルクを規定の 0.45Nm に制御して試験が行われた。



図 2-1 PC トルクアナライザー

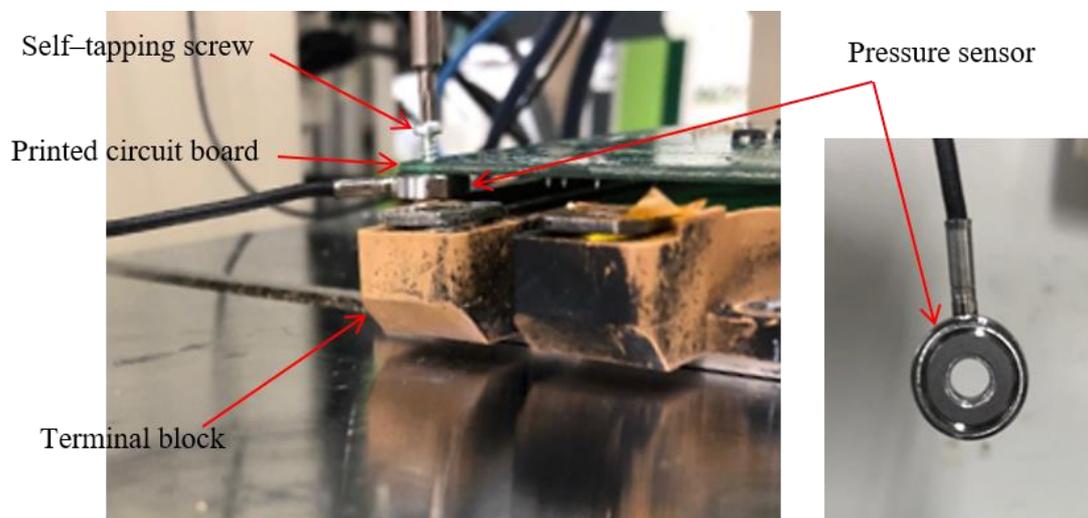


図 2-2 締結部拡大図

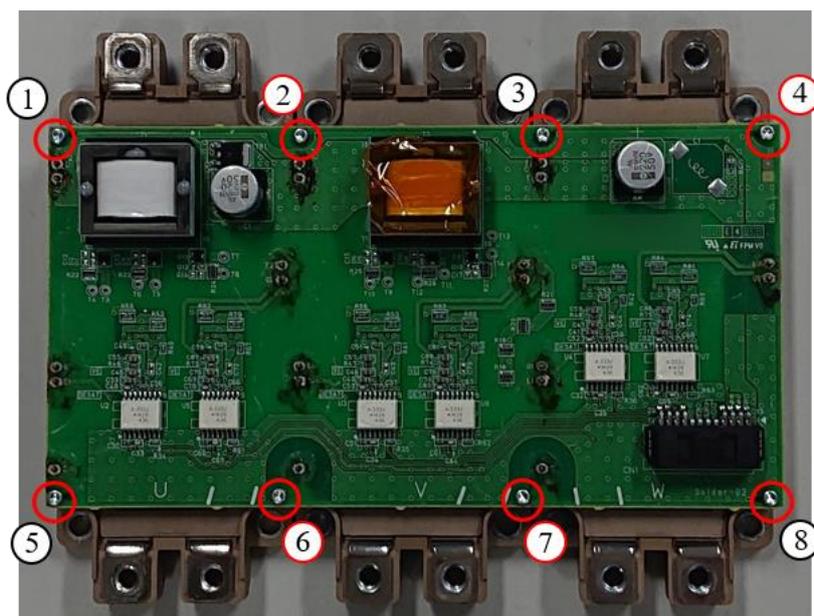


図 2-3 軸力測定位置

2.2.2 試験結果

各計測位置におけるトルクおよび軸力と時間との関係を図 2-4 から図 2-7 に示す。

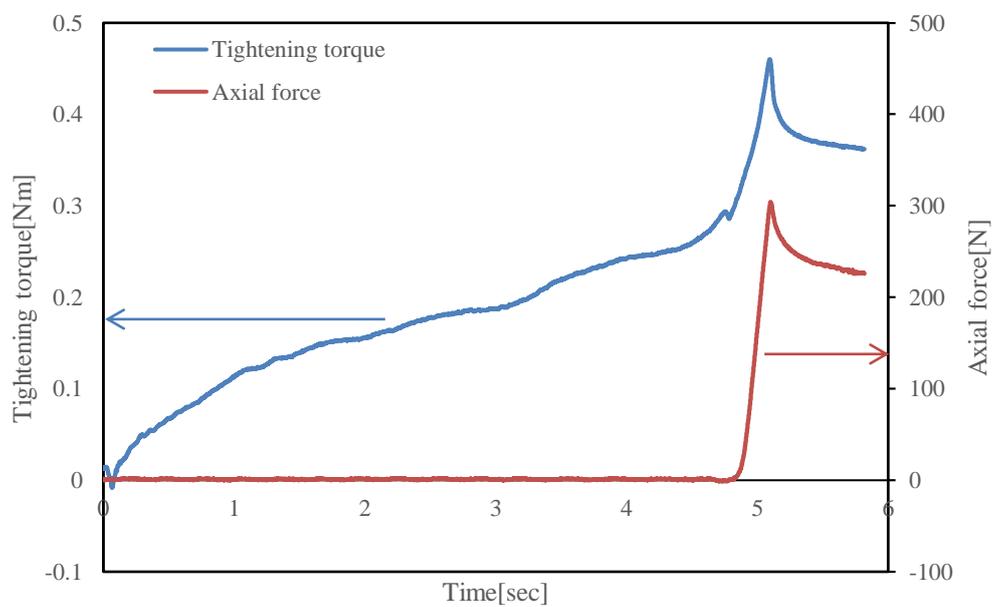


図 2-4 トルク・軸力-時間線図 (計測位置 2)

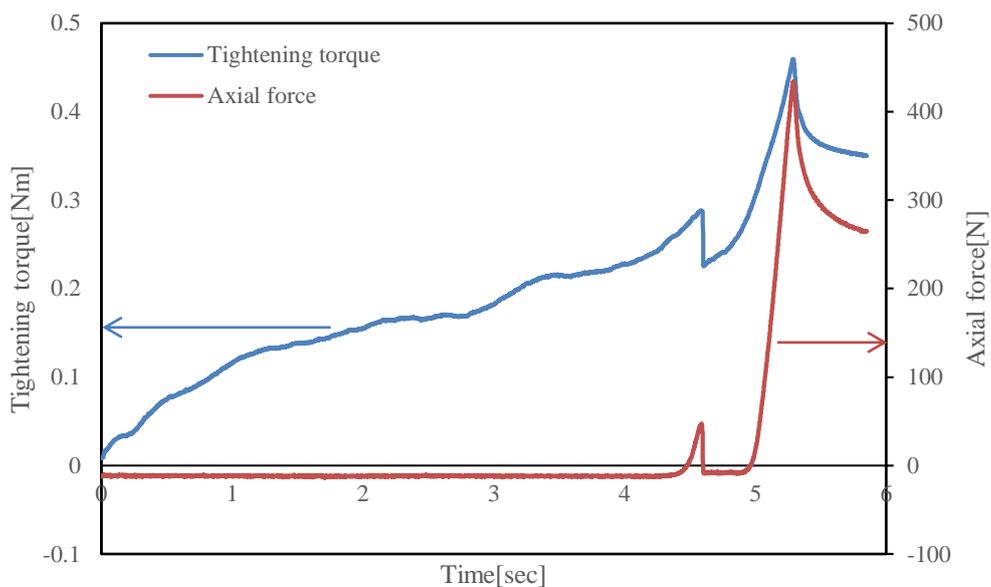


図 2-5 トルク・軸力-時間線図 (計測位置 4)

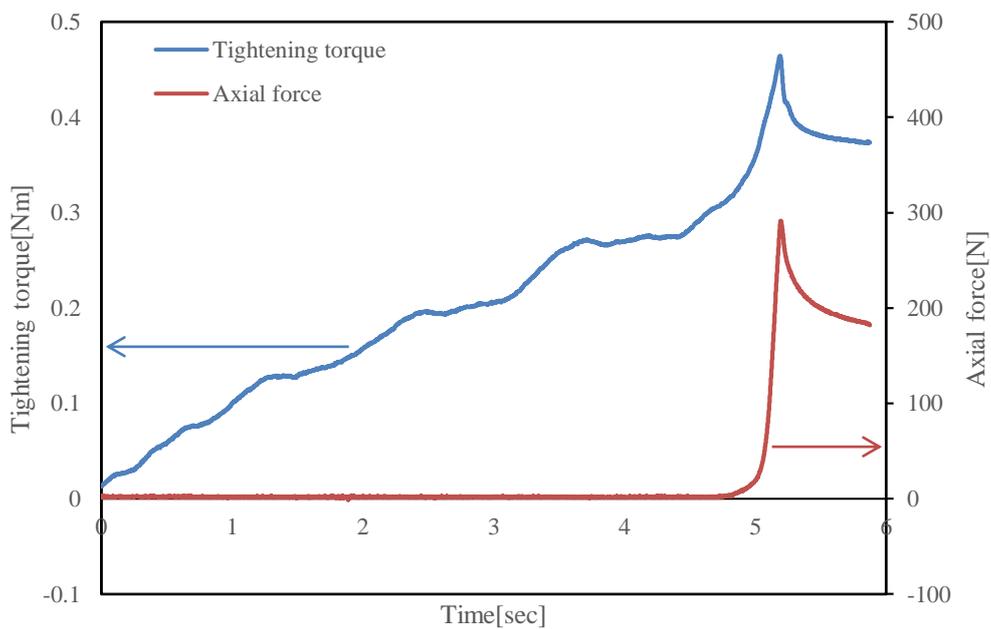


図 2-6 トルク・軸力-時間線図 (計測位置 6)

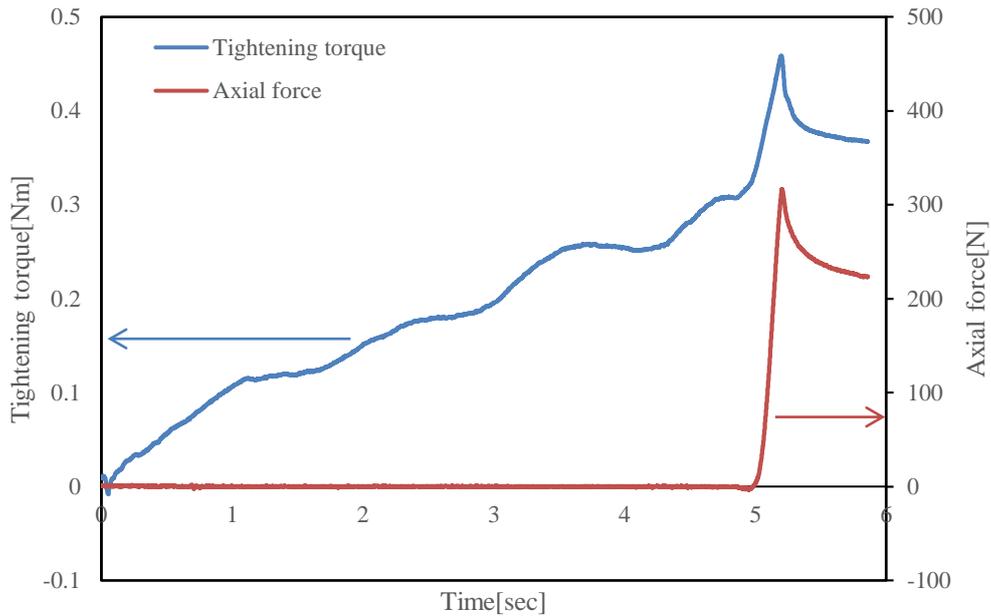


図 2-7 トルク・軸力-時間線図（計測位置 7）

4 か所いずれの計測位置においても，締付けトルクが最大の 0.45Nm に到達した直後に軸力が最大となることを確認した．また，締付けトルクが最大になった直後から，軸力が徐々に減少していくことが確認された．

計測機器の仕様により，締付けトルクが 0.35Nm まで低下した以降については軸力の測定値がデータとして出力されない．しかし，試験中はリアルタイムに軸力センサの読み値を見ることができ，図 2-4 から図 2-7 に示した以降も軸力が低下し続けることが確認されている．表 2-1 に締付け直後の最大の軸力と，軸力の低下が収まった後の最終的な軸力をまとめる．

表 2-1 締付け直後および軸力低下後の軸力

計測位置	軸力[N]	
	締付け直後	軸力低下後
2	304.2	140
4	434.0	140
6	291.7	130
7	316.5	180

計測位置により，締付け直後の軸力には大きなばらつきが見られた．また，軸力は数分間かけて徐々に低下し続け，最終的には締付け直後の 30~50%程度にまで低下することが確認されている．軸力の低下量についても同様にばらつきが見られた．

2.3 弾性モデルによる締付け過程の解析

2.3.1 解析手法

前節の軸力試験を模擬した締付け過程の解析を実施した。本解析では簡単のため、ねじ自身が下穴にめねじを成形しながら締結を行うセルフタッピングの過程を考慮せず、相手材にはあらかじめめねじが切られているものとしてモデル化を行った。そのため、ねじ面の接触状態やめねじ形状に関しては実際の現象と異なる可能性があるが、本解析で行う軸力に関する巨視的な評価に対しては大きな影響を及ぼさないものと考えられる。

図 2-8 に本解析で使用した有限要素モデルを示す。プリント基板を想定したガラスエポキシの被締結材を、PPS 樹脂の相手材と金属の小ねじにより締結したものである。図に示したように、Y 軸をねじの軸方向上向きにとり、図の右方向に X 軸、手前方向に Z 軸をとることとする。

荷重条件は、図 2-8 中に黄色の枠で示したねじ頭部の中央部分を剛体領域として定義し、この部分に締付けトルクを負荷することとする。締付けトルクは規定の 450Nmm まで線形に増加させ、その後 0Nmm まで線形に減少させる。

図 2-9 に各モデルの寸法を示す。図中の寸法の単位はいずれも mm である。ねじは呼び径 2.5mm、ピッチ 0.95mm のものを使用し、相手材のめねじ形状は直径 2.25mm の下穴からおねじと重なる部分を除いたものとする。

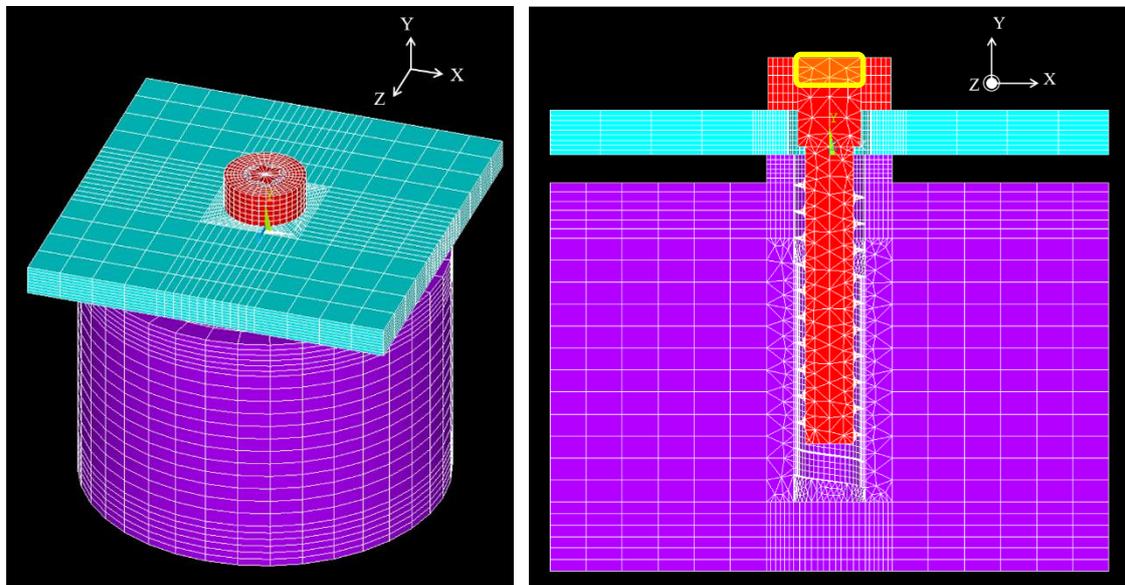


図 2-8 有限要素モデル

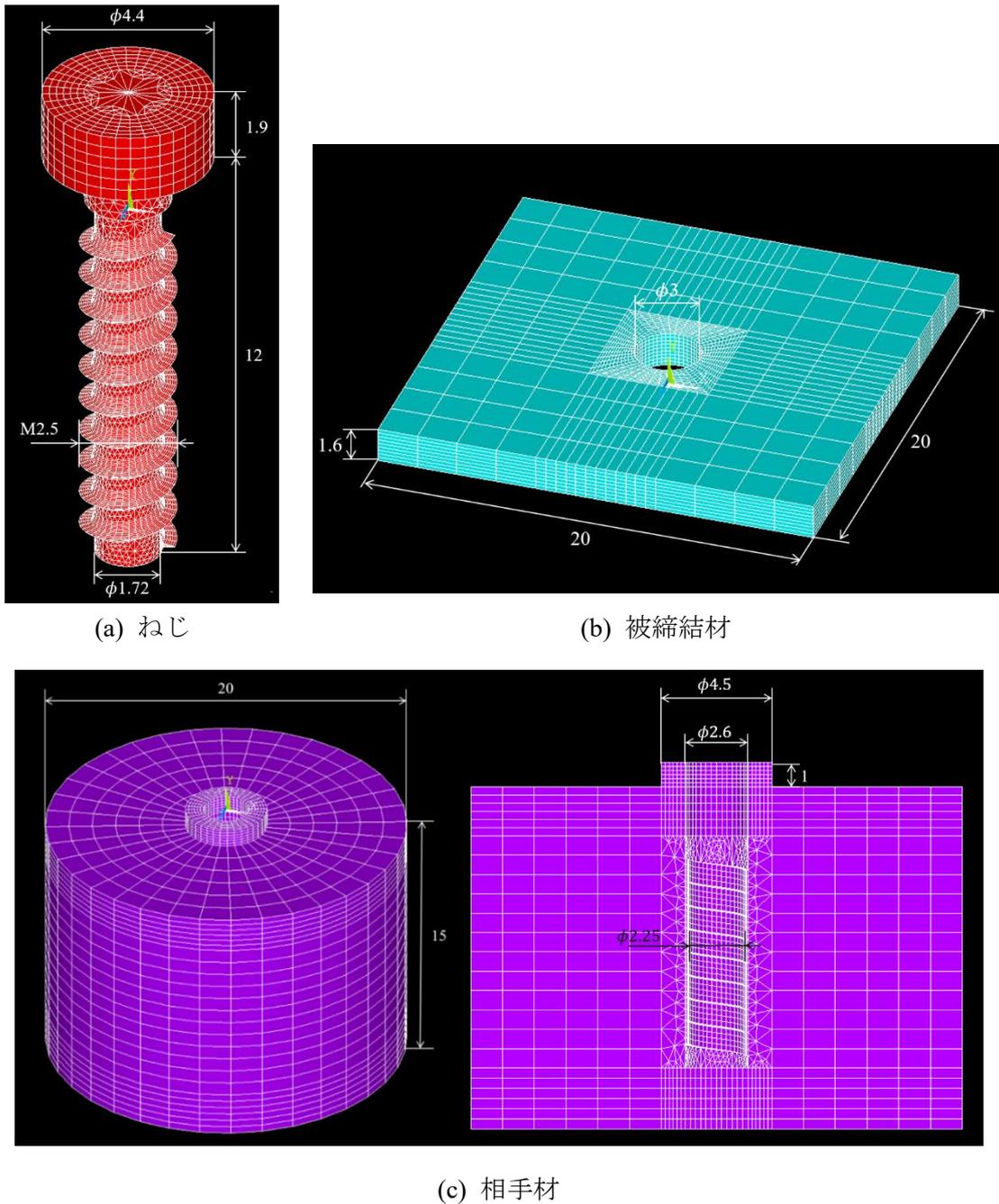


図 2-9 有限要素モデル詳細

解析には有限要素解析ソフト ANSYS17.0 を使用した。解析条件を表 2-2 にまとめる。接触要素はねじ・相手材ねじ面間、ねじ座面・被締結材上面間および被締結体下面・相手材上面間の 3 か所に定義した。過去の研究 [4]により、摩擦係数が座面よりもねじ面において大きくなることを踏まえ、摩擦係数はそれぞれ別個に設定することとした。これらをパラメータとして 6 通りに設定し、それぞれ

の場合について締付けトルクが最大に達した時点と、締付けトルクの除荷が完了した時点における軸力を求める。

各部材はいずれも弾性体としてモデル化を行い、物性値には表 2-3 に示した値を使用した。

表 2-2 解析条件表

解析ソフト	ANSYS17.0	
解析手法	陰解法	
単位系	[ton][mm][MPa]	
要素タイプ	三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186	
要素数	75244	
拘束条件	被締結材	側面 XZ 方向変位拘束
	相手材	側面全方向変位拘束
荷重条件		ねじ頭部中央に 450[Nmm]のトルクを負荷
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
	アルゴリズム	ペナルティ法

表 2-3 物性値表

	材質	密度[ton/mm ³]	ヤング率[MPa]	ポアソン比
小ねじ	S45C	7.87×10^{-9}	2.05×10^5	0.3
被締結材	ガラスエポキシ	1.818×10^{-9}	2.1×10^4	0.16
相手材	PPS	1.35×10^{-9}	3.0×10^3	0.37

2.3.2 解析結果

各摩擦係数に対して、締付けトルクが最大に達した時点と、締付けトルクの除荷が完了した時点のそれぞれにおける軸力を表 2-4 にまとめる。

表 2-4 各摩擦係数に対する締付け完了時とトルク除荷時の軸力

摩擦係数		軸力[N]	
座面	ねじ面	締付け完了時	トルク除荷時
0.1	0.1	910.99	908.82
0.1	0.2	702.51	699.75
0.1	0.3	571.10	567.57
0.2	0.2	541.97	540.79
0.2	0.3	460.81	459.14
0.3	0.3	385.87	384.45

摩擦係数が大きくなるにつれ、発生する軸力が小さくなることを確認した。締付けトルク除荷後の軸力の低下量はいずれの場合においても締付け完了時の1%未満であり、前節の軸力試験で見られた大幅な軸力の低下は確認されていない。

2.3.3 考察

ねじを締結する際の軸力の管理には、簡便で作業性に優れるという利点から一般にトルク法が広く用いられている。この方法は、JIS B 1083（ねじの締付け通則）[5]に規定された弾性域でのねじの締付けにおける締付けトルクと締付け力の関係式に基づき、締付けトルクを管理することにより所望の軸力を発生させるというものである。以下にこの関係式を示す。

$$T = T_{th} + T_b = KFd \quad (2.1)$$

T はトルク、 K はトルク係数、 F は軸力、 d はねじの呼び径である。下付き添え字 th はねじ面、 b は座面における値をそれぞれ表す。ここで、

$$K = \frac{1}{d} \left(\frac{P}{2\pi} + 0.577\mu_{th}d_2 + 0.5\mu_b D_b \right) \quad (2.2)$$

$$T_{th} = F \left(\frac{P}{2\pi} + 0.577\mu_{th}d_2 \right) \quad (2.3)$$

$$T_b = \frac{F}{2} \mu_b D_b \quad (2.4)$$

P はねじのピッチ、 μ は摩擦係数、 d_2 はねじの有効径、 D_b は座面の摩擦に対する直径である。

本節ではモデルをすべて弾性体として締付け解析を実施した。そこでまず、式(2.1)から(2.4)の締付けトルクと軸力の関係により、本解析の結果の評価を行う。各摩擦係数に対する解析結果と理論解を表 2-5 にまとめる。

表 2-5 解析結果と理論解における軸力の比較

摩擦係数		軸力[N]	
座面	ねじ面	解析結果	理論解
0.1	0.1	908.82	950.90
0.1	0.2	699.75	737.38
0.1	0.3	567.57	602.16
0.2	0.2	540.79	565.84
0.2	0.3	459.14	482.67
0.3	0.3	384.45	402.75

いずれの場合においても、解析結果は理論解にほぼ一致した。したがって、相手材を弾性体とした場合のねじの締付けにおける挙動はおおむねよく再現されており、本解析は妥当なものであったといえる。

一方、前節の軸力試験で見られた締付けトルク除荷後の軸力の大幅な低下が本解析においては確認されていない。これは本解析において相手材を弾性体としてモデル化したことが適切でなく、ねじの締付け過程における相手材の樹脂の挙動を十分に再現できていなかったためではないかと推測される。樹脂などの高分子材料は、金属などと比較して顕著に粘弾性を示す傾向がある。そこで、この軸力の低下が樹脂の粘弾性によるものであると考え、次節では粘弾性の影響を考慮した締付け過程の解析を実施する。

2.4 粘弾性モデルによる締付け過程の解析

2.4.1 粘弾性材料のモデル化

樹脂の粘弾性の影響により，締付けトルク除荷後の軸力の低下が発生する可能性が考えられる．粘弾性に起因する現象としては，一定の応力が作用する場合に時間経過に伴いひずみが増大するクリープ変形や，一定のひずみの下に保持した際に応力が減少していく応力緩和といったものがあるが，ねじの軸力の低下に関しては特に応力緩和の影響について検討する必要があると考えられる．そこで，PPS樹脂製の相手材の緩和挙動を再現するため，粘弾性材料としてのモデル化を行う．

粘弾性材料の挙動は図 2-10 に示すような一般化 Maxwell モデルにより精度よく近似できることが確認されており [6]，多くの有限要素法解析ソフトにおいて粘弾性のモデルとして採用されている．これは，弾性要素と粘性要素を直列に接続した複数の Maxwell 要素と，時刻無限大に対応する弾性要素を並列に接続したものである．一般化 Maxwell モデルの時刻 t における緩和弾性率は，対応する Prony 級数を用いて次の式により表される．

$$E(t) = E_{\infty} + \sum_{i=1}^N E_i \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right) \quad (2.5)$$

ここで， N は一般化 Maxwell モデルを構成する Maxwell 要素の個数で， E_i と τ_i は各 Maxwell 要素の弾性率および緩和時間である．また， E_{∞} は無限時間経過後の弾性率である．瞬間の弾性率 E_0 は次式で表される．

$$E_0 = E_{\infty} + \sum_{i=1}^N E_i \quad (2.6)$$

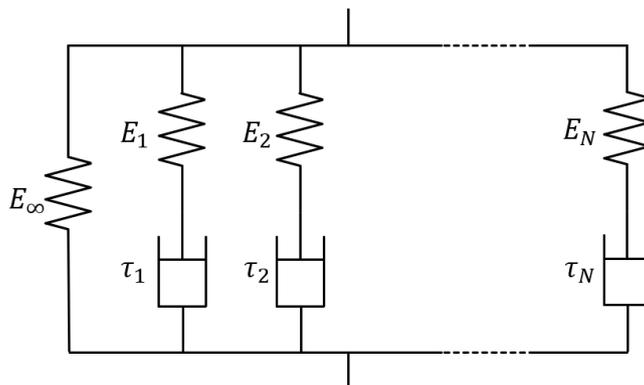


図 2-10 一般化 Maxwell モデル

本解析では、式(2.5)で表される緩和弾性率を定義し、相手材の PPS 樹脂を粘弾性材料としてモデル化する。ただし、端子台の PPS 樹脂の緩和特性に関するデータが取得できていないため、ここでは 30%ガラス繊維強化 PP 樹脂を使用して行われた応力緩和試験 [7]を参考として緩和弾性率の設定を行う。なお、有限要素解析ソフト ANSYS の仕様に従い、せん断弾性率および体積弾性率に対して緩和挙動を設定する。また、入力は各 Maxwell 要素の弾性率 E_i と式(2.6)で表される瞬間の弾性率 E_0 との比として E_i/E_0 の形で行う。各温度における $E(t)/E_0$ を時間に対してプロットしたものを図 2-11 に示す。

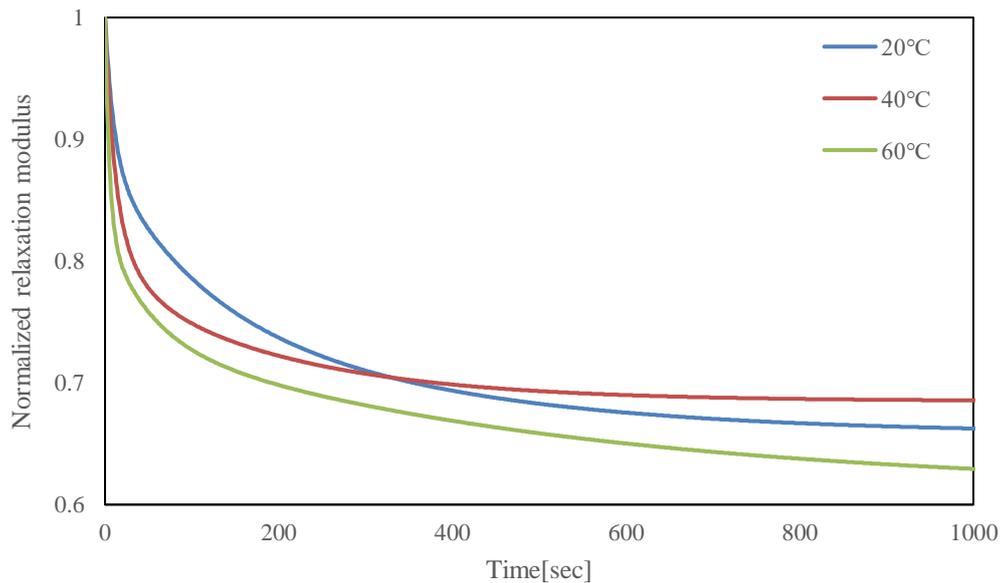


図 2-11 各温度の瞬間弾性率に対する緩和弾性率の比率

また、一般的な PPS 樹脂の物性値を使用し、表 2-6 に示した温度依存性のヤング率を設定する。

表 2-6 各温度における PPS 樹脂のヤング率

温度[°C]	ヤング率[MPa]
20	3128.2
40	2974.4
60	2794.9

以上の入力より、本解析における PPS 樹脂の緩和弾性率としては図 2-12 に示したものが使用される。各温度間においては、その前後の温度における緩和弾性率を線形補完したものが使用される。

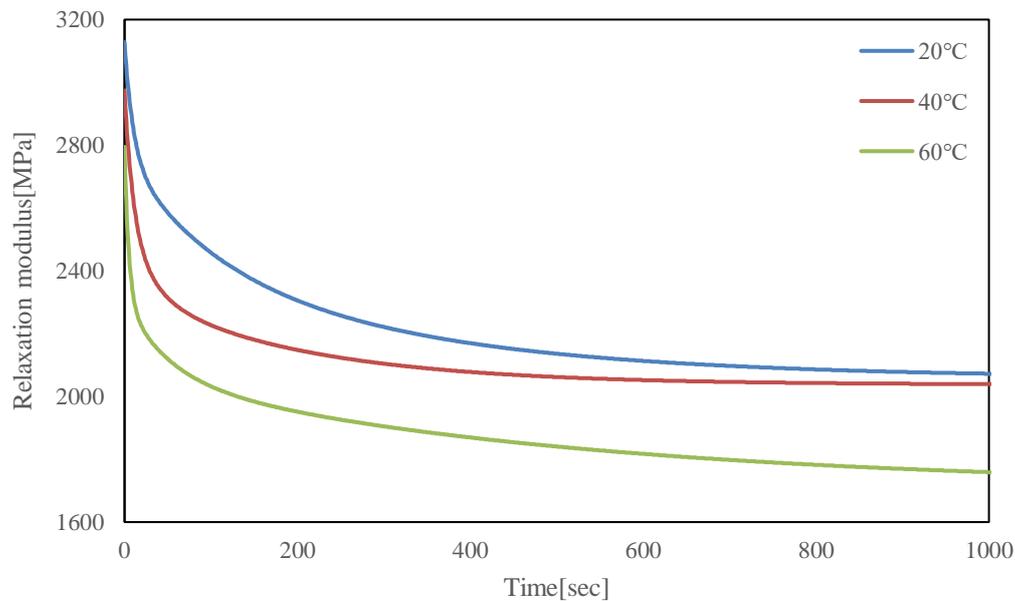


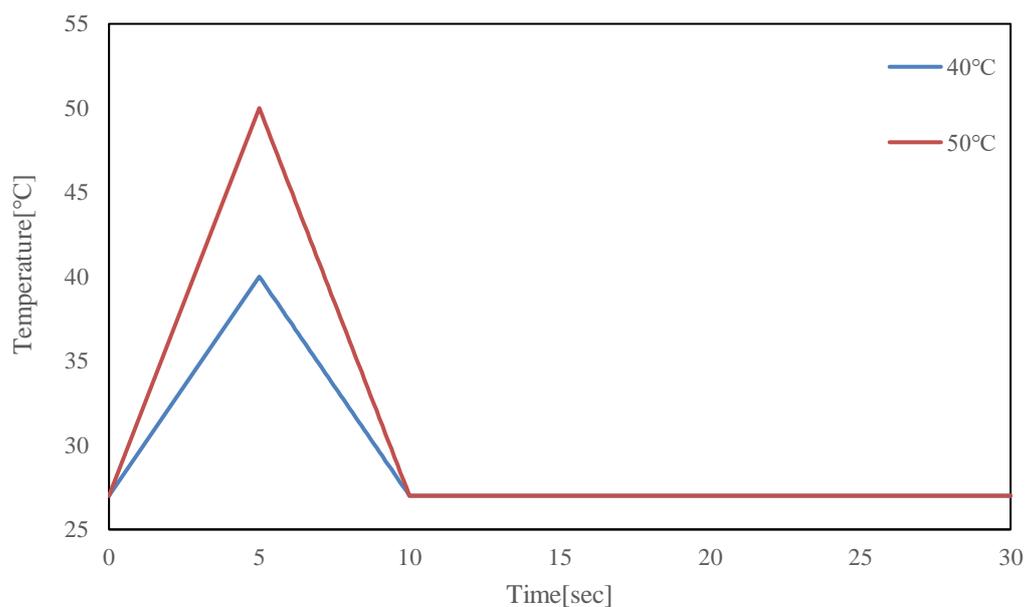
図 2-12 各温度の緩和弾性率

2.4.2 解析手法

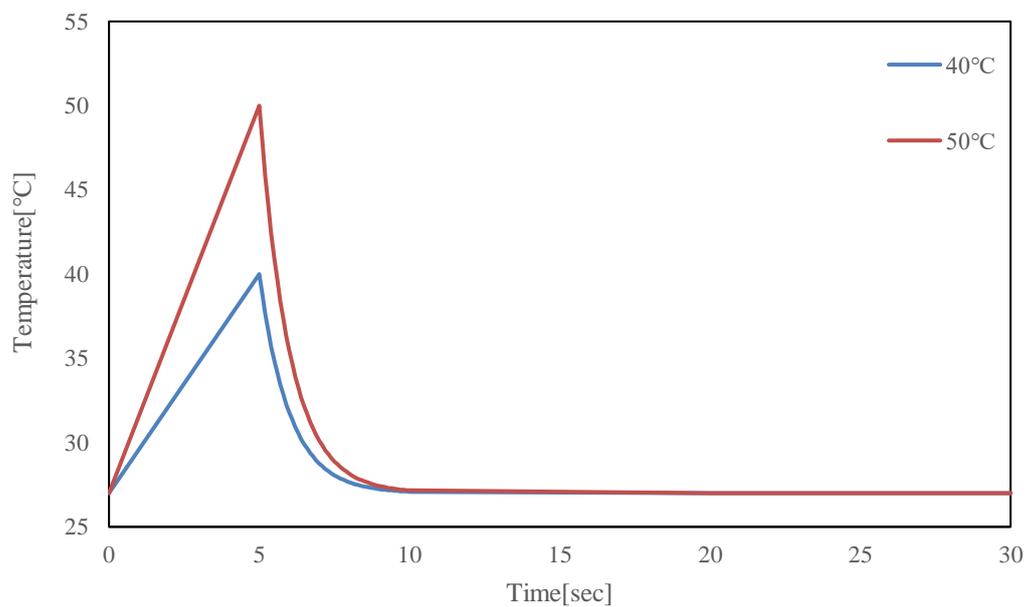
本解析に使用するモデルの形状、寸法および拘束条件は、前節の解析と同様である。ただし、相手材は前項に示した方法により粘弾性材料としてモデル化し、前節の物性値に加え PPS 樹脂の線膨張係数 $5.5 \times 10^{-5} [^{\circ}\text{C}^{-1}]$ を定義した。摩擦係数はいずれも 0.3 とした。

本解析では、締付け時の摩擦発熱による温度上昇を想定し、相手材の温度を図 2-13 に示したように一様に変化させた。ここで、トルク負荷中の 5 秒間に温度が 27°C から 40°C または 50°C まで線形に上昇し、その後 5 秒間で 27°C まで線形に低下 (case 1)、または温度差が e^{-t} 倍になることで指数関数的に低下して 27°C に漸近 (case 2) すると仮定した。

粘弾性材料の挙動はひずみ速度に依存するため、荷重条件の定義は実際の時間に合わせて行う。締付けトルクは軸力試験を簡易的に再現し、図 2-14 に示したように設定する。ただし、本解析は実際と異なりねじが着座した状態から開始するため、トルク負荷の開始と同時に軸力が発生し、その 0.5 秒後にトルクが最大の 450Nmm に達するよう設定した。トルク負荷は前節と同様、図 2-8 の黄枠に示した剛体領域に対して行う。



(case 1) 温度が線形に低下する場合



(case 2) 温度が指数関数的に低下する場合

図 2-13 解析における相手材の温度条件

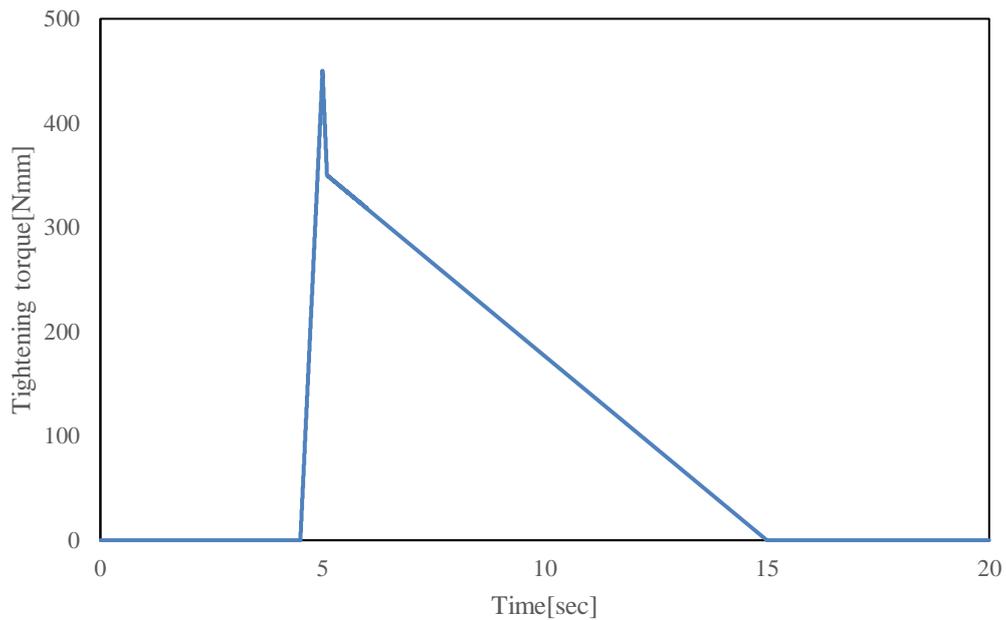
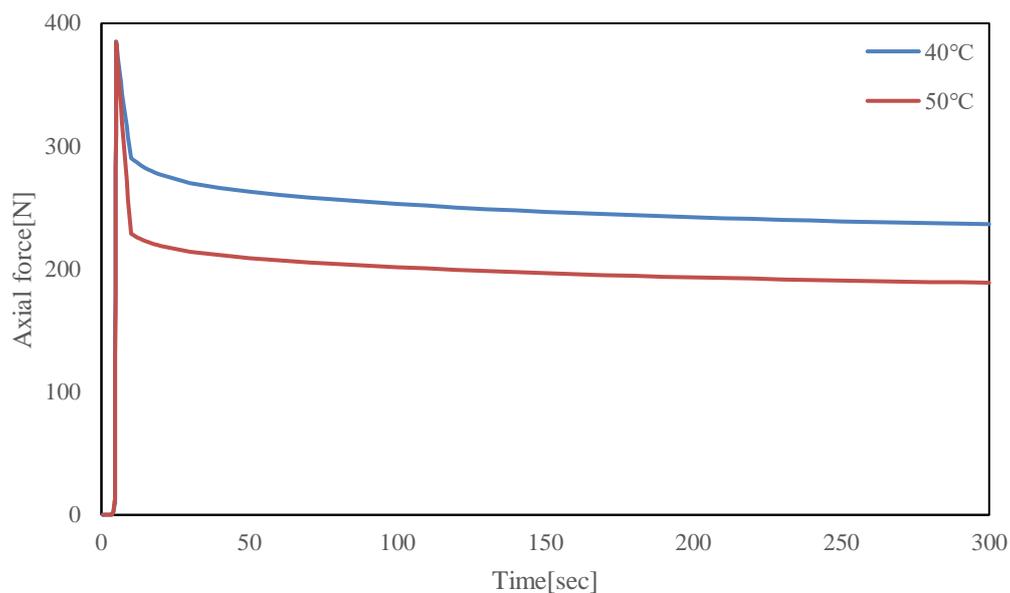


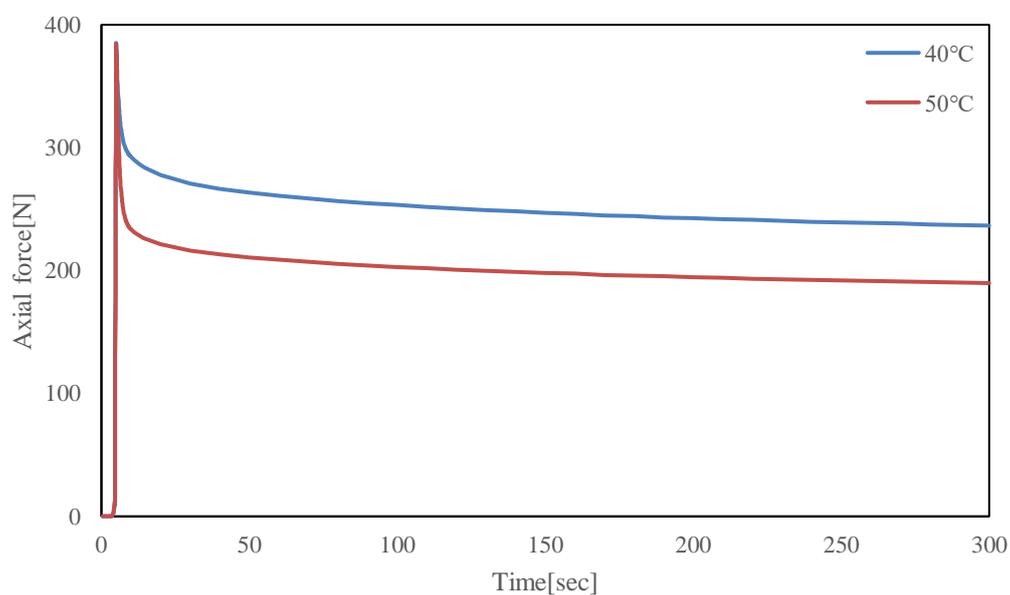
図 2-14 解析における荷重条件

2.4.3 解析結果

各温度条件下における軸力と時間との関係を図 2-15 に示す。解析の結果、トルク除荷直後に軸力が大幅に低下し、その後徐々に軸力が低下していくことを確認した。またいずれの温度条件においても、温度が50°Cまで上昇した場合の方が40°Cの場合と比較して軸力の低下量が大きくなった。



(case 1) 温度が線形に低下する場合



(case 2) 温度が指数関数的に減少する場合

図 2-15 軸力-時間線図

2.4.4 考察

case 1 のトルク除荷開始直後の軸力の低下に注目すると、ほぼ線形に軸力が減少し、温度低下が収まった時点の軸力の変化が不連続になっている。これは、応力発生直後の急激な応力緩和に加え、熱収縮の影響が非常に強く表れているためであると考えられる。温度が27°Cに達して以降はいずれの場合も徐々に軸力が減少するが、これは応力緩和によるものであると考えられる。

熱伝導による温度の低下を想定すると、実際の現象は case 2 に近い挙動を示すことが予測される。 case 2 の解析結果と軸力試験の結果を比較して図 2-16 から図 2-19 に示す。

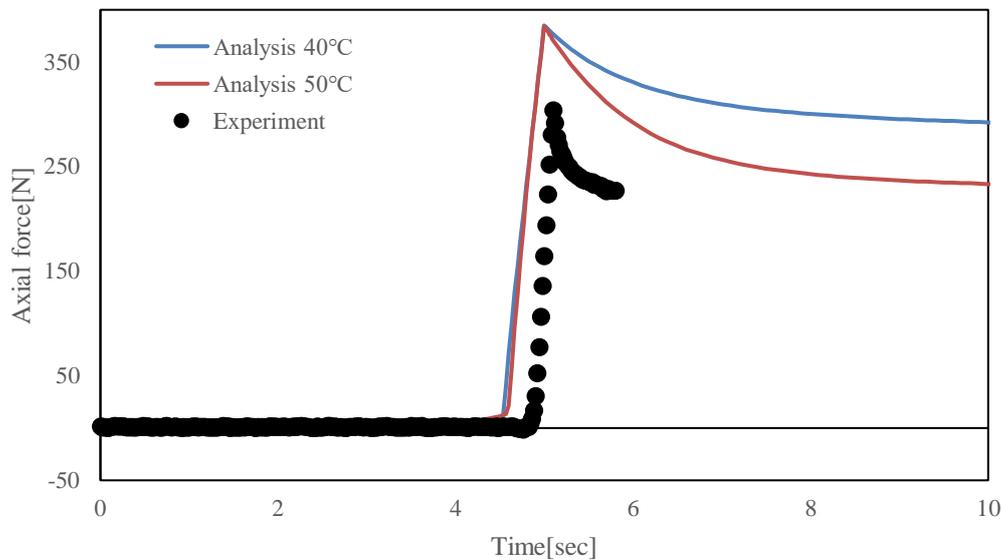


図 2-16 解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 2）

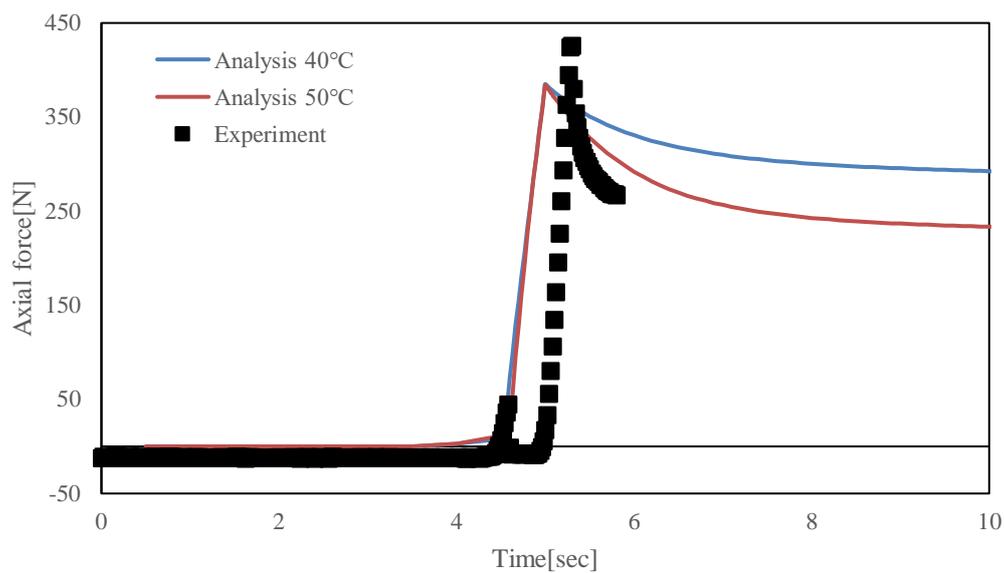


図 2-17 解析結果と軸力試験における軸力の比較 (計測位置 4)

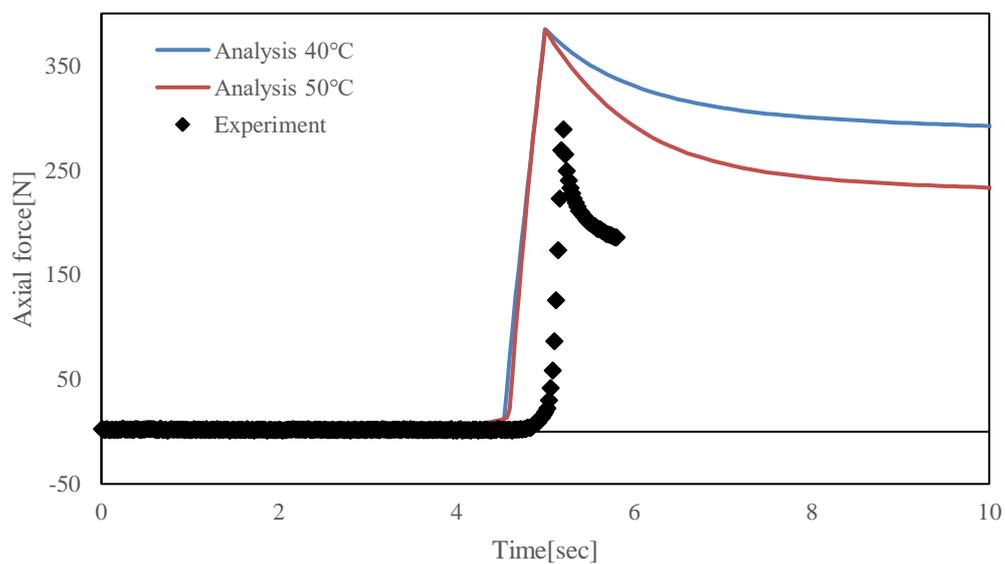


図 2-18 解析結果と軸力試験における軸力の比較 (計測位置 6)

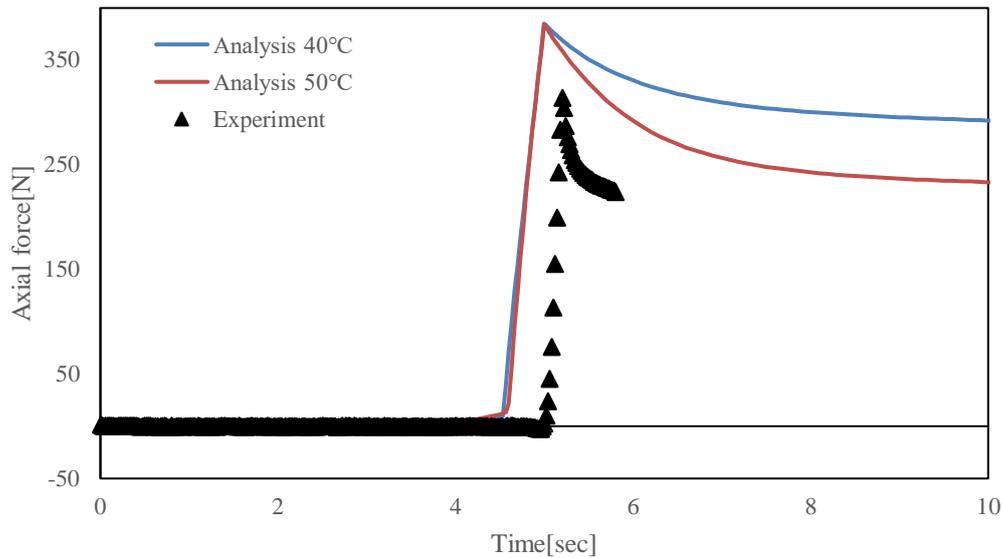


図 2-19 解析結果と軸力試験における軸力の比較（計測位置 7）

ねじの締付けにおいて、発生軸力は座面およびねじ面の摩擦係数に強く影響される。本解析では摩擦係数をいずれも 0.3 としたが、樹脂にセルフタッピンねじを締結する際の摩擦係数は正確に把握できていない。また、ねじ面の潤滑を行わないことにより摩擦係数のばらつきも大きくなると考えられるため、完全に定量的な評価を行うことは難しい。そこで、軸力低下の挙動の傾向に着目し、解析と軸力試験の比較を行う。

軸力試験および解析ではともにトルク除荷開始直後の軸力の大幅な減少が確認されている。本解析ではこの軸力の減少が温度低下に伴う熱収縮によるものであると考えた。しかし、実際の現象ではねじ面周辺の温度のみが摩擦発熱および熱伝導により変動するものと推測されるため、相手材の温度を一様に変化させた本解析と比較して熱収縮による影響は小さくなるはずである。それにもかかわらず軸力試験の方がトルク除荷直後の軸力低下が急激であるため、熱収縮とは異なる要因の寄与が考えられる。本解析では荷重条件として締付けトルクのみを負荷したが、実際にはねじを被締結材側に押し付ける力が作用しているはずである。したがって、この押し付け力がトルク除荷開始直後に除かれることにより軸力の測定値が急激に減少した可能性が考えられる。つまり、締付けの際に小ねじに負荷される荷重条件およびねじ面の摩擦発熱が発生軸力に影響を及ぼしていると考えられるため、これらの要因について計測を行い詳細に検討する必要があるといえる。

解析ではトルク除荷開始直後の軸力の急激な減少の後、応力緩和により長期的に軸力が低下することが確認されている。また前々節で述べたように、軸力試験ではデータとして出力されないが、数分間かけて軸力が表 2-1 に示した値まで低下することが

確認されている。この長期的な軸力減少に関しては解析と軸力試験で類似した傾向を示しており、応力緩和により発生したものであると考えることができる。ただし、本解析で使用した応力緩和のデータはPP樹脂のものであるため、軸力の減少量に関して定量的な評価を行うためには端子台のPPS樹脂の緩和特性を取得することが必要である。

2.5 結言

樹脂を小ねじで締結する過程の解析を行い、軸力試験との比較により軸力の減少についての評価を行った。以下に本章の結論を示す。

トルク除荷開始直後に軸力が急激に減少することが確認された。ねじ面の摩擦により上昇した温度が低下する際の熱収縮や、小ねじを被締結材側に押し付ける力が除荷されたことが要因として考えられるため、締付け過程の温度上昇や荷重条件についてより詳細な検討が必要である。また、締付け完了から数分間にわたり、軸力が徐々に減少していくことが確認された。解析においても同様の傾向を示しており、長期的な軸力の低下は応力緩和によるものであると考えられる。

第3章 モーダル解析

3.1 緒言

振動による小ねじのゆるみ評価を行う際、解析に使用するモデルが実際と同等の振動特性を有している必要がある。本章では、モーダル解析により電子コンポーネントに使用されているプリント基板のモデルの振動モードを評価し、株式会社小松製作所で行われたハンマリング試験との比較を行う。これにより、次章の加振解析に用いるプリント基板のモデルの妥当性を検証する。

3.2 ハンマリング試験

3.2.1 試験概要

電子コンポーネントのプリント基板の振動モードおよび固有振動数を調べる目的で、株式会社小松製作所によりハンマリング試験が実施された。本試験で使用された実験機器および解析機器を表 3-1 にまとめる。

表 3-1 実験機器

インパルスハンマ	PCB 製 ICP® Impact Hammer 086C03
FFT アナライザ	小野測器製 DS-3000 シリーズ
加速度センサ	PCB 製 ICP® Accelerometer 352C65

基板上の電子部品の配置を図 3-1 に示す。また、各電子部品の質量および電子部品を除く基板単体の質量の実測値を表 3-2 に示す。なお、各電子部品の呼称として図 3-1 中に示した番号を使用することとする。

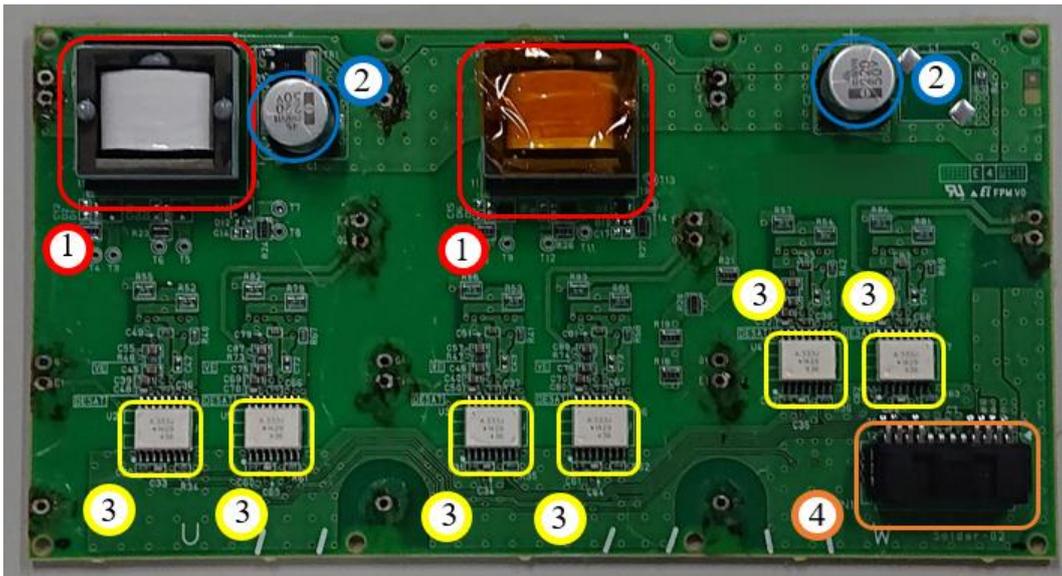


図 3-1 電子部品の配置

表 3-2 電子部品および基板単体の質量

	質量[g]
部品 1	19.1
部品 2	2.50
部品 3	0.64
部品 4	20.7
基板単体	55.26

本試験では図 3-2 に示したように基板の裏面を 15 の領域に分割し、各領域内を順にインパルスハンマで加振した。応答加速度の計測には図中の黄枠の位置に固定した加速度センサを使用した。加振は各領域につき 5 回ずつ行い、周波数応答関数の振幅の平均値を出力データとして取得した。

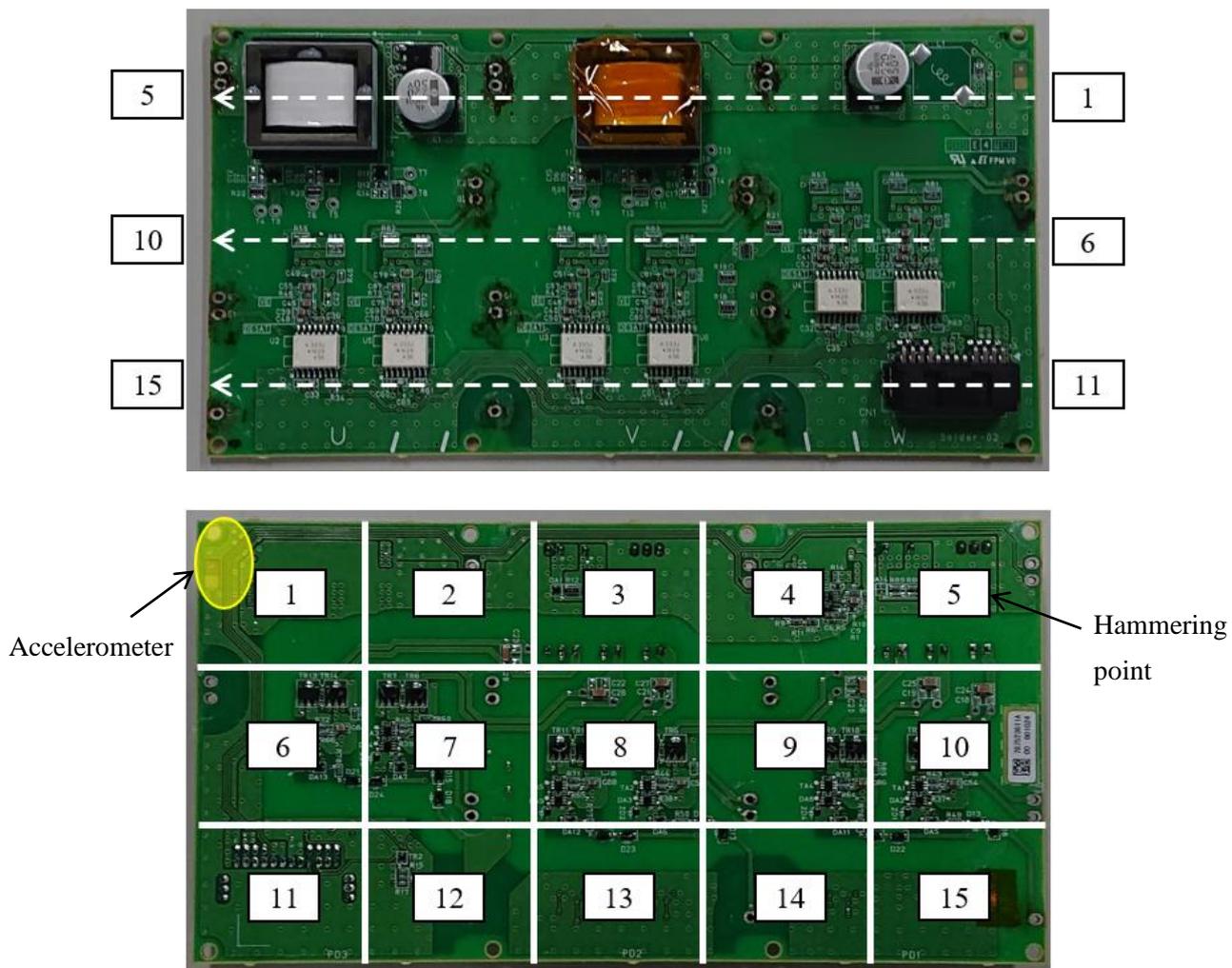


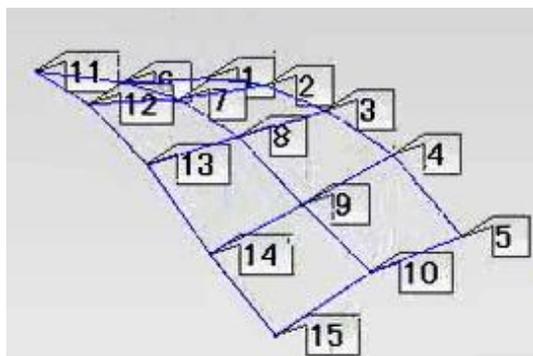
図 3-2 加振位置

3.2.2 試験結果

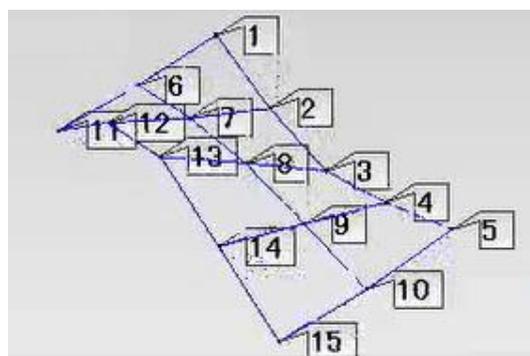
ハンマリング試験において確認された固有モードの固有振動数を小さいものから順に3次モードまで表 3-3 にまとめる。また、各固有モードのモード形状を図 3-3 に示す。

表 3-3 ハンマリング試験 固有振動数

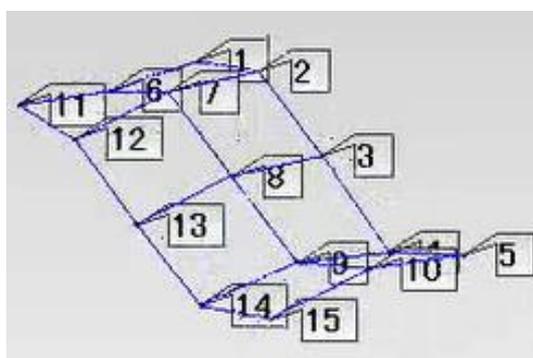
固有モード	固有振動数[Hz]
1次	167
2次	299
3次	383



(a) 1次モード



(b) 2次モード



(c) 3次モード

図 3-3 ハンマリング試験 モード形状

3.3 モーダル解析

3.3.1 解析手法

プリント基板の振動特性を再現するモデルを作成し、その固有モードおよび固有振動数を評価するためモーダル解析を実施した。本解析に使用したプリント基板の有限要素モデルを図 3-4 に示す。本解析では簡単のため、基板上の電子部品は回転慣性を持たない質点としてモデル化を行った。質点の配置を図 3-5 に示す。各質点は図 3-1 の電子部品と対応しており、それぞれ表 3-2 に示した質量を有する。前節のハンマリング試験で確認された固有モードを再現するため、本解析では表 3-4 に示した物性値を使用し、基板を直交異方性材料として定義する。座標軸は図 3-4 に示したように、基板の長手方向に X 軸、短手方向に Y 軸をとり、それらと直交するよう上向きに Z 軸を設定した。

解析条件を表 3-5 にまとめる。本解析ではモデルに自由度の拘束を行わないため、0Hz の近傍に弾性変形を伴わない 6 自由度分の剛体モードが計算されるが、これらは除外して考えることとする。

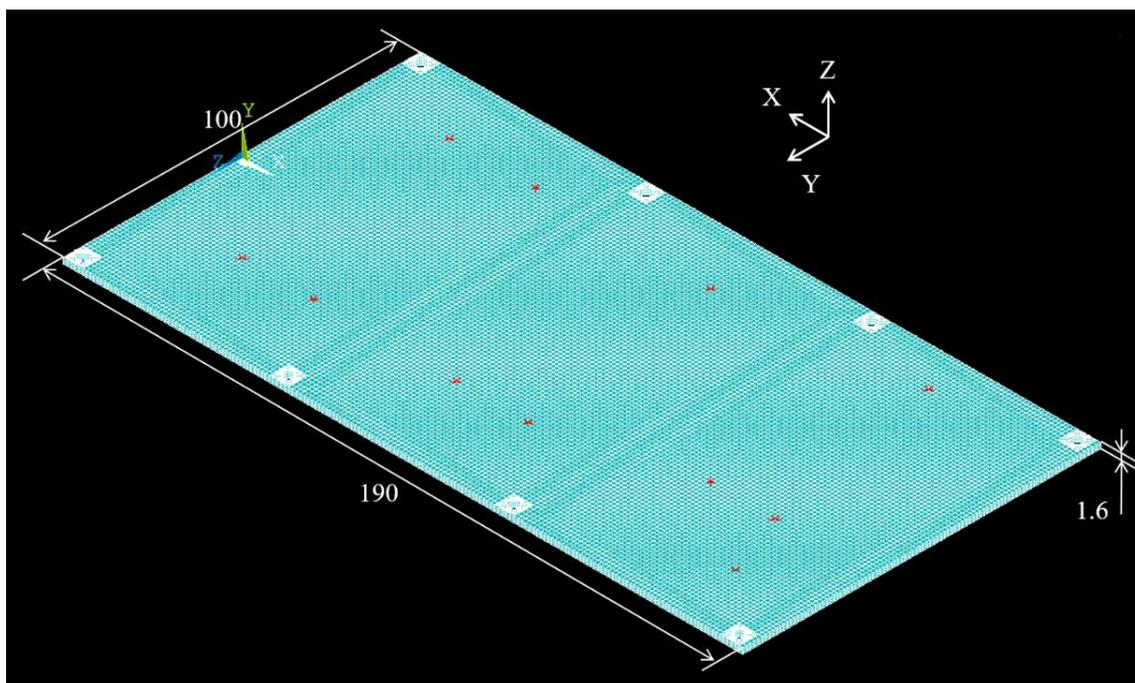


図 3-4 有限要素モデル

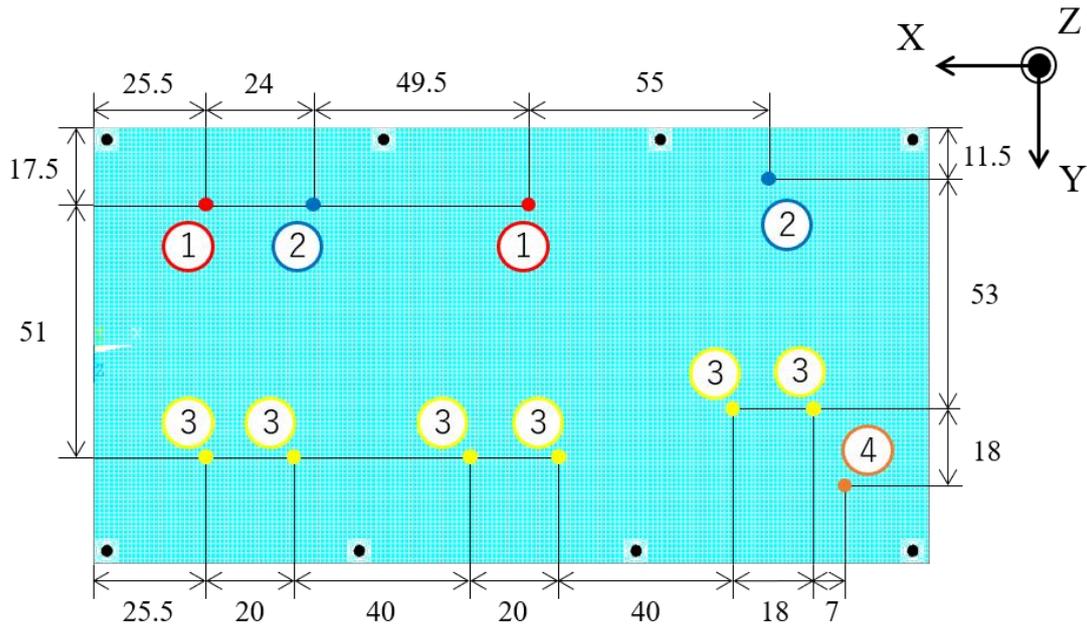


図 3-5 質点の配置

表 3-4 プリント基板物性値

密度[ton/mm ³]	1.818×10^{-9}
ヤング率[MPa]	$E_x = E_y = 1.8 \times 10^4$ $E_z = 2.1 \times 10^4$
せん断弾性係数[MPa]	$G_{xz} = G_{yz} = 4.0 \times 10^3$ $G_{xy} = 1.17 \times 10^4$
ポアソン比	$\nu_{xz} = \nu_{yz} = 0.3$ $\nu_{xy} = 0.12$

表 3-5 解析条件表

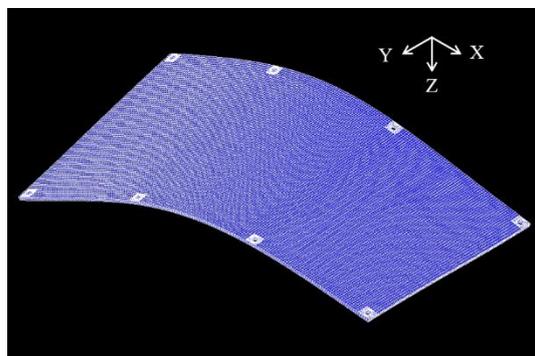
解析ソフト	ANSYS17.0	
解析手法	陰解法	
単位系	[ton][mm][MPa]	
要素タイプ	基板	三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186
	電子部品	構造質量要素 MASS21
要素数	57350	

3.3.2 解析結果

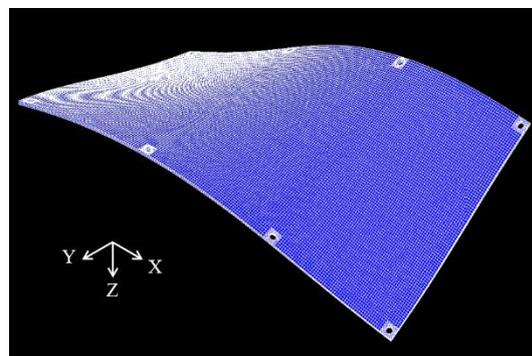
モーダル解析において確認された固有モードの固有振動数を小さいものから順に 4 次モードまで表 3-6 にまとめる。また、各固有モードのモード形状を図 3-6 に示す。

表 3-6 モーダル解析 固有振動数

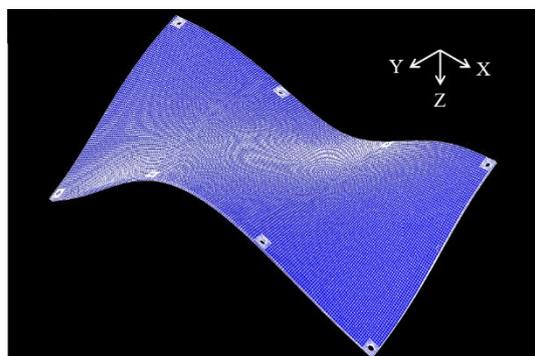
固有モード	固有振動数[Hz]
1 次	98.10
2 次	162.22
3 次	308.42
4 次	382.51



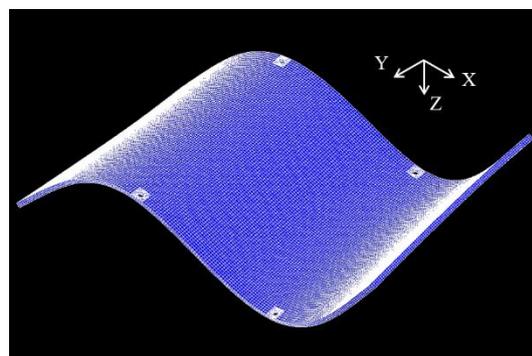
(a) 1 次モード



(b) 2 次モード



(c) 3 次モード



(d) 4 次モード

図 3-6 モーダル解析 モード形状

3.3.3 考察

図 3-3 および図 3-6 に示した固有モードのモード形状を比較する。モーダル解析で確認された 2,3,4 次の固有モードが、それぞれハンマリング試験で確認された 1,2,3 次の固有モードに対応している。一方、モーダル解析の 1 次モードに相当する固有モードはハンマリング試験において確認されていない。これは周波数応答関数の振幅が小さく、試験において他の固有モードのピークと識別することが困難であったためであると考えられる。

モーダル解析とハンマリング試験で確認された固有モードの固有振動数を表 3-7 にまとめる。対応する固有振動数間の誤差はいずれも 3%以内であり、解析と試験の結果はよく一致しているといえる。

表 3-7 モーダル解析とハンマリング試験の比較

モーダル解析		ハンマリング試験	
固有モード	固有振動数[Hz]	固有モード	固有振動数[Hz]
1 次	98.10		
2 次	162.22	1 次	167
3 次	308.42	2 次	299
4 次	382.51	3 次	383

3.4 結言

プリント基板を対象としたモーダル解析を実施し、モード形状および固有振動数がハンマリング試験と一致することを確認した。次章では、本章において妥当性確認したモデルを使用し、小ねじ締結体に振動外力が作用した際のゆるみの評価を行う。

第4章 振動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみ評価

4.1 緒言

本章では、解析により電子コンポーネントの小ねじ締結体に振動外力が作用する際の挙動を明らかにし、小ねじの軸力および座面に作用する接線方向力を評価する。これにより、2.2 節の軸力試験により確認した軸力に対し、小ねじの座面すべりによるゆるみ発生の有無および発生箇所に関する検討を行う。

4.2 解析手法

4.2.1 解析条件

電子コンポーネントの小ねじ締結体に振動外力を負荷する解析を実施した。

図 4-1 に本解析に使用した有限要素モデルを示す。これは、3 台の PPS 樹脂製の端子台にプリント基板を載せ、8 か所を金属の小ねじにより締結したものである。プリント基板は前章のモーダル解析により妥当性を確認したモデルを使用し、その他のモデルに関しては詳細を図 4-2 に示す。本解析では座面において発生するすべりに着目してゆるみの評価を行うため、小ねじおよび端子台はねじ山を省略したリベット形状により簡易的にモデル化する。図 4-1 に示したように、基板の長手方向に X 軸、短手方向に Y 軸をとり、それらと直交するよう上向きに Z 軸を設定した。

小ねじ・端子台間、小ねじ・プリント基板間およびプリント基板・端子台間には接触要素を定義する。本解析ではねじ面において発生するすべりに関しては考慮しないため、図 4-3 に示したねじ面に相当するリベットの接触部分については固着接触を定義した。また、安全側の評価を行うため、座面の摩擦係数は 0.1 に設定した。

本解析では 2.2 節で実施した軸力試験の結果を踏まえ、軸力の低下が収まった後の軸力に対して座面すべりの評価を行う。表 2-1 に示した計測位置 6 の結果を考慮し、ねじの軸力が 130N となるよう座面の接触部分に初期食い込みを与える。

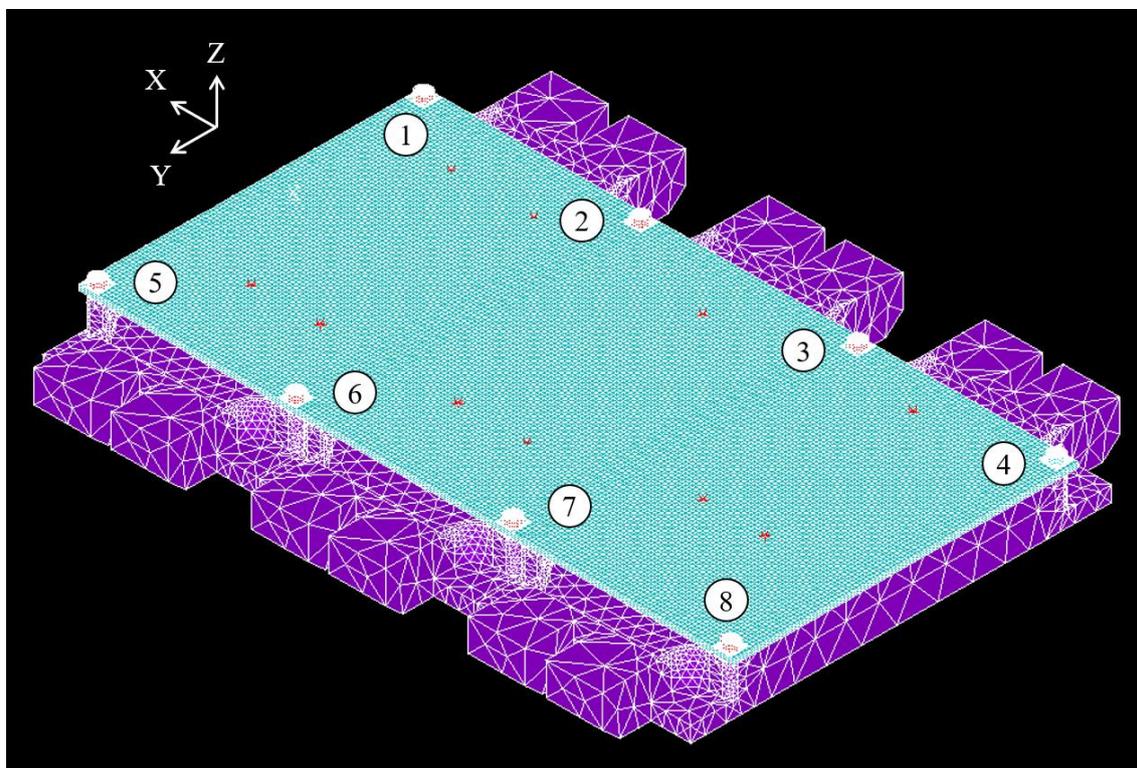


図 4-1 有限要素モデル

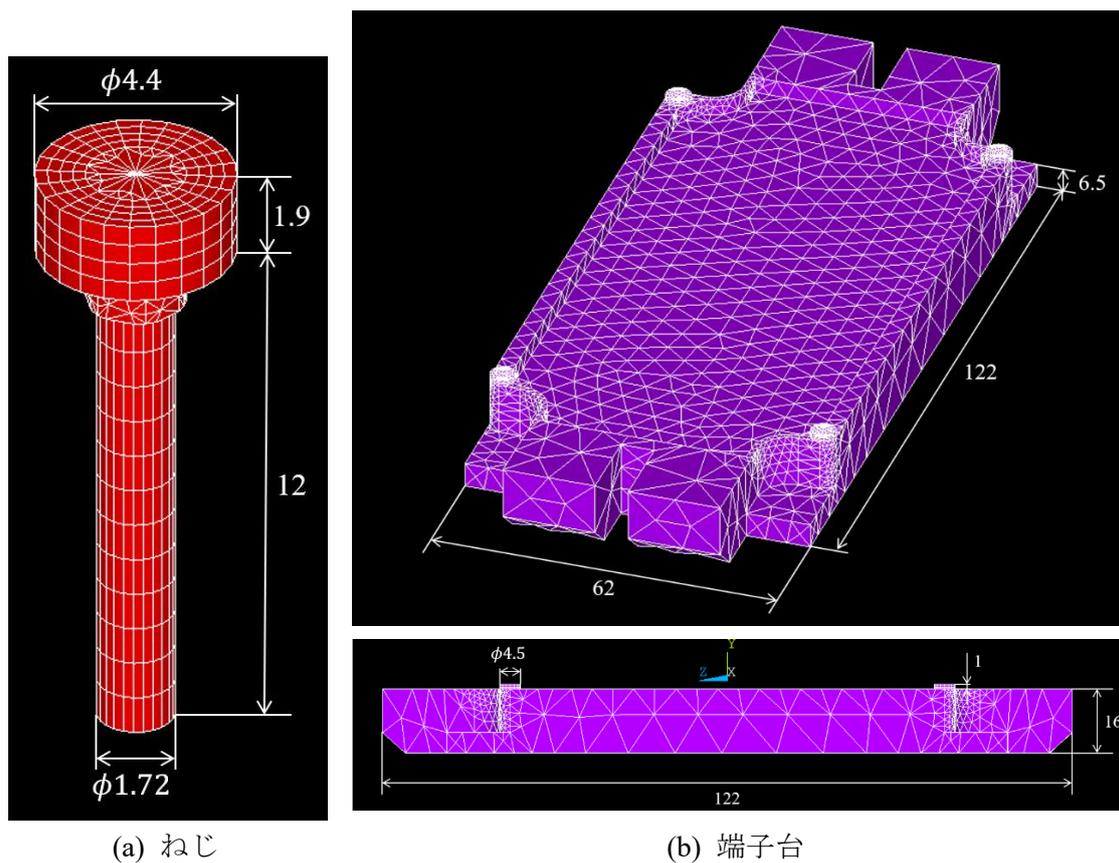


図 4-2 有限要素モデル詳細

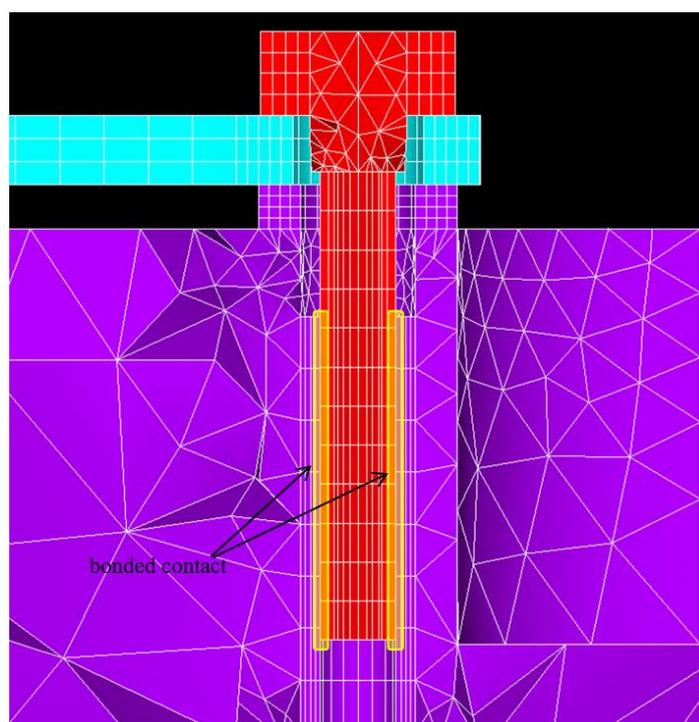


図 4-3 締結部断面図

解析条件を表 4-1 に示す。小ねじおよび端子台の物性値は表 2-3 に示したものを使用することとする。

荷重条件として建設機械本体から伝達される振動を想定し、正弦波的に変化する加速度により端子台の下面を加振した。加速度の設定には大質量法を用いた。模式図を図 4-4 に示す。この手法では、モデル全体の 10^6 倍程度の質量を有する質点を大質量要素として加振位置に固定し、大質量要素に対して加速度×大質量の大きさの荷重を負荷することにより加速度の制御を行う。

各端子台の下面には金属のベース板が埋め込まれており、それぞれの四隅が建設機械本体に対して締結される。しかし、本解析ではベース板の剛性が十分に高く変形は起こらないものと考え、端子台下面のすべての節点を大質量要素に対して拘束した。

表 4-1 解析条件表

解析ソフト		ANSYS 17.0
解析手法		陰解法
単位系		[ton][mm][MPa]
要素 タイプ	ねじ・基板・端子台	三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186
	電子部品・大質量要素	構造質量要素 MASS21
要素数		128972
拘束条件		端子台下面を大質量要素に対して拘束
荷重条件		大質量要素に振動加速度を負荷
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
	アルゴリズム	拡大ラグランジュ法

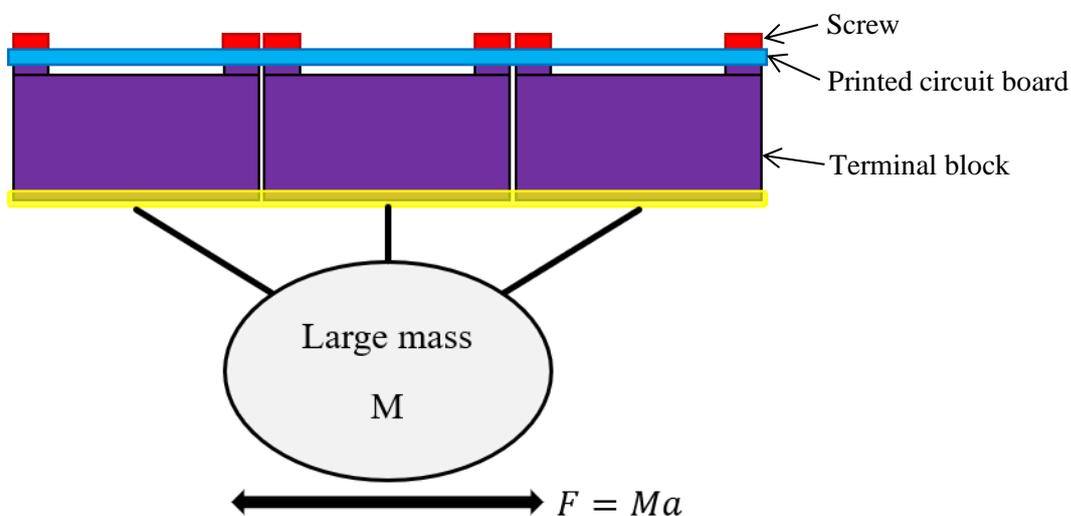
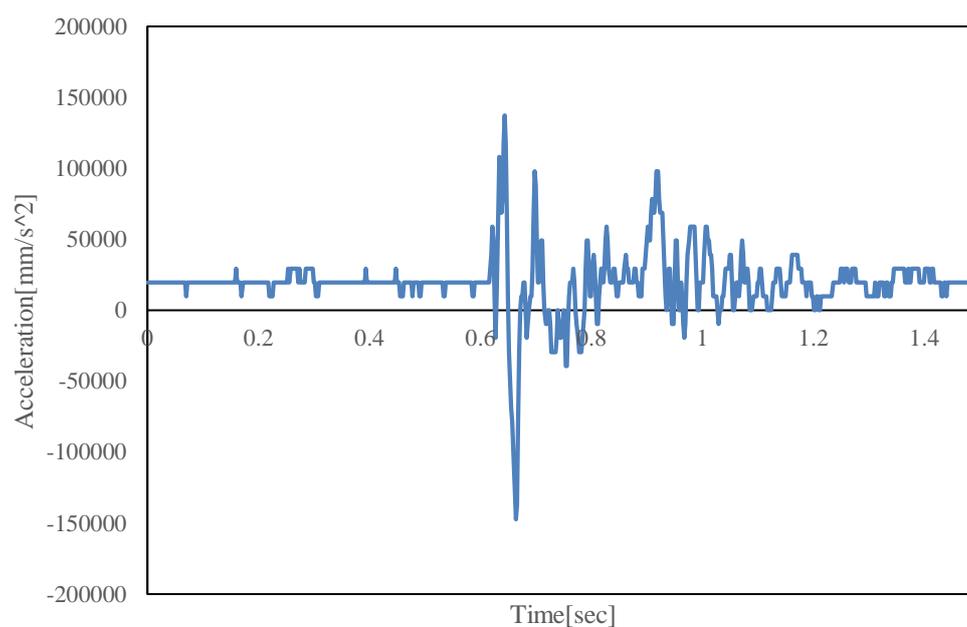


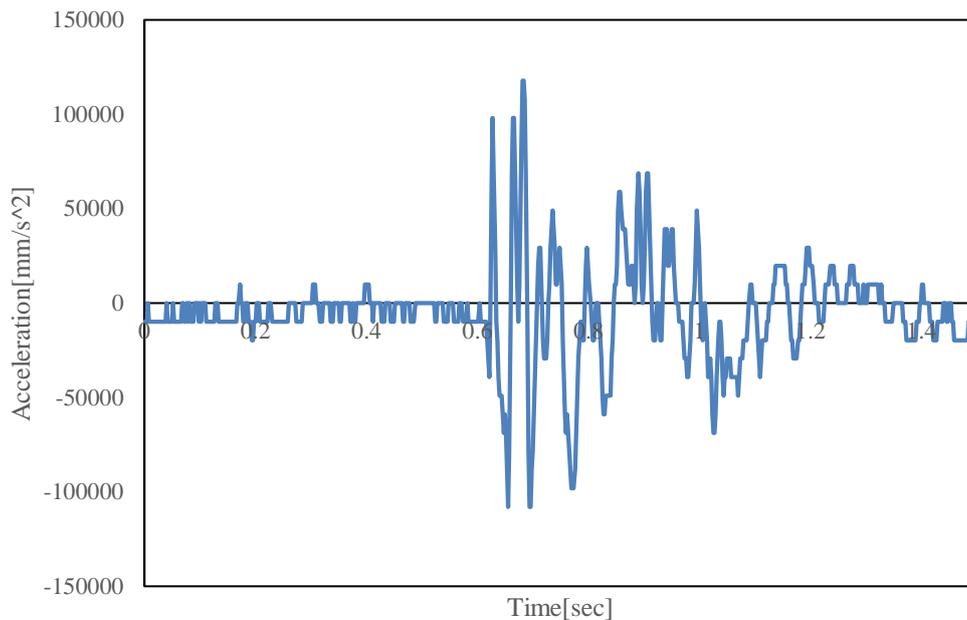
図 4-4 大質量法

4.2.2 加振条件の評価

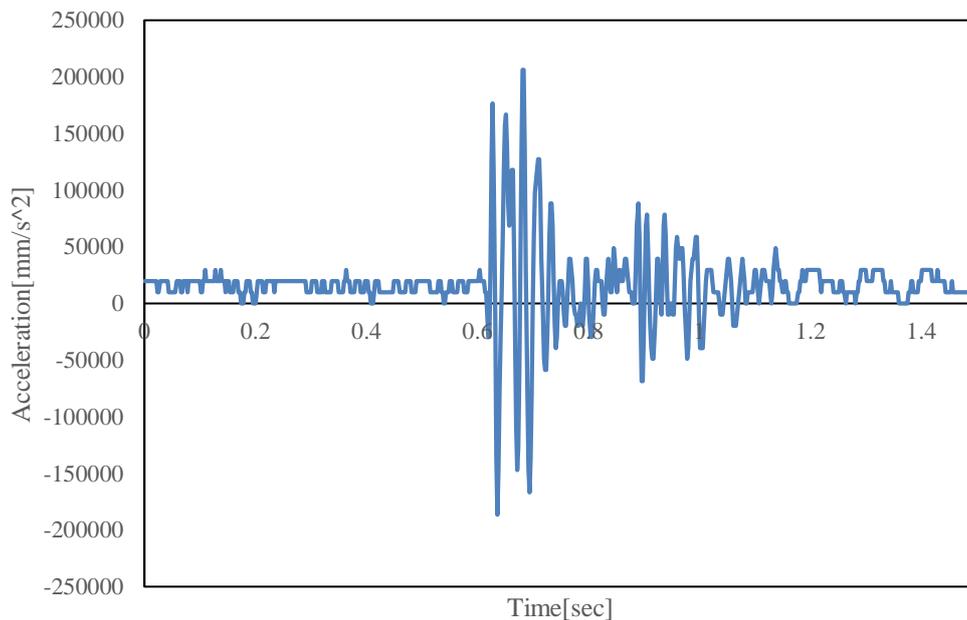
本解析の加振条件として、株式会社小松製作所で実施されている振動試験で使用される入力波形を想定する。振動試験では、4種類の加振パターンを不規則に繰り返し負荷することにより小ねじのゆるみの評価を行う。本解析では4種類のうち最も多く使用される加振パターンを使用する。入力波形を図 4-5 に示す。なお、加振方向は図 4-1 に示した座標軸の方向と同様である。



(a) X 方向



(b) Y 方向

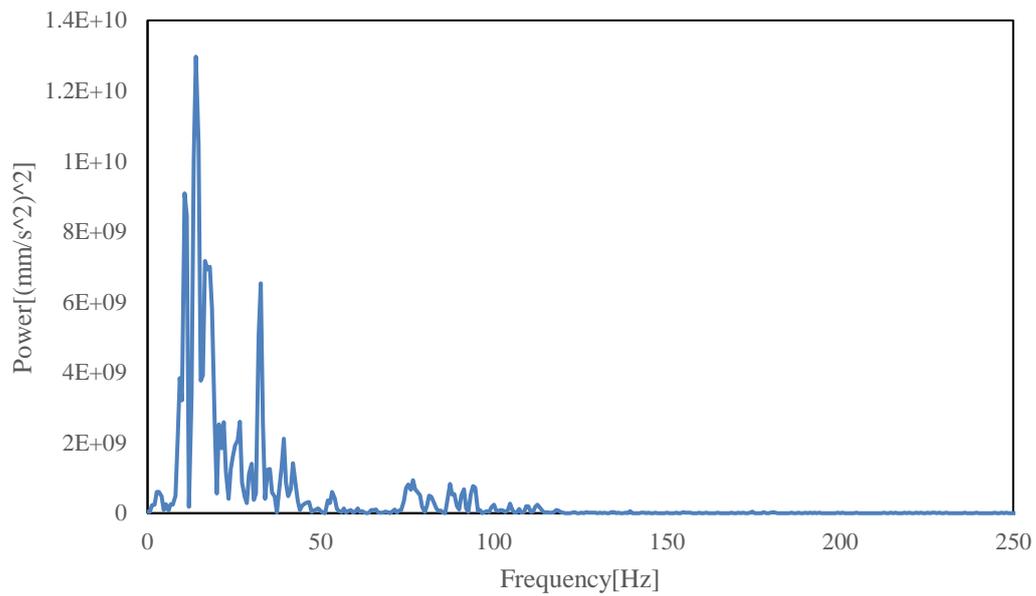


(c) Z 方向

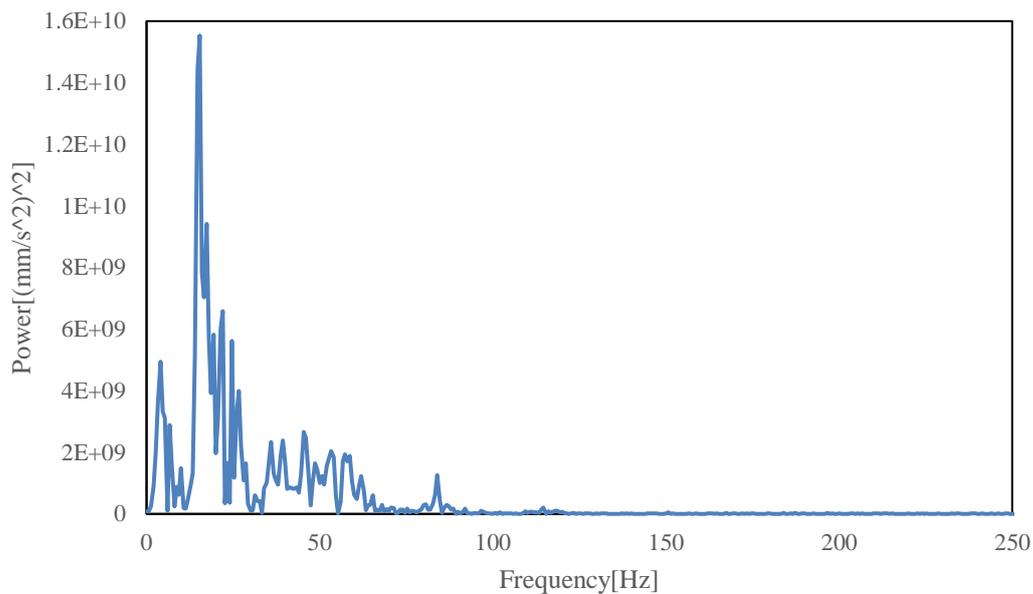
図 4-5 振動試験における入力波形

実際の入力波形には小ねじのゆるみに影響しない振動が含まれており、これを使用したゆるみの解析は非常に煩雑である。そこで、入力波形の主成分を特定するために

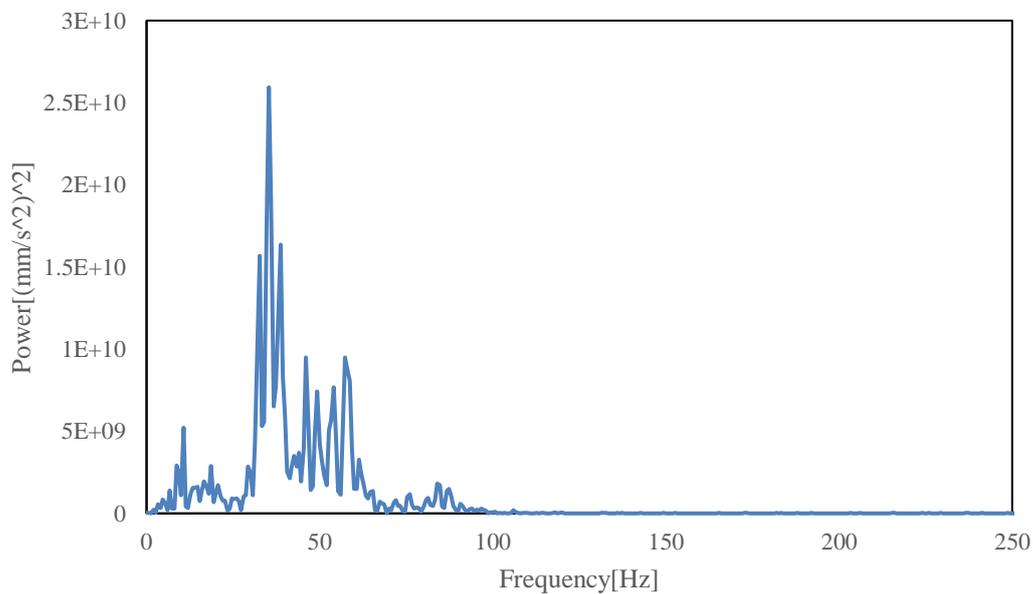
スペクトル解析を実施した。スペクトル解析には MathWorks 社の数値解析ソフトウェア MATLAB R2019b を使用した。これらの入力波形には直流成分が含まれているため、MathWorks 社の提供するシステムアドオン `dsp.DCblocker System object™` を使用し、あらかじめ直流成分の除去を行った。次に直流成分を除去した波形のフーリエ変換により周波数成分を特定し、パワースペクトルを周波数の関数としてプロットした。結果を図 4-6 に示す。



(a) X 方向



(b) Y 方向



(c) Z 方向

図 4-6 入力波形のパワースペクトル

スペクトル解析の結果、各方向とも特定の周波数においてパワースペクトルのピークが現れており、この周波数の振動が入力波形の主成分であることが確認された。

本解析では簡単のため、入力波形の主成分と同じ周波数の正弦波的に変化する加速度により加振を行う。各方向に負荷する加速度の振幅および周波数を表 4-2 にまとめる。加速度の負荷は前項で示した大質量要素に対して行う。

表 4-2 加振加速度の振幅および周波数

加速度方向	振幅[mm/s ²]	周波数[Hz]
X	1.22×10^5	14
Y	1.11×10^5	15
Z	1.73×10^5	35

4.3 解析結果

1 秒間加振を行った場合について、8 本の小ねじそれぞれに対して完全座面すべり発生の有無を評価する。完全座面すべりが生じるのは、小ねじの座面に作用する接線方向力が座面の静止摩擦力を上回った時である。そこで、軸力に摩擦係数 0.1 を乗じた値と接線方向力の大きさを比較して図 4-7 から図 4-14 に示す。ねじの番号はそれぞれ図 4-1 に示した通りである。

解析の結果、軸力および接線方向力の変動が確認され、またその大きさは小ねじの位置により異なることが確認された。

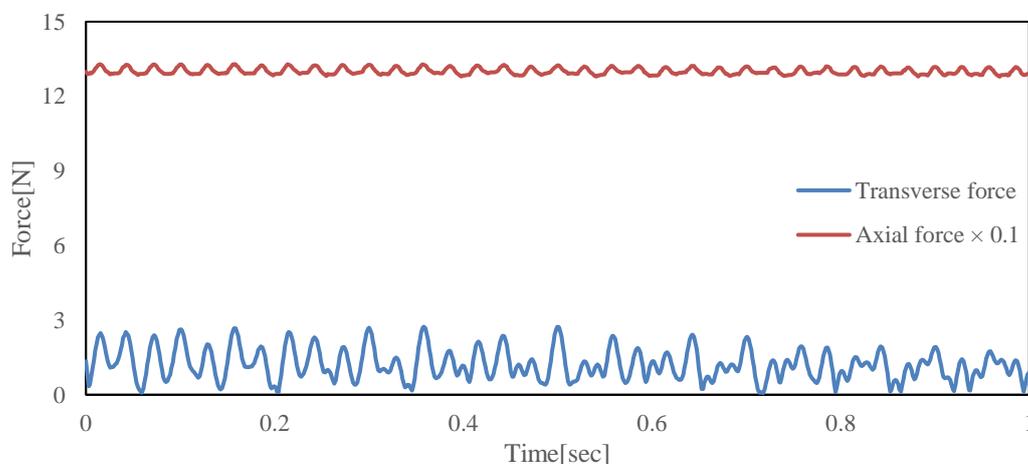


図 4-7 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較（ねじ 1）

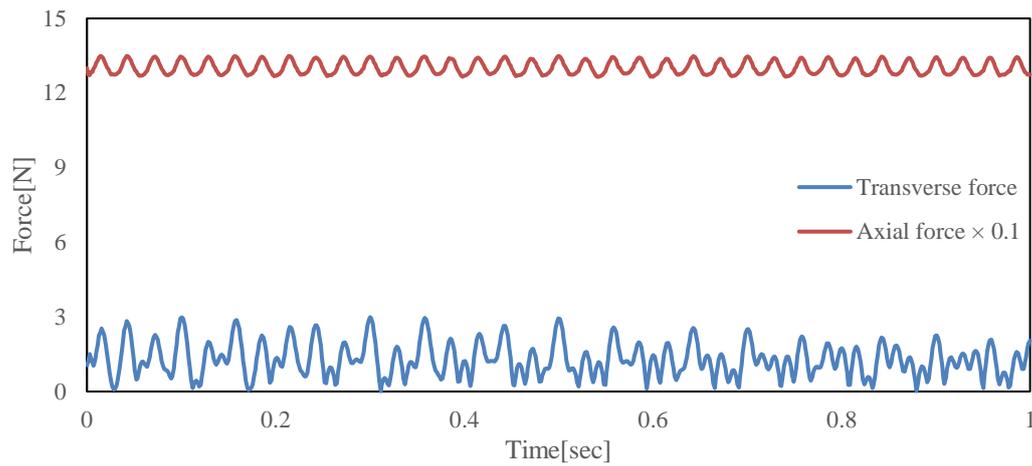


図 4-8 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 2)

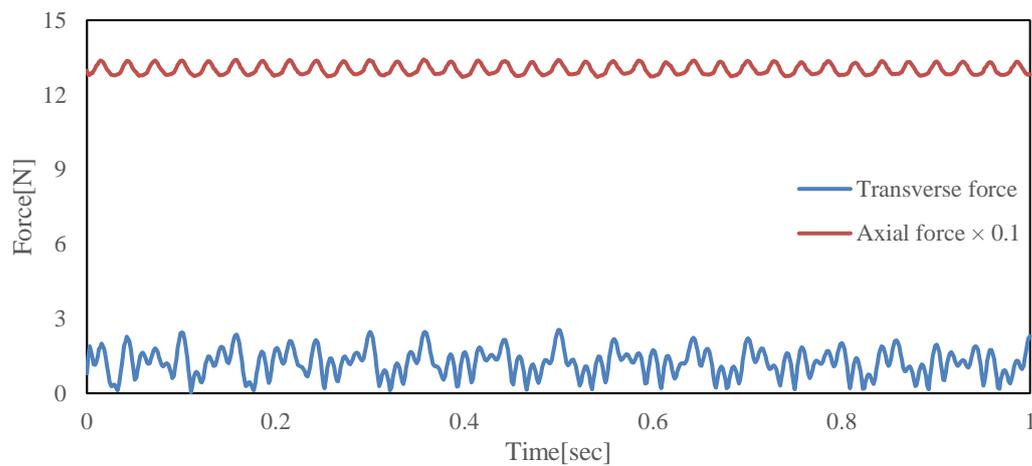


図 4-9 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 3)

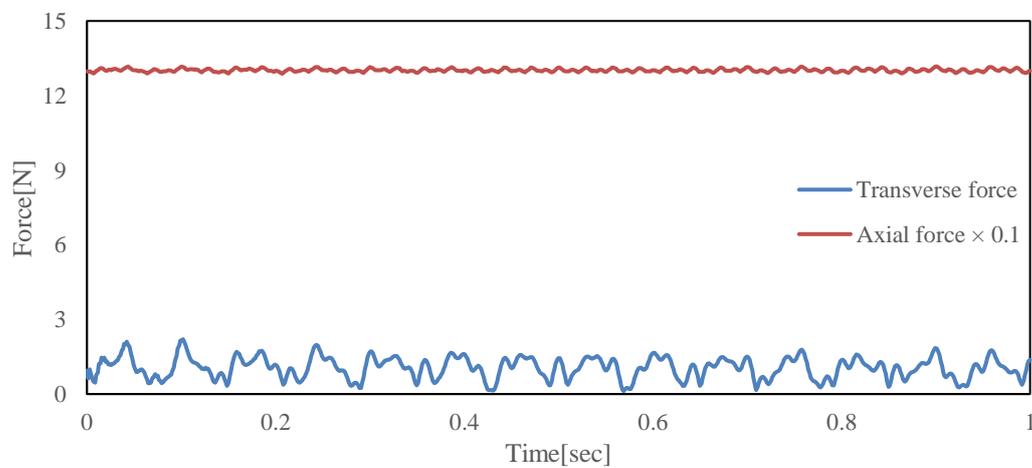


図 4-10 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 4)

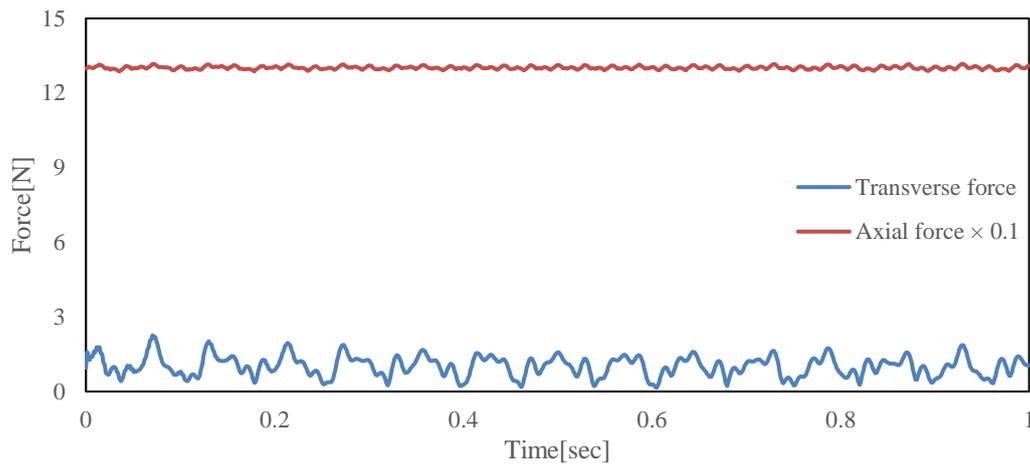


図 4-11 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 5)

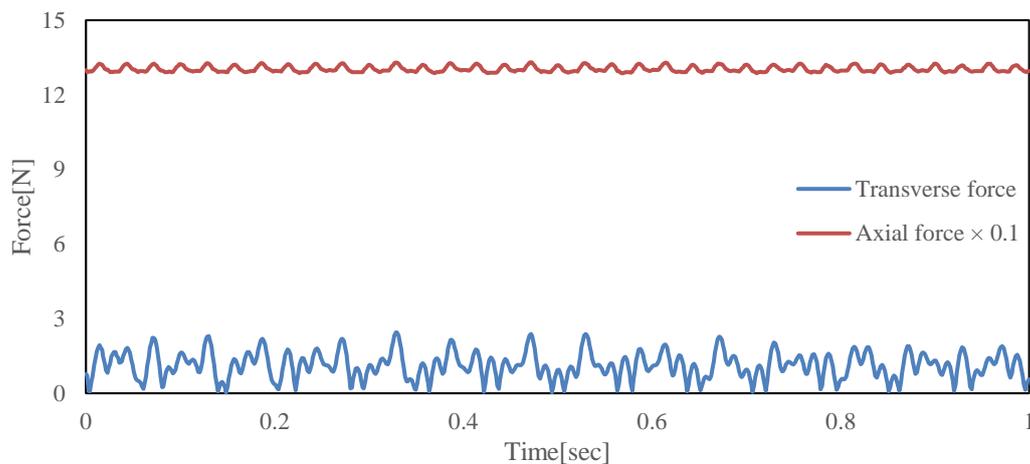


図 4-12 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 6)

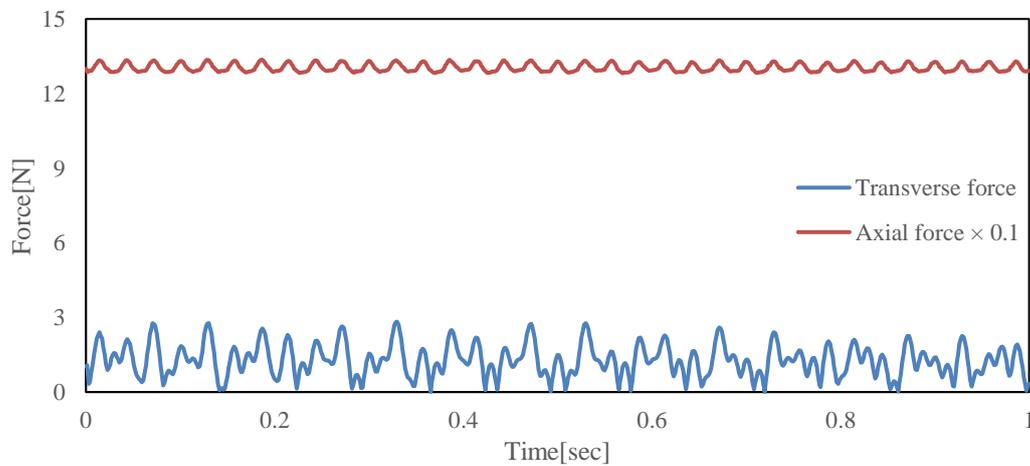


図 4-13 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 7)

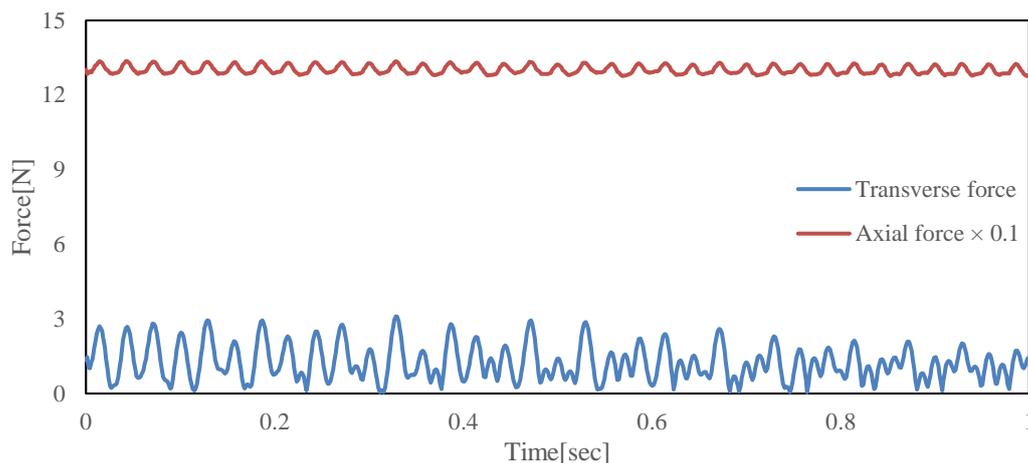


図 4-14 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる力の比較 (ねじ 8)

4.4 考察

本解析で確認された軸力の変動は主に Z 方向加振により、また接線方向力の発生は X,Y 方向加振によるものであると考えられる。それぞれの大きさについて、図 3-5 に示した質点の配置との関係を検討する。軸力の変動量に着目すると、2 番の小ねじにおいて確認された両振幅で 8N 程度の変動が最大であり、次いで 3,8,7 番の順に変動量が大きい。一方、4,5 番の小ねじでは軸力の変動がほぼ発生していない。接線方向力の最大値に注目すると、8 番で発生した 3.1N が最大であり、次いで 2,7,1 番の小ねじの順に大きくなることが確認されている。また軸力の変動と同様、4,5 番に作用する接線方向力は 8 番の 70%程度と小さい。つまり、本解析で使用した締結体については、2,7,8 番の小ねじにおいて座面すべりが発生する可能性が特に高いといえる。以上より、軸力の変動量および接線方向力は質量の大きい電子部品の付近に位置する小ねじにおいて大きくなり、座面すべりが発生しやすくなるものと考えられる。また、電子部品の配置により 1 つの小ねじへの荷重の集中を避けることで、座面すべりの発生を抑制することができると思われる。

次に、本解析で使用した加振条件下での完全座面すべりに関する検討を行う。完全座面すべりが生じる荷重を接線方向力で除した値を完全座面すべりに対する裕度として考える。裕度が最も低下するのは 8 番の小ねじの 0.329sec 時点であり、接線方向力の 4.31 倍程度の荷重で完全座面すべりが生じる。したがって、完全座面すべりに対しては十分な裕度が確認されており、本解析で想定した加振条件下では発生しないと考えることができる。

一方、振動のような繰り返し荷重に対しては、微小座面すべりによるゆるみの進展に対しても評価が必要である。過去の研究 [8]から微小座面すべりが生じる荷重の大きさは完全座面すべりの 50%程度であることが明らかにされている。そこで微小座面すべりに対する裕度を考えると、微小座面すべりが発生する荷重は接線方向力の 2.16 倍程度である。つまり、小ねじのゆるみの発生が懸念される軸力は 60N 以下であり、2.2 節の軸力試験で確認された程度の軸力が発生している場合はゆるみの発生に対して十分な裕度があるといえる。

4.5 結言

実際の振動試験で使用される加振条件下での座面すべりについて、安全側の評価として摩擦係数を 0.1 とした場合の検討を行った。以下に本章の結論を示す。

加振時の軸力変動および接線方向力の発生に、電子部品の配置が強く影響していることを明らかにした。つまり、電子部品の配置により荷重の集中を回避することで、小ねじのゆるみの発生を抑えることができるといえる。

また、微小座面すべりの発生に対して十分な裕度があることが確認された。2.2 節の軸力試験で確認された程度の軸力が発生している場合、小ねじのゆるみは発生しないものと考えることができる。

第5章 結論

5.1 結論

本研究では建設機械の電子コンポーネントを対象とし、樹脂を金属の小ねじで締結した締結体のゆるみの評価を行った。以下に本研究の結論を述べる。

まず、樹脂の相手材を金属の小ねじで締結した場合について、ねじのゆるみを検討する際の重要な要因である軸力に関する評価を行った。相手材を粘弾性材料としてモデル化し、軸力試験で確認された軸力の減少を応力緩和および熱収縮によるものと考えて挙動を再現した。これにより、樹脂を締結した小ねじの軸力の低下が応力緩和および熱収縮によるものと考えられることを示した。ただしこれらの要因の寄与の大きさについては定量的な評価は実施できておらず、小ねじを被締結体側に押し付ける力など他の要因についても考慮して検討を進めていく必要があるといえる。

次に、電子コンポーネントのプリント基板の振動特性を再現するモデルを構築し、固有モードの評価を行った。モーダル解析および株式会社小松製作所により行われたハンマリング試験において確認された固有モードが一致することを確認し、ゆるみの評価に使用するモデルが妥当であることを確認した。

以上の結果を踏まえ、振動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみ評価を行った。軸力試験で確認された軸力に対し、実際の加振試験に使用される加振条件下での座面すべり発生の有無を解析により検討した。これにより、座面すべりの発生の原因として考えられる軸力の変動および接線方向力の大きさが、基板上の電子部品の配置により強く影響されることを明らかにした。つまり、電子部品の配置により特定の小ねじに荷重が集中することを避けることで、座面すべりの発生を抑えることができると考えられる。また、振動試験に使用する加振条件下では座面すべりに対して十分な裕度があることが分かった。軸力試験で確認された程度の軸力が発生している場合、小ねじにゆるみは生じないものと考えられる。

5.2 今後の展望

軸力試験で確認された軸力に対して、振動試験の加振条件下ではゆるみを生じないことが分かった。しかし、ねじの軸力は摩擦係数の影響により大きくばらつくことが知られており、また樹脂を締結した場合の軸力の低下量にも同様にばらつきがあることを確認した。したがって、本研究で検討した軸力よりもさらに軸力が小さくなる可能性があり、その際にはゆるみに対する裕度も小さくなることが予測される。本研究では軸力の低下の要因として応力緩和や熱収縮が考えられることを示したが、それらの寄与の大きさや他の要因に関しては十分に検討を行うことができていない。樹脂を締結した際の軸力低下のメカニズムを詳細に解明し、軸力の定量的な評価を行うことにより、電子コンポーネントの小ねじについてより正確なゆるみの評価、あるいはゆるみ防止のための対策効果についての検討を可能にすることができると考えられる。

参考文献

- [1] G. H. Junker, “New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration,” SAE Transactions, vol. 78, pp. 314-335, 1969.
- [2] 賀勢晋司, 石村光敏, 大橋宣俊, “巨視的座面すべりがいない場合のねじのゆるみ挙動,” 精密工学会誌, 54 巻, 7 号, pp. 1381-1386, 1988.
- [3] 横山喬, “軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデルの構築,” 東京大学博士論文, 2009.
- [4] 酒井智次, “ねじ部品の摩擦係数,” 日本機械学会論文集, 43 巻, 370 号, pp. 2372-2381, 1977.
- [5] JIS B 1083, *ねじの締付け通則*, 2008.
- [6] 藤川正毅, 隆雅久, “Collocation 法を基にした線形粘弾性マクスウェルモデルの Prony 級数近似法,” 実験力学, 3 巻, 4 号, pp. 278-284, 2003.
- [7] L. Safraoui, A. Haddout, M. Benhadou, F. Rhrich, G. Villoutreix, “Experimental study and modeling of the relaxation behavior of the injected polypropylene composites reinforced with short glass fibers,” Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng, 4, 81-87., 2014.
- [8] 木村成竹, “三次元有限要素法解析によるダブルナット締結法およびばね座金のゆるみ止め性能評価,” 東京大学修士論文, 2008.

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方に多大なご支援をいただきました。ここに感謝の意を表したいと思います。

本研究は、株式会社小松製作所の皆様の手厚いご支援の下で行われました。打ち合わせに際しましては研究室に度々足を運んでいただき、また貴重なご意見やデータをいただきましたこと、心より御礼申し上げます。

また、泉教授、波田野講師にはお忙しい中であっても多くのご助言をいただきましたことを深く感謝いたします。今後ともご指導ご鞭撻のほどよろしく願いいたします。研究に関して度々ご相談させていただいた榎間さんや長岡さんをはじめ、研究室の先輩方にも感謝申し上げます。

杉田研の諸山さんには実験のため貴重なお時間を割いていただきました。ありがとうございました。

最後に、これまで支えていただいた家族に深く感謝申し上げます。

簡単ではございますが、以上を私からの謝辞とさせていただきます。

以上

P.1~P.55 完

卒業論文

03-180188 久米 一輝

指導教員 泉 聡志 教授