

卒業論文

長穴ボルト締結の簡易モデリング手法
におけるひずみ予測の高精度化

令和 2 年 1 月 30 日提出

180173 打田 圭吾

指導教員 泉 聡志 教授 

長穴ボルト締結の簡易モデリング手法におけるひずみ予測の高精度化

打田 圭吾 指導教員： 泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Method, Bolt fastener, Simplified analysis model, Slot, Outfitting rail

1. 緒言

1.1 研究背景

ボルト締結は低コストかつ取り外しが容易であるという点から、多くの構造物に使用されている。締結部近傍は構造的な弱点となりやすいため、設計においてはFEMの高精度な解析が必須である。一方、形状や接触等を詳細に再現したモデルによる解析は計算負荷が非常に大きく、解析モデルの簡素化が求められる。

柳原[1]が提案し、長岡[2]が適用範囲を長穴、座金有り条件にまで拡張したRBE3モデルは、長穴ボルト締結体の剛性を高精度に予測できているものの、被締結体に生じるひずみ分布については予測精度が不十分である。そのため、長穴ボルト締結体においてひずみ分布の予測精度の高いモデリング手法が求められる。

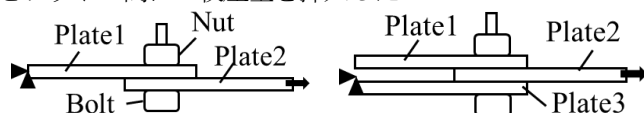
1.2 目的

本研究では、鉄道車両用機器吊り溝（以下、艤装レール）のボルト締結部への応用を見据え、長穴ボルト締結体の簡易モデルにおけるひずみ予測の高精度化を目的とする。手法としては、RBE3モデルにおける力学的挙動を解明し、詳細モデル（以下、ソリッドモデル）と比較をすることで、ひずみ分布の予測精度の高い簡易モデルに改良する。最後に、艤装レールボルト締結体の軸直角方向外力下における力学的挙動を確認する。

2. 長穴締結体簡易モデルの高精度化

2.1 試験条件と解析モデル

解析は有限要素法ソフト ANSYS17.0（陰解法）による準静的解析で、幾何学的非線形性を考慮した接触解析である。共同研究先の日立製作所笠戸事業所にて行われた引っ張り試験の継手の簡易モデルを作成し、精度評価を行った。比較対象は、長岡[2]が妥当性を評価したソリッドモデルとした。継手形状を Fig.1 に、ボルト穴形状を Fig.2 に示した。ボルト穴は長手方向に長い縦方向長穴と、幅方向に長い横方向長穴の2種類である。座金有り条件では、ナット側の板の plate1 とナットの間に1枚座金を挿入した。



(a)2-plate fastener

(b)3-plate fastener

Fig.1 Slotted joint shape



(a)Longitudinal hole

(b)Horizontal hole

Fig.2 Bolt hole shape

2.2 縦方向長穴

RBE3モデルでは、実形状で穴の空いている箇所にシェル要素が埋まっており、尚且その領域で節点に拘束がかけられているため、締結部を模擬した箇所の変形が抑制されている。したがって、RBE3モデルに対して従来の穴形状通り、穴あけを施してモデリングした（以下、split RBE3モデル）。ソリッドモデルにおける最大ひずみ発生位置に最も近い節点について、split RBE3モデルのひずみ予測精度は、Table1に示した通り、縦方向長穴の全ての条件で、10%以内の誤差範囲であった。

Table 1 Maximum strain prediction accuracy

	2plates	2plates, washer	3plates	3plates, washer
Plate1	95.4%	94.4%	101.7%	97.6%
Plate2	99.0%	106.7%	96.9%	101.9%
Plate3	-	-	104.5%	107.4%

2.3 横方向長穴

split RBE3モデルでは、横方向長穴のひずみ予測精度が不十分であった。誤差の要因を検討するために、締結部の接触状態を確認したところ、軸方向圧縮力の伝播する領域（以下、等価座面領域）内の接触状態が、ボルト軸に対して非対称であった。そこで、ソリッドモデルで等価座面領域内の、長手方向荷重の分担率を求め、等価座面領域の拘束方程式に反映させてモデルを作成した（以下、RBE3_weightモデル）。Fig.3に示した通り、ひずみ分布を高精度に予測する傾向であった。

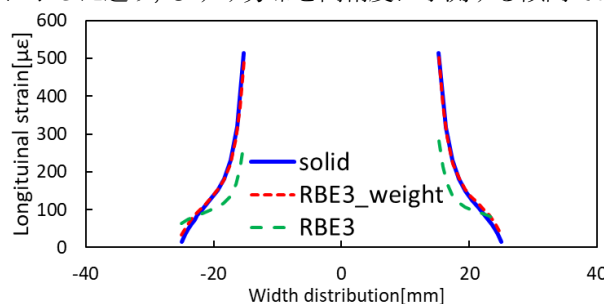
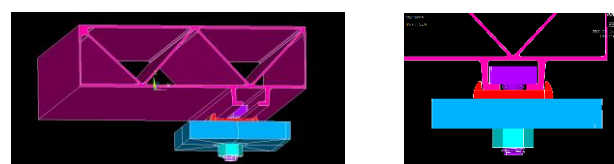


Fig.3 Strain distribution (3plates, plate2)

3. 艤装レールボルト締結体の解析

簡易モデルの適用範囲拡張のため、艤装レールの解析モデルを作成し、ボルト軸直角方向外力下における締結体の力学的挙動を確認する。艤装レールボルト締結体の解析モデルを、以下のFig.4に示した。板をボルト軸直角方向に引っ張ることで、構体の骨組み部分の構造を評価するとともに、レール方向荷重下においては枕木方向荷重下に対して剛性が2倍以上であることを確認した。



(a)Overall view

(b)Fastening section

Fig.4 Analysis model (outfitting rail fastening)

4. 結言

本研究では、長穴ボルト締結体のRBE3モデルを改良することで、被締結体の枚数や座金の有無に依らない簡易モデリング手法を、各穴形状で提案した。これにより、対象とする全ての条件のすべての被締結体面において、対ソリッドモデル20%以内の誤差範囲で最大ひずみを予測することを確認した。また、艤装レールボルト締結体にボルト軸直角方向の外力を作用する解析では、構体の骨組み部分に応力が集中しないことを確認した。

参考文献

- [1] 柳原 崇志, “鉄道車両用ボルト締結体の有限要素法モデルの妥当性評価と高精度化評価”東京大学大学院修士論文, 2018
- [2] 長岡 賢人, “座金を用いた長穴ボルト締結の簡易モデリング手法の開発”東京大学卒業論文, 2019

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 本研究の目的.....	8
1.3 本論文の構成.....	9
第 2 章 縦方向長穴ボルト締結体簡易モデルの高精度化	10
2.1 緒言.....	10
2.2 ソリッドモデルについて.....	10
2.3 先行研究における簡易モデル.....	13
2.4 RBE3 の挙動解明と高精度化の指針.....	15
2.4.1 RBE3 モデルのひずみ分布	15
2.4.2 RBE3 モデルでの変形状態の挙動解明	16
2.4.3 改善モデルについて	20
2.5 解析結果.....	21
2.5.1 長手方向ひずみコンター図	21
2.5.2 長手方向ひずみの長手方向分布と幅方向分布	23
2.5.3 最大ひずみ取得位置とその値の比較.....	25
2.6 考察.....	26
2.6.1 穴あけによるひずみ分布への影響.....	26
2.6.2 穴あけによる並進剛性への影響.....	27
2.7 結言.....	28
第 3 章 横方向長穴ボルト締結体簡易モデルの高精度化	29
3.1 緒言.....	29
3.2 split_RBE3 モデルの横方向長穴への応用.....	29
3.2.1 RBE3 モデルに対する穴あけのひずみ分布への影響	29
3.2.2 滑り荷重前の被締結体間の固着状態.....	31
3.2.3 滑り荷重前の等価圧縮体内の荷重分担率	32

3.3	解析条件.....	36
3.4	解析結果.....	37
3.4.1	長手方向ひずみコンター図	37
3.4.2	長手方向ひずみの長手方向分布と幅方向分布	39
3.5	考察.....	41
3.5.1	荷重分担率について	41
3.5.2	並進剛性の比較.....	42
3.6	結言.....	43
第4章	艀装レールボルト締結体の解析	45
4.1	緒言.....	45
4.2	艀装レールに関する過去の報告	45
4.3	解析条件.....	46
4.4	解析結果と考察.....	48
4.4.1	締結体の変形及び荷重変位線図	48
4.4.2	応力集中部評価	50
4.5	結言.....	50
第5章	結論	52
参考文献.....		53
謝辞.....		54

図一覽

図 1-1	計算時間と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類	8
図 2-1	せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状	11
図 2-2	純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状	11
図 2-3	長穴の形状及び寸法	12
図 2-4	座金の形状及び寸法	12
図 2-5	せん断継手（縦方向長穴）のソリッドモデル	13
図 2-6	純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデル	13
図 2-7	せん断継手座金無し条件の等価圧縮体の形状	14
図 2-8	せん断継手座金有り条件の等価圧縮体の形状	15
図 2-9	RBE3 モデルの被締結体の形状	16
図 2-10	RBE3 モデル拘束領域の定義	16
図 2-11	せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図	16
図 2-12	せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図	16
図 2-13	RBE3 モデルにおける拘束の模式図	17
図 2-14	RBE3 モデルにおける力とモーメントの分配状態	17
図 2-15	RBE3 モデルにおける力伝達の模式図	19
図 2-16	RBE3 モデルにおける変位算出過程	19
図 2-17	せん断,縦,座金無し条件の split_RBE3 モデルの形状	21
図 2-18	せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図	22
図 2-19	せん断,縦,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図	22
図 2-20	せん断,縦,座金有り,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図	22
図 2-21	せん断,縦,座金有り,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図	22
図 2-22	純せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図	23
図 2-23	純せん断,縦,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図	23
図 2-24	純せん断,縦,座金有り,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図	23
図 2-25	純せん断,縦,座金有り,plate3 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図	23
図 2-26	純せん断,縦,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ長手方向分布	24
図 2-27	純せん断,縦,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ幅方向分布	24
図 2-28	純せん断,縦,座金有り,plate2 の長手方向ひずみ長手方向分布	24
図 2-29	純せん断,縦,座金有り,plate2 の長手方向ひずみ幅方向分布	24
図 2-30	純せん断,縦,座金無し,plate3 の長手方向ひずみ長手方向分布	24
図 2-31	純せん断,縦,座金無し,plate3 の長手方向ひずみ幅方向分布	24
図 2-32	純せん断,縦,座金有り,plate2 の長手方向ひずみ長手方向分布	25

図 2-33	純せん断,縦,座金有り,plate2 の長手方向ひずみ幅方向分布.....	25
図 3-1	せん断,横,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-2	せん断,横,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-3	せん断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-4	せん断,横,座金有り,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-5	純せん断,横,座金無し,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-6	純せん断,横,座金無し,plate3 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	30
図 3-7	純せん断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	31
図 3-8	純せん断,横,座金有り,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	31
図 3-9	せん断,縦,座金無し条件 2kN 負荷時の被締結体間接触状態.....	32
図 3-10	せん断,横,座金無し条件 2kN 負荷時の被締結体間接触状態.....	32
図 3-11	純せん断継手の等価圧縮体における荷重分担.....	32
図 3-12	せん断,横,座金無し,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係.....	33
図 3-13	せん断,横,座金無し,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係.....	33
図 3-14	せん断,横,座金有り,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係.....	33
図 3-15	せん断,横,座金有り,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係.....	33
図 3-16	純せん断,横,座金無し,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係.....	34
図 3-17	純せん断,横,座金無し,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係.....	34
図 3-18	純せん断,横,座金無し,plate3 における負荷荷重と荷重分担率 w_3 の関係.....	34
図 3-19	純せん断,横,座金有り,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係.....	34
図 3-20	純せん断,横,座金有り,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係.....	34
図 3-21	純せん断,横,座金有り,plate3 における負荷荷重と荷重分担率 w_3 の関係.....	35
図 3-22	横方向長穴,等価座面領域の対称性及び荷重分担率.....	37
図 3-23	せん断,横,座金無し,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-24	せん断,横,座金無し,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-25	せん断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-26	せん断,横,座金有り,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-27	純せん断,横,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-28	純せん断,横,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	38
図 3-29	純せん断,横,座金有り,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図.....	39
図 3-30	純せん断,横,座金有り,plate3 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図.....	39
図 3-31	せん断,横,座金無し,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布.....	39
図 3-32	せん断,横,座金無し,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布.....	39
図 3-33	せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布.....	40
図 3-34	せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布.....	40
図 3-35	純せん断,横,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ長手方向分布.....	40

図 3-36	純せん断,横,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ幅方向分布.....	40
図 3-37	純せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布.....	40
図 3-38	純せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布.....	40
図 3-39	純せん断,座金無し条件 plate1 における負荷荷重と分担荷重の関係.....	41
図 3-40	純せん断,座金無し条件 plate2 における負荷荷重と分担荷重の関係.....	41
図 3-41	純せん断,座金無し条件 plate3 における負荷荷重と分担荷重の関係.....	42
図 3-42	横方向長穴ボルト締結体,各簡易モデルの変形の模式図	43
図 4-1	艀装レール解析モデルの正面図,外形寸法	46
図 4-2	艀装レール解析モデルの下面図,外形寸法	47
図 4-3	艀装レール締結部近傍部詳細	47
図 4-4	レール方向荷重負荷と拘束位置の詳細	48
図 4-5	枕木方向荷重負荷と拘束位置の詳細	48
図 4-6	2kN 引っ張り時の変形図 (×50)	49
図 4-7	軸直角方向外力下における荷重変位線図	49
図 4-8	レール方向荷重解析のレール方向応力集中部	50
図 4-9	枕木方向荷重解析の枕木方向応力集中部	50

表一覽

表 2-1	せん断継手における等価座面領域径[mm]	15
表 2-2	純せん断継手における等価座面領域径[mm]	15
表 2-3	座金無し条件におけるビームの剛性 [5]	20
表 2-4	座金有り条件におけるビームの剛性 [5]	21
表 2-5	せん断,縦方向,座金無し条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離.....	25
表 2-6	せん断,縦方向,座金有り条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離.....	26
表 2-7	純せん断,縦方向,座金無し条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離.....	26
表 2-8	純せん断,縦方向,座金有り条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離.....	26
表 2-9	縦方向長穴各条件における締結体の並進剛性の比較[104N/mm]	28
表 3-1	座金無し条件,せん断相当力下における荷重分担率	35
表 3-2	座金有り条件,せん断相当力下における荷重分担率	35
表 3-3	座金無し条件,純せん断相当力における荷重分担率	36
表 3-4	座金有り条件,純せん断相当力における荷重分担率	36
表 3-5	純せん断継手, 各条件における締結体の並進剛性の比較[104N/mm]	42

第1章 序論

1.1 研究背景

ボルト締結は、低コストであり容易に取り外しができるという点や、使用者の技量を問わず誰でも簡単に使用できる点から鉄道車両を含む多くの構造物に用いられている。

一方で、締結部近傍は荷重が集中しやすいため、構造的な弱点となりやすく慎重に設計をしなければならない。そのため、ボルト締結を含む構造物の設計にあたっては、FEM による高精度な解析が求められる。しかし、ボルト締結の多用された構造物に対して形状や接触、物性を詳細に再現したモデルによる解析は、計算負荷が非常に大きく計算時間が長くなるため、現場での使用は現実的ではない。こうした理由から簡素なモデルによる計算時間の短縮が求められる。

このような要求のもと、FEM におけるボルト締結の簡易モデリング手法は様々なものが提案されている。それらのモデルの代表例を計算時間と計算精度を定性的に表現したものを以下の図 1-1 に示した。形状や接触を詳細に再現したソリッドモデルは、締結体の応力分布や剛性を高精度に求められるものの、計算負荷が大きいことがデメリットである。

一方で簡易モデルとして、成瀬らによって提案されたスパイダーモデル [1][2]が挙げられる。このモデリング手法では、被締結体の中立面をシェル要素で、ボルトをビーム要素で模擬し、締結部近傍の圧縮力の伝播する領域(以下、等価座面領域と定義)の内部の節点を剛体としてビーム端節点と拘束した。スパイダーモデルでは、単にシェル要素同士をビームで結合しただけのシェル・ビームモデルに比べて、締結体全体の挙動を高精度に予測 [3]できることが確認されている。

しかし、このスパイダーモデルでは締結体の剛性や締結部近傍の応力分布を十分な精度で予測できていないという課題があった。そこで、柳原 [4]は等価座面領域の剛体拘束を RBE3(Rigid Body Element 3: 補間剛体要素)に変更することで、締結体の剛性や応力分布の予測精度の改善を図った。このモデル(以下 RBE3 モデルと定義)では、丸穴ボルト締結体の剛性を高精度に予測できる。また、長岡 [5]は柳原 [4]の提案した RBE3 モデルの適用範囲を長穴、座金有りという条件まで拡張した。これらのモデルにより、様々な条件下における締結体の剛性の予測精度と解析における計算負荷の両立が可能とな

った。

一方で、これまでに提案されてきた簡易モデリング手法では、締結部近傍の応力分布の予測精度が依然として低いことが課題として残っていた。そのため引っ張り荷重下においては、締結体の並進剛性と応力分布の両立を可能とする簡易モデリング手法の確立が求められる。

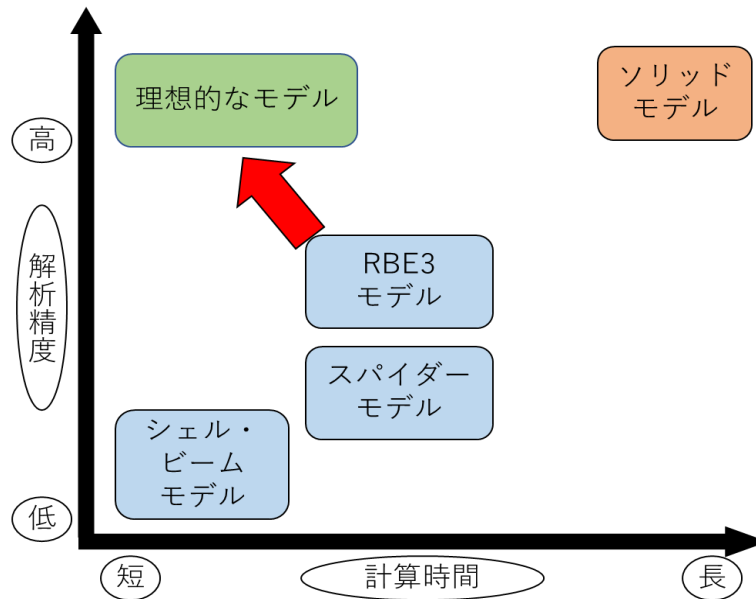


図 1-1 計算時間と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類

1.2 本研究の目的

本研究では、鉄道車両用機器吊り溝(以下、艀装レールと定義)のボルト締結部への応用を見据え、長穴ボルト締結体における解析精度と計算負荷の両立を可能とした簡易モデリング手法の構築を目的とする。

まず、RBE3 モデルにおける被締結体の変形メカニズムを解明するとともに、長穴ボルト締結体のひずみを高精度に予測する簡易解析モデルを作成する。

次に、簡易解析モデルの適用範囲拡張のため、艀装レールの解析モデルを作成し、FEMの解析によって引っ張り荷重を負荷した際の力学的挙動を確認する。

1.3 本論文の構成

本論文は、本章を含め全 6 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、引っ張り荷重下の縦方向長穴ボルト締結体について、RBE3 モデルを修正し、ソリッドモデルとの比較をする。

第 3 章では、引っ張り荷重下の横方向長穴ボルト締結体の簡易モデルの改善を行う。

第 4 章では、艀装レールのソリッドモデルにおける解析を行い、材料的に弱点となる箇所を特定する。

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 縦方向長穴ボルト締結体簡易モデルの高精度化

2.1 緒言

本章では，柳原 [4]が考案し長岡 [5]が適用範囲を拡張したボルト締結の簡易モデリング手法について，RBE3 コマンドがシェル要素に対してどのような影響を与えるのか解明した上で，縦方向長穴ボルト締結体のひずみ分布や最大ひずみの発生位置，さらにはその値の予測精度を向上化し，並進剛性とひずみの予測精度を両立するモデリング手法を提案する．なお比較対象は，長岡 [5]が滑り荷重前の荷重範囲において妥当であることを確認したソリッドモデルとする．

2.2 ソリッドモデルについて

継手の解析では，長穴ボルト締結体に長手方向の引っ張り荷重を負荷した際のひずみ分布と締結体の剛性に着目する．日立製作所笠戸事業所にて実施された試験用の継手の形状と寸法を図 2-1 と図 2-2 に示す．解析モデルはこの形状を模擬して作成した．被締結体が 2 枚の継手をせん断継手，3 枚の継手を純せん断継手と呼ぶ．また長穴の向きについて，継手の長手方向に長い長穴を縦方向長穴，幅方向に長い長穴を横方向長穴と定義する．

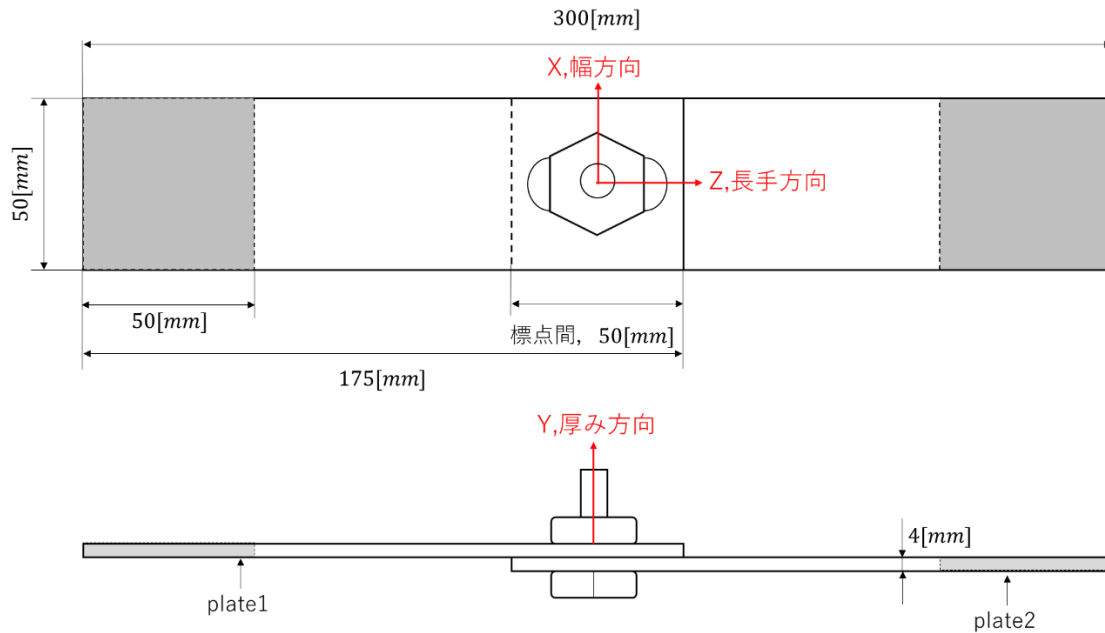


図 2-1 せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状

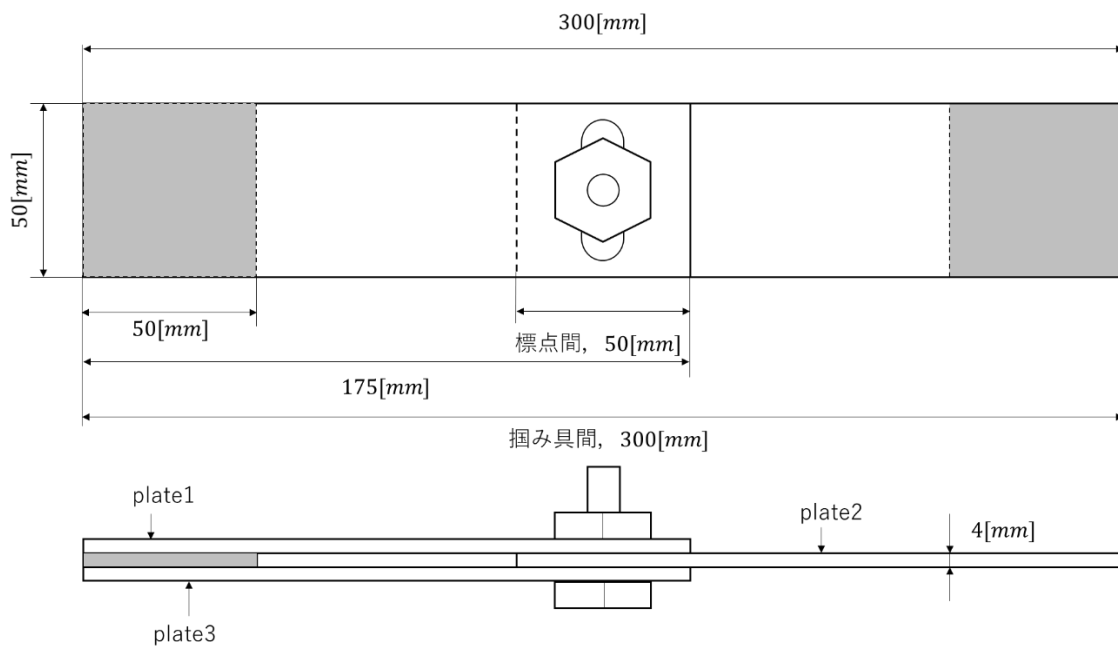


図 2-2 純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状

被締結体はナット側から順番に plate1, plate2, plate3 と定義する．座標軸は図 2-1 に示した通りで，ボルト中心軸をボルト頭からナットに向かう向きを正とし，plate1 の座面を原点とする厚み方向座標軸の y 軸を定義する．またボルト中心軸を原点として，plate2 のチャッキング部分に向かう方向を正とし，長手方向座標軸の z 軸を定義する．

幅方向座標軸の x 軸は，原点を z 軸 y 軸の原点と同じとして右手系に従い定義する．

被締結体は A6061 合金板であり，板厚は全て $t = 4[\text{mm}]$ で統一している．ボルトは ISO 強度区分 10.9 のメートル並目ねじであり，呼び径は M10，材質は SCM435 である．被締結体の重なる領域の中心に長穴が空いており，図 2-1，図 2-2 に示したように締結されている．また，長穴の形状と寸法は図 2-3 に示した通りであり，材質が S45C の座金の形状と寸法を下の図 2-4 に示した．被締結体に座金を入れる場合は，plate1 とナットの間には 1 枚座金を挿入し締結させた．

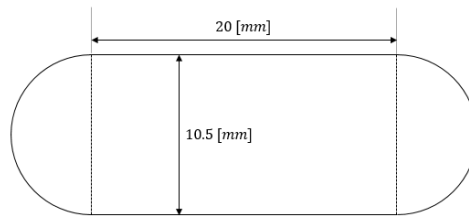


図 2-3 長穴の形状及び寸法



図 2-4 座金の形状及び寸法

ソリッドモデルでの解析は，長岡 [5]が使用した解析モデルを使用し，軸力を 8~24[kN]で変化させて解析を行った．有限要素法解析ソフト ANSYS17.0（陰解法）を使用して，準静的解析を行った．被締結体，ボルト，ナット，座金それぞれ六面体二次要素 SOLID186 を主に用いてモデリングした．なお，ねじ面の一部には四面体二次要素を用いた．材料は等方性材料とし，ボルト・ナット及び座金はヤング率 205[GPa]，ポアソン比 0.30 とした．また，被締結体はヤング率 68.6[GPa]，ポアソン比 0.33 とした．

接触部分の要素には CONTA174, TARGE170 を用いて，拡大ラグランジュ法によってすべての箇所の接触において対称接触により定義した．摩擦係数はいずれの接触面においても 0.15 とした．また，グリップ部のモデリングは省略した．純せん断継手の plate1, plate3 の端面を，せん断継手の plate1 の端面を全方向に完全拘束し，各継手の plate2 の端面を荷重方向にのみカップリング拘束，他 2 方向は完全拘束することでチャッキングを再現した．

柳原 [4]はトルク制御によって初期締結力を発生させていたが，この方法ではねじ面の計算が発散しやすいという難点があったため，長岡 [5]は興石 [6]らが用いたように

ボルト・ナットのねじ面同士を予め接触させ、座面を被締結体に陥入させて軸力を発生させるペナルティ法を用いた。本研究でも長岡同様にペナルティ法によって締結することにした。なお、ソリッドモデルにおけるペナルティ剛性は0.1とした。

引っ張り荷重は100[N]刻みで付加していき、せん断継手においては最大2[kN]、純せん断継手においては最大3[kN]の引っ張り荷重を負荷した。以上のように作成した解析モデルを図2-5、図2-6に示した。また被締結体の重なる領域を標点間とし、標点間の端面の長手方向の平均変位を標点間変位とする。

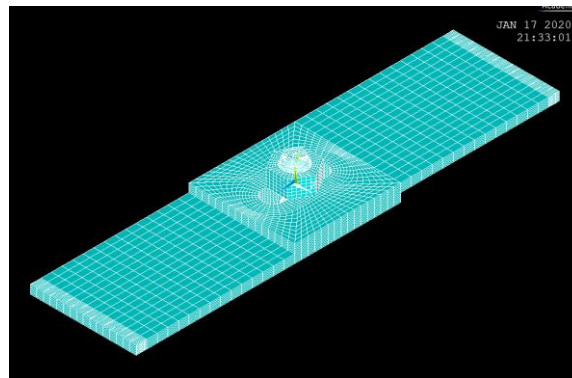


図 2-5 せん断継手（縦方向長穴）のソリッドモデル

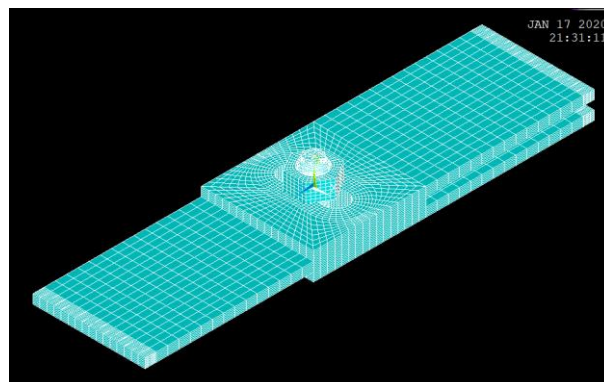


図 2-6 純せん断継手（横方向長穴）のソリッドモデル

2.3 先行研究における簡易モデル

まず、最も簡素なボルト締結体の簡易モデリング手法として、シェル・ビームモデルが挙げられる。このモデリング手法では、被締結体の中立面をシェル要素で、ボルトをビーム要素で模擬することで簡素にボルト締結を表現している。しかしビーム端

節点の運動をシェル要素の 1 箇所で支持するため、支持点近傍部で局所的な変形が生じやすく、締結体の剛性や応力分布の予測精度はともに低いという問題がある。

そこでこの問題を解消するために、スパイダーモデルという簡易モデリング手法が成瀬ら [1] [2]によって考案された。スパイダーモデルは等価座面領域を剛体として拘束することで、締結部近傍の局所変形を抑えることができた。また軸力によって生じる被締結体内の圧縮力の伝播する領域(以下、等価圧縮体と呼ぶ)は、VDI2230(2003) [7]において円錐台形状に分布していると仮定され、円錐角 φ は式 (2-1) のように定式化されていたが、被締結体が 2 枚で板厚比が t_1/t_2 という条件下で使えるように、成瀬ら [1] [2]は軸方向のコンプライアンスの解析結果から式 (2-2) のように改良した。

ここで、 l_f は締付け長さ、 d_w はボルト頭径、 D_c は被締結体の外径、 t_1 ボルト頭側の被締結体の板厚、 t_2 はナット側の板厚である。

$$\tan \varphi = 0.362 + 0.032 \ln \left(\frac{l_f}{2d_w} \right) + 0.153 \ln \left(\frac{D_c}{d_w} \right) \quad (2-1)$$

$$\tan \varphi = 0.323 + 0.032 \ln \left(\frac{l_f}{2d_w} \right) + 0.153 \ln \left(\frac{D_c}{d_w} \right) + 0.0717 \ln \left(\frac{t_1}{t_2} \right) \quad (2-2)$$

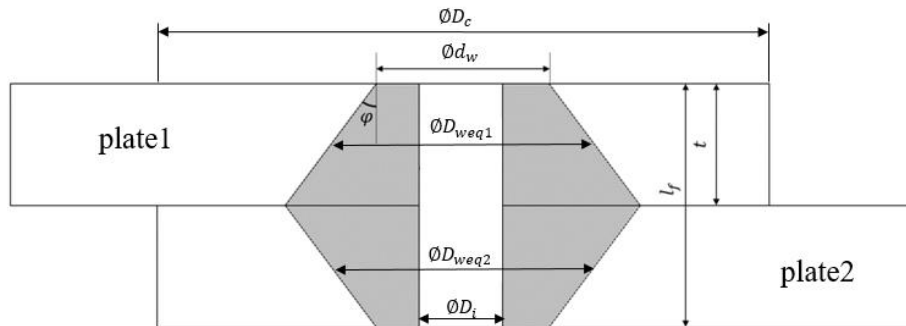


図 2-7 セン断継手座金無し条件の等価圧縮体の形状

長岡 [5]は、穴形状によらず等価圧縮体が円錐台形状に分布するとして、長穴ボルト締結体の等価ビームの断面積を算出することで、上の式 (2-2) を長穴ボルト締結体に応用した。また座金有り条件の場合も、図 2-8 に示した通り圧縮応力が座金部分まで円錐台形状に分布するとして、締め付け長さを座金分長くして円錐角を求めた。被締結体が等価圧縮体の円錐角が求まると、幾何的に式 (2-3) のように等価座面領域の径 D_{weq} が求まり、その値を以下の表 2-1、表 2-2 に示した。ボルト頭とナットの形状が等しいため、座金無し条件においては、ナット側の板とボルト側の板の等価座面領域径が等しくなっている。

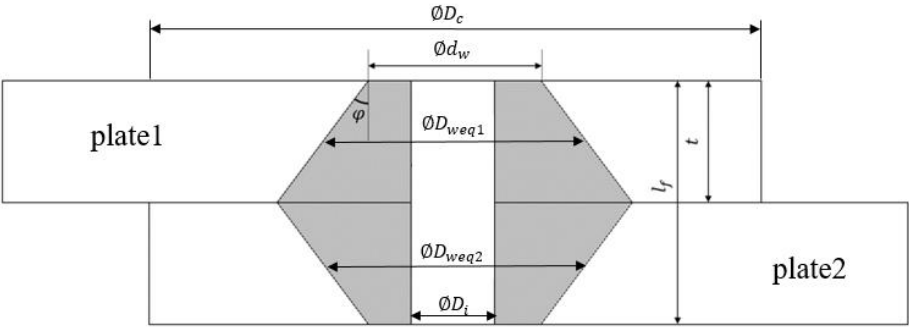


図 2-8 セン断継手座金有り条件の等価圧縮体の形状

$$D_{eq} = d_w + 0.5l_f \tan \varphi$$

(2-3)

表 2-1 セン断継手における等価座面領域径[mm]

	せん断	せん断，座金
plate1	18.8	20.6
plate2	18.8	18.8

表 2-2 純せん断継手における等価座面領域径[mm]

	純せん断	純せん断，座金
plate1	18.8	20.7
plate2	22.5	22.5
plate3	18.8	18.8

2.4 RBE3 の挙動解明と高精度化の指針

2.4.1 RBE3 モデルのひずみ分布

柳原 [4]は丸穴ボルト締結体の簡易モデル化に際して、実形状で穴の空いている箇所については、穴あけをせずにモデル化した。また長岡 [5]も、柳原の提案した RBE3 モデルを長穴ボルト締結体に応用するにあたって、長穴部分のうち等価座面領域径の内側部分には穴あけを施さず、以下の図 2-9 に示した通り、等価座面領域に挟まれた

黄色い枠線の内側の領域にシェル要素が埋まっている。なお，説明の簡略化のため，図 2-10 において緑の枠線で示した等価座面領域径の内側の領域を拘束領域 A，緑の枠線上の点を拘束領域 B と定義する。



図 2-9 RBE3 モデルの被締結体の形状

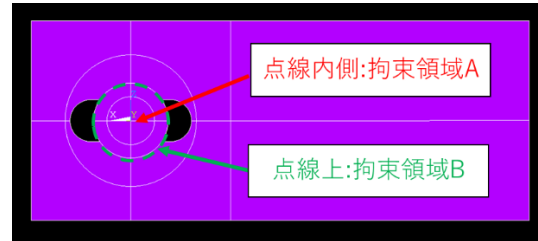


図 2-10 RBE3 モデル拘束領域の定義

以上のように長岡 [5]が，長穴ボルト締結体に応用した RBE3 モデルは，並進剛性の予測精度が高精度であるものの，ひずみ分布の予測精度が不十分であった。例として図 2-11，図 2-12 にせん断継手座金無し条件の plate1 の 2[kN]せん断荷重下における長手方向ひずみのコンター図を示した。図 2-11 がソリッドモデルの中立面におけるコンター図，図 2-12 が RBE3 モデルにおけるコンター図となっている。RBE3 モデルでは，ひずみの集中領域が非常に小さくなっている。この要因として，図 2-9 に示した通り，実形状では穴の空いている箇所に，RBE3 の拘束を施されたシェル要素が埋まっているため，等価座面領域内の変形は過剰に抑制されていることが考えられる。

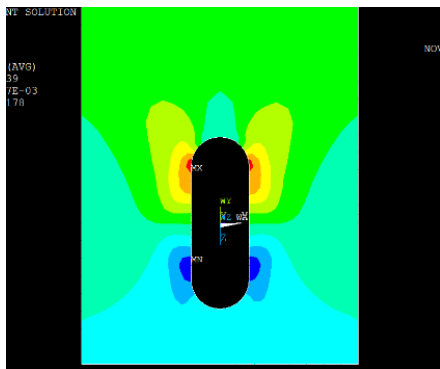


図 2-11 せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

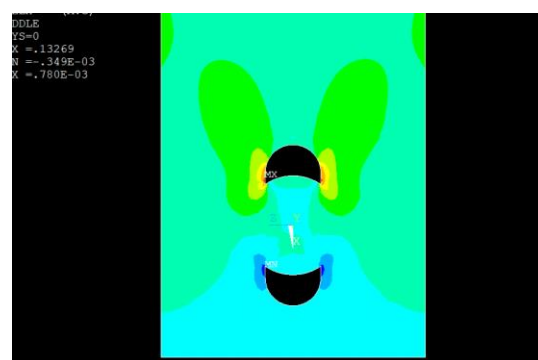


図 2-12 せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

2.4.2 RBE3 モデルでの変形状態の挙動説明

柳原 [4]は，等価圧縮体においては面内方向の変形が抑制されるものの，変形量が 0 になることはないとして，図 2-10 で定義した拘束領域 A の節点に対して RBE3 によ

る面内方向の拘束方程式を立てた．また等価座面領域においては，面外方向の圧縮力が十分支配的であるとして，拘束領域 B の節点に対してはボルト軸方向の剛体拘束をした．拘束方程式は各 plate 内で立てており，以下の図 2-13 に RBE3 モデルの拘束の模式図を示した．

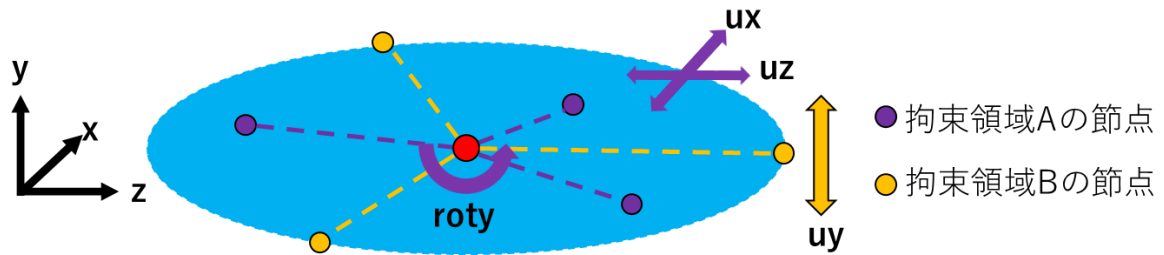


図 2-13 RBE3 モデルにおける拘束の模式図

図 2-14 に，RBE3 モデルにおいて x 軸方向と z 軸方向の並進自由度と，y 軸まわりの回転自由度を RBE3 によって拘束された従節点への力分配の模式図を示した．各文字における右下の添え字の i は従節点を，m は主節点を表している．ここでは，主節点に x 軸方向の力 F_m^x ，z 軸方向の力 F_m^z ，y 軸まわりのモーメント M_m^y が作用するとして， F_m^x は拘束方程式 (2-4) に従い x 軸方向の力 F_i^x として， F_m^z は拘束方程式 (2-5) に従い z 軸方向の力 F_i^z として各従節点に対して分配される． M_m^y は，zx 平面内において，主節点から従節点に向かう方向に対して垂直な成分の力 F_i^M として，拘束方程式 (2-6) に従い各従節点に分配される．なお， r_i は主節点から従節点 i までの距離， w_i^x, w_i^z, w_i^{roty} は各方向の拘束方程式において従節点 i に与えられた重み係数である．RBE3 モデルでは，拘束をかけたそれぞれの方向で，従節点に重みを与えずに等価に拘束方程式を立てている．また，plate 同士はビーム要素で結合しており，各 plate におけるビーム端点を主節点としている．従節点は拘束領域 A の節点である．

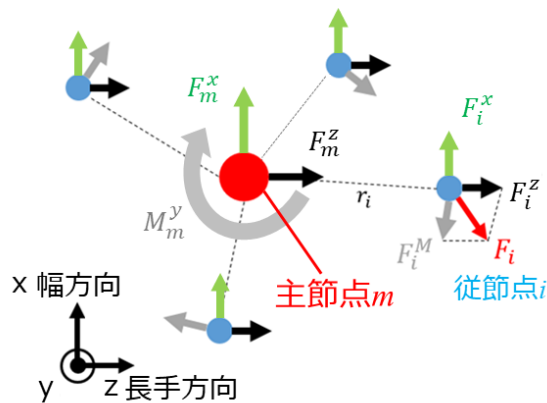


図 2-14 RBE3 モデルにおける力とモーメントの分配状態

$$F_i^x = \frac{w_i^x}{\sum w_k^x} F_m^x \quad (2-4)$$

$$F_i^z = \frac{w_i^z}{\sum w_k^z} F_m^z \quad (2-5)$$

$$F_i^M = \frac{w_i^{roty} r_i}{\sum w_k^{roty} r_k^2} M_m^y \quad (2-6)$$

継手の引っ張り解析では長手方向の力が支配的であるとして、図 2-15 に示した通り、せん断試験の RBE3 モデルにおける長手方向の変形のメカニズムを有限要素法に従い説明する。まず、plate2 の端面に引っ張り荷重が負荷することで、plate2 側のビーム端点（以下 p2 と呼ぶ）及び、plate1 側のビーム端点（以下 p1 と呼ぶ）に、引っ張り荷重がそのまま節点力として作用する。次に拘束領域 A 内の各従節点に対して、長手方向の分配方程式（2-5）に従い長手方向力が等価に分配される。ここで、力が等価に分配されとしたのは、前述の通り柳原 [4]も長岡 [5]も、拘束領域 A 内の従節点に対して、重みがけをしなかったためである。次に、RBE3 コマンドによって多点拘束を施された領域と、拘束のかけられていない領域の境界線上の節点が、拘束領域 A 内に作用する合力によって長手方向に引っ張られる。引っ張られることで、拘束領域 A の外側のシェル要素に応力分布が発生するため、拘束領域 A 外の変位は有限要素法に従い求められる。以上のように拘束領域 A の境界線上の節点の変位が求まり、主節点の変位は各従節点の重み係数を考慮して、以下の拘束方程式（2-7）のように求まる。ここで、この拘束方程式における重み係数は力の分配方程式（2-5）における重み係数と同じものであり、RBE3 モデルでは主節点の変位が従節点の変位の平均となる。また、面外方向拘束領域 B の節点に対して式（2-8）に従い、剛体拘束によって面外方向の変形を抑制している。

$$u_m^z = \frac{\sum w_i^z u_i^z}{\sum w_k^z} \quad (2-7)$$

$$u_{yi}^s = u_y^m + (x_i^s - x^m) r_z^m - (z_i^s - z^m) r_x^m \quad (2-8)$$

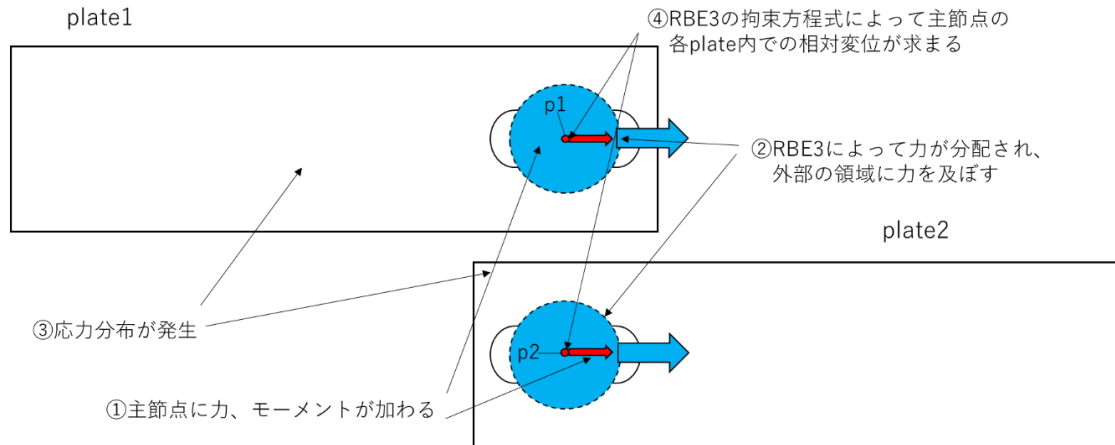


図 2-15 RBE3 モデルにおける力伝達の模式図

次に、図 2-16 に $p2$ の変位の算出過程を示した。まず前述の通り、RBE3 の拘束方程式 (2-7) から、変形前を基準とした $p1, p2$ の相対変位 $u_1, u_{2,0}$ が求まる。ここで、 $p1$ は plate1 の端面がチャッキングにより完全拘束されているため、 u_1 は荷重負荷前の $p1$ の位置を基準とした変位と等しくなる。次に、ビームに働く曲げモーメント及びせん断力によって、 $p1$ を基準とした $p2$ の相対変位 $u_{2,1}$ が求まる。 $p2$ の初期状態からの変位 u_2 は $u_1, u_{2,0}, u_{2,1}$ を足し合わせることで算出される。

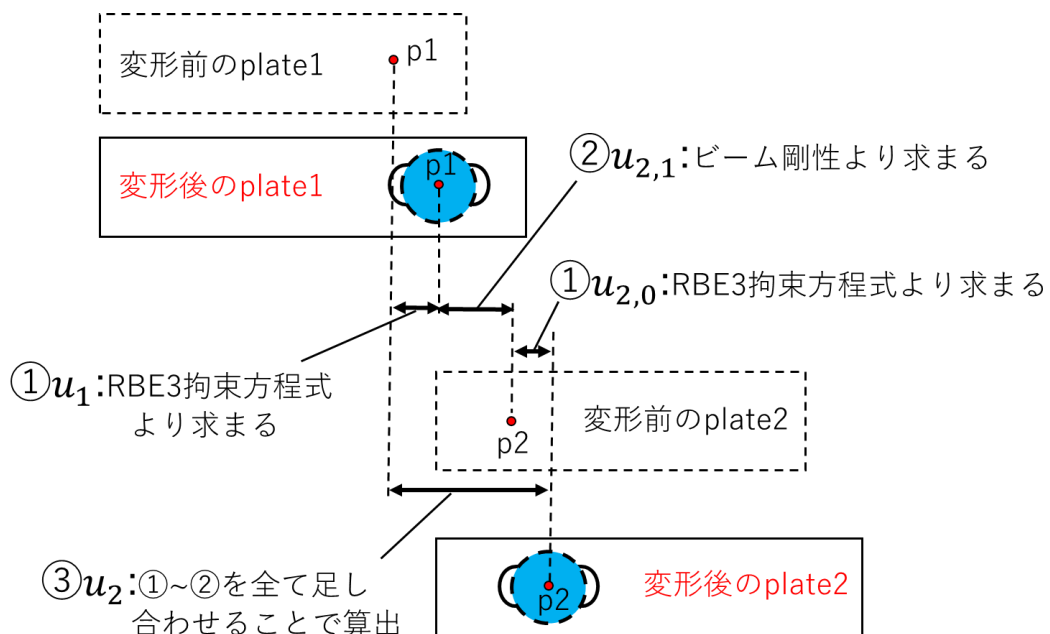


図 2-16 RBE3 モデルにおける変位算出過程

2.4.3 改善モデルについて

前項までに示した通り，実際には穴の開いている領域内に力が分配されることで，締結体のシェル要素の変形が抑制されていると考えられる．したがって，図 2-9 で黄色い枠線で囲まれた領域のシェル要素を無くすことでモデリングした．座金を除く被締結体の中立面を SHELL281 で作成し，締結部については等価座面領域の中心に作成した節点同士をビーム要素で結合することでモデリングした．等価座面領域径は表 2-1，表 2-2 の値を用いた．またビームの剛性については，ひずみ分布に影響を与えないと考えられるので，以下の表 2-3 及び表 2-4 に示した通り長岡の算出した値を使用した．以上のようにモデリングした長穴ボルト締結体のモデルを split_RBE3 モデルと定義し，図 2-17 にせん断継手，縦方向長穴，座金無し条件における split_RBE3 モデルの形状を示した．

簡易モデルにおいてもせん断継手では 2[kN]，純せん断継手では 3[kN]の引っ張り荷重を各継手の plate2 の端面に準静的に負荷する．また，2.2 で述べた標点間変位と負荷荷重によって作成した変位-荷重曲線の回帰直線の傾きを，並進剛性と定義する．

表 2-3 座金無し条件におけるビームの剛性 [5]

	せん断 継手	純せん断 継手
長穴長手方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqx}[10^3mm^4]$	1.83	3.09
長穴幅方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{bey}[10^3mm^4]$	4.98	7.54
せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lapx}[10^6N]$	162	—
純せん断継手の 1 本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap_1}[10^6N]$	—	3.29
純せん断継手の 2 本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap_2}[10^6N]$	—	3.29

表 2-4 座金有り条件におけるビームの剛性 [5]

	せん断 継手	純せん断 継手
長穴長手方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqx}[10^3mm^4]$	2.40	3.91
長穴幅方向軸に関する 等価ビームの断面二次モーメント $I_{beqy}[10^3mm^4]$	6.17	9.12
せん断継手の等価ビームの横せん断剛性 $G_{1lapx}[10^6N]$	1.63	—
純せん断継手の1本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap_1}[10^6N]$	—	4.40
純せん断継手の2本目の等価ビームの 横せん断剛性 $G_{2lap_2}[10^6N]$	—	3.31

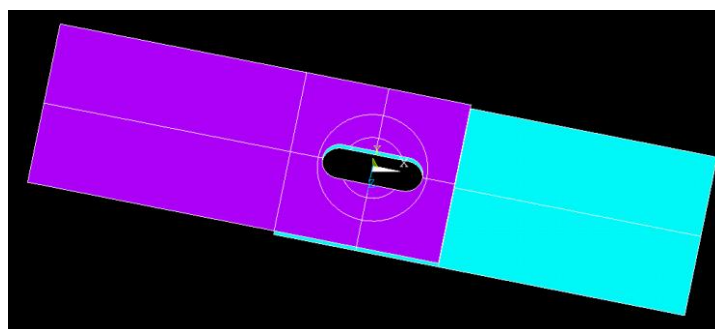


図 2-17 せん断,縦,座金無し条件の split_RBE3 モデルの形状

2.5 解析結果

2.5.1 長手方向ひずみコンター図

ここでは各条件におけるひずみのコンター図を、ソリッドモデルと split_RBE3 モデルで比較することにより、マクロな視点でひずみ分布の一致傾向を確認する。すべての図において、左側のコンター図がソリッドモデルの中立面における長手方向ひずみの分布、右側のコンター図が split_RBE3 におけるひずみ分布となっている。なおソリッドモデルのひずみについては、簡易モデルで締結時のひずみ発生を再現できない

め、各荷重条件から締結時のひずみを差し引いたものを使用している。せん断継手では2[kN]負荷時、純せん断継手では3[kN]負荷時のひずみ分布を載せた。いずれの条件においても、着目する plate によるひずみ分布の予測精度の違いは見られなかったので、各条件に対して 1plate 分のコンター図を以下の図 2-18 から図 2-25 に示した。

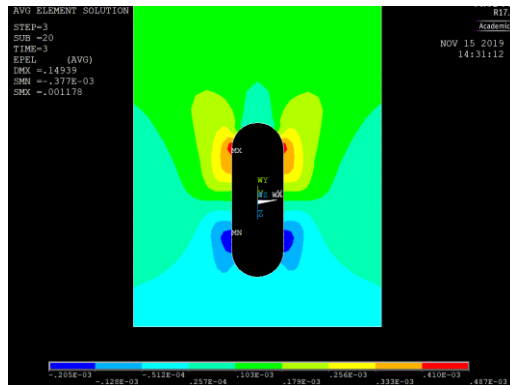


図 2-18 せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

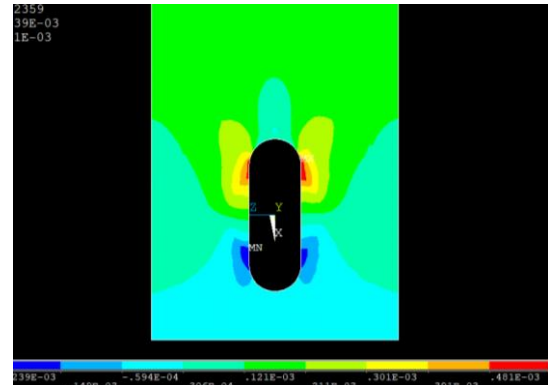


図 2-19 せん断,縦,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

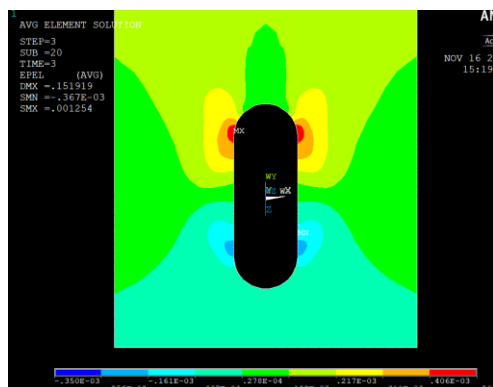


図 2-20 せん断,縦,座金有り,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

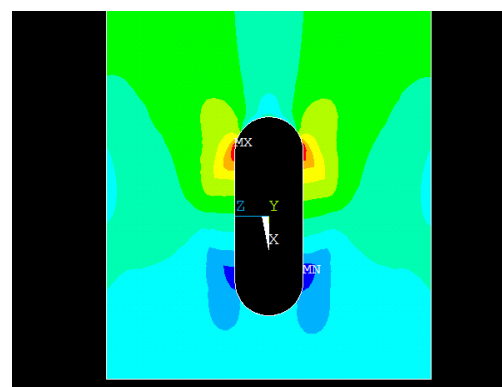


図 2-21 せん断,縦,座金有り,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

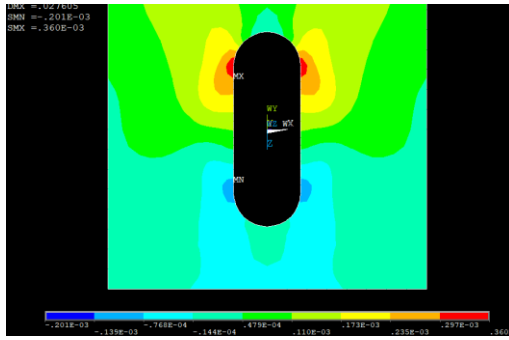


図 2-22 純せん断,縦,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

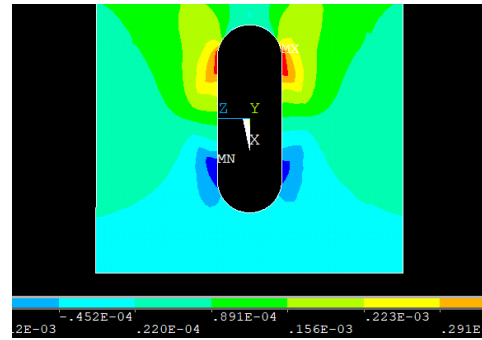


図 2-23 純せん断,縦,座金無し,plate1 のsplit_RBE3 モデルでのひずみコンター図

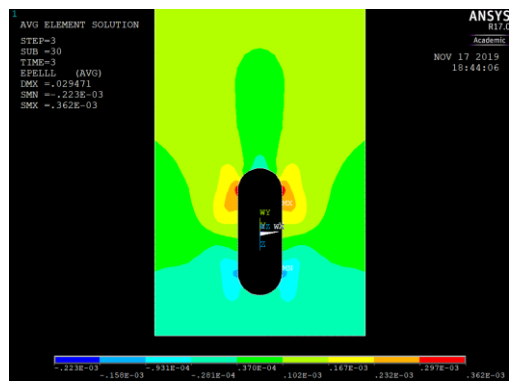


図 2-24 純せん断,縦,座金有り,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図

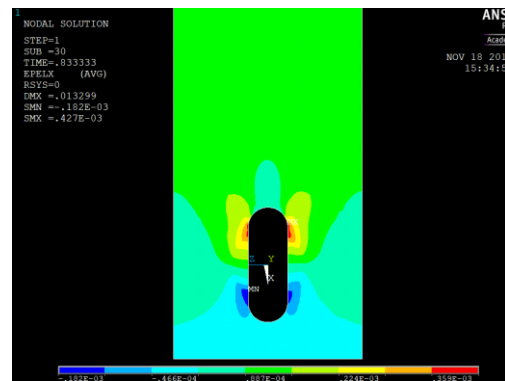


図 2-25 純せん断,縦,座金有り,plate3 のsplit_RBE3 モデルでのひずみコンター図

2.5.2 長手方向ひずみの長手方向分布と幅方向分布

本項では、2.5.1 で分布形状が一致傾向であることを確認した長手方向ひずみの分布について、2.2 で定義した座標系における長手方向座標が 0 のライン上の節点のひずみと、幅方向座標が 0 のライン上の節点のひずみをグラフ化して比較する。なお、ソリッドモデルとの比較対象を、split_RBE3 モデルと RBE3 モデルとした。こちらは左側が幅方向座標 0 のラインの分布、右側が長手方向座標 0 のラインの分布であり、せん断継手では 2[kN]負荷時、純せん断継手では 3[kN]負荷時のデータをプロットした。また幅方向の分布について、等価座面領域内の変形は RBE3 によって抑制されていると考えられるため、等価座面領域内のデータは除いた。こちらも各条件において着目する板による予測精度の違いはほとんどなかったのので、各条件で前項に載せなかった 1plate におけるひずみデータを以下の図 2-26 から図 2-33 に示した。幅方向分布の予測精度は長手方向分布に比べて低い傾向であった。

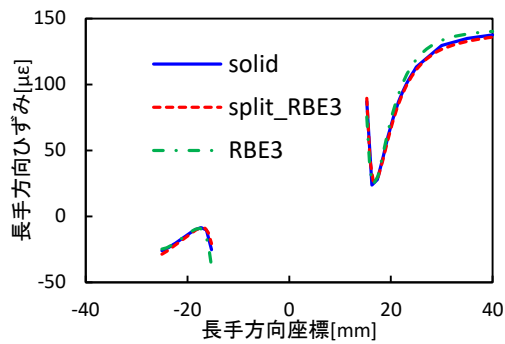


図 2-26 純せん断,縦,座金無し,plate2 の
長手方向ひずみ長手方向分布

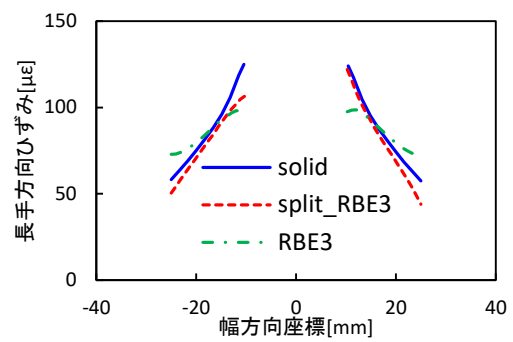


図 2-27 純せん断,縦,座金無し,plate2 の
長手方向ひずみ幅方向分布

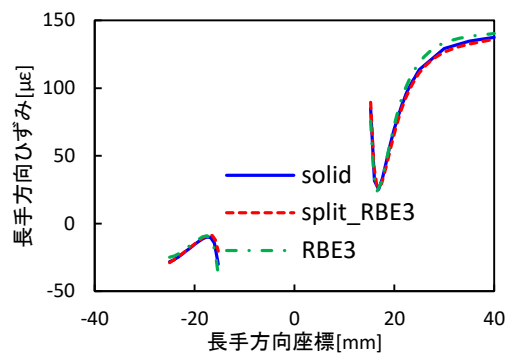


図 2-28 純せん断,縦,座金有り,plate2 の
長手方向ひずみ長手方向分布

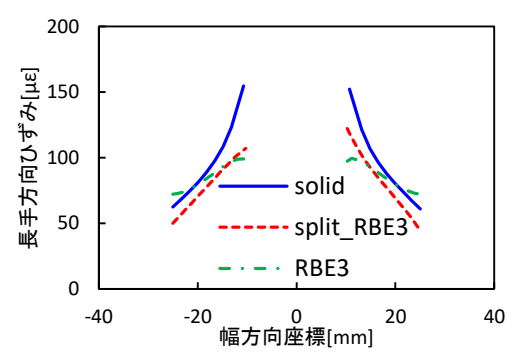


図 2-29 純せん断,縦,座金有り,plate2 の
長手方向ひずみ幅方向分布

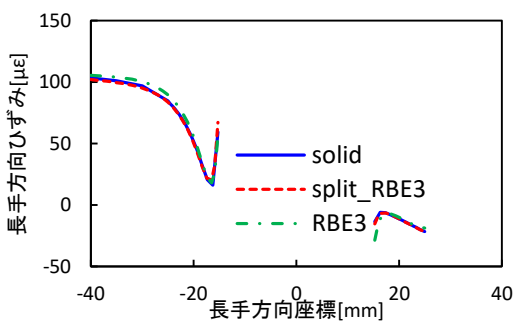


図 2-30 純せん断,縦,座金無し,plate3 の
長手方向ひずみ長手方向分布

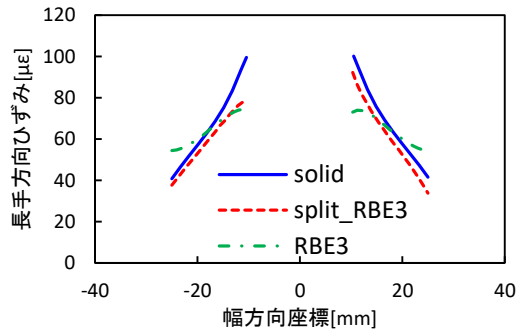


図 2-31 純せん断,縦,座金無し,plate3 の
長手方向ひずみ幅方向分布

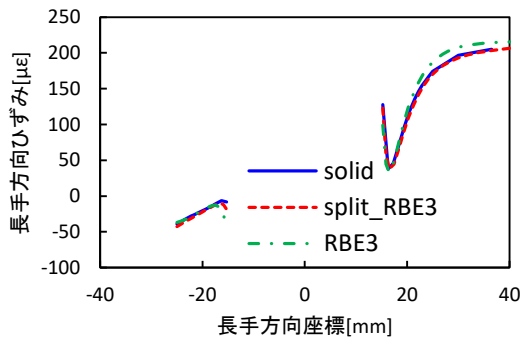


図 2-32 純せん断,縦,座金有り,plate2 の
長手方向ひずみ長手方向分布

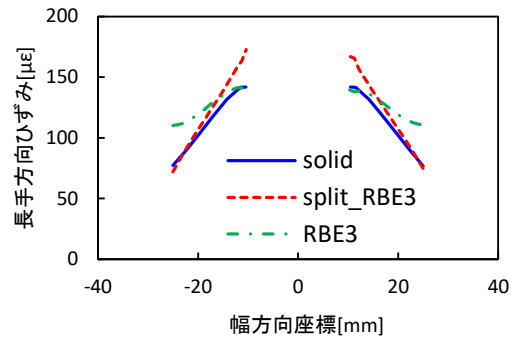


図 2-33 純せん断,縦,座金有り,plate2 の
長手方向ひずみ幅方向分布

2.5.3 最大ひずみ取得位置とその値の比較

2.5.2 ではひずみの幅方向分布の予測精度が不十分であった．また 2.5.1 の結果より，2.5.2 でひずみを取得した位置においては応力が集中していないと考えられることから，ソリッドモデルでひずみが最大となる箇所での簡易モデルにおけるひずみ値と，ソリッドモデルと各簡易モデル間での最大ひずみ取得位置を比較する．ソリッドモデルの plate1 におけるひずみの最大値と，各簡易モデルにおいてソリッドモデルでの最大ひずみ取得位置に最も近い節点におけるひずみを ε_1 ，ソリッドモデルの plate1 での最大ひずみ取得位置から各簡易モデルでの最大ひずみ取得位置までの距離を d_1 と定義する．plate2, plate3 についても同様に ε_2 , ε_3 , d_2 , d_3 を定義する．その結果を以下の表 2-5 から表 2-8 に纏めた．なお，split_RBE3 モデルと RBE3 モデルの ε_1 , ε_2 , ε_3 の欄の%表示は，ソリッドモデルの同値に対する割合表示である．

表 2-5 せん断,縦方向,座金無し条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離

	$\varepsilon_1[\mu\varepsilon]$	$d_1[\text{mm}]$	$\varepsilon_2[\mu\varepsilon]$	$d_2[\text{mm}]$
ソリッド	576.4	-	555.3	-
split_RBE3	549.9 (95.4%)	1.03	549.9 (99.0%)	1.03
RBE3	609.5 (105.7%)	2.51	612.5 (110.3%)	2.51

表 2-6 セン断,縦方向,座金有り条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離

	$\varepsilon_1[\mu\varepsilon]$	$d_1[\text{mm}]$	$\varepsilon_2[\mu\varepsilon]$	$d_2[\text{mm}]$
ソリッド	596.0	-	531.8	-
split_RBE3	562.5 (94.4%)	0.59	567.3 (106.7%)	0.59
RBE3	740.8 (124.7%)	1.16	648.0 (121.9%)	2.06

表 2-7 純せん断,縦方向,座金無し条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離

	$\varepsilon_1[\mu\varepsilon]$	$d_1[\text{mm}]$	$\varepsilon_2[\mu\varepsilon]$	$d_2[\text{mm}]$	$\varepsilon_3[\mu\varepsilon]$	$d_3[\text{mm}]$
ソリッド	392.7	-	845.2	-	391.5	-
split_RBE3	399.6 (101.7%)	1.03	818.8 (96.9%)	1.03	409.3 (104.5%)	1.03
RBE3	459.7 (117.1%)	2.48	1097.8 (129.8%)	1.03	459.7 (117.4%)	2.48

表 2-8 純せん断,縦方向,座金有り条件の最大ひずみとソリッドモデルからの距離

	$\varepsilon_1[\mu\varepsilon]$	$d_1[\text{mm}]$	$\varepsilon_2[\mu\varepsilon]$	$d_2[\text{mm}]$	$\varepsilon_3[\mu\varepsilon]$	$d_3[\text{mm}]$
ソリッド	421.4	-	808.2	-	385.4	-
split_RBE3	411.1 (97.6%)	0.59	823.9 (101.9%)	0.59	409.3 (107.4%)	0.59
RBE3	568.5 (134.9%)	1.13	1480.5 (129.8%)	0.59	480.8 (124.7%)	2.04

2.6 考察

2.6.1 穴あけによるひずみ分布への影響

穴あけを施すことで、長手方向ひずみの分布状態はソリッドモデルに非常に近くなっている。図 2-18 から図 2-25 に示した通り、RBE3 モデルでは小さかったひずみの集中領域は、split_RBE3 モデルで十分な精度で予測できている。縦方向長穴ボルト締結体では、等価圧縮体が幅方向に分断されているため、ソリッドモデルでのひずみ分布状態は、

長手方向座標軸に対して対称になっていると考えられる。よって、長手方向荷重を受ける縦方向長穴における RBE3 コマンドの拘束は、各領域に重みを与えずにモデリングする手法が有効であると考えられる。

また図 2-26 から図 2-33 に着目すると、全体として長手方向の分布は RBE3 モデルでも高精度であったが、予測精度はさらに向上している。一方で幅方向分布を見ると、図 2-29 に示した条件ではいずれの簡易モデルにおいてもソリッドモデルとの乖離が他の条件に比べて大きくなっている。せん断継手では各板の座面部分から受けるモーメントによって面外方向の変形が生じるが、ボルト・ナットと座金は形状が異なるため、座面部分でのモーメントの受け方が座金無し条件と異なることが要因として考えられる。

とはいえ、表 2-5 から表 2-8 に示した通り、ソリッドモデルにおける最大ひずみ取得位置近傍部におけるひずみを見ると、RBE3 モデルと比較して最大ひずみ発生位置とひずみの値の予測精度が向上していることがわかる。こういった点から偏心のない荷重条件下においては、等価座面領域と長穴の共通部分に対しては実形状通り穴あけを施し、等価座面領域内の節点に対しては重みを与えずに等価に RBE3 によって拘束するモデリング手法が最適であると考えられる。

2.6.2 穴あけによる並進剛性への影響

長岡は等価ビームの断面積を計算する際に、長穴部分については実形状通り穴が開いているものとして表 2-3 および表 2-4 に示した剛性値を算出したが、モデリングに際しては等価座面領域内のシェル要素に対して穴あけを施さなかった。そのため、理論上は実形状通り穴あけを施しても問題はないと考えられる。

以下の表 2-9 に示したのは、各モデルでの並進剛性を比較したものである。各簡易モデルでの%表示は、ソリッドモデルの同値に対する割合である。各条件において並進剛性の予測精度は低下しているものの、split_RBE3 モデルではいずれの条件でも 10%以内の誤差範囲で予測できている。

RBE3 の重み係数もビーム剛性も変化させなかったため、各 plate 間の相対変位は変化していない。即ち、穴あけを施しても並進剛性の予測精度が大きく変化しなかった要因としては、標点間変位のうちビーム剛性による各 plate 間の相対変位が支配的であるためだと考えられる。

表 2-9 縦方向長穴各条件における締結体の並進剛性の比較[10^4N/mm]

	せん断, 座金無し	せん断, 座金有り	純せん断, 座金無し	純せん断, 座金有り
ソリッド	5.38	5.57	19.4	19.9
split_RBE3	4.98 (92.5%)	5.12 (91.9%)	20.8 (107.4%)	21.3 (107.5%)
RBE3	5.02 (93.2%)	5.17 (93.0%)	19.1 (98.8%)	19.8 (99.4%)

2.7 結言

縦方向長穴ボルト締結体の簡易モデルについて、従来の RBE3 モデルの引っ張り荷重下における挙動を明らかにするとともに、等価座面領域と長穴の共通部分のシェル要素に対して穴あけを施すことで、被締結体内のひずみ分布と最大ひずみの予測精度が向上した。特にソリッドモデルでの最大ひずみ発生箇所におけるひずみの値は、split_RBE3 を用いることで、すべての条件において 8% の誤差範囲で予測できているため、split_RBE3 モデルは最大ひずみ予測精度の高いモデルであるといえる。また締結体の並進剛性については、RBE3 モデルと比較すると予測精度は低くなっているものの、いずれの条件においても 10% 以内の誤差範囲で予測できているため、ひずみ分布と剛性の両立ができていると言える。

第3章 横方向長穴ボルト締結体簡易モデルの高精度化

3.1 緒言

本章では，ソリッドモデルの被締結体における長手方向荷重の分担率を確認し，その結果を RBE3 の重み係数に反映させることでモデリングし，その解析モデルでのひずみ分布の予測精度について述べる．

3.2 split_RBE3 モデルの横方向長穴への応用

3.2.1 RBE3 モデルに対する穴あけのひずみ分布への影響

前章で述べた通り，引っ張り荷重を受ける縦方向長穴ボルト締結体に対して，従来の RBE3 モデルの等価座面領域と長穴の共通部分のシェル要素に対して穴あけを施すことで，剛性とひずみ分布の予測精度の両立が可能になった．

本項では，横方向長穴ボルト締結体についてもこのモデリング手法を用いて，横方向長穴ボルト締結体における split_RBE3 モデルの妥当性を確認する．等価座面領域径とビーム剛性は長穴の向きに依らず，縦方向長穴と同様に表 2-1 から 表 2-4 の値を使用した．

以下の図 3-1 から図 3-8 に各条件におけるいずれかの plate の長手方向ひずみのコンター図を示した．

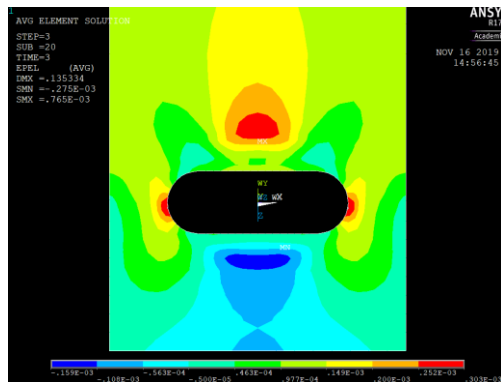


図 3-1 セン断,横,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

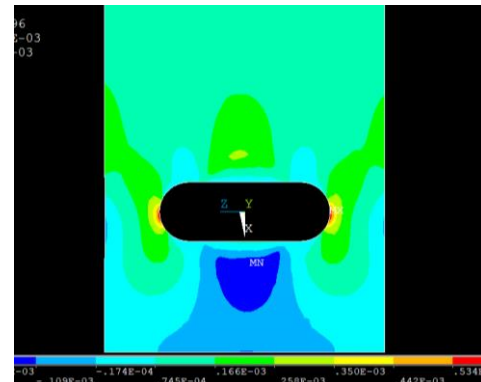


図 3-2 セン断,横,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

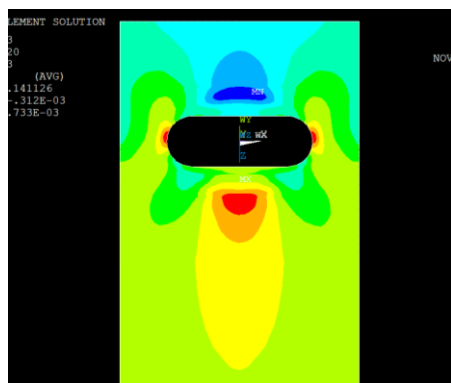


図 3-3 セン断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図

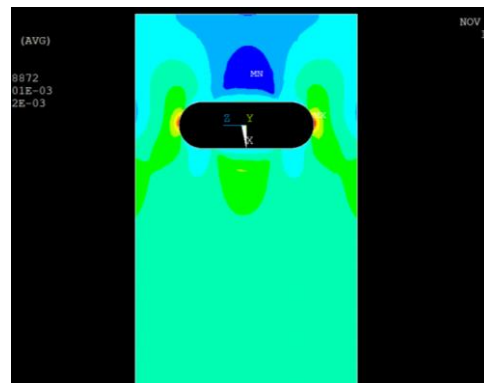


図 3-4 セン断,横,座金有り,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

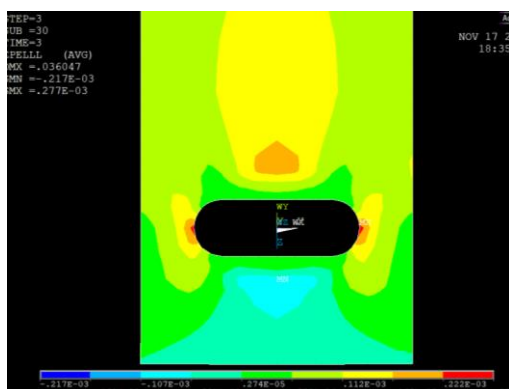


図 3-5 純せん断,横,座金無し,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図

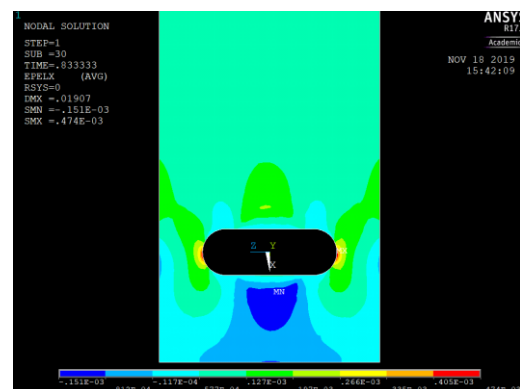


図 3-6 純せん断,横,座金無し,plate3 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

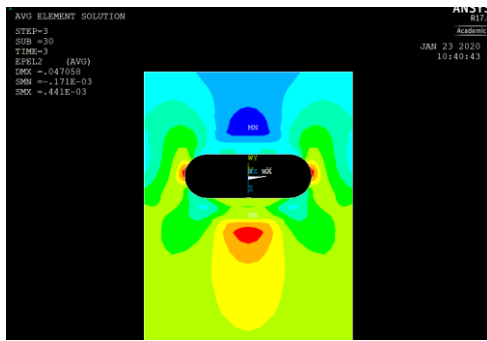


図 3-7 純せん断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図

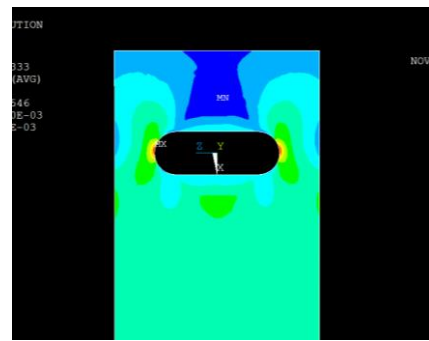


図 3-8 純せん断,横,座金有り,plate2 のsplit_RBE3 モデルでのひずみコンター図

ソリッドモデルでは、いずれの条件においても長穴の円弧周辺部分と同程度にひずみが集中している領域がある。一方で、split_RBE3 モデルではその箇所のひずみ集中を再現できていない。従って、横方向長穴の場合は改良を施して再度モデリングする必要がある。

3.2.2 滑り荷重前の被締結体間の固着状態

以下の図 3-9 と図 3-10 に示したのは、せん断継手座金無し条件の 2[kN]せん断荷重化における被締結体間の接触状態を示したコンター図である。赤い部分が完全に固着している領域、橙色の領域は滑りが生じている領域である。長穴ボルト締結体では、長穴によって等価圧縮体が真っ二つに分断されており、縦方向長穴では長穴を挟んで固着域の大きさにほとんど差がないが、横方向長穴では前後間で固着域の大きさに差異が生じている。固着域の大きさが異なると、等価圧縮体内における長手方向荷重の分担率が異なると考えられる。

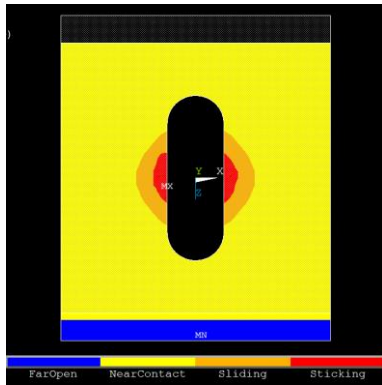


図 3-9 セン断,縦,座金無し条件 2kN 負荷時の被締結体間接触状態

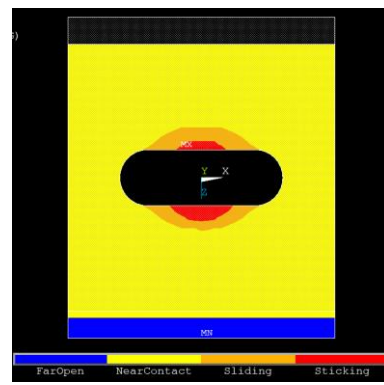


図 3-10 セン断,横,座金無し条件 2kN 負荷時の被締結体間接触状態

3.2.3 滑り荷重前の等価圧縮体内の荷重分担率

本項では、前項で述べた通りボルト軸に対して長手方向前後で荷重の分担率が異なると考えられる等価圧縮体について、軸力と引っ張り荷重の変化に伴うソリッドモデルでの荷重分担率の挙動を確認する。

図 3-11 に、純せん断継手の等価圧縮体が引っ張り荷重を受ける様子を模擬した。等価圧縮体のうち、長手方向座標が正の領域を領域 a、負の領域を領域 b と定義する。ここで荷重分担率 w_i は以下の式 (3-1) のように定義する。ただしせん断継手では $i = 1, 2$ 、純せん断継手では $i = 1, 2, 3$ であり、各領域において締結時に生じる長手方向の力を差し引いた力を使用した。各 plate について、領域 a の受ける長手方向力を 1 とした時の、領域 b の受ける長手方向力の大きさを定量的に表したものが荷重分担率である。

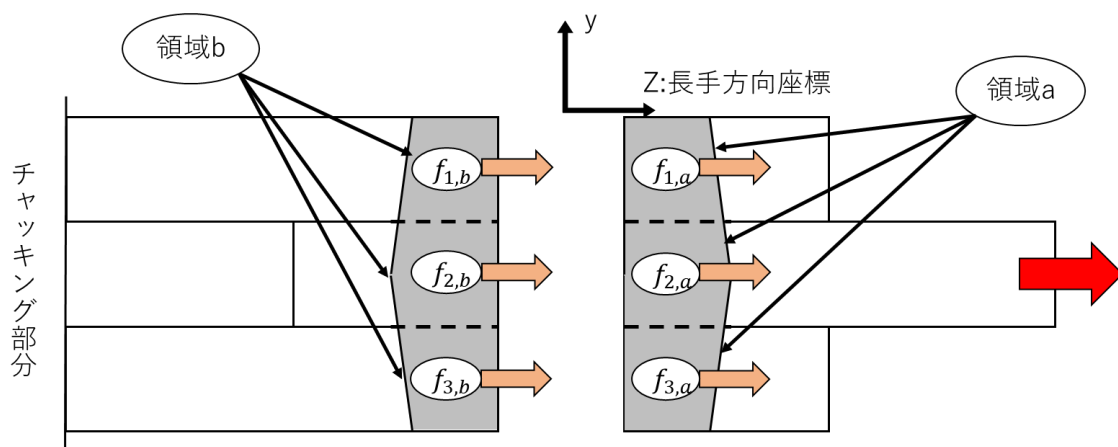


図 3-11 純せん断継手の等価圧縮体における荷重分担

$$w_i = \frac{f_{i,b}}{f_{i,a}} \quad (3-1)$$

軸力を 8~24[kN]のうち 5 パターンで変化させ、滑り荷重に達するまでの引っ張り荷重下における荷重分担率を図 3-12 から図 3-21 に示した。図 3-19 と図 3-21 に示した条件では、低荷重領域の荷重分担率が高荷重領域と大きく異なっていたが、注目すべき荷重範囲が滑り発生前の高荷重領域であることから、純せん断継手、横方向長穴、座金有り条件の低荷重領域における w_1 と w_3 のデータは相関がないとして除いた。いずれの条件においても、荷重分担率は滑り荷重に近づくにつれてある一定の値に収束していく傾向であった。また、軸力の変化による収束値の変化は見られなかった。

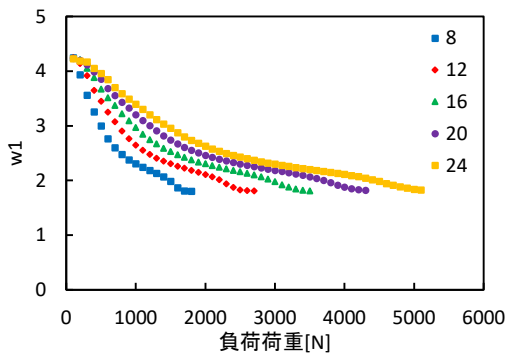


図 3-12 せん断,横,座金無し,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係

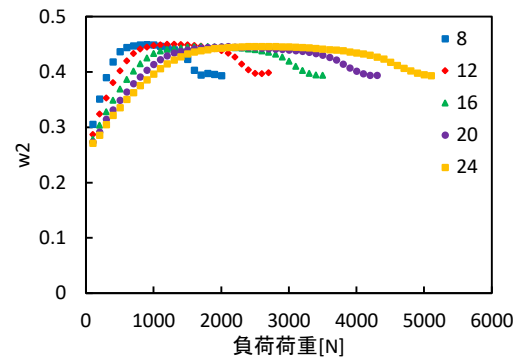


図 3-13 せん断,横,座金無し,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係

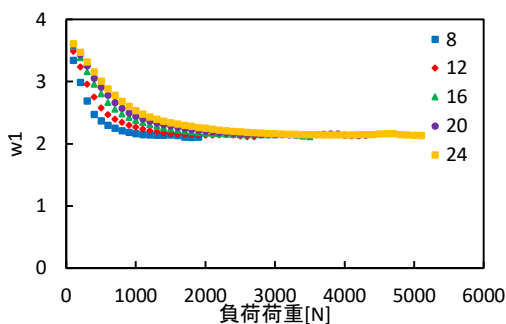


図 3-14 せん断,横,座金有り,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係

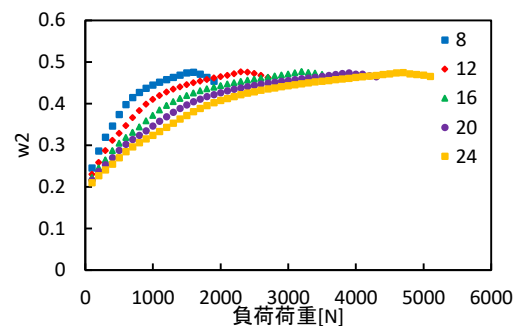


図 3-15 せん断,横,座金有り,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係

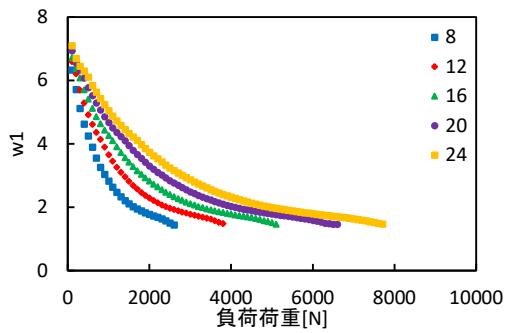


図 3-16 純せん断,横,座金無し,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係

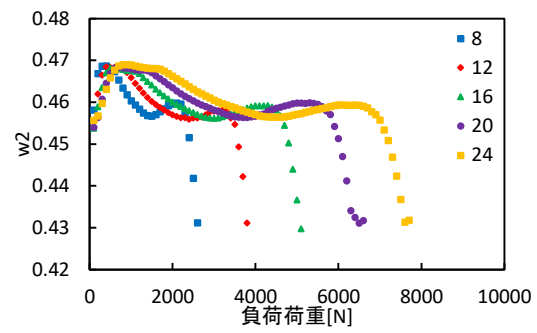


図 3-17 純せん断,横,座金無し,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係

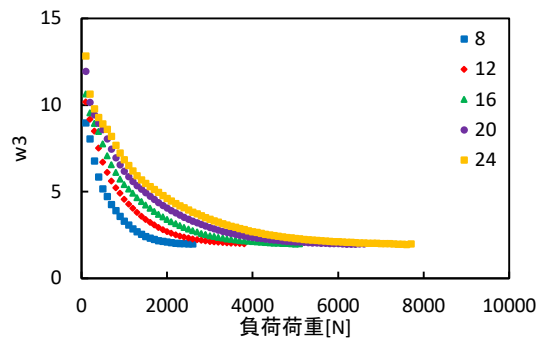


図 3-18 純せん断,横,座金無し,plate3 における負荷荷重と荷重分担率 w_3 の関係

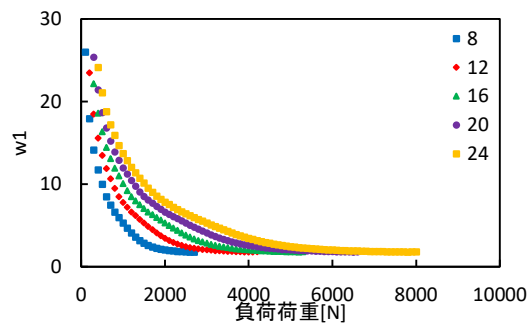


図 3-19 純せん断,横,座金有り,plate1 における負荷荷重と荷重分担率 w_1 の関係

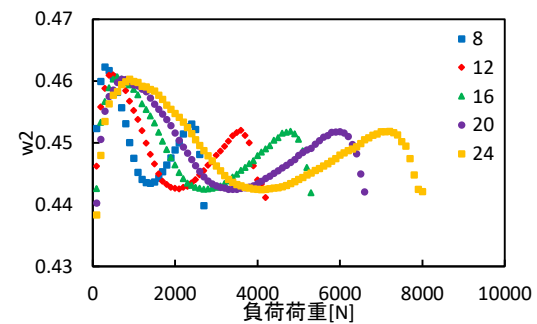


図 3-20 純せん断,横,座金有り,plate2 における負荷荷重と荷重分担率 w_2 の関係

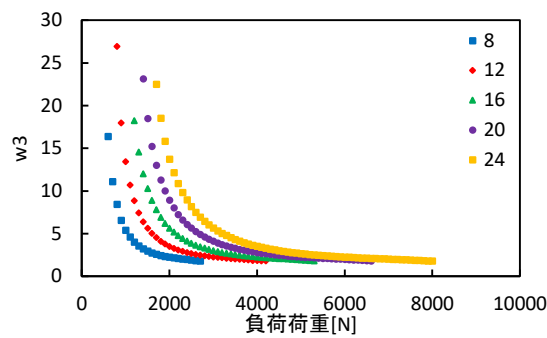


図 3-21 純せん断,横,座金有り,plate3 における負荷荷重と荷重分担率 w_3 の関係

次に各軸力条件において、実際の試験条件である軸力 12[kN]の時のせん断荷重 2[kN]と純せん断荷重 3[kN]という力に相当する力を、以下の式 (3-2)、(3-3) のように定義する。また $f_{eq,fax}$ を軸力 f_{ax} [kN]の時のせん断相当力、 $F_{eq,fax}$ を軸力 f_{ax} [kN]の時の純せん断相当力と定義する。

$$f_{eq,fax}[kN] = \frac{2f_{slip,fax}}{f_{slip,12}} \tag{3-2}$$

$$F_{eq,fax}[kN] = \frac{3f_{slip,fax}}{f_{slip,12}} \tag{3-3}$$

以上のように定義したせん断相当力と純せん断相当力の引っ張り荷重下における荷重分担率を、以下の表 3-1 から表 3-4 に纏めた。一番下の行に記載の数字は各荷重分担率の平均値である。せん断相当力、純せん断相当力下において、長手方向の力は等価圧縮体内前後間で 1:2 に近い比率で分担されていることがわかる。

表 3-1 座金無し条件,せん断相当力下における荷重分担率 表 3-2 座金有り条件,せん断相当力下における荷重分担率

	$f_{eq,fax}$ [kN]	w_1	w_2
8kN	1.3	2.13	0.44
12kN	2.0	2.11	0.44
16kN	2.6	2.13	0.44
20kN	3.3	2.12	0.44
24kN	3.9	2.13	0.44
平均	-	2.12	0.44

	$f_{eq,fax}$ [kN]	w_1	w_2
8kN	1.3	2.14	0.46
12kN	2.0	2.14	0.46
16kN	2.8	2.14	0.47
20kN	3.3	2.14	0.46
24kN	3.9	2.14	0.46
平均	-	2.14	0.46

表 3-3 座金無し条件,純せん断相当力における荷重分担率

	$F_{eq, fax}$ [kN]	w_1	w_2	w_3
8kN	2.0	1.78	0.46	2.10
12kN	3.0	1.78	0.46	2.13
16kN	4.0	1.79	0.46	2.12
20kN	5.0	1.79	0.46	2.11
24kN	6.0	1.80	0.46	2.12
平均	-	1.78	0.46	2.12

表 3-4 座金有り条件,純せん断相当力における荷重分担率

	$F_{eq, fax}$ [kN]	w_1	w_2	w_3
8kN	2.0	2.03	0.45	2.25
12kN	3.0	2.03	0.45	2.28
16kN	4.0	2.03	0.45	2.28
20kN	4.9	2.06	0.45	2.31
24kN	5.9	2.07	0.45	2.32
平均	-	1.78	0.46	2.29

split_RBE3 モデルでは, 等価座面領域内の全ての従節点に対して等価に RBE3 の拘束方程式を立てているため, 各 plate の領域 a と領域 b で 1:1 の比率により荷重が分担されている. この荷重分担率をソリッドモデルに近づけることで, ひずみ分布の予測精度が向上すると考えられる.

3.3 解析条件

2.4.2 で説明した通り, RBE3 による拘束では主節点が各従節点に対して与えられた重みを考慮して力が分配される. split_RBE3 モデルの等価座面領域内の要素は, 以下の図 3-22 に示した通り, 主節点を含む線に対して対称性を有している. そのため, 領域 a の全節点に対して RBE3 の重み係数 1 を, 領域 b の全節点に対して重み係数 w_i を与えることで, 領域 a と領域 b の荷重分担率が 1: w_i になると考えられる. ここでは, 各 plate で RBE3 の拘束方程式を立てる際, 領域 a の全節点に対して重み係数 1 を与え, 領域 b の全節点に対して表 3-1 から表 3-4 に示した各荷重分担率 w_1, w_2, w_3 の平均値を重み係数として与えた. なお, RBE3 による拘束は, 前述の通り面内方向のみであるが, 本解析では長手方向の変形が支配的であるため, 幅方向及びボルト軸まわりの回転の重み係数が解析結果に与える影響は小さいと考えられる. 従って, 簡略化のために i 番目の plate において面内全方向 1: w_i の拘束とした.

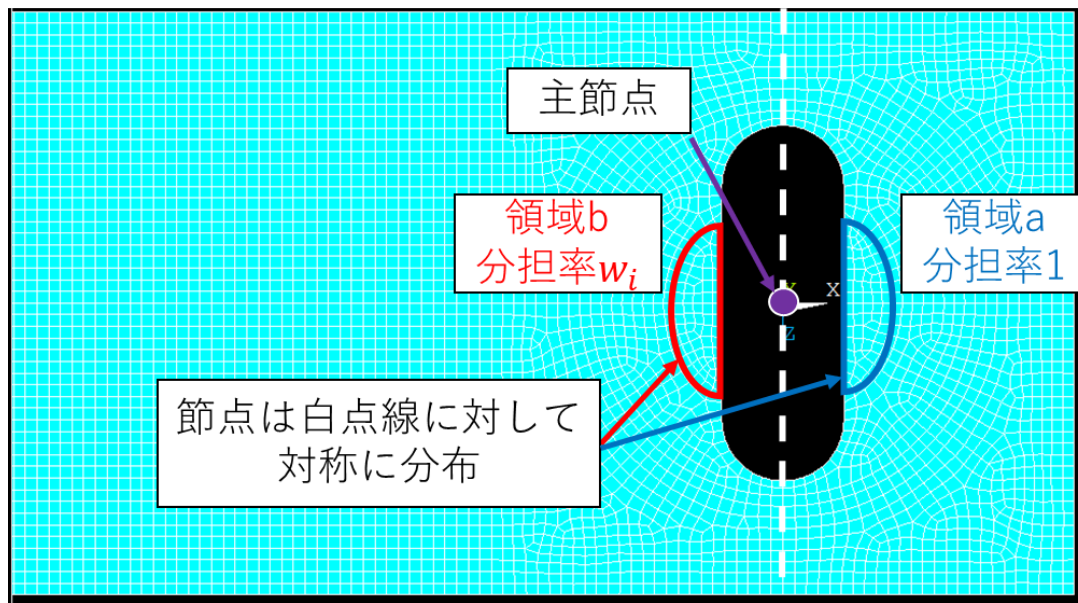


図 3-22 横方向長穴,等価座面領域の対称性及び荷重分担率

これまでと同様にせん断継手では 2[kN]の，純せん断継手では 3[kN]の引っ張り荷重を準静的に負荷する．以上のようにして作成した解析モデルを RBE3_weight モデルと定義する．

3.4 解析結果

3.4.1 長手方向ひずみコンター図

本項では，2.5.1 と同様にソリッドモデルの中立面と RBE3_weight モデルにおける長手方向ひずみのコンター図を比較する．せん断継手では 2[kN]負荷時，純せん断継手では 3[kN]負荷時のひずみ分布であり，以下の図 3-23 から図 3-30 に各条件いずれかの plate におけるひずみ分布を示した．全体的に split_RBE3 モデルと比較して一致傾向であった．

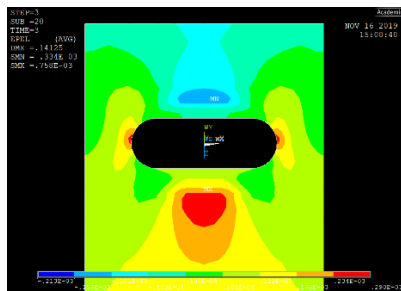


図 3-23 セン断,横,座金無し,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図

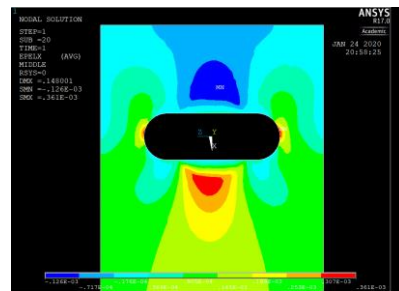


図 3-24 セン断,横,座金無し,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

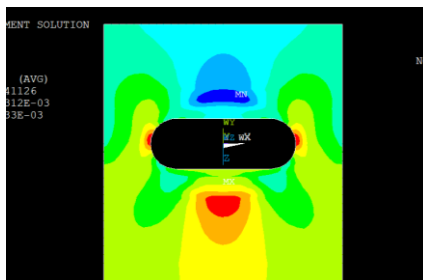


図 3-25 セン断,横,座金有り,plate2 のソリッドモデルでのひずみコンター図

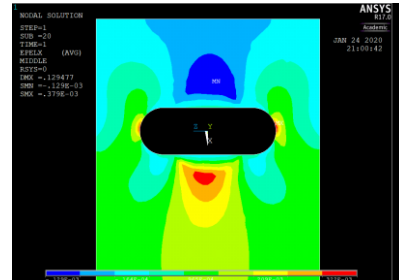


図 3-26 セン断,横,座金有り,plate2 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

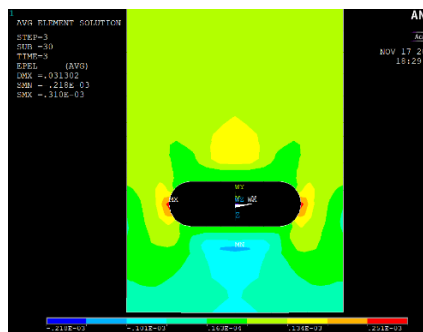


図 3-27 純せん断,横,座金無し,plate1 のソリッドモデルでのひずみコンター図

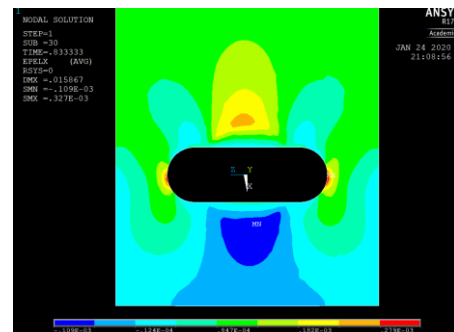


図 3-28 純せん断,横,座金無し,plate1 の split_RBE3 モデルでのひずみコンター図

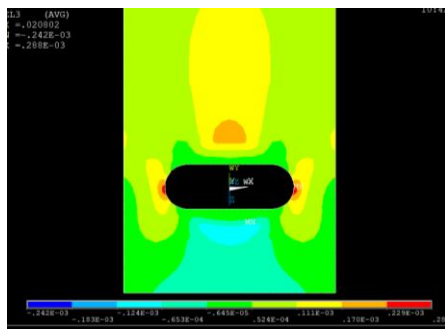


図 3-29 純せん断,横,座金有り,plate3 のソリッドモデルでのひずみコンター図

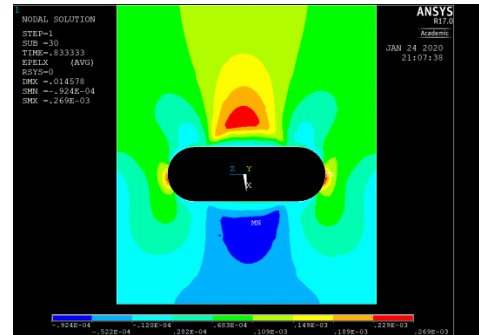


図 3-30 純せん断,横,座金有り,plate3 のsplit_RBE3 モデルでのひずみコンター図

3.4.2 長手方向ひずみの長手方向分布と幅方向分布

本項では、2.5.2 と同様に一致傾向を確認したひずみ分布のうち、幅方向座標が 0 のライン上におけるひずみの値と幅方向座標が 0 のライン上におけるひずみの値を比較する。ソリッドモデルに対する比較対象は、RBE3_weight モデルと RBE3 モデルである。各条件において 3.4.1 に載せなかった plate におけるひずみ分布を以下の図に載せる。

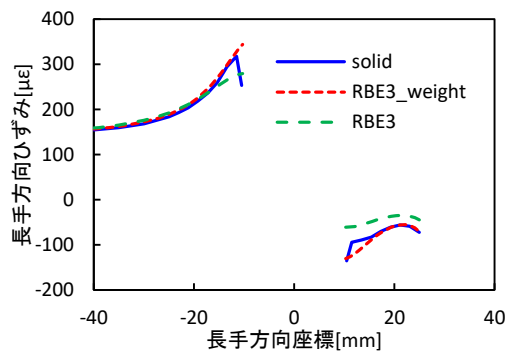


図 3-31 せん断,横,座金無し,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布

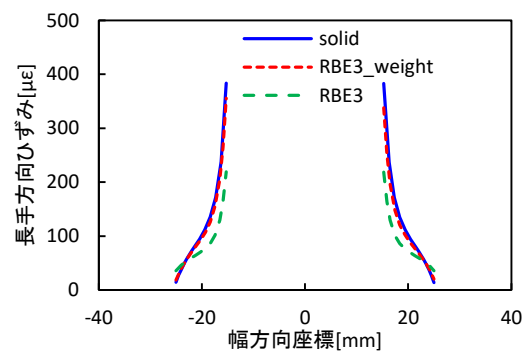


図 3-32 せん断,横,座金無し,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布

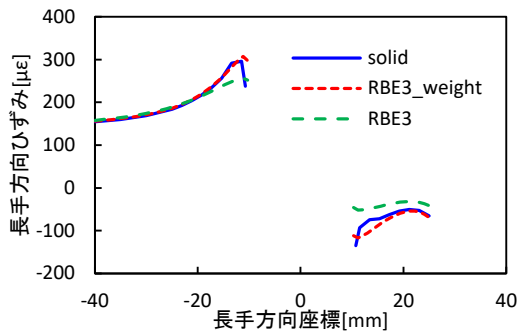


図 3-33 セン断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布

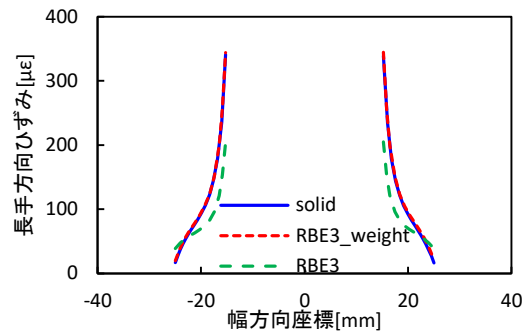


図 3-34 セン断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布

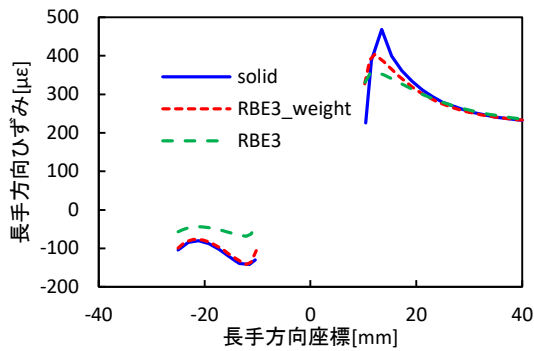


図 3-35 純せん断,横,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ長手方向分布

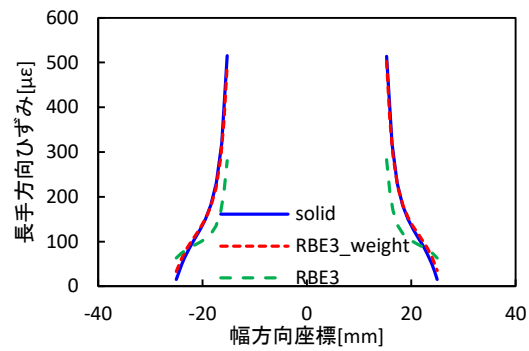


図 3-36 純せん断,横,座金無し,plate2 の長手方向ひずみ幅方向分布

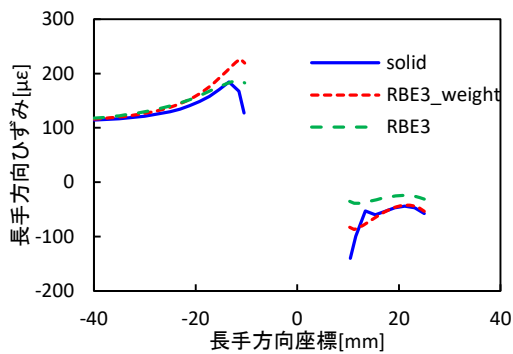


図 3-37 純せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ長手方向分布

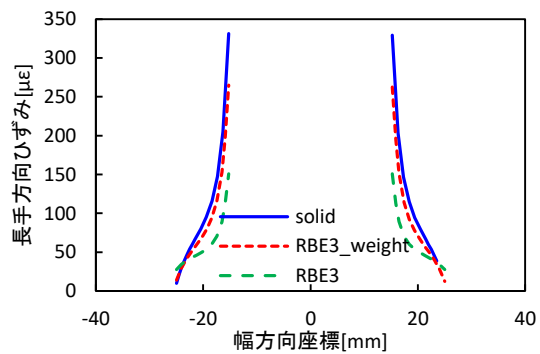


図 3-38 純せん断,横,座金有り,plate1 の長手方向ひずみ幅方向分布

RBE3_weight モデルにおいては、縦方向長穴における split_RBE3 モデルに比べて、長手方向分布、幅方向分布ともに一致傾向であった。各条件で、応力集中部における RBE3_weight モデルでの誤差は図 3-38 の条件で最大であり、対ソリッドモデル 20.0%

の誤差であった。

第2章では前述の通りの理由から、最大ひずみについて各簡易モデルと比較した。一方で横方向長穴では3.4.1の結果より、本項でグラフ化したひずみ取得位置に応力集中部が含まれていることは明らかであり、また高応力部を含め値まで十分な精度で予測できていることから、2.5.3のように具体的な最大値の比較は行わない。

3.5 考察

3.5.1 荷重分担率について

3.2.3 で定義した分担荷重は、引っ張り荷重下に生じる長手方向力から、締結時に生じる長手方向力を差し引いたものであり、実際の荷重条件下において受ける力とは異なる。ここでは、締結時に生じる力も含めた分担荷重を比較する。下の図 3-39 から図 3-41 に純せん断継手座金無し条件における各 plate の分担荷重を示した。

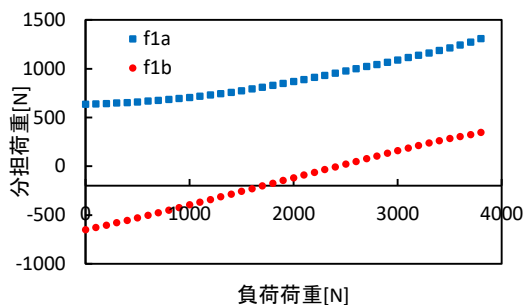


図 3-39 純せん断,座金無し条件 plate1
における負荷荷重と分担荷重の関係

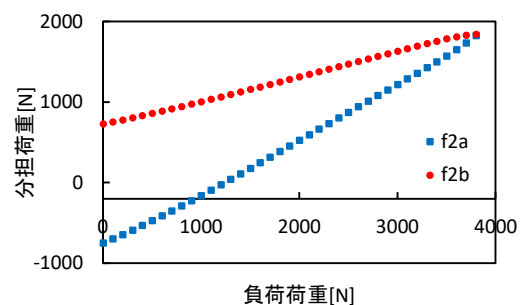


図 3-40 純せん断,座金無し条件 plate2
における負荷荷重と分担荷重の関係

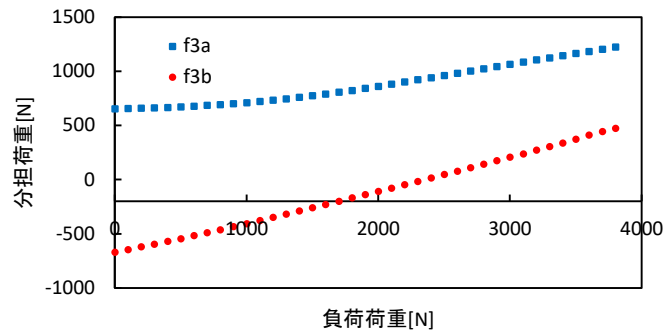


図 3-41 純せん断,座金無し条件 plate3 における負荷荷重と分担荷重の関係

いずれの条件においても各領域で, 締結時に絶対値は等しいものの符号の異なる長手方向力が働いている. plate2 では分担荷重が線形的に変化していき, 滑り荷重下で領域 a と領域 b の分担荷重が等しくなっている. plate1, plate3 では plate2 のように滑り荷重下で分担荷重が等しくはならないものの, 負荷荷重の増大とともに各領域間の分担荷重の差が小さくなっていることがわかる. また, plate1, plate3 においても高荷重領域では線形的に分担荷重が変化している挙動であり, データは存在しないがこのまま負荷荷重が増大すると仮定した場合, plate2 と同様に分担荷重は等しくなると考えられる. このように荷重分担率が図 3-12 から図 3-21 に示した挙動で変化する要因として, 締結時に生じた長手方向力の差を, 負荷荷重の増大とともに小さくするためであると考えられる.

3.5.2 並進剛性の比較

本項では, ソリッドモデルと簡易モデルで横方向長穴の各条件における並進剛性を, 以下の表 3-5 に示した通り比較する. 比較対象は, RBE3_weight モデルと split_RBE3 モデルと RBE3 モデルである. ここで, 長岡 [5]は純せん断継手の横方向長穴については, plate2 の等価座面領域と長穴の共通部分について穴あけを施すことで, モデルを改善したが, ここでは改善前の RBE3 モデルと比較する.

表 3-5 純せん断継手, 各条件における締結体の並進剛性の比較[10^4N/mm]

	1-2-1	1-2-2	2-2-1	2-2-2
ソリッド	5.84	6.24	15.6	16.4
RBE3_weight	4.89 (83.8%)	5.08 (81.4%)	21.7 (138.6%)	22.8 (139.1%)

split_RBE3	4.33 (74.1%)	4.47 (71.7%)	15.0 (96.2%)	15.5 (94.7%)
RBE3	5.92 (101.4%)	6.09 (97.6%)	22.9 (146.4%)	23.7 (144.6%)

RBE3_weight モデル，split_RBE3 モデルでは，RBE3 モデルより並進剛性が小さくなる傾向であった．この要因としては，支配的な力の作用する長手方向に関して，RBE3 による拘束領域が完全になくなる箇所が存在し，以下の図 3-42 に示した領域 I における変形が大きくなるためであると考えられる．また，RBE3 モデルに比べて他の簡易モデルでは，並進剛性の予測精度が縦方向長穴に比べて大きく変化している．これは標点間変位のうち，各 plate のひずみ分布による変形が支配的であるためであると考えられる．

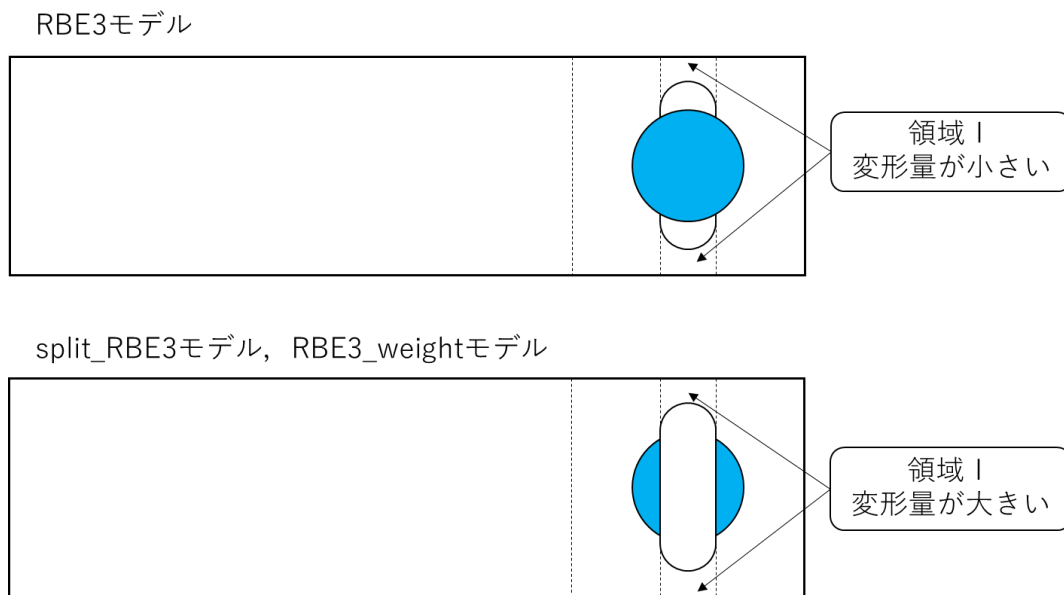


図 3-42 横方向長穴ボルト締結体,各簡易モデルの変形の模式図

次に，RBE3_weight モデルで split_RBE3 モデルより並進剛性が大きくなる要因としては，RBE3_weight モデルにおいては与えられた重み係数によって領域 I に分布する長手方向応力が，split_RBE3 モデルに比べて小さいためであると考えられる．

3.6 結言

本章では、ソリッドモデルの解析で等価圧縮体の長手方向荷重の分担率に着目し、その結果を簡易モデルに反映させることで、横方向長穴ボルト締結体のひずみ予測精度が向上した。一方で、並進剛性についてはRBE3モデルよりも低下しているため、ビーム剛性を再計算する必要がある。

次章は、艀装レールのボルト締結体における解析を行うことで、挙動を確認する。

第4章 艤装レールボルト締結体の解析

4.1 緒言

本章では，鉄道車両用艤装レールを用いた解析を行うことで，構体において材料強度的弱点となる箇所を特定するとともに，当金の有無による力学的挙動の違いを確認する．

4.2 艤装レールに関する過去の報告

艤装レールに関する強度関係の報告はこれまでにいくつかなされている．横山 [8]は，ボルト軸方向の外力下において，締結体に軸直角方向の振動を作用させる解析によって，英国の鉄道規格の妥当性を評価するとともに，ゆるみが発生すると考えられる並進力を推定した．また，川崎ら [9]は3点曲げ荷重によってボルト軸方向の外力を艤装レールに負荷した場合，艤装レールのボルト軸を含む断面で最大応力が発生することを報告している．

また，横山 [10]は簡易モデルによる解析を行っているが，RBE3を用いた簡易モデリング手法に関する報告は見られない．本章ではこれまでに述べてきた通り，ひずみ予測精度の向上した長穴ボルト締結体の簡易モデリング手法を，艤装レールの簡易モデル化に応用していくことを目的としたうえで，ソリッドモデルでの解析を行う．解析によって変形状態の力学的挙動を確認するとともに，応力集中部を特定し，実験におけるひずみ取得位置に反映していく．

4.3 解析条件

ここでは、艀装レールの解析モデルと解析条件について説明する．以下の図 4-1 と図 4-2 に寸法を記載した艀装レールの正面図と下面図を示した．実際の鉄道車両では鉄道車両 1 両分，即ち約 20[m]にわたりレールが伸びているが，今後行う予定である実験ではレール長さを 300[mm]としており，ここでは実験条件に合わせて解析モデルを作成した．

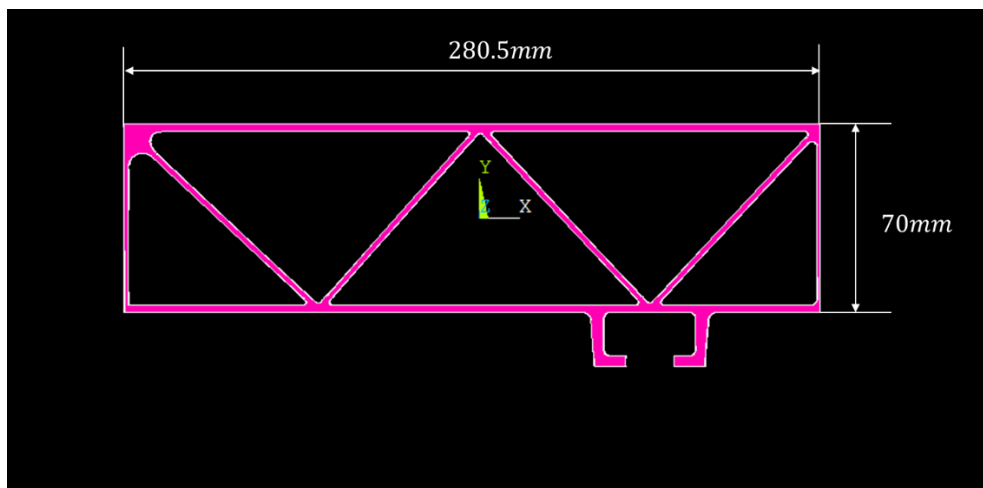


図 4-1 艀装レール解析モデルの正面図,外形寸法

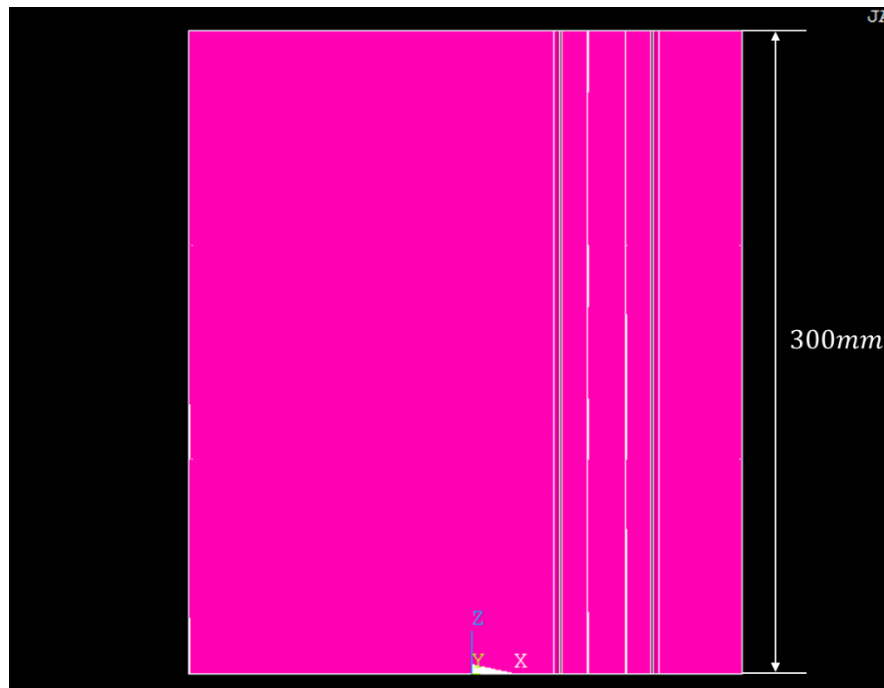


図 4-2 艀装レール解析モデルの下面図,外形寸法

継手では六角頭のボルトを使用していたが，本解析では頭の断面が長方形形状のボルトを使用した．また，呼び径 M16 のメートル並目ねじである．ボルト・ナットともにヤング率 205[GPa]，ポアソン比 0.30 として解析モデルを作成した．

被締結体は艀装レール， $\phi 18[\text{mm}]$ の丸穴を有しており板厚 20[mm]の板，平坦部の厚みが 6[mm]の当金であり，当金は艀装レールと板の間に挿入した．締結部近傍部の様子を以下の図 4-3 に示した．被締結体はヤング率 71.0[GPa]，ポアソン比 0.33 とした．摩擦係数はすべての面で 0.15，接触は 2.2 で述べた通り，継手の解析モデルと同様に定義した．

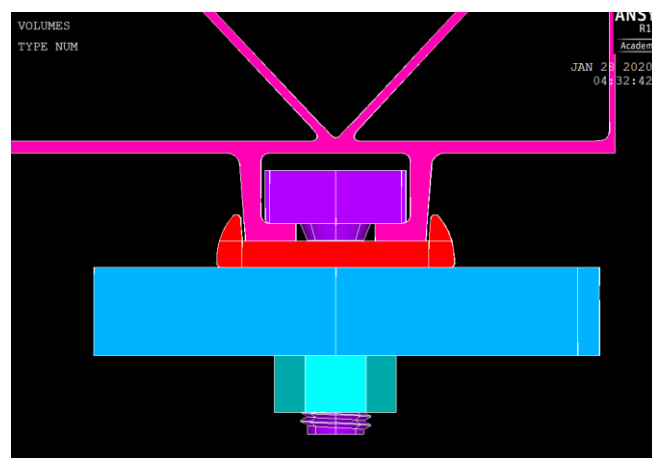


図 4-3 艀装レール締結部近傍部詳細

解析条件は、レールの伸びた方向(以降レール方向と定義)に板を引っ張るレール方向荷重解析と、板の面内でレール方向と垂直な方向(枕木方向と定義)に荷重を負荷する枕木方向荷重解析の2通りである。以下の図 4-4、図 4-5 に負荷荷重の向きと拘束の様子を簡略的に示した。赤色で示した箇所をボルト軸方向に拘束、紫色で示した箇所を全方向に拘束し、矢印の示した方向に荷重を負荷する。初期締結力は 12[kN]で、最大荷重 2[kN]として引っ張り荷重を負荷した。引っ張り荷重を負荷する面の平均変位と、負荷荷重から荷重変位線図を作成する。また構体の応力集中部を特定する。

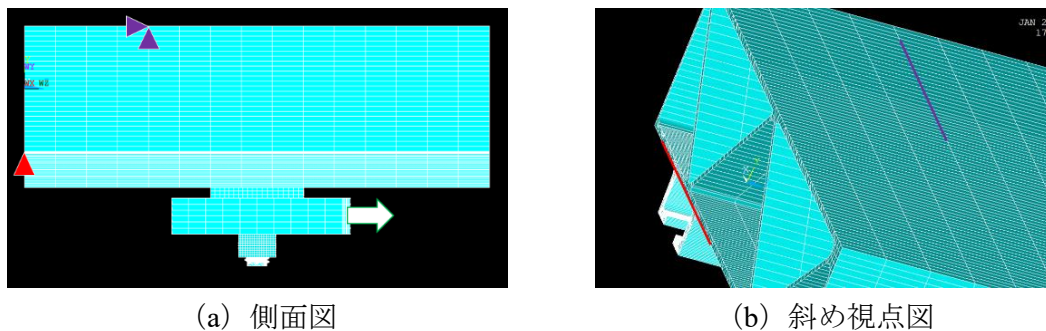


図 4-4 レール方向荷重負荷と拘束位置の詳細

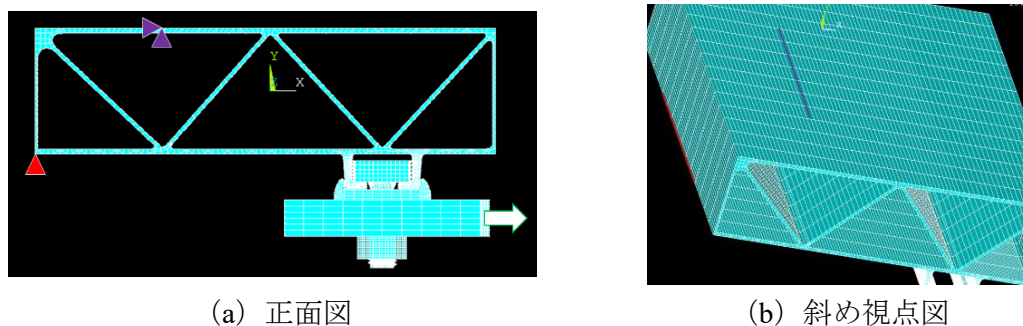


図 4-5 枕木方向荷重負荷と拘束位置の詳細

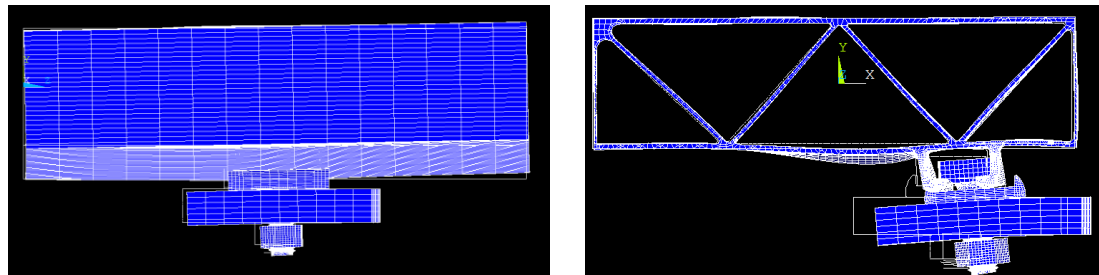
4.4 解析結果と考察

4.4.1 締結体の変形及び荷重変位線図

まず、以下の図 4-6 に示した通り、2[kN]負荷時の各条件における変形図を比較する。

長穴ボルト締結の簡易モデリング手法におけるひずみ予測の高精度化

どの方向の変形が大きく生じているかを判断するため、変位スケールを 50 倍にした。レール方向荷重では、引っ張り方向に対して水平な方向にレールが延びているため、板の面外方向の変形がほとんど生じていない。一方枕木方向荷重では、面外方向の変形が大きく、構体の骨組み部分においても変形が大きくなる箇所が存在している。



(a) レール方向荷重

(b) 枕木方向荷重

図 4-6 2kN 引っ張り時の変形図 (×50)

次に、荷重負荷方向の違いによる締結体の荷重変位線図を確認する。以下の図 4-7 に各荷重条件下における荷重変位線図を示した。また、回帰直線の傾きは枕木方向荷重ではレール方向荷重に対して 2 倍以上の値となっており、これらの結果から構体はボルト軸直角方向の外力について、枕木方向の荷重よりレール方向の荷重に対して強度をもつと考えられる。

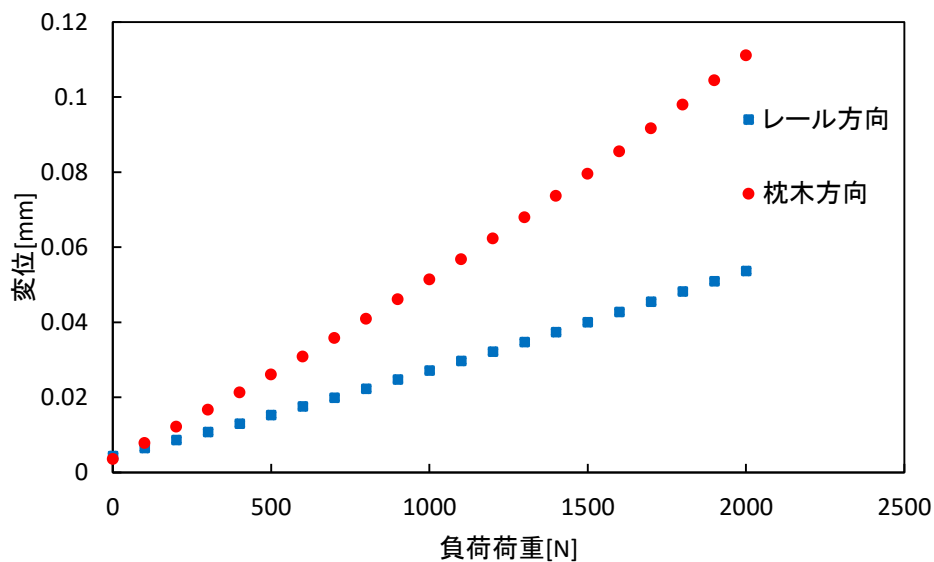


図 4-7 軸直角方向外力下における荷重変位線図

4.4.2 応力集中部評価

本項では、艤装レールにおける引っ張り荷重方向の応力集中部を確認する。以下の図 4-8 と図 4-9 に各条件の 2[kN] 負荷時の荷重負荷方向応力コンター図を示した。

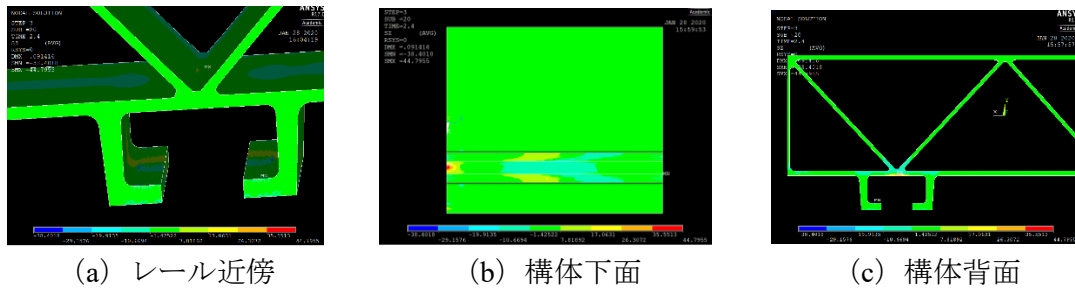


図 4-8 レール方向荷重解析のレール方向応力集中部

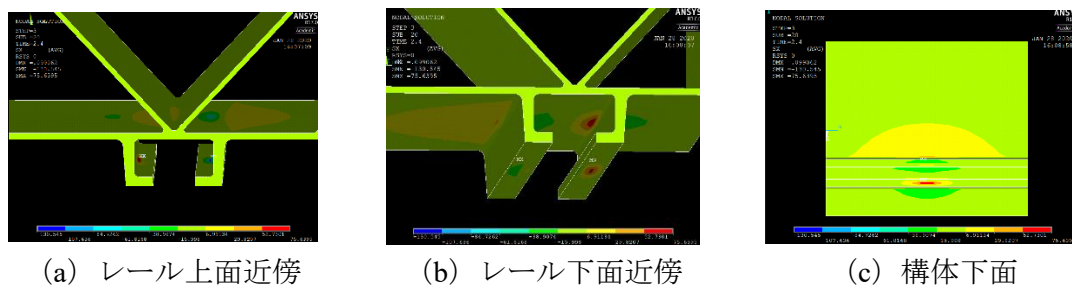


図 4-9 枕木方向荷重解析の枕木方向応力集中部

レール方向荷重下においては、ボルト軸方向の拘束をかけた領域の近傍で応力集中が見られた。また図 4-8 の(a)に示したレール近傍部の圧縮応力は、レール方向荷重下では面外方向の変形が小さいため、締結時に生じた応力が支配的であると考えられる。一方枕木方向荷重下においては、レール近傍部のうち、締結部周辺で応力が集中する傾向であった。

いずれの条件においても、構体のレール近傍部以外の箇所においては応力が集中することはなかった。従って、ボルト軸直角方向の外力に対しては、骨組み部分の設計を評価できると言える。

4.5 結言

本章では、艤装レールボルト締結体に対してボルト軸直角方向外力を作用することで、滑りの発生しやすい面を特定するとともに、応力集中がレール近傍部に偏っていることを確認した。また、当金の有無による締結体の完全滑り荷重への影響は殆ど見られなかった。

第5章 結論

本研究では、簡易モデルにおいて予測精度が不十分であったひずみ分布について、先行研究 [4] [5]における簡易モデルを改良することで、高精度にひずみを予測する簡易モデリング手法の提案を行った。また、その簡易モデリング手法の適用範囲を拡張するために、艀装レールボルト締結体に軸直角方向外力を作用した際の力学的挙動を確認した。以下に具体的な結論を示す。

まず、先行研究 [5]において提案された長穴ボルト締結体の簡易モデルに、軸直角方向の引っ張り荷重を負荷した際の変形挙動を解明することで、等価座面領域周辺部において節点が過剰に拘束されていることを明らかにした。

次に、長穴ボルト締結体の簡易モデル化に関して、縦方向の長穴については実形状で穴の空いている箇所には穴あけを施すことで、並進剛性と最大ひずみの予測精度を両立する簡易モデリング手法を提案した。横方向の長穴については、等価座面領域の荷重分担率を簡易モデルに反映させることで、ひずみを高精度に予測するモデルを提案した。

艀装レールボルト締結体にボルト軸直角方向の外力を負荷する解析では、レール方向の荷重に対して変形が生じにくいことを確認した。また、荷重を負荷した際の応力分布から、骨組み部分に応力が集中しにくい構造となっていることを確認した。

最後に今後の展望について述べる。本研究では、簡易モデルによるひずみ予測精度が向上したが、横方向の長穴については並進剛性の予測精度が低くなっている。RBE3における重みを考慮し、ビーム剛性を再度算出する必要がある。そしてこれらの簡易モデリング手法を、艀装レールボルト締結体の簡易モデル化に応用していくことが求められる。

参考文献

- [1] 成瀬 友博, 川崎 健, 服部 敏雄, “シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価：第 1 報, モデル化手法,” 日本機械学会論文集. A 編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A, vol. 73, no. 728, pp. 522-528, 2007.
- [2] 成瀬 友博, 川崎 健, 服部 敏雄, “シェル要素とビーム要素を用いたボルト締結部の簡易モデル化手法と強度評価：第 2 報, 強度評価法,” 日本機械学会論文集. A 編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A, vol. 73, no. 728, pp. 529-536, 2007.
- [3] 森田 庸介, 中村 英之, 金保 忠正, 田中 行平, “等価圧縮体を考慮したボルト締結部の簡易モデル化手法とアルミ構造物への適用検討(OS0-1 交通・物流システムの解析と開発, OS0 交通・物流一般, オーガナイズド・セッション(OS)),” 交通・物流部門大会講演論文集, vol. 2014, no. 23, pp. 21-22, 2014.
- [4] 柳原 崇志, “鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの妥当性評価と高精度化,” 東京大学修士論文, 2018.
- [5] 長岡 賢人, “座金を用いた長穴ボルト締結の簡易モデリング手法の開発,” 東京大学卒業論文, 2019.
- [6] 興石 和輝, “ボルト・ナット締結体の有限要素法モデル開発のための力学的挙動の解明,” 東京大学修士論文, 2014.
- [7] V. D. Ingenieure, VDI-Richtlinien Blatt 1 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints -Joint with one cylindrical bolt, 2003.
- [8] 横山 喬, “鉄道車両艀装レール締結部の破損リスク評価と三次元有限要素法によるゆるみ挙動解析,” 東京大学修士論文, 2004.
- [9] 川崎 健, 奥野 澄生, 稲 佳彦, “中空押出型材で構成した鉄道車両における艀装用締結部の構造強度特性,” 日本機械学会論文集. A 編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A, vol. 65, no. 636, pp. 1839-1844, 1999.
- [10] 横山 喬, “鉄道車両の内装モジュール設計に対するリスク評価の応用,” 東京大学卒業論文, 2002.

謝辞

本研究を進めるにあたり，多くの方にお世話になりました．感謝の意を述べさせていただきます．

泉聡志教授には，指導教員としてご指導頂きました．中々結果が出ず焦っていた時も，お忙しい中お時間を割いてくださり相談に乗って頂きました．大変感謝しております．

博士課程の榊間さん，修士課程の長岡さんは，いつもの的確な助言をしてくださいました．同じテーマを進めることで切磋琢磨しあえた波多野くんをはじめ，同期の皆様には楽しい研究室生活を送らせて頂き感謝しております．

また，本研究は日立製作所笠戸事業所のご協力のもと行われました．馬場様や吉村様には多くの助言を頂きました．また，打ち合わせの際には多くの方にご教示頂きました．この場をお借りして皆様に深くお礼申し上げます．

最後に，学部学生としての４年間を支えていただいた家族に最大限の感謝をするとともに，以上謝辞とさせていただきます．

以上

P.1~P.54 完

卒業論文

180173 打田 圭吾

指導教員 泉 聡志 教授