

修士論文

鉄道車両のボルト締結部における
有限要素簡易モデルの高精度化

令和 4 年 2 月 7 日提出

37-206240 波多野 陽平

指導教員 泉 聡志 教授

鉄道車両のボルト締結部における有限要素簡易モデルの高精度化

波多野 陽平 指導教員：泉 聡志 教授

Keywords : Finite Element Method, Bolt and nut fastening body, Simplified model, Strain, Stiffness

1 序論

1.1 研究背景

ボルト締結は鉄道車両等の幅広い機械構造物に使用されているが、締結部は特異脆弱な部位であるため、強度、振動特性の観点から十分な信頼性の確保が要求される。しかし、多数のボルト締結を用いる構造物の設計に対して全てのボルト締結を詳細にモデル化することは、計算負荷の観点から現実的ではないため、簡素かつ高精度なモデルが求められる。

ボルト締結体の簡易なモデル化手法として、ボルト締結をビーム要素、被締結部材をシェル要素で模擬する方法(成瀬[1]の剛体要素モデル)があり、ボルト締結によって圧縮力が伝播する領域を考慮し、その領域を剛体拘束することによって締結部近傍の局所変形を抑制することができる。

さらに柳原ら[2-4]は等価座面領域を補間剛体要素によって拘束することで締結部近傍の並進剛性やひずみ分布を高精度に再現したが、剛性とひずみの高精度な予測の両立は従来の補間剛体要素モデルでは困難であり、締結部の穴形状や締結部材の枚数などの様々な条件下で適用可能なモデルの統一が求められる。また、艤装レールに対する補間剛体要素を用いたシェルビーム簡易モデルは未検討であるため本研究では艤装レールボルト締結体についても検討する。

1.2 目的

本研究の目的は、平板継手ボルト締結体および艤装レールボルト締結体における簡易モデリング手法の提案を行うことである。締結部の枚数や、ボルト穴形状によらず締結部近傍の剛性とひずみを共に高精度に再現することができる簡易モデルを作成する。

2 平板継手の簡易モデリング手法の提案

2.1 試験・解析条件

試験は共同研究先の日立製作所笠戸事業所にて行われ、Fig.1に示すような2種類の締結枚数の平板継手に長手方向の荷重を加えた。締結枚数が2枚のものをせん断継手、3枚のものを純せん断継手と呼ぶ。解析は有限要素法ソフトANSYS17.0(陰解法)で、簡易モデルとの比較対象となる詳細モデルは、ソリッド要素を用い、幾何学的非線形性を考慮した接触解析により解析している。なお、詳細モデルは柳原[2]や長岡[3]により妥当性の確認はすでに行われている。締結部近傍の並進剛性とひずみ分布に着目し、評価した。

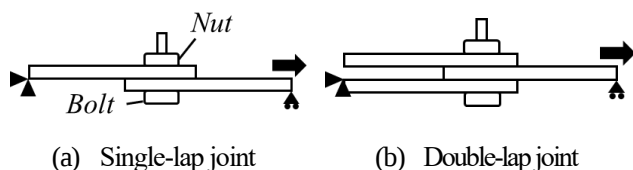


Fig. 1 Configuration of lap joints

2.2 提案手法

Fig. 2 に本研究にて提案する簡易モデルの一例として横方向長穴せん断継手を示している。被締結体の中立面をシェル要素、ボルト締結をビーム要素で結合した簡易モデルであり、

接触を考慮しない線形解析を行うことができるため解析時間を大幅に短縮することができる。

ボルト締結部については、実形状通り穴あけし、等価座面領域の面外方向を剛体拘束(RBE2)、面内方向を補間剛体要素(RBE3)によって拘束している(Fig.3)。なお、面内方向を補間剛体要素によって拘束する際に、等価座面領域内に働く力の分配の割合を重み係数によって定義することで、詳細モデルでの面内方向の力を再現している。さらに、ボルト軸を再現したビーム要素の剛性値に関しては、Kou[5]の式から被締結材間の微小すべりを考慮した横せん断剛性を定義した。

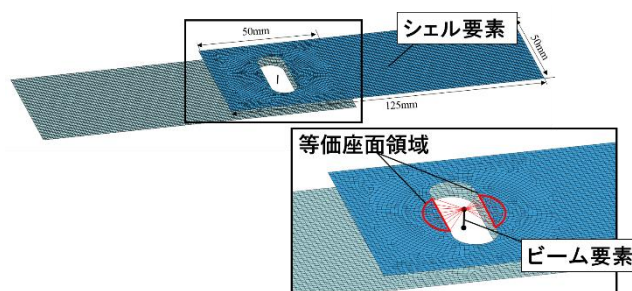


Fig. 2 Proposed RBE3 model

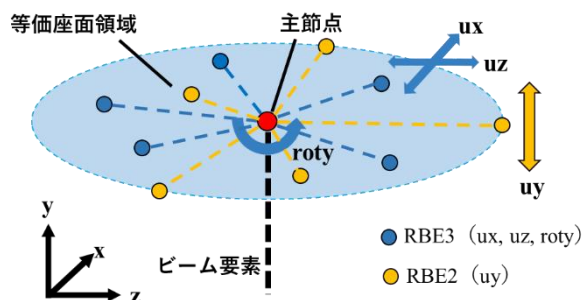


Fig. 3 Proposed method of connecting

2.3 解析結果

Fig. 4 に締結部近傍における長手方向のひずみ分布を示した。本研究にて提案する補間剛体要素モデルは、従来の成瀬の剛体拘束モデルよりも高精度に詳細モデルの結果を再現した。なお、他の形状についても同様の傾向であった。

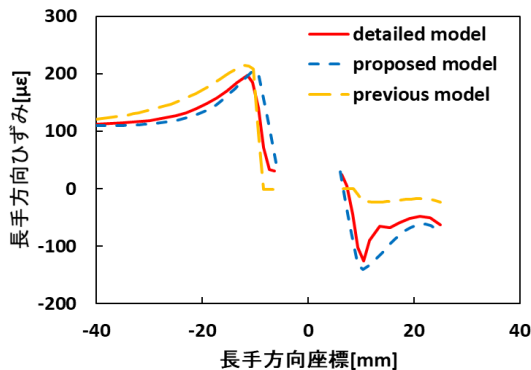


Fig. 4 Strain distribution

また、Table. 1 にせん断継手の各モデルにおける並進剛性を示したが、本研究にて提案する補間剛体要素モデルは、従来の成瀬の剛体拘束モデルよりも高精度に詳細モデルの結果を再現し、2%以内の解析誤差に収まった。

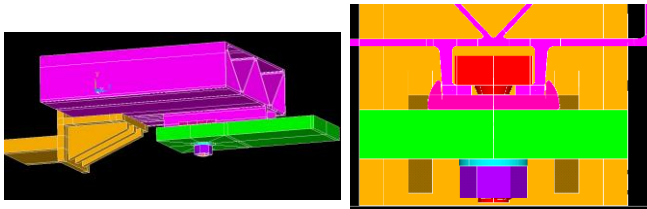
Table. 1 Transverse stiffness of single-lap joints [10^4 N/mm]

	round hole	long hole A	long hole B
solid	7.36	5.38	5.84
proposed model	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)
previous model	7.95 (108.0%)	5.96 (110.7%)	7.05 (120.7%)

3 艤装レールボルト締結体の簡易モデリング手法の提案

3.1 試験・解析条件

試験は共同研究先の日立製作所笠戸事業所にて行われ、Fig.5 に示すように艤装レールを介してボルトを締結させ、その両端に軸直角方向の荷重を加えた。レール方向とレール直交方向の2方向に対して荷重を加えた。簡易モデルとの比較対象となる詳細モデルは、ソリッド要素を用い、幾何学的非線形性を考慮した接触解析により解析している。なお、詳細モデルは試験の結果から妥当性の確認は行っている。平板継手の場合と同様、締結部近傍の並進剛性とひずみ分布に着目した。



(a) Overall view (b) Fastening section

Fig.5 Analysis model of attachment rail,

3.2 提案手法

Fig. 6 に本研究にて提案する艤装レールボルト締結体の簡易モデルを示した。モデリングはすべて中立面をシェル要素、ボルト締結をビーム要素で結合し、ボルト締結部については、実形状通り穴あけし、等価座面領域内部の面外方向を剛体拘束 (RBE2)、面内方向を補間剛体要素 (RBE3) によって拘束している。重み係数やビーム剛性に関しても平板継手の場合と同様である。

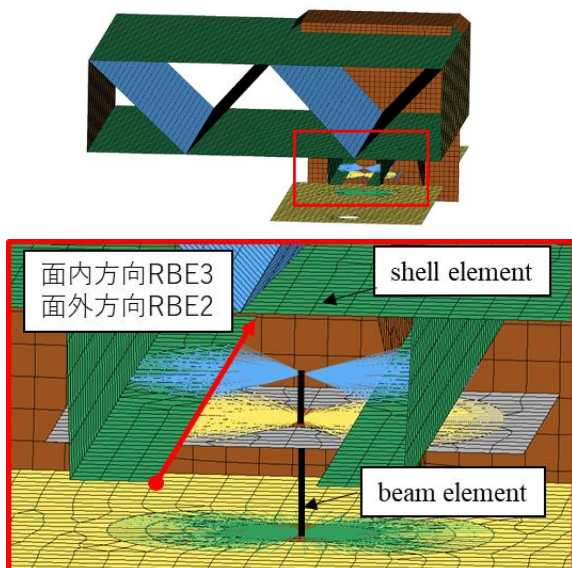


Fig.6 Proposed RBE3 model

3.3 解析結果

Fig. 6 で示した赤いラインにおけるレール方向のひずみ分布を Fig. 7 に示した。本研究にて提案する補間剛体要素モデルは、従来の剛体拘束モデルよりもやや高精度に詳細モデルの結果を再現した。

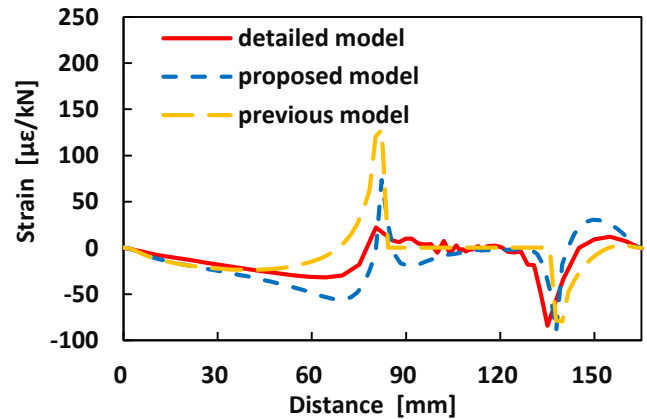


Fig.7 Strain distribution

また、Table. 2 に model A(レール方向に荷重を負荷する解析)および model B(レール直交方向に荷重を負荷する解析における)並進剛性を示したが、本研究にて提案する補間剛体要素モデルは、従来の剛体拘束モデルと解析精度に大きな差はないが、共に詳細モデルに対し 20%以内の解析誤差に収まった。

Table. 2 Comparison of transverse stiffness [10^5 N/mm]

	model A	model B
detailed model	1.42 (100.0%)	3.41 (100.0%)
proposed model	1.41 (97.3%)	4.09 (119.9%)
previous model	1.54 (107.9%)	3.77 (110.4%)

4 結論

本研究では、平板継手および艤装レールボルト締結体における簡易モデリング手法を提案し、締結部シェルを実形状通り穴あけし、重み係数を定義し、等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束、座面のすべりを考慮した Kou の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデルが、ひずみおよび並進剛性の予測精度を両立することができることが分かった。

参考文献

- [1] 成瀬 友博, ほか 2 名, “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” 日本機械学会論文集, A 編, 73, 728, 522-528, (2007) .
- [2] 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
- [3] 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) .
- [4] 打田 圭吾, “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,” 東京大学卒業論文, (2020) .
- [5] J. Kou, F. Xu, W. Xie, X. Zhang, and W. Feng, “A theoretical 4-stage shear model for single-lap torqued bolted-joint with clearances,” Compos. Struct., vol. 186, (2018), pp. 1-16.

目次

図一覧.....	4
表一覧.....	8
第1章 序論.....	9
1.1 研究背景.....	9
1.2 本研究の目的.....	12
1.3 本論文の構成.....	13
第2章 引っ張り荷重を受ける平板継手の簡易モデリング手法の提案	14
2.1 緒言.....	14
2.2 詳細ソリッドモデルの妥当性確認.....	14
2.2.1 試験・解析条件	14
2.2.2 解析結果.....	19
2.3 簡易モデリング手法の提案.....	22
2.3.1 提案モデルの概要	22
2.3.2 締結部の穴あけの有無	23
2.3.3 面外方向の剛体拘束	25
2.3.4 面内方向の補間剛体要素による拘束	25
2.3.5 補間剛体要素における重み係数の算出・適用	27
2.3.6 ビーム剛性の算出.....	30
2.4 解析結果.....	41
2.4.1 ひずみ分布	41
2.4.2 並進剛性.....	43
2.5 考察.....	44
2.5.1 比較する簡易モデルについて	44
2.5.2 締結部の穴あけの効果.....	46
2.5.3 重み係数について	51
2.5.4 剛体拘束の領域変更の効果	61
2.5.5 ビーム要素の横せん断剛性変更の効果	63

2.5.6	板厚の変更	65
2.6	結言	68
第3章	面外方向荷重を受ける平板継手の簡易モデルの精度評価	69
3.1	緒言	69
3.2	試験・解析条件	69
3.3	解析結果と考察	71
3.3.1	たわみ	71
3.3.2	ひずみ	73
3.4	結言	77
第4章	艀装レールボルト締結体の簡易モデリング手法の提案	78
4.1	緒言	78
4.2	詳細ソリッドモデルの妥当性確認	78
4.2.1	試験条件	78
4.2.2	解析条件	80
4.2.3	解析結果	85
4.2.4	考察	91
4.3	簡易モデリング手法の提案	98
4.4	レール方向荷重モデルの解析結果	104
4.4.1	ひずみ分布	104
4.4.2	並進剛性	110
4.5	レール直交方向荷重モデルの解析結果	112
4.5.1	ひずみ分布	112
4.5.1	並進剛性	116
4.6	結言	117
第5章	結論	119
5.1	結論	119
5.2	今後の展望	120
	謝辞	123

図一覽

図 1-1 成瀬の剛体拘束モデル	10
図 1-2 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.....	10
図 1-3 補間剛体要素を用いた長岡の簡易モデル	11
図 1-4 補間剛体要素を用いた打田の簡易モデル	11
図 1-5 川崎らの艤装レールの解析モデル [13].....	12
図 2-1 せん断継手（丸穴）の試験片形状	15
図 2-2 純せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状	16
図 2-3 純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状	16
図 2-4 長穴の形状および寸法	17
図 2-5 丸穴締結体の詳細モデル	18
図 2-6 縦方向長穴締結体の詳細モデル	18
図 2-7 横方向長穴締結体の詳細モデル	18
図 2-8 純せん断継手（縦方向長穴）の PLATE1 における幅方向のひずみ分布 [11].....	19
図 2-9 純せん断継手（縦方向長穴）の PLATE1 における長手方向のひずみ分布 [11].....	20
図 2-10 純せん断継手（縦方向長穴）の試験と詳細モデルの結果比較 [11].....	21
図 2-11 提案する簡易シェル・ビームモデル（横方向長穴せん断継手）	22
図 2-12 せん断継手における等価圧縮体	23
図 2-13 剛体拘束における従来モデルと提案モデルの比較	25
図 2-14 簡易モデルにおける補間剛体要素と剛体拘束による拘束.....	26
図 2-15 補間剛体要素要素による力とモーメントの分配状態	27
図 2-16 せん断継手の等価圧縮体における荷重の分担	28
図 2-17 補間剛体要素モデル（丸穴せん断継手）への重み係数適用の模式図.....	29
図 2-18 丸穴における等価座面領域	34
図 2-19 長穴における等価座面領域	36
図 2-20 被締結材の接触面における等価座面領域と長穴部の共通部分の面積.....	38
図 2-21 横方向長穴純せん断継手における荷重-変位曲線の詳細モデルと簡易モデルの比較....	39
図 2-22 横方向長穴純せん断継手における負荷荷重に対する横せん断剛性の入力値.....	40
図 2-23 丸穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	41
図 2-24 丸穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	42
図 2-25 縦方向長穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	42
図 2-26 縦方向長穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	42
図 2-27 横方向長穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	43
図 2-28 横方向長穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較.....	43

図 2-29	各簡易モデルの形状（横方向長穴せん断継手）	45
図 2-30	丸穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較	46
図 2-31	丸穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較	47
図 2-32	縦方向長穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較	47
図 2-33	縦方向長穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較	47
図 2-34	横方向長穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較	48
図 2-35	横方向長穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較	48
図 2-36	詳細モデル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター	49
図 2-37	III.RBE3_OCC_NW モデル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター	49
図 2-38	一枚のシェル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター	50
図 2-39	各 PLATE における重み係数の変化	52
図 2-40	せん断継手の等価圧縮体における荷重の分担	53
図 2-41	PLATE1 における荷重増加に伴う荷重分担の変化	54
図 2-42	PLATE2 における荷重増加に伴う荷重分担の変化	55
図 2-43	通常の詳細モデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化	56
図 2-44	固着した詳細モデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化	56
図 2-45	PLATE1 における荷重増加に伴う荷重分担の変化の比較	57
図 2-46	PLATE2 における荷重増加に伴う荷重分担の変化の比較	58
図 2-47	各 PLATE における重み係数の変化の比較	59
図 2-48	板厚 3 MM の被締結材を用いた丸穴せん断継手の変形図（変形倍率×50）	60
図 2-49	板厚 8 MM の被締結材を用いた丸穴せん断継手の変形図（変形倍率×50）	60
図 2-50	RBE3_VAC_W モデル（横方向長穴せん断継手）における変形図（変形倍率×100）	62
図 2-51	RBE3_VAC_W モデル（横方向長穴純せん断継手）における変形図	63
図 2-52	丸穴・せん断継手（板厚 3 MM）におけるひずみ分布の比較	66
図 2-53	丸穴・せん断継手（板厚 5 MM）におけるひずみ分布の比較	66
図 2-54	縦方向長穴・せん断継手（板厚 3 MM）におけるひずみ分布の比較	66
図 2-55	縦方向長穴・せん断継手（板厚 5 MM）におけるひずみ分布の比較	67
図 2-56	横方向長穴・せん断継手（板厚 3 MM）におけるひずみ分布の比較	67
図 2-57	横方向長穴・せん断継手（板厚 5 MM）におけるひずみ分布の比較	67
図 3-1	面外方向荷重を負荷する条件	70
図 3-2	縦方向長穴の点 C における荷重-たわみ曲線	71
図 3-3	横方向長穴の点 C における荷重-たわみ曲線	72
図 3-4	縦方向長穴におけるひずみ分布	73
図 3-5	面外方向荷重を受ける継手のひずみ評価箇所	74
図 3-6	横方向長穴におけるひずみ分布	75
図 3-7	横方向長穴の PLATE1 表面における長手方向ひずみコンター図	76

図 4-1	正面図（レール方向荷重試験片，レール直交方向荷重試験片共通）	79
図 4-2	側面図（レール方向荷重試験片）	79
図 4-3	側面図（レール直交方向荷重試験片）	79
図 4-4	レール方向荷重モデルの形状	82
図 4-5	レール直交方向荷重モデルの形状	83
図 4-6	ボルト締結部の詳細	84
図 4-7	小ねじ締結部の詳細	84
図 4-8	レール方向荷重モデルにおけるひずみ分布の試験と詳細モデルの比較	86
図 4-9	レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-1, 1-2, 1-3	86
図 4-10	レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-4, 1-5	87
図 4-11	レール方向荷重モデルの試験と解析の結果比較	88
図 4-12	レール直交方向荷重モデルにおけるひずみ分布の試験と詳細モデルの比較	89
図 4-13	レール直交方向荷重モデルにおける評価ライン（ボルト軸中央を通る断面）	89
図 4-14	レール直交方向荷重モデルの試験と解析の結果比較	90
図 4-15	LINE1-1 におけるひずみ分布の軸力依存性	91
図 4-16	LINE1-4 におけるひずみ分布の軸力依存性	92
図 4-17	LINE1-1（Z=108）における荷重-ひずみ曲線のボルト軸力依存性	93
図 4-18	LINE1-4（Z=108）における荷重-ひずみ曲線のボルト軸力依存性	93
図 4-19	ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおけるプレート-当金間の接触状態	95
図 4-20	ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおける当金-艀装レール間の接触状態の変化	95
図 4-21	ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおける艀装レール-ボルト間の接触状態	95
図 4-22	LINE1-1（Z=108）における荷重-ひずみ曲線の小ねじの有無による違い	97
図 4-23	LINE1-4（Z=108）における荷重-ひずみ曲線の小ねじの有無による違い	97
図 4-24	艀装レールボルト締結体の簡易モデル（レール方向荷重モデル）	98
図 4-25	艀装レールの締結部の断面の番号	99
図 4-26	締結部におけるボルト軸方向の圧縮応力場	99
図 4-27	艀装レールボルト締結体の簡易モデル（レール方向荷重モデル）	102
図 4-28	締結部に穴あけを施した補間剛体要素モデル（RBE3_VAC_NW および RBE3_VAC_W） における締結部の詳細	102
図 4-29	締結部をシェルで穴埋めした補間剛体要素モデル（RBE3_OCC_NW および RBE3_OCC_W）における締結部の詳細	103
図 4-30	ボルト頭およびナットをシェルで模倣した補間剛体要素モデル（RBE3_VAC_NW_HEAD および RBE3_VAC_W_HEAD）における締結部の詳細	103
図 4-31	成瀬の剛体拘束モデル（RBE2 モデル）における締結部の詳細	103
図 4-32	レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-6	105
図 4-33	レール方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細モデルと簡易モデルの比較	106

図 4-34 レール方向荷重モデルにおけるレール直交方向の変位コンター図（変形倍率×100）	108
図 4-35 レール方向に荷重を加えた際の詳細モデルの変形図（変形倍率×100）	109
図 4-36 各簡易モデルにおける重み係数の有無による比較（LINE1-6（ボルト頭側））	110
図 4-37 レール方向荷重モデルにおける標点間変位の算出箇所	111
図 4-38 レール直交方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細モデルと簡易モデルの比較	114
図 4-39 艀装レールの中立面におけるレール直交方向のひずみコンター図	115
図 4-40 レール直交方向荷重モデルにおける標点間変位の算出箇所	117

表一覧

表 2-1	締結部シェルの穴あけの有無について締結穴の形状による比較.....	24
表 2-2	各形状における重み係数	29
表 2-3	丸穴締結体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ	36
表 2-4	長穴締結体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ	38
表 2-5	各形状における提案モデルと従来モデルの並進剛性の比較 [10^4 N/MM].....	44
表 2-6	簡易モデルの名称の定義	45
表 2-7	重み付けの有無による並進剛性の比較 [10^4 N/MM].....	51
表 2-8	重み係数の板厚の違いによる比較	60
表 2-9	RBE3_VAC_W モデルにおける剛体拘束領域の提案手法と従来手法の並進剛性の比較 [10^4 N/MM]	61
表 2-10	横せん断剛性提案手法と従来手法の並進剛性の比較 [10^4 N/MM].....	64
表 2-11	継手ボルト締結体における横せん断剛性の入力値の比較 [10^6 N].....	64
表 2-12	横せん断剛性の計算手法の違いによる並進剛性の比較 [10^4 N/MM].....	65
表 2-13	平板の板厚を変更した際のせん断継手の並進剛性の比較.....	68
表 3-1	各モデルにおける曲げ剛性の比較	72
表 4-1	レール方向荷重試験片における初期締結力	80
表 4-2	レール直交方向荷重試験片における初期締結力	80
表 4-3	艀装レールボルト締結部体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ	100
表 4-4	艀装レールにおける横せん断剛性の入力値の比較 ($F_c = 0$ のとき)	100
表 4-5	簡易モデルの名称の定義	101
表 4-6	艀装レールにおける重み係数	104
表 4-7	レール方向荷重モデルにおける並進剛性の比較	111
表 4-8	艀装レールにおける横せん断剛性の入力値の比較	112
表 4-9	レール方向荷重モデルにおける横せん断剛性の計算手法の違いによる並進剛性の比較	112
表 4-10	レール直交方向荷重モデルにおける並進剛性の比較	116

第1章 序論

1.1 研究背景

機械・構造物を組み立てる際に使用されるボルト締結は、作業者の技量に依らない締結を行える点、取り外しが簡便な点等の理由により、幅広い機械製品に使用されている。一方、ボルト締結を有する機械構造物において、締結部は強度的な弱点となることが多く、設計段階において十分な信頼性の確保が要求されるため、有限要素解析を用いた高精度な締結部の強度評価が求められる。

有限要素法を用いたボルト締結部のモデリング手法はこれまで様々に提案されており、ねじ山の螺旋形状をすべてソリッド要素で再現し、ボルト・ナット、被締結体の各接触面に接触を定義したモデルでは、接触面でのすべりやねじ山への応力集中などを高い精度で再現することができる [1]。しかし、このようなモデルは多数のボルト締結を用いる構造物や大規模な構造物の設計に対しては、膨大な計算時間が掛かってしまうため、計算負荷の観点から現実的ではない。そのため、計算負荷を低減することのできる簡素なボルト締結モデルが必要とされる。

ボルト締結体の簡易なモデル化手法として、ボルト締結をビーム要素、被締結部材をシェル要素で模擬する方法がある [2] [3] [4]。この方法では、要素数を大幅に削減することができる上に、接触計算が不要であることから計算負荷が低く、ボルト締結を多数含む大規模な構造物の解析が可能になる。しかしながら、荷重がシェル要素とビーム要素の結合点 1 点に集中し、その近傍で局所的な変形が起きてしまうため、ボルト締結部近傍の応力分布や変形などを高精度に再現できない欠点がある。

ボルト締結体の構造強度を高精度に再現する簡易モデルに関する先行研究として、成瀬ら [5] [6] はボルト締結によって圧縮力が伝播する領域 (以下、等価圧縮体) を考慮し、シェル要素とビーム要素を用いた簡易モデル (以下、成瀬の剛体拘束モデル) を提案している (図 1-1)。等価圧縮体の中立面シェル上断面 (以下、等価座面領域) を剛体拘束することにより、シェル要素とビーム要素の結合点への荷重の局所集中を防止することが可能となり、従来のモデリング手法と比較して精度が向上することが確認されている [7] [8]。また、宮永らはボルト締結穴の形状を長穴へと拡張し、成瀬の剛体拘束モデルの適用範囲を検証した [9]。なお、図 1-2 に上記モデルの計算時間と解析精度を定性的に表現した。

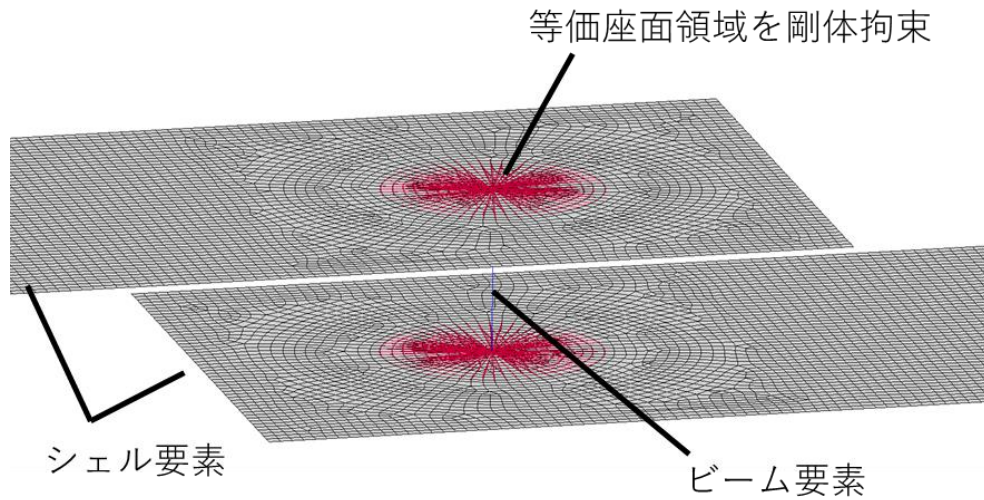


図 1-1 成瀬の剛体拘束モデル

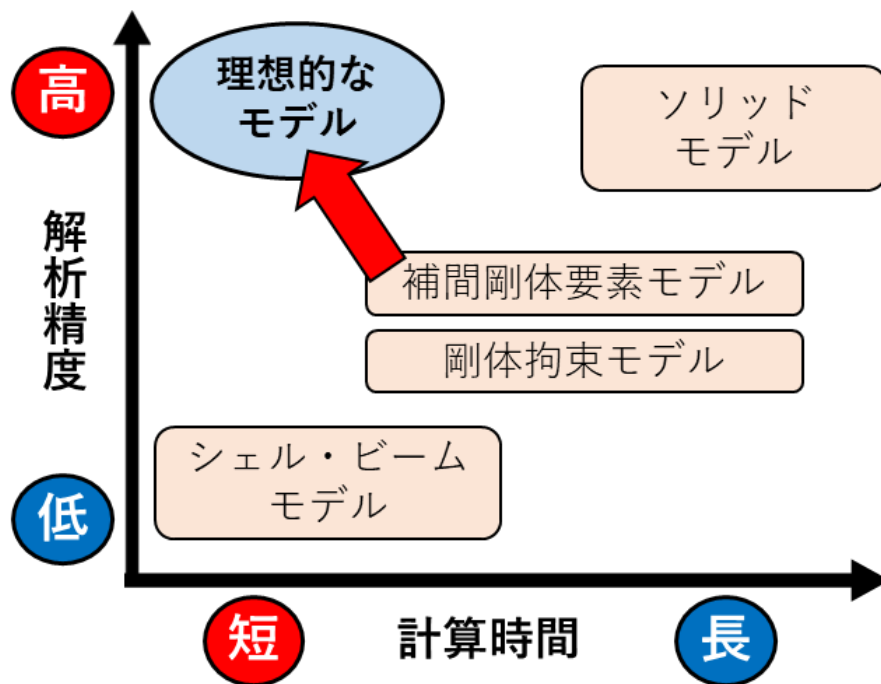


図 1-2 計算時間と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類

また、柳原 [10]は等価座面領域内の節点とビーム節点を補間剛体要素（RBE3：Rigid Body Element 3）により拘束したモデル（以下、補間剛体要素モデル）を提案し、成瀬の剛体拘束モデルに比べて締結部近傍の応力分布と剛性値が改善されることを確認している。

さらに、長岡 [11]は補間剛体要素モデルを座金あり条件および、被締結部材の穴形状

が長穴のモデルへと拡張し、高い精度で剛性が一致することを確認した。なお、長岡は柳原の手法に倣い被締結体シェルの長穴のうち、等価座面領域に相当する領域はシェルで穴埋めし、補間剛体要素によって拘束している（図 1-3）。

そして、打田 [12]は長岡の補間剛体要素モデルに対し長穴部のシェルに実形状通り穴をあけ（図 1-4）、補間剛体要素の重み係数（等価座面領域における力の分配の割合）を定義することで長穴締結体におけるひずみ予測精度の向上を実現した。

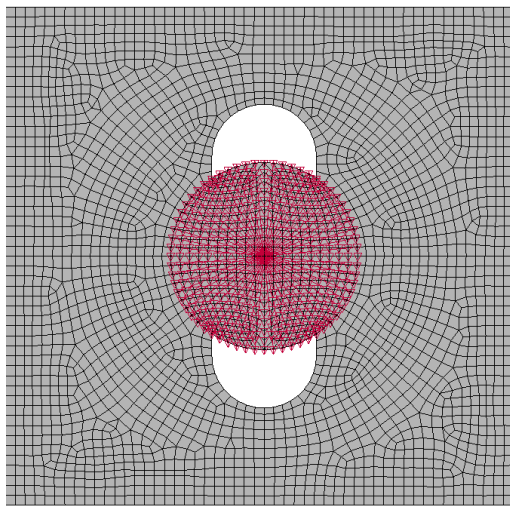


図 1-3 補間剛体要素を用いた長岡の簡易モデル

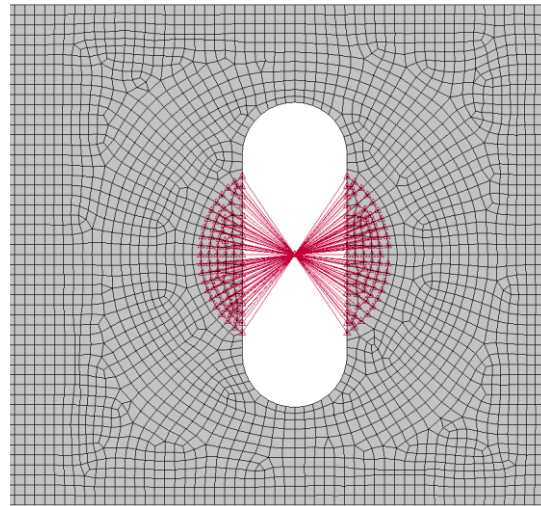


図 1-4 補間剛体要素を用いた打田の簡易モデル

しかし、剛性とひずみの高精度な予測の両立は従来の補間剛体要素モデルでは困難であり、締結部の穴形状や締結部材の枚数などの様々な条件下で適用可能なモデルの統一が求められる。さらに、鉄道車両用機器吊り溝（以下、艀装レール）への適用を試みるが、その先行研究として、川崎ら [13]は艀装レールボルト締結体について、平面ひずみ要素を用いた二次元の断面解析モデルを用いた解析を行い、レール部の応力分布を高精度に再現した。しかし、このモデルでは、二次元断面内以外の方向の解析が行うことができないという課題があり、高精度な簡易モデルが必要とされている。

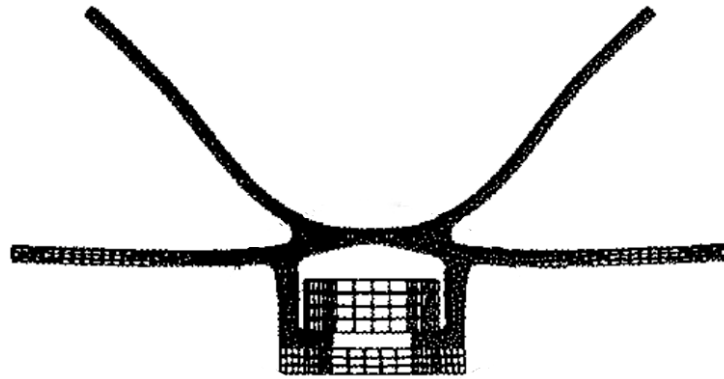


図 1-5 川崎らの舩装レールの解析モデル [13]

また，継手ボルト締結体に関する振動特性については，殿垣 [14]や波多野 [15]が丸穴および長穴締結体に対し補間剛体要素モデルを適用することで妥当性を確認しており，固有振動数やアクセラランスを高精度に再現した．舩装レールの振動特性に関しては，福元 [16]が継手で用いた補間剛体要素モデルの手法を舩装レールボルト締結部に適用することで，こちらも妥当性の確認を行っている．

1.2 本研究の目的

本研究の目的は，平板継手のボルト締結体および舩装レールボルト締結体における簡易モデリング手法の提案を行うことである．締結板の枚数や，ボルト穴形状によらず締結部近傍の剛性とひずみを高精度に再現することができる簡易モデルを作成する．

また，簡易モデルの精度評価を行う際には，株式会社日立製作所によって行われた試験結果を元に妥当性の確認を行った詳細ソリッドモデルを用いることとする．

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 序論

本研究の背景および目的、本論文の構成について述べた。

第 2 章 引っ張り荷重を受ける平板継手の簡易モデリング手法の提案

引っ張り荷重を負荷した際の平板継手のボルト締結体の簡易モデリング手法を提案する。従来の平板継手の簡易モデリング手法を元に、剛体拘束の領域の範囲の修正やビーム剛性の新たな計算方法を提案することでひずみ分布および並進剛性の高精度化を実現した。

第 3 章 面外方向荷重を受ける平板継手の簡易モデルの精度評価

面外方向荷重を負荷した際の平板継手のボルト締結体に対し、前章で提案した簡易モデリング手法の精度評価を行い、その妥当性の評価を行う。

第 4 章 艀装レールボルト締結体の簡易モデリング手法の提案

まず、艀装レールボルト締結体の接触を考慮した詳細ソリッドモデルを作成し、妥当性確認を行う。次にその詳細モデルの力学的特性を反映した簡易モデリング手法の提案を行う。平板継手のボルト締結体にて提案した簡易モデリング手法を艀装レールボルト締結体に応用した。

第 4 章 結論

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 引っ張り荷重を受ける 平板継手の簡易モデリング手 法の提案

2.1 緒言

本章では，柳原 [10]が考案し，長岡 [11]，打田 [12]が適用範囲を拡張した平板継手のボルト締結体の簡易モデリング手法について高精度化を実現する．柳原 [10]，長岡 [11]は主に並進剛性，打田 [12]は主にひずみの精度向上に着目した補間剛体要素モデルを作成したが，剛性とひずみを共に高精度に再現するモデリング手法は確立できていない．そこで，補間剛体要素モデルの締結部シェルの穴あけの有無，重み係数の適用，ビーム剛性の計算方法の変更等を行うことで，締結部の穴形状や締結枚数などの様々な条件下において，並進剛性とひずみの高精度な予測を両立するモデリング手法を提案する．なお，本章では締結部シェルの実形状通り穴あけし，重み係数の適用あり，座面のすべりを考慮したビーム剛性を適用した補間剛体要素モデルを，ひずみと剛性を最も高精度に再現するモデルとして提案する．

2.2 詳細ソリッドモデルの妥当性確認

2.2.1 試験・解析条件

図 2-1, 図 2-2 および図 2-3 に本章で用いた平板継手のボルト締結体の形状と寸法を示した．なお，試験は日立製作所笠戸事業所にて実施された．継手ボルト締結体による

解析では、継手の長手方向に引っぱり荷重負荷した際のひずみ分布と並進剛性に着目した。並進剛性については、図 2-1 に示した通り、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した際の、負荷荷重と標点間変位の回帰係数を並進剛性と定義した。この位置を標点間としたのは、継手試験片全体の剛性ではなく、ボルト締結部近傍の剛性について着目し、評価を行うためである。

また、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び、被締結体の長穴の向きについては、継手の長手方向に長い長穴を縦方向長穴（図 2-2）、幅方向に長い長穴を横方向長穴（図 2-3）と定義する。

継手による解析では、以上のせん断継手、純せん断継手の 2 種類の継手と、丸穴、縦方向長穴、横方向長穴の 3 種類の穴形状を掛け合わせた、計 6 種類の試験片を解析対象とした。

また、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、plate1 の座面を原点として、ボルト頭からナットに向かう向きを正として厚み方向の座標軸を y 軸と定義する。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て長手方向の座標軸を z 軸と定義する。最後に、原点を y 軸 z 軸の原点と同一とし、幅方向の座標軸を x 軸と定義する。

なお、ひずみ測定に関しては、ボルト締結後のひずみを 0 点として計測している。

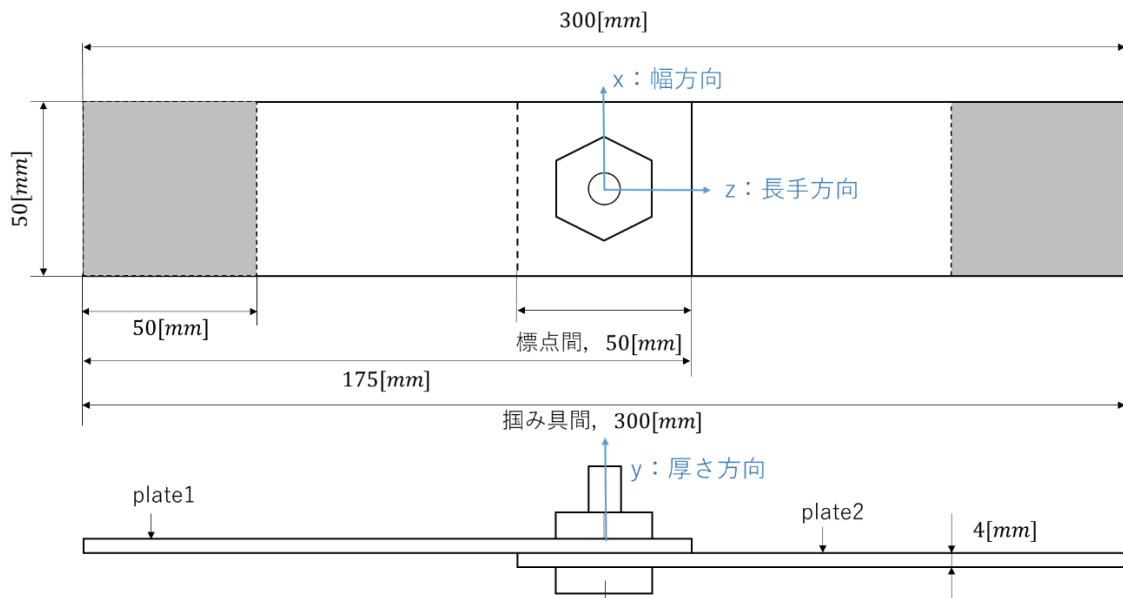


図 2-1 せん断継手（丸穴）の試験片形状

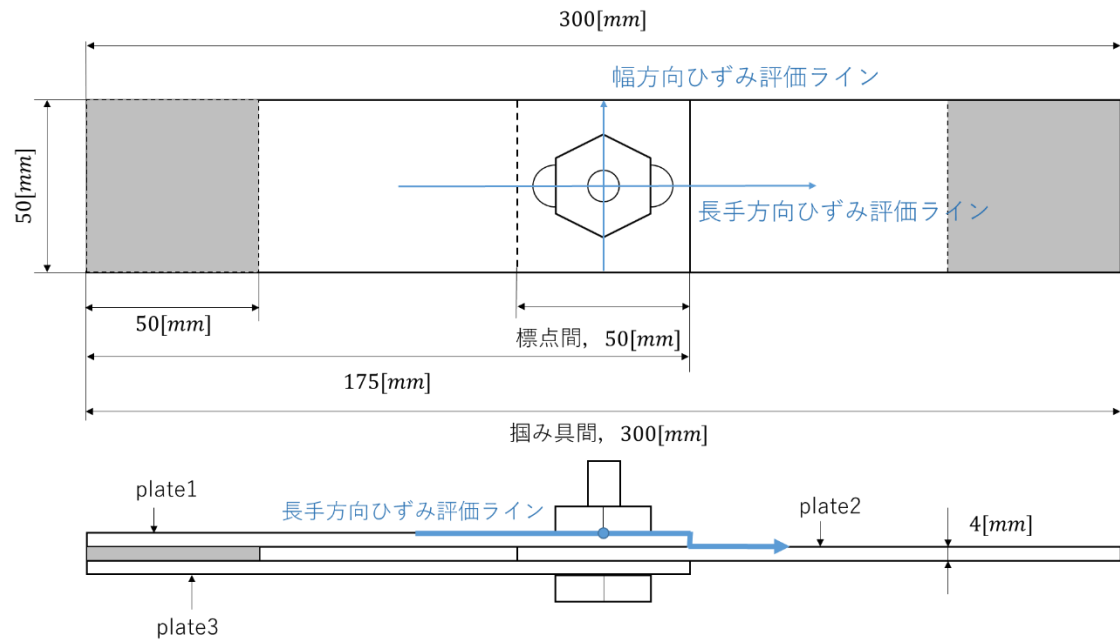


図 2-2 純せん断継手（縦方向長穴）の試験片形状

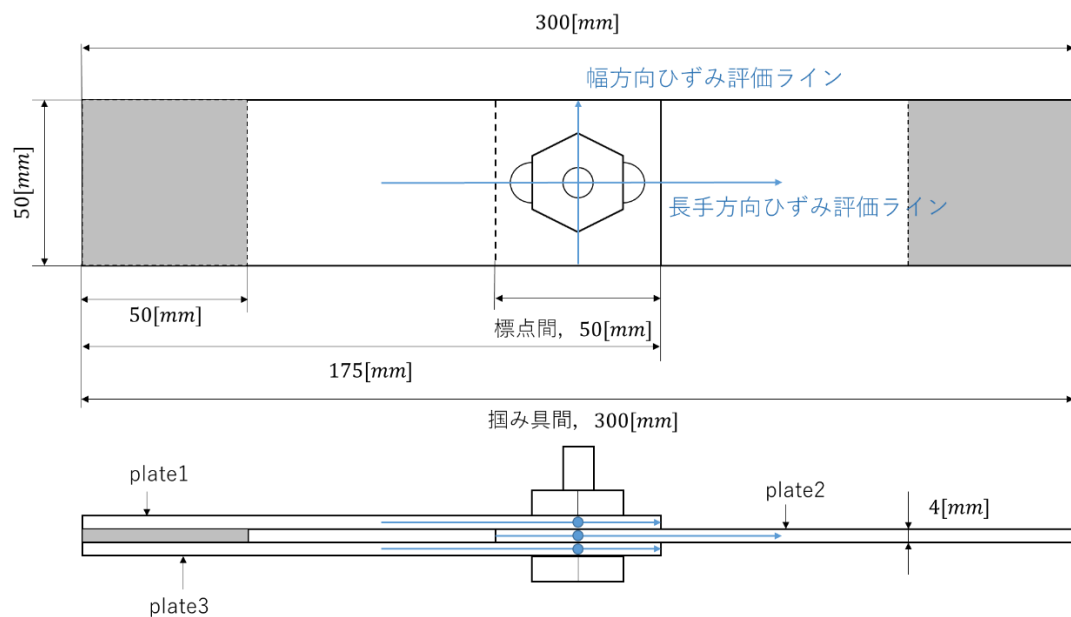


図 2-3 純せん断継手（横方向長穴）の試験片形状

被締結体は A6061 合金板であり，板厚は全て 4 mm で統一した．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丸穴もしくは長穴が空いており，丸穴は直径 10.5 mm の円孔，長穴は図 2-4 に示した通りの形状である．

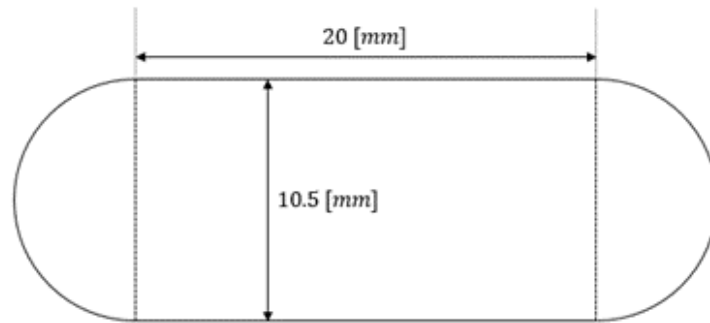


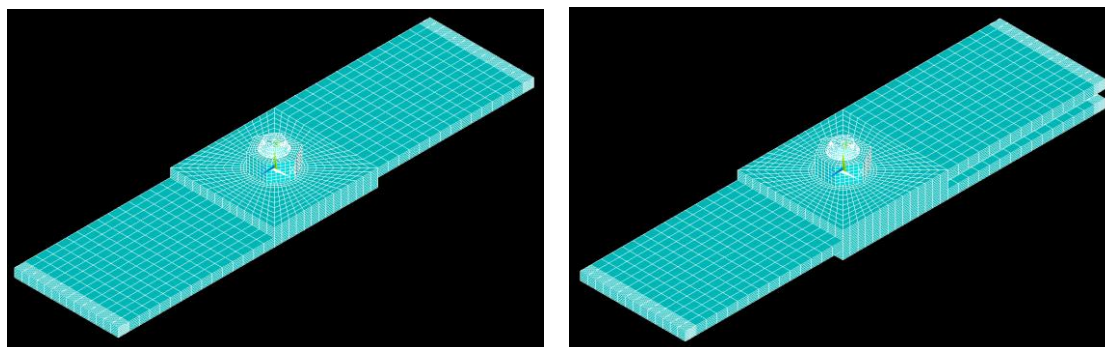
図 2-4 長穴の形状および寸法

詳細モデルでの解析は、柳原 [10]および長岡 [11]が作成した解析モデルを使用し、軸力は 12 kN に統一して解析を行った。使用した有限要素法解析ソフトは ANSYS17.0（陰解法）であり、幾何学的非線形を考慮した準静的解析を行った。被締結体、ボルト、ナットは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。

接触および摩擦は被締結体間、ボルトとナットのねじ面接触部、ナット座面と被締結体の間、ボルト頭座面と被締結体の間の計 4 か所において考慮した。接触要素は ANSYS における CONTA174, TARGE170 であり、接触アルゴリズムはペナルティ法を用い、いずれの接触においても対称接触により定義した。また、ペナルティ剛性は全ての荷重ステップにおいて 0.1 とし、摩擦係数はいずれの接触面においても 0.15 として統一した。純せん断継手の場合 plate1, plate3 の端面を、せん断継手の場合 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。

また、ボルトに対して軸力を発生させる方法については、興石 [17]が用いたボルト座面を被締結体へと陥入させることで軸力を発生させる方法を用いることとした。

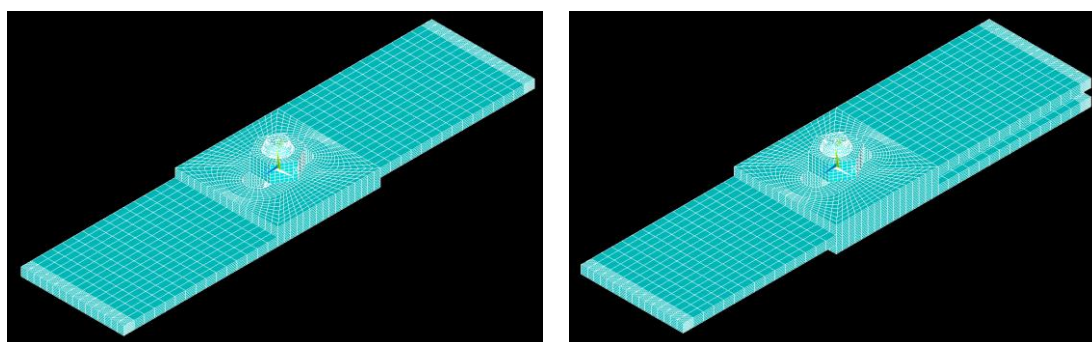
引っぱり荷重は 100 N 刻みで付加していき、せん断継手においては最大 2 kN、純せん断継手においては最大 3 kN の引っぱり荷重を負荷した。以上のように作成した計 6 種類の詳細モデルを図 2-5 から図 2-7 に示した。



(a) せん断継手

(b) 純せん断継手

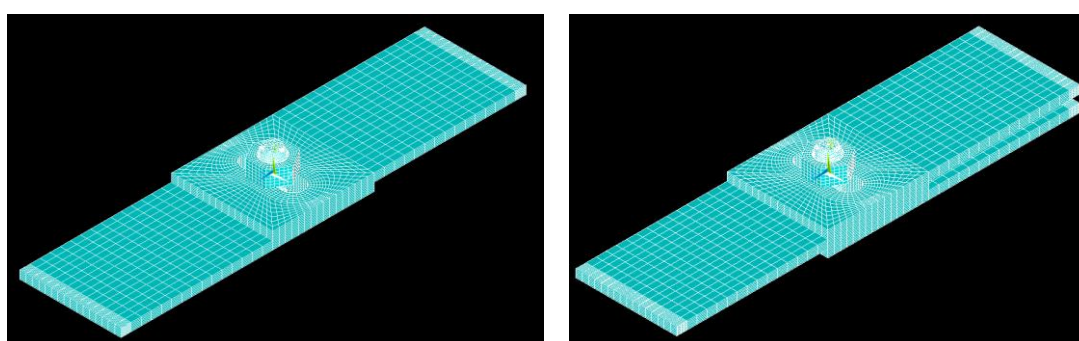
図 2-5 丸穴締結体の詳細モデル



(a) せん断継手

(b) 純せん断継手

図 2-6 縦方向長穴締結体の詳細モデル



(a) せん断継手

(b) 純せん断継手

図 2-7 横方向長穴締結体の詳細モデル

以上のように作成した計 6 種類の詳細モデルについてその妥当性の確認を行う。これらの詳細モデルについて、丸穴締結体に関しては柳原 [10]，縦方向長穴および横方向長穴締結体に関しては長岡 [11]によって妥当性の確認が行われているが，その結果を再掲する。

2.2.2 解析結果

詳細モデルの結果の一例として、図 2-8 および図 2-9 に縦方向長穴純せん断継手の長手方向ひずみ分布を示した。なお、図 2-2 に示したひずみ評価ラインの表面におけるひずみを示しており、図 2-8 は幅方向のひずみ分布、図 2-9 は長手方向のひずみ分布である。引っぱり荷重が 1 kN, 2 kN, 3 kN の時点での試験結果と詳細モデルでの結果を比較した。

それぞれのひずみ分布は試験と詳細モデルでほとんど一致しており、その他の形状や締結枚数の継手においても同様の結果が得られている。

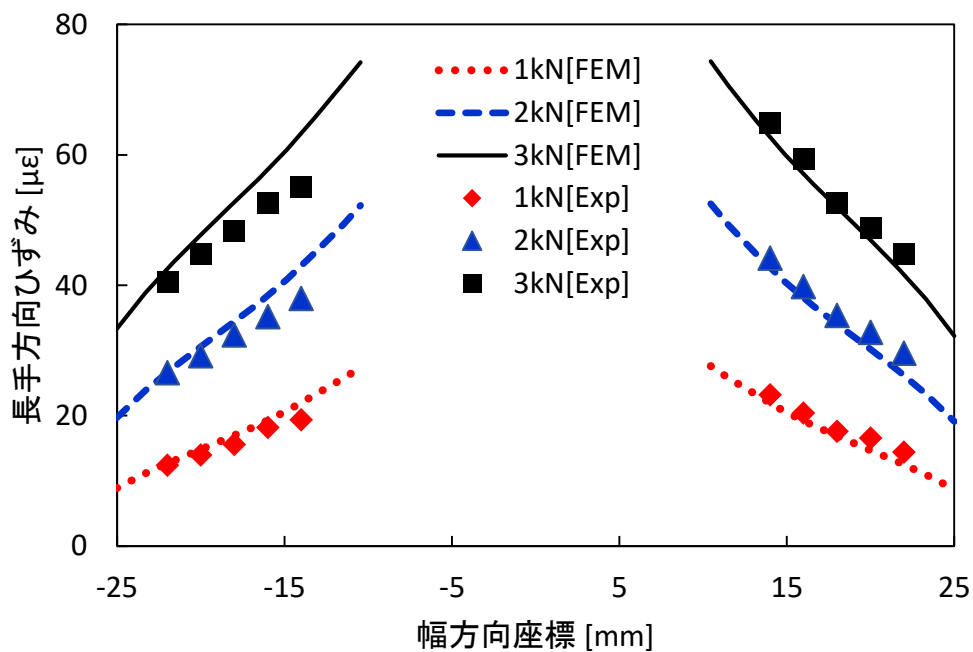


図 2-8 純せん断継手（縦方向長穴）の plate1 における幅方向のひずみ分布 [11]

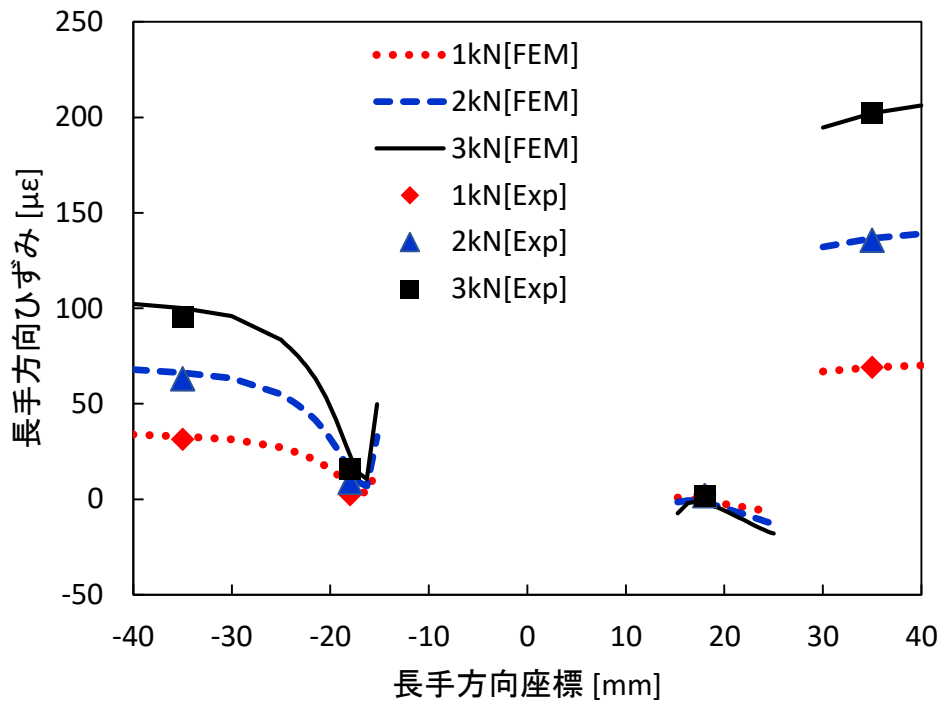


図 2-9 純せん断継手（縦方向長穴）の plate1 における長手方向のひずみ分布 [11]

また、ひずみの予測誤差を評価するため、図 2-10 において純せん断継手縦方向長穴の試験と解析の結果を比較した。横軸に試験の結果、縦軸に詳細モデルの結果を示している。このグラフから、試験と解析の結果に強い相関があることが分かる。

回帰直線の数式と決定係数 R^2 を併記しているが、回帰直線の傾きは 1 に非常に近い値を示しており、決定係数 R^2 も 0.98 を上回っているため、詳細モデルにおいて試験のひずみ分布を高い精度で再現できていることが分かる。その他の形状や締結枚数の継手においても同様の結果が得られているため、本研究で簡易モデルと比較対象となる詳細モデルの妥当性の確認を行うことができた。

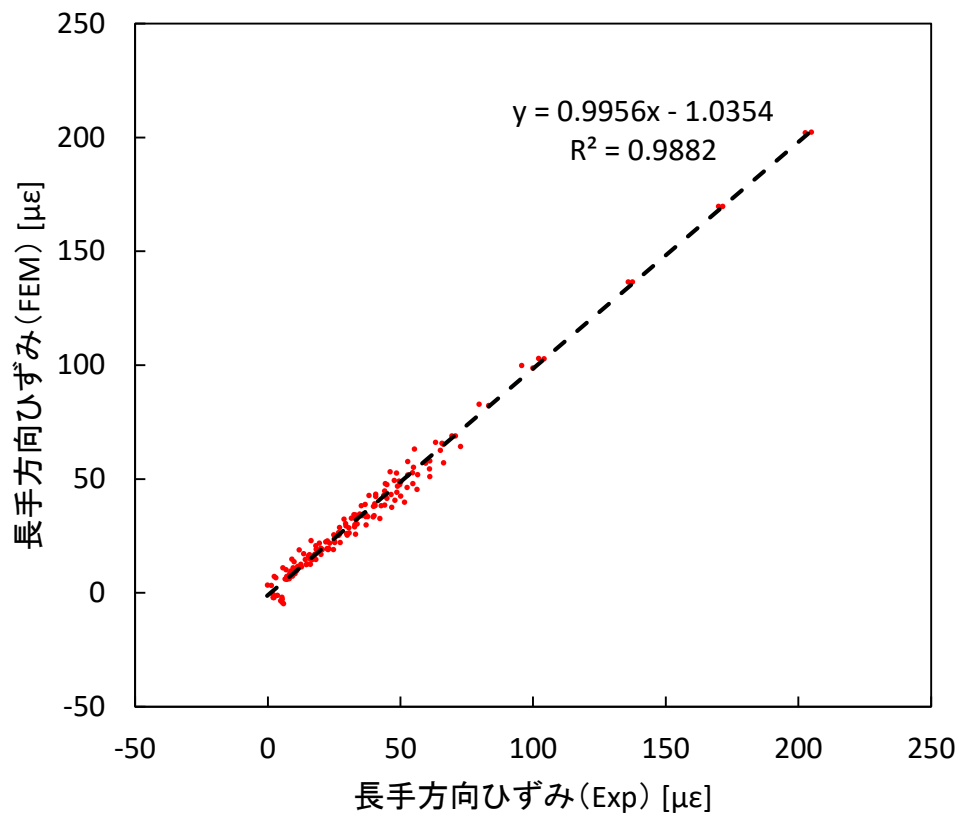


図 2-10 純せん断継手（縦方向長穴）の試験と詳細モデルの結果比較 [11]

2.3 簡易モデリング手法の提案

2.3.1 提案モデルの概要

本項では、本研究にて提案する簡易シェル・ビームモデルの概要について述べる。図 2-11 に一例として横方向長穴せん断継手の簡易モデルを示している。被締結体の中立面をシェル要素、ボルト締結をビーム要素として結合した簡易モデルとなっており、接触を考慮しない線形解析を行うことができるため、解析時間を大幅に短縮することができる。

ボルト締結部の締結穴については、本来の被締結材の形状通りモデリングし、穴あけを施した（2.3.2 に記述）。

また、ボルトが負荷する荷重を被締結体の中立面上で受け持つ領域を等価座面領域と設定し、その内部について面外方向を剛体拘束し（2.3.3 に記述）、面内方向を補間剛体要素によって拘束している（2.3.4 に記述）。

なお、面内方向を補間剛体要素によって拘束する際に、等価座面領域内に働く力の分配の割合を、重み係数によって定義することで、詳細モデルの結果を反映するような面内方向の力を再現している（2.3.5 に記述）。

さらに、ボルト軸を再現したビーム要素の剛性値に関しては、Kou [18]の式から被締結材間の微小すべりを考慮した横せん断剛性を定義した（2.3.6 に記述）。

以上に記載したモデリング手法について、次項以降に詳細に説明する。

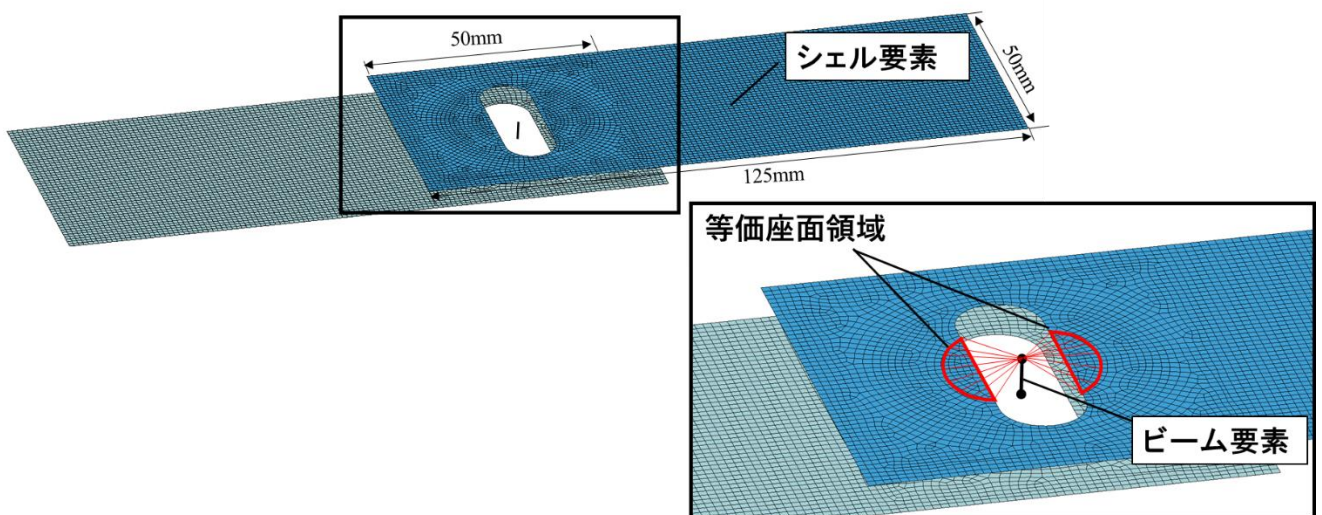


図 2-11 提案する簡易シェル・ビームモデル（横方向長穴せん断継手）

2.3.2 締結部の穴あけの有無

本項では、シェルで被締結材をモデリングする際の締結部に関して、実形状通り穴あけを施す場合と、シェルで穴埋めする場合の2パターンについて解説する。シェルで穴埋めする場合は等価座面領域をシェルで埋めるが、等価座面領域径の算出方法についてまずは記載する。

図 2-12 に示すように、ボルトの締結力により圧縮応力が伝わる被締結体の領域、すなわち等価圧縮体は有孔円錐体形状に広がっていると考えられる。等価圧縮体の円錐角 ϕ について、成瀬らは VDI2230 (2003) [19] において定められた式に対し板厚比による影響の項を加え、式 (2-1) のように定式化した。

ここで、 l_f は締付け長さ、 r_w はボルト頭の半径、 r_c は被締結体の半径である。

$$\tan\phi = 0.323 + 0.032 \ln\left(\frac{l_f}{4r_w}\right) + 0.153\left(\frac{r_c}{r_w}\right) + 0.0717 \ln\left(\frac{t_1}{t_2}\right) \quad (2-1)$$

(ただし、 $t_1 \leq t_2$)

なお、板厚 t が同じ場合、以下のように定式化される。

$$\tan\phi = 0.323 + 0.032 \ln\left(\frac{l_f}{4r_w}\right) + 0.153\left(\frac{r_c}{r_w}\right) \quad (2-2)$$

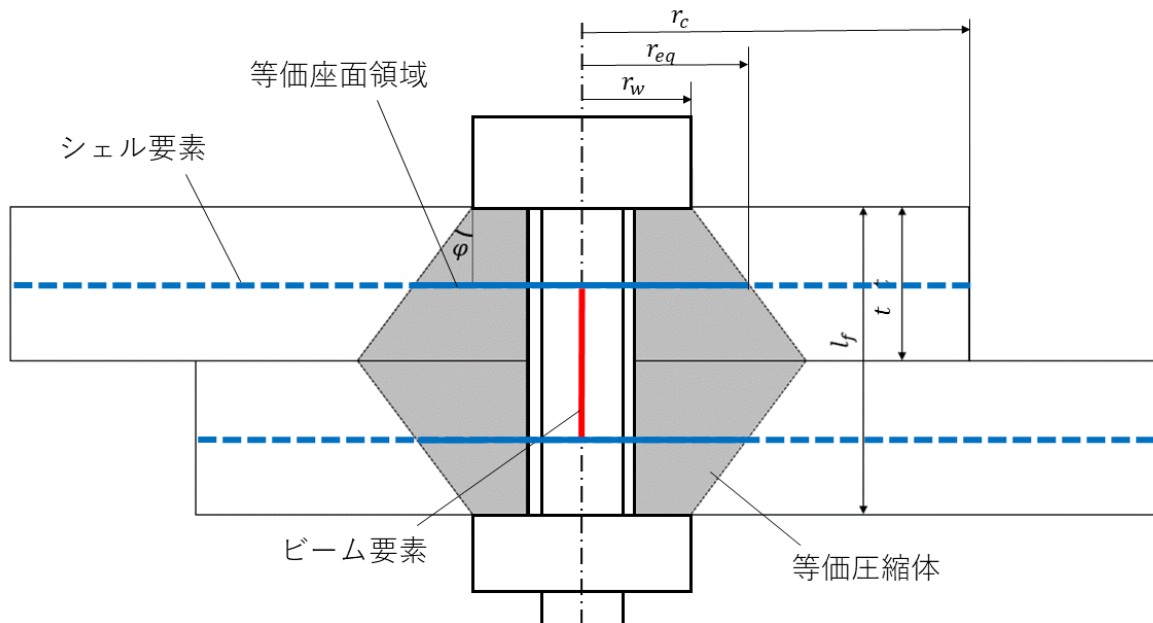


図 2-12 せん断継手における等価圧縮体

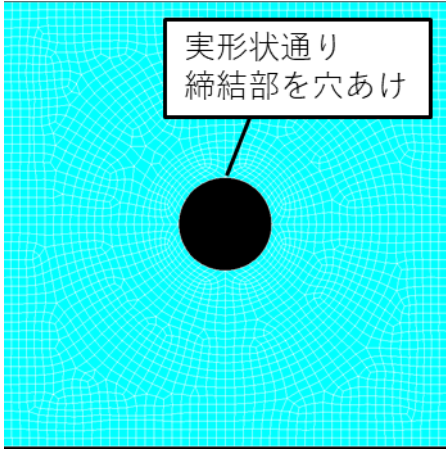
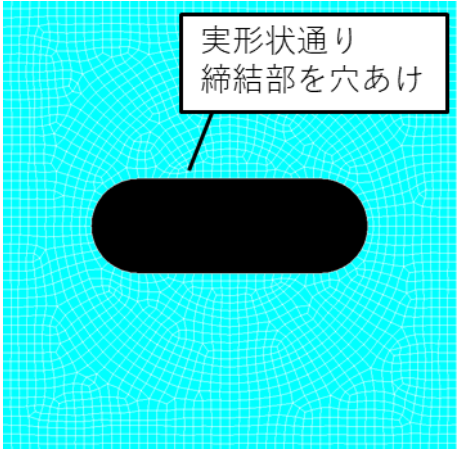
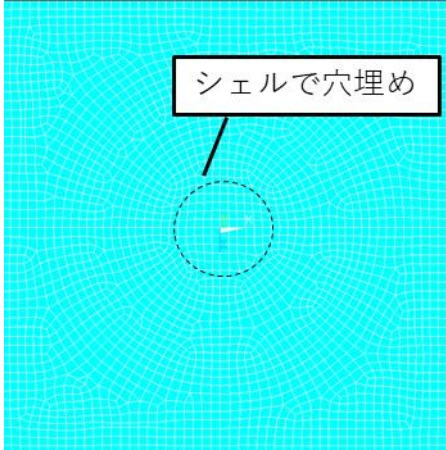
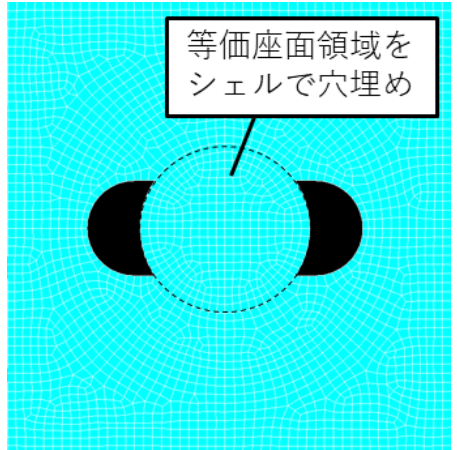
式 (2-2) より等価座面領域の半径 r_{eq} は，ボルト頭もしくはナットから中立面までの距離を l_d とおくと幾何的に式 (2-3) のように求まる．

$$r_{eq} = r_w + l_d \tan \phi \quad (2-3)$$

表 2-1 に締結部シェルの穴あけの有無について，締結穴の形状による比較を示した．穴あけありの場合は，穴形状によらず，実形状通り穴あけを行う．締結部をシェルで穴埋めする場合は，前述の等価座面領域の半径 r_{eq} を半径とする円で穴埋めを行う．丸穴締結体の場合は，締結部の穴はすべてふさいだ状態となる一方で，長穴締結体の場合は，等価座面領域のみシェルで穴埋めされ，被締結材の一部分のみ穴があげられた状態となる．

締結部の穴あけありのモデルは，本研究にて提案する形状であり，シェルで穴埋めするモデルは柳原 [10]や長岡 [11]が提案した手法である．

表 2-1 締結部シェルの穴あけの有無について締結穴の形状による比較

	丸穴	長穴
穴あけあり		
シェルで穴埋め		

2.3.3 面外方向の剛体拘束

等価座面領域において、ボルト締結による面外方向の圧縮力が十分支配的であるとして、等価座面領域の剛体拘束を行う。柳原 [10]は図 2-13 の従来モデルに示すように、等価座面領域の周上の節点について面外方向変位の剛体拘束を施したが、等価座面領域内の面外変形を十分に抑制するため、本研究では新規手法として、図 2-13 の提案モデルに示すように、等価座面領域内すべての節点について面外方向変位の剛体拘束を施す。なお、剛体拘束は ANSYS では CERIG, NASTRAN 等では RBE2 と呼ばれるコマンドを使用し、式 (2-4) のように定義される。

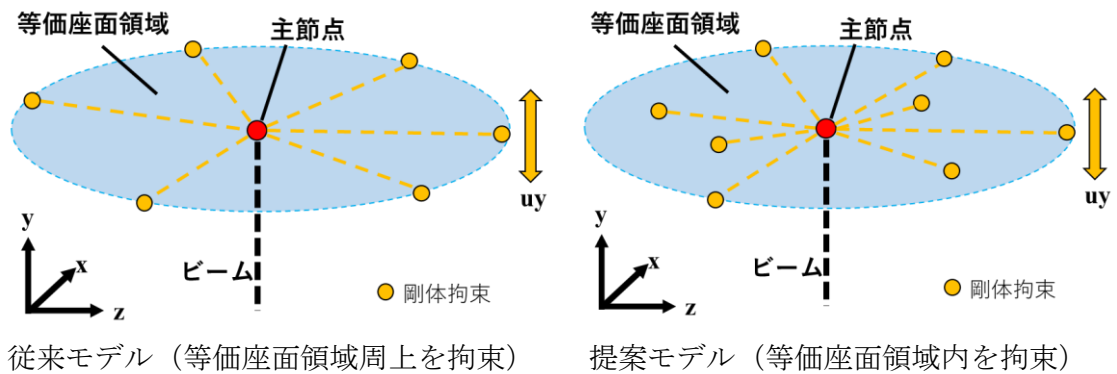


図 2-13 剛体拘束における従来モデルと提案モデルの比較

$$u_{yi}^s = u_y^m + (x_i^s - x^m)r_z^m - (z_i^s - z^m)r_x^m \quad (2-4)$$

2.3.4 面内方向の補間剛体要素による拘束

等価座面領域はせん断力を受けたとき、被締結体間の接触面から面内方向への摩擦を受けつつ、弾性体として等価座面領域の外の領域と共に変形すると考えられる。そこで、図 2-14 においてビーム節点（主節点）と等価座面領域内の節点の面内方向に関する自由度を補間剛体要素（RBE3）によって拘束することで、等価座面領域の面内方向変形を許容する。補間剛体要素とは多点拘束手法の一種であり、有限要素法ソフト NASTRAN や ANSYS で使用される。この補間剛体要素を用いた簡易モデル（以下、補間剛体要素モデル）は柳原 [10]が提案したが、本研究にて提案する簡易モデルにおいても補間剛体要素を使用している。

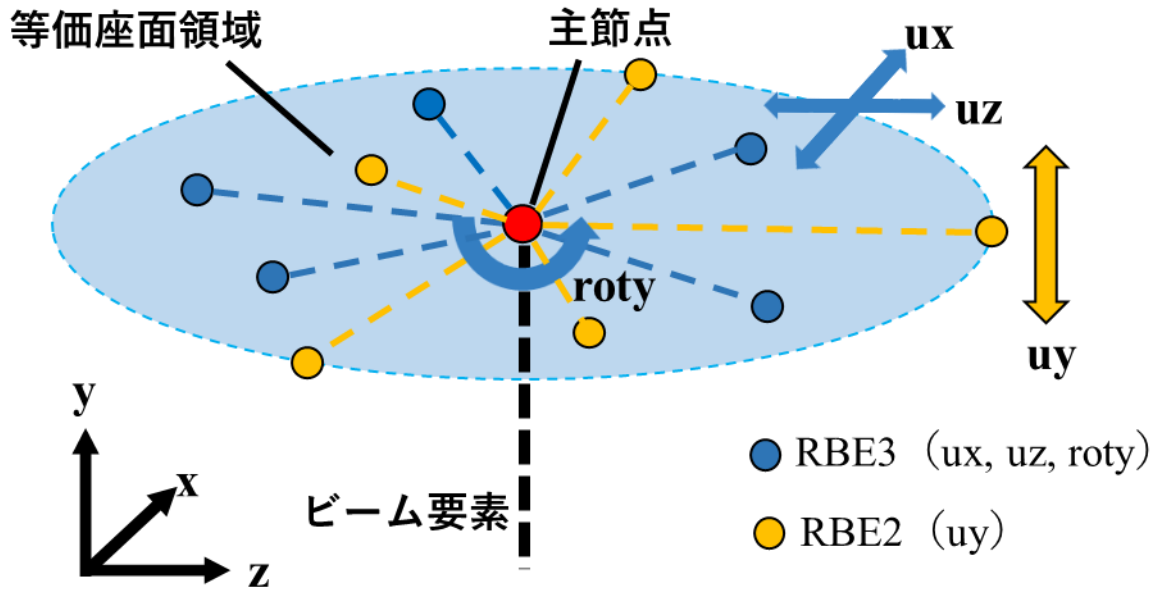


図 2-14 簡易モデルにおける補間剛体要素と剛体拘束による拘束

以下に補間剛体要素の機能について詳細に説明する。

図 2-15 に、補間剛体要素モデルにおいて、 x 方向と z 方向の並進自由度と y 軸まわりの回転自由度を補間剛体要素によって拘束された従節点への力の分配の模式図を示した。各文字における右下の添え字の m は主節点を、 i は従節点を表している。

ここで、主節点に x 方向の力 F_m^x 、 z 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、 F_m^x は拘束方程式 (2-5) に従い x 方向の力 F_i^x として、 F_m^z は拘束方程式 (2-6) に従い z 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、 xz 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 (2-7) に従い各従節点に分配される。

結果として、従節点 i には F_i^x 、 F_i^z 、 F_i^M の合力が働く。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。また、鞍谷ら [20] によって導出された多点拘束方程式の係数の決定方法から、主節点の変位 u_m^z は各従節点の重み係数を考慮して、以下の拘束方程式 (2-8) のように求まる。

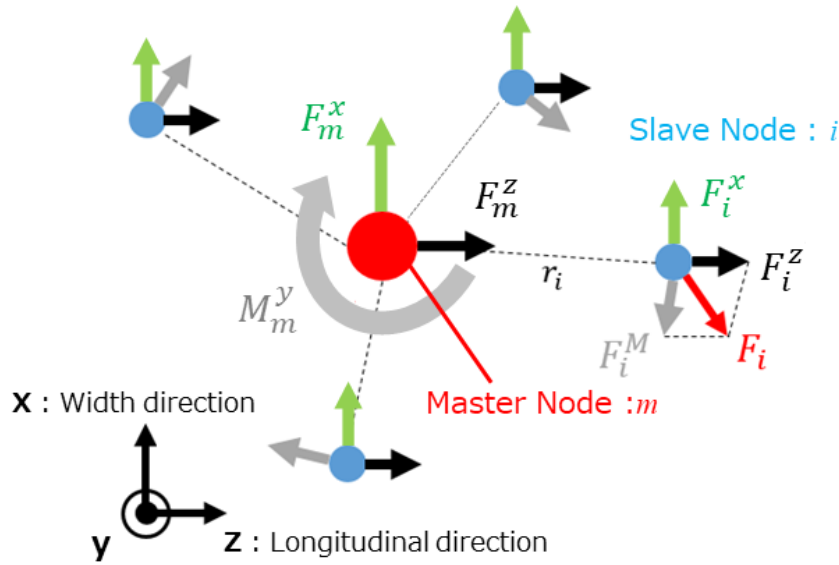


図 2-15 補間剛体要素要素による力とモーメントの分配状態

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

$$F_i^z = \frac{w_i^z}{\sum w_k^z} F_m^z \quad (2-6)$$

$$F_i^M = \frac{w_i^{roty} r_i}{\sum w_k^{roty} r_k^2} M_m^y \quad (2-7)$$

$$u_m^z = \frac{\sum w_i^z u_i^z}{\sum w_k^z} \quad (2-8)$$

2.3.5 補間剛体要素における重み係数の算出・適用

打田 [12] は詳細モデルにおける等価圧縮体に働く力の割合を求めることで、補間剛体要素の重み係数を算出し、補間剛体要素モデルに適用した。重み係数を使用することで、等価座面領域に働く力をより正確に再現し、高精度なひずみ分布を再現した。

本研究における簡易モデルで使用する重み係数は以下のように求める。図 2-16 に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、重み係数 w_i は以下の式 (2-9) のように定義する。つまり、各 plate において、領域 a の受ける長手方向の合力を基準とした際の、領域 b の受ける長手方向の合力の大きさの割合が重み係数

である．なお，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．

また，打田の先行研究においては，等価圧縮体内に働く合力から重み係数を算出したと論文には記述されていたが，打田の実際の解析モデルでは，被締結材のうち，等価座面領域径を直径とする円柱内に働く合力から重み係数を算出していたため，本研究では等価圧縮体内に働く合力から重み係数を算出し，修正を行った．

なお，重み係수에軸力依存性はないとされるため，本研究ではボルトの軸力はすべて 12 kN とし，せん断継手の場合は最大荷重の 2 kN，純せん断継手の場合は最大荷重の 3 kN 負荷時の重み係数を求めた．

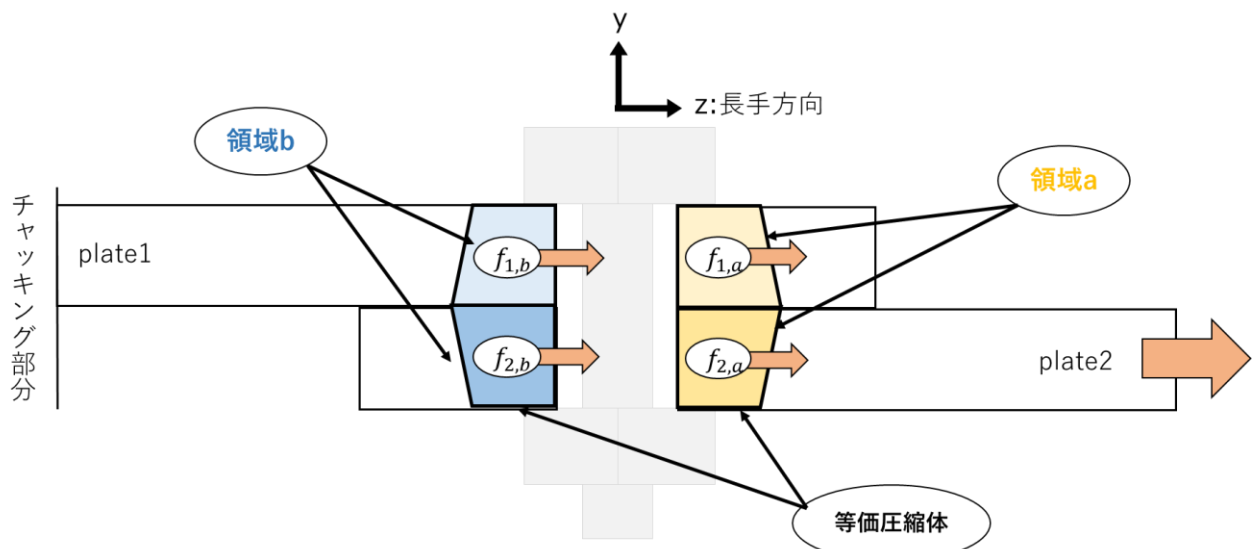


図 2-16 せん断継手の等価圧縮体における荷重の分担

$$w_i = \frac{f_{i,b}}{f_{i,a}} \quad (2-9)$$

表 2-2 に詳細モデルから算出した各形状における重み係数をまとめた．なお，打田の先行研究においては，せん断継手および純せん断継手の横方向長穴締結体のみに対して重み係数を考慮した補間剛体要素モデルを作成したが，本研究では 6 種類の試験片形状すべてに対して重み係数を求め，モデルを作成した．

表 2-2 各形状における重み係数

	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦	横	丸穴	縦	横
w_1	1.34	1.18	1.69	0.97	0.82	1.11
w_2	0.68	0.97	0.51	0.60	0.66	0.45
w_3	-	-	-	1.10	0.78	1.30

以上のように詳細モデルから算出した重み係数を、図 2-17 のように補間剛体要素モデルへと適用した。なお、図にはモデルの一例として丸穴せん断継手の補間剛体要素モデルを挙げている。plate i における重み係数 w_i を領域 b に適用し、その plate の領域 a と領域 b に働く力の割合が、1: w_i となるように設定した。

このように重み係数を適用することで、丸穴せん断継手の補間剛体要素モデルの場合 plate1 において、領域 b には領域 a より 1.34 倍大きな面内方向の力が加わり、plate2 において、領域 b には領域 a より 0.68 倍小さな面内方向の力が加わることとなり、より実現象に近いモデリングとなる。

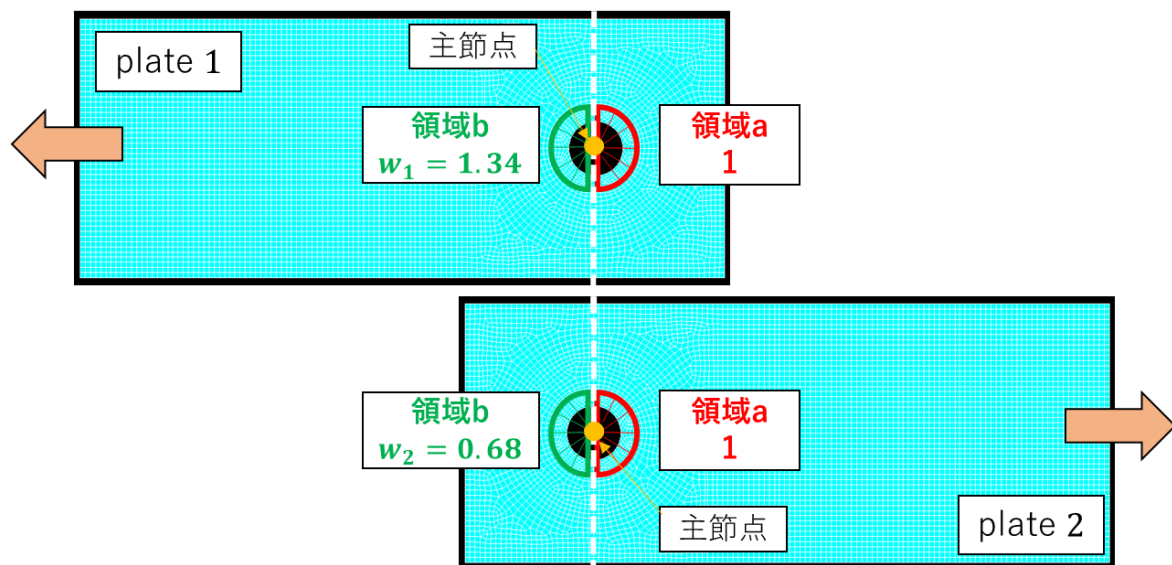


図 2-17 補間剛体要素モデル（丸穴せん断継手）への重み係数適用の模式図

2.3.6 ビーム剛性の算出

2.3.6.1 従来のビーム剛性

シェル同士を結ぶビーム要素は、ボルトと等価圧縮体が一体の弾性体として変形するという考えから、それらの挙動を再現する合剛性を定義しパラメータを決定する。ボルトと等価圧縮体の軸方向剛性、曲げ剛性、ねじり剛性、横せん断剛性は VDI2230 (2003) [19]において定義され、成瀬 [21]によって詳細に説明されているが、長穴締結体への適用は未検討であったため、再度ビーム剛性の算出方法について順を追って説明する。なお、以下に述べる手法は日立製作所の吉村 [22]によって説明されている。

まず、ボルトの弾性コンプライアンス δ_b は、ボルト頭やナット等のボルトを構成する要素のコンプライアンスの和として計算され、次式のように求められる。ここで、ボルトの縦弾性係数 E_b 、ボルトの半径（呼び径の半値） r 、ボルトの谷の半径 r_3 、ボルトの円柱部半径 r_g 、ボルトの軸部長さ l_g 、 $l_s = l_f - l_g$ とする。

$$\delta_b = \frac{r}{E_b \pi r^2} + \frac{l_g}{E_b \pi r_g^2} + \frac{l_s}{E_b \pi r_3^2} + \frac{r}{E_b \pi r_3^2} + \frac{0.8r}{E_b \pi r^2} \quad (2-10)$$

被締結体の弾性コンプライアンス δ_c は、ボルトの軸力により形成される等価圧縮体の領域の示すコンプライアンスとして考え、次式のように求められる。ここで、被締結体の縦弾性係数 E_c 、等価圧縮体の任意の高さにおける等価座面領域の面積を A_c とする。

$$\delta_c = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{A_c} dx \quad (2-11)$$

被締結体の修正弾性コンプライアンス δ_{ct} は、等価圧縮体内で最大となる等価座面領域の面積により決定されるとし、次式のように求められる。

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2E_c \cdot \max\{A_c: 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-12)$$

また、ボルト締結時の軸方向外力に対する引っぱり内力の比率である修正内力係数 ϕ_n は以下のように定義される。

$$\phi_n = \frac{\delta_{ct}}{\delta_b + \delta_c} \quad (2-13)$$

以上の結果から、等価ビームの断面積 A_{beq} は次式のように求められる。

$$A_{beq} = \frac{l_f}{\Phi_n \delta_b E_b} \quad (2-14)$$

一方で、ボルトの曲げコンプライアンス β_b は、ボルトの弾性コンプライアンス δ_b の算出方法と同様、ボルト頭やナット等のボルトを構成する要素のコンプライアンスの和として計算され、次式のように求められる。

$$\beta_b = \frac{r}{E_b \frac{\pi}{4} r^4} + \frac{l_g}{E_b \frac{\pi}{4} r_g^4} + \frac{l_s}{E_b \frac{\pi}{4} r_3^4} + \frac{r}{E_b \frac{\pi}{4} r_3^4} + \frac{0.8r}{E_b \frac{\pi}{4} r^4} \quad (2-15)$$

yz 面内および yx 面内の被締結体の曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} とするが、被締結体の弾性コンプライアンス δ_c の算出方法と同様、ボルトの軸力により形成される等価圧縮体の領域の示すコンプライアンスとして考え、次式のように求められる。なお、yz 面内における断面二次モーメントを I_{c1} 、yx 面内における断面二次モーメントを I_{c2} とした。

$$\beta_{c1} = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{I_{c1}} dx \quad (2-16)$$

$$\beta_{c2} = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{I_{c2}} dx \quad (2-17)$$

被締結体の修正曲げコンプライアンス β_{ct} も修正弾性コンプライアンス δ_{ct} と同様、等価圧縮体内で最大となる等価座面領域の断面二次モーメントにより決定されるとし、次式のように求められる。なお、yz 面内における修正曲げコンプライアンスを β_{ct1} 、yx 面内における修正曲げコンプライアンスを β_{ct2} とした。

$$\beta_{ct1} = \frac{l_f}{2E_c \cdot \max\{I_{c1}; 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-18)$$

$$\beta_{ct2} = \frac{l_f}{2E_c \cdot \max\{I_{c2}; 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-19)$$

モーメント負荷位置を考慮した内力係数 $\Phi_{\beta n}$ は以下のように定義される。なお、yz 面内における修正内力係数を $\Phi_{\beta n1}$ 、yx 面内における修正内力係数を $\Phi_{\beta n2}$ とした。

$$\Phi_{\beta n1} = \frac{\beta_{ct1}}{\beta_b + \beta_{c1}} \quad (2-20)$$

$$\Phi_{\beta n2} = \frac{\beta_{ct2}}{\beta_b + \beta_{c2}} \quad (2-21)$$

以上の結果から、等価ビームの断面二次モーメント I_{beq} は次式のように求められる。
なお、yz 面内における断面二次モーメントを I_{beq1} 、yx 面内における断面二次モーメントを I_{beq2} とした。

$$I_{beq1} = \frac{l_f}{\Phi_{\beta n1} \beta_b E_b} \quad (2-22)$$

$$I_{beq2} = \frac{l_f}{\Phi_{\beta n2} \beta_b E_b} \quad (2-23)$$

また、ANSYS において、等価ビームは BEAM188 を用いたが、そのパラメータは、 P_{BSAX} （軸方向剛性）、 P_{BMS1} 、 P_{BMS2} （曲げ剛性）、 P_{BSTQ} （ねじり剛性）、 P_{BSS} （横せん断剛性）として入力する。

軸方向剛性には以下の関係式が成り立つ。なお、 N はボルト軸方向荷重、 ε はボルト軸方向ひずみである。

$$N = P_{BSAX} \cdot \varepsilon \quad (2-24)$$

ここで、式（2-14）で計算した等価ビームの断面積 A_{beq} にボルトの縦弾性係数 E_b を乗ずることで P_{BSAX} を求めることができる。

$$P_{BSAX} = A_{beq} \cdot E_b \quad (2-25)$$

曲げ剛性には以下の関係式が成り立つ。なお、 M_1 、 M_2 は yz 面内および yx 面内での曲げモーメント、 κ_1 、 κ_2 は yz 面内および yx 面内での曲率である。

$$M_1 = P_{BMS1} \cdot \kappa_1 \quad (2-26)$$

$$M_2 = P_{BMS2} \cdot \kappa_2 \quad (2-27)$$

ここで、式（2-22）および式（2-23）で計算した等価ビームの断面二次モーメントにボルトの縦弾性係数 E_b を乗ずることで P_{BMS1} 、 P_{BMS2} を求めることができる。

$$P_{BMS1} = I_{beq1} \cdot E_b \quad (2-28)$$

$$P_{BMS2} = I_{beq2} \cdot E_b \quad (2-29)$$

ねじり剛性には以下の関係式が成り立つ。なお、 T はトルク、 χ は断面のねじり率である。

$$T = P_{BSTQ} \cdot \chi \quad (2-30)$$

ここで、締結部の等価断面二次極モーメント J_{beq} にボルトの横弾性係数 G_b を乗ずることで P_{BSTQ} を求めることができる。

$$P_{BSTQ} = J_{beq} \cdot G_b \quad (2-31)$$

また、等価断面二次極モーメント J_{beq} およびボルトの横弾性係数 G_b は、一般に式(2-32)および式(2-33)の通り求められる。

$$J_{beq} = I_{beq1} + I_{beq2} \quad (2-32)$$

$$G_b = \frac{E_b}{2(1 + \nu_b)} \quad (2-33)$$

横せん断剛性には以下の関係式が成り立つ。なお、 S は横せん断力、 γ は横せん断ひずみである。

$$S = P_{BSS} \cdot \gamma \quad (2-34)$$

また、式(2-14)で計算した等価ビームの断面積 A_{beq} に式(2-33)で計算したボルトの横弾性係数 G_b を乗ずることで P_{BSS_VDI} を求めることができる。なお、VDI2230(2003)[19]の理論に基づいて計算されているため、ここで求める横せん断剛性 P_{BSS_VDI} をVDIの横せん断剛性と呼ぶことにする。

$$P_{BSS_VDI} = A_{beq} \cdot G_b \quad (2-35)$$

ここで、丸穴締結体のせん断継手における横せん断剛性の式はKouら[18]によって式(2-36)の通り定式化されており、先行研究にて柳原ら[10][11][12]は継手ボルト締結体においてせん断方向の変形は被締結体がすべて負担するという仮定から、VDIの横せん断剛性(式(2-35))を用いずKouの横せん断剛性の値を使用した。

$$k_{pl} = \frac{G_c}{4t} \pi ((d_w + 2t \tan \phi)^2 - d_h^2) \left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2-36)$$

$$P_{BSS_Kou} = \frac{t_1 + t_2}{2} k_{pl} \quad (2-37)$$

ここで、式 (2-36) における k_{pl} は被締結体の並進剛性値であり、式 (2-37) ではその値を用いて Kou の横せん断剛性の値を計算している。なお、 t は板厚、 d_w はボルト座面径、 ϕ は等価圧縮体の円錐角、 d_h はボルト穴径、 F_c は被締結体間の負担荷重、 μ_p は被締結体の摩擦係数、 P_{pre} はボルトの初期締結力である。

式 (2-36) において、並進剛性は被締結体の接触面における等価圧縮体の断面積 $\frac{\pi}{4} ((d_w + 2t \tan \phi)^2 - d_h^2)$ に比例し、 $\left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}}$ は荷重負荷に伴う座面の微小すべりによる剛性低下を意味する。柳原らは簡略化のため、 $\left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}}$ の項は省略し、丸穴締結体においては以下の式 (2-38) のように被締結体の並進剛性値 k_{pl_circl} を定式化し、補間剛体要素モデルで用いた。

$$k_{pl_circl} = \frac{G_c}{4t} \pi ((d_w + 2t \tan \phi)^2 - d_h^2) \quad (2-38)$$

以上の理論において、実際に丸穴締結体および長穴締結体に適用した際のビーム剛性のパラメータを求める。

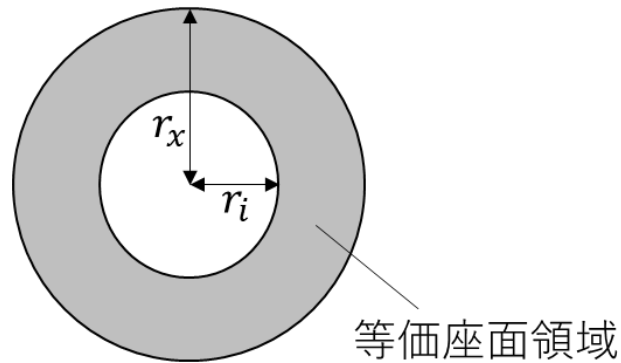


図 2-18 丸穴における等価座面領域

まず、丸穴締結体について説明する。丸穴締結部では、ある等価圧縮体の断面において等価座面領域とボルト穴部の位置関係は図 2-18 のように表されるため、断面積 A_c 、断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} は以下の式で求められる。

$$A_c = \pi(r_x^2 - r_i^2) \quad (2-39)$$

$$I_{c1} = I_{c2} = \frac{\pi}{4}(r_x^4 - r_i^4) \quad (2-40)$$

ここで、式 (2-11) および式 (2-12) に式 (2-39) で計算した断面積 A_c を代入することで、被締結体の弾性コンプライアンス δ_c および修正弾性コンプライアンス δ_{ct} は、それぞれ以下の通り計算される。

$$\delta_c = \frac{1}{\pi E_c r_i \tan \phi} \ln \left(\frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + r_i}{r_w - r_i} \right) \quad (2-41)$$

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2\pi E_c (r_a^2 - r_i^2)} \quad (2-42)$$

また、式 (2-16)、式 (2-17)、式 (2-18)、式 (2-19) に式 (2-40) で計算した断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} を代入することで、被締結体の曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} 並びに修正曲げコンプライアンス β_{ct1} および β_{ct2} は、それぞれ以下の通り計算される。

$$\beta_{c1} = \beta_{c2} = \frac{l_f}{\pi E_c (r_a - r_w) r_i^3} \left[\ln \left(\frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + r_i}{r_w - r_i} \right) - 2 \left\{ \arctan \left(\frac{r_a}{r_i} \right) - \arctan \left(\frac{r_w}{r_i} \right) \right\} \right] \quad (2-43)$$

$$\beta_{ct1} = \beta_{ct2} = \frac{2l_f}{\pi E_c (r_a^4 - r_i^4)} \quad (2-44)$$

以上の計算により、等価断面積 A_{beq} および等価断面二次モーメント I_{beq1} 、 I_{beq2} が求められるため、丸穴締結体におけるビーム剛性のパラメータ P_{BSAX} 、 P_{BMS1} 、 P_{BMS2} 、 P_{BSTQ} 、 P_{BSS} の値は、式 (2-25)、(2-28)、式 (2-29)、式 (2-31)、式 (2-35) の計算式から以下の表の通り計算される。

表 2-3 丸穴締結体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ

パラメータ	せん断継手	純せん断継手
A_{beq} [10^2 mm^2]	2.32	3.04
I_{beq1} [10^3 mm^4]	6.16	9.21
I_{beq2} [10^3 mm^4]	6.16	9.21
P_{BSAX} [10^7 N]	4.75	6.23
P_{BMS1} [10^9 N mm^2]	1.26	1.89
P_{BMS2} [10^9 N mm^2]	1.26	1.89
P_{BSTQ} [10^8 N]	9.71	14.5
P_{BSS_VDI} [10^6 N]	17.6	22.9
P_{BSS_Kou} [10^6 N]	6.31	6.39

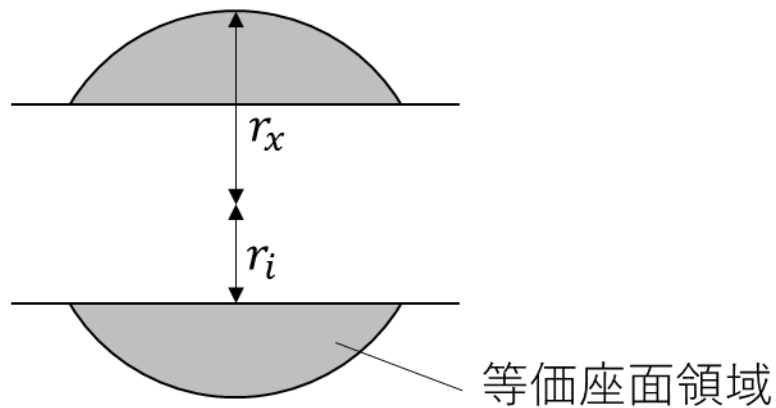


図 2-19 長穴における等価座面領域

次に長穴締結体について説明する．長穴締結部では，ある等価圧縮体の断面において等価座面領域と長穴部の位置関係は図 2-19 のように表されるため，断面積 A_c および断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} は以下の式で求められる．ただし， $\sin \alpha_x = r_i/r_x$ である．

$$A_c = \pi r_x^2 \left\{ 1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{r_i}{r_x} \right) \right\} - 2r_i \sqrt{r_x^2 - r_i^2} \quad (2-45)$$

$$I_{c1} = \frac{3r_x^4(2\pi - 4\alpha_x + \sin 4\alpha_x) - 32r_i(r_x^2 - r_i^2)^{\frac{3}{2}}}{24} \quad (2-46)$$

$$I_{c2} = \frac{r_x^4(2\pi - 4\alpha_x + \sin 4\alpha_x)}{8} \quad (2-47)$$

ここで、式 (2-11) および式 (2-12) に式 (2-45) で計算した断面積 A_c を代入することで、被締結体の弾性コンプライアンス δ_c および修正弾性コンプライアンス δ_{ct} は、それぞれ以下の通り計算される。ここで、 $\sin \alpha_0 = r_i/r_w$ および $\sin \alpha_1 = r_i/r_a$ である。

$$\delta_c = \frac{2}{E_c r_i \tan \phi} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\cos \alpha}{\pi - 2\alpha - 2 \cos \alpha \sin \alpha} d\alpha \quad (2-48)$$

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2E_c \left[\pi r_a^2 \left\{ 1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{r_i}{r_a} \right) \right\} - 2r_i \sqrt{r_a^2 - r_i^2} \right]} \quad (2-49)$$

また、式 (2-16)、式 (2-17)、式 (2-18)、式 (2-19) に式 (2-46) および式 (2-47) で計算した断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} を代入することで、被締結体の曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} 並びに修正曲げコンプライアンス β_{ct1} および β_{ct2} は、それぞれ以下の通り計算される。なお、これらの積分計算は、日立製作所の吉村が MATLAB 2019 を用いて数値積分して求めた値を使用した。

$$\beta_{c1} = \frac{24l_f}{E_c (r_a - r_w) r_i^3} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\sin^2 \alpha \cos \alpha}{3(2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha) - 16 \cos^2 \alpha \sin 2\alpha} d\alpha \quad (2-50)$$

$$\beta_{c2} = \frac{8l_f}{E_c (r_a - r_w) r_i^3} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\sin^2 \alpha \cos \alpha}{2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha} d\alpha \quad (2-51)$$

$$\beta_{ct1} = \frac{12l_f}{E_c \{ 3r_a^4 (2\pi - 4\alpha_1 + \sin 4\alpha_1) - 32r_i r_a^3 \cos^3 \alpha_1 \}} \quad (2-52)$$

$$\beta_{ct2} = \frac{4l_f}{E_c r_a^4 (2\pi - 4\alpha_1 + \sin 4\alpha_1)} \quad (2-53)$$

また、長穴締結体における Kou の横せん断剛性を求める際、式 (2-38) における接触面積の項を、長穴締結に拡張することで以下の通り求めることができる。 S_{sh} は被締結材の接触面における等価座面領域と長穴部の共通部分の面積である (図 2-20)。

式 (2-54) で求めた長穴締結体における並進剛性値 $k_{pl_longhole}$ を式 (2-37) に代入することで Kou の横せん断剛性値 P_{BSS_Kou} を求めた。

$$k_{pl_longhole} = \frac{G_c}{t} \left(\frac{\pi}{4} (d_w + 2t \tan \phi)^2 - S_{sh} \right) \quad (2-54)$$

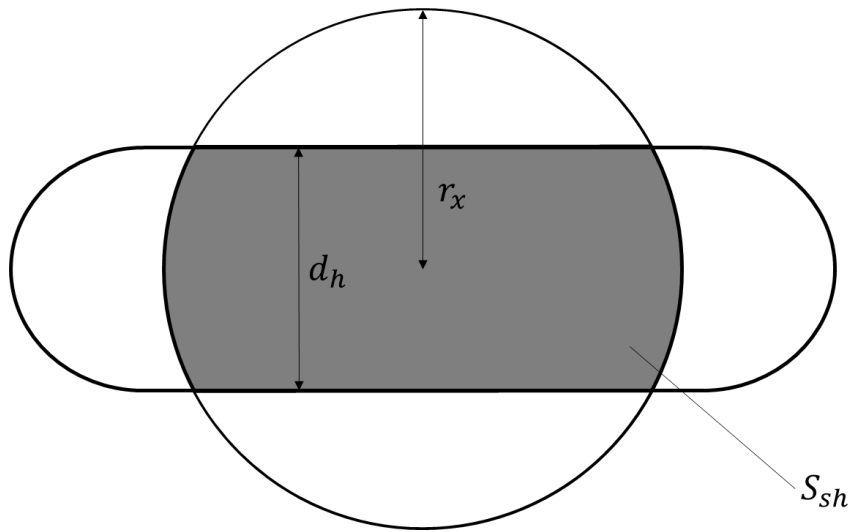


図 2-20 被締結材の接触面における等価座面領域と長穴部の共通部分の面積

以上の計算により, 等価断面積 A_{beq} および等価断面二次モーメント I_{beq1} , I_{beq2} が求められるため, 長穴締結体におけるビーム剛性のパラメータ P_{BSAX} , P_{BMS1} , P_{BMS2} , P_{BSTQ} , P_{BSS} の値は, 式 (2-25), 式 (2-28), 式 (2-29), 式 (2-31), 式 (2-35) の計算式から以下の表の通り計算される.

表 2-4 長穴締結体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ

パラメータ	せん断継手	純せん断継手
A_{beq} [10^2 mm^2]	1.56	2.18
I_{beq1} [10^3 mm^4]	2.01	3.51
I_{beq2} [10^3 mm^4]	5.34	8.27
P_{BSAX} [10^7 N]	3.19	4.48
P_{BMS1} [$10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$]	4.11	7.19
P_{BMS2} [$10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$]	1.09	1.70
P_{BSTQ} [10^8 N]	5.79	9.29
P_{BSS_VDI} [10^6 N]	12.2	16.5
P_{BSS_Kou} [10^6 N]	3.26	3.29

2.3.6.2 新規ビーム剛性の提案

本項では、式 (2-36) で示すように、被締結体間のすべりを考慮した横せん断剛性を定義する手法を提案する。

まず、図 2-21 に継手ボルト締結体の一例として、横方向長穴純せん断継手における荷重-変位曲線を示した。詳細モデルの結果を見ると負荷荷重の増加に対して変位は非線形に変化し、徐々に変位の変化の割合が大きくなっている。その原因はボルトと被締結材間や、被締結材同士の間での微小すべりであると柳原は確認している [10]。なお、この傾向はすべての継手形状において見られた。一方で、従来のビーム剛性で定義した簡易モデルの場合はビーム剛性のうち、せん断方向の変位に大きく寄与する横せん断剛性は式 (2-38) および式 (2-54) のように定数で定義しているため、図に示すように線形に変化している。そのため、詳細モデルと簡易モデルの間で負荷荷重が大きくなるほど、変位の非線形性により変位の差は広がることとなる。

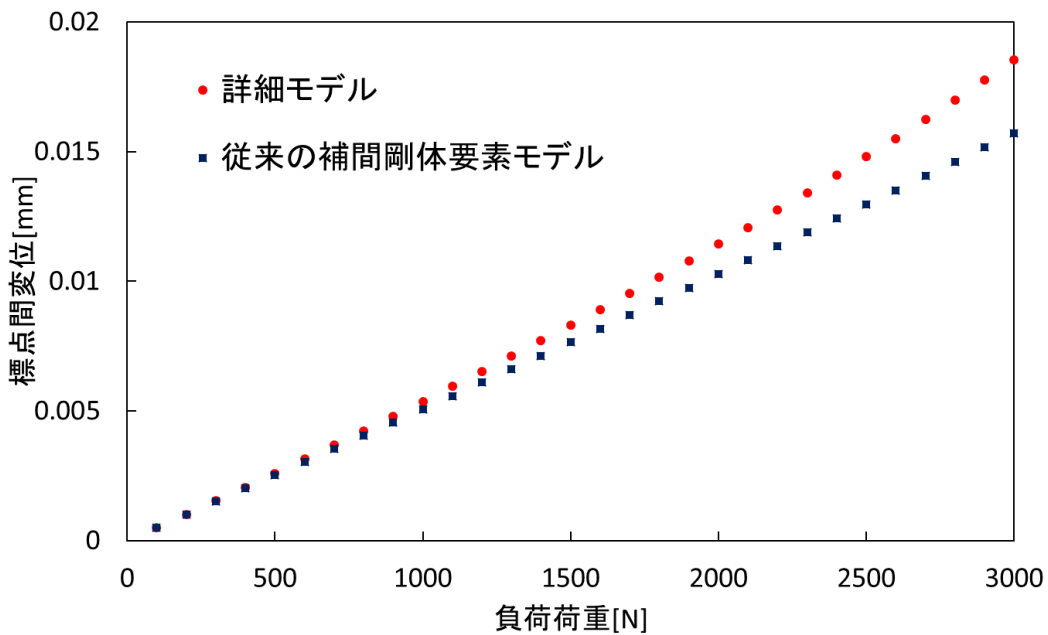


図 2-21 横方向長穴純せん断継手における荷重-変位曲線の詳細モデルと簡易モデルの比較

そこで、簡易モデルにおいて変位の非線形性を再現するため、横せん断剛性の計算において式 (2-36) を適用した。式 (2-36) のうち $\left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}}\right)^{\frac{2}{3}}$ の項は前述の通り座面の微小すべりによる剛性低下の割合を意味している。 F_c が負荷荷重、 $\mu_p P_{pre}$ が完全すべりを起こす荷重である。 $F_c = 0$ の場合は締結時の状態であるため剛性は低下せず、

$\left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}}\right)^{\frac{2}{3}}$ の項は1であり, $F_c = \mu_p P_{pre}$ のとき完全すべりを起こすため剛性は0として計算される. なお, $\left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}}\right)^{\frac{2}{3}}$ の項は, Segalman ら [23]の理論を応用し, 座面のすべりの割合は以下の式で表すことができることから計算されている.

$$\frac{A_w}{A_{wo}} = \left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (2-55)$$

ここで, A_w は荷重を与えている際の座面の固着面積, A_{wo} は締結時の固着面積である. つまり, 継手の剛性低下の割合は座面の固着面積の割合に比例するという理論であり, Kou はせん断継手においてFEMによる解析によってその理論の妥当性を確認している.

簡易モデルにおいて変位の非線形性を再現するため, 式 (2-36) を適用した横せん断剛性の入力値を図 2-22 に示した. グラフ横軸の最大値 3875 N は詳細モデルによる解析で求めたすべり荷重 ($\mu_p P_{pre}$) として設定した. このように非線形性を再現した横せん断剛性の入力値を補間剛体要素モデルに適用し, 新規手法として提案する.

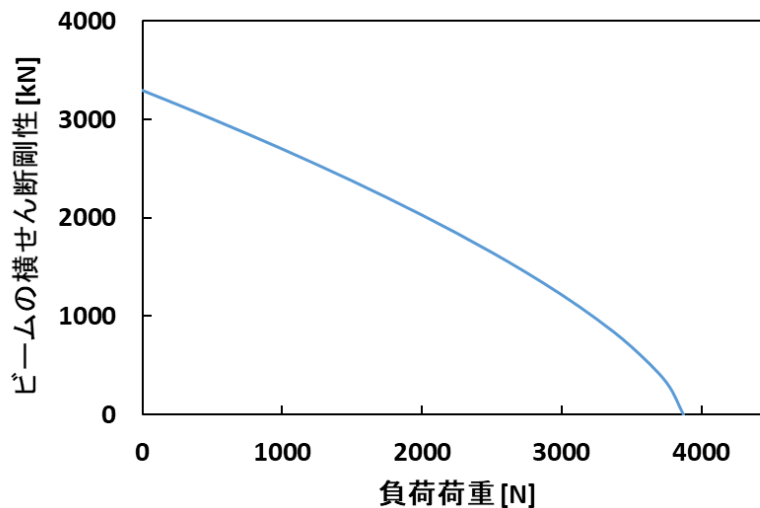


図 2-22 横方向長穴純せん断継手における負荷荷重に対する横せん断剛性の入力値

2.4 解析結果

2.4.1 ひずみ分布

図 2-23 および図 2-24 に丸穴締結体，図 2-25 および図 2-26 に縦方向長穴締結体，図 2-27 および図 2-28 に横方向長穴締結体の各モデルの plate1 におけるひずみ分布を示した．図 2-3 にて定義した評価ライン（中立面）における節点のひずみをグラフ化しており，せん断継手は最大引っぱり荷重 2 kN，純せん断継手は最大引っぱり荷重 3 kN 負荷時のひずみ分布を示している．また，詳細モデルとの比較対象を，本研究にて提案する締結部に穴あけを施した補間剛体要素モデル（RBE3）と，先行研究の成瀬の剛体拘束モデル（RBE2）とした．なお，補間剛体要素モデルは前項でも記述した通り，補間剛体要素の重み係数の適用し，等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束，座面のすべりを考慮した Kou の横せん断剛性の式を適用したモデルである．

詳細モデルを基準とした場合，提案する補間剛体要素モデルはどの穴形状や締結枚数においても高精度に詳細モデルの結果を再現できることが分かる．

また，成瀬の剛体拘束モデルでは長手方向のひずみ分布の精度は低いものの，幅方向のひずみ分布は定性的に不一致となるものが多い．これは，剛体拘束モデルでは等価座面領域内すべての節点を並進変位の全自由度を剛体拘束するため，等価座面領域近傍の応力分布を再現することができないためであると考えられる．

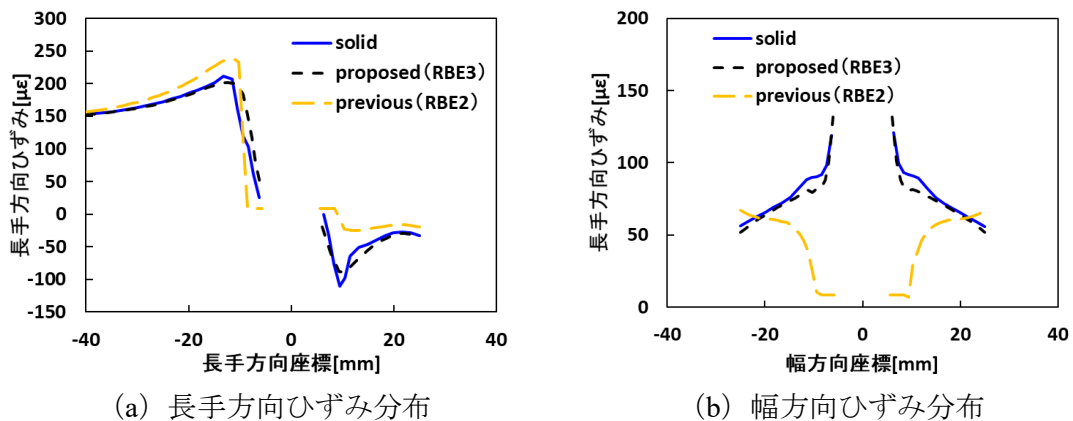
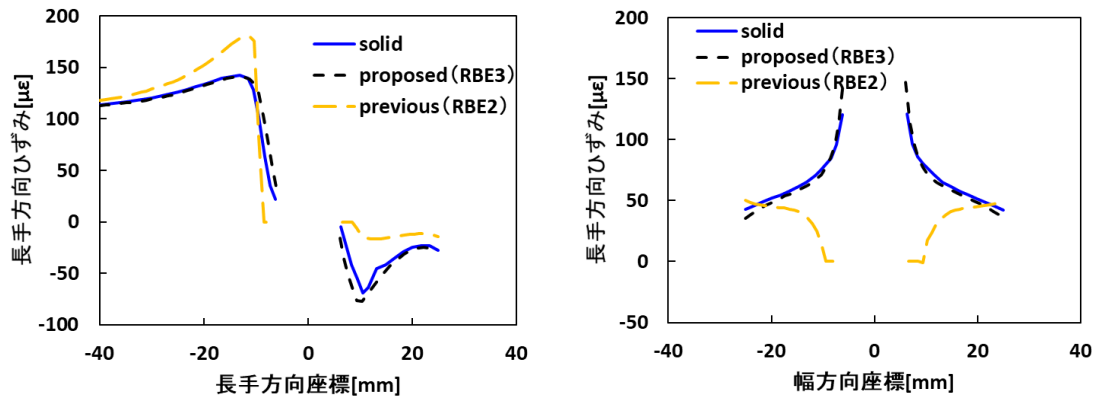


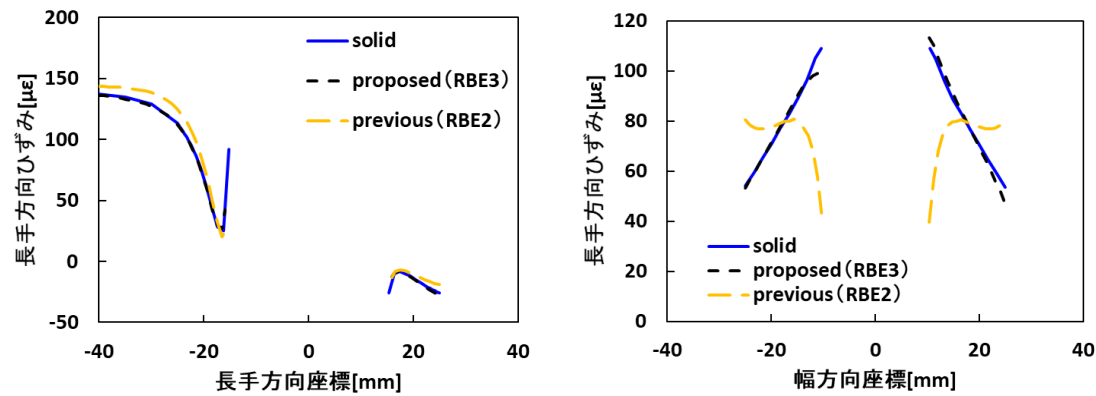
図 2-23 丸穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

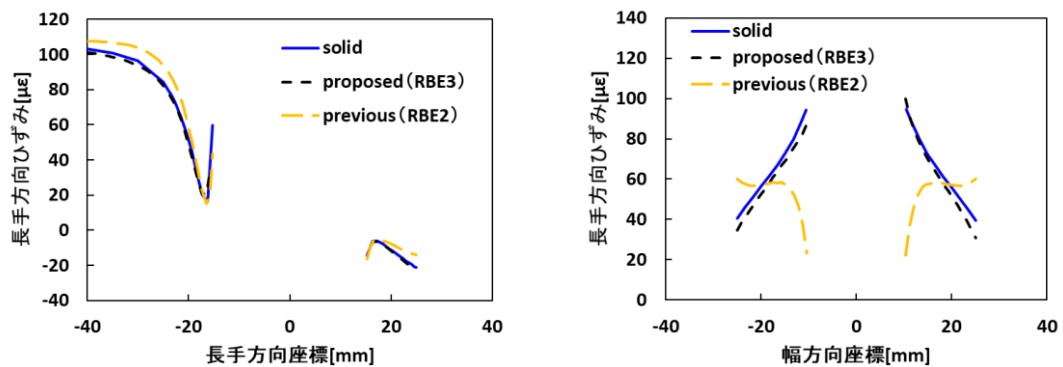
図 2-24 丸穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-25 縦方向長穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-26 縦方向長穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較

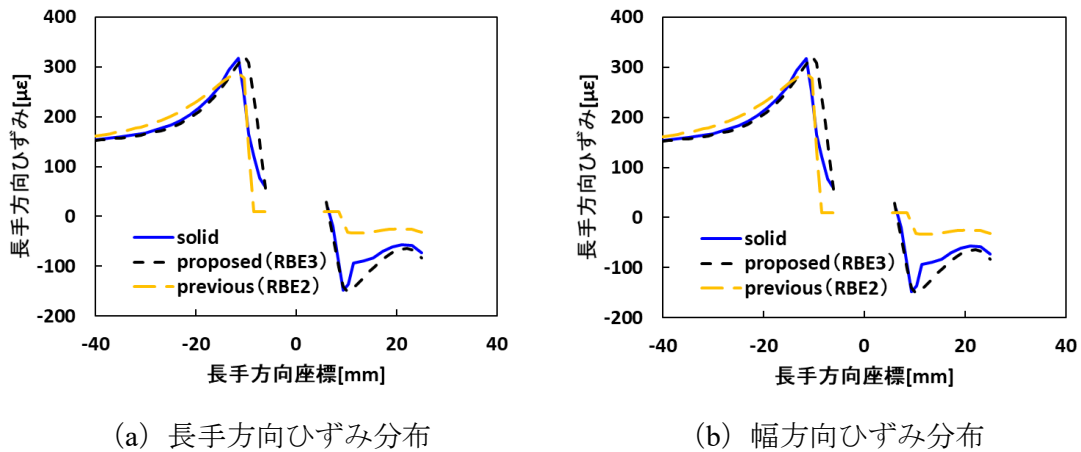


図 2-27 横方向長穴・せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較

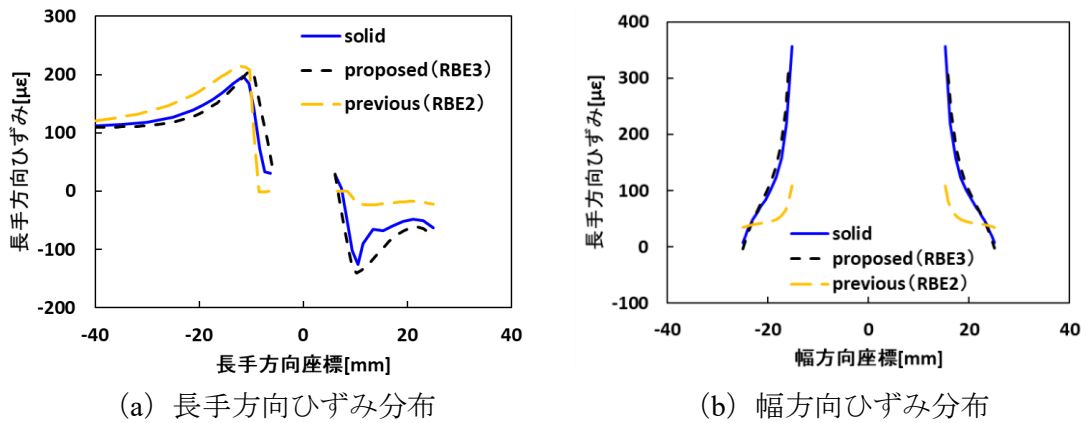


図 2-28 横方向長穴・純せん断継手における提案モデルと従来モデルのひずみ分布の比較

2.4.2 並進剛性

各形状における提案モデルと従来モデルの並進剛性の比較の結果を表 2-5 に示した。せん断継手ではその最大引っ張り荷重の 2 kN，純せん断継手ではその最大引っ張り荷重の 3 kN を負荷するまでの並進剛性を記載している。なお，詳細モデルとの比較対象を，本研究にて提案する締結部に穴あけを施した補間剛体要素モデル（RBE3）と，先行研究の成瀬の剛体拘束モデル（RBE2）とした。補間剛体要素モデルは前項でも記述した通り，補間剛体要素の重み係数の適用し，等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束，座面のすべりを考慮した Kou の横せん断剛性の式を適用したモデルである。

詳細モデルを基準とした場合，提案する補間剛体要素モデルはどの穴形状や締結枚数

においても高精度に詳細モデルの結果を再現できることが分かり、すべての形状において解析誤差を 20%以内に収められている。

成瀬の剛体拘束モデルは、補間剛体要素モデルや詳細モデルと比較して並進剛性が非常に高く計算されている。特に純せん断継手では最大で 75%程度の解析誤差を示している形状もある。これは等価座面領域内を全方向に剛体拘束していることで、過剰に変形が抑制され、剛性が高く見積もられているためであると考えられる。

表 2-5 各形状における提案モデルと従来モデルの並進剛性の比較 [10^4 N/mm]
ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦方向	横方向	丸穴	縦方向	横方向
solid	7.36	5.38	5.84	26.6	19.4	16.3
proposed (RBE3)	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.9%)	19.1 (117.4%)
previous (RBE2)	7.95 (108.0%)	5.96 (110.7%)	7.05 (120.7%)	34.8 (130.8%)	25.3 (130.5%)	28.5 (174.9%)

2.5 考察

2.5.1 比較する簡易モデルについて

本節では、補間剛体要素における締結部の穴あけ (2.5.2)、重み付け (2.5.3)、剛体拘束の領域の変更 (2.5.4)、ビーム要素の横せん断剛性の変更 (2.5.5) によるそれぞれの効果について各項で考察する。

本項では、以後提案モデルとの比較対象となる簡易モデルについての説明を行う。表 2-6 に各簡易モデルの名称の定義について一覧でまとめた。

I.RBE3_vac_w モデルは、本研究において提案するモデルであり、補間剛体要素 (RBE3) を用い、締結部について実形状通り穴をあけ (vacant)、補間剛体要素の重み付け (weight) を行ったモデルである。II.RBE2 モデルは、先行研究の成瀬の剛体拘束モデル (RBE2) である。III.RBE3_occ_nw モデルは、補間剛体要素 (RBE3) を用い、締結部についてシェルで穴を埋め (occupied)、補間剛体要素の重み付けは行っていない (no weight) モデルである。最後にIV.RBE3_vac_nw モデルは、補間剛体要素 (RBE3) を用い、締結部について実形状通り穴をあけ (vacant)、補間剛体要素の重み付けは行っていない (no weight)

モデルである。

なお, すべての補間剛体要素モデルにおいて面外方向変位の剛体拘束は等価座面領域内すべての節点に対し行っており, ビーム要素の横せん断剛性は座面のすべりを考慮した Kou の式を用いている。

表 2-6 簡易モデルの名称の定義

番号	モデル名称	等価座面領域の拘束	締結部	重み付け	備考
I	RBE3_vac_w	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	穴あけ	あり	提案モデル
II	RBE2	剛体拘束のみ	シェルで 穴埋め	なし	成瀬の 従来モデル
III	RBE3_occ_nw	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	シェルで 穴埋め	なし	
IV	RBE3_vac_nw	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	穴あけ	なし	

図 2-29 に横方向長穴せん断継手を一例として, それぞれのモデリング手法におけるモデル形状を示した。

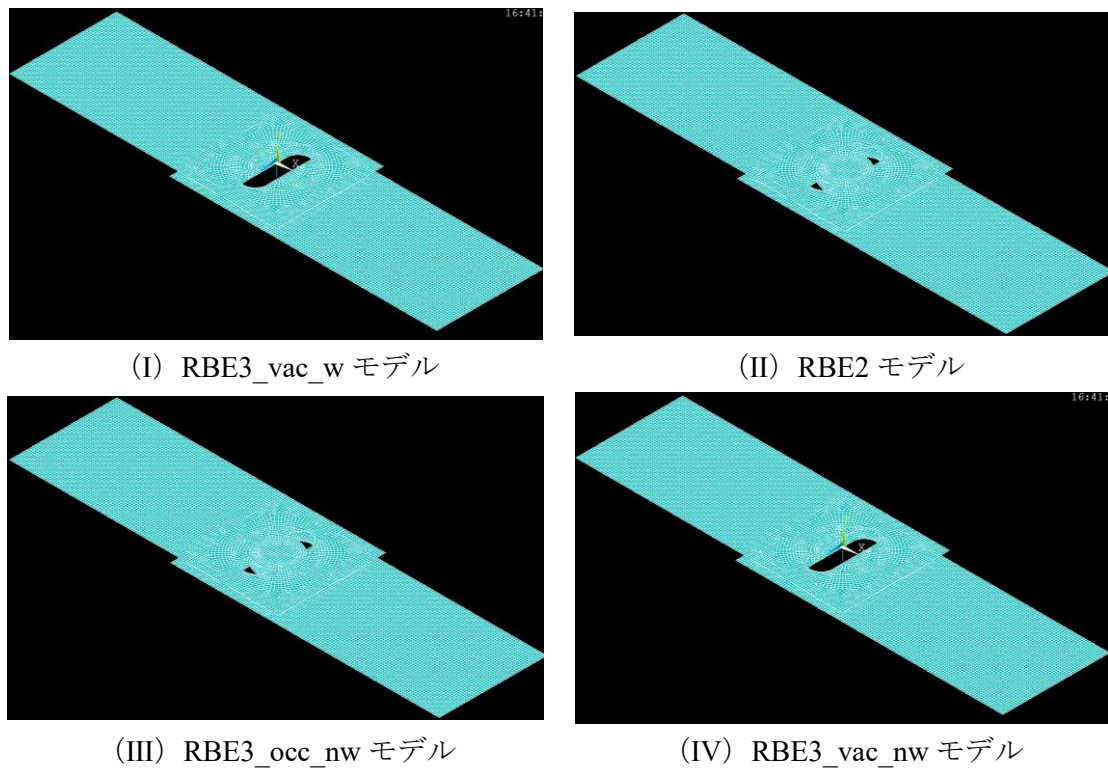


図 2-29 各簡易モデルの形状（横方向長穴せん断継手）

2.5.2 締結部の穴あけの効果

本項では、シェルで被締結材をモデリングする際の締結部に関して、実形状通り穴あけを施す場合と、シェルで穴埋めする場合での違いを考察する。

図 2-30 および図 2-31 に丸穴締結体、図 2-32 および図 2-33 に縦方向長穴締結体、図 2-34 および図 2-35 に横方向長穴締結体の各モデルの plate1 におけるひずみ分布を示した。図 2-3 にて定義した評価ライン（中立面）における節点のひずみをグラフ化しており、せん断継手は最大引っぱり荷重 2 kN、純せん断継手は最大引っぱり荷重 3 kN 負荷時のひずみ分布を示している。簡易モデルについては、本研究で提案する、締結部を穴あけ、重み付けありの補間剛体要素モデル (I.RBE3_vac_w モデル)、成瀬の剛体拘束モデル (II.RBE2 モデル)、締結部をシェルで穴埋め、重み付けなしの補間剛体要素モデル (III.RBE3_occ_nw モデル)、締結部を穴あけ、重み付けなしの補間剛体要素モデル (IV.RBE3_vac_nw モデル) の 4 種類を記載している。

III.RBE3_occ_nw モデルと詳細モデルの結果を比較すると、締結部をシェルで埋めた RBE3_occ_nw モデルは他の穴あけを施した補間剛体要素モデル (RBE3_vac_w モデルおよび RBE3_vac_nw モデル) と比べてひずみの予測精度が低いことが分かり、締結部では実形状通り穴あけを施す方が適していると考えられる。

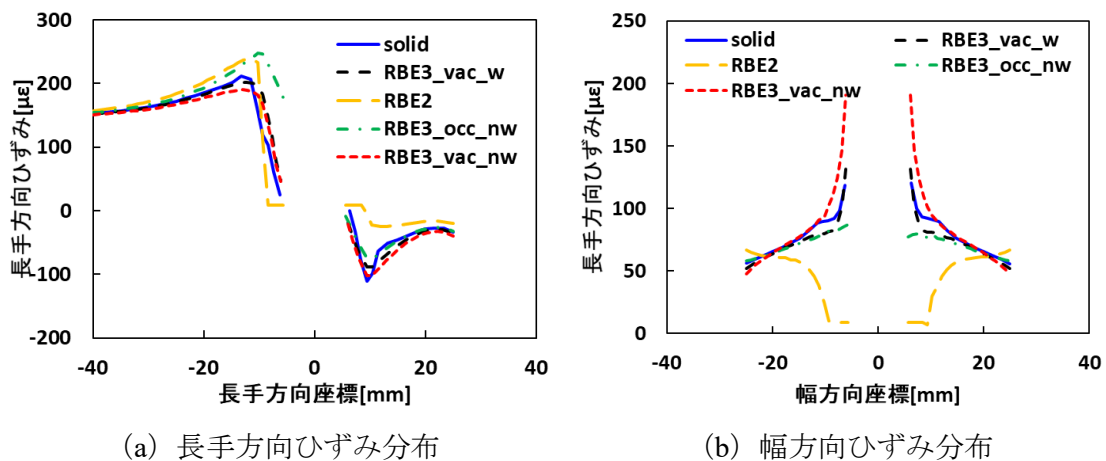
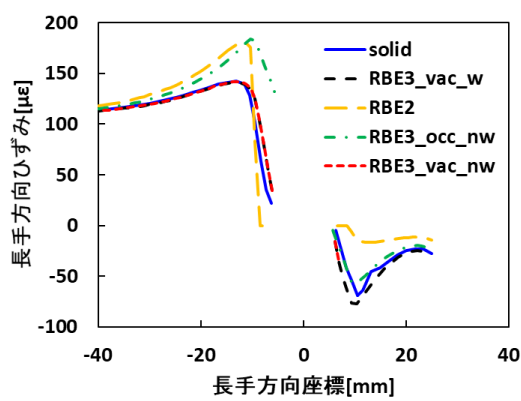
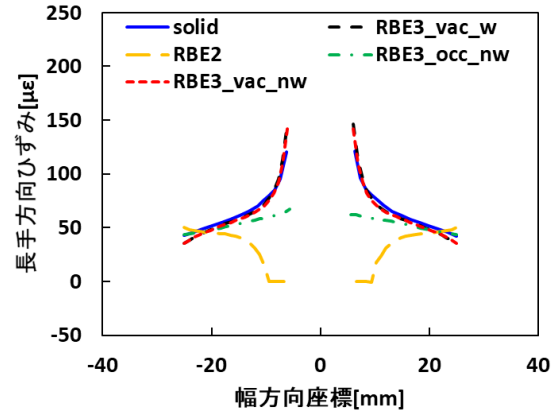


図 2-30 丸穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較

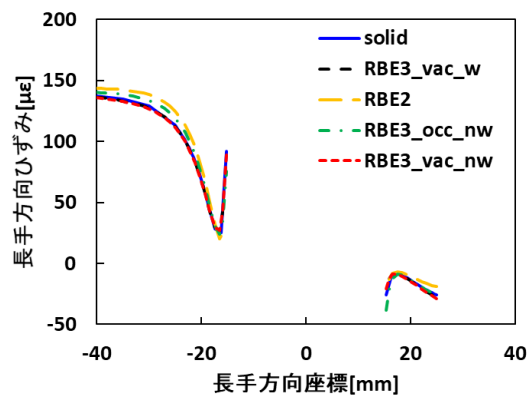


(a) 長手方向ひずみ分布

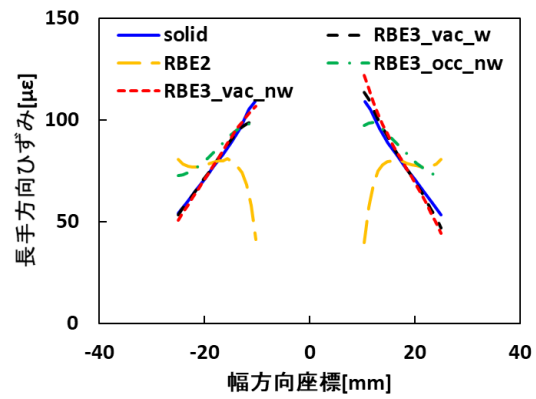


(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-31 丸穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較

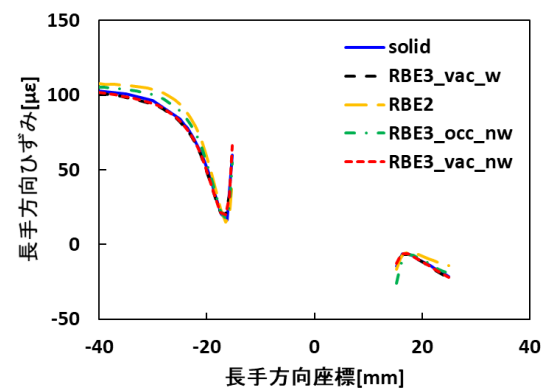


(a) 長手方向ひずみ分布

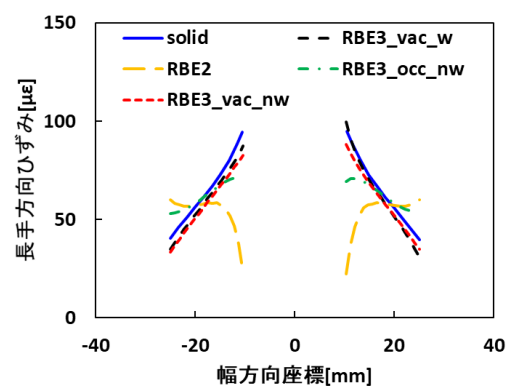


(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-32 縦方向長穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較

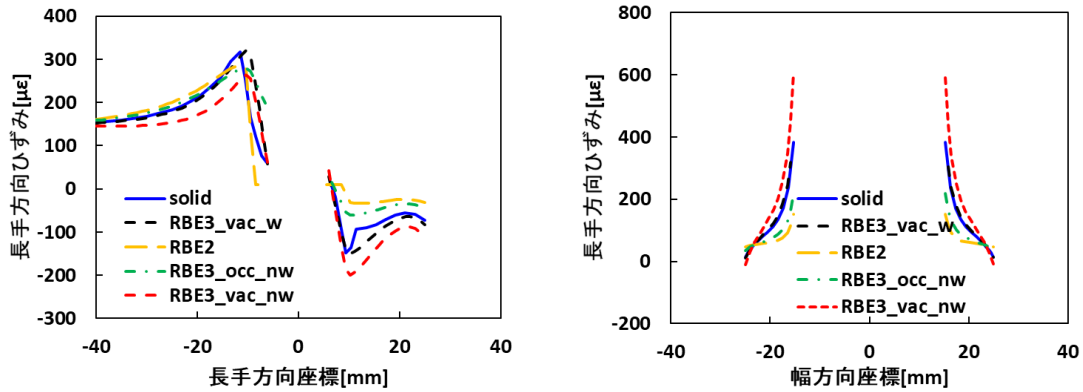


(a) 長手方向ひずみ分布



(b) 幅方向ひずみ分布

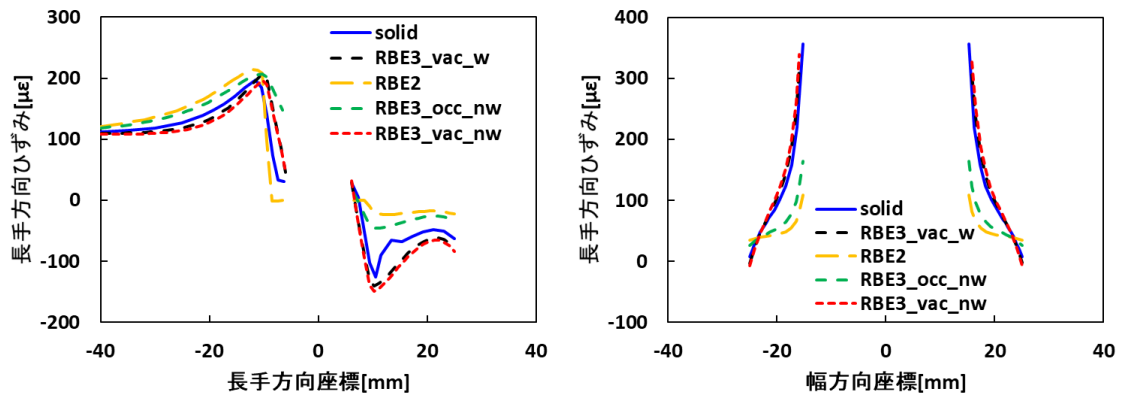
図 2-33 縦方向長穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-34 横方向長穴・せん断継手におけるひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-35 横方向長穴・純せん断継手におけるひずみ分布の比較

特に長穴締結体に関して、締結部をシェルで穴埋めすることによる構造上の欠点について考察し、実形状通り穴あけをした方が良い理由を解説する。

図 2-36 に横方向長穴締結体（せん断継手）の詳細モデルに長手方向へ 2 kN の引っ張り荷重を負荷した際の plate1 における長手方向の応力コンターを示した。一方で、図 2-37 に RBE3_occ_nw モデルに同様の荷重を加えた際の長手方向の応力コンターを示した。

2 つの結果を比較すると、RBE3_occ_nw モデルにおいて長穴部と穴埋めしたシェルとの結合点において応力が集中していることが分かり、詳細モデルにおける応力分布を再現できていない。この応力集中は、剛体拘束や補間剛体要素による拘束をしている等価座面領域の境界で起こっており、応力集中の原因が拘束の境界であることで特異的な応力が働くためなのか、それともシェルの構造上応力集中しやすい形状なのか定かではない。そこで、締結部に補間剛体要素等の拘束は一切施さず、シェルのみでモデリングしたモデルと比較することにする。

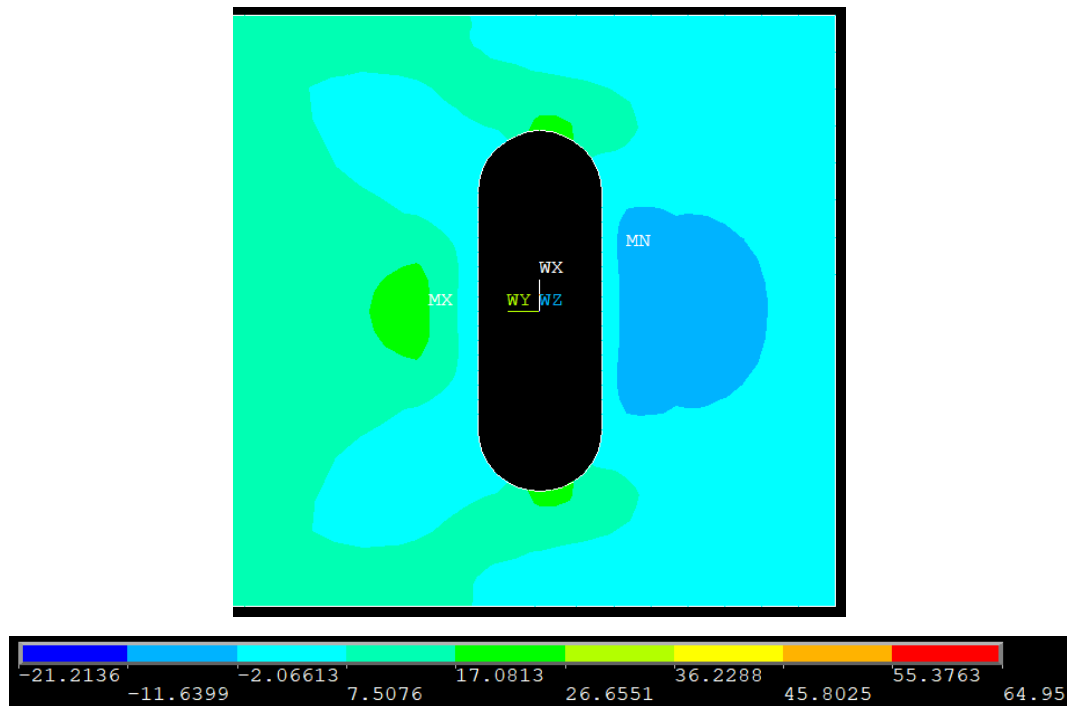


図 2-36 詳細モデル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター

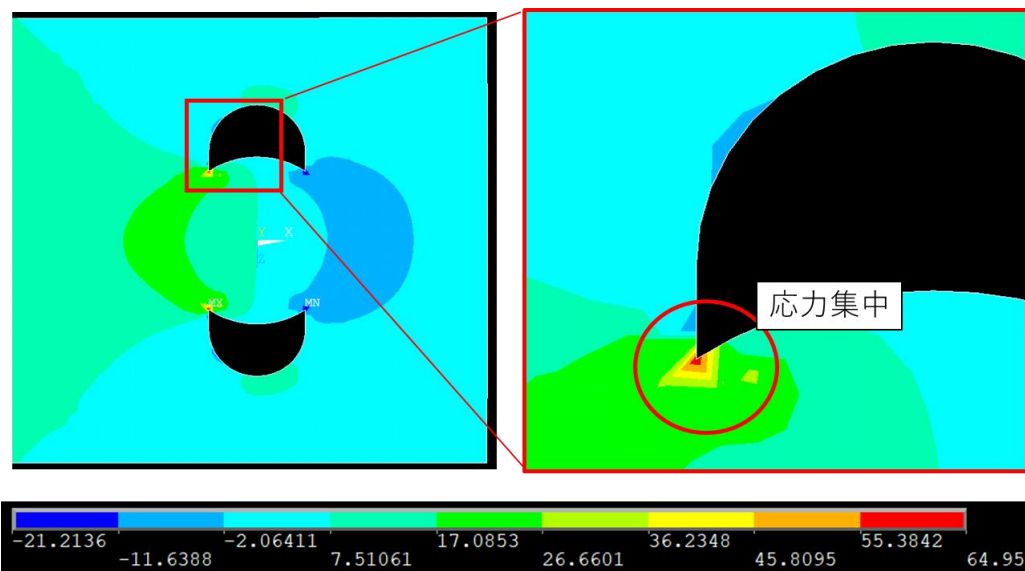


図 2-37 III.RBE3_occ_nw モデル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター

図 2-38 に一枚のシェルに同様の荷重を加えた際の長手方向の応力コンターを示した。このシェルモデルは、補間剛体要素等の締結部の拘束は一切施さず、シェルのみでモデリングした。コンター図から、RBE3_occ_nw モデルと同様応力集中が発生していることが分かる。板厚 4 mm，幅 50 mm に 2000 N の荷重を負荷しており，応力集中部の応力は約 40 MPa であるため，応力集中係数 α は以下のように計算される。

$$\alpha = \frac{40\text{MPa}}{2000\text{N}/4\text{mm} \times 50\text{mm}} = 4 \quad (2-56)$$

よって，補間剛体要素等の締結部の拘束は一切施さず，シェルのみでモデリングした場合にも応力集中係数は 4 と，応力が集中してしまうことが分かり，締結部をシェルで穴埋めした補間剛体要素モデルではシェルの構造上応力集中するため，応力を再現するには適していないモデリング手法となり，やはり締結部では実形状通り穴あけを施す方が適していると考えられる。

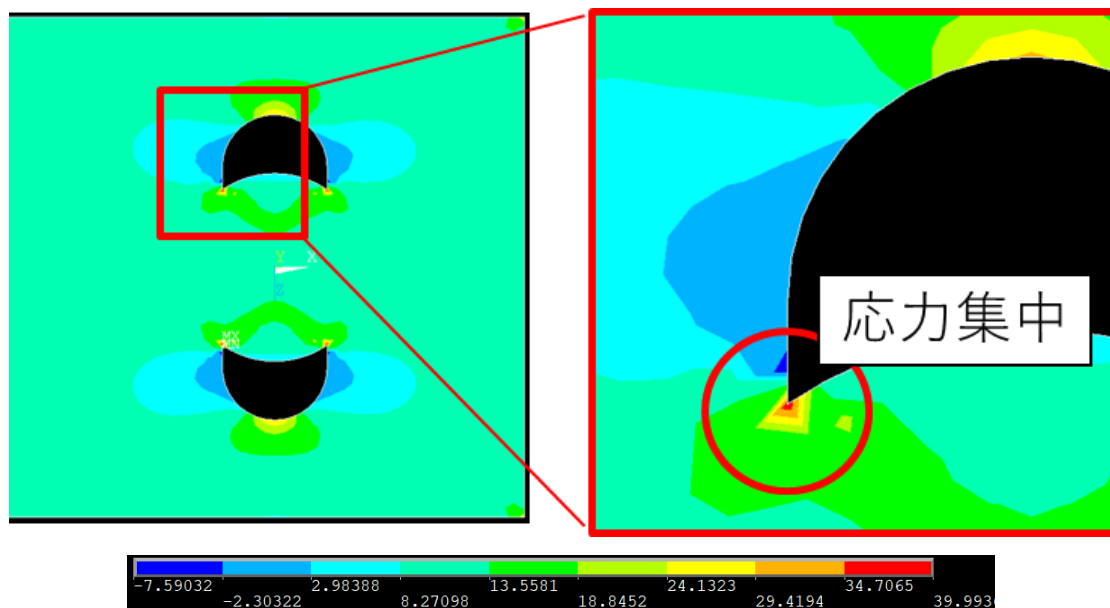


図 2-38 一枚のシェル（横方向長穴）における長手方向の応力コンター

2.5.3 重み係数について

2.5.3.1 重み付けの効果

図 2-30 から図 2-35 に示したひずみ分布のうち、I.RBE3_vac_w モデルと IV.RBE3_vac_nw モデルを比較することで重み付けの効果について検討する。RBE3_vac_w モデルは RBE3_vac_nw モデルに対して重み付けを行ったモデルである。

結果を比較すると、すべての形状において RBE3_vac_w モデルは RBE3_vac_nw モデルより高い精度でひずみ分布を予測しており、特に、丸穴せん断継手の幅方向ひずみ分布や横方向長穴せん断継手のひずみ分布において RBE3_vac_w モデルは大幅にひずみ分布が詳細モデルに近づいている。これは、詳細モデルにおける締結部近傍に働く力の割合について重み係数を定義することによって、詳細モデルの挙動を反映できているためであると考えられる。ゆえに、重み付けを行うことはひずみ分布を予測する上で有効であると考えられる。

一方で、丸穴純せん断継手、縦方向長穴せん断継手および横方向長穴純せん断継手において、RBE3_vac_w モデルと RBE3_vac_nw モデルにおける結果にほとんど違いが見られないが、これは表 2-2 に記載したように plate1 における重み係数が 1 に近い値であるためであると考えられる。

また、表 2-7 に重み付けの有無による並進剛性の比較を行った。重み付けを行った RBE3_vac_w モデルと重み付けを行っていない RBE3_vac_nw モデルを比較すると、両モデルで大きな差がないものが多いが、特に横方向長穴せん断継手の結果に着目すると解析精度が向上していることが分かる。

表 2-7 重み付けの有無による並進剛性の比較 [10^4 N/mm]

ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦方向	横方向	丸穴	縦方向	横方向
solid	7.36	5.38	5.84	26.6	19.4	16.3
RBE3_vac _w	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.9%)	19.1 (117.4%)
RBE3_vac _nw	7.22 (98.0%)	5.29 (98.3%)	5.23 (89.5%)	26.41 (99.3%)	19.85 (102.3%)	18.30 (112.3%)

2.5.3.2 重み係数の特性

2.3.5 にて重み係数の計算方法を解説したが、重み係数は以下の図 2-39 のように、荷重の増加に伴い非線形に変化することが分かる。なお、ここで示した重み係数は丸穴締結体のせん断継手における値であるが、他の継手形状においても同様の傾向を示している。本項では、重み係数の特性について考察し、荷重増加に対する非線形性の原因を解明したうえで、重み係数の板厚依存性についても考察する。

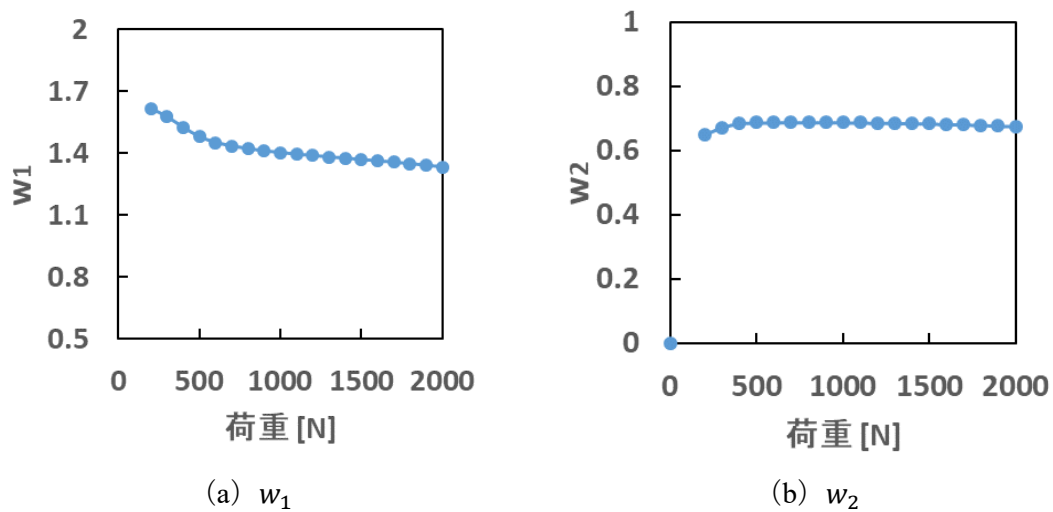


図 2-39 各 plate における重み係数の変化

図 2-40 にせん断継手の等価圧縮体における荷重の分担の様子を示したが、これは図 2-16 で解説した図において、さらに荷重について細かく着目したものである。つまり、 i 枚目の plate i において、領域 a では $f_{i,a} = f_{i,a}^+ + f_{i,a}^-$ 、領域 b では $f_{i,b} = f_{i,b}^+ + f_{i,b}^-$ と分割した。plate i における y 座標がその中立面より大きい領域を“+”の領域、小さい領域を“-”の領域とし、各数式の添え字に記載している。

よってせん断継手の場合、領域は計 8 つに分割されるが、それぞれの領域に働く力は荷重の増加に伴い線形に増加すると仮定すると、重み係数 w_i は以下の式 (2-57) のように計算することができ、重み係数 w_i は定数となるはずである。ここで、それぞれの領域に働く合力は荷重の増加に伴い線形に増加すると仮定したため、 $f_{i,a}^+ = \alpha_{i,a}^+ x$ 、 $f_{i,a}^- = \alpha_{i,a}^- x$ 、 $f_{i,b}^+ = \alpha_{i,b}^+ x$ 、 $f_{i,b}^- = \alpha_{i,b}^- x$ とし、 x は荷重 [N] で、 α は比例定数である。

$$\begin{aligned}
 w_i &= \frac{f_{i,b}}{f_{i,a}} \\
 &= \frac{f_{i,b}^+ + f_{i,b}^-}{f_{i,a}^+ + f_{i,a}^-} \\
 &= \frac{\alpha_{i,b}^+ x + \alpha_{i,b}^- x}{\alpha_{i,a}^+ x + \alpha_{i,a}^- x} \\
 &= \frac{\alpha_{i,b}^+ + \alpha_{i,b}^-}{\alpha_{i,a}^+ + \alpha_{i,a}^-} \\
 &= \text{const}
 \end{aligned}
 \tag{2-57}$$

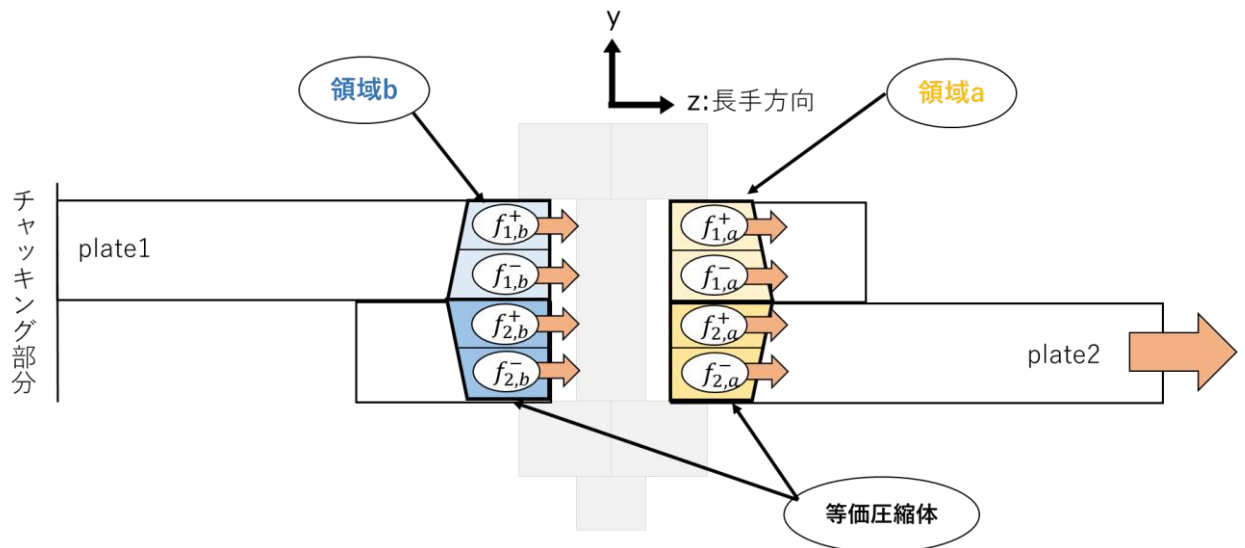


図 2-40 せん断継手の等価圧縮体における荷重の分担

しかし、前述の通り図 2-39 のように重み係数が定数とならないのは、8 つの領域においてそれぞれ合力は概ね線形に変化するものの、やや非線形に変化するためであり、その様子を図 2-41 および図 2-42 に示した。特に、 $f_{1,a}^+$ と $f_{2,b}^-$ 以外は荷重の増加に伴い概ね線形に変化しているのに対し、 $f_{1,a}^+$ と $f_{2,b}^-$ は荷重の増加に伴い非線形性が大きく表れている。

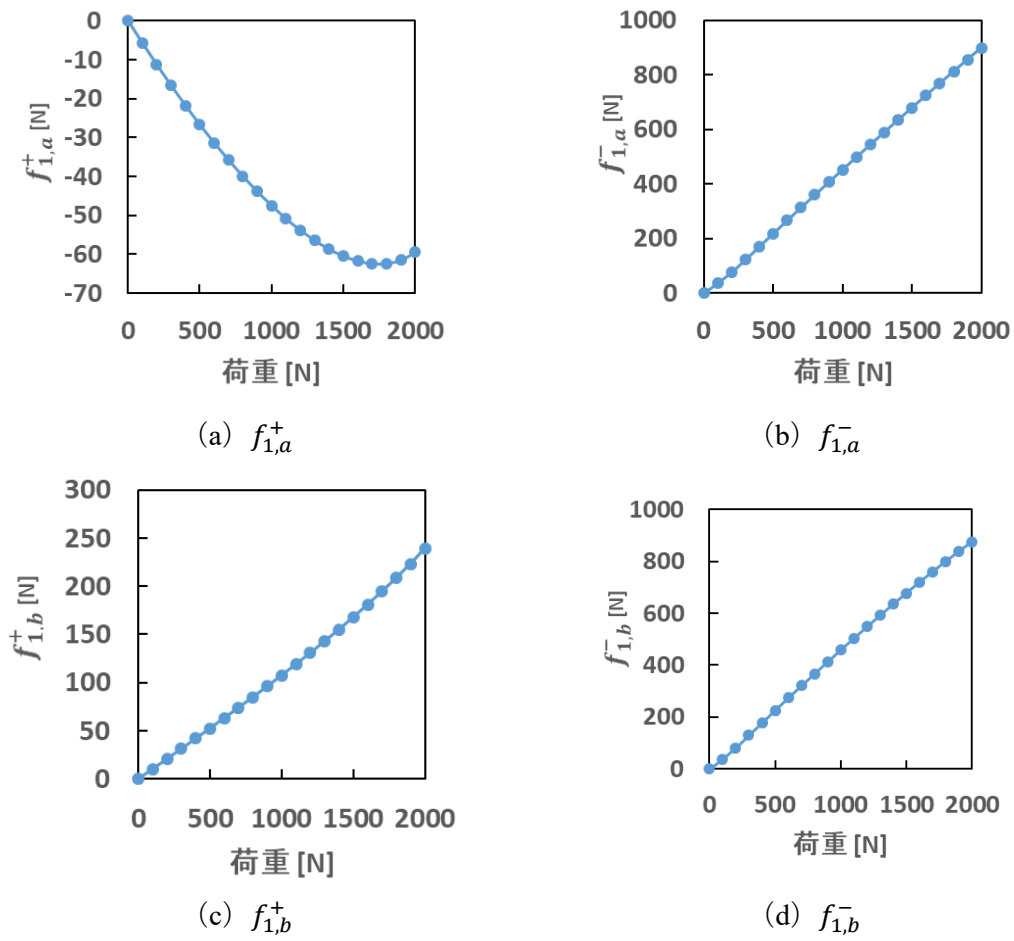


図 2-41 plate1 における荷重増加に伴う荷重分担の変化

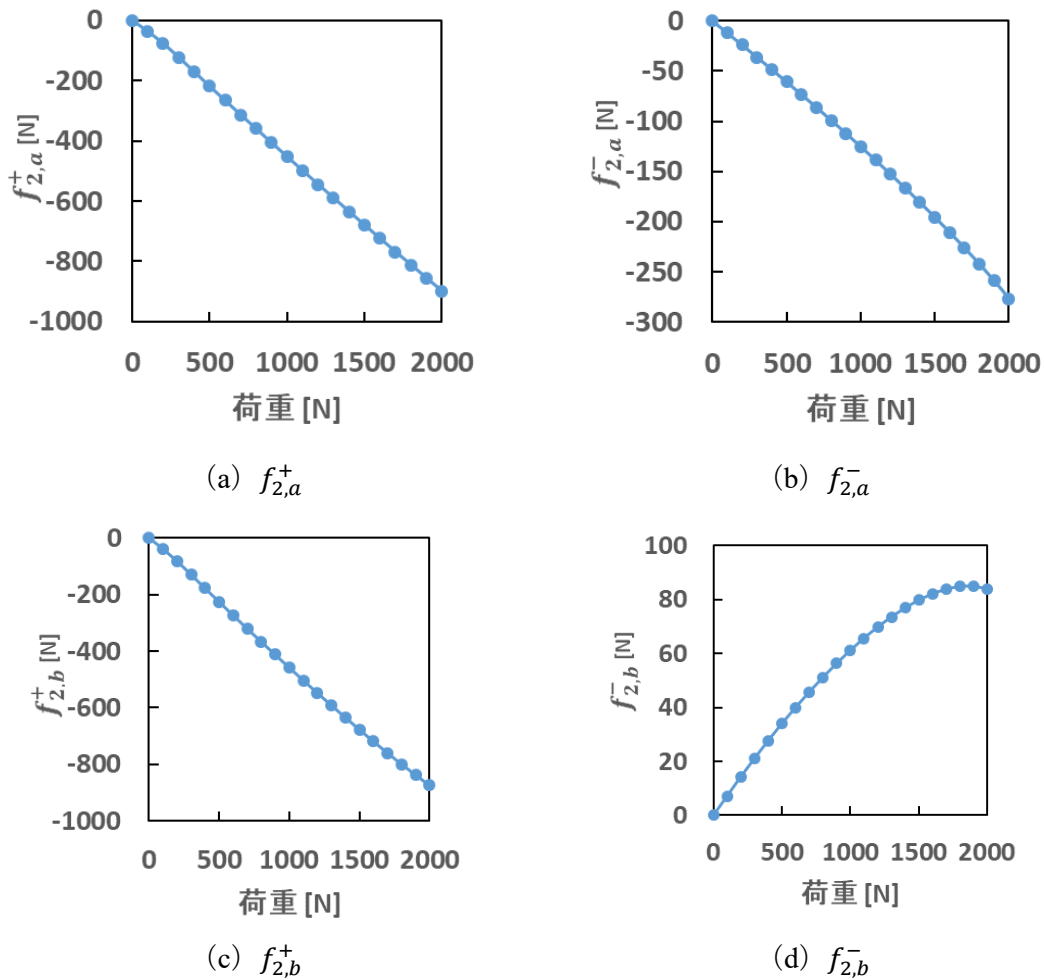


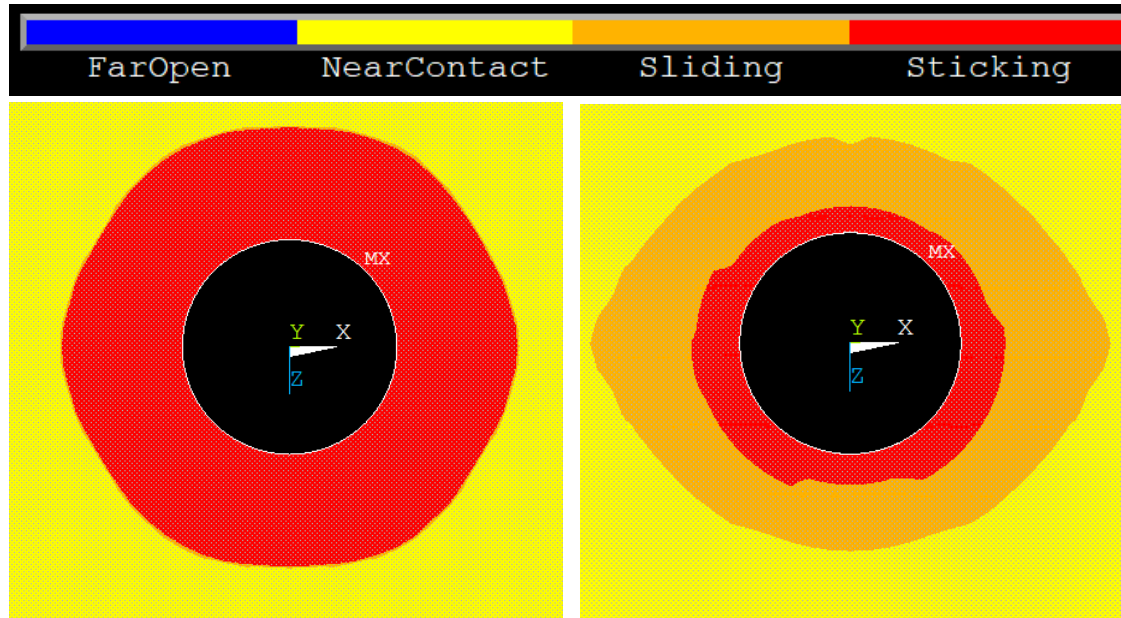
図 2-42 plate2 における荷重増加に伴う荷重分担の変化

分割した 8 つの領域において、それぞれの領域に働く力が非線形に変化する原因は接触面間の微小すべりであると考えられる。図 2-43 に丸穴締結体のせん断継手の詳細モデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化を示したが、最大荷重である 2 kN を負荷した際には固着領域がほとんどなくなっている。

ここで、締結時の荷重 0 kN における固着状態が、荷重が増加しても変化しないモデルを作成し、接触面間の微小すべりが起きない状態を再現することとする。接触面間の微小すべりが起きないモデルにおいて、8 つの領域に働く合力がそれぞれ線形に変化することが確認できれば、非線形に変化する原因が接触面間の微小すべりであると言えるだろう。

接触面間の微小すべりが起きないモデルとして、等価圧縮体と接触面（ボルト座面、被締結間、ナット座面）の共通部分を固着接触として定義し、その他の接触面は通常通りペナルティ法による接触を定義した。このモデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化を図 2-44 に示したが、固着させているため、荷重が増加しても接触面はしっ

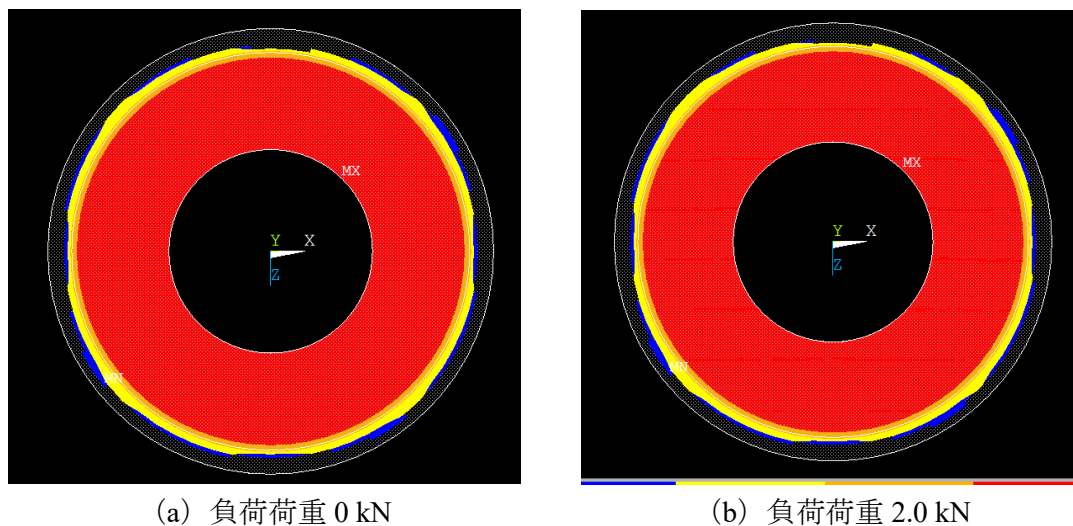
かりと固着したままであることが分かる．この固着した詳細モデルについて、それぞれの領域に働く力を調べた．



(a) 負荷荷重 0 kN

(b) 負荷荷重 2.0 kN

図 2-43 通常の詳細モデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化



(a) 負荷荷重 0 kN

(b) 負荷荷重 2.0 kN

図 2-44 固着した詳細モデルにおける被締結体間接触面の接触状態の変化

8つの領域における合力の変化について、接触面間を固着した詳細モデルと通常の詳細モデルを比較したものを図 2-45 および図 2-46 に示した．結果からすべての領域において力は線形に変化することが分かる．また、グラフにおける荷重の立ち上がりの傾きは、どの領域においても2つのモデルで一致しており、その後、接触面間の微小すべ

りによって徐々に荷重の変化率が増加ないし減少していくと考えられる. 以上の結果から, 力が非線形に変化する原因は接触面間の微小すべりであると言える.

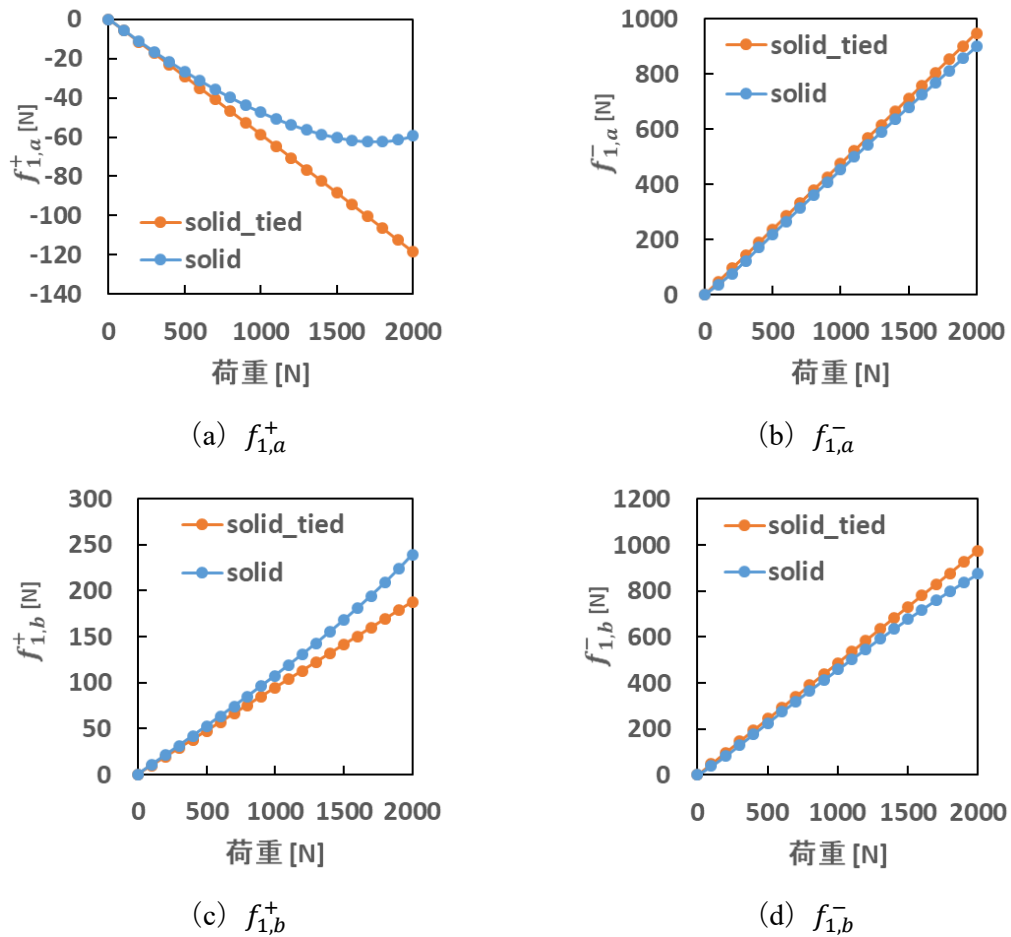


図 2-45 plate1 における荷重増加に伴う荷重分担の変化の比較

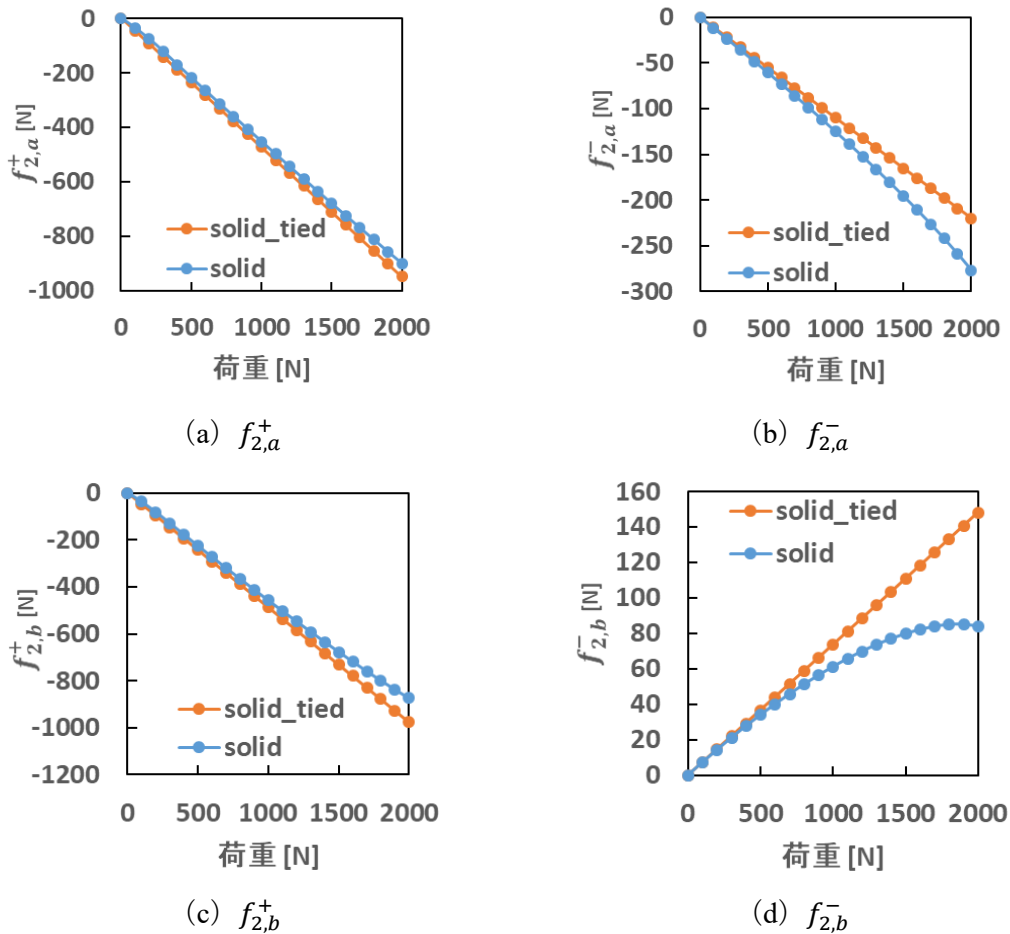


図 2-46 plate2 における荷重増加に伴う荷重分担の変化の比較

図 2-47 に各 plate における重み係数の変化について、接触面間を固着した詳細モデルと通常の詳細モデルを比較したものを示した。接触面間を固着した詳細モデルでは荷重によらず一定値をとっている。これは 8 つの領域すべてにおいて、荷重の増加に対しそれぞれの領域に働く合力が線形に変化するため、式 (2-57) で仮定した通り定数となったためである。

なお、触面間を固着した詳細モデルにおける重み係数は、通常の詳細モデルの締結時 (0 kN 近傍) における重み係数と理論上一致するはずであるが、図 2-47 のようにやや異なる値となっている。その原因は、触面間を固着した詳細モデルを作成する際に、等価圧縮体と接触面 (ボルト座面、被締結間、ナット座面) の共通部分を固着接触として定義したが、通常の詳細モデルにおける締結時の固着領域とやや形状が異なることが原因であると考えられる。

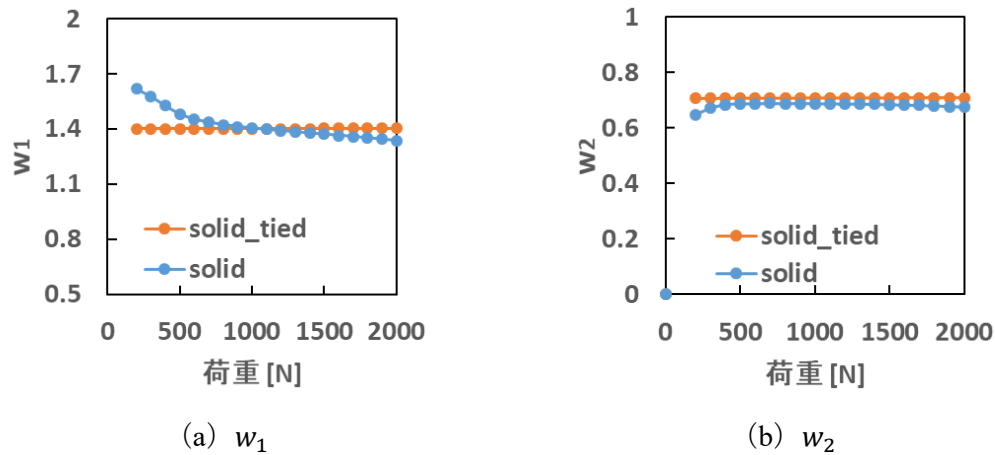


図 2-47 各 plate における重み係数の変化の比較

また、表 2-8 に被締結材の板厚をパラメータとしたときの重み係数の比較を行った。いずれの形状においても、板厚が小さくなるほど一枚目の板の重み係数 w_1 は増加する傾向が見られた。同様に、一番下の板の重み係数（せん断継手の場合 w_2 ，純せん断継手の場合 w_3 ）は板厚が小さくなるほど減少する傾向が見られた。

板厚が小さくなるほど重み係数 w_1 が増加する現象について考察を行う。図 2-48 に板厚 3 mm，図 2-49 に板厚 8 mm の被締結材を用いた丸穴せん断継手に、最大荷重 2 kN を負荷した際の変形図を示した。板厚 3 mm の継手はボルト軸が大きく傾くように変形しているのに対し、板厚 8 mm の継手は板が厚いため比較的傾いていない。重み係数の違いはこのボルト軸の傾きの大きさに起因すると考えられる。板厚 3 mm の継手の場合、ボルト軸が大きく傾くため、領域 b の接触面において、板厚 8 mm の継手よりも相対的に大きな接触圧力が働く。ここで、接触を伴う摩擦現象を考えると、アモン・クーロンの法則から接触圧力が大きいほど、大きな摩擦力が働くため、領域 b において継手長手方向に働く力が大きくなり、式 (2-9) から重み係数 w_1 が大きな値を取ると考えられる。ゆえに、板厚が小さい重み係数 w_1 は大きい。一番下の板の重み係数（せん断継手の場合 w_2 ，純せん断継手の場合 w_3 ）に関しても同様に考察することができる。

しかし、定性的に重み係数の大きさを評価することはできるが、正確な値を理論的に計算する手法は確立できていないため、今後重み係数を定量的に計算する手法が求められる。

表 2-8 重み係数の板厚の違いによる比較

継手形状		重み係数	t = 3	t = 4	t = 6	t = 8
丸穴	せん断継手	w_1	1.52	1.34	1.13	1.12
		w_2	0.59	0.68	0.79	0.74
	純せん断継手	w_1	1.27	0.97	0.58	0.43
		w_2	0.62	0.60	0.48	0.35
		w_3	1.42	1.10	0.77	0.49
縦方向長穴	せん断継手	w_1	1.22	1.18	1.05	1.00
		w_2	0.91	0.97	0.97	0.99
	純せん断継手	w_1	1.05	0.82	0.51	0.36
		w_2	0.77	0.66	0.45	0.35
		w_3	0.94	0.78	0.51	0.36
横方向長穴	せん断継手	w_1	2.05	1.69	1.30	1.50
		w_2	0.46	0.51	0.58	0.51
	純せん断継手	w_1	1.45	1.11	0.71	0.48
		w_2	0.44	0.45	0.36	0.26
		w_3	1.62	1.30	0.89	0.58

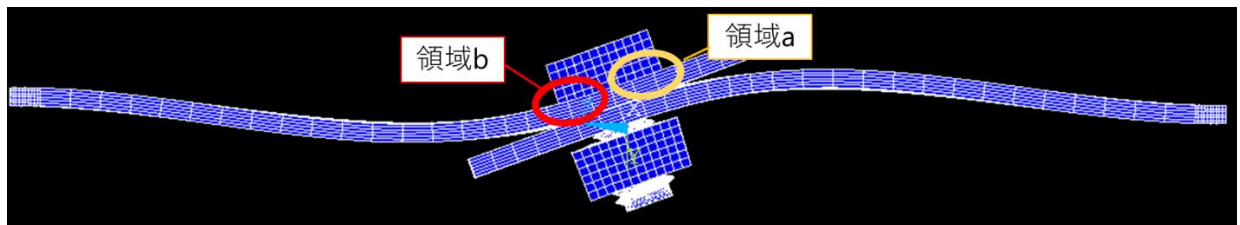


図 2-48 板厚 3 mm の被締結材を用いた丸穴せん断継手の変形図（変形倍率×50）

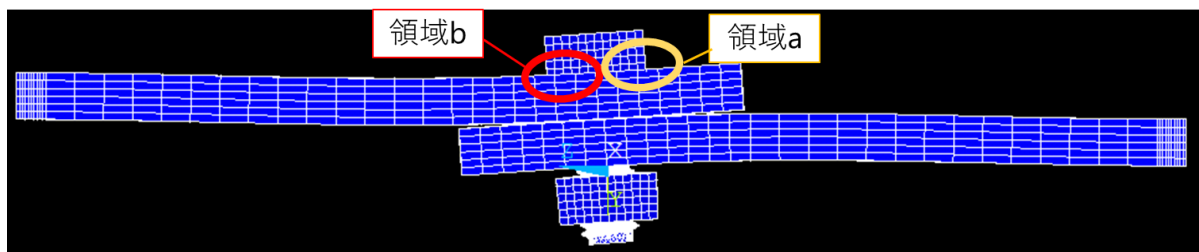


図 2-49 板厚 8 mm の被締結材を用いた丸穴せん断継手の変形図（変形倍率×50）

2.5.4 剛体拘束の領域変更の効果

本項では、RBE2 による面外方向変位の剛体拘束に関して、従来の等価座面領域の周上を剛体拘束する手法から、提案手法である等価座面領域の円内すべてを剛体拘束することによる効果について解説する。

表 2-9 に RBE3_vac_w モデルにおける剛体拘束領域の提案手法と従来手法の並進剛性の比較を示した。

まず、せん断継手についての結果に着目すると、従来の等価座面領域周上を剛体拘束するモデルでは最大 15%程度の誤差があり、提案手法である等価座面領域の円内すべてを剛体拘束するモデルと比較して並進剛性の解析精度は高くない。

図 2-50 に一例として横方向長穴せん断継手の補間剛体要素モデルにおける変形図を示したが、(b) 従来手法では等価座面領域において大きく面外変形している。実際のボルト締結において等価座面領域はボルトの圧縮応力により面外方向の変形は抑制されているため、図 2-50 のような変形は実現象に反していると考えられる。なお、丸穴締結体、縦方向長穴締結体にも同様の傾向が見られた。そこで、RBE2 による軸方向変位の剛体拘束の領域を、(a) 提案手法の等価座面領域内すべてに変更することで等価座面領域内の面外変形の抑制することが可能となった。ゆえに、並進剛性の解析精度は提案手法をもいえることで向上したと考えられる。

表 2-9 RBE3_vac_w モデルにおける剛体拘束領域の提案手法と従来手法の並進剛性の比較 [10^4 N/mm]

ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦方向	横方向	丸穴	縦方向	横方向
solid	7.36	5.38	5.84	26.6	19.4	16.3
提案手法 (円内)	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.9%)	19.1 (117.4%)
従来手法 (円周上)	6.87 (93.3%)	5.10 (94.8%)	4.91 (84.1%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.8%)	19.1 (117.1%)

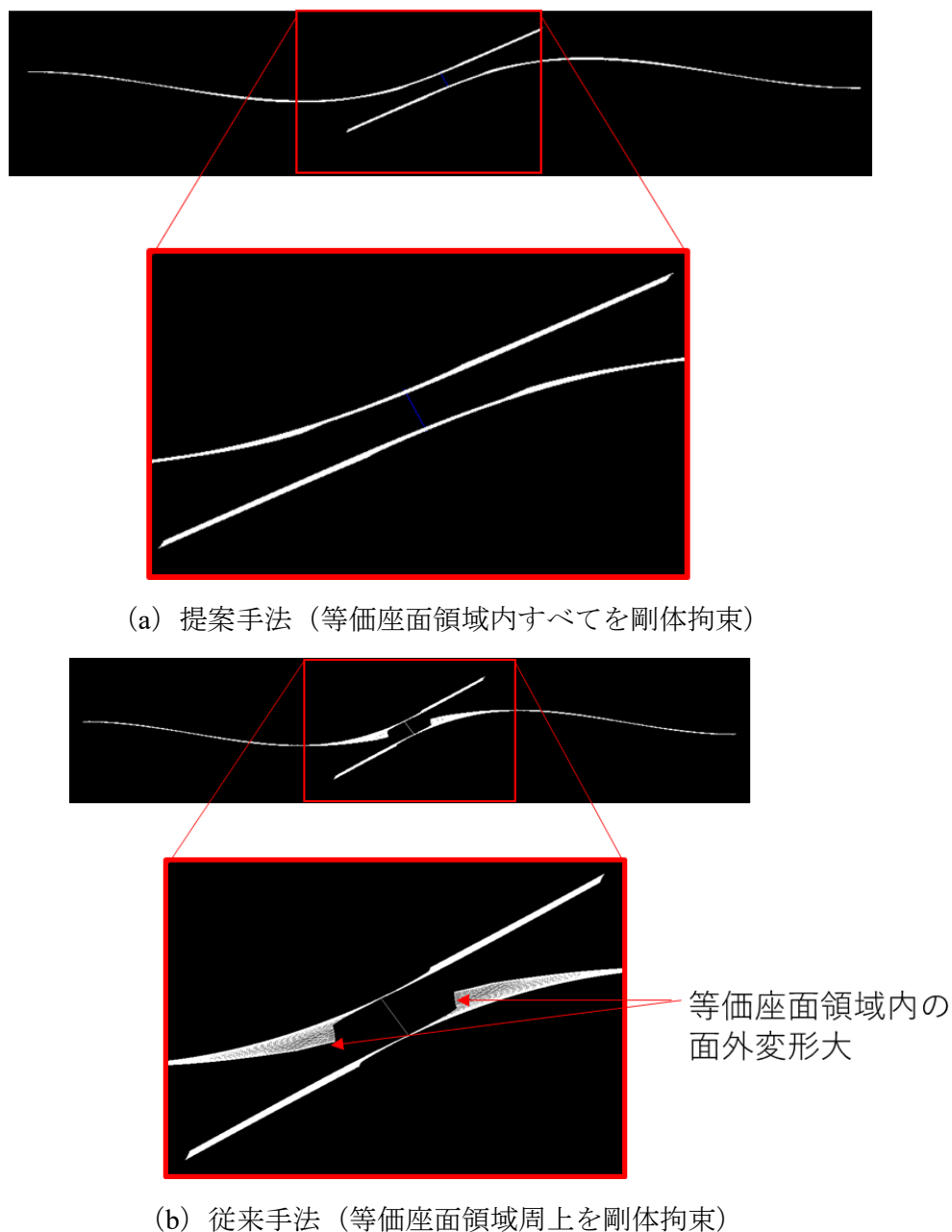


図 2-50 RBE3_vac_w モデル（横方向長穴せん断継手）における変形図
（変形倍率×100）

一方で、純せん断継手について提案手法と従来手法の結果を比較すると、並進剛性に全く変化は見られなかった。これは図 2-51 に示すように、純せん断継手の場合、締結板が 3 枚であるため試験片の構造上面内方向のみ変形し、面外方向には全く変形しない。ゆえに、剛体拘束の範囲によらず両者は全く同じ変形モードを示すため、結果として並進剛性に全く変化は見られなかった。

また、本項に結果は記載していないが、ひずみ分布に関してせん断継手、純せん断継手共に剛体拘束の範囲の提案手法と従来手法の結果を比較したが、ひずみ分布に全く変化はなかった。



(a) 提案手法（等価座面領域の円内すべてを剛体拘束）



(b) 従来手法（等価座面領域周上を剛体拘束）

図 2-51 RBE3_vac_w モデル（横方向長穴純せん断継手）における変形図
（変形倍率×100）

2.5.5 ビーム要素の横せん断剛性変更の効果

本項では、ビーム剛性の横せん断剛性に関して、Kou の式において従来のすべりを考慮しない手法から、提案手法であるすべりを考慮した横せん断剛性を定義することによる効果について解説する。

横せん断剛性について、従来のすべりを考慮しない手法とすべりを考慮する提案手法における並進剛性の比較を表 2-10 に示した。簡易モデルは RBE3_vac_w モデルである。

従来手法と提案手法で結果を比較すると、どの形状においても提案手法において並進剛性は数%低下し、詳細モデルの結果に近づいた。これはビームの横せん断剛性においてすべりを考慮しており、横せん断剛性の入力値が修正前よりも小さいためである。その結果、どの形状においても詳細モデルの結果に近づき、せん断継手ではすべて 2%以内の誤差、純せん断継手では横方向長穴のみやや誤差が大きいもののすべて 20%以内の誤差に収まり、解析精度は向上した。

なお、横せん断剛性の値の変更によってひずみ分布の変化は全く見られなかったが、これは、ビーム剛性の値を変更してもビーム自体の変形の大きさに影響を及ぼすのみで、シェルの変形には全く影響を及ぼさないためであると考えられる。

表 2-10 横せん断剛性提案手法と従来手法の並進剛性の比較 [10^4 N/mm]
ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦方向	横方向	丸穴	縦方向	横方向
solid	7.36	5.38	5.84	26.6	19.4	16.3
すべり考慮なし (従来手法)	7.55 (102.6%)	5.54 (102.9%)	6.25 (107.0%)	28.7 (107.9%)	21.1 (109.0%)	20.0 (122.9%)
すべり考慮あり (提案手法)	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.9%)	19.1 (117.4%)

最後に、横せん断剛性の計算においてすべりを考慮した Kou の式を用いて計算した場合と、式 (2-35) のように VDI2230 (2003) [19]を用いて計算した場合で並進剛性の比較を行った。VDI の式は 2.3.6 で述べたようにボルトと被締結材の合剛性を横せん断剛性の計算に用いるのに対して、Kou の式の場合は被締結材のみの剛性から計算し、さらに接触面同士のすべりも考慮しているため横せん断剛性は小さく、表 2-11 のように Kou の式の方が 3 倍から 6 倍程度小さな値となっている。これら 2 つの手法で計算した横せん断剛性を用いて解析を行い、並進剛性の比較を行った。なお簡易モデルは RBE3_vac_w モデルである。

表 2-11 継手ボルト締結体における横せん断剛性の入力値の比較 [10^6 N]

	せん断継手		純せん断継手	
	丸穴	長穴	丸穴	長穴
Kou の式	6.31	3.26	6.39	3.29
VDI の式	17.6	12.2	22.9	16.5

表 2-12 に横せん断剛性の計算手法の違いによる並進剛性の比較を示した。VDI の式を用いて計算した横せん断剛性の値の方が大きいため、いずれのモデルにおいても Kou の式を用いた場合よりも並進剛性は大きい結果となり、Kou の式を用いた方がすべて解析精度は高い。特に純せん断継手では VDI の式を用いると最大で 35% 程の誤差となり、並進剛性を過大評価してしまうため、提案する Kou の式を用いた方が適当であると考えられる。

表 2-12 横せん断剛性の計算手法の違いによる並進剛性の比較 [10^4 N/mm]
 ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

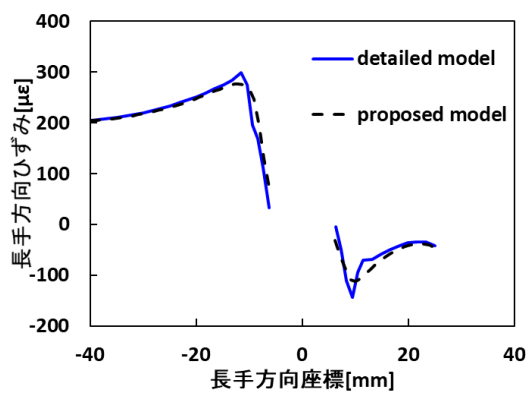
	せん断継手			純せん断継手		
	丸穴	縦方向	横方向	丸穴	縦方向	横方向
solid	7.36	5.38	5.84	26.6	19.4	16.3
Kou の式	7.34 (99.8%)	5.30 (98.4%)	5.95 (101.9%)	27.8 (104.6%)	20.1 (103.9%)	19.1 (117.4%)
VDI の式	7.78 (105.9%)	5.82 (108.3%)	6.62 (113.4%)	30.7 (115.4%)	23.5 (121.2%)	22.1 (135.6%)

2.5.6 板厚の変更

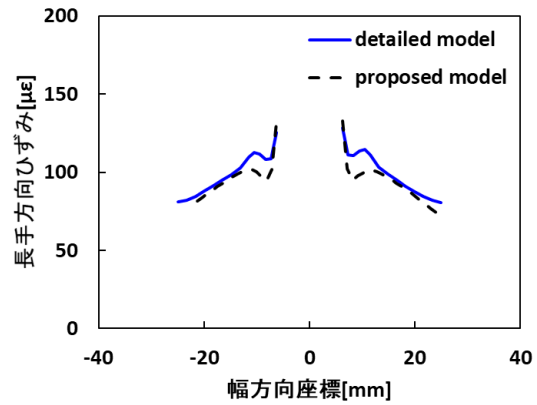
本項では、本研究にて提案する補間剛体要素モデルが締結される平板の板厚によらず適用可能か検証する。

図 2-52 から図 2-57 に平板の板厚を 4 mm から 3 mm および 5 mm に変更した場合の各モデルにおけるせん断継手のひずみ分布を示した。詳細モデルと提案モデルを比較すると、提案モデルは板厚によらず、すべてのモデルにおいて詳細モデルの長手方向および幅方向のひずみ分布をよく再現してる。

また、表 2-13 に同じく平板の板厚を 4 mm から 3 mm および 5 mm に変更した場合の各モデルにおけるせん断継手の並進剛性の比較を示した。提案モデルは板厚によらず、すべてのモデルにおいて詳細モデルの並進剛性をよく再現し、すべて 20%以内の誤差に収まり、本研究にて提案する補間剛体要素モデルは板厚によらず、ひずみ分布および並進剛性の予測精度を両立することができることが分かった。

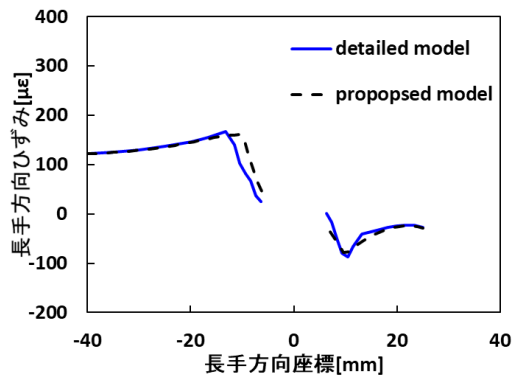


(a) 長手方向ひずみ分布

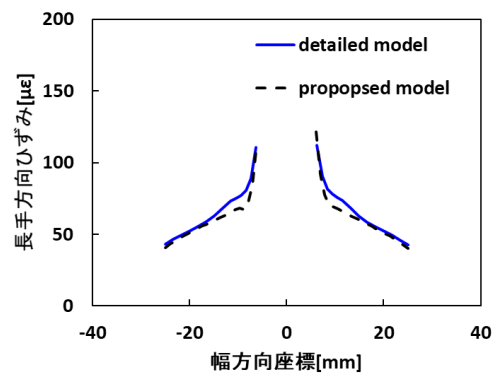


(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-52 丸穴・せん断継手（板厚 3 mm）におけるひずみ分布の比較

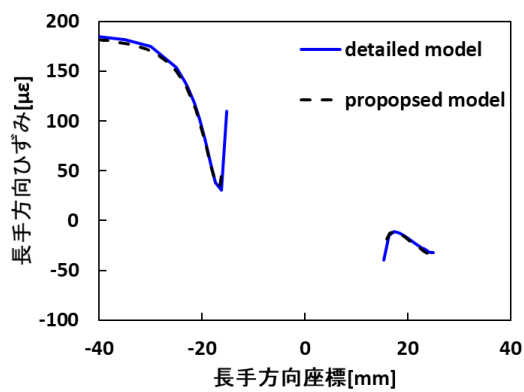


(a) 長手方向ひずみ分布

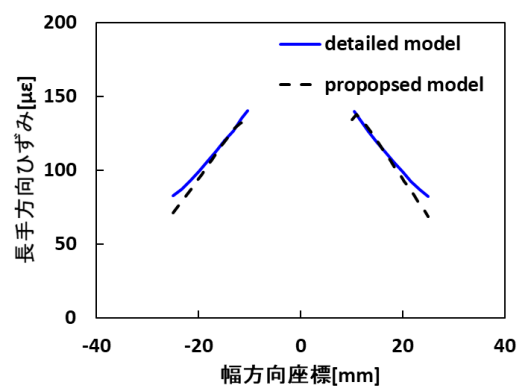


(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-53 丸穴・せん断継手（板厚 5 mm）におけるひずみ分布の比較

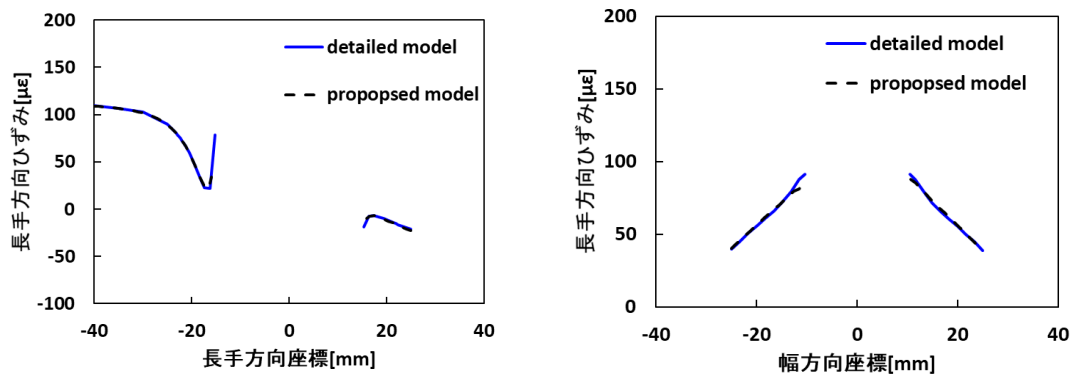


(a) 長手方向ひずみ分布



(b) 幅方向ひずみ分布

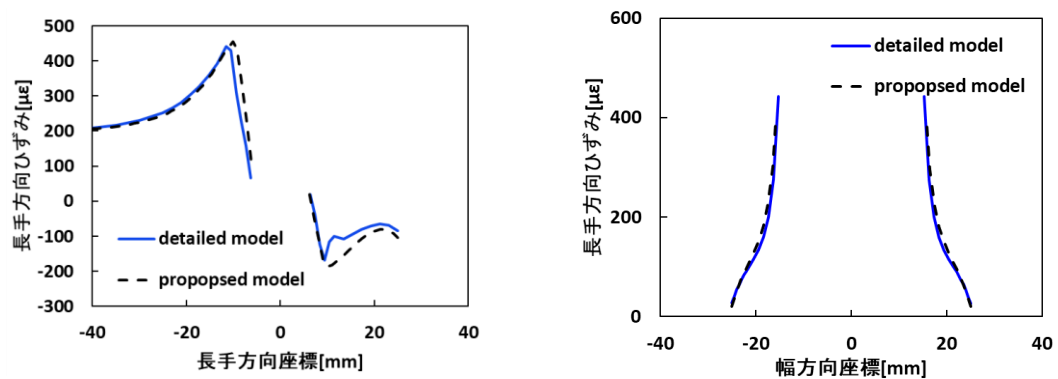
図 2-54 縦方向長穴・せん断継手（板厚 3 mm）におけるひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

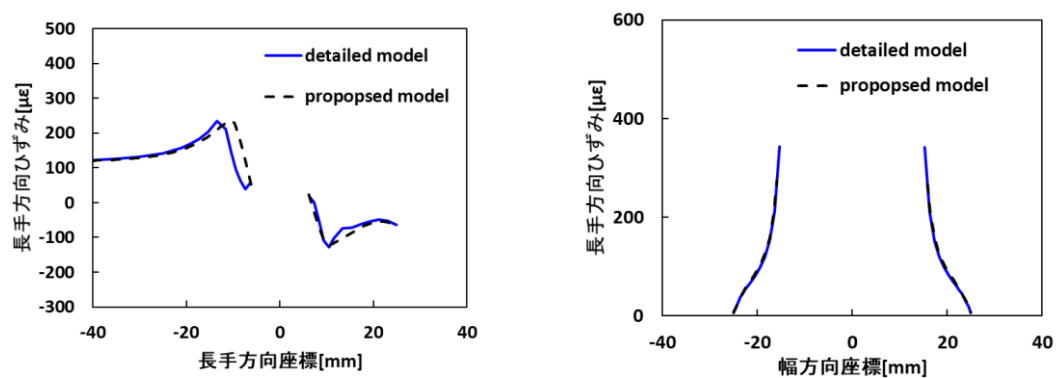
図 2-55 縦方向長穴・せん断継手 (板厚 5 mm) におけるひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-56 横方向長穴・せん断継手 (板厚 3 mm) におけるひずみ分布の比較



(a) 長手方向ひずみ分布

(b) 幅方向ひずみ分布

図 2-57 横方向長穴・せん断継手 (板厚 5 mm) におけるひずみ分布の比較

表 2-13 平板の板厚を変更した際のせん断継手の並進剛性の比較
ただし，表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの並進剛性を基準としている

	t = 3 mm			t = 5 mm		
	丸穴	縦穴	横穴	丸穴	縦穴	横穴
詳細モデル	59582.9	48827.0	43681.5	87395.1	63549.4	67343.6
提案モデル	59967.7 (100.6%)	43456.2 (89.0%)	49361.4 (113.0%)	87088.2 (99.6%)	62599.8 (98.5%)	68901.0 (102.3%)

2.6 結言

本章では，平板継手のボルト締結体について，簡易モデリング手法の高精度化を実現した．本研究で対象とした，平板を2枚もしくは3枚締結するようなボルト締結体に関しては，締結部シェルを実形状通り穴あけし，重み係数を定義し，等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束，座面のすべりを考慮した Kou の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデルが，ひずみ分布および並進剛性の予測精度を両立することができる．

第3章 面外方向荷重を受ける 平板継手の簡易モデルの精度 評価

3.1 緒言

本章では，せん断継手のボルト締結体に対し面外方向に外力が負荷し，前章で提案した簡易モデル（RBE3_vac_w モデル）の挙動を，試験および詳細モデルとの比較により評価し，妥当性の確認を行う．

3.2 試験・解析条件

せん断継手について，縦方向長穴・横方向長穴の2種類の形状に対して試験および解析を行う．解析条件は図 3-1 に示した通りである．図の A 点と E 点を単純支持し，B 点と D 点に荷重を負荷する．負荷する荷重は，はじめに B 点に 114.5 g，D 点に 141.5 g の錘を載せた後，両点に 45.5 g の錘を 1 枚ずつ，最大 25 枚まで載せていく状況を想定している．このとき，C 点，D 点のたわみを詳細モデルと簡易モデルで比較し，その精度を評価する．

詳細モデル解析では，A 点および E 点の被締結体表面を上下方向に拘束したほか，A 点上の代表点 1 点を図の左右方向に拘束した．また，面外方向外力を負荷する際に，B 点および D 点の下面の上下方向変位をカップリング拘束した．その他の解析条件は前章以前と同様であり，軸力は縦方向長穴で 11.2 kN，横方向長穴で 10.8 kN である．

簡易モデルでの解析では，シェル要素上の A 点および E 点を上下方向に拘束したほ

か、面外方向に外力を負荷する際に、B点およびD点の上下方向変位をカップリング拘束した。

また、モデルは前章までで構築したものをを用いており、I.RBE3_vac_w モデルは、本研究において提案する、補間剛体要素（RBE3）を用い、締結部について実形状通り穴をあけ（vacant）、補間剛体要素の重み付け（weight）を行ったモデルである。II.RBE2 モデルは、先行研究の成瀬の剛体拘束モデル（RBE2）である。III.RBE3_occ_nw モデルは、補間剛体要素（RBE3）を用い、締結部についてシェルで穴を埋め（occupied）、補間剛体要素の重み付けは行っていない（no weight）モデルである。最後にIV.RBE3_vac_nw モデルは、補間剛体要素（RBE3）を用い、締結部について実形状通り穴をあけ（vacant）、補間剛体要素の重み付けは行っていない（no weight）モデルである。

なお、すべての補間剛体要素モデルにおいて面外方向変位の剛体拘束は等価座面領域内すべての節点に対し行っており、ビーム要素の横せん断剛性は座面のすべりを考慮した Kou の式を用いている。

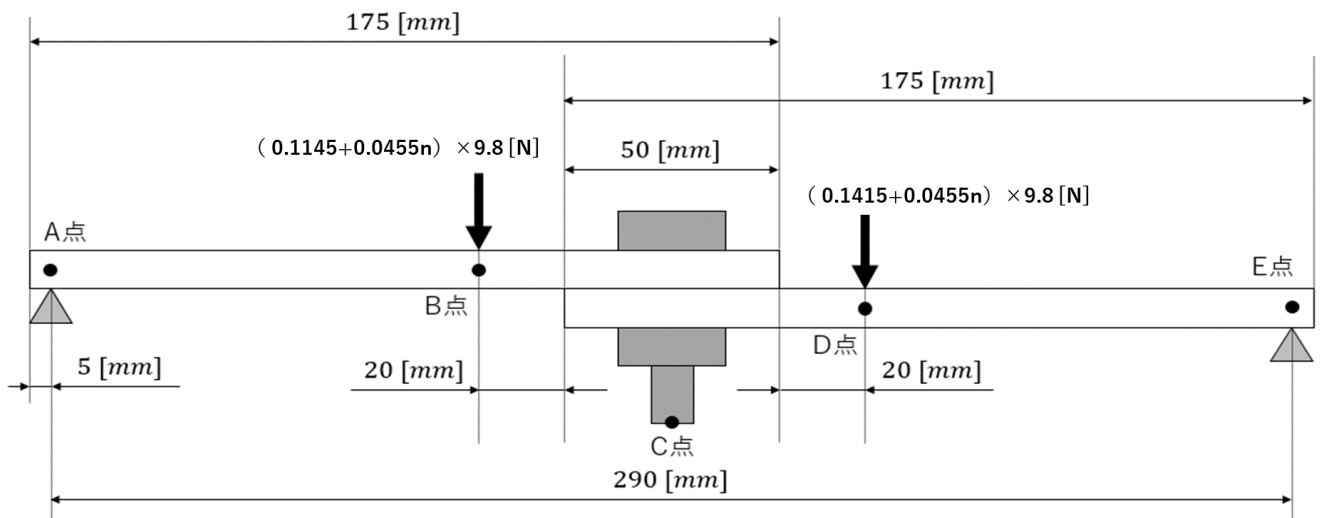


図 3-1 面外方向荷重を負荷する条件

3.3 解析結果と考察

3.3.1 たわみ

C 点における荷重-たわみ曲線を図 3-2 および図 3-3 に示す．ただし，荷重は最初の錘（B 点に 114.5 g，D 点に 141.5 g）を載せる直前を 0 kg とし，以降それぞれの荷重点に負荷される外力の大きさをプロットしている．また，たわみは最初の錘を載せる直前，つまりボルト締結後のたわみを 0 mm としている．

縦方向長穴，横方向長穴ともに，詳細モデルおよび簡易モデルは試験の結果よりわずかにたわみが大きくなる傾向を示した．一方で，いずれの簡易モデルにおいても詳細モデルに対して高い精度で一致している．また，面外方向に荷重を加えた場合は，せん断方向に荷重を加えた場合と異なり，負荷する荷重自体も小さいため被締結材間およびボルト・ナットの座面ですべりが起きず，荷重を増加させても剛性が低下しないため，荷重に対してたわみは常に線形に増加した．

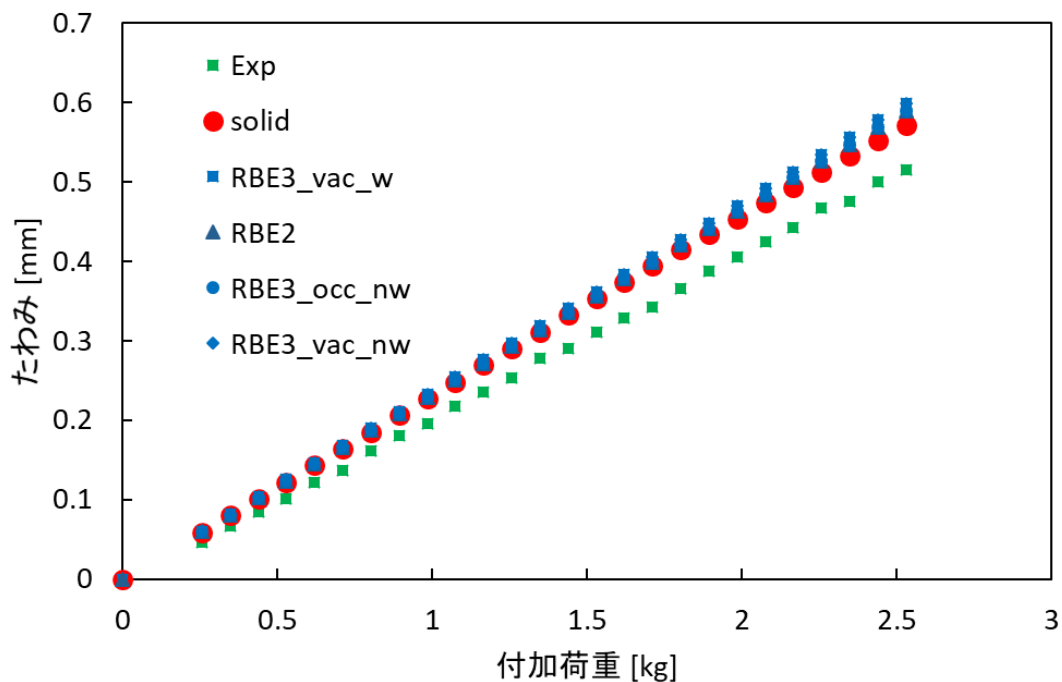


図 3-2 縦方向長穴の点 C における荷重-たわみ曲線

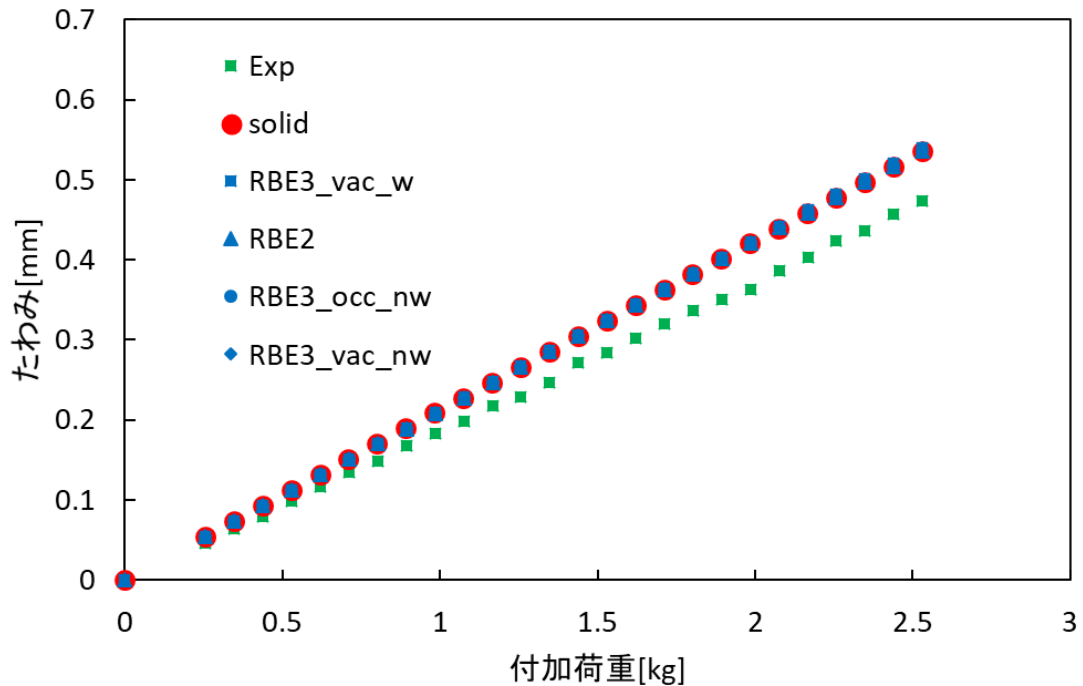


図 3-3 横方向長穴の点 C における荷重-たわみ曲線

次に、各点における荷重-たわみ曲線の回帰直線の傾きを曲げ剛性と定義する。縦方向長穴および横方向長穴の曲げ剛性の値を表 3-1 に示した。詳細モデルでの解析結果を基準とした場合、縦方向長穴、横方向長穴ともに簡易モデルはすべてのモデルにおいて、曲げ剛性が誤差 5%以内の高い精度で再現できている。簡易モデルの種類によって大きな違いは見られなかったが、その原因は簡易モデルの締結部近傍のモデリングの差異によるたわみの違いよりも、被締結材シェル全体のたわみ量の方が相対的に非常に大きいためであると考えられる。

また、試験と解析（詳細モデルおよび簡易モデル）でわずかに違いが見られた原因は、試験の測定誤差だけでなく、点 A および点 E での単純支持のような試験における固定条件等を解析で再現しきれなかったためであると考えられる。

表 3-1 各モデルにおける曲げ剛性の比較

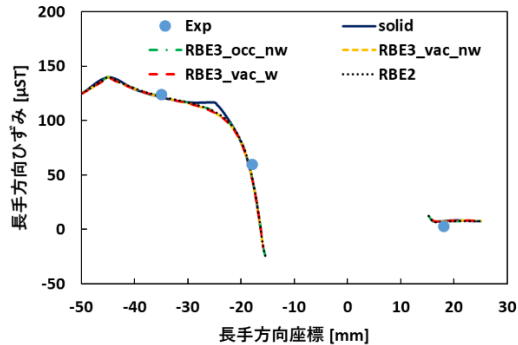
ただし、表中に括弧書きした割合表記は詳細モデルの曲げ剛性を基準としている

	Exp	solid	RBE3_occ_nw	RBE3_vac_nw	RBE3_vac_w	RBE2
縦方向長穴 [kg/mm]	4.84 (109.8%)	4.41 (100.0%)	4.29 (97.3%)	4.22 (95.8%)	4.22 (95.8%)	4.29 (97.3%)
横方向長穴 [kg/mm]	5.36 (113.3%)	4.73 (100.0%)	4.72 (99.9%)	4.69 (99.3%)	4.69 (99.3%)	4.72 (99.9%)

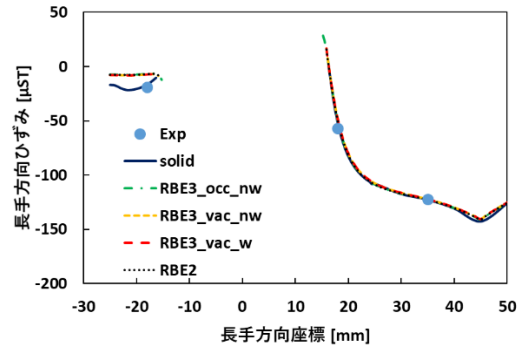
3.3.2 ひずみ

図 3-4 に、縦方向長穴の図 3-5 における section A から section D のひずみ分布を示した。section A および section B における長手方向のひずみ分布は試験、詳細モデル、簡易モデルですべて高い精度で一致している。一方で、section C および section D における幅方向のひずみ分布は試験と解析でやや違いが見られたが、解析において幅方向座標の原点に対してひずみ分布は対称になるのに対して、試験では対称になっていない。モデルの形状上、幅方向座標の原点に対してひずみ分布が対称になるのは理論上正しいため、試験における非対称なひずみ分布は測定誤差による可能性が高いと考えられる。また、幅方向のひずみに関してはおよそ 50 $\mu\text{ε}$ 前後であり、ひずみの値自体が小さいことが誤差の要因の一つであると考えられる。

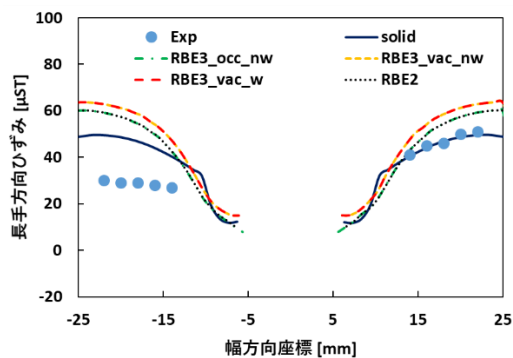
また、補間剛体要素モデルと剛体拘束モデルでひずみ分布にほとんど違いが見れない原因は、面外方向に荷重を加える解析において、モデルに働く力は当然面外方向の力が支配的であり、補間剛体要素モデルでは面内方向にのみ補間剛体要素による拘束を施し、面外方向に関しては剛体拘束モデルと同様の剛体拘束を施しているため、両モデルには同様の力が働き、結果としてほとんど同じひずみ分布になると考えられる。



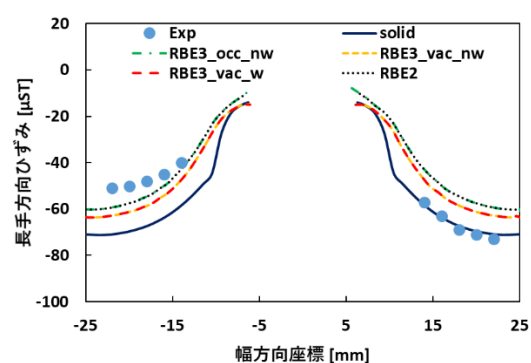
(a) section A



(b) section B



(c) section C



(d) section D

図 3-4 縦方向長穴におけるひずみ分布

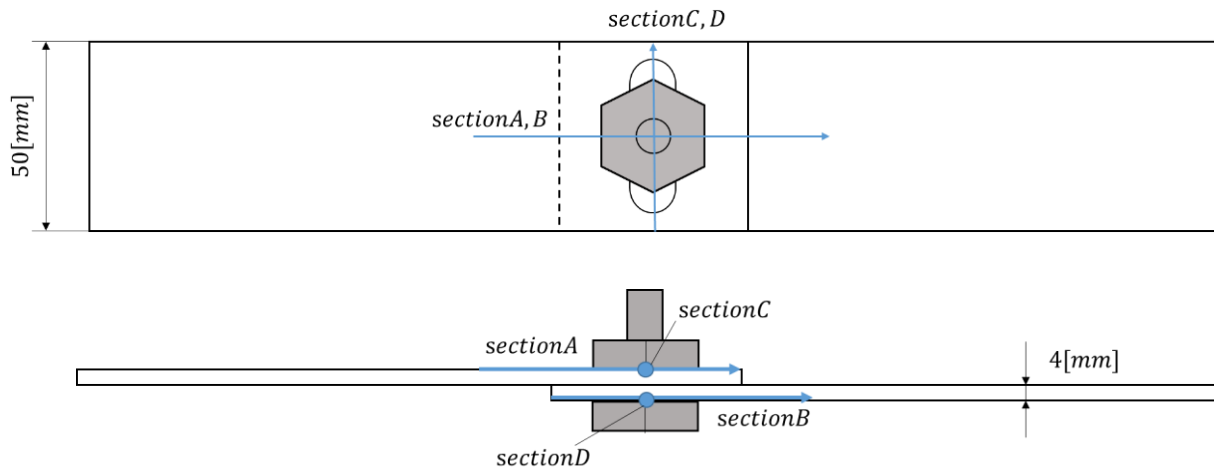
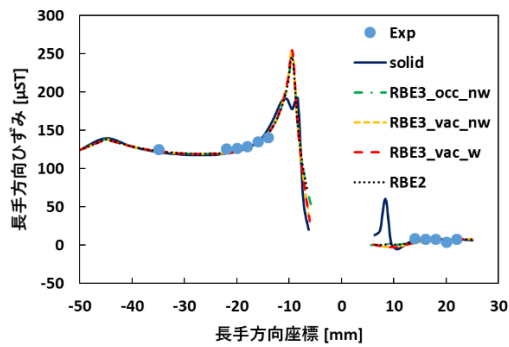


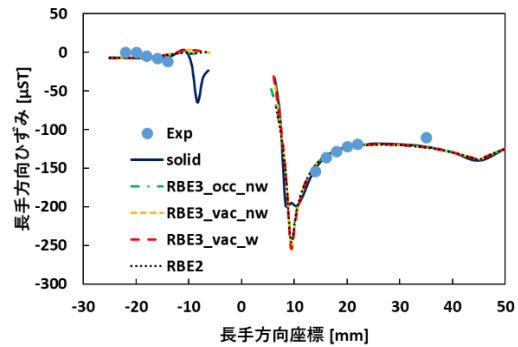
図 3-5 面外方向荷重を受ける継手のひずみ評価箇所

次に、横方向長穴の図 3-5 における section A から section D のひずみ分布を図 3-6 に示した。section A および section B における長手方向のひずみ分布は試験、詳細モデル、簡易モデルでいずれもほとんど一致した。一方で、section C および section D における幅方向のひずみ分布は、詳細モデルと簡易モデルでは概ね一致した。また、試験と解析でやや違いが見られたが、前述の通りひずみの値が小さいことに起因する試験での誤差であると考えられる。

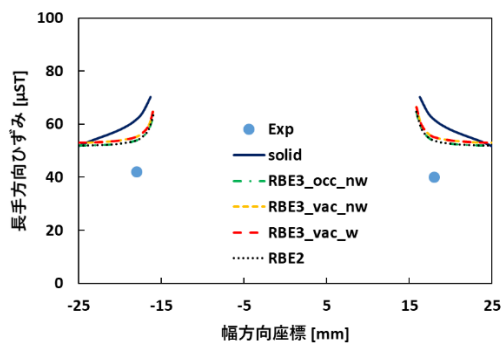
なお、詳細モデルの結果を正とした場合、簡易モデルは非常に高い精度で一致しているため、簡易モデルのモデリング手法は面外方向荷重を受ける場合においても有効であると考えられる。



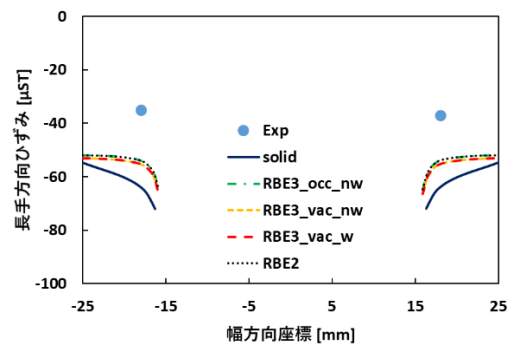
(a) section A



(b) section B



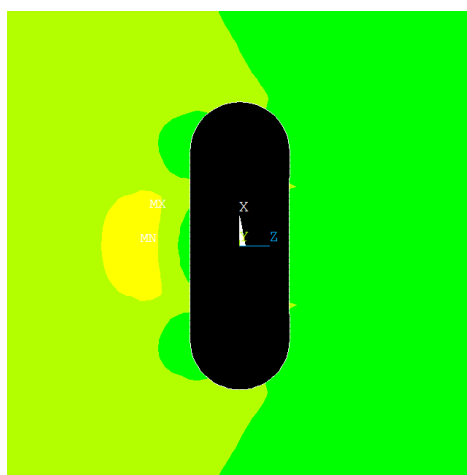
(c) section C



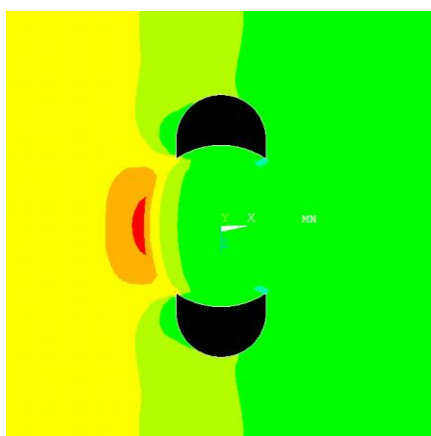
(d) section D

図 3-6 横方向長穴におけるひずみ分布

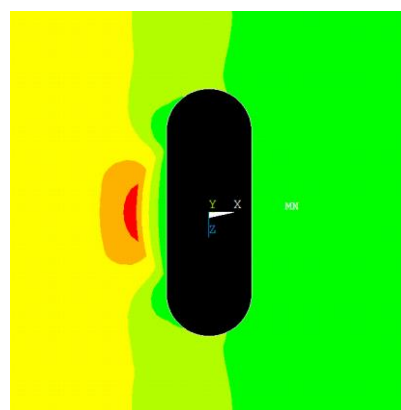
最後に、図 3-7 に横方向長穴の plate1 表面における長手方向ひずみコンター図を示した。簡易モデル同士で比較すると、いずれのモデルにおいても全く同様のコンター図となっているが、簡易モデルと詳細モデルを比較すると、簡易モデルではひずみが赤色に高く出ている箇所があり、やや詳細モデルと傾向が異なる。この原因は、簡易モデルにおいてひずみが高く出ている箇所は等価座面領域で拘束を行う境界に相当し、補間剛体要素や剛体拘束等による拘束が原因であると考えられる。



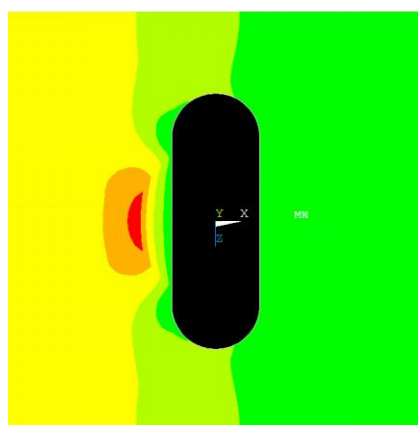
(a) solid モデル



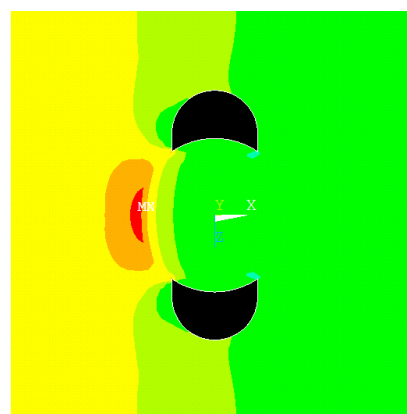
(b) RBE3_occ_nw モデル



(c) RBE3_vac_nw モデル



(d) RBE3_vac_w モデル



(e) RBE2 モデル

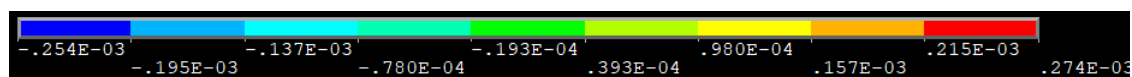


図 3-7 横方向長穴の plate1 表面における長手方向ひずみコンター図

3.4 結言

本章では、せん断継手のボルト締結体に対して面外方向に荷重を負荷した際の簡易モデルの挙動を詳細モデルおよび試験結果と比較し、その有効性を評価した。

曲げ剛性に関しては、いずれの簡易モデルにおいても詳細モデルに対して誤差 5%以内という高い精度で剛性を再現した。

また、ひずみ分布に関しては、等価座面領域周辺の剛体拘束等による影響によりややひずみが過大評価される箇所はあるものの、すべての簡易モデルでは詳細モデルのひずみ分布を精度よく再現した。

簡易モデル同士を比較すると、曲げ剛性、ひずみ分布共に違いは見られなかったが、どのモデルも曲げ剛性およびひずみ分布を高い精度で再現したため、前章で提案した簡易モデリング手法（RBE3_vac_w モデル）は外力の方向によらず高精度な解析を行うことができるモデリング手法であると言える。

第4章 艀装レールボルト締結 体の簡易モデリング手法の提 案

4.1 緒言

本章では、まず艀装レールボルト締結体の接触を考慮した詳細ソリッドモデルを作成し、妥当性確認を行う。次に、その詳細モデルの力学的特性を反映した簡易モデリング手法の提案を行う。平板継手のボルト締結体にて提案した簡易モデリング手法（RBE3_vac_w モデル）を艀装レールボルト締結体に応用した。なお、評価項目に関しては継手ボルト締結体の場合と同様、ひずみ分布と並進剛性について着目する。

4.2 詳細ソリッドモデルの妥当性確認

4.2.1 試験条件

ボルトにより締結した艀装レールボルト締結体に対し、艀装レールのレール方向および、レール直交方向に荷重を負荷する試験を行った。これは、日立製作所が行った試験である。

試験片は2種類用いており、艀装レールのレール方向に荷重を加える際に用いるレール方向荷重試験片と、レール直交方向に荷重を加える際に用いるレール直交方向荷重試験片であり、両試験片でレールの長さが異なる。本試験に用いた艀装レール試験片の形状と寸法を図 4-1、図 4-2、図 4-3 に示した。図に示した通り、レール方向荷重試験片

はレールの長さが 165 mm、レール直交方向荷重試験片はレールの長さが 300 mm であり、両試験片においてレールの長さのみ異なっているが、それ以外は同じ部品を用いている。なお、艀装レールのレール直交方向を x 、鉛直方向を y 、レール方向を z として座標系を定義する。

試験は複数の軸力下で行い、表 4-1 および表 4-2 に条件をまとめた。表 4-1 における Case A から F がレール方向荷重試験片における初期締結力の値、表 4-2 における Case G から K がレール直交方向荷重試験片における初期締結力の値である。

なお、ひずみ測定に関しては、ボルト締結後のひずみを 0 点として計測している。

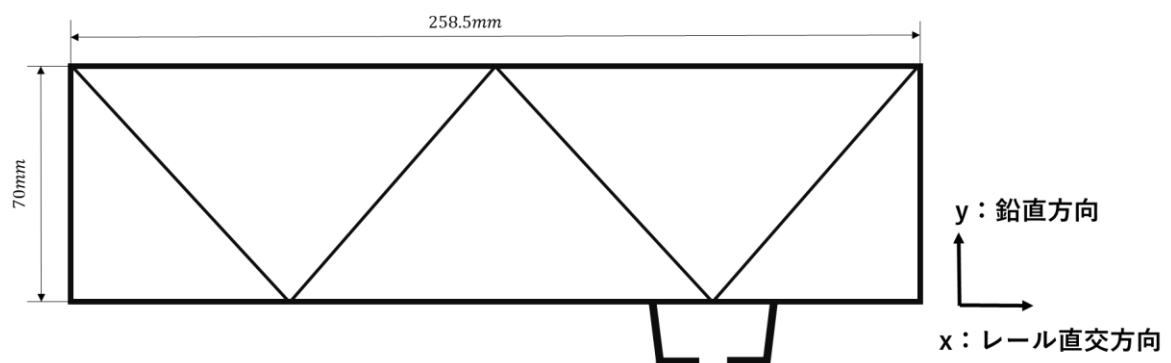


図 4-1 正面図（レール方向荷重試験片，レール直交方向荷重試験片共通）

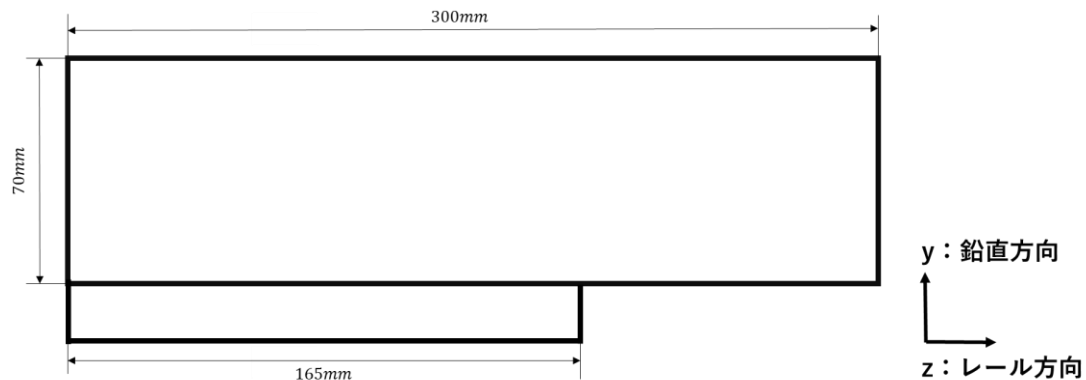


図 4-2 側面図（レール方向荷重試験片）

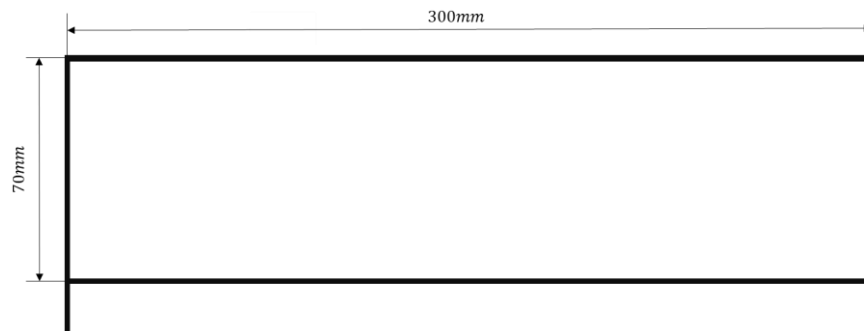


図 4-3 側面図（レール直交方向荷重試験片）

表 4-1 レール方向荷重試験片における初期締結力

	Case A	Case B	Case C	Case D	Case E	Case F
初期締結力 [kN]	24.01	41.78	39.10	24.01	9.55	9.27

表 4-2 レール直交方向荷重試験片における初期締結力

	Case G	Case H	Case I	Case J	Case K
初期締結力 [kN]	46.21	51.32	33.14	9.58	11.71

4.2.2 解析条件

詳細モデルによる解析は、打田 [12]の先行研究において作成されたモデルをもとに、メッシュの切り直しや正確なモデリングの修正を加え、図 4-4 にレール方向荷重モデル、図 4-5 にレール直交方向荷重モデルの様子を示した。使用した有限要素法解析ソフトは ANSYS17.0（陰解法）で、幾何学的非線形を考慮した準静的解析を行い、六面体二次要素 SOLID186 を主に用いてモデリングした。なお、ねじ面の一部等には四面体二次要素を用いた。平板継手のボルト締結体では六角頭のボルトを使用していたが、本解析ではボルト頭の断面が長方形形状のボルトを使用した。呼び径 M16 のメートル並目ねじであり、材質は SS400、ヤング率 205 GPa、ポアソン比 0.30 である。ナットの材質は SCM435、ヤング率 205 GPa、ポアソン比 0.30 とした。また、図 4-6 にボルト締結部近傍の様子を示したが、締結部は下から順に、ナット、座金、プレート、当金、艀装レール、ボルトの順に締結されている。座金はヤング率 205 GPa、ポアソン比 0.30、プレート、当金および治具の材質は A6061P、ヤング率 68.6 GPa、ポアソン比 0.33 である。艀装レールを含む形材の材質は A6005CS、ヤング率 70.0 GPa、ポアソン比 0.33 である。また、図 4-7 にボルトと当金を固定する際に使用する小ねじ締結部の詳細を示した。ボルト頭に雌ねじを切り、当金下面に皿もみ加工を施すことで小ねじとの締結を再現している。小ねじは M5 の十字穴付き皿小ねじであり、材質は SUSXM7、ヤング率 205 GPa、ポアソン比 0.30 である。

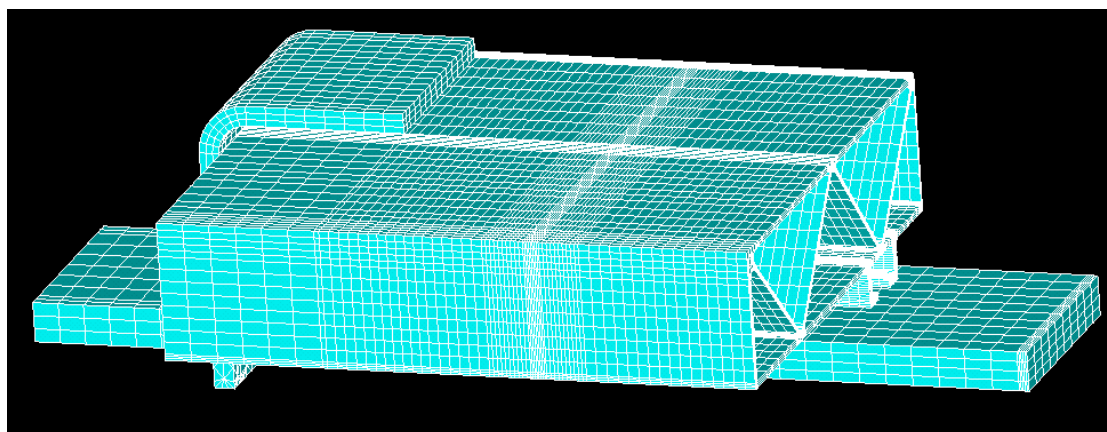
接触および摩擦についてボルト締結部では、艀装レールとボルト座面間、ボルトとナットのねじ面接触部、艀装レールと当金の間、当金とプレートの間、プレートと座金の間、座金とナット座面間の計 6 か所について考慮し、小ねじ締結部では、小ねじ座面と当金接触面およびねじ面接触部で考慮した。接触要素は CONTA174、TARGE170 で、接触アルゴリズムはペナルティ法を用い、いずれの接触においても対称接触により定義し

た．ペナルティ剛性ファクターは全ての荷重ステップにおいて 0.1 とし，摩擦係数は全ての接触面において 0.15 として統一した．また，治具と型材の接着部分は実際には縁を溶接しているが，解析においてはそれらの接触部分の縁のみを固着接触とすることで溶接を再現した．

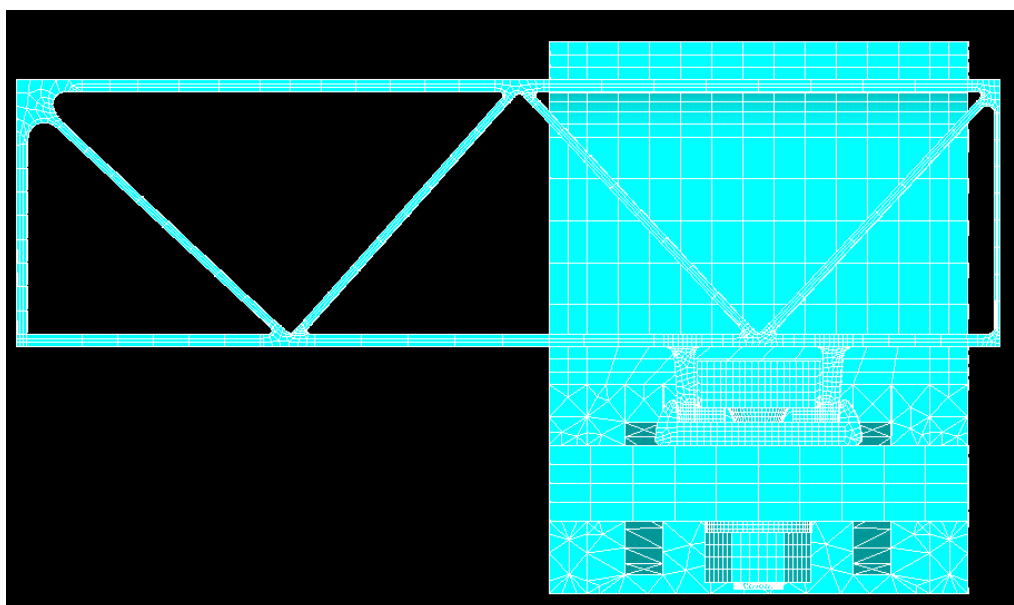
拘束条件に関しては，治具端面の一边を完全拘束，プレート端面の一边を荷重方向にのみカップリング拘束，他 2 方向は完全拘束することで拘束を再現した．両者の端面ではなく一边を拘束したのは，一边での拘束の方が，チャッキングでのわずかな傾きなどの試験での固定条件を再現できることが分かったためである．

また，ボルトおよび小ねじに対して軸力を発生させる方法については，平板継手の場合と同様，興石 [17] が用いたボルト座面を被締結体へと陥入させることで軸力を発生させる方法を用いることとした．

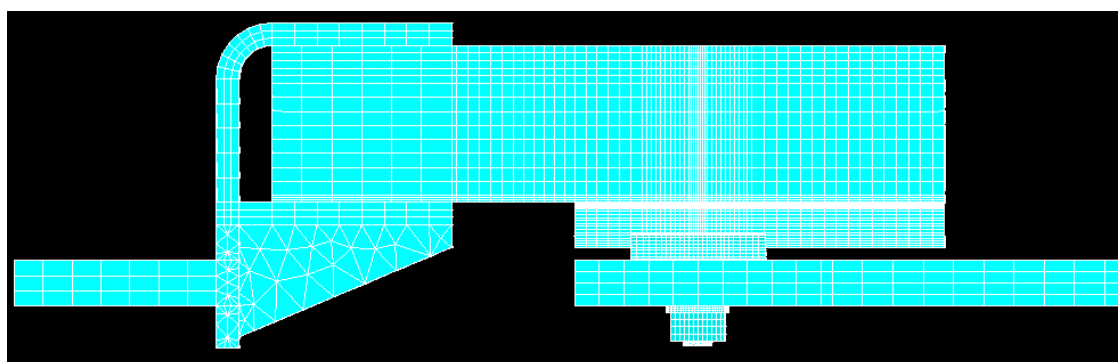
負荷荷重については，締結面同士のすべりや塑性変形を起こさない低荷重の領域で行い，3 kN を上限として荷重を加えた．



(a) 斜視図

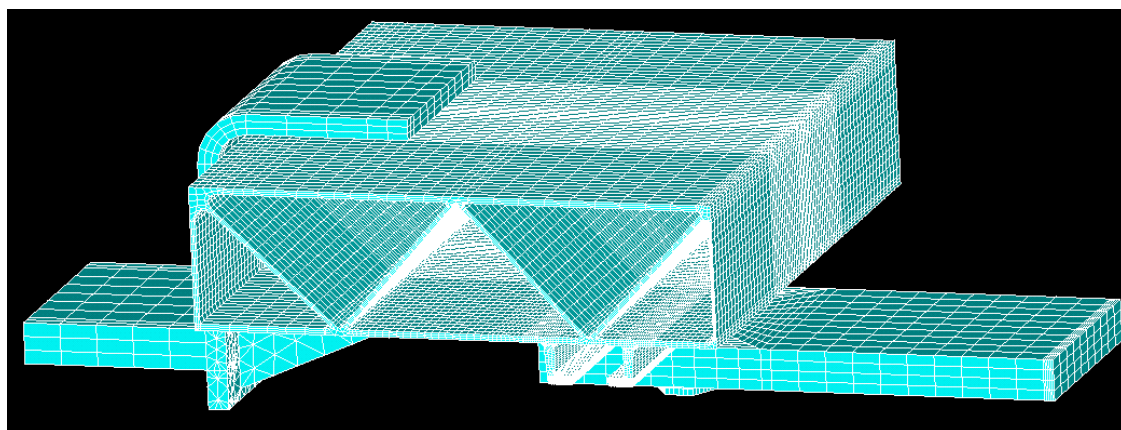


(b) 正面図

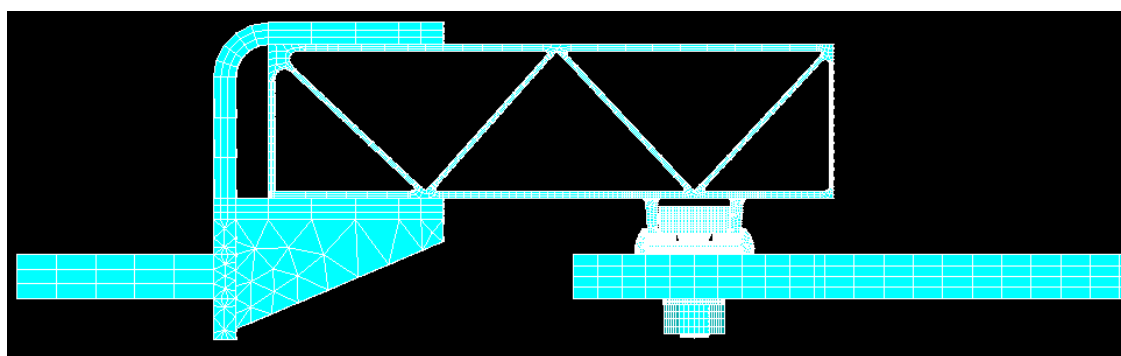


(c) 側面図

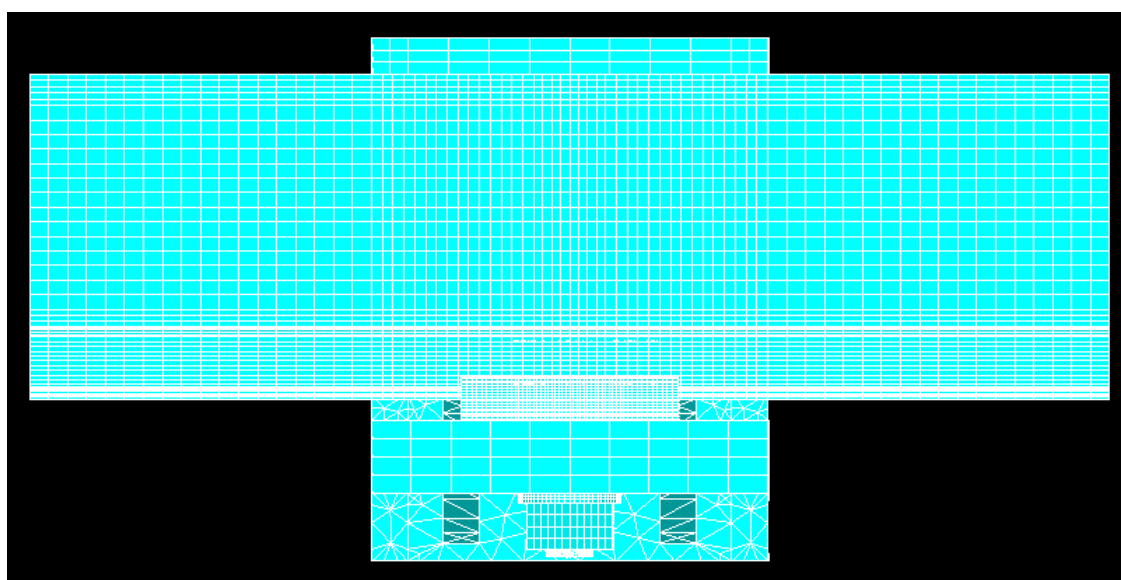
図 4-4 レール方向荷重モデルの形状



(a) 斜視図



(b) 正面図



(c) 側面図

図 4-5 レール直交方向荷重モデルの形状

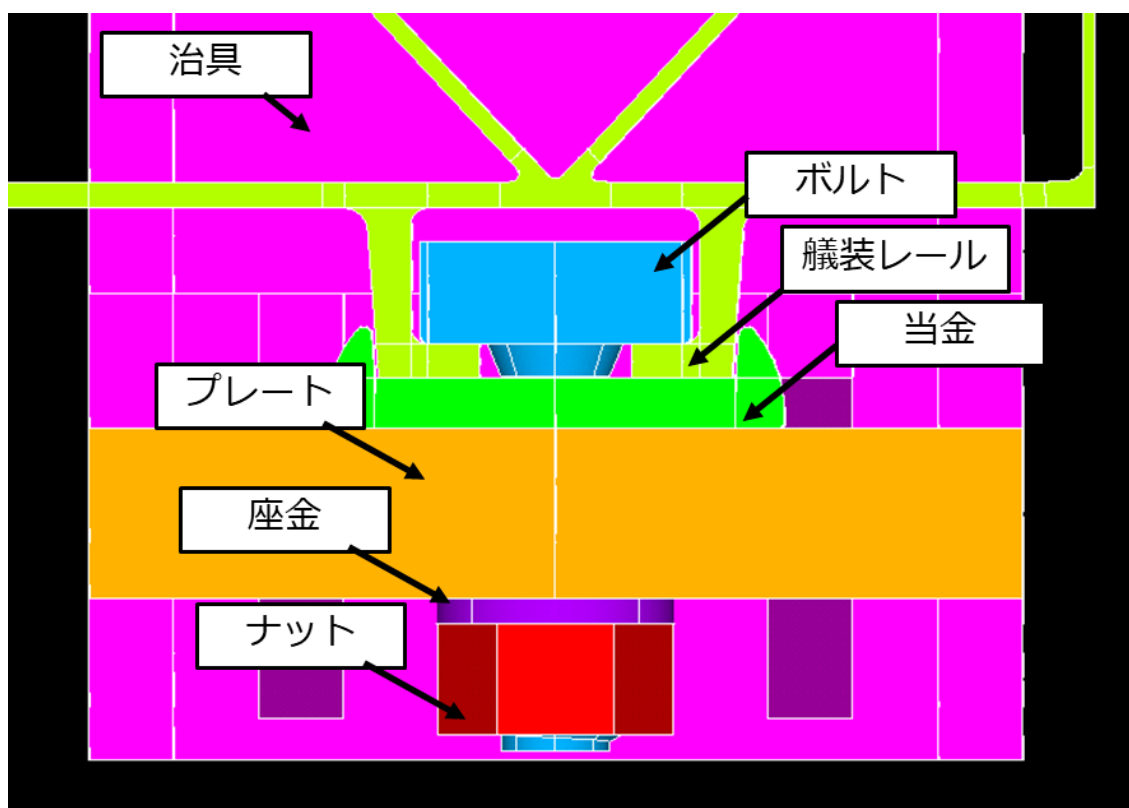


図 4-6 ボルト締結部の詳細

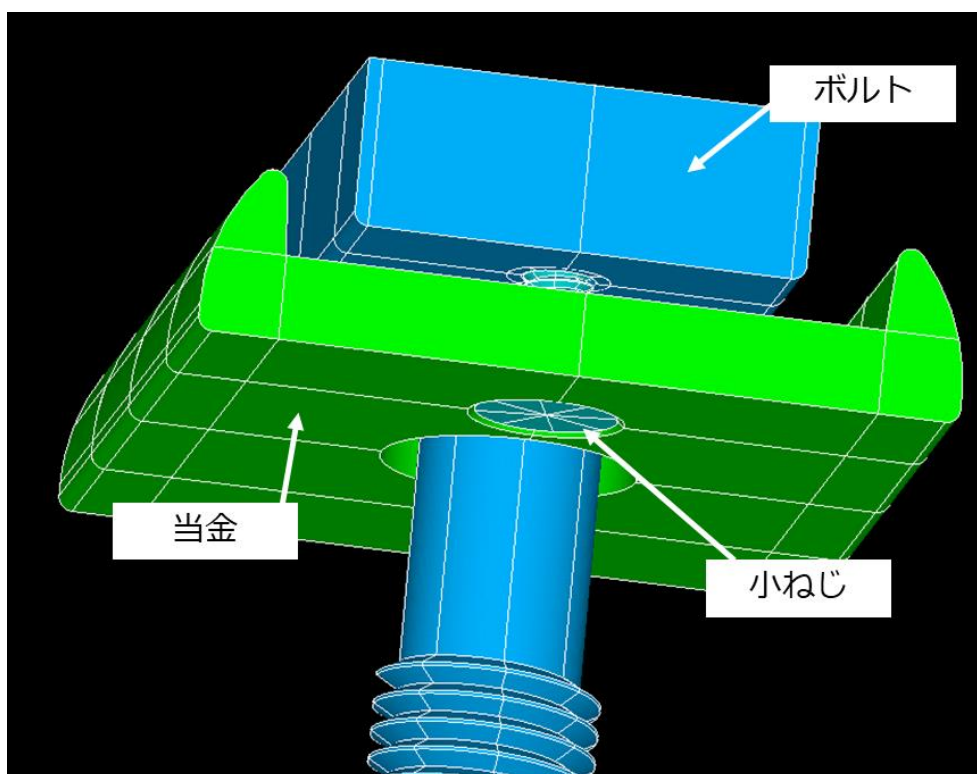


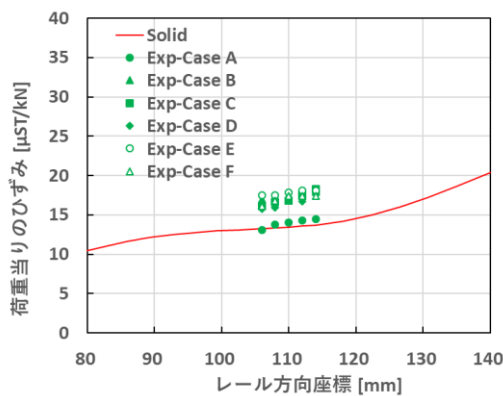
図 4-7 小ねじ締結部の詳細

4.2.3 解析結果

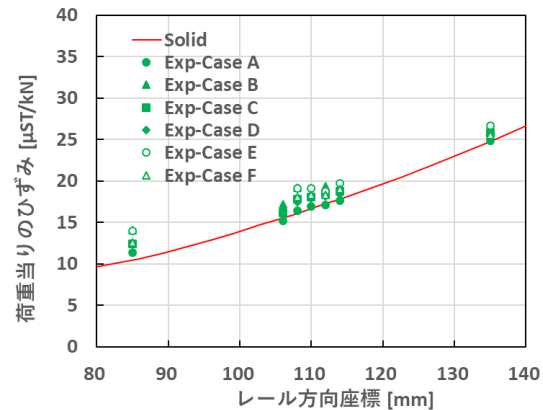
4.2.3.1 レール方向荷重モデル

艀装レールのレール方向に荷重を加えるモデルについて、レール方向のひずみ分布を示したものが図 4-8 である。また、各ひずみ分布における評価ラインは図 4-9 および図 4-10 に示した通りであり、赤い矢印の開始点がひずみ分布の原点に対応している。なお、各ひずみ分布におけるレール方向座標 110 mm の位置がボルト締結の中心である。試験については表 4-1 に示した 6 回の試験結果を用いており、詳細ソリッドモデルではボルト軸力が 24 kN の解析結果を示している。4.2.4 で解説するが、低荷重領域においてひずみは軸力に依存しないことが分かるため、軸力の値を考慮せず一つのグラフにまとめた。

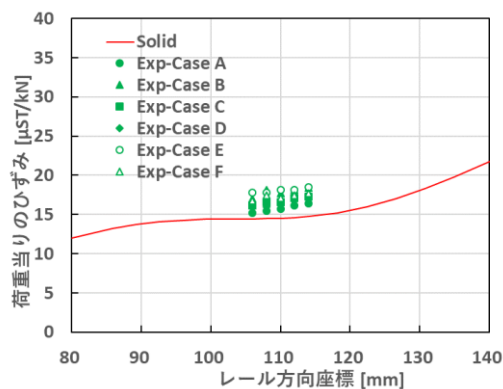
試験でわずかにばらつきがあるものの、レール方向のひずみ分布は解析において試験結果を精度よく再現できていると言える。



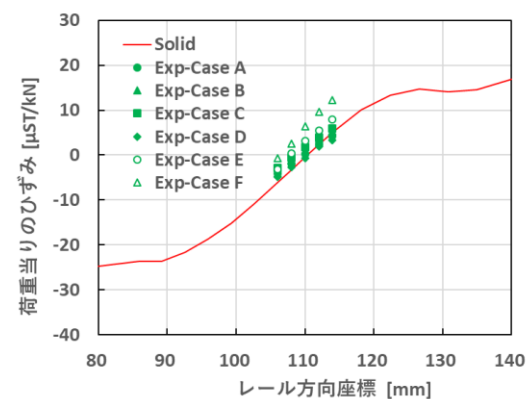
(a) Line1-1



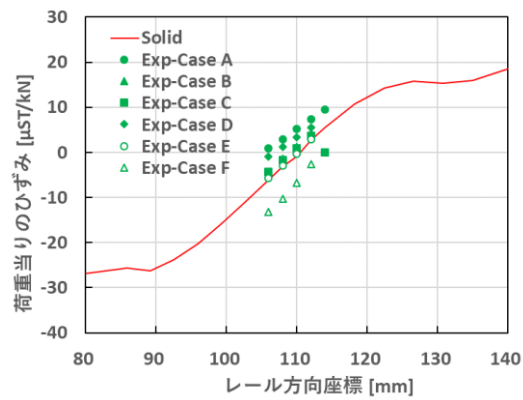
(b) Line1-2



(c) Line1-3



(d) Line1-4



(e) Line1-5

図 4-8 レール方向荷重モデルにおけるひずみ分布の試験と詳細モデルの比較

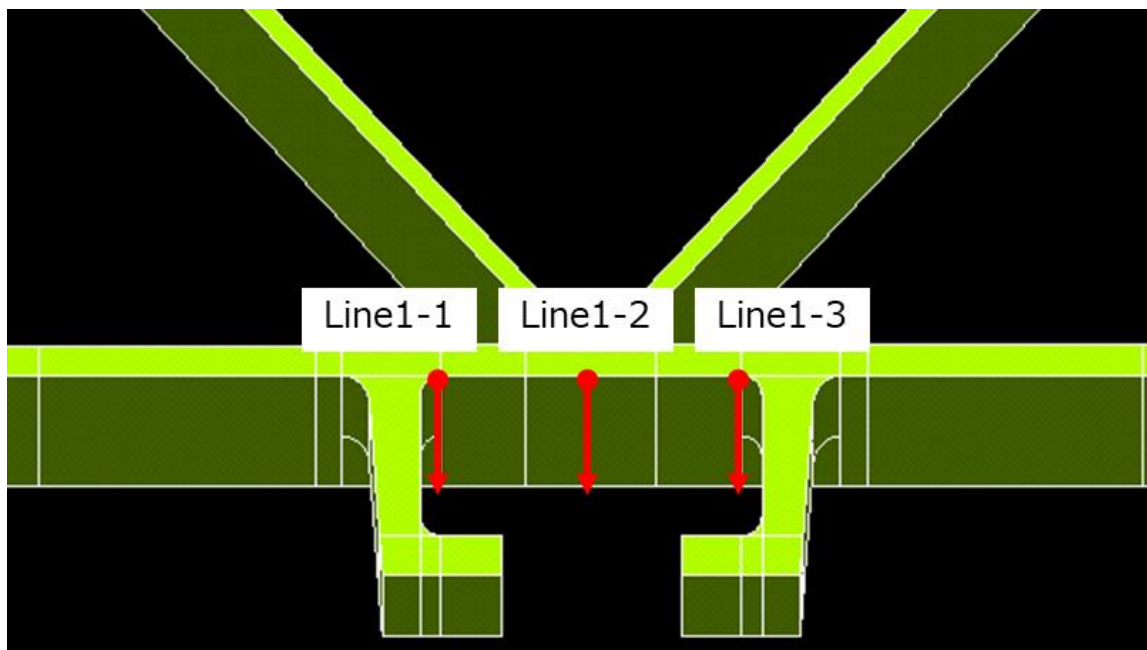


図 4-9 レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-1, 1-2, 1-3

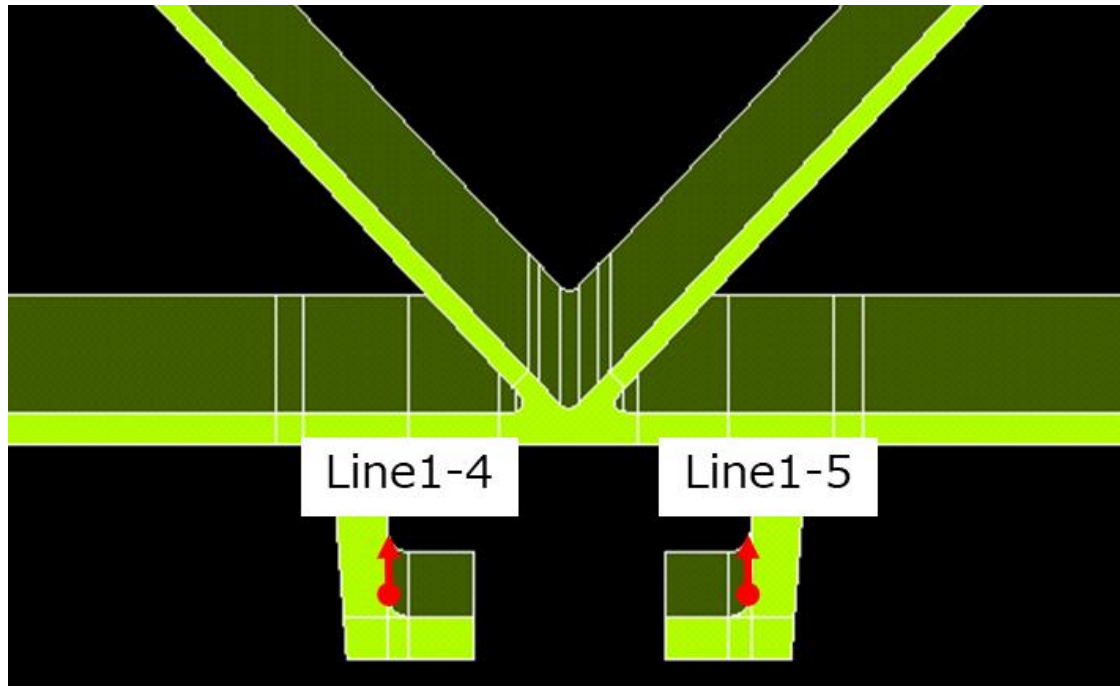


図 4-10 レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-4, 1-5

ひずみ予測誤差の評価を行うため、試験と解析の結果を比較したものが図 4-11 である。横軸に試験で測定されたひずみ、縦軸に詳細モデルによる解析で得られたひずみの値を示している。なお、試験についてはボルト軸力が 24.01 kN の試験片で行った 2 回分の結果を用いている。わずかに試験と解析で結果が異なるものがあるものの、全体として、試験と解析の結果に強い相関があることが分かる。

また、グラフ右上に回帰直線の数式と決定係数 R^2 を記載している。回帰直線の傾きは 1 に近い値を示しており、また決定係数 R^2 も 0.9 を上回っているため、詳細モデルにおいて試験のひずみ分布を高い精度で再現できていると考えられる。

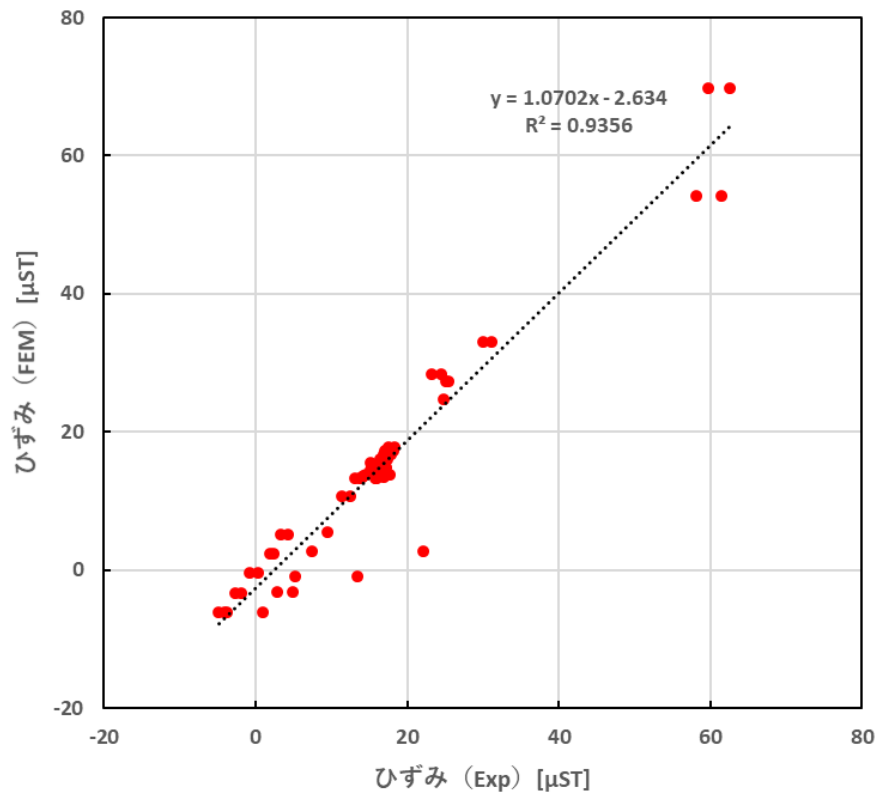


図 4-11 レール方向荷重モデルの試験と解析の結果比較

4.2.3.2 レール直交方向荷重モデル

レール直交方向に荷重を加えるモデルについて、垂直方向のひずみ分布を示したものが図 4-12 である。また、各ひずみ分布における評価ラインは図 4-13 に示した通りであり、赤い矢印の開始点がひずみ分布の原点に対応している。試験については表 4-2 に示した 5 回の試験結果を用いており、詳細ソリッドモデルではボルト軸力が 33 kN の解析結果を示している。

試験にばらつきがあり、特に Line2-1, Line2-2 にて大きく差があるが、全体を通してひずみ分布は試験を精度よく解析で再現できていると言える。

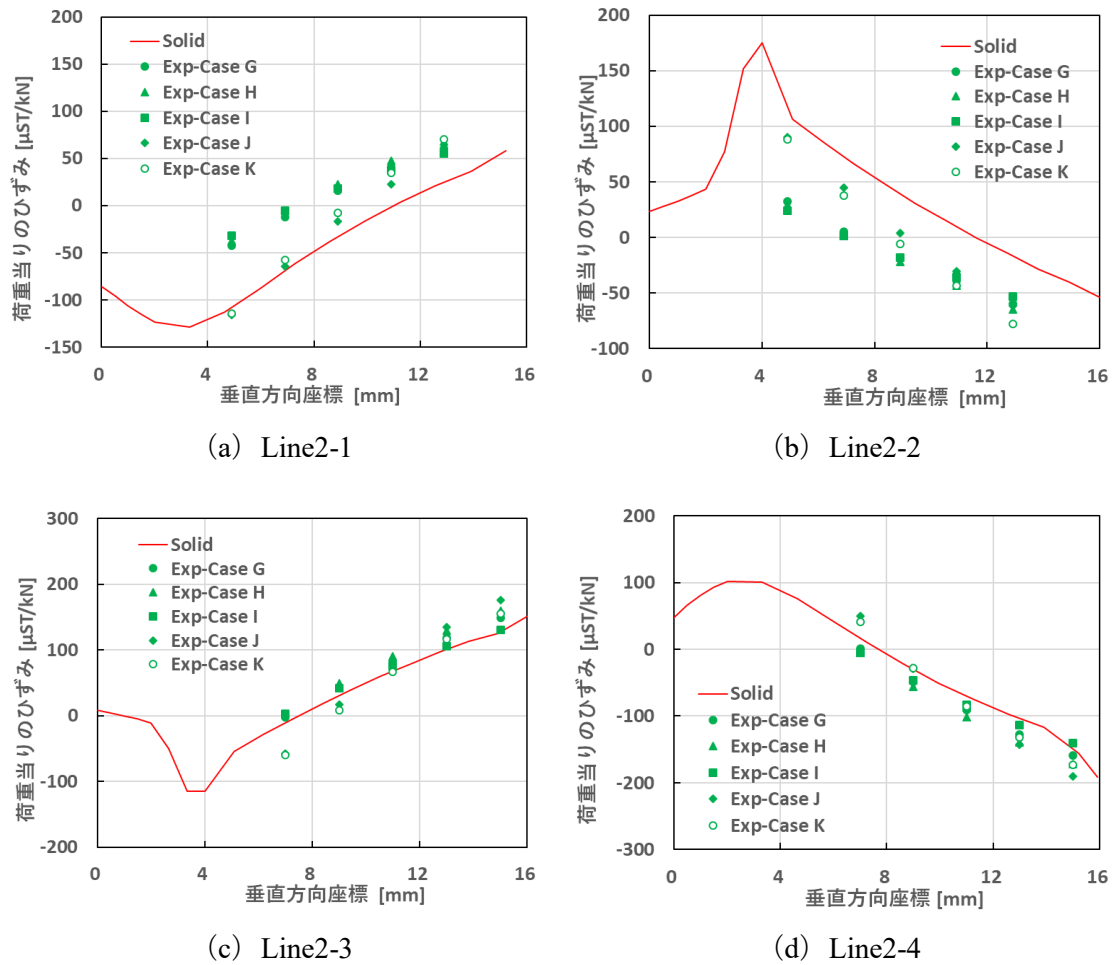


図 4-12 レール直交方向荷重モデルにおけるひずみ分布の試験と詳細モデルの比較

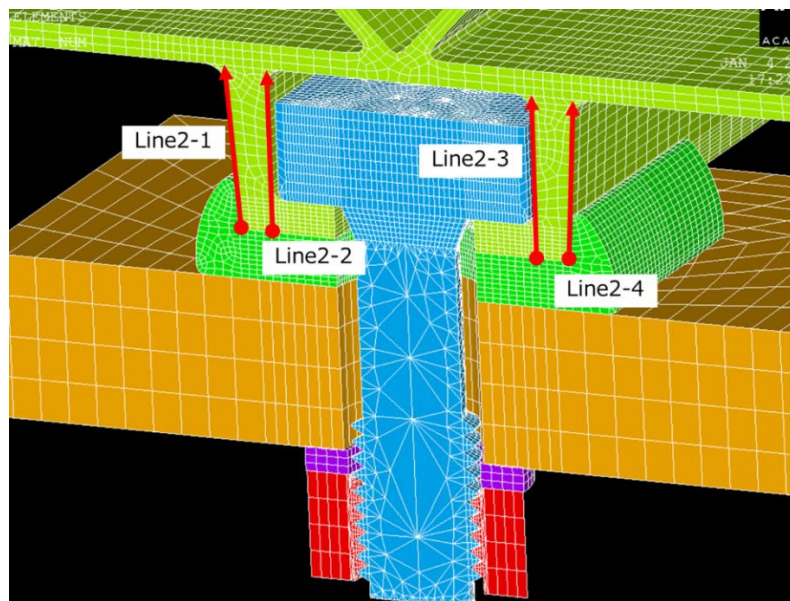


図 4-13 レール直交方向荷重モデルにおける評価ライン（ボルト軸中央を通る断面）

ひずみ予測誤差の評価を行うため、試験と解析の結果を比較したものが図 4-14 である。横軸に試験で測定されたひずみ、縦軸に詳細モデルによる解析で得られたひずみの値を示している。なお、試験についてはボルト軸力が 33.14 kN の試験片（Case I）で行った結果を用いている。わずかに試験と解析で結果が異なるものがあるものの、全体として、試験と解析の結果に強い相関があることが分かる。

また、グラフ右上に回帰直線の数式と決定係数 R^2 を記載している。回帰直線の傾きは 1 に近い値を示しており、また決定係数 R^2 も 0.9 を上回っているため、詳細モデルにおいて試験のひずみ分布を高い精度で再現できていると考えられる。

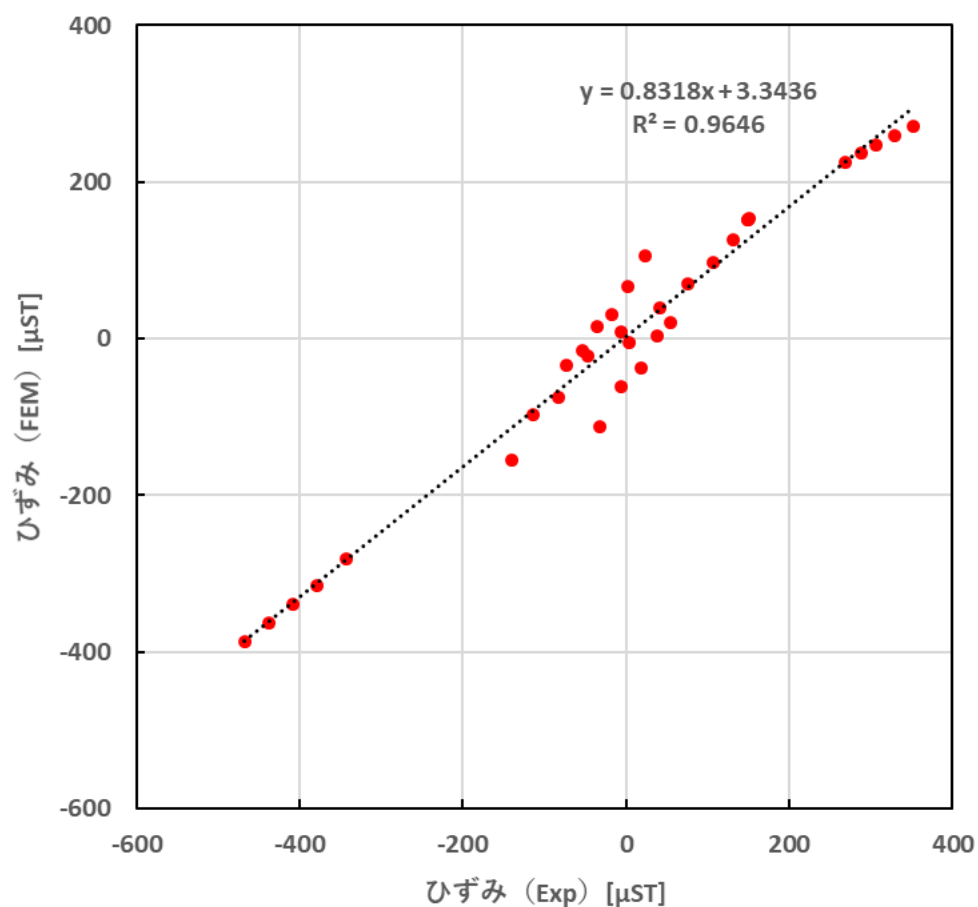


図 4-14 レール直交方向荷重モデルの試験と解析の結果比較

4.2.4 考察

4.2.4.1 初期締結力の影響

図 4-15 および図 4-16 に、レール方向荷重モデルに 1 kN 負荷した際のひずみ分布を示した。詳細モデルによる解析では、軸力を 10 kN から 41 kN で変化させ、試験では表 4-1 にあるような複数の軸力の結果を用いた。

解析の結果から、1 kN のような低荷重の領域ではひずみ分布に軸力の違いによる影響は全く現われなかった。一方で、試験結果にはやや軸力の違いによるひずみ分布の差があるように思われるが、解析の結果から低荷重の領域ではひずみ分布に軸力の違いによる影響はないことから、試験における違いは測定誤差によるものである可能性が高いと考えられる。

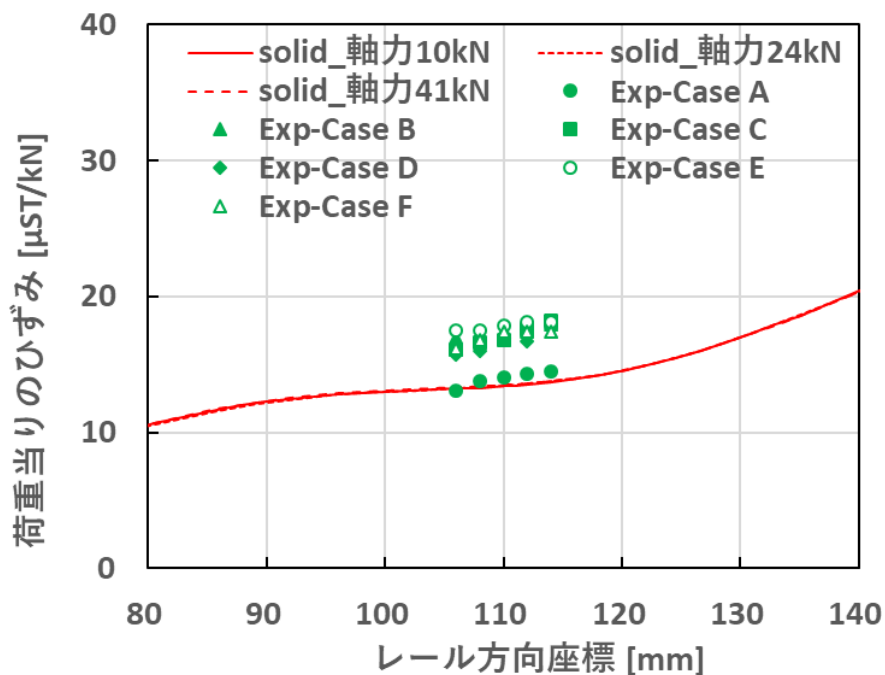


図 4-15 Line1-1 におけるひずみ分布の軸力依存性

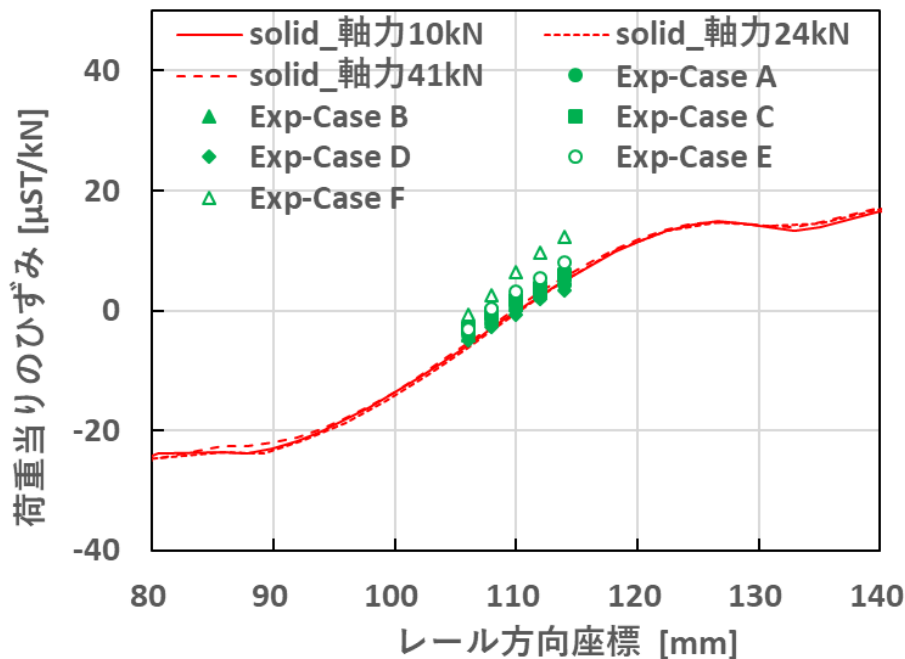


図 4-16 Line1-4 におけるひずみ分布の軸力依存性

図 4-17 および図 4-18 に Line1-1 および Line1-4 のある特定の位置における荷重に対するひずみの変化を示した。モデルはレール方向荷重モデルであり、軸力は 10 kN、24 kN、41 kN の 3 パターンを用い、高い荷重までかけた際の軸力の違いによる影響を調べた。図 4-17 の Line1-1 はボルト締結部からやや離れた位置、図 4-18 の Line1-4 はボルト締結部近傍の結果である。なお、ボルト軸力 10 kN のモデルのグラフにおいて負荷荷重が 4 kN の手前で終了しているのは、ボルトの軸力が小さいため完全に座面すべりを起こしてしまい解析が終了してしまうためである。

ボルト締結部からやや離れた位置である図 4-17 の Line1-1 では軸力の違いにより全く影響が現れないのに対し、ボルト締結部近傍の図 4-18 の Line1-4 では傾向に違いが見られる。どの軸力による解析でも 1 kN 程の負荷荷重までは線形にひずみが増加したが、その後ひずみは非線形に変化しひずみの増加率は減少している。ボルト軸力 10 kN の詳細モデルではおよそ 2 kN、ボルト軸力 24 kN の詳細モデルではおよそ 5.2 kN を変曲点として大幅にひずみが減少しているが、ボルト軸力 41 kN の詳細モデルではひずみは概ね線形に変化した。

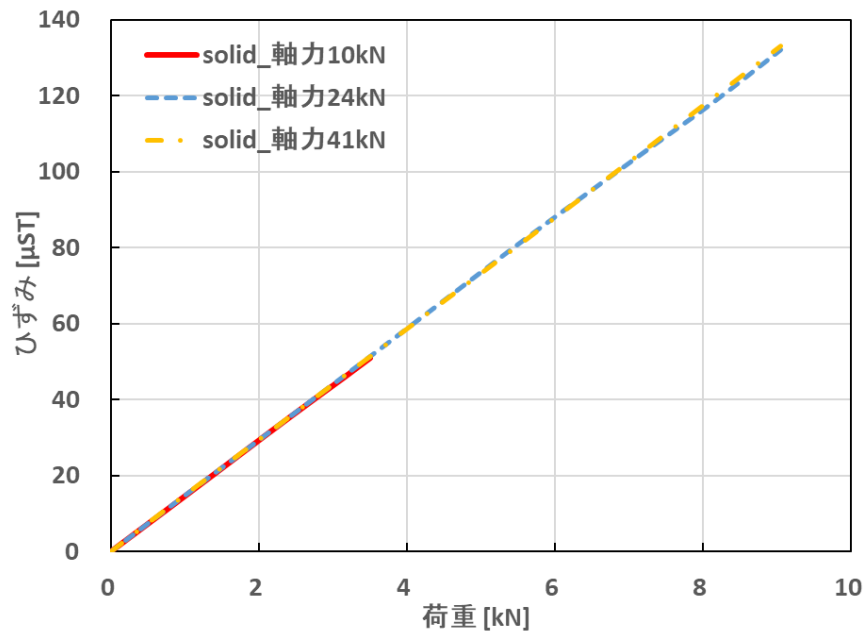


図 4-17 Line1-1 ($z = 108$) における荷重-ひずみ曲線のボルト軸力依存性

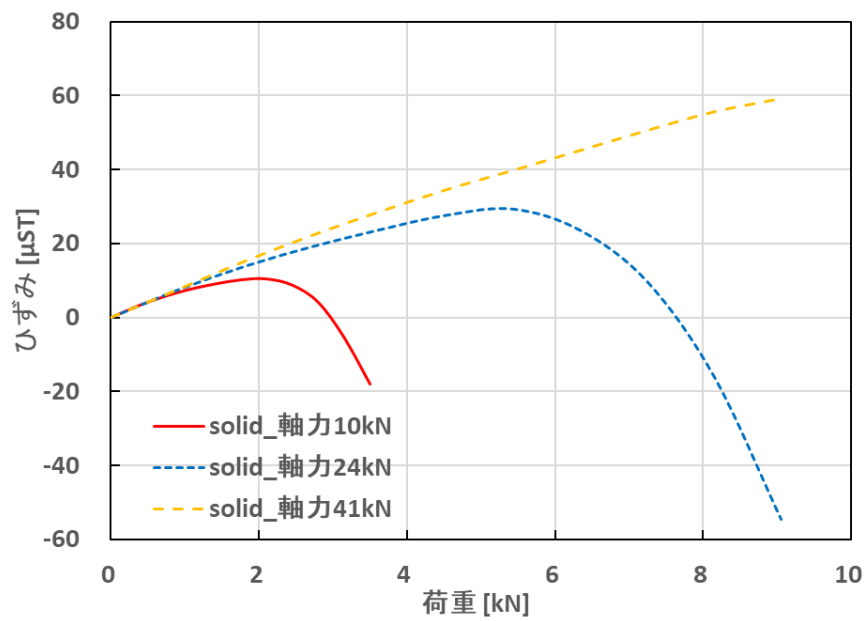


図 4-18 Line1-4 ($z = 108$) における荷重-ひずみ曲線のボルト軸力依存性

このようにボルト締結部近傍である図 4-18 の Line1-4 において、ボルトの初期締結力によってひずみの変化に差が見られる原因は、ボルト締結部の接触面において微小なすべりが発生しているためであると考えられる。

そこで、図 4-18 のボルト軸力 24 kN の詳細モデルでは、負荷荷重およそ 5.2 kN を変曲点として大幅にひずみが減少しているが、その負荷荷重前後で締結部のすべり等を確認するため、接触状態の確認を行った。図 4-19 から図 4-21 にボルト締結部の各接触面における接触状態を示した。赤色が固着、橙色がすべり、黄色が非接触である。

図 4-19 のプレート-当金間の接触状態を確認すると、締結時 ($F=0$) にはしっかりと固着していたが、ひずみの変曲点の少し手前の荷重 ($F=5.1$) で固着領域はほとんどなくなり、その後完全に固着領域はなくなっている。その時点での荷重がひずみの変曲点と概ね一致しているため、荷重の増加に対するひずみの非線形性の原因は、ボルト締結の接触面における微小なすべりであると考えられる。そのため、ボルト締結部から離れた図 4-17 の Line1-1 では、軸力の違いにより全く影響が現れないことと整合性が取れる。

また、同詳細モデルにおいて接触面の摩擦係数を非常に大きな値に設定し、すべりが生じない条件で解析を行ったところ、荷重の増加に対するひずみの非線形性は現れずひずみは線形に変化したため、ひずみの非線形性の原因は接触面における微小なすべりであると結論付けることができる。

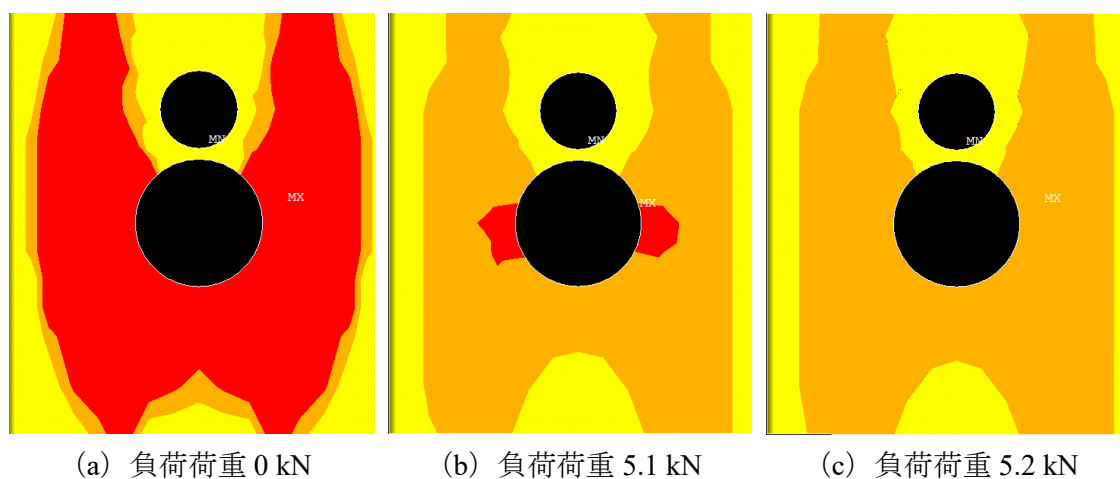


図 4-19 ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおけるプレート-当金間の接触状態

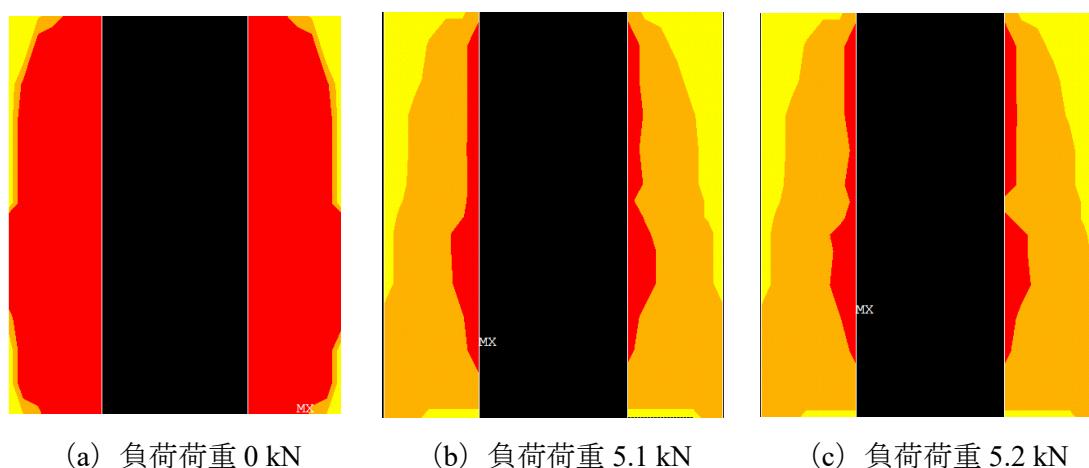


図 4-20 ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおける当金-艀装レール間の接触状態の変化

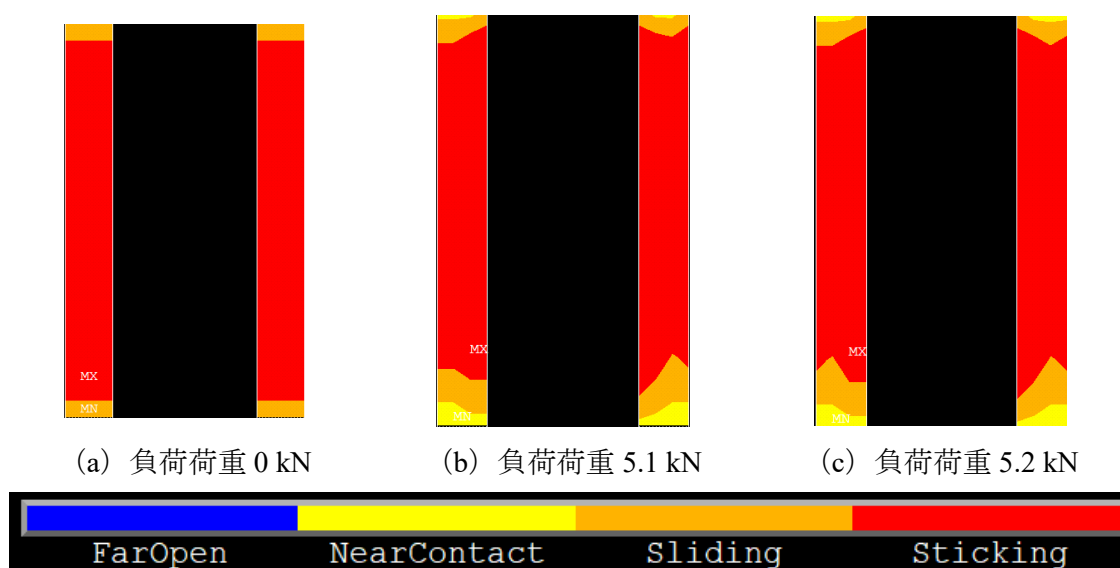


図 4-21 ボルト軸力 24 kN の詳細モデルにおける艀装レール-ボルト間の接触状態

4.2.4.2 小ねじ締結の影響

図 4-22 および図 4-23 にレール方向荷重モデルに荷重を負荷した際のひずみの変化を示し、小ねじの有無による違いを調べた。なお、小ねじは図 4-7 のようにボルトと当金を固定する際に使用している。詳細ソリッドモデルによる解析では、小ねじの軸力による違いも検討するため、小ねじの軸力を 1 kN から 10 kN で変化させ、試験では小ねじがある結果となしの結果を用いたが、試験における小ねじの軸力の測定は行っていない。図 4-22 の Line1-1 は小ねじ締結部からやや離れた位置、図 4-23 の Line1-4 は小ねじ締結部近傍の結果である。

まず、図 4-22 の Line1-1（小ねじ締結部からやや離れた位置）において、詳細モデルによる解析結果から、小ねじの有無やその軸力の違いによってひずみにはほとんど影響がないことが分かる。また、試験結果には小ねじの有無によって差があるように思われるが、解析の結果から小ねじの有無によってひずみにはほとんど影響がないことから、試験における違いは測定誤差によるものである可能性が高いと考えられる。

一方で、図 4-23 の Line1-4（小ねじ締結部近傍）では、解析、試験共にひずみの結果に違いが見られた。試験結果において、小ねじを用いた場合は小ねじを用いない場合よりもひずみは小さくなる傾向が見られ、解析においても同様の傾向が見られた。解析では、小ねじの軸力を大きくするほど、試験における小ねじありの結果に近づいた。なお、小ねじの軸力が 3 kN と 10 kN にはほとんど差がなく、1 kN の軸力のみやや大きな値となっていることから、軸力 1 kN は小ねじ締結においては十分な締め付け力ではなく、3 kN 以上の軸力で十分な軸力になると考えられる。実際に、皿小ねじの標準締め付け力は 2 kN から 5 kN とされるため、解析の結果は妥当と言えるだろう。

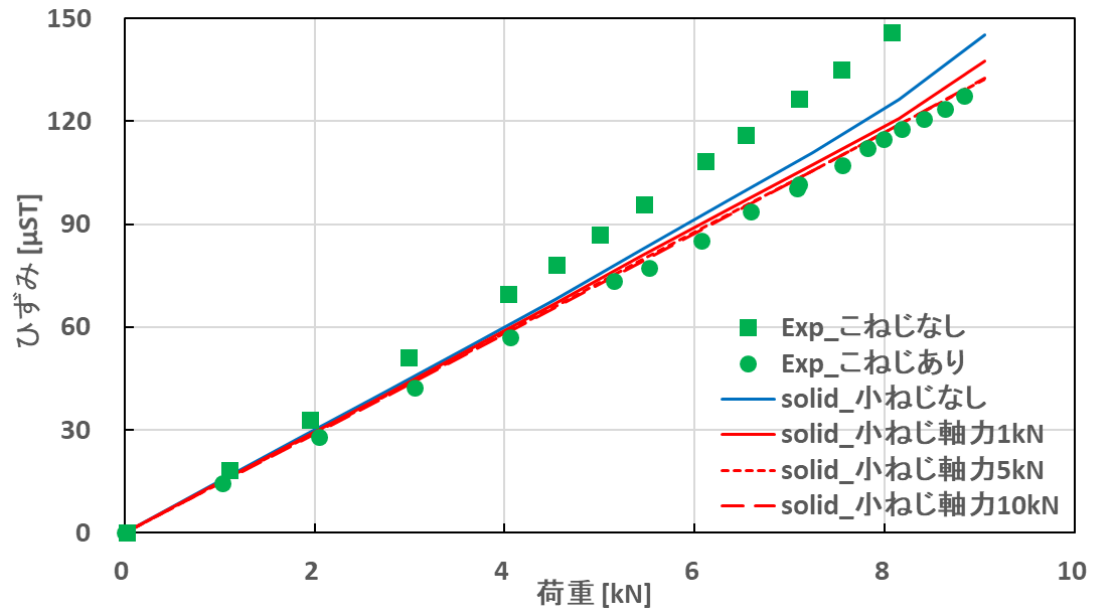


図 4-22 Line1-1 ($z=108$) における荷重-ひずみ曲線の小ねじの有無による違い

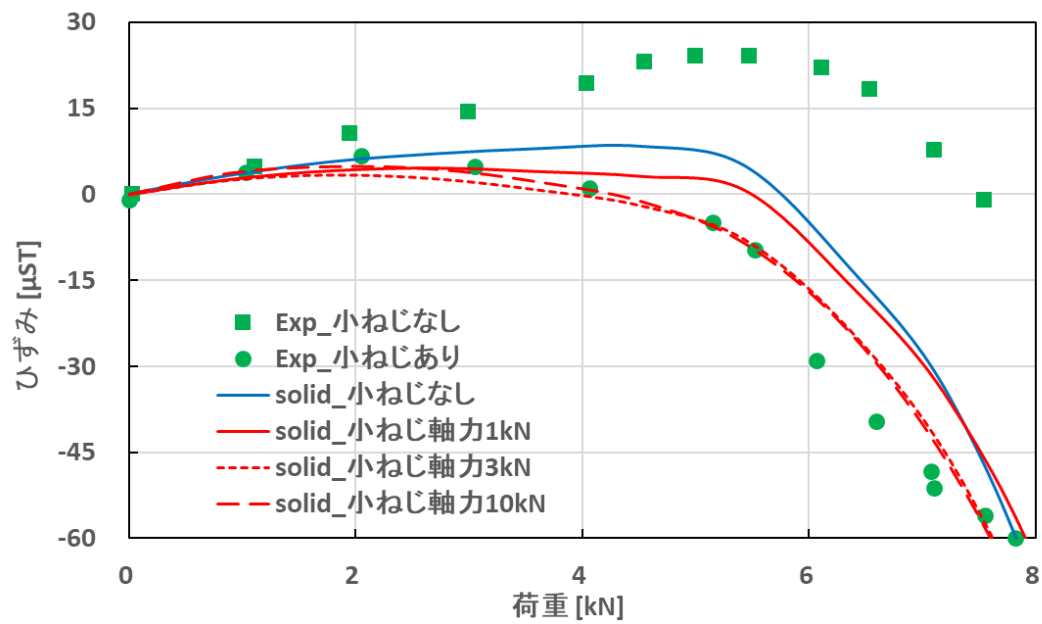


図 4-23 Line1-4 ($z=108$) における荷重-ひずみ曲線の小ねじの有無による違い

4.3 簡易モデリング手法の提案

艀装レールボルト締結体の簡易モデリング手法において、平板継手のボルト締結体の場合と同様、締結部シェルを実形状通り穴あけし、重み係数を定義し、等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束、座面のすべりを考慮した K_{ou} の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデル（RBE3_vac_w モデル）を提案する。

艀装レールボルト締結体の簡易モデルは日立製作所の吉村が作成したモデルを参考に作成した（図 4-24）。使用した有限要素法解析ソフトは前章同様 ANSYS17.0（陰解法）で、艀装レール等のモデリングはそれらの中立面をシェル要素で模擬し、締結部に関しては継手ボルト締結体と同様ビーム要素を用いた。

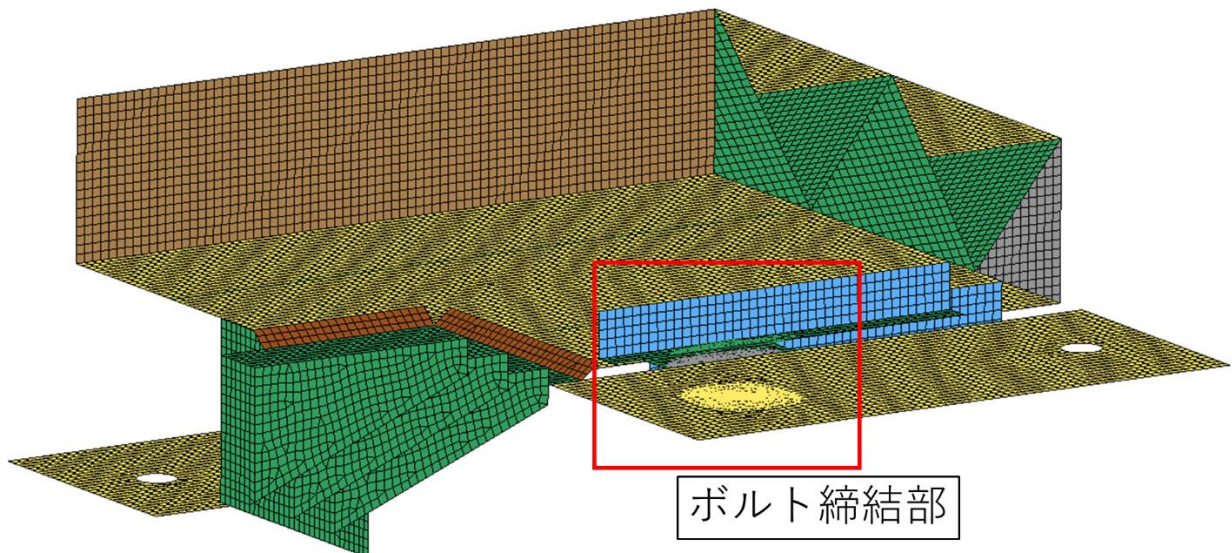


図 4-24 艀装レールボルト締結体の簡易モデル（レール方向荷重モデル）

また、ボルト締結部の拘束領域に関して、継手ボルト締結体の場合と異なる点があるため、以下に解説する。図 4-25 に示した断面における締結部の圧縮応力場を図 4-26 に示した。断面 A はレールの中立面，断面 B は当金の中立面，断面 C がプレートの中立面である。通常のボルト頭の形状は正六角形のため、等価座面領域は円形状になるとされるが、本研究で使用了特殊ボルトは長方形形状のため、図 4-26 に示した通り等価座面領域は複雑な形状をしている。

そのため、シェル上の拘束領域は VDI2230（2003）[19]により記述される円形状で表現することはできず、詳細モデルによる解析で求められる等価座面領域の形状を採用した。実際の詳細ソリッドモデルによる解析で求められる等価座面領域の面積は、VDI2230 により理論上求められる等価座面領域のおよそ 3 倍大きな値となったため、艀

装レールボルト締結体のような特殊な形状に対して等価座面領域等を求める場合は、VDI2230により求められる理論値ではなく、実際に解析で算出した方が適していると考えられる。

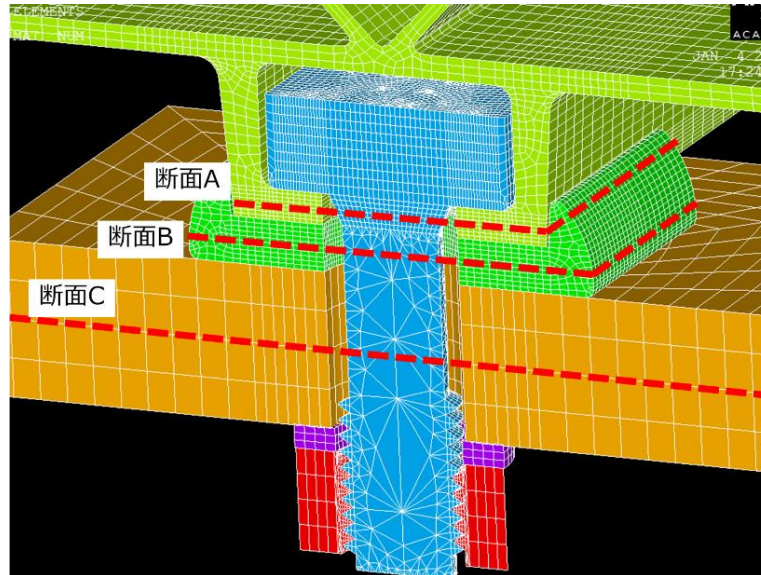
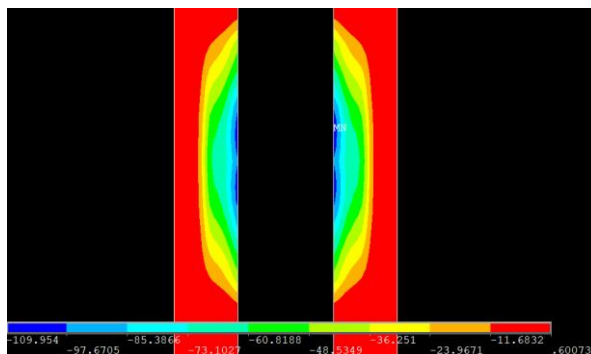
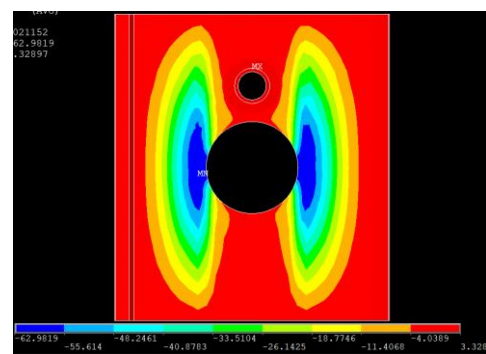


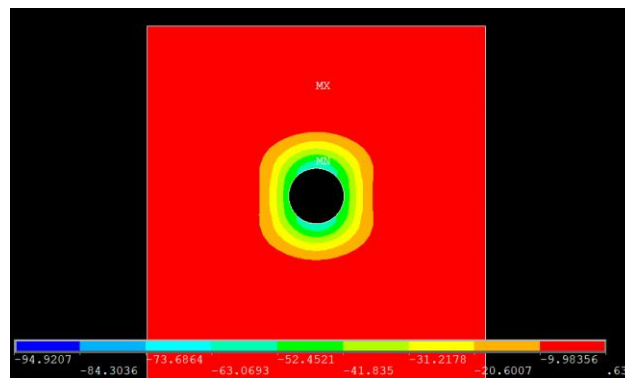
図 4-25 艀装レールの締結部の断面の番号



(a) 断面 A



(b) 断面 B



(c) 断面 C

図 4-26 締結部におけるボルト軸方向の圧縮応力場

詳細モデルによる解析で求められる等価座面領域の形状等から計算される値を、2.3.6の計算方法を用いて求めたビーム剛性値を表 4-3 に示した.

また、ビーム剛性のうち、横せん断剛性に関しては、2.3.6 で解説した、すべりを考慮した K_{ou} の横せん断剛性を使用した. しかし K_{ou} の横せん断剛性の使用に際して、継手ボルト締結体の場合はすべての板で板厚が同一であったが、艀装レールボルト締結体の場合は、締結される艀装レール、当金、プレートの板厚がすべて異なるため、 K_{ou} の式の修正が必要である. そこで、式 (2-36) および式 (2-37) の板厚に関する項をそれぞれ 2 枚の板の平均値を取ることで、式 (4-1) から式 (4-4) のように修正した. 式 (4-1) における k_{pl1} は艀装レール-当金間の並進剛性値、式 (4-2) における k_{pl2} は当金-プレート間の並進剛性値であり、式 (4-3) および式 (4-4) ではそれらの値を用いて艀装レール-当金間のビームの横せん断剛性 P_{BSS1_Kou} 、当金-プレート間のビームの横せん断剛性 P_{BSS2_Kou} を計算している. なお、 t_1 は艀装レールの板厚、 t_2 は当金の厚さ、 t_3 はプレートの板厚であり、 S_{eq1} は艀装レール-当金間の等価座面領域の面積、 S_{eq2} は当金-プレート間の等価座面領域の面積であり、等価座面領域の面積は詳細モデルの解析から計算している.

表 4-3 艀装レールボルト締結部体の簡易モデルにおけるビーム剛性のパラメータ

軸方向剛性 [10^8Nmm^2]	2.72
z 軸に関する曲げ剛性 [10^{10}Nmm^2]	4.26
x 軸に関する曲げ剛性 [10^{10}Nmm^2]	4.15
ねじり剛性 [10^{10}Nmm^2]	3.27

$$k_{pl1} = \frac{2G_c S_{eq1}}{t_1 + t_2} \left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4-1)$$

$$k_{pl2} = \frac{2G_c S_{eq2}}{t_2 + t_3} \left(1 - \frac{F_c}{\mu_p P_{pre}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4-2)$$

$$P_{BSS1_Kou} = \frac{t_1 + t_2}{2} k_{pl1} \quad (4-3)$$

$$P_{BSS2_Kou} = \frac{t_2 + t_3}{2} k_{pl2} \quad (4-4)$$

表 4-4 艀装レールにおける横せん断剛性の入力値の比較 ($F_c = 0$ のとき)

ビーム要素	横せん断剛性 [10^7N]
艀装レールと当金をつなぐビーム要素	2.57
当金とプレートをつなぐビーム要素	4.64

表 4-5 簡易モデルの名称の定義

番号	モデル名称	等価座面領域の拘束	締結部	重み付け	備考
I	RBE3_vac_w	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	穴あけ	あり	提案モデル
II	RBE2	剛体拘束のみ	シェルで 穴埋め	なし	成瀬の 従来モデル
III	RBE3_occ_nw	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	シェルで 穴埋め	なし	
IV	RBE3_vac_nw	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	穴あけ	なし	
V	RBE3_occ_w	面内：補間剛体要素 面外：剛体拘束	シェルで 穴埋め	あり	
VI	RBE3_vac_nw_head	補間剛体要素のみ	穴あけ	なし	
VII	RBE3_vac_w_head	補間剛体要素のみ	穴あけ	あり	

表 4-5 に、本章において比較する簡易モデルの一覧を示した。モデルIからIVは継手ボルト締結体において使用した簡易モデルであり、モデルVからVIIは新たに比較対象としたモデルである。以下に各モデリング手法について説明する。

I.RBE3_vac_w モデルは、本研究において提案する、補間剛体要素（RBE3）を用い、締結部について実形状通り穴をあけ（vacant）、補間剛体要素の重み付け（weight）を行ったモデルである。II.RBE2 モデルは、先行研究の成瀬の剛体拘束モデル（RBE2）である。III.RBE3_occ_nw モデルは、補間剛体要素を用い、締結部についてシェルで穴を埋め（occupied）、補間剛体要素の重み付けは行っていない（no weight）モデルである。IV.RBE3_vac_nw モデルは、I.RBE3_vac_w モデルに対して重み付けは行っていないモデルである。V. RBE3_occ_w モデルはIII.RBE3_occ_nw モデルに対して重み付けを行ったモデルである。VI.RBE3_vac_nw_head モデルは日立製作所の吉村が提案した、ボルト頭とナットをシェルで模擬し、面内方向だけでなく面外方向も補間剛体要素によって拘束し、重み付けは行っていないモデルである。VII. RBE3_vac_w_head モデルはVI.RBE3_vac_nw_head モデルに対し重み付けを行ったモデルである。

なお、すべての補間剛体要素モデルにおいて面外方向変位の剛体拘束は等価座面領域内すべての節点に対し行っており、

作成した簡易モデルを図 4-27 に示し、各モデルにおける締結部近傍の拡大図を図 4-28 から図 4-31 に示した。ビームとシェルの拘束条件に関して、I.RBE3_vac_w、III.RBE3_occ_nw、IV.RBE3_vac_nw、V. RBE3_occ_w では、継手ボルト締結体の場合と

同様、ビーム上端点・艀装レールの等価座面領域、ビーム中間点・当金の等価座面領域、ビーム下端点・プレートの等価座面領域をそれぞれ面内方向の補間剛体要素（RBE3）による拘束と、面外方向の剛体拘束（RBE2）を施した。

VI. RBE3_vac_nw_head およびVII. RBE3_vac_w_head では、ビーム上端点・ボルト頭シェルの全節点、ビーム中間点・当金の等価座面領域、ビーム下端点・ナットシェルの全節点をそれぞれ全自由度の補間剛体要素による拘束を施した。また、ボルト頭シェルと艀装レール間、ナットシェルとプレート間はそれぞれ上下の節点で一対一に対応するようにメッシュを作成し、それぞれ一対一で全自由度の剛体拘束することで、ボルト頭シェルと艀装レール、ナットシェルとプレートを結合している。

II.RBE2 では、締結部にシェルで穴埋めし、ビーム上端点・艀装レールの等価座面領域、ビーム中間点・当金の等価座面領域、ビーム下端点・プレートの等価座面領域をそれぞれ並進方向の全自由度の剛体拘束を施している。

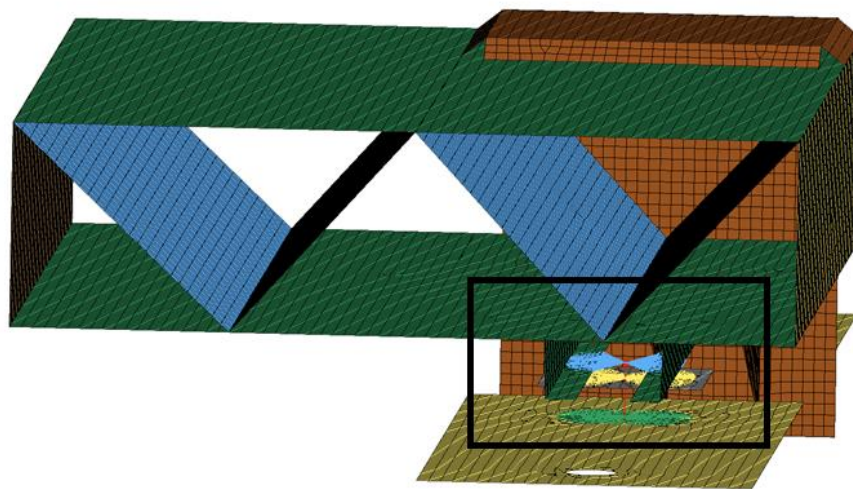


図 4-27 艀装レールボルト締結体の簡易モデル（レール方向荷重モデル）

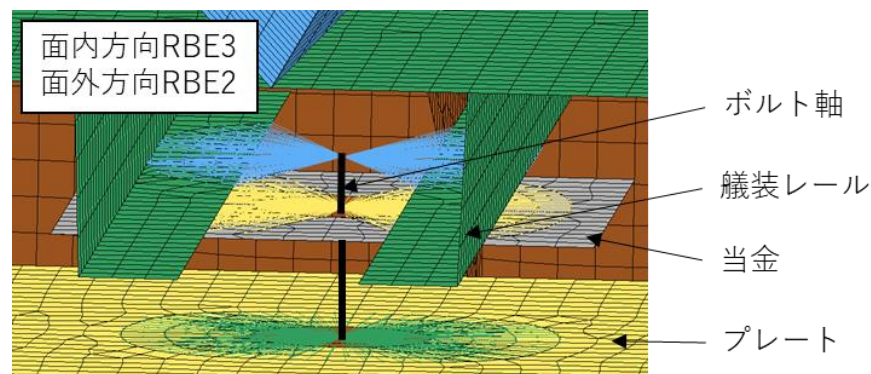


図 4-28 締結部に穴あけを施した補間剛体要素モデル（RBE3_vac_nw および RBE3_vac_w）における締結部の詳細

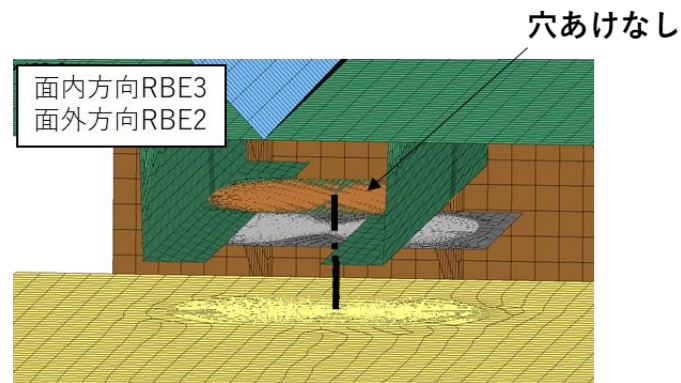


図 4-29 締結部をシェルで穴埋めした補間剛体要素モデル (RBE3_occ_nw および RBE3_occ_w) における締結部の詳細

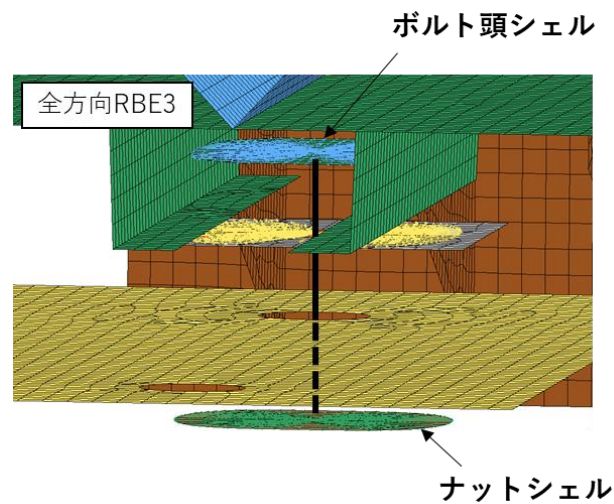


図 4-30 ボルト頭およびナットをシェルで模擬した補間剛体要素モデル (RBE3_vac_nw_head および RBE3_vac_w_head) における締結部の詳細

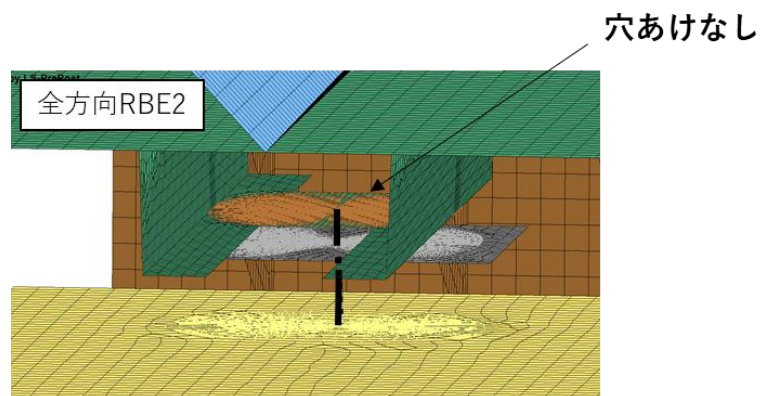


図 4-31 成瀬の剛体拘束モデル (RBE2 モデル) における締結部の詳細

重み係数については継手ボルト締結体の場合と同様、詳細モデルの解析結果から引っぱり荷重 3 kN 負荷時の重み係数をすべてのモデルに対して求めた。艀装レール (w_{rail})、当金 (w_{washer}) およびプレート (w_{plate}) の 3 か所での重み係数をそれぞれ求め、表 4-6 にまとめた。なお、当金に働く力は極端に小さく、重み係数の値が非常に小さくなってしまいうため当金における重み付けは行わず、重み係数は 1 とした。また、表 4-6 に示した通り、レール直交方向荷重モデルでは重み係数がすべて 1 に非常に近い値となったため、重み付けを行う解析は行わなかった。

表 4-6 艀装レールにおける重み係数

	レール方向荷重モデル	レール直交方向荷重モデル
w_{rail}	0.66	0.95
w_{washer}	1.00	1.00
w_{plate}	0.91	1.04

4.4 レール方向荷重モデルの解析結果

4.4.1 ひずみ分布

図 4-33 にレール方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細ソリッドモデルと簡易モデルの比較を示した。図 4-9 および図 4-10 で定義した line1-1, line1-2, line1-4 は締結部からやや離れた評価ライン、line1-6 は図 4-32 に示すように締結部を含む評価ラインである。

簡易モデルにおいては、I.RBE3_vac_w, V. RBE3_occ_w, VII. RBE3_vac_w_head, II.RBE2 の 4 種類の簡易モデルを比較した。なお、II.RBE2 モデル以外の簡易モデルは重み付けを行っており、重み係数の値は表 4-6 に示す通りである。

まず、締結部からやや離れた line1-1, line1-2, line1-4 での結果を比較すると、モデリング手法の違いによる解析結果の違いはほとんど見られず、試験、詳細モデル、簡易モデルのすべてで結果はほとんど一致した。これは、評価ラインが締結部からやや離れた位置での結果であったため、モデリング手法の違いによる解析結果の違いは見られなかったと考えられる。

一方で、締結部を評価ラインに含む line1-6 での結果を比較すると、モデリング手法の違いによる解析結果の違いが見られた。まず、II.RBE2 モデルに着目すると、等価座面領域内のひずみ分布がすべて 0 になっているが、成瀬の剛体拘束モデルでは等価座面

領域内の節点を全並進自由度について剛体拘束するため、等価座面領域内には応力分布が発生しない．そのため、ひずみがすべて 0 になる．また、本研究にて提案する I.RBE3_vac_w モデルは、概ね詳細モデルにおける結果に近いひずみ分布を示しているが、(f) 当金側のひずみ分布においてひずみの絶対値が詳細モデルに比べ過大評価される傾向が見られ、詳細モデルとはやや異なる結果となった．その原因は本項の後半で考察する．また、締結部をシェルで穴埋めした V.RBE3_occ_w モデルが最も詳細モデルに近い結果となった．

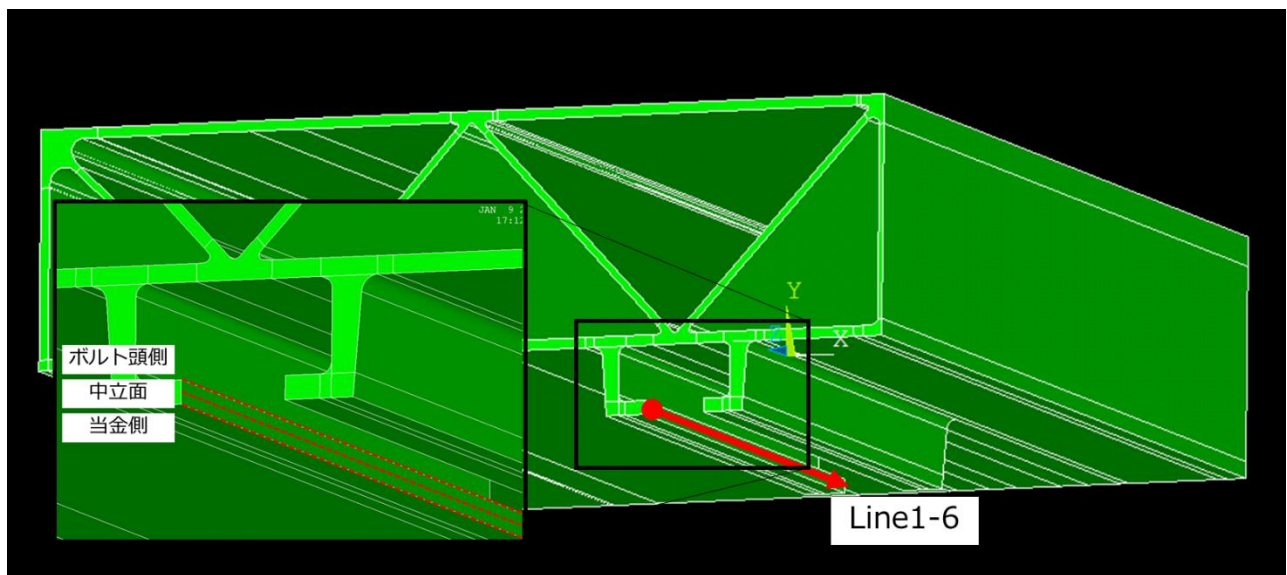
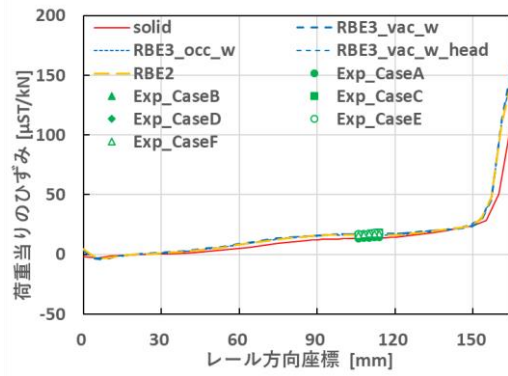
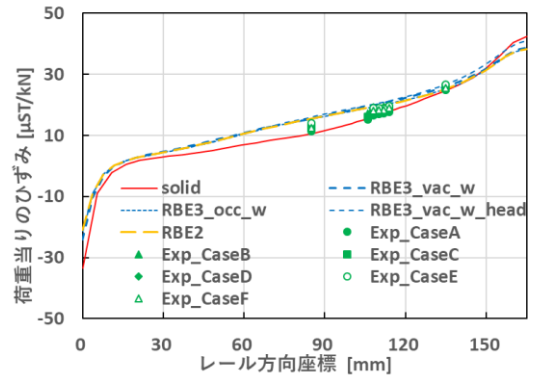


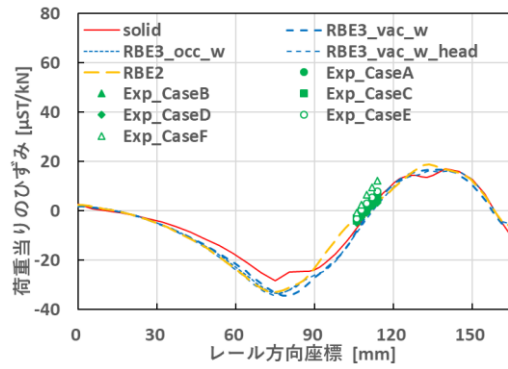
図 4-32 レール方向荷重モデルにおける評価ライン 1-6



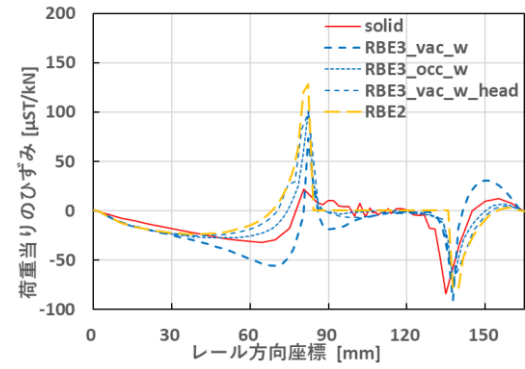
(a) line1-1



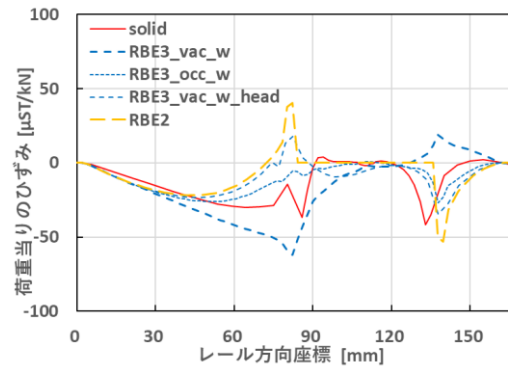
(b) line1-2



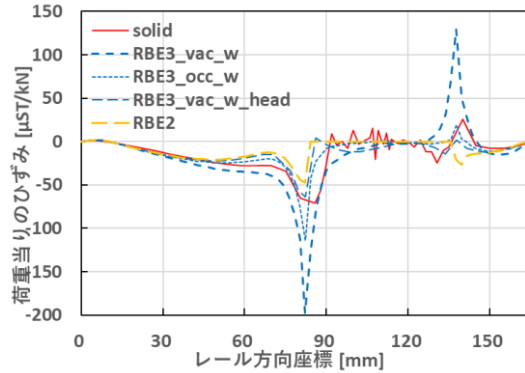
(c) line1-4



(d) line1-6 (ボルト頭側)



(e) line1-6 (中立面)



(f) line1-6 (当金側)

図 4-33 レール方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細モデルと簡易モデルの比較

本研究にて提案するI.RBE3_vac_w モデルのひずみ分布が詳細モデルとはやや異なる傾向を示し、締結部をシェルで穴埋めしたV.RBE3_occ_w モデルが詳細モデルに近い結果を示す原因を以下に考察する。

図 4-34 にレール方向荷重モデルにおけるレール直交方向の変位コンター図を示した。また、変形倍率は 100 倍である。(b), (c), (d) は (a) で示した枠の拡大図を示しており、それぞれ詳細モデル、締結部に穴あけを施した RBE3_vac_w モデル、締結部をシェルで穴埋めした RBE3_occ_w モデルの結果を示している。

まず、詳細モデルと RBE3_vac_w モデルの結果を比較すると、RBE3_vac_w モデルは詳細モデルに比べレール直交方向に対して大きく変形し、ハの字型になっていることが分かる。これは、詳細モデルの場合はボルト締結によってレール直交方向への変形が抑制されていたのに対して、RBE3_vac_w モデルの場合、レール直交方向の変形は補間剛体要素のみで拘束されており、その拘束力が十分ではなく、レール直交方向の剛性が低くなったためレールが大きく変形していると考えられる。その結果、詳細モデルでの変形を再現できず、ひずみ分布の解析精度が低下したと考えられる。なお、レール方向に荷重を加えた際に、図 4-35 のように荷重方向だけでなく面外方向にも締結部近くでは変形するため、レールが開くような変形をすると考えられる。

一方で、詳細モデルとシェルで穴埋めした RBE3_occ_w モデルを比較すると、変位のコンター図はほとんど一致し、変形を精度よく再現できている。これは、締結部をシェルで穴埋めすることでレール直交方向の剛性が向上し、レールの変形を抑制できているためであると考えられる。ゆえに RBE3_occ_w モデルのひずみ分布の精度が高いと考えられる。

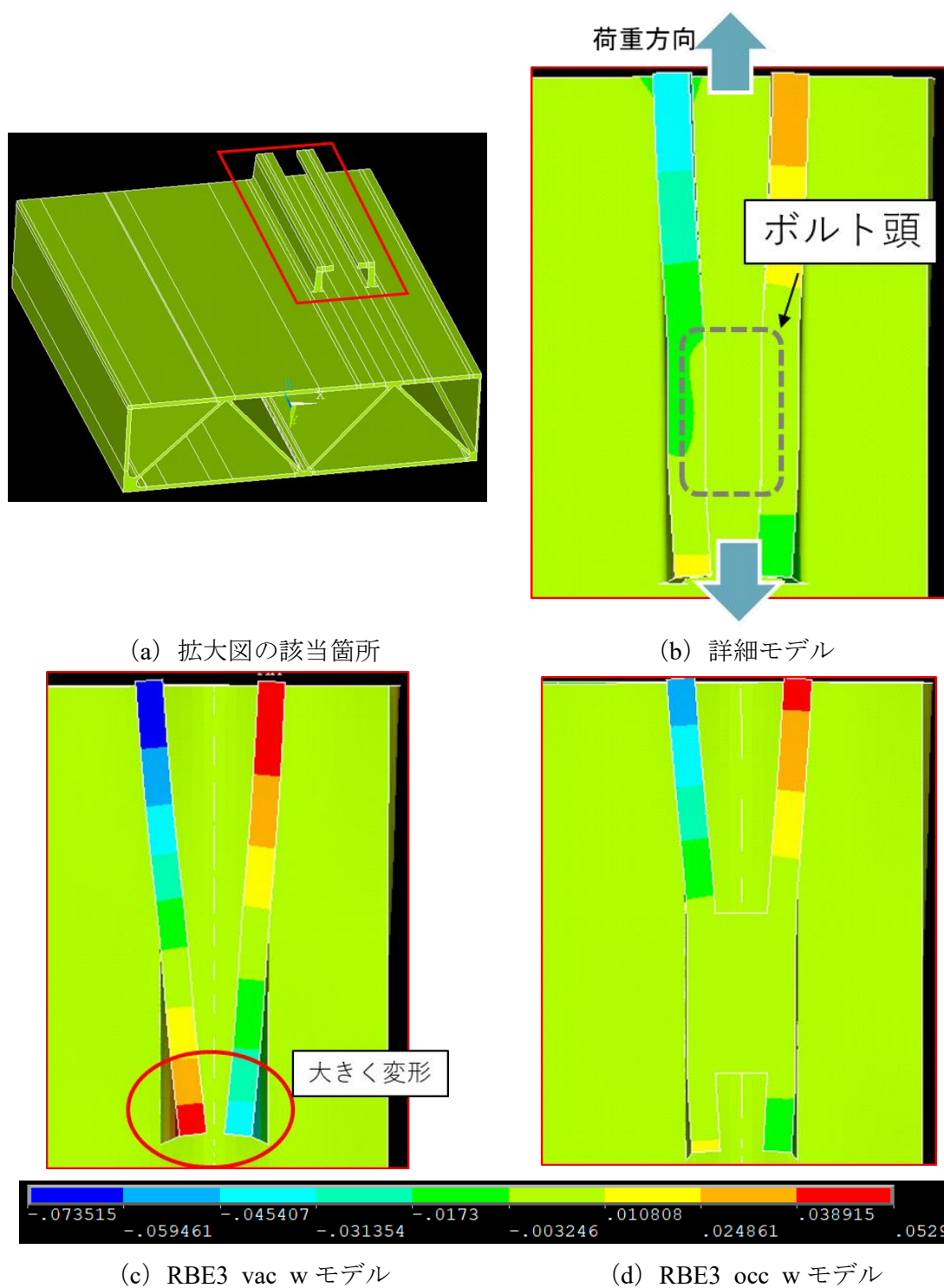


図 4-34 レール方向荷重モデルにおけるレール直交方向の変位コンター図
(変形倍率×100)

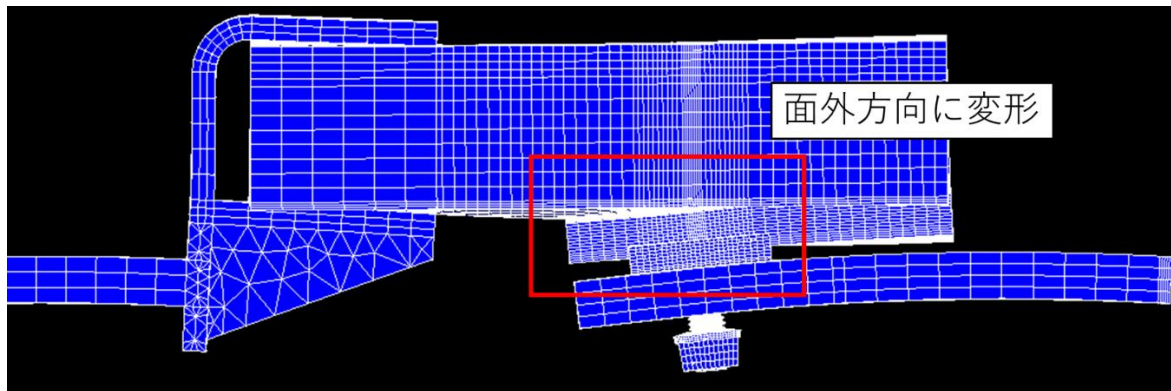
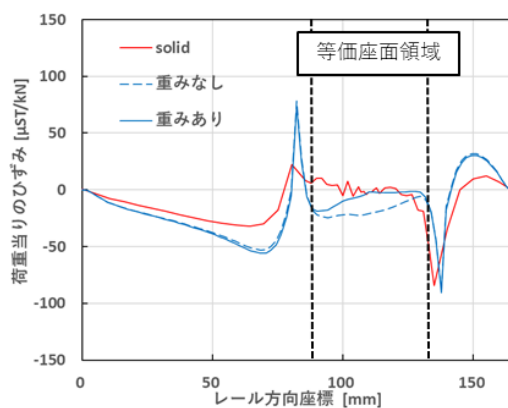
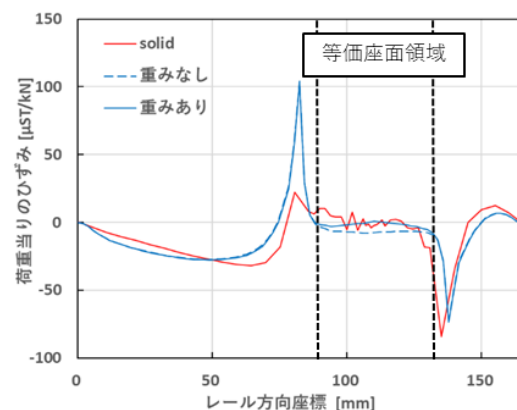


図 4-35 レール方向に荷重を加えた際の詳細モデルの変形図（変形倍率×100）

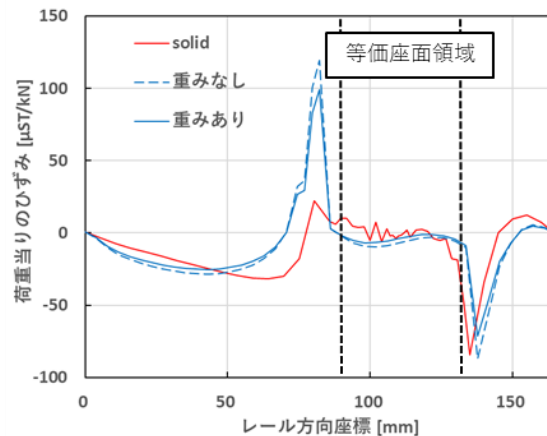
次に、重み付けの有無が締結部のひずみ分布に及ぼす影響を調べた。図 4-36 に各簡易モデルにおける重み付けの有無による比較を行い、line1-6（ボルト頭側）におけるひずみ分布を示している。いずれのモデルにおいても、等価座面領域の外側の領域に関しては重み付けの有無によってほとんど違いは見られなかったが、等価座面領域内のひずみに関しては、重みづけを行うことによって詳細モデルの結果に近づいた。これは、詳細モデルにおける締結部近傍に働く力の割合について重み係数を定義することによって、詳細モデルの挙動を反映できているためであると考えられる。その他の評価ラインにおいても同様の傾向が見られたため、艀装レールの解析においても継手ボルト締結体の場合と同様、ひずみを再現する際に重み付けは有効であると考えられる。



(a) RBE3_vac モデル



(b) RBE3_occ モデル



(c) RBE3_vac_head モデル

図 4-36 各簡易モデルにおける重み係数の有無による比較 (line1-6 (ボルト頭側))

4.4.2 並進剛性

表 4-7 にレール方向荷重モデルにおける並進剛性の比較を示した。なお、並進剛性については、継手ボルト締結体の場合と同様、ボルト締結部近傍の荷重と変位の関係に着目したい。そこで、図 4-37 に示した締結部近傍を標点間とし、標点間の端の荷重方向の平均変位を標点間変位とした際の負荷荷重と標点間変位の回帰係数を並進剛性と定義した。

簡易モデルについては、表 2-5 に示したすべての簡易モデルを比較した。また、成瀬の剛体拘束モデル以外の簡易モデルは重み付けを行い、重み付けの有無による違いも調べた。並進剛性の結果から、ボルト頭およびナットをシェルで模擬した補間剛体要素モデル (RBE3_vac_nw_head および RBE3_vac_w_head) 以外のモデルはすべて 10% 以内の誤差に収まり、高い精度で詳細モデルの並進剛性を再現した。ボルト頭およびナットをシェルで模擬した補間剛体要素モデルが詳細モデルや他の簡易モデルと比較して剛性が低い原因として、ボルト頭とナットの高さだけビームが他のモデルよりも長くなっており、せん断方向に荷重を受けた際のせん断変形が相対的に大きいため、剛性が低く見積もられると考えられる。

また、重み付けの有無による違いを各モデルで比較すると、どのモデルにおいても数%違いが出る程度であり、並進剛性に関しては重み付けの効果はなかった。

表 4-7 レール方向荷重モデルにおける並進剛性の比較

	並進剛性 [10 ⁵ N/mm]	詳細モデルに対する割合
solid	1.42	100.0%
RBE3_vac_nw	1.41	98.9%
RBE3_vac_w	1.38	97.3%
RBE3_occ_nw	1.33	93.4%
RBE3_occ_w	1.32	92.8%
RBE3_vac_nw_head	1.04	73.0%
RBE3_vac_w_head	1.11	77.6%
RBE2	1.54	107.9%

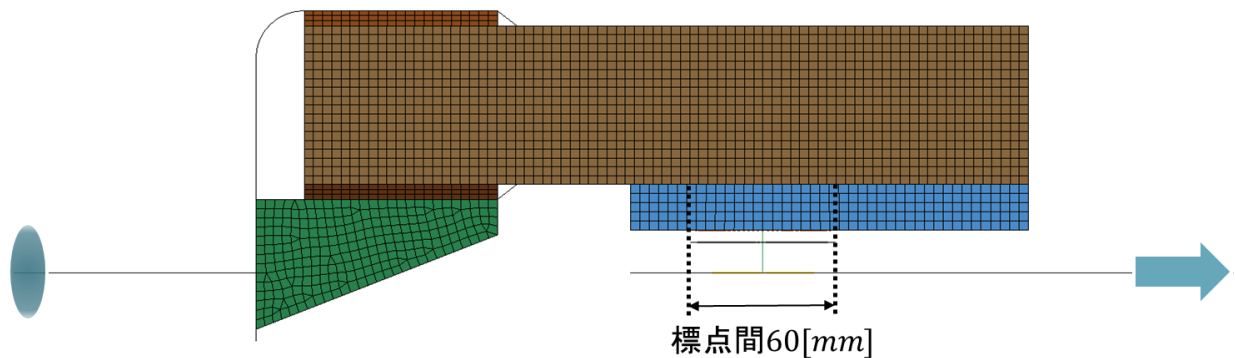


図 4-37 レール方向荷重モデルにおける標点間変位の算出箇所

次に、横せん断剛性の計算を Kou の式を用いて計算した場合と VDI2230 (2003) [19] を用いて計算した場合で並進剛性の比較を行った。VDI の式はボルトと被締結材の合剛性を横せん断剛性の計算に用いるのに対して、Kou の式の場合は被締結材のみの剛性から計算し、さらに接触面同士のすべりも考慮しているため横せん断剛性は小さく、表 4-8 のように Kou の式の方が 2 倍から 4 倍程度小さな値となっている。これら 2 つの手法で計算した横せん断剛性を用いて解析を行い、並進剛性の比較を行った。

表 4-9 に計算手法の違いによる並進剛性の比較を示した。VDI の式により計算した横せん断剛性の値の方が大きいため、Kou の式を用いた場合よりも並進剛性は大きい結果となったが、RBE3_vac_w モデルについては、Kou の式を用いる方が精度は高く、一方で RBE3_occ_w モデルおよび RBE3_vac_w_head モデルは VDI の式を用いる方が精度は高い。そのため、一概に Kou の式と VDI の式のどちらの方が高精度とは言えず、レール方向荷重モデルにおいては両手法による大きな違いはなかった。

なお、継手ボルト締結体の場合と同様、横せん断剛性の値の変更によってひずみ分布の変化は全く見られなかったが、ビーム剛性の値を変更してもビーム自体の変形の大き

さに変化を及ぼすのみで、シェルの変形には全く影響を及ぼさないためであると考えられる。

表 4-8 艀装レールにおける横せん断剛性の入力値の比較

	ビーム要素	横せん断剛性 [10^7N]
Kou の式 ($F_c = 0$ のとき)	艀装レールと当金をつなぐビーム要素	2.57
	当金とプレートをつなぐビーム要素	4.64
VDI の式	艀装レールと当金をつなぐビーム要素	10.5
	当金とプレートをつなぐビーム要素	10.5

表 4-9 レール方向荷重モデルにおける横せん断剛性の計算手法の違いによる並進剛性の比較

	並進剛性 [10^5N/mm]	詳細モデルに 対する割合
solid	1.42	100.0%
RBE3_vac_w (Kou)	1.38	97.3%
RBE3_vac_w (VDI)	1.49	104.6%
RBE3_occ_w (Kou)	1.32	92.8%
RBE3_occ_w (VDI)	1.42	99.4%
RBE3_vac_w_head (Kou)	1.11	77.6%
RBE3_vac_w_head (VDI)	1.35	94.8%

4.5 レール直交方向荷重モデルの解析結果

4.5.1 ひずみ分布

前節の艀装レールの解析モデルに対し荷重を加える方向を 90 度回転させた、レール直交方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細ソリッドモデルと簡易モデルの比較を図 4-38 に示した。図 4-13 で定義した line2-1, line2-2, line2-3 および、図 4-32 で定義した line1-6 における評価ラインのひずみ分布を示している。簡易モデルにおいては、

IV.RBE3_vac_nw モデル、III.RBE3_occ_nw モデル、VI. RBE3_vac_nw_head モデル、II.RBE2 モデルの 4 種類の簡易モデルを比較した．なお、表 4-6 に示すように重み係数はすべて非常に 1 に近い値であり、重み付けの効果はほとんどなく、重づけを行った結果と行わなかった結果でほとんど違いがないため、レール直交方向荷重モデルにおける簡易モデルには重み付けは行わなかった．

まず、line2-1、line2-2、line2-3 におけるひずみ分布を比較すると、簡易モデルの種類によって大きな違いは見られず、どのモデルも概ね詳細モデルに近い結果となった．これは、ひずみの評価ラインがボルト締結部を含まず、締結部からやや離れているためであると考えられる．

一方で、締結部を評価ラインに含む line2-5 における結果を比較すると、モデリング手法の違いによる解析結果の違いが見られた．まず、II.RBE2 モデルに着目すると、等価座面領域内のひずみ分布がすべて 0 になっているが、これはレール方向荷重モデルでも説明した通り、等価座面領域内の節点を全並進自由度について剛体拘束しており、等価座面領域内には応力分布が発生しないためである．さらに、等価座面領域の境界においてひずみが非常に大きな値となっている．締結部をシェルで穴埋めした III.RBE3_occ_nw モデルも同様に、等価座面領域の境界において極端に大きな値と小さな値をとっている．図 4-39 の (c) および (d) を確認すると確かにひずみ集中していることが分かる．このひずみ集中の原因については、2.5.2 で考察した通り、締結部をシェルで穴埋めすることにより、シェルの構造上応力集中しやすい形状になっているためであると考えられる．ゆえに、締結部に穴あけを施した IV.RBE3_vac_nw モデルは相対的に精度が高いモデルであり、締結部をシェルで穴埋めすることは適しておらず、実形状通り穴あけを施す方が適していると考えられる．

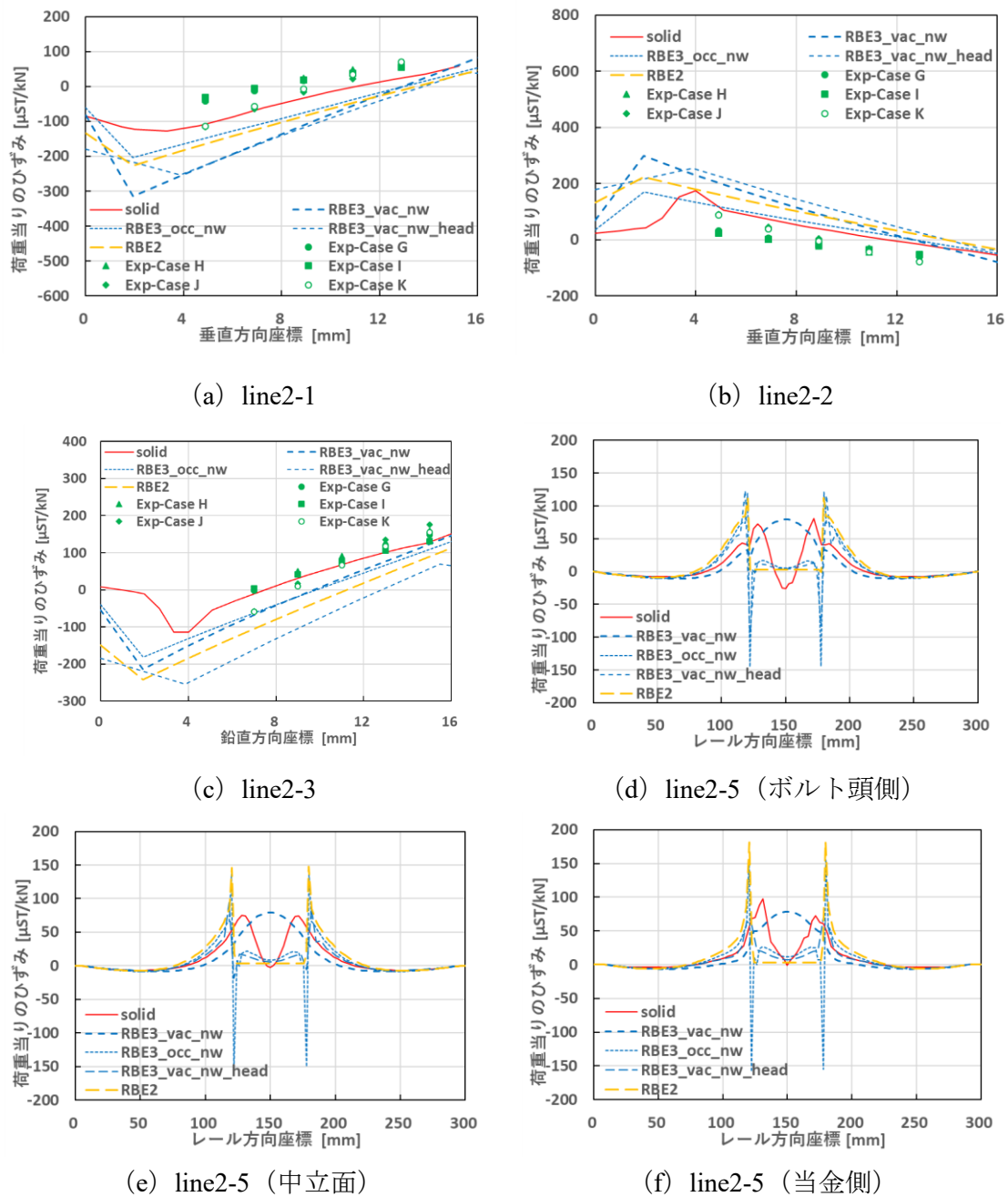


図 4-38 レール直交方向荷重モデルにおけるひずみ分布の詳細モデルと簡易モデルの比較

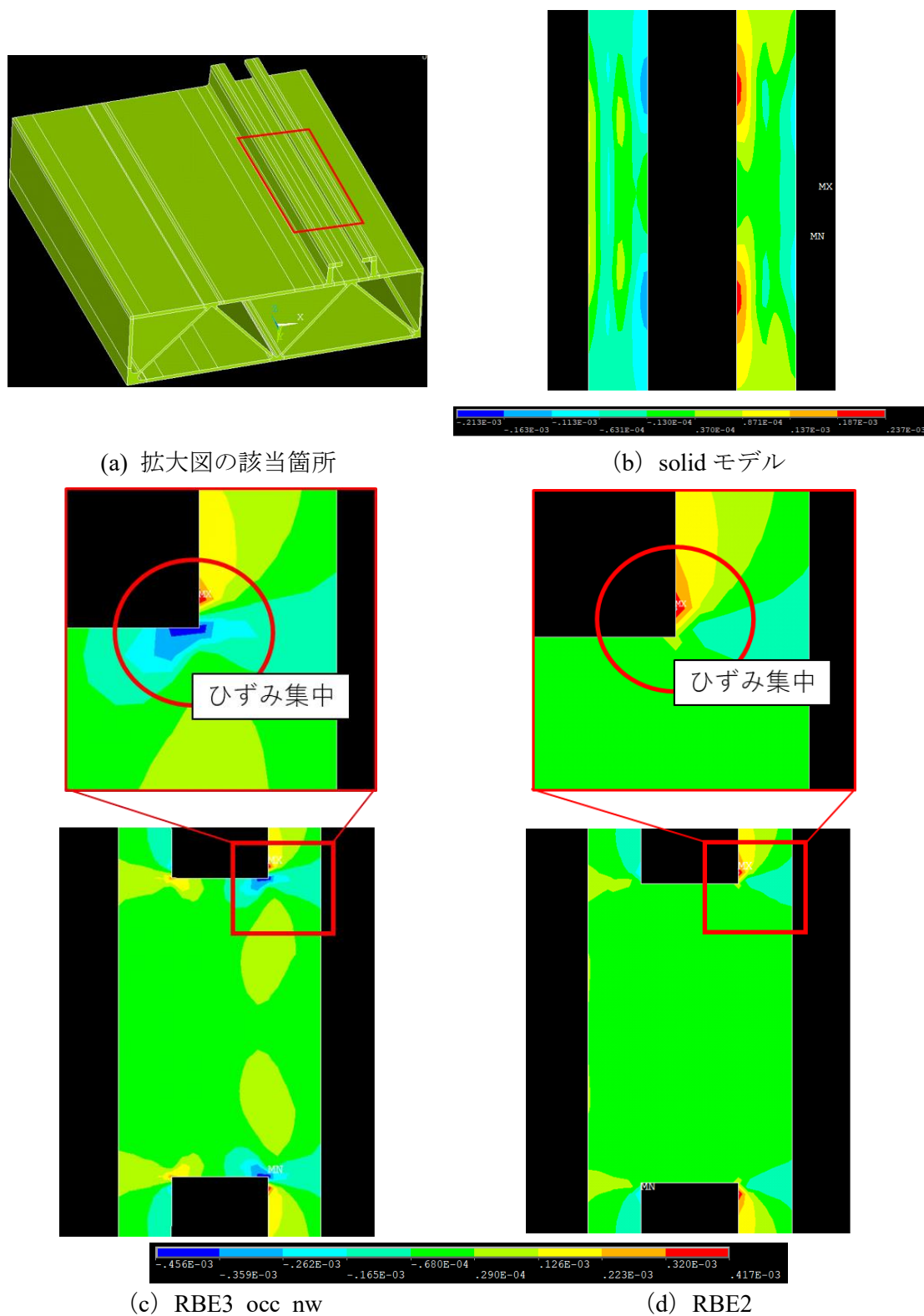


図 4-39 艀装レールの中立面におけるレール直交方向のひずみコンター図

4.5.1 並進剛性

表 4-10 にレール直交方向荷重モデルにおける並進剛性の比較を示した．なお，並進剛性については，レール方向荷重モデルの場合と同様，ボルト締結部近傍の荷重と変位の関係に着目したいため，図 4-40 に示した締結部近傍を標点間とし，標点間の端の荷重方向の平均変位を標点間変位とした際の負荷荷重と標点間変位の回帰係数を並進剛性と定義した．

簡易モデルについては，IV.RBE3_vac_nw モデル，III.RBE3_occ_nw モデル，VI.RBE3_vac_nw_head モデル，II.RBE2 モデルの 4 種類の簡易モデルを比較した．

また，横せん断剛性を Kou の式を用いて計算した場合と VDI2230 (2003) [19]を用いて計算した場合で並進剛性の比較も行った．

いずれの簡易モデルに関しても Kou の式を用いた場合の方が並進剛性は数%低い結果となったが，表 4-8 のように Kou の式の方が VDI の式よりビーム剛性自体が小さいためである．レール直交方向モデルに関しては，いずれの簡易モデルにおいても詳細モデルよりも大きな並進剛性をとるため，Kou の式を用いた方が解析精度は高い結果となり，継手ボルト締結体の場合と同様，横せん断剛性の計算には Kou の式を用いたほうが並進剛性の解析精度は高い．

それぞれの簡易モデルについて比較すると，ボルト頭およびナットをシェルで模擬した補間剛体要素モデル (RBE3_vac_nw_head および RBE3_vac_w_head) 以外の簡易モデルは概ね 20%以内の誤差に収まった．特に，本研究で提案する，Kou の式を用いた IV.RBE3_vac_nw モデルも 20%以内の誤差であるため，並進剛性に関しても十分な解析精度であると言える．

表 4-10 レール直交方向荷重モデルにおける並進剛性の比較

	並進剛性 [10 ⁴ N/mm]	詳細モデルに対する割合
solid	3.41	100.0%
RBE3_vac_nw (Kou)	4.09	119.9%
RBE3_vac_nw (VDI)	4.19	122.7%
RBE3_occ_nw (Kou)	3.63	106.5%
RBE3_occ_nw (VDI)	3.70	108.5%
RBE3_vac_nw_head (Kou)	4.69	137.4%
RBE3_vac_nw_head (VDI)	5.11	149.8%
RBE2 (VDI)	3.77	110.4%

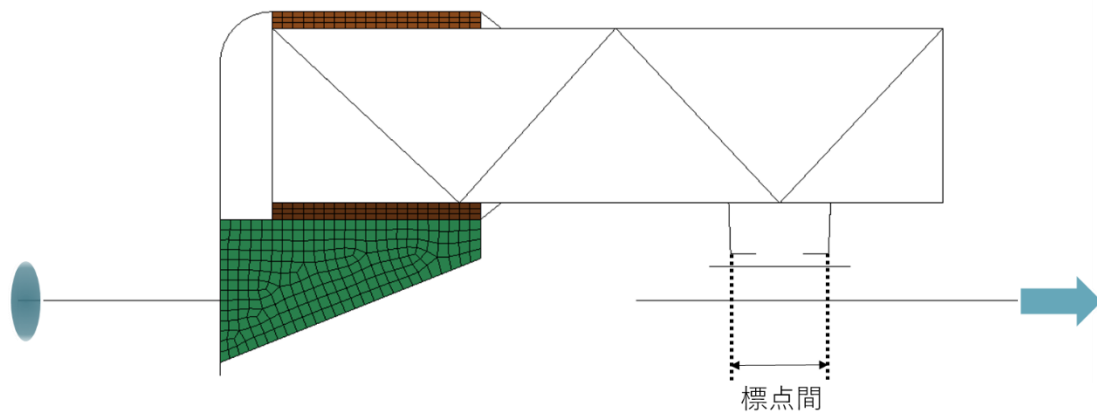


図 4-40 レール直交方向荷重モデルにおける標点間変位の算出箇所

4.6 結言

本章では、艀装レールボルト締結体に軸直角方向の荷重を負荷する条件において詳細モデル解析を行い、実験値と比較することにより詳細モデルの妥当性の検証を行った。艀装レールのレール方向に荷重を加える試験、およびレール直交方向に荷重を加える試験の2種類の試験を行ったが、どちらの試験においても、詳細モデルは高い精度でひずみ分布を再現し、詳細モデルの妥当性を確認することができた。また、艀装レールの締結に用いられるボルト締結について、低荷重領域においてはボルトの軸力によってひずみ分布に違いは見られないことが分かった。さらに、負荷荷重が大きくなると、ひずみの増加に非線形が現れるが、その原因は締結面における微小すべりが原因であると分かった。

次に、その詳細モデルの力学的特性を反映した簡易モデリング手法の提案を行った。継手ボルト締結体にて提案した簡易モデリング手法を艀装レールボルト締結体に応用した。なお、評価項目に関しては継手ボルト締結体の場合と同様、ひずみ分布と並進剛性について着目した。

レール方向に荷重を加える解析では本研究で提案する、締結部シェルの穴あけの有りの補間剛体要素モデルは、締結部近傍のひずみ分布の解析精度がやや劣るものの、レール直交方向に荷重を加える解析ではひずみを相対的に高い精度で再現できることや、並進剛性もすべて20%以内の誤差という高い精度で一致することから、補間剛体要素モデルにおいて締結部へ穴あけすることが適したモデリングであると分かった。

また、補間剛体要素における重み付けについては、詳細モデルでの特性を反映できるため重み付けは有効であるということが分かり、特に締結部近傍のひずみ分布の予測精

度が重み付けによって向上した。

さらに、ビーム剛性のうち、横せん断剛性に関して継手ボルト締結体の場合と同様 **Kou** の式を用いる場合と **VDI** の式を用いる場合で比較を行ったが、特にレール直交方向に荷重を加える解析で僅かではあるものの **Kou** の式が高い精度で並進剛性を再現したため、継手だけではなく、艤装レールボルト締結体においても **Kou** の式は有効であると考えられる。

まとめると、継手ボルト締結体だけでなく艤装レールボルト締結体の簡易モデリング手法においても、詳細モデルの力学的特性（等価圧縮体における力の分配や座面のすべり等）を反映している、締結部シェルの穴あけの有り・重み係数の適用あり・座面のすべりを考慮した **Kou** の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデルが、ひずみおよび並進剛性を最も高精度に再現するモデリングであり、ひずみと並進剛性の予測精度を両立することができる。

第5章 結論

5.1 結論

本研究では、まず平板継手のボルト締結体について、簡易モデリング手法の高精度化を実現した。本研究で提案する、締結部シェルを実形状通り穴あけし、重み係数を定義し、等価座面領域内すべてを軸方向変位の剛体拘束、座面のすべりを考慮した **Kou** の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデルが、ひずみおよび並進剛性の予測精度を両立することができる。これは、詳細モデルの力学的特性（等価圧縮体における力の分配や座面のすべり等）を反映しているためである。また、簡易モデルの前身となった成瀬の剛体拘束モデルとも比較を行ったが、提案モデルは剛体拘束モデルよりもひずみおよび並進剛性をより高精度に解析できることを確認した。

また、平板継手に負荷する荷重の方向を面内方向から変更し、面外方向に荷重を加える解析も行ったが、上記の簡易モデリング手法において十分な解析精度を得られることを確認した。

平板継手に関しては以上の結論が得られたが、平板継手にて提案した簡易モデリング手法を艀装レールボルト締結体に応用した。また、簡易モデルとの比較のために作成した詳細モデルは試験の結果から妥当なものであると分かり、その詳細モデルと簡易モデルを比較することで精度評価を行った。

その結果、一部の条件において締結部をシェルで穴埋めした方がひずみ分布の解析精度が高いものもあったが、応力集中を避けるためにも締結部は実形状通り穴あけした方が適していると分かった。また、重み付けに関しては、ひずみ分布を高精度に再現することができるため重み付けは行った方が適しており、横せん断剛性に関しても、並進剛性をわずかに高精度に計算できるため、すべりを考慮した **Kou** の式を用いる方が良いという結論となった。これらは、詳細モデルの力学的特性（等価圧縮体における力の分配や座面のすべり等）を反映しているためである。なお、成瀬の剛体拘束モデルとも比較を行ったが、補間剛体要素を用いることで特にひずみ分布をより高精度に解析できることを確認した。

まとめると、平板継手だけでなく艀装レールボルト締結体の簡易モデリング手法においても、詳細モデルの力学的特性を反映した、締結部シェルの穴あけの有り、重み係数

の適用あり，座面のすべりを考慮した Kou の横せん断剛性の式を適用した補間剛体要素モデルが，ひずみと並進剛性の解析精度を両立する最適なモデリングであることが分かった．

5.2 今後の展望

今後の展望を以下に示す．本研究の補間剛体要素モデルにおいて，詳細モデルから重み係数を算出し，その値を簡易モデルに適用することで解析精度が向上することが分かった．しかし，重み係数を求めるためには，解析時間を要する詳細モデルで解析を行わなければならないため，重み付けを行う際には解析時間が非常に長くかかってしまい，本研究の目的である解析時間の短縮は達成できていない．そこで，今後は締結部における重み係数を理論的に求める手法や，計算コストのかからない簡易モデルから計算する手法等の検討が求められる．

また，艀装レールボルト締結体の簡易モデル化に関して，本研究においては面内方向に荷重を加える解析のみ行ったが，鉄道車両車体解析への適用を見据えると，面外方向に荷重が加わる場合や，複数の荷重モードを重ね合わせた場合等も考慮した解析の検討が求められる．

参考文献

- [1] 福岡 俊道, 野村 昌孝, 森 雄哉, “ねじ山らせん形状の高精度なモデリングと有限要素解析,” 日本機械学会論文集. A 編 = Trans. Japan Soc. Mech. Eng. A, vol. 72, no. 723, pp. 1639-1645, 2006.
- [2] N.Tanlak, F.O.Sonmez, E. Talay, “Detailed and simplified models of bolted joints under impact loading,” J. Strain Anal. Eng. Des., vol. 46, no. 3, pp. 213-225, 2011.
- [3] J. Kim, J.-C. Yoon, B.-S. Kang, “Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints,” Appl. Math. Model., vol. 31, no. 5, pp. 895-911, 2007.
- [4] J. Montgomery, “Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint,” ANSYS User's Conf., 2002.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 田中 行平, 森田 庸介, 川崎 健, “ボルト締結体の解析モデル化手法の検討,” 日本機械学会講演論文集 茨城講演会, pp. 41-42, 2010.
- [9] 宮永 恭, 川崎 健, 中村 英之, 長岡 賢人, 泉 聡志, “シェル要素とビーム要素を用いた長穴ボルト締結部モデル化手法の検討,” 日本機械学会九州支部第 74 期総会・講演会, 2021.
- [10] 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,” 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻, 修士論文, 2018.
- [11] 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,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2019.
- [12] 打田 圭吾, “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,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2020.

- [13] 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艤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.
- [14] 殿垣 佳治, “簡易モデリング手法開発に向けた鉄道車両用ボルト締結体の振動特性の解明,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2019.
- [15] 波多野 陽平, “振動特性を予測するボルト締結のモデリング手法開発,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2020.
- [16] 福元 康平, “鉄道車両用艤装レールの振動特性を再現するボルト締結体モデリング手法の開発,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2022.
- [17] 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.
- [18] J. Kou, F. Xu, W. Xie, X. Zhang, and W. Feng, “A theoretical 4-stage shear model for single-lap torqued bolted-joint with clearances,” Compos. Struct., vol. 186, 15 February 2018, Pages 1-16, 2018.
- [19] V. D. Ingenieure, “VDI-Richtlinien Blatt 1 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints -Joint with one cylindrical bolt,” 日本ねじ研究協会 訳, VDI 2230 高強度ねじ締結の体系的計算方法, 日本ねじ研究協会, 2003.
- [20] 鞍谷 文保, 山内 貴士, “多点拘束を利用したスポット溶接部の簡易モデルとその動的特性,” 日本機械学会論文集. C 編, Vol. 77, No. 777(2011), pp. 1748-1759, 2011.
- [21] 成瀬 友博, “ボルト締結体の等価剛性と それを用いた構造物の解析手法 および強度評価に関する研究,” 大阪大学大学院, 2010.
- [22] 吉村 侯泰, 宮永 恭, 馬場 輝明, 中村 英之, 川崎 健, 波多野 陽平, 榎間大輝, 波田野 明日可, 泉 聡志, “鉄道車両の艤装用ボルト締結部におけるコンプライアンスの解析的検討,” JSME 中国支部第 59 回期講演会, 2020.
- [23] D. J. Segalman, D. L. Gregory, M. J. Starr, B. R. Resor, M. D. Jew, J. P. Lauffer, & N. M. Ames, “Handbook on Dynamics of Jointed,” SANDIA REPORT, 2009.
- [24] 波多野 陽平, 榎間 大輝, 波田野 明日可, 柳原 崇志, 長岡 賢人, 打田 圭吾, 宮永 恭, 吉村 侯泰, 馬場 輝明, 中村 英之, 川崎 健, 泉 聡志, “補間剛体要素を用いた鉄道車両用ボルト締結体の有限要素簡易モデルの開発,” 日本機械学会 第 34 回計算力学学会 (CMD2021) 講演, 2021.

謝辞

本研究は、泉教授のご指導のもとで進められました。修士課程の途中で何度か研究テーマを変えたため、修士論文を書き上げられるか不安もございましたが、泉教授にはご多忙の中多くのご指導や助言をいただき、無事このような形で論文を執筆できたことに深く感謝申し上げます。

波田野講師には、お子さんのお世話等でお忙しい中でも温かく接していただき、研究会等でもアドバイスをいただきました。海外に留学されたため、あまりお話しする機会がなかったのが少し心残りではございますが、ありがとうございました。

榎間助教からは私が学部4年生の頃から、日々の研究で様々な手助けや助言をしていただきました。特に、PC関連で困ったときにはいつも優しく救いの手を差し伸べてくださいました。ありがとうございます。

日立製作所の皆様には、打ち合わせ等を通じて広くご支援いただきました。修士課程からはコロナ禍ということで、お会いして打ち合わせ等することはできませんでしたが、オンラインで頻繁に相談させていただきました。特に、当研究室の卒業生である吉村様には親身になってアドバイス等していただきました。ここに感謝の意を表します。

株式会社JSOLの千代延様には、本論文には使用しませんが、解析ソフトLS-DYNAを使用するにあたりご指導をいただきました。いつも迅速かつ丁寧な対応で大変助かりました。心より感謝申し上げます。

そして、研究室の先輩、同期、後輩と過ごした3年間は楽しいものでした。ありがとうございました。

最後に、これまで心身両面から私を支えてくださった家族にも別段の感謝を捧げます。

2022年2月7日

波多野 陽平

以上

修士論文

鉄道車両のボルト締結部における
有限要素簡易モデルの高精度化

P.1~P.123 完

37-206240 波多野 陽平

指導教員 泉 聡志 教授