

卒業論文

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

令和 4 年 1 月 28 日提出

03-200234 福元 康平

指導教員 泉 聡志 教授



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

福元 康平 指導教員: 泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Method, Bolt and nut fastening body, Simplified model, Attachment rail, Eigenvalue

1. 緒言

1.1 研究背景

ボルト締結は安価、取り外しが容易等の理由で、幅広い用途で用いられるが、締結部は構造上の弱点となりうるため、設計段階での信頼性の確保が不可欠である。しかし、形状や接触を詳細に再現したモデル化では、計算負荷が大きくなるため、簡素かつ高精度なモデル化が求められる。

そこで柳原 [1]は、被締結体をシェル要素、ボルトをビーム要素とした上で、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）を提案し、2枚板および3枚板をボルト締結した継手について、強度の精度評価を行なった。その後、振動特性についても、波多野 [2]が精度評価を行ったが、強度と振動特性の精度を両立する簡易モデリング手法は検討されていない。また、鉄道車両用機器吊り溝（以下、艤装レール）ボルト締結体における、補間剛体要素モデルの振動特性に関する評価も為されていない。

1.2 目的

本研究では、補間剛体要素モデルを改良し、継手ボルト締結体の強度および振動特性の精度の両立に最適な簡易モデリング手法を提案する。また、これまでに振動特性の精度評価が行われていない艤装レールボルト締結体についても補間剛体要素モデルの妥当性を検証し、より高精度な簡易モデリング手法を新たに提案する。

2. 継手ボルト締結体の簡易モデルの提案

2.1 試験条件および解析モデル

株式会社日立製作所で行われた継手のモード解析試験と、補間剛体要素モデルを改良した簡易モデルによる固有値解析の結果を比較した。補間剛体要素モデルでは、シェル・ビーム接合点近傍をボルト軸方向に剛体拘束し、面外変形を防いでいるが、今回は剛体拘束を施す範囲を円周上から円内へ変更するほか、シェルへのボルト穴あけ、補間剛体要素への重み付けの有無も変更する形で、改良を行なった。

2.2 解析結果

改良した簡易モデルにおける固有振動数の一例を、穴あけおよび剛体拘束範囲別に棒グラフとしてまとめた（Fig.1）。試験結果との差であるエラーバーを見ると、穴あり円内拘束のモデルが、精度が高いことがわかる。これはボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲を、円周上のみから円内と拡大することで、ボルト穴近傍のシェルの面外変形が抑制され、実現象に近づくためと考えられる。また補間剛体要素の重み付けの有無で振動特性は特に変化しなかった。波多野の強度評価における検討も加味して、ボルト穴あり、補間剛体要素への重み付けあり、円内剛体拘束のモデルを強度および振動特性を両立する簡易モデルとして提案する。

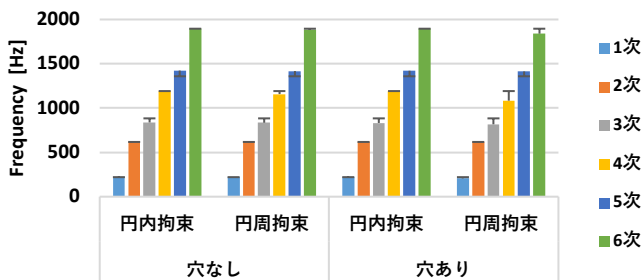


Fig. 1 Eigenvalues of single lap joint of vertical slot

3. 艤装レールに対する簡易モデルの提案

3.1 試験条件および解析モデル

艤装レールの下部に平板を4点締結したボルト締結体（Fig.2）に対して、補間剛体要素モデルを適用し、日立製作所で行われたモード解析試験と、固有値解析の結果を比較した。補間剛体要素モデルの適用時には、剛体拘束を施す範囲および、拘束自由度を変更し、モデルを改良した。

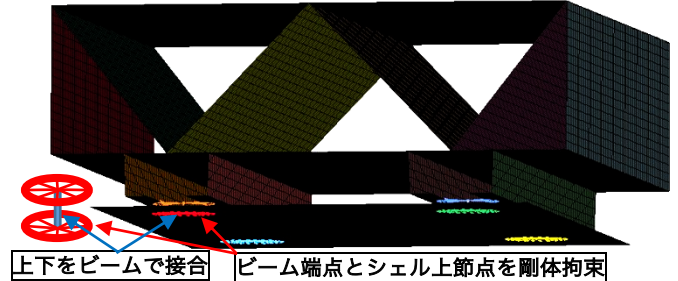


Fig. 2 Simplified model of attachment rail

3.2 解析結果

補間剛体要素モデルにおける固有振動数の棒グラフを、継手同様、剛体拘束手法別に示した（Fig.3）。試験との差であるエラーバーを見ると、剛体拘束範囲によらず、拘束自由度を3自由度とすると誤差が小さく、精度良く振動特性を予測できていることがわかる。これは柳原の既存手法である並進1自由度拘束に加えて、ボルト軸まわり以外の回転2自由度を追加で拘束することで、特に平板の振動が抑制され、実現象に近づくためである。よって、艤装レールボルト締結体については、補間剛体要素モデル適用時に、剛体拘束を3自由度拘束する手法を新たに提案する。

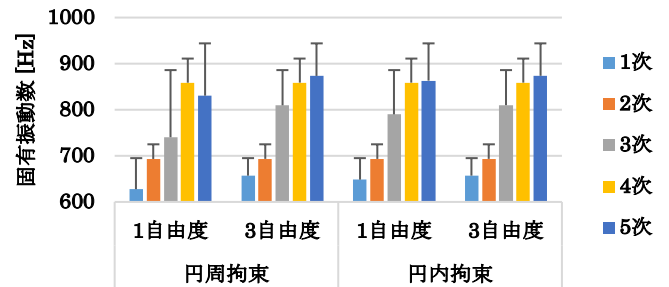


Fig. 3 Eigenvalues of attachment rail

4. 結言

本研究では継手ボルト締結体に対して、強度および振動特性の精度を両立するような簡易モデリング手法を提案した。また、艤装レールボルト締結体についても、補間剛体要素モデルを改良の上で適用し、3自由度拘束とするモデリング手法を新たに提案した。今後、艤装レールボルト締結体についても、強度および振動特性の精度を両立するようなモデリング手法について検証を行うことが望ましい。

参考文献

- [1] 柳原崇志, “鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの妥当性評価と高精度化” 東京大学大学院修士論文, 2018.
- [2] 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” 東京大学卒業論文, 2020.

目次

図一覧.....	4
表一覧.....	6
第1章 序論	8
1.1 研究背景	8
1.2 本研究の目的	10
1.3 本論文の構成	11
第2章 継手ボルト締結体に関する先行研究	12
2.1 緒言	12
2.2 試験	12
2.2.1 打撃試験.....	12
2.2.2 モード解析試験.....	14
2.3 詳細モデルによる過渡応答解析 [8].....	15
2.3.1 解析モデル [8].....	15
2.3.2 解析条件 [8].....	17
2.4 簡易モデルの先行研究	17
2.4.1 成瀬の剛体拘束モデル [2] [3]	17
2.4.2 柳原の補間剛体要素モデル [4].....	19
2.5 簡易モデルのビーム特性	20
2.5.1 簡易モデルのビーム特性の算出方法の概論.....	20
2.5.2 丸穴締結部の等価ビーム特性.....	24
2.5.3 長穴締結部の等価ビーム特性.....	25
2.6 結言	26
第3章 継手ボルト締結体の強度および振動特性を加味した簡易モデルの提案	27
3.1 緒言	27
3.2 簡易モデルの解析条件	27
3.3 結果	32
3.3.1 固有モード.....	32
3.3.2 固有振動数.....	39

3.3.3	アクセラランス.....	42
3.4	考察.....	45
3.4.1	シェルへの穴あけが固有振動数予測へ与える影響.....	45
3.4.2	ボルト軸方向の剛体拘束範囲が固有振動数予測へ与える影響.....	47
3.4.3	継手締結体に対して適切な穴あけおよび剛体拘束手法.....	48
3.4.4	補間剛体要素の重み付けによる固有振動数への影響.....	50
3.4.5	剛体拘束範囲がアクセラランスに及ぼす影響.....	50
3.5	結言.....	51
第4章	艀装レール板締結体の詳細モデルによるバリデーション.....	52
4.1	緒言.....	52
4.2	モード解析試験.....	52
4.3	固有値解析.....	54
4.3.1	解析モデル.....	54
4.3.2	解析条件.....	55
4.4	過渡応答解析.....	56
4.4.1	解析モデル.....	56
4.4.2	解析条件.....	56
4.4.3	動解析におけるレイリー減衰.....	57
4.4.4	軸力を発生させる解析.....	58
4.4.5	減衰および入力荷重の設定.....	58
4.5	結果および考察.....	60
4.5.1	固有モードおよび固有振動数.....	60
4.5.2	周波数応答特性.....	61
4.6	結言.....	64
第5章	艀装レール板締結体への補間剛体要素を用いた簡易モデルの適用.....	66
5.1	緒言.....	66
5.2	簡易モデルのビーム特性.....	66
5.3	解析条件.....	68
5.4	解析結果.....	70
5.4.1	固有モードおよび固有振動数.....	70

5.4.2	アクセラランス	76
5.5	考察	78
5.5.1	固有振動数が小さく評価される傾向について	78
5.5.2	接触の定義が固有振動数およびアクセラランスに及ぼす影響	79
5.5.3	剛体拘束手法が固有振動数およびアクセラランスに及ぼす影響	80
5.6	結言	83
第 6 章	結論	84
	謝辞	88

図一覽

図 1-1	計算負荷と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類	9
図 2-1	打撃試験の試験片形状 [8]	13
図 2-2	長穴の寸法および形状 [8]	13
図 2-3	測定機器構成 [8]	14
図 2-4	モード解析試験の試験片形状 せん断継手 [8]	14
図 2-5	モード解析試験の試験片形状 純せん断継手 [8]	15
図 2-6	純せん断継手（丸穴）の詳細モデル [8]	16
図 2-7	純せん断継手（横方向長穴）の詳細モデル [8]	16
図 2-8	純せん断継手（縦方向長穴）の詳細モデル [8]	16
図 2-9	詳細モデルのボルト・ナット拡大図 [8]	16
図 2-10	等価圧縮体とせん断継手 [7]	18
図 2-11	柳原の簡易モデルの拘束関係	20
図 2-12	丸穴締結部の等価圧縮体断面	24
図 2-13	長穴締結部の等価圧縮体断面	25
図 3-1	補間剛体要素モデルの改良における変更項目のイメージ図	29
図 3-2	柳原の簡易モデル せん断継手（丸穴 穴あけなし）	31
図 3-3	柳原の簡易モデル 純せん断継手（横方向長穴 穴あけあり）	31
図 3-4	せん断継手（丸穴）試験 振動モード [8]	33
図 3-5	せん断継手（丸穴）解析 振動モード	33
図 3-6	純せん断継手（丸穴）試験 振動モード [8]	34
図 3-7	純せん断継手（丸穴）解析 振動モード	34
図 3-8	せん断継手（横方向長穴）試験 振動モード [8]	35

図 3-9	せん断継手（横方向長穴） 解析 振動モード	35
図 3-10	純せん断継手（横方向長穴） 試験 振動モード [8]	36
図 3-11	純せん断継手（横方向長穴） 解析 振動モード	36
図 3-12	せん断継手（縦方向長穴） 試験 振動モード [8]	37
図 3-13	せん断継手（縦方向長穴） 解析 振動モード	37
図 3-14	純せん断継手（縦方向長穴） 試験 振動モード [8]	38
図 3-15	純せん断継手（縦方向長穴） 解析 振動モード	38
図 3-16	せん断継手（丸穴） 加速度計①アクセラランス	42
図 3-17	純せん断継手（丸穴） 加速度計①アクセラランス	43
図 3-18	せん断継手（横方向長穴） 加速度計①アクセラランス	43
図 3-19	純せん断継手（横方向長穴） 加速度計①アクセラランス	44
図 3-20	せん断継手（縦方向長穴） 加速度計①アクセラランス	44
図 3-21	純せん断継手（縦方向長穴） 加速度計①アクセラランス	45
図 3-22	せん断継手（横方向長穴） 固有振動数の棒グラフ（穴あけ有無）	45
図 3-23	せん断継手（横方向長穴） 4 次モードの締結部付近（円周上剛体拘束）	46
図 3-24	せん断継手（横方向長穴） 固有振動数の棒グラフ（剛体拘束範囲）	47
図 3-25	せん断継手（横方向長穴） 4 次モードの締結部付近（穴あけなし）	48
図 4-1	艀装レール板締結体の概形	53
図 4-2	モード解析試験の打点および加速度位置	53
図 4-3	艀装レール試験片の各部の板厚	54
図 4-4	艀装レール板締結体詳細モデル	55
図 4-5	艀装レール板締結体詳細モデルにおける減衰曲線	58
図 4-6	加速度の時刻歴	59
図 4-7	入力荷重の比較	59
図 4-8	詳細モデルおよび試験における固有モードの結果	60
図 4-9	詳細モデルにおける加速度の時刻歴応答	61
図 4-10	詳細モデルにおけるアクセラランスの比較	62
図 4-11	打撃前の詳細モデルによる解析の加速度の時刻歴	63
図 4-12	打撃前の詳細モデルによる固着条件下解析の加速度の時刻歴	64
図 5-1	艀装レール板締結体の締結部	66
図 5-2	艀装レール板締結体の締結部の等価圧縮体形状	67
図 5-3	艀装レール板締結体の簡易モデル	68
図 5-4	拘束自由度の違いの模式図	69
図 5-5	円周 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）	71
図 5-6	円周 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）	71
図 5-7	円周 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）	72

図 5-8 円周 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）	72
図 5-9 円内 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）	73
図 5-10 円内 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）	73
図 5-11 円内 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）	74
図 5-12 円内 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）	74
図 5-13 剛体拘束モデルの固有モード（接触なし）	75
図 5-14 剛体拘束モデルの固有モード（接触あり）	75
図 5-15 アクセランスの剛体拘束手法による比較（接触なし）	76
図 5-16 アクセランスの剛体拘束手法による比較（接触あり）	77
図 5-17 アクセランスの接触有無による比較（円内 3 自由度拘束）	77
図 5-18 等価座面領域におけるボルト軸方向応力分布（左:レール部 右:板部）	78
図 5-19 円周 1 自由度拘束の場合の試験 1 次モード形状の比較	79
図 5-20 接触を定義しない場合の試験 5 次モードの剛体拘束手法による比較	81

表一覧

表 2-1 物性値表 [8]	15
表 2-2 詳細モデル 解析条件表 [8]	17
表 3-1 継手の等価座面領域半径	28
表 3-2 簡易モデルのビーム特性	28
表 3-3 解析条件表（穴あけなし）	30
表 3-4 解析条件表（穴あけあり）	30
表 3-5 補間剛体要素の各プレートの重み付け [9]	30
表 3-6 せん断継手（丸穴） 固有振動数	33
表 3-7 純せん断継手（丸穴） 固有振動数	34
表 3-8 せん断継手（横方向長穴） 固有振動数	35
表 3-9 純せん断継手（横方向長穴） 固有振動数	36
表 3-10 せん断継手（縦方向長穴） 固有振動数	37
表 3-11 純せん断継手（縦方向長穴） 固有振動数	38
表 3-12 せん断継手（丸穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	39
表 3-13 純せん断継手（丸穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	39
表 3-14 せん断継手（横方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	40
表 3-15 純せん断継手（横方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	40
表 3-16 せん断継手（縦方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	41
表 3-17 純せん断継手（縦方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較	41

表 3-18	穴あけおよび剛体拘束毎でみる固有振動数の平均二乗誤差の平方根	49
表 4-1	各部品の物性値	54
表 4-2	固有値解析の解析条件	55
表 4-3	過渡応答解析の解析条件	56
表 4-4	固有値解析および過渡応答解析による固有振動数の再現精度の比較	62
表 5-1	艀装レール板締結体の等価座面領域半径	69
表 5-2	簡易モデルのビーム特性	69
表 5-3	解析条件表	70
表 5-4	円周 1 自由度拘束の場合の固有振動数	71
表 5-5	円周 3 自由度拘束の場合の固有振動数	72
表 5-6	円内 1 自由度拘束の場合の固有振動数	73
表 5-7	円内 3 自由度拘束の場合の固有振動数	74
表 5-8	剛体拘束モデルの固有振動数	75
表 5-9	剛体拘束手法による固有振動数の比較（接触なし）	80
表 5-10	剛体拘束手法による固有振動数の比較（接触あり）	82

第1章 序論

1.1 研究背景

機械や構造物の組立時には、特殊な技量に依らない締結が可能で、取り外しが容易、部品が量産されており安価などの理由から、ボルトによる締結が幅広い用途において用いられている。一方、ボルト締結により組み立てられた機械構造物において、締結部は荷重が集中するなど、特異脆弱な部位であり、設計時の十分な信頼性の確保が不可欠である。したがって、より高精度な強度および振動特性評価が可能となるようなボルト締結体のモデリング手法の開発が求められる。

CAE を用いたボルト締結体のモデリング手法はこれまで数多く提案されており、それら中で特に精度が高いのは被締結体やボルト、ナットをねじ山も含めて詳細に 3D 形状で再現した詳細モデルである。詳細モデルではボルトやナットの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ているため、ねじ山への応力集中や接触面でのすべりなどを高い精度で再現することができる [1]。しかし、詳細モデルには要素数の多さや、接触計算の非線形性などにより、計算負荷が大きくなるという欠点があり、鉄道車両のように数千本のボルト締結を含むモデルにおいて、すべてのボルト締結を詳細にモデリングすることは計算負荷の観点から現実的ではない。したがって、解析精度の高さと計算時間の短さを両立することのできる簡易モデリング手法の開発が鉄道車両全体のような大規模なモデルの解析には不可欠である。

ボルト締結体の簡易的なモデリング手法として、被締結体を平面であるシェル要素、ボルトを線であるビーム要素で表現するシェル・ビームモデルが挙げられる。この手法ではボルトや被締結体をソリッド要素で再現する詳細モデルと比較して、要素数を削減できる他、被締結体間の接触計算を省略することによって、線形解析が可能となるなど計算負荷が大幅に削減されるため、大規模なモデルでの解析も可能となる。しかし、ボルトにかかる荷重のすべてが、シェル要素とビーム要素の接合点 1 点に集中するため、結合点近傍での局所変形が発生してしまい、ボルト締結部近傍の変形や応力分布、振動特性を高精度に予測することが出来ないという欠点があった。

そこで成瀬ら [2][3]は締結によって圧縮力が伝播する領域(以下、等価圧縮体と呼ぶ)を考慮し、圧縮力により変形が抑制されると思われる結合点近傍に対して、剛体拘束を施すことで局所変形の緩和を図ったモデル(以下、剛体拘束モデルと呼ぶ)を提案したが、剛体拘束により結合点付近の応力がゼロになるなど実現象からの乖離が見られた。

柳原 [4]は等価圧縮体と被締結体の中立面との共通領域（以下、等価座面領域と呼ぶ）内のシェル上節点とビーム端点を補間剛体要素により拘束、ビーム端点の荷重を等価座面領域内に分配したモデル（以下、補間剛体要素モデルと呼ぶ）を提案し、ボルト穴が丸穴で座金なしの場合の強度評価については、剛体拘束モデルに比べて締結部近傍の応力分布や剛性値が改善されることを確認している。これまで出てきたモデルを計算負荷と解析精度の観点から定性的に分類すると図 1-1 のようになる。そして長岡 [5]は補間剛体要素モデルの適用範囲を丸穴座金無し条件から、長穴座金あり条件まで拡張した。しかし、3 枚板を 1 点締結したモデル（以下、純せん断継手と呼ぶ）において、特に板の幅方向に長いボルト穴（以下、横方向長穴と呼ぶ）の場合、並進剛性の精度が悪くなるなどの課題があった。そこで打田 [6]は等価座面領域内における詳細モデルでの荷重の分担率に着目し、詳細モデルに即した分担率でビーム端点の荷重を等価座面領域内に分配することで、横方向長穴の簡易モデルについてひずみ精度の向上を実現した。

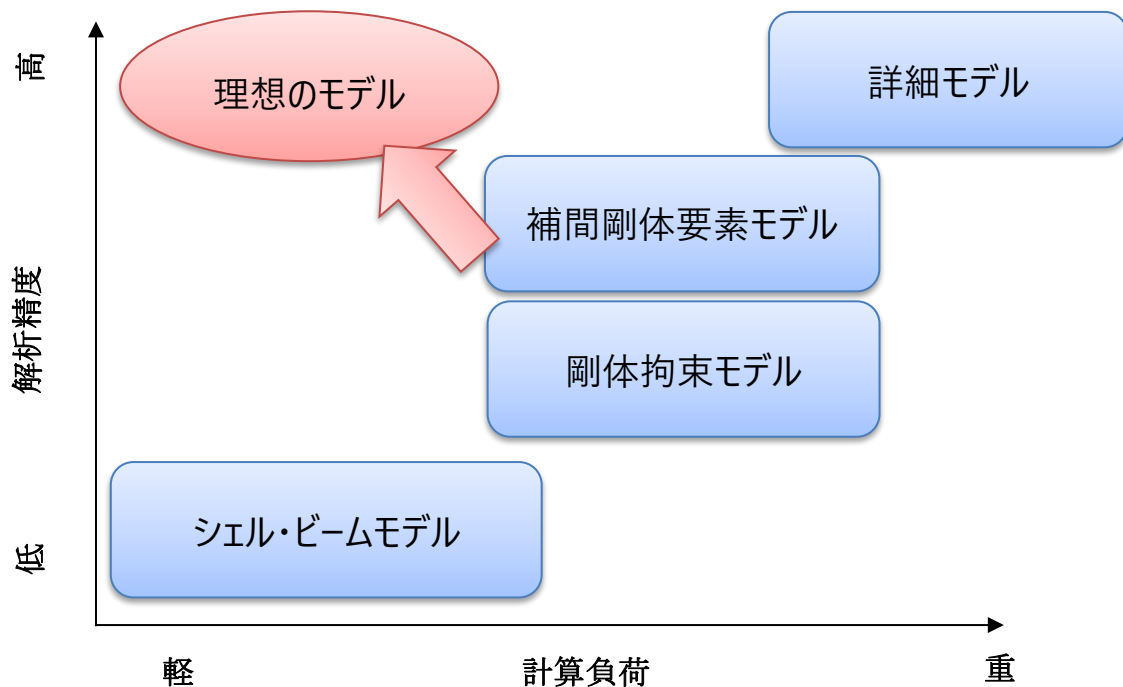


図 1-1 計算負荷と解析精度によるボルトのモデル化手法の分類

一方で、ボルト締結体の簡易モデルによる振動特性の再現に関しては、成瀬 [2]により 2 枚板を 1 点締結した単純形状の継手（以下、せん断継手と呼ぶ）に対する打撃試験の結果と、剛体拘束モデルの固有値解析の結果が殆ど一致することが確認されている。しかし、柳原は補間剛体要素モデルの振動特性に関する妥当性については検討していなかった。殿垣 [7]は成瀬と同様にせん断継手および純せん断継手について、ボルト穴が丸穴の補間剛体要素モデルでの解析を行い、振動特性が概ね一致した。また、波多野 [8]

はボルト穴が長穴の場合についても、補間剛体要素モデルで振動特性を検証し、丸穴の場合と同様に振動特性を高精度に再現できることを確認した。

このようにして強度・振動特性について補間剛体要素モデルの精度の評価が行われてきたが、ひずみ分布の精度を上げるにはシェルへの穴あけを行った方が良いといった具合に、解析の用途によってシェル要素への穴あけの有無などのモデル形状が異なり、あらゆる用途に統一して用いることができるモデルが存在していない。波多野 [9]はこれらの知見を踏まえ、強度に関し、せん断継手および純せん断継手について、ボルト穴の形状によらず、並進剛性およびひずみ分布を高精度に予測する統一的なモデリング指針を考案した。しかしそれらの指針が振動特性の再現精度にどのように影響するのかは検証されていない。

また今まで補間剛体要素モデルの振動特性の再現精度について検証されているのは、せん断継手および純せん断継手のみであり、鉄道車両でよく用いられる鉄道車両用機器吊り溝（以下、艀装レールと呼ぶ）におけるボルト締結については検証されていない。

1.2 本研究の目的

本論文では、まず株式会社日立製作所笠戸事業所にて行われた、せん断継手および純せん断継手の打撃試験およびモード解析試験の結果 [7] [8]、ソリッド要素を用いたボルト締結体有限要素法モデル（以下、詳細モデルとする）の解析結果 [8]と、簡易モデルである補間剛体要素モデルによる解析結果について、固有振動数とアクセラランスとを比較し簡易モデルの振動特性の再現精度を評価する。補間剛体要素モデルについては、波多野 [9]が行なった強度評価における簡易モデルの改良手法を踏まえ、シェルへの穴あけの有無、ボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲、補間剛体要素の重み付けの有無を変更し、これらの設定項目が振動特性の再現に及ぼす影響について考察を行う。そして、強度と振動特性の再現精度を兼ね合わせた、継手締結体の簡易モデルに最適なモデリング手法を提案することを1つ目の目的とする。

また、これまでに振動特性の精度評価が行われていない、艀装レールに板を締結するようなボルト締結も対象として検証を行う。まずは、継手と同様に日立製作所笠戸事業所にてモード解析試験を行った後、ねじ面を再現した詳細モデルを作成した上で、固有値解析および過渡応答解析の結果を試験と比較し、解析条件など有限要素解析の妥当性を確認する。

その後、ボルト穴が丸穴および長穴の継手の簡易モデルにおけるビーム特性の算出方法を参考に、艀装レールについてもビーム特性を算出した上で補間剛体要素モデルを適用する。剛体拘束モデルと比較しつつ、艀装レールボルト締結体の簡易モデリング手法

について、継手同様に剛体拘束手法を変更し、また被締結体間の接触を適宜定義するなどして、振動特性の再現精度を検証し、艀装レールボルト締結体に最適な簡易モデリング手法を提案することを2つ目の目的とする。

1.3 本論文の構成

本論文は、本章を含め全6章で構成される。各章の概要を以下で述べる。

第1章では、本研究の背景および目的、本論文の構成について述べた。

第2章では、継手のボルト締結体について、既に行われた試験や詳細モデルによる解析、簡易モデリング手法について紹介する。

第3章では、継手のボルト締結体に関して、補間剛体要素モデルの剛体拘束手法や補間剛体要素の重み付け、シェル要素への穴あけの有無などを変更し、これらの設定項目が振動特性の再現精度に及ぼす影響を考察した上で、継手締結体に最適な簡易モデリング手法を提案する。

第4章では、艀装レールボルト締結体に対してモード解析試験を行い、ねじ山も再現した有限要素解析の中では精度の高い詳細モデルの固有値解析と過渡応答解析の結果と、試験結果とを比較し、モデル形状や解析条件設定などの妥当性を確認する。

第5章では、補間剛体要素モデルを艀装レールボルト締結体へと適用し、前章における試験結果および詳細モデルの解析結果と、簡易モデルによる解析結果とを比較し、振動特性の再現精度を検証する。また継手締結体と同様に、補間剛体要素モデルの剛体拘束範囲や拘束する自由度、接触の定義の有無を変更し、それらの設定項目が振動特性の再現精度に及ぼす影響を考察した上で、艀装レール板締結体に最適な簡易モデリング手法を提案する。

第6章では、本研究の結論についてまとめ、今後の展望を述べる。

第2章 継手ボルト締結体に関する先行研究

2.1 緒言

本章では、継手ボルト締結体について既に行われた試験、詳細モデルを用いた解析、簡易モデリング手法、およびビーム特性の算出手法について説明する。

2.2 試験

2.2.1 打撃試験

波多野 [8]の研究に合わせ、日立製作所で行われた打撃試験について、簡単に説明する。試験では、2枚板をボルト・ナットで締結したせん断継手、3枚板をボルト・ナットで締結した純せん断継手を用意し、それぞれの継手について、直径 10.5 mm の丸穴、板の幅方向に長い長穴（以下、横方向長穴と呼ぶ）、長手方向に長い長穴（以下、縦方向長穴と呼ぶ）の3種類のボルト穴形状の試験片を作成した。継手の寸法は図 2-1、長穴の形状は図 2-2 の通りである。

材質について、被締結体は車両構体にも用いられる A6061 合金板とし [10]、締結には呼び径 M10 の SCM435 のボルトと、S45C のナットを用いた。継手の締付トルクは継手の形状およびボルト穴形状に依らず 23.5 Nm である。

自由支持条件とするため、継手試験片を柔らかい断熱材の上に置いた上で、図 2-1 に示した打点をインパルスハンマーで打撃し、加速度の時刻歴応答を記録した。加速度計は打点の反対側に3箇所設置し、それぞれの加速度計でアクセラランスを算出した。各試験片形状において、誤差による影響を小さくするため、打撃を5回行い、その平均値を試験値とした。この試験における測定機器の構成は図 2-3 の通りである。

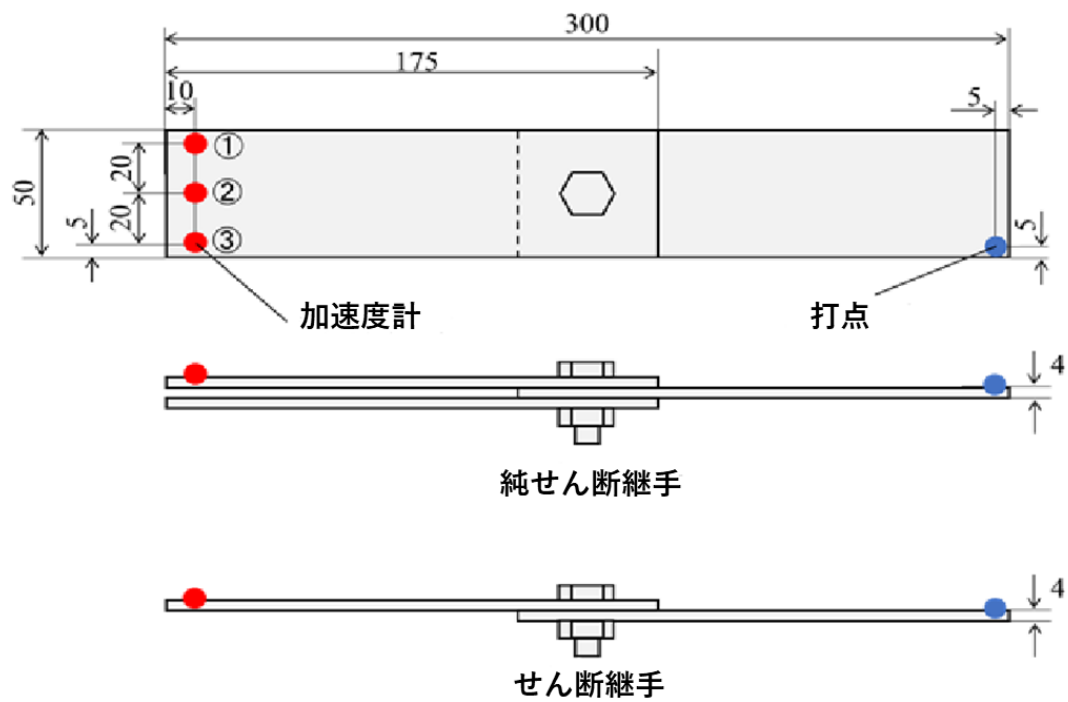


図 2-1 打撃試験の試験片形状 [8]

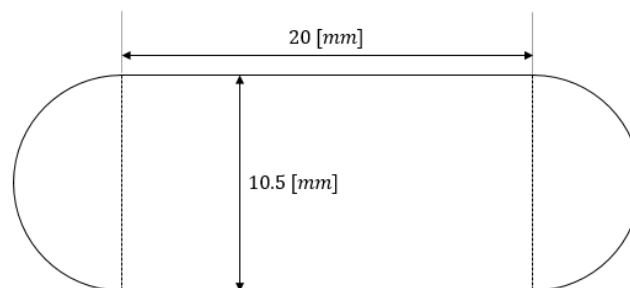


図 2-2 長穴の寸法および形状 [8]

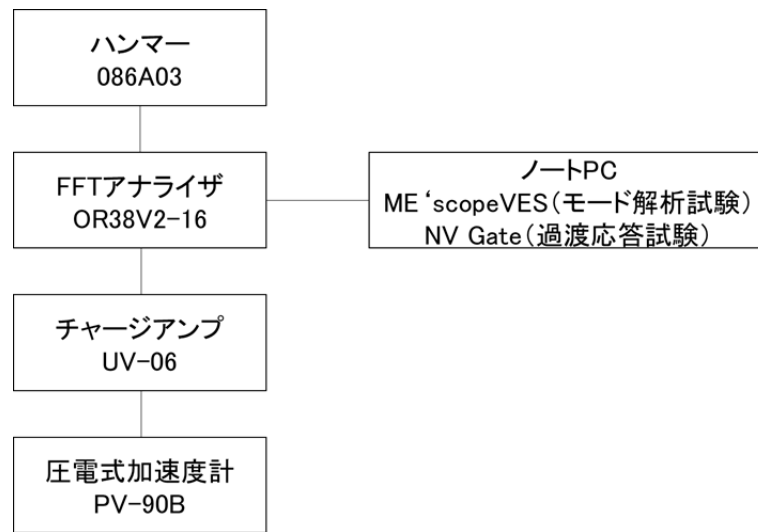


図 2-3 測定機器構成 [8]

2.2.2 モード解析試験

波多野 [8]の研究に合わせて行われたモード解析試験についても、打撃試験と同様に簡単に説明する。継手の形状については打撃試験と同じせん断継手および純せん断継手を用い、丸穴、縦方向長穴、横方向長穴の3種類のボルト穴形状を用意した。これらの試験片を柔らかい断熱材の上に置く自由支持条件下で、打撃試験と同様の測定機器を用いて、図 2-4 のようにせん断継手については 26 箇所、図 2-5 のように純せん断継手については 40 箇所の打点を、インパルスハンマーで計 5 回ずつ叩き、固有モードおよび固有振動数を求めた。

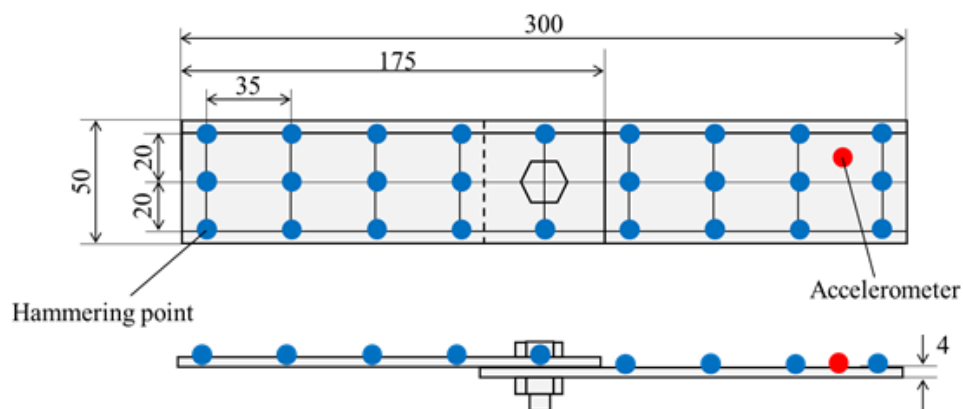


図 2-4 モード解析試験の試験片形状 せん断継手 [8]

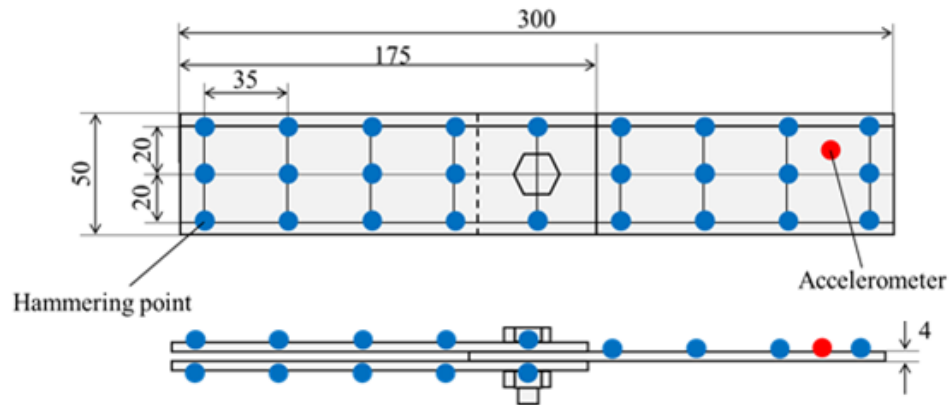


図 2-5 モード解析試験の試験片形状 純せん断継手 [8]

2.3 詳細モデルによる過渡応答解析 [8]

2.3.1 解析モデル [8]

波多野 [8]が作成した、ボルト・ナット部のねじ山も再現した詳細モデルを紹介する。波多野は詳細モデルについて、ねじ面もモデリングしたものと、リベット状のものの2種類で解析を行っているが、今回はより実現象に近いと思われるねじ面を再現したものを詳細モデルとして採用する。解析は有限要素解析ソフト LS-DYNA R9.3.0（陰解法，陽解法）を用いて行われた。ボルト・ナットおよび被締結体の物性値は表 2-1 の通りであり，等方性材料である。解析モデルの例を図 2-6 から図 2-8 に示す。

表 2-1 物性値表 [8]

	質量密度 [t/mm ³]	ヤング率 [MPa]	ポアソン比
ボルト・ナット	7.8×10^{-9}	2.05×10^5	0.3
被締結体	2.7×10^{-9}	6.86×10^4	0.33

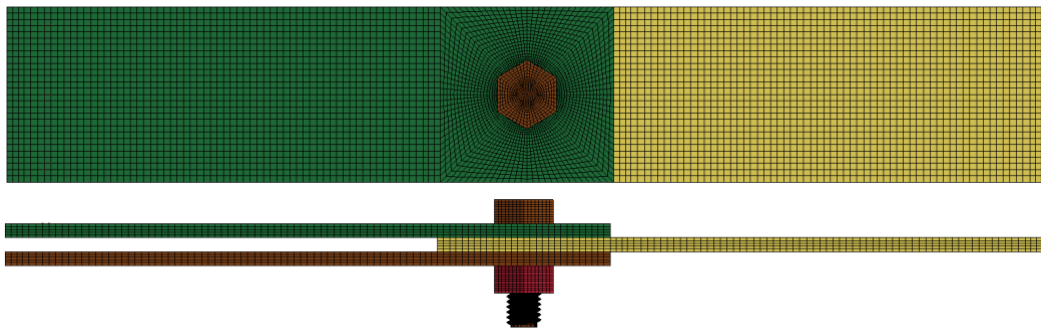


図 2-6 純せん断継手（丸穴）の詳細モデル [8]

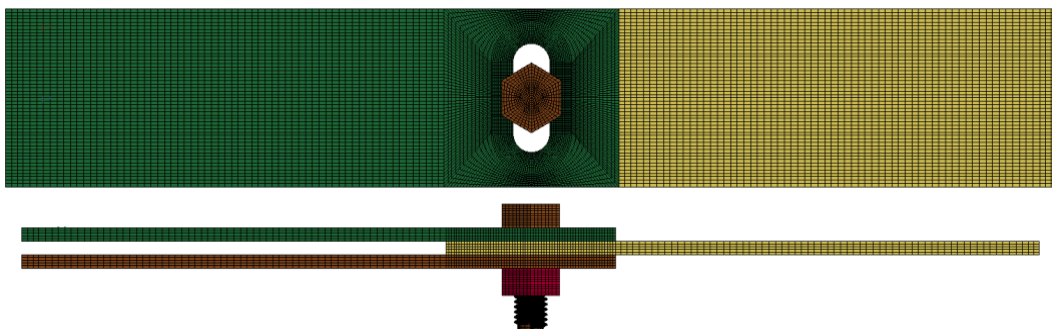


図 2-7 純せん断継手（横方向長穴）の詳細モデル [8]

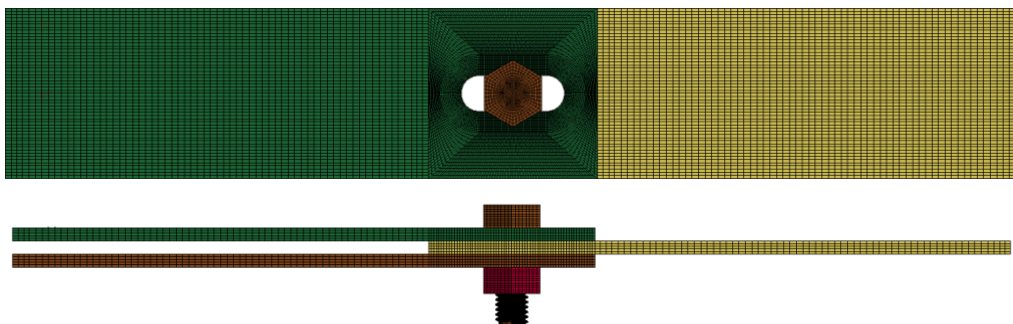


図 2-8 純せん断継手（縦方向長穴）の詳細モデル [8]

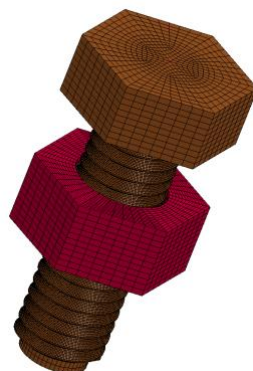


図 2-9 詳細モデルのボルト・ナット拡大図 [8]

2.3.2 解析条件 [8]

解析条件についても波多野 [8]の研究に沿って紹介する．実現象をできるだけ再現するため，ボルトとナットのねじ面，被締結体間，ボルト座面と被締結体間，ナット座面と被締結体間に*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE を用いて，ペナルティ法による接触を定義した．摩擦係数は 0.17 とし，対称接触とした．

軸力はボルトの軸方向に初期応力を与えることにより発生させた．軸力付与時の変位を抑制するため，軸力付与時のみ被締結体の四隅の並進自由度を拘束し，軸力付与後に拘束を解除して，図 2-1 に示す打点に打撃を模擬した荷重を入力し，加速度の時刻歴応答を得た．詳細については波多野 [8]の論文を参照されたい．

表 2-2 詳細モデル 解析条件表 [8]

	丸穴		横方向長穴		縦方向長穴	
	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手
要素	六面体一次要素					
要素数	187595	211395	229035	273555	238295	287445
軸力発生解析 (動的緩和法)	陰解法		陽解法			
打撃解析	陽解法					
単位系	[mm][N][s]					
接触定義	ペナルティ法					

2.4 簡易モデルの先行研究

2.4.1 成瀬の剛体拘束モデル [2] [3]

ボルト締結体の簡易モデリング手法の一つとして，ボルトをビーム要素，被締結体をシェル要素で表現するシェル・ビームモデルが挙げられる．シェル・ビームモデルでは被締結体のシェル要素の 1 点に，ボルト相当のビームの端点を結合させることで締結を再現している [11]．しかしこの手法ではシェル要素の 1 点に荷重がすべて集中するため，結合点近傍のシェル要素が局所変形してしまうといった問題があった．成瀬 [2] [3]らはこの局所変形を緩和するため，結合点付近のシェル要素をビーム端点と並進自由度について剛体拘束する手法を考案した．これを本論文では「剛体拘束モデル」と呼ぶ．剛体拘束は NASTRAN などの有限要素解析ソフトでは RBE2 と呼ばれ，これは Rigid Body Element 2 の略称である．以下剛体拘束モデルについて詳しく説明する．

$$r_x = \begin{cases} r_w + x \tan \phi & (0 \leq x \leq l_f/2) \\ r_w + (l_f - x) \tan \phi & (l_f/2 < x \leq l_f) \end{cases} \quad (2-3)$$

このとき r_x は $x = l_f/2$ で最大値 $r_a = r_w + 0.5l_f \tan \phi$ をとる.

2.4.2 柳原の補間剛体要素モデル [4]

前項の剛体拘束モデルは、振動特性については打撃試験の結果と剛体拘束モデルの固有値解析の結果が殆ど一致することが確認されている。しかしながら等価座面領域内を剛体拘束するため、領域内の応力分布がゼロとなり、領域外の応力分布や並進剛性の予測精度が悪いといった課題があった。

そもそもせん断力を受けた際に、等価座面領域は面内方向については、ボルト頭や被締結体の接触面からの摩擦を受けつつ、弾性体として等価座面領域外と共に変形すると考えられる。そこで柳原 [4]は、ビーム端点と等価座面領域内節点の面内方向変形に関する自由度を剛体拘束するのではなく、NASTRANなどで用いられる補間剛体要素である RBE3 (Rigid Body Element 3) で、面内方向変位を抑制する手法に改め、変位をある程度許容することで、締結部近傍の応力分布や並進剛性の予測精度の改善を行った。

RBE3 では主節点 (Master) の並進および回転自由度が従節点 (Slave) の並進自由度の線形和で表されており、主節点の運動が従節点の運動によって式 (2-4) のように記述される。

$$\begin{aligned} u_x^m &= \sum \alpha_{xi} u_{xi}^s + \sum \alpha_{yi} u_{yi}^s \\ u_y^m &= \sum \beta_{xi} u_{xi}^s + \sum \beta_{yi} u_{yi}^s \\ r_z^m &= \sum \gamma_{xi} u_{xi}^s + \sum \gamma_{yi} u_{yi}^s \end{aligned} \quad (2-4)$$

柳原の補間剛体要素モデルでは図 2-11 のように、等価座面領域円周上節点 (赤色) については主節点であるシェル・ビーム結合点とのボルト軸方向の並進に関する剛体拘束、等価座面領域内節点 (青色) については、ビーム端点と RBE3 を用いて面内方向並進および回転の自由度を抑制することによって、継手締結体の簡易モデルの高精度化を実現した。なお、円錐台の断面である等価座面領域は円形であるため、等価座面領域円周上を「円周上」、等価座面領域内を「円内」と略記することもある。しかしながら序論で述べたように、各モデル形状によって精度向上のためには簡易モデルのシェルへの穴あけの有無や式 (2-4) の係数の重み付けの有無に差異があるなど、任意のモデル形状に統一的に用いることのできる簡易モデリング手法の指針がないのが課題である。

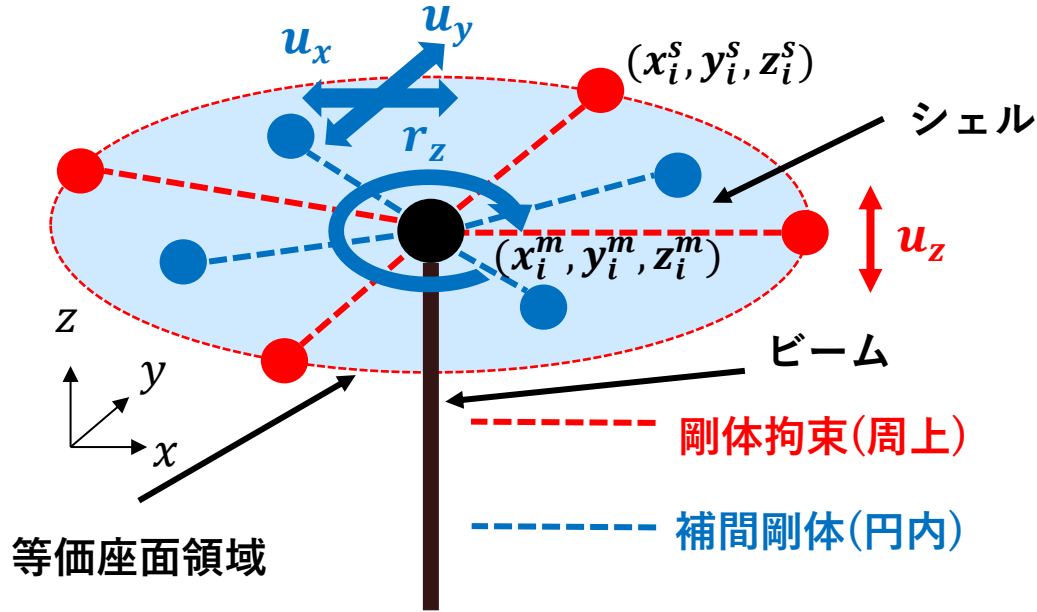


図 2-11 柳原の簡易モデルの拘束関係

2.5 簡易モデルのビーム特性

2.5.1 簡易モデルのビーム特性の算出方法の概論

剛体拘束モデルおよび補間剛体要素モデルではボルト、ナットおよび被締結体が等価圧縮体の範囲内で一体的に振る舞うという考えに基づき、これらの考えを正確に反映できるようにビーム要素の特性が決定される。長岡 [5]以降、関連研究で用いられてきた長穴のビーム特性の算出手法に不明瞭な点があるため、本研究におけるビーム特性の算出方法について、日立製作所の吉村の手法を、等価ビーム断面積および等価断面二次モーメントの算出に特化する形で、本節では簡単に説明する。

(ア) 等価ビームの断面積 A_{beq}

締結部の等価弾性コンプライアンス δ_{beq} は荷重 F 、縦弾性係数 E が一定のとき、荷重 F に対する長さの変化量 Δl を用いて一般的に次式のように表される。

$$\delta_{beq} = \frac{\Delta l}{F} = \frac{1}{F} \int \varepsilon dx = \frac{1}{F} \int \frac{F}{EA} dx = \frac{1}{E} \int \frac{1}{A} dx \quad (2-5)$$

しかし被締結体部とボルト部で縦弾性係数などの物性が異なるために上式を簡

単に求めることはできない．一方で，締結部の等価弾性コンプライアンス δ_{beq} は，ボルトの弾性コンプライアンス δ_b および被締結体の弾性コンプライアンス δ_c の逆数を加算することによって求められる．

$$\frac{1}{\delta_{beq}} = \frac{1}{\delta_b} + \frac{1}{\delta_c} \quad (2-6)$$

ただし成瀬 [13]によれば，外力の負荷状態によって，ボルト締結体の変形状態が変わるため，上式には修正が必要であり，実際には修正弾性コンプライアンス δ_{ct} を用いて，最終的には次式のように δ_{beq} を求めることができる．なお，これら弾性コンプライアンスの具体的な求め方は後述する．

$$\delta_{beq} = \frac{\delta_b \delta_{ct}}{\delta_b + \delta_c} \quad (2-7)$$

他方，締結部を 1 本の等価ビームで表現するとき，等価弾性コンプライアンス δ_{beq} は等価ヤング率 E_{beq} ，等価ビーム断面積 A_{beq} ，等価ビーム長さ l_{beq} を用いて，次のように表される．

$$\delta_{beq} = \frac{l_{beq}}{E_{beq} A_{beq}} \quad (2-8)$$

等価ビーム長さ l_{beq} を締め付け長さ l_f ，等価ヤング率 E_{beq} をボルト部の縦弾性係数 E_b として代入すると，式 (2-7) 式 (2-8) を連立することで等価ビーム断面積 A_{beq} を求めることができる．これを等価ビームの断面積として解析ソフトに入力することにより，簡易モデルにおいても締結部の挙動を再現することができる．

ここでボルトの弾性コンプライアンス δ_b ，被締結体の弾性コンプライアンス δ_c ，被締結体の修正弾性コンプライアンス δ_{ct} は，成瀬 [13]によればそれぞれ次式のように求められる．

$$\delta_b = \frac{r}{E_b \pi r^2} + \frac{l_g}{E_b \pi r_g^2} + \frac{l_s}{E_b \pi r_3^2} + \frac{r}{E_b \pi r_3^2} + \frac{0.8 r}{E_b \pi r^2} \quad (2-9)$$

ただし，ボルトの縦弾性係数を E_b ，ボルトの呼び半径 r ，ボルトの谷半径 r_3 ， $r_g = r$ ，ボルトの軸部長さ l_g ， $l_s = l_f - l_g$ とする．

$$\delta_c = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{A_c} dx \quad (2-10)$$

また，被締結体の縦弾性係数を E_c ，等価圧縮体の被締結体部の面積を A_c とする．

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2E_c \max \{A_c: 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-11)$$

(イ) 等価ビームの断面二次モーメント I_{beq}

締結部の等価弾性コンプライアンス β_{beq} は曲げモーメント M ，縦弾性係数 E が一定のとき，曲げモーメント M に対するたわみ角 θ を用いて一般的に次式のように表される．

$$\beta_{beq} = \frac{\theta}{M} = \frac{1}{M} \int \frac{M}{EI} dx = \frac{1}{E} \int \frac{1}{I} dx \quad (2-12)$$

しかし被締結体部とボルト部で縦弾性係数などの物性が異なるために上式を簡単に求めることはできない．一方で，締結部の等価曲げコンプライアンス β_{beq} は，ボルトの曲げコンプライアンス β_b および被締結体の曲げコンプライアンス β_c の逆数を加算することによって求められる．

$$\frac{1}{\beta_{beq}} = \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_c} \quad (2-13)$$

ただし成瀬 [13]によれば，外力の負荷状態によって，ボルト締結体の変形状態が変わるため，上式には修正が必要であり，実際には修正曲げコンプライアンス β_{ct} を用いて，最終的には次式のように β_{beq} を求めることができる．なお，これら曲げコンプライアンスの具体的な求め方は後述する．

$$\beta_{beq} = \frac{\beta_b \beta_{ct}}{\beta_b + \beta_c} \quad (2-14)$$

他方，締結部を 1 本の等価ビームで表現するとき，等価曲げコンプライアンス β_{beq} は等価ヤング率 E_{beq} ，等価ビーム断面二次モーメント I_{beq} ，等価ビーム長さ l_{beq}

を用いて，次のように表される．

$$\beta_{beq} = \frac{l_{beq}}{E_{beq} I_{beq}} \quad (2-15)$$

等価ビーム長さ l_{beq} を締め付け長さ l_f ，等価ヤング率 E_{beq} をボルト部の縦弾性係数 E_b として代入すると，式 (2-14) 式 (2-15) を連立することで等価ビーム断面二次モーメント I_{beq} を求めることができる．これを等価ビームの断面二次モーメントとして解析ソフトに入力することにより，簡易モデルにおいても締結部の挙動を再現することができる．

ここでボルトの曲げコンプライアンス β_b ，被締結体の曲げコンプライアンス β_c ，被締結体の修正曲げコンプライアンス β_{ct} は，成瀬 [13]によればそれぞれ次式のよう求められる．

$$\beta_b = \frac{r}{E_b \frac{\pi}{4} r^4} + \frac{l_g}{E_b \frac{\pi}{4} r_g^4} + \frac{l_s}{E_b \frac{\pi}{4} r_3^4} + \frac{r}{E_b \frac{\pi}{4} r_3^4} + \frac{0.8 r}{E_b \frac{\pi}{4} r^4} \quad (2-16)$$

ただしボルトの縦弾性係数を E_b ，ボルトの呼び半径 r ，ボルトの谷半径 r_3 ， $r_g = r$ ，ボルトの軸部長さ l_g ， $l_s = l_f - l_g$ とする．

$$\beta_{c1} = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{I_{c1}} dx \quad (2-17)$$

$$\beta_{c2} = \frac{1}{E_c} \int_0^{l_f} \frac{1}{I_{c2}} dx \quad (2-18)$$

また被締結体の縦弾性係数を E_c ，等価圧縮体の被締結体部の各軸を基準とした断面二次モーメントをそれぞれ I_{c1} および I_{c2} とする．

$$\beta_{ct1} = \frac{l_f}{2E_c \max \{I_{c1}: 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-19)$$

$$\beta_{ct2} = \frac{l_f}{2E_c \max \{I_{c2}: 0 \leq x \leq l_f\}} \quad (2-20)$$

2.5.2 丸穴締結部の等価ビーム特性

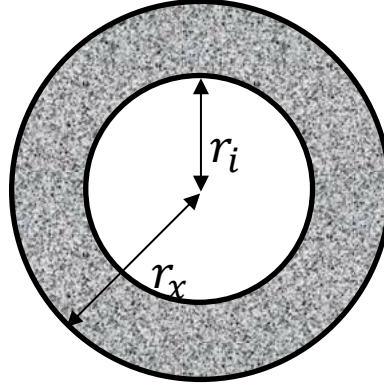


図 2-12 丸穴締結部の等価圧縮体断面

丸穴締結部では被締結部について図 2-12 のような等価圧縮体断面となるから、そのときの断面積 A_c 、断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} は以下のような式となる。

$$A_c = \pi(r_x^2 - r_i^2) \quad (2-21)$$

$$I_{c1} = I_{c2} = \frac{\pi}{4}(r_x^4 - r_i^4) \quad (2-22)$$

これらを前項の各式に代入することで、被締結体の弾性コンプライアンス δ_c 、修正弾性コンプライアンス δ_{ct} 、曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} 、修正曲げコンプライアンス β_{ct1} および β_{ct2} は、以下のように計算される。

$$\delta_c = \frac{1}{\pi E_c r_i \tan \phi} \ln \left(\frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + r_i}{r_w - r_i} \right) \quad (2-23)$$

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2\pi E_c (r_a^2 - r_i^2)} \quad (2-24)$$

$$\begin{aligned} \beta_{c1} = \beta_{c2} = & \frac{l_f}{\pi E_c (r_a - r_w) r_i^3} \left[\ln \left(\frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + r_i}{r_w - r_i} \right) \right. \\ & \left. - 2 \left\{ \arctan \left(\frac{r_a}{r_i} \right) - \arctan \left(\frac{r_w}{r_i} \right) \right\} \right] \end{aligned} \quad (2-25)$$

$$\beta_{ct1} = \beta_{ct2} = \frac{2l_f}{\pi E_c (r_a^4 - r_i^4)} \quad (2-26)$$

2.5.3 長穴締結部の等価ビーム特性

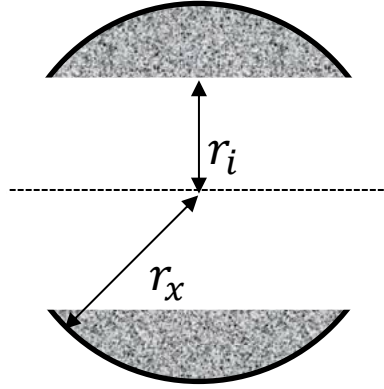


図 2-13 長穴締結部の等価圧縮体断面

長穴締結部では被締結部について図 2-13 のような等価圧縮体断面となるから，そのときの断面積 A_c ，断面二次モーメント I_{c1} および I_{c2} は以下のような式となる．ただし $\sin \alpha_x = r_i/r_x$ とする．

$$A_c = \pi r_x^2 \left\{ 1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{r_i}{r_x} \right) \right\} - 2r_i \sqrt{r_x^2 - r_i^2} \quad (2-27)$$

$$I_{c1} = \frac{3r_x^4(2\pi - 4\alpha_x + \sin 4\alpha_x) - 32r_i(r_x^2 - r_i^2)^{\frac{3}{2}}}{24} \quad (2-28)$$

$$I_{c2} = \frac{r_x^4(2\pi - 4\alpha_x + \sin 4\alpha_x)}{8} \quad (2-29)$$

これらを前項の各式に代入することで，被締結体の弾性コンプライアンス δ_c ，修正弾性コンプライアンス δ_{ct} ，曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} ，修正曲げコンプライアンス β_{ct1} および β_{ct2} は，以下のように計算される．ただし $\sin \alpha_0 = r_i/r_w$ および $\sin \alpha_1 = r_i/r_a$ とする．

$$\delta_c = \frac{2}{E_c r_i \tan \phi} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\cos \alpha}{\pi - 2\alpha - 2 \cos \alpha \sin \alpha} d\alpha \quad (2-30)$$

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2E_c \left[\pi r_a^2 \left\{ 1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{r_i}{r_a} \right) \right\} - 2r_i \sqrt{r_a^2 - r_i^2} \right]} \quad (2-31)$$

$$\beta_{c1} = \frac{24l_f}{E_c(r_a - r_w)r_i^3} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\sin^2 \alpha \cos \alpha}{3(2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha) - 16 \cos^2 \alpha \sin 2\alpha} d\alpha \quad (2-32)$$

$$\beta_{c2} = \frac{8l_f}{E_c(r_a - r_w)r_i^3} \int_{\alpha_1}^{\alpha_0} \frac{\sin^2 \alpha \cos \alpha}{2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha} d\alpha \quad (2-33)$$

$$\beta_{ct1} = \frac{12l_f}{E_c\{3r_a^4(2\pi - 4\alpha_1 + \sin 4\alpha_1) - 32r_i r_a^3 \cos^3 \alpha_1\}} \quad (2-34)$$

$$\beta_{ct2} = \frac{4l_f}{E_c r_a^4(2\pi - 4\alpha_1 + \sin 4\alpha_1)} \quad (2-35)$$

2.6 結言

本章では，継手ボルト締結体について既に行われた試験，詳細モデルを用いた解析，簡易モデリング手法，およびビーム特性の算出手法について説明した．第3章以降，2.5節における手法で算出されたビーム特性を用い，2.4節で紹介した簡易モデリング手法を改良してゆく．

第3章 継手ボルト締結体の強度および振動特性を加味した簡易モデルの提案

3.1 緒言

本章では，殿垣 [7]や波多野 [8]の研究に合わせ，株式会社日立製作所笠戸事業所にて行われた打撃試験と，殿垣や波多野が作成した詳細モデルによる過渡応答解析の結果を踏まえ，簡易モデルにおいても周波数応答解析を行い，周波数応答特性を比較する．

また同様に日立製作所で行われたモード解析試験と簡易モデルにおける固有値解析のモード形状や固有振動数とを比較し，簡易モデルの再現精度を評価する．

簡易モデルに関しては波多野 [9]の提案する補間剛体要素モデルの改良手法にある，ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲の変更，ビーム端点の荷重を等価座面領域内に分配する際の補間剛体要素の重み係数の変更，シェルへの穴あけの有無の変更などを行い，これらの変更により振動特性の再現精度にどのような影響が出るのかを検証し，強度および振動特性を再現するのに最適な簡易モデリング手法を提案する．

3.2 簡易モデルの解析条件

簡易モデルの解析は，有限要素解析ソフト LS-DYNA R11.1.0 を用いて行った．LS-DYNA における RBE2 および RBE3 による変形抑制は，それぞれ*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY および*CONSTRAINED_INTERPOLATION に相当する [14]．簡易モデルの各パラメータのうちせん断継手および純せん断継手の，被締結体中立面における等価座面領域半径は表 3-1，ビームの各特性は表 3-2 に示す通りである．なお長岡 [5]以降，関連研究で用いてきた等価座面領域等の算出方法に不明確な点があったため，

2.5 節の手法を用いて再計算を行った。モデルは四辺形一次要素を用いて作られており、被締結体間の接触は定義していない。接触及び摩擦がないため、線形解析となり解析時間を短縮することができる。

表 3-1 継手の等価座面領域半径

	せん断継手	純せん断継手
上から 1 枚目の被締結体の等価座面領域半径 r_{weq1} [mm]	9.46	9.49
上から 2 枚目の被締結体の等価座面領域半径 r_{weq2} [mm]	9.46	11.46
上から 3 枚目の被締結体の等価座面領域半径 r_{weq3} [mm]	—	9.49

表 3-2 簡易モデルのビーム特性

	丸穴		長穴	
	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手
等価断面積 A_{beq} [mm ²]	231.7	304.0	155.6	218.4
等価断面二次モーメント I_{beq1} [mm ⁴]	6157.8	9208.9	2006.2	3507.2
等価断面二次モーメント I_{beq2} [mm ⁴]	6157.8	9208.9	5341.0	8269.6
等価断面二次極モーメント J_p [mm ⁴]	12316.6	18417.9	7347.1	11176.7

$$\text{モデル形状: } \left\{ \begin{array}{l} \text{せん断継手} \\ \text{純せん断継手} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{丸穴} \\ \text{縦方向長穴} \\ \text{横方向長穴} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{穴あけあり} \\ \text{穴あけなし} \end{array} \right\}$$

RBE3

剛体拘束

$$\text{剛体拘束手法: } \left\{ \begin{array}{l} \text{重み付けあり} \\ \text{重み付けあり} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{円内剛体拘束} \\ \text{円周剛体拘束} \end{array} \right\}$$

今回の解析においてモデル形状は、せん断継手・純せん断継手、丸穴・縦方向長穴・横方向長穴、シェル穴あけあり・なしの 12 通り、柳原の簡易モデルにおける剛体拘束手法は、補間剛体要素の適用時に打田 [6]の研究などで行われた重み付けを行うか否か、ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲を等価座面領域の円内とするか円周上とするかの 4 通りで解析を行った。今回はシェル要素への穴あけの有無、補間剛体要素の重み付けの有無、剛体拘束範囲の違いが振動特性に与える影響について考察する。比較対象として

剛体拘束モデルや試験，詳細モデルの解析結果などを適宜用いる．ここでシェルの穴あけおよびボルト軸方向の剛体拘束範囲，補間剛体要素の重み付けのイメージを図 3-1 に示す．

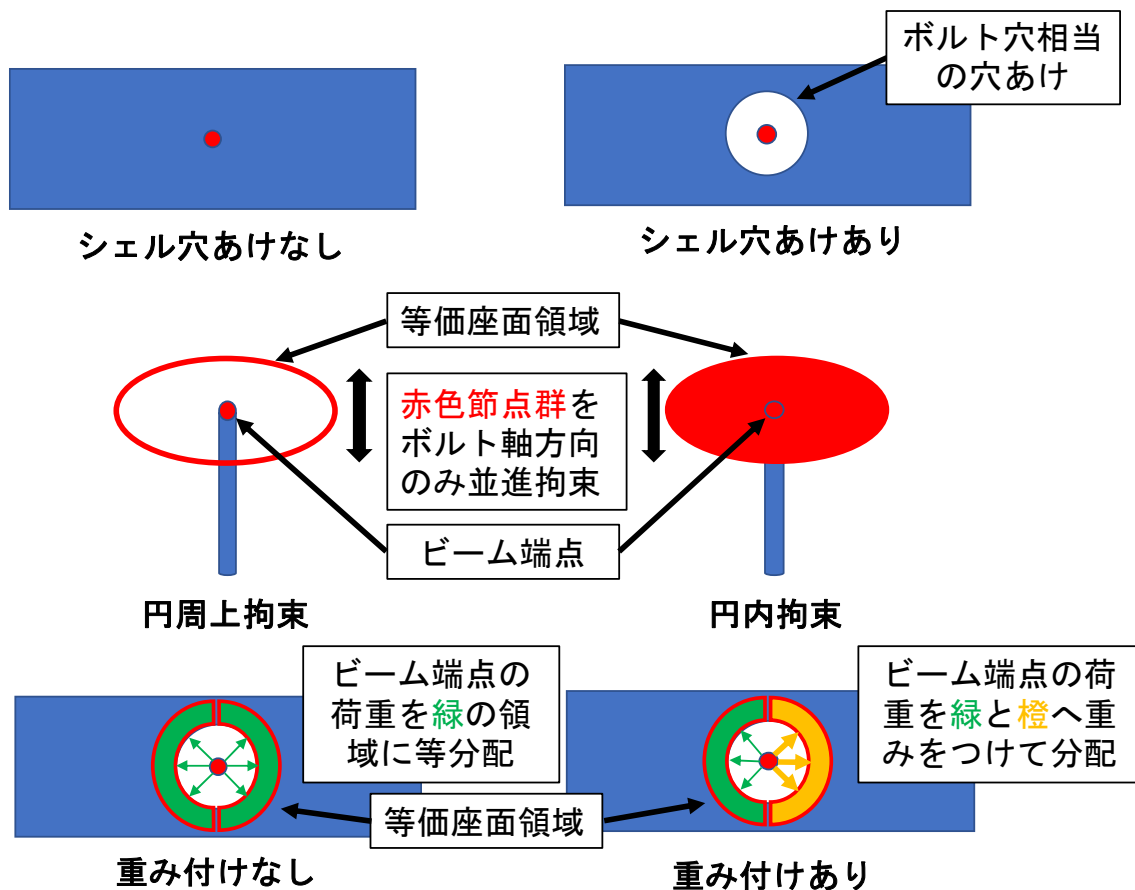


図 3-1 補間剛体要素モデルの改良における変更項目のイメージ図

なおシェル要素への穴あけのないモデルについては、波多野 [8] が作成したモデルを参考に、剛体拘束の自由度の設定に一部誤りがあったため、それらを修正して作成した。穴あけのあるモデルについては今回新規に作成した。解析条件は表 3-3 および表 3-4 の通りである。波多野 [8] の先行研究においては、固有値解析と過渡応答解析を行っているが、今回の簡易モデルのような線形な系においては、過渡応答解析と周波数応答解析の結果に大きな差は現れないと考えられるので、簡易モデルのアクセラランスの評価には周波数応答解析の結果を用いた。各解析モデルの例は図 3-2 および図 3-3 を参照されたい。また補間剛体要素モデルの重み付けは波多野 [9] により算出された値を用いた。

表 3-3 解析条件表（穴あけなし）

	丸穴		横方向長穴		縦方向長穴	
	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手
要素	四辺形一次要素					
要素数	17884	27209	17860	26792	17866	26805
固有値解析	陰解法					
周波数応答解析	陰解法					
単位系	[mm][N][s]					

表 3-4 解析条件表（穴あけあり）

	丸穴		横方向長穴		縦方向長穴	
	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手	せん断継手	純せん断継手
要素	四辺形一次要素					
要素数	17982	27176	17184	25838	17196	25829
固有値解析	陰解法					
周波数応答解析	陰解法					
単位系	[mm][N][s]					

表 3-5 補間剛体要素の各プレートの重み付け [9]

重み係数	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
w1	1.34	1.18	1.69	0.97	0.82	1.11
w2	0.68	0.97	0.51	0.60	0.66	0.45
w3				1.10	0.78	1.30

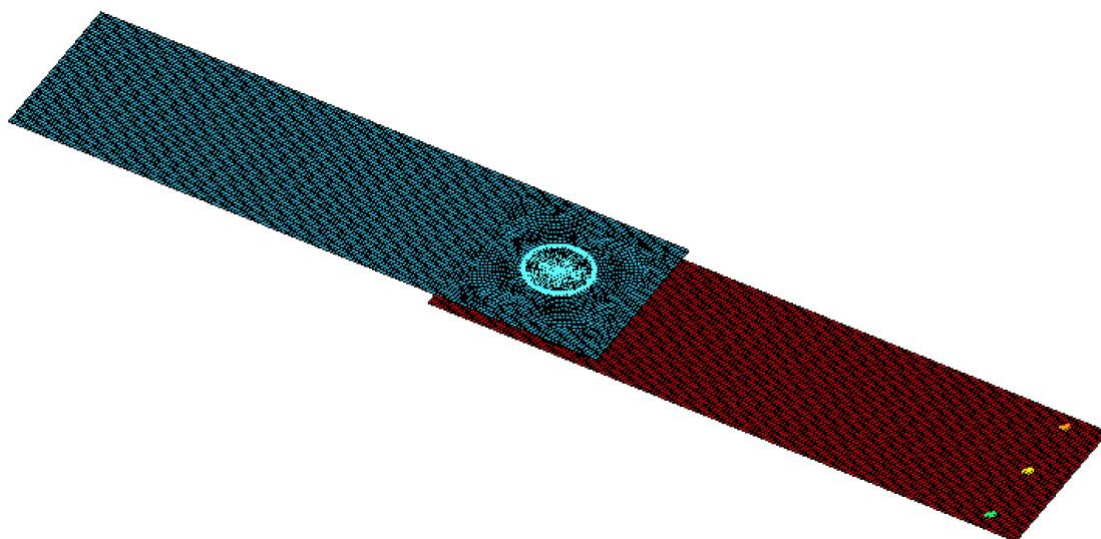


図 3-2 柳原の簡易モデル セン断継手（丸穴 穴あけなし）

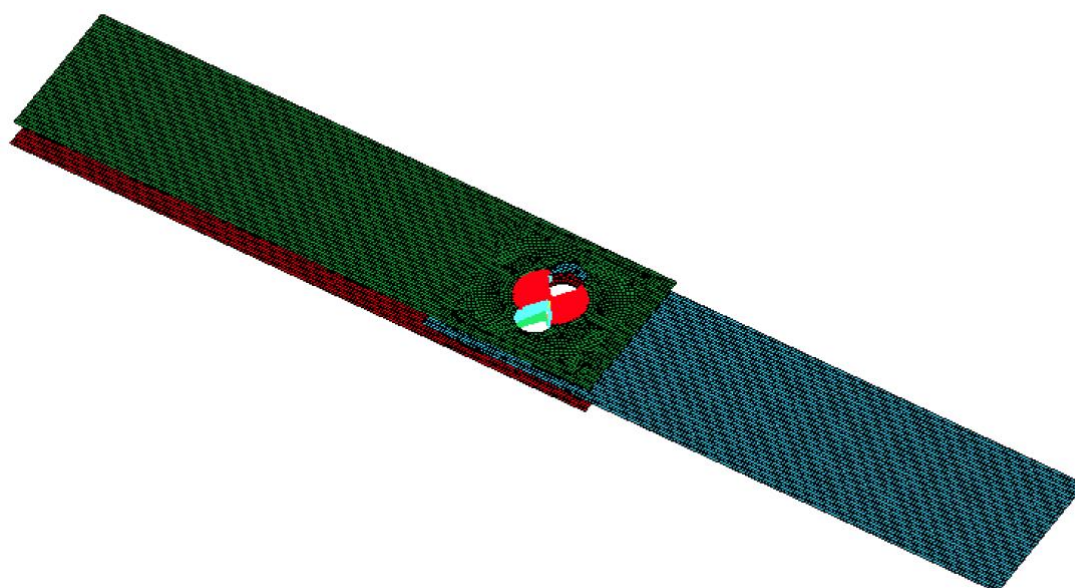


図 3-3 柳原の簡易モデル 純せん断継手（横方向長穴 穴あけあり）

3.3 結果

3.3.1 固有モード

簡易モデルにおける固有値解析の結果について、波多野 [9]により、強度で最も高精度な予測が可能であることが分かった、シェルへの穴あけあり、補間剛体要素の重み付けあり、等価座面領域内全節点をボルト軸方向に剛体拘束する場合の固有モードを、試験によって得られたモード形状と比較する。なおシェルへの穴あけの有無によって、特に純せん断継手の被締結体同士が水平方向に捻れるような、丸穴の解析 7 次（図 3-7）や横方向長穴の解析 8 次（図 3-11）のようなモードでは、解析での固有振動数が異なる傾向が見られたが、これは被締結体間の摩擦接触を定義しないことによる簡易モデル特有のモードであるから、この結果の差異は実用上無視しても良いものと考えられる。なおこの被締結体同士が水平方向に捻れるモード以外のモードに関しては、シェルへの穴あけの有無、補間剛体要素の重み付けの有無、剛体拘束の範囲の差によるモード形状への影響は見られなかった。

また純せん断継手においては試験では見られず、解析のみで見られるモードが、例えば丸穴の解析 1 次や解析 4 次（図 3-7）などでは見られるが、これは上から 1 枚目と 3 枚目の被締結体間の接触を定義していないために、それらが交差するようなモードが出てしまったためであると考えられる。純せん断継手の丸穴試験 3 次（図 3-6）と横方向長穴試験 5 次（図 3-10）に相当するモードが見られなかったが、近接モードの重ね合わせにより試験では異なるモードとなったものと思われる。

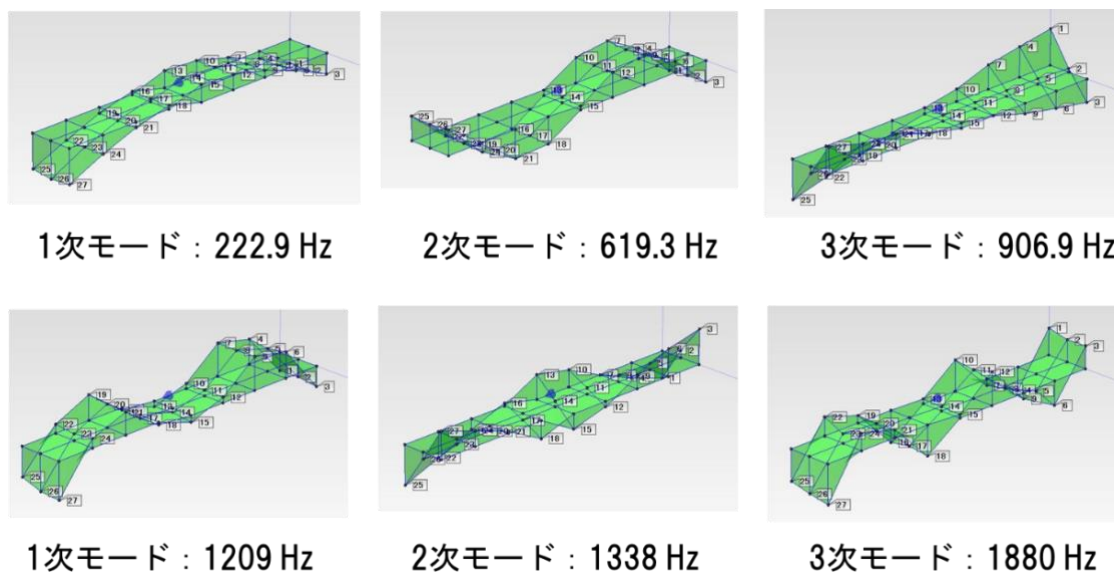


図 3-4 セン断継手（丸穴） 試験 振動モード [8]

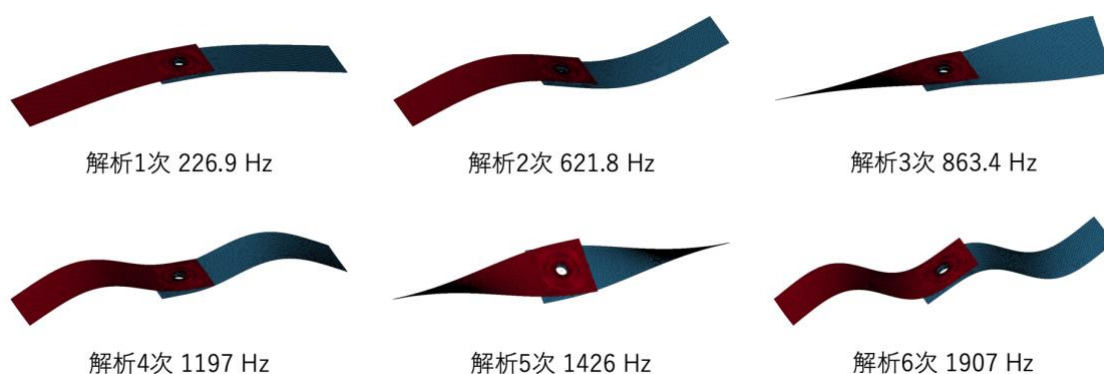


図 3-5 セン断継手（丸穴） 解析 振動モード

表 3-6 セン断継手（丸穴） 固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次
試験 [Hz]	222.9	619.3	906.9	1209	1338	1880
解析 [Hz]	226.9	621.8	863.4	1197	1426	1907
誤差	1.8%	0.4%	-4.8%	-1.0%	6.6%	1.5%

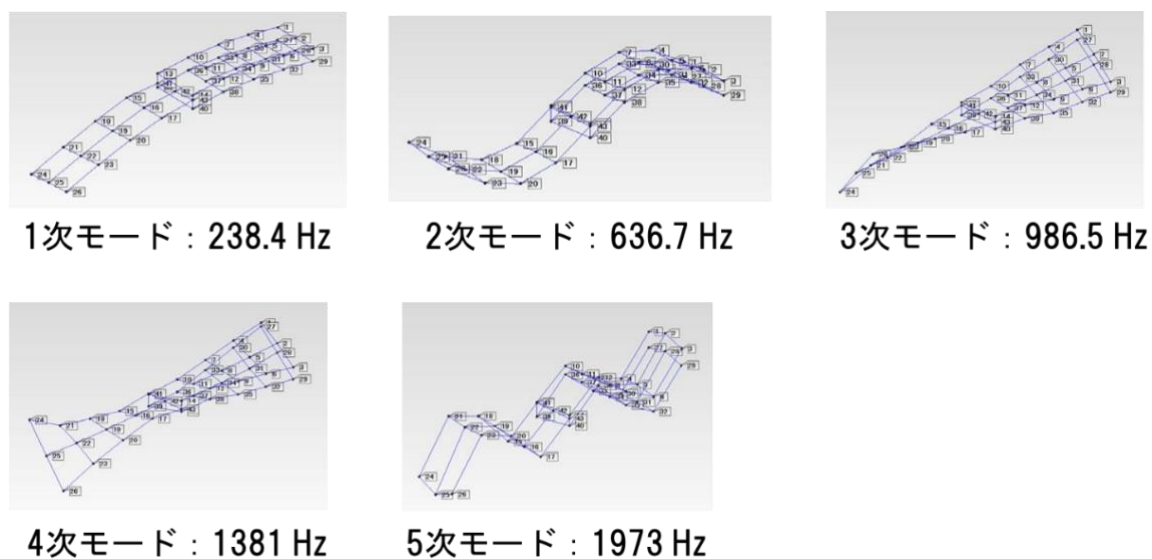


図 3-6 純せん断継手（丸穴）試験 振動モード [8]

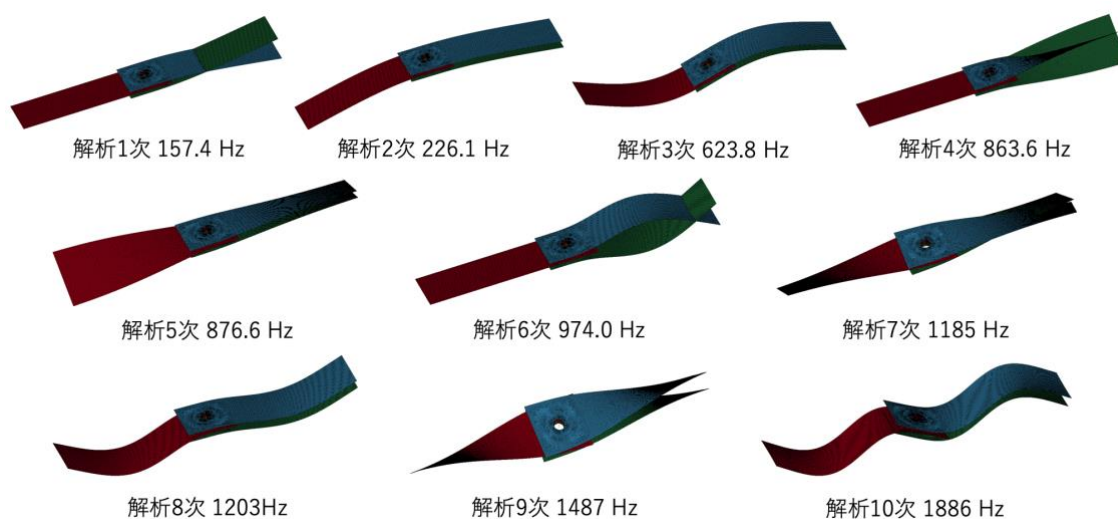


図 3-7 純せん断継手（丸穴）解析 振動モード

表 3-7 純せん断継手（丸穴）固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次
試験 [Hz]	238.4	636.7	986.5	1381	1973
解析 [Hz]	226.1	623.8	-	1487	1886
誤差	-5.2%	-2.0%	-	7.7%	-4.4%

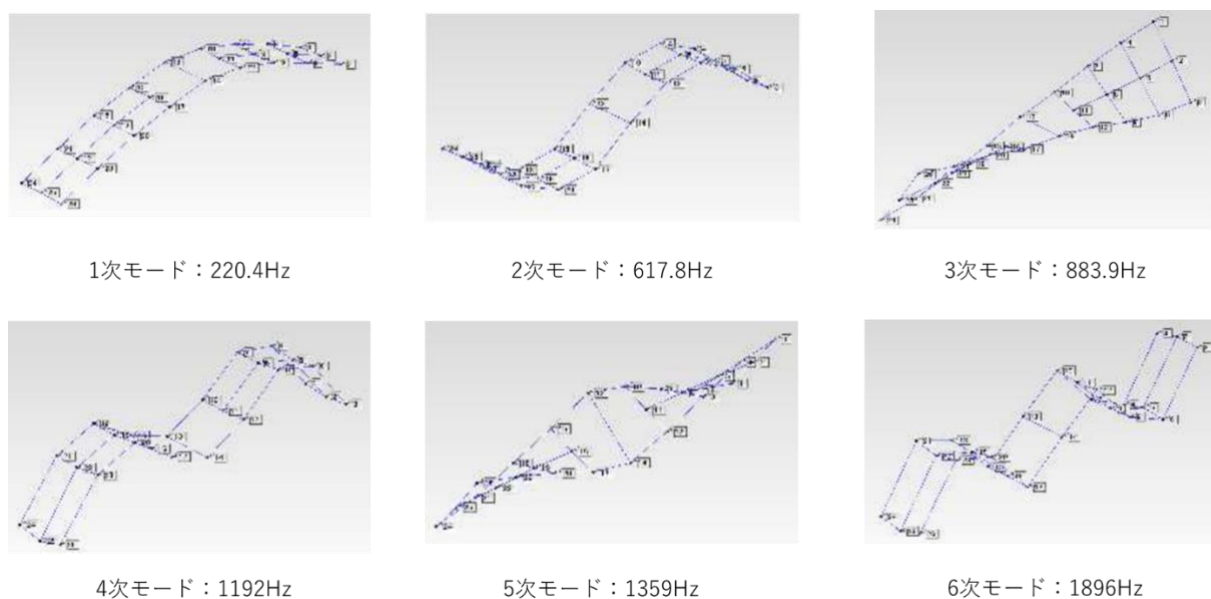


図 3-8 セン断継手（横方向長穴）試験 振動モード [8]

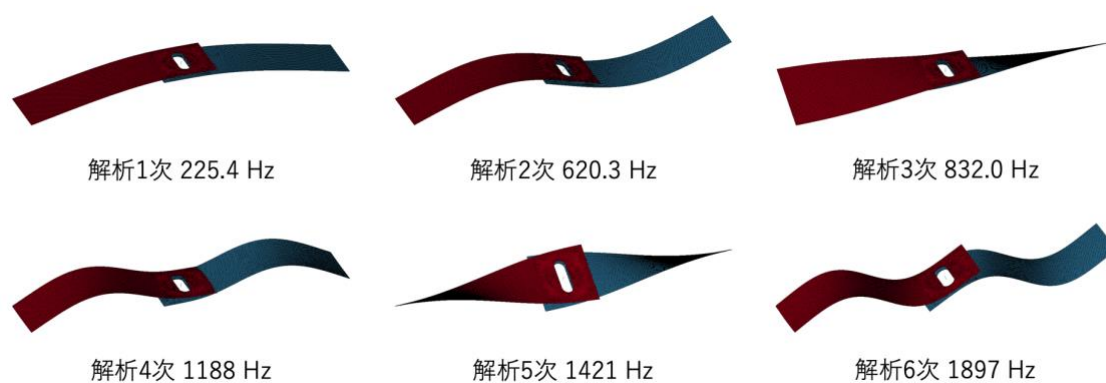


図 3-9 セン断継手（横方向長穴）解析 振動モード

表 3-8 セン断継手（横方向長穴）固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次
試験 [Hz]	220.4	617.8	883.9	1192	1359	1896
解析 [Hz]	225.4	620.3	832.0	1188	1421	1897
誤差	2.3%	0.4%	-5.9%	-0.3%	4.6%	0.0%

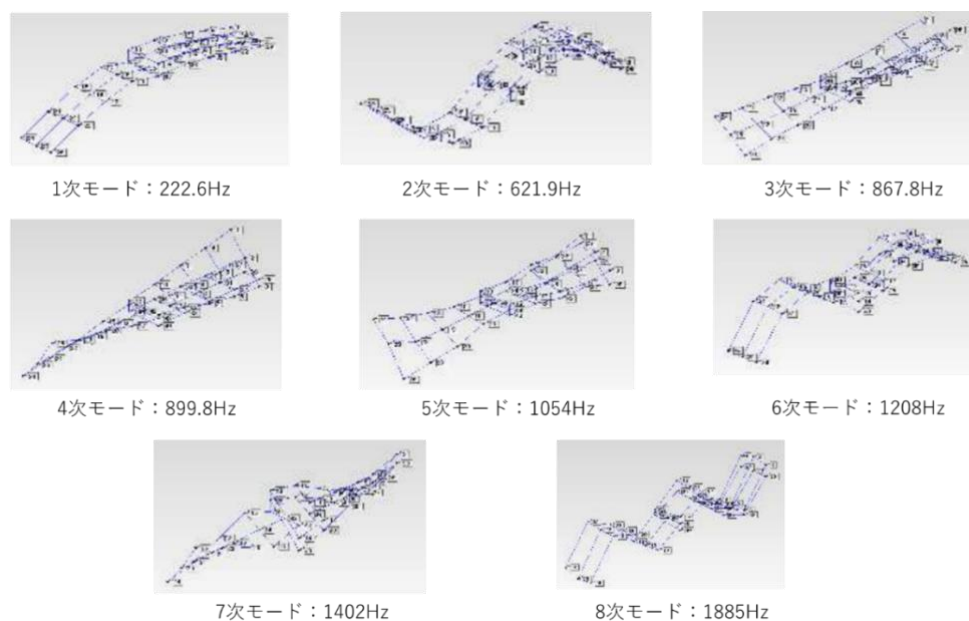


図 3-10 純せん断継手（横方向長穴） 試験 振動モード [8]

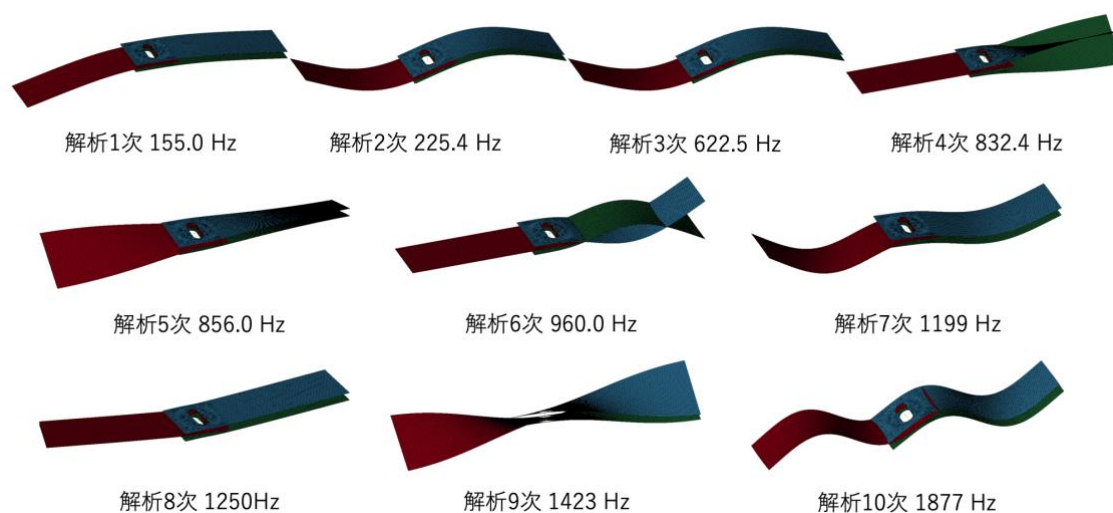


図 3-11 純せん断継手（横方向長穴） 解析 振動モード

表 3-9 純せん断継手（横方向長穴） 固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次	7 次	8 次
試験 [Hz]	222.6	621.9	867.8	899.8	1054	1208	1402	1885
解析 [Hz]	225.4	622.5	832.4	856.0	-	1199	1424	1877
誤差	1.3%	0.1%	-4.1%	-4.9%	-	-0.8%	1.6%	-0.4%

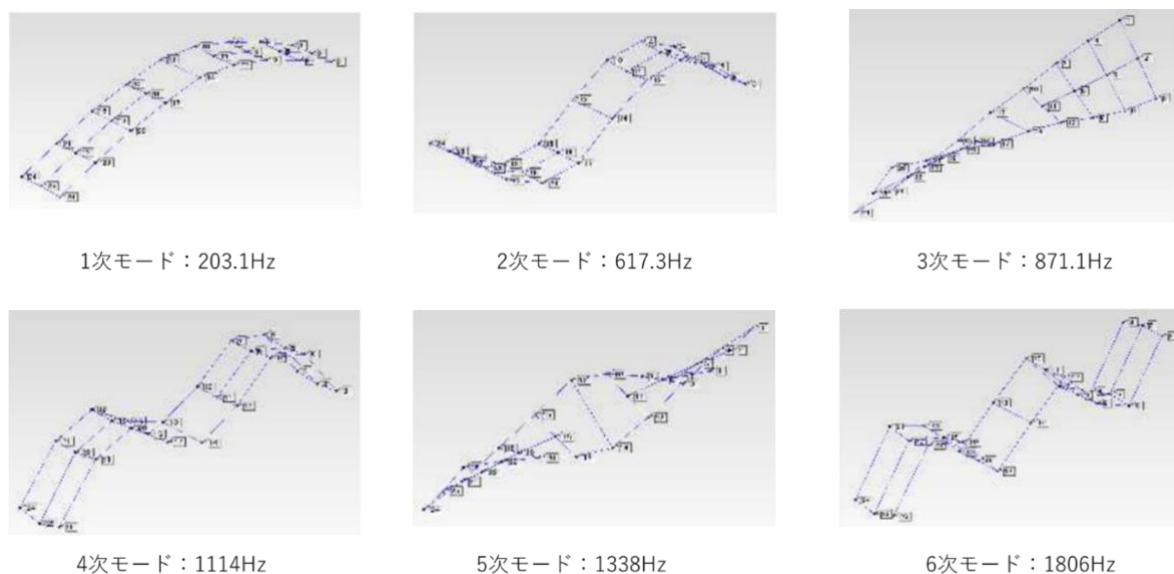


図 3-12 セン断継手（縦方向長穴） 試験 振動モード [8]



図 3-13 セン断継手（縦方向長穴） 解析 振動モード

表 3-10 セン断継手（縦方向長穴） 固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次
試験 [Hz]	203.1	617.3	871.1	1114	1338	1806
解析 [Hz]	211.9	619.5	841.3	1127	1412	1853
誤差	2.3%	0.4%	-5.9%	-0.3%	4.6%	0.0%

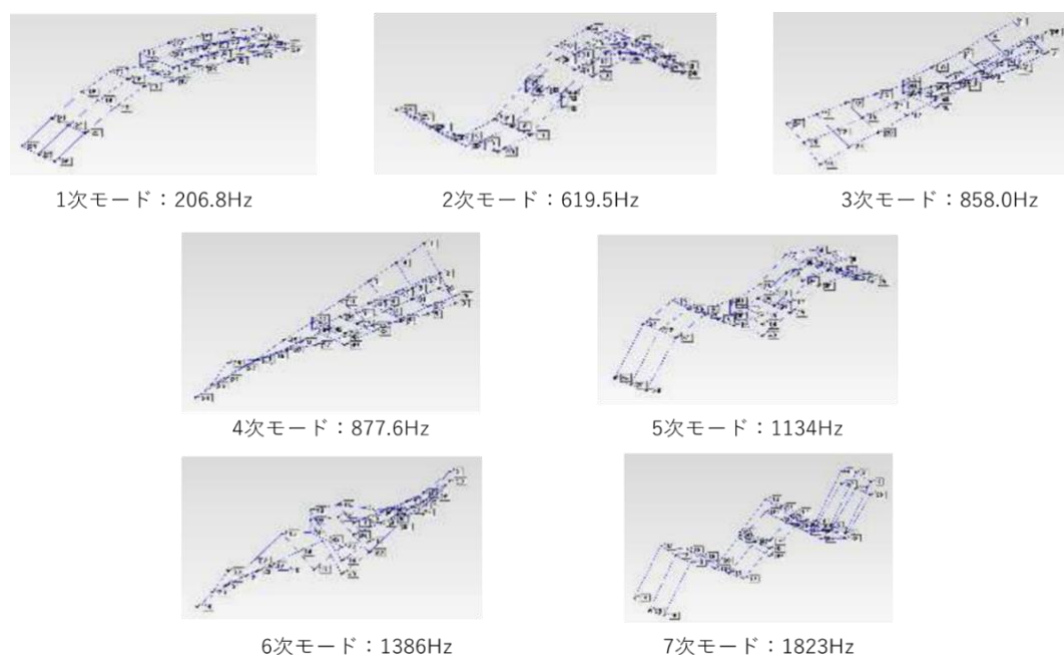


図 3-14 純せん断継手（縦方向長穴） 試験 振動モード [8]

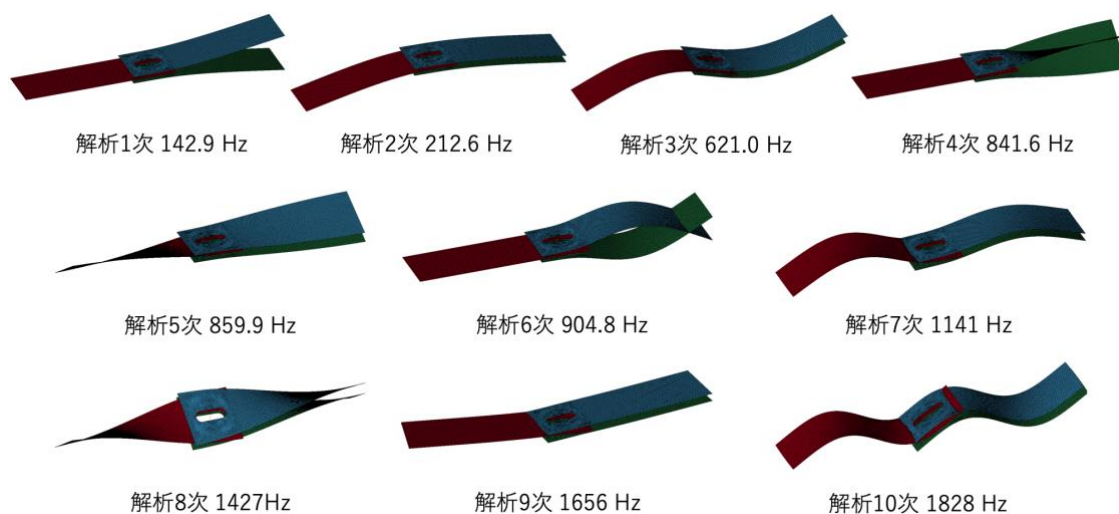


図 3-15 純せん断継手（縦方向長穴） 解析 振動モード

表 3-11 純せん断継手（縦方向長穴） 固有振動数

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次	7 次
試験 [Hz]	206.8	619.5	858	877.6	1134	1386	1823
解析 [Hz]	212.6	621.0	841.6	859.9	1141	1427	1828
誤差	2.8%	0.2%	-1.9%	-2.0%	0.6%	3.0%	0.2%

3.3.2 固有振動数

柳原の補間剛体要素モデルについて、ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲およびシェル要素への穴あけの有無が固有振動数予測に与える影響を考えるため、穴あけの有無、およびボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲を変数として補間剛体要素モデルを改良したものと、穴あけありの成瀬の剛体拘束モデルおよび実験値との比較を、上段に固有振動数、下段に試験との誤差の百分率を記すことによって表にまとめた。なお表中のRMSEは平均二乗誤差の平方根である。柳原 [4]の提案した穴あけなし、等価座面領域円周上節点をボルト軸方向に剛体拘束する既存手法を青色で、今回新規に結言にて提案する、穴あけあり、等価座面領域円内全節点をボルト軸方向に剛体拘束する新規手法を赤色で強調した。

表 3-12 セン断継手（丸穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次	RMSE
なし	円内	226.7	621.7	862.8	1196	1425	1907	
		1.7%	0.4%	-4.9%	-1.1%	6.5%	1.4%	3.5%
	円周	221.6	621.3	858.7	1169	1421	1898	
		-0.6%	0.3%	-5.3%	-3.3%	6.2%	1.0%	3.6%
あり	円内	226.9	621.8	863.4	1197	1426	1907	
		1.8%	0.4%	-4.8%	-1.0%	6.6%	1.5%	3.5%
	円周	219.3	621.1	852.2	1155	1420	1886	
		-1.6%	0.3%	-6.0%	-4.5%	6.1%	0.3%	4.0%
比較	成瀬	226.9	621.8	863.4	1197	1426	1907	
		1.8%	0.4%	-4.8%	-1.0%	6.6%	1.5%	3.5%
	試験	222.9	619.3	906.9	1209	1338	1880	

表 3-13 純せん断継手（丸穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	RMSE
なし	円内	225.4	623.6	-	1475	1884	
		-5.4%	-2.0%	-	6.8%	-4.5%	5.0%
	円周	219.5	622.7	-	1469	1872	
		-7.9%	-2.2%	-	6.4%	-5.1%	5.8%
あり	円内	226.1	623.8	-	1487	1886	
		-5.2%	-2.0%	-	7.7%	-4.4%	5.2%
	円周	218.0	622.6	-	1481	1860	
		-8.5%	-2.2%	-	7.2%	-5.7%	6.4%

比較	成瀬	226.1	623.8	-	1533	1886	
		-5.2%	-2.0%		11.0%	-4.4%	6.5%
	試験	238.4	636.7	986.5	1381	1973	

表 3-14 せん断継手（横方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1次	2次	3次	4次	5次	6次	RMSE
なし	円内	225.4	620.3	838.0	1188	1424	1897	
		2.3%	0.4%	-5.2%	-0.3%	4.8%	0.0%	3.0%
	円周	219.8	619.8	834.6	1158	1418	1886	
		-0.3%	0.3%	-5.6%	-2.8%	4.4%	-0.5%	3.1%
あり	円内	225.4	620.3	832.0	1188	1421	1896	
		2.3%	0.4%	-5.9%	-0.3%	4.6%	0.0%	3.2%
	円周	206.6	619.3	816.9	1084	1414	1840	
		-6.2%	0.2%	-7.6%	-9.1%	4.0%	-3.0%	5.8%
比較	成瀬	225.4	620.3	832.0	1188	1421	1897	
		2.3%	0.4%	-5.9%	-0.3%	4.6%	0.0%	3.2%
	試験	220.4	617.8	883.9	1192	1359	1896	

表 3-15 純せん断継手（横方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1次	2次	3次	4次	5次	6次	7次	8次	RMSE
なし	円内	225.0	622.5	838.4	858.0	-	1196	1442	1876	
		1.1%	0.1%	-3.4%	-4.6%	-	-1.0%	2.9%	-0.5%	2.5%
	円周	218.5	621.7	843.3	861.1	-	1163	1443	1870	
		-1.8%	0.0%	-2.8%	-4.3%	-	-3.8%	3.0%	-0.8%	2.8%
あり	円内	225.4	622.5	832.4	856.0	-	1199	1424	1876	
		1.3%	0.1%	-4.1%	-4.9%	-	-0.8%	1.5%	-0.5%	2.5%
	円周	208.4	620.8	817.3	839.1	-	1099	1415	1815	
		-6.4%	-0.2%	-5.8%	-6.7%	-	-9.0%	0.9%	-3.7%	5.6%
比較	成瀬	225.4	622.6	832.4	855.9	-	1199	1464	1877	
		1.3%	0.1%	-4.1%	-4.9%		-0.8%	4.4%	-0.4%	3.0%
	試験	222.6	621.9	867.8	899.8	1054	1208	1402	1885	

表 3-16 せん断継手（縦方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次	RMSE
なし	円内	213.3	619.6	844.6	1135	1414	1857	
		5.0%	0.4%	-3.0%	1.9%	5.7%	2.8%	3.6%
	円周	209.0	619.2	839.4	1112	1409	1850	
		2.9%	0.3%	-3.6%	-0.1%	5.3%	2.4%	3.1%
あり	円内	211.9	619.5	841.3	1127	1412	1853	
		4.3%	0.4%	-3.4%	1.2%	5.5%	2.6%	3.4%
	円周	207.8	619.2	791.2	1104	1401	1836	
		2.3%	0.3%	-9.2%	-0.9%	4.7%	1.6%	4.4%
比較	成瀬	211.9	619.5	841.3	1127	1412	1853	
		4.3%	0.4%	-3.4%	1.2%	5.5%	2.6%	3.4%
	試験	203.1	617.3	871.1	1114	1338	1806	

表 3-17 純せん断継手（縦方向長穴） 剛体拘束範囲による固有振動数の比較

穴あけ	拘束	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次	6 次	7 次	RMSE
なし	円内	213.3	621.1	844.8	861.4	1144	1445	1831	
		3.1%	0.3%	-1.5%	-1.8%	0.9%	4.3%	0.4%	2.2%
	円周	208.3	620.2	839.6	855.4	1118	1438	1821	
		0.7%	0.1%	-2.1%	-2.5%	-1.4%	3.8%	-0.1%	2.0%
あり	円内	212.6	621.0	841.6	860.0	1141	1427	1828	
		2.8%	0.2%	-1.9%	-2.0%	0.6%	3.0%	0.2%	1.9%
	円周	207.0	620.6	791.6	814.4	1108	1414	1804	
		0.1%	0.2%	-7.7%	-7.2%	-2.3%	2.0%	-1.0%	4.2%
比較	成瀬	212.6	621.0	841.6	860.3	1141	1476	1828	
		2.8%	0.2%	-1.9%	-2.0%	0.6%	6.5%	0.3%	2.9%
	試験	206.8	619.5	858.0	877.6	1134	1386	1823	

まずはシェルへの穴あけの有無に関して結果を整理する。継手形状およびボルト穴形状によらず、シェルへの穴あけを施さないほうが、穴あけを施したものよりも、剛体拘束範囲が等価座面領域円周上のもの同士を比較すると精度が高いことがわかった。表 3-12 から表 3-17 を見ると、穴あけを施した場合の精度は-9%から+8%、施さない場合は-8%から+7%であった。ただしボルト軸方向の剛体拘束範囲が等価座面領域内のもの同士で比較すると、シェルの穴あけの差による大きな差異は見られなかった。

次に剛体拘束の範囲の違いについて整理する。穴あけがないモデルで剛体拘束の範囲

を変更しても、固有振動数の平均二乗誤差の平方根は1%程度しか変わらないのと比べて、穴あけを施したモデルに関しては剛体拘束範囲を等価座面領域円周上から等価座面領域内に拡大することによって、特に長穴の純せん断継手（表 3-15）では最大3%程度精度が向上するなど、継手形状や穴形状によらず、固有振動数の再現精度が向上した。

また補間剛体要素の重み付けを変更した場合についても、各継手形状において解析を行なった。補間剛体要素の重み付けがある場合と重み付けがない場合で、継手形状、ボルト穴形状、剛体拘束範囲によらず、全モードにおいて固有振動数の値が小数点以下2桁で一致するなど、ほとんど差が見られないということがわかった。

3.3.3 アクセラランス

シェルへの穴あけが施された簡易モデルについて、ボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲および補間剛体要素の重み付けの有無が及ぼす影響を比較するため、各モデル形状における加速度計①（図 2-1）でのアクセラランスを、試験（exp）[8]、詳細モデル（solid）での解析[8]、補間剛体要素の重み付けありかつ剛体拘束範囲が等価座面領域内の簡易モデル（RBE3_weight_in）および、重み付けなしかつ剛体拘束範囲が等価座面領域円周上の簡易モデル（RBE3_on）とで比較を行った。なお前項での結果と同様、補間剛体要素の重み付けの有無によりアクセラランスはほとんど変化しなかったため、上記2つの簡易モデルの比較は実質的にはボルト軸方向の剛体拘束範囲の差による結果の比較に等しい。また加速度計位置による傾向の差は見られなかったので、加速度計②および加速度計③における結果は省略する。詳細な考察は3.4.5項で述べる。

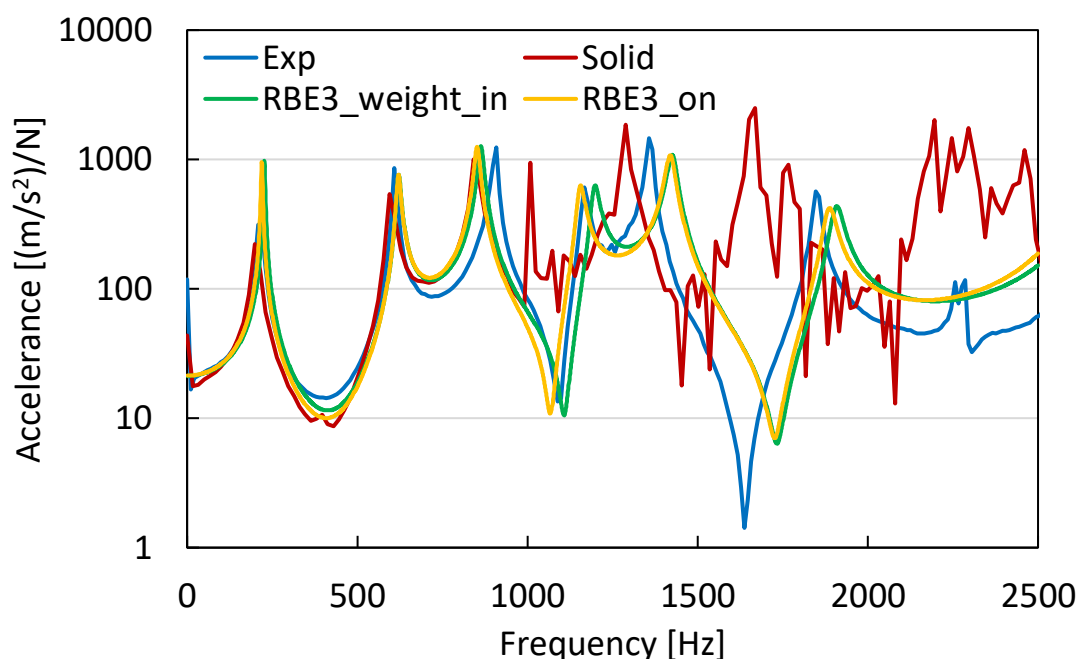


図 3-16 せん断継手（丸穴） 加速度計①アクセラランス

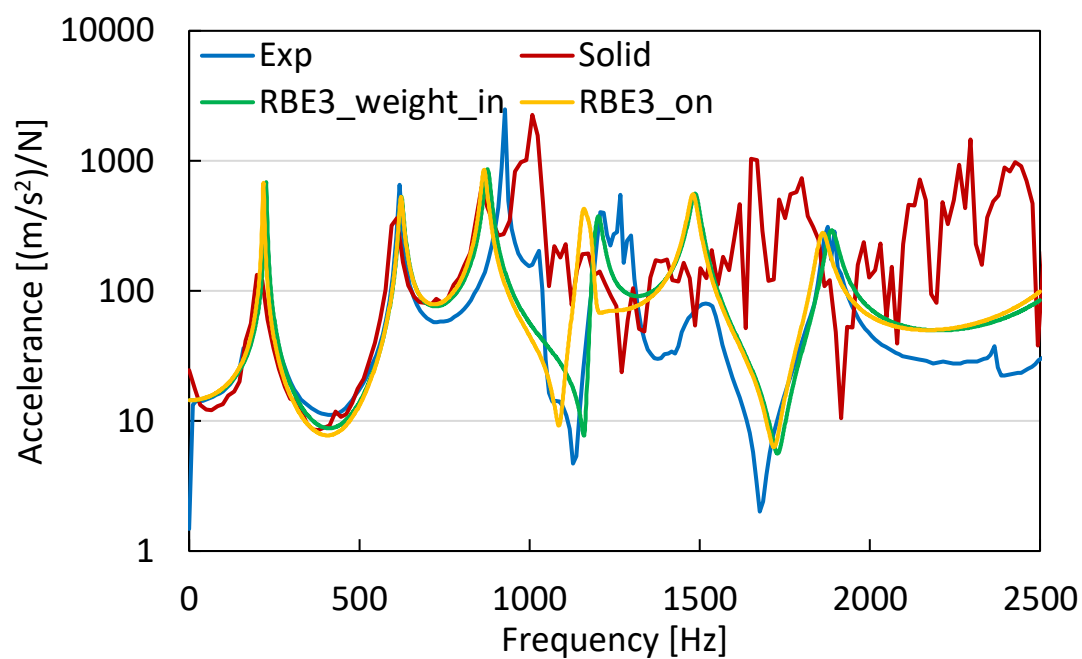


図 3-17 純せん断継手（丸穴） 加速度計①アクセラランス

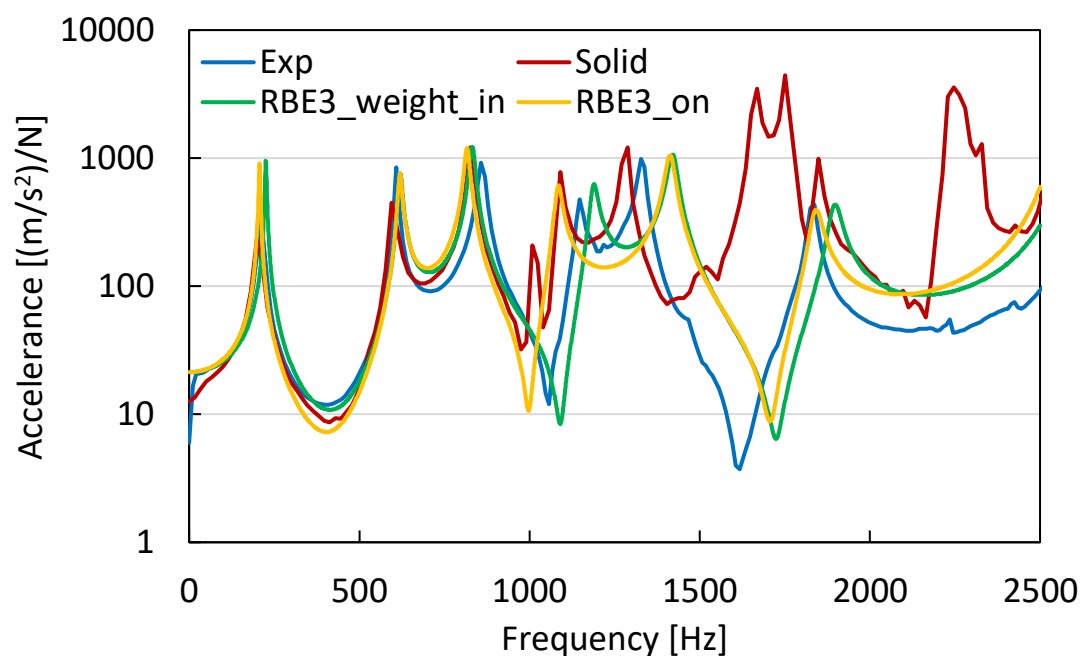


図 3-18 せん断継手（横方向長穴） 加速度計①アクセラランス

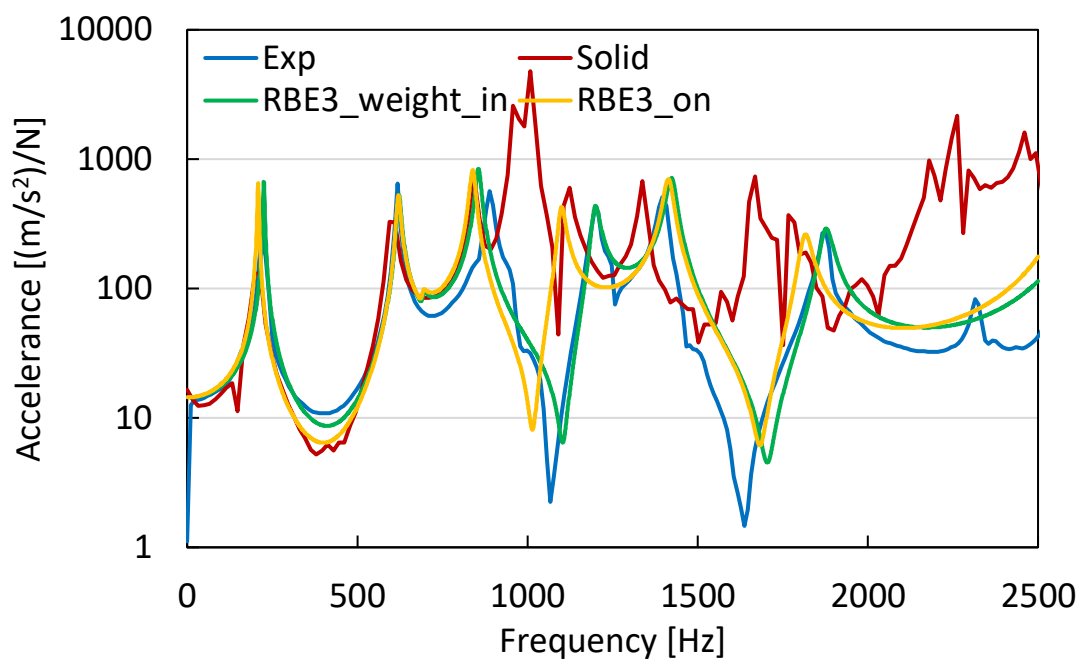


図 3-19 純せん断継手（横方向長穴） 加速度計①アクセラランス

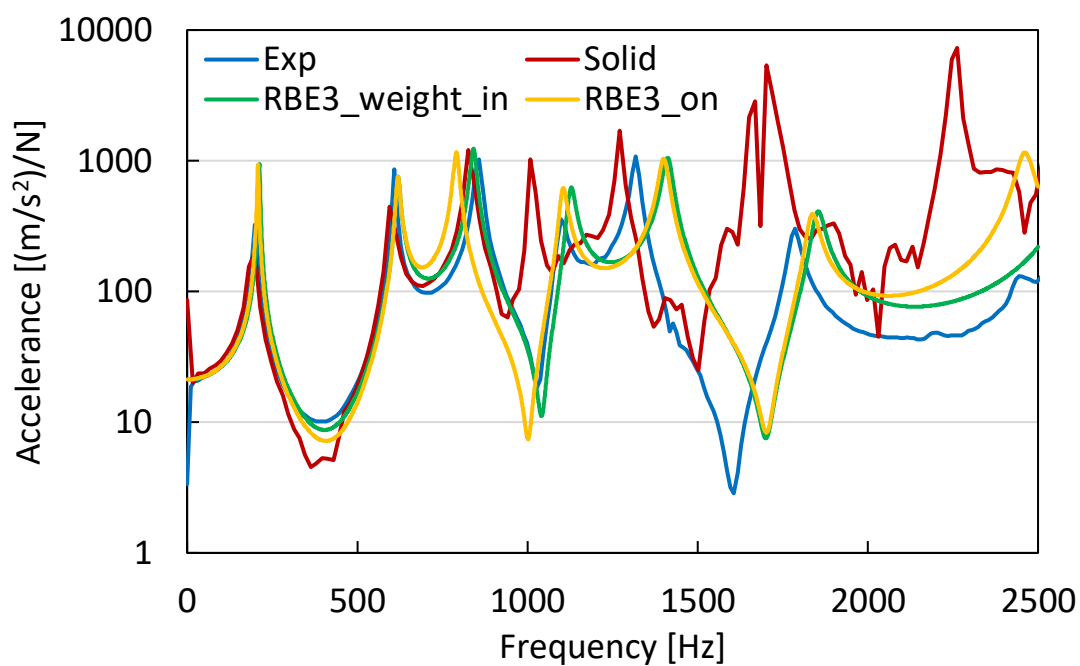


図 3-20 せん断継手（縦方向長穴） 加速度計①アクセラランス

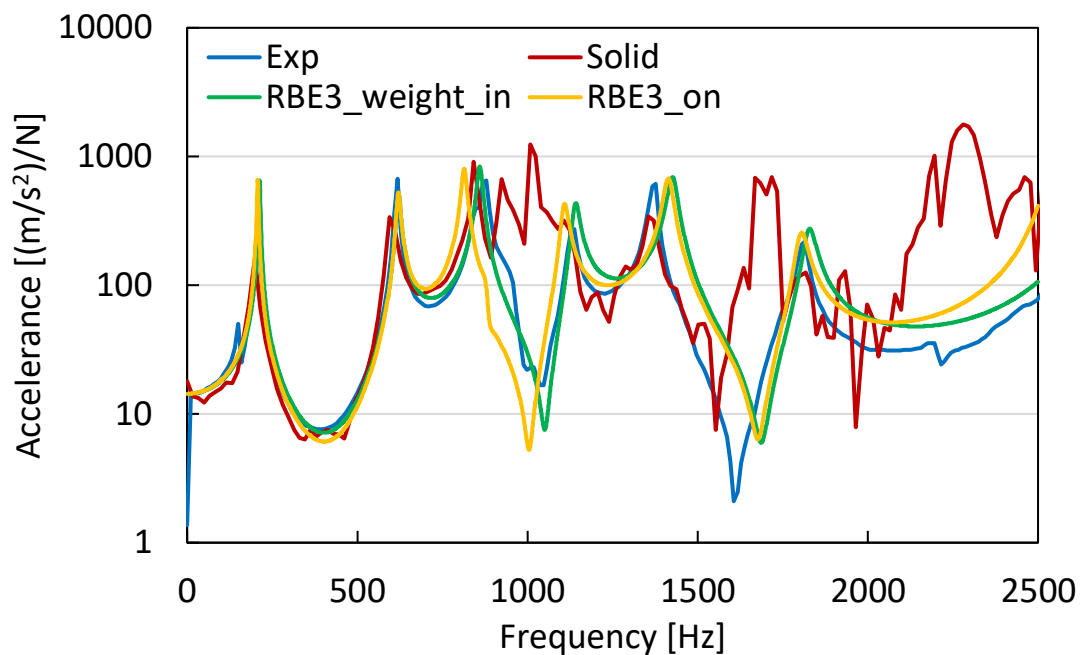


図 3-21 純せん断継手（縦方向長穴） 加速度計①アクセラランス

3.4 考察

3.4.1 シェルへの穴あけが固有振動数予測へ与える影響

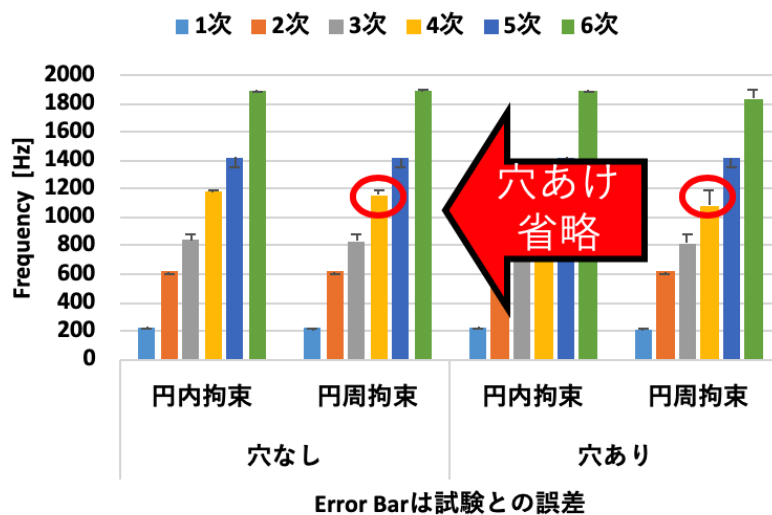


図 3-22 せん断継手（横方向長穴）固有振動数の棒グラフ（穴あけ有無）

本項では、シェルへの穴あけが固有振動数の再現精度に与える影響について考察する。まずはシェルへの穴あけによる固有振動数の変化が顕著に現れる、横方向長穴のせん断継手の4次モードを例として取り上げる。横方向長穴のせん断継手の固有振動数を、試験との誤差をエラーバーとして可視化すると図 3-22 のようになる。特にボルト軸方向の剛体拘束範囲が円周上となると、4次モードの固有振動数の誤差をシェルの穴あけの有無で比較すると、図 3-22 にて赤丸で示したようにシェルへの穴あけを行わないことで、固有振動数が上昇し、誤差が小さくなっているということがわかる。

これはボルト軸方向の剛体拘束が円周上の節点に対してのみ行われるとき、穴あけによってシェルがないことで、特に曲げが顕著なモードにおいては、ボルト穴近傍のシェルが面外方向に大きく変形するが故に、曲げ剛性が低下するためである。実際の締結体においてはボルト頭からの圧縮力によって面外方向への変形は抑制されるはずであるから、ボルト穴付近におけるシェルの面外変形は非常に小さいはずである。簡易モデルによる面外変形を確認するため、横方向長穴のせん断継手における4次モードの固有モードを締結部について拡大して、円周上剛体拘束の場合にシェルへの穴あけの有無で比較したのが図 3-23 である。この図の赤丸部を見ると、ボルト穴部にシェル要素があることによって、ボルト穴付近のシェルの面外方向への変位が大幅に抑制されていることが確かにわかる。シェルの穴あけをしないことによる面外方向変位の抑制に伴う曲げ剛性の増加が、特に剛体拘束範囲が等価座面領域円周上の際に、固有振動数の再現精度が向上する要因であると言える。

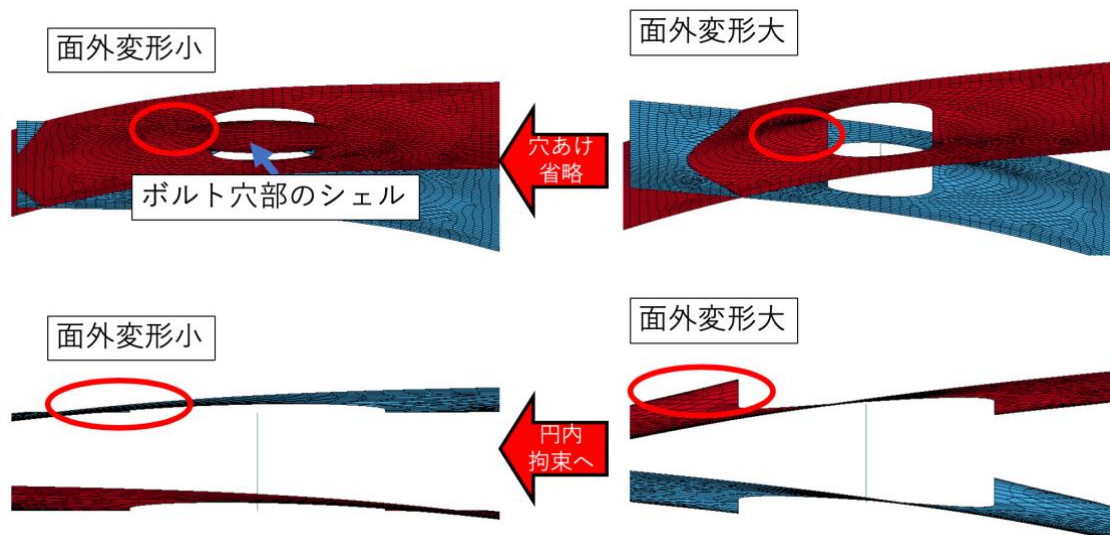


図 3-23 せん断継手（横方向長穴）4次モードの締結部付近（円周上剛体拘束）

横方向長穴のせん断継手における4次モードは、図 3-9 の解析4次のモード形状が

らわかるように、長穴の長手方向を軸として曲がるようなモードである。横方向長穴のせん断継手と同様に、横穴の純せん断継手の6次モード（図 3-11 の解析7次）や縦穴のせん断継手の3次モード（図 3-13）なども、長穴長手方向を軸にして曲がるモードであり、同様の理由から円周上剛体拘束のもの同士で誤差を比較すると、固有振動数の再現精度が大幅に改善している（表 3-15, 表 3-16）。これはシェルへの穴あけをしないことによって面外変形が抑制されること、すなわち曲げ剛性が増加することで、固有振動数が上昇し、試験における固有振動数に近づく傾向が、穴形状や継手形状によらず起こっていることを示唆している。シェルへの穴あけの有無については、波多野 [9]の研究でもシェルへの穴あけをなくすことで曲げ剛性が大きくなる傾向が見られ、本項での考察と矛盾しない結果となっている。実際に、シェルへの穴あけを行うべきかに関しては、次項以降で剛体拘束範囲の変化による固有振動数の予測への影響も踏まえて議論する。

3.4.2 ボルト軸方向の剛体拘束範囲が固有振動数予測へ与える影響

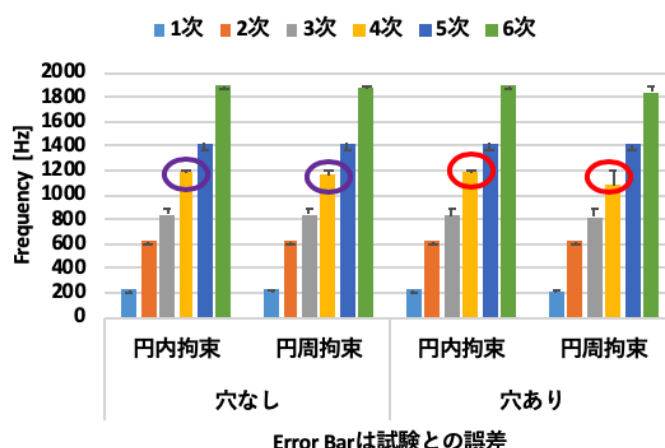


図 3-24 せん断継手（横方向長穴）固有振動数の棒グラフ（剛体拘束範囲）

本項では、補間剛体要素モデルにおけるボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲が、固有振動数に及ぼす影響について、前項と同様に考察する。今回も剛体拘束範囲の違いが固有振動数の変化として特に顕著に現れる、横方向長穴のせん断継手の4次モードを例として取り上げる。図 3-24 の赤丸同士および紫丸同士を比較すると、剛体拘束範囲を円周から円内へと変更することで、シェルへの穴あけの有無によらず、固有振動数が上昇し、誤差が小さくなっていることがわかる。この原因を考察するため、特に誤差の改善の傾向が著しい、シェルへの穴あけありの場合について、締結部付近のモード形状を見よう。

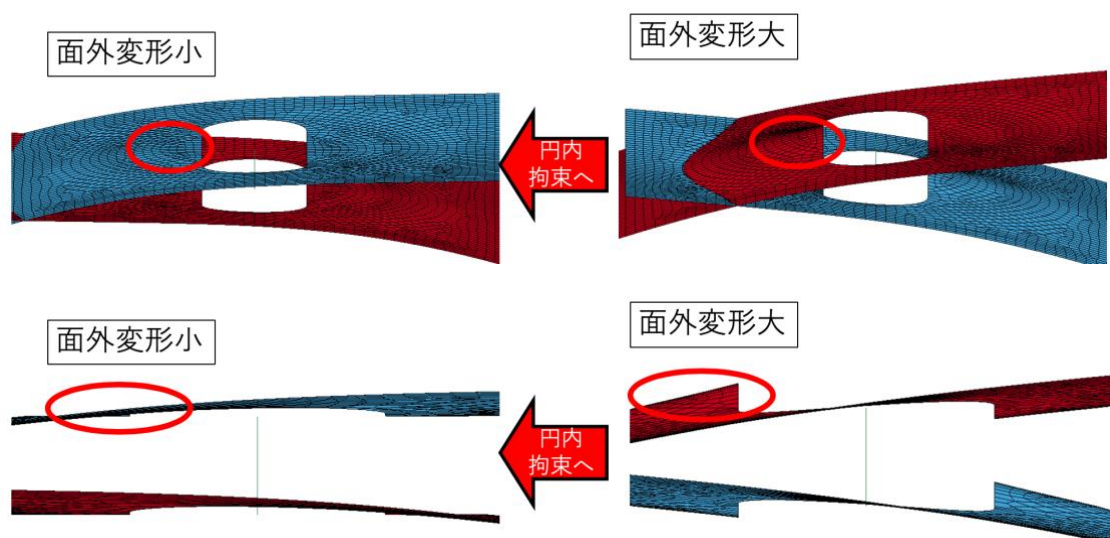


図 3-25 セン断継手（横方向長穴）4 次モードの締結部付近（穴あけなし）

横方向長穴のせん断継手の 4 次モードの締結部近傍のモード形状を、シェルへの穴あけありの場合で示したのが図 3-25 である。ボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲を等価座面領域の円周上節点から、等価座面領域内の全節点へと変更することによって、赤丸で示したボルト穴近傍の面外変形が抑制されているということがわかる。前項での検討と同様にボルト穴近傍における面外変形が、剛体拘束範囲を等価座面領域内とすることによって抑制されることで、結果として曲げ剛性が上昇し、固有振動数の上昇および精度の向上につながっているといえる。この精度向上の傾向は、表 3-12 から表 3-17 を見ればわかるように、ボルト穴形状によらず、せん断継手については 3 次および 4 次モード（図 3-5、図 3-9、図 3-13）、純せん断継手について丸穴および横穴の 1 次モード（図 3-7、図 3-11 の解析 2 次）、縦穴の 3 次モード（図 3-15 の解析 4 次）などでみられる。これらのモードはいずれも穴の長手方向に対して、締結部が曲げられるような挙動をするモードである。

また図 3-24 における赤丸同士および紫丸同士を各々比較することで、シェルへの穴あけを施した方が、剛体拘束範囲を円周上から円内に変更した場合に、再現精度がより向上するといえる。シェルへの穴あけをしない紫丸の場合では、剛体拘束範囲を変更することによる精度向上の効果は小さい。これらと前項を踏まえて次項のよう

3.4.3 継手締結体に対して適切な穴あけおよび剛体拘束手法

まず、シェルへの穴あけを施す場合、ボルト軸方向の剛体拘束範囲を円周上とすると、特に曲げが含まれるモードにおいて、固有振動数が過小評価される。これはボルト穴に

あるシェルをモデリングしないことにより、ボルト穴近傍で面外方向変形が発生し、曲げ剛性が低下するためである。一方で剛体拘束範囲を円周上から円内に拡大すると、曲げ剛性が大きくなることにより、固有振動数は試験結果へと近づき、過小評価の傾向は緩和される。したがって、シェルへの穴あけを施す場合には、ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲を円内とすることが望ましい。

次に、シェルへの穴あけを施さない場合、ボルト軸方向の剛体拘束範囲を円周上から円内へと変更すると、曲げ剛性が大きくなることにより、固有振動数の精度が改善されるがその程度は小さい。これはシェルへの穴あけ省略による曲げ剛性の増加と、剛体拘束範囲を拡大することによる曲げ剛性の増加が、ボルト穴近傍における面外方向変形の抑制という同じ原理で起こるからである。

ここでボルト穴形状、継手形状によらず、穴あけの有無及び剛体拘束範囲について平均二乗誤差の平方根の百分率をまとめた表 3-18 をみてみよう。これを見ると剛体拘束範囲が円内であるとき、穴あけの有無によらず RMSE が等しいことがわかる。よってシェルへの穴あけの有無によらず、ボルト軸方向の剛体拘束を等価座面領域の円内の全節点に施すのが、振動特性の再現という観点から適当なモデリングであると言える。

一方、波多野 [9]によれば、シェルへの穴あけを行い、剛体拘束の適用範囲を円内とした方が、ひずみ分布や並進剛性の精度が上がるということがわかっている。振動と強度の精度の両立を考えるのであれば、シェルへの穴あけを行い、剛体拘束範囲を等価座面領域内としたモデルが、簡易モデリング手法として最適であると言える。

表 3-18 穴あけおよび剛体拘束毎でみる固有振動数の平均二乗誤差の平方根

穴あけ	剛体拘束	RMSE
なし	円内	3.44%
	円周	3.60%
あり	円内	3.44%
	円周	5.14%
比較	成瀬	3.96%

最後に補間剛体要素モデルとそれ以前の先行モデルである成瀬の剛体拘束モデルについて比較を行う。表 3-12 から表 3-17 で、平均二乗誤差の平方根が穴あけあり円内剛体拘束の補間剛体要素モデルと、剛体拘束モデルとを比較すると RMSE が最大 1%程度小さくなり、精度が高くなる傾向が見られた。また表 3-18 において、成瀬の剛体拘束モデルと補間剛体要素モデルで RMSE を比較すると、剛体拘束範囲を円内とした補間剛体要素モデルの方が、0.5%程度精度が高いことがわかった。

3.4.4 補間剛体要素の重み付けによる固有振動数への影響

波多野 [9]の補間剛体要素モデルの強度に対する研究では、シェルの穴あけや剛体拘束範囲の変更に加え、等価座面領域内を2つのエリアに分割し、そのエリアごとにせん断方向荷重の分担率を変更すること（図 3-1）により、より高い精度での応力分布および並進剛性の再現を図った。本項では前項までで検討ができていない補間剛体要素の重み付けの有無が固有振動数へ与える影響について考察する。なお本項ではシェルは穴あけされているものとする。

解析結果を比較すると、補間剛体要素の重み付けがある場合と重み付けがない場合で、継手形状、ボルト穴形状、剛体拘束範囲によらず、全モードにおいて固有振動数の値が小数点以下2桁で一致するなど、ほとんど差が見られないということがわかった。したがって今回、表として結果を示すことは控える。打田 [6]による補間剛体要素の重み付けは、ひずみ分布を正確に再現するために行われた一方で、振動特性に関してはモデル形状や等価ビームの剛性が支配的であるから、補間剛体要素の重み付けによるひずみ分布の改善が振動特性に与える影響は極めて小さいということが示唆される。

また波多野 [9]によれば、強度については補間剛体要素への重み付けを行った方が、精度が向上するということがわかっている。振動特性の再現精度がほとんど変わらないのであれば、強度との兼ね合いで言えば、モデリング時に補間剛体要素の重み付けをした方がよいと言える。

3.4.5 剛体拘束範囲がアクセラランスに及ぼす影響

解析結果について図にまとめると図 3-16 から図 3-21 のようになる。まず2つの簡易モデル（RBE3_weight_in と RBE3_on）について、継手形状やボルト穴形状によらず、2次のピークまでは、試験でのピークと位置および大きさが概ね一致し、3次のピークでは試験よりもやや低周波数側にずれ、4次以降のピークでは試験とややずれた位置にピークが見られる傾向があることがわかった。また詳細モデルと簡易モデルとを比較すると、ピークの位置やその大きさなどから見て、簡易モデルの方が詳細モデル（solid）よりも高精度でアクセラランスを再現できていることがわかる。

次に2つの簡易モデル間で比較すると既存の補間剛体要素モデルである重み付けなしかつ剛体拘束範囲が等価座面領域円周上の簡易モデル（RBE3_on）と比較して、重み付けありかつ剛体拘束範囲が等価座面領域内の簡易モデル（RBE3_weight_in）では、継手形状およびボルト穴形状によらず、特に3次までの低次のピークにおいてアクセラランスの形状がより試験に近づいていることがわかる。これはボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲を、等価座面領域円周上から等価座面領域内へと変更したことによって、シェルへの穴あけがあることによる締結部近傍のシェルの変形が抑制され、より簡易モデル

の挙動が実現象に近づいたためであると思われる．具体的なメカニズムは前項までで説明したとおりである．

3.5 結言

本章では，試験の結果，詳細モデルによる解析結果，簡易モデルによる解析結果について，固有モードと周波数応答特性を比較した．補間剛体要素モデルの固有モード形状はシェルの穴あけの有無，ボルト軸方向の剛体拘束範囲の差，補間剛体要素の重み付けの有無によらずに，解析のみで現れる一部のモードを除き概ね同一であることがわかった．

固有振動数に関して，シェルへの穴あけについては行わない方が，ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲が円周上の時には精度が上がる一方，剛体拘束範囲を等価座面領域円周上から，等価座面領域内に変更すれば，ボルト穴付近の面外変形の抑制により，固有振動数の再現精度が向上し，シェルへの穴あけを行ってもある程度の再現精度を保てることがわかった．また打田 [6]や波多野 [9]のように補間剛体要素に重み付けを施しても，振動特性に与える影響はほとんどないことがわかった．

アクセラランスについてはボルト軸方向の剛体拘束範囲を等価座面領域内とした方が，より実現象に近い振動特性を示すということがわかった．

以上のことから，継手ボルト締結体の補間剛体要素モデルについて，振動特性の再現精度の向上という観点から見れば，シェルの穴あけの有無および補間剛体要素の重み付けの有無によらず，ボルト軸方向の剛体拘束を施す範囲を等価座面領域内とした方が最も良く振動特性を再現することがわかった．

また，波多野 [9]が行なった強度における簡易モデルの精度評価も加味すれば，補間剛体要素の重み付けが振動特性に及ぼす影響はほとんどないこと，および今までの議論を踏まえると，シェルへの穴あけあり，等価座面領域内剛体拘束，補間剛体要素の重み付けありの補間剛体要素モデルが，強度および振動の双方の観点から最適な簡易モデリング手法であると言える．

第4章 艤装レール板締結体の 詳細モデルによるバリデーション

4.1 緒言

本章では、艤装レール（鉄道車両用機器吊り溝）ボルト締結体について、日立製作所で行われた試験結果と、ボルトおよびナットのねじ面も含めて再現した詳細モデルでの解析結果とを比較し、入力荷重やモデル形状、減衰の設定など有限要素解析の妥当性を確認する。

継手ボルト締結体の簡易モデルではアクセラランスを得るために線形解析である周波数応答解析を行ったが、摩擦接触を含む詳細モデルでは、摩擦等による非線形性から周波数応答解析を行うことができないため、過渡応答解析によって加速度の時刻歴応答を得た上、それをフーリエ変換することで周波数応答特性を評価する。

4.2 モード解析試験

本節では、日立製作所笠戸事業所にて行われたモード解析試験について説明する。艤装レールとは、鉄道車両構体に床下機器を取り付けるために設けられたカーテンレール状の溝で、その溝にボルト頭を入れ込む形で床下機器をボルト締結する。今回は、鉄道車両構体の下部およびカーテンレール部を一体的に再現した小型の試験片を用いて、艤装レール部でのボルト締結の特性を評価する。

本研究では幅 236 mm×長さ 300 mm×厚さ 94.8 mm の A6N01S-T5 を押し出して作成した艤装レール試験片の下部に、幅 200 mm×長さ 300 mm×厚さ 5mm の SUS304 の板を、ボルト・ナットを用いて 4 点締結した板締結体について、図 4-2 に示した 15 打点をインパルスハンマーで 3 回打撃加振し、加速度の時刻歴についてフーリエ変換を施した上、平均化することで、固有振動数および固有モードを計測した。拘束条件について

は、試験片の上部 4 点を $\phi 2$ mm のロープで吊るし、自由支持条件を模擬した。締結に用いたボルトおよびナットは SUS304 で呼び径 M16、ナットと板間、艤装レールとボルト頭間にそれぞれ外径 30 mm、穴径 17 mm、厚み 3 mm の SUS304 の平座金を挟んだ。ボルトには六角頭のボルトを用い、締結時のトルクは 100 Nm とした。また測定機器の構成は継手の試験と同様である。

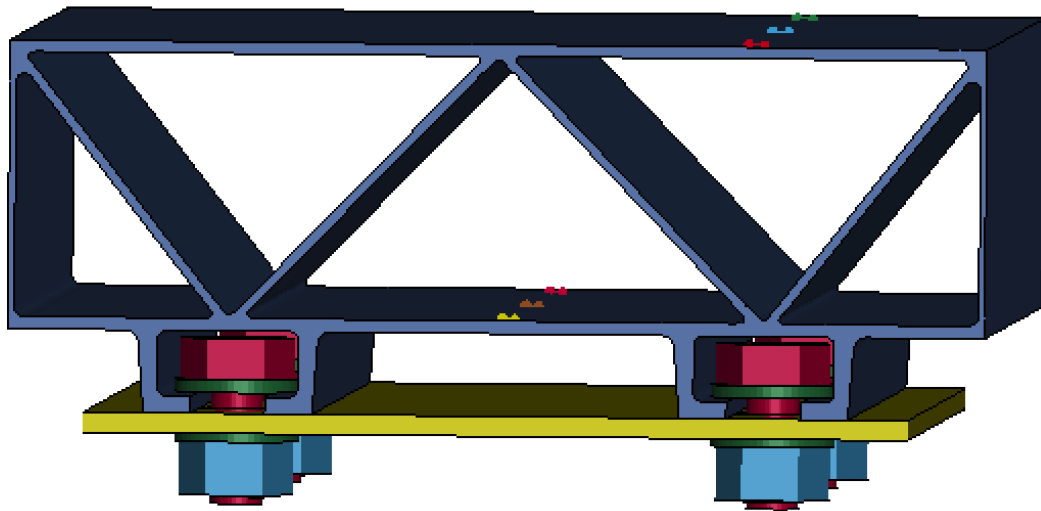


図 4-1 艤装レール板締結体の概形

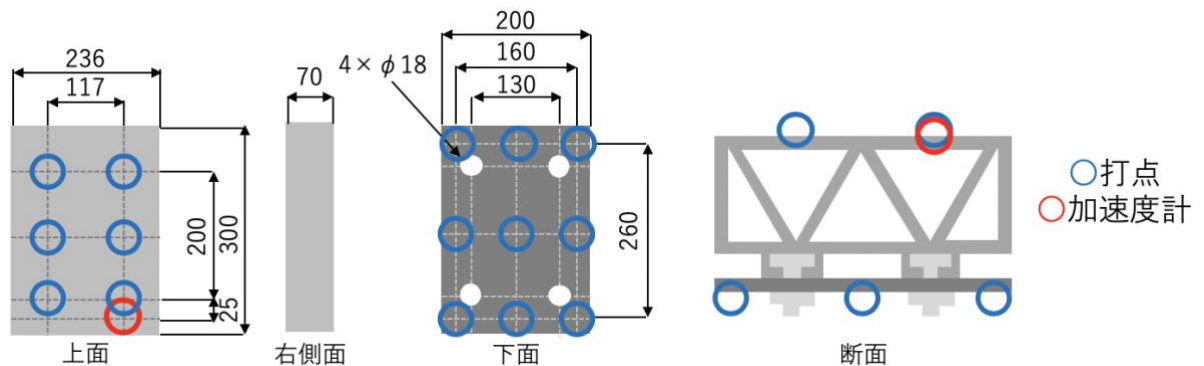


図 4-2 モード解析試験の打点および加速度位置

艤装レール試験片はアルミを押し出すことにより形成されるため、設計時の寸法と比較して、全般的に板厚が厚くなる傾向がみられた。そのため艤装レールについては各部板厚を両端面においてマイクロメータを用いて測定し、両端面の板厚の平均をとったものを図 4-3 に示した。また被締結板についても板厚を測定すると 4.845 mm となった。解析に用いる詳細モデルは、これらの板厚の測定結果に合わせた形状で作成した。

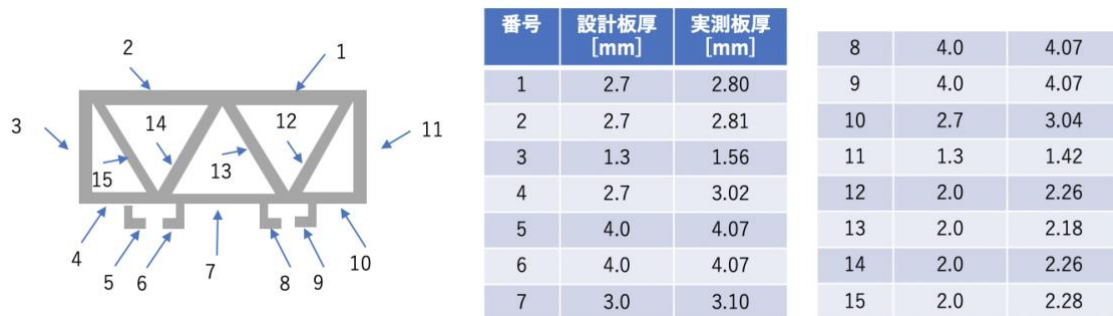


図 4-3 艀装レール試験片の各部の板厚

また艀装レール試験片については、モード解析試験の際の、加速度の時刻歴応答を用いることで、継手試験片では行っていた打撃試験を省略した。

4.3 固有値解析

4.3.1 解析モデル

艀装レール部については打田 [6]や波多野 [9]が作成した強度評価用のモデル形状を参考に、今回の実験系に合わせて形状を変更して作成した。モデル形状作成については有限要素解析ソフト ANSYS 17.0 を用いて行い、各部の板厚については前節の実測値を参考とした。解析モデルは全て六面体一次要素を用いて作成し、固有値解析については陰解法で解析を行った。解析には有限要素解析ソフト LS-DYNA R11.1.0 を用いた。材料は等方性材料とし、艀装レール部およびその他部品の物性は下表の通りとした。

表 4-1 各部品の物性値

	材質	密度[t/mm ³]	ヤング率[GPa]	ポアソン比
艀装レール	A6N01S-T5	2.7×10^{-9}	70	0.33
その他	SUS304	7.93×10^{-9}	193	0.29

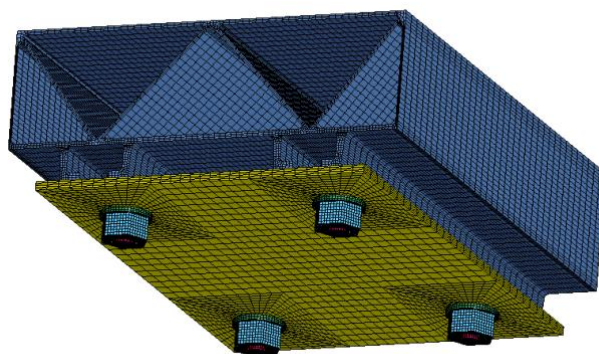


図 4-4 艀装レール板締結体詳細モデル

4.3.2 解析条件

ボルト・ナットのねじ面間，艀装レールと板間，ボルト・ナットと座金間など各接触面を固着し，線形解析である固有値解析を行えるようにした．拘束条件は自由条件とし，解析には LS-DYNA R11.1.0 の陰解法を用いた．

接触定義には *CONTACT_TIED_SURFACE_TO_SURFACE_CONSTRAINED_OFFSET を用いた．これはボルト軸部とボルトねじ部を別々にモデリングする都合上，ボルト軸部とボルトねじ部の間に発生する隙間も考慮して固着を行うためである．

表 4-2 固有値解析の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA R11.1.0
解法	陰解法
拘束条件	拘束なし
要素	六面体一次要素
接触	固着
要素数	144444
節点数	192804
単位系	[mm][N][s]

4.4 過渡応答解析

4.4.1 解析モデル

固有値解析に用いたモデルと同じものを解析に用いた。解析モデルは全て六面体一次要素を用いて作成し、過渡応答解析では陽解法で解析を行った。解析ソフトには有限要素解析ソフト LS-DYNA R11.1.0 を用いた。

4.4.2 解析条件

ボルト・ナットのねじ面間、艤装レールと板間、ボルト・ナットと座金間など各接触面にペナルティ法を用いた摩擦接触を定義した。摩擦接触の定義に際しては *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE を用い、摩擦係数については別途日立製作所で行われた試験に基づき 0.15 とした。拘束条件は軸力付加時のみ、変位を防ぐため艤装レール上部 4 点の並進自由度を拘束し、軸力が発生した後は自由条件となるようにした。解析には LS-DYNA R11.1.0 の陽解法を用いた。またボルト軸部とボルトねじ部は別々にモデリングしたが、固有値解析の時と同様の手法で固着した。

過渡応答解析では解析が 2 段階に分かれる。まず各部品に一切応力等がない状態で、ボルト軸にボルト軸方向の応力を与えることで軸力を付加する。軸力を急激に付加するために発生する振動を、動的緩和法などを用いてある程度抑制したのちに、試験と同様に打点を打撃し、加速度の時刻歴応答を得る。各解析の詳細については次項以降で述べる。加速度計はモード解析試験と同じ位置（図 4-2）に設置し、加速度計に一番近い打点を打撃した際の応答を解析した。解析時間は軸力付加と動的緩和で 0.04 sec、その後打撃を行う解析の 0.20 sec で計 0.24 sec である。

表 4-3 過渡応答解析の解析条件

解析ソフト	LS-DYNA R11.1.0
解法	陽解法
拘束条件	拘束なし
要素	六面体一次要素
接触	ペナルティ接触
要素数	144444
節点数	192804
単位系	[mm][N][s]

4.4.3 動解析におけるレイリー減衰

今回は動解析中に生じる振動を減衰させる際にレイリー減衰を用いた。レイリー減衰に関する説明は波多野 [8]によって既になされているが、実現象と異なる減衰の掛け方となるため、LS-DYNA の manual [13]を参考にしつつ再度説明を行う。レイリー減衰は、質量比例項と合成比例項の和で記述され、その減衰比 ζ は固有角振動数 $\omega = \sqrt{k/m}$ を用いて下式のように表される。ここで a 、 b は正の任意定数である。下式から a は固有角振動数が小さい場合に、 b は固有角振動数が大きい場合に、減衰比に大きな影響を及ぼすことがわかる。

$$\zeta = \frac{am + bk}{2\sqrt{mk}} = \frac{1}{2} \left(\frac{a}{\omega} + b\omega \right) \quad (3-1)$$

ζ を ω の関数として記述すると、正比例項に反比例項を足し合わせたような関数となるため、固有振動数および係数が正であることを考えれば、第一象限において下に凸な関数となる。したがって $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ なる固有角振動数範囲内において減衰比をある値 ζ_0 以下となるようにするには、境界である $\omega = \omega_1$ 、 ω_2 において上式を満たせば良く、これを解くと次式が得られる。

$$a = \frac{2\omega_1\omega_2\zeta_0}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3-2)$$

$$b = \frac{2\zeta_0}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3-3)$$

LS-DYNA においては上式における a を*DAMPING_PART_MASS において入力する。*DAMPING_PART_STIFFNESS については、 b を直接入力するのではなく、高周波領域における臨界減衰係数を C_{cri} として、下式における $COEF$ を入力とする。

$$b \cong C_{cri} \times COEF \quad (3-4)$$

打撃を行う際の減衰は主要な振動モードにおいて過減衰とならないことが望ましく、そのためには減衰比 $\zeta \leq 1$ を満たす必要がある。したがって式 (3-1) も加味すると、最小固有角振動数を ω_{min} [rad/s]とすれば、 $a \leq 2\omega_{min}$ を満たせば十分である。モード解析試験における艀装レールボルト締結体の最小固有角振動数は 4367 rad/s であったから、これよりも小さい範囲内で打撃後の a を決定する必要がある。

4.4.4 軸力を発生させる解析

過渡応答解析では打撃を行う前段階として、軸力の付与を行う。軸力の付与には初期状態でナットにトルクを与え、実際に締めることで軸力を発生させる柳原 [4] のような手法、初期段階でナット座面を被締結体に陥入させることで接触面での反力から軸力を発生させる長岡 [5] のような手法があるが、本研究では波多野 [8] の手法に倣い、初期状態において、ボルト軸に対してボルト軸方向に応力を与えることにより軸力を発生させる。試験における締結トルク 100 Nm と同程度となるように、今回はボルト軸方向に 300 MPa の初期軸力を与えた。

初期軸力はボルト軸を通る平面に *INITIAL_STRESS_SECTION を用いて付与した。 $t = 0$ [s] で 0 MPa、 $t = 0.001$ [s] で 300 MPa となるようにボルト軸に応力を与え、応力を急激に付加したことによる振動は、0.04 秒間 *CONTROL_DYNAMIC_RELAXATION を用いて動的緩和することで大部分は取り除いた。この間 $\alpha = 10^7$ 、 $COEF = 0.05$ として減衰を設定した ($COEF = 0.05$ は金属として一般的な値である)。

4.4.5 減衰および入力荷重の設定

軸力を発生させ、動的緩和により振動の大部分を取り除いたのち、0.04 sec に打撃を行う前に、減衰を実現象に合う値にまで減少させる。減衰の設定については波多野 [8] の $\alpha = 10^7$ から 85 に変更する手法に加えて、動的緩和のみでは取り除けない小さな振動を取り除くように以下のような工夫をした。なお、以降動的緩和終了時を 0 sec とする。

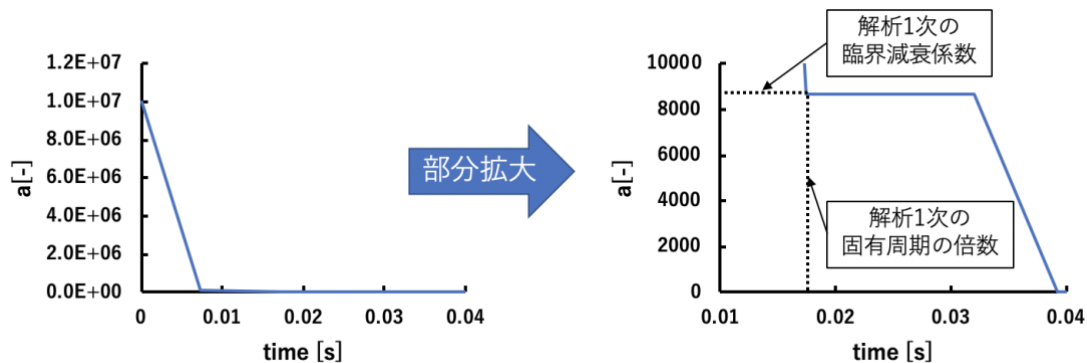


図 4-5 艀装レール板締結体詳細モデルにおける減衰曲線

まず艀装レール板締結体に対して、軸力を考慮した上で固有値解析を行い、解析 1 次のモードについて、固有角振動数および固有周期を算出した。固有角振動数から解析 1 次のモードにおける臨界減衰係数を算出し、固有周期の整数倍の時間、 α を臨界減衰係数と等しい値にすることで、波多野 [8] の際には α を急激に減少させる際に、打撃前に発生してしまっていた振動をほぼ抑制することが可能となった。

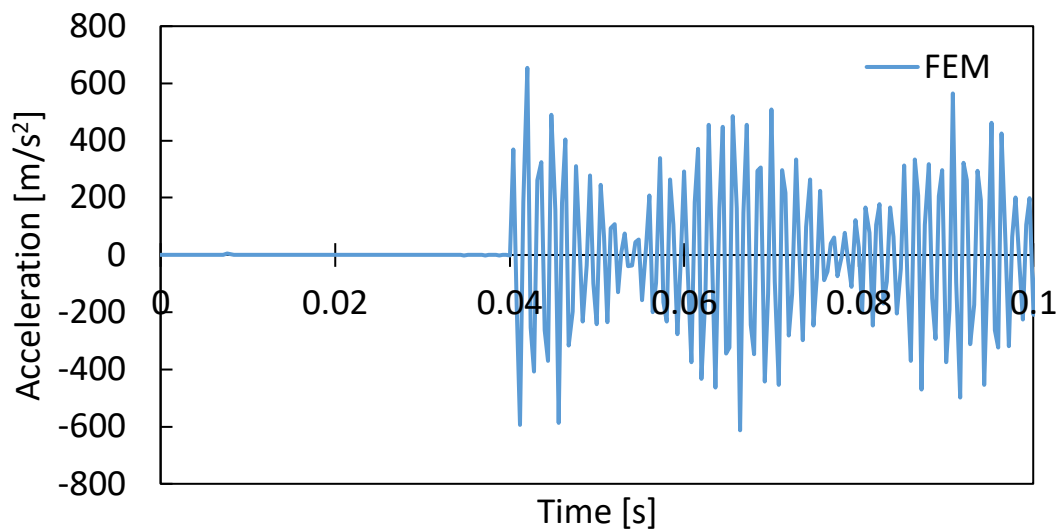


図 4-6 加速度の時刻歴

a の値については打点に対する打撃を行う 0.04 sec までには一定値となるようにした。 a の値を複数パターン用意して、振動の減衰の様子を視覚的に実験値と比較し、加速度振幅の包絡線が概ね一致するように調整した。今回適当な一定値は $a = 10$ であったためそれを採用する。また $COEF = 0.05$ として設定した。

入力荷重についてはインパルスハンマーによる入力波形が三角波に近い形状となることから、インパルスハンマーに装着した荷重計により判明しているため、それを模擬して下図のような入力とした。ただし下図においては 0.04 sec における打撃開始時を原点としている。

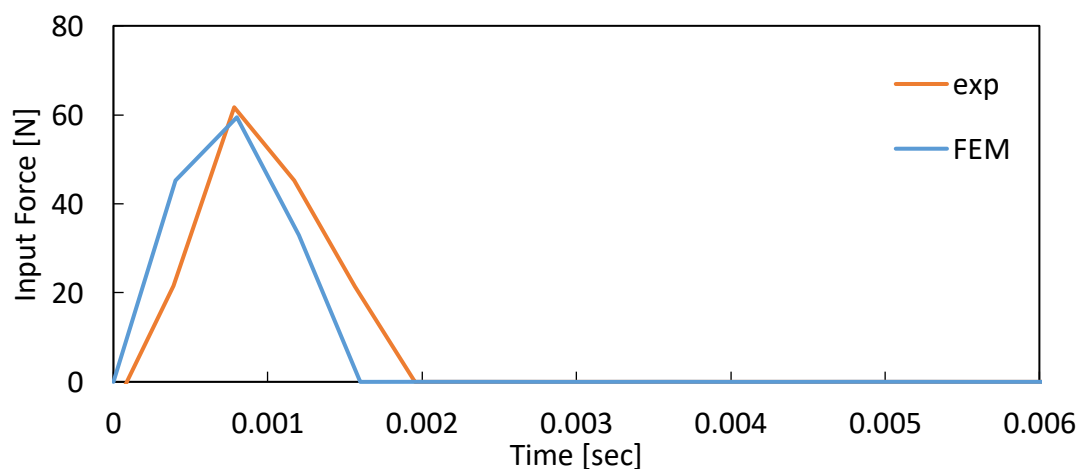


図 4-7 入力荷重の比較

4.5 結果および考査

4.5.1 固有モードおよび固有振動数

固有モードについてモード解析試験と固有値解析の結果を以下に示す. ただしモードについては, 特に低次のモードに注目し, 固有振動数が 1000 Hz 以下のもののみ扱う.

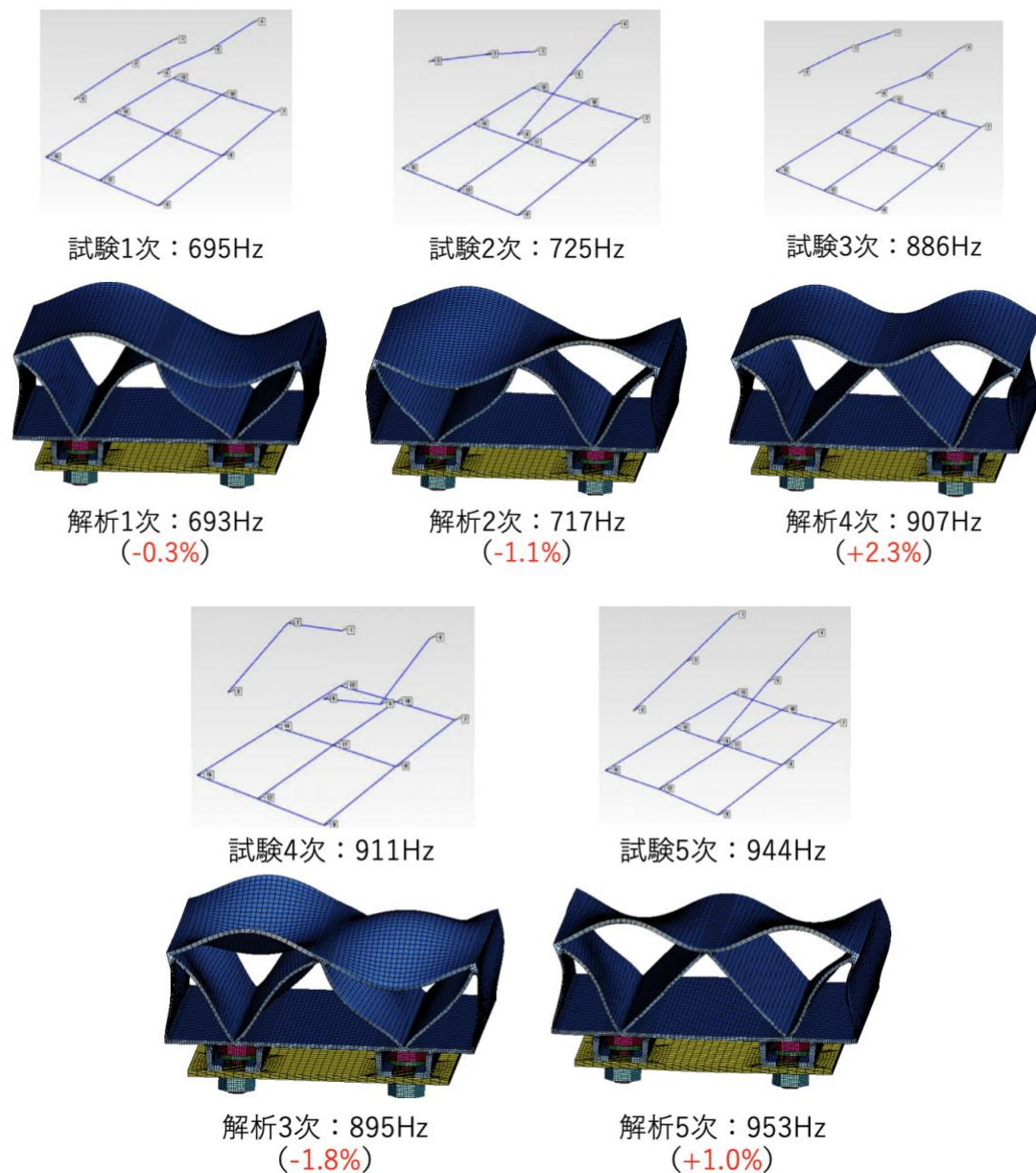


図 4-8 詳細モデルおよび試験における固有モードの結果

試験に対応するモードは全て解析において確認できた. また各モードにおける固有振

動数の再現精度は-2%から+2%程度となった．ただしモードの順序については3次モードと4次モードで入れ替わりが見られた．このような入れ替わりの理由としては，解析において試験片形状を厳密に再現できていないことが挙げられる．

今回の試験片のうち艀装レール部はアルミの押し出しにより形成されており，押し出し方向に断面を見ていくと板厚が安定しない傾向がある．一方で今回，試験片の厚みの実測の際には押し出し材の両端面のみをマイクロメータで測定しており（図4-3），押し出し材の中心部などの板厚は不明瞭ながら，板厚は押し出し方向に一定であるとしてモデリングしている．解析モデルが実際の試験片形状とやや異なる形状のモデルとなったため，特に固有振動数が近い3次4次のモードが入れ替わってしまったものと思われる．ただ固有振動数の再現誤差が2%程度と小さいことから，モデル形状や材料物性の設定などの妥当性を確認することができたと言える．

4.5.2 周波数応答特性

まずは試験と解析における加速度の時刻歴応答を比較する．なお，下図は打撃開始時を0 secとしている．

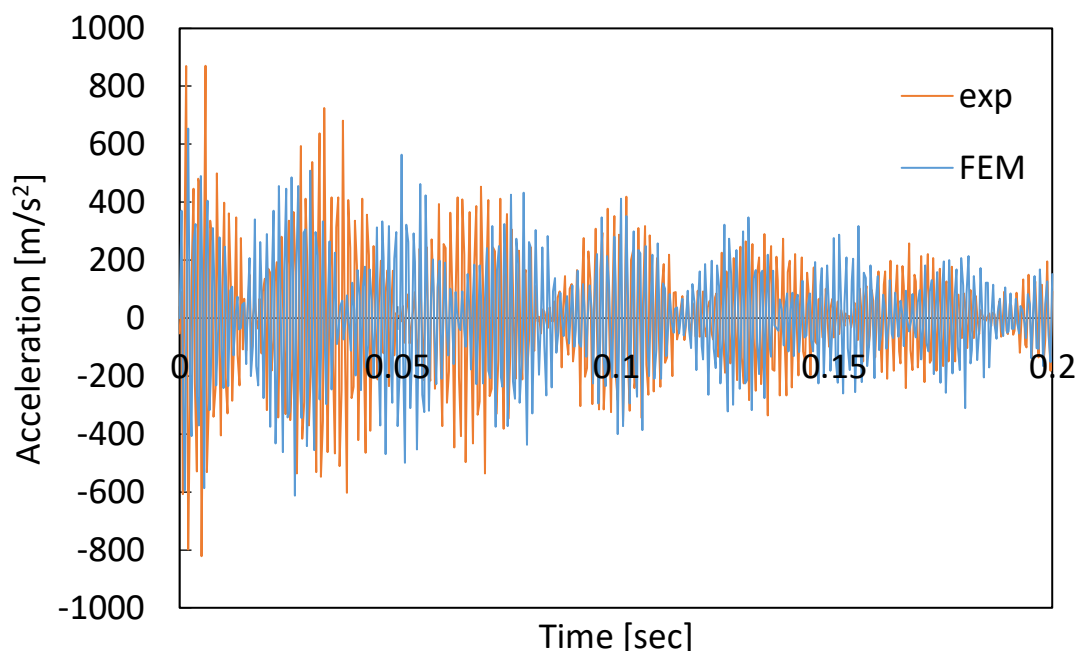


図 4-9 詳細モデルにおける加速度の時刻歴応答

過渡応答試験および過渡応答解析において，一定周期でうなりながら，加速度振幅が次第に減衰してゆく様子を確認することが出来る．試験と解析とで比較すると加速度振幅の包絡線は同程度の割合で減衰していることがわかるので， $\alpha = 10$ ， $COEF = 0.05$ と

いう解析上の減衰設定および入力荷重の大きさ、物性値などの設定は妥当であると言える。

試験と解析においてうなりの周期が異なるが、この原因について考えてゆく。試験においては1次の固有振動数が695 Hzで2次は725 Hzであり、これら主要モードの固有振動数が近いことがうなりの原因なのであれば、うなりの周波数は30 Hz程度となるはずである。実際、試験における加速度の時刻歴応答では周期0.03 sec程度でうなりが見られるので、加速度の時刻歴応答によるうなりは1次および2次モードの固有振動数に起因するものと考えられる。したがって試験と解析におけるうなりの周期の違いは、試験と解析で1次および2次モードの固有振動数の差が異なるためであると思われる。解析のうなりの周期0.025 secから逆算すると、固有振動数の差は40 Hz程度と推定される。

続いて周波数応答特性を比較するため、打撃試験と過渡応答解析で得られた加速度の時刻歴応答をフーリエ変換し、アクセラランスを得た。

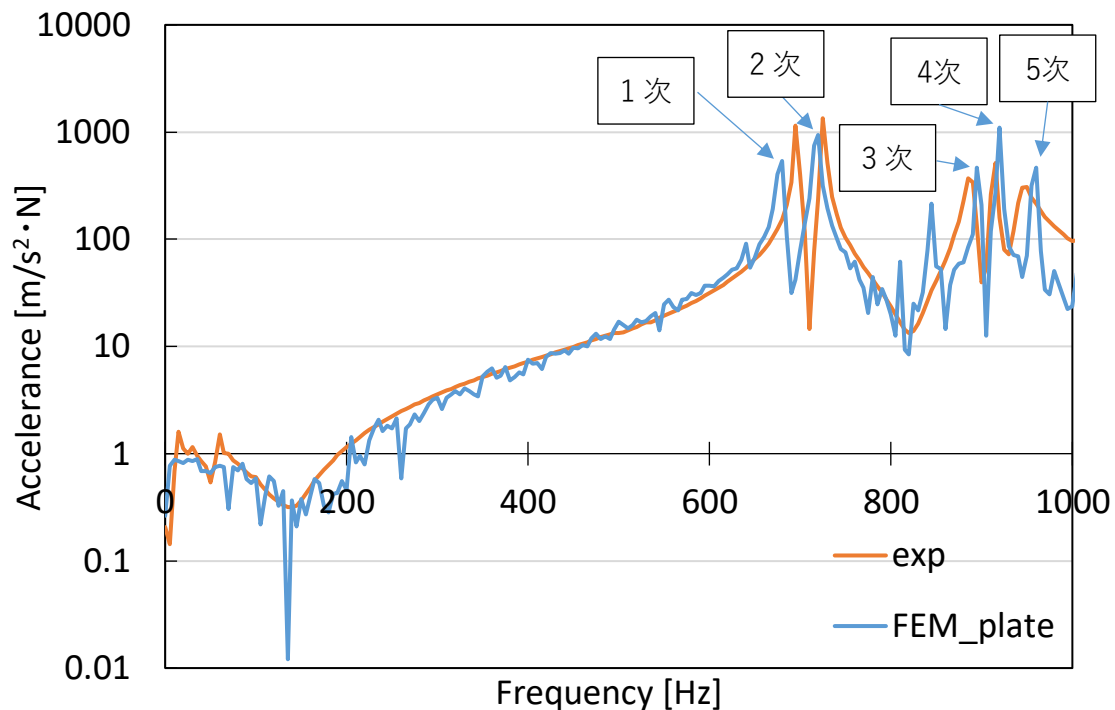


図 4-10 詳細モデルにおけるアクセラランスの比較

表 4-4 固有値解析および過渡応答解析による固有振動数の再現精度の比較

	1次	2次	3次	4次	5次
過渡応答解析	680 (-2.1%)	720 (-0.7%)	895 (+1.0%)	920 (+1.0%)	960 (+1.7%)
固有値解析	693 (-0.3%)	717 (-1.1%)	907 (+2.3%)	895 (-1.8%)	953 (+1.0%)

詳細モデルにおけるアクセラソスについて、試験（exp）と解析（FEM）で比較する。なお試験における値としては、モード解析試験における3回の打撃のうち1回のデータを取り出して用いた。試験においてアクセラソスは滑らかな線となっており、5つのピークが認められる。このピークの位置についてはモード解析で得られた固有振動数の値と比べて大きな差はない。

解析におけるアクセラソスについても、ややがたつきがあるものの、1次および2次のピークまでは試験と概ね形状が一致し、2次のピーク以降でがたつきが大きくなる傾向が見られた。1次2次のピークについては試験と比較して低周波側に、3次以降のピークについては高周波側にずれることがわかった。また1次および2次のピークの位置の差は40 Hz（表 4-4）であり、うなりの周期と矛盾しない結果となった。解析におけるアクセラソスの大きなピークを上から5箇所選り、その振動数を固有振動数として扱うものとする、過渡応答解析による固有振動数の再現精度は-2%から+2%程度であり（表 4-4）、わずかにではあるが固有値解析による予測値よりも予測精度が向上している。よって、解析における入力荷重や減衰、物性値の設定など解析の妥当性が確認できたと言える。

一方で2次のピーク以降、800 Hz 付近で解析のみでピークが見られる。このようなピークが現れる要因として、打撃前のわずかな振動による影響が取り除けていないことが可能性として挙げられる。

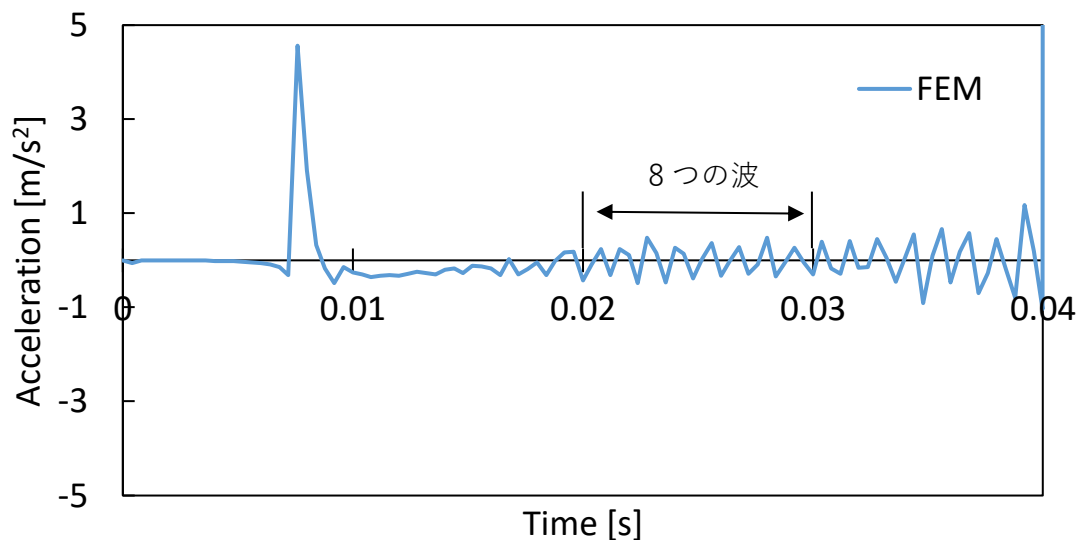


図 4-11 打撃前の詳細モデルによる解析の加速度の時刻歴

動的緩和後、打撃加振を行う 0.04 sec までの加速度の時刻歴応答を拡大すると図 4-11 のようになる。aが 10^7 から 10^5 に徐々に減少する 0.008 sec 付近（図 4-5）で大きな振幅が見られたのち、aが解析1次の臨界減衰係数と同程度になっている 0.02 sec から 0.03

sec の間で、振幅は小さいものの、8 つの波を確認することが出来る．よってこの波の周期は $0.01/8 = 1/800$ sec となり、振動数に直すと 800 Hz 程度となる．この振動は打撃加振する 0.04 sec まで続いており、インパルスハンマーによる打撃でこの振動が励起され、800 Hz 付近に詳細モデルによる解析でのみ発生するピークを生み出していると考えられる．

このような振動は継手締結体でもみられたが、減衰係数相当の α が急激に減少するタイミングから始まり、打撃直前まで続くこと、また接触を定義しない継手の簡易モデルによる過渡応答解析ではこのような傾向が見られないことから、ペナルティ法による接触振動が主要因であると考えられる．ペナルティ法ではスレーブ面がマスター面に貫入した際、その貫入量に応じた反力を与えるが、貫入による押し返された部品が、他の接触面で逆方向に押し返され、また貫入し押し返されることを繰り返すことにより接触振動が発生する．実際、接触条件を固着条件に変更して、過渡応答解析を行ったところ、図 4-12 のように加振前の振動は全く観測されなかった．

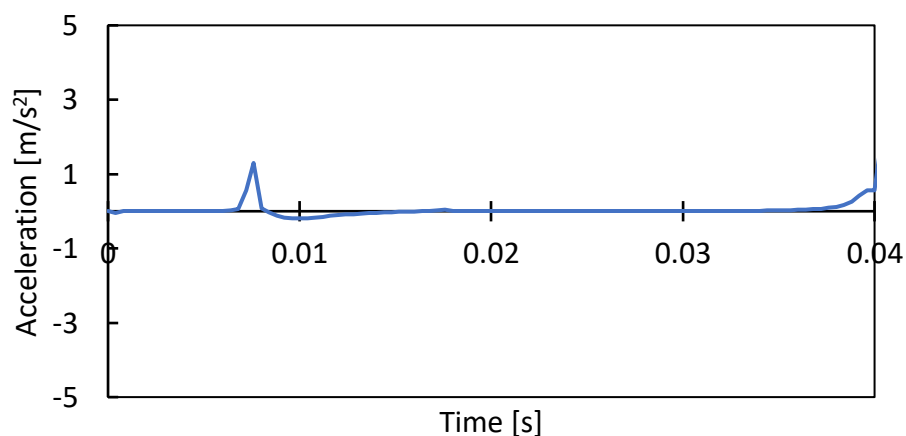


図 4-12 打撃前の詳細モデルによる固着条件下解析の加速度の時刻歴

4.6 結言

本章では、艀装レール板締結体について、解析の中では精度の最も高い詳細モデルを用いて固有値解析および過渡応答解析を行い、モード解析試験および打撃試験の結果と比較することで有限要素解析の妥当性を検証した．

固有値解析についてはモードの次数の入れ替わりなどはみられるものの、試験で観測された全てのモードが解析でも確認され、かつ固有振動数の再現精度も 2%程度と高く、解析モデルの形状および物性値等の妥当性が確認できた．

過渡応答解析については、1 次 2 次のピークまでは試験と解析でアクセランスの形

状が概ね一致し、800 Hz 付近でペナルティ法による接触振動と思われる振動がみられるものの、試験に対応するピークが解析でも全て確認され、2 次のピークまでは試験と比較して低周波側に、3 次以降は高周波側にピークが出ることがわかった。解析におけるピークの位置から算出される固有振動数は、試験と比較して 2%程度の予測誤差であり、また加速度の時刻歴応答からも、解析における減衰や荷重入力などの諸設定の妥当性が確認できた。

第5章 艤装レール板締結体への補間剛体要素を用いた簡易モデルの適用

5.1 緒言

本章では、艤装レールボルト締結体には未適用であった、柳原 [4] の補間剛体要素モデルを艤装レール板締結体に対して適用し、固有振動数や固有モード、周波数応答特性などで振動特性の再現精度を評価する。また、第3章と同様に補間剛体要素モデルの剛体拘束の適用範囲や、剛体拘束の自由度、さらには接触の有無などを変更し、それらの設定項目が振動特性の再現精度に及ぼす影響を考察した上で、艤装レール板締結体に最適な簡易モデリング手法を提案する。

5.2 簡易モデルのビーム特性

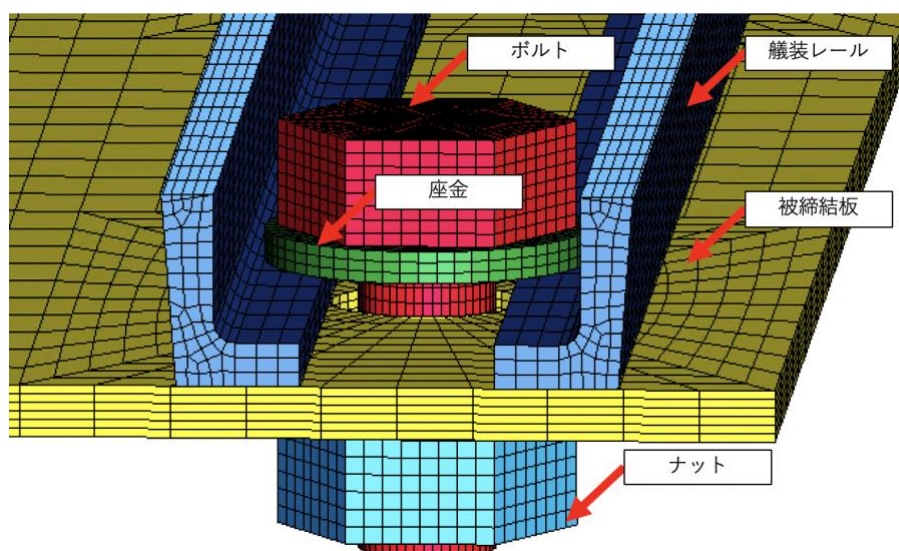


図 5-1 艤装レール板締結体の締結部

2.5 節における，長穴および丸穴に対する等価ビーム算出の理論を応用して，艤装レールボルト締結体のビーム特性を算出する．艤装レール板締結体のボルト締結部を拡大して見てみると，図 5-1 のように，艤装レール部は長穴，被締結体の板部は丸穴とみなせることがわかる．

このような長穴と丸穴の組み合わせとして締結部を捉えると，ボルトを除いた艤装レール部および板部の等価圧縮体は図 5-2 のような形状となる．これは長岡 [5]により，ボルト穴が長穴の場合でも，等価圧縮体が円錐台状になるとしている取り扱いになつたものである．

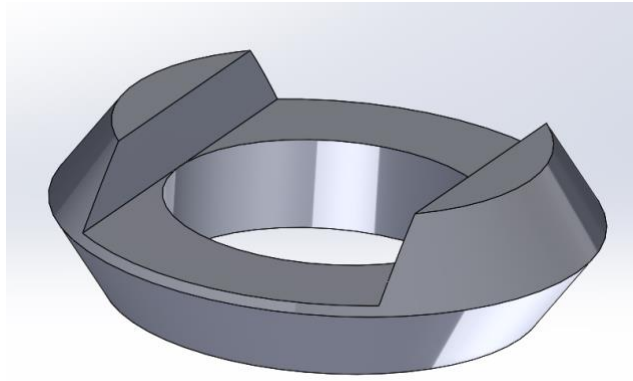


図 5-2 艤装レール板締結体の締結部の等価圧縮体形状

図 5-2 の等価圧縮体形状を加味し，ボルト，ナットおよび被締結体が等価圧縮体の範囲内で一体的に振る舞うという考えに基づいて，簡易モデルのビーム特性を2.5 節における丸穴，長穴の時と同様に，日立製作所吉村の手法を参考に算出してゆく．

レール部の厚みを l_r とし， $l_r < l_f/2$ を満たすものとする．締め付け長さ l_f のうち，長さ l_r は長穴として，残りの長さ $(l_f - l_r)$ は丸穴としての理論を適用すれば艤装レールボルト締結部のビーム特性を求めることが出来る．

このような考え方を適用すると，被締結体の弾性コンプライアンス δ_c ，修正弾性コンプライアンス δ_{ct} ，曲げコンプライアンス β_{c1} および β_{c2} ，修正曲げコンプライアンス β_{ct1} および β_{ct2} は以下のように計算される．ただし $\sin \alpha_2 = r_i/(r_w + l_r \tan \phi)$ とする．

$$\delta_c = \frac{1}{E_c r_i \tan \phi} \left[\int_{\alpha_2}^{\alpha_0} \frac{\cos \alpha}{\pi - 2\alpha - 2 \cos \alpha \sin \alpha} d\alpha + \frac{1}{2\pi} \ln \left\{ \frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi - r_i (r_w + r_i)^2}{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi + r_i (r_w - r_i)^2} \right\} \right] \quad (5-1)$$

$$\delta_{ct} = \frac{l_f}{2\pi E_c(r_a^2 - r_i^2)} \quad (5-2)$$

$$\begin{aligned} \beta_{c1} = & \frac{l_f}{E_c(r_a - r_w)r_i^3} \left(\int_{\alpha_2}^{\alpha_0} \frac{12 \sin^2 \alpha \cos \alpha}{3(2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha) - 16 \cos^2 \alpha \sin 2\alpha} d\alpha \right. \\ & + \frac{1}{2\pi} \left[\ln \left\{ \frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi - r_i(r_w + r_i)^2}{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi + r_i(r_w - r_i)^2} \right\} \right. \\ & - 2 \left\{ \arctan \left(\frac{r_a}{r_i} \right) \right. \\ & \left. \left. + \arctan \left(\frac{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi}{r_i} \right) - 2 \arctan \left(\frac{r_w}{r_i} \right) \right\} \right] \right) \end{aligned} \quad (5-3)$$

$$\begin{aligned} \beta_{c2} = & \frac{l_f}{E_c(r_a - r_w)r_i^3} \left(\int_{\alpha_2}^{\alpha_0} \frac{4 \sin^2 \alpha \cos \alpha}{2\pi - 4\alpha + \sin 4\alpha} d\alpha \right. \\ & + \frac{1}{2\pi} \left[\ln \left\{ \frac{r_a - r_i}{r_a + r_i} \frac{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi - r_i(r_w + r_i)^2}{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi + r_i(r_w - r_i)^2} \right\} \right. \\ & - 2 \left\{ \arctan \left(\frac{r_a}{r_i} \right) \right. \\ & \left. \left. + \arctan \left(\frac{r_w + (0.5l_f - l_r) \tan \phi}{r_i} \right) - 2 \arctan \left(\frac{r_w}{r_i} \right) \right\} \right] \right) \end{aligned} \quad (5-4)$$

$$\beta_{ct1} = \beta_{ct2} = \frac{2l_f}{\pi E_c(r_a^4 - r_i^4)} \quad (5-5)$$

5.3 解析条件

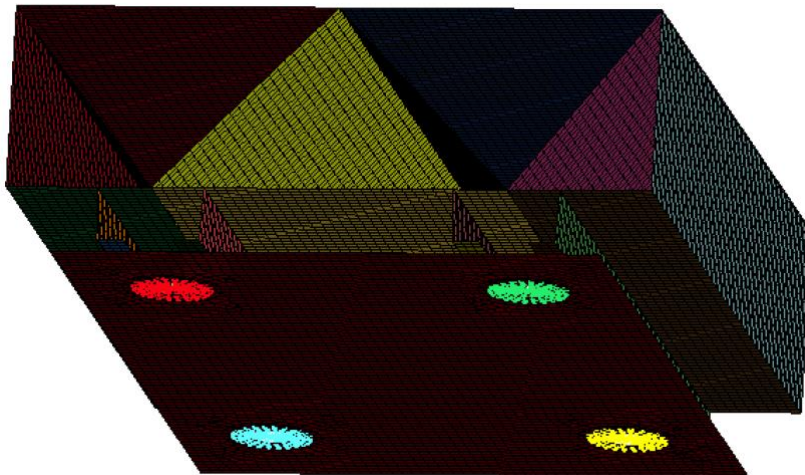


図 5-3 艀装レー板締結体の簡易モデル

簡易モデルについて、まずは艀装レール部のモデル作成方法について紹介する。第4章で作成した詳細モデルをメッシュ作成ソフト HyperMesh 上で読み込み、HyperMesh の中立面抽出機能を用いて、艀装レール部の中立面シェルモデルを作成し、それを有限要素解析ソフト ANSYS 17.0 に移行したのちに、メッシングを行い作成した。板部については初めから ANSYS 17.0 を用いて作成した。なお今回板部についてはシェルへの穴あけを施した。

簡易モデルの解析は、有限要素解析ソフト LS-DYNA R11.1.0 を用いて行った。LS-DYNA における RBE2 による剛体拘束は*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY, RBE3 による変形抑制は*CONSTRAINED_INTERPOLATION に相当する [14]。

5.2 節における式に基づき計算される弾性コンプライアンス、および曲げコンプライアンスを代入して、等価ビーム断面積、等価ビーム断面二次モーメント、断面二次極モーメントを算出すると、表 5-1 および表 5-2 のようになった。

表 5-1 艀装レール板締結体の等価座面領域半径

艀装レールの等価座面領域半径 r_{weq1} [mm]	13.56
被締結体板の等価座面領域半径 r_{weq2} [mm]	13.75

表 5-2 簡易モデルのビーム特性

等価断面積 A_{beq} [mm ²]	482.1
等価断面二次モーメント I_{beq1} [mm ⁴]	25709.4
等価断面二次モーメント I_{beq2} [mm ⁴]	22836.5
等価断面二次極モーメント J_p [mm ⁴]	48545.9

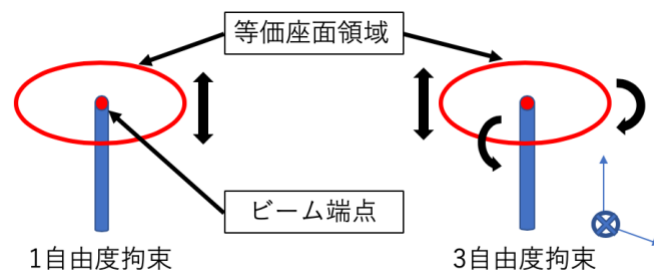


図 5-4 拘束自由度の違いの模式図

モデルは四辺形一次要素を用いて作られており、被締結体間の接触は定義する場合としない場合の2通りの解析を行った。接触を定義しない場合は、線形解析となり計算時間を短縮することができる。

$$\text{モデルパターン} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ 自由度拘束} \\ 3 \text{ 自由度拘束} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{円内剛体拘束} \\ \text{円周剛体拘束} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{接触なし} \\ \text{接触あり} \end{array} \right\}$$

本章の解析においては、第 3 章で振動特性の再現精度の改善に対する有用性が確認された剛体拘束範囲の円周上から円内への変更に加え、試行錯誤の結果、剛体拘束の自由度をボルト軸方向並進 1 自由度のみから、ボルト軸まわり以外の回転 2 自由度拘束を追加した 3 自由度拘束へと拡張する手法についても検討した。また締結体間の接触の定義も振動特性の再現精度を良くする傾向が見られたため、それらを変数として解析を行った。固有モード形状の確認のために固有値解析を、周波数応答特性の確認のために周波数応答解析をそれぞれ行なった。解析条件は下表の通りで、回転自由度の拘束の模式図は図 5-4 の通りである。

表 5-3 解析条件表

	接触なし	接触あり
要素	四辺形一次要素	
要素数	25658	
接触	接触なし	ペナルティ接触 (摩擦なし)
固有値解析	陰解法	
周波数応答解析	陰解法	
単位系	[mm][N][s]	

5.4 解析結果

5.4.1 固有モードおよび固有振動数

補間剛体要素モデルについて、柳原 [4]の既存手法である等価座面領域円周上の節点をボルト軸方向の並進自由度のみ剛体拘束する手法に加えて、ボルト軸まわり以外の回転 2 自由度拘束を追加した 3 自由度剛体拘束に変更した場合、および拘束を施す範囲を円周上から円内全節点に変更した場合について解析を行なった。また艀装レール部および被締結板間に*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE による接触の定義した場合も条件に加えて、簡易モデル解析における固有モードおよび固有振動数をまとめた。なおモード形状の下にある表については、解析と試験とでモード形状を比較し、試験で観測されたモード形状と同じになる解析におけるモードの固有振動数を記した。

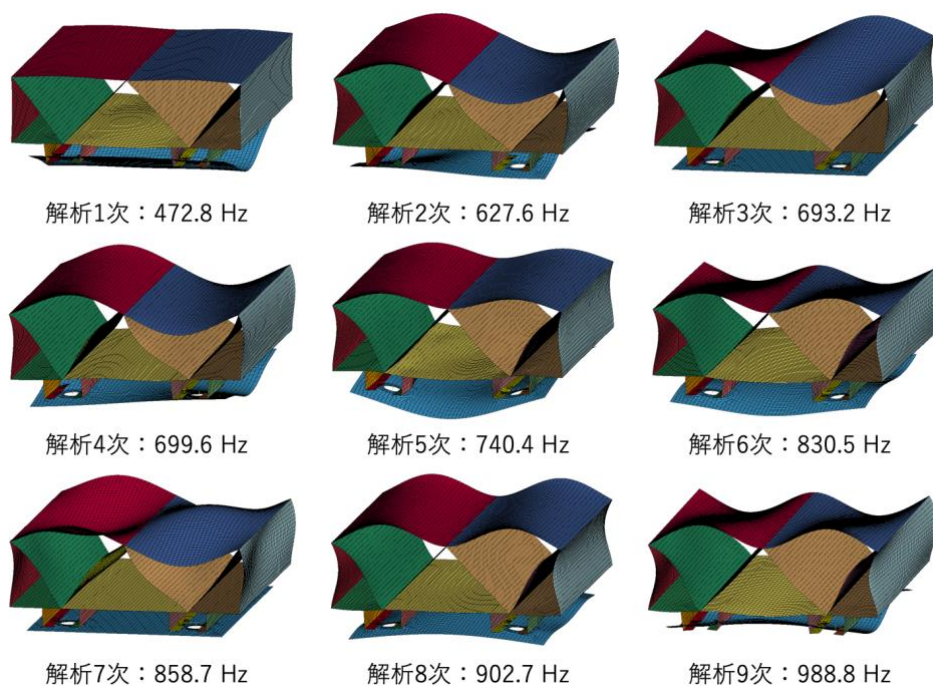


図 5-5 円周 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）

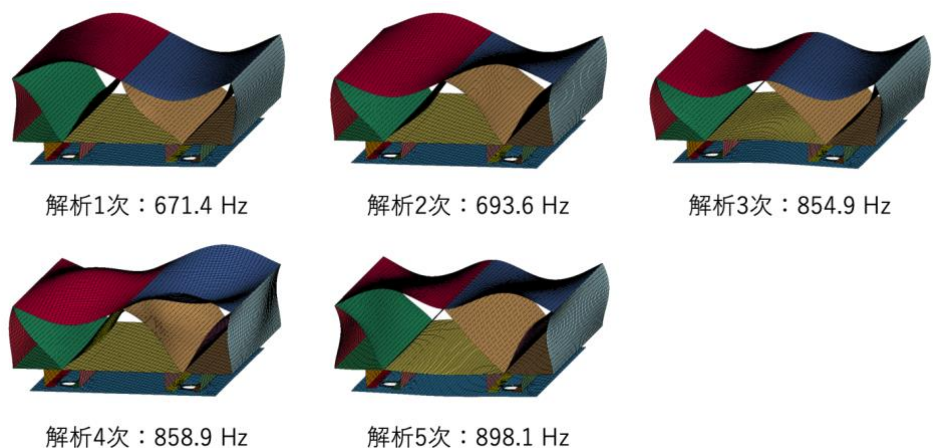


図 5-6 円周 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）

表 5-4 円周 1 自由度拘束の場合の固有振動数

接触	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
接触なし	627.6	693.2	740.4	858.7	830.5	10.6%
	-9.7%	-4.4%	-16.4%	-5.7%	-12.0%	
接触あり	671.4	693.6	855.0	858.9	898.1	4.5%
	-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.9%	
試験	695	725	886	911	944	

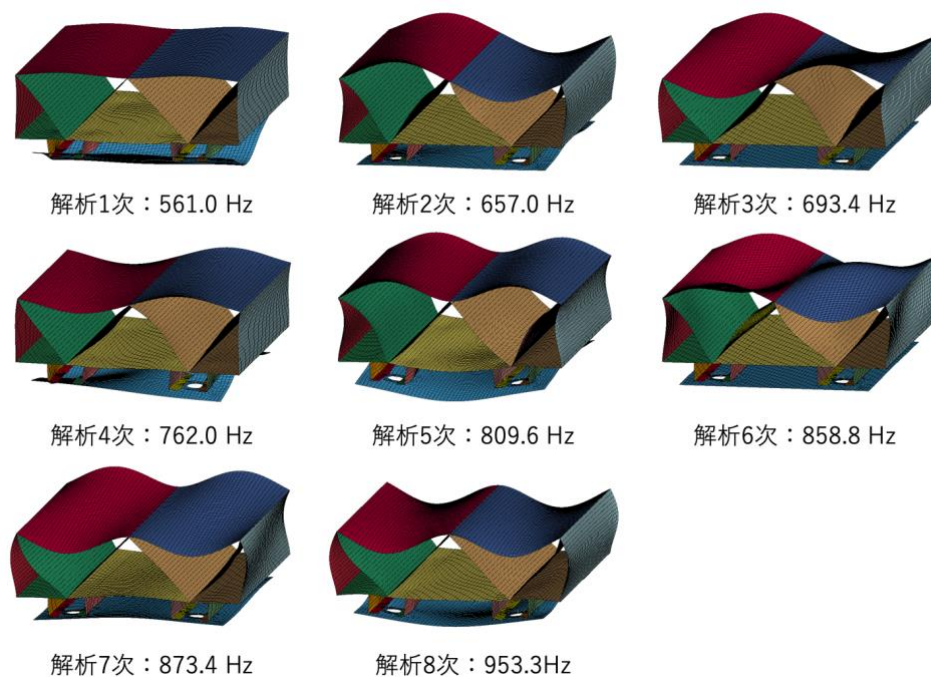


図 5-7 円周3自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）

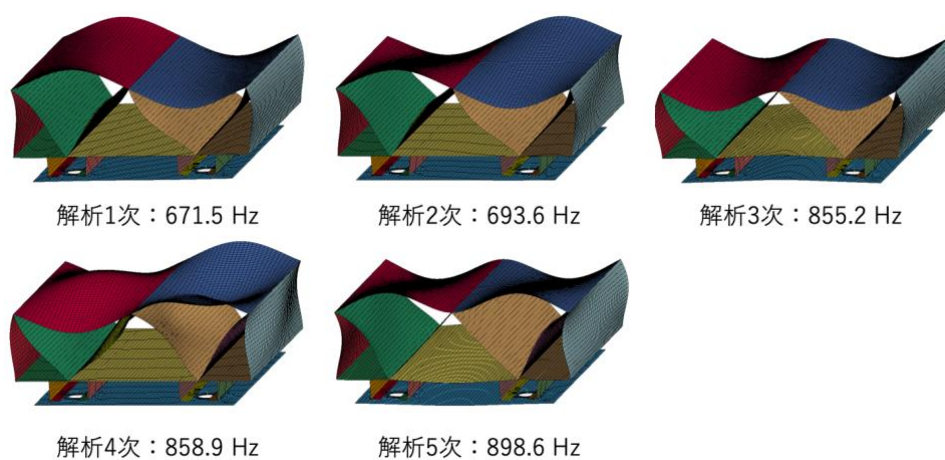


図 5-8 円周3自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）

表 5-5 円周3自由度拘束の場合の固有振動数

接触	試験1次	試験2次	試験3次	試験4次	試験5次	RMSE
接触なし	657.0	693.4	809.6	858.8	873.4	6.5%
	-5.5%	-4.4%	-8.6%	-5.7%	-7.5%	
接触あり	671.5	693.6	855.2	858.9	898.6	4.4%
	-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.8%	
試験	695	725	886	911	944	

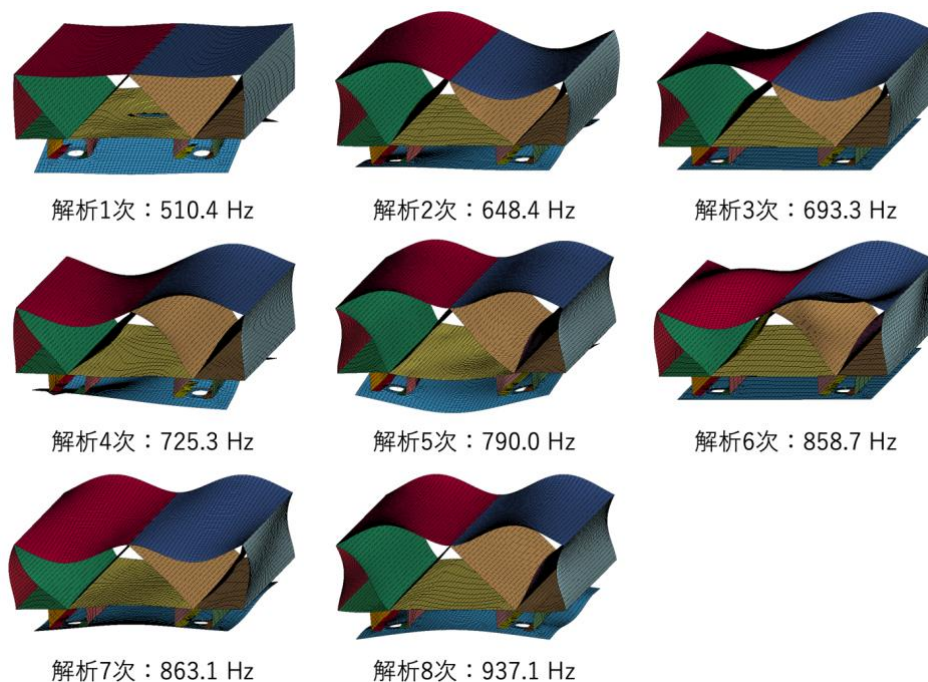


図 5-9 円内 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）

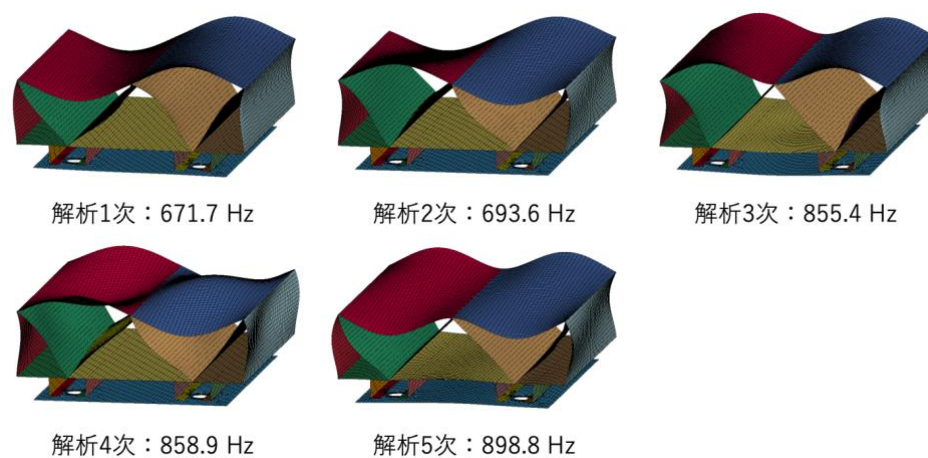


図 5-10 円内 1 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）

表 5-6 円内 1 自由度拘束の場合の固有振動数

接触	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
接触なし	648.4	693.3	790.0	858.7	863.1	7.6%
	-6.7%	-4.4%	-10.8%	-5.7%	-8.6%	
接触あり	671.7	693.6	855.4	858.9	898.8	4.4%
	-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.8%	
試験	695	725	886	911	944	

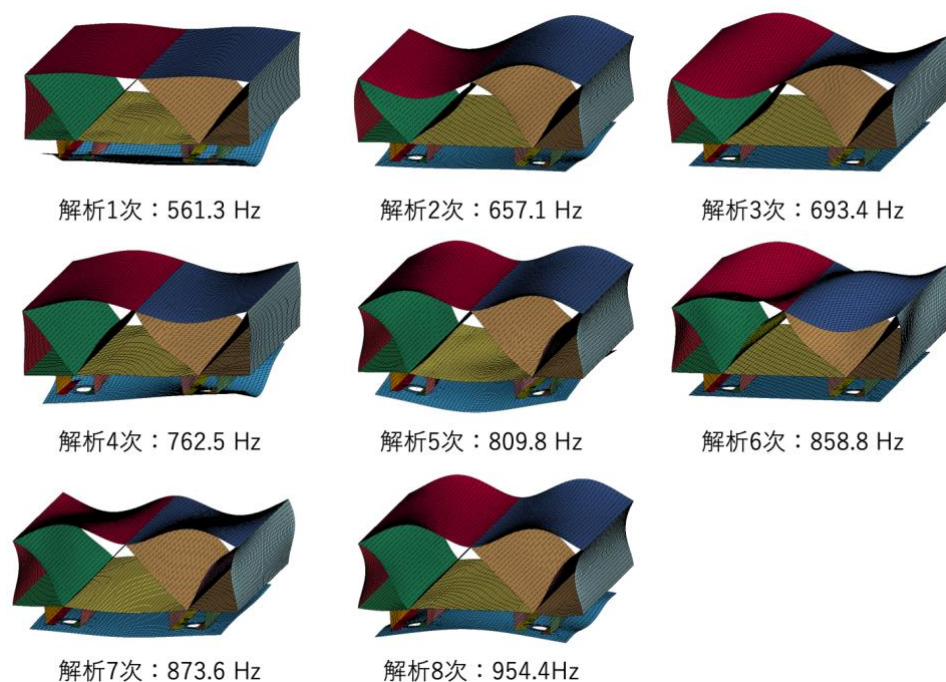


図 5-11 円内 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触なし）

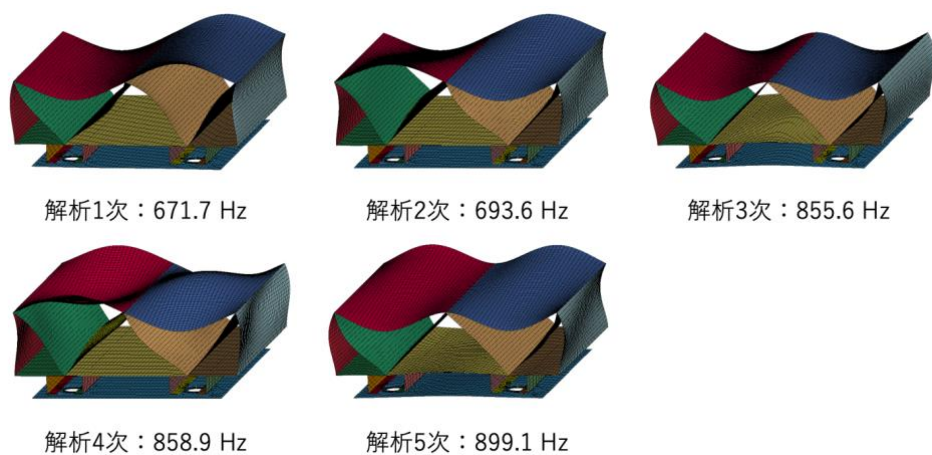


図 5-12 円内 3 自由度拘束の場合の固有モード（接触あり）

表 5-7 円内 3 自由度拘束の場合の固有振動数

接触	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
接触なし	657.1	693.4	809.8	858.8	873.6	6.5%
	-5.5%	-4.4%	-8.6%	-5.7%	-7.5%	
接触あり	671.7	693.6	855.6	858.9	899.0	4.4%
	-3.3%	-4.3%	-3.4%	-5.7%	-4.8%	
試験	695	725	886	911	944	

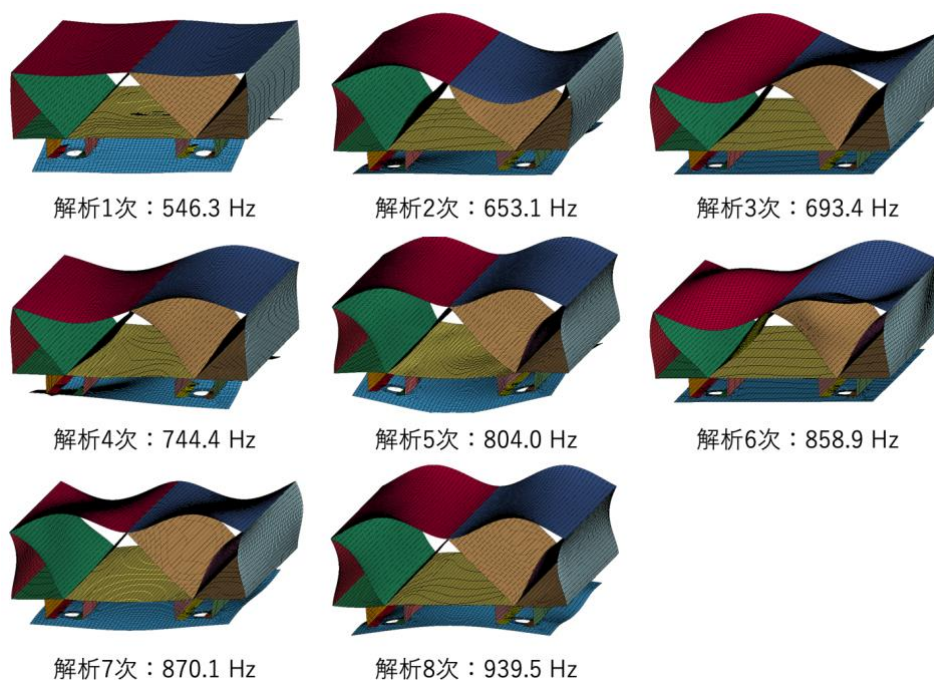


図 5-13 剛体拘束モデルの固有モード（接触なし）

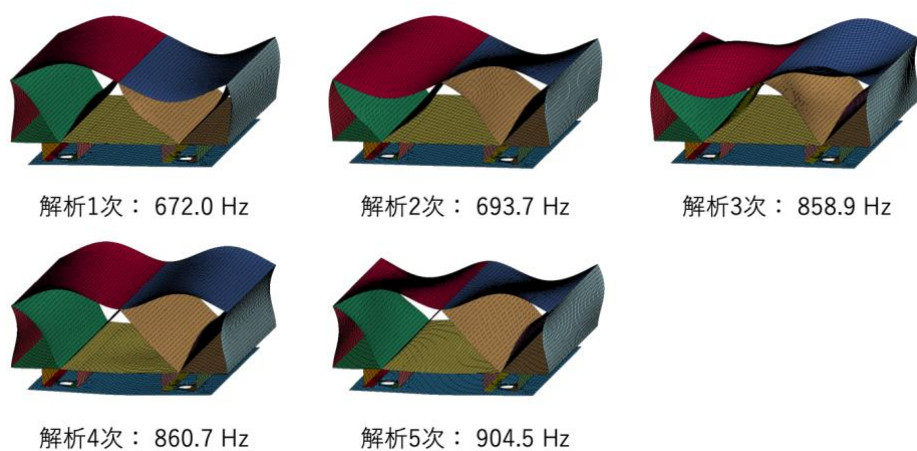


図 5-14 剛体拘束モデルの固有モード（接触あり）

表 5-8 剛体拘束モデルの固有振動数

接触	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
接触なし	653.1	693.4	804.0	858.9	870.1	6.9%
	-6.0%	-4.4%	-9.3%	-5.7%	-7.8%	
接触あり	672.0	693.7	860.7	858.9	904.5	4.2%
	-3.3%	-4.3%	-2.9%	-5.7%	-4.2%	
試験	695	725	886	911	944	

剛体拘束手法および接触の有無によらない全般的な傾向として、試験と比較して解析における固有振動数の値が小さくなっていることがわかる。固有振動数の予測精度は-16%から-3%程度であった。接触を定義しないとき試験 3 次の固有振動数の精度が悪くなる傾向が見られるが、これは例えば図 5-5 の解析 8 次のように、接触を定義しないことで、試験 3 次に類するモードが解析では異なるモードとして捉えられてしまうためであると思われる。一方で接触を定義する場合には、試験と解析で 1 対 1 に対応する形でモードが確認できた。

また同じ剛体拘束手法のモデル同士で比較すると、接触を定義したほうが RMSE は小さくなっており、再現精度が向上していることがわかる。この再現精度の向上は、特に試験 1 次、試験 3 次、試験 5 次に相当するモードの再現精度の向上に起因している。

5.4.2 アクセランス

アクセランスについては接触を定義しない場合とする場合に分けてグラフを作成し、各々で円周上 1 自由度拘束の既存の補間剛体要素モデル (RBE3_previous)、円内並進方向 3 自由度拘束の既存の剛体拘束モデル (RBE2_previous)、円内 3 自由度拘束の新規の補間剛体要素モデル (RBE3_proposed) とでアクセランスの比較を行い、周波数応答特性を評価した。なおアクセランスについては試験においてモードが確認されている 600 Hz から 1000 Hz の間を考える。

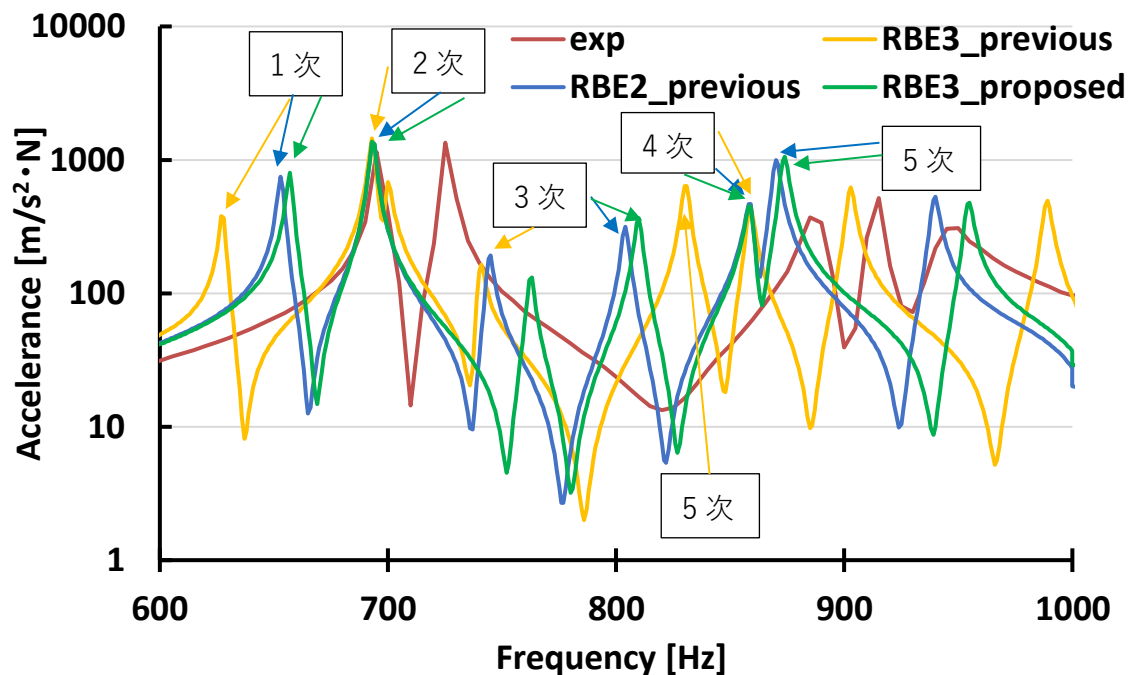


図 5-15 アクセランスの剛体拘束手法による比較 (接触なし)
 (試験に対応する解析におけるピークを矢印で示した)

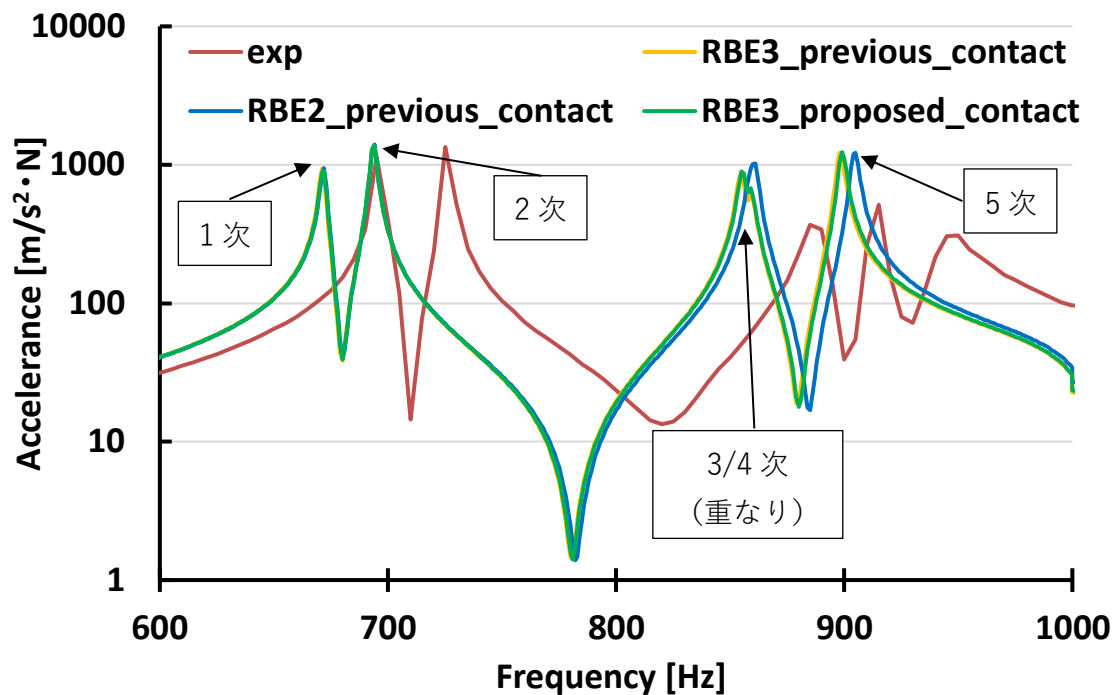


図 5-16 アクセランスの剛体拘束手法による比較（接触あり）
（試験に対応する解析におけるピークを矢印で示した）

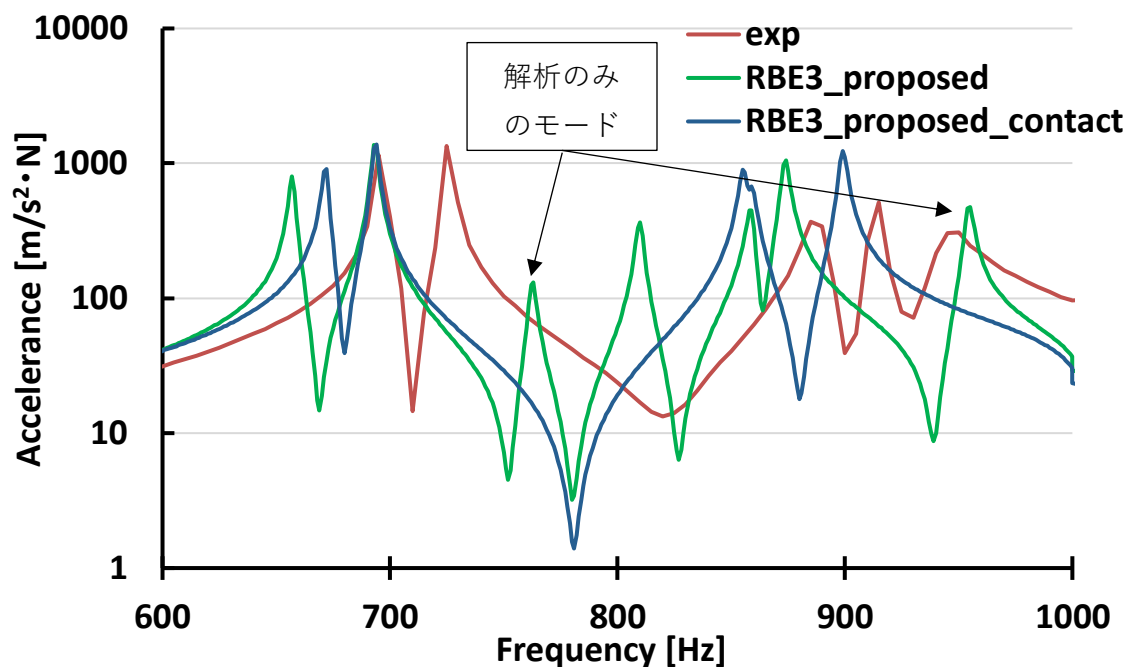


図 5-17 アクセランスの接触有無による比較（円内3自由度拘束）

接触を定義しない場合、図 5-15 のように剛体拘束手法に依らず、図中で次数が明示されてない、試験では見られないピークが 740 Hz から 770 Hz, 900 Hz 以降で確認できるが、接触を定義すると図 5-16 のように解析のみでみられるピークは無くなった。なお図 5-15 および図 5-16 中の各ピークにおける次数は、固有振動数から固有値解析で固有モード形状を確認した上で、試験における固有モード形状と比較し、対応する次数を示した。

また接触の有無によらず、ピーク的位置は試験と比較すると全体的に低周波側にずれる傾向が見られたが、ピークの大きさについては、特に 2 次までで試験と解析が概ね一致した。ピーク位置やアクセラランス形状を総合的に加味すると、接触を定義しない場合は円内 3 自由度拘束をかける新規手法 (RBE3_proposed) が最も試験に近く、接触を定義する場合は既存の剛体拘束モデル (RBE2_previous_contact) が試験に近い傾向を示していることがわかった。

5.5 考察

5.5.1 固有振動数が小さく評価される傾向について

剛体拘束手法および接触の有無によらず、全般的にみられる傾向として、固有振動数の試験からの誤差が、全てのケースにおいて負になっていることから、簡易モデルは固有振動数を小さく評価する傾向にあることがわかった。この原因の一つとして等価圧縮体形状が円錐台形状 (図 2-10) から離れているために、ビーム剛性や等価座面領域を適切に設定できなかった可能性がある。

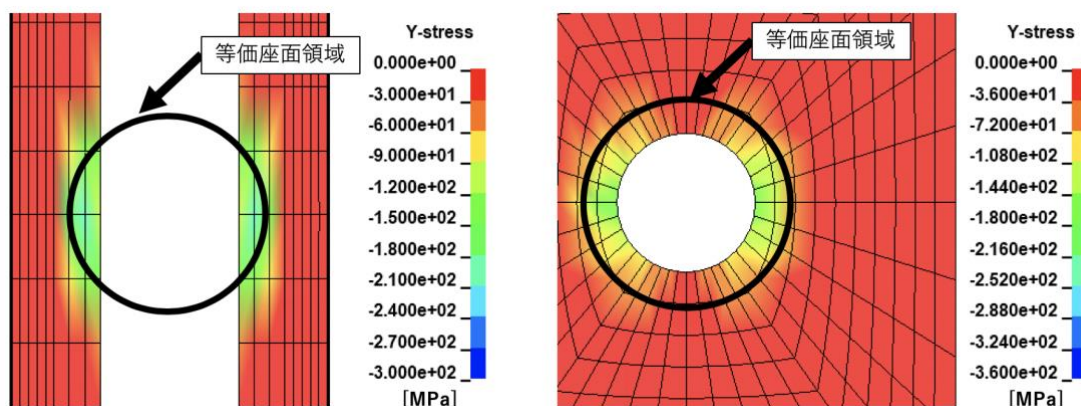


図 5-18 等価座面領域におけるボルト軸方向応力分布 (左:レール部 右:板部)

第4章の詳細モデルによる解析において、艀装レール部および板部の中立面相当位置でのボルト軸方向応力分布を確認すると、レール部についてはレールの押し出し方向にやや長い楕円状の形状に、板部については穴の左右を中心に放射状に応力が分布していることがわかった。これは断面においてボルト軸方向圧縮応力は円上に分布しているという仮定からはやや逸脱している。詳細モデルによる応力分布の結果を正確に反映した上で、等価座面領域やビーム剛性を計算すれば、さらに精度が向上する可能性がある。

5.5.2 接触の定義が固有振動数およびアクセラランスに及ぼす影響

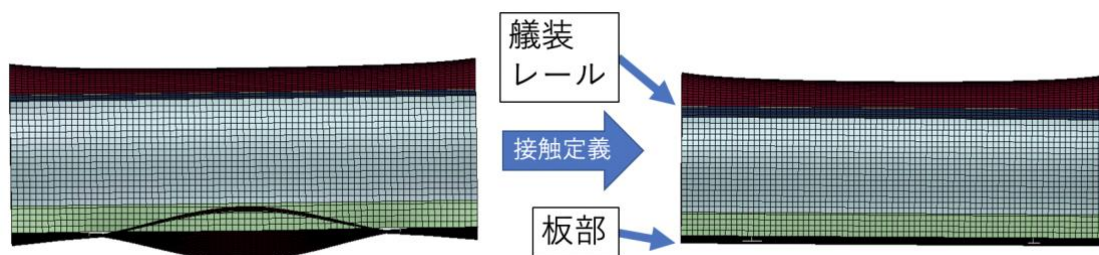


図 5-19 円周1自由度拘束の場合の試験1次モード形状の比較

本項では接触の定義の有無が固有振動数およびアクセラランスの結果に及ぼす影響について考察する。接触を定義しない場合、レール部と板部が自由に動くため、板部がレール部にめり込むような挙動が可能となる。円周1自由度拘束の場合の試験1次に相当する解析2次モード（接触なし）では、図5-19左側のように板部がレール部にめり込んでいる。板の多少の変形は許容されるにしても、このような挙動が現実にかかる可能性は低い。接触を定義することによって、固有振動数の上昇とともにめり込みは改善された。接触を定義することにより固有振動数が上昇するのは、板とレールの接触により系の剛性が上昇するためである。固有振動数の上昇に伴う精度の改善は、剛体拘束手法によらず試験1次、試験3次、試験5次に相当するモードで見られた（表5-4から表5-7）が、これらのモードは艀装レール板締結体の中でも板部も振動するモードである。よって板部が振動するモードに関しては、接触を定義することによって固有振動数の再現精度が向上すると言える。

また接触を定義しないとき試験3次に類する振動モードは、解析において図5-5の解析5次と解析8次のように、2つの異なるモードとして現れるが、接触を定義することによって、解析でも試験3次に相当するモードのみが現れるようになった。これは接触を定義することで、板の振動が抑制されて実現象に近づいたためである。

アクセラランスについても接触の定義により同様の傾向がみられる。接触を定義していない場合には、剛体拘束手法に依らず、740 Hz から 770 Hz、900 Hz 以降で試験では見られないピークが見られる（図5-15）が、これは板部も大きく振動する試験1次お

よび試験 3 次に類するモードが、解析では 1 つではなく 2 つのピークとして現れるためである。接触なしのアクセラランスのグラフにおけるこれらのピークは、接触を定義することにより一切見られなくなっている。

5.5.3 剛体拘束手法が固有振動数およびアクセラランスに及ぼす影響

表 5-9 剛体拘束手法による固有振動数の比較（接触なし）

範囲	拘束	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
円周	1 自由度	627.6	693.2	740.4	858.7	830.5	
		-9.7%	-4.4%	-16.4%	-5.7%	-12.0%	10.6%
	3 自由度	657.0	693.4	809.6	858.8	873.4	
		-5.5%	-4.4%	-8.6%	-5.7%	-7.5%	6.5%
円内	1 自由度	648.4	693.3	790.0	858.7	863.1	
		-6.7%	-4.4%	-10.8%	-5.7%	-8.6%	7.6%
	3 自由度	657.1	693.4	809.8	858.8	873.6	
		-5.5%	-4.4%	-8.6%	-5.7%	-7.5%	6.5%
比較	成瀬	653.1	693.4	804.0	858.9	870.1	
		-6.0%	-4.4%	-9.3%	-5.7%	-7.8%	6.9%
	試験	695	725	886	911	944	

接触を定義しないとき、補間剛体要素モデルの再現精度を剛体拘束手法毎にまとめると表 5-9 のようになり、円周上 1 自由度のみ剛体拘束の既存の補間剛体要素モデルでは-16%から-4%程度、円周上 3 自由度剛体拘束とした場合は-9%から-4%程度、円内 1 自由度剛体拘束とした場合は-11%から-4%程度、円内 3 自由度剛体拘束とした場合は-9%から-4%と、剛体拘束範囲によらず、3 自由度拘束とした方が最も固有振動数の精度が高くなった。3 自由度拘束とした場合の平均二乗誤差の平方根 (RMSE) は 6.5%である。また剛体拘束の自由度が 1 自由度の時、剛体拘束範囲を円周上から円内へと変更すると、RMSE が 10.6%から 7.6%となり精度が向上した。精度の変化は特に試験 1 次、試験 3 次、試験 5 次で見られ、これらが RMSE の値に大きな影響を与えている。

今回のモデルでは板締結体相当のシェルに穴あけをしており、このような穴あけは柳原 [4]が補間剛体要素モデルを作成した際には想定されていなかったものである。一方で艀装レール簡易モデルの強度評価に関してはシェルへの穴あけを行った方が、締結部近傍の応力分布が改善することが波多野 [9]により明らかになったため、今回はシェルへの穴あけを施した。

試験 1 次、試験 3 次、試験 5 次に相当するモードについて、剛体拘束範囲を円周上か

ら円内へ、また拘束自由度を 1 自由度から 3 自由度へと変更することで、なぜ固有振動数の再現精度が向上するのか、表 5-9 で誤差の改善傾向が比較的大きい試験 5 次に相当するモードを例に、実際のモード形状を参考にしながら考察してゆく。

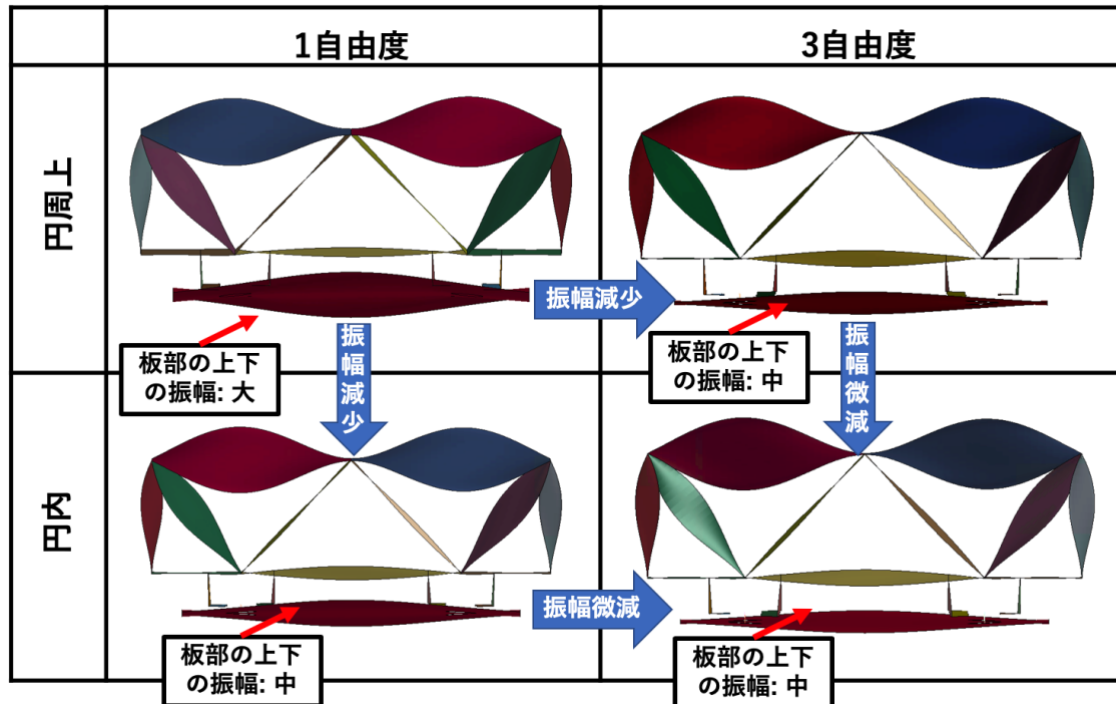


図 5-20 接触を定義しない場合の試験 5 次モードの剛体拘束手法による比較

試験 5 次に相当するモードでは、図 5-20 に示すように板が曲げ振動する。板の曲げの形状としては艀装レールの長さ方向に 2 次、艀装レールの幅方向に 1 次の曲げである。実際の締結体においてこのような曲げは起こりうるが、艀装レール下部と板上部が接触するため、その振幅は艀装レール部の振幅と比較して小さいはずである。では図 5-20 を剛体拘束手法毎に見てみよう。

まず、1 列目に相当する拘束自由度が 1 自由度の時、ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲を等価座面領域の円周上から円内へと変更すると、板の上下方向の振幅が減少していることがわかる。このような現象は継手締結体においても確認されているが、シェルへの穴あけを施したことによりボルト穴付近で見られた面外変形が、剛体拘束範囲を拡大することにより抑制されることで曲げ剛性が増加し、結果板の振動が抑制されたものと思われる。実際の板締結体においては板の振幅が小さい方が現実に近いから、剛体拘束範囲を等価座面領域円周上から等価座面領域内に変更することで、より現実に近いモデリングが可能になったと言える。また拘束範囲の変更により、固有振動数の再現精度は RSME が 10.6 % から 7.6 % へと向上しており（表 5-9）、シェルへの穴あけを行う際には剛体拘束範囲を円内とした方がよいことを示唆している。

次に、1 行目に相当する剛体拘束範囲が円周上の時、剛体拘束の自由度をボルト軸並進 1 自由度拘束から 3 自由度拘束へと変更すると、板の上下方向の振幅が減少していることがわかる。剛体拘束の自由度を変更したことにより生じる最も大きな差異は、ボルト軸まわりを除く回転自由度に対する剛体拘束を追加したことである。すなわち、回転自由度を拘束することによって、曲げ剛性が上昇し、板の上下方向の振幅が抑制され、固有振動数の再現精度が向上しているものと思われる。剛体拘束を円周 1 自由度から円周 3 自由度へと変更することで、試験 1 次については 4%、試験 3 次については 8%、試験 5 次については 5%程度の精度向上が確認されており（表 5-9）、剛体拘束の自由度を上げることが、精度向上に有効であることを示唆している。

表 5-10 剛体拘束手法による固有振動数の比較（接触あり）

範囲	拘束	試験 1 次	試験 2 次	試験 3 次	試験 4 次	試験 5 次	RMSE
円周	1 自由度	671.4	693.6	855.0	858.9	898.1	
		-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.9%	4.5%
	3 自由度	671.5	693.6	855.2	858.9	898.6	
		-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.8%	4.4%
円内	1 自由度	671.7	693.6	855.4	858.9	898.8	
		-3.4%	-4.3%	-3.5%	-5.7%	-4.8%	4.4%
	3 自由度	671.7	693.6	855.6	858.9	899.0	
		-3.3%	-4.3%	-3.4%	-5.7%	-4.8%	4.4%
比較	成瀬	672.0	693.7	860.7	858.9	904.5	
		-3.3%	-4.3%	-2.9%	-5.7%	-4.2%	4.2%
	試験	695	725	886	911	944	

続いて接触を定義する場合について考える。補間剛体要素モデルの再現精度を剛体拘束手法毎にまとめると表 5-10 のようになり、いずれの剛体拘束手法においても-6%から-3%程度と、剛体拘束手法の違いによる固有振動数の再現精度の差はほとんど見られなかった。RMSE を各剛体拘束手法で比較しても、差は高々0.1%程度で、補間剛体要素モデルよりも成瀬の剛体拘束モデルの方が、僅かながら精度が良いという結果になった。これは接触によって板の振動が抑制されることで、締結部の曲げ剛性の差が大きな影響を及ぼさなくなったためと考えられる。

アクセラランスについても補間剛体要素モデルの剛体拘束手法を円周上 1 自由度拘束から円内 3 自由度拘束へと変更することによって、接触を定義しない場合には、図 5-15 のようにアクセラランスのピークや形状が全体的に高周波側に移り、より試験側に近づいている様子を見て取ることが出来る。これについてもシェルへの穴あけによる剛性低下の影響を、剛体拘束手法の変更によって補うことで、周波数応答特性の再現精度

の向上につながっているものと思われる．一方で接触を定義する場合には，図 5-16 のように補間剛体要素モデルの中ではアクセラランスの大きな差異は見られなかった．

5.6 結言

本章では，柳原 [4]の補間剛体要素モデルを，剛体拘束の適用範囲や剛体拘束の自由度，接触の有無を変数とした上で，艀装レールボルト締結体に対して適用し，固有値解析および周波数応答解析を用いて，振動特性の再現精度を確認した．補間剛体要素モデルによる固有振動数の誤差は-16%から-3%程度となった．

接触を定義しない場合，3 自由度剛体拘束とすると誤差が-9%から-4%と精度が最も高くなり，また 1 自由度拘束の際に剛体拘束範囲を円周上から円内へと変更すると，ボルト穴付近の面外変形の抑制による曲げ剛性の増加のため，固有振動数の再現精度が向上することがわかった．周波数応答特性に関しても同様に，円周 1 自由度拘束から円内 3 自由度拘束とすると，アクセラランスの形状が高周波側にずれ，試験に近づく傾向がみられた．

また接触を定義する場合には，接触を定義しない場合に見られた，解析のみのモードが見られなくなり，剛体拘束手法毎に見れば固有振動数の予測精度が向上したが，接触を定義したモデル同士で比較すると，固有振動数は剛体拘束手法によらず同程度の精度となった．周波数応答特性に関しても同様の傾向がみられた．

以上のことから，艀装レールボルト締結体に対して，補間剛体要素モデルを適用にする際，次のようなモデリング手法を提案する．まず接触を定義しない場合は，剛体拘束の自由度をボルト軸 1 自由度拘束から，ボルト軸まわり以外の回転 2 自由度の拘束を追加した 3 自由度拘束へ変更することが望ましい．強度評価の精度との兼ね合いから 1 自由度拘束をする際には，剛体拘束の適用範囲を円周上から円内へと拡大すべきである．また，接触を定義する場合には，剛体拘束手法による差はほとんど見られないから，振動特性の評価以外の用途に合わせた剛体拘束手法を採用することが推奨される．

第6章 結論

本研究では、まず2枚板および3枚板をボルト締結した継手について、ボルト穴が丸穴、長穴の場合に、補間剛体要素を用いた簡易モデルで振動特性がどのように変化するか、簡易モデルの剛体拘束手法、シェルへの穴あけの有無、補間剛体要素への重み付けの有無を変数に、試験と比較し振動特性の評価を行なった。また、舩装レールボルト締結体に関しては、舩装レールに4つのボルトを用いて板を締結したモデルについて、ソリッド要素を用いた有限要素解析によって、ねじ山も再現した場合の詳細モデルの振動特性の評価を行なった。さらに柳原 [4]によって提案された補間剛体要素を用いた簡易モデルについて、剛体拘束手法と接触の有無を変数とした上で舩装レールボルト締結体に対しても適用し、振動特性の評価を行なった。以下に結論を示す。

まず、せん断継手および純せん断継手について、波多野 [9]が強度評価の補間剛体要素モデルの改善策として提案した手法に関し、シェルへの穴あけは行わない方が、剛体拘束範囲が円周上の時には精度が上がる一方、ボルト軸方向の剛体拘束の適用範囲を等価座面領域円周上から、等価座面領域内へと変更すれば、ボルト穴付近の面外変形の抑制により、固有振動数の再現精度が向上し、シェルへの穴あけを行ってもある程度の再現精度を保てることがわかった。また打田 [6]や波多野 [9]のように補間剛体要素に重み付けを施しても、振動特性に与える影響はほとんどないことがわかった。これら振動特性に関する検討と、波多野 [9]の強度評価を加味し、強度および振動特性の再現性を兼ね備えた継手締結体の簡易モデルとして、シェルへの穴あけあり、等価座面領域内全節点をボルト軸並進方向に剛体拘束、補間剛体要素の重み付けありの補間剛体要素モデルを新たに提案する。

次に、舩装レール板締結体の詳細モデルについて、固有値解析を行い、モード解析試験の結果と比較したところ、試験における全てのモード形状が観測され、その固有振動数の再現精度は-2%から+2%程度であることがわかり、モデル形状や物性値などの解析の設定の妥当性が確認された。また過渡応答解析を行い、打撃試験の結果と比較したところ、1次2次のピークまでは試験と解析でアクセラランスの形状が概ね一致し、2次のピークまでは試験と比較して低周波側に、3次以降は高周波側にピークが出ることがわかった。アクセラランス形状から入力荷重や減衰の設定の妥当性も確認された。

また、舩装レール板締結体の補間剛体要素モデルについては、剛体拘束手法の変更などの検討を踏まえ、次のようなモデリング手法を提案する。まず接触を定義しない場合は、剛体拘束の自由度をボルト軸1自由度拘束から、ボルト軸まわり以外の回転2自由度の拘束を追加した3自由度拘束へ変更することが望ましい。これは特に板の曲げが大きい振動モードで、回転自由度の拘束により板の振動を抑制されるためである。強度評価の精度との兼ね合いから1自由度拘束をする際には、剛体拘束の適用範囲を円周上か

ら円内へと拡大すべきである。また、接触を定義する場合には、剛体拘束手法による振動特性の再現精度の差はほとんど見られないから、振動特性の評価以外の用途に合わせた剛体拘束手法を採用すれば良い。

最後に、今後の課題および展望について述べる。まず、艀装レールボルト締結部について、等価圧縮体が円錐台状に分布するという仮定のもとで等価ビームの特性を決定したが、艀装レールボルト締結体のボルト軸方向の応力分布を詳細モデルで確認すると、円錐台とはやや異なる形状となることがわかった。等価座面領域やビーム特性の算出について、詳細モデルによる応力分布を参考とすることは、簡易モデルの更なる精度向上に有効であると考えられる。また、艀装レールへの板の締結について、今回の実験系では簡単のため六角頭のボルトを用いて、試験および解析を行なっているが、実際の締結には長方形頭の艀装ねじを用いている。艀装ねじを用いた実験系での振動特性の評価も今後必要となるものと思われる。さらに、艀装レールボルト締結体の補間剛体要素モデルの改良策として、剛体拘束の自由度を3自由度拘束とする手法を提案したが、これは振動特性を評価する場合のものであって、強度評価にどのような影響を及ぼすのかについて別途検討を行い、艀装レールボルト締結体に関しても、強度と振動特性の精度を両立するモデリング指針を考えることが望ましい。

参考文献

- [1] 福岡 俊道, 野村 昌孝, 森本 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] 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.
- [3] 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.
- [4] 柳原 崇志, “鉄道車両用ボルト締結体の有限要素モデルの妥当性評価と高精度化,” 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻, 修士論文, 2018.
- [5] 長岡 賢人, “座金を用いた長穴ボルト締結の簡易モデリング手法の開発,” 東京大学工学部機械工学科, 卒業論文, 2019.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 波多野 陽平, “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,” 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻, 修士論文, 2022.
- [10] 森 久史, 辻村 太郎, “車両用材料技術の変遷,” RRR, vol. 67, no. 3, pp. 8-11, 2010.
- [11] J. Andersson and J. Deleskog, Fatigue Life and Stiffness of the Spider Spot Weld, 2014.
- [12] 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.
- [13] A. T. Li, Z. Cui, Y. Huang, “LS-DYNA's Linear Solver Development -Phase 1: Element Validation Part II,” 15th International LS-DYNA User Conference, 2017.
- [14] 株式会社 JSOL エンジニアリング本部, “LS-DYNA 使用の手引き Second Edition,”

株式会社 JSOL, 2012.

- [15] 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.
- [16] Verein Deutscher Ingenieure, “VDI-Richtlinien Blatt 1 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints -Joints 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, 2006], 2003.
- [17] 岡 功介, “航空機構造におけるファスナ結合部の FEM 作成自動化,” 著: *Japan Altair Technology Conference 2015*, 2015.
- [18] M. Hadjioannou, D. Stevens , M. Barsotti, “Development and Validation of Bolted Connection Modeling in LS-DYNA for Large Vehicle Models,” 14th International LS-DYNA User Conference, 2016.

謝辞

本研究は，泉教授のご指導の元で進められました．泉教授にはご多忙の中，論文の書き方，解析結果の解釈など，多くのご指導やご助言をいただきました．さらにコロナ禍で鉄道車両の締結部の実物の見学が難しい中，見学する機会をご用意いただくなど，大変お世話になりました．ありがとうございました．

また，波田野講師と榎間助教には週毎の研究会での助言や，解析環境の構築など日々の研究で様々な手助けをしていただきました．誠にありがとうございました．

共同研究先である日立製作所の皆様には，実験データのご提供や簡易モデルのモデリング手法の共有，オンラインでの打ち合わせなど幅広くご支援頂きました．ここに感謝の意を表します．

株式会社 JSOL の千代延様には，有限要素解析ソフト LS-DYNA の使用方法についてご協力賜り，誠にありがとうございました．

ボルト締結部の強度を評価している波多野さんには，解析ソフトの使い方や打ち合わせ資料の作り方など，有限要素法を用いた研究をしている重盛さんには HyperMesh の使い方や解析作業の効率化などについてご教授頂きました．その他の研究室の先輩方にも研究で躓くような場面で手助けを頂きました．また研究の進捗などを伝え合いながら切磋琢磨することで，研究室同期にも支えられました．皆様本当に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 1 月 28 日

福元 康平

以上

P.1~P88 完

卒業論文

03-200234 福元 康平

指導教員 泉 聡志 教授