

卒業論文

有限要素法による鉄道分岐器の
ボルト締結部の信頼性評価

平成30年2月5日提出

160243 平能 敦雄

指導教員 泉 聡志 教授

目次

目次	2
図目次	6
表目次	10
第 1 章 序論	11
1.1 研究背景	11
1.2 先行研究	12
1.3 目的	12
1.4 論文の構成	13
第 2 章 鉄道分岐器の構造	14
2.1 緒言	14
2.2 分岐器の種類 [7].....	14
2.2.1 普通分岐器.....	14
2.2.2 特殊分岐器.....	16
2.3 分岐方式	17
2.3.1 関節方式.....	17
2.3.2 弾性方式.....	17
2.4 分岐器の各状態の名称.....	18
2.4.1 分岐器番数.....	18
2.4.2 列車の通過方向.....	18
2.4.3 分岐器の開通方向.....	18
2.4.4 分岐器の座標系と各軸方向の名称.....	18
2.5 転てつ装置を構成する部品.....	19
2.5.1 レール	19
2.5.2 電気転てつ機.....	20
2.5.3 スイッチアジャスタ	20
2.5.4 フロントロッド.....	21
2.6 転てつ装置の機能.....	23
2.6.1 転換機能.....	23
2.6.2 照査機能.....	24
2.6.3 鎖錠機能.....	24
2.6.4 伝達機能.....	24

2.7	転換動作	25
第3章	分岐器の転換不能要因	26
3.1	緒言	26
3.2	様々な転換不能要因	26
3.3	肘金折損が起こる原因	27
3.3.1	列車通過時の衝撃振動の大きさ	28
3.3.2	肘金部のボルトの緩み	28
3.3.3	フロントロッドの張り具合	29
3.3.4	分岐器の設置状況	29
3.4	本研究で着目する要因と研究アプローチ	29
第4章	解析手法	30
4.1	緒言	30
4.2	肘金について	30
4.3	モデリング	31
4.3.1	モデリングの概要	31
4.3.2	レール	33
4.3.3	フロントロッド・接続かん	34
4.3.4	スイッチアジャスタ・動作かん	35
4.3.5	肘金部	35
4.4	ボルト軸力について	37
4.4.1	トルクと軸力の関係式	37
4.4.2	ボルトのモデルについて	38
4.4.3	軸力を与える手順	38
4.5	入力荷重	39
4.5.1	荷重入力位置	39
4.5.2	入力波形	40
4.6	解析条件	41
4.7	疲労評価方法	43
第5章	解析結果	45
5.1	緒言	45
5.2	通常の状態のとき	45
5.2.1	実測データとの比較	45
(1)	トングレール後端部鉛直方向加速度	45
(2)	肘金部鉛直方向加速度	46
(3)	フロントロッド軸力	47

5.2.2	応力分布.....	48
(1)	主応力コンター.....	48
(2)	x 方向.....	49
(3)	y 方向.....	51
(4)	z 方向.....	51
(5)	ボルト軸力を再現していないときとの比較.....	52
5.2.3	応力振幅.....	54
5.3	ボルトの軸力を変化させたとき.....	54
5.3.1	解析条件.....	54
(1)	軸力を変化させるボルトについて.....	55
(2)	解析を行う軸力.....	55
5.3.2	応力分布・応力振幅.....	55
(1)	62500N(規定トルク時の軸力)のとき.....	55
(2)	31250N のとき.....	55
(3)	6250N のとき.....	56
(4)	625N のとき.....	57
5.3.3	振動挙動.....	58
(1)	肘金の振動挙動.....	58
(2)	歯金と肘金との接触.....	60
(3)	肘金とトングレールとの接触.....	61
(4)	ボルト座面と歯金との接触.....	63
(5)	ボルト座面とトングレールとの接触.....	64
(6)	ボルト軸とボルト穴との接触.....	65
5.3.4	ボルトの緩み評価.....	66
(1)	軸直角方向往復すべりによる緩み.....	66
(2)	ボルトの緩み評価.....	69
5.3.5	2本のボルトの軸力が異なる場合.....	71
(1)	解析条件.....	71
(2)	解析結果・考察.....	72
5.3.6	右側の肘金のボルトの軸力を発生させたとき.....	77
(1)	解析条件.....	77
(2)	解析結果・考察.....	78
5.3.7	考察.....	81
5.4	衝撃荷重を変化させたとき.....	83
5.4.1	解析条件.....	83
5.4.2	解析結果.....	84

(1) 1.0 倍荷重.....	84
(2) 0.5 倍荷重.....	84
(3) 2.0 倍荷重.....	84
5.4.3 軸力と衝撃荷重を変化させたとき.....	86
5.4.4 ボルトの緩み評価.....	88
(1) 軸垂直方向往復すべりによるボルトの緩み.....	88
(2) ボルトの緩み評価.....	90
5.4.5 考察	94
第 6 章 結論	96
6.1 結論	96
6.2 課題と展望	96
謝辞	98
参考文献	99

目次

Fig. 2.1 普通分岐器の構成図 [9].....	15
Fig. 2.2 トングレール後端部継目	17
Fig. 2.3 転てつ装置全体図(普通分岐器).....	19
Fig. 2.4 分岐器を構成するレール	20
Fig. 2.5 電気転てつ機.....	20
Fig. 2.6 スイッチアジャスタ	21
Fig. 2.7 トングレールの連結板と スイッチアジャスタ(非密着側).....	21
Fig. 2.8 トングレールの連結板と スイッチアジャスタ(密着側).....	21
Fig. 2.9 B721 型フロントロッド.....	22
Fig. 2.10 B821 型フロントロッド.....	22
Fig. 2.11 動作かんとロックピースの仕組み [1].....	23
Fig. 2.12 ロックピースと鎖錠かんの仕組み [7].....	23
Fig. 3.1 正常な鎖錠	27
Fig. 3.2 異常な鎖錠	27
Fig. 3.3 破損が起こる面	28
Fig. 4.1 肘金.....	31
Fig. 4.2 肘金拡大図	31
Fig. 4.3 モデル作成範囲(赤枠内) [9].....	32
Fig. 4.4 分岐器有限要素モデル(上面).....	32
Fig. 4.5 分岐器有限要素モデル(全体).....	32
Fig. 4.6 分岐器有限要素モデル(フロントロッド周辺).....	33
Fig. 4.7 トングレール後端部のモデリング	34
Fig. 4.8 レール底面のモデリング	34
Fig. 4.9 トングレール先端部のモデリング	34
Fig. 4.10 フロントロッド・接続かんのモデリング	35
Fig. 4.11 スイッチアジャスタ・動作かんのモデリング.....	35
Fig. 4.12 肘金部(左側)のモデリング.....	36
Fig. 4.13 肘金部(右側)のモデリング.....	37
Fig. 4.14 肘金部のメッシュ	37
Fig. 4.15 ボルトモデリング	38
Fig. 4.16 ボルトの軸力の与え方	39
Fig. 4.17 荷重入力点	40
Fig. 4.18 荷重入力点(拡大図).....	40

Fig. 4.19 軌道内外方向(y 方向)の入力荷重.....	41
Fig. 4.20 鉛直方向(z 方向)の入力荷重.....	41
Fig. 4.21 S25C の SN 線図 [21].....	43
Fig. 4.22 S25C の SN 線(修正マイナー則).....	44
Fig. 5.1 トングレール後端部鉛直方向加速度.....	46
Fig. 5.2 トングレール後端部鉛直方向加速度(0-0.02s).....	46
Fig. 5.3 肘金部鉛直方向加速度.....	47
Fig. 5.4 肘金部鉛直方向加速度(0-0.03s).....	47
Fig. 5.5 フロントロッド軸力.....	48
Fig. 5.6 フロントロッド軸力(0-0.03s).....	48
Fig. 5.7 主応力コンター(t = 0.007s)(トングレール側).....	49
Fig. 5.8 主応力コンター(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	49
Fig. 5.9 応力分布(x 方向)(t = 0.007s)(トングレール側).....	50
Fig. 5.10 応力分布(x 方向)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	50
Fig. 5.11 点 A, B での応力の変化(x 方向).....	50
Fig. 5.12 応力分布(y 方向)(t = 0.007s)(トングレール側).....	51
Fig. 5.13 応力分布(y 方向)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	51
Fig. 5.14 応力分布(z 方向)(t = 0.007s)(トングレール側).....	52
Fig. 5.15 応力分布(z 方向)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	52
Fig. 5.16 主応力コンター(先行研究モデル)(t = 0.007s).....	53
Fig. 5.17 主応力コンター(ボルト軸力再現モデル)(t = 0.007s).....	53
Fig. 5.18 トングレールと肘金の接触.....	54
Fig. 5.19 主応力コンター(31250N)(t = 0.007s)(トングレール側).....	56
Fig. 5.20 主応力コンター(31250N)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	56
Fig. 5.21 主応力コンター(6250N)(t = 0.007s)(トングレール側).....	57
Fig. 5.22 主応力コンター(6250N)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	57
Fig. 5.23 主応力コンター(625N)(t = 0.007s)(トングレール側).....	58
Fig. 5.24 主応力コンター(625N)(t = 0.007s)(フロントロッド側).....	58
Fig. 5.25 変位解析箇所.....	59
Fig. 5.26 トングレールに対する肘金の変位(点 A).....	59
Fig. 5.27 トングレールに対する肘金の変位(点 B).....	60
Fig. 5.28 トングレールに対する肘金の変位(点 C).....	60
Fig. 5.29 肘金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)(t = 0.007s).....	61
Fig. 5.30 肘金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)(t = 0.007s)(625N).....	61
Fig. 5.31 肘金ボルト軸方向面圧(トングレール側)(t = 0.008s).....	62
Fig. 5.32 肘金ボルト軸方向面圧(トングレール側)(t = 0.012s).....	62

Fig. 5.33 肘金ボルト軸方向面圧(トンダレール側)(625N).....	63
Fig. 5.34 歯金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)(t = 0.007s).....	64
Fig. 5.35 トンダレールボルト軸方向面圧(軌道外側)(t = 0.012s).....	65
Fig. 5.36 ボルト軸とボルト穴との接触(t = 0.021s).....	66
Fig. 5.37 ボルトの名称.....	67
Fig. 5.38 ボルト穴断面.....	68
Fig. 5.39 すべり量の変化(1.0 倍荷重).....	68
Fig. 5.40 軸力 62500N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重).....	70
Fig. 5.41 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重).....	70
Fig. 5.42 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重).....	71
Fig. 5.43 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重).....	71
Fig. 5.44 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 62500N 時との比較).....	73
Fig. 5.45 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 6250N 時との比較).....	73
Fig. 5.46 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 625N 時との比較).....	74
Fig. 5.47 ボルト 1 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 62500N 時との比較).....	75
Fig. 5.48 ボルト 1 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 6250N 時との比較).....	75
Fig. 5.49 ボルト 1 が 62500N 時の主応力コンター (両方とも 625N 時との比較).....	76
Fig. 5.50 点 A, 点 B の位置.....	76
Fig. 5.51 パターン 1, 2 での主応力比較.....	77
Fig. 5.52 パターン 3, 4 での主応力変化.....	77
Fig. 5.53 パターン 1 と従来モデル(62500N)の主応力コンター比較.....	78
Fig. 5.54 パターン 1 と従来モデル(62500N)の主応力比較.....	79
Fig. 5.55 パターン 2 と従来モデル(625N)の主応力コンター比較.....	79
Fig. 5.56 パターン 2 と従来モデル(625N)の主応力比較.....	79
Fig. 5.57 パターン 3, 4 と従来モデル(62500N)の主応力コンター比較.....	80
Fig. 5.58 パターン 3, 4 と従来モデル(62500N)の主応力比較.....	80
Fig. 5.59 点 A での応力振幅.....	82
Fig. 5.60 点 B での応力振幅.....	82
Fig. 5.61 入力荷重.....	83
Fig. 5.62 0.5 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.007).....	84
Fig. 5.63 2.0 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.007).....	85
Fig. 5.64 2.0 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.039).....	85
Fig. 5.65 接触する面.....	86
Fig. 5.66 応力振幅が大きくなる点.....	86
Fig. 5.67 軸力 6250N, 2.0 倍荷重の主応力コンター.....	87
Fig. 5.68 軸力 625N, 2.0 倍荷重の主応力コンター.....	87

Fig. 5.69 すべり量の変化(0.5 倍荷重).....	88
Fig. 5.70 すべり量の変化(2.0 倍荷重).....	89
Fig. 5.71 軸力 62500N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重).....	90
Fig. 5.72 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重).....	91
Fig. 5.73 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重).....	91
Fig. 5.74 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重).....	92
Fig. 5.75 軸力 62500N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重).....	92
Fig. 5.76 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重).....	93
Fig. 5.77 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重).....	93
Fig. 5.78 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重).....	94
Fig. 5.79 点 A における応力変化.....	95
Fig. 5.80 点 B における応力変化.....	95

表目次

Table 2.1 普通分岐器の種類 [8].....	15
Table 2.2 特殊分岐器の種類 [8].....	16
Table 3.1 衝撃振動の大きさと列車・分岐条件の関係.....	28
Table 4.1 列車通過条件.....	40
Table 4.2 解析条件.....	42
Table 4.3 材料物性値.....	42
Table 4.4 ばね要素のばね定数・減衰係数.....	42
Table 4.5 肘金部ボルトのばね要素のばね定数・減衰係数.....	42
Table 5.1 すべり量の比較(1.0 倍荷重).....	69
Table 5.2 ボルトの軸力(条件).....	72
Table 5.3 ボルトの軸力(条件).....	78
Table 5.4 応力振幅の比較.....	83
Table 5.5 各軸力, 衝撃荷重における最大応力振幅 (MPa).....	87
Table 5.6 すべり量の比較(0.5 倍荷重).....	89
Table 5.7 すべり量の比較(2.0 倍荷重).....	90

第1章

序論

1.1 研究背景

一般に鉄道では、分岐器によって車両の進行方向を変更する。分岐器では、可動レールである2本のトングレールを動かし、左右のどちらかのレールに密着させる。トングレールを動かすための装置を転てつ装置という。この転てつ装置の不備により転換不能になると、設置箇所を通る列車の遅延や運転中止につながってしまう。そのため、転てつ装置は定期的なメンテナンスが行われているほか、分岐器の形状変化に伴う転てつ装置の改良 [1]や分岐器の技術革新 [2]といった、故障を起こしづらく省メンテナンス化を進める研究開発が行われてきた。

転てつ装置の機能の1つである照査機能について着目する。照査機能に使用される部品であるフロントロッドや接続かんは、トングレール先端に付属されている。これらの部品はトングレールとともに移動し、転てつ機内部の照査装置にトングレールの位置情報を伝える。この位置情報が正しいとき、正常な転換が完了したと判断される。一方で、たとえトングレールが正しい位置に移動しても、フロントロッドや接続かんに位置不備があると、転てつ装置に不備があると見なされ、転換不能となってしまう。

この位置不備の要因として、接続かんとフロントロッドをつなぐ部品として用いられる軸受の摩耗 [3]や、トングレールとフロントロッドをつなぐ部品である肘金の損傷が考えられる。トングレール後端部分の継ぎ目を列車が通過すると高周波振動が生じ、車輪がトングレール上を通過すると低周波振動が生じる。これらの振動は転てつ付属部品に大きな負荷を与える [4]。先行研究では、普通分岐器及び特殊分岐器の軸受について実測や振動解析を行うことで、列車通過時の振動が軸受摩耗に与える影響を評価した。一方で、振動によって肘金に大きな応力振幅が生じ、疲労により損傷してしまう可能性もある。

軸受の摩耗や肘金の損傷が起こる明確な原因は明らかになっていないため、軸受や肘金を含むフロントロッド周りの部品は定期的な点検・交換されている。交換周期は経験的に定められたもので、分岐器によっては不必要な交換が行われている可能性がある。そのため、分岐器の種類や通過列車、現場の状態に応じた適切な交換周期を定める手法が求められている。

1.2 先行研究

2014 年度における近藤の修士論文 [5]では、JR 東日本の営業線に設置されている普通分岐器の加速度、ひずみを測定した。また、実測を行った分岐器の FEM モデルを作成し、解析と計測結果と傾向が一致していることを確認した。他方で、フロントロッドの部分に使用されている軸受と同じ型の軸受に対して摩耗試験を行うことで摩耗量を測定し、摩耗試験を模擬した解析により比摩耗量を算出した。これらから、普通分岐器への衝撃荷重 1 回あたりの軸受摩耗量を算出し、計測を行った普通分岐器の 1 日あたりの通過列車を考慮することで、この分岐器の軸受の許容摩耗量に達するまでの年数を算出した。

2016 年度における島本の修士論文 [6]では、特殊分岐器の 1 つであるダブルスリップポイントの計測を行い、普通分岐器と同様、計測を行った特殊分岐器の軸受の許容摩耗量に達するまでの年数を算出した。

これらの研究を通して、普通分岐器や特殊分岐器のフロントロッド部分の軸受についての摩耗について提言を行ってきた。しかしながら、分岐器が転換不能となる他の原因として考えられている、フロントロッドとトングレールを接続する部品の肘金の疲労評価は行われていなかった。

1.3 目的

これまでに行われてきた研究では、普通分岐器や特殊分岐器といったあらゆる分岐器の部品の適切な交換周期の提言を目標としてきたが、本研究では、普通分岐器の肘金をはじめとするボルト締結部についての疲労評価を行うことを第一の目的とする。疲労評価を行う際には、実際に肘金の折損が起こった事例から疲労が起こりやすい条件を推測・検討し、その条件を模擬したモデルを作成し解析を行う。また、先行研究にて行われた分岐器の実測データと比較することにより、解析の検証を行う。

これらを通じて得られた疲労評価の結果から、実際に分岐器のボルト締結部の疲労に影響を与える原因を明らかにし、通過する列車や分岐器の状況を踏まえた分岐器の寿命評価を行うことを第二の目的とする。

1.4 論文の構成

第1章では、本研究の背景と目的を述べた。

第2章では、分岐器や転てつ装置の詳細を述べる。

第3章では、分岐器が転換できなくなる原因について説明し、本研究の目的を達成するためのアプローチを述べる。

第4章では、本研究で用いる有限要素法のモデルについての説明と、解析条件について述べる。

第5章では、分岐器の条件を変化させ、条件ごとにボルト締結部の挙動についての考察と、算出した応力振幅から疲労の解析を行う。

第6章では、本研究の結論及び今後の課題を述べる。

第2章

鉄道分岐器の構造

2.1 緒言

可動レールであるトングレールを動かし線路を分岐させることによって，列車の進行方向を変更する機構を分岐器と呼ぶ．本章においては，分岐器及び転てつ装置の用語や仕組みについて詳述する．

2.2 分岐器の種類 [7]

分岐器は，普通分岐器と特殊分岐器の2種類に大別される．

2.2.1 普通分岐器

普通分岐器は，1本の進路から2方向に分岐させる分岐器である．形状や寸法が規格化されており，生産やメンテナンスが容易で低コストなため，多くの場所に設置されている．一方で，規格化されているために，十分な用地が確保できない場合や複雑な分岐を要する場合等には普通分岐器を設置するのが困難で，多様性に欠ける．普通分岐器には，Table 2.1に示すように様々な種類があり，必要に応じて使い分けられている．この中でも，直進方向と，左または右方向に分かれる分岐器を片開き分岐器と呼び，多くの場所で使われている．

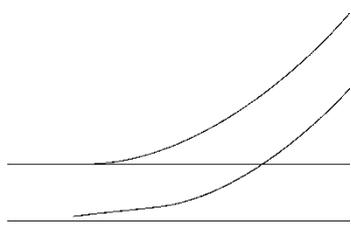
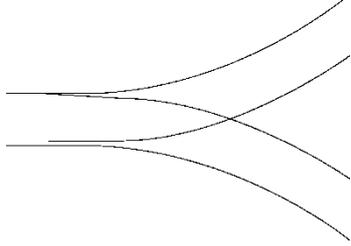
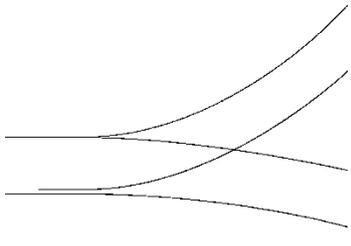
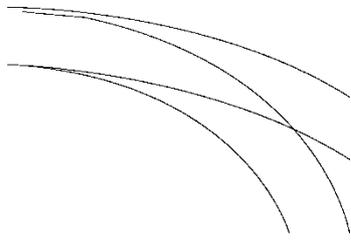
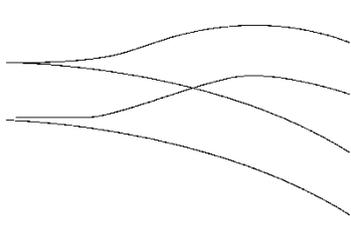
普通分岐器は，Fig. 2.1に示すように，ポイント部，クロッシング部，リード部の3つの部分から構成される．

ポイント部は，トングレール先端部から後端部までを指す．列車の進行方向を変更するのに非常に重要な役割を担い，この研究の対象としている転てつ装置は，ポイント部に属する．

クロッシング部は，レール同士が交差する部分である．車輪が異なる進行方向のレールに乗り上げないようにガードレールが取り付けられている．

リード部はポイント部とクロッシング部の間の部分を指す．

Table 2.1 普通分岐器の種類 [8]

 <p>片開き分岐器 直線から左右に分かれる分岐器</p>	 <p>両開き分岐器 直線から左右対称に2方向に分かれる分岐器</p>	 <p>振分け分岐器 直線から左右非対称に2方向に分かれる分岐器</p>
 <p>内方分岐器 曲線から曲線の内方に分かれる分岐器</p>	 <p>外方分岐器 曲線から曲線の外方に分かれる分岐器</p>	

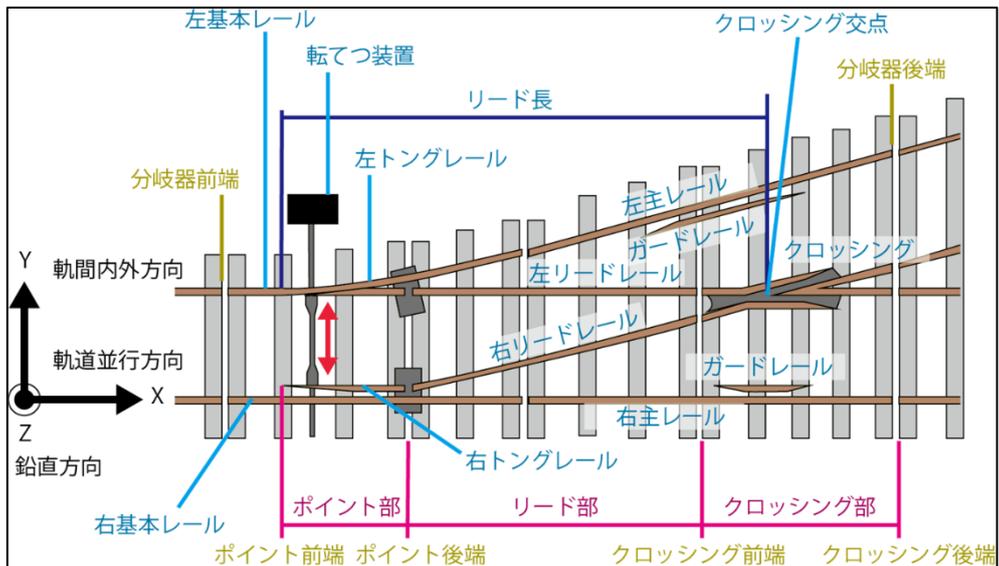
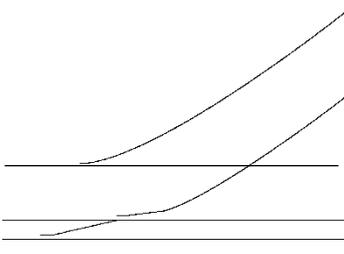
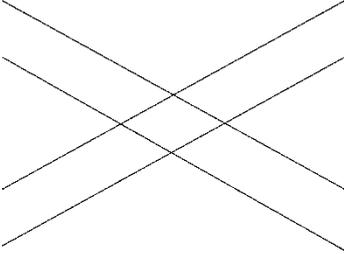
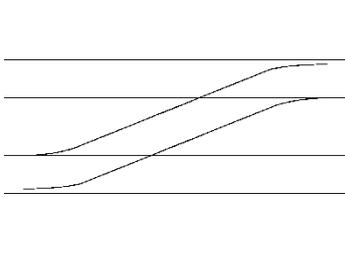
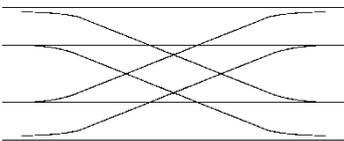
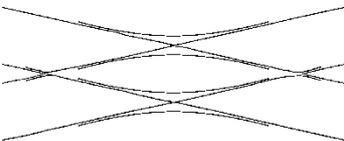


Fig. 2.1 普通分岐器の構成図 [9]

2.2.2 特殊分岐器

特殊分岐器は、2方向だけでなく多くの進路に分岐させるといった様々な用途で用いられる分岐器である。代表的な形状を Table 2.2 に示す。

Table 2.2 特殊分岐器の種類 [8]

		
<p style="text-align: center;">3 線式分岐器</p> <p>軌間の異なる 2 本の軌道が兼用されている 3 線軌道で使用される</p>	<p style="text-align: center;">ダイヤモンドクロッシング</p> <p>2 つの軌道が交差する際に用いられる 固定式と可動式が存在する</p>	<p style="text-align: center;">渡り線</p> <p>2 つの軌道を連結する分岐器で、2 組の分岐器と一般軌道からなる</p>
		
<p style="text-align: center;">シーサースクロッシング</p> <p>隣接する 2 つの軌道を 2 組の渡り線を用いて連結させたもの</p>	<p style="text-align: center;">ダブルスリップスイッチ</p> <p>ダイヤモンドクロッシングの両側に渡り線をつけた分岐器 片側に渡り線をつけたシングルスリップスイッチも存在する</p>	

規格化されておらず、用地に合わせた寸法や形状にでき、普通分岐器を設置することができないような場所や構造にも対応することができる。一方で、構造が複雑で可動部分が多いため、部品の交換周期が短く、生産にかかるコストも大きいという欠点がある。

2.3 分岐方式

分岐器におけるトングレールには大きく分けて，関節方式と弾性方式の 2 種類に分けられる。

2.3.1 関節方式

関節方式では，トングレールとリードレールが分かれており，これらのレールの間には Fig. 2.2 に示すような継目がある。この継目を中心にトングレールが回転し，分岐器を動作させる。この関節方式では，列車が通過するときに，継目部分で路面が損傷したり振動や騒音が発生したりするといった問題がある。本研究ではこの関節方式の分岐器に着目する。以降，トングレールとリードレールの間にある継目を「トングレール後端部継目」と呼ぶ。

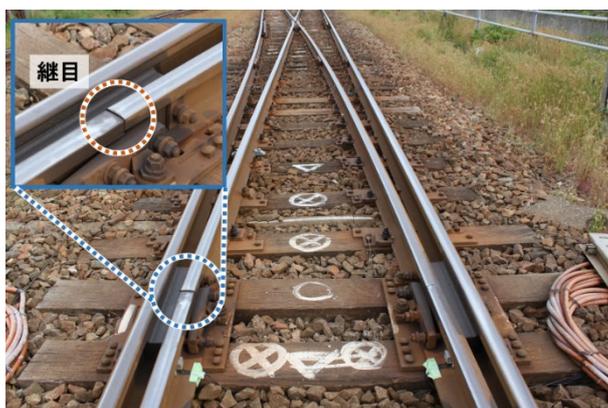


Fig. 2.2 トングレール後端部継目

2.3.2 弾性方式

弾性方式では，トングレールとリードレールが連続し，1つのレールになっている。転換を行う際には，トングレールをたわませる。たわませるための大きな負荷がトングレールにかかる一方で，この方式ではトングレール後端部継目が存在しないため，関節方式で生じていた損傷や列車通過時の振動・騒音は抑えられる。以前は関節方式が一般的だったが，以上のような利点により，現在は弾性方式が設置されるようになっている。

2.4 分岐器の各状態の名称

2.4.1 分岐器番数

分岐器において、2つの進路の開き具合を番数で表す。例えば、片開き分岐器において、分岐点から12m進んだ地点で本線と分岐線が1m離れる場合、この分岐器を12番片開き分岐器と呼ぶ。

2.4.2 列車の通過方向

進路が分岐する向き、すなわち Fig. 2.1 において左側から右側に列車が通過することを対向通過と呼ぶ。一方で、進路が合流する向き、すなわち Fig. 2.1 において右側から左側に列車が通過することを背向通過と呼ぶ。

2.4.3 分岐器の開通方向

通常時に列車を進入させる方向に分岐器が開通しているとき、その分岐器の状態を定位と呼ぶ。一方、定位以外の方向に分岐器が開通しているとき、その分岐器の状態を反位と呼ぶ。通常時に列車を進入させる方向は分岐器ごとに定められている。

2.4.4 分岐器の座標系と各軸方向の名称

本研究では、分岐器の座標系を Fig. 2.1 に示すように定義する。それぞれの方向の名称は鉄道用語で以下のように定められている。

x 軸方向は軌道平行方向と呼ばれ、レールと平行な方向を指す。本研究では、トングレーンル後端方向を正とする。

y 軸方向は軌間内外方向と呼ばれ、レールと垂直な方向、つまり枕木と平行な方向を指す。本研究では、トングレーンル先端側から分岐器を眺めたとき左側、すなわち Fig. 2.1 における上側を正とする。

z 軸方向は鉛直方向と呼ばれ、重力がかかる方向として一般的に用いられている。本研究では、重力がかかるのとは逆向き、すなわち Fig. 2.1 における紙面上向きを正とする。

2.5 転てつ装置を構成する部品

分岐器において、軌道の開通方向を変更・決定する役割を担うのが転てつ装置である。転てつ装置の全体図を Fig. 2.3 に示す。本項では、転てつ装置を構成する部品について説明する。



Fig. 2.3 転てつ装置全体図(普通分岐器)

2.5.1 レール

分岐器は Fig. 2.4 に示すように、トングレール、基本レール、リードレールの3種類のレールから構成される。トングレールとリードレールの外側に基本レールが設置されており、トングレールとリードレールの間には、2.3.1 で述べた継目がある。

列車が分岐方向すなわち対向方向に列車が進むとき、片輪は常に基本レール上を通過する。もう一方の片輪はまず始めに基本レールからトングレールに移動し、トングレール後端を通った後、リードレールを通過する。片輪がどちらの基本レールを通過するかによって進行方向が変わる。

基本レールとリードレールは道床に締結され固定されている。トングレールは転てつ機によって動き、左右どちらかの基本レールに密着する。トングレールの断面形状を基本レールに沿って滑らかに変化させることにより、基本レールとトングレールの中の車輪の移動がスムーズにできるようになっている。



Fig. 2.4 分岐器を構成するレール

2.5.2 電気転てつ機

Fig. 2.5 に示す電気転てつ機は内部モータにより分岐器を転換させる。本研究では，Fig. 2.5 に示すような電気転てつ機を取り扱う。この電気転てつ機は NS 形と呼ばれ，在来線の中で多く用いられている。電気転てつ機のモータの回転運動から軌間内外方向並進運動に変える。動作かんと呼ばれる部品を介してスイッチアジャスタとつながっており，電気転てつ機からの動力を伝達し，トングレールを移動させる。転換動作の詳細は後述する。



Fig. 2.5 電気転てつ機

2.5.3 スイッチアジャスタ

Fig. 2.6 に示すスイッチアジャスタは，動作かんより伝わった電気転てつ機の動力をトングレールに伝える装置である。また，スイッチアジャスタはトングレールを左右どちらかの

基本レールまで移動させるだけでなく、密着力を加えて強く拘束する。密着力は分岐器の種類によって基準の異なる一定値になるように調整されている。なお、機構としてスイッチアジャスタとトングレール連結板のボルト部には余裕があり、スイッチアジャスタは左右のトングレールの軌間の広さを拘束するものではない。例えば、トングレール先端部から分岐器を眺めて右側にトングレールを押し付けている場合、非密着側である左側(Fig. 2.7)では連結板とスイッチアジャスタの間に隙間が見られるが、密着側である右側(Fig. 2.8)では連結板とスイッチアジャスタが接触しているおり隙間がない。

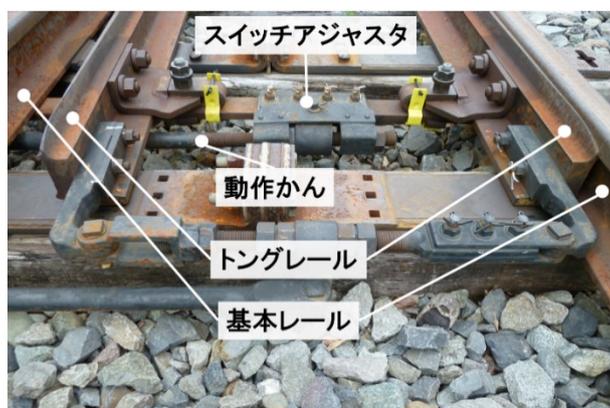


Fig. 2.6 スイッチアジャスタ



Fig. 2.7 トングレールの連結板と
スイッチアジャスタ(非密着側)

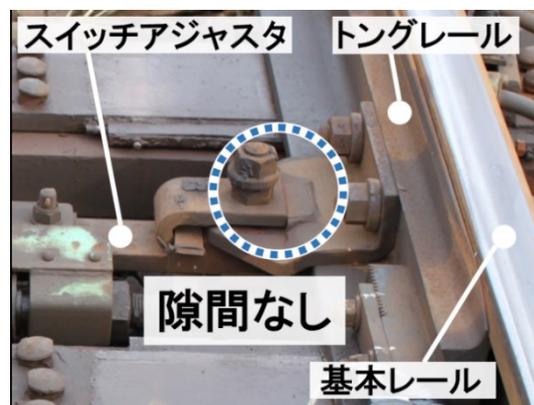


Fig. 2.8 トングレールの連結板と
スイッチアジャスタ(密着側)

2.5.4 フロントロッド

Fig. 2.9 及び Fig. 2.10 に示すフロントロッドは、トングレール先端部に取り付けられた装置である。スイッチアジャスタはトングレールに動力を伝えるものであるのに対し、フロント

ロッドは動力を伝えずにトンダレールとともに移動し、トンダレールの位置情報を接続かんに伝える。その位置情報が接続かんに伝わった後、電気転てつ機内で照査・鎖錠が行われる。また、特に対向通過時において、基本レールからトンダレールに車輪を確実に乗せる必要があるため、トンダレール先端部は基本レールに密着していなければならない。そこでフロントロッドには、ロッドの長さを調整することによってトンダレール先端部の軌間広さを適切な値に調整するという機能も持つ。

フロントロッドは肘金と呼ばれる部品を介してトンダレールに接続されており、ロッド中央部では接続かんと接続されている。分岐器の種類や型番によって形状やロッドと肘金の接続部分、調整機構などが異なる。例えば、Fig. 2.9 に示すような分岐器のフロントロッドは B721 型と呼ばれ、ロッドと肘金の接続にはジョーピンが用いられており、その軸方向は鉛直方向である。本研究では、Fig. 2.10 に示すような B821 型と呼ばれるフロントロッドの分岐器を取り扱う。この分岐器では、ロッドと肘金の接続には球面軸受が用いられており、その軸方向は軌道平行方向である。

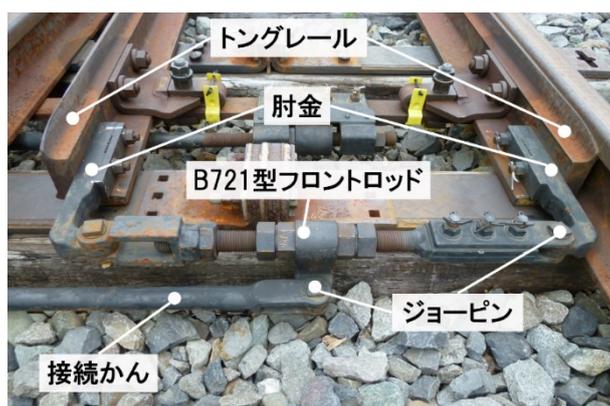


Fig. 2.9 B721 型フロントロッド

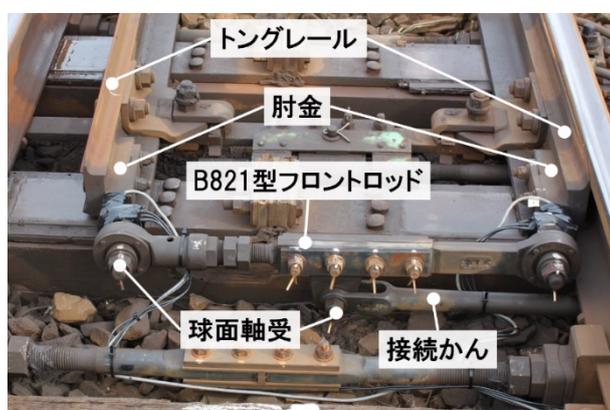


Fig. 2.10 B821 型フロントロッド

2.6 転てつ装置の機能

転てつ装置は、転換機能、照査機能、鎖錠機能、伝達機能の4つの機能を有している。ここでは、その4つの機能について説明する。

動作かんとロックピースの仕組みを Fig. 2.11 に、ロックピースと鎖錠かんの仕組みを Fig. 2.12 に示す。

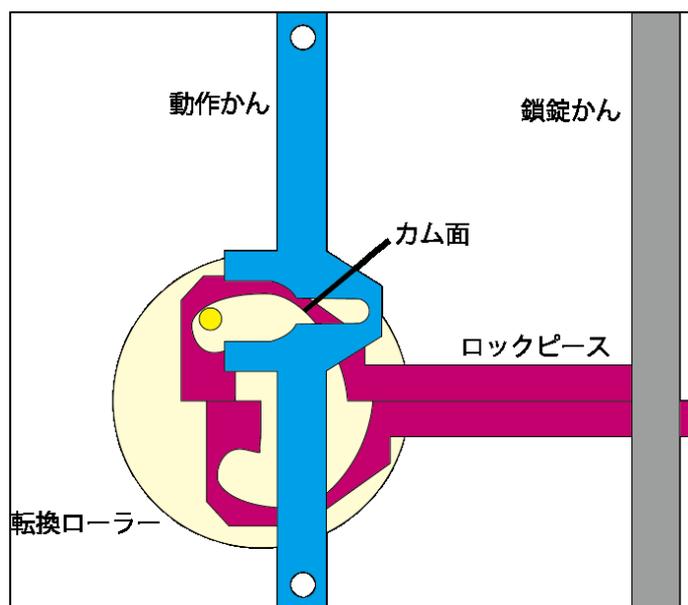


Fig. 2.11 動作かんとロックピースの仕組み [1]

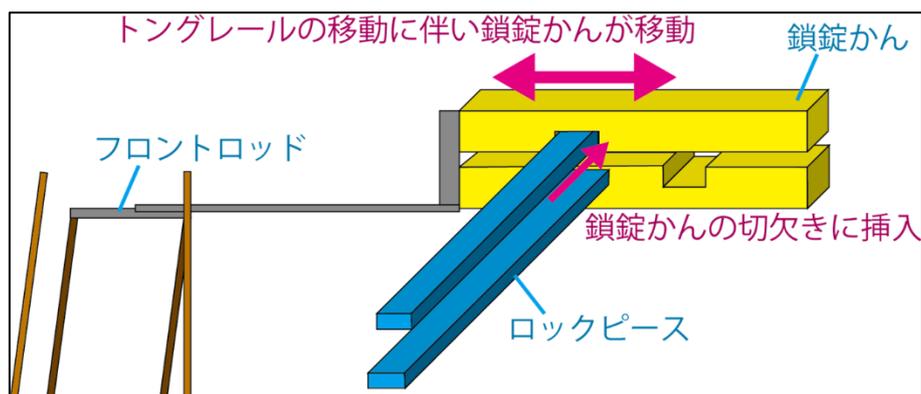


Fig. 2.12 ロックピースと鎖錠かんの仕組み [7]

2.6.1 転換機能

電気転てつ機内のモータの動力を動作かん、スイッチアジャスタに伝える。その動力によ

ってトングレールが移動し基本レールに密着することで進路を変更する。なお、電気転てつ機内部では、転換ローラを回すことによって動作かんを動かしており、ロックピースも同時に動くようになっている。

2.6.2 照査機能

転換が行われていない通常にはロックピースは鎖錠かんの切り欠きの中に収まっている。転換時には以下の動作が行われる。

1. ロックピースが鎖錠かんの切り欠きから離れる。
2. トングレールが基本レールに密着するまで移動する。フロントロッド、接続かん、鎖錠かんはトングレールに繋がっているためトングレールと一緒に動き、所定の位置まで動く。
3. 所定の位置にある鎖錠かんの切り欠きにロックピースが収まる。

分岐器には、定位状態と反位状態の2種類があるので、鎖錠かんには2つの切り欠きがし、ロックピースも2つ存在する。万一同グレールが正しい位置まで移動しない場合、鎖錠かんも正しい位置まで移動しないため、ロックピースが鎖錠かん切り欠きに収まることができない。このような仕組みにより、トングレールの照査を行う。

2.6.3 鎖錠機能

転換完了後はトングレールの状態を保持しなければならない。そのために、電気転てつ機の内部機構によりスイッチアジャスタや動作かんの位置が保持されている。これを「主の鎖錠」と呼ぶ。また、鎖錠かんの切り欠きにロックピースが収まっていることによってトングレールは一定以上動かないようになっている。これを「補の鎖錠」と呼び、主の鎖錠が失われた際も鎖錠が行えるような機構になっている。

2.6.4 伝達機能

電気転てつ機には転てつ機の状態を扱い所や連動装置に伝達する機能が備わっている。本研究には直接関係しないので詳細は省略する。

2.7 転換動作

分岐器が転換し、進路が変更されるまでの流れを説明する。

1. 電気転てつ機内のモータと機構により、動作かんに軌間内外方向の動力を伝える。同時に電気転てつ機内のカム機構によりロックピースが後退し、鎖錠が解かれる。
2. 動力が動作かんからスイッチアジャスタに伝えられる。スイッチアジャスタはその動力をトングレールに伝え移動し、反対側の基本レールに密着させる。
3. トングレールに接続されたフロントロッドも同時に移動する。その位置情報は接続かんを通じて鎖錠かんに伝えられる。
4. 鎖錠かんの切り欠き位置が移動し、電気転てつ機内の元とは別のロックピースが前進し切り欠きに収まることで照査・鎖錠が行われ転換完了となる。

第3章

分岐器の転換不能要因

3.1 緒言

前章では、分岐器を構成する部品と分岐器の転換動作について説明した。本章においては、それを元に、フロントロッド部分の軸受の摩耗や、フロントロッドとトングレールを接続する肘金の破損によって分岐器が転換不能になることについて説明する。

3.2 様々な転換不能要因

転てつ装置における転換不能要因は大きく分けて2つに分けられる。

1つ目は、トングレールが正常に移動しない場合である。異物介在やレールふく進、控え棒の調整不足によるトングレール-固定レール間の接触不良 [2]などが原因として考えられる。正常な転換が行われていないので、鎖錠かんとロックピースが噛み合わず、正常な照査機能がはたらく [10]。これが原因の場合、電気転てつ機内のトルクデータに異常の予兆が見られるため、この予兆から転換不能の発生を予測する取組みが行われている [11]。また、位置情報を伝達するためのフロントロッドや、フロントロッドとトングレールを接続する肘金が折損することによる転換不能といったものも報告されている [3] [4]。フロントロッドや肘金の折損を防ぐために、これまでにフロントロッドや肘金の形状や材料の変更を行ってきている [12] [13]。

2つ目は、トングレールは正常に移動し転換しているにも関わらず、電気転てつ機内で異常が発生することで転換不能と見なされる場合である。この場合、照査機能が正常にはたらくしておらず、これが起こる原因として、ロック偏移と呼ばれる現象が挙げられる。ロック偏移とは、トングレールの移動が完了し固定レールに密着した状態における、鎖錠かんの切り欠きの位置のずれ量を指す。前節で説明したように、鎖錠かんの切り欠きにロックピースが収まることで転換が完了したと認識される。しかしながら、なんらかの原因で切り欠きの位置がずれ、ロックピースが切り欠きに収まらなくなると転換が完了したと認識できなくなる(Fig. 3.1, Fig. 3.2)。なお、鎖錠かんの切り欠きの大きさは、ロックピースの大きさよりも3.0mm 大きく作られているため、1.5mm 以内のずれであれば鎖錠かんの切り欠きにロックピースを収めることができる。ロック偏移が起こる原因として、整備不備によりフロントロッドがわずかにずれていたり、日中の温度変化によりロッドやレールが熱変形したりする

ことが挙げられる [14]. また, トングレールから鎖錠かんの間には複数の軸受やジョーピンが存在しており, これらの摩耗によってもロック偏移が起これると考えられている. 後者の対策として, フロントロッド等の部品が普通分岐器の場合は約 5-7 年, 特殊分岐器の場合は約 1 年で交換されているが, その周期は経験的に決められたものになっている. 軸受の摩耗について明らかにするために, 先行研究として近藤 [5]や島本 [6]が実測や解析を行った.

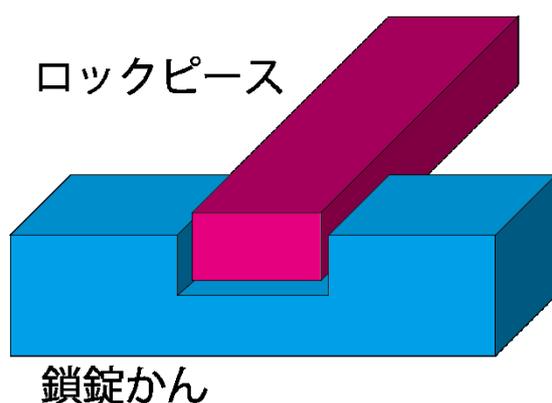


Fig. 3.1 正常な鎖錠

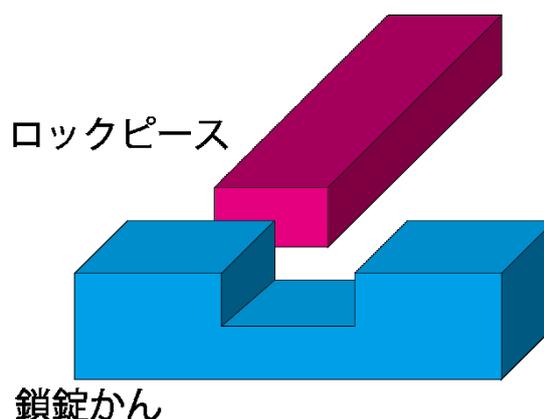


Fig. 3.2 異常な鎖錠

3.3 肘金折損が起こる原因

前節では転換不能になる様々な要因を挙げたが, 本研究では肘金折損に着目する. 肘金の折損が起こる大きな原因として, 列車通過時または分岐器転換時における衝撃破壊と疲労破壊が挙げられる. 過去に肘金が折損した事例において, 肘金に亀裂が生じ, 徐々に亀裂が進展し折損したものが多い [3]. 中でも, Fig. 3.3 に示すような, 肘金にはボルトを通すための長穴が 2 つ開いているが, このうちのトングレール先端から眺めて手前の長穴の部分から亀裂が発生することが多い. これは, 列車通過等の振動により肘金の疲労が進行していったと考えられる. そこで本研究では主に疲労破壊について考える. また, 分岐器転換時のフロントロッド部の波形は列車通過時のものと比較すると十分に小さい一方で [15], 列車通過時の振動は通過する列車の車軸の数だけ発生する. 従って, 分岐器転換時の影響は列車通過時の影響よりも十分小さくなるため, 本研究では列車通過時の影響のみを考える.

肘金の折損につながる原因として, 分岐器への列車通過時の衝撃振動の大きさ, 肘金部のボルトの緩み, フロントロッドの張り具合, 分岐器の設置状況等が考えられる [3]. 以下, それらについて詳述する.

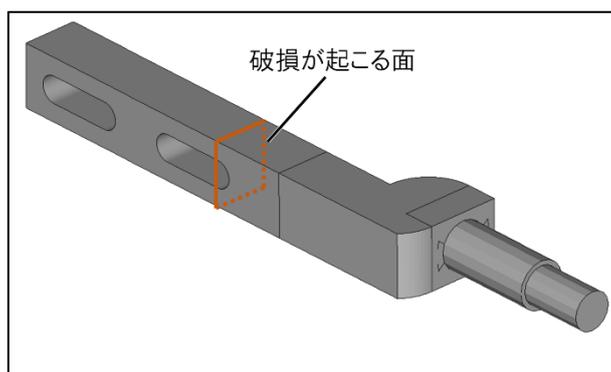


Fig. 3.3 破損が起こる面

3.3.1 列車通過時の衝撃振動の大きさ

車輪がトングレーール後端部継目を通過する際、衝撃振動が生じ、それがトングレーールを経由して肘金まで伝わると考えられている。従って、トングレーール後端部継目通過時の衝撃振動が大きくなると肘金に伝わる振動も大きくなるため、応力振幅が増加し、結果として肘金の疲労破壊につながると考えられる。衝撃振動の大きさと、列車・分岐条件の関係を Table 3.1 に示す。段違いとは、トングレーール後端部継目において、トングレーールとリードレールの高さの違いのことである。

Table 3.1 衝撃振動の大きさと列車・分岐条件の関係

衝撃振動の大きさ	大	小
通過方向	背向	対向
分岐状態	定位	反位
転換方式	関節方式	弾性方式
段違い	大	小

3.3.2 肘金部のボルトの緩み

肘金とトングレーールはボルトによって締結されている。これらのボルトは規定のトルクで締め付けてあるが、列車通過時の振動等により緩むことがある。そのことによって、ボルトが抜け落ちてしまう可能性があるだけでなく、ボルトが緩むことでボルト穴の中をボルトが動き回ったり、周辺の部品が通常とは異なる振動・移動をしたりすることによって、結果として肘金の折損につながる可能性がある。そこで、ボルトが緩みづらいような対策をしている分岐器もある。

3.3.3 フロントロッドの張り具合

2.5.4 で述べた通り、フロントロッドにはトングレール先端部の長さを一定にするという機能を持つ。トングレール先端部を基本レールに密着させるために、フロントロッドの長さを長くして調整することがある。そのことによって、フロントロッド周りの部品に力が生じる。また、トングレールを移動させるための動力は通常、動作かんやスイッチアジャスタからトングレールに伝達させており、接続かんやフロントロッドは動力の伝達を行わない。ところが、フロントロッドを長くし張りすぎると、接続かんやフロントロッドも動力の伝達を行うようになり、周囲の部品に通常にはない力がかかってしまう可能性がある。これらの原因により、フロントロッド周りに通常とは異なる力がかかり、結果としてそれが肘金に影響する可能性がある。

3.3.4 分岐器の設置状況

分岐器が設置されている場所の環境は多種多様である。例えば、分岐器が設置されている地盤の固さやバラストの入れ具合が異なると、列車通過時の分岐器の沈み込み量、振動特性が変わる。また、大部分の分岐器は屋外に設置されており、温度変化によって熱膨張が起こる。さらには、雨や雪、風に晒されている。

これらによって、分岐器を構成する各部品に影響が出る可能性が考えられる。

3.4 本研究で着目する要因と研究アプローチ

分岐器の転換不能になる要因のうち本研究で着目する点をまとめ、それを解明するために次章より詳説する研究についてのアプローチを述べる。

- 本研究では、分岐器が転換不能になる要因の1つである肘金の折損に着目する。
- 肘金の折損は、衝撃破壊よりも疲労破壊の方が起こりやすいと考えられるため、疲労に着目する。
- 振動は、列車通過時と分岐器転換時に主に起こるが、分岐器転換時の振動は影響が小さいため、列車通過時の振動を扱う。
- 前節で挙げた条件を有限要素法のモデルに模擬し、肘金の疲労に大きな影響を与える要因を明らかにする。

第4章

解析手法

4.1 緒言

前章では、分岐器が転換不能になる要因について説明し、本研究で着目する転換不能要因は肘金の疲労についてであると述べた。本章においては、肘金の疲労を評価するための方法として用いる有限要素法解析でのモデルや肘金の疲労の評価方法について詳述する。

4.2 肘金について

本研究で取り扱う B821 型の肘金とその周辺の部品を Fig. 4.1 に、肘金部分を拡大したものを Fig. 4.2 に示す。

肘金はトングレールの先端部とフロントロッドを接続するための部品で、左右に 1 つずつ付いている。

肘金の隣には歯金と呼ばれる部品がある。歯金とトングレールには直径 17mm の丸穴が開いているのに対し、肘金には軌道平行方向に長い長穴が開いており、肘金の位置を軌道平行方向に調整できるようになっている。なお、肘金と歯金の間の一部には凹凸が付けられており、肘金と歯金が噛み合っており、歯金が肘金に対して軌道平行方向に移動しないようになっている。軌道の内側から、歯金、肘金、トングレールの順で M16 のボルトによって 2 箇所締結されており、ナットと歯金の間にはバネ座金が入っている。また、ボルトを緩みづらくする対策として、スペースロックナットが用いられているものもある。

一方、肘金とフロントロッドの接続には、球面軸受が用いられており、軌道平行方向を軸として回転することができる。

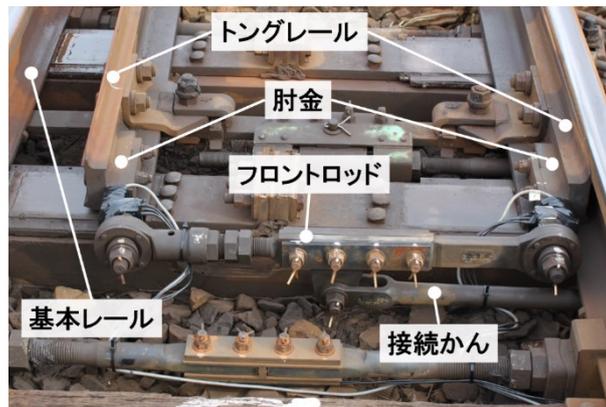


Fig. 4.1 肘金

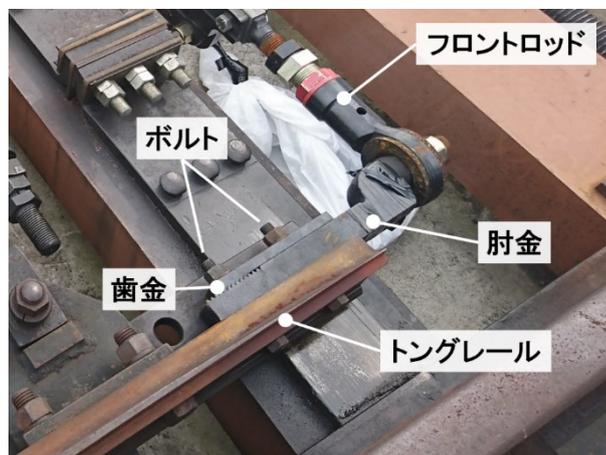


Fig. 4.2 肘金拡大図

4.3 モデリング

本研究のモデリングは、先行研究である近藤の修士論文のモデル [5]を元に、肘金の疲労に関係する部分の修正を行った。この節では、元となった近藤のモデルの概要と、本研究において変更した部分について説明する。

4.3.1 モデリングの概要

本研究では、衝撃振動が生じるトングレール後端から肘金までの現象に着目する。従って、x 軸正方向ではトングレール後端部及びその周辺のリードレールや基本レールまでを、x 軸負方向ではフロントロッド中央部に取り付けられている軸受とそれに接続されている接続

かんの電気転てつ機側の拘束部までをモデリング範囲とする。また、トングレーールと基本レールの接触部分や、スイッチアジャスタ等の付属機器についても、振動に影響を及ぼすと考えられるためモデリング範囲とする。

モデル対象とした分岐器は片開き 12 番普通分岐器で、転換方式は関節方式、フロントロッド型番は B821 である。本研究で使用したモデルの範囲を Fig. 4.3 の赤枠で示す。なお、Fig. 4.3 ではフロントロッド等は省略されているが、モデルではこれらの部品も再現している。分岐器の有限要素モデルを Fig. 4.4 に示す。また、分岐器全体の有限要素モデルを Fig. 4.5 に、フロントロッド周辺の有限要素モデルを Fig. 4.6 に示す。

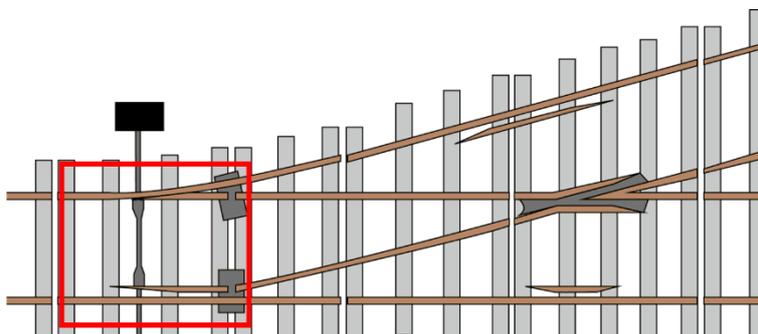


Fig. 4.3 モデル作成範囲(赤枠内) [9]

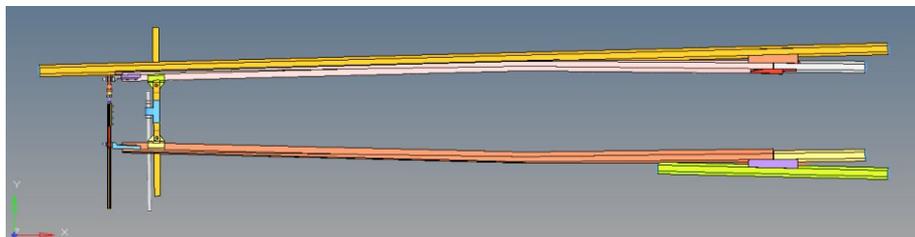


Fig. 4.4 分岐器有限要素モデル(上面)

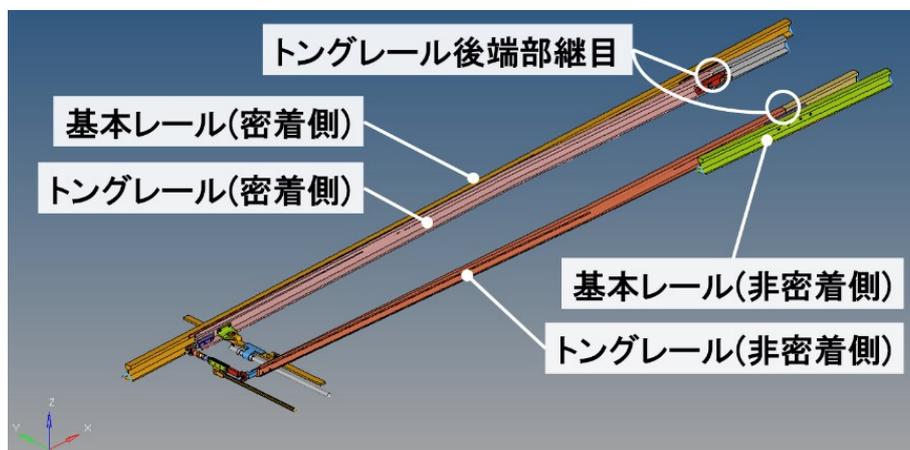


Fig. 4.5 分岐器有限要素モデル(全体)

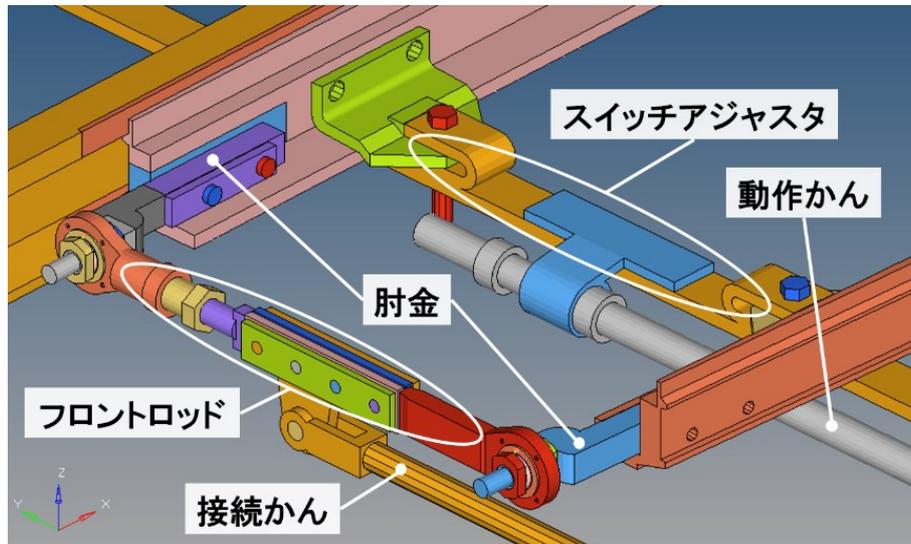


Fig. 4.6 分岐器有限要素モデル(フロントロッド周辺)

4.3.2 レール

トングレーール後端部のモデリングを Fig. 4.7 に示す. 荷重入力点であるトングレーール後端部継目周辺の基本レール, リードレール, 間隔材などの部品も再現している.

基本レール及びリードレール底面のモデリングを Fig. 4.8 に示す. レール底面は床板を模擬するために rigid 接合されている. レール底面と地面との間は, レール枕木ばね要素すなわち高い剛性と粘性係数を持ったばね要素によって拘束されている. これは MBD などでの軌道モデリングではよく用いられている手法であり, それらの文献値を参考に数値オーダーを定めた [16] [17] [18] [19] [20]. レールに不必要なねじりが生じないように, y 軸方向に 2 点を拘束している. また, リードレールと基本レールの端はレールがずっと続いており, このままでは衝撃振動がレールの端で反射してしまう. そこで, 鉛直方向ばね定数はレール枕木と同様とし, 減衰係数などを十分大きくすることによって, 無反射境界を再現できるレール端ばね要素を付けた.

トングレーールの底面は, z 軸負方向に変位が生じるときには反力がかかるが, z 軸正方向に変位が生じるときは反力が生じないという非線形ばねによって拘束されている. これは, 基本レールやリードレールは道床と締結され固定されているのに対して, トングレーールは枕木の上にならば置かれた状態になっているためである.

トングレーール先端部のモデリングを Fig. 4.9 に示す. 本研究では, 定位状態の通過を考えるため, 密着側のトングレーールの方のトングレーール後端部継目を通過する. ここで発生した衝撃振動は密着側のトングレーールを伝わって, トングレーール先端部と基本レールとの密着

部へと伝わっていく。従って、トングレール先端部と基本レールとの密着を再現することは重要になる。本研究のモデルでは、接触によりこの密着を再現している。

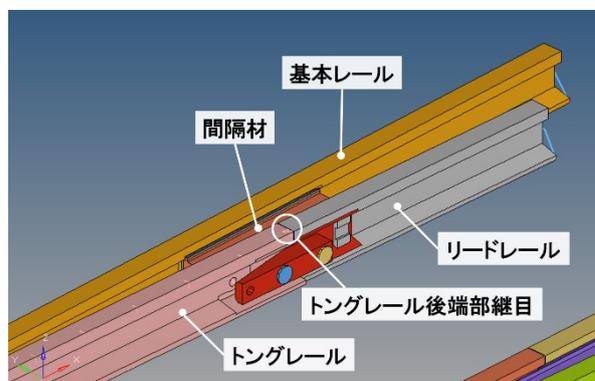


Fig. 4.7 トングレール後端部のモデリング

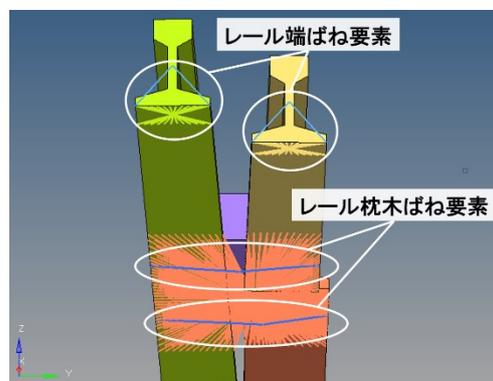


Fig. 4.8 レール底面のモデリング

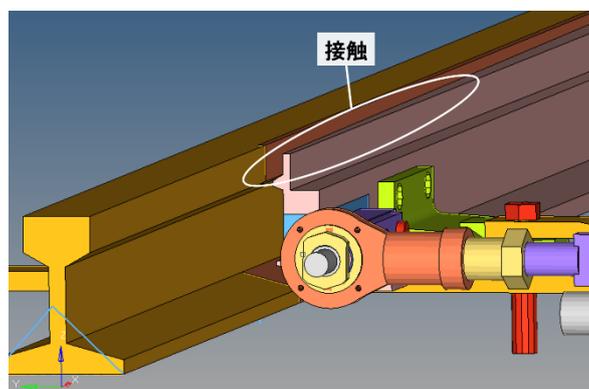


Fig. 4.9 トングレール先端部のモデリング

4.3.3 フロントロッド・接続かん

フロントロッド及び接続かんのモデリングを Fig. 4.10 に示す。フロントロッドと肘金、フロントロッドと接続かんの間の軸受もそれぞれ再現しており、自由に回転することができる。本研究で用いるモデルでは原則として、フロントロッド部の部品どうしは大部分が剛接で接続している。本研究では、フロントロッドの一部分を剛接から接触とし、フロントロッドの長さを変えた場合の解析をおこなっている。

一方で、接続かんのもう一端は照査かんに接続されている。実機において、照査かんはロックピースとかみ合い拘束されている。本研究でのモデルでは、ばねを介して完全拘束と接続されている。このばねは、y 軸方向に 1.5mm 変位したときにばね反力が生じるような非線形ばねである。

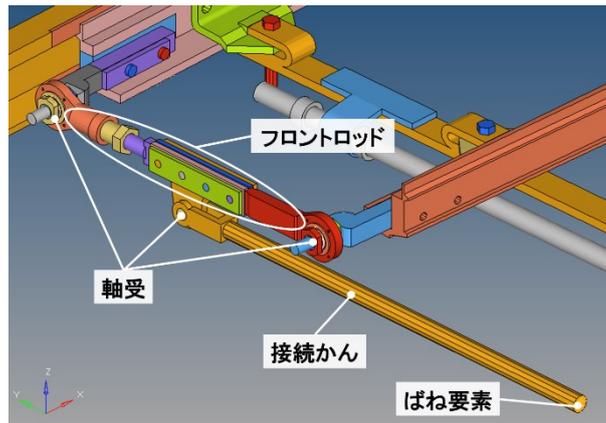


Fig. 4.10 フロントロッド・接続かんのモデリング

4.3.4 スイッチアジャスタ・動作かん

スイッチアジャスタ及び動作かんのモデリングを Fig. 4.11 に示す。このモデリングには接触要素が多く使われている。動作かんの一端はスイッチアジャスタとの接触，もう一端は接続かんと同様に，ばねを介して完全拘束と接続した。ばねは接続かんと同様のものを用いている。また，基本レールとの接触力を生じさせるために，ばねとの接続部に y 軸正方向に 1.57kN の力を加えている。このことによって，密着側の連結板は接触している一方で，非密着側の連結板は接触していない状態を再現できる。

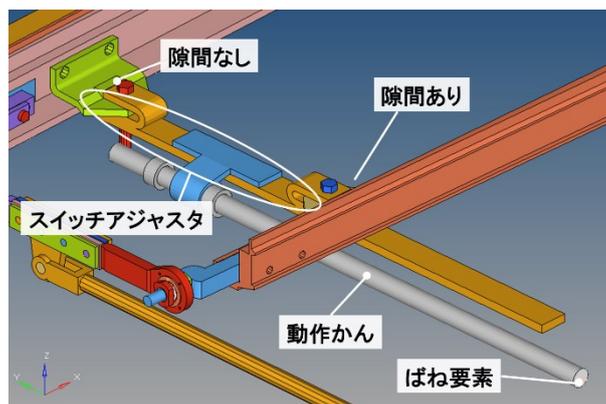


Fig. 4.11 スイッチアジャスタ・動作かんのモデリング

4.3.5 肘金部

肘金部は，肘金，歯金，ボルトのから構成される。肘金はトングレール先端から眺めて左

側と右側の2つある。肘金の材料はS25Cである。左側の肘金部のモデリングを Fig. 4.12, 右側の肘金のモデリングを Fig. 4.13 に示す。衝撃荷重は左側のトングレール後端部継目に与えるため、より大きな応力振幅が生じるのは、衝撃荷重発生源に近い左側である。従って、右側の肘金は先行研究のものを利用したが、左側の肘金のモデリングは肘金の疲労評価を行うために大きく改良した。

まず、先行研究と同様のモデルを使用した右側の肘金部について説明する。本来、肘金とトングレールはボルトによって締結されているが、本研究では簡略化のためにボルトを省略し、2本のボルトにより2点での拘束がされているため部品間の接続には剛接を用いた。

次に、今回改良した左側の肘金部について説明する。先行研究までは、肘金とフロントロッドの接続部である軸受に着目していたため、肘金のメッシュは比較的粗くなっていた。そこで本研究では、Fig. 4.14のように、これらのメッシュを細かくし、実現象に近い解析値が得られるよう努めた。また、肘金とトングレール、歯金との間を剛接から接触に変更し、軸力を発生させたボルトによってそれらを締結している。軸力の与え方については後述する。これらによって、実際の肘金に近いモデルとすることができた。なお、実際のボルトと歯金の間には座金があるが、簡略化のために省略している。また、実際のボルトはネジ山の付いたもので、それをナットによって固定しているが、本研究ではネジ山やナットを省略し、いわばリベットのような構造としている。今後、ネジ山を再現し、ボルトの緩みのメカニズムまで再現することも検討する。

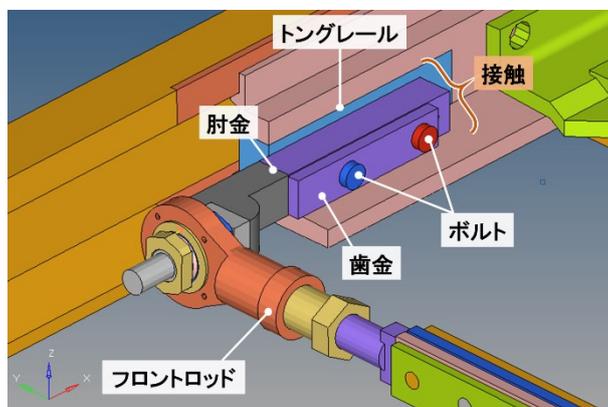


Fig. 4.12 肘金部(左側)のモデリング

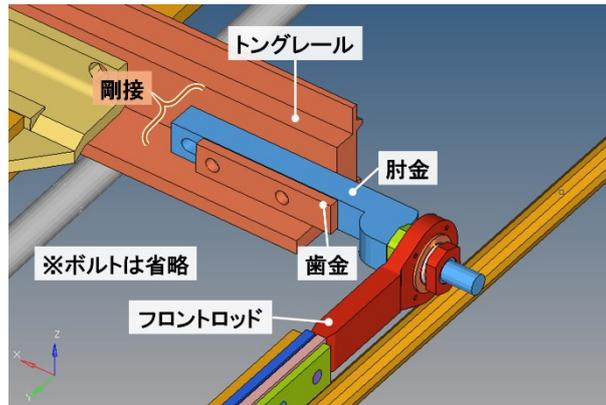


Fig. 4.13 肘金部(右側)のモデリング

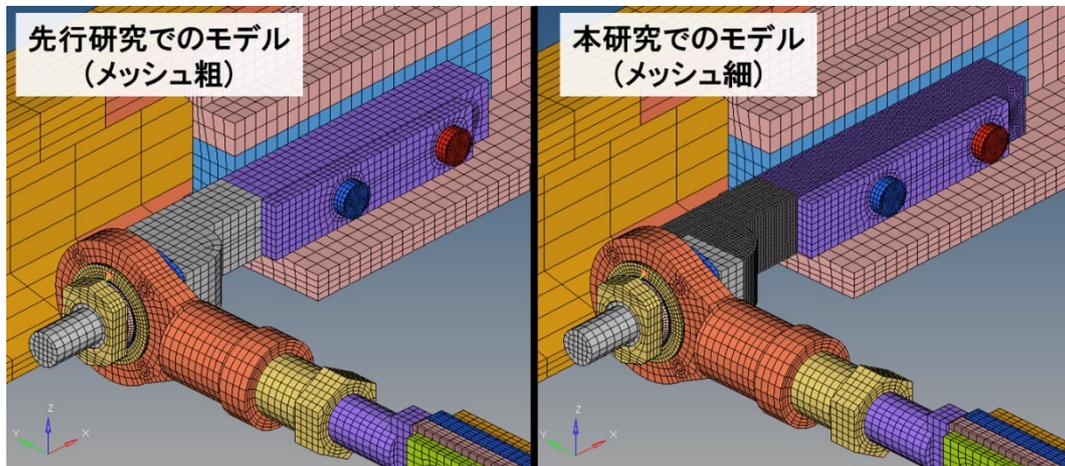


Fig. 4.14 肘金部のメッシュ

4.4 ボルト軸力について

肘金部のボルトの軸力の発生させ方について説明する。

4.4.1 トルクと軸力の関係式

実際の分岐器のボルトの調整はトルクによって行われている。一方で、本研究のモデルでは、ボルトに軸力を発生させることによってボルトの締め付けを再現している。そこで、トルクと軸力の関係式を用いることで、トルクと軸力の値の変換を行う。 T :トルク [N・m], k :トルク係数, d :ねじの呼び径[m], F :軸力[N]とすると、

$$T = k \cdot d \cdot F \quad (4.1)$$

という関係が成り立つ。トルク係数 k は摩擦等に依存しており、本研究では $k=0.2$ を用いる。この関係式を用いると、例えば、規定トルクである $200\text{N}\cdot\text{m}$ のとき、軸力は 62500N と算出される。

4.4.2 ボルトのモデルについて

先述したように、本研究のボルトのモデルは、ねじ山の付いていないリベットのようなものとしている。ボルトをトングレール先端方向から見たモデリングを Fig. 4.15 に示す。ボルトに軸力を発生させるために、ボルトを2つに分割している。断面部の影響が肘金部に出ないように、断面はトングレールの中に来るようにしている。その断面には rigid 要素を付け、その間には、一様な力を加え続けるばね要素を付けている。断面部を中心にばねが曲がらないよう、ボルト軸方向以外のばね定数は大きくしている。

なお、本研究では主に、左側の肘金部のボルト2本を同じ軸力にして解析を行うが、ボルト2本の軸力をそれぞれ異なる軸力に設定することも可能なようになっている。

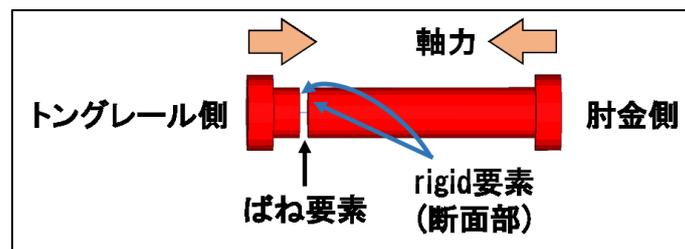


Fig. 4.15 ボルトモデリング

4.4.3 軸力を与える手順

軸力を発生させる手順の概略を Fig. 4.16 に示し、以下でそれについて詳述する。本研究の解析では計算の都合上、計算を始める前の初期状態では軸力をかけていない。計算を始めてから 0.01 秒後にかけて徐々に2つに分割したボルト間のばねに力を発生させ、ボルトに軸力を与えていく。軸力を発生させ、ボルトが肘金部の締結が行われると、そのことによって応力の振動が発生する。応力の振動が減衰しないままトングレール後端部に衝撃振動を与えると、ボルト締め付けによる振動と衝撃荷重による振動が混ざってしまい、正確な評価をすることができない。そこで、計算が始まった後、動的緩和法によりボルト締め付けによる振動を減衰させ、振動が十分に減衰した後に衝撃荷重を与える。なお、衝撃振動を入力してからは動的緩和法を行わない。ボルト締め付けによる振動が十分に減衰するのに要する

時間はボルトの軸力によって異なる。

以降、グラフ等で記載されている時刻は衝撃荷重入力後からのものとし、軸力を入力する時間やボルト締結による振動を減衰させる時間は含まないものとする。

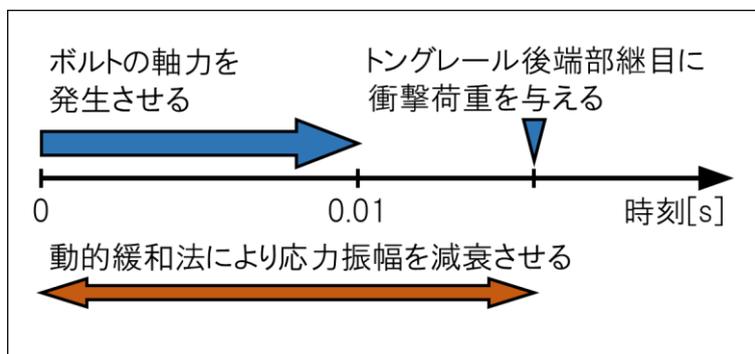


Fig. 4.16 ボルトの軸力の与え方

4.5 入力荷重

4.5.1 荷重入力位置

Fig. 4.17 に衝撃荷重入力位置を示す。本研究では、先行研究で行われた分岐器の波形測定の際の条件である Table 4.1 を模擬した条件の下で解析を行う。この条件では、列車の片輪はトングレール先端から眺めて左側のトングレール後端部継目を通過する。先行研究での波形測定での考察から、列車通過時に生じる衝撃振動は左側のトングレール後端部継目のみであり、反対側の継目では衝撃振動が生じないことが明らかになっている [5]。また、衝撃振動が生じるのは車輪が継目を通過して初めてトングレールに当たった位置だと考えられるため、トングレール後端部継目のうち、Fig. 4.18 で示した場所に衝撃荷重を与えることにする。

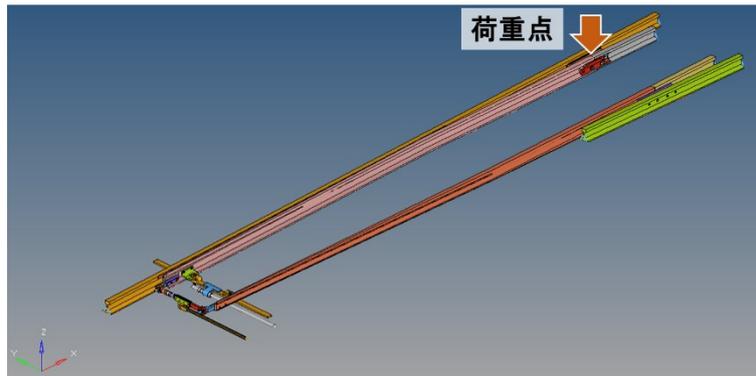


Fig. 4.17 荷重点

Table 4.1 列車通過条件

列車種別	貨物, 特急, 普通
進行方向	背向
分岐方向	定位 (直進方向が定位)

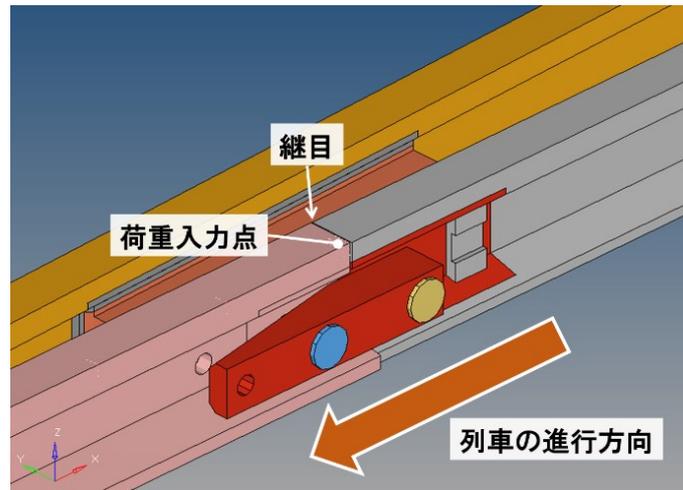


Fig. 4.18 荷重点(拡大図)

4.5.2 入力波形

実測におけるトングレーール後端部の加速度波形を参考にして先行研究では軌道内外方向である y 方向正の向きと鉛直方向である z 方向の負の向きに衝撃荷重を与えた. 本研究においてもこの衝撃振動を与えるものとする. それぞれの入力波形を Fig. 4.19, Fig. 4.20 に示す. 軌道内外方向の荷重の最大値は約 2700N, 鉛直方向の荷重の最大値は約 93000N である.

なお，軌道平行方向である x 方向には衝撃振動を与えていない。

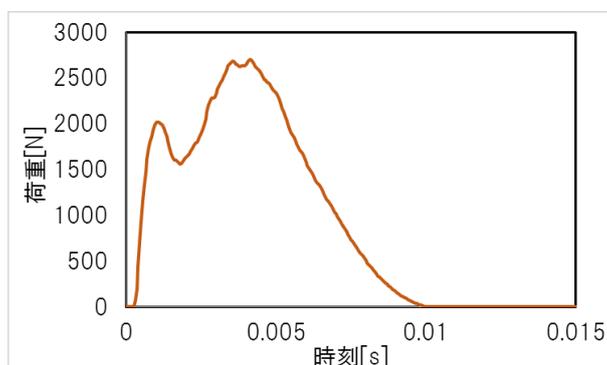


Fig. 4.19 軌道内外方向(y 方向)の入力荷重

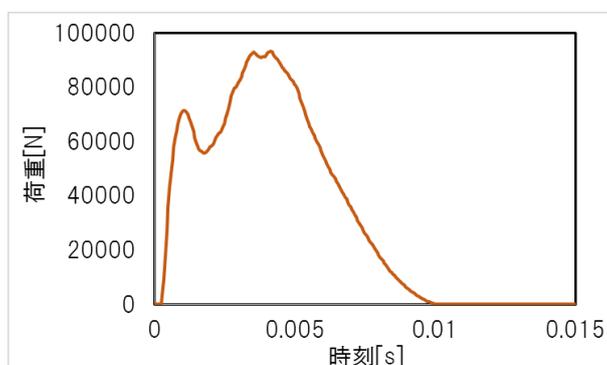


Fig. 4.20 鉛直方向(z 方向)の入力荷重

4.6 解析条件

解析時間は，衝撃振動を与えてから 0.1 秒後までとする．解析条件を Table 4.2 に示す．また，解析で用いた材料の物性値を Table 4.3 に，レールや接続かん，動作かんに用いられているばね要素の各軸方向のばね定数や減衰係数を Table 4.4 に示す．*付きのばねは非線形ばねであり，荷重が生じる変位では示した係数となる．さらに，肘金部のボルトに用いたばね要素の各軸方向のばね定数や減衰係数を Table 4.5 に示す．ただし，ボルト軸垂直方向とは，ボルト軸方向以外の 2 方向を表し，回転方向とは，各方向の回転方向を表す．#で示した部分は，ボルトの軸力の大きさによって異なる．

Table 4.2 解析条件

解析ソフト	Hyper Works Radioss Block 120
解析手法	陽解法
単位系	[ton] [mm] [MPa]
要素	Solid 要素, Spring 要素
接点数	319494
要素数	250690
解析時間	0.1s
タイムステップ	1.0×10^{-7} s

Table 4.3 材料物性値

材料名	SC	SP	PTFE
密度[ton/mm ³]	7.56×10^{-9}	8.6×10^{-9}	2.15×10^{-9}
ヤング率[MPa]	2.05×10^5	7.9×10^4	4.0×10^2
ポアソン比	0.3	0.3	0.3

Table 4.4 ばね要素のばね定数・減衰係数

軸方向	係数	レール枕木	トングレール 枕木	レール端	接続かん 動作かん
x	ばね[kN/mm]	10	-	10	1.0
	減衰[Ns/mm]	10	-	500	1.0
y	ばね[kN/mm]	10	-	10	10*
	減衰[Ns/mm]	30	-	500	50
z	ばね[kN/mm]	10	3.0*	10	10
	減衰[Ns/mm]	50	1.0	500	0.01

Table 4.5 肘金部ボルトのばね要素のばね定数・減衰係数

係数	ボルト軸方向	ボルト軸垂直方向 (2 方向)	回転方向 (3 方向)
ばね[kN/mm]	#	1000000	1000000
減衰[Ns/mm]	10	100	10

4.7 疲労評価方法

疲労の評価には応力振幅を用いる。そこで、肘金部の各方向の応力から応力振幅がもっとも大きくなる方向、大きさを算出する。その方向での応力の最大値を σ_{max} 、最小値を σ_{min} とすると、応力振幅 σ_a は以下の式から算出される。

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.2)$$

この応力振幅の値と SN 線図から、疲労破壊が起こるのに要する衝撃の回数を導出することができる。肘金の材料である S25C の SN 線図は Fig. 4.21 [21] の通りで、この材料の疲労限度は約 200MPa である。本研究では、修正マイナー則を用いることにより、応力振幅の大きさが疲労限度である約 200MPa を下回る場合でも、疲労破壊に達するまでの繰り返し回数を算出している。修正マイナー則を用いた SN 線図を Fig. 4.22 に示す。Fig. 4.21 において繰り返し回数が 1×10^6 以上は疲労限度に達していると考え、それ以下の部分で近似直線を算出し、それを伸ばした。

なお、本研究で使用するモデルの対象としている、先行研究で実測を行った分岐器を通過する車軸の数すなわち衝撃振動の回数は、1日に通過する車両の数から、1年あたりおよそ 37 万回と算出される。従って、交換周期 1 回あたりの衝撃振動の回数は 2×10^6 回程度と見積もられる。ただし、分岐器は日常的に点検され、決められた状態になるように保たれている。従って、仮にある条件において、交換周期 1 回あたりの衝撃振動の回数に到達する前に疲労破壊が起こるといふ解析結果が得られたとしても、常に分岐器がそのような条件を満たす状態にあるとは考えづらく、実際に必ずしも交換周期前に疲労破壊が起こるとは限らない。

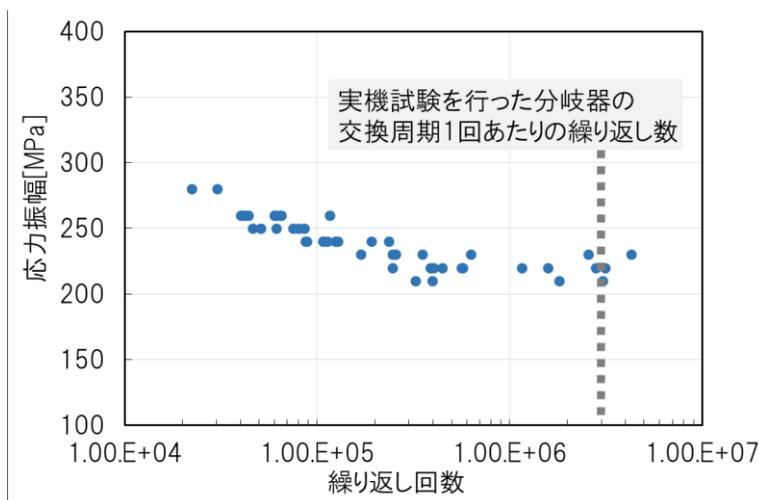


Fig. 4.21 S25C の SN 線図 [21]

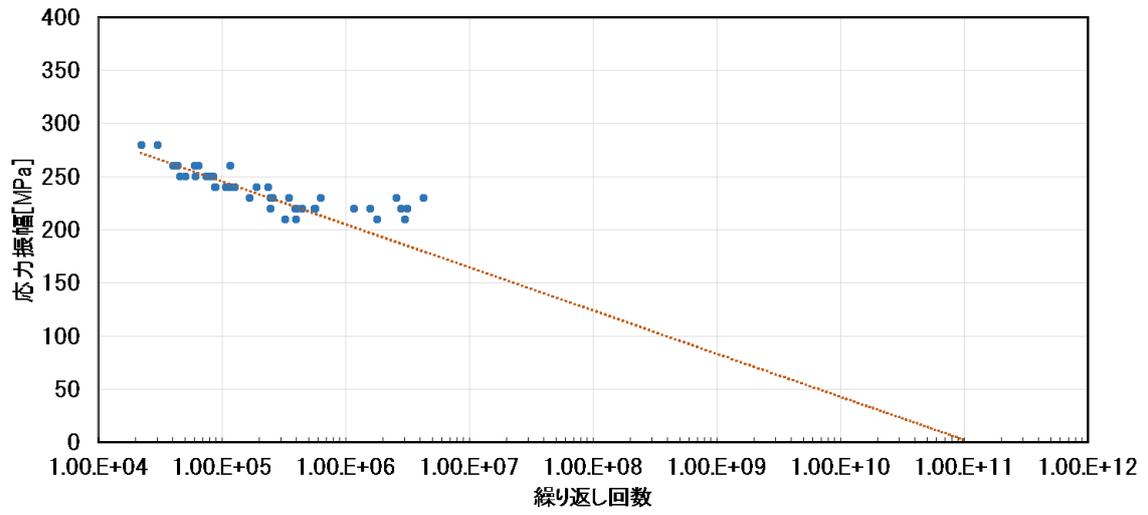


Fig. 4.22 S25C の SN 線(修正マイナー則)

第5章

解析結果

5.1 緒言

前章では、本研究で行う有限要素法解析のモデルと解析条件について説明した。本章においては、第3章で述べたような様々な条件をモデル上に模擬したときの解析結果を述べる。

5.2 通常の状態のとき

本節では、分岐器の条件を通常の状態から変化させない場合の解析結果を述べる。

5.2.1 実測データとの比較

先行研究では、JR 東日本管轄内の分岐器において列車通過時振動の測定を行っている。本節では、その実測データと本研究で作成したモデルでの解析結果との比較を行う。実測では、様々な列車の計測を行った。列車の重量や通過速度、通過する車軸によって実測値が異なるため、ここでは3種類の実測値で比較する。なお、解析では高周波成分が強く出ており、実測値との比較が難しい。そこで以下では、実測のときの条件に合わせて、1000Hzのローパスフィルタをかけている。

(1) トングレール後端部鉛直方向加速度

トングレール先端から眺めて左側のトングレール後端部鉛直方向加速度について、解析値及び実測値のグラフを Fig. 5.1, Fig. 5.2 に示す。Fig. 5.1 から分かるように、トングレール後端部の鉛直方向の加速度は高周波数で、すぐに減衰してしまう。そこで、Fig. 5.2 では、0～0.03 秒のみを拡大し、比較しやすいようにした。

トングレール後端部は、衝撃振動が加わる点であり、この付近のモデリングは先行研究から変更していないため、解析値は先行研究のものと同じ傾向を持つ。解析結果は最大値や周波数が実測の値と良く一致している。解析値の方がやや値が大きい部分が見られるものの、その後の減衰傾向は一致していると言える。

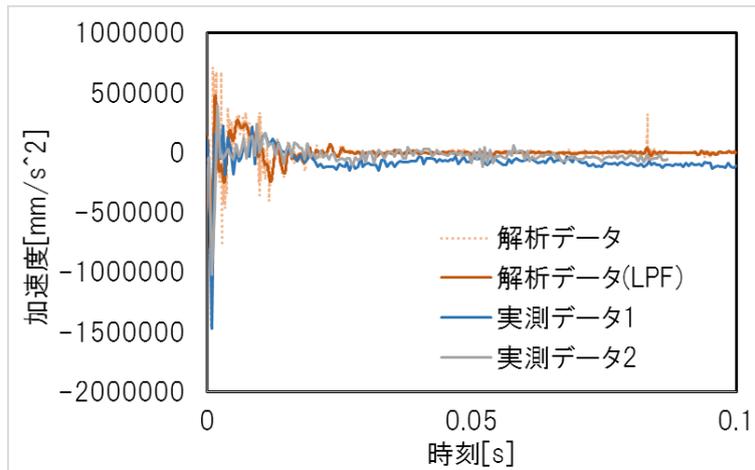


Fig. 5.1 トングレール後端部鉛直方向加速度

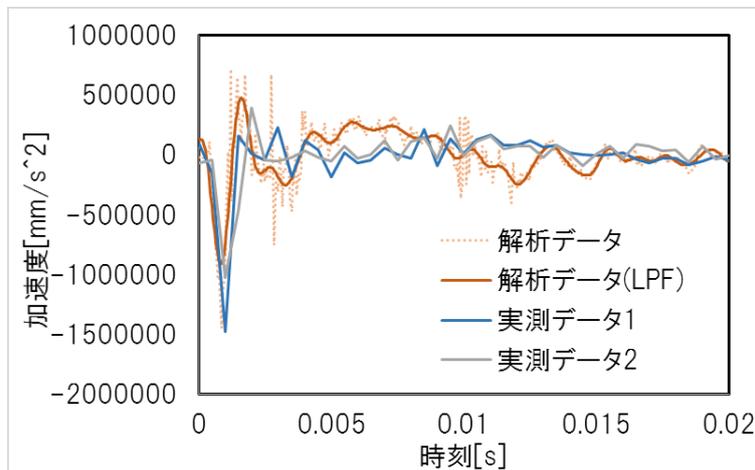


Fig. 5.2 トングレール後端部鉛直方向加速度(0-0.02s)

(2) 肘金部鉛直方向加速度

トングレール先端から眺めて左側の肘金部鉛直方向加速度について、解析値及び実測値のグラフを Fig. 5.3 に示す。また、両者の波形を比較しやすいように 0~0.03 秒の間のグラフを Fig. 5.4 に示す。

衝撃振動が伝わった後の減衰傾向や、加速度が極値をとるタイミングは良く一致している。また、わずかに値は異なるものの、加速度の最大値、最小値についてもほぼ一致していると考えて良い。一方で、解析値の方がやや周波数が高くなっている。これは、右側の肘金を剛接としており、固有振動数が高くなったためだと考えられる。

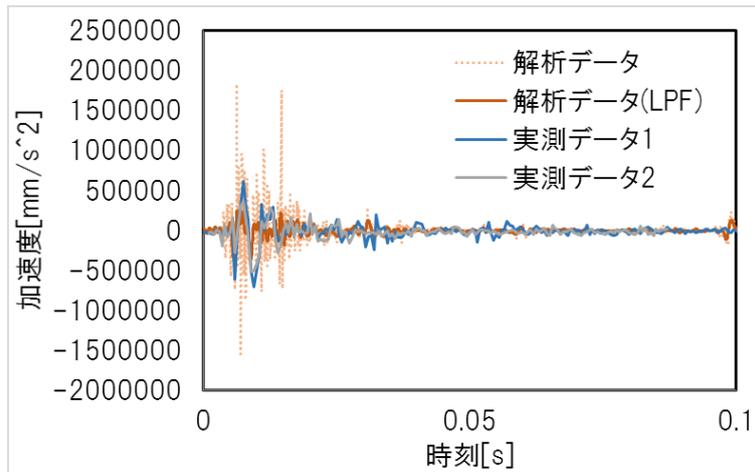


Fig. 5.3 肘金部鉛直方向加速度

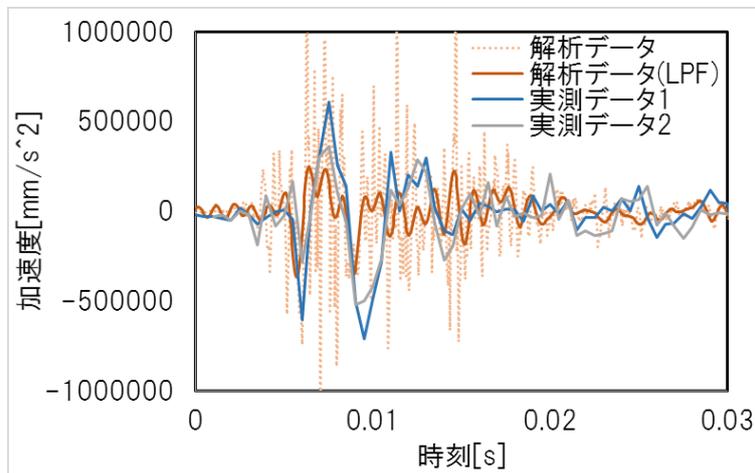


Fig. 5.4 肘金部鉛直方向加速度(0-0.03s)

(3) フロントロッド軸力

フロントロッド軸力について、解析値及び実測値のグラフを Fig. 5.5 に示す。また、両者の波形を比較しやすいように 0~0.03 秒の間のグラフを Fig. 5.6 に示す。

波形は同じような傾向をもつものの、所々にずれが生じており、完全に再現できていない。しかしながら、最大値や周波数などはほぼ一致している。本研究では、応力振幅の大きさの算出を主に行うため、波形のずれに関しては大きな支障が出ないと考えられる。

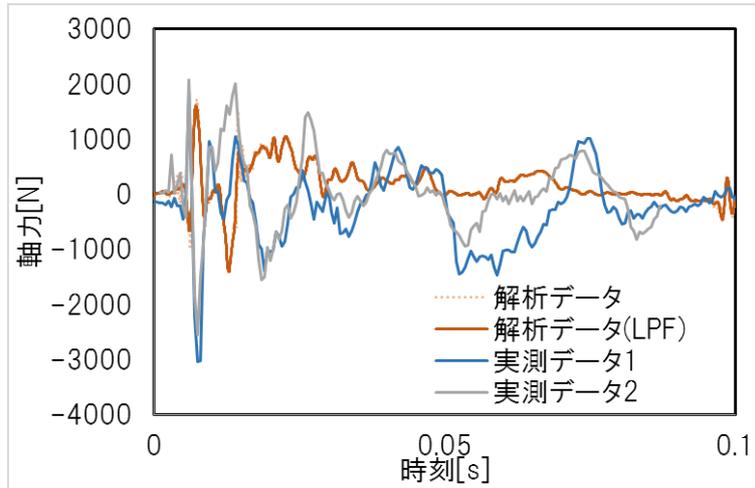


Fig. 5.5 フロントロッド軸力

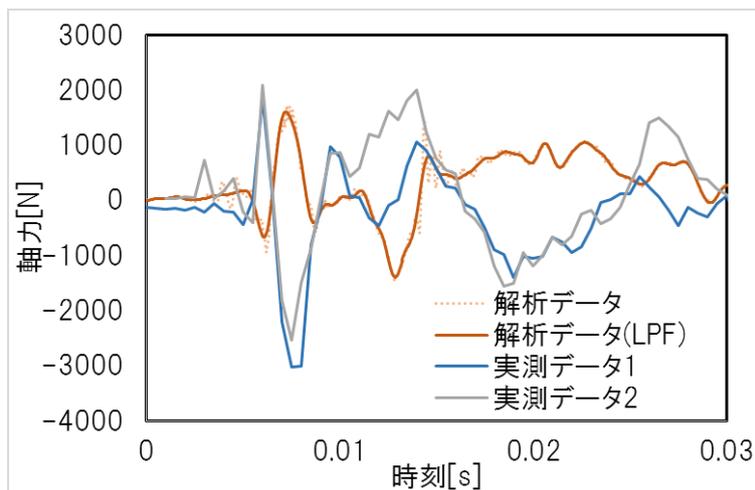


Fig. 5.6 フロントロッド軸力(0-0.03s)

5.2.2 応力分布

(1) 主応力コンター

Fig. 5.7, Fig. 5.8 に荷重を入力し始めてから 0.007 秒後の主応力コンターを示す。なお、以降で示す応力コンターの単位は、特に断らない限り、MPa としている。Fig. 5.7 は肘金をトングレール側から眺めたもので、Fig. 5.8 は肘金をフロントロッド側から眺めたものである。フロントロッド側の面には大きな圧縮が見られる。これはボルトの軸力によるものだと考えられる。引張に関しては、衝撃荷重を与えてから 0.007 秒の間は衝撃振動がトングレールを伝わり、Fig. 5.7, Fig. 5.8 に示す 0.007 秒後に肘金部まで衝撃振動が伝わり、主応力が

最大となっている。また、引張方向の主応力が大きくなる部分はトングレール先端から見て手前側の長穴の部分であり、これは過去に肘金が折損した箇所と一致している。

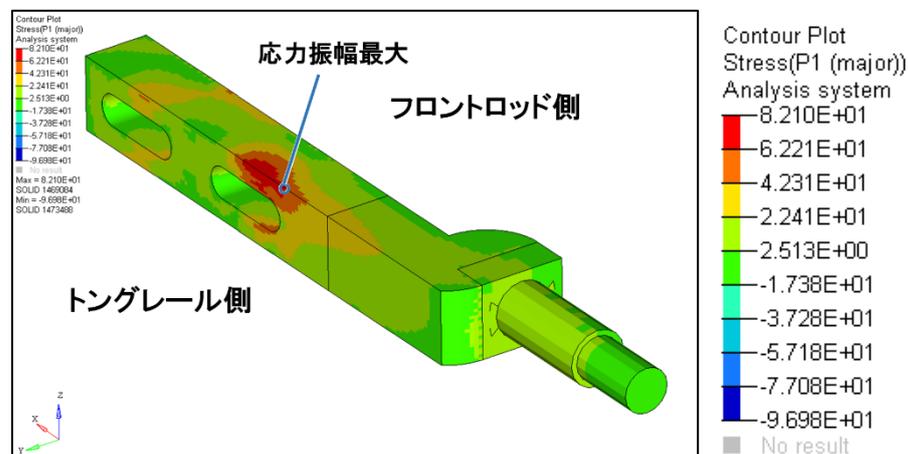


Fig. 5.7 主応力コンター(t = 0.007s)(トングレール側)

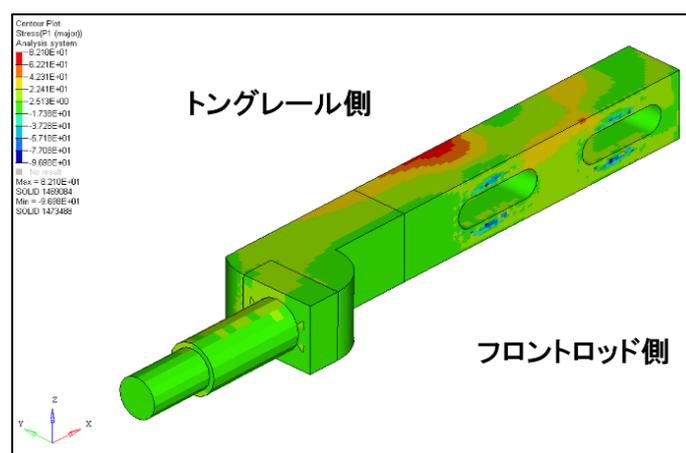


Fig. 5.8 主応力コンター(t = 0.007s)(フロントロッド側)

(2) x 方向

Fig. 5.9, Fig. 5.10 に荷重を入力し始めてから 0.007 秒後の x 方向の応力コンターを示す。また、点 A, B での x 方向の応力変化を Fig. 5.11 に示す。点 A での応力変化と点 B での応力変化は約 10MPa を中心にして対称の関係にある。また、荷重を与えてから 0.007 秒後付近では、応力変化が大きい。このことから、肘金は、Fig. 5.9 で示した方向に変形し振動していることが分かる。

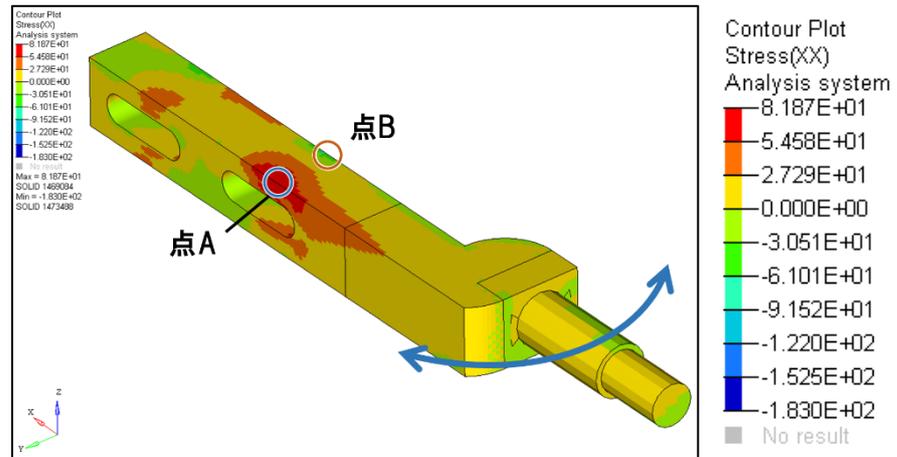


Fig. 5.9 応力分布(x 方向)($t = 0.007s$)(トングレー側)

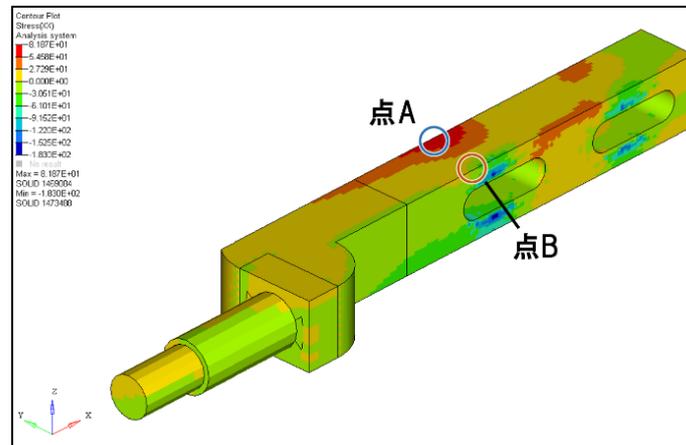


Fig. 5.10 応力分布(x 方向)($t = 0.007s$)(フロントロッド側)

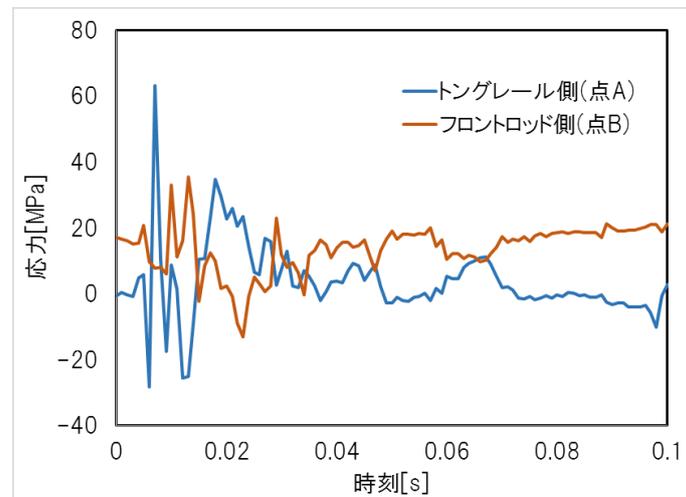


Fig. 5.11 点 A, B での応力の変化(x 方向)

(3) y 方向

Fig. 5.12, Fig. 5.13 に荷重を入力し始めてから 0.007 秒後の y 方向の応力コンターを示す。どの時刻においても同じような分布になっている。従って、肘金が Fig. 5.12 の方向に曲げがほとんど起こっていないと考えて良い。また、トングレールと歯金に挟まれている部分は大部分で圧縮応力となっており、これはボルトに軸力を与えたことが原因だと考えられる。さらに、フロントロッド側に特に大きな圧縮応力が生じているのは、歯金は軌道内外方向すなわちボルト軸方向に薄い部品であるため、ボルトの軸力によって歯金が変形し、それによる影響として肘金に圧縮応力がかかっている可能性がある。

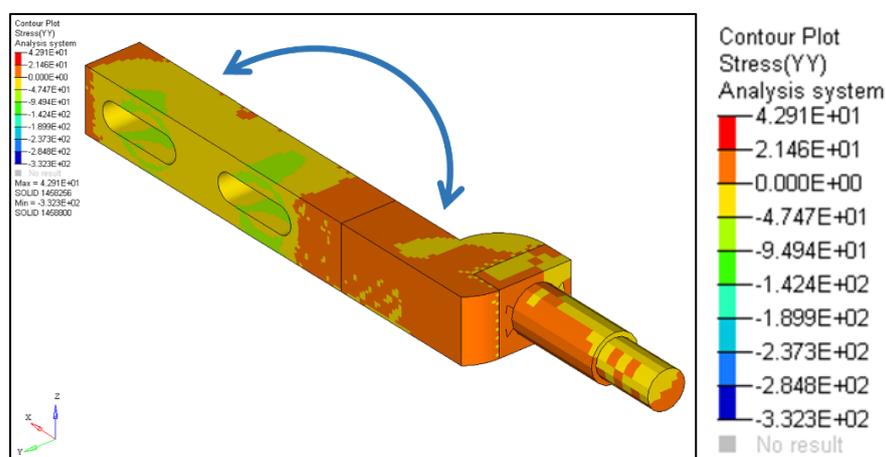


Fig. 5.12 応力分布(y 方向)($t = 0.007s$)(トングレール側)

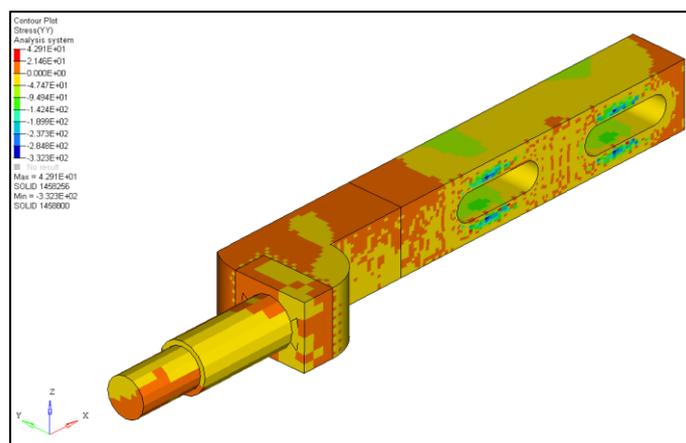


Fig. 5.13 応力分布(y 方向)($t = 0.007s$)(フロントロッド側)

(4) z 方向

Fig. 5.14, Fig. 5.15 に荷重を入力し始めてから 0.007 秒後の z 方向の応力コンターを示す。Fig. 5.14, Fig. 5.15 の手前側であるフロントロッドとの接続部では、z 方向の応力の値が時

刻によっては大きくなることもあり変化している一方で、それ以外の部分ではどの時刻においても同じような分布になっている。従って、鉛直方向の振動に関しては、フロントロッド部との接続部を中心に变形し振動していると考えられる。

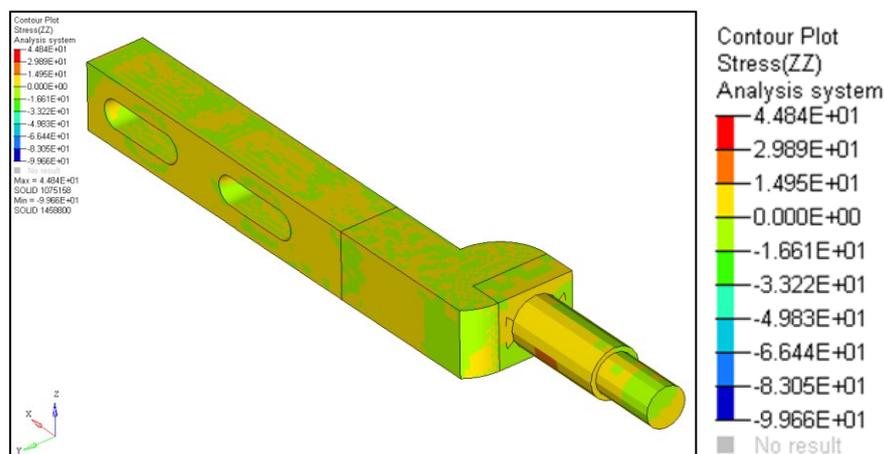


Fig. 5.14 応力分布(z方向)($t = 0.007s$)(トングレール側)

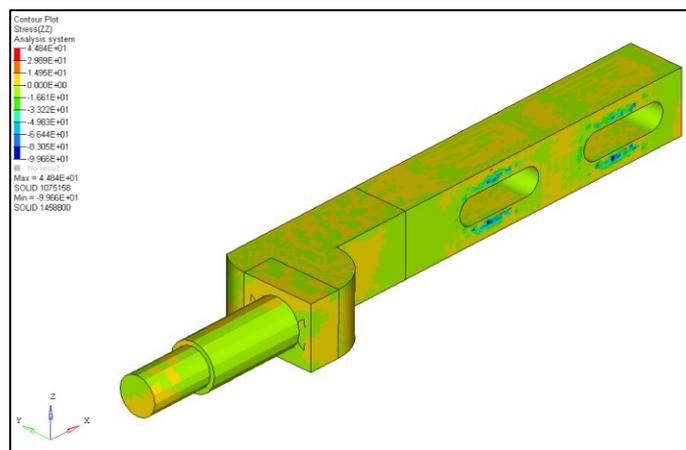


Fig. 5.15 応力分布(z方向)($t = 0.007s$)(フロントロッド側)

(5) ボルト軸力を再現していないときとの比較

ボルトの軸力を再現していない場合と再現した場合の比較を行う。ここでは、ボルトの軸力を再現していない先行研究のモデルと、ボルトの軸力を再現したモデルを比べる。以下、先行研究でのモデルを先行研究モデル、ボルトの軸力を再現したモデルをボルト軸力再現モデルと呼ぶ。先行研究モデルでは、肘金、歯金、トングレールの3つの部品はボルトによって固定されておらず、各々の部品間が剛接になっている。先行研究モデルでの肘金のメッシュは、ボルト軸力再現モデルのメッシュよりも粗い。そこでここでは、容易に比較できるように、ボルト軸力再現モデルでの肘金のメッシュサイズを先行研究モデルと同様にした。

先行研究モデルでの主応力コンターを Fig. 5.16 に、ボルト軸力再現モデルでの主応力コンターを Fig. 5.17 に示す。なお、どちらのコンターも荷重を入力してから 0.007 秒後であり、Fig. 5.17 でのカラースケールは Fig. 5.16 のものと同様である。

先行研究モデルでは、長穴付近の主応力は大きくならなかった一方で、肘金の中央付近のトングレール側で大きな主応力が見られた。これは、トングレール、肘金、歯金がそれぞれ剛接になっているため長穴付近に応力が集中しておらず、代わりに、Fig. 5.18 のように、トングレールの先端の角と肘金がぶつかり、その角を中心に肘金が変形しようとしたためだと考えられる。一方で、ボルト軸力再現モデルでは、ボルトの軸力によって肘金を固定しているため、長穴まわりの応力が大きくなっている。また、先行研究モデルで応力が大きくなっていた部分の応力には応力が集中していない。これは、Fig. 5.17 で示したものは剛接でつなげたときよりも部品どうしの自由度が高く、衝撃振動による応力が長穴周りに分散している可能性がある。

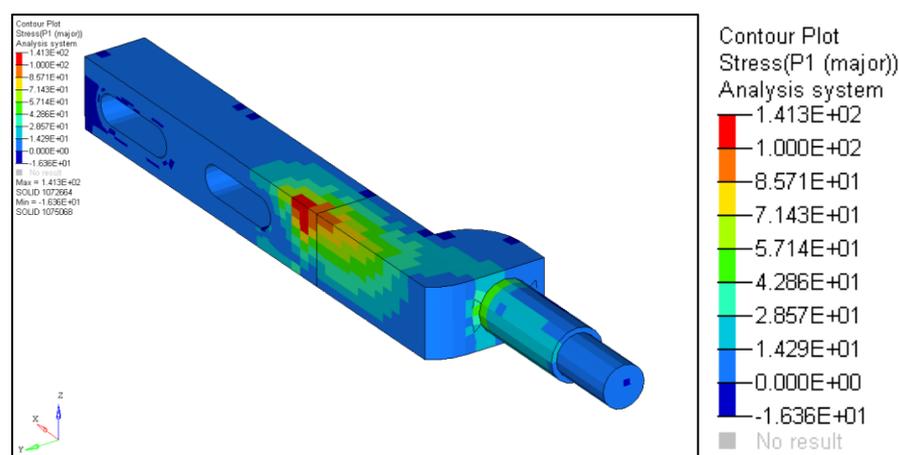


Fig. 5.16 主応力コンター(先行研究モデル)($t = 0.007s$)

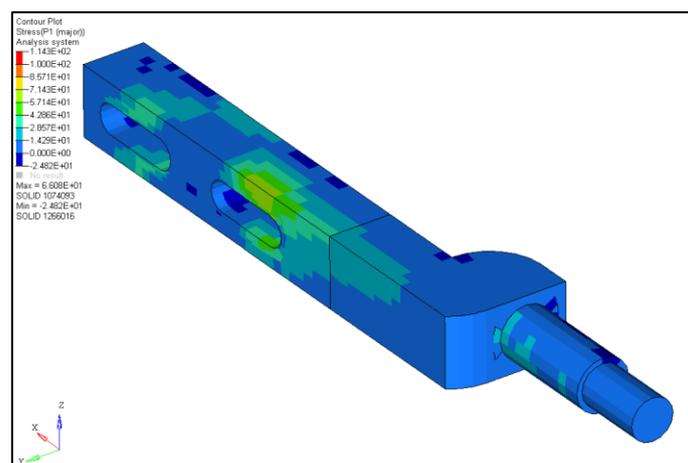


Fig. 5.17 主応力コンター(ボルト軸力再現モデル)($t = 0.007s$)

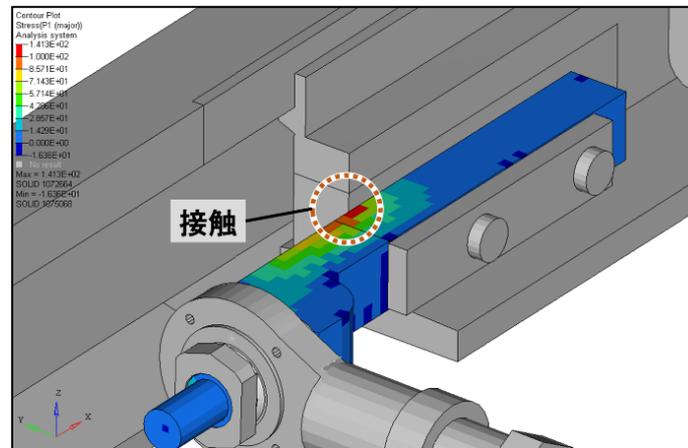


Fig. 5.18 トングレールと肘金の接触
(コンターは先行研究モデルの主応力($t = 0.007s$))

5.2.3 応力振幅

ボルトのトルクが規定のときの肘金の応力振幅の算出を行った。応力振幅が最大となったのは Fig. 5.7 で示した箇所で、その値は 45.83MPa だった。

肘金の材料の S25C の疲労限度が約 200MPa を大きく下回っており、修正マイナー則を考慮すると、疲労破壊に達するのに要する衝撃回数は Fig. 4.22 よりおよそ 1.0×10^{10} 回となる。従って、実測を行った分岐器という条件において、通常の状態では肘金の疲労破壊が起こる可能性は非常に低いということが分かる。

5.3 ボルトの軸力を変化させたとき

本節では、トングレール、肘金、歯金の締結を行う肘金部のボルトの軸力が規定の軸力と異なっている場合について説明する。

5.3.1 解析条件

以下に肘金部のボルトの軸力を変化させる解析の解析条件を説明する。ただし、モデルについては第 4 章で説明したものを利用し、以下に説明する条件以外に関しても、第 4 章や先行研究でのものと同様とする。

(1) 軸力を変化させるボルトについて

肘金部のボルトは左右の肘金にそれぞれ 2 本ずつ、合計 4 本取り付けられている。第 4 章で述べたように、本研究で着目する肘金はトングレール先端から眺めて左側の肘金なので、右側の肘金の 2 本のボルトの軸力は発生させず、肘金周りの部品どうしは剛接としている。一方で、左側の肘金の 2 本のボルトについては、まず始めに、2 本とも同じ軸力にしたときの解析を行う。

(2) 解析を行う軸力

ボルトが緩むと肘金の折損が起りやすくなると考えられている。そこで、本研究では、ボルトが緩んだ場合に着目して、以下の軸力で解析を行う。

- 62500N (規定トルク時の軸力)
- 31250N (規定トルク時の軸力の 50%)
- 6250N (規定トルク時の軸力の 10%)
- 625N (規定トルク時の軸力の 1%)

5.3.2 応力分布・応力振幅

(1) 62500N(規定トルク時の軸力)のとき

主応力コンターは 5.2.2 の Fig. 5.7, Fig. 5.8 に示した。応力振幅が最大となるのは Fig. 5.7 で示した肘金上面の箇所であり、その値は 45.83MPa であった。

規定トルク時の軸力である 62500N のときの肘金については、5.2 にて詳述したのでそちらを参照されたい。

(2) 31250N のとき

衝撃荷重を与え始めてから 0.007 秒後の主応力コンター及び応力振幅が最大となる箇所を Fig. 5.19, Fig. 5.20 に示す。

主応力の分布は、規定トルク時の軸力である 62500N と傾向が似ており、応力振幅が最大となる箇所はほぼ同じ位置になっている。なお、このときの応力振幅は 41.99MPa で、62500N のときよりもわずかに減少する。

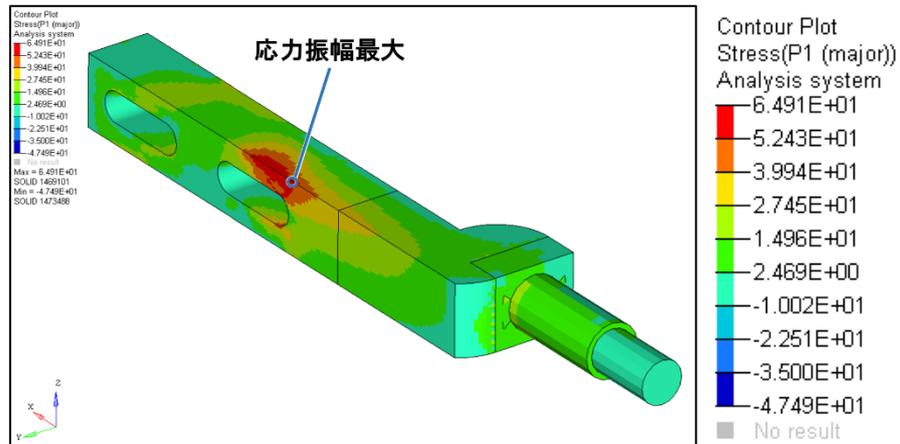


Fig. 5.19 主応力コンター(31250N)($t = 0.007s$)(トングレール側)

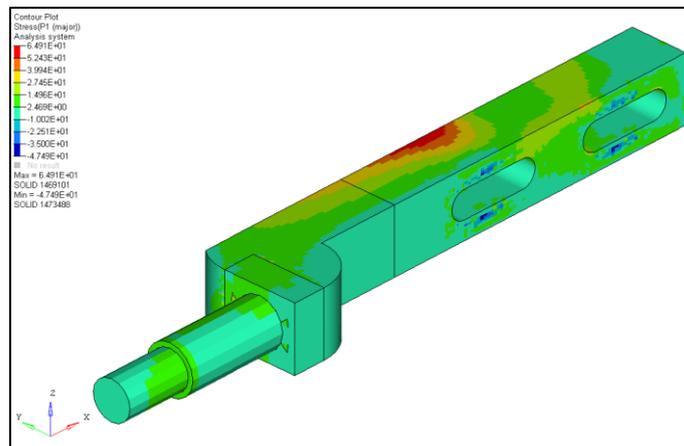


Fig. 5.20 主応力コンター(31250N)($t = 0.007s$)(フロントロッド側)

(3) 6250N のとき

衝撃荷重を与え始めてから 0.007 秒後の主応力コンター及び応力振幅が最大となる箇所を Fig. 5.21, Fig. 5.22 に示す。

軸力が 6250N のとき、前出の 2 つの軸力に比べて応力分布がやや変化する。62500N や 31250N のときは、応力が大きくなる箇所は主に肘金上部だったのに対し、6250N のときは肘金上部よりも長穴の上部角の淵の部分の応力が大きくなっている。同様に、応力振幅が最大となる箇所が肘金上部から長穴の淵へと移動した。なお、この箇所での最大応力振幅は 35.88MPa である。

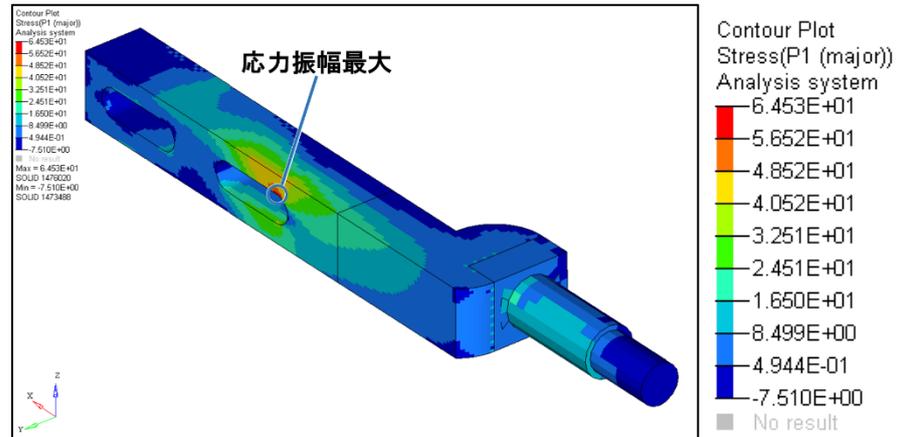


Fig. 5.21 主応力コンター(6250N)(t = 0.007s)(トンダレール側)

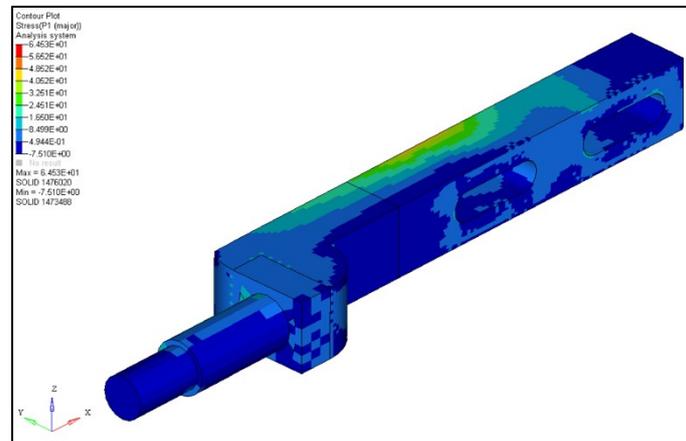


Fig. 5.22 主応力コンター(6250N)(t = 0.007s)(フロントロッド側)

(4) 625N のとき

衝撃荷重を与え始めてから 0.007 秒後の主応力コンター及び応力振幅が最大となる箇所を Fig. 5.23, Fig. 5.24 に示す。

応力分布が 6250N のときからも大きく変わった。62500N のときに見られた肘金上部の応力が大きくなる点は完全に消えた。また、6250N のときに見られた長穴の上部角の淵に応力が集中しているだけでなく、同じ長穴の下部の角でも応力が大きくなっているほか、もう一方の長穴の上部角でも応力が大きくなっている。ただし、応力振幅の値は 62500N のときと比べて全体として小さくなっている傾向にあるため、このコンターで応力が大きくなっているからといって、軸力が 62500N のときよりもその部分の応力振幅が大きくなっているとは限らない。

なお、応力振幅が最大となるのは 6250N のときと同じ箇所、振幅の値は 24.63MPa となり、本研究での条件の中で最も小さくなっている。

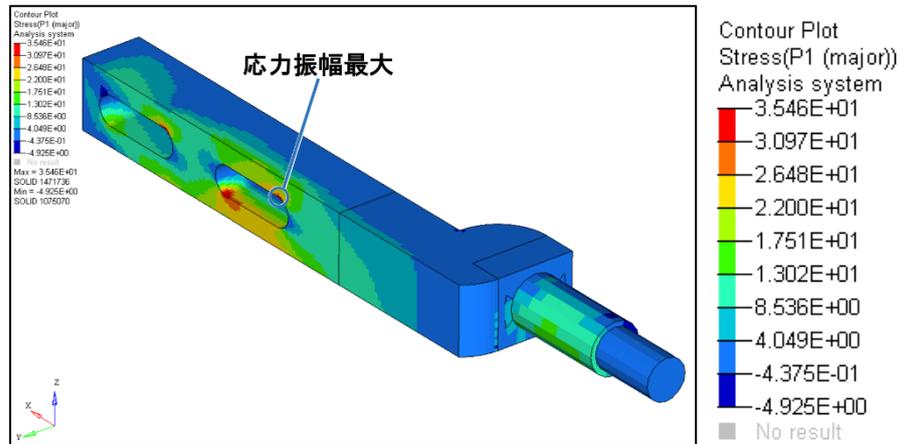


Fig. 5.23 主応力コンター(625N)($t = 0.007s$)(トングレール側)

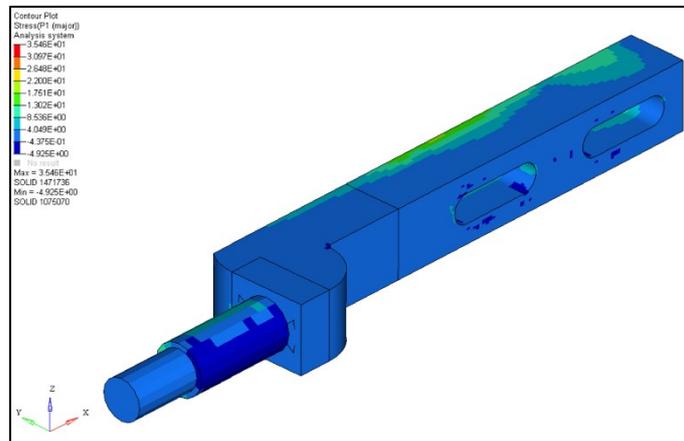


Fig. 5.24 主応力コンター(625N)($t = 0.007s$)(フロントロッド側)

5.3.3 振動挙動

(1) 肘金の振動挙動

Fig. 5.25 において、肘金上の点 A, B, C でのトングレールに対する変位を Fig. 5.26, Fig. 5.27, Fig. 5.28 に示す。なお、荷重をかけ始める時刻 $t=0s$ からの変位量としている。

グラフから分かるように、ボルトの軸力が小さくなるほどどの方向に対しても肘金がよく動くようになることが分かる。特に、ボルトの軸力 625N のときは軸力 6250N 以上に比べて極端に変位量が大きくなっている。また、y 方向に比べて x 方向や z 方向に大きく動きやすいことが分かる。これは、y 方向がボルト軸と一致しており、こちらの方向にボルトの軸力がかかっているからだと考えられる。さらに、軸力が 62500N, 31250N, 6250N と減少していったときに、x 方向と y 方向の変位の大きさの増え方は点 A, B, C でほぼ同じである

のに対し、z方向に関しては、点Aの方が点Cに比べて変位の大きさの増加量が増えている。従って、軸力が減少するにつれて点C側を中心として回転しやすくなっていると考えられる。なお、軸力が625Nのときはz方向において、どの部分でも同じような変位となっており、ボルトが非常に緩んでいるということが分かる。

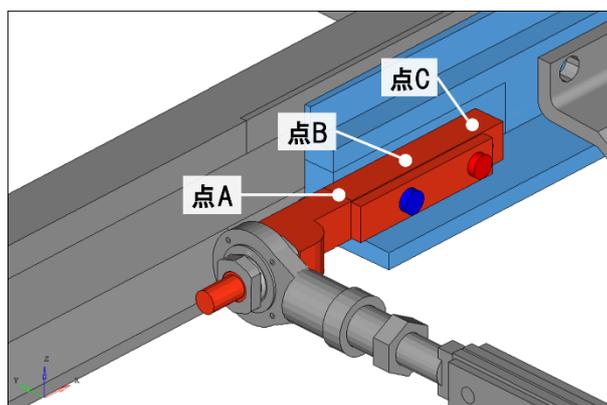


Fig. 5.25 変位解析箇所

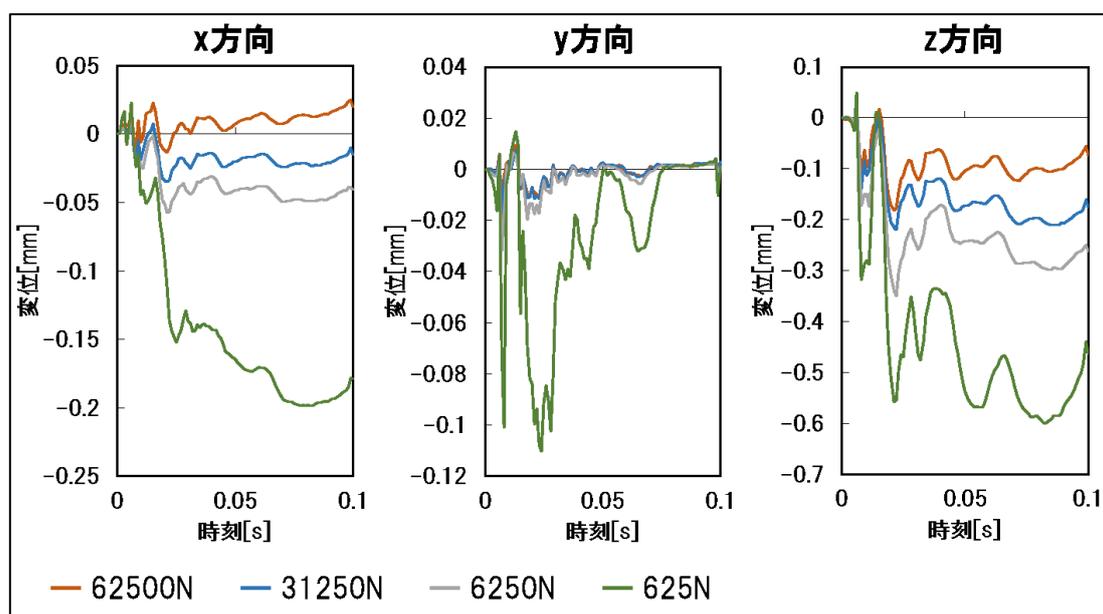


Fig. 5.26 トングレールに対する肘金の変位(点A)

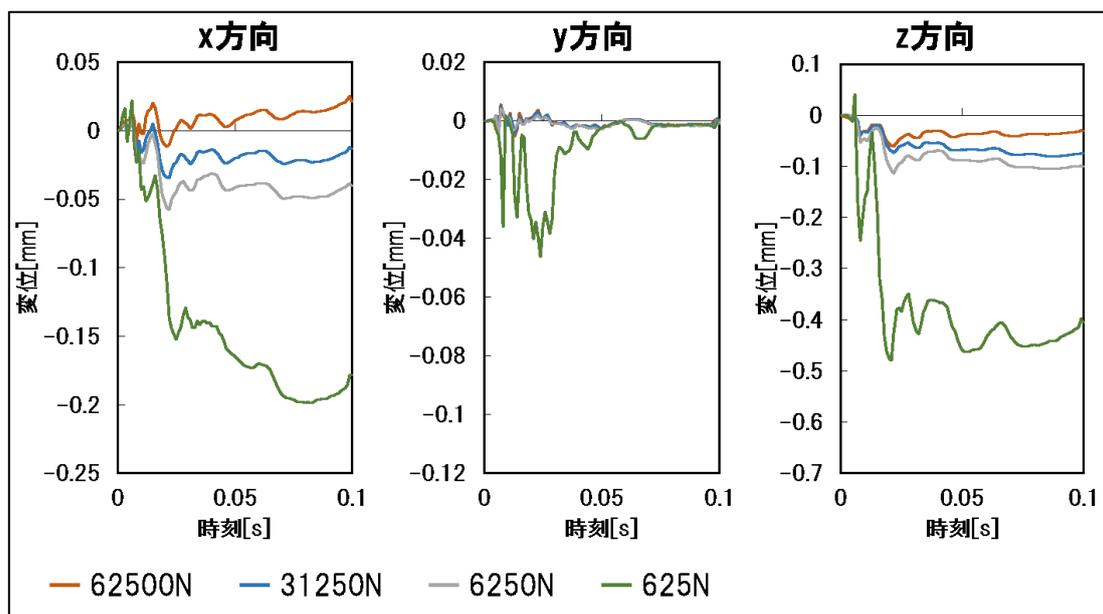


Fig. 5.27 トングレールに対する肘金の変位(点 B)

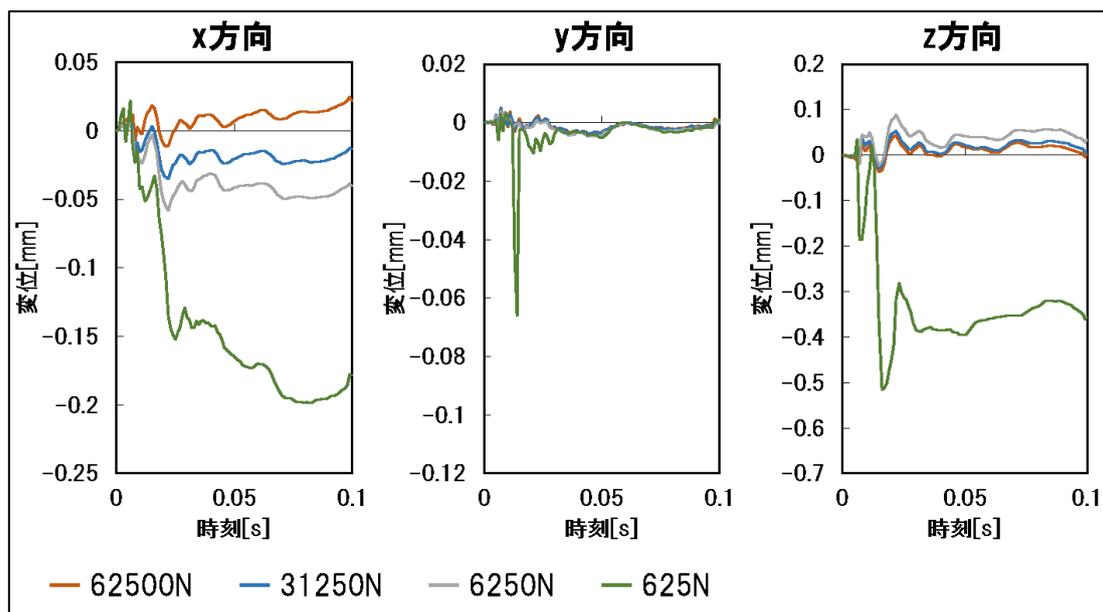


Fig. 5.28 トングレールに対する肘金の変位(点 C)

(2) 歯金と肘金との接触

肘金と歯金との接触部分に着目する。衝撃荷重を与えて 0.007 秒後において、ボルト軸力が 62500N, 625N のときの肘金のフロントロッド側のボルト軸方向の面圧を Fig. 5.29, Fig. 5.30 に示す。625N のときの分布を見やすくするために Fig. 5.30 ではカラースケールを変更している。以降、面圧を示すコンターでの単位を MPa とする。

当然のことながら、軸力が大きい 62500N のときは 625N に比べて面圧が大きくなってい

る。62500N ではどの時間でも Fig. 5.29 で示した分布になるのに対して、Fig. 5.30 では分布に偏りがある上、時間によって面圧が大きくなる部分が異なっている。これは、先に述べたように、625N では肘金が大きく動くためだと考えられる。また、62500N では、面圧が大きくなっている部分は長穴の周辺だけなのに対し、625N では歯金当たる部分全体で面圧が大きくなることもある。これに関しても、625N では肘金が y 方向に大きく動くことが原因になっている可能性が高い。図には載せていないが、6250N では、625N のときと同様、長穴周辺だけでなく歯金当たる部分全体で面圧が大きくなることもある。長穴周辺に関しては、分布、面圧値ともに比較的安定している。

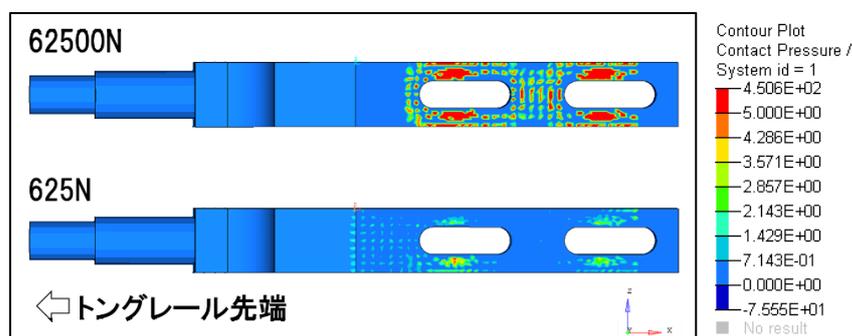


Fig. 5.29 肘金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)($t = 0.007s$)

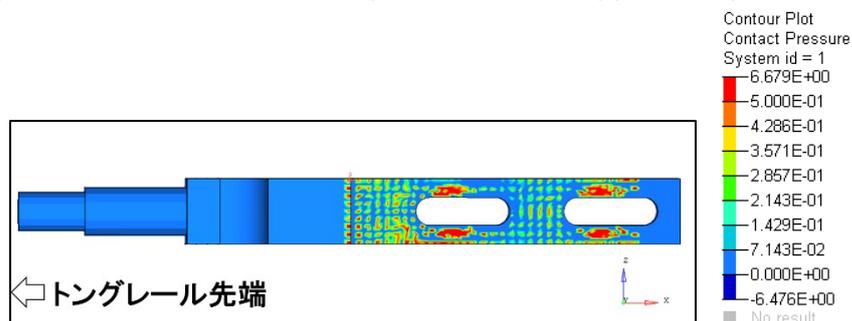


Fig. 5.30 肘金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)($t = 0.007s$)(625N)

(3) 肘金とトングレールとの接触

次に、肘金とトングレールとの接触に着目する。衝撃荷重を与えて 0.008 秒後におけるボルト軸力が 62500N、625N のときの肘金のフロントロッド側のボルト軸方向の面圧を Fig. 5.31 に、衝撃荷重を与えて 0.12 秒後における面圧を Fig. 5.32 に示す。また、625N のときの分布を見やすくするために Fig. 5.33 ではカラースケールを変更したものを示した。

62500N では、衝撃振動が肘金に伝わった時には、トングレールの角と肘金が衝突する部分にやや大きな面圧が出る。それ以外はその時刻においても、Fig. 5.31 や Fig. 5.32 のような圧力分布になっており安定している。31250N や 6250N の時は、62500N に比べて軸力が小さくなったため、衝撃振動が肘金に伝わった際に生じる面圧の値が大きくなったり、長穴周りの面圧の分布が時刻に応じてやや変化したりするものの、ほとんどは 62500N のときと同

じような傾向となっている。

一方、625N では、衝撃を与える直前まででは 62500N のときのように長穴の周囲全体に面圧が出ているものの、その後は不安定な分布となる。長穴周辺の面圧はほとんど出ておらず、肘金の角の部分やトングレールの角と肘金が衝突する部分に面圧が出る上、その分布は時刻によって変化する。これは、先にも述べたように、625N のときの肘金がよく動くことが原因だと考えられる。

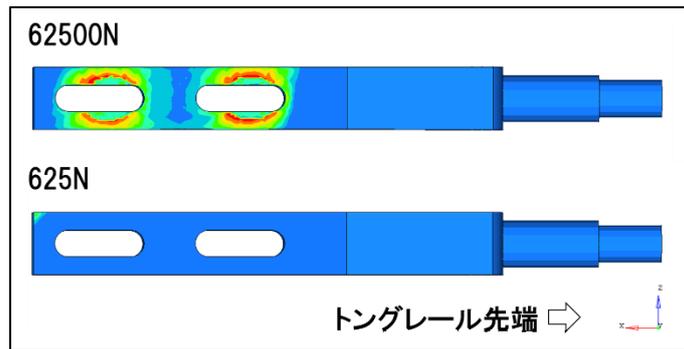


Fig. 5.31 肘金ボルト軸方向面圧(トングレール側)($t = 0.008s$)

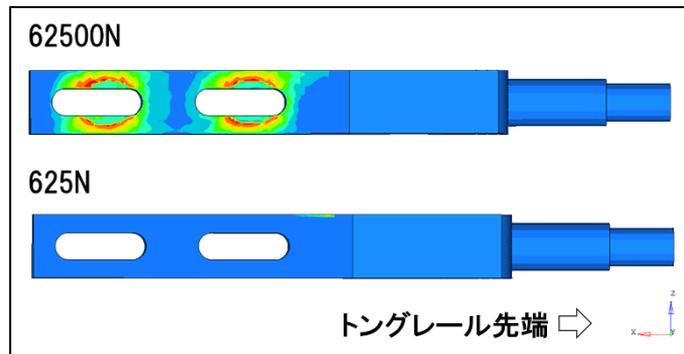


Fig. 5.32 肘金ボルト軸方向面圧(トングレール側)($t = 0.012s$)

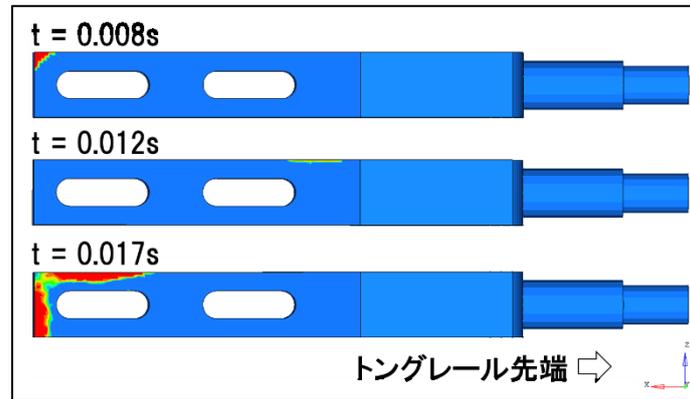


Fig. 5.33 肘金ボルト軸方向面圧(トングレール側)(625N)

(4) ボルト座面と歯金との接触

ボルトの座面と歯金との接触部について説明する。衝撃荷重を与えて 0.007 秒後において、ボルト軸力が 62500N, 625N のときの歯金のフロントロッド側のボルト軸方向の面圧を Fig. 5.34 に示す。

62500N では衝撃荷重を与えて衝撃振動が肘金に伝わってしばらくした後に至るまで、どの方向に対しても満遍なく面圧が出ており、面圧の分布に関してもどの時刻でもほぼ一定になっている。一方で、625N では衝撃荷重が肘金に伝わる前や伝わってしばらくした後は一定の分布、一定の面圧値となり安定しているものの、衝撃荷重が肘金に伝わったときは Fig. 5.34 に示すような下側に面圧が偏る分布になる。その間面圧値も振動し、安定しない。この傾向は軸力を 6250N にしたときにも見られるが、625N のときに比べると面圧の分布の偏りや面圧値は小さい。このことから、625N の時は衝撃を受けている間はボルトの位置が安定していないと考えられる。

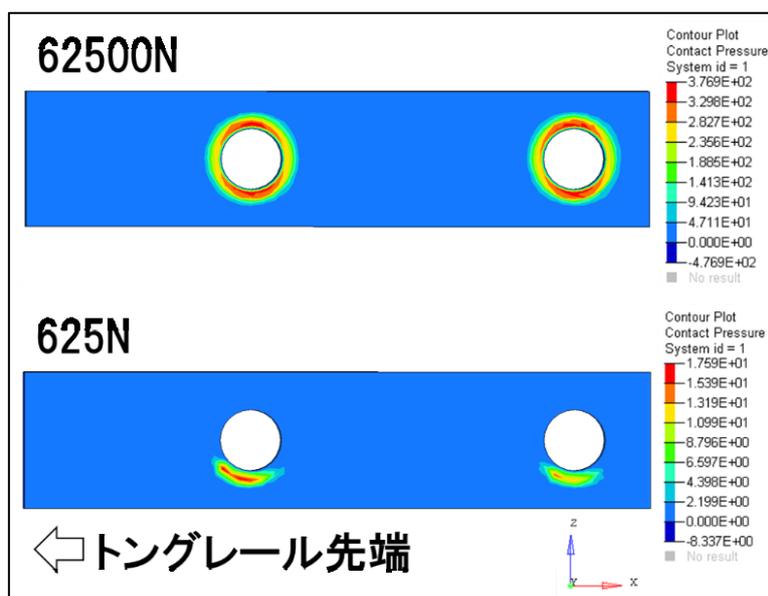


Fig. 5.34 歯金ボルト軸方向面圧(フロントロッド側)($t = 0.007s$)

(5) ボルト座面とトングレールとの接触

ボルトの座面とトングレールとの接触部について説明する。衝撃荷重を与えて 0.12 秒後において、ボルト軸力が 62500N, 625N のときのトングレールのボルト軸方向の面圧を Fig. 5.35 に示す。

分布やその特徴は、ボルト座面と歯金との接触と同じような傾向となる。すなわち、62500N のときは各方向に満遍なく面圧が出ておりどの時刻においても同じような分布になっているが、625N のときは衝撃振動が伝わると分布に偏りが出る。ただし、分布に偏りが出る時刻は歯金との接触のものとはやや異なっている。

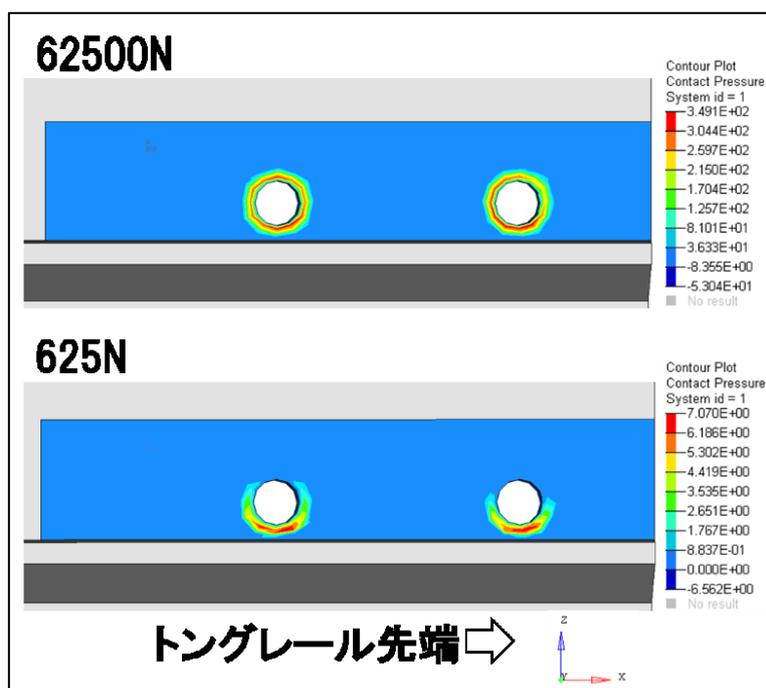


Fig. 5.35 トングレールボルト軸方向面圧(軌道外側)($t = 0.012s$)

(6) ボルト軸とボルト穴との接触

最後に、ボルト軸とボルト穴の接触について着目する。2本のボルトのうち、トングレール先端から眺めて奥のボルトに関しては、ボルト軸とボルト穴の接触はなかった。また、軸力が62500N、31250N、6250Nのときは手前のボルトに関してもボルト軸とボルト穴の接触はなかった。軸力が625Nのとき、衝撃荷重を与えてから0.021秒後に手前のボルトがボルト穴と接触した。そのときの面圧の様子をFig. 5.36に示す。接触はz方向すなわち鉛直方向にのみ生じている。このことは、Fig. 5.26, Fig. 5.27, Fig. 5.28で示されているように、肘金がy方向やx方向に比べてz方向の方が動きやすいということに矛盾しておらず、z方向の変位が極大となっている0.021秒後にまさに接触しているということが分かる。また、Fig. 5.36の分布から、ボルトはトングレールや肘金の角の部分で接触している。従って、ボルトはトングレール、肘金、歯金に対して斜めになってしまっているということが分かる。

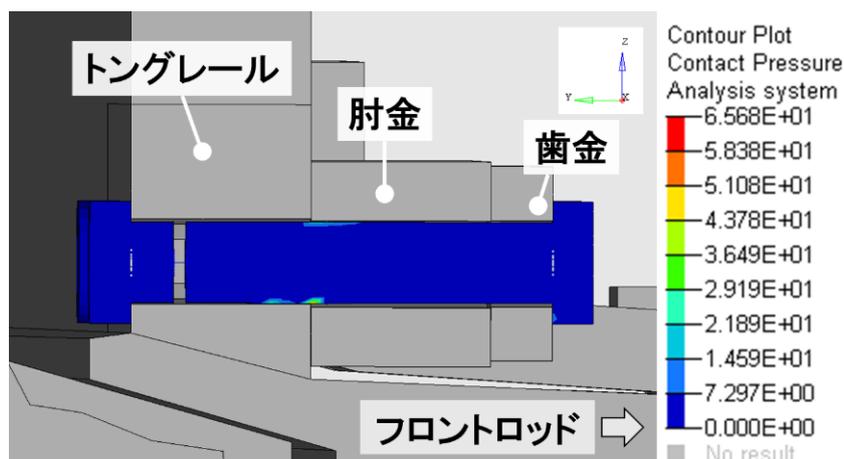


Fig. 5.36 ボルト軸とボルト穴との接触($t = 0.021s$)

5.3.4 ボルトの緩み評価

(1) 軸直角方向往復すべりによる緩み

まず初めに、軸直角方向往復すべりすなわち、ボルトで締結されている2つの部材との間のすべりが原因の緩みについて評価する。2つの部材が往復すべりを繰り返しても緩みが発生しない最大境界のすべり幅を S_{cr} [mm] とし、ボルトの締結力を F_s [kN]、ボルトの頭からナットまでの間であるグリップ長さを l_k [mm]、ボルトの呼び径を d [mm]、ヤング率を E [kN/mm²]、ボルトの呼び径に依存する定数であるボルト頭の傾き係数を k_w [(kN・mm)⁻¹] とする。このとき、次のような式が成り立つ [22]。

$$S_{cr} = F_s \left(\frac{X}{dE} + k_w d^2 Y \right) \quad (5.1)$$

ただし、

$$X = 1.9014 \left(\frac{l_k}{d} - 1 \right)^3 - 0.8366 \left(\frac{l_k}{d} - 1 \right)^2 + 8.2138 \left(\frac{l_k}{d} - 1 \right) \left(\frac{l_k}{d} + 0.44 \right) - 2.4094 \left(\frac{l_k}{d} - 1 \right) + 6.0093 \quad (5.2)$$

$$Y = 0.28 \left(\frac{l_k}{d} + 0.44 \right)^2 - 0.08213 \left(\frac{l_k}{d} + 0.44 \right) \quad (5.3)$$

とする。

本研究では、 $l_k = 82.1$ 、 $d = 16$ であるから、 $X = 304.9$ 、 $Y = 8.233$ と算出できる。また、 $E = 205$ としており、ボルトの傾き係数 k_w は、文献を参考にして $k_w = 0.91 \times 10^{-4}$ を用いる [23]。これらより、最大境界すべり幅 S_{cr} とボルトの締結力すなわちボルトに与える軸力 F_s との関係式が得られる。

各軸力に対する最大限界すべり幅は後の Table 5.1 に示す。軸力が 6250N 以上のときは、最大限界すべり量 S_{cr} が 1mm を超えている。ボルトの呼び径が M16 なのに対して、ボルト穴の径は 17 であるため、実際のすべり量は大きくても 1mm にしかならない。従って、6250N 以上のときは軸直角方向往復すべりによる緩みが起こる可能性は低い。なお、最大限界すべり量 S_{cr} が 1mm を下回るのは、ボルトの軸力が 3500N 以下のときである。

5.3.3 (1) と同様の要領で、肘金とトングレール間のすべり量をボルトの軸力ごとに算出する。ここで、Fig. 5.37 のように、肘金部に取り付けられている 2 本のボルトのうち、トングレール先端から眺めて奥のボルトをボルト 1、手前のボルトをボルト 2 と呼ぶことにする。Fig. 5.38 にはボルト 1 のボルト穴の断面を示した。トングレール側の面のボルト穴の上部を点 P、歯金側の面のボルト穴の上部を点 Q としたとき、荷重入力前を 0 とし、点 P が点 Q に対して歯金の面方向に移動した量をすべり量とする。ボルト 2 側についても同様にすべり量を算出する。Fig. 5.39 にボルト 1 側、ボルト 2 側のすべり量を示す。ボルト 2 側の方がボルト 1 側よりも特に軸力が小さいときはすべり量が大きくなっていることが分かる。このことから肘金はボルト 1 周りに回転しようとする挙動になることが分かる。また、5.3.3 (1) で確認したように、軸力が 625N のときは非常に緩んでおり、ボルト 1 側のすべり量もボルト 2 側のすべり量と同じくらい大きくなっているだけでなく、軸力が 6250N 以上のものに比べて極端にすべり量が大きくなっている。

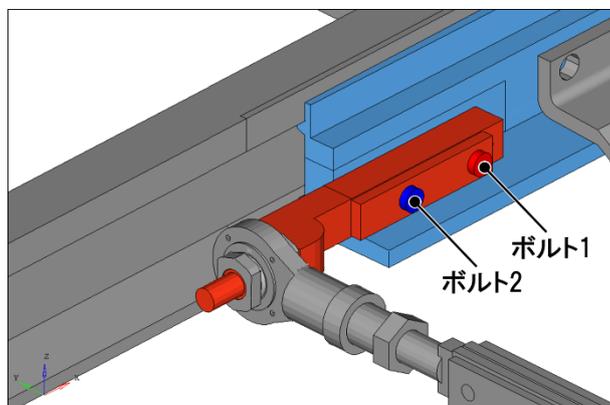


Fig. 5.37 ボルトの名称

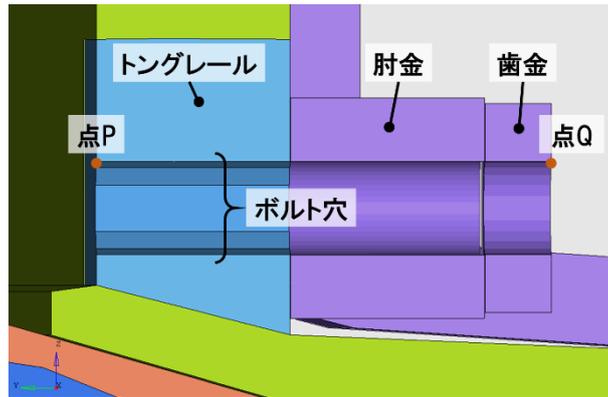


Fig. 5.38 ボルト穴断面

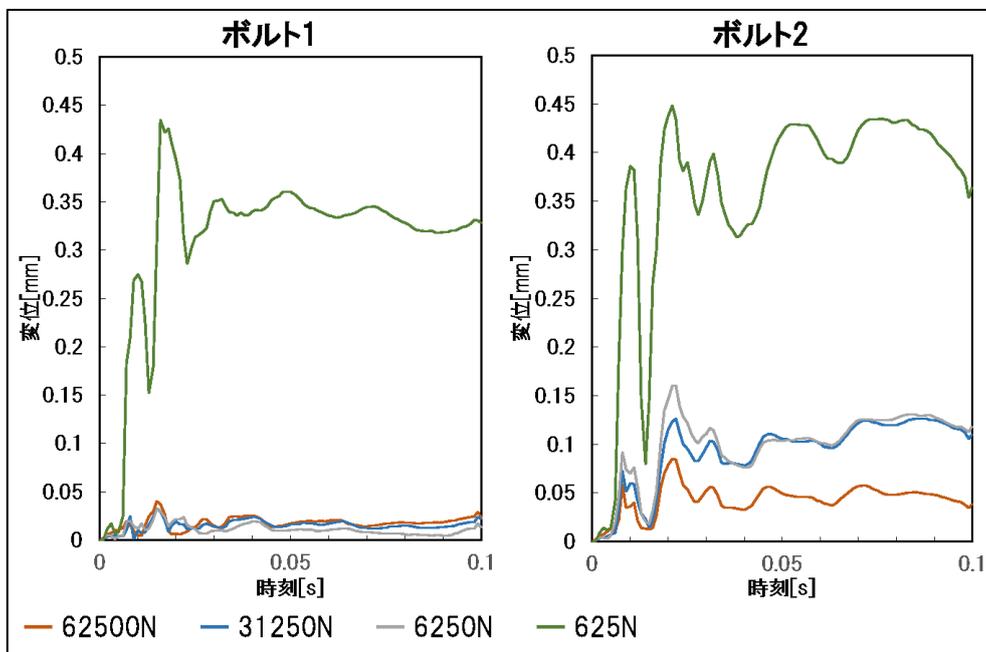


Fig. 5.39 すべり量の変化(1.0倍荷重)

式(5.1)から算出した各軸力での最大限界のすべり幅と、解析から算出した最大のすべり量を Table 5.1 にまとめた。軸力が 625N のとき、ボルト 1、ボルト 2 いずれの場合も最大限界すべり幅 S_{cr} を超えているため、この状態が続くと、この軸直角方向往復すべりによるボルトの緩みが進行する可能性が高い。

Table 5.1 すべり量の比較(1.0倍荷重)

軸力	最大限界すべり幅 S_{cr} [mm]	解析から算出した最大すべり量[mm]	
		ボルト 1	ボルト 2
62500N	17.8	0.0401	0.0851
31250N	8.90	0.0325	0.127
6250N	1.78	0.0324	0.160
625N	0.178	0.435	0.449

(2) ボルトの緩み評価

ボルトの緩みは、(1)において述べた軸直角方向往復すべりによるもののほかに、軸方向荷重の増減によるものや、軸回り往復回転の繰り返しによるもの等がある [22]。これらの原因が複合的に起こるとして、緩みの評価を行う。ここでは、簡単にするために完全座面すべりによる緩みを評価する。

座面すべりによる評価方法を説明する。ボルトの座面には、座面の法線方向の力によって生じる摩擦力と、座面の接線方向の力によって生じる接線力が作用している。すべりが生じていないときでは、接線力<摩擦力となっている一方で、すべりが生じているときには、接線力=摩擦力となる。従って、衝撃振動を与えたときに、接線力=摩擦力となるときのあれば、そのときに座面すべりが起こっており、緩みが進行する可能性が高い。

本研究では、フロントロッド側すなわち肘金に接している座面の接線力、摩擦力を算出し、これを元に緩みの評価を行う。なお、摩擦力算出時に用いる摩擦係数は、解析時に使用した値である 0.3 を用いる。Fig. 5.40, Fig. 5.41, Fig. 5.42, Fig. 5.43 には、それぞれ軸力が 62500N, 31250N, 6250N, 625N のときの座面の接線力と摩擦力の変化を表している。(1) ボルト 1, ボルト 2 は Fig. 5.37 で定めた通りである。摩擦力は、どの軸力においても、ボルトに与えた軸力×摩擦係数になっている。ただし、肘金やトングレール等の振動や、ボルト締結による変形により、ボルトに与えた軸力×摩擦係数の値とは完全には一致していない。特に、軸力が 625N のときは 5.3.3 (4) で確認したように、座面と歯金の部分の面圧が一定ではないため、摩擦力が大きく変化している。また、5.3.3 (1) や 5.3.4 (1) でも明らかになったように、肘金はボルト 1 周りで回転するような挙動となる。従って、ボルト 1 よりもよく動くボルト 2 の方が接線力が高くなる傾向が見られる。

これらの結果から、軸力が 6250N 以上のときには、ボルト 1, ボルト 2 のどちらも接線力が摩擦力を大きく下回っており、緩みは進行しないと考えられる。一方で、軸力が 625N のときは、両方のボルトで接線力=摩擦力となっている時間があり、すべりが生じている。従って、ボルトの緩みが進行する可能性が高い。さらに、座面にはたらく摩擦力が一時的に大きく低下していることから、ボルト軸方向の振動により軸力が一時的に低下したことによってボルトが緩むと考えられる。ただし、本研究で用いた摩擦係数は 0.3 と比較的大きな値を用いている。実際の摩擦係数を実測することは困難なため、今後、摩擦係数が小さい場合

についても検討し、実際に緩みが起こる条件を明らかにしていく必要がある。

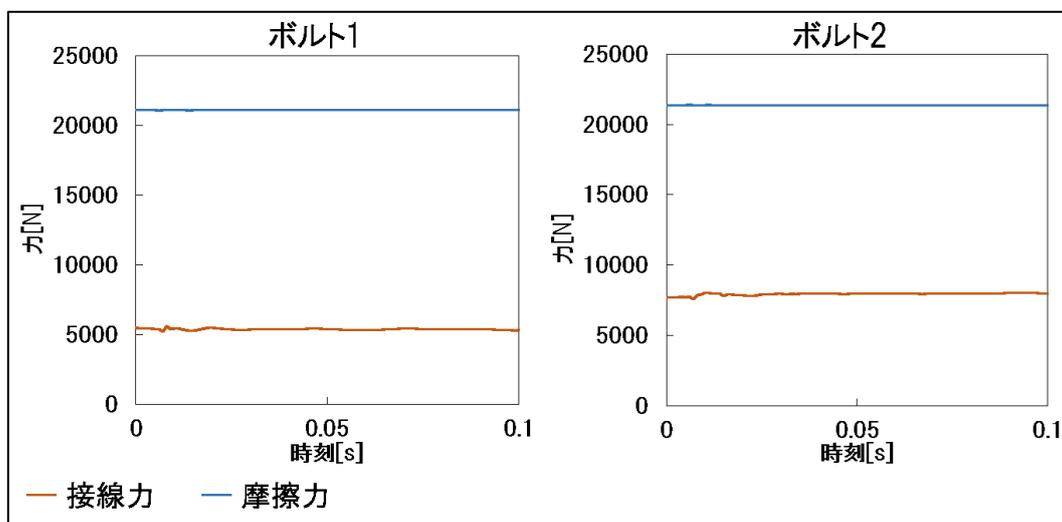


Fig. 5.40 軸力 62500N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重)

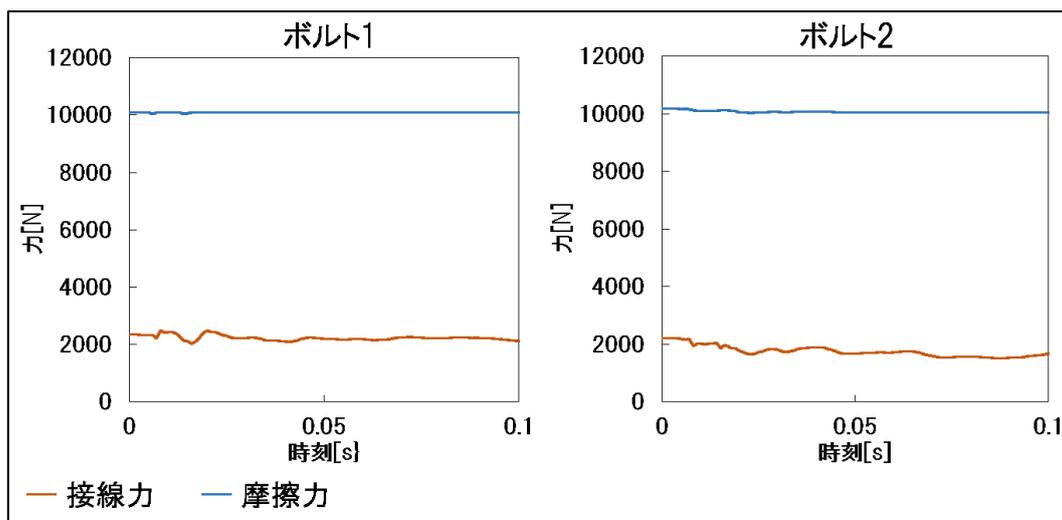


Fig. 5.41 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重)

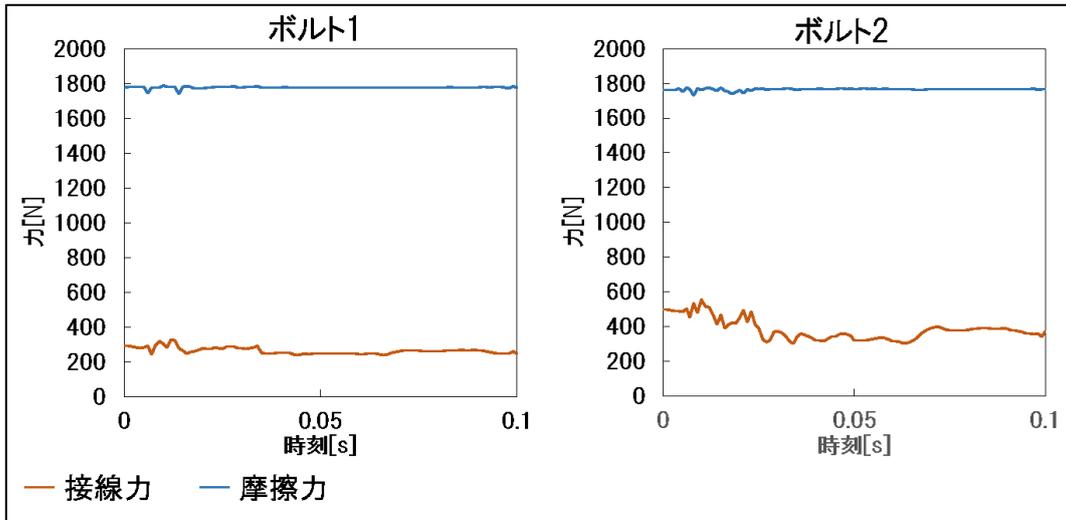


Fig. 5.42 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重)

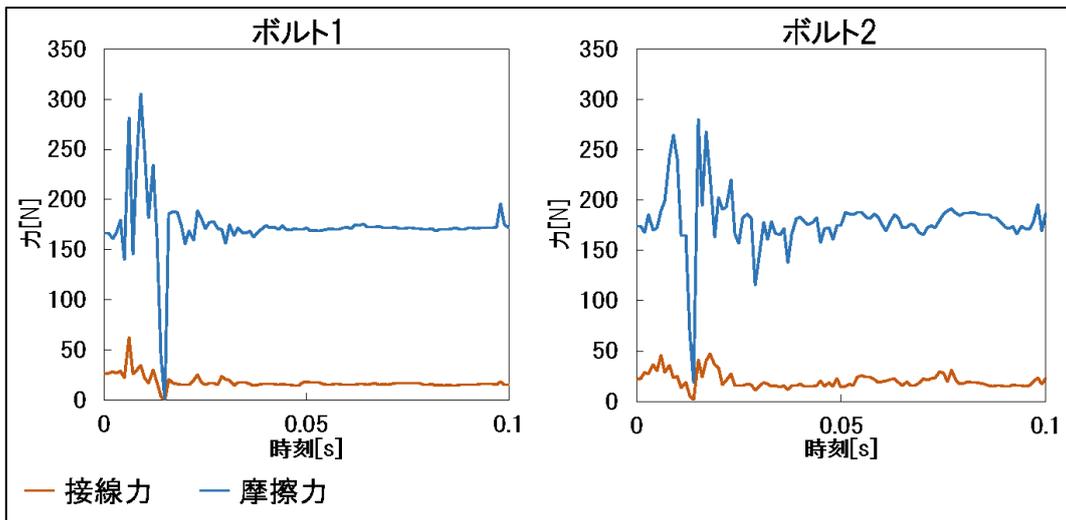


Fig. 5.43 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(1.0 倍荷重)

5.3.5 2本のボルトの軸力が異なる場合

ここまで、トングレール先端から眺めて左側の肘金の2本のボルトの軸力が両方とも同じであるときの解析を行った。この節では、左側の2本のボルトの軸力が異なる場合について説明する。

(1) 解析条件

解析を行うボルトの軸力は Table 5.2 の通りとする。必要に応じて、前節までで説明した2本のボルト軸力が等しい場合の結果との比較を行う。なお、ボルト1, ボルト2は Fig. 5.37

で定めた通りとし、それ以外の条件については前節までと同一とする。

Table 5.2 ボルトの軸力(条件)

	ボルト 1	ボルト 2
パターン 1	6250N	62500N
パターン 2	625N	62500N
パターン 3	62500N	6250N
パターン 4	62500N	625N

(2) 解析結果・考察

まず、パターン 1, 2 すなわち、ボルト 2 の軸力が 62500N のときについて結果を述べる。Fig. 5.44 では、パターン 1 とパターン 2 及び両方のボルトの軸力が 62500N のときの主応力コンターを比較したものである。ボルト 2 側では、主応力の大きさがやや異なるものの、全体としては同じような傾向になっている。ボルト 1 側の比較を行うために、Fig. 5.45 ではパターン 1 と両方の軸力が 6250N のときの比較を、Fig. 5.46 ではパターン 2 と両方の軸力が 625N のときの比較を示した。パターン 1 と両方とも 6250N のときでは、ボルト 1 側の主応力コンターに明確な違いは見られないが、パターン 2 と両方とも 625N のときでは、主応力コンターに違いが見られる。

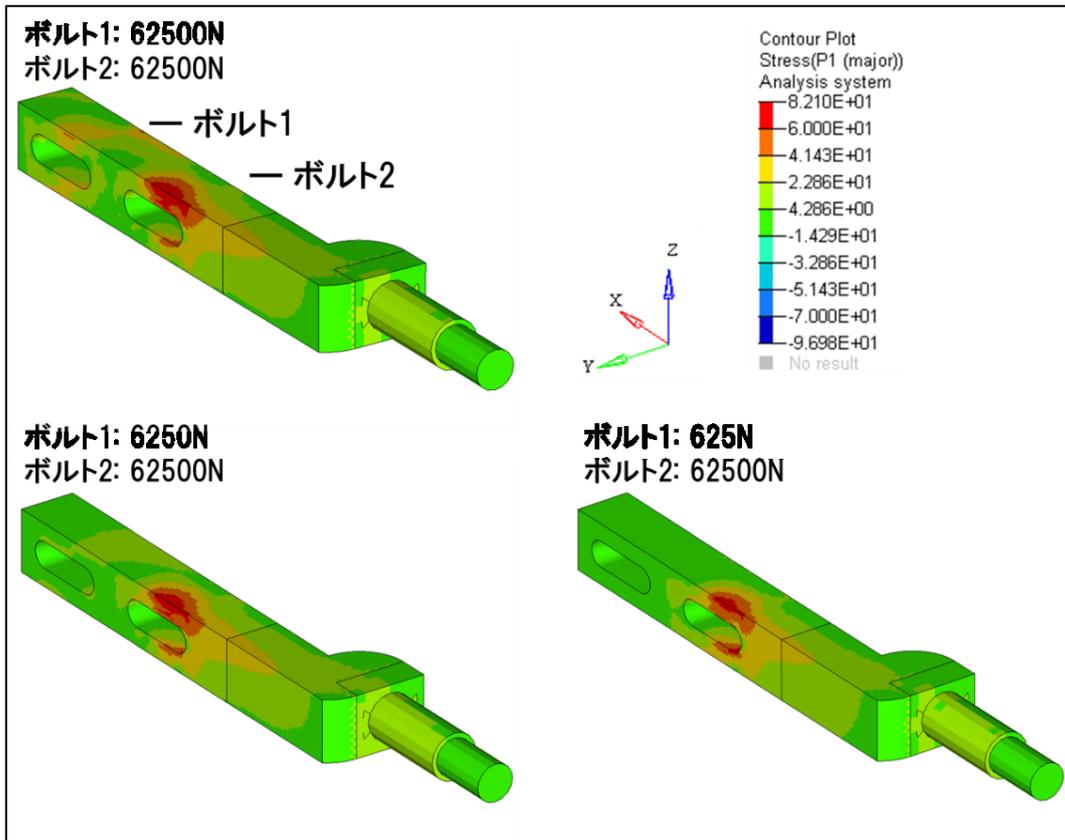


Fig. 5.44 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター
(両方とも 62500N 時との比較)

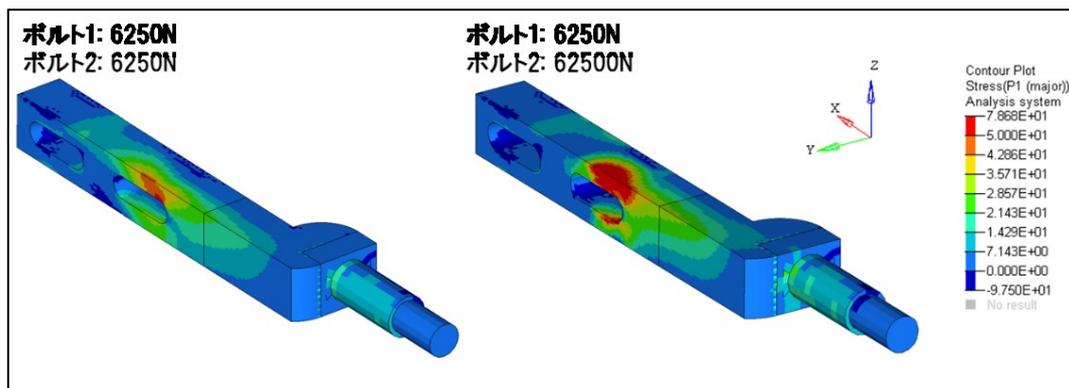


Fig. 5.45 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター
(両方とも 6250N 時との比較)

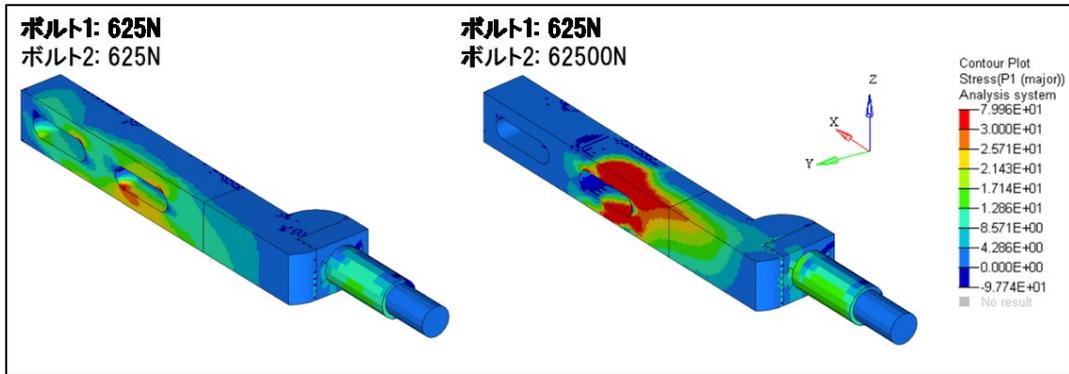


Fig. 5.46 ボルト 2 が 62500N 時の主応力コンター
(両方とも 625N 時との比較)

次に、パターン 3, 4 すなわち、ボルト 1 の軸力が 62500N のときについて結果を述べる。Fig. 5.47 は、パターン 3 とパターン 4 及び、両方のボルトの軸力が 62500N のときの主応力コンターを比較したものである。ボルト 2 側での主応力コンターには明確な違いが見られる。Fig. 5.48 ではパターン 3 と、両方の軸力が 6250N のときの比較を示している。ボルト 2 側では、同じような傾向をもつ主応力コンターとなっていることが分かる。また、Fig. 5.49 ではパターン 4 と、両方の軸力が 625N のときの比較を示している。同様に、ボルト 2 側では主応力コンターが同じような傾向をもっていることが分かる。

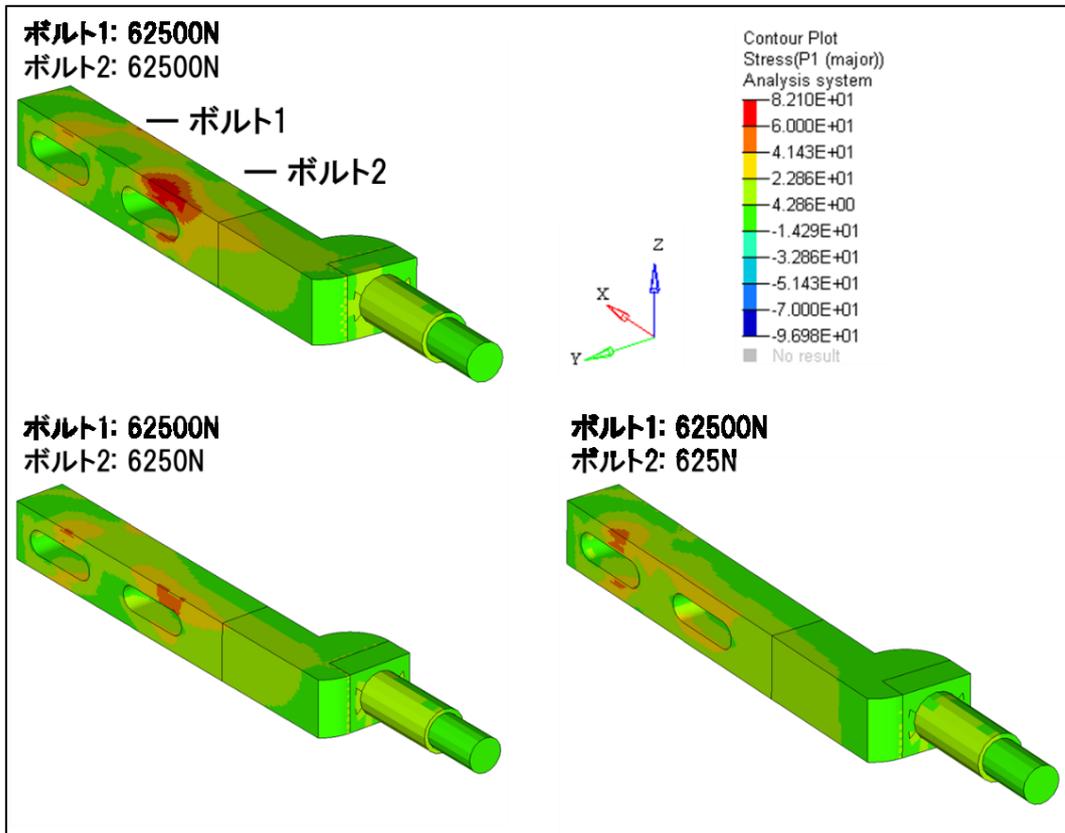


Fig. 5.47 ボルト 1 が 62500N 時の主応力コンター
(両方とも 62500N 時との比較)

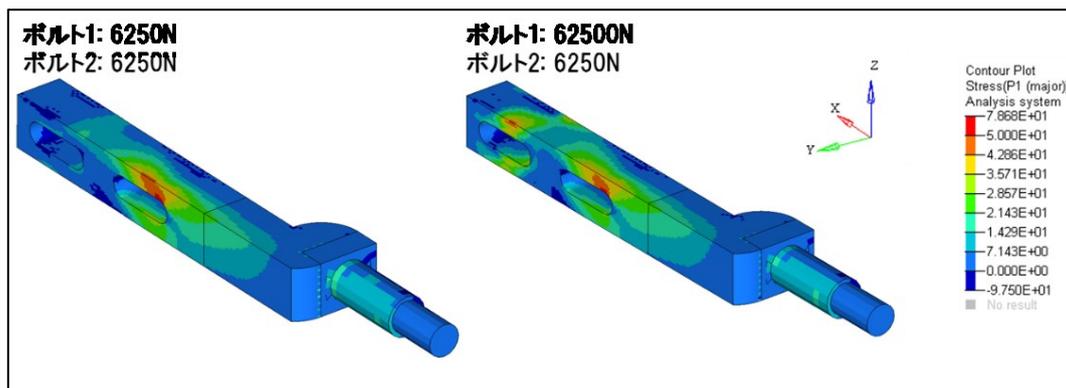


Fig. 5.48 ボルト 1 が 6250N 時の主応力コンター
(両方とも 6250N 時との比較)

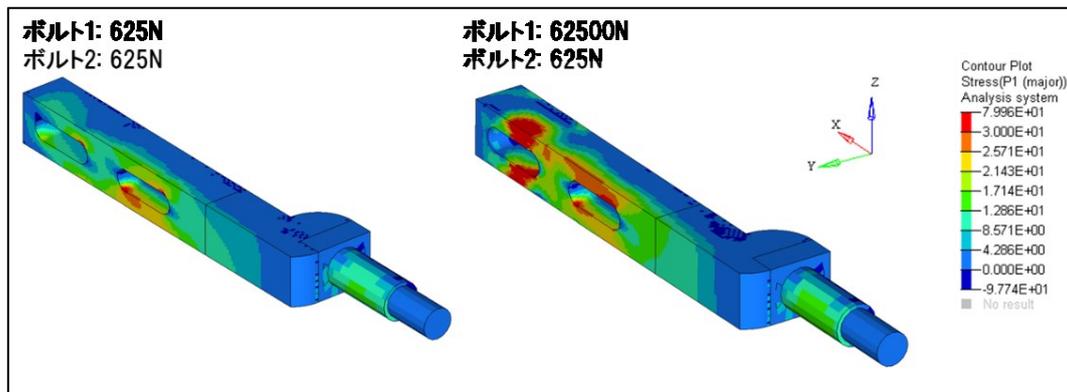


Fig. 5.49 ボルト 1 が 62500N 時の主応力コンター
(両方とも 625N 時との比較)

最後に、左側の 2 本のボルトの軸力が異なる場合についての考察を述べる。

Fig. 5.50 のように肘金上に点 A、点 B を定める。点 A では両方のボルトの軸力が 62500N や 31250N のときに応力振幅が比較的大きくなっており、点 B では軸力が 6250N や 625N のときに応力振幅が比較的大きくなっているため、この 2 点での比較を行う。パターン 1, 2 の点 A、点 B の主応力変化を Fig. 5.51 に示し、パターン 3, 4 の点 A、点 B の主応力変化を Fig. 5.52 にまとめた。前節までの結果から、肘金の応力振幅が大きくなる箇所は点 A や点 B 周辺であるから、この周辺での応力分布の違いについて着目すれば良い。

グラフより、点 A、点 B に関わらず、ボルト 2 の軸力と同じ条件のグラフどうしでよく一致している。すなわち、ボルト 2 の軸力がボルト 2 周りの応力変化に強く依存しているということが分かる。従って、応力振幅に影響を与えるのはボルト 2 が主であると考えられる。そこで、簡略化のため、今後についても左側の 2 本のボルトの軸力は同じとして解析を行い、疲労の検討を行う。

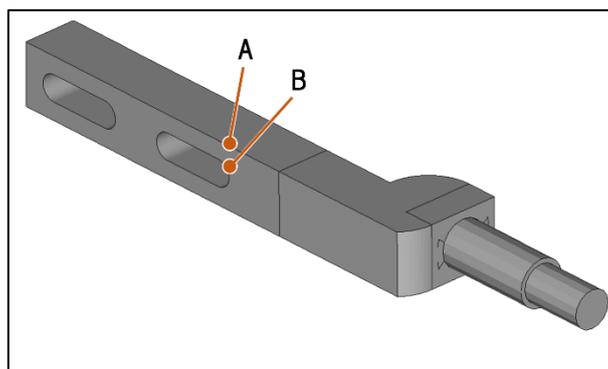


Fig. 5.50 点 A、点 B の位置

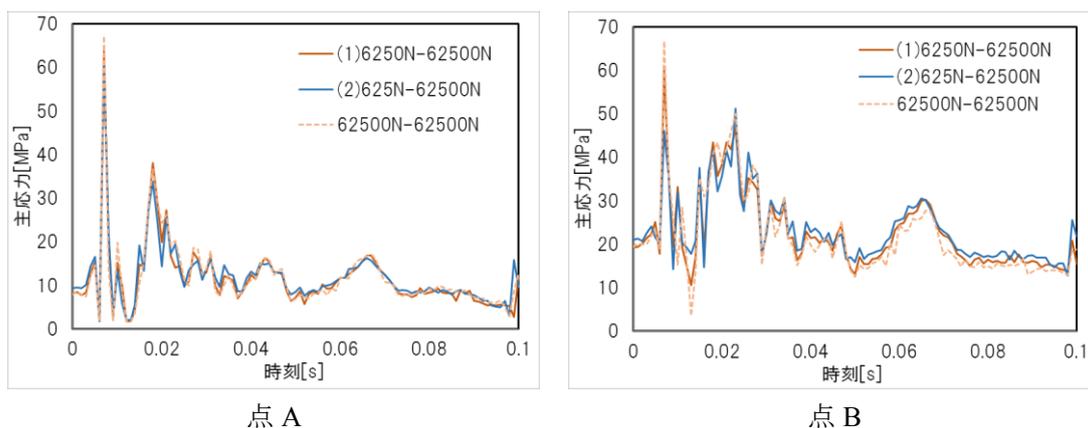


Fig. 5.51 パターン 1, 2 での主応力比較

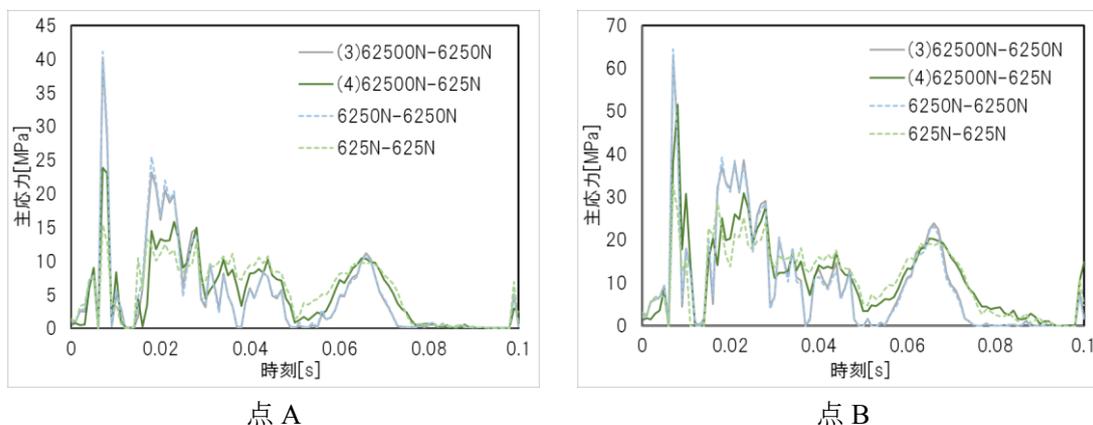


Fig. 5.52 パターン 3, 4 での主応力変化

5.3.6 右側の肘金のボルトの軸力を発生させたとき

(1) 解析条件

これまで、トングレール先端から見て左側の肘金のボルトのみに着目し、右側の肘金部の締結は剛接によって行われていた。そこでこの節では、右側の肘金部に関しても左側と同様にボルトの軸力によって締結させた場合について考える。

以下、右側の肘金のボルトを再現していない今までのモデルを「従来モデル」、右側の肘金のボルトを再現したモデルを「右側再現モデル」と呼ぶ。右側のボルトのモデリングや軸力の発生方法等は左側のボルトと同様とし、右側のボルト 2 本とも同じ軸力とする。左側の肘金のボルト 2 本に関しても同じ軸力とする。ボルトの軸力は Table 5.3 のようにする。なお、本節では左右の 2 本のボルトでそれぞれ同じ軸力としているが、左右すべての 4 本のボルトで異なる軸力に設定することも可能である。それ以外の条件は第 4 章で定めたものと同一とする。

Table 5.3 ボルトの軸力(条件)

	左側の肘金の のボルト	右側の肘金の のボルト
パターン 1	62500N	62500N
パターン 2	625N	62500N
パターン 3	62500N	6250N
パターン 4	62500N	625N

(2) 解析結果・考察

まず始めに、パターン 1, 2 すなわち、右側の肘金のボルトの軸力が 62500N のときについて述べる。Fig. 5.53, Fig. 5.54 では、荷重を入力してから 0.007 秒後の従来モデルでの軸力が 62500N のときとパターン 1 との主応力の比較を示し、Fig. 5.55, Fig. 5.56 では、従来モデルでの軸力が 625N のときとパターン 2 との主応力の比較を示している。なお、点 A, B は Fig. 5.50 で示した箇所である。これらから、右側の肘金のボルトを再現したモデルと左側の肘金の軸力の従来モデルはよく一致している。従来モデルでは、右側の肘金のボルトは規定の状態であると仮定している。一方で、パターン 1, 2 では、右側の肘金のボルトは規定トルク時の軸力となっている。従って、右側の肘金のボルトが規定の状態であるという仮定の下であれば、右側の肘金部は剛接でも問題ないということが分かる。

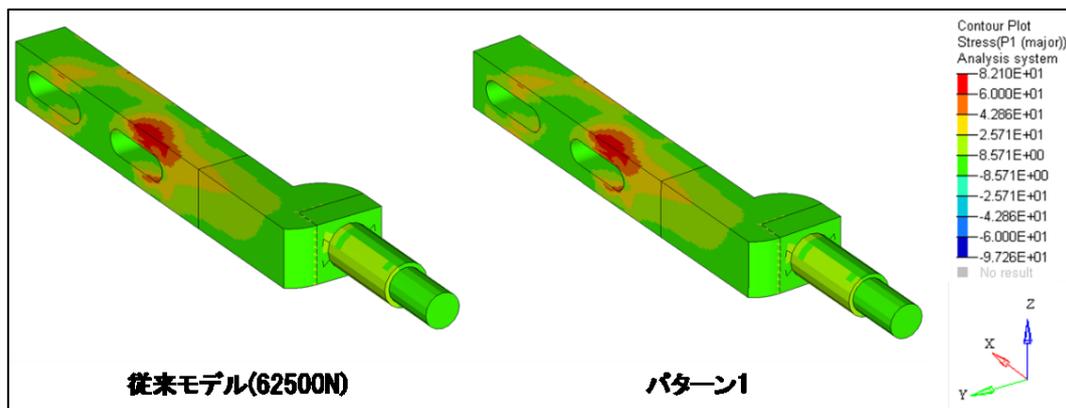


Fig. 5.53 パターン 1 と従来モデル(62500N)の主応力コンター比較

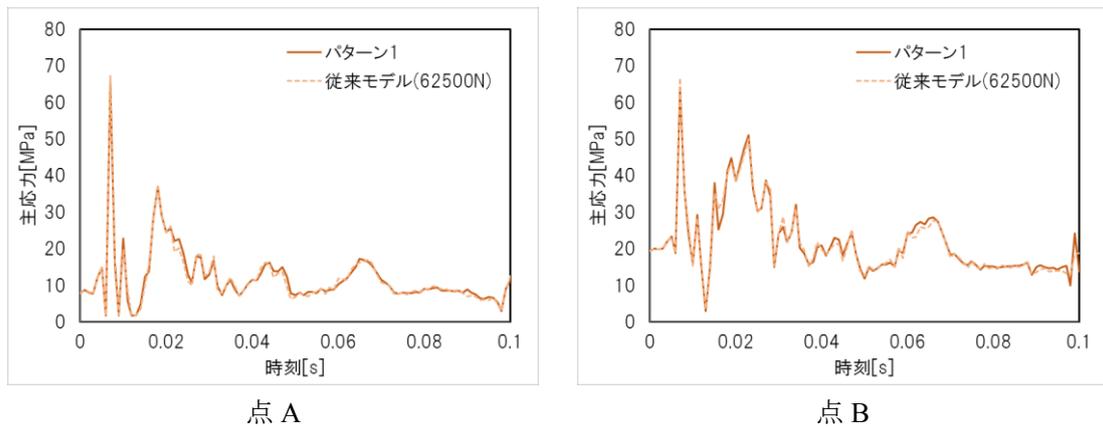


Fig. 5.54 パターン1 と従来モデル(62500N)の主応力比較

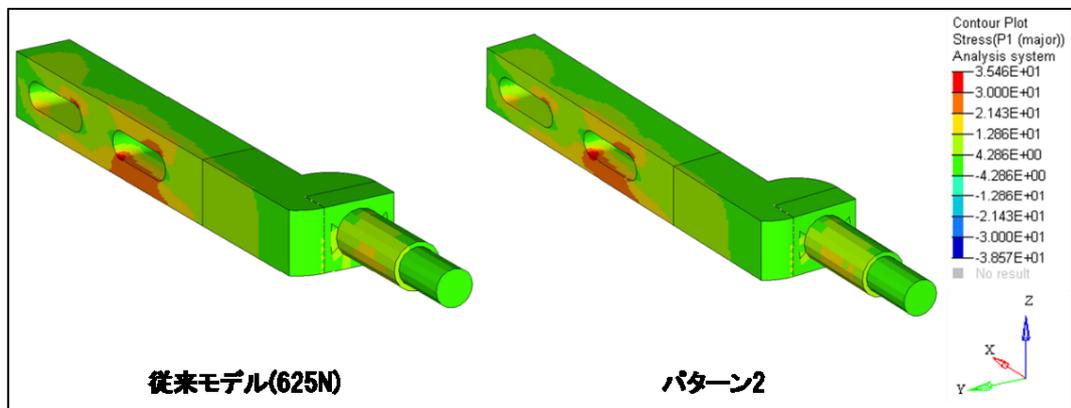


Fig. 5.55 パターン2 と従来モデル(625N)の主応力コンター比較

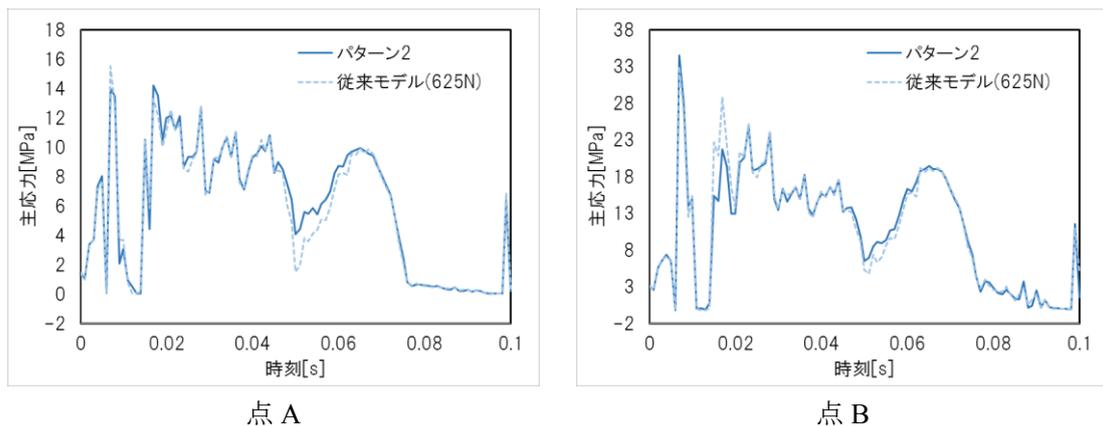


Fig. 5.56 パターン2 と従来モデル(625N)の主応力比較

次に、パターン3, 4すなわち、左側の肘金のボルトの軸力が62500Nのときについて述べる。Fig. 5.57, Fig. 5.58では、従来モデルでの軸力が62500Nのときとパターン3, 4との比較を示している。どれも主応力がよく一致しており、右側の肘金のボルトの軸力に関わら

ず、左側の軸力である 62500N の主応力になっている。

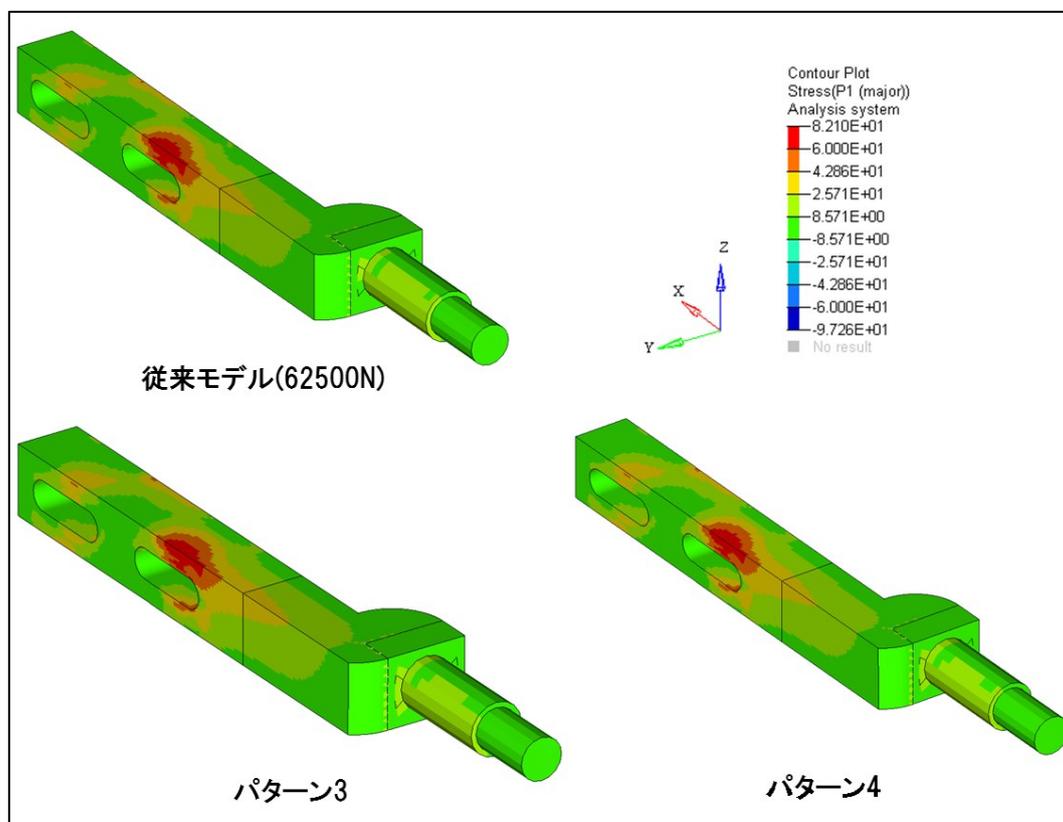


Fig. 5.57 パターン 3, 4 と従来モデル(62500N)の主応力コンター比較

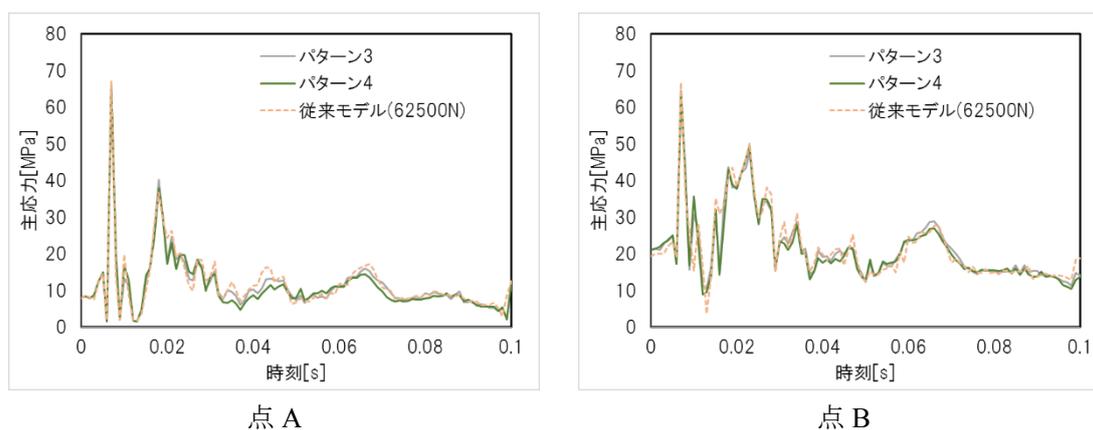


Fig. 5.58 パターン 3, 4 と従来モデル(62500N)の主応力比較

以上の結果から、右側の肘金のボルトの軸力は左側の肘金の応力振幅にほとんど影響しないということが分かった。従って、今後に関しても、右側の肘金部に関しては剛接とし、右側のボルト軸力については考えないものとする。

5.3.7 考察

肘金の部分ごとの応力振幅を軸力で比較する。5.3.5 と同様、Fig. 5.50 における点 A と点 B の 2 点に着目し、これらの点で応力振幅を比較する。点 A での応力変化を Fig. 5.59 に、点 B での応力変化を Fig. 5.60 に示す。これらのグラフの応力の方向は、応力振幅が最大となる方向としている。さらに、各点での応力振幅及び応力振幅が最大となる箇所での応力振幅の値を Table 5.4 にまとめる。

これらから分かるように、軸力が小さくなるにつれて各点での応力振幅は小さくなる。また、応力振幅が最大となる箇所は軸力が小さくなると、肘金上面である点 A から肘金の長穴の淵である点 B へと変化した。ただし、軸力を 6250N としたときに、62500N や 31250N のときに比べて点 A での応力振幅は急激に減少した一方で、点 B での応力振幅はほとんど変化していない。このことから、軸力が小さくなると「点 B 付近の応力振幅が大きくなったことで応力振幅が最大となる箇所が点 B になった」というよりも「点 A 付近の応力振幅が小さくなった点 B での応力振幅が相対的に大きくなり、この箇所での応力振幅が最大となった」という方が適切だろう。軸力が小さくなると応力振幅が小さくなる原因として、軸力が小さくなったことで、肘金周辺の部品が自由に動けるようになり、その結果応力が集中しなくなったと考えられる。ただし、トングレール後端部継目に与えている衝撃振動の大きさはどの軸力でも同一なため、分岐器の別の部分に応力が集中している可能性がある。

軸力が 625N のときは、それ以外の軸力のときと比べて応力振幅が急激に小さくなっている一方で、各部品どうしの接触や肘金周辺の部品の変位等から判断すると、軸力 625N ではボルト自身が肘金やトングレールなどに対し激しく動き、ボルト穴と接触しているということが分かる。有限要素法解析では応力値として出ず、算出した応力振幅も大きくならなかったが、ボルトと肘金の接触によって、この部分で局所的に大きな応力集中が起こっていると考えられ、この部分から破壊が起こると考えられる。

さらに、ボルトの軸に垂直な方向で肘金やトングレールとの間ですべりが起こったときのボルトの緩みについても解析を行った。その結果、軸力が 625N のときには、ボルトの緩みが起こるとされるすべり量を超えているため、もっと緩みが進行する可能性が高い。ボルトが緩むことによって、ボルトと肘金の接触がもっと頻繁に激しく起こり、疲労破壊が起こりやすくなる可能性が高い。さらにボルトの緩みが進行すると、ボルトが肘金やトングレールから抜け落ちてしまい、最終的に分岐器の転換不能に繋がることも考えられる。

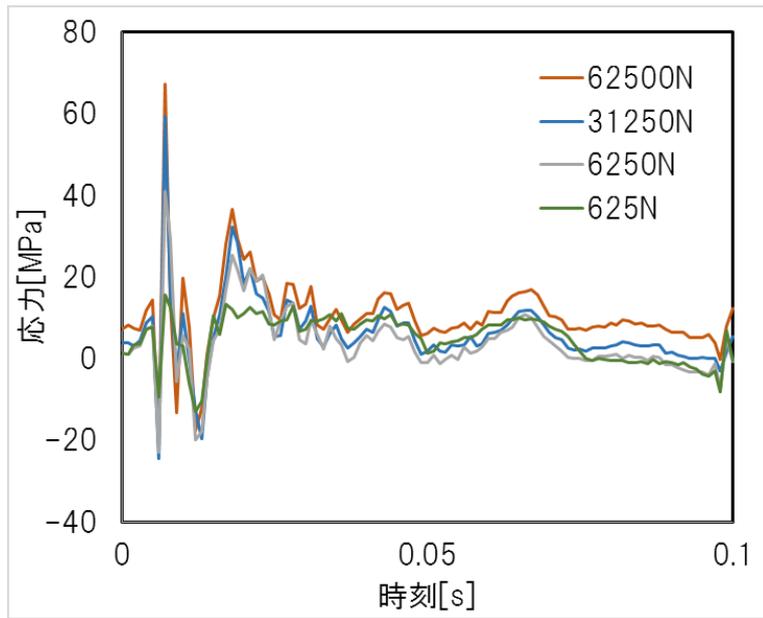


Fig. 5.59 点 A での応力振幅

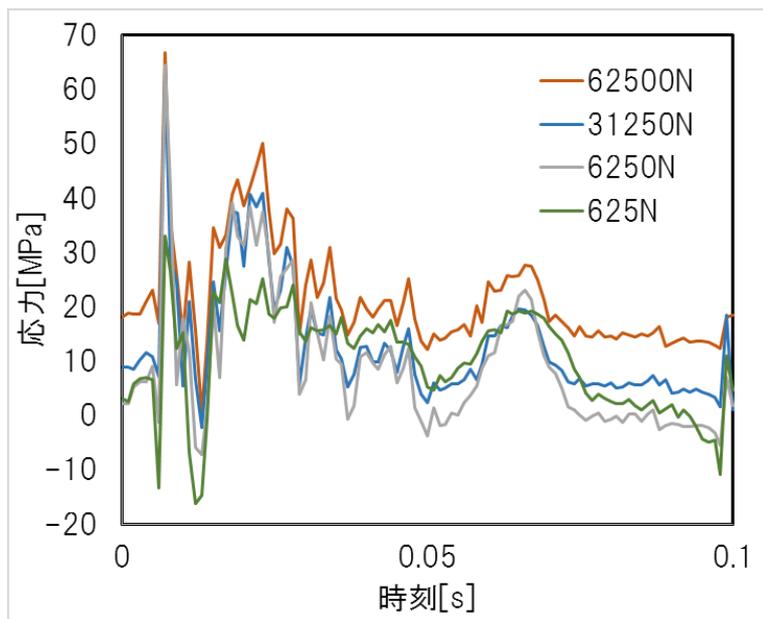


Fig. 5.60 点 B での応力振幅

Table 5.4 応力振幅の比較

軸力	点 A での 応力振幅[MPa]	点 B での 応力振幅[MPa]	最大応力振幅 [MPa]	最大応力振幅の 箇所
62500N	44.29	33.15	45.83	点 A 付近
31250N	41.99	33.13	41.99	点 A
6250N	32.02	35.89	35.89	点 B
625N	14.28	24.63	24.63	点 B

5.4 衝撃荷重を変化させたとき

次に、本節では、トングレール後端部継目に与える衝撃荷重の大きさを変化させた場合について説明する。

5.4.1 解析条件

Fig. 5.61 に示すように、先行研究での z 方向の入力波形と、その波形を 0.5 倍、2.0 倍にしたときの解析を行う。文献等から、衝撃振動によるレールの加速度は通常のとときの 2.0 倍を超えることはほとんどない [24]ため、本研究においても、衝撃荷重は 2.0 倍までとした。以下、先行研究の入力荷重を 1.0 倍荷重と呼び、それを 2.0 倍、0.5 倍にしたものをそれぞれ 2.0 倍荷重、0.5 倍荷重と呼ぶ。なお、入力荷重を与える箇所やその他の条件については、第 4 章で述べたもの及び先行研究のものと同じとする。

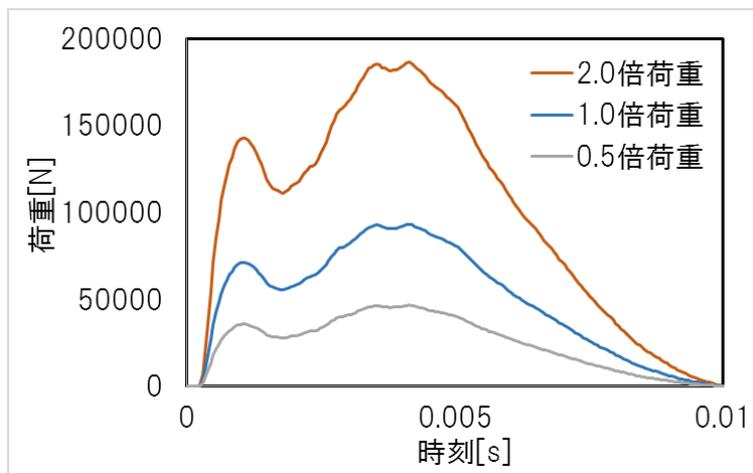


Fig. 5.61 入力荷重

5.4.2 解析結果

(1) 1.0 倍荷重

主応力コンターは5.2.2のFig. 5.7, Fig. 5.8に示した。応力振幅が最大となるのはFig. 5.7で示した肘金上面の箇所であり、その値は45.83MPaであった。

規定トルク時の軸力である62500Nのときの肘金については、5.2にて詳述したのでそちらを参照されたい。

(2) 0.5 倍荷重

Fig. 5.62に0.5倍荷重における、衝撃荷重を与えてから0.007秒後の主応力コンターを示す。比較を行うために、1.0倍荷重のときの主応力コンターも示してある。

コンターを見ると明らかなように、荷重を小さくすると応力分布の傾向はほとんど同じだが、値が全体として小さくなるということが分かる。なお、応力振幅が最大となるのはFig. 5.62に示した箇所で応力振幅の値は24.98MPaとなった。応力振幅が最大となる箇所及び時刻は1.0倍荷重のときと同じになっている。

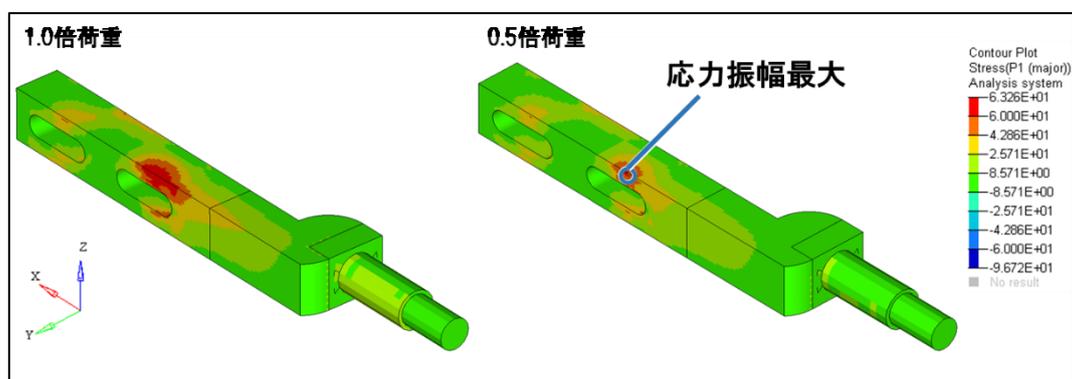


Fig. 5.62 0.5 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.007)

(3) 2.0 倍荷重

2.0倍荷重における、衝撃荷重を与えてから0.007秒後の主応力コンターをFig. 5.63に、0.039秒後の主応力コンターをFig. 5.64に示す。比較のため、1.0倍荷重のときの主応力コンターも示している。

全体としては、衝撃荷重を与えてから0.007秒後の主応力コンターのように、1.0倍荷重と応力分布の傾向が同じで数値が高いという結果が得られる。ただし、衝撃荷重を与えてから0.039秒後の主応力コンターのように、応力分布が大きくなる箇所・時刻があり、これについては1.0倍荷重や0.5倍荷重のときには見られなかった。応力分布が異なる箇所が出てくる原因として、2.0倍荷重のときに肘金やトングレールが大きく移動することが上げられ

る。1.0 倍荷重や 0.5 倍荷重では、Fig. 5.65 で示したトンダレールの面(1)の部分が基本レールと主に接触し、面(2)はほとんど接触しない。一方で、2.0 倍荷重のときは、トンダレールが大きく動くため面(2)でも激しく接触している。結果として、それによる衝撃が 1.0 倍荷重等では見られなかった応力分布に繋がっていると考えられる。

また、応力振幅が比較的大きな値となったのは、Fig. 5.66 で示した 3 点が主である。点 C は、1.0 倍荷重や 0.5 倍荷重のときには応力振幅が大きな値になることはなかった。この点で比較的大きな応力振幅となったのは、衝撃荷重を与えてから 0.039 秒後に応力の値が大きくなったからだと考えられる。なお、応力振幅が最大となったのは点 A で値は 90.70MPa だった。

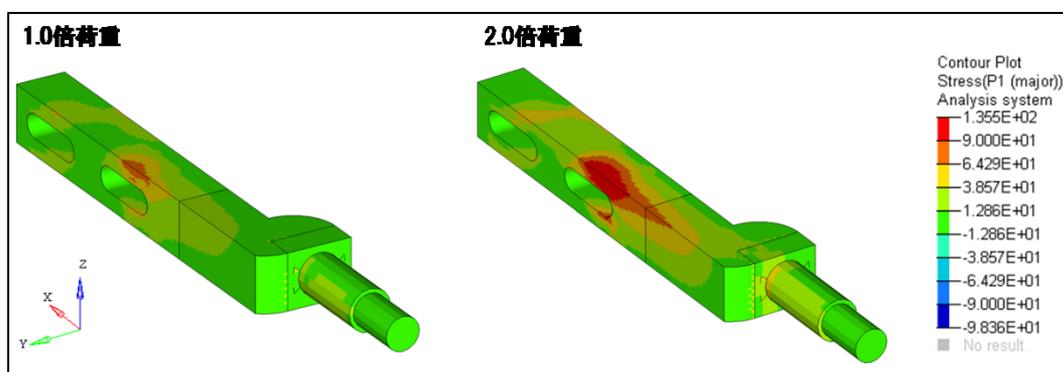


Fig. 5.63 2.0 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.007)

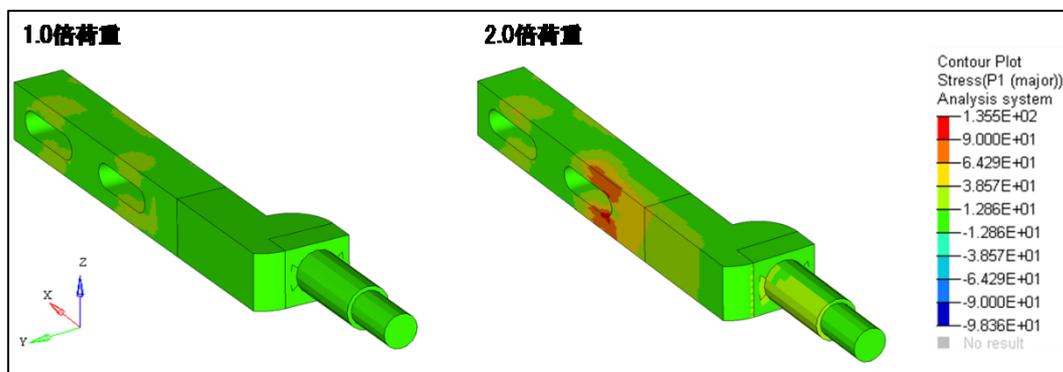


Fig. 5.64 2.0 倍荷重のときの主応力コンター(t = 0.039)

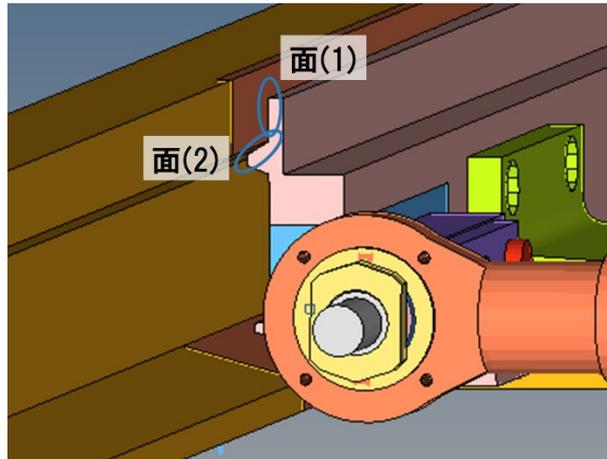


Fig. 5.65 接触する面

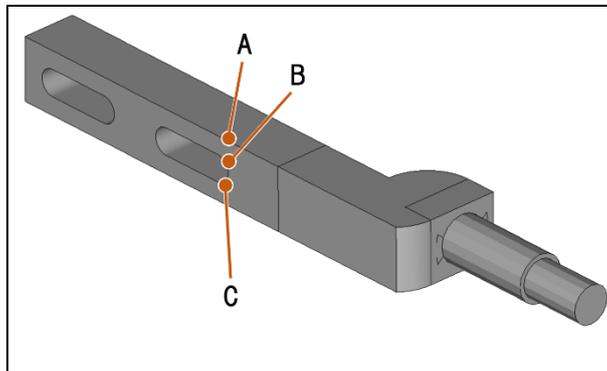


Fig. 5.66 応力振幅が大きくなる点

5.4.3 軸力と衝撃荷重を変化させたとき

軸力と衝撃荷重をともに変化させた解析の結果を述べる。0.5 倍荷重のときは軸力が 62500N のときと同様、どの軸力でも 1.0 倍荷重と同じような応力分布となり、値が全体として小さくなった。ただし、1.0 倍荷重のときの軸力 625N で見られていたボルト側面と肘金やトングレールとの接触はなくなった。2.0 倍荷重のときは、軸力 31250N のときは軸力 62500N に準じた応力分布となった。すなわち、点 A, B, C で応力が大きくなった。軸力が 6250N のときは、Fig. 5.67 に示すように、点 A での応力は大きくなくなったが、新たに点 D で応力が大きくなっている。また、ボルトの座面の面圧も分布・時間変化ともに一定ではなくなり、ボルト側面と肘金やトングレールとの接触が起こるようになった。625N のときは、点 A, B での応力は大きくないが、点 D と新たに点 E, F で応力が大きくなった。ボルト側面と肘金やトングレールとの接触が 1.0 倍荷重のときよりも激しく、頻繁に起こるようになっている。

次に応力振幅の算出結果を述べる。1.0倍と同じような応力振幅が最大となった点は、軸力31250Nのときの0.5倍荷重では点Aよりもややトングレール先端側の部分で、軸力6250Nのときの2.0倍荷重では点Cであった。それ以外に関して、1.0倍荷重と同様になった。

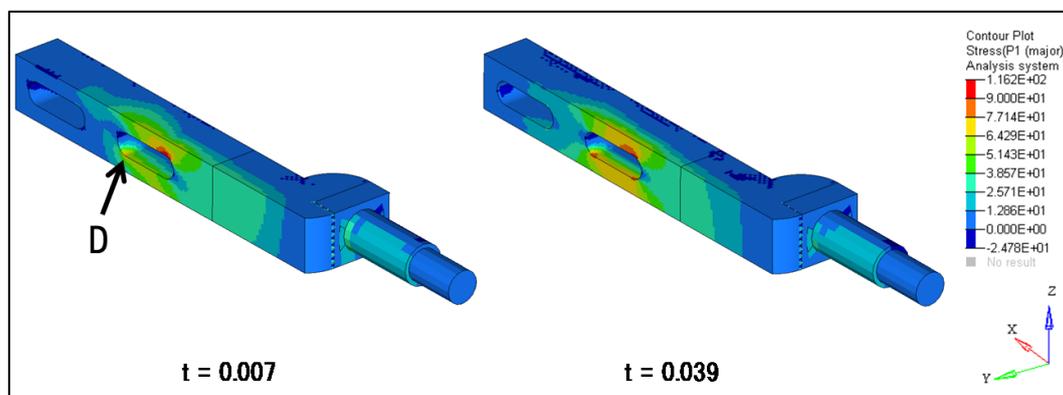


Fig. 5.67 軸力 6250N, 2.0倍荷重の主応力コンター

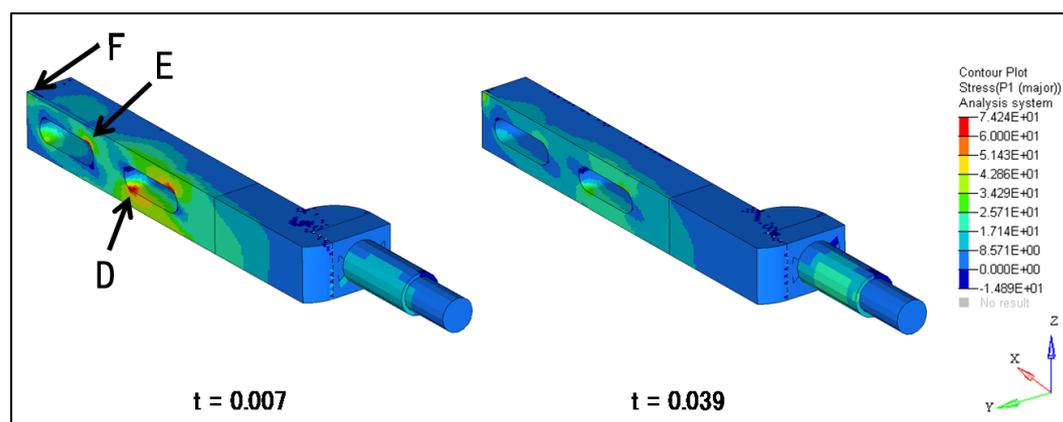


Fig. 5.68 軸力 625N, 2.0倍荷重の主応力コンター

Table 5.5 各軸力, 衝撃荷重における最大応力振幅 (MPa)

軸力	0.5倍荷重	1.0倍荷重	2.0倍荷重
62500N	24.98	45.83	90.70
31250N	25.64	41.99	82.89
6250N	25.13	35.88	65.56
625N	18.93	24.63	56.83

5.4.4 ボルトの緩み評価

5.3.4 と同様にして，肘金部のボルトの緩み評価を行う．

(1) 軸垂直方向往復すべりによるボルトの緩み

まず初めに 0.5 倍荷重のときについて述べる．ボルト 1 側，ボルト 2 側のすべり量の変化を Fig. 5.69 に示す．0.5 倍荷重のときにおいても，ボルト 2 側の方がボルト 1 側よりもすべり量が大きくなっている．ただし，軸力が 625N のとき，1.0 倍荷重においては，ボルト 1 とボルト 2 どちらの側も同じような値のすべり量となっていたが，0.5 倍荷重では，ボルト 2 側の方が大きくなっている．また，1.0 倍荷重のときのすべり量の変化を示した Fig. 5.39 と比較すると，すべり量はどの軸力においても減少していることが分かる．解析から算出した最大すべり量を Table 5.6 に示す．軸力が 6250N 以上のときには，解析から算出した最大すべり量が最大限界すべり幅 S_{cr} を下回っているが，軸力が 625N のとき，ボルト 2 での最大すべり量が S_{cr} を上回っているため，軸垂直方向往復すべりによる緩みが進行する可能性が高い．一方でボルト 1 での最大すべり量は S_{cr} を下回っており，1.0 倍荷重のときと結果が異なる．

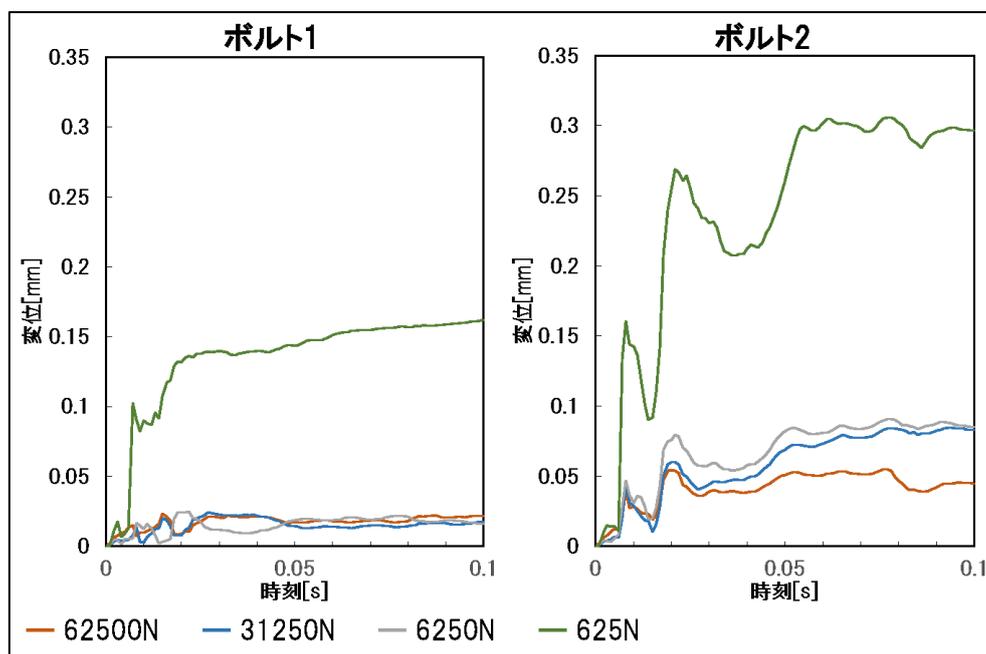


Fig. 5.69 すべり量の変化(0.5 倍荷重)

Table 5.6 すべり量の比較(0.5倍荷重)

軸力	最大限界すべり幅 S_{cr} [mm]	解析から算出した最大すべり量[mm]	
		ボルト1	ボルト2
62500N	17.8	0.0234	0.0551
31250N	8.90	0.0241	0.0844
6250N	1.78	0.0249	0.0908
625N	0.178	0.162	0.306

次に、2.0倍荷重のときについて述べる。ボルト1側、ボルト2側のすべり量の変化を Fig. 5.70 に、解析から算出した最大すべり量を Table 5.7 に示す。1.0倍荷重や0.5倍荷重と同様に、ボルト2側の方がボルト1側よりもすべり量が大きくなっている。また、1.0倍荷重のときのすべり量の変化を示した Fig. 5.39 と比較すると、すべり量はどの軸力においても増加しているほか、ボルト2側における軸力6250Nのときのすべり量は、軸力が625Nのときと同じような値になることがある。このことと、軸力6250Nのときに肘金とボルトが接触することから、軸力が6250Nのときについても軸力が625Nのときと同様にボルトがボルト穴の中をかなり動きまわっていることが分かる。最大すべり量に関しては、軸力が625Nのときに最大限界すべり幅 S_{cr} を超えており、軸垂直方向往復すべりによるボルトの緩みが進行する可能性がある。

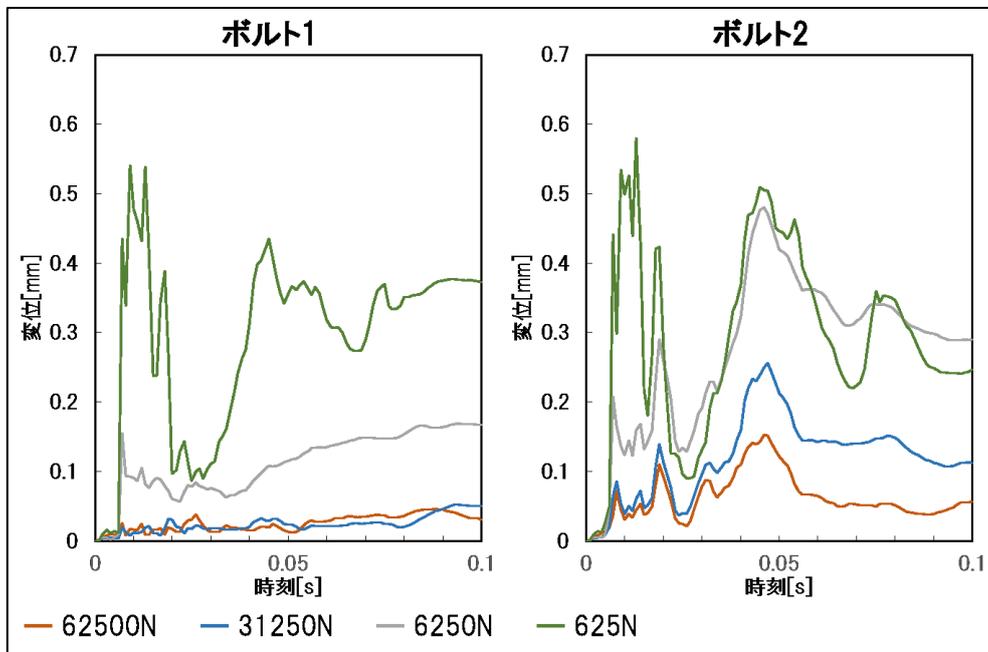


Fig. 5.70 すべり量の変化(2.0倍荷重)

Table 5.7 すべり量の比較(2.0倍荷重)

軸力	最大限界すべり幅 S_{cr} [mm]	解析から算出した最大すべり量[mm]	
		ボルト 1	ボルト 2
62500N	17.8	0.0460	0.153
31250N	8.90	0.0523	0.256
6250N	1.78	0.169	0.480
625N	0.178	0.540	0.580

(2) ボルトの緩み評価

5.3.4(2)と同様、肘金に接しているボルトの座面の接線力、摩擦力によって座面でのすべりを算出し、ボルトの緩みを評価する。

まず初めに、0.5倍荷重について述べる。軸力が62500N、31250N、6250N、625Nのときの接線力、摩擦力の変化をそれぞれFig. 5.71, Fig. 5.72, Fig. 5.73, Fig. 5.74に示す。どの軸力においても、1.0倍荷重のときに比べ、接線力の変化が小さくなった。また、軸力625Nのときの摩擦力の変化が1.0倍荷重のときに比べて非常に小さくなった。これは、荷重を小さくしたことにより、肘金やトングレールの振動が小さくなったことが原因だと考えられる。また、どの軸力、ボルトにおいても、接線力<摩擦力となっており、これらのボルトの緩みは進行しないと考えられる。

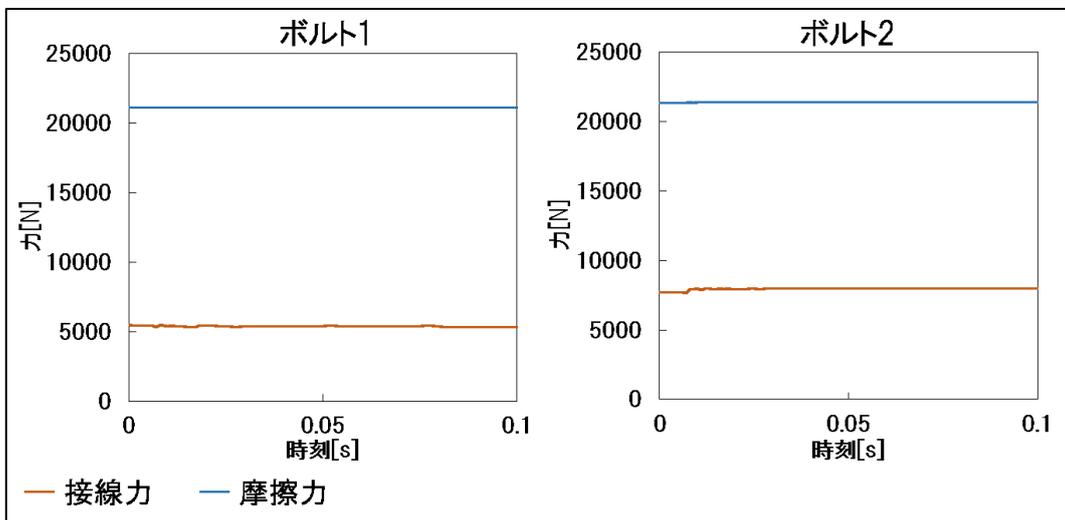


Fig. 5.71 軸力 62500N のときの接線力、摩擦力(0.5倍荷重)

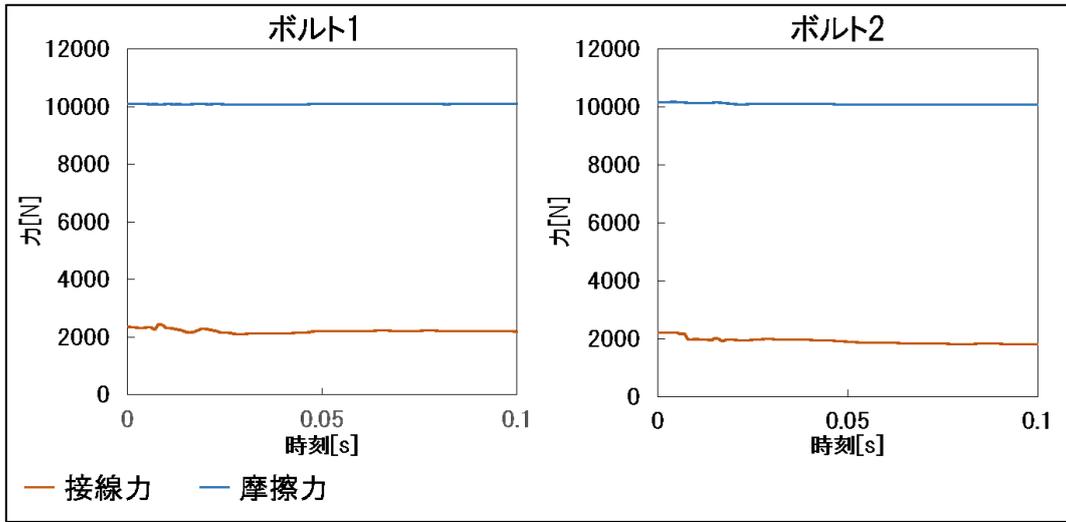


Fig. 5.72 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重)

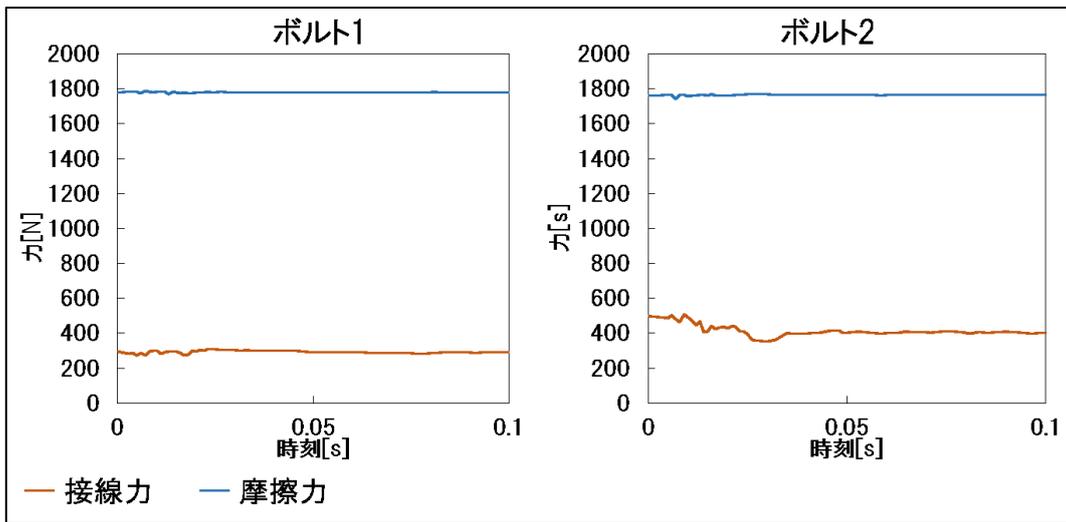


Fig. 5.73 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重)

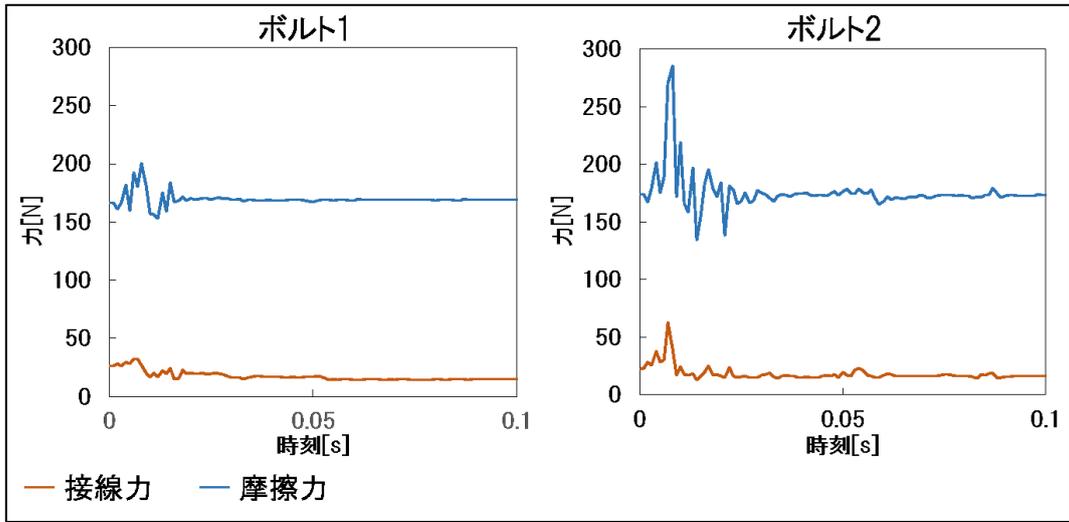


Fig. 5.74 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(0.5 倍荷重)

次に、2.0 倍荷重のときについて述べる。軸力が 62500N, 31250N, 6250N, 625N のときの接線力, 摩擦力の変化をそれぞれ Fig. 5.75, Fig. 5.76, Fig. 5.77, Fig. 5.78 に示す。1.0 倍荷重に比べて荷重が大きくなり、肘金やトングレールが大きく振動するため、接線力や摩擦力の変化も大きくなっている。軸力が 6250N 以上のときに関しては、どちらのボルトも常に接線力<摩擦力となり、ボルトの緩みは進行しないと考えられる。軸力が 625N のときは、どちらのボルトにおいても、接線力=摩擦力となる時間があり、すべりが生じているため、ボルトの緩みが進行していく可能性が高い。接線力の値が摩擦力の値に近づく時間が 1.0 倍荷重に比べて長いため、2.0 倍荷重の方が、ボルトの緩みの進行が早いと考えられる。

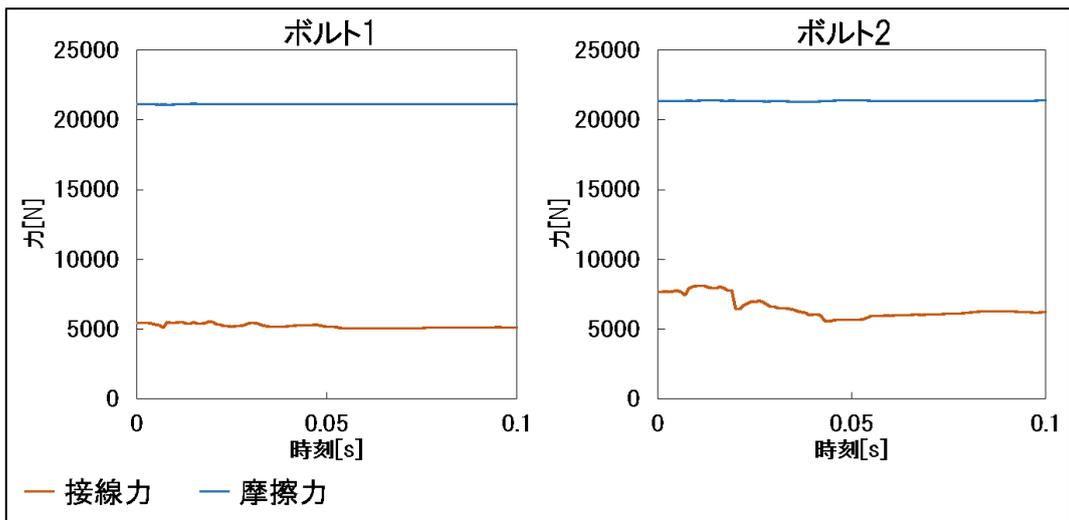


Fig. 5.75 軸力 62500N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重)

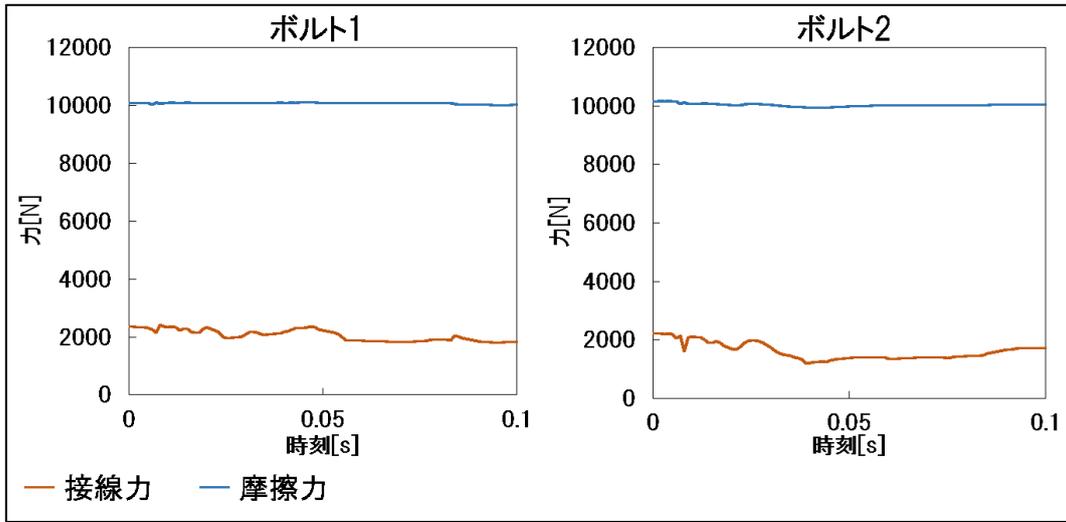


Fig. 5.76 軸力 31250N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重)

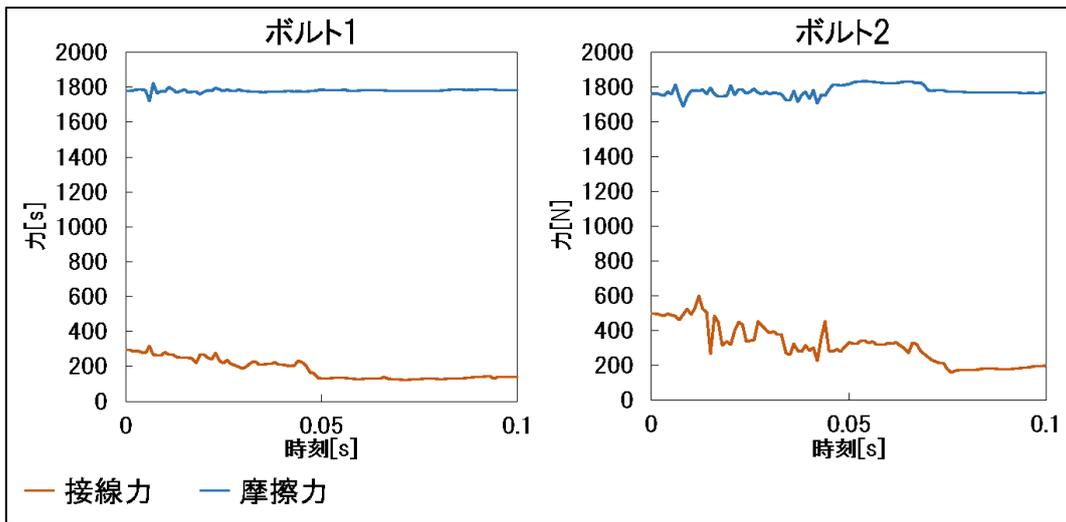


Fig. 5.77 軸力 6250N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重)

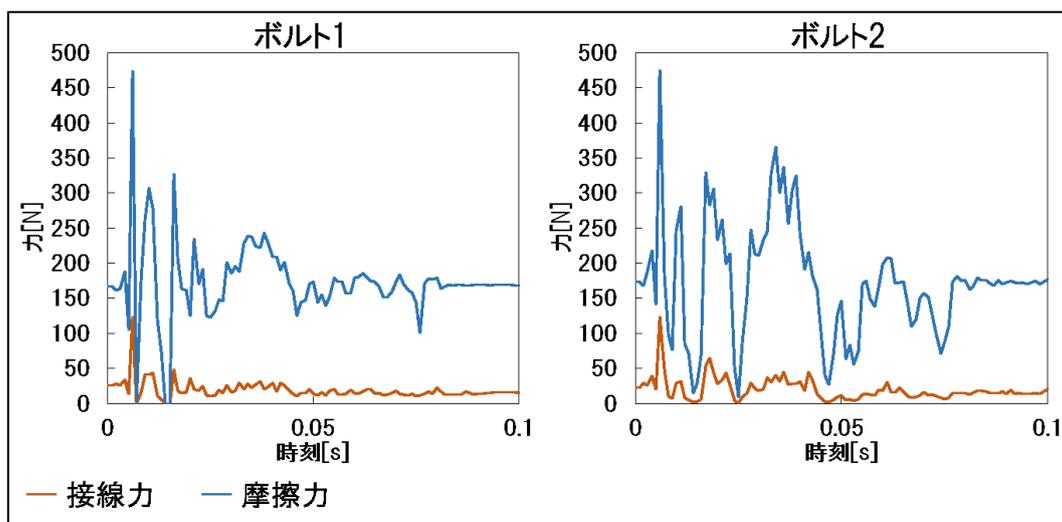


Fig. 5.78 軸力 625N のときの接線力, 摩擦力(2.0 倍荷重)

5.4.5 考察

軸力が 62500N のときにおいて, Fig. 5.66 での点 A, 点 B における最大応力振幅となる方向での応力の変化をそれぞれ Fig. 5.79, Fig. 5.80 に示す. 先述したように, 衝撃荷重が大きくなると応力振幅が大きくなる. これは, トングレール後端部への衝撃荷重が大きくなれば, トングレールを通して肘金に伝わる衝撃振動も大きくなり, 肘金が激しく動くからだと考えられる. 応力変化の傾向については, 大部分が各荷重で一致している. ただし, 2.0 倍荷重のときはトングレールの動きが激しくなるため, 応力が大きくなることもある.

また, 5.4.3 より, 軸力が 62500N とは異なるときでも, 衝撃荷重が大きければ応力振幅が大きくなるということが分かった. 本研究で得られた結果では, 衝撃荷重が 2 倍になると, 応力振幅もおおよそ 2 倍になっている. ただし, 荷重が大きくなると肘金やその周辺の部品の振動が激しくなり, 2.0 倍荷重では, 軸力が 625N のときに加えて 6250N のときに関してもボルトと肘金やトングレールとの接触が起こるようになっている. 本研究で算出された応力振幅は, 肘金の材料である S25C の疲労限度である約 200MPa には達していないものの, 肘金とボルト等の接触による局所的な応力集中が起こることで, 軸力が 6250N のときでも疲労破壊が起こりやすくなっている可能性がある. また, 2.0 倍荷重の軸力が 625N のときは 1.0 倍荷重に比べてボルト側面と肘金やトングレールとの接触が頻繁に激しく起こるようになっているため, 1.0 倍荷重よりも 2.0 倍荷重の方がより一層, 肘金への部品の衝突による疲労破壊が起こりやすくなっている可能性がある.

このように, 衝撃荷重が大きくなると, 肘金の応力振幅が大きくなるだけでなく, 肘金が激しく動くことで肘金と他の部品が激しく接触するようになるため, 疲労が累積されやすくなると考えられる.

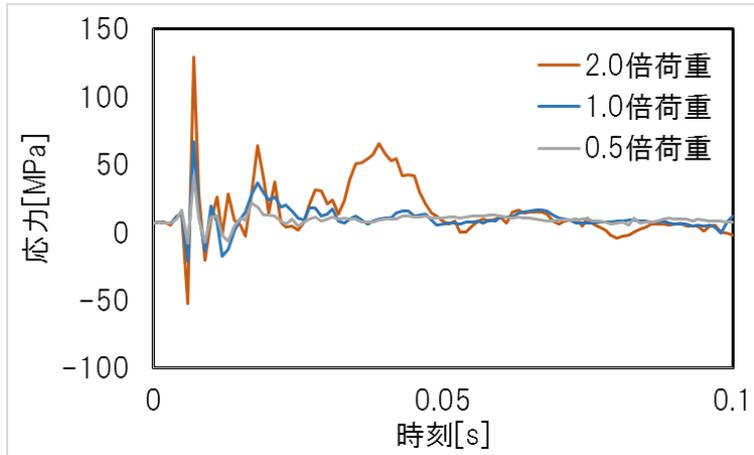


Fig. 5.79 点 A における応力変化

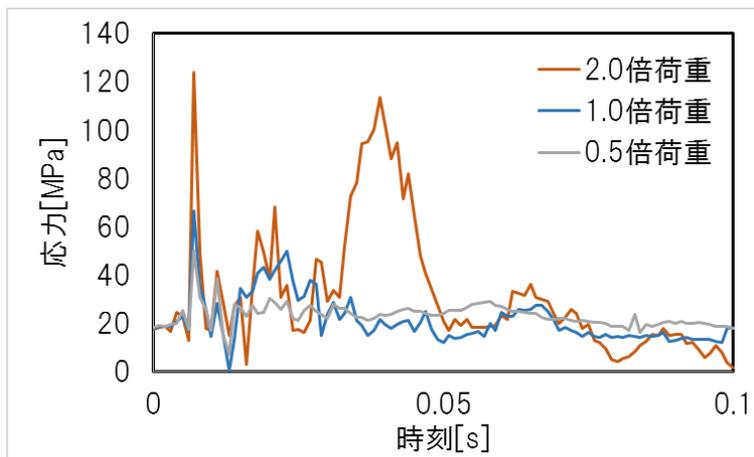


Fig. 5.80 点 B における応力変化

第6章

結論

6.1 結論

本研究では、普通分岐器の肘金と呼ばれる部品において、列車通過時の疲労評価を様々な条件下で行った。まず、肘金部のボルトの軸力を変化させた場合についての解析を行った。ボルトの軸力を小さくすると、肘金の応力振幅の大きさは小さくなった。このことから通常の交換周期の下ではこの応力振幅による疲労破壊は起こりづらいことが明らかになった。しかし、軸力を非常に小さくすると、肘金やボルト周辺の部品の挙動が大きくなり、ボルトと肘金が接触してしまうことが分かった。接触によって大きな応力集中が生じ、接触部分で疲労破壊する可能性がある。また、ボルトの軸力が非常に小さいときには、ボルトの座面でのすべりから、ボルトの緩みが進行するということが明らかになった。ボルトの緩みが進行することで、ボルトと肘金の接触がよりいっそう頻繁に激しく起こるようになるだけでなく、ボルトの脱落につながる可能性がある。

次に、トングレール後端部に与える衝撃振動の大きさを変化させた場合についての解析を行った。その結果、衝撃振動を大きくすると肘金の応力振幅が大きくなるということが分かった。ただし、本研究での解析の結果においては、疲労破壊が起こるまでの回数はもっとも少ない場合でも 1.0×10^9 回程度となり、通常の交換周期においては疲労破壊が起こる可能性は低いという結果になった。しかしながら、衝撃振動を大きくした場合に関しても肘金やボルト周辺の部品の挙動も大きくなるため、肘金とトングレールとの接触が起こってしまうことが明らかになった。

6.2 課題と展望

本研究での有限要素法解析においては、ボルトの軸力を小さくすると肘金の応力振幅が大きくなり、場合によっては小さくなるという結果を得た。トングレール後端部に与える衝撃振動の大きさはどの軸力でも同一なため、与えた衝撃振動が分岐器の別の箇所の疲労に影響を与えている可能性がある。それとは逆に、分岐器の別の箇所に異常があると、肘金の疲労に影響を与える可能性もある。それらについて、衝撃振動を与えた際の挙動や応力分布を観察した上で検討する必要がある。

さらには、本研究で検討できなかった、フロントロッドを長くした場合や、分岐器の設置

環境が異なる場合といった、肘金の疲労に影響を与えられている別の要因について、解析や必要に応じて実測を行うことにより疲労評価を行う必要がある。

謝辞

本研究は泉教授のご指導の下で行われました。泉教授には、有限要素法解析の方法やデータの出し方等、研究に関するあらゆることを教えていただきました。酒井教授には、打ち合わせでご助言をいただいたり疲労の評価方法を教えていただいたりしました。波田野助教には研究室生活をサポートしていただきました。その他、研究室の方々には、何気ない会話から研究に関するアドバイスまで、研究を進めていく上で手助けになったことが多くありました。

共同研究をしていただいた東日本旅客鉄道株式会社の方々に感謝致します。金田様、鈴木様、新野様、佐々木様、前任の小林様には打ち合わせにてご指摘をいただいたほか、貴重なご意見をいただきました。

アルテアエンジニアリングの柴田様には、解析ソフトの使い方やアドバイスを教えていただき助かりました。

その他、協力していただいた皆様へ心から感謝の気持ちと御礼を申し上げたく、謝辞にかえさせていただきます。

参考文献

- [1] 五十嵐義信, “NS-A 形電気転てつ機の鎖錠に関する課題と改善手法,” 著: 鉄道総研報告 Vol.3 No.1, 2009, pp. 29-32.
- [2] 堀雄一郎, 安岡和恵, 小尾実, 加治俊之, 尾高達男, 本橋幸二, “分岐器・転てつ機システムの革新 -次世代分岐器・転てつ機の開発-,” 著: JR East Technical Review No.2, 2003, pp. 64-68.
- [3] 東日本旅客鉄道, 内部資料.
- [4] 安原碩人, 伊東周二, 鹿間政男, “フロントロッドの改良(第1報),” 著: 鉄道奇術研究所速報, 1982.
- [5] 近藤祐樹, “修士論文: 列車通過時振動による分岐器付属部品の摩耗予測のための有限要素法解析,” 2015.
- [6] 島本琢磨, “修士論文: 列車通過時振動による特殊分岐器付属装置摩耗予測のための有限要素法と実機試験による検証,” 2017.
- [7] 鉄道技術ポケットブック編集委員会, 鉄道技術ポケットハンドブック, オーム社, 2012.
- [8] 東日本旅客鉄道, JR 東日本社内講座教本 -施設技術入門-.
- [9] コトバンク, “分岐器,” [オンライン]. Available: <https://kotobank.jp/word/%E5%88%86%E5%B2%90%E5%99%A8-867302>. [アクセス日: 5 1 2018].
- [10] 和泉和弘, 堀雄一郎, 鶴飼毅彦, “分岐器の設備故障防止の取組み,” 著: JR EAST Technical Review 第17巻, 2006, pp. 29-33.
- [11] 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志, “電気転てつ機モニタリングデータを用いた転換不能予兆把握に関する研究,” 著: 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2014.
- [12] 伊東周二, “フロントロッドの改良,” 著: 鉄道技術研究所速報, 1987.
- [13] 小尾実, 伊藤哲也, 三原泰司, “特殊分岐器の改良 -60kg9 番シングルスリップの部分弾性化-,” 著: 新線路 54, 2000.
- [14] 宮下優, 比澤庸平, 五十嵐義信, “転換鎖錠装置のロック狂い現象のモデル化及び対策の検討,” 著: 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2014.
- [15] 主要波形データ集, 吉原鉄道工業.
- [16] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋, “レール継目部の衝撃応答解析における道

- 床・路盤部のモデル化の影響,” 著: 応用力学論文集 vol.7, 2004, pp. 1-11.
- [17] 桃谷尚嗣, 堀池高広, “車輪走行によるレール継目部の衝撃荷重の評価,” 著: 鉄道総研報告 Vol.19 No.2, 2005, pp. 29-34.
- [18] 西本正人, 山口剛志, “列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討,” 著: 第 20 回 鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2013, pp. 5-8.
- [19] 鈴木貴洋, 名村明, 石田誠, “軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討,” 著: 土木学会第 59 回年次学術講演会講演論文, 2004, pp. 49-50.
- [20] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋, “レール継目部列車走行試験の有限要素シミュレーションとその再現性,” 著: 応用力学論文集 Vol.8, 2005, pp. 1-12.
- [21] 科学特許庁金属材料技術研究所, 金属材料技術研究所疲れデータシート No.1(図を加工して使用), 1978.
- [22] 山本晃, ねじ締結の原理と設計, 養賢堂, 1995.
- [23] 西村尚哉, 服部敏雄, 森智志, 佐合一馬, 山下実, 成瀬友博, “軸直角方向負荷下でのボルト - ナット締結体のすべり・ゆるみ挙動,” 著: 日本機械学会論文集 75 巻 756 号, 2009, pp. 967-973.
- [24] 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, 長倉清, “レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価 -軌道編-” .