

# 卒業論文

有限要素法によるフロントロッドの張りが  
鉄道分岐器付属部品の寿命に及ぼす影響の評価

03-210237 藤野 瑛汰

指導教員名 泉 聡志 教授

# 有限要素法によるフロントロッドの張りが鉄道分岐器付属部品の寿命に及ぼす影響の評価

藤野 瑛汰 指導教員 泉 聡志 教授

Key word: Finite element analysis, Railroad switch, Front rod, Bearing, Lifespan evaluation

## 1. 緒言

### 1.1 研究背景

分岐器はトングレールを動かすことによって列車の進路を変更させる装置である。分岐器には列車通過や転換動作の繰り返しによって負荷が生じ、付属部品である肘金の折損や軸受の摩耗により転換不能に陥る可能性がある。破損を防ぐために付属部品は定期的に交換されるが、この交換周期は経験則に基づいて決まっており、実際にはより長時間使用できる可能性がある。そのため、転換不能の原因を明らかにし、分岐器の実際の使用状況を考慮した寿命予測を行い、適切な交換周期を提言することが求められている。

### 1.2 研究目的

過去にフロントロッドを通常の長さより長く調整した状態である「張り」が列車通過時の衝撃振動における肘金の疲労に与える影響を明らかにする研究が行われた [1]。解析モデルを修正した上で改めて衝撃振動におけるフロントロッドの張りが肘金の疲労および軸受の摩耗に与える影響を明らかにすることを目的とする。

## 2. 肘金の疲労への影響

衝撃振動解析を行い、得られた平均応力、応力振幅から算出した修正等価応力振幅が最大となった箇所を Fig. 2 に示す。また、この部分の平均応力および修正等価応力振幅について Fig. 1 に示す。フロントロッドを張ると応力振幅はあまり変化せず、平均応力が大きく上昇した。フロントロッドを張るとフロントロッド自体がトングレールの押し付けを担うようになるため、軌間外方向に曲げ変形が生じ、押し付け力がフロントロッドの張りに伴って増加する [2] ことが原因で、肘金の平均応力が増加し、肘金が疲労しやすくなると考えられる。本研究で算出した修正等価応力振幅はいずれも疲労限を下回っており、本解析の条件においてフロントロッドを張っても肘金の疲労寿命には十分余裕があることが明らかになった。

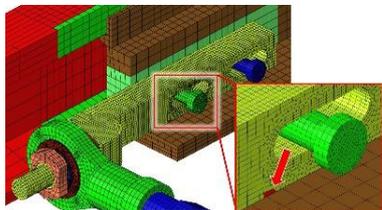


Fig. 2 Location where the equivalent stress amplitude is maximum

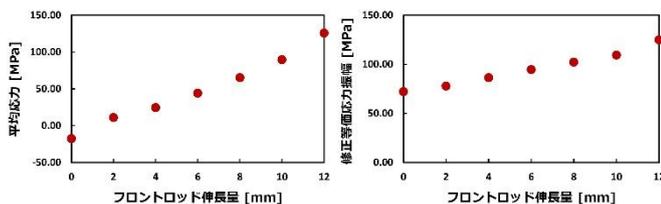


Fig. 1 Relationship between the extension of Front Rod and mean stress and equivalent stress amplitude

## 3. 球面軸受の摩耗への影響

球面軸受摺動部の接触面圧および滑り速度を算出し、摩耗量の指標としてこれらの時間積分値 (PV 積分値) を算出した。PV 積分値を定数倍し、フロントロッドを張った際の球面軸受の摩耗傾向を可視化できるようにした図を Fig. 3 に示す。また、Table 1 に PV 積分値およびそれに比摩耗量 [3] をかけて算出した 1 年あたりの摩耗量を示す。フロントロッドを張っていない場合の摩耗量は小さいが、張った場合は Fig. 3 のように軌間内方向の摩耗が大きくなる。これは、フロントロッドを張ると球面軸受外輪が軌間外方向に押し付けられることで、球面軸受の軌間内方向の内輪と外輪が常に接触し続けるようになり連続的に摩耗が生じるためと考えられる。本解析の条件では許容摩耗量 1.0 mm に達するまでに十分に余裕が有ることが分かった。

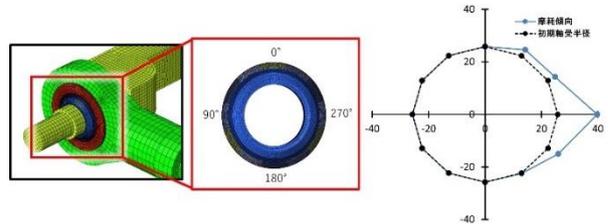


Fig. 3 Wear tendency of the bearing

Table 1 PV integral and Wear amount of the bearing

フロントロッドの張り [mm]	0	2	4	6
PV積分値 [N/mm]	0.11	6.99	6.89	6.17
1年あたりの摩耗量 [mm]	$1.71 \times 10^{-4}$	$1.09 \times 10^{-2}$	$1.07 \times 10^{-2}$	$9.61 \times 10^{-3}$

## 4. 結言

フロントロッドを張ると転換動作において押し付け力をもつことから、衝撃振動において肘金の疲労および球面軸受の摩耗が進行しやすくなることを明らかにした。いずれについても本解析モデルの解析結果から予測された寿命は現行の交換周期に対して十分余裕があることがわかった。今後は、フロントロッド周辺部の組み付け状態および衝撃荷重の大きさによる比較を行う必要があると考えられる。

## 参考文献

- [1] 坂西空, "卒業論文:鉄道分岐器のフロントロッド調整状態が付属部品の寿命に及ぼす影響の評価," 2019.
- [2] 重盛壮平, "修士論文:MBDとFEMによる鉄道分岐器転換動作が付属部品の寿命に及ぼす影響の解明," 2022.
- [3] 近藤祐樹 et al., "車両通過時の衝撃振動による分岐器のフロントロッド摩耗予測のための有限要素モデリング," 日本機械学会論文集, vol. 81, no. 832, pp. 15-00286, 2015.

# 目次

目次 .....	2
図目次 .....	4
表目次 .....	7
第1章 緒言 .....	8
1.1 研究背景 .....	8
1.2 先行研究 .....	9
1.3 研究目的 .....	9
1.4 本論文の構成 .....	10
第2章 鉄道分岐器の仕組み .....	11
2.1 緒言 .....	11
2.2 鉄道分岐器 .....	11
2.2.1 分岐器のレール .....	12
2.2.2 転てつ装置 .....	13
2.2.3 転換動作の仕組み .....	19
2.3 分岐器の調整状態 .....	21
2.3.1 トングレール後端の状態 .....	21
2.3.2 トングレールの接触状態 .....	22
2.3.3 床板の調整状態 .....	27
2.4 分岐器の転換不能について .....	28
2.4.1 転換不能の要因 .....	29
2.4.2 疲労・摩耗につながる要因 .....	30
2.5 本研究でのアプローチ .....	31
第3章 有限要素モデリング .....	32
3.1 緒言 .....	32
3.2 モデリング .....	32
3.2.1 モデリング範囲 .....	32
3.2.2 レールモデリング .....	34
3.2.3 スイッチアジャスタ周辺部品モデリング .....	34

3.2.4 フロントロッドモデリング.....	35
3.2.5 肘金部モデリング.....	37
3.2.6 軸受モデリング.....	38
3.2.7 接続かんモデリング.....	40
3.2.8 マクラギモデリング.....	41
3.3 入力荷重.....	42
3.3.1 入力位置.....	42
3.3.2 入力波形.....	43
3.4 解析条件.....	43
第4章 解析結果.....	45
4.1 緒言.....	45
4.2 解析結果と実測データの比較.....	45
4.2.1 加速度振幅比較.....	45
4.2.2 加速度波形の比較.....	47
4.3 肘金の疲労への影響.....	48
4.3.1 疲労評価の指標.....	48
4.3.2 フロントロッドの張りの影響.....	49
4.3.3 疲労評価.....	54
4.4 球面軸受の摩耗への影響.....	56
4.4.1 摩耗量の計算手法.....	56
4.4.2 接触面圧の算出と比較.....	57
4.4.3 滑り速度.....	60
4.4.4 PV 積分値.....	62
4.4.5 寿命予測.....	65
4.5 考察.....	66
第5章 結論.....	67
5.1 結論.....	67
5.2 課題と展望.....	67
謝辞.....	69
参考文献.....	70

# 図目次

図 2.1	営業線に設置された普通分岐器 .....	11
図 2.2	片開き分岐器の概略図 [3].....	12
図 2.3	進路の切り替え .....	12
図 2.4	転てつ装置周辺図 .....	14
図 2.5	電気転てつ機内部の機構 .....	15
図 2.6	スイッチアジャスタ概形図 .....	15
図 2.7	転てつ棒中央部の概念図 .....	16
図 2.8	転てつ棒・連結板周辺部の概略図 .....	17
図 2.9	連結板・転てつ棒接続部 .....	17
図 2.10	フロントロッドの構造 .....	18
図 2.11	フロントロッドの伸長 .....	19
図 2.12	転換動作における転換ローラーと動作かんの移動経路.....	21
図 2.13	継ぎ目を横から見た図 .....	22
図 2.14	継ぎ目を上から見た図 .....	22
図 2.15	理想的なトングレール接触状態 .....	22
図 2.16	トングレール接触状態 [11].....	23
図 2.17	スイッチアジャスタの移動 .....	25
図 2.18	スイッチアジャスタの回り止め .....	25
図 2.19	スイッチアジャスタのナット角度の制約 .....	26
図 2.20	フロントロッドの張り .....	26
図 2.21	レールプレス .....	27
図 2.22	レールプレスの移動 .....	27
図 2.23	レールの沈み込み .....	28
図 3.1	分岐器モデル上面図 .....	33
図 3.2	分岐器モデルアイソメトリック図 (モデル全体) .....	33
図 3.3	フロントロッド周辺部 .....	33
図 3.4	スイッチアジャスタ周辺 .....	34
図 3.5	連結板ボルト穴のモデリングの修正 .....	35

図 3.6	フロントロッドのモデリング .....	36
図 3.7	マルチボディダイナミクス解析のモデル [8].....	36
図 3.8	フロントロッドの張りと押し付け力の関係の比較.....	37
図 3.9	肘金部（密着側）のモデリング .....	38
図 3.10	球面軸受のモデリング .....	39
図 3.11	球面軸受接触定義の分割 .....	39
図 3.12	球面軸受部のビーム要素の削除 .....	40
図 3.13	接続かんのモデリング .....	40
図 3.14	接続かん端部の非線形ばね要素の軌間内外方向荷重－変位曲線.....	41
図 3.15	トングレールマクラギ間の非線形ばね要素の鉛直荷重－変位曲線.....	42
図 3.16	荷重入力位置 .....	42
図 3.17	荷重波形.....	43
図 4.1	加速度振幅の実測・解析間での比較（鉛直方向） .....	46
図 4.2	加速度振幅の実測・解析間での比較（軌間内外方向） .....	46
図 4.3	加速度波形の実測・解析間での比較（鉛直方向） .....	47
図 4.4	加速度波形の実測・解析間での比較（軌間内外方向） .....	47
図 4.5	応力振幅と平均応力の算出方法 .....	48
図 4.6	修正等価応力振幅を算出した場所 .....	49
図 4.7	フロントロッド伸長量に対する応力振幅の変化.....	50
図 4.8	フロントロッド伸長量に対する平均応力の変化.....	50
図 4.9	フロントロッド伸長量に対する修正等価応力振幅の変化.....	50
図 4.10	軌間内外方向からみた肘金の変形図（節点変位 50 倍） .....	51
図 4.11	フロントロッド伸長量に対する転てつ棒とフロントロッドの軸力の関係 .....	51
図 4.12	肘金の変形図（節点変位 50 倍） .....	52
図 4.13	肘金部の鉛直方向加速度(解析結果).....	52
図 4.14	肘金部の鉛直方向加速度の FFT 結果.....	52
図 4.15	肘金部鉛直方向のエネルギースペクトル密度.....	53
図 4.16	フロントロッドの張りに対する ESD 積分値の関係 .....	53
図 4.17	S25C の SN 線図 [15] [16].....	54
図 4.18	着目した球面軸受 .....	57
図 4.19	ペナルティ剛性と接触力の対応 .....	58
図 4.20	密着側球面軸受の接触面圧と角度の関係（フロントロッドの張りなし） .....	58
図 4.21	密着側球面軸受の接触面圧と角度の関係（フロントロッドの張り 2 MM） .....	59
図 4.22	非密着側球面軸受の接触面圧と角度の関係（フロントロッドの張りなし） .....	59
図 4.23	非密着側球面軸受の接触面圧と角度の関係（フロントロッドの張り 2 MM） .....	59
図 4.24	フロントロッド伸長量と平均接触面圧の関係.....	60

図 4.25	密着側球面軸受の滑り速度と角度の関係（フロントロッドの張りなし）	60
図 4.26	密着側球面軸受の滑り速度と角度の関係（フロントロッドの張り 2MM）	61
図 4.27	非密着側球面軸受の滑り速度と角度の関係（フロントロッドの張りなし）	61
図 4.28	非密着側球面軸受の滑り速度と角度の関係（フロントロッドの張り 2MM）	61
図 4.29	フロントロッド伸長量と最大滑り速度の関係	62
図 4.30	密着側球面軸受の PV 積分値時刻歴	62
図 4.31	非密着側球面軸受の PV 積分値時刻歴	63
図 4.32	フロントロッド伸長量に対する PV 積分値の変化	63
図 4.33	密着側球面軸受の摩耗傾向	64
図 4.34	非密着側球面軸受の摩耗傾向	64

# 表目次

表 2.1	転換動作の過程と各部品の状態 .....	20
表 2.2	肘金の折損事例 .....	30
表 3.1	解析条件表 .....	37
表 3.2	接続かん端部の非線形ばね要素の特性表 .....	41
表 3.3	マクラギばね要素の特性表 .....	41
表 3.4	材料物性値一覧 .....	43
表 3.5	解析条件一覧 .....	44
表 4.1	長穴前方の応力振幅, 平均応力, 修正等価応力振幅 .....	50
表 4.2	長穴前縁の応力振幅, 平均応力, 修正等価応力振幅 .....	50
表 4.3	分岐器を通過する車両数および車軸数 [9] .....	55
表 4.4	衝撃振動における肘金(長穴前方部)の疲労寿命 .....	55
表 4.5	衝撃振動および転換動作を考慮した肘金(長穴前縁部)の疲労寿命 .....	56
表 4.6	球面軸受の比摩耗量 [22] .....	65
表 4.7	衝撃振動と転換動作 [8]における球面軸受の PV 積分値 .....	65
表 4.8	密着側球面軸受の摩耗量予測 .....	65

# 第1章 緒言

## 1.1 研究背景

分岐器は鉄道の駅や信号場などにおいて列車の進路を変更させる装置である。分岐器はトングレールと呼ばれる可動レールを持ち、これを転てつ装置と呼ばれる装置で動かし、左右いずれかの基本レールと呼ばれる固定レールに密着させることで列車の進路を決定している。このようにトングレールを動かすことで進路を変更する動作を転換動作と呼ぶ。転てつ装置に故障が生じて転換不能になると列車が通過することができなくなるため、列車の運行に支障をきたす。これを回避するために転てつ装置の各部品は決められた周期ごとに交換され、メンテナンスを行っている。他にも、転てつ装置の改良 [1]や分岐器全体の技術革新 [2]など、故障しにくくメンテナンスも少なく済むような研究開発が進められてきた。

転てつ装置の部品のうち、トングレール先端部に取り付けられているフロントロッドと呼ばれる部品に着目する。フロントロッドはトングレールと同時に動き、接続かんと呼ばれる棒状の部品がフロントロッドと電気転てつ機をつなぐことで、トングレール先端の位置情報を電気転てつ機に伝達する仕組みになっている。電気転てつ機は内部にある照査機構によりトングレールの先端が正しい位置にあるかどうかを確認し、正常に転換が行われたと判断されたときにはじめて列車の通行が可能となる [3]。そのため、現実には転換動作が正しく行われており、トングレールが所定の位置にあったとしても、何らかの原因でフロントロッドや接続かんの位置に不備があると電気転てつ機内の照査機構において正常な転換を確認することができず、列車の運行に支障をきたすこととなる。

このような位置の不備が発生する要因として、フロントロッドとトングレールをつなぐ部品である肘金の折損や、フロントロッドと肘金をつなぐ箇所にある軸受けの摩耗、およびフロントロッドと接続かんをつなぐ箇所にある軸受けの摩耗が考えられる。この折損や摩耗が生じる原因のひとつに列車が分岐器を通過するときに発生する振動が考えられている。この振動はトングレール後端部にあるレール継ぎ目を通過する際に生じる高周波の振動と列車がトングレール上を通過する際にトングレールが列車の重さによってたわむ低周波の振動に分類される [4]。これらの振動により肘金が折損するなどの事例 [5]も報告され

ており、分岐器を通過する列車によって転てつ装置は大きな負荷を受けている。また、実際に設置されている分岐器では、スイッチアジャスタでトングレールを押し付けてもトングレール先端が固定レールに密着しない場合に、現場での調整によりフロントロッドの長さを通常よりも長くすることによってトングレール先端部を固定レールに密着させることがあるなど、設置条件やメンテナンス状態はさまざまであり、このことが肘金の疲労や軸受の摩耗の進行速度に影響を与えている可能性があると考えられている。

肘金の疲労破壊や軸受の摩耗の原因は明らかにされていないが、部品を使用し続けることで疲労や摩耗が進行することが経験的に分かっている。そのため、フロントロッドや肘金などの部品は時間計画保全の考え方に従って、一定期間ごとに交換されることとなっている。しかしこの交換周期は経験則に基づいて決定されており、具体的な肘金の疲労寿命および軸受の摩耗寿命は明らかになっていない。そのため、実際にはより長期間使用できるにもかかわらず交換、破棄されている可能性がある。そのため、分岐器の種類や設置環境、メンテナンス状態などに応じた部品の最適な交換周期を決定することが必要である。しかし、考えられるすべての条件について実際の分岐器で再現し、肘金の疲労寿命、軸受の摩耗寿命を算出することは時間、コスト面だけでなく安全性の観点からも非現実的である。そのため、有限要素解析や統計的手法などを組み合わせて、疲労評価、摩耗評価を行うことで最適な交換周期を提案することが求められている。

## 1.2 先行研究

肘金の疲労については、肘金のボルト締結状態 [6]や、フロントロッドを通常の長さより長く調整した、いわゆる「張り」がある状態 [7]などの分岐器の調整状態を考慮しつつ列車通過時の高周波振動を与えたときの有限要素解析や、分岐器の転換動作の再現を行ったマルチボディダイナミクスおよび有限要素解析 [8]によって、肘金の疲労寿命を予測する研究が行われた。

軸受の摩耗については、軸受摩耗試験の摩耗量増加傾向とその模擬解析を用いた衝撃振動における摩耗量予測 [9]や、転換動作の再現を行ったマルチボディダイナミクスおよび有限要素解析 [8]を行い、その解析によって求められた軸受の接触力や滑り速度をもとに摩耗量を推定する研究が行われてきた。

## 1.3 研究目的

分岐器の調整状態のうちの1つとして、フロントロッドを通常の長さより長く調整した状態である「張り」が、列車通過時の衝撃振動における肘金の疲労に与える影響および、転換動作の際に生じる肘金の疲労および軸受の摩耗に与える影響についての研究が行われ

てきた。このうち、衝撃振動を再現した有限要素解析に用いたモデルに修正の必要のある場所が見つかっている。

本研究では、このモデルの修正を行ったうえで、フロントロッドの「張り」が列車通過時の衝撃振動における肘金の疲労に与える影響について、改めて明らかにするとともに、まだ研究が行われていない、フロントロッドの「張り」が列車通過時の衝撃振動における軸受の摩耗に与える影響についても明らかにすることを目的としている。

## 1.4 本論文の構成

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用語および仕組みを述べる。

第3章では実機を再現するための有限要素解析のモデリング手法について述べる。

第4章では有限要素解析の解析結果を示し、フロントロッドの「張り」が肘金の疲労および軸受の摩耗に与える影響について検討する。

第5章では本論文の結論を述べる。

## 第 2 章 鉄道分岐器の仕組み

### 2.1 緒言

この章では鉄道分岐器および転てつ機の構成部品等の用語や仕組みを説明したのち、転換不良が起こる原因について説明する。

### 2.2 鉄道分岐器

線路を 2 つ以上の進路に分岐させ、トングレールと呼ばれる可動レールを移動させることにより列車の進路を意図した進路に振り分ける設備を鉄道分岐器と呼ぶ。営業線に設置されている分岐器の外観を図 2.1 に示す。



図 2.1 営業線に設置された普通分岐器

以下では、分岐器の中でも最も単純かつ多くの場所で使用されている片開き分岐器を例にとって分岐器の構造を説明する。分岐器は図 2.2 に示すようにポイント部、リード部、ク

ロッシング部からなる。このうちポイント部にトングレーलなどの可動部分が存在する。このトングレールが左右に動くことにより、車輪を直線側か分岐側に誘導し、図 2.3 に示すように列車の進路を切り替えることができるが、構造が複雑かつ固定が十分でないことから運行に支障をきたす事故を生じやすいとされている [3]。ここではポイント部に存在するレールと、トングレールを動かしている部品について詳細に説明する。

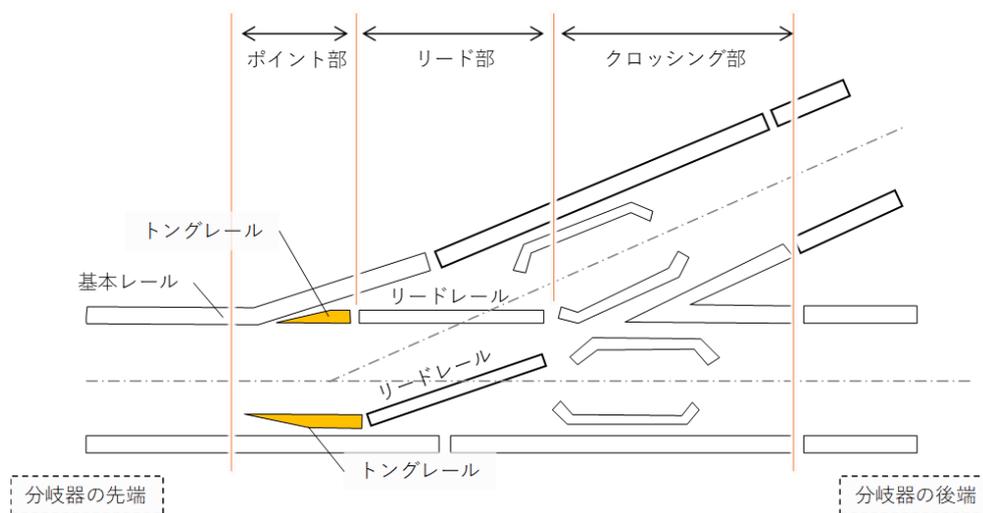


図 2.2 片開き分岐器の概略図 [3]

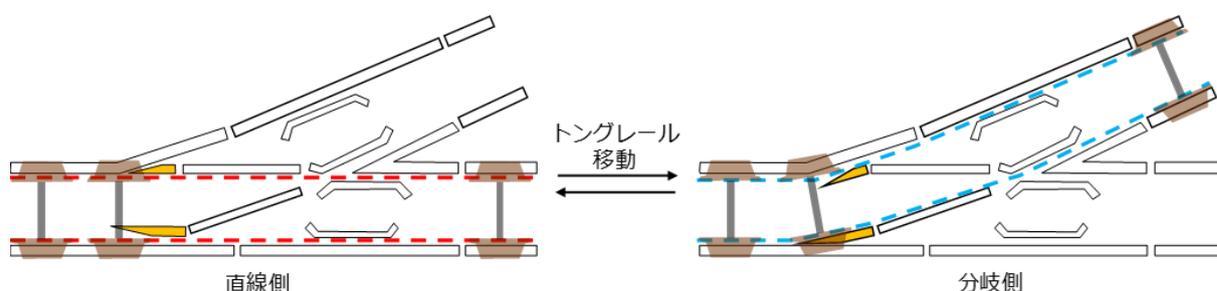


図 2.3 進路の切り替え

## 2.2.1 分岐器のレール

### 2.2.1.1 基本レール・リードレール

分岐器の先端からリード部の途中までに位置するレールが基本レールである。また、可動レールであるトングレールの後端側に引き続いてリード部に設置されるのがリードレールであり、それぞれ左右1本ずつマクラギに締結し設置されている。図 2.2 のように分岐器の

先端から後端を観測した際に左方向に分岐する形状の分岐器では、左側の基本レールと右側のリードレールが曲がった形状となる（図では描画を簡易化するため折れ曲がっているように示しているが、実際はなめらかな曲線形状である）。

### 2.2.1.2 トングレール

電気転てつ機（2.2.2.1 で後述）から力を受けて、左右に動くことのできるレールをトングレールと呼び、左右1本ずつ設置される。動く必要があるために基本レールなどとは異なり、マクラギと締結されておらず、マクラギに固定された床板（しょうばん）と呼ばれる鋼板上に置かれた状態となっている。列車が通過する際に、トングレールが動くことを防止するために、電気転てつ機によって左右どちらかの基本レールに押しつけられた状態となっている。また、後端部（トングレールの分岐器の後端側の端部、分岐器先端側の端部を先端とする。以降同じ。）では車両のフランジ通過のために一定の間隔をあける必要があり、間隔材と呼ばれるブロック状の部品が基本レールとトングレール後端部の間に設置される。一方、先端部は車輪が基本レールからトングレールへ乗り移る、あるいはその逆が可能となるよう薄くなっている。

また、ポイント部には関節ポイントと弾性ポイントと呼ばれる種類がある。関節ポイントでは図2.2のようにトングレールとリードレールが分かれており、転換時にはトングレールが後端を中心に回転するように動く。このため、トングレールとリードレールの間に隙間（継目）が存在する。一方、弾性ポイントの場合はトングレールとリードレールがつながっている代わりに、境目に底部を削って曲がりやすくした部分を設けることでトングレールをたわませて転換する [3]。

なお、トングレールは基本レール等にも使用されている鉄道用レールから、主に切削によって製造している。

## 2.2.2 転てつ装置

転てつ装置とは、人力もしくは動力によってトングレールを所定の位置まで移動させ、また列車通過の衝撃や振動によってトングレールが動くことがないように押さえつけておく役割を果たす装置のことである [3]。転てつ装置周辺の全体画像を図2.4に示す。



図 2.4 転てつ装置周辺図

### 2.2.2.1 電気転てつ機

電気転てつ機は内部にあるモーターの動力によって分岐器の進路を転換する装置である。本研究では、日本国内の在来線で多く使用されている NS 型電気転てつ機が取り付けられた転てつ装置について扱い、その機能について詳しく説明する。

電気転てつ機の役割は転換機能、照査機能、鎖錠機能、伝達機能の4つに大別される [10]。電気転てつ機には図 2.5 に示すように動作かんと鎖錠かんという2本のロッドが備えられ、電気転てつ機の外でそれぞれスイッチアジャスタと接続かんが取り付けられている。モーターによって転換ローラーが円弧上に運動するが、内部の機構によって直動運動に変換され、動作かんがモーターの図の左右方向に動き、トングレールを駆動することで転換機能を実現している。なお、転換動作に必要な力は天候などの条件で変化しても電気転てつ機を持つ力に対して十分小さくなるように設計される [10]。一方、鎖錠かんおよび接続かんはトングレールの先端に引っ張られて、もしくは押されて動き、鎖錠かんに設けられた切欠きとロックピースによって照査機能及び鎖錠機能を実現される。伝達機能は、転換方向や鎖錠できているかなどの転てつ装置の状態を電気信号に変換し、連動装置などに伝達する機能であるが、本研究とは直接関係しないため詳細については省略する。

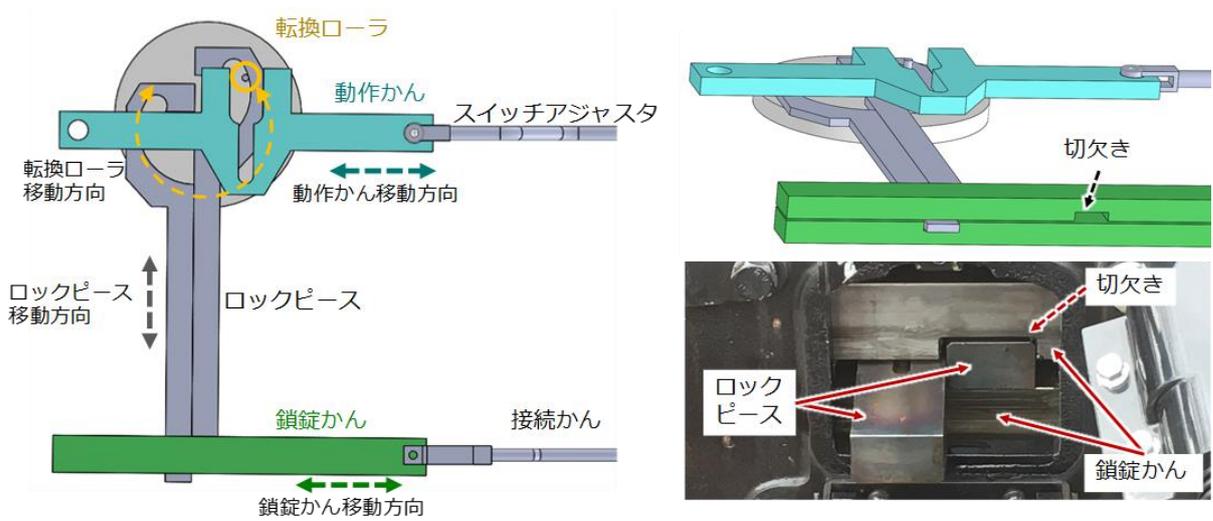


図 2.5 電気転てつ機内部の機構

2.2.2.2 スイッチアジャスタ

スイッチアジャスタは電気転てつ機からの駆動力を次項で説明する転てつ棒に伝達することで、トングレールの駆動に寄与する部品である。スイッチアジャスタは図 2.6 に示すように、主にロッド部と腕金具で構成されている。ロッド部の一端はジョーピンによって電気転てつ機内の動作かんと接続されており、他端は腕金具の穴を通して、電気転てつ機の設置位置と分岐器の構造により電気転てつ機付近で折れ曲がった形状となっており、この部分を特にオフセット部と呼ぶ。またロッド部にはネジが切っており、腕金具の両側にナットが配置できるようになっている。ナットの位置を動かすことでトングレールの移動量、トングレールを基本レールに押し付ける力の大きさを調整できるが、詳細については 2.3.2.2 で述べる。腕金具は転てつ棒と接続する部品である。

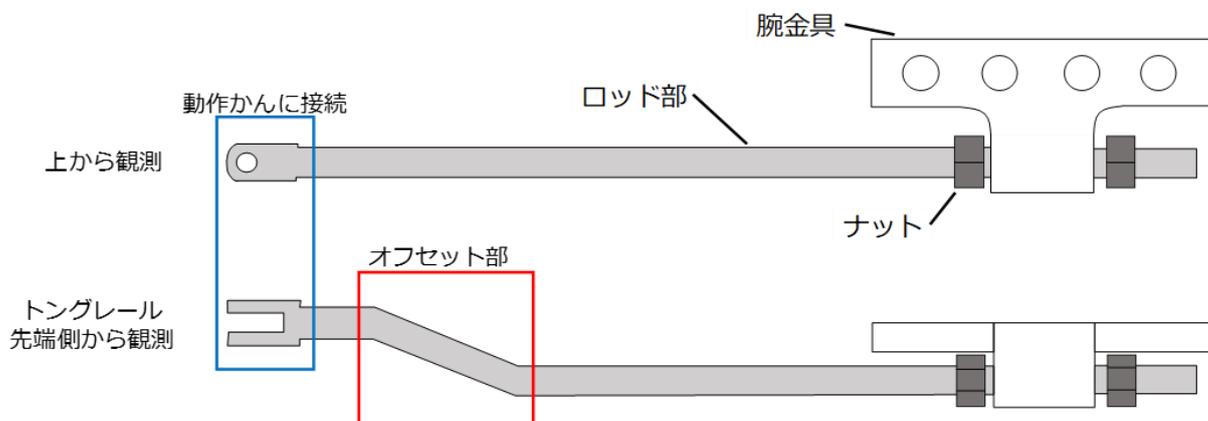


図 2.6 スイッチアジャスタ概形図

## 2.2.2.3 転てつ棒・連結板

転てつ棒は2本のトングレールの上に位置し、スイッチアジャスタからの駆動力をトングレールに伝達する棒である。右のレールと左のレール間の電氣的絶縁状態を維持するため、図2.7に示すように転てつ棒は中央で左右に分断されており、分断箇所をまたぐように設置される絶縁材、スイッチアジャスタ腕金具とボルト締結することによりつながっている。

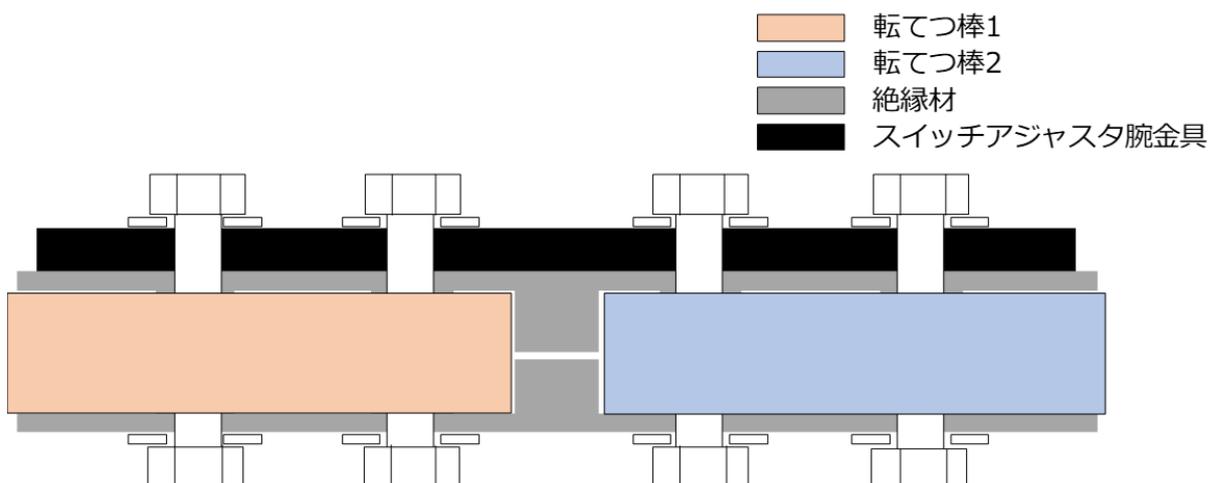


図 2.7 転てつ棒中央部の概念図

転てつ棒、連結板およびスイッチアジャスタ周辺を鉛直上方向から観測した概略図を図2.8に示す。連結板は転てつ棒とトングレールを接続する部品であり、トングレールにボルトで締結されている。連結板と転てつ棒の接続部分には図2.9に示すように、カラーと呼ばれる円筒状の部品がある。薄い赤色の部分には穴が開いており、その中にカラーをはめている。転てつ棒にも穴が開いており、上下を挟み込むようにボルトとナットで締結されている。接続部をトングレール先端側から見た時、転てつ棒の連結板接続部分の隙間とカラーの高さは同じになるように設計されているが、連結板はそれよりも1mm薄く設計されており、鉛直方向にガタがある。これによって、ボルト締結に伴う圧縮力が連結板に及ばないようにしている。また、カラーの外径は連結板側の穴径よりもやや小さくなっており、水平方向にも4mmほどガタがある状態となっている。トングレールを押し際には転てつ棒の端部が連結板の段になっているところと接触して直接力を伝達するが、逆に、トングレールを引っ張る際にはカラーおよびボルトを通じて連結板の穴位置を引っ張る。これによってボルトに曲げ変形を生じさせる力がかかりにくいようにしている。

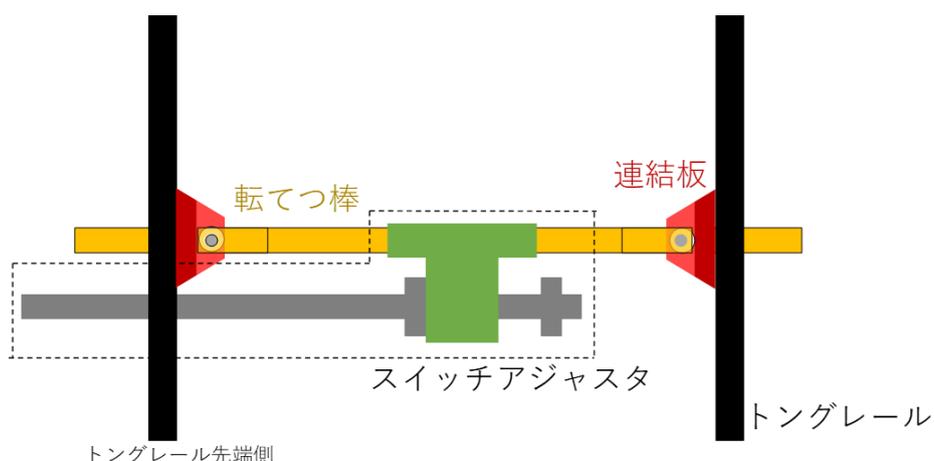


図 2.8 転てつ棒・連結板周辺部の概略図

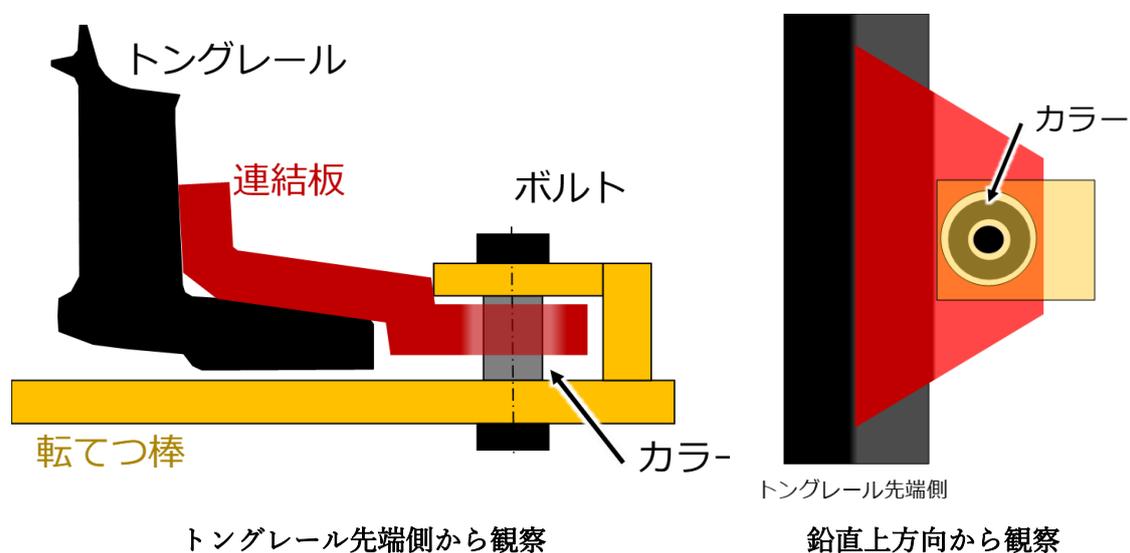


図 2.9 連結板・転てつ棒接続部

#### 2.2.2.4 フロントロッド

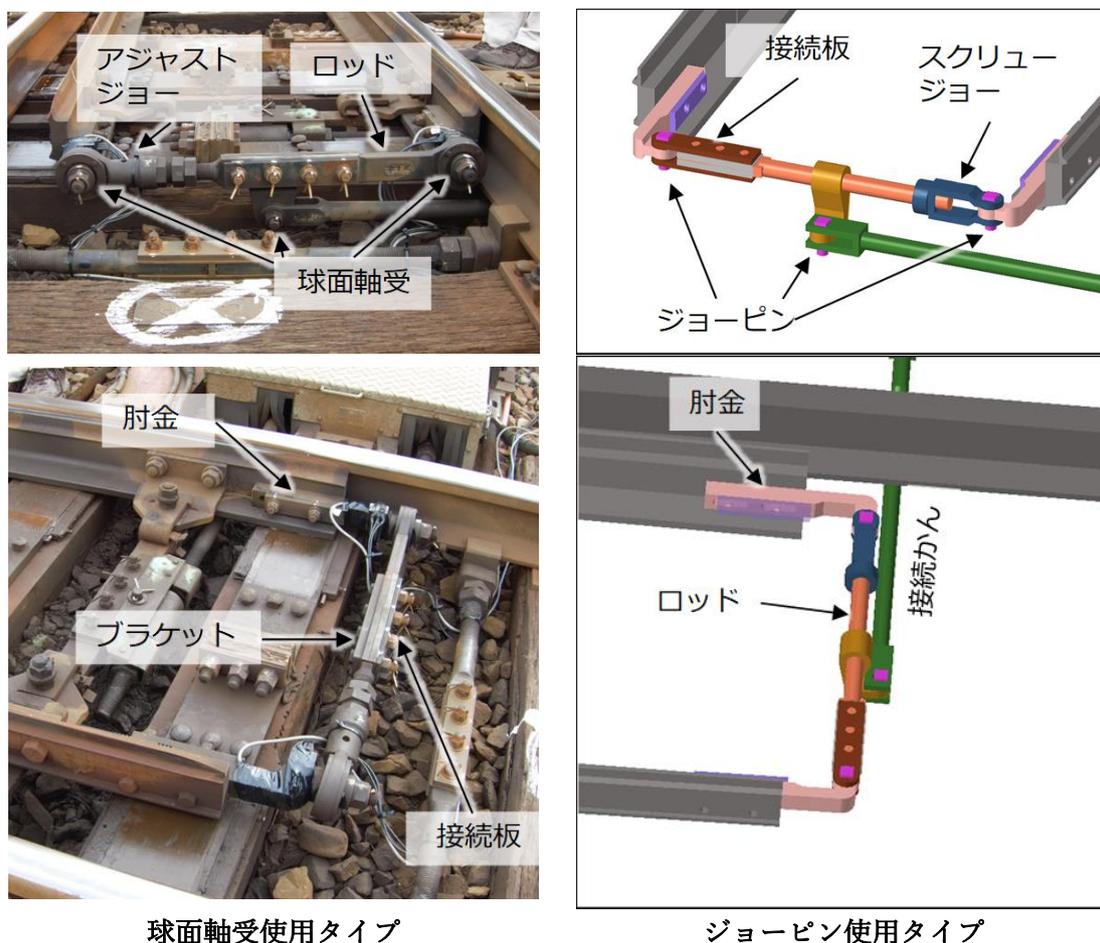
フロントロッドは左右のトングレールの先端を結ぶように取り付けられるロッドであり、接続かんを通じてトングレール先端の位置を電気転てつ機に伝える役割を持つ。また、トングレール先端の距離を適正に保つ役割をもつ。軌間広さが適切な値となっていない場合、転てつ機が正常に動作してトングレールを押し付けているにも関わらずトングレールの先端に隙間が生じ、列車通過時に脱線等の重大な事故が起こる可能性がある [3]。転てつ棒と同様に左右のレール間の電氣的絶縁を維持するため、フロントロッドも一部が分断され他の部品と締結することによってつながられている箇所を有する。

転換動作によってトングレールの位置が変わると、次項で説明する肘金とフロントロッドの相対角がわずかに変化するため、フロントロッドと肘金の接続部分はこの角度変化を

許容するように設計される。図 2.10 に示すように、接続部に球面軸受を使用するものとジョーピンを使用するものがある。

球面軸受を使用しているものは、肘金と左右に分かれたロッド、アジャストジョー、接続板とブラケットから構成される。肘金とロッド間、およびブラケットと接続かんの間で球面軸受が用いられ、転換時の角度変化を許容する。また左右に分かれたロッドを接続板とブラケットで前後からはさむようにして締結してあり、この間に絶縁材が配置されている。

ジョーピンを使用しているものは、肘金とロッドとスクリージョー、2枚の接続板、調整金具によって構成され、肘金と接続板、肘金とスクリージョー、そして調整金具と接続かんの間がジョーピンによって接続される。ジョーピンは締結ではないため回転することができるが、抜けることがないように下部で割りピンが使用される。接続板はロッドを上下から挟み込むように配置され、絶縁材をはさんでボルトで締結される。



球面軸受使用タイプ

ジョーピン使用タイプ

図 2.10 フロントロッドの構造

フロントロッドは必要に応じて長さが変更できるようになっている。球面軸受を使用するものでも、ジョーピンを使用するものでも基本的な仕組みは同じである。図 2.11 に示すようにロッドにはネジが切っており、そこにナットがついている。このナットの位置を動かすことでアジャストジョーまたはスクリュージョーとロッドの相対位置を変更できるようになっており、それによってフロントロッドの長さが変わる。フロントロッドの長さを変更する理由等に関しては 2.3.2.3 で説明する。

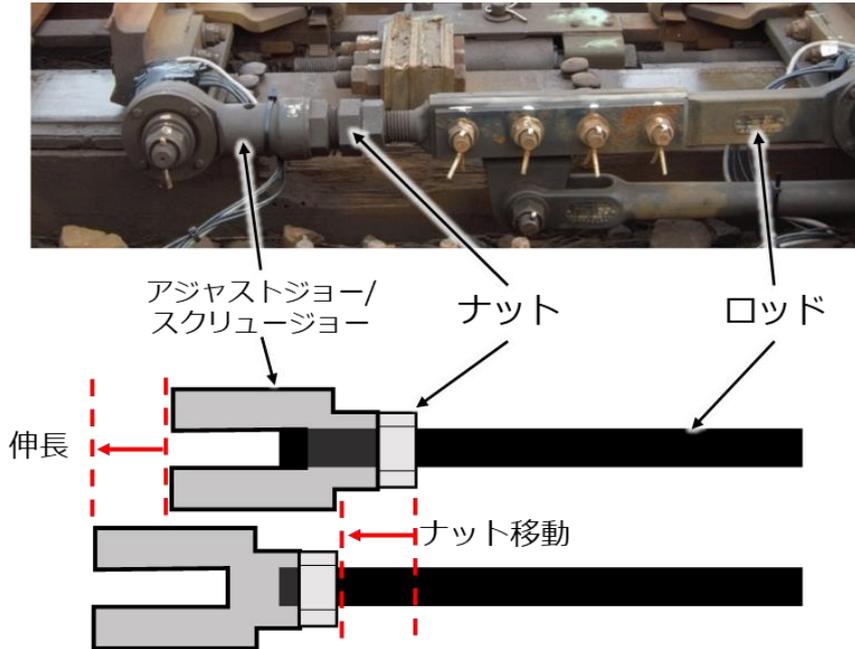


図 2.11 フロントロッドの伸長

### 2.2.2.5 肘金

肘金はフロントロッドの構成部品の一つであり、ロッドとトングレールの接続を担う。トングレールとはボルトで締結されるが、フロントロッドのレール長手方向の位置調整が行えるようにするため、肘金のボルト穴は長穴になっている。取付位置を固定するためにトングレールとは歯金と呼ばれる板状の部品を使用し、トングレール、肘金、歯金の順に並べてボルト締結される。

## 2.2.3 転換動作の仕組み

転換動作前、分岐器は左右どちらかの開通方向で“鎖錠”されている。鎖錠は2種類に分類される。電気転てつ機は内部機構によってスイッチアジャスタおよび動作かんの位置を保持しており、これを「主の鎖錠」と呼ぶ。さらに図 2.5 右側の画像のように、ロックピ

ースが鎖錠かんの切り欠きに収まっているため、鎖錠かんにつながるトングレールは切り欠きの隙間分以上は動かない。これを「補の鎖錠」と呼び、主の鎖錠の機構が故障等により破綻した場合でもトングレールの位置を保持できるようになっている。

転換動作の流れと各部品の状態を表 2.1 にまとめる。転換指令を受けると電気転てつ機はモーターの駆動を始め、転換ローラーを回転させる。これにより、まずカム機構により切欠きに収まっているロックピースが引き抜かれ、分岐器の鎖錠が解除される（表 2.1 左から 2 番目）。続いて転換ローラーによって動作かんが移動し始め、元の位置と反対の位置まで移動する。この動きに合わせてスイッチアジャスタやトングレールも動作するが、スイッチアジャスタのナットと腕金具の部分には遊びがあるため、動作かん及びスイッチアジャスタロッド部が動き始めて遊びの分移動した後、スイッチアジャスタ腕金具がナットに押されて動き始める。腕金具が動くとき、転てつ棒、連結板を介してトングレールが動き始める（表 2.1 左から 3 番目）。さらにトングレールの動きに引きつれてフロントロッド、接続かん及び鎖錠かんが動き、先ほどまでロックピースが収まっていたものとは他方の切欠きが移動してくる（表 2.1 左から 4 番目）。最後にその切欠きにロックピースを取めることで分岐器を鎖錠し転換終了となる（表 2.1 左から 5 番目）。

表 2.1 転換動作の過程と各部品の状態

転換状態	左側	中立 (転換動作中)			右側
電気転てつ機 内部					
鎖錠/開錠	鎖錠	開錠	開錠	開錠	鎖錠
モーター状態	停止	駆動	駆動	駆動	停止
トングレール	動かない (固定)	動かない	動かない ↓ 移動	動かない	動かない (固定)
スイッチ アジャスタ	 左に押している	 左に押している	 自由 ↓ 左/右に押している	 右に押している	 右に押している

なお、転換動作における動作かんの移動には注意すべき点がある。図 2.12 は動作かんが右側から左側に移動する際の、転換ローラーおよび動作かんの移動経路を示したものであ

る。この時転換ローラーは時計周りに回転するが、初めのうちは右方向に移動しているため、動作かんも右方向に移動する。これによってトングレーは一時的に右方向に過剰に押し付けられた状態となる。その後転換ローラーの移動に従って動作かんは左に移動するが、最後に少しだけ右に戻る挙動を示す。これは初めに動作かんが右に動いたのと同じ理由であるが、転換終了前にトングレーは一時的に左側に過剰に押し付けられた状態となる。左側から右側に転換する際には以上の動作と左右逆の挙動を示す。

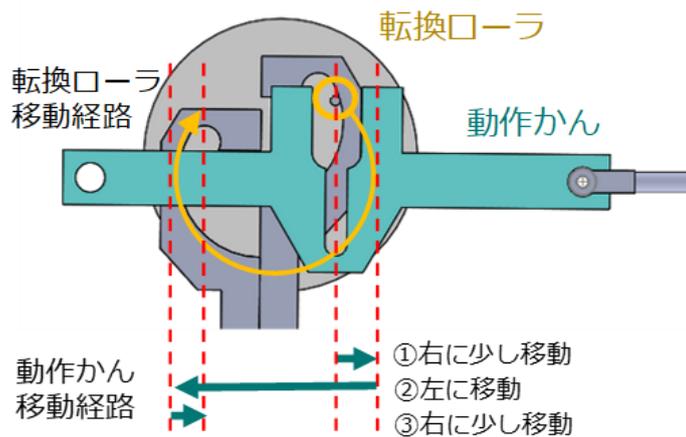


図 2.12 転換動作における転換ローラーと動作かんの移動経路

## 2.3 分岐器の調整状態

分岐器は十分に調整がなされていない場合、列車の運行に支障をきたすような事故が発生する可能性がある。ここでは実際の現場において分岐器がどのように調整されているかについて説明する。

### 2.3.1 トングレー後端の状態

関節方式の分岐器においては、トングレー後端にリードレールとの継ぎ目がある。図 2.13 は継ぎ目を横から見た場合の図であるが、レール同士の踏面の高さの差を段違い量という。また図 2.14 は継ぎ目を上から見た場合の図であり、軌間内外方向のレールの位置のずれを目違い量という。これらの値が大きいと車輪が継ぎ目を通過する際の衝撃が大きくなると考えられ、分岐器及び車両の破損につながると考えられる。そのため段違い量、目違い量には整備上の上限値が定められている [5]。

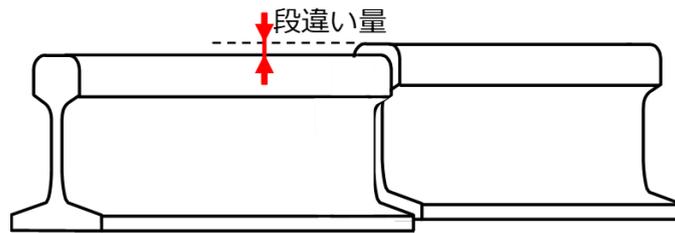


図 2.13 継ぎ目を横から見た図

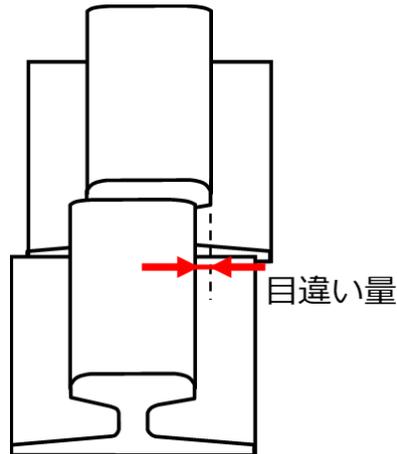


図 2.14 継ぎ目を上から見た図

### 2.3.2 トングレールの接触状態

図 2.15 にトングレール断面を示す。この図に示すようにトングレール上側・側面部が基本レールと接触するのに加え、トングレール底面が床板と接触しているのが理想的な状態であり、分岐器製造時にはこのような接触状態になるよう調整が行われる。

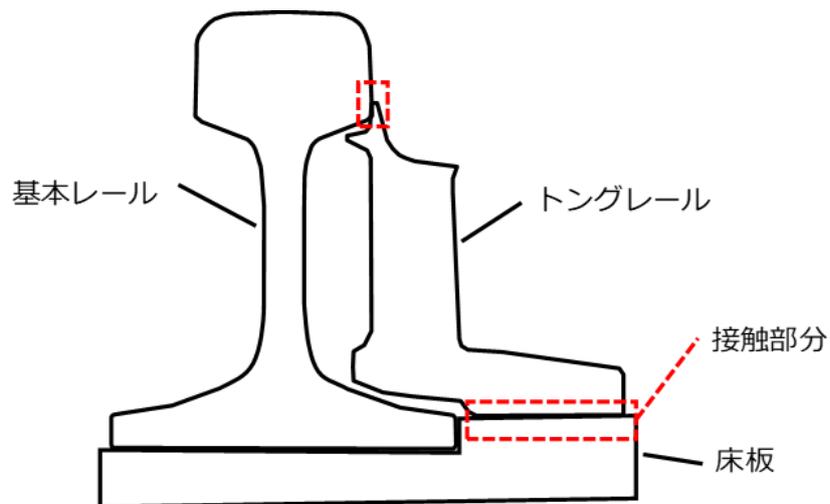


図 2.15 理想的なトングレール接触状態

しかしながら、実際に設置されている分岐器は必ずしも上記の状態になっているとは限らない。トングレール上部と基本レール上部に関して、接触しているか否かは断面をとる位置によって異なっていると考えられる。トングレールと基本レールの接触状態は図 2.16 に示すようにトングレール先端部のみが基本レールと接触している「先付き」状態、トングレールと基本レールが先端から後端の広範囲にかけて接触している良好な接触状態、トングレール後端側が基本レールと接触しており先端付近に隙間が生じている「胴付き」状態の 3 通りに分類される。胴付きのように先端部においてトングレールと基本レール間に隙間が空いている状態は脱線の恐れがあるため、特にこれを回避するように整備が行われる。具体的な整備方法は 2.3.2.2 以降で述べる。

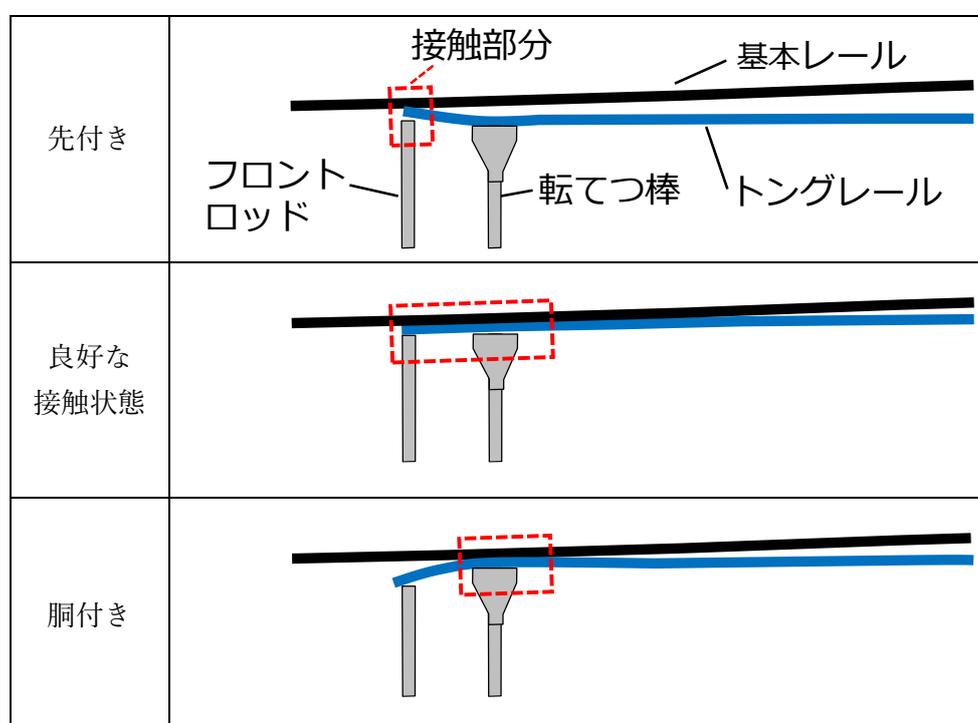


図 2.16 トングレール接触状態 [11]

トングレールと床板の接触状態についても、製造時にはマクラギの位置（主に高さ）を揃えた状態で調整が行われるが、現場においてはバラスト上にマクラギを載せている状態になっているため高さが揃っていないとは限らない。このように、マクラギや床板の高さが異なるためにトングレールと接触していない床板が存在する可能性がある。

### 2.3.2.1 整備の基準

トングレールの接触状態については整備上の基準があり、メンテナンス時にはこれを満たすように整備が行われる。ここでは2つの基準について説明する。

1つ目は基本レールとトングレールの隙間に関する基準である。基本レールとトングレールの隙間はトングレール先端から 500 mm までは 1 mm まで（これを「密着」と呼ぶ）、それよりも後端側は 3~4 mm まで（これを「接着」という）になるよう調整される。

2つ目はトングレールが基本レールに押しつけられる際の力の大きさである。この力に関する指標には密着力と先端開口力（密着度）の 2 つがある。密着力は転てつ棒がトングレールを押し付ける力のことである。代表的な測定手法として動作かんとスイッチアジャスタをつないでいるジョーピンをジョーピン型軸力計に差し替えて、動作かんの軸力を測定する方法がある。しかしこの手法はジョーピン型軸力計が長期間の使用を前提に作られていない等の理由により、日常のメンテナンスでは採用されていない。代わりに使用される指標が先端開口力である。先端開口力はトングレール先端部を一定量開口させるために必要な力である。東日本旅客鉄道では測定器を用いて、この原理によりトングレール先端部を開口し 1 mm の鉄片を挿入するために必要な力を先端開口力としている。同社では先端開口力が  $1500 \pm 500$  N の範囲になるよう調整している。

### 2.3.2.2 スイッチアジャスタによる調整

2.2.2.2 でも触れたが、スイッチアジャスタロッド部にはナットが取り付けられており、この位置を調整することでスイッチアジャスタ腕金具の移動量を調整できるようになっている。図 2.17 に右から左に転換する場合のスイッチアジャスタの挙動を示す。転換開始時には右側のナットと腕金具の間には遊びがあり、ナットの位置によってこの遊びの大きさを調整できる。転換時には動作かんの移動によってスイッチアジャスタが移動するが、動作かんの移動量は電気転てつ機の機構によって規定されており、変化することはない。そのため、動作かんの移動量からナットと腕金具の遊びを差し引いた分だけ腕金具が移動する。腕金具の移動量が大きいほど、基本レールとトングレールの隙間は小さく、あるいはトングレールを押し付ける力は大きくなる。実務において、この調整は信号部門によって行われる。

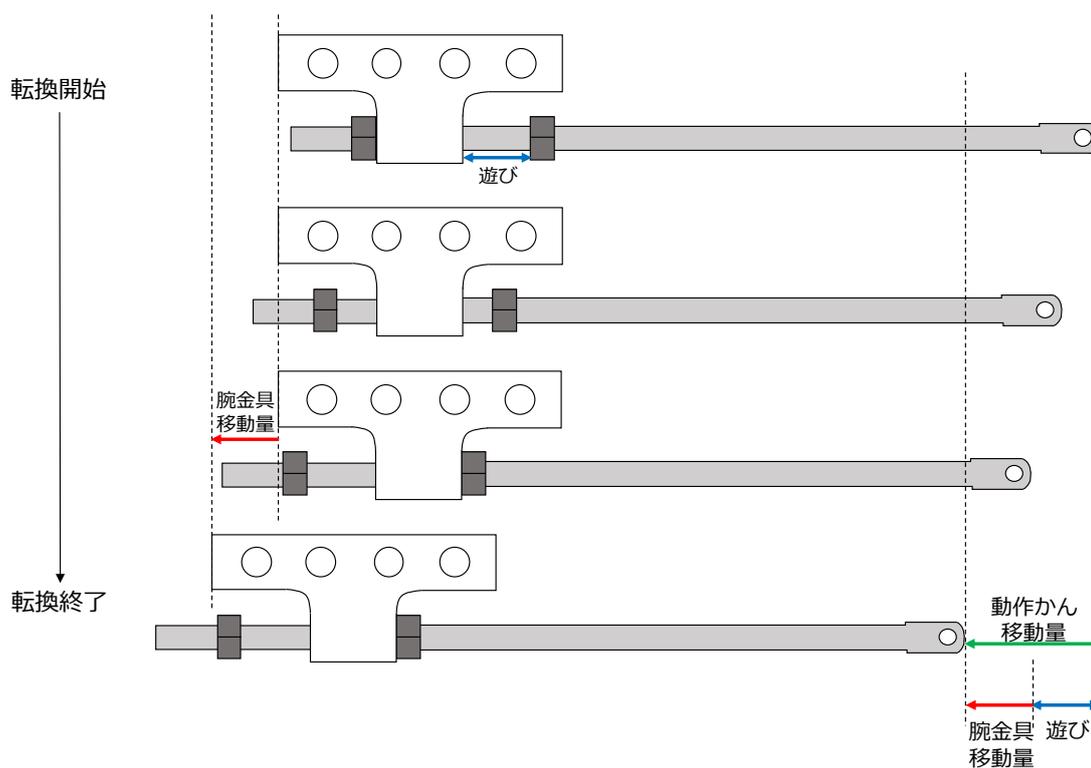


図 2.17 スイッチアジャスタの移動

調整はナットによって行われるが、これについては1つ制約がある。ナットが列車通過時の振動で回転・移動した場合、押し付ける力が低下する可能性があるため、ナットを覆う回り止めと呼ばれるカバーを取り付けてナットの回転を防止している。この回り止めは図 2.19 に示すようにナットが特定の角度の時しか取り付けられない。この制約によりナットは  $60^\circ$  ごとにしか回転させられない。ロッド部に切ってあるネジは M33 の細目であるから、ナットの移動量としては  $0.5\text{ mm}$  ごとの調整となる。



図 2.18 スイッチアジャスタの回り止め

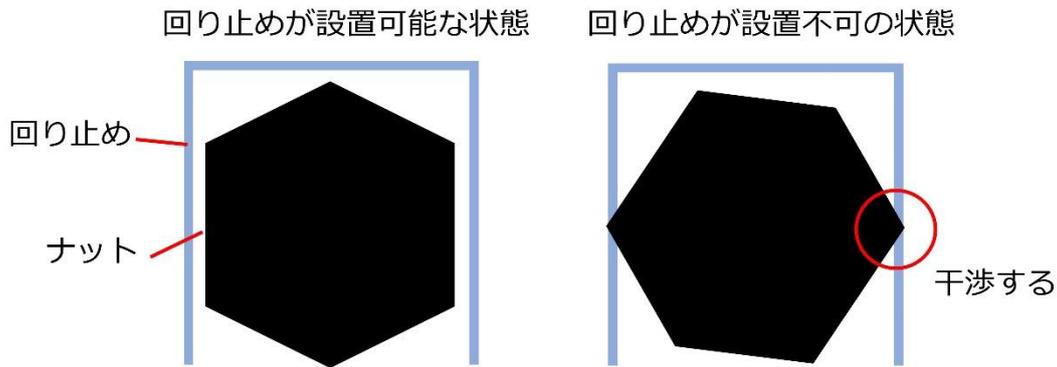


図 2.19 スイッチアジャスタのナット角度の制約

### 2.3.2.3 フロントロッドによる調整

図 2.16 の胴付き状態ではスイッチアジャスタの移動量をどれだけ大きくしても、トングレー ル先端部の隙間を埋めることは難しい。一般には次項で述べる方法で基本レールを動かすことですきまを埋める方法が推奨されるが大掛かりな工事となる。そこでフロントロッドの長さを 2.2.2.4 で述べた方法で変えて、トングレー ルに内側から力を与えることで先端部の隙間を埋めることがある。この操作を「トングレー ルを張る」と言う。この操作は推奨されておらず [12] [13], 実施しないよう指導が行われるが、実際の調整では必要に応じてトングレー ルが張られる。

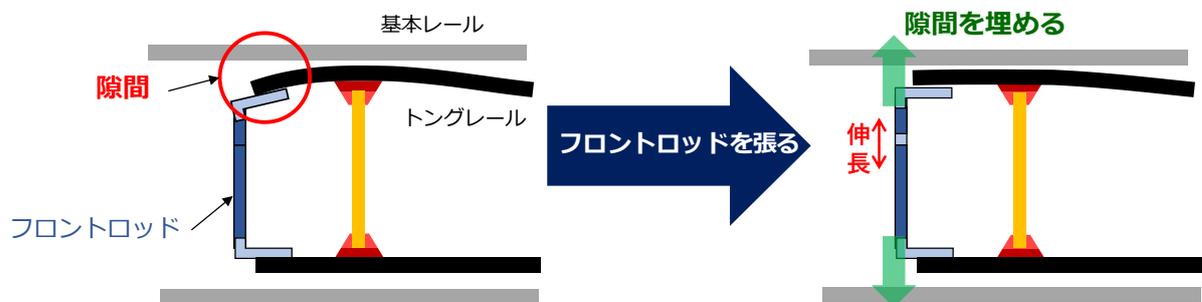


図 2.20 フロントロッドの張り

### 2.3.2.4 基本レール位置変更による調整

列車通過時の横圧（軌間内外方向の荷重）によって、基本レールは軌道外方向に変位する。これによって基本レールとトングレー ルの隙間が開くことも考えられる。これに対応するために基本レールの位置を変更する方法がとられる。分岐器において、基本レールは図 2.21 に示すようにレールプレスと呼ばれる部品によって床板に固定される。

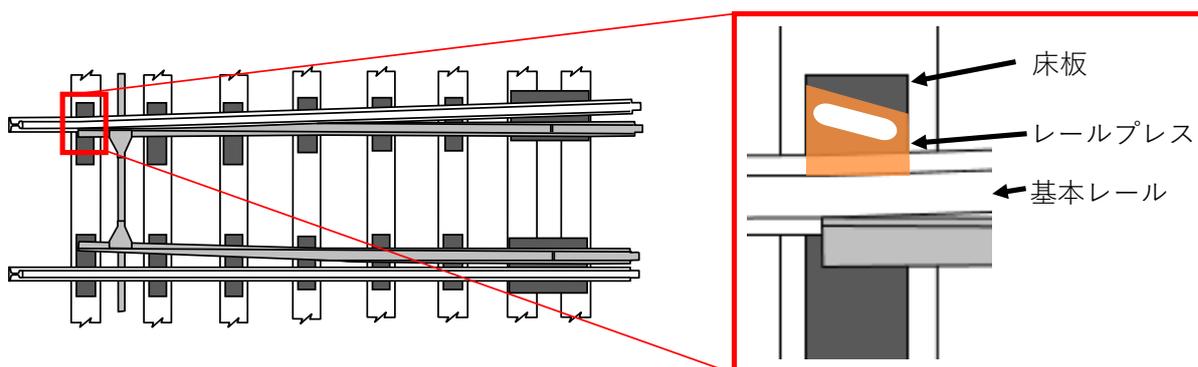


図 2.21 レールプレス

レールプレスにはボルト締結用の長穴が開いているが、この長穴はレール長手方向と平行ではなく僅かに傾いている。レールプレスを締結するボルトの位置は変更できないため、長穴の右端でボルト締結した場合と左端でボルト締結した場合ではレールプレスの下辺の位置が変わる。これによって基本レールのマクラギ長手方向（図 2.22 の紙面上下方向）の位置を調整できるようになっており、トングレーと基本レール間に隙間がある場合に基本レールの位置を変更することで隙間を解消できる。実務では、この操作は軌道部門によって行われる。

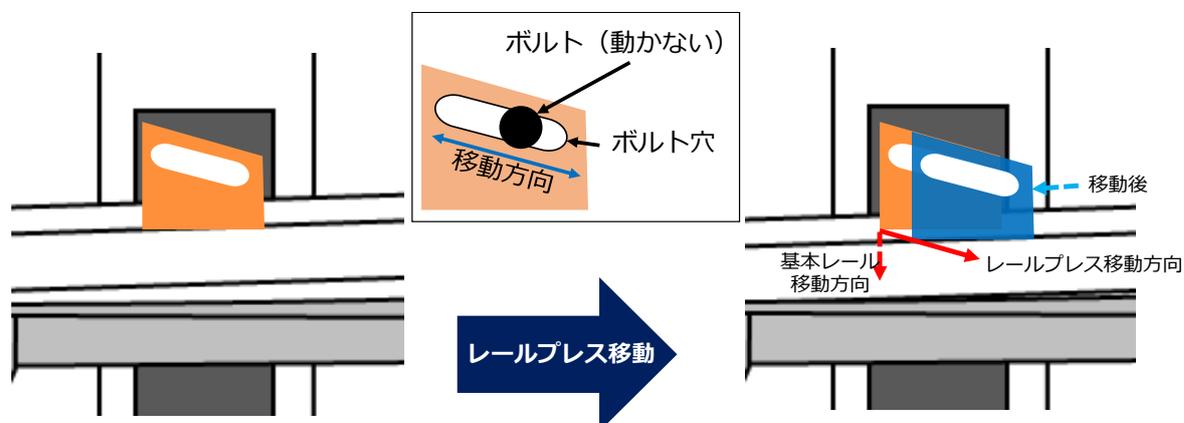


図 2.22 レールプレスの移動

### 2.3.3 床板の調整状態

レールには床板が締結されており、この床板が枕木に犬クギで打ち込まれることにより、レールとマクラギ間の拘束が固定されている。しかしながら、分岐器の調整状態によりこの拘束が不完全なものとなり、列車が通過する際にレールが沈みこむ可能性がある。

ダブルスリップ分岐器の振動の実測試験を行った際、トングレール先端部において列車が通過する際にレールが鉛直方向に沈み込む現象が確認された。これについて、列車の車軸が通過する直前のトングレール先端部の様子と、車軸が通過時のトングレール先端部の様子をそれぞれ図に示す。図の青枠で囲んだ部分について注目すると、車軸の通過前後で犬クギの頭と床板の距離が変化していることが確認できる。一方、マクラギについては通過の前後で比較しても目視で確認できるほどの鉛直方向の変位は確認できなかった。ここから、床板とマクラギとの間に隙間が存在し、その隙間の値を上限として車軸が通過する際にレール及び付属部品が鉛直方向に変位していると考えられる。レールの調整状態や車両の重量を反映して列車通過時にレールが沈下し、それによって分岐器の付属部品が影響を受けている可能性がある。

実際の分岐器では列車が通過する際のレールの沈み込み量の上限値が定められており、その値は概ね 30mm 程度となっている。よって、調整状態により、この値以下の範囲で様々なレールの沈み込み量をもった分岐器が存在していると考えられる。

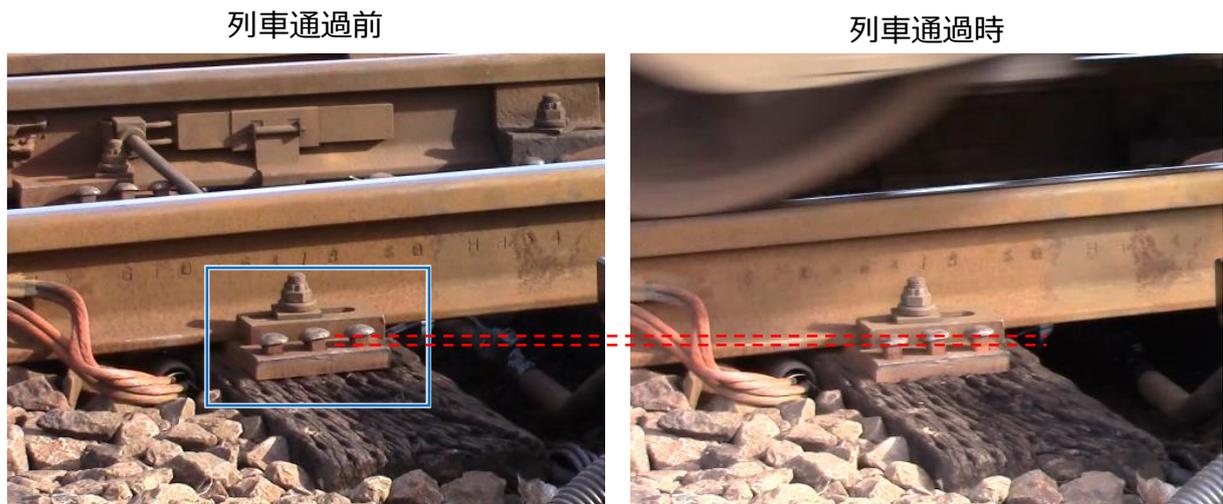


図 2.23 レールの沈み込み

## 2.4 分岐器の転換不能について

分岐器に故障等の不具合があると列車が遅延したりや運転を見合わせる原因となる。不具合にはいくつか種類があるが、転換不能や軌道回路の短絡（主にダブルスリップ分岐器）などが挙げられる。この節では転換不能となる要因を説明する。

### 2.4.1 転換不能の要因

転てつ装置が転換不能となる要因には大きく二つに分けられる。一つがトングレールの移動が正常に完了していない場合、もう一つは正常に転換が完了しているにもかかわらず、転てつ装置の照査機能に不具合があるために、転換できていないと判定される場合である。

まずトングレールの移動が完了しない場合に関してはトングレールが所定の位置に移動しないため、鎖錠かんの切り欠き部とロックピースがかみ合わず照査機能によって転換異常と判断され、転換不能となる。発生する原因は、トングレールと基本レールの上に異物が挟まる、レールのふく進、転換負荷の増大による動作不良等が考えられる。

正常に転換が完了しているにもかかわらず、転てつ装置の照査機能に不具合があるために、転換できていないと判定される場合について説明する。前に述べたように、転換後の切欠きの位置にロックピースが収まることで転換が行えたと判定する。しかし、ロックピースと切欠きの寸法差は 3 mm 程度と小さいため、転てつ装置各部に使われる軸受などが摩耗しガタが大きくなると、トングレールが所定の位置まで転換できていたとしてもロックピースが切欠きに収まらず転換できていないと判断される可能性がある。そのため、軸受などの摩耗が大きくなる前に交換が必要となる。効率よくメンテナンス作業を行うためには使用に伴う摩耗量を正確に把握することが求められ、使用条件などから摩耗量を推定する手法が必要とされている。

また肘金が折損した場合も、軸受の摩耗の時と同様に列車の運行を妨げることとなる。東日本旅客鉄道管内で過去に発生した肘金部の折損について、その事例を表 2.2 に示す。なお、折損事故が発生した具体的な場所については伏せている。D 駅構内の分岐器については 2 回折損が生じている。表のすべての事例で列車の通過に伴う疲労が原因と考えられる亀裂が確認されており、折損の原因が疲労破壊であると考えられている。破損箇所についてはトングレールを締結するボルトや長穴で破損している事例が多い。そこで肘金およびフロントロッドはスイッチアジャスタの場合と同様に部品を定期的に交換することで摩耗や破損を防いでいる。交換周期は普通分岐器であれば 5~7 年、特殊分岐器であれば約 1 年となっている。この交換周期は経験的に一律に決められたものである。そのため、比較的列車の通過本数が少ない分岐器では過剰に交換が行われている可能性があり、分岐器ごとの実際の摩耗状況、疲労状況に対して適切な年数となっていない可能性がある。そこで分岐器の使用状況を考慮した肘金の疲労寿命の推定が行われてきた [6] [7] [14] [15]。

表 2.2 肘金の折損事例

事例番号	発生場所	破損箇所	破損モード
1	A 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
2	B 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
3	C 駅構内	肘金部ボルト	疲労破壊
4	D 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
5	E 駅構内	肘金部ボルト	疲労破壊
6	F 駅構内	肘金部先端側ボルト	疲労破壊
7	G 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
8	H 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
9	D 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊

## 2.4.2 疲労・摩耗につながる要因

部品の疲労や摩耗は分岐器に生じる振動によって進行すると考えられる。分岐器で発生する振動には様々な種類が考えられるが、主に列車通過時に発生する振動と分岐器転換時に発生する振動に分けられる [15]。

列車通過時に発生する振動についても、トングレール後端部で発生する高周波振動と車軸がトングレール上を進む際に発生する低周波振動の二種類に分類できる [15]。トングレール後端部で発生する高周波振動は、車両が基本レールからトングレールへと乗り移る時に車輪がトングレール後端部の継ぎ目に接触することで生じる。この振動がトングレールを伝わることでスイッチアジャスタおよび周辺部品の応力分布が変動し疲労につながると考えられる。以降では、この振動を衝撃振動と呼ぶ。車軸通過による低周波振動は、トングレール上を車軸が通過する時に鉛直方向に輪重、水平方向に横圧がかかりトングレールが沈むことで生じる。衝撃振動と同様、この振動によってスイッチアジャスタおよび周辺部品に応力分布が変化することで疲労につながると考えられる。以降では、この振動を輪重由来振動と呼ぶ。

疲労および摩耗に影響すると考えられる要因のうち分岐器の整備状態に関するものを挙げる。一つは 2.3.1 で述べたトングレール後端部の状態が挙げられる。関節方式の分岐器では列車が後端部の継ぎ目にある段差を通過する際に衝撃が発生するが、目違い量や段違い量が大きいと車輪が継ぎ目を通過する際の衝撃が大きくなると考えられ、分岐器及び車両の破損につながると考えられる。そのため段違い量、目違い量には整備上の上限値が定められている [5]。

また、2.3.2.1でも述べたように基本レールとトングレールの間の隙間が整備基準値以内になるよう調整されているが、この範囲内で多少のばらつきがあると考えられる。これによって分岐器の振動特性に差が生じる可能性がある。

2.3.3ではレールの沈み込みについて言及した。輪重由来振動においてはレールの沈み込み量が増えれば部品の応力も増えると考えられる。これに関連して、列車の重量も輪重由来振動において部品の応力に影響していると考えられる。電動機やエンジンなど自走する動力を有する動力車は動力を持たない付随車に比べて大きな重量となっており、一般に付随車1両の重量は20~30t、動力車1両の車重は30~40tである。

最後に、分岐器の大部分は屋外に設置されているため、日夜の温度変化によって部品が熱膨張を繰り返す、雨や雪、風にさらされて腐食などが生じていると考えられる。そのため、このような環境の違いに分岐器の各部品に影響を受けている可能性がある。

## 2.5 本研究でのアプローチ

以上の内容から本研究におけるアプローチを述べる。

本研究では普通分岐器において衝撃振動が入力された場合に関して、フロントロッドを張った際の肘金の疲労評価および球面軸受の摩耗評価を行う。そのための手法として、衝撃振動を加えた際の肘金部の平均応力、応力振幅から修正等価応力振幅を算出し、疲労評価をおこなう。また、球面軸受の滑り速度、接触面圧を算出した上でPV積分値を算出し、摩耗量の評価を行う。

## 第3章 有限要素モデリング

### 3.1 緒言

この章では、普通分岐器の列車通過時の衝撃振動についての有限要素法解析におけるモデリング手法や解析条件について述べる。

### 3.2 モデリング

先行研究 [7]の有限要素法解析で使用されたモデルにいくつか修正を施したものをもとにして本研究のモデルを作成した。ここでは、本研究のモデルについての概要および本研究において修正した部分について述べる。

#### 3.2.1 モデリング範囲

本研究において着目するのはトングレール後端のレールの継ぎ目を車輪が通過する際に生じる衝撃振動に対するフロントロッド周辺部品の応答である。したがって、モデリングする範囲はトングレール後端部の継ぎ目周辺部からフロントロッド周辺の範囲までをモデリングの対象とした。また、固定レールやスイッチアジャスタも振動に影響しうるため、同様にモデリング対象とした。モデリングした分岐器全体の上面図を図 3.1 に、アイソメトリック図を図 3.2 に示す。フロントロッド周辺の拡大図を図 3.3 に示す。

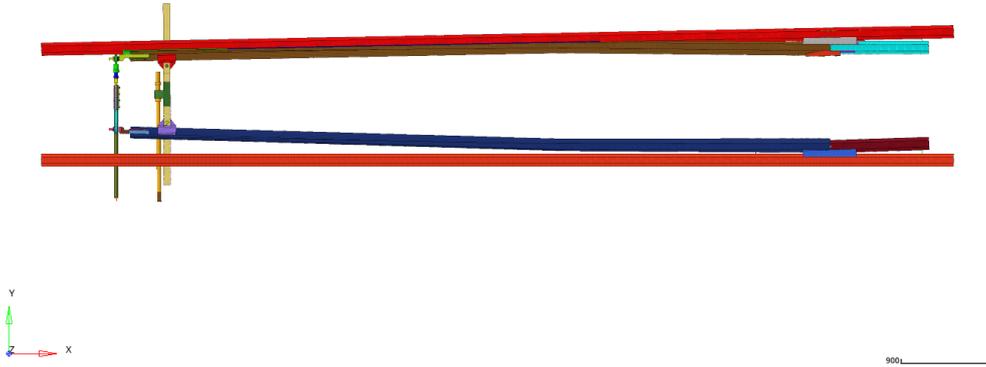


図 3.1 分岐器モデル上面図

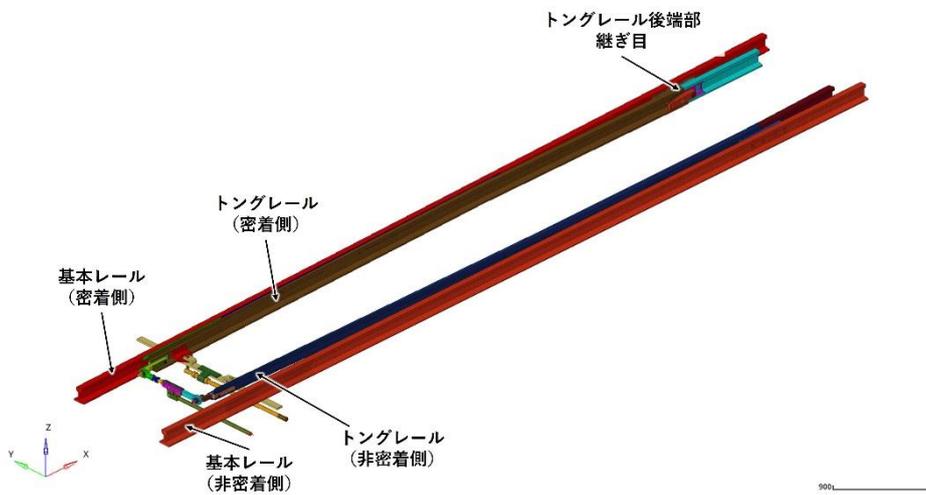


図 3.2 分岐器モデルアイソメトリック図 (モデル全体)

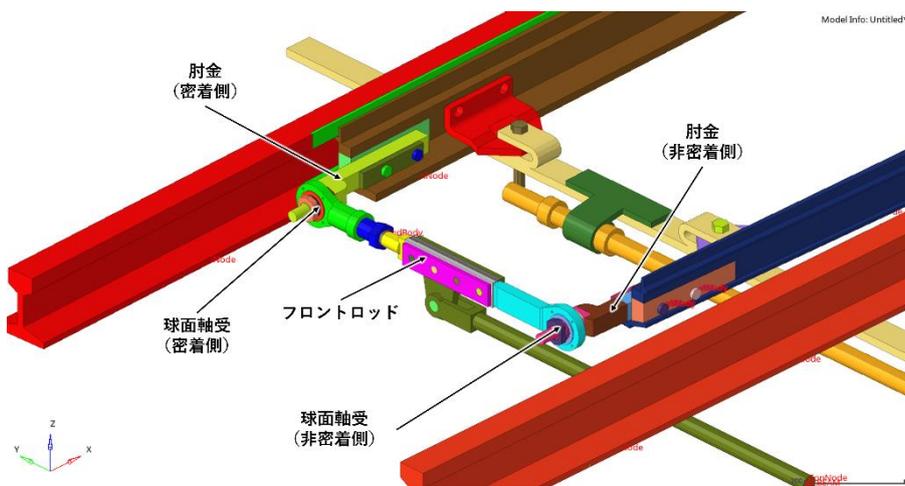


図 3.3 フロントロッド周辺部

### 3.2.2 レールモデリング

本研究では先行研究 [7] のモデルと同様にトングレールと基本レールをソリッド要素で作成し、トングレールの振動は基本レールの影響を受けると考えられるため、この間の接触を定義した。また、先行研究 [7] のモデルでは非密着側の基本レールはモデリングされていなかったが、将来的に反対側に転換した状態のモデルも作れるように本研究ではこれを追加してある。

### 3.2.3 スイッチアジャスタ周辺部品モデリング

図 3.4 にスイッチアジャスタ周辺の拡大図を示す。スイッチアジャスタはスイッチアジャスタ腕金具とスイッチアジャスタロッドからなる、実際の分岐器ではスイッチアジャスタロッドが転てつ装置によって動かされることで、スイッチアジャスタ腕金具で連結された転てつ棒が動き、トングレールを基本レールに押し付けている。これを再現するために、スイッチアジャスタロッド端部に適当な線膨張係数を定義した上で温度変化を与えて伸長させることでトングレールと基本レールの上に密着力を発生させている。2.3.2.1 で述べたように実際のメンテナンスではこの密着力を  $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$  の間に収まるように調整される。本モデルでは、フロントロッドを張るとこの密着力が増加しこの範囲を超えてしまい実際の分岐器の整備状況を反映しているとは言えなくなる。そのため、スイッチアジャスタロッド端部の線膨張係数を調整し、どのような張りの長さに対しても密着力が  $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$  の間に収まるようにした。

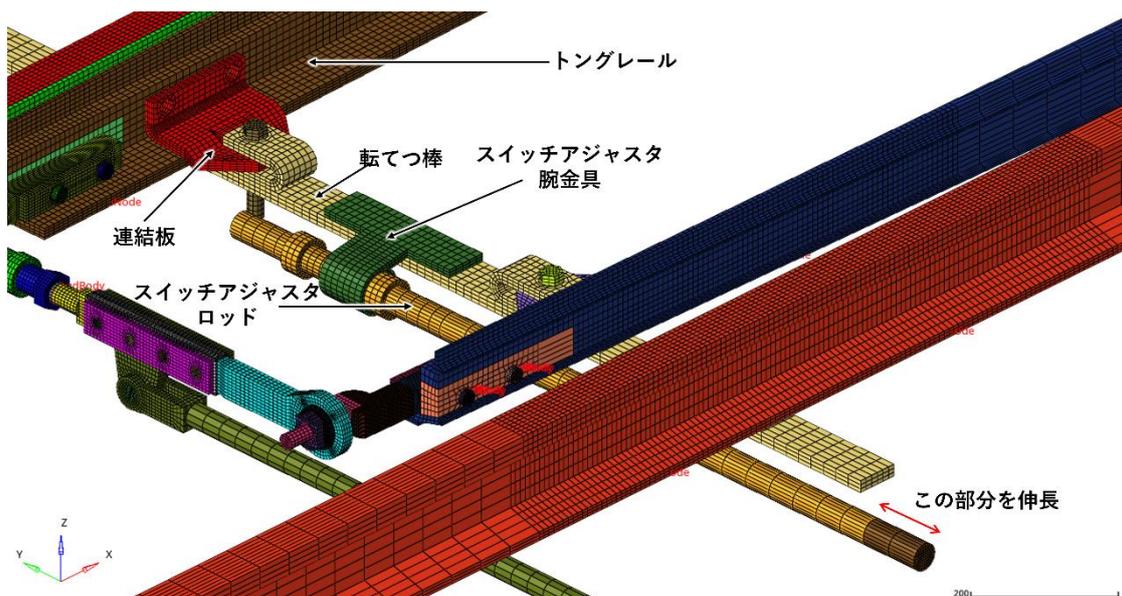


図 3.4 スイッチアジャスタ周辺

ここで、スイッチアジャスタ周辺で先行研究 [7] のモデルから修正した点について詳述する。図 3.5 は転てつ棒とトングレールをつなぐ部品である連結板ボルト穴のモデリング上の修正点を示したものである。左が先行研究のモデル、右が修正を施した本研究のモデルである。転てつ棒と連結板の結合部のボルト穴にはカラーと呼ばれる円筒状の部品があるが先行研究のモデルでは再現されていなかった。先行研究 [7] [8] によるとこのボルト穴のガタの大きさがフロントロッドを張った際に分岐器の転換動作に影響を生じることが分かっており、本解析ではカラーを再現するようにモデルを修正した。具体的にはカラーがある場合のボルト穴とボルト軸との隙間の大きさを計算し、それに合うようにボルト穴の径を縮小した。

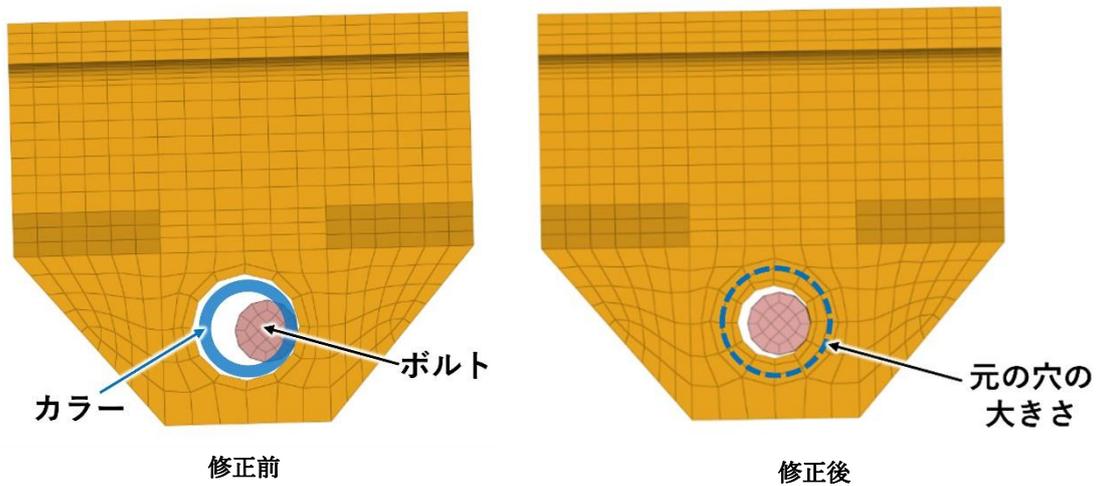


図 3.5 連結板ボルト穴のモデリングの修正

### 3.2.4 フロントロッドモデリング

フロントロッドのモデルを図 3.6 に示す。本研究では先行研究 [7] と同様にフロントロッドの一部に線膨張係数を定義し、温度変化を与えてフロントロッドを長手方向に伸長させることでフロントロッドの「張り」を再現している。モデル上で最初から張った状態でフロントロッドを作成するのではなく、解析中に徐々に伸長させているのは、解析においては初期状態において部品同士の接触反力が生じている状態、つまりフロントロッドを張った状態で解析を始めることが難しいためである。

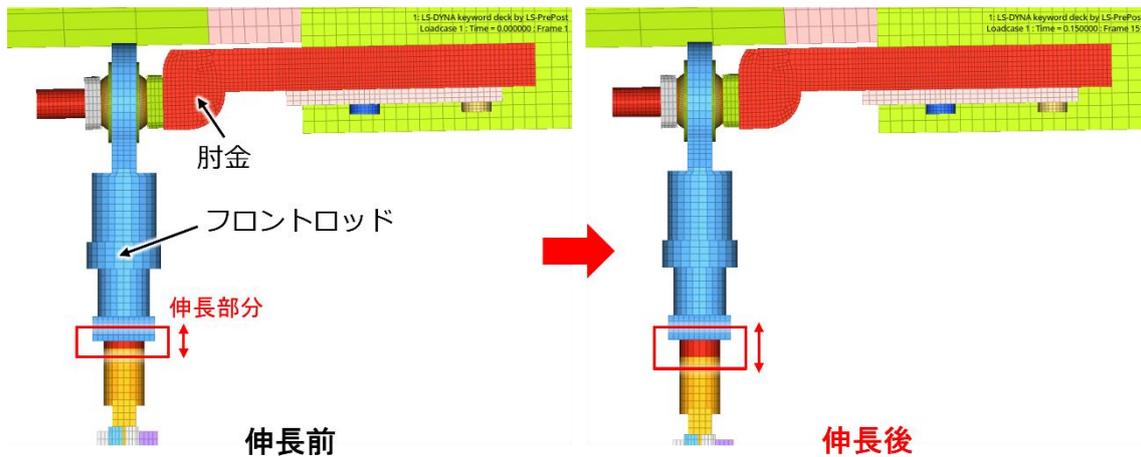


図 3.6 フロントロッドのモデリング

本解析ではスイッチアジャスタ端部の伸長により転換動作完了状態のみを再現しており、転換動作自体の再現は行っていない。先行研究 [8]では転換動作におけるフロントロッドの張りをマルチボディダイナミクス解析により再現しており、その解析で用いられたモデルではフロントロッドの張りを時間経過に対する変位として直接入力しており、本解析の再現方法とは異なる。そのため、先行研究のマルチボディダイナミクスモデルと本解析の有限要素モデルでフロントロッドの張りの再現の整合性の確認を行った。図 3.7 に先行研究のモデルを示す。先行研究のモデルと本研究のモデルにおいて、それぞれフロントロッドを張った状態でスイッチアジャスタによってトングレールを押し付けた際のフロントロッドと球面軸受の軌間内外方向の接触力、つまりフロントロッドの押し付け力を比較した。なお、双方のモデルにおいてトングレールの密着力は  $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$  の間に収まるように調整した。解析の概要を表 3.1 に示す。

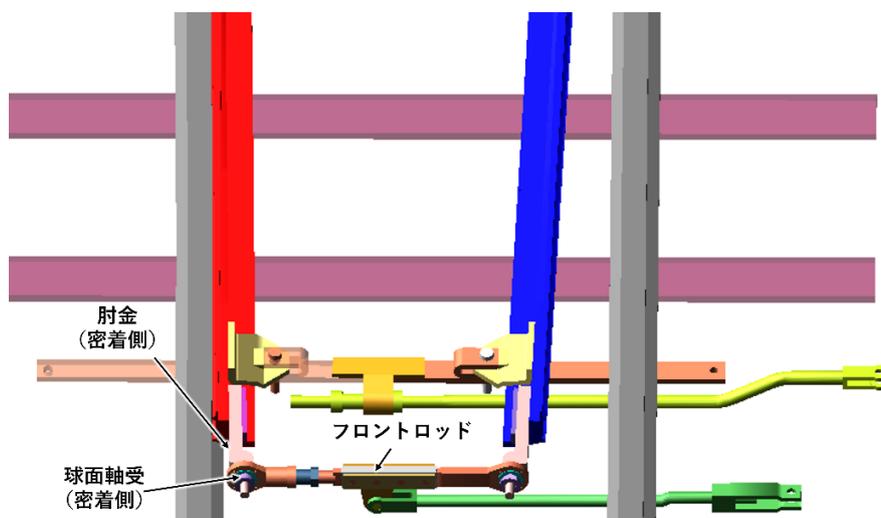


図 3.7 マルチボディダイナミクス解析のモデル [8]

表 3.1 解析条件表

	マルチボディダイナミクス	有限要素法
解析ソフト	Adams 2021.3	LS-DYNA R11.2.2
解析手法	動力学解析	陽解法時刻歴応答解析
部品数/節点数	68	550831
自由度/要素数	31	450267
タイムステップ	$1.0 \times 10^{-4}$	$1.0 \times 10^{-7}$
解析時間	16[s]	0.05[s]

解析の結果得られたフロントロッドの押し付け力を図 3.8 に示す。なお、軌間外方向にトングレールを押し付ける向きを正の向きとしている。これによると、フロントロッドの伸長量に対するフロントロッドの押し付け力の関係が先行研究 [8]と本研究で概ね一致していることがわかる。これらのことから本研究のフロントロッドの押し付け状態と先行研究 [8]の押し付け状態が整合していることが分かる。

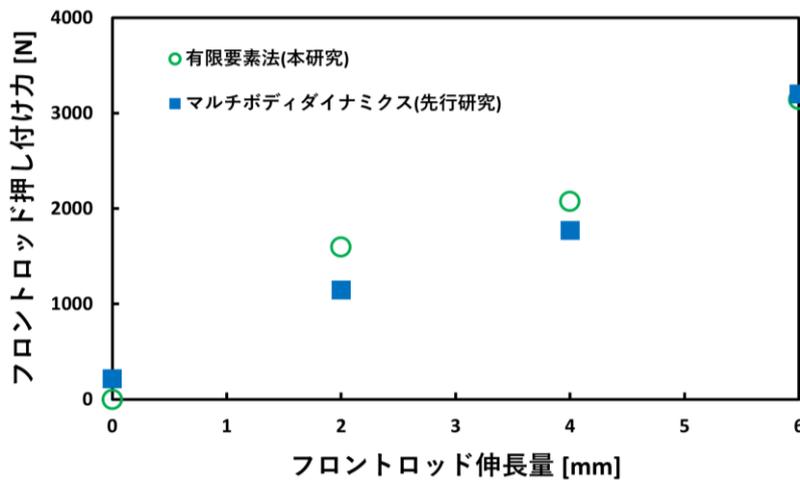


図 3.8 フロントロッドの張り と押し付け力の関係の比較

### 3.2.5 肘金部モデリング

肘金部のモデリングを図 3.9 に示す。肘金部は、肘金および歯金、それらをトングレールに締結するボルトによって構成される。肘金は左右1つずつ計2つ存在する。先行研究 [6]を参考にボルトの軸力はトングレール内部でボルトを2つに分割し、これらの断面に一定の力を加え続けるばね要素で接続することで発生させている。

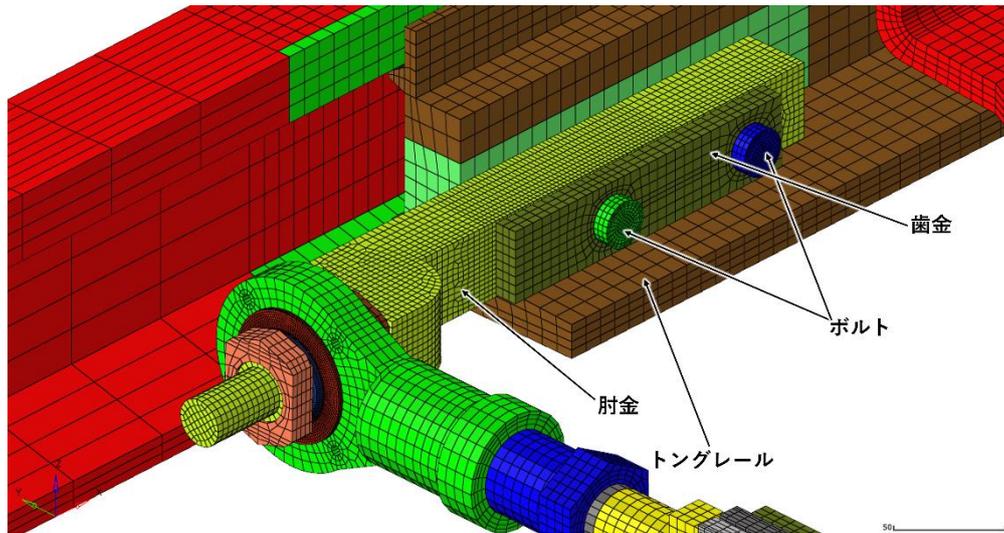


図 3.9 肘金部（密着側）のモデリング

### 3.2.6 軸受モデリング

肘金とフロントロッドをつなぐ箇所に用いられる軸受は、本解析のモデルでは球面軸受となっている。球面軸受のモデリングを図 3.10 に示す。球面軸受は内輪と外輪が摺動するような軸受であり、肘金とフロントロッドをつなぐ球面軸受は左右トングレールの 1ヶ所ずつ計 2ヶ所にある。摩耗を計算するためには接触面圧と滑り速度を算出する必要があるため、接触定義の方法を一部工夫している。接触面圧は接触を定義した範囲ごとに得られる接触力を接触部の面積で割った値として算出する。そのため、接触定義を分割することで地点ごとにより正確な接触力を得ることができるようになる。球面軸受の接触定義の様子を図 3.11 に示す。まず、トングレール先端から見て接触部分を 12 分割する。鉛直方向を  $0^\circ$  とし、トングレール先端から見て反時計回りに角度を数える。次に、それぞれの接触部分をトングレール長手方向に 3 分割する。トングレール先端に近い方向から順に、前、中、後と呼称する。

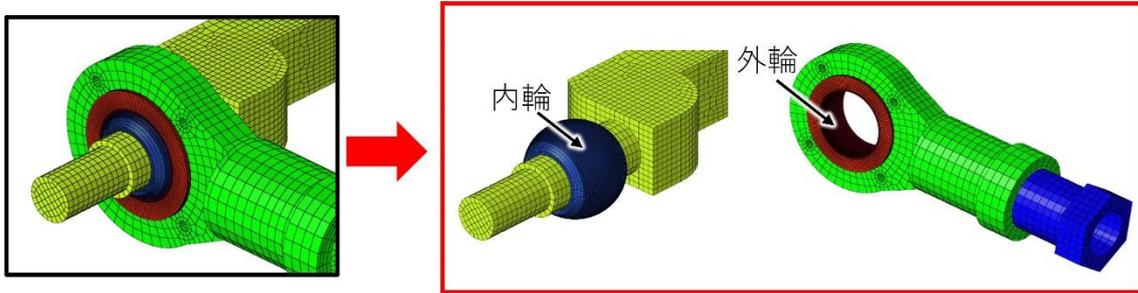


図 3.10 球面軸受のモデリング

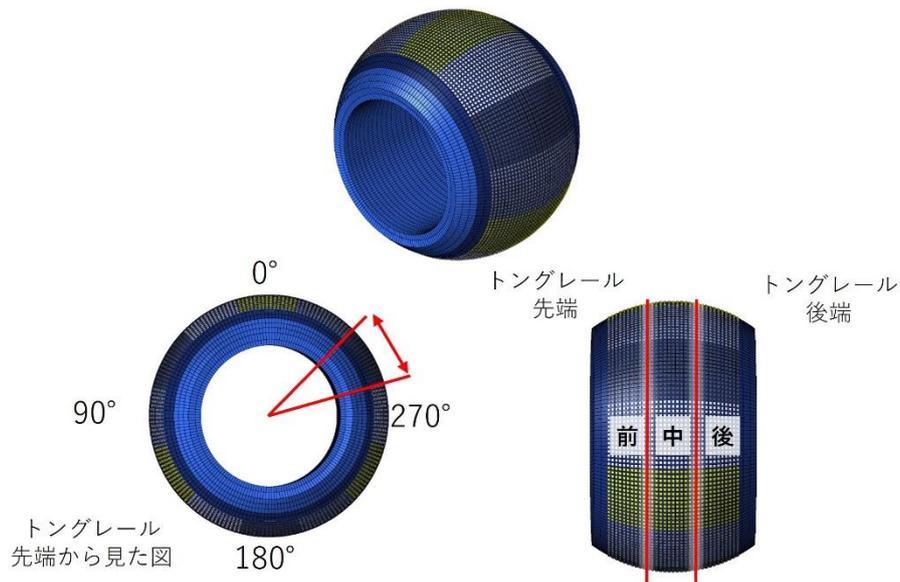


図 3.11 球面軸受接触定義の分割

ここで、球面軸受周辺で先行研究 [7]から修正した部分について詳述する。図 3.12 にその修正点について示す。球面軸受部では解析中の部品脱落防止のために部品同士がビーム要素で繋がれるようなモデルになっていた。この部分でビーム要素につながっている部品である受座に過度に大きな力が発生していることが判明したため、このビーム要素について削除を行った。本解析中、ビーム要素を削除しても球面軸受部の脱落は確認されなかった。

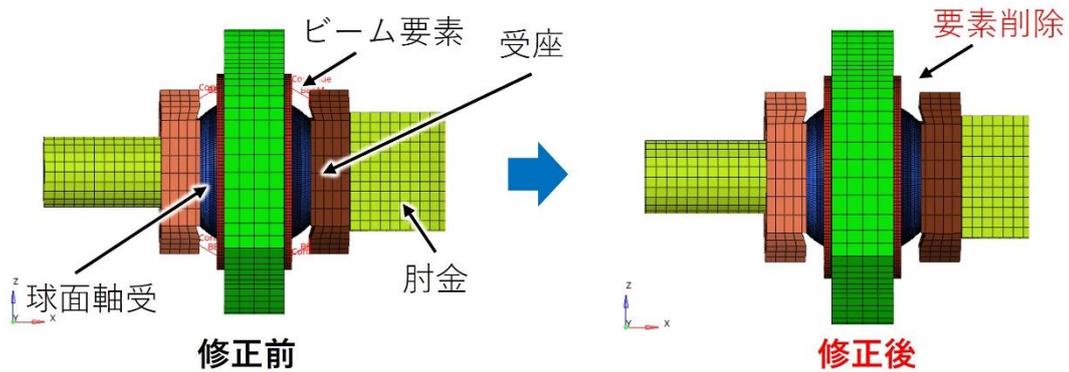


図 3.12 球面軸受部のビーム要素の削除

### 3.2.7 接続かんモデリング

接続かんのモデリングを示す。接続かんは軸受を介して鎖錠かんに接続されており、鎖錠かんは電気転てつ機内でロックピースにより位置が拘束されている。そのため、接続かんもモデリング範囲に含んでいる。

接続かんはロックピースや軸受に隙間が存在することから、軌間内外方向に数 mm 程度自由に移動できると考えられる。そのためモデル上では、5mm 以下の変位について発生せず、5mm よりも大きな変異が生じた際に極めて大きな反力が発生する非線形ばね要素を用い、接続かん端部と固定点を接続している。この非線形ばね要素のばね定数、減衰係数を表 3.2 に、荷重-変位曲線を図 3.14 に示す。ここで「\*」を付けたものは非線形ばねであることを示しており、ばね力が発生する場合のばね定数を記載している。

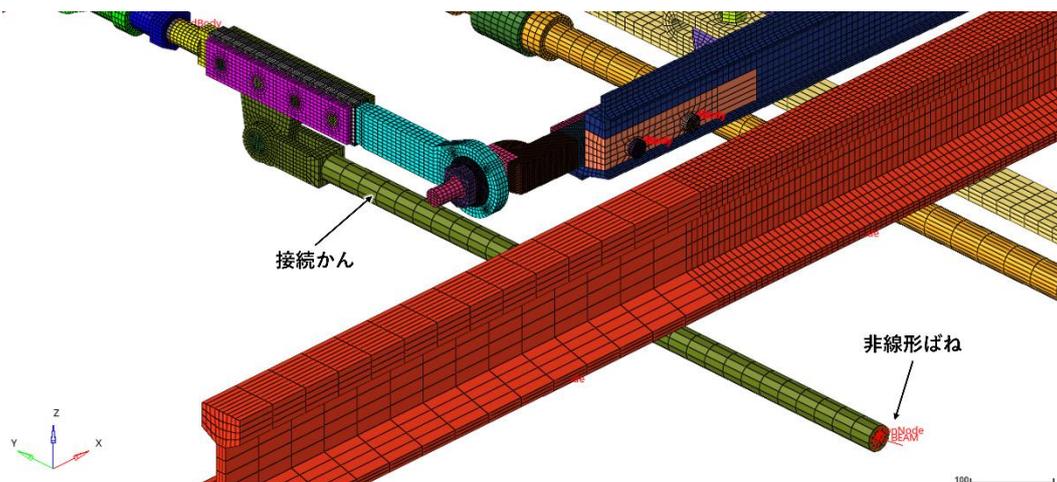


図 3.13 接続かんのモデリング

表 3.2 接続かん端部の非線形ばね要素の特性表

軸方向	x (軌道平行方向)	y (軌間内外方向)	z (鉛直方向)
ばね定数 [N/mm]	0	*5000	0
減衰係数 [N・s/mm]	0	0	0

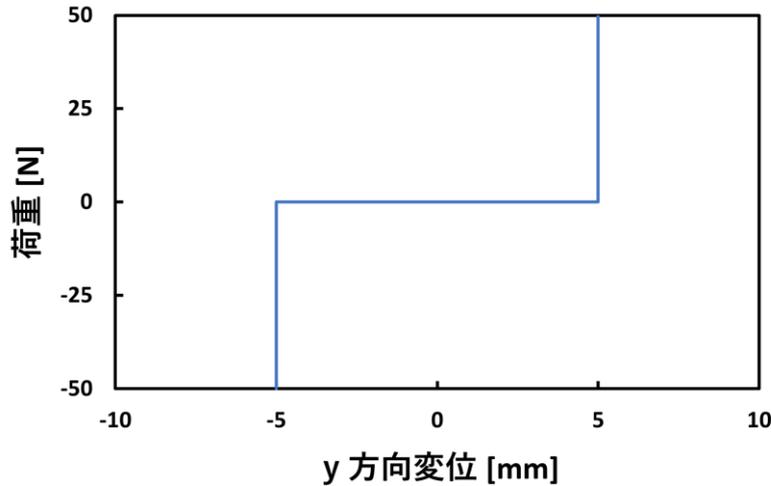


図 3.14 接続かん端部の非線形ばね要素の軌間内外方向荷重－変位曲線

### 3.2.8 マクラギモデリング

先行研究 [7]と同様に、レール下の要素についてマクラギや床板、バラストについてはソリッド要素によるモデル化は行わず、等価なばね要素を用いて再現する。ばね要素の物性値については先行研究 [7]と同様の物性値とした。このばね要素のばね定数、減衰係数を表 3.3 に示す。トングレールはマクラギの上に乗っているだけで固定されておらず、鉛直方向上向きの変位が許容される。そのため、トングレール－マクラギ間のばね要素は図 3.15 のような荷重－変位曲線を持つ非線形ばね要素になっている。

表 3.3 マクラギばね要素の特性表

軸方向 係数	x (軌道平行方向)		y (軌間内外方向)		z (鉛直方向)	
	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]
基本レール－マクラギ	10000	10	10000	30	10000	50
トングレール－マクラギ	0.005	0.0001	0.005	0.0001	*3000	0.1
基本レール端部	10000	500	10000	500	10000	500

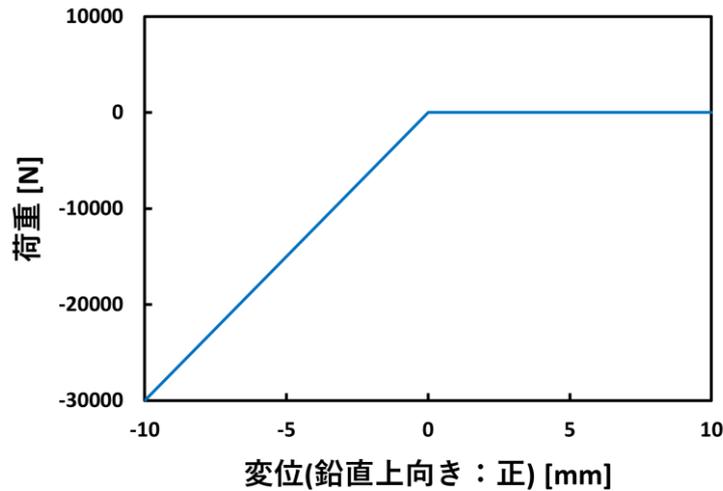


図 3.15 トングレールマクラギ間の非線形ばね要素の鉛直荷重-変位曲線

### 3.3 入力荷重

ここではトングレール後端の継ぎ目を列車が通過する際の衝撃振動を再現する入力荷重について述べる。

#### 3.3.1 入力位置

衝撃振動は分岐器を通過する列車の車輪がトングレール後端部に接触した瞬間に生じると考えられる，この現象を有限要素モデルで再現するため，先行研究 [7]と同様に，トングレール後端の1節点に鉛直方向下向きと軌間内外方向外向きの2種類の荷重を入力した。

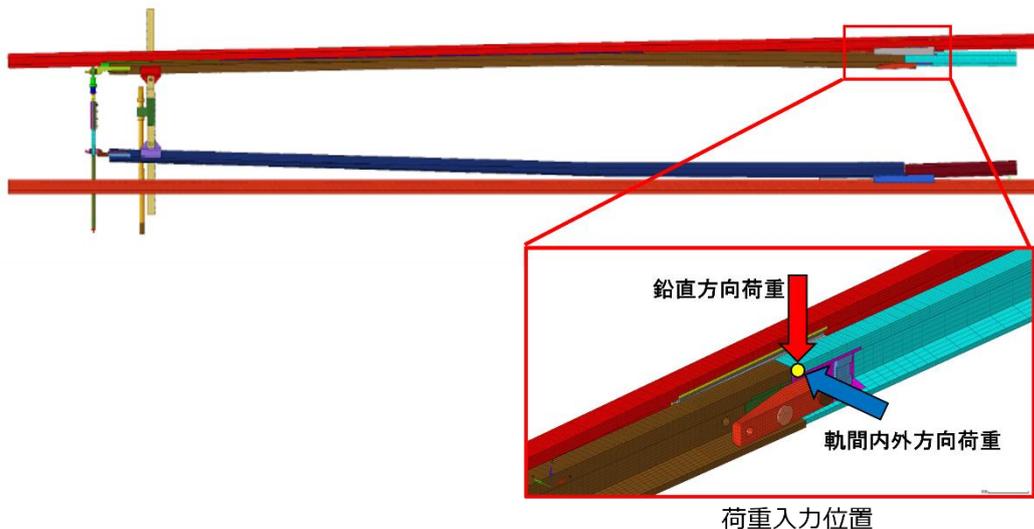


図 3.16 荷重入力位置

### 3.3.2 入力波形

先行研究 [7]では、トンダレール後端部加速度の実測波形を参考にして鉛直方向下向きおよび軌間内外方向外向きに衝撃荷重を与えた。本解析ではこれを参考に、図 3.17 のような衝撃荷重をトンダレール後端部の 1 節点に入力した。

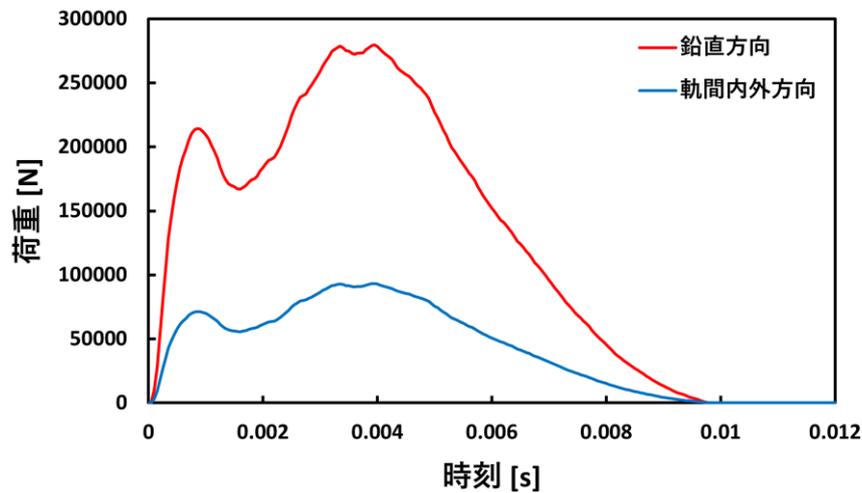


図 3.17 荷重波形

## 3.4 解析条件

解析においては、解析開始時から肘金部のボルトの軸力やフロントロッドの張りおよびスイッチアジャスタロッド端部の伸長によるトンダレール、固定レール間の密着力を再現することが困難である。そこで、はじめに 0.01 秒間かけてボルトのビーム要素に軸力を発生させる。その後、0.02 秒かけてフロントロッドの張りを再現したのち、同じく 0.02 秒間でトンダレール、固定レール間の密着力を発生させる。その後の 0.01 秒間でこれらの接触に伴う振動の減衰を待った後、衝撃荷重を入力した。解析時間は衝撃荷重の入力前の 0.05 秒間と衝撃入力後の 0.1 秒間の計 0.15 秒間とした。なお、得られた解析結果のうち最初の 0.05 秒間は除いたものを本解析における解析結果とした。本解析で用いた材料の物性値を表 3.4 に、解析条件を表 3.5 に示す。

表 3.4 材料物性値一覧

材料名	SC	TPEE
密度 [ton/mm <sup>3</sup> ]	7.86×10 <sup>-9</sup>	1.12×10 <sup>-9</sup>
ヤング率 [MPa]	2.05×10 <sup>5</sup>	730
ポアソン比	0.3	0.3

表 3.5 解析条件一覧

	普通分岐器モデル
解析ソフト	LS-DYNA R11.2.2
解析手法	陽解法時刻歴応答解析
単位系	[ton][mm][MPa]
要素	Solid 要素, Beam 要素
節点数	550831
要素数	450267
解析時間	0.15[s]
タイムステップ	$1.0 \times 10^{-7}$

## 第4章 解析結果

### 4.1 緒言

本章でははじめに衝撃振動解析の結果と営業線での実測データとの比較を行うことで妥当性の確認を行った。その後、フロントロッドの張りの長さを変化させてそれぞれ実施した解析結果を比較し、フロントロッドの張りが部品の寿命に与える影響について述べた。

### 4.2 解析結果と実測データの比較

衝撃振動解析の妥当性を確認するため、営業線における実測データとの比較を行った。比較する実測データには2018年にJR東日本管内のN駅で実施した営業線実測試験で取得した鉛直方向および軌間内外方向の加速度データを用いた。解析結果にはフロントロッドの張りが無いモデルについて衝撃振動解析を行った結果を用いた。なお、実測で使用された加速度計は測定周波数範囲が4000Hzまでであったことを考慮し、実測データ、解析結果ともに3000Hzのローパスフィルタを適用している。

#### 4.2.1 加速度振幅比較

まず、衝撃振動解析における解析モデルの振動伝達特性を確認するためにトングレーール後端および肘金の加速度振幅を実測と解析で比較した。横軸にトングレーール後端を、縦軸に肘金の加速度振幅をとり、実測と解析で得られた結果をプロットしたものを図4.1、図4.2に示す。図4.1は鉛直方向、図4.2は軌間内外方向の加速度振幅である。実測結果について、車軸がトングレーール後端の継ぎ目を通過する際にトングレーール上に別の車軸がある場合はトングレーール後端および肘金の加速度振幅が小さくなることが分かっている[14]。本研究ではより安全側に立って加速度振幅が大きい場合について注目して評価を行うため、先頭車両の前から1軸目および各車両の前から3軸目が継ぎ目を通過した際の衝撃振動に

対応するデータを抽出している。解析については図 3.17 に示した入力荷重について、荷重の大きさを 0.75 倍, 1.0 倍, 1.25 倍にして入力した 3 つのパターンについてデータを得た。

図 4.1, 図 4.2 の実測データの分布を見ると大きくばらついていることが分かる。そのため、分散等から 95% 予測区間を算出し、図に付け加えた。鉛直方向, 軌間内外方向ともに実測結果から得られた 95% 予測区間内に解析結果のプロットが収まっていることが分かる。

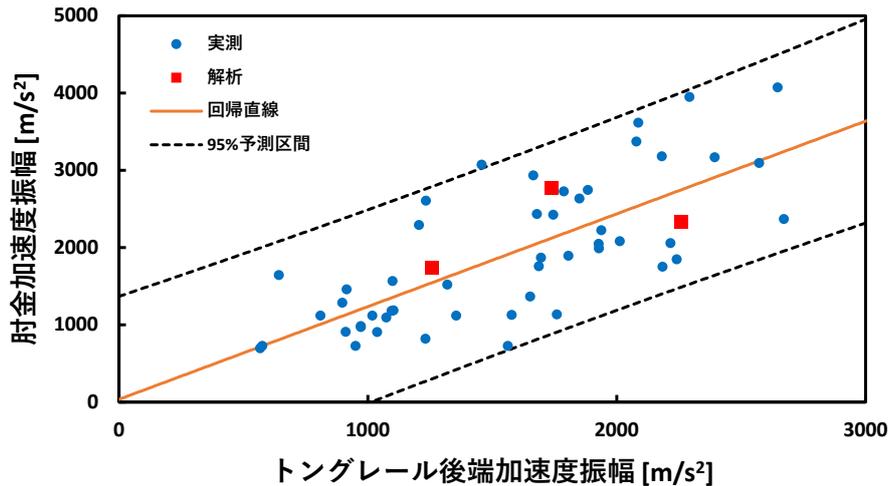


図 4.1 加速度振幅の実測・解析間での比較（鉛直方向）

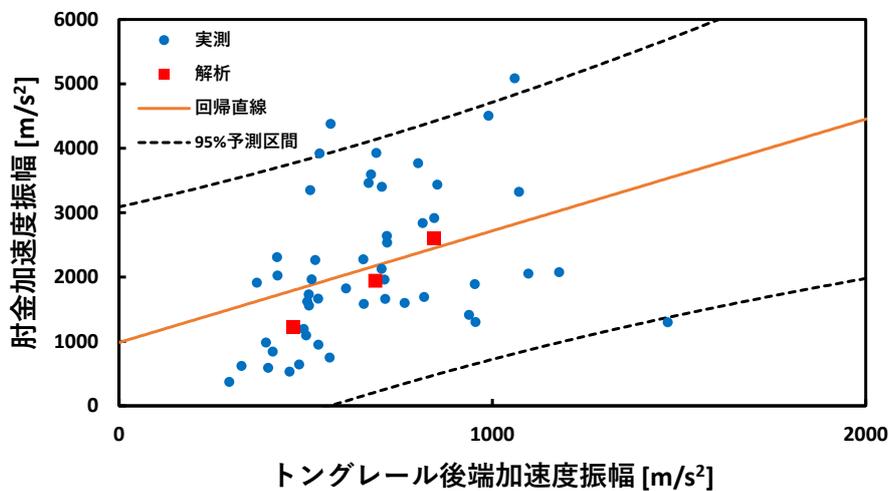


図 4.2 加速度振幅の実測・解析間での比較（軌間内外方向）

## 4.2.2 加速度波形の比較

次に、トンブレイル後端および肘金の加速度波形の比較を行った。加速度振幅については前節で述べたのでここではピークの位置や減衰について比較を行う。解析結果に近い加速度振幅となっている実測データを選び解析結果と比較した。これによれば、トンブレイル後端、肘金ともに加速度波形のピークの位置や減衰の傾向が概ね一致している。

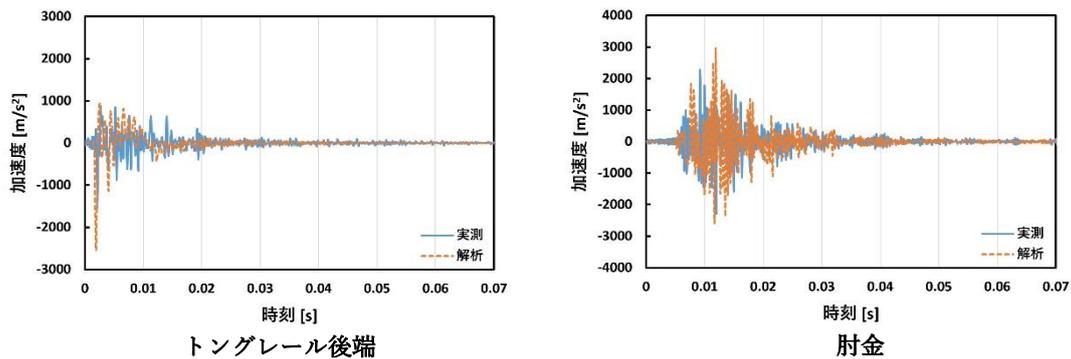


図 4.3 加速度波形の実測・解析間での比較（鉛直方向）

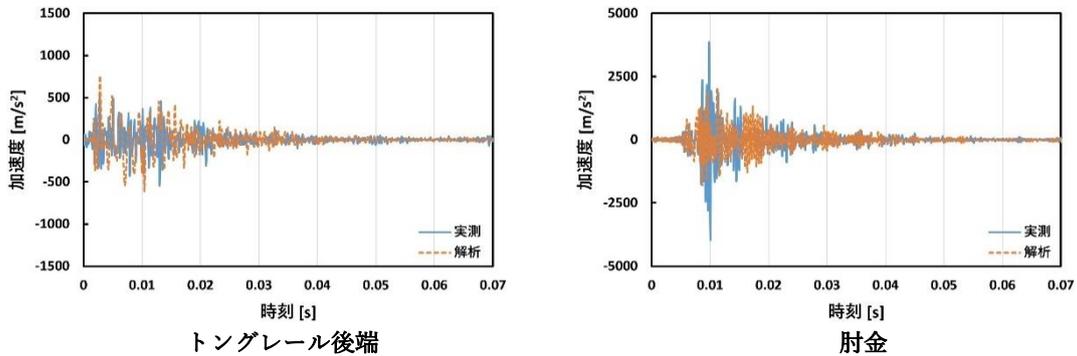


図 4.4 加速度波形の実測・解析間での比較（軌間内外方向）

## 4.3 肘金の疲労への影響

フロントロッドの張りが衝撃振動における肘金の疲労に与える影響を明らかにするために、疲労評価の指標となる肘金の応力の解析結果について述べる。なお、本論文では応力として第一主応力について考える。

### 4.3.1 疲労評価の指標

肘金部の疲労評価の指標として修正等価応力振幅を用いる。ここで修正等価応力振幅の定義および算出方法について述べる。修正等価応力振幅は(式 4.1)で与えられ、同一の材料から作られたものでは平均応力と応力振幅が大きくなると修正等価応力振幅が大きくなる。なお、肘金の素材である S25C の引張強さは 440 MPa とした。

$$\left( \text{修正等価応力振幅} \right) = \frac{\text{(応力振幅)}}{1 - \frac{\text{(平均応力)}}{\text{(引張強さ)}}} \quad \text{(式 4.1)}$$

平均応力と応力振幅については図 4.5 のように算出する。図 4.5 は肘金部について、解析中に第一主応力が最大になった方向の応力時刻歴を示したものである。平均応力は時刻歴中の最大値と最小値の和を 2 で割り、応力振幅は最大値と最小値の差を 2 で割って算出した。このようにして算出した修正等価応力振幅と肘金の素材である S25C の SN 線図 [16] を比較して疲労評価を行う。

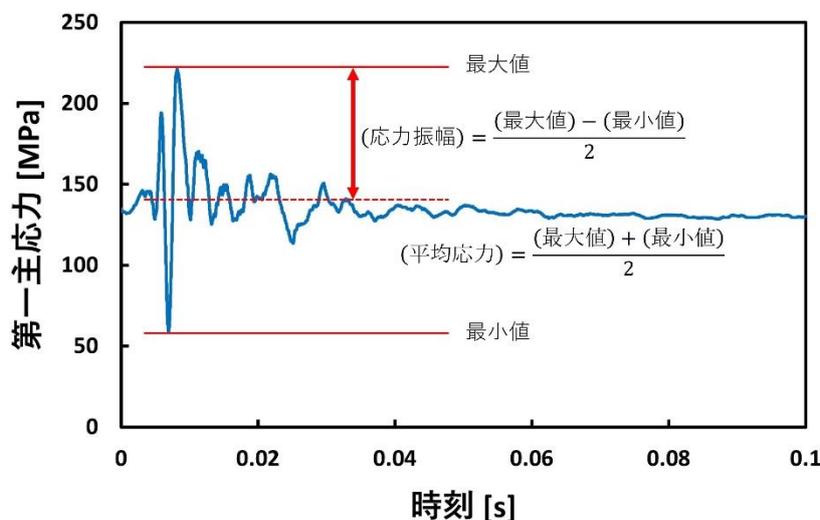


図 4.5 応力振幅と平均応力の算出方法

## 4.3.2 フロントロッドの張りの影響

### 4.3.2.1 肘金部応力

過去の肘金の折損例では、肘金のボルト締結長穴前縁の下部から亀裂が入り疲労破壊が生じた例が報告されている。そのため本研究ではボルト締結長穴前縁の周辺の応力について着目する。図 4.6 は修正等価応力振幅を算出した場所を示したものである。各箇所でのフロントロッドの張りの長さに対する平均応力、応力振幅、修正等価応力振幅の変化をそれぞれ図 4.7、図 4.8、図 4.9 および表 4.1、表 4.2 に示す。図 4.7、図 4.8、図 4.9 はフロントロッドを張ったときの伸長量を横軸として、縦軸をそれぞれ平均応力、応力振幅、修正等価応力振幅としている。

図 4.7 によると、長穴前方の応力振幅が長穴前縁に比べて大きいことが分かる。衝撃入力後、肘金先端の鉛直方向下向きの変位が最も大きくなった時刻における軌間内外方向からみた肘金の変形図を図 4.12 に示す。本解析の荷重条件（図 3.17）では鉛直方向荷重が軌間内外方向に比べて大きく、図 4.12 に示すように軌間内外方向から見て肘金の上面に近い長穴前方上部の変形が大きくなる。下部についても同様に、軌間内外方向からみて肘金の下面に近い長穴前方下部の変形が大きくなる。そのため、長穴前縁よりも長穴前方の応力振幅が大きくなる。

また、図 4.8 によると、図 4.7 のフロントロッドの張りに対する応力振幅の変化に比べて、平均応力の増加傾向が顕著に見られる。これはフロントロッドの張りに伴ってフロントロッドが肘金を軌間外方向に押し曲げる向きに変形させるからである。この原因については 4.3.2.2 にて後述する。したがって、フロントロッドを張ると肘金の応力振幅に与える影響は小さいが、平均応力が大きく増加することにより、応力振幅と平均応力から算出される図 4.9 の修正等価応力振幅は平均応力の増加の影響により、フロントロッドの張りに伴って増加する。

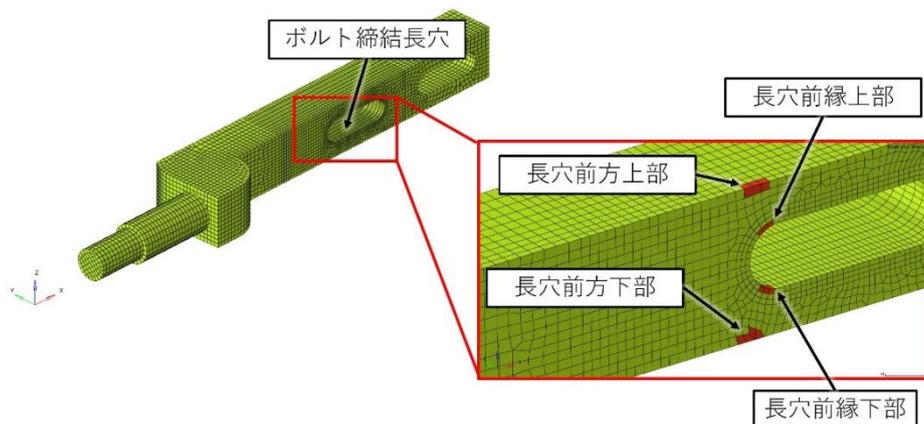


図 4.6 修正等価応力振幅を算出した場所

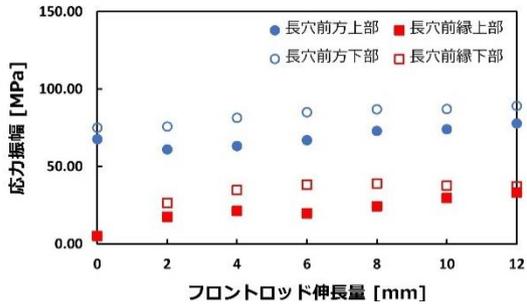


図 4.7 フロントロッド伸長量に対する応力振幅の変化

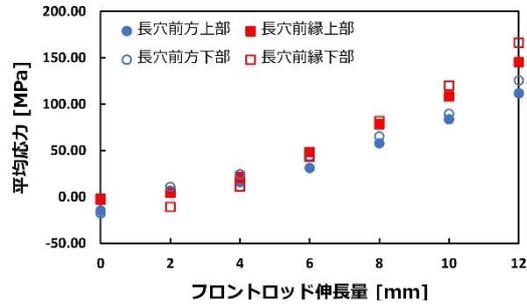


図 4.8 フロントロッド伸長量に対する平均応力の変化

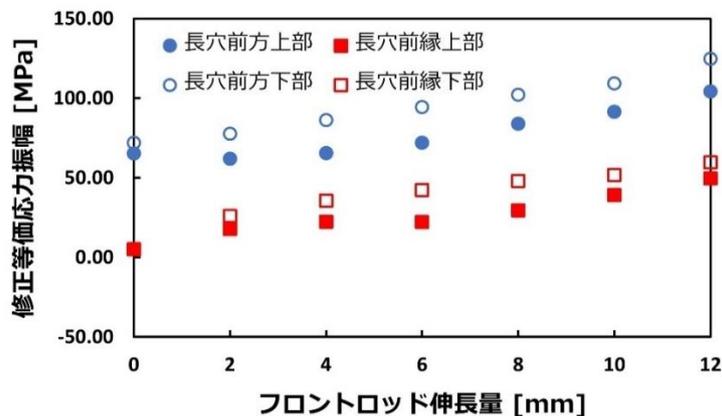


図 4.9 フロントロッド伸長量に対する修正等価応力振幅の変化

表 4.1 長穴前方の応力振幅, 平均応力, 修正等価応力振幅

フロントロッド伸長量[mm]		0	2	4	6	8	10	12
応力振幅	上部	67.65	61.05	63.25	66.95	73.03	74.02	77.84
	下部	74.99	75.88	81.46	85.10	86.98	87.09	89.18
平均応力	上部	-14.72	6.76	16.03	31.26	57.78	83.91	111.77
	下部	-17.74	10.89	24.37	44.00	65.24	89.54	125.54
修正等価応力振幅	上部	65.46	62.00	65.64	72.07	84.07	91.46	104.35
	下部	72.08	77.81	86.24	94.56	102.12	109.34	124.79

表 4.2 長穴前縁の応力振幅, 平均応力, 修正等価応力振幅

フロントロッド伸長量[mm]		0	2	4	6	8	10	12
応力振幅	上部	5.26	17.62	21.41	19.83	24.38	29.64	33.28
	下部	5.23	26.59	34.78	38.27	39.11	37.59	37.20
平均応力	上部	-3.07	4.32	21.44	48.43	78.46	108.45	145.35
	下部	-1.89	-11.01	11.42	43.29	81.67	120.26	166.42
修正等価応力振幅	上部	5.22	17.80	22.51	22.28	29.67	39.33	49.69
	下部	5.21	25.95	35.71	42.44	48.03	51.73	59.82

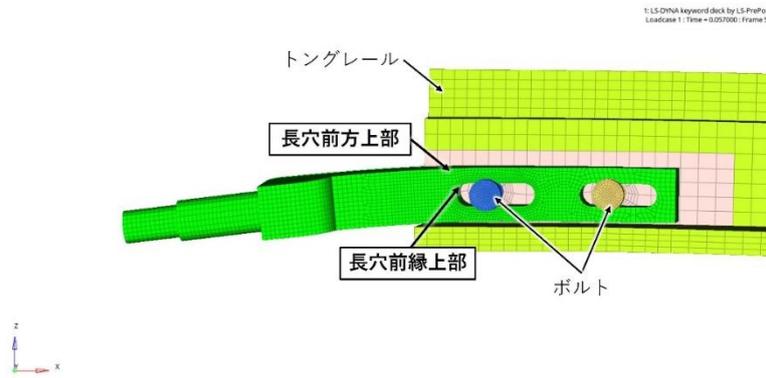


図 4.10 軌間内外方向からみた肘金の変形図（節点変位 50 倍）

#### 4.3.2.2 トングレールの押し付け

図 4.11 はフロントロッドの張りに伴う転てつ棒，フロントロッドの軸力を示したものである。転てつ棒の軸力は密着側の連結板とスイッチアジャスタ腕金具の間の部分の軸力，フロントロッドの軸力は密着側の肘金と接続かんの中の部分の軸力である。また，軸力は圧縮を正，引張を負とする。これによるとフロントロッドの軸力が張りに伴って圧縮方向に増加するのに対して転てつ棒の軸力は減少し，引張を受けるようになる。フロントロッドを張っていない通常時，スイッチアジャスタを通じて転てつ棒がトングレールを押し付けているが，フロントロッドを張るとフロントロッドがトングレールの押し付けを担うようになる [7] [8]。図 4.12 にトングレールの押し付けが完了した時刻における肘金の変形図を示す。フロントロッドがトングレールの押し付けを担うことにより肘金が図 4.12 に示したように軌間外方向へ曲げ変形を生じ，フロントロッドの張りが大きくなるほど図 4.11 に示したようにフロントロッド軸力が増加し肘金の変形が大きくなり，衝撃振動における平均応力が増加する。

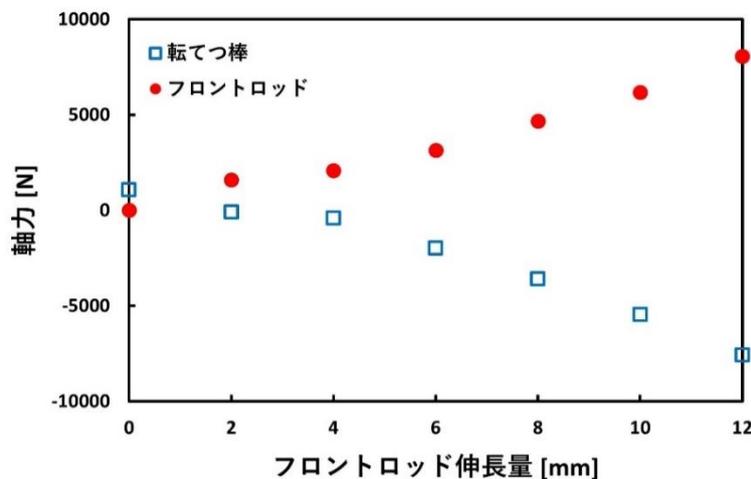


図 4.11 フロントロッド伸長量に対する転てつ棒とフロントロッドの軸力の関係

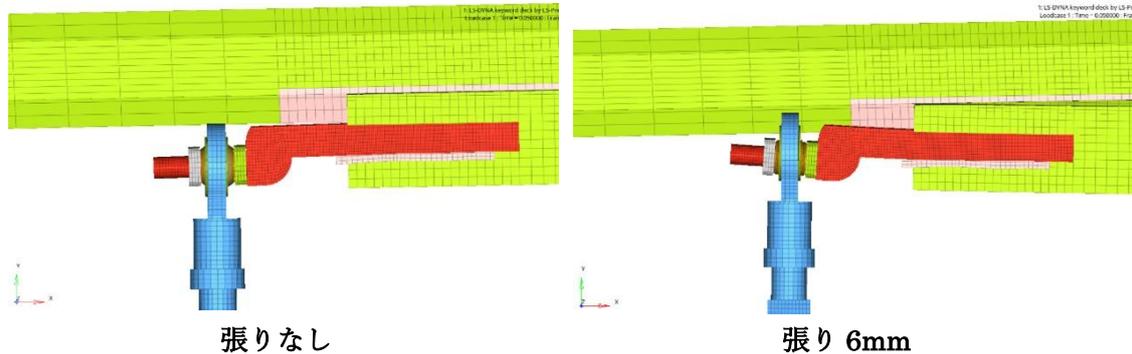


図 4.12 肘金の変形図 (節点変位 50 倍)

#### 4.3.2.3 振動伝達特性

フロントロッドの張りによってトングレール後端で生じた衝撃振動の伝達に変化があれば、肘金部の振動の様子にも変化が生じ、特に応力振幅への影響が予想される。本論文では振動伝達特性の評価にエネルギースペクトル密度(ESD)を用いて考える。振動の大きさは加速度振幅の大きさを評価することもできるが、算出される加速度振幅はサンプリング周波数の影響を受ける。この影響を除くために周波数に依存せずに振動の大きさを評価できるエネルギースペクトル密度を用いる。

エネルギースペクトル密度の算出方法について述べる。まず、図 4.13 のような加速度波形のグラフに対して高速フーリエ変換(FFT)を行い、図 4.14 のように周波数領域に変換する。ここで図 4.14 の振幅を 2 乗したのち、周波数分解能という値で割る。周波数分解能はサンプリング周波数をサンプリング数で割った値である。これに時間長をかけたものがエネルギースペクトル密度である。エネルギースペクトル密度を図 4.15 に示す。このエネルギースペクトル密度はサンプリング周波数に依存せず、振動が生じている時間の長さにも依存しない。図 4.15 のエネルギースペクトル密度を周波数領域で積分した値が振動の大きさを表す指標となる [17]。以後、この値を ESD 積分値と呼ぶ。

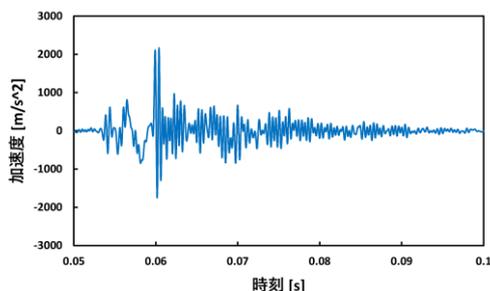


図 4.13 肘金部の鉛直方向加速度(解析結果)

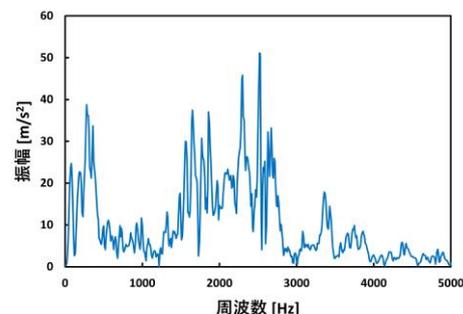


図 4.14 肘金部の鉛直方向加速度の FFT 結果

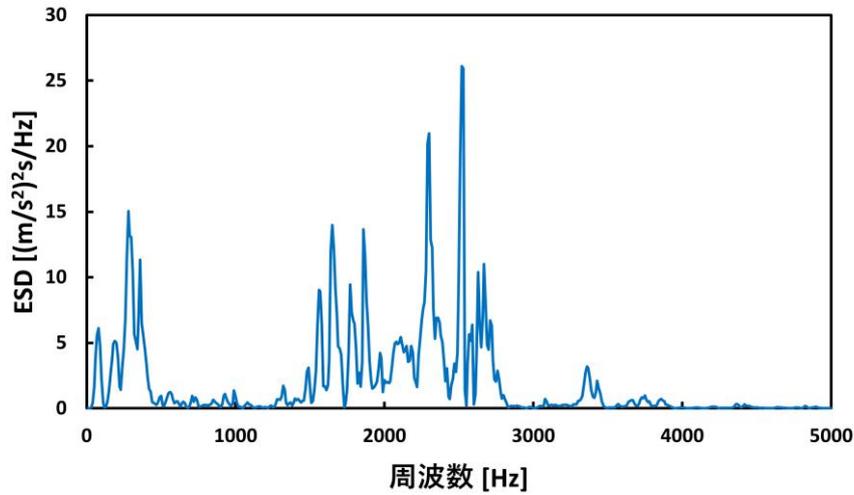


図 4.15 肘金部鉛直方向のエネルギースペクトル密度

フロントロッドの張りに伴うトンゲール後端部および肘金部の ESD 積分値の関係について図 4.16 に示す。これによれば、フロントロッドの張りに伴って肘金部では軌間内外方向、鉛直方向の ESD 積分値が減少している。このことから、フロントロッドを張ると肘金自体は振動しづらくなることがわかる。これは図 4.11 のようにフロントロッドを張るとフロントロッドがトンゲールを押し付ける力が増加し、肘金が振動しづらくなるためと考えられる。

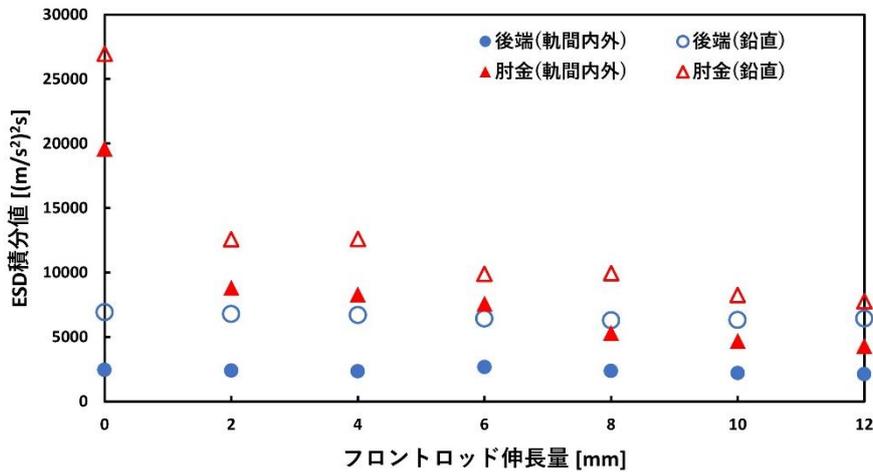


図 4.16 フロントロッドの張りに対する ESD 積分値の関係

### 4.3.3 疲労評価

#### 4.3.3.1 疲労破壊に至る回数の算出

解析結果から算出した修正等価応力振幅をもとに，先行研究 [15]の手法と同様に肘金の疲労評価を行う．肘金の材料である S25C の SN 線図を図 4.17 に示す．この SN 線図から読み取れる疲労限度は約 200 MPa であり，解析結果の修正等価応力振幅はこれを下回っているが，本研究においては修正マイナー則の考え方をを用い，図 4.17 中の近似直線によって疲労限度を下回る場合についても疲労破壊に達するまでの繰り返し回数を求めることにより，疲労寿命を算出する．なお，図 4.17 中の近似直線について，修正等価応力振幅の値  $p$ ，破壊に至る繰り返し回数  $N$  について(式 4.2)の関係があると求められる [15]．

$$p = -40.6 \log_{10} N + 448.8 \quad (\text{式 4.2})$$

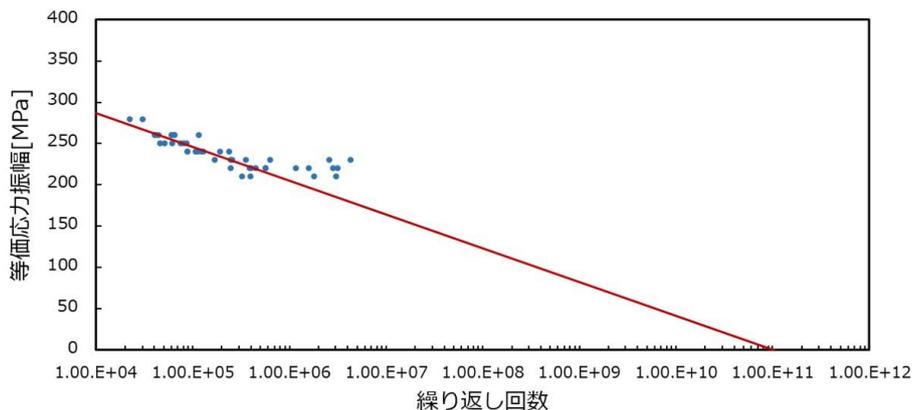


図 4.17 S25C の SN 線図 [15] [16]

#### 4.3.3.2 衝撃振動における肘金の疲労

まず，本研究における解析結果から得られた衝撃振動における肘金の修正等価応力振幅のみを用いて疲労評価を行う．疲労評価には本解析で最も修正等価応力振幅が大きくなった肘金のボルト締結長穴前方下部の修正等価応力振幅を用いる．

N 駅で実施した実測試験 [9]で加速度波形の測定を行った営業線分岐器を通過する列車種別，通過本数について表 4.3 に示す．これによれば，分岐器を通過する車軸数は一日あたり合計で 1012 本である．通過車軸ごとの衝撃荷重は全て同一と仮定し，疲労評価を行った．

こうして算出した衝撃振動における肘金の疲労寿命を表 4.4 に示す．これによると，本研究の解析結果から得られた疲労寿命はどれも現行のフロントロッドの交換周期である

5~7年を大幅に超えており、肘金の疲労寿命には十分余裕があることを示す結果となった。ただし、フロントロッドの張りに伴って肘金は疲労しやすくなり、疲労寿命は短くなることが分かる。

表 4.3 分岐器を通過する車両数および車軸数 [9]

列車種別	貨物	特急	普通
1日あたり通過本数	8	7	8
列車1本あたりの車両数	21	7	4
1本あたりの総車軸数	86	28	16
1日あたりの通過車軸数	688	196	128

表 4.4 衝撃振動における肘金(長穴前方部)の疲労寿命

フロントロッドの張り [mm]	0	2	4	6	8	10	12
修正等価応力振幅 [MPa]	72.08	77.81	86.24	94.56	102.12	109.34	124.79
疲労寿命 [年]	5115	3717	2304	1438	936.3	621.7	258.9

#### 4.3.3.3 転換動作を考慮した疲労寿命の計算 [18]

次に、衝撃振動および先行研究 [8]によって考慮された転換動作の2種類の負荷を考慮し、マイナー則を適用して疲労寿命を求めた。具体的な手順について以下に述べる。

疲労破壊する時点での損傷を1と定義し、線形に損傷が蓄積するものと仮定する。衝撃振動、転換動作それぞれのサイクルが単独で加わる際に破壊に至る繰り返し回数を(式 4.2)より求め、それぞれ $N_h$ 、 $N_s$ とすると、1回あたりの衝撃振動による損傷量 $d_h$ 、転換動作による損傷量 $d_s$ はそれぞれ、

$$d_h = \frac{1}{N_h}$$

$$d_s = \frac{1}{N_s}$$

で与えられる。一定期間に肘金の疲労箇所が生じる損傷量 $D$ は、一定期間内の衝撃振動及び転換動作の発生回数 $M_h$ 、 $M_s$ をかけて、

$$D = d_h \cdot M_h + d_s \cdot M_s$$

と求められる。この損傷量 $D$ が1に達するまでの期間として、肘金の疲労寿命を算出する。

#### 4.3.3.4 転換動作を考慮した疲労寿命の算出

衝撃振動の回数は表 4.3 に示した通り、1日 1012 本とする。転換動作については先行研究 [8]と同様に1日に15往復の転換動作を行ったものと仮定する。

先行研究 [8]ではフロントロッドの張りの長さが 0, 4, 6 mm の場合について転換動作における肘金のボルト長穴前縁の修正等価応力振幅を算出した。この結果と本研究の解析結果から得られた肘金のボルト長穴前縁の修正等価応力振幅から算出した肘金の疲労寿命を算出した。これによると、いずれの疲労寿命もフロントロッドの交換周期である 5~7 年を大幅に上回っており、本研究の衝撃振動解析結果は先行研究 [8]の転換動作の解析結果を考慮しても、肘金の疲労寿命には十分余裕があることを示す結果となった。ただし、フロントロッドの張りに伴って疲労寿命は大きく減少する。

表 4.5 衝撃振動および転換動作を考慮した肘金(長穴前縁部)の疲労寿命

フロントロッドの張り [mm]	0	4	6
修正等価応力振幅 [MPa]			
衝撃振動	5.21	35.71	42.24
転換動作	32.21	101.6	182.5
疲労寿命	213597	24930	644.8

## 4.4 球面軸受の摩耗への影響

フロントロッドの張りが衝撃振動における球面軸受の摩耗に与える影響を明らかにするために、解析結果から摩耗量の算出を行った。

### 4.4.1 摩耗量の計算手法

軸受の摩耗量は(式 4.3)のホルムの摩耗式をもとに計算する [19] [20]。

$$W = k \cdot P \cdot V \cdot T \quad (\text{式 4.3})$$

ここで  $W$  [mm] は摩耗量、 $k$  [mm<sup>2</sup>/N] は比摩耗量、 $P$  [MPa] は接触面圧、 $V$  [mm/s] は滑り速度、 $T$  [s] は摺動時間である。この手法は定常的に運転を続けるベアリングのようなものを対象とした手法であるが、フロントロッドの軸受は連続して回転摺動する部品ではなく、滑り速度や接触面圧が一定ではないことが考えられる。そのため、解析結果の時刻歴をも

とに、(式 4.4)のように接触面圧と滑り速度の時間積分を計算することで 1 衝撃あたりの摩耗量を算出する手法を用いる [21].

$$w = k \int PVdt \quad (\text{式 4.4})$$

$w$  は 1 衝撃あたりの摩耗量とし、接触面圧と滑り速度を積分し摩耗を計算する。比摩耗量  $k$  は物性や潤滑状態に依存する定数である。本研究においては解析によって得られた接触面圧  $P$  と滑り速度  $V$  の時間積分を計算し、摩耗量の評価の指標として用いる。以後、この値を  $PV$  積分値と呼ぶことにする。図 4.18 に着目した球面軸受の場所を示す。フロントロッドとトンダレールをつなぐ肘金部にある球面軸受の左右 2 ヶ所について着目し、トンダレールが基本レールに押し付けられている方の球面軸受を密着側とし、反対にトンダレールが基本レールから離れている方を非密着側と呼ぶ。

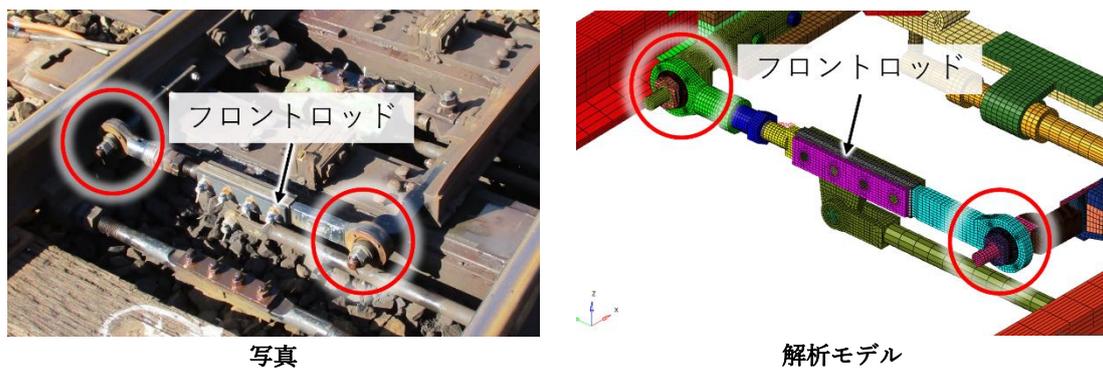


図 4.18 着目した球面軸受

## 4.4.2 接触面圧の算出と比較

解析で得られるのはモデル上の接触定義ごとの接触力であり、これから接触面圧を計算する。

### 4.4.2.1 ペナルティ剛性

本解析では解析ソフトとして LS-DYNA を用いており、接触をペナルティ法により計算した。ペナルティ法は、物体同士が接触し食い込むときに接触面にバネ要素を導入することによって、食い込み量に応じた接触反力を与えて物体の接触を再現する方法である。このペナルティ法ではバネ要素のバネ係数に相当する接触反力のスケールファクターを設定することができ、これをペナルティ剛性と呼ぶ。このペナルティ剛性が大きいほど食い込み量は小さくなり、解析自体がより実際の現象に近づくと考えられる。LS-DYNA で設定され

ているペナルティ剛性の推奨値は1となっており、ペナルティ剛性を1, 10, 100に設定して実施した解析結果について、フロントロッドと球面軸受の接触力の時刻歴を図4.19に示す。これによれば、1から桁を2つ上げた100と比較しても解析結果の接触力に大きな差異が見られないことから本解析のペナルティ剛性は1を採用している。

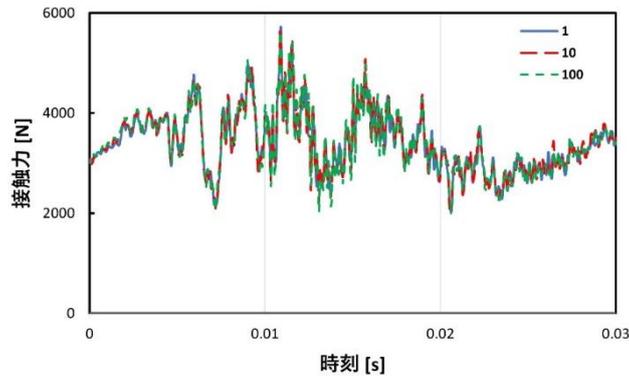


図 4.19 ペナルティ剛性と接触力の対応

#### 4.4.2.2 接触面圧の算出結果

衝撃振動を与えたトングレールとつながる密着側の軸受について、フロントロッドを張っていない場合の解析結果から得られた接触力から算出した接触面圧を図4.20に示す。また、フロントロッドを張った場合の接触面圧について図4.21に示す。

これらによれば、フロントロッドの張りが無い場合は約0.005~約0.03 sの間、0度、180度、270度の方向で接触面圧が断続的に発生する。それに対して、フロントロッドの張りがある場合は270度の方向にのみ接触面圧が発生しており、約0.005~約0.03 s以外も一定の接触面圧が発生している。特に、接触定義を分割したうちの(中)において比較的大きい接触面圧が連続的に生じている。これはフロントロッドを張ることによって、球面軸受の外輪が軌間外方向に移動し、軌間内方向である270度の方向で内輪と外輪が常に接触し続けるようになるためと考えられる。

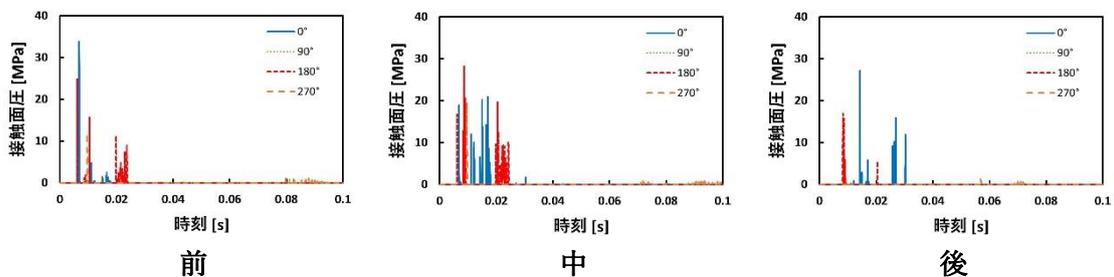


図 4.20 密着側球面軸受の接触面圧 (フロントロッドの張りなし)

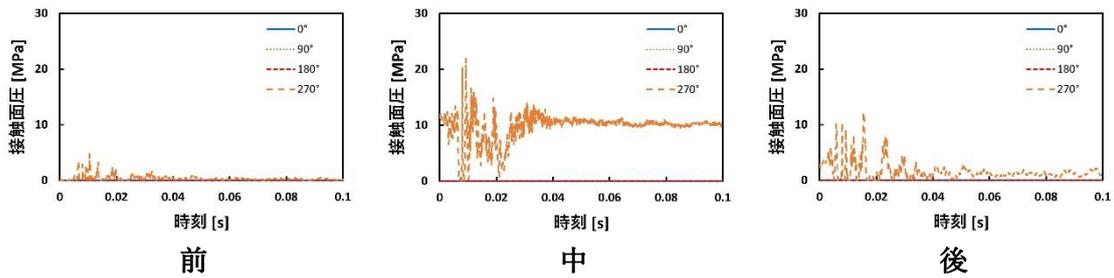


図 4.21 密着側球面軸受の接触面圧（フロントロッドの張り 2 mm）

同様に、フロントロッドを張っていない場合の非密着側の球面軸受の接触面圧を図 4.22 に、フロントロッドを張った場合の接触面圧を図 4.23 に示す。密着側の球面軸受と同様に、フロントロッドを張ると外輪が軌間外方向に押されるため、非密着側の球面軸受は軌間内方向である 90 度の方向に一定の接触面圧が生じ、接触定義を分割したうちの（中）における接触面圧が大きい。

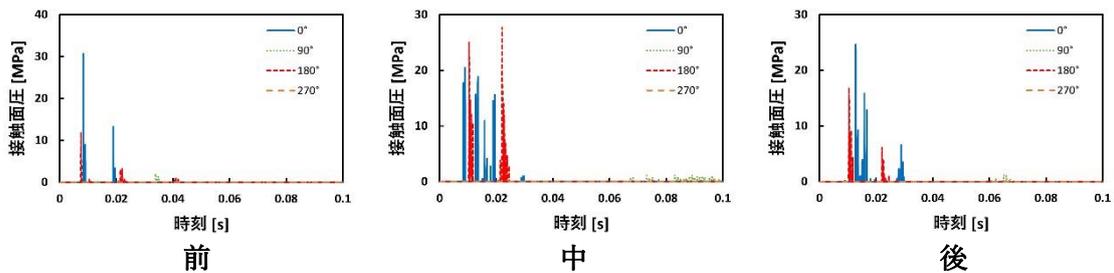


図 4.22 非密着側球面軸受の接触面圧（フロントロッドの張りなし）

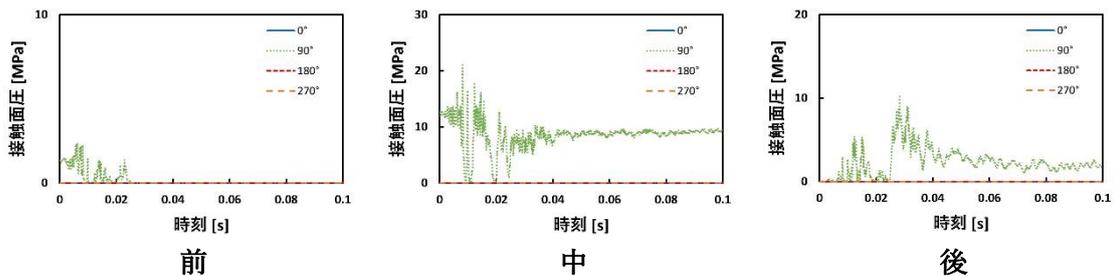


図 4.23 非密着側球面軸受の接触面圧（フロントロッドの張り 2 mm）

フロントロッドを張ると内輪と外輪が常に接触し続ける方向となる密着側の球面軸受の 270 度の方向と非密着側の球面軸受の 90 度の方向について、接触定義のうちの（中）の平均接触面圧について、フロントロッドの張りに伴う変化を図 4.24 に示す。これによれば、フロントロッドの伸長量と平均接触面圧は線形な関係にあることがわかる。これは 4.3.2.2 で述べた通り、フロントロッドの張りに伴って、フロントロッドがトングレールの押し付けを担い、その軸力が線形に増加することに対応している。

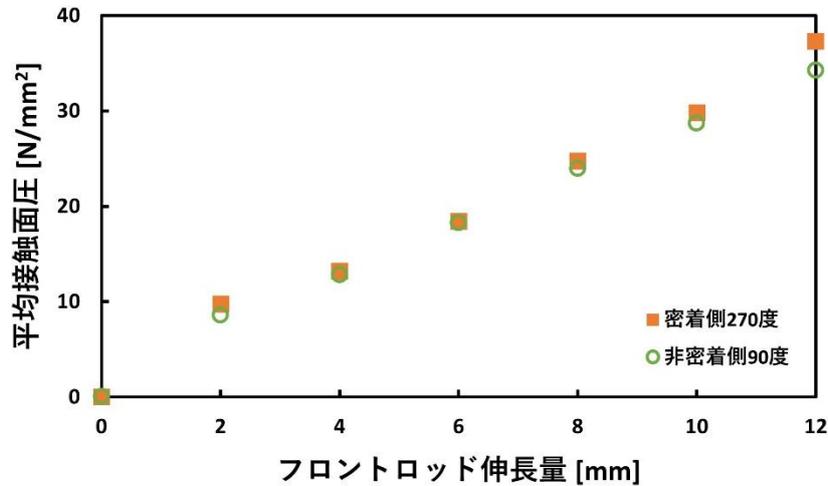


図 4.24 フロントロッド伸長量と平均接触面圧の関係

### 4.4.3 滑り速度

次に軸受の滑り速度を算出する。滑り速度は、接触定義で分割した各マスター面の中心点とそれぞれに座標が最も近いスレーブ節点との相対速度から計算する。

密着側の軸受について、フロントロッドを張っていない場合の解析結果から得られた速度を用いて算出した滑り速度を図 4.25 に、フロントロッドを張った場合の滑り速度について図 4.26 に示す。また、非密着側の球面軸受について、フロントロッドを張っていない場合の滑り速度を図 4.27 に、フロントロッドを張った場合の滑り速度を図 4.28 に示す。

これらによれば、比較的大きな滑り速度は 0~約 0.04 s の間に生じており接触定義の前中後および角度による差異はあまり見られない。本解析で衝撃荷重が入力されているトンダレール後端での衝撃が直接伝達する密着側のほうが滑り速度が大きくなる。また、フロントロッドを張ると滑り速度が小さくなる。これはフロントロッドを張ると内輪と外輪が常に接触し続け一定の接触面圧で押し付けられているため、滑りにくくなっているからだと考えられる。

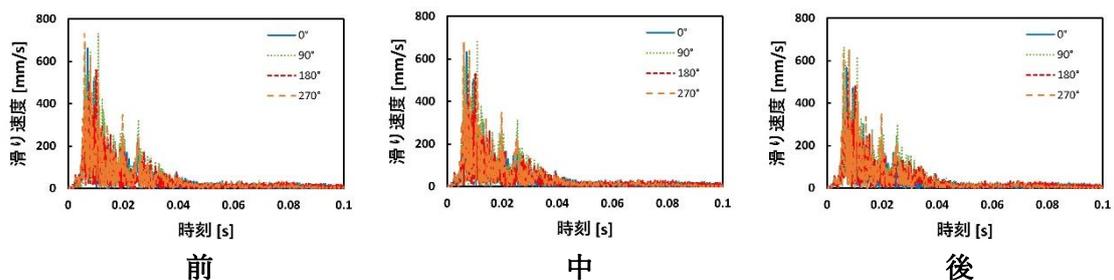


図 4.25 密着側球面軸受の滑り速度（フロントロッドの張りなし）

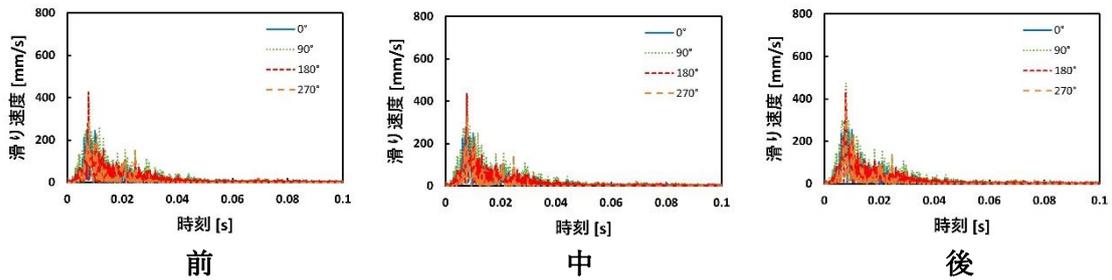


図 4.26 密着側球面軸受の滑り速度（フロントロッドの張り 2mm）

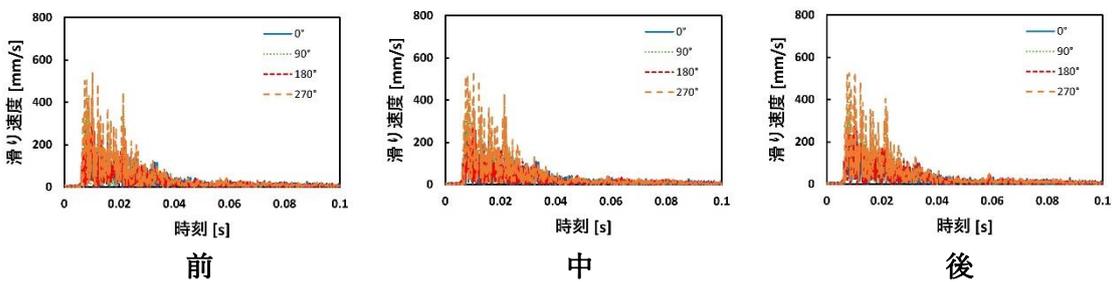


図 4.27 非密着側球面軸受の滑り速度（フロントロッドの張りなし）

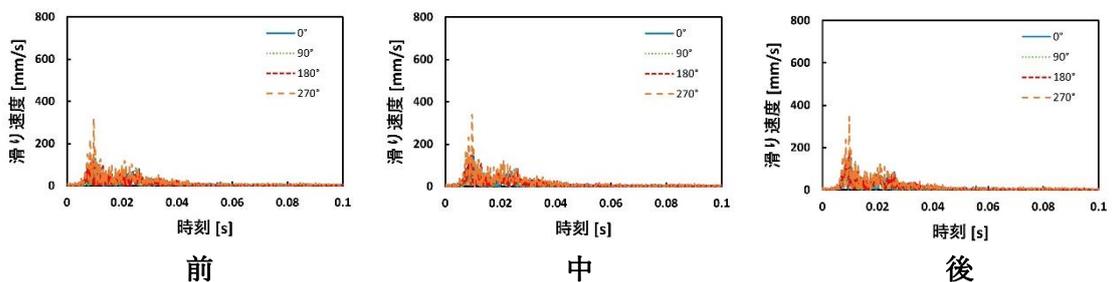


図 4.28 非密着側球面軸受の滑り速度（フロントロッドの張り 2mm）

フロントロッドを張ると内輪と外輪が常に接触し続ける方向となる密着側の球面軸受の 270 度の方向と非密着側の球面軸受の 90 度の方向について、接触定義のうちの（中）の最大滑り速度について、フロントロッドの張りに伴う変化を図 4.29 に示す。フロントロッドを張った場合では張っていない場合に比べて最大滑り速度に大きな減少が見られる。以降フロントロッドの張りを大きくしていくと、緩やかな減少傾向が見られる。

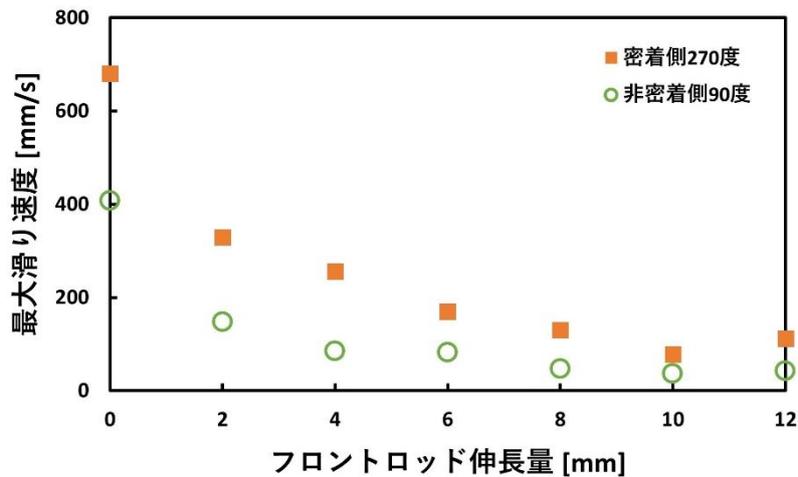


図 4.29 フロントロッド伸長量と最大滑り速度の関係

#### 4.4.4 PV 積分値

上記で算出した接触面圧と滑り速度から、PV 積分値を計算する。密着側の球面軸受の PV 積分値の時刻歴を図 4.30 に示す。軸方向に 3 分割した接触定義（前、中、後）のうち、フロントロッドを張ると特に接触面圧が大きくなり、PV 積分値も大きくなる（中）についての解析結果を図に示した。

左はフロントロッドの張りが無い場合について、右はフロントロッドを 2mm 張った場合についての解析結果である。フロントロッドを張ると 270 度方向の PV 積分値が大きく増加する。これは、4.4.2.2 で述べた通り軌間外方向に外輪が移動し、球面軸受の内輪と外輪が接触し続ける方向である。フロントロッドの張りが無い場合は図 4.20 のように断続的に接触面圧が生じているのに対して、フロントロッドの張りがある場合は図 4.21 のようにこの間において連続的に接触面圧が発生している。連続的に接触している状態で衝撃振動が発生し滑り速度が生じると、摩耗が連続して発生するため約 0.005~約 0.03 s の間に PV 積分値が大きく増加することが分かる。

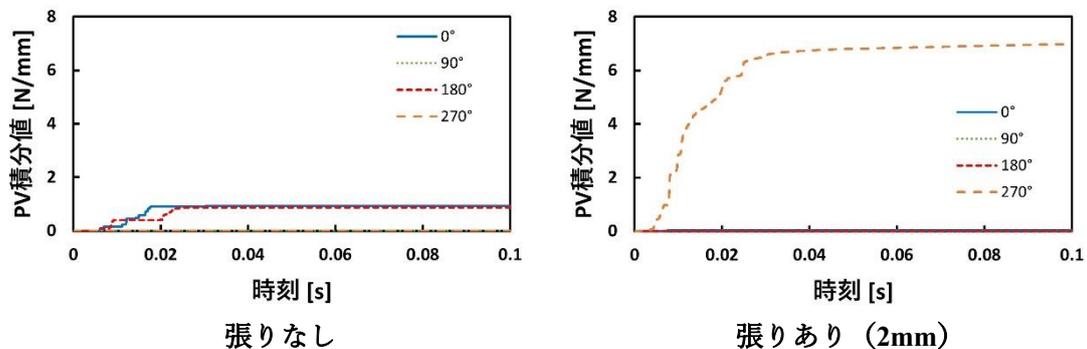


図 4.30 密着側球面軸受の PV 積分値時刻歴

非密着側の球面軸受の PV 積分値の時刻歴についても図 4.31 に示す。軸方向に 3 分割した接触定義（前、中、後）のうち、（中）についての解析結果を図に示した。

密着側の球面軸受と同様に、フロントロッドを張ると球面軸受の内輪と外輪が接触し続ける方向である 90 度方向の PV 積分値が大きく増加する。図 4.30 の密着側の球面軸受に比べて非密着側の PV 積分値は小さくなる。これは 4.4.3 で述べた通り、密着側の球面軸受に直接トングレール後端の衝撃振動が伝達し、非密着側に比べて滑り速度が大きくなるためだと考えられる。

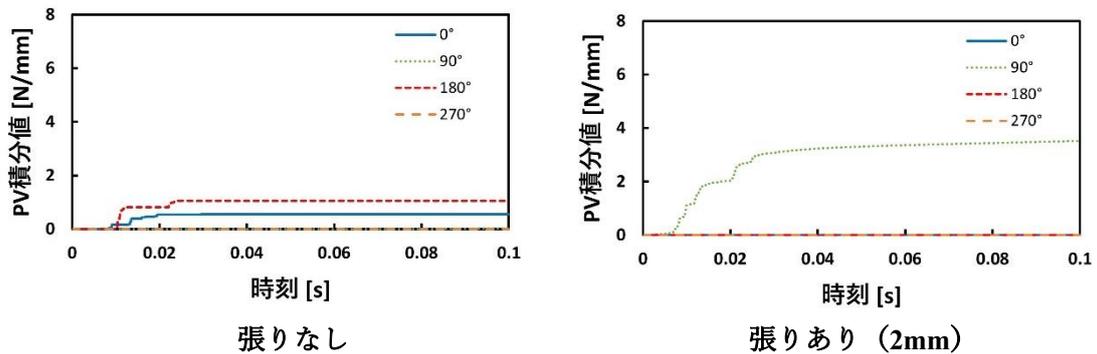


図 4.31 非密着側球面軸受の PV 積分値時刻歴

次に、密着側球面軸受の 270 度の方向および非密着側球面軸受の 90 度の方向について、フロントロッドの張りに伴う PV 積分値の変化を図 4.32 に示す。これによれば、密着側、非密着側ともに張りが生じると PV 積分値が大きく増加する。それ以降張りを大きくすると密着側の球面軸受では PV 積分値に大きな変化は見られないが、非密着側で張りが 10mm から 12mm になると PV 積分値が大きく増加する傾向が見られた。これは非密着側の振動が減衰しづらく、接触面圧が大きい状態で振動が継続するため PV 積分値が大きく増加し続けている可能性が考えられる。

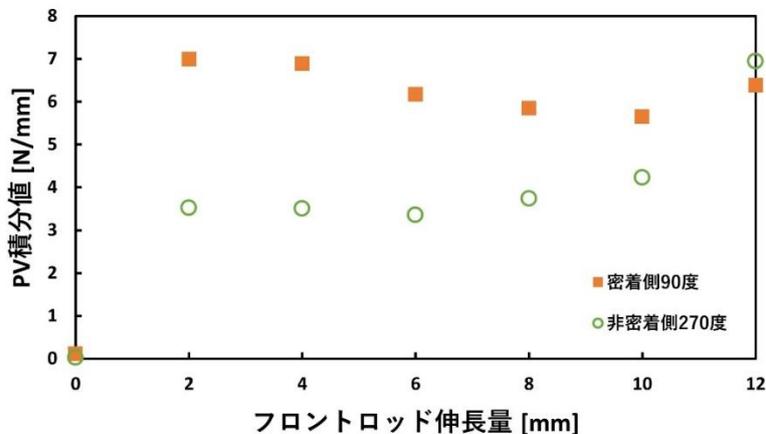


図 4.32 フロントロッド伸長量に対する PV 積分値の変化

次に、全測定点でのPV積分値を前中後と角度ごとの摩耗傾向を図示したものを図4.33、図4.34に示す。なお、摩耗傾向はその変化を分かりやすくするために、PV積分値に係数 $2.0 \text{ mm}^2/\text{N}$ をかけて、初期軸受半径を足すことによって可視化している。この $2.0 \text{ mm}^2/\text{N}$ という値は可視化のために設定した値であることに注意する。

図4.33、図4.34から、フロントロッドを張っていない場合は鉛直方向の振動により、球面軸受の鉛直方向周辺の摩耗が大きくなるのに対して、フロントロッドを張ると内輪と外輪が常に接触し続ける密着側の270度、非密着側の90度の方向周辺でPV積分値が特に大きくなり、前中後の比較をすると中部の値が大きくなるという傾向が見られた。

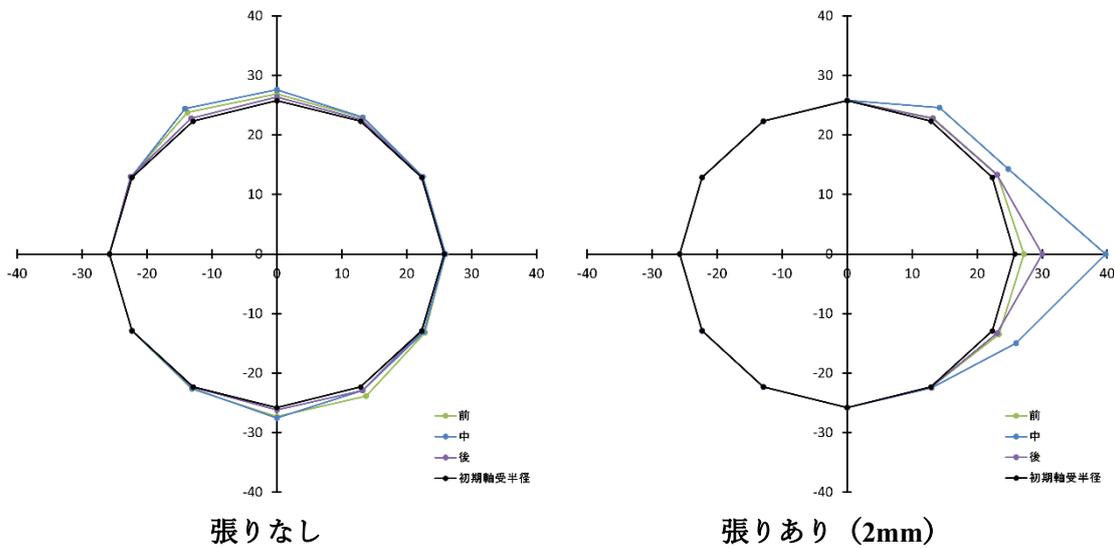


図 4.33 密着側球面軸受の摩耗傾向

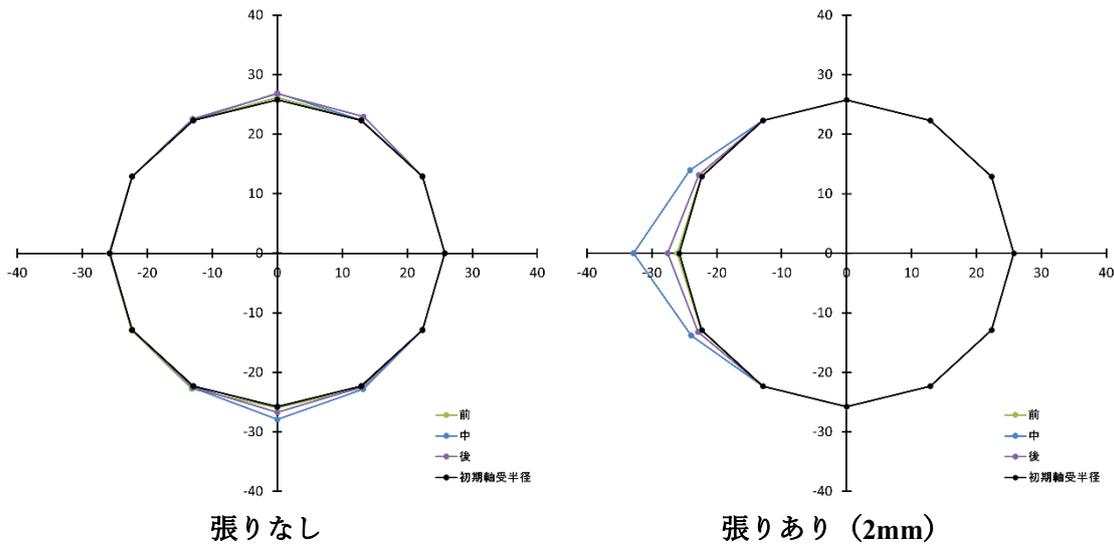


図 4.34 非密着側球面軸受の摩耗傾向

### 4.4.5 寿命予測

先行研究 [21]では軸受摩耗試験で得られた軸受の摩耗量増加傾向とその模擬解析により球面軸受の比摩耗量を算出した。その比摩耗量を表 4.6 に示す。また、先行研究 [8]では転換動作における球面軸受の PV 積分値を算出しており、本研究で算出した衝撃振動における球面軸受の PV 積分値と合わせて表 4.7 に示す。表 4.7 に示した PV 積分値はいずれも密着側球面軸受の 270 度の方向のものである。

これに基づいて、摩耗量が衝撃振動および転換動作の回数に対して線形に増加しているとして、許容摩耗量 1.0mm に達する年数の予測を行う。条件として 4.3.3 の疲労評価に用いた、1日 1012 本の車軸通過および 15 往復の転換動作が生じる分岐器を想定する。上記のようにして算出した摩耗寿命を表 4.8 に示す。これによればフロントロッドを張った場合であっても許容摩耗量到達年数は現行の交換周期の 5~7 年を大きく上回っており、球面軸受の摩耗寿命には十分な余裕があることが分かる。ただし、フロントロッドを張ると張っていない場合に比べて衝撃振動による摩耗量の寄与が大きくなり、摩耗量が大きく増加することが分かる。

表 4.6 球面軸受の比摩耗量 [22]

比摩耗量	$4.215 \times 10^{-9}$
95%信頼度上限比摩耗量	$5.015 \times 10^{-9}$
95%信頼度下限比摩耗量	$3.325 \times 10^{-9}$

表 4.7 衝撃振動と転換動作 [8]における球面軸受の PV 積分値

フロントロッドの 張り [mm]	PV 積分値 [N/mm]	
	衝撃振動	転換動作
0	0.11	5.80
2	6.99	11.80
4	6.89	13.62
6	6.17	15.98

表 4.8 密着側球面軸受の摩耗量予測

フロントロッドの張り [mm]	0	2	4	6
1年あたりの摩耗量 [ $\mu\text{m}$ ]				
衝撃振動	0.17	10.9	10.7	9.61
転換動作	0.13	0.27	0.31	0.37
合計	0.31	11.2	11.0	9.9
許容摩耗量到達年数	3280	89.6	90.6	100
信頼度 95%上限到達年数	2750	75.3	76.1	84.3
信頼度 95%下限到達年数	4150	114	115	127

## 4.5 考察

フロントロッドの張りを考慮した有限要素解析を行い、肘金の修正応力振幅、球面軸受の摩耗量を算出した。

肘金の疲労に与える影響として、フロントロッドの張りが大きくなると応力振幅はあまり変化せず、平均応力が大きく増加した。それらから算出される修正等価応力振幅が最大となるのは肘金のボルト締結長穴前方下部であることがわかった。だが、実際の肘金の折損報告ではボルト締結長穴の前円下部から亀裂が生じて疲労破壊に至ることがわかっており、解析結果と実際の破損箇所は一致していなかった。本解析で行った修正応力振幅自体が疲労限に達しない結果となったことから、フロントロッドの張りに加え、肘金の疲労に大きな影響を及ぼす要因が他にもあると考えられる。例えば、本研究では入力荷重は共通としてフロントロッドの張りを変化させて複数の場合の解析を行ったが、この入力荷重が大きくなると応力振幅についても大きくなると予想される。また、入力荷重の波形が実際の荷重と一致しているかについては明らかにできていない。特に、エネルギースペクトル密度を求めたことによってフロントロッドを張ると肘金部の振動が小さくなることがわかっている。本研究ではフロントロッドの張りが無い状態で分岐器付属部品の加速度波形や加速度振幅から妥当性を確認したのち、入力荷重は変化させずにフロントロッドの張りの長さを変えたが、この方法が適切であるかについては明らかにできていない。

また、肘金を締結する位置は長穴内のボルトの位置によって変えることができ、肘金の締結位置による肘金の応力への影響についても明らかにする必要がある。

摩耗量に与える影響として、フロントロッドを張ると球面軸受の内輪と外輪が常に接触し続けるようになり、張っていない場合に比べて摩耗量が大きく増加することがわかった。摩耗量についても衝撃荷重の大小によって変化することが予想されるため、摩耗寿命の予測についても入力荷重の大きさとPV積分値の関係について調べる必要がある。

## 第5章 結論

### 5.1 結論

本研究ではフロントロッドの張りについて着目し、列車がトングレール後端の継ぎ目を通過する際に生じる衝撃振動における肘金の応力への影響および球面軸受の摩耗への影響を明らかにした。

肘金の疲労の影響について、フロントロッドの張りに伴う肘金部の応力振幅および平均応力の変化を有限要素法によって求めた。フロントロッドを張ると肘金の応力振幅の変化に比べて平均応力が大きく増加し、平均応力と応力振幅からなる修正等価応力振幅が増加し、疲労しやすくなることがわかった。また、フロントロッドの張りに対して衝撃振動における肘金の応力振幅が平均応力に比べてあまり変化しなかったことから、フロントロッドの張りが肘金の疲労へ影響を与えるのは転換動作完了時において肘金に生じる応力が大きいためであることが分かった。ただし、本研究で用いたモデルおよび解析条件では疲労限に達するような修正等価応力振幅は発生しなかったことから、本研究で扱った範囲の密着力の大きさや入力荷重の大きさでは疲労破壊は起こらないと考えられる。

球面軸受の摩耗については、解析結果から摩耗量の指標となる PV 積分値を算出して評価した。フロントロッドを張ると球面軸受の外輪が軌間外方向に移動し、外輪と内輪が常に接触し続けるようになることがわかった。この状態で衝撃振動が発生するとフロントロッドを張っていない場合に比べて軌間内方向の摩耗量が大きく増加し、摩耗寿命が短くなることが分かった。

### 5.2 課題と展望

本解析ではトングレール後端を列車が通過するときの衝撃振動に着目したが、列車の重さによりレール自体がたわむ低周波の輪重由来振動については検討できていないため、フロントロッドの張りが輪重由来振動においてどのような影響を与えるのかについて調べる必要がある。また、本研究では同一衝撃荷重についてのみ有限要素法解析を行っており、

衝撃荷重の大きさによるフロントロッドの張りの影響の変化についても別途調べる必要がある。また、フロントロッドを張った状態における肘金部のボルト締結位置やトングレール密着力の影響についても考慮して肘金の疲労寿命及び球面軸受の摩耗寿命を予測する必要がある。

## 謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方のご指導、ご協力を賜りました。感謝申し上げます。指導教授である泉教授には、鉄道分岐器および材料力学分野に関しての知見を活かし、研究の方針や結果の解釈などに関して様々なご助言やご指導をいただきました。

共同研究先である東日本旅客鉄道株式会社の金田様、佐々木様、戸丸様には定期的な打ち合わせの場を用意していただき、研究の進捗に関する様々なご助言をいただきました。また、テクニカルセンターの分岐器の見学にご協力いただき、多数の調査や資料のご用意をしていただきました。深く感謝申し上げます。

研究室では、解析ソフトの使い方や分岐器に関する知識をお教えいただき、最後まで研究内容に関する助言をしていただいた三浦さんをはじめ、先輩方や同期の皆にも多大なご協力をいただきました。感謝申し上げます。

最後に、今までの大学生活を支えてくれた家族に感謝いたします。

## 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," vol. 23, 鉄道総研報告, 2009, pp. 29-32.
- [2] 堀雄一郎, 安岡和恵, 小尾実, 加治俊之, 尾高達男, and 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-," *JR East Tech. Rev.*, no. 2, pp. 64-68, 2003.
- [3] 東日本旅客鉄道, "JR 東日本社内講座教本," *施設技術入門*.
- [4] 安原碩人, 伊藤周二, 鹿間政男, "フロントロッドの改良(第1報)," *鉄道総研報告*, 1982.
- [5] 東日本旅客鉄道, "内部資料".
- [6] 平能敦雄, "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," 2018.
- [7] 坂西空, "卒業論文:鉄道分岐器のフロントロッド調整状態が付属部品の寿命に及ぼす影響の評価," 2019.
- [8] 重盛壮平, "修士論文:MBD と FEM による鉄道分岐器転換動作が付属部品の寿命に及ぼす影響の解明," 2022.
- [9] 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.
- [10] 鉄道技術ポケットブック編集委員会, 鉄道技術ポケットブック, オーム社.
- [11] 押味良和, 潮見俊介, 佐藤輝空, 椿健太郎, 高崎建, "測定手法の違いによる密着度の測定値への影響検討," 第 27 回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2020)講演論文集, 2020.
- [12] 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," vol. 23, 鉄道総研報告, 2009, pp. 29-32.
- [13] 伊藤周二, "フロントロッドの改良," *鉄道技術研究所速報*, 1987.
- [14] 田處恵大, "修士論文:鉄道分岐器の構造と保守状態を考慮した付属部品の信頼性評価," 2019.
- [15] 富田悠仁, "卒業論文:実機の使用状況を考慮した鉄道分岐器付属部品の疲労評価," 2021.
- [16] 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.

- 
- [17] 小野測器, "基礎からの周波数分析 (13) - 「パワースペクトル (その2)」," 計測コラム, no. emm148.
- [18] 泉聡志, 東京大学工学部機械系学科講義用 web ノート, 2017.
- [19] 木村好次, トライボロジー再論, 養賢堂, 2013.
- [20] オイレス工業株式会社, "推定摩耗量の考え方," [オンライン].
- [21] 島本琢磨 et al., "列車通過時振動による特殊分岐器フロントロッド部品の摩耗予測のための有限要素モデリング," 日本機械学会論文集, vol. 85, no. 873, pp. 18-00414, 2019.
- [22] 近藤祐樹 et al., "車両通過時の衝撃振動による分岐器のフロントロッド摩耗予測のための有限要素モデリング," 日本機械学会論文集, vol. 81, no. 832, pp. 15-00286, 2015.