# 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年2月 提出

指導教員名 波田野 明日可 講師 37-206212 重盛 壮平

#### 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

重盛 壮平 指導教員 波田野 明日可 講師

Key word: Railroad switch, Switching operation, Multi body dynamics, Finite element analysis, Life time

#### 1. 緒言

#### 1.1 背景

駅などで列車の進路を切り替える鉄道分岐器は,そ の複雑な機構や列車通過時に生じる大きな振動から線 路における弱点とされる.特にフロントロッドや肘金 といった照査機構に関わる部品の破損や位置不整が列 車の運行を妨げる要因となり,これらは列車がトング レールの後端部を通過する際に生じる衝撃振動による ものと考えられている[1].これを受け,列車通過時の 衝撃振動を再現する有限要素解析を用いて,肘金の疲 労評価および軸受け等の摩耗量予測が実施され,分岐 器の設置・使用状況をもとに寿命を予測する数理モデ ルが提案された[2][3].

しかし、摩耗の予測モデルについて、営業線内のダ ブルスリップスイッチに取り付けられたフロントロッ ドのジョーピン摩耗量の実測より、列車の通過がない トングレールをつなぐジョーピンが大きく摩耗してい るケースがあったため、衝撃振動の影響だけでは摩耗 量を説明するには十分ではない可能性があり、これま でに十分な検討がなされていない転換動作やトングレ ールの調整状態の影響を考慮する必要がある.

#### 1.2 研究の目的

本研究では、これまでに着目していない分岐器の転換動作を取り上げ、フロントロッドと肘金をつなぐ箇所に用いられる球面軸受けおよびジョーピンの摩耗への影響を明らかにする.また、転換動作による肘金の疲労への影響を評価し、トングレールの調整状態がこれらに及ぼす影響について検討する.

#### 2. MBD による転換動作解析と軸受け摩耗

#### 2.1 モデリング

転換動作時の分岐器各部の力や動き等を検討するため,数値計算を用いる.先行研究では有限要素法が用いられたが,転換動作は衝撃振動に比べて現象時間が長いため,計算負荷の観点からマルチボディダイナミクス解析を用いて転換状態を再現することとした.Fig.1に示すような普通片開き関節分岐器をモデリング対象とし,トングレールの弾性を,トングレールを13のボディに分割した上で相互に弾性梁の定式化による並



Fig. 1 MBD model of simple turnout.



Fig. 2 B821 front rod (upside) and B721 front rod (downside)

進力と回転力を付与することで再現した. また, フロ ントロッドには球面軸受けを用いる B821 型のモデル とジョーピンを用いる B721 型のモデルそれぞれを用 意した.

また転換動作はスイッチアジャスターロッドの右端 部に強制変位を設定することで模擬し,中立状態から 3 秒で右に、4 から 8.6 秒で左に、10 から 14.6 秒で再 び右に転換する間を解析した.摩耗量は,軸受けやジ ョーピンに生じた接触力と相対回転をもとに接触面圧 と滑り速度を計算し,これらの積の時間積分である PV 積分値を用いて評価した.なお,時間積分は4 秒から 16 秒までの間で行い,1 往復分の PV 積分値を用いて 摩耗を評価することとする.

#### 2.2 解析結果

B821 型と B721 型双方について, PV 積分値の時刻 履歴を Fig.3 に示す. どちらもトングレールの動きに よりフロントロッドと肘金の相対角が変化し,これに 伴う摺動が生じるため、トングレールが動き始めてか ら基本レールと接触するまでの間に PV 積分値が増加 することが分かる. B721 型のジョーピンについては, 7.5 秒および 13.5 秒前後のトングレールと基本レール 接触の瞬間に、トングレールが移動している方向側の



Fig. 3 PV integral of bearings and jawpins.

ジョーピンと, 接触する穴との傾き関係が逆転し大き く摺動するため顕著に PV 積分値が増大したと考えら れる.

#### 2.3 トングレール密着調整状態の影響

トングレールの先端に隙間が生じないようにするた め、フロントロッドを伸長してフロントロッドがトン グレール先端に外向きの力を与えるように調整するこ とがある. この伸長量と PV 積分値の関係は Fig.4の ように表され、B821型もB721型もフロントロッドの 伸長量に応じて摩耗が増大していることが読み取れる. これは、本来トングレールを駆動する力は転てつ棒が 伝達すべきところ、伸長するにつれフロントロッドが 伝達する荷重が増加し、軸受けで摺動が起こる際の接 触面圧が増大することが要因と考えられる. また, 連 結板にあいた穴と転てつ棒を固定するボルトの隙間関 係によっては一定量トングレールを張った場合に転換 時の軸受け接触面圧が最小値をとることがあり、よっ て Fig.4の B821 型のプロットは伸長量が 0.3 mm のと ころで PV 積分値が極小となっている. またこのほか にトングレールを基本レールに押しつける力の強さの 調整も行われるが、解析した結果これによる摩耗への 影響はフロントロッド伸長に比べ小さかった.



## Fig. 4 Relationship between PV integral and extension length of the front rod.

B721 型に使用されるジョーピンの 1 年当たりの摩 耗量は、列車の通過速度を時速 30 km/h、1 日 280 本の 列車通過を仮定し、比摩耗量を $3.69 \times 10^{-8} \text{ mm}^2$ N と すると 40.6 µm と計算され[2]、1 日 140 往復の転換動 作を仮定しこの影響も考慮すると 62.5 µm となる. さ らにフロントロッドを 2 mm 伸長した場合を仮定する と 116.4 µm となり、摩耗の評価に転換動作の影響は無 視できず、特にフロントロッドを張った状態では転換 動作による影響が支配的となりうることが分かる.

#### **3. FEM による肘金の疲労評価**

#### 3.1 モデリング

B821 型フロントロッドの肘金について転換動作時 による応力振動を有限要素法を用いて計算する.計算 負荷を考え,肘金および締結に関連する部分のみをモ デル化し,球面軸受けが固定される箇所に入力として マルチボディダイナミクス解析で計算されたフロント ロッドが肘金に及ぼす力を適用した.トングレールを 基本レールに押しつけている際に生じる第一主応力分 布を Fig.5 に示す.また,フロントロッドを 6 mm 伸長 したケースとトングレールの押しつけ力を強めたケー



Fig. 5 Maximum principal stress when the tongue rail is pushed to the tongue rail.



Fig. 6 Time history of maximum principal stress.

スについても同様に解析した.

これら3ケースについて、手前の長穴前縁上部の第 一主応力はFig.6のように鎖錠・解錠動作時が最大, 転換時が最小となるような片振りの振動をし、修正グ ッドマン線図の考え方に基づき、転換動作による修正 等価応力振幅はTable.1のように計算された.

# Table . 1 Modified equivalent stress amplitude caused by switching operation [MPa].

0 1		
Original model	Enforced	6 mm extended
onginar moaer	pushing model	front rod model
32.21	45.56	182.55

肘金の素材である S25C の SN 線図をもとに疲労破 壊までのサイクル数を計算すると,最も厳しい 6 mm フロントロッドを伸長した条件でも3.6×10<sup>6</sup>往復と計 算され,転換動作のみで破壊が起こるとは考えにくい. ただし,転換完了時の高い応力が生じた状態で列車が 通過することになるため,列車通過による応力振動の 等価応力振幅を引き上げ寿命を縮めることが考えられ る.

#### 4. 結言

転換動作による軸受け・ジョーピンの摩耗への影響 をマルチボディダイナミクスおよび有限要素解析を利 用して考察した.両者ともフロントロッドにかかる力 に大きく影響を受けており、トングレール先端の密着 のために行われるフロントロッド伸長の状態を考慮す ることがフロントロッドの寿命を評価する上で重要と 考えられる.

#### 参考文献

[1] 伊藤周二,"フロントロッドの改良",鉄道技術研究所速報,(1987). [2] 重盛壮平,"実機の環境を考慮した鉄道分岐器の衝撃振動による寿 命予測",東京大学卒業論文,(2020).

[3] 冨田悠仁, "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", 東京大学卒業論文, (2021).



# 目次

目次	4
図目次	7
表目次	10
第1章 序論	11
1.1 研究の背景	11
1.2 先行研究	12
1.3 研究目的	12
1.4 論文の構成	13
第2章 鉄道分岐器の仕組み	14
2.1 緒言	14
2.2 鉄道分岐器	14
2.2.1 分岐器のレール	15
2.2.2 転てつ装置	16
2.3 分岐器の整備状態	20
2.3.1 トングレールの密着及び接着	20
2.3.2 スイッチアジャスターの調整	21
2.3.3 フロントロッドの張り	22
2.4 転換動作の流れと転換不能の要因	23
2.4.1 転換動作の流れ	23
2.4.2 転換不能の要因	24
2.4.3 本研究でのアプローチ	24
第3章 ジョーピン摩耗の実測	26
3.1 緒言	26
3.2 摩耗量の測定概要	26
3.2.1 対象分岐器と測定箇所	26
3.2.2 分岐器の列車通過状況[19]	27

3.2.3 測定の手法[20]	
3.3 摩耗量測定結果[20]	29
3.4 摩耗量予測モデルとの比較	
3.4.1 予測される摩耗量	
3.4.2 考察	
3.5 使用後のジョーピン表面の観察	
3.5.1 観察概要	
3.5.2 表面の特徴	
第 4 章 転換動作による摩耗への影響	35
4.1 緒言	35
4.2 モデリング	35
4.2.1 固定レールおよびマクラギ, 路盤等	
4.2.2 トングレール	
4.2.3 スイッチアジャスターおよび転てつ棒	40
4.2.4 フロントロッド	41
4.3 解析条件	43
4.4 摩耗量の計算手法	44
4.4.1 B821 型フロントロッドの PV 積分値導出	45
4.4.2 B721 型フロントロッドの PV 積分値導出	45
4.5 解析結果	46
4.5.1 解析妥当性の検討	46
4.5.2 転換動作の考察	49
4.6 トングレールの密着調整状態の影響	58
4.6.1 密着調整手法ごとの影響の検討	
4.6.2 フロントロッド張りと連結板ガタによる影響	64
4.6.3 密着調整状態の影響のまとめ	69
4.7 クリアランスの影響	69
4.8 列車通過時衝撃振動の影響との比較	72
4.8.1 列車通過が高速の場合	72
4.8.2 列車通過が低速かつ高頻度の場合	72
4.8.3 U 駅の使用状況を仮定した場合	73
第 5 章 転換動作による肘金の疲労への影響	75
5.1 緒言	75
5.2 解析モデル	75
5.2.1 モデリング	75
5.2.2 荷重条件	76

5.2.3 解析条件	77
5.3 解析結果	78
5.3.1 標準モデル荷重入力時の応力分布	78
5.3.2 等価応力振幅	79
第6章 結論	83
6.1 結論	83
6.2 今後の展望	84
Appendix : A   傾きを考慮した円筒の接触面圧	85
A.1 緒言	85
A.2 解析モデル	85
A.3 解析結果	86
Appendix : B 球面軸受けの摩耗に関して影響を調査したその他の事項	90
B.1 緒言	90
B.2 マクラギの沈み込みの影響	90
B.3 分岐器全体の左右方向の傾きの影響	91
Appendix : C MBD を用いた列車通過時衝撃解析	93
C.1 緒言	93
C.2 モデリング	93
C.2.1 形状のモデリング	94
C.2.2 解析条件	94
C.3 解析結果	95
謝辞	97
参考文献	98



Fig. 2.1 General view of simple turnout [1]14
Fig. 2.2 Overview of switch and lock movement
Fig. 2.3 Overview around of tip of tongue rail, and internal components of electric point machine17
Fig. 2.4 Overview of toe of tongue rail, focus on switch adjuster, etc
Fig. 2.5 Overview of front rod. The upside figures are view from front, and downsides are view from left
side upward19
Fig. 2.6 Measurement of opening force
Fig. 2.7 Classification of contact states between tip of tongue rail and stock rail
Fig. 2.8 Illustration of the extension of front rod to fill the gap between tip of tongue rail and stock rail. 22
Fig. 3.1 Schematic diagram of double slip switch27
Fig. 3.2 Overview of toe of double slip switch and names of jawpins
Fig. 3.3 Illustration of connection between the front rod and hinged lug. Measurement points are also
shown
Fig. 3.4 Used jawpin at U station (cleaned)
Fig. 3.5 Observation of jawpin using laser microscope
Fig. 3.6 Surface striped pattern. (a) Laser microscope image (2095 µm x 2791 µm). (b) Surface height
profile image. The color level changes in each 5 μm33
Fig. 3.7 Surface flatten area. (a) Laser microscope image (2095 µm x 2791 µm). (b) Surface height profile
image. The color level changes in each 5 $\mu$ m
Fig. 4.1 Overview of simple turnout. (a) Picture taken at station. The red line shows the modeling region.
(b) Multi body dynamics model
Fig. 4.2 Pattern diagram of springs and dampers between stock rails, sleepers, and ground
Fig. 4.3 Outline of rail elasticity confirmation analysis
Fig. 4.4 Comparison of displacement calculated by multi body dynamics analysis and finite element
analysis
Fig. 4.5 MBD modeling around switch adjuster40
Fig. 4.6 Curve of imposed displacement on switch adjuster rod in Y direction

Fig.	. 4.7 Modeling around B821 front rod	.42
Fig.	. 4.8 Modeling around B721 front rod	.43
Fig.	. 4.9 Contact settings around B721 front rod	.43
Fig.	. 4.10 The turnout during the switching operation.	.47
Fig.	. 4.11 The axial force of switch adjuster rod by the measurement and MBD analysis.	.48
Fig.	. 4.12 Gap between tongue rail and stock rail.	.49
Fig.	. 4.13 Contact force of spherical bearing used on B821 front rod (in Y direction)	.51
Fig.	. 4.14 Contact force of spherical bearing used on B821 front rod (in X, Z direction)	.51
Fig.	. 4.15 Behavior around switch rod at the time tongue rails moving to right	. 52
Fig.	. 4.16 Calculated contact pressure of spherical bearing on B821 front rod.	.52
Fig.	. 4.17 Contact force of spherical bearing used on B721 front rod (in Y direction)	.53
Fig.	4.18 Analytical deformation diagram and conceptual diagram at the time of switching to right and	the
	time just tongue rail and stock rail contacting	.54
Fig.	. 4.19 The tilt of right side jawpin as seen from the hole of hinged lug	.54
Fig.	. 4.20 Calculated contact pressure of jawpins on B721 front rod	.55
Fig.	. 4.21 Calculated sliding velocity of spherical bearing or jawpin on front rod	.55
Fig.	. 4.22 Calculated PV integral value of spherical bearings on B821 front rod	.56
Fig.	. 4.23 Calculated PV integral value of jawpins on B721 front rod	.57
Fig.	. 4.24 Relationship between PV integral value and axical force of switch adjuster rod in case of the	
	turnout is switched to right	. 59
Fig.	. 4.25 Relationship between PV integral value and extension length of front rod	.60
Fig.	. 4.26 Forces around the tongue rails, switch rod, switch adjuster rod and front rod.	.61
Fig.	. 4.27 Force histories of tongue rail, switch rod, switch adjuster rod and front rod in Y direction at the	ne
	time of operating to right	.62
Fig.	. 4.28 Deformation diagram of the case which have unacceptable gap by 10 mm extending of the free	ont
	rod	.63
Fig.	. 4.29 Inwardly bent tongue rail (displacement scaled x6.7).	.64
Fig.	. 4.30 Relationship between PV integral value and extension length of front rod	.64
Fig.	. 4.31 Initial gap between switch rod bracket and connecting bolt	.65
Fig.	4.32 Relationship between PV integral value of right bearing and extension length of front rod	
	considering the gap between bracket hall and bolt	.65
Fig.	4.33 Relationship between the force that switch rod pushes the right-side tongue rail in the time	
	operating to right and extension length of front rod	.66
Fig.	. 4.34 Relationship between the force that the right spherical bearing pushes the tongue rail in the time	me
	operating to right and extension length of front rod	.66
Fig.	. 4.35 Relationship between the force required for the front rod extension and extension length	.66

Fig.	4.36 Conceptual diagram of forces in case the extending force get larger.	.68
Fig.	4.37 Relationship between the force of right spherical bearing at the time of the switch switched to	)
	right and extension length of front rod	.69
Fig.	4.38 Relationship between PV integral value and clearance of spherical bearings	.70
Fig.	4.39 Calculated contact pressure and sliding velocity of right spherical bearing	.70
Fig.	4.40 Relationship between PV integral value and radial clearance of jawpins	.71
Fig.	4.41 Relationship between PV integral value and gap which between connecting plates or screw ja	ws
	and hinged lug	.71
Fig.	5.1 Overview of stress analysis model.	.76
Fig.	5.2 Time histories of forces of the front rod, calculated by MBD	.77
Fig.	5.3 Maximum principal stress of hinged lug caused by switching operation	.79
Fig.	5.4 Maximum principal stress evaluation elements.	.80
Fig.	5.5 Time history of maximum principal stress of the element at upper edge of slot hole	.81
Fig.	A.1 Overview of FE model of tilted cylinder contact model	.86
Fig.	A.2 Contour of contact surface pressure of hole – cylinder contact with tilt.	.87
Fig.	A.3 The relationship between tilt and contact surface pressure and its prediction line	.88
Fig.	A.4 The relationship between tilt and the value of FEM calculated contact pressure divided by	
	Heltzian theoretical pressure.	. 89
Fig.	B.1 Right side view of three-sleepers-sunk model	.91
Fig.	B.2 Relationship between PV integral value and sunk of sleepers	.91
Fig.	B.3 Relationship between PV integral value and tilt of switch around X-axis	.92
Fig.	C.1 Z-direction acceleration at hinged lug in the analysis which applying impact vibration to heel	of
	tongue rail using MBD and FEM	.94
Fig.	C.2 Overview of impact vibration MBD model.	.94
Fig.	C.3 Original and modified acceleration in Z direction, and displacement calculated by integrating t	the
	acceleration.	.95
Fig.	C.4 Deformation diagram with arrow showing the force and torque.	.96
Fig.	C.5 Contact force of right spherical bearing at impact vibration analysis	.96



Table 2.1 State of each part used in point during switching operation.    23
Table 3.1 Train passing conditions of double slip switches installed in U and V station
Table 3.2 Measurements of wear amount.    29
Table 3.3 Comparison of prediction model and measurement about wear of jawpins
Table 4.1 Spring and damping constants around stock rails.    37
Table 4.2 Analysis conditions of rail elasticity confirmation.    39
Table 4.3 Spring and damping constants of spring elements connecting the switch rod and arm-type
fitting40
Table 4.4 Analysis conditions of switching case of the simple turnout model.         44
Table 4.5 Fitting parameters of equation (4.7)
Table 4.6 PV integral values of spherical bearings and jawpins calculated with MBD analysis58
Table 4.7 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug assuming the switch passed by train at high
speed [µm]73
Table 4.8 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug assuming the train passing at low speed and
the count of switch operation is same with number of trains $[\mu m]$ 73
Table 4.9 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug applying the situation of U station and its
measured wear [µm]74
Table 5.1 Material characteristics of FE model to calculate the stress of hinged lug
Table 5.2 Conditions of analysis to calculate the stress of hinged lug
Table 5.3 Modified equivalent stress amplitude caused by switching operation.         81
Table 5.4 Modified stress amplitude and cycles before fatigue failure due to impact vibration caused by
train passing considering the extension of front rod
Table A.1 Material characteristics of tilted cylinder contact model.         86
Table A.2 Conditions of analysis of tilted cylinder contact model.         86
Table C. 1 Conditions of MBD analysis of front rod with impact vibration caused by train passing95

# 第1章 序論

### 1.1 研究の背景

分岐器は鉄道において列車を一つの線路から複数の線路に分岐させる装置であり,駅な どで複数のホームに列車を入線させたり,異なる路線に進ませたりするのに欠かせない装 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 る機構で動かすことによって列車進路を切り替える.一般に,線路は重い鉄道車両を鉄輪を 介して支えており列車通過時には大きな負荷がかかるが,分岐器ではトングレールを動か すという制約上,トングレールは完全には固定せず,転てつ装置で押しつけることにより列 車通過に耐える構造となっている.しかし転てつ装置は若干複雑な構造および機構を持ち その作用が微妙であるため,鉄道の弱点とされている[1].分岐器の故障や分岐器を構成す る部品の破損が生じる恐れがあり,またそれは脱線などの重大な事故を引き起こしかねな い.このため分岐器および転てつ装置は様々な基準によって管理され,定期的な部品交換が 実施されている.

1970年代に輸送需要の増大に伴い列車の本数が増加すると、転てつ装置のフロントロッドや肘金(トングレールが所定の位置まで転換できているかを確認する機能に関わる部品、 2.2.2.4 項および 2.2.2.5 項にて後述)と呼ばれる部品の折損事例が多く報告されるようになった[2]. 安原らは分岐器の振動調査を行い、トングレールの後端部を列車が通過する際に 生じる衝撃振動による疲労が折損の原因である可能性を明らかにした[3]. また、伊藤は肘 金の形状を変化させることで破損までのサイクル数増加を図った[2]. このほか、転てつ装 置内の鎖錠機構と呼ばれる部分の改良[4]や転てつ装置の大幅な形状変更を含む分岐器全体 の技術革新[5]など、分岐器の故障や部品折損などにより列車の運行を妨げることがないよ うにすべく研究・対策が行われている.

しかし,2000年代になっても肘金の折損事故は一定数発生している.またフロントロッドと肘金間に用いられるジョーピンや球面軸受けの摩耗により,所定の位置まで転換したことを確認する機能が誤った認識をする可能性が懸念される.このため,転てつ装置付属部品の交換周期は経験的に問題なく使用できる期間まで短縮されており,また分岐器の種類

によって定められた交換周期を,使用状況などを考慮することなく一律に適用している.従 って分岐器によっては過剰な部品交換がなされている可能性があり,フロントロッド等の 疲労や摩耗などの影響を評価し寿命を正確に予測することで,メンテナンス作業の効率化 が望まれている.

## 1.2 先行研究

これまでに有限要素解析を用いて、フロントロッド肘金部の疲労やジョーピン・軸受けの 摩耗量を計算する手法が研究されてきた.近藤および島本らは、それぞれ普通分岐器とダブ ルスリップスイッチを再現する有限要素モデルを作成し、列車通過時にトングレールの後 端部で発生する衝撃振動が、フロントロッドに使用されるジョーピンおよび球面軸受けを 摩耗させる量を推定する手法を提案した[6][7].また平能や坂西らは衝撃振動によって肘金 が受ける疲労の評価を行った[8][9].

これらの計算手法を用いて、分岐器の設置条件や列車の通過状況を考慮した上で、ダブル スリップスイッチを例にジョーピンの摩耗量や肘金の疲労度を予測する数理モデルの提案 がなされている[10][11].

しかしながら,実際に営業線で使用されたジョーピンの摩耗量は,上記先行研究で提案された摩耗量予測モデルでは説明がつかない可能性がある.これは,営業線内ダブルスリップ スイッチで使用されたジョーピンの摩耗量を計測したところ,列車の通過しない進路で用 いられたジョーピンに大きな摩耗が観測されたためである(詳細は第3章で検討する). 実際に使用されている状態での摩耗量の評価には,これまでの研究では具体的に考慮され ていなかった転換動作による摩耗やトングレールの調整状態の影響を考える必要がある.

## 1.3 研究目的

これまでの先行研究では、列車通過時の衝撃振動が与える影響に着目していた.しかしな がら、前述の通り列車通過がないトングレールに付属するジョーピンが大きく摩耗する事 例が確認された. 衝撃振動以外に、摩耗を促進する要因がある可能性がある.

そこで本研究では、列車通過の他に分岐器が動き、ジョーピン等に摺動が発生しうる事象 として分岐器の転換に着目し、この動作によるジョーピンや球面軸受けの摩耗を定量的に 評価することを1つめの目的とする.また、分岐器の転換動作はトングレールの密着状態に よって大きな影響を受けることが考えられるため、トングレールの押しつけ力やフロント ロッドの張りといった調整と摩耗との関係を明らかにすることを2つめの目的とする.さ らにこれらを考慮した上で、転換動作によってトングレールの肘金が受ける疲労の影響を 評価することを3つめの目的とする.

修士論文

そしてこれまでの研究成果とあわせ,分岐器の種類や列車の通過状況,調整状態など個々の分岐器の特性を考慮した上で,転てつ装置付属部品の最適な保全計画を提案することを JR 東日本との共同研究の最終目標とする.

### 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章では本論文にて使用する分岐器や転てつ装置の部品名などの用語を確認し,分岐器の調整や転換の仕組みなどについて簡単に説明する.

第3章では営業線で使用されたジョーピンの摩耗量測定の概要と結果を確認し,先行研究で提案された予測モデルと比較する.

第4章ではマルチボディダイナミクス解析を用いて転換動作による球面軸受けおよびジョーピンの摩耗メカニズムについて検討し、摩耗の定量的な評価を行う.また、分岐器調整 状態による影響について、マルチボディダイナミクス解析を用いながら考察する.

第5章では,第4章のマルチボディダイナミクス解析の結果をもとに,有限要素解析を 用いて肘金の応力状態を計算し,転換動作およびトングレール調整状態が肘金に与える疲 労への影響について検討する.

最後に、第6章で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,鉄道分岐器の各部品の名称や機能,構造について簡単に説明する.また,分 岐器の調整手法や転換動作,および転換不能となる理由・原因について説明する.

## 2.2 鉄道分岐器

鉄道分岐器は列車および車両を 1 つの線路から他の線路に分岐する箇所で用いられる装置である[1].駅や信号場といった停車場には分岐器が設置され、列車を異なるホームなどに入線させることができる.同様に複数の線路を 1 つの線路にまとめる箇所にも分岐器が設置される.





一般的な分岐器の概略図を Fig. 2.1 に示す. これは片開分岐器 (simple turnout) と呼ばれ る形状の分岐器で,直線の軌道からほかの 1 軌道が左右いずれかの方向に分かれる分岐器 [12]であり,多くの場所で使用されている. この図のように分岐器はポイント部 (point section),リード部 (lead section) とクロッシング部 (crossing section)の3つの部分から構 成され,このうちポイント部にトングレール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列車の進路を直線側か分岐側かに切り替えることができるが,動 くことができるようにするため構造がやや複雑で,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[1].

分岐器を構成するレールや部品のうち、ポイント部に属する主なものについて説明する.

### 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(toe of switch)からリード部の途中までに位置する比較的長いレールが基本レール(stock rail)である.また、可動レールであるトングレールの後端側(heel of switch)に引き続いてリード部に設置されるのがリードレール(lead rail)である.それぞれ左右1本ずつ設置され、マクラギと締結され動かない.Fig. 2.1のように直線の進路から左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 項で後述)からの力を受け、左右に動くことのできるレールをト ングレール(tongue rail)と呼び、左右1本ずつ設置される.動く必要がある故に基本レール などとは違いマクラギと締結はされておらず、マクラギに固定された床板(base plate,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は電気転てつ 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る.また、後端部では車両 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.

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り、関節ポイント では Fig. 2.1 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[12]. 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 っており,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[11] [12].

### 2.2.2 転てつ装置

転てつ装置(switch and lock movement)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[1].転てつ装置周辺の全体画 像を Fig. 2.2 に示す.以下、一般的によく用いられる NS 型電気転てつ機とその主な付属部 品ついて説明する.



Fig. 2.2 Overview of switch and lock movement.

#### 2.2.2.1 電気転てつ機

電気転てつ機(electric point machine)は、モーターの動力によりトングレールを動かし分 岐器の転換を行う装置である[3][11]. この転換動作を行う機能(転換機能)の他,転換終了 時にトングレールが所定の位置にあるか確認する機能(照査機能),分岐器の転換状態を維 持し、トングレールが列車通過などの外力によって開口することが無いようにする機能(鎖 錠機能)および開通方向など現在の転てつ装置の状態を連動装置などに伝達する機能が備 えられている. 電気転てつ機には動作かん(operation rod)と鎖錠かん(lock rod)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ーロッド(switch adjuster rod) と接続かん(lock rod)が取り付けられる.動作かんはモーターの原動力をトングレールに 向け出力する役割を持つ.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く.これらは内部の機構によって巧妙に動作し,鎖錠かんに設け られた切欠きとロックピース(lock piece)によって照査機能及び鎖錠機能が実現される.具 体的な動作については 2.4.1 項で説明する.



Fig. 2.3 Overview around of tip of tongue rail, and internal components of electric point machine

#### 2.2.2.2 転てつ棒, 連結板

転てつ棒(switch rod) は 2 本のトングレールの間に位置し,電気転てつ機の駆動力をト 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気的絶縁状態を維持する ため,転てつ棒は真ん中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腕金 具(arm-type fitting)とボルト締結することによりつながっている.転てつ棒,連結板およ び次項で説明するスイッチアジャスター周辺の概略図を Fig. 2.4 に示す.腕金具は左右の転 てつ棒をつなぐほかに,電気転てつ機から動作かんとスイッチアジャスターロッドを通じ て伝達された力を転てつ棒に伝える役目を併せ持つ.

連結板(switch rod bracket)は転てつ棒とトングレールの接続箇所であり、トングレール にボルトで締結されている. Fig. 2.4 の薄い赤色の部分には穴が開いており、転てつ棒の上 下を挟み込むようにボルトとナットで締結されているが、連結板側の穴径はボルト径より も4ミリほど大きくガタがある状態となっている.また,トングレールを押す際にはこの穴 を通してではなく,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.逆に,トングレールを引っ張る際にはボルトを通じて連結板の穴位置を引っ張る.

#### 2.2.2.3 スイッチアジャスター

スイッチアジャスター (switch adjuster) は電気転てつ機の動力を転てつ棒に伝え分岐器を 転換するためのロッドである[12]. スイッチアジャスターロッドに取り付けられたナットの 位置を調整することで,動作かんのストロークとトングレールのストロークの関係を調整 することができ,トングレールを押しつける力を調整することができる.



Fig. 2.4 Overview of toe of tongue rail, focus on switch adjuster, etc.

### 2.2.2.4 フロントロッド

フロントロッド(front rod) 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[12].また,トングレール先端の距離を適正に保つ役割をもつ.転てつ棒と同様に左右の レール間の電気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 することでつなげられている箇所を有する.

フロントロッドは取り付けられるレールの種類などに応じていくつかの形状が存在する が、本研究では普通分岐器 50N ポイント用のものの中から、肘金(次項で後述)との接続 箇所にジョーピンを用いるものと、ジョーピンを使用せず代わりに球面軸受けを用いたも のをそれぞれ一つずつ対象とした.以後、ジョーピンを用いたものを B721 型、球面軸受け を用いたものを B821 型フロントロッドと呼称する.





(B) B821 Front rod



B721型, B821型フロントロッドそれぞれの概形を Fig. 2.5 に示す. B721型フロントロッドは、肘金とロッドとスクリュージョー (screw jaw), 2 枚の接続板、調整金具によって構成され、肘金と接続板、肘金とスクリュージョー,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. スクリュージョーが取り付けられる部分 ではロッドにネジが切ってあり、フロントロッドの長さを調整することができるようにな っている.

B821型フロントロッドは肘金と左右に分かれたロッド,アジャストジョー (adjust jaw), 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 球面軸受けが用いられ, 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. 正面画像において奥側に位置するブラケットはそのまま下方向に続いており, 接続かん との接続部になっている. B721型と同様にアジャストジョーの取付位置によってフロント ロッド長さの調整ができるようになっている.

2.2.2.5 肘金

肘金(hinged lug)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通して締結される.

肘金およびフロントロッドは列車通過時の衝撃によって激しく振動することが分かって おり[3][6][7],特に肘金は近年においても折損する事例が複数報告されている[14].

### 2.3 分岐器の整備状態

### 2.3.1 トングレールの密着及び接着

列車が通過するトングレールは,基本レールと接触していることが求められる.このため 右・左双方の転換状態において,トングレールと基本レールの間の隙間に整備基準が設けら れている.JR 東日本では,トングレール先端から 500 mm 以内の領域では基本レールとト ングレール頭部の隙間が 1 mm 以内,それ以降の部分で隙間 4 mm 以内となるよう整備され る. 前者の基準を満たした状態をトングレールの "密着" と言い,後者はトングレールの "接着" と呼ばれる. なお,この基準及び整備は軌道部門が管理している.

### 2.3.2 スイッチアジャスターの調整

前項の隙間の基準に加え、トングレールを基本レールに押しつける力にも整備基準がある. 押しつける力が弱ければ列車通過時にトングレールが動く危険性がある一方, 押しつけ すぎても転てつ装置に大きな負荷がかかり続けることになりかねないため、スイッチアジ ャスターのナットの位置を調整して押しつけ力(密着力)を管理することとなっている. 回 り止めと呼ばれる部品を取り付ける都合上, ナットは 1/6 回転単位での調整となり, この部 分は M33 の細目ねじが切ってあるためおよそ 0.33 mm 単位でナットの位置を調整できる.

ただし、この押しつけ力の測定にはジョーピン型軸力計を動作かん端部に取り付ける必要があるなど、設置現場で手軽に測定できるものではない.このため、押しつけ力の代わりに現場では密着度(opening force)という指標を用いて押しつけ状態を調整する.密着度は先端開口力とも呼ばれ、左右どちらかに押しつけられた状態のトングレールの先端を一定量開口させるのに必要な力のことである.JR 東日本ではこの値を1.5±0.5 kN の範囲に収まるようスイッチアジャスターを調整し管理している.また、潮見らによると押しつけ力(密着力)と密着度との間には、分岐器の形状や使用されるレールの種類ごとに大まかに線形関係があるとされている[15].なお、隙間の管理とは違い、密着度については信号部門が管理している.



Fig. 2.6 Measurement of opening force.

### 2.3.3 フロントロッドの張り

電気転てつ機がトングレールに力を与えるのは連結板の位置で、これはトングレールの 先端からおよそ 300 mm の位置にある. 基本レールやトングレールは設計図面通りの理想的 な状態では先端まで隙間無く接触することができるが、製作時の公差や輸送に伴う切断と 溶接に起因するクセなどの影響で、Fig. 2.7 左のように先端だけが当たってしまう "先付き" と呼ばれる状態や、同図右のように連結板の位置では密着していても先端に隙間が生じて しまう "胴付き"と呼ばれる状態になることがある. 特にトングレールの先端に隙間がある 状態だと、Fig. 2.7 で左から右へと走行する列車の車輪がトングレール先端に乗り上げてし まう可能性があり、輪重が大きく減少することから脱線する危険性が高まる. よってトング レールの先端に隙間がある場合は、Fig. 2.8 のようにフロントロッドのスクリュージョーや アジャストロッドの位置を調整し、トングレール先端を押し広げるような力をフロントロ ッドに持たせることでトングレールを密着させることがある. この操作のことをフロント ロッドを "張る" という. なお、フロントロッドを張ることは本来推奨されていないが、実 際の作業・調整現場ではよく実施されるている[2][4].



Fig. 2.7 Classification of contact states between tip of tongue rail and stock rail.



Fig. 2.8 Illustration of the extension of front rod to fill the gap between tip of tongue rail and stock rail.

### 2.4 転換動作の流れと転換不能の要因

### 2.4.1 転換動作の流れ

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. これは電気転てつ 機の内部機構的に動作かんの位置が保持されるとともに, Fig. 2.3 左下の画像のように,鎖 錠かんの切欠きにロックピースが収まることによりトングレール先端が動くことを物理的 にロックしている.

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. すると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. 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ーやトングレールも動作するが、 スイッチアジャスターのナット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 スターロッドが動き始めて遊びの分移動した後、トングレールが動き始めることとなる. ま たトングレールの動きに引きつれて接続かん及び鎖錠かんが動き、先ほどまでロックピー スが収まっていたのとは他方の切欠きが移動してくる. 最後に切欠きにロックピースを収 め分岐器を鎖錠し転換終了となる. 上記転換動作の流れと各部品の状態を Table 2.1 にまと める.

Point state	Left	Neu	Right		
Internal state of electric point machine			•		
Lock	Locked	unlocked	unlocked	unlocked	Locked
Motor moving	Start / Finish	Moving	Moving Moving		Start / Finish
Tongue rail	Stop (locked)	Stop	op Stop $\rightarrow$ Move Stop		Stop (locked)
Switch adjuster state	pushing to left	push to left	free $\rightarrow$ push	push to right	pushing to right

 Table 2.1 State of each part used in point during switching operation.

### 2.4.2 転換不能の要因

転換後の切欠きの位置とロックピースの位置が一致しない場合,鎖錠が完成しない.すな わち電気転てつ機は転換が終了したと判定せず列車の通行が不能な状態となる.これは例 えばトングレールと基本レールの間に異物が挟まる異常が発生した場合,トングレールは 基本レールと密着することができず,鎖錠かんの位置が所定の位置と大きくずれることに なり転換動作が完了しないため,異常を検出することができる.

しかし、ロックピースと切欠きの寸法差は3mm 程度と小さいため、転てつ装置各部に使われるジョーピン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切欠きに収まらず転換不能と判断される可能性がある.

そのため、ジョーピン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.

同様に, 肘金の折損は当然列車の運行を妨げることとなる. 肘金の折損は疲労破壊が要因 とされているため, 分岐器使用に伴う肘金への疲労蓄積を推定し適切な交換周期を見いだ すことが求められる.

これらの転換不能の要因について、これまで衝撃振動の影響が検討されてきた. 関節ポイ ントの場合、トングレールの後端部には隙間があるため、列車がこの隙間を通過する際に大 きな衝撃が発生する. 先行研究で実施された営業線でのレールの振動実測により、トングレ ール後端部付近では列車通過時に振動周波数が 1000 Hz を超え、振幅が数千 m/s<sup>2</sup> オーダー に達する振動が発生することが分かっている[16][17]. この振動はトングレールを通じて先 端のフロントロッドや肘金に伝わり、これらも同等もしくはそれ以上の大きな振幅で振動 させる.

また, 肘金の疲労についてはこの影響に加え, 輪重によるレールのたわみによる影響も検 討された[18]. バラストの上にマクラギが設置される構造の場合, 整備状態によっては列車 の重さによりマクラギが沈み込み, トングレールがたわんだような状態になることが確認 され, この際フロントロッド及び肘金に力がかかると考えられている.

一方,分岐器の転換動作の影響についてはこれまで検討されていない.列車が通過する際 にはトングレールは基本レールに押しつけられる状態になるが,この状態についても一定 の再現はなされているが詳しい検討はなされていない.

### 2.4.3 本研究でのアプローチ

上記要因をもとに、本研究におけるアプローチを述べる.

前項で述べたようにこれまで主に列車通過による衝撃振動に焦点を当ててジョーピン・ 軸受けの摩耗や肘金の疲労について検討してきたが,列車の通過数に依存しない摩耗関係 がある可能性が実測試験により分かった(次章で説明).よって本研究では,列車通過に関 わらず全ての分岐器やトングレールに関係しうる,転換動作の影響に着目し,ジョーピンや 軸受けの摩耗,および肘金の疲労評価を行う.

先行研究では有限要素法が用いられてきた.しかし,列車通過による衝撃の現象時間が数 +ミリ秒オーダーであるのに対して,転換動作はおよそ6秒程度と比較的長い.そのためこ れまでと同様に有限要素解析を実施することは計算負荷の観点から困難であると考えられ, かつ転換動作は比較的低速で,弾性変形する箇所も一部に限られると推定されることから, マルチボディダイナミクス解析を使用する.また,肘金の応力評価はこれまで通り有限要素 解析が適していると考えられるため,マルチボディダイナミクス解析で得られた転換時の 肘金にかかる力を有限要素解析の入力とすることで,肘金の疲労評価を試みる.

# 第3章 ジョーピン摩耗の実測

### 3.1 緒言

この章では,JR 東日本の営業線内の分岐器で使用されたジョーピンの摩耗量を実測した 結果についてまとめ,先行研究[10]で提案された特殊分岐器におけるジョーピン摩耗量の予 測モデル式の妥当性を検証する.

### 3.2 摩耗量の測定概要

### 3.2.1 対象分岐器と測定箇所

測定の対象となる分岐器の形状は,特殊分岐器の一つであるダブルスリップスイッチで ある.これは先行研究の予測モデルがダブルスリップスイッチのスリップポイント部を対 象としているためである.

ダブルスリップスイッチの構造について簡単に説明する.ダブルスリップスイッチは2つ の交差進路に相互に渡り線を設けたもので, Fig. 3.1 のように2つのスリップポイント部と クロッシング部が対称に配置された構造となっている.スリップポイント部は通常のポイ ント部を2つ組み合わせたような構造となっており,4本のトングレール,2つのスイッチ アジャスターおよび2組のフロントロッドを持つが,それらを1台の電気転てつ機が駆動・ 管理している.

測定は JR 東日本管内の U 駅と V 駅に設置されたダブルスリップスイッチにて行った. これらはいずれもトングレール長など同一の構造を持つ分岐器である. スリップポイント 部はダブルスリップスイッチの両端に 2 つあるが,そのうちの一方を測定対象とした. 前述 の通りスリップポイント部は 4 本のトングレールを持ち,その 4 本のトングレールとフロ ントロッドをつなぐ箇所の 4 つのジョーピンについてそれぞれ測定を行った. なお,以下で は各ジョーピンをの Fig. 3.2 ように A1, A2, B1, B2 と呼称する. すなわち,そのジョーピ ンが接続するフロントロッドが画像右側に位置するフロントロッドであれば A, 左側であ れば B を付し, ジョーピンが接続するトングレールが外側の基本レールと接触するもので あれば 1, 内側の基本レールと接触するものであれば 2 を続ける.



Fig. 3.1 Schematic diagram of double slip switch



Fig. 3.2 Overview of toe of double slip switch and names of jawpins.

### 3.2.2 分岐器の列車通過状況[19]

U 駅および V 駅の各ジョーピンが接続するトングレールを通過する列車の向き,車両タ イプ,本数および代表的な通過速度について,Table 3.1 にまとめる.U駅について,列車の 通過本数は A1 ジョーピンとつながるトングレールが最も多く,逆に A2 ジョーピンとつな がるトングレールを通過する列車はない.V駅も B1 および B2 ジョーピンとつながるトン グレールを通過する列車はなかった.両駅ともに比較的列車通過数は少なく,全列車が駅に 停車もしくは駅から発車した直後のため通過速度が低めである.

Jawpin name	Direction	Vehicle type	Velocity [km/h]	Trains per week
U sta. Al	Trailing	Express type-1	25.58	49
(U sta. A2)	-	-	-	(0)
	Facing	Express type-2	22.37	14
U sta. B1	Facing	Commuter type-3	15.66	8
	Trailing	Commuter type-3	22.37	6
	Facing	Express type-1	26.74	7
	Facing	Commuter type-4	26.74	12
U sta. B2	Trailing	Express type-1	24.51	7
	Trailing	Express type-2	22.62	7
	Trailing	Commuter type-3	22.62	2
V sta. Al	Trailing	Freight type-5	30.28	21
V sta. A2	Trailing	Freight type-5	30.28	21
(V sta. B1)	-	-	-	(0)
(V sta. B2)		-	(0)	

Table 3.1 Train passing conditions of double slip switches installed in U and V station.

### 3.2.3 測定の手法[20]

摩耗量の測定は,使用前と使用後でのジョーピンのガタ量の変化を計測することにより 行う.まず,フロントロッド設置前の段階でジョーピンの軸径と接続板および肘金の穴径を それぞれマイクロメーターとホールゲージで測定し,分岐器に取り付ける.一定期間使用後 にフロントロッドを撤去し,取付前と同様に軸径および穴径を測定する.軸径の減少量と穴 径の増加量の和がガタ量であり,設置後のガタ量から設置前のガタ量を引いた値を摩耗量 とする.

なお,フロントロッドと肘金の接続箇所は,Fig. 3.3 のように肘金を2枚の接続板で上下から挟み込んだ状態でそれぞれの穴を合わせ,ジョーピンを通すように固定する.このため,

径を測定するのは上から接続板, 肘金, 接続板の3箇所とし, ジョーピンは各相手材に相当 する位置で測定を行う. なお, 上下の接続板位置での測定値は, 平均して用いることとする.



Fig. 3.3 Illustration of connection between the front rod and hinged lug. Measurement points are also shown.

# 3.3 摩耗量測定結果[20]

実測によって得られた,使用前の状態でのガタ量,使用後のガタ量および摩耗量を Table 3.2 に示す.

Jawpin	Connecting plate			Hinged lug		
	Before gap	After gap	Wear	Before gap	After gap	Wear
name	[µm]	[µm]	[µm]	[µm]	[µm]	[µm]
U sta. A1	121	140	19	114	120	6
U sta. A2	95	105	10	130	170	40
U sta. B1	95	100	5	103	105	2
U sta. B2	107	118	11	96	130	34
V sta. A1	114	128	14	108	115	7
V sta. A2	102	110	8	117	150	33
V sta. B1	90	92	2	95	105	10
V sta. B2	97	108	11	95	110	15

Table 3.2 Measurements of wear amount.

ダブルスリップスイッチのフロントロッドは 1 年で交換することとされているが,今回 測定されたジョーピンの摩耗量は使用前から存在するガタ量と比べて最大でも 30%程度と 位置不整に対する影響としては小さく,列車通過の状況などによっては交換周期の延長が 検討できると考えられる.

### 3.4 摩耗量予測モデルとの比較

### 3.4.1 予測される摩耗量

先行研究によると、列車が通過するトングレールとフロントロッドをつなぐジョーピン の摩耗量は次の計算式によって予測される[10]. なお、本来の予測モデルはこの影響に加え て、フロントロッドでつながった他方のトングレールを列車が通過した際の影響を加味し ているが、数式が煩雑になるため記載は省略した.

$$\Delta g_{\text{wear}} = k b_1 \left\{ a_{\text{dir}} V_{\text{train}} \left( a_1 + a_2 M_{\text{train}} \sqrt{\frac{2\Delta g_h}{r}} + a_3 M_{\text{train}} \sqrt{\frac{2\Delta g_m / \sin \theta}{r}} \cos \theta \right) \right\}^{b_2} \times N_{\text{impact}}$$
(3.1)

ただし,  $V_{\text{train}}$  [km/h] は列車の通過速度,  $M_{\text{train}}$  [kg] はばね下重量, r [m] は車輪の半径,  $\theta$  [degree] は車輪のフランジ角,  $\Delta g_h$  [mm] および  $\Delta g_m$  [mm] はそれぞれトングレール後 端の継目の段違い量および目違い量であり,  $a_{\text{dir}}$  は通過方向パラメータ,  $a_1$  [1/s],  $a_2$  [1/ m kg],  $a_3$  [1/m kg],  $b_1$ ,  $b_2$  はいずれもフィッティングパラメータ, k [mm<sup>2</sup>/N] は比摩耗量で あり,  $N_{\text{impact}}$  は予測対象期間中に発生した衝撃の回数である.

この予測モデルに Table 3.1 の諸条件を入力して計算される摩耗量と,実測摩耗量を Table 3.3 に示す.各フィッティングパラメータには上記先行研究で実測試験データを元に合わせ 込んだ値を,比摩耗量には島本らが実施した摩耗試験と解析から導いた値[21]を使用した.なお,実測摩耗量は Table 3.2 の Wear 列と同一の内容である.

### 3.4.2 考察

Table 3.3 を見ると,予測モデルは定量的な評価を行うには精度が不十分であることは明 らかである.接続板位置での摩耗量を過大に予測し,逆に肘金位置での摩耗量を過小評価す る傾向にあるのは,比摩耗量の値が適切ではなかったことが考えられる.文献によると肘金 と接触する位置の比摩耗量は,接続板の場合と比べて 10 分の 1 程度とされており,式(3.1) の通り比摩耗量は最終的な摩耗量に線形に作用するため,肘金の予測摩耗量が低く計算さ れている.文献[21]の摩耗試験がジョーピンの摺動により行われたものであるのに対し,今 回予測したのは衝撃によるより摺動速度が速く激しい減少であることや給油状態などが比 摩耗量に影響したことが考えられる.

Ioumin	Connecting plate			Hinged lug		
Jawpin	Measurement	Prediction	Error	Measurement	Prediction	Error
name	[µm]	[µm]		[µm]	[µm]	
U sta. A1	19	57.7	+118.4%	6	7.0	-22.3%
U sta. A2	10	28.8	+107.0%	40	3.5	-94.2%
U sta. B1	5	8.6	+24.2%	2	1.0	-65.0%
U sta. B2	11	10.0	-34.9%	34	1.2	-97.6%
V sta. A1	14	30	+55.1%	7	3.7	-65.0%
V sta. A2	8	60	+443.0%	33	7.3	-85.2%
V sta. B1	2	41	+1387%	10	5.0	-66.5%
V sta. B2	11	21	+35.2%	15	2.5	-88.8%

Table 3.3 Comparison of prediction model and measurement about wear of jawpins.

しかしながら,定性的にも先行研究の摩耗量予測モデルは実測を説明できていない部分 がある.このモデルは衝撃振動による影響に着目しているから,式(3.1)の通り衝撃の発生回 数と摩耗量の間には線形の関係があると仮定している.しかし U 駅の肘金部の実測摩耗量 のデータを見ると,ジョーピン A2 とつながるトングレールは列車が通過しない,すなわち 衝撃振動は発生しないはずであるにもかかわらず,U 駅で使用される 4 つのジョーピンの 中でもっとも摩耗が進展する結果となっている.同じフロントロッドとつながる A1 側のト ングレールは確かにこの分岐器の中ではもっとも列車の通過数が多いが,これがジョーピ ン A2 を摩耗させたとするならば,ジョーピン A1 は A2 以上に摩耗しているはずである. 同様の傾向が V 駅でも確認でき,列車の通過数,すなわち衝撃振動の影響だけでは摩耗量 を予測するには不十分である可能性が考えられる.

また,実測にも誤差が内在する可能性が考えられる.使用前と使用後の穴径と軸径をマイ クロメーターとホールゲージにより測定しているため,測定位置のずれや傾き,付着物等の 影響を受けている可能性がある.また測定を行った季節が使用前と使用後で異なるため,温 度差による膨張収縮の影響も考えられる.接続かんと鎖錠かんをつなぐ箇所のジョーピン 摩耗量(先行研究の予測対象箇所ではないが測定のみ実施,表には未記載)はマイナスと計 測されており,今後摩耗を測定する際には手法や精度について検討する必要がある.

### 3.5 使用後のジョーピン表面の観察

### 3.5.1 観察概要

U駅および V駅で使用されたジョーピンの表面をレーザー顕微鏡で観察しその摩耗の特徴を確認する.なお、ここで観測するジョーピンは前節までで摩耗量を測定した箇所と同一の場所で使用されたものであるが、摩耗量測定を行ったジョーピンの撤去後から使用された別個体のジョーピンである.

取り外されたジョーピンは油等が付着してたため、パーツクリーナーで簡易的に汚れを 除去した後、アセトンに浸した状態で超音波洗浄機に 10 分かけ洗浄した.洗浄後のジョー ピンを Fig. 3.4 に示す.その後キーエンス社製のレーザー顕微鏡にセットし、ジョーピンの 円筒部頂上を観察した (Fig. 3.5 参照).



Fig. 3.4 Used jawpin at U station (cleaned).



Fig. 3.5 Observation of jawpin using laser microscope.

### 3.5.2 表面の特徴

新品のジョーピンは黒く塗装してあるが、使用済みのものは Fig. 3.4 のように、一部塗装 が剥がれ円周方向に縞模様のような見た目になっていることが分かる.また、図中の黄色破 線の位置に境目のようなものがはっきりと現れ、この部分で接触相手が接続板、肘金、接続 板と変化しているものと考えられる.さらに右側破線部のように、頭部側の接続板と肘金の 間の箇所では塗装が完全に剥がれ、金属光沢が見られるほど表面が削られている箇所があ ることが分かる.

上記編模様のような箇所と,金属光沢が見られる箇所についてレーザー顕微鏡画像を用いて詳細に確認する.

#### 3.5.2.1 縞模様のような箇所

Fig. 3.6 に編模様状のパターンが見える箇所のレーザー顕微鏡画像,およびレーザー顕微 鏡により得られた表面の高さプロファイルをもとに可視化した鳥瞰画像を示す. 画像はい ずれも Fig. 3.4 と同じ向きで,右側がジョーピン頭部方向である. 高さプロファイルの画像 は画像上下端部を除き 5 µm ごとに色レベルが変化している. この画像を見ると,約 80 µm ごとに高い部分と低い部分を規則正しく繰り返している様子が確認できる. これは全周に 渡って様々な箇所で観察されたため,ジョーピンの製作時に切削によってできた凹凸のう ち,表面の高かった部分が微妙に削れて編模様のように見えているものと考えられる.



Fig. 3.6 Surface striped pattern. (a) Laser microscope image (2095 μm x 2791 μm). (b) Surface height profile image. The color level changes in each 5 μm.

#### 3.5.2.2 金属光沢が見られる箇所

同様に,金属光沢が見られる箇所についてもレーザー顕微鏡画像と表面の高さプロファ イル画像を Fig. 3.7 に示す. これは Fig. 3.4 の右側の黄色い破線部分付近を拡大したもので ある. Fig. 3.7 (a)の中央から右寄りにかけて, Fig. 3.6 (a)で見られた凹凸が完全になくなり, 平らに近い面が生じていることが確認できる.また縞模様とは違い,全周に渡って削れてい るわけではなく特定の向きでのみ確認された. この部分は肘金の角が接触する部分と考え られ,角によって表面が削られたことが考えられる.また,肘金側の面にある程度の幅を持 って削られた面が広がっていることから,肘金がジョーピンに対して斜めに当たり,その状 態で鉛直方向に擦れるなどの挙動をしている可能性が考えられる.

またこのように金属光沢が見られる箇所は観察した全てのジョーピンにあるわけではな く, 肘金が接触していた部分と接続板が接触していた部分の境目がはっきりしないものも あった.しかし金属光沢が見られるほど削れている部分は必ず肘金が接触する部分の上部 よりであった.



Fig. 3.7 Surface flatten area. (a) Laser microscope image (2095 μm x 2791 μm). (b) Surface height profile image. The color level changes in each 5 μm.

# 第4章 転換動作による

# 摩耗への影響

### 4.1 緒言

この章では、分岐器の転換動作がジョーピンおよび球面軸受けの摩耗に与える影響を評価する.このために、転換動作時のジョーピンや球面軸受けといった各部品にかかる力や挙動をマルチボディダイナミクス解析を用いて計算し、接触面圧および滑り速度を算出して 摩耗量導出に用いられる PV 積分値を求めた.

解析には MSC ソフトウェアの Adams を使用した.

## 4.2 モデリング

モデル化する分岐器は,普通片開き 12 番関節分岐器とした.普通片開き 12 番分岐器の 写真を Fig. 4.1 (a)に示す.この画像のように、トングレールの先端側に立ち、後端に向かっ て見た場合を基準に右、左を定義する.この画像では電気転てつ機は分岐器の右側にあり、 分岐する線路が左奥に向けて伸びている.

解析モデルを Fig. 4.1 (b)に示す. 転換動作はトングレールの動きで完結するため, トングレール (7 m) が全て収まる範囲のおよそ 8.6 m をモデリング範囲とした. また簡易化のため, 座金やエッジのフィレットの一部は省略したほか, 電気転てつ機はモデル化せず, 動作かんと接続かんの端部に適宜境界条件を与えることで代用した. 初期状態ではトングレールが左右のどちらにも密着していない中立の状態にあるとしてモデリングした.

また Fig. 4.1 (b)のように,レール長手方向を X 軸,マクラギ方向を Y 軸,鉛直方向を Z 軸とし,それぞれトングレール先端から後端にかけての方向,画像向かって右から左,重力方向の逆向きを正とした.

マルチボディダイナミクスでは複数のボディの重心や相互作用の生じる位置を指定する ことにより運動を計算する.このために各ボディの質量,重心位置,慣性モーメントの計算 が必要となる.Adams では形状データと密度を指定することによりこれらを自動的に計算 するため,モデル作成においてはまず 3D CAD を用いて分岐器及び転てつ装置の設計図面 から必要となるパーツの形状を作成し,Adamsに読み込ませることで必要なデータを得た. その上で,他のパーツとの結合部分や接触箇所における相互作用を再現するために様々な 設定を追加した.こうして図面をもとに作成したモデルを"標準モデル (Original model) "と 呼称することとする.

以下,主要な部分について,拘束条件の設定等について説明する.





Fig. 4.1 Overview of simple turnout. (a) Picture taken at station. The red line shows the modeling region. (b) Multi body dynamics model.

### 4.2.1 固定レールおよびマクラギ, 路盤等

分岐器に使用される固定されたレールのうち,基本レールの一部とリードレールの一部 をモデリング対象とする.基本レールは1本18mの長さがあり本来モデリング範囲の前後
に続いているが、トングレールと関連しない範囲は省略した. なお前述の通りこの分岐器は 画像左奥に分岐する構造であり、左基本レール、すなわち Y 座標の大きい側の基本レール は曲がっている.

固定レールはマクラギに締結され、マクラギはバラストに載った状態であるが、特にバラ ストの正確な再現は困難を極める.本論文では細田らのマルチボディダイナミクスによる 車両運動解析時の解析条件を参考に、レールの固定をばねなどを用いて再現することとし た[22].マクラギー基本レール間を並進・回転の6方向ばねで、路盤-バラスト-マクラギ 間を並進3方向のばねで結合することとし、設定箇所はX軸方向は各マクラギの中心位置 に、Y軸方向には左右の基本レールそれぞれの中心位置とした.なお、路盤に相当する箇所 は境界条件を設定し、空間位置に完全に固定する.模式図およびばねの特性表をFig.4.2 お よび Table 4.1 に示す.



Fig. 4.2 Pattern diagram of springs and dampers between stock rails, sleepers, and ground.

	k <sub>xy</sub> [N/mm]	$k_z$ [N/mm]	k <sub>rxyz</sub> [N/deg]	c [Ns/mm(deg)]
Stock rail – Sleeper (1)	1.3E+06	5.0E+05	3.5E+06	10
Sleeper – ground (2)	1.0E+05	5000	-	10

Table 4.1 Spring and damping constants around stock rails.

## 4.2.2 トングレール

トングレールは基本レールと密着させる際には先端部付近で多少の弾性変形が起こる. このため、トングレールを隣り合う床板の間で分割し、1本のレールを13ボディの集合体 と考え, 各ボディ間に相互作用を設定し変形を再現する. 隣り合うボディの重心間を一様な 断面の梁と見なし, この2点間に断面二次モーメントや並進・回転変位から計算される並進 力と回転力を負荷する. トングレールの密度は7.86×10<sup>-6</sup> kg/mm<sup>3</sup>, ヤング率は2.05×10<sup>5</sup> MPa とし, 断面二次モーメントは長手方向位置によるトングレールの断面形状変化に応じ て, 最小で3.85×10<sup>6</sup> mm<sup>4</sup>, 最大で6.39×10<sup>6</sup> mm<sup>4</sup>と設定した. こうして計算されるたわみ の妥当性について, 4.2.2.1 項で確認する.

トングレールを分割したため、各分割箇所でパーツ間の相対角を設定により変化させる ことができる.これにより、レールを予荷重なしで曲げることができ、レールの初期形状の 影響を調査することができるようにしてある.

また,トングレールは床板および基本レール,間隔材,分岐継目板と接触する.このうち, 床板との接触は接触位置の特定が容易であり,Z軸方向にトングレールと床板の貫入量の2 乗に比例する反発力が,XY軸方向には平面内の速度から計算するクーロン摩擦に模した力 が生じる設定とした.他の接触位置については,形状が複雑でありどこで接触するかを事前 に把握することが難しいため,Adamsのソリッド接触の機能を使用した.これは,2つのソ リッドの交差を計算し,交差重心位置と最も近い表面までの距離を貫入量とすることで接 触反力を計算する.以後に出てくる接触も同様の処理によって計算する.

#### 4.2.2.1 トングレール弾性設定の妥当性

先行研究[10]で使用された有限要素モデルからトングレールを取り出したものと比較す ることにより、上記設定によるトングレールの弾性再現の妥当性を確認する.

解析は、後端部側のトングレールを完全に固定し、連結板接続位置に 2 kN の力を入力した際のトングレール各点の変位を比較する. 解析の概要を Fig. 4.3 と Table 4.2 に示す.



Fig. 4.3 Outline of rail elasticity confirmation analysis.

	Finite element analysis	Multi body dynamics
Software	LS-DYNA R11.1	Adams 2021.1
Analytical method	Implicit analysis	Dynamics analysis
Integrator	-	HHT / I3
Element type	1st order solid	-
Number of nodes / parts	60076 nodes	13 parts
Number of elements / freedoms	45470 elements	72 freedoms
Time step	$1.0 \times 10^{-4}$ sec	$1.0 \times 10^{-4}$ sec

Table 4.2 Analysis conditions of rail elasticity confirmation.

解析の結果得られたトングレールの変位を次の Fig. 4.4 にまとめる. グラフはマルチディ ダイナミクスモデルで分割された 13 のトングレールパーツの先端側の点で計測された変位 (最も後端側の1つは拘束しているため除外)と,同位置での有限要素解析での変位をプロ ットし,スプライン補完したものである. グラフよりマルチボディダイナミクス上でトング レールを分割し,弾性梁に相当する適当な力を発生させるモデルは,有限要素解析による計 算結果をよく再現できることが分かり,先端付近における変位の誤差は±2%以内に収まっ ている. これより,この手法を転換動作解析にも用いる.



# Fig. 4.4 Comparison of displacement calculated by multi body dynamics analysis and finite element analysis.

## 4.2.3 スイッチアジャスターおよび転てつ棒

スイッチアジャスター周辺には Fig. 4.5 のように多数の部品が用いられており,それぞれの相互作用は次のように設定した.

- ・トングレール 連結板:固定(自由度0)
- ・連結板 転てつ棒 : 接触
- ・転てつ棒 ボルト :6方向ばね・ダンパー
- ・連結板 ボルト : 接触(穴径と軸径の差が大きいため)
- ・転てつ棒 腕金具 :6方向ばね・ダンパー
- ・腕金具 スイッチアジャスターロッド:接触(穴径と軸径の差が大きいため)
- ・腕金具 ナット
   ・ 接触

この部分のばね定数などを Table 4.3 のように定めた.



Fig. 4.5 MBD modeling around switch adjuster.

 Table 4.3 Spring and damping constants of spring elements connecting the switch rod and arm-type fitting.

	k <sub>xy</sub>	k <sub>z</sub>	k <sub>rxy</sub>	k <sub>rz</sub>	C <sub>xy</sub>	<i>C<sub>z</sub></i>	C <sub>rxy</sub>	C <sub>rz</sub>
	[N/mm]	[N/mm]	[N/deg]	[N/deg]	[Ns/mm]	[Ns/mm]	[Ns/deg]	[Ns/deg]
Switch rod - Arm-type fitting (3)	1.0E+06	5.0E+05	1.0E+07	1.0E+06	10	10	10	1

スイッチアジャスターロッドの右端部は,本来電気転てつ機の動作かんに接続する箇所 であるが,本解析では電気転てつ機のモデリングを省略しているため,この部分を境界条件 の一部として取り扱う.まず動作かん端部に,並進X,Z方向についてばね・ダンパーを設 定する.動作かんは基本的に並進Y軸方向,すなわちマクラギ方向に移動する部品である ためこの方向の移動に制限はないが,その他2並進方向は移動できないためガタつきを考 慮してばね・ダンパーで制限をかけた.また動作かんとの接続はジョーピンで行われるため, Z軸周りの回転は制限しないこととし,X,Y軸周りの回転に対しばね力を設定した.

この上で、転換時の動作かんの動きを生み出すために、動作かん端部に Y 軸方向の強制 変位を Fig.4.6 のように設定した.トングレールは始め中立の状態にあり、解析開始直後の 1 秒間待機する.その後まず Y 方向マイナス、すなわち Fig.4.5 の画像で右側に転換し、変 位曲線中青く塗られた 3 から 4 秒の間、右のトングレールが基本レールに押しつけられた 状態となる.その後、4 秒から反対側へ転換する動作をはじめ、8.6 秒から 10 秒までの間左 側のトングレールを基本レールに押しつける.その後再度転換し、14.6 秒から右に押しつけ た状態とする.なお、転換動作開始と終了の前後には、実際の分岐器のロック動作を模擬す るために、一度所定位置よりもわずかに変位の大きい状態を 0.6 秒間維持する.

また、今後の結果等の時刻歴グラフにおいても、Fig. 4.6 と同様に、左右どちらかの基本 レールに押しつけた状態の時刻に相当する部分の背景を青色およびピンク色で着色してい る.



Fig. 4.6 Curve of imposed displacement on switch adjuster rod in Y direction.

4.2.4 フロントロッド

4.2.4.1 B821 型フロントロッド

B821型フロントロッドを対象とした解析モデルのフロントロッド周辺を Fig. 4.7 に示す. トングレールと肘金,およびロッドの二つに分かれている部分は相互に自由度をなくし,同 一物体として振る舞うように設定した.またスイッチアジャスターロッドと同様に,接続かんの端部も並進 X, Z 方向と回転 X, Y 軸方向にばね・ダンパーを設定し動きを制限した.

このフロントッドは, 肘金とフロントロッド間に球面軸受けを用いている. 軸受けにはガ タがあるため, 接触でこの二つの相互作用を計算するが, 実際の球面軸受けの形状ではなく, 計算の安定化を図るために肘金とフロントロッド双方の軸受け位置に完全な球をそれぞれ 設置し, 肘金側球体の外側とフロントロッド側球体の内側が接触するよう設定した. ボール の半径は図面より約 25.4 mm であり, 内外の球に径の差を与え, 50 µm の隙間を持つ球面軸 受けを仮定した. なお, ここで接触計算用に追加した球はボディの一部となるが, 質量や慣 性モーメントなどに影響しないように設定している.

また、このフロントロッドはアジャストジョーのナットを締める位置でフロントロッド の長さ(右と左の肘金間の距離)を調整し張りを与えることができる.解析モデルでもこの 位置を微調整しフロントロッドの張りが再現できるようにした.ただし、フロントロッドを 張ることによりトングレールなどに変形と弾性力が発生すると考えられるため、解析前で はなく解析開始後 0.8 秒までにアジャストジョーをフロントロッド長手方向に強制変位さ せ、フロントロッドの長さを調整することとした.



Fig. 4.7 Modeling around B821 front rod.

#### 4.2.4.2 B721型フロントロッド

同様に B721 型フロントロッドを用いるモデルを Fig. 4.8 に示す. 肘金や接続かん端部の 設定は B821 型の場合と同様である. こちらは B821 型と違い, ジョーピンが使用されてお り, Fig. 4.9 のように肘金を接続板あるいはスクリュージョーではさみ, その穴にジョーピ ンを通している. モデル化に際しては, ジョーピンと穴の接触と, 接続板/スクリュージョ ーと肘金の厚さ方向の接触を別に設定した. このため, 1 つのジョーピン接続箇所に対し, ①接続板/スクリュージョー穴(上)とジョーピン, ②肘金穴とジョーピン, ③接続板/スク リュージョー穴(下)とジョーピン, ④ジョーピン頭と接続板/スクリュージョー(上), ⑤ 接続板/スクリュージョー(上)と肘金,⑥接続板/スクリュージョー(下)と肘金の計6つの接触定義を行った(Fig. 4.9の丸囲み数字が対応している). ジョーピンの直径は22 mm であり,穴とジョーピンの隙間を20 μm に設定した.

またフロントロッドの張りについても同様に,スクリュージョーを解析開始後に強制変 位させることで再現できるようにした.



Fig. 4.8 Modeling around B721 front rod.



#### Fig. 4.9 Contact settings around B721 front rod.

# 4.3 解析条件

前述の通り、マクラギ・床板下のばねの端部を固定境界、動作かん端部を強制変位の条件 とし、トングレールが中立の位置から右に転換し、その後左、右と転換する解析を実施する. 各ボディの密度は鉄系材料を想定し7.86×10<sup>-6</sup> kg/mm<sup>3</sup>に設定した.

また,重力加速度を Z 軸負の方向に 9806.65 mm/s<sup>2</sup> となるよう設定した.その他の解析条件を Table 4.4 にまとめる.なお,解析ソフトの機能によって,単位系は mm-kg-s 系を使用したが,力は N の単位で入出力している.

able 4.4 Analysis conditions of switching case of the simple turnout model.			
	B821 model	B721 model	
Software	MSC Adams 2021.1		
Analytical method	Dynamics analysis		
Integrator	HHT / 13		
Unit	[mm][kg][sec][N]		
Number of bodies	68	70	

 $1.0 \times 10^{-4}$  sec

16 sec

329

Table 4.4 Analysis conditions of switching case of the simple turnout model

なお、Intel Core i7-8700 プロセッサ搭載 Windows 10 マシンで、6 スレッド並列計算時の 1 解析あたりの所要時間はおよそ 5 から 10 分程度であったが,解析の安定性によって大き く変動し600分を超えるケースも存在した.

311

# 4.4 摩耗量の計算手法

Degree of freedom

Maximum time step

Calculation time

解析結果から摩耗量を計算する手法について述べる.

摩耗量を接触面圧と摺動速度の積によって推定する手法であるホルムの摩耗式をもとに、 フロントロッド軸受けの摩耗量を計算する[23]. 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考え方であり、次の計算式によって求められる.

$$W = k \cdot P \cdot V \cdot T \tag{4.1}$$

ここで、W [mm] は摩耗量、k [mm<sup>2</sup>/N] は比摩耗量と呼ばれる比例係数で、P [MPa]、V [mm/s] がそれぞれ接触面圧と滑り速度, T [s] が摺動時間である. しかしフロントロッドの 軸受けは連続して回転摺動し続ける部品ではなく,転換動作時に相対角が揺動するように 動くことが予想され, またその際の接触面圧なども一定ではないことが考えられる. このた め,時刻歴解析の結果をもとに接触面圧と滑り速度の時間積分をとることで,1動作あたり の摩耗量 w [mm] を計算する手法を用いる[7].

$$w = k \int PVdt \tag{4.2}$$

比摩耗量は物性や潤滑状態などに依存する定数であるため、本研究においては解析によ って接触面圧と滑り速度の時間積分を計算し、摩耗量として評価する.以後、この値のこと を PV 積分値 (PV integral) と呼ぶ.

以下に解析結果から軸受けおよびジョーピン部分の接触面圧と滑り速度の導出法を示す.

#### 4.4.1 B821 型フロントロッドの PV 積分値導出

B821型フロントロッドは球面軸受けが用いられている.球面軸受けの接触は、球面とそれに内接する球との間の接触と考えられる.このため、接触面圧についてはヘルツの弾性接触を仮定し、式(4.3)のように計算する[24].

$$P = \frac{3F}{2\pi a^2} \tag{4.3}$$

ただし, F [N] は接触力で, 解析により計算される. なお, この解析においては2物体の 貫入体積の重心から最も近い表面方向に接触力が計算されるため, 球対球のような対称な 形状同士の接触では接触力が表面と垂直かつ球の中心を向かうと仮定できる. よって出力 された接触力をそのまま式に入力する. また, a [mm] はヘルツ接触における接触半径であ り, 次の式により計算される.

$$a = \sqrt[3]{\frac{\frac{3}{4}\left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)}{\left(-\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}}F$$
(4.4)

ここで, *R*<sub>1</sub>, *R*<sub>2</sub>, *E*<sub>1</sub>, *E*<sub>2</sub>, *v*<sub>1</sub>, *v*<sub>2</sub> はそれぞれハウジング側および球側の半径 [mm], ヤング率 [MPa], ポアソン比である.

滑り速度は近藤の手法にならい,接触箇所の速度ベクトルのうち接触箇所と球中心を結 ぶベクトルと垂直な成分を取り出すことにより求める[25].

$$V = \sqrt{|\vec{v}|^2 - \left|\frac{(\vec{r} \cdot \vec{v})}{|\vec{r}|^2}\vec{r}\right|^2}$$
(4.5)

ここで, ř は外側の球の原点位置から見た接触箇所の位置ベクトルである. 前述の通り対称な形状での接触であれば, 接触力は球中心に向かっていると考えられるため, 接触力の X, Y,Z 成分を外球の半径で割ることで求める. v は接触位置での速度ベクトルであり, この位置での摺動は回転によるものが主と考えられるため, 外側の球から見た内側の球の角速度ベクトル G を用いて次のように計算する.

$$\vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r} \tag{4.6}$$

#### 4.4.2 B721 型フロントロッドの PV 積分値導出

B721型フロントロッドはジョーピンが使用されており、円筒と円筒形状の穴との接触となる.ただし、3.5.2.2 項での観察の通り、ジョーピンと接続板や肘金は面ではなく角の部

分で接触していることが分かっており、これを考慮したい.このため接触面圧について、有 限要素解析を用いて穴に円筒を押しつける解析を行い、傾きと接触面圧の関係を得た.この 解析結果とヘルツの接触理論をもとに、接触面圧を次のように計算する.

$$P = \frac{2F}{\pi ha} \times \frac{c_1}{(R_1 - R_2)^{c_2}} \sqrt{\phi + \left(\frac{\frac{c_3}{(R_1 - R_2)^{c_4}} + 1}{\frac{c_1}{(R_1 - R_2)^{c_2}}}\right)^2}$$
(4.7)

ただし, F [N] は接触力,  $R_1, R_2$  は穴とジョーピンの半径 [mm], h [mm] は穴の長さ,  $\phi$  [degree] は穴に対するジョーピンの傾きであり,  $c_1$  から  $c_4$  はフィッティングパラメー タである. また a [mm] はヘルツの接触理論による接触半径で,次の式で計算される.

$$a = 2 \sqrt{\frac{2\left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)}{\pi h\left(-\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}}F$$
(4.8)

フィッティングパラメータは有限要素解析の結果の合わせ込みにより,次の Table 4.5 のように決定した.なお,式(4.7)の導出の詳細は Appendix : A にて説明する.

 Table 4.5 Fitting parameters of equation (4.7).

<i>c</i> <sub>1</sub>	<i>C</i> <sub>2</sub>	<i>C</i> <sub>3</sub>	<i>C</i> <sub>4</sub>
4.92	0.35	0.25	0.33

また, 滑り速度については B821 型と同様に考え, 式(4.5)により計算する.

## 4.5 解析結果

前述の解析条件による転換動作解析時のモデルの動作を Fig. 4.10 に示す. この解析結果 を用いて, 球面軸受けやジョーピンの摩耗について検討する.

#### 4.5.1 解析妥当性の検討

マルチボディダイナミクス解析により計算された転換動作の妥当性を検証するため、ス イッチアジャスターロッドにかかる軸力を実機での実測と比較した.実測による軸力測定 はJR 東日本管内のW駅に設置された12番普通片開分岐器で実施し、スイッチアジャスタ ーロッド動作かん側の端部に設置したひずみゲージから測定されたデータを軸力に変換し



Fig. 4.10 The turnout during the switching operation.

た[26]. また, 解析については, スイッチアジャスターロッドの強制変位を実現するために, ground パートがスイッチアジャスターロッドの右端部に与える力を軸力とした.

スイッチアジャスターロッド軸力の時刻履歴について,実測と解析結果を比較した図を Fig. 4.11 に示す. 解析が転換動作 1.5 往復分なのに対し,実測データは 0.5 往復(転換1回 分)であったため,解析時刻 4 秒から 10 秒にかけての右から左へと転換する時に重ねてグ ラフにしている. なお, 元データは解錠動作が終わりスイッチアジャスターロッドのみが動 いている時点(5秒付近)で -1.9kN となっていたため, この時点が軸力0となるようにグ ラフ全体をオフセットさせた. また実測データは多数あるデータの中から 2 データについ て記載している.



Fig. 4.11 The axial force of switch adjuster rod by the measurement and MBD analysis.

解析におけるスイッチアジャスターロッド軸力の変動について確認するとともに、実測 データとの比較を行う.スイッチアジャスターロッドは Fig. 4.11 および Fig. 4.10 の②から ③にかけての解析開始後 1.5 秒頃から右向きの力を生じており、分岐器を右に移動させ始め ていることが分かる.スイッチアジャスターロッドの強制変位は1秒から始まっているが、 スイッチアジャスターのナットと腕金具の間には数センチの空間があるため、この分移動 するまではスイッチアジャスターロッドのみ移動し必要な力が小さいためこのような軸力 履歴となる.そして 1.5 秒頃に腕金具と接触し、③のように転てつ棒を通して2本のトング レールやフロントロッドを移動させるが、このときトングレールー床板間の摩擦の分だけ 軸力が生じているものと考えられる.2秒を少し過ぎた頃にトングレールと基本レールが接 触し、押しつけが始まる.ロック動作を模擬するために一度過剰に押し込み、3秒になるま でに所定の位置に戻して右への転換完了となる様子が確認できる.

続いて4秒から, 概ね今までたどったのと同様の動作により, ロック解錠をしてから左へ と転換する. このとき, 動作前の密着状態での軸力が解析と実測で異なっている. これは実 測した分岐器の調整状態に起因するものと思われるが, 測定時の分岐器の状態が確認でき なかったため差が生じた要因を明らかにすることはできなかった. しかし, 動作はほぼ左右 対称であり, 左に転換したときの軸力がおよそ 5 kN で一致していることから, 実測におい て一連の動作後の値であるこの値をを使用する. また、左への転換終了直前のロック動作による軸力の上昇幅に解析と実測で差が見られ る.ロック動作による軸力の上昇は本来電気転てつ機の内部機構の都合により一度動作か んをわずかに移動させすぎることにより生じるものだが、解析では電気転てつ機をモデリ ングしていないためにこれを直接再現することはできていない.よって同様の軸力が発生 するように強制変位で再現することとしているが、この調整が不十分であることが原因と 思われる.しかし、接触部の貫入が大きくなるにつれて反発力が急激に大きくなる接触モデ ルとなっているため、押しつけを強くしようとすると解析の安定性が著しく低下する上、そ もそも動きがほぼなく摩耗への影響も軽微と考えられるため、密着状態のおよそ2倍の 10000Nまで上昇する程度の調整にとどめることとした.

また,密着状態におけるトングレールと基本レールの間の隙間についても確認する.13 個 に分割したトングレールの各ボディの先端と基本レールとの距離を測定することとし,右 に転換した 3.5 秒における隙間と左に転換した 9.5 秒時点での隙間を Fig. 4.12 に示す.図の 薄い黄色の領域がトングレールの"接着"の整備基準,濃い部分が"密着"の整備基準とな る範囲であり,B821型,B721型どちらのモデルも,左右どちらに転換した状態でも整備基 準を満たした状態となっていることが確認できる.また,先端の隙間が 0 mm 以下となって いるのは,接触処理のために密着時にわずかに貫入した状態となるためと考えられる.なお トングレールは先端から約 4300 mm の位置で設計上曲げられており基本レールと接触する ことはないためこれ以降の評価は行っていない.



Fig. 4.12 Gap between tongue rail and stock rail.

#### 4.5.2 転換動作の考察

標準モデルの解析結果について,転換動作時の球面軸受けおよびジョーピンの挙動を確認する.

4.5.2.1 球面軸受けおよびジョーピンにかかる力と接触面圧

まず B821 型フロントロッドを用いたモデルについて,球面軸受けのボールがハウジング から受ける接触反力,すなわち肘金がフロントロッドから受ける力を,成分ごとに確認する. Fig. 4.13 に Y 軸方向(マクラギ方向)の接触力を示し, Fig. 4.14 に X 軸方向と Z 軸方向の 接触力を示した.球体同士の接触のため接触位置によって接触力ベクトルはあらゆる方向 を向く可能性があり,接触する箇所が変わることにより一つのグラフで正の値と負の値両 方を取る可能性があることに注意が必要である.

Fig. 4.13 を見ると、右と左の軸受けが受ける力は正負が逆転しているだけで解析中常に絶対値が一致している傾向にあることが分かる.フロントロッドは両端でトングレールと、中央で接続かんとつながっているが、両端だけで力の釣り合いが成立しており、接続かんが及ぼす影響は小さいものと考えられる.

図中 1.5~2 秒, 5.8~7.6 秒, 11.8~13.6 秒がトングレールが移動している間であり, 動き 始めに瞬間的に大きな力が生じ,その後力が振動しながら減衰していく様子が確認できる. トングレールの動き始めは、速度を持ったスイッチアジャスターのナットが腕金具に衝突 することにより引き起こされる. このためトングレールの速度変化が急であり, 肘金とフロ ントロッドの相対位置関係に一時的に大きな乖離が生じるため、大きな接触力が生じたも のと考えられる. その後, スイッチアジャスター部では一度ナットと腕金具が離れ, 再度接 触を繰り返すような挙動をとるため, トングレールや肘金の移動速度が安定せず, 接触力が 振動したものと考えられる. スイッチアジャスターと腕金具は, 数度のバウンドの後一体と なって動くようになるため, 接触力の振動が減衰していく. 接触力の振動が収まったときに ベアリングのY方向の力が0となっていないのは、左右のトングレールのY方向の間隔が 動作前よりわずかに広くなっていることが原因と考えられる.トングレールの動きは転て つ棒と連結板によって引き起こされるが,Fig. 4.15 のように押されるトングレール(図では 右のトングレール) は転てつ棒が連結板を直接押すことによって動く一方, 引っ張られるト ングレールは連結板に空いた穴と、転てつ棒に固定されたボルトが接触することによって 動かされる.この穴はボルトの直径より 4.5 mm 大きく,ガタがある設計となっている.こ のため、同じ転てつ棒の動きに対して、押される動作よりも引きの動作の方がガタがある分 動き始めが遅くなる. よってトングレール間の間隔が転換動作中わずかに広くなり, フロン トロッドに力がかかり続けたものと考えられる.

解析時刻 2 秒を過ぎた頃にトングレールと基本レールが接触すると、転換時とは接触力 の正負が反転し、フロントロッドがトングレールに両側から圧縮されるような状態となる ことが図から読み取れる.このトングレールを押しつける動作中は、まず右のトングレール が基本レールと接触し運動の自由が大幅に下がるが、スイッチアジャスターロッドおよび 転てつ棒は引き続き右に動き続けるため、転てつ棒が右の連結板を中心にわずかに回転す るなどして左のトングレールのみが右に押し込まれる.すなわち右のトングレールが基本 レールと接触し弾性変形によってのみ変位できるのに対し,左のトングレールの方が自由 度が大きいためより大きく変位することができる.これにより転換動作中とは逆にトング レール間の隙間が小さくなり,フロントロッドに力が生じることになったものと考えられ る.

続いて Fig. 4.14 より球面軸受けのボールが受ける X, Z 方向の接触力を確認する. どちら も Y 方向に比べて絶対値が小さく,接触ベクトルの成分は Y 方向の寄与が大きいことが確 認できる. すなわち球面軸受けが接触する箇所は肘金の左右に位置する箇所であると判断 できる. また, Fig. 4.14(b)を見ると,Z 方向の接触力が-75N ほどオフセットされているが, これは重力による影響である.



Fig. 4.13 Contact force of spherical bearing used on B821 front rod (in Y direction).



Fig. 4.14 Contact force of spherical bearing used on B821 front rod (in X, Z direction)



Fig. 4.15 Behavior around switch rod at the time tongue rails moving to right.

計算された接触力を元に,接触面圧を計算すると次の Fig. 4.16 のようになる. Y 方向の 接触力とよく一致する傾向を示すグラフが得られた.



Fig. 4.16 Calculated contact pressure of spherical bearing on B821 front rod.

次に, B721型フロントロッドについて,ジョーピンが接続板,スクリュージョーおよび 肘金それぞれにあいた穴から受ける接触反力を Fig. 4.17 に示す. こちらも B821 型と同様に Y方向,すなわちマクラギ方向の接触力が他の方向より大きく,接触がほぼジョーピンのマ クラギ方向の端部で発生すると見なせるため,Y軸方向の接触力のみについて示している. 図では Fig. 4.9 の②肘金との接触箇所を実線で,①③の接続板およびスクリュージョーとの 接触箇所を破線で示している. 左右それぞれの接触履歴について, 接続板・スクリュージョ ーの2本の破線と肘金の実線を足すと概ね0となることと、左右の肘金の接触力を足すと0 となることから、 左のジョーピン、 フロントロッド、 および右のジョーピンそれぞれで力の 釣り合いが成立しているものと考えられる.また,Fig. 4.17 は接続板・スクリュージョーの 上下位置での接触力が等しくない場合があることも示している。例えば右のジョーピンに ついて,初期の中立位置から右に転換する動作では,Fig. 4.18 のように 1~2 秒の動作中は 上側スクリュージョーの穴は左向きに、下側の穴は右向きに力をかけており、その後トング レールと基本レールが接触すると上側の穴の接触力のみ正負が逆転する. これと左右対称 な傾向が左のジョーピンについても読み取れる.この挙動は穴とジョーピンの傾きと接触 状態の変化が原因であると考えられる.解析では Fig. 4.18 のように、ごくわずかにではあ るが、転換動作中はフロントロッドが左に、ジョーピンは右に傾き、トングレールと基本レ ールが接触しフロントロッドが肘金を押すようになると逆に肘金が左に傾くような挙動を 示した.また,このときの肘金の穴から見たジョーピンの傾きを確認すると,Fig.4.19 のよ うにX軸周りの傾きがトングレールと基本レールの接触前後で反転していることが分かる. このようにジョーピン周辺では転換によって穴との相対角度が変化しており、特にトング レールと基本レールの瞬間に大きな角度変化があるため、角部が摺動・摩耗する要因となる ことが考えられる. また Fig. 4.19 の Z 軸周りの値も転換動作時に変化しており, ジョーピ ンの軸方向の回転も生じていることから、転換中継続的な摺動も併せて発生している可能 性があることが確認できる.



Fig. 4.17 Contact force of spherical bearing used on B721 front rod (in Y direction).



Fig. 4.18 Analytical deformation diagram and conceptual diagram at the time of switching to right and the time just tongue rail and stock rail contacting.



Fig. 4.19 The tilt of right side jawpin as seen from the hole of hinged lug.

B721型フロントロッドの場合の接触面圧を Fig. 4.20 に示す. 接触力は B821 型と同程度 であったのに対し, ジョーピンは片当たりを考慮する分接触面圧が高く評価されている. ま た, 左に転換している 5~7.6 秒と右転換している 11~13.6 秒では面圧の大きさが異なるこ とも特徴的である. これは Fig. 4.17 の接触力の時刻歴でも同様の傾向が見られるが, B821 型フロントロッドが左右の球面軸受けまでで 1 つの物体と見なせ, 右と左の球面軸受けで 力の釣り合いを保つ必要があるのに対し, B721 型では左右のジョーピンそれぞれで力の釣 り合いが成立しうるため, 他方のジョーピンに力がほぼ生じない状態となったものと考え られる.



4.5.2.2 滑り速度

Fig. 4.21 に B821 型, B721 型双方の球面軸受けおよびジョーピンの滑り速度を示す. なお, B721 型については,右のジョーピンについて,スクリュージョーと肘金それぞれの接触箇所における滑り速度を示している.

これを見ると、トングレールの動き始めや基本レールとの接触の瞬間など、動きに急激な 変化が起こるタイミングで生じるスパイク状の速度変化に差があるものの、転換動作中(1.5 ~2 秒、5.8~7.6 秒、11.8~13.6 秒)の滑り速度はフロントロッドの型や左右の設置位置に よらずほぼ一致していることが読み取れる.また密着状態では当然ながら滑り速度は生じ ない、軸受けやジョーピンで起こる動作は鉛直方向を軸にした回転が主であり、これはトン グレールの移動によるフロントロッドとの相対角の変化に起因するものであるから、トン グレールが同じ動きをすれば軸受けやジョーピンの区別なく同様の速度履歴をたどったも のと考えられる.ただし、ジョーピンは前項で確認したとおり、穴に対するジョーピンの角 度変化がトングレールと基本レールの接触のタイミングに生じるため、このときに非常に 大きな滑り速度が計算され、4.4~5.3 mm/s に達した.



#### 4.5.2.3 PV 積分値

B821 型フロントロッドについて、4.5.2.1 項および 4.5.2.2 項で求めた球面軸受けの接触 面圧と滑り速度をかけた値と、その時間積分の値を Fig. 4.22 に示す. なお、時間積分につい ては1往復分の値を計算するため、初期状態から右に転換する間を積分範囲から除外し、4 秒以降の積分を計算している.

これまで確認してきたとおり, 接触面圧は密着状態の方が高いものの, 摺動が生じるのは トングレールが移動している間のみのため, 接触面圧と滑り速度の積(図中破線, 左軸)は Fig. 4.21(a) の滑り速度に近い傾向をたどることが読み取れる. これを積分するため, PV 積 分値(図中実線, 右軸) はトングレールが移動している間に時刻と線形に近い傾向で増大す ることが読み取れる. ただし, 動き始めとトングレールと基本レールの接触の瞬間の瞬間的 な運動の変化のタイミングで滑り速度が大きくなるため, このときの傾きが大きくなって いることも読み取れる. また, 右の軸受けと左の軸受けの PV 積分値の傾向はほぼ同一であ ることが分かる.



Fig. 4.22 Calculated PV integral value of spherical bearings on B821 front rod.

同様に B721 型フロントロッドのジョーピンについても PV 積分値を Fig. 4.23 に示す. 左 右どちらのジョーピンも,接続板およびスクリュージョーと接触する箇所はトングレール が動いているときに PV 積分値が増大することが読み取れる.また肘金との接触部は,動い ている時の増加に加えてトングレールと基本レールが接触する瞬間に PV 積分値の大きく 増加している.4.5.2.1 項で検討したとおり,肘金の穴とジョーピンの相対的な傾きがトン グレールと基本レールの接触時に逆転する挙動があるため,これによる摺動が PV 積分値に 反映されたものと考えられる. また, 右に転換する時と左に転換する時で接触面圧が異なる ため, B821型フロントロッドと違い PV 積分値のグラフが右と左のジョーピンで一致しな い. 右に転換する時は右の, 左に転換する時は左のジョーピンがより摩耗するという傾向が 見られるが, 1 往復すれば左右のジョーピンの PV 積分値は概ね同等となる.



Fig. 4.23 Calculated PV integral value of jawpins on B721 front rod.

計算の結果得られた 1 往復の転換動作による球面軸受けおよびジョーピンの摩耗量を Table 4.6 にまとめる.角で接触しかつ転換終了時に大きく擦れる挙動のある,ジョーピンと 肘金の接触箇所の PV 積分値が大きくなっている.分岐器の種類と肘金の形状が異なるが, 3.5 節で観察したジョーピン表面も肘金とジョーピンの接触箇所が大きく摩耗していたこ とと傾向として矛盾しないと考えられる.

Front rod type	Contract responsion	PV integral [N/mm]		
	Contact possession	Left	Right	
B821	Spherical bearing	5.47	5.80	
B721	Connecting plate / Screw jaw – jawpin (top)	7.14	8.66	
	Hinged lug – jawpin	10.27	11.65	
	Connecting plate / Screw jaw – jawpin (bottom)	6.00	8.59	

Table 4.6 PV integral values of spherical bearings and jawpins calculated with MBD analysis.

# 4.6 トングレールの密着調整状態の影響

2.3 節で述べたように、分岐器はスイッチアジャスターのナットとフロントロッドの張り を調整することで適切な押しつけ状態およびトングレールの密着状態になるように管理さ れる.ここではこの調整状態が摩耗に及ぼす影響を確認するため、マルチボディダイナミク スモデルのスイッチアジャスタナットの位置とフロントロッドを張る長さを変化させ解析 を実施した.なお本研究では左右どちらも同等の状態となるように調整することとし、B821 型フロントロッドでは右の球面軸受けの PV 積分値を、B721 型では右のジョーピンの肘金 と接触する箇所の PV 積分値を検討対象とする.

### 4.6.1 密着調整手法ごとの影響の検討

まず,分岐器の転換動作が完了し鎖錠された状態におけるスイッチアジャスターロッド の軸力と PV 積分値との関係について確認する.スイッチアジャスターのナットの間隔を狭 めた状態で解析すると腕金具とスイッチアジャスターの遊びが小さくなる分トングレール の移動量が増し,基本レールとの接触後に押しつける力を強くできることを利用する.ナッ ト位置を標準モデルから左右均等に 0.1 mm ずつ, -0.3~0.3 mm の範囲で移動させたモデル で解析を実施した.実際のスイッチアジャスターでのナット調整が約 0.33 mm 単位でのみ 行えるため、適切に調整された状態でもトングレール押しつけ力はここで実施する解析で 測定される範囲で差があるものと考えられる.

左右に 1 往復転換した際のフロントロッドの右に取り付けられた球面軸受けおよびジョ ーピンの PV 積分値と,右に転換した状態におけるスイッチアジャスターロッドの軸力の関 係を Fig. 4.24 に示す. なお,右のトングレールを押しつけるときにはスイッチアジャスタ ーロッドを引っ張る方向に力をかけるため,この方向の力を正としてグラフにした.これを 見ると,B821型はトングレールを押しつけている際のスイッチアジャスターロッド軸力が 変化しても PV 積分値にはほぼ変化が見られないのに対し,B721型フロントロッドでは 5 kN を超えた範囲で両者に線形関係が見られる.



Fig. 4.24 Relationship between PV integral value and axical force of switch adjuster rod in case of the turnout is switched to right.

次に解析開始後,強制変位によりスイッチアジャスターロッドを動かし始めるまでの1秒 の間に、フロントロッドのアジャスタロッドまたはスクリュージョーの位置を動かし、フロ ントロッドに張りを与えた場合の PV 積分値を確認する.このとき、単純にフロントロッド を張るとトングレールの押しつけ力も上昇してしまうため、ナットの位置も併せて調整し て密着力が 5000±500 N の範囲に収まるようにしている.張る長さは 2 mm, 4 mm, 6 mm, 10 mm の場合を実施したが、B721型ではフロントロッドにかかる力が強くなると密着状態 が安定せず、瞬間的にジョーピンが大きく回転する不自然な挙動を示したため、4 mm 以上 張った結果を除外した.また、2 mm 張ったケースも、左に転換後、右に転換を始めるため のロック解除動作中(10.1秒前後)にジョーピンが Z 軸周りにわずかに回転し、PV 積分値 に大きく影響した.密着状態で回転が生じるとは考えにくいため、この影響分 29.4 mm/N を 結果から減じた(下図中※の操作).

フロントロッドを張った長さと PV 積分値の関係を Fig. 4.25 に示す. 密着力を同程度に維持していても,フロントロッドを 2 mm 張ると B821 型で PV 積分値が約 2 倍, B721 型では 3.5 倍になり,その後も張る長さを増大させると PV 積分値も大きく上昇した. Fig. 4.24 と

併せて考えると、トングレールの密着状態が適切な範疇であれば PV 積分値に与える影響は わずかであるが、フロントロッドを張ると急激に摩耗に与える影響が大きくなるといえる. これは、転換動作における PV 積分値が増加するタイミングが影響していると考えられる. 前節で確認したとおり、球面軸受けやジョーピンは、転換中トングレールが移動している際 に摺動が発生し PV 積分値が増加する.このため、トングレールの移動中に接触面圧が増大 するようなことがあればより PV 積分値が大きくなる.



Fig. 4.25 Relationship between PV integral value and extension length of front rod.

この確認のため、B821型フロントロッドを用いたモデルについて、解析開始よりトング レールが右の基本レールから離れるまで(0から5秒まで)に注目し、トングレール、スイ ッチアジャスターおよびフロントロッド周辺のY方向の力の状態を確認する(Fig. 4.26 も参 照).スイッチアジャスターロッドは、動作かんとの接続部である右端部に設定した強制変 位による反力 *F*<sub>enforce\_rod</sub> が生じ、ナットが腕金具と接触するため腕金具より反力 *F*<sub>arm</sub> を 受ける.よってスイッチアジャスターロッドに関して力の釣り合いより次の関係が成り立 つ.

$$F_{enforce\_rod} = F_{arm} \tag{4.9}$$

また、トングレールが右へと移動している間は右の連結板を転てつ棒が右に押し、左の連結板にあいた穴を転てつ棒に取り付けられたボルトが右に引っ張るものと考えられる.これらの力を  $F_{sw_rod}^{R}$ ,  $F_{sw_bolt}^{L}$ とし、左右の転てつ棒と腕金具を一体と見なすと、これらの力の釣り合いは次のように表せる.

$$F_{\rm sw_rod}^{\rm R} + F_{\rm sw_bolt}^{\rm L} = F_{arm}$$
(4.10)

また,左右の肘金はフロントロッドから力を受けており,右の肘金がフロントロッドから 受ける右向きの力を *F*<sub>frontrod</sub> とする.これは球面軸受けの接触力に等しいと考えられ,よ って Fig. 4.13 より左の肘金がフロントロッドから受ける左向きの力も  $F_{\rm frontrod}$  に等しくなるものと考えられる.

右のトングレールが受ける力は、連結板に押される力、肘金に押される力、基本レールの 接触反力、床板の摩擦力、トングレール後端における分岐継目板から受ける接触反力および トングレール自身の弾性力が考えられる。連結板および肘金はトングレールと締結されて いるから、これらの力は転てつ棒が連結板を押す力およびフロントロッドが肘金を押す力 に等しいと考えられる。基本レールから受ける接触反力は左向きであるからこれを  $R_{\text{stock}}$ とし、床板の摩擦力を  $f_{\text{plate}}^{\text{R}}$ ,分岐継目板からの接触反力を右向きに  $R_{\text{heel}}^{\text{R}}$ ,弾性力を左向き に  $F_{\text{elast}}$  とすると、右のトングレールの力の釣り合いを次のように表せる。

$$F_{\rm sw_rod}^{\rm R} + F_{\rm frontrod} + R_{\rm heel}^{\rm R} = R_{\rm stock} + f_{\rm plate}^{\rm R} + F_{\rm elast}$$
(4.11)

また左のトングレールについては基本レールとの接触がないことに注意し、摩擦力と後端の間隔材からの接触反力を  $f_{\text{plate}}^{\text{L}}$  および  $R_{\text{heel}}^{\text{L}}$  として次のようになる.

$$F_{\rm sw \ bolt}^{\rm L} + R_{\rm heel}^{\rm L} = F_{\rm frontrod} + f_{\rm plate}^{\rm L}$$
(4.12)

これらのうち, (a) スイッチアジャスターロッドの右端部にかかる強制変位による反力  $F_{enforce\_rod}$ , (b) スイッチアジャスターロッドが腕金具から受ける力  $F_{arm}$ , (c) 転てつ棒が ボルトを通して左の連結板を引っ張る力  $F_{sw\_bolt}^{L}$ , (d) 転てつ棒が右の連結板を押す力  $F_{sw\_rod}^{R}$ , (e) 右のトングレールが基本レールから受ける接触反力  $R_{stock}$  および (f) フロント ロッドが右のトングレールを押す力  $F_{frontrod}$  について,標準モデルと,左右のナットを 0.3 mm ずつ近づけ押しつけ力を最も強めたケースと, 6 mm フロントロッドを張った 3 ケース の 0~5 秒における時刻歴を Fig. 4.27 に示す.



 $\bullet(F_{enforce\_rod})$ 

Fig. 4.26 Forces around the tongue rails, switch rod, switch adjuster rod and front rod.



(a) Reaction Force due to the enforced









(e) Reaction force from the right-side stock rail to the tongue rail due to contact,  $R_{\text{stock}}$ 



(b) Contact force from arm-type fitting to switch

adjuster rod,  $F_{arm}$ 



(d) Contact force from the switch rod to bracket attached to the right-side tongue rail,  $F_{sw rod}^{R}$ 



(f) Contact force from the right-side spherical bearing to the hinged lug attached to tongue rail,  $F_{\text{frontrod}}$ 

Fig. 4.27 Force histories of tongue rail, switch rod, switch adjuster rod and front rod in Y direction at the time of operating to right.

ナットを調整して密着力を強めると、Fig. 4.27(a)、(b)、(d)、(e)のグラフより、密着時に転 てつ棒が連結板・トングレールを押す力が上昇し、基本レールとトングレールの接触力が増 大していることが確認できる.ただし、トングレールが動いている間には差が見られない. 一方、フロントロッドを張った場合は、Fig. 4.27(d)を見ると転てつ棒がトングレールを押す 力が生じておらず、代わりに Fig. 4.27(f)よりフロントロッドを通して力を伝達しトングレー ルを転換させていることが考えられる.これはフロントロッドを張ることにより常時球面 軸受けにトングレールを外向きに押す力が生じ、左側のトングレールのつり合いを保つた めに転換動作前から連結板に内向きの力が生じるため(Fig. 4.27(c)参照)、転換時に右の連 結板と転てつ棒間の隙間が埋まる前に左の連結板とトングレールを通してフロントロッド に力が伝わり、フロントロッドが右のトングレールを動かすことになったものと考えられ る.このようにフロントロッドの張りにより、転換動作時の電気転てつ機からの力の伝達経 路が転てつ棒経由からフロントロッド経由に変わるため、動作時のフロントロッド接触面 圧が上昇し PV 積分値に大きく影響したと考えられる.

なお、ここまでフロントロッドを張る解析を実施してきたが、標準モデルからトングレー ルを4mm以上張ると、Fig. 4.28 のように強い先付き傾向の状態となり、先端から離れた位 置でトングレールと基本レールの間の隙間が整備基準(4 mm)を超えてしまうため、正し く整備された環境でこのような状況が発生するとは考えにくい.



Fig. 4.28 Deformation diagram of the case which have unacceptable gap by 10 mm extending of the front rod.

一方で, 胴付きの場合はフロントロッドを張ることによりトングレール先端の隙間を埋 めることができるため, 張る長さが長くなることが予想される. このため, B821 型フロン トロッドを用いた解析モデルの先端から約 1000 mm の位置でトングレールを内向きに 0.3 度曲げ, Fig.4.29 のように先端が標準モデルより約 8 mm 内側にくるような胴付き傾向のト ングレールのモデルを作成し、この場合のフロントロッド張りの影響を確認した. Fig. 4.30 に張った長さと PV 積分値の関係を示す.なお、Fig. 4.25 の B821 型フロントロッドのプロ ットと重ねて表示した.これを見ると胴付き傾向の場合でも標準モデルの場合とほぼ同一 のプロットをたどることから、PV 積分値はレール形状は関係なく、張った長さ、すなわち フロントロッドにかかる力の状態に影響を受けることが分かる.なお、胴付き傾向にレール を曲げた場合は、10 mm 張ってもトングレールと基本レール間の隙間が整備基準内に収ま るため、実際にこのような調整状態となっている分岐器が存在する可能性がある.



Fig. 4.29 Inwardly bent tongue rail (displacement scaled x6.7).



Fig. 4.30 Relationship between PV integral value and extension length of front rod.

## 4.6.2 フロントロッド張りと連結板ガタによる影響

これまでの検討により,密着力やレールの形状ではなく,フロントロッドの張りによって 転換動作時の力の伝達経路が変化し, PV 積分値に大きく影響することが分かった.力の伝 達経路のうち,連結板と転てつ棒の間には設計上隙間が存在するため,この隙間とフロント ロッドの張りを変化させさらに検討する.

再びB821型フロントロッドを用いたレール形状を変化させていないモデルをベースに解 析を実施する.まず,解析初期状態での連結板に空いた穴と,転てつ棒と一体となって動く ボルトの位置関係を3パターン用意した. Fig.4.31 のように, ボルトと穴のレール内側方向 の隙間を0mm, 0.5mm, 2.0mmとした. なお, 標準モデルでは隙間0.5mm であった. 隙 間の値は左右同じに設定する. この上で, フロントロッドの張りをを0mm から3mmの間 で0.1mm 単位で変化させ, 解析を実施した. なお, トングレール押しつけ力はほぼ影響し ないことが分かっているためナットの調整は省略した.

フロントロッドを張った長さと右の軸受けの PV 積分値の関係を Fig. 4.32 に示す. これは 以前に示した Fig. 4.25 や Fig. 4.30 と同じ関係を示した図であり, 張りの長さが 3 mm 以下 の部分を詳細に見たものに相当する



Fig. 4.31 Initial gap between switch rod bracket and connecting bolt.



Fig. 4.32 Relationship between PV integral value of right bearing and extension length of front rod considering the gap between bracket hall and bolt.

続いて、分岐器が右へと転換中トングレールが動いている間の、転てつ棒が右のトングレ ールを押すマクラギ方向右向きの力  $F_{sw.rod}^{R}$  およびフロントロッドが肘金に与えるマクラ ギ方向右向きの力  $F_{frontrod}$  と、フロントロッド張りの長さとの関係を Fig. 4.33 と Fig. 4.34 に示す. これは、Fig. 4.27(d) および (f) の破線で囲った箇所の値を縦軸に、張りの長さを 横軸にとったものである. なお、値はトングレールが動いている 1.5 秒から 2.0 秒までの間 の時間平均としている.





Fig. 4.34 Relationship between the force that the right spherical bearing pushes the tongue rail in the time operating to right and extension length of front rod.

最後に、フロントロッドを張るのに必要な力と、張る長さの関係を Fig. 4.35 に示す.



Fig. 4.35 Relationship between the force required for the front rod extension and extension length.

Fig. 4.32 を見ると、連結板に隙間がある場合はフロントロッドを張る長さを増やすと一度 PV 積分値が減少し、その後これまでの傾向と同様に張りの長さに応じて PV 積分値が増大 する様子が読み取れる.また、隙間がないものは PV 積分値は減少することなく増加する. このことについて、Fig. 4.34 を見ると、転換中の *F*frontrod が0になる張りの長さで PV 積分 値の増減が切り替わっていることから、連結板とボルトの隙間が大きいとその分転換動作 中の2本のトングレールの間隔が広くなるため、張りが短い場合に球面軸受けの接触面圧 が大きくなったことが原因と考えられる.ある程度張ると、連結板の隙間を加えた左右のト ングレールの間隔とフロントロッドの軸受けの間隔が一致し、転換中の軸受け接触面圧が0 になるため PV 積分値が一度減少したと説明できる.この増減が切り替わる張りの長さは、 初期状態での連結板の穴とボルトの隙間に概ね一致していると考えられる.

次に、Fig. 4.33 と Fig. 4.34 を見ると、フロントロッドの張りにより、トングレールを押す 力は転てつ棒が受け持っていた分  $F_{swrod}^{R}$  がフロントロッド  $F_{frontrod}$  に移動し、やがて全て の転換力をフロントロッドが受け持つようになることが分かる.全ての転換力をフロント ロッドが受け持つようになるまでの距離は連結板のボルトの初期隙間と関係があるように 見え、隙間がない場合は 1.5 mm 張ったとき、0.5 mm の隙間があった場合には 1.7 mm 張っ たとき、隙間が 2.0 mm あった場合は 3 mm 張ったときに  $F_{swrod}^{R}$  が 0 になる.また、Fig. 4.34 でトングレール転換力の全てをフロントロッドが受け持つようになった後もフロントロッ ドを張ると  $F_{frontrod}$  が増加するのは、張りによるレールの弾性変形分の力が増大し続ける ためと考えられる.

Fig. 4.35 に着目すると、フロントロッドを張る長さが長くなるとその分張るのに必要な力 も増大する. トングレールが左右どちらにも密着していない状態で張っているため, これは トングレールの弾性変形に要する力である.そして,張りが一定以上になると必要となる力 が急増することが読み取れる.連結板の穴とボルトの隙間が小さい方が急増するまでの張 る長さが短いことから、このとき連結板と転てつ棒がトングレール先端の広がりを妨げて いるものと考えられる. すなわち Fig.4.36 のように, 張りによってトングレールが広がり, 連結板の穴の内側のボルトが常に接触した状態となるためトングレールが内向きの力を受 けるようになっているものと考えられる. Fig. 4.35 にバツ印のプロットで示した, 連結板の 穴とボルト間に隙間がないモデルの場合, 1.5 mm フロントロッドを張ったときにこの状態 となったものと思われる. 1.5 mm までの間は, 球面軸受けのガタや連結板の回転などによ りより安定な状態へ移動できていたものと考えられる.しかし 1.5 mm で最安定な状態とな ったため、これ以上フロントロッドを張ってトングレールの間隔が広がろうとすると転て つ棒もしくは連結板の弾性変形を伴うしかなくなったために力が急上昇したと考えられる (解析ではボルトと連結板穴の接触反力に反映される). この状態になると、転換時に転て つ棒が右に動くと引っ張られる左の連結板・トングレールが先に動き, 一体となって動くフ ロントロッドが右のトングレールを押す(このとき右の連結板は穴とボルト間のガタがあ るため転てつ棒から力を受けられない). よってフロントロッドが全転換力を持つようにな

ると説明できる.しかし,連結板の穴とボルトの隙間が 0.5 mm あいたモデルでは,フロン トロッド張りに要する力が急増する張りの長さ (2.5 mm)と連結板がうけ持つ転換力が 0 に なる張りの長さ (1.7 mm) が一致しない.連結板穴とボルトの隙間が 2.0 mm のモデルにつ いても,張るための力が急増するのは 6.3 mm 張ったときでやはり一致しない.様々なデー タを検討したが,転換時に電気転てつ機の力を全てフロントロッドが伝えるようになるよ うな不健全な状態になる張りの長さを特定することはできなかった.

ただ,前述の張り長さは特定できなくても,初期の連結板の穴とボルトの隙間より張りが 大きければ Fig. 4.32 より転換動作による球面軸受けの PV 積分値は大きくなり続けるため, 連結板ボルトの設置時の隙間が張る長さの限界の参考になるものと考えられる.例えば張 らない状態と同程度までの摩耗を許容するとすれば,連結板とボルトの隙間の 1.5 倍までに 張りをおさめる必要がある.



Fig. 4.36 Conceptual diagram of forces in case the extending force get larger.

ここで、後の検討のために、転換が完了し、トングレールが基本レールに密着した状態に おける、右側球面軸受けがトングレールに与えるマクラギ方向右向きの力と張りの長さの 関係を Fig. 4.37 に示す.密着した状態では、フロントロッドの張りと軸受けにかかる力は 線形関係にあり、また連結板の穴とボルトの隙間が大きければ密着時の力がほぼ 0 になる ことが分かる.隙間が大きければ、右のトングレールが基本レールと接触後も隙間の分だけ 転てつ棒を押し込むことができるためと考えられる.



Fig. 4.37 Relationship between the force of right spherical bearing at the time of the switch switched to right and extension length of front rod.

### 4.6.3 密着調整状態の影響のまとめ

本節で検討した内容をまとめる.

本節ではまずトングレールの調整状態として,スイッチアジャスターのナット調整によるトングレールを押しつける力の強さの影響と,フロントロッドを張った場合の影響を検討し,フロントロッドの張りの長さが PV 積分値に大きく影響していることが分かった.これには連結板の穴と転てつ棒に取り付けられたボルトの位置関係にも関係しており,マクラギ方向の分岐器内寄りの隙間の分だけフロントロッドを張った際に PV 積分値は最小となる.それ以上張ると PV 積分値は張った長さに応じて増大する.この関係はトングレールの形状が先付き傾向でも胴付き傾向の場合でも同様だが,トングレール"接着"の整備基準の都合上,胴付きの場合の方がよりフロントロッドを張る長さを長くしうる.

# 4.7 クリアランスの影響

続いて、球面軸受けやジョーピンのクリアランスの影響を検討する.

B821型フロントロッドを用いたモデルについて、球面軸受け部分で接触計算用に設置し た球の半径を調節することにより、ハウジングとボール間の隙間を 30 μm から 100 μm の間 で変化させたケースを解析した.解析結果からこれまでと同様に PV 積分値を計算し、クリ アランスとの関係を Fig. 4.38 に示す.右のベアリングも左のベアリングも、クリアランス と PV 積分値の間には線形関係が見られる.に右のベアリングで記録された接触面圧を摺動 速度の時間履歴を、クリアランスが 30,50,100 μm のケースについて示す.これを見るとク リアランスと関係があるのは接触面圧であり、値の絶対値は異なるものの形状はほぼ完全 に一致している. これより, 接触面圧に差が出たのはヘルツの弾性接触を仮定した接触面圧 の計算式に球の半径が含まれるからであり, 転換動作自体は全く同じと考えられる. すなわ ちクリアランスが狭くなるとハウジングとボールの直径が近くなるため, 弾性接触の面積 が増大し面圧が低下した影響が計算されたものと考えられる. 式(4.3)および式(4.4)より, 接 触面圧はクリアランスの 2/3 乗に比例し, PV 積分値も同様の関係にあると仮定した場合の 理論線を Fig. 4.38 に破線で示している. 計算されたプロットとよく一致していることが確 認できる.



Fig. 4.38 Relationship between PV integral value and clearance of spherical bearings.



Fig. 4.39 Calculated contact pressure and sliding velocity of right spherical bearing.

同様にジョーピンを用いた B721 型フロントロッドについても確認する. ジョーピンと穴 の隙間を寸法公差を参考に 20 µm から 105 µm の間で 8 パターン変化させ解析を実施した. Fig. 4.40 にジョーピンの半径方向のクリアランスと PV 積分値の関係を左右のジョーピンそ れぞれについて示す. これを見ると,右のジョーピンは B821 型の球面軸受けと同様にクリ アランスが大きくなると PV 積分値も大きくなったが,左のジョーピンはその傾向が見られ ない. どちらのジョーピンもクリアランスの増加により計算される接触面圧が増加するこ とは確認できたが, PV 積分値との関係に差が生じた理由は特定できなかった. B721 型フロ ントロッドでは右と左で形状が若干異なっているためここに要因がある可能性があり,今 後フロントロッドを左右反転させた場合を解析するなどして検証することが望まれる.

続いて接続板およびスクリュージョーと肘金間の隙間について検証する. この部分は図 面上1 mm の隙間があるが,公差の範囲を考え 0.4 mm から 1.6 mm の間で隙間を変化させ た. このときジョーピンと穴のクリアランスは 20 µm とした. 隙間と PV 積分値の関係を Fig. 4.41 に示す. こちらは隙間が大きくなるにつれ, PV 積分値が大きくなる傾向が左右ど ちらのジョーピンについても確認できる. 隙間が大きくなることにより,接続板,スクリュ ージョーおよび肘金とジョーピンの相対角度が大きくなりやすくなり,接触面圧が上昇す ることが原因と考えられる. ただしここでも左のジョーピンの方がより PV 積分値が大きく なっており,左右差が見受けられる.



Fig. 4.40 Relationship between PV integral value and radial clearance of jawpins.



Fig. 4.41 Relationship between PV integral value and gap which between connecting plates or screw jaws and hinged lug.

# 4.8 列車通過時衝撃振動の影響との比較

ここまで列車通過と関係のない転換動作による球面軸受けやジョーピンの摩耗の影響を マルチボディダイナミクス解析の結果をもとに評価してきた.ここでは先行研究で検討さ れてきた列車通過時の衝撃振動による摩耗の影響と比較する.

島本は、ダブルスリップスイッチについて、列車通過時にトングレール後端で発生する衝 撃振動を有限要素解析で再現し、ジョーピンの摩耗を解析から明らかにした[21]. これによ ると、再現を行うための振動測定を行った分岐器に関しては、列車の車輪通過による1衝撃 当たりの左ジョーピンのY方向位置のPV積分値を、接続板(上)との接触位置で 6.59 N/mm、 肘金との接触位置で 12.55 N/mm、接続板(下)との接触位置で 4.95 N/mm と算出している. また、著者は 3.4.1 項のように、前述の手法と発生する衝撃の大きさ予測モデルを組み合わ せることで、分岐器の使用状況を加味して衝撃振動による摩耗量計算を実施した[10]. この 衝撃振動による影響予測式と本章で検討してきた転換動作の影響を考慮し、B721型フロン トロッドが使用されるケースについて、いくつかの列車通過パターンを仮定した上で転換 動作の影響を考察する.なお、先行研究での衝撃振動による予測の対象はダブルスリップス イッチであり本研究で対象とした普通分岐器とはフロントロッドの形状が異なるが、ここ では同一の式で予測可能なものと仮定する.

#### 4.8.1 列車通過が高速の場合

5 両編成の列車が主たる進路を時速 85 km/h で1日15本,主たる進路ではない進路を時 速 30 km/h で1日30本列車が背向通過すると仮定したときの1年間使用時のジョーピンと 肘金が接触する箇所の予測摩耗量を,転換動作を考慮しない場合,1日15往復の転換動作 を仮定した場合,さらに2mmフロントロッドを張った場合について Table 4.7 にまとめる. 式(3.1)によると,時速 85 km/h の列車通過により生じる PV 積分値は予測式より 5.9 N/mm と計算され,これは Table 4.6 の転換動作による PV 積分値 11.7 N/mm より小さい.しかし 衝撃振動は (列車本数) × (車軸数) × (車両数) で計算されるため,転換動作よりも回数 が大きく,列車通過の影響の方が支配的に計算された.

#### 4.8.2 列車通過が低速かつ高頻度の場合

次に折り返し駅のような条件を考え,5両編成の列車が主たる進路で時速25km/hで進入後,同じ分岐器を主たる進路ではない進路に時速25km/hで進出するケースを考える.この場合,列車の本数だけ転換動作も生じることとなり,1日140本の列車を仮定すると,1年
Table 4.7 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug assuming the switch passed by train at high speed [µm].

Iownin installed side	Vahiala impact only	Vehicle impact + Switching operation		
Jawpin installed side	venicle impact only	pact only $\frac{\text{Vehicle impact + Switching operation}}{\text{standard state} (2 \text{ mm extension front response})}$ .7 31.0 (36.8)	(2 mm extension front rod)	
Normal position	28.7	31.0	(36.8)	
Reverse position	21.4	23.7	(29.6)	

Table 4.8 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug assuming the train passing at low speed and the count of switch operation is same with number of trains [μm].

Iournin installed side	Vahiala immost ank	Vehicle impact + Switching operation		
Jawpin installed side	venicle impact only	standard state (2 mm extension from		
Normal position	40.6	62.5	(116.4)	
Reverse position	25.1	47.1	(100.9)	

間使用時の摩耗量を Table 4.8 のようにまとめる.列車が低速な分,衝撃振動による摩耗の 影響が小さくなり,特にフロントロッドを張った場合は転換動作による摩耗の影響の方が 大きいことが読み取れる.

#### 4.8.3 U駅の使用状況を仮定した場合

U 駅の列車通過状況をもとに,転換動作の影響を考慮して再度摩耗予測を行った結果を Table 4.9 に示す.なお,U駅の転換動作の実施状況に関するデータがなかったため,ここで は1日に10回の転換動作があるものと仮定した.この分岐器を通過する列車はそもそも数 が少なく,また通過できない構造の駅のため速度も低い.よって転換動作の影響が摩耗の計 算結果に大きく影響する.

しかし,実測結果と比較すると依然として誤差が残る.これは計測の誤差などの影響に加 え,実測実施時に密着調整状態を確認していないため,この考慮が不十分であることが考え られる.今後摩耗量を実測する際には先端開口力のみならず,フロントロッドにかかる軸力 とも照らし合わせながら検討することが必要と考えられる.また接続板やスクリュージョ ーとの接続位置は列車通過の考慮時点で予測が実測を上回っていることから,予測に使用 している比摩耗量の値の妥当性について再検討が必要であると考えられる.

and its measured wear [µm].					
Iourin nome	Vahiala immaat anku	Vehicle impact +	N. (		
Jawpin name	venicle impact only	standard state		wieasurement	
U sta. A1	7.0	8.6	(12.4)	6	
U sta. A2	3.5	5.1	(8.9)	40	
U sta. B1	1.0	2.6	(6.5)	2	
U sta. B2	1.2	2.8	(6.6)	34	

Table 4.9 Calculated wear of jawpin contact with hinged lug applying the situation of U station and its measured wear [um].

# 第5章 転換動作による転労への影響

#### 5.1 緒言

この章では,前章のマルチボディダイナミクス解析から得られた肘金が受ける力を入力 とし有限要素解析を実施することで,肘金に生じる応力を求め,転換動作が肘金の疲労に与 える影響を評価する.

#### 5.2 解析モデル

先行研究においては、分岐器ポイント部全体をモデリングし、トングレールの後端で発生 した衝撃が肘金に与える影響を動的陽解法による有限要素解析を用いて評価した[8][9]. 一 方、転換動作は衝撃に比べ現象時間が非常に長く、そのままのモデルでは計算に非常に時間 がかかる.また、転換動作は動作が比較的ゆっくりしており大部分が準静的と捉えられる. このため、モデリング範囲を着目する肘金周辺に限定することで計算負荷を減らし、かつ陰 解法による解析を用いることでタイムステップを大きくとり計算の効率化を図る.なお、肘 金の疲労評価は B821 型のフロントロッドについて行う.

#### 5.2.1 モデリング

モデルの概要を Fig. 5.1 に示す. 前述の通り分岐器全体ではなく, 肘金に着目したモデル で, 4.5.2.1 項で確認した通り右と左の球面軸受けにかかる力はほぼ対称となっていること から, 左の肘金のみに注目する. また, 肘金周辺の部分のみで実際の動作を再現することは 困難なため, トングレールを模した板の底面を固定し, マルチボディダイナミクスで得られ た肘金にかかる力(球面軸受けに生じる力)を入力することで転換動作中の肘金の状態を再 現する.

肘金は 2.2.2.5 項で説明したとおりトングレールとボルトで締結される. この状態を再現 するため、ボルト頭を模したリベット形状のソリッド要素を作成し、トングレールを模した 板−肘金−歯金をはさんだ両端に配置しこの間に軸力を生じさせた. 軸力は締め付けトル クおよび先行研究[8]を参考に 62500 N とした. また、板と肘金、肘金と歯金、歯金とボル ト、ボルトと肘金の間にそれぞれペナルティ法による接触を定義した.

また,予備的な解析により肘金のボルト用長穴の先端側に応力が集中することが分かったため,この周辺のメッシュを1辺0.8 mm 程度まで細かくした.



Fig. 5.1 Overview of stress analysis model.

#### 5.2.2 荷重条件

Fig. 5.1 に示す荷重点に、マルチボディダイナミクスで計算された転換動作時の軸受け接触力を入力する. この荷重点は軸受けが取り付けられる位置に存在する節点で、肘金の円柱状部分の上下左右それぞれ 25 節点ずつに荷重を与える. これは、肘金とベアリングの球は本来接触するため節点を引っ張るような荷重を与えないためで、例えば上面に位置する荷重節点には Z 軸負の方向の力のみを負荷し、下面に位置する節点には逆に Z 軸方向正の力のみを与える. またこれら全 100 節点に X 軸方向の力を与える.

入力荷重のもととなるマルチボディダイナミクス解析は、標準モデルのものと、4.6 項で 検討したナットを調整して密着力を強くしたモデル、および胴付き傾向にしてフロントロ ッドを 6 mm 張ったモデルの 3 通りとした.また、計算時間短縮のため、右に転換し左に転 換後、ロック解除動作までの 11.5 秒の間を解析対象とし、さらに密着状態における定常な 時間を省略した 8.5 秒間を解析した.

入力する荷重曲線を Fig. 5.2 に示す.



Fig. 5.2 Time histories of forces of the front rod, calculated by MBD.

#### 5.2.3 解析条件

これまでに説明した解析モデルと荷重を用いて肘金の応力解析を行う.使用した材料の 特性を Table 5.1 に,その他解析条件を Table 5.2 にまとめる.なお,ビーム要素はボルトを 再現するリベット形状物体に軸力を発生させるために用いており,設定上 1 軸のばねのよ うな働きをする.このばねには変位にかかわらず 62500N の負の方向の力が生じるような設 定をしており,これによりリベット物体の中心間に常時 62500 N の引っ張り力が負荷され ている.

Material name	Steel
Used at	All solid elements
Material type	Isotropic elastic
Mass density [ton/mm <sup>3</sup> ]	$7.86 \times 10^{-9}$
Young's modulus [MPa]	$2.05 \times 10^{5}$
Poisson's ratio	0.3

Table 5.1 Material characteristics of FE model to calculate the stress of hinged lug.

Tabla 5.2	Conditions	of analysis	to calculate the	stress of hinged lu	ıσ
Table 3.2	Conultions	UI allalysis	to calculate the	stress of mingeu iu	ıg.

Software	Ansys LS-DYNA R11.1		
Analytical method	Implicit analysis		
	2nd order solid (for hinged lug)		
Element type	1st order solid (for other parts)		
	Beam (used as spring)		
Unit	[mm][ton][s][MPa]		
Number of nodes	241275		
Number of elements	66310		
Time step	0.01 s		

#### 5.3 解析結果

#### 5.3.1 標準モデル荷重入力時の応力分布

標準モデルの入力荷重を用いた解析結果について,有限要素解析により計算された第一 主応力のコンターと先端側の長穴周辺の主応力線図を Fig. 5.3 に示す. 概ね Y 方向の入力荷 重に沿って応力状態が変動し,特に転換を開始する際に起こるロック解除を模した動作時 に,先端側長穴の上下の端部に応力が集中している様子が確認できる. この点から斜め前方 にかけて強い引っ張りのかかる領域があり,これは過去に営業線内で肘金の破断が生じた 位置とよく一致する[14].

また非密着状態やトングレールの移動中は応力が下がり,分岐器の転換に伴い片振りの応 力振動が生じているものと考えられる.



Fig. 5.3 Maximum principal stress of hinged lug caused by switching operation.

#### 5.3.2 等価応力振幅

Fig. 5.3 で高い第一主応力が観測された,先端側長穴の上端に位置する要素(Fig. 5.4 も参照)に着目し,各解析ケースで計算された第一主応力の時刻歴をFig. 5.5 に示す(肘金を6

mm 張るモデルは、右への転換動作終了後、左への移動中で計算が収束しなくなるため途中 までとなっている). いずれのケースも Fig. 5.2 の Y 方向プラス向きの入力荷重と同等の形 状をしている.フロントロッドにかかる力と分岐器調整状態の関係は 4.6 項で考察したが、 ナットの調整ではトングレールの押しつけ力が強くなってもフロントロッドにかかる力に は影響が小さく、フロントロッドを張るとトングレールを移動させる力もフロントロッド が持つようになり、非常に大きな力がかかる. このため、標準モデルとナットを調整したモ デルはトングレールを密着させたときに応力が生じるというよく似た応力履歴をたどって おり、張ったモデルは密着時のみならずトングレールの移動中も大きな応力がかかり、密着 によってさらに強い引っ張りが生じる. 密着状態では静荷重がかかる状態で、力の成分につ いても Y 軸方向が支配的であることから、荷重と応力は線形関係にある結果となっている. Y 軸正の向きの力の大きさを  $F_{\rm frontrod}^{\rm Y}$  [N]、第一主応力を  $\sigma_1$  [MPa] とすると、これらの関 係は解析結果より次の式のように求められる.

#### $\sigma_1 = 0.0381 F_{\text{frontrod}}^{\text{Y}} \tag{5.1}$

ここで,フロントロッドの張りの長さと肘金にかかる Y 軸方向の力 F<sup>Y</sup><sub>frontrod</sub>の関係について, Fig. 4.37 より連結板の穴とボルトの初期位置関係によらず常に線形関係にあるから,張った長さの分だけロック解錠動作時に生じる最大応力が線形に増加する.



Fig. 5.4 Maximum principal stress evaluation elements.



Fig. 5.5 Time history of maximum principal stress of the element at upper edge of slot hole.

この解析結果をもとに、修正グッドマン線図の考え方を用いた修正等価応力振幅を Table 5.3 のように求めた. なお、B821型フロントロッドの肘金の素材は S25C であり、降伏応力  $\sigma_v = 265$  [MPa],引っ張り強さ  $\sigma_u = 440$  [MPa] とした.

Analysis case	Original model	Nut fixed model	Front rod extended
Mean stress σ <sub>m</sub> [MPa]	30.27	41.24	156.47
Stress amplitude $\sigma_a$ [MPa]	30.00	41.29	117.63
Modified stress amplitude $\sigma_{eq}$ [MPa]	32.21	45.56	182.55

Table 5.3 Modified equivalent stress amplitude caused by switching operation.

Table 5.3 を見ると、標準モデルとナットを調整してトングレールの押しつけ力を強めた モデルでは、修正等価応力振幅は 50 MPa にも満たない. 肘金の素材である S25C の疲労限 は 145~255 MPa 程度とされ[27]、これを大幅に下回るため疲労への影響は十分に無視でき るといえる. 一方、フロントロッドを 6 mm 張ったケースでは疲労限に近い値となってお り、転換動作を繰り返すことにより高サイクル疲労による破壊が生じると考えられる. しか しこの応力による破壊までのサイクルは、S25C の SN 線図とその外装線[11]より 3.6×10<sup>6</sup> 往復の転換動作と計算され、これに至るには 1 日に 100 往復の転換動作を 99 年継続する必 要があるため,現実的に転換動作のみではフロントロッドを 6mm 張った条件でも疲労破壊 が生じることはないと考えられる.

ただし,実際はトングレールを基本レールに押しつけた状態,すなわち肘金にかかる応力 が最大に近い状態で列車が通過する.列車通過時に肘金に大きな応力振動が生じるのは先 行研究や実測により明らかとなっており[8][9][14],転換完了時の応力が列車通過時の応力 振動において平均応力となり,トングレールの調整状態によっては列車通過により生じる 肘金の疲労に影響することが考えられる.

冨田はダブルスリップスイッチに関して,列車の通過条件などをもとに肘金に生じる等価応力振幅を予測するモデル式を提案した[11].本研究で対象とした普通分岐器とは肘金の形状などが異なるが,普通分岐器も前述の予測モデルのうち比較的形状の近しい直線的進路の場合のモデルに従うと仮定し,かつ列車通過時の振動状態にフロントロッド張りが与える影響を考慮しない仮定の下,列車が時速 30 km/h および 85 km/h で通過する場合の,フロントロッドを張っていない場合,2 mm,4 mm,6 mm 張った場合の修正等価応力振幅とそれによる破断サイクル数を Table 5.4 にまとめる.これを見ると,フロントロッドの張りが修正等価応力振幅に大きく作用し,特に列車の通過速度が大きく発生する衝撃が大きい条件下では疲労破壊が生じるまでのサイクル数を大幅に減少させていることが分かる.10両編成の列車が1日に 85 km/h で 100 本通過すると仮定すると,各フロントロッドを張りの長さの場合の寿命は 1143 年,567 年,126 年,7.4 年であり,張りによって計算される寿命が非常に短くなると考えられる.

また密着時の第一主応力については, Fig. 4.37 と式(5.1)より張りの長さに応じて線形に増 大し続けるから,第4章の摩耗の影響と異なり張った長さだけ一様に寿命が短くなる.

Extension of	Mean stress	Modified equivalent stress amplitude				
	$\sigma_{\rm m}~[{ m MPa}]$	train passage 30 km/h		train passage 85 km/h		
	$(=\sigma_1 \text{ in eq.5.1})$	$\sigma_{eq}^{v=30} \ [MPa]$	(failure cycles)	$\sigma_{eq}^{v=85}$ [MPa]	(failure cycles)	
0 mm	41.6	30.6	$2.0 \times 10^{10}$	70.3	$2.1 \times 10^{9}$	
2 mm	117.2	37.7	$1.3 \times 10^{10}$	86.7	$8.3 \times 10^{8}$	
4 mm	192.9	49.3	$6.9 \times 10^{9}$	113.3	$1.8 \times 10^{8}$	
6 mm	268.5	71.0	$2.0 \times 10^{9}$	163.3	$1.1 \times 10^{7}$	

 Table 5.4 Modified stress amplitude and cycles before fatigue failure due to impact vibration caused by train passing considering the extension of front rod.

# 第6章 結論

#### 6.1 結論

本研究では鉄道分岐器の転換動作に着目し、フロントロッドに用いられる球面軸受けお よびジョーピンの摩耗への影響をマルチボディダイナミクス解析を用いて明らかにした. B821型フロントロッドではロッド両端に位置する2つの球面軸受けは左右どちらに転換す る場合も同程度の PV 積分値が生じ、B721型フロントロッドではジョーピンやロッドの傾 きの影響で、肘金の穴の上部と接する位置で特に PV 積分値が大きくなる傾向があることが 分かった. PV 積分値の増加の大部分トングレールが移動している最中に生じるため、移動 中に球面軸受けやジョーピンにかかる力が大きくなるとより摩耗が進展する.このため、PV 積分値はトングレールの押しつけ力ではなく、軸受けやジョーピンの接触力に直接影響す るフロントロッドの張った長さと関連が強い.特に、張りを大きくしすぎると移動させる力 全てをフロントロッドが持つようになるため一層 PV 積分値が増大する.また適切に整備さ れた状態の分岐器において1 往復分の転換動作による PV 積分値は先行研究で導出された 列車通過時の衝撃振動により引き起こされる PV 積分値と同程度であるため、列車が高速で 多数通過する分岐器であれば転換動作による影響はほぼ無視できるが、列車の通過数が少 ない箇所や低速でしか通過しない箇所では列車の衝撃の影響が小さくなるため、転換動作 による摩耗が支配的となる可能性がある.

また、マルチボディダイナミクス解析の結果導かれた肘金にかかる力を入力として有限 要素解析を実施することで、肘金の疲労評価を実施した.正しく整備された状態では転換動 作による疲労は無視できると考えられるが、フロントロッドを張ると張った長さと線形に 応力が上昇し、6 mm 程度張ると疲労限を超える可能性がある.通常6 mm 張るとトングレ ールの接着の整備基準を満たさないが、胴付き傾向のトングレールではこのように過度に 張った状態があり得る.また張った長さだけ転換完了時点での応力が増加するため、列車通 過による応力振動の平均応力を引き上げることにもつながり、フロントロッドの寿命を大 幅に縮めることになると考えられる. 連結板と転てつ棒の位置関係について,連結板およびトングレールが転てつ棒に対して 許容されるガタの内寄りに設置されると,転換動作中に引っ張られる側のトングレールが 動き出すのが遅れトングレールの間隔が広くなるため,フロントロッドにかかる力が増大 し球面軸受けやジョーピンの摩耗が進展しやすくなる.一方で,内寄りに設置すると転換動 作終了後のどちらかの基本レールに密着した状態において,フロントロッドが肘金に及ぼ す力が小さくなるため,肘金長穴の端部に生じる引っ張り応力を低く抑えることができ疲 労にとっては安全側に作用すると考えられる.

#### 6.2 今後の展望

本研究においては分岐器の転換時の状態をマルチボディダイナミクス解析によって明ら かにしたが、この解析の正しさを確認することが課題となる.動作かんの軸力を実測で得ら れたデータと照らし合わせ、大まかな挙動は正しいものと考えられるが、それ以外のデータ に乏しく十分な妥当性が得られていない可能性がある.例えばフロントロッドの軸力など 計測しやすい指標を照らし合わせることで、モデルの信用性を高める必要がある.

また、軸受けおよびジョーピンの摩耗と肘金の疲労いずれもフロントロッドにかかる軸 力が非常に大きく影響していることが分かったが、これをどのように管理するかを検討す る必要がある.現在の管理指標である動作かんの押しつけ力(密着力)ではフロントロッド 軸力を十分に評価できない可能性があることに言及したが、実際の転てつ装置調整現場に おいて一般的な測定手法である先端開口力(密着度)との対応が未解明である.こちらも信 頼性を高めたマルチボディダイナミクス解析を用いて、様々なレール形状の場合での関係 を調査することが望ましいと考えられる.またフロントロッドにかかる軸力と、列車通過に より引き起こされる摩耗や肘金の疲労との対応が未解明である部分があるためこれを明ら かにすることが望まれる.

その上で、フロントロッドを張る際のトルク制限や転換時連結板作用力など、フロントロッドにかかる力と強く関連する指標を基準とする新たな整備基準を設けることにより、長期にわたり安全な分岐器を維持できるようになることが期待される.

# Appendix:A 傾きを考慮した 円筒の接触面圧

#### A.1 緒言

ジョーピンの接触箇所は円筒同士の接触であるが,ジョーピンが傾くことにより穴の上 下端の角が当たり,接触面圧が上昇することが考えられる.本章では有限要素解析を用いて 円筒と丸穴の接触解析を実施し,円筒の傾きと穴の角での接触面圧との関係について考察 する.同時に,穴と軸の半径差の影響を考慮し,ヘルツの弾性接触理論を補正する関係式を 導く.

#### A.2 解析モデル

解析モデルの概要を Fig. A.1 に示す. 解析は円形の穴の空いた円盤に円筒を押しつけるもので,それぞれの中心位置で Y 軸に垂直な平面でカットした 1/2 モデルとした. この状態で円盤の外周を固定し,円筒に Y 軸方向 2000 N の静荷重を負荷して円盤の穴と接触させた. このときの接触部の接触面圧の最大値を評価する.

傾きと接触面圧の関係を明らかにするため、円筒を X 軸周りに 0 から 1 度の範囲で傾け た状態で解析を実施した.なお、押しつけにより傾きが修正されないように、円筒の上下端 面の Z 座標を固定した.また、穴と軸の半径差により接触面積が異なり、面圧に影響するこ とが考えられたため、穴の半径を 11.1 mm、11.01mm、11.001mm の 3 種類用意した.なお、 軸の半径は 11 mm で一定とした.

解析に用いた物性を Table A.1 に,諸条件を Table A.2 に示す.



Fig. A.1 Overview of FE model of tilted cylinder contact model.

Material name	Steel
Used at	All parts
Material type	Isotropic elastic
Mass density [ton/mm <sup>3</sup> ]	$7.86 \times 10^{-9}$
Young's modulus [MPa]	$2.05 \times 10^{5}$
Poisson's ratio	0.3

 Table A.2 Conditions of analysis of tilted cylinder contact model.

Software	Ansys LS-DYNA R11.1
Analytical method	Implicit analysis
Element type	1st order solid
Unit	[mm][ton][s][MPa]
Number of nodes	119505
Number of elements	111096

## A.3 解析結果

穴と円筒の接触により生じた面圧のコンター図を Fig. A.2 に示す. この図は左から穴の半 径が 11.001 mm, 11.01 mm, 11.1 mm の結果となっており, 上段が傾きがない場合, 下段が 傾き 0.4 度(ただし穴の半径 11.001 mm の場合の左下の図のみ傾き 0.1 度)の場合である. 円筒を傾けた場合は高さ方向の接触領域が 1 メッシュのみであり正しく面圧計算が行えな い可能性があったため、メッシュを圧縮して再解析した結果を示している.また、上段と下 段でコンターの色分けが異なっていることに注意を要する.

傾きがない場合,上端から下端まで砂時計のような形状で接触している様子が確認でき, 穴と円筒の半径差が小さいほど接触面積が大きく,そのため接触面圧が小さくなっている ことが確認できる.傾きがある場合,上端のエッジ付近のみで線状に接触している様子が分 かる.この接触域の長さも,半径差が小さいほど長く,面圧に差が出ている.



Fig. A.2 Contour of contact surface pressure of hole – cylinder contact with tilt.

傾きと上端中央位置の要素に生じた接触面圧との関係を Fig. A.3 に示す. 傾きが小さい範 囲では面圧はほぼ線形関係にあるが, 傾きの増大につれて面圧の上昇が緩やかになる傾向 が読み取れる. この挙動について力学的に説明をすることは容易ではないと考えられるた め,本研究では傾きと接触面圧の関係を導くことを優先する.

続いてヘルツの弾性接触との関係について確認する. Fig. A.4 に解析により得られた接触 面圧を,傾き0度の場合のヘルツ接触に基づく理論により計算される接触面圧で除した値 と傾きおよび半径差の関係を示す.まず傾きがない場合,すなわち図の切片の値について確 認すると,穴の半径が小さい方がヘルツの接触理論よりも有限要素解析による接触面圧の 方が高く計算されていることが分かる.これは,ヘルツの接触理論が十分に接触領域が小さ いことを仮定しているためであり, Fig. A.2 より明らかなように半径差が小さければ接触領 域が大きくなるためこの仮定が崩れたためと考えられる.また,半径差によって傾きと接触 面圧の上昇の仕方にも差があることが分かる.これより,フィッティングの指針として,ま ず傾きがない状態で穴と円筒の半径差によるヘルツの接触理論との誤差を補正し,その上 で傾きによる影響を考慮した関係を導くこととした.

穴と円筒の半径差が大きければ接触面積が小さくなり、ヘルツ接触の理論に沿った接触 面圧となると考えられる. すなわち半径差無限大の時には Fig.A.4 の切片は1 になると仮定 できる.よって,穴と円筒の半径差が小さくなることにより接触面圧がヘルツの接触理論の 何倍になるかを,次の式によって表現する.

$$c_0 = \frac{0.2497}{(R_1 - R_2)^{0.33}} + 1 \tag{A.1}$$

傾きがない場合に上式でスケールされるとした上で, Fig. A.4 に沿うように傾きとの関係 を導く. ここではプロットより, Fig. A.4 の Y 値が傾きの平方根に関係すると仮定し, かつ 切片が式(A.1)になるように調整することで, Fig. A.4 を次の式(A.2)によって説明することと した.

$$\frac{P_{\text{fem}}}{P_{\text{Heltz}}} = \frac{4.918}{(R_1 - R_2)^{0.35}} \sqrt{\Phi + \left(\frac{c_0}{\frac{4.918}{(R_1 - R_2)^{0.35}}}\right)^2}$$
(A.2)

両辺にヘルツ接触の理論に基づく接触面圧をかけることで,傾きと半径差を考慮した接触面圧を計算することができる.抗して計算された結果を Fig.A.3 に点線として重ねて表示している.



Fig. A.3 The relationship between tilt and contact surface pressure and its prediction line.

89



Fig. A.4 The relationship between tilt and the value of FEM calculated contact pressure divided by Heltzian theoretical pressure.

# Appendix:B 球面軸受けの摩耗に関

して影響を調査したその他の事項

#### B.1 緒言

ここでは第4章の転換動作によるフロントロッドの球面軸受けやジョーピンの摩耗の 影響評価において,4.6項や4.7項で検討した分岐器の設置状態以外にも影響を検討した設 置条件について簡単に記す.

#### B.2 マクラギの沈み込みの影響

過去の列車通過時振動波形測定において,列車の車輪がトングレールに乗った際に,重み でレールごと沈み込むような挙動が観察された[18].レールが設置されるマクラギ等の影響 を考慮すべく,B821型フロントロッドを使用する分岐器モデルを用いて,トングレールを 支える床板の一部を沈み込ませた場合を検討した.Fig.B.1は,トングレール先端に位置す る3本のマクラギを10 mm 沈ませたモデルの右側面図であり,この部分は床板とトングレ ールの接触定義は残すものの,レールが鉛直方向に弾性変形しなければ接触しないため,ト ングレールが浮いたような状態となる.このような設定を,先端3本,その後ろの4本,後 端部付近の4本を単位として,1 mm,2 mm,5 mm,10 mm 沈ませ解析を実施した.

解析結果より計算された PV 積分値のうち右の球面軸受けの値と, マクラギ沈下量の関係 を Fig. B.2 にまとめる. マクラギを 2 mm 以上沈ませた解析のプロットに変化が見られない ため, マクラギが 2 mm ほど沈むとトングレールの自重等によるたわみではマクラギと接触 することはなくなるものと考えられる. また, 先端 3 本を沈ませたケースと後端 3 本を沈 ませたケースでは, PV 積分値が増大する傾向が見られる. トングレールが浮いた状態だと 力を受けたときの挙動が不安定となることが考えられるが, 先端には連結板やフロントロ ッドが取り付けられているため, この影響を受け転換時の状態が不安定化したことが原因 と考えられる. 実際, 先端 3 本を沈ませたケースではフロントロッドが Y 軸周りに微小に 回転する挙動を示し, 通常の場合よりも摺動が大きくなったものと考えられる. 中央付近の マクラギを移動させた場合については, 他の部品との接続箇所などがないため, トングレー ルと床板との接触がなくても両端部側で支えることでさほど状態の変化が生じなかったも のと考えられる. 後端部のマクラギを移動させた場合に PV 積分値が増大する傾向にある理 由は明らかにできなかった. また, いずれのケースも PV 積分値の増加は 1.5 倍程度にとど まり, 影響としては軽微であると考えられる.



Fig. B.1 Right side view of three-sleepers-sunk model.



Fig. B.2 Relationship between PV integral value and sunk of sleepers.

## B.3 分岐器全体の左右方向の傾きの影響

分岐器は常に水平な場所に設置されるとは限らず,またバラストの調整状態によっては 水平な場所に合っても微妙に傾いて設置されることが考えられる.左右方向に傾いた場合, トングレールを転換させる力に差がある可能性があるため,分岐器そのものが X 軸周り, すなわちレール方向を軸に傾いたような場合を想定した解析を実施した.なお,モデルその ものを傾けるのではなく,設定している重力の方向を 左右に最大 10 度傾けて解析を実施 した.解析結果から PV 積分値を計算した値を Fig. B.3 に示す.これを見ると,プロットが 横一列に並んでおり,分岐器の傾きと球面軸受けの摩耗との間には関係がないと言える.



Fig. B.3 Relationship between PV integral value and tilt of switch around X-axis.

# Appendix:C MBD を用いた

# 列車通過時衝擊解析

#### C.1 緒言

ここでは、マルチボディダイナミクス解析を用いて列車通過時に発生する衝撃振動を模 した解析の実現に向け、取り組んだことをまとめる.なお、本解析は妥当な結果を得ること ができなかった.

### C.2 モデリング

まず先行研究での有限要素解析と同様に,全体モデルのトングレール後端に衝撃振動を 入力することを考えた.しかし 4.2 節で作成した,トングレールを 13 に分割し,それぞれ を弾性梁を仮定したフォースで接続したモデルでは,トングレール後端に与えた振動を十 分先端まで伝えることができなかった.詳細は省略するが,固定をしていないトングレール のみのモデルで,後端に衝撃振動を入力し肘金取付位置での加速度をマルチボディダイナ ミクス解析 (Adams)と有限要素解析 (LS-DYNA)で比較すると,Fig.C.1のようにマルチ ボディダイナミクス解析は全く振動が伝わっていない結果となった.特に高周波成分が全 く観測されていないようにみえ,分割したとはいえ1個1個のボディが大きく固有振動数 が低いため,高周波の振動が伝達できなかったものと考えられる.マルチボディでトングレ ール後端に衝撃を入力する手法が実施不可能と判断した.

このため、5.2 節の有限要素モデルと同じ考えで、球面軸受けやジョーピンの挙動に大き く影響すると考えられる肘金-フロントロッド-接続かんの部分のみを取りだしてモデリ ングし、肘金に直接振動を入力する手法を試みた.



Fig. C.1 Z-direction acceleration at hinged lug in the analysis which applying impact vibration to heel of tongue rail using MBD and FEM.

#### C.2.1 形状のモデリング

Fig. C.2 に作成したモデルの全体図を示す. これは, Fig. 4.1(b) のモデルから肘金よりフ ロントロッド側のボディを切り出したものである(トングレールと基本レールを半透明で 残しているが, これは表示されるだけで計算に影響しない). 残したボディ同士の相互作用 に変化はない.



Fig. C.2 Overview of impact vibration MBD model.

#### C.2.2 解析条件

列車通過時の振動はトングレールから肘金を通じてフロントロッドに伝わる. このため, 肘金に加速度を入力する.入力する振動は,2018 年に実施した営業線での振動測定で得ら れた加速度を使用し,特急列車がおよそ 85 キロで通過した際の1編成分を解析対象とする. ただし,トングレールが基本レールに密着した状態を考慮する必要があるため,4.5 節の解 析結果よりトングレール移動時の左右の肘金の並進および回転方向の変位を取得し,これ を肘金の強制変位として与えて肘金およびフロントロッドを 2.0 秒までに転換状態まで移 動し,衝撃を入力する.また,強制加速度を使用すると最終的に変位が生じることが考えら れるため,事前に加速度の2回積分を計算したうえで,解析終了時点での変位が0に近く なるように調整したものを使用する.ここでは最終変位が1mm以下となるよう加速度の調 整を実施した.この事前処理を左右の肘金X,Y,Z方向の計6データについて行い,肘金 のトングレールとの接続箇所に強制変位として入力する.左の肘金のZ方向について,実 測で得られた加速度とその2回積分,および調整後の加速度と2回積分をFig.C.3に示す. 右のグラフの修正後の変位曲線を入力として用いる.

また、その他の解析条件を Table C.1 に示す.



Fig. C.3 Original and modified acceleration in Z direction, and displacement calculated by integrating the acceleration.

Table C. 1	Conditions of MI	BD analysis	s of front rod	with impac	t vibration	caused by	train
	passing.						

	B821 model
Software	MSC Adams 2021.1
Analytical method	Dynamics analysis
Integrator	HHT / I3
Unit	[mm][kg][sec][N]
Number of bodies	11
Degree of freedom	12
Maximum time step	$1.0 \times 10^{-5}$ sec
Calculation time	10 sec

#### C.3 解析結果

解析を実施したが、1 衝撃分の時間が経過した段階で計算を打ち切った.理由は Fig. C.4 に示すように、非常に大きな接触力とトルクが計算され、計算条件が適切でないと判断した

ためである. Fig. C.5 には衝撃の入力を開始した以後の右の球面軸受けに生じた接触力を示 している. 転換動作や密着時に生じる力は 1500 N 程度であり,打ち切った時点で観測され た接触力は 850000 N を超えオーダーが 2 つ異なる. 前節にて最終的な変位が 0 に近づくよ う調整したが,衝撃単位と衝撃の間では変位が生じてしまい,それが異常な力を生じさせる 要因になっているものと考えられる. 打ち切ったタイミングは 1 回目の衝撃が終わった後 であり,本来振動が収まれば安定した状態に戻ろうとするものと考えられるが,より力が増 大する状況が生じるのは不自然である. 変位を完全にゼロにしようとすると生の加速度デ ータへの介入が多すぎ,どこまで許容されるのかも考慮する必要がある. また,この境界条 件では, 肘金の角度変化を指定することができない. 正確な解析結果を得るために,手法や 解析条件から再検討をしなければならない.



Fig. C.4 Deformation diagram with arrow showing the force and torque.



Fig. C.5 Contact force of right spherical bearing at impact vibration analysis.

謝辞

97

# 謝辞

本研究を進めるにあたり,多くの方々のご指導,ご協力を賜りました.感謝申し上げます. 指導教員である波田野講師および同研究室の泉教授には,研究の方針や結果の解釈,論文 執筆に関して様々なご助言やご指導をいただきました.榊間助教にも,様々な相談事に気軽 に応じていただき,研究の進捗を後押しいただきました.誠にありがとうございました.

共同研究先である東日本旅客鉄道株式会社の金田様, 戸澤様, 佐々木様, 戸丸様には定期 的な打ち合わせをしていただき, 様々なご指摘をいただきました.また, テクニカルセンタ ー内の分岐器を用いた調査実測や見学に快くご協力いただき, 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.

また MSC ソフトウェア山中様には今回初めてマルチボディダイナミクス解析をするに当たり、ソフトの機能をお教えいただくだけではなく、作成したモデルを丁寧にご確認いただき、計算精度・安定性向上のためのご提案をしていただきました.ありがとうございました.

また,研究に関わるディープな議論についてきてくれ,いろいろな角度からの意見をくれ た冨田君と三浦君,そしてちょっとした疑問や雑談に応じてくれた研究室のみなさんに,感 謝申し上げます.

最後に、これまで私を支えてくれた家族に感謝を捧げます.

参考文献

参考文献

- [1] 東日本旅客鉄道, JR 東日本社内講座教本 施設技術入門-..
- [2] 伊藤周二, "フロントロッドの改良,"鉄道技術研究所速報, 1987.
- [3] 安原碩人, 伊藤周二, and 鹿間政男, "フロントロッドの改良(第1報),"鉄道技術研究所 速報, 1982.
- [4] 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,"鉄道総研報告, vol.
   23, no. 1, pp. 29–32, 2009.
- [5] 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.
- [6] 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, doi: 10.1299/transjsme.15-00286.
- [7] 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, doi: 10.1299/transjsme.18-00414.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 重盛壮平, "卒業論文:実機の環境を考慮した 鉄道分岐器の衝撃振動による寿命予測,"
   2020.
- [11] 冨田悠仁, "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.
- [12] 公益財団法人鉄道総合技術研究所, "鉄道技術用語辞典 第3版." https://yougo.rtri.or.jp/dic/third\_edition/searchtaiyaku.jsp.
- [13] 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,2012.
- [14] 東日本旅客鉄道,"内部資料.".

- [15] 潮見俊輔 and 押味良和, "密着度を指標とした転てつ装置の密着力管理に関する検討 (分岐器及び転てつ装置の構造,調整状態の影響)," 第27回鉄道技術・政策連合シンポ ジウム講演論文集, 2020.
- [16] ジェイアール総研電気システム, "営業線実測波形データ集2016." 2016.
- [17] ジェイアール総研電気システム, "営業線実測波形データ集2018," 2018.
- [18] 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.
- [19] JR東日本研究開発センター, "実測対象の特殊分岐器(ダブルスイッチ)のパラメータ," 2019.
- [20] 吉原鉄道工業株式会社, "普通分岐器および特殊分岐器用フロントロッドの軸受け摩耗量 測定," 2020.
- [21] 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.
- [22] 細田充,田中博文, and 石川達也, "鉄道におけるレール波状摩耗発生・成長機構検討のための軌道の支持剛性を考慮したマルチボディダイナミクスによる車両運動解析,"構造工学論文集, vol. 63A, pp. 171–181, 2017.
- [23] オイレス工業株式会社,"推定摩耗量の考え方." https://www.oiles.co.jp/bearing/oiles\_bearing/sekkei/suitei/.
- [24] 日本機械学会一般社団法人, "ヘルツの公式 [JSME Mechanical Engineering Dictionary]." https://www.jsme.or.jp/jsme-medwiki/07:1011869.
- [25] 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.
- [26] 小峰拓也 and 柳原開人, "NS形電気転てつ機リモート検査に関する研究," 第27回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2020.
- [27] 機械システム設計便覧編集委員会, *JISに基づく機械システム設計便覧*. 日本規格協会, 1986.