

卒業論文

有限要素法を用いた鉄道分岐器モデル
における衝撃応答解析
p.1~p.88 完

平成 25 年 2 月 1 日 提出
指導教員 酒井 信介 教授
110195 近藤 祐樹

目次

第1章 序論	10
1.1 研究背景.....	10
1.2 先行研究 [1], [2].....	11
1.3 研究目的.....	12
1.4 本論文の構成.....	12
第2章 分岐器および転てつ装置	13
2.1 緒言.....	13
2.2 分岐器 [2].....	14
2.3 分岐器の種類 [2].....	15
2.3.1 普通分岐器.....	15
2.3.2 特殊分岐器.....	16
2.4 分岐方式 [2].....	18
2.4.1 関節方式.....	18
2.4.2 弾性方式.....	19
2.5 転てつ装置の仕組み.....	19
2.5.1 電気転てつ機.....	20
2.5.2 トングレール.....	21
2.5.3 スイッチアジャスタ.....	21
2.5.4 フロントロッド.....	22
2.6 考察.....	23
第3章 実測データと摩耗要因	24
3.1 緒言.....	24
3.2 実測波形データ [5].....	25
3.2.1 測定条件.....	25
3.2.2 各種波形データ.....	26
3.3 振動原因の推定.....	29
3.3.1 衝撃振動と低周期振動 [6].....	29
3.3.2 波形データからの推測.....	29
3.3.3 固有振動と強制振動.....	30

3.4	摩耗要因の推定	30
3.4.1	摩耗要因となる現象 [7]	30
3.4.2	軸受摩耗における力学的特性	30
3.5	打撃試験 [8]	31
3.5.1	試験条件	32
3.5.2	試験結果	33
3.5.3	打撃試験の考察	39
3.6	考察	39
第4章	有限要素法解析モデリング	40
4.1	緒言	40
4.2	モデリング方針と境界条件	41
4.2.1	参照する実測データ	41
4.2.2	対象分岐器と条件の考察	41
4.2.3	後端部モデリング	43
4.2.4	密着側トングレールモデリング	44
4.2.5	非密着側トングレールモデリング	46
4.2.6	接続かんおよびスイッチアジャスタのモデリング	47
4.2.7	接続部要素のモデリング	47
4.3	荷重条件	48
4.3.1	荷重値・入力方向	48
4.3.2	入力位置	48
4.3.3	入力波形	49
4.4	解析条件	50
4.5	考察	51
第5章	解析結果	52
5.1	緒言	52
5.2	モーダル解析	53
5.2.1	低次モードでの比較	53
5.2.2	各種モード図	56

図目次

図 2.1	分岐器全体図.....	14
図 2.2	普通分岐器の種類 [3].....	16
図 2.3	特殊分岐器の種類 [3].....	17
図 2.4	トングレーール継ぎ目.....	18
図 2.5	転てつ装置全体図.....	20
図 2.6	電気転てつ機.....	20
図 2.7	ロックピース.....	20
図 2.8	トングレーール.....	21
図 2.9	スイッチアジャスタ.....	21
図 2.10	フロントロッド肘金接続部分.....	22
図 2.11	B721 型フロントロッド.....	22
図 2.12	B821 型フロントロッド [2].....	23
図 2.13	B823 型フロントロッド [2].....	23
図 3.1	KDC 関節分岐器 計測箇所.....	26
図 3.2	トングレーール後端部歪 波形データ.....	27
図 3.3	トングレーール先端部歪 波形データ.....	27
図 3.4	軌道平行方向肘金部加速度 波形データ.....	27
図 3.5	軌間内外方向肘金部加速度 波形データ.....	28
図 3.6	鉛直方向肘金部加速度 波形データ.....	28
図 3.7	フロントロッド軸力 波形データ.....	28
図 3.8	ハンマおよび 3 軸加速度センサ.....	32
図 3.9	加速度センサ取り付け図.....	32
図 3.10	モード図.....	32
図 3.11	モード 1 20.7Hz.....	34
図 3.12	モード 2 24.1Hz.....	34
図 3.13	モード 3 28.5Hz.....	35
図 3.14	モード 4 35.0Hz.....	35
図 3.15	モード 5 37.9Hz.....	36
図 3.16	モード 6 43.7Hz.....	36
図 3.17	モード 7 46.8Hz.....	37
図 3.18	モード 8 58.3Hz.....	37
図 3.19	モード 9 67.6Hz.....	38
図 3.20	モード 10 71.2Hz.....	38
図 3.21	モード 11 82.5Hz.....	39

図 4.1	分岐器モデリング対象範囲概略図	42
図 4.2	対象範囲有限要素法モデル	42
図 4.3	トングレーール後端部	43
図 4.4	後端部モデリング	43
図 4.5	トングレーールと基本レールの密着	44
図 4.6	枕木接触部モデリング	45
図 4.7	基本レール接触モデリング	45
図 4.8	ボールベアリング	46
図 4.9	非密着側トングレーールモデリング	46
図 4.10	接続かんおよびスイッチアジャスタのモデリング	47
図 4.11	荷重入力位置	48
図 4.12	後端部歪変形時間 [5]	49
図 4.13	転てつ器全体モデル	50
図 4.14	フロントロッドモデル	50
図 5.1	モード 1 (試験) [8]	54
図 5.2	モード 1 (解析)	54
図 5.3	モード 2 (試験) [8]	55
図 5.4	モード 2 (解析)	55
図 5.5	モード 1 (試験 フロントロッドのみ) [8]	55
図 5.6	モード 3 30.9Hz (解析)	56
図 5.7	モード 4 32.3Hz (解析)	56
図 5.8	モード 5 38.3Hz (解析)	57
図 5.9	モード 6 43.0Hz (解析)	57
図 5.10	モード 7 45.2Hz (解析)	57
図 5.11	モード 8 49.3Hz (解析)	58
図 5.12	モード 9 53.9Hz (解析)	58
図 5.13	モード 10 56.0Hz (解析)	58
図 5.14	モード 11 59.5Hz (解析)	59
図 5.15	モード 12 65.7Hz (解析)	59
図 5.16	モード 13 69.7Hz (解析)	59
図 5.17	モード 14 74.4Hz (解析)	60
図 5.18	モード 15 77.9Hz (解析)	60
図 5.19	モード 16 81.1Hz (解析)	60
図 5.20	モード 17 82.7Hz (解析)	61
図 5.21	モード 18 85.5Hz (解析)	61
図 5.22	モード 19 90.0Hz (解析)	61

図 5.23	モード 20 94.2Hz (解析)	62
図 5.24	モード 21 98.7Hz (解析)	62
図 5.25	モード 2 (試験 フロントロッドのみ) [8]	63
図 5.26	モード 4 (試験) [8]	63
図 5.27	モード 8 (試験) [8]	64
図 5.28	軌道平行方向肘金部加速度 (実測値) [5]	65
図 5.29	軌道平行方向肘金部加速度 (解析値)	65
図 5.30	軌間内外方向肘金部加速度 (実測値) [5]	65
図 5.31	軌間内外方向肘金部加速度 (解析値)	66
図 5.32	鉛直方向肘金部加速度 (実測値) [5]	66
図 5.33	鉛直方向肘金部加速度 (解析値)	66
図 5.34	フロントロッド軸力 (実測値) [5]	67
図 5.35	フロントロッド軸力 (解析値)	68
図 5.36	鉛直方向肘金部加速度 (実測値 0.1s まで) [5]	70
図 5.37	鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.01s)	70
図 5.38	鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.001s)	70
図 5.39	鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.0005s)	71
図 5.40	加速度 FFT (実測値)	71
図 5.41	加速度 FFT (解析値 周期 0.01s)	72
図 5.42	加速度 FFT (解析値 周期 0.001s)	72
図 5.43	加速度 FFT (解析値 周期 0.0005s)	72
図 5.44	フロントロッド軸力 (実測値 0.1s まで) [5]	74
図 5.45	フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.01s)	74
図 5.46	フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.001s)	74
図 5.47	フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.0005s)	75
図 5.48	軸力 FFT (実測値 1000Hz まで)	75
図 5.49	軸力 FFT (解析値 周期 0.01s)	76
図 5.50	軸力 FFT (解析値 周期 0.001s)	76
図 5.51	軸力 FFT (解析値 周期 0.0005s)	76
図 5.52	肘金接続部分 (解析モデル)	78
図 5.53	肘金接続部分 (軸受変更前)	78
図 5.54	肘金接続部分 (軸受変更後)	78
図 5.55	鉛直方向肘金部加速度 (軸受モデリング)	79
図 5.56	フロントロッド軸力 (軸受モデリング)	79
図 5.57	フロントロッド変形図 (変形 100 倍 時刻 0.011s)	80
図 5.58	軌間内外方向面圧 (変形 100 倍 時刻 0.011s)	80

図 5.59	フロントロッド変形図 (変形 100 倍 時刻 0.008s)	81
図 5.60	軌道平行方向面圧 (変形 100 倍 時刻 0.008s).....	81
図 5.61	軸受部分拡大図	82
図 5.62	軸受部滑り速度	82

表目次

表 3.1	波形データ測定条件.....	25
表 3.2	波形データ測定 使用機器.....	25
表 3.3	測定値と測定箇所	26
表 3.4	打撃試験 使用機器.....	31
表 3.5	モーダルパラメータ	33
表 4.1	モデル対象分岐器条件表	42
表 4.2	解析条件表	51
表 5.1	ばね物性値 (モーダル解析).....	53
表 5.2	ばね物性値 (衝撃応答解析).....	64
表 5.3	軸受の性質	78

第1章 序論

1.1 研究背景

鉄道では分岐器によって列車の進行方向を変更している。分岐器には寸法が規格化されている普通分岐器や、地形や設置スペースなどの制約に応じて形状や寸法が異なった特殊分岐器など様々な種類が存在する。その中でも、電気転てつ機と呼ばれる電動装置がトングレールという可動レールを動かし、進行方向を定める装置によって進行方向が変更されている。これらの機構を総称して転てつ装置と呼ばれる。この転てつ装置の部品の不良による転換不能は、設置されている路線の鉄道にとって大きな遅延や運転中止を導いてしまう。そのため、転てつ装置の改善のための研究開発が継続されてきた。

本研究では、転てつ装置の部品の中でも、トングレール先端に接続されているフロントロッドについて着目する。列車が分岐器を通過する際に振動が発生し、この振動がトングレールを伝わり、フロントロッドの軸受部分などの摩耗へとつながると考えられている。フロントロッドとはその位置により、トングレールの転換が正常に行われたかどうかを電気転てつ機に伝えるという役割を持っているため、摩耗によるフロントロッドの位置不備は転換動作を正しく検知できなくなるため、列車の正常な通過に著しい影響を及ぼす可能性がある。

そのため、フロントロッドは時間計画保全の考え方で定期的に交換されているが、その周期については必ずしも明確な根拠に基づいているわけではなく、個々の設置環境に応じて決定するようなことは行われていない。このように最適な周期で交換されていないと、不必要な交換が行われてしまい、コスト面などでデメリットが生じてしまう可能性がある。そのため実測摩耗データに基づいた交換周期の決定法の提言をする必要があり、同時に現行の交換周期が適切かどうかの確認を行う必要がある。

一方で、どのようなメカニズムでフロントロッドに振動が伝わり、何が主要な原因となっていて、軸受部分にどれほどの力がかかっているのかなどの力学的な特性が把握されていない。JR 東日本管轄内にあるすべての分岐器に対して現地調査で最適な交換周期の算出をすることは不可能である。したがって、力学特性を解析する一方で、寸法や形状の異なった様々な分岐器へ応用できるような CAE モデルを構築し、精度よく解析できることが示されれば、さまざまな形式の転てつ器や条件での検討が可能となる。

この 2 つのアプローチから転てつ装置の最適な保守点検を考え、最終的には現行モデルの弱点箇所を強化することで、より信頼性の高いフロントロッドの設計につなげる必要がある。

1.2 先行研究 [1], [2]

2010 年度における村中 [1], 2011 年度における池田 [2]の先行研究である卒業論文において, 1.1 にて挙げたようにフロントロッドの軸受部摩耗量に基づいた最適なフロントロッド交換周期が検討された.

まず村中 [1]の研究内容を以下に示す.

実線で用いられている分岐器において, フロントロッドの軸受部摩耗量を測定した. 摩耗原因として日数, 通過トン数, 列車振動の 3 種類のパラメータを用いてフロントロッドの軸受部摩耗との関係を調べた. その摩耗データから, 半径摩耗量一定モデル(モデル①)と体積摩耗量一定モデル(モデル②)の正規分布に従うと仮定した 2 種類の摩耗進行モデルを作成した.

3 種類のパラメータそれぞれに対して, 許容摩耗量を超える確率として定義された故障確率を求め, 交換基準年における故障確率に達した時のそれらの値を調べた.

最後に, 現場に応用できる手法として, 普通分岐器と特殊分岐器のそれぞれについて年間通過トン数から, 設定された許容確率に基づいた交換周期を算出する方法を提言した.

次に池田 [2]の研究内容を以下に示す.

先行研究で仮定された 2 モデルに加えて振動試験結果をもとに構築された, 摩耗半径が日数の指数乗に比例して進む摩耗モデル(モデル③)を作成した. 摩耗量の標準偏差についても 2 通りの方法を考え, 改めて先行研究のモデルも含めて 3 つのモデルに関して, 計 6 通りの故障確率の算出を行った.

普通分岐器と特殊分岐器の 2 通りに分けていたところを, 普通分岐器・関節方式と普通分岐器・弾性方式, 特殊分岐器・弾性方式の 3 種類で場合分けをして, 年間通過トン数から, 許容確率に基づいた交換周期の算出を行った.

一方, これらの研究の課題として以下のものが挙げられた.

データ数が少なく, 標準偏差など様々な部分で仮定をしなければならず, 精度が低かった. 軸受部摩耗の進行の様子分かるデータがなく, 作成したモデルの妥当性を検討することができなかった.

交換基準年における故障率を仮定したうえで計算しているため, 交換基準年においては故障率が一定になってしまった.

振動試験におけるフロントロッド固定方法や加振方法などが実際にトングレールに設置

されている状況と違う可能性があり、実線での摩耗進行の様子を模擬できていないと思われる。

1.3 研究目的

先行研究の課題点では、さらなる実線でのデータの測定や振動試験での固定方法の考案などの課題が見られたが、前節で述べた背景のうち軸受部摩耗量に基づいたフロントロッド交換周期の提言という1つの目的が達成された。一方で、本研究ではJR 東日本研究開発センター試験線にある分岐器を対象として、有限要素法によって分岐器モデルに対する衝撃応答解析を行い、転てつ器の力学的特性を把握するとともに様々な種類の分岐器に応用できるようなCAEモデルの構築を行うことを目的とする。

そして、先行研究の結果および別途行われる摩耗試験の結果を合わせることによる転てつ装置の摩耗予測、最適保全計画の作成をJR 東日本との共同研究の最終目的として位置付ける。

1.4 本論文の構成

第1章では研究の背景および目的について述べた。

第2章では分岐器の機構について説明する。

第3章では実測データに基づいた摩耗要因の考察を行う。

第4章では分岐器の有限要素法モデリング方針を述べる。

第5章では解析結果を示し、実験結果との比較・考察を行う。

第6章では本研究の結論と今後の展望を述べる。

第2章 分岐器および転てつ装置

2.1 緒言

フロントロッド摩耗要因を理解するための事前知識として，分岐器および転てつ装置を正しく理解することが必要となる．本章においては，分岐器および転てつ装置の仕組みや用語を説明し，転換不能の原因を述べる．

2.2 分岐器 [2]

可動レールを用いて線路を分岐させて、列車の進行方向を変更させる機構を分岐器と呼び、ポイント部、リード部、クロッシング部の 3 つの部分から成り立っている。分岐器の全体図を図 2.1 に示す。

ポイント部とは、トングレーल先端部分から、そのトングレールが基本レールに接する後端部分までを表す。このトングレールが可動することで、列車の進行方向が変更される。

次に、クロッシング部とはレールが交差する部分を表す。レールの切り欠きの存在により反対側に車輪が乗り上げる可能性があるため、ガードレールが備え付けてある。

最後に、リード部とはポイント部とクロッシング部をつなぐ部分を表す。

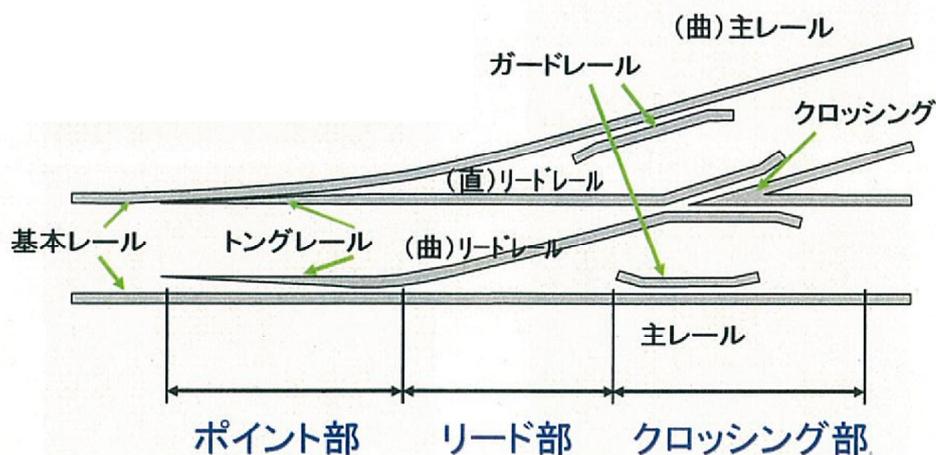


図 2.1 分岐器全体図

分岐器には定位と反位が存在する。定位とは、通常時に一定方向に列車を進入させる状態のことを示す。そして反位とは定位以外の方向へ列車を進入させる状態を示す。

また、図 2.1 において左側から右側に向かい進行することを対向通過と呼び、右側から左側に向かい進行することを背向通過と呼ぶ。

この中でも本研究ではポイント部に着目する。ポイント部にはトングレールの他にも転てつ装置と呼ばれるトングレールを動かすための装置が設置されている。転てつ装置に関しては 2.5 で記述する。

2.3 分岐器の種類 [2]

分岐器の種類は普通分岐器と特殊分岐器の2種類に大別される。

2.3.1 普通分岐器

普通分岐器は鉄道において最も普及している分岐器であり、1つの進路から2つの進路へと分岐する機構を持っている。普通分岐器の中でも、一方が直進でもう一方が左側または右側に軌道が開いた形のを片開き分岐器と呼び、駅の本線と待避線の分岐などで多く用いられている。その他様々な種類があり、それらを図 2.2 に示す。

普通分岐器の寸法や形状は規格化されており、その定位と反位の開き具合を番数で表す。例えば、片開き分岐器の本線がクロッシング交点より 8m 進んだ位置において本線と分岐線が 1m 離れる場合、8 番片開き分岐器と呼ぶ。

規格化されているために部品交換や大量生産が容易であり、低コストで使いやすい。一方で用地に合わせた複雑な構造はとりにくいという問題点が存在する。

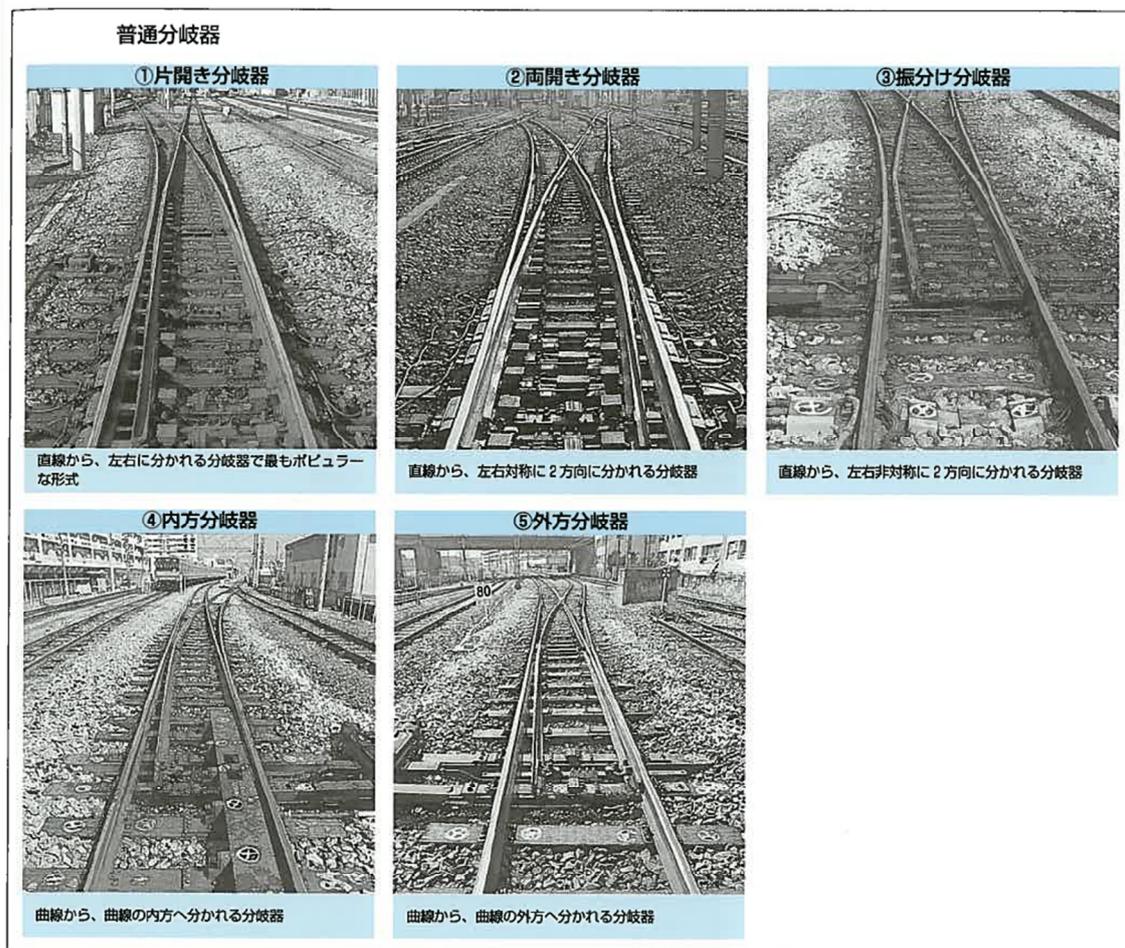


図 2.2 普通分岐器の種類 [3]

2.3.2 特殊分岐器

特殊分岐器は普通分岐器とは異なり、2つだけでなく多くの進路を設定できるほか、様々な用途に合わせて用いられている分岐器である。設置場所によって形状や寸法などが異なり、規格化はされていない。特殊分岐器の種類を図 2.3 に示す。

規格化されていないために、用地に合わせた寸法や形状をとれるため、用地を有効利用できるほか、普通分岐器では対応できない線路構造の部分にも設置が可能である。

一方で、可動部分が多いために継ぎ目箇所が多く、剛性低下から耐久力が落ちるため、交換頻度の増加を招く。普通分岐器と違い生産にもコストがかかる上に交換頻度が増えるため、結果的にコストが大幅に増加してしまうという問題点が存在する。



図 2.3 特殊分岐器の種類 [3]

JR 東日本の管轄内には分岐器は 1 万機ほどあるが、少数存在する特殊分岐器についても耐久性やコスト面から普通分岐器への転換も検討されている。 [4]

そのような背景も踏まえたうえで、本研究においては JR 東日本研究開発センター試験線における 8 番片開き右分岐器をモデリングの対象として用いる。普通分岐器であるため汎用性が高く、寸法や形状を変更した応用が容易に可能となる。

2.4 分岐方式 [2]

分岐器におけるトングレールの種類は大きく分けて 2 種類あり、それぞれにおける分岐方式は関節方式と弾性方式と呼ばれる。

2.4.1 関節方式

関節方式とは、トングレールとリードレールが連続しておらず、トングレールがその 2 つのレールの継ぎ目(図 2.4)を中心として回転するという機構で転換が行われる方式である。転換や列車の通過による継ぎ目部分での損傷や、列車が継ぎ目を通過する際に振動や騒音が発生してしまうという問題がみられる。



図 2.4 トングレール継ぎ目

2.4.2 弾性方式

弾性方式とは、トングレールとリードレールが連続しており、トングレールをたわませて転換が行われる方式である。

継ぎ目部分が存在しないため損傷が少なく、関節方式に比べて列車通過時の振動や騒音が抑えられる。しかしながら、トングレールをたわませるために転換の際に負荷がかかる上、関節方式に比べて高価である。

かつては関節方式が一般的であったが、新設される箇所では振動や騒音の発生が少ない弾性方式が一般的となってきている。

一方で、本研究でモデリングする分岐器においては、関節方式が用いられている。このトングレールとリードレールの継ぎ目部分を列車が通過する際に生じると考えられている衝撃振動を研究対象とするため、関節方式の分岐器のモデリングを行う必要がある。

2.5 転てつ装置の仕組み

分岐器の中でも、トングレールを転換することで左右どちらかの基本レールに密着させる転換装置と、その状態で保持する鎖錠装置のことを総称して転てつ装置と呼ばれる。レールを直接持って転換を行うと、非常に大きな力が必要となり危険が伴う。そこで、この原理などを用いて動力を使用して分岐器を転換するために必要な装置である。モデルに用いる試験線の全体図を図 2.5 に示し、転てつ装置のそれぞれの装置の役割を述べる。

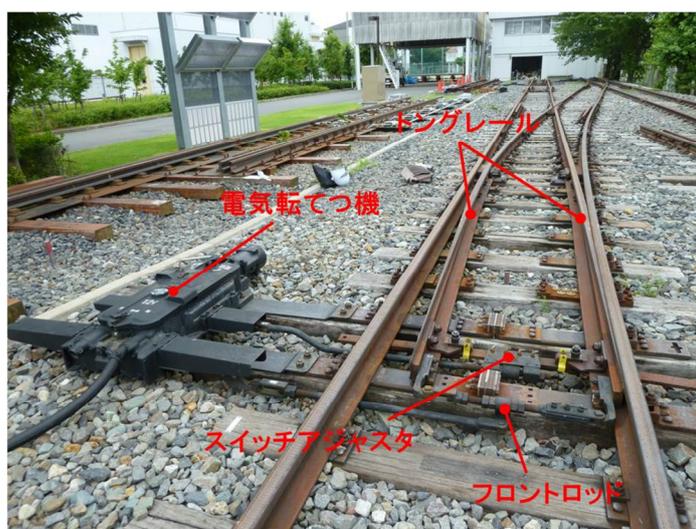


図 2.5 転てつ装置全体図

2.5.1 電気転てつ機

図 2.6 に示す電気転てつ機は、電気力で分岐器を転換するもので、人力を必要としない。ほとんどの分岐器において用いられている。転換する際には、動作かんと呼ばれる機器を介してスウィッチアジャスタに動力が伝えられる。一方で転換終了時にフロントロッドから延びる接続かんと呼ばれる部品から鎖錠かんと呼ばれる機器を介して位置情報が送られ、電気転てつ機内部においてロックピース(図 2.7)が鎖錠かんの切欠きにはまることで転換が正常に完了したと判断される。



図 2.6 電気転てつ機

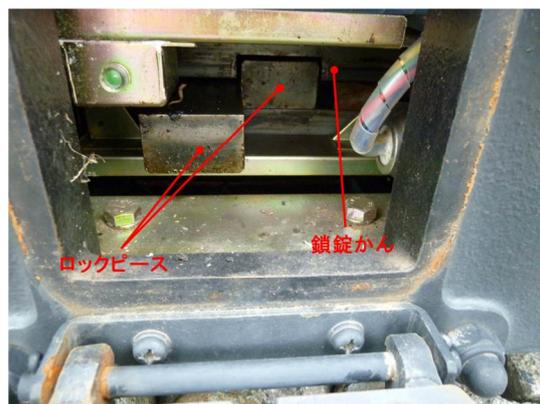


図 2.7 ロックピース

2.5.2 トングレール

トングレールと呼ばれる可動レールが転換されることにより列車の進行方向が変わる。後端部で固定されており，他の拘束条件としてはスイッチアジャスタおよびフロントロッドにおける接続かんの影響がある。

連続的に変化することで，基本レールとの滑らかな車輪の受け渡しができる形状となっており，片開き分岐器に関しては左右で対称の形状を持つ。片側(図 2.8 右側)のトングレールは電気転てつ機により基本レールに密着させる力が加えられて固定されている状態となる。

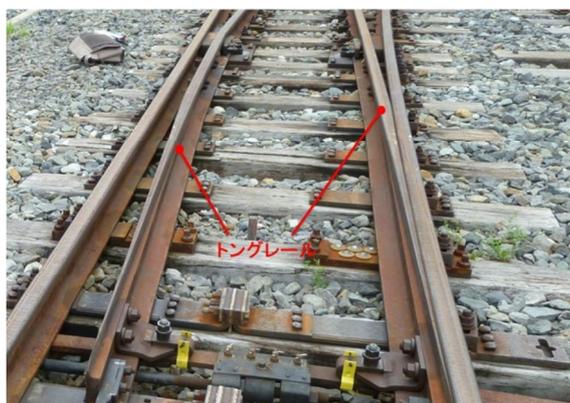


図 2.8 トングレール

2.5.3 スイッチアジャスタ

スイッチアジャスタとは，図 2.9 において左手からのびる棒によって電気転てつ機からの動力をトングレールに伝えるという仕組みを持った機器である。片側のトングレールに密着力を加えて拘束し，その力の調整も行う。



図 2.9 スイッチアジャスタ

2.5.4 フロントロッド

フロントロッドとは、トンダレールの先端部に設置され、接続かんを介して位置情報を電気転てつ機に送るための機器である。電気転てつ機からの動力をトンダレールに伝えるものがスイッチアジャスタであるのに対し、フロントロッドは動力を伝達しないため、転換には直接作用せず照査の役割のみを果たす。

接続かんの位置が適切でないと、ロックピースが切欠きにはまらずに転換終了と判断できず、転換できているのにもかかわらず異常とみなされ、信号が切り変わらない。接続かんの位置はフロントロッド位置で定まるため、フロントロッドは位置決めという点で重要な役割を果たすこととなる。

JR 東日本ではフロントロッドにおいてレールに締結されている肘金とロッドの接続部分(図 2.10)が摩耗して、このような状態が生じる可能性があると考えている。本研究では比較的構造がシンプルな B721 型という型番のフロントロッド(図 2.11)をモデリングの対象として、摩耗が生じる部分での力学的な特性を解明することとする。



図 2.10 フロントロッド肘金接続部分

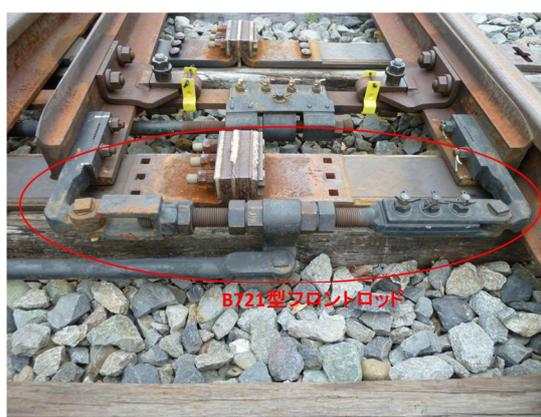


図 2.11 B721 型フロントロッド

一方で、接続部分はフロントロッドの型番によって様々な形状をもつ。先行研究の摩耗測定で用いられたフロントロッドは B821 と呼ばれ、接続要素として球面軸受が用いられているが、図 2.12 に示すようにその軸方向はレールと同じ方向をとる。一方、先行研究の振動試験において用いられたフロントロッドは B823 と呼ばれ、B721 とほぼ同一の形状を持つが接続部分において滑り軸受が用いられている(図 2.13)。



図 2.12 B821 型フロントロッド [2]



図 2.13 B823 型フロントロッド [2]

2.6 考察

分岐器の用語や仕組みを理解することで、正しい加振条件とモデリングの方針を打ち立てる事が出来ると考えられた。フロントロッドの肘金とロッドの接続部分が摩耗することで、正しい位置情報を電気転てつ機へと送ることができずに転換不能を招くという仮定において摩耗現象の把握を行うとともに、この章で述べられたような様々な種類の分岐器、転てつ装置に応用できるモデルの構築を目指す必要性がある。

第3章 実測データと摩耗要因

3.1 緒言

摩耗要因には振動の影響が考えられるが、どのような振動原因が摩耗に影響しているのかを考える必要がある。本章においては、実測データの説明とともにそのデータから推定される振動原因や摩耗要因の考察を行う。

3.2 実測波形データ [5]

JR 東日本管轄内のいくつかの実線の分岐器において，列車通過時におけるトングレール内の複数箇所の歪，肘金部加速度，フロントロッド軸力といった波形データが測定されていた．波形データの意義として，実線の分岐器での波形からその振動特性や応答の数値を読み取ることで，振動原因の考察をする．また，これらのデータは解析での応答の様子の場合こみ対象とすることでモデルの妥当性を評価する際にも用いる事が出来る．

3.2.1 測定条件

測定場所や分岐器の違いなど測定条件は様々あるが，本研究においては 1 つの代表的な条件でのデータを参考とする．表 3.1 においてその条件を記述し，表 3.2 に示す機器を用いて，表 3.3 に示される値を測定した．図 3.1 にてその測定箇所を図示する．また，本論文において図 3.1 における x 軸方向を軌間内外方向，z 軸方向を軌道平行方向と定義する．

表 3.1 波形データ測定条件

測定場所	A 駅
分岐器	B 号 KDC 関節分岐器(特殊分岐器)
フロントロッド	B823
列車種別	貨物列車 C
通過方向	定位側 背向通過
通過速度	67.76 km/h
サンプリング 周波数	2 kHz (1kHz ローパスフィルタ)

表 3.2 波形データ測定 使用機器

使用機器	歪ゲージ 共和電業社製
	加速度計 共和電業社製
	軸力 吉原鉄道工業製
	動歪アンプ 共和電業社製
	AD コンバータ National Instrumennts 社製
	ソフトウェア National Instrumennts 社製 LabVIEW

表 3.3 測定値と測定箇所

測定箇所	測定値 (単位)
基本レール先端	トングレール先端部歪 (μ strain)
基本レール後端	トングレール後端部歪 (μ strain)
フロントロッド肘金	軌間内外方向加速度 (m/s^2)
	軌道方向加速度 (m/s^2)
	鉛直方向加速度 (m/s^2)
肘金ロッド接続部	フロントロッド軸力 (N)

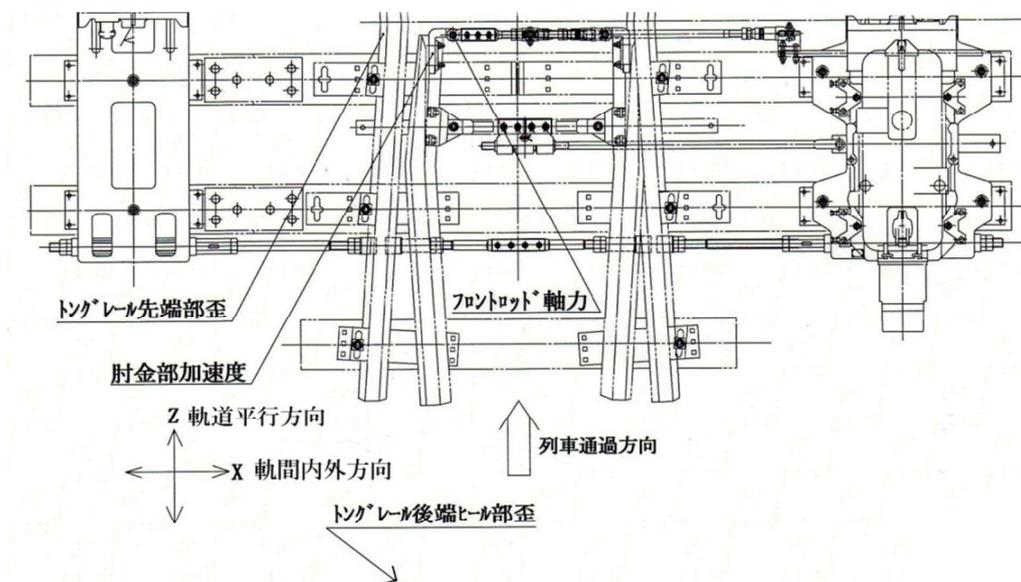


図 3.1 KDC 関節分岐器 計測箇所

3.2.2 各種波形データ

表 3.3 に記した測定時刻 3.0s から 6.0s までのそれぞれの波形データを図 3.2~図 3.7 に示す。肘金部加速度ではどの方向に対しても高周波の最大振幅が生じた後、すぐに減衰するという同じ特性が見られた。その最大の振幅に関しては、鉛直方向が最も大きく、次いで軌間内外方向、軌道平行方向と続くことが分かる。また、フロントロッド軸力についても高周波の最大振幅が生じるがその後については加速度とは特性の違う波形が見られる。

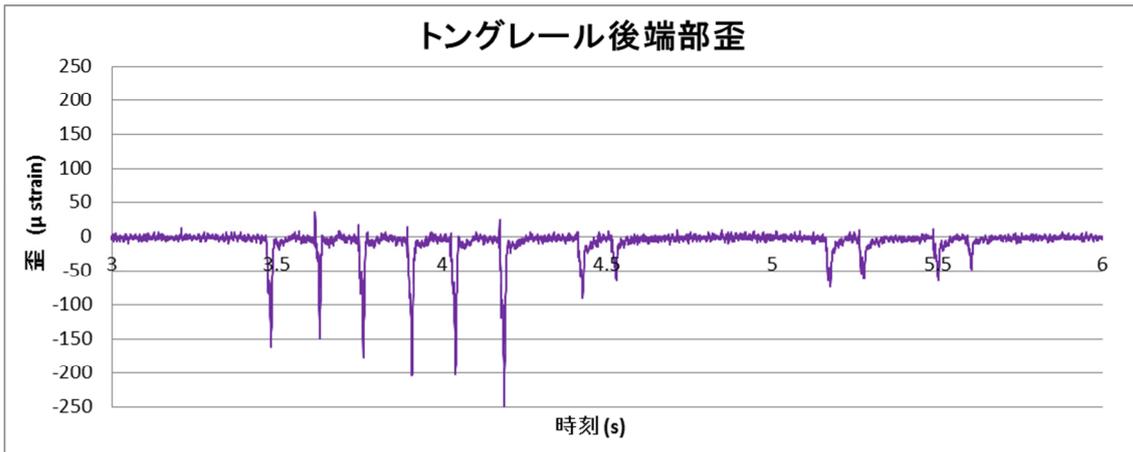


図 3.2 トングレーール後端部歪 波形データ

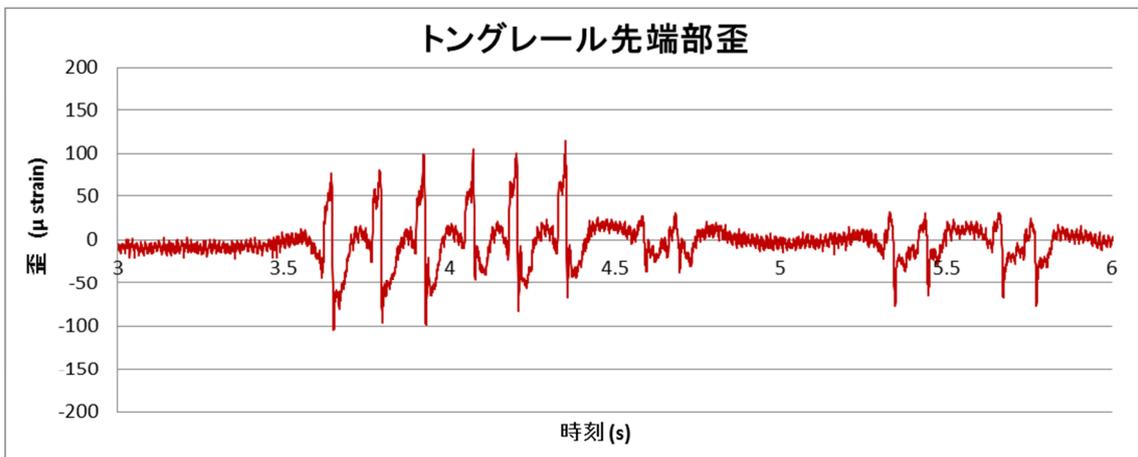


図 3.3 トングレーール先端部歪 波形データ

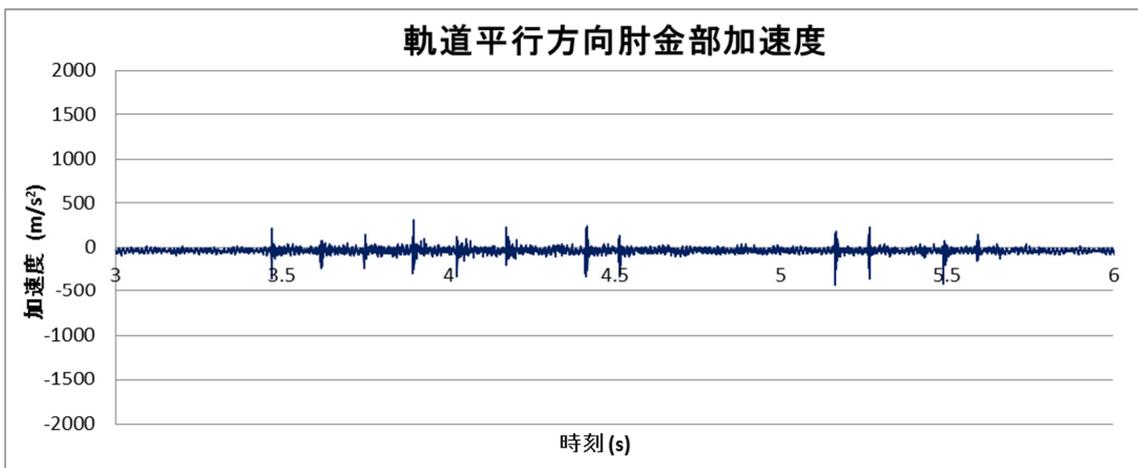


図 3.4 軌道平行方向肘金部加速度 波形データ

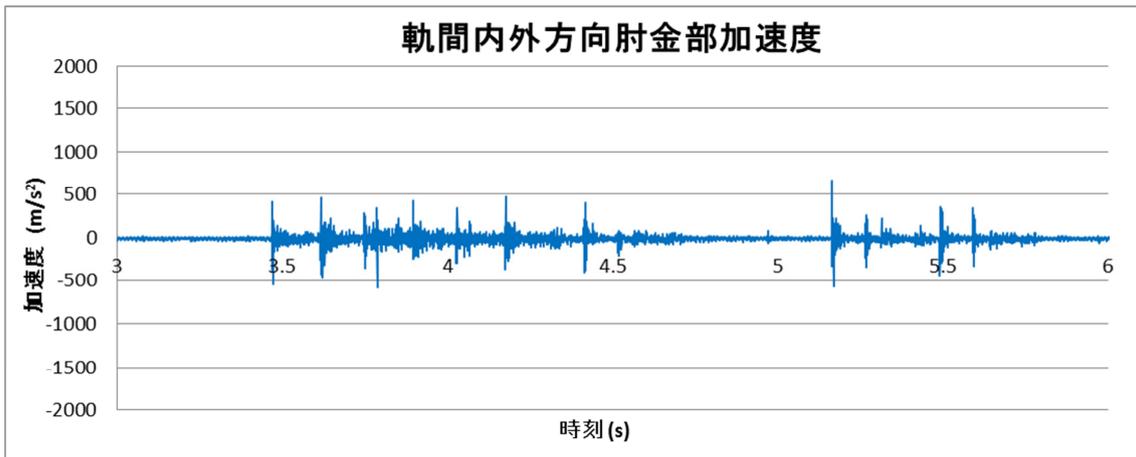


図 3.5 軌間内外方向肘金部加速度 波形データ

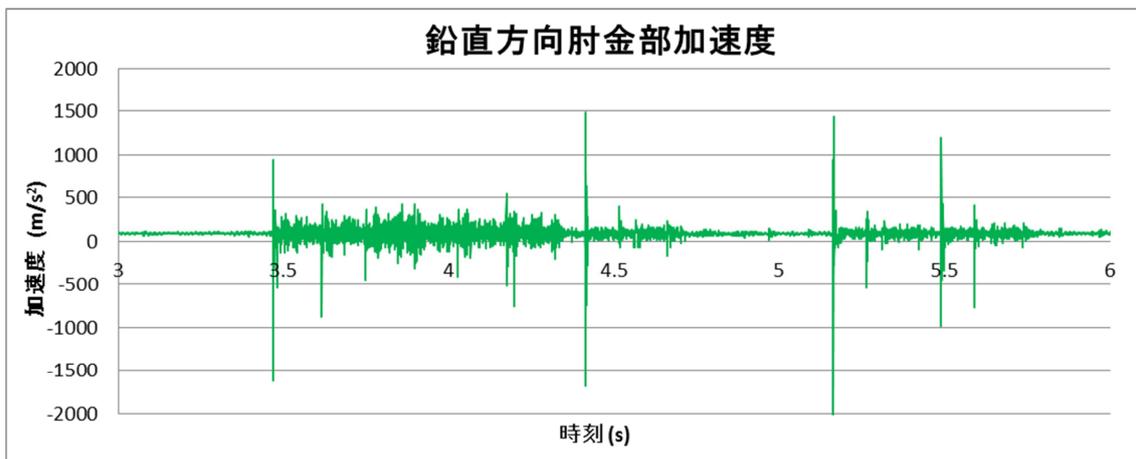


図 3.6 鉛直方向肘金部加速度 波形データ

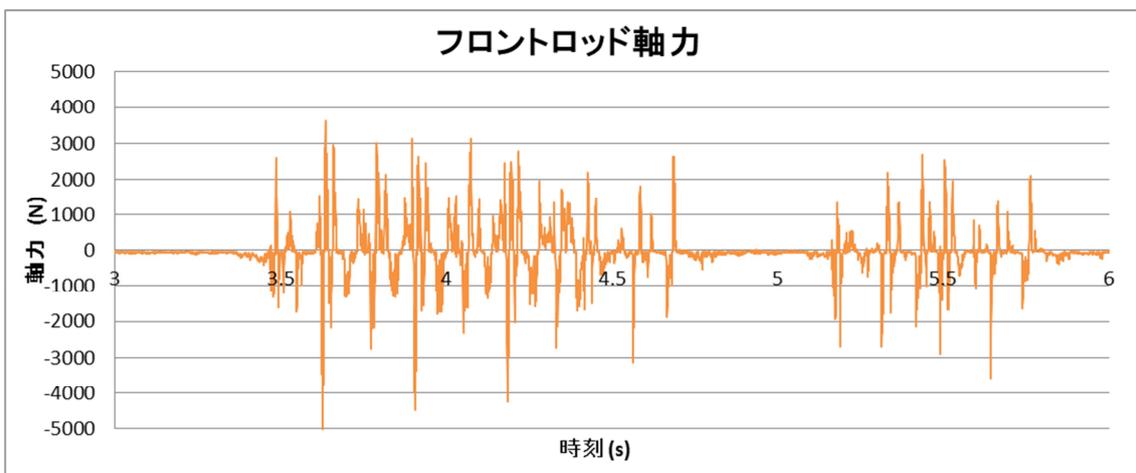


図 3.7 フロントロッド軸力 波形データ

3.3 振動原因の推定

列車が分岐器を通過する際に発生する振動について、継ぎ目を通過する際に生じる高い周波の衝撃振動と、車輪がレール上を進む際に生じる低周波の振動があると考えられる。3.2 で記述した振動データの結果を参考にしながら主な振動原因を考察する。

3.3.1 衝撃振動と低周期振動 [6]

衝撃振動は車輪がトングレーとリードレールの継ぎ目を通過する際に、その隙間において鉛直方向の段差や水平方向の目違いによって車輪がレールを叩くことによって生じる。したがって、その段差や目違いの大きさによって衝撃力の大きさも変わってくると考えられる。

高周波成分を持った振動が発生し、低周期振動よりも大きな加振力が加わる。トングレー後端部での加振入力であるため、フロントロッドへはトングレーの振動の伝播により力が伝わると考えられる。また、背向通過のときは後ろの車輪がトングレーに乗ってなく、さらにリードレールではなくトングレーを叩くことになるため、対向通過よりも背向通過の方がフロントロッドに伝わる力が大きくなる。

低周期振動は車輪がレール上を進む際に列車重量によって生じる振動である。そのため、振動周期は列車速度や車輪の間隔などの影響を受けると考えられる。衝撃振動よりも小さな加振力となる。

3.3.2 波形データからの推測

3.2.2 における波形データから、おもな振動原因を推測する。図 3.2 のトングレー後端部歪が生じる時刻は車輪が継ぎ目を通過して衝撃振動が発生した時刻と等しいと考えると、肘金部加速度およびフロントロッド軸力の応答の最大値が生じる時刻との間に差がほとんど生じていない。一方で、図 3.3 のトングレー先端部歪が生じる時刻は車輪がフロントロッド直近を通過する時刻であるが、その時刻付近において後端部通過時ほどの各波形の応答の大きな変化はみられない。

また低周波振動の影響は後端部歪と先端部歪が生じる間の時刻で生じると考えられるが、こちらも各波形において衝撃振動に対する応答と比べた時に大きな変化は見られない。

波形としては、衝撃振動の発生に追従して応答の最大値が生じ、その後減衰するという波形がみられることが分かる。したがって、本研究ではトングレー後端部分の衝撃振動が最も摩耗を引き起こす振動原因であると位置付けて解析を行う。

3.3.3 固有振動と強制振動

衝撃振動においてトングレールおよびフロントロッドが振れるということが考えられ、振動原因の仮定を立てることができた。しかし、摩耗原因となる振動が物体形状や物性値に依存して生じる固有振動的な応答であるのか、特定の周波数入力が数回繰り返されることによって生じる強制振動的な応答であるのかといった現象を把握することができていない。そのために有限要素法解析を行って現象の把握をすることとなる。また、固有振動である場合は 3.5 で述べる打撃試験における固有モードを参考とすることができると考えられる。

3.4 摩耗要因の推定

摩耗を引き起こす振動原因を推定した一方で、どのような現象により摩耗を引き起こされるのかを考察する。

3.4.1 摩耗要因となる現象 [7]

過去のフロントロッド折損事例の結果より、疲労破壊の原因はフロントロッドに発生する軸力ではないかと考えられた。したがって本研究では、摩耗においても折損と同様にフロントロッド軸力が影響すると考える。また摩耗によって転換機能に問題を起こすのはフロントロッドの軌間内外方向の位置であるため、軸方向の面圧の特定が重要となる。

このフロントロッド軸力の発生原因は 2 つ考えられる。1 つ目が先ほどから取り上げられている列車通過時の振動によるものであり、もう 1 つは分岐器転換時に発生する軸力である。しかし、分岐器転換時のフロントロッド軸力は列車通過時のものと比べて十分に小さく、さらに 1 列車通過のたびに転換が行われると考えても、1 列車における通過軸数の方が格段に大きくなるため、列車通過時の振動による軸力の発生のみを考慮すればいいことが分かる。

3.4.2 軸受摩耗における力学的特性

フロントロッド B821 型や B823 型においては、特に軸受における摩耗が考えられる。本研究でモデリング対象とするフロントロッドは B721 であるが、波形データが計測されている分岐器におけるフロントロッドは B823 であり、形状にほとんど差異がみられないために軸受部をモデリングした上での力学的特性を考える必要もある。

B823 では滑り軸受が用いられており，滑り軸受の摩耗には面圧と滑り速度が影響してくると考えられる．

3.5 打撃試験 [8]

昨年度に JR 東日本研究開発センター試験線の分岐器において，JR 東日本と共同で打撃試験が行われ，モデリング対象とする分岐器の振動特性についての実機解析が行われた．

打撃試験は手軽に短時間でできる振動試験として急速に普及してきている試験である．大別して 3 つの目的で行われる．第 1 に固有振動数とその固有モードの有無とおよその値と形状を調べるため，第 2 に高精度な方法による本試験の予備試験として，第 3 に正確な周波数応答関数を得るためである． [9]

昨年度の試験では第 1 の目的として打撃試験が用いられ，分岐器およびフロントロッドが持つ固有振動数と固有モード図が確認できた．表 3.4 に示される機器を用いており，その中の打撃ハンマと加速度センサを図 3.8 に図示する．固有振動が摩耗の原因となる場合，特に軌間内外方向に変形するモードは主な原因として考えられる可能性があり，モード図を把握する必要がある．また，モデリングする際の比較対象とすることでモデルの妥当性の評価につながると考えられる．

表 3.4 打撃試験 使用機器

使用機器	WCA A&D 社
	打撃ハンマ Dytran 社製
	加速度センサ Dytran 社製，PCB 社製
	ソフトウェア A&D 社製 信号処理ソフト
	ソフトウェア Vibrant Technology 社製 ME'scopeVES



図 3.8 ハンマおよび 3 軸加速度センサ

3.5.1 試験条件

JR 東日本研究開発センター試験線において、図 3.9 のようにトンダレールからフロントロッドおよび接続かんに 3 軸加速度センサを設置し、図 3.10 のように全体のモード図が確認できるように配置した。加振箇所は衝撃振動が加わる箇所と同じように、トンダレール後端部として試験を行った。周波数帯は最大 100Hz とした。

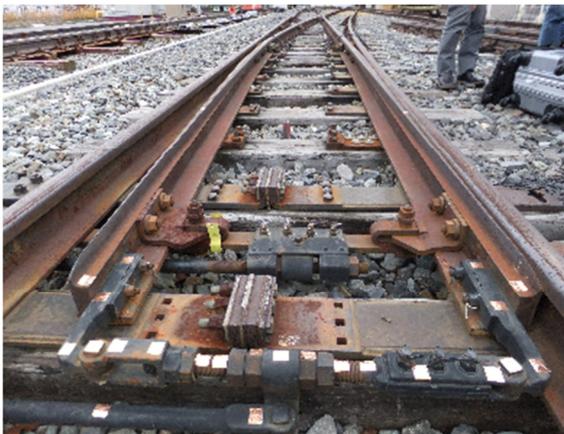


図 3.9 加速度センサ取り付け図

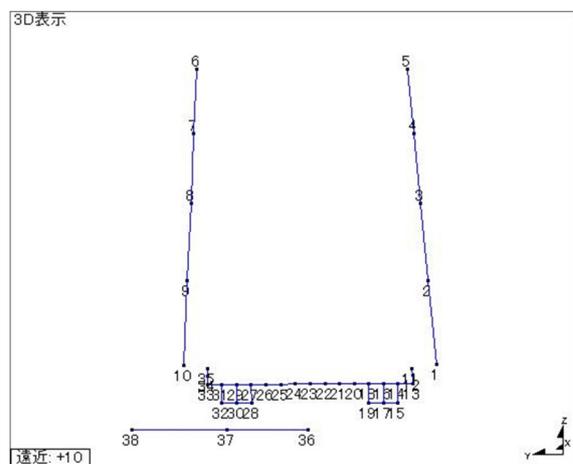


図 3.10 モード図

3.5.2 試験結果

フロントロッド単体ではなく、転てつ器全体においては表 3.5 のようなモーダルパラメータが得られた。

表 3.5 モーダルパラメータ

モード	周波数 (Hz)	減衰比 (%)
1	20.7116	0.662981
2	24.0523	1.00987
3	28.4894	0.53315
4	35.0121	1.25576
5	37.9424	2.19362
6	43.6717	1.06701
7	46.7671	0.451958
8	58.2827	0.63673
9	67.6259	1.78575
10	71.2113	0.440799
11	82.5052	0.111032

20~100Hz という低周波帯にも関わらず数多くのモードが見られることが分かった。それぞれのモード図を図 3.11~図 3.21 に示す。

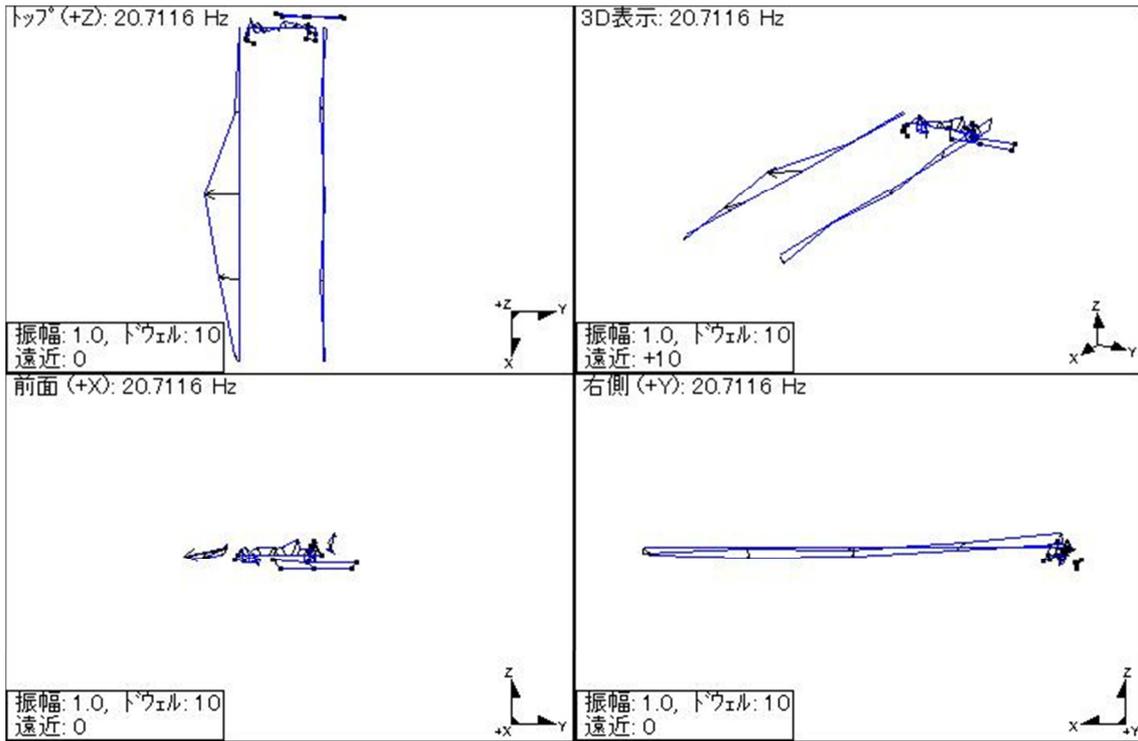


図 3.11 モード 1 20.7Hz

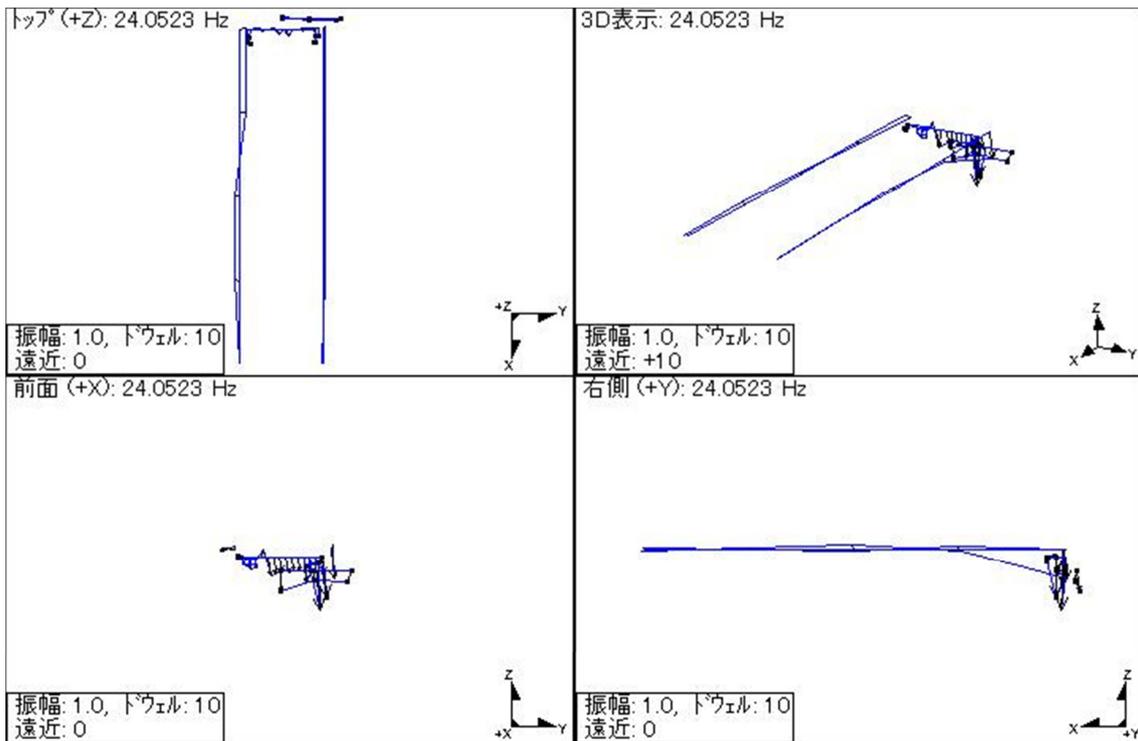


図 3.12 モード 2 24.1Hz

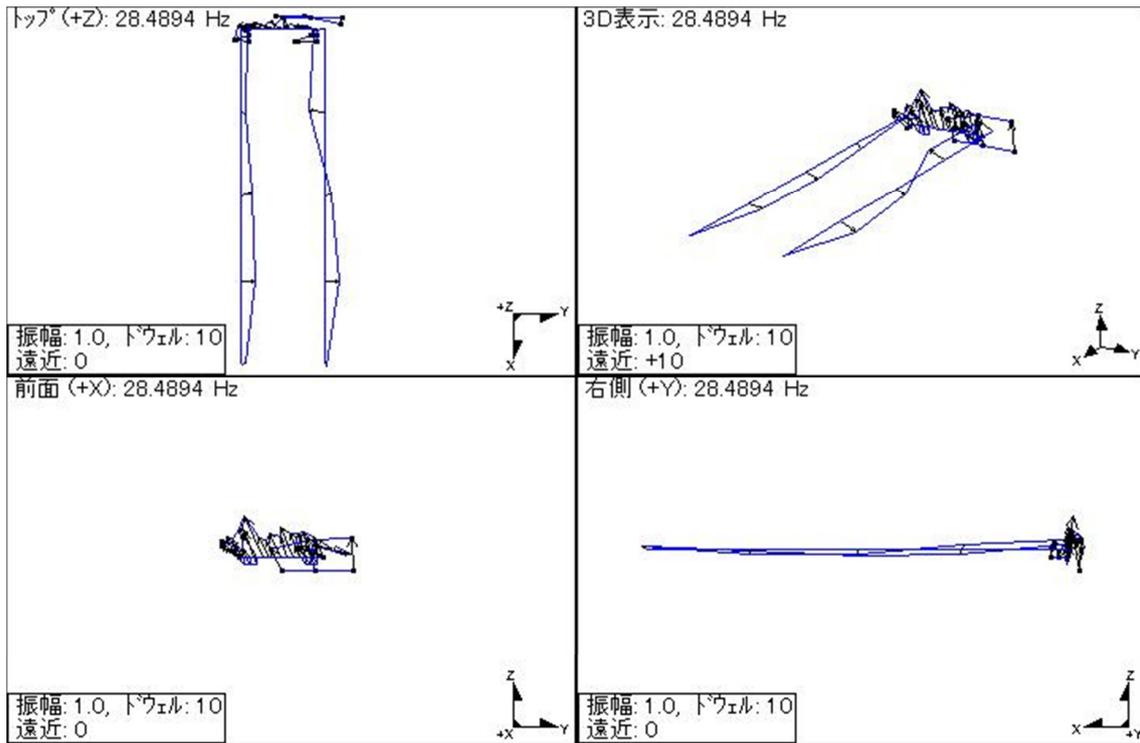


図 3.13 モード 3 28.5Hz

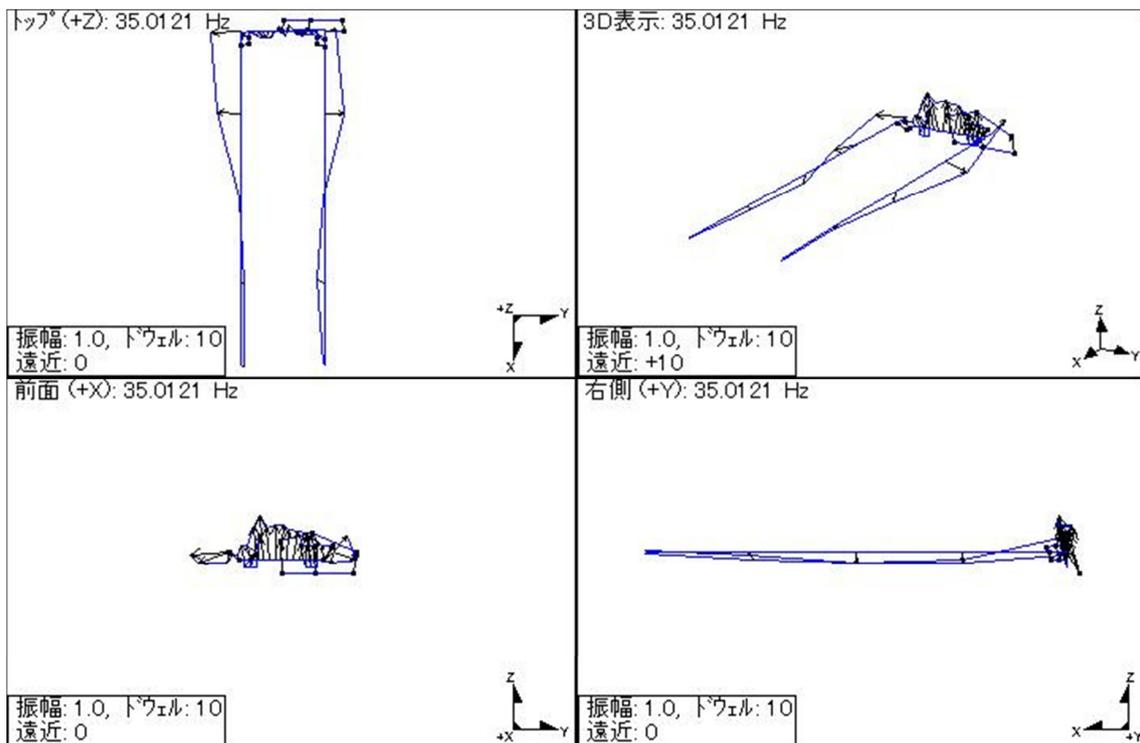


図 3.14 モード 4 35.0Hz

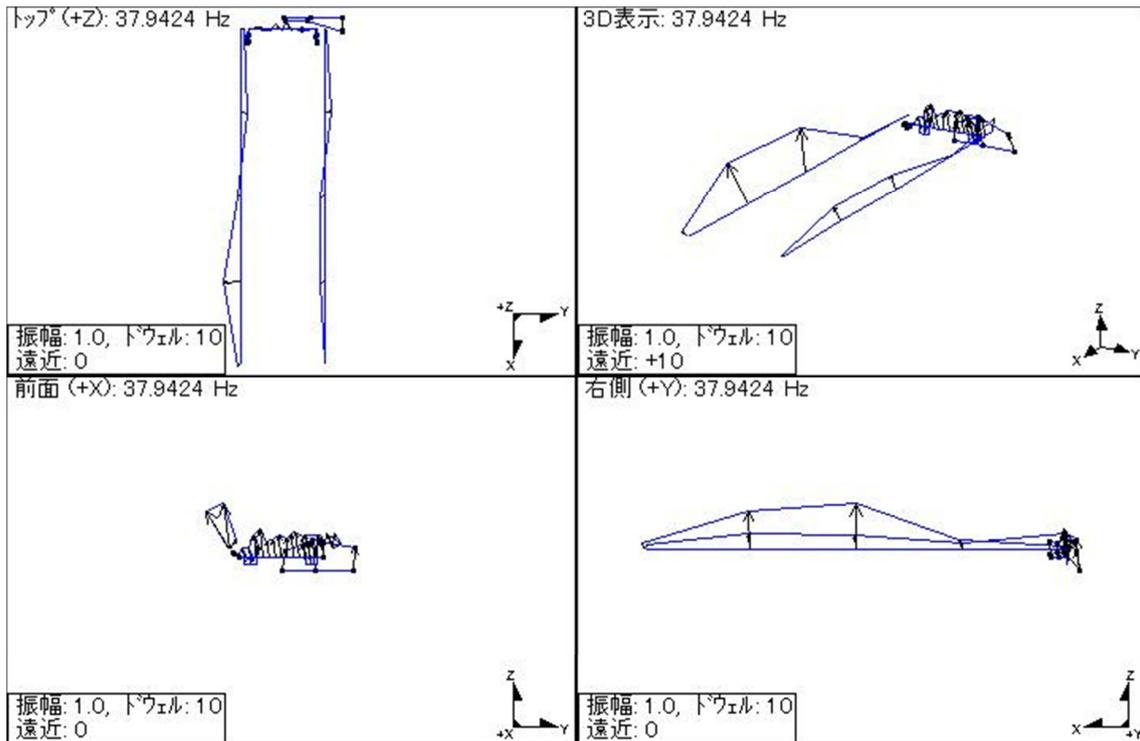


図 3.15 モード 5 37.9Hz

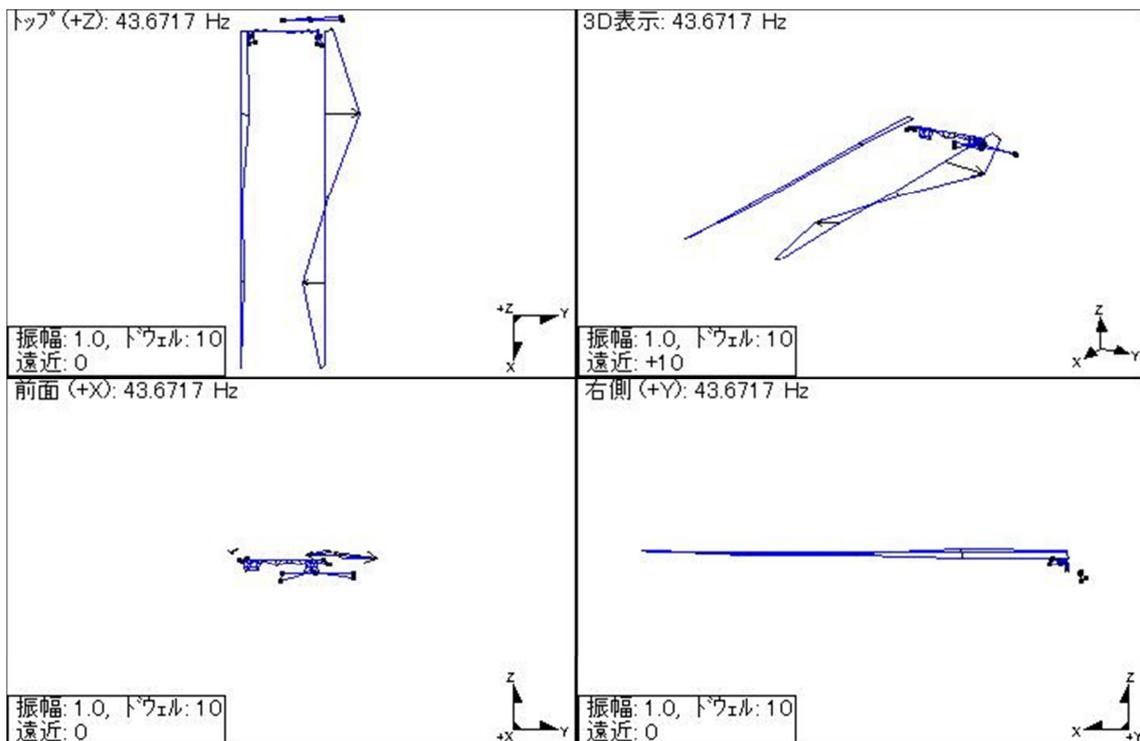


図 3.16 モード 6 43.7Hz

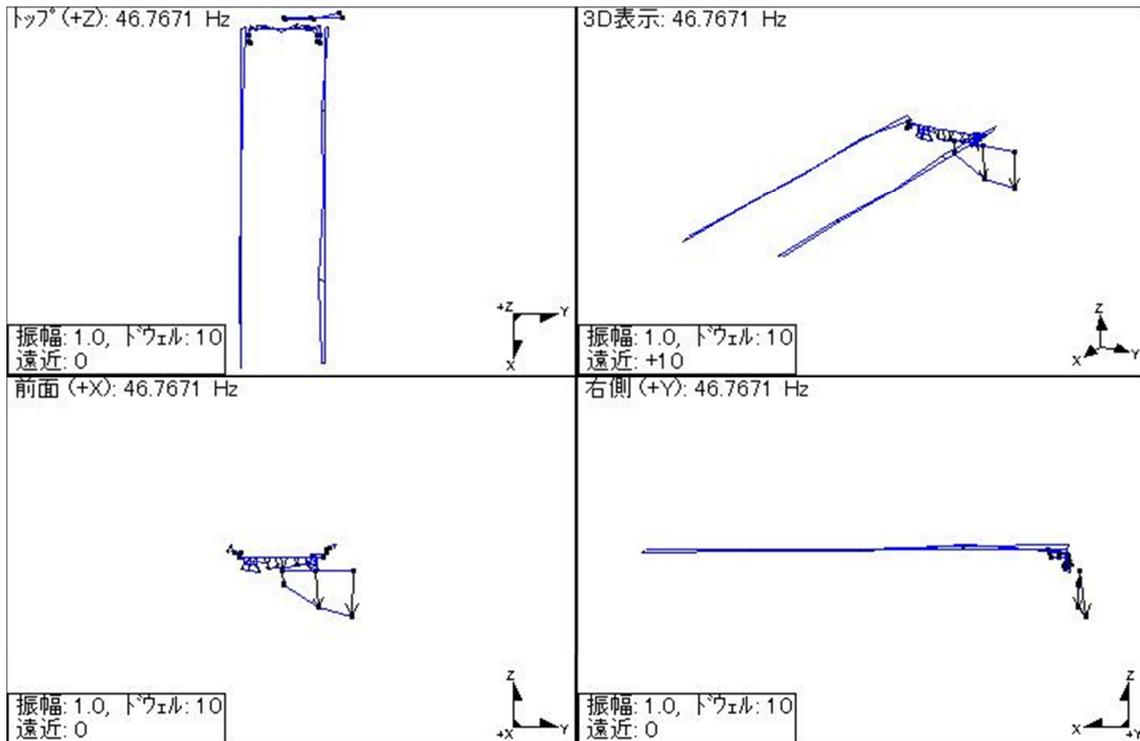


図 3.17 モード 7 46.8Hz

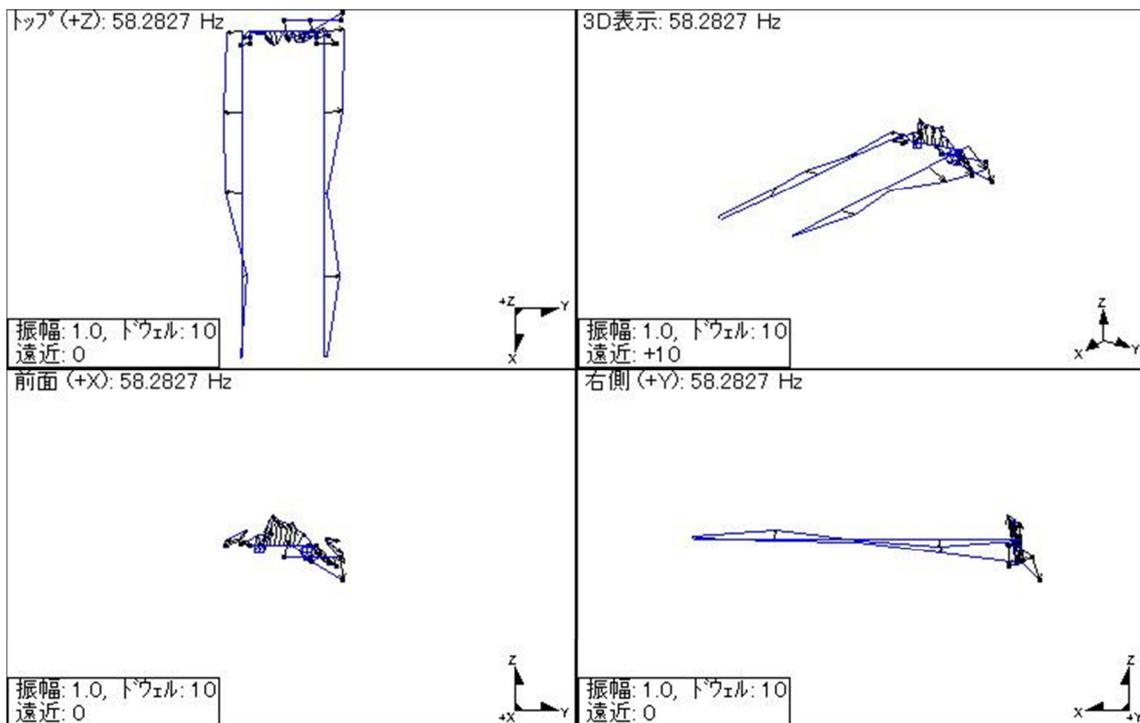


図 3.18 モード 8 58.3Hz

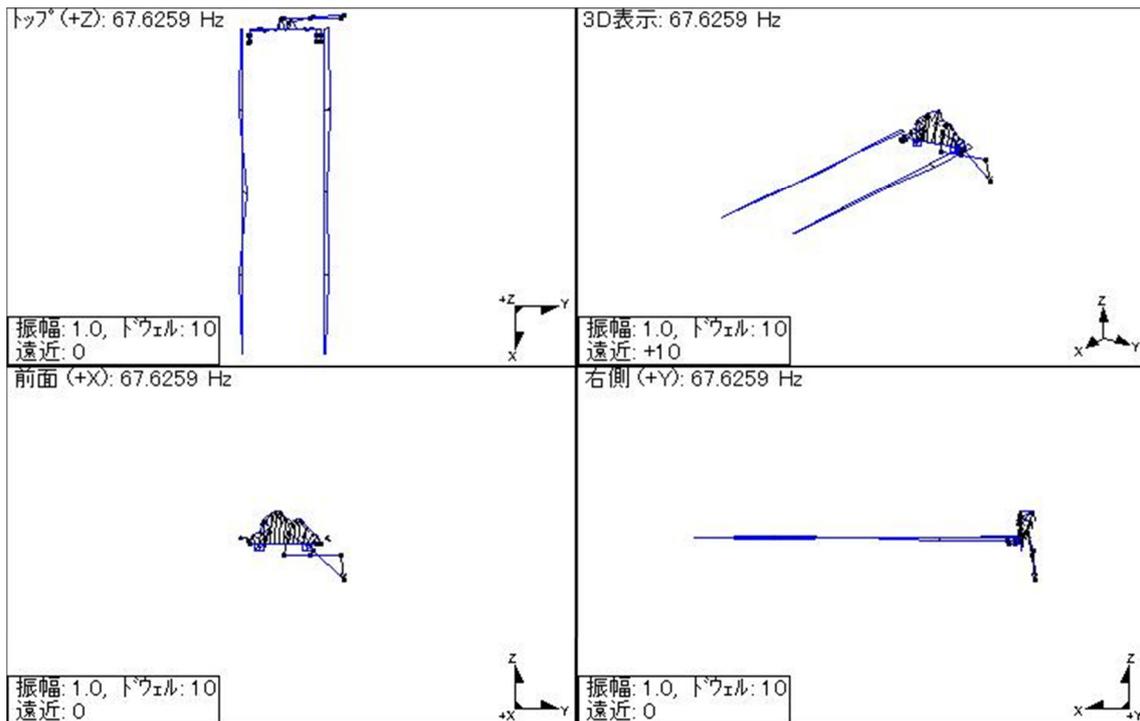


図 3.19 モード 9 67.6Hz

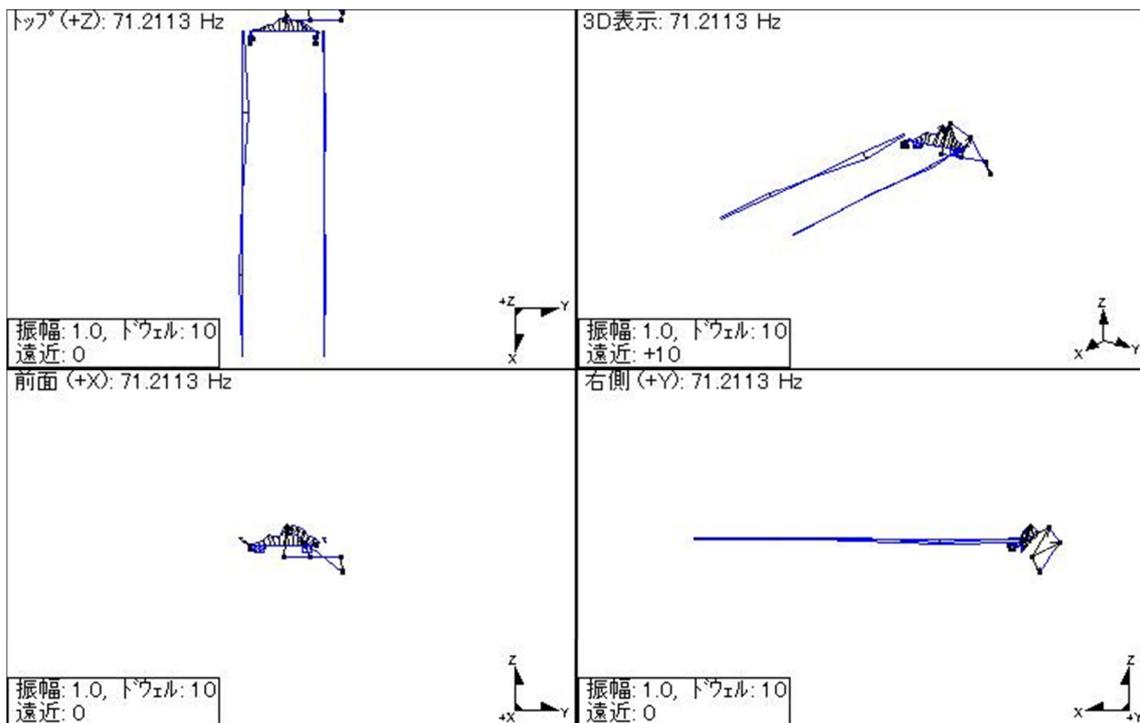


図 3.20 モード 10 71.2Hz

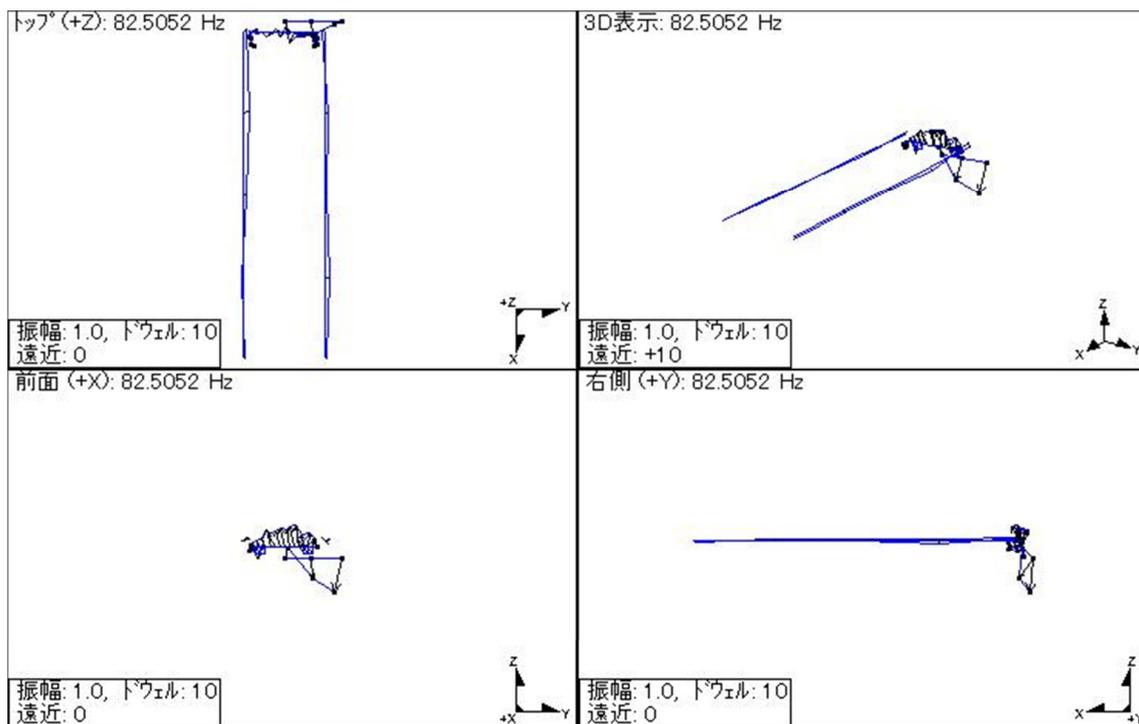


図 3.21 モード 11 82.5Hz

3.5.3 打撃試験の考察

100Hz 以下という低周波にも数多くのモードが確認される。フロントロッド軸力を発生させるモードとして、図 3.18 のモード 8 のようにフロントロッドの引張と圧縮を繰り返すようなモードが考えられる。また、フロントロッドでの拘束部が不安定であり非線形性が高いため、有限要素法解析においても接続部を考慮したモデリングの必要性が考えられる。

3.6 考察

文献や波形データより振動原因を推定することで今回のモデリングにおける荷重条件の方針を打ち立てる事ができたと考えられる。また、軌間内外方向の摩耗が主な問題と考え、軸力を定量的にとらえることで摩耗量の考察につながると分かった。固有振動である場合、その軸力に影響を与えるようなモードを打撃試験結果だけでなく、解析結果においても把握する必要がある。

第4章 有限要素法解析モデリング

4.1 緒言

分岐器の仕組みの把握と摩耗要因が推定できた上で、有限要素法解析のモデリングと解析条件を決定する。本章では、モデリングの全体的な方針および荷重条件、境界条件の設定とその留意点を具体的に述べる。

4.2 モデリング方針と境界条件

解析における結果のみを議論しても、実測データや試験との結果と全く一致しないものであるならば、その議論および解析は全く意味のないものとなる。そこで、モデルの妥当性を確かめるために実機の結果との比較をする必要がある。

材料の物性値などは定まっているので、解析における不確定要素は接続部や接触要素であると考えられる。しかし、そのような部位の詳細なモデリングは複雑である上に、有限要素法解析を行う際の計算時間を極力減らすという点で、ばね要素などを用いた代替モデリングにより表現する。本研究においては様々な分岐器に応用できるモデルを確立するという目的があるため、そのばね係数や粘性係数を変更することによって実機を模擬する定量的、定性的なモデリングを行う。以下にその方針を述べる。

4.2.1 参照する実測データ

現在比較対象として用いることができるデータは、前章で説明した実地波形データと打撃試験データである。

打撃試験データからはモーダル解析によって得られる固有モードの比較が可能である。モデル形状などで大きな差がなく、妥当性が得られるかという点での比較対象とする。

実地波形データからは応答数値オーダーや周波数といった点での比較を行う。代替モデルとして用いているばね要素物性値などの妥当性を評価する。

4.2.2 対象分岐器と条件の考察

衝撃振動の発生からフロントロッド接続部の摩耗まで、どのような変形などを通して振動が伝わるかという現象は把握できていない。したがって、トングレールの形状も強く影響してくる可能性も考えられるため、振動源となるトングレール後端部からフロントロッドまで、実際の形状に即したモデリングが必要であると考えられる。

また、接続かんやスイッチアジャスタといった付属機器についても、拘束要素として振動に影響を及ぼすと考えられるため簡略化してのモデリングの必要がある。

モデル対象とする分岐器の名称と条件を表 4.1 にまとめ、対象範囲の概略図を図 4.1 に示し、有限要素法モデルを図 4.2 に示す。

表 4.1 モデル対象分岐器条件表

名称	8 番片開き右分岐器(普通間節分岐器)	
場所	JR 東日本研究開発センター試験線	
条件	分岐方向	定位(直進)
	通過方向	背向
	基本レール 密着	図 4.1 下側トングレール

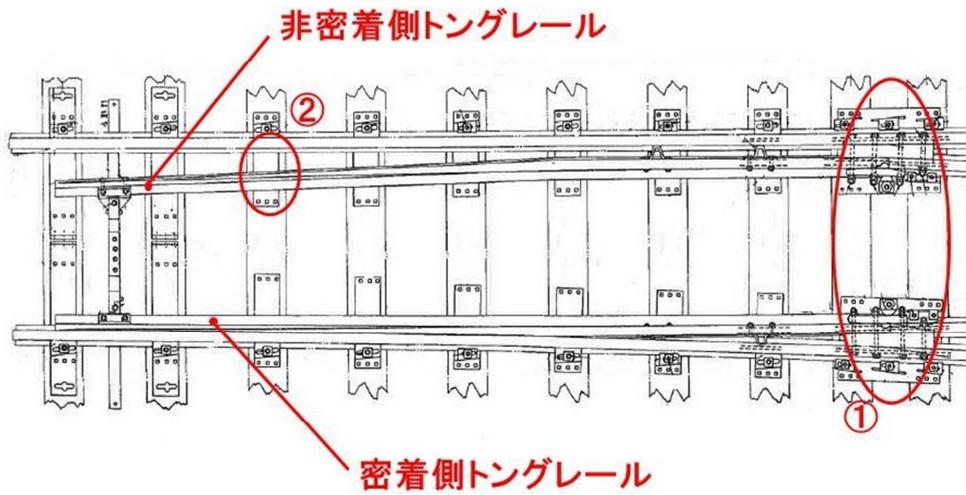


図 4.1 分岐器モデリング対象範囲概略図

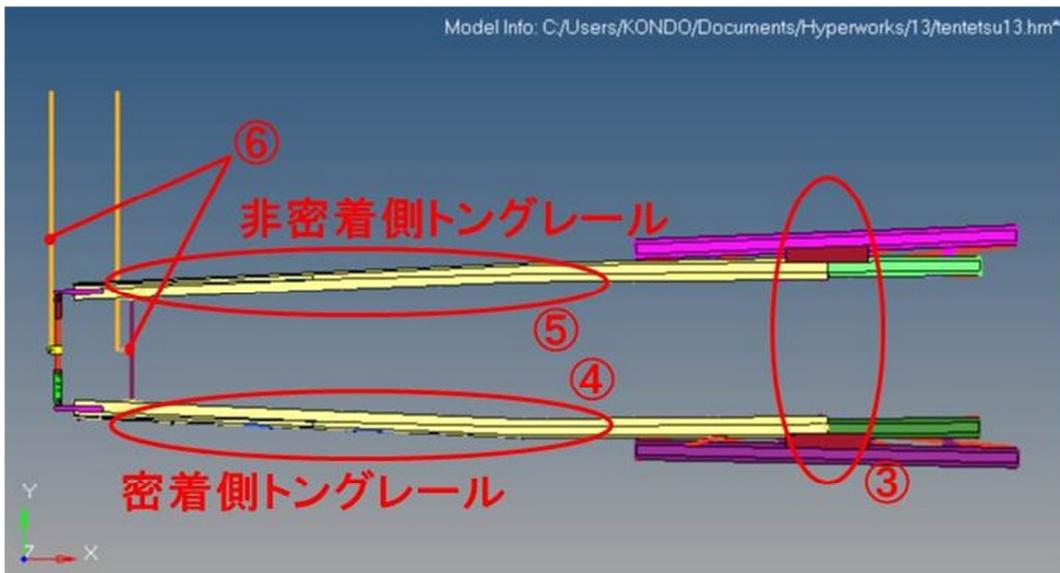


図 4.2 対象範囲有限要素法モデル

4.2.3 後端部モデリング

図 4.1 の①に着目する。分岐器における継ぎ目は数か所存在するが、波形データなどを参考にトングレール部分のみをモデリング対象とすればよいことが分かった。列車の通過の際に片輪は基本レールに乗って走行し、片輪はトングレールに乗って走行する。したがって、図 4.3 を見ると分かるように片輪のみが継ぎ目を通過するため、衝撃は片側からのみで発生するという事となる。

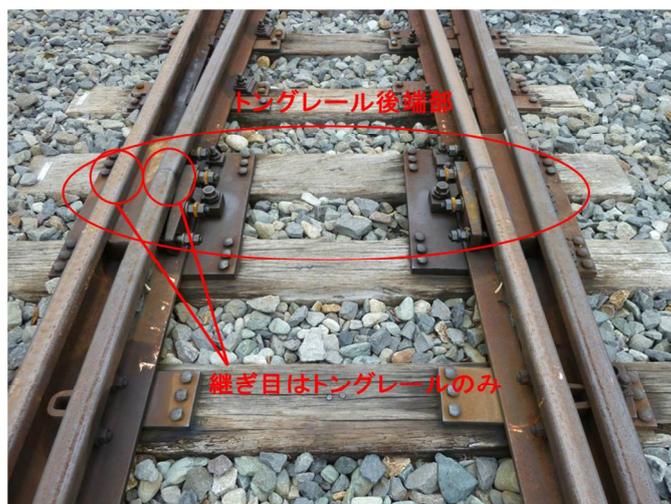


図 4.3 トングレール後端部

図 4.2 の③はこの後端部のモデリングである。荷重入力箇所形状は、応答特性に大きく関係する可能性があるため、後端部付近に関しては図 4.4 のようにリードレール、基本レールおよび間隔材なども詳細に再現する。

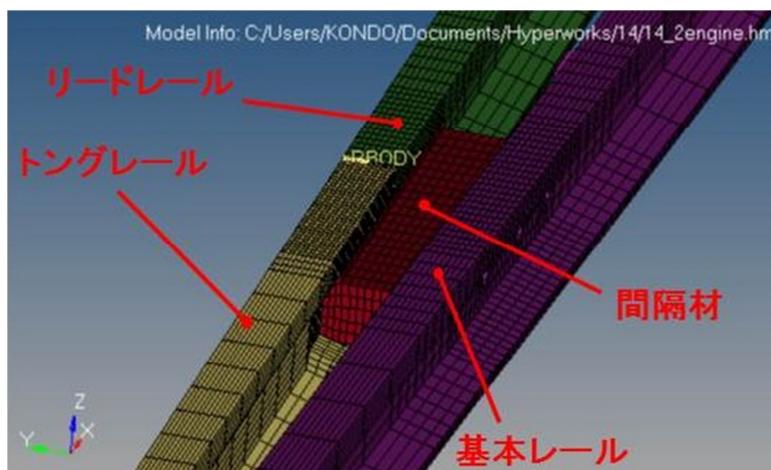


図 4.4 後端部モデリング

4.2.4 密着側トングレールモデリング

次に、基本レールへ密着側(図 4.1 下側)のトングレールについては枕木の上に置かれたような状態になっており、さらに基本レールに押し付けられる形となっているために、鉛直方向にも軌間内外方向にも変位が拘束されていると考えられる。

有限要素法モデルにおいては図 4.2 の④に相当する。まず、枕木およびバラスト形状の詳細なモデリングは複雑とるため、等価なばね要素としてモデリングを行う。1MN/m 以上の剛性を持ったばねと、粘性係数を用いて表現する。[10] ただし、トングレールに関しては後端部が枕木に固定されているものの、他の部分では枕木の上に置かれているため、鉛直下向き方向(図 4.5 下向き)に対して、枕木を押し込む方向に変位が生じるときには反力がかかる一方で、反対方向の変位が生じるときには反力は生じないという条件を与える。

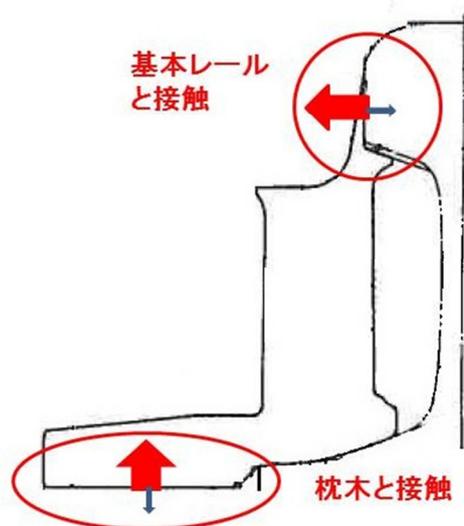


図 4.5 トングレールと基本レールの密着

基本レールへ密着側については、図 4.6 のようにレール下端にばね要素を設置する。トングレールの不要なねじりが生じないように枕木平行方向に 2 点を拘束することで枕木を模擬する。

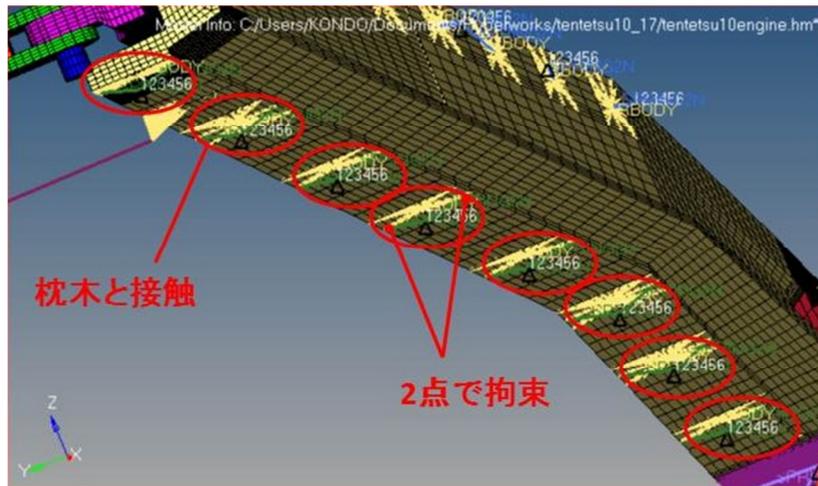


図 4.6 枕木接触部モデリング

同じく図 4.2 の④の中で、トングレールが密着している基本レールについても、基本レールを 3 次元要素で作成することはせずに、枕木と同様に図 4.7 のようにばね要素で代用する。主要な振動伝播はトングレールで起こると考えられるため、なるべく不必要なモデリングは避ける。こちらも、基本レールを押し込む方向(図 4.5 右向き)に変位したときのみの反力が働き、反対方向の変位に対しては、反力は働かないものとする。また図 4.5 の右上部のように、トングレールと基本レールの形状から鉛直方向にも拘束がかかっているものとして鉛直方向も定数を定める。

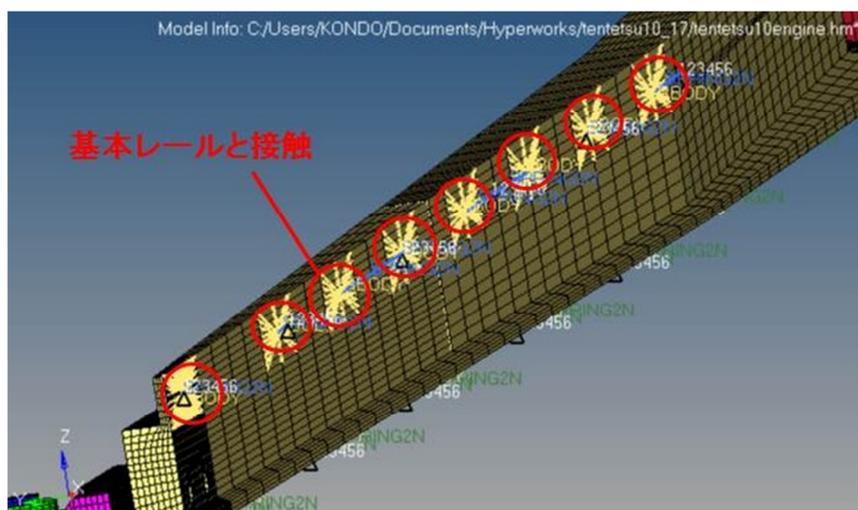


図 4.7 基本レール接触モデリング

4.2.5 非密着側トングレールモデリング

基本レールに密着していない側(図 4.1 上側)のトングレールは転換を滑らかに行うために、図 4.1 の②の位置に図 4.8 のようなボールベアリングが設置されているため、先端がわずかに浮いている様子が見られた。したがって非密着側のトングレールについては後端部および、ボールベアリング接触部のみで鉛直方向の拘束を受けていると考える。また密着側とは違い、後端部以外では軌間内外方向の拘束を受けていない。



図 4.8 ボールベアリング

有限要素法モデルにおいては図 4.2 の⑤に相当する。非密着側のトングレールに関してはボールベアリングの部分でのみ枕木と接触していると考えられる。したがって、図 4.9 のように後端部で固定され、ボールベアリング接触部でのみばね要素を用いて枕木モデリングを加える。

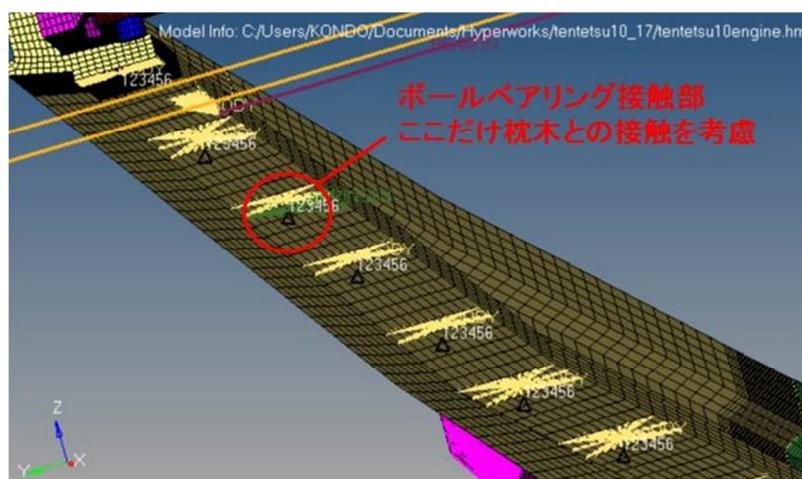


図 4.9 非密着側トングレールモデリング

4.2.6 接続かんおよびスイッチアジャスタのモデリング

トングレールの振動を考える際に、スイッチアジャスタや接続かんも拘束となる上に質量体として固有振動数にかかわってくる可能性もあるため、図 4.2 の⑥は梁モデルとして簡略化して作成する。図 4.10 のように片方の端に関しては、電気転てつ機に接続されているので完全拘束に近い状態の拘束力がかかる。

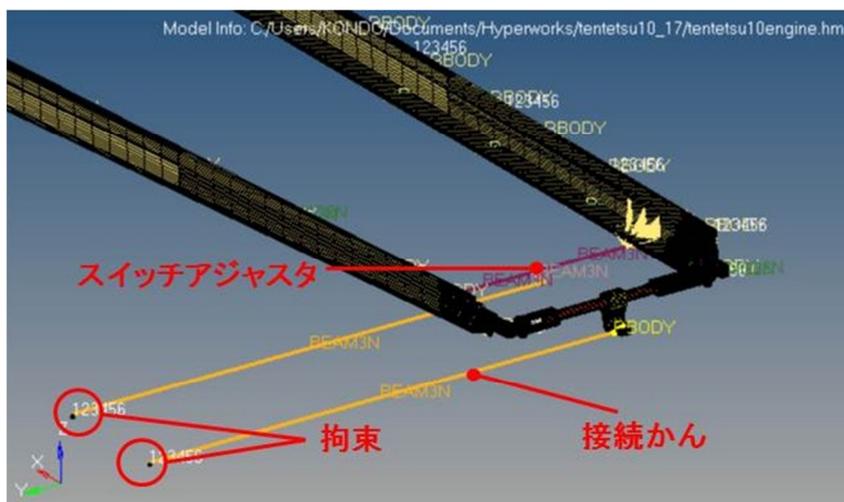


図 4.10 接続かんおよびスイッチアジャスタのモデリング

4.2.7 接続部要素のモデリング

ボルトなどの接続部要素は複数箇所存在するが、ボルトに関してはいずれも 2 点以上で拘束されているため今回は剛な接続とみなして扱う。肘金とロッドの接続部に関しては、始めに剛接として全体の特性を確認したのちに、別途軸受部分を詳細モデリングして解析を行う。

4.3 荷重条件

解析において衝撃振動をどのような荷重条件として与えるのかを以下に述べる。

4.3.1 荷重値・入力方向

車輪がトンダレールをたたくという現象であるために軌道平行方向にも力が発生し、車輪とレールの接触方向は鉛直成分だけでなく軌間内外方向成分の力も発生していると考えられるが、後端部における各軸方向の加速度波形の測定はされていないため、鉛直方向以外に対しては実測データが必要となる。よって、本研究では継ぎ目の段差によって生じる鉛直方向の衝撃荷重を主な振動原因として定める。

鉛直方向に関しては軸重を参考とする。4.2.3 で述べたように、片輪のみがトンダレールおよび継ぎ目を通過する。列車の軸重は1t重ほどであるため、荷重に偏りが無いと考えたとき片輪にかかる重量はその半分となると考えると、今回は約0.6t重に相当する60kNが鉛直方向にかかる最大荷重値として設定する。[10] 他の方向は仮定をおいて定める。

4.3.2 入力位置

振動原因はトンダレール後端部分である。したがって図4.2の③部分のうち、図4.11に示すように車輪が継ぎ目を通過した際にトンダレールが接触すると考えられる箇所を入力位置とした。

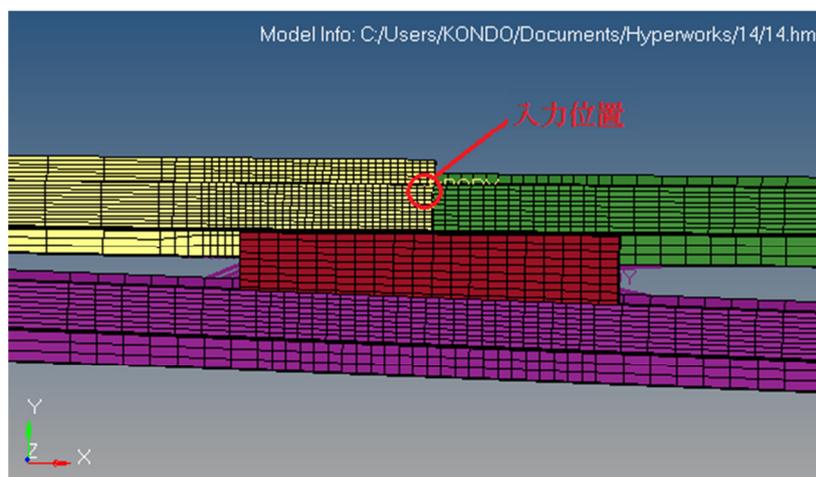


図 4.11 荷重入力位置

4.3.3 入力波形

今回はトンダレール後端部の歪波形を参考にした入力時間を仮定し、余分な高周波成分をのせないため衝撃を正弦波形で表し、それを1周期とする正弦波形を入力波形とした。図4.12より、歪が生じている時間は0.01sであると仮定する。また、1つの台車について2つの車軸がついており、2つの衝撃の連成も考えて2つの衝撃入力を行う。その間隔についても、後端部歪波形の間隔を参考にし、今回は0.145sと定める。

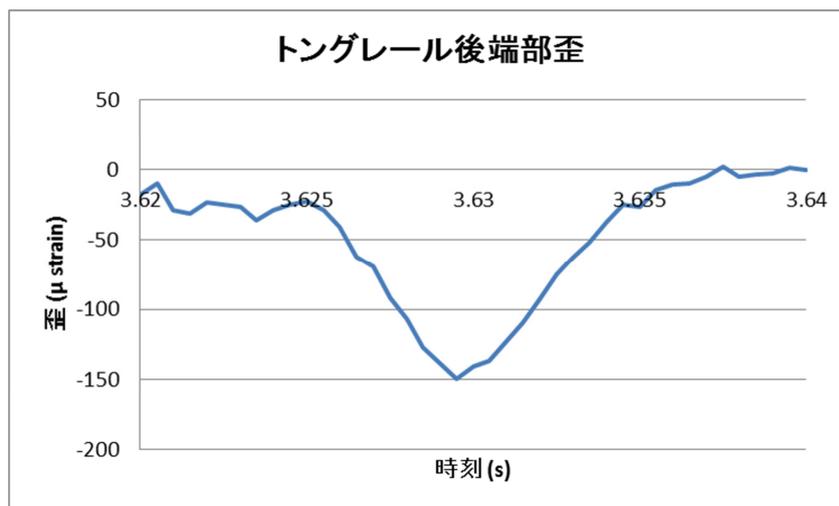


図 4.12 後端部歪変形時間 [5]

4.4 解析条件

解析モデル図を図 4.13 および図 4.14 に示し、解析条件を表 4.2 にまとめる。

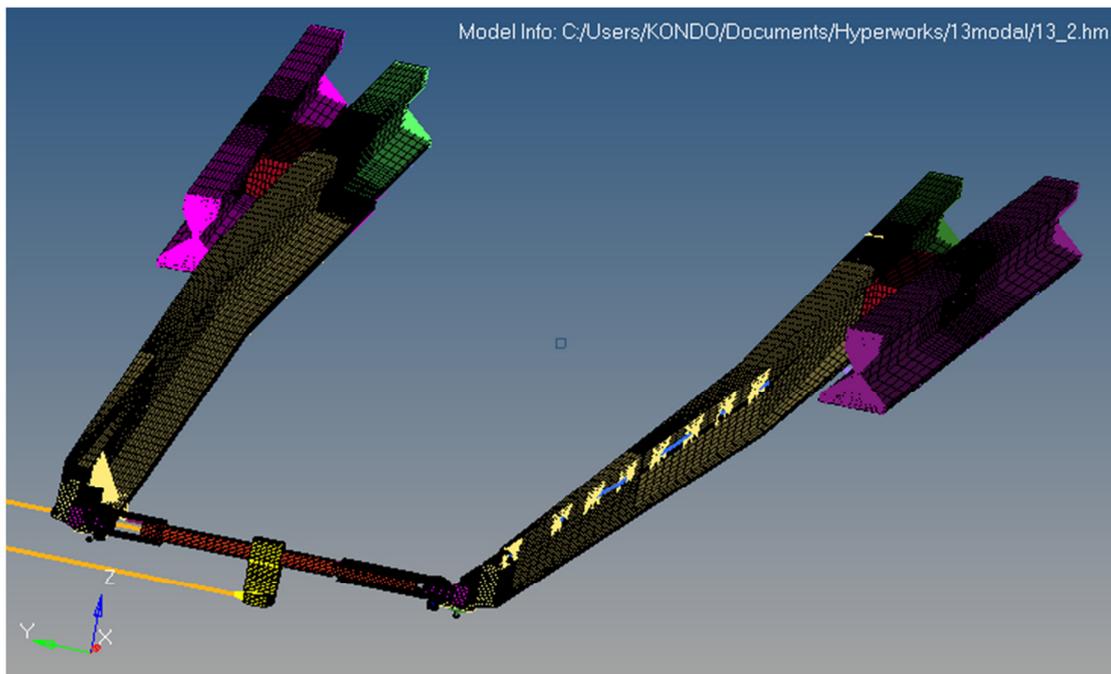


図 4.13 転てつ器全体モデル

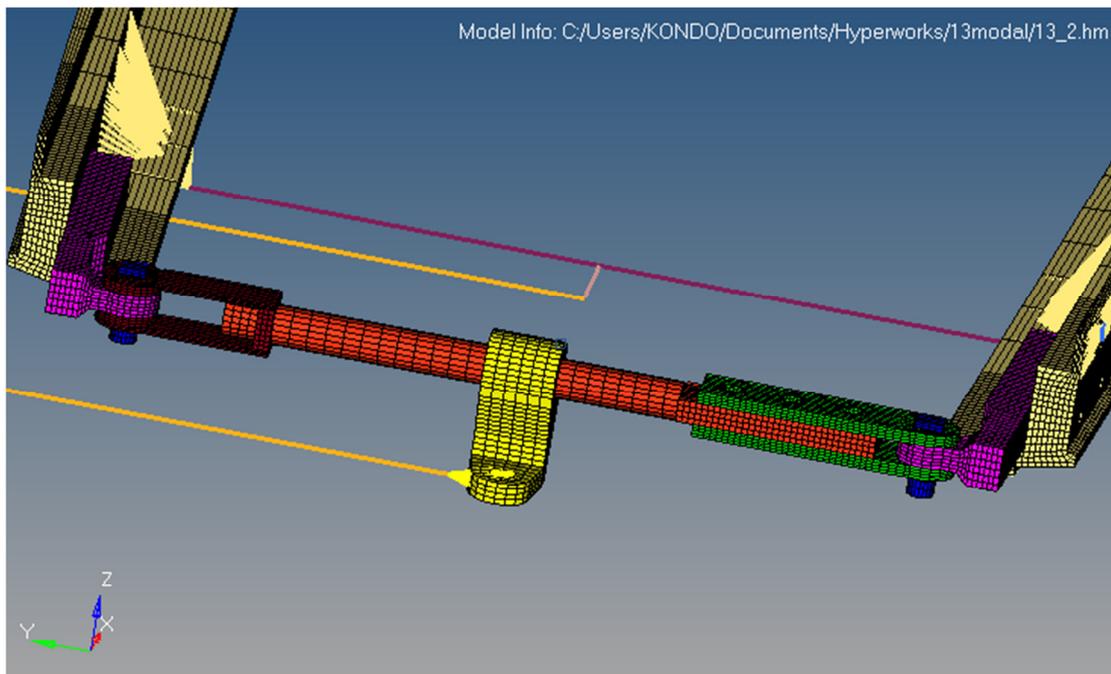


図 4.14 フロントロッドモデル

表 4.2 解析条件表

Hyper Works Radioss Block 110			
解析ソフト	モーダル解析	陰解法	
	衝撃応答解析	陽解法	
単位系	[ton] [mm] [MPa]		
要素	3次元 Solid 要素, Spring 要素, Beam 要素		
材料物性値	密度	7.86×10 ⁻⁹ ton/mm ³	
	ヤング率	2.05×10 ⁵ MPa	
	ポアソン比	0.3	
荷重	荷重最大値	鉛直	60 kN
		軌間内外	30 kN
		軌道平行	10 kN
	入力形状	波形	正弦波形
		周期	0.01 s
	入力時刻	1 波目	0 s
2 波目		0.145 s	

4.5 考察

ばね要素を用いて拘束を再現しモデリングを行った。実機に則してのモデリングを念頭に入れてはいるが、形状や物性値によりその特性はほぼ定まると考えられる。したがって、強制的な合わせこみもまた意味が無く、枕木と基本レールのばね物性値といった不確定性の強いパラメータを変更することで、モデルの妥当性を考える。

第5章 解析結果

5.1 緒言

本章においては、モーダル解析および衝撃応答解析の結果を示すとともに、実測データとの比較を行いその妥当性を示す。また、解析を通して新たに考えられる要因を深く考察するために、条件やモデルを変更しての更なる解析を行い、最後に接続部における力学的特性の考察を行う。なお衝撃応答解析において、モデリング対象とした分岐器の実測波形データの提供がなかったため、結果の比較に用いる実測波形データに関しては異なる分岐器のデータを使用することとなるが、分岐器形状による多少の差異を考慮して定性的な現象は一致しているものとして扱う。

5.2 モーダル解析

モーダル解析においては，打撃試験との結果の比較を行う．解析周波数帯は打撃試験と同じく 0~100Hz とした．本解析におけるばねの物性値は表 5.1 に示す．

表 5.1 ばね物性値 (モーダル解析)

枕木 ばね物性値	ばね定数	10 kN/mm
	粘性係数	1.0 N・s/mm
後端部枕木 ばね物性値	ばね定数	10kN/mm
	粘性係数	2.0 N・s/mm
基本レール ばね物性値	軌間内外方向 ばね定数	500 N/mm
	軌間内外方向 粘性係数	1.0 N・s/mm
	鉛直方向 ばね定数	500 N/mm
	鉛直方向 粘性係数	0.5 N・s/mm

5.2.1 低次モードでの比較

打撃試験とモーダル解析における 1 次，2 次の低次モードについての比較をする．

打撃試験のモード 1 は図 5.1 のようであり，左右どちらのトングレールも軌間内外方向への 1 次振動モードの様子がみられる．周波数は 20.7Hz である．

一方で解析結果でもモード 1 は図 5.2 のように左右どちらのレールについても軌間内外方向の 1 次振動モードが見られた．しかし，基本レールへ密着側のトングレールに関しては振れ幅が小さく，基本レールを模擬したばね要素の影響を受けているためと考えられる．周波数は 21.1Hz であり，これは打撃試験の結果と非常に近い値となっている．

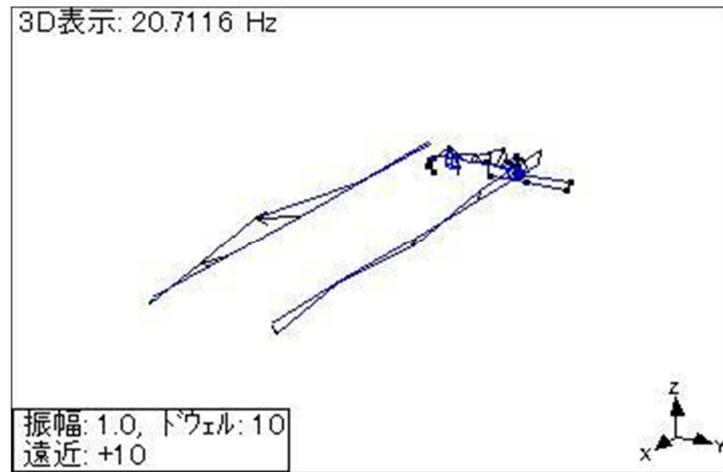


図 5.1 モード 1 (試験) [8]

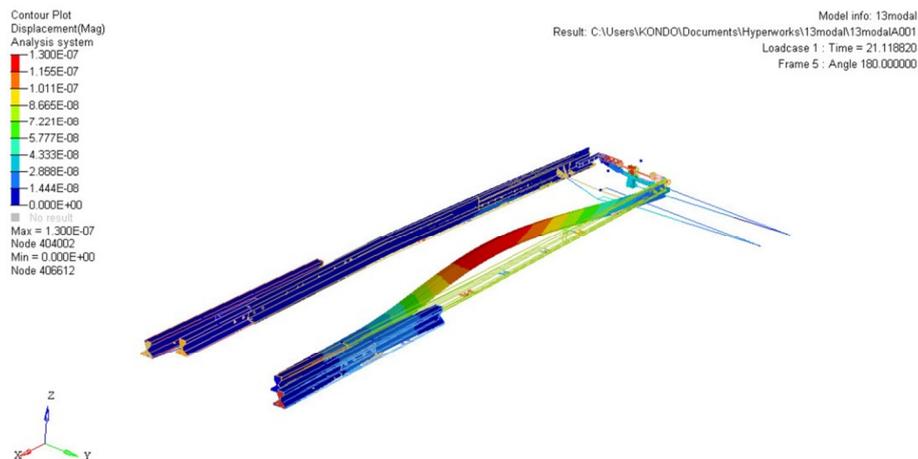


図 5.2 モード 1 (解析)

次にモード 2 として, 図 5.3 のように打撃試験ではフロントロッドが片持ち梁のような 1 次振動をしているモードが確認できる. これは, 密着側トングレール先端が鉛直方向に拘束がかかるのに対し, 非密着側トングレール先端は鉛直方向に拘束がかからずに自由端のような状態になっているためだろう. 周波数は 24.1Hz となっている.

一方で解析結果も同じように, 図 5.4 のようにフロントロッドが片持ち梁のような振動モードとなっていることが分かる. 原理は同様だと考えられ, その周波数は 23.0Hz となりこちらも近い値をとっていることが分かる.

また, このモードに関してはフロントロッド直近を加振源とした打撃試験におけるモード 1 との一致性も確認できる. その周波数は 24.0Hz であり, モード図を図 5.5 に示す.

低次モードのモード図やその周波数の一致性より, 物性値や形状および拘束という点でのモデルの妥当性が言えると考えられる.

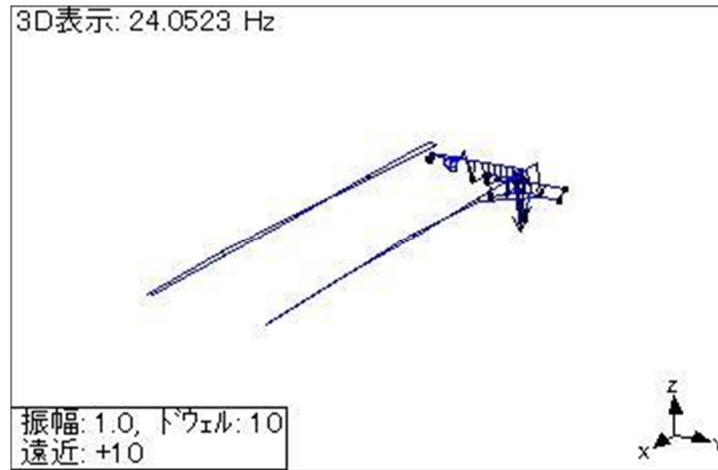


図 5.3 モード 2 (試験) [8]

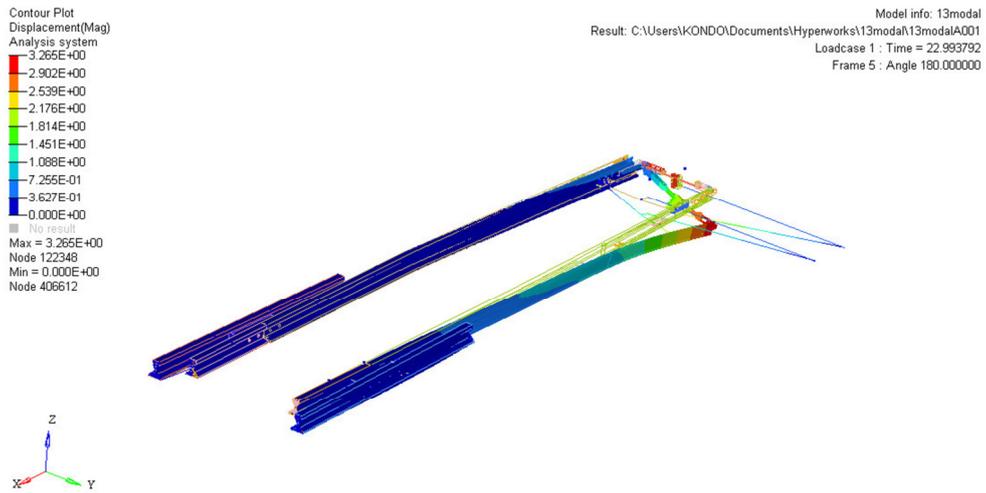


図 5.4 モード 2 (解析)

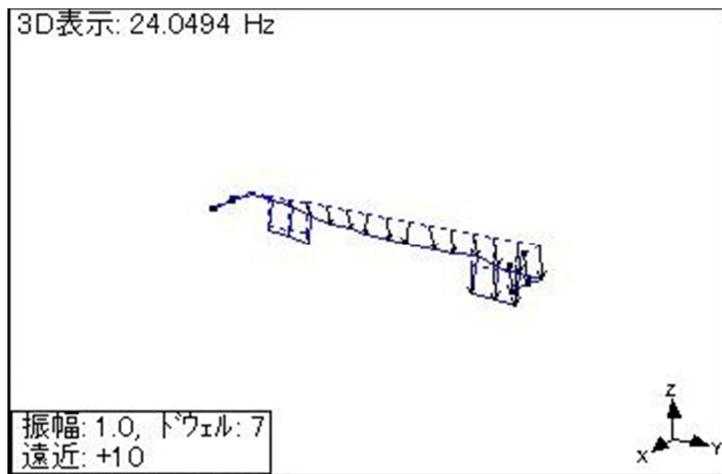


図 5.5 モード 1 (試験 フロントロッドのみ) [8]

5.2.2 各種モード図

スイッチアジャスタのモードやねじりのモードといった、打撃試験では特定できないものの以外で、モード 3 以降の結果を図 5.6~図 5.24 に示す。高次になるほどモーダル解析と打撃試験との結果の相違が表れるが、この相違の 1 つの要因としては解析上のばねの剛性の影響により、実機データよりも理論的な拘束が強く認識されているためだろう。もう 1 つの要因として打撃試験ではねじりモードを表現できなかったことが挙げられるだろう。

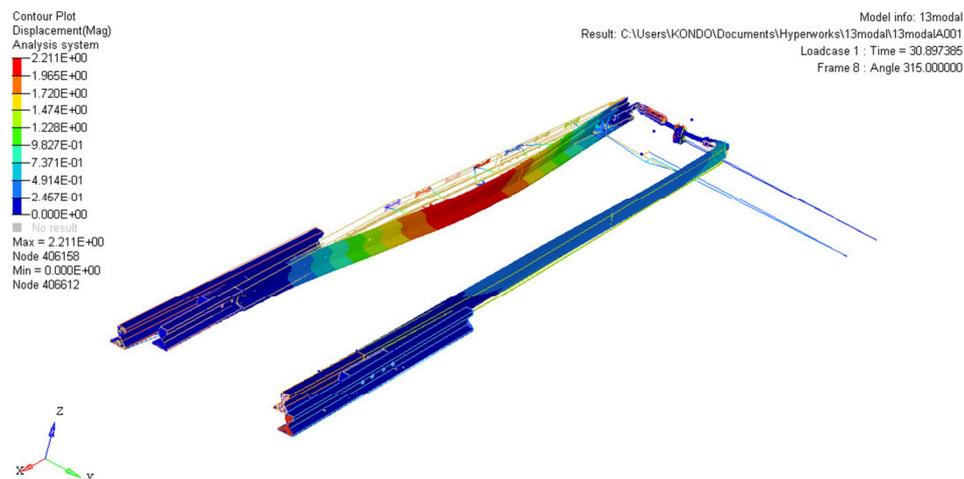


図 5.6 モード 3 30.9Hz (解析)

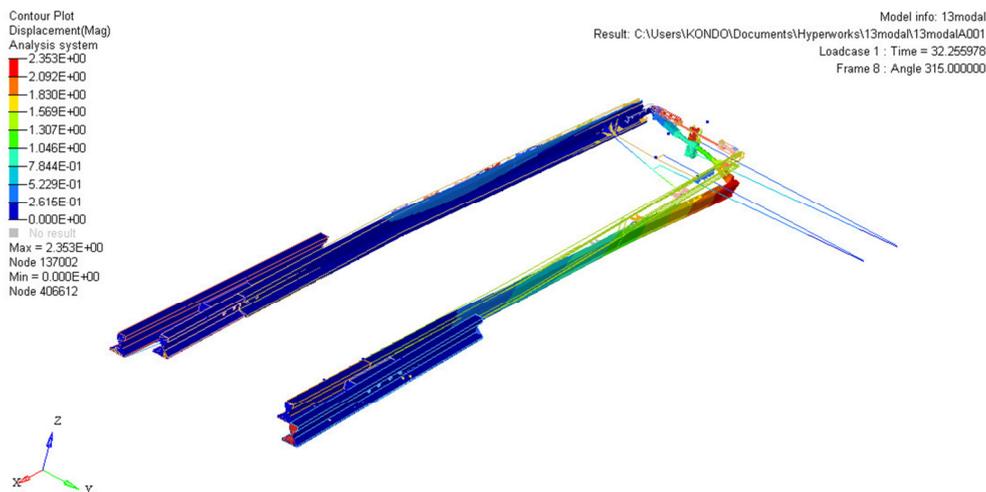


図 5.7 モード 4 32.3Hz (解析)

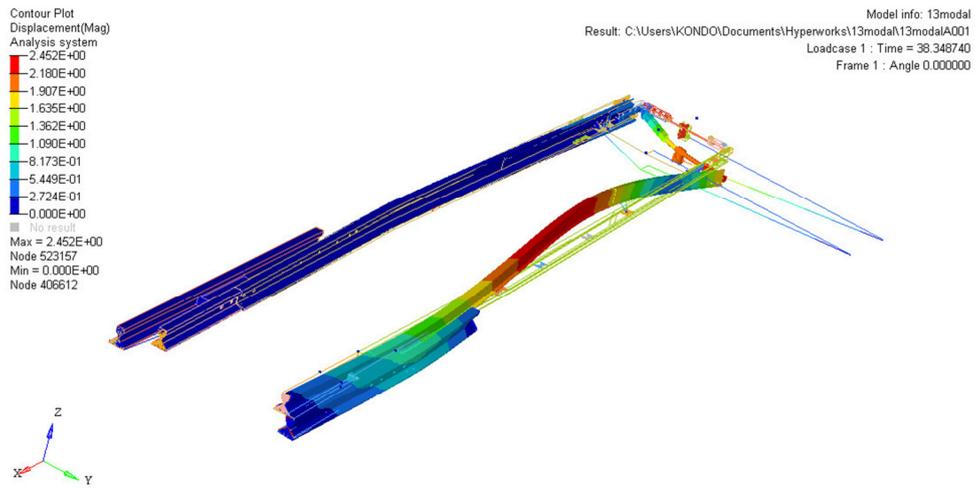


図 5.8 モード 5 38.3Hz (解析)



図 5.9 モード 6 43.0Hz (解析)

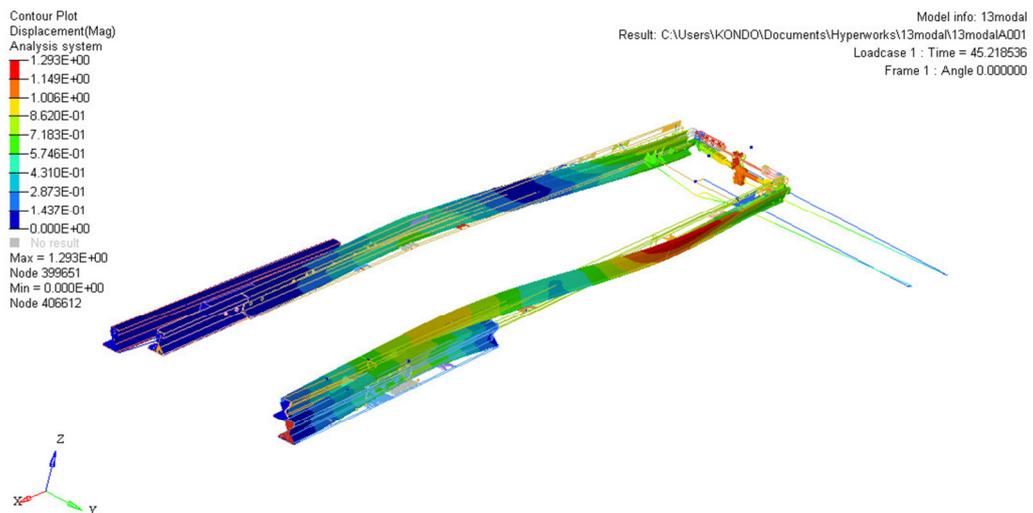


図 5.10 モード 7 45.2Hz (解析)

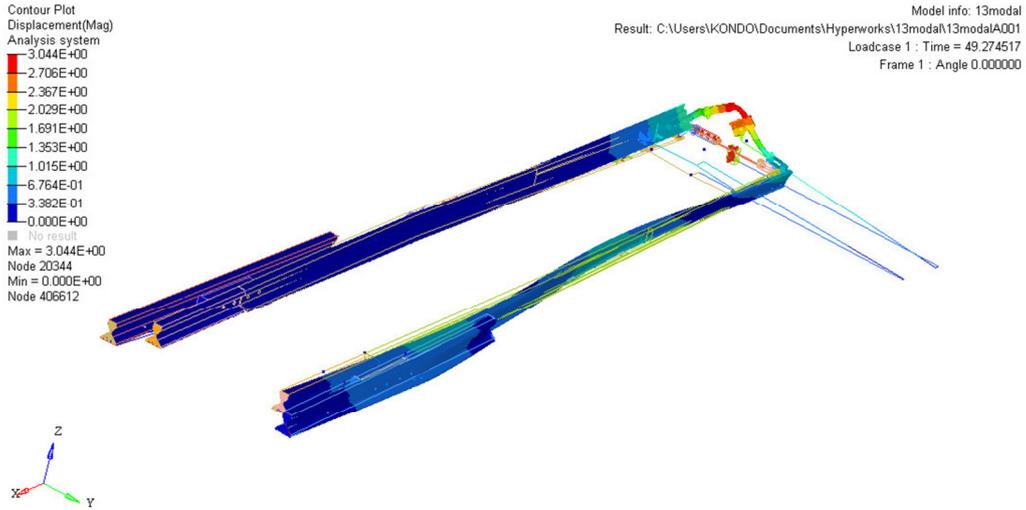


図 5.11 モード 8 49.3Hz (解析)

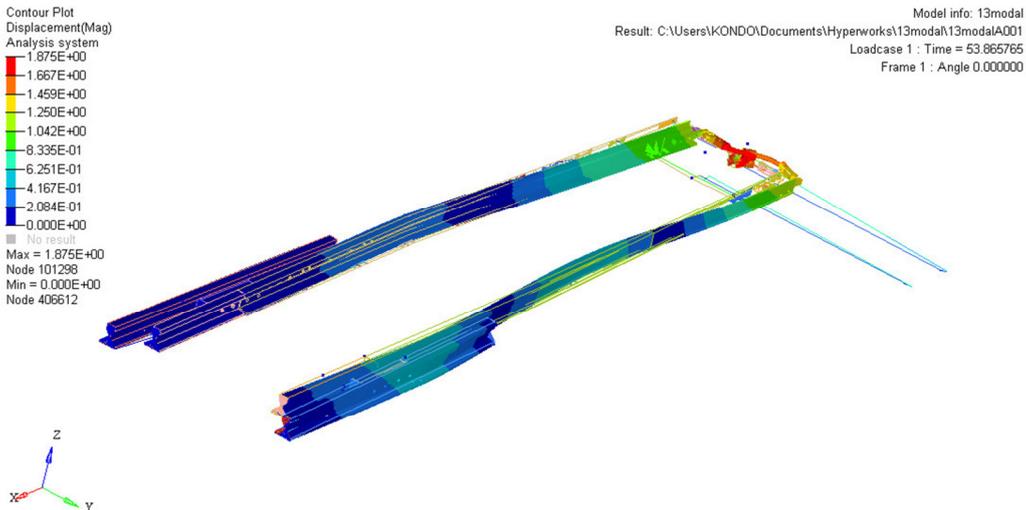


図 5.12 モード 9 53.9Hz (解析)

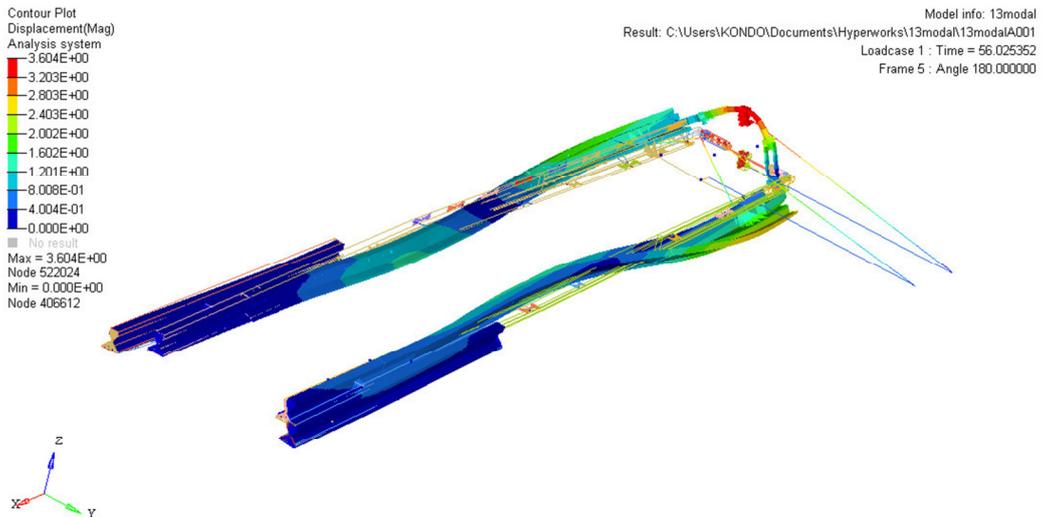


図 5.13 モード 10 56.0Hz (解析)

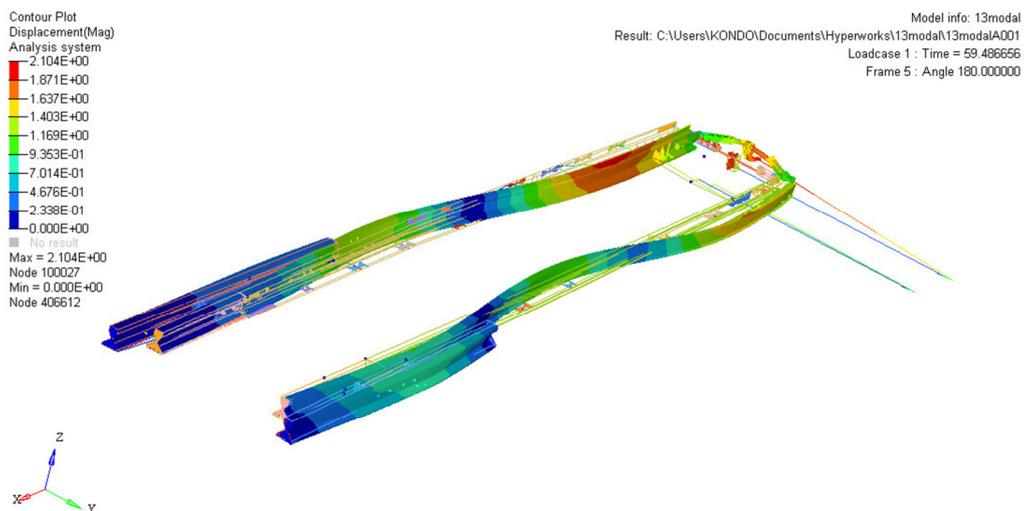


図 5.14 モード 11 59.5Hz (解析)

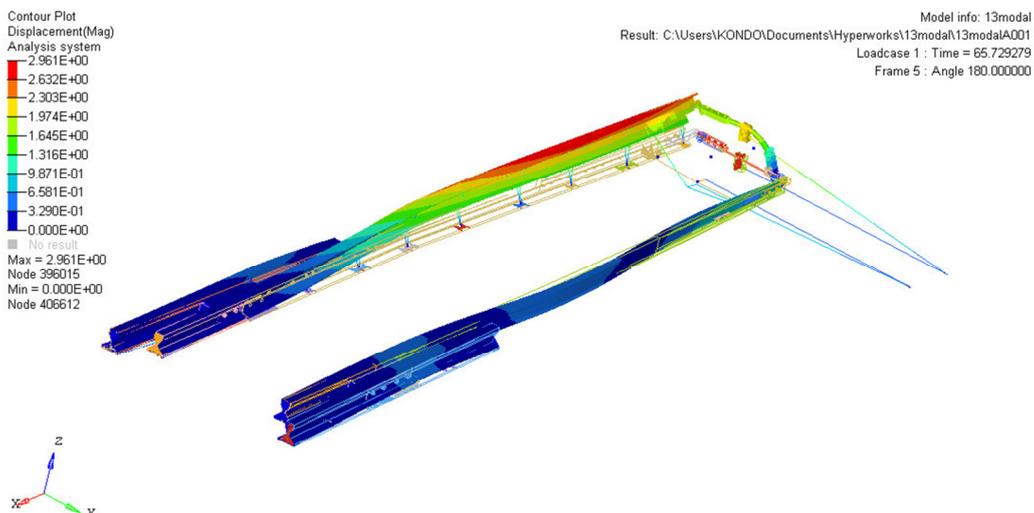


図 5.15 モード 12 65.7Hz (解析)

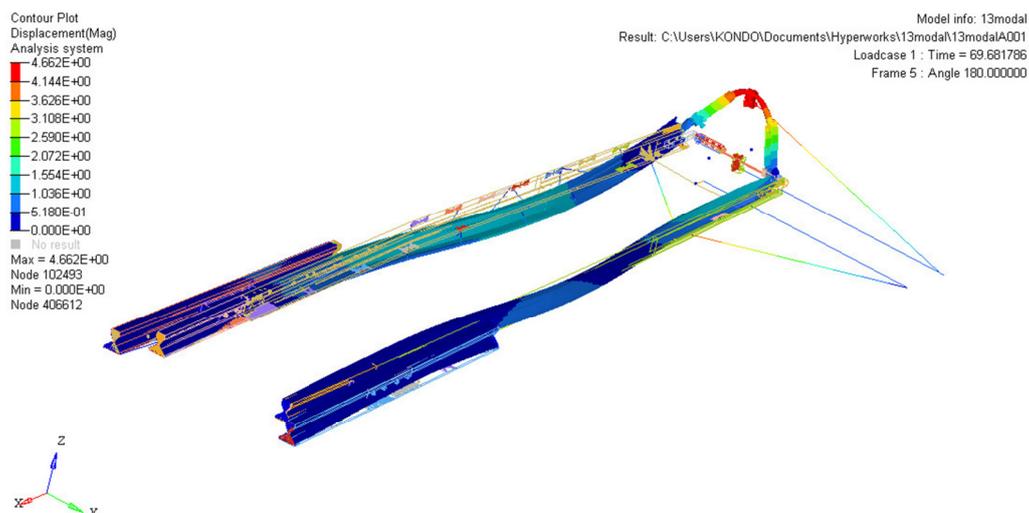


図 5.16 モード 13 69.7Hz (解析)

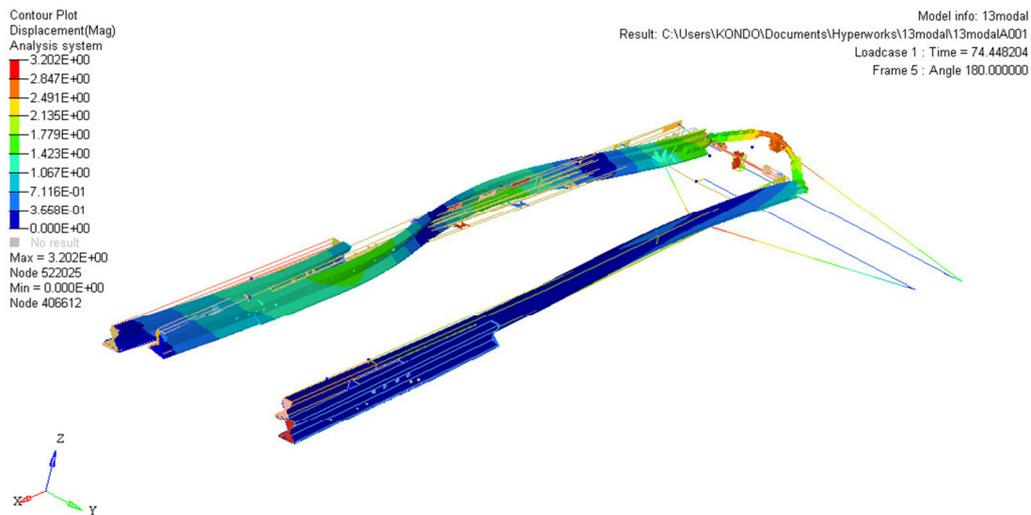


図 5.17 モード 14 74.4Hz (解析)

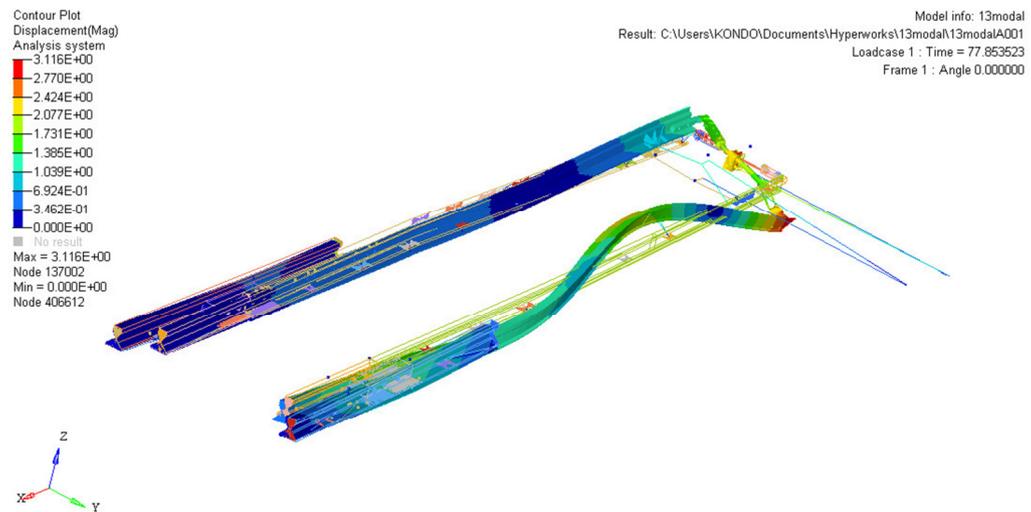


図 5.18 モード 15 77.9Hz (解析)

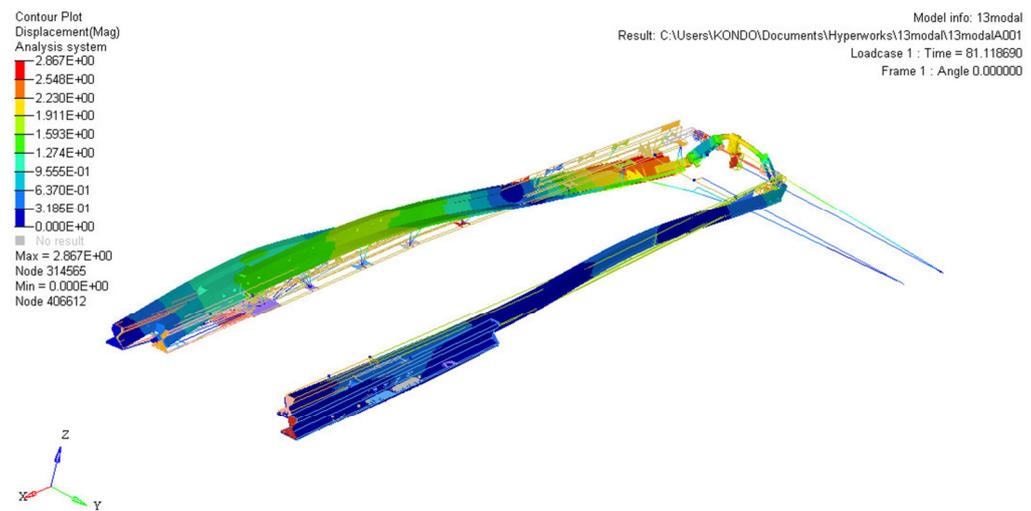


図 5.19 モード 16 81.1Hz (解析)

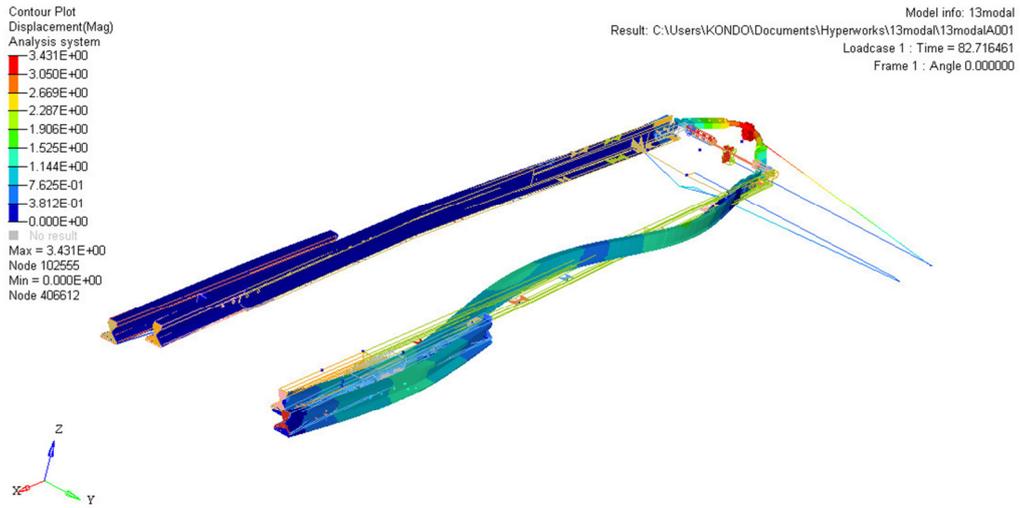


図 5.20 モード 17 82.7Hz (解析)

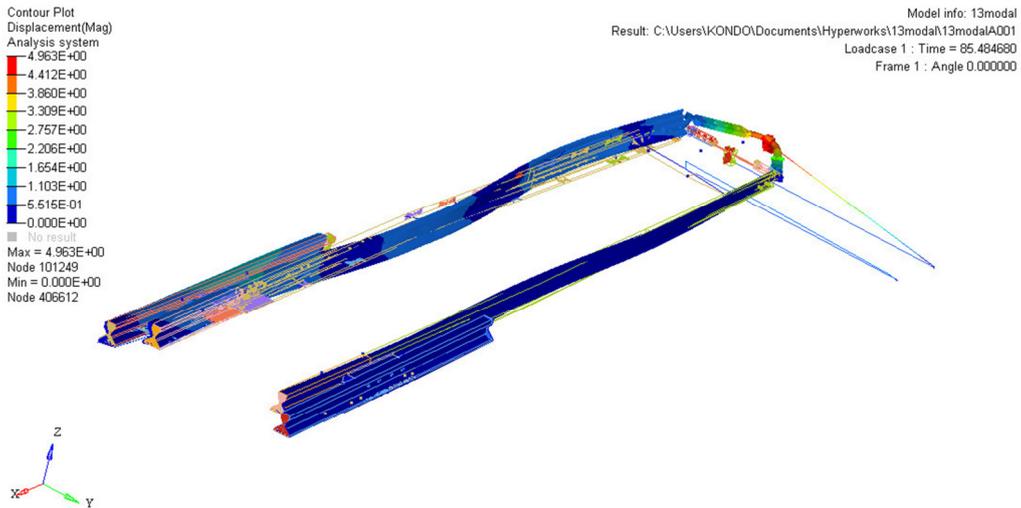


図 5.21 モード 18 85.5Hz (解析)

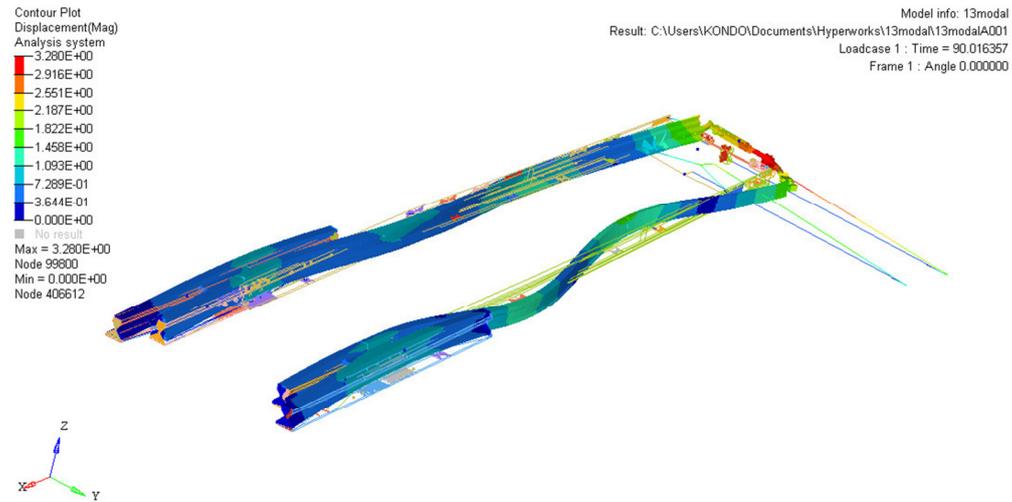


図 5.22 モード 19 90.0Hz (解析)

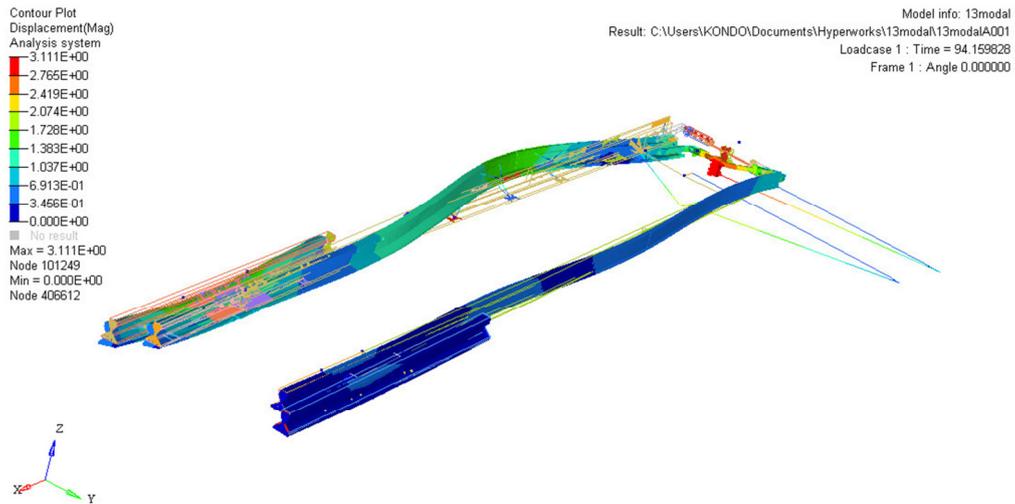


図 5.23 モード 20 94.2Hz (解析)

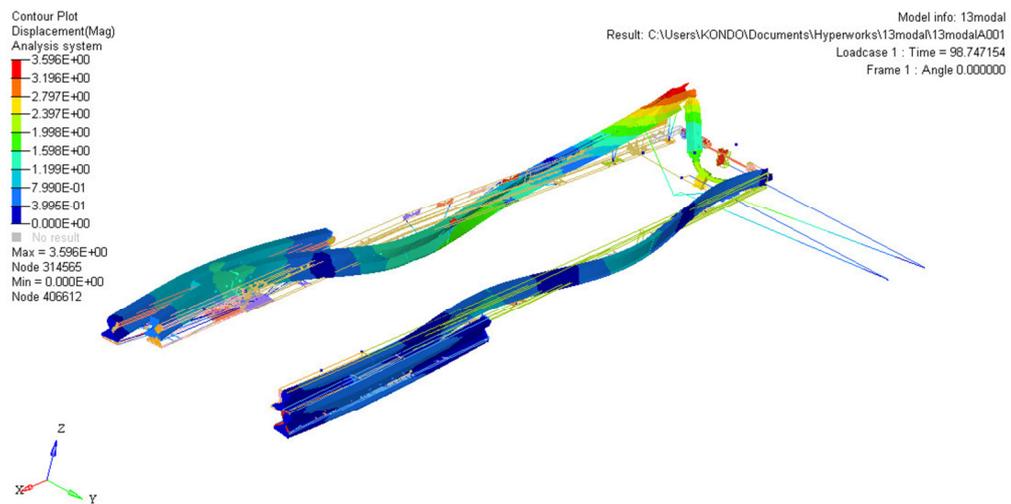


図 5.24 モード 21 98.7Hz (解析)

フロントロッド直近を加振源とした打撃試験におけるモード 2 (35.1Hz, 図 5.25)は, 転てつ器全体モデルにおけるモード 4 (35.0Hz, 図 5.26)に相当し, 解析におけるモード 6 (図 5.9)に相当すると考えられるが, 高次になるほど周波数に相違が生じる.

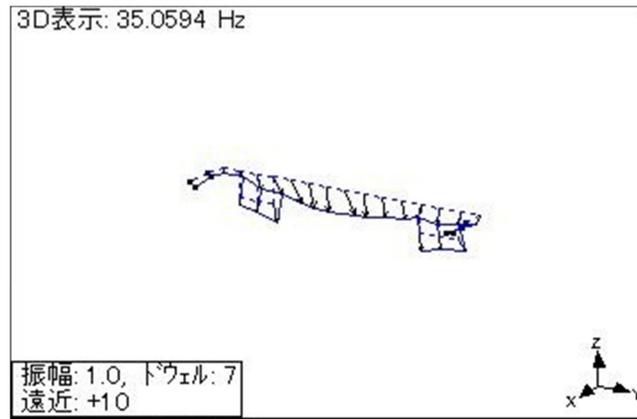


図 5.25 モード 2 (試験 フロントロッドのみ) [8]

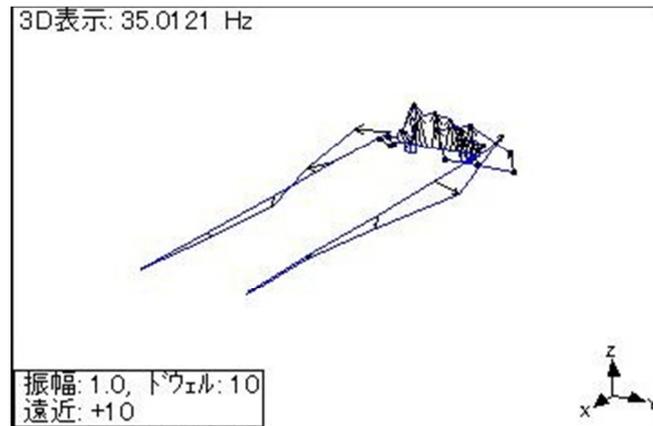


図 5.26 モード 4 (試験) [8]

5.2.3 摩耗原因周波数の推定

今回問題としている肘金とロッドの接続部摩耗に関しては、軌間内外方向へフロントロッドが引張・圧縮が繰り返されるモードが影響していると考えられる。100Hz 以内の低周波数帯の中で、打撃試験では 58.3Hz に図 5.27 のようなモードが確認され、同様に解析結果においても 56.0Hz に図 5.13 のような左右のトングレールが開閉する形でフロントロッド軸力を発生させる変形をもったモードが確認される。このような低周波での固有振動数が影響してくるかどうかは、FFT 解析の結果も合わせて後述する。

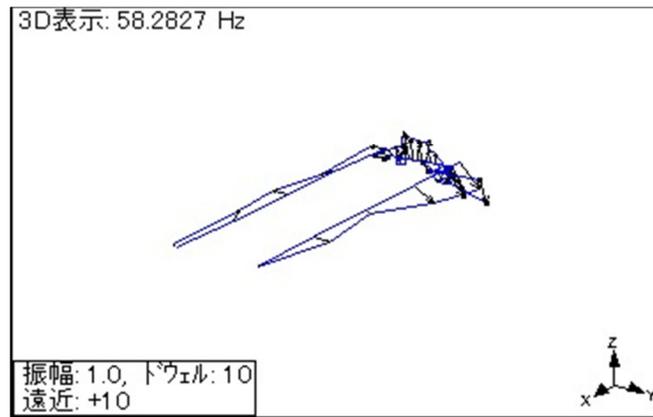


図 5.27 モード 8 (試験) [8]

5.3 衝撃応答解析

モーダル解析の結果より，モデルにおける物性値や形状などの妥当性が言えた．次に衝撃応答解析の結果を述べる．解析時刻は 0s から 0.25s までとし，ばね物性値は表 5.2 に示す．

表 5.2 ばね物性値 (衝撃応答解析)

枕木 ばね物性値	ばね定数	20 kN/mm
	粘性係数	2.0 N・s/mm
後端部枕木 ばね物性値	ばね定数	20kN/mm
	粘性係数	2.0 N・s/mm
基本レール ばね物性値	軌間内外方向 ばね定数	500 N/mm
	軌間内外方向 粘性係数	1.0 N・s/mm
	鉛直方向 ばね定数	500 N/mm
	鉛直方向 粘性係数	0.5 N・s/mm

5.3.1 肘金部加速度

実測データにおける代表的な各方向加速度波形を図 5.28，図 5.30，図 5.32 に示し，解析結果を図 5.29，図 5.31，図 5.33 に示す．

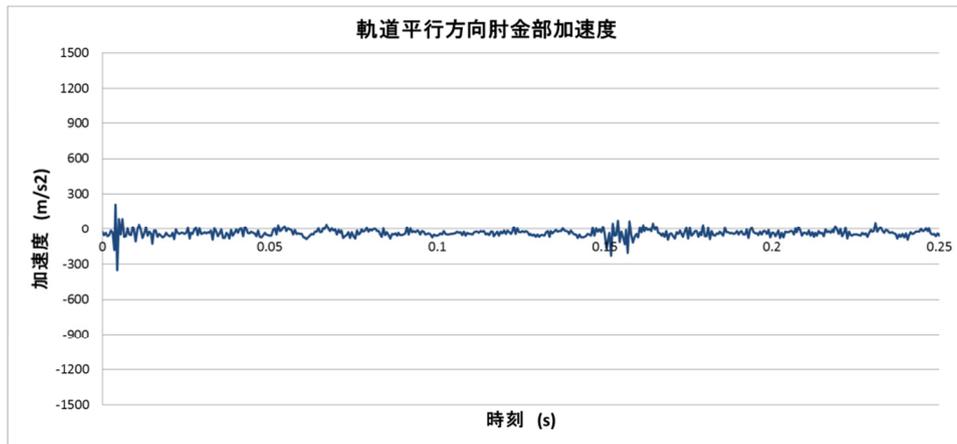


図 5.28 軌道平行方向肘金部加速度 (実測値) [5]

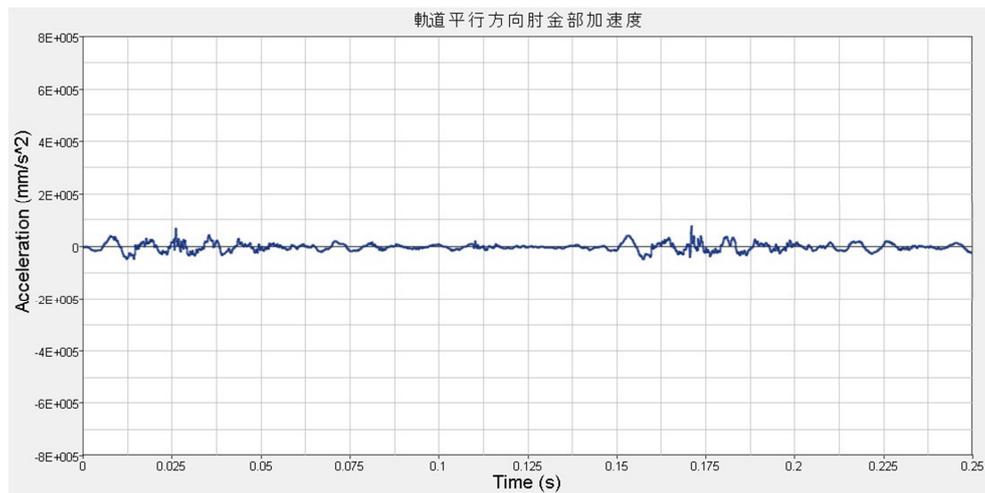


図 5.29 軌道平行方向肘金部加速度 (解析値)

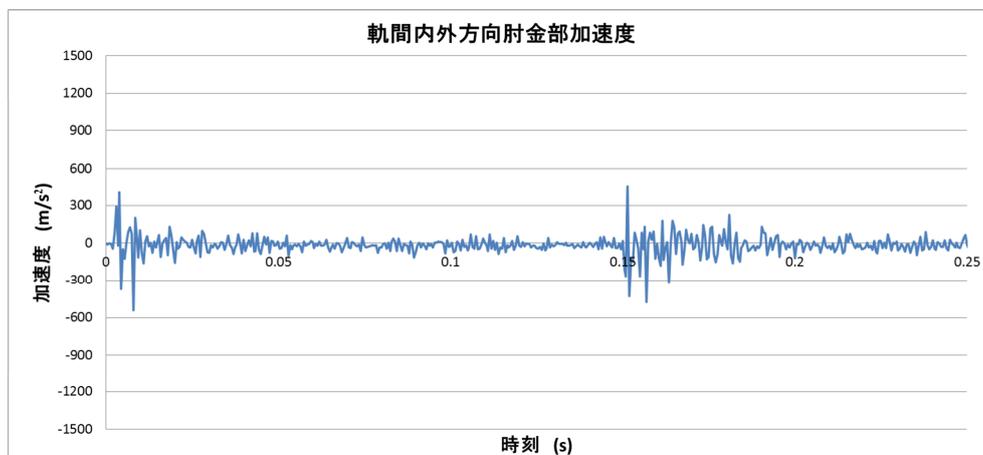


図 5.30 軌間内外方向肘金部加速度 (実測値) [5]

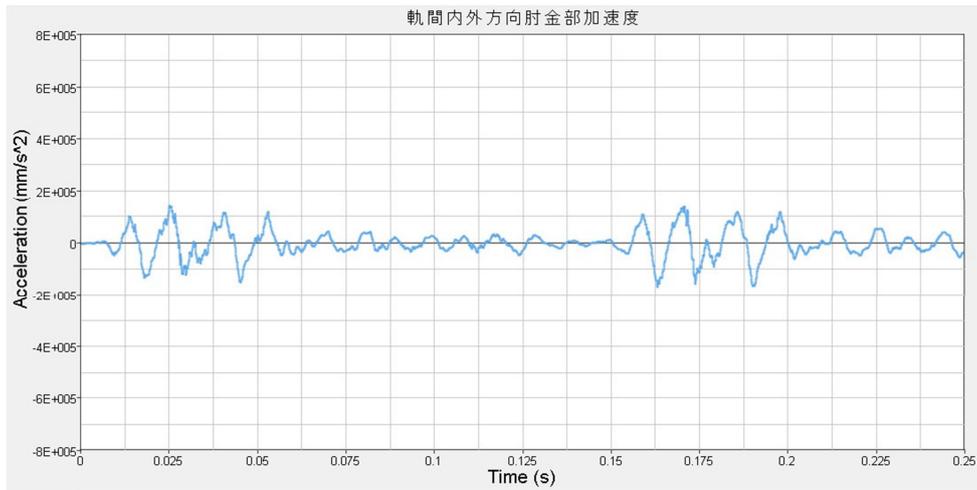


図 5.31 軌間内外方向肘金部加速度 (解析値)

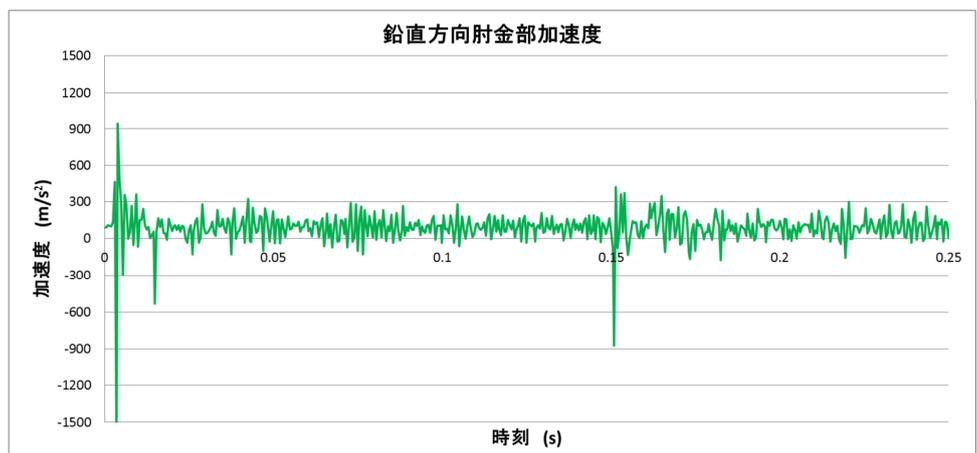


図 5.32 鉛直方向肘金部加速度 (実測値) [5]

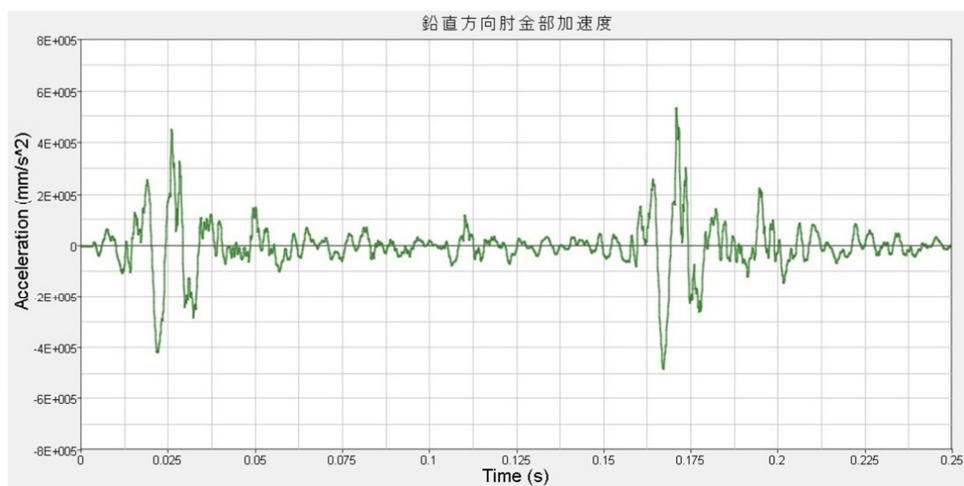


図 5.33 鉛直方向肘金部加速度 (解析値)

最大振幅の数値のオーダーは各結果において等しいが解析結果の方がやや小さい値となっている。鉛直方向が最も振幅が大きく、軌間内外方向、軌道平行方向と続くという傾向が一致している。しかし、荷重入力から最大振幅となるまでに解析結果の波形の方が時間がかかる様子が見られる。解析結果における波形の周波数は実測値の周波数と比べて低い
ため、波形特性で違いが見られた。また、実測値の方が入力時の最大振幅からの減衰が早い。

5.3.2 フロントロッド軸力

実機データにおける代表的なフロントロッド軸力波形を図 5.34 に示し、解析結果を図 5.35 のように示す。

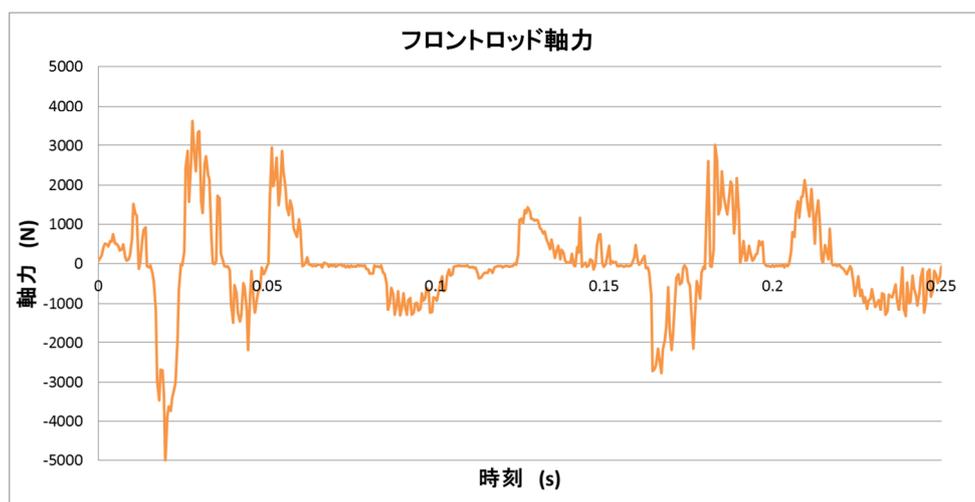


図 5.34 フロントロッド軸力 (実測値) [5]

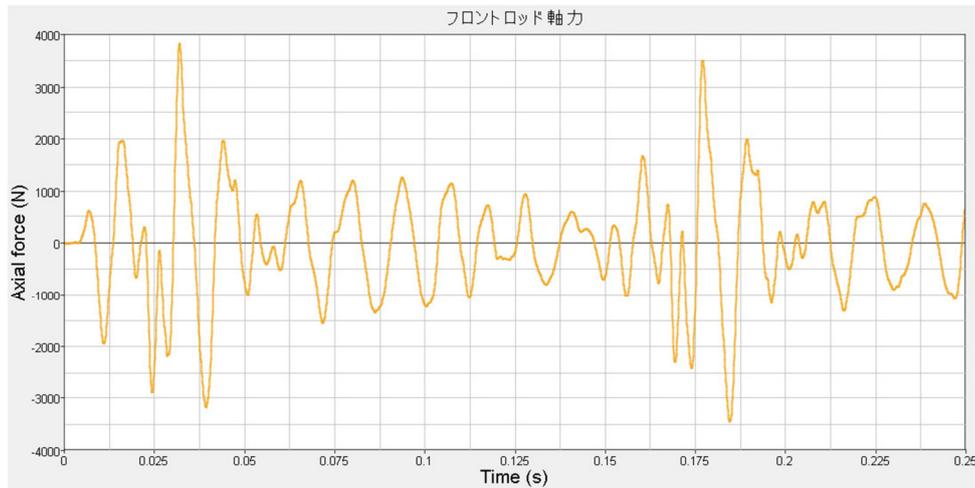


図 5.35 フロントロッド軸力 (解析値)

加速度波形と同じく最大振幅の数値のオーダーは解析と実測値とで一致している。しかし、波形特性などで大きく異なり、加速度波形と異なる低周波の振動がみられる一方でそれに付随する高周波の振動が解析結果には見られない。実測値においては急速に波が消えるなどの減衰の様子が見られる。

5.3.3 考察

肘金部加速度とフロントロッド軸力のどちらも最大振幅での数値のオーダーが一致しており、荷重条件やばね物性値などの点でモデルの妥当性があると考えられる。しかし周波数特性が異なり、実測値の方が高周波成分が表れることが分かる。また、減衰の様子などについても十分な実測データの再現性がとれているとは言えない。

実測波形データに関しても波形が毎回の衝撃で安定しているわけではなく、最大振幅は数値オーダーでの合わせこみとなると考えられる。したがって、定量的なばね定数、粘性係数の合わせこみにも限界がある。

一方で応答における周波数成分に関しては毎回の衝撃でおよそ不変であるため、加速度波形での周波数帯の再現性を考える。応答周期を確認すると入力波長に近い周期であると考えられるため、応答波形の入力周波数への依存性が考えられる。入力周波数を変更した解析を 5.4 で考察する。また、1 波目の波形と 2 波目の波形に関しては、解析上大きな違いが見られないために、以降の解析においては 1 波のみを扱い、0s から 1.0s までの解析とする。

5.4 入力周波数を考慮した解析

応答波形の入力周波数依存性を考察するために，入力周波数を変更した解析を行い，結果を比較する．ばね物性値に関してはモーダル解析と同じ表 5.1 の値を用いた．

5.4.1 変更条件

入力周波数を周期 0.01s から，0.001s および 0.0005s の正弦波に変更して解析を行う．これまで用いていた周期は後端部歪波形を参考にしたものであるが，この波形は車輪がレール上の一定区間を連続的に荷重をかけるという条件のもとでの波形であると考えられる．つまり，計測点前後に車輪がある場合でも歪が生じていると考えられる．

しかし，衝撃振動はトングレーール後端部をたたくというより短時間での入力であると想定できる．したがってこの解析により周波数の一致性が見られれば，荷重の入力は衝撃振動に起因するものであるという仮定が改めて裏付けられることとなる．

5.4.2 肘金部加速度

代表的な波形として鉛直方向肘金部加速度を比較する．図 5.36 に 0s から 0.1s までの実測加速度波形を図 5.37 に 0s から 0.1s までの周期 0.01s の入力波形における実測加速度波形を，図 5.38 に周期 0.001s の入力波形における加速度波形を，図 5.39 に 0.0005s の入力波形における加速度波形の解析結果を示す．

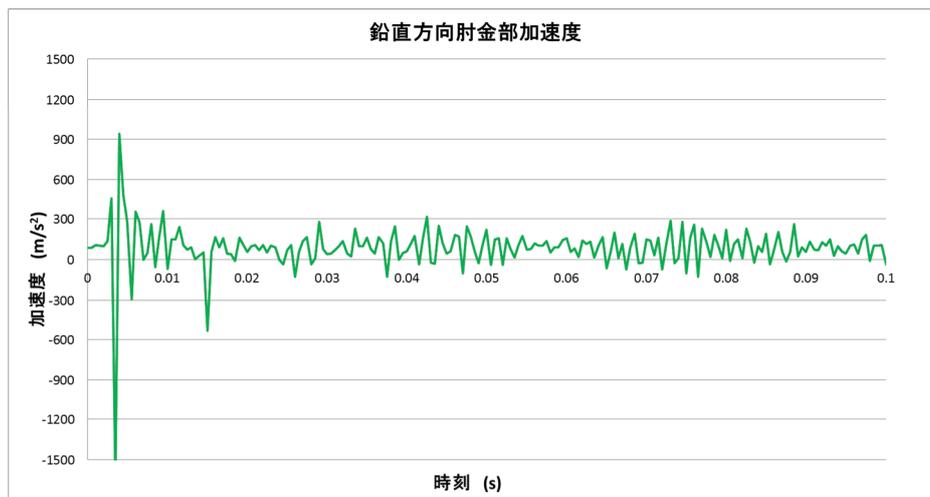


図 5.36 鉛直方向肘金部加速度 (実測値 0.1s まで) [5]

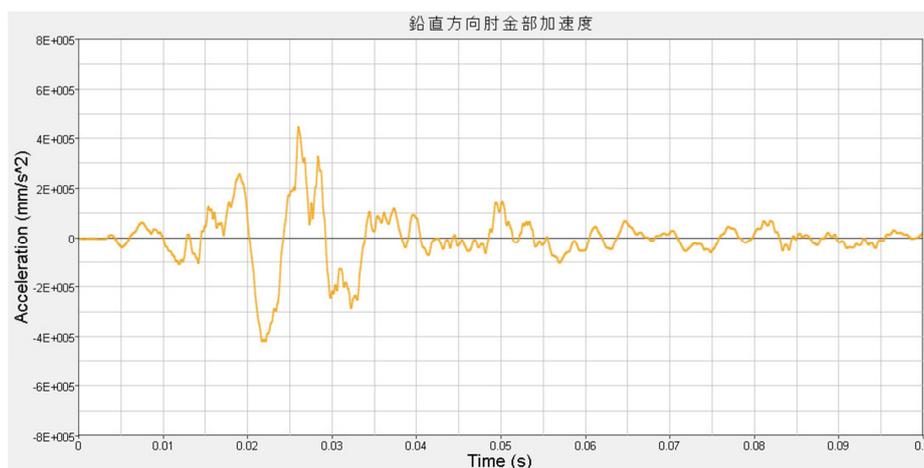


図 5.37 鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.01s)

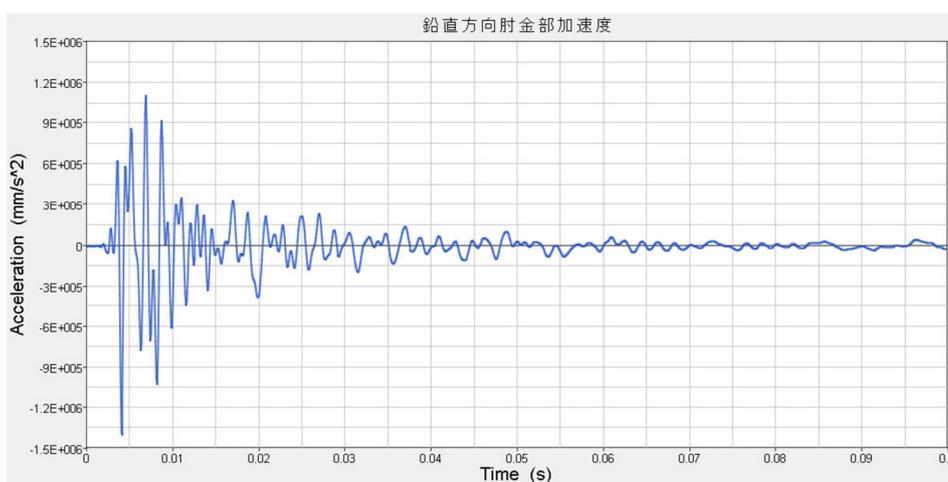


図 5.38 鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.001s)

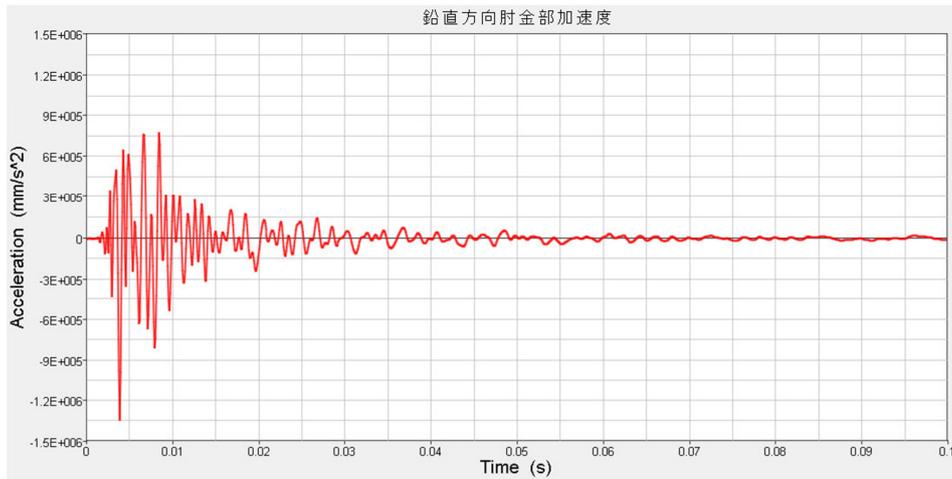


図 5.39 鉛直方向肘金部加速度 (解析値 周期 0.0005s)

図 5.38, 図 5.39 のどちらのグラフにおいても, 図 5.37 では見られなかったような高周波成分が表れており, 応答波形の入力周波数の依存性が見られることが分かる. また, 周期 0.001s と周期 0.0005s では特性にほとんど違いがない. 最大振幅の数値もほとんど変化がないが, 減衰の様子は実測値の方が早い.

また, これらの加速度波形に対してそれぞれ FFT 解析をかけて周波数成分を調べる. その結果を図 5.40~図 5.43 に示す. なお実測値では最も特性が強くと考えられる 0s から 0.01s の間とした.

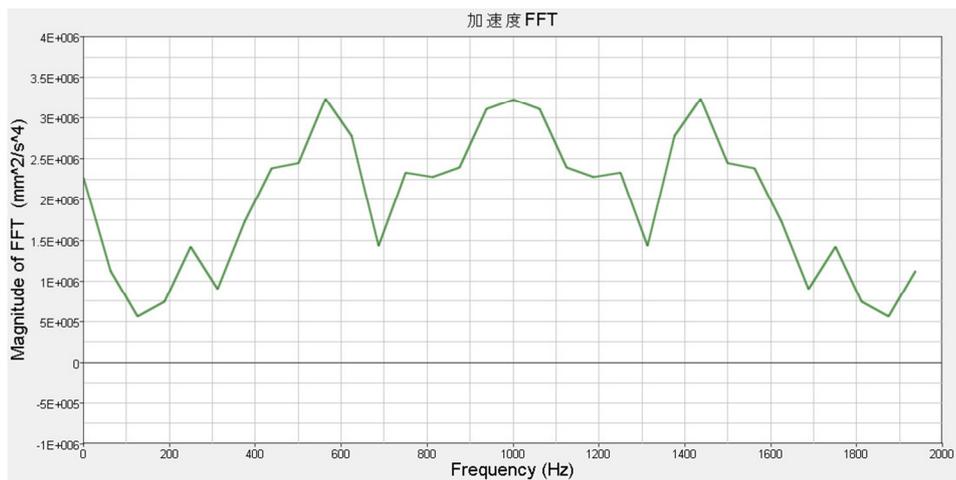


図 5.40 加速度 FFT (実測値)

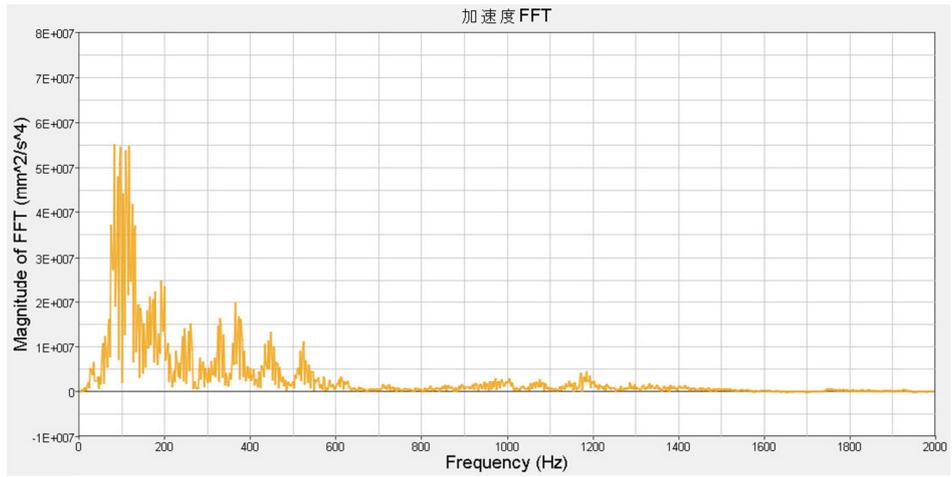


图 5.41 加速度 FFT (解析值 周期 0.01s)

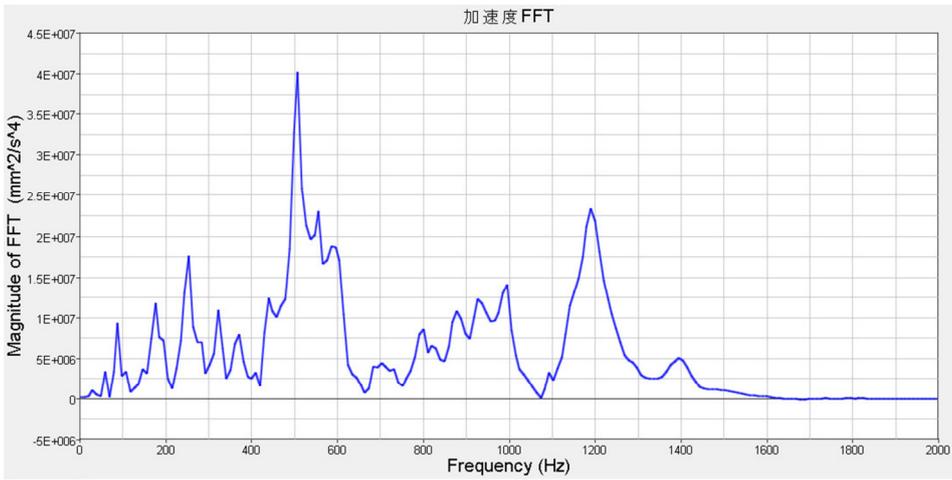


图 5.42 加速度 FFT (解析值 周期 0.001s)

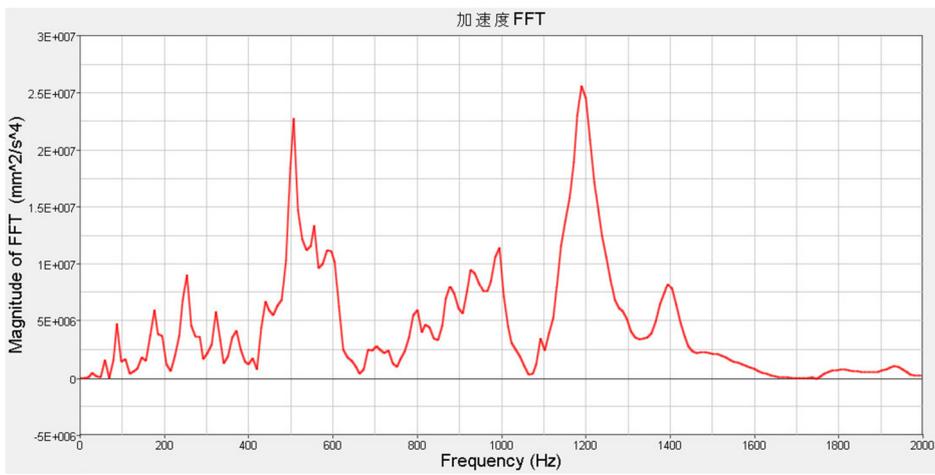


图 5.43 加速度 FFT (解析值 周期 0.0005s)

図 5.42, 図 5.43 の比べると, 入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s とで周波数成分がほぼ一致していることが分かる. 大きな山が 500Hz 前後と 1200Hz 前後に存在する. しかし, 図 5.41 では入力周波数に相当する 100Hz 近くの周波数成分でのみ構成されていて上記 2 つとは明らかに異なるものとなっている. 一方で実測値の結果においても 500Hz から 600Hz のあたりに山が見られることが分かる.

5.4.3 肘金部加速度の考察

加速度に関しては入力周波数による応答波形の特性の変化が明らかに見られ, 依存性があることが明らかとなった. さらに, 入力周波数に直接比例する周波数成分が見られるわけではなく, 入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s での応答の周波数成分はほぼ等しいという結果が見られた. 入力周期 0.01s では入力周波数が低いために表れなかったが, 高周波帯で固有振動が生じているために違う周波数においてもほぼ同じ結果となった可能性が考えられる. その加速度に最も影響のある範囲が実測値の結果も合わせて 500Hz~600Hz ではないかと推測される.

またこの結果より, 入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s という短時間での荷重入力であるほうが実測値を再現できていることが分かった. したがってトングレール後端部の歪波形を参考にした荷重入力ではなく, 角となっている部分あたって衝撃が加わるというような短時間での入力, すなわち継ぎ目通過時の衝撃振動に起因するものであるとの仮定の妥当性が示されたと考えられる.

一方で, 入力周波数を変更しても減衰の様子は実測値の方が早く, 粘性係数の変更などでは対応できないような要因が考えられる.

5.4.4 フロントロッド軸力

図 5.44 に 0s から 0.1s までの実測フロントロッド軸力を, 図 5.45 に 0s から 0.1s までの周期 0.01s の入力波形におけるフロントロッド軸力を, 図 5.46 に周期 0.001s の入力波形におけるフロントロッド軸力を, 図 5.47 に周期 0.0005s の入力波形におけるフロントロッド軸力を示す.

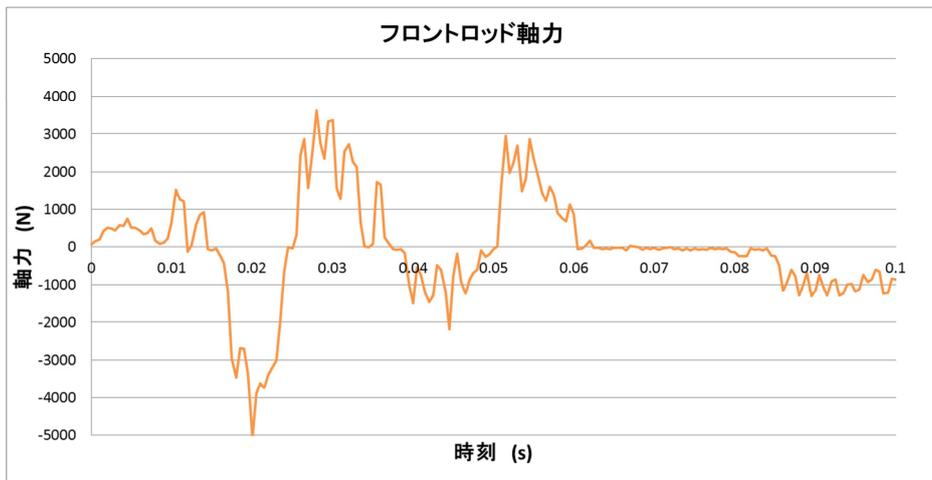


図 5.44 フロントロッド軸力 (実測値 0.1s まで) [5]

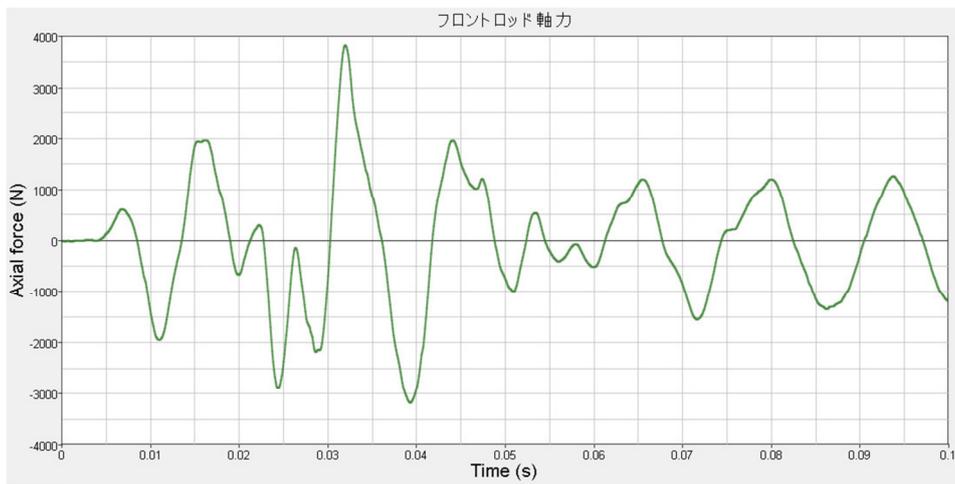


図 5.45 フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.01s)

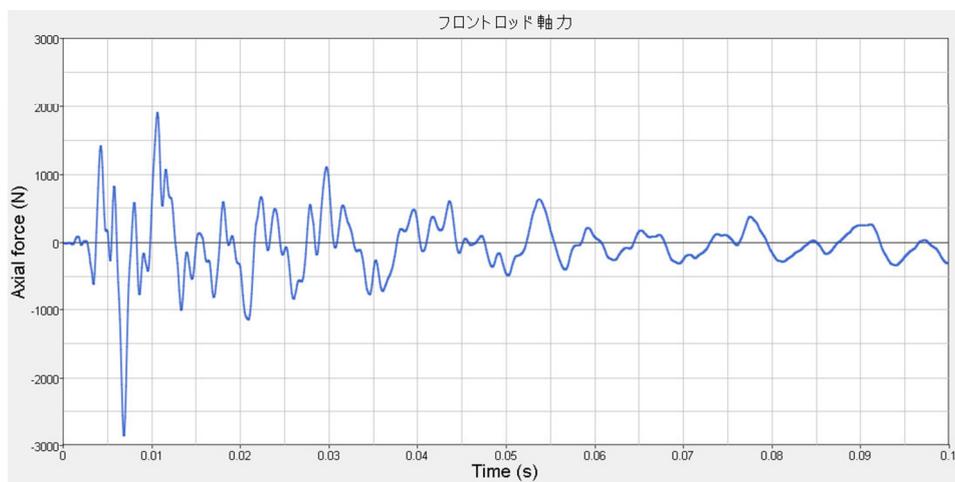


図 5.46 フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.001s)

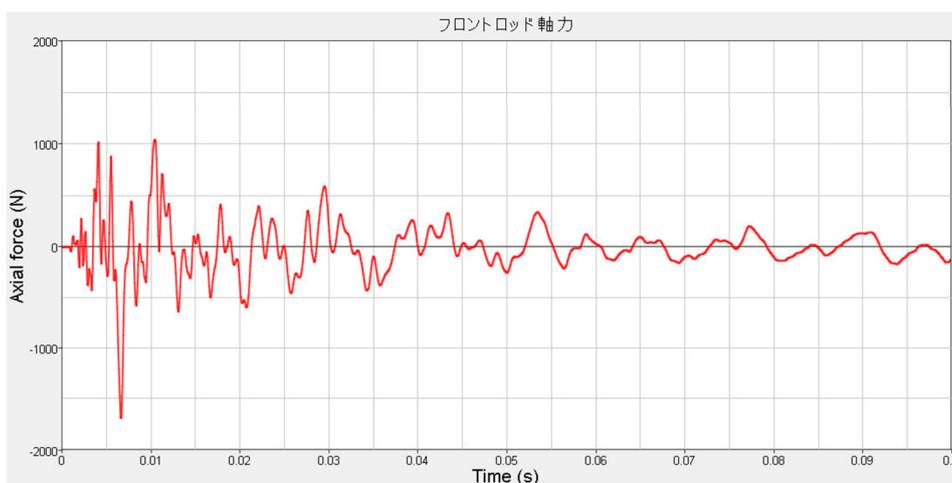


図 5.47 フロントロッド軸力 (解析値 周期 0.0005s)

軌間内外方向加速度の周波数も変化するため、フロントロッド軸力波形に関しても高周波成分がより顕著に表れる事が分かる。また図 5.46 と図 5.47 を比べると分かるように、こちらも加速度と同様に入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s で波形がほぼ同じとなっている。ただし、大きさは入力周期 0.001s の方が大きい。実測値との傾向の一致は周波数を変えても見られない。

傾向の一致が見られないが、それぞれの軸力波形に対して 0Hz~2000Hz(実測値に関しては 1000Hz まで)の範囲で FFT 解析を行い、周波数成分を確認することで相関を考える。その結果を図 5.48~図 5.51 に示す。

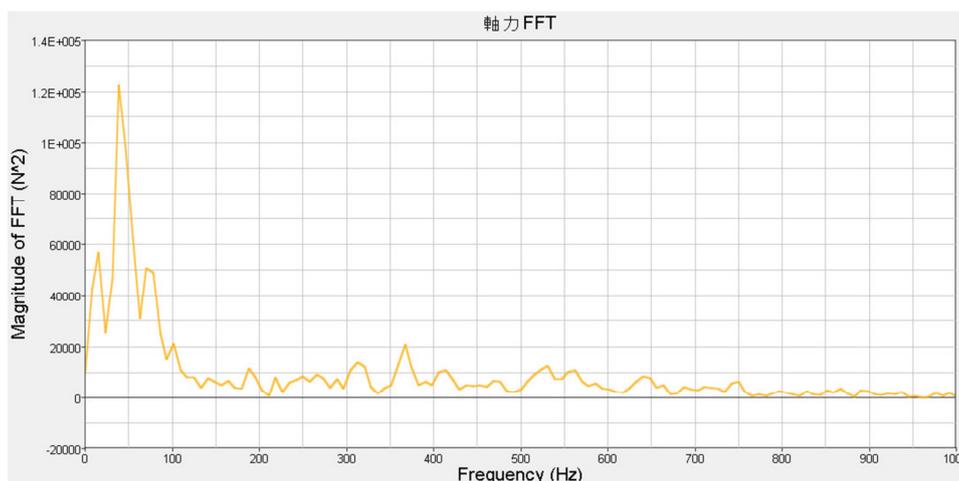


図 5.48 軸力 FFT (実測値 1000Hz まで)

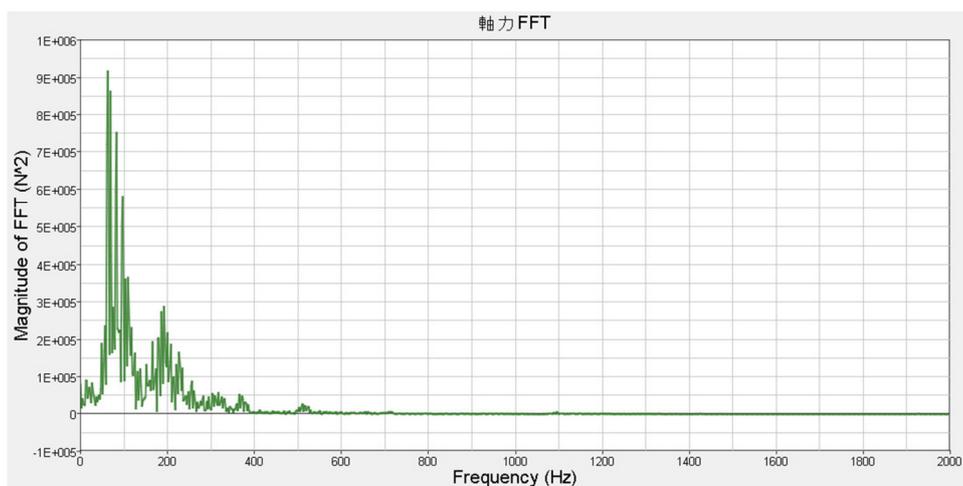


図 5.49 軸力 FFT (解析値 周期 0.01s)

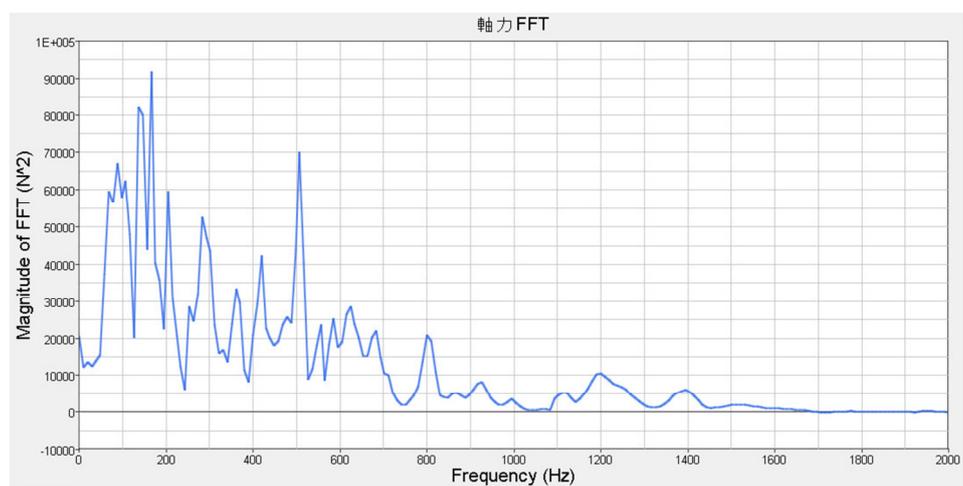


図 5.50 軸力 FFT (解析値 周期 0.001s)

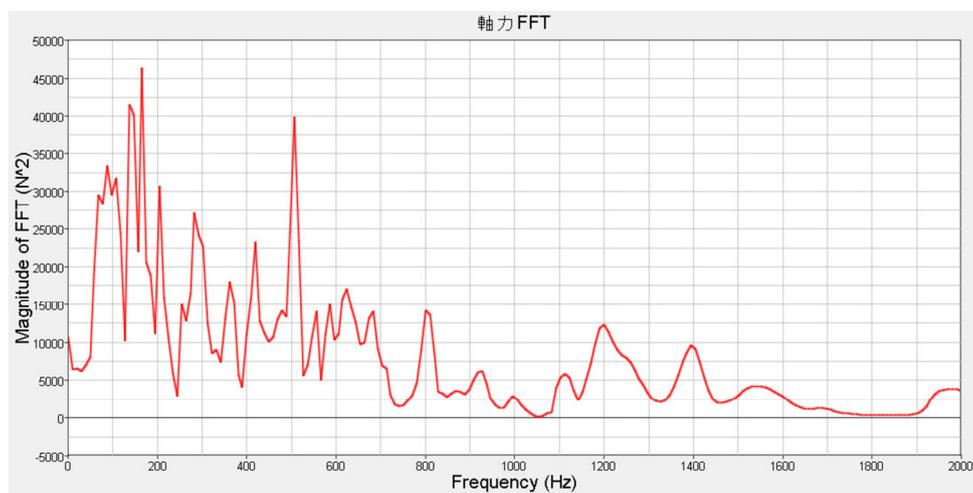


図 5.51 軸力 FFT (解析値 周期 0.0005s)

図 5.50 と図 5.51 を比較すると、FFT 解析においても入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s とでは特性はほぼ一致している。図 5.48 を見ると実測値では 50Hz あたりの周波数成分が最も大きい。解析においては 100Hz 以上の成分を多く持っている。加速度波形とは違い、解析の中では入力周期 0.01s の場合が最も実測値に近い特性がある。

5.4.5 フロントロッド軸力の考察

フロントロッド波形に関しても入力周波数の変更により高周波成分が表れる事が確認でき、入力周期 0.001s と入力周期 0.0005s での傾向の一致も同様に見られた。一方で、高周波成分が支配的になってしまうために FFT の解析結果についても 100Hz を超える成分が多くみられる結果となっている。

しかし、実測値とは周波数や減衰といった点で大きく異なる。これはばね要素での粘性係数に起因するものではなく、接続部要素での減衰など他の要因も考えられる。

5.5 軸受部モデリング解析

続いて、軸受があると仮定して、接続部要素の存在による肘金部加速度やフロントロッド軸力への影響を確認する。入力周期は 0.001s とし、ばね物性値は 5.2 および 5.4 と同様に表 5.1 の値を用いる。

5.5.1 モデリング変更点

フロントロッドのモデルにおいて、2 か所存在する肘金とロッドの接続部分を図 5.52 に示す。この 2 か所両方に関して軸受を再現したモデルを作成し、その変更点を図 5.52 右側の接続部分を例にとり、図 5.53、図 5.54 に図示する。図 5.53 では軸受要素が見られずに肘金とジョーピンとを剛接としていたが、図 5.54 では軸受を①と②の 2 つの要素で再現し、肘金と軸受①とを、ジョーピンと軸受②とを剛接として、①と②とを別々の接触要素とした。この変更により軸受要素①と②での接触や滑りを再現することが可能となり、軸受部分の力学的な特性を確認することができる。また、今回のモデリング対象とする軸受の性質を表 5.3 に示す。

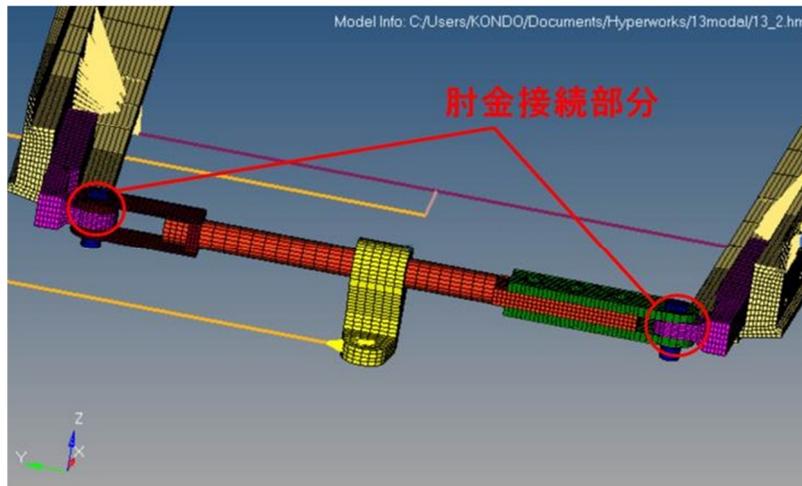


図 5.52 肘金接続部分 (解析モデル)

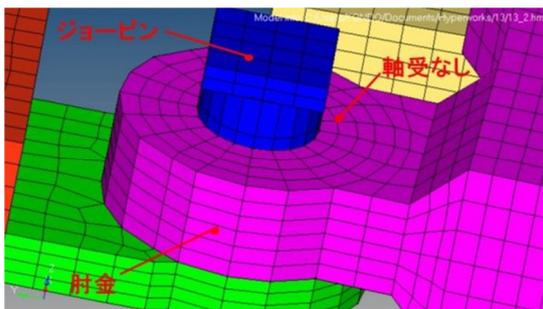


図 5.53 肘金接続部分 (軸受変更前)

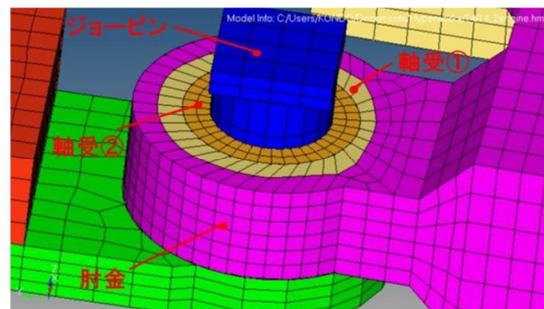


図 5.54 肘金接続部分 (軸受変更後)

表 5.3 軸受の性質

密度	$7.8 \times 10^{-9} \text{ ton/mm}^3$
ヤング率	$9.8 \times 10^4 \text{ MPa}$
許容最高面圧 P	49 MPa (静的 170MPa)
許容最高速度 V	250 mm/s
許容最高 PV 値	$1.65 \times 10^3 \text{ N/mm} \cdot \text{s}$
摩擦係数	0.005

5.5.2 肘金部加速度

今回も代表的なものとして鉛直方向の加速度波形を参考とし，図 5.55 に示す．同じ条件を与えた場合においても図 5.38 と比べると全体的に振幅が小さくなっており，支配的ではない高周波成分が見られるが，波形自体に大きな相違は見られない．

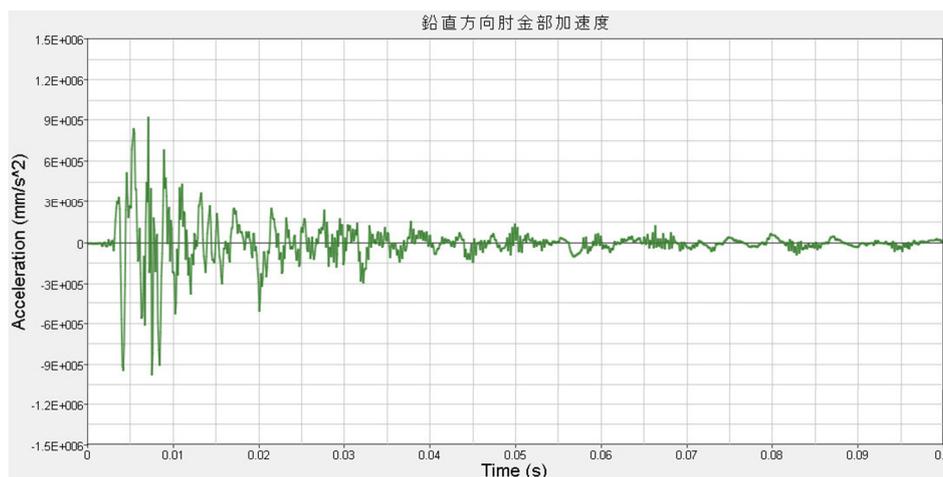


図 5.55 鉛直方向肘金部加速度 (解析値 軸受モデリング)

5.5.3 フロントロッド軸力

軸受モデリング後のフロントロッド軸力を図 5.56 に示す．肘金部加速度波形と振幅が小さくなり，同様に支配的ではない高周波成分が見られる．波形の特性に少し変化が見られるが，減衰の様子などは実測値とは異なる．



図 5.56 フロントロッド軸力 (解析値 軸受モデリング)

5.5.4 軸受部における力学的特性

次に、軸受部分における力学的特性を調べる。軸受摩擦に関わってくるパラメータとしては、3.4.2 で述べたように軸受にかかる面圧および滑り速度が考えられる。したがって、この2つのパラメータに関しての定量的、定性的な把握を行う。

まず、軌間内外方向の面圧を確認する。最大応力発生時刻 0.011s におけるフロントロッド変形図を図 5.57 に示す。図 5.57 右側軸受部分の面圧は図 5.58 に示すように上端、または下端で応力が発生していることが分かり、値はおおよそ 20MPa である。

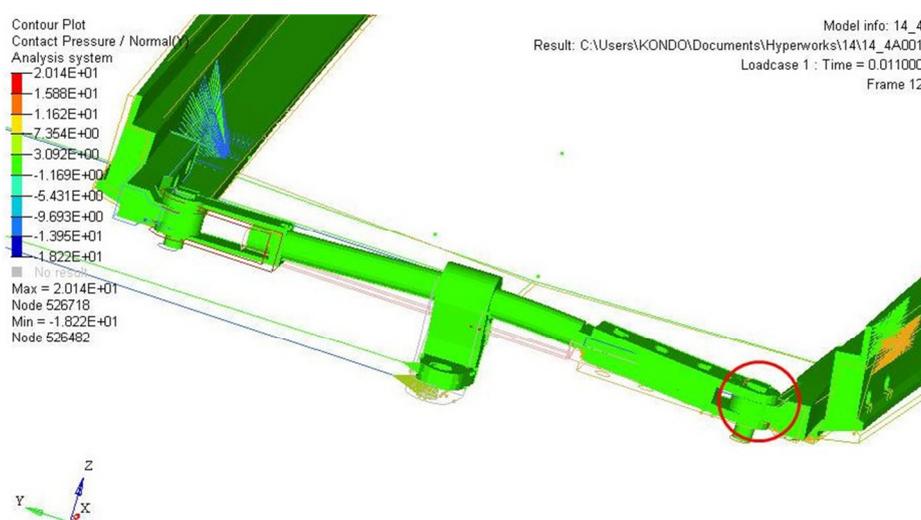


図 5.57 フロントロッド変形図 (変形 100 倍 時刻 0.011s)

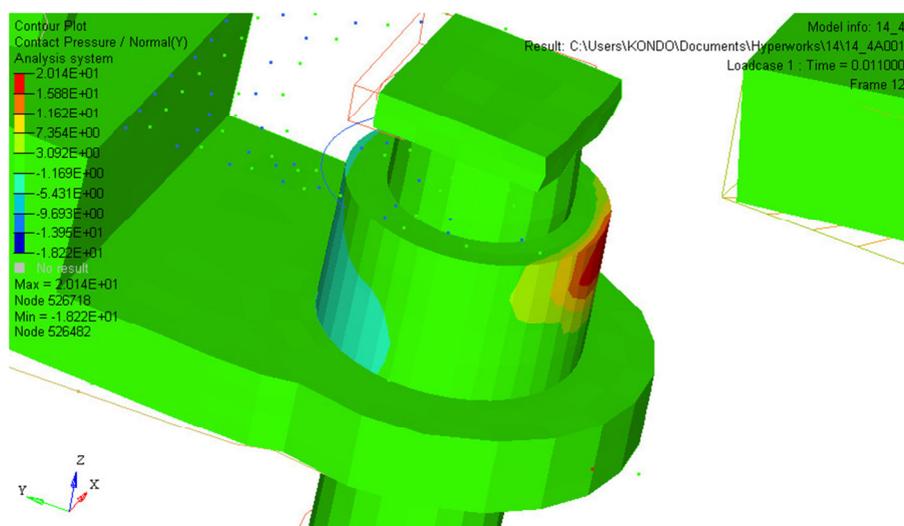


図 5.58 軌間内外方向面圧 (変形 100 倍 時刻 0.011s)

一方で軌道平行方向面圧に関しては，時刻 0.008s にて最大応力が発生する．その時のフロントロッド変形図を図 5.59 に示す．図 5.59 右側軸受部分の面圧は図 5.60 に示すように上端，または下端で応力が発生していることが分かり，値はおよそ 10MPa である．

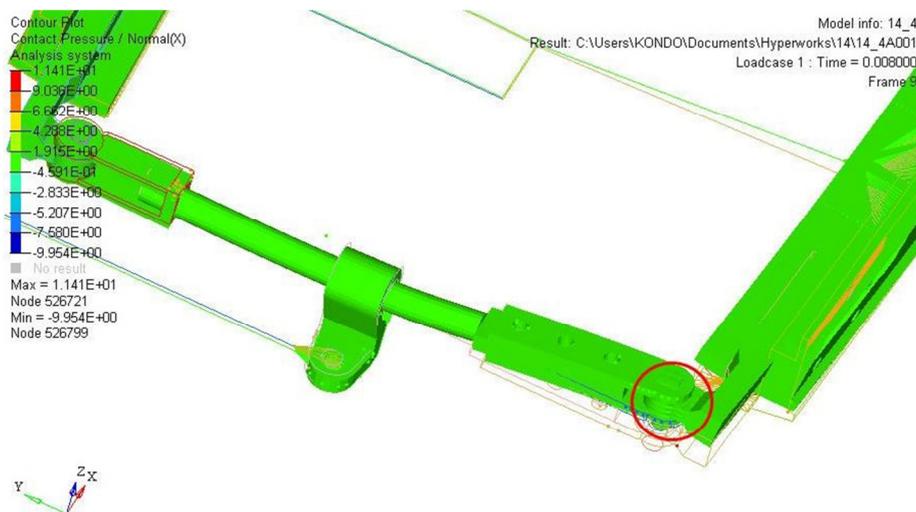


図 5.59 フロントロッド変形図 (変形 100 倍 時刻 0.008s)

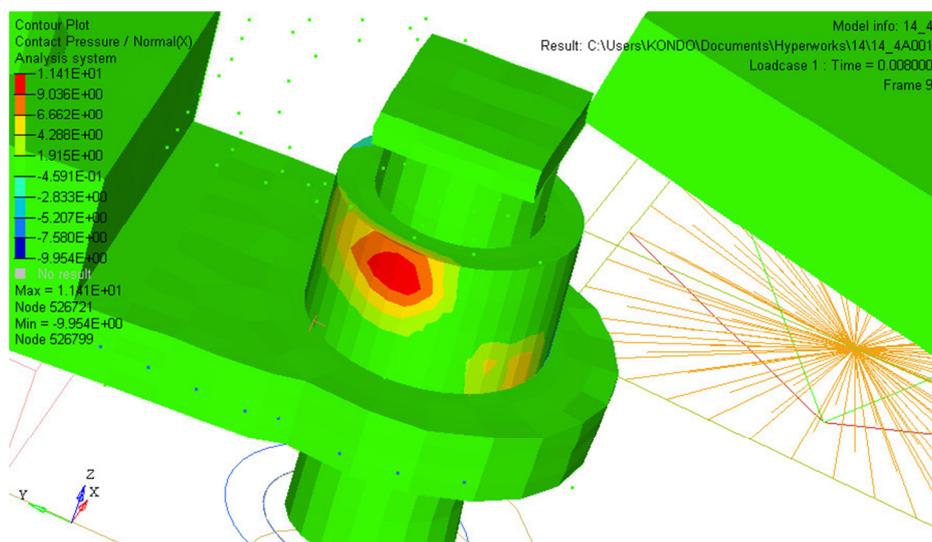


図 5.60 軌道平行方向面圧 (変形 100 倍 時刻 0.008s)

滑り速度は図 5.54 をさらに拡大した図 5.61 の③部分において，微小変位を仮定した際の軸受①側の節点と軸受②側の節点との相対速度として求める．結果は図 5.62 のような波形となった．最大でおよそ 60mm/s の滑り速度が見られるが，肘金部加速度やフロントロッド軸力と同様に減衰していく様子が見られる．

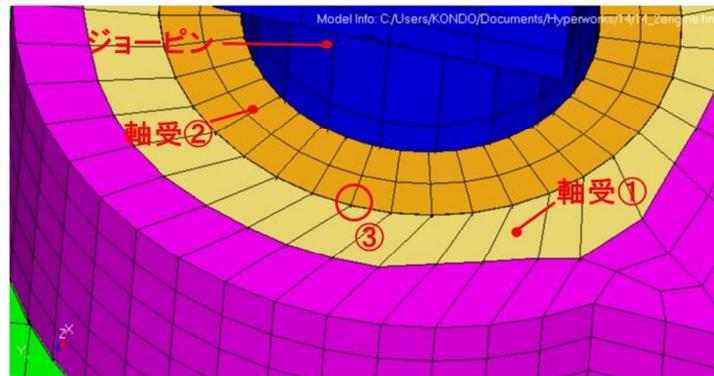


図 5.61 軸受部分拡大図

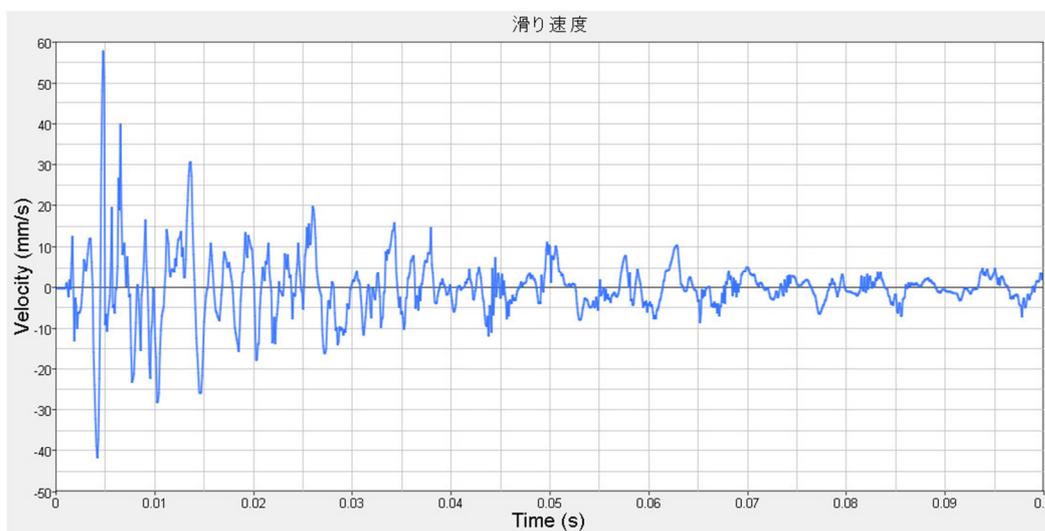


図 5.62 軸受部滑り速度

5.5.5 軸受モデリング解析の考察

接触が再現されるようになったために肘金加速度およびフロントロッド軸力の波形に高周波成分が表れたと考えられる。最大振幅の減少も接触により減衰が効くためであるとも考えられる。

接触要素を再現したところでもフロントロッド軸力波形に関しては傾向の一致が見られないことが分かった。ボルトなど他の接続部要素の再現によって減衰を再現することができ的可能性もあるが、主波成分となる周波数の特性に影響があるかは不明瞭である。

軸受部の力学的な特性について、軌間内外方向面圧に関しては図 5.57 のように振動によるフロントロッドの曲げ変形の影響を受けるため、上端または下端で接触し圧縮応力が発生すると考えられる。軌道平行方向面圧に関しては図 5.59 のようにトンダレールの変形の影響を受けて圧縮応力が発生すると考えられる。どちらの面圧も表 5.3 に示される許容面

圧以内である。滑り速度も同様に許容速度以内であり、許容 PV 値も下回っているため、強度面では基準を満たされていることが分かる。解析においては軌間内外方向の面圧の方が軌道平行方向の面圧よりも大きく、3.4.1 で述べたように摩耗および転換に関わる要因として軌間内外方向の力が寄与すると考えられる。

5.6 考察

様々な分岐器に応用できるモデルを作成するという目的に対しては、モーダル解析の結果および衝撃応答解析における肘金部加速度の結果より、物性値や形状に対する定性的・定量的な妥当性は得られたと言える。また、入力周波数と応答周波数の依存性より、加速度波形においては衝撃振動に起因するものであるという確証が得られた。

肘金部加速度の FFT 解析の結果より、モーダル解析に表れるような 100Hz 以下の低次のモードが加速度に影響している可能性は低いと考えられる。一方で、図 5.48 で分かるように 50Hz 近くの図 5.27 のようなモードがフロントロッド軸力波形には影響すると考えられる。

いずれの解析においても実測波形の減衰の方が早く、減衰の再現性がとれなかったが、これはばね要素における粘性係数を変更して合わせこめるものではなく、ボルトなど軸受部以外の接続部要素などをモデリングすることで再現できると考えられる。

加速度波形と比べると、軸力波形に関しては実測波形との周波数などの傾向の一致が見られなかった。一方で、トングレール端部歪波形が正弦波形の半周期であると考えれば周波数は半分の 50Hz となるために、図 5.48 で最も大きな成分となると思われる。したがって、今回用いた実測フロントロッド軸力波形に関しては車輪の通過の影響を受けるとも考えられる。しかし、車輪の通過の再現はフロントロッド軸力波形の傾向の再現にはつながると考えられる一方で、3.3 で述べたように最も影響力がある振動は後端部通過時の衝撃振動であり、さらに分岐器の設置箇所によっては軸力波形の特性が異なるため [5]、本研究では軸力に関しては数値オーダーでの合わせこみにとどまることとした。

軸受部の力学的特性としては解析上強度基準を満たしていることは把握できた。しかし、問題となっているものは摩耗であるため、解析上で得られる定性的・定量的な力学的特性と摩耗試験などを行って得られる特性とを比較しながら、モデルの妥当性と摩耗特性を検証していく必要があると考えられる。

第6章 結論

6.1 結論

フロントロッドにおける肘金とロッドの接続部分の摩耗は列車の分岐器通過に起因して生じる振動が影響していると考えられる。本研究においては、トングレール後端部の継ぎ目部分通過の際に生じる衝撃振動に着眼し、転てつ器全体のモデルを作成した上で、モーダル解析と衝撃応答解析の2つの解析を通して、実測データとの比較および妥当性を確認した。様々な分岐器に応用できるモデルの作成とともに振動に起因する力学的特性の把握が可能となる。

6.2 課題

今回のモデリングにおいて用いた数値はいくらかが推定によるものであった。したがってJR東日本の基準として用いられている値、または実線での実測値を参考とした値を用いることが望ましい。また、実測波形の測定された分岐器およびフロントロッドとモデリング対象としたものが異なるため、同一分岐器での測定値を用いることがモデルの再現性の向上につながると考えられる。

トングレールにはスイッチアジャスタにより押し付け力が働くために、基本レールとの間に鉛直方向にも摩擦が加わると考えられる。今回は鉛直方向も含めて、基本レールに関してはばね要素としてモデル化したが、鉛直方向の拘束およびフロントロッド軸力の特性を詳細に把握するために基本レールの詳細モデリングの、また軸力の特性を合わせこみするのであれば車輪がレール上を通過する様子を再現した解析の必要性も考えられる。

接続部要素であるボルトを詳細にモデリングできなかった。実際はそのような部分で減衰や非線形性が生じている可能性がある。

肘金とロッドの接続部分の力学的特性を含めた摩耗特性を解析において把握するという意味では、実線あるいは要素試験などにおいて実機での摩耗特性を詳細に調べ、その結果との比較を行う必要があると考えられる。

6.3 今後必要となるデータおよび試験

トングレール後端部通過時に発生する衝撃振動がフロントロッドにも影響を及ぼすということが分かったため、トングレール先端部のみならず後端部における加速度データなどを入手する必要がある、そのデータによって、入力する荷重値に妥当性を持たせることができると考えられる。加速度だけでなく変位のデータも必要となる。

また、フロントロッド軸力が影響してくると考えるならば、肘金とロッドの接続部付近を中心とした加速度データや歪データをロッド上の 1 点だけではなく、複数点調べることで振動挙動などの現象の把握につなげることができると思われる。

打撃試験においては、実線での列車の通過時と比べると入力する荷重値が非常に小さいために、実線とは異なる固有モードの特定となってしまう可能性がある。そのため、大荷重を与えての試験およびねじりモードを確認できるように加速度センサを設置する必要性もある。

そして、実線あるいは要素試験などで得られた摩耗特性データも必要となる。

参考文献

1. 村中亮太. 卒業論文：鉄道の転てつ装置の最適保全のための信頼性工学. 2011.
2. 池田和寛. 卒業論文：転てつ機の信頼性工学に基づく最適保全手法の開発. 2012.
3. JR 東日本社内講座教本. 施設技術入門.
4. JR 東日本説明用資料.
5. 技術開発部吉原鉄道工業(株). 主要データ波形集. 2012.
6. 安原碩人, 伊東周二, 鹿間政男. フロントロッドの改良(第1報): 鉄道技術研究所, 1982.
7. 吉原鉄道工業技術関係資料.
8. 菅原淳一. 線路切替ポイントのモード実験解析報告書. 2011.
9. 長松昭男. モード解析入門: コロナ社, 1993. ページ: 293-322.
10. 鈴木貴洋, 名村明, 石田誠. 軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討: 鉄道総合技術研究所.

謝辞

本論文の作成にあたり、ご多忙の中、一年間ご指導して下さった酒井教授・泉准教授に深く感謝いたします。また、研究室での生活において学生の模範となって支えていただいた田中助教に感謝いたします。さらに一昨年度の先行研究を担当し、本テーマの礎を築いて下さった村中さん、および昨年度の先行研究を担当し、助言と現地調査を手伝って下さった池田さん、ありがとうございました。

打ち合わせの際に、的確な指摘やアドバイスを下さった群馬大学の岩崎准教授、Hyperworks でのモデリングの方針と方法についてのアドバイスを下さったアルテアエンジニアリングの依知川様・柴田様、心より感謝いたします。

また、研究に必要となる情報を提供していただき、打ち合わせの際には実際の技術者の目線からアドバイスを下さった東日本旅客鉄道株式会社 JR 東日本研究開発センターの本間様・市倉様・鈴木様、研究に協力していただいた東日本旅客鉄道株式会社様および吉原鉄道工業株式会社様に深く感謝いたします。

研究室は非常に居心地が良く、院試の際にも静かな環境を提供していただきとても集中しやすかったです、ありがとうございました。やるときはやる、遊ぶ時は遊ぶのスタンスは今後も継続したいです。M2の方々の知識には圧倒されとても頼りになりました、ありがとうございました。M1の方々は研究室を盛り上げていただきとても楽しい時間が過ごせました、ありがとうございました。B4の人たちとはふざけて笑えあえてとてもリラックスできました、ありがとう。

そして、昨季も無難にセリーグ 2 位という結果を収めてくれた中日ドラゴンズ、僕の日々の支えであり 1 試合 1 試合が楽しかったです。高木監督のジョイナス野球の今までとは一味違った少し攻撃的な野球が新鮮でした、ありがとうございました。特に 7 月最後の試合で関東の連敗を止めてくれた 1 つ上の大野君と、10 月の CS で次期エースの片鱗を見せてくれた同い歳の準規君には大変勇気づけられました、今季の活躍を期待しています。

また、研究以外でも日々の生活を支えて下さった方々、心の支えになってくれた地元の友人、笑顔をくれた家族・親戚に感謝いたします。

以上、研究に関わった全ての人に感謝の意を表します。

以上

p.1~p.88 完

平成 25 年 2 月 1 日 提出
指導教員 酒井 信介 教授
110195 近藤 祐樹