

鉄道模型装置を用いた台車異常検知手法の検討

大津山 澄明[†], 浅田 晴香^{††}, 北村 理^{†††}, 設楽 一鷹^{††††}

A Bogie Abnormality Detection Method Using Model Railway Equipment

OHTSUYAMA Sumiaki[†], ASADA Haruka^{††},
KITAMURA Tadashi^{†††}, SHIDARA Kazutaka^{††††}

Abstract

The purpose of this study is to detect any abnormality of bogie operation in advance for preventing serious railway accidents. Concerning detection of bogie abnormality, the air spring puncture condition, the abnormal condition of the shaft damper and derailment detection have been studied extensively. However, research is difficult for detection abnormalities caused by the cracking of a bogie side girder in an actual car. We carried out an experiment by inserting a crack in a side beam part of a model truck instead of an actual car. Our results show vibration acceleration can be calculated to detect the crack, and a threshold for abnormal condition is proposed.

Key Words: model railway equipment, vibration analysis, bogie, crack, model rules, threshold of the abnormal condition

キーワード：鉄道模型装置，振動解析，台車，き裂，相似則，異常のしきい値

† 大阪産業大学 工学部 交通機械工学科 教授

†† 大阪産業大学 工学部 交通機械工学科 非常勤講師

††† 大阪産業大学大学院 工学研究科 交通機械工学専攻

†††† 元大阪産業大学大学院 工学研究科 交通機械工学専攻

草稿提出日 10月31日

最終原稿提出日 1月14日

1. 緒言

1.1 研究背景

公共交通機関は多くの旅客を輸送するため、事故が発生しないために安全対策を講ずることは重要である。特に公共交通機関の中でも鉄道は一度に非常に多くの乗客を輸送するため、万一事故が発生した際は非常に大きな被害が発生する。しかし、いくら安全対策を講じたとしても事故が完全になくなることはない。特に台車に関する大きな事故はここ数年でも2件発生している。

1件目は2016年5月18日に発生した東武鉄道東上線における脱線事故である。本来各車輪には車体の荷重が均等にかかりバランスを保っている。しかし、この事故では台車の側ばり部分にき裂が入ることで荷重が均等に伝わらない状態となり、荷重が小さい車輪がレールに乗り上がり脱線した¹⁾。幸いこの事故による死傷者は出なかったものの、一歩間違えれば大事故になったことは間違いない。

2件目は2017年12月11日に発生した東海道新幹線における「のぞみ34号」新幹線台車き裂発生事故である。根本的な原因は台車製造メーカーが規定の寸法で台車を製造しなかったことである。幸いこの事故では脱線する前に異常が発見され死傷者は出なかった²⁾。しかし東海道新幹線は300km/hという超高速で走行するため、万一走行中に脱線した場合は非常に大きな事故になっていたと思われる。

鉄道車両における台車は安全上最も重要な装置であることから、製作後の運用時も特別な注意をもってメンテナンスや状態監視を行い、大きな損傷に至る前に検知することが重要である³⁾。

1.2 研究目的

本論では過去の事故などを踏まえ、運用時の台車の異常を事前に検知し、鉄道の重大事故を未然に防ぐ手法を検討することを目的としている。台車の異常検知の中でも空気ばねパンク状態や軸ダンパーの異常状態および脱線検知については以前から研究が行われている⁴⁾。しかし、車両の異常検知の研究は実車に異常状況を設定して営業線で行うことは難しいため、模型車両を用いた研究が多い^{5) 6)}。本研究では実車ではなく鉄道模型台車の側ばり部分にき裂を入れて実験を行う。この結果からき裂を検知することができる振動加速度を算出し、異常状態のしきい値を提言する。

1.3 相似則

様々な条件の実験を実際の鉄道車両（以下、実車）を使い本線で行うことは理想的ではあるが、安全上だけでなく、実務上、経済上も難しいことから、模型車両を用いて実験をすることが一般的である。しかし、模型車両を用いて実験を行う場合の条件は相似則に基づいて検討す

る必要がある。まず幾何学的相似に基づいた相似則の式を導出する。模型と実車を比較する際は軌間（左右レール間隔）を基準とすることが多い。実車の軌間はJR在来線等で採用されている狭軌（1067mm）を基準とした。模型軌間は130mmであるので、相似比 λ は式（1）に示すように実車軌間長さを模型軌間長さで除すことにより算出し、 $\lambda = 8.2$ となる。同様に質量相似則は式（2）となる。次に模型と実車は同じ重力場にあることから加速度の比を1とすることで、力学的関係と λ より式（3）の速度相似則が導ける⁷⁾。

$$\lambda = l/l', l = \lambda l' \quad (1)$$

$$M = \lambda^3 M' \quad (2)$$

$$v = \sqrt{\lambda} v' \quad (3)$$

λ : model ratio, l : real gauge, l' : model gauge, M : real mass, M' : model mass

v : real velocity, v' : model velocity

2. 実験装置

2.1 130mm模型車両

実験には、130mm模型車両（以下、130mm模型）を用いる。130mm模型は図1のように人も乗ることができる大型の鉄道模型であり、車体・床板・台車に分解することができるため、台車の交換など実験条件の変更を容易に行うことができる。130mm模型には動力装置を搭載している動車と、動力装置のない従車の2形式がある。動車の車体はアルミニウム合金（A5083）、従車の車体はステンレス鋼（SUS304）とアルミニウム合金（A5083）の2種類で、床板は動車・従車ともに鉄鋼（SS400）を用いている。これら使用したアルミニウム合金、ステンレス鋼および鉄鋼の主な機械的性質を表1示す。車体全長は1.5~1.8mで、平均質量は55kgである。動車の動力源は12Vのカーバッテリー2つを直列につないでいる。動車を用いる場合は、130mm模型の運転最高速度である1.2m/s（実車換算12.4km/h）で実験を行った⁸⁾。

2.2 台車と軌道

実車の台車はボルスタ付き台車とボルスタレス台車が存在し、130mm模型にもこの2種類の台車が存在する。しかし130mm模型のボルスタレス台車（以下、既存台車）の場合、強度を保つため実車では存在しない場所に側ばりがある。この側ばりが存在することで実車の基本構造と異なっている。そこで本研究では実際には存在しない下側の側ばりを撤去し、剛性維持のため上側の側ばりの厚さを5mmから9mmに厚くした改造ボルスタレス台車（1）（以下、改造台車（1））を製作した（図2）。なお、軌道はバラスト軌道とスラブ軌道を用いた⁸⁾。

次にさらに強度を増すために、上側の側ばりを板厚1.2mm、断面が19×19mmの鉄鋼（SS400）

製角パイプに変更し、改造ボルスタレス台車（2）（以下、改造台車（2））を製作し、高速での実験に対応した（図3）。なお、軌道はスラブ軌道のみである⁹⁾。

2.3 台車側ばりへのき裂入れ

過去の台車枠へのき裂発生事故を考慮して、台車の側ばりにき裂に相当する切欠きを入れる（以下、き裂）。改造台車（1）のき裂条件はき裂なし・1/3き裂・1/2き裂・完全破断の4つである。1/3き裂、1/2き裂とは側ばりの厚さ9mmのうち1/3（3mm）、1/2（4.5mm）のき裂が入っていることを意味し、完全破断とは9mmすべてにき裂が入り完全に破断した状態を意味する。き裂は下側から入れ、き裂箇所は過去の事故を参考にして図2の赤丸で示す箇所とした⁸⁾。き裂は帯鋸盤を用いて、幅は1.2mmに統一し、側ばり先端から74.3mmの位置に導入する。なお、き裂の先端は矩形をしており、実際のき裂のような鋭い形状ではない。

次に改造台車（2）には、図3に示すように位置①②③の3箇所に改造台車（1）と同様にき裂を入れた。き裂の長さは側ばりの下側から6mmとし、き裂の場所は端側から①18.5mm、②74.3mm、③93mmとして側ばり1本につき1つ設けて、き裂なしを含め4種類とした。なお、位置②は改造台車（1）のき裂箇所と同じ場所である⁹⁾。

2.4 計測装置

振動加速度計測装置NP-3572（以下、NP-3572）および音響振動ポータブルレコーダーDR-7100（以下、DR-7100）は（株）小野測器製の加速度センサーとデータ保存装置で、上下・前後・左右の加速度を計測し、DR-7100内に保存する。なお、輪軸による振動を直近で捉えるためNP-3572は台車右前方の側ばりの軸受直上に設置して計測するが、その最大計測振動加速度は 4000m/s^2 である（図4）。



図1 130mm模型車両

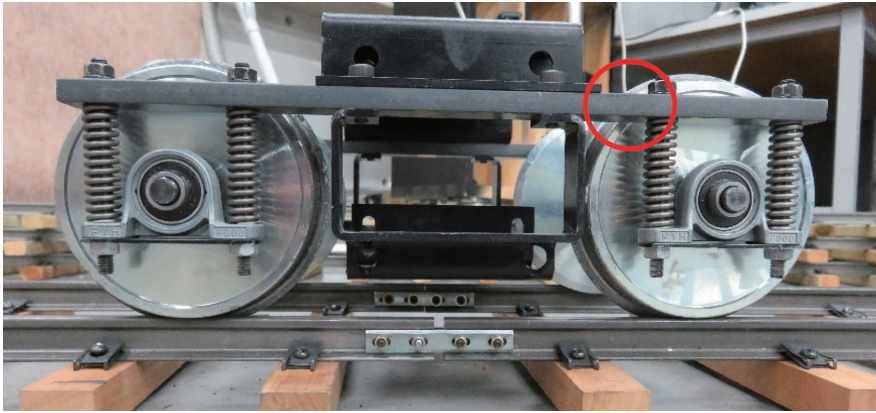


图2 改造台車 (1)

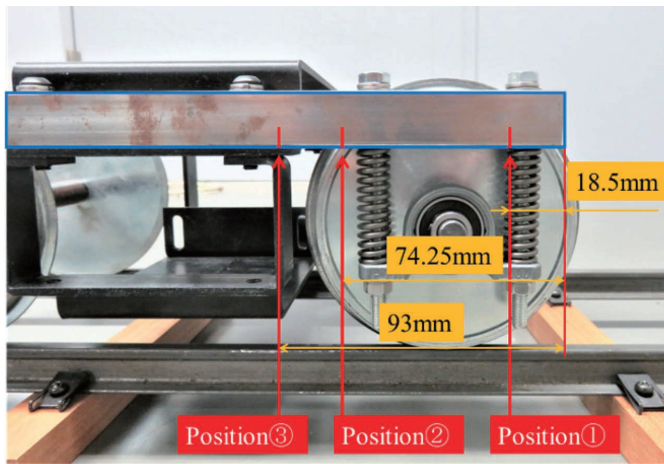


图3 改造台車 (2)

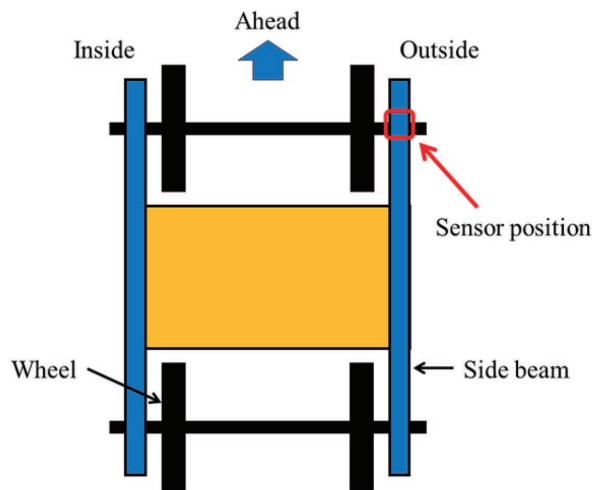


图4 振動加速度計測位置

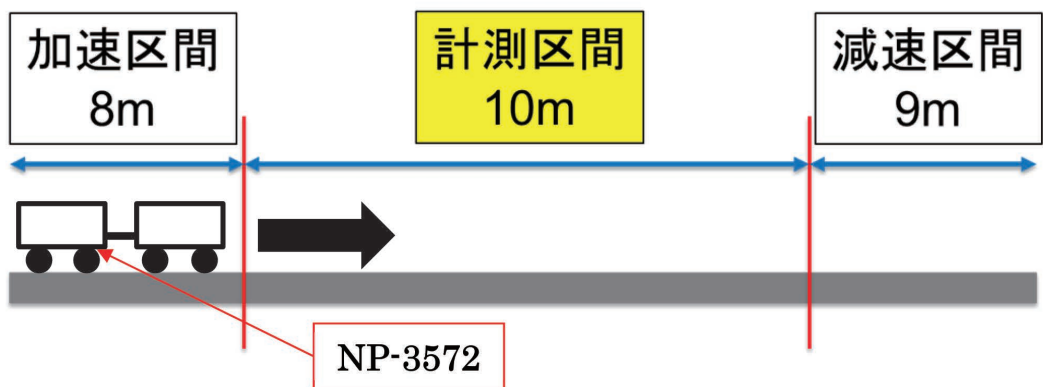


図5 改造台車（1）き裂および軌道検証実験概要

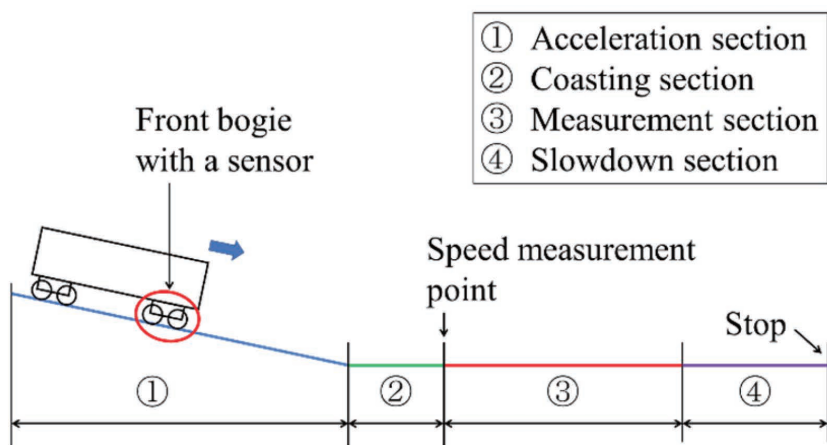


図6 改造台車（2）き裂検証実験概要

4. 実験結果

4.1 改造台車（1）と軌道比較結果

側ばり上で計測した実験の平均加速度を表2に示す。また振動加速度波形を図7～9に示す。実験は改造台車（1）のみで、き裂なし・1/3き裂・1/2き裂・完全破断の4条件で行った。表2では、3方向とも平均振動加速度は、き裂なしが一番大きく、1/3、1/2、完全破断になるにつれ小さくなっている。

図7～9のき裂なし側ばりと完全破断側ばりの振動加速度波形は、表2の平均加速度の状況と異なり、特に図7の上下方向と図8の前後方向について、同じような時刻に大きい波形が見られる。

既存台車および改造台車（1）のバラスト軌道およびスラブ軌道走行時における最大上下加速度・平均上下加速度を表3に、振動波形を図10に示す。表3と図10から明らかなようにスラ

表1 アルミニウム合金・ステンレス鋼・鉄鋼の機械的性質

	アルミニウム合金 (A5083)	ステンレス鋼 (SUS304)	鉄鋼 (SS400)
引張強さ (MPa)	295	520	400
耐力 (MPa)	150	205	205
ヤング率 (GPa)	72	193	206
密度 (Mg/m ³)	2.66	7.93	7.85

3. 実験方法

3.1 改造台車（1）による低速走行と軌道比較

実験は2両編成で行い、先頭車が動車で2両目が従車である。従車の台車に2.2節の既存台車または改造台車（1）を設置して走行させる。NP-3572は従車前方台車の側ばりに取りつける。車両は加速区間で最高速度（1.2m/s）まで加速させ測定区間で速度を一定にし、減速区間で停止させる。

実験はバラスト軌道とスラブ軌道の2パターンで、その概要を図5に示す。バラスト軌道の場合、バラストは計測区間のみ敷設している。実験速度は式（3）で計算して、12.4km/hの実車速度に相当する。

3.2 改造台車（2）による直線・曲線での中・高速走行

実験は走行速度を上げるために、130mm模型で2.2節の改造台車（2）を用いた従車1両のみを勾配がついている加速区間①にて自然落下させて加速する。中・高速の走行速度を一定にするため惰行区間②の開始位置手前から5mおよび10mの位置でスタートさせる。加速した模型の速度を平坦な惰行区間②で安定させ、計測区間③で振動加速度を計測する。計測区間の距離は4.5mとし、進入時に得られる速度はそれぞれ中速（2.81m/s）、高速（3.88m/s）となるようにする。計測区間の後部には減速区間④を設け、この区間内で模型を安全に停止させる（図6）。計測はそれぞれの条件ごとに5回ずつ行う。実験速度は式（3）で計算して、それぞれ、29km/h、40km/hの実車速度に相当する。

軌道はすべてスラブ軌道の直線と曲線の2通りで実施し、計測区間以外は全て直線軌道である。なお、曲線軌道の半径は16.8mであり、これを式（1）より実車換算すると半径138mに相当する。

ブ軌道にはバラスト軌道よりも大きな上下加速度が発生している⁸⁾。

4.2 改造台車（2）結果

き裂位置①②③およびき裂なしの前後・左右・上下方向の振動加速度計測結果を表4, 5に示す。計測した加速度はゼロ点を基準に正と負に分かれるため、結果は全て絶対値に置き換えてその平均値を算出し平均振動加速度とする。なお、き裂なしと比較した差を示し、各方向においてき裂を有する側はりの最大値に二重下線を付している。

表4の中速の直線・曲線とも最大値の発生は位置①から位置③までばらついており、特徴は見いだせない。表5の高速では、直線・曲線に共通して左右は位置①、上下では位置③に最大値が現れている。曲線では左右方向が大きくなっている。

また、表4, 5全体として、振動加速度の絶対値の大きさについては、上下方向は他の2方向に比べて2～4倍程度大きく、前後方向、左右方向と続き、き裂の位置別の特徴は少ない⁹⁾。

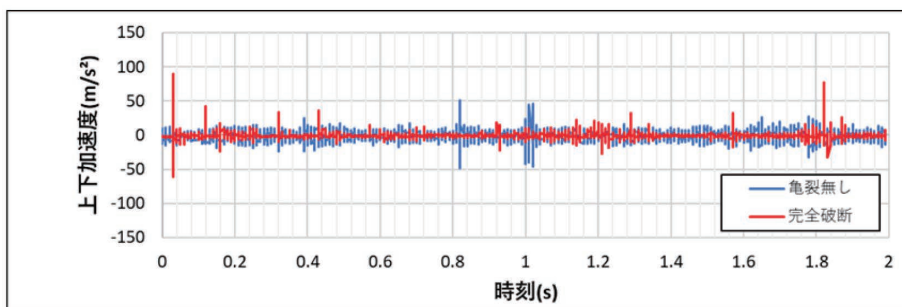


図7 改造台車（1）き裂なし（青）と完全破断（赤）の上下加速度

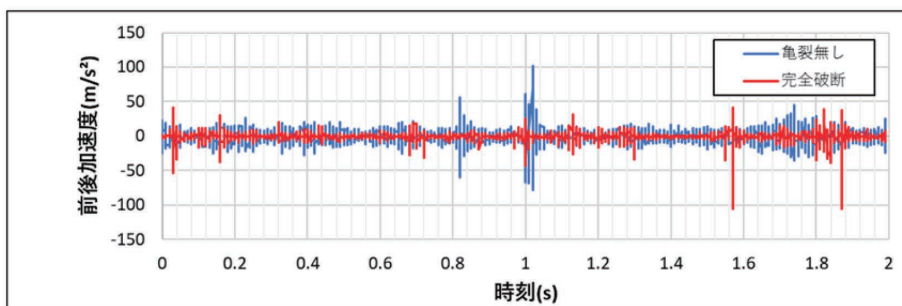


図8 改造台車（1）き裂なし（青）と完全破断（赤）の前後加速度

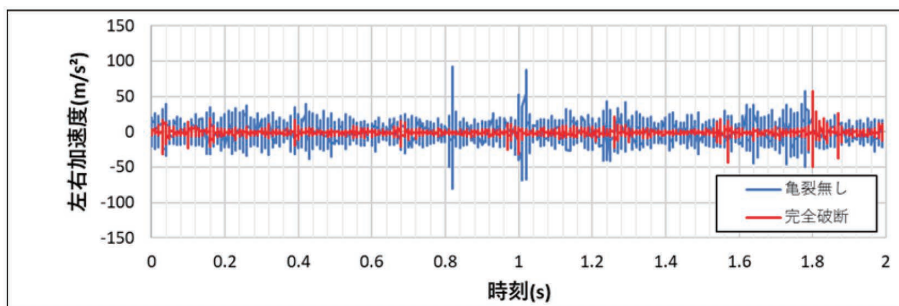


図9 改造台車（1）き裂なし（青）と完全破断（赤）の左右加速度

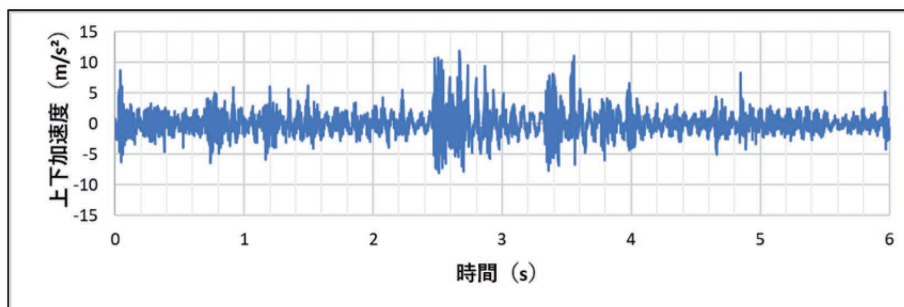
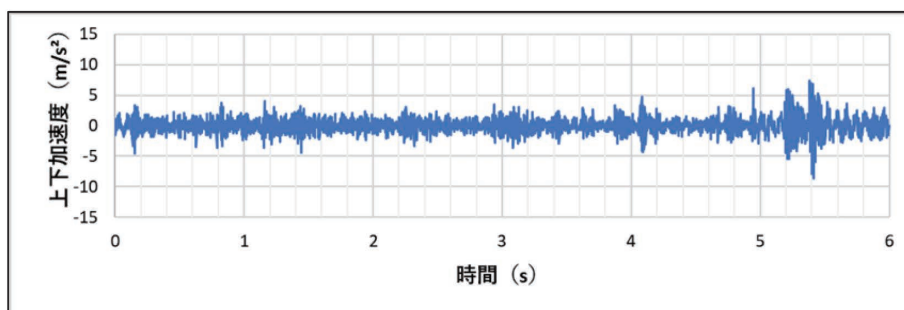


図10 改造台車（1）バラスト軌道（上）とスラブ軌道（下）の上下振動加速度

表2 改造台車（1）平均振動加速度（ m/s^2 ）

	上下加速度	前後加速度	左右加速度
き裂なし	4.32	5.44	8.08
1/3き裂	3.10	4.50	4.06
1/2き裂	2.71	3.98	4.10
完全破断	2.15	2.71	2.42

表3 既存台車と改造台車（1）最大・平均上下振動加速度（m/s²）

	バラスト軌道	スラブ軌道
最大加速度・既存台車	3.39	8.25
同上・改造台車（1）	8.62	11.88
平均加速度・既存台車	0.43	0.70
同上・改造台車（1）	0.96	1.49

表4 改造台車（2）中速直線（左）・曲線（右）の前後・左右・上下方向振動加速度（m/s²）

中速直線		前後	左右	上下	中速曲線		前後	左右	上下
位置①	平均	9.13	<u>5.25</u>	13.88	位置①	平均	9.09	<u>5.93</u>	11.94
	差	0.61	0.59	-3.02		差	0.08	-0.33	-8.09
位置②	平均	<u>9.68</u>	4.70	14.35	位置②	平均	6.09	5.36	<u>23.72</u>
	差	1.16	0.03	-2.55		差	-2.92	-0.90	3.69
位置③	平均	9.07	4.93	<u>15.42</u>	位置③	平均	<u>11.41</u>	5.67	17.65
	差	0.55	0.26	-1.49		差	2.40	-0.59	-2.38
き裂無	平均	8.52	4.67	16.91	き裂無	平均	9.01	6.26	20.03

表5 改造台車（2）高速直線（左）・曲線（右）の前後・左右・上下方向振動加速度（m/s²）

高速直線		前後	左右	上下	高速曲線		前後	左右	上下
位置①	平均	9.76	<u>6.94</u>	17.83	位置①	平均	10.08	<u>7.01</u>	13.77
	差	-0.18	1.15	-0.56		差	5.76	0.84	-3.06
位置②	平均	<u>10.74</u>	6.54	<u>17.95</u>	位置②	平均	6.31	6.56	<u>31.56</u>
	差	0.79	0.74	-0.44		差	1.99	0.40	14.74
位置③	平均	8.75	5.50	16.31	位置③	平均	<u>10.59</u>	6.13	19.64
	差	-1.19	-0.29	-2.08		差	6.26	-0.04	2.81
き裂無	平均	9.94	5.80	18.38	き裂無	平均	4.33	6.17	16.82

5. 考察

表2で振動加速度がき裂なしが一番大きく、1/3、1/2、完全破断になるにつれ小さくなったのは、き裂の開口に振動のエネルギーの一部が消費されることで、計測される振動エネルギーが小さくなったからと考える。ただし、本実験ではき裂に相当する切欠きのため応力の集中は限定的であり、き裂の開口・閉口は弾性的に起こっていると考えられる。そのため、き裂（切欠き）の進展は見られない¹⁰⁾。なお、完全破断では局所的に大きな振動加速度が見られるが、計測箇

所が台車から離れることで振動は小さくなったと考える。なお、全般的には低速走行のため振動加速度は小さい。

また、表3でバラスト軌道のほうがスラブ軌道よりも加速度・乗り心地レベルが小さかったのは、車両の走行による振動がレールを支えるバラストの微小移動により摩擦や抵抗が生じて、振動を減衰させたためであると考えられる。バラストはスラブに比べて振動・騒音を減衰させる効果が高いことが本実験において証明することができた。

表4と表5について、走行中の車輪とレールの接触による振動が一番大きく現れやすいのは上下方向であるが、これは4.1節で述べたスラブ軌道による影響も考えられる。また、曲線では遠心力が働き、左右方向が大きくなる。低速走行に比較すると、特に高速走行の曲線では左右方向に 31.56m/s^2 という大きな振動加速度が見られるが、まだ 40km/h レベルの実車換算速度であるためさらなる高速化によって判断することが不可欠である。

前後・上下・左右の3方向振動は、車両走行や地上設備によりそれぞれが影響し合って、連動して変化していると考えられ、単独で判断するのではなく3方向の振動を総合的に考慮する必要がある。

6. 結言

前後方向および左右方向の振動加速度値絶対値は小さいため、側ばりの異常検知は上下方向の平均加速度と最大値を優先して判定するのが適している。また、地上側の軌道状況や速度・曲線の有無などにより振動加速度は大きく変化する。今回の実験ではき裂が発生している場合のしきい値は、上下方向で 30m/s^2 程度であると想定する。しかしながら、1方向振動の1波の最大加速度で判断するのではなく、理想的にはそれぞれが影響し合う3方向の振動を総合して異常を検知する方法が望ましいと考える。

今回 130mm 模型により台車枠の異常状況を推定する手法として、台車側ばりに設置した振動加速度計を用いて直線・曲線走行時の振動加速度から判断することが可能であることを示すことができた。

また、今後計測した振動加速度データを蓄積し走行速度・曲線半径・ポイントの有無などの条件を重ね合わせることで実際の台車異常が発生したときの判定に使える可能性がある。さらに、振動加速度をパワースペクトル密度解析することで台車の固有振動値を見出し、通常時とき裂発生時の固有振動値の差異を確認することで台車異常を発見することが可能と考えられる。鉄道車両は基本的に同じレール上を一次的に移動する乗り物であり、AI（人工知能）などに蓄積した膨大な車両走行状況のデータと地上設備・状況のデータを解析させることで、精度の高い異常時のしきい値を明示できると考える。

今回の模型速度は実車換算で 40km/h 程度で、新幹線速度の約 $1/8$ である。そのためさらなる

高速化が不可欠である。また、軌道のさまざまな条件も追加して検討する必要がある。しかし、実車で台車枠にき裂を事前に生じさせて本線を走行することは不可能であるので、今後も模型を用いた実験・研究によりデータを蓄積することが重要である。

参考文献

- 1) 東武鉄道株式会社, 列車の一部脱線に関する調査結果と再発防止策について,
<<http://www.tobu.co.jp/file/pdf/d0fadcec578203eed747c30dde47fc92/171013.pdf?date=20171013164547>>,
参照日: 2019年1月28日.
- 2) 国土交通省 運輸安全委員会, 鉄道重大インシデント調査報告書, (2019), p.1, pp7-8.
- 3) 山本勝太, 宮地徳蔵, 八木毅, 破断前漏洩概念を適用した車軸・台車枠のき裂常時監視手法, 公益財団法人 鉄道総合技術研究所, 鉄道総研報告 Vol.30, No.4, (2016), p.41.
- 4) 城取岳夫, 安永年広, 台車振動加速度による状態監視手法, 公益財団法人 鉄道総合技術研究所, 鉄道総研報告 Vol.25, No.8, (2011), pp.17-22.
- 5) 池田圭佑, 田口航矢, 河田直樹, 福島祥夫, 第28回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (J-RAIL2021), PS 1-13模型実験による鉄道車両のメンテナンスのための状態監視技術の研究, (2021)
- 6) 金子雄樹, 宮本岳史, 第28回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (J-RAIL2021), PS 2-6 模型台車実験による輪重アンバランスが乗り上がり長さに及ぼす影響の調査, (2021)
- 7) 江守一郎, 斎藤孝三, 関本孝三, [第三版] 模型実験の理論と応用, 技報堂出版, (2009), pp.24-32.
- 8) 設楽一鷹, 大阪産業大学 工学研究科 交通機械工学専攻修士論文, 鉄道模型を用いた遊間・台車における異常状態の検証, (2019)
- 9) 北村理, 浅田晴香, 大津山澄明, 第28回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集 (J-RAIL2021), PS 1-10鉄道車両台車における異常検知手法の検討, (2021)
- 10) 星出敏彦, 基礎強度学 破壊力学と信頼性解析への入門, 内田老鶴圃, (1998), pp.9-10, pp.19-44, pp.47-50.