

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

○ [機] 重盛 壮平 (東京大学)

田處 恵大 (東京大学)

[機] 波田野 明日可 (東京大学)

[機] 泉 聡志 (東京大学)

[電] 戸丸 耕太 (東日本旅客鉄道)

[電] 戸澤 健 (東日本旅客鉄道)

[電] 金田 敏之 (東日本旅客鉄道)

The Life Prediction of Railroad Switch Exposed Impact Vibration Considering the Environment of the Actual Machine

Sohei Shigemori, (the University of Tokyo) Keita Tadokoro, (the University of Tokyo)

Asuka Hatano, (the University of Tokyo) Satoshi Izumi, (the University of Tokyo)

Kota Tomaru, (East Japan Railway Company) Takeru Tozawa, (East Japan Railway Company)

Toshiyuki Kaneda, (East Japan Railway Company)

When train passes through the rail joint at heel of tongue rail of railroad switch, impact vibration is induced. This vibration transfers to the front rod and induces the wear of bearings and resulting switching failure. In order to find the appropriate maintenance schedule of parts of switches, we have developed the FE model of special layout railroad switch for vibration analysis. We have developed the mathematical model to predict the dependence of the maintenance condition such as the unevenness in height at joint and misalignment at joint, and impact loading of train passage on the amount of wear.

キーワード : 有限要素解析, 分岐器, 衝撃振動, フロントロッド, 摩耗, 寿命予測

Key Words : Finite Element Analysis, Railroad Switch, Impact Vibration, Front Rod, Wear, Life Prediction

1. はじめに

鉄道では一般に分岐器によって列車の進行方向が変更される。左右に可動な2本のトンブレールを動かすための装置を転てつ装置と呼ぶ。転てつ装置に不具合が生じると分岐器の転換ができなくなり、列車の運行を妨げることとなるため、転てつ装置の付属部品等の交換といったメンテナンスが定期的に行われている。

転てつ装置の不具合には様々な要因があるが、ここでは転てつ装置の照査機構の位置不具合に着目する。転てつ装置はトンブレールが所定の位置まで移動しているかを確認するための照査機構と呼ばれる仕組みを持っている。これは2本のトンブレールの先端をつなぐように取り付けられるフロントロッドと呼ばれる部品から、接続かんを通じて位置情報を伝達する構造となっている。列車が分岐器のトンブレール後端にある継ぎ目を通過すると衝撃振動が生じ、トンブレールを通してフロントロッド周辺にまで伝わる。この衝撃振動によって、フロントロッドの接続等に使われている軸受を摩耗させ、実際のトンブレールの位置と転てつ装置が認識するトンブレールの位置が乖離する可能性が考えられる。これにより、トンブレールが正しい位置

にあっても、照査機構が誤認し列車の運行を妨げてしまうことが考えられる。

そこでこれまでに分岐器全体を有限要素モデル化し、衝撃振動を与えその時生じる軸受の接触力とすべりから摩耗量を算出する研究がなされている¹⁾。この研究内では営業線で測定したトンブレールの振動の様子を再現し、その分岐器について衝撃振動による軸受の摩耗量を算出した。

しかしながら数ある分岐器すべてをモデル化し解析により摩耗量を導くのは現実的ではない。本研究では、ダブルスリップ分岐器について、営業線での実測データおよび文献によるトンブレール後端に生じる衝撃振動の大きさの予測と、有限要素解析により得られる衝撃振動と摩耗量の関係を組み合わせることで、分岐器設置条件からフロントロッド周辺の軸受の摩耗量を予測するモデル式の構成を目指す。

2. 分岐器の転換不能の要因

2.1 ダブルスリップ分岐器の構造

ダブルスリップ分岐器は2本の交差する線路に対し相互に渡り線を設けたものであり、図1のような構造をしている。図1左側よりスリップポイント部、可動K字クロス

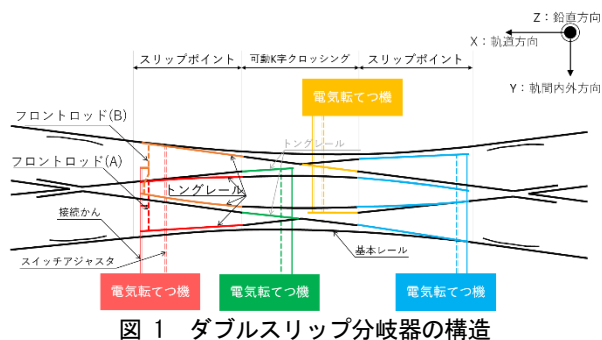


図1 ダブルスリップ分岐器の構造

ング部、スリップポイント部となっており、中央を中心とする対称な構造になっている。本研究では、4本のトングレールを1台の電気転てつ機が動かす、より複雑な構造をしているスリップポイント部に着目し、図中左の電気転てつ機に接続されたトングレール及びフロントロッドについて議論を行う。

トングレールは肘金と呼ばれる部品を介してフロントロッドと接続される。肘金とフロントロッドは、転換時に相対角が微妙に変化するため、軸受でつながっている。軸受にはジョーピンが使用される。また、フロントロッドは左右2本一組でフロントロッドと接続され、列車は固定レールに押し付けられた左右どちらかのトングレールを通過する。本研究では電気転てつ機に近い側のフロントロッドをA、遠い側をBとし、マクラギ方向を示すY座標（図中下向きが正）が大きい方を右、小さい方を左と定義し、トングレール及び軸受を区別する。

2.2 分岐器の転換不能の要因

電気転てつ機がトングレールを動かすと、フロントロッドや接続かんも一体となって移動する。移動後、電気転てつ機内のロックピースが鎖錠かんの切り欠きに収まれば正常に転換されたと判断される。ロックピースと切り欠きの許容誤差はおよそ1.5mmであるため、本研究では軸受の摩耗量が1.5mmに達した時点と寿命とする。

2.3 フロントロッド付近軸受摩耗量予測の手法

本研究で着目するのは、列車がトングレール後端を通過した際に生じる衝撃振動による軸受の摩耗である。そのため、まず列車通過時にトングレール後端で生じる衝撃振動の大きさを、分岐器の振動測定で得られたデータや文献を元に予測し、次に有限要素解析により衝撃振動の大きさと摩耗量との間の関係を求める。これらを組み合わせ、設置条件と列車の通過状況をパラメータとする軸受摩耗量の予測式を構成する。

3. トングレール後端での衝撃振動予測

3.1 衝撃の大きさに影響する要因

(1) 列車通過速度

営業線内で実施した、分岐器の列車通過時の振動波形実測試験の結果によると、列車の通過速度とトングレール後端で記録された鉛直方向の加速度振幅との間には、明瞭な線形関係があることがわかる（図2参照）。進路の影響もな

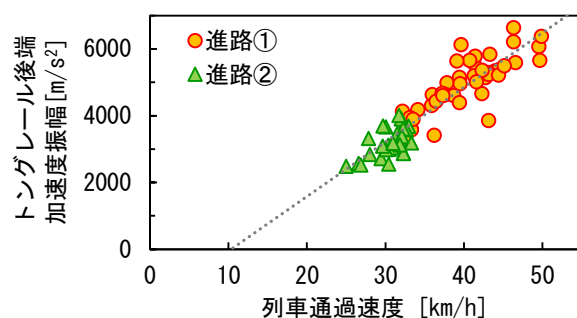


図2 速度とトングレール加速度振幅の大きさの関係

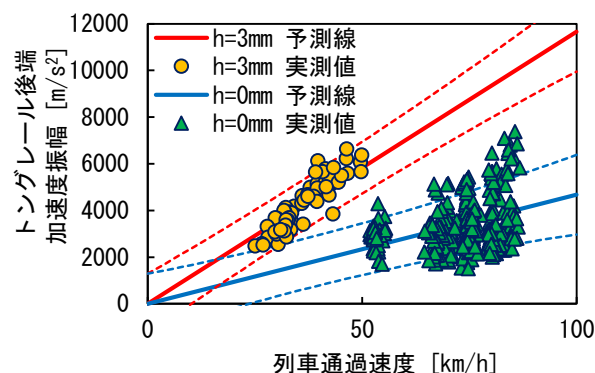


図3 トングレール後端加速度振幅の予測線と実測値の比較

く同一の直線上にあることがわかる。

(2) 段違い量・目違い量

レール継ぎ目の部、レールの高さ方向のずれである段違い量と、マクラギ方向のずれである目違い量について、文献²⁾により荷重等との間に次の関係式が示されている。

$$\Delta P_1 = \alpha m V \sqrt{\frac{2h}{r}} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\Delta P_2 = \beta m V \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \quad \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 ΔP_1 は段違いにより発生する衝撃荷重 [kN]、 ΔP_2 は目違いにより発生する衝撃荷重 [kN]、 α 、 β は比例係数、 m はばね下重量 [kg/車輪]、 V は速度 [km/h]、 h は段違い量 [m]、 y は目違い量 [m]、 r は車輪の半径 [m]、 ϕ はフランジ角である。なお、ここでの ΔP_1 、 ΔP_2 は、段違い量、目違い量があった場合に、それぞれ不整量がなかった場合に比べて増加した荷重と定義されていることに注意する。

(3) 列車通過方向

分岐器には対向通過と背向通過があるが、実測試験のデータにより、継ぎ目の先にトングレールのある背向通過のほうが衝撃が3倍ほど大きいことがわかっている。また、文献³⁾により、継ぎ目前後のレールの高さ関係によらず、継ぎ目の先のレールに大きな衝撃が生じる実験が示されている。

3.2 衝撃振動の大きさ予測式

以上の関係及び実測データを元に、トングレール後端で

列車通過時に生じる衝撃振動の大きさ A を次のように予測する。

$$A = \alpha \left[\beta V + \gamma m V \left\{ \sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \right\} \right] \dots\dots\dots(3)$$

なお、 α は通過方向を区別する係数で、対向時を 0.3、背向時を 1 とする。また、 β, γ は比例係数で、 $\beta = 44.775$ 、 $\gamma = 0.2207$ である。この予測式により、実測時の衝撃振動の大きさを図 3 のように説明できる。なお、図 3 中点線は、予測線の 95% 予測区間である。

4. 衝撃の大きさと摩耗量の関係の予測

4.1 有限要素モデリング

有限要素解析により、トンブレード後端に衝撃振動を模した荷重を入力したときの応答を求め、トンブレードとフロントロッドをつなぐ軸受の接触力と滑り速度を算出し、その積の時間積分をとった PV 積分値を計算する。軸受は図 4 の通り、フロントロッド名に左右を付して区別し、4 箇所の軸受全てに対し PV 積分値を計算する。また、ジョーピンはフロントロッドに固定された接続版が肘金を上下から挟み込むように配置されており、これらそれぞれについて PV 積分値を求める。モデリング範囲は、図 1 中左側のスリップポイント部と、それに付随するフロントロッド、動作かん、接続かんとする。

4.2 解析条件

ダブルスリップ分岐器の実験試験を再現する解析¹⁾を参考に、一部条件を変化させ、解析を行った。

衝撃振動の大きさと摩耗量との関係を求めるため、トンブレード後端に入力する荷重の大きさを変更する。実測試

表 1 解析条件一覧

解析ソフト	Altair Radioss 2019.1
解析手法	陽解法時刻歴応答解析
単位系	[ton] [mm] [s] [MPa]
要素タイプ	3D-Solid 要素, Spring 要素
解析時間	0.14 s
最小タイムステップ	8.0×10^{-8} sec

験結果を再現するための荷重の大きさを基準とし、これを 0.5 倍、0.75 倍、1.5 倍、2 倍、4 倍と変更し解析を行う。

また、進路による影響を確認するため、モデルの調整を行いながら、4 本のトンブレードそれぞれに荷重を与える解析を行った。解析には Altair Engineering 社 Radioss を使用した。解析には表 1 に解析条件を示す。

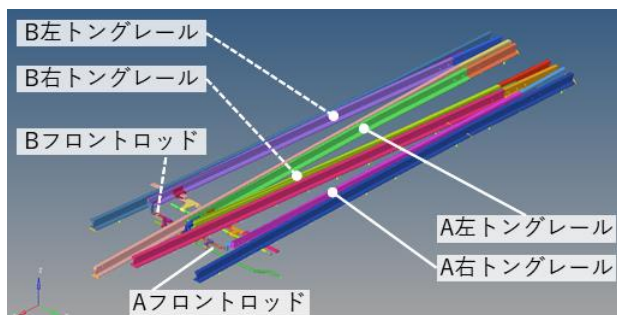
4.3 解析結果

(1) トンブレード後端衝撃の大きさによる影響

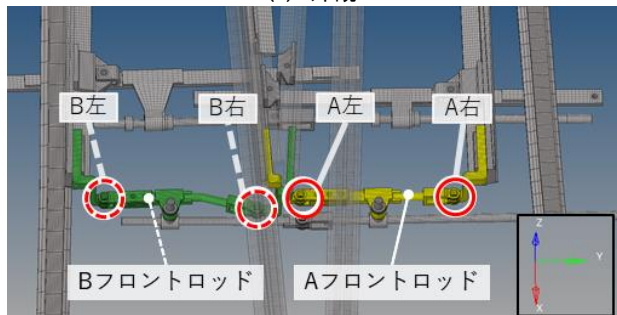
図 5 に解析時に生じたトンブレード後端加速度振幅の大きさと、計算された軸受の PV 積分値の関係を示す。図は衝撃を与えたトンブレードと接続する軸受（例えば B 左トンブレードに衝撃を与えた解析の場合、図 4(b)中 B 左軸受）の PV 積分値についてプロットし、進路ごとに色分けしてある。これを見ると、接続版、肘金部双方について、衝撃が大きくなるにつれ、PV 積分値が急に大きくなる傾向があることが読み取れる。

(2) 進路による影響

次に進路ごとの差について見てみると、大きな傾向に差がなく、進路を区別することなく PV 積分値の大きさを予測して差し支えないと考えられる。

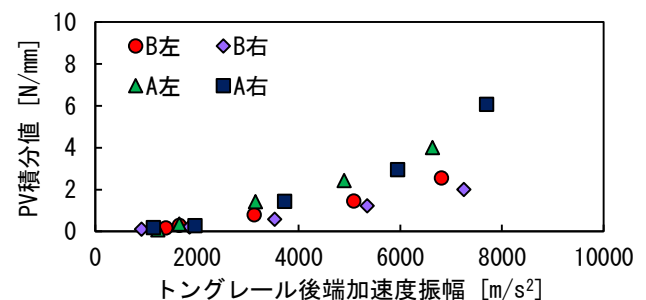


(a) 外観

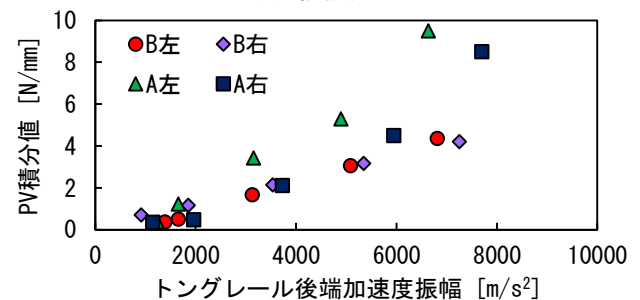


(b) 解析モデルフロントロッド周辺部

図 4 解析モデル



(a) 接続版



(b) 肘金部

図 5 トンブレード後端加速度振幅と PV 積分値の関係

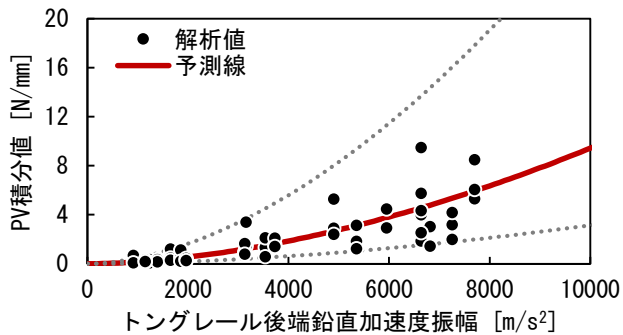


図 6 PV 積分値の予測線と解析値の比較

(3) 他の軸受への影響

図 5 では衝撃を与えたトングレールと接続する軸受について示したが、これはその軸受が他 3 つの軸受よりも最も PV 積分値が大きな値を示したからである。一方で、衝撃を与えたトングレールとフロントロッドでつながる軸受（B 左トングレールに衝撃を与えた解析の場合、B 右軸受）にも、衝撃を与えたトングレールと接続する軸受の 2 分の 1 程度の PV 積分値が生じることが確認された。

4.4 PV 積分値予測式

解析結果を元に、衝撃振動の大きさ A を用いて、衝撃のあったトングレールと接続する軸受の PV 積分 p [N/mm] を式(4) のように予測する。進路による差はないものとし、接続版と肘金部についても、区別なく同一の式とした。

$$p = cA^{1.46} \quad \dots\dots\dots(4)$$

ただし、 $c = 9.55 \times 10^{-6}$ の定数である。この予測式と解析結果の値を比較したものを図 6 に示す。なお、衝撃を与えたトングレールとフロントロッドを介してつながる軸受の摩耗量は、この先で考慮する。

5. 実機の摩耗量予測

ホルムの摩耗式により、摺動部の接触面圧と滑り速度をかけ合わせ、比摩耗量と摺動時間をかけることで摩耗量を計算できる。これを利用し、4 章までで求めた PV 積分値の値に比摩耗量 k [mm²/N] をかけ、1 衝撃あたりの摩耗量 W [mm] を算出でき、式(5) のように表せる。

$$W = kc \left[\alpha \left\{ \beta V + \gamma m V \left(\sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r} \cos\phi} \right) \right\} \right]^{1.46} \quad \dots\dots\dots(5)$$

ある軸受 a に着目する場合、その軸受が接続されるトングレール a の後端部の段違い量・目違い量と列車通過速度をあてはめ衝撃ごとの摩耗量 W_a [mm] を計算する。これに車軸数、通過列車本数の積 N_a を掛け合わせることで摩耗量を計算できる。ただし、軸受は、フロントロッドで接続されるもう 1 本のトングレール b に発生した衝撃振動の影響も受けるため、この影響も合わせ、総合的な摩耗量を次のように予測する。

$$W_{total} = W_a \times N_a + \frac{1}{2} \times W_b \times N_b \quad \dots\dots\dots(6)$$

例えば、段違い量、目違い量ともに 3 mm のトングレール A 右を 10 両編成の列車が 1 日 7 本、段違い量が 2 mm、目違い量なしのトングレール A 左を 1 日 5 本それぞれ背向通過すると仮定し、列車のばね下重量を 3000 kg、車輪径を 860 mm、フランジ角 65 度、通過速度 30 km/h と設定すると、1 年経過時の A 右軸受の摩耗量は 0.061 mm、A 左軸受の摩耗量は 0.043 mm と予測される。これは寿命に換算して、それぞれ 24.8 年、35.3 年ということになり、現行の交換基準を大幅に超えた値となっており、交換周期の延長ができる可能性が十分にある。

6. 結言

ダブルスリップ分岐器のフロントロッド周辺部品で使用される軸受について、トングレール後端で発生する衝撃振動による摩耗量の予測を、分岐器の設置条件および列車通過状況から行えるモデル式を作成した。今後は実際の分岐器の交換時における摩耗量を測定し、予測式の妥当性を検証していく予定である。また、現状予測モデル式の予測区間の幅が大きく、これは解析時の接触条件等の不確定性によるばらつきの影響を受けている可能性がある。また、摩耗していくにつれ、形状が変化していくことも考慮に入れた予測とすることが今後の課題である。

参 考 文 献

- 1) 島本琢磨, 田處恵大, 波田野明日可, 泉聡志, 酒井信介, 新野善行, 鈴木雅彦, 金田敏之: 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, 2019.
- 2) 西本正人, 山口剛志: 列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討, 鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, pp.5-8, 2013.
- 3) 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, 長倉清: レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価 —軌道編—, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, Vol. 18, pp. 545-548, 2011.