

新幹線用転換鎖錠装置の転換動作のモデル化

信号通信技術研究部 信号
研究員 潮見 俊輔

1. はじめに

新幹線用転換鎖錠装置の開発、改良時における機械的特性は、分岐器を含めた実機を用いた試験によって評価している(図1)。試験には多くの費用や時間が必要であるため、数多くの転換鎖錠装置、分岐器の組合せに対して試験を実施することは現実的には困難である。転換鎖錠装置の開発、改良を効率的に行う為には、機械的特性の解析、評価手法を確立し、実機による測定試験の頻度を減らすことが必要である。

そこで、鉄道総研では、転換動作時に分岐器から転てつ機へ伝わる力(以下、転換負荷力)を推定する為の力学モデルの開発に取り組んでいる。本発表では、分岐器と転てつ機を接続する転てつ用品の寸法形状に注目し、その影響を考慮したモデルの概要と適用例について報告する。

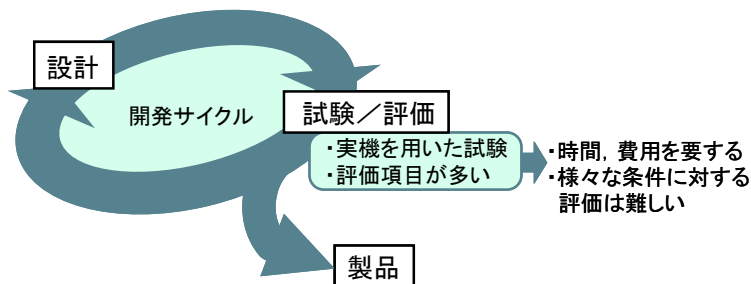


図1 転換鎖錠装置の開発サイクル(現状)

2. 転換鎖錠装置と転換負荷力

転換負荷力の増大は輸送障害の一つである転換不能の一因と考えられている。転換負荷力には以下の要素が影響する。

- (1) 負荷の状態(分岐器の寸法形状、分岐器の給油状態、減摩器の使用等)
- (2) 負荷の伝達(転てつ用品の寸法形状等)

図2に床板の給油状態を変えた場合の転換負荷力の測定結果を示す。同じ分岐器、同じ転換鎖錠装置であっても例えば給油のような使用状態によって転換負荷力が大きく変化しており、安定した転換動作をさせるためには日常の維持管理が重要な役割を有しているといえる。

図3に信号リンクの2種類の直径($\phi 44$ 、 $\phi 36$)に対する転換負荷力の測定結果を示す。同一の分岐器であり、床板の給油等の使用状態は同一であるが、分岐器と電気転てつ機を結合する転てつ用品を変更する事によって転換負荷力の伝達の特性が変わることがわかる。現状では開発者が開発の第一段階である設計段階から、転換負荷力といった測定試験で得られるような特性を知ることが難しい。設計者は所定の性能を発揮し得る様に自身の経験に基づいて設計を行っているが、その妥当性の確認は実機を用いた試験に多くを依存している。ここに転換鎖錠装置の設計の困難性の一因があると考えられる。

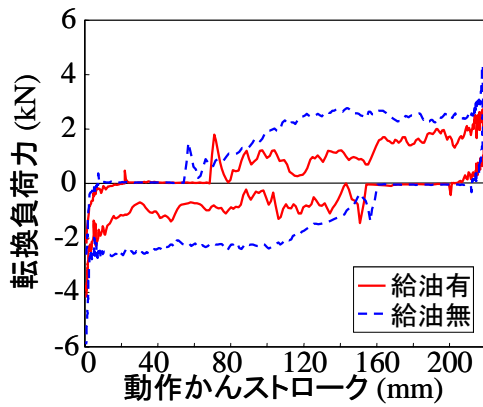


図2 転換負荷力測定結果

(弾性 10 番分岐器 床板への給油の影響)

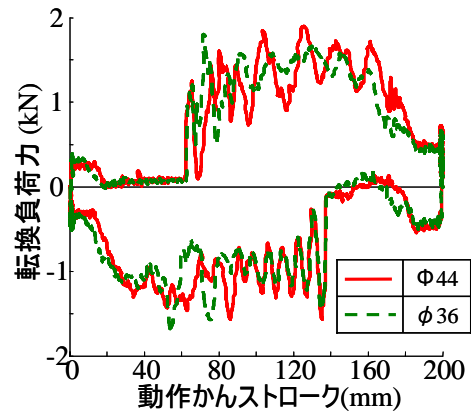


図3 転換負荷力測定結果

(弾性 18 番分岐器 信号リンク直径の影響)

3. 転換鎖錠装置の力学モデルと転換負荷力シミュレーション

転換鎖錠装置の設計段階に転換負荷力の推定を行う手段として、力学モデルを用いたシミュレーションが挙げられる。シミュレーションは様々な条件に対して実施する事が可能であることから、効率的な設計検討に適した手法であると考えられる。転換鎖錠装置は、図4に示すように電気転てつ機と信号リンク、エスケープクランク、スイッチアジャスタ等の転てつ用品から構成されるが、電気転てつ機とトングレールの間に長い信号リンク等の転てつ用品が介在している事から、転換負荷力はこれら転てつ用品の寸法形状（信号リンクの直径、長さ、スイッチアジャスタのオフセットの大小等）に影響を受ける。

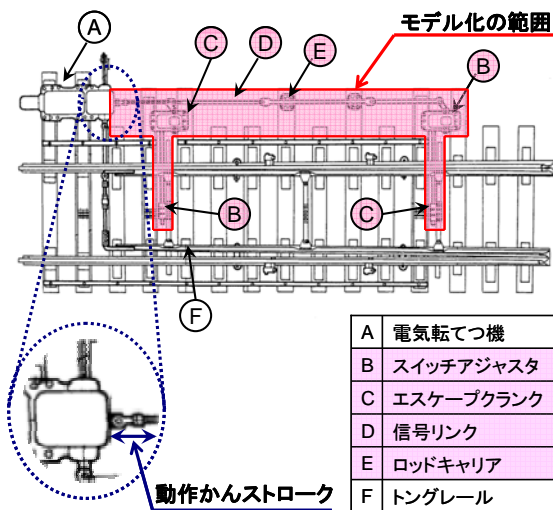


図4 新幹線用転換鎖錠装置とモデル化の範囲

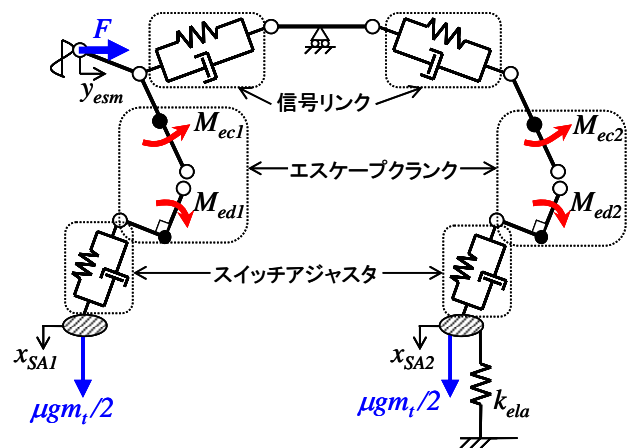


図5 新幹線用転換鎖錠装置の力学モデル

そこで、我々は分岐器から転てつ用品を介して電気転てつ機へ伝達される転換負荷力を推定するための力学モデルを開発した（図5）。モデルは信号リンク、エスケープクランク、スイッチアジャスタに相当する要素から構成されている。信号リンクとスイッチアジャスタは減衰要素を持つ弾性体とし、これらの寸法形状の違いは弾性係数と減衰係数の違いに相当すると仮定した。また、エスケープクランクの原動クランクと従動クランクの間の伝達トルク M_{ec} 、 M_{ed} は、原動クランクのローラと従動クランクの転換面、エスケープ面の接触状態（図6）から幾何学的に決まると仮定した。分岐器の負荷に相当する力は、トングレールと床板の摩擦に相当する力 $\mu g m_t$ とトングレールの弾性 k_{ela} に相当する力の2つと仮定し、摩擦に相当する力は各スイッチアジャスタに

均等に、弾性に相当する力は後端のスイッチアジャスタのみに加わると仮定した。

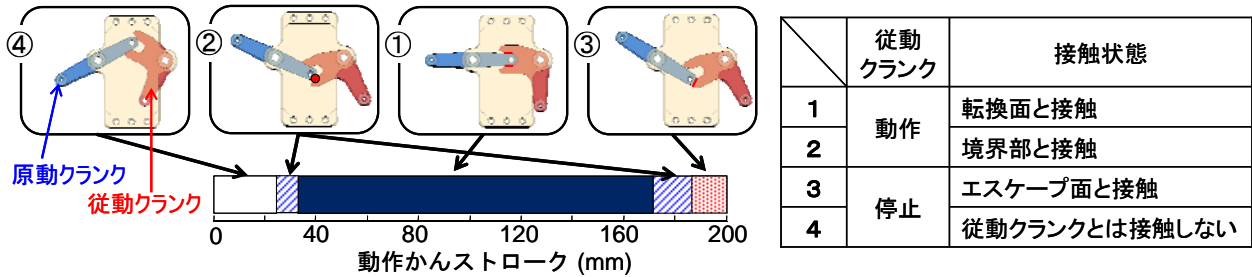


図6 動作かんストロークに対するエスケープクランクの接触状態

このモデルを用いたシミュレーション結果の一例として、従動クランクに力を加えたときに原動クランクに出力される力の実測値との比較を図7に示す。両者は本モデルでは考慮していないストローク終端の密着に関わる部分を除いてよく一致している。このことから、モデルはエスケープクランクの力の伝達を精度良く再現できている。

今後は、スイッチアジャスタや信号リンクの寸法形状と弾性・減衰特性の関係を実験により解明し、これらの影響を含めたシミュレーションの精度を向上する予定である。また、トングレールと床板の摩擦の状態がまくらぎ毎に異なっているためにトングレールが振動することが実設備を用いた測定を通じて分かっている。このようなトングレールの運動を含めるように分岐器の負荷モデルを見直すことも課題である。

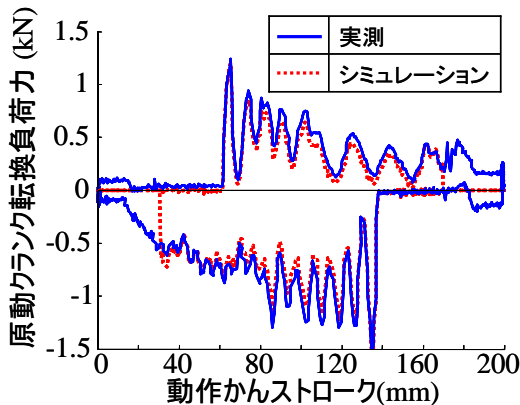


図7 エスケープクランクの負荷力伝達特性

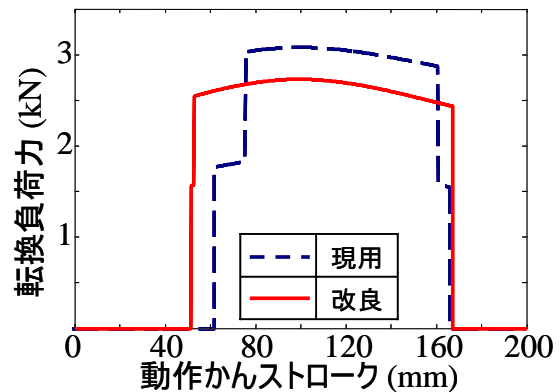


図8 転換負荷力シミュレーション
(エスケープクランク改良効果の推定)

4. 転換負荷力シミュレーションの適用例

4.1. エスケープクランク改良の転換負荷力

現在の新幹線用転換鎖錠装置の多くに用いているエスケープクランクは、分岐器の番数によらず同一の組合せのものを使用している為、スイッチアジャスタがトングレールを引く位置のレールの移動量（行程）とスイッチアジャスタの移動量（動程）の比が先端側のスイッチアジャスタと後端側のスイッチアジャスタで必ずしも一致しない。このため、各スイッチアジャスタに負荷が加わるタイミングが先端側と後端側で一致せず、転換当初は先端側だけに分岐器の負荷が加わる設計の転換鎖錠装置も存在する。エスケープクランクの種類を絞る事による予備品の最小化、スケールメリットを生かした低コスト化には有効であるが、負荷のバランスが悪いため転換動作の観点では最良の状態であるとは言い難い。

そこで、先端側と後端側に負荷が同時に加わる様、後端側のエスケープクランクの形状を変更

した場合の転換負荷力の変化をシミュレーションにより推定した。結果を図 8 に示す。但し、信号リンク、スイッチアジャスタはそれぞれ剛体と仮定している。シミュレーション結果はエスケープクランクの改良によって転換負荷力の最大値が小さくなる事を示している。実機試験の結果も同様の結果であり、エスケープクランクの改良による転換負荷力の低減効果をシミュレーションと実測の双方から確認できた。

4.2. 18 番分岐器 3 点引き時の転換負荷力

現在の新幹線 18 番分岐器に用いる転換鎖錠装置は、エスケープクランク 2 個を用いてトングレールの 2 箇所を動作させる「2 点引き」の構成を用いている。しかし、これまでの新幹線用転換鎖錠装置の研究開発や試験結果から、降雪地域における転換不能対策やトングレール中間部の接着調整を容易にする方策として、エスケープクランク 3 個を用いてトングレールの 3 箇所を動作させる「3 点引き」構成が有効であることが確認されている。

そこで、18 番分岐器の転換鎖錠装置を「3 点引き」構成としたときの転換負荷力のシミュレーションを実施した。2 点引きは現用エスケープクランクを用いた構成、3 点引きはエスケープクランクの改良を同時に実施した構成としたときの結果を図 9 に示す。結果より、3 点引き化とエスケープクランクの改良によって転換負荷力の最大値が小さくなることがわかる。

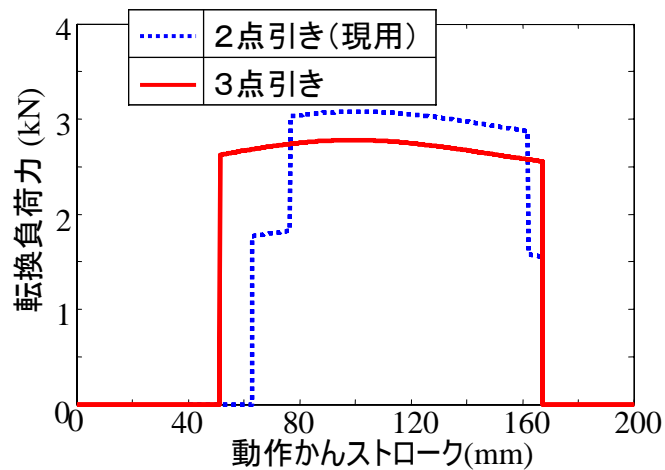


図 9 転換負荷力シミュレーション
(18 番分岐器 3 点引き)

5. まとめ

転換鎖錠装置の機械的特性の解析、評価手法の確立を目指して、転換負荷力を推定するための力学モデルの開発に取り組んでいる。今回、転てつ用品における負荷力の伝達に注目したモデルを開発し、このモデルを用いたシミュレーションの適用例を示した。適用例が示す様に、転換負荷力のシミュレーションは、転換鎖錠装置、特に転てつ用品の新規設計や設計変更の場面においてその影響を推定するために有効なツールとなり得るものである。今後は、提案したモデルで弾性体と仮定した、スイッチアジャスタや信号リンクの弾性、減衰特性を単体試験により把握し、シミュレーション精度の向上を図る予定である。また、分岐器の負荷力のモデル化に取り組み、今回開発した転換鎖錠装置の転換動作モデルと組み合わせ、転てつ装置全体の解析ツールとしていく予定である。