

転換鎖錠装置動作時の転てつ用品における 負荷伝達のモデル化

潮見 俊輔* 五十嵐 義信*

Modeling of Load Transmit Characteristics of Switching Equipments at Operation of a Switch-and-lock Movement

Syunsuke SIOMI Yoshinobu IGARASHI

In the development and redesign of the switch-and-lock system to ensure its safety and reliability, it is important to verify a number of mechanical properties including the force required to derive switching. Furthermore, it is very difficult to perform tests for all possible combinations of switch-and-lock systems and turnouts. Against this background, we are developing a model to estimate the switching loads while aiming to establish a technique to analyze and evaluate the mechanical performance of switch-and-lock systems to replace such measurement tests. In this report, we present a model to estimate the switching loads noticed in load transmit characteristics of switching equipments, and also present the results of computer simulations using the model and experiments applying substantial switch-and-lock system combined with turnout.

キーワード：転換鎖錠装置，転てつ用品，エスケープクランク，転換負荷力

1. はじめに

分岐器を動作（転換）させる転換鎖錠装置は、安全を確保する為、列車の進行方向に応じて分岐器を任意の方向へ動かす「転換」、列車の進行方向に応じた制御を完了したかチェックを行う「照査」、可動レールを列車が安全に通過できるよう保持する「鎖錠」、これらの状態を上位の信号装置に伝える「伝達」の4つの機能を有している¹⁾。これらを発揮させる為には開発段階から諸特性の十分な検証を行い、性能を確認する事が必要である。しかしながら、転換鎖錠装置の特性、特に機械的特性の評価は、実物の転換鎖錠装置と分岐器を組み合わせた実測試験に頼っている現状であり、多額の費用や時間が必要である。また、数多くの転換鎖錠装置と分岐器の組み合わせに対して試験を実施する事は現実的に困難である。このような転換鎖錠装置の開発・改良および評価に伴う課題に対して、鉄道総研では、実測試験によらない機械的特性の推定、評価手法の開発に取り組んでいる。

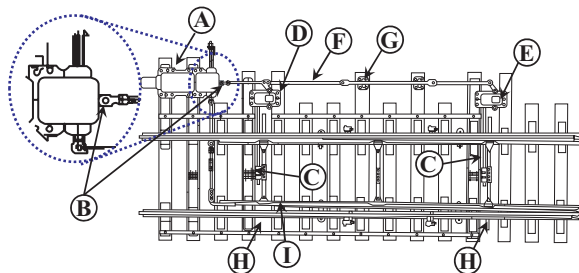
本報告では、新幹線用転換鎖錠装置を対象に、転換時に電気転てつ機に加わる力である転換負荷力を、電気転てつ機と分岐器を結ぶ転てつ用品に注目して推定する基礎的な負荷伝達モデルを提案し、モデルを適用して転てつ用品の改良効果の評価を試みた結果について述べる。

2. 転換鎖錠装置と転換負荷力

2.1 新幹線用転換鎖錠装置

新幹線用のポイント部の転換鎖錠装置の構成を図1に示す。分岐器を転換する為の動作は、電気転てつ機の動作かんより、信号リンク、エスケープクランク、スイッチアジャスタを介して、分岐器に備わる転てつ棒に伝達される。新幹線で多く用いられている12番から18番の分岐器は、エスケープクランクとスイッチアジャスタを各2組備えており、トングレールの2箇所を支持することでポイント部の転換を行っている。

エスケープクランクは図2に示す、電気転てつ機側に接続される原動クランクと、スイッチアジャスタに接続される従動クランク、及び両者を固定する座から構成さ



A 電気転てつ機	F 信号リンク
B 動作かん	G ロッドキャリア
C スwitchアジャスタ	H 転てつ棒
D 第1エスケープクランク	I トングレール
E 第2エスケープクランク	

図1 新幹線用転換鎖錠装置の構成

* 信号通信技術研究部（信号）

特集：信号通信技術

れる。また、両クランクが相互に接触する事で、変位と力を伝達する機能を持っている。従動クランクの接触面は、転換面とエスケープ面に大別される。転換面は主として転換の機能を担う一方、エスケープ面は主として状態の保持、つまり簡易な鎖錠の機能を担う。図3に転換動作時の両クランクの接触状態とその動作を示す。原動クランクが転換面または転換面とエスケープ面の境界部に接触するときに従動クランクが回転し、転換に伴うトルクを伝達する。このときの従動クランクの回転は、転換面とエスケープ面の形状、両クランクの腕の長さによって決まる。

現在用いられている国鉄仕様²⁾のエスケープクランクでは使用箇所によって形状が異なるが、分岐器の番数に対しては同一のエスケープクランクを用いるため、分岐器の種類に関わらず、スイッチアジャスタの移動量(以下、動程)は同一である。一方、転てつ棒位置のトング

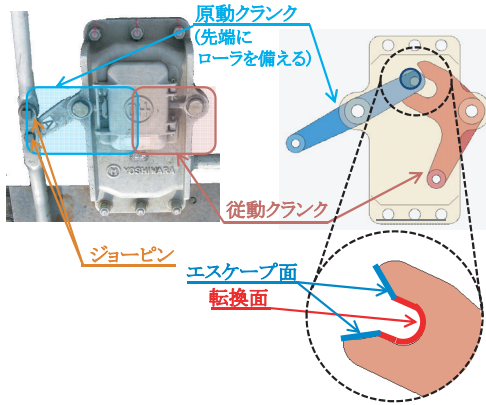


図2 エスケープクランクの構成

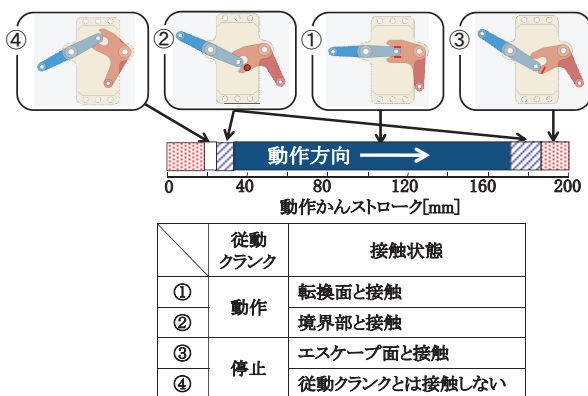


図3 エスケープクランクの動作シーケンス

表1 分岐器の行程とスイッチアジャスタの動程

位置	分岐器番数	動程 [mm]	行程 [mm]
第1スイッチアジャスタ部	12番分岐器	185	152
	14番分岐器		160
	16番分岐器		155
	18番分岐器		155
第2スイッチアジャスタ部	12番分岐器	120	89
	14番分岐器		99
	16番分岐器		101
	18番分岐器		91

レールの移動量(以下、行程)は表1に示す様に分岐器によって異なる。この動程と行程の差は、スイッチアジャスタの腕金具とナットの間隔によって調整する。

2.2 転換負荷力

転換動作時に電気転てつ機に伝わる転換負荷力は、転換鎖錠装置の機械的特性を示す指標として用いられている。転てつ装置に関する輸送障害の一因である転換不能は、降雨等による油の流失、床板の錆や傷等によるトングレールと床板の摩擦力増大などの原因により転換負荷力が、電気転てつ機の能力(転換力)を上回る事により発生すると考えられる³⁾。

在来線用分岐器(弾性、10番)について、床板の給油を長期間実施しなかった後に転換を行った場合と、給油を実施した後に転換を行った場合の転換負荷力をそれぞれ測定した結果を図4に示す。また、新幹線用分岐器(弾性、18番)の第2エスケープクランクに接続する信号リンクの直径を通常の44mmおよび36mmとして転換負荷力を測定した結果を図5に示す。図4、図5から明らかに、床板の給油状態や転てつ用品の構成要素の違いが転換負荷力に大きな影響を与えることがわかる。

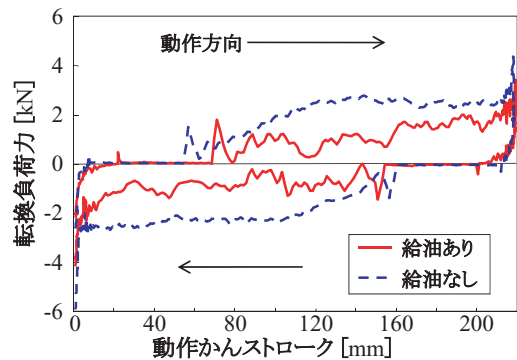


図4 転換負荷力と給油状態(在来線10番弾性分岐器)

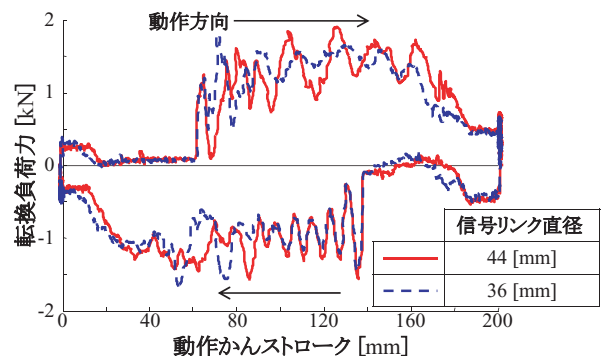


図5 転換負荷力と信号リンク直径(新幹線18番分岐器)

3. 負荷伝達のモデル化

3.1 転てつ用品の負荷伝達

本検討で用いる、転換に関わる転てつ用品(信号リンク、スイッチアジャスタ、エスケープクランク)の平面

モデルを図6に示す。エスケープクランクの形状が転換負荷力に与える影響を明確化するため、信号リンク及びスイッチアジャスタの弾性変形、各要素を接続するジョーピン、及びエスケープクランクのクランク軸における摩擦は無いものと仮定し、信号リンクの構成及びクランクの接触位置による負荷伝達特性のみを取り扱う事とした。また、転換に伴う負荷は転てつ棒位置に加わるものとし、各クランク及び信号リンクの慣性は負荷に対して無視できるものとした。

動作かんストローク y_{esm} と第1エスケープクランクの原動クランク回転角 θ_1 及び、第2エスケープクランクの回転角 θ_2 の関係を式(1)、式(2)に示す。但し、 ψ_i ($i=1, 2$) は各リンクの回転角、 y_{RC} は直線運動するロッドキャリア後端部の座標を示す。これらは動作かんストローク y_{esm} から一意に決まる。

$$\theta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{y_{meci} - y_{esm} - L_0 \cos \psi_0}{l_{01}} \right) \quad \dots\dots(1)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{y_{mec2} - y_{RC} - L_3 \cos \psi_3}{l_{02}} \right) \quad \dots\dots(2)$$

エスケープクランクにおける変位、負荷の伝達は原動クランクと従動クランクの接触位置により決定されると仮定した。原動クランク回転角 θ_i に対する従動クランク回転角 ϕ_i は、原動クランクのローラ上の座標を示す円の式と、従動クランク転換面上の座標を示す直線の式、またはエスケープ面上の座標を示す円の式の連立解から得ることができる。

従動クランク原動クランク間の負荷トルク伝達率 G_i を式(3)に示す。但し、 $L_r, L_n, \theta_c, \phi_c, \phi_c$ は図7に示すクランク及びローラの回転中心と接触点の位置関係を示す。これらはクランクの接触状態によって変化する。

$$G_i = \frac{L_r}{L_n} \sin(\phi_c + \theta_c) \sin(\phi_c - \theta_c) \quad \dots\dots(3)$$

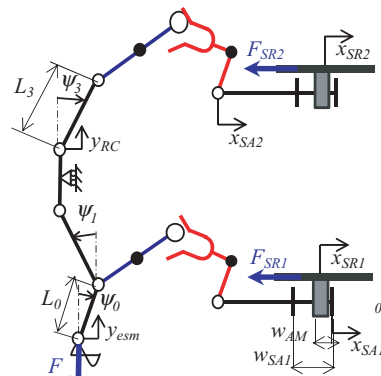
また、エスケープクランクの従動クランク回転角 ϕ_i とスイッチアジャスタ位置 x_{SAi} の関係を式(4)に示す。

$$x_{SAi} = x_{medi} + l_{3i} \sin(\phi_i) \quad \dots\dots(4)$$

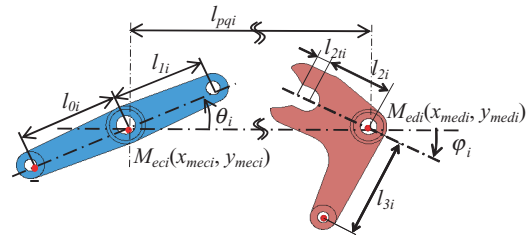
スイッチアジャスタ位置 x_{SAi} と転てつ棒位置 x_{SRi} の関係は、スイッチアジャスタのナット間隔 w_{SAi} と腕金具間隔 w_{AMi} で示すことができる。本検討では、トングレールと基本レールの密着力が零になるようにスイッチアジャスタのナット間隔を動程と行程の差に等しく調整し、密着力は働かないものと仮定した。

以上の各部の位置関係とエスケープクランク間の負荷トルク伝達率 G_i を用いることで、電気転てつ機動作かんに加わる転換負荷力 F を各要素の変位、回転角の関数として式(5)で示すことができる。但し、 F_{SAi} は各スイッチアジャスタに加わる分岐器からの負荷を示す。

$$F = \sum G_i F_{SAi} \frac{l_{3i} \cos \phi_i}{l_{0i} \cos \theta_i} \quad \dots\dots(5)$$



(a)モデル概略



(b)エスケープクランク部詳細

図6 転てつ用品の平面モデル

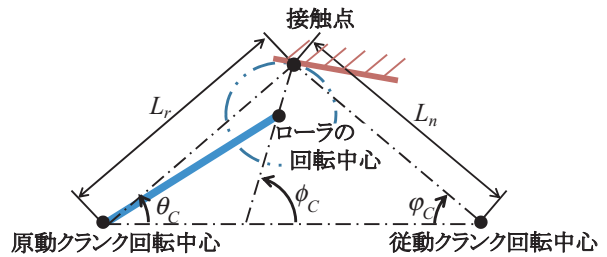


図7 接触点と回転中心

3.2 分岐器負荷

トングレールの2箇所を支持して転換を行う現行の新幹線用の分岐器では、分岐器先端側の第1スイッチアジャスタに加わる負荷はストロークに対する変化が少なく、後端側の第2スイッチアジャスタに加わる負荷はストロークに対して比例的に変化する傾向にある事が実測結果からわかっている。本検討では、先端側の転てつ棒の負荷 F_{SR1} 、後端側の転てつ棒負荷 F_{SR2} をそれぞれ次式で与えるものとした。但し、 g は重力加速度、 x_{SR2} [mm] は第2転てつ棒の変位を示す。

$$F_{SR1} = 100g \quad \dots\dots(6)$$

$$F_{SR2} = 100g + 1.47g x_{SR2} \quad \dots\dots(7)$$

4. 転換負荷力の測定とモデルを用いた推定

新幹線用18番分岐器および転換鎖錠装置を対象として、実設備の転換負荷力の測定と、同条件でのモデルを用いた計算機シミュレーションによる推定を行った。

特集：信号通信技術

4.1 試験および計算の条件

計算機シミュレーション及び実験は新幹線用18番分岐器(501形式)のポイント部および転換鎖錠装置を対象とし、国鉄仕様のエスケープクランク(B660-A, B660-B)を用いた場合について実施した。エスケープクランク各部寸法を表2に示す。

また、図8に示す項目について計算および測定を行い、エスケープクランク単体の負荷伝達、及び電気転てつ機に伝わる転換負荷力についての結果を得る事とした。

表2 各部寸法 [単位 mm]

部品	部位	形式	
		B660-A	B660-B
原動クランク	l_0	185	185
	l_1	169.5	141.5
従動クランク	l_2	130	158
	l_3	24.7	5.1
	l_4	216	203.5
共通	l_{pq}	300	300

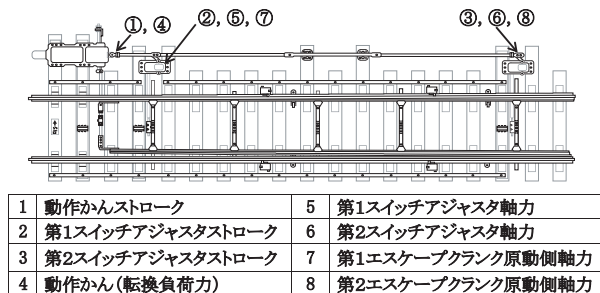


図8 測定項目

4.2 試験および計算の結果

4.2.1 エスケープクランクの負荷伝達特性

エスケープクランクの負荷伝達特性として、転換動作時のエスケープクランク原動側軸力の測定結果と、実測で得られたスイッチアジャスタ軸力(従動クランク側軸力)を入力として得られるエスケープクランク原動側軸力の計算結果を図9に示す。

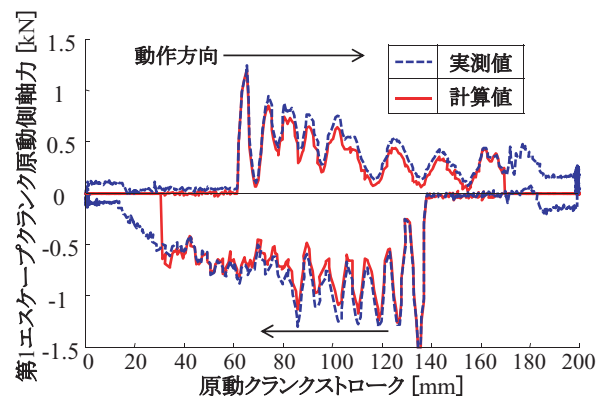


図9 エスケープクランクの負荷伝達特性

計算と実測は共に、原動クランクが従動クランクの転換面に接触して転換負荷力を伝達する領域においてよく一致していた。また、第2エスケープクランクについても同様に良い一致がみられた。このことから、モデルは対象としたエスケープクランクの負荷伝達特性を転換動作時において実用的な精度で得ることができると考える。

4.2.2 転換負荷力

転換動作時の電気転てつ機に伝わる転換負荷力の計算結果を図10に、測定結果を図11に示す。計算上の分岐器負荷については、式(6)及び式(7)を適用した。

計算では、先端側の転てつ棒に加わる負荷を一定、後端側の転てつ棒に加わる負荷を転てつ棒変位に対して比例的に変化すると仮定したが、実際には転換動作に伴う負荷には振動的な成分が存在するため、両者の波形および絶対値は異なる。また、実際には転換動作後にトンゲレールを基本レールに密着させるが、計算上はこれを考慮していない為、それに伴う負荷や原動従動両クランク間の接触状態は実測値とは異なる結果となった。

しかしながら、エスケープクランク単体の負荷伝達特性、エスケープクランクの違いによる転換負荷力への定性的な影響については、提案するモデルの適用により推定することが可能であると考えられる。一方、転換動作時の負荷力の絶対値、分岐器の負荷変動の影響評価については、分岐器の運動を考慮した負荷のモデル化や、負荷変動によるスイッチアジャスタや信号リンクといった各部の動的影響を考慮したモデルを今後検討する必要があると考える。

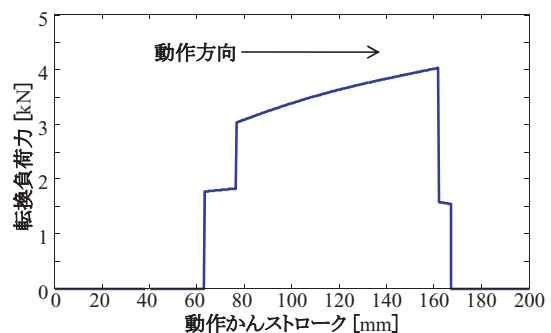


図10 転換負荷力計算結果

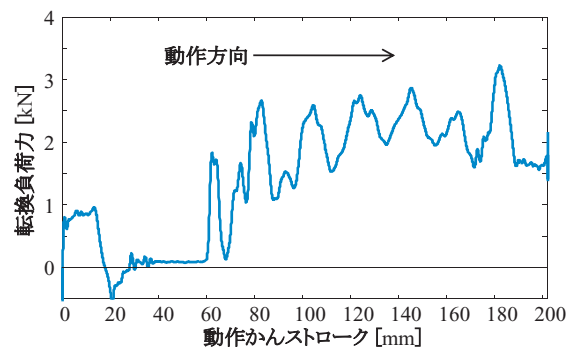


図11 転換負荷力測定結果

5. モデルを用いた推定の適用例(エスケープクランクの改良効果の推定)

モデルを用いた転換負荷力推定の適用例として、各部寸法を変更した改良エスケープクランクの転換負荷力を推定したので、その結果について以下に述べる。あわせて、クランクの試作を実施し、測定試験を実施した結果についても述べる。

5.1 改良の背景

現在も用いられている国鉄規格準拠の新幹線用転換鎖錠装置では、表1に示したように分岐器の番数(12番, 14番, 16番, 18番)に関わらずエスケープクランクは同一である為、スイッチアジャスタの動程は同一である。一方、行程は分岐器により異なるため、トングレールを移動させ、負荷を受けるタイミングが分岐器によって異なる事を意味している。また、このタイミングのずれは、第1エスケープクランクと第2エスケープクランクの間においても見られる。18番分岐器の転てつ棒変位の時刻歴変化を計算した結果を図12(a)の破線に示す。計算では転てつ棒はそれぞれ独立して動くとして仮定しているが、結果から、2本のスイッチアジャスタが負荷を担うタイミングにはずれが発生しうると考えられる。

これまでに改良したエスケープクランクでは、動作の同期化を図っているが、その特性は実設備による試験ではじめて確認をしている。今回、18番分岐器(501形式)用の改良エスケープクランクの負荷伝達特性の推定をモデルを用いて行い、その改善効果について確認した。

5.2 クランク形状の改良

エスケープクランクの寸法形状が分岐器側から電気転てつ機側への伝達トルクを軽減すること、現行方式において転換時の負荷を担うタイミングのずれを解消することを目的として、エスケープクランクの形状を改良した。

エスケープクランク部のトルク伝達は、原動クランクの腕の長さ l_1 と従動クランクの腕の長さ l_3 に負うところが大きい。また、第1エスケープクランクと第2エスケープクランクのタイミングずれの解消には、動程と行程の比を両スイッチアジャスタで揃えることが有効である。以上の観点から、18番分岐器を対象とした改良エスケープクランクの各部寸法を検討した。改良品は原動クランクと従動クランクの接触に関わる寸法形状を第1, 第2エスケープクランクで揃えることでエスケープクランクの動作のタイミングを揃える事とした。また、従動クランクの腕の長さ l_3 により動程と伝達トルクの調整を行うこととした。改良品の各部寸法を表3に示す。

表3 改良エスケープクランクの各部寸法 [単位 mm]

部品	部位	形式	
		Type 1	Type 2
原動クランク	l_0	185	185
	l_1	169.5	169.5
従動クランク	l_2	130	158
	l_{2r}	24.7	24.7
	l_3	199.3	116.8
共通	l_{pq}	300	300

5.3 負荷伝達特性の推定

改良エスケープクランクの負荷伝達特性の変化について、モデルを用いて推定した。従来の国鉄仕様のエスケープクランクを用いた構成と、改良品を用いた構成のそれぞれについて転てつ棒変位と転換負荷力を計算した。分岐器の負荷は式(6)及び式(7)に示す負荷が各転てつ棒に独立して加わると仮定し、トングレールの変形等の影響は考慮しないものとした。

計算結果を図12に示す。図12(a)に示す各転てつ棒の変位の結果から、従来品の組み合わせと比べて、改良品は2本の転てつ棒が同期して動作することがわかる。また、図12(b)に示す転換負荷力の結果より、エスケープクランクのトルク伝達が最大となる動作かんストロークの中間地点(100mm)の転換負荷力が改良によりそれぞれ減少することが見込まれた。

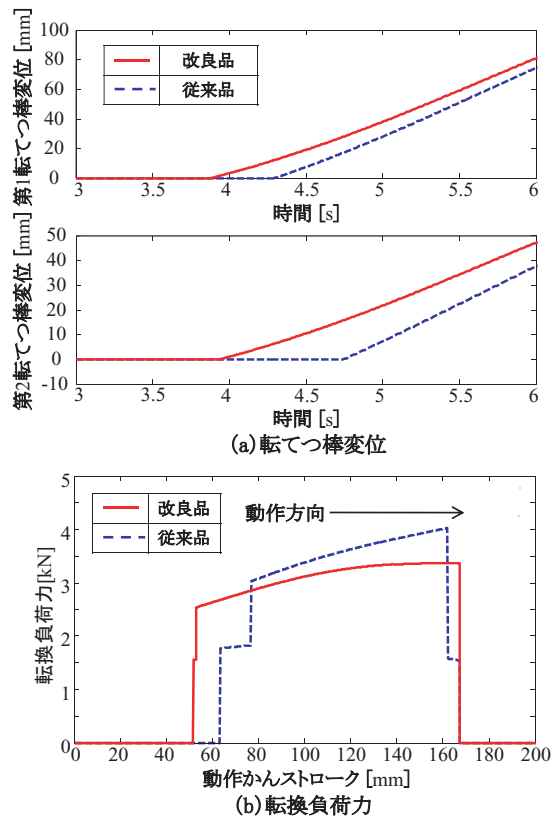


図12 改良エスケープクランクの負荷伝達特性

特集：信号通信技術

5.4 クランクの試作

表3に示した諸元に基づき、エスケープクランクの試作を行った。試作したクランクを図13に示す。改良品は従来品と比べて従動クランクの腕が短い為、クランクの回転中心を従来品よりポイント先端側にする必要がある。また、既設の新幹線分岐器のまくらぎに空けられている取り付け穴を利用して試験を実施する都合上、クランクの座は試験用のものを利用している。



図13 改良エスケープクランク（試作品）

5.5 測定試験

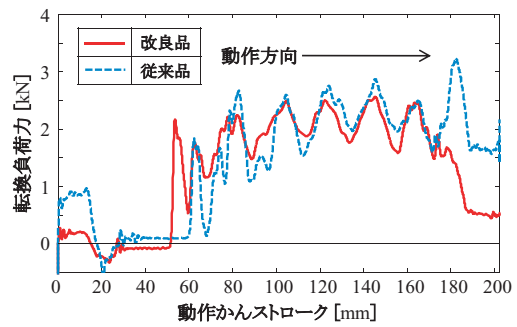
新幹線用18番分岐器および転換鎖錠装置を用い、国鉄仕様のエスケープクランクを用いた場合と、改良したエスケープクランクを用いた場合それぞれについて、図8に示す項目の測定を行った。

片道転換時の試験結果を図14に示す。図14(a)は転てつ機動作かんに加わる転換負荷力と動作かんストロークの関係を示している。図14(b)は第1エスケープクランク原動側に加わる力と動作かんストロークの関係を示している。図14(c)は第2エスケープクランク原動側に加わる力と動作かんストロークの関係を示している。これらの結果から、エスケープクランクの改良により、エスケープクランクを介して原動クランク側に伝わる転換負荷力が小さくなり、電気転てつ機に加わる負荷が小さくなることがわかった。また、平均転換負荷力は、従来品が2.00kNであるのに対し、改良品は1.78kNと11%減少することを確認した。

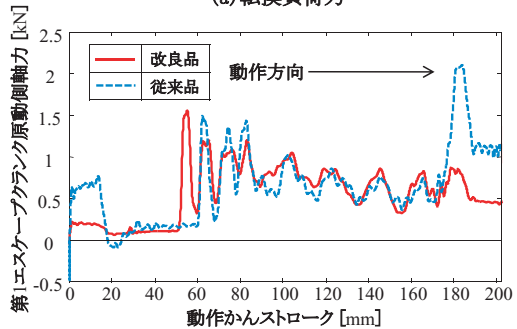
以上の結果より、モデルによる推定と同様にエスケープクランクの改良により、転換力特性が改善することを確認できた。但し、試作品は機械的強度等を考慮していない為、今後の検討課題である。

6. おわりに

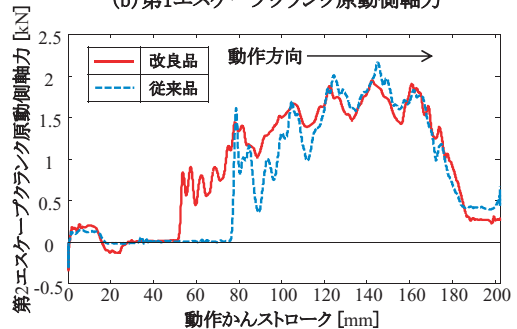
エスケープクランクにおける力の伝達に注目した、転換負荷力伝達モデルを提案し、計算機シミュレーション及び実設備を用いた測定試験を実施した。また、モデルを用い、エスケープクランクの改良効果の推定を行い、クランクの試作試験を実施した。その結果、以下の結論を得た。
 (1) モデルの適用によりエスケープクランク部の負荷伝達を実用的な精度で計算できる事を確認した。
 (2) 寸法の異なる2種類の転換鎖錠装置の平均転換負荷力は、シミュレーション、実測ともに同様の傾向とな



(a) 転換負荷力



(b) 第1エスケープクランク原動側軸力



(c) 第2エスケープクランク原動側軸力

図14 改良エスケープクランクの負荷伝達特性

る結果を得た。但し、挙動や負荷の絶対値を評価する為には、今後、トングレールの運動や転てつ用品の運動を考慮したモデルが必要である。

- (3) エスケープクランクの改良品に対するシミュレーション及び試験結果から、エスケープクランクの改良による転換負荷力軽減の有効性を確認した。

謝辞

試作及び測定試験の実施にあたって協力いただいた、西日本旅客鉄道株式会社、吉原鉄道工業株式会社の関係各位に感謝する。

文献

- 1) 櫻井育雄：転てつ装置(3)一分岐器転換鎖錠システムー、鉄道と電気技術、11巻12号、pp.58-61、2001
- 2) 日本国有鉄道：信号図集(転てつ装置)、1980
- 3) 五十嵐義信、渡辺郁夫：新しい転てつ機モニタ装置、RRR、61巻10号、pp.26-29、2004