

まくらぎ直角変位の発生メカニズムの把握と抑制策の考案

軌道技術研究部 軌道構造
主任研究員 片岡宏夫

1. はじめに

複線の曲線区間のロングレールにおいてレールが一定方向にふく進し、これに伴いまくらぎの直角変位（直角狂い）が発生している現象がよくみられる。まくらぎ直角変位の発生は、軌間の縮小およびロングレールの安全度を低下させ、ロングレールの設定替えに繋がることもある。また、レール締結装置やまくらぎなどの軌道部材に損傷を与える可能性がある。そこで、曲線区間におけるまくらぎ直角変位の発生メカニズムを推定し、まくらぎ直角変位を抑制するレール締結装置を考案した。

2. まくらぎ直角変位の実態調査

図1に示すように、軌間内レール底部側面の位置における軌道中心線からの直交点とまくらぎ中心までの距離をまくらぎ直角変位量と呼ぶこととする。

図2に、JR北海道殿より提供されたデータを基にふく進測定位置毎の1年間当たりの平均ふく進量を算出した結果と、横軸の距離程に対応する曲線諸元を示す。図より、全体的に平均ふく進量の左右レールの差が大きい箇所では直角変位が発生している様子がわかる。20K付近の半径800mの曲線において平均ふく進量の差が他の箇所と比べて大きくかつ、最大直角変位量も大きくなっているが、これは右カーブが直線区間を挟んで連続しており、見かけ上の緩和曲線長+円曲線長の増加に伴いふく進量、まくらぎ直角変位量が大きくなっていると推定される。

3. レールふく進力の現地測定試験

曲線においては輪径差の過不足により車輪からレールに長さ方向の接線力が作用し、これが直角変位を引き起こす要因となることが考えられ

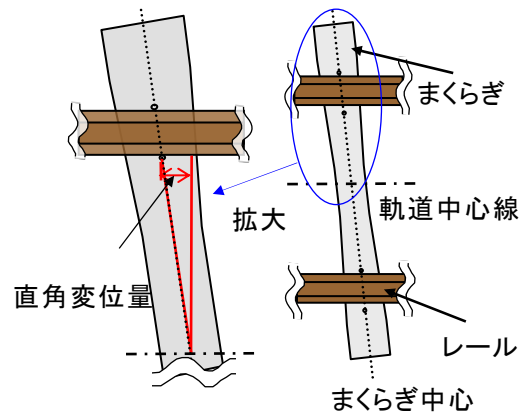


図1 まくらぎ直角変位量

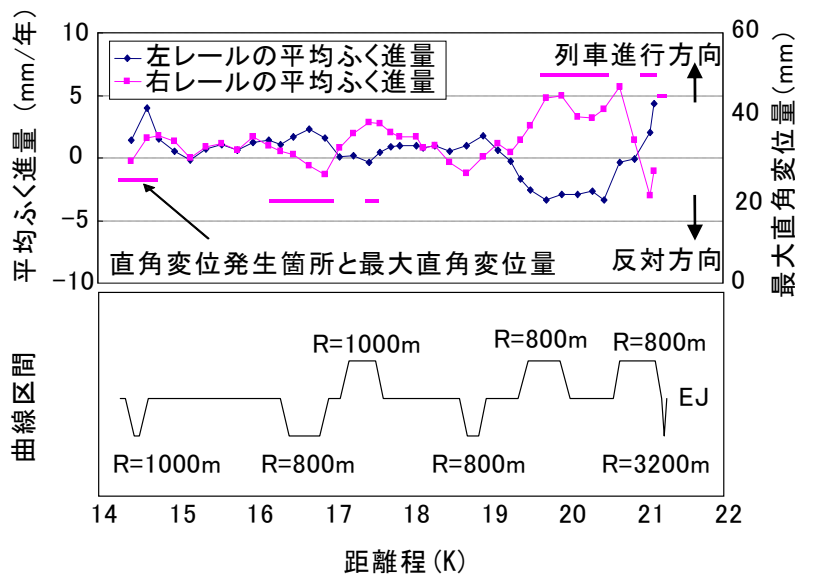


図2 レールふく進測定位置毎の平均ふく進量

る。そこで、レールとまくらぎ間に発生するレールふく進力を把握するため、レールふく進力測定装置を開発し、まくらぎ直角変位が発生している曲線半径 1000m の営業線で現地測定を行った。開発した測定装置は、図 3 に示すように合成まくらぎのレール直下部分に切り欠き加工を施し、レール長さ方向に作用するレールふく進力を測定できるロードセルを設置する構造とした。

図 4 にレールふく進力と輪重の測定波形例を示す。測定波形から、列車通過時にレールふく進力が発生していることが確認された。レールふく進力は車輪通過前後に変動し、内軌と外軌ともに台車前軸が通過する前に列車進行方向(+)へ、後軸が通過した後でその反対方向(-)へ推移している。また、その振幅の平均は内軌では列車進行方向、外軌ではその反対方向に推移する傾向が認められた。

図 5 に列車毎の先頭から 3 車両分のレールふく進力の時間平均と輪重の関係を車種別に示す。図より、レールふく進力が内軌では列車進行方向へ、外軌ではその反対方向へ作用していることがわかる。図 4 の波形においても、全体として内軌では+方向に、外軌は-方向にシフトしている様子がみられる。これらより、レールふく進力が全体としては内外軌で逆方向に作用し、その上に台車通過前後の変動波形が重なるという現象が起きていることがわかった。また、機関車は輪重が大きく、レールふく進力も大きくなる傾向が認められた。

4. まくらぎ直角変位の発生メカニズム

レールのふく進の要因として、①車両からレールに作用する接線力、②車輪がレール上を移動する際に生じるレールの波状運動、などが挙げられている。上記の半径 1000m の曲線における現地測定から、平均的には内外軌に逆向きのレールふく進力が発生していることが確認された。また、もしレールの波状運動が主要因であれば、半径 600m 未満の急曲線においてもまくらぎ直角変位が発生していてもよいが、2 章で述べたように急曲線における発生は比較的少ない。これらより、接線力がまくらぎ直角変位の主要

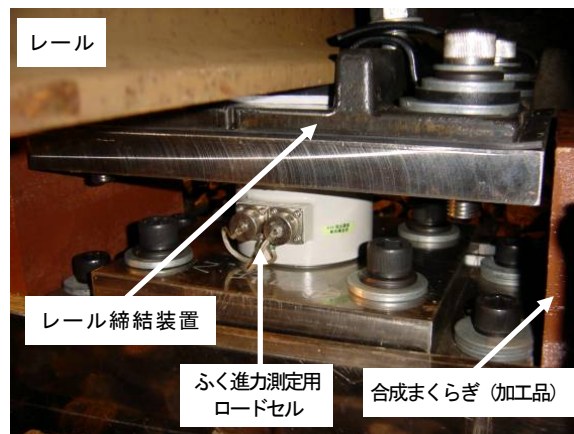


図 3 レールふく進力測定装置

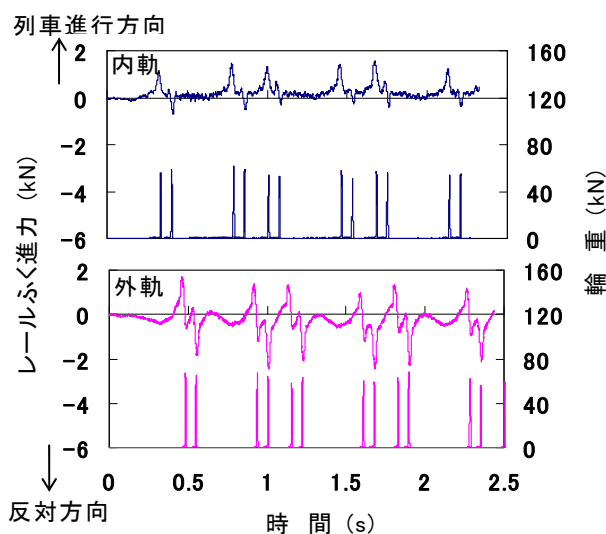


図 4 レールふく進力と輪重の測定波形例

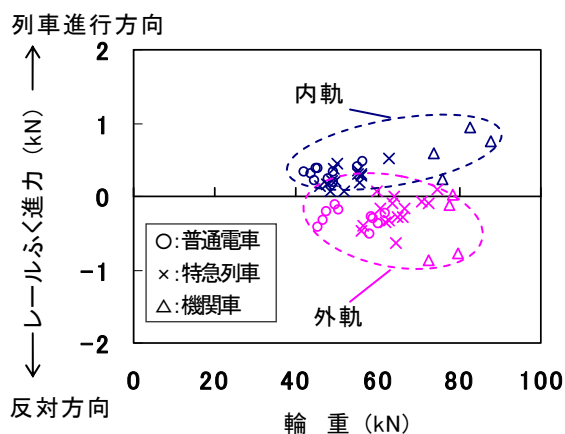


図 5 列車毎のレールふく進力の時間平均

因であると考えられる。緩曲線の内外軌で逆向きの接線力が作用する理由としては次のことが考えられる。

図6に車両の曲線通過時に前後軸の車輪が受ける作用力の概念図を示す。曲線通過時には左右レール上で車輪の走行距離に差があるが、後軸の左右の輪径差が適切に取られていればスムーズに曲線を旋回し、後軸のレール長さ方向の接線力は生じない。しかし、その位置より後軸が外軌側に寄ると必要以上の輪径差が生じ、(a)に示すように内軌側の車輪がレールを列車進行方向へ、外軌側の車輪がレールを後方へ押すようなレール長さ方向の接線力が発生する。このとき前軸の車輪からも同方向の接線力が発生しており、これが緩曲線においてまくらぎ直角変位が発生する原因であると推定される。

逆に、後軸が内軌側に寄ると輪径差が小さくなり、(b)に示すように内軌側の車輪がレールを後方へ、外軌側の車輪はレールを進行方向へ押すようなレール長さ方向の接線力が発生し、前軸の車輪からレールに作用する接線力を相殺する。急曲線では、後軸が外軌側に寄っていても輪径差が不足するため、(b)のように接線力が作用し、まくらぎ直角変位が発生しにくいと推察される。

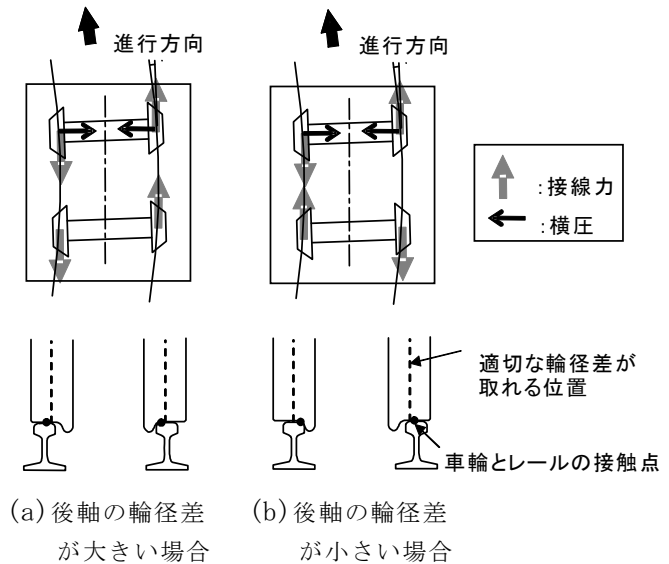
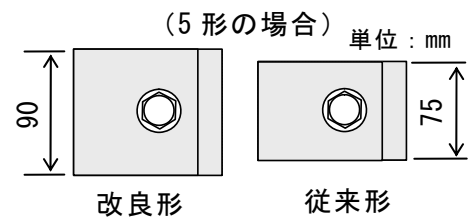


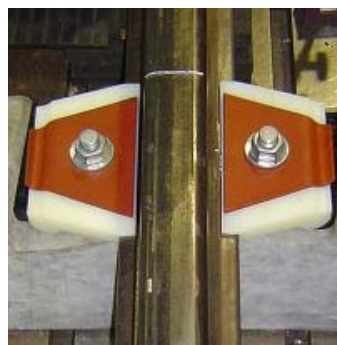
図6 車両の曲線通過時に前後軸の車輪が受ける作用力と後軸の車輪とレールの接触点

5. まくらぎ直角変位の抑制策の考案

以上の研究結果を踏まえ、まくらぎ直角変位を抑制させる対策としてレール締結装置の回転抵抗を向上させる方法を検討した。図7に今回考案したレール締結装置を示す。考案したレール締結装置は、5形レール締結装置の場合は板ばねおよびゲージブロックの幅を広げ、ナブラ形レール締結装置の場合は絶縁ブロックの幅を120mmから200mmに広げた。板ばね、ゲージブロックおよび絶縁ブロック以外は従来の部品を用いた。



(a) 5形の改良形



(b) ナブラの改良形



(c) 座金形

図7 考案したレール締結装置

また、横圧受け部を強化した座金形のレール締結装置も考案した。

今回考案したレール締結装置のまくらぎ直角変位に対する抑制効果を確認するために、回転抵抗力試験および軌きょう直角変位抵抗試験を実施した。図8と図9に結果を示す。考案したレール締結装置は回転抵抗が高く、まくらぎ直角変位量の増大に伴いレールふく進力が従来形と比べて大きくなり、軌きょうとして変形しにくくなることが確認された。

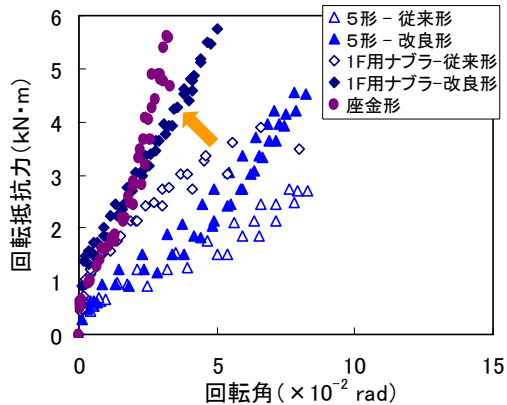


図8 回転抵抗試験結果

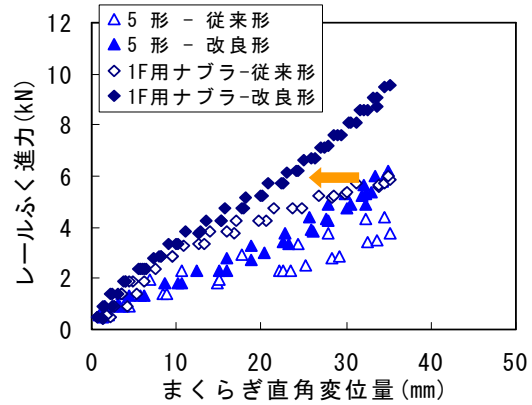


図9 軌きょう直角変位抵抗試験結果

6. 解析による抑制策の効果の検討

上記の試験結果を用いて実軌道を想定したレールふく進力によるまくらぎ直角変位の解析を実施し、抑制策の効果を検討した。レールふく進力を繰り返して作用させた場合の解析結果を図10に示す。直角変位量が飽和するなど実現象を再現する結果とはならなかったが、相対的には、5形レール締結装置に比べ、回転抵抗が2倍程度増加した5形の改良形レール締結装置ではまくらぎ直角変位量は1/2、座金形レール締結装置では1/5程度であり、抑制効果の可能性が認められた。

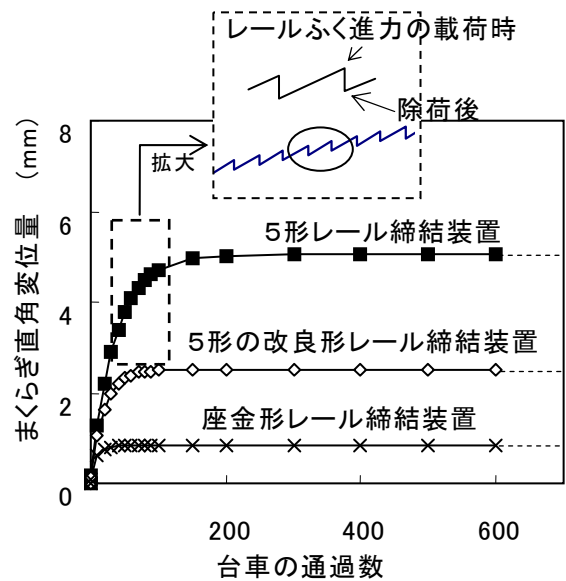


図10 まくらぎ直角変位の解析結果

7. おわりに

本研究において緩曲線のレールふく進力の発生状況を把握し、まくらぎ直角変位の原因を解明するとともに、その抑制策を考察した。このような抑制策は、ロングレールの設定替えに繋がりがやすい反向曲線で用いるのがよいと考えられる。なお、実際の適用に際しては、レール締結装置の機能確認を行い、営業線における抑制効果を確認していく必要がある。

[参考文献]

- 1) 大塚孝他：“まくらぎ直角狂いの発生原因に関する一考察”、土木学会第61回年次学術講演会、IV-276、2006
- 2) 佐古武彦他：“まくらぎ直角変位を抑制するレール締結装置の提案”、土木学会第62回年次学術講演会、IV-231、2007