

固有振動によるレール軸力測定手法

鉄道力学研究部 軌道力学研究室

副主任研究員 浦川 文寛

1. はじめに

ロングレールに作用する軸力が適正值から外れると、張り出しやレール破断の原因となるため、その値を把握し、適切に管理しなければならないが、軸力の測定は難しく、レールの温度と伸縮量により間接的に管理しているのが現状である。そこで、ロングレールの軸力を定量的かつ簡易に測定する手法として、固有振動を利用した測定法が検討されている¹⁾。これは、レールに作用する軸力によりその固有振動数が増減する性質を利用し、現場で測定した固有振動数を、計算モデル等で求めた固有振動数と軸力の関係に代入して軸力を推定するもので、その基礎理論は既に確立されているものの、十分な推定精度は得られておらず、実用化には至っていない。これは、レールの固有振動数が軸力だけでなく、軌道の不整、保守状態、部材の劣化といった、様々な条件によって変化するためであり、固有振動数による軸力測定法を実用化するためには、軌道の諸条件により生じる固有振動数のずれを考慮した上で、固有振動数と軸力の関係を定める必要がある。本研究では、固有振動数への影響が大きいと思われるいくつかの軌道条件のばらつきを軌道の有限要素モデルで再現し、これらの条件を考慮したレールの固有振動数と軸力の関係を解析により求めた。また、本手法の有効性を検証するため、実軌道にてレールの軸力と固有振動数を測定し、解析結果と比較した。

2. 軸力の測定方法

レール締結位置を節、レール締結間中心を腹とするレールのpinned-pinnedモード(図1)は、まくらぎ、道床等の物性値の影響が小さく、かつ軸力に対する固有振動数の感度も高いため、軸力の推定にはこのモードの固有振動数を用いる。図1に示す通り、軸力の測定は、現場にてレール頭部のインパルス加振を行い、その加速度応答の周波数分析より固有振動数を測定し、解析で得られる固有振動数と軸力の関係を参照して軸力を推定する。固有振動数の測定に必要な機器はインパルスハンマー、加速度センサ、FFTアナライザであり、測定時間は1箇所当り1分程度である。

3. 固有振動数と軸力の関係の算出方法

3.1 モデル概要

固有振動数と軸力の関係を求めるための、軌道の有限要素モデルの構造を図2に示す。本モデルでは、振動解析の対象とする片側のレール(以降「解析レール」)のみを詳細なソリッド要素でモデル化し、反対側のレール(以降「反対レール」)は60kgレール相当の断面形状を持つビーム要素、まくらぎは3号PCと同程度の台形断面(上底=180mm, 下底=240mm, 高さ=160mm)を持

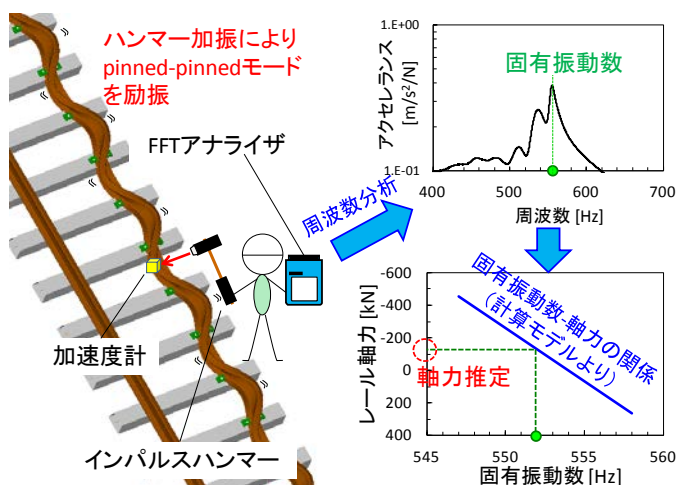


図1 固有振動数によるレール軸力の推定方法

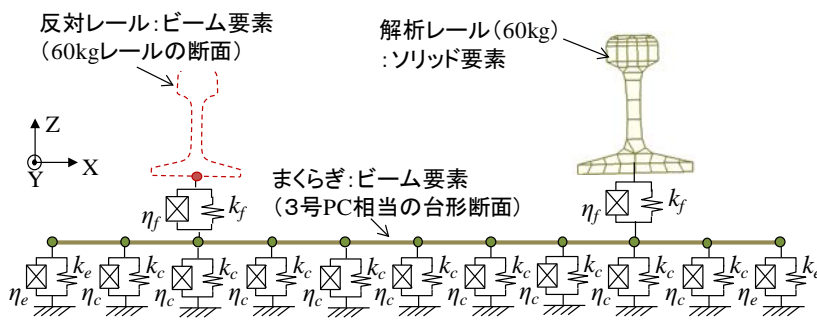


図2 解析モデル (1締結分)

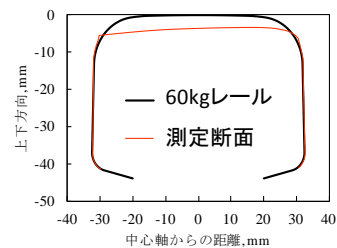


図3 レール頭部摩耗のモデル化

つビーム要素でモデル化した。締結部は、レールとまくらぎを結合するばね要素でモデル化した。バラスト層は、まくらぎ下に配置したばね要素で表現した。解析パラメータは表1の通りで、 k_f は温度によって変化するが、ここでは25°Cでの値を示している。モデル境界部で生じる反射波の影響が十分小さくなるよう、200締結 (延長約120m) 分の軌道をモデル化した。レールの軸力は、解析レールのソリッド要素の線膨張率を $1.14 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$ とし、これに様な温度を付加することで導入する。なお、本モデルのpinned-pinnedモードの固有振動数は、モデル中央部のレール頭部を加振した際の周波数応答がピークとなる周波数から求める。

3.2 軌道条件を考慮したモデルの補正

これまでの検討^{2),3)}より、下記の(1)から(3)による固有振動数の変化は、軸力を測定する上で無視できないことが分かっている。これらについて、次のようにモデルを補正する。

(1) 締結間隔のばらつき

現場の測定箇所にて50締結分の締結間隔を測定し、これを基に軌道モデルの50台の締結位置を定める。

(2) レール頭部の摩耗

レール頭部の摩耗による断面形状の変化により、固有振動数が変化する。図3のように、現場の測定箇所にてレール頭部の断面形状を測定し、解析レール頭部のソリッド要素の形状を測定断面形状に合わせて修正する。

(3) 締結部のばね係数の温度特性

レールとまくらぎ間に設置している軌道パッドは、その温度によって弾性係数が変化するため、軌道パッドを含む締結部全体のばね係数も、温度によって変化する。これについては、固有振動数を測定する際に、同時に締結部近傍のレール底部の温度を測定し、図4に示す締結部の温度特性

表1 解析パラメーター一覧

(a) ソリッド・ビーム要素

部位	要素	縦弾性率 [Pa]	ポアソン比	質量密度 [kg/m ³]	線膨張率 [1/°C]
解析レール	ソリッド	2.06E+11	0.29	7820	1.14E-05
反対レール	ビーム	2.06E+11	0.29	7820	-
まくらぎ	ビーム	4.50E+10	0.167	2350	-

(b) ばね要素

部位	要素	記号	方向	値			
レール/ まくらぎ間ばね	ばね	k_f	X	1.73E+08 N/m			
			Y	1.23E+08 N/m			
			Z	6.06E+08 N/m			
			RX	1.14E+06 Nm/rad			
			RY	1.01E+06 Nm/rad			
			RZ	1.17E+06 Nm/rad			
	減衰 (損失係数)	η_f	X	0.05			
			Y	0.06			
			Z	0.15			
			RX	0.14			
まくらぎ(端部) /バラスト間ばね	ばね	k_e	X	6.19E+06 N/m			
			Y	6.96E+06 N/m			
			Z	4.05E+06 N/m			
			RX	7.60E+04 Nm/rad			
	減衰 (損失係数)	η_e	X	4			
			Y	4			
			Z	4			
			RX	4			
			まくらぎ(中央部) /バラスト間ばね	ばね	k_c	X	4.09E+06 N/m
						Y	6.36E+06 N/m
Z	3.45E+06 N/m						
RX	7.60E+04 Nm/rad						
減衰 (損失係数)	η_c	X		4			
		Y		4			
		Z		4			
		RX		4			

より、レールとまくらぎを結合するばね要素のばね係数 k_f をレール底部の温度に応じた値に設定する。なお、図4の温度特性は図5(a)に示すように、300mmのカットレール（60kgレール）と3PRまくらぎを締結した供試体をインパルス加振した際の加振応答と、図5(b)のようにレールとまくらぎをばね要素で接続したモデルの加振応答を一致するように、ばね要素のパラメータを、温度毎に同定することで求めた。

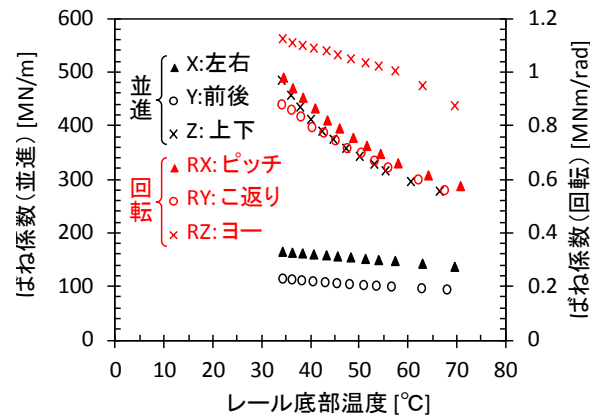


図4 締結部のばね係数と温度の関係

4. 実軌道での軸力推定試験

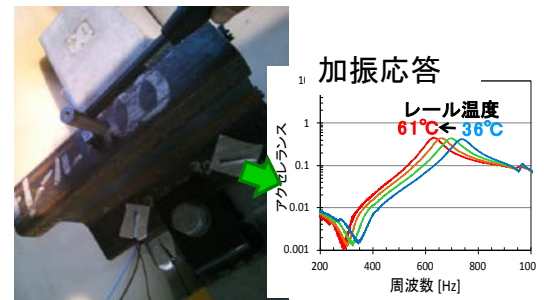
4.1 試験概要

営業線バラスト軌道のロングレール不動区間にて、早朝から昼間にかけてのレール温度上昇に伴う軌道の固有振動数とレール軸力（レール腹部の温度と軸ひずみから推定）の変化を測定し、両者を比較した。固有振動数は、図6のように、締結間中心にて、インパルスハンマーでレール頭部側面をこ返り（X）方向に加振し、FC側頭部側面に設置した加速度計で加振方向と同方向のアクセラランスを測定し、波形のピークを読み取るにより求めた。同時に、レール腹部に設置したひずみゲージによりレール軸ひずみの変化を、熱電対でレール腹部の温度を測定し、設定温度の25°Cでのひずみに対する軸ひずみの変化量を算出し、この軸ひずみ、レール断面積、縦弾性係数から軸力を算出した。さらに、締結部の温度特性に関する補正のため、締結箇所のレール底部の温度を熱電対で測定した。

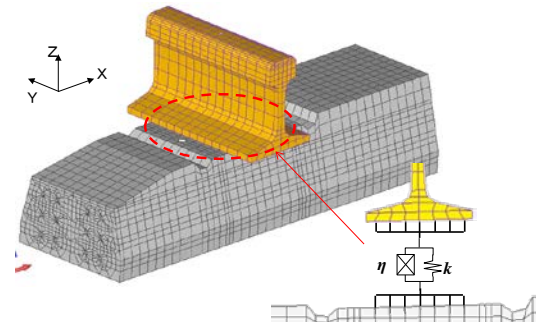
当該個所の軌道の線形は直線で、レールは60kg、まくらぎは3号PC、締結装置は5 N形である。また、連続した100締結に対し締結間隔を測定したところ、平均値は563.1mm、標準偏差は26.1mm、最大値/最小値は623mm/501mmであった。レール頭部摩耗は頭頂面で最大2.16mmであり、側摩耗は見られなかった。

4.2 試験結果

図7(a)にレール温度、図7(b)に固有振動数とレール軸力の経時変化を示す。図7(a)より、レール温度は早朝から昼間にかけて上昇し、13時頃にピークとなった後、緩やかに低下するが、温度変化は底部の方が腹部に比べて若干緩やかである。最高レール温度は腹部で43°C、試験期間内の最大の温度差は26°Cであった。図7(b)より、固有振動数と軸力もレール温度と同様の挙動を示し、それぞれ547.5Hz~555.0Hz、-338kN~137kNの間で変化した。



(a) 加振試験



(b) モデルコリレーション

図5 締結部のばね係数測定試験

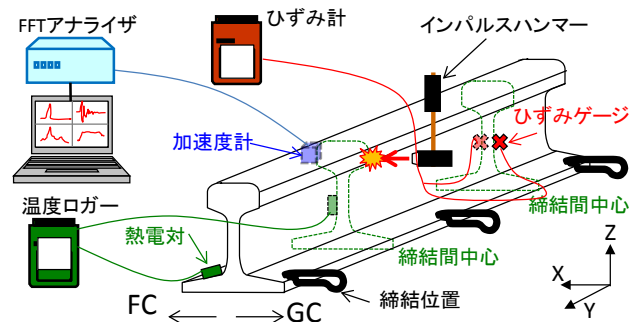
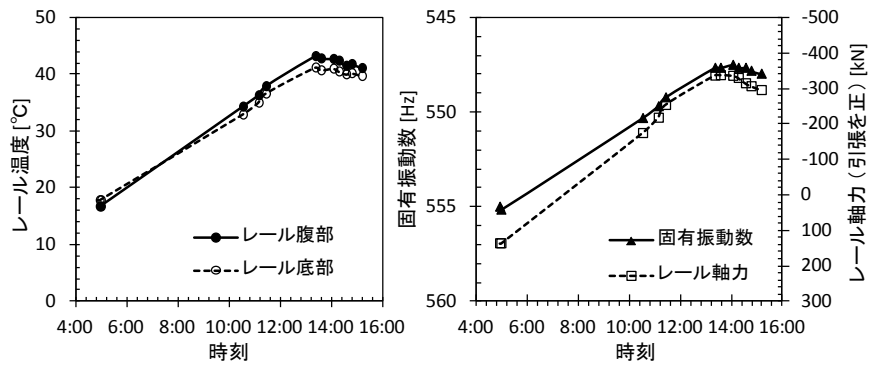


図6 軸力測定試験

4.3 解析結果との比較

固有振動数とレール軸力の測定値を図8にプロットし、両者の関係を求めた。また、図8には前章のモデルにて、3.2項の軌道条件によるモデルの補正を行った場合と行わない場合での、解析で得られた固有振動数とレール軸力の関係も示す。

図8より、実験で得られた固有振動数とレール軸力の関係は線形であり、高い相関係数が得られている。実験と解析の結果を比較すると、3.2項の補正を行わない場合の解析結果は、実験値と比較して軸力ゼロでの固有振動数は約5Hz高く、固有振動数に対する軸力の変化量は1.5倍程度大きい。補正を行うことで、固有振動数に対する軸力の変化量は実験値とほぼ等しくなり、固有振動数の差も1Hz程度まで近づいた。



(a) レール温度 (b) 固有振動数・レール軸力

図7 軸力測定試験結果

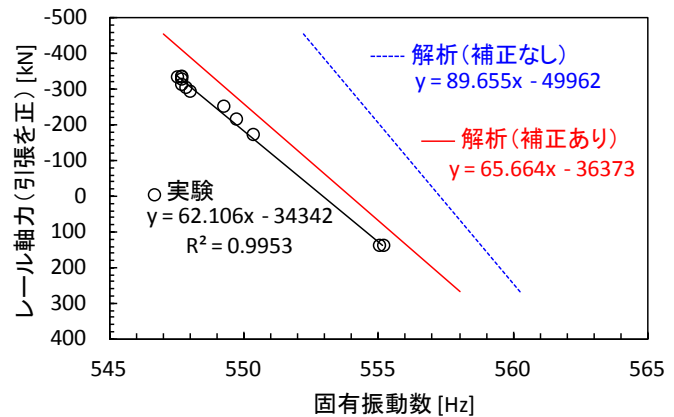


図8 固有振動数とレール軸力の関係

5. まとめ

固有振動数による軸力測定法の精度向上および実用化を目的とし、軸力推定に使用する固有振動数とレール軸力の関係を、現場の締結間隔のばらつき、レール頭部の摩耗、締結部の温度特性を考慮して補正する手法を提案した。また、本軸力推定法の有効性を検証するため、バラスト軌道のロングレール不動区間にて、レール温度の上昇に伴うレール軸力と固有振動数の変化を測定した。その結果、固有振動数とレール軸力との間で高い線形性が得られることを確認した。また、提案した補正法により、現場のレール軸力を精度よく推定することができた。現状では、締結間隔のばらつきとレール頭部の摩耗については、軌道の詳細な有限要素モデルにより現場の状態を再現することで補正しているが、今後はより簡易な計算にて補正できるよう検討を進める予定である。

最後に、本研究の一部は国立大学法人新潟大学との共同研究にて実施しました。この場をお借りして関係者各位に心より御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 相川明, 阿部和久, 清水紗希, 坂井宏隆: 固有振動数変化を利用したレール軸力測定方法の基礎検討, RTRI REPORT, Vol. 26, No.8, 2012.
- 2) 浦川文寛, 阿部和久, 高橋寛: 固有振動によるロングレール軸力測定法の実用化に向けた検討, 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム, S2-1-1, 2014.
- 3) 高橋寛, 阿部和久, 浦川文寛: レールの軌道構造が軸力と共振周波数関係に及ぼす影響, 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム, S2-1-4, 2014.