

## 耐振動性のある鉄道車両通過検知センサーの開発

梅本博一<sup>\*1)</sup>， 仲尾浩<sup>\*2)</sup>， 勝谷浩明<sup>\*2)</sup>， 中村文彦<sup>\*2)</sup>， 森浩治<sup>\*2)</sup>

### Development of Railway Vehicle Passage Detection Sensor with Vibration Resistance

UMEMOTO Hirokazu<sup>\*1)</sup>， NAKAO Hiroshi<sup>\*2)</sup>， KATSUYA Hiroaki<sup>\*2)</sup>， NAKAMURA Fumihiko<sup>\*2)</sup>， MORI Koji<sup>\*2)</sup>

本報は、鉄道車両通過時の計測開始トリガとなる検知センサー(鉄道車輪に起こる不具合であるフラットを検出する装置の一部)に耐振動性能を付加するための開発について述べる。このセンサーは、雨や熱などの自然環境要因に加えてレールから伝搬する振動要因との相乗作用に起因した故障がしばしば起きており、長期間機能を維持させるために、より耐振動性のある構造への変更が必須である。この対策として、センサー自身の固有振動数を利用し、その周波数の制御又は加速度の増幅を低減することが故障に対して有効であると考えられた。そこで、本線に設置した現行センサーの振動計測と解析とによって本線への設置状態におけるセンサーの固有振動数を明らかにするとともに、有限要素法による固有値解析と振動試験機による固有振動数探査を利用した構造に関する検討を実施した。その結果、センサーの構造を適正化することで、固有振動数を制御することなく垂直方向の加速度の増幅を大幅に低減できることが分かった。この結果に基づき改良したセンサーの実証試験の結果、センサーに耐振動性を付加できることを確認した。

#### 1. 緒言

走行中の鉄道車両に発生する振動発生の原因の一つとして、車輪踏面に発生するフラット(偏摩耗)という問題がある。車輪単位で発生するフラットの発生箇所とその大きさを迅速に検出するため、本研究の協力企業である近鉄車両エンジニアリング<sup>株</sup>では、フラット検出装置を開発・販売している。そのシステムのデータ取得トリガとして使用されているのが、本研究対象となった鉄道車両通過検知センサー(以下センサーと呼ぶ)である。

このセンサーには、設置後しばらくするとセンサー部とセンサー保持部との接合が剥がれるといった故障事例が確認されている。その原因として考えられるのが、雨や熱などの自然環境要因と列車通過時にレールから受ける振動要因である。なお、振動要因を含めたのは、故障頻度が設置場所により異なることから振動要因の影響を受けていると判断できるからである。ここで、振動要因とはレールから伝搬する列車の振動とセンサーの固有振動数との合致であると考えられ、固有振動数での加速度の増幅を減少させることによる接合剥がれの故障リスクの低減が推測できる。

そこで、振動低減方法として、今回の振動モデルを基礎励振(変位励振)と仮定すると、センサーの固有振動数を小さくする、すなわち防振ゴムを追加するなどして対策することが有効である<sup>(1)</sup>。しかし、今回対象のセンサーは屋外

に設置されることから、設置環境とメンテナンスの観点から防振ゴムの追加は困難である。そこでセンサー自身の剛性向上による固有振動数制御と振動伝達率の低減が故障リスク低減に有効であると考え、センサーの改良について検討した。

#### 2. 実験方法

##### 2.1 鉄道車両通過検知センサー

本研究の対象となるセンサーの概要を図1に示す。センサーの各部寸法を図2に示す。センサーは、センサー部、センサー保持部と線路締結部に分かれる。またセンサーの線路への設置状況は図3のとおりで、センサー部のすぐ上を車輪が通過するように設置されている。

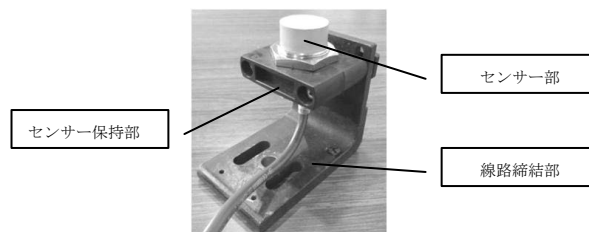


図1 鉄道車両通過検知センサー

<sup>\*1)</sup> 基盤技術・ソリューショングループ(旧機械・電子・情報技術チーム) <sup>\*2)</sup> 近鉄車両エンジニアリング株式会社

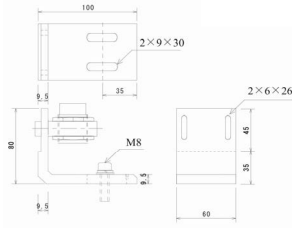


図2 センサーの各部寸法(50N)



図3 センサーの設置状況

2.2 振動試験機

固有振動数探査試験を行うに当たって、エミック(株)製の動電式振動試験機 F-16000BDH/SLS16 を使用した。加振入力を振動試験機で行い、センサー各部の振動(出力)をエミック(株)製の圧電式加速度計 710-C を 2 個使用して計測した。振動試験機の加振部とセンサーは 140×140×120mm 鋼製鉄板によって固定した。試験状況を図 4 に示す。加速度計はセンサー保持部隅と線路締結部上端中央に設置し、それぞれで垂直方向と水平方向の加速度を計測した。振動試験条件は、垂直方向、周波数 100-1500Hz(片道掃引時間 5min, log), 加速度 9.8m/s<sup>2</sup> 及び試験時間 10min とした。

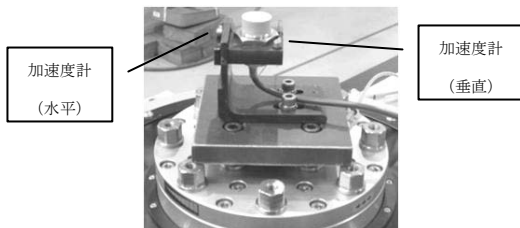


図4 振動試験機による試験状況

2.3 振動計測・解析

本線でのレールとセンサーの加速度を計測・解析を実施するに当たって、(株)スペクトリス、ブリュエル・ケアー事業部製 A-D 変換器 PULSE Type3050-B-060 及び解析ソフト PULSE Labshop で構成される 計測データ解析装置、リオン(株)製加速度計 PV-94 並びにリオン(株)製チャージアンプ UV-06 を使用した。計測条件として、サンプリング周波数は 131,072Hz, 計測時間は列車通過時約 10 秒間、対象列車種類は特急(NN14)とした。その振動データを計測し周波数解析を実施した。解析条件として、窓関数はハニング、周波数 DC-1600Hz, 分析ライン数 400 とし、列車通過の時間とともに変化する周波数を把握するために経過時間とともに FFT 解析を実施した。

2.4 固有値解析

本研究では、センサーの剛性等において改良の効果を検討するために解析モデルを作成し、シミュレーションで試作の前段階に検証を実施した。解析にはダッソー・システムズ・ソリッドワークス社製 SolidWorks Simulation を使用した。解析のための材料特性として線路締結部、センサー部及びセンサー保持部全てを炭素鋼とした。また境界条件としては、実際に設置する際に締結する縦長の 2 つの穴に近い線路締結部のアングル下部に作成した穴内部を完全拘束とした。解析モデルの一例と材料特性を図 5 に示す。

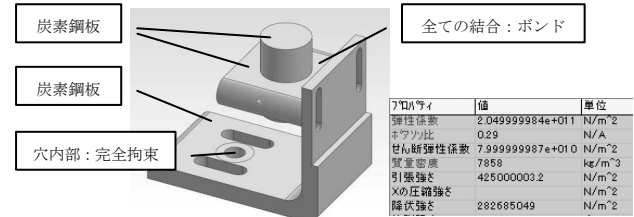


図5 解析モデル及び材料特性

3. 結果及び考察

3.1 既存のセンサーの固有振動数

センサーの固有振動数のグラフを図 6 に示す。この図より、固有振動数として、垂直方向のピークが 493Hz と 770Hz、水平方向のピークが 493Hz と 775Hz にあること分かる。ここで、500Hz 付近において、水平方向の加速度が垂直方向のそれと同レベルになっていることが分かる。このことから、この周波数付近では線路締結部の L アングルが閉じたり開いたりするモード形状であると考えられる。一方さらに図中の 800Hz 付近においては、垂直方向の加速度が水平方向のそれよりも大きな値になっていることが分かる。この周波数では、センサー保持部が上下に大きく振れるモード形状であると考えられる。これらのことから問題となっているセンサー部とセンサー保持部との接合の剥がれに対して、2 つ目のピーク周波数における加速度を低減させることが有効である可能性が高いことが分かった。

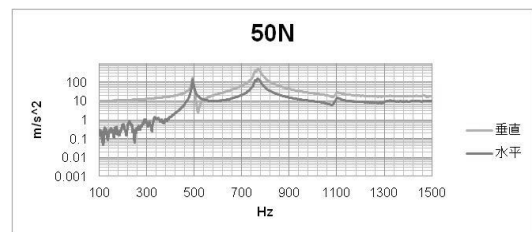


図6 振動試験機による固有振動数探査結果

3.2 レール及びセンサーの振動計測・解析

問題となる故障の発生場所において列車通過とともにレールにどのような振動が発生し、それがセンサーに伝達し、どのように振れているのかを把握するために線路締結部と

センサー保持部の垂直方向の振動計測を実施した。計測状況と解析結果(特急列車 NN14)を図7と図8に示す。図8中のChannel3はベース部, Channel4はセンサー保持部の解析結果であり, 横軸が周波数, 縦軸が時間, 色によって加速度の大小を表している。

図8より, 加速度最大値は車両通過時でベース部のよりもセンサー保持部のほうが大きくなっている。ベース部では400~500Hzと950~1.1kHz, センサー保持部では450Hzと650Hz付近の加速度が他の周波数の加速度に比べて大きくなっていることが分かった。センサー保持部においては, その周波数付近にセンサーの固有振動数があるためにそのような結果になったと推測される。この結果と図6を比較すると, 線路締結部水平揺れの固有振動数はほぼ一致し, センサー保持部の上下揺れに関しては100Hzほどのずれが確認できる。このずれは線路締結部とセンサー保持部との締め付けトルクや治具形状によるものであると考えられる。なぜなら, センサーと治具は6角穴付きボルトで締結されているが締め付けのトルクの違いが締結力の違いとなり, センサー部を含むセンサー保持部の剛性に影響するからである。

次に200~250Hzにおいて, 入力となるレール部の加速度が小さいことから, その付近にセンサーの固有振動数をずらすことも共振を低減するためには有効であるが, 先述したように固有振動数を低くすることは, 設置環境の面から困難である。そこでレール部からの入力振動の加速度が小さい周波数として1.2kHzより高い周波数域に着目する。センサーの固有振動数をその帯域にすることで故障リスクの低減ができると考えセンサーの構造を検討することとした。

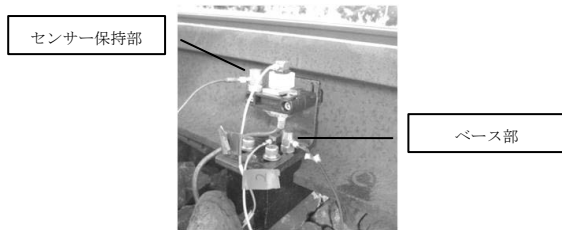


図7 本線レールにおける計測状況

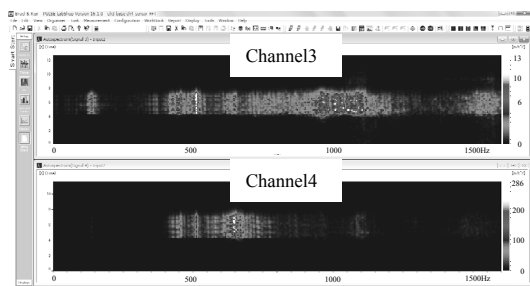


図8 レール部及びセンサー部の列車通過時振動解析結果  
(上: ベース部, 下: センサー保持部)

### 3.3 センサーの構造変更検討

前項で述べたとおり, センサーの固有振動数を高くするためには剛性を高くする必要がある。そこで剛性を高くするための手段として図9に示す2通りの案を考えた。改良案1では, センサーを構成しているLアングルの厚みを大きくした。また改良案2ではM5のボルト2本を支柱として補強した。図10にそれぞれのモデルによる1次と3次モードにおける固有値解析結果を示す。

図10(c)における色の違いは変位を表しており, 1次モードではセンサー部上端又は線路締結部上端で変位が大きく, 3次モードではセンサー保持部の先端で変位が大きいことから, 1次モードは線路締結部であるLアングルが開閉するモード, 3次モードはセンサー保持部が上下に揺れるモードであり, 3-1で考察した結果と合致している。

図10(a), (b)及び(c)を比較すると, 改良案1と2の両方において元の形状と比べると1次と3次ともに周波数が高くなる。また, 改良案2の方がセンサー保持部の上下揺れのモードになる周波数がより高くなることも分かった。さらに, 3次モードのセンサー保持部の変位量をみると(b)で最小値を示して, 次に(a)が小さく元の形状のそれらと比べて, 不具合の原因となるセンサー保持部の上下振りが抑えられていることが分かる。これらのことから, 改良案2の方が改良案1よりも有効であるものの, 両方が効果のある改良案であると考えた。

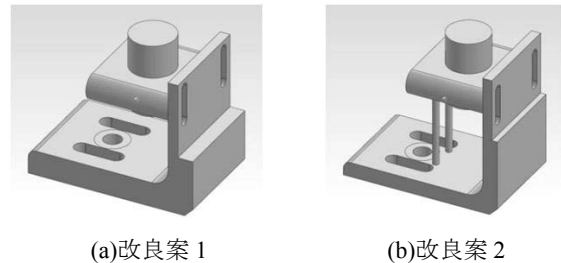
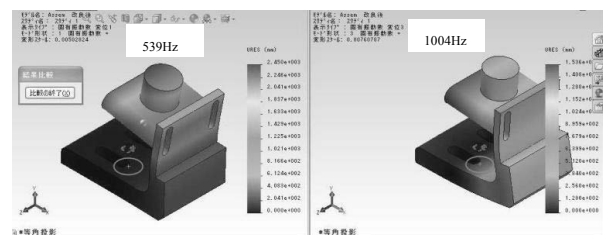
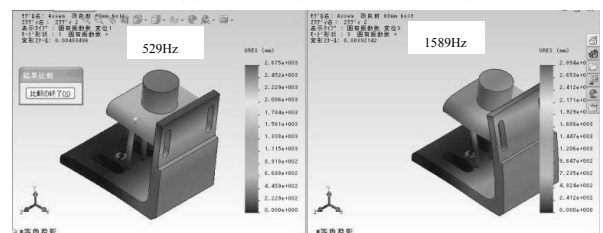


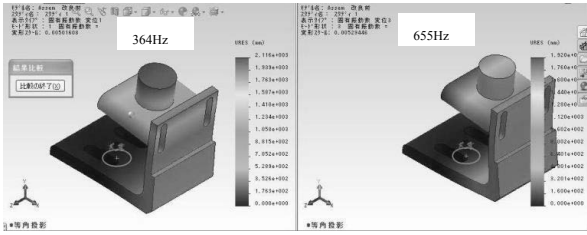
図9 解析モデル(改良後)



(a)改良案1(539Hz, 1004Hz)



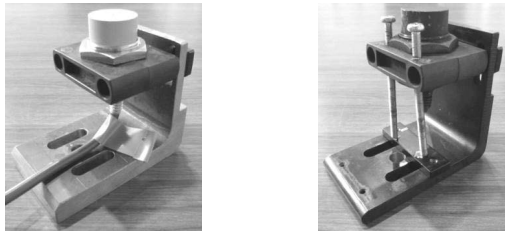
(b)改良案2(529Hz, 1589Hz)



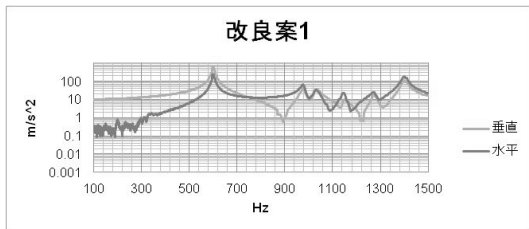
(c)改良前(364Hz, 655Hz)  
図 10 固有値解析結果

3.4 試作品による固有振動数探査試験

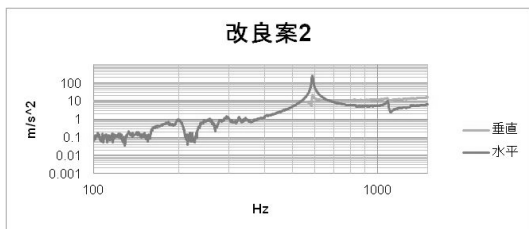
3-3 で示した改良案 1 と改良案 2 の試作品を製作し、それらの固有振動数を計測した。試作品を図 11 に示す。また試験結果を図 12 に示す。図 12 より、改良案 1 においては、解析の結果どおり固有振動数は全体的に高くなるが、固有振動数での垂直方向の加速度が改良前と比べて大きくなった。この原因としては、振動試験機における固有振動数での加振力の急減を起因とするノイズの影響が考えられる<sup>(2)</sup>。ノイズの影響はあるものの加速度が大きくなったことより、改良案 1 ではうまく制御しなければ、振動を低減できないことが分かった。次に改良案 2 においては、固有振動数が全体的に高くなるとともに固有振動数での垂直方向の加速度が大幅に低く抑えられる効果があることが確認でき、最終的に改良案 2 を採用することとした。



(a)改良案 1 (b)改良案 2  
図 11 試作品外観



(a)改良案 1



(b)改良案 2

図 12 固有振動数探査試験結果

3.5 レール及びセンサーの振動計測・解析

振動試験機による予備実験で効果があると確認できた改良案 2 について、レールに設置した場合の効果を検証するために、改良案 2 をもとに再度試作したセンサー(改良案 3)を図 13 に示す。本線ではなく、車両点検するために車庫につながる線路にセンサーを設置し、線路締結部とセンサー保持部における垂直方向の振動を計測した。この設置場所は検車区内であり本線と違う点は列車が 10km/h 以下で走行しているという点である。すなわち 3-2 とは場所や列車速度も異なるために直接比較することができない。そこで比較できるように改良前と改良後(改良案 3)の両方のセンサーを対象とした。計測状況と解析結果を図 14 と図 15 示す。また比較しやすいように、図 15 のグラフは加速度の最大値を全て 20m/s<sup>2</sup>とした。

図 15 において、右側の改良前においてベース部から入力された振動が増幅された結果、センサー保持部の加速度が大きくなっている。このことから列車速度が遅くてもセンサーはその固有振動数で大きく振れることが確認できた。次に左側の改良後センサーにおいては、改良前センサーと隣接した場所に設置しておりベース部からの入力される加速度は改良前センサーと同様であるにも関わらず、改良後のセンサー保持部の垂直方向の加速度は約 7m/s<sup>2</sup>であり、改良前のセンサーの約 40m/s<sup>2</sup>と比べて小さくなっており、振動伝達率が低減されていることが分かった。

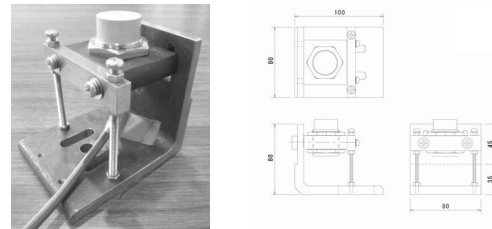


図 13 試作品(改良案 3)



図 14 計測状況

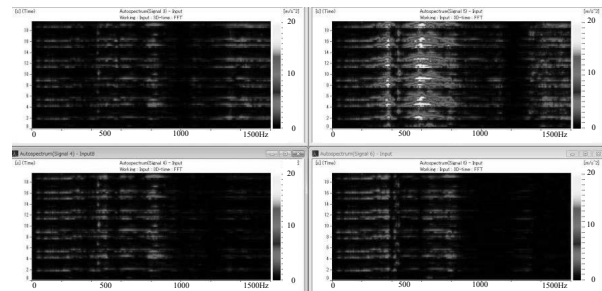


図 15 鉄道車両通過時振動解析結果  
(左：改良後，右：改良前)  
(上：センサー保持部，下：ベース部)

#### 4. 結言

鉄道車両通過検知センサーにおいて、センサー部とセンサー保持部の接合が剥がれる故障があった。その原因は自然環境要因と振動要因とが考えられるが、ここでは振動要因に着目した。

本研究ではセンサーの耐振動性向上を目指して振動試験機による固有振動数探査、本線での振動計測・解析、シミュレーションによる固有値解析及び構造変更について検討を加えた結果、以下の知見を得た。

- (1) 振動試験機による掃引試験の結果、改良前のセンサーの固有振動数は 500Hz と 800Hz 付近であった。
- (2) 500Hz 付近のモードは線路締結部である L アングルが開閉する形状であり、800Hz 付近のモードはセンサー保持部が上下に揺れる形状であることが分かった。
- (3) 列車通過時のセンサー保持部とベース部との振動計測及び解析の結果、振動試験機掃引試験結果と比べて、センサー保持部においてピークの周波数がほぼ合致した。
- (4) シミュレーションによる固有値解析を実施した結果、線路締結部の厚みを大きくした場合(改良案 1)とセンサー保持部と線路締結部とを M5 のボルトで固定した場合(改良案 2)の両方で固有振動数の変化が認められた。
- (5) 改良案 1 と改良案 2 の試作品を製作し、固有振動数探査試験をした。結果、両方とも固有振動数は高くなったものの、改良案 1 において固有振動数での加速度が改良と比べて大きくなった。この原因は不明である。改良案 2 においては、水平方向の加速度のピークは残ったが、垂直方向のピークが大幅に低減することができ、故障リスク低減効果が大きいことが分かった。
- (6) 改良案 2 をもとに改良案 3 を製作し、列車通過時のセンサー保持部とベース部との振動計測及び解析した結果、垂直方向では固有振動数おける加速度が約 6 分の 1 となり、線路に設置した場合でも、垂直方向の加速度の増幅が低減できることが分かった。

#### 参考文献

- (1) 長松, モード解析入門, (1993), pp.60-63
- (2) 長松, モード解析入門, (1993), pp.241-243

なお、本研究で使用した振動試験機及び計測データ解析装置は、財団法人 JKA の「機械工業振興補助事業」により導入、設置した。

