

車輪フラットによる軌道の衝撃応答に関する研究

Study on the impact response of railway track excited by wheel flats

石田 誠* 伴 巧**

Makoto Ishida, Takumi Ban

*鉄道総研 室長, 基礎研究部 軌道力学研究室 (185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

*鉄道総研 技師, 材料技術開発推進部 摩擦材料 (185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

Considering the current status of an increasing train speed, it is very important to understand track dynamics for the sake of maintaining the good quality of track, i.e., preventing the deterioration and/or fracture of track components and the influence of track dynamics on noise and ground vibration. In particular, since wheel flats give rise to noise and deterioration of track components, they have been studied and some dynamic models have been so far proposed. In this study, the measurements of rail vertical acceleration excited by wheel flats were carried out at track site to study the modeling of wheel flats and to propose an improved dynamic model. Also, the effect of train speed on track dynamics excited by wheel flats has been made clear from the aspects of dynamic wheel loads, rail base bending stresses, rail vertical acceleration, rail pad force and so forth.

Key words: impact phenomena, railway track, dynamics, wheel flats

キーワード: 衝撃現象, 鉄道軌道, 動力学, 車輪フラット

1. はじめに

鉄道の高速化を支えるためには、輪重変動の増大を抑制し、軌道材料の劣化・破壊および騒音・振動等の環境問題への影響を極力抑える保守管理技術いわゆるメンテナンス技術の開発が、最重要課題のひとつであると考えられる。本論文では、軌道の衝撃応答として、代表的である車輪フラットについて、その衝撃応答の影響を評価するために、実際の車輪フラットの衝撃応答を測定し、その結果を踏まえ、これまでに提案されている代表的な2つの車輪フラットの動的モデルである弦モデルと余弦モデルを比較検討することにより^{1)~3)}、新たなモデルを提案した。さらに、その動的応答モデルを用いて、車輪フラットが軌道に与える上下方向の動的影響を走行速度をパラメータにして検討した結果について報告する。

2. 実車走行試験

2.1 試験概要

フラットの衝撃によるレール振動加速度を評価するために、JR北海道函館本線稲積公園・発寒間 279k490m 付近でレール振動加速度の測定試験を実施した。表1に測定箇所の軌道諸元、表2に測定項目と測点数および図1に測点配置図を示す。

測定方法は、できる限り連続的に車輪フラットの衝撃

を捉えるために、図1に示すように加速度センサーを0.20~0.26m 間隔にレール底面(裏側)の中心に接着した。なお、測定データの最終的な処理後のサンプリング周波数は、測定器の性能上の制約から4000Hzとした。また、フラット形状は、現地測定試験後、速やかに車庫において測定した。

表1 測定箇所の軌道諸元

項 目	諸 元
線 形	直 線
軌道種別	バラスト軌道
レール種別	JIS60
まくらぎ種別	コンクリート (PC1-F号)
道床厚	250mm
路 盤	土路盤

表2 測定項目と測点数

測定項目	右レール	左レール	合 計
レール振動加速度	15 点	15 点	30 点

2.2 試験結果

(1) フラット形状

まず、初めにレール振動加速度を測定し、フラットの発生している車輪を確認し、その車輪を対象にフラット

形状を測定した。フラット形状の測定は、車輪踏面のフラットからレプリカ（模り）を採取し、そのレプリカを用いて、レーザ変位計により形状を測定した。測定したフラットのうち、代表的なものを図2および図3にフラットAとして、図4および図5にフラットBとして、レプリカ（模り）の写真とそのレプリカを用いた測定形状を示す。図2および図4において、実線で囲まれた部分がフラットであり、上下方向が車輪の断面方向を示し、それぞれフランジ側が明示されている。測定位置とはその直線に沿って、フラットの車輪転がり方向の形状を測定する位置である。

図2および図4より、フラットAの方がフラットBより断面方向に長く欠損部が広がっている。本研究では、動的解析におけるフラットモデルの検討をフラットAを用いて行った。その理由は、モデルの検証において、フラットが形成されたレール・車輪の接触状態と走行試験での状態が一致するあるいは近い状態になることが重要であるが、特に、車輪の断面方向の形状が一様でないと、フラットのどこにレールが接触したかによって、応答がかなり異なるためである。

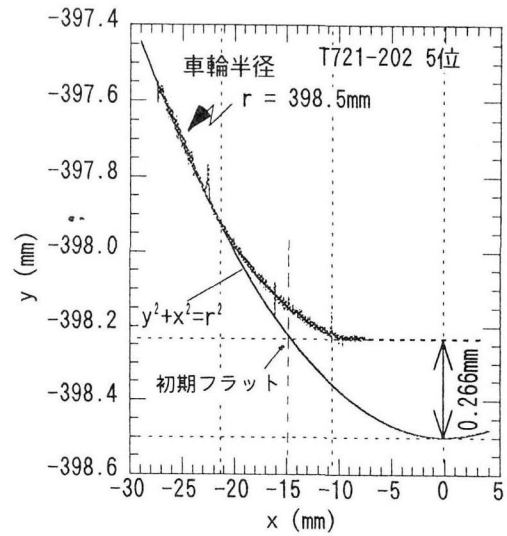


図3 フラットAの車輪転がり方向の形状

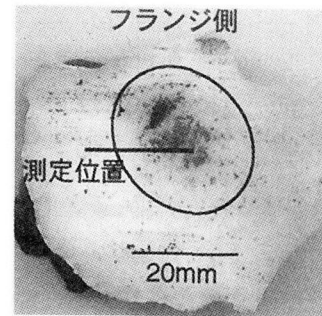


図4 フラットBの車輪断面方向の形状（レプリカ）

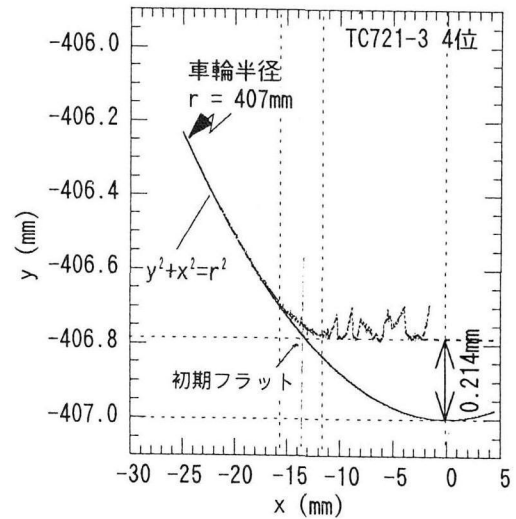


図5 フラットBの車輪転がり方向の形状

つまり、フラットAとBでは、フラットAの方が断面方向に長い形状をしているため、フラットの衝撃応答値を得るためのレールとの接触位置の範囲は広く、ばらつきの小さい安定した実測値が得られることが期待できるためである。さらに、本研究で検討するフラット解析モ

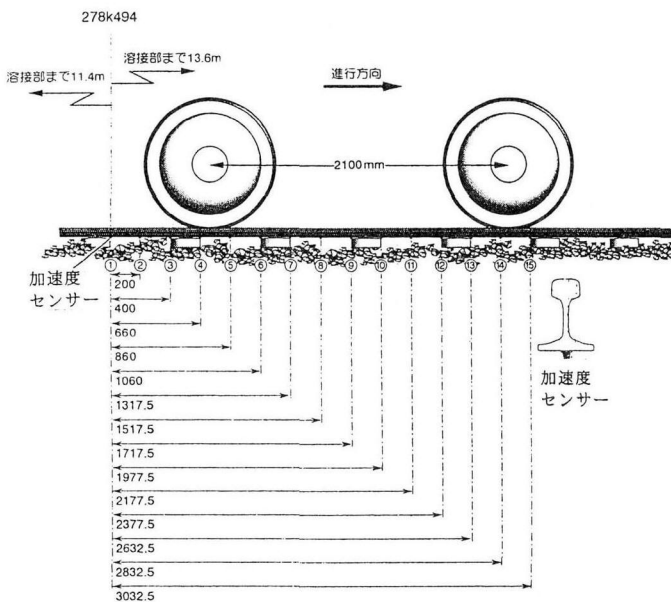


図1 測点配置図

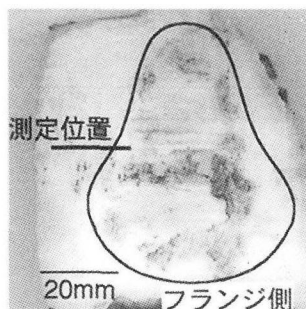


図2 フラットAの車輪断面方向の形状（レプリカ）

デルは2次元であり、その意味からは車輪の断面方向に同じ形状が望ましい。

図3および図5より、フラットの車輪転がり方向の形状に関しては、いずれのフラットも、形成された時点では弦のように鋭く角が立った形状から、その後の走行にともなう転がり荷重の繰返しにより、フラットの幾何形状として、角がとれるように変形したものと考えられる。この点に関しては、フラットAの方が同Bより角がとれたものと考えられる。例えば、フラットAに関しては、図3の平坦部は最初にできたフラットの形状が残されている部分であり、その平坦部を延長し、車輪径と交差する点までがフラット形成時の平坦部の幅であると考えられる。その点は、15mm（片側）程度になり、フラットとしては最初 30mm 程度の弦タイプのフラットが形成されたと考えられる。そして、その後の走行にともなう転がり荷重の繰返しにより角が塑性変形あるいは摩耗し、21mm（片側）程度までフラットの領域としては拡大したものと考えられる。一方、初期の15mm（片側）までの平坦部は、フラットの角がとれることによって、10mm（片側）程度まで減少したことが理解できる。つまり、フラットの大きさとしては、42mm 程度まで範囲を広げながら、弦の部分は20mm 程度になったものと考えられる。フラットBに関しても同様に、最初 28mm 程度の弦タイプのフラットが32mm 程度まで範囲を広げながら、弦の部分は22mm 程度に減少したものと考えられる。

一方、現時点のフラットに対する管理体制として、フラットが検知された場合は速やかに除去されることを考えると、今回測定されたフラットも形成されてから1日あるいは2日程度しか経過していないものと考えられ、弦タイプの形状から非常に早期のうちに角がとれることが考えられる。そして、フラットがそのままにされ、繰返し転がり荷重を受け続けた場合は、最終的には完全に角がとれ、非常に幅の広がった Tunna⁴⁾らが報告している余弦タイプの形状になることが考えられる。

(2) レール振動加速度

モデルの検証に用いたフラットAにより励起されたレール振動加速度の波形を図6に示す。

図より、レール振動加速度が測点13（加速度計13番）を中心とする近傍で他より大きいため、その付近でレールを衝撃したと考えられる。その付近の測点の応答値から、測定そのものは比較的良好であったと考えられる。なお、その時の車両の走行速度は47km/hで、加速度の最大値は測点13で743m/s²であった。

応答波形に関しては、測点13を中心とする測点12および測点14の波形を観察すると、その波形の立ち上がりからフラットの作用時間は、3~3.3ms 程度であると推定できる。なお、過渡応答を含めると7ms 程度である。

この応答時間を走行速度（47km/h=13.06mm/ms）から長さに換算すると、フラットの作用時間と考えられる3~3.3ms は39~43mm、応答波形のピーク付近の周波

数の高い応答の時間は特定しにくい、1ms 程度から少々広く見積もると1.5 ms 程度であり、長さに換算すると13~20mm 程度となる。

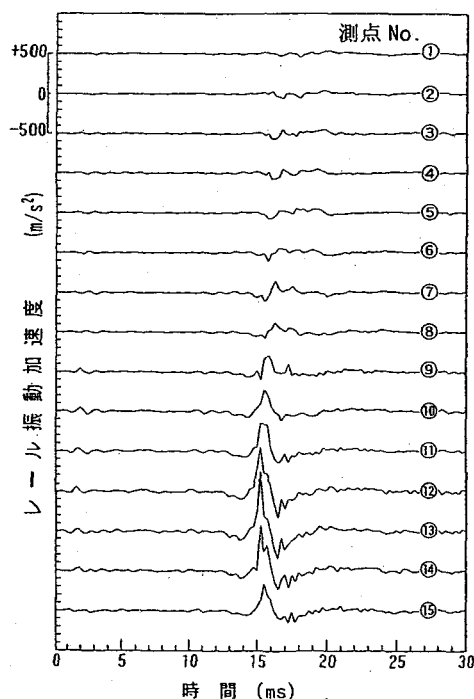


図6 車両の走行に伴う各測点におけるレール振動加速度

これらの長さは、フラットの全長と、周波数の高い応答が期待されるフラットの平坦部な部分に対応するものと考えられ、図3のフラットの形状とほぼ一致すると考えられる。ただし、今回の測定結果においては、測定器の性能上の制約から、最終的に波形を0.25ms（4000Hz）でしか描けないため、波形レベルの詳細な検討には不十分であり、概略的な推定しかできない。したがって、これから述べる数値解析モデルの検証としては、波形レベルでは概略的になってしまうが、最大値と応答時間等において、従来のモデルと本研究で新たに検討したモデルの傾向を比較する上では、有効であると考えられる。

3. 解析モデルと解析結果

3.1 車両／軌道動的応答モデル

図6に示すように、実測したレール振動加速度の波形およびその応答時間から、本研究で採用したサンプリング周波数は、その現象を把握するには十分であるとはいえない。しかしながら、波形レベルでの詳細な検証はできないとしても、フラット現象を説明するモデルとして、どのようなものが適当かを判断するために、従来のモデルに新たに提案するものを加え、比較検討を行った。図7に車両と軌道の動的相互作用を解析するばね下質量／軌道動的応答モデルを示す。

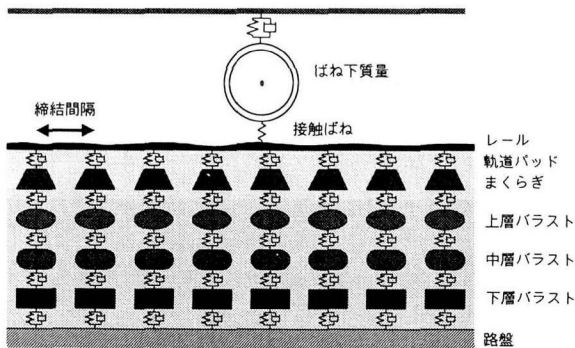


図7 ばね下質量／軌道動的応答モデル

軌道モデルとしては、梁のせん断変形と回転慣性を考慮したティモシェンコ梁をまくらぎにより有限間隔支持し、道床を3層とした連続梁モデルを用いた⁷⁾。また、車両モデルとしては、車輪フラットによる衝撃が周波数の高い応答を励起することから、車両のばね上質量の影響が小さいため、車両のばね下質量と軸ばねおよび軸ダンパーのみの簡単なモデルを用いた⁷⁾。これらのモデルの詳細については、文献7および8を参照されたい。

3.2 車輪フラットモデル

車輪フラットのモデルとしては、その欠損部の形状から、過去の多くの解析に用いられてきたフラットの生成直後の形状と考えられる弦モデルと、その後の走行により弦の角が丸まった形状を対象とする余弦モデルが提案されている¹¹⁾。

本研究では、これらの従来のモデルに加えて、図3あるいは図5のフラットの実形状を考慮した弦モデルと余弦モデルを組み合わせたモデルを用いて、それらを比較検討した。ここで、それらのフラットモデルを説明する。なお、レールと車輪の接触ばねに関して、レールの断面方向の曲率変形は、新品形状の600mmから少々摩耗あるいは平坦に変形した800mm、同長手方向は直線とし、車輪の断面方向のものは、フラットでない箇所は直線(基本踏面)、フラットの箇所はその欠損部が凹に変形しているとして、それを曲率半径2000mmとし、同転がり方向に関しては、各フラットモデルごとに特徴がある。

(1) 弦モデル

図8の弦モデルは、弦の両端の角のどちらかがレールと接触するものとして、レールと車輪の接触力を計算する。したがって、レールと車輪の接触力は、車輪の中心のX座標値とレールとの接触点のX座標値が異なるものとして、レールと車輪の弾性変形量とする上下変位(Y座標)の動的接近量から、車輪の回転に伴うフラットの欠損部を差し引いて求められる。

ここでは、フラットAの形成初期の弦の長さを想定し、

29mmとした場合を紹介する。この場合、フラットとしての最大欠損量は弦長29mmの正矢になり、約0.264mmとなり、欠損量としては、フラットAの0.266mmと同等である。

なお、レール・車輪間の接触ばねについては、接触力がレールと車輪の接近量の1.5乗に比例するレールと車輪の接触部の幾何学形状に依存するヘルツの接触ばねを基本とする。このモデルにおいては、弦の両端の角の曲率半径が車輪半径より小さいと考えられるため、試算結果を踏まえて、弦の角部の曲率半径を車輪半径の1/3倍とした。

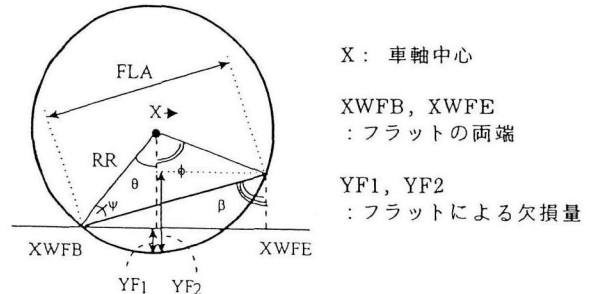


図8 弦モデル

ここで、レールと車輪間の接触力を求めるために必要な、XWFB点における車輪とレールの接近量DYWR1とXWFE点における車輪とレールの接近量DYWR2は、以下の式で表わされる。

$$DYWR1=YW-YRWB-YF1\cdots\cdots(1)$$

$$DYWR2=YW-YRWE-YF2\cdots\cdots(2)$$

ただし、

YW: 車輪の上下変位

YRWB: XWFB点におけるレールの上下変位

YRWE: XWFE点におけるレールの上下変位

$$YF1=RR*(1-\cos\theta)$$

$$YF2=RR*(1-\cos\phi)$$

$$\theta=ASIN((X-XWFB)/RR)\div(X-XWFB)/RR$$

$$\phi=2*ASIN(FLA/2/RR)-\theta$$

$$\Psi=ACOS(FLA/2RR)$$

$$\beta=\Psi+\theta$$

$$=ACOS(FLA/2RR)+ASIN((X-XWFB)/RR)$$

とする。

これらフラットの両端での接近量のうち、接近量の大きい方の点でレールと車輪が接触しているとして、レールと車輪の接触力を計算する。この場合、両方とも負になる場合はレールと車輪が離れているものとして、接触力P=0とする。これを記述すると以下のようになる。

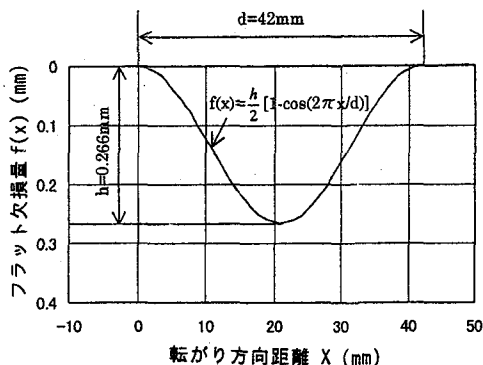
$$DYWR1 \geq DYWR2 \rightarrow P = KC \times DYRW1^{1.5} \dots\dots(4)$$

$$DYWR1 \leq DYWR2 \rightarrow P = KC \times DYRW2^{1.5} \dots\dots(5)$$

ただし、P；レールと車輪の接触力、KC；ヘルツの接触ばね係数とする。

(2) 余弦モデル

このモデルでは、レールと車輪の接触点の X 座標値が、フラットの角が十分にとれて丸まっているものとして、車輪の中心の X 座標値に一致するとしている。図 9 に、レールと車輪の接触力を求めるためのレールと車輪の接近量から差し引くフラットの欠損量を余弦で近似したものを示す。欠損量を余弦で近似することから、このモデルは余弦モデルと呼ばれている。



f(x)；フラットに沿う転がり方向の距離
に応じた車輪径からの欠損量
d；フラット長
h；フラットの車輪径からの最大欠損量
x；フラットの始端からの転がり方向の距離

図 9 余弦モデル

ここでは、フラット A の全長が変わらずに、角のみが丸まった形状を想定し、フラット長を 42mm、欠損量を 0.266mm とした。

余弦モデルにおいても、弦モデルと同様に、レールと車輪の動的な相対変位からフラットの欠損量を差し引いて、レールと車輪の接近量を求め、以下のようにレールと車輪に接触力を求める。ただし、余弦モデルにおいては、レールと車輪の接触点は常に、車軸中心直下とし、フラットによる欠損量は図 9 に示す f(x) によって与えられるとしている。したがって、レールと車輪の接触点における双方の接近量 DYWR と接触力は以下の式で求められる。

$$DYWR = YW - YRW - f(x) \dots\dots\dots(6)$$

$$P = KC \times DYRW^{1.5} \dots\dots\dots(7)$$

ただし、YW；接触点における車輪の上下変位，YRW；

接触点におけるレールの上下変位，P；レールと車輪の接触力，f(x)；フラットによる欠損量（図 9 参照），KC；ヘルツの接触ばね係数とする。

(3) 混合モデル

図 4 に示すフラットは、図 8 の弦タイプと図 9 の余弦タイプの双方の特徴を持つため、レールと車輪の接触力を計算する際には、部分的にそれぞれのモデルを用いる混合タイプが適当であると考えられる。したがって、車輪がフラットに差し掛かってから、弦の平坦部までは余弦タイプとし、平坦部では弦タイプとして、レールと車輪の接触力を求めた。ここでは混合モデルとして、図 3 の測定形状とレール振動加速度波形からの推定値を考慮し、フラットの全長を 42mm、弦の平坦部を主にレール振動加速度の波形からの推定値を基に 14mm としたものを紹介する。また、レール／車輪間の接触ばねについては、本研究で用いている弦タイプと余弦タイプのそれぞれに従うものとし、接触ばねの影響を調べるために、フラットの弦の平坦部に差し掛かる角の曲率半径をその箇所の車輪半径から欠損量を差し引いた長さの 1/3 倍を基本に、接触ばね係数の影響を検討する場合に同 1/5 倍および同 1/10 倍の条件について解析した。

表 3 解析に用いた車両・軌道の入力データ
(1 車輪，軌道片側当り)

車 両	静止輪重 (kN)	42.2
	軸ばね係数 (kN/m)	1392
	軸ばね減衰係数 (kN・s/m)	40.0
	ばね下質量 (kg)	540
	車輪径 (mm)	797
	走行速度 (km/h)	47.0
軌 道	レール種別	60
	レール頭頂面半径(mm)	800
	レール単位質量 (kg/m)	60.8
	レール剛性 (kN・m ²)	6.34×10 ³
	軌道パッドばね係数 (kN/m)	1.5×10 ⁵
	軌道パッド減衰係数 (kN・s/m)	30.0
	締結間隔(m)	0.65
	まくらぎ等価質量 (kg)	84.0
	まくらぎ支持ばね係数 (kN/m)	1.78×10 ⁶
	まくらぎ支持減衰係数 (kN・s/m)	980.0
	上層バラスト等価質量 (kg)	52.5
	上層バラストばね係数 (kN/m)	0.89×10 ⁶
	上層バラスト減衰係数 (kN・s/m)	980.0
	中層バラスト等価質量 (kg)	52.5
	中層バラストばね係数 (kN/m)	0.81×10 ⁶
	中層バラスト減衰係数 (kN・s/m)	980.0
	下層バラスト等価質量 (kg)	90.3
	下層バラストばね係数 (kN/m)	2.50×10 ⁶
	下層バラスト減衰係数 (kN・s/m)	980.0
	路盤ばね係数 (kN/m)	5.00×10 ⁴
	路盤減衰係数 (kN・s/m)	98.0

3.3 モデルの検証

3.3.1 検証のための解析条件

解析条件として、測定値として既知のもの以外はこれまでの知見あるいは試算結果を踏まえ、表3のような入力データを用い、時間刻みを0.01msとする時間積分により計算を行った。ただし、モデルの検証においては、計算結果を測定試験結果のサンプリング間隔と同じ0.25msごとの値に処理をして、実測値と比較した。ただし、図6のレール振動加速度の波形において、フラットの作用時間が3ms程度であることから、0.25msのサンプリング間隔は十分でない。したがって、ここでは、現象に対する実測値の精度は不十分であり、波形レベルでの検証はできないが、最大値と概略的な波形の傾向等により、モデルを検証する。

3.3.2 解析結果および考察

(1) 混合モデルにおける接触ばねの影響

初めに、混合モデルを用いたヘルツの接触ばね係数の動的応答への影響について述べる。ここでも、実測値と同様な0.25ms間隔の計算結果を用いて検討を行った。

ここで、ヘルツの接触ばねとしては、弦の平坦部に差し掛かる角の曲率半径を車輪半径と同じとする、1/3倍、1/5倍および1/10倍する場合の4条件をそれぞれ接触ばね係数A~Dとし、動的応答としては、レール振動加速度と動的輪重を求めた。表4に、測定時と同じ47km/hの走行速度でフラットがレールを衝撃して0.5m走行する間で、発生する最大の動的輪重とレール振動加速度を示す。

表4 混合モデルにおける接触ばね係数の違い

接触ばね係数条件	A	B	C	D
動的輪重(kN)	73.8 (74.2)*	73.7 (74.0)	73.7 (74.0)	73.7 (73.9)
レール振動加速度(m/s ²)	904 (1120)	803 (962)	759 (899)	714 (837)

* ; ()内は0.01ms間隔の値

なお、表中には0.25ms間隔に処理した値と()内に0.01ms間隔で計算した値を示す。

表より、動的輪重に関しては、接触ばね係数がAからDに向かって小さくなる(柔らかくなる)に従って、わずかに小さくなる傾向にあるが、この範囲においてはほとんど同様とみなせる。レール振動加速度に関しては、この条件下では動的輪重より明確な傾向を示している。また、0.25ms間隔のデータと0.01ms間隔のデータに関して、動的輪重もレール振動加速度も同様な傾向を示しているが、その大きさについては、動的輪重がほとんど同程度なのに対して、レール振動加速度は平均的には20%も0.25ms間隔のデータが0.01ms間隔のデータよりも小さい。当然であるが、動的輪重と比較して周波数

の高い成分が多いレール振動加速度は、サンプリング間隔の影響が大きい。なお、ここでは、混合モデルによるいくつかの試算結果と図6との比較により、フラットは測点13の直上に作用し、測点13は測点12との間のまくらぎの中心から127.5mmに位置する(測点12と測点13の中心がまくらぎ中心に一致する)ものとした。

以上、精度的には十分ではないが、フラットが作用する時の接触ばね係数の軌道の動的応答に対する影響について、その傾向は概略理解できた考えられる。

(2) フラットモデルによる動的応答の違い

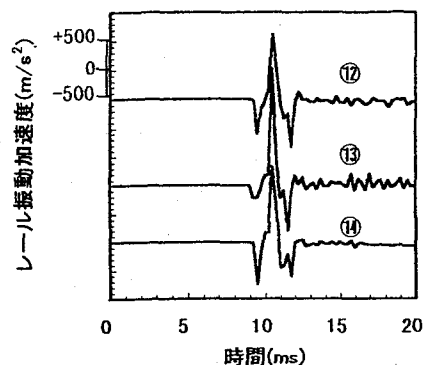
図10に各フラットモデルのレール振動加速度として、図6の実測波形において最大値を示した測定点の前後0.2mの測点12、13および14の合計3箇所の波形を示す。

図より、弦モデルは非常に先の尖った波形であり、余弦モデルは逆になだらかな波形である。それに対し、混合モデルはそれらの中間的であり、ピークの大きさも図6の実測値とほぼ同程度である。ただし、混合モデルの解析波形に2つあるいは3つのピークが見られるのに対し、実測波形では、測点14の同様な箇所において2つのピークが見られるが、他の測点では明確なピークは一つであり、全体的には実測波形の方が解析波形より単純な波形に見える。これに関しては、実測波形のサンプリング間隔が大き目であり、解析結果をそれに合わせたとしても、実測と解析が常に同様に波形がデフォルメされるとは限らないが、例えば、測点14の実測波形にはピークが2つあり、測点14の混合モデルの解析波形と似ているなど、現象として混合モデルに見られる2つあるいは3つのピークが発生している可能性もあり、今後の検討課題と考えている。

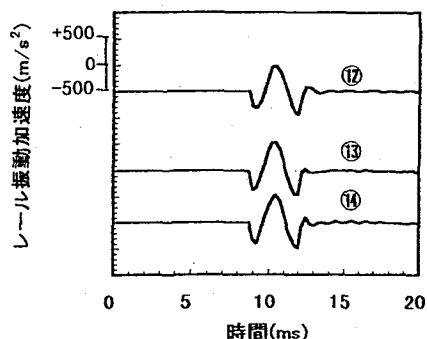
次に、フラットがレールと接触するレール長手方向および断面方向の接触位置の応答値への影響について考えら。レール長手方向については、図6の実測波形と図10の解析波形から全体的なピークの減衰傾向を理解できる。ただし、ピークの数などの周波数の高い部分の検討については、サンプリング周波数が十分でないため、残念ながら無理がある。また、レールの断面方向については、フラットの形状が断面方向に変化している場合は、その接触位置によりかなりの応答の違いがでることが予測される。本研究において、解析の対象にしたフラットAは図2に示すように断面方向に比較的長い形状なので、フラットの部分が安定してレールに接触することが期待できるが、例えば、図4のフラットBの場合は円形に近く、フラットAと比較すると、断面方向にはかなり短いため、車輪がレールの上を通過する位置によっては、応答値にかなりのばらつきが発生するものと考えられる。ただし、実際には接触部の観測は非常に困難であり、今回の実験でも観察されていないため、確認はできない。

各フラットモデルの特徴であるが、図10が示すように、弦モデルは非常に波形の先が尖った周波数の高い現象であるが、余弦モデルは弦モデルと比較すると、波形の先

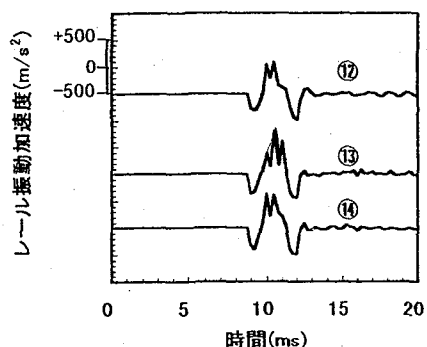
はかなり鈍っている。



(1) 弦モデルの応答



(2) 余弦モデルの応答



(3) 混合モデルの応答

図10 各フラットモデルにおける応答の違い

図は0.25ms 間隔のデータであるが、弦モデルの最大値は約 2000m/s^2 であり、余弦モデルのものは約 530m/s^2 である。ちなみに、それらに相当する0.01ms 間隔の値は、弦モデルで約 2200m/s^2 、余弦モデルは約 550m/s^2 になり、それぞれ10%と5%の影響がある。また、実測波形と比較すると、形状的には弦モデルの方が近い。大きさについては、現在の多少角が丸まっている時点の実測値 743m/s^2 とフラットAができた直後の弦モデルによる予測値約 2000m/s^2 との比は約 $1/3$ 程度である。さらに、角がとれた余弦モデルによる予測値約 530m/s^2 との比は約 $1/4$ 程度になる。これらの比の大きさは、本研究の課題であるフラットモデルの予測精度にかかっているが、概略傾向は理解できる。

次に、混合モデルによる予測値と実測値との比較であ

るが、波形的には、フラットの平坦部の応答が平坦でない部分より周波数が高くなるとため、混合モデルの平坦部の長さが14mmと弦モデルの29mmの約半分であること、また余弦モデルには平坦部がないことから、混合モデルの予測値は、他の2つのモデルより高周波数成分を含むため、結果的にサンプリング間隔の影響を最も受けたものと考えられる。ただし、ピーク値の大きさの点では、予測値が 803m/s^2 で実測値が 743m/s^2 とであることから、多少予測値は大きいがほぼ同程度であり、かなり良い結果が得られたと考えられる。波形的には、サンプリング間隔が大きいために現象がデフォルメされているものの、解析波形のピーク付近の周波数の高い現象が、実際に起こっているかどうかは、測点14の実測波形において、その可能性は期待できるが、このデータだけでは十分ではなく、今後の検討課題である。

しかしながら、測定したフラットの形状に基づいて、弦モデルと余弦モデルを組み合わせて構築されたこの混合モデルは、実測におけるサンプリング間隔も考慮することにより、実測値をある程度の精度で予測可能であることが検証できたと考えられる。このようなモデルの検証により、測定上の制約から、実測によって捉え切れない現象を、モデルにより予測が可能になることから、モデル解析が非常に有効であることが理解できる。本研究においては、表4に示すように、0.01ms 間隔の解析値と0.25ms 間隔の解析値および実測値では約20%もの違いがあることは、さらに良い精度で測定する必要があると同時に、モデルによる解析の意義が大きいことが理解できる。

以上より、本研究で検討した2次元のフラットモデルに関しては、実際のフラット形状を含めてレールと車輪の接触形状を把握することにより、車輪フラットのような衝撃的な現象においても、レール・車輪の動的挙動をある程度予測可能であることの見通しが得られた。

4. 車輪フラットにより励起される軌道の衝撃応答

4.1 解析条件

ここでは、いくつかの想定したフラットにより励起される軌道各部の衝撃応答特性をモデルを用いて解析した結果を紹介する。解析条件としては、表3に示す条件に走行速度をパラメータにして、動的輪重、レール振動加速度等の衝撃応答を求めた。なお、解析結果としては、フラットの衝撃を含む2m 間を車両が走行した時の0.01ms 間隔で求めた応答値の最大値を示す。

フラットモデルは、図2および図3に示す混合モデル（全長42mm、弦の平坦部分10mm）を基本にして、角がさらに丸まり全長が10mm 増加し52mm となった場合と全長は変化しないが、弦の平坦部が10mm 多く残されている20mm の場合の合計3条件とした。なお、それらのフラット(42,10)、フラット(52,10)およびフラット(42,20)と

表記することにする。また、弦モデルについては、ある車両モデルを用いて解析された結果が既に報告されている⁹⁾。

4.2 解析結果

(1) 動的輪重

図 11 に走行速度と動的輪重の関係を示す。

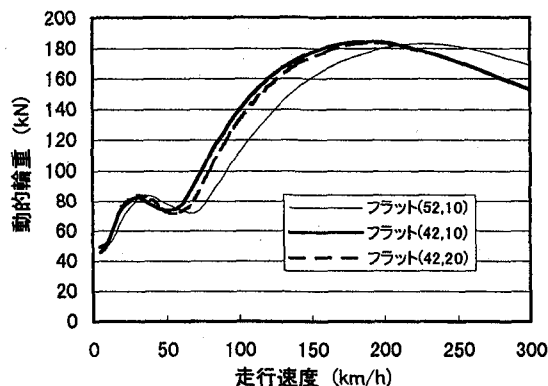


図 11 走行速度と動的輪重の関係

図より、ここで解析した各フラットとも低速域において、ピークが見られる。これは、ごく低速においては、フラット車輪はレールから離れることなく走行するが、速度が上がると一度空間に浮いてからレールを衝撃するようになる。この速度を限界速度と呼ぶ。この限界速度を超えると、速度とともに動的輪重も大きくなるが、フラット長 42mm のものは 150 から 200km/h にかけてピークがあり、フラット長 52mm のものは 200 から 250km/h にかけてピークを示している。全体的な傾向は、弦モデルと同様である。

(2) レール曲げ応力

図 12 に走行速度とレール曲げ応力の関係を示す。

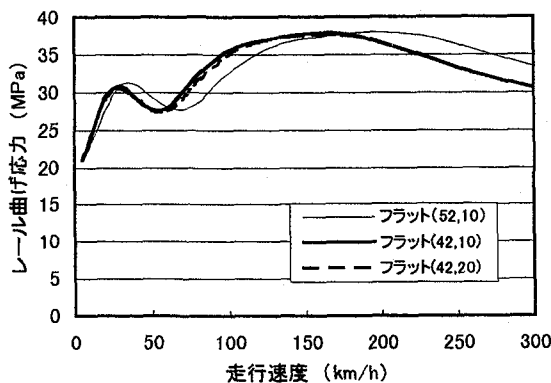


図 12 走行速度とレール曲げ応力の関係

図より、レール曲げ応力は、図 11 の動的輪重と同様に低速域と高速域でピークが明確に現れる。ただし、動的輪重と比較して、低速域のピークと高速域のピークの差はこれまでの解析結果と同様に小さい。これは、高速域の荷重の衝撃速度が低速域のものより大きく、レールの曲げ剛性の影響で、レールの変位（たわみ）に関して、周波数の高い荷重による変位は、静的な荷重による変位より小さくなるためである。これらの特性も過去の解析結果と傾向は一致している。

(3) レール振動加速度

図 13 に走行速度とレール振動加速度との関係を示す。

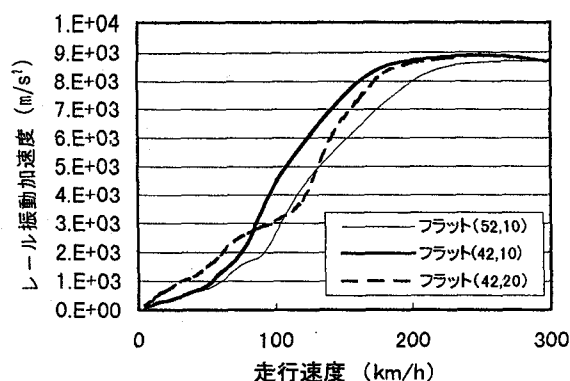


図 13 走行速度とレール振動加速度

図より、動的輪重およびレール曲げ応力と異なり、低速域におけるピークは明瞭ではない。また、ここで計算した 3 条件のフラットによる応答の差はほとんどなく、同様な傾向を示すが、フラット (42,10) とフラット (42,20) のピークが 200km/h 程度にあるのに対して、フラット (52,10) のピークは 250km/h 程度にある。

(4) レール圧力

図 14 に走行速度とレール圧力の関係を示す。ここで、レール圧力とは、鉄道軌道の分野で一般的に使用されている単語で、レールに作用する力がレール剛性により分散して、まくらぎ数本で支えられる時のまくらぎ 1 本が支える荷重のことを意味する。

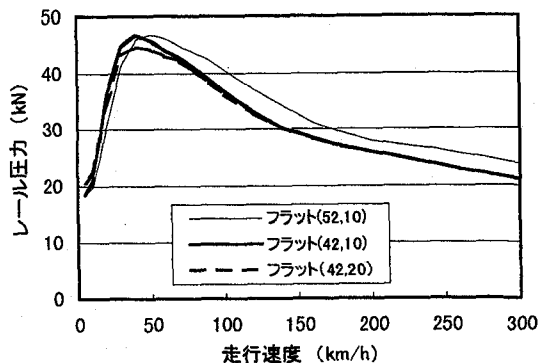


図 14 走行速度とレール圧力の関係

図より、走行速度に対するレール圧力の傾向として、ピークは低速域の 30km/h 付近にあり、そのピークを過ぎると走行速度の上昇とともに応答値は徐々に小さくなり、速度 300km/h においては、最低速度の 5km/h の時の応答値にほぼ等しくなり、動的輪重、レール曲げ応力等と比較するとかなり異なる。これは、動的輪重、レール曲げ応力およびレール振動加速度は、車輪フラットがレールを衝撃した地点の値であるのに対して、レール圧力およびまくらぎ振動加速度は、そのフラットの衝撃をレールを離散支持しているまくらぎが分散して支えるため、まくらぎ一本あたりへの集中の程度により、その応答値が影響を受ける。つまり、フラットの作用位置がまくらぎ間のどの位置にあたるかによって、最大値が異なり、かつ最大値を示すまくらぎも異なる場合もある。ここでは、フラットの作用位置は、まくらぎ中心から 127.5mm 離れた地点であり、速度の遅いうちは直近のまくらぎの応答値が最大値を示していたが、速度が約 180km/h 以上になると、最大値は車輪進行方向の次のまくらぎで発生している。このことは、速度の上昇とともに、まくらぎ一本あたりの集中度が小さくなり、近くのまくらぎの負担が増えたことにより、まくらぎ一本あたりの最大値としては、速度とともに必ずしも上昇しないことを示すものである。このことは、逆に、まくらぎ一本あたりの集中度があまり変化しない状況では、レール圧力も動的輪重と傾向が似てくると考えられる。弦モデルの過去の解析で、まくらぎ直上にフラットが作用するとした場合の 50mm あるいは 75mm といった大きなフラットによるレール圧力は、動的輪重の傾向と近いものになっている⁹⁾。

(5) まくらぎ振動加速度

図 15 に走行速度とまくらぎ振動加速度の関係を示す。

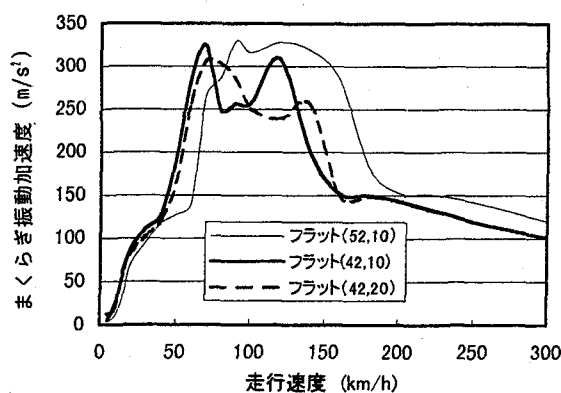


図 15 走行速度とまくらぎ振動加速度

図より、まくらぎ振動加速度は、直接的な外力である図 14 のレール圧力と比較すると、レール圧力のピークよりも速度の大きいところで、かなり特徴的なピークを示している。まくらぎ振動加速度は、動的輪重よりレール圧力に直接的な影響を受けるのは当然であり、今回の解

析において、レール圧力が動的輪重とかなり異なり、まくらぎ一本当たりの動的輪重の集中度が変化しているため、レール振動加速度とはかなり特性の異なる傾向を示している。ただし、レール圧力と比較すると、単にまくらぎ一本あたりの集中度の違いのみならず、まくらぎとバラストが動的に離れるような非線形な現象も予想され、さらに検討する必要がある。

5. まとめ

(1) 解析モデル

車輪フラットのモデル化については、実測値との比較検討により、フラットの形状が 2 次元モデルで近似できる場合は、その形状を正確に把握できれば、本研究で検討した、弦モデル、余弦モデルあるいはその混合モデルで、ある程度の精度で衝撃応答が予測可能であるとの見通しを得た。ただし、サンプリング間隔が不十分であったため、周波数の高い領域で十分な比較ができなかった。また、本研究におけるようなフラットの形状を測定した報告はあまり多くないため、実態が十分に分かっていないのが現状である。したがって、フラットの問題を検討する上では、フラット形状の実態把握が重要であると考えられる。

一方、実際問題として、フラットを含むレールと車輪の接触点の形状を正確に測定することは、容易ではなく、かつフラットの形状も車輪断面方向に変化する場合は 3 次元モデルとなり、その場合は現在の梁モデルに 3 次元の接触モデルを組み込むか、あるいは 3 次元有限要素法等による新たなモデル化を検討する必要があると考えられる。

(2) 軌道の衝撃応答

車輪フラットの軌道への衝撃に関して、車輪フラット形成時の弦モデル、その後の車輪走行にともなう転がり荷重の繰返しにより完全に角がとれた余弦モデルとその中間にあたる今回提案した混合モデルにおいて、その応答の違いおよび特性を明らかにした。全体的な特徴として、フラットの角がとれて、フラットが大きくなると、応答のピーク値が高速側にシフトする傾向にある。また、フラットの大きさの影響としては、動的輪重等の力に対するものより、レール振動加速度等の加速度の方が相対的に大きい。同様に、同じ大きさでも角のとれた程度の違いによる影響も、動的輪重等の力に対するものより、レール振動加速度等の加速度の方が相対的に大きい。

一方、本研究において求めた走行速度と車輪フラットの衝撃応答の関係について、これまでの弦モデルの解析結果と傾向がかなり異なる部分もあったが、その主な原因が車輪から作用する荷重のレールを離散支持しているまくらぎ一本あたりへの集中度の変化であろうとの結論を得た。ただし、まくらぎと道床間の非線形な現象も考えられるなど、まだ要因等の特定されていない部分もあ

り、今後の検討課題としたい。

6. 謝辞

本研究の現地測定試験に関する部分は、日本鉄道建設公団からの受託試験で行なわれたものである。本論文の公表にあたり、快く了承していただいた日本鉄道建設公団の関係者の皆様、実際の現場を提供していただき、かつフラット形状の測定の手配をしていただいた JR 北海道の関係者の皆様、さらに、本論文のデータ整理に関して多大なご協力をいただいた金および瀧川両氏に、心から感謝申し上げる次第である。

参考文献

- 1) 佐藤 裕：軌道力学，鉄道現業社，pp.29-37，1978
- 2) Newton, S.G. and Clark, R.A.: An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles, J. Mech. Engng Sci., 21(4), pp. 287-297, 1979
- 3) Ahlbeck, D.R.: A review of rail behavior under wheel/rail impact loading, DOT-FRA-ORD-86-01, U.S. Department of Transportation, April 1986
- 4) Tunna, J.M.: Wheel/rail force due to wheel irregularities, Proc. of 9th International Wheelset Congress, Montreal, October 1988
- 5) Ferner, M. & Nielsen, J.C.O. : Wheel/Rail Contact Forces for Flexible versus Solid Wheels due to Tread Irregularities, Proc of the 13th IAVSD-Symposium, Chengdu, China, pp.16
- 6) Dong, R.G. and Dukkipati, R.V.: A finite element model of railway track and its application to the wheel flat problem, Proc Instn Mech Engrs Vol 208, pp. 61-72, 1994
- 7) 三浦 重：軌道構造の動特性モデルの構築，鉄道総研報告，9-12，pp.7-12，1995
- 8) 石田 誠，三浦 重，河野昭子：軌道動的応答モデルとその解析結果，鉄道総研報告，11-2，pp.19-26，1997
- 9) 石田 誠，三浦 重，河野昭子：車輪フラットによる軌道の動的応答特性，鉄道総研報告，11-2，pp.27-32，1997

(1999年9月17日受付)