平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)

S1-3-3.

車体弾性を考慮した乗り心地解析

○佐藤 祐三 荒木 雅之(東急車輛)

[機]須田 義大(東京大学)

Ride quality analysis of Railway Vehicle considering car body elasticity Yuzo Sato,Masayuki Araki (Tokyu Car Corporation) Yoshihiro Suda (The University of Tokyo)

Lightweight-ization of railway vehicles progresses in recent years, and elastic vibration by the rigid fall of the body has posed a problem. In this research, MBD (Multi Body Dynamics) analysis incorporating the elastic body data obtained from finite element method analysis was performed. Consequently, the peak of vibration resulting from body elastic mode was checked. This MBD analysis technique is reported.

キーワード :鉄道車両,振動解析,弾性振動 Keywords :Railway Vehicle,Vibration analysis,Elastic vibrations

1. はじめに

近年,鉄道車両の軽量化等が進み,車体の剛性低下に よる上下の弾性振動が問題となってきた。車体を均一な 曲げ剛性で表現する梁モデルとして,車体弾性振動解析 が行なわれてきたが,この梁モデルでは表せない振動モ ードも確認されてきた。

今回,曲げ剛性と車体各部のせん断剛性とを構体荷重 試験の各部位におけるたわみ値から推定し,車体のたわ み曲線を精度良く近似する方法を提案した。次に,FEM (Finite Element Method)解析ソフトウェア I-deasの 梁モデルに各剛性値を与えて固有値解析を行い,固有振 動モードを求めた。そして,固有振動モードを MBD (Multi Body Dynamics)解析ソフトウェア SIMPACK上に構築した 鉄道車両モデルに組み込んで上下振動に関する振動解析 を行った。これらの解析手法について紹介する。

2. せん断剛性を考慮した梁モデルの構築

<2.1> 相当曲げ剛性によるたわみ曲線と試験値との比較

Fig.1に, 4 扉通勤車両の構体荷重試験によるたわみ 曲線と,試験結果から得られた相当曲げ剛性 Eleq を用い た梁のたわみ曲線を示す。台車中心位置から妻面間と車 体中央寄扉付近で両者のたわみ曲線が一致していないこ とが分かる。(以降,図中の△は台車中心位置を示す。) 相当曲げ剛性 Eleq は,車体を一様な曲げ剛性のみを有す る梁と仮定している。しかし,試験で求められたたわみ



Fig. 1 Comparison of an examination value and a calculation value

平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)

には、曲げたわみの他に、せん断剛性に基づくせん断た わみが含まれている⁽¹⁾。一般的な通勤車両では、せん断剛 性の低下が避けられない扉開口部を複数有しており、こ の影響が無視できないと考えられる。そこで、曲げ剛性 とせん断剛性を分離してたわみ曲線を求める手法を以下 に示す。

<2.2> 梁モデル

台車中心位置部で単純支持された前後対称な 4 扉通勤 車両に等分布荷重を負荷した場合のせん断力 Q 線図と曲 げモーメント M 線図を Fig. 2 に示す。ただし、原点は車 体中央とする。曲げ剛性 EI は梁全体で均一とする。せん 断剛性は、車体中央寄扉開口部・車端寄扉開口部・その他 一般部の 3 部位で異なる値であると仮定して、それぞれ GAa、GAb、GA と定義する。





せん断力 Q と曲げモーメント M の式を以下に示すたわ みの基礎式に適用し,境界条件を与えることによってた わみ曲線関数を求める。

せん断力Qによるたわみの微分方程式

$$\frac{dy_s}{dx} = \frac{\kappa Q}{GA} \tag{1}$$

曲げモーメントMによるたわみの基礎式

$$\frac{d^2 y_b}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \tag{2}$$

ここで、せん断剛性として GA、GAa、GAbの3つを考慮

しているので(1)式に基づくたわみ曲線関数は3つ得られる。したがって、(2)式から得られるたわみ曲線関数と 合わせて4つのたわみ曲線関数 $f_1(x)$, $f_2(x)$, $f_3(x)$, $f_4(x)$ が 定まり、これらを重ね合わせることにより、以下に示す たわみ曲線関数が得られる。

$$y = \frac{w}{24EI} f_1(x) + \frac{\kappa w}{GA} f_2(x) + \frac{\kappa w}{GA_a} f_3(x) + \frac{\kappa w}{GA_b} f_4(x)$$
(3)
$$\simeq \simeq -\infty.$$

$$\alpha = \frac{w}{24EI}, \beta = \frac{\kappa w}{GA}, \gamma = \frac{\kappa w}{GA_a}, \delta = \frac{\kappa w}{GA_b}$$
(4)

とおくと,

$$y = \alpha f_1(x) + \beta f_2(x) + \gamma f_3(x) + \delta f_4(x)$$
(5)

となる。(5) 式のたわみ曲線関数 $f_1(x)$, $f_2(x)$, $f_3(x)$, $f_4(x)$ からなる係数行列を A, 4 個の未知数 α , β , γ , δ から なる未知数ベクトルを x, 測定位置 x におけるたわみ量 y からなる定数項を b とすると,以下の式で表せる。

(6)

Ax	=	b		

4 点より多くの測定点を使用する場合,係数行列 A は
 正定対称ではなくなるため,両辺の左側より係数行列 A
 の転置行列 A^Tをかけることにより,正定対称になるよう
 にし,以下の式で表せる。⁽²⁾

$$\mathbf{A}^{\mathrm{T}}\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{A}^{\mathrm{T}}\mathbf{b} \tag{7}$$

(A^Tは、行列Aの転置行列を表す。) GA、GAa、GAbおよび EIの各剛性の値は、構体荷重試験の結果から支持点以外の4ヶ所以上の測定位置 x とそのたわみ量yを(7)式に代入して解くことにより求められる。

<2.4> 剛性の計算結果

Fig.1のモデルについて,試験時の支持の影響等を考慮 し(7)式を満たす解を求め,結果をTable.1に示す。なお, 断面の最大せん断応力と平均せん断応力の比 κ は、3/2 と して計算を行った⁽³⁾。また、Table.1には従来手法である 曲げ剛性 EI のみを求めた場合の解を併せて示した。以下 では、従来手法である曲げ剛性のみで表した梁を「曲げ 剛性モデル(Model A)」、本研究で提案する曲げ剛性 EI と 3つのせん断剛性 GA、GA_a、GA_bで表した梁を「せん断剛 性モデル(Model B)」と表現する。

Table.1 Calculation Results

Tab	ic. i carculati	on Results
	Model A	Model B
$EI [N \cdot m^2]$	7.76×10^8	5. 53×10^{9}
GA [N] –	9.37 $\times 10^{7}$
GAa [N]	-	3. 46×10^7
GAb [N]	-	4. 57 \times 10 ⁷

平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)

求めた曲げ剛性, せん断剛性から, (3) 式を用いてたわ み曲線を描いたのが Fig.3 となる。せん断剛性モデルの たわみ曲線は, 曲げ剛性モデルのたわみ曲線に比べて台 車中心位置から妻面間と車体中央寄扉近辺においても試 験値と良く一致していることが分かる。

Fig.4にModelBの各剛性成分によるたわみ曲線を示す。 Fig.4から,曲げ剛性によるたわみ成分が小さく,せん断 剛性によるたわみ成分が大きいことが分かる。また,扉 開口部のせん断たわみが,全体のたわみ曲線の変化に影 響していることが分かる。また,ModelBの剛性を用いて FEM解析を行なった結果もFig.4に示す。計算値とFEM結 果が一致しているのがわかる。



Fig. 3 Comparison of an examination value and a calculation value (Model B)



Fig. 4 Deflection for every ingredient

<2.5>FEM モデルの構築と固有値解析

前項にて求めた曲げ剛性 EI と、せん断剛性 GA、GAa、GAb との値を満たす長方形断面を有する梁要素を用いて I-deas 上に FEM モデルを構築した。FEM モデルの要素数 は 24、節点数は 25、質量分布は梁全長で均一になるよう に作成した。

まず,構築した FEM モデルに対して自由端支持条件下で 固有値解析を行なった。なお,FEM モデルの質量は,試験 時の構体質量となるように調整した。Model B について得 られた上下振動モードシェイプを Fig.5 に示す。また, Table.2 に,Model A と Model B についてのモード振動数 の比較を示す。Model B は,Model A に対して,1 次振動 モードについては高くなるが,2 次振動モード以降につい ては低くなっているのがわかる。

Table.2 Comparison of mode frequency

	Model A	Model B
Model [Hz]	13.92	16.69
Mode2 [Hz]	38.26	25.46
Mode3 [Hz]	75.23	32.37



3. MBD による上下振動解析

<3.1> SIMPACK モデル

MBD ソフトウェアである SIMPACK 上に4 扉通勤車両モデ ルを構築した。モデルの質点系は、車体、台車枠、輪軸 で構成し、必要に応じて前章で得られた上下曲げ振動に 関する固有振動モードデータを車体に組み込んだ。解析 モデルの自由度数は、車体および前後の台車枠に前後動・ 左右動・上下動・ロール・ピッチ・ヨーの 6 自由度を考慮し たので 18 自由度、4 本の輪軸に前後動、左右動、ピッチ、 ヨーの 4 自由度を考慮(上下動とロールは従属自由度) したので 16 自由度となり、合計では 34 自由度とした。 各質点間を結合するための台車軸箱支持剛性、一本リン ク、左右動ダンパ、空気ばねは全て線形モデルとして構 築した。構築した MBD モデルは、車体を剛体としたもの、 曲げ剛性モデルを組み込んだもの、せん断剛性モデルを 組み込んだものの 3 種類とした。



Fig. 6 SIMPACK model

<3.2> 完成車体質量での固有値解析

上下振動解析を完成車体の質量にて行なうために,FEM モデルの質量密度を調整し,自由端条件下での固有値解 析を再度行なった。固有振動数の計算結果を,Table.3に 示す。なお本研究では,モード減衰比は考慮していない。

Table.3	Comparison	of mode	frequency
---------	------------	---------	-----------

	Model A	Model B
Model [Hz]	9.37	11.24
Mode2 [Hz]	25.77	17.15
Mode3 [Hz]	50.66	21.80

<3.3> 軌道不整の定義

本研究の上下振動解析では高低狂いに基づく軌道不整 を外乱として与える。軌道不整は、実形状データのスペ クトル分析によって求められたパワースペクトル密度 (PSD) 関数から、フーリエ逆変換を利用して求めた⁽⁴⁾。



Fig.7 PSD of vertical track irregularity

<3.4> MBD 解析のシミュレーション結果

3 つの MBD モデルに対して,走行速度 90[km/h],積分 刻み時間 0.01[s],シミュレーション時間 82[s]の条件を 与えて,上下振動解析を行なった。解析後,前部台車中 心位置・車体中央位置・後部台車中心位置の 3 ヶ所での上 下加速度時刻歴波形を取り出し,上下加速度 PSD を算出 する処理を行なった。計算結果を Fig. 8 と Fig. 9 に示す。

Fig.8より,車体が剛体モデルに比べ車体の弾性を組み 込んだモデルは、各振動モードの対応した周波数におい て PSD のピークが上昇している。また、Fig.9よりせん断 剛性を考慮した場合は、乗り心地評価の主な対象である 6 ~20[Hz]の周波数帯付近において PSD のピークが上昇し ているのがわかる。



Fig.8 PSD of vertical acceleration





4 結言

本研究で、以下の結果が得られた。

・構体荷重試験のデータより,車体を均一な曲げ剛性と3 つのせん断剛性を有する梁として取り扱う手法を提案 した。その結果,FEM 解析ソフトウェア上で上下曲げ弾 性振動の固有振動モードデータを精度良く作成するこ とが可能となった。

・せん断剛性を考慮した梁の固有値解析の結果,曲げ剛 性のみの梁に比べて,2次以降のモードがより低い周波 数帯に出ることが確認された。

・MBD 解析ソフトウェアに、上下曲げ弾性振動の固有振動 モードデータを組み込むことによって、各モードに対応 した周波数にて PSD のピークが上昇した。これは、車体 の弾性を考慮することによって現れたピークであると 考えられる。

今後の課題として、以下のことを検討する必要がある。

・実車両に対する実験モーダル解析の結果を反映した FEM モデルを構築し、本研究にて提案した FEM モデルとの比 較検証を行い、更なる精度向上を図る。

・実車両の走行試験データと同一の軌道条件下で本手法 に基づく解析を行い、試験データとの比較を行う。

参考文献

- 1) 大塚, 鉄道車両, (1967年9月) 221, 日刊工業新聞社
- 2) 戸川,マトリクスの数値計算,(1971年7月)99-102, オーム社
- 3) 土木学会,構造力学公式集,(1974年12月) 57,土 木学会
- 4) 谷藤,吉岡,宮下,生成軌道不整形状を用いた振動乗り心地予測(シミュレーションによる鉄道車両の左右振動評価方法),機械学会論文集 C56-523(1990 年 3 月) 574-581