

高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動* (台車間隔による軌道不整量平均化の影響)

谷藤克也*¹, 永井健一*², 長屋幸助*²

Vertical Body-Bending Vibration of a Bogie Car Running at High Speed (Effects of Averaged Track Roughness due to the Length between the Trucks)

Katsuya TANIFUJI, Ken-ichi NAGAI and Kosuke NAGAYA

The running vibration of a bogie car is considerably affected by its operation speed. This paper describes the results of a calculation analysis on the vertical vibration of a Shinkansen electric car at the speed range up to 510 km/h, assuming a drastic speed-up of the Shinkansen. The vibration of each natural modes, except the body-bending mode, tends to increase uniformly with the operation speed. The vibration of the first body-bending mode varies greatly due to the averaging effects of the track roughness through the length between truck centers in the car, and it deteriorates the riding comfort further in the speed ranges near 270 km/h and higher than 450 km/h. As an example, the flexural rigidity of the car body is examined to determine countermeasures suitable for 270 km/h operation.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Coupled Vibration, Bogie Car, Body Bending, High-Speed Running

1. ま え が き

1981年にフランスのTGVが最高速度260 km/hで営業運転を開始して以来、鉄道のスピードアップに関する研究が内外で積極的に進められている⁽¹⁾。そのTGVは1989年中に新線で営業最高速度を300 km/hに向上することが予定されており、西ドイツの試験列車ICEは300 km/h域の試験走行を続けながら最高速度406 km/hを記録している。日本においても、1985年に東北新幹線で営業速度が最高240 km/hに向上された。さらに300 km/h域の営業運転に向けた研究が行われており⁽²⁾⁽³⁾、1990年には上越新幹線で営業最高速度を275 km/hに向上することが報じられている。

一方、鉄道車両の走行振動は速度の向上とともに増大する傾向にあるが、このような高速走行による車両振動には従来の速度域とは異なる現象も認められる。図1にその一例を示す。これは開業前の東北新幹線で実施された高速試験において測定された車体上下振動(前位台車位置上)の加速度パワースペクトル密度

(PSD)を従来の最高速度210 km/hと260 km/hとで比較したもの⁽⁴⁾であり、速度向上の影響として○印をつけた9 Hz近傍のピーク増大が目される。このピークは車体曲げの固有振動によるものであり、車内ではびびりとして感じられ、その増大は乗り心地を阻害する。このような現象を明らかにし、今後に期待される高速域での振動特性と車体曲げ振動の寄与を定量的に把握することは有意義と考える。本報は新幹線の大幅なスピードアップを想定し、そこでの速度向上が車体曲げを含む車体上下振動特性全体に及ぼす影響を計算モデルを用いて明らかにするものである。

記号の説明

本報で使用する主な記号は以下のとおりである。

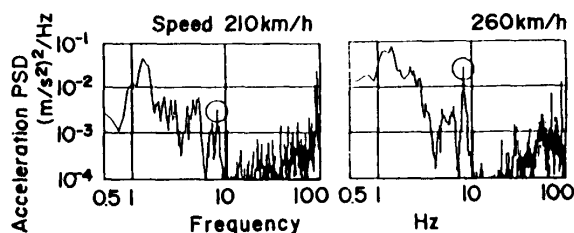


図1 新幹線電車の車体上下加速度 PSD の一例

* 原稿受付 平成元年10月26日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

*² 正員, 群馬大学工学部 (〒376 桐生市天神町1-5-1)。

- 2*l*, 2*l*₁, *l*₂: 車体長, 台車中心間距離, 車体の張出し部の長さ
- m*_B, *m*_T: 車体および台車枠質量
- m*: 単位長さ当たりの車体質量 (*m*_B/2*l*)
- EI*: 車体の相当曲げ剛性
- k*₁, *k*₂: 台車当たりの一次ばねおよび二次ばね上下支持剛性
- k*_b: 台車当たりのボルスタアンカ前後剛性
- c*₁, *c*₂: 台車当たりの一次ばねダンパおよび二次ばねダンパ減衰係数
- η*_B, *η*_R, *η*_b: 車体曲げ, 空気ばね内ストッパゴムおよびボルスタアンカゴムの損失係数
- h*_b: ボルスタアンカから車体曲げ中立軸までの高さ
- a*_R: 軌道狂い波高 (振幅)
- z*_e: 台車中心位置に対する軌道狂いの有効振幅 = *a*_R |cos(2*πa*/λ)|, *a* は台車内輪軸間距離の半分, λ は軌道狂い波長
- z*_{R*n*}: 台車中心位置における上下方向の軌道狂い (*n*=1 は前位台車, 2 は後位台車)
- z*_{T*n*}: 台車枠重心の上下変位
- V*, *v*: 走行速度 (時速および秒速)
- f*, *ω*: 加振振動数および角振動数

2. 計算モデルと運動方程式

2.1 計算モデル ボギー車の上下振動計算モデル⁽⁵⁾を図2に示す。2台の台車中心位置で弾性的に上下支持された張出し部を有する均一はりとして車体曲げが考慮され、支持ばねは一次(軸)ばねと二次(枕)ばねが台車枠を介して直列に作用する。それぞれ、単純化のためにばね-ダンパ並列系としてモデル化されている。また、ボルスタアンカのゴム剛性 *k*_b が車体と台車間で前後方向に作用する。車輪は常にレールから離れないこととし、その質量の影響を無視する。上下

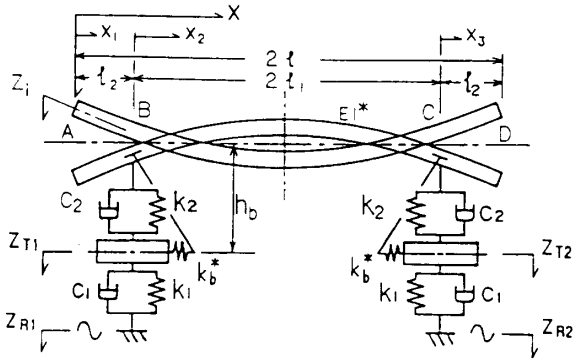


図2 ボギー車の上下振動計算モデル

方向の不整(高低狂いと呼ぶ)がある軌道上を走行するとき、前後各台車中心位置で不整量 *z*_{R1}, *z*_{R2} の変位加振を受ける。これらの値は前・後輪軸位置における不整量の平均として与えられる。

2.2 運動方程式 均一はりでモデル化された車体の曲げに対し、はり理論に基づく次の運動方程式を適用する。

$$\partial^2 z / \partial t^2 + (EI^* / m) \partial^4 z / \partial x^4 = 0 \dots\dots\dots (1)$$

ここに、*EI*^{*}=(1+j·*η*_B)*EI* は内部減衰を考慮した車体曲げの複素剛性である。車体を支持位置で A-B 間, B-C 間, C-D 間に分割し、各区間のたわみを *z*_{*i*}(*x*_{*i*}, *t*) として *i*=1, 2, 3 により表せば、はりとして次のような 12 の境界条件が得られる。

- (1) *x*₁=0 : ∂²*z*₁/∂*x*₁²=0
- (2) *x*₁=0 : ∂³*z*₁/∂*x*₁³=0
- (3) *x*₁=*l*₂, *x*₂=0 : *z*₁=*z*₂
- (4) *x*₁=*l*₂, *x*₂=0 : ∂*z*₁/∂*x*₁=∂*z*₂/∂*x*₂
- (5) *x*₁=*l*₂, *x*₂=0 :
 $EI^*(\partial^2 z_1 / \partial x_1^2 - \partial^2 z_2 / \partial x_2^2) + k_b^* h_b^2 \partial z_1 / \partial x_1 = 0$
- (6) *x*₁=*l*₂, *x*₂=0 :
 $EI^*(\partial^3 z_1 / \partial x_1^3 - \partial^3 z_2 / \partial x_2^3) - (k_2 + c_2 D)(z_1 - z_{T1}) = 0$
- (7) *x*₂=2*l*₁, *x*₃=0 : *z*₂=*z*₃
- (8) *x*₂=2*l*₁, *x*₃=0 : ∂*z*₂/∂*x*₂=∂*z*₃/∂*x*₃
- (9) *x*₂=2*l*₁, *x*₃=0 :
 $EI^*(\partial^2 z_2 / \partial x_2^2 - \partial^2 z_3 / \partial x_3^2) + k_b^* h_b^2 \partial z_2 / \partial x_2 = 0$
- (10) *x*₂=2*l*₁, *x*₃=0 :
 $EI^*(\partial^3 z_2 / \partial x_2^3 - \partial^3 z_3 / \partial x_3^3) - (k_2 + c_2 D)(z_2 - z_{T2}) = 0$
- (11) *x*₃=*l*₂ : ∂²*z*₃/∂*x*₃²=0
- (12) *x*₃=*l*₂ : ∂³*z*₃/∂*x*₃³=0

次に、前・後 2 台車の台車枠上下動に関する運動方程式は次式となる。

$$m_T D^2 z_{T1} + (k_2 + c_2 D)(z_{T1} - z_1(l_2, t)) + (k_1 + c_1 D)(z_{T1} - z_{R1}) = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$m_T D^2 z_{T2} + (k_2 + c_2 D)(z_{T2} - z_2(2l_1, t)) + (k_1 + c_1 D)(z_{T2} - z_{R2}) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

ここに、*k*_b^{*}=(1+j·*η*_b)*k*_b であり、*D*=*d*/*dt* と *D*²=*d*²/*dt*² は時間による微分を表す。

式(1)の解として、

$$z_i(x_i, t) = Z_i(x_i) e^{j\omega t} \dots\dots\dots (4)$$

の形を考えれば、車体各区間の曲げ振動形 *Z*_{*i*}(*x*_{*i*}) は次式の形で求められる。

$$\begin{aligned}
 \text{A-B 間 } Z_1(x_1) &= A_1 \cosh \beta x_1 + A_2 \sinh \beta x_1 \\
 &\quad + A_3 \cos \beta x_1 + A_4 \sin \beta x_1 \\
 \text{B-C 間 } Z_2(x_2) &= B_1 \cosh \beta x_2 + B_2 \sinh \beta x_2 \\
 &\quad + B_3 \cos \beta x_2 + B_4 \sin \beta x_2 \\
 \text{C-D 間 } Z_3(x_3) &= D_1 \cosh \beta x_3 + D_2 \sinh \beta x_3 \\
 &\quad + D_3 \cos \beta x_3 + D_4 \sin \beta x_3 \\
 &\dots\dots\dots (5)
 \end{aligned}$$

ここに、 $A_1 \sim A_4$, $B_1 \sim B_4$ および $D_1 \sim D_4$ は未定の係数であり、 $\beta^4 = \omega^2 m / EI$ である。連続する一定波長の軌道狂いを考慮した場合、前後各台車中央位置に対する加振変位 Z_{R1} と Z_{R2} の間には $\theta = \omega \tau$ の位相差が存在する。ここで $\tau = 2l_1 / v$ である。 $Z_{R1} = Z e^{j\omega t}$, $Z_{R2} = Z_{R1} e^{-j\omega \tau}$ の加振に対する車体曲げの応答を式(4)で、また台車枠上下動の応答をそれぞれ

$$z_{Tn}(t) = Z_{Tn} e^{j\omega t} : n=1, 2 \dots\dots\dots (6)$$

で表すことにより、はりの境界条件(1)~(12)および式(2), (3)から12の未定係数 $A_1 \sim A_4$, $B_1 \sim B_4$, $D_1 \sim D_4$ および台車枠の変位振幅 Z_{T1} , Z_{T2} を未知数とする14元の連立一次方程式が得られる(付録参照)。この連立方程式を解くことにより、任意の ω に対して車体変位が振動形 $Z_i(x_i)$ として求められる。

3. 車両振動の評価

車両の走行振動を乗り心地として評価するには現実的な振動振幅が必要である。そこで加振変位となる不整量として、波長特性が考慮される軌道狂いパワースペクトル密度(PSD), $G(F)$, を用い、車体振動加速度のPSD, $p_{xx}(f)$, を求める。ここに、 F は空間周波数であり、 $F = f/v$ の関係から $G(F)$ は振動数 f の関数 $G(f)$ に変換される。 A と n を軌道状態に対応した定数として、 $G(F) = A/F^n$ の形で表される場合⁽⁶⁾は次式となる。

$$G(f) = A / \{(f/v)^n v\} \dots\dots\dots (7)$$

$p_{xx}(f)$ は周波数応答として車両モデルで計算される車体加速度 a_B の軌道狂い a_R に対する振幅比 $H(f) [= a_B/a_R]$ から次式で求められる。

$$p_{xx}(f) = |H(f)|^2 G(f) \dots\dots\dots (8)$$

振動乗り心地の評価量として、次式で定義される乗り心地レベル⁽⁷⁾, L_T , を用いる。

$$L_T = 20 \log_{10} (a_w/a_{ref}) [\text{dB}] \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 a_w は人体の振動感覚特性により重み付けされた車体振動加速度実効値、 a_{ref} はしきい値 10^{-5}m/s^2 であり、

$$a_w^2 = \int_{0.5}^{80} W^2(f) p_{xx}(f) df \dots\dots\dots (10)$$

により求める。 $W(f)$ は図3に示す人体の振動感覚特

性に基づく重み係数であり、 $f = 0.5 \sim 80 \text{Hz}$ の帯域で定められている。 L_T による振動性能の評価は表1に示す①~⑤の振動区分で行われており、振動区分③を中間として、 L_T 値が大きくなると乗り心地として低下を意味する。

4. 数値計算

4.1 計算に用いた諸数値 車両諸元の値は新幹線電車を想定した以下の数値である。

$$\begin{aligned}
 2l &= 24.5\text{m}, l_1 = 8.75\text{m}, l_2 = 3.5\text{m}, \\
 m_B &= 39.0\text{t}, m_T = 5.56\text{t}, \\
 EI &= 2.94 \times 10^6 \text{kN} \cdot \text{m}^2, \eta_B = 0.03 \\
 k_b &= 19.6 \times 10^3 \text{kN/m}, \eta_b = 0.1, \\
 k_1 &= 4520 \text{kN/m}, c_1 = 78.4 \text{kN} \cdot \text{s/m}, \\
 k_2 &= 784 \text{kN/m}, c_2 = 44.1 \text{kN} \cdot \text{s/m}, \\
 h_b &= 1.7\text{m}, 2a = 2.5\text{m}
 \end{aligned}$$

軌道狂いとしては、新幹線軌道の高低(上下方向)狂いを想定した定式化PSDモデル⁽⁸⁾, $G(F)$, を用いる。このPSDモデルは狂い波長 $\lambda (= 1/F)$ によって二つの式で表される。

$$\begin{aligned}
 G(F) &= 0.00153/F^{3.1} \text{mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda > 25\text{m} \\
 G(F) &= 0.0528/F^{2.0} \text{mm}^2/\text{m}^{-1} : \lambda < 25\text{m} \\
 &\dots\dots\dots (11)
 \end{aligned}$$

その形状は図4に示すものである。

表1 乗り心地レベル L_T による振動区分

Vibration Division		(Riding comfort)
①	$L_T < 83 \text{ dB}$	↑ better
②	$83 \text{ dB} \leq L_T < 88 \text{ dB}$	
③	$88 \text{ dB} \leq L_T < 93 \text{ dB}$	'Fair'
④	$93 \text{ dB} \leq L_T < 98 \text{ dB}$	↓ worse
⑤	$98 \text{ dB} \leq L_T$	

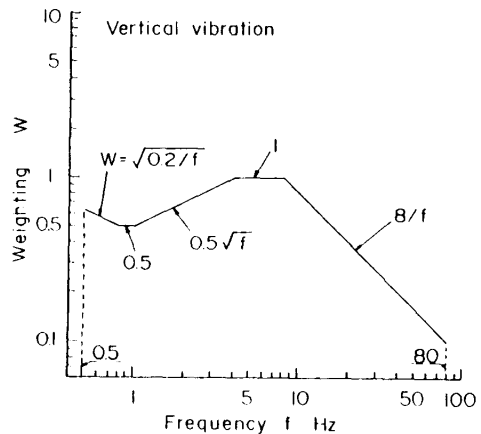


図3 振動感覚の重み係数(上下方向)

4・2 車体加速度 PSD 検討の速度範囲を新幹線における従前の営業速度 210 km/h からそれを大幅に上回る 510 km/h までとする。これは新幹線で期待される 300 km/h 領域の営業運転を前提としながらも、さらに余裕をもたせたものである。試験台による速度記録である西ドイツの 503 km/h⁽⁹⁾、および日本の 524 km/h⁽¹⁰⁾ を考慮すれば、駆動方式の改善などによっては達成可能な速度域とも考えられる。

速度 210 km/h から 30 km/h ごとに計算した車体加速度 PSD を図 5 に示す。前位および後位台車位置上と中央の 3 箇所の車体部位について、20 Hz までの振動数範囲でまとめている。(・)印は車両の固有振動数を示すもので、低いほうから車体上下動 (1.0 Hz)、車体ピッチ (1.7 Hz)、台車上下動 (4.5 Hz)、車体一次曲げ (8.7 Hz) に対応するが、台車上下動はピークとして明確には現れていない。速度の向上に対し、これらのピークがおおむね増大の傾向となる。ただし、車体曲げのピークは複雑に変化する車体中央部 PSD の落込みに対応して増減しており、車体曲げに対する速度

の影響の大きいことが示される。

4・3 軌道不整量平均化の影響 図 5 において速度とともに変化する車体中央部加速度 PSD の落込みは台車中心間距離, $2l$, または台車内軸間距離 (軸距

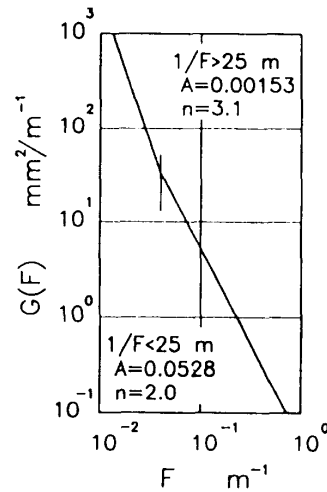


図 4 計算に用いた軌道狂い PSD

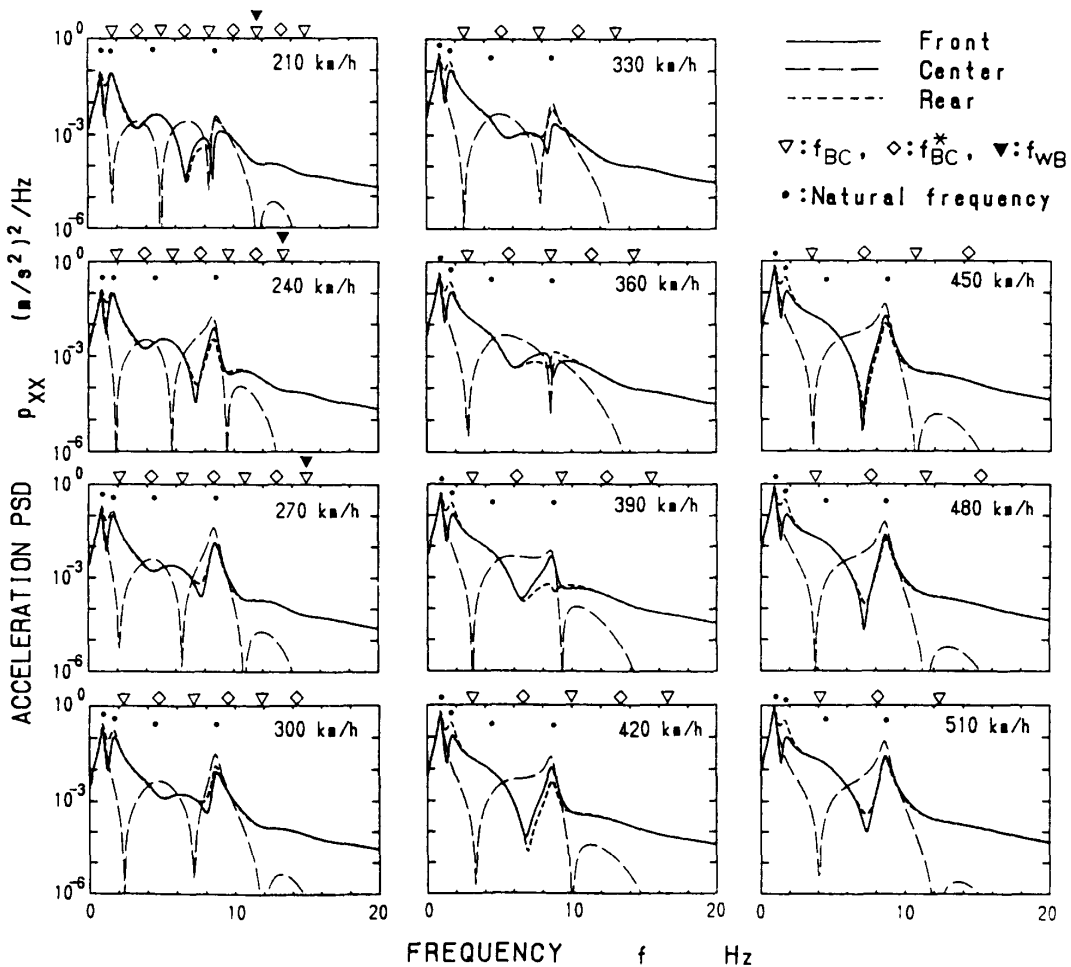


図 5 車体加速度 PSD の走行速度による比較

とも呼ぶ), $2a$, による軌道不整量の平均化の影響である。台車間の平均化で車体中央で加速度が落ち込む振動数 f_{BC} と加速度減少のない振動数 f_{BC}^* は,

$$f_{BC} = (m + 0.5)v / 2l_1$$

$$f_{BC}^* = mv / 2l_1$$

: $m = 0, 1, 2, \dots$ (12)

同じく, 台車軸距により台車位置上ならびに車体中央の加速度が落ち込む振動数 f_{WB} と加速度減少のない振動数 f_{WB}^* は,

$$f_{WB} = v(n + 0.5) / 2a$$

$$f_{WB}^* = nv / 2a$$

: $n = 0, 1, 2, \dots$ (13)

により求められる。ここに, v は秒速である。図5では f_{BC} , f_{BC}^* , f_{WB} をそれぞれ記号 ∇ , \diamond , \blacktriangledown により示している。

図6は式(12), (13)により表される速度 V (時速) と PSD の落ち込む振動数 f_{BC} および f_{WB} の関係である。 f_{BC}^* および f_{WB}^* を併せて破線により示す。車体加速度のパワーが大きい 20 Hz までを考えれば, 検討対象とする 210 km/h 以上の速度範囲に現れるのは台車間隔での平均化による f_{BC} が主体である。 f_{BC} の図で車体曲げの固有振動数 $f_{E1} = 8.7$ Hz 近傍の帯域を横棒として重ねると, 車体曲げ振動に対して $V = 210$ km/h および 360 km/h 付近を中心に加振振幅が減少し (●

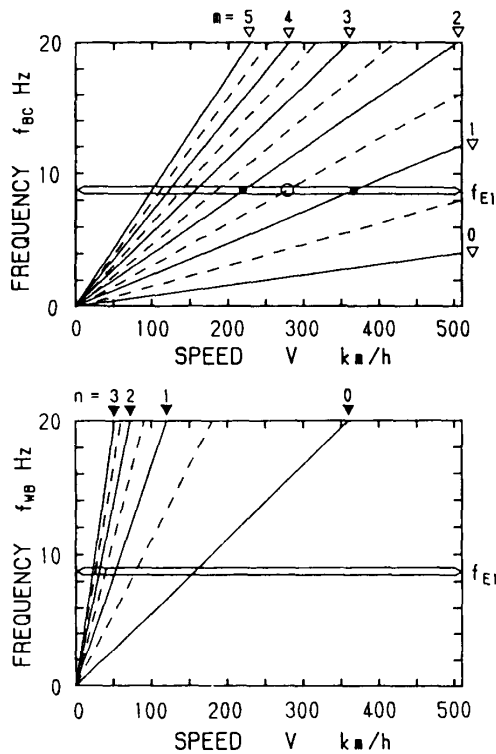


図6 f_{BC} , f_{WB} と走行速度の関係

印), 反対に 270 km/h 付近で増大する (○印) ことが示される。なお, f_{WB} と f_{E1} 帯域との交差は 160 km/h 以下となり, 在来狭軌線のような営業速度範囲では台車軸距による不整平均化の影響も大きいと言える。

次に台車軸距, $2a$, の影響を台車中心位置に対する軌道狂い波高 a_R の有効振幅,

$$z_e = a_R |\cos(2\pi a / \lambda)| \dots\dots\dots (14)$$

により, 振幅比 z_e/a_R と軌道狂い波長 λ の関係としてまとめたのが図7である。検討の速度範囲に含まれる f_{WB} は式(13)において $n=0$ の場合のみであるが, この波長が $0.5\lambda = 2a$ の関係から $\lambda = 5m$ となり, そこで z_e は零である。 $\lambda = 5m$ で車体曲げ固有振動数 8.7 Hz が生ずる速度は 157 km/h となる。速度の向上により 8.7 Hz 相当の波長 λ も長くなるが, そのときの振幅比の変化を○印を付して示す。高速になるほど z_e は増大するが増分は低速ほど大きいため, 速度が 210 km/h から 270 km/h へ向上する際の z_e 増加は比較的大きい。この影響が f_{BC}^* の効果とともに, この速度域での車体曲げ振動増大を強調している。

4.4 車体加速度実効値と乗り心地レベル 走行速度ごとの車体振動を定量的に比較するため, 加速度 PSD の積分により求めた実効値 a_{rms} を図8に示す。対象とした車体部位は中央と前位および後位台車位置上に前位と後位車端を加えた5箇所である。各部位で実効値は速度とともに増大しており, 大別すると車端で最も大きく, 中央で小さい。また, 車体前位よりも後位が大きいう傾向になっているが, これは1車両のみの場合の特徴⁽¹¹⁾と考えられるもので, 車体上下動とピッチの位相差が関係している。

速度の向上による加速度増大は, 各車両部位で一様にはならない。台車位置上と比較すると, 車端と中央

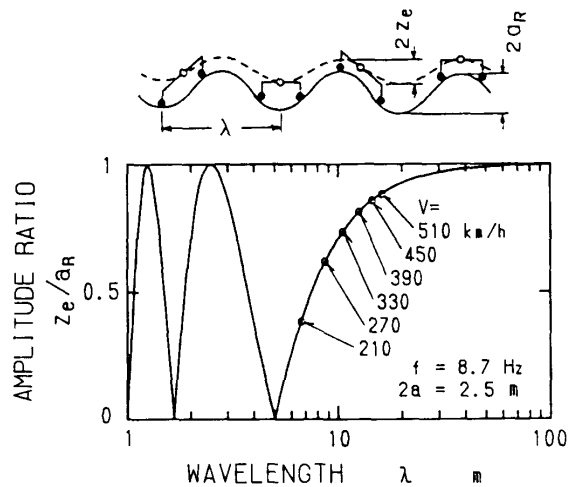


図7 台車軸距が軌道狂いの有効振幅に及ぼす影響

では速度 270 km/h 付近を中心にして加速度の増大傾向が大きくなり、次いで 360 km/h 付近を中心に小さくなる。これは車両の固有振動と台車間隔による不整平均化の効果によるものである。

図 9 は上下振動の乗り心地レベル L_T を車体部位ごとにまとめたものであり、車体を剛体とした場合 ($EI \rightarrow \infty$) と比較している。台車位置上では車体曲げによる差が小さく、210 km/h から 510 km/h への速度の向上により L_T を 8dB だけ増大させる。これは乗り心地評価の振動区分として 2 ランクの低下になる。一方、車体中央と車端では車体曲げが L_T をさらに増大させ、その増分は速度により大きく変動する。また、図 8 の実効値 α_{rms} に認められる速度 270 km/h 付近を中心とする加速度の急増傾向が車体曲げによるものであることが示される。

4.5 車体曲げと乗り心地レベル 車体曲げの振幅は車体長手方向で変化するため、車体部位によってその影響が異なる。図 10 は車体部位による L_T の違いを長手方向に求めたものである。大略の傾向としては、卓越する車体ピッチにより、 L_T の値は車体中央で小さく、車端が近づくほど大きな値になる。その差は速

度により異なるがおよそ 5 dB であり、乗り心地の評価値としてほぼ 1 ランクの違いに相当する。なお、 L_T の最小となる部位が速度の向上によって車体中央から前方にずれるのは、車体上下動とピッチの位相差の変化によるものである。

車体曲げが影響として現れるのは速度 270 km/h および 450 km/h 以上の場合であり、車体中央付近で一次曲げが L_T を増大させる状況が示される。この影響が最も顕著な速度 270 km/h においては、車体中央の L_T 値が台車位置上の値と同じ程度にまで増大する。

270 km/h は近い将来の営業速度として期待される速度でもあり、そこでこのような影響が現れるのは望ましいことではない。この状況を改善する方策として、車体一次曲げの固有振動数 f_{E1} 、または台車中心間隔 $2l_1$ を変えることが考えられるが、図 11 は f_{E1} を変えた場合の検討結果である。図 6 より速度 270 km/h で車体中央の振動が減少する振動数 f_{BC} は 8.7 Hz の近くで約 11 Hz と 6 Hz であり、 f_{E1} をこの振動とするように車体曲げ剛性を選んだのが 1.6EI と 0.5EI である。どちらの場合も車体中央部と車端部の L_T を減少させており、走行速度に合せた f_{E1} または曲げ剛性の選択が有効であることが示される。車体中央部において 1.6EI のほうが効果が大きい理由は、図 12 の加速度 PSD が示すように、人体の感覚特性に基づく重み係数が大きい 4~8 Hz 付近で 0.5EI のほうが加速度が大きいことによる。これは f_{BC} の振動減少効果が車体曲げにより加速度が増大する帯域よりも狭い範囲に限られるためであり、ここでも f_{E1} を 4~8 Hz の帯域から遠ざけるべきであることが示される。

次に、台車中心間隔 $2l_1$ の変更については車体長の変更とも関連するため単純に比較することは難しい。高速車両の小形・軽量化を前提として在来狭軌線特急電車に多い $2l_1=14.0m$ の車両を想定した場合、式

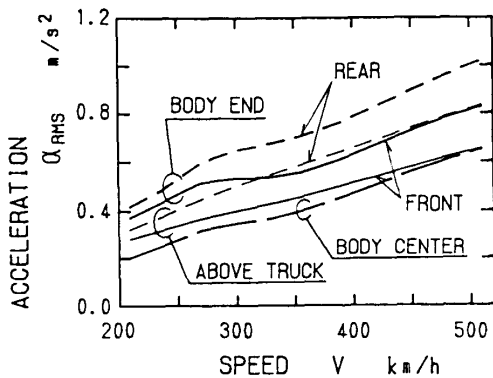


図 8 車体加速度実効値と走行速度

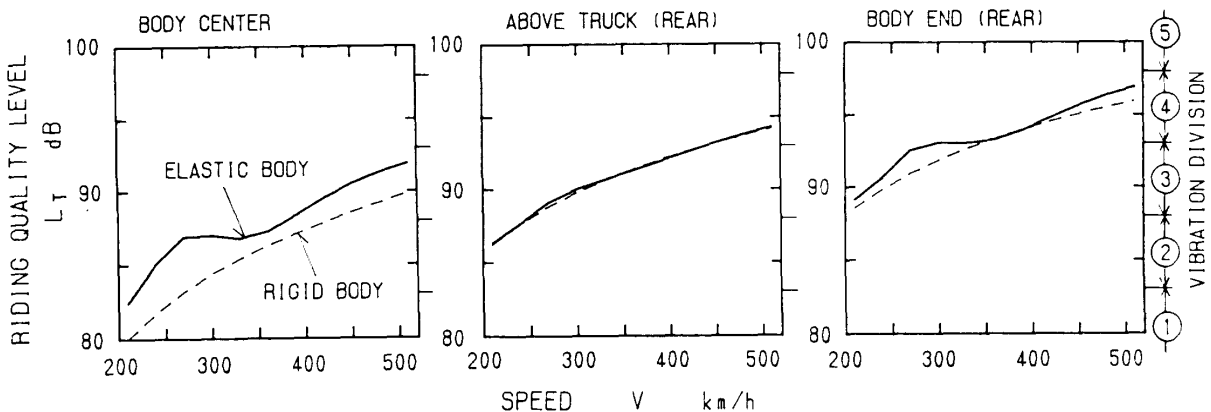


図 9 乗り心地レベルと走行速度 (剛体車体との比較)

(12)により速度 270 km/h で振動が落ち込む振動数 f_{BC} は 8.0 Hz ($m=1$), 減少のない振動数 f_{BC} は 10.7 Hz ($m=2$) となる。車体曲げの固有振動数が $f_{E1} = 8.7$ Hz のままとすれば, 定性的ではあるがこの速度では車体曲げによる乗り心地の低下が軽減すると言える。ただし, これは車体曲げが増大する速度をより低速域 (約 220 km/h) に移すことと同じである。

以上の検討から, 計画速度と台車中心間距離で決まる f_{BC} に合わせて f_{E1} を, 換言すれば車体の曲げ剛性を選ぶことが重要であると考えられる。

5. ま と め

新幹線電車の大幅なスピードアップを想定し, 走行速度と車体上下振動の関係を乗り心地レベルとして解析した。その結果, 速度の向上により車両の各固有振動はおおむね増大の傾向となるのに対し, 車体の一次

曲げは複雑に増減することが示された。この車体曲げ振動の増減にはその固有振動数 f_{E1} と台車中心間距離および台車内輪軸間距離による軌道不整量の平均化が関連しており, 現状の車両諸元のままでスピードアップがなされた場合, 270 km/h 付近および 450 km/h 以上で車体曲げが乗り心地をよりいっそう阻害することが予測される。この影響が計画速度で現れる場合, 車体曲げ剛性の選択により, 台車中心間距離による不整量の平均化が振動を減少させる振動数 f_{BC} に f_{E1} を一致させることが改善策の一つとして示された。

本報では現状の車両諸元のままで速度向上した場合の振動特性を軌道不整の波長との関連としてまとめ, 車体曲げを主体に振動軽減の方策を論じた。しかしながら, 走行振動の増大による乗り心地低下を改善するためには, 台車支持ばね系の改良と内部減衰の大きい車体構造の開発を進めるほうが肝要なことは言うまでもないことである。ここで定量的に予測された高速域における振動乗り心地の変化と車両諸元 (台車間隔, 輪軸間隔) の影響は, 今後の車両開発にあたっての有用な基礎資料になるものと考えられる。

[付 録]

未定係数 $A_1 \sim A_4, B_1 \sim B_4, D_1 \sim D_4$ および台車枠の変位振幅 Z_{T1}, Z_{T2} を未知数とする 14 元の連立一次方程式は以下のとおりである。

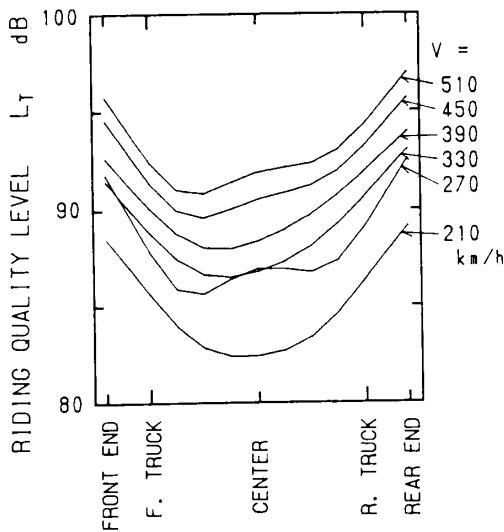


図 10 車体部位による乗り心地レベルの違い

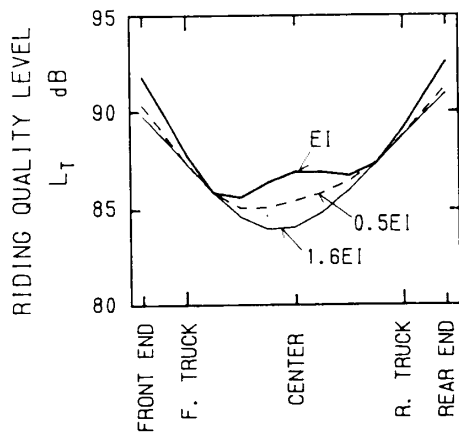


図 11 EI による乗り心地改善 ($V=270$ km/h): L_T

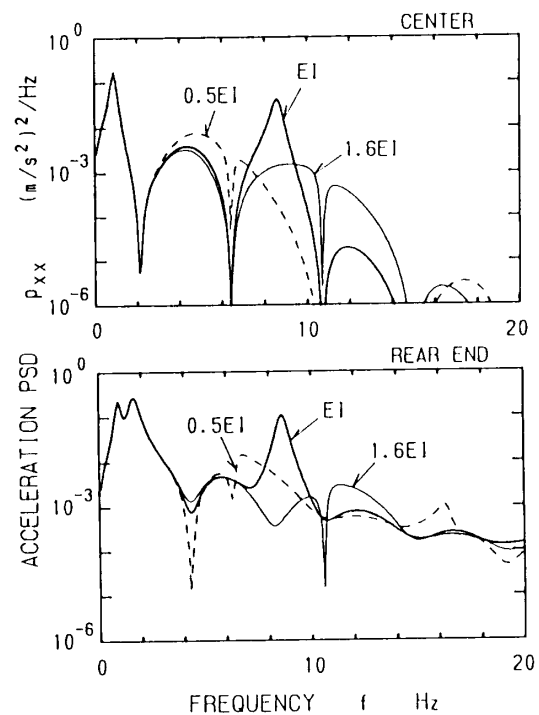


図 12 EI による乗り心地改善 ($V=270$ km/h): p_{xx}

$$A_1 - A_3 = 0 \dots\dots\dots (15)$$

$$A_2 - A_4 = 0 \dots\dots\dots (16)$$

$$A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4 - B_1 - B_3 = 0 \quad (17)$$

$$A_1 X_2 + A_2 X_1 - A_3 X_4 + A_4 X_3 - B_2 - B_4 = 0 \quad (18)$$

$$A_1(K_b X_2 + X_1) + A_2(K_b X_1 + X_2) - A_3(K_b X_4 + X_3) \\ + A_4(K_b X_3 - X_4) - B_1 + B_3 = 0 \dots\dots\dots (19)$$

$$A_1(K_2 X_1 - X_2 + jC_2 \omega X_1) + A_2(K_2 X_2 - X_1 \\ + jC_2 \omega X_2) + A_3(K_2 X_3 - X_4 + jC_2 \omega X_3) \\ + A_4(K_2 X_4 + X_3 + jC_2 \omega X_4) + B_2 - B_4 \\ - Z_{T1}(K_2 + jC_2 \omega) = 0 \dots\dots\dots (20)$$

$$B_1 Y_1 + B_2 Y_2 + B_3 Y_3 + B_4 Y_4 - D_1 - D_3 = 0 \dots\dots (21)$$

$$B_1 Y_2 + B_2 Y_1 - B_3 Y_4 + B_4 Y_3 - D_2 - D_4 = 0 \dots\dots (22)$$

$$B_1(K_b Y_2 + Y_1) + B_2(K_b Y_1 + Y_2) - B_3(K_b Y_4 + Y_3) \\ + B_4(K_b Y_3 - Y_4) - D_1 + D_3 = 0 \dots\dots\dots (23)$$

$$B_1(K_2 Y_1 - Y_2 + jC_2 \omega Y_1) + B_2(K_2 Y_2 - Y_1 \\ + jC_2 \omega Y_2) + B_3(K_2 Y_3 - Y_4 + jC_2 \omega Y_3) \\ + B_4(K_2 Y_4 + Y_3 + jC_2 \omega Y_4) + D_2 - D_4 \\ - Z_{T2}(K_2 + jC_2 \omega) = 0 \dots\dots\dots (24)$$

$$D_1 W_1 + D_2 W_2 - D_3 W_3 - D_4 W_4 = 0 \dots\dots\dots (25)$$

$$D_1 W_2 + D_2 W_1 + D_3 W_4 - D_4 W_3 = 0 \dots\dots\dots (26)$$

$$(A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4)(k_2 + jC_2 \omega)$$

$$- Z_{T1}\{k_2 + k_1 - m_T \omega^2 + j(c_1 + c_2)\omega\} \\ = (k_1 + jC_1 \omega) Z_e \dots\dots\dots (27)$$

$$(B_1 Y_1 + B_2 Y_2 + B_3 Y_3 + B_4 Y_4)(k_2 + jC_2 \omega) \\ - Z_{T2}\{k_2 + k_1 - m_T \omega^2 + j(c_1 + c_2)\omega\} \\ = (k_1 + jC_1 \omega) Z_e e^{-j\omega \tau} \dots\dots\dots (28)$$

ここに, $X_1 = \cosh(\beta l_2)$, $X_2 = \sinh(\beta l_2)$, $X_3 = \cos(\beta l_2)$,
 $X_4 = \sin(\beta l_2)$, $Y_1 = \cosh(2\beta l_1)$, $Y_2 = \sinh(2\beta l_1)$, $Y_3 =$
 $\cos(2\beta l_1)$, $Y_4 = \sin(2\beta l_1)$, $W_1 = \cosh(\beta l_2)$, $W_2 = \sinh$
 (βl_2) , $W_3 = \cos(\beta l_2)$, $W_4 = \sin(\beta l_2)$, $K_2 = k_2 / (EI^* \beta^3)$,
 $K_b = k_b^* h_b^2 / (EI^* \beta)$, $C_2 = c_2 / (EI^* \beta^3)$ である.

文 献

- (1) 坂田, 機誌, 90-822 (1987), 551.
- (2) グループ研究, 鉄研報告, 1202 (1982), 1.
- (3) グループ研究, 鉄研報告, 1282 (1985), 1.
- (4) 谷藤, 鉄研速報, 81-54 (1981), 17.
- (5) 谷藤・永井, 機論, 56-526, C (1990), 20.
- (6) 軌道研究室, 鉄研速報, 80-183 (1980), 35.
- (7) 三芳, 鉄道技術研究資料, 38-3 (1981), 127.
- (8) 谷藤, 機論, 52-474, C (1986), 483.
- (9) 宮本, 鉄道技術, 42-11 (1985), 433.
- (10) 太田, 車両と機械, 3-1 (1989), 14.
- (11) 谷藤, 機論, 52-471, C (1985), 2797.