

ボギー車の車体上下曲げ振動に及ぼす支持ばねの影響*

(第2報, 車体加振による空気ばねパンク時の振動特性)

谷藤克也*¹, 小林正樹*²
永井健一*³, 横瀬景司*¹

The Effects of Resilient Support on the Vertical Body-Bending Vibration of a Bogie Car (2rd Report, Vibration Characteristics with Car Body Excitation under Deflation of Airsprings)

Katsuya TANIFUJI, Masaki KOBAYASHI,
Ken-ichi NAGAI, and Keiji YOKOSE

The deflation of an airspring deteriorates the riding comfort of railway vehicles due to an increased bending vibration of the car body. This paper describes the results of a calculation analysis for the car body-bending vibration with deflated airsprings excited at the car body. The results are summed up as follows. The bending vibration characteristics are affected to a large degree by the damping force acting to the primary suspension (axle spring). In case of the bogie structure in which the frictional force of high damping acts on the axle spring, the natural frequency of car body-bending increases when its airsprings deflate. The natural frequency decreases in the bogie structure which has a low damping force such as the usual oil dampers for the axle spring. Unless the oil damper fails, the acceleration amplitude of the latter structure is less than the former one under the deflation of airsprings.

Key Words: Railway, Bogie Car, Bending Vibration, Resilient Support, Deflated Airspring, Natural Frequency

1. ま え が き

鉄道車両の軽量化と車体上下曲げ振動特性の関係を調べるため、前報⁽¹⁾では車体を2点で弾性支持した張出し部を有する均一はりとして解析し、曲げの振動形と固有振動数を現車の定置試験データと比較した。ここでは、支持ばねの剛性増加に対し、解析ならびに試験データの固有振動数がともに高くなるという対応する結果を得た。しかし、車両種別によって、空気ばねがパンク（剛性が増大）しても曲げ振動数が変化しないか、むしろ低下するという報告がなされている⁽²⁾⁽³⁾。これら空気ばねパンク時の振動特性を明らかにするには、台車枠質量と軸ばねを考慮する必要がある。なぜならば、ボギー車の支持ばねは一次ばね（軸ばね）と二次ばね（枕ばね、ここでは空気ばね）とから構成され、そのばね間に台車枠が存在することの影響が考えられるからである。

また、空気ばねパンク時の走行振動が乗り心地を悪化させること、さらにはJR在来線の一部急こう配区

間で列車座屈防止のため空気ばねの空気を抜いて走行する場合があることから、二次ばね剛性が急増した際の特性変化を正しく把握することは重要である。本報では、ボギー車としてより実際の計算モデルを用い、減衰を含む各支持ばね構成要素が車体加振による車体上下曲げ振動特性に及ぼす影響を調べ、上述した空気ばねパンク時の車両種別による特性の違いを解明する。

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。
 $2l, 2l_1, l_2$: 車体長, 台車中心間距離, 台車中心位置から車端まで(張出し部)の長さ
 m_B, m : 車体質量, 同単位長さ当たりの質量
 m_T : 台車枠の質量
 EI : 車体の相当曲げ剛性
 k_1, k_2, k_b : 一次ばね, 二次ばねの上下剛性, ボルスタアンカゴムの前後剛性(台車当たり)
 c_1, c_2 : 一次ばねダンパおよび二次ばねダンパの減衰係数(台車当たり)
 η_B, η_R, η_b : 車体曲げ, 空気ばねストッパゴムおよびボルスタアンカゴムの損失係数
 h : ボルスタアンカから車体曲げ中立軸までの高

* 平成元年8月25日 東北支部盛岡地方講演会において講演、原稿受付 昭和63年12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 学生員, 新潟大学大学院。

³ 正員, 群馬大学工業短期大学部(〒376 桐生市天神町1-5-1)。

さ
 $z_i(x_i, t)$: はりのたわみ [x_i は長手方向の距離, t は時間]
 $Z_1(x_1), Z_2(x_2)$: l_1 および l_2 区間の曲げ振動形
 z_T : 台車枠の上下変位
 f, ω : 振動数, 角振動数
 j : 虚数記号

2. 計算モデルと運動方程式

2.1 計算モデル ボギー車を想定した計算モデルは, 車両諸元を前後に対称として図1で示される。車体は2台の台車中心位置で弾性的に支持された張出し部を有する均一はりであり, ボルスタアソカのゴム剛性も車体・台車枠間で前後方向に作用する。運動の自由度は弾性支持車体の曲げと台車枠の上下動である。支持ばねは一次ばねと二次ばねが台車枠を介して直列に作用しており, 旅客車には二次ばねとして空気ばねを用いることが多いが, ここでは単純化のためにばね・ダンパ並列系でモデル化した。さらに, 本研究での重要な減衰特性として, 曲げに対する車体の損失係数と空気ばねパンク時の二次ばねに相当する空気ばね内のストッパゴムの損失係数を考慮した。なお, 車上の加振機による定置試験を前提として, 外力 p は車体中央で周期的に作用するものとする。

2.2 運動方程式 図1の計算モデルで車体曲げについては, はり理論から次の運動方程式を用いる。

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

ここに, $EI^* = (1 + j \cdot \eta_B) EI$ である。

たわみをOA間で $z_1(x_1, t)$, AB間で $z_2(x_2, t)$ と表せば, はりの振動形としてO点に関し対称なモードのみを考慮して, 境界条件は次のようになる。ここに,

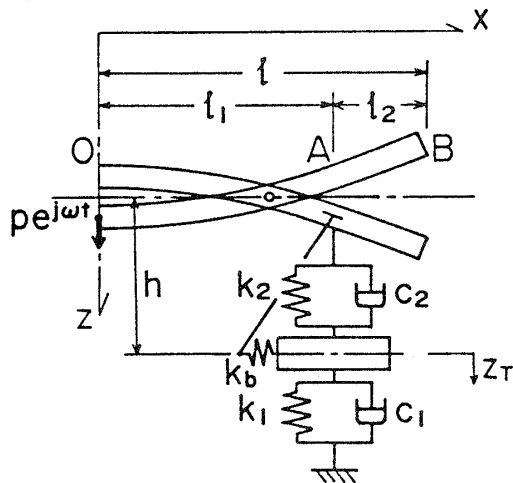


図1 ボギー車の車体曲げ計算モデル

$k_2^* = (1 + j \cdot \eta_R) k_2, k_b^* = (1 + j \cdot \eta_b) k_b$ であり, $\partial / \partial t = \{ \cdot \}, \partial^2 / \partial t^2 = \{ \ddot{\cdot} \}$ とする。

- (1) $x_1 = 0 : \partial z_1 / \partial x_1 = 0$
- (2) $x_1 = 0 : EI^* (\partial^3 z_1 / \partial x_1^3) = p e^{j\omega t}$
- (3) $x_2 = l_2 : \partial^2 z_2 / \partial x_2^2 = 0$
- (4) $x_2 = l_2 : \partial^3 z_2 / \partial x_2^3 = 0$
- (5) $x_1 = l_1, x_2 = 0 : \partial z_1 / \partial x_1 = \partial z_2 / \partial x_2$
- (6) $x_1 = l_1, x_2 = 0 :$
 $EI^* (\partial^2 z_1 / \partial x_1^2 - \partial^2 z_2 / \partial x_2^2) + k_b^* h^2 \partial z_1 / \partial x_1 = 0$
- (7) $x_1 = l_1, x_2 = 0 : z_1 = z_2$
- (8) $x_1 = l_1, x_2 = 0 :$
 $EI^* (\partial^3 z_1 / \partial x_1^3 - \partial^3 z_2 / \partial x_2^3) - k_2^* (z_1 - z_T) - c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_T) = 0$

次に, 台車枠の上下動に関する運動方程式は次式となる。

$$m_T \ddot{z}_T + k_2^* (z_T - z_1(l_1, t)) + k_1 z_T + c_2 (\dot{z}_T - \dot{z}_1(l_1, t)) + c_1 \dot{z}_T = 0 \dots\dots\dots (2)$$

2.3 解法 OA間およびAB間の曲げ振動形は次式の形で求められる。

OA間

$$Z_1(x_1) = A_1 \cosh \beta x_1 + A_2 \sinh \beta x_1 + A_3 \cos \beta x_1 + A_4 \sin \beta x_1$$

AB間

$$Z_2(x_2) = B_1 \cosh \beta x_2 + B_2 \sinh \beta x_2 + B_3 \cos \beta x_2 + B_4 \sin \beta x_2$$

..... (3)

ここに, $\beta^4 = \omega^2 m / EI^*$ である。

車体の曲げおよび台車枠の上下動の応答をそれぞれ $z_i(x_i, t) = Z_i(x_i) e^{j\omega t}, z_T = Z_T e^{j\omega t}$ で表すことにより, はりの境界条件(1)~(8)および式(2)から次の各式が得られる。

$$A_2 + A_4 = 0 \dots\dots\dots (4)$$

$$A_2 - A_4 = P \dots\dots\dots (5)$$

$$B_1 Y_1 + B_2 Y_2 - B_3 Y_3 - B_4 Y_4 = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$B_1 Y_2 + B_2 Y_1 + B_3 Y_4 - B_4 Y_3 = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$A_1 X_2 + A_2 X_1 - A_3 X_4 + A_4 X_3 - B_2 - B_4 = 0 \dots\dots\dots (8)$$

$$A_1 (K_b X_2 + X_1) + A_2 (K_b X_1 + X_2) - A_3 (K_b X_4 + X_3) + A_4 (K_b X_3 - X_4) - B_1 + B_3 = 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4 - B_1 - B_3 = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$A_1 (K_2 X_1 - X_2 + j C_2 \omega X_1) + A_2 (K_2 X_2 - X_1 + j C_2 \omega X_2) + A_3 (K_2 X_3 - X_4 + j C_2 \omega X_3) + A_4 (K_2 X_4 + X_3 + j C_2 \omega X_4)$$

$$+B_2 - B_3 - Z_T(K_2 + jC_2\omega) = 0 \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$(A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3 + A_4X_4)(k_2 + jc_2\omega)$$

$$-Z_T(k_2 + k_1 - m_T\omega^2 + j(c_2 + c_1)\omega) = 0 \quad \dots\dots\dots(12)$$

ここに、 $X_1 = \cosh(\beta l_1)$, $X_2 = \sinh(\beta l_1)$, $X_3 = \cos(\beta l_1)$, $X_4 = \sin(\beta l_1)$, $Y_1 = \cosh(\beta l_2)$, $Y_2 = \sinh(\beta l_2)$, $Y_3 = \cos(\beta l_2)$, $Y_4 = \sin(\beta l_2)$, $K_2 = k_2^*/(EI^*\beta^3)$, $K_b = k_b^*h^2/(EI^*\beta)$, $C_2 = c_2/(EI^*\beta^3)$, $P = p/(EI^*\beta^3)$ である。

式(4)~(12)を連立方程式として解くことにより、任意の ω に対して曲げ振動形の係数 $A_1 \sim A_4$, $B_1 \sim B_4$ と振幅 Z_T が同時に求められる。

3. 数値計算

3.1 計算に使用した諸数値 車両条件として、文献(1)で述べた通勤形電車の諸元として実測または想定される以下の値を基本値として用いる。

$$m_B = 24.34 \text{ t}, \quad m_T = 2.73 \text{ t},$$

$$l_1 = 7.05 \text{ m}, \quad l_2 = 2.95 \text{ m}, \quad h = 1.4 \text{ m}$$

$$EI = 1.44 \times 10^6 \text{ kN} \cdot \text{m}^2, \quad \eta_B = 0.025$$

$$k_b = 8.33 \times 10^3 \text{ kN/m}, \quad \eta_b = 0.23$$

$$k_1 = 4.36 \times 10^3 \text{ kN/m}, \quad c_1 = 0.0 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$$

$$k_2 = 657 \text{ kN/m} \quad (\text{空気ばね正常時})$$

$$K_2 = 1.55 \times 10^4 \text{ kN/m} \quad (\text{空気ばねバンク時})$$

$$c_2 = 18.0 \text{ kN} \cdot \text{s/m} \quad (\text{空気ばね正常時})$$

$$\eta_R = 0.1 \quad (\text{空気ばねバンク時})$$

車体中央に作用する強制力は、回転質量 $m_a = 3.4 \text{ kg}$, 偏心量 $r = 47.5 \text{ mm}$ の加振機によるものとし、 $2p = mar\omega^2$ で与えられる。

3.2 振動モードと固有振動数 周波数応答計算による車体中央位置の上下加速度ピーク振動数を図2に示す。これは二次ばねの上下剛性をパラメータとしたもので、固有振動数の把握を容易にするため、支持ばね系の減衰 c_1, c_2 および車体と空気ばねストッパゴムの損失係数 η_B, η_R を零としている。破線は文献(1)で報告した弾性支持ばねだけのモデルにより計算した値であり、また現車の k_2 に対応するものとして空気ばね正常時とバンク時の公称値にそれぞれ縦線を記した。

k_2 の小さい範囲での振動数は、低いほうから車体上下動(A)、台車枠上下動(B)および車体曲げ(C)の各固有振動モードに対応する。また k_2 の大きい範囲でのそれは、同様に振動数の低い方から車体と台車枠が一体になった上下動(A')、台車枠が一体になった車体曲げ(C')、車体曲げと連成した台車枠上下動(B')に対応している。ピーク振動数の各線が k_2 の変化に対して途切れるのは、加速度振幅がピークとして明らかに現れる

い範囲である。一方、前報のモデルに支持剛性 k_b として二次ばねの剛性 k_2 を用いた場合、一次(a)および二次(b)モードの固有振動数は、 k_2 の増加に対して破線のように増大する。

車体上下動(A), (A')および台車枠上下動(B)のピーク振動数は、車体を剛体とする2自由度系から計算される固有振動数にほぼ一致する。

$$f_A = (1/2\pi)\sqrt{2k_2/m_B}$$

$$f_{A'} = (1/2\pi)\sqrt{2k_1/(m_B + 2m_T)}$$

$$f_B = (1/2\pi)\sqrt{(k_1 + k_2)/m_T}$$

.....(13)

二次ばね上下剛性 k_2 の増加に対して増分の大きい台車枠上下動の振動数(B)と、増分の小さい車体曲げのそれ(C)とは k_2 の大きさが約5000 kN/mで交差する。しかし、両モードが交差する振動数の近傍では振幅が減少し、それより上方と下方に振幅のピーク振動数が現れる。その結果、ピーク振動数としては車体曲げが台車枠上下動につながり(C \rightarrow B')、台車枠上下動が車体曲げにつながる形(B \rightarrow C')で移行する。移行後の車体曲げの振動数(C')は、台車枠質量の影響により移行前よりも減少する。ここでの振動数は、台車枠質量を支持点位置で車体に付加し、一次ばねのみで支持した場合の値へ漸近する。

4. 空気ばねバンク時の車体曲げ振動

空気ばねの空気を抜いて測定された車体曲げ固有振動数の報告例^{(1)~(3)}を図3に示す。ここで、文献(1)と(3)は在来線(狭軌)用車両、文献(2)は新幹線用車両に関する例である。文献(3)のデータだけは走行振動から分析された値であるが、その他のデータはすべて定置試験で車体加振により得られたものである。図3は、前報の一例(Tc1 1505)を除くすべての場合で、空気ばねバンクによる車体曲げ固有振動数の変化が減少

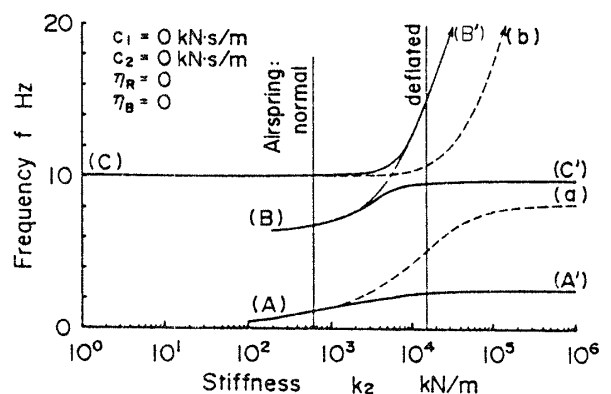


図2 二次ばね上下剛性と固有振動数

傾向または不変であることを示す。図2に示した支持ばね系に減衰がない場合の計算結果も、固有振動数は空気ばねパンクにより減少し、Tc1 1505のデータとは逆の傾向にある。

図4は支持ばね系の減衰を考慮して空気ばね正常時とパンク時の周波数応答を車体中央の加速度により比較したものである。空気ばね正常時の二次ばねの減衰 c_2 が空気ばねの絞りのみにより生ずるとすれば、空気ばねパンク時には絞りによる減衰効果は微小となる($c_2 \approx 0$)。それに代わり、空気ばねストップゴムの損失係数による減衰効果が生ずる。この条件での計算結果では、車体曲げの共振振動数の変化は図2の場合と同様である。ただし、空気ばね正常時の共振ピークを図3の固有振動数と比較すると、二次ばねの減衰 c_2 の考慮により台車枠上下動(B)のピークが消滅しており、 c_2 の効果の一面が示される。

Tc1 1505での現象を調べるため、支持ばね系の減衰 c_1 をパラメータとして周波数応答を計算した。車両諸元の基本値に示したように、当該車両は $c_1=0$ で一次ばね用のダンパを有しない。しかし、軸箱支持方式が円筒案内式であるため、軸箱と台車枠の間の上下相対変位に対し円筒内で摩擦力が作用する。摩擦力は非線形特性となるが、計算の単純化のため線形の粘性減衰に置き換えて減衰力の増大に対する振動特性の変化を調べるものである。

車体中央における加速度のピーク振動数と振幅の計算結果を図5に示す。減衰係数 c_1 が小さな値の範囲では、(1)と(2)のピークが存在するが、(1)のピークは図2の(C)に、同じくピーク(2)は(A)に相当する。 c_1 が増大すると、(1)と(2)の振幅は急減し、車体と台車が一体となって一次ばねにより振動するモー

ドである(2)のピークは消滅する。

さらに c_1 が増大すると、(1)のピーク振幅は極小となり、次いで(1')で示される一定値に漸近する形で増加する。その間にピーク振動数は(1)の9.8 Hzから(1')の11.0 Hzに増大する。また、新たに(3)の加速度ピークが現れる。(1)および(3)の振動数は図2の(b)と(a)にそれぞれ対応している。つまり、(1)では車体が台車枠と一体で一次ばねで支持された状態の車体曲げから、車体だけが二次ばねで支持された状

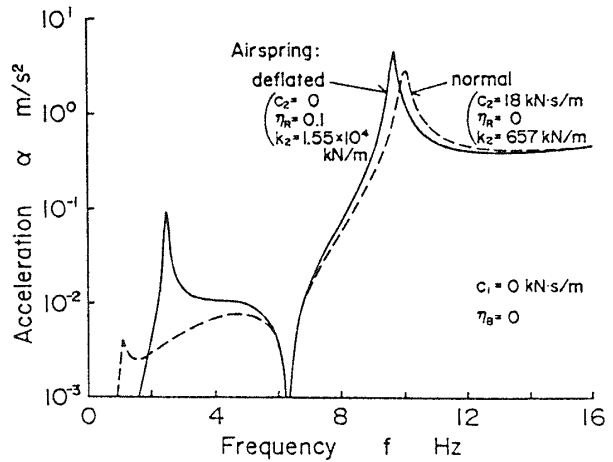


図4 空気ばね正常時とパンク時の周波数応答

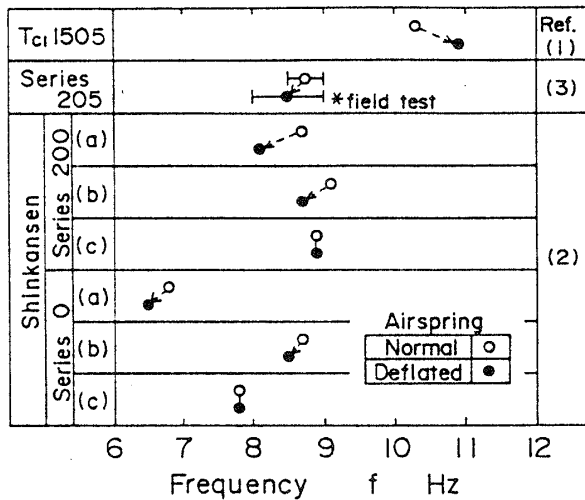


図3 車体曲げ固有振動数の測定例

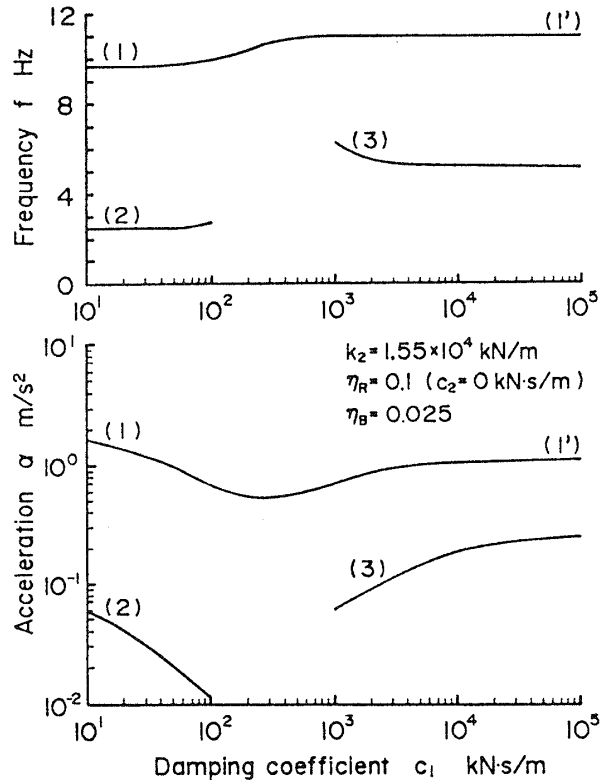


図5 一次ばねダンパ減衰係数の影響

態の車体曲げへとモードが変化し、(3)では二次ばねによる車体上下動のモードが現れている。

図6はいくつかの c_1 の値についての加速度振幅の周波数応答を重ねたものである。実際に軸ばね用ダンパとして在来線車両に用いられているOD18Zオイルダンパを例にとれば、その1台車当たりの減衰係数 c_1 は伸縮両向きとして80 kN・s/m程度である。図5に示すように、この値は一次ばねが支持弾性として機能する範囲にあり、一次ばねダンパとしての制振効果も作用している。一方、1000 kN・s/mを越えるような大きな減衰係数では、一次ばねの弾性支持効果が失われ、二次ばねの影響が支配的になる。このような大きい減衰力に相当するものとして、上述した軸箱案内用円筒に生ずる摩擦力をあげることができる。この摩擦力に抗して台車枠を上下変位させるだけの力が当該定置試験では作用していないことも考えられる。

Tc1 1505の円筒案内式軸箱支持に対し、図3に示した他の車両では、205系が積層ゴムを用いた軸ゴム式、新幹線電車はIS式支持であり、いずれも台車枠の上下変位に対して摩擦力が作用する構造にはなっていない。そのような台車構造の車両では、空気ばねがパンクしても一次ばねの影響が支配的な振動特性に留まるため、台車枠質量の影響により車体曲げの共振振動数をわずかに減少させる。したがって、図3においてTc1 1505とその他の車両の傾向が異なるのは、台車の軸箱支持構造の違いに起因するものであることが示される。

十分大きな摩擦力に相当するように減衰係数として $c_1=1 \times 10^5$ kN・s/mの値を用いて計算した周波数応答を文献(1)の試験データ(車体中央台枠下面)と比較して図7, 8に示す。それぞれ空気ばねが正常時とパンク時の加速度を比較しており、その値が全振幅で示

される。図7に示す空気ばね正常時の計算値はパラメータを加振力としたものであり、加振力 p を60%に見積もれば、車体曲げの共振から高振動数側にかけての振幅がよく対応する。この比較により、加振機の強制力がそのままの大きさで曲げ特性を支配する車体構体まで作用していないことが考えられる。当該定置試験では、加振機の置かれた車体中央床面において構体を形成している台枠下面の2倍の加速度が測定されており、床面と車体台枠の間での加振力の緩衝が推定される。

図8は60%の加振力で計算した空気ばねパンク時の特性であり、パラメータは空気ばねストップゴムの損失係数 η_R である。 $\eta_R=0.1$ の計算値がデータに近い結果を与えることが示される。しかし、5.3 Hzのピークでは計算値がデータより小さく、逆に11.0 Hzのピークでは計算値が大きい。これは複素ばねによりモデル化した減衰が変位に比例した減衰力であり、高振動

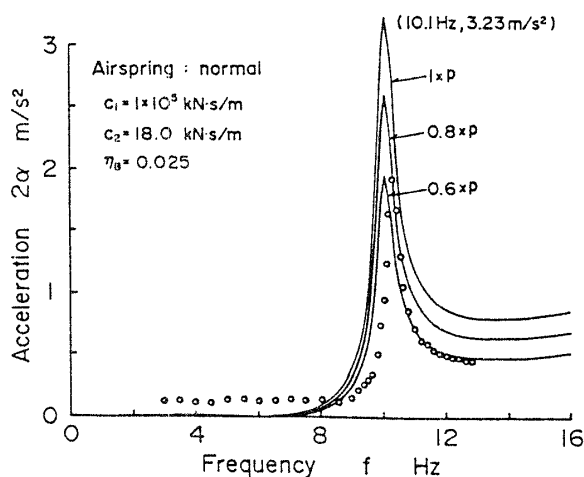


図7 定置試験データとの比較(空気ばね正常時)

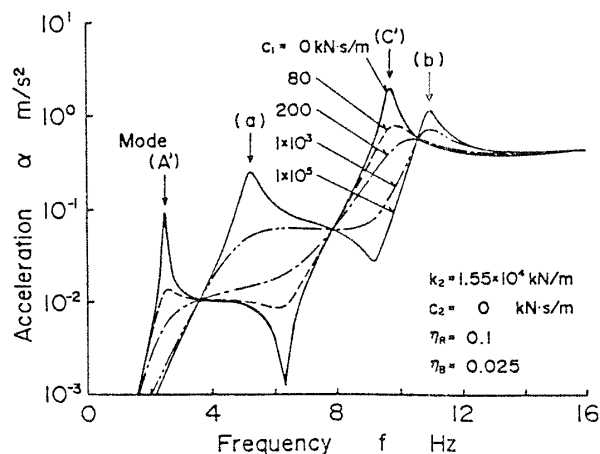


図6 一次ばねダンパ減衰係数と周波数応答

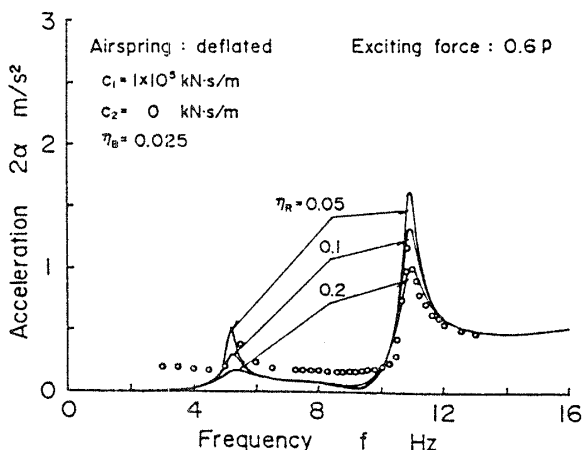


図8 定置試験データとの比較(空気ばねパンク時)

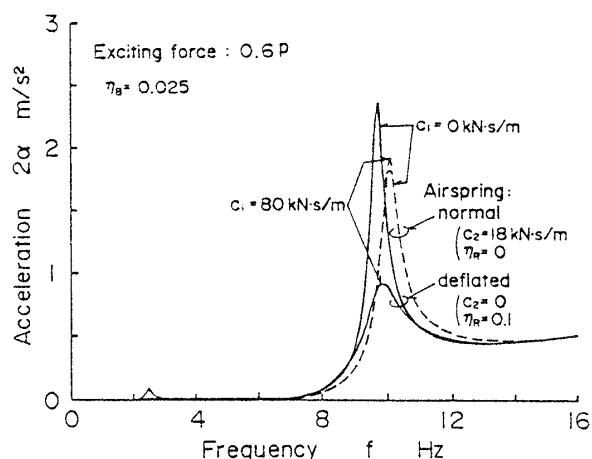


図9 空気ばね正常時とパンク時の周波数応答
(一次ばねダンパ減衰係数が小さい場合)

数側では相対的に低い減衰力となることが関連するものと考えられる。

図9は60%の加振力、 $\eta_a = 0.1$ の条件で一次ばねに減衰が全くない場合($c_1 = 0$)と、軸ばね用OD18Zオイルダンパに相当する減衰係数($c_1 = 80 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$)で計算した周波数応答である。図7および図8と比較すると、空気ばねが正常の場合には10.1 Hzの車体曲げ振動に及ぼす c_1 の影響がごく小さなものであることが示される。また、空気ばねがパンクすると、 $c_1 = 0$ の場合には車体曲げの共振振動数が低下するだけでなく、振幅も増大する。これは乗り心地感覚としてより不利な傾向である。しかし、OD18Z程度のオイルダンパがあれば、振幅が正常時よりも減少し、さらに図8の摩擦力が作用する台車構造の場合よりも小さくなる。また、それとともに共振振動数の低下も少なくなることが示されるが、この振動数低下量については、 c_1 が実用上の値の近傍において微妙に影響を及ぼしている(図5参照)。

5. ま と め

空気ばねボギー車の車体上下曲げ振動に関し、空気

ばねがパンクした場合の車体加振による振動特性を解析し、現車で測定された現象と比較・検討した結果、以下の事項が明らかになった。

(1) 空気ばねパンク時の車体曲げ振動は、一次ばねに作用する減衰の影響を強く受ける。

(2) 一次ばねの上下変位により台車枠・軸箱間に摩擦力が作用する円筒案内式軸箱支持のような台車構造の場合、空気ばねのパンクにより車体曲げの固有振動数は増大する。

(3) 台車枠・輪軸間に摩擦力が作用しないIS式軸箱支持のような台車構造の場合、空気ばねのパンクにより車体曲げの固有振動数は低下する。その低下量は軸ばねダンパで実用される減衰係数の大きさの近傍でもわずかに変動する。

(4) 台車枠・輪軸間に摩擦力が作用しない台車構造の場合、軸ばねダンパがあれば空気ばねパンク時の加速度を小さくすることができるが、ダンパの減衰が失われると空気ばねパンクによる著しい乗り心地低下が予想される。

以上の結果は定置試験の条件により解析したものであり、車上搭載機器に起因する車体曲げ振動にはそのままではまるものの、厳密には軌道不整に起因するものとは異なる。したがって、文献(4)で示したように、一次曲げモードに関するかぎり前者の条件で求めたモード形と固有振動数が後者の条件による結果と一致するものの、軌道不整による変位加振としての振幅特性等についてはさらに検討すべき事項であると考えられる。本論文のまとめに際し、近畿車両(株) 桜井賢一課長から多くのご教示をいただいた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 谷藤・桜井・小林・横瀬, 機論, 54-502, C (1988), 1164.
- (2) 三芳・橋本, 鉄研速報, No.81-104 (1981), 39.
- (3) 阿久津・荒井, 鉄研速報, No. A-86-164 (1986), 10.
- (4) 谷藤・小林・横瀬, 機論, No.880-8 (1988-11), 25.