

ボギー車の前後振動解析* (第2報, 軸ばねダンパ取付用ゴムの剛性低下が及ぼす影響)

谷 藤 克 也*¹, 大 矢 誠*¹

An Analysis of Longitudinal Vibration for Bogie Car (2nd Report, Effects of the Lowered Stiffness of Rubber Vibration Isolators Used for Fixing Dampers in the Primary Suspension)

Katsuya TANIFUJI and Makoto OYA

The previous report discussed the lasting longitudinal vibration of a bogie car, which was the 1st modal one excited by the vertical track irregularities. The present paper describes analytical results of the effects of the rubber stiffness on the longitudinal vibration characteristics. The rubber used for fixing the primary damper is a sort of vibration isolator acting in series with the damper, and its stiffness has to be lowered in order to allow the damper to incline with the horizontal distance between the truck frame and the axle box. However, when the stiffness is too low, the damping effect deteriorates. In the realistic range of lowered stiffness, the 1st modal longitudinal vibration grows with the lowered stiffness, and when the stiffness is lowered further, the vibration due to the truck pitching increases markedly.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Coupled Vibration, Bogie Car, Longitudinal Vibration

1. ま え が き

新幹線100系電車が運用を開始した時点(昭和60年)に着目された前後振動に関し、周波数応答計算と数値シミュレーションにより現象を解析し、その結果を前報⁽¹⁾に述べた。その前後振動は営業最高速度付近(200~210 km/h)において定振動数(約7 Hz)で絶え間なく現れるもので、この振動数は速度に依存することなく、より高速ではこの定振動数成分の振幅がしだいに減少することが特徴である。前報では、この振動が軌道の高低狂いにより台車ピッチを介して励振される前後動の一次固有振動であり、振幅の速度依存性は前・後両台車ピッチ角変位の位相差に起因することを明らかにした。また、一次固有振動の振幅を増大させる要因については、ボルスタアンカ取付高さの適値からのずれを可能性の一つとして検討した。

しかし、この前後振動が台車ピッチを介するものであれば、その振幅を増大させる要因はほかにも考えられる。台車ピッチには軸ばね(一次ばね)に対する減衰特性が強く影響するため、新幹線電車の場合、軸ばねダンパの十分に機能できない状態が想定される。そ

の一つとして、当該軸ばねダンパが防振ゴムを介して取付けられることが原因となる状況が存在する。すなわち、軸ばねダンパと直列に結合する防振ゴムがダンパの減衰効果を減ずるように作用する状態である。この防振ゴムは、主に台車枠と軸箱間の水平方向相対変位で生ずるダンパの傾斜を許容するためのものである。従来、その剛性は軸ダンパの減衰効果を損なわない程度に大きければよしとされ、台車運動特性を考慮して適正な値に決められてきたとは言えない。100系新幹線電車のDT202台車ではこのゴム剛性が従来の台車より低下しているが、これは当該台車の軸箱前後支持剛性が低減されたことによる台車枠・軸箱間相対変位の増加に対応するための変更と思われる。

本報は、軸ばねダンパ取付用防振ゴムの剛性がボギー車の前後振動特性に及ぼす影響を計算により解析し、台車設計上の基礎資料を得ることを目的としたものである。

記号の説明

m_b, m_T, m_w : 半車体, 台車枠, 車輪軸の質量
 k_b : ボルスタアンカ・ゴムの剛性
 k_A : 軸箱の前後支持剛性(一輪軸当たり)
 η_b, η_A : k_b, k_A に対する損失係数

* 原稿受付 平成2年10月3日。

*¹ 正員、新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

- k_1 : 軸ばね上下剛性(一輪軸当たり)
- c_1 : 軸ばねダンパ減衰係数(一輪軸当たり)
- k_{DU}, k_{DL} : 軸ばねダンパ用防振ゴムの剛性(一輪軸当たり, 添字 U は台車枠側, L は軸箱側)
- h_1 : 輪軸中心から台車枠重心までの高さ
- h_2 : 台車枠重心からボルスタアンカまでの高さ
- $2a$: 台車内輪軸間隔
- r : 車輪半径
- i_T : 台車枠のピッチング慣性半径
- i_W : 車輪軸の回転軸まわりの慣性半径
- m_{we} : 等価輪軸質量 $= m_w[1+(i_W/r)^2]$
- J_T : 台車枠慣性モーメント $= m_T i_T^2$
- x_B, x_T, x_{Wn} : 車体, 台車および車輪軸 ($n=1,2$) の前後変位
- θ_T : 台車のピッチング角変位
- z_{Un}, z_{Ln} : n 車輪軸軸ばねダンパの台車枠側および軸箱側の変位
- z_{Rn} : n 車輪軸位置の軌道(高低)狂い量
- f, ω : 振動数および角振動数
- v, V : 走行速度(秒速および時速)

2. 計算モデルと運動方程式

本報で用いるボギー車の前後振動計算モデルを図1に示す。前側半車両だけを考慮した, 上下方向の軌道不整により加振されるモデルである。一次ばね系の構成としては, 軸ばねダンパ(減衰係数 c_1)の両端に取付用防振ゴム(台車枠側の剛性 k_{DU} , 軸箱側の剛性 k_{DL})が直列に作用し, これらが軸ばね(剛性 k_1)と並列に配置されている(図2参照)。これらの防振ゴムについては, その剛性の影響を主体に調べるために内部損失を無視する。車体・台車間および台車・車輪軸間の前後剛性としてはゴムの内部損失を考慮した複素剛性 $k_b^*=(1+j\cdot\eta_b)k_b$, $k_A^*=(1+j\cdot\eta_A)k_A$ を用いる。各車輪が常にレールと接触しているものとしてその上下方向の運動自由度を無視すると, モデル全体の運動自由度は車体, 台車, 2本の車輪軸それぞれの前後動と台車のピッチの合計5自由度である。運動方程式は各運動の自

由度に対応する五つの式と, 軸ばねダンパ両側の変位 z_{U1}, z_{L1} および z_{U2}, z_{L2} に関する四つの式で構成される9元の連立方程式(1)~(9)となる。ここで, $D=d/dt$ および $D^2=d^2/dt^2$ とする。

車体

$$m_B D^2 x_B + K_b(x_B - x_T + h_2 \theta_T) = 0 \dots\dots\dots (1)$$

台車

$$m_T D^2 x_T - K_b(x_B - x_T + h_2 \theta_T) + K_A(2x_T + 2h_1 \theta_T - x_{W1} - x_{W2}) = 0 \dots\dots (2)$$

$$J_T D^2 \theta_T + K_b h_2(x_B - x_T + h_2 \theta_T) + K_A h_1(2x_T + 2h_1 \theta_T - x_{W1} - x_{W2}) + 2a^2(k_1 + k_{DU})\theta_T - k_{DL} a(z_{U1} - z_{U2}) = k_1 a(z_{R1} - z_{R2}) \dots\dots\dots (3)$$

車輪軸

$$m_{we} D^2 x_{W1} - K_A(x_T + h_1 \theta_T - x_{W1}) = 0 \dots\dots (4)$$

$$m_{we} D^2 x_{W2} - K_A(x_T + h_1 \theta_T - x_{W2}) = 0 \dots\dots (5)$$

軸ばねダンパ台車枠側変位

$$c_1 D(z_{U1} - z_{L1}) - k_{DU}(a\theta_T - z_{U1}) = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$c_1 D(z_{U2} - z_{L2}) + k_{DU}(a\theta_T + z_{U2}) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

軸ばねダンパ軸箱側変位

$$c_1 D(z_{L1} - z_{U1}) + k_{DL} z_{L1} = k_{DL} z_{R1} \dots\dots\dots (8)$$

$$c_1 D(z_{L2} - z_{U2}) + k_{DL} z_{L2} = k_{DL} z_{R2} \dots\dots\dots (9)$$

ここに, $K_b = 2k_b^*$, $K_A = 2k_A^*$ である。

周波数応答の計算において, 第一輪軸と第二輪軸を逆相で加振する。いわゆるピッチング加振の場合, 加振の変位振幅 a_R により先頭(第一)輪軸の不整量を $z_{R1}(t) = a_R \exp(j\cdot\omega t)$ とすると,

$$z_{R2}(t) = -z_{R1}(t) \dots\dots\dots (10)$$

が第二輪軸への入力となる。参考までに走行状態の加振の場合は, 第一輪軸位置の軌道不整量 $z_{R1}(t)$ が走行速度と輪軸間距離 $2a$ に対応する時間遅れ τ_w をもって第二輪軸へ入力される。

$$z_{R2}(t) = z_{R1}(t - \tau_w), \tau_w = 2a/v \dots\dots\dots (11)$$

以下の計算では, 100系新幹線電車の諸元として実測もしくは推定される値を用いる。それらの値を列記すると以下のとおりである。

- $m_B = 18.0 \text{ t}$, $m_T = 5.7 \text{ t}$
- $m_w = 1.96 \text{ t}$, $k_b = 6.5 \text{ MN/m}$
- $k_A = 39.2 \text{ MN/m}$, $\eta_b = \eta_A = 0.1$
- $k_1 = 2.37 \text{ MN/m}$, $c_1 = 39.2 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$
- $2a = 2.5 \text{ m}$, $h_1 = 0.28 \text{ m}$
- $h_2 = -0.13 \text{ m}$, $r = 0.455 \text{ m}$
- $i_T = 1.06 \text{ m}$, $i_w = 0.29 \text{ m}$

なお, 上記の値を基本値として大きさを変化させる場合には添字0を付して表すものとする。

軸ダンパ取付用防振ゴムは, 図2に示すように取付

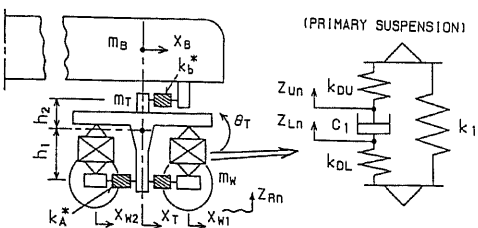


図1 ボギー車の前後振動計算モデル

部をサンドイッチ式にはさむ形になっており、防転ゴムとも呼ばれる。100系新幹線電車のDT 202台車[図2の(A)]では、台車枠側と軸箱側の両方の取付部に同じ防転ゴムが装着され、台車枠と軸箱間の相対変位で生ずる軸ダンパの前後と左右方向の傾斜に対処している。この防振ゴムの剛性として公称値である3.72 MN/m(一輪軸当たり)を k_{DU} および k_{DL} の基本値 k_{D0} として用いることにし、この値を基準に可変として検討する。

なお、従来の0系新幹線電車のDT 200A台車[図2の(B)]では、台車枠側のダンパ取付部はサンドイッチ式の防転ゴムであるが、軸箱側は台車枠・輪軸間の左右方向相対変位の許容を主とするピン構造で、その防振ゴムは円筒形のプッシュになる。一般に、このゴムプッシュの剛性は防転ゴムよりも大きい。したがって、台車枠側と軸箱側のゴムの直結したときの総合剛性で考えると、100系電車のDT 202台車ではダンパ取付構造の変更によっても剛性が低下している。

3. 数値計算

3.1 周波数応答 運動方程式(1)~(9)から求められる車体前後加速度の周波数応答を図3に示す。加振条件は軌道不整の波高 $a_R=1\text{ mm}$ に相当する前・後車輪逆相のピッチング加振である。軸ダンパ取付用防振ゴムの剛性を広範囲に変化させ、比較のため応答曲線を重ねたものである。 k_{DU} 、 k_{DL} を基本値 k_{D0} の 10^{-4} 倍から 10^4 倍(倍率 M_{KD})まで変えることにより、軸ばねダンパの取付けが極めて剛の場合から柔らかい場合までを比較している。100系新幹線電車のDT 202台車を想定し、 k_{DU} と k_{DL} は等しい値である。なお、計算の振動数幅は0.2 Hzである。

車体加速度 \ddot{x}_B には三つのピークがあり、振動数の小さいほうからPTが台車ピッチ、L1が前後動の一次、L2が二次の固有振動によるものである。各振動数は次の近似式⁽²⁾で求められる固有振動数に対応して

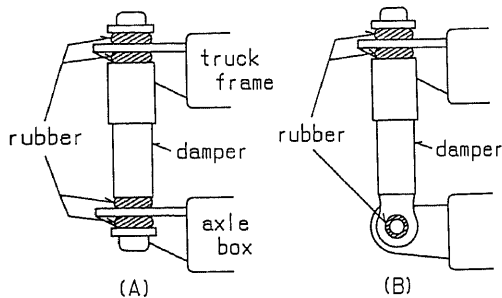


図2 軸ばねダンパの防振ゴム

いる。

台車ピッチ

$$f_{PT} \approx (1/2\pi)\sqrt{2k_0 a^2 / J_T} = 5.4 \text{ Hz} \dots\dots\dots (12)$$

一次前後動

$$f_{L1} \approx (1/2\pi)\sqrt{2k_0(1/m_B + 1/m_T)\mu} = 6.9 \text{ Hz} \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 $\mu = 1 - 2m_B m_{we} / (m_B + m_T)(m_T + 2m_{we})$ である。

二次前後動

$$f_{L2} \approx (1/2\pi)\sqrt{2k_0(1/m_T + 1/2m_{we})} = 26.6 \text{ Hz} \dots\dots\dots (14)$$

図4は車体前後加速度の周波数応答に現れる三つのピークPT、L1、L2の振幅と振動数を防振ゴムの剛性に対してまとめたものである。防振ゴムの剛性が基本値 k_{D0} のおよそ0.3倍以上の範囲では、一次および二次前後動の二つのピークのみが現れる。ゴム剛性がさらに小さくなると、それまで抑制されていた台車ピッチのピークが新たに出現する。図示されるように、ゴム剛性の低下により加速度振幅が増大するのは一次前後動と台車ピッチである。剛性が極めて大きい場合と比較して、着目する一次前後動にはすでに基本値($M_{KD}=1$)でも無視できないだけの車体加速度の増加が認められる。ゴム剛性の低下とともに振幅はさらに増大して $M_{KD}=0.3$ 倍付近で極大となる。さらに剛性が低下すると、一次前後動の振幅は減少するものの、新たに現れる台車ピッチの振幅が共振的に増大する。これにより、実用上のゴム剛性の低下としては、まず台車ピッチの現れない範囲に留めるべきであることが示される。

3.2 防振ゴムとダンパの伸縮変位 現車で着目

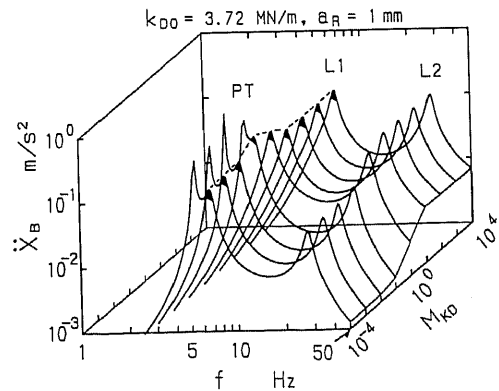


図3 車体前後加速度の周波数応答

される一次前後動(L1)について、ピーク加速度における第一輪軸のダンパと防振ゴムの伸縮変位に対するゴム剛性の影響を図5に示す。ピッチング加振の場合、これらの合変位は車体前後動を励振する台車ピッチの大きさを表す。剛性の範囲は前後加速度の変化傾向を考慮し、 $M_{KD}=10^{-2}$ 倍から 10^2 倍までに限定している。破線の合変位は軸ばね変位に相当するものであり、ダンパ変位とゴム変位の和よりも小さいが、これは図6に示すように両変位間の位相差によるものである。これはその一例として変位が最大となるゴム剛性($M_{KD}=0.251$ 倍)での状態を示したもので、(1)が軸箱側ゴム、(2)がダンパ、(3)が台車枠側ゴムの各変位、(4)が全変位を表す。 k_{DU} と k_{DL} が等しい場合、ゴム変位(1)と(3)は大きさ、位相ともに等しく、ダンパ変位に対しては位相が 90° 進んでいる。なお、図5に示すゴム変位は(1)と(3)を合計したものである。また、ゴムとダンパの間の位相差は M_{KD} によって変化しない。

合変位(軸ばね変位)においては、防振ゴムの剛性が大きいとダンパ変位が主体であり、剛性が小さくなるとゴム変位が主体となる。ただし、 $M_{KD}=1$ 倍から0.3倍の範囲では、剛性低下によるゴム変位の増加とともにダンパ変位も増加しており、単に剛性と減衰係数の両因子による相互関係だけに依存するものではないと示唆される。この合変位の傾向は、図4の車体前後加速度の変化によく対応している。

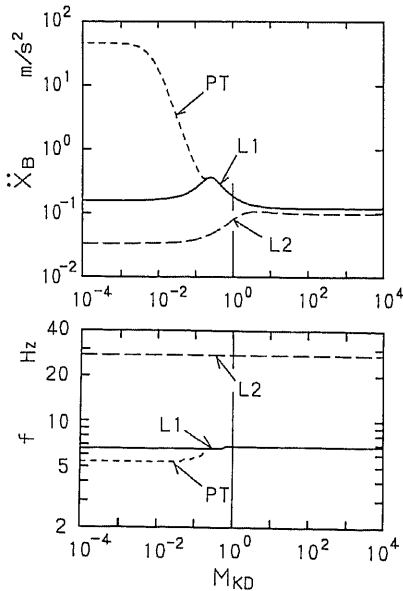


図4 加速度ピークの振幅と振動数

3.3 ダンパ減衰係数の影響 一次前後動(L1)の加速度ピークにおいて、 $M_{KD}=0.3$ 倍付近でゴムとダンパの変位がともに増加する傾向を調べるため、ダンパ減衰係数 c_1 がピーク振幅 \ddot{x}_B と振動数 f に及ぼす影響をまとめたのが図7である。図には振動数が近接する台車ピッチ(PT)の加速度ピークも併せて示される。L1の車体前後加速度は c_1 が大きくなるほど増大しており、同じく増大するPTの加速度ピークに重なる(PTの振動数が増加してL1のそれと交差する)ところで増大がより顕著になる。反対に c_1 が小さくなるとL1は減少して極大部も消滅するが、 $0.1 \times c_{10}$ の場合のようにゴム剛性が増加してもPTの加速度ピークが消えずに残る。この条件では、PTの振動数増加もなく、ダンパ、ゴム剛性ともに影響度が小さくなっている。また、 $M_{KD}=2$ 倍には減衰係数によらない定点(○印)の存在することが示される。 c_1 の値が前後振動ではなく、上下振動特性に基づいて決定されることを考慮すれば、このゴム剛性は前後振動に対する適値と考えることができる。

図7で減衰係数 c_1 による加速度変化が大きい $M_{KD}=0.316$ 倍(a点)について、 \ddot{x}_B および第一輪軸のゴムとダンパの伸縮変位を c_1 に対してまとめたのが図8である。横軸の M_{C1} は基本値 $c_{10}=39.2$ kN・s/mに対する倍率を表す。 c_1 の増加によりゴム変位が増大して合変位の主体となり、ゴム変位の増加傾向に対応し

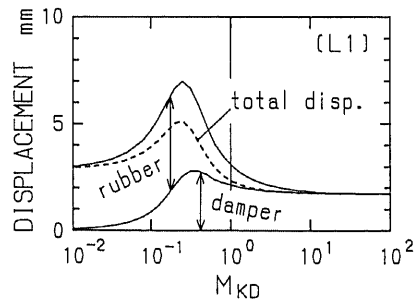


図5 ダンパと防振ゴムの伸縮変位

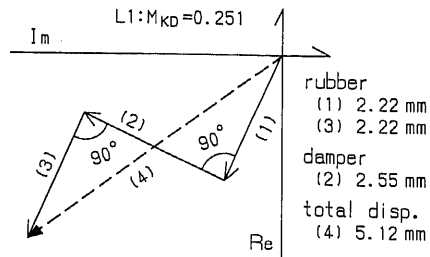


図6 ダンパと防振ゴムの変位と位相差

て前後加速度 \ddot{x}_B も増大する。ここでは c_1 の増加によりダンパの減衰作用が失われ、反対にゴム剛性の影響が強調される。その極端な場合が台車枠側防振ゴム(剛性 K_{DU}) と軸箱側のそれ (k_{DL}) とを直結し、ダンパを省略した状態と考えられる。

次に、二次前後動 (L2) の加速度ピークに対する減衰係数 c_1 の影響をまとめたのが図9である。L1およびPTと同様に c_1 の増加により加速度が増大しているが、ここでの増大は高振動数における減衰係数の一般的傾向と考えられる。ただし、 c_1 が大きくなると $M_{KD}=20$ 倍付近で極大が見られる。

3・4 台車ピッチのピーク振動数 図7にみられる台車ピッチ (PT) ピーク振動数の変化については、

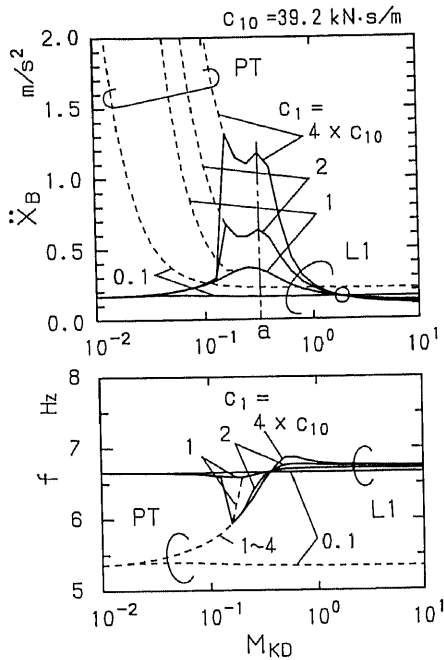


図7 L1, PTの車体加速度とダンパ減衰係数

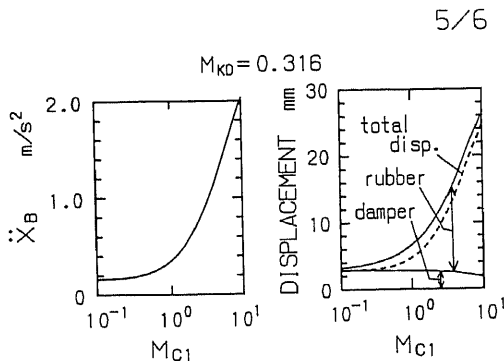


図8 ダンパ, 防振ゴムの変位 (L1) とダンパ減衰係数

以下のように考えることができる。仮に、前節に述べたように、ダンパを無視して防振ゴム剛性 k_{DU} と k_{DL} を直列に結合し、軸ばね剛性 k_1 と並列に作用する条件で周波数応答から加速度のピーク振動数を求めると図10となる。加振条件はこれまでと同じ波高 $a_R=1$ mmのピッチング加振である。図4と同様、現れる加速度ピークは前後動の一次L1と二次L2および台車ピッチPTによる三つであるが、ゴム剛性の倍率 M_{KD} が大きくなってもPTによるピークが残っており、その振動数は近似式(12)で k_1 を防振ゴムとの総合剛性 k_R で置き換えることにより求められる。総合剛性 k_R は次式で与えられる。

$$k_R = k_1 + k_{DU}k_{DL}/(k_{DU} + k_{DL}) \dots\dots\dots(15)$$

図10でL1と交差するまでの台車ピッチPTの振動数は図4の振動数とよく一致しており、防振ゴムの剛性増加が台車ピッチの振動数を向上させることを示している。また、ゴム剛性により変動するPTの振動数がL1の振動数と交差するような剛性 $M_{KD}=0.3$ 倍において、車体前後加速度が増大することがわかる。

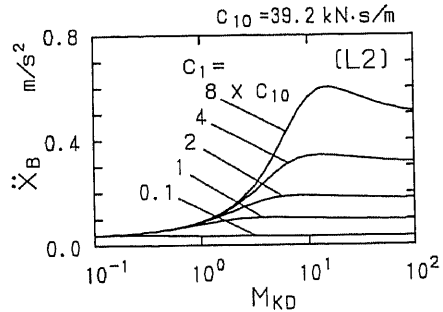


図9 L2の車体加速度とダンパ減衰係数

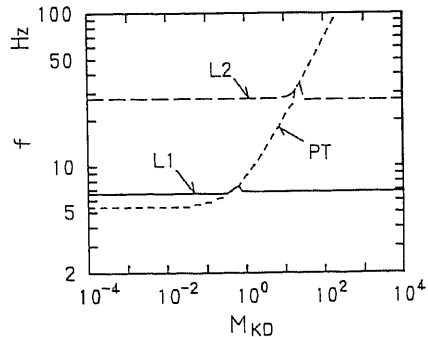
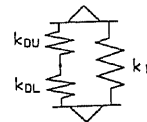


図10 防振ゴムを直結したときのピーク振動数

同様にL2の振動数と交差するのが $M_{KD} \approx 20$ 倍の剛性である。図8でダンパ減衰係数 c_1 が増加したとき、二次前後動の加速度ピークが $M_{KD} \approx 20$ 倍のゴム剛性で極大傾向となることに対応している。

前後動L1とL2の振動数は、近似式(13)、(14)からも求められるように、 M_{KD} によることなくほぼ一定となるが、台車ピッチPTの振動数と交差する近傍で変動する。

3.5 計算結果のまとめ 以上の計算結果を要約すると次のようになる。

(1) ダンパ取付用防振ゴムの剛性が低下すると、ゴムのばねとしての作用が顕在化し、ダンパの減衰作用は縮小する。この傾向はダンパの減衰力とも関係しており、減衰係数が大きいほど顕著になる。反対にゴム剛性が増加すると、そのばね作用は潜在化し、ダンパの減衰作用が主体になる。いずれも減衰係数が小さくなると、ゴムのばね作用も消失する。

(2) ゴム剛性の現実的な低下の範囲では、一次前後動の加速度を増加させるような剛性値が存在する。ここでの加速度増加には台車ピッチが強く影響している。すなわち、顕在化したゴムのばね作用が台車ピッチの固有振動数を一次前後動のそれに近接させ、加速度を増大させる。

(3) ゴム剛性が現実的な範囲を越えて低下した状態では、ダンパの減衰作用が失われるため、台車ピッチが著しく増大する。ただし、防振ゴムの取付構造からゴムの伸縮が限定されるため、計算のような大きな増大は現実的ではない。なお、本報で無視した防振ゴム内部損失については、これを複素ばねの損失係数によ

り考慮するとその大きさはゴム剛性に比例するため、剛性が小さくなるほど減衰効果は減少し、ここでの検討結果に対する影響も小さなものになると考える。

4. あとがき

軌道の上下方向不整で励振されるボギー車の前後振動について、軸ばねダンパ取付用防振ゴムの剛性が低下した場合の特性を解析した。その結果、現実的な範囲のゴム剛性の低下により、一次前後動の加速度が増大する可能性が示された。本報の検討に用いたゴム剛性の基本値の場合、ゴムのばね作用による加速度増加は無視できないまでもまだ小さい。また、文献(1)に述べた現車の振動増加現象も乗り心地を損なうほどのものではない。しかし、現車の一次前後動増加には本報で明らかにしたゴム剛性低下による影響も寄与していることが考えられる。また、今後ゴム剛性なりダンパ減衰係数を変更する場合、前後振動がさらに増大する可能性は十分に存在する。したがって、今後の台車設計においては、前後振動も考慮してダンパ取付用防振ゴムの剛性を決めることが重要であろう。

なお、現車の振動現象に関しては、鉄道総合技術研究所小柳志郎研究室長から有益なご意見をいただき、防振ゴムに関しては日本車両製造(株)・下村孝課長、加藤達名係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る。

文 献

- (1) 谷藤, 機論, 56-532, C(1990), 3174.
- (2) 小柳, 鉄道技術研究報告, No.1186 (1981), 19.