

## 車体と台車を連結する一本リンクゴムの 衝撃加振試験による損傷判定手法

間々田 祥吾\*    鈴木 実\*    佐藤 大悟\*  
 栞田 吉弘\*    渡辺 信行\*\*    朝比奈 峰之\*\*\*

Detectable Method of Damage of Single Link Rubber that Connects Bogie with  
 Carbody by Impact Test

Shogo MAMADA    Minoru SUZUKI    Daigo SATO  
 Yoshihiro MASUDA    Nobuyuki WATANABE    Mineyuki ASAHINA

Single link that is an important component of a train connects bogie with carbody and transmits acceleration and deceleration force from bogie to carbody, and it is used as a buffer of acceleration and deceleration force. Because damage of rubber potentially influences the transfer force, it needs to be detected by the regular maintenance. However, by visual inspection of rubber, the degree of damage cannot be estimated, and an easy method to detect degree of damage is required. Therefore, in consideration of elastic mechanism of single link rubber, we confirmed that degree of damage is estimated by measurement of resonance frequency in impact test.

キーワード：一本リンクゴム，損傷判定，検修，弾性支持

### 1. はじめに

台車と車体をつなぐ一本リンクは台車の加減速時の力を車体に伝達する重要な部品である。この一本リンクには台車の加減速力や微振動を直接車体に伝達させないため、取付け部にゴム部品（以下、一本リンクゴムとする）が使用されている。一本リンクゴムは台車-車体間の振動伝達を制御するために適度な弾性を保持する必要がある<sup>1)</sup>。一方、一般にゴム部品は長期間の使用に伴って劣化し、硬化または軟化することが知られている。特に顕著に劣化してゴム部品に損傷が発生した場合には、振動伝達だけでなく車両走行に影響することも想定されるため、損傷は早期に発見する必要がある。一方で、一本リンクゴムの損傷の程度を外観調査だけで評価することは難しいため、損傷発見の観点から、外観調査に替わる一本リンクゴムの評価手法が必要である。

弾性の観点からゴム部品を定量評価する代表的な指標としてばね定数がある。ゴム部品のばね定数は材料試験機を用いて測定されるが、一本リンクは一本が30kg程度の重量物であるため、材料試験機を用いてばね定数の測定を行うには時間と労力が必要であり、検修現場等で

数多くの一本リンクゴムのばね定数を測定することは困難である。

そこで、一本リンクゴムのばね定数を簡易に推定する方法として、衝撃加振試験の適用を検討した。衝撃加振試験は振動体の振動特性を簡便に評価する代表的な試験方法の1つである。検討の結果、衝撃加振試験による振動特性の結果を用いて一本リンクゴムのばね定数を求める方法を導いた。さらに、新品および現車から回収した試験品に衝撃加振試験および材料試験機を用いた試験を実施して両試験結果を用いたばね定数を比較し、衝撃加振試験結果を用いたばね定数の推定方法が妥当であることを検証した。また、大きな損傷のあるゴムに対して本推定手法を適用し、損傷判定方法について検討した。

### 2. 一本リンクの概要

一本リンクの概略図を図1に示す。一本リンクは2本の心棒とそれを連結する本体から構成されている。心棒と本体間にゴムが挿入されており、両部材間を振動絶縁する。以下、一本リンクゴムのうち、台車側に取付けるものを台車側ゴム、車体側に取付けるものを車体側ゴムとする。

設計図面に記載されている中で今回使用した一本リンクの諸元は以下の通りである。

\* 材料技術研究部 防振材料研究室  
 \*\* 車両構造技術研究部 走り装置研究室  
 \*\*\* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

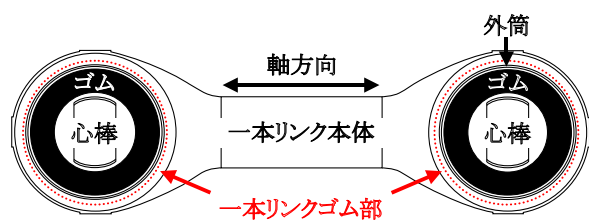


図1 一本リンクの概略図

- ・重量：一本リンク本体 (12.8kg)，心棒 (7kg)，ゴム (0.62kg)，外筒 (0.74kg)
  - ・ばね定数：7.85～9.81MN/m (材料試験機によって測定)
- 設計図面では軸方向に静的に圧縮荷重を載荷した際、 $\delta(20.6\text{kN}) - \delta(2.45\text{kN}) = 1.85 \sim 2.31\text{mm}$  と規定されている。ここで、 $\delta(20.6\text{kN})$  および  $\delta(2.45\text{kN})$  は、一本リンクゴムに 20.6kN および 2.45kN を載荷した際の変位量を示す。

### 3. 衝撃加振試験によるばね定数の算出

#### 3.1 衝撃加振試験の概要

衝撃加振試験は、加振力の大きさと周波数特性が測定できるインパルスハンマで測定部位を打撃した際の振動の伝達経路における各部位の振動応答（振動加速度）を測定する試験である。インパルスハンマで打撃する利点は加振力が適正なものであるか、2度打ち等の不適切な加振でないか評価できることである。

衝撃加振試験に用いるインパルスハンマはハンマの先端をスチール、プラスチックおよびゴムの3種類のチップから選択することができる。先端がゴム、プラスチック、スチールの順に高い周波数域まで測定することができるが、低周波数範囲の加振力の大きさは逆にその順に小さくなり、低周波数範囲の精度は低下する。予備試験の結果、一本リンクではばね定数の算出のために注目すべき振動の周波数はすべて 100Hz～1kHz の範囲内にあることがわかったため、この周波数領域の測定に適したプラスチックのチップを用いることとした。

#### 3.2 試験方法

試験において、一本リンクは鉄道総研内に留置されている台車に取り付けたが、検修現場での適用を想定して台車単体状態とし、一本リンクの一端は台車に取り付け、車体側は自由端とした。

インパルスハンマは GK-3100 (株小野測器製) を用い、加振力は同ハンマで、振動加速度は振動加速度ピックアップ PV-95 (リオン(株)製) で測定した。一般に振動加速度ピックアップは測定部位に接着剤で接着して固定するが、本試験は検修現場でも簡単に実施できることを

目標の1つとしていることを考慮して、磁力固定による方法を用いた。本試験では測定対象部位が全て鉄鋼製であるため、振動加速度ピックアップは磁石アタッチメントを用いて測定部位に磁力固定できる。1kHz以下の周波数範囲であれば磁力固定した場合でも接着した場合と同等の精度で振動測定できる。

加振点および振動加速度の測定点 (V1～V3) を図2に示し、測定点の部位を表1に示す。加振点は台車枠と台車側心棒を連結する取付けボルトとし、加振方向は車両の加減速方向と同じ、一本リンクの取付けボルトの軸方向とした。振動加速度の測定点は加振点と反対側の取付けボルト (V1)、一本リンク本体 (V2) および車体側心棒 (V3) とした。

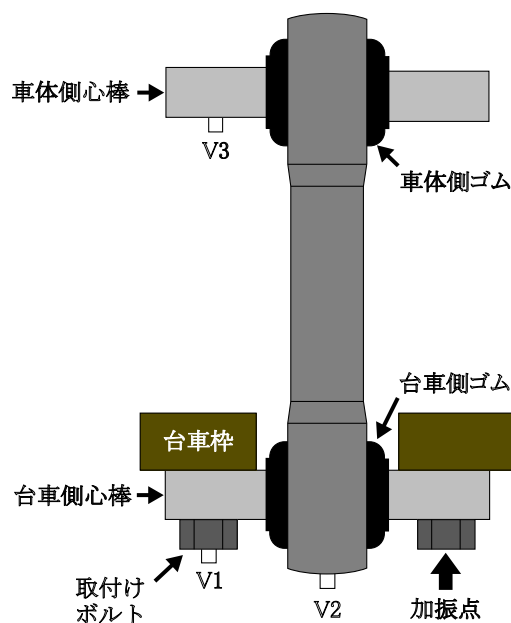


図2 加振点および振動加速度の応答測定点

表1 振動加速度の測定点と部位

測定点	部位
V1	台車側ゴム取付けボルト
V2	一本リンク本体
V3	車体側ゴム心棒

#### 3.3 試験結果の算出

V1～V3の振動加速度の測定結果を周波数分析した上でレベル化し、周波数ごとに式(1)を用いて各測定点の値のレベル差（以下、振動伝達量とする）を求めた。

$$L_{Vij} = 20 \log \alpha_{Vi} - 20 \log \alpha_{Vj} = 20 \log \frac{\alpha_{Vi}}{\alpha_{Vj}} \quad (1)$$

ここで、 $L_{Vij}$  は測定点  $V_i - V_j$  間の振動伝達量 (dB)、 $\alpha_{Vi}$  は測定点  $V_i$  における振動加速度 ( $\text{ms}^{-2}$ )、 $\alpha_{Vj}$  は測定点  $V_j$  における振動加速度 ( $\text{ms}^{-2}$ ) である。

3.4 ばね定数の算出方法

衝撃加振試験結果の1例として、新品の一本リンクの振動伝達スペクトル（振動伝達量の周波数特性）の測定結果を図3に示す。

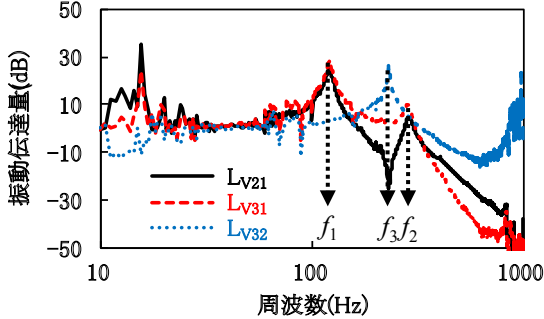


図3 新品の振動伝達スペクトルの測定結果

V2-V1間の振動伝達スペクトル  $L_{V21}$  では、100Hz～1kHzの範囲に明確なピーク（共振点）が2つ（周波数の低い順に  $f_1, f_2$ ）発生し、その間に谷のピーク（反共振点）が1つ（ $f_3$ ）発生する。V3-V1間の振動伝達スペクトル  $L_{V31}$  ではV2-V1間の振動伝達スペクトルの共振点（ $f_1, f_2$ ）と同じ周波数に2つの共振点が発生するが、反共振点（ $f_3$ ）は明確ではない。また、V3-V2間の振動伝達スペクトル  $L_{V32}$  ではV2-V1間の振動伝達スペクトルでは反共振点（ $f_3$ ）であった周波数付近に共振点が発生するが、共振点（ $f_1, f_2$ ）であった周波数付近には共振点、反共振点ともに発生しない。

次に、一本リンクの振動特性を解析する。一本リンクの物理状態から、図4に示す振動モデルが仮定できる<sup>2)</sup>。

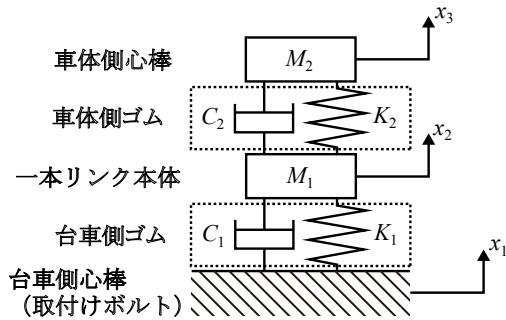


図4 振動モデル

ここで、図の記号は以下の諸要素を意味する。

- $x_1$ : 取付けボルト（測定点 V1）の変位 (m)
- $x_2$ : 本体（測定点 V2）の変位 (m)
- $x_3$ : 車体側心棒（測定点 V3）の変位 (m)
- $M_1$ : 外筒×2+本体の重量 (kg)
- $M_2$ : 車体側心棒の重量 (kg)
- $K_1$ : 台車側ゴムのばね定数 (N/m)
- $K_2$ : 車体側ゴムのばね定数 (N/m)
- $C_1$ : 台車側ゴムの減衰定数 (Ns/m)
- $C_2$ : 車体側ゴムの減衰定数 (Ns/m)

図4に示したモデルにおける運動方程式は以下の式で表される。

$$M_1\ddot{x}_2 + C_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + K_1(x_2 - x_1) + K_2(x_2 - x_3) = 0 \quad (2)$$

$$M_2\ddot{x}_3 + C_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + K_2(x_3 - x_2) = 0 \quad (3)$$

ここで、 $\dot{x}$  は振動速度、 $\ddot{x}$  は振動加速度である。

ただし、一本リンクゴムのばね定数（ $K_1, K_2$ ）を求める過程では、減衰定数（ $C_1, C_2$ ）は十分小さいものとして無視する。また、本解析では各部位の振動を調和振動として仮定したため、各変位は以下の式で表される。

$$x_i = X_i e^{j\omega t} \quad (i=1\sim 3) \quad (4)$$

ここで、 $j$  は虚数、 $\omega$  は角周波数 (rad/s)、 $t$  は時間 (s) である。

式(4)を式(2)および式(3)に代入し、得られた式を整理すると、運動方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} -M_1\omega^2 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & -M_2\omega^2 + K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式(5)を解くと、V2-V1間の振動伝達量  $X_2/X_1$ 、V3-V1間の振動伝達量  $X_3/X_1$  および V3-V2間の振動伝達量  $X_3/X_2$  はそれぞれ次式で与えられる。

$$\frac{X_2}{X_1} = \frac{K_1(-M_2\omega^2 + K_2)}{(-M_1\omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2) - K_2^2} \quad (6)$$

$$\frac{X_3}{X_1} = \frac{K_1 K_2}{(-M_1\omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2) - K_2^2} \quad (7)$$

$$\frac{X_3}{X_2} = \frac{K_2}{-M_2\omega^2 + K_2} \quad (8)$$

式(6)～(8)で分母を0とする周波数が各振動伝達スペクトルの共振周波数、分子を0とする周波数が反共振周波数となる。したがって、V3-V2間の振動伝達スペクトルに注目すると、同スペクトルでの共振角周波数  $\omega_3$  は式(8)より、次式を満足する。

$$K_2 = M_2\omega_3^2 \quad (9)$$

式(9)の  $\omega_3$  に、V3-V2間の振動伝達スペクトルの実測値から求めた共振周波数  $f_3=222.5\text{Hz}$  を角周波数に変換した値 ( $\omega_3 = 2\pi f_3 = 1398\text{rad/s}$ ) および  $M_2=7\text{kg}$  を代入すると、 $K_2=13.7\text{MN/m}$  と求められる。

次に、V2-V1間およびV3-V1間の振動伝達スペクトルに注目すると、同スペクトルでの共振周波数  $\omega_1, \omega_2$  は次式の解により与えられる。

$$(-M_1\omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2) - K_2^2 = M_1 M_2 \omega^4 - (K_1 M_2 + K_2 M_2 + K_2 M_1)\omega^2 + K_1 K_2 = 0 \quad (10)$$

式(10)によって得られる解の二乗  $\omega_1^2, \omega_2^2$  を足し合わせると以下の式となる。

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 = \frac{K_1 M_2 + K_2 M_2 + K_2 M_1}{M_1 M_2} \quad (11)$$

さらに式(11)を以下の式のように変形する。

$$K_1 = \frac{M_1 M_2 (\omega_1^2 + \omega_2^2) - K_2 M_2 - K_2 M_1}{M_2} \quad (12)$$

特集：車両技術

式(12)の $\omega_1, \omega_2$ に、V2-V1間およびV3-V1間の振動伝達スペクトルの実測値から求めた共振周波数 $f_1, f_2$ を角周波数に変換した値 $\omega_1=766\text{rad/s}, \omega_2=1806\text{rad/s}, M_1=14.28\text{kg}, M_2=7\text{kg}$ および先に求めた $K_2=13.7\text{MN/m}$ を代入すると $K_1=13.4\text{MN/m}$ と求められる。

算出した $K_1, K_2$ および各共振周波数における振動伝達量の半値幅等から算出した $C_1, C_2$ を運動方程式(2),(3)の減衰定数を無視せずに導いた振動伝達量の式に代入して求めた結果と試験結果の比較を図5に示す。

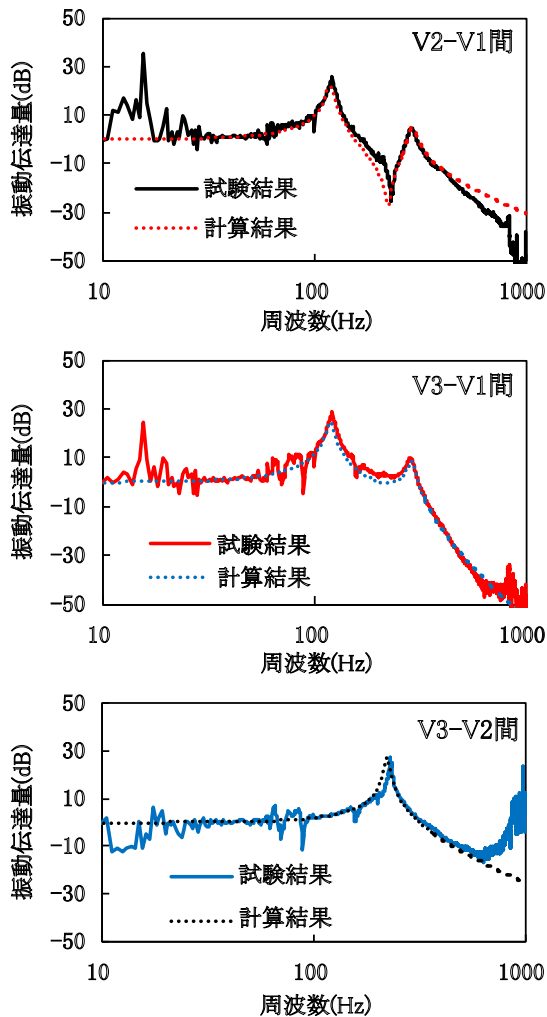


図5 振動伝達スペクトルの測定結果と計算結果との比較

試験結果と計算結果は良く一致することから、仮定した振動モデルは妥当なものと考えられる。以下、衝撃加振試験で算出したばね定数の妥当性を判断するため、材料試験機を用いた試験で算出したばね定数と比較する。

4. 材料試験機を用いた試験によるばね定数の算出

4.1 試験方法

材料試験機を用いた試験（以下、材料試験とする）は、一本リンクゴムに対して静的に圧縮および引張方向に力

を加えた際の荷重と変位の関係からばね定数を算出する試験である。以下に試験方法を示す。

2つの一本リンクゴムともに一本リンクに組み込んだ状態で万能材料試験機 AG-300KNIS（綱島津製作所製）に専用の治具を用いて固定した。試験機に固定した後、-25kN（圧縮）～25kN（引張）の荷重範囲で軸方向に載荷速度 6mm/min で載荷し、変位および荷重を測定した。試験では、治具と試験品とのガタツキ等による誤差を防止するため、一旦 -25kN～25kN まで荷重を変化させた後、2回目の試験で得られた荷重-変位曲線から以下の式を用いてばね定数を求めた。

$$K = \frac{F_2 - F_1}{\delta_2 - \delta_1} \quad (13)$$

ここで、 $K$ は静的ばね定数（MN/m）、 $F_2$ はばね定数算出の上限荷重（-2.45kN）、 $F_1$ はばね定数算出の下限荷重（-20.6kN）、 $\delta_2$ は $F_2$ の際の変位（mm）および $\delta_1$ は $F_1$ の際の変位（mm）である。

試験の際には2つのゴムが同時に変形するが、変位は個々の一本リンクゴムで測定し、個々のばね定数を求めた。試験状況を図6に示す。



図6 材料試験の状況

4.2 試験結果

試験結果の例として新品の一本リンクの荷重-変位曲線を図7に示す。

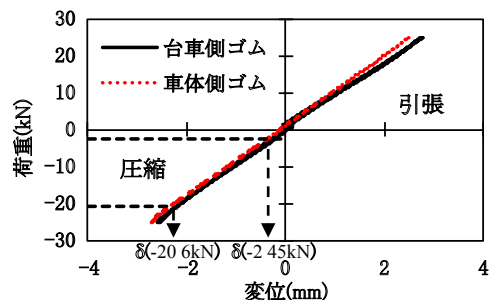


図7 新品の荷重-変位曲線

材料試験結果から求められた新品の一本リンクゴムのばね定数は台車側ゴムが9.7MN/m、車体側ゴムが9.4MN/mであり、新品では、材料試験で求めた2個のゴムのばね定数の差異が小さいことがわかった。前章で示したように、衝撃加振試験で求めたばね定数の測定結果でも新品の一本リンクゴムの2個の値の差異は小さいとの結果が得られている。

### 5. 衝撃加振試験で測定したばね定数と材料試験で測定したばね定数との比較

衝撃加振試験で求めたばね定数と材料試験で求めたばね定数を比較する。

試験品は新品に加えて都市近郊線を走行する通勤電車から回収した使用品を用いた。また、本研究が一本リンクゴムの損傷判定法に関する基礎的検討であることを考慮して、新品、使用品ともに試験品の製造メーカは1社に限定した。比較結果を図8に示す。

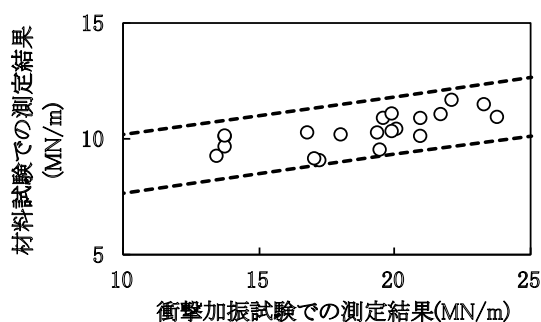


図8 衝撃加振試験結果と材料試験結果の比較

衝撃加振試験で求めたばね定数は材料試験で求めたばね定数に対して最大で約2倍程度大きな値となっている。これは、衝撃加振試験で求めたばね定数が動的ばね定数であるのに対して、材料試験で求めたばね定数が静的ばね定数であるためと考えられる。一般的なゴム材料の場合、動的ばね定数を静的ばね定数で割った値である動倍率は1よりも大きく、1～3程度であることが多い<sup>3)</sup>。

衝撃加振試験で求めたばね定数と材料試験で求めたばね定数の分布は図中の点線の範囲内に収まっており、それぞれの結果には関連がある。この関連性および上述した動倍率を考慮すると衝撃加振試験で求めたばね定数は合理的で妥当な値と考えられる。これらの結果より、以下の方法によって衝撃加振試験で求めたばね定数を用いて材料試験で求められるばね定数を予測することも可能と考えられる。

図の点線の範囲は、以下の式で示される。

$$K_m = K_i \times 0.16 + 6.1 \sim 8.5 \quad (14)$$

ここで、 $K_m$  は材料試験から求められるばね定数の予測値 (MN/m)、 $K_i$  は衝撃加振試験から求めたばね定数

(MN/m) である。

例えば、衝撃加振試験での定数が20MN/mであった場合、材料試験での定数は9.3～11.7MN/mの範囲内の値を示すと想定される。

### 6. 衝撃加振試験によるゴムの損傷判断

衝撃加振試験で求めた一本リンクゴムのばね定数の経年変化を図9に示す。

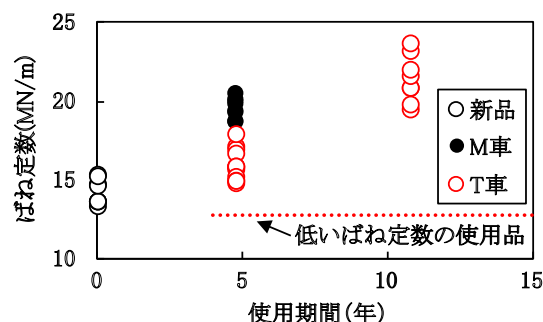


図9 衝撃加振試験で求めたばね定数の経年変化

新品と比較すると、M車（電動車）、T車（付随車）使用品ともに経年によってばね定数が増加している。特にM車使用品ではばね定数の増加が大きい。M車では荷重条件が厳しく経年によって劣化し硬化する程度も大きいと考えられる。

一方、使用品（使用期間が不明）の中には、図中の赤い点線のように新品以下のばね定数を示すものがあった。この使用品に対して材料試験を実施した結果、ばね定数が7MN/mであった。さらに、荷重無負荷の状態では判別できなかったが、材料試験によって荷重を負荷すると、心棒の近傍に深い損傷が発見された。材料試験での使用品の状況を図10に示す。

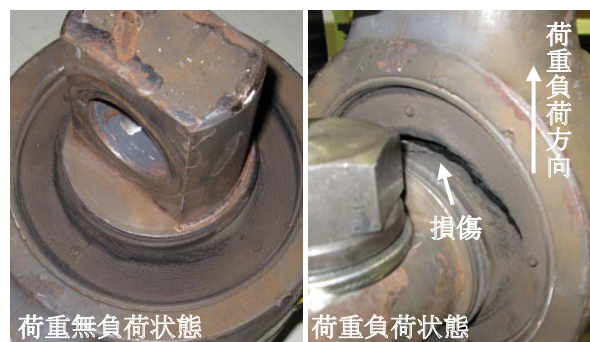


図10 材料試験での低いばね定数の使用品の状況

この使用品ではばね定数が低い要因は、ゴムの損傷によるものと考えられる。損傷によってばね定数が低下する理由を以下に示す。

図11のように、一本リンクゴムのばね定数は、圧縮

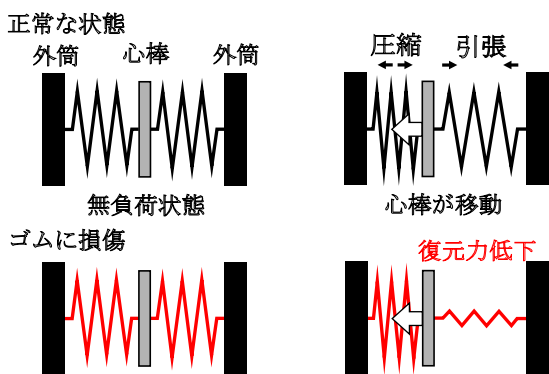


図 11 損傷によるばね定数の変化

に対する復元力のばね定数と引張に対する復元力のばね定数を加算したものである。ゴムに損傷が発生すると圧縮に対する復元力の変化は小さいが、引張に対する復元力が低下し、引張に対する復元力のばね定数が低下して一本リンクゴムのばね定数が低下する。

ここで、損傷のあった使用品のばね定数を図 8 に当てはめると、点線の範囲内から外れる。これは、損傷が発生した場合には動倍率も変化するためと考えられる。

### 7. 検修現場での測定方法の提案

衝撃加振試験で一本リンクゴムのばね定数は妥当であり、弾性が衝撃試験に基づいて評価できることがわかった。その中で、ある程度の使用期間があるにも関わらず、新品以下のばね定数を示すものは大きな損傷がある可能性が高いことも示された。

一本リンクゴム 1 本のばね定数測定に要する時間を比較すると、材料試験で 30 分程度であるのに対して、衝撃加振試験で 5 分程度であった。また、材料試験の場合、一本リンクを台車から取り外して試験機に設置する必要があるが、衝撃加振試験では台車に取り付けたまま試験ができ作業性も良い。図 12 に検修現場で検修作業時に衝撃加振試験を実施する場合に想定される試験状況を示す。



図 12 検修作業時に想定される試験状況

一本リンクの諸元が同じであれば、ばね定数まで求める必要はなく、振動伝達スペクトルの共振周波数でも損傷を判断することができる。図 13 に新品と損傷品の振

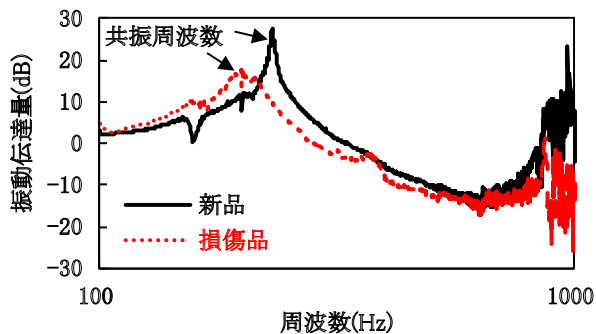


図 13 新品と損傷品の振動伝達スペクトルの比較

動伝達スペクトルを比較した結果を示す。

損傷品はばね定数が低下し、共振周波数が低周波数側に移動している。したがって、新品の共振周波数の前後数%の幅を超えて低周波数側に共振周波数がある使用品は、ゴムに損傷がある可能性が高く、共振周波数が検修作業時の損傷判断基準となる。

### 8. まとめ

一本リンクゴムの検修作業において、損傷などの弾性の変化に関わる劣化を評価するために簡易的にばね定数を算出する方法として衝撃加振試験を用いる方法を検討した結果、以下の知見を得た。

- (1) 衝撃加振試験の結果から一本リンクゴムのばね定数を算出する方法を得た。
- (2) 材料試験で求めたばね定数と衝撃加振試験で求めたばね定数を比較した結果、衝撃加振試験で求めたばね定数が大きい値を示したが、動倍率を加味すると合理的な範囲であり、両者間に良好な相関が確認され、衝撃加振試験でばね定数を算出する方法は妥当であると判断される。
- (3) 大きな損傷のあるゴムでは、衝撃加振試験で求めたばね定数で新品よりも低い値を示したことから、衝撃加振試験でも損傷の有無の判断が可能と考えられる。

以上、無負荷状態では判断が困難な大きな損傷のある一本リンクゴムの衝撃加振試験によって検出できる可能性が見出された。衝撃加振試験は材料試験よりも労力、効率の面で有利な点が多く、今後さらに試験精度を向上させて同試験によるばね定数算出法を整備することによって、検修現場で有効な劣化判定法が構成できると考えられる。

### 文献

- 1) 富岡隆弘, 鈴木康文: 鉄道総研報告, Vol.14, No.5, pp.33-38, 2000
- 2) 安田仁彦: モード解析と動的設計, コロナ社, p.48, 1993
- 3) 日本ゴム協会編: ゴム技術の基礎, 日本ゴム協会, p.88, 1999