

IV-111 橋りょう支承部の軌道変形が列車走行に及ぼす影響に関する模型実験

鉄道技術研究所 正員 伊藤 文人

正員 ○岡田 勝也

橋りょう支承部の軌道変形の一つに、軌道の段落ち現象が考えられる。これは、車両が橋台から橋りょうに進入する際、橋りょうの端横桁のためみと橋台との間に生じる鉛直変位として現れる。また直結軌道が敷設されている高架橋が相互に不等沈下した時にも生じる。特に、前者において、橋りょうの種別（たとえば下路プレートガーダー）により、端横桁の設計断面が応力よりもためみ限度から決定されるものがある。いま、そのためみ限度を緩和しすぎると、急激な段落ち現象を生じ、車両の乗りごちを悪くし、車輪の飛び上りを起こす可能性がある。しかし、ためみ限度についてはまだ十分に検討されていないので、実物の $1/5$ の模型車両を使って、軌道に生じると考えられる段落ちをあらかじめ模型線路に設定して走行試験を行い、簡単な理論式による計算結果とあわせて考察した。

(1) 実験概要

模型線路の軌間は狭軌の $1/5$ ($1067/5=213.5\text{ mm}$)とし、段落ち量を 5 mm まで5段階に分けて、走行試験を行った。なお段落ち距離はすべて 250 mm (実物換算 1250 mm)とした。実験の対象とした模型車両は、ワラ1型式の2段リンク付2軸車であり、車両諸元は表-1に示すとおりである。車体には心皿上に上下方向の加速度計をとりつけ、輪重を測定するため車輪のスポークに歪ゲージを添付し、それらの測定信号は、小型のFM送信機によって地上記録装置へ導いた。

(2) 理論式概要

(仮定) (i) 車両は、ばね上質量(車体)とばね下質量(車輪)からなる、図-2に示すモデルを考える。(ii) ばね上質量とばね下質量は、線型ばねと粘性のダッシュポットで結ばれている。(iii) ばね下質量はレールに密着していて飛び上ることはない。(iv) レールおよび橋りょうの振動成分は考えない。(v) レールの軌跡は、

表-1 車両諸元

	模 型	実車換算
ばね上質量 $4m_s$	90.2 kg	11.28 t
ばね下質量 $4m_u$	25.4	3.18
全質量 $4(m_s+m_u)$	115.6	14.45
荷重 $4m'_s$	136.0	17.00
ばね定数 k	36.8 kg/cm	920 kg/cm
減衰定数 C	0.69 kg/s/cm	38.6 kg/s/cm
空車固有振動数	6.37	2.85
積車固有振動数	4.02	1.82

$t < 0$ で $z_1(t) = 0$, $t > \tau$ で $z_1(t) = a$

$0 \leq t \leq \tau$ で $z_1(t) = a \left(\frac{t}{\tau} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi t}{\tau} \right)$

を満たす。これは段落ちの始点($t=0$)で $z_1 = z_1' = z_1'' = 0$, 終点($t=\tau$)で $z_1 = a$, $z_1' = z_1'' = 0$ を満足する曲線である。

(車体の振動加速度)

図-2のモデルについてのLagrangeの運動方程式から、

$$m_s \ddot{z} + C(\dot{z} - \dot{z}_1) + k(z - z_1) = 0$$

これに、レールの軌跡関数($z_1(t)$)を代入し m_s の振動加速度(a)のLaplace変換式を求めると、

$$\alpha = \frac{(Cs + k)s^2}{m_s s^2 + Cs + k} \cdot \frac{a}{\tau} \left[\frac{1}{s^2} - \frac{1}{s^2 + \left(\frac{2\pi}{\tau}\right)^2} \right] (1 - e^{-\tau s})$$

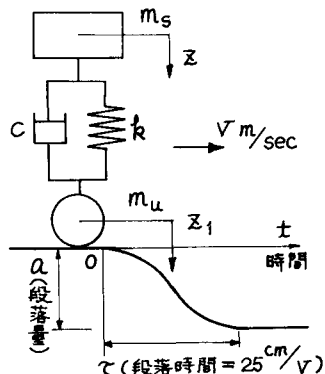


図-2 カ学モデル

となる。これを逆変換すると、加速度は次式で求めることができる。

$$\alpha = \beta(t) - U(t-\tau)\beta(t-\tau)$$

$$\text{ここに、} \beta(t) = x \left[e^{-\frac{\gamma}{2}t} (2C-P) \cos Z_y t + \frac{1}{Z_y} \left\{ R - k - \frac{\gamma}{2} (2C-P) \right\} e^{-\frac{\gamma}{2}t} + P \cos ut + \frac{Q}{u} \sin ut \right]$$

$$U(t-\tau) \text{ は、} t < \tau \text{ で、} U=0, \quad t \geq \tau \text{ で、} U=1 \quad \text{である。}$$

$$\text{また、} \quad x = a / \tau m_s, \quad y = c / m_s, \quad z = k / m_s, \quad Z_y = \sqrt{z^2 - y^2 / 4}, \quad u = 2\pi / \tau$$

$$D = (yu)^2 + (z-u)^2, \quad P = u^2 (cu^2 + ky - Cz) / D$$

$$Q = -u^2 \{ u^2 y c + k(z-u^2) \} / D, \quad R = z \{ k(z-u^2) + y u^2 c \} / D$$

ただし、 $C=0$ 、 $\tau = 2\pi \sqrt{m_s / k}$ のときは、別に解を求めねばならない。これは割愛する。

(輪重増減率)

図-2で、静的な輪重は、 $W = (m_s + m_u)g$ であり、動的な輪重増減は、 $\Delta W = m_s \ddot{z} + m_u \ddot{z}_1$ であらわされるから、輪重増減率は、

$$\Delta W / W = (\ddot{z} + \nu \ddot{z}_1) / (1 + \nu) g \quad \text{ただし、} \nu = m_u / m_s$$

となる。車体振動加速度の場合と同様の方法により輪重増減率を求めると、次式のようになる。

$$\Delta W / W = [\beta(t) + r(t) - U(t-\tau) \{ \beta(t-\tau) + r(t-\tau) \}] / (1 + \nu) g$$

$$\text{ここに、} \quad r(t) = (\nu a u / \tau) \sin ut$$

(3) 実験結果と考察

車体の振動加速度の測定値の複振幅を速度について描いた一例を図-3に示す。実線は理論値である。これによると、速度が6 m/sec (実車換算約50 km/h) までは非常によく一致しているのがわかる。高速になると、実験値は理論値程大きくなる。しかし、実験値の各データ(図-3もその一例)について最大加速度の包絡線をえかくと、それはほぼ段落ち量に比例しているが、このことは理論式に示すとおりである。又、一般に車体前部の加速度は機関車との連結器に拘束されて後部よりも小さく小さく現われているのが図からわかる。

輪重増減率の実験値の一例を図-4に示す。速度が6 m/sec を越えると、特に、輪重減少率について一致し難いのがわかる。理論式(図で実線)によると、車輪の浮き上がりの限界速度は、段落ち量3.5 mm (実物換算17.5 mm) の時8.5 m/sec (実車換算約70 km/h) となる。

このように、加速度、輪重増減率において、高速時に理論式と一致しない理由として、(i) 模型線路の軌道整正が実物の1/5であるため厳密に行えないこと。(特に、輪重増減率には軌跡関数の二階微分が大きく左右する。)(ii) 板ばねのばね定数に摩擦項や非線型項が考慮されていないこと。(iii) 減衰定数の非線型性を無視したこと(上の理論式でも減衰定数の大小は、加速度等の大きさに大きく左右する)、等が考えられる。

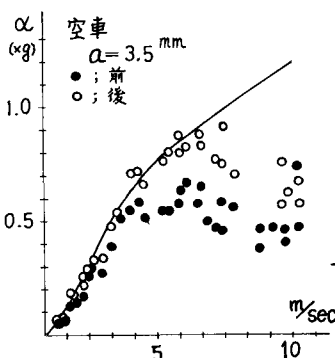


図-3 車体加速度(複振幅)

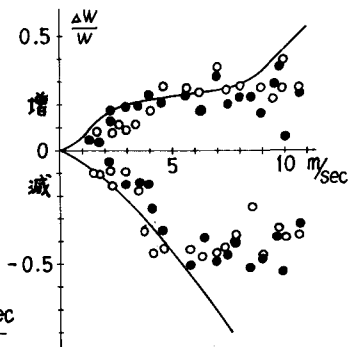


図-4 輪重増減率