

Ⅳ-348 軌道高低狂いと輪重変動に関する一考察

日本貨物鉄道 正会員 猪口雅之
JRFホテル 正会員 上浦正樹
日本貨物鉄道 正会員 三枝長生

1. まえがき

上下方向の軌道狂い進みを評価することは、軌道保守量を計画する上で重要な項目の一つである。その評価のため最近の研究では、上下方向の変位進み係数 β (mm/回) とレール圧力 P_r (kN) の関係が発表されている¹⁾。レール圧力を定めるにあたり、鉄道構造物等設計標準（案）（軌道構造「有道床軌道」）では輪重を定常分（静止輪重に相当）と変動分（輪重の変動が頻繁におこり、かつ変動が持続的成分に比べ、無視できないほど大きな荷重に相当）に分け、この変動分は標準偏差（ σ ）の3倍（統計学上ではこの範囲を越える確率は3/1000である）を用いることとしている。軌道狂い進み（高低）の推定値の算出では静止輪重と変動分（ 3σ ）の和を用いている。また、同標準（案）では変動分の標準偏差は速度衝撃率 i ($=3V/100$) の0.5倍としている。そこで本研究では輪重の変動分に着目してその発生頻度および軌道の整備状態が輪重変動に与える影響と β の関係を考察するものである。

2. 今までの研究

岡部²⁾は上下方向の変位進み係数 β （流動沈下係数 mm/万回）が平均圧力 p_a (kg/cm^2) とまくらぎ下10cmの加速度 α_B の積の関数として $\beta = 0.43 \times (p_a \cdot \alpha_B - 0.60)$ を定めている。また最近の研究では内田らにより「レール圧力 P_r と β の関係で、初期沈下が終了すればそれ以上塑性変形の進行しない荷重強度の上限（閾値）が弾性限界変位量に対応して存在することになる」が報告されている²⁾。佐藤は β そのものは0である領域（閾値）は見られず、レール圧力が小さい領域ではその1乗、2乗に近似でき、レール圧力が大きくなるにつれてその3乗、4乗に近似で説明できるようになると報告している³⁾。この関係を図1に示す。

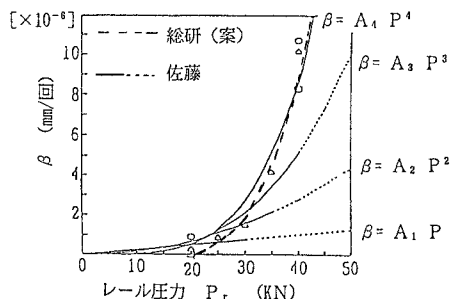


図1 変位進み係数 β とレール圧力の関係

3. 電気機関車走行時の輪重変動

JR貨物の所有する電気機関車 EF200および EF65 が東海道本線（鶴見～熱海）を走行した場合の輪重変動を車上から測定した結果を図2に示す。ここで発生確率は標準化変数（ Z ）を用いた。 Z は輪重 P 、輪重の平均値（ m ）、標準偏差（ σ ）より $Z = (P - m) / \sigma$ より算出する。この図より輪重変動はほぼ正規分布と見なせるとともに 3σ での発生頻度は極めて小さいことが分かる。

4. 輪重変動の理論的評価

輪重変動が生ずる原因としては高低狂いによる車体上下運動による慣性力と車輪とレール間での凹凸による衝撃力がある。ここでは測定車輪が良好な路面との前提で軌道狂いによる慣性力について検討する。

キーワード 軌道狂い 輪重 レール圧力 標準偏差

〒100 千代田区丸の内1-6-5 TEL 03-3285-0078 FAX 03-3285-0065

〒100 千代田区丸の内2-2-2 TEL 03-3216-2601 FAX 03-3211-2336

〒160 新宿区新宿3-36-10 TEL 03-3352-3591 FAX 03-3352-3503

①軌道面 $\sim \eta = 0.5\lambda(1 - \cos 2\pi x/L)$

η : 高低狂い λ : 最大狂い L : 範囲

②運動方程式 $\sim M d^2(y + \eta)/dt^2 + ky = 0$

y : 車両移動量 k : 換算ばね係数 t : 時間

③境界条件 $\sim t=0$ で $y=0, dy/dt=0$

これを解くことで次式を得る.

$$\textcircled{4} \quad y = 0.5\lambda \frac{1}{1 - (\tau_1/\tau)^2} (\cos 2\pi t/\tau_1 - \cos 2\pi t/\tau)$$

ここで $\tau_1 = L/v, \tau = 2\pi(M/K)^{0.5}$

v : 車両速度 M : 車両質量

この結果から軌道沈下による軌道バネの反力を輪重変動分とみなして表1と式(1)を得た.

$$\Delta Pr = 0.443\lambda \quad (\text{相関係数} 0.995) \dots\dots (1)$$

ここで乙修基準値を超える範囲は30mmを1ロットとすると500mで3箇所発生する⁴⁾とする. よって軌道狂いを正規分布と仮定すると, これは 1.34σ に相当し, 東海道本線(1級線)の乙修基準値13mmを用いると $\sigma = 9.70\text{mm}$ となる. そこでこの線区の軌道構造を50N レール, PC まくらぎ41本/25m, 道床厚25cmと定め(レール圧力係数0.327), これから輪重変動を(1)式より導くことができる.

5. 実測値と理論値の比較

電気機関車EF200における車両速度100km/h 頻 $\sim 120\text{km/h}$ の実測値(94ロット: 平均5mの代表値)と車両速度100km/hでの理論値を図3に示した. この結果より実測値と理論値とはほぼ同じ値が得られた.

6. 考察

(1) 標準(案)により輪重変動分(σ)を速度衝撃率の0.5倍から求めた場合100km/hで0.15倍となる. 本試験結果で0.12倍, 理論結果では0.14倍とほぼ同じとなった.

(2) 標準(案)より上下方向の変位進み係数 β を推定すると 3σ (39kN)より $\beta = 8.1 \times 10^{-6}\text{mm/回}$ となる. 一方本研究による理論式より発生確率を考慮して β を推定すると図1の総研案による場合で $\beta = 2.9 \times 10^{-6}\text{mm/回}$, 佐藤案によると $\beta = 1.3 \times 10^{-6}\text{mm/回}$ となった.

参考文献

- 1) 長藤敬晴ら 軌道の破壊・劣化メカニズム 研究開発テーマ報告 財) 鉄道総合技術研究所1996.7
- 2) 岡部二郎 バラスト支持力の実験的研究(中) 鉄道線路 1961.9
- 3) 佐藤吉彦 新軌道力学 現業社 1997.4

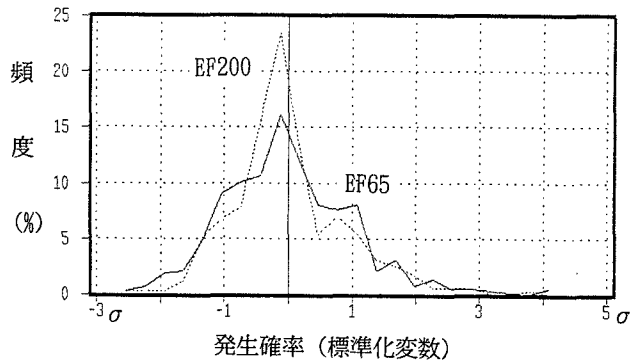


図2 電気機関車と車輪変動

表1 軌道高低狂いとレール圧力増加の関係

軌道狂い(mm) λ 沈下量(cm) レール圧力増加量(KN) ΔPr

10	0.032	4.48
20	0.064	8.96
30	0.092	12.88
40	0.127	17.78
50	0.159	22.26

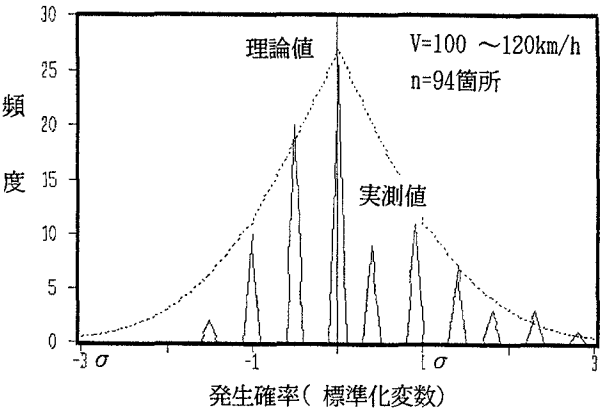


図3 輪重変動の実測値と理論値の比較