

名古屋工業大学 学生員 ○大熊 孝
名古屋工業大学 正 員 池守 昌幸

1. はじめに

鉄道車両の動揺について乗り心地を評価する指標として従来、人体の振動に対する特性を考え、ある時点における乗り心地を振動加速度とその振動周波数によって数値化した乗り心地係数が用いられてきた。鉄道車両の振動は本来不規則な振動であり、ある加速度に対してその周波数を特定することには難点があり、また乗り心地とは瞬時的な加速度だけによるものでないことなどから、ある時間範囲の振動状況についての新しい指標である乗り心地レベルによる評価が提案されている。

走行中の車両の振動には軌道狂いが関与し、良好な乗り心地が得られるように軌道狂いの管理が行われているが、上級機関では通常、軌道に存在するすべての軌道狂いを個々に乗り心地に関連させて管理することはできないので、現在軌道狂い管理の主要指標である軌道狂い指数と新しく定められた乗り心地レベルとの関係を明らかにしておくことは必須のことである。そこで本研究はこの相関分析を力学モデルによるシミュレーションによって行うものである。

2. 研究方法

車両の振動と高低狂いの関係についての力学モデルとしては、一質点モデルを用いる。このモデルの運動方程式は次のようである。

$$m\ddot{y}(t) + C(\dot{y}(t) - \dot{x}(t)) + k(y(t) - x(t)) = 0 \quad \text{----- (1)}$$

ここに、 $y(t)$: 車体変位, $x(t)$: 軌道上下変位, m : 車体質量

C : まくらばねダンパ係数, k : まくらばね係数

$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m}$, $\zeta = C/2\sqrt{k/m}$ とし、 $x(t)$, $y(t)$ のフーリエ変換を $X(f)$, $Y(f)$ とし、(1)式のフーリエ変換をとり整理すると

$$Y(f) = H(f)X(f), \quad H(f) = \frac{f_0^2 + j2\zeta f_0 f}{f_0^2 - f^2 + j2\zeta f_0 f} = |H(f)| e^{-j\phi(f)}$$

ここに、

$$|H(f)|^2 = \frac{\{1 - (1 - 4\zeta^2)(f/f_0)^2\}^2 + 4\zeta^2(f/f_0)^6}{\{1 - (f/f_0)^2\}^2 + 4\zeta^2(f/f_0)^2}, \quad \phi(f) = \tan^{-1} \left[\frac{2\zeta(f/f_0)^3}{1 - (1 - 4\zeta^2)(f/f_0)^2} \right]$$

乗り心地レベルの定義: $L_T(\text{dB}) = 20 \log \frac{\bar{a}_w}{a_{\text{ref}}}$

ここに、 $\bar{a}_w$: 感覚補正した振動加速度の実効値 (m/s^2) $= \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt}$

a_w : 感覚補正した振動加速度 (m/s^2)

a_{ref} : 基準加速度 $= 10^{-5} (\text{m/s}^2)$

T : 乗り心地を求める時間

入力 $x(t)$ を、

$$x(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_k(f_k) \Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \theta_k) \quad \text{----- (2)}$$

でシミュレートし、

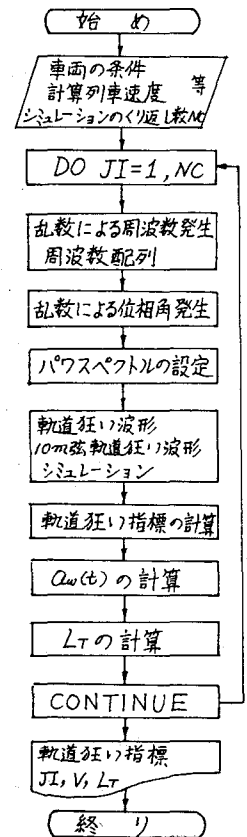


図1. シミュレーションの実施手順

$$Q_w(t) = -(2\pi)^2 \sum_{f_k} f_k^2 \omega(f_k) |H(f_k)| \sqrt{2G_x(f_k) \Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \theta_k + \phi(f_k))$$

と置く。

ここに、 $G_x(f_k)$: $X(t)$ の片側パワースペクトル

θ_k : 周波数 f_k に対応する位相角 ($0 \sim 2\pi$ で一様分布とする)

$\omega(f_k)$: 感覚補正係数

これより、軌道狂い状態のパラメータである $G_x(f)$ を任意に与えることにより、これに対応する $Q_w(t)$ を求め、任意時間 t における乗り心地レベルを得ることができる。また軌道狂いについての指標も、(2)式より入力した軌道狂い i が知られるから、任意のものを得ることができる。

シミュレーションの実施手順については、図1に示すとおりである。

3. 計算結果および考察

本研究で使用した鉄道車両は181系電車で、車速は 60 km/h , 80 km/h , 100 km/h , 120 km/h と 20 km/h 刻みで4種類行った。また図2に示す軌道狂いのパワースペクトルを用いて軌道狂い(高低狂い)を与えた。

軌道狂い指標として、現在実測値による分析で用いられている軌道狂い指数 R (軌道狂いの $\pm 3 \text{ mm}$ 超過箇所率) のほかに、同じく $\pm 6 \text{ mm}$ 超過箇所率 R_2 、軌道狂いの標準偏差 σ を用いて相関分析を行ったが、

ここでは紙面の関係上、軌道狂いの標準偏差 σ との分析のみ図と表で記載するものとし、他は研究発表会時にゆずることとする。

まず、シミュレーションによって求めた乗り心地レベルと軌道狂い標準偏差の値を4種類の関数 (LINEAR,

LOG, EXP, POWER) で回帰分析させたところ、その決定係数 R^2 は表1に示すようになった。どの関数においても決定係数は高く十分回帰しうるが、ここではその中でも最も高い関数 LOG についての図を記載すると、図3のようになる。また速度別の回帰曲線を示すと、図4のとおりである。

ここで得られた乗り心地レベルの値は実測で得られているものと同程度で、また軌道狂い指数との関係も実測データによるものに近い。したがって簡単なモデルによる解析ではあるが、実用上十分に有用なものと考えられる。

— 参考文献 —

- ・星谷勝：確率論手法による振動解析，鹿島出版会
- ・池守昌幸：軌道狂いのパワースペクトル，鉄道線路，

29巻9号，昭56-9

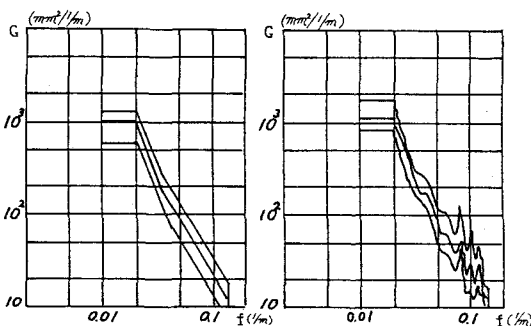


図2 入力軌道狂いのPSD

V	60	80	100	120
LINEAR	0.961	0.919	0.928	0.952
LOG	0.971	0.931	0.935	0.964
EXP	0.959	0.917	0.926	0.950
POWER	0.971	0.930	0.935	0.963

表1 L_r - σ の決定係数

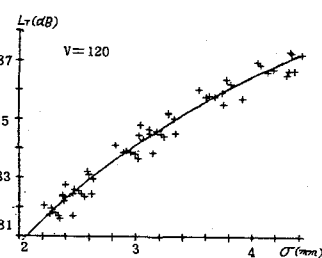


図3 σ と L_r の関係例

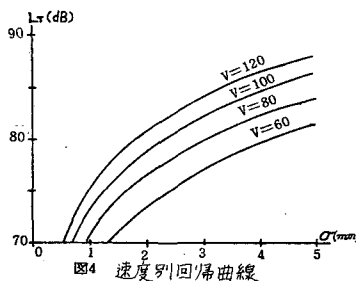


図4 速度別回帰曲線