

N-6 軌道狂いの整備限度 (オ2報)

一特に高低狂いと車両の上下振動について

国鉄・鉄道技術研究所 正負 佐藤吉彦

軌道狂いの整備限度のうち高低狂いに関するものが特に重要なことと、定常的連続狂いの限度の決定方法については、すでに前報において報告した。本報告においてはこれに引続き、車両モデルに対する検討結果と非定常高低狂いにより生ずる車両の上下振動について報告する。

1 車両モデルの検討 高低狂いの整備限度を決定するための車両モデルのうち、ボギー車の場合は図-1に示すものが完全モデルであると考えられる。そこでこのモデルを取上げて、 $k_u \rightarrow \infty$, $k_n = 0$, $\gamma^2 = 1$, $\gamma'^2 = 1$ の場合について衝撃函数で表わされる高低狂いに対して、ラプラス変換をとって計算した結果、先行台車直上の車体上下振動は

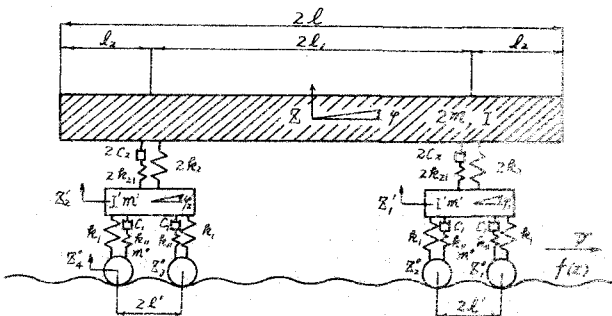


図-1 ボギー車のモデル

$$Z + \bar{P}Z = \frac{1 + e^{-\frac{\gamma^2 s}{2V}}}{2V} \cdot \frac{(e_2 \frac{s}{V} + K)}{(\mu \frac{s^2}{V^2} + e_2 \frac{s}{V} + 1 + K)(\frac{s^2}{V^2} + e_2 \frac{s}{V} + K) - (e_2 \frac{s}{V} + K)^2}$$

ここで $V = \sqrt{\frac{2G}{m}}$, $\mu = \frac{m}{m'}$, $K = \frac{k_n}{k_u}$, $e_2 = \frac{2G}{mV}$, $\gamma^2 = \frac{I}{2mV}$, $\gamma'^2 = \frac{I'}{m'V}$, $Z = \mathcal{L}(Z)$, $\bar{P} = \mathcal{L}(\bar{P})$, s はラプラス変換のパラメーター。

となり、これは次頁の図-3に示す2質量モデルをオ1車輪下とオ2車輪下の平均狂い振中で加振することに相当する。すなわち、 $\gamma^2 = 1$ という実際の車両で受当とされる車体回転慣性半径を考えた場合には、車体上下振動に関しては車両を前半部と後半部に2分したモデル図-3を採用することが承認される。

一方車輪直上の台車変位は

$$Z' + \bar{P}'Z' = \frac{1}{2V} \left\{ \frac{(\frac{s^2}{V^2} + e_2 \frac{s}{V} + K)(1 + e^{-\frac{\gamma'^2 s}{2V}})}{(\mu \frac{s^2}{V^2} + e_2 \frac{s}{V} + 1 + K)(\frac{s^2}{V^2} + e_2 \frac{s}{V} + K) - (e_2 \frac{s}{V} + K)^2} + \frac{1 - e^{-\frac{\gamma'^2 s}{2V}}}{\mu \frac{s^2}{V^2} + 1} \right\}$$

ここで $Z' = \mathcal{L}(Z')$, $\bar{P}' = \mathcal{L}(\bar{P}')$

となり、この式のカッコ内オ1項は図-3のモデルによる計算結果と合致するか、オ2項の台車のピッチングによる変位の大きさが向題となる。そこでこのオ2項のラプラス逆変換をとると、

これは

$$F(t) = 1.826 V_1 \sin 1.826 V_1 \frac{t}{V} \cos 1.826 V_1 (t - \frac{t}{V})$$

となり、その振巾は図-2のようになる。この値はカッコ内オ1項のラプラス逆変換の最大値 0.90V の

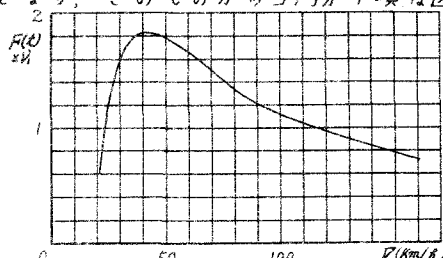


図-2 F(t)の最大値

2倍に達し、極めて大きいと言わねばならない。つまり、高低狂いによって生ずる輪重変化について考察するためには、台車のピッチングを考慮することが不可欠な条件である。

2 有限個 Sine 形高低狂いによる車体の振動 すでに述べたように車体の上下振動を計算するためには図-3 のモデルを採ればよいから、これを用いて一般車両を代表すると考えられる $\mu = \frac{m'}{m} = 0.3$, $K = \frac{K_2}{K_1} = 0.5$, $\varepsilon_2 = \frac{ZC_2}{mV_1} = 0.686$ の場合について図-4 下部に示すような Sine 形高低狂いに対する車体加速度応答を半波形毎に 10 ケまで各箇數に対して計算した。その応答の形状をモデル的に示したのが図-4 上部である。①と書いたのが波數 1 ケの場合の応答振動であり、高低狂いに強制されて上下し、カ 2 波に入るところでカ 2 波による強制応答から離れて漸減している。

このような振動の強制されて生じた各波數毎の最大値とその後に生ずる減衰振動のうらの最大値を $\gamma = \frac{2\pi}{3.6} \cdot \frac{V}{\lambda} = 2.0$ ($V = \text{Km/R}$, $\lambda = \text{m}$) の場合について図示したのが図-5 である。これによれば、車体の振動は波數に依ると漸増し、以後振動しながら無限ケの定常の場合に近附いて行く。これを γ について図示したのが図-6 である。これによれば、波數 1 ケの場合には他の場合に較べて著しく小さくなっているが、2 ケを経て 3 ケの場合になると定常的に加振される場合とほとんど変らなくなるのを見ることができる。波長が 5.0 ~ 20 m の狂いも速度 60 ~ 100 Km/R で $f_1 = 1.8 \text{ cps}$ の車両が走行する通常の場合について考えると、 γ は 0.5 ~ 3.5 の範囲となり、數値計算による無限箇數の場合に比してその振巾は 1.2 倍程度の範囲におさまることになる。このことは前報において定常的 Sine 形高低狂いに対して

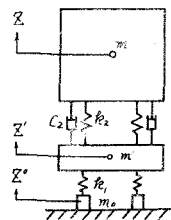


図-3 2 軸車両モデル

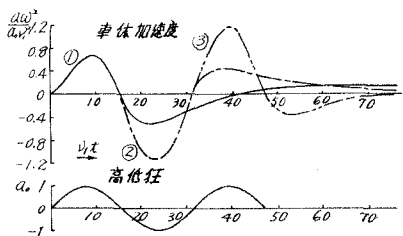


図-4 車体加速度応答

定めた整備限度が他の一般的高低狂いに対しても妥当であることを実証するものである。

おわりに以上の 30 億ケに及ぶ演算を行う際に助力を得た同室の小林悟氏、当所計算センターの各位に対して謝意を表する次第である。

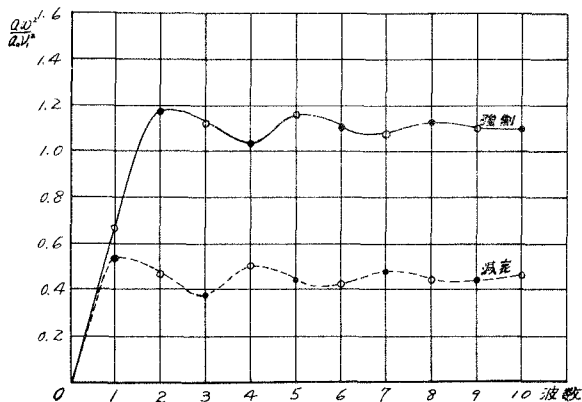


図-5 車体加速度の波數による変化

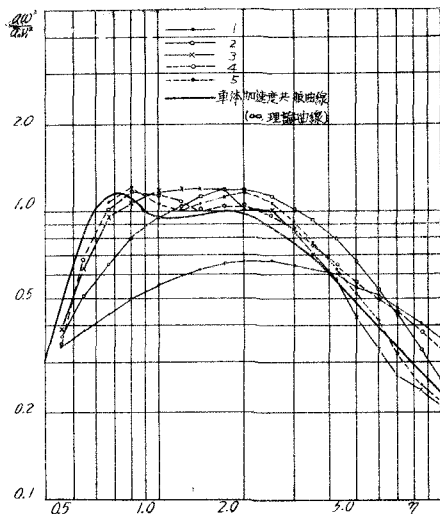


図-6 車体加速度