

金沢工業大学 正員 ○ 山田 幹雄
金沢工業大学 正員 小野 一良

まえがき 著者らは文献1)において、列車通過時に鉄道線路に発生する多数の振動の中で50～60Hzの振動が最大のエネルギーをもち、軌道の保守作業に大きな影響を与えていることを述べた。しかし、レールに加速度計を取り付けて得られた振動の周波数分析においては、1000Hz以上に最大の加速度を有する振動が含まれている場合が多くみられた。このような高周波の振動は、人間の聴覚に対する感覚が良いため騒音防止の上から問題にされる。この発生原因としては、これまでにレールの固有振動が誘発されたとする説²⁾とレールの頭頂面に存在する凹凸によりひき起こされるという説³⁾との二つが発表されている。レール頭頂面の凹凸は軌道検測車によって観測される場合が多いが、これは長波長に限られる。列車速度を30m/secとすれば、3000Hzの振動に対してはレール面に1cmの波長をもつ凹凸の存在を明らかにする必要がある。短波長の凹凸については、レール面に波状磨耗がある場合に長さ2mの定規とダイヤルゲージを用いて測定した例⁴⁾はあるが、それでも波長5cm以下の凹凸を見つけることは困難である。ここで、著者らは一つの考え方として、見掛け上レール面に凹凸は存在しなくてもレールと車輪との接触部の変形量にばらつきがあり、これが高周波振動の発生原因になると推論し、これについて検討を行なった。

測定結果 肉眼では凹凸の存在が確認できなかったレールを50tf構造物試験機の支持台に載せ、レール面上に車輪タイヤより切り取ったセグメントを置いた。レールウエの両側には精度1/1000 mmのダイヤルゲージを取り付け、セグメントを最高30tf(294kN)まで押し付ける間に生じる変形量を測定した(図-1)。実験には3個のセグメントを使用し、それぞれレールの中央部20cmの幅を1cm間隔で順次移動させた。

図-2は、左右のダイヤルゲージの読みの平均値 δ と荷重Pとの関係の1例を示す。ヘルツの理論によれば、変形量は荷重の $2/3$ 乗に比例して増加することになるので、この図における荷重の目盛りはこの割合で縮尺されている。荷重の小さい段階においては荷重と変形量との関係は不安定であるが、荷重が約8tf(78.4kN)を越えろとはほぼ直線状になることが認められる。

つぎに、変形量 δ と荷重Pとの関係が $\delta = CP^{2/3}$ であらわされるとして、多数の測定結果についてそれぞれのたわみ係数Cを求め、この式を用いて荷重6tf(58.8kN)に対する変形量を算出した。この変形量は図-3に示すように正規分布を呈し、その平均値 μ は 7.41×10^{-3} cmとなり、標準偏差 σ は 0.88×10^{-3} cmとなった。なお、1cm離れた隣合う測定点間のC値にはとくに関連は認められなかった。このようにたわみ係数の値にばらつきが生じた理由として、その中に多少の測定誤差は含まれているものの本質的

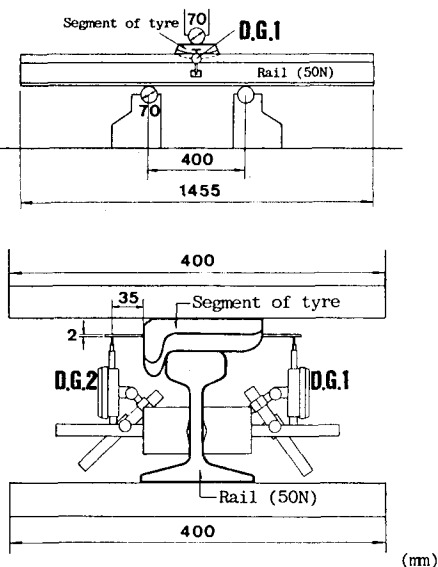


図-1 ダイヤルゲージ取り付け位置

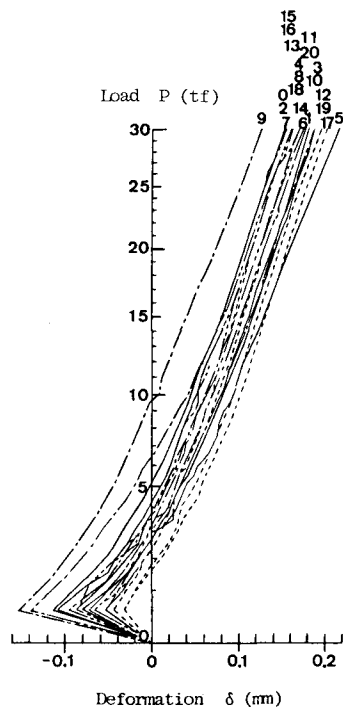


図-2 変形量と荷重との関係 (セグメントB, 第2回目)

にはわずかに離れた位置におけるレールの材質にいくらかの違いがあるためと推定される。また、このばらつきは車輪とレールとの間の接触状態にも影響をおよぼされ、実際に車輪がレール面を走行するときには、車輪路面の小さなフラットなどによってこの程度の凹凸は存在するものと考えらる必要がある。なお、セグメントとレール面との接触部におけるばね定数 K は $dP/d\delta$ によって求められ、 $P=6\text{tf}(58.8\text{kN})$ に対する K の平均値は $1.235 \times 10^6 \text{ kg/cm}$ (1.210 GN/m)となった。

考察および結論 レール面にこのような凹凸があるとするれば、これは一次マルコフ過程に相当すると考えられる。いま、 0.52cm 離れた点におけるたわみの偏差(たわみの平均値との差)は隣りの点のたわみの偏差を30%受け継ぐと仮定し、列車速度を 26 m/sec とすれば、相関の逆減率 α は 3500 sec^{-1} となる。これらの数値を用いて計算を進めると、標準偏差 $\sigma=0.88 \times 10^{-3}\text{ cm}$ は 1000 Hz を中心とした $1/3$ オクターブ範囲中の振動数に対して $0.22 \times 10^{-3}\text{ cm}$ の振動振幅(実効値)を生じることになる。したがって、レール面に σ に相当する凹凸が存在する箇所を車輪が走行するとき、レールがこの振動振幅で上下動をしたと仮定すれば、その振動加速度は 8.875 G (実効値)となる。しかし、レール面に凹凸があれば車輪も上下動をし、また車輪とレールとの間の接触圧力も変動するため、レールの弾性変形量も変動をする。これらの影響を考慮に入れて計算を進めたところレールの振動振幅は $0.30 \times 10^{-3}\text{ cm}$ となり、これは振動加速度 12.25 G (142 dB)に相当する。この値は図-4に示す現場測定値にほぼ一致し、騒音発生の一原因になると考えられる。

以上に述べた計算においては、レールと車輪との接触部におけるたわみ係数の変動によって生じる短波長の凹凸のみを考慮に入れた。したがって、その振幅は 10^{-3} cm 以下であるが、長波長の凹凸についてはこれまでに多くの測定結果が発表されており、その振幅は波長にほぼ比例するとみることができると5)。この関係が短波長の凹凸に至るまで適用されるとき、振動数 $f\text{ Hz}$ に対しレール面の凹凸を $0.22/f\text{ cm}$ と仮定した。このときレールに生じる振動加速度(実効値)を計算した結果を図-5に示した。72Hzと1150Hzに加速度の極大値が存在し、これは図-4に示した現場測定値にほぼ一致している。

参考文献 1)小野・山田: 鉄道線路の軌道および路盤に生ずる振動の解析, 土木学会論文報告集, 第339号, 1983. 2)松浦・梶: 車輪とレールの相互作用による振動と騒音に関する実験的研究, 土木学会論文報告集, 第278号, 1978. 3)佐藤・小菅: 輪重変動の立場から見たレール頭頂面凹凸の評価法, 鉄道技術研究報告, No.1198 (施設編第520号), 1981. 4)小野: 波状磨耗レールが受ける衝撃の測定, 土木学会論文集, 第55号, 1958. 5)池守: 軌道狂いのパワースペクトル, 鉄道線路, 第29巻, 第4号, 1981.

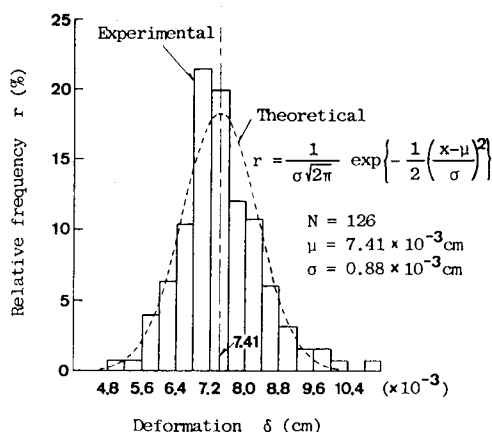


図-3 荷重6tfに対する変形量の分布

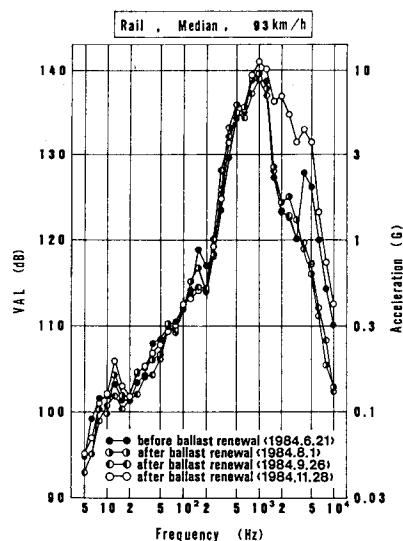


図-4 レールに生じる振動加速度の周波数分析(1/3オクターブバンド)

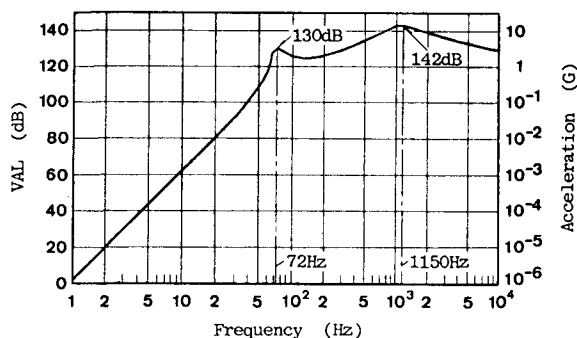


図-5 レール面の凹凸によってレールに生じる振動加速度(計算値)