Ⅳ-50　急曲線区間におけるレール波状摩耗の発生に関する研究

東京大学　学生員　村尾　光弘
正　員　松本　嘉司
正　員　角　知憲

1)研究の目的　波状摩耗は、鉄道の騒音、振動、公害及び保線、車両保守上重要な問題となっている。急曲線区間に発生する波状摩耗は、従来の研究1)により、輪軸のねじり振動との関連性が示唆されている。本研究では、波状摩耗のピッチと輪軸の固有振動との相関を確かめた上に、2軸のボギー台車の運動力学を導入して、輪軸のねじり振動解析を行なってみる。

2)波状摩耗の実測　波状摩耗の波長と列車の走行速度との関係を調べるために、都営新宿線、都営6号線、営団有楽町線、東西線で波状摩耗の波形測定を行なった。測定分析結果をFIG1に示す。横軸は列車の運転速度(V)を、縦軸は輪軸の固有振動数(f_N)に波状摩耗波長(λ)を乗じたものをとった。軌道構造の違いは黒丸白丸で示す。ここで仮に波状摩耗が輪軸のねじり振動を原因の一つとしているならば、$V=f_N\cdot\lambda$ が成立するはずである。この関係を示したものが、FIG1中の直線である。FIG1によれば、一部を除いて、軌道構造の相違にかかわらず、波状摩耗のピッチの周期はおおむね輪軸のねじり振動の周期に相当している。したがって、急曲線区間の波状摩耗発生の原因の一つが、輪軸のねじり振動であることは十分考えられる。

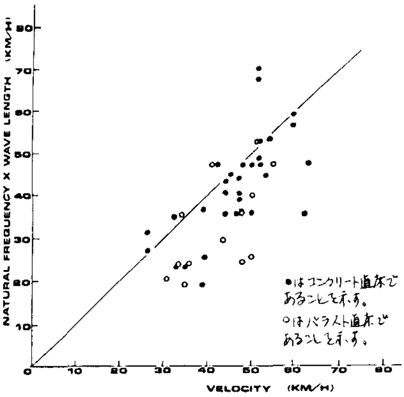
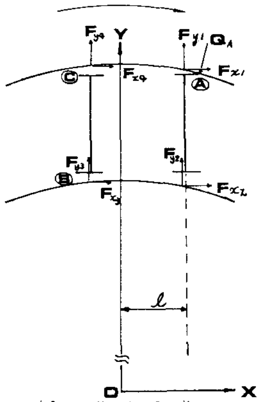


FIG 1

3)輪軸のねじり振動解析　ボギー台車が平滑なレールの曲線部を通過する場合、車輪は一定の速度、すべり率、車軸は一定のねじり率で走行している。これを定常走行状態と呼ぶ。定常走行状態において、曲線部ではボギー台車はフランジ横圧力を受ける場所により、次の3種類の姿勢が考えられる。

① FIG2中のⒶとⒸとがフランジ横圧力を受ける場合。
② FIG2中のⒶとⒷとがフランジ横圧力を受ける場合。
③ FIG2中のⒶのみがフランジ横圧力を受ける場合。



Ⓐ 前軸、曲線外側フランジ
Ⓑ 後軸、曲線内側フランジ
Ⓒ 後軸、曲線外側フランジ

F：レール踏面から受ける摩擦力

Q：フランジ横圧力

FIG 2

FIG2のように、座標軸として、y軸を車軸に平行な直線の中でレール曲線の曲率中心を通る直線にとると、ボギー台車の姿勢は 軸からy軸までの距離ℓだけで表わせる。今、走行方向、およびこれに直角な方向のころがり・すべり摩擦係数は一致するものと仮定すると、ころがり・すべり摩擦係数はすべり率（走行速度と周速度の差を走行速度で除したもの）の関数として与えられる。よって、横圧力正の条件の下に、x, y方向、モーメントのつりあいを考えることにより、③の場合は、ℓと車輪の回転速度ωとフランジ横圧力Q_Aが求まり、①②の場合は、ℓが幾何学的条件より求まるので、Q_AQ_C 又は Q_AQ_B の2つのフランジ横圧力とωが求まる。測定した地下鉄線では、外軌に塗油されているので、外軌のころがり・すべり摩擦係数は、FIG3-A、内軌のそれは、FIG3-Bを使用した。[2),3)] FIG3の横軸は、すべり率で、縦軸は、ころがり・すべり摩擦係数である。計算の結果、今回

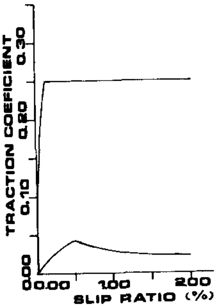


FIG 3

解析した条件、すなわち曲率半径100〜600m、運転速度20〜60Km/hの範囲内においては、③の場合のみが解として得られた。

実際のレールでは、継目やきずが存在するので、曲線部を通過する輪軸系は攪乱を受ける。そこで、継目を想定した攪乱を与え、定常走行状態を脱した後のねじり振動をFIG4のモデルで解析した。その運動方程式は次式で与えられる。

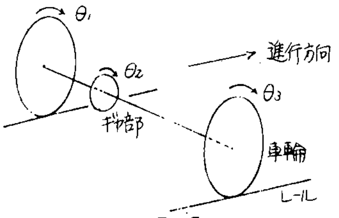


FIG 4

$$I_1\ddot{\theta}_1 + K_1(\theta_1-\theta_2) + C_1\dot{\theta}_1 + M_{F1} + M_{Q1} = 0$$
$$I_2\ddot{\theta}_2 + K_1(\theta_2-\theta_1) + K_2(\theta_2-\theta_3) + C_2\dot{\theta}_2 = T$$
$$I_3\ddot{\theta}_3 + K_2(\theta_3-\theta_2) + C_3\dot{\theta}_3 + M_{F3} + M_{Q3} = 0$$

ここで、I_1, I_2, I_3：回転慣性　M_{F1}, M_{F3}：輪重による摩擦モーメント
K_1, K_2：ねじりばね定数
C_1, C_2, C_3：減衰係数　M_{Q1}, M_{Q3}：横圧による摩擦モーメント
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$：ねじり角
T：駆動トルク

なお、攪乱としては、定常走行状態の輪軸のすべり速度を所定の量だけ変化させることにし、上式の初期条件として与え、ルンゲクッタ法で解いた。この時、ねじり振動は車両運動に比べて十分高い振動数であるので、フランジ横圧力の変動、ボギー台車の姿勢変化は無視した。

4）結果　以上の方法により、列車の運転速度、曲率半径、勾配、スラック等を変化させて、輪軸のねじり振動を分析した。その一例が、FIG5である。横軸は時間(秒)で、縦軸はねじり変位である。FIG5で示すように半径200mでは、ねじり振動が発散している。図6は、横軸に曲率半径を、縦軸に勾配をとったもので、適正カント、規定スラック量の下でのねじり振動の対数減衰率をみたものである。斜線部は対数減衰率が0.5以下の所で、◎は実測の結果、波状摩耗が表われていた所である。0.5という数字は、◎を包含するように決めたものであるが、計算上ねじり振動の減衰性の悪い所と波状摩耗の起きる所はよく一致している。

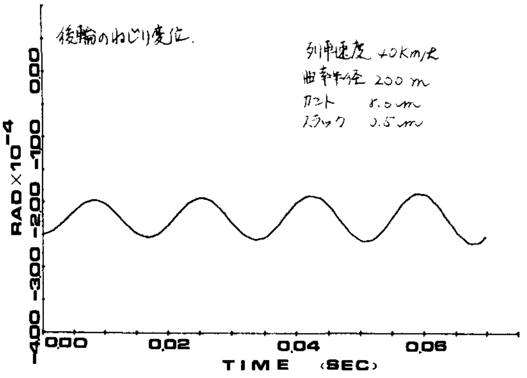


FIG 5

5)結論　波状摩耗が起こる区間は、ねじり振動が起きやすい区間であることが認められた。スラック、カントなどの軌道条件、走行速度をパラメトリックに変えて計算したところ、輪軸のねじり振動は、ほとんど曲率半径に支配され、又、ねじり振動と波状摩耗との因果関係を仮定すると、半径250m以下では、波状摩耗は避けがたい。さらに、前軸より後軸のねじり振動が励起されやすいという結果を得た。

なお、車輪とレールのころがり、すべり摩擦係数は不安定で、資料により異なる。また、一部に軌道振動特性に影響されると思われるケースもあり、今後の検討課題と考えている。

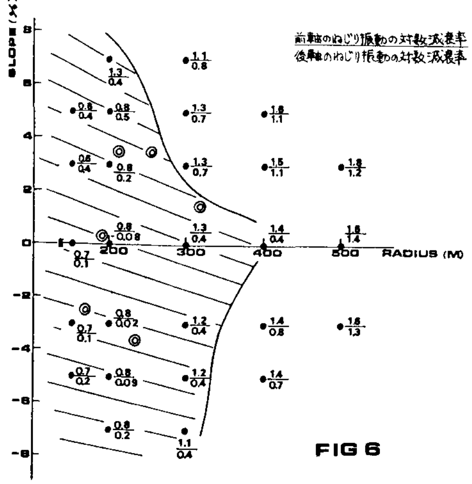


FIG 6

参考文献

1）鉄道の急曲線区間における輪軸のねじり振動とレール摩耗に関する研究　佐々木良之
2）車輪・レールの粘着係数に及ぼす接触面性状の影響
　車輪・レールの接触問題に関するシンポジウム前刷集　大山忠生
3）高速ころがり接触下のすべりと摩擦
　潤滑第21巻7号　丸山弘志、大山忠生、稲田重男