

東京大学 学生員 ○藤沢伸光
大林組 正員 井上貞文
東京大学 正員 西岡 隆

1. 概説

風荷重等で動的に変形する鉄道吊橋上の鉄道車両は軌道から車輪踏面を介して強制変位を受けたため、その変位の性質に応じて車両が応答する。この強制変位は一般にランダムな周期や振巾をもち、その結果発生する車両の応答は複雑で一義的に求めることができない。さらに車両には車輪踏面と軌条との間の接触状態や、吊り装置の非弾性的な挙動などのために現象を忠実に解析することと困難にしている。車両運動にはこのほかに自由振動が加わり、車輪踏面の形状と踏面-軌条間の切接力によって、特定の走行速度以上になると自由振動が発生することが認められている。

このように複雑な現象を解析するための一方法として、一定の特性、すなわち一定の周期や振巾をもつ水平方向の強制変位が軌道から車両に伝えられる場合の車両の応答を、相関解析手法を用いて模型実験により検討した。実験は振動台上に設置された転走装置に模型の二軸貨車を走行させ、振動台も一定の周期、振巾をもつ正弦波で加振させた時の車両の応答を解析した。本研究は以上の結果をまとめたものである。

2. 実験の方法

水平方向の強制変位の振動数は車両の固有振動数をもとに $0 \sim 5 \text{ Hz}$ の範囲とし、振巾は車輪と軌条の横動遊間も考慮して $0 \sim 4 \text{ mm}$ の範囲とした。走行速度は $0 \sim 15 \text{ m/sec}$ の範囲で、これら軌道の振動数、振巾、走行速度の組み合わせを決定した。車両に取り付けた測定計器からの出力は各々変換器を介して磁気テープにおよめ、アナログ計算機を用いて座標を変換した。アナログ計算機のパッチボード配線図は図-1に示す通りである。

模型車両は長さの相似律等のラウ型二軸貨車の模型を用いた。模型車両の重心及び重量は 5 kg の重錘を適当な個数積載することによって調整することができ、転走装置は車両の運動を定位置で観測することが可能であるから、円形の軌条を用いているため、通常の直線軌条の場合よりも自由振動に移行する時の速度が低くなり、本実験についても線型理論から求めた限界速度と実験値とはかけが可し一致していない。

3. 実験の結果及び考察

図-2は高速フーリエ変換で求めた軌道の

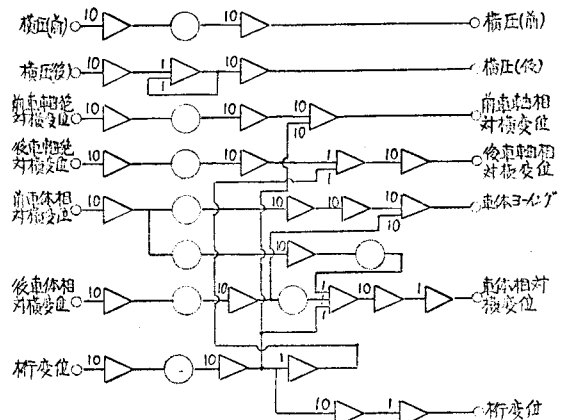


図1 アナログ計算機のパッチボード配線図

横方向変位と車両の応答のパワースペクトラムで、図-3は軌道が静止している状態での同じ走行速度($v=14.07\text{ m/sec}$)における車両のパワースペクトラムを示したものである。図-2では軌道から片振幅1mm、振動数1.66Hzの強制変位を与えているにもかかわらず、車両の応答には同じ周期のパワーは認められず、車両は3.08Hzの周期で振動していることが明らかである。これを図-3と比較すれば明らかになるように、走行速度が14.07 m/secの状態では、3.03Hzの振動は自由振動であることが推察され、この走行速度、軌道の横方向振動数、振中の組み合わせでは、強制変位の影響はほとんど無視できるとが確かめられる。同様の検討を数多く行った結果、比較的強制変位の振中が低い状態では、強制変位が車両の応答に与える影響は走行速度、強制変位の振動数及び車両の固有振動数によって左右されることが明らかとなった。走行速度が低く、強制変位の振動数が低い領域では車両の運動は主に強制変位によって決定されるが、その他の領域では複雑な様相を呈している。

次に、強制変位の振中の影響について検討した。実験は主に自由振動を起している状態でその時の車両の振動数と一致する振動数をもった強制変位を軌道に与えて行った。振中は片振幅0~4mmの間に0.5mm間隔で変化させた。その結果自由振動を起しているような状態では、強制変位による強制振動に自由振動が共存した状態を示すが、振中の変化に対する横圧の変化はゆるやかに、直線的であることが確かめられた。

現在計算によるシミュレーションとの比較も行っており、その詳細は講演会当日に示す。

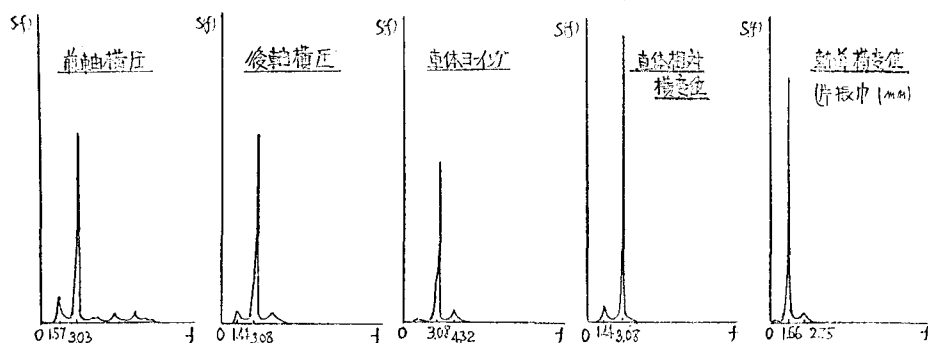


図2 軌道に横方向変位(1.66Hz)が与えられた時の車両のパワースペクトラム($v=14.07\text{ m/sec}$)

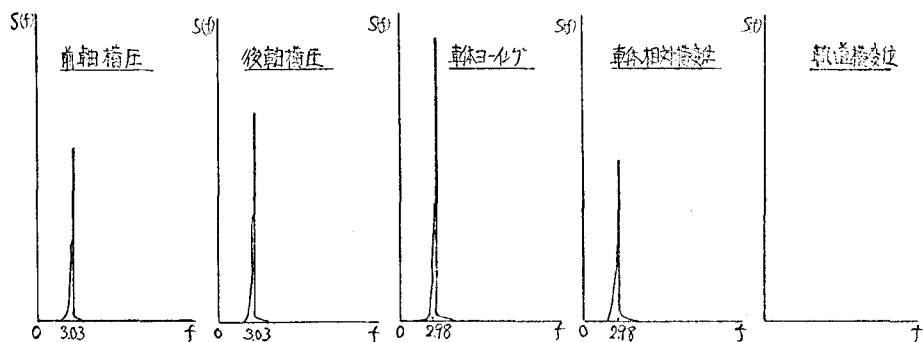


図3 静止軌道上の車両のパワースペクトラム($v=14.07\text{ m/sec}$)