

高速走行のための新しい分岐器の提案

九州大学工学部 地球環境工学科 学生会員 ○古賀 寛教
九州大学大学院 工学研究院 正会員 角 知憲

1.はじめに

本研究では、緩和曲線を用いてレールにカントをつけ、立体化した構造物を提案するものである。従来、分岐器は、トンダレール、リードレール、ガードレール等を用いて平面で交差しており、クロッシング交点で走行面は不連続である。これにより、脱輪の可能性がある、乗り心地も悪くなる。そこで今回提案する分岐器は、具体的には、基準線は、基本レールをそのまま延ばし、列車が分岐線を通る時のみ、分岐線のリードレールと走行方向側のレールの間をつなぐように、基準線の基本レールの上に弾性体と鉄板を合わせたものをかぶせるという構造物である。すると、より高速で分岐器を通ることができ乗り心地も向上する。また、渡り線として用いることにより、高い密度での列車の運行が可能となる。

2. 列車速度と鉄板の長さの関係

まず、分岐器に進入するときの列車速度 $V(\text{km/h})$ とクロッシング角 $\theta(^{\circ})$ の関係を求める。均衡カント $C(\text{mm})$ におけるゲージ $G(\text{mm})$ と列車速度 $V(\text{km/h})$ 、半径 $R(\text{m})$ の関係は次のようになる。

$$C = \frac{GV^2}{127R}$$

ここで、 $C=40$ 、 $G=1000$ とし、カントが x に対して直線的に変化するものとする、

$$C_x = \frac{x}{L} C \quad \rightarrow \quad \frac{1}{r} = \frac{x}{L} \frac{1}{R}$$

ここで、 x はトンダレール先端からの距離、 L はトンダレール先端からクロッシング交点までの距離を表している。

$$\frac{1}{r} \approx \frac{d^2 y}{dx^2} \quad \text{より} \quad \frac{x}{RL} = \frac{d^2 y}{dx^2}$$

境界条件 $x=0$ で $y=0$ 、 $dy/dx=0$ を用いて計算すると、

$$\frac{dy}{dx} = \frac{x^2}{2RL} \quad y = \frac{x^3}{6RL}$$

となり、クロッシング角は、表 1 のような結果になる。

また、レールヘッドの幅を 65mm としたときのかぶせる鉄板の長さも表 1 に示す。

表 1 列車速度とクロッシング角、鉄板の長さ

列車 速度 $V(\text{km/h})$	10	角度 $\theta(^{\circ})$	15.440	鉄板の 長さ (mm)	480
	20		7.862		946
	30		5.260		1416
	40		3.950		1886
	50		3.162		2356
	60		2.635		2827
	70		2.259		3298
	80		1.977		3769
	90		1.758		4239
	100		1.582		4710
	110		1.438		5181
	120		1.318		5652
	130		1.217		6123

このように、クロッシング角が非常に小さく、かぶせる鉄板の長さが長くなる。

3. 衝撃力について

今回提案する構造物では、二つの継目が生じる。ク

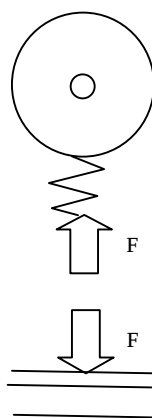


図 1

ロッシング部を車輪が通過する際の、継目部における強度を知るために、衝撃力を考える。図 1 のような衝撃力 $\mathbf{F}$ を考えた時、接触点の局所変位を含む車輪の速度 $\mathbf{V}_w$ とレールの速度 $\mathbf{V}_R$ は次のようになる。

$$\mathbf{V}_w = (i\omega H_w + i\omega/K_H)\mathbf{F}$$

$$\mathbf{V}_R = i\omega H_R \mathbf{F}$$

ここで、 ω は円振動数、 H_w 、 H_R は車輪及びレールの周波数応答関数、 K_H はばね係数である。また $\mathbf{V}_w$ 、 $\mathbf{V}_R$ 、 $\mathbf{F}$ は、フーリエ変換されている。初速度を v_0 とすると、次式が成り立つ。

$$\mathbf{V}_R = \mathbf{V}_0 / i\omega - \mathbf{V}_w$$

よって

$$\mathbf{F} = \mathbf{V}_0 / \omega^2 (\mathbf{H}_w + \mathbf{H}_R + 1 / \mathbf{K}_H)$$

これより、各周波数応答関数が必要になる。ここでは二つの衝撃力を考える。リードレールから二重梁先端へ移るときの衝撃力と、二重梁から走行方向側のレールに移るときの衝撃力である。

まず、走行方向側のレールを弾性支承上の半無限梁と仮定し、クロッシング部をモデル化すると、図2のようになる。

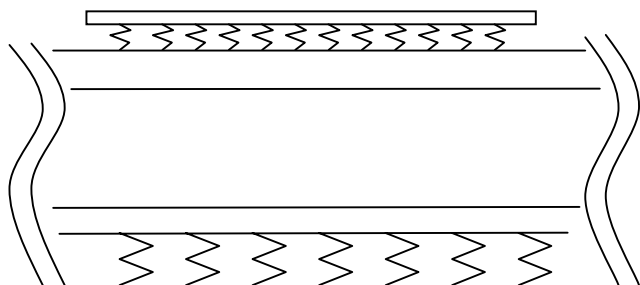


図2 クロッシング部のモデル

ここで、基準線の基本レールの無限性を表現する必要がある。そのため、図4の半無限梁のような周波数応答を示すような、バネマス系を基準線の基本レールの両端に装着したモデルに改良する。これを図示すると図3のようになる。

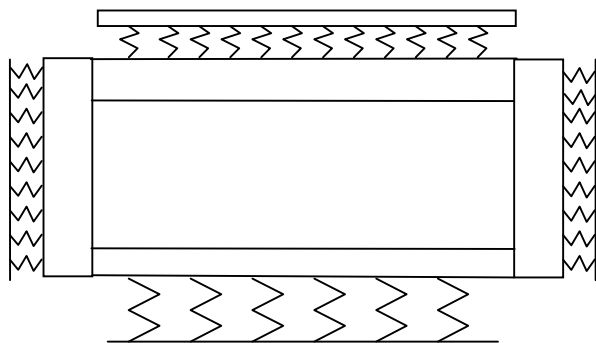


図3 クロッシング部のモデル

ここから、車輪が二重梁から走行方向側のレール、つまり弾性支承上の半無限梁に移るときの周波数応答関数を考える。これを動的に取り扱くと、次のような変形の方程式が与えられる。

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + ky + m \frac{d^2 y}{dt^2} = 0$$

ここで、EI はレールの曲げ剛性、kは単位支持ばね係数、mはレールの単位質量である。求める解を $y = Ae^{\lambda x} e^{i\omega t}$ (A、λは複素数) として、周波数応

答関数を求めると、図4のようになる。ここで、 $EI = 4.04 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m}^2)$ 、 $k = 5880 \times 10^4 (\text{N}/\text{m}^2)$ 、 $m = 50 (\text{kg}/\text{m})$ とした。

次に、車輪がリードレールから二重梁先端へ移るときの周波数応答関数を考える。今回、この衝撃力による周波数応答関数をもとめるために、汎用有限要素解析プログラム「ANSYS」を用いた。

ここで、バネマス系の質量をm、減衰係数をc、ばね係数をkとすると次の振動方程式が与えられる。

$$m \frac{d^2 y}{dx^2} + c \frac{dy}{dx} + ky = 1(\omega)$$

このとき、 $m = 2.88 \times 10^3 (\text{kg})$ 、 $c = 10^5 (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ 、 $k = 3.40 \times 10^9 (\text{N}/\text{m})$ としたときの周波数応答関数は、図4のようになる。

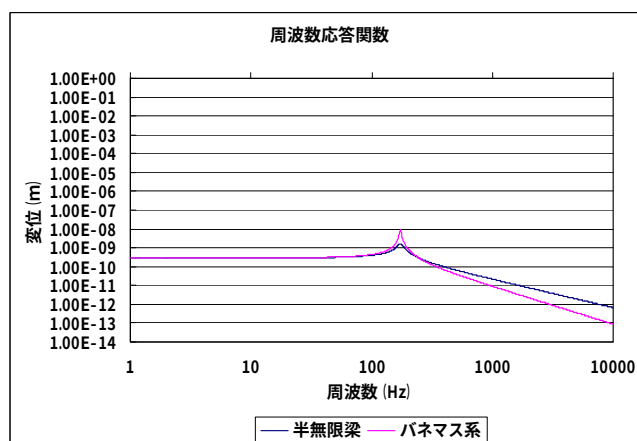


図4 周波数応答関数

図4の半無限梁とバネマス系の周波数応答関数が、ほぼ一致しているので、基準線の基本レールの無限性を表現できるとした。このようにして、汎用有限要素解析プログラム「ANSYS」を用い、二重梁先端における周波数応答関数をもとめる。この部分は現在解析中のため結果は、当日に発表する。

4.終わりに

今後の課題として、今回のモデル化の際、クロッシング角が小さいため、二重梁としたが、精密にはかぶせる鉄板と弾性体にねじる力が働いたため、これを考慮した解析が必要になる。

参考文献

角 知憲：都市鉄道の継目衝撃音の発生機構に関する研究，土木学会論文報告集，第321号・1982年5月