

變化したとする。このときオッシログラフの検流計 G を流れる電流 g_i の變化 dg_i は次の如くなる。

$$dg_i = \alpha E dx, \quad \text{ただし} \quad \alpha = f(a, b, r, x; g, e), \quad (2)$$

感度を上げるには α 及び E を大ならしめればよいが、装置構造上の制限があり、また回路の安定、不安定が関連してくる。そこで多くの試作実験を繰返して結局次の値を用いた。

$$E = 4 \text{ volt.}, \quad a:b=10:100, \quad x=30 \Omega, \quad (r=300 \Omega).$$

カリブレーションも前回⁽¹⁾の曲げ引張に對して、單純引張及び壓縮試験を行つて好結果をえた。

2. 軌條應力の實測。 近畿日本鐵道大阪線、赤目口—三本松驛間 (37 kg 軌條, 10 m, 復線區間) において營業電車及び試験電車に對して衝擊應力の測定を實施した。すなわち實際に如何なる大いさの應力が生じているかを實測するために常時運轉速度で走行する營業電車による測定を行い、また電車線路では如何なる衝擊係數を採用すべきかの具體的な資料をうるため、試験電車を 0~100 km/hr の速度で走行せしめて記録をとつた。なお軌條繼目の影響、道床の振動等も同時に實測した。

3. 速度—應力の衝擊實驗式。 前回は軌條を有限梁と考え、今回は無限梁と考えて撓み振動を理論的に取扱つたが、いずれにせよ複雑な軌條振動の現象を十分取り入れることができないので、理論的考究のみから衝擊の實體を把握することはほとんど不可能である。また衝擊作用のない電車線路で廣範圍の速度變化に對する衝擊應力の實驗的な研究はほとんど行われていない。こうしたことから本研究を實施したわけである。速度の向上、車輛の重量化が行われている今日、理論的な考究とともに、實際に試験電車によつて衝擊應力を測定して、これより衝擊實驗式を導き直接軌道構造の合理化に資せんとしたところに本題は相當の意義があることと思う。なお本研究は文部省科學研究費による「軌條及び枕木に關する動力學的研究」の成果の一部である。

註: (1) 小林勇, 後藤尚男, 濱口篤弘, 三輪利英; 「電氣抵抗の變化による軌條應力の測定について」, 第3回關西工學連合講演會 (昭. 25. 10. 15) で講演, 近く土木學會誌に登載の豫定。

(2) E : 電池の電壓, a, b, r, x, g, e : それぞれ A, B, R, X, G, E (電池) の電氣抵抗, α は感度係數と呼ぶことにした。

114. 敷設レールの局部應力について (20分)

正員 東京大學工學部 八十島 義之助

敷設レールにおいて、車輪荷重點近邊の應力、隅角部近邊の應力、荷重が隅力成分を伴つた場合の各部の應力などは、從來の梁の曲げ、ねじれの理論をそのまま應用して解くわけにはゆかない。筆者はここで、近似的な諸算式を設けて、それらの一部を理論的に解決しようと試みた。

レールについて次のように想定する。頭部、腹部、底部はそれぞれ各個に曲げ、ねじれを傳える梁であり、相互の接續部では變位が連續する。但し腹部ではレール軸の方向にはねじれと曲げを傳えない。こうするとレール軸方向に δ_x だけの長さの短邊をとると次のような梁の式が成立する。

(圖参照)

腹部について、レール断面對稱軸を軸とする梁として、

$$\varphi_H = \varphi_B + A_1 p + A_2 m_{H0}$$

$$y_H = y_B + z_0 \varphi_B + A_3 p + (z_0 A_2 m_{H0} / 2)$$

$$m_{B0} = -m_{H0} + A_6 p + K_2 \varphi_B + A_7 K_1 y_B$$

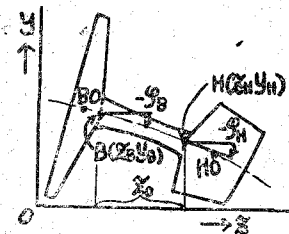
但し p : 梁端部 y 方向荷重, $m_{H0}, B0$: 梁頭、底端部曲げモーメント, K_1, K_2 : 底部底全面で支えている支承體の横移動、ねじれ係數, $A_1, 2, \dots$: レール断面寸法及び材質により定まる定數。

頭部、底部について、連續的に腹部に支えられる梁として、

$$y_H^{(4)} = (A_4 p / \delta_x)$$

$$y_B^{(4)} = (A_5 p / \delta_x) + K_1 y_B$$

$$\varphi_H^{(2)} = (m_{H0} / C_H \delta_x)$$



$$\varphi_B^{(g)} = (m_{B0}/C_B \delta_x)$$

但し, $C_{H, B}$: 頭, 腹部のねじり剛性.

以上の7式が δ_x 幅のレール短片で成立するが, これらより $m_{H0, B0}$, p を消去すると未知数として $y_{H, B}$, ϕ が残りこれらはいずれもレール軸方向座標 x の函数である. つまり4個の未知数を持つ4個の聯立微分方程式の形となる. そこでこれらを解くことにより特別の条件のもとにおける各部の應力を求めることができる.

なお隅角部では應力集中係数も使用しなくてはならないので精度は悪化するが, 概略値を求めることはできる.

115. 軌條の横強度算定に関する一考察 (20分)

正員 山口大學工學部 最 上 幸 夫

軌條の横強度については従来種々の研究があり, 軌條の振れにおいては動的影響も考慮されているが, 横壓力 H の場合は静力學的に取扱われている. これは H の値を數理的に求めることが困難なためと解される. H の生ずる原因として次の事項が考慮される.

- (1) 車軸に作用する彈機上重量
- (2) 機關車釣合錘の1部による蛇行動
- (3) 兩側動輪の踏面及び左右軌條の不整
- (4) 軌條支承體の不均一性
- (5) 軌道の特種構造(曲線, 分岐, 繼目等)の存在
- (6) 氣象的原因によるもの(主として風雨)

以上の各種原因により動荷重による横壓力 H は複雑な變化をなし, その實體は理論的に把握することは容易でない. そこで著者は軌道狀態として直線軌道を考え, 理想的な場合すなわち(1), (2)が横壓力の主原因で, 他の原因はないものとした場合, 軌條に生ずる横應力を求めた.

以下その要旨を述べることにする.

1. 車軸に作用する彈機上重量による横壓力 車輛は走行中各種の振動を行うが, 過期の關係上車軸上重量は, 靜荷重として取扱つても差支えない. 従つて H は千秋氏の研究により,

$$H = \frac{R \int_0^l \frac{M_0}{I_2} dy}{Y + R^2 \int_0^l \frac{dy}{I_2} + 2 \frac{E}{D}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

として求められ¹⁾, この H が一定速度 v で移行する. (圖参照)

2. 機關車釣合錘の1部による横力 機關車側輪の蛇行作用によりレールに作用する横力は簡単な計算により

$$H_t = Q \cos(\omega t + \varphi) \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここに $Q = \frac{2\sqrt{2}WRbc'}{gJ}$, ω = 車輪回轉角速度,

$$\varphi = \varphi_1 + \frac{\pi}{4}, \quad W = \text{軸重}, \quad R = \text{側輪半徑},$$

$$2b = \text{兩側車輪間隔}, \quad c' = \frac{r\pi n'}{8820}(P - G_{hm}),$$

$$r = \text{クランク半徑}, \quad n' = \text{車輪回轉數(毎分)},$$

$$P = \text{往復部分全重量}, \quad G_{hm} = \text{設計時速度における釣合錘に釣合された往復部重量},$$

$$g = \text{重力加速度}, \quad J = \text{車軸中心を通る鉛直軸の周りの慣性モーメント}.$$

3. 横應力の算式 作用外力は式(1), (2)で表わされるから, 今1横力がレールに及ぼす影響範圍を l_0 とし, こ

$$\text{れによる横變曲線を} \quad Z_{xt} = \sum_{j=1}^{\infty} q_j t \sin \frac{j\pi x}{l_0} \quad \dots \dots \dots (3)$$

