

# 彙 報

第 24 卷第 1 號 昭和 13 年 1 月

## 傾斜軌條に關する一考察

會員 千 秋 邦 夫\*

本文は軌條に傾斜を附する理由並に軌條の傾斜角は如何にして決定すべきかに就て、鉄道省業務研究資料第 25 卷第 25 號に發表されたものである。

1. 傾斜軌條の得失 車輛は其の種類に依り大小はあるが停止中に於ても、又或る速度にて運行中に於ても軌條には必ず横圧力が作用する。従つて軌條に傳はる壓力は傾斜して居る故に、軌道にも傾斜を附したならば軌條に作用する破壊力を減少せしめ得らるゝ事が考へられる。今軌條に傾斜を附した爲の利點を挙げると次の如くである。

- (1) 軌條に加はる横圧力を減少せしめ従つて横曲げモーメントを小にする。
- (2) 車輪より軌條への荷重の分布を平等ならしめる。
- (3) 軌條面の磨耗を一樣ならしめる。
- (4) 軌條に作用する扭れを小にする。

次に車輪の踏面に勾配を附した理由を明かにしておく。

今  $R$ : 曲線半径 (m)

$l_1$ : 外軌條に沿ふて測つた曲線の長さ (m),

$l_2$ : 内軌條に沿ふて測つた曲線の長さ (m)

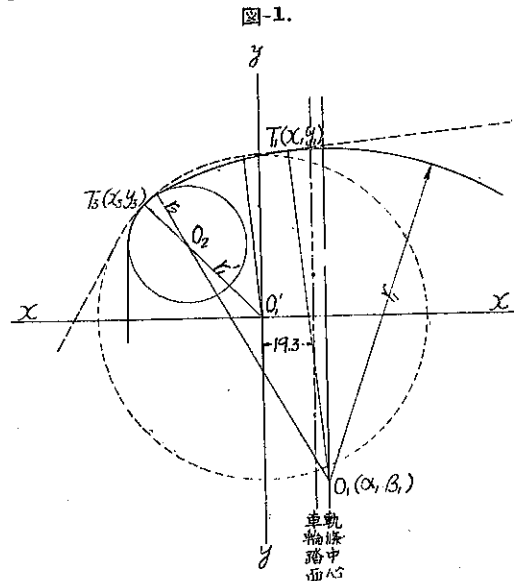
$\xi$ : 軌間測定點より軌條と車輪との接觸點に至る距離 (m),  $s$ : 曲線のスラック (m)

とすれば

$$l_1 - l_2 = l_1 \left( 1 - \frac{R - 0.5335 - \xi - s}{R + 0.5335 + \xi} \right) = l_1 \left( \frac{1.067 + 2\xi + s}{R + 0.5335 + \xi} \right)$$

軌條と車輪との接觸點は普通の運行状態即ち 2 點接觸の範圍内に於ては車輪に對しては不定であるが、軌條に對しては一定であつて鉄道省業務研究資料第 21 卷第 9 號に示した如くである。圖-1 は車輪と軌條との接觸状態を示す図で、實線は軌條點線は車輪を示す。圖-1 にて車輪に於ける  $r_1$  円の中心  $O_1'$  點を原點とし之を通る垂直線及水平線を座標軸とし、軌條頭部の  $r_2$  円の中心  $O_2$  點の座標を  $\alpha_1, \beta_1$  とし、軌條と車輪との接觸點  $T_1$  の座標を  $x_1, y_1$  とすれば、軌條中心線より  $T_1$  點に至る距離は  $(\alpha_1 - x_1)$  であつて、軌條頭部の円の半径を  $r_2$  とし車輪の踏面勾配を  $1/n$  とすると  $\alpha_1 - x_1 = \frac{r_1}{n}$  なる關係がある。

曲線軌道通過に際し外軌條に於て車輪と 2 點接觸したと假定すると接觸點は車輪に對しても一定となる。車輪踏面と  $yy$  軸との距離は 19.3 mm であるから、車輪踏

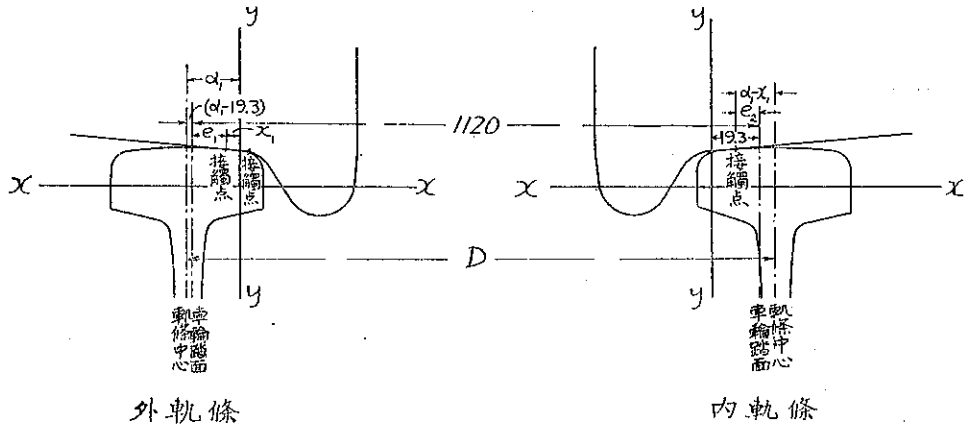


\* 鐵道局技師 工學士 鐵道省長野保線事務所長

面より T<sub>1</sub> 接觸點に至る距離  $e_1$  は  $(19.3 - \alpha_1)$  となる。 $\alpha_1$  は 2 點接觸の状態に於ては軌條の種類に依り定まる定數で表-1 に示す如くである。

外軌條側に於て車輪と軌條とが 2 點接觸したる時内軌條側に於て車輪踏面と、軌條と車輪との接觸點間の距離  $e_2$  を求める。今  $D$  を内外軌條の中心間距離 (圖-2) とすれば

圖-2.



$$D = 1067 \text{ mm} + (\text{軌間測定點に於ける軌條頭部の幅}) + \text{スラック}$$

であつて  $D$  の値は表-1 に示す。然る時は圖-2 より

$$e_2 = (\alpha_1 - \alpha_2) - \{D - 1120 - (\alpha_1 - 19.3)\}$$

以上に於て  $e_1$  及  $e_2$  の値は車輪踏面より軌間内を正とし、軌間外を負とする。而して  $(e_1 - e_2)$  は軌間の餘裕であるから、今  $e$  をスラックの無い軌道に於ける軌間の餘裕とすれば

$$e_1 - e_2 = e + s$$

故に  $e + s/n$  は外軌條側車輪と内軌條側車輪とが各々の軌條との接觸點に於ける車輪半径の差となる。今  $l_1$  を外軌條側車輪の 1 回転の長さとし、之に相當する内軌條の長さを  $l_2$ ,  $r$  を車輪の半径とすると外軌條側車輪と内軌條側車輪との回転距離の差は(長さの單位を mm とす)

$$l_1 - l_2 = 2\pi r \frac{1067 + 2\xi + s}{R + 533.5 + \xi}$$

である。然るに兩車輪の軌條接觸點に於ける半径の差は前述の如く  $\frac{e+s}{n}$  であるから

$$2\pi r \frac{1067 + 2\xi + s}{R + 533.5 + \xi} = 2\pi \frac{e+s}{n}$$

なれば兩車輪はスリップせずして曲線を通過する事が出来る。今  $S_1$  を曲線通過に際し車輪にスリップを生ぜしめない曲線スラックとすれば上式よりして

$$S_1 = \frac{nr(1067 + 2\xi) - e(533.5 + \xi) - eR}{R + 533.5 + \xi - nr}$$

$\xi$  及  $e$  は軌條の種類に依つて変化する値であるから、 $S_1$  は曲線半径の軌條の形状、車輪の形状及車輪の半径に依つて決定せられる事となる。表-1 に示す  $\xi$  及  $e$  の値を上式に代入し、且つ新しき車輪に於ては  $n=20$  であ

るから

$$30 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{21.938r - 2.28704 - 4.17 R}{R + 0.54845 - 0.02r}$$

$$37 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{21.936r - 2.47388 - 4.51 R}{R + 0.54964 - 0.02r}$$

$$50 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{22.120r - 5.92827 - 10.72 R}{R + 0.55301 - 0.02r}$$

茲に  $S_1$ : スリップを生ぜしめない曲線スラック (mm)

$R$ : 曲線半径 (m)

$r$ : 車輪半径 (mm)

現在我國有鐵道に於て最も車數の多い客貨車に就て  $S_1$  を求めると車輪半径  $r$  は 430 mm であるから

$$30 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{9431.05 - 4.17 R}{R - 8.051} \text{ 但し } R < 2261.64 \text{ m}$$

$$37 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{9451.33 - 4.51 R}{R - 8.050} \text{ 但し } R < 2095.63 \text{ m}$$

$$50 \text{ kg 軌條に對しては } S_1 = \frac{9505.84 - 10.72 R}{R - 8.047} \text{ 但し } R < 886.74 \text{ m}$$

圖・3は此等の  $S_1$  の値及現在整備心得にて規定せられてあるスラックを示したものである。

表-1.

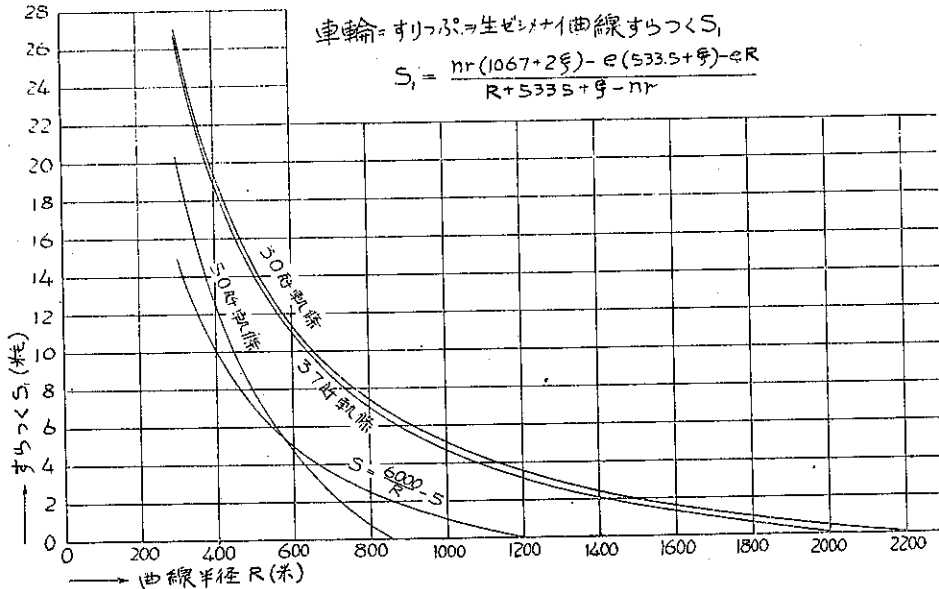
新しき客貨車の車輪が新しき軌條を敷設した曲線軌道を通過する場合に圖-3の如きスラックが附してあれば、外軌條側車輪及内軌條側車輪の何れに於てもスリップを生じない。逆に曲線軌道通過に際しスリップを生ぜしめない車輪の踏面勾配をも求める事が出来る。之が車輪踏面に勾配を附する根本理由であるが、以上の他に直線軌道に於ても車輪の中心線をして軌道中心線に一致せしめんとする作用をなす。

軌條種別 符號	30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條
$\alpha_1$	20.88	21.90	19.63
$x_1$	5.66	6.68	6.95
$D$	1127.33+s	1129.71+s	1131.38+s
$\alpha_1 - 19.3$	1.58	2.60	0.33
$\alpha_1 - x_1$	15.22	15.22	12.68
$\xi$	14.95	16.14	19.51
$e_1$	13.64	12.62	12.35
$e_2$	9.47-s	8.11-s	1.63-s
$e$	4.17	4.51	10.72

併し實際にては必ずしも上述の如く車輪は曲線軌道の軌條上を回轉するものとは限らない。特に數軸の固定軸を有する車輪に於て然りであつて、最前位に在る車軸以外の外側車輪の輪縁は必ずしも外側軌條に密接しない。故に至ての車輪が少しのスリップもなしで曲線軌道を通過し得るゝものではないが、車輪踏面に勾配を附する時はスリップを幾分でも減少し得られる事は明かである。

軌條の傾斜と車輪のスリップとは直接關係を有して居らぬが、併し軌條を傾斜せしむれば軌間の餘裕  $e$  が大となる。即ち軌條を 1/20 に傾斜せしめた場合と水平なる場合とに於て 30 kg 軌條にては 3.90 mm, 37 kg 軌條にては 3.86 mm, 50 kg 軌條にては 1.66 mm  $e$  が大となるから(鐵道省業務研究資料第 21 卷第 9 號 45 頁), この點から考へると軌條に傾斜を附する事は利益であるが、この場合輪縁の直線部分が軌條頭部側面に接觸する可能性が多くなるから急曲線區間に於ては軌條頭部側面の磨耗を増大せしめる不利はある。次に餘り大なる傾斜を軌條に與ふる事は軌條頭部側面が車輪の磨耗の如何に依つては輪縁の円味を附した部分には接觸しないで、直ちに輪縁の直

図-3.



線部分に接觸し得る故に、之は輪縁に円味を附したる事を無意味にし従つて軌條に非常に大なる衝撃を與へ、且つ車輪を浮上らしめんとする傾向を大ならしめると考へられる。又餘りに大なる傾斜を軌條に與ふる事は軌條と車輪との接觸點をして軌間外方寄りにならしめるから、垂直圧力と横圧力との合力をして軌條底の中心より益々隔てしめ内側の犬釘を浮上らしめんとする力が大となる。前者に對しては 3. “軌條に與へ得る最大の傾斜” に於て、後者に對しては 4. “軌條に作用する扭れを最小ならしむる傾斜” に於て詳述する。

2. 軌條の傾斜を決定すべき條件に就て 蒸氣機關車に依つて軌條に作用する横圧力は計算並に實驗の結果より知る如く垂直圧力の 1/7~1/15 であつて、且つ軌條を軌間外方に向つて押倒さんとする。故に軌條は軌條中心に向つて傾斜すべき事となる。

以上に依り軌條の傾斜すべき方向は定つたが、次に軌條の傾斜度は如何にして決定すべきかを考へなければならぬ。之に關して次の三つの條件が考へられる。

- (1) 軌條の傾斜を垂直圧力と水平圧力との方向に一致させる、
- (2) 車輪軌條頭部中心と接觸せしむべき軌條の傾斜、
- (3) 軌條底に於ける扭れを最小ならしむる軌條の傾斜。

先づ第 1 條件に従つて車輪より傳はる圧力と同方向に軌條を傾斜せしめたならば軌條に加はる横圧力は零となるが、横圧力の垂直圧力に對する比は各車輪に就て、又軌道狀態其他に応じて種々變化するから、各車輪に就て第 1 條件のみを満足せしむべき軌條の傾斜さへ定める事は出来ない。併も若し斯くの如く大なる傾斜を軌條に與ふる時は車輪と軌條との接觸點は軌條の外側部となるから、垂直圧力に依り軌條底に作用する扭れは軌條を軌間外方に押す事となり、且つ次節に述べる軌條に與へ得べき最大の傾斜度より更に大にして運転上甚だ危険である。

次に第 2 條件を満足せしむべき軌條の傾斜、即ち車輪の踏面勾配と同一の傾斜を軌條に與へる事は車輪より軌條への荷重の分布を平等ならしめ、且つ軌條面の磨耗を一様にし、特に曲線區間に於ては軌條の轉換が容易である。故に我々保線に従事する者としては望しき事である。今新しき車輪の踏面勾配と同一の 1/20 の傾斜を現在敷設

してある全部の軌條に與へたとしても、軌條と車輪とは軌條頭部中心に於て接觸せずして之れより軌間外方寄となる。何となれば全ての軌條を 1/30 の勾配に傾斜せしめると車輪踏面は常に 1/20 の勾配を保つが如く磨耗すると考へらるゝも線路には曲線區間及分岐器が存在する事及車輪の幅は軌條頭の幅より大なる事等の爲、車輪踏面は 1/20 より緩なる勾配に磨耗せんとする傾向があるからである。故に實際に於ては 1/30 の傾斜より幾分緩としなければ第 2 條件を満足する事は出来ぬ。

第 3 條件たる垂直荷重に依り軌條に働く扭れをして軌條を軌間内方に押倒すが如く作用せしめ(即ち車輪と軌條との接觸點を軌條頭部中心より軌間内方に在らしめ)、横圧力に依つて生ずる扭れを打消すが如き軌條の傾斜は軌條に作用する応力を最小にし、軌條より枕木への荷重の分布を一様にし、内外の犬釘に作用する力を均等にし、第 1 條件の如き不都合を生ぜず、且つ車輪は軌條頭部の稍中心に於て接觸するが故に第 2 條件を幾分満足するが故に最も適當なりと信ずるものである。

**3. 軌條に與へ得る最大の傾斜** 水平に敷設せられた軌條と車輪とが 2 點接觸した場合を考へる。この場合には軌條の頭部の円と車輪踏面とが接觸し且つ軌條頭部側面の小円と車輪の踏面と輪縁との間にある円を附した部分とが接觸して居る。今軌條を少しづつ傾斜せしめると軌條と車輪との第 2 の接觸點は輪縁の直線部分に向つて順次移動する。而して第 2 の接觸點が輪縁の直線部分に來た瞬間に於ては軌條と車輪との 2 點接觸は成立せずして、車輪は浮上り状態に在る事となる。即ちこれ以上の傾斜を軌條に與ふる事は不可であつて、之が軌條に與へ得る最大の傾斜である。今軌條に與へ得る最大の傾斜角を  $\psi_{max}$  とすれば

$$\tan \psi_{max} = \frac{2\eta}{1-\eta^2} \dots\dots\dots(1)$$

$$\eta = \frac{-(\beta \tan \psi' + \alpha) \pm \sqrt{(\beta \tan \psi' + \alpha)^2 - \{M^2 - (\alpha \tan \psi' - \beta)^2\}}}{M + \alpha \tan \psi' - \beta}$$

$$M = (\alpha_4' + r_2 \sin \theta) \tan \psi' - y_4' + r_2 \cos \theta + (r_1' - r_1) \sec \psi'$$

- 茲に
- $r_1$  : 軌條頭部の大円の半径
  - $r_2$  : 軌條頭部側面の小円の半径
  - $r_1'$  : 車輪に於ける踏面と輪縁との間に在る円の半径
  - $\alpha$  : 軌條頭部の  $r_1$  円の中心を通る垂直線と軌條頭部側面の  $r_2$  円の中心との距離
  - $\beta$  : 軌條頭部の  $r_1$  円の中心を通る水平線と軌條頭部側面の  $r_2$  円の中心との距離
  - $\alpha_4'$  : 車輪に於ける  $r_1'$  円の中心を通る垂直線と輪縁の直線部の始點  $T_4'$  點との距離
  - $y_4'$  : 車輪に於ける  $r_1'$  円の中心を通る水平線と輪縁の直線部の始點  $T_4'$  點との距離
  - $\theta$  : 輪縁の直線部が水平線と成す角度
  - $\psi'$  : 車輪踏面が水平線と成す角度

上式の誘導並に  $r_1, r_2, r_1', \alpha, \beta, \alpha_4'$  及  $y_4'$  の値に關しては鉄道省業務研究資料第 21 卷第 9 號に詳述してある故参照せられ度い。尙新しき車輪に於ける  $\theta$  の値は  $57^{\circ}5'$ 、 $\tan \psi'$  の値は 0.05 である。今車輪踏面が磨耗した場合を考へて  $\tan \psi'$  の値を 1/20、1/30 及 1/40 とし且つ各々の値を上式に代入し  $\tan \psi_{max}$  を求むれば表-2 の如くなる。

**4. 軌條に作用する扭れを最小ならしむる傾斜** 圖-4 に於て T を軌條と車輪との接觸點、A を軌條底の中心、C を軌條頭部の中心、A' を軌條に作用する圧力の軌條底部と交る點とし、A' より AC に平行線を引き TC の延長線との交點を C' とする。

- $\psi$  : 軌條の傾斜角、
- $\delta$  : 軌條に作用する圧力の垂直線と成す角度

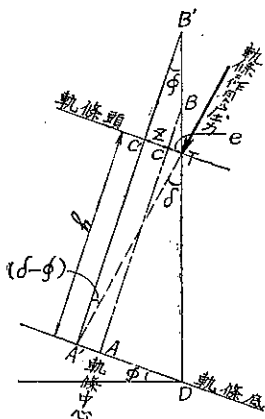
- $r_1$ : 軌條踏面の圆弧の半径
- $h$ : 軌條の高さ
- $e$ : CT (但し C より内方側を正とす)
- $z$ : AA' (但し A より外方側を正とす)

とし  $z$  を最小ならしむるが如き軌條の傾斜角  $\psi$  を決定せんとするものである。図-4 より

$$z = h \tan(\delta - \psi) - e$$

然るに 鉄道省業務研究資料第 21 卷第 9 號第 16

図-4.



節に述べたる如く取輪踏面の勾配を  $\tan \psi'$  とすれば  $e$  の値は

$$e = (\tan \psi' - \tan \psi)r_1$$

なるが故に上式に代入して

$$z = h \tan(\delta - \psi) - (\tan \psi' - \tan \psi)r_1 \quad (2)$$

新しき車輪に對して  $\tan \psi'$  は 0.05 であるから 50 kg 軌條, 57 kg 軌條及 30 kg 軌條に對し  $\delta$  を 1/5~1/15 とし,  $\psi$  を 0, 1/40, 1/30, 1/20 及 1/16 としたる場合の  $z$ (mm) を求むれば表-3 の如くである。

次に (2) 式を變形して

$$z = h \frac{\sin \delta \cos \psi - \sin \psi \cos \delta}{\cos \delta \cos \psi + \sin \psi \sin \delta} - (\tan \psi' - \tan \psi)r_1$$

$\psi$  は小なる値であるから

$$\sin \psi = \tan \psi = \psi, \quad \cos \psi = 1$$

と置く 
$$z = h \frac{\sin \delta - \psi \cos \delta}{\cos \delta + \psi \sin \delta} - \tan \psi' - \psi)r_1$$

上式に於て  $z=0$  ならしむるが如き軌條の傾斜

表-2.

軌條 tan $\psi$	tan $\psi_{max}$ の 値		
	30 kg	37 kg	50 kg
1/20	9.454	9.827	15.554
1/30	10.975	11.480	20.325
1/40	11.935	12.534	23.991

表-3.  $z$  の値 (mm)

軌條	$\psi$ tan $\delta$	$z$ の値 (mm)					
		0	1/40	1/30	1/20	1/16	
五十 七 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十 五	1/5	16.603	19.218	20.124	21.877	23.227	
	1/6	11.604	14.261	15.180	16.957	18.322	
	1/7	8.074	10.757	11.683	13.473	14.847	
	1/8	5.464	8.163	9.093	10.892	12.270	
	1/9	3.419	6.128	7.062	8.865	10.247	
	1/10	1.804	4.521	5.456	7.263	8.647	
	1/11	0.489	3.211	4.149	5.958	7.343	
	1/12	-0.654	2.072	3.011	4.822	6.208	
	1/13	-1.584	1.145	2.084	3.897	5.283	
	1/14	-2.345	0.387	1.327	3.140	4.527	
	1/15	-3.063	-0.329	0.611	2.425	3.812	
	三 十 七 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十	1/5	9.556	14.017	15.542	18.519	20.789
		1/6	5.326	9.323	11.359	14.356	16.639
		1/7	2.339	6.857	8.410	11.308	13.698
		1/8	0.130	4.662	6.209	9.223	11.517
1/9		-1.601	2.941	4.489	7.508	9.805	
1/10		-2.967	1.581	3.131	6.153	8.451	
1/11		-4.080	0.473	2.025	5.048	7.348	
1/12		-5.047	-0.491	1.062	4.087	6.387	
1/13		-5.884	-1.236	0.278	3.304	5.605	
1/14		-6.478	-1.917	-0.364	2.664	4.965	
1/15		-7.085	-2.523	-0.969	2.059	4.360	
三 十 七 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十 五 十		1/5	6.657	11.488	13.136	16.357	18.808
		1/6	2.922	7.759	9.442	12.680	15.143
		1/7	0.284	5.166	6.829	10.077	12.546
		1/8	-1.667	3.227	4.894	8.153	10.621
	1/9	-3.195	1.707	3.375	6.633	9.109	
	1/10	-4.402	0.506	2.176	5.436	7.913	
	1/11	-5.384	-0.373	1.199	4.461	6.939	
	1/12	-6.238	-1.324	0.348	3.612	6.090	
	1/13	-6.934	-2.017	-0.344	2.920	5.399	
	1/14	-7.502	-2.583	-0.910	2.355	4.834	
	1/15	-8.038	-3.118	-1.445	1.821	4.300	

角  $\psi_0$  を求むれば

$$\psi_0 = \frac{1}{2 r_1 \sin \delta} \left\{ (r_1 \sin \delta \tan \psi' + h \cos \delta - r_1 \cos \delta) + \sqrt{(r_1 \sin \delta \tan \psi' + h \cos \delta - r_1 \cos \delta)^2 - 4 r_1 \sin \delta (r_1 \cos \delta \tan \psi' + h \sin \delta)} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

$\tan \delta$  の値は後述する如く 0.2 となる事もあるが我々の考へて居る範囲内に於ては 0.07 位であるから

$$\tan(\delta - \psi) = \delta - \psi \text{ と置く事が出来る。}$$

然る時は (2) 式より  $z = \psi(r_1 - h) + h\delta - r_1 \tan \psi'$

即ち  $\psi, \delta$  並に  $\psi$  の小なる値に對しては  $z$  は  $\psi$  の一次式と見做す事が出来る。故に

$$\psi_0 = \frac{r_1 \tan \psi' - h\delta}{r_1 - h} \dots\dots\dots (3')$$

(3') 式を吟味する。現在使用せられつゝある軌條に於て  $(r_1 - h)$  は正であるから  $\delta$  が大となれば  $\psi_0$  は小となる。換言すれば横圧力が大であれば軌條の傾斜は小とすべきである。(3') 式を変形して

$$\psi_0 = \tan \psi' + \frac{h(\tan \psi' - \delta)}{r_1 - h}$$

とする。  $\tan \psi' > \delta$  なる場合  $r_1$  が大となれば  $\psi_0$  は小となり、  $\tan \psi' < \delta$  なる場合には  $r_1$  が大となれば  $\psi_0$  は大となる。次に (3') 式を次の如く変形する

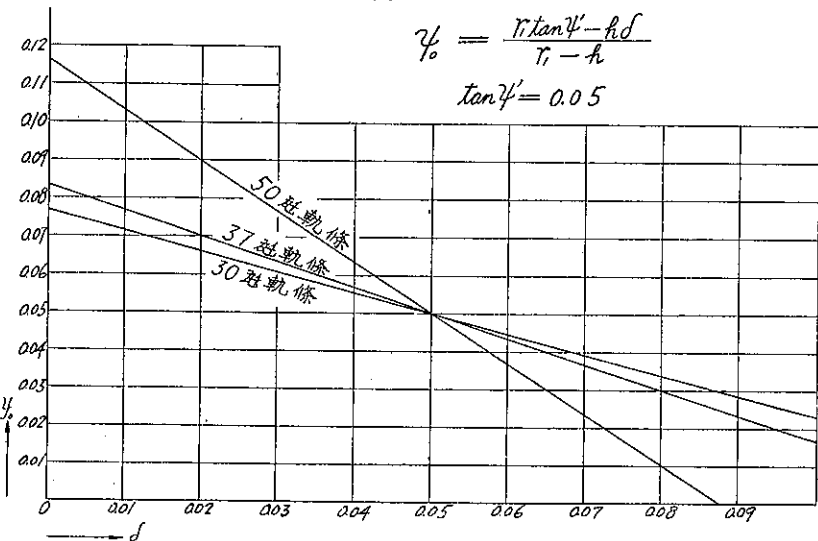
$$\psi_0 = \delta + \frac{r_1(\tan \psi' - \delta)}{r_1 - h}$$

$\tan \psi' > \delta$  なる場合  $h$  が大となれば  $\psi_0$  は大なり、  $\tan \psi' < \delta$  なる場合  $h$  が大となれば  $\psi_0$  は小となる。而して  $\tan \psi' = \delta$  となれば  $r_1$  及  $h$  の

如何に關せず  $\psi_0$  は  $\tan \psi'$  に等し。

30 kg 軌條と 37 kg 軌條とに於ては  $r_1$  は共に 315 mm であるが、  $h$  は 30 kg 軌條に於ては 108 mm、 37 kg 軌條に於ては 122 mm であるから  $\tan \psi' > \delta$  なる場合には 37 kg 軌條は 30 kg 軌條より  $\psi_0$  の値は大となり又  $\tan \psi' < \delta$  なる場合には小となる。又 50 kg 軌條に於ては  $r_1$  は 254 mm で

圖-5.



他軌條より小であり  $h$  は 144 mm で他軌條より甚だしく大であるから  $\tan \psi' < \delta$  なる範囲内に於ては他軌條に比し著しく  $\psi_0$  の値は小であり、  $\tan \psi' > \delta$  なる場合には其の反對となる。圖-5 は  $\tan \psi'$  を 0.05 とし各種軌條に就き (3') 式より  $\psi_0$  と  $\delta$  との關係を求めたものである。次に

$$\tan \delta = \frac{\text{横圧力}}{\text{垂直圧力}} = pq.$$

但し 
$$p = \frac{\text{垂直曲げモーメント係數} \times \text{縱軸に對する断面係數}}{\text{横曲げモーメント係數} \times \text{横軸に對する断面係數}}$$

$$q = \frac{\text{横曲げ応力}}{\text{垂直曲げ応力}}$$

縦軸に對する断面係數と横軸に對する断面係數との比は 50 kg 軌條に於ては 4.4, 37 kg 軌條に於ては 4.47, 30 kg 軌條に於ては 4.1 である。次に道床係數  $C$  が  $5 \text{ kg/cm}^3$  なる稍不良の路盤に於て垂直曲げモーメント係數と横曲げモーメント係數と  $p$  の値とを D 50 形, 9609 形, C 50 形, C 51 形, C 53 形, 8620 形及 6760 形等の大型機關車の動輪の軸距の平均値 1.833 m を用ひて求むれば表-4 の如くである。

表-4.  $p$  の 値

軌條の種類	枕木莖數	中央點に於ける 垂直曲げモー メント係數	中央より 1.876 m の 點に於ける垂直曲げ モーメント係數	横曲げモーメント 係數	$p$
50 kg 軌條	18 (12 m につき)	0.373	0.067	0.171	0.3164
37 "	15 (10 m につき)	0.324	0.043	0.171	0.3144
30 "	15 (10 m につき)	0.280	0.033	0.171	0.3080
30 "	14 (10 m につき)	0.294	0.034	0.171	0.3216

表-4 に於て横曲げモーメント係數は軌條係數  $\gamma$  を 0 とし求めた。之は横圧力を求むる場合と異り軌條支持點の横移動は殆どなしと考へられるからであり、又軌條係數  $\gamma$  は 0 でないとしても甚だ小なる値であるから横曲げモーメント係數の値には殆ど影響しないと考へられるからである。昭和 9 年 6 月に房總東線大網・本納間に於て施行した軌道試験の結果より直線軌道に於て 9600 形機關車の動輪の軌條に作用する横曲げ応力と垂直曲げ応力との比  $q$  を求むれば 図-6 に示すが如くである。 $q$  の値の内正數値は總數の 76.3% で、負數値は 23.7% に過ぎず、兩者の比は 3.2:1 であるから  $q$  を定むべき  $q$  の値は正のみ考ふれば宜い。而して  $q$  の最大値は列車速度  $v$  に殆ど無關係で 0.5 であるが、その平均の値  $Q$  は速度と共に増大する  $Q$  と列車速度  $v(\text{km/h})$  との關係を最小自乗法に依り求むるに

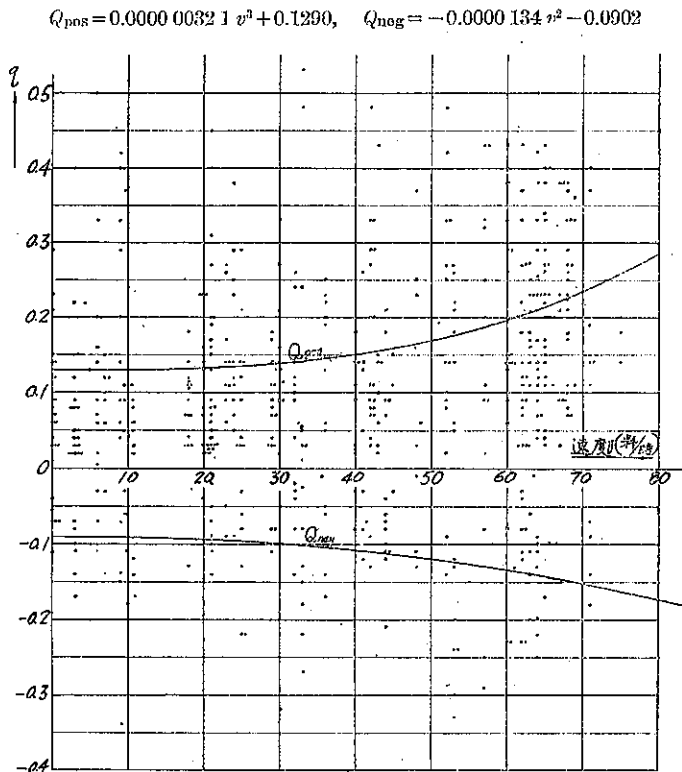
正の値に對しては

$$Q_{\text{pos}} = 0.0000 0032 1 v^2 + 0.1290$$

負の値に對しては

$$Q_{\text{neg}} = -0.0000 134 v^2 - 0.0902$$

図-6. 9600 形機關車の軌條に作用する横曲げ応力と垂直曲げ応力の比  $q$





となる。

因て軌條の傾斜角度  $\psi$  を定むべき  $\tan \delta_m$  の値は

$$\tan \delta_m = p(0.0000\ 0032\ 1 v^2 + 0.129)$$

50 kg 軌條敷設區間に對しては

$$\tan \delta_m = 0.0000\ 0010\ 16 v^2 + 0.0408$$

.....(4)

37 kg 軌條敷設區間に對しては

$$\tan \delta_m = 0.0000\ 0010\ 09 v^2 + 0.0406$$

.....(5)

30 kg 軌條敷設區間に對しては

$$\tan \delta_m = 0.0000\ 0010\ 03 v^2 + 0.0403$$

.....(6)

次に我國有鐵道に於て 50 kg 軌條を敷設した區間は主要本線で平坦線であるから一機關車の牽引する客貨車の數輛は他の輕軌條を敷設した區間に於けるものとは比較し得ざる程大であるから、50 kg 軌條敷設區間に限り軌條の傾斜に對し客貨車の影響をも考慮する必要がある。前述の軌道調査に於て客車ナハに就き横曲げ応力と垂直曲げ応力の比を求むれば圖-7 に示すが如くで、その平均値  $Q_{pos'}$  は最小自乗法を用ひて

$$Q_{pos'} = 0.0000\ 0010\ 9 v^2 + 0.0955$$

客車ナハの軸距は 2.438 m、隣接車輛の第 1 位軸との距離は 3.471 m で、12 m に就き枕木 18 挺割の 50 kg 軌條敷設軌道に於て道床係數 5 kg/cm<sup>2</sup> なる場合中央より 2.438 m 及 3.471 m に於ける曲げモーメント係數は -0.044 及 -0.008 であるから  $p$  の値は 0.4266 となる。故に

$$\tan \delta_m = 0.0000\ 0004\ 56 v^2 + 0.0407$$

.....(7)

次に貨車トムに就き横曲げ応力と垂直曲げ応力との比を求むれば圖-8 に示すが

圖-7. 客貨ナハの軌條に作用する横曲げ応力と垂直曲げ応力の比  $q$

$$Q_{pos'} = 0.0000\ 0010\ 9 v^2 + 0.0955$$

$$Q_{neg} = -0.0000\ 0013\ 5 v^2 - 0.1028$$

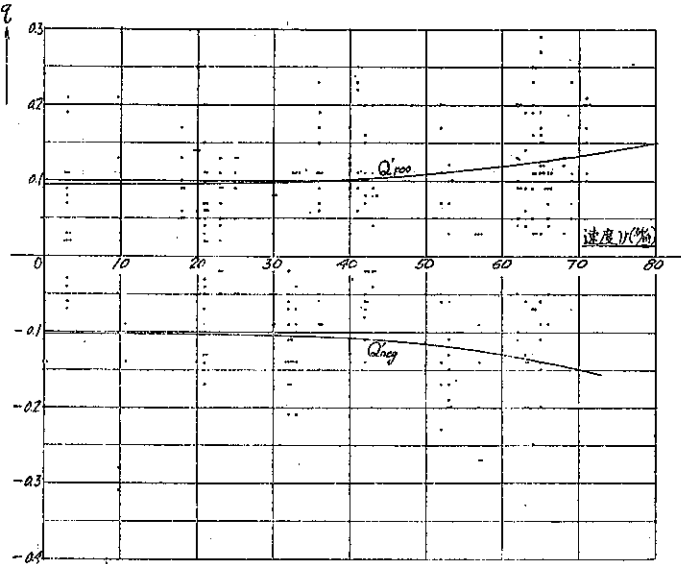
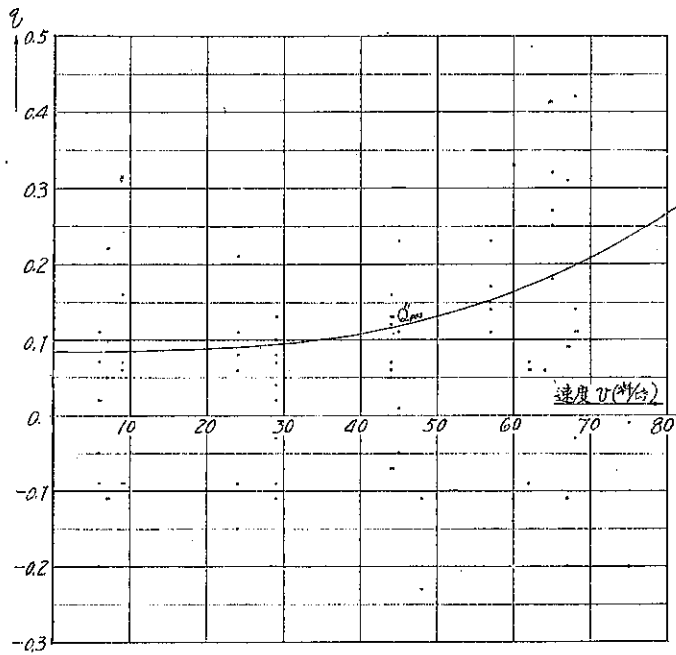


圖-8. 貨車トムの軌條に作用する横曲げ応力と垂直曲げ応力との比  $q$

$$Q_{pos''} = 0.0000\ 0036\ 2 v^2 + 0.0848$$



如くで、その平均値  $Q_{pos}''$  は最小自乗法を用ひて

$$Q_{pos}'' = 0.000000362 v^2 + 0.0848$$

となる。貨車トムの軸距は 3.962 m、隣接車輛の第 1 位軸迄の距離は 3.829 m で前述の軌道状態に對し中央より 3.962 m 及 3.829 m に於ける曲げモーメント係数は -0.0001 及 -0.0014 であるから  $p$  の値は 0.4931 となる。故に

$$\tan \delta_m = 0.0000001785 v^2 + 0.0418 \dots\dots\dots (8)$$

となる。

5. 結論 (4) 式乃至 (8) 式を (3) 式に代入すれば適當なる軌條の傾斜  $\psi_0$  を求め得らるゝも、 $\psi_0$  は列車速度  $v$  の函數となるから列車速度  $v$  を如何に決定すべきかゞ問題となる。工務局保線課に於て調査せる全國各種線路の平均速度は

50 kg 軌條敷設區間に對しては 70~60 km/h  
 37 kg " " 60~50 "  
 30 kg " " 50~45 "

と考へられる。故に上述の式より計算すれば表-5 より知る如く 50 kg 軌條の傾斜は 1/30~1/40、37 kg 軌條及 30 kg 軌條の傾斜は 1/20~1/25 位が適當と考へられる。又曲線軌道に於ては如何に適當なるカントが敷設してあつても通過する列車の最高速度と最低速度との間に相當の差があるから、車輛に作用する遠心力又は車輛の傾斜に依り軌條に作用する横圧力が大である。従つて前述したるが如く軌條には傾斜を附せざるを可とする結論となる。

表-5.  $\psi_0$  の 値

軌條 車 輛 速度 km/h	50 kg 軌條			37 kg 軌條	30 kg 軌條
	機關車	客車ナハ	貨車トム	機關車	機關車
70	0.018	0.041	—	—	—
65	0.025	0.044	—	—	—
60	0.034	0.048	—	0.042	—
55	—	—	0.031	0.045	—
50	—	—	0.031	0.047	0.048
45	—	—	—	—	0.050