

# 論 說 報 告

第 27 卷 第 8 號 昭和 16 年 8 月

## 軌 條 に 作 用 す る 横 壓 力

正 會 員 千 秋 邦 夫\*

**要 旨** 車輪と車軸を幾分水平移動を許す鉸状態の一個のラーメンと見做して横壓力を求め、之れを實驗の結果と比較對照し、次に各種機關車の構造の軌道に及ぼす横壓力の影響を検討す。最後に運行中の横壓力の計算並實驗値を示して、直線區間に於て車輪の競上らんとする速度を求めた。

### 1. 車輛停止中に於ける横壓力

#### 1. 概 説

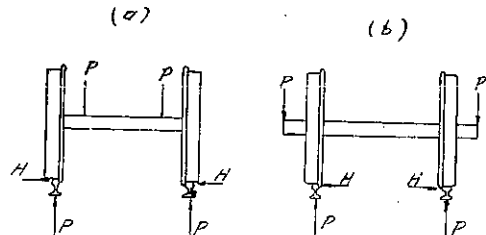
軌條に作用する垂直荷重の影響に就いては従來多數の人々に依り研究せられ、最近特に工學博士堀越一三氏に依り我國有鐵道の軌道應力計算法が確定せられ、從つて直線軌道走行の車輛の速度制限方式が制定せられた。併し横壓力に就いては荷重それ自身が未だ不明であつて、之れが研究は前人未踏の地である。曲線區間には勿論であるが、直線區間に於ても軌條に對し相當の横壓力が作用するものであつて、加ふるに軌條は縦軸に對する断面係數は横軸に對するものより遙かに小なる爲め、割合に大なる横曲げ應力を生ずるものである。而して車輛運行に際して軌條に横壓力が加はる結果として線路の通りは破壊せられ、軌條は小返しし其の側部は磨耗し、枕木の喰込、犬釘の浮上りを來し、曲線區間に於ては此等の影響特に著しく線路保守上軌道に及ぼす横壓力の影響を等閑に附する事は出来ない。加之曲線軌道に於けるカント設定或は運轉速度制限方式の研究には横壓力に關する基礎研究を絶対に必要とする。

扱て横壓力を加へる原因に種々あるが、此の内で車輛の構造上横壓力に影響するものとして、車輛の重心位置、車輪が車軸に固定せられて居る事、及車輪の配置及其の構造等が考へられる。

先づ車輛重心位置の横壓力に及ぼす影響に關しては、従來に於ては重心位置の高い車輛は顛覆に對する安全度小即顛覆せんとする傾向は大であるが、軌條に及ぼす横壓力は却つて小であつて、軌道に良品結果を與へるものであると考へられた。併し乍ら之れの原因を説明したもの少く稀に有るも、全く不完全であつて首肯し得るものは無い。一般に重心位置の高い車輛は其の車輪の直徑大であるから、後述するが如く車輪の直徑が大となれば横壓力小となる故に（これは次の車輪が車軸に固定せられて居る爲めの影響より證明する事が出来る）、此の意味に於て車輛重心位置の横壓力に及ぼす影響を認める事が出来る。

次に鐵道車輛に於ては 2 つの車輪間隔を嚴重に保持する必要がある爲め、車輪と車軸は固定せられ一つのラーメンを形成し、且車體重量は車輪の内側又は外側にて偏位して支持せられてゐる。此れが爲軌條頭には車輛の停止中に於ても水平力が働きて之を押し倒さんとする。而して國有鐵道に於て 圖-1 (a) に相當するものは蒸氣機關車の働輪、導輪及 7000 形電氣機關車の車輪で、圖-1 (b) に屬するものは蒸氣機關車の從輪、7000 形以外の電氣機關車の車輪及炭水車、客貨車の車輪である。

圖-1.



#### 2. 一般解法

車輪と車軸の形成するラーメンの脚即車輪と軌條との接觸點は“幾分水平移動を許す鉸状態”と假定し得る。

\* 工學士 鐵道省札幌鐵道局工務部保線課長

圖-2 にて ABCD を車輪と車軸の作るラーメンとし、鉸脚 A 及 D に働く垂直反力を  $P_A$  及  $P_D$ 、水平反力を  $H$  とし、 $H$  を餘力として假想働の理論より解く（但し直接應力及剪斷應力の影響を除く）。

今

- $M$  = 曲げモーメント                       $E$  = 弾性係数
- $I$  = 慣性モーメント                       $A$  = 断面積
- $\delta_A$  = 横壓力の働く結果 A 點の横移動する量
- $\delta_D$  = 横壓力の働く結果 D 點の横移動する量

とす。

$$\int \frac{M \partial M}{I \partial H} dy + E(\delta_A + \delta_D) = 0$$

而して車輪に對して

$$M = -Hy, \quad \frac{\partial M}{\partial H} = -y$$

車軸に對して

$$M = M_0 - HR \quad \frac{\partial M}{\partial H} = -R$$

$M_0 = BC$  を單桁と見做した場合の曲げモーメント

であるから

$$2 \int_0^R \frac{H}{I_1} y^2 dy - \int_0^l \frac{(M_0 - HR)R}{I_2} dy + E(\delta_A + \delta_D) = 0$$

此所に  $I_1$  = 車輪 AB 及 CD の慣性モーメント

$I_2$  = 車軸 BC の慣性モーメント

今  $D$  = 軌條頭を單位長丈横移動せしむるに要する力と假定す。

$$\delta_A = \frac{H}{D}, \quad \delta_D = \frac{H}{D}$$

此の  $D$  は軌道状態により定る係數にして後節に述べる如き値である。

依つて

$$2 \int_0^R \frac{H}{I_1} y^2 dy - \int_0^l \frac{(M_0 - HR)R}{I_2} dy + 2 \frac{E}{D} H = 0$$

$$\therefore H = \frac{R \int_0^l \frac{M_0}{I_2} dy}{2 \int_0^R \frac{y^2}{I_1} dy + R^2 \int_0^l \frac{dy}{I_2} + 2 \frac{E}{D}} \dots \dots \dots (1)$$

(1) 式に於て

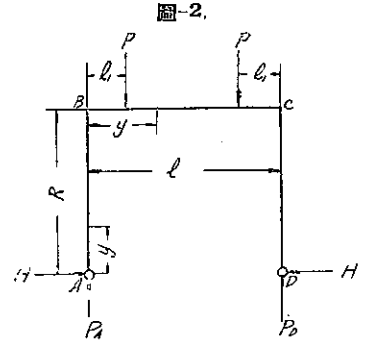
$$2 \int_0^R \frac{y^2}{I_1} dy = Y$$

とおく。  $Y$  は後に示すが如く  $y$  の複雑なる函數である。

然る時は

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

機關車の働輪の場合につき  $H$  を算出する。機關車の働輪に於ける車軸の直徑は 圖-4 (a) 及 (b) に示すが如く車體重量を支持する附近で大で中央にて小である故に、車軸の兩端より各  $l_2$  迄の慣性モーメントを  $I_2'$ 、中央部分



の慣性モーメントを  $I_2''$  と假定する (圖-3)。然るときは

$$\int_0^l \frac{1}{I_2} dy = \left\{ \frac{2l_2}{I_2'} + \frac{(l-2l_2)}{I_2''} \right\}$$

又 圖-3 より

$$\int_0^l M_0 dy = Pl_1 \left\{ \frac{(2l_2-l_1)}{I_2'} + \frac{(l-2l_2)}{I_2''} \right\}$$

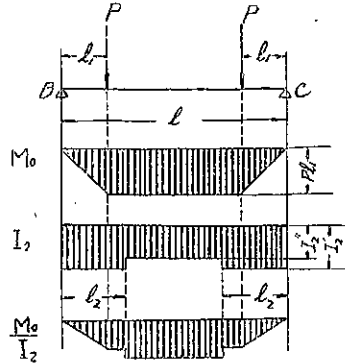
此等の値を基本式 (2) に代入すると

$$H = \frac{PRl_1 \left( \frac{2l_2-l_1}{I_2'} + \frac{l-2l_2}{I_2''} \right)}{Y + I_2^2 \left( \frac{2l_2}{I_2'} + \frac{l-2l_2}{I_2''} \right) + 2 \frac{I_2}{D}}$$

今  $I_2'' = I_2, \quad I_2' = \alpha I_2, \quad l_2 = \beta l$

$$1 + \frac{2\beta}{\alpha} - 2\beta = \kappa$$

圖-3.



とおく。然るときは

$$H = \frac{PRl_1 \frac{1}{I_2} \left( \kappa l - \frac{l_1}{\alpha} \right)}{\left( Y + \frac{2I_2}{D} \right) + \frac{I_2^2}{I_2} \kappa} = \frac{Pl_1 \left( \kappa l - \frac{l_1}{\alpha} \right)}{I_2 \left\{ \frac{\left( Y + \frac{2I_2}{D} \right) I_2}{I_2^2} + \kappa \right\}} = \frac{Pl_1 \left( \kappa l - \frac{l_1}{\alpha} \right)}{I_2(m + \kappa)} \quad (3)$$

但し  $m = \frac{\left( Y + \frac{2I_2}{D} \right) I_2}{I_2^2}$

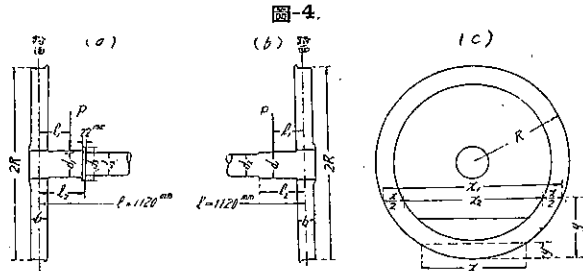
$m$  は車輪及車軸の剛性の比並に軌條頭部の横移動、換言すれば軌條の横彎曲及軌條頭部の扭れに依り定まる係數であつて、車輪及軌條の種類に依り異なるは勿論、犬釘の打方及車輪と軌條との接觸點の軌條の長さの方向に於ける位置に依つても變化する。

3. Y の算出

前節に於て車輛が停止したる時に軌條の受ける横壓力  $H$  の一般解法を成した。而して基本式 (3) 式に含まれる  $Y$  従つて  $m$  の値は機關車別に變化するは勿論であるが、同一機關車にても車輪の形により變化し、 $Y$  の複雑な函數である。

$Y$  の値の算出に當つて計算を成可く簡單にするため車輪は輪鐵並にカウンターウェイトのみより成ると考へて、輻 (spoke) 其他を除外した (圖-4)。

表-1 は重要機關車の車輪の形狀を示すものである。而して此所に



$R$  = 踏面に於ける車輪の半径

$l$  = 兩車輪の踏面距離

$l_1$  = 偏心距離 (軸心より踏面迄の距離)

$l_2$  = 踏面より車軸の直径の變化する點に至る距離

$\alpha_1$  = 輪鐵とリム (Rim) の厚さの和

$a_2$  = カウンターウェイトの深さ

$b$  = 車輪の幅

$d_1$  = 踏面より  $l_2$  なる距離内の車軸の直径

$d_2$  = 中央部分の車軸の直径

である。

表-1. 車輪の形状 (mm)

機關車形式		$l$	$l_1$	$l_2$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$R$	$a_1$	$a_2$	$b$
D 50 形	第1 働輪	1120	180	297	190	180	230	700	120	156	134
	第2 働輪	1120	180	297	190	180	230	700	120	173	134
	第3 働輪	1120	180	297	210	200	250	700	120	494	134
	第4 働輪	1120	180	310	190	180	230	700	120	160	134
D 51 形	第1 働輪	1120	170	278	190	180	—	700	123	167	135
	第2 働輪	1120	170	278	190	180	—	710	123	225	135
	第3 働輪	1120	170	278	210	200	—	700	123	345	135
	第4 働輪	1120	170	278	190	180	—	700	123	167	135
9600 形	第1 働輪	1120	192	337	190	185	229	625	128	237	135
	第2 働輪	1120	192	352	190	185	229	65	128	262	135
	第3 働輪	1120	192	337	202	197	241	625	128	497	135
	第4 働輪	1120	192	352	190	185	229	625	128	237	135
C 11 形	第1 働輪	1120	160	268	190	180	—	760	128	147	135
	第2 働輪	1120	160	268	190	180	—	760	128	330	135
	第3 働輪	1120	160	268	190	180	—	760	128	147	135
C 12 形	第1 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	124	135
	第2 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	306	135
	第3 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	124	135
C 50 形	第1 働輪	1120	150	260	190	180	—	800	128	140	135
	第2 働輪	1120	150	260	190	180	—	800	128	310	135
	第3 働輪	1120	150	260	190	180	—	800	128	140	135
C 51 形	第1 働輪	1120	173	295	190	180	230	875	120	127	134
	第2 働輪	1120	173	295	210	200	250	875	120	272	134
	第3 働輪	1120	173	295	190	180	230	875	120	127	134
C 53 形	第1 働輪	1120	155	265	200	185	—	875	128	111	135
	第2 働輪	1120	155	265	220	205	—	875	128	265	135
	第3 働輪	1120	155	265	200	185	—	875	123	111	135
C 56 形	第1 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	124	135
	第2 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	306	135
	第3 働輪	1120	160	268	170	155	—	700	128	124	135
C 57 形	第1 働輪	1120	170	276	190	180	—	875	123	103	135
	第2 働輪	1120	170	276	210	200	—	875	123	325	135
	第3 働輪	1120	170	276	190	180	—	875	123	103	135
C 58 形	第1 働輪	1120	170	278	190	180	—	760	123	115	135
	第2 働輪	1120	170	278	200	190	—	760	123	375	135
	第3 働輪	1120	170	278	190	180	—	760	123	125	135
C 59 形	第1 働輪	1120	170	276	200	190	—	875	123	113	135
	第2 働輪	1120	170	276	220	210	—	875	123	355	135
	第3 働輪	1120	170	276	200	190	—	875	123	113	135
8620 形	第1 働輪	1120	182	323	191	191	229	800	120	143	133
	第2 働輪	1120	157	280	191	191	229	800	120	295	133
	第3 働輪	1120	157	280	191	191	229	800	120	143	133
6760 形	第1 働輪	1120	156	280	191	184	229	800	120	254	135
	第2 働輪	1120	156	280	191	184	229	800	120	133	135
2400 形	第2 働輪	1120	154	262	178	178	210	622	120	232	135

現在運轉せられつゝある機關車の働輪は圖-4 (a) 又は (b) の何れかに屬するもので、(a) に於て  $d_3$  なる直径を有する部分は長さ に於て僅かに 23 mm に過ぎないから、 $\alpha_1$  と同様なりと考へて差支へない。次にカウンターウエイトの位置は車輪の回轉に従つて變化するもので、横壓力に著しい影響を有するものであるが本論に於ては

カウンターウェイトが最上位にある場合と最下位にある場合の計算を行ひ、次の如き記號を用ひて各々を區別する事にする。

カウンターウェイトが最上位にある場合

$$a = a_1$$

カウンターウェイトが最下位の場合

$$a = a_1 + a_2$$

軌條と車輪との接觸點より  $y$  なる距離に於ける断面の巾を  $x$  とすると

$0 < y \leq a$  なる  $y$  の値に對して

$$x = 2\sqrt{y(2R-y)} \quad I_1 = \frac{\sqrt{y(2R-y)}}{6} b^3$$

$a < y \leq R$  なる  $y$  の値に對して

$$x = 2\{\sqrt{y(2R-y)} - \sqrt{(y-a)(2R-y-a)}\}$$

$$I_1 = \frac{\{\sqrt{y(2R-y)} - \sqrt{(y-a)(2R-y-a)}\} b^3}{6}$$

$$\begin{aligned} \therefore Y &= 2 \int_0^R \frac{y^2}{I_1} dy \\ &= \frac{12}{b^3} \int_0^a \frac{y^2}{\sqrt{y(2R-y)}} dy + \frac{12}{b^3} \int_a^R \frac{y^2}{\sqrt{y(2R-y)} - \sqrt{(y-a)(2R-y-a)}} dy \\ &= \frac{12}{b^3} \int_0^a \frac{y^2 dy}{\sqrt{y(2R-y)}} + \frac{12}{b^3(2Ra_1 - a_1^2)} \int_a^R y^2 \sqrt{y(2R-y)} dy \\ &\quad + \frac{12}{b^3(2Ra_1 - a_1^2)} \int_a^R y^2 \sqrt{(y-a)(2R-y-a)} dy \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

(4) 式の第 1 項の積分

$$\begin{aligned} \int_0^a \frac{y^2 dy}{\sqrt{y(2R-y)}} &= \int_0^a \frac{(R-y)^2 dy}{\sqrt{R^2 - (R-y)^2}} - \int_0^a \frac{R^2 dy}{\sqrt{R^2 - (R-y)^2}} + \int_0^a \frac{2Ry dy}{\sqrt{R^2 - (R-y)^2}} \\ &= \left[ -\frac{3R+y}{2} \sqrt{y(2R-y)} - \frac{3}{2} R^2 \sin^{-1} \frac{R-y}{R} \right]_0^a \\ &= \frac{3}{4} \pi R^2 - \frac{3R+a}{2} \sqrt{a(2R-a)} - \frac{3}{2} R^2 \sin^{-1} \frac{R-a}{R} \end{aligned}$$

(4) 式の第 2 項の積分

$$\begin{aligned} \int_a^R y^2 \sqrt{y(2R-y)} dy &= \left[ -\frac{(R-y)R^2}{2} \sqrt{R^2 - (R-y)^2} - \frac{R^4}{2} \sin^{-1} \frac{R-y}{R} - \frac{2}{3} R \{R^2 - (R-y)^2\} \sqrt{R^2 - (R-y)^2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{8} R^2 (R-y) \sqrt{R^2 - (R-y)^2} - \frac{1}{4} (R-y)^3 \sqrt{R^2 - (R-y)^2} - \frac{R^4}{8} \sin^{-1} \frac{R-y}{R} \right]_a^R \\ &= -\frac{2}{3} R^4 + \frac{5}{8} R^4 \sin^{-1} \frac{R-a}{R} + \sqrt{2Ra-a^2} \left\{ \frac{15R^2 + 5R^2 a + 2Ra^2 - 6a^3}{24} \right\} \end{aligned}$$

(4) 式の第 3 項の積分

$$\begin{aligned} \int_a^R y^2 \sqrt{(y-a)(2R-y-a)} dy &= \left[ \sqrt{\kappa^2 - y^2 + 2Ry - R^2} \left\{ \frac{6y^3 - 2y^2 R - y(2R^2 + 3\kappa^2) - R(2R^2 + 13\kappa^2)}{24} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\kappa^2}{8} (\kappa^2 + 4R^2) \sin^{-1} \frac{y-R}{\kappa} \right]_a^R \end{aligned}$$

但し此處に  $\kappa = R - a_1$  である。

$$\therefore \int_a^R y^2 \sqrt{(y-a)(2R-y-a)} dy$$

$$\begin{aligned}
 &= -\frac{2}{3}R\kappa^3 - \sqrt{\kappa^2 - (a-R)^2} \left\{ \frac{6a^3 - 2a^2R - a(2R^2 + 3\kappa^2 - R(2R^2 + 13\kappa^2))}{24} \right\} \\
 &\quad - \frac{\kappa^2}{8}(\kappa^2 + 4R^2) \sin^{-1} \frac{a-R}{\kappa} \\
 \therefore Y &= \frac{12}{b^3} \left[ \left( \frac{3}{4}\pi R^2 - \frac{3R+a}{2}\sqrt{a(2R-a)} - \frac{3}{2}R^2 \sin^{-1} \frac{R-a}{R} \right) \right. \\
 &\quad + \frac{12}{b^2(2Ra_1 - a_1^2)} \left[ -\frac{2}{3}R^2 + \frac{5}{8}R^2 \sin^{-1} \frac{R-a}{R} + \sqrt{2Ka_1 - a_1^2} \left\{ \frac{15R^2 + 5R^2a_1 + 2Ra_1^2 - 6a_1^3}{24} \right\} \right] \\
 &\quad + \frac{12}{b^2(2Ra_1 - a_1^2)} \left[ -\frac{2}{3}R\kappa^3 - \sqrt{\kappa^2 - (a-R)^2} \left\{ \frac{6a^3 - 2a^2R - a(2R^2 + 3\kappa^2) - R(2R^2 + 13\kappa^2)}{24} \right\} \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{\kappa^2}{8}(\kappa^2 + 4R^2) \sin^{-1} \frac{a-R}{\kappa} \right] \right] \dots \dots \dots (5)
 \end{aligned}$$

特別な場合即ち  $a = a_1$  なるときは

(4) 式の第 1 項は

$$\int_0^{a_1} \frac{y^2}{\sqrt{y(2R-y)}} dy = \frac{3}{4}\pi R^2 - \frac{1}{2}(3R+a_1)\sqrt{a_1(2R-a_1)} - \frac{3}{2}R^2 \sin^{-1} \frac{R-a_1}{R}$$

(4) 式の第 2 項は

$$\int_{a_1}^R \frac{y^2 \sqrt{y(2R-y)}}{dy} = -\frac{2}{3}R^2 + \frac{5}{8}R^2 \sin^{-1} \frac{R-a_1}{R} + \sqrt{2Ka_1 - a_1^2} \left\{ \frac{15R^2 + 5R^2a_1 + 2Ra_1^2 - 6a_1^3}{24} \right\}$$

(4) 式の第 3 項は

$$\int_{a_1}^R \frac{y^2 \sqrt{(y-a_1)(2R-y-a_1)}}{dy} = -\frac{2R(R-a_1)^2}{3} + \frac{\pi}{16}(R-a_1)^2 \{(R-a_1)^2 + 4R^2\}$$

故に此の場合の Y は次の如くなる

$$\begin{aligned}
 Y &= \frac{1}{b^3} \left[ \frac{3\pi \{5R^2 + X(6R^2 + X)\}}{4X} - \frac{8R(R-a_1+a_1^2)}{a_1} - (13R+3a_1)\sqrt{X} + \frac{15R^2(R-a_1)}{2\sqrt{X}} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{R^2(15R^2 - 36X)}{2X} \sin^{-1} \frac{R-a_1}{R} \right] \dots \dots \dots (6)
 \end{aligned}$$

但し  $X = 2Ra_1 - a_1^2$

表-2 は各種機關車各動輪の Y の値を求めたものである。

表-2. Y の 値

機關車形式	動輪と半徑 (mm)		a (mm)	Y の値	機關車形式	動輪と半徑 (mm)		a (mm)	Y の値
D 50 形 b=134	I	700	$a_1=120$	4.427	9600 型 b=135	III	625	$a_1=128$	3.522
			$a_1+a_2=276$	4.322				$a_1+a_2=625$	0.679
	II	"	$a_1=120$	4.427		IV	"	$a_1=128$	3.522
			$a_1+a_2=233$	4.290				$a_1+a_2=365$	2.557
9600 形 b=135	III	"	$a_1=120$	4.427	C 12 形 b=135	I	700	$a_1=128$	4.047
			$a_1+a_2=614$	2.145				$a_1+a_2=252$	4.020
	IV	"	$a_1=120$	4.427		II	"	$a_1=128$	4.047
			$a_1+a_2=280$	4.315				$a_1+a_2=434$	2.977
I	625	$a_1=128$	3.522	III	"	$a_1=128$	4.047		
		$a_1+a_2=365$	2.557			$a_1+a_2=252$	4.020		
II	"	$a_1=128$	3.522						
		$a_1+a_2=390$	2.481						

表-2. の続き

機関車形式	軸輪と半徑 (mm)		a (mm)	Y の値	機関車形式	軸輪と半徑 (mm)		a (mm)	Y の値
	I	II				I	II		
C 51 形 b=134	I	875	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =247	8.677 8.618	C 51 形 b=135	I	760	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =375	5.880 5.792
	II	"	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =392	8.677 8.155		II	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =458	5.880 5.071
	III	"	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =247	8.677 8.618		III	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =275	5.880 5.792
C 56 形 b=135	I	700	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =252	4.047 4.020	C 50 形 b=135	I	800	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =268	6.064 5.991
	II	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =434	4.047 2.977		II	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =438	6.064 5.575
	III	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =252	4.047 4.020		III	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =268	6.064 5.991
C 58 形 b=135	I	760	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =248	5.395 5.351	C 53 形 b=135	I	875	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =239	7.948 7.905
	II	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =498	5.395 4.124		II	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =393	7.948 7.571
	III	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =248	5.395 5.351		III	"	a <sub>1</sub> =128 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =239	7.948 7.905
8620 形 b=133	I	800	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =263	6.775 6.691	C 57 形 b=135	I	875	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =226	8.276 8.255
	II	"	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =415	6.775 6.217		II	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =448	8.276 7.631
	III	"	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =263	6.775 6.691		III	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =226	8.276 8.255
2400 形 b=135	II	622	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =310	3.031 2.733	C 59 形 b=135	I	875	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =236	8.276 8.274
D 51 形 b=135	I	700	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =290	4.219 4.086		II	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =478	8.276 8.398
	II	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =358	4.219 3.926		III	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =236	8.276 8.274
	III	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =468	4.219 2.606	8760 形 b=135	I	800	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =374	6.519 6.133
IV	"	a <sub>1</sub> =123 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =290	4.219 4.086	II		"	a <sub>1</sub> =120 a <sub>1</sub> +a <sub>2</sub> =263	6.519 6.411	

## 4. D の値に就て

## a) 試験概要

車輪と軌條との接觸點を單位長丈横移動せしむるに要する力  $D$  の値は軌條と車輪の接觸點の軌條方向に於ける位置に依り、又軌道の状態即軌條の種類、枕木腐朽の程度及犬釘の打方、犬釘の種類、レールブレースの有無、垂直荷重  $p$  の大小により異なるものである。

而して此の  $D$  の値を求むるため表-3 の如き種々なる軌道を岩見澤驛構内側線に新設し、昭和15年11月5日より1週間局員2名、線路工手4名を以つて横圧力  $H$  に對する軌條頭部横移動  $\delta$  の實測に當らしめた。本試験に用ひた軌道の概要表-3 の如くである。

表-3. 試験種類並に  $D$  の實測値

軌道 番號	試験 番號	敷設 軌條 kg	枕木 間隔 cm	垂直 荷重 t	枕木品質	測定位置	摩擦係數	D の 値		備 考
								回轉前 t/mm	回轉後 t/mm	
I	1	37	71	0.99	新品, 素材	枕木間隔中心	0.437	6.0	1.20	軌條は 9,10 を除き全 て赤錆 9 は錆を落し塗油し 10 は赤錆軌條頭に砂 を撒いた
II	2	37	71	0.99	"	枕木上	0.437	6.7	1.77	
III	3	37	71	0.99	"	"	0.437	7.5	2.10	
IV	4	37	71	0.99	古, 素材	"	0.437	5.1	1.36	
V	5	37	77	0.99	新品, 素材	枕木間隔中心	0.437	6.1	1.39	
VI	6	30	77	0.99	"	"	0.437	5.1	1.17	
VII	7	30	77	0.99	"	枕木間隔 1/4	0.437	5.6	1.44	
VIII	8	30	77	2.09	"	枕木上	0.437	8.0	—	
IX	9	30	77	2.09	"	"	0.109	5.1	—	
X	10	30	77	2.09	"	"	0.328	6.3	—	
	11	30	77	2.81	"	"	0.437	8.5	—	
	12	30	77	2.42	"	"	0.437	7.1	—	
	13	30	77	2.09	"	"	0.437	7.3	—	
XI	14	30	77	2.03	"	"	0.437	7.5	—	
	15	30	77	1.54	"	"	0.437	7.4	—	
	16	30	77	1.25	"	"	0.437	5.1	—	
	17	30	77	0.99	"	"	0.437	5.8	—	
	18	30	77	0.85	"	"	0.437	5.1	—	
	19	30	77	0	"	"	0.437	—	2.2	

軌條は新しき 30 kg 及 37 kg 軌條を使用した。且の積載荷重の制限は 1 軸 2.5 t である故に、 $\mu$  を摩擦係數、 $P$  を垂直荷重とすれば  $\mu P$  の値を實際の場合に近からしむる爲めには摩擦係數を大にする必要があり、その爲め軌條は試験軌道 No 9 を除き凡て赤錆のものを使用し、何れの軌道にもレールブレース、タイプレートを使用しなかつた。

又枕木は全て樺材で、何れも試験の結果に特殊の影響を及ぼす如き缺點を有する事なき様特別の注意を拂ひ、新枕木と古枕木につき比較を行った。

犬釘は並犬釘新品で、枕木一挺當り 4 本を使用した。犬釘の打込に當つては特に犬釘と軌條との接觸に注意し、能ふ限り軌條と犬釘とは密着して打込み、犬釘打込の爲めに枕木に割れの生ぜしものは試験に使用せず、犬釘打



込箇所は節其他特殊なる部分を選ける等極力試験結果に特異性を入るを防止した。又試験軌道の道床は何れも切込砂利道床で略全て均等の搦固め状態として置いた。

試験箇所は何れも軌條接目の影響を選ける爲め接目より 3 m 以上の箇所を用ひた。

實測に當つては實際の場合と同様車輪を通じて垂直荷重を作用せしめた。即荷重用 37 kg 軌條を載荷せる橋梁運搬用鐵製トローリーを使用し、垂直荷重は 0.85~2.81 t に變化せしめた。上述の如く垂直荷重を作用せしめつゝ軌條頭に横壓力を加へると、車輪のフランジが邪魔になるのでフランジを切落して了つた。

次に車輪と軌條との接觸點即ち垂直荷重の作用點も  $D$  の値に甚だしく影響を與へる。此の實驗に於て車輪と軌條との接觸點の位置は測定の結果軌條中心より軌間内方へ 11 mm 偏位してゐた。之れは車輪踏面が幾分磨耗して居た結果で、理論的には水平に設置された新軌條と新車輪の接觸點は軌條中心より内方へ 13~15 mm である。併し實際にては車輪踏面が幾分磨耗して居るから軌條中心より 10~13 mm 偏位して居る場合が多い。此の試験に於ては以上の意味に於て軌條に接觸する車輪踏面は常に 11 mm として置いた。

#### b) 軌條の回轉に依る横移動と、横彎曲に依る横移動

$H$  と  $\delta$  との關係を觀測せる結果は 圖-5, 6 に示すが如く、 $H$  の或る一定値に達する迄は  $\delta$  の増加は略之れに比例するが、此の一定値を超ゆると  $H$  の増加に對する  $\delta$  の増加が急激に増大する。即ち  $D$  の値が急激に小となる。この原因を求むる爲めに軌條頭部の横移動  $\delta$ 、軌條底部の横移動  $\delta'$  及軌條底部の浮上り  $\delta''$  を求むれば 圖-5, 6 に示すが如くである。之れに依ると横壓力  $H$  が小なる間は  $\delta$  と  $\delta'$  との値等しく  $\delta''$  は零で、横彎曲に依

圖-5. 軌條頭横移動  $\delta$  と軌條底横移動  $\delta'$  及横壓力  $H$  の關係

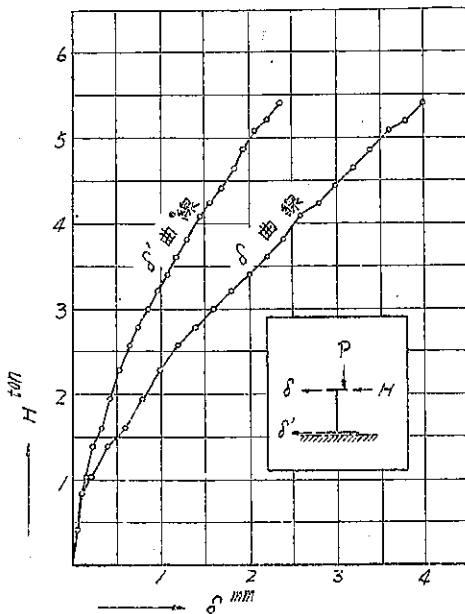
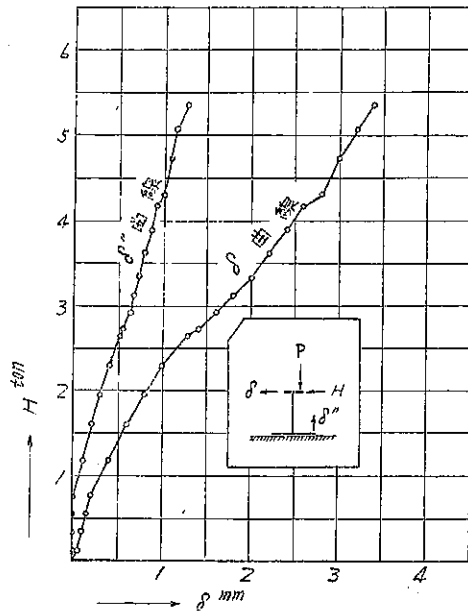


圖-6. 軌條頭横移動  $\delta$  と軌條底浮上り  $\delta''$  及横壓力  $H$  の關係



る横移動のみである事を知る。然るに  $H$  が或る一定値以上となると軌條底部は浮上り、回轉による横移動 ( $\delta-\delta'$ ) を生ずる。即ち横壓力  $H$  が小なる間は横彎曲に依る横移動のみであるが、横壓力  $H$  が増大して或る程度以上となると回轉に依る横移動が加はり始める。此の或る一定値の横壓力は此の實驗に於ては 1~2 t であるが、此の場合の垂直荷重は 1~3 t で、實際の場合には垂直荷重が此の場合の数倍で軌條の回轉を妨げる故に、此の限界横壓力は此の實驗の場合より著しく大なりと考へられる。然るに實際に軌條に作用する横壓力の最大値は後に示す計算より知る如く垂直荷重の 1/8 位であるから 1 t 程度と考へられる。故に實際に作用する横壓力の範圍内にては軌條の回轉に依る横移動は生じない。即ち  $D$  の値としては横彎曲に依る横移動の範圍内に於ける  $D$  を求むれば可

なりとの結論を得る。

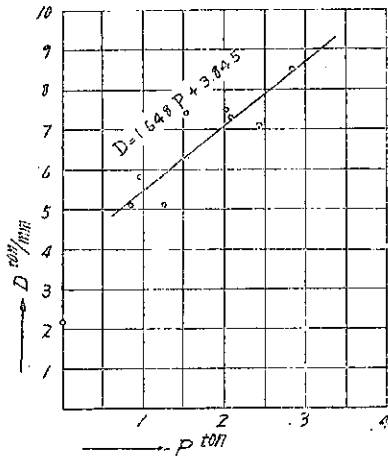
c)  $D$  の測定値

前述の如く  $D$  の値は軌道状態や荷重の状態等の種々なる事項に依り變化するが、此所に軌道として最も一般的と考へられる數種に就き横壓力  $H$  と軌條頭横移動  $\delta$  との關係を求め、前述したるが如き考慮を以つて  $D$  の値を算出し、次の比較考察を行ふ。

i) 垂直荷重と軌條と車輪の摩擦係數の  $D$  に及ぼす影響

垂直荷重  $P$  の變化による  $D$  の値は試験番號 11~19 の 9 個の實測により比較した。實測により  $D$  と  $P$  の關係を圖に示すと 圖-7 の如くなる。 $P=0$  の場合  $D$  は約 2 t/mm 位であるが、 $P$  が存在すると回轉による横移動が妨げられる故に  $D$  は急激に増大する。併して普通吾々の考へてゐる範圍内にては、 $D$  は  $P$  に比例すると考へて差支へない。故に最少自乘法により  $D$  t/mm と  $P$  t の關係を求むれば

圖-7. 30 kg 軌條敷設軌道枕木上に於ける  
垂直荷重  $P$  と  $D$  の關係  
( $\mu=0.437$ )



$$D = 1.648P + 3.845$$

となる。以上の場合に於ては摩擦係數  $\mu$  は 0.437 で、若し  $D$  が  $\mu$  にも比例すると假定すれば

$$D = 3.763\mu P + 3.845$$

でなければならぬ。摩擦係數  $\mu$  の影響は試験番號 8~10 の實測により比較した。即ち此等は何れも全ての軌道並に荷重状態 (2.09 t) 等しく、單に軌條頭の摩擦係數の値のみが異なるもので、横滑動の摩擦係數は張力計により實測した結果に依ると夫々 0.437, 0.109, 0.328 であつた。而して此の結果  $H$  と  $\delta$  との關係を求め、之れより  $D$  と  $\mu$  との關係を求めると 圖-8 の如くである。實驗値少く明瞭には云へないが  $D$  は  $\mu$  に略比例して變化すると考へられる。若し斯く假定して  $D$  t/mm と  $\mu$  との關係を最少自乘法より求むれば

$$D = 8.349\mu + 4.034$$

$D$  は  $P$  に比例する事は前の實驗で明瞭である故に

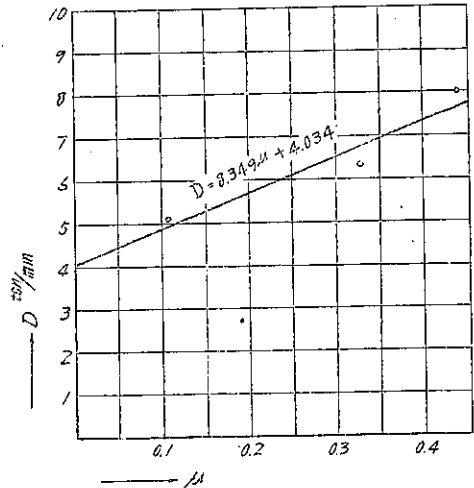
$$D = 3.994\mu P + 4.034$$

之れと前式とを比較すると殆んど一致して居る。即ち  $D$  は  $\mu P$  に比例すると考へて差支へなき結論となる。此の兩者を比較して  $D$  t/mm と  $\mu P$  t の關係を求むれば 30 kg 軌條の枕木上に於て

$$D = 3.88\mu P + 3.939 \dots \dots \dots (7)$$

となる。

圖-8. 30 kg 軌條敷設軌道枕木上に於ける車輪  
と軌條の摩擦係數  $\mu$  と  $D$  の關係  
( $P=2.09$ )



ii) 軌條と車輪の接觸位置の  $D$  に及ぼす影響

接觸點位置による變化は試験番號 6, 7 及 17 を用ひ、枕木上、枕木間隔中心及枕木間隔 1/4 點に於ける  $D$  の値に就て比較を行つた。

此の結果枕木間隔中心に於けるものは枕木上に於けるものの 88%, 枕木間隔 1/4 點に於けるものは 96% である。

iii) 軌條種別による  $D$  の値

軌條種別による  $D$  の値は試験番號 5, 6 の試験結果により 37 kg 軌條と 30 kg 軌條に就て比較した。試験の結果によると 37 kg 軌條は 30 kg 軌條に對して其の縱軸の廻りの慣性モーメントは 1.45 倍で、 $D$  は 1.2 倍である。

iv) 枕木品質に依る  $D$  の値

枕木品質に依る  $D$  の値は試験番號 2~4 により新品と古品に就き比較した。

枕木は何れも素材にして、古品は敷設後 4~5 年を経過せるもので、犬釘の打込に當つては未毀損部分に注意して打ち蓄犬釘跡に込栓を使用して犬釘打を行ふ事をしなかつた。而して實測の結果によると古枕木は新品の約 70% である。

以上は垂直荷重の變化による  $D$  の値に主力を注ぎ他は實驗値少ない故に、30 kg 軌條、新枕木、枕木間隔 77 cm の枕木上に於ける  $D$  の値は正確に求められるが他の場合は幾分の差あるはまぬがれぬ。以上により理想軌道の枕木上の  $D$  の値を (7) 式を用ひて想定すれば表-4 の如くなる。

表-4. 30 kg 軌條理想軌道枕木上の  $D$  の値 (t/mm)

軌條種別	$\mu$	$P$					
		7.5 t	7.0 t	6.5 t	6.0 t	5.5 t	5.0 t
30 kg	0.10	6.85	6.65	6.46	6.27	6.08	5.88
	0.15	8.30	8.02	7.72	7.43	7.14	6.85
	0.20	9.75	9.37	8.97	8.59	8.20	7.82
37 kg	0.10	8.22	7.98	7.75	7.53	7.30	7.06
	0.15	9.96	9.63	9.25	8.92	8.57	8.23
	0.20	11.70	11.25	10.80	10.30	9.85	9.38

d) 普通軌道に於ける  $D$  の値

前項に於て種々なる理想軌道に於ける  $D$  の値に就て比較検討を行つたが、更に普通に車輪の運轉しつゝある軌道に就て考察を行ふ必要がある。即ちこの場合には車輛の運行による軌條と犬釘との間隙等の爲め理想軌道の場合よりは緩んでゐるから  $D$  の値は前述の場合より遙かに小なる値でなければならぬ。之の實測を昭和 16 年 3 月 15 日より同 3 月 21 日迄伊達紋別驛構内本線及同側線にて既述の方法と同様に行つた。試験箇所は何れも直線箇所を取り、タイプレート、チョック等なく、且軌條接目部を避けた。構内本線路は 37 kg 軌條が敷設しあり、實測の結果トロッカー車輪と軌條との摩擦係数は 0.192、枕木間隔は 71 cm、犬釘は普通犬釘枕木 1 挺當り 4 本を使用してゐる。又構内側線は 30 kg 軌條が敷設しあり、實測の結果トロッカー車輪と軌條との摩擦係数は 0.340、枕木間隔は 77 cm で犬釘は本線路と同様である。而して兩軌道共に試験箇所中には視察により犬釘の浮上り、犬釘と軌條底との不密着を認むる事の出来るものもあつた。試験中  $P$  は 2.53 t、車輪と軌條との接觸位置は理想軌道に於けると同様とした。

以上により各枕木上及枕木間隔中心に於ける  $D$  の値を求めた。實測の結果之の場合は横壓力加壓と共に軌條は回轉と共に水平移動をなす。然し之の場合も軌條回轉は理想軌道に於けると同様横壓力の一定値に達して急増する傾向が明瞭である。

各實測により  $D$  を求めると表-5 の如くなる。之れより 30 kg 軌條の普通軌道に於ける枕木上の  $D$  の値と (7) 式に依る 30 kg 軌條の理想軌道に於ける枕木上の  $D$  の値とを比較すると 66% となる。而してこの場合の枕

表-5. 普通軌道に於ける  $D$  の實測値 (t/mm)

軌條種別	30 kg 軌條		37 kg 軌條	
	枕木上	枕木間隔中心	枕木上	枕木間隔中心
實測値	3.95	2.42	4.59	2.51
	4.18	2.57	4.57	3.49
	4.77	2.71	4.87	3.77
	4.82	2.76	5.23	3.92
	4.85	2.79	5.82	4.20
	5.16	3.14	5.95	4.27
	5.90	3.21	6.50	4.70
實測平均値	4.80	2.80	5.38	3.84
〃 最大値	5.90	3.21	6.50	4.70
〃 最小値	3.95	2.42	4.59	2.51

表-6. 普通軌道に於ける  $D$  の値 (t/mm)

軌條種別	P 接觸位置	7.5 t						7.0 t					
		枕木上			枕木間隔中心			枕木上			枕木間隔中心		
		最大	平均	最小	最大	平均	最小	最大	平均	最小	最大	平均	最小
30 kg	0.10	5.40	4.50	3.60	3.19	2.66	2.13	5.27	4.38	3.51	3.11	2.59	2.07
	0.15	6.58	5.48	4.38	3.88	3.23	2.58	6.34	5.28	4.23	3.75	3.12	2.50
	0.20	7.72	6.43	5.14	4.55	3.79	3.03	7.42	6.18	4.95	4.37	3.64	2.91
37 kg	0.10	7.40	6.17	4.93	4.98	4.15	3.32	7.20	5.99	4.79	4.82	4.02	3.22
	0.15	8.98	7.48	5.98	6.03	5.02	4.02	8.66	7.22	5.77	5.82	4.85	3.88
	0.20	10.55	8.79	7.03	7.08	5.90	4.72	10.12	8.44	6.75	6.80	5.67	4.53
30 kg	0.10	6.5 t						6.0 t					
		5.12	4.26	3.41	3.03	2.52	2.02	4.97	4.13	3.30	2.93	2.44	1.95
		6.12	5.10	4.08	3.72	3.01	2.48	5.89	4.90	3.92	3.47	2.89	2.31
37 kg	0.10	6.98	5.82	4.65	4.68	3.90	3.12	6.79	5.65	4.52	4.57	3.80	3.04
		8.35	6.95	5.55	5.60	4.67	3.73	8.03	6.68	5.35	5.40	4.50	3.60
		9.70	8.08	6.47	6.55	5.45	4.36	9.29	7.73	6.18	6.23	5.20	4.16
30 kg	0.10	5.5 t						5.0 t					
		4.81	4.01	3.21	2.84	2.36	1.89	4.66	3.88	3.10	2.75	2.29	1.83
		5.64	4.70	3.76	3.33	2.77	2.22	5.42	4.52	3.62	3.20	2.66	2.13
37 kg	0.10	6.58	5.48	4.38	4.42	3.68	2.94	6.36	5.30	4.24	4.28	3.56	2.85
		7.73	6.43	5.13	5.18	4.32	3.46	7.40	6.17	4.93	4.98	4.15	3.32
		8.88	7.40	5.92	5.97	4.97	3.97	8.45	7.04	5.63	5.68	4.73	3.78

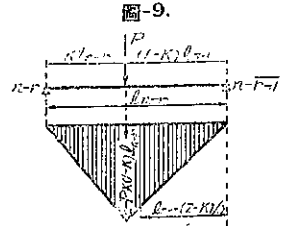
木間隔中央と枕木上とを比較すると 50% となる。次に 37 kg 軌條の普通軌道に於ける枕木上の  $D$  の値と (7) 式に依る  $D$  の値とを比較すると 90% となる。又 37 kg 軌條の普通軌道に於て枕木間隔中央と枕木上とを比較すると 71% となり、30 kg 軌條の場合より幾分大なる値を示す。之れは枕木間隔が小なる影響と考へられる。

次に理想軌道の場合同一状態の實驗に於ては求められたる多數の實驗値は餘り差が無い。併し普通軌道に於ては表-5 に示した如く最大値と最小値との間に可成の差がある。之れは軌道の間隔が相當存在する事を意味するので、平均値の最大値(即軌道良好の場合)並に最小値(即軌道不良の場合)に對する割合は 12% と 80% である。以上記述せる事項並 (7) 式を用ひて普通軌道に於ける各種状態の  $D$  の値を想定すれば表-6 の如くである。

5. 横曲げモーメントの影響線

先に行つた車輛停止中に於ける横壓力の計算が果して正當であるか否かを知る爲め、第 5 回軌道成績調査經過報告に於て横曲げ壓力をストレマトグラフに依り測定した結果と、前に求めた横壓力を用ひて理論的に横曲げ壓力を計算した結果とを比較して見る。

横曲げモーメントを求める爲めに支點の支承體沈下係數  $D$  を決定しなければならぬ。此の  $D$  は前節に於て述べたが如く横壓力に對しては垂直荷重の場合の約 4 倍以上であり、且つ軌條の縦軸に對する断面係數は横軸に對するもの約 1/4 位である爲め軌道係數  $\gamma$  は零に近い値である。現在我國の軌道應力計算法に於ては  $\gamma$  が 0.1 以下の場合が計算せられて居らず且つ之れを零としてもモーメントにさしたる影響を及ぼすとは考へられない。因つて軌條を横壓力に對して断面、徑間長共に全部相等しき無限長の連續桁で、且つ軌條底の横移動無きものと考へる。スリーモーメントの定理より横曲げモーメントの影響線を求めるに(途中の過程を全部省略して)



$$M_{n-r, n-r-1} = \text{支點}(n-r) \text{に於ける單位荷重による端横曲げモーメント (圖-9)}$$

$$q = n-r, n-r-1 \text{ 徑間より單位荷重の作用する徑間迄の徑間數}$$

$$l = \text{徑間長}$$

$$k = n-r \text{ に近き支點より單位荷重の作用する點に至る距離と } l \text{ との比}$$

$$\Delta_{\infty} = \text{桁の慣性能率と徑間長に依り定る係數で、此の場合に } -3.7330508 \dots \text{ なる値である。}$$

とすると

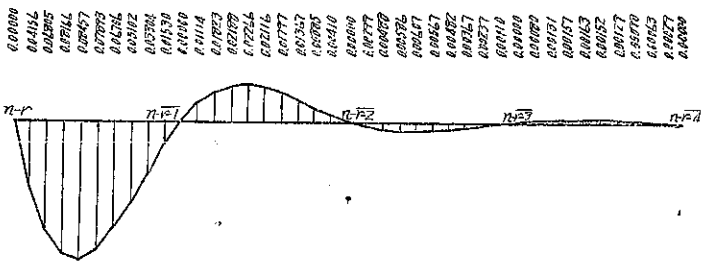
$$M_{n-r, n-r-1} = \frac{-0.57735}{\Delta_{\infty}} k(1-k)(0.86603 - 0.63397k)l \dots (8)$$

$q$  及  $k$  の種々なる値に對して  $M_{n-r, n-r-1}$  の値を求めると、支點に於ける曲げモーメントの影響線 圖-10 を得る。

圖-10. 横曲げ力率影響線 (係數  $1/l(n-r)$ )

次に  $n-r, n-r-1$  徑間の中央點 C に於ける曲げモーメント  $M_c$  の影響線

を求める。單位荷重が  $n-r, n-r-1$  徑間中に在れば



$k < 0.5$  の時

$$M_c = (0.18301 + 0.31699k)kl \dots (9)$$

$k > 0.5$  の時

$$M_c = (0.5 - 0.31699k)(1-k)l \dots (10)$$

荷重が  $n-r, n-r-1$  徑間外にあるときは

$$M_c = \frac{-0.28867(D_{\infty} + 1)}{D_{\infty}^2} \kappa(1 - \kappa)(0.86603 - 0.63397\kappa) \dots \dots \dots (11)$$

圖-11 は  $M_c$  の影響線である。

圖-11. 中央彎曲力率影響線 (係数  $1/(m-r)$ )

6. 結 論

a) 計算と實測との比較對照

第4節に於て述べた所より、普通の軌道に於ては機關車側輪に對する  $D$  の値は略 3~10 t/mm と考へられる。此の  $D$  の値を用ひ  $m$  を求め、(3)式より  $H$  を解いた結果は表-7 である。

而して此所に求めた  $H$  の値が正當であるや否やを検する爲め、前節に求めた枕木間隔中央點の横曲げモーメント影響線を用ひ、上記の計算より求められた  $H$  を用ひ横曲げ應力を計算し、第5回軌道成績調査経過報告に於けるものと比較して見る。

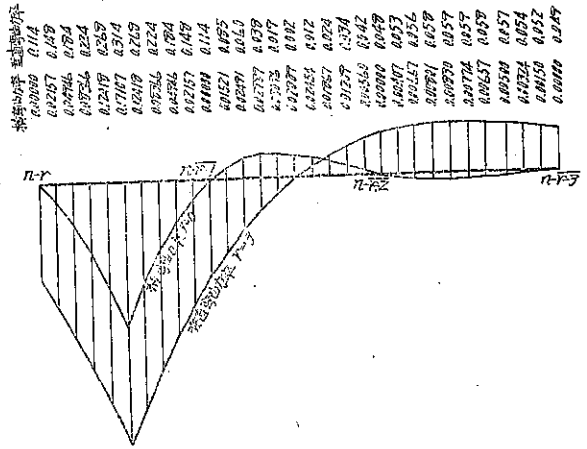


表-7.  $H/P$  の 値

機 關 車 形 式		$D$ t/mm	2	3	4	5	7.5	10	15	$\infty$	
D 50 形	第1側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0601	0.0752	0.0860	0.0940	0.1074	0.1157	0.1254	0.1504	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0603	0.0755	0.0863	0.0945	0.1080	0.1161	0.1261	0.1516	
	第2側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0601	0.0752	0.0860	0.0940	0.1074	0.1157	0.1254	0.1504	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0603	0.0753	0.0864	0.0946	0.1032	0.1166	0.1263	0.1519	
	第3側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0433	0.0562	0.0655	0.0727	0.0851	0.0931	0.1027	0.1294	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0439	0.0618	0.0734	0.0825	0.0989	0.1098	0.1234	0.1642	
	第4側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0598	0.0749	0.0856	0.0937	0.1071	0.1153	0.1250	0.1501	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0600	0.0752	0.0860	0.0941	0.1077	0.1161	0.1258	0.1513	
	平 均			0.0561	0.0712	0.0819	0.0900	0.1037	0.1133	0.1225	0.1499
	D 51 形	第1側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0580	0.0726	0.0831	0.0909	0.1040	0.1121	0.1215	0.1461
$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$			0.0582	0.0730	0.0836	0.0915	0.1047	0.1129	0.1225	0.1475	
第2側輪		$\alpha = \alpha_1$	0.0580	0.0726	0.0831	0.0909	0.1040	0.1121	0.1215	0.1461	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0585	0.0734	0.0841	0.0922	0.1056	0.1139	0.1237	0.1492	
第3側輪		$\alpha = \alpha_1$	0.0423	0.0544	0.0634	0.0704	0.0826	0.0904	0.0998	0.1262	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0447	0.0585	0.0690	0.0774	0.0923	0.1022	0.1145	0.1505	
第4側輪		$\alpha = \alpha_1$	0.0580	0.0726	0.0831	0.0909	0.1040	0.1121	0.1215	0.1461	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0585	0.0730	0.0836	0.0915	0.1047	0.1129	0.1225	0.1475	
平 均			0.0545	0.0688	0.0791	0.0870	0.1002	0.1086	0.1184	0.1449	
9600 形		第1側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0581	0.0745	0.0868	0.0963	0.1129	0.1235	0.1364	0.1721
	$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$		0.0598	0.0775	0.0909	0.1015	0.1200	0.1321	0.1469	0.1893	
	第2側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0578	0.0743	0.0866	0.0961	0.1127	0.1233	0.1361	0.1719	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0598	0.0776	0.0911	0.1017	0.1204	0.1326	0.1475	0.1905	
	第3側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0476	0.0621	0.0731	0.0819	0.0975	0.1077	0.1204	0.1574	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0526	0.0708	0.0855	0.0978	0.1209	0.1370	0.1532	0.2288	
	第4側輪	$\alpha = \alpha_1$	0.0578	0.0743	0.0866	0.0961	0.1127	0.1233	0.1361	0.1719	
		$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$	0.0596	0.0773	0.0907	0.1013	0.1198	0.1319	0.1466	0.1890	
	平 均			0.0566	0.0736	0.0864	0.0966	0.1146	0.1264	0.1410	0.1839

機關車形式		D t/mm	2	3	4	5	7.5	10	15	$\infty$
C 11 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0547	0.0670	0.0755	0.0816	0.0916	0.0976	0.1044	0.1212
		$a = a_1 + a_2$	0.0548	0.0672	0.0757	0.0819	0.0920	0.0980	0.1049	0.1219
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0547	0.0670	0.0755	0.0816	0.0916	0.0976	0.1044	0.1212
		$a = a_1 + a_2$	0.0559	0.0688	0.0777	0.0843	0.0950	0.1014	0.1088	0.1273
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0547	0.0670	0.0755	0.0816	0.0916	0.0976	0.1044	0.1212
		$a = a_1 + a_2$	0.0548	0.0672	0.0757	0.0819	0.0920	0.0980	0.1049	0.1219
平 均			0.0550	0.0674	0.0759	0.0822	0.0923	0.0948	0.1053	0.1225
C 12 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0803	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0804	0.0967	0.1076	0.1154	0.1277	0.1349	0.1431	0.1626
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0803	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0824	0.0997	0.1113	0.1197	0.1331	0.1409	0.1497	0.1713
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0803	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0804	0.0967	0.1076	0.1154	0.1277	0.1349	0.1431	0.1626
平 均			0.0807	0.0972	0.1082	0.1161	0.1286	0.1359	0.1441	0.1639
C 50 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0527	0.0640	0.0716	0.0772	0.0861	0.0913	0.0973	0.1118
		$a = a_1 + a_2$	0.0528	0.0641	0.0718	0.0774	0.0863	0.0916	0.0976	0.1122
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0527	0.0640	0.0716	0.0772	0.0861	0.0913	0.0973	0.1118
		$a = a_1 + a_2$	0.0533	0.0650	0.0729	0.0786	0.0878	0.0933	0.0995	0.1148
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0527	0.0640	0.0716	0.0772	0.0861	0.0913	0.0973	0.1118
		$a = a_1 + a_2$	0.0528	0.0641	0.0718	0.0774	0.0863	0.0916	0.0976	0.1122
平 均			0.0528	0.0642	0.0719	0.0775	0.0865	0.0917	0.0978	0.1124
C 51 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0570	0.0677	0.0747	0.0795	0.0872	0.0916	0.0964	0.1078
		$a = a_1 + a_2$	0.0571	0.0678	0.0748	0.0797	0.0873	0.0917	0.0966	0.1081
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0425	0.0517	0.0579	0.0625	0.0697	0.0740	0.0788	0.0907
		$a = a_1 + a_2$	0.0431	0.0526	0.0590	0.0637	0.0712	0.0757	0.0808	0.0933
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0570	0.0677	0.0747	0.0795	0.0872	0.0916	0.0964	0.1078
		$a = a_1 + a_2$	0.0571	0.0678	0.0748	0.0797	0.0873	0.0917	0.0966	0.1081
平 均			0.0523	0.0626	0.0693	0.0741	0.0817	0.0867	0.0909	0.1026
C 53 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0486	0.0584	0.0649	0.0695	0.0768	0.0811	0.0859	0.0973
		$a = a_1 + a_2$	0.0486	0.0585	0.0650	0.0696	0.0769	0.0812	0.0860	0.0975
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0362	0.0445	0.0503	0.0545	0.0613	0.0654	0.0701	0.0819
		$a = a_1 + a_2$	0.0366	0.0451	0.0510	0.0553	0.0624	0.0666	0.0715	0.0836
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0486	0.0584	0.0649	0.0695	0.0768	0.0811	0.0859	0.0973
		$a = a_1 + a_2$	0.0486	0.0585	0.0650	0.0696	0.0769	0.0812	0.0860	0.0975
平 均			0.0446	0.0539	0.0602	0.0647	0.0719	0.0761	0.0807	0.0926
C 56 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0740	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0741	0.0967	0.1076	0.1154	0.1277	0.1349	0.1431	0.1626
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0740	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0759	0.0997	0.1113	0.1197	0.1331	0.1409	0.1497	0.1713
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0740	0.0966	0.1075	0.1153	0.1276	0.1348	0.1429	0.1623
		$a = a_1 + a_2$	0.0741	0.0967	0.1076	0.1154	0.1277	0.1349	0.1431	0.1626
平 均			0.0743	0.0972	0.1082	0.1160	0.1283	0.1325	0.1441	0.1639

機關車形式		D t/mm	2	3	4	5	7.5	10	15	∞
C 57 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0571	0.0678	0.0748	0.0798	0.0875	0.0919	0.0969	0.1085
		$a = a_1 + a_2$	0.0571	0.0678	0.0749	0.0798	0.0875	0.0920	0.0969	0.1086
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0426	0.0519	0.0582	0.0628	0.0702	0.0745	0.0795	0.0917
		$a = a_1 + a_2$	0.0433	0.0529	0.0595	0.0643	0.0721	0.0767	0.0820	0.0950
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0571	0.0678	0.0748	0.0798	0.0875	0.0919	0.0969	0.1085
平均		0.0571	0.0678	0.0749	0.0798	0.0875	0.0920	0.0969	0.1086	
C 58 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0582	0.0715	0.0806	0.0873	0.0983	0.1049	0.1123	0.1311
		$a = a_1 + a_2$	0.0582	0.0715	0.0808	0.0875	0.0985	0.1051	0.1126	0.1315
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0499	0.0622	0.0708	0.0773	0.0880	0.0946	0.1022	0.1218
		$a = a_1 + a_2$	0.0517	0.0650	0.0746	0.0818	0.0939	0.1014	0.1103	0.1334
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0582	0.0715	0.0806	0.0873	0.0983	0.1049	0.1123	0.1311
平均		0.0582	0.0715	0.0808	0.0875	0.0985	0.1051	0.1126	0.1316	
C 59 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0493	0.0594	0.0661	0.0709	0.0785	0.0830	0.0880	0.1000
		$a = a_1 + a_2$	0.0493	0.0594	0.0661	0.0709	0.0785	0.0830	0.0880	0.1000
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0368	0.0453	0.0511	0.0554	0.0625	0.0667	0.0715	0.0836
		$a = a_1 + a_2$	0.0377	0.0466	0.0528	0.0575	0.0651	0.0696	0.0749	0.0883
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0493	0.0594	0.0661	0.0709	0.0785	0.0830	0.0880	0.1000
平均		0.0493	0.0594	0.0661	0.0709	0.0785	0.0830	0.0880	0.1000	
8620 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0540	0.0659	0.0741	0.0800	0.0896	0.0954	0.1018	0.1179
		$a = a_1 + a_2$	0.0541	0.0661	0.0743	0.0803	0.0900	0.0957	0.1023	0.1184
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0478	0.0584	0.0656	0.0709	0.0794	0.0845	0.0902	0.1044
		$a = a_1 + a_2$	0.0485	0.0594	0.0669	0.0724	0.0813	0.0866	0.0927	0.1078
	第 3 働輪	$a = a_1$	0.0478	0.0584	0.0656	0.0709	0.0794	0.0845	0.0902	0.1044
平均		0.0479	0.0585	0.0658	0.0711	0.0797	0.0848	0.0906	0.1049	
6760 形	第 1 働輪	$a = a_1$	0.0512	0.0613	0.0698	0.0753	0.0841	0.0893	0.0952	0.1097
		$a = a_1 + a_2$	0.0517	0.0630	0.0708	0.0764	0.0855	0.0908	0.0969	0.1120
	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0512	0.0623	0.0698	0.0753	0.0841	0.0893	0.0952	0.1097
		$a = a_1 + a_2$	0.0513	0.0625	0.0701	0.0756	0.0845	0.0897	0.0957	0.1103
	平均		0.0513	0.0625	0.0701	0.0759	0.0846	0.0898	0.0958	0.1104
2400 形	第 2 働輪	$a = a_1$	0.0572	0.0728	0.0842	0.0939	0.1078	0.1172	0.1284	0.1588
		$a = a_1 + a_2$	0.0578	0.0736	0.0853	0.0943	0.1097	0.1194	0.1311	0.1629
	平均		0.0575	0.0732	0.0847	0.0936	0.1087	0.1183	0.1297	0.1608

即ち 
$$\frac{\text{横壓力}}{\text{垂直壓力}} = \frac{\text{垂直曲げモーメント係数}}{\text{横曲げモーメント係数}} \times \frac{\text{縦軸に對する斷面係数}}{\text{横軸に對する斷面係数}} \times \frac{\text{横曲げ應力}}{\text{垂直曲げ應力}} = \eta \xi$$

但し 
$$\eta = \frac{\text{垂直曲げモーメント係数}}{\text{横曲げモーメント係数}} \times \frac{\text{縦軸に對する斷面係数}}{\text{横軸に對する斷面係数}}$$

$$\xi = \frac{\text{横曲げ應力}}{\text{垂直曲げ應力}}$$



横軸に對する斷面係數と縦軸に對する斷面係數との比は 50 kg 軌條に於ては 4.40, 37 kg 軌條に於ては 4.47, 30 kg 軌條に對しては 4.10 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影響線を求め、先に求めた横曲げモーメントの影響線を用ひて、横曲げモーメント係數と垂直曲げモーメント係數の比を D 50 形, 9600 形, C 50 形, C 51 形, C 53 形, 8620 形及 6760 形等の大型機關車の働輪の軸距の平均値 1.833 m を用ひて求めれば表-8 の如くである。

表-8.  $\eta$  の 値

軌條の種類	枕木挺數	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 の點に於ける曲げモーメント係數	横曲げモーメント係數	垂直曲げモーメント係數 横曲げモーメント係數	$\eta$
50 kg 軌條	18 (12mにつぎ)	0.373	0.067	0.171	1.391	0.3164
37 kg 軌條	15 (10mにつぎ)	0.324	0.043	0.171	1.397	0.3144
30 kg 軌條	15 (10mにつぎ)	0.280	0.033	0.171	1.245	0.3030
30 kg 軌條	14 (10mにつぎ)	0.294	0.034	0.171	1.321	0.3216

表-9.  $\xi$  の 値

軌條の種類	枕木挺數	$H/P$ の 値									
		0.14	0.13	0.11	0.10	0.090	0.080	0.075	0.070	0.065	0.06
50 kg 軌條	18 (12mにつぎ)	0.443	0.379	0.348	0.316	0.285	0.253	0.237	0.221	0.206	0.190
37 kg 軌條	15 (10mにつぎ)	0.410	0.377	0.346	0.314	0.283	0.252	0.236	0.220	0.204	0.189
30 kg 軌條	15 (10mにつぎ)	0.424	0.364	0.333	0.303	0.273	0.242	0.227	0.212	0.197	0.182
30 kg 軌條	14 (10mにつぎ)	0.450	0.388	0.354	0.322	0.289	0.257	0.241	0.225	0.209	0.193

表-8 の  $\eta$  を用ひ、 $H/P$  の種々なる値に對する  $\xi$  を求めれば表-9 の如くである。

次に D 50 形, 9600 形, 8620 形, 6760 形各機關車に就き各働輪の軸距の平均を取り、之より計算によつて働輪の  $H/P$  の平均値を求め、表-9 より  $\xi$  を計算する。之の計算の過程を示せば表-10 の如くである。此の場合  $D$  の値は表-6 の量少値を用ひた。而して實測による  $\xi$  の値は第 5 回軌道成績調査経過報告より表-10 に記載してある。

之より 9600 形機關車にてやゝ  $\xi$  の値大きいが、其の他は計算結果と實測結果と略一致するを見る。即ち第 2 節、第 3 節の計算並に其の假定は正當であるとの結論を得る。

表-10.

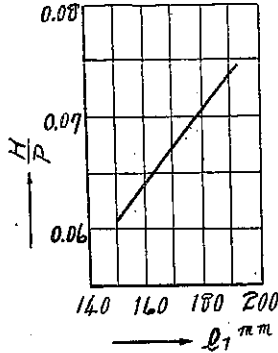
機關車形式	$P$ (t)	$D$ (t/mm)	$\frac{H}{P}$	$\xi$	
				計算値	實測値
D 50	7.35	3.29	0.075	0.233	0.25
9600	6.58	3.14	0.074	0.233	0.20
8620	6.90	3.20	0.062	0.195	0.20
6760	7.13	3.25	0.064	0.201	0.20

b) 車軸及車輪の形狀の横圧力に及ぼす影響

次に第 2 節、第 3 節及第 4 節に於て述べたる諸事項の横圧力に及ぼす影響に關して検討を行ひ、且つ説明を明瞭ならしむる爲め 9600 形機關車の第 1 働輪に就いて  $D=3 \text{ t/mm}$  なる場合種々計算し、更に各種機關車に就いて横圧力を吟味する。

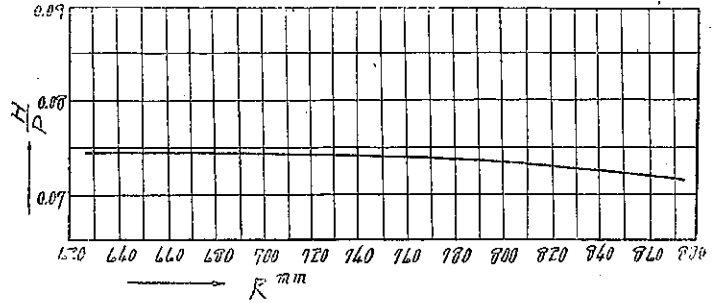
i) 軸承の偏心距離

車體重量を車軸が受ける位置即軸承の偏心距離  $l_1$  が大となれば横壓力  $H$  が増大するのは言を俟たない。而し圖-12. 軸套の偏心距離  $l_1$  の  $H/P$  に及ぼす影響



て 9600 形機關車の増加率は 圖-12 より知る如く我々の考へてゐる範圍内では殆んど同一であつて、 $l_1$  の 10mm の増加により  $H/P$  は 0.00328 位増加する。

圖-13. 車輪半径  $R$  の  $H/P$  に及ぼす影響



ii) 車輪の半径

一般に車輪の半径が大となれば架構としての高さが大となるから横壓力の小となるのは當然であるが、併し車輪の剛性の影響もあつてその関係は仲々複雑である。今  $R$  の  $H/P$  に及ぼす影響をも考慮して、其の他の條件を全部同一とした場合  $R$  の  $H/P$  に及ぼす影響を圖示すれば 圖-13 の如くなる。これより半径の小なる間は  $H/P$  は殆んど變化がない。併し半径が 700 mm を超えると半径の増大に伴ひ  $H/P$  は次第に小となり、半径が 750 mm 附近では 100 mm の増大に伴ひ  $H/P$  は 0.0007 減少し、800 mm を超えるとこの減少率は急に増大して 850 mm となると 100 mm の増大に伴ひ  $H/P$  は 0.03 だけ減少する。而して  $R$  が 625 mm の場合は  $H/P$  が 0.0746 で、875 mm の場合は 0.0716 であるから 4% の減少である。

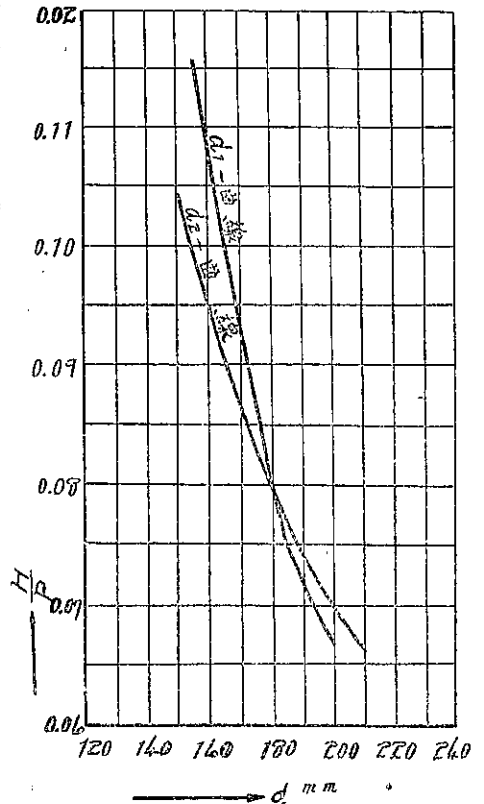
尙表-7 より知る如く各種機關車にて車輪の半径が大なる機關車は横壓力小であつて、此等の機關車は軌道に比較的良好なる結果を與へる。又一般に重心位置の高い機關車の半径は大である故に、此等の機關車の軌道に及ぼす横壓力の小なる理由は説明し得る。

iii) 車軸の剛性

横壓力に最も影響を及ぼすものは車軸断面の慣性モーメント即ち車軸の直径であり、直径の些少の増加により  $H/P$  は甚だしく減少する。車軸の太さの影響は  $d_1, d_2$  及  $d_1$  部分の長さ  $l_2$  に分けて考へられ、 $d_1$  及  $d_2$  の影響を圖示すれば 圖-14 の如くで、之より直径の小なる場合に於ける影響は特に大であつて、 $d_1$  が 190 mm の場合に  $d_2$  が 155 mm 及 190 mm の  $H/P$  は 0.1161 及 0.0715 で約 3% の減少である。又次に  $d_2$  が 185 mm なる場合  $d_1$  が 185 mm 及 210 mm の  $H/P$  は各 0.0763 及 0.0659 で 14% の減少である。

而して横壓力  $H$  を減少せしむる爲め  $d_1$  と  $d_2$  と何れを大にするがより有效なりやは以上の計算では明言出来ない。之れに關しては  $l_2$  の  $H$  に及ぼす影響を計算すればよいの

圖-14. 車軸の直径  $d_1, d_2$  の  $H/P$  に及ぼす影響



で、この結果は 圖-15 に示すが如くその影響は極めて些少で、且つ車軸の中央部分に近づくに従ひ減少率が減ずるのを知る。即ち中央部分の直径を増大するも  $H/P$  は餘り減少しない事を知る。併しこの場合は  $d_1$  が 190 mm,  $d_2$  が 185 mm で甚だしく  $d_2$  が大なる場合であるからで、若し  $d_1$  が 190 mm,  $d_2$  が 100 mm の場合を計算すれば中央部分の影響も可成りある事を知り得る。

iv) 車輪の剛性

車輪の剛性が増すと  $H/P$  は増大する。 $Y$  の値は表-2 より 0.679 より 8.677 に變化するから、この範囲内の  $Y$  と  $H/P$  の關係を求めれば 圖-16 で、之れより  $Y$  の影響も相當大である事を知る。 $R$  の  $H/P$  に及ぼす影響は前項に於て既に述べた故に省略する。

$a_1$  の  $H/P$  に及ぼす影響は 圖-17 より知る如く我々の

考へてゐる範囲内即ち 120~130 mm にては割合に大で、 $a_1$  が 128 及 138 mm なるときの  $H/P$  は各 0.0745

圖-16. 車輪の剛性  $Y$  の  $H/P$  に及ぼす影響

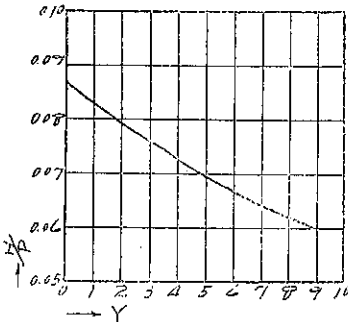


圖-15. 車軸直径  $d_1$  部分の長さ  $l_2$  の  $H/P$  に及ぼす影響

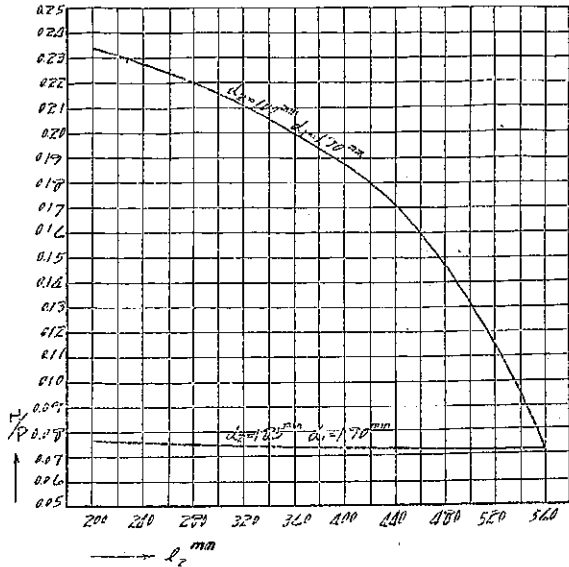
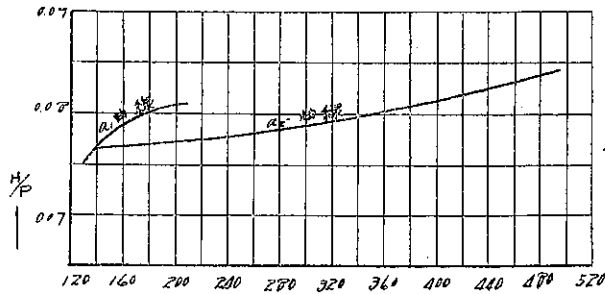


圖-17. リムとタイヤの厚さの和  $a_1$  及カウンターウエイトの深さ  $a_2$  の  $H/P$  に及ぼす影響



及 0.0764 で約 3% の増加である。併しこの増加率は次第に遞減し  $a_1$  が 150 mm に於ては  $H/P$  が 0.0779 で  $a_1$  が 128 mm なるときより約 4% の増加に過ぎない。又  $a_2$  の  $H/P$  に及ぼす影響率は 圖-17 より知る如く  $a_1$  よりは少いが、この増加率は次第に増加する事及  $a_2$  は普通我々の考へてゐる範囲内にては 0~500 mm と甚だしく變化する事に注意しなければならぬ。 $a_2$  が 0 及 250 mm の時の  $H/P$  は各 0.0745 及 0.0778 で約 4% の増加であるが、 $a_2$  が 497 mm 即ち  $a_1 + a_2$  が半徑に等しくなつた時の  $H/P$  は 0.0842 で、 $a_2$  が 0 mm なる時に比して 13% と大増加を示し、カウンターウエイトが特に大なる時は  $H/P$  が甚だ大である。

c) 軌道の剛性と軸重の横壓力に及ぼす影響

表-7 より知る如く、軌道の剛性  $D$  が大となれば  $H/P$  は次第に増加する。併しその増加率は  $D$  の増大に伴ひ順次遞減はして居る。而して  $D$  の影響は以上記述した諸事項に比し極めて大で、 $D = 3$  t/mm なる場合と  $D = 10$  t/mm なる場合の  $H/P$  は各 0.0745 及 0.1235 で、又  $D = \infty$  なる時は 0.1721 で、 $D$  の値の  $H/P$  に及ぼす影響の甚大なるを見る。而して  $D = \infty$  なる時機關車の特質が完全に示されるものであつて、 $D$  が小となればなる程各機關の  $H/P$  の値は接近する。尙軌道の構造のみならず、軸重が軌道の横剛性に影響ある事實を見逃してはならない。今 9600 形機關車の軸重が 11 t と 15 t であると假定し、30 kg 軌條敷設軌道 (摩擦係数を 0.15 とする) 枕木間隔中心に於ける  $D$  の平均値は表-6 より夫々 2.77 及 3.23 t/mm となり、これに對應する  $H/P$  の値は 0.0716 及

0.0774 となり、約 8% の増加であり、又  $H$  そのものは 0.79t より 1.16t となり、約 47% の増加となる。

表-11.  $H$  の 値

機関車 形式	平均軸重 $P$ (t)	位 置	30 kg 軌 條			37 kg 軌 條		
			$D$ (t/mm)	$H/P$	$H$ (t)	$D$ (t/mm)	$H/P$	$H$ (t)
D 50	7.35	枕 木 上	5.41	0.0921	0.677	7.40	0.1035	0.761
		間 隔 中 央	3.20	0.0740	0.544	4.97	0.0895	0.658
D 51	7.00	枕 木 上	5.28	0.0892	0.634	7.22	0.1013	0.709
		間 隔 中 央	3.12	0.0692	0.484	4.85	0.0870	0.609
9600	6.58	枕 木 上	5.12	0.0970	0.638	6.98	0.1112	0.732
		間 隔 中 央	3.02	0.0738	0.486	4.70	0.0932	0.613
C 11	6.15	枕 木 上	4.96	0.0819	0.504	6.76	0.0898	0.552
		間 隔 中 央	2.92	0.0658	0.405	4.55	0.0792	0.487
C 12	5.83	枕 木 上	4.65	0.1135	0.605	6.34	0.1237	0.659
		間 隔 中 央	2.74	0.0934	0.498	4.26	0.1110	0.592
C 50	7.42	枕 木 上	5.44	0.0796	0.591	7.44	0.0860	0.638
		間 隔 中 央	3.21	0.0659	0.489	4.99	0.0770	0.571
C 51	7.43	枕 木 上	5.45	0.0760	0.565	7.45	0.0820	0.609
		間 隔 中 央	3.21	0.0637	0.473	5.00	0.0745	0.554
C 53	7.71	枕 木 上	5.56	0.0663	0.511	7.59	0.0723	0.557
		間 隔 中 央	3.28	0.0555	0.428	5.09	0.0647	0.499
C 56	5.29	枕 木 上	4.63	0.1133	0.599	6.32	0.1239	0.655
		間 隔 中 央	2.73	0.0918	0.486	4.25	0.1107	0.586
C 57	6.88	枕 木 上	5.24	0.0753	0.518	7.14	0.0815	0.561
		間 隔 中 央	3.09	0.0631	0.434	4.80	0.0732	0.504
C 58	6.75	枕 木 上	5.19	0.0851	0.574	7.07	0.0948	0.640
		間 隔 中 央	3.06	0.0691	0.466	4.76	0.0830	0.560
C 59	8.25	枕 木 上	5.70	0.0685	0.565	7.88	0.0746	0.615
		間 隔 中 央	3.40	0.0570	0.470	5.28	0.0670	0.553
8620	6.90	枕 木 上	5.25	0.0750	0.518	7.15	0.0822	0.567
		間 隔 中 央	3.09	0.0617	0.426	4.81	0.0735	0.507
6760	7.13	枕 木 上	5.33	0.0770	0.549	7.29	0.0842	0.600
		間 隔 中 央	3.15	0.0635	0.453	4.89	0.0752	0.536
2400	7.25	枕 木 上	5.38	0.0958	0.695	7.35	0.1080	0.783
		間 隔 中 央	3.17	0.0746	0.541	4.93	0.0922	0.668

## d) 各種機関車の横壓力に及ぼす影響

軌道の横剛性が普通なる場合  $n=0.15$  として各種機関車の横壓力を求めれば表-11 の如くである。

次に軌條に作用する横壓力の點より各機関車別に考察を行ふ。

## i) D 50 形機關車

此の機關車は貨物牽引機である爲め車輪の半徑が割合に小で 700 mm よりなく、 $l_1$  も割合に大きく 180 mm もあり、 $d_1$  及  $d_2$  が普通で第 3 側輪で 210 及 200 mm 他は 190 及 180 mm で、カウンターウェイトの深さが割合に大きい機關車である。従つて  $H/P$  は比較的大なる機關車である。且つこの機關車は我國有鐵道車輛中軸重の最も大なる方で、 $P$  の平均は 7.35 t ある爲め軌道の横剛性  $D$  を増大せしめ  $H/P$  を増大するのみならず、 $P$  の増加は必然的に  $H$  それ自身の値を増加せしめ、軌道に及ぼす破壊力は最大である。

## ii) D 51 形機關車

D 50 形機關車が建設規程に牴觸する爲めに、新に製作された貨物牽引機で、 $R$  及  $d_1, d_2$  は D 50 形機關車と同一である。 $a_1, a_2$  は大差なく只第 3 側輪の  $a_2$  が小であるが  $l_1$  が 170 mm である爲め、D 50 形機關車より  $H/P$  は幾分小である。又  $P$  の平均も 700 t で幾分小であるから、軌道に及ぼす影響は前者より緩和されてゐる事は事實である。

## iii) 9600 形機關車

此の機關車は表-7 より知る如く、各種機關車中  $H/P$  が最大である。この原因は各種機關車中  $l_1$  が最大で 192 mm もあり、車輪半徑は貨物牽引機である爲め最小であつて 625 mm に過ぎず、加ふるにカウンターウェイトの深さは甚だ大であつて第 3 側輪の如きは車輪半徑と同一で、而も  $d_1, d_2$  は第 3 側輪にて 202 及 197 mm で、D 50 形及 D 51 形機關車より少く、他の側輪にて 190 及 185 mm であつて、 $d_2$  のみが尤も大である他  $H/P$  を最大ならしむる要件を全て具へてゐる。たゞ軸重が D 50 形機關車より約 1.5 t 位少なる爲め、 $H$  夫れ自身は D 50 形機關車よりも幾分少い。

## iv) C 11 形機關車

此の機關車は  $R$  が 760 mm で半徑が割合に小なるにも拘らず、 $H/P$  が表-7 より知る如く中位であるのは、 $l_1$  が 160 mm で少なく、 $d_1$  及  $d_2$  が普通で夫々 190 及 180 mm あり、カウンターウェイトも餘り大ならざる爲めである。尙この機關車は丙線用のタンク機關車で、 $P$  は平均 6.15 t で機關車中軸重の最も小なる方で、従つて  $D$  の値も少く、 $H$  の値そのものも最も小なる方である。

## v) C 12 形及 C 56 形機關車

兩機關車共簡易線用に造られたもので、タンク及テンダー機關車の區別はあるが形式としてはほとんど同一であり、従つて  $H/P$  の値も同一である。 $l_1$  は 160 mm で小であるが、 $d_1$  及  $d_2$  が各 170 mm と 155 mm で各機關車中最小である事、及車輪半徑が 700 mm に過ぎない事の爲め、カウンターウェイトの深さは普通であるが、 $H/P$  の値は甚だ大で軌道の横剛性が小なる場合には 9600 形機關車より寧ろ大である。但しこの機關車は簡易線用である爲め軸重甚だ輕く  $P$  は平均 5.33 t で、之れより軌道に及ぼす破壊力はそれ程大でない。

## vi) C 50 形機關車

此の機關車は旅客並に貨物牽引機で、 $l_1$  は 150 mm で各種機關車中最小であり、車輪半徑は 800 mm で割合大きく、 $d_1$  及  $d_2$  は各 190 及 180 mm で普通であり、又カウンターウェイトの深さも普通である。従つて  $H/P$  は各機關車中中位である。軸重は割合に大で  $P$  の平均は 7.42 t あり、各種機關車中最も大なる方で、従つて  $H$  の値そのものも割合に大なる方の機關車である。

## vii) C 51 形機關車

この機關車は急行旅客列車牽引機である爲め車輪半徑は最大で 875 mm あり、又  $l_1$  は 173 mm で普通で、 $d_1$  及  $d_2$  は第 3 側輪にて 210 及 200 mm で他の側輪にては 190 及 180 mm である。又カウンターウェイトも小で、タイヤ及リムの厚さも小なる爲め、 $H/P$  の値も比較的小である。此の機關車の軸重は割合に大で C 50 形同様 7.42 t であり、従つて  $H$  の値も幾分大である。

## viii) C 53 形機關車

C 51 形機關車同様急行旅客列車牽引機である爲め、車輪半徑は最大で 875 mm あり、且つ  $l_1$  は 155 mm で各機關車中最小で、 $d_1$  及  $d_2$  は第 2 側輪で 220 及 205 mm で各機關車中最大であり、他の側輪にては 200 及 185 mm あり何れも大である。又カウンターウエイトの深さも最も小さく、従つて  $H/P$  は機關車中最小である。此の機關車も軸重大で各機關車中最大で、 $P$  の平均は 7.71 t もあり、且つ急行列車牽引機である爲め高速運轉に際しては軌道に對し相當の破壊を及ぼすものであらうが、保線より觀たる機關車構造としては最良の部類に屬する。

ix) C 57 形機關車

此の機關車の最大軸重は 13.96 t で C 51 形機關車より約 1 t 小であるが、形式としては大體同様であつて、車輪半徑は 875 mm、 $l_1$  は 170 mm、 $d_1$  及  $d_2$  は各第 2 側輪にて 210 及 200 mm で割合大きく、他の側輪にて 190 及 180 mm で普通である。又カウンターウエイトの深さも最も少ない方の部類に屬する。従つて  $H/P$  は比較的小で、 $P$  の平均も 6.88 t で中位であるから、軌道に及ぼす影響は小である。

x) C 58 形機關車

C 50 形機關車同様客貨兼用牽引機として使用されるが、車輪半徑が 760 mm で小であり、 $l_1$  は 170 mm で反對に大である爲め、 $H/P$  は C 50 形機關車よりやゝ大である。 $d_1$  及  $d_2$  は第 2 側輪にて 200 及 190 mm で他の側輪にて 190 及 180 mm でカウンターウエイトの深さも中位である。既述の如く  $H/P$  はやゝ大であるが、軸重は 13.52 t で C 50 形より 15 t も軽いから、軌道に對する影響は大なりとは云へぬ。

xi) C 59 形機關車

C 53 形機關車と大體同一形式であるが、 $l_1$  が 170 mm で比較的大であり、 $d_1$  及  $d_2$  は第 2 側輪にて 220 及 210 mm であり、他の側輪にて 200 及 190 mm で何れも大で、 $l_2$  は 875 mm で之も各機關車中最大である。又カウンターウエイトの深さも割合に小であるから、 $H/P$  の値は各機關車中 C 53 形機關車同様最も小なる部類に屬する。設計軸重は 16.5 t と云はれ、非常に大であるから、此の點より此の機關車も高速運轉に際して相當の破壊を軌道に及ぼすものと考へられる。

xii) 8620 形機關車

之の機關車は  $l_1$  が 157 及 182 mm (第 1 側輪) で割合少く、且つ  $d_1$  及  $d_2$  は何れも 191 mm で各機關車中最も大である。 $l_2$  も 800 mm で割合に大きく、又カウンターウエイトの深さも餘り大でない爲め、 $H/P$  の値はやはり比較的小なる部類に屬する。而して  $P$  の平均は 6.90 t でやゝ大であるから、 $H$  自身は小なる機關車である。

xiii) 6760 形機關車

之の機關車は 8620 形機關車と略等しく  $l_1$  は 156 mm で、 $d_1$  及  $d_2$  は 191 及 184 mm で  $d_2$  が 8620 形機關車よりやゝ少く、 $R$  は 800 mm で等しく、カウンターウエイトの深さは平均してやゝ大であるから、 $H/P$  は此の爲値に大である。 $P$  の平均は 7.13 t でこれより軌道に及ぼす影響は 8620 形機關車よりやゝ大である。

xiv) 2400 形機關車

此の機關車は  $l_1$  が 154 mm で割合に少いが、 $R$  が 622 mm で非常に小で、且つ  $d_1$  及  $d_2$  は 178 mm で細き爲め、 $H/P$  の値は大である。而して軸重も割に大きく、 $P$  の平均は 7.25 t である。従つて軌道に及ぼす破壊作用著しきものと考へられる。(圖-18~圖-32 省略す。)

e) 本計算法の結論とその應用範圍

以上述べたる事を要約しその應用範圍を述べれば次の如くである。先づ第一に計算値と實測値との比較對照に依り本論に於て述べたる假定並計算が正當なる事を確め、依つて從來不明とせられて居た水平荷重が算定せられた。この水平荷重の値は軌道狀態即ち軌道の横剛性に依り種々變化するが、表-11 に示した如く垂直荷重に對する比率(枕木間隔中央に於て)は大體次の如くである。30 kg 軌條敷設區間に於ては C 51 形、C 53 形、C 57 形及 C 59 形等の旅客牽引機は 5.5~6.5%、C 50 形、C 58 形及 8620 形等の客貨兼用牽引機に於ては 6.5~7.0%、D 50 形 D 51 形及 9600 形等の貨物牽引機に於ては 7.0~7.5% で、丙線用機關車 C 11 形は 6.5%、簡易線用機關車 C 12 形

及 C 56 形は 9.2% である。次に 37 kg 軌條敷設區間に於ては旅客牽引機は 6.5~7.5%, 客貨兼用牽引機は 7.5~8.5%, 貨物牽引機では 8.5~9.5% である。従つて横應力と垂直應力との比は 30 kg 軌條敷設區間に於ては旅客牽引機は 18~21% 客貨兼用牽引機は 21~23% 貨物牽引機は 23~25%, C 11 形は 21%, C 12 形及 C 56 形は 30% で、37 kg 軌條敷設區間に於ては旅客牽引機は 21~24%, 客貨兼用牽引機は 24~27%, 貨物牽引機は 27~30% である。

又以上に於て求めたる計算の結果を用ふれば種々なる軌道構造の決定 或は運轉速度制限方式の研究に應用し得る。又第 3 節に述べたる D 算定の實驗方法並にその資料を利用すれば軌道の横剛性の研究に資する事が出来る。次に述べた車軸、車輪並に軌道構造の横壓力に及ぼす影響に依り、機關車製作に當り垂直荷重のみを考慮せず、横壓力をも併せて考慮するの要ありと力説するものである。即ち従來は車軸の折損の點のみより車軸の直径を定めて居たのであるが、横壓力が大となるべき事情のある場合、即機關車の牽引力を大ならしむる爲め活嚢を大ならしむる必要に迫られ、従つてカウンターウエイトの深さを大にするとか、或は同様の目的の爲め車輪の直径を小にする場合又は一軸重量が大で軌道の横剛性を増大せしめる等の場合には軌條に作用する横壓力を小ならしむる爲めに車軸の直径を幾分とも大とすべきである。慣性モーメントは直径の 4 乗に比例するから車軸の直径の増加は極めて小であつても慣性モーメントの増加は莫大であり、横壓力の減少は極めて大である事に注意しなければならぬ。

## 2. 車輛運行中に於ける横壓力

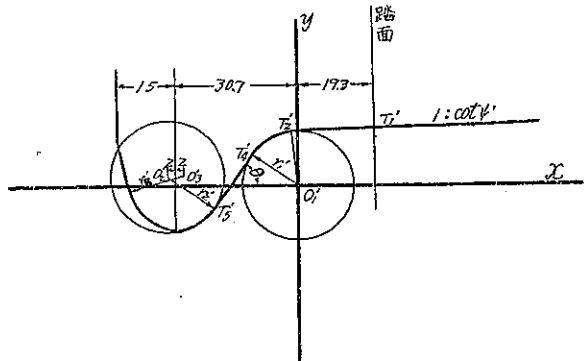
### 1. 軌條と車輪の接觸點に就て

#### a) 軌條頭部並に外輪の形狀

車輛運行中に於ける横壓力を求むるに當り軌條と車輪は如何に接觸するやを知るを要し、此の爲め軌條並に車輪の形狀を詳細に研究する必要がある。

先づ外輪の形狀に就て見るに、外輪は圖-33 に示す如く其の主要部は  $O_1'$  を中心として半径  $r_1'$  なる圓の一部と、 $O_1'$  圓及  $O_2'$  圓の共通内切線  $T_1'T_2'$  及水平線と  $\psi'$  なる角度をなし  $O_1'$  圓に切する直線  $T_1'T_2'$  よりなる。今  $O_1'$  を原點として之れを通る水平線並に垂直線を座標軸とし、 $O_2'$  の座標を  $\alpha', \beta'$  とする。

圖-33.



而して共通内切線  $T_1'T_2'$  の方程式を求める。

$$O_1' \text{ 圓の方程式 } x^2 + y^2 = r_1'^2$$

$$O_2' \text{ 圓の方程式 } (x - \alpha')^2 + (y - \beta')^2 = r_2'^2$$

兩圓の共通内切線は 2 個あり、而して  $O_1'$  圓に於ける 2 個の共通内切線の切點を通る直線の方程式は

$$\alpha'x + \beta'y = r_1'(r_1' + r_2')$$

因つて  $T_1'$  切點の座標は

$$x_4' = \frac{\alpha_1' r_1' (r_1' + r_2') + r_1' \sqrt{\alpha'^2 (r_1' + r_2')^2 - (\alpha'^2 + \beta'^2) \{ (r_1' + r_2')^2 - \beta'^2 \}}}{\alpha'^2 + \beta'^2}$$

$$y_4' = \frac{r_1' (r_1' + r_2') - \alpha' x_4'}{\beta'}$$

となる。次に  $T_2'$  を通り  $O_1'$  圓に切する直線  $T_1'T_2'$  の方程式は

$$y = -\frac{x_4'}{y_4'} x + \frac{r_1'^2}{y_4'}$$

$T_1'T_2'$  の水平線となる角を  $\theta$  とすれば

$$\theta = \tan^{-1} \frac{x_4'}{y_4'}$$

又  $x$  軸と  $\psi'$  なる角をなし  $O_1'$  圓に切する直線の方程式は

$$y = x \tan \psi' + r_1' \sec \psi'$$

で、切點  $T_2'$  の座標は

$$x_2' = r_1' \sin \psi'$$

$$y_2' = r_1' \cos \psi'$$

磨耗しない輪縁に対しては  $r_1'$  は 14 mm,  $r_2'$  は 15 mm,  $\alpha'$  は -32.70 mm,  $\beta'$  は 2.849 mm,  $\tan \psi'$  は 0.05 であるから上式に此等の値を代入して  $T_2'$  の座標は  $x_2' = -11.753$  mm,  $y_2' = +7.609$  mm

$T_1'$   $T_2'$  直線の傾斜角  $\theta = 57^\circ 5'$ ,  $T_2'$  の座標は  $x_2' = 0.699$  mm,  $y_2' = 13.98$  mm である。

次に軌條は 15 個の圓と 9 個の直線とよりなるが、茲に於ては頭部の形状のみにつき考へる。軌條の頭部は 圖-34 に於て  $r_1$  なる半径の圓 (その中心を  $O_1$  とす),  $r_2$  なる半径の圓 (その中心を  $O_2$  とする) 及  $L_1$  直線よりなる。

便宜上  $O_1$  を原點とし、之を通る垂直線並に水平線を座標軸とし、上述の圓の中心及圓と直線の方程式を求める。

$O_2$  圓の中心座標  $(\alpha, \beta)$  は 圖-34 より簡単に

$$\alpha = \left( \frac{b_1}{2} - r_2 \cos w_1 \right)$$

$$\beta = \sqrt{(r_1 - r_2)^2 - \left( \frac{b_1}{2} - r_2 \cos w_1 \right)^2}$$

$L_1$  直線の方程式は方向係数が  $-\cot w_1$  なる事及  $O_2(\alpha, \beta)$  に切する事より求められ次式で表はされる。

$$y = -x \cot w_1 + \beta + \alpha \cot w_1 + r_2 \operatorname{cosec}^2 w_1$$

$w_1 = 0$  なる場合即ち 30 kg 軌條及 37 kg 軌條に対しては  $L_1$  直線は  $x = \frac{b_1}{2}$  にして、 $w_1 = 5^\circ 4'$  なる場合即ち 50 kg 軌條に対して  $\alpha = 20.683$ ,  $\beta = 242.008$  であるから

$$y = 11.279x + 601.099$$

である。

又  $T_2(x_2, y_2)$  の位置は次の如くである。 $O_1, O_2$  直線の方程式は 圖-34 より

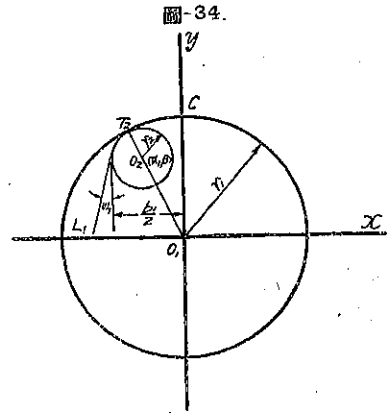
$$x = \frac{\left( \frac{b_1}{2} - r_2 \cos w_1 \right)}{\sqrt{(r_1 - r_2)^2 - \left( \frac{b_1}{2} - r_2 \cos w_1 \right)^2}}$$

であつて、又  $O_1$  圓の方程式は  $x^2 + y^2 = r_1^2$  である。 $T_2$  は  $O_1, O_2$  直線と  $O_1$  圓との交點である故に

表-12.  $T_2, O_2$  の座標

軌條種別		30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條
$O_2$	$\alpha$	22.23	23.42	20.68
	$\beta$	236.03	295.94	242.01
$T_2$	$x_2$	22.82	24.04	21.63
	$y_2$	303.95	303.85	253.08

$$x_2 = \frac{\pm r_1 \left( \frac{b_1}{2} - r_2 \cos w_1 \right)}{r_1 - r_2}$$





$$\eta_2 = \frac{r_1 \sqrt{(r_1 - r_2)^2 - \left(\frac{b_1}{2} - r_2 \cos \omega_1\right)^2}}{r_1 - r_2}$$

表-12 は  $T_2, O_2$  の座標を示す。

b) 運行中に於ける軌條と車輪との接觸状態

前項に於て述べた如く磨耗せざる軌條の踏面は圆弧にして、又磨耗せざる車輪の踏面には 20 分の 1 の勾配を附してある故に、若しも軌條に傾斜を附して見ないときは軌條と車輪の接觸點は軌條中心より軌間内方へ偏位する。此の偏位する量は種々の條件により異なるが、理論的に 30 kg 及 37 kg 軌條にて 15 mm, 50 kg 軌條にては 18 mm である。

次に  $\psi$  なる傾斜を附した新しき軌條と、車輪の接觸を考へると次の如くである。今 圖-35 に於て、

- $\psi$  = 軌條の縦軸と垂直線とのなす角
- $\psi'$  = 踏面の水平線に対する角度
- $r_1$  = 軌條踏面の圆弧の半径

とすると

接觸點の偏位  $e$  は次式で與へられる。

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

接觸點に於ける軌條の切線は踏面勾配と同一である。

以上は普通の場合の車輪と軌條との接觸點を考へたが横屈力が増加するときは以上の如き接觸状態の平衡は破れ、車輪は摩擦に打ち勝ち軌條頭を横移動し、遂には軌條に於ける  $O_2$  圓と車輪に於ける  $O_1'$  圓とが相切し、同時に軌條の  $O_1$  圓と踏面とが相切して平衡状態を保つ様になる。之れを二點接觸と稱しておく。

圖-36 に於て太線は軌條を點線は車輪を示し且つ

- $T_1' = O_1$  圓と車輪踏面の接する點
- $T_3' = O_2$  圓と  $O_1'$  圓との接する點
- $\psi' = T_1'$  點に於ける軌條の切線の方角
- $\phi_3' = T_3'$  點に於ける軌條の切線の方角

とし、 $O_1'$  點を原點とし之れを通る垂直線並に水平線を座標軸とし  $T_1'(x_1', y_1')$   $T_3'(x_3', y_3')$  の位置及  $\phi_3'$  の値を求めんとする。

$T_1'T_3'$  直線の方程式は前に求めた如く

$$y = x \tan \psi' + r_1' \sec \psi' \dots \dots \dots (1)$$

$$O_1' \text{ 圓の方程式 } x^2 + y^2 = r_1'^2 \dots \dots \dots (2)$$

$$O_1 \text{ 圓の方程式 } (x - \alpha_1)^2 + (y - \beta_1)^2 = r_1^2 \dots \dots \dots (3)$$

$$O_2 \text{ 圓の方程式 } (x - \alpha_2)^2 + (y - \beta_2)^2 = r_2^2 \dots \dots \dots (4)$$

今  $O_1$  を原點とした座標軸に關する  $O_2$  座標を  $\alpha, \beta$  を以て示す。此の  $\alpha$  及  $\beta$  の値は既に求め表-12 に示してある。然るときは

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= -\alpha + \alpha_2 \\ \beta_1 &= -\beta + \beta_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

又 (1) 式と (3) 式とが相切する爲めの條件は

$$\alpha_1 \tan \psi' - \beta_1 + r_1' \sec \psi' = r_1 \sec \psi' \dots \dots \dots (6)$$

$O_2$  圓と  $O_1$  圓とが相切する爲めの條件は

圖-35.

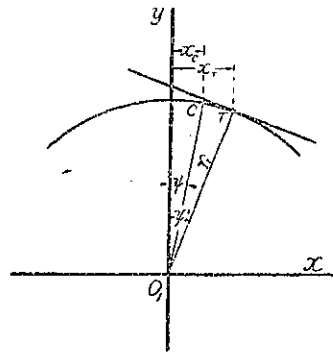
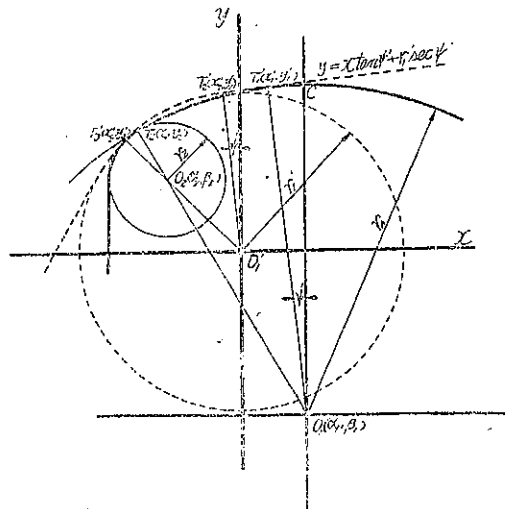


圖-36.



$$\alpha_2^2 + \beta_2^2 = (r_1' - r_2)^2 \dots\dots\dots (7)$$

(5) 式を (6) 式に代入して

$$\beta_2 = \alpha_2 \tan \psi' + \{ \beta - (r_1 - r_1') \sec \psi' - \alpha \tan \psi' \} \dots\dots\dots (8)$$

(8) 式と (7) 式より

$$\alpha_2 = \frac{-L \tan \psi' \pm \sqrt{\sec^2 \psi' (r_1' - r_2)^2 - L^2}}{\sec^2 \psi'}$$

$$l = \beta - (r_1 - r_1') \sec \psi' - \alpha \tan \psi'$$

$\alpha_2$  を (8) 及 (5) 式に代入する事に依り  $\beta_2, \alpha_1, \beta_1$  を順次求め得る。然るときは  $T_1'(x_1', y_1')$  は

$$\left. \begin{aligned} x_1' &= \alpha_1 - r_1 \sec \psi' \\ y_1' &= r_1 \cos \psi' - \beta_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{又 } T_3'(x_3', y_3') \text{ は } \quad x_3' &= r_1' \frac{\alpha_2}{r_1' - r_2} \\ y_3' &= r_1' \frac{\beta_2}{r_1' - r_2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

$T_3'$  に於ける切線の  $x$  軸となす角  $\phi_3'$  は

$$\tan \phi_3' = -\frac{\alpha_2}{\beta_2} \dots\dots\dots (12)$$

$O_1$  に関する  $T_3'$  の座標は

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= -\alpha_1 + r_1' \frac{\alpha_2}{r_1' - r_2} \\ y_3 &= -\beta_1 + r_1' \frac{\beta_2}{r_1' - r_2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

$\alpha, \beta$  及  $O_2$  の値を代入すれば、軌條が水平なる場合及 1/20 の傾斜付しある場合の軌條並に車輪の接觸状態を知りうる。之れを表-13 に示す。

表-13.

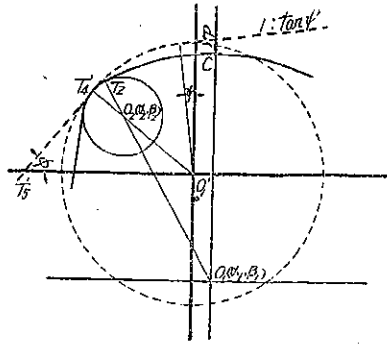
軌條傾斜		水			平			1/20		
		30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條	30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條	30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條
$O_1$	1	+ 20.88	+ 21.90	+ 19.63	+ 33.69	+ 34.75	+ 30.53	+ 289.46	+ 289.41	+ 238.76
	1	- 290.12	- 290.07	- 239.32						
$O_2$	2	- 1.84	- 1.51	- 1.05	- 3.29	- 3.44	- 2.16			
	2	+ 5.91	+ 5.87	+ 2.69	+ 5.09	+ 4.99	+ 1.91			
$T_1$	$x_1'$	+ 5.66	+ 6.63	+ 6.95	+ 18.47	+ 19.51	+ 17.90			
	$y_1'$	- 14.30	+ 14.35	+ 14.37	+ 14.96	+ 15.01	+ 14.92			
$T_2$	$x_2'$	- 3.10	- 3.49	- 5.11	- 7.60	- 7.95	- 10.46			
	$y_2'$	+ 13.65	+ 13.56	+ 13.04	+ 11.76	+ 11.55	+ 9.25			
$T_3$	$x_3$	- 23.98	- 25.40	- 24.74	+ 41.29	- 42.68	- 41.04			
	$y_3$	+ 303.77	+ 303.62	+ 252.35	+ 301.32	+ 300.96	+ 248.01			
tan $\psi'$		0.050	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050			
tan $\phi'$		0.237	0.257	0.391	0.646	0.689	1.131			

以上に於て tan  $\phi$  の急に大になる限界即ち横壓力の急に大となる瞬間を求めた。因つて之れより大なる横壓力の作用するときには車輪は軌條上を競上らんとする。此の  $\phi$  の最大値は 圖-37 の如く輪縁の  $T_1, T_2$  直線が軌

條の  $O_2$  圓の切線となつた場合である。此の  $\phi$  の値は前にも述べた如く新しき車輪に對し  $57^\circ 5'$  である。以上を要言すれば最初軌條と車輪との接觸點は軌條頭部中心より軌間寄りになる距離の處に在りその切線の方向は車輪踏面勾配と同一であるが、横壓力が増大すれば2點接觸の狀態となりこの狀態が破れんとする瞬間に於ける接觸點の切線方向は(13)式に示す  $\phi_2'$  の如く急激に増大して、それよりは車輪は競上りの狀態となり脱線せんとする時の  $\phi$  の値は  $57^\circ 5'$  である。



圖-37.



2. 競上りんとする場合の横壓力

車輛が運行するに當り軌條に作用する横壓力は前述したる如く、種々の複雑な原因により左右される故、之を理論的に求める事は殆んど不可能に近い。併し乍ら軌條と車輪の接觸狀態を知れば如何程の横壓力が作用せる結果、斯くの如き軌條と車輪の接觸狀態を來したかを知らう故、其の作用しうる最大限度の横壓力を推定し得る。只車輛運行中に於ける軌條と車輪との接觸狀態は軌條並に車輪の磨耗狀態、軌道の整備狀態及運轉速度に依り常に變化し明瞭に知り得ないのは遺憾であるが、併し軌條並に車輪の磨耗狀態を知れば前節に求めたる結果を用ひ以下述べんとする所の計算により、普通の狀態即ち車輪踏面を軌條頭との接觸する場合の横壓力、普通の運行狀態にて作用しうる最大限度の横壓力即車輪と軌條とが2點に於て接觸し、將に競上りんとする場合の横壓力及脱線せんとする瞬間に於ける横壓力を求める事が出来る。

車輛運行中に於ては車輪は軌條頭部上を回轉すると共に左右に滑動し、從つて軌條頭部に沿ふて横方向に摩擦力が作用する。

- $P$  = 軌條面に垂直に働く荷重
- $H$  = 軌條面に水平に働く荷重
- $F$  = 摩擦力
- $\mu$  = 軌條と車輪の運動中に於ける摩擦係數
- $\phi$  = 軌條面と摩擦力の作用する面とのなす角

此の時摩擦力  $F$  は軌條と車輪の接觸點に於て軌條に於ける切線の方向に作用する。而して垂直荷重  $P$  と水平荷重  $H$  と摩擦力  $F$  との3力が接觸點に作用し平衡狀態を保つのであるが、若しも  $H$  が増大して摩擦力に打勝ち、以上の平衡狀態が破れると車輪は軌條上を滑動する。而して軌條と車輪の接觸點はかへつて軌條頭部に沿ひ下方に向ひ此の結果  $\phi$  なる角を増大し從つて摩擦力大となり新な平衡狀態を保つのである。此の狀態に於ける  $P$  と  $H$  との關係を求めれば次の如くである。

圖-38 に於て摩擦力  $F$  は

$$F = -\mu(P \cos \phi + H \sin \phi)$$

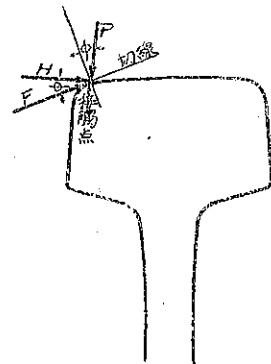
然るに外力  $P$  及  $H$  の  $F$  の方向の分力を求めれば

$$F = -(H \cos \phi - P \sin \phi)$$

$$\therefore \mu(P \cos \phi + H \sin \phi) = H \cos \phi - P \sin \phi$$

$$\therefore \frac{H}{P} = \frac{\mu + \tan \phi}{1 - \mu \tan \phi} \dots \dots \dots (14)$$

圖-38.



$\mu$  の値は車輪並に軌條の材質により、運轉速度により、又天候により變化するが普通に 0.2~0.1 位の値である。而して  $\mu$  の 2~3 の値に對して競上らんとする場合の  $H/P$  を求むれば 表-14 の如くである。

表-14. 競上らんとする場合の  $H/P$

軌條傾斜	平			1/20 の傾斜		
	30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條	30 kg 軌條	37 kg 軌條	50 kg 軌條
$\tan \phi$	0.227	0.257	0.391	0.646	0.689	1.130
$\mu$						
0.20	0.447	0.481	0.641	0.972	1.030	1.812
0.15	0.390	0.423	0.575	0.882	0.935	1.541
0.10	0.334	0.366	0.511	0.797	0.848	1.388

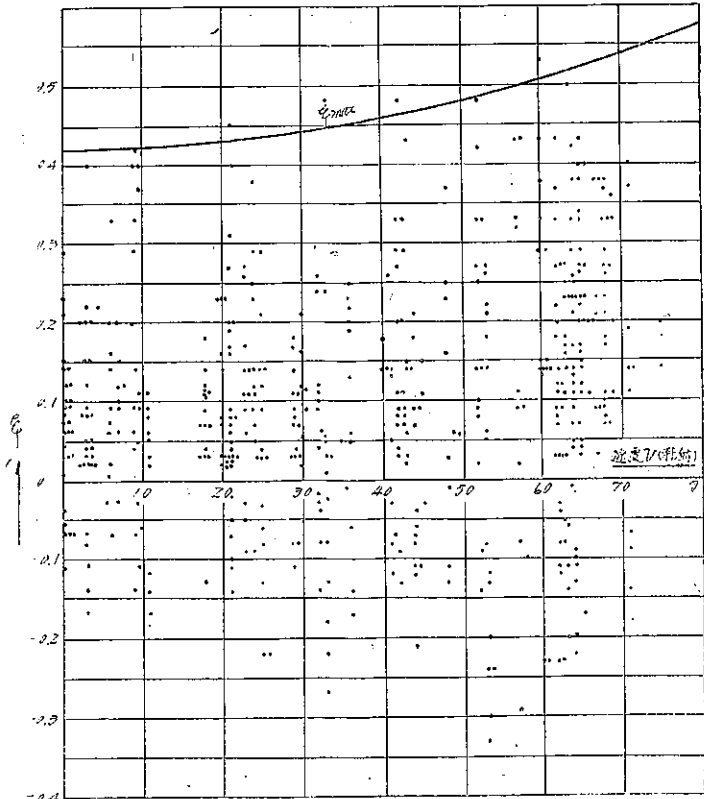
3. 運行中に於ける横曲げ應力の實驗値

車輛運行中に於て軌條に作用する横壓力に就ては第 5 回軌道調査経過報告に記載せられて居る。横應力は垂直應力に比して著しく小であつて、我々の必要とするのは横應力よりも、横應力と垂直應力との比の速度に依る影響である。工務資料第 34 號頭覆に對する車輛の安定に於て報告した軌道試験より以上の關係を求むれば次の如くである。この軌道試験は昭和 9 年 6 月 15 日より同 7 月 2 日迄房總東線大綱、本納間に於て施行したので、調査車輛は 9600 形機關車、客車ナハ及貨車トムで、ストレマトグラフ 6 臺を使用し、軌條底に作用する外縁應力及内縁應力を測定し之より垂直應力と横應力とを算出した。この詳細なる試験要綱に關しては工務資料を参照せられたい。

軌道試験の結果より直線軌道に於て 9600 形機關車の側輪、客車ナハ及貨車トムの車輪の軌條に作用する横曲げ

圖-39. 9600 形機關車の軌條に及ぼす横曲げ應力と垂直曲げ應力の比  $\xi$

$$\xi_{max} = 5.0000 244 v^2 + 0.4198$$



應力と垂直曲げ應力との比を求めれば 圖-39~41 の如くである。今圖に示した 955 個の測定値より  $\xi$  の最大値  $\xi_{max}$  と列車速度  $v$  km/hr との關係を求めれば次の如くである。

圖-40. 客車ナハの軌條に及ぼす横曲げ應力と垂直曲げ應力の比  $\xi$

$$\xi_{max} = 0.0000157 v^2 + 0.2251$$

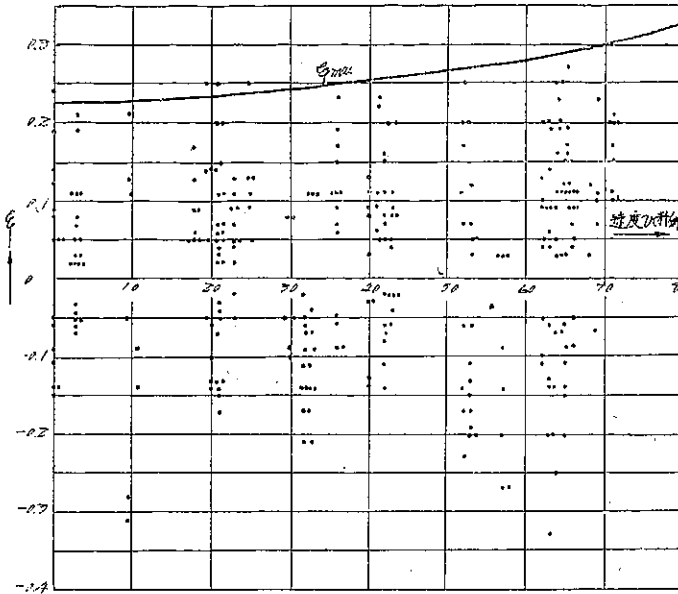
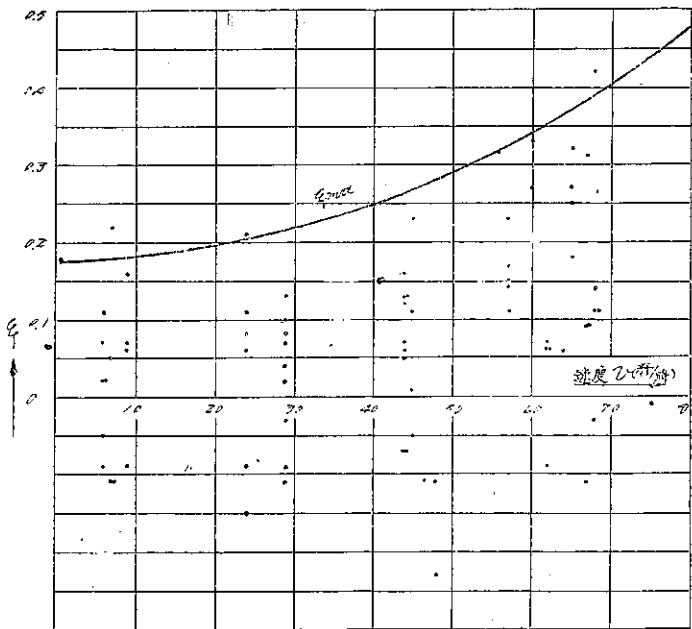


圖-41. 貨車トムの軌條に及ぼす横曲げ應力と垂直曲げ應力の比  $\xi$

$$\xi_{max} = 0.0000464 v^2 + 0.1772$$



9600 形機關車

$$\xi_{max} = 0.0000244 v^2 + 0.4198 \quad \dots (15)$$

客車ナハ

$$\xi_{max} = 0.0000157 v^2 + 0.2251 \quad \dots (16)$$

貨車トム

$$\xi_{max} = 0.0000464 v^2 + 0.1772 \quad \dots (17)$$

4. 競上らんとする限界速度

横壓力  $H$  と垂直荷重  $P$  との比は第 1 章第 6 節に述べた如く

$$\frac{H}{P} = \varepsilon \eta \dots\dots\dots (18)$$

である。此所に  $\eta$  は軌條の横曲げに對する軌道係数を零と考へ、垂直曲げに對する道床係數  $C$  を  $5 \text{ kg/cm}^2$  とし種々なる軌道状態に於て  $\eta$  を求め、各車輛別に平均せるものを示すと表 15 の如くである。

表-15.  $\eta$  の 値

車輛種別	$\eta$
9600 形機關車	0.314
客車ナハ	0.404
貨車トム	0.436

而して第 2 章第 2 節に述べた如く、軌條と車輪との摩擦係數が  $\mu$  で、 $\Phi$  なる接觸角を存するとき作用し得の横壓力の最大値は

$$\frac{H}{P} = \frac{\mu + \tan \Phi}{1 - \mu \tan \Phi} \dots\dots\dots (19)$$

で與へられる。

而して (15)~(19) の諸式より  $v \text{ km/hr}$  と  $\mu$  及  $\Phi$  の關係を各車輛別に求むれば次の如くである。

即 9600 形機關車に於ては

$$v = \sqrt{\frac{\mu + \tan \Phi - 0.1318(1 - \mu \tan \Phi)}{0.00000766(1 - \mu \tan \Phi)}} \dots\dots\dots (20)$$

客車ナハに於ては

$$v = \sqrt{\frac{\mu + \tan \Phi - 0.0905(1 - \mu \tan \Phi)}{0.00000633(1 - \mu \tan \Phi)}} \dots\dots\dots (21)$$

貨車トムに於ては

$$v = \sqrt{\frac{\mu + \tan \Phi - 0.0773(1 - \mu \tan \Phi)}{0.00000202(1 - \mu \tan \Phi)}} \dots\dots\dots (22)$$

今車輪が競上りを始めんとする時の速度を述べんに、此の時の  $\Phi$  の値は表-13 にて與へられ、又超高速運轉時に於ける車輪と軌條との摩擦係數は普通の場合より遙かに小である故に 0.08 及 0.10 と假定して、此等の値を (20)~(22) 式に代入し、9600 形、機關車、客車ナハ及貨車トムが競上りを始めんとする時の速度を求むれば表-16 の如くである。之れより貨車トム、9600 形機關車との比率を求むれば 68.8% となり、現行の貨物列車の許容最高速度  $65 \text{ km/hr}$  と旅客列車の許容最高速度  $95 \text{ km/hr}$  との比 68.4% と大體一致する。

表-16. 車輪が競上らんとする時の速度 (km/hr)

軌條種別	30 kg 軌條			37 kg 軌條			50 kg 軌條			
	車輛種別	9600 形機關車	客車ナハ	貨車トム	9600 形機關車	客車ナハ	貨車トム	9600 形機關車	客車ナハ	貨車トム
0.08		153	186	108	166	200	115	215	250	143
0.10		162	196	113	175	208	126	222	257	146

第 3 節に於て述べたごとく列車速度との關係を示す實驗圖-39~41 は保守状態が普通なる軌道に於て行はれた事及 (20)~(22) の諸式を誘導するに際して風壓を考慮して居らなかつた故に、この兩者の影響を次に考慮してみる。

今風壓に依り機關車の 1 車輪の受ける水平荷重を  $W \text{ (kg)}$  とすれば

$$W = 0.000107 A \Gamma^2$$

$A$  = 風壓を受ける 1 車輪當りの面積 ( $\text{m}^2$ )

$\Gamma$  = 風速 ( $\text{m/sec}$ )

で與へられる。

次に軌道が不良なる爲めに  $\gamma$  を増加しなければならぬ係数を  $K$  とする。この  $K$  の値を想定するのは困難であるが、振動計の調査より大體次の如く考へられる。

軌道に於ける通り、高低並軌間の狂が 4 mm 以下の普通状態の線路と、軌道の狂が 6~9 mm の特に線路不良なる場合の車輛の左右動並上下動の振動を比較した結果より想定して  $K$  の値は 0.25 以上と考へられる。然る時は次式が成立する。

$$\left( \frac{\mu + \tan \phi}{1 - \eta \tan \phi} - \frac{0.000107 \cdot l \cdot V^2}{P} \right) = \eta(1+K) \cdot 0.0000244v^2 + 0.4198$$

$$\therefore v = \sqrt{\frac{\mu + \tan \phi}{0.0000244\eta(1+K)(1-\mu \tan \phi)} - \frac{4.385 \cdot l \cdot V^2}{P\eta(1+K)} - 17204} \dots \dots \dots (23)$$

$l=35$  m/sec,  $l=5$  m<sup>2</sup>,  $P=6.4$  kg とし、30 kg 軌條に對して  $\mu=0.10$ ,  $\tan \phi=0.927$ ,  $\eta=0.929$ ,  $K=0.3$  とすれば  $v$  は 74.5 km/hr となる。又 37 kg 軌條に對して  $\mu=0.09$ ,  $\tan \phi=0.257$ ,  $\eta=0.314$ ,  $K=0.3$  とすれば  $v$  は 90.5 km/hr となる。又 50 kg 軌條に對して  $\mu=0.08$ ,  $\tan \phi=0.391$ ,  $\eta=0.317$ ,  $K=0.5$  とすれば  $v$  は 126.1 km/hr となる。

即ち以上述べたる速度の範圍内にて直線區間を走行するも、線路が相當不良であり且つ 35 m/sec の強風が眞横に吹當るとも機關車は尙脱線せずと云ふ事が出来る。