

ヤの檢證に使用する他ない。實測變位を或一つの假定を設けて横壓力に換算したのみでは、この換算が果してどの程度正當なりヤが保證出來ない。

尤も著者の行はれた様に  $H/P$  の最大値の、然も其の速度による増加の割合のみを求める場合には、最大  $H/P$  を與へるものが常に一定の車輪で、且、各車輪の横壓力の比が速度によつて大した變化を受けないと假定すれば、著者がされた様な一定の換算率を使つてよいことになるが、斯様な假定が果して成立つものか否か據かに斷定出來ないやうである。

#### 4. 結 び

(10) 以上を要約すると

(i) 停止車輪の横壓力は實測によると非常に大きな variety を持つてゐるやうで、且著者が檢證に使はれた材料は停止中の實測値でなく、著者が計算されたと全々別箇の原因によると考へられる車輪走行中の横壓力の速度 0 點への延長値の、然も眞の意味の平均値ではないから、著者が計算を檢證された檢證そのものに再考を要するものがあるのではないであらうか。

(ii) 軌道の設計や車輛の安全等實用問題を對照とするならば、車輛走行中をも含めた横壓力を考へなければならぬが、この様な横壓力の最大値は、著者が計算されたと全々別箇の原因（車輪滑りや軌條への衝突）によるものを考へなければならぬから、著者が計算に續いて結論的に述べられた横壓力を小にする條件、及この計算が軌道設計や車輛安全の問題に直ちに應用し得ると爲された點には據かに賛同し兼ねる。

(iii) 走行中又は風壓を受けた場合に車輪の垂直荷重が減少することを考へると、實際の車輛の安全限度、即ち車輪競上り又は車輪浮上りの可能性は、著者が算定された車輪浮上り速度より相當低い所に既に生ずる可能性があるのではないであらうか。

(iv) 軌條の應力や移動量を著者の様な方法で横壓力に換算することは、少くとも原理的に見て、相當問題があるやうである。

(11) 著者が本論文に於て停止中の車輪が及ぼす横壓力を計算的に解明する上の重要な手掛りを與へられたことは、啓發される點多かりしを此處に改めて深謝するものであるが、計算に續いて著者が結論乃至應用的に申述べられた諸項には、如上種々筆者に納得し兼ねるもの多く、この點御高教を賜らば、獨り筆者の幸のみにあらずと存するものである。

著者 正會員 千 秋 邦 夫\*

土木學會誌第 27 卷第 8 號所載、拙著軌條に作用する横壓力に關し、星野君より質疑がありましたので御答へ致します。

\* 工學士 鐵道技師 鐵道省工務局線路課

## 1. 横圧力と「車輪門構反力」の関係について

先づ第一に停止車輛の横圧力計算の検証に對する疑問、及び低速度に於ける横圧力が非常に大きな變化を有する事に就ての疑問である様です。

筆者が  $H$  及び  $P$  の實驗に使用したストレートグラフは絶對靜止の場合は記録出來ず止むなく 5 km/hr 位の低速度で我慢をしたのであつて、爲に横圧力の測定値は或る範圍を生じたので、之の範圍が垂直荷重の變化より大きいのは當然である。以上の事柄は屢々軌道實驗をされた星野君によく御承知の事と思ふ。

それでベリーのストレートメーターで測定すれば靜止中の横圧力が求められるので之れに依る測定をした。

### 試験及び結果の概要

#### a. 目的

蒸氣機關車の導輪及び働輪は車體重量を車輪の内側で受け、客貨車の車輪、蒸氣機關車の縦輪等は車輪の外側で車體重量を受けるので、ラーメンの作用に依つて前者は軌條を外方に押し擴げんとする力が働き、後者は軌條を内方に押し倒さんとする横圧力即ち負の水平反力を生ずるものと考へられる。依つてラーメンの解法による理論的計算が實測値と一致するや否やを試験した。

#### b. 試験期日及び測定者

昭和 16 年 9 月 3 日から 1 週間車輪外側に荷重を受ける場合、同年 10 月 29 日から 3 日間車輪内側に荷重を受ける場合に就て實驗をした。

之の測定に従事した人々は札幌鐵道局工務部保線課員工學士青柳正一、技手矢野忠雄、小林和雄の諸君及び現場従事員旭川保線區線路分區長眞柄技手以下線路工手の諸君である。

#### c. 試験箇所

旭川驛構内の砂利線で、線路状態は直線平坦、軌道状態は  $30 \text{ kg/m}^2$  軌條、枕木は主に楡材の並、間隔 81 cm、道床は並砂利が随分深く入つて居り、尙路盤は砂なので道床係数は可成り大きいものと推定された。保守状態は良好である。

#### d. 試験方法

枕木間隔中央部軌條上に圖-1 に示す車輪を置き圖-2 の如く  $P_1$  (車輪内側の場合) 又は  $P_2$  (車輪外側の場合)

をレールを使用して載荷した。載荷の都合上測定點から 2.86 m 離れた所に他の車輪を置いた。ストレートメーターは載荷點下の軌條外側及び内側より 3mm 入つた所に取付け、 $P_1$  又は  $P_2$  の量の變化に隨つて各個の針の動きを讀んだ。

#### e. 測定値

二支點間の巨離  $l$  なる軌條底の伸縮量  $\epsilon$  と彎曲應力  $\sigma$  との関係は  $E$  を彈性係数とすれば

圖-1. 車軸の形状

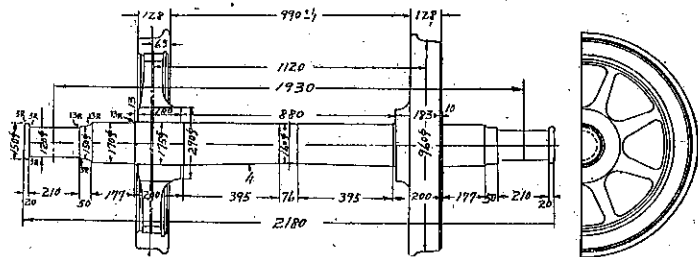
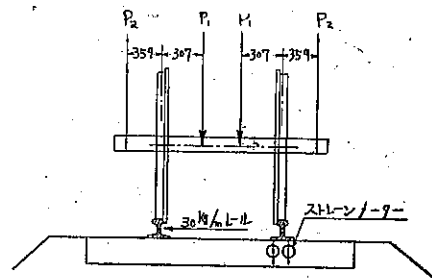


圖-2.



$$\sigma = \frac{\epsilon E}{l}$$

なる関係が成立する。而してベリーのストレインメーターで測定した  $\epsilon$  の値は其の構造から兩支點間の距離 10 cm の平均値であること及び取付箇所が軌條底の側部から 3 mm 内方にある爲次の修正を必要とする（符號の正負は車體重量と車輪の内外の何れで支へるかに依つて定まる）。

$$\text{外縁應力 } \sigma_1 = \frac{\epsilon_1 E}{l} \times 1.08 \times \left(1 \pm \frac{3}{54}\right)$$

$$\text{内縁應力 } \sigma_2 = \frac{\epsilon_2 E}{l} \times 1.08 \times \left(1 \mp \frac{3}{54}\right)$$

斯くして求められた垂直曲げ應力及横曲げ應力は表-1, 2 及び圖-3, 4 となる。之れから  $\epsilon$  の値を求めると垂直荷重 2.5 ton の場合  $P_1$  に對して  $\epsilon$  は 0.349,  $P_2$  に對して  $-0.200$  となる。

圖-3.  $P_1$  荷重

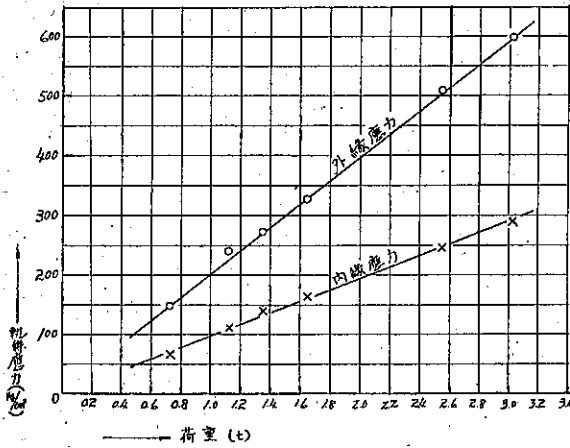
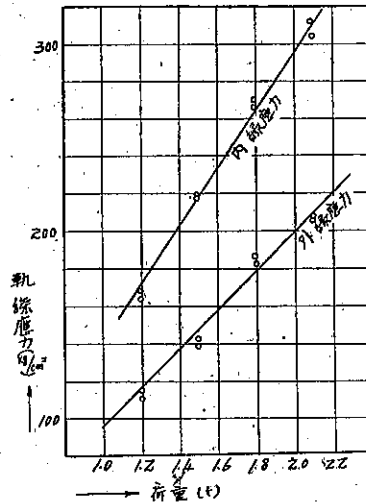


圖-4.  $P_2$  荷重



横圧力の垂直圧力に對する比は、30 疋軌條、枕木配置 13 挺/9.14 m なる軌道の中央點の垂直曲げモーメント係数は 0.275, 中央から 2.86 m 離れた箇所のは 0.004 であるから  $\eta$  は 0.3869 となるので  $P_1$  に對して

表-1.  $P_1$  に對する曲げ應力の實驗値

荷重 (kg)	歪		線維應力		曲げ應力		$\epsilon$
	外縁	内縁	外縁 (kg/cm²)	内縁 (kg/cm²)	垂直 (kg/cm²)	横 (kg/cm²)	
729	0.0000704	0.0000319	148	67	107.6	40.4	0.376
1125	0.0001140	0.0000529	239	111	175.1	63.9	0.365
1341	0.0001299	0.0000657	272	138	205.0	67.0	0.327
1641	0.0001554	0.0000784	326	165	245.5	80.5	0.328
2541	0.0002420	0.0001163	508	245	376.5	131.5	0.349
3025	0.0002850	0.0001373	598	289	443.5	154.5	0.349

表-2.  $P_2$ に對する曲げ應力の實驗値

試験番號	荷重 (t)	外 縁 歪	内 縁 歪	外縁應力 (kg/cm <sup>2</sup> )	内縁應力 (kg/cm <sup>2</sup> )	横曲げ應力 (kg/cm <sup>2</sup> )	垂直曲げ應力 (kg/cm <sup>2</sup> )	$\xi$
試験 I	1.2	0.0000 53	0.0000 94	111	165	-27	138	-0.20
	1.5	0.0000 68	0.0000 98	143	219	-38	181	-0.20
	1.8	0.0000 87	0.0001 19	183	266	-42	225	-0.19
	2.1	0.0000 98	0.0001 40	206	312	-53	259	-0.20
試験 II	1.2	0.0000 55	0.0000 76	116	169	-27	143	-0.19
	1.5	0.0000 66	0.0000 98	139	219	-40	179	-0.22
	1.8	0.0000 89	0.0001 21	187	270	-42	229	-0.18
	2.1	0.0000 98	0.0001 36	206	304	-49	255	-0.19
平 均	1.2	0.0000 54	0.0000 75	114	167	-27	141	-0.19
	1.5	0.0000 67	0.0000 98	141	219	-39	180	-0.22
	1.8	0.0000 88	0.0001 20	185	268	-42	227	-0.19
	2.1	0.0000 98	0.0001 38	206	308	-51	257	-0.20

$$\frac{H}{P_1} = \xi_1 \eta = +0.349 \times 0.3869 = 0.134$$

$P_2$ に對して

$$\frac{H}{P_2} = \xi_2 \eta = -0.200 \times 0.3869 = -0.077$$

となつて垂直壓力に對し  $P_1$  の場合は 13%,  $P_2$  の場合は 8% の横壓力が作用する事を知る。

f. 横壓力の理論的計算

試験に使用した車輪の形状は圖-5 に示す様に車軸の直径は BC 徑間中では大體中央に向つて直線的に變化するものと假定する事が出来る。即ち BC 徑間中の任意の點の車軸の直径を  $d$  とすれば  $0 < y < \frac{l}{2}$  なる  $y$  に對し

$$d = ay + b$$

と置く事が出来る。

然るに  $y=0$  で  $d=d_1$

$$y = \frac{l}{2} \text{ で } d = d_2$$

である。故に

$$d = d_1 - \frac{2(d_1 - d_2)}{l} y$$

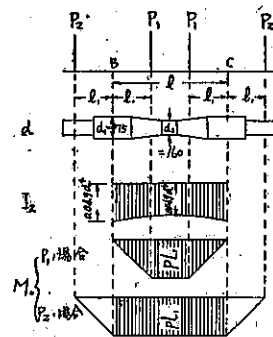
BC 徑間中の任意の點の慣性能率を  $I_2$  とすると、

$$I_2 = 0.049 d^4 = 0.049 \left\{ \frac{2(d_1 - d_2)}{l} y - d_1 \right\}^4$$

横壓力  $H$  は本論 (2) 式に依り

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

圖-5.



$P_1$  に対して

$$\begin{aligned}
 R^2 \int_0^l \frac{dy}{I_2} &= R^2 \frac{l(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)}{0.1472 d_1^3 d_2^3} = 5.397 \\
 2 \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{M_0}{I_2} dy &= 2 \int_0^{l_1} \frac{P y}{I_2} dy + 2 \int_{l_1}^{\frac{l}{2}} \frac{P l_1}{I_2} dy \\
 2P \int_0^{l_1} \frac{y}{I_2} dy &= 2P \int_0^{l_1} \frac{y}{0.049 \left\{ \frac{2(d_1 - d_2)}{l} y - d_1 \right\}^4} dy \\
 &= \frac{-Pl^4}{0.196(d_1 - d_2)^2} \left[ \frac{1}{\{2l_1(d_1 - d_2) - l d_1\}^2} - \frac{1}{l^2 d_1^2} \right] \\
 &\quad + \frac{-Pl^4 d_1}{0.294(d_1 - d_2)^2} \left[ \frac{1}{\{2l_1(d_1 - d_2) - l d_1\}^3} + \frac{1}{l^2 d_1^3} \right] \\
 2Pl_1 \int_{l_1}^{\frac{l}{2}} \frac{dy}{I_2} &= 2Pl_1 \int_{l_1}^{\frac{l}{2}} \frac{dy}{0.049 \left\{ \frac{2(d_1 - d_2)}{l} y - d_1 \right\}^4} \\
 &= \frac{Pl_1 l}{0.147(d_1 - d_2)} \left[ \frac{1}{d_2^3} + \frac{l^3}{\{2l_1(d_1 - d_2) - l d_1\}^3} \right] \\
 R_1^2 \int_0^l \frac{M_0}{I_2} dy &= 2R \int_0^{l_1} \frac{P y}{I_2} dy + 2R \int_{l_1}^{\frac{l}{2}} \frac{P l_1}{I_2} dy \\
 &= 0.7783 P + 1.9156 P = 2.6939 P
 \end{aligned}$$

$R=430$ ,  $a_1=93$ ,  $a_2=0$ ,  $b=128$  として本論 (6) 式から  $Y$  の値を求めると 1.644 となる。次に軌條と試験車輪との摩擦係数  $\mu$  は 0.402 で垂直荷重  $P$  を 2.5 ton 及び 3.0 ton として普通軌道の枕木間隔中央に於ける  $D$  を求めると 3.05 ton/mm 及び 3.49 ton/mm となる。 $E=2100000$  ton/cm<sup>2</sup> として上式に代入すると

$$P=2.5 \text{ ton に対し } \frac{H}{P} = 0.129$$

$$P=3.0 \text{ ton に対し } \frac{H}{P} = 0.141$$

となる。 $\eta$  の値は前記の如く 0.3869 であるから、

$$P=2.5 \text{ ton に対して } \xi = 0.334$$

$$P=3.0 \text{ ton に対して } \xi = 0.364$$

之れと表-1 に示した実験値を比較すれば 4% 位の差であつて、車體の重量を車輪の内側に支へる場合即ち正方向の横壓力に対しては理論的計算が車輛停止中の実験に合致する事を知る。

次に  $P_2$  に対して

$$\begin{aligned}
 2 \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{dy}{I_2} &= \frac{1}{0.0245} \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{dy}{\frac{16(d_1 - d_2)^4}{l^4} \left\{ y - \frac{l d_1}{2(d_1 - d_2)} \right\}^4} = \frac{l(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)}{0.1472 d_1^3 d_2^3} \\
 2 \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{M_0}{I_2} dy &= 2 \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{P l_1}{I_2} dy = \frac{P l l_1 (d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)}{0.1472 d_1^3 d_2^3}
 \end{aligned}$$

之等の本論 (2) 式に代入して

$$H = \frac{-Pl_1}{\frac{0.1472 d_1^3 d_2^3}{l(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)R} \left( Y + \frac{2E}{D} \right) + R} = \frac{-Pl_1}{R(m+1)}$$

但し

$$m = \frac{0.1472 d_1^3 d_2^3}{l(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)R^2} \left( Y + \frac{2E}{D} \right)$$

以上の式に前と同じく次の値

$$Y = 1.644 \quad \mu = 0.402 \quad d_1 = 175 \quad d_2 = 160 \quad l = 1.120 \quad l_1 = 359$$

を用ひて  $m$  を求むれば

$$D = 2.0 \text{ ton/mm のとき} \quad m = 4.19$$

$$D = 2.5 \quad \text{ " } \quad \text{ のとき} \quad m = 3.41$$

故に

$$\frac{H}{P} = \frac{-l_1}{R(m+1)}$$

に代入して

$$D = 2.0 \text{ ton/mm のとき} \quad \frac{H}{P} = -0.161$$

$$D = 2.5 \quad \text{ " } \quad \text{ のとき} \quad \frac{H}{P} = -0.189$$

$\frac{H}{P} = \eta \xi$  の  $\eta$  に 0.3869 を入れるときは

$$D = 2.0 \text{ ton/mm のとき} \quad \xi = -0.415$$

$$D = 2.5 \quad \text{ " } \quad \text{ のとき} \quad \xi = -0.488$$

となる。

以上の理論的計算値と表-2 に示した実験値とを比較すると力の作用する方向は同一であるが、數値に於ては可成りの相違がある。この原因としては車輪踏面の勾配並にフレンジ等の關係から正方向の横壓力の様に完全に軌條底に傳達され難い事情のある事が推察される。

次に車輛運行中の横壓力に關して車輪と軌條間に働き得る摩擦力は全部その滑りの爲に費やされて終つて、最早や門構反力として必要な力は働き得ないと述べられて居るが、この考へは一つの假定ではなからうか。車輛運行中に於てもラーメンとして作用する事を明確にする基礎資料として、車輛停止中に於て車輪並びに車軸が一個のラーメンとして作用する爲に生ずる彈性曲線を實測した(圖-6 参照)。

之れは前記の實驗に附隨して成されたもので正確は期し難いがラーメンとして作用する事は窺ひ得るであらう。走行中の車輛に於ても荷重の大小、即ち盈車の場合と空車の場合に就て車輪の彈性曲線に甚だしく差のある事は低速度運轉に際し肉眼に依つて確かめられる事を、客貨車系統の人から證言を得た。

この事實に基づき車輛は運行中に於てもラーメンとして作用する事が知られるので、衝撃による垂直荷重が大となれば横壓力も大となり、又垂直荷重が小となれば横壓力も小となる。此の場合車輛の蛇行運動に依る横壓力が作用すればラーメンとしての横壓力より蛇行運動による横壓力が大となるのは當然であり、又其の反對の場合も考へられる。即ち横壓力は垂直荷重より甚だしく變化のあるものであつて、尙蛇行運動の外に車軸の配置及び

其の横動、先縦輪の復元力、車輛の振動等に依る影響も考へられるので、車輛走行中に於ける研究は理論よりも實驗値に依つた方が便宜と考へられるので、第二章に於ては凡て實驗値を基礎として取扱つた。

## 2. 車輪競上り速度に就て

次に車輪の競上り速度に對して指示された(1)式に關しては相當議論の餘地はあると思ふが、茲では之れに觸れない事にする。只星野君の考へは“考へ得る最悪の場合”の豫想であり、筆者の考へ方は“起り得る最悪の場合”の實驗値であつて、この何れを取るかは意見の相違とするより他はない。而して本論(20)~(22)式に依り計算された競上り速度は星野君の云はれる通り相當高速度とはなつて居るが、之は決して最後の結論の速度ではなく、計算過程の一段階であり、實際問題としては表-16に示した結果より遙かに低い速度で競上らんとする限界に達する事は事實で、その爲には風壓を考へる必要もあり、又軌道の保守が不良な事に起因する、より大なる衝撃も考へなければならぬので(23)式を誘導したのである。然かも(23)式中の $K$ なる係数は計算値に示してある様に高速度の場合は其の値を大としてある。

又速度 70 km/hr 程度以下(實際には最高速度 75 km/hr)で得られた結果から、實測範圍を遙に超えた實に車輪浮上り速度に匹敵する様な高速度迄延長して推論する事に對する疑問は表-16の數値に對して成されたものと思はれるが、上述した本論(23)式から求められる結果は 30 班軌條に對して 75 km/hr(實驗線路に同じ)、50 班軌條に對して 120 km/hr となるので、圖-39~41の實驗を用ふる事は何等差支へないものと信ずる。

### 風壓の考へ方に就て

走行中の垂直荷重が風壓に依つて増減する事は考へられるが、橋梁等を走行す場合は別として一般には風壓を受ける横壓力の大なる側の軌條は垂直荷重大となるが、此處では安全側をとり垂直荷重大となるのを無視したのである。

## 3. 軌道の變位より横壓力を求める方法に就て

軌條に生ずる應力から横壓力を如何なる方法に依つて求むるかに就ては、星野君も云はれて居る通り仲々難か

圖-6 (1).  $x_1$

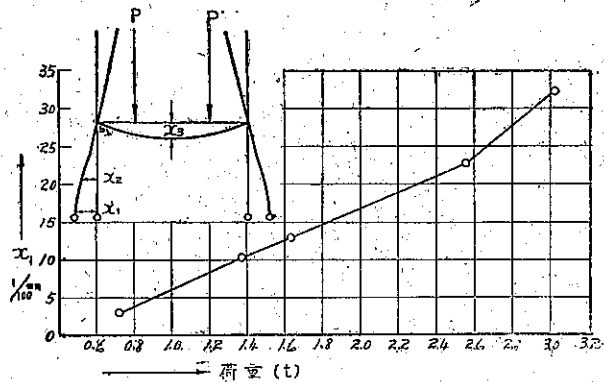


圖-6 (2).  $x_2$

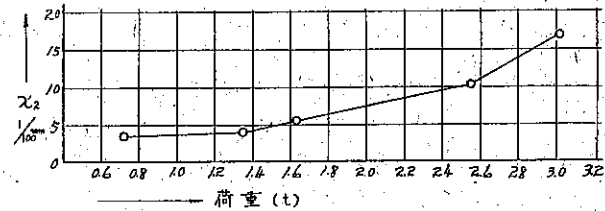
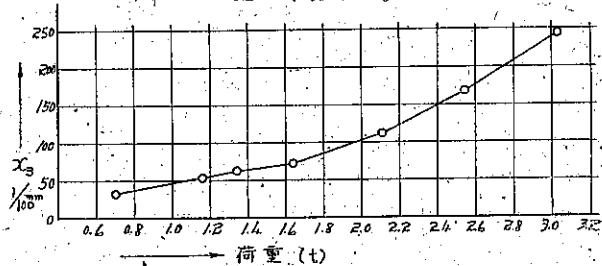


圖-6 (3).  $x_3$



しい問題であつて、且つ正確に算出する事は恐らく不可能であらう。先づ一應各車輪の横圧力分布状態の想定を提示されて居るが、或る車輪が一地點に於て作用する場合、その瞬間に於て隣軸が如何なる横圧力を軌條に作用しつゝあるかは簡単に想定し得る事ではない。且つ正確に成す爲には更に隣軸が、考へてゐる地點に及ぼす衝撃をも知らなければならないので、之れを實測する事も亦甚だ困難な問題である。併し隣軸が考へてゐる地點に對する應力の影響は小である事、並びに衝撃も亦小である事は想像せられるので、筆者の行つた計算法で實用上には何等差支へのないものと信ずるのである。

---