

又この法律は充分なる予算の裏付があつて始めてその目的を充分に果し、災害行政に資し得るという事を忘れてはならない。それ故にこそ前述の如く地方行政調査委員会議は 30, 50, 20% の線を勧告しているのである。

表一 26 年度末都道府県災害復旧事業費残額調

年災	災害総額 (千円)	支出額 (千円)	比率	残額 (千円)
23年災	52 281 240	34 322 082	66	17 959 158
24年災	41 434 775	21 024 963	51	20 409 812
25年災	48 334 278	14 893 144	31	33 441 134
残額総計				71 810 104

ところが現在迄の建設省関係の災害復旧事業費の進捗率は表一の如く甚だ情ない状態である。

この表をみると災害発生年度を含めて 4 年を経過した 23 年災害が総額の 3 分の 1 を残し、3 年を経過した 24 年災害がやつと半分施行したという状況で予算面に於ける残額総計は実に 700 億円を突破している。伝統的な 3 ヶ年計画が 5 年、6 年と延長されるとすればもはやこの法律はその半ばの意義を失う許りでなく災害査定の本格的検討すら必要にならうかと思われる。

筆者は災害査定に裏付たる予算が速かに配付され、新しいこの法律の価値を愈々向上することを心から希望して筆をおく。 (昭.26.12.6)

udc 625.033:625.143

## レール応力の計算に関する一考察

正員 最上幸夫\*

## A STUDY OF THE CALCULATION OF THE RAIL STRESS

(JSCE April 1952)

Sachio Mogami, C.E. Member

**Synopsis** In this paper as a part of dynamic studies of the rail stress due to the running load, the author treated the vertical stress due to the vertical loads based on the theory of cross sleepers, and at the same time tried to find a method of dynamic calculation of the lateral stress by the lateral force of wheels.

**要旨** 本文は走行車輛によるレール応力の動力学的な研究の一部として垂直方向荷重による垂直応力を横枕木理論に基づいて取扱い、同時に車輛の横方向力によるレールの横応力についても動力学的な計算法を試みたものである。

## 1. 緒言

レール応力の計算法に関しては従来縦横両枕木理論から静力学的な計算法が考究されて、実測値とも合致する殆んど完全な解法が示されている。また動力学的な研究としても近時振動学的な見地から多くの理論的な考究が進められると同時に新しい計測装置を用いたレール応力の測定が実施されている。しかしながら従来のレール応力に関する振動学的な取扱いはいずれも縦枕木理論の考え方に基いているが、わが国のように比較的枕木間隔の大きいところでは、むしろ横枕木理論の取扱いをすることが望まれる。またレールの横応力に関しても静力学的には詳細な研究が行われているが動力学的な計算法は殆んど見受けられない。こうしたことから本文では従来殆んど行われなかつた横枕木

理論に基づくレール応力の理論的な計算法を考究し、同時に横応力についても動力学的な計算法を試みた次第である。

## 2. レールの撓み振動

縦枕木理論に基づくレールの振動の問題は既に多くの人々によつて取扱われているが<sup>1)</sup>、これらはいずれも枕木道床を一樣な弾性支承体とした考え方で、わが国のように枕木間隔の大きいところでは、このような取扱いでは不十分な点があるように思われる。ところで横枕木理論では枕木を支点と考えるので弾性支点を有する連続桁の振動ということになり、これに関しては渋谷氏が既に試みられ<sup>2)</sup>、筆者もまた取扱つたが<sup>3)</sup>、結局 5 連モーメント方程式を解くことになり、これは実際にレールの振動を具体的に計算するに当つてかなりの難点があつて実用的な計算は困難である。これらの研究は今後更に検討するとして、ここでは一応 3 連モーメントの定理が動的な場合にも成立つものとして理論を進めることにする。枕木を両支点とする 1 スパン枕木間隔のレール単桁としての曲げモーメントが求まると、これに 3 連モーメントの定理を適用してレール

\* 山口大学教授、工学部土木教室

ル任意点の動的な曲げモーメントが計算される。このためにはまぜレールの撓み振動を取扱わなければならない。これらのことより枕木間隔を  $l$  とすると、レールの時間一沈下曲線は  $q_{rt}$  を時間函数として次式で与えられる。

$$y_{xt} = \sum_{r=1}^{\infty} \sin \frac{r\pi x}{l} q_{rt} \dots\dots\dots(1)$$

次に位置のエネルギー  $V$ 、運動のエネルギー  $T$  及び散逸函数  $F$  をかくと、

$$V = \frac{EI}{2} \int_0^l \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx, \quad T = \frac{\rho a}{2} \int_0^l \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx,$$

$$F = \frac{\rho a R}{2} \int_0^l \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx \dots\dots\dots(2)$$

ここに、 $EI$ : レールの曲げ剛性、 $\rho, a$ : レール密度及び断面積、 $R$ : レール内部摩擦係数、

式(1)を式(2)に代入して正規函数の直交性を考慮して演算を施し、その結果に Lagrange の運動方程式を適用すると、次式を得る。

$$\ddot{q}_{rt} + 2\varepsilon \dot{q}_{rt} + n_r^2 q_{rt} = \frac{2}{\rho a l} \Psi \dots\dots\dots(3)$$

ここに、 $\varepsilon = \frac{R}{2}, \quad n_r^2 = \left( \frac{r\pi}{l} \right)^4 \frac{EI}{\rho a}$

車輛垂直方向の強制力を  $F$ 、走行速度  $v$ 、時間  $t=0$  における  $x$  軸上の車輛位置を  $d$  とすると、この場合の一般力  $\Psi$  は、

$$\Psi = F \sin \frac{r\pi}{l} (vt+d) \dots\dots\dots(4)$$

で表わされる。また  $F$  は静輪重  $W$ 、錠撃作用の遠心力  $Q$  の両者に車輛自体の上下動として弾機下の重量  $W_0$  の影響を考慮すると次のように書ける。

$$F = W + kQ \cos(\omega t + \delta) + P \cos(mt + \phi) \dots\dots\dots(4)_1$$

ここに、 $k = m^2 / (m^2 - \omega^2), \quad P = K_1 C, \quad m = v K_1 g / W_0,$   
 $C$ : 実験による常数、 $K_1$ : 軌道復原力常数、 $w$ : 輪輪回転角速度、 $g$ : 重力加速度

式(4)(4)<sub>1</sub>を式(3)に代入し、式(3)を恒数変化の方法で解き、そのうちの強制振動の項のみ書くと次式となる。

$$q_{rt} = \frac{1}{\rho a l} f_r(t)$$

$$f_r(t) = 2\alpha_r W \cos \left\{ \left( \frac{r\pi v}{l} t + \phi_r \right) \right\} + \beta_r P \cos \left\{ \left( \frac{r\pi v}{l} t + \psi_r \right) \right\} + \gamma_r k Q \cos \left\{ \left( \frac{r\pi v}{l} t + \theta_r \right) \right\} + \gamma_r k Q \cos \left\{ \left( \frac{r\pi v}{l} t + \theta_r \right) \right\} \dots\dots\dots(5)$$

ここに、 $\alpha_r, \beta_r, \gamma_r, \phi_r, \psi_r, \theta_r, \theta_r'$  はそれぞれ  $\varepsilon, n_r, r\pi/l, \delta, \phi, d$  等で表わされる値である。時間函数  $q_{rt}$  が式(5)で計算されるから式(5)を式(1)に代入することによつてレールの撓み振動が求められる。

$$y_{xt} = \frac{1}{\rho a l} \sum_{r=1}^{\infty} f_r(t) \sin \frac{r\pi x}{l} \dots\dots\dots(6)$$

3. 垂直応力の計算

レールの垂直応力すなわち曲げ応力を求めるには曲げモーメントを算定すればよく、曲げモーメントは式(6)から容易に計算される。すなわち

$$M_{xt} = -EI \frac{\partial^2 y_{xt}}{\partial x^2} = \frac{EI}{\rho a l} \sum_{r=1}^{\infty} \left( \frac{r\pi}{l} \right)^2 f_r(t) \sin \frac{r\pi x}{l} \dots\dots\dots(7)$$

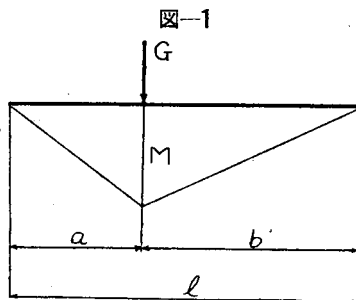
式(7)は1スパン上任意点の曲げモーメントを与える。

次に車輛走行荷重がスパン中点すなわち  $l/2$  に来たときの荷重項は式(7)より、

$$\mathfrak{M} = \frac{EI}{\rho a l} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{r\pi}{l} f_r(t), \quad \mathfrak{B} = \frac{EI}{\rho a l} \sum_{r=1}^{\infty} (-1)^{r+1} \frac{r\pi}{l} f_r(t) \dots\dots\dots(8)$$

となる。また走行荷重がスパン中点以外にあるときは式(7)で曲げモーメント  $M$  を求めると 図-1 よりこのときの荷重項は近似的に次式で表わされる。

$$\mathfrak{M} = \frac{l+b}{6} M, \quad \mathfrak{B} = \frac{l+a}{6} M \dots\dots\dots(9)$$



式(8)又は式(9)で走行荷重による曲げモーメントの荷重項が与えられるから、いま図-2に示すように単一荷重

$G$  が国鉄の計算法と同様に左右 10 挺の枕木に影響を及ぼすものと考えて、3連モーメントの定理を各枕木支持点に適用するが、この場合 図-2 で  $M_{10} = M_{10}' = 0$  なることより各支持モーメントは表-1の18箇の連立方程式から計算されることになる。

以上によつて1輪重  $G$  による曲げモーメントが計

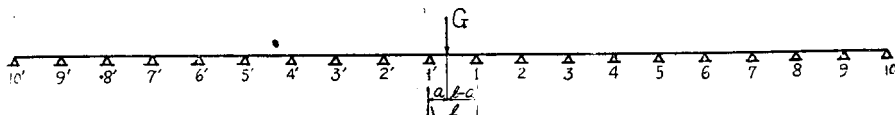


表-1 支点モーメント算定表

式	左 辺														右 辺				
	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>5</sub>	M <sub>6</sub>	M <sub>7</sub>	M <sub>8</sub>	M <sub>9</sub>	M <sub>10</sub>	M <sub>11</sub>	M <sub>12</sub>	M <sub>13</sub>	M <sub>14</sub>	M <sub>15</sub>	M <sub>16</sub>	M <sub>17</sub>	M <sub>18</sub>	
(1)	4+6r	4+6r	r															0	
(2)	-4r	4+6r	-4r	r														0	
(3)	r	-4r	4+6r	-4r	r													0	
(4)		r	-4r	4+6r	-4r	r												0	
(5)			r	-4r	4+6r	-4r	r											0	
(6)				r	-4r	4+6r	-4r	r										0	
(7)					r	-4r	4+6r	-4r	r									0	
(8)						r	-4r	4+6r	-4r	r								-G(l-2)r	
(9)							r	-4r	4+6r	-4r	r							$\frac{G(2l-3D)-4Rr}{2}$	
(10)								r	-4r	4+6r	-4r	r						$-G(2-3D)r-4Rr$	
(11)									r	-4r	4+6r	-4r	r					-GQR	
(12)										r	-4r	4+6r	-4r	r				0	
(13)											r	-4r	4+6r	-4r	r			0	
(14)												r	-4r	4+6r	-4r	r		0	
(15)													r	-4r	4+6r	-4r	r	0	
(16)														r	-4r	4+6r	-4r	0	
(17)															r	-4r	4+6r	0	
(18)																r	-4r	4+6r	0

算されるが、実際の荷重群に対しては重合の理が成立つものとして取扱えばよい。このようにして求めた曲げモーメントよりレール応力、一般にはレール底応力が容易に計算されることはいうまでもない。

4. レールに作用する横圧力

走行列車荷重をうけるレール、軌道の問題としては垂直応力とともに横圧力、横応力従つて横強度の問題が大切である。従来この方面の研究もかなり多く行われており、千秋氏は横圧力<sup>4)</sup>、神谷氏は側圧応力<sup>5)</sup>、佐藤氏は横強度<sup>6)</sup>を取扱い、その後も理論的ならびに実験的研究が行われている。従来は静的及び動的の実験ならびに静的の理論計算が行われており、横応力自身についての動的な理論計算は余り行われていないようである。こうしたことから横応力を振動的に解析しようとした。それにはまず外力としての車輛によるレール横圧力を計算しなければならない。横圧力の原因は種々あるが、凡そ次のようなことが考慮される。

- 1) 車軸に作用する弾機上重量、
- 2) 機関車釣合錘の一部による蛇行動、
- 3) 両側働輪の踏面の存在及び左右レールの不整、
- 4) レール支承体の不均一性、
- 5) 軌道の特殊構造(曲線、分岐、継目等)の存在
- 6) 気象的原因

列車荷重が走行すると上記の各種原因によつてレールには動的な横圧力が作用するが、その実体を理論的に把握することは殆んど不可能である。いまレールの横応力を振動的に解明しようとするのに、これら複雑な横圧力を取り入れては到底計算ができない。ここではとりあえず原因 1), 2) による横圧力のみを外力にとつて、この場合のレールの横方向振動を取扱い、これから横応力を算出することにする。

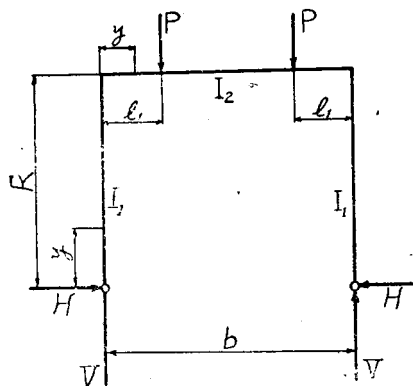
(1) 車軸に作用する弾機上重量がレールに及ぼす

横圧力 弾機上の重量がレールに及ぼす横圧力は実際には動的に作用するが、ここではこれを外力として数理的に表わさねばならない関係上一応千秋氏の静的な場合の横圧力  $H_1$  をとることにする。すなわち同氏によれば、図-3 より  $H_1$  は次式で与えられる。

$$H_1 = \frac{R \int_0^b M_0 dy}{2 \int_0^{Ry^2} dy + R^2 \int_0^b \frac{dy}{I_2} + 2 \frac{E}{D}} \quad \dots\dots\dots(10)$$

ここに、 $M_0$ : 車軸 BC を単桁としたときの曲げモーメント、

図-3



$I_1$ : 車輪 AB 及び CD の断面2次モーメント、 $I_2$ : 車軸 BC の断面2次モーメント、 $R$ : 車輪の半径、 $E$ : レールのヤング率、 $D$ : レール頭を単位長さだけ横移動させるに要する力。

(2) 機関車釣合錘の一部による横力 機関車の働輪は走行中その釣合錘の一部の影響によつて上下動、前後動、蛇行動等を行うが、この内蛇行動がレールに直接横圧力を及ぼす。この横圧力  $H_2$  は井上隆根氏の結果<sup>8)</sup> をとりまとめて近似的に次式で表わすことにする。

$$H_2 = \pm Q' \cos(\omega t + \phi) \quad \dots\dots\dots(11)$$

ここに、 $Q' = \frac{\sqrt{2} WRbc'}{gI'}$ ,  $c' = \frac{r\pi n'}{8820} (P - G_{kn})$

$\omega$ : 車輪回転角速度、 $\phi = \phi_1 + \pi/4$ ,  $W$ : 軸重、 $R$ : 働輪半径、 $b$ : 両側車輪間隔(図-3)、 $r$ : クランク半径、 $\phi_1$ : 回転車輪の任意位相、 $n'$ : 車輪回転数(r.p.m)、 $P$ : 往復部分全重量、 $G_{kn}$ : 設計時の速度で釣合錘に釣合された往復部重量、 $I'$ : 車軸中心を通る鉛直軸の周りの慣性モーメント、 $g$ : 重力

加速度。

式(11)右辺の±の符号は  $H_2$  が常に正の値となるようにとる。このことは車輛からの横力は常に軌間を外側に拡げる方向に作用するというを表わしている。

5. 横応力の計算

上記の横圧力が作用する場合のレールの横応力を計算するためにまず横方向の振動を解く。いま1個輪がレールに及ぼす影響範囲を  $l_0$  とし、この区間が横方向振動を行うものとする、その時間一変位曲線  $Z_{xt}$  は2.と同様にして、

$$Z_{xt} = \sum_{j=1}^{\infty} q_{jt} \sin \frac{j\pi x}{l_0} \dots\dots\dots(12)$$

と表わされる。位置、運動、減衰のエネルギーは、

$$\left. \begin{aligned} V &= \frac{EI_y}{2} \int_0^{l_0} \left( \frac{\partial^2 Z_{xt}}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{k}{2} \int_0^{l_0} Z_{xt}^2 dx, \\ T &= \frac{\rho a}{2} \int_0^{l_0} \left( \frac{\partial Z_{xt}}{\partial t} \right)^2 dx, \\ F &= \frac{\rho a K}{2} \int_0^{l_0} \left( \frac{\partial Z_{xt}}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{R}{2} \int_0^{l_0} \left( \frac{\partial Z_{xt}}{\partial t} \right)^2 dx \end{aligned} \right\} \dots(13)$$

ここに、 $EI_y$ ：レール横曲げ剛性、 $\rho, a$ ：レール密度及び断面積、 $k, K$ ：レール横抵抗係数及び内部摩擦係数、 $R$ ：基礎横反力係数。

式(12)を式(13)に入れ2.と同様に Lagrange の運動方程式を解くと、

$$\ddot{q}_{jt} + 2\varepsilon \dot{q}_{jt} + n_j^2 q_{jt} = \frac{2}{\rho a l_0} \Psi \dots\dots\dots(14)$$

$$\text{ここに、} \varepsilon = \frac{1}{2} \left( K + \frac{R}{\rho a} \right), \quad n_j^2 = \frac{1}{\rho a} \left\{ EI_y \left( \frac{j\pi}{l_0} \right)^4 + k \right\} \dots\dots\dots(15)$$

次に一般力  $\Psi$  を横圧力  $H$  で与えねばならないが式(10)の  $H_1$  は静的な 図-3 の関係より計算され、また式(11)の  $H_2$  は近似的であり、これらを動的なレールの横応力の計算の外力に用いることは相当検討を要するが、作用外力を数理的に表わしその外力による強制振動を取扱わねばならないので、その適否は実験的な研究に俟つこととして、ここでは上式を用いることにする。

しからば一般力  $\Psi$  は次式で与えられる。

$$\Psi = \{ H_1 \pm H_2 \cos(\alpha t + \phi) \} \sin \frac{j\pi}{l_0} (vt + s) \dots\dots\dots(16)$$

式(16)を式(14)に入れて  $q_{jt}$  を求め式(12)より  $Z_{xt}$  を算出すると、横曲げモーメントは強制振動の項のみかくと、

$$\left. \begin{aligned} M_{xt} &= -EI_y \frac{\partial^2 Z_{xt}}{\partial x^2} = \frac{EI_y}{\rho a l_0} \sum_{j=1}^{\infty} q_j(t) \left( \frac{j\pi}{l_0} \right)^2 \sin \frac{j\pi x}{l_0} \\ q_j(t) &= 2H_1 \xi_j \cos \left\{ \frac{j\pi}{l_0} (vt + s) + \lambda_j \right\} + H_2 \eta_j \cos \left\{ \left( \frac{j\pi v}{l_0} + w \right) t + \mu_j \right\} \\ &\quad + H_2 \eta_j' \cos \left\{ \left( \frac{j\pi v}{l_0} - w \right) t + \mu_j' \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(17)$$

ここに、 $\xi_j, \eta_j, \eta_j', \lambda_j, \mu_j, \mu_j'$  はそれぞれ  $\varepsilon, j\pi v/l_0, n_j, s, w$  等で表わされる値である。いま荷重がスパン中央にあるときは、

$$M_c = -\frac{FI_y}{\rho a l_0} \sum_{j=1,3,5,\dots}^{\infty} (-1)^{\frac{j-1}{2}} \left( \frac{j\pi}{l_0} \right)^2 q_j(t) \dots\dots(18)$$

1 荷重輪による動的横モーメントが求まると、実際の列車荷重ではこれを重合すればよく、従つて横応力も容易にこれから計算できる。

6. 数値計算例

以上述べた計算法の具体的例題として 9 900 型機関車を走行荷重にとり、50kg レールの場合について計算を行つて見た。計算に用いた Data は次の通りである。

1) 垂直応力の計算

- $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2, \quad I = 1744 \text{ cm}^4,$
- $\rho = 8.01 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4, \quad a = 64.33 \text{ cm}^2,$
- $v = 15 \text{ m/sec} (54 \text{ km/hr}), \quad l = 75 \text{ cm},$
- $\varepsilon = 30 \text{ sec}^{-1}, \quad W = 7500 \text{ kg},$
- $kQ = 750 \text{ kg}^2, \quad K_1 = 17000 \text{ kg/cm},$
- $W_0 = 2000 \text{ kg}, \quad P = 900 \text{ kg}^{10})$
- $\gamma = 5.0$  (軌道係数)

以上の数値を用い、9 900 型機関車荷重に対して計算した結果、第3個輪がスパン中点に来た場合、その直下のモーメント値は隣接荷重の影響を考慮して、

$$M_c = 118976 \text{ kg} \cdot \text{cm}, \quad \sigma_c = 456 \text{ kg/cm}^2 \text{ となる。}$$

同じ荷重に対して国鉄の静的計算法によると、

$$M_c = 116332 \text{ kg} \cdot \text{cm}, \quad \sigma_c = 446 \text{ kg/cm}^2 \text{ となり、殆んど余り変らない結果となる。}$$

2) 横応力の計算

この場合は前記の Data の外  $l_0 = 375 \text{ cm}^{11}), k = 22 \text{ kg/cm}^2^{12}), P-G_{hn} = 200 \text{ kg}, H = 750 \text{ kg}, Q = 2030 \text{ kg}$  によつて計算を行うと  $M_{\max} = 9610 \text{ kg} \cdot \text{cm}, \sigma_{\max} = 162 \text{ kg/cm}^2, M_{\min} = -4060 \text{ kg} \cdot \text{cm}, \sigma_{\min} = -67.3 \text{ kg/cm}^2$  を得る。

7. 結 言

以上によつて著者の行つた計算法の概要を述べたが理論の展開については既に随所で述べたようになお多くの検討すべき点が残されている。すなわち、

1. 動的計算にも3連モーメントの定理が適用できると仮定したこと このため連続梁としての振動特性が十分把握できず、その結果振動の影響を荷重の垂直圧変化として近似的に表わしたわけであらう。厳密には

既述のように動的5連モーメントの定理を用いて解くべきであるが、この場合厳密な解法によることは困難で何等かの近似

的解法によらねばならない。この方法については更に検討を進める考えである。

2. 垂直圧変化の式について(式(4)) 式(4)は近似的にレールを1種のスプリング作用をなすものと仮定して導いた式であるが、この式に用いる数値については、今後更に実験的に十分検討されねばならないと考えられる。

3. 横応力の計算について レールに作用する横方向の外力は既述のような複雑な諸原因によつて生ずるもので、これらを理論的に求めることは困難でやはり多くの実測結果による外はないであろう。著者の場合外力を数理的に表わさねばならない関係上一応の近似的取扱いをしたが、これらの点については今後更に検討を要するものと考えられる。

以上レール応力の動力学的研究の一部として考察を行つたものであるが、更に詳細な検討を進めて行きたい考えである。終りに臨み種々有益な御援助をいただいた京大教官各位に対し深謝の意を表する次第である。

#### 参考文献その他

- 1) 波谷巖：機械学会論文集第13巻45号昭.22., 穂坂衛：機械学会論文集第15巻50号昭.24., 高橋憲雄：土木学会論文集第4号昭.24.6., 後藤尙男：土木学会誌第35巻4号昭.25.4., 土木学会論文集第6号昭.26.8., 小野一良：土木学会論文集

第5号昭.25.11., 鉄道技術研究所, 報告書, 昭.26.11.

- 2) 波谷巖：弾性力学における過渡的諸問題(第1報), 機械学会論文集第13巻第45号昭.22..pp.16~20.
- 3) 最上幸夫：レール応力算定に関する一考察, 山口大学工学部学報, 第2巻, 昭.26.7. pp.107~111
- 4) 千秋邦夫：軌条に作用する横圧力, 土木学会誌, 第27巻第8号昭.16.8. pp.714~744.
- 5) 神谷修作：車輪により軌条に与えられる側圧応力に関する一試験(第1報)土木学会論文集第1, 2, 合併号 pp.1~19. 昭.22.6.
- 6) 佐藤裕：軌道の横強度理論, 土木学会論文集第5号, pp.23~32. 昭.25.11., 第6号, pp.103~112. 昭.26.8.
- 7) 上掲文献4) p.715. 式(1)
- 8) 井上隆根：機関車働論の釣合錘が軌道に及ぼす影響について, 土木学会誌第20巻第5号, pp.369~384. 昭.9.5.
- 9) Inglis, "A Mathematical Treatise on Vibrations in Railway Bridges." Cambridge (1934) より計算した概値である。
- 10) Transaction of the American Society of Mechanical Engineers, Nov. 30, 1931, p.14. の結果より最大垂直圧として静輪重の1.22を用いた。
- 11) 上掲論文6) p.25. より求めた概値である。
- 12) 同上論文 p.24. より求めた概値である。(昭.26.8.2)

UDC 532.542

## 暗渠内の水流について

准員 栗津清蔵\*

### ON THE FLOW IN CLOSED CONDUIT

(JSCE April 1952)

Setzo Awazu, C.E. Assoc. Member

**Synopsis** Natural phenomenon doesnot appear without the influence of circumstances.

In hydraulics, we summarize waterflows through natural water courses, regular cannel, conduit, etc. in a general name "open channel flow."

But the flow in cannel differs the in conduit, where the relative motion of the air and the water is taken into account.

Therefore the author gave in this paper an explanation of the difference between states of motion in cannel and [conduit, for example, growth of wave motion, resistance on the surface, etc.

**要旨** 自然現象はその環境を越えて存在しない、開水路の流れとして水理学では自然水路、人工水路、暗渠等の流れを取り扱っている。しかし人工水路の流れと暗渠内の流れは空気と水の相対運動を考える時違つ

て来るもので、筆者はこの報文で例えば波動の発達、水面抵抗等の相違点を明らかにするものである。

#### 1. 緒言

開水路と管路の水流の相違について、筆者は既に述べた<sup>1)</sup>。ここでは更に開水路の一種である開渠と暗渠

\* 日本大学土木教室