

# 抄 録

第 26 卷 第 12 號 昭和 15 年 12 月

## 應 用 力 學

- (155) 摩擦なき半徑方向のピンに依り支へられた圓環の應力 .....1172
- (156) 變形傳播の原則 .....1173
- (157) 振りを受ける骨組のモーメント配分法 .....1175
- (158) 有紋結構の應力算定に就いて .....1176
- (159) 偏心軸荷重を受ける矩形断面の寸法決定法 .....1177

## 水 理

- (160) 渦流に關する相似性理論の環狀断面の管に沿ふての流れに對する應用 .....1178
- (161) 運動量輸送の理論の環狀断面の管に沿ふて流れる渦流に對する應用に就いて .....1179
- (162) 渦動度輸送の理論の環狀断面の管に沿ふて流れる渦流に對する應用 .....1180

## 下 水 道

- (163) Baltimore に於ける急速撒水灌床の實驗 .....1182

## 道 路

- (164) Pennsylvania 高速道路の設計資料 .....1184

## 橋 梁 及 構 造 物

- (165) 鐵筋コンクリート揮發油槽 .....1185
- (166) 長徑間自己支持サイホン .....1186
- (167) 簡単な函渠の設計 .....1188
- (168) 長徑間鐵筋コンクリート格納庫 .....1188

## 應 用 力 學

### (155) 摩擦なき半徑方向のピンに依り支へられた圓環の應力

(A. J. Sutton Pippard, "The Stresses in a Circular Ring supported on Frictionless Radial Pins". Phil. Mag., June 1940, p. 541~548 最上武雄抄)

圓環狀の rigid frame の内側から半徑方向のピンで frame と同心圓狀の環を付けた構造物を最近設計する事になり此の計算を行つた。ピンに沿ふて圓環は半徑方向に自由に廻れるが切線方向にはピンの曲げ剛さのために動けない様になつてゐる。力は圓環に任意の方向に作用する。しかしこの力は半徑方向と切線方向に分けて別々に處理した。ピンの數は非常に多くて假設的な圓環狀に内部の環を取り圍んである連續的な物質と見做しこれは半徑方向には剛さがなく切線方向の力には抵抗出來ると考へた。

$R$ : 環の半徑  $EI$ : 環の曲げ剛さ

$a$ : " 断面積  $h$ : 角距離  $\psi$  の環に及ぼす單位面積當りの切線力

$u, v$ : 外向き半徑方向及び逆時計廻りの切線方向の變位

とすれば

$$H = -\frac{Ea}{R} \left( u + \frac{\partial v}{\partial \psi} \right) \dots (1)$$

$$M = \frac{EI}{R^2} \left( u + \frac{\partial^2 v}{\partial \psi^2} \right) \dots (2)$$

又圖-1 により

$$-V + hR = \frac{\partial H}{\partial \psi} \dots (3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \psi} = H \dots (4)$$

$$\frac{\partial M}{\partial \psi} = VR \dots (5)$$

以上より

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \psi^2} + 2 \frac{\partial^2 v}{\partial \psi^2} + \frac{\partial u}{\partial \psi} - \frac{R^4 h}{EI} = 0 \dots (6)$$

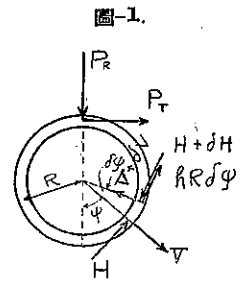
又  $h = -Kv$  と置けるとピンの數を  $N$  とし各々のピンが單位長さだけ撓むに要する力を  $W$  とすれば

$$K = \frac{NW}{2\pi R}$$

長さの變化のない變形 (inextensional strain) とすれば

$$u = -\frac{\partial v}{\partial \psi} \dots (7)$$

であるから  $\sigma h / \partial \psi = Ku$  である。(6) を微分して此の關係を入れると



$$\frac{\partial^6 u}{\partial \psi^6} + 2 \frac{\partial^4 u}{\partial \psi^4} + \frac{\partial^2 u}{\partial \psi^2} - \frac{R^4 K}{EI} u = 0 \dots (8)$$

(8) を解いて各特殊の場合の条件に合ふ様にすれば良い。

$\psi = \pi$  の處に半徑方向の力の働く時は、荷重をかけた断面の曲げモーメントが最大で

$$M_0 = \frac{P_n R}{2(1-3\lambda)} \left[ -2\beta \coth 2\beta\pi + \frac{1}{\cosh 2\beta\pi - \cos 2\alpha\pi} \left\{ \frac{2\gamma^2 - 1}{\alpha} \sin 2\gamma\pi - 2\beta \sinh 2\beta\pi \right\} \right]$$

となる。但し  $\alpha, \beta$  等は

$$Q = \frac{R^4 K}{EI} \text{ として } M = \frac{1}{27} + \frac{Q}{2}, N = \sqrt{\frac{Q^2}{4} + \frac{Q}{27}}$$

$$X = M(M+N)^{\frac{1}{3}} + (M-N)^{\frac{1}{3}}$$

とした時  $\alpha = \frac{1}{2} \sqrt{3\lambda + 2}$ ,  $\beta = \frac{1}{2\sqrt{3}} \sqrt{3\lambda - 2}$ ,  $\gamma = 2\beta$  となる如き値である。 $\psi = \pi$  に切線方向の力が働く場合に最大曲げモーメントを求める式は簡単には求まらない。此の場合の  $h$  の最大値は  $\psi = \pi$  に於て生じ

$$h_{max} = \frac{P\beta}{R} \frac{\alpha^2 + \beta^2}{\alpha^2 + 3\beta^2} \left[ \coth 2\beta\pi + \frac{3\beta \sin 2\gamma\pi + \alpha \sinh 2\beta\pi}{\alpha(\cosh 2\beta\pi - \cos 2\alpha\pi)} \right]$$

となる。 $\alpha, \beta$  は前述の如き値である。

(156) 變形傳播の原則

(C. Klonek, "Das Prinzip der fortgeleiteten Verformung." B. u. E. Dez. 1939, Heft 24. S. 359~363. 日賢幸雄抄)

撓角法に依る不静定構造物の解法は、高次不静定の場合には、多數の撓角方程式の設定及び解法に多大の時間と勞力を要する事が一大缺點である。

次に示す變形法は以上の手数を必要としない便利な近似計算法である。該變形法に誘導された基本的原理は、定點法に依つて周知の如く、曲げモーメントの傳達を變形の傳播に依つて代用する簡単な概念に基いて、創定されたものである。計算法は次の二つの過程に分れる。

- a) 載荷節點 (s) の一次變形 (回轉角)  $\varphi_s^0$  の計算
- b) 一次變形  $\varphi_s^0$  の節點 (s) より隣接節點 (k) までの、結合部材 s-k への傳播。最後に隣接節點に起る二次變形を  $\varphi_{s-k} \equiv \varphi_k^1$  と記す。依つて任意の節點 (r) の最後の變形は次の如く表される。

$$\varphi_r = \varphi_r^0 + \sum (\varphi_r^i) \dots (1)$$

撓角方程式の場合の如く、部材及び節點別度歪

$$\xi = \frac{J}{l}, \rho = 2\sum(\xi) \dots (2)$$

として表す。記載を簡単にするために

$$a_{s-k} = \frac{\xi_{s-k}}{\rho s \rho k} \dots (3)$$

なる値を變形恒數として用ひる。該恒數は、二つの彈性可撓性の隣接二節點間に起る關係を表はす (完全固定端の場合には  $\rho k = \infty$ ,  $a_{s-k} = 0$  となる)。

外力としてのモーメント  $m_s$  を載荷せる節點 (s) の一次變形  $\varphi_s^0$  は次の如く表される。

$$\varphi_s^0 = \frac{m_s}{\rho_s} k \dots (4)$$

茲に  $k$  は、問題となつてゐる系の他の全ての變形し得る節點の彈性的弛みの影響を表はす。

$$k = 1 / \left\{ 1 - \sum (a^i) \right\} \dots (5)$$

上式に於ける  $n$  は、彈性可撓性の隣接節點の數を意味する。 $a^i$  の意味は次の實例によつて説明する。

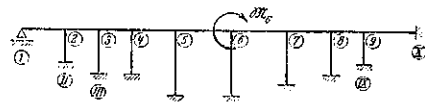
圖-2 の場合に於て

$$\varphi_{6-5}^0 = \varphi_6^0 = \frac{m_6}{\rho_6} \cdot \frac{1}{1 - a'_{6-5} - a'_{6-7}} \dots (6)$$

$$a'_{6-5} = \frac{a_{6-5}}{1 - \frac{a_{4-3}}{1 - \frac{a_{3-2}}{1 - a_{2-1}}}} \dots (7)$$

$$a'_{6-7} = \frac{a_{6-7}}{1 - a_{7-8}} \dots (8)$$

圖-2.



(7), (8) 式は  $a'$  の精密なる値を與へるものであるが、實際の場合計算の目的が寸法決定にある如き場合には、近似的に  $a' \equiv a$  として計算して支障ない。依つて (4) 式は近似的に

$$\varphi_s^0 = \frac{m_s}{\rho_s \left[ 1 - \sum_1^{n-1} (a) \right]} \dots (9)$$

$\varphi_{s-k}$  に対しても、 $a' \equiv a$  なる近似式を用ふれば

$$\begin{aligned} \varphi_{s-k} &\equiv \varphi_k^1 = -\varphi_s^0 \frac{\xi_{s-k}}{\rho k \left[ 1 - \sum_1^{n-1} (a) \right]} \\ &\equiv -\varphi_s^0 \frac{\xi_{s-k}}{\rho k \left[ 1 - \sum_1^{n-1} (a) \right]} \dots (10) \end{aligned}$$

圖-2 に示せる如き構造物の場合には、變形の傳播が一方のみに許されるから、圖示の載荷状態に應じて求められた  $\varphi^i$  の値は、同時に隣接節點の最後の變形となる。即ち

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{6-5} &\equiv \varphi_5 = -\varphi_6^0 \frac{\xi_{6-5}}{\rho_5(1-a'_{5-4})} \\ \varphi_{5-4} &\equiv \varphi_4 = -\varphi_5^0 \frac{\xi_{5-4}}{\rho_4(1-a'_{4-3})} \\ \varphi_{4-3} &\equiv \varphi_3 = -\varphi_4^1 \frac{\xi_{4-3}}{\rho_3(1-a'_{3-2})} \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

茲に  $\alpha'_{5-4}$ ,  $\alpha'_{4-3}$  及び  $\alpha'_{3-2}$  は (7), (8) 式と同様にして求められる。即ち

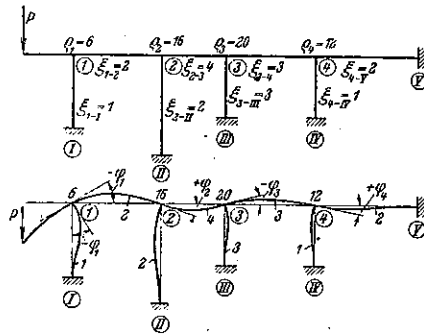
$$\alpha'_{5-4} = \frac{\alpha_{5-4}}{1 - \frac{\alpha_{4-3}}{1 - \frac{\alpha_{3-2}}{1 - \alpha_{2-1}}}}, \quad \alpha'_{4-3} = \frac{\alpha_{4-3}}{1 - \frac{\alpha_{3-2}}{1 - \alpha_{2-1}}}$$

$$\alpha'_{3-2} = \frac{\alpha_{3-2}}{1 - \alpha_{2-1}}$$

各部材の荷重は、周知の如く、近接節点のモーメント荷重に變形し得るから、(9) 及び (10) の兩式は、總ての場合に應用し得る。次に二、三の實例に依り、該方法の運用及び簡易さを示す。

例 1. 多徑間ラーメン (圖-3) が  $M_p = -6000$  kgm なる曲げモーメントを載荷されたる場合

圖-3.



變形恒数  $\alpha$  の計算

$$\alpha_{5-4} = \frac{\xi_{5-4}^2}{\rho_3 \rho_4} = 0.0375$$

$$\alpha_{2-3} = 0.05, \quad \alpha_{1-2} = 0.04166$$

$\alpha'$  の計算

$$\alpha'_{2-3} = \frac{\alpha_{2-3}}{1 - \alpha_{3-4}} = 0.05194805$$

$$\alpha'_{1-2} = \frac{\alpha_{1-2}}{1 - \frac{\alpha_{2-3}}{1 - \alpha_{3-4}}} = \frac{\alpha_{1-2}}{1 - \alpha'_{2-3}} = 0.04394977$$

依つて節点 (1) に於ける最終變形の精密値は

$$\varphi_1^0 = \varphi_1 = \frac{M_p}{\rho(1 - \alpha'_{1-2})} = -1045.97015$$

依つて求むるモーメントは圖-4

に依り

$$\begin{cases} M_{1-1} = \xi_{1-1}(3\varphi_1) \\ \quad = -2091.9403 \text{ kgm} \\ M_{1-2} = -3908.0597 \text{ kgm} \\ M_p = -6000 \text{ kgm} \end{cases}$$

$\alpha'_{1-2} = \alpha_{1-2}$  なる近似式を使用し

て計算すれば

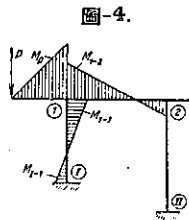
$$\alpha_{1-2} = \frac{2^3}{6.16} = 0.0416$$

$$\varphi_1 = -1043.5$$

$$M_{1-1} = 1(2 - 1043.5) = -2087 \text{ kgm} \quad (0.24\%)$$

$$M_{1-2} = -6000 + 2087 = -3913 \text{ kgm} \quad (0.13\%)$$

他の撓角  $\varphi_2 \sim \varphi_4$  を求むれば

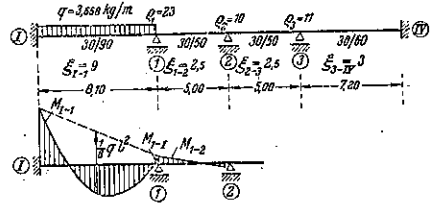


$$\varphi_2 = \varphi_{1-2} = -\varphi_1^0 \frac{\xi_{1-2}}{\rho(1 - \alpha'_{2-3})} = +137.91045$$

$$\varphi_3 = -28.65671$$

$$\varphi_4 = +7.164177$$

圖-5.



例 2. (圖-5)

節点 1 に於けるモーメント荷重は

$$m_{1-1} = -m_1 = \frac{1}{12} q l^2 = 20000 \text{ kgm}$$

$$\alpha_{1-2} = \frac{2.5^3}{23.10} = 0.027$$

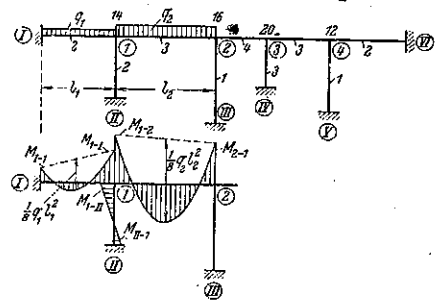
$$\varphi_1 = -894$$

依つて

$$\begin{cases} M_{1-1} = -28046 \text{ kgm} \\ M_{1-2} = +3908 \text{ kgm} \end{cases}$$

例 3. 圖-6 に示せる如き載荷状態の多徑間ラーメンに於て節点 (1) の曲げモーメントの精密値を求む。

圖-6.



圖示の載荷は固定端モーメント

$$m_{1-1} = \frac{1}{12} q l_1^2 = 8000 \text{ kgm}$$

$$m_{1-2} = \frac{1}{12} q l_2^2 = 22000 \text{ kgm}$$

に相當する。依つて節点 (1) 及び (2) に於ける載荷モーメントは

$$m_1 = -m_{1-1} + m_{1-2} = +14000 \text{ kgm}$$

$$m_2 = -22000 \text{ kgm}$$

$\alpha$  の計算

$$\alpha_{1-2} = \alpha_{2-1} = \frac{3^3}{14.16} = 0.04017857$$

$$\alpha_{2-3} = 0.05, \quad \alpha_{3-4} = 0.0375$$

依つて  $\alpha'$  の値及び一次變形は次の如くなる。

$$\alpha'_{2-3} = 0.05194805, \quad \alpha'_{1-2} = 0.04238613$$

$$\varphi_1^0 = +1044.25569$$

$$\varphi_2 = -1514.52838$$

一次変形  $\varphi_2^0$  が節点 (1) まで傳播する事より

$$\varphi_{2-1} = -\varphi_2^0 \cdot \frac{E_2-1}{\rho_1} = +324.54179$$

即ち節点 (1) に於ける實際の最終變形は

$$\varphi_1 = \varphi_1^0 + \varphi_{2-1} = 1368.79748$$

依つて求むるモーメントとの値は

$$\begin{cases} M_{1-1} = +13475.18992 \text{ kgm} \\ M_{1-11} = +5475.18992 \text{ kgm} \\ M_{1-2} = -18950.37984 \text{ kgm} \end{cases}$$

(157) 振りを受ける骨組のモーメント配分法

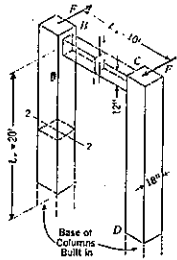
(S. T. Carpentu, "Moment Distribution Procedure for Frames Subjected to Torsion", Civil. Eng., Vol. 10, June 1940, p. 364~365.)  
岡正義抄

振りの作用する骨組の應力を計算しよう。圖-7 では柱と梁の断面を正方形とし、断面は適當に補強されてあるものと假定する。作用する振りは  $F \times L_0$  であり、梁に對しては軸 1-1 に關して曲げを生じ、柱は軸 2-2 に關して曲げを生ずる。又梁にも柱にも振りを生ずる。曲げだけ作用する時のモーメント配分方法を變形させて、振りをも考慮に入れてモーメントを配分する。モーメントの配分には剛度とモーメント傳達率が必要である。

断面が均一であつて變化のない時剛度は  $I/L$  であるが、振りを伴ふ時曲げの剛度は  $4EI\theta/L$  に等しく、部

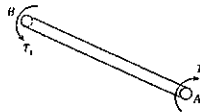
圖-7.

振りの作用する骨組



材に對して振り力は  $KG\theta/L$  である。但し、 $K$  は断面の形と終端條件に依る係数である。 $K$  の値は R. C. Roarke (McGraw-Hill, New York) による應力と

圖-8.



歪に對する公式から出してよい。

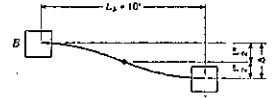
正方形断面に於て、 $a$  を一辺の長さとするれば  $K = 0.1406 a^4$  である。若し  $\theta$  が 1 であるならば部材の振り剛さ或ひは 1 の振り角を生ぜしめるやうな振り力は  $KG/I$  である。この時は圖-8 を見ればわかるやうに振りの傳達率は  $-1$  である。部材がコンクリートで出來てゐる時には、 $E = 3000000 \text{ lb/in}^2$   $G = 1400000 \text{ lb/in}^2$ 、圖-7 の問題の剛度は

梁、軸 1-1 に關する曲げに於て  $1728 \times 10^6 \text{ lb-in}$   
 振りに於て  $34.0 \times 10^6 \text{ lb-in}$   
 柱、軸 2-2 に關する曲げに於て  $438.0 \times 10^6 \text{ lb-in}$   
 振りに於て  $86.0 \times 10^6 \text{ lb-in}$

梁の變位

總ての接合部が如何なる方向の軸に對しても廻轉しない時に、 $B$  に對して  $C$  を  $1''$  變位させることによつて梁は圖-9 の平面圖のやうになる。部材  $BC$  に作用する固定端モーメントは  $6EI\Delta/L^2$  即  $2.16 \times 10^6 \text{ lb-in}$  である。モーメントに依つて  $B$  も  $C$  自由に動き得るとすれば、柱に振りが起る。次に、分割係数を決める爲に、梁の曲げ剛さ及び柱の振り剛さを用ひる。分割率は次の如くなる。

圖-9.



梁に對し  $\frac{172.8}{172.8 + 86} = 0.667$   
 柱に對し  $\frac{86}{172.8 + 86} = 0.333$

圖-10. 梁に於ける固定モーメント

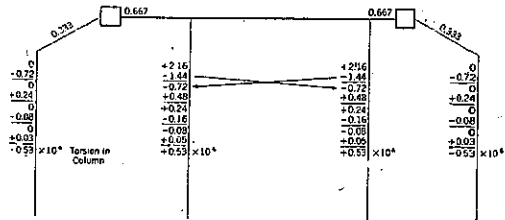


圖-10 のやうな配分により梁に  $\frac{2 \times 0.53 \times 10^6}{10 \times 12} = 8840 \text{ lb}$  の剪斷力が起り、柱には  $530000 \text{ lb-in}$  の振りを生ずる。

柱の變位

$B$  點及  $C$  點の撓み ( $\Delta = \frac{1}{2}''$ ) は柱に固定端モーメント  $6EI\Delta/L^2$  即  $1.37 \times 10^6 \text{ lb-in}$  を生ぜしめた、此の場合、梁は振りを生じ、柱には曲げを生ずる。分割率は次のやうになる。

梁に對し  $\frac{34}{34 + 438} = 0.072$   
 柱に對し  $\frac{438}{34 + 438} = 0.928$

圖-11. 柱に於ける固定端モーメントの配分

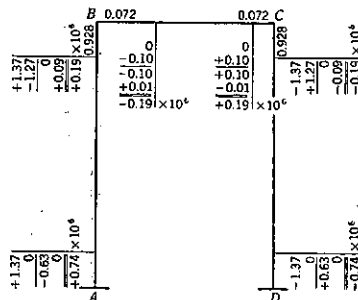


圖-11 のやうに配分するから柱に於ける剪斷は  $\frac{(0.74 + 0.19) \times 10^6}{20 \times 12} = 3.87 \text{ lb}$  であり、梁の振りは  $190000 \text{ lb-in}$  である。

二つの柱に於ける捩りは  $2 \times 530\,000 = 1\,060\,000 \text{ lb-in}$  である。柱に於て、剪力から来る捩りに對する抵抗は  $3870 \times 12 \times 10 = 465\,000 \text{ lb-in}$

故に  $T = 1\,525\,000 \text{ lb-in}$

故に力  $F$  は  $1\,525\,000/120 = 12\,710 \text{ lb}$  である。全力  $F$  の中僅か  $3\,870 \text{ lb}$  が柱の剪力として作用し、捩り力に對する總ての曲げモーメントと剪力と捩りの率を計算し、この率で捩力を配分する。此の例の時の率は次の如くである。但  $T$  は  $\text{lb-in}$  単位である。

$$\text{梁に於ける捩り力} = \frac{0.19 T}{1.525} = 0.125 T$$

$$\text{柱に於ける捩り力} = \frac{0.53 T}{1.525} = 0.348 T$$

$$\text{梁に於ける剪力} = \frac{0.00884 T}{1.525} = 0.0058 T$$

$$\text{柱に於ける剪力} = \frac{0.00387 T}{1.525} = 0.0025 T$$

$$\text{柱に於ける最大曲げモーメント} = 0.485 T$$

以上の解は  $K$  を基礎としてゐる。そして  $K$  は、通常部材が兩端に於て自由に曲り得るものといふ假定に立脚してゐる。若しも此の條件が満足されぬならば  $K$  を變化しなければならぬ、しかし此の例題に用ひられたやうな簡単な断面の時はその變化は無視され得るものである。

(158) 有鉸結構の應力算定に就いて

(R. Kraus, "Zur Kraftbestimmung an Gelenkfachwerken." Die Bautechnik, 3 Mai 1940, Heft 19. 野口勇二郎 抄)

有鉸結構——此の最も簡單なる形式は三鉸アーチとゲルバー桁であるが——に於て應力算定に先立つて反力の作用線を決定しようとするとき屢々著しき困難に遭遇する。クルマン線を利用する方法では相當に煩雜なる手数を要するが、此處で紹介せんとする方法はクルマンの方法より遙かに簡單で容易に種々の荷重に對する力の作用状況を判断し得るものである。此の方法は或與へられた力の作用圖に於て連力圖の群を一邊を共通にして盡く事が出来、しかも其の相對する邊は共通邊上の定點で交ると云ふ事實を基礎として居る。

共通邊を持つた連力圖群 圖-12及圖-12a に示す力  $P_1, P_2, A, B$  は平衡状態にあり連力圖  $AJHB$  により結ばれて居る。今連力圖の一邊  $AB$  を不變の基線とすればこの上に與へられた力に對する連力圖群が成立する。 $AJH'B$  はかゝる連力圖の任意の一つである。

次に邊  $JH$  及  $J'H'$  を延長すれば基線  $AB$  上の一 點  $M$  で交り  $M$  は定點となる。從て  $M$  を通る任意の直線を引けばこの線は力の作用線により新なる連力圖を形成する。

邊  $JH$  と邊  $J'H'$  との交點が基線  $AB$  上にある證

圖-12. 基線  $AB$  を共通にする連力圖

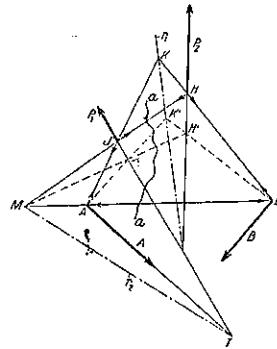
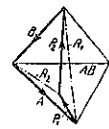


圖-12a.

圖-12に對する示力圖



明は次の如くである。今圖-12 に於て  $a \sim a$  なる断面を考へれば連力圖の力  $AB, JH, J'H'$  は外力となり之は力  $P_1$  及  $A$  と共に

平衡状態にある。それ故  $JH$  及  $AB$  は  $P_1$  及  $A$  の合力  $R_2$  の作用線  $r_2$  の上で交らなければならぬ。力  $J'H'$  及  $AB$  についても同様の事が適用される。此の場合邊  $AB$  と作用線  $r_2$  とは不變である。從て  $M$  は定點となる。

交點  $A, B, M$  は最初の連力圖  $AJHB$  により決定せられ  $AJHB$  の作圖には  $P_1, P_2$  の合力  $R_1$  の作用線  $r_1$  が役立つ。他の總ての連力圖は交點  $A, B, M$  により畫かれ從て力の作用線が決定せられる。又此の場合同様の證明により交點  $K$  及  $K'$  は直線  $r_1$  上の點となる。

三鉸アーチの支承反力の作用線 有鉸結構の應力算定に共通の基線  $AB$  上に立つ連力圖群の交點  $M$  を利

圖-13.

基線  $AB$  上の交點  $M$  による三鉸アーチの支承反力作用線の決定

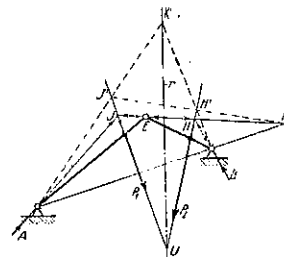
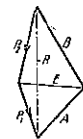


圖-13a.

圖-13の三鉸アーチに對する示力圖



用すると問題が著しく平易になる事は既に三鉸アーチに於ても認め

られる。

今茲に力  $P_1, P_2$  で載荷された三鉸アーチ (圖-13) がある。

之等の力の合力  $R$  は圖-13aの示力圖から決定せられるから圖-13で  $R$  の作用線  $r$  上に任意の點  $K'$  を取り  $A, B$  と結べば連力圖  $AJH'B$  が畫かれ邊  $J'H'$  を延長して基線  $AB$  と交らしめれば交點  $M$  が求まる。直線  $ME$  は頂點  $E$  に於ける反力の作用線でありその交點  $J$  及  $H$  は支承反力  $A, B$  の作用線を決定し又之により連力圖  $AJEHB$  が畫かれ示力圖-13aが完成する。

複雑な有鉸結構に於ける支承反力作用線の決定 圖-14は一つの有鉸結構を示す。之は  $AE$  部分と  $EB'$  部分の兩部分より成り兩部分は部材 13, 24 等により支點

圖-14. 四箇の支點を有する有鉸結構の反力作用線の決定

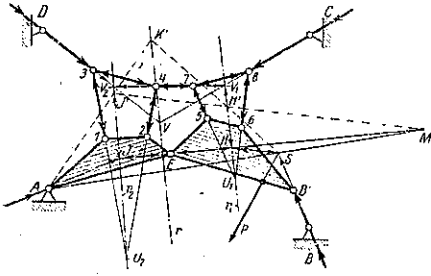


圖-14a.

支點反力 C 及 D の合力の作用線 r を決定する示力圖

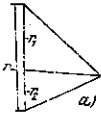
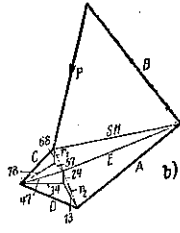


圖-14b.

圖-14 の結構に於ける鉸の反力を求める示力圖



の間に連結せられて居る。此の場合之等部材の数は全體として力の決定には無関係であり單に之等の部材應力の合力のみが關係して居る。之等の力の合力 r1 及 r2 は部材 34, 及 78 の平衡條件により交點 U1, V1, 及 U2, V2 から決定せられる。又全合力の作用線 r は交點 T を通り方向は圖-14a により決定せられる。今の場合は r1, r2 と r の交點は紙面外にある。

鉸 A, B, E に於ける反力の作用線を求めるには荷重 P と反力 B の作用線の交點 S を求め AS を基線とする。かくすれば以下の手續は三鉸アーチの場合と全く同じである。この場合、合力 r1 及 r2 が三鉸アーチの荷重となる。

先づ r 上に任意の點 K' を取り A 及 S と結べば連力圖 AJ'HS が畫かれ次に邊 J'H' を延長して基線 AS との交點 M を求める。M より E を通る直線を引けば之が鉸 E に於ける作用線であり同時に交點 J, H により支點反力 A 及 P と B の合力の作用線 SHI が畫かれる。圖-14b は之により求めた全結構の示力圖である。

(159) 偏心軸荷重を受ける矩形断面の寸法定法

H. Craemer, "Hilfsmittel zur Bemessung autβermittigt beanspruchter Rechteckquerschnitte." B. u. E., Juni 1940 Heft 11. S. 155~156 日賢幸雄抄

基礎版及び拱断面の如き偏心軸荷重を受ける断面の設計に際しては、最初に或る断面を假定して應力を計算し、其の値を要求された應力に近づける爲に断面の寸法を變へて計算を繰返へす。斯様な偏心軸荷重を受ける矩形断面に於ける應力を、断面寸法少しく變へる事に依

つて、概略許容應力に等しくする方法を示す。

N を最初に假定断面 1-2 の軸方向力とすれば (圖-15a) 近似的に

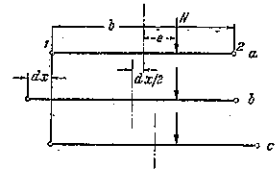
ε = ε : b ..... (1)

σ1, 2 = N / b (1 ± 6ε) ..... (2)

茲に壓力應力並びに右側の偏心を正とす。

版の寸法の少量の變化に依つて、合力 N は大き及び位置が變化しないと假定する。基礎版に於て基礎のみが變化し上部構の變化は極めて少量か、或は全々無い場合、或ひは拱に於て其の壓力線が變化しない場合には、上の假定は許容される。

圖-15.



版の幅 b を左方に Δx だけ擴大すれば

∂(N/b) / ∂x = -N / (b^2)

∂σ1 / ∂x = -N/b^2 (1-6ε) + N/b [-6(1/2b - ε/b)] = N/b^2 (-4+12ε)

同様に ∂σ2 / ∂x = N/b^2 (2-12ε)

右方に Δy だけ擴大した場合も亦同様にして (圖-15c)

∂σ1 / ∂y = N/b^2 (2+12ε) 及び ∂σ2 / ∂y = N/b^2 (-4-12ε)

同時に左方に Δx, 右方に Δy だけ擴大した場合は

Δσ = ∂σ / ∂x Δx + ∂σ / ∂y Δy

依つて應力の變化は次の如くなる。

Δσ1 = 2N/b^2 [(-2+6ε)Δx + (1+6ε)Δy] ..... (3a)

Δσ2 = 2N/b^2 [(1-6ε)Δx - (2+6ε)Δy] ..... (3b)

上式を變形して

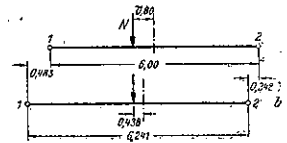
Δx = -b^2 / 6N [(2+6ε)Δσ1 + (1+6ε)Δσ2] ..... (4a)

Δy = -b^2 / 6N [(1-6ε)Δσ1 + (2-6ε)Δσ2] ..... (4b)

例. (圖-16 参照)

N = 90 t/m なる基礎版に於て、6 m の幅を假定せる場合

圖-16.



6ε = -6 \* 0.8 / 6.0 = -0.8

σ = 90 / 6.0 (1 ± 0.8)

σ1 = +27

σ2 = +3 t/m

土の許容支持力が σ = 20 t/m^2 の場合には

Δσ1 = 20 - 27 = -7

左方に Δx だけ擴大し、右方は其の半分だけ縮少するものとすれば

$$-7 = \frac{2.90}{6.0^2} [(-2-0.8)\Delta x - (1-0.8)\Delta x/2]$$

$$\Delta x = 0.483, \quad \Delta y = 0.242 \text{ m}$$

之を (3b) 式に代入して

$$\Delta \sigma_2 = +6.62 \text{ t/m}^2$$

$$\sigma_2' = +9.62 \text{ t/m}^2$$

圖-16b より

$$6\epsilon' = -6 \cdot \frac{0.483}{6.241} = -0.420, \quad \sigma' = \frac{90}{6.241} (1 \pm 0.42)$$

$$\sigma_1' = +20.5, \quad \sigma_2' = +8.4 \text{ t/m}^2$$

依つて (3) 式に依つて計算せる  $\sigma_1 = 20, \sigma_2 = 9.62 \text{ t/m}^2$  に比し、誤差は僅少にして許容し得る。

断面の一部に引張部分を生ずる場合には、張力を無視すれば (圖-17a)

$$\sigma = \frac{2N}{3C} \dots (5)$$

幅員の擴大は壓縮側にのみ行ふのが有効である。

$$\frac{d\sigma}{dc} = -\frac{2N}{3C^2} \quad \text{又は} \quad \frac{\Delta\sigma}{\sigma} = -\frac{\Delta c}{c}$$

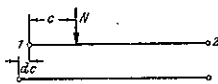


圖-17.

水 理

(160) 渦流に関する相似性理論の環状断面の管に沿ふての流れに対する應用

(S. Tomotika, K. Tamada, & Y. Saito, "Application of the Similarity Theory of Turbulence to the Flow through a Straight Pipe of Annular Cross-section." Rep. Aeron. Res. Ins., Tokyo Imp. Univ., No.188. March 1940. p. 27~60. 佐藤清一抄)

Kármán の相似性理論の適性を見る爲め環状断面の管内の流れについて計算して Mikrjukov の實驗と比較せんとす。彼の理論によると

$$\tau = \rho l^2 \frac{dU}{dr} \left| \frac{dU}{dr} \right| \dots (1)$$

$$l = K \left| \frac{dU}{dr} \left( \frac{d^2U}{dr^2} - \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right) \right| \dots (2)$$

$$M = \rho l^2 \left| \frac{dU}{dr} \left( \frac{d^2U}{dr^2} - \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right) \right| \dots (3)$$

$\frac{\partial P}{\partial x}$  は  $x$  に無関係、 $U$  は  $r$  のみの函数とし、内壁の半径を  $R_1$ 、外壁のそれを  $R_2$ 、最大流速の位置の半径を  $R_0$  とす。

$\tau$ -理論

A. 内域 ( $R_1 \leq r \leq R_0$ )

$\frac{dU}{dr} > 0, \quad \frac{d^2U}{dr^2} < 0$  であるから

$$\tau = \rho l^2 \left( \frac{dU}{dr} \right)^2 \dots (4)$$

$$l = K_1 \frac{dU}{dr} \left( \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - \frac{d^2U}{dr^2} \right) \dots (5)$$

と書き得る。又一般に  $\frac{\partial}{\partial r}(r\tau) = \frac{\partial P}{\partial x} r$  であるから  $(\tau)_{r=R_0} = 0$  として積分すれば

$$\tau = -\frac{\partial P R_0^2 - r^2}{2r} \dots (6)$$

壁面摩擦を考へ又 Mikrjukov により  $P_0$  は  $\frac{\partial P}{\partial x}$  に無関係なる事を知つたから

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2(R_1\tau_1 + R_2\tau_2)}{\rho(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2U^2\tau}{R_0} \dots (7)$$

$$\tau = \frac{U^2\tau}{R_0} \frac{R_0^2 - r^2}{r} \dots (8)$$

之に (4), (5) を入れて變形すれば

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{r}{U} \right) = \frac{K_1 \sqrt{R_0}}{U\tau} \sqrt{\frac{r}{R_0^2 - r^2}} \dots (9)$$

之を  $(U)_{r=R_1} = \infty$  として積分し、 $\xi = \frac{r}{R_1}$  とおいて更に  $r$  より  $R_0$  まで積分すれば

$$f_1(\xi) = \int_1^\xi \sqrt{\frac{\xi}{K_1^2/K_1^2 - \xi^2}} \cdot \xi d\xi \dots (9)$$

$$F(\xi) = \sqrt{\frac{R_1}{R_0}} \int_\xi^{R_0/R_1} \frac{\xi}{f_1(\xi)} d\xi \dots (10)$$

$$\frac{U_{\max} - U}{U\tau} = \frac{1}{K_1} F_1(\xi) + C_1 \dots (11)$$

又  $l$  は次の如くに表はされる。

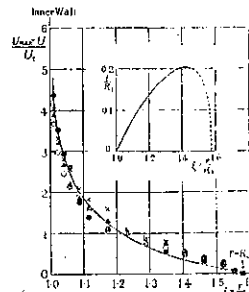
$$\frac{l}{R_1} = K_1 \frac{1}{\xi} \sqrt{\frac{K_1^2/K_1^2 - \xi^2}{\xi}} f_1(\xi) \dots (12)$$

$f_1(\xi), F_1(\xi)$  の計算値は表-1 の如し。  $(U_{\max} - U)/U\tau$  を  $\xi = 1.15$  と  $\xi = 1.45$  にて合はせて ( $K_1 = 0.846, C_1 =$

表-1.

$\xi = \frac{r}{R_1}$	$f_1(\xi)$	$\int_1^{\xi} \frac{\xi}{f_1(\xi)} d\xi$	$F_1(\xi)$
1.01	0.005	4.723	3.704
1.02	0.017	3.303	3.090
1.03	0.025	2.783	2.697
1.06	0.053	2.544	2.026
1.09	0.081	2.055	1.656
1.12	0.111	1.709	1.361
1.14	0.146	1.444	1.149
1.18	0.181	1.228	0.978
1.21	0.210	1.044	0.834
1.24	0.240	0.895	0.712
1.27	0.271	0.761	0.608
1.30	0.305	0.643	0.512
1.33	0.344	0.555	0.429
1.36	0.381	0.484	0.354
1.39	0.423	0.421	0.287
1.42	0.469	0.365	0.227
1.45	0.522	0.317	0.172
1.48	0.583	0.275	0.122
1.51	0.652	0.236	0.080
1.54	0.731	0.201	0.041
1.57	0.824	0.169	0.022
1.60	0.942	0.142	0

圖-18. 内域  $\tau$  理論,  $K_1 = 0.846, C_1 = 0.046$ .



0.046 と取ればよい) 曲線をかけば圖-18 の如く良く合  
つてゐる。

B. 外域 ( $R_0 \leq r \leq R_2$ )

$$\frac{dU}{dr} < 0, \frac{d^2U}{dr^2} < 0 \text{ であるから}$$

$$\tau = -\rho l^2 U'^2 \dots\dots\dots (13)$$

$$l = K_2 \frac{U'}{U'' - \frac{U'}{r}} \dots\dots\dots (14)$$

とかける。前と同様にして

$$\frac{U_{max} - U}{U_\tau} = \frac{1}{K_2} F_2(\xi) + C_2 \dots\dots\dots (15)$$

但し  $f_2(\xi) = \int_\xi^1 \sqrt{\frac{\xi}{\xi^2 - R_0^2/R_2^2}} \cdot \xi d\xi \dots\dots\dots (16)$

$$F_2(\xi) = \sqrt{\frac{R_2}{K_0}} \int_{R_0/R_2}^\xi \frac{\xi}{f_2(\xi)} d\xi \dots\dots\dots (17)$$

又  $l$  は  $\frac{l}{R_2} = K_2 \frac{1}{\xi} \sqrt{\frac{\xi^2 - R_0^2/R_2^2}{\xi}} f_2(\xi) \dots\dots\dots (18)$

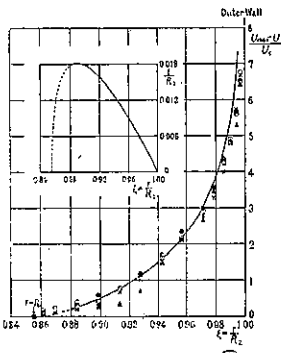
$f_2(\xi), F_2(\xi)$  を計算すれば表-2 の如く、 $(U_{max} - U)/U_\tau$  の曲線を  $\xi=0.96$  及び  $\xi=0.88$  にて Mikrjukov の実験値に合せて (之には  $K_2=0.236, C_2=-0.071$  とすればよい) 畫けば圖-19 の如く、良く合つてゐる。

同様にして  $M$ -理論によつて計算したものは成績が悪かつた。

表-2.

$\xi = \frac{r}{R_2}$	$f_2(\xi)$	$\int_{R_0/R_2}^\xi \frac{\xi}{f_2(\xi)} d\xi$	$F_2(\xi)$
0.999	0.602	2.403	2.506
0.997	0.606	1.820	1.928
0.994	0.610	1.567	1.674
0.990	0.620	1.213	1.211
0.984	0.629	1.008	1.006
0.95	0.640	0.865	0.935
0.92	0.640	0.660	0.720
0.86	0.681	0.529	0.552
0.85	0.703	0.425	0.459
0.84	0.726	0.342	0.370
0.83	0.750	0.270	0.296
0.82	0.775	0.217	0.235
0.81	0.802	0.169	0.182
0.80	0.830	0.127	0.137
0.89	0.864	0.091	0.098
0.88	0.901	0.059	0.064
0.87	0.940	0.032	0.034
0.86	0.981	0.014	0.016
0.855	0.993	0	0

圖-19. 外域  $\tau$ -理論  $K_2=0.236, C_2=-0.071$



(161) 運動量輸送の理論の環状断面の管に沿つて流れる渦流に對する應用に就いて

(S. Tomotika & H. Umemoto, "Note on the Application of the Momentum Transport Theory to the Turbulent Flow through a Straight Pipe of Annular Cross-section." Report Aeron. Res. Ins., Tokyo Imp. Univ., No. 189 (1940) 佐藤清一 抄)

環状領域の内徑を  $R_1$ , 外徑を  $R_2$ , 最大平均流速の位置の半徑を  $R_0$  とする。Mikrjukov の實驗にては  $R_1=2.25 \text{ cm}, R_2=4.15 \text{ cm}, R_0=3.55 \text{ cm}$  であつた。

$-\frac{\partial P}{\partial x}$  は管軸  $x$  方向には一定とし、ある點の流速の平均値  $U$  は管軸よりの距離  $r$  のみの函數とする。

Praudtl によれば Reynolds 剪力は第 1 近似値として

$$\tau = \rho l^2 \frac{dU}{dr} \frac{dU}{dr} \dots\dots\dots (1)$$

で與へられる。但し  $\rho$  は流體密度,  $l$  は混合距離。

$R_1 \leq r \leq R_0$  なる内域にては  $\frac{dU}{dr} > 0$ ,  $R_0 \leq r \leq R_2$  なる外域にては  $\frac{dU}{dr} < 0$  であるから運動の方程式は

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \mp \frac{l}{r} \frac{d}{dr} \left\{ l^2 r \left( \frac{dU}{dr} \right)^2 \right\} \dots\dots (2) \quad \begin{cases} - & \text{内域} \\ + & \text{外域} \end{cases}$$

Mikrjukov の實驗によると  $R_0$  は  $-\frac{\partial P}{\partial x}$  には無關係である。故に次の如くに書ける。

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2(R_1 \tau_1 + R_2 \tau_2)}{\rho(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2U_\tau^2}{R_0} \dots\dots (3)$$

但し  $U_\tau$  は摩擦速度。従つて (2) 式は

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ l^2 r \left( \frac{dU}{dr} \right)^2 \right\} = \mp \frac{2U_\tau^2}{R_0} \quad \begin{cases} -, R_1 \leq r \leq R_0 \\ +, R_0 \leq r \leq R_2 \end{cases} \quad (4)$$

となり、 $r=R_0$  にて  $\frac{dU}{dr}=0$  とし解けば

$$l^2 \left( \frac{dU}{dr} \right)^2 = \mp \frac{U_\tau^2}{R_0} \frac{r^2 - R_0^2}{r} \quad \begin{cases} -, R_1 \leq r \leq R_0 \\ +, R_0 \leq r \leq R_2 \end{cases} \quad (5)$$

更に之を解く爲めに  $B_1, B_2$  を定數として  $l$  を

$$l = \begin{cases} B_1(r - R_1) & (R_1 \leq r \leq R_0) \\ B_2(R_2 - r) & (R_0 \leq r \leq R_2) \end{cases} \dots\dots (6)$$

と假定する。

今  $\frac{\tau_1}{\tau_2}$  を求めてみるに前同様長さ  $dx$  なる微小環状部分を考へその内域と外域とについて夫々力の釣合を考へると、内域については  $-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2\pi R_1 \tau_1}{\pi(R_0^2 - R_1^2)}$ , 外域については  $-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2\pi R_2 \tau_2}{\pi(R_2^2 - R_0^2)}$  を得る。之は勿論組合せば (3) 式になるもので、此の兩式より  $\partial P/\partial x$  を消去して  $\tau_1/\tau_2$  を求めば

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{R_2(R_2^2 - R_0^2)}{R_1(R_0^2 - R_1^2)} \dots\dots\dots (7)$$

之を Mikrjukov の實驗についてみるに (7) 式より計算すれば  $\tau_1/\tau_2=3.01$  を得る。Mikrjukov は彼の實驗結果より  $\tau_1/\tau_2=3$  なる事を述べてゐる。

A. 内域 ( $R_1 \leq r \leq R_0$ )

内域の平均運動の式は (5) より與へられ、之に對する混合距離は  $l=B_1(r-R_1)$  であるから  $\frac{dU}{dr} = \frac{U_\tau}{B_1 \sqrt{R_0^2 - r^2}}$  を得る。之を  $r=R_0$  にて  $U=U_{max}$  なる條件の下に積分すれば



$$\frac{U_{max}-U}{U_\tau} = \frac{1}{B_1} F_1(\xi) \dots\dots (8)$$

但し  $F_1(\xi) = \sqrt{\frac{R_1}{R_0}} \int_{\xi}^{R_0/R_1} f_1(\xi) d\xi \dots\dots (9)$

$$f_1(\xi) = \frac{\sqrt{R_0^2/R_1^2 - \xi^2}}{\sqrt{\xi(\xi-1)}} \dots\dots (10)$$

$$\xi = \frac{r}{R_1} \dots\dots (11)$$

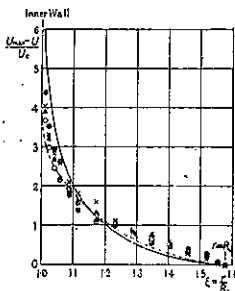
表-3.

$\xi = \frac{r}{R_1}$	$\int_{\xi}^{R_0/R_1} f_1(\xi) d\xi$	$F_1(\xi)$
1.01	4.094	3.260
1.02	3.263	2.597
1.03	2.780	2.215
1.05	1.979	1.575
1.09	1.526	1.215
1.12	1.218	0.970
1.15	0.988	0.787
1.18	0.808	0.644
1.21	0.663	0.528
1.24	0.543	0.432
1.27	0.442	0.352
1.30	0.357	0.284
1.33	0.285	0.227
1.36	0.223	0.172
1.39	0.170	0.135
1.42	0.125	0.100
1.45	0.087	0.070
1.48	0.056	0.045
1.51	0.031	0.025
1.54	0.013	0.010
1.57	0.0010	0.0008
1.578	0	0

$\xi=1.01$  より  $R_0/R_1 = 1.578$  までについて  $F_1(\xi)$  を計算し (表-3),  $B_1 = 0.560$  として (理論曲線を  $\xi=1.15$  にて合はせる爲め)  $\frac{U_{max}-U}{U_\tau}$  の曲線を書き Mikrjukov の実験と比較すれば 図-20 の如く, 同じく  $\xi=1.15$  にて實測と合ふ様にかいた渦動度輸送の變形理論による理論曲線 (破線) よりはおつと實驗値と合致しない。

圖-20. 内域

—, 運動量輸送の理論,  $B_1=0.560$   
 - - -, 渦動度輸送の變形理論,  $B_1=0.557$



B. 外域 ( $R_0 \leq r \leq R_2$ )

外域に於ける式を  $r=R_0$  にて  $U=U_{max}$  なる条件下に積分すれば前と同様にして

$$\frac{U_{max}-U}{U_\tau} = \frac{1}{B_2} F_2(\xi) \dots\dots (15)$$

但し  $F_2(\xi) = \sqrt{\frac{R_2}{R_0}} \int_{\xi}^{R_0/R_2} f_2(\xi) d\xi \dots\dots (16)$

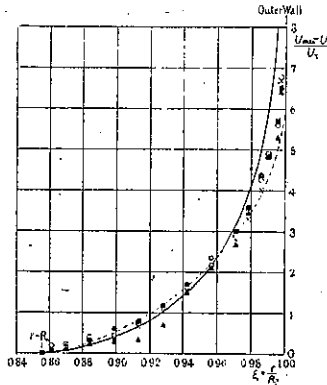
$$f_2(\xi) = \frac{\sqrt{\xi^2 - R_0^2/R_2^2}}{\sqrt{\xi(1-\xi)}} \dots\dots (17)$$

$$\xi = \frac{r}{R_2} \dots\dots (18)$$

表-4.

$\xi = \frac{r}{R_2}$	$\int_{\xi}^{R_0/R_2} f_2(\xi) d\xi$	$F_2(\xi)$
0.999	2.273	3.457
0.997	1.706	1.845
0.995	1.445	1.562
0.99	1.095	1.183
0.98	0.751	0.814
0.97	0.560	0.606
0.96	0.429	0.464
0.95	0.332	0.359
0.94	0.257	0.278
0.93	0.197	0.213
0.92	0.148	0.160
0.91	0.108	0.117
0.90	0.075	0.081
0.89	0.049	0.053
0.88	0.028	0.030
0.87	0.012	0.013
0.86	0.0019	0.0020
0.855	0	0

圖-21 —, 運動量輸送の理論,  $B_2=0.198$   
 - - -, 渦動度輸送の變形理論,  $B_2=0.194$



前同様 Mikrjukov の場合について  $\xi$  を  $\frac{R_0}{R_2} = 0.855$  から 0.999 までに於て数値積分で  $F_2(\xi)$  を計算すれば 表-4 の如く,  $\xi = \frac{r}{R_2} = 0.96$  にて實驗値と合ふ様に  $B_2 = 0.198$  として  $\frac{U_{max}-U}{U_\tau}$  の曲線を畫けば 圖-21 の如くである。之によりて見ても 運動量輸送の理論の方が Taylor の理論よりも合はない。

(162) 渦動度輸送の理論の環狀断面の管に沿つて流れる渦流に對する應用

(S. Tomotika & K. Tamada, "Application of the Vorticity Transport Theory to the Turbulent Flow through a Straight Pipe of Annular Cross-section." Rep. Aeron. Res. Ins., Tokyo Imp. Univ., No. 190. May 1940 p. 77-96. 佐藤 清一 抄)

軸對稱なる運動の渦動度輸送の理論の方程式は渦亂状態の對稱を假定し, 流れは壓力の下に流れ, 軸方向の平均速度  $U$  は  $r$  のみに關係し,  $V=0, \frac{\partial q^2}{\partial x}=0$  とすれば

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \overline{v_r v_r} \left( \frac{d^2 U}{dr^2} - \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right) \dots\dots (1)$$

内径を  $R_1$ , 外径を  $R_2$  の環状断面管で最大速度までの半徑を  $R_0$  とす。又  $R_1 \leq r \leq R_0$  ( $\frac{dU}{dr} > 0$ ) を内域,  $R_0 \leq r \leq R_2$  ( $\frac{dU}{dr} < 0$ ) を外域とする。

Praudtl 及び Taylor に従つて渦亂速度は  $l \frac{dU}{dr}$  に比例するものと假定すれば  $l \frac{dU}{dr}$  は正量であるから

$$l \frac{dU}{dr} = \pm l^2 \frac{dU}{dr} \begin{cases} +, R_1 \leq r \leq R_0 \\ -, R_0 \leq r \leq R_2 \end{cases} \dots (2)$$

従つて (1) は

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \pm l^2 \frac{dU}{dr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right) \begin{cases} +, R_1 \leq r \leq R_0 \\ -, R_0 \leq r \leq R_2 \end{cases} (3)$$

而して  $B_1, B_2$  を定数として混合距離を次の如くに假定す

$$l = \begin{cases} B_1(r - R_1) & (R_1 \leq r \leq R_0) \\ B_2(R_2 - r) & (R_0 \leq r \leq R_2) \end{cases} \dots (4)$$

又内壁と外壁の turbulent skin friction を  $\tau_1, \tau_2$  とすれば Mikrjukov の實驗に依り壓力勾配の如何に係はらず  $R_0$  は一定の様であるから,  $U_\tau$  を摩擦速度として

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{2(R_1 \tau_1 + R_2 \tau_2)}{\rho(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2U_\tau^2}{R_0}$$

$$\frac{2U_\tau^2}{R_0} = \mp l^2 \frac{dU}{dr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right) \begin{cases} -, R_1 \leq r \leq R_0 \\ +, R_0 \leq r \leq R_2 \end{cases} (5)$$

A. 内域

$\xi = \frac{r}{R_1}$   $u = \frac{U}{U_\tau}$  とおけば (5) は

$$\frac{d}{d\xi} \left\{ \frac{1}{\xi^2} \left( \frac{du}{d\xi} \right)^2 \right\} = - \frac{4}{B_1^2} \frac{R_1}{R_0} \frac{1}{\xi^2(\xi-1)^2} \dots (6)$$

之を  $\xi = \frac{R_0}{R_1}$  にて  $\frac{du}{d\xi} = 0$  なる条件の下に積分すると

$$\frac{1}{\xi^2} \left( \frac{du}{d\xi} \right)^2 = \frac{4}{B_1^2} \frac{R_1}{R_0} \left( \frac{1}{\xi-1} - \frac{1}{R_0/R_1 - 1} + \frac{1}{\xi} - \frac{1}{R_0/R_1} - 2 \log \frac{\xi}{\xi-1} + 2 \log \frac{R_0/R_1}{R_0/R_1 - 1} \right)$$

$1 \leq \xi \leq R_0/R_1$  では  $du/d\xi > 0$  であるから正號を取つて之を  $\xi = R_0/R_1$  にて  $u = U_{max}/U_\tau$  なる条件の下に積分すれば

$$\frac{U_{max} - U}{U_\tau} = \frac{1}{B_1} F_1(\xi) \dots (7)$$

但し  $F_1(\xi) = 2 \sqrt{\frac{R_1}{R_0}} \int_{\xi}^{R_0/R_1} f_1(\xi) d\xi \dots (8)$

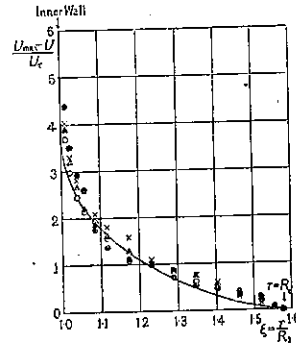
$$f_1(\xi) = \xi \left( \frac{1}{\xi-1} - \frac{1}{R_0/R_1 - 1} + \frac{1}{\xi} - \frac{1}{R_0/R_1} - 2 \log \frac{\xi}{\xi-1} + 2 \log \frac{R_0/R_1}{R_0/R_1 - 1} \right)^{1/2} (9)$$

Mikrjukov の實驗について比較する爲  $R_1 = 2.25$  cm  $R_0 = 3.55$  cm とし  $\xi$  を 1 から  $R_0/R_1 = 1.578$  までの範圍について  $\int_{\xi}^{R_0/R_1} f_1(\xi) d\xi$  を數値積分にて計算すれば表-5 の如し。又比較の爲  $B_1 = 0.480$  として  $\xi = 1.15$  で實驗値に合せば圖-22 の如し。之に依りて見るに對稱渦亂の渦動度輸送の理論の方が渦動度輸送の變形理論よりも成績がよい。

表-5.

$\xi = \frac{r}{R_1}$	$\int_{\xi}^{R_0/R_1} f_1(\xi) d\xi$	$F_1(\xi)$
1	1.129	1.798
1.01	0.929	1.479
1.02	0.850	1.353
1.03	0.790	1.258
1.04	0.741	1.180
1.05	0.699	1.112
1.10	0.538	0.857
1.15	0.423	0.674
1.20	0.332	0.528
1.25	0.256	0.408
1.30	0.193	0.307
1.35	0.138	0.220
1.40	0.093	0.148
1.45	0.055	0.088
1.50	0.026	0.041
1.55	0.005	0.005
1.578	0	0

圖-22. 内域, 對稱渦亂の渦動度輸送の理論  $B_1 = 0.480$



B. 外域

$\xi = \frac{r}{R_2}$   $u = \frac{U}{U_\tau}$  として (5) は

$$\frac{d}{d\xi} \left\{ \frac{1}{\xi^2} \left( \frac{du}{d\xi} \right)^2 \right\} = \frac{4}{B_2^2} \frac{R_2}{R_0} \frac{1}{\xi^2(1-\xi)^2} \dots (10)$$

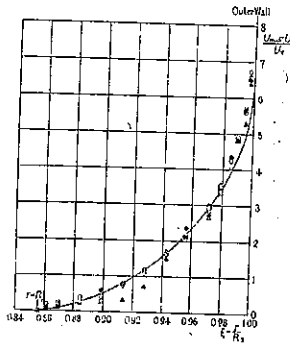
(10) を  $r = R_0$  にて  $U = U_{max}$  なる条件の下に二度積分すれば

$$\frac{U_{max} - U}{U_\tau} = \frac{1}{B_2} F_2(\xi) \dots (11)$$

表-6.

$\xi = \frac{r}{R_2}$	$\int_{\xi}^{R_0/R_2} f_2(\xi) d\xi$	$F_2(\xi)$
1	0.610	1.318
0.997	0.501	1.083
0.995	0.469	1.014
0.950	0.411	0.889
0.985	0.367	0.794
0.98	0.330	0.715
0.97	0.271	0.586
0.96	0.223	0.481
0.95	0.182	0.394
0.94	0.147	0.318
0.93	0.117	0.253
0.92	0.091	0.197
0.91	0.068	0.148
0.90	0.049	0.106
0.89	0.032	0.070
0.88	0.019	0.041
0.87	0.008	0.018
0.86	0.0014	0.00130
0.855	0	0

圖-23 内城、對稱渦亂の渦動度輸送の理論  $B_2=0.205$



但し  $F_2(\xi) = 2\sqrt{\frac{R_1}{R_0}} \int_{R_0/R_2}^{\xi} f_2(\xi) d\xi \dots \dots (12)$

$f_2(\xi) = \xi \left( \frac{1}{1-\xi} - \frac{1}{1-R_0/R_2} - \frac{1}{\xi} + \frac{1}{R_0/R_2} \right) + 2 \log \frac{\xi}{1-\xi} - 2 \log \frac{R_0/R_2}{1-R_0/R_2} \dots (13)$

$R_0=3.55$  cm,  $R_2=4.15$  cm として  $\xi$  の  $R_0/R_2=0.855$  より 1 の範囲について  $\int_{R_0/R_2}^{\xi} f_2(\xi) d\xi$  を計算すれば表-6 の如く、前論文同様  $\xi=0.98$  にて 実験と合はせる爲めに  $B_2=0.205$  として理論曲線をかけば圖-23 の如し。之によりて見るに前節同様渦動度輸送の變形理論によるよりも一層良く 実験に合ひ、運動量輸送の理論より成績の良い事は勿論である。殊に渦亂の状態た管軸について對稱に考へて渦動度輸送の理論を適用した結果、變形理論よりも成績の良く出た事は渦亂の機構を推論する上に興味深い事である。

下水道

(163) Baltimore に於ける急速撒水濾床の實驗

(C. E. Keefer & Herman Kratz, Jr., "Experiments with High-Rate Trickling Filters at Baltimore." Sewage Works Journal, May 1940, pp. 477~484 野中八郎 抄)

Halvorson, Mohlman 其の他に依る急速撒水濾床試験の満足なる成果に鑑みて、此等研究者の業績を再検討し、且は此の興味ある下水處理上の一進展に關するより以上の知識を獲得する爲め、Baltimore 下水處理場に於て一連の屋外實驗を施行した。其の研究課題は主として次の通りであつた。

1. 撒水濾床は凡そ 7~10 mg.a.d. の濾過速度で作業しても、何等閉塞を生ぜず且充分満足なる流出下水を産出し得るや否や。
2. 急速撒水濾床の操作に及ぼす温度の影響如何。
3. 急速濾過運轉の場合、濾床の深さと下水淨化程度との關係如何。

濾床並に附帶設備 本實驗に供用した濾床は、Baltimore 下水處理場に於ける既設撒水濾床の内の 30 エー

カーの小部分である。是等の濾床は大き 1~2 1/2' 級の碎石で築造され、深さ 8 1/2' を有す。供試濾床部分は 1911 年の後半以來連續使用され來つたものであるが、本實驗當初濾材は何等閉塞の徴候なく、極めて良好な状態を保持して居た。試験濾床の撒水方法としては、8 腕廻轉式撒水機二基を設けた。廻轉式撒水機に隣接する在來の固定ノズル式撒水機は實驗開始直前に撤去し、此等のノズルへの流れを遮斷した。撒水機腕上のノズルはテラ・コッタ製で 1/2~1 1/4' の孔口を有し、處理さるべき下水量に應じてその大きを變へた。兩撒水機の中一基は緩速専用で、他方のみ急速濾過用に用ひられた。表-7 は種々の濾過速度に應じて用ひられた撒水濾床の面積を示す。

表-7. 撒水濾床濾過速度とそれに対して用ひられた濾床面積

濾過速度 (m.g.a.d.)	撒水機數 (基)	全面積 (平方呎)
6.5	2	4,580
10.0	1 又は 2	2,290 又は 4,580
14.0	1	2,290
15.0	1	2,290
18.0	1	1,521
22.0	1	1,521
26.0	1	1,257
30.0	1	1,257

試験濾床の作業成績と對比する爲め、廻轉式撒水機に隣接する一濾床の一部分(面積 1 1/2' エーカー)を、凡そ 3 mg.a.d. の濾過速度で運轉してみた。此の濾床は 15' 間隔に Meritt square spray nozzle を備へ、各ノズルの撒水面積は濾床流入渠に於ける自働式 バターフライ・バルブに依つて調節された。

下水の水質 濾床に撒布する下水は豫め篩目 3/4' の機械撻上げ式バー・スクリーンを通し、更に廻轉式汚泥排除裝置を有する豫備沈澱槽(平均理論滯留時間凡そ 2 時間)に於て準備處理されたものである。濾床の流入下水及び流出下水から毎時間試料を採取し、氷上に貯藏し、24 時間分混合し、然る後分析試験を行った。是等の混合試料は毎週多くは三回、時には二回採集された。尙濾床流出下水は分析直前に攪拌して、沈澱に依る影響を取除く様にした。

第一實驗 急速撒水濾床は 1938 年 7 月 6 日から操業され、約 3 週間の準備作業後、本格的實驗は 7 月 28 日開始された。第一群の實驗はそれより 1919 年 1 月 18 日途續行され、此の期間中濾過速度は 6.5 mg.a.d. より始め、大體 4.0 mg.a.d. の増率で 26.0 mg.a.d. 迄増加された(表-8 参照)。平均 5 日間 B.O.D. 負荷は緩速の場合で 784 #/エーカー・呎/日、急速の場合 5 149 #/エーカー・呎/日であつた。濾過速度が 6.5 及び 10.0 mg.a.d. の時、流出下水の 5 日間 B.O.D. は夫々 12.7 及び 26.6 p.p.m. であつた。此等の濾過速度に於ける流出下水は、3.0 mg.a.d. の割合で濾水される照査標準濾床のそれよりも、小なる B.O.D. を有して居た。濾過速度が 14.0 mg.a.d. 又はそれ以上の場合にのみ、流出

表-8.

日 期	汚床流入下水			急 速 汚 水										照 査 標 準 汚 水									
	5日間B.O.D. p.p.m.	NH <sub>3</sub> p.p.m.	温度 °F	負荷量		汚床流出下水 (未濾過)		空 査		5日間B.O.D. 減少 %	5日間B.O.D. 減少 %	5日間B.O.D. 減少 %	負荷量	汚床流出下水 (未濾過)		空 査		5日間B.O.D. 減少 %	5日間B.O.D. 減少 %				
				5日間B.O.D. p.p.m.	5日間B.O.D. p.p.m.	NH <sub>3</sub> p.p.m.	温度 °F	5日間B.O.D. p.p.m.	5日間B.O.D. p.p.m.					NH <sub>3</sub> p.p.m.	温度 °F	5日間B.O.D. p.p.m.	5日間B.O.D. p.p.m.			NH <sub>3</sub> p.p.m.	温度 °F		
第 一 實 験																							
1938年																							
7月28日-8月1日	122.9	18.6	76	6.5	784	12.7	8.5	0.213	13.3	89.7	703	3.0	362	24.5	9.8	0.229	10.6	80.1	29.0				
8月25日-9月1日	160.1	21.2	75	10.0	1570	26.6	14.9	0.202	21.1	83.4	1309	3.0	471	27.2	12.4	0.217	9.6	83.0	39.1				
9月27日-10月1日	162.0	21.3	70	14.0	2225	34.3	18.0	0.186	31.1	78.8	1756	3.0	477	31.1	12.1	0.271	9.6	80.8	38.5				
10月25日-11月1日	171.0	22.0	67	18.0	3019	41.7	21.2	0.164	44.1	75.6	2283	3.0	503	32.7	12.3	0.256	9.7	80.7	40.7				
11月21日-12月1日	201.4	21.2	60	22.0	4346	89.4	20.1	0.163	0.98	58.6	2417	3.0	549	36.0	15.8	0.181	7.4	78.2	42.8				
1939年																							
1月25日-2月1日	201.9	20.5	56	26.0	5144	102.9	20.5	0.147	0.35	49.0	2515	3.0	594	64.9	14.9	0.530	7.0	67.9	46.3				
第 二 實 験																							
1939年																							
2月7日-2月26日	161.4	18.2	54	6.5	1029	46.8	14.0	0.404	5.9	71.0	931	3.0	419	40.1	12.3	0.298	5.0	75.2	39.7				
3月3日-3月21日	158.8	18.9	55	10.0	1558	49.3	15.9	0.483	2.9	72.6	1131	3.0	467	35.4	13.5	0.389	9.4	77.9	34.3				
3月24日-4月1日	157.1	20.4	57	14.0	2157	43.7	16.8	0.219	1.0	72.2	1357	3.0	461	33.4	14.9	0.339	9.4	78.7	36.4				
4月25日-5月1日	154.3	21.1	63	18.0	2724	46.0	21.1	0.210	1.2	74.1	2018	3.0	454	29.2	15.8	0.265	10.3	81.1	36.8				
5月21日-6月7日	158.9	20.8	70	22.0	3364	41.3	21.3	0.093	1.1	73.5	2493	3.0	451	24.9	12.7	0.264	10.8	84.0	38.6				
6月13日-6月25日	138.6	21.2	72	26.0	3835	37.8	21.2	0.086	1.0	72.7	2577	3.0	408	23.2	12.7	0.324	11.0	83.3	34.0				
7月6日-7月26日	135.6	---	75	30.0	4571	44.2	---	---	---	71.6	3278	3.0	458	26.2	---	---	---	82.7	38.1				

圖-24. 急速散水濾床作業成績

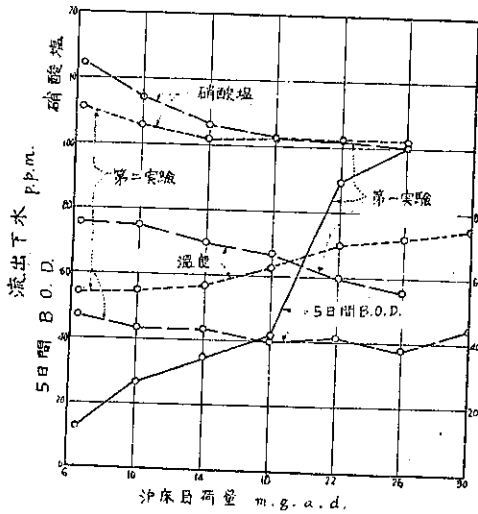
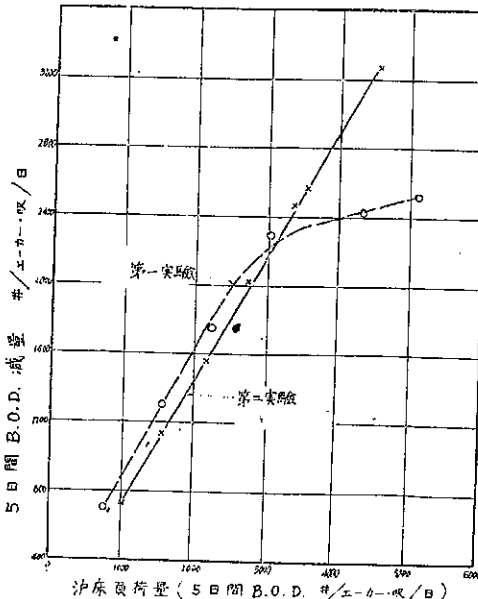


圖-25. 急速散水濾床に依る5日間B.O.D.減量



下水は照査標準濾床のそれより劣つて居た。濾過速度が26.0mg.a.d.の場合でさへも、5日間B.O.D.は201.9p.p.m.から102.9p.p.m.に減少した(減率49%)。流出下水中の硝酸塩は濾過速度が増大するに従つて減少した(圖-24参照)。一方5日間B.O.D.減量は濾過速度6.5mg.a.d.なる場合の703#/エーカー・呎/日より、濾過速度26.0mg.a.d.の場合2,515#/

エーカー・呎/日に増加した(表-8及び圖-25参照)。同期間中照査標準濾床に依る5日間B.O.D.最大減量は428#/エーカー・呎/日であつた。濾床流入下水の温度は1938年7月の76°Fより1939年1月の56°Fまで漸減した。此の温度降下は、濾床負荷量が増加するにつれて流出下水のB.O.D.が漸増した一半の原因を成す。

**第二實驗** 第二群の實驗は1939年2月7日に始められ同年7月26日迄續行された。濾過速度は實驗當初の6.5mg.a.d.より最終の30.0mg.a.d.迄一定増率で増加して行つた。此の最大濾過速度に於てさへ、下水の5日間B.O.D.は155.6p.p.m.から44.2p.p.m.に減少した(減率71.6%)。表-8及び圖-25参照。最大B.O.D.減量3278#/エーカー・呎/日は濾過速度30.0mg.a.d.にして5日間B.O.D.荷重4579#/エーカー・呎/日の時得られた。

此等の實驗中濾過速度は寒天時に比較的、暑い日に高かつた。温度條件は斯くの如く第一實驗中とは逆であつた。前掲圖-24は流出下水のB.O.D.に對して下水温度の影響が如何に顯著なるかを示すものである。濾過速度6.5mg.a.d.なる場合、下水温度76°Fに於ける流出下水の5日間B.O.D.は12.7p.p.m.であつて、此の數値は温度54°Fに於ける流出下水のB.O.D.より34.1p.p.m.だけ少かつた。一方濾過速度26mg.a.d.なる時、56°Fに於ける流出下水の5日間B.O.D.は102.9p.p.m.であつて、これは温度72°Fに於ける流出下水のB.O.D.より65.1p.p.m.だけ大であつた。豫期された様に、下水の浄化率に及ぼす低温の悪影響は、濾過速度6.5mg.a.d.の時よりも26mg.a.d.の時の方が甚しかつた。温度が散水濾床の機能上重要な役割を演ずる事は前掲の表-8より明白である。濾過速度30.0mg.a.d.にして下水温度75°Fなる時の方が、6.5mg.a.d.、54°Fなる時よりも良好なる流出下水が得られたのである。

**第三實驗** 第三群の實驗中下水は數週間一様な割

表-9. 急速撒水濾床に依る 5 日間 B.O.D. 減率 (濾材深さ別)

日 附	濾床流入下水		濾床負荷量		流出下水の 5 日間 B.O.D. (未沈澱)							
	5 日間 B.O.D. p.p.m.	温 度 F°	m.g.a.d.	5 日間 B.O.D.	濾材上部より 2'		濾材上部より 4'		濾材上部より 6'		濾材上部より 8.5' (最終流出下水)	
					p.p.m.	減率 %	p.p.m.	減率 %	p.p.m.	減率 %	p.p.m.	減率 %
1939 年 8 月 23 日-10 月 4 日	184.6	78	10.0	1,811	97.0	47.5	61.3	66.8	45.8	75.9	36.9	80.0
10 月 5 日-11 月 15 日	187.0	68	15.0	2,752	142.3	23.9	127.3	31.6	108.0	42.2	85.3	54.4

合で濾水された。1939 年 8 月 23 日から 10 月 4 日迄 6 週間、濾過速度は 10.0 m.g.a.d. に保持された。此の濾過速度を採用した一つの理由は、茲に Halvorson 氏等に依る此の速度の試験結果が芳しくなかつたに由る。1939 年 10 月 11 日から 11 月 15 日迄は 15.0 m.g.a.d. に増加した。濾床最終流出下水の外尙濾床上部から 2, 4 及び 6' の深さに於て夫々試料を採取し、その水質試験を施行した。その研究結果は表-9 及び圖-26 に與へる通りである。濾過速度 10.0 m.g.a.d. の時、濾材の上部 2 呎、4' 及び濾材全深 (8.5') を流下した下水の 5 日間 B.O.D. 減率は夫々 47.5%, 66.8%, 80.0

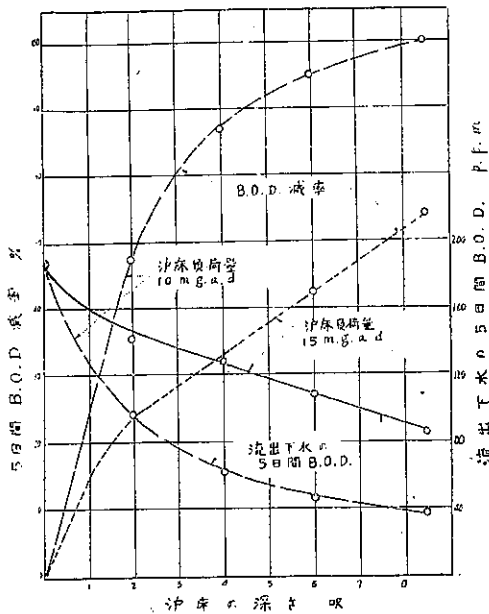
漸増し、硝化作用は減少するものと思し得る。此の B.O.D. 減率の低下は濾過速度 10.0 m.g.a.d. の時できへ顯著ではなかつた。

3. 高度の濾過速度 (26 m.g.a.d.) に於てきへ、濾床流入下水の B.O.D. は冬期に於ては殆んど 50%, 夏期に於ては 70% 或はそれ以上の減少を期待し得る。

4. 濾過速度 10 m.g.a.d. 程度の時は、夏期は B.O.D. の相當大部分が 2~4' 深の淺い濾床で除去され得る。冬期は B.O.D. 減率がそれより落ちる事は確かである。

5. 若し流出下水にして、沈澱池流出下水よりも良好で緩速撒水濾床流出下水より劣れるものでなければ、急速撒水濾床で濾山だらう。薬品沈澱或は沈澱と Magnetite filter 組合せに匹敵すべき處理は、沈澱と急速撒水濾床組合せに依つて得られ得る。處理程度は下水の濾過速度と濾床の深さに依存するのである。

圖-26. 急速撒水濾床の種々の濾材深さの流出下水水質



% であつた。15.0 m.g.a.d. の場合は 10.0 m.g.a.d. の場合より B.O.D. 減率がかなり小であつた。

實驗全體を通じて何れの濾過速度に於ても下水の表面滯水は全然起らなかつた。濾床表面の碎石は照査標準濾床と外觀上殆んど同様であつた。

結論 (是は特に Baltimore に於ける濾床に對して該當する事だが)。

1. 6.5~30 m.g.a.d. の濾過速度では表面滯水は先づ起らないものと思し得る。
2. 濾過速度が増大するに従つて流出下水の B.O.D. は

道 路

(164) Pennsylvania 高速道路の設計資料

(M. Noble, "Design Features-Pennsylvania Turupik." Civil Eng. July 1940. p. 437~440)  
廣瀬可一抄

Pennsylvania 高速有料道路の設計方針は 1. 往復交通の分離 2. 道路、鐵道との平面交叉の除却 3. 駐車、待避のため廣幅員の路肩の設置 4. 一方向二車線とすること 5. 車線幅員の擴大 6. 無統制な沿道の商業的帶狀發展の禁止、農地より道路へ出入の禁止等道路敷地の取締 7. 歩行者の通行禁止 8. 勾配の緩和 9. 運行條件の劃一性の確立 10. 出入道路取附部に加減速車線の附設の 10 項目であつた。

道路横斷構造は 10' の中央帶の兩側に各方向 24' の車道及び 10' の路肩を附し、これにより設計方針自 1 至 5 は解決され、第 6, 7 項は法令によるものである。最急勾配は 3% としこのため總延長 6, 7 哩の隧道を掘鑿した。

從來あつた道路は建設時期により數哩毎に設計標準が異なつて居たので全長 160 哩に互り運行條件の劃一性の確立に努め特に曲線の接續、追突防止の視距、夜間前燈による視距等に留意した。

平面曲線の曲率は最急 6° としたが 161 箇の曲線部

8 箇のみ  $4^\circ$  以上であつた。全長 160 哩中  $50\frac{1}{2}$  哩は曲線であつて、 $2^\circ$  以上の曲線部には Spiral Curve を採用した。往復交通分離であるが追突防止のため充分な視距をとる必要があり、高速度の走行では路上の小石も危険であつて追突視距は高さ 4' の小石其の他の障害物に對しても考慮せられて居る。 $3^\circ$  より緩なる平面曲線及び 60 より緩なる縦斷曲線部では視距は最小車間隔より大である。追突視距の設計速度は 70 m.p.h. で曲率  $3^\circ$  の場合 600' とし、曲率の増大に従ひ小となり  $6^\circ$  で 475' である。

圖-27.

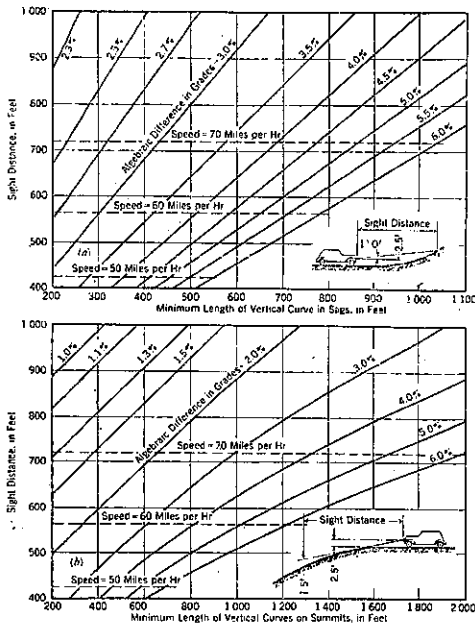


圖-28.

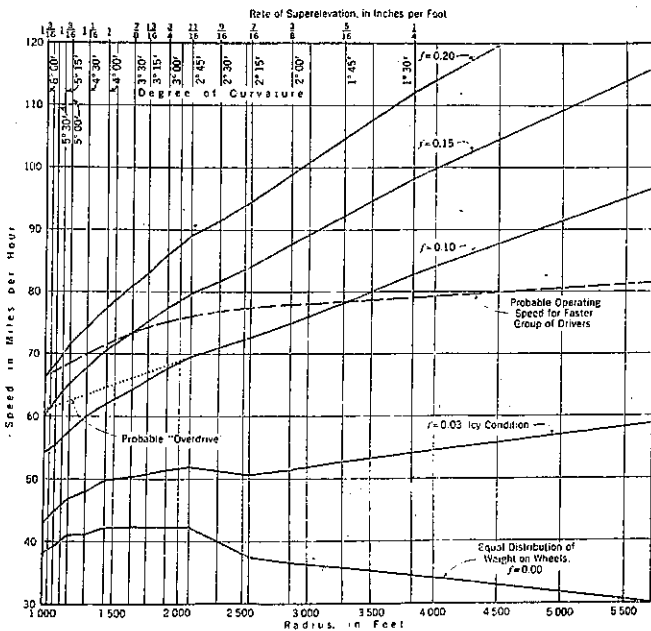
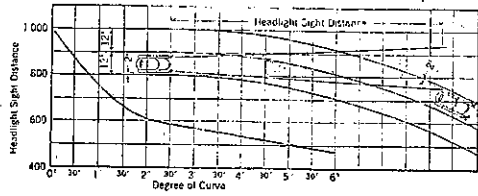


圖-29.



夜間前燈による平面及び縦斷曲線部に於ける視距の必要が認められる。路面の摩擦係数は晝間も夜間も變らないが夜間は運転者の感覺が鈍り、認知及び制動々作の時間が長い。圖-27 は勾配凹部及び凸部に於ける縦斷曲線長と視距の關係を示したものである。視距は 1000' あればよいが最小限 50 m.p.h. で 425', 60 m.p.h. で 565' 70 m.p.h. で 720' を要する。圖-28 は平面曲線部に於ける前燈の横方向の擴大なる視距を示す。

平面及び縦斷曲線が結合せる場合は充分な追突防止の視距をとるやう速度を制限しなければならぬから、その制限以上の速度で走行し得るが如き高度の片勾配を設定するのは走行の安全より見て妥當ではない。

この高速有料道路に採用された曲線半径の範圍内に於いて決定された片勾配に對する種々の摩擦係数の變化による速度と曲率の關係を圖-26 に示す。片勾配については  $0.1 (1\frac{1}{16}'' \text{ per ft})$  が氷雪時に於いて採用し得る最大限である。片勾配は運転者が曲度を視て安全な速度を判断し易いやう或摩擦係数を假定して曲線半径と速度を直線的に變化する事に基いて定めてある。晝間及び夜間の視距を決定する速度は摩擦係数 0.1 の場合の制限速度を採用した。但し曲率  $2^\circ45'$  以上の急曲線部ではこの制限速度以上で走行する可能性があるので適當な施設をなすことになつて居る。 $2^\circ30'$  以下の緩曲線部では係数 0.1 にて 70 m.p.h 以上の速度で容易に走行し得る事が示されて居る。

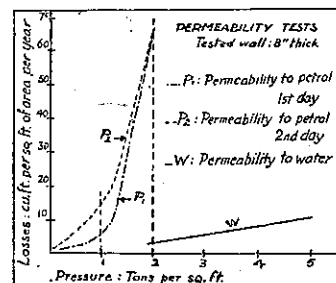
橋梁及構造物

(165) 鐵筋コンクリート揮發油槽

("Reinforced Concrete Petrol Tanks")  
 (Conc. & Constr., Eng. July 1940, No. 7.)  
 森 茂 抄

或る水頭を有する水及び揮發油に對する

圖-30.



コンクリートの透過性の比較試験がバリー土木建築試験所によって行はれた。其の結果は圖-30 に示してある。供試壁厚は 8' 壁を透過せる揮發油損失量は 5~6  $m^3/m^2/year$  であつた。

然し同一状態で水の損失量は極めて小さく測定 of 要なき程であつた。従つて次の結論を下す事が出来る。揮發油をしてコンクリート中の細孔を滲透せしめぬ鐵筋コンクリート揮發油槽を作る事は不可能である。

揮發油の滲透を防ぐ方法はコンクリート中の細孔を水で充たす事である。浸水せるコンクリート壁に於ては水は細孔の栓の作用をする。之は同じ試験所で行はれた他の一聯の試験に依つて明かにされた。其の試験

圖-31.

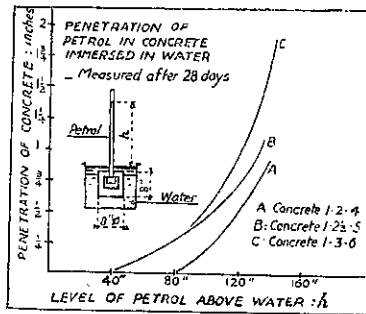


圖-32.

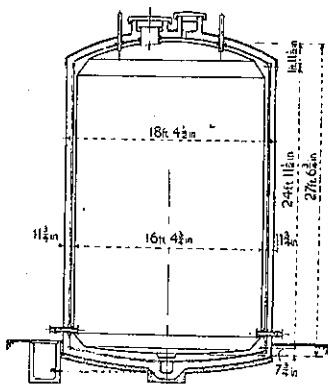
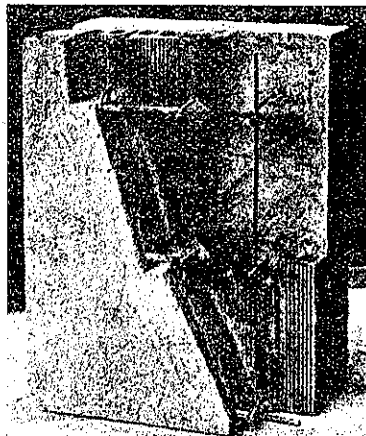


圖-33.



は中空コンクリートブロックにガラス管を附して (圖-31) 水に浸し、壓力の下に揮發油の透入を測るものである。管には着色せる揮發油を満した。28 日後ブロックを壊し、着色せる揮發油の透入區域を測つた。

圖-31 に依れば、内部揮發油面が外部水面上 40 吋以下ならば、揮發油は水の充満せるコンクリートを透入せぬ。

此等の實驗に依つて鐵筋コンクリート揮發油槽の水壁式工法が生れたが、其の一例として圖-32 に油槽斷面を示す。

底版、屋根及び壁は總べて三個の部分より成る、即ち、(1) 厚さ約 4" の鐵筋コンクリート内側壁 (2) 水の充満せる中空多孔の粘土タイルより成る中間壁 (圖-33)、(3) 鐵筋コンクリート外側壁、之は通常の鐵筋コンクリート槽の場合と同じく内壓及び外壓に耐へる様に設計する。タイルの四隅は切取り、此處に同じく多孔質のスペーサーを入れ、スペーサーに隙め通してセメントで固定した鐵筋により内外の鐵筋を連絡する。中間壁には油槽天端の水槽より給水して水を充満し此の水槽の水面を一定に保つ爲めに球弁を有す。斯くして斷續せざる水套が出来上り、揮發油が外部に滲透するのを防ぐ。

若し内壁に龜裂を生じた場合でも揮發油の損失は無い。如何なる高さに於ても水壓は揮發油の壓力より大なる爲め、水が龜裂を通つて槽内に入り、揮發油の損失を防ぐ事が出来る。

最初に建設せられた“水壁式揮發油槽”に於ては槽をボルト止めの鋼製蓋で蔽ひ、之に二本の鐵管を取付け水套及貯藏揮發油の上 37" の水頭を保たしめた。此の壓力は 18ヶ月保たれたが揮發油或は水の損失がなかつた。壁即ち二つのコンクリート壁及び水套は總厚 10" を有し、内側はセメントモルタル仕上げを行はなかつた。

フランス政府用に作られた 33000 ガロンの油槽は今日迄二年間使用されてあるが、コンクリートを通して揮發油の損失或は透入は少しも起らない。

(166) 長徑間自己支持サイホン

(P. J. Bier, "Siphon self-Supporting in Long Spans." E.N.R. June 20, 1940. p. 60~63. 内田 一郎 抄)

Cody の西方 3 哩絶景の Shoshone River を横切つて、峡谷の兩岸に立つ橋脚の他何等支點を持たぬ最大徑間 150' の大鋼管サイホンが架設された。此の Shoshone River サイホンは Wyoming 州の北西部 Heart Mountain 地方 41000 エーカーの灌溉水を Shoshone 貯水池から運ぶ全長 28 哩の Heart Mountain 運河の一部である。此のサイホンは 2 つのコンクリート巻きトンネルを連絡するものにして、867' のコンクリート管及び 856' の熔接鋼管よりなつて居る。2 つのトン

圖-34. Shoshone サイホン(コンクリート管及鋼管よりなり、長さ 28 哩の Heart Mountain 運河の途中 2 つのトンネルを連絡する。150' の徑間の管は世界最長のものといはれる。

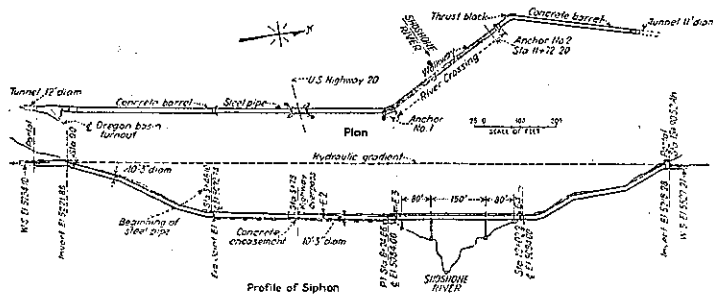
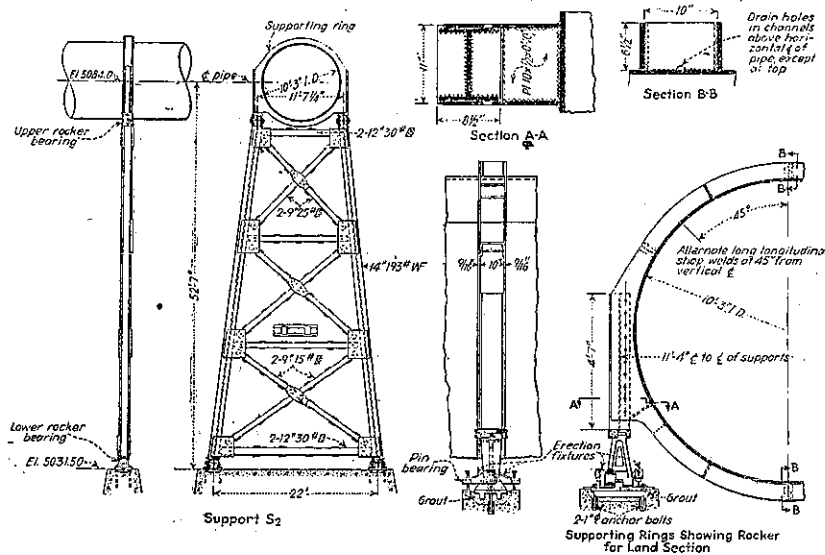


圖-35. 峡谷の兩岸にて管を支へて居る上下にロッカーを有する結構脚を示して居る。低いロッカーは陸上の管の伸縮に對するものである。架設には殆んど熔接が用ひられ、熔接の良否の検査も廣くなされた。



ネルの口、即ちサイホンの両端に於ける落差 6.89' の下に於て、必要な 914 ft<sup>3</sup>/sec. の水を選ぶためには 10' 3" の管徑を要する。尙運河の両端に於ける落差は 155' である。摩擦損失はコンクリート管にては、Kutter の粗度係数  $n = 0.014$ 、鋼管にては Scobey の係数  $K_s = 0.345$  を用ひて求めた。

現今の理論、技術を以てしては 150' が安全な最長徑間である。サイホンの平面圖及側面圖は圖-34 に與へてある。

鋼管の屈曲部はコンクリートブロックで、コンクリート管の屈曲部はスラスト、ブロックで保護されて居る。鋼管は 2 箇所でアンカー、ブロックに依り位置を保たれ、その間伸縮接手を設けて温度に依る。伸縮の調節をなして居る。管の剛性は支承上に設けた二重環状ガーダーに依つて保たせてある。峡谷の兩岸以外に於ては、荷重は環状ガーダーよりコンクリート脚上青鋼支面金をつけた支承にピン連結せるセミスティールのロッカーに傳はる。峡谷の兩岸にては上下に鑄鋼製ロッカーを支承をピン連結せる圖-35 の如き結構脚で支へて居る。

河を横斷する部分は支點 4 箇を有し、伸縮接手をその先端とする片接梁をその兩端にもつた斷面の變化する連續梁と見なし得る。伸縮接手は支承の沈下が管に影響を及ぼすのを防いで居る。管厚は鋼の安全率を 2 として設計した。徑間 150' の管の満水に於ける中央撓みは計算の結果  $1 1/2''$  にして、之に相當する反りをつけ、徑間 80' の管に對しては、撓み小なる散反りはつけなかつた。

環状ガーダーは管に過度の捩れの起るのを防ぐため、支點に設けられし剛性ある圓盤狀部材である。モーメントの分布状態に應じて管厚を變化させた。即ち 150' 徑間に於ては最小  $3/8''$  から最大、支點にて  $1 1/2''$  を用ひた。他の徑間に於ては最小  $7/16''$  となつて居る。

環状ガーダーの設計は Herman Schorer "Design of Large Pipe Line." (Transactions, Am. Soc. C.E. Vol. 98, 1935. p. 101)

に基いて居る。環状ガーダーを支承上に適當に配置すれば、長い徑間に對しても中間の補剛材を要しない。環状ガーダー及支承の設計は満水に對して行つたが、尙他に此の垂直荷重の 20% の水平地震力を考へて居る。サイホンの河の部分と陸の部分とを連結する伸縮接手は兩側に於ける縦方向及横方向何れの動きが互に他に影響を及ぼさぬ様出來て居る。即ち温度變化、モーメントに依る撓み、地震の衝撃等に對して安全である。之に反し他の伸縮接手にては縦方向の動きのみを許して居る。現場熔接の X 線寫眞に依る検査の結果は極めて良好にして、5.2% のやりなほしですんだ。X 線寫眞機械はゴムタイヤの車臺上に取り付けたものにして作業はすべて管内で行つた。ロッカー支承のコンクリート橋脚への掘込付けは氣温の大體一樣な夜中に行はれた。架設終了後河の兩岸にて管に皿狀の蓋を熔接してポンプで 132 lb./in<sup>2</sup> の壓力に上る迄水を詰めた。かくの如くして検査した結果管に漏れる所無く、又中央徑間の中央に於ける撓みは水平より  $1/16''$  足らずと測量された。即ち反りは大體良く付けられて居た。



(167) 簡単な函渠の設計

(“Simplified Design of Box culverts.”  
Civil Eng., Feb. 1941, p. 113.  
岡 正 義 抄)

函渠に圖-36 のやうに上の 版の中央に載荷し左右の壁に三角荷重がかかる時、自重を無視してモーメント配分法によつて設計する。上部と下部の相対的の剛度係数は  $1,000/20 = 50$  であつて、これに係數  $1/3$  を乘じ  $25$  にとる。圖-36 のやうな對稱構造物に對稱荷重がかかる時にはこの方法は理論的に正しい。側壁に對する剛度は  $800/10 = 80$  である。圖-37 に示す固定端モーメントは夫々  $M_{AB} = +150.0 \text{ Kip-in}$ ,  $M_{AD} = -16.0 \text{ Kip-in}$ ,  $M_{DC} = +24.0 \text{ Kip-in}$ ,  $M_{BC} = -100 \text{ Kip-in}$  であるモーメントの符號は  $A, B, C, D$  點を時計針方向に廻す方向を正とする。 $D$  點と  $A$  點でモーメント分割比は  $DC = \frac{25}{80+25} = 23.8\%$ ,  $DA = \frac{80}{80+25} = 76.2\%$  である。總て部材は全長に涉つて等しい慣性性能率を持つと考へられるからモーメントの到達比は  $1/2$  である。 $AB$  及  $DC$  に於ては剛比に  $1/2$  をかけてあるから、も早  $AB, DC$  の中央からの到達モーメントは存在しない。即  $AB, DC$  の中央の線で固定されてゐると考へられるからである。モーメント到達比は  $AD$  だけに必要である。 $D$  點から出發して、圖-37 は總ての分割モーメントと到達モーメントを與へる。そして結局  $M_{AB} = +104.7 \text{ Kip-in}$   $M_{DC} = -64.5 \text{ Kip-in}$  になる。撓角法による最終のモーメントは  $M_{AB} = -104.6 \text{ Kip-in}$  で  $M_{DC}$

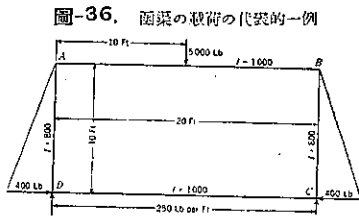


圖-36. 函渠の載荷の代表的一例

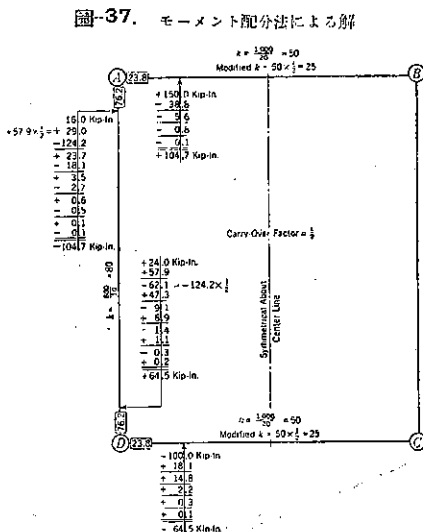


圖-37. モーメント配分法による解

$= +64.4 \text{ Kip-in}$  である。殆んど一致するといつよい。

(168) 長徑間鐵筋コンクリート格納庫

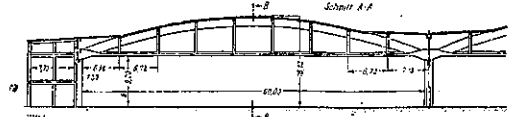
(Alfred Mehmel; “Zwei weitgespannte Eisenbeton-Flugzeughafen.” V.D.I. 9., März 1940, s. 171~172 荒谷俊司抄)

同じ要求の爲めに同じ計畫に基き、而も異なつた構法に依つて造られた二つの長徑間鐵筋コンクリート造飛行機格納庫に就いて述べる。一方は普通の鐵筋コンクリート構法即ち拱、橫桁、縱桁版に分けられるもので、他は殼構造として計算された。

I. 普通構法の格納庫

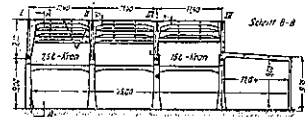
格納庫の 前部奥行の 3/4 は各、徑間 60 m の拱屋根

圖-38. 縦断面圖



にて張られ後部 1/4 は平面屋根で蔽はれてゐる。拱屋根の第一構面に 7.5 t 起重機が走りその荷重は

圖-39. 横断面圖



橫桁に傳へられる。第三構面には 15 t 起重機が走り徑間 11 m の起重機橋面から荷重は拱桁に傳へられる。

徑間 11.40 m の橫桁を 6.70 m 間隔に置きこれに  $15 \times 30 \text{ cm}$  の縱桁を 3.80 m 間隔に配置し、その上に厚さ 7 cm の版を置いて屋根を作つた。11.40 m と云ふ廣い間隔に置かれた四つの拱桁は徑間 60.80 m 拱矢 6.35 m である。抗壓材の補強の爲めに拱肋の上では屋根版の厚を 18 cm にしてゐる。

拱桁は靜定構造とし、中央支承を固定端、兩端を可動端とした。故に伸縮は兩庫の長さの半分に就いてあり、この伸縮は起拱臺の所の繼目に依つて行はれる。拱の引張力は特殊丸鋼の鐵筋コンクリート抗張材で支へられる。鋼の許容張應力  $2100 \text{ kg/cm}^2$  を充分に利用する爲に鐵筋配置の後、先づコンクリートを巻き立てた。第三、第四拱桁に 15 t の鐵筋コンクリート起重機軌道が走つてゐるが、力の作用を明らかにする爲に起重機軌道が抗張材として働くことを避けねばならなかつた。この目的の爲に各梁間の中間に二本の柱を配置し起重機軌道は三つの  $3 \times 6.72 \text{ m}$  の別々の單純梁に分解されてゐる。

型枠の取外しと、その爲に起る應力は抗張材を、構造に起る力に應じて締め付けることに依つて可動端にも拱頂にも少しも撓みが起らない様にされた。

豫め應力を掛けた場合にも無應力の形と同様で、追加曲げモーメントが避けられた。緊材を締め付ける爲の

装置によつて對稱に置いた鐵材に應力が加へられて、軸方向に別々に締められたが偏引は避けられた。

II. 殼構法の格納庫

本構法の總計畫は圖-40及び圖-41の通りである。飛行機の引揚げ装置は前述第一構法の場合と同様である。

圖-40. 縱斷面圖

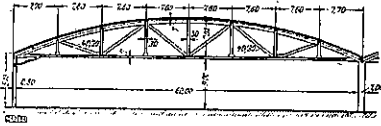
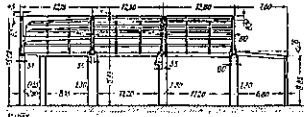


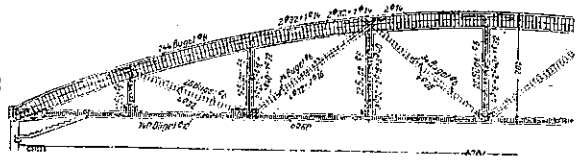
圖-41. 橫斷面圖



版は穹窿をなして、拱桁が支承の上に支へられてゐる。殼版は同時に好都合に働く内部楨杆の働きに依つて桁の使命を引き受けるので元來の桁はもはやそれのみでは荷重を傳達しないで桁の下弦材として働くのである。殼版は徑間 60m 殼桁は 12.50m 徑間である。

必要なる補強ラーメンが桁に直角の方向に外側壁及び中間壁の中に置かれた。主桁の上弦材の力は支承から剪力に依つて殼版に傳へられる。これに依つて起る主張應力は斜筋に依つて支へられる。之等版の斜筋が殼構造に於ては、版の鐵筋が互に直角の方向に置かれてゐる所の普通の構法と異なつてゐる。故に任意の點の

圖-42. 構 桁



斷面に於て版、縦桁、拱桁の全屋根斷面が拱斷面として均一に使用する。殼版と拱桁とを一緒に働かせる爲めに屋根桁が 3.80m 間隔に配置されてゐる。この屋根桁は版が幾分下方に壓するので拱桁が先づ荷重の主要部分を探りこの爲に拱桁の方に版よりも多く撓みを生ずる。斯くて屋根桁は自重に抗して下から上に働く荷重を考へ 20/50 cm 乃至 15/30 cm の適當な細長い斷面とした事が分る。

屋根の大部分に於て拱の力は全斷面に殆ど均一に分布するから拱桁の上弦材には比較的小さい軸壓力が働き壓力の測定には比較的細長い壓力棒が用ひられた。緊拱に於て一方に雪、風又は單一荷重等の不對稱荷重に依つて起る曲げモーメントに對しては第一構法の場合と同様に全拱力は桁の上弦材にのみ作用し、餘りうまくない方法で解決されてゐる。即ち圖-42の様な構桁が選ばれた。上弦材の軸は自重に對する壓力線に一致せしめ、單一荷重と不對稱荷重に依つて偏壓が加はる。型枠取外しは第一構法と同様漿材を締付け乍ら行はれた。第二構法の量は第一の場合より約 10% 少ない。