

参 考 資 料

第 20 卷 第 7 號 昭 和 9 年 7 月

減衰性を持ったピアノ線に対する弾性的  
槌によるヘルツ型衝撃に就て

(M. Ghosh. "On the Hertzian Impact of an Elastic Hammer on a Damped Pianoforte String" Philosophical Magazine, March 1934. No. 113.)

糸の減衰振動の式は

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + k \frac{\partial Y}{\partial t} - c^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

一端より  $a$  なる距離に於て、糸を打つ槌の運動方程式は、(糸の他端は、無限と考へられる程一端より遠くに止められてゐると考へる)

$$T_1 d \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)_{x=a} + F e^{-qt} + G e^{-pt} = P_0 \dots\dots(2)$$

$$\text{及び } T_1 d \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)_{x=a} = -E(u - u_0) \dots\dots\dots(3)$$

$Y$ :  $x$  点の糸の displacement

$t$ : 時間 (變數)

$k$ : damping coefficient

$T_1$ : 線比重  $\rho$  なる糸の張力

$c$ : 糸を傳ふる波の速さ

$q, p, G, F$ :  $x$  と  $t$  に無關係な定數

$E$ : 彈性恒數 (Young's modulus)

$u$ :  $t$  なる時の槌の壓縮量

$P_0$ : 槌があたつてから糸がまだ充分變位しないときの槌により及ぼされる壓力、この場合の壓縮量を  $u_0$  とする。

軟かくて plastic な felt hammer の場合には、hammer に附いてゐる felt は糸に觸れる場合に、糸が充分影響をうけない間は Hertz の法則に従ふ。そして壓縮がある程度まで進むと Hertz の法則は行れなくなり、糸は變位される。

この間は壓縮は、Hertz の法則に従ひ、運動は (2), (3) 兩式に従ふ。Hertz の法則が行はれてゐる間には、槌により與へられる壓力は  $u^{\frac{2}{5}}$  の如くに變はる。

Hertz の法則があてはまる間の槌の運動方程式は

$$m \ddot{z} = m \dot{z}^{\frac{2}{5}} + m \ddot{u} = -\epsilon u^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots(4a)$$

$z$ : 槌の重心の變位

$$z = Y_{x=a} + u \dots\dots\dots(4b)$$

この時間には  $Y_{x=a} = 0$  とおけるから

$$\ddot{u} + \frac{\epsilon}{m} u^{\frac{3}{2}} = 0 \dots\dots\dots(5)$$

$t=0$ , で  $\dot{u} = v_0$  として積分すれば

$$v_0^2 - \dot{u}^2 = \epsilon u^{\frac{5}{2}}, \quad n = 4\epsilon/5m \dots\dots\dots(6)$$

Hertz の法則の當てはまる時間の終りの  $u_1 \dot{u}$  を夫々  $u_0, v_1$  とすれば、上の式より

$$P_0 = -\epsilon u_0^{\frac{3}{2}}$$

$$u_0 = \left( \frac{v_0^2 - v_1^2}{n} \right)^{\frac{2}{5}} \dots\dots\dots(7)$$

$u_0$  なる壓縮が行はれる時間を  $\tau$  とすれば

$$\tau = \frac{1}{v_0} \int_0^{u_0} \frac{du}{\sqrt{1 - nu^{\frac{5}{2}}/v_0^2}}$$

$$= \frac{1}{n^{\frac{2}{5}} v_0^{1/5}} \int_0^{x_0} \frac{dx}{\sqrt{1 - x^{\frac{5}{2}}}} \dots\dots\dots(8)$$

$$x_0 = n^{\frac{2}{5}} u_0^{\frac{5}{2}}/v_0 \dots\dots\dots(9)$$

$\tau$  だけ過ぎると、Hertz の法則が行はれなくなり、Hooke の法則が行はれる様になる。この時には槌の運動は、(2), (3) の式による。(2) 式より糸の接觸點の變位は

$$(Y_1)_{x=a} = \gamma_1 e^{-qt} + \gamma_2 e^{-pt} + \gamma_3 \dots\dots\dots(10)$$

$$\text{一般には } (Y_1)_x = (\gamma_1)_x e^{-qt} + (\gamma_2)_x e^{-pt} + \gamma_3 \dots\dots\dots(11)$$

之れを (1) 式に入ると結局

$$\frac{\partial^2 (\gamma_1)_x}{\partial x^2} + \lambda_1^2 (\gamma_1)_x = 0 \dots\dots\dots(12)$$

$$\frac{\partial^2 (\gamma_2)_x}{\partial x^2} + \lambda_2^2 (\gamma_2)_x = 0 \dots\dots\dots(13)$$

$$\lambda_1 = \frac{q}{c} \sqrt{1 - k/q}, \quad \lambda_2 = \frac{p}{c} \sqrt{1 - k/p} \quad (14)$$

すると

$$(Y_1)_x = c_1 e^{-\lambda_1 x} e^{-qt} + c_2 e^{-\lambda_2 x} e^{-pt} + \gamma_3 \dots\dots\dots$$

で (10) 式に依り  $c_1, c_2$  をきめると

$$(Y_1)_{x_1 < 0} = \gamma_1 e^{-(q + \lambda_1 x_1)} + \gamma_2 e^{-(p + \lambda_2 x_1)} + \gamma_3 \dots (15)$$

$$(Y_1)_{x_1 > 0} = \gamma_1 e^{-(q - \lambda_1 x_1)} + \gamma_2 e^{-(p - \lambda_2 x_1)} + \gamma_3 \dots (16)$$

$$x_1 = x - a,$$

樋に依り與へられる壓力は  $m(\dot{Y} + \ddot{u})$  であるから (2)

及び (3) 式より

$$(P - P_0) = m(\dot{Y} + \ddot{u}) = -(Fe^{-qt} + Ge^{-pt}) \dots (17a)$$

$$= T_1 A \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)_{x=a} \dots (17b)$$

$$= -EX(u - u_0) \dots (17c)$$

(17b) 式と (10), (16), (17c) 式より

$$\gamma_1 m q^2 \left( 1 - \frac{2T_1 \lambda_1}{E} \right) e^{-qt} + \gamma_2 m p^2 \left( 1 - \frac{2T_1 \lambda_2}{E} \right) e^{-pt} = 2T_1 (\lambda_1 \gamma_1 e^{-qt} + \lambda_2 \gamma_2 e^{-pt}) \dots (18)$$

これより

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{1 - k/q} (1 + m q^2 / E) &= m c q / 2 T_1 \\ \sqrt{1 - k/p} (1 + m p^2 / E) &= m c p / 2 T_1 \end{aligned} \right\} \dots (19)$$

これより  $p, q$  は  $k$  を小なりとして

$$[q, p] = \frac{1}{2} \left[ \frac{Ec}{2T_1} \mp \sqrt{\left\{ \left( \frac{Ec}{2T_1} \right)^2 - \frac{4Ec}{2T_1} \left( \frac{2T_1}{mc} - \frac{k}{2} \right) \right\}} \right] \dots (20)$$

$t = \tau$  の時に  $(Y_1)_{x=a} = 0$  であるから

$$\gamma_1 e^{-q\tau} + \gamma_2 e^{-p\tau} = -\gamma_3$$

故に

$$(Y_1)_{x=a} = \gamma_1 e^{-q\tau}(e^{-\lambda_1 a} - 1) + \gamma_2 e^{-p\tau}(e^{-\lambda_2 a} - 1) \dots (21)$$

$$t_1 = t - \tau \dots (21a)$$

$t = \tau$  の時に  $z$  は連続で  $Y$  が 0 であるから,  $u$  は連続である。  $t = \tau$  で  $u = u_0$  より (16), (17b), (17c) 式に依つて

$$2T_1 (\lambda_1 \gamma_1 e^{-q\tau} + \lambda_2 \gamma_2 e^{-p\tau}) = 0 \dots (22)$$

又  $z$  の  $t_1 = 0$  の時の連続性より

$$2T_1 (\lambda_1 q \gamma_1 e^{-q\tau} - \lambda_2 p \gamma_2 e^{-p\tau}) = E v_1 \dots (23)$$

(22), (23) 式より  $k$  の小さい事を考へて

$$\gamma_1 e^{-q\tau} = \frac{E v_1 c}{2T_1 (q - p)} \frac{1}{q} \dots (24)$$

$$\gamma_2 e^{-p\tau} = -\frac{E v_1 c}{2T_1 (q - p)} \frac{1}{p} \dots (25)$$

これを (21) 式に入れて

$$(Y_1)_{x_1=0} = y_1(t_1)_{x_1=0} = A v_1 \left\{ (1 - e^{-qt_1})/q - (1 - e^{-pt_1})/p \right\} \dots (26a)$$

全く同様にして

$$(Y_1)_{x_1 < 0} = A v_1 \left\{ (1 - e^{-(q + \lambda_1 x_1)})/q - (1 - e^{-(p + \lambda_2 x_1)})/p \right\} \dots (26b)$$

$$(Y_1)_{x_1 > 0} = A v_1 \left\{ (1 - e^{-(q - \lambda_1 x_1)})/q - (1 - e^{-(p - \lambda_2 x_1)})/p \right\} \dots (26c)$$

$$A = -\frac{Ec}{2T_1 (q - p)}$$

次に, (26b), (26c) 式に依り判る如くに, 樋の下から左右に波が傳はり, これが両端で反射して来る。その波が樋に, 壓力を及ぼす。それで變位が變化する。それは容易に計算されて

$$t_2 = t_1 - \frac{2a}{c} = t - \tau - \frac{2a}{c} \left( \begin{array}{l} \text{前に斷つた如く} \\ \text{絲の長さを } l \text{ と} \\ \text{する場合は} \\ l - a \gg a \text{ とする} \end{array} \right)$$

とすれば

$$(Y_2)_{x_1=0} = y_1(t_1)_{x_1=0} - y_1(t_2)_{x_1=0} + A^2 v_1 \left[ \frac{e^{-q t_2}}{q} (1 - A + q t_2) \right.$$

$$\left. - \frac{1 - A}{q} + \frac{e^{-p t_2}}{p} (1 + A + p t_2) - \frac{1 + A}{p} \right]$$

$$(Y_2)_{x_1 < 0} = y_1(t_1)_{x_1 < 0} - y_1(t_2)_{x_1 < 0} + A^2 v_1$$

$$\times \left[ \frac{e^{-(q t_2 + \lambda_1 x_1)}}{q} (1 - A + q t_2 + \lambda_1 x_1) - \frac{1 - A}{q} \right.$$

$$\left. + \frac{e^{-(p t_2 + \lambda_2 x_1)}}{p} (1 + A + p t_2 + \lambda_2 x_1) - \frac{1 + A}{p} \right]$$

$$(Y_2)_{x_1 > 0} = y_1(t_1)_{x_1 > 0} - y_1(t_2)_{x_1 > 0} + A^2 v_1$$

$$\times \left[ \frac{e^{-(q t_2 - \lambda_1 x_1)}}{q} (1 - A + q t_2 - \lambda_1 x_1) - \frac{1 - A}{q} \right.$$

$$\left. + \frac{e^{-p t_2}}{p} (1 + A + p t_2 - \lambda_2 x_1) - \frac{1 + A}{p} \right]$$

又  $t_2$  の時に生じる波が再び歸つて来て, 樋に影響する。

$$t_3 = t_2 - \frac{2a}{c} = t - \tau - \frac{4a}{c}$$

とすれば

$$(Y_3)_{x_1=0} = (Y_2)_{x_1=0} - y_1(t_3)_{x_1=0} + A^3 v_1$$

$$\times \left[ \frac{e^{-q t_3}}{q} \left\{ A(1 + q t_3) - \frac{q^2 t_3^2}{2} \right\} - \frac{A}{q} + \frac{e^{-p t_3}}{p} \right.$$

$$\left. \times \left\{ A(1 + p t_3) + \frac{p^2 t_3^2}{2} \right\} - \frac{A}{p} - \frac{1}{q - p} \right]$$

$$\times \left\{ e^{-at_3}qt_3 + e^{-at_3}pt_3 \right\} \\ + A^3v_1 \left[ \left( 2 - \frac{p}{q+p} \right) \frac{1-e^{-at_3}}{q} \right. \\ \left. - \left( 2 - \frac{q}{q+p} \right) \frac{1-e^{-pt_3}}{p} \right]$$

等。

槌の壓力は

$$P - P_0 = m\ddot{z} = T_1 A \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)_{x=a}$$

であり、 $T_1 = \rho c^2$  なる事より、第 1 の期間中では

$$P_1 = P_0 + 2\rho v_1 c A \{ e^{-at_1} - e^{-pt_1} \}$$

第 2 の期間中では

$$P_2 = P_1 + 2\rho v_1 c A^2 \left[ e^{-at_2}(A - qt_2) - e^{-pt_2}(A + pt_2) \right]$$

第 3 の期間中では

$$P_3 = P_2 + 2v_1 \rho c A^3 \left[ e^{-at_3} \left\{ A^2 \left( 2 - \frac{p}{q+p} \right) \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{q}{q-p} - qt_3 \left( 1 + A - \frac{q}{q-p} \right) + \frac{q^2 t_3^2}{2} \right\} - e^{-pt_3} \left\{ A^2 \right. \right. \\ \left. \left. \times \left( 2 - \frac{q}{q+p} \right) + \frac{p}{q-p} + pt_3 \left( A - 1 - \frac{p}{q-p} \right) + \frac{p^2 t_3^2}{2} \right\} \right]$$

接觸の時間  $\Phi$  は、剛體の槌の場合には、 $p_n$  が 0 になるまでの時間であるけれども、Hertz の法則に従ふ期間を考へた場合には

$$\left. \begin{aligned} \Phi &= t + 2\tau = \frac{\pi}{v} + 2\tau \\ v &= \frac{1}{2} \sqrt{\left\{ \frac{4Ec}{2T_1} \left( \frac{2T_1}{mc} - \frac{k}{2} \right) - \left( \frac{Ec}{2T_1} \right)^2 \right\}} \end{aligned} \right\}$$

(20 式参照)

である。

(最上武雄 抄譯)

### 偏心鉚接合設計の簡易化

(Abraham Frank "Design Simplification for Eccentric Rivet Connection" Eng. News Record, March 22, 1934. page 380.)

今こゝに一群の鉚の慣性率断面係数を鉚のピッチ及び鉚数の項目で表現する方法並に最大應力を受ける鉚の剛式解法に就て述べて見やう。

偏心鉚接合の研究に當つて計算上重要な基礎の一つは、所謂鉚群の慣性率である。第 1 圖 a の様な一列の鉚の重心を通る X 軸に關する慣性率  $I_x = \sum d^2$  である。又一方第 1 圖 (b) に示す様な場合、重心に關する極慣性率 (polar moment of inertia)  $I_p = \sum d^2 = \sum x^2 + \sum y^2$  である。著者の熟知して居る書物ではこれ等の式を以て最後の形と見做して満足して居る様に思はれる。併しながら普通鉚のピッチが一定の場合、慣性率  $I$  をピッチと鉚数との項目の簡単な式で以て、直接示すことが出来る。

第 1 圖 (a) に於て  $p$  = ピッチ、 $N$  = 鉚数とする。各鉚の中心に夫々邊  $p$  の正方形があるから、全體を圍む矩形は幅が  $p$  で厚さが  $Np$  である。X 軸に關して各正方形の慣性率  $I$  は各正方形自身の重心を通り X 軸に平行な軸に關する慣性率と、面積に X 軸からの距離の平方を乗じたものとの和に等しい。故にそれに依つて全體を圍む矩形の慣性率を求めることが可能である。

$$I_{wp} = \frac{p(Np)^3}{12} = \sum \left( \frac{p^4}{12} + p^2 d^2 \right) = \frac{Np^4}{12} + p^2 \sum d^2$$

一群の鉚の慣性率として  $\sum d^2$  を解いて見ると

$$I_x = \sum d^2 = \frac{p^2(N-1)N(N+1)}{12} \dots\dots(1)$$

この一列の鉚の断面係数は次の通りである

$$S_x = \frac{2I_x}{(N-1)p} = \frac{pN(N+1)}{6} \dots\dots(2)$$

幾組かの平行な

第 1 圖

又同様な列の鉚に

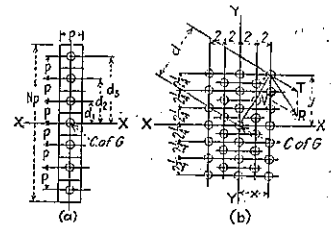
對しても慣性率

$I_x$ 、断面係數  $S_x$  は

一列の  $I_x$ 、 $S_x$  にそ

の組数を乘ずれば

容易に求められる。



この様にして鉚數總計  $N$  個で 2 列をなして居る一般の場合に對しては、

$$S_x = \frac{pN(N+2)}{12} \dots\dots(3)$$

1 列に鉄数  $N$  個ある鉄群の最端の鉄に関する慣性性能率は { 桁座や補剛材の腕材 (seat-and-stiffener bracket) に就ては假定を設く } 直接 (1) 式から導かれる即ち

$$I_x = \frac{p^2(N-1)N(2N-1)}{6} \dots\dots\dots(4)$$

第 1 圖 (b) に示されて居る様な一群の極慣性性能率を求めるには唯  $I_p = \sum x^2 + \sum y^2$  が  $I_p = I_x + I_y$  といふ一般の法則を例證すれば充分である。斯くすれば第 1 圖 (b) に對する計算は簡單にされる。即ち

1 列に 7 鉄ある 3 列に對し

$$I_x = \frac{3 \times 9^2 \times 6 \times 7 \times 8}{12 \times 4^2} = 425 \frac{1}{4}$$

1 列に 6 鉄ある 2 列に對し

$$I_x = \frac{2 \times 9^2 \times 5 \times 6 \times 7}{12 \times 4^2} = 177 \frac{3}{16}$$

1 行に 3 鉄ある 7 行に對して

$$I_y = \frac{7 \times 4^2 \times 2 \times 3 \times 4}{12} = 224$$

1 行に 2 鉄ある 6 行に對して

$$I_y = \frac{6 \times 4^2 \times 1 \times 2 \times 3}{12} = 48$$

$$I_p = 874 \frac{7}{16}$$

第 1 圖 (b) に示す様に鉄数  $N$  個の一群が荷重  $P$ , 彎曲力率  $M$  を受けるとき, 全體の鉄は  $V = P/N$  といふ夫々同じ大いさの直剪斷力 (direct shear) と互に異なる  $T = Md/I$  といふ扭剪斷力 (torsional shear) とを受ける。合成剪斷力  $R$  は力の平行四邊形の理により  $V$  と  $T$  とから求められる。重心から最も遠い鉄は  $T$  の最大値を受けるが必ずしも  $R$  の最大値を受けるとは限らぬ。それよりも重心に近くて小さな  $T$  の値の鉄で  $R$  の最大値を受けるものが, 即ち大きな對角線を有する鋭角平行四邊形を與へる様なものが  $X$  軸の近くにあるかも知れない。この様に最大應力を受ける鉄を見出すため, 數個の外部の鉄に就て  $R$  を計算して見ることが残されて居るものだとし, 外部の鉄の中の一つが最大合成應力を受けるものと我々は書物

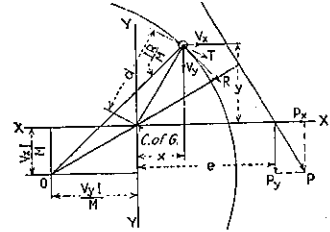
の上で讀んで居た。

これに對して著者は最大應力の鉄の位置を直接決定する標準方法を考案した。即ち次の通りである。

第 2 圖は荷重  $P$

第 2 圖

が  $X$  及び  $Y$  軸に對して, 夫々傾斜して居る一般の場合である。重心に對する  $P$  の位置



は既知であるから

$P$  が  $X$  軸を横切る所で  $P_x, P_y$  の 2 分力に分解出来る。次に距離  $e$  と彎曲力率  $M = Pe$  とは決定される。總ての鉄は等しい直剪斷力  $V_x = P_x/N, V_y = P_y/N$  と夫々異つた扭剪斷力  $T = Md/I$  とを受けるから, 或る任意の鉄に對する合成剪斷力は

$$R = \sqrt{\left(V_y + \frac{Mx}{I}\right)^2 + \left(V_x + \frac{My}{I}\right)^2} \dots(5)$$

その他の鉄は與へられた鉄より或は大きな, 或は小さな應力を受けるのであるからその中には等しい應力を受けるものも幾つかある筈。これ等の鉄に就て見ると  $R$  が一定で, (5) 式の  $x$  及び  $y$  のみが變數である即ち等しい合成剪斷力を持つ曲線上の總べての鉄を現はして居ることになる。

又 (5) 式は次の様に書き變へられる。

$$\frac{IR}{M} = \sqrt{\left(\frac{V_y I}{M} + x\right)^2 + \left(\frac{V_x I}{M} + y\right)^2} \dots(6)$$

この式は圓の方程式であることは直ちに領かれる。その中心  $O$  點は  $(-V_y I/M), (-V_x I/M)$  でその半径は  $IR/M$  である。

即ち標準方法は鉄群のスケッチ上に中心  $O$  點を決め, 次に重心よりは寧ろ  $O$  點から最も遠い鉄を見付ける。これが即ち最大應力を受ける鉄である。 $O$  點は常に重心を通り  $P$  に垂直な直線上にある故,  $O$  點の座標を見出すため (±) の符號を考へる必要はない。然し最大應力の鉄の位置を決めるには, (5) 式の示す様に座標の符號を用ひねばならない。更に  $V_x, V_y$  或は  $M$  が第 2 圖に假定した方向と反對の場合には (5)

式で(一)にしなければならない。標準方法によれば周縁が矩形をなす鉄群の場合には隅にある鉄の一つが最大応力を受けることを示して居る。(岡崎三吉抄譯)

## 揚 水 式 發 電 所

(F. A. Annett, "Pumped Storage Hydro-Electric Plants" Power, Jan. 1934. page 20~24.)

大發電系統に於て、調整能力を有する發電所を他の式の發電所と平行運轉する時經濟的利益のあることはよく知られて居る事柄である。多くの地方殊に歐洲の或る地方にあつては自然流水を發電に利用し得ないか或は又不充分な所がある。故に水を高所の溜池に汲み揚げ貯溜してをき、補給用出力、尖頭時出力、季節的出力等にそなへて使用するものがある。揚水式發電所に就き近來大いに興味をそゝられ、世界の重要な發電所に關しこの方面の研究が大分促進させられた様である。

世界各國主要揚水式發電所の合計出力は 1 500 000 HP で全部的に或は部分的に揚水運轉をして居る。その揚水に 825 000 HP 以上の唧筒が使用されて居る。獨逸國內に於ては水車の容量 900 000 HP、唧筒の容量 566 000 HP に及んで居る。その他の殘部は 煥太利、瑞西、伊太利、佛蘭西、西班牙、瑞典、智利、北米合衆國等に屬するものである。揚水式發電所の一つは眞先きに北米合衆國に設けられたが現在主要なものは僅か 2 箇所に過ぎない。

揚水式發電所を分類して見ると貯溜水の大部分は自然流水を流入させ他の僅か一部分のみ揚水するものと及び貯溜水の全部を揚水するものと 2 つに分けられる。各國の揚水式發電所に就て見ると水車容量の 33 % 以上は揚水によつて運轉されて居る。而もその大部分は獨逸が占めて居る。又 46 の發電所中 16 箇所は溜池へ揚水するのに自然流水を利用して居らぬ。而して獨逸の大揚水式發電所の大部分はこの式に屬する。例へば

最大と言はれる Herdecke 發電所は 49 500 HP の水車 4 臺を備へ付け全く揚水のみで發電して居る。その唧筒運轉には最大負荷時に夫々 36 000 HP を要する。又 Bringhausen 發電所は 44 500 HP の水車 4 臺あり、同様揚水のみで運轉して居る。その 4 臺の唧筒は夫々 29 000 HP で運轉されて居る。電力の全部或は大部分が火力發電所から供給されて居る發電系統に屬して居る大發電所の中には、揚水用電力は尖頭負荷時でない折にそれ等の發電所から供給されて居るものがある。この型のものは Herdecke 發電所及び Niederwattha 發電所に見られる。

發電所は又調整容量或は貯水容量によつても分類されるものである。即ち一は單に 1 日或は 1 週間の使用水量貯溜に利用し得られる調整池型である。發電に供する水量が全部揚水による發電所はこの調整池型である。Bringhausen 及び Herdecke の各發電所は揚水のみにより自然流水を調整池へ導いて居らぬ例である。又 Bleiloch は大きな調整池型で貯溜には大部分自然流水を用ひ一部分のみ揚水されて居る例である。

他の一つは所謂貯水池型であつて季節的貯溜に對し充分の貯水容量のあるものである。瑞西の Rempen の如きは夏季の豐水時節に貯水池へ揚水して貯溜し冬季渇水時の出力増加に利用して居る例である。

水は又溜池へ全水頭 (full head) か或は部分水頭 (part head) で揚げられて居る。大部分の設備では發電所にある唧筒を利用し水を全水頭で揚げて居る。この外に又水は發電所の全水頭で直接溜池まで揚げられて居るが、使用時にはその發電所のみならず下流にある他の發電所に於ても利用されて居るものがある。Rempen 發電所はこの例である。即ち Rempen 發電所を通過した水は又 Siebnen 發電所で亦利用されて居る。

煥太利の Achental 發電所にあつては水は部分水頭で揚げられて居る。發電裝置は最大有効落差 1 312 呎で運轉されて居る。然るに發電所よりも高所にある水を利用して揚げるのであるから唧筒は半分以下の僅か

650 呎の水頭で運轉されて居る。伊太利 Alpe Cavelli 發電所の計畫は部分水頭揚水設備として興味あるものである。即ち小さな電動機で運轉されて居る 4 棟の唧筒小屋があり、水は堰堤下流の水流から順々に高所に揚げられ最後に主調整池へ導かれるのである。各唧筒の最大水頭は僅か 510 呎に過ぎず、水はこの調整池から 2 300 呎の落差で運轉されて居る 13 600 HP 2 臺の水車へ導かれるのである。

唧筒と水車並に發電機との連結關係(units)は又 5 つの型に分けられるがこれ等は亦唧筒の運轉方法により小別けされる。大きな近代的發電所の大部分には堅軸或は横軸型の水車、發電機、唧筒連結式のものを用ひられて居る。佛蘭西の Lac Noir 發電所にある 40 000 HP 4 組は堅軸型直結の目覚ましいもので、水車軸に固く連結された唧筒を有する標準的水力發電装置である。これを發電機として運轉する場合にはポンプ・ケーシングの中の水を壓搾空氣で排除してしまふ。又電動機により唧筒となるとき、放水位が水車同轉子(turbine runner)の底部以上にあると水車内の水を壓搾空氣で逐ひ出してしまはなければならない。Schluchsee 發電所の規格 40 000 HP、堅軸型 4 臺は夫々水壓聯動器(hydraulic-mechanical clutch)で水車軸に連結された唧筒を持つてゐる。故に發電の際唧筒は切り離されなければならない。

横軸型の連結は最も普通である。その中 Bringhausen 變電所の水車は發電機軸の一端に連結されて居り、他端には水壓聯動器によつて唧筒が連結されてある。装置は發電機となり或は電動機となるに従ひ聯動器は唧筒を切り離したり、連結したりし得る様に設計されて居る。尙横軸型には發電機と唧筒とが齒車連結のものがある。獨逸の Schwarzenbach がその一例である。

又發電機械と揚水機械と全然別なものを持つて居るものも數例ある。瑞西の Rempen、北米合衆國の Rocky River 發電所の如きこれである。

兩例とも水車及びポンプは堅軸型で季節的發電設備

として利用されて居るものである。

歐洲及び北米合衆國で考へられて居る今一つの型は同一機械で水車にも唧筒にも兩用に役立つものである。電氣機械も亦發電機にでも電動機にでも變更し得るものである。然し揚水用唧筒として運轉する場合は發電用水車として運轉する場合よりも回轉速度が大となる。

この様な例は獨逸の Baldeney 發電所にある。即ちその装置は堅軸 1 500 HP、Kaplan 型、24.3~29.5 呎落差で 1 分間 256 回轉する。唧筒となる場合には 1 分間 330 回轉する。同様に伊太利の Lago Baitone 發電所のものは兩用に用ひられた Francis 型のものである。

揚水して發電する場合の能率は如何といふに、Connecticut に於ける Rocky River 發電所(北米合衆國)に就て見ると 61% である。即ち 100 K. W. H. 使用して唧筒で揚げた水を利用して 61 K. W. H. だけ發電して居る。然し實際は Rocky River 發電所の下流に尙 1 發電所があつてその揚水を利用して居るからこれをも考慮に入れると Rocky River 發電所の唧筒に使用された 100 K. W. H. は 79 K. W. H. となつて還元して來たことになる。(岡崎三吉 抄譯)

註 各主要揚水式發電所設備の詳細に就ては雜誌“Power”に一覽表として示されてある。

### 佛國 Lorient 漁港に於ける放射型 船座を有する船架

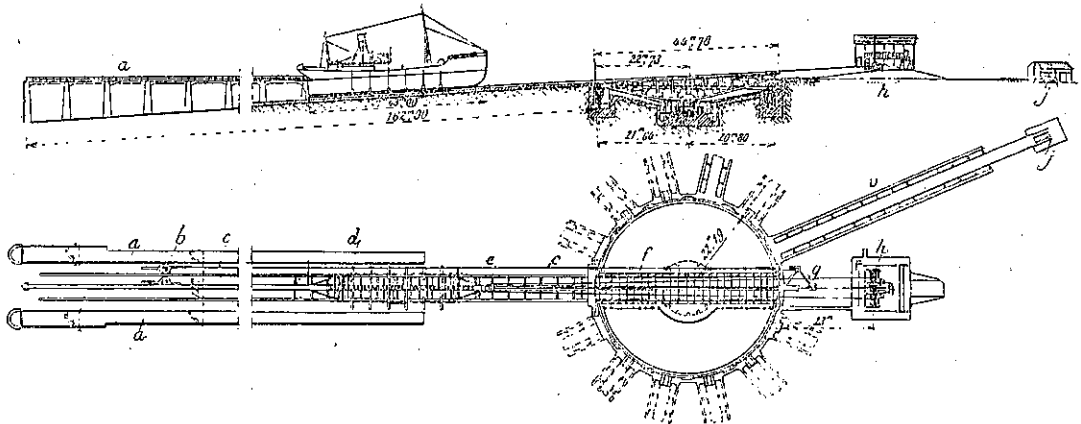
(Le slipway, à garages rayonnants, du port de pêche de Lorient. Annales des Travaux Publics de Belgique, Tome XXXIV. No. 6. p. p. 929-933.)

Lorient 漁港は 1927 年に落成したが、政府は更に漁船及び艇船の修繕用として船舶修繕渠の新設を議決した。本問題の解決には經費の軽減、位置の制限及び船舶の滞留時間の減少と云ふ條件があつた爲、この條

件に応ずる設計を一般に募集する事に決し、その応募の一つとして約 200 m の斜路の上端に轉船臺を備へその周囲に 10 本の放射型船座を設けたる設計を得た。この案は以上の條件を總て満足する外に、修繕用船座及び作業監督機構を總て 1 箇所に集め得る利點があるので、この案を採用する事となつた。

設備は船長 55 m、噸數 650 迄の漁船を海中より引揚げて、轉船臺にて所定の方向に廻轉して 10 本の船座内の一つに据え得る如くなつてゐる。設備の主要部は斜路、船座と同數の船架臺、主要引揚装置、轉船臺、各船座用の捲引装置である。

第 3 圖 船架の側面と平面圖



斜路の基礎は鐵筋コンクリートにして全延長 168 m、勾配 6.25%、基礎幅 6.5 m、基礎厚約 0.75 m、斜路兩端の高さの差 10.50 m、斜路には 3 條の軌條があり、中央の軌條は 2 本になつてゐて、その間に引揚網の切断した際船體及び船架臺を斜路に自動的に停止せしむる爲の齒車道がある。

船架臺は各部を分解し得る様になつた臺にして、長さ 43 m、幅 10.8 m、自重 75 ton、各々には 270 個の車輪が取付けてあり、これによつて中央及び兩端の軌條の上を轉動する。船架臺中央には船體を載せる爲のキール・ブロックが縦の方向にあり、尙この外に船體の安定を保たす爲の横に動かし得る 12 の楔型の臺がある。これは船架臺を水中に入れた場合にも、地上より

網にて操作し得る如くなつてゐる。船は 2 本の鐵筋コンクリート導入用突堤の間にある 12 m 幅員の水路の入口に導かれて来る。

この水路の底は曳船用の斜路となつてゐて、この斜路の下端迄船架臺が降下して来る。突堤に沿ふて設備された定規に依り船の前後中心を揃へ、船と船架臺を同時に地面の方に引き揚げる。斜路は傾斜してゐるから、地面に近づくに従ひ船體は船架臺の上に軽く載荷される。斯くして眞中のキール・ブロックの上に完全に座ると、楔型の臺を船體の底の兩端に當て、船を船架臺に固定せしめる。次に平均 2.3 m/min の速度を

以て曳船を再び開始する。船架臺を降す前には、キール・ブロック及び楔形の臺を豫め船の断面に適合する如く大體調整して置く。新型の船架臺ではこれ等を前以て調整する必要なく船架臺の上より直接腕木にて操作し機械的に調整せしめ得るものがある。

曳船運動は斜路の延長斜路下端より約 235 m の位置にある引揚装置にて行ふ。捲揚網は直徑 57 mm の鋼索 2 本を用ひ、その各々は 38 ton の張力に備へてある。曳船の平均速度は 2.3 m/min であるが、軽い船體にては 4.6 m/min の速度を以て引揚げを行ひ得る。

船架臺の降下に際しては特殊の捲胴を備へ、自然の降下を制禦しつつ降下せしめる。鋼索の道には轉子と木片を設けて曳船を滑かにする。斜路の上部には直徑

45 m の圓形の溝があり、この中に上下運動と軸廻轉運動を同時に行ひ得る特殊の轉船臺がある。この轉船臺の上には船架臺を載せる軌條が敷かれてゐる。軌條は斜路上の軌條と同様である。船架臺を斜路の上端に引揚げると同時に轉船臺をこの方向に向け、その勾配も斜路の勾配と同じ 6.25% にして、船架臺を轉船臺上に曳き揚げ、完全にこの臺の上に載ると轉船臺を上を持ち上げて水平にする。この水平にする運動は水壓ピストンを用ふる。茲で轉船臺の兩端を圓形溝の内縁にある軌條の上に載せ廻轉せしめる。この轉船臺の重量は 450 ton である。

轉船臺の周圍には平面になつた地盤に 10 本の放射した船座がある。これは斜路及び轉船臺の軌條と同じ軌條より成つてゐて、基礎は鐵筋コンクリートである。轉船臺を廻轉して船座の一つの軌條の方向に一致せしめ、各船座の端にある捲引装置にて船架臺を船座の方に引く、この捲引装置は直徑 40mm の鐵、直徑 30mm の鋼索、25 HP の電動機より成る。その捲引速度は平均 3 m/min である。

船舶の捲揚より再び海中へ降下せしむる迄に要する消費電力は平均 90 K.W. である。

(五十嵐敏三 抄譯)

### コンクリート斜角剛性框構の近似的設計法

(Edward F. Gifford. "Approximate Design Method for Concrete Skew Rigid Frames" Eng. News Record May 3, 1934. p. 574.)

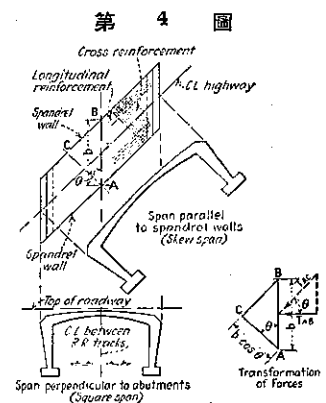
コンクリート斜角拱の設計には色々の方法が考へられて居る。最も有名なのは J. C. Rathbun 教授のもの (Proceedings of A. S. C. E. Feb. 1924) 及び Bernard Weiner 氏のもの (Proceedings of A. S. C. E. Jan. 1931) である。Richard M. Hodges 氏も亦技術者のため斜角拱理論といふ立派な説明を試み、Arthur G. Hayden の "Rigid-Frame Bridge" に發表されて

居る。併しながら今日迄世にある方法は、斷面の力率及び推力を決定する數學上の計算に數週間を要して尙未だ内應力を決める仕事が残つて居るといふ有様である。つまりそれ等の方法は骨の折れる、時間のかゝる方法に過ぎない。よつて此處に Rathbun 教授の理論に基いた近似方法を述べて見やう。この方法は拱斷面決定試みの設計には充分であり所謂精密法に比べて遜色がないと信ずる。

この方法は著者が數年前如何なる荷重状態で破壊するかといふ鐵筋コンクリート斜角剛性框構の模型試験時に端緒を得たものである。模型試験で見ると割目は第一に頂版の鈍角隅に現はれ、次で拱側面に直角の方角に現はれてくる。これからして見ると最も有效な縱鐵筋はこの割目に直角に或は拱側壁に平行に置かれなければならない様に思はれる。

彎曲撓度を受けても頂版の各横部分が水平であり、橋臺に平行である限り、斜角拱の設計計算には橋臺に直角な徑間の斷面が用ひられなければならない。然し縱鐵筋を橋臺に直角に列べるといふことは實行し難い。でその位置は拱側壁に平行として置く様になる。故に橋臺に平行な AB 面に働く力率及び推力を拱側壁に直角な AC 面に變形する必要がある。而して拱側壁に平行な拱の斷面はこれ等の變形された力率及び推力に抗し得なければならない。

橋臺に直角な徑間と拱側壁に平行な徑間との間の次に述べる簡単な關係が、橋臺に直角な徑間拱軸上の各點に於ける單位厚さに對する力率  $M$ 、推力  $T$  の計算の方法を決定する。それから  $M$  と  $T$  とを  $\sec^2\theta$  倍して正拱 (right arch) に對する普通の方法に従ひ鐵筋を設計するのである。





今  $T_{AB}$  を橋臺に平行な AB 面に働く全推力とすると、 $T_{AB}/b$  は AB 面単位厚さに働く推力となる。同様に  $T_{AC}$  は拱側壁及び縦鐵筋に直角な AC 面に働く全推力とすると、 $T_{AC}/b \cos \theta$  は AC 面単位厚さに働く推力となる。然るに  $T_{AC} = T_{AB} \sec \theta$  であるから AC 面単位厚さに働く推力は

$$\frac{T_{AB} \sec \theta}{b \cos \theta} = \frac{T_{AB}}{b} \sec^2 \theta$$

AB 面に働く力率は同様の方法によつて AC 面の力率に變形される。實際に設計施工された種々の斜角拱の研究から得られた次の法則は充分満足を得る結果を與へるであらう。

1. 15 度迄の斜角拱に對しては拱側壁に平行な断面と徑間とを用ひ、正拱として設計してよい。應力分布のため適當の横鐵筋を用ひること。
2. 15~35 度迄の斜角拱に對しては正拱として設計し、力率及び推力の變形公式を用ひること。横鐵筋は徑 3/4 吋、丸鋼を 12 時間隔にをくこと。
3. 35~50 度迄のものには Hodges 氏の説明に従ひ且つ断面決定の試みには此處で述べた方法を用ひ斜角拱として設計すること。
4. 50 度以上のものには單板桁徑間を用ひることを推奨する。で若しも拱のやうな外觀にし度いならば板の高さを適宜に變へればよい。

(岡崎三吉 抄譯)

### ワシントン新污水處分場計畫

“Activated-sludge Plant Proposed for Washington” Eng. News Record, Mar. 8, 1934. p. 328~330.

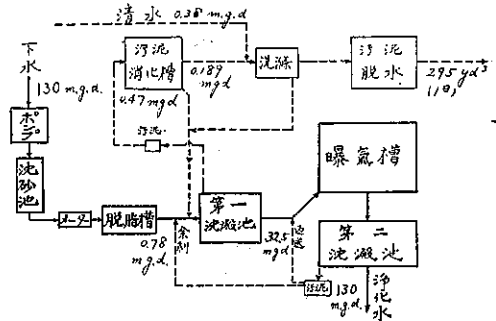
今回コロンビア區委員會に提出されたワシントン污水處分場計畫は H. P. Eddy 氏等(同區衛生局)の發案でその大要は次の様なものである。

#### 計畫の概要

本計畫は 1 日 492 000 m<sup>3</sup> の下水を處理せんとするものでその主要なる目的はポトマック河の保清である、處分場位置は Oxon Run Bay 河畔としこれ迄約 1 mile の污水管渠を敷設する、處分場に於ては先づ噴

筒揚水を行ひ、洗砂槽、脱脂槽を経て更に沈澱池にて雜物を沈澱せしめる、沈澱水は冬季に於てはこの儘放流して支障無いが、夏季に於ては更に曝氣槽に入れ充分曝氣したる後、再び最後沈澱池にて沈澱せしめ、上澄水のみを放流する。

第 5 圖



上述の設備に於て除去せられた汚泥は消化槽に送つて腐化せしめ、瓦斯を採取し廢泥は洗滌して後脱水乾燥し刑務所内耕地の肥料その他に充當する。

污水淨化の標準は夏季に於て B. O. D. 90 % 減、細菌 98 % 減、冬季に於て B. O. D. 83 % 減、遊介物 50 % 減である。

本計畫遂行に當りその費用は、建設費 7 900 000 弗、年維持費 390 000 弗の見込。

#### 設計の内容

- 排水人口(計畫) 650 000 人(1950 年)
- 1 人 1 日當汚水量 757 立(200 ガロン)
- 水 質 弱家庭下水にて工場廢水多少あるも促進汚泥法處理に好適
- 沈 砂 槽 8 槽に分ち槽内平均流速毎秒 1 ft を基準とする
- 脱 脂 槽 幅 15 ft, 長 100 ft, 水深 15 ft 2 槽, 4 分間の滯流を與へ、汚水を曝氣して油脂を凝集せしむ
- 第 1 沈澱池 容量は流入下水水量に對し夏季 1.5 時間分, 冬季 4.5 時間分
- 曝 氣 槽 幅 30 ft, 長 375 ft, 水深 15 ft, 30 槽, 片側スパイラル撒氣式, その容量 25 % の返送汚泥を含み 5.5 時間分

第2沈澱池	水面積 1 ft <sup>2</sup> に付 1 日 800 ガロン 処理, 容量は 2.5 時間分	動 力	外に搬出す, 抽水は同様に返水 1 200 馬力, 瓦斯エンジン 2 臺及び 1 000 HP ディーゼル 5 臺を以て發 電一切の動力に使用す。瓦斯發生 豫定量は夏季 1 日 780 000 ft <sup>3</sup> , 冬 季 1 日 460 000 ft <sup>3</sup>
汚泥消化槽	90 ft 角, 深 24 ft, 12 槽, 1 人當り 容量 4.6 ft <sup>3</sup> 加熱装置, コンクリー ト蓋を有し瓦斯を採取す		
排 泥 槽	消化槽 4 槽に付 1 槽排泥量を調節 し更に瓦斯量調整設備を有す	乾燥汚泥の利用	Lorton 刑務所々々の土地 2 700 エ ーカーの内現在殆んど不毛地たる 1 000 エーカーを毎年 100 エーカ ー程度宛開拓の豫定, その他公園 耕地等の敷均土として好適にして 囚人使役を以て肥料に加工する事 も考へらる
洗 滌 槽	幅 10 ft, 長 60 ft, 水深 15 ft, 2 槽 清水を加へて撒氣攪拌し洗滌を行 ふ		
離 水 槽	徑 60 ft, 水深 13 ft, 6 槽, 靜置し て水分を離脱せしめこれを流入下 水管に返水す。		
脱 水 機	徑 11 ft, 長 6 ft, 眞空ドラム・フィ ルター 6 臺, 脱水せる汚泥塊は場		(板 倉 誠 抄譯)