

6つの駐車改良条件

“Six Steps to Ease Downtown Parking”
The American City, 72-6, Jun. 1957.

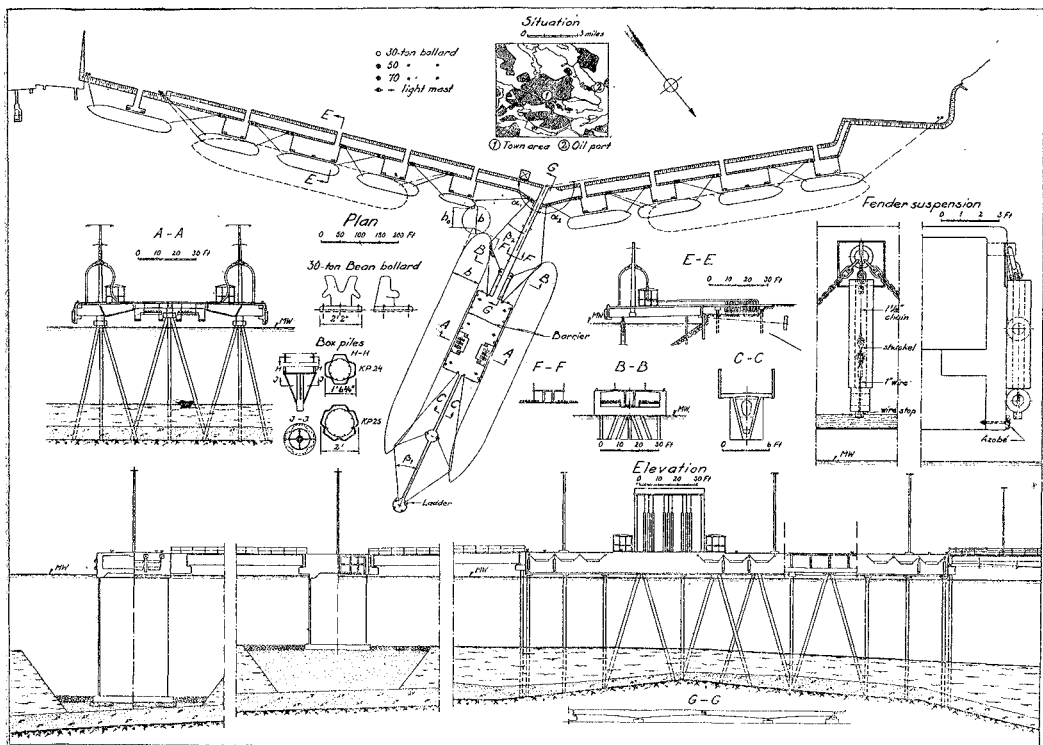
アメリカ駐車協会のすすめている都市の規模にかかわらず適用できる6つの駐車改良策を紹介しよう。

1. 厳格な法律の施行と罰金によつて路上では二方交通が確保できるよう、駐車を実施すること。
2. 路外地の駐車が利用できる場所の調査をし、どの程度効果的に使用しうるかを見出すこと。
3. 駐車場と店舗を直結させる有効な計画を立て、自由に顧客が使用できるよう駐車を考えること。この計画には多くの都市にある高層建築様式の商店の場合を含むものとする。
4. 駐車関係を取扱う地方機関は駐車操縦手を雇出し、実際の経験にもとづいた効率的に運営をなすこと。
5. 短時間駐車で事足りるよう、一般の駐車利用者を啓蒙すること。
6. 非常に特殊なことで、都心外縁部に駐車位置をとるよう、勤労者や他のすべての終日駐車する人達を教育すること。(建設省計画局 渡部 与四郎)

ストックホルムの新石油港

“The Oil Port of Stockholm”
By P. Leimdörfer
The Dock and Harbour Authority, Vol. 38,
No. 439, May, 1957

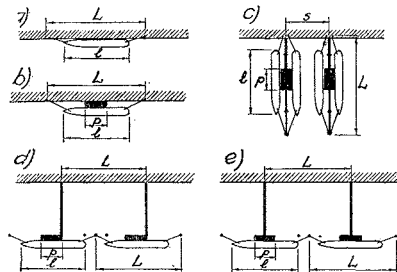
図-2 第一突堤平面図および詳細図



ストックホルム港では激増する石油輸入量に対処するため、32000重量トンタンカー用突堤埠頭5本と25000重量トンタンカーを接岸させる平行埠頭2本の新石油埠頭の建設計画をたて種々の研究と比較設計を行った。

平行埠頭については 図-1 a)b)の二つの型が討議されたが、従来から一般に使用されている a)型に比し、b)の marginal type は建設費が安く、将来事情に応じて a)型に簡単に変更できるので b)型を採用した。突堤埠頭に関しては c)d)e)の三つの型が検討されたが、d)e)は繫留船舶が大きな水面積をとること、平行埠頭への船舶の出入を妙げるといふ理由で c)型が採用された。

図-1 埠頭型式の比較



平行埠頭に対する突堤軸の角度は、その地点の風や潮流および突堤埠頭によつて使用不可能となる平行埠頭の長さなどを考慮して決定すべきである。突堤埠頭によつて減ぜられる平行埠頭長 f は次式で表わしうる。

$$f = b_0 \frac{0.5K + \cos \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

潑な興味を反映している。ベルギー国鉄も試験研究の
 のち、現在長尺レールの実用化を推進し、400~900 m
 長の長尺レールを総延長 45 km 敷設している。

2. 理論的考察

(記号) L : 長尺レール長

x : 片側レール端から考える点 X までの距離

a : まくら木間隔

dZ : 距離 x における長さ dx 区間の変位量

l : 温度上昇により変位のおこるレール端より
 の長さ

t₀ : 敷設温度

S : レール断面積

E : 鋼のヤング係数

α : 鋼の膨脹係数

p_a : 1/2 まくら木に対する道床抵抗力

p : レール 1 本に対する 1 m 当り道床抵抗力

敷設温度 t₀ から温度上昇があつたとすると点 X ではレ
 ール端の方向に np_a なる力が働らく。この力に相当す
 る伸びは

$$e_a = \frac{np_a}{SE} = \frac{px}{SE} \text{ ここに } p = \frac{p_a}{a}, x = na \dots (1)$$

この伸びは熱膨脹 u_a = aα(t - t₀) に対する抵抗力に相
 当する値であるから、実際の伸びとしては a = dx とし
 て、

$$dZ = u_a - e_a = \left\{ \alpha(t - t_0) - \frac{px}{SE} \right\} dx \dots (2)$$

$$dZ = 0 \text{ となるのは } l = \frac{SE\alpha(t - t_0)}{p} \dots (3)$$

t₀ から t に温度上昇した場合のレール端の総移動量と
 しては (2) 式を積分して

$$Z = \alpha(t - t_0)l - \frac{pl^2}{2SE} = \frac{SE\alpha^2(t - t_0)^2}{2p} \dots (4)$$

図-1 において左側は温度とレール端移動量との関係

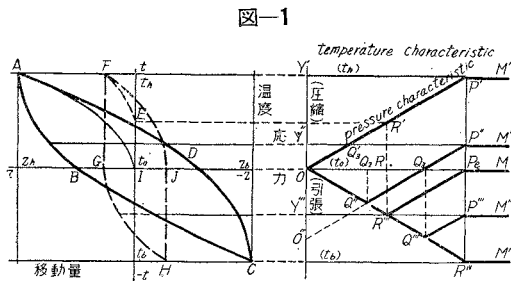


図-1

を示し一種の hysteresis curve となる。A 点で最大の
 伸び Z_a を、C 点で最大の収縮 Z_b をうける。右側は
 温度に対してレール端からの距離と、レール内部応力の
 関係を示している。実際 pressure characteristic が
 OP', OP'' と連続的な直線または OQ'P'' と単純な折線
 となることはほとんどない。OQ'P'' のごときは同じレ
 ール中に同時に伸びと収縮が存在する例である。レール
 端の移動量 Z は常に y 軸と temperature characteristic
 と pressure characteristic の間に含まれる面積であら
 わされる。例えば OQ'P'' の場合、この面積は ΔOY'P''

すなわち ΔO'Y''P'' から ΔO''OQ'' を引いた値で、後者
 は ΔO''OQ'' (= ΔP'P''Q''') の半分である。ΔO''OQ'' は
 SEα²(t_h - t)²/2p を、従つて ΔO''OQ'' は SEα²(t_h - t)²
 /4p の値をあらわす。以上から最高温度 t_h から t に
 下降するときの移動量は Z = Z_h - SEα²(t_h - t)²/4p, す
 なわち温度上昇時の移動量の parabola IA とは異なる
 parabola となり下降時の移動量の減少率は、上昇時の移
 動量の増加率の半分となる。簡単のため座標原点 I を A
 および C に移して考えると hysteresis の 2 つの para
 bola は

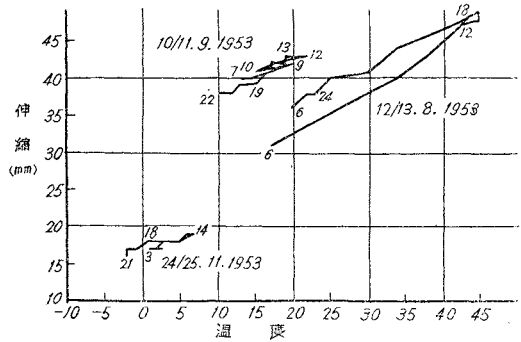
$$Z = \frac{SE\alpha^2}{4p} dt^2 \dots (5)$$

IA の経路はレールが敷設された月に一度だけたどる
 だけで、あとは式 (5) によるので実際 t₀ は必ず最高温
 度 t_h と最低温度 t_b との正確な平均値である必要はない。

3. 測定結果

a) 日変化 上記の理論は、すべて定められた限度内
 で変化すること、および道床は全区間について一様の抵
 抗力を示すことを仮定すれば正しいが、実状はこれらの
 条件とは相当異なっている。そこでベルギー国鉄では
 738 m の長尺レールを敷設し若干の試験を実施した。目
 的は、平均道床抵抗力 p を決定すること、およびレ
 ール敷設時伸縮継目器に設けるべき動程の量を算出する
 ことであつた。試験はまず若干の期間移動量を毎日 2 回
 (最高最低温度の時刻に近く) 測定し、他方もつと短か
 い期間 1 時間ごとの移動量を測定した (両端部継目に
 ついて)。これらの継目は摩擦抵抗なしの伸縮継目器が
 設けられた (図-2)。

図-2



いま 1 日の温度変化 (第 1 日から第 2 日までの変化)
 を t_d で、それに対応する移動量を Z_d とすると式 (5)
 は、

$$p = K \frac{t_d^2}{Z_d} \quad K = \frac{SE\alpha^2}{4} \dots (6)$$

60 回の実測結果から t_d²/Z_d (Z_d: mm) は平均値 34,
 標準偏差 13.4, 変動係数 0.4 である。同じく実測結果
 から t_d/Z_d を求めると平均値 2.87, 標準偏差 1.14,
 変動係数 0.4, 同じく t_d³/Z_d を求めると平均値 97,
 標準偏差 55, 変動係数 0.57, t_d³/Z_d を求めると変動係
 数 1.0 であり、この結果からレール 1 本について 1 m

当りの道床抵抗平均値として式(6)を用いる。ベルギー国鉄 50 kg/m レールで $S=6322 \text{ mm}^2$, $E=21000 \text{ kg/mm}^2$, $\alpha=11.52 \times 10^{-6}$ から $p=150 \text{ kg/m}$, 軌道として 300 kg/m, まくら木 1 本当たり (まくら木間隔 0.60 m) 180 kg となり, 実際の直接測定値より小さい。

試験区間 (道床不安定)

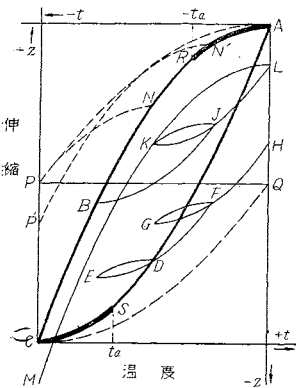
まくら木間に 道床填充なし	まくら木 1 本当たり 110 kg
道床填充, 移動のはじめ	390 kg
最大値	600 kg

比較のため, フランス国鉄の例は, 木まくら木区間で最小 170 kg, 最大 410 kg 以上, ドイツ国鉄木まくら木区間で最小 210 kg, 最大 1170 kg という測定記録がある。

木まくら木区間まくら木間隔 0.60 m として式(6)は $Z=0.03 \Delta t^2 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (7)$

b) 年変化 数か月間の連続的検測後, 数週間の期間においてまた毎日 8 a.m. と 4 p.m. に検測を行った。図

図-3



3の特性曲線は年間の温度変化の範囲および式(7)(日変化)によるレール端の移動量の最大範囲でできる四角形の中心にある。C点から温度上昇を始めてD点に達し, そこで温度が下降し parabola ABC の形に従って E に達し, 再び上昇下降をくり返してDFGFをへて最高温度Hに達することから, 毎日の変化は種々の値をとりつつも式(7)による parabola に従い, 結局年間のレール移動量は始めに考えたよりかなり小さい値となる。A点からの温度下降についても同じである。計算によるとレール移動量と温度の関係は式(7)(日変化)の parabola の係数の 1/2 に等しい係数をもつ parabola となる (0°C 以上の範囲)。

$$Z=0.015 \Delta t^2 \dots \dots \dots (8)$$

結局年変化の特性を示す新しい閉じた経路として, (AQ)-(PC) が前の ABCDA におきかえられるが, AR と CS (全温度変化範囲の多くても 1/3 以上ではない) 区間のみが日変化として (前の経路のまま) そのまま役立つのである。

c) 結論 いままでの考察を要約するとつぎのとおりである。(1) レール敷設後ただちにおこる最初の温度上昇, あるいは下降時の移動量は, 式(4)より

$$Z=0.06 \Delta t^2$$

(2) 温度の日変化による移動量は, 式(7)で

$$Z=0.03 \Delta t^2$$

(3) 温度の年変化による移動量は, 式(8)で

$$Z=0.015 \Delta t^2$$

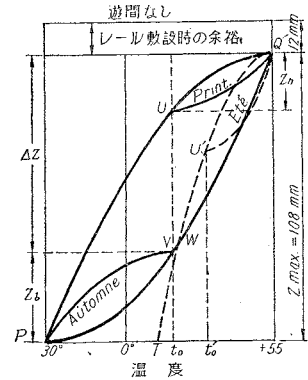
(4) まくら木の滑り出しに対する道床抵抗平均値はまく

ら木 1 本当たり 180 kg で, 年変化についてはあたかも道床抵抗が 2 倍になつたごとく作用する。

4. 長尺レールの敷設

無限長レールでは全温度変化の範囲は (西ヨーロッパではレール温度で 85°C) レール端の最大移動量は, 式(8)より $Z_{\max}=0.015 \times 85^2=108 \text{ mm}$ となる。図-4 において, 春あるいは夏

図-4



に敷設され温度上昇が期待されるときは, 温度 t_0 に対し U , 最高温度で Q となり式(8)より遊間の 1/2 量として Z_h がきめられる。敷設後その日のうちに考えられる最高温度に達すると予想されるなら, 敷設温度 t_0' に対し U' をとり, $U'Q$ の垂直軸への投影が式(4)に対応する。すな

わち遊間は普通の場合の 4 倍をとるべきである。またレールが年の後半 (8 月 15 日以後) に敷設され温度が下降傾向を示すならば, 敷設温度と -30°C との差 t_0+30° を用い式(8)を適用する。収縮による移動量は Z_b であり遊間の 1/2 量として $\Delta Z=Z_{\max}-Z_b$ となる。こうして伸縮継目器に設けられる動程として $2 \times 108=216 \text{ mm}$, 余裕を $2 \times 12=24 \text{ mm}$, 計 240 mm に決定した。

5. 比較

フランスおよびベルギー国鉄では, 溶接による 800 m の長尺レールとレール端に 200 mm の動程を有する伸縮継目器を敷設しているのに対し, 一方ドイツ国鉄およびアメリカの若干の鉄道会社では, 単に分岐器, 絶縁継目で制限されるだけで非常に長い長尺レールを敷設し, 端部では単にその付近でアンチクリーパーを増加するだけで普通の継目構造としている。ドイツでは 30°C (実際は 28°C) のとき遊間は 0 になるように規定されており, 継目抵抗は 5 t で温度換算は 3°C である。ゆえに敷設後温度下降すると遊間は 25°C で開き出す。前記の式にドイツの条件を入れると $Z_1=0.03 \times 0.655/0.60 \times 90/330 \times \Delta t^2=0.009 \Delta t^2 (+25^\circ\text{C} \sim -10^\circ\text{C}$ に適用) となる。 -10°C 以下になると道床氷結により, 道床抵抗はファスニングにおけるレール抵抗より大きくなる。1/2 まくら木について道床抵抗 90 kg が 1000 kg にあがり $Z_2=0.03 \times 0.655/0.60 \times 90/1000 \times \Delta t^2=0.003 \Delta t^2 (-10^\circ\text{C} \sim -30^\circ\text{C}$ に適用) となる。 Δt の値として 35° と 20° をそれぞれ入れて $Z_{\max}=Z_1+Z_2=11.0+1.2=12.2 \text{ mm}$ となる。ドイツでは 2 つの長尺レールの間に少なくとも 1 本の 30 m レールを入れている。式(3)において $l=L/2$, $t=t_m$ として $t_m-t_0=pL/2SE\alpha=0.01p$ となり, ドイツの条件を入れ $t_m-t_0=0.01 \times 330/0.655=5^\circ$ となる。レール端移動量は式(4)と上式から $Z_m'=pL^2/8SE=0.00089p=0.00089 \times 330/0.655=0.4 \text{ mm}$ となる。自由伸長と

しては $Z_1' = 15 \text{ m} \times 0.00001152 \times 30^\circ = 5.2 \text{ mm}$ となる。氷結した道床について (-10°C 以下で) $t_m - t_0 = 0.01 \times 1000/0.655 = 15^\circ$ であり、それに対応する収縮は $Z_m'' = 0.00089 \times 1000/0.655 = 1.4 \text{ mm}$ となり、自由収縮は $Z_1'' = 15 \text{ m} \times 0.00001152 \times 50 = 0.9 \text{ mm}$ となる。各レール端の総移動量として $Z_{\text{max}}' = Z_m' + Z_1' + Z_m'' + Z_1'' = 0.4 + 5.2 + 1.4 + 0.9 = 7.9 \text{ mm}$ となり、全体の継目遊間としては、 $Z_{\text{max}} + Z_{\text{max}}' = 12.2 + 7.9 = 20.1 \text{ mm}$ となる。この値はドイツの規程 (最大 19 mm) に非常に近い。そしてドイツ国鉄はこの理論が継目構造として可能な限度にきていることを認めている。

また最大遊間 8 mm で十分であるという理論については、 15°C の温度で遊間は閉じること認めており、一方 -20°C (しばしば -30°C) まで認めている。 Δt として $15^\circ\text{C} \sim -25^\circ\text{C}$ の範囲を考え式 (7) より遊間として 96 mm をうるが、このとき道床抵抗を 150 kg/m から 1800 kg/m としているので、 $96 \times 150/1800 = 8 \text{ mm}$ となる。

以上において、日変化を示す式を用いてきたが、非常に小さい移動量 (道床は 150 kg/m が 1800 kg/m という非常に強力な抵抗力を示す場合) については、日間移動と年間移動を区別する必要はないと仮定してもさしつかえないと思う。

ベルギー国鉄で使用しているような摩擦抵抗のない伸縮継目器は、その大きな動程のため道床中のまくら木の安定に悪影響を生ずるが、他方その動程は道床が氷結せず (事実電化、ディーゼル化区間は水を含む炭殻等は落されず道床は氷結しないし、次第に蒸気機関車運転区間は減少している) 道床抵抗が小さく大きい温度変化のある地域では不可欠のものである。

(国鉄鉄道技術研究所 宮本 俊光)

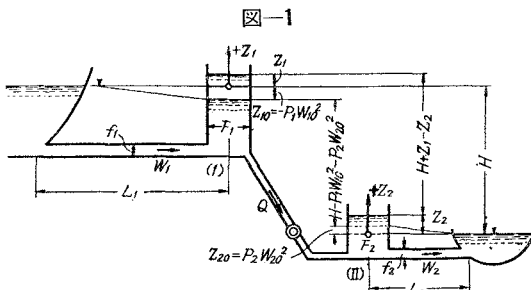
ダブル サージタンクの安定条件

“The Double Surge-tank System”

By Charles Jaeger

Water Power, July & August, 1957

図-1 のような配置のダブル サージタンクの安定条件



件については、これまでも諸氏によつて取扱われている (L. Escande & Houron 抄訳は「発電水力」誌 No. 9, あるいは脇 治雄氏「調圧水槽」など)。この種の問題はシングル タンクの場合の周知の「Thoma の条件」の求め方と同様に、振幅を微小と考えて高次の微小量を無

視し、振動方程式を線形化して減衰の条件を求めることに帰着する。以下に紹介する Jaeger 氏の論文も方法的には別に目新しいものではない。ただ前記諸文献では、減衰条件のうちの一つがあまり多くの変数を含んでいるため、これを整理して一般化することを放棄している。Jaeger 氏は新変数を導入して、この条件を実用上便利な形にまとめており、ダブル式タンクの設計に大いに参考になる。

図-1 で

$$\begin{cases} \frac{L_1}{g} \frac{\alpha W_1}{\alpha t} + Z_1 + P_1 W_1^2 = 0 \dots\dots\dots (1) \\ \frac{L_2}{g} \frac{\alpha W_2}{\alpha t} + Z_2 + P_2 W_2^2 = 0 \dots\dots\dots (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} W_1 f_1 = F_1 \frac{\alpha Z_1}{\alpha t} + Q \dots\dots\dots (3) \\ Q = F_2 \frac{\alpha Z_2}{\alpha t} + W_2 f_2 \dots\dots\dots (4) \end{cases}$$

出力一定の条件式……

$$Q_0(H - P_1 W_{10}^2 - P_2 W_{20}^2) = Q_0 H_0 = Q(H + Z_1 - Z_2) \dots\dots (5)$$

(1)~(5) 式は次の 4 階方程式に帰着する (計算は省略)。

$$p^4 + \alpha_1 p^3 + \alpha_2 p^2 + \alpha_3 p + \alpha_4 = 0 \dots\dots\dots (6)$$

(6) 式で表わされる振動が減衰する必要かつ十分な条件は Routh & Hurwitz によると

$$\alpha_1 > 0, \alpha_2 > 0, \alpha_3 > 0, \alpha_4 > 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$\Gamma = \alpha_3^2 - \alpha_1(\alpha_2 \alpha_3 - \alpha_4 \alpha_1) < 0 \dots\dots\dots (8)$$

上流、下流のタンクを独立と仮定したときの Thoma の面積を F_{Th1} , F_{Th2} とする。

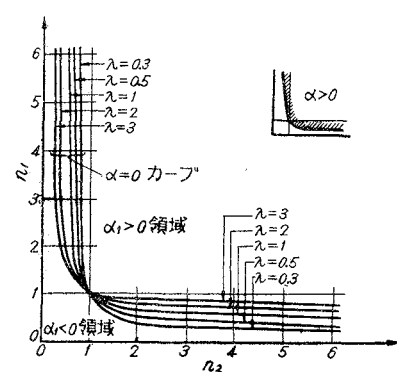
$$\begin{cases} F_{Th1} = \frac{1}{2g} \left(\frac{Q_0}{f_1} \right)^2 \frac{L_1 f_1}{H_0 P_1 W_{10}^2} \dots\dots\dots (9) \\ F_{Th2} = \frac{1}{2g} \left(\frac{Q_0}{f_2} \right)^2 \frac{L_2 f_2}{H_0 P_2 W_{20}^2} \dots\dots\dots (10) \end{cases}$$

$\alpha_1 > 0$ の条件は次のようになる。

$$\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} < \frac{1}{F_{Th1}} + \frac{1}{F_{Th2}} \dots\dots\dots (11)$$

$F_1 = n F_{Th1}$, $F_2 = n_2 F_{Th2}$, $\frac{F_{Th2}}{F_{Th1}} = \lambda$ とおくと, (11) は 図-2 で表わされる。

図-2



$\Gamma < 0$ の条件は次のようになる。

$$\bar{m}^* = \sqrt{\frac{L_2}{L_1} \frac{f_1}{f_2} \frac{F_{Th2}}{F_{Th1}}}, \quad p_{10}' = \frac{P_1 W_{10}^2}{Z_{*1}'},$$

$$p_{20}' = \frac{P_2 W_{20}^2}{Z_{*2}'}, \quad Z_{*1}' = W_{10} \sqrt{\frac{L_1}{g} \frac{f_1}{F_{Th1}}},$$

$$Z_{*2}' = W_{20} \sqrt{\frac{L_2}{g} \frac{f_2}{F_{Th2}}}, \quad X = 1/n_1$$

とおくと、

$$\alpha_1 = -\frac{4\pi}{T_2} \left[X \bar{m}^* p_{10}' \sqrt{n_2} - \sqrt{n_2} (\bar{m}^* p_{10}' + p_{20}') \right. \\ \left. + \frac{p_{20}'}{\sqrt{n_2}} \right] \dots \dots \dots (12)$$

$$\alpha_2 = \frac{4\pi^2}{T_2} \{ X n_2 [\bar{m}^{*2} (1 - (2p_{10}')^2) - 4\bar{m}^* p_{10}' p_{20}'] \\ + (1 - (2p_{20}')^2) + 4\bar{m}^* p_{10}' p_{20}' (n_2 - 1) \} \dots \dots (13)$$

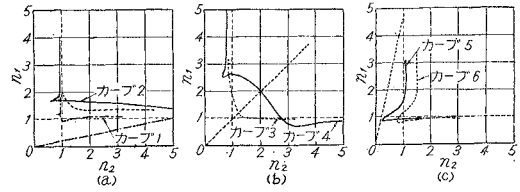
$$\alpha_3 = -\frac{8\pi^3}{T_2^3} \bar{m}^* \{ X [2\bar{m}^* p_{20}'] [\sqrt{n_2} + n_2 \sqrt{n_2} ((2p_{10}')^2 - 1)] \\ + X [2p_{10}' \sqrt{n_2}] + 2p_{10}' \sqrt{n_2} (2p_{20}')^2 - 1 \} \dots \dots \dots (14)$$

$$\alpha_4 = \frac{16\pi^4}{T_2^4} \bar{m}^{*2} \times n_2 [1 - (2p_{10}')^2 - (2p_{20}')^2] \\ \dots \dots \dots (15)$$

$\Gamma=0$ の条件は、(12)~(15) を (8) に代入すると、 n_1, n_2 を座標軸とし、 $\bar{m}^*, p_{10}', p_{20}'$ をパラメーターとする曲線として表わされる。図-3 はその代表的な値について計算値を画いたものである。 $\bar{m}^*=0.2$ のときは導水トンネルにくらべて放水路トンネルが短かく、 $\bar{m}^*=5$ のときは放水路トンネルが長い。 $p_{10}'=0.1$ は普通に見られる摩擦損失に相当し、 $p_{10}'=0.1$ は実際最大値と考えてよい。

図-3 (a)には Chute des Passes 発電所について Escande と Houron が直接図式計算で解いた値を比較

図-3



のため記入してある。この地点の諸元は、

$$F_{Th1} = 300 \text{ m}^2, \quad F_{Th2} = 750 \text{ m}^2, \quad \bar{m}^* = 0.255$$

$$Z_{*1}' = 58.2 \text{ m}, \quad Z_{*2}' = 37.2 \text{ m}$$

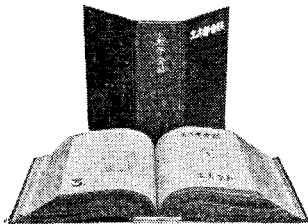
$$P_{10} = 11 \text{ m}, \quad P_{20} = 5.67 \text{ m}$$

$$p_{10}' = 0.189, \quad p_{20}' = 0.152$$

図-3 から次のことがわかる。 $\bar{m}^*=1$ のときは、とくにカーブ4では共振を起しやすい。 $n_2 < 2$ のときは、 n_1 をかなり大きくとらねばならないことになる。上下のうちいずれかのタンクを大きくとれば他のタンクが小さくなる。どちらのタンクを大きくするかは個々の場合で違いますが、下流側を大きくとることが多い。図-3 では、 p_{10}' が大きいほど n の値が大きくなるが、他方摩擦損失が大きいと F_{Th} の値が小さくなる。両者を組み合わせると、シングルタンクと同様にダブルタンクでも摩擦損失が振動の安定に有利に作用することがわかる。また前出の $\alpha_1 > 0$ の条件を 図-3 に入れてみると、サージの安定は多くの場合 $\Gamma < 0$ で支配されることがわかる。

〔安全率について〕 以上の所論にはいくつかの仮定が含まれている。方程式の線形化のため振幅を微小と考えたこと、水車効率 η を一定としたこと、鉄管路の損失を無視したこと等。これらを考慮して 図-3 の n_1, n_2 の値より 20~40% 大きな水槽面積が必要になる(計算は省略)。(建設技術研究所 谷田沢 正治)

土木学会誌“合本用ファイル”の頒布について



御要望に答えて学会誌合本用の専用ファイルを作りました。ピンで簡単に製本ができ、必要なときにはその号だけ抜き出せる特長があり、購入された方々より非常に便利だとの好評を得ております。目下のところ学会誌だけですが、さらに御希望が多ければ論文集用ファイルも考えております。第4回目の製品を目下頒布中ですからなるべく一括して御注文下されば送料が安くなります。

なお製品はテッサー工業KKと特約したものであります。

記

体 裁：B5判 学会誌 12冊綴用、薄グリーン・クロス装、金文字入り

頒 価：1部 170円(送共)

申込方法：御送金次第、折返し送付します。