U.D.C. 627.84 : 621.221.4

揚水発電所用ポンプ起動時のサージタンクの水位変化

Water Level Change in a Surge Tank at the Start of Pump in a Pumped Storage Power Station

宮代　裕*　小堀　威**　横山重吉*
Hiroshi Miyashiro　Takeshi Kobori　Shigeyoshi Yokoyama

内　容　梗　概

ポンプと水車とが同一回転軸に取り付けられている揚水発電所においては，ポンプの起動には水車を用いるのが普通である。

この起動方法を用いる場合，起動順序（シークェンス）の各動作によって水圧鉄管内の流量は変化し，サージタンクはこれらの各動作ごとに生ずる各サージングの合成に相当する水位変化をする。これらのサージングの重なり方いかんによっては，水位上昇がかなり大となることがある。したがって，このような場合にはあらかじめサージタンクの水位変化の計算を行なって，サージタンクの大きさならびに適当な起動シークェンスを定めなければならない。

本報告では，水車でポンプを起動する際に生ずるサージタンクの水位変化の計算方法，計算例および実測結果について述べる。

1. 緒　　言

ポンプと水車とが同一回転軸に取付けられている揚水発電所においては，ポンプの起動には水車を用いるのが普通である。東北電力沼沢沼，九州電力諸塚はいずれもこの方式を用いている。

この起動方法は，

（i） 水車の案内羽根を開き，一体に結合されたポンプ—水車—電動・発電機を同期速度まで上げ，

（ii） 電動機に負荷をかけた（このことを並列という）後水車の案内羽根を閉じ，

(iii) 水車ケーシング内の水を圧縮空気で排除しつつポンプ吐出弁を全開する，

という順序をとる。起動シークェンスの各動作すなわち水車の案内羽根開，閉，ポンプ吐出弁開によって水圧鉄管内の流量は変化し，サージタンクはこれらの各動作ごとに生ずる各サージングを合成したものに相当する水位変化をする。これらのサージングの重なり方いかんによっては，サージタンクの水位上昇がかなり大となることがある。したがって，このような場合には，あらかじめサージタンクの水位変化の予測計算を行なってサージタンクの大きさならびに適当な起動シークェンスを定めなければならない。

以下に，水車でポンプを起動する際に生ずるサージタンクの水位変化の計算方法，計算例および実測結果について述べる。

2. 計　算　方　法

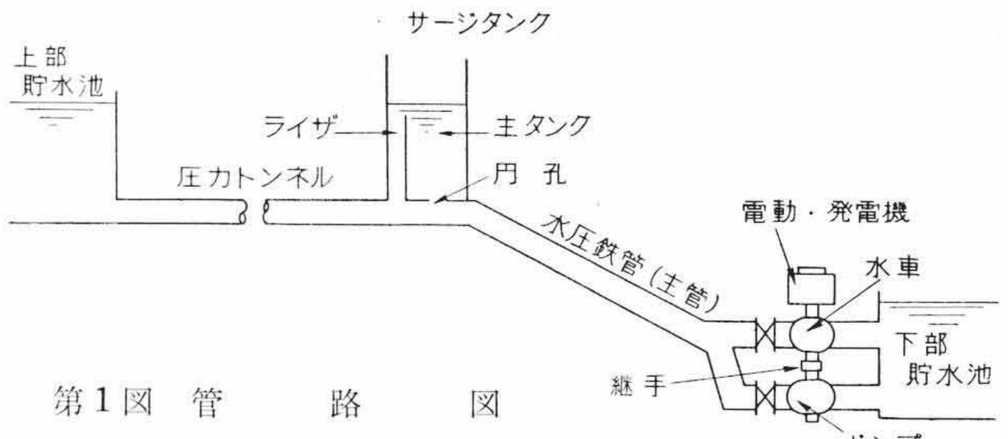
この問題を解く場合に，次のような仮定をする。

（1） 水圧鉄管内の流量は，圧力波が鉄管を往復する時間に比してかなりゆっくり変化するから，この流量変化により生ずる鉄管内の圧力変化は静水頭に対して無視する。

（2） 下部貯水池からサージタンクまでの高さがサージタンクの水位変化に比して十分大きいときには，水位変化を考慮して計算した鉄管内流量と，水位を一定と仮定した場合の流量とではあまり差がないので[1]，鉄管内流量を計算するためにはサージタンクの水位変化を無視する。

したがって計算は次の二段階に分けて行う。

（1） サージタンクの水位を一定として，水圧鉄管内の流量変化を計算する。



第1図　管　　路　　図

（2） （1）で求めた水圧鉄管内の流量変化を用いて，サージタンクの水位変化を計算する。

2.1 記　　号

第1図は揚水発電所の一般概略図である。

H_p: ポンプの揚程，m

H: 鉄管下端の分岐点における水頭，m

H_v: ポンプ吐出弁の抵抗損失水頭，m

Q: 水圧鉄管内の流量，m^3/s

Q_p: ポンプの流量，m^3/s

Q_t: 水車の流量，m^3/s

N: ポンプおよび水車の回転速度，rpm

M_p: ポンプの羽根車に作用するトルク，kg•m

M_t: 水車の羽根車に作用するトルク，kg•m

GD^2: 回転部分のはずみ車効果（$=4Ig$），kg•m^2

I: 回転部分の質量慣性モーメント，kg•m•s^2

g: 重力の加速度，m/s^2

α_v: ポンプ吐出弁の抵抗損失係数（次式参照）

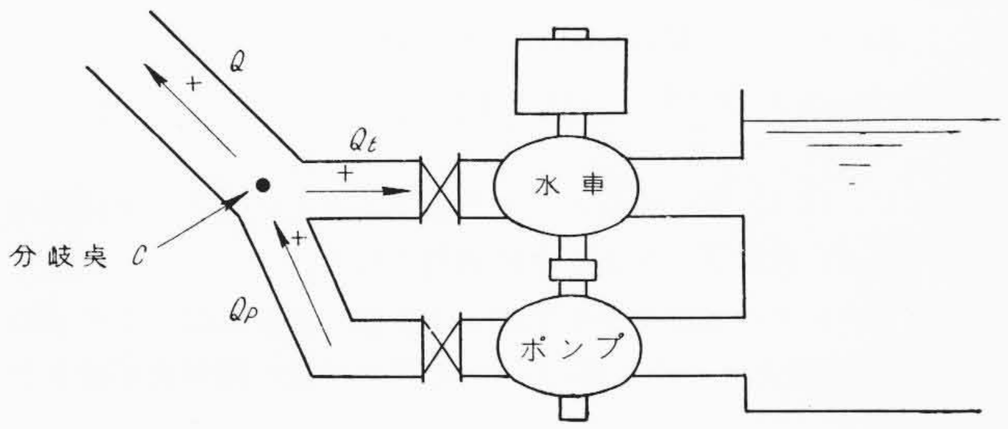
$$h=\frac{H}{H_n},\quad h_p=\frac{H_p}{H_n},\quad h_v=\frac{H_v}{H_n}=\alpha_t q^2_p$$

$$q=\frac{Q}{Q_n},\quad q_p=\frac{Q_p}{Q_{pn}},\quad q_t=\frac{Q_t}{Q_{tn}}$$

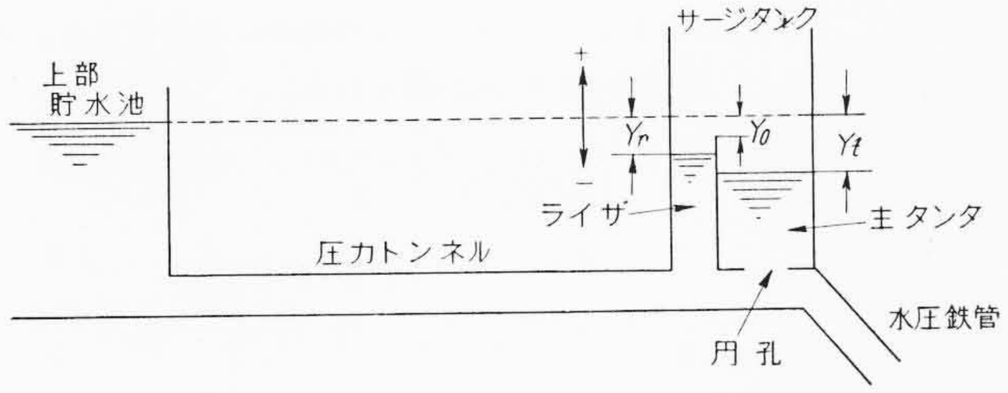
$$n=\frac{N}{N_n},\quad m_p=\frac{M_p}{M_{pn}},\quad m_t=\frac{M_t}{M_{tn}}$$

添字 n は基準の値を表わす。H_p, Q, Q_p, N, M_p の値はポンプ運転の場合を正とする。また Q_t, M_t は水車運転の場合を正とする。

* 日立製作所亀有工場
** 日立製作所亀有工場　工博



第2図　分岐点Cにおける流量の連続



第3図　上部貯水池の水位とサージタンクの水位との関係

L_c：サージタンクから上部貯水池までの圧力トンネルの長さ，m

A_c：圧力トンネルの断面積，m^2

A：サージタンクの断面積(ライザ頂上より上の部分)，m^2

A_r：サージタンク・ライザの断面積，m^2

A_t：サージタンク・主タンクの断面積，m^2

f：サージタンク・主タンク底部円孔の断面積，m^2

α：サージタンク・主タンク底部円孔の流出係数

Y_r：上部貯水池の水位を基準としたときのライザの水位，m

Y_t：上部貯水池の水位を基準としたときの主タンクの水位，m

Y：上部貯水池の水位を基準としたときのサージタンクの水位(ただし，水位がライザ頂上より上にある場合)，m

Q_c：圧力トンネル内の流量，m^3/s

ζ_c：圧力トンネルの摩擦損失係数

V_c：圧力トンネル内の流速，m/s

$$y=\frac{Y}{H_n},\quad y_r=\frac{Y_r}{H_n},\quad y_t=\frac{Y_t}{H_n},\quad q_c=\frac{Q_c}{Q_n}$$

Q_c，V_c の値は揚水方向を正とする。

2.2 計　算　方　法

2.2.1　水圧鉄管内の流量の計算

水圧鉄管が水車とポンプとに分岐する点C（第2図参照）においては，水圧鉄管内の流量Q，ポンプの流量 Q_p および水車の流量 Q_t の間の関係は次式で表わされる。

$$Q=Q_p-Q_t$$

上式を変形し，基準値に対する割合で表わすと

$$q=q_p-\frac{Q_{tn}}{Q_n}q_t \quad \cdots\cdots(1)$$

となる。ただし $Q_n=Q_{pn}$ とした。

ポンプの揚程 H_p と点Cの水頭Hとの間には次の関係がある。

$$H=H_p-H_v$$

ポンプ内を水が逆流する場合には H_v の前の符号が＋になるが，ポンプ起動の際には逆流しないように運転するので，逆流のときのことは考えないでよい。上式を無次元化して次のように変形する。

$$h=h_p-h_v$$

$$h=h_p-\alpha_v q^2_p \quad \cdots\cdots(2)$$

ただし，$H_v=\zeta_v\frac{V^2_v}{2g}$，$\alpha_v=\frac{Q^2_n}{2gA^2_vH_n}\zeta_v$ であり，V_v はポンプ吐出弁入口の流速，A_v は吐出弁入口管の断面積である。ζ_v およびα_vは吐出弁の開度 s の関数である。

水からエネルギーを得たり，あるいは水にエネルギーを与えたりしている以外にはエネルギーの出入がない場合には，一体に結合されたポンプ—水車—電動・発電機の回転部分の運動は次式で表わされる。

$$M_t-M_p=I\frac{d\omega}{dt}=\frac{GD^2}{4g}\frac{d\omega}{dt}$$

トルクを時間間隔 Δt の前・後の値(それぞれ添字 a および b で表わす）の平均とし，角速度 ω rad/s を回転速度 N rpm で置き換えれば，上式は近似的に(3)式のように変形される。

$$n_b-n_a=\frac{60g}{\pi\cdot GD^2}\cdot\frac{M_n}{N_n}\cdot\left\{(m_{ta}+m_{tb})\frac{M_{tn}}{M_n}-(m_{pa}+m_{pb})\right\}\Delta t \quad \cdots\cdots(3)$$

ただし，$M_n=M_{pn}$ とした。

h_p，q_p，n，m_pはポンプの特性(4.1)，(4.2)式を満足し，q_t，n，m_t，G.V.O.(案内羽根開度)は水車の特性(5.1)，(5.2)式を満足する。すなわち，

$$\left.\begin{aligned}h_p&=F_1(q_p,n)\quad\cdots\cdots(4.1)\\m_p&=F_2(q_p,n)\quad\cdots\cdots(4.2)\end{aligned}\right\}\ \text{ポンプの特性}$$

$$\left.\begin{aligned}q_t&=F_3(n,\text{G.V.O.})\quad\cdots\cdots(5.1)\\m_t&=F_4(n,\text{G.V.O.})\quad\cdots\cdots(5.2)\end{aligned}\right\}\ \text{水車の特性}\ (h\text{が一定の場合})$$

という関係がある。これらの関係は実験により求められ，各式はそれぞれ3個の変数のうち1個をパラメータにした曲線図で表わされる。

今，水車案内羽根の開度G.V.O.およびポンプ吐出弁の開度 s が時間によりいかに変化するかが与えられれば，(1)～(5.2)の7個の式を解くことによって時間間隔 Δt ごとに水圧鉄管内の流量 q を計算することができる。

2.2.2　サージタンクの水位変化の計算

圧力トンネル内の水の運動方程式は次式で表わされる（第3図参照)。

サージタンク水位がライザ頂上より上にあるときは

$$\frac{L_c}{g}\cdot\frac{dV_c}{dt}=Y\mp\zeta_c\frac{V_c^2}{2g}$$

複号のうち－は $V_c>0$，＋は $V_c<0$ の場合に適用される。

水位がライザ頂上より下にある場合には

$$\frac{L_c}{g}\cdot\frac{dV_c}{dt}=Y_r\mp\zeta_c\frac{V_c^2}{2g}$$

ただし，－は $V_c>0$，＋は $V_c<0$ の場合に用いられる。前の式を変形すると次式が得られる。

$$\frac{L_c}{g}\cdot\frac{Q_n}{A_c}\cdot\frac{dq_c}{dt}=yH_n\mp\zeta_c\frac{Q^2_n}{2gA^2_c}q^2_c$$

時間間隔 Δt の前・後の値を用いて上式を変形すると，近似的に(6.1)式が得られる。

$$q_{cb}-q_{ca}=\frac{gA_cH_n}{L_cQ_n}\cdot\frac{y_a+y_b}{2}\cdot\Delta t\mp\frac{\zeta_cQ_n}{2L_cA_c}\cdot\frac{q^2_{ca}+q^2_{cb}}{2}\cdot\Delta t \quad \cdots\cdots(6.1)$$

ただし，この式は $y\geqq y_0$ のとき適用されるものであって，－は $q_c>0$，＋は $q_c<0$ の場合に用いられる。同様にして(6.2)式が得られる。

$$q_{cb}-q_{ca}=\frac{gA_cH_n}{L_cQ_n}\cdot\frac{y_{ra}+y_{rb}}{2}\cdot\Delta t \mp\frac{\zeta_cQ_n}{2L_cA_c}\cdot\frac{q^2_{ca}+q^2_{cb}}{2}\cdot\Delta t \quad\cdots\cdots(6.2)$$

ただし，この式は $y_r\leqq y_0$ のときに適用され，－は $q_c>0$，＋は $q_c<0$ の場合に用いられる。

水圧鉄管内の流量 Q から圧力トンネル内の流量 Q_c をさし引いた残りがサージタンクに流れこむのであるが，この関係は次式で表わされる。

サージタンクの水位がライザ頂上より上にあるときは

$$A\frac{dY}{dt}=Q-Q_c$$

このときには差動式ではなく単動のサージタンクと考えているのである。

サージタンクの水位がライザ頂上より下にあるときは

$$A_r\frac{dY_r}{dt}+A_t\frac{dY_t}{dt}=Q-Q_c$$

上の二式をそれぞれ変形すると，近似的に(7.1)，(7.2)式が得られる。

$$A(y_b-y_a)H_n=Q_n\left(\frac{q_a+q_b}{2}-\frac{q_{ca}+q_{cb}}{2}\right)\Delta t\quad\cdots\cdots(7.1)$$

$$A_r(y_{rb}-y_{ra})H_n+A_t(y_{tb}-y_{ta})H_n=Q_n\left(\frac{q_a+q_b}{2}-\frac{q_{ca}+q_{cb}}{2}\right)\Delta t\quad\cdots\cdots(7.2)$$

ただし，(7.1) 式は水位がライザ頂上より上にあるときに適用され，(7.2) 式は下にあるときに適用される。

サージタンクの水位がライザ頂上より低い場合には，ライザの水位 Y_r と主タンクの水位 Y_t との間には次の関係式が成り立つ。

$$\pm A_t\frac{dY_t}{dt}=\alpha f\sqrt{2g|Y_r-Y_t|}$$

ただし，＋は $Y_r>Y_t$，－は $Y_r<Y_t$ の場合に適用される。上式を変形すると，近似的に(8)式が得られる。

$$\pm(y_{tb}-y_{ta})=\frac{\alpha f\sqrt{2g}}{A_t\sqrt{H_n}}\cdot\sqrt{\left|\frac{y_{ra}+y_{rb}}{2}-\frac{y_{ta}+y_{tb}}{2}\right|}\cdot\Delta t\quad\cdots\cdots(8)$$

ただし，＋は $\frac{y_{ra}+y_{rb}}{2}\geqq\frac{y_{ta}+y_{tb}}{2}$，－は $\frac{y_{ra}+y_{rb}}{2}\leqq\frac{y_{ta}+y_{tb}}{2}$ の場合に用いられる。

y_r，y_t ともに y_0 より小さい場合には，(6.2)，(7.2)，(8) の3式を用いて3個の未知数 q_c，y_{rb}，y_{tb} を求める。実際の計算では，いわゆる trial and error 法を用いる。

$y\geqq y_0$ の場合には，(6.1)，(7.1)の2式を解けば

$$q_{cb}=\mp\left(\frac{gA^2_c\Delta t}{2A\zeta_cQ_n}+\frac{2L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}\right)\pm\sqrt{\left(\frac{gA^2_c\Delta t}{2A\zeta_cQ_n}+\frac{2L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}\right)^2-q^2_{ca}+\frac{gA^2_c\Delta t}{A\zeta_cQ_n}(q_a+q_b)-\left(\frac{gA^2_c\Delta t}{A\zeta_cQ_n}-\frac{4L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}\right)q_{ca}+\frac{4gA^2_cH_n}{\zeta_cQ^2_n}y_a}\quad\cdots\cdots(9)$$

$$y_b=\frac{Q_n}{2AH_n}\{(q_a+q_b)-(q_{ca}+g_{cb})\}\Delta t+y_a\quad\cdots\cdots(10)$$

が得られる。よってまず(9)式から q_{cb} を求め，これを(10)式に代入して y_b を求めることができる。ただし，

$q_{cb}>0$ のときは，(9)式は $-(\ )+\sqrt{\ }$ であり，

$q_{cb}<0$ のときは，(9)式は $+(\ )-\sqrt{\ }$ である。

$y_t<y_r=y_0$ の場合，すなわち水位が上昇しつつありライザの水位 y_r はすでにライザ頂上 y_0 に達しているが，主タンクの水位 y_t はまだ y_0 に達せず，ライザから主タンクに水が流れ落ちている状態では(6.2)，(7.2)の2式を解けば，

$$q_{cb}=\mp\frac{2L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}\pm\sqrt{\left(\frac{2L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}\right)^2-q^2_{ca}-\frac{4L_cA_c}{\zeta_cQ_n\Delta t}q_{ca}-\frac{4gA^2_cH_n}{\zeta_cQ^2_n}y_0}\quad\cdots\cdots(11)$$

$$y_{tb}=\frac{Q_n}{2AtH_n}\{(q_a+q_b)-(q_{ca}+q_{cb})\}\Delta t+y_{ta}\quad\cdots\cdots(12)$$

が得られる。このとき，ライザから主タンクに流れ落ちる水の盛上り高さは無視した。

なお(11)式は

$q_{cb}>0$ のときは，$-\bigcirc+\sqrt{\ }$ であり，

$q_{cb}<0$ のときは，$+\bigcirc-\sqrt{\ }$ である。

3. 計　算　例

一例として，諸塚揚水発電所におけるポンプ起動時のサージタンクの水位変化の計算を示す。

3.1 ポンプおよび水車の仕様と特性

ポンプおよび水車の仕様は次のとおりである。

ポンプ

形式	片吸込二段タービンポンプ
電動機出力	56,500 kW
全揚程	241.4 m
水量	18.6 m³/s
回転速度	300 rpm
比較回転度	275 (rpm, m³/min, m)

水車

形式	フランシス水車
出力	54,000 kW
落差	221.9 m
水量	27.06 m³/s
回転速度	300 rpm
比較回転度	81.4 (rpm, kW, m)

3.2 計算に用いる諸数値

$N_n=300$ rpm

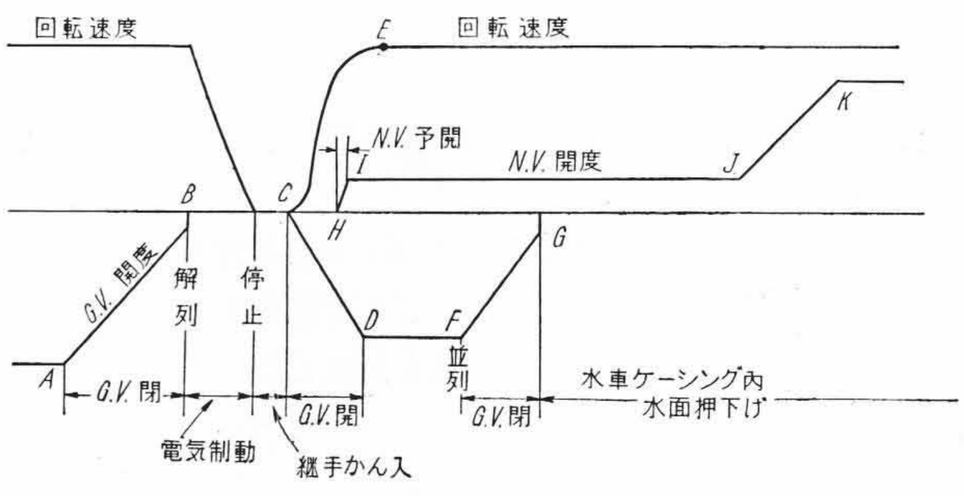
$H_n=241.4$ m

$Q_n=Q_{pn}=18.6$ m³/s，$Q_{tn}=27.06$ m³/s

$M_n=M_{pn}=158{,}800$ kg•m，$M_{tn}=168{,}800$ kg•m

$GD^2=1{,}953{,}000$ kg•m²

$L_c=6{,}878.6$ m，$A_c=10.75$ m²，$\zeta_c=22.65$



第4図　発電→揚水急速切替のシークェンス

$A=122.718\,m^2$, $A_r=10.179\,m^2$, $A_t=106.100\,m^2$

$f=2.138\,m^2$, $\alpha=0.82$

3.3 起動時のシークェンス

上部貯水池の水位は，最高値 EL. 360 m とした。したがって，ライザの頂上（EL. 357 m）と貯水池水面との標高差は $Y_0=-3$ m（=357 m−360 m）である。

水車運転から短時間にポンプ運転にするいわゆる急速切替と，静止状態からのポンプ起動すなわち普通起動との二つの例について計算を行った。

まず，急速切替のシークェンスについて説明すれば次のとおりである(**第 4 図**参照)。

（a） 水車案内羽根 (G. V. と略す) を閉じ，発電機の負荷を 0 にする(解列という，図のA→B)。

（b） 電気制動をかけ水車を停止させ，続いて継手をかん入してポンプを水車および電動・発電機につなぐ(B→C)。

（c） G. V. を開く（C→D)。回転速度が上りポンプの締切揚程が鉄管内水頭に等しくなると（この例においては約 245 rpm でこの状態に達す)，ポンプ吐出弁（ニードル弁，N. V. と略す）が開きはじめ(H)，あらかじめ定めてある予開開度まで開く(H→I)。ポンプが規定回転速度 (300 rpm) に達する少し前で吐出弁を開きはじめることを予開と称するが，これは締切り状態で全速運転するときに発生する振動を軽減するためである。

（d） 同期速度に達したなら電動機に一部負荷をかけ，いわゆる並列にする(D→E→F)。

（e） 並列すると G. V. を閉じる(F→G)。

（f） 水車ケーシング内の水面を押下げる(G→)。

G. V. 閉鎖後水面押下げを始めると同時に N. V. を予開から全開にする場合と G. V. 閉鎖後時間をおいてから N. V. を全開にする場合とを比較検討した結果，後者がサージタンクに有利なことがわかったので，水面押下げ開始後適当な時間をおいてから次の N. V. 操作を始めることにした。

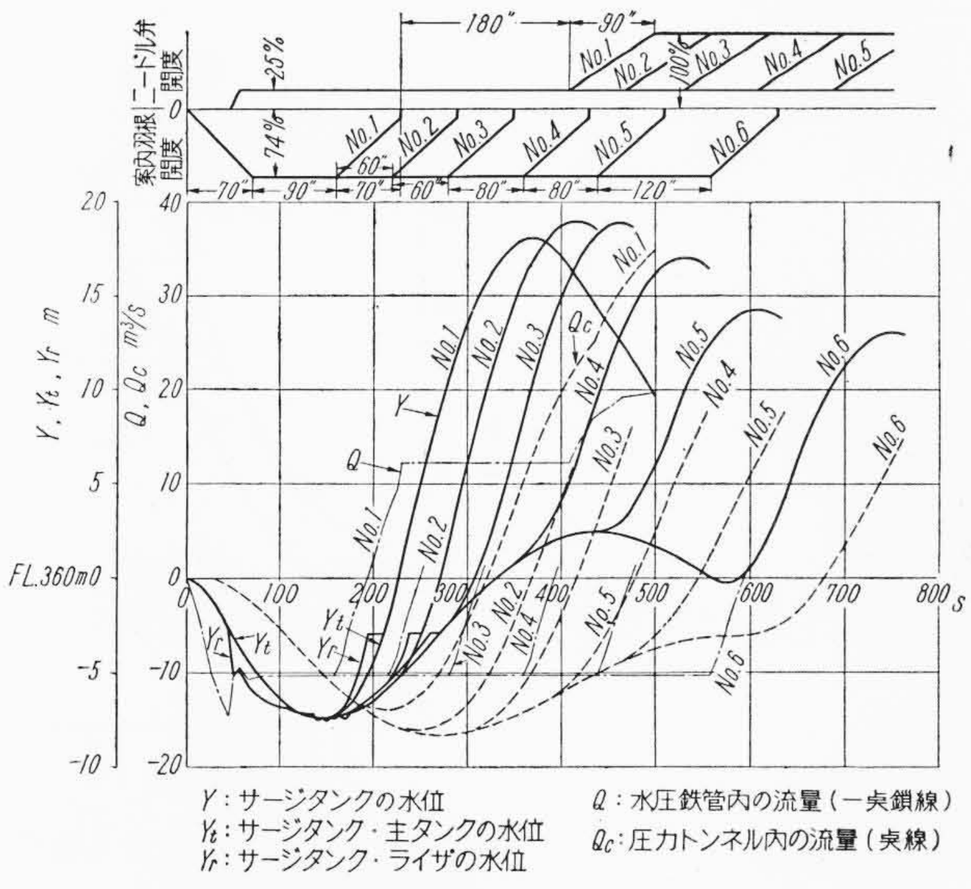
（g） N. V. を予開から全開にする(J→K)。

次に普通起動のシークェンスは急速切替のシークェンスから(a)および(b)を除いたもので(c)から始まる。

3.4 計算結果および検討

3.4.1 ポンプの普通起動

第 5 図の 6 計算例は，水車 G. V. が開いてから並列するまでの時間 DF (**第 4 図**)の相違がサージタンクの水位変化にいかなる影響を及ぼすかをしらべたものである。図を見ると，時間 DF の相違によってサージタンクの水位変化はかなり異なることがわかる。これは，サージタンクの水位変化が，G. V. 開という動作によってすでに生じているサージングと，次の段階における G. V. 閉という動作によって生ずるサージングとの合成であり，時間 DF が異なるとこの合成され方が異なってくるからである。水位が上昇しつつある時に案内羽根を閉じれば，二つの上昇の波が重なって水位上昇は大となり，水位が下降しつつある時に案内羽根を閉じれば，二つの波が互に打消されて水位上昇は小となる。



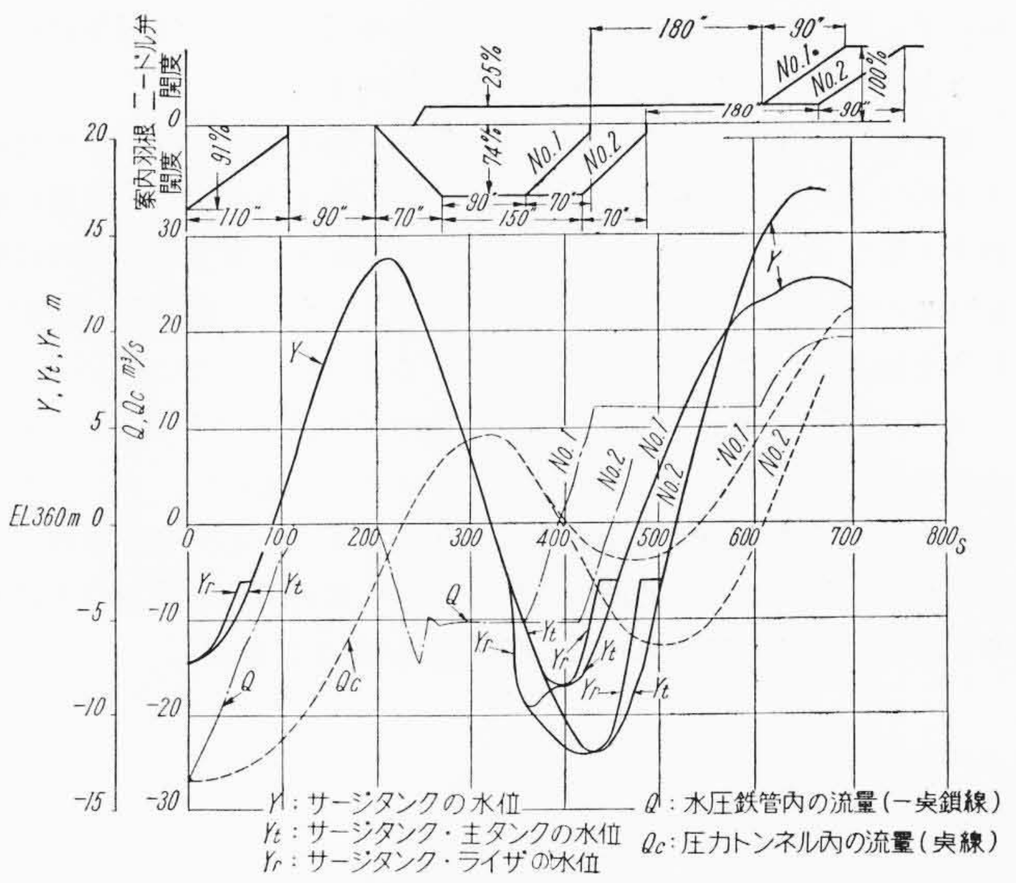
第 5 図　ポンプ普通起動の際のサージタンクの水位変化（計算結果）

3.4.2 発電—揚水急速切替

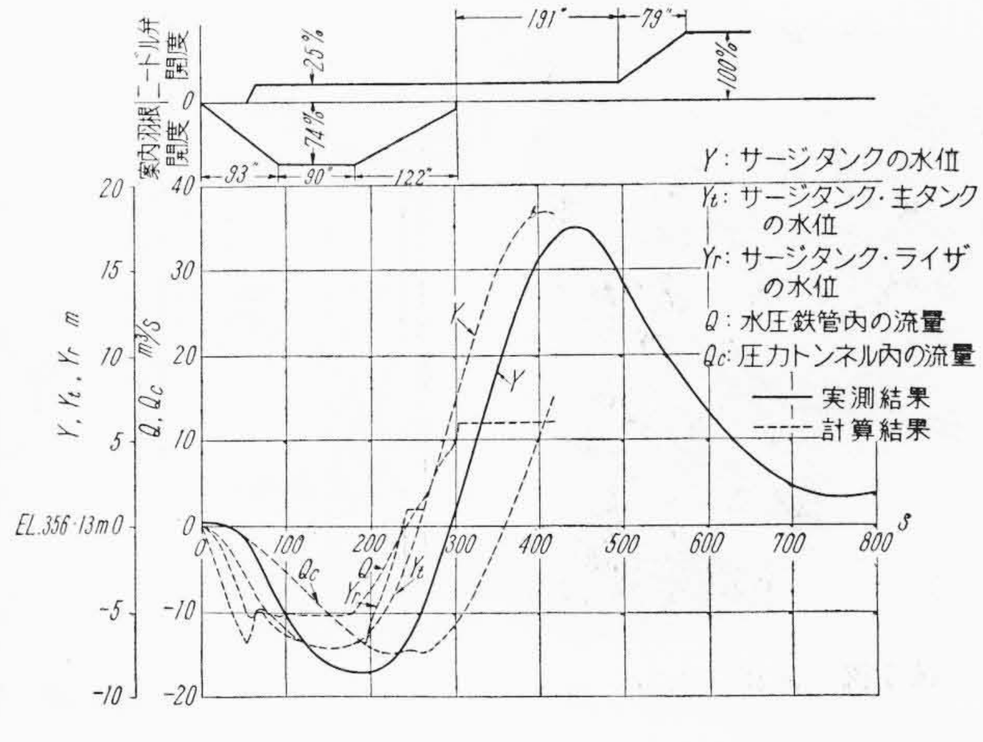
発電—揚水急速切替の場合は普通起動の場合に比して，はじめに案内羽根閉および制動・継手かん入の動作がつけ加わっている。**第 6 図**は継手かん入後，案内羽根が開いてから並列するまでの時間 DF (**第 4 図**)の相違がサージタンクの水位変化に及ぼす影響をしらべたものである。

4. 実測結果と計算結果との比較

ポンプ普通起動の場合の実測結果の一例を示せば**第 7 図**の実線のとおりである。同じく計算結果を同図に点線で示した。計算結果と実測結果とではある程度の差がある。しかし実測の際は起動前に水面がやや上下振動していたこと，計算の際にいくつかの仮定を行なったことなどを考えれば，実用上はさしつかえない程度によく合っ



第 6 図　発電→揚水急速切替の際のサージタンクの水位変化（計算結果）



第 7 図　ポンプ普通起動の際のサージタンクの水位変化（実測結果と計算結果との比較）

ているということができる。

5. 結　　言

ポンプと水車とが同一回転軸に取り付けられている揚水発電所において，水車でポンプを起動する際に生ずるサージタンクの水位変化の計算方法を示した。この計算結果は実測結果と実用的には十分な程度で合っており，この方法によってサージタンクの水位変化の予測計算を行ない，サージタンクの大きさおよび起動シークェンスを定めることができる。

なおサージタンク水位変化の実測は九州電力株式会社において行なわれたものであって，実測資料は同社から提供されたものである。ここに付記して深甚なる謝意を表する。また本研究にあたって絶えず有益なる助言を与えられた小田主任ならびにめんどうな計算に協力された川上，下平，角田の諸君に対してもあつく感謝する。

参　考　文　献

（1）　小堀：　上水面が変動する場合の水撃計算法，機論，26，162（昭35-2），157

FD_5 形 OC_1 式液流開閉器

水冷式軸受の冷却水あるいは循環軸受油などの流量の変化により動作する開閉器で，たとえば流量が必要値以上あるいは以下になったとき，電気接点を開閉させる目的に使用する。

構造は検出部と作動部からなり，外観を**第1図**に示す。検出部は上下のフランジで配管され，液体は上方から下方に流れて流量に応動する板状ダンパ弁の回転偏位を作動部に伝え，流量の増減の目安を知るための弁の回転偏位量を指示するとともに上限下限に設定される2個のマイクロスイッチが動作するようになっている。

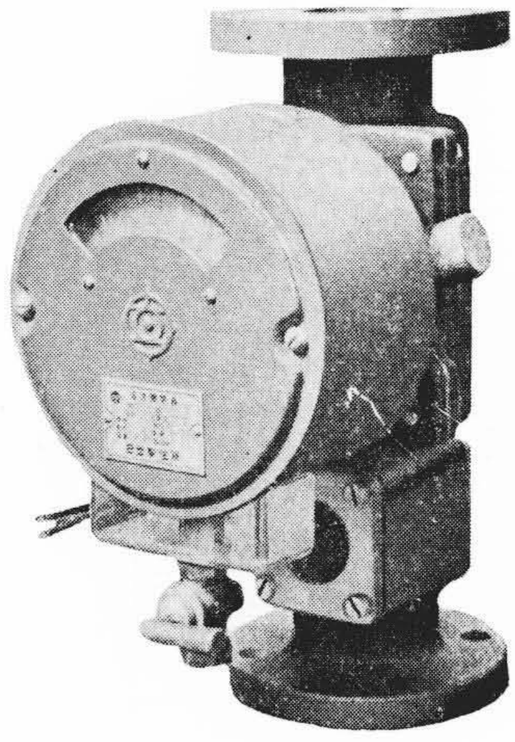
ダンパ弁方式はポンプ起動時の水槌作用を逃げやすく，かつ適用できる流量範囲が広いなどの利点をもっているもので，ダンパ弁の動きを制動するものは作動部分のうず巻バネである。動作原理は弁の自重その他こまかい機械的条件を無視して考えると流量公式はオリフィスの流体力学から次式が得られる（**第2図**参照）。

$$Q = 2\frac{CF}{\sqrt{1-C^2\left(\frac{f}{F}\right)^2}}\sqrt{\frac{\tau}{Al\rho\cos\theta}}$$

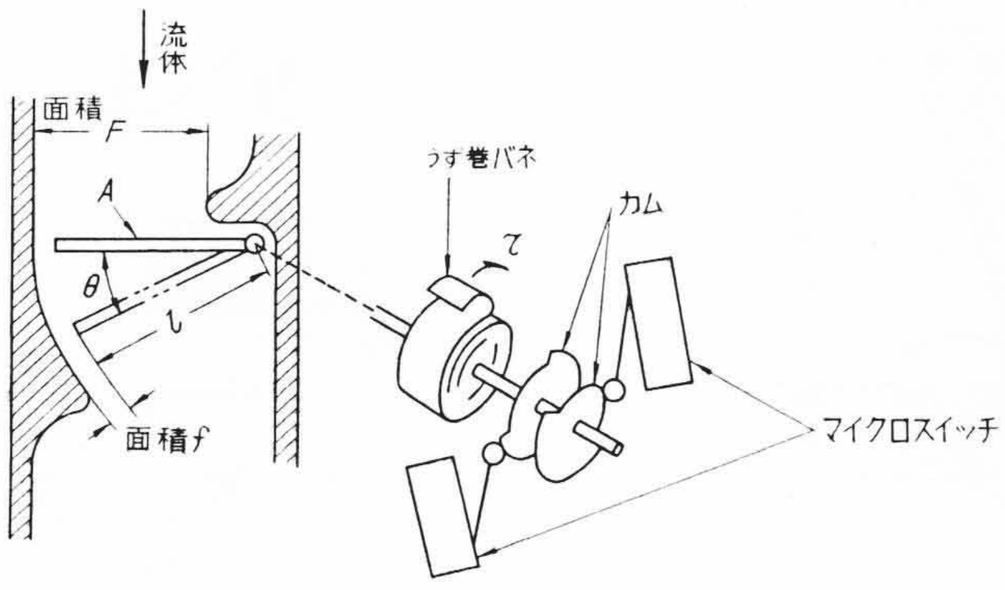
Q：流量
C：流量係数
F：管の入口側面積
f：流体通路の面積
τ：うず巻バネの制動トルク
A：弁の面積
ρ：流体密度
l：軸心から弁の先端までの長さ
θ：弁の偏位角度

第3図は管径50ϕ（2B）における水の場合の動作特性を示すもので，上限または下限のいずれかを一定にして他方は動作する目盛位置を変えることにより大幅に動作流量を調整することができることを示している。なお特長および仕様を要約すると次のとおりである。

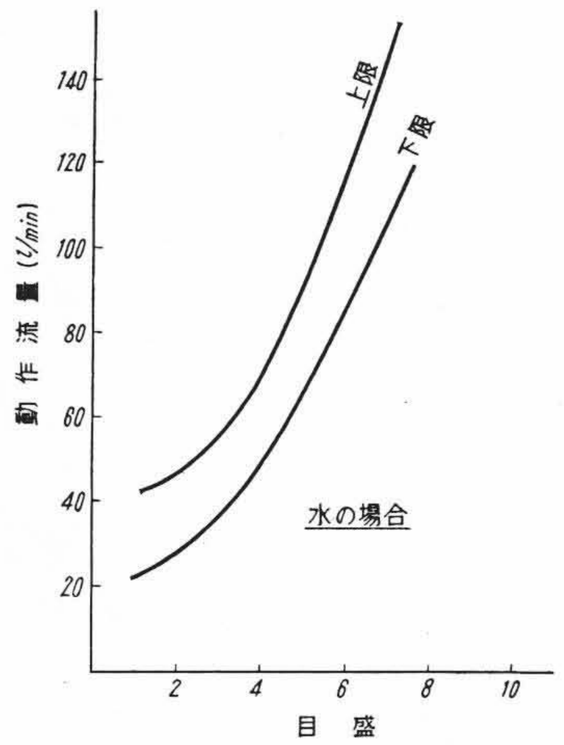
（1）　1稜が3 mm以下なら土砂または雑物を含んでいても支障がない。
（2）　圧力損失水柱0.5 m程度，適用圧力5 kg/cm²。
（3）　背圧をうける配管系統にも使用できる。
（4）　管径は35ϕ（1¼），40ϕ（1½），50ϕ（2B）80ϕ（3B），100ϕ（4B），130ϕ（5B），160ϕ（6B），200ϕ（8B）を標準としている。



第1図　液流開閉器外観



第2図　液流開閉器動作原理図



第3図　50ϕ管径に於ける液流開閉器の動作特性