

東京都水道局朝霞浄水場納

6,200 kW 原水連絡ポンプ設備における水力過渡現象

Hydraulic Transients in 6,200 kW Raw-Water Pumping Equipment of
Asaka Purification Plant, Tokyo Metropolitan Water Works Bureau

後	藤	圭	司*	宮	代	裕**
		Keiji	Gotô		Hiroshi	Miyashiro
守	田	恒**	畑	孝	造**	
	Hisashi	Morita		Kôzô	Hata	

内 容 梗 概

この原水連絡ポンプ設備は、16.8 km に及ぶ長い吐出管路および約 500 m の吸込水路を有しているため、停電時およびポンプ起動時に生ずる水力過渡現象に対して、あらかじめ十分な検討を加えなければならなかった。

ここでは停電時に吐出管内に生ずる圧力低下の防止策としては、ワンウェイサージタンクを採用することになった。管路に沿って数個のワンウェイサージタンクを有する場合のウォーターハンマを計算し、計算結果に基づいてサージタンクの設置場所、個数および容量を定めた。計算結果と現地試験結果とは、実用上十分な程度に一致している。

吸込水路については、将来このポンプ場に設置される予定の導水ポンプ設備をも含めた全ポンプが同時に起動する場合を想定して、過渡現象を計算した。この計算結果に基づいて、ポンプ吸込水槽の水位低下が許容範囲内にはいるように、起動時の吐出弁の開き速度およびポンプ回転数の上昇速度を定めた。

1. 緒 言

東京都水道局朝霞浄水場に設置された原水連絡ポンプ設備⁽¹⁾は、長さ 16.8 km に及ぶゆるやかなこう配の吐出管路を有している。このようなポンプ系においては、停電時に、管路内の水の慣性による吐出管内の負圧の発生、水柱分離、さらにその後の水柱再結合による非常に大きな圧力上昇をひき起こし、管路を破壊するおそれがある。種々のウォーターハンマ対策を検討した結果、このポンプ系について経済性の点でもっともすぐれているワンウェイサージタンクを管路に沿って数個設置することになった。

1 個のワンウェイサージタンクを有する場合のウォーターハンマ計算法⁽²⁾はすでに知られているが、今回は、管路に沿って数個のワンウェイサージタンクを有する場合のウォーターハンマ計算法⁽³⁾にしたがって計算を行ない、その計算結果に基づいてサージタンクの設置場所、個数および容量を定めた⁽⁴⁾。

本ポンプ設備は長い吸込水路を有しているため、ポンプ起動時にポンプ吸込水槽の水位が低下し、ポンプ運転を不可能にするおそれがある。そこで、ポンプ起動時の吸込水槽の水位低下を計算し、水位低下が許容範囲内におさまるように、吐出弁の開き速度およびポンプ回転数の上昇速度を定めた。

本論文は、停電の際のウォーターハンマ対策の検討、ウォーターハンマの計算、現地試験結果、および起動の際の吸込水路の過渡現象について述べる。

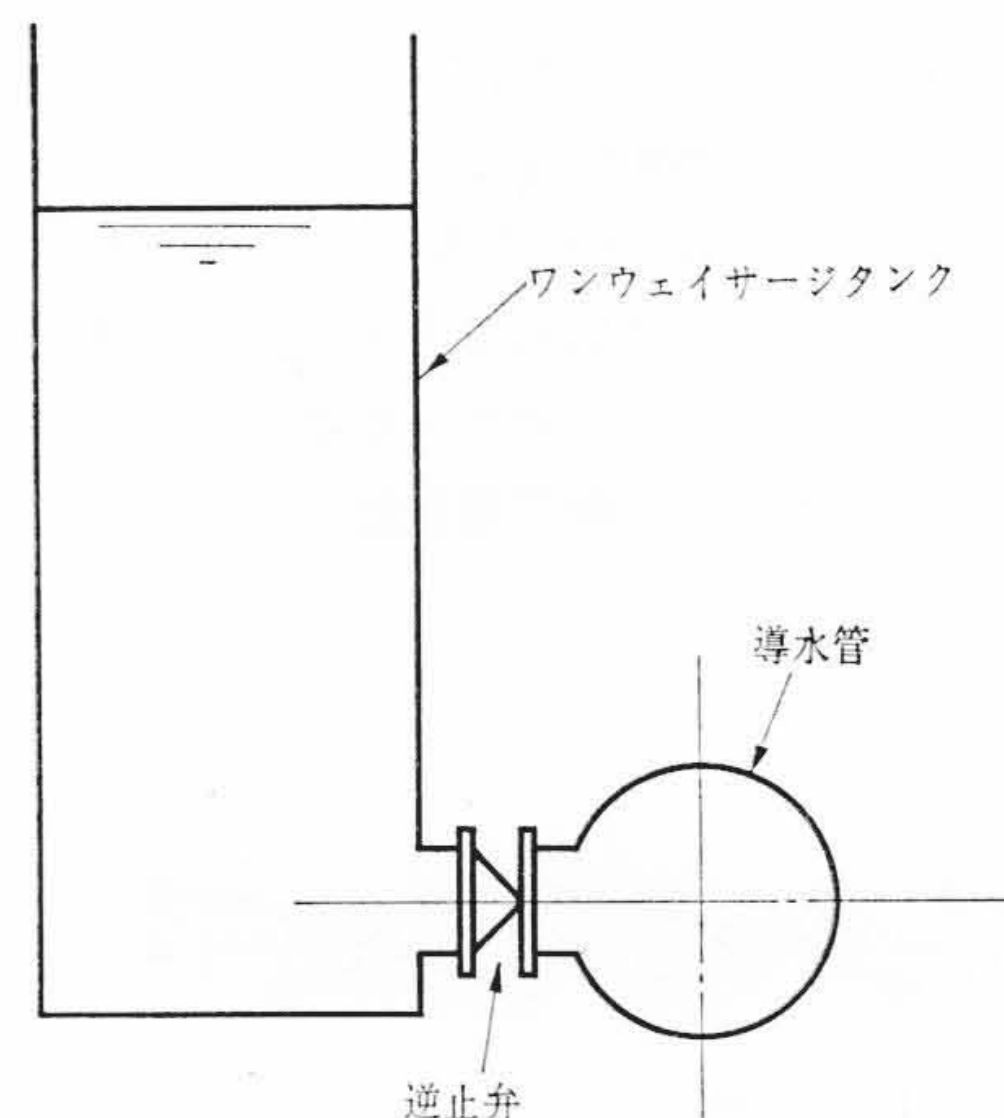
2. 停電時のウォーターハンマ対策

2.1 圧力低下防止対策

管内の圧力低下を軽減するために、従来から以下に列記するような種々の対策が行なわれている。

- (1) サージタンクを設ける。
- (2) 回転部分のはずみ車効果を大にする。
- (3) 空気室を設ける。
- (4) 空気弁を設ける。

このほか、近年、2.2 節に述べるような特長をもつワンウェイサ



第 1 図 ワンウェイサージタンク

ージタンク⁽²⁾ (One-Way Surge Tank) が用いられるようになってきた。管路内の圧力低下防止対策としては、これらの中からそれぞれのポンプ場の状況に応じて同時に経済性をも考慮して、もっとも適当な方法を選ばなければならない。

本ポンプ設備の吐出管路(第 2 図参照)はゆるやかなこう配をもっているため、普通形サージタンクを採用すれば、地上から 100 m 以上の高さが必要になり、事実上建造は不可能である。空気室についても検討した結果、あまりにも莫大な設備を必要とすることが知られ、結局経済性の点ですぐれているワンウェイサージタンクが採用された。

2.2 ワンウェイサージタンク

ワンウェイサージタンクは、第 1 図に示すように、満水したタンクを逆止弁を介して管路に連結したものである。管路内の圧力が低下して、タンク取付配管部の圧力がタンク内の圧力より低くなると、逆止弁が開いてタンクから管路に水が補給され、圧力がさらに低下することを防ぐ作用をする。通常運転時のように管路内の圧力が高い場合には、逆止弁が閉じてサージタンクの作用をしない。

ワンウェイサージタンクの特長を要約すると次のとおりである。

- (1) ウォータハンマに際して、管内水圧低下時に管路内に水を

* 東京都水道局

** 日立製作所亀有工場

補給し、管路内の圧力降下およびそれに基づく水柱分離を防ぐ作用をする。

- (2) サージタンクから管路に補給される水の量は比較的少なく、すむ場合が多く、したがってタンクの高さも低くてよく、普通形サージタンクあるいは空気室に比較して一般に経済的である。
- (3) 管路内の圧力上昇を直接的には防ぐ効果はない。しかし、このサージタンクによって圧力降下がある範囲におさえられるから、その後に起こる圧力上昇もそれほど大きくならないのが普通である。

上に述べたように、ワンウェイサージタンクは建設費が安いので、管内の水柱分離防止対策としてしだいに使用されるようになってきた。

2.3 圧力上昇防止対策

吐出管路内の圧力上昇は、ワンウェイサージタンクでは直接には防止することができないので、ポンプ吐出弁の適切な閉鎖方法を選ぶことにより防止する。この際、いかなる運転状態で停電が起こっても、吐出管内の圧力上昇はある一定範囲（一般に、ポンプが計画吐出量で運転されているときの吐出圧力の約 30%）以内でなければならない。

本ポンプ設備では、吐内弁の絞り効果が生じるまでは速くし、その後は大きな圧力上昇を生じないようにゆっくり閉鎖する。二段閉鎖^{(5),(6)}の方法を採用し、コーン形主弁に第一段を、ニードル形側弁に第二段閉鎖を、それぞれ受け持たせた。

3. ウォータハンマの計算

3.1 記号

〔ポンプ〕

H_p : ポンプの全揚程 (m)

H_d : ポンプの吐出ヘッド* (m)

Q_p : ポンプの吐出量 (m^3/s)

N : ポンプの回転数 (rpm)

ω : ポンプの角速度 (rad/s)

M : ポンプのトルク ($\text{kgw}\cdot\text{m}$)

$GD^2=4Ig$: 回転部分のはずみ車効果 ($\text{kgw}\cdot\text{m}^2$)

I : 回転部分の質量慣性モーメント ($\text{kgw}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$)

g : 重力の加速度 (m/s^2)

次のように無次元表示する。

$h_p=H_p/H_n$, $q_p=Q_p/Q_{pn}$, $n=N/N_n$, $m=M/M_n$

添字 n は基準の値を表わす。

〔吐出弁〕

H_v : 吐出弁の抵抗損失 (m)

V_v : 吐出弁前・後管内の流速 (m/s)

A_v : 吐出弁前・後管の断面積 (m^2)

ζ_v, α_v : 吐出弁の抵抗係数

〔管路〕

H : ポンプ吐出管内のヘッド (m)

V : ポンプ吐出管内の流速 (m/s)

L : ポンプ吐出管の長さ (m)

A : ポンプ吐出管の断面積 (m^2)

a : ポンプ吐出管内の圧力波の伝わり速度 (m/s)

$2L/a$: 圧力波が吐出管を往復する時間 (s)

α_f : 吐出管内の摩擦損失係数

$\rho=aV_n/(2gH_n)$: 管路定数

$h=H/H_n$, $v=V/V_n$

〔ワンウェイサージタンク〕

V_u : サージタンク設置点直前（上流すなわちポンプ側）の管内流速 (m/s)

V_d : サージタンク設置点直後（下流すなわち反ポンプ側）の管内流速 (m/s)

Y : 取付部中心からのサージタンクの水位 (m)

A_s : サージタンクの断面積 (m^2)

$v_u=V_u/V_n$, $v_d=V_d/V_n$, $y=Y/H_n$

3.2 計算式

まず、ワンウェイサージタンクがないものとしてウォータハンマを計算し、その結果に基づいてワンウェイサージタンクの設置場所を定める。次いで、ワンウェイサージタンク付の場合についてウォータハンマを計算する。

ウォータハンマ計算には次に示す各式および条件を用いる。

(1) 吐出管内のウォータハンマ方程式

吐出管内では次のウォータハンマ方程式が成り立つ⁽⁷⁾。

$$h_{Pit1}-h_{Pjt2}=-2\rho(v_{Pit1}-v_{Pjt2}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$h_{Plt3}-h_{Pkt4}=2\rho(v_{Plt3}-v_{Pkt4}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

(1)式は、管路内の点 P_i から点 P_j に向かう（ポンプから離れる方向へ向かう）ウォータハンマの式であり、 t_2-t_1 は圧力波が点 P_i から点 P_j に達する時間である。(2)式は、逆に点 P_l から点 P_k に向かう（ポンプに向かう）ウォータハンマの式である。(1)および(2)式は、 $v-h$ 平面においてそれぞれ傾斜 -2ρ および 2ρ の直線で表わされる。

(2) 回転部分の慣性方程式

駆動力消失後、回転部分の運動は次式で表わされる。

$$M=-I\frac{d\omega}{dt}$$

上式を変形すると、小時間間隔 Δt に関して次の近似式が得られる。

$$n_a-n_b=\frac{60gM_n}{\pi(GD^2)N_n}(m_a+m_b)\Delta t \quad \dots\dots\dots (3)$$

添字 a および b はそれぞれ Δt の前および後を表わす。

(3) ポンプの全般特性

ポンプの全揚程、吐出量(流速)、トルク、回転数すなわち、 h_p , q_p (v_p), m , n の間にはある関係がある。これはポンプの全般特性（ポンプ特性、正転逆流特性、水車特性など）と呼ばれ、線図で表わされる。全般特性曲線はパラメータの選び方により種々に書き表わされる。今回の計算では q_p-h_p 面上に n および m をパラメータとして表わされた特性曲線図を用いた⁽⁸⁾。

$$f_1(h_p, q_p, n)=0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$f_2(h_p, q_p, m)=0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

(4) 吐出弁の抵抗損失

ポンプの吐出ヘッド H_d と吐出弁直後の吐出管 A 点におけるヘッド H_A との間には、吐出弁の抵抗 ($H_v=\zeta_v \times V_v^2/2g$) だけの差がある。

$$H_d=H_A+\zeta_v\frac{V_v|V_v|}{2g}$$

上式を無次元化すれば

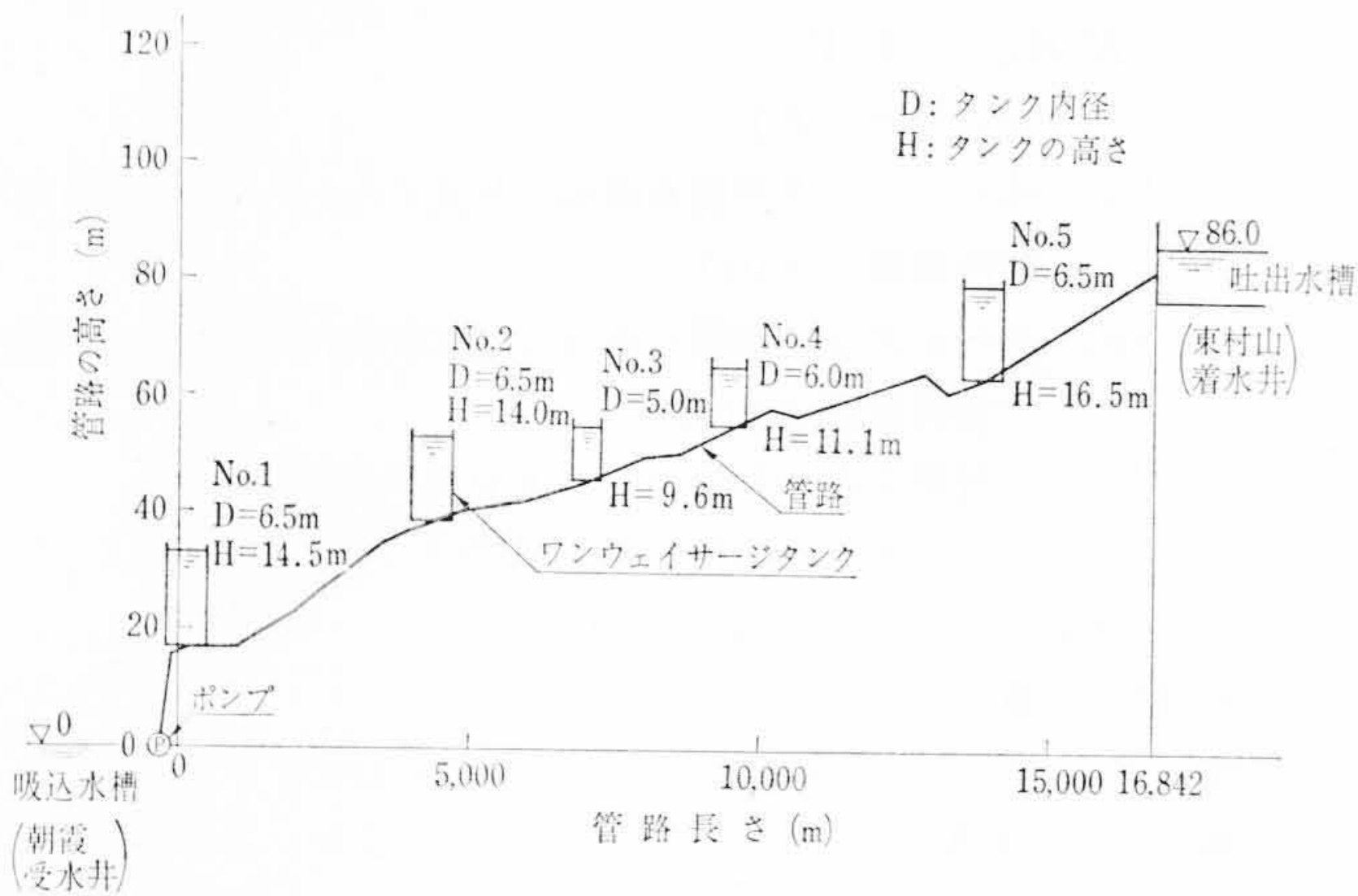
$$h_d=h_A+\alpha_v q_p|q_p| \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 $\alpha_v=\zeta_v Q_{pn}^2/(2g A_v^2 H_{pn})$ である。

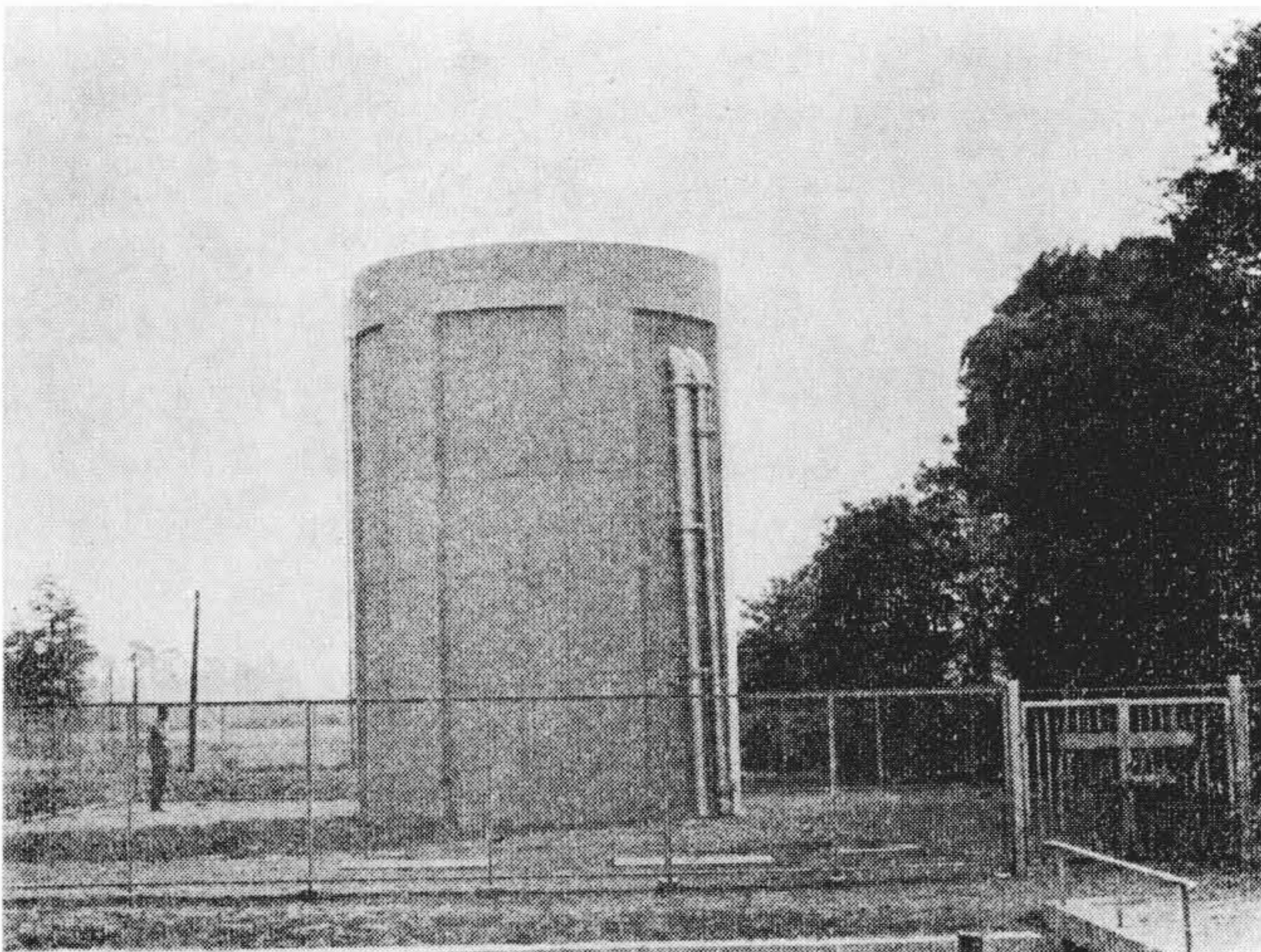
(5) 管路の摩擦損失

管路の摩擦損失は 1 箇所あるいは数箇所に集中させる。ワンウェイサージタンクがある場合は、吐出弁直後と各ワンウェイサージタンク直後に集中しているものとしてウォータハンマ計算を行

* ここでいうヘッドは、圧力ヘッドとある基準面からの高さとの和を表わす。



第2図 管路プロフィールとワンウェイサージタンク



第3図 No.3 ワンウェイサージタンク

なう。

(6) ワンウェイサージタンク

ワンウェイサージタンクがある場合、次の仮定をする。

(a) サージタンクが作用している間は、圧力波はタンクの水面で完全に反射され、管路内をさらに進むことはない。

(b) サージタンク連絡管にある逆止弁の抵抗を無視する。

サージタンク設置点では、管内流速とサージタンク水位との間に次の関係が成立する。

$$A(V_d - V_u) = -A_s \frac{dY}{dt}$$

上式は、ワンウェイサージタンクの性質上 $V_d > V_u$ の範囲でのみ成り立つ。式を変形し、 $v = V/V_n$ 、 $y = Y/H_n$ を用いて無次元化

第1表 ポンプの運転条件

	計算の際の運転条件	試験の際の運転条件
運転台数	3 台	3 台
全揚程	127 m	124.2 m
吐出量 (3台分)	690 m ³ /s	734 m ³ /s
実揚程	86 m	80.92 m
回転数	407 rpm	407 rpm

すると、(7)式が得られる。

$$y_{t=t_2} = y_{t=t_1} - \frac{A V_n}{A_s H_n} \int_{t_1}^{t_2} (v_d - v_u) dt \dots \dots \dots (7)$$

ただし、 $v_d > v_u$ の範囲内でのみ成り立つ。

停電後小時間間隔 Δt ごとに、上記の諸式を連立させて解くことにより、ウォーターハンマを計算する。ワンウェイサージタンクを有しない場合には、上記(6)項は考慮しないよい。

3.3 計算に用いるデータ

計算の際に必要なデータを以下に示す。

[ポンプ]

形式	口径 1,400×1,000 mm 片吸込ポリエートポンプ
台数	3 (運転台数 3)
全揚程	120 m (3 台運転時 $H_{pn} = H_n = 127$ m)
吐出量	250 m ³ /min (3 台運転時 $Q_{pn} = 230$ m ³ /min = 3.83 m ³ /s)
回転数	407 rpm
電動機出力	6,200 kW
軸トルク	$M_{pn} = 12,760$ kgw・m
回転部分のはずみ車効果	119,200 kgw・m ²

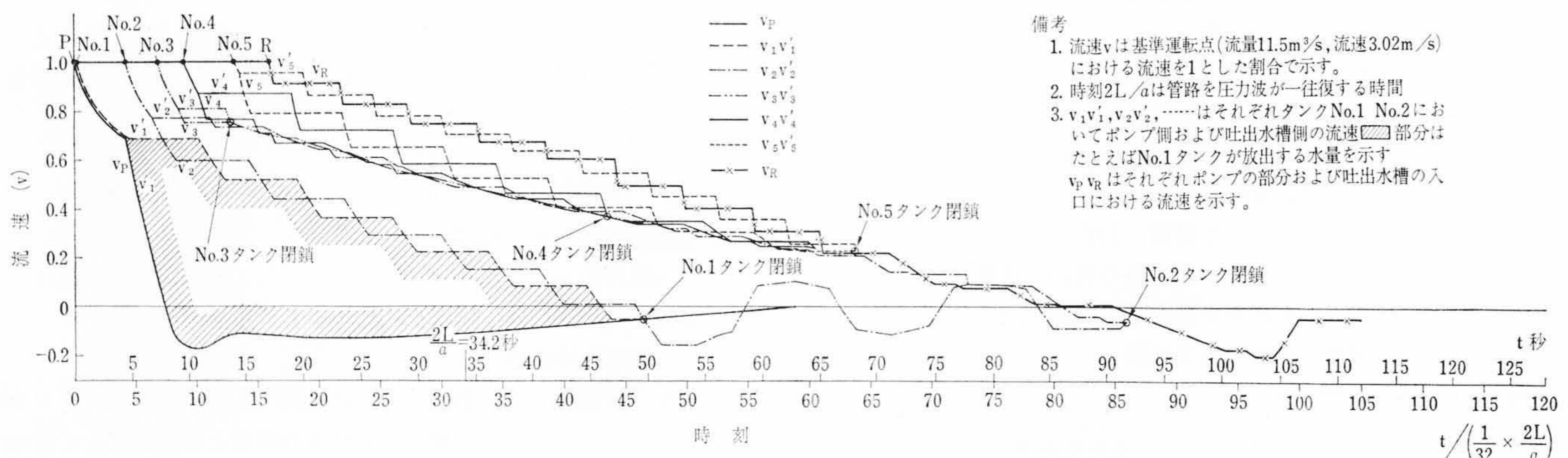
[吐出管]

吐出管長さ	$L = 16,842$ m
吐出管の内径	$D = 2.2$ m
吐出管内の圧力波の伝わり速度	$a = 987$ m/s
圧力波が吐出管を往復する時間	$2L/a = 34.2$ s
吐出管内の基準流量	$Q_n = 3 Q_{pn} = 11.5$ m ³ /s
吐出管内の基準流速	$V_n = Q_n / \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) = 3.02$ m/s
管路定数	$\rho = a V_n / (2g H_n) = \frac{1}{2} \times 2.39$
実揚程	86 m

3.4 計算結果

3.4.1 ワンウェイサージタンクの設置場所の決定

まず、ワンウェイサージタンクがない場合のウォーターハンマを計算し、吐出管内のいずれの場所においても水柱分離を起こさないように、ワンウェイサージタンクの設置場所を定めた。このようにして定めたサージタンクの位置を第2図に示す。第3図は



第4図 ポンプ3台運転における停電時の吐出管内流速変化

第2表 吐出弁直後の管内の圧力変化

	計 算 値	実 測 値
運 転 時 圧 力	126 m	125 m
最 低 圧 力	21.6 m	20.2 m (20 m)
最 高 圧 力	114 m	104.8 m (106 m)

(注) () 内は、第1仮設ポンプの吐出管圧力である。この吐出管は約 400 m 下流で本管と合流している。

第3表 ワンウェイサージタンクの水位低下

タンク No.	タンクの高さ (m)	タンクの内径 (m)	水 位 低 下 (m)	
			計 算 値	実 測 値
1	14.5	6.5	5.50	3.70
2	14.0	6.5	6.41	4.90
3	9.6	5.0	0.13	0.21
4	11.1	6.0	1.34	0.78
5	16.5	6.5	2.09(8.13)	8.94

(注) () 内は、試験時の吐出槽の水位および管内流量に基づいて修正計算した値である。

No. 3 のサージタンクの地上部分を示している。

3.4.2 ウォータハンマの計算結果

第2図に示すように5個のワンウェイサージタンクを設置した場合について、第1表に示す運転状態において停電した際のウォータハンマを計算した。吐出弁の閉鎖方法は次のように定めた：主弁を20秒で閉じる。主弁の開度が60%に達したとき、側弁を閉鎖しはじめ、側弁を60秒間で閉鎖する。

吐出管内の流速の変化を第4図に、最低および最高圧力を第2表に、ワンウェイサージタンクの水位低下を第3表に示す。

4. ウォータハンマの現地試験および計算結果と試験結果との比較

4.1 現 地 試 験

停電時のウォータハンマ現象を確認するために、入力遮断試験が行なわれた。ポンプ第1号機については、すでに昨年8月に試験を行なったが⁽¹⁾、今回ポンプが全3台完成するに伴って、種々の運転状態における入力遮断試験を行なったのである。第1表に示す状態でポンプを3台運転している際の入力遮断試験のオシログラムを第5図に、試験結果を第2表および第3表に示す。

4.2 計算結果と実測結果との比較

4.2.1 吐出弁直後における圧力変化

第2表からわかるように、吐出弁直後における管内の最低圧力については、計算値が実測値とかなりよく一致している。最高圧力については、計算値と実測値との間に差があるが、これは次に述べる理由によるものと考えられる。

まず、入力遮断からの時間を比較すると、最低圧力のほうは約10秒後に生じるが、最高圧力のほうは1分以上を経過している。したがって、最高圧力の計算誤差のほうが大きくなるわけである。

しかも、最低圧力はワンウェイサージタンクが作用をはじめる時刻によりほとんど定まるが、最高圧力は、おのおののワンウェイサージタンクの作用停止時刻の影響を受けるとともに、吐出弁の閉鎖時間や抵抗係数の影響もより多く受ける。総合的にみれば、本ポンプ設備は、圧力上昇に対して適切な対策がなされているといえる。

4.2.2 ワンウェイサージタンクの水位変化

第3表からわかるように、No. 1 から No. 4 までのサージタンクについては、水位低下の計算値は実測値よりやや大である。これは、サージタンクと吐出管との連絡管やチェック弁が抵抗となって、絞り作用をしていることが原因と考えられる。No. 5 のサージタンクについては、計算値と実測値とは大幅に相違している。これは、実測時の吐出槽(東村山浄水場着水井)の水位が計算時の水位よりかなり低かった(第1表参照)ために、吐出槽にもっとも近く吐出槽の水位の影響をもっとも大きく受ける No. 5 のサージタンクの水の放出量が増大したことに原因する。第3表中の() 内の値は、実測の際の吐出槽の水位および吐出管内の流量に基づいて修正計算したものである。この値は実測結果とかなりよく合っている。

5. 吸込水路の過渡現象

本ポンプ設備の計画の当初においては、吸込水路の条件が確定していなかった。したがって、もっとも苛酷な条件下で、すなわち取水口からポンプ場まで約 2 km の水路を一本の閉水路と考えた条件下で、5.2 節に述べる計算式を用いて吸込水路の過渡現象を計算した。この計算結果に基づいて、吸込水槽の水位低下が許容範囲内におさまるように、吐出弁の開き速度およびポンプ回転数の上昇速度を定めた。

この吸込水槽はその後の計画段階で、ポンプ場から約 500 m の地点に大きな沈砂池が設けられ、沈砂池とポンプ吸込水槽との間に5個の水槽を有する系になり、これに基づいて次のような検討を加えたものであるが、最終的には No. 5 水槽(第6図)がとり去られた。

5.1 記 号

計算に使用する記号は次のとおりである(第6図参照)。

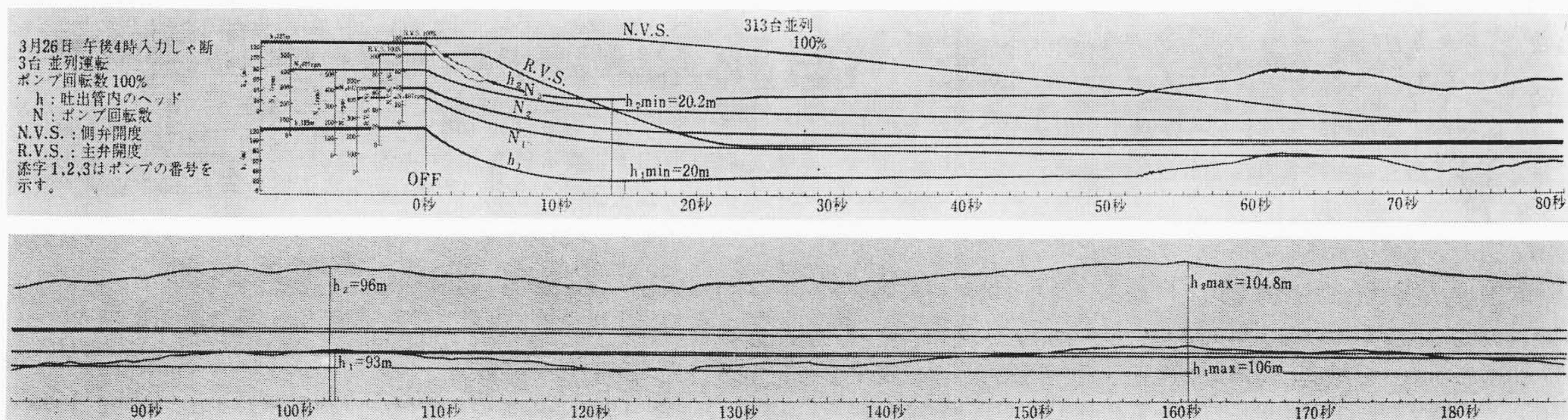
L_{ci} : ($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽との間の吸込水路の長さ (m)

A_{ci} : ($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽との間の吸込水路の断面積 (m^2)

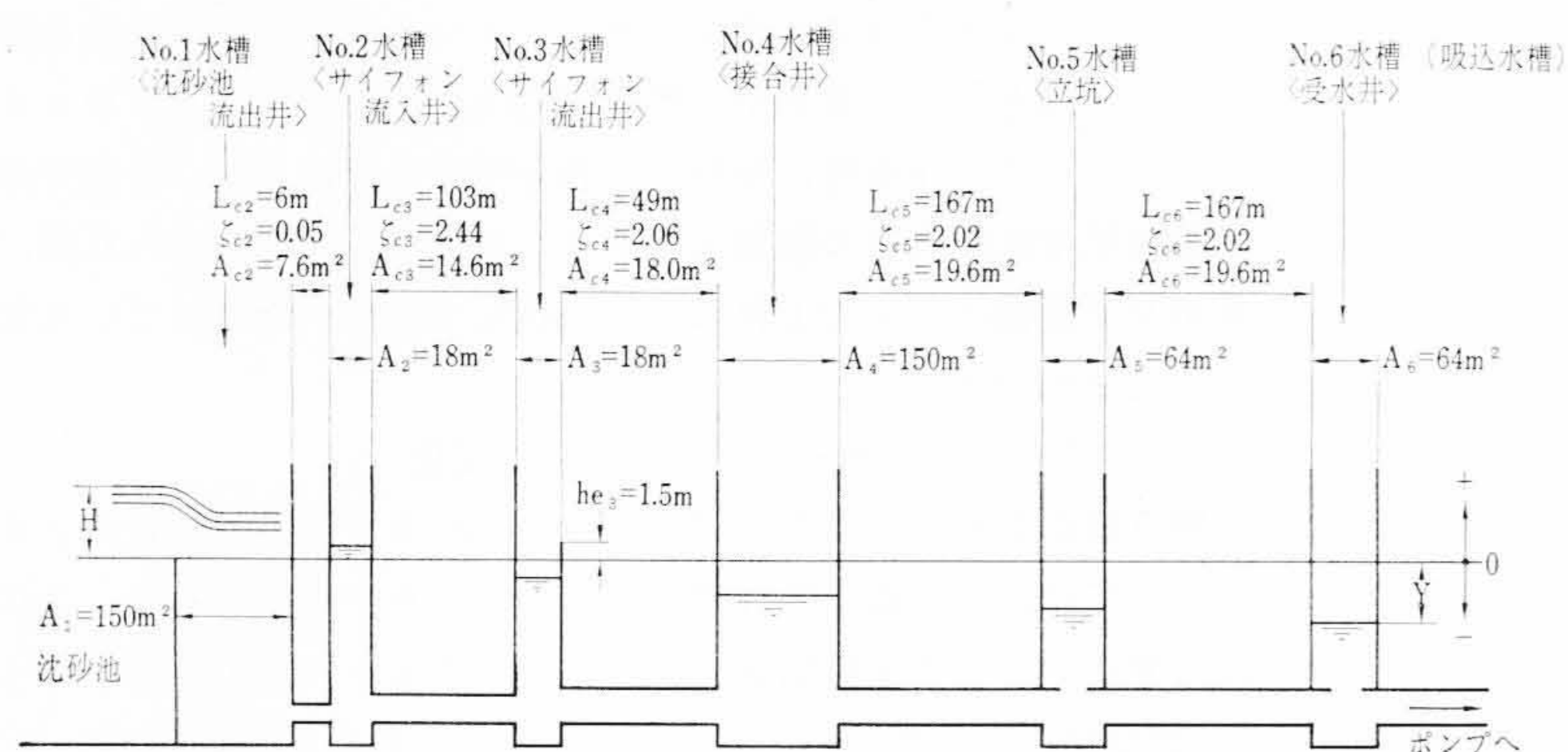
Q_{ci} : ($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽との間の吸込水路の水量 (m^3/s)

V_{ci} : ($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽との間の吸込水路の流速 (m/s)

ζ_{ci} : ($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽との間の吸込水路の摩擦係数



第5図 入力遮断試験のオシログラム



第6図 吸込水路

- A_i : i 番目の水槽の断面積 (m^2)
 Y_i : i 番目の水槽の水位 (m)
 f_i : i 番目の水槽の底部の絞りの断面積 (m^2)
 α_i : i 番目の水槽の底部の絞りの流量係数
 ΔY_i : i 番目の水槽の底部の絞りにおけるヘッド損失 (m)
 Q_{ei} : i 番目の水槽からの溢流量 (m^3/s)
 k_{ei} : i 番目の水槽の溢流せきの流出係数
 h_{ei} : i 番目の水槽の溢流せきの高さ (m)
 Q_1 : 沈砂池からの流出量 (m^3/s)
 k_1 : 沈砂池からの流出係数
 H : 沈砂池の水位 (m)

5.2 計算式

吸込水路の水を剛体と考え、以下に述べる諸式を用いて、吸込水路の過渡現象を計算する。

(1) 水の運動方程式

($i-1$) 番目水槽と i 番目水槽の間の水路内の水の運動は(8)式で表わされる。

$$\frac{L_{ci}}{g} \cdot \frac{dV_{ci}}{dt} = (Y_{i-1} + \Delta Y_{i-1}) - (Y_i + \Delta Y_i) - \zeta_{ci} \frac{V_{ci} |V_{ci}|}{2g} \quad (8)$$

(8)式を変形すると、(9)式が得られる。

$$\frac{dQ_{ci}}{dt} = \frac{g A_{ci}}{L_{ci}} \left[(Y_{i-1} + \Delta Y_{i-1}) - (Y_i + \Delta Y_i) - \zeta_{ci} \frac{1}{2g A_{ci}^2} Q_{ci} |Q_{ci}| \right] \quad (9)$$

$$\text{ここに、} \Delta Y_i = \frac{[Q_{ci} - Q_{e(i+1)}] |Q_{ci} - Q_{e(i+1)}|}{2g (\alpha_i f_i)^2}$$

(2) 水槽入口における連続の式

$$A_i \frac{dY_i}{dt} = Q_{ci} - Q_{e(i+1)} - Q_{ei} \quad (10)$$

(3) 水槽からの越流の式⁽⁹⁾

$$\left. \begin{aligned} Q_{ei} &= k_{ei} (Y_i - h_{ei})^{\frac{3}{2}} & Y_i \geq h_{ei} \text{ の場合} \\ &= 0 & Y_i \leq h_{ei} \text{ の場合} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

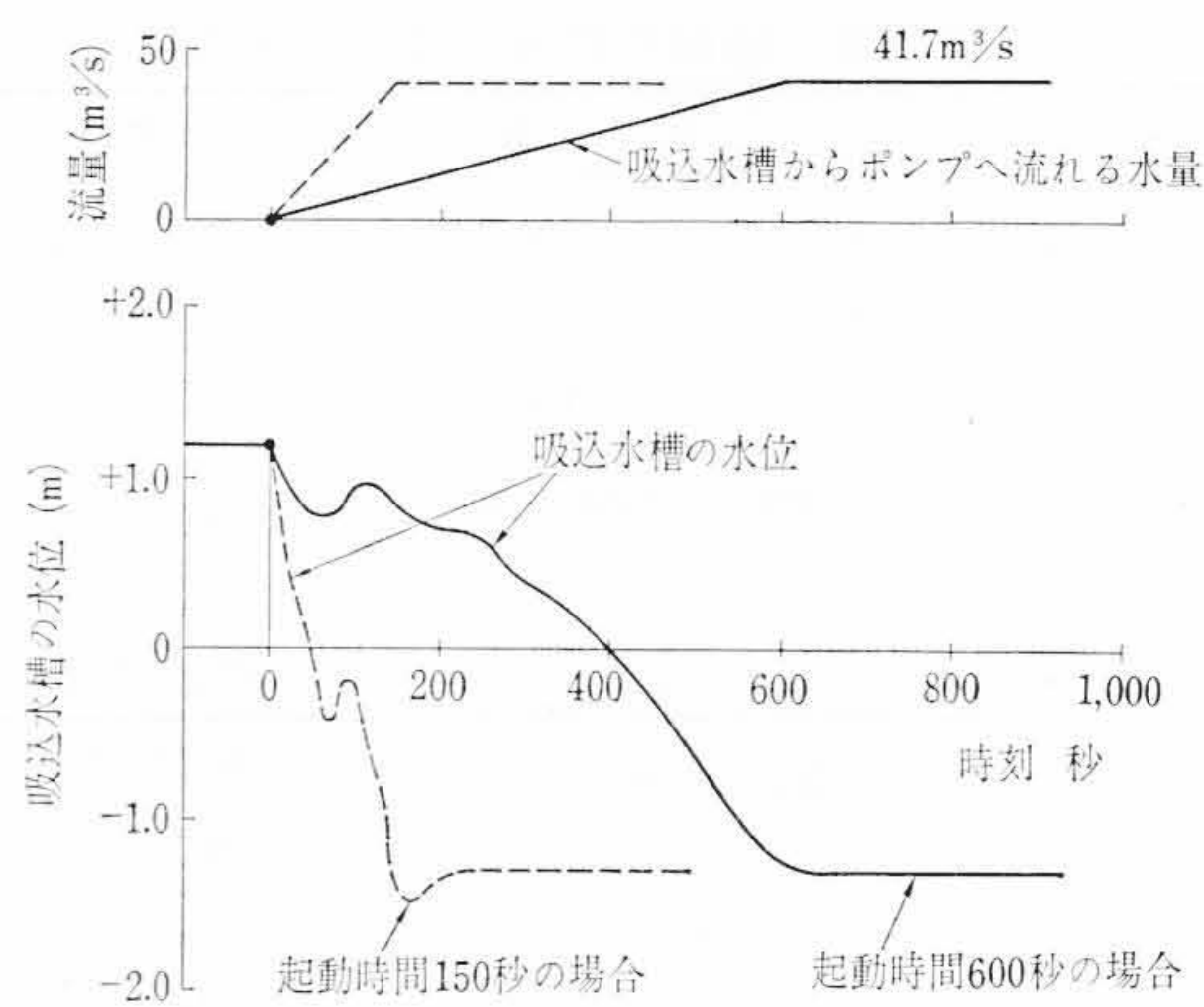
(4) 沈砂池からの流出の式⁽⁹⁾

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_1 H^{\frac{3}{2}} & Y_1 \leq 0 \text{ の場合} \\ &= k_1 (H - Y_1) |H - Y_1|^{\frac{1}{2}} & Y_1 \geq 0 \text{ の場合} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

各水槽および水槽間の水路について上記の式をたて、それらを連立させて解くことにより、過渡現象を計算した。

5.3 計算結果

第6図に示す吸込水路について、アナログ電子計算機を用いてポンプ起動時の過渡現象を計算した。計算の一例として、将来本ポンプ場に設置される予定の導水ポンプ4台を含めて、全7台のポンプが同時に起動すると想定してポンプ吸込水槽(受水井)の水位変化を計算した。第7図はその結果を示したものである。すでに述べたように、ポンプの起動時間は、計画の当初水路の条件が未確定の時点



第7図 ポンプ起動時のポンプ吸込水槽の水位変化

においてもっとも苛酷な条件の下で安全なように定めたものである。したがって、吸込側の条件が著しく改善せられた最終計画においては、起動時における吸込水槽の水位低下は、許容範囲内に十分はいつている。

停電時の吸込水槽の水位上昇も同様の手法により計算した。停電により7台のポンプが同時に停止すると想定した場合に、水位上昇は3.4 mである。吸込水槽の許容最高水位は10.4 mであるから、十分安全である。

6. 結 言

16.8 kmにおよぶ長い吐出管路および約500 mの吸込水路を有する原水連絡ポンプ設備について、停電時および起動時に生ずる水力過渡現象を計算し、その対策を検討した。結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 吐出管路については、ウォーターハンマ対策として、管路に沿って設置された5個のワンウェイサージタンクについて、ウォーターハンマの計算結果は実測結果と実用上十分な程度に一致し、管路内の圧力変化およびワンウェイサージタンクの水位低下はいずれも安全範囲内にあることが確認された。
- (2) 吸込水路については、将来本ポンプ場に設置される予定の導水ポンプをも含めて、全ポンプ同時起動および全ポンプ同時停電の場合の水力過渡現象を計算した結果、起動時の吸込水槽の水位低下、停電時の水位上昇のいずれも安全範囲内にあることが確認された。

本ポンプ場の停電時および起動時における水力過渡現象の検討および現地試験において、種々ご協力いただいたかたがたに深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 本多, 黒田: 東京都水道局朝霞浄水場納6,200kW原水連絡ポンプ設備, 日立評論 47, 657 (昭40-4)
- (2) J. Parmakian: One-Way Surge Tanks for Pumping Plants, Trans. ASME, 1563 (1958)
- (3) 宮代: 数個の一方向サージタンクを有するポンプ場のウォーターハンマ計算法, 機械学会前刷集 No. 100, 33 (昭38-11)
- (4) 藤田, 千葉, 後藤: 一方向サージタンク群によるポンプ系のウォーター・ハンマ対策, 日本水道協会第15回水道研究発表会講演集, 74 (昭39)
- (5) 小堀: 沼沢沼揚水発電所用ポンプのウォーターハンマに対する研究, 日立評論 35, 919 (昭28-6)
- (6) 小堀, 横山: 諸塚揚水発電所用ポンプの吐出し弁閉鎖速度の決定について, 日立評論 別冊 No. 45, 15 (昭37-2)
- (7) J. Parmakian: Waterhammer Analysis 2nd ed., 82, (1963, Dover Publications)
- (8) J. Parmakian: Pressure Surges at Large Pump Installations, Trans. ASME, 995 (1953)
- (9) 土木学会: 水理公式集 136 (昭35-3)