

ポンプ管路系の自動制御

Automatic Control of the Piping System for Pumping Plant

岩 城 秀 夫* 平 輪 憲 道*
Hideo Iwaki Norimichi Hirawa

内 容 梗 概

ポンプ管路系には近年閉ループによる自動制御の採用が盛んになってきている。この制御系の解析手法として、電氣的に等価変換し、この解を近似的に得る方法について紹介している。さらにそれを応用した例と問題点について言及し、最後に現在行なわれている水位、末端圧、吐出圧一定制御回路を示して説明を加えた。

1. 緒 言

一般にポンプ系の自動制御法は、その目的により次の4種に大別できるが、(4)を除けばいずれも結局は流量を制御することに帰着する。

- (1) 水位制御
- (2) 圧力制御
- (3) 流量制御
- (4) 電動機負荷制御

これらの目的を達成するためには、目的とする量の変化に応じてポンプ、原動機あるいは付属機器を操作すればよく、次のような方法が一般に採用されている。

- (i) 運転停止による制御
- (ii) 台数制御
- (iii) 弁開度制御
- (iv) 回転数制御
- (v) 翼角度制御

自動制御を採用しようとするポンプ系に対し、いかなる制御法を適用すべきかを検討する場合に、設備の固定費、運転費など経済的な面と同時に、その目的に応じた良好な制御性能を持たせるための運転方式および機器の選定が必要となる。ポンプ管路系の特性は、あらかじめ明確につかめない場合が多く、これまで制御装置を設計する場合には、制御装置の調整範囲を広くとり、現地調整によっておのおのの系に適合させる方法をとっていた。しかし最近複雑な管路網でもデジタル計算機により、ある程度精度の高い計算が可能であるとともに、アナログ計算機による近似計算も有力な武器として役だつので、これらにより調整範囲を許し得る限り小さくし、制御装置の小形化に努めている。以下主として、流体系の線形性を仮定した近似解析法(流体系-電気系置換解析法)につき述べ、あわせて最近の自動制御を採用した実例につき紹介する。

2. ポンプ管路系の解析法

ポンプおよび管路系の特性が予想できる場合、これらのデータをもとに制御系の計画および解析が可能である。

2.1 デジタル計算機による解析

管路系の特性方程式およびポンプの特性式を与え、これらの連立偏微分方程式を逐次近似解法により解き、動特性を求めることができる。

たとえば、管路系の圧力と流量変化の状況は、時間とともに流動状態が変わる場合のベルヌーイの式

$$H(l, t) + \frac{1}{g} \int_0^l \left(\frac{\partial v}{\partial t} + f(v) \right) dl = c(t) \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{ただし } H(l, t) = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z \dots\dots\dots (2)$$

* 日立製作所日立工場

- l : 管路始点より考察点までの距離 (m)
 t : 時間 (s)
 v : 流速 (m/s)
 g : 重力の加速度 (m/s²)
 γ : 単位重量 (kg/m³)
 p : 圧力 (kg/m²)
 z : 位置水頭 (m)
 $f(v)$: 流れに対する管路摩擦による単位長さ当たりの抵抗。管路摩擦係数を λ とすれば

$$f(v) = \lambda \frac{v^2}{2d}$$

 $c(t)$: 時間とともに変化する定数
 d : 管の直径 (m)

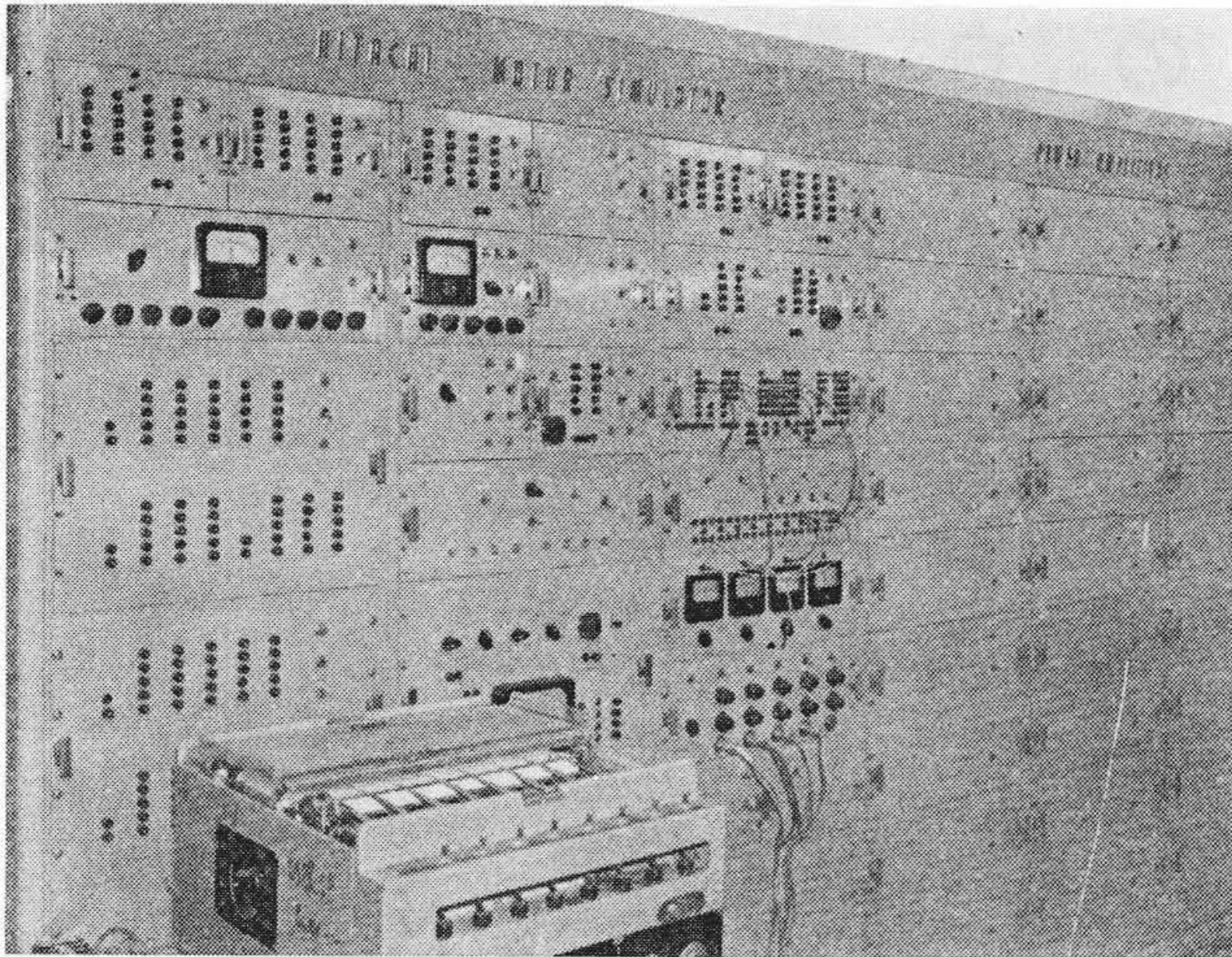
および、二次式で区分近似したポンプの特性(流量-圧力特性)を用い、これに回転数変化によるポンプ特性変化または弁開度による管路損失の変化などを付加して逐次計算を行なえばよい。

この方法は、系が数式化され、一たん演算プログラムが確立すれば、系のあらゆる状態の計算に適用できるが、系のパラメータを種々変化させた場合の応答を知るには手続きがやっかいであり、また演算時間も長いため、一般的とは言えない。

2.2 アナログ計算機による解析

一般用アナログ計算機は、加算器、積分器などのある伝達関数を持った演算要素によって構成され、間接的に原系を模擬するものであって、微分方程式、代数方程式などを解くことができ、広範囲の問題を解く機能を持っているものである。系を微分方程式の形で表現できるか、または系の伝達関数がわかれば、演算要素の組み合わせにより、容易に解を求めることができる。

一方、対象とする系をそれと等価な電気系に置換し、電気回路網の各所の電圧、電流を測定することによっても原系の動的な動作を知ることができる。このために多くの電気回路要素(抵抗、コンデンサ、インダクタンスなど)を具備して、対象とする系の各部に対応する電気回路を組み立て原系を模擬する装置があり、これをシュミレータと言う。汎用アナログ計算機は、プログラムによりシュミレータとして使用することもできるが、特殊な設計による演算要素を用いるほうが装置は簡単になることが多く、また取り扱いも容易となるので、シュミレータは対象別の単能機として構成されることが多い。流体系を対象として考えると、後述するように、圧力は電圧に、流量は電流に、流体抵抗は電気抵抗に、容量作用は電気容量に、慣性作用はインダクタンスに対応する。アナログ計算機の利点の一つは、計算対象の技術的問題を記述する式と、演算部分との対応が直視的であり、したがって与式のパラメータ変更に対する応答の変化が直視的には握できることであるが、シュミレータを使用することにより、これがいっそう容易になる。すなわち、一たん流体系-電気系の対応の意味を物理的には握できれば、系を数式化することなしに、直接流体系の動的な特性を知ることができることになる。



第 1 図 シ ュ ミ レ ー タ

流体系のシュミレータの一例を第 1 図に示す。シュミレータ構成要素は、汎用アナログ計算機と同様な加算器、積分器、符号変換器、ポテンショメータ、電源、制御盤、解指示器のほかに、抵抗、コンデンサ、インダクタンスの単体素子、それらの接続盤、流体機および管路などの特性そう入用関数発生器、二乗特性を持つ非線形抵抗、むだ時間や系のオンオフ周期を与えるタイマ、ならびに外部に実際の制御装置を接続し、閉ループ制御系を構成する場合に用いる制御装置用電源（主として磁気増幅器用）などである。

2.3 流体系の等価変換

流体系の現象は数学的に相当複雑なことが多く、所望の結論を直ちに引き出せるとは限らない。また図式解法による近似解法も実際には手続きがやっかいである。しかし、その解決策として、系を電気回路論に適した形に置換すれば、物理的な意味も失われず、かつ数学的にも実際の系との関連が明確にでき、シュミレータにかけるとなり、交流理論の手法を適用するなりして解を容易に得ることができるという利点がある。

2.3.1 流体系の等価回路

流体系の等価回路としてここで取りあげるものは、ポンプ系を対象とするもので、比較的振幅が大きく、また遅い現象についてのみ考慮する。従来使用されていた流体系の動作量中、基本量として圧力 H および流量 Q を選定する。これらの量を電気系の基本量（電圧と電流をとる）で置換するには

$$\left. \begin{array}{l} \text{圧力 } H \text{ —— 電圧 } E \\ \text{流量 } Q \text{ —— 電流 } I \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

の対応が便利である。すなわち流体系の接続点および閉回路において次の関係が成り立ち、これが電気系に成り立つキルヒホッフの法則と対応できるからである。

第一法則（接続点の法則）： 任意の管路の接続点に流入する流量の代数和は零に等しい。

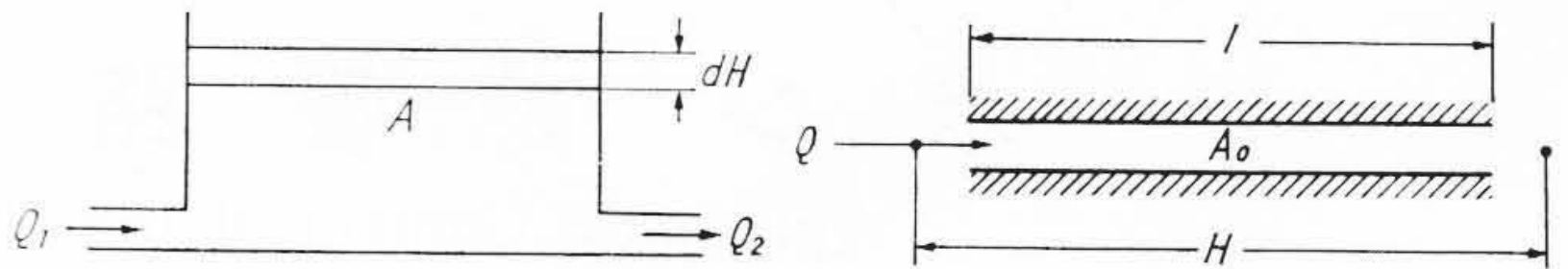
第二法則（閉回路の法則）： 管路網中の任意の閉回路に沿う圧力の代数和は零に等しい。

またパワーが圧力、流量の積によって定められることは、ポンプの所要入力 $K H Q$ （ただし K は定数）により与えられることから明らかである。

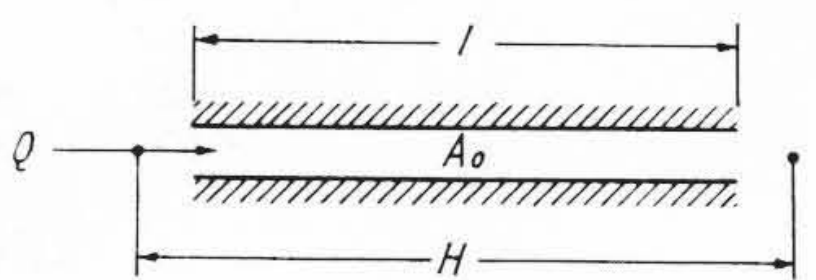
流体系の素子としては、流体抵抗、容量および慣性の 3 種が考えられる。これらの素子は電気系の R, C, L にそれぞれ対応する。

(1) 流体抵抗： 流体系のある部分に流量 Q が流れ、これによって圧力差 P が生じたならば、流体抵抗 R_ω は

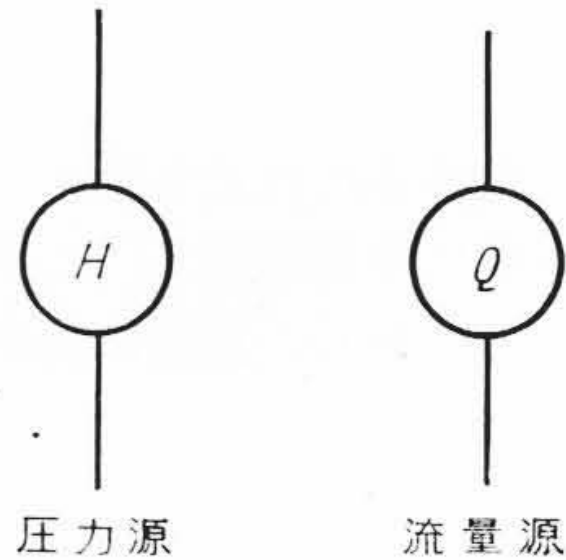
$$R_\omega = H / Q \text{ (s/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (4)$$



第 2 図 容 量 作 用



第 3 図 慣 性 作 用



第 4 図 パ ワ ー 源

ただし H ： 圧力差 (m)
 Q ： 流量 (m³/s)

により定義される。したがって流体抵抗 R_ω は、同一数値の電気抵抗に置換される。ただし (4) 式は、厳密には層流の場合にのみ成立するものであり（ポアゼイユの式）、実際のポンプの送水系では、ほとんどが乱流であって層流となることはまれである。乱流の場合は、圧力損失はほぼ流速の 2 乗に比例することが実験により確かめられている。シュミレータ中の 2 乗特性の非線形抵抗要素は、このような流れの場合に使用される。送水系で (4) 式により計算を行なう場合は、流量、圧力の微小変化の場合にのみ成り立つことに注意しなければならない。

(2) 容 量： 水の場合は非圧縮性と考えてよいから、それ自体の容量作用は問題にならないが、管路中の水槽にはこれが現われる。いま、水槽入口の圧力が dH だけ増加したとき、水槽の水位上昇は次式により表わせる。

$$A \frac{dH}{dt} = Q_1 - Q_2 \dots\dots\dots (5)$$

$$\therefore H - H_0 = \frac{1}{A} \int_0^t (Q_1 - Q_2) dt \dots\dots\dots (6)$$

ただし Q_1, Q_2 ： 流入および流出流量 (m³/s)
 H, H_0 ： t 時間後の水位および初期水位 (m)
 A ： 水槽の断面積 (m²)

(6) 式は電気系における静電容量の定義式と同形であり、したがって圧力 H を電圧 E に、流量 Q を電流 I に置き換えれば、断面積 A は静電容量 C に対応する。すなわち、

$$C_w = A \text{ (m}^2\text{)} \dots\dots\dots (7)$$

となる。

(3) 慣 性： 第 3 図のような管路中の流体を加速するためには (8) 式が成立する。

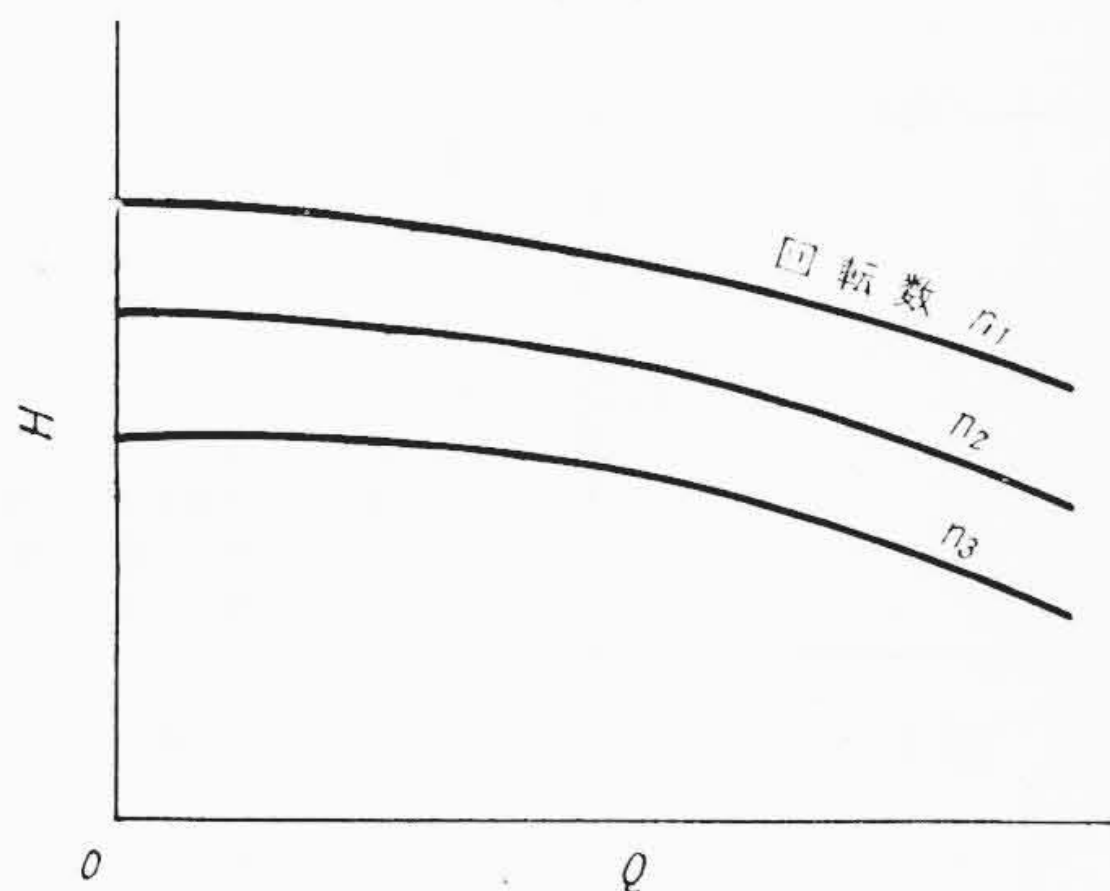
$$A_0 H = \frac{m}{\rho g} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{Q}{A_0} \right) \dots\dots\dots (8)$$

$$\therefore H = \frac{A_0 l \rho}{g A_0^2} \cdot \frac{dQ}{dt} = \frac{l}{g A_0} \cdot \frac{dQ}{dt} \dots\dots\dots (9)$$

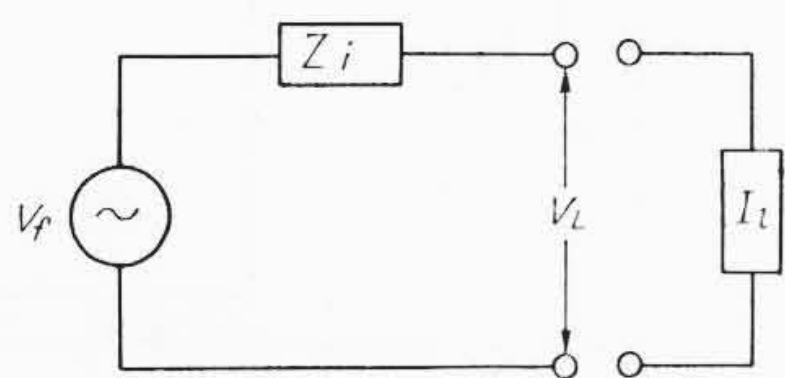
ただし A_0 ： 管路の断面積 (m²)
 l ： 管路の長さ (m)
 m ： 長さ l の管路内の水の質量 (kg)
 ρ ： 水の密度 (kg/m³)
 g ： 重力の加速度 (m/s²)

(9) 式は、電気系の $e = L \frac{di}{dt}$ と同形であり、したがって

$$L_\omega = \frac{l}{g A_0} \text{ (s}^2\text{/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (10)$$



第5図 渦巻ポンプ特性曲線



第6図 電圧源の等価回路

は電気系のインダクタンスに対応する。

(4) 流体系の動力源：流体系の動力源としては、第4図のような圧力源と流量源が考えられる。たとえば渦巻ポンプは圧力源に近い特性を持っている(第5図)。

この場合、ポンプの内部抵抗 R_p は

$$R_p = -\frac{dH}{dQ} \quad (11)$$

により定めることができる。

いまポンプの動作点近傍の内部抵抗を調べてみる。渦巻ポンプにおいては、

$$\frac{H}{H_s} = \frac{Q_f^2 - \alpha Q^2}{Q_f^2} \quad (12)$$

ただし H ：吐出圧 (m)

H_s ：締切圧 (m)

Q ：流量 (m^3/s)

Q_f ：定格流量 (m^3/s)

α ：定数 ($\approx 0.2 \sim 0.4$)

(12)式は、実負荷運転時の吐出圧が弁締切時の圧力より内部インピーダンス降下分だけ低下することを示している。電気系の場合、内部インピーダンスを有する電圧源は第6図に示される。負荷の両端に現われる電圧 v_i は

$$v_i = v_f - z_i i_i \quad (13)$$

(12)式は(13)式に相当しているが、これを対応させるためには(12)式を線形化し取り扱う必要がある。第7図の運転特性から運転点は $D(Q_0, H_0)$ である。運転点 D 近傍で線形化するために $D(Q_0, H_0)$ からの偏差を ΔQ , ΔH とすれば、

$$\frac{H_0 + \Delta H}{H_s} = \frac{Q_f^2 - \alpha(Q_0 + \Delta Q)^2}{Q_f^2} \quad (14)$$

動作点 D では(12)式より

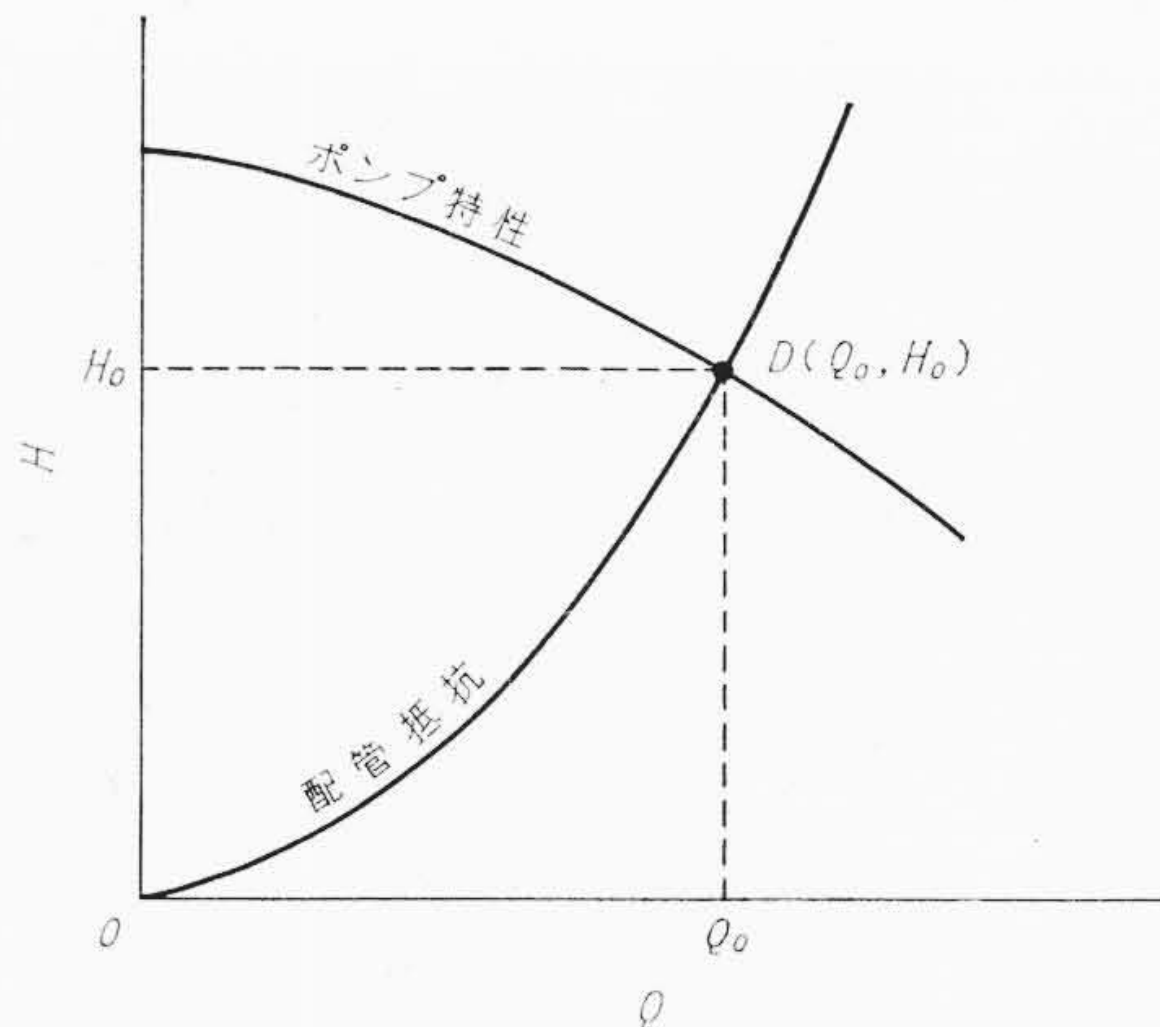
$$\frac{H_0}{H_s} = \frac{Q_f^2 - \alpha Q_0^2}{Q_f^2} \quad (15)$$

であるから、(14)、(15)式の差は

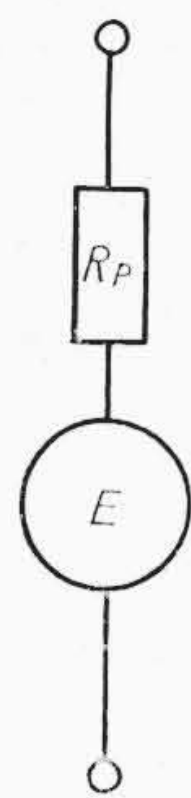
$$\frac{\Delta H}{H_s} \approx -2\alpha \frac{Q_0 \cdot \Delta Q}{Q_f^2} \quad (16)$$

したがって動作点近傍における内部抵抗 R_p は

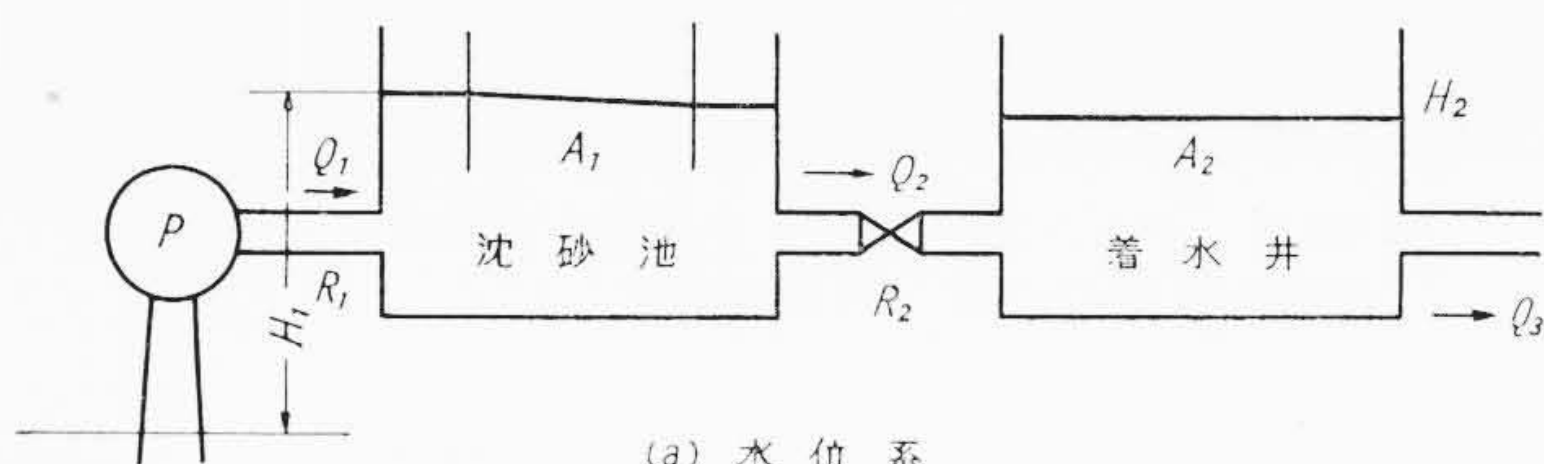
$$R_p = -\frac{\Delta H}{\Delta Q} = 2\alpha \frac{Q_0}{Q_f} \cdot \frac{H_s}{Q_f} \quad (17)$$



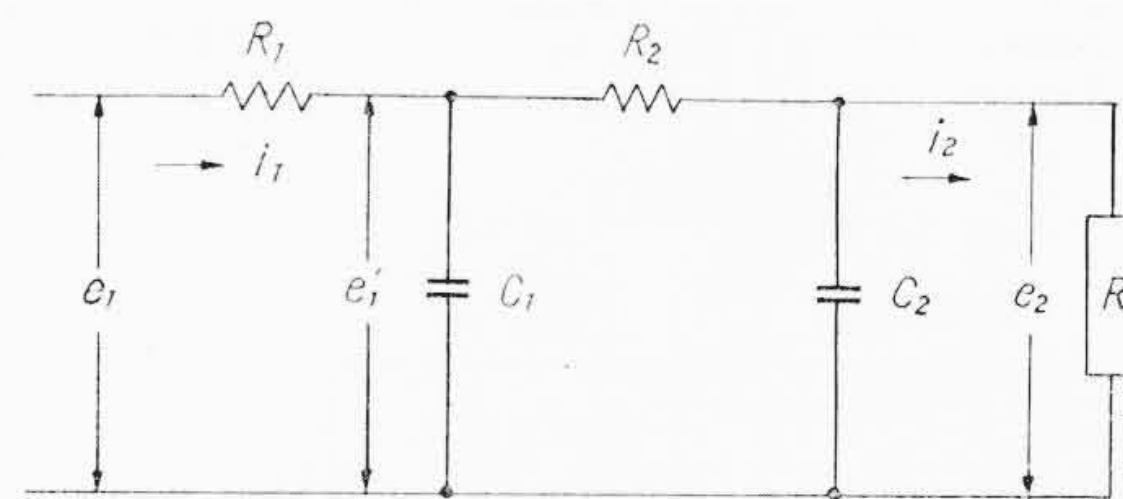
第7図 渦巻ポンプの運転点



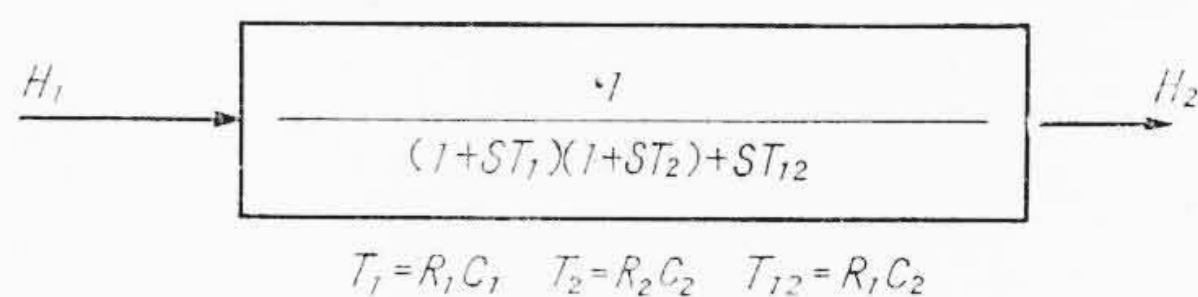
第8図 渦巻ポンプの等価回路



(a) 水位系



(b) 等価電気回路



(c) 水位系の伝達関数

第9図 沈砂池水位系

したがって渦巻ポンプの等価回路は第8図のような表示が可能となる。

2.4 適用例と問題点

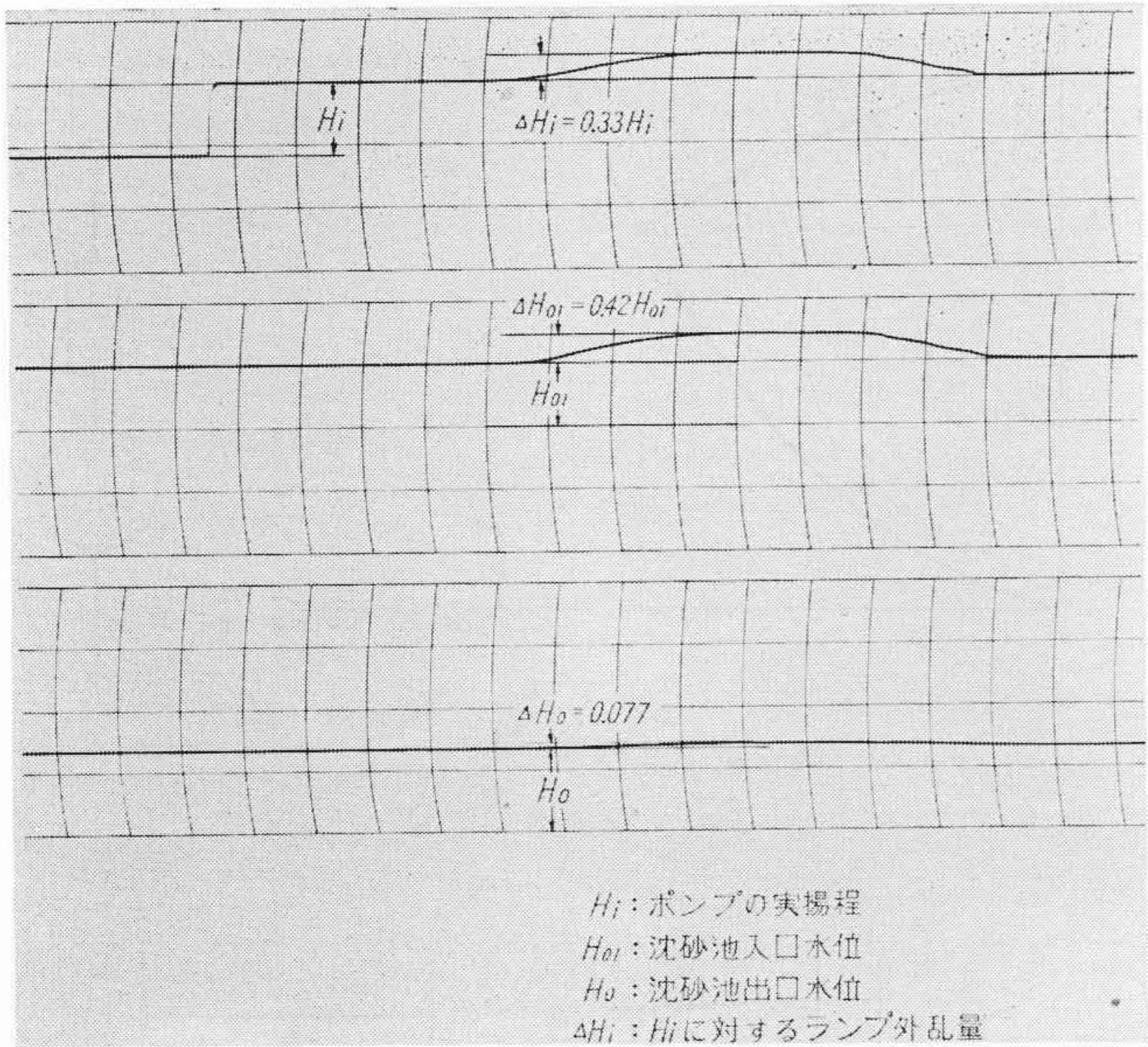
2.4.1 水位制御

一例として第9図(a)のような系を考える。すなわちポンプにて沈砂池に揚水し、着水井水位を一定に保つ系であり、この水系を電気系に置換すれば、第9図(b)のようになる。ポンプ揚程を変化し、沈砂池流入量を変化させたときの着水井水位変化は i_1 を変化させて、 e_2 の応答状態を観測すればよい。この場合の応答例を第10図に示す。この系をブロック図で表わせば第9図(c)となる。

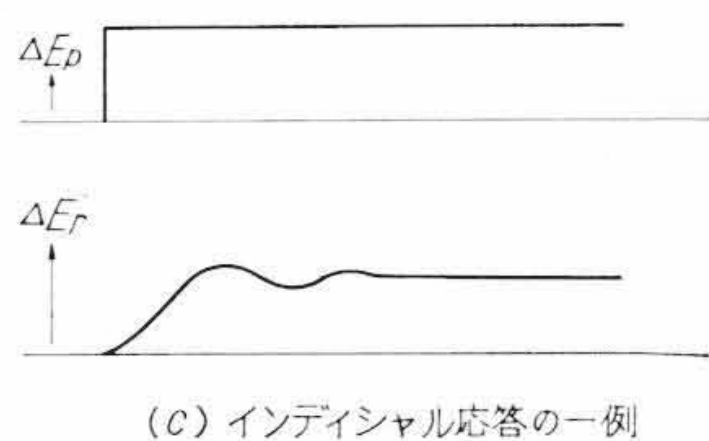
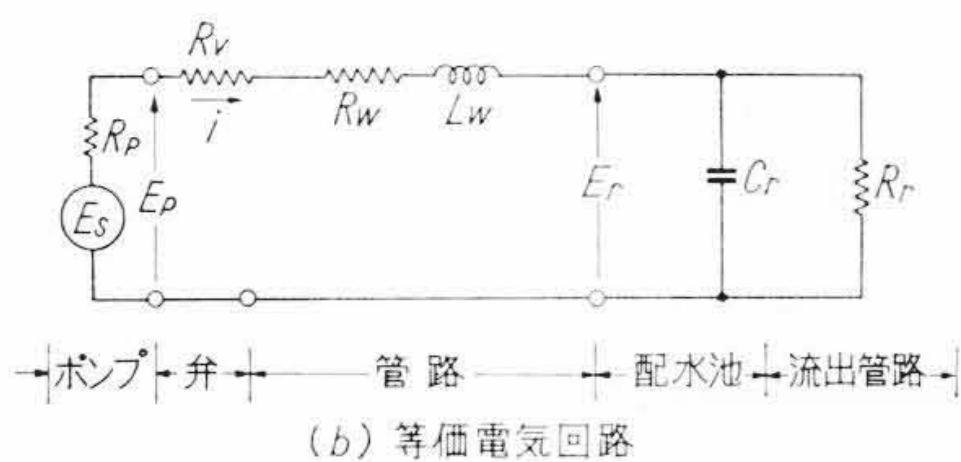
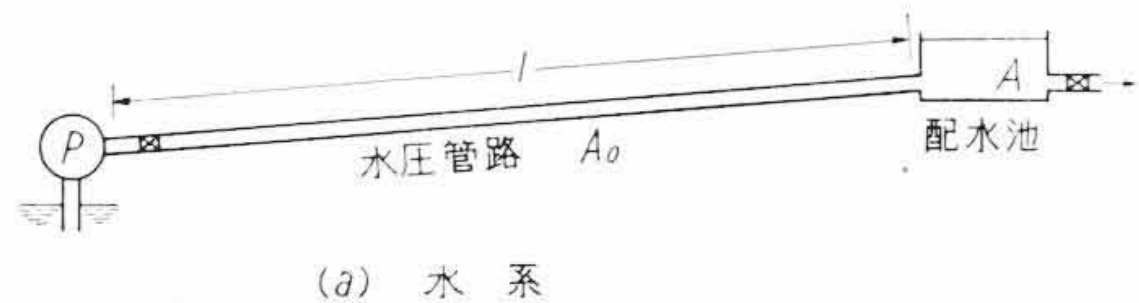
後述する東京都水道局金町浄水場の沈砂池水位制御の場合にも閉ループ回路を作って解析を進め、沈砂池入口水位の制限回路および出口流量に応じてポンプ回転数を補助制御するなど、制御回路の構成を行なっている。

2.4.2 圧力制御

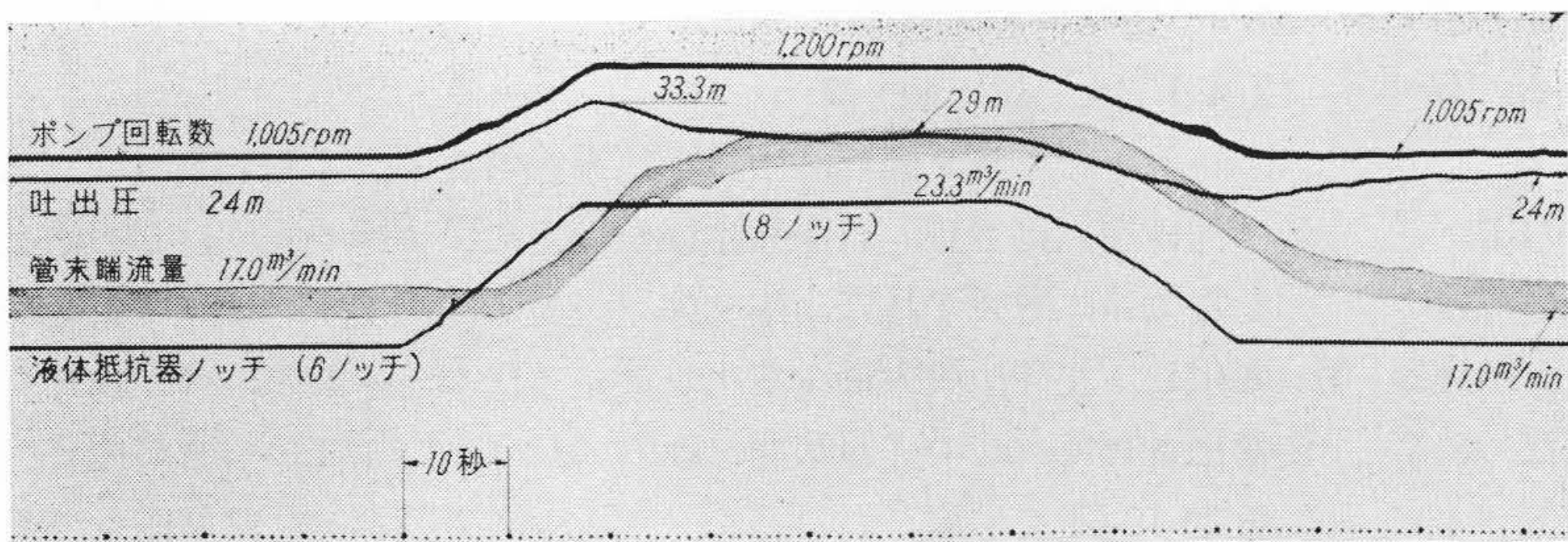
第11図(a)は、管路途中の配水池水位を、配水池流出量のいかんにかかわらず一定に保つよう制御する水系である。配水池水位を一定に保つことは、とりも直さず、管路中途の圧力を一定に保つことであり、これは後述する末端圧力一定制御に等価とみなせる。



第 10 図 ポンプ実揚程をランプ状に変化させた時の沈砂池水位の応答 (自動制御なし)



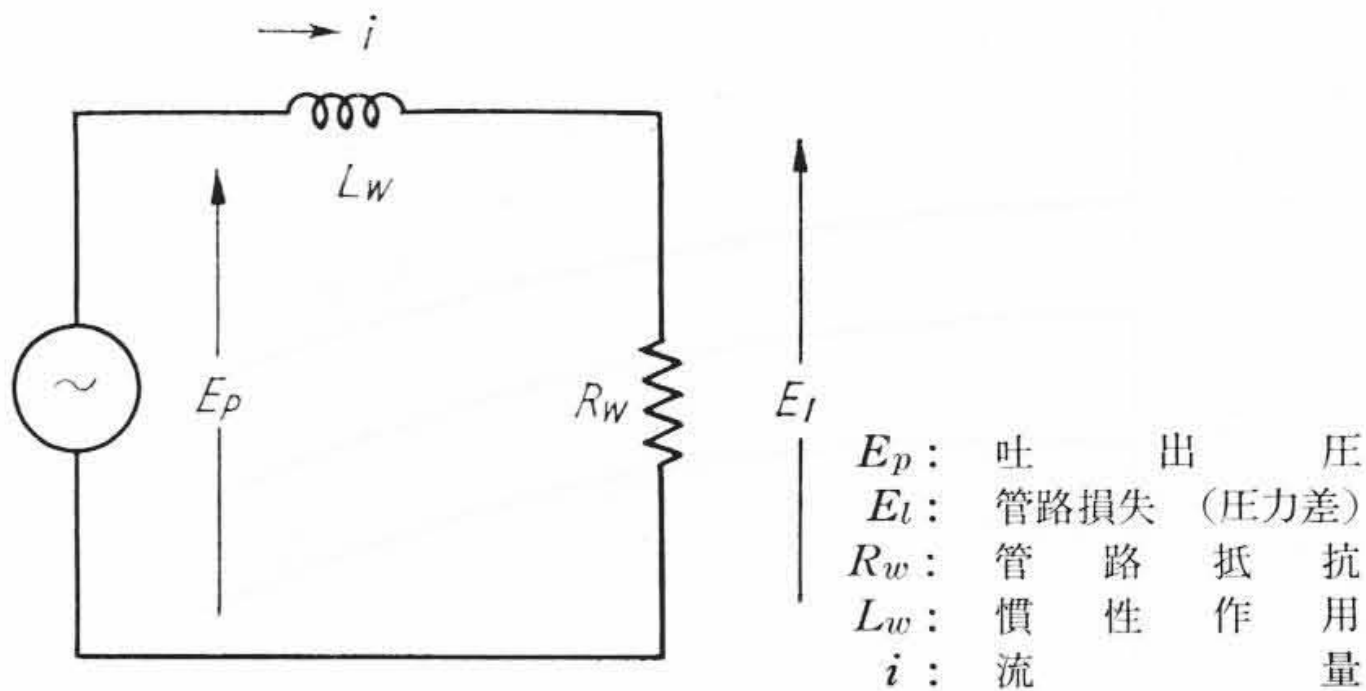
第 11 図 管 路 系



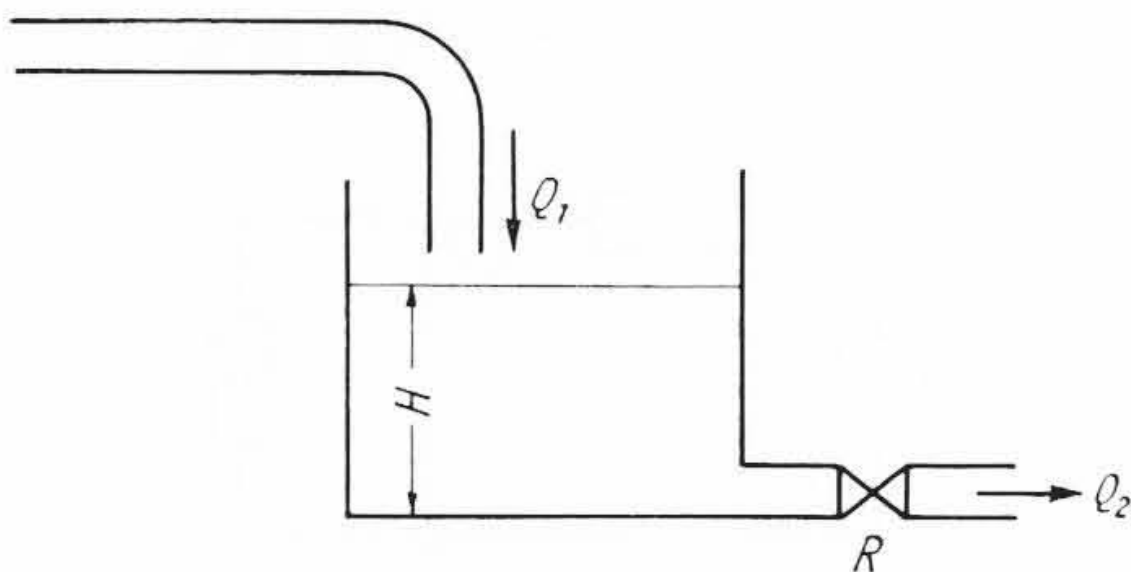
第 12 図 ポンプ回転数変化に伴う管路の圧力流量応答

ここで、水系のみを等価電気回路に置換すれば第 11 図 (b) のようになる。管路中の L_w は、流体を加速するとき生ずる慣性作用を表わしており、(10) 式に相当する。この系の様子を知るためには、交流理論を適用すればよい。ポンプ吐出圧を入力とし、管路末端圧を出力とする管路の伝達関数を求めてみると

$$G(S) = \frac{E_r}{E_p} = \frac{R_r}{(R_w + R_v)(1 + s C R_r) \left(1 + s \frac{L_w}{R_w + R_v} \right) + R_r} \quad \dots \dots \dots (18)$$



第 13 図 管 路 の 置 換



第 14 図 水 位 系

となる。これは二次系であり、回路定数のいかんによっては、圧力のオーバーシュートや振動を生ずることになる。すなわち管路の状態やポンプの運転状態いかんにより、管路に過大な圧力が加わったり、水撃作用に近い状態となることがあるので注意を要する。このような水系に自動制御を採用すれば、管路の保守が著しく容易になることは明らかである。

第 11 図 (c) に、本ポンプ系の定格運転点におけるインディシャル応答の一例を示す。第 12 図は現地試験の結果である。これは液体抵抗器のノッチを手動にて変化し、ポンプ速度をランプ状に変化させて、吐出圧および管末端流量の過渡特性を記録したものである。

なお第 11 図 (b) において管路の置換を R_w と L_w で行なったことは、(1) 式の近似にほかならない。すなわち第 13 図のような管路のループを考えれば、吐出圧と管路流量の伝達関数は、

$$G(S) = \frac{i}{E_p} = \frac{1}{R + s L} = \frac{K}{1 + s T} \quad \dots \dots \dots (19)$$

ただし $T = L/R$ (s): 時定数 s : 演算子
 $K = 1/R$: ゲーン定数

となり、圧力急変があった場合に、流体が加速されるためには時間がかかり、流量は一次遅れの形で圧力に追従することになる。

2.4.3 非線形系の考察

流体系を考慮する場合も線形性の考察は重要である。これまでに述べた等価変換法は、すべて系が線形であると言える場合にのみ成立するもので、解析している動作点の近傍でのみ有効なものである。たとえばポンプ系では、ポンプの特性および管路特性は無視することのできない非線形要素である。

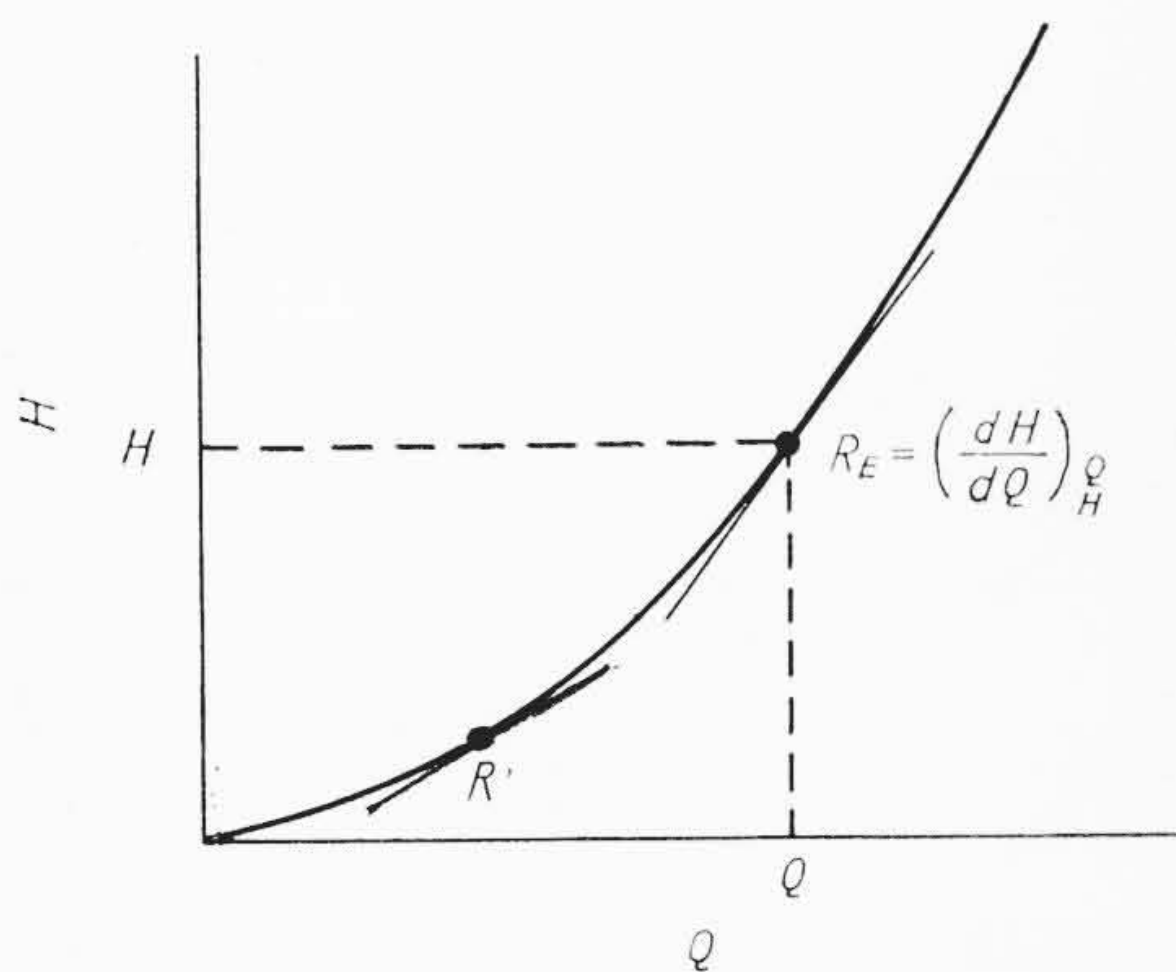
ここで、流体抵抗および管路特性の非線形性について水位系により考察してみる。第 14 図の系の水位と流量の関係は (5) 式により表わせるが、流出弁の抵抗を

$$R = \frac{dH}{dQ_2} \quad \dots \dots \dots (20)$$

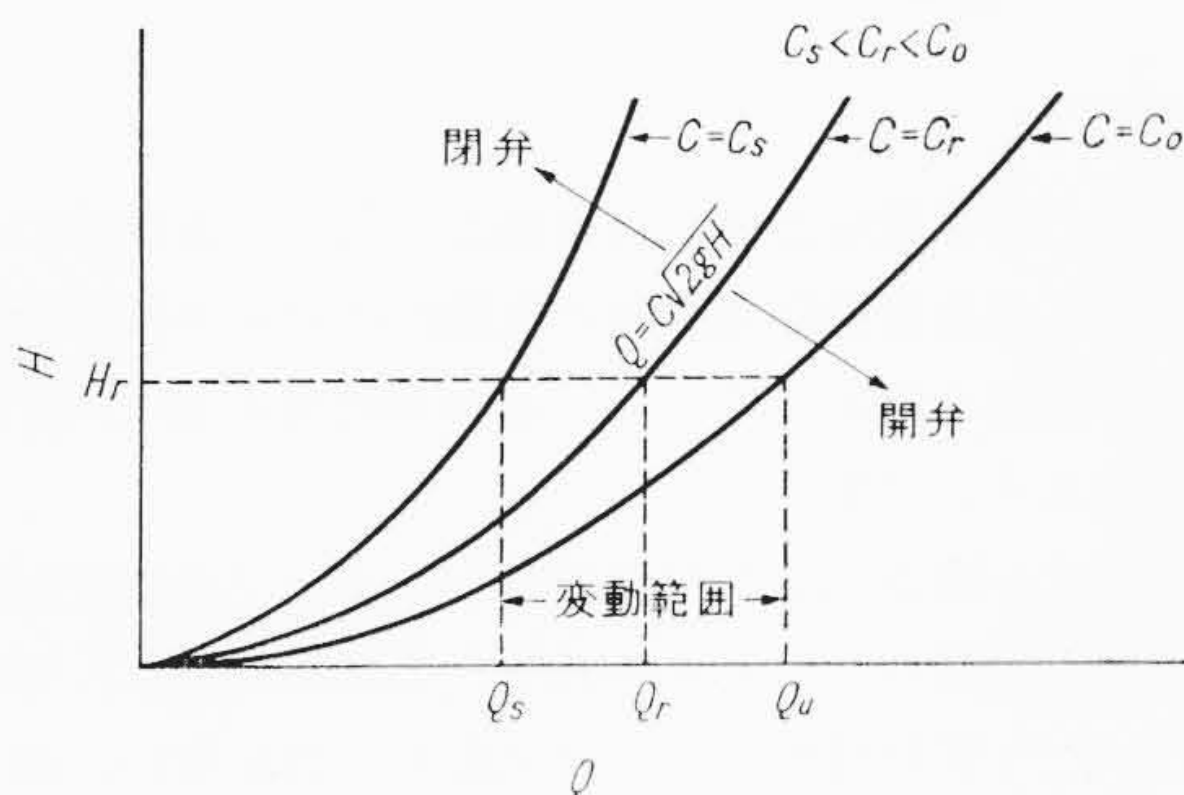
とすれば、(第 15 図) 系の伝達関数 $G(S)$ は (5)、(20) 式より

$$G(S) = \frac{H}{Q_1} = \frac{R}{1 + s A R} = \frac{K}{1 + s T} \quad \dots \dots \dots (21)$$

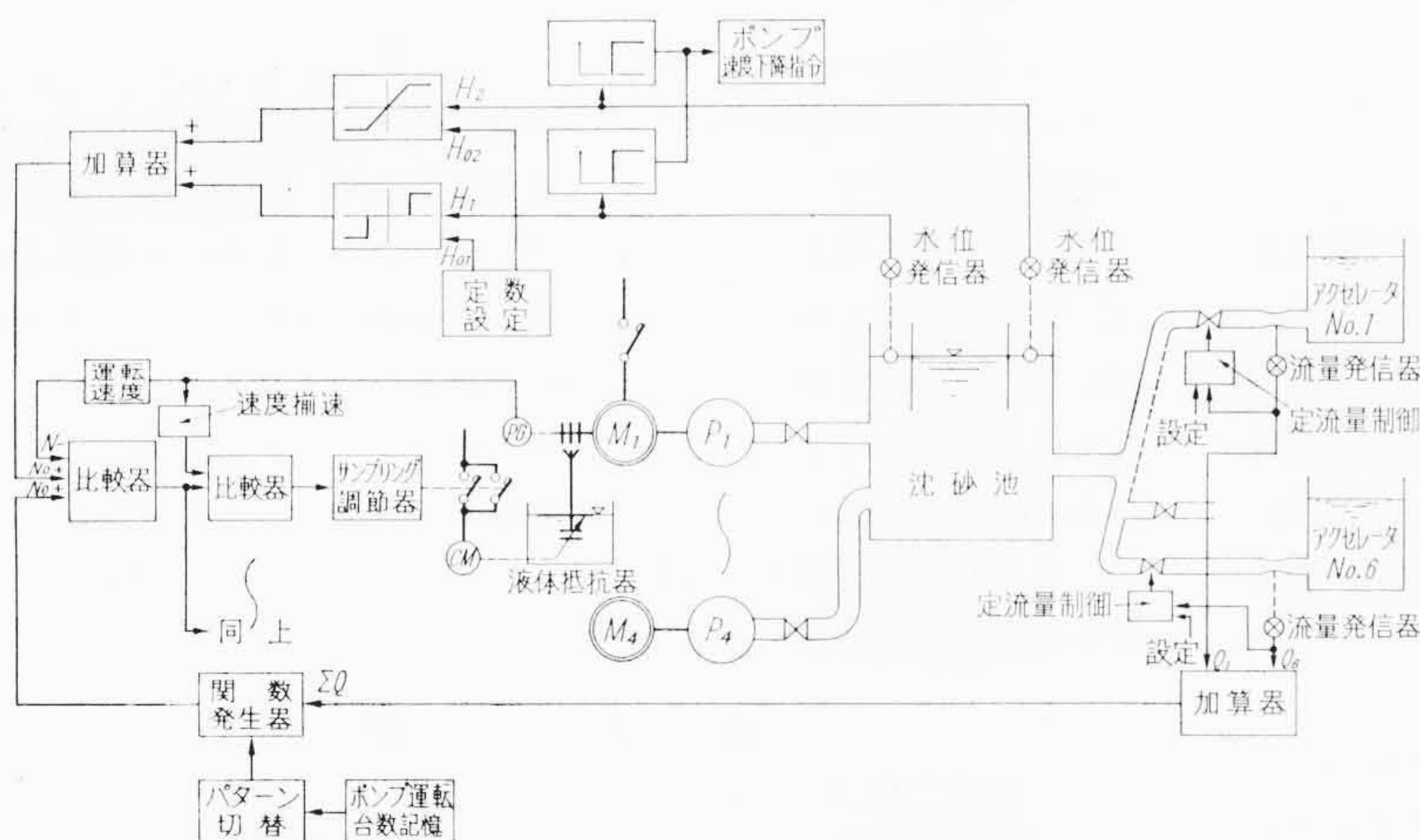
ただし $K = R$ (ゲーン定数), $T = A R$ (時定数)



第15図 流出抵抗



第16図 管路特性



第17図 沈砂池水位制御系統図

で表わせる。流出量と水位の関係は、

$$Q_2 = C \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (22)$$

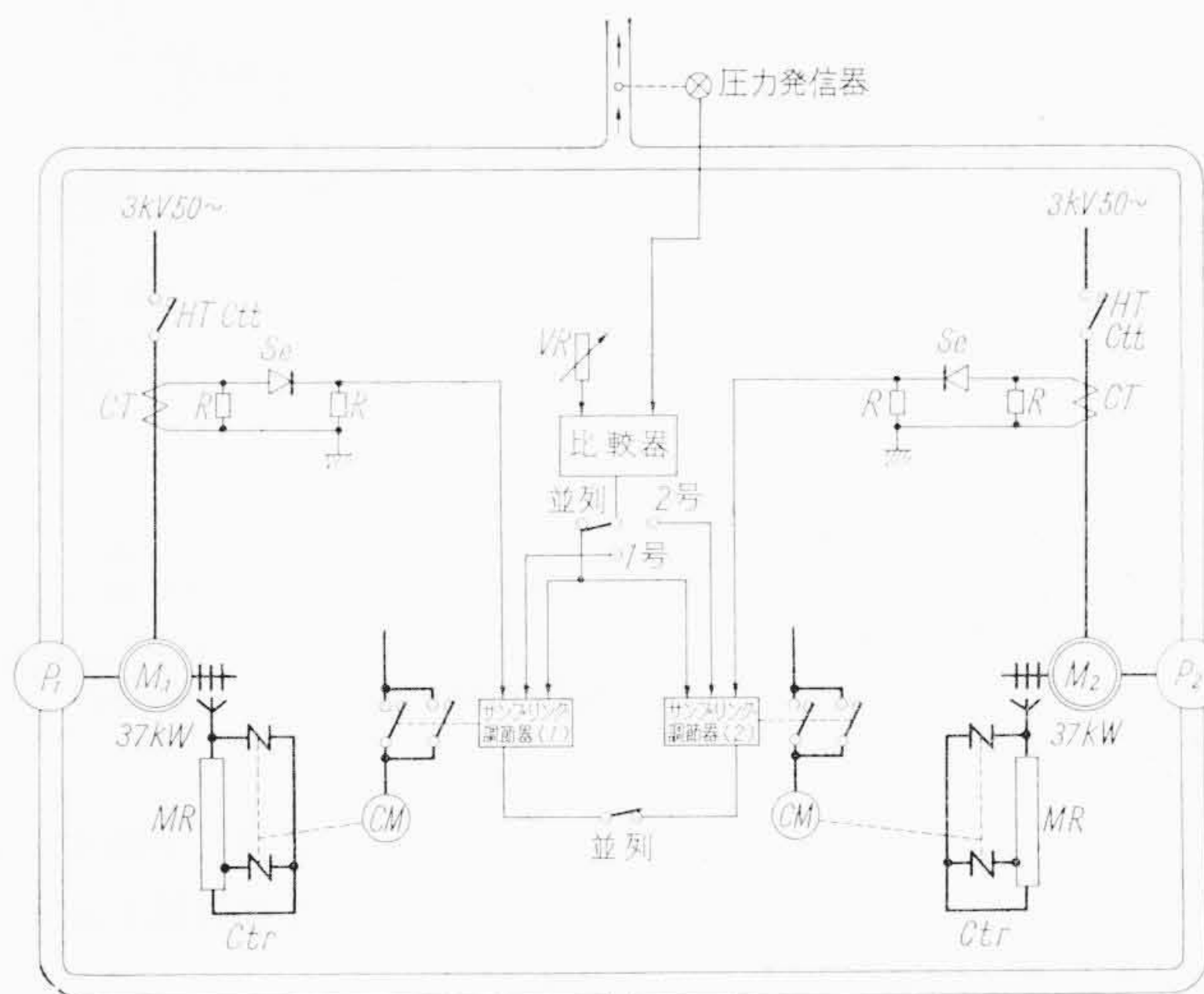
ただし C : 定数

であるから、流出抵抗は(20)式を変形して

$$R = \frac{dH}{dQ_2} = \frac{Q_2}{gC^2} = \frac{1}{C} \sqrt{\frac{2H}{g}} \dots \dots \dots (23)$$

となる。このような系では(23)式からもわかるように、流出抵抗が流量または水位により変化する。すなわちゲーンや時定数が変化するので、解析する際には実際に使用する水位において、入力に微小変化を与え応答を求める必要がある。しかし、定値制御が行なわれているならば、水位の変動は小さいので、線形系として解析しても問題はない。

次に需要水量が変動する場合は、この変動が流出管路の開閉度を変えることにより生ずるものと等価的に考えられる。開閉度を変えることにより、管路特性は第16図のように変化し、同一水



Ctrl: 速度制御器 HT Ctt: 高圧接触器
MR: 金属抵抗器 Se: セレン整流器
CM: 操作電動機 CT: 計器用変圧器

第18図 吐出圧制御系統図

位と言えども流出量により管路抵抗が変化するので、系の特性をは握するには流出量の変動範囲内において何点かの特性を調べる必要がある。

一般に制御工学においては、系の平衡状態からの偏差を取り扱うのが常であるから、このような局所的な観点にたてば、線形近似で満足できる場合が多い。すなわち、非線形の要素でも、動作点近傍の変動に局限したときは、線形とみなして解析してよい。

3. 最近の自動制御採用例

3.1 沈砂池の水位制御

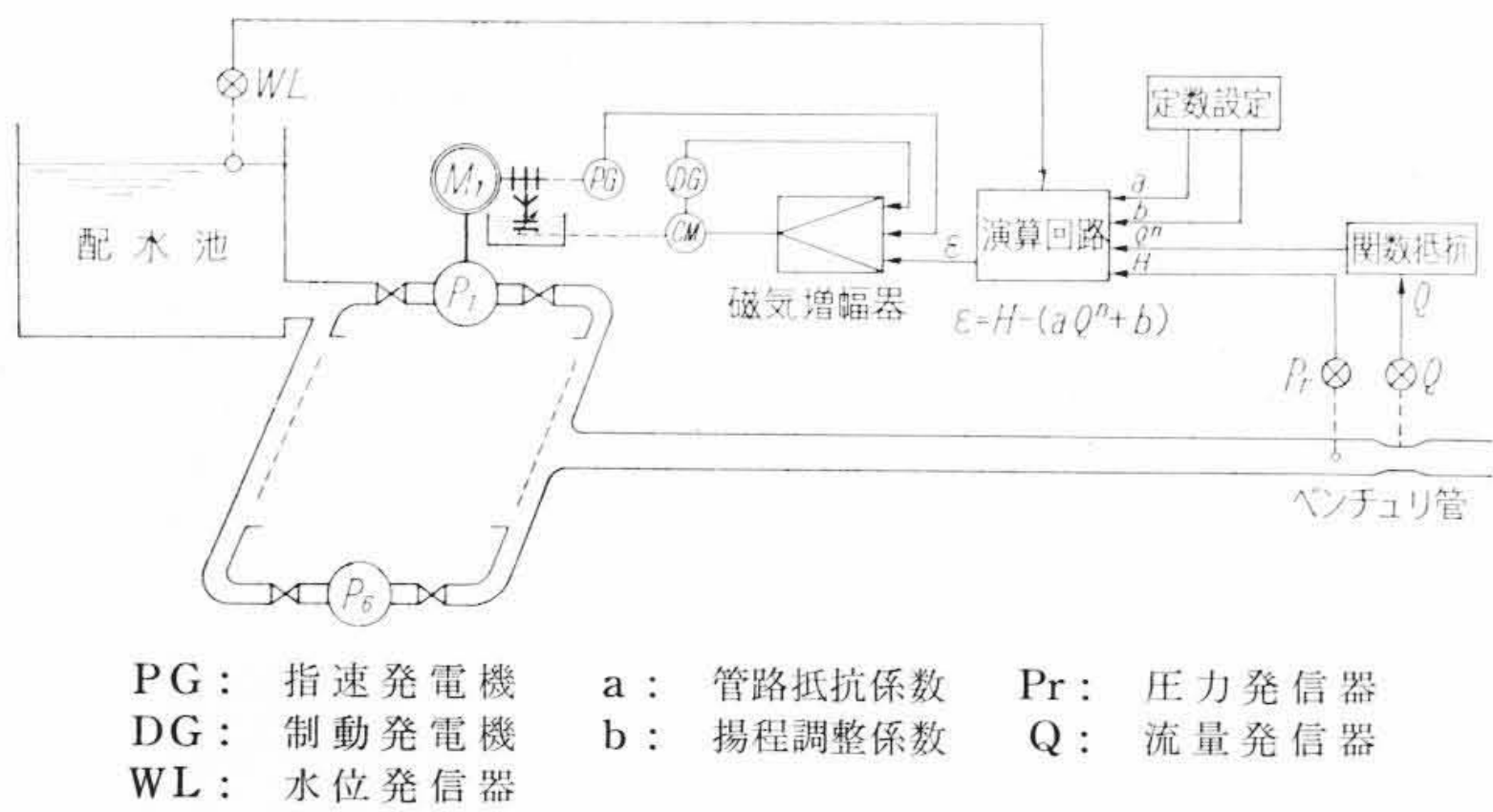
東京都水道局金町浄水場第四取水ポンプ所では、沈砂池が市街地にあるため、その容量を十分大きくとることができない。そこで沈砂池を最も有効に使用し、かつあふれを防止するため、水位一定制御を採用した。第17図に示した制御系統図のように、取水ポンプにて揚水された原水は、沈砂池から6基の高速沈でん池へ送られる。

本制御は沈砂池出口水位の定値制御が主制御ループであるが、第10図のアナログ計算結果からもわかるように、流入量増加では沈砂池入口水位の変化が最も大きい影響を受けているので、その水位が規定値を越えないよう抑さえて出口水位の変動を小さくするようにした。また各高速沈でん池への流入量は別に定流量制御が行なわれているが、その設定を変えたときは、水位の変動に及ぶ前に、高速沈でん池への流入量からポンプ回転数をあらかじめ設定して、水位変動を小さくするよう考慮されている⁽²⁾。

3.2 吐出圧一定制御

管路の損失が少なく、ポンプ揚程の大部分が実揚程であるような場合には、ポンプ吐出圧を一定に保つことにより、良好な送水が可能である。

横浜市水道局日吉ポンプ所は、加圧ポンプ所で、このような系に属している。ここでは既設のポンプ設備に簡単な制御装置を追加設置することにより吐出圧制御を行なっている。第18図はその系統図である。制御は、設定値と実吐出圧の差により、サンプリング調節器を駆動し、電動機二次側の金属抵抗を加減し、ポンプ速度を調整することによって行なわれている。なお2台並列運転の場合は、



第 19 図 末端圧制御系統図 (1)

電動機一次電流が互いに一致するよう、すなわち負荷が平衡するよう制御される。しかしポンプ新設の場合には、速度検出器を設け、揃速(せんそく)運転を行なうほうが望ましい。

3.3 末端圧一定制御

管路の損失が大きく管路特性の傾きが急しゅんな場合に良好な送水を行なうためには、管路末端の残水圧を一定に保つ方法がとられる。管路末端の水圧をテレメータにて制御する方法は実用的とはいえないので、ポンプ吐出端にて流量、圧力を検出し、管路特性を演算することにより、末端圧を予測し、吐出圧を調整する計算制御を行なっている。すなわち最も簡単な分岐のない直管の場合、静的には次式が成立する。

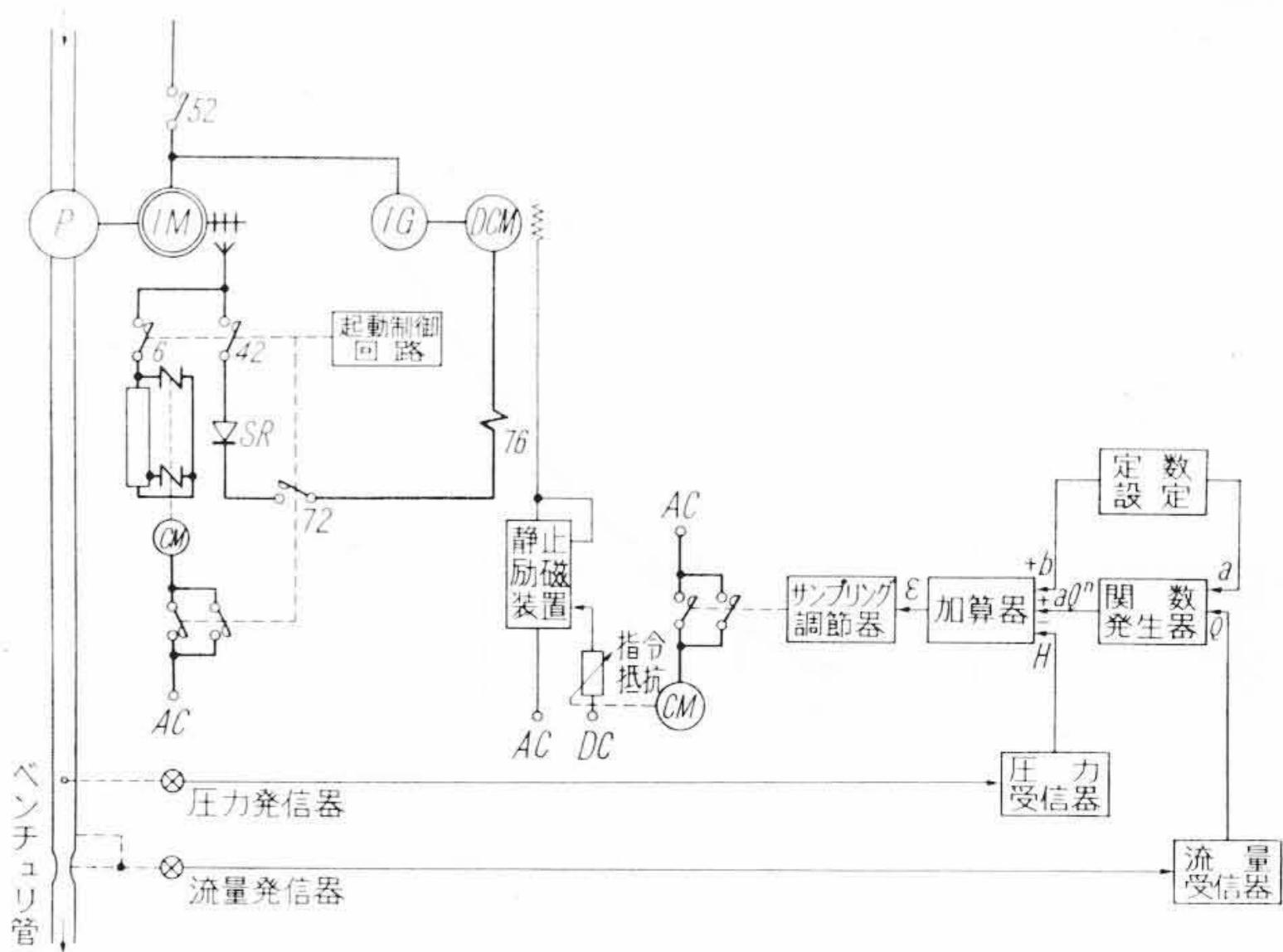
$$H=aQ^n+b \dots\dots\dots (24)$$

- ただし H : 吐出圧 (m)
 Q : 流量 (m^3/s)
 a : 管路損失係数
 b : 揚程係数
 n : 定数 ($\cong 1.8 \sim 2.2$)

(24)式の右辺は管路特性を現わしており、末端圧を一定に保つための要求吐出圧である。したがって左辺と右辺の差が許容範囲内に収まるよう制御すれば、目的は達せられる。管路網に本方式を適用する場合は、管路網中の適当な部分(たとえば最低水圧点)を選定し、ここで所要の圧力が保たれるものと仮定して制御が行なわれる。ただしこの場合は、管路特性が複雑で、管路抵抗も流れの状態も時間的に変化するため近似的な制御となる。

(1) 東京都水道局東村山浄水場

約12km離れた送水管途中の最低水圧点圧力を一定に保つようポンプ吐出端の流量、圧力を検出し、管路特性を演算することによりポンプ速度を調整している。制御回路は全無接点方式で、演



第 20 図 末端圧制御系統図 (2)

算要素として磁気増幅器式演算増幅器を用いた信頼性の高いものである。液体抵抗器操作電動機の駆動にはパルス幅変調方式を採用し、系の乱調を防止している。制御系統図を第19図に示す。

(2) 某配水ポンプ場

東村山方式を簡潔化した制御回路と、ポンプの速度制御にセルビウス方式を採用したことを特長とする機場である。系統図を第20図に示す。管路特性演算には関数発生器を用い、直流電動機の界磁指令抵抗駆動用の操作電動機は、簡潔なパルス幅変調制御装置であるサンプリング調節器を用いている⁽³⁾。

4. 結 言

ポンプ管路系の動特性は多くの場合、その解析はむずかしく、かつ現地で有効なデータを得ることも困難なので、従来は解析結果に十分な余裕をもつような設計をしていた。ここに紹介した解析手段は、まだ十分なものではないが、設計解析値と実際のデータとを検討しながら修正を加えて完全な解析法にしたいと努力している。この解析法の確立により、アナログまたはデジタル計算機により管路系の特性を解析しつつ、多くの配水ポンプ場を有機的に結び、各ポンプ場を最も経済的に運転するとともに、末端最終需要家により水を供給することができるものと確信している。

参 考 文 献

- (1) 物部：水理学 66 (昭 25 岩波)
- (2) 特許申請中
- (3) 特許申請中