

水力発電所の水路系を考慮した 主機トータル システムの解析

Analysis of Total Pump/Turbine System Including Pipelines

This article describes a dynamic characteristics analysis program recently developed for application to two or more pump turbines connected to a complicated water passage system. This comprehensive program covers the water-hammer phenomenon originating on the water systems on both penstock and draft side, the flow of each pump turbine, the torque characteristics, tie-line characteristics, and the speed governor, and it simulates all the performance conditions from starting through stopping of each pump turbine by digital computers. Not only can the program be applied to predictions of actual on-site pump turbine performance but it is also capable of optimum design of a total pump turbine plant meeting civil engineering and other requirements. Further, for analysis of the water-hammer phenomenon, the characteristic lines method is used which takes into consideration both the pipeline angle and the pipeline friction.

荒木正信* *Masanobu Araki*桑原尚夫* *Takao Kuwabara*

1 緒 言

ポンプ水車の案内羽根を開閉したり、回転が変化すると流量が変化し、水撃現象が発生する。この水撃は水圧鉄管、ドラフトパイプの両方に発生し、しかも分岐管を介して接続された複数台のポンプ水車は、相互にこれらの影響を受け合うという複雑な関係にあるので、ポンプ水車、水路系を含むトータルシステムの解析が必要になる。更にポンプ水車には、揚水、発電、調相などいろいろの運転モードがあり、その各に起動から停止まで一連の運転操作があるので、これをつかさどるガバナを考慮する必要がある。

最近の揚水発電所では、開発地点の立地条件、土木施工上の経済的要求及び単機容量の増大などの諸条件から長大、且つ複雑な水路系が建設される場合が少なくなく、更に管径を細くして管内流速を高めたいとの要求も強く、水撃問題は複雑、且つ難解になってきている。

このような事情から、日立製作所は、水路系とそれに接続された複数台のポンプ水車、発電電動機、ガバナを含むトータルシステムをデジタル計算機でシミュレートするプログラムを開発した。このプログラムを活用すれば、案内羽根の開閉時間、起動及び停止シーケンスなど、あらゆる運転条件の最適化が可能となり、更にプラントの計画段階で土木条件をも含めた最適化設計及び経済設計も可能になる。日立製作所は、このプログラムを用い土木計画段階で要請を受けて主機の仕様のみならず、土木施工の合理化案も合わせ検討しそれを提示することが可能である。

以下、図1に示す関西電力株式会社奥多々良木発電所の場合を例にして、このプログラムの概要を紹介したい。

2 解析方法

2.1 管路内の水撃の解析

(1) 基礎式

摩擦損失及び管路の傾斜角度が水路に沿って変化する場合は、運動及び連続の方程式は、

$$\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{fv|v|}{2gD_i} = -\frac{1}{g} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + v \left(\frac{\partial h}{\partial x} + \sin \Theta \right) = -\frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} \dots\dots\dots(2)$$

但し、

- v : 管路内の流速 (揚水方向が正)
- x : 管路に沿った距離 (揚水方向が正)
- f : 管路内の摩擦係数
- D_i : 管路の直径
- g : 重力の加速度
- t : 時間
- Θ : 管路の傾き角 (x の正方向に対し、下方向が正)
- a : 管路内の水撃波の伝搬速度
- h : 水頭

これは水路中の水を剛体、すなわち圧力波の伝搬速度無限大と考える剛性理論とは違って、弾性、すなわち伝搬速度有限と考える弾性理論に基づいて、流速と圧力の関係を求める式である。これらを、図2に示すように特性曲線法によって、前進波及び後退波2本の特性曲線に関する問題に直し、数値計算に便利のように階差法で近似し、簡単な四つの連立方程式の問題に書き直す。

すなわち、

*日立製作所日立工場

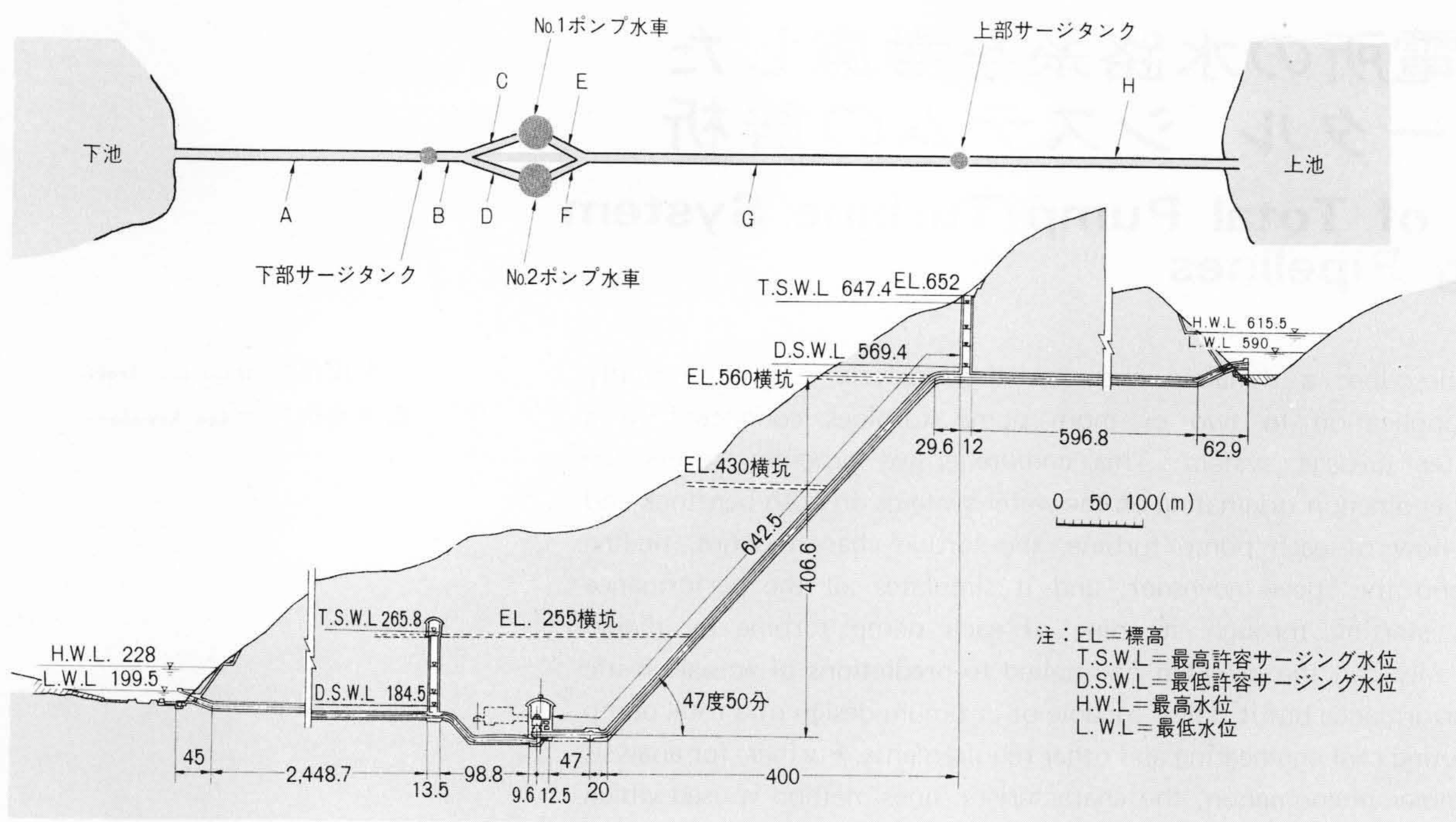


図1 関西電力株式会社奥多々良木発電所の水路系 2台のポンプ水車が、分岐管で接続されている。

Fig. 1 Pipelines of Okutataragi Power Station, Kansai Electric Power Co., Inc.

$$x_P - x_R = (v_{mR} + a) \Delta t \quad (3)$$

但し、

v_{mR} : R点からP点までの平均流速

$$v_P - v_R + \frac{g}{a} (h_P - h_R) + \frac{f}{2D} v_{mR} |v_{mR}| \Delta t + \frac{g}{a} v_{mR} (\sin \Theta) \Delta t = 0 \quad (4)$$

$$x_P - x_S = (v_{mS} - a) \Delta t \quad (5)$$

但し、

v_{mS} : S点からP点までの平均流速

$$v_P - v_S - \frac{g}{a} (h_P - h_S) + \frac{f}{2D} v_{mS} |v_{mS}| \Delta t - \frac{g}{a} v_{mS} (\sin \Theta) \Delta t = 0 \quad (6)$$

(3), (4)式は、路管内を x の正方向に進む前進波の挙動を決めるもので、(5), (6)式は、 x の負方向、すなわち後退波の挙動を決めるものである。図2によって説明すると、

(3)式は前進波が時間刻み Δt の間に管路内を正方向、すなわち右側に伝搬する距離を示し、(4)式は、この前進波曲線の始点R、終点Pにおける速度差と水頭差が、前進波曲線上に沿って生ずる摩擦と管路の傾きとによって求まることを示している。同様に(5)式は、 Δt の間に後退波が左側に伝搬する距離を示し、(6)式は、この後退波曲線の始点Sと終点Pとの速度差及び水頭差を与えるものである。このように終点P、すなわち管路の途中の点Pにおける Δt 秒後の速度と水頭は、左側から伝わってくる前進波と右側から伝わってくる後退波の両方の方程式の連立で与えられる。

管路の右端においては、後退波の(5), (6)式が適用できないので、その代わりに右端における v と h の関係を与える境界条件式を求め、これを(3), (4)式と連立して解く。

管路の左端では前進波の(3), (4)式が適用できないので、同様に左端における v と h の関係を与える境界条件式を求め、これを(5), (6)式と連立させる。

境界条件としては、サージタンク、分岐管、ポンプ水車、上池、下池及び絞りなどいろいろ考えられる。以下、図1の例に含まれる数種類の境界条件について、境界条件式の与え

方及び上述の水撃特性方程式との連立の仕方について概説する。

(2) 下池

下池の断面積は一般に非常に大きいので、ポンプ水車を運転しても水位は不変と考えてよいので、 h_P は定数として与えられることになる。従って、後退波の(5), (6)式は実質的に変数が x_P , v_P の二つになり解ける。

(3) 下部サージタンク

連続の定理によって、管路Aからの流入水量と、管路Bへの流出水量との差がサージタンクへ流れ込み、水位 h_P を高めるという関係を、一つの常微分方程式にまとめ境界条件式とする。これに管路Aから伝わってくる前進波の(3), (4)式と管路Bから伝わってくる後退波の(5), (6)式を連立させればよい。

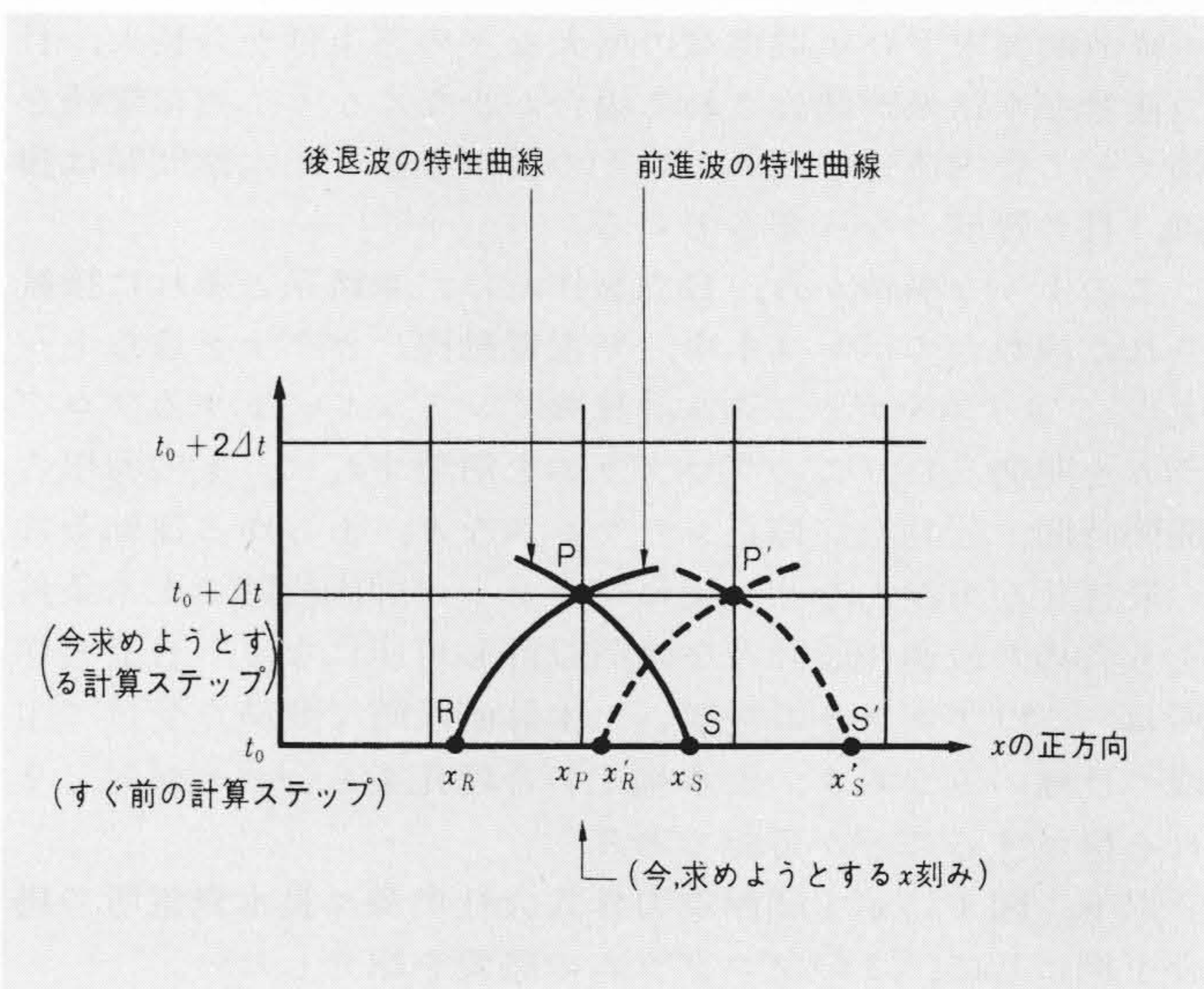


図2 特性曲線法による水撃解析 点Pの V , H は前進波、後退波の2本の特性曲線に関する方程式を連立させて解く。

Fig. 2 Water Hammer Analysis by the Method of Characteristics

(4) 分岐管

分岐管にはY形と逆Y形とがある。ドラフト側のY形分岐管の場合は連続の定理から、管路Bよりの流入水量と管路C、Dへの流出水量の和が等しいという境界条件を与え、管路Bから伝わってくる前進波に対し(3)、(4)式を適用し、管路C、Dの後退波に対し(5)、(6)式を適用し、これらを連立させて解けばよい。水圧鉄管側の逆Y形分岐管の場合は同様に連続の定理から境界条件を与え、これに管路E、Fの前進波の式と、管路Gの後退波の式を連立させる。

(5) 上部サージタンク

連続の定理によって、管路Gからの流入水量と管路Hへの流出水量との差がサージタンクへ流入し、水位 h_P を高めるという関係を一つの常微分方程式にまとめ境界条件式とし、これに管路Gから伝わってくる前進波に適用した(3)、(4)式と、管路Hから伝わってくる後退波に適用した(5)、(6)式とを連立させる。

(6) 上池

上池も一般に非常に大きいので、水位 h_P は不変と考えてよい。従って、管路Hから伝わってくる前進波の(3)、(4)式の変数は、実質的に x_P 、 v_P の二つとなり解ける。

(7) ポンプ水車の流量特性

前の計算ステップ、すなわち $t=t_0$ における N_1 、又は Q_1 の近傍で N_1 に対する Q_1 の変化を N_1-Q_1 の完全特性上で近似し、実機に換算して、

$$Q_X = A N_{1X} + B \sqrt{h_X} \quad \dots\dots\dots(7)$$

但し、

$$Q_1: Q/\sqrt{h_X}$$

$$N_1: N/\sqrt{h_X}$$

N : ポンプ水車の回転数

ここで、 h_X はポンプ水車に作用している有効落差で、水圧鉄管側水圧とドラフト側水圧との差で与えられるものである。

これに対し、管路Cから伝わってくる前進波に対し(3)、(4)式を適用し、また管路Eから伝わってくる後退波に対し(5)、(6)式を適用しこれらを連立させる。

以上は、管路C、E間のNo.1ポンプ水車の場合の説明であるが、管路D、F間のNo.2ポンプ水車の場合も全く同様である。

る。なおこの計算では、 N_1-Q_1 の完全特性情報を読み取る際、水車領域に見られるS字特性(同一の N_1 に対し二つ以上の Q_1 が存在する特性)を考慮している。

2.2 ポンプ水車のトルク特性

回転数 N_X 又は流量 Q_X 、案内羽根開度 GVO_X を読み込み、完全特性 N_1-T_1 、又は Q_1-T_1 曲線からトルク T_X を読む。但し、 $T_1 = T/h_X$ T はポンプ水車の発生トルク なおこのトルク特性読取りに際しても前記2.1.(7)式の N_1-Q_1 特性の場合と同様に、S字特性を考慮した。

2.3 GD^2 及び発電機負荷特性

発電機負荷特性、すなわち系統特性は一般に回転数変化に対する負荷変化として与えられ、

$$R_{KW} = f(N_X) \quad \dots\dots\dots(8)$$

このように発電電動機及びポンプ水車の GD^2 を加速する有効出力は、水車出力 P_{KW} から負荷 L_{KW} と R_{KW} の和を差し引いたものになり、ポンプ運転の場合は、 P_{KW} 、 L_{KW} が各負になるだけで(9)式はそのまま適用できる。

$$N_X = \frac{P_{KW} - L_{KW} - R_{KW}}{0.00274 \cdot GD^2 \cdot N_0} dt \quad \dots\dots\dots(9)$$

但し、

GD^2 : ポンプ水車及び発電電動機の慣性効果

N_0 : 定格回転数

2.4 ガバナ

すべての運転モードで、起動から停止まであらゆる運転状態をシミュレートするという本プログラムの目的から、速度制御をつかさどる速度検出部、演算部、増幅部、復元部はもちろん、速度調整装置、負荷制限装置、急停止装置、水位調整装置、案内羽根腰折装置及びポンプ適正開度調整装置など直接運転に関係ある要素はすべて考慮した。

これらの要素はすべて連立常微分方程式の形に整理した。

2.5 プログラムの全体構成

図3にこのシミュレーションプログラムの全体構成を示す。上述のとおり水撃解析及びトルク特性の読込みに関し、一連の連立方程式を導き、ガバナ及び GD^2 、発電機負荷特性に関しても一連の常微分方程式を導き、これらを一緒にまとめて連立させRunge-Kutta法を用いて解いた。なお、日立製作所

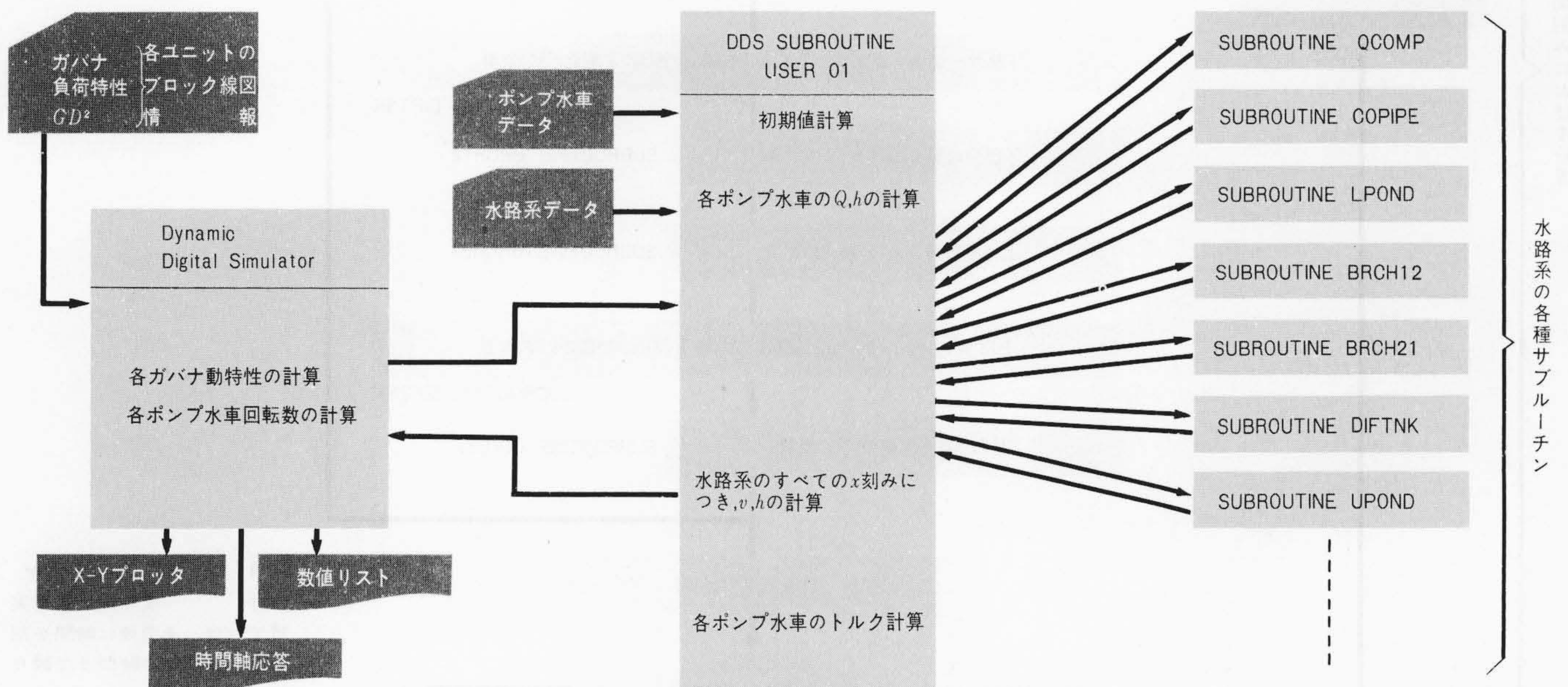


図3 プログラムの全体構成 DDSプログラムを主体とし、これに水撃計算プログラムを組み合わせている。
Fig. 3 Construction of Program

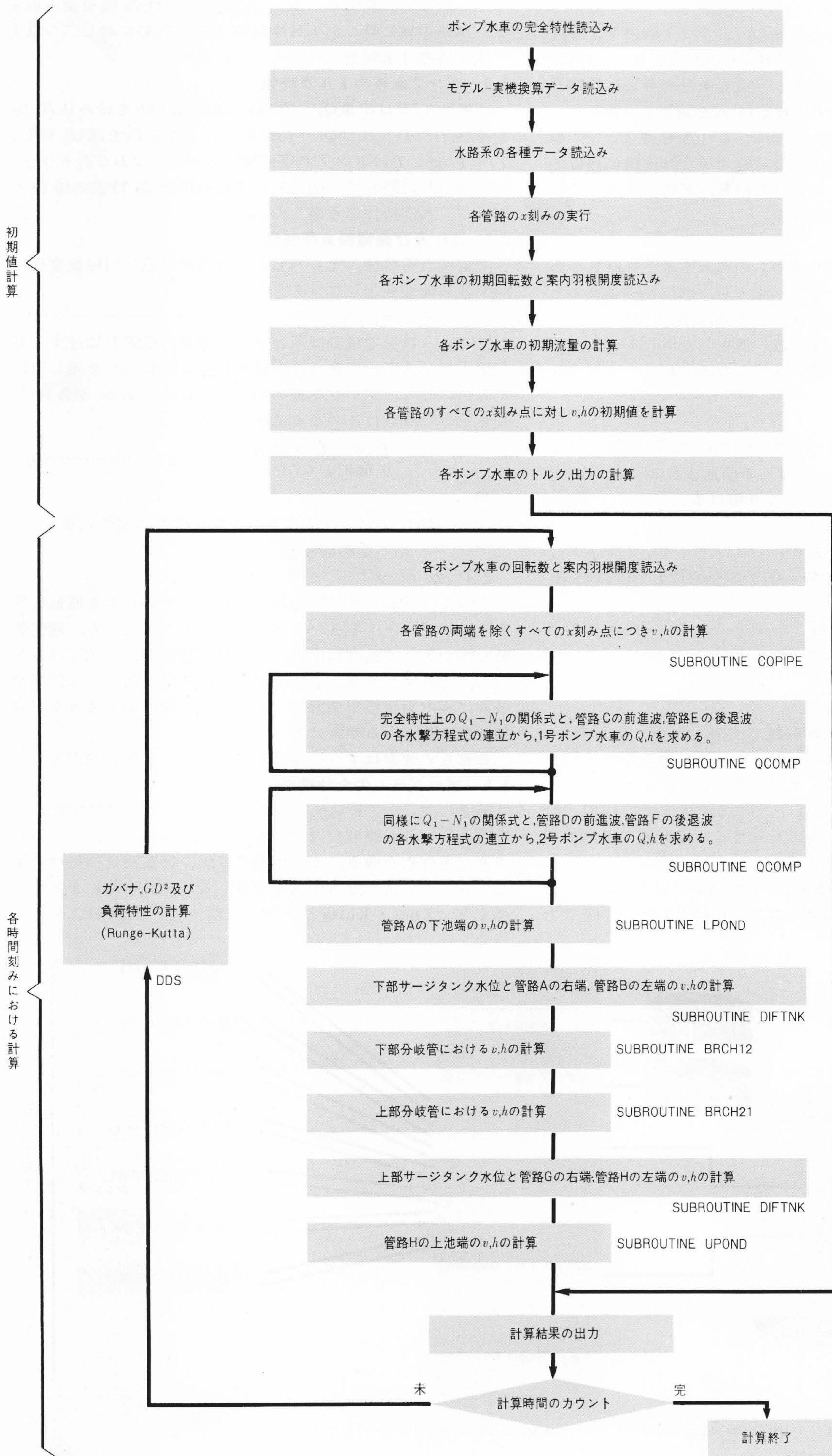


図4 計算のフローチャート 一度初期計算を実行すれば, その後は時間を刻みながら所定の時間まで繰り返し演算する。

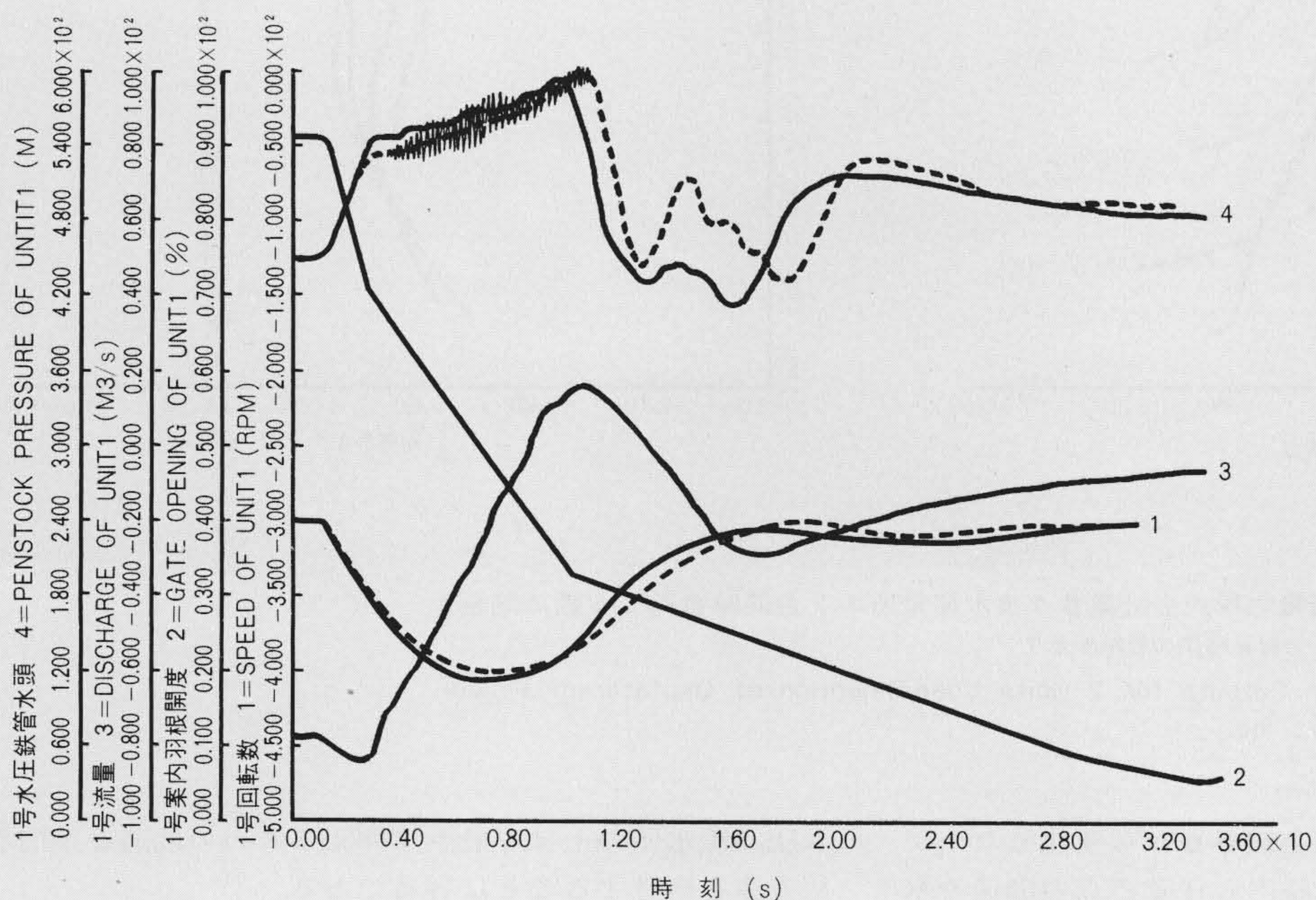
Fig. 4 Flow Chart of Program

が開発した汎用の動特性解析プログラム、DDS (Dynamic Digital Simulator) があるのでこれを利用し、連立常微分方程式の部分処理させ、水路系のデータ読込み、水路系の初期値計算及び各時間刻みにおけるポンプ水車のトルク計算、水撃解析はサブルーチン化して (プログラム名USER 01) 前記DDSプログラムと組み合わせることとした。水撃解析プログラムUSER 01は、更に各種境界条件の計算をする幾つかのサブプログラムと、管路の途中を計算する共通のサブプログラムとから構成される。

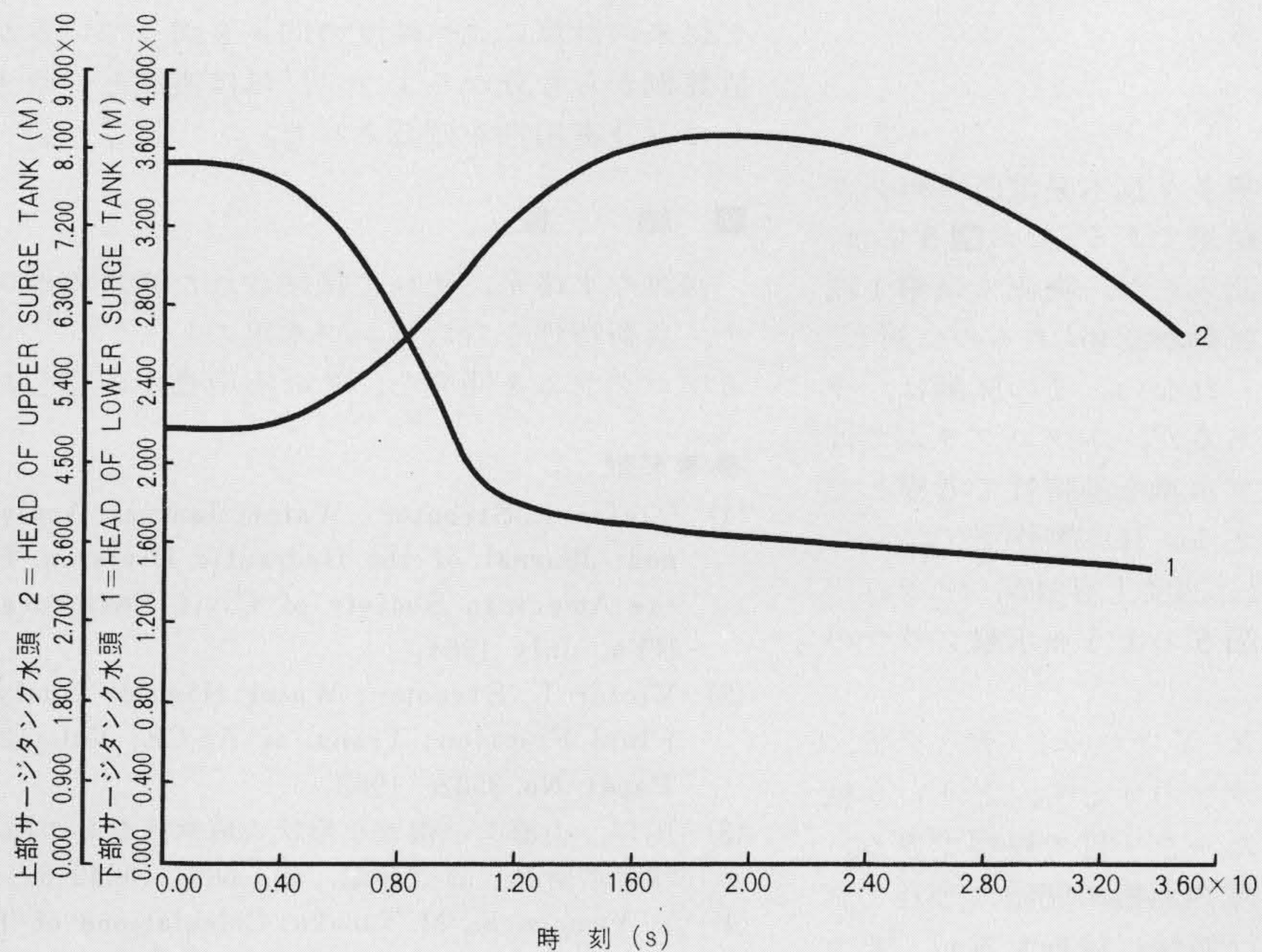
図4に本プログラムのフローチャートを示す。水撃解析の中でポンプ水車特性を読み取る際の誤差については、繰返し

演算で厳密に計算した場合と、一つ前の時間刻みにおける Q , H , N からデータを読み取りこれに基づいて計算し、その後の繰返しを省略した場合とを比較して、誤差の少ないことを確認したうえで、これら状態量が大きく変化する特定の部分を除いては、計算時間短縮のため繰返し演算を省略することにした。

出力の形式については、汎用プログラムDDSの特徴を生かし各出力ごとに数値リスト、時間軸に対する応答を記録するグラフ (図5) の外に任意の2出力間で $X-Y$ プロットができるようにした。この $X-Y$ プロットを利用すると、図6に示すように N_1 , Q_1 , T_1 などの状態量が、ポンプ水車の完



(a)



(b)

図5 計算結果の時間軸応答グラフと実測値 (関西電力株式会社奥多々良木発電所の2台同時負荷しゃ断の場合) 点線の実測値に対し、実線の計算値はほぼ一致している。なお、この計算では系統特性 R_{kW} は省略しているため、回転上昇がわずかに高くなっている。

Fig. 5 Comparison of Computed and Measured Data of 2 Units Load Rejection of Okutataragi Power Station, Kansai Electric Power Co., Inc.

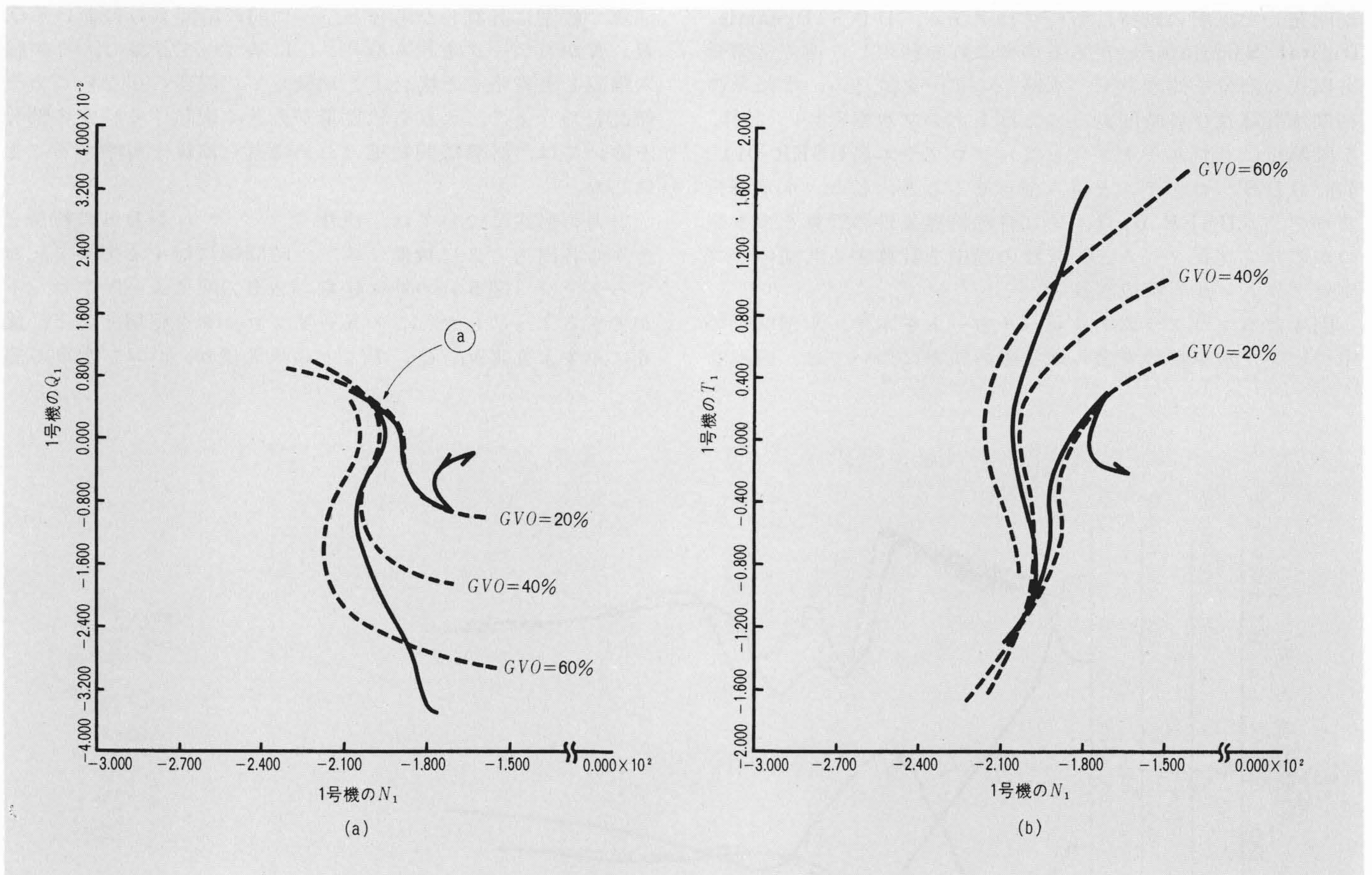


図6 計算結果のX-Yプロット(関西電力株式会社奥多々良木発電所の2台同時負荷しゃ断の場合)
モデルの N_1-Q_1 、又は N_1-T_1 平面上で描いた計算結果の軌跡を示す。

Fig. 6 X-Y Plotting of Computer Outputs for 2 Units Load Rejection of Okutataragi Power Station, Kansai Electric Power Co., Inc.

全特性グラフ上でどのような軌跡を描きながら変化したかが一目で分かる。出力としては、水路内の任意の点の流速や水位、ポンプ水車の回転数、トルク、流量、出力及びガバナについてはあらゆる制御要素の出力があり、これらはデータカードの指定だけで簡単に出力できる。

3 計算結果の検討

図5、6は、関西電力株式会社奥多々良木発電所のポンプ水車の2台同時負荷しゃ断の計算結果である。なお図5には、比較のために実測データを点線で記入した。実測では第1波目の最大水圧付近で小刻みな水圧脈動が認められるのに対し、計算結果では高周波の脈動は認められない。この脈動は、ランナ内の渦などに起因するものであるが、本プログラムではそれら脈動要素を考慮せず、ポンプ水車を静特性で考慮しており、この差が現われたものとする。日立製作所では、この脈動分はポンプ水車の比速度 N_s 、速度上昇 ΔN 、ドラフト水頭 H_s などから経験的に予想し、図5のような水撃グラフの上に重ね合わせることにしている。

図6は、図5と同時に出力したX-Yプロットデータで、 N_1-Q_1 及び N_1-T_1 の完全特性グラフのうえで、どういう軌跡を描きながら過渡現象が進行したかを一目で観察できる。例えば、 N_1-Q_1 グラフにおいて、案内羽根の閉鎖につれて急激に流量 Q が減少し、やがてポンプ領域に移行するが、その直後a部分において Q の変化が飽和することが分かる。このとき、図5の水圧鉄管水頭は上昇を止め、急激に低下している。このように、図6のX-Yプロットグラフを活用すれば、

水圧鉄管水頭の上昇を最小に抑えるための最適な案内羽根閉鎖方法を発見することは容易である。

なおこのプログラムでは、管路に沿って摩擦損失を分布させるために特性曲線法を用いたり、管路の傾斜を考慮するなど従来の計算に比べ精度の向上を図っているが、図5、6の計算例からも分かるように、ほぼ実測と一致することを確認しており実用性が確認された。

4 結 言

複雑な水路系、それに接続された複数のポンプ水車、ガバナ、負荷特性を含むポンプ水車のトータルシステムを解析するプログラムを開発し、その実用性を確認した。

参考文献

- (1) Victor L. Streeter; Water Hammer Analysis of Pipelines; Journal of the Hydraulic Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Vol. 90, No. HY4, July 1964.
- (2) Victor L. Streeter; Water Hammer Analysis Including Fluid Friction; Trans. of ASCE, Vol. 128, Part I, Paper No. 3502, 1963
- (3) 山口, 山部: 「複雑な形状の放水路をもつ揚水発電所の過渡現象の計算」日立評論, 49, 686 (昭42-6)
- (4) Y. Yamaguchi, M. Tanaka; Calculations of Transient Phenomena in Turbines and Pumps; Hitachi Review, S.I.No. 13, 1965
- (5) J. Parmakian; Water Hammer Analysis: Prentice-Hall Inc. New York, 1955