

投稿論文  
Paper  
(In Japanese)

# 水力発電所圧力水路系圧力変動の安定性と応答性に関する研究

## STUDY ON THE HYDRAULIC STABILITY AND THE BEHAVIOUR OF RESPONSE TO POWER FREQUENCY FLUCTUATION OF THE HEADRACE TUNNEL-SURGE TANK-PENSTOCK SYSTEM

鶴巻有一郎\*

By Yuichiro TSURUMAKI

Analysis on the stability of oscillation in a hydraulic system equipped with a surge tank has been made. The Thoma condition of stability is modified by taking account of the effect of inertia of flowing water in the penstock, hydraulic characteristics of turbine, characteristics of the turbine speed governor, inertia of rotating part of turbine-generator, and paralleled running of power plants. Extensive numerical computation has been made basing on the theory derived herein, and the effect of them is examined in detail. Stability regions are shown in diagrams by the use of suitably chosen dimensionless parameters.

Stability of oscillation in the hydraulic system having no surge tank has also been analysed and is compared with the result in the case when a surge tank is equipped.

Furthermore, the response of the whole hydraulic system to the periodic variation of power demand has been analysed. The theoretical result thus derived is compared with the result of field measurement in an electric power plant. Good agreement is shown between the theory and measurement.

Basing on this study, guidelines for deciding whether the installation of a surge tank is necessary or not in a relevant case are proposed.

*Keywords* : surge tank, penstock, stability and response

### 1. 序 論

我が国の電源別建設単価を比較すると、一般水力の単価は石油・石炭火力、原子力に比べ高く、かつ、総合計出力に占める水力発電所設備の最大出力は22.1%（昭和61年度）であるにすぎない。しかし、送電系統中に発生した周波数の変動に即座に対応するための水力発電所の機能は、多様化する電源の中にあって、高性能に電力の質の向上を行う役割を担っている。またわが国の水力発電の技術は、発展途上国への技術援助の大きな柱ともなっているが、地理的制約からこれまで日本国内では経験しなかった大規模の水路系を有し、かつ送電系統に占める電力負担率の高い水力発電所の設計業務も行われるようになり、その結果、従来の技術では対応出来ない面も現われてきた<sup>1)</sup>。このため大規模水力発電所の定常運転中の水力振動系の安定問題、周波数変動に応答する出力変動の問題等の問題を早急に解決しなければならなくなってきた。

サージタンクの振動安定性の研究はThoma(1910)以後、多数の研究者によって種々の課題について論じられてきた。Thomaの扱った水力振動系についてみると、

圧力導水路、サージタンク、出力一定の调速機からなっているが、本間・林(1950)<sup>2)</sup>、Evangelist(1950)<sup>3)</sup>は出力一定の调速式に換えて一次遅れのガバナを用い、かつ、水圧鉄管路、水車・発電機の回転体、他発電所との並列運転等の扱いを加えた理論展開を行っている。また、村瀬(1966)<sup>4)</sup>は、直列・並列網の水圧鉄管路を含む伝達函数を求めている。しかしながら、いずれの研究者も本研究が扱う水圧鉄管路のサージタンク微小振動安定面積への影響を考慮するまでには至っていない。

一方、周波数変動に応答する変動問題の研究は、村瀬(1965)<sup>5)</sup>によるAFC発電所サージタンクの水位変動に対する統計学的研究、是枝(1967)<sup>6)</sup>による水力機器およびAFC付属装置の動作を含むサージタンクの水位変動の解析にアナログコンピュータを使用した例があるが、本研究は、振動系の応答量を直接取り扱える理論計算式を示している。

本研究は、水力発電所の定常運転中における圧力水路系の圧力変動にかかわる諸機構をも考慮したサージタンク水面微小振動の安定性の研究、サージタンクを設けないうきの水圧管路系の微小振動安定性の研究および送電系統の周波数変動に対する水力振動系の応答性の研究、さらに、実発電所のガバナフリー運転中の水力振動系に生ずる応答の調査結果と本研究で誘導する理論式による

\* 正会員 工博 (株)新日本技術コンサルタント  
(〒542 大阪市中央区島之内1-20-19)

応答の適合性を比較する。また本研究の最後には、本研究に基づいて、サージタンク設置の必要性の有無に対する検討指針の提案が述べられている。

なお、本研究の式の展開は変位量を微小振動とした線形化を行っている。このため大きな振幅に比べ有効落差が小さい地点や、ガバナの操作部に入力信号が入ってから作動しない不動時間の長い機器を設置する水力発電所には適当でない面もあるが、高落差を有する地点と高感度のガバナを備えた発電所の振動系の式の展開には有効な方法である。また、本文ではサージタンクの型式に単動サージタンクを扱い、式の単純化を行っている。

2. サージタンク振動安定性の Thoma の条件と水圧鉄管内の水の慣性

定常運転時のサージタンクの安定条件としての Thoma の条件式は、従来一般に広く用いられている。この条件式は、周知のように貯水池から調圧水槽までの圧力導水路の運動方程式

$$(L_1/gf_1)(dQ_1/dt) = H_0 - H_R - \epsilon_1(Q_1/f_1)^2 \dots (1)$$

と単動調圧水槽基部での流量の連続方程式

$$F(dH_R/dt) = Q_1 - Q_2 \dots (2)$$

および、出力一定の調速方程式

$$H_R Q_2 = \text{Const.} = H_{R0} Q_{20} \dots (3)$$

の三式から導かれている。ここに、 $L_1, f_1, Q_1, \epsilon_1$  = 圧力導水路における長さ、断面積、流量、損失水頭係数； $F$  = 単動サージタンクの水平水面積； $H_0$  = 貯水池水位から放水水位間の標高差いわゆる総落差； $H_R$  = サージタンク水位から放水水位間の標高差； $Q_2$  = 水車通過流量； $g$  = 重力の加速度；添字 0 は定常時の値（後述においても同じ）、である。

しかし、Thoma の条件式には、水圧鉄管路内の水流の慣性が無視されている。もし、これを無視しない場合には、そのときの安定条件式を Thoma と同様の方法により導くと、意外なことには、理論上はいかなる場合にも管路系は不安定になってしまう。本節では以下にこのことを明らかにする。

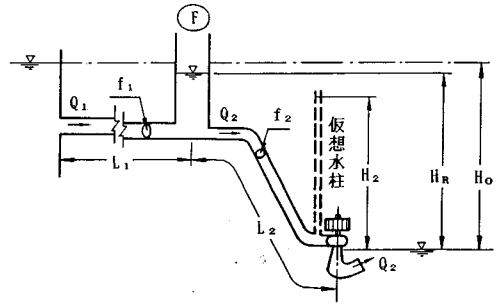
水圧鉄管路内の水流の慣性を無視しない場合との比較のため、まず Thoma の条件の誘導を簡単に以下に記す。

式 (1)~(3) 中の変数  $H_R, Q_1$  及び  $Q_2$  を次のようにおく。

$$H_R = H_{R0} + \Delta H_R, \quad Q_1 = Q_{10} + \Delta Q_1, \quad Q_2 = Q_{20} + \Delta Q_2 \dots (4)$$

ここに、 $\Delta$  を付した量は定常値からの変位量を表す。式 (4) を式 (1)~(3) に代入し、変位量は小さいとして変位についての 2 乗以上の項を無視し、 $\Delta H_R, \Delta Q_1$  を消去し、

$$q_2 = \Delta Q_2 / Q_{20} \dots (5)$$



図一 水路系の模式図と記号

を用いると、

$$(L_1 F / g f_1) (d^2 q_2 / dt^2) + (Q_{10} / f_1 H_{R0}) (2 \epsilon_1 H_{R0} F / f_1 - L_1 / g) (dq_2 / dt) + (1 / H_{R0}) \{ H_{R0} - 2 (H_0 - H_{R0}) \} q_2 = 0 \dots (6)$$

の 2 階の微分方程式が得られる。この振動系が安定であるためには、上式の各階の微係数にかかる係数が正でなければならない。よって安定条件と式として次式を得る。

$$F > L_1 f_1 / (2 \epsilon_1 g H_{R0}), \quad H_{R0} > 2 (H_0 - H_{R0}) \dots (7)$$

これらが Thoma の条件式である。

次に、水圧鉄管内水流の慣性も考慮する場合には水圧鉄管内水流の非定常運動方程式に、水圧鉄管内の水の圧縮性および管路の弾性変形を扱う運動方程式を適用することが望ましいが、線形化上の問題から鉄管路内水流の運動量の第一近似式と見なし得る式 (1) と同様の水の圧縮性を考えない“非圧縮性水柱”の運動方程式を適用すると、

$$(L_2 / g f_2) (dQ_2 / dt) = H_R - H_2 - \epsilon_2 (Q_2 / f_2)^2 \dots (8)$$

である。ここに、 $H_2$  = 水車直上流の圧力水頭頂から放水水位間の標高差いわゆる有効落差； $L_2, f_2, \epsilon_2$  = 水圧鉄管路における長さ、断面積、損失水頭係数、である。次に、式 (3) の  $H_R$  に代えて有効落差  $H_2$  を使い、調速式を

$$H_2 Q_2 = \text{Const.} = H_{20} Q_{20} \dots (9)$$

と記す。さらに、式 (4) と同様に

$$H_2 = H_{20} + \Delta H_2 \dots (10)$$

とおき、式 (1), (2), (4), (5), (8), (9), (10) から  $\Delta H_R, \Delta Q_1, \Delta H_2$  を前記と同様の方法により消去し、 $q_2$  について整理すれば次式を得る。

$$-(L_1 F / g f_1 H_{R0}) (L_2 Q_{20} / g f_2) (d^3 q_2 / dt^3) + \{ (L_1 F / g f_1 H_{R0}) (3 H_{20} - 2 H_{R0}) - (2 L_2 F / g f_2 H_{R0}) (H_0 - H_{R0}) \} (d^2 q_2 / dt^2) + \{ [ (Q_{10} / f_1 H_{R0}) \{ 2 \epsilon_1 H_{20} F / f_1 \} - (L_1 + L_2 f_1 / f_2) / g ] + 4 (H_0 - H_{R0}) (H_{R0} - H_{20} F / H_{R0} Q_{10}) \} (dq_2 / dt) + (1 / H_{R0}) \{ H_{20} - 2 (H_0 - H_{20}) \} q_2 = 0 \dots (11)$$

この方程式は  $L_2 = 0, H_{20} = H_{R0}$  と置くことによって式 (6) に帰すが、 $L_2$  を考慮すると前記のように左辺第一項の 3 階の係数は常に負となり、かつ、0 階の係数は

式(7)のThomaの第2の条件に相当し常に正であり後述のRouth-Hurwitzの条件により式(11)は不安定となる。すなわち、振動の振幅を時間経過とともにますます増幅させることを示した。

しかし、鉄管路が長くなると当然その慣性が振動系の安定性に与える影響の検討は必要になり、この結果、系の安定理論上、Thomaの条件の見直しが必要となる。そして、このことのためには、単に水圧鉄管内の水の慣性を新たに考慮するのみならず、調速方程式(9)を新たに再検討しなければならない。事実、調速機の流量の調整には若干の時間遅れがあるから、このことも考慮して安定理論式を立てる必要がある。そのため予備的な考察として式(9)の $H_2Q_2 = \text{Const.}$ に代えて、小さな時間遅れ $\tau_1$ を取り入れた次式を考えてみる。

$$H_2(t)Q_2(t + \tau_1) = \text{Const.} \dots\dots\dots(12)$$

次に、式(1)、(2)、(8)及び式(12)を $\Delta H_R$ 、 $\Delta H_2$ 、 $\Delta Q_1$ 、 $\Delta Q_2$ 及び $\tau_1$ についていずれも線形化し、それらの線形化された4式から $\Delta H_R$ 、 $\Delta H_2$ 及び $\Delta Q_1$ を消去すると $q_2 (\equiv \Delta Q_2 / Q_{20})$ についての次式を得る。

$$\begin{aligned} & (L_1 F / g f_1 H_{R0})(H_{R0} \tau_1 - L_2 Q_{20} / g f_2)(d^2 q_2 / dt^2) \\ & + \{ (L_1 F / g f_1 H_{R0})(3 H_{20} - 2 H_{R0}) \\ & - (2 L_2 F / g f_2 H_{R0})(H_0 - H_{R0}) \\ & + (2 F H_{20} \tau_1 / Q_{10} H_{R0})(H_0 - H_{R0}) \} (d^2 q_2 / dt^2) \\ & + \{ (Q_{10} / f_1 H_{R0}) \{ (2 \epsilon_1 H_{20} F / f_1) - (L_1 + L_2 f_1 / f_2) / g \} \\ & + 4 (H_0 - H_{R0})(H_{R0} - H_{20}) F / H_{R0} Q_{10} + H_{20} \tau_1 / H_{R0} \} \\ & \cdot (dq_2 / dt) + (1 / H_{R0}) \{ H_{20} - 2(H_0 - H_{R0}) \} q_2 = 0 \dots\dots(13) \end{aligned}$$

上式から明らかに

$$\tau_1 > L_2 Q_{20} / g f_2 H_{R0} \dots\dots\dots(14)$$

であれば式(11)で見られた $(d^3 q_2 / dt^3)$ の係数が負となるという不安定要因は解消する。なお、式(14)の右辺項は水圧鉄管路内の水が流速0の状態から自由流出するとき流量 $Q_{20}$ までの加速の所要時間であり、後述の記号 $T_2$ 値に同じである。

以上のことから水圧鉄管路内の水流の慣性を考慮する場合は、理想化された調速条件式 $H_2 Q_2 = \text{Const.}$ に代えて実際に用いられているガバナの一連の水車調速方程式を正しく用いることが必要であるのみならず、さらに水車・発電機回転部分の慣性方程式および他発電所との並列運転の影響等も取り入れて定常運転中の水力発電所にかかわる水力振動系の安定解析を行う必要があることがわかる。本研究においてそのような考え方でサージタンクおよび水圧鉄管路を含む水路系、水車・発電機およびガバナを含む機械系および当該発電所電力負荷負担率に関係する送電系からなるいわゆる“水力振動系”を統一的に取り扱う。

なお、本間・林(1950)<sup>2)</sup>およびEvangelisti(1950)<sup>3)</sup>は水圧鉄管路の水の慣性、水車・発電機回転部分の慣性方

程式、機械ガバナの調速方程式を考慮したサージタンク振動の解析を行っている。本間・林は4階の特性方程式を導いているが、しかし、一般に水圧鉄管路長が短いとして水圧鉄管路を無視して3階の特性方程式を導きこれらの安定式を示し、当該発電所電力負荷負担率のサージタンク微小振動安定断面積への影響について検討を行っている。一方、Evangelistiは水利系の振動周期が調速装置の周期よりもかなり大きければ簡易な検討が可能であるとして、水利系と調速装置を分離し、互いに独立した2階の特性方程式を導き、サージタンクの設計は単独運転と理想的調速機の仮定に立脚する従来の手法をそのまま踏襲することが出来るとしているが、両研究ともに水圧鉄管路長のサージタンク微小振動安定断面積への影響を考慮するまでには至っていない。

### 3. 長大水圧鉄管路を有する水力発電所のサージタンク振動系の振動安定性

#### (1) 安定解析

##### (a) 基本式

安定解析のために取り扱う理論式は、次の諸式である。まず、貯水池とサージタンク間の水流の非定常運動に式(1)を、流量の連続方程式に式(2)を、水圧鉄管路内水流の慣性式には式(8)を用いる。

水車特性は、一般に一定落差(1m)の模型水車実験によって、模型流量( $Q_m$ )・模型毎分回転数( $N_m$ )・模型ガイドベーン開度比( $G_m$ )及び模型トルク( $M_m$ )の関連に整理されており、この関係を、

$$Q_m = F_{1m}(N_m, G_m), \quad M_m = F_{2m}(N_m, G_m) \dots\dots\dots(15)$$

に表示する。また落差1m、翼車の直径1mの模型値から実物値への変換は、フルードの相似律<sup>7)</sup>の関係から

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= Q_m S^2 (H_2 / H_m)^{1/2}, & M &= M_m S^3 H_2 / H_m, \\ N &= (N_m / S) (H_2 / H_m)^{1/2}, & G &= G_m. \end{aligned} \right\} \dots\dots(16)$$

である。ただし $H_m = 1\text{m}$ ;  $M$  = 出力モーメント(発生トルク);  $N$  = 実物の回転数(rpm);  $G$  = ガイドベーン開度比;  $S$  = 模型値から実物への倍率、である。

次に、ガバナには多くの形式があり、かつ、各メーカー毎にその機構を異にするが、一般に、回転数変化に応答するガイドベーン開度を表わす応答現象は微分方程式に表わされる。このような理由から、下記式(17)の $\theta$ の3階、 $n$ の2階のものを、ここでは暫くの間は各係数( $a_0 \sim a_3, b_0 \sim b_2$ )を特定せずに取り扱い、後にこれらを無次元化して表示した式(27)の係数の値を式(40)のように定めて取り扱うこととする。

$$\begin{aligned} & a_3(d^3 \theta / dt^3) + a_2(d^2 \theta / dt^2) + a_1(d \theta / dt) + a_0 \theta \\ & = -b_2(d^2 n / dt^2) - b_1(dn / dt) - b_0 n \dots\dots\dots(17) \end{aligned}$$

ここに

$$n = \Delta N / N_0, \quad \theta = \Delta G / G_0 \dots\dots\dots(18)$$

であり定常値 (添字 0) に対する変位量 ( $\Delta$ ) の比の無次元量である。なお,  $\Delta$ , 添字 0 を後述の式 (20), (23), (28・a)~(31) に同様に用いる。

水車・発電機回転体の非定常回転方程式に

$$M - M_L = \beta(dN/dt) \dots\dots\dots(19)$$

を用いる。ここに  $M_L$  = 負荷モーメント (負荷トルク);  $\beta = (GD^2/4g) \cdot (2\pi/60)$ ;  $GD^2$  = はずみ車効果, である。以上の式が基本式である。

(b) 基本式の線形化と無次元表示

基本式の線形化と無次元化について記す。無次元量に  $\tau = t/T_2$ ,  $h_R = \Delta H_R/H_{R0} \dots\dots\dots(20)$

を導入する。ここに

$$T_2 = L_2 Q_{20} / g f_2 H_{20} \dots\dots\dots(20 \cdot a)$$

さらに, 式 (1), (2) に式 (4), (5) 及び (20) を代入し, かつ, 2 乗以上の項を無視し,  $\Delta Q_1$  を消去して  $h_R, q_2$  についての式を導き次式を得る。

$$\sigma_2(d^2 h_R/d\tau^2) + \sigma_1(dh_R/d\tau) + \sigma_0 h_R + (dq_2/d\tau) + E_0 q_2 = 0 \dots\dots\dots(21)$$

ここに

$$T_1 = L_1 Q_{10} / g f_1 H_{R0} \dots\dots\dots(21 \cdot a)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_2 &= FH_{R0}/T_2 Q_{10}, \quad \sigma_1 = C_1 \sigma_2 \sigma_0, \quad \sigma_0 = T_2/T_1, \\ C_1 &= 2 \varepsilon_1(Q_{10}/f_1)^2/H_{R0}, \quad E_0 = C_1 \sigma_0. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21 \cdot b)$$

また, 水圧鉄管内水流の慣性式 (8) は式 (4), (5), (10), (20) を用いて次のように書き直される。

$$dq_2/d\tau = (H_{R0}/H_{20})h_R - h_2 - C_2 q_2 \dots\dots\dots(22)$$

ここに,  $C_2 = 2 \varepsilon_2(Q_{20}/f_2)^2/H_{20}$  である。

また, 水車特性に関する式 (15), (16) の線形化を

$$\left. \begin{aligned} N_m &= N_{m0} + \Delta N_m, \quad N = N_0 + \Delta N, \\ n_m &= \Delta N_m/N_{m0}, \quad G_m = G_{m0} + \Delta G_m, \\ G &= G_0 + \Delta G, \quad \theta_m = \Delta G_m/G_{m0} = \theta, \\ M_m &= M_{m0} + \Delta M_m, \quad M = M_0 + \Delta M, \\ m_m &= \Delta M_m/M_{m0}, \quad Q_m = Q_{m0} + \Delta Q_m, \\ q_m &= \Delta Q_m/Q_{m0}, \quad m = \Delta M/M_0, \\ H_2 &= H_{20} + \Delta H_2, \quad h_2 = \Delta H_2/H_{20}. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(23)$$

および, 式 (4), (5), (10), (18), (20) を代入することによって行い式 (24), (24・a) を得る。

$$q_m = n_m K_{1n} + \theta K_{1c}, \quad m_m = n_m K_{2n} + \theta K_{2c} \dots\dots\dots(24)$$

$$q_2 = q_m + h_2/2, \quad m = m_m + h_2, \quad n = n_m + h_2/2. \dots\dots\dots(24 \cdot a)$$

ここに,

$$\left. \begin{aligned} K_{1n} &= \partial(F_{1m}/F_{1m0})/\partial(N_m/N_{m0}), \\ K_{2n} &= \partial(F_{2m}/F_{2m0})/\partial(N_m/N_{m0}), \\ K_{1c} &= \partial(F_{1m}/F_{1m0})/\partial(G_m/G_{m0}), \\ K_{2c} &= \partial(F_{2m}/F_{2m0})/\partial(G_m/G_{m0}). \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(24 \cdot b)$$

であり, 添字 0 は定常値;  $K_{1n}, K_{2n}$  はガイドベーン開度一定のままの特性値,  $K_{1c}, K_{2c}$  は落差一定における特性

値であり, 曲線図から読み取れる値である。ここで, 式 (24) の  $q_m, m_m, n_m$  を式 (24・a) から消去し,  $q_2$  及び  $m$  を求めると式 (25), (26) を得る。

$$q_2 = n K_{1n} + [(1 - K_{1n})/2] h_2 + \theta K_{1c} \dots\dots\dots(25)$$

$$m = n K_{2n} + (1 - K_{2n}/2) h_2 + \theta K_{2c} \dots\dots\dots(26)$$

次に, ガバナの応答式 (17) を無次元量で書き表わす。

$$a_3(d^3 \theta/d\tau^3) + a_2(d^2 \theta/d\tau^2) + a_1(d\theta/d\tau) + a_0 \theta = -b_2(d^2 n/d\tau^2) - b_1(dn/d\tau) - b_0 n \dots\dots\dots(27)$$

ここに式 (17) の  $a_0 \sim a_3, b_0 \sim b_2$  の記号を再び用いる。

次に水車・発電機回転体の非定常回転方程式 (19) 中の発生トルク  $M$  は当該発電所の発生出力  $P_w$  と回転数  $N$  (rpm) の次式の関係で結ばれている。

$$M = (60/2g\pi)(P_w/N) \dots\dots\dots(28)$$

そこで

$$P_w = P_{w0} + \Delta P_w, \quad M = M_0 + \Delta M, \quad N = N_0 + \Delta N$$

とおき, これらを式 (28) に代入して変位量について線形化すると次式を得る。

$$\Delta M = M_0(\Delta P_w/P_{w0} - \Delta N/N_0) \dots\dots\dots(28 \cdot a)$$

負荷トルクの変位量  $\Delta M_L$  についてもこれと同型の式が成り立つものと近似的に考えると,

$$\Delta M_L = M_0(\Delta P_{wL}/P_{w0} - \Delta N/N_0) \dots\dots\dots(28 \cdot b)$$

を得る。ここに  $\Delta P_{wL}$  は全系統から当該発電所へ負わされる負荷変動量であり, McQueen<sup>8)</sup> によれば

$$\Delta P_{wL} = \Delta P_w [1 - (dP_w/dP_{wT})] \dots\dots\dots(29)$$

である。ここに  $P_{wT}$  = 全系統の総出力であり, Stein<sup>9)</sup> によれば

$$dP_w/dP_{wT} \approx P_{w0}/P_{wT0} \dots\dots\dots(30)$$

であることから式 (29) は

$$\Delta P_{wL} \approx \Delta P_w (1 - \alpha) \dots\dots\dots(31)$$

と変形される。ここに,  $\alpha = P_{w0}/P_{wT0}$ ; 添字 0 は定常値である。ここで式 (19) に式 (28・a), (28・b), (31) を代入し

$$(T_w/\alpha T_2)(dn/d\pi) = m + n \dots\dots\dots(32)$$

を得る。ここに

$$T_w = \beta N_0/M_0 = (\pi N_0/60)^2 \cdot (GD^2/P_{w0}) \quad (N_0 \text{ の単位 rpm}) \dots\dots\dots(32 \cdot a)$$

(c) 系の安定条件式の誘導

無次元表示された基本式は式 (21), (22), (25), (26), (27) 及び (32) である。これらの特解を

$$\left. \begin{aligned} h_R &= \zeta_1 \exp(s\tau), \quad q_2 = \zeta_2 \exp(s\tau), \\ h_2 &= \zeta_3 \exp(s\tau), \quad n = \zeta_4 \exp(s\tau), \\ \theta &= \zeta_5 \exp(s\tau), \quad m = \zeta_6 \exp(s\tau). \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(33)$$

とにおいて,  $\zeta_1 \sim \zeta_6$  が恒等的には 0 でないための条件式を求めると式 (34) を得る。

$$\lambda_7 s^7 + \lambda_6 s^6 + \dots + \lambda_1 s^1 + \lambda_0 = 0 \dots\dots\dots(34)$$

ここに

$$\begin{aligned}
 \lambda_7 &= B_4 J_5, & \lambda_6 &= B_4 J_2 + B_3 J_5 + A_4 \sigma_2, \\
 \lambda_5 &= B_4 J_1 + B_3 J_2 + B_2 J_5 + A_4 \sigma_1 + A_3 \sigma_2, \\
 \lambda_4 &= \sum_{i=1}^4 B_{5-i} J_{i-1} + \sum_{i=1}^3 A_{5-i} \sigma_{i-1}, \\
 \lambda_3 &= \sum_{i=1}^4 B_{4-i} J_{i-1} + \sum_{i=1}^3 A_{4-i} \sigma_{i-1}, \\
 \lambda_2 &= B_2 J_0 + B_1 J_1 + B_0 J_2 + A_2 \sigma_0 + A_1 \sigma_1 + A_0 \sigma_2, \\
 \lambda_1 &= B_1 J_0 + B_0 J_1 + A_1 \sigma_0 + A_0 \sigma_1, \\
 \lambda_0 &= B_0 J_0 + A_0 \sigma_0, & A_4 &= a_3, & B_4 &= -a_3 K_K / 2, \\
 K_K &= 1 - K_{1n}, & K_L &= K_{2n} + 1, \\
 A_3 &= a_2 - a_3 K_{1c} \alpha T_2 / T_M, \\
 A_i &= a_{i-1} - a_i K_{1c} \alpha T_2 / T_M + b_i \alpha K_{2c} T_2 / T_M, & \dots & (35) \\
 & \quad (i=2, 1 \text{ に対して}) \\
 A_0 &= -a_0 K_{1c} \alpha T_2 / T_M + b_0 \alpha K_{2c} T_2 / T_M, \\
 B_3 &= -[a_2 K_K + a_3 \alpha (3 K_{1n} - K_L) T_2 / T_M] / 2, \\
 B_i &= -[a_{i-1} K_K + a_i \alpha (3 K_{1n} - K_L) T_2 / T_M] / 2 \\
 & \quad + b_i \alpha [K_{1c} (2 - K_{2n}) - K_{2c} K_{1c}] T_2 / 2 T_M, \\
 & \quad (i=2, 1 \text{ に対して}) \\
 B_0 &= [-a_0 (3 K_{1n} - K_L) + b_0 K_{1c} (2 - K_{2n}) \\
 & \quad - K_{2c} K_{1c}] \alpha T_2 / 2 T_M, \\
 J_3 &= -\sigma_2, & J_2 &= -(\sigma_1 + C_2 \sigma_2), \\
 J_1 &= -(H_{R0} / H_{20}) - (\sigma_0 + C_2 \sigma_1), \\
 J_0 &= -E_0 (H_{R0} / H_{20}) - C_2 \sigma_0.
 \end{aligned}$$

式 (33) の  $s$  の解の実数部が負となる条件, すなわち系の安定性の条件式は, Routh-Hurwitz の安定判別式<sup>10)</sup>により, 式 (34) の  $s$  についての方程式の各項の係数がすべて正であり, さらに式 (36) で表わされる 6 行 6 列の行列式, およびこの偶数番目の首座の小行列式がすべて正であること, として与えられる.

$$\begin{bmatrix}
 \lambda_6 & \lambda_4 & \lambda_2 & \lambda_0 & 0 & 0 \\
 \lambda_7 & \lambda_5 & \lambda_3 & \lambda_1 & 0 & 0 \\
 0 & \lambda_6 & \lambda_4 & \lambda_2 & \lambda_0 & 0 \\
 0 & \lambda_7 & \lambda_5 & \lambda_3 & \lambda_1 & 0 \\
 0 & 0 & \lambda_6 & \lambda_4 & \lambda_2 & \lambda_0 \\
 0 & 0 & \lambda_7 & \lambda_5 & \lambda_3 & \lambda_1
 \end{bmatrix} \dots (36)$$

本研究では, すべてこの安定条件を用いて系の安定性の研究を行った.

(2) 関係パラメーターの値の範囲

安定性に関する特性を明らかにするに先立って, 170 地点の既設の水力発電所の諸元を調べ, 検討のための諸量変化の範囲設定の参考とする. このため, 各発電所の水路系の特性を汎用性の高い定数にまとめ, その設定の範囲を調べる. この定数には管路内の水の加速の所要時間を表わす時定数の  $T_2$  値, また水車の回転体の回転数が 0 から定格回転数までに達する所要時間を表わす時定数の  $T_M$  値, 導水路系については, 水圧管路の時定数と同様に  $T_1$  値, 導水路および水圧管路の損失水頭を表わ

す定数には, 損失水頭の 2 倍を落差との比率の無次元表示した  $C_1$  値,  $C_2$  値, サージタンクの水面積を表わす定数には, Thoma による安定必要最小限界断面面積に対する倍率の

$$N_{Th} = F / (L_1 f_1 / 2 \epsilon_1 g H_{R0}) \dots (37)$$

等であり, この定数の範囲を求めると,

$$\left. \begin{aligned}
 N_{Th} &= 1 \sim 8, & T_M / T_2 &= 2 \sim 20, \\
 C_1 &= 0 \sim 0.18, & C_2 &= 0 \sim 0.08, \\
 T_1 &= 0 \sim 23 \text{ (sec)}, & T_2 &= 0 \sim 3 \text{ (sec)}.
 \end{aligned} \right\} \dots (38)$$

に大部分の水力発電所が入る. また, 水車特性を表わす式 (24·b) の  $K_{1n}$ ,  $K_{2n}$ ,  $K_{1c}$ ,  $K_{2c}$  値を 6 発電所の全負荷運転中の水車特性について調べると

$$\left. \begin{aligned}
 K_{1n} &= 0.05 \sim -0.62, & K_{1c} &= 0.81 \sim 0.60, \\
 K_{2n} &= -0.91 \sim -1.33, & K_{2c} &= 0.84 \sim 0.45.
 \end{aligned} \right\} \dots (39)$$

である. しかし, 通常, 発電所建設のための設計の時点では, 水車メーカーが未定であることから, 一つの“理想化された水車特性”の場合を考え,

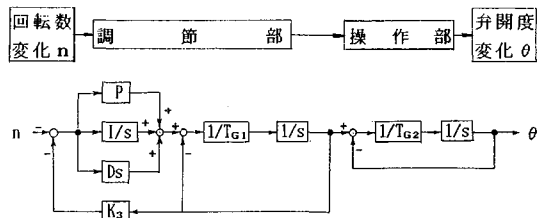
$$K_{1n} = 0, K_{2n} = -1, K_{1c} = 1, K_{2c} = 1 \dots (39 \cdot a)$$

の値を用いて計算を行えば不安定領域が拡大し, 結果的には設計値に余裕を与えることになるのでこれらの値を用いることとする. なお, ガバナの応答速度を敏感に変化させる定数は, これまで一般に知られているように PID ガバナでは積分時定数 ( $I$ ) であり,  $I$  を小さくすることで応答速度を遅く設定することが出来るものである.

(3) 安定領域と“安定限界値”

安定領域の限界を示す安定限界線には水力系の特性値はもとより, ガバナの特性値も関係する訳であるがガバナ特性値の影響を調べるために, 一つの数値計算例として現在 1 つの代表的な型式のものと考えられている図 2 の伝達機構の PID ガバナ (Proportional-integral-differential governor) を採用すれば, 式 (27) の微係数は

$$\left. \begin{aligned}
 a_3 &= (T_{c1} T_{c2} + K_3 T_{c2} D) / T_2^3 I, \\
 a_2 &= \{T_{c1} + T_{c2} + (D + T_{c2} P) K_3\} / T_2^2 I, \\
 a_1 &= \{1 + K_3 (T_{c2} I + P)\} / T_2 I, & a_0 &= K_3, \\
 b_2 &= D / T_2^2 I, & b_1 &= P / T_2 I, & b_0 &= 1.
 \end{aligned} \right\} \dots (40)$$



P: 比例利得, I: 積分時定数(sec), D: 微分時定数(sec),  $K_3$ : 速度垂下率,  $T_{c1}, T_{c2}$ : 一次, 二次配圧弁時定数(sec), s: ラプラス演算子

図 2 PID ガバナのブロック線図

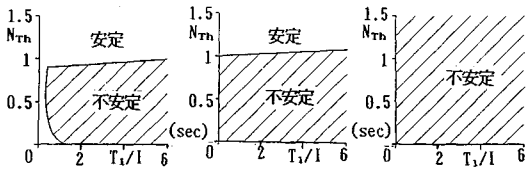
である。ここではガバナ特性値  $I, P, T_{G1}, T_{G2}, K_3, D$  の値が

$$I=3.954 \text{ sec}, P=9.03, T_{G1}=0.1 \text{ sec}, \\ T_{G2}=0.2 \text{ sec}, K_3=0.04, D=1.59 \text{ sec}$$

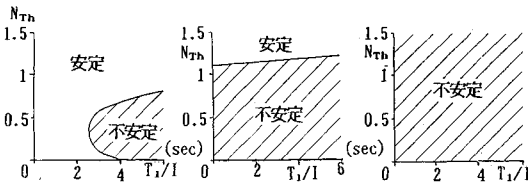
で、 $\alpha$  と  $T_2$  の値が次のような 3 つの場合についての計算を行ってみる。

- (a)  $\alpha=0.1, T_2=1 \text{ sec}$ ,
- (b)  $\alpha=0.1, T_2=3 \text{ sec}$ ,
- (c)  $\alpha=1.0, T_2=1 \text{ sec}$

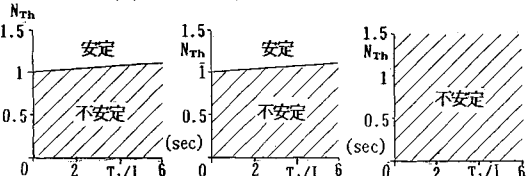
この場合の安定限界線を求めると、図-3 のようになる。同図 (a) についてみると、(i)  $T_M/T_2=17.7$  の時より (ii)  $T_M/T_2=1.03$  の方が  $N_{Th}$  の値についての不安定域は広がり、(iii)  $T_M/T_2 < 1.03$  では全領域が不安定となっている。このことは、 $T_2$  の値に対して  $T_M$  の値が小さくなる程 (すなわち  $GD^2$  の値が小さくなる程) 系の安定範囲が減り、 $T_M/T_2 < 1.03$  では、いかに  $N_{Th}$  を大にしても (すなわちサージタンク面積を大にしても) 系は安定ではあり得なくなることを示している。すなわち、 $T_M/T_2=1.03$  はこの場合の“安定限界値”である。図-3(b), (c) の“安定限界値”は 2.23, 10.3 であり同様のことが認められる。なお、同図 (a) と同図 (c) の  $\alpha$  の入力値は 10 倍異なるが、このことが式 (32) の



(i)  $T_M/T_2 = 17.7$  (ii)  $T_M/T_2 = 1.03$  (iii)  $T_M/T_2 < 1.03$   
(a)  $\alpha = 0.1, T_2 = 1 \text{ sec}$  の場合



(i)  $T_M/T_2 = 17.7$  (ii)  $T_M/T_2 = 2.23$  (iii)  $T_M/T_2 < 2.23$   
(b)  $\alpha = 0.1, T_2 = 3 \text{ sec}$  の場合



(i)  $T_M/T_2 = 17.7$  (ii)  $T_M/T_2 = 10.3$  (iii)  $T_M/T_2 < 10.3$   
(c)  $\alpha = 1$  (单独運転),  $T_2 = 1 \text{ sec}$  の場合

(但しガバナの積分時定数  $I=3.954 \text{ sec}$ , 比例利得  $P=9.03$  の場合)

図-3 サージタンクを有する水力振動系の安定域

1 階の係数を表す式の分母に  $\alpha$  が含まれていることに関連して  $T_M/T_2$  の“安定限界値”を 10 倍としている。

そこで、次に、このような“安定限界値”について、より一般的な検討を行う。“安定限界値”に関係するパラメーターは、 $T_1, T_2, T_M$  (いずれも次元  $T$ );  $\alpha; I, P$  (次元  $T$ ) および  $P$  (無次元) の 6 個である。ところで、この 6 個に関係する基本次元は時間  $T$  1 個のみである。従ってこれらの 6 個のパラメーターの間には  $6-1=5$  個の独立な無次元積が存在する。そこでこの 5 個の無次元積として次のものを選ぶこととする。

$$N_{Th}, T_1/I, T_2/I, T_M/\alpha T_2, P \dots \dots (40 \cdot a)$$

次に、これらの無次元積値の範囲を考える。これら無次元積値の構成要素  $N_{Th}, T_1, T_2, T_M, \alpha, I, P$  のうち、まず  $N_{Th}, T_1, T_2, T_M, \alpha$  については式 (38) の範囲に変化させる。しかし、ガバナ定数  $I$  と  $P$  については、両者ともに現在用いるものの中間値をとることとして  $I=3.954 \text{ sec}$  および  $P=9.03$  ととる。このようにして、 $N_{Th}, T_1, T_2, T_M, \alpha$  の値を少しずつ変化させてつくられる数多くの組合せの場合についての“安定限界値”を求め、この計算結果を式 (40・a) の無次元積値を用いて一般図表の形で図示したものが図-4 である。なお水車特性には“理想化された特性”式 (39・a) を用いた。

図-4 から  $T_2/I=0.5$  以下の範囲に  $T_M/\alpha T_2$  の極小値があること、また、この  $T_M/\alpha T_2$  の極小値は  $P$  の値にほぼ反比例すること、さらに  $T_2/I$  が 0 から  $T_M/\alpha T_2$  の極小値が現われる範囲までに対する  $N_{Th}$  は 1.0 の近傍にあるが、 $T_2/I$  の増加に伴い  $T_M/\alpha T_2$  の値も増大し、さらに  $N_{Th}$  もまた増大することが認められる。なお、 $N_{Th}$  の増大率は  $P$  の値が小なるほど大であるが、しかし、ここでの計算の範囲における  $N_{Th}$  の最大値は 1.44 である。以上の、水力振動系が安定であるための条件を一般的表現に要約すれば、「水圧鉄管路長が長くなるに従い、“はずみ車効果 ( $GD^2$ )”を大きくする必要がある。また、

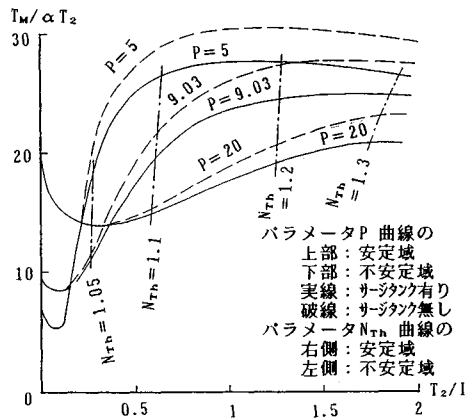


図-4 水力振動系の安定限界線

はガバナの応答性を鈍くする必要がある」, 「はずみ車効果を大きくすることによって, サージタンクの水平断面積の減少が期待出来る」ことが明らかになり, 水圧管路長の安定領域に与える影響を明らかにした. 図-4の中にはサージタンクを設けない場合の計算結果を併せて示しているが, これについては次章に述べる.

#### 4. サージタンクを設けないときの水力系の振動の安定性

サージタンクを設けないときの水圧管路系の安定条件式の誘導においては, 3. において用いられたサージタンクの水平断面積を0にし, 導水路を水圧鉄管路に含め扱えば式(34)の7階の特性方程式が5階の特性方程式に帰する. これにRouth-Hurwitzの安定判別式を適用し, サージタンクを設けないときの安定条件式を求める.

サージタンクを設けないときの安定特性をサージタンクを設けたときの計算結果と比較して図-4に破線を以って記入する. 同図から, 系の安定のために必要なはずみ車効果( $GD^2$ )の必要限界値の比值 $T_M/\alpha T_2$ は同一の $T_2/I$ 値に対し, 全般的にはサージタンクを設けない場合の方がサージタンクを設ける場合よりも大きくなるが,  $T_M/\alpha T_2$ の曲線の極小値の点では $T_M/\alpha T_2$ の値は, サージタンクを設けない場合も設ける場合も同一の値となる. このことは, そのような $T_M/\alpha T_2$ 曲線の極小点の $GD^2$ の値を選べば, サージタンクを設けない場合も設ける場合と同一の $GD^2$ の値で良いことを示している.

#### 5. 送電系統の周波数変動による出力変動応答

##### (1) 系統周波数が周期的に変動する場合の応答の理論的解析

日本列島を二分する50 Hz系と60 Hz系の二大送電系統における一水力発電所の出力比( $\alpha$ )は, それぞれの系においても極めて小さいことから, 送電系統の周波数変動に応答する当該発電所の出力変動は, 再び送電系統から当該発電所へ影響することを無視出来るものとして検討を加える. すなわち, 送電系統の周波数変動を強制振動源と見なす水力振動系の振動方程式を導き, この方程式の解を得ることによって個々の振動項の応答変化を時系列的に, さらに, その最大応答振幅量を求める.

送電系統の周波数変動を強制振動と見なした場合の負荷トルクの変位量( $\Delta M_L$ )は

$$\Delta M_L = M_0 \Delta P_{wL} / P_{w0} - \xi \exp(i\omega T_2 \tau) \dots \dots \dots (41)$$

ここに $\xi$ =送電系統の周波数偏差変動比 $=\Delta \xi / N_0$ ;  $\omega$ =角速度 (rad/s), である. よって式(19)に式(28・a), (31), (41)を代入し

$$(T_M / T_2)(dn/d\tau) = (m+n)\alpha - n + \xi \exp(i\omega T_2 \tau) \dots \dots \dots (42)$$

を得る. ここで $\alpha \neq 0$ とみなせることから式(42)は

$$(T_M / T_2)(dn/d\tau) = -n + \xi \exp(i\omega T_2 \tau) \dots \dots \dots (43)$$

と変形される. また, 系統の周波数変動に回答する当該発電所の出力変動比( $l = \Delta P_w / P_{w0}$ )は, 式(28・a)である. ここで式(21), (22), (25), (26), (27), (43)およびガバナの簡略のために式(27)に式(40)を代入したものをを用い,  $h_R, q_2, h_2, n, \theta, m$ の特解を

$$\left. \begin{aligned} h_R &= \kappa_1 \exp(i\omega T_2 \tau), & q_2 &= \kappa_2 \exp(i\omega T_2 \tau), \\ h_2 &= \kappa_3 \exp(i\omega T_2 \tau), & n &= \kappa_4 \exp(i\omega T_2 \tau), \\ \theta &= \kappa_5 \exp(i\omega T_2 \tau), & m &= \kappa_6 \exp(i\omega T_2 \tau). \end{aligned} \right\} \dots \dots (44)$$

として $\kappa_1 \sim \kappa_6$ をこれら微分方程式から求める. これらの微分方程式の解をサージタンクの水位変動比( $h_R$ )について記すと, 下記の式(50)の記号を用いて

$$h_R = \phi_0 (\phi_{2HR}^2 + \phi_{1HR}^2)^{1/2} \sin(\omega t + \psi) \dots \dots \dots (45)$$

となり, この最大振幅は

$$h_{RMAX} = \phi_0 (\phi_{2HR}^2 + \phi_{1HR}^2)^{1/2} \dots \dots \dots (46)$$

となる. なお, この値は, 定常値からの片振幅であり, 全振幅については, 式(46)の2倍とする必要がある. 同様に水車直上流の最大圧力変動比, 出力最大変動比, ガイドベーン最大開度比は

$$h_{2MAX} = \phi_0 (\phi_{2HL}^2 + \phi_{1HL}^2)^{1/2} \dots \dots \dots (47)$$

$$l_{MAX} = (R_L^2 + I_L^2)^{1/2} \dots \dots \dots (48)$$

$$\theta_{MAX} = \phi_0 (\phi_{1C}^2 + \phi_{2C}^2)^{1/2} \dots \dots \dots (49)$$

となる. ここに

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \tan^{-1}(\phi_{2HR} / \phi_{1HR}), & \phi_{1HR} &= Y_1 X_1 + Y_2 X_2, \\ \phi_0 &= \xi / (X_2^1 + X_2^2), & \phi_{2HR} &= X_1 Y_2 - X_2 Y_1, \\ X_1 &= R_1 X_{1C} - I_1 X_{2C}, & X_{1C} &= E_{1R} - E_{1i} T_M \omega, \\ X_2 &= R_1 X_{2C} + I_1 X_{1C}, & X_{2C} &= E_{1i} + E_{1R} T_M \omega, \\ A_B &= A_{1R} B_{3R} - A_{1i} \omega, & A_R &= A_{1R} \omega + A_{1i} B_{3R}, \\ Y_{K1} &= K_{1C} E_{2R} - K_{1N} E_{1R}, & Y_{K2} &= K_{1C} E_{2i} - K_{1N} E_{1i}, \\ R_1 &= A_{1R} B_{2R} + K_R Y_{AB} / 2, & A_{1i} &= C_1 \omega / T_1, \\ I_1 &= A_{1i} B_{2R} + K_R Y_{AR} / 2, & A_{2i} &= C_1 \omega / N_{Th} T_1, \\ Y_1 &= A_{2R} B_{2R} Y_{K1} - A_{2i} B_{2R} Y_{K2}, \\ Y_2 &= A_{2i} B_{2R} Y_{K1} + A_{2R} B_{2R} Y_{K2}, \\ A_{1R} &= C_1 / N_{Th} T_1^2 - \omega^2, & A_{2R} &= (C_1 / T_1)^2 / N_{Th}, \\ B_{1R} &= -(1 + C_2 / 2) B_{2R}, & B_{2R} &= 1 / T_2, \\ B_{3R} &= C_2 / T_2, & E_{1i} &= -\omega^3 a_3 + \omega a_1, \\ E_{2i} &= \omega b_1, & E_{1R} &= -\omega^2 a_2 + a_0, \\ E_{2R} &= -\omega^2 b_2 + b_0, & Y_{AB} &= A_B - A_{2R} B_{1R}, \\ \phi_{0N} &= \xi / (1 + \omega^2 T_M^2), & Y_{AR} &= A_R - A_{2i} B_{1R}, \\ \phi_{1HL} &= Y_{1HL} X_1 + Y_{2HL} X_2, & Y_{2C} &= -E_{2i}, \\ \phi_{2HL} &= Y_{2HL} X_1 - Y_{1HL} X_2, & Y_{1C} &= -E_{2R}, \\ \phi_{2N} &= -\omega T_M, & Y_{1HL} &= Y_{K1} Y_{AB} - Y_{K2} Y_{AR}, \\ Y_{2HL} &= Y_{K2} Y_{AB} + Y_{K1} Y_{AR}, & R_L &= \phi_{0N} + R_T, \\ \phi_{0C} &= \xi / (X_{1C}^2 + X_{2C}^2), & I_L &= \phi_{0N} \phi_{2N} + I_T, \\ \phi_{1C} &= Y_{1C} X_{1C} + Y_{2C} X_{2C}, & K_R &= 1 - K_{1N}, \\ \phi_{2C} &= Y_{2C} X_{1C} - Y_{1C} X_{2C}, \end{aligned} \right\}$$



$$\left. \begin{aligned} R_T &= K_{2n}\phi_{0n} + (1 - K_{2n}/2)\phi_0\phi_{1HL} + K_{2c}\phi_{0c}\phi_{1c}, \\ I_T &= K_{2n}\phi_{0n}\phi_{2N} + (1 - K_{2n}/2)\phi_0\phi_{2HL} + K_{2c}\phi_{0c}\phi_{2c}. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(50)$$

である。

(2) 既設水力発電所の応答特性の検討例

A水力発電所の系統周波数変動に追隨する出力応答の実測記録<sup>11)</sup>と、この系統周波数変動を前節の理論式に適用し計算される出力応答量の時間歴を図-5に、応答関数の周期と振幅、位相の関係を図-6に示し比較する。この結果、実測例と計算例の一致から本研究において導かれた応答の理論式の妥当性が認められる。したがって、

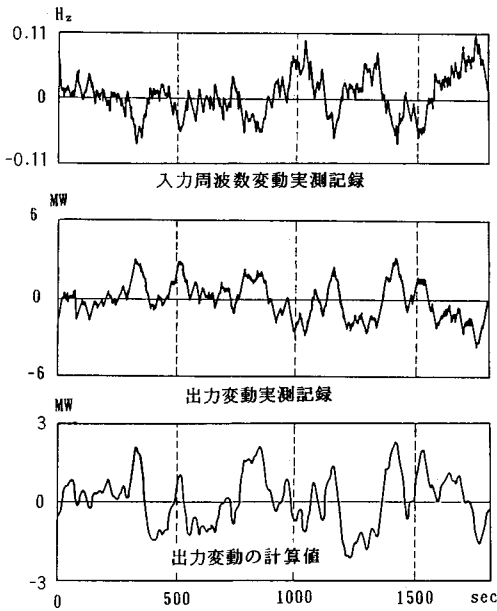
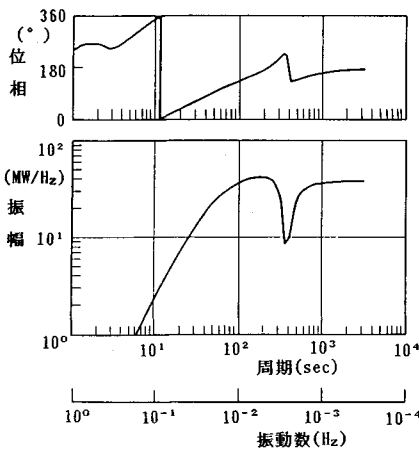


図-5 出力応答時間歴の計算値と実測値の比較

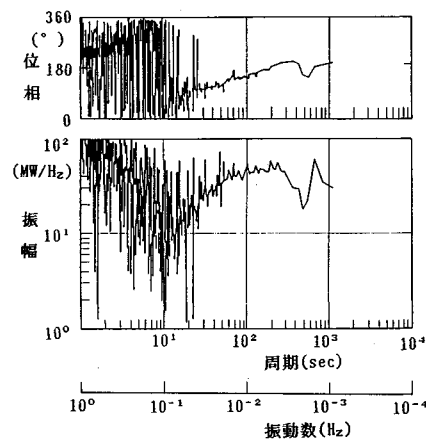


(a) 理論による入力周期、位相、振幅の関係

この理論式の適用によりサージタンクの水面積、ガバナ定数が出力変動に与える影響について調べることができ、水力発電所の運用目的に適した諸定数の検討が出来ることとなる。

次に入力周波数変動にランダム波形を用いた場合、これに responding する出力変動量とサージタンクのサージング量と  $I$  および  $N_{Tn}$  との関係を調べる。まず、ガバナ定数の  $I$  値を応答性が徐々に鈍くなる方向 ( $I$  を 3.954 sec から 1, 0.4 sec へ) に変化した場合の出力応答のパワースペクトルの変化を図-7に示す。図中の図 (c) は  $I = 1.0, 0.4$  sec のパワースペクトル密度を  $I = 3.954$  sec の場合のパワースペクトル密度に対する比率の平方根で表わしたいわゆる振幅比と、周期との関係を図示したものである。同図 (c) から、この応答出力振幅比は周期 1~1500 sec の間で 1 つの極小値をとることが認められる。また  $I$  を応答速度の鈍い方 (すなわち  $I$  を値の小さい方) に変化させると 20 sec 以下の周期においては出力応答振幅比は、変化前とほぼ同じであるが、20~300 sec でその差を増し、1500 sec で再び 1 に収束している。同様の傾向は、サージタンクのサージングの変化についても見られるが、紙面の関係で図面は省略する。これらのことから A 水力発電所の特性として、ガバナフリー運転による周波数制御が対象とする系統周波数が 20 sec 以下である場合、 $I$  の値を減少 (応答速度を遅くする) させても 20 sec 以下の出力応答量を大きく損なうことなくサージタンクのサージングの固有周期 ( $N_{Tn} = 1.114$  の場合 394 sec) に近い長周期のサージングの減少に期待できることがわかった。

また、図-8は図-7の場合と同じく A 発電所の場合について  $I$  の値を 3.954 sec に固定し、 $N_{Tn}$  の値を 1.114 から 1.4, 2.0 へと増大させた場合 (すなわちサー



(b) 実測値の入力周期、位相、振幅の関係

図-6 出力応答関数の理論値と実測値の比較

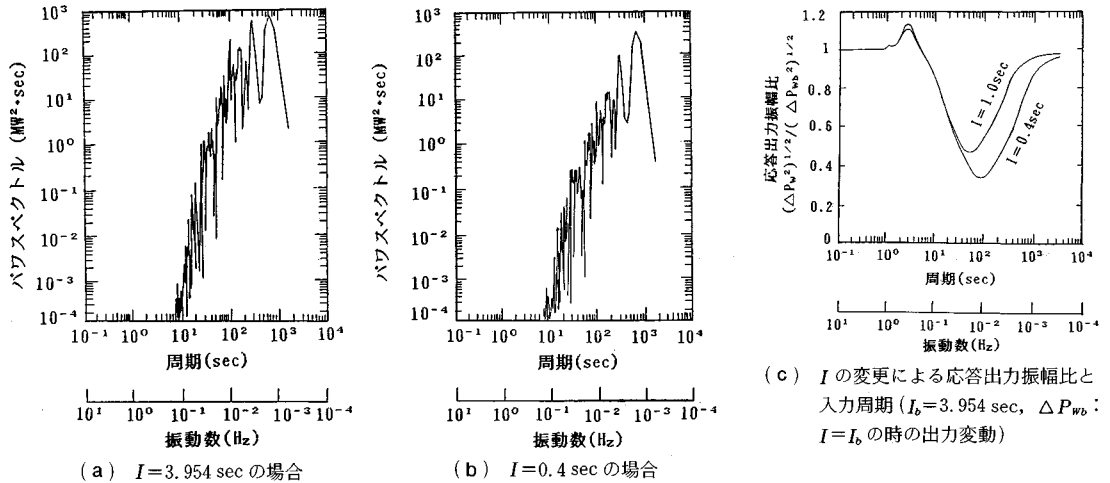


図-7 ガバナ定数  $I$  の値だけを3種類変えた時の発生電力(計算値)のスペクトルの比較

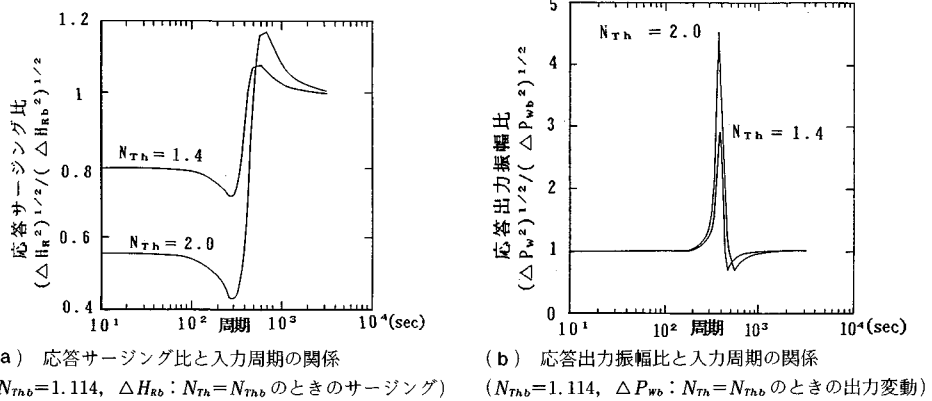


図-8  $N_{Th}$  の値だけを3種類変えたときのスペクトルの比較

ジタンクの水面積を大とする)の図-7(c)と同様の方法によるスペクトル比をサージング応答量, 出力応答量について図示したものである. 図から, サージタンクのサージングの固有周期(394 sec)以下の周期における応答サージング比は1より減少することが認められる. しかし, サージングの固有周期(394 sec)より大においては応答出力振幅比も応答サージング比もともに1より増大し, サージタンク面積を2/1.114倍に大きくしても, もとのサージタンク固有振動周期の付近では応答出力振幅およびサージングの応答振幅がともにもとの( $N_{Th} = 1.114$ のときの)応答出力振幅およびサージングの応答振幅より大きくなることを示している. この現象は,  $N_{Th}$ の値を1.114よりも大とすると, これに応じ固有周期も394 secよりも大となり固有周期近傍で生じる応答極値の周期位置も移動するためである.

## 6. サージタンク設置の必要性の有無に対する検討指針への提案

サージタンク設置の検討にあたり, 従来から一般的に行われてきた検討方針に, さらに本研究によって明らかにした水力振動系に関する安定理論解析と系統の周波数変動に関する応答理論解析等に基づく個々の機構の特性を配慮する検討作業を追加し, 水力発電所の運用目的に合った合理的な水路系の検討を以下のように提案する.

まず, 水力発電所の運用方針の一つである, 「瞬動予備力・ベース運転か, ガバナフリー運転・AFC運転か, 送電系統に占める当発電所の出力比」等を定め, この目的に合うための検討を以下のように行う.

- 1) ガバナ応答速度の設定.
- 2) サージタンクの有無による安定条件解から, 水車回転体の  $T_M$ , サージタンクの  $N_{Th}$  を設定.
- 3) 周波数応答による出力変動から  $N_{Th}$ ,  $T_M$ , ガバナ

定数を再設定。  $T_M$  から  $GD^2$  を設定。

4) 負荷変化時のサージ計算からサージタンクの型式・容量を決定。さらに、負荷遮断時の水撃圧の算出から  $GD^2$ 、閉鎖時間の見直し。

5) サージタンクの有無による経済性への影響を総合的に判断し運用目的からサージタンク設置の有無を決定。

6) 水車機器の特性が判明した段階で安定条件の再確認の検討。

## 7. 結 論

本論文は、水力発電所の圧力水路系における圧力変動の安定性と系統周波数変動に追従する応答性に関して、サージタンクでの流量の連続、水圧鉄管路内水流の慣性、水車・発電機の回転体の慣性、ガバナの伝達機構、他発電所との並列運転の影響等から理論計算式を一般的な形で求め、理論解析と現地実測により研究し、それらの変動項に関する特性を量的に明らかにしたものである。すなわち、振動系の安定性は、水圧管の運動量、水車・発電機のはずみ車効果、调速機の定数項、送電系統の他発電所との出力比等の組み合わせの範囲によっては、サージタンクの水平断面積を Thoma の与えた安定必要最小限界水平断面積よりも過大に設定する ( $N_{th}$ ) だけでは得られず、水圧鉄管路の長さに関する  $T_2$  が重要な項であることを明らかにした。

また、電力系統の周波数変動に追従する水力振動系の応答性の検討においては実発電所を例に、サージタンクの水平断面積が出力変動に与える影響、ガバナ定数が出力変動に与える影響を定量的に明らかにし、定常運転中の出力変動に悪影響を与える振動系の変動問題を応答量から直接取り扱える理論計算式を示した。

また、サージタンクを有さない系においても安定性について検討を加え、サージタンク設置の影響を明確にした。さらに、水力発電所の運用目的に適ったサージタンク設置の必要性の有無に対する検討指針について提案した。本研究により得られた知見は水力発電所の設計と運用に少なからず寄与するものと確信する。

最後に、本論文の作成にあたり終始温かいご理解とご

指導を賜った株式会社新日本技術コンサルタント・常務取締役神月隆一博士に深く感謝の意を表します。ならびに、本論文のまとめにあたり、懇切なご指導とご教示を賜った中央大学理工学部・林 泰造教授に深甚なる感謝の意を表します。また、貴重なデータの提供とご助言を賜った関西電力(株)の関係各位に深甚なる感謝の意を表します。

なお、本論文は筆者の学位論文(中央大学)<sup>12)</sup>の一部を取りまとめて作成したものである。

## 参 考 文 献

- 1) 鶴巻有一郎・田村武正：インドネシア国サグリン水力発電所の水路系の安定について、電力土木、第208号、昭和62年5月、pp.109~113.
- 2) 本間 仁・林 泰造：調圧水槽の安定条件について(第1報)、土木学会論文集第5号、昭和25年11月、pp.110~114.
- 3) G. Evangelisti : Pozzi Piezometrici e Stabilita di Regolazione, Energia Elettrica, Vol.27, Nos.5 and 6, 1950.
- 4) 村瀬次男：サージタンクの安定理論に対する自動制御論的研究(1)、発電水力、No.81、昭和41年3月、pp.18~23.
- 5) 村瀬次男、中村英雄、村上誠一：AFC 発電所サージタンクの水位変動に対する統計学的研究(1)、発電水力、No.76、昭和40年5月、pp.63~81.
- 6) 是枝 忍：水力機器及びAFC 付属装置の動作を考慮したサージタンクの水位変動、発電水力、No.89、昭和42年7月、pp.8~32.
- 7) 藤本武助著：水力機械、石原藤次郎・本間 仁編：応用水理学中I、2.4章、丸善(株)、昭和33年、pp.239~272.
- 8) 宮地一郎抄訳、A. W. F. McQueen : ガバナとサージタンクの相互作用について、発電水力、No.10、昭和29年9月.
- 9) Stein, Th. : Drehzahlreglung der Wasserturbinen, Schweiz. Bauztg., Vol.65, Nos.39, 40, 41, 1947.
- 10) 例えば谷下市松、渡辺茂訳、S. Timoshenko : 工業振動学、東京図書(株)、1966、pp.200~207.
- 11) (株)新日本技術コンサルタント：強制振動を受けるサージタンクの物理的安定性に関する研究、関西電力(株)、昭和63年3月、pp.4-1~4-8.
- 12) 鶴巻有一郎：水力発電所圧力水路系圧力変動の安定性と応答性に関する研究、昭和63年11月

(1989.7.5・受付)