

火力発電所循環水配管系の水撃現象の解析

Water Hammer Analysis on Circulating Water Piping of Thermal Power Plant

黒田 倫夫* 荒川 忠男**
 Michio Kuroda Tadao Arakawa

要 旨

火力発電所の循環水配管系において、停電などによるポンプ駆動力喪失によって配管系内にいかなる圧力変化が生ずるか、その理論解析の方法を検討した。この解析では復水器水室上部の空気溜(たまり)、真空破壊弁からの空気の流入など、循環水配管系に特有な要素を考慮に入れたが、これによって従来の解析法では説明できなかった実際の過渡現象を正確に説明することが可能になった。

1. 緒 言

火力発電所の復水器循環水配管系は、図1にその例を図解的に示したように、復水器冷却に必要な水(国内では一般に海水)を循環水ポンプによってくみ上げ、復水器、各種弁、配管を通じて排水溝に排出する系統である。この系統は回転慣性の小さい立形斜流ポンプを使用していること、取排水口の制約から配管が長くなることなど、ポンプ駆動力喪失後に大きい圧力変動を発生する危険要素を有している。とくに図1のようにサイフォン形配管の場合には定常運転状態で負圧の部分があり、小さい圧力変動によっても水の蒸気圧力に達し、蒸気泡の発生、水柱の分離を起こすことがある。この分離した水柱が再結合する際に生ずる圧力の急上昇は機器、配管の破損を引き起こす危険なものである⁽¹⁾。

ポンプ系の水撃については、すでに多くの論文が発表されているが⁽²⁾、その解析方法によって循環水配管系の過渡現象を計算してみると、実際の現象とは非常に様相を異にしている。これは従来の理論解析がおもに高所あるいは遠方に位置する貯水池への送水という比較的単純なポンプ系であったのに対し、循環水配管系では復水器という特殊構造物を有し、かつサイフォン配管を形成しているなどの差異によるものと考えられる。筆者らはこの系特有の要素を考慮に入れた解析法を検討したが、その方法は連続の式と運動の式を特性曲線法を用いて電子計算機により数値的に計算するものである。これは Streeter の方法⁽²⁾と同じであるが、管路内の滞留空気の影響などを新しく考慮に入れ、従来の方法より正確で実用的な取り扱いをしたものである。以下本計算法の概要、実測値との比較などについて述べる。

2. 記 号

- p : 静 圧 (kg/m^2)
- W : 流 速 (m/s)
- ρ : 密 度 ($\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$)
- γ : 比 重 量 (kg/m^3)
- V : 体 積 (m^3)
- V_R : 空気の体積含有率
- x : 管路方向距離 (m)
- Z : 管路の垂直方向距離 (m)
- t : 時 間 (s)
- D : 管 径 (m)
- b : 配管壁厚さ (m)
- f : 管路摩擦係数
- a : 音 速 (m/s)

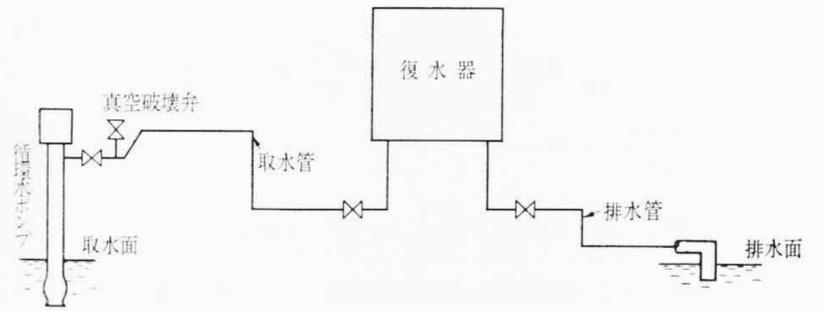


図1 循環水ポンプ配管系例

- g : 重力の加速度 (m/s^2)
 - ω : 角 速 度 (rad/s)
 - N : ポンプ回転数 (rpm)
 - N_R : 基準ポンプ回転数 (rpm)
 - M : ポンプトルク ($\text{kg}\cdot\text{m}$)
 - M_R : 基準ポンプトルク ($\text{kg}\cdot\text{m}$)
 - H : ポ ン プ 揚 程 (m)
 - H_R : 基準ポンプ揚程 (m)
 - Q : ポ ン プ 流 量 (kg/s)
 - Q_R : 基準ポンプ流量 (kg/s)
 - GR^2 : ポンプ慣性効果 (kg/m^2)
 - η_R : 基準ポンプ効率
 - n : $=N/N_R$
 - m : $=M/M_R$
 - h : $=H/H_R$
 - q : $=Q/Q_R$
 - E : ヤ ン グ 率 (kg/m^2)
 - K : 体積弾性係数
 - C_1, C_2 : 体積変化係数
 - Δt : 時 間 区 分 (s)
- 添 字
- W : 水に関する値
 - a : 空気に関する値
 - o : 大気圧状態での値
 - i : 定常状態での値
 - t : ポンプ電源トリップ後 t 秒の状態
 - $t+\Delta t$: ポンプ電源トリップ後 $(t+\Delta t)$ 秒の状態

3. 基 礎 式

ポンプ配管系内の過渡現象を解析する方法として、連続の式と運動の方程式から特有方程式を求め、これを数値的に解く方法をとった。

3.1 基 礎 式

管路系内の水の過渡的状态の連続の式および運動方程式は

* 日立製作所日立研究所
 ** 日立製作所日立工場

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial x} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + W \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{W^2}{2D} + g \frac{dZ}{dx} = 0 \dots\dots(2)$$

以上の式を次の3式を用いて線形化し、

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial x} dx + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt \dots\dots\dots(3)$$

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial t} dt \dots\dots\dots(4)$$

$$dW = \frac{\partial W}{\partial x} dx + \frac{\partial W}{\partial t} dt \dots\dots\dots(5)$$

特有方程式を求めると

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{dx}{dt}\right)_+ &= W + a \\ dW + \frac{1}{\rho a} dp + \left(f \frac{W^2}{2D} + g \frac{dZ}{dx}\right) dt &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{dx}{dt}\right)_- &= W - a \\ dW - \frac{1}{\rho a} dp + \left(f \frac{W^2}{2D} + g \frac{dZ}{dx}\right) dt &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

となる。(6), (7)式を用いて時間を追って計算を進める。

3.2 境界条件

系入口の境界においては、ポンプの完全特性曲線とポンプの運動方程式から状態を定める。過渡状態におけるポンプの作動範囲は正転正流の正常な状態から正転逆流、逆転逆流などの領域に及ぶため、ポンプ特性としては、これらを含む完全特性曲線が必要になってくる。ここではポンプ完全特性曲線を回転数、トルクを流量、圧力の関数で表わし計算に用いた。

また、ポンプ駆動電源喪失後のポンプの運動は

$$M = -I \frac{d\omega}{dt} = -\frac{2\pi GR^2}{60g} \frac{dN}{dt} \dots\dots\dots(8)$$

によって支配されるものとした。

ポンプ出口に設置される弁の開閉による過渡現象を解析することも可能ならしめるように、任意の流速、圧力の変化を与えることもできるようにした。

系出口は一般に放水ピットであり、圧力一定という条件と考えられる。

3.3 復水器の空気溜り

循環水システムの最高部である復水器水室上部には、定常運転状態で常時空気が溜ることが確認されている。この滞留空気は配管の位置関係から下流側には移動せず、状態変化によってその体積を変えていくことになる。この現象を解析するのに、ここでは近似的に次のように取り扱った。

ポンプ駆動力喪失後 t 秒の圧力を P_t 、空気の体積を $V_{a,t}$ とする。 $(t+\Delta t)$ 秒後にこの部分の圧力が水撃計算から $P'_{t+\Delta t}$ に下がったとしても、滞留空気は水を押しよけなければ $P'_{t+\Delta t}$ の圧力まで膨張できない。いいかえると、 Δt 秒間に押し出しうる水の量と系全体の水撃特性の両者から空気溜りを有する部分の圧力が定まることになる。

滞留空気の Δt 秒の間における体積変化は

$$\Delta V_{a,\Delta t} = C_1 \sqrt{|P_t - P'_{t+\Delta t}|} \Delta t \dots\dots\dots(9)$$

駆動力喪失後、 $(t+\Delta t)$ 秒後の空気体積は

$$V_{a,t+\Delta t} = \sum_0^{t+\Delta t} \Delta V_{a,\Delta t} \dots\dots\dots(10)$$

したがって、圧力は等温変化と考えれば、次のようになる。

$$P_{t+\Delta t} = P_t \frac{V_i}{V_{a,t+\Delta t}} \dots\dots\dots(11)$$

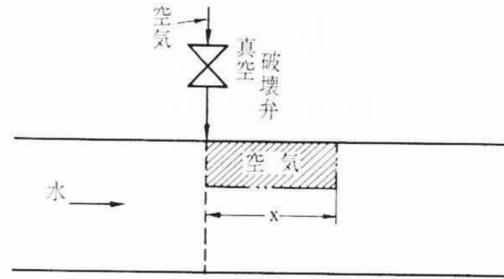


図2 真空破壊弁よりの空気の流入

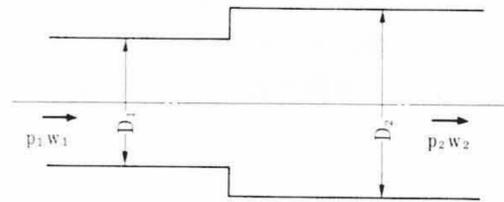


図3 異径管の取扱い

ここで定常状態での空気体積 V_i および体積変化係数 C_1 は、実験および実績の集積によって定まるものである。

3.4 真空破壊弁

弁の設置されている位置の静圧が大気圧より低くなった場合、弁が開き大気中から空気を吸込み圧力の低下を抑える。この現象を解析するには、弁から流入する空気量、流入した空気の管内での状態変化およびその移動について知る必要がある。これらを理論的に取り扱うことはかなり困難であるが、ここでは近似的に次のように取り扱った。

(a) 管内に流入した空気の移動

図2に示すように管内の空気は完全に水と分離した状態で水との相対速度0の二相流となって下流に向かって流れる。したがって空気のはいつている部分の管の長さ x は管内の流体が流れるにしたがって変化するものとする。

(b) 管内圧力の変化に対する空気の状態変化

弁より Δt 秒間に流入する空気の量を $\Delta V_{ao,\Delta t}$ とすると、 $(t+\Delta t)$ 秒までに管内にはいった空気の量は

$$V_{ao,t+\Delta t} = \sum_0^{t+\Delta t} \Delta V_{ao,\Delta t} \dots\dots\dots(12)$$

3.3と同様に考えれば、この空気が x の部分から水を押し出し空気の体積がその分だけ増加することから、圧力、流速、比重量は次のようになる。

$$P_{t+\Delta t} = P_o \frac{V_{ao,t+\Delta t}}{V_{a,t+\Delta t}}, (V_{ao,t+\Delta t} < V_{a,t+\Delta t}) \dots\dots\dots(13)$$

$$P_{t+\Delta t} = P_o, (V_{ao,t+\Delta t} > V_{a,t+\Delta t}) \dots\dots\dots(14)$$

$$W_{t+\Delta t} = W'_{t+\Delta t} (1 - V_{R,t+\Delta t}) / (1 - V_{R,t}) \dots\dots\dots(15)$$

$$\gamma_{t+\Delta t} = \gamma_w (1 - V_{R,t+\Delta t}) \dots\dots\dots(16)$$

この場合の体積変化係数は、復水器の空気溜りの場合と異なる値 C_2 になる。

3.5 その他

(1) 異径管

図3のように配管の径が途中で変化している場合には、流速は連続の式を満たすように面積比によって変化し、圧力は変わらないものとする。すなわち

$$\gamma_1 D_1^2 W = \gamma_2 D_2^2 W_2 \dots\dots\dots(17)$$

$$P_1 = P_2 \dots\dots\dots(18)$$

となる。

復水器についても等価直径をもつ円管として考えられるが、圧力伝播(でんぱ)速度は各細管を伝わる音速になると考えられる。したがって流速を計算する場合と圧力の伝播速度を計算する場合

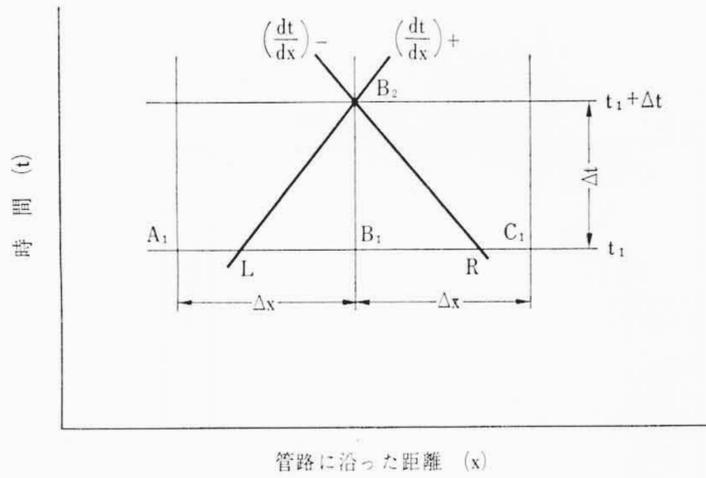


図4 特性曲線法による計算

の管径を別々に取り扱うようにした。

(2) 音 速

二相流の場合の音速は、単に水または空気だけの場合の音速とは非常に異なることはよく知られている。したがって、この音速の変化を入れて水撃現象を解析することが必要である。

いま、二相流体の圧力が Δp だけ増加したとき、その体積が ΔV だけ減少したとすれば、二相流の体積弾性係数 K は

$$K = -V \frac{\Delta p}{\Delta V} \dots\dots\dots (19)$$

水および空気の部分についてはそれぞれ以下の式になる。

$$K_w = -V_w \frac{\Delta p}{\Delta V_w} \dots\dots\dots (20)$$

$$K_a = -V_a \frac{\Delta p}{\Delta V_a} \dots\dots\dots (21)$$

体積の関係は

$$V_w + V_a = V \dots\dots\dots (22)$$

$$\Delta V_w + \Delta V_a = \Delta V \dots\dots\dots (23)$$

以上の式を (19) 式に代入し、 $V_a/V = V_R$ 、 $V_w/V = 1 - V_R$ とすれば、

$$\frac{1}{K} = \frac{1 - V_R}{K_w} + \frac{V_R}{K_a} \dots\dots\dots (24)$$

として二相流の体積弾性係数が求められる。

音速は (19) 式を用いれば、配管の弾性を考慮して次のように表わされる⁽³⁾。

$$a = \sqrt{\frac{1}{\gamma \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{E_b} \right)}} \dots\dots\dots (25)$$

4. 数 値 計 算 法

数値計算は図1のように与えられた任意の管路系を適当な長さ Δx で区分した図4のような時空座標をとり、 Δx と時間区分 Δt で分割したメッシュを考え特性曲線法によって行なった。

(1) 近 似 計 算 式

図4に示した2本の特性曲線 B_2L 、 B_2R を微小時間 Δt 秒の間は直線であると仮定すればこの上では、(6)、(7)式が成立することから、たとえば時刻 t における A_1 、 B_1 、 C_1 の点の値がわかっておれば、これらから L_1R 点の値を内挿(ないそう)によって求め、これを用いて B_2 の値を計算することができる。

内挿式としては次式を用いた。

$$W_L = W_{B1} \left\{ 1 - \frac{\Delta t}{\Delta x} (W+a)_{B1} \right\} + W_{A1} \frac{\Delta t}{\Delta x} (W+a)_{B1} \dots\dots\dots (26)$$

$$W_R = W_{B1} \left\{ 1 + \frac{\Delta t}{\Delta x} (W+a)_{B1} \right\} - W_{C1} \frac{\Delta t}{\Delta x} (W-a)_{B1} \dots\dots\dots (27)$$

$$P_L = p_{B1} \left\{ 1 - \frac{\Delta t}{\Delta x} (W+a)_{B1} \right\} + p_{A1} \frac{\Delta t}{\Delta x} (W+a)_{B1} \dots\dots\dots (28)$$

$$p_R = p_{B1} \left\{ 1 + \frac{\Delta t}{\Delta x} (W-a)_{B1} \right\} - p_{C1} \frac{\Delta t}{\Delta x} (W-a)_{B1} \dots\dots\dots (29)$$

これらの式を用いて W_L 、 W_R 、 p_L 、 p_R を求めれば、これらを(6)(7)式に代入して系の計算をすることができる。

(a) 系内部の計算

$$W_{B2} = \frac{1}{2} (W_L + W_R) + \frac{1}{2(\rho a)_{B1}} (p_L - p_R) - \frac{\Delta t}{4D} (f_L W_L^2 + f_R W_R^2) - \frac{g \Delta t}{2} \left\{ \left(\frac{\Delta Z}{\Delta x} \right)_L + \left(\frac{\Delta Z}{\Delta x} \right)_R \right\} \dots\dots\dots (30)$$

$$p_{B2} = \frac{1}{2} (p_L + p_R) + \frac{(\rho a)_{B1}}{2} (W_L - W_R) + \frac{\Delta t}{4D} (\rho a)_{B1} (f_R W_R^2 - f_L W_L^2) + \frac{g \Delta t}{2} (\rho a)_{B1} \left\{ \left(\frac{\Delta Z}{\Delta x} \right)_R - \left(\frac{\Delta Z}{\Delta x} \right)_L \right\} \dots\dots\dots (31)$$

(b) 系の左端の計算

$$W_{B2} = W_R + \frac{1}{(\rho a)_{B1}} (p_{B2} - p_R) - \left(f_R \frac{W_R^2}{2D} + g \frac{\Delta Z}{\Delta x} \right) \Delta t \dots\dots\dots (32)$$

$$p_{B2} = p_R + (\rho a)_{B1} (W_{B2} - W_R) + (\rho a)_{B1} \left(f_R \frac{W_R^2}{2D} + g \frac{\Delta Z}{\Delta x} \right) \Delta t \dots\dots\dots (33)$$

(c) 系の右端の計算

$$W_{B2} = W_L - \frac{1}{(\rho a)_{B1}} (p_{B2} - p_L) - \left(f_L \frac{W_L^2}{2D} + g \frac{\Delta Z}{\Delta x} \right) \Delta t \dots\dots\dots (34)$$

$$p_{B2} = p_L - (\rho a)_{B1} (W_{B2} - W_L) - (\rho a)_{B1} \left(f_L \frac{W_L^2}{2D} + g \frac{\Delta Z}{\Delta x} \right) \Delta t \dots\dots\dots (35)$$

(2) ポンプ特性

(8)式のポンプの運動の式は定常運転時の諸量を用いて無次元化すると、次式のようにになる。

$$n_t - n_{t+\Delta t} = \frac{45600 g H_R Q_R \Delta t}{G R^2 \gamma_R N_R^2} (m_t + m_{t+\Delta t}) \dots\dots\dots (36)$$

(3) 計 算 順 序

数値計算は電子計算機 HITAC 5020 を用いて行なわれたが、概略の計算順序は図5に示すとおりである。図1のような構成のものについていえば、入力データとしては表1に示したように系の全水頭曲線、配管位置、系の出入口条件、ポンプの完全特性曲線などの値を読み込む。

(4) 系入口の条件および計算

系入口の条件としては次のような条件を与える場合について計算する。

- (a) 入口の圧力または流速、またはその両方を与える。
- (b) ポンプの完全特性曲線とポンプの運動方程式を用いて計算する。

(b)の場合は、前記の系内部から定まる流速、圧力の式(32)、(33)式と別に読み込んであるポンプの完全特性曲線とポンプの運動方程式(36)式を用いて、これらの式を満足する系入口状態を取れん計算によって求める。

計算間隔 Δt は物理現象と計算の進行を合わせる意味から1区間の長さを l とするとき $\Delta t \leq l/a$ にとる。

表 1 入 力 デ ー タ

管路に関する値	配管長さ, 配管高さ分布, 定常状態の水頭分布, 定常状態空気体積率, 管径分布, 管の肉厚分布, 水の蒸気圧分布, 真空破壊弁の大きさおよび位置
ポンプに関する値	基準揚程, 基準流量, 基準回転数, 基準ポンプ効率, ポンプ完全特性曲線, ポンプ慣性効果
その他	系の分割数, 管路区分長さ, 計算時間間隔, 計算設定時間, 空気の体積変化係数 (C ₁ , C ₂), 管路系出入口の条件

表 2 計 算 条 件

出力 (MW)	220	250	
基準全揚程 (m)	9.1	14.5	
基準吐出量 (m ³ /h)	15,000	19,000	
基準回転数 (rpm)	353	400	
慣性効果 (kg/m ²)	450	1,290	
基準管内流速 (m/s)	2.36	2.47	
全長 (m)	150	500	
管内径 (m)	配管	1.50	1.65
	復水器	1.431	1.984
管内厚 (mm)	配管	12.0, 16.0	16.0
	復水器	1.24	1.24
分割数	15	50	

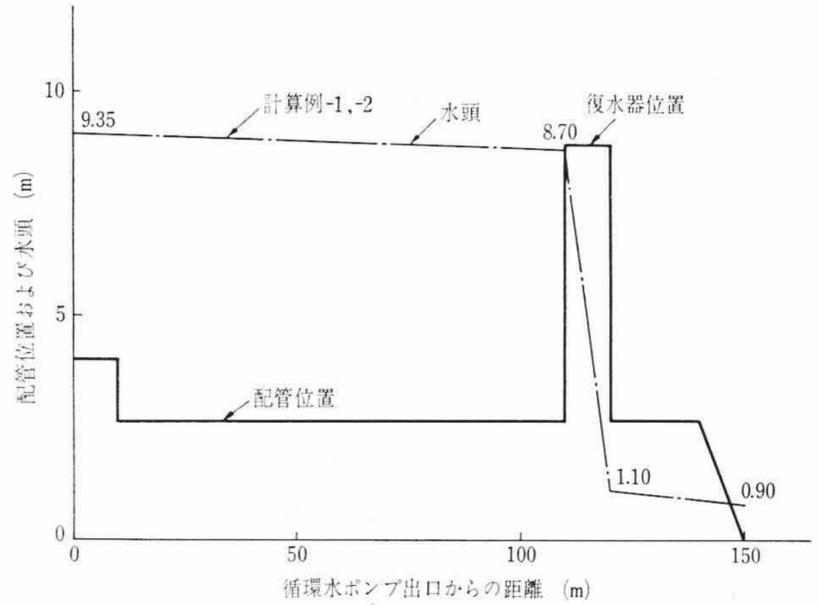


図 6 配管位置および水頭曲線 (220 MW プラント)

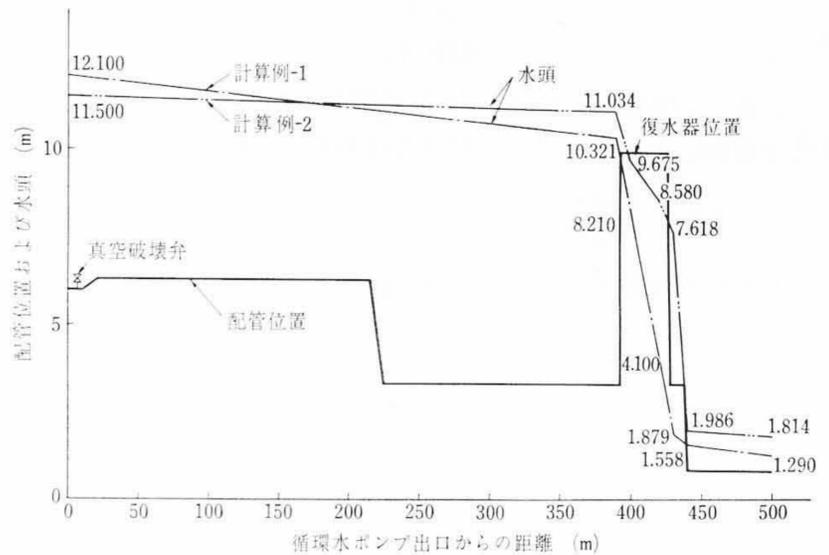


図 7 配管位置および水頭曲線 (250 MW プラント)

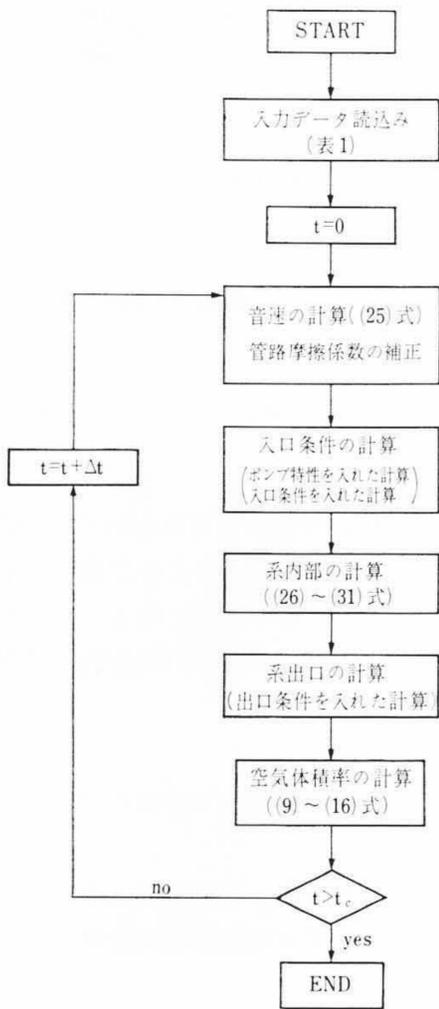


図 5 計 算 順 序

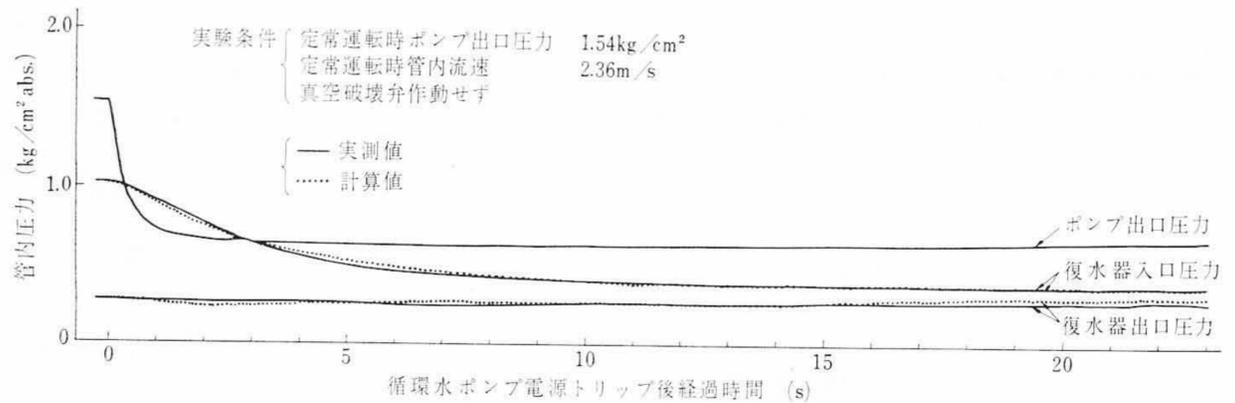


図 8 220 MW プラント水撃現象計算例 (計算例 1)

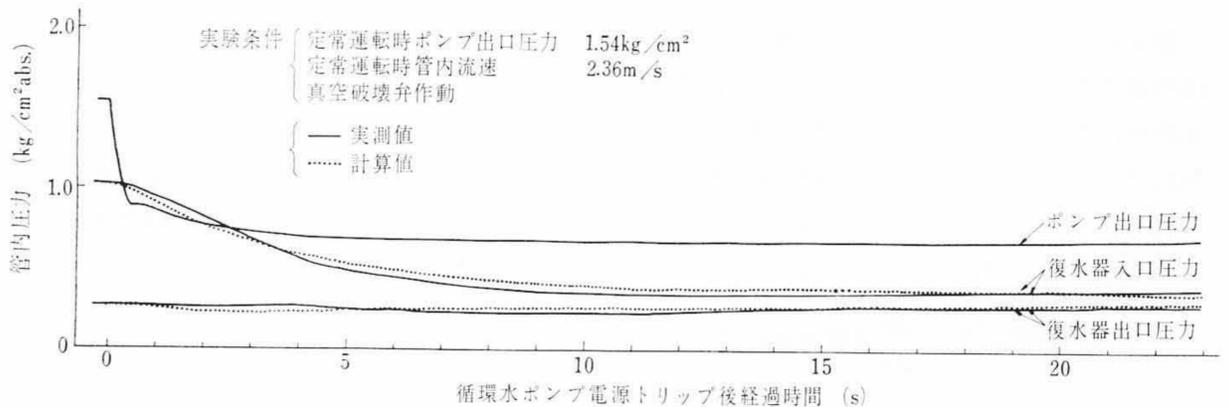


図 9 220 MW プラント水撃現象計算例 (計算例 2)

5. 計算例

出力 220 MW, 250 MW の火力発電プラントの循環水ポンプ配管系について、本方法を用いた計算例を示し、実測値と比較した。

計算に用いたデータは配管位置および水頭分布が図 6, 7, ポンプおよび管路などに関するものは表 2 である。また体積変化係数 C_1, C_2 は系の長さ, 復水器の位置, 流速などによって変化する値であり, 復水器部の空気体積率は復水器位置, 冷却水の空気含有率などで定まる値である。これらのデータによりポンプ出口圧力変化を与えて計算した結果は図 8~11 であるが, 実測値と非常によく一致している。

次に, このような計算法をとらない場合と比較してみる。図 12 は計算で考慮する要素を変えた場合の実測値と計算値の比較例である。① が図 10 に示したポンプ出口圧力を与え, 本方法で用いられているすべての要素を入れた計算値である。この場合, 最も実測値に合っている。④ は従来の計算法によるものであるが, 傾向も値自体も実測値とは全く合っていない。

② はポンプ出口圧力を与えずポンプ特性だけから計算したものである。この場合は, ポンプ出口の圧力が①の時よりかなり低くなり実測値と合わないが, 復水器出入口圧力については比較的よく合っている。これは復水器部に空気が溜っていると, それが緩衝体となりポンプ出口の圧力変化が復水器出入口圧力にあまりきいてこないためである。また, ポンプ出口圧力が実測値とよく合わない大きな原因はポンプの完全特性曲線が実機のものとは必ずしも一致していないためである。

③ は真空破壊弁を作動させない場合の値である。ポンプ出口圧力は, 真空破壊弁が作動しないため, ②よりさらに低くなっている。復水器出入口圧力は前同様あまり差はなく, この系に対しては, 真空破壊弁の復水器出入口圧力に対する影響は少ない。

以上のように①の場合が最も実測値に合った値を示している。また, あらかじめポンプ出口圧力変化のわからないプラントについては②の計算を行なうことになるため, ポンプ完全特性曲線の実機との差がそのまま誤差になってはいることになるが, 最も問題になる復水器部の圧力にはあまりきいてこず実用上問題ない精度で圧力変動が求められる。

6. 結 言

火力発電所循環水配管系における水撃現象を解析する方法として, 特性曲線法により電子計算機を用いて数値計算する方法を開発した。この方法の特長は, 従来の方法を改良し, 循環水配管系に特有の要素である管路内に滞留あるいは管外から流入する空気などを考慮していることである。この方法による計算結果は実機にて測定した循環水ポンプトリップ後の過渡現象と非常によく一致している。本方法によれば, 循環水配管系の水撃現象を計画段階で実用上十分な正確さで解析することができ, 必要な対策を講ずることが可能である。

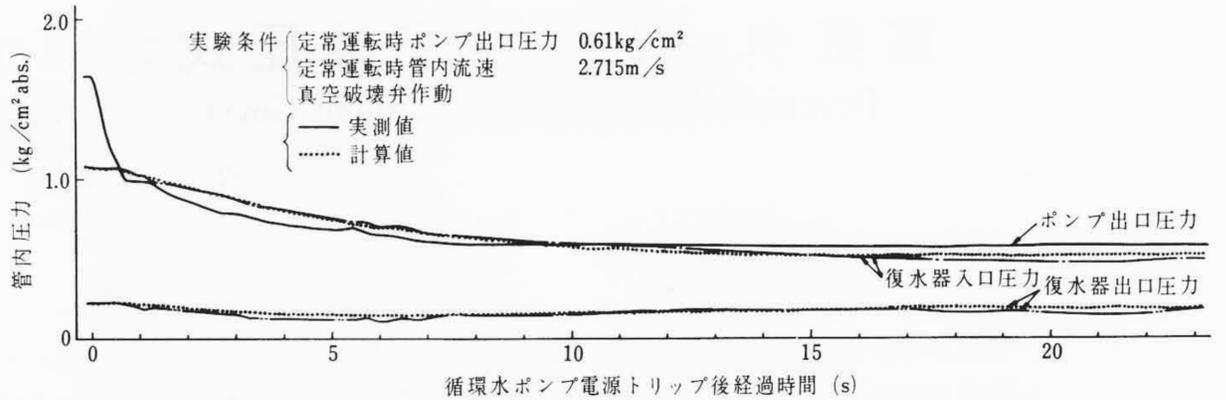


図 10 250 MW プラント水撃現象計算例 (計算例 1)

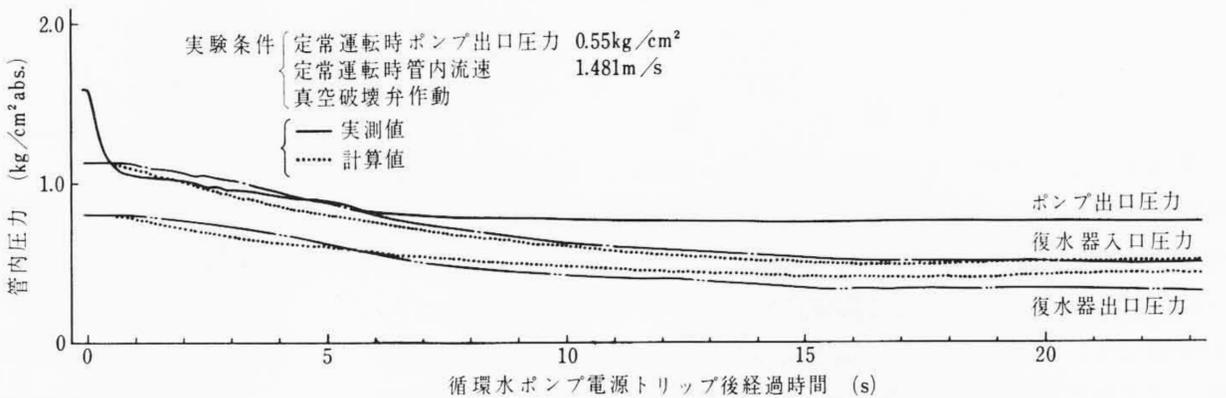


図 11 250 MW プラント水撃現象計算例 (計算例 1)

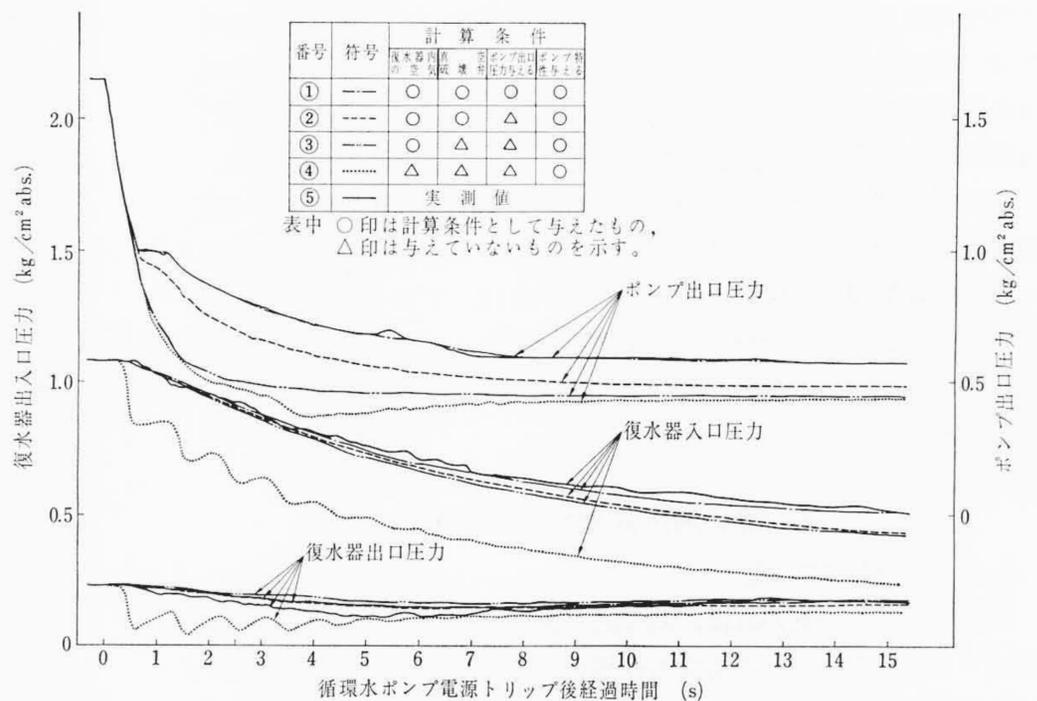


図 12 各種条件による計算値と実測値の比較 (250 MW プラント計算例 1)

今後の問題点としては

- (1) 復水器水室上部の空気の体積変化係数および定常運転状態での量などは実験および実績の集積より定められるものであるが, これらについても理論的に解析する。
- (2) 水柱分離が発生する場合, その分離長さおよび再結合時の圧力上昇値を計算する。
- (3) 循環水ポンプトリップ後, 短時間で再起動する場合の過渡現象を解析する。

などがあげられる。(2), (3)についてはすでに数値計算方法の開発を完了しており, (1)についてもモデル試験装置を用いて研究中である。研究成果は次の機会に発表する予定である。

参 考 文 献

- (1) R. T. Richards: Trans ASME, 78, 1297 (1956)
- (2) たとえば
J. Parmakian: Trans ASME, 80, 1563 (1958)
V. L. Streeter, C. Lai: Proc. ASCE, 88, HY3 (1962)
- (3) 機械工業便覧: 8-34 (昭 36)