

水車ガイドベーン開度の腰折れ閉鎖時の 水撃圧と水車回転数上昇

張 師華*・林 泰造**・鶴巻有一郎***

水圧管路使用水量の全遮断方式を従来の直線式から腰折れ式に改めると、閉鎖時間は同じでも発生水撃圧は前者の場合におけるよりも小さく抑えることができる。本研究では水撃の第1位相時の終りに閉鎖速度を変える腰折れ方式のうち発生水撃圧の上昇値を最も小さく抑える“最適腰折れ方式”を研究してその方式での水量遮断時の水撃圧の最大値とその時の水車回転数上昇率の最大値を表示する一般図表を作成した。

Keywords : water hammer, dual speed gate closure, optimal dual speed gate closure, rise of rotational speed of water turbines

1. まえがき

水力発電所の水圧鉄管および水車の強度計算に当たっては、負荷遮断時の最大水撃圧に基づく“設計水圧”が必要であり、また水車・発電機の主軸、ランナー、回転子（磁極、ヨーク、スパイダ）の強度計算には、“最大回転数上昇値”が適用される。

一般に、水撃圧を水車位置での静水圧の30%~40%程度に、またフランス水車の最大回転数上昇率は、定格回転数の40%~50%程度に抑えるものが多い¹⁾。特に、これらの値の上限值に対する規制が存在するわけではないが、鋼材の許容応力・溶接技術・安全率等からの製作限界、製作コストと発電所の建設コストとの比較から設定されている。

水撃圧を低く抑えることはガイドベーン開度の閉鎖時間を長時間とすることによって可能である。しかし、弁の閉鎖時間を長時間に設定すると回転数の上昇率がより増大し、水車・発電機の回転部分の強度等に影響を与える。このための回転数上昇を抑える方策としては、はずみ車の重量を増す必要が生じる。このように、ガイドベーン閉鎖時間の増加により水撃圧を減少させて水圧鉄管のコストの減少を計れば水車・発電機のコストは増大することになり、また逆に閉鎖時間を減少させれば水車・発電機にかかるべきコストは減少するが、水撃圧の増大により水圧鉄管にかかるべきコストは増大することになり、閉鎖時間の長さが水圧鉄管と水車に与える影響性はこの点で相反するものとなっている。

本研究は、同一のガイドベーン閉鎖時間内で水撃圧と

水車回転数上昇をともに低く抑えるための最適の閉鎖時間曲線の方式について研究を行ったものであり水力発電所建設の経済性と安全性を高めるのに有意義なことであると考えられる。なお、この水撃圧現象と水車回転数上昇の現象は、水車特性に応じて相互に影響しあうが、ここでは、水車回転数上昇の現象を水撃圧現象に従属する現象として近似的に扱い、かつ、機械系の諸量を出来るだけ水理系の諸量に変換した扱いを行う。

2. 同一の閉鎖時間の直線閉鎖方式より水撃圧を小さく抑えらるガイドベーンの腰折れ閉鎖方式

緩閉鎖直線の全遮断の場合には、水圧管路末端の水撃圧としては、第一位相時の水撃圧と閉鎖終了時の水撃圧のうちのいずれか大きい方を、この場合の上昇水撃圧の解析値として採るべき最大値と実用的に考えてよいことが、Allieviの研究²⁾以来、一般に良く知られている。図-1はAllieviの書に示されている水撃圧の時間的変化のパターンの2つの代表的な例である。

ここに、 $\theta = t/T$, t = 時間,

$T = 2L/a$, L = 水圧管路長,

a = 水撃波の伝播速度,

H_0 = 弁閉鎖前の管路末端における静水圧（水頭）,

H = 管路末端における水撃圧（ H_0 を含む）（水頭）,

$\xi = H/H_0$,

$\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_j, \dots = t = T, 2T, \dots, jT, \dots$

における各 ξ の値;

ξ_m : 閉鎖期間中の $\xi(j=1, 2, 3, \dots)$ の漸近値,

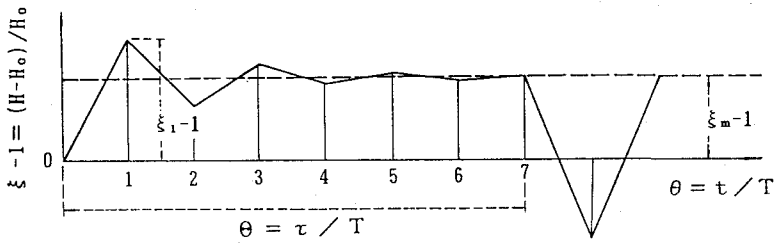
$\theta = \tau/T$, τ = ガイドベーン閉鎖時間,

である。同図(a)は水撃作用の第一位相時の終り($t = T$)に、水撃圧の最大値が現れる場合であり、同図(b)

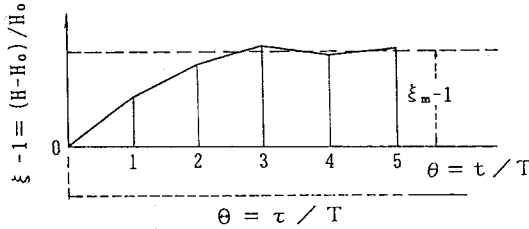
* 武漢水利電力学院副教授、中国政府派遣訪問学者・中央大学客員助教授(1987~89年度)(中国武漢市)

** 名誉会員 工博, Dr. Honoris Causa 中央大学名誉教授
林応用水理研究室兼(株)アイ・エヌ・ユー顧問
(〒112 東京都文京区関口1-19-6 弥助ビル3F)

*** 正会員 工博 (株)ニュージェック 技術開発部部长

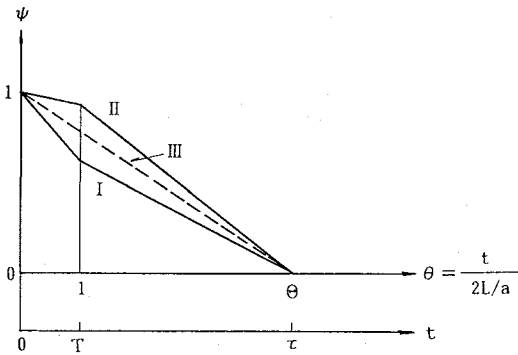


(a) $\xi_{i-1} - 1 > \xi_m - 1$ の場合

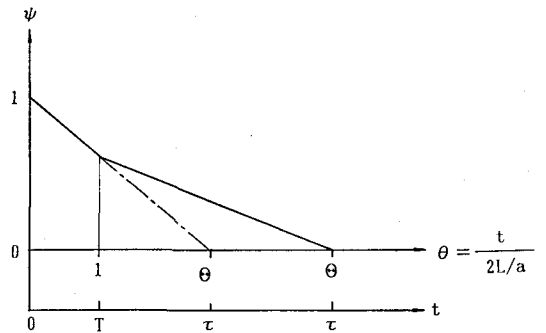


(b) $\xi_{i-1} - 1 < \xi_m - 1$ の場合

図一 水撃圧の時間的变化パターン2つの例²⁾



図二 各種のガイドベーン閉鎖方式



図三 ガイドベーン折線閉鎖方式の時間記号

は閉鎖終了時の上昇水撃圧に向けて漸変する場合である。しかし、図 (b) も厳密に言えば、 $t=3T$ の瞬間時の水撃圧 ξ_3 の方が、閉鎖終了時の水撃圧 ξ_m よりいくらか大きい。Allievi はこのように、 $\xi_1, \xi_2, \xi_3 \dots$ は ξ_m の値の上下に交替的に変化しつつも、閉鎖終了時の値 ξ_m に次第に近づいてゆき、その変化の仕方は、

$$|\xi_{i+1} - \xi_m| < |\xi_i - \xi_m| \dots \dots \dots (1)$$

であり、かつ、

$$\xi_{i-1} \cong \xi_i \cong \xi_m \dots \dots \dots (2)$$

であるから、漸近期間中の最大上昇水撃圧の値としては実用上は、 ξ_m をとれば十分であると述べている。

図一 (a), (b) を見るとき、(a) では、 ξ_1 が突出しているが、閉鎖時間を変えずに ξ_1 の突出している部分を下げるにはどうしたらよいか、また、(b) では ξ_1 が小さい代わりに ξ_m の値が大きくなっているので、閉鎖時間を変えずに、 ξ_1 をもう少し大きくし、その代わりに、

ξ_m の値を下げるようにするにはどのような弁の閉じ方をしたらよいかということを考える時に、“ガイドベーンの腰折れ閉鎖方式”の概念が浮かんでくる。これは、ガイドベーンの開度比を時間的に“くの字”に変化させて閉鎖する方式である。

図二の閉鎖方式の曲線 I、および II は、直線的全閉鎖曲線 III と閉鎖時間 τ を同じくし、第 1 位相時の終り ($t=T$) でくの字に折った 2 種類の腰折れ閉鎖方式の曲線で、

I 型は上に凹、II 型は上に凸の腰折れ方式である。

図三に示すように、腰折れ部前半の直線を延長して無次元時間軸と交わる点の横座標を θ' とすると、

$$\left. \begin{array}{l} \text{I 型では } \theta' < \theta \\ \text{II 型では } \theta' > \theta \\ \text{III 型では } \theta' = \theta \end{array} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

であり、 θ' は腰折れの様子を表わす重要なパラメータ

となる。ただし同図中の記号は Ψ は、つぎのようである。

$$\Psi = \frac{\text{ガイドベーンの有効開口面積}}{\text{閉鎖前のガイドベーンの有効開口面積}} \\ \equiv \text{ガイドベーンの開度比}$$

図-2の閉鎖方式Iの場合には、IIIの場合に比べて、その閉鎖の時間的割合は前半は急であり、後半が緩やかであるので、直線的閉鎖の場合の図-1の中の図(b)のような場合に対しては、その ξ_1 の値を増大させてその代わりに ξ_m の値を減少させ、全体として ξ の最大値を下げることに役立つ閉鎖方式となる。これとは逆にII方式は、III方式の場合に比べて前半は緩、後半は急であるので、図-1(a)のような場合に対しては、その突出していた ξ_1 の値は下がり、 ξ_m の値はいくらかは上がるが、なおかつ、全体としては、この場合の ξ の最大値を下げることに役立つ方式となりうるものである。

3. 最適腰折閉鎖方式の検討

水圧管路末端の水撃圧は特性曲線法により求める。特性曲線の方程式は閉鎖器から遠ざかる波及び近付く波に対してそれぞれ次式で表される³⁾。但し、管路の摩擦は無視する。

$$\left. \begin{aligned} \xi_{x\theta} - \xi_{x_1\theta_1} &= 2\rho(q_{x\theta} - q_{x_1\theta_1}), \\ \text{但し } x > x_1, \theta > \theta_1 \\ \xi_{x\theta} - \xi_{x_2\theta_2} &= -2\rho(q_{x\theta} - q_{x_2\theta_2}), \\ \text{但し } x < x_2, \theta > \theta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ここに

x = 閉塞器から上流向きの距離, t = 時間, θ = 無次元時間 $= t/T = t/(2L/a)$, $\xi_{x\theta}$ = 距離 x の断面, 無次元時間 θ の瞬間における ξ の値 (他の副添字の意味もこれと同様), $q_{x\theta} = v_{x\theta}/v_0$, $v_0 \equiv Q_0/f$ = 遮断前の管内断面平均流速, Q_0 = 遮断前の流量, f = 水圧管路断面積, $\rho \equiv aQ_0/2gfH_0$ = Allievi の管路定数, g = 重力の加速度。

この基本式に対する境界条件は管路入口と閉鎖器断面とについてそれぞれ次のようである。

$$\xi = 1 \dots\dots\dots (5a) \quad \text{及び} \quad q = \Psi\sqrt{\xi} \dots\dots\dots (5b)$$

ここに Ψ は既述のガイドベーン開度比であり、本研究で取り扱う腰折れ閉鎖方式の場合については次式の折れ線式で表される (図-3)。

$$\Psi = \left. \begin{aligned} 1 - (\theta/\theta) & & \theta \leq 1 \\ [1 - (1/\theta)](\theta - \theta)/(\theta - 1) & & 1 < \theta \leq \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

特性曲線法の適用に当っては水圧管路末端の水撃圧変化を時間的に細かく検討できるように水圧管路全長を細分割し特性曲線の細かいメッシュを組み、それら特性曲線相互並びに境界条件表示 (5a), (5b) との交点の座標 ξ 及び q を逐次求めてゆく操作をコンピュターライズした特性曲線法の適用法により計算する。

同一の閉鎖時間に対して水撃圧の最大値を最も低く抑さえる腰折れ方式、すなわち“最適腰折閉鎖方式”を上述の計算方法により、広汎な数値計算を行って検討することとする。しかし、この場合先ず“最適腰折閉鎖方式”の定義の細部をさらに明確にするために、最適腰折閉鎖方式の計算例を以下の図-4に示すこととする。

図-4(a), (b) はいずれもそれぞれ ρ と θ の値を固定して、 θ' の値だけを4種類に変えた時の管路末端の水撃圧変動を比較したものである。 $\theta = \theta'$ が直線閉鎖であるから、同図(a)及び(b)では、それぞれ $\theta' = 3.0$ 及び $\theta' = 7.0$ の曲線 (ともに点線) が直線閉鎖時のものとなっている。同図(a)では、弁閉鎖時間が比較的短いため、同図(b)に見られるような上昇圧力漸変型のものは存在せず、上昇圧力の変化の様子は複雑である。図(a)において $\theta' = 2.5$ の時には第1位相終了時に大きな圧力上昇が現れ、 $\theta' = 7.0$ の時には $t/T = 2.0$ で大きな圧力上昇が現れている。そして、同図の4本の曲線の中では、 $\theta' = 3.44$ の時が圧力上昇の最大値が一番小さく抑えられている。このような θ' の値を連続的に変化させて行った数値計算の結果見出されるもので、このように“全閉鎖時間を同じくし第1位相終了時に時間的にくの字に折る閉鎖方式の中で圧力上昇の最大値を最小に抑える閉鎖方式”を、本論文では“最適腰折れ閉鎖方式”と称することとする。

同図(a)の場合には、最適腰折れ閉鎖時の θ' の値は $\theta' = 3.44$ であるから上に凸の腰折れである。また、この時の最大圧力上昇および最大圧力発生時間はいずれも比値で

$$\xi_{\max} - 1 = 0.3000, \quad t/T = 1.6250$$

となっている。この例からも明らかなように、腰折れ閉鎖の場合の圧力上昇の最大値及びその発生時間については、直線閉鎖の場合のごとく、第1位相終了時または閉鎖終了時の水撃圧値のみから判断してはならないことがわかる。

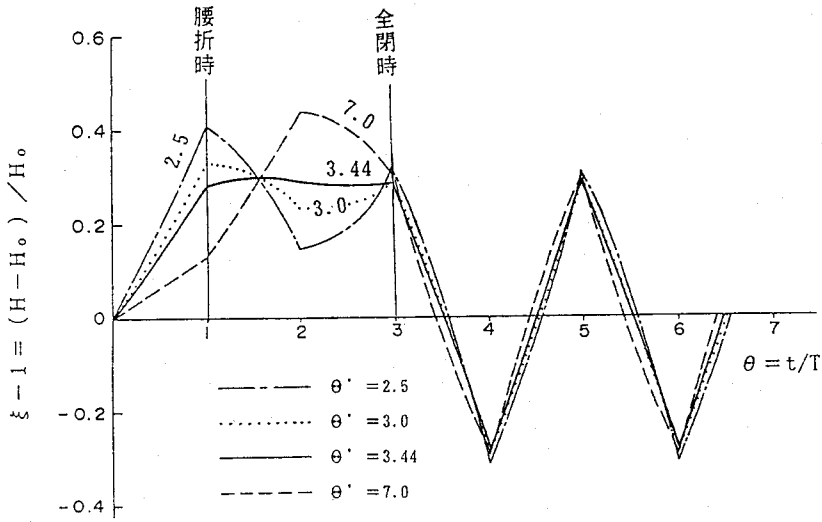
図-4(b)についても同様の考察から、この場合の最適腰折れ閉鎖方式を与える θ' の値は $\theta' = 4.7859$ で、上に凹に折る形である。そしてこの時の最大圧力上昇及び同発生時間は

$$\xi_{\max} - 1 = 0.4000 \quad \text{及び} \quad t/T = 5.0$$

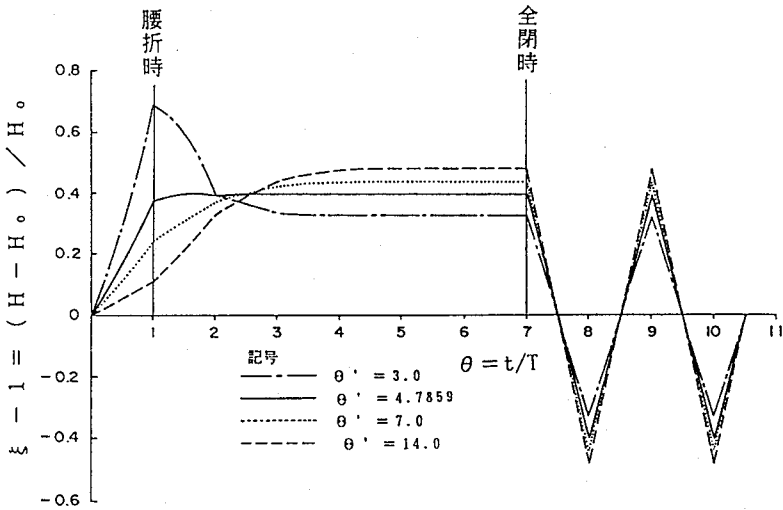
となる。同図の $t/T = 4 \sim 7$ の間の圧力上昇はこのグラフの上では殆ど時間的に変化がないように見えるが、数値的に細かく見ると、いずれの曲線も

$$\theta = 2, 3, 4, 5, 6$$

の時に僅かずつ角を持っている (傾向的には図-1(b)のように)。これは、 $\theta = 1$ の瞬間に行われた腰折れ遮断の影響は、 $\theta = 1$ の瞬間には管路末端で生ずる水撃圧の時間的変化勾配の不連続として水撃波形の中に現われ、 $\theta = 1$ 以後はその影響が管路を往復するので、 $\theta = 2, 3, 4,$



(a) $\theta = 3.0$, $\rho = 0.7109$ の場合



(b) $\theta = 7.0$, $\rho = 2.5641$ の場合

図-4 閉鎖方式による水撃圧変動

…にその影響が現われるからである。但し、直線閉鎖の場合にも $\theta=1, 2, 3, \dots$ において角が現われることは周知の通りであるが、これは $\theta=0$ における閉鎖開始のため、遮断速度が 0 から有限の値に急変するからである。腰折れ閉鎖の場合は先に述べた影響がこれに加わることになっている訳である。

4. 最適腰折れ閉鎖方式による水撃圧

前節記述の特性曲線法の適用法により数値計算を行って、最適腰折れ条件とその時の水撃圧の最大値を計算する。本研究では水圧管路全長を 10 等分して特性曲線のメッシュを組む。このため管路末端の圧力変動は無次元

時間間隔

$$\Delta\theta = [(L/10)/a]/(2L/a) = 0.05$$

で検討するということになる訳であるが、この無次元時間間隔は最適腰折れ閉鎖条件時の $\xi_{\max}-1$ 及び θ' の値を精度よく求めるために十分細かなものであったとすることができる。

そこで本節では、前節に記述した計算方法により最適腰折れ閉鎖時の θ' 及び $\xi_{\max}-1$ を求め、その結果を一樣閉鎖の場合の Allievi の図表と同様に、 (θ, ρ) 面上に $\xi_{\max}-1$ をパラメータとして一般図表の形で表示することを考えた。そのために実施した計算の手順は次のようである。

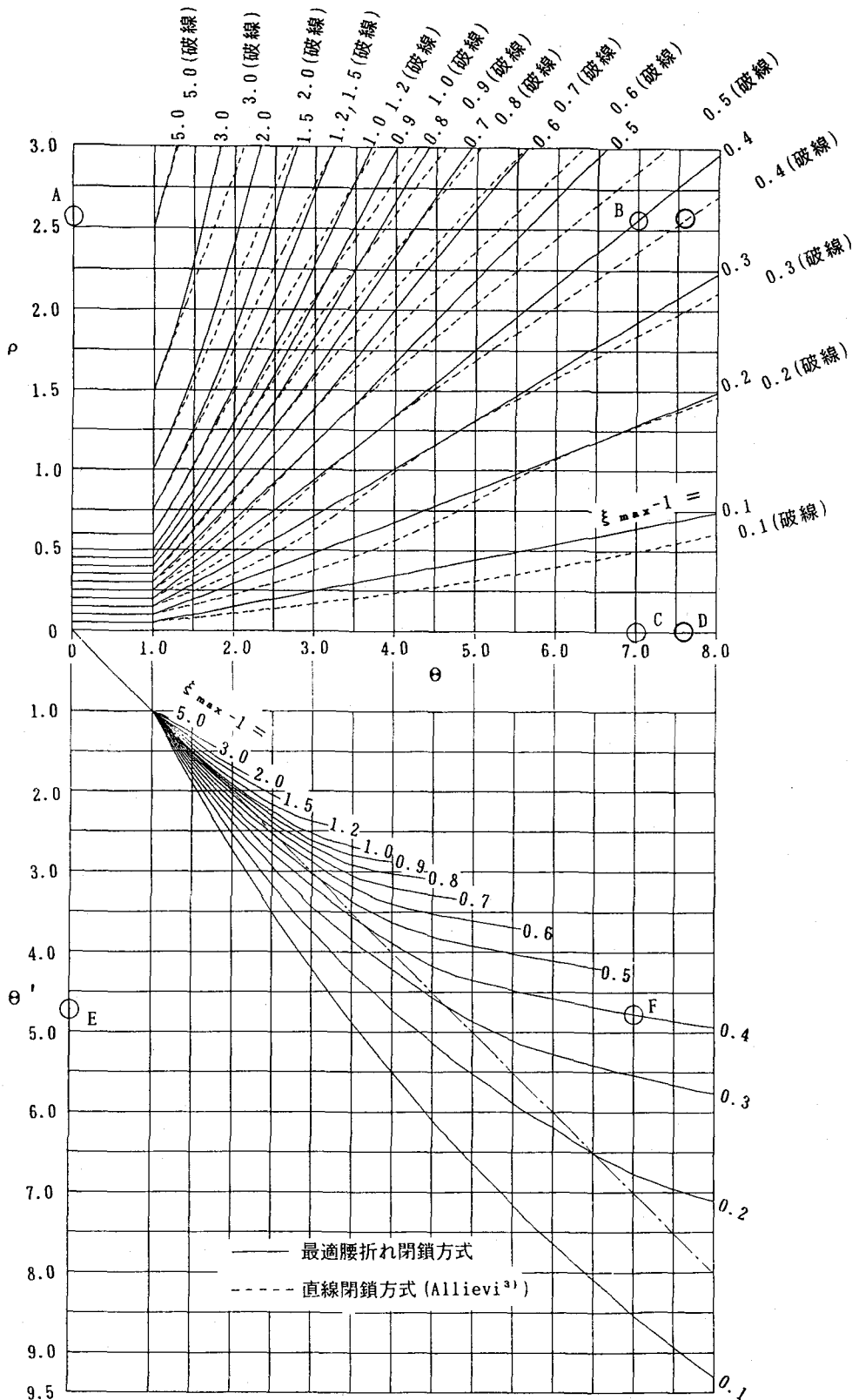


図-5 最適腰折れ閉鎖方式と直線閉鎖方式における水撃圧

1) Allievi の図表と同じように θ と ρ を図面の横軸・縦軸にとり、

$$\theta = 1.0 \sim 8.0 \quad (0.1 \text{ 間隔})$$

$$\rho = 0.05 \sim 3.0 \quad (0.05 \text{ 間隔})$$

の線群で面上に形成される碁盤目上の各点の座標値 θ 及び ρ に対しておのおの $\theta' (>1)$ の値を 0.01 刻みで変化させて前節記述のようにして最適腰折れ条件を満たす θ' の値を捜して、またその時の $\xi_{\max}-1$ の値を求める。

2) Allievi の図表のパラメータは $\xi_{\max}-1$ であるが、前項 1) の計算から出てくる値がパラメータ表示に適した切りのよい数値 (例えば、0.1, 0.2, 0.3 等) で出てくる訳ではないので、今度は 1) の計算結果に基づいて ρ の値を格子点上の値の上下に連続的に変化させて、 $\xi_{\max}-1$ の値が最寄りの切りのよい数値として出てくるようになるまで ρ の値について繰返し近似計算を行い、その時の ρ の値と θ' の値を求める。例えば、図-4 (b) でいえば $\theta=7.0$ 及び $\rho=2.5641 \rightarrow \xi_{\max}-1=0.4$ 及び $\theta'=4.7859$ のようである。

以上のような手順で計算を行って

$$\xi_{\max}-1 = 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2, 1.5, 2.0, 3.0, 5.0$$

となる θ' と ρ の値を求めて作成したものが図-5 の上部の図面であり、また、この計算で得られた最適腰折れ時の θ' の値をその時の θ と $\xi_{\max}-1$ について図示したものが図-5 の下図である。図-5 の上図中には、比較のために、直線閉鎖の場合、すなわち $\theta=\theta'$ の場合の ρ , θ , $\xi_{\max}-1$ の関係を図示した図表、すなわち Allievi の一般図表の曲線が破線をもって記入されている。

図-5 から定数値 ρ , θ に対する最適腰折れ閉鎖方式の $\xi_{\max}-1$ の値を、同一の ρ , θ に対する直線閉鎖の場合と比較すればいかなる場合にも、前者は後者よりも小さいか高々等しく、また、この両者の差がかなり大きくなる θ , ρ の範囲がこの図表上のかなりの部分を占めていることが認められる。例えば、図-4 (b) に示したように $\rho=2.5641$ (図-5 中の A 点)、 $\theta=7.0$ の場合の最適腰折れ閉鎖方式の $\xi_{\max}-1$ は 0.4 (B 点) であるのに対し、直線閉鎖の場合の $\xi_{\max}-1$ は計算の結果 0.439593 である。また見方を変え、定数値 ρ , $\xi_{\max}-1$ に対する最適腰折れ閉鎖方式の θ と直線閉鎖の場合の θ を比較すれば最適腰折れ閉鎖方式の θ は直線閉鎖の場合の θ に比べ短時間となっている。例えば、 $\rho=2.5641$ (図中の A 点)、 $\xi_{\max}-1=0.4$ (B 点) の場合の最適腰折れ閉鎖方式の値は $\theta=7.0$ (C 点) であるのに対し、直線閉鎖の場合は $\theta=7.5857$ (D 点) である。また同図下部の図中の一点鎖線 ($\theta'=\theta$) と $\xi_{\max}-1$ 曲線の交差の関係から最適腰折れ閉鎖方式が $\theta' < \theta$ (図-2 の I 型) となる範囲 (一点鎖線の上) のパラメータ

($\xi_{\max}-1$) を読み取ると、 $\xi_{\max}-1$ が 1.0 以上の場合には交差せず、 θ の範囲に関せず最適腰折れ閉鎖方式はつねに I 型となる。しかし、 $\xi_{\max}-1=0.9$ 以下対しては、曲線群は一点鎖線 ($\theta'=\theta$) と交差し、これより下部の領域 ($\theta' > \theta$) が II 型の最適腰折れ閉鎖方式の出現領域となることを示している。

5. 最適腰折れ閉鎖時の水車・発電機回転速度上昇率

水撃圧変動について最適閉鎖であっても、それによる閉鎖時の水車・発電機の回転数上昇率がある限度を超えるものになるようではいけないので本節の検討が必要となる。

a) 水車回転数上昇の計算式

発電状態時の回転体の慣性方程式は

$$M - M_L = I \frac{d\omega}{dt} \dots \dots \dots (7)$$

である。ここに M : 発生トルク (発生モーメント)、 M_L : 負荷トルク (負荷モーメント)、 ω : 回転角速度、 $I = (G/g)R^2 = GD^2/4g$, G : 水車・発電機回転体重量、 R : 同回転体部半径、 D : 同直径。

発電状態から全負荷遮断を行えば式 (7) 中の負荷トルク M_L は 0 となり、負荷遮断後の回転数上昇を求めるための基本式は、

$$M = I \frac{d\omega}{dt} \dots \dots \dots (8)$$

となる。ここで式 (8) を定格トルク (M_0)、定格回転数 (N_0 (rpm)) との比値とし、無次元の差分形、式 (9) に変形する。

$$\alpha_{i+1} - \alpha_i = \frac{1}{2} \frac{60M_0 \Delta t}{2\pi N_0 I} (\beta_i + \beta_{i+1}) \dots \dots \dots (9)$$

ここに、 $\beta_i = M_i/M_0$, $\beta_{i+1} = M_{i+1}/M_0$, $\alpha_i = N_i/N_0$, $\alpha_{i+1} = N_{i+1}/N_0$, 添字 0 は負荷遮断前の値をとることを示す。ここで M_0 に次式を代入する。

$$M_0 = P_0/\omega_0 = 60P_0/(2\pi N_0) \dots \dots \dots (9a)$$

この代入の結果、式 (9) は次のように書き直される。

$$\alpha_{i+1} - \alpha_i = \frac{\Delta t}{2T_M} (\beta_i + \beta_{i+1}) \dots \dots \dots (9b)$$

ここに、 P_0 : 出力、

$$T_M = I \frac{\omega_0}{M_0} = I \frac{2\pi N_0}{60M_0} = \frac{(\pi N_0)^2}{3600gP_0} GD^2 \dots \dots \dots (9c)$$

である。 P_0 に KW , GD^2 に $\text{tonf} \cdot \text{m}^2$ の単位の数値を用いるときには、 T_M (sec) は次式で計算される。

$$T_M = \frac{(\pi N_0)^2}{3600P_0} GD^2 \dots \dots \dots (10)$$

この設定 (または GD^2 の設定) に当たっては、定常運転中の圧力水路系の圧力変動の安定性を満たす必要がある。この安定を得るための条件の一つに T_M/T_w 値がある⁴⁾。この T_w 値は、水圧鉄管路内の水柱が弁が全閉状

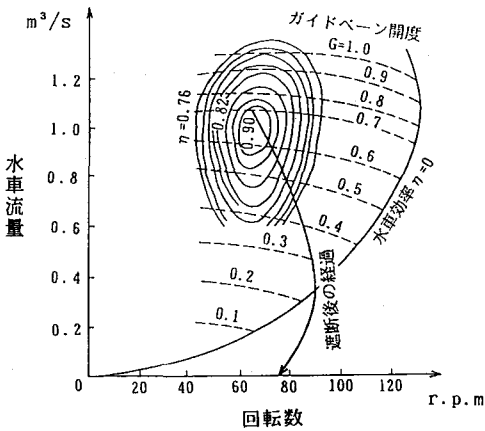


図-6 全負荷遮断時の過渡現象と水車特性 (模型値)

態から急開放し、全使用水量までの加速に要する所要時間であり、次式で表される量である。

$$T_w = LQ_0 / gfH_0 \dots\dots\dots (11)$$

ここに Q_0 : 使用水量, H_0 : 有効水頭。

制御系の安定条件を満たす T_M/T_w 値は鶴巻の研究⁴⁾により、一般的に2以上であり、调速機の諸定数の設定値によっても変化するものであることが分かっている。この调速機の諸定数は调速機構の種別、発電所の運用目的、系統における当該発電所の出力比、サージタンク・水圧鉄管路系等にも関連しており単純に設定することはできない⁴⁾。このため任意の倍数 n 値を用い、 T_M と T_w との関係式を次のようにおく。

$$T_M = nT_w \dots\dots\dots (12)$$

さらに式 (9b) 中の $\Delta t(2T_M)$ を (11), (12) 及び ρ の式の3式を用いて書き直せば

$$\frac{\Delta t}{2T_M} = \frac{\Delta\theta}{2n\rho} \dots\dots\dots (13)$$

ここに $\Delta\theta = \Delta t(2L/a)$, である。次に式 (9) 中の β は、

$$\beta = \frac{PN_0}{P_0N} = \frac{HQ\eta}{H_0Q_0\eta_0} \cdot \frac{1}{\alpha} = \xi \frac{q}{\alpha} \frac{\eta}{\eta_0} \dots\dots\dots (14)$$

ここに $q = Q/Q_0$, η_0 : 水車・発電機効率。

負荷遮断後の水車効率 η の時間的変動は、個々の水車の型式、その比速度 η_s に応じて変化し、無拘束速度(このとき $\eta=0$ となる)に到達する時間も異なる。図-6⁵⁾はその一例を示すもので、記載数値は模型値である。この例にも見られるように η の時間的変化の様子は複雑であるが、ここでは η の変動を図-7の破線のように全閉鎖の時間まで直線的に変化すると近似することとする。すなわち

$$\frac{\eta}{\eta_0} \cong \left(1 - \frac{\theta}{\theta_m}\right) \dots\dots\dots (15)$$

このような近似を用いれば式 (9) は、式 (13), (14), (15) から

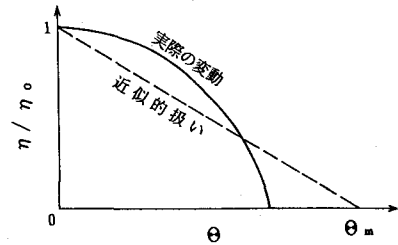


図-7 全負荷遮断時の水車効率変動

表-1 閉鎖方式別による水撃圧および水車・発電機回転速度の変化の計算例

	最適腰折閉鎖方式	直線閉鎖方式		
	(1)	(2)	(3)	
ρ	2.5641	同左	同左	
θ	7.0	7.0	7.5857	
θ	4.7859	—	—	
$\xi_{\max-1}$	0.4	0.4396	0.4	
$\alpha_{\max-1}$	$\frac{n}{T_M/T_w}$			
	2	0.5073	0.5167	0.5436
	4	0.2784	0.2840	0.2999
	8	0.1477	0.1508	0.1597

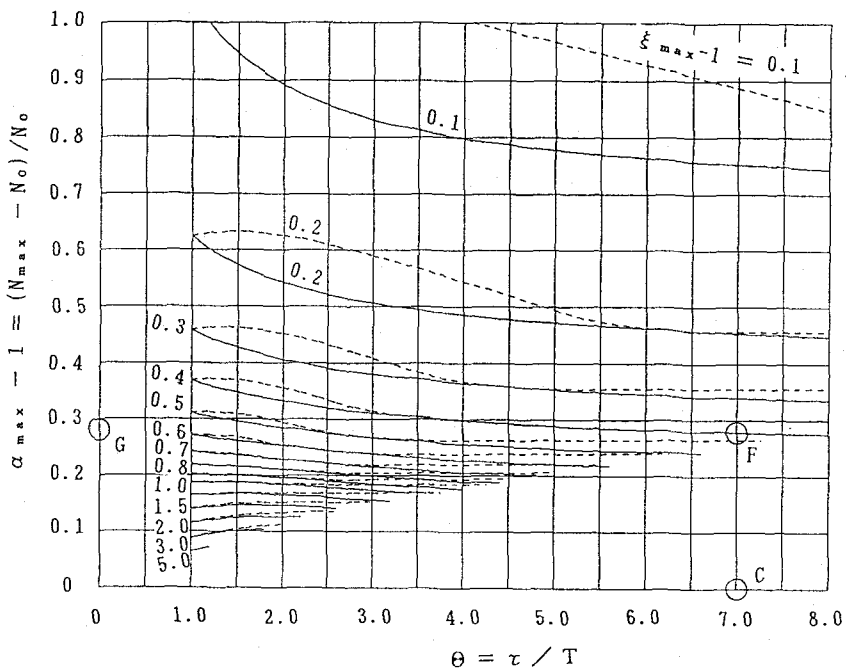
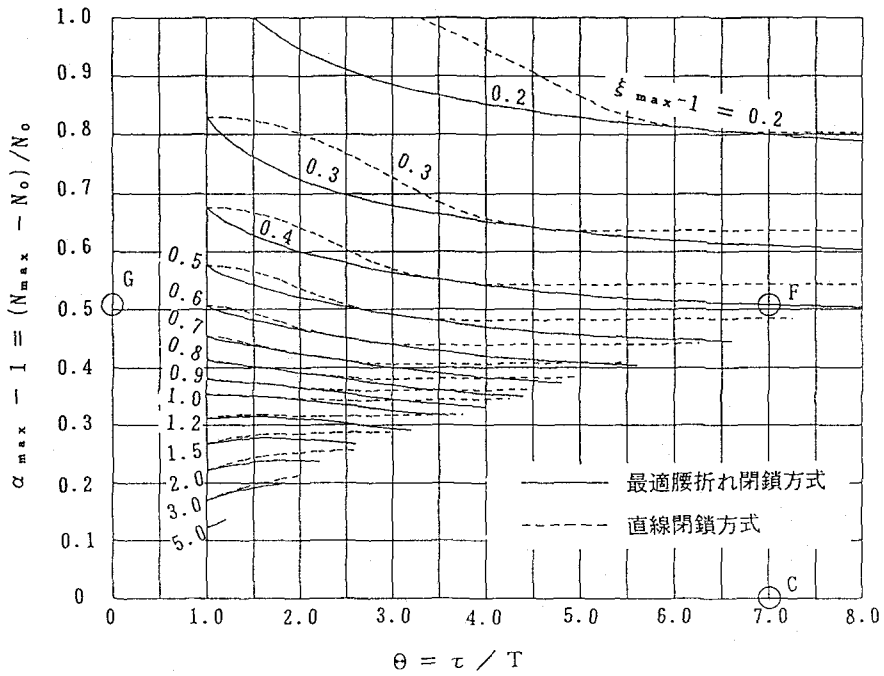
$$\alpha_{i+1} - \alpha_i = \frac{\Delta\theta}{2n\rho} \left(1 - \frac{\theta}{\theta_m}\right) \left(\frac{\xi_i q_i}{\alpha_i} + \frac{\xi_{i+1} q_{i+1}}{\alpha_{i+1}}\right) \dots\dots\dots (16)$$

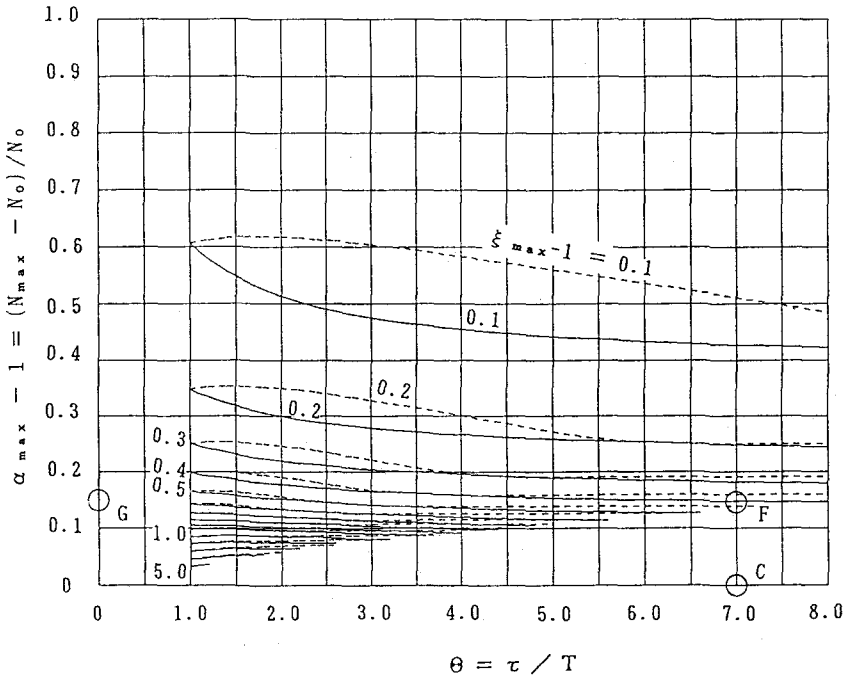
と変形される。回転上昇率 (α_{i+1}) の算出は、式 (16) の右辺の ξ_{i+1} , q_{i+1} に水撃圧計算による値を、さらに、前時間の α_i を代入することで得られる。

b) 水車回転数上昇率

最適腰折れ閉鎖方式を取る場合と直線型閉鎖方式を適用した場合の回転数上昇率の比較を図-8 (a)~(c) に示す。同図は、 $n=2, 4, 8$ の場合であり、その閉鎖条件の θ, θ' 及び水路定数の ρ , 水撃圧比値の ($\xi_{\max-1}$) は全て図-5に対応するものである。このように、図-8と図-5は対をなすものであるが、図-8の $\alpha_{\max-1}$ には1.0以下の実用的な範囲についてのみを示している。

表-1は最適腰折れ閉鎖の場合と直線閉鎖の場合との各最大圧力上昇率及び水車回転数上昇率の比較を示す1つの数値計算例で、計算は前出図-4 (b) の場合を対象とし、水車回転数上昇率を計算して最大圧力上昇率とともに一覧にして示したものである。同表の列 (1) と (2) との比較から、閉鎖時間 θ は同一の値 ($\theta=7.0$) であっても、最適腰折れ閉鎖の場合の水撃圧上昇率 ($\xi_{\max-1}$)





(c) $n \equiv T_u / T_w = 8$ の場合

図-8 最適腰折れ閉鎖方式と直線閉鎖方式における水車回転数の上昇率

は直線閉鎖の場合に比べて約10%小さくなっており、回転上昇率 ($\alpha_{max}-1$) は約2%小さくなっていることが認められる。また、同表の列(1)と(3)との比較から、水撃圧上昇率を同値 (=0.4) に設定した場合、最適腰折れ方式では閉鎖所要時間は約8%短縮され、またその時の回転数上昇率は約7%減少することが認められる。

6. 総合的な最適腰折れ方式の設定手順

図-5と図-8 (a)~(c) は、一対の一般図表として最大水撃圧上昇率の点からも、水車・発電機回転数過渡上昇率の点からも、最適と考えられるような腰折れ閉鎖方式の選定のために、使用することができる。実際問題に当たってそのような総合的な最適の腰折れ方式をいかに選定するか、その手順を以下に考えてみる。

実際のケースに当たっては、多くの場合、水路系の長さ及び断面積は地形的制約と建設コストの関係から決定済であることが多く、Allieviの管路定数 ρ は多くの場合既知量となる。このため、最大水撃圧を予め設定し、この最大水撃圧内に収まるガイドベーンの開鎖時間を定める。一方、はずみ車効果 (GD^2) は小さくなるほど (n 値が小なるほど) 水車・発電機のコストはその分割安となるが、反面、負荷遮断時の回転数上昇率が高まるため、水車・発電機軸周の遠心力に対する強度への問題、さら

に、定常運転中の安定性にも問題が生ずる。このため、回転数上昇率を水撃圧と同様に予め設定し、これに見合うはずみ車効果 (GD^2) を求めることとなる (ここでは n 値に相当する)。

以上のことを考慮して、図-5及び図-8の使用による総合的な最適腰折れ閉鎖方式の設定を、次の手順で行う。但し、ここに記載する数値は図-5及び図-8の使用例の値であり、一般的な場合もこれと同じ手順で行えばよい。

- 1) 既知量： $\rho=2.5641$ (点A) の場合を考える。
- 2) 図-5において：建設コストの関係から最大水撃圧比値を、 $\xi_{max}-1=0.4$ (点B) に設定するとき点B→Cから $\theta=7$ となる。さらに、点C→F→Eから $\theta'=4.78$ と求められ最適閉鎖方式が決定する。

- 3) 図-8 (a), (b), (c) においても点Cに対するC→F→Gから $\alpha_{max}-1$ を求め、 n について整理すると

n	$\alpha_{max}-1$
2.0	→ 0.5073
4.0	→ 0.2784
8.0	→ 0.1477

となる。

- 4) $\alpha_{max}-1$ を0.4と設定する場合の n 値は、3) 項の結果から内挿し、 $n=2.937$ を得る。これにより式(10)、(11)、(12)の関係から GD^2 を求める。

7. 結 び

サージタンクを有する水路系では、制水口をもつ型式のサージタンクの場合には、水車使用水量急遮断時に遮断直後にサージタンク基部に発生する最大水撃圧と、ある程度の時間が経過してから現れるサージタンクの最高上昇水位時の制水口基部圧力とを比較して考える時、制水口径が小さすぎると前者の圧力が大きくなり過ぎ、逆に制水口径が大きすぎると後者の圧力が過大となる。そこで、両者の圧力がちょうど等しくなるような制水口径を最適制水口径とよび、最適制水口寸法をもつサージタンクのサージング最高上昇水位を含む一般最高上昇水位計算図表がつとに作成され、広く用いられている (Galame-Gaden の図表 (1926)³⁾)。しかし、単一の水圧管路の水撃作用に関しては、弁閉鎖期間中の第1位相終了時と、閉鎖完了時の水撃圧の比較から出発して類似の意味での“最適化”をはかろうとする研究は未だ殆んど行われていなかったように思われる。これは、水撃圧の研究については、Allieviの研究以来、弁の閉鎖が直線的な場合だけが理論的研究の対象なり、それ以外の閉鎖方式の場合の研究は少なかったためであると思われる。

本研究はこのような点に着目して新たに最適腰折れ閉鎖方式の概念を導入し、最適閉鎖方式の時の理論的研究を行って、水車使用水量全遮断時に発生する管路の最大水撃圧と水車・発電機回転速度最大上昇率をそれぞれ求め、それらを直接実用に供し得る形に表示した一般図表を作成したものである。

本研究では、腰折れ方式としては、腰折れ作動を第1位相終了時に入れる場合のみを考えたが、第1位相時の終わりに腰折れをいれるためには水圧鉄管の長さが余りにも短かったり、あるいは一様閉鎖のときのサーボストロークとカイドベーンの有効開口面積の関係が直線から大分外れるような場合には、第1位相時の終わりに腰折れを入れ腰折れの前後の弁の作動を直線的とした本研究の結果をまず第一近似として最適閉鎖方式のおおよその存在範囲を求め、次にこれに対する上述のようなそのケース特有の影響を個々に検討して、それらの場合の最終的な最適閉鎖方式を決定すればよいと考える。

参 考 文 献

- 1) 電気協同研究会, 水力発電所機器専門委員会: 電気協同研究, 水車・発電機の水圧変動率及び速度変動率, 社団法人電気協同研究会, 第40巻第2号, pp.5~11, 1984年7月.
- 2) Allievi, Lorenzo: Teoria generale del moto perturbato dell'acqua nei tubi in pressione, Annali della Società degli Ingegneri ed Architetti, (1903); または Théorie du coup de bélier, Dunod, (1921), (Gaden, Daniel による仏訳).
- 3) 林泰造: 水撃作用とサージタンク, 石原藤次郎・本間仁編“応用水理学中I”, 丸善(株), 1958年1月.
- 4) 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, 土木学会論文集第423号/II-14, pp.43~52, 1990年11月.
- 5) Г.И. КРИВЧЕНКО: ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОЭНЕРГИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ, 1975.

(1991.11.5 受付)

THE PRESSURE RISE FOR UNIFORM CONDUITS AND INCREASE OF SPEED OF ROTATION OF WATER-TURBINES FOR THE DUAL SPEED CLOSURE OF GATES

Shihua ZHANG, Taizo HAYASHI and Yuichiro TURUMAKI

This paper elucidates that the modification of the motion of closure of gates from constant speed closure to dual speed closure makes the maximum pressure rise smaller for the same time of total closure of gates. The change of closing speed of gates adjusted to take place at the instant of the end of the first phase of water hammer in pressure conduits has been dealt with. The form of dual speed gate closure which makes the maximum rise of pressure as small as possible is named as "optimal dual speed gate closure," and the water hammer for this form of closure has been studied in detail. A chart for the determination of the maximum pressure rise for that optimal gate closure has been shown and compared with the Allievi chart for constant speed closure. Also, a chart for the determination of increase of speed of rotation of water-turbines in the same optimal gate closure has been presented. This study has been made theoretically and by the vast use of numerical computer.