水車調速機の機構

舩澤秀夫・外岡英德

一般に水車の調速機というと極めて復雑で精密を要し，扱い難いという觀念を與えている．水力發電所の保守を完全にかつ容易にさせるため，最近そのほとんどが自動化されるようになつてからなお更この傾向を深めている．ではなぜ調速機が複雑な機構を必要とするのか，なぜ鋭敏なものを必要とするのかということはおそらくこれを扱われる人々の多くが持たれる疑問であろう．そこで本稿では制御理論をもとにして調速機の機構を解說し，調速機が發揮すべき機能を分析してこの疑問に答えたいと思う．

1. 水車の回轉數制御

元來水車の調速機とは，その名の示す通り水車發電機の回轉數を一定に保つて，交流發電機の出す電氣のサイクルを一定にするというのがそのおもな役目である．ではこの回轉數を一定に保つにはどうすればよいかというと，種々の損失を考えなければ，水車に入る水のエネルギーと發電機が出す電氣的エネルギーを等しくすればよいということは，エネルギー不滅の法則から容易に理解されることと思う．ところが發電機が出す電力というのは，その需要源である電燈，電熱器，モーター，更に電氣爐あり，電車ありで時々刻々要求される量，すなわち負荷が變つてくるために，結局回轉數を一定に保つには，負荷に應じて水車に入る水量を時々刻々に加減してやらねばならない．この調節をつかさどるのが調速機であるから，調速機は考え方を變えれば流量調節機としての役目をも果しているわけである．そこでまずこの負荷と回轉數との關係を考えてみる．

I＝水車發電機の慣性モーメント kg・m・sec²

ω＝　〃　の角速度$=\dfrac{2\pi N}{60}$ rad : sec^{-1}

ただし N＝毎分回轉數

M_w＝水によつて與えられる回轉モーメント　kg. m

M_l＝負荷によつて受取られる回轉モーメント　kg. m

とすれば運動方程式から $I\dfrac{d\omega}{dt}=M_w-M_l$………(1)

回轉數を一定に保つということは，(1) 式で $d\omega/dt=0$ すなわち $M_w=M_l$ ということである．しかるに普通電力といわれるものは，kW すなわち kg・m・sec^{-1} という單位で表され，(1kW≒102kg・m・sec^{-1}) 回轉力 M はこれを角速度で割つたものとなるから，ω の變化が小さいときは，M_l は負荷の變化にほゞ比例して變化するから，M_w を M_l に追隨させればよいわけである．從つて M_l を檢出して，直接 M_w を制御すればよいわけであるが，これは事實上困難なので，M_l と M_w の差から生ずる回轉速度の變化を檢出して，これを M_w の制御に利用するわけである．

回轉速度變化の檢出は，遠心力を利用するのが普通であるが，要は回轉速度の變化に應じた變位を與えるものであれば何でもよい．さて檢出された回轉速度の變化に對し，この變化をくい止め更に變化を元にもどすために，水車への流量を加減せねばならぬが，この流量は每秒數十立方メートル，大きなものでは數百立方メートルというような莫大な量を制御する必要があるから，この動力として 10～20kg/cm² の油壓を利用し，サーボ・モーターを用い，案內羽根あるいは針弁を開閉して水を加減しているのが現在の方式である．

2. 復原のない調速機

サーボ・モーターを動かす命令源としては，回轉速度の變化により生じた變位を利用すればよいのであるから，まず第1圖のような構造のものを考えてみる．すなわちこれは水車發電機の回轉に比例した速さでスピーダーを回し，遠心力により遠心錘の回轉半徑が異るのを利用して，スライデイング・スリーブを上下に移動させて配壓弁を動かし，サーボモーターピストンのいずれか一方の側に壓油を導いて，案內羽根又は針弁を開閉して水量を加減するという方式である，この過程を解析して考ると，

まず (1) 式で負荷に變化がないものと考え，水車の入力の變化を ΔP とし，規定回轉數に對する角速度を ω_m とすれば，

$$I\frac{d\omega}{dt}=\frac{\Delta P}{\omega_m}$$

更に $\Delta\varphi=\dfrac{\Delta\omega}{\omega_m}$ とおけば $\omega_m d\varphi=d\omega$

$$\therefore\ I\omega_m^2 d\varphi=\Delta P dt$$

動力の變化 ΔP は簡單に案內羽根あるいは針弁の開度，更にサーボモーターの變位に比例するものとし，サーボモーター變位をパーセントで表したものを μ とすれば，

$$\frac{\Delta P}{P_{\max}}=\mu\quad\therefore\quad\frac{I\omega_m^2}{P_{\max}}\cdot\frac{d\varphi}{dt}=T_a\frac{d\varphi}{dt}=\mu$$

ただし　$T_a\equiv\dfrac{I\,\omega_m^2}{P_{\max}}$

調速機の機構は μ の變位が φ の變化を小さくするように作られるべきであるから

$$T_a\dot{\varphi}=-\mu\ \text{………………………………}(1)'$$

第1圖にもどつて，檢出量 φ に比例した變位をスライディング・スリーブに與え得るとすれば

$$\xi=K_m\varphi \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

レバー關係より $\sigma=K_l\xi=K_mK_l\varphi=K\varphi$ ………(3)

ただし $K\equiv K_mK_l$

ξ＝スライディングスリーブ變位 mm

σ＝配壓弁變位 mm

變位σに應じて，壓油の通る通路の大きさが左右され，それに比例してサーボ・モーター・ピストンの速度がきまるとすれば，

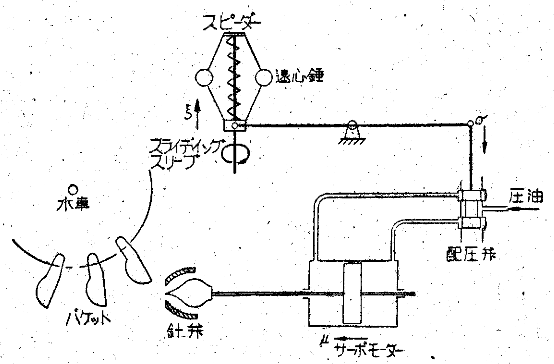
$$\dot{\mu}=\lambda\sigma \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

ただし，λは配壓弁の大きさ，油の粘度，油壓等によりきまる定數である．(1)，(2)，(3)，(4) 式より

回轉速度變化 φ に關する次の方程式を得る．

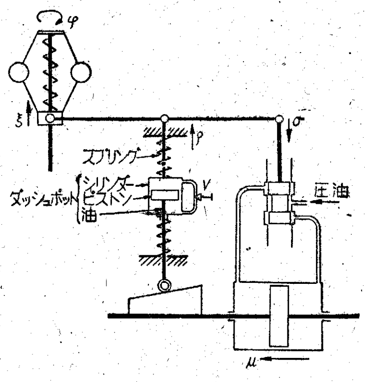
$$T_a\ddot{\varphi}+\lambda K\varphi=0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(5)$$

(5)式はすなわち單弦振動の方程式で，φは最初にある變化が與えられゝば振動して止まることがない．従つて第



第1圖 水車調速機の原理

1圖のような機構で水車の回轉數を制御しようとすればこの制御系全體が，いわゆるレーシングを起して不安定なものとなる．これを安定なものとするために第2圖に示すような復原機構を採り入れた構造とする必要がある．



第2圖 剛性復原をもつ調速機

3. 剛性復原

第2圖が復原を採用した場合の機構で，配壓弁の動きをサーボモーターの變位に關係づけ，サーボモーターがあるところまで移動すれば，スピーダーの方にある變位があつても配壓弁を中正位置にもどして，サーボピストンの動きをとめるようになる．第2圖の場合は，

(3) 式の代りに復原支點の變位をρとすると，

$$\sigma=K_l\xi-\rho \qquad 又 \quad \rho=R\mu$$

$$\therefore \ \sigma=K\xi-R\mu \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(6)$$

ただし R＝サーボモーター變位に對する復原の比例常數で，これを復原率とよぶ．

であるからこのときのφの方程式は (5) の代りに (1)′(2)，(6)，(4) より

$$T_a\ddot{\varphi}+\lambda RT_a\dot{\varphi}+\lambda K\varphi=0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(7)$$

これは減衰振動の方程式で，復原を採用することにより，制動の項ができたわけで，$R=0$とおけば(5)式になることを見れば復原の作用が明確になると思う．しかし，われわれが要求するのは單に減衰するばかりでなく，早く減衰してくれねば制御の目的に反するから減衰の速さを調べるため各係數間の關係から減衰度を求めてみると

$$減衰度\ D=\frac{\lambda RT_a}{2\sqrt{T_a\lambda K}}=\frac{R\sqrt{T_a\lambda}}{2\sqrt{K}} \quad \cdots\cdots(8)^*$$

振動論で明かなように，Dが大であればあるほど (7) 式は早く安定するが，$D\geqq1$ の場合は振動をせずにただちに安定位置にもどる．従つて (8) 式の各定數の性質を考え，可能な範圍で，Dを大きくしたいわけであるが，この内 T_aは水車發電機の慣性モーメントおよび回轉數によりきまるため機械固有の値となる．λ を大きくすることは，(4) 式で同じσに對し，$d\mu/dt$ すなわちサーボ・モーター・ピストンの速度を大にすることで，これはいわゆるクロージングタイムすなわち案内羽根あるいは針弁の閉鎖時間を短くすることとなり，水車では水槌現象を起す原因となるので，發電所ではこれによる水壓上昇をたとえば 30% 以内という程度におさえられ，こゝからλの値は制限される．分母であるKはできるだけ小さくすべきであるが，これは同じ速度變位φに對し，配壓弁の動きσを小さくすることで，調速機の動作をにぶらせ，感度を悪くする原因となる．そこで殘るのは復原率Rであるが，第2圖をみればわかるように，Rを大にするのは安定後において，μの變化にともないφにかなり大きな變化を殘す結果となり，これは負荷のいかんにかかわらず，サイクルをなるべく一定にしないという趣旨に反するから望ましくない．

いま感度のほゞ等しい (K=const) 第2圖のような調速機を，蒸汽タービン發電機と，水車發電機に用いた場合，Dがどんな値になるかを實例により計算してみる．

	出力 kW	回轉數 RPM	GD^2 kg-m²	閉鎖時間 sec
蒸汽タービン	50,000	1,800	112,600	0.5
水車	50,000	150	5,570,000	4.0

ただし $I=\dfrac{GD^2}{4g}$ で，この GD^2 は發電機をもふくめた値である．

上記の數値から T_a を求めると，蒸汽タービンは T_a＝20.0sec，水車では T_a＝6.8sec．又，閉鎖時間は水車はタービンの8倍であるから，λはタービンの 1/8 となる．水車の減衰度を D_w，タービンのを D_sとし，R を同じ

(註) 一般に $\ddot{\varphi}+2K\dot{\varphi}+n^2\varphi=0$ の場合 $K\geqq n$ の場合は無週期性 $K<n$ では振動を起し $D=K/n$ を減衰度という．

とすれば

$$D_s/D_w=\sqrt{20.0\times8}\Big/\sqrt{6.8\times1}=4.85$$

であるから，もし水車でタービンと同じ構造の調速機を用い，同じ安定度をもたせるためには，復原率Rをタービンのそれの 4.85 倍にせねばならぬことになり，結局全負荷時と無負荷時の回轉數變化をタービンに對し，4.85倍も多くする結果となる．蒸汽タービンでは T_a および λ が大きいから，第２圖のような構造でも差支ないが，水車ではこの安定度を増し，サイクルの變化を小さくしたいという兩方の條件を満足させるため特に次に述べるような彈性復原(二重復原)を採用せねばならない．

4. 彈 性 復 原

第３圖がこの彈性復原の大略の機構であるが，第２圖と違うところは，復原の途中にダッシュポット(制動壺)を設け，サーボモーターの變位はこのダッシュポットを介して復原していることである．すなわちピストンはいつでもサーボモーター變位に比例して動き，シリンダーは瞬時的には中にはいつている油の粘性のためにピストンと同じ運動をするが，やがてバネの力と側弁 V を通して油が流れるために，最後にはサーボモーターの變位が起る前の狀態にもどる．從つて安定後には a,ρ ともに 0 となるから，回轉速度 φ も完全にもとの速度にもどる結果となり負荷のいかんにかかわらず同一回轉數を示す．

この場合の方程式は (7) 式より一段復雜になり，結果だけを書くと，

$$T_nT_a\dddot{\varphi}+(T_nT_aR\lambda+T_a)\ddot{\varphi}+T_nK\lambda\dot{\varphi}+\lambda K\varphi=0 \quad \ldots (9)$$

こゝで T_n はダッシュポットの形狀によりきまる定數であり，これを復歸時間係數とよぶことにする．

$$T_n=A^2/(CS) \quad \ldots\ldots\ldots (10)$$

ただし，A=ダッシュポットの面積 cm²

S=バネの剛さ kg/cm

C=油の粘性および側弁の開度によりきまる定數

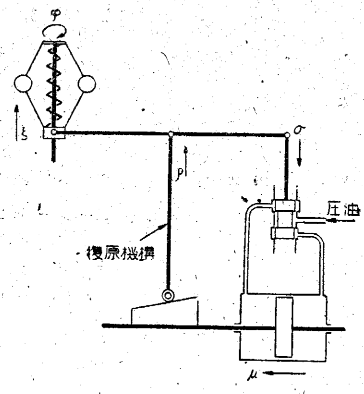
(9) 式で $T_n=0$ すなわち，復原をなくせば (5) 式となり，$T_n=\infty$ では (7) 式と同じになることを考えれば，T_n の性質がはつきりし，T_n を大にすれば安定度は増すが，もしこれを過度に大きくすれば回轉數にある變化があつた場合に，元の速度に復歸するのに長時間を要することになる．現在用いられている調速機の復歸時間（レターンタイム）を t とすると

$t=(2\sim3)T_n=(15\sim30)$ sec が普通である

しかし，この t または T_n は，水車發電機の大きさ，復原率R等あらゆる要素から，最もよい制御狀態を得るように決めらるべきである．

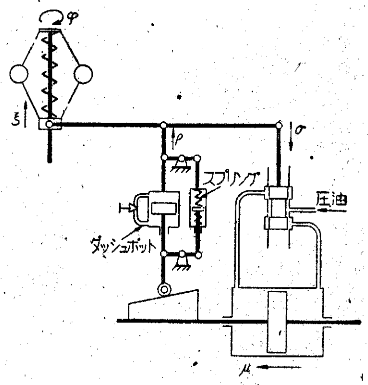
5. 速度調定率の必要性

T_n を適當に選べば第３圖のような機構をもつ調速機は安定な，しかも等回轉速度の制御が可能であるが，これだけではまだ實用には供し得ない．現在のような電力網の發達した場合には，發電機は單獨で運轉されることはほとんどなく，並列運轉を行い大きな電力系統を作り給電しているため，系統全體として負荷に變動があつた時，各發電機はその分に應じた電力を出すようにせねばならない．この並列運轉の場合は各水車發電機の回轉數を支配するのは，系統のサイクルであるから，もし第３圖のような調速機を用いるとすれば，これはどんな負荷に對しても完全に規定速度で運轉するようになつているから，負荷が變動して，系統のサイクルがこの規定速度に相當したサイクルの上下に變化した場合，この水車はただちに全負荷から無負荷，あるいは無負荷より全負荷と急激に變化することとなる．これを防ぐために並列運轉の場合は，必ずある定位性を與えて，系統全體の制御の安定をはからねばならない．そのためには第３項で述べた剛性復原と第４項で述べた彈性復原を並用して，第４圖のような構造にする必要がある．



第３圖　彈性復原をもつ調速機

この機構は第３圖の場合と同樣，一時的にダッシュポットを介して大きく復原させ，安定後の變位はある要求された値をもつように支點 S_1, S_2 の位置を定めればよい．現在では全負荷と無負荷との間で φ が約3% の變化をもつように安定後の位置を決めている．この全負荷と無負荷との間の速度變化を規定回轉の百分率で表したものを速度調定率，またはスピード・ドループとよんでいる．



第４圖　定位性をもたせた彈性復原

6. 結 言

現在各社で種々の機構の調速機が製作されていが，機構の基本は結局第４圖に示されたものと同一で，ただスピーダーの機構，配壓弁の構造等が種々異つているため，それに從い復原の機構も異つて，まるで別な機械であるとの印象をさえうけるものもある．しかし原理としては，第４圖と變りなく，ただ速度を自由に變えたり，出力を任意に制限し得るようにしたりするために，速度調整機構，負荷制限機構等が附加され，更にわが國獨特の要求である 50〜, 60〜 共用のためのサイクル切換裝置，あるいは，各種の保護裝置等が設けられるようになり，かなり複雜なものになつてくるわけである．