ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР
Ֆիզ.-մաթ., բն. և տեխ. գիտ. 1, № 7, 1948 Физ.-мат., естеств. и тех. науки

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Н. А. Картвелишвили

К вопросу о законе регулирования гидравлических турбин

Закон регулирования гидравлической турбины, то есть форма зависимости, согласно которой изменяется с течением времени величина открытия направляющего аппарата турбины при ее регулировании в случае аварийного сброса или наброса нагрузки, имеет существенное значение для расчета временной неравномерности регулирования и гидравлического удара в трубопроводе, питающем турбину.

В подавляющем большинстве работ по этим вопросам указанная зависимость принимается линейной и считается, что время регулирования, то есть время, затрачиваемое на перемещение регулирующих органов турбины из положения, имевшего место при нагрузке до аварии в положение, соответствующее нагрузке, устанавливающейся после аварии, пропорционально величине изменения нагрузки. Между тем, линейный закон регулирования имеет место только при наличии строго определенных и далеко не всегда встречающихся условий.

Форма закона регулирования зависит от соотношений между параметрами регулятора скорости турбины и, в первую очередь, от соотношений между величинами, входящими в уравнение сервомотора.

Нами [1] был дан вывод уравнения сервомотора с учетом всех его нелинейностей. Однако, в этом выводе были допущены некоторые неточности в части учета гидравлических сопротивлений в масляной системе регулятора. В выводе, который дается ниже, эти неточности устранены.

Равнодействующая P сил давления масла на поршень сервомотора уравновешивается (если не учитывать незначительной инерции поршня и других движущихся деталей) сопротивлением R, оказываемым направляющим аппаратом турбины при повороте лопаток. Рассматривая обыкновенный (не дифференциальный) сервомотор, давления p_1 и p_2 по разные стороны его поршня можно выразить так:

$$p_1 = p_0 - \gamma\zeta\frac{v^2}{2g}, \qquad p_2 = \gamma\zeta\frac{v^2}{2g}$$

или так:

$$p_1 = \gamma\zeta\frac{v^2}{2g}, \qquad p_2 = p_0 - \gamma\zeta\frac{v^2}{2g}$$

в зависимости от того, какая из полостей цилиндра сервомотора, при данном положении золотниковой иглы, сообщается с масловоздушным котлом регулятора, и какая — с масляным резервуаром. В этих формулах

p_0 — давление в масловоздушном котле,

γ — объемный вес масла,

ζ — коэффициент сопротивления масляной системы регулятора

v — скорость течения масла в маслопроводах, приведенная к площади окон золотника.

Учитывая, что $P = F_s\,(p_1 - p_2)$, где F_s — площадь поршня сервомотора, можно написать

$$p_0F_s - 2\gamma\zeta F_s\frac{v^2}{2g} = \pm R \qquad 1$$

Скорость v можно выразить через скорость перемещения поршня сервомотора

$$v = \frac{F_s}{F_c}\;\frac{dz_s}{dt} \qquad 2$$

где t — время, z_s — ход поршня, а F_c — площадь окон золотника (только верхних, или только нижних). Для определенности будем считать, что z_s отсчитывается от того положения, которое занимает поршень сервомотора, когда направляющий аппарат турбины полностью закрыт.

Коэффициент сопротивления ζ может быть выражен суммой

$$\zeta = \zeta_т + \zeta_м + \zeta_c \qquad 3$$

в которой $\zeta_т$ учитывает потери на трение в маслопроводе, $\zeta_м$ — потери на местные сопротивления в маслопроводе и ζ_c — потери в золотнике. Как было показано в работе Аркина [2],

$$\zeta_c = \zeta' + \left(\frac{F_т}{\varepsilon\Delta F_c}\right)^2\zeta'' + \left(\frac{F_т}{\varepsilon\Delta F_c} - 1\right)^2 \qquad 4$$

где первым членом учитываются потери на трение в стакане золотника, вторым членом — потери на трение в окнах золотника и третьим членом — потери на расширение струи масла при выходе из окон золотника. В формуле 4

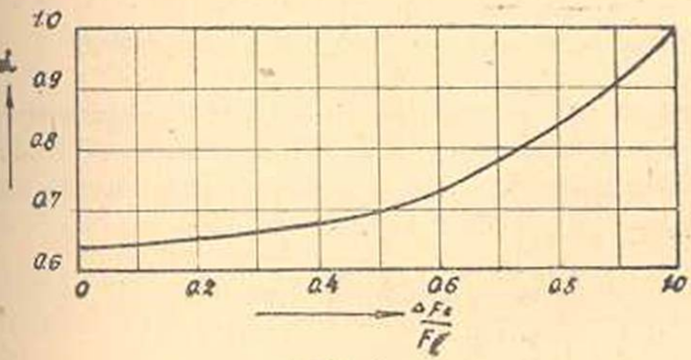
$F_т$ — площадь сечения маслопровода,

ε — коэффициент сжатия струи масла в окнах золотника,

ΔF_c — площадь открытой части окон.

Аркиным было установлено, что второй член правой части уравнения 4 пренебрежимо мал и может быть отброшен, а коэффициент ε может быть принят таким же, как для воды, по данным опытов Вейсбаха. На фиг. 1 дана кривая зависимости между ε и отношением $\frac{\Delta F_c}{F_1}$, где F_1 — площадь сечения стакана золотника за вычетом площади сечения иглы, построенная Аркиным на основании указанных опытов.

Таким образом



Фиг. 1

$$\zeta = \zeta_т + \zeta' + \zeta_0 + \left(\frac{F_т}{\varepsilon \Delta F_c} - 1\right)^2 \qquad 5$$

здесь $\zeta_м = \mathrm{const}$. Величины $\zeta_т$ и ζ' постоянны при турбулентном движении масла и обратно пропорциональны скорости его течения при ламинарном движении. Так как движение в маслопроводах всегда неустановившееся, при котором, как следует полагать, диапазон чисел Рейнольдса, соответствующий ламинарному режиму значительно уже, чем при установившемся движении, то мы будем считать движение турбулентным; примем, что

$$\zeta_т + \zeta' + \zeta_0 = \zeta_0 = \mathrm{const},$$

и учитывая, что для прямоугольных золотниковых окон $\Delta F_c = b(z_c)$, где b — суммарная ширина окон, а z_c — перемещение золотниковой иглы, перепишем уравнение 5 окончательно так:

$$\zeta = \zeta_0 + \left[\frac{k_1}{|x_c|\, \varepsilon(k_2 |x_c|)} - 1\right]^2 \qquad 6$$

где

$$x_c = \frac{z_c}{h_c}, \quad k_1 = \frac{F_т}{F_c}, \quad k_2 = \frac{F_c}{F_1}$$

а h_c — высота окон.

Подставляя в уравнение 1 значения v и ζ из формул 2 и 6, получим:

$$T'_s \frac{dx_s}{dt} = \varphi(x_c) \sqrt{1 \pm \frac{R}{p_0 F_s}} \qquad 7$$

где

$$x_s = \frac{z_s}{z_{s_*}},\quad T'_s = \frac{F_s\, Z_{s_*}}{F_c}\sqrt{\frac{\gamma}{g p_0}}$$

$$\varphi(x_c) = \frac{x_c\ \varepsilon(\kappa_2 |x_c|)}{\sqrt{\zeta_0\, x^2_c\ [\varepsilon(\kappa_2|x_c|)]^2 + [\kappa_1 - |x_c|\ \varepsilon(\kappa_2|x_c|)]^2}} \qquad 8$$

При этом очевидно, что в формуле 8 нужно принимать $\varepsilon(\kappa_2 |x_c|) = 1$ при $\kappa_2|x_c| \geqslant 1$ и $\varphi(x_c) = \pm\varphi(1)$ при $|x_c| \geqslant 1$, то есть когда окна золотника полностью открыты. Здесь z_{s_*} полный ход поршня сервомотора.

Ряд подсчетов, на которых мы не будем останавливаться, показывает, что функция $\varphi(x_c)$ при $|x_c| \leqslant 1$ очень мало отличается от линейной функции $\varphi(x_c) = \varphi(1) x_c$. Поэтому, уравнение 7 можно переписать так:

$$T_s \frac{dx_s}{dt} = x_c \sqrt{1 \pm \frac{R}{p_0 F_s}} \quad \text{при } |x_c| \leqslant 1 \qquad 9'$$

$$T_s \frac{dx_s}{dt} = \pm\sqrt{1 \pm \frac{R}{p_0 F_s}} \quad \text{при } |x_c| \geqslant 1 \qquad 9''$$

причем $T_s = T'_s / \varphi(1)$. Знак в подкоренных выражениях в этих формулах определяется, исходя из того, что подкоренное выражение должно быть больше единицы, если действие воды на лопатку способствует ее перемещению при данном направлении движения поршня сервомотора, и меньше единицы—в противном случае.

Как было показано в нашей работе [1],

$$R = M\frac{d\beta}{dx_s} \qquad 10$$

где β—угол поворота направляющих лопаток, а M—суммарный момент, необходимый для поворота всех лопаток, определяемый по формуле

$$M = \frac{\gamma Q^2}{gS} D\delta_1 \pm \frac{1}{2} fd \sqrt{\left[\gamma S(H - H_s)\delta_2 + \frac{\gamma Q^2}{gS}\delta_3\right]^2 + \left(\frac{\delta Q^2}{gS}\delta_4\right)^2} \qquad 11$$

в которой $S = \pi Dh$,

D—диаметр окружности, на которой располагаются оси направляющих лопаток,

h—высота лопаток,
γ—объемный вес воды,
g—ускорение силы тяжести,
Q—расход турбины,
H—напор,
H_s—высота всасывания,

d—диаметр цапф направляющих лопаток,

f—коэффициент трения в цапфах,

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$,—отвлеченные коэффициенты—функции угла поворота лопаток β.

Так как расход всех турбин приблизительно пропорционален квадратному корню из напора и открытию направляющего аппарата α*, то есть

$$\frac{Q}{Q_*} = \alpha \sqrt{\frac{H}{H_*}} \qquad 12$$

где Q_* и H_*—значения Q и H при номинальном режиме. Пренебрегая высотой всасывания по сравнению с полным напором, формулу 11 можно представить в виде:

$$M = \frac{H}{H_*}\gamma\left\{\frac{Q_*\alpha^2}{gS}D\delta_1 \pm \frac{1}{2}fd\sqrt{\left[SH_*\delta_2 + \frac{Q^2_*\alpha^2}{gS}\delta_3\right]^2 + \left(\frac{Q^2_*\alpha^2}{gS}\delta_4\right)^2}\right\}$$

Произведение выражения, стоящего в фигурных скобках, на объемный вес воды γ обозначим через M_0; тогда, в силу формулы 10

$$R = \frac{H}{H_*}M_0\frac{d\beta}{dz_s} = \frac{H}{H_0}R_0 \qquad 13$$

Величины M_0 и R_0 суть соответственно момент, необходимый для поворота направляющих лопаток и усилие, которое необходимо приложить к поршню сервомотора для создания этого момента при постоянном напоре $H = H_*$. Очевидно, что M_0 и R_0 зависят только от величины x_s.

Уравнения 9′ и 9″ теперь могут быть перемещены так:

$$T_s\frac{dx_s}{dt} = x_c\sqrt{1 - \xi\psi(x_s)} \qquad \text{при } |x_c| < 1 \qquad 14'$$

$$T_s\frac{dx_s}{dt} = \pm\sqrt{1 - \xi\psi(x_s)} \qquad \text{при } |x_c| \geq 1 \qquad 14''$$

где $\xi = \frac{H}{H_*}$, а функция ψ определяется выражением:

$$\psi(x_s) = \pm\frac{R_0}{p_0 F_s} \qquad 13$$

На фиг. 2 даны примерные кривые зависимости величины $\pm M_0$ от просвета между лопатками направляющего аппарата, заимствованные из книги Пинегина [1]. Приблизительно такой же вид имеют и кривые зависимости величины $\pm R_0$ от x_s. Эти кривые, как

* Это совершенно точно только для активных турбин. Для турбин реактивных более точная зависимость дается в нашей другой работе [3].

d — диаметр цапф направляющих лопаток,

f — коэффициент трения в цапфах,

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ — отвлеченные коэффициенты — функции угла поворота лопаток β.

Так как расход всех турбин приблизительно пропорционален квадратному корню из напора и открытию направляющего аппарата α*, то есть

$$\frac{Q}{Q_*} \cong \alpha \sqrt{\frac{H}{H_*}} \qquad 12$$

где Q_* и H_* — значения Q и H при номинальном режиме. Пренебрегая высотой всасывания по сравнению с полным напором, формулу 11 можно представить в виде:

$$M = \frac{H}{H_*} \gamma \left\{ \frac{Q_*\alpha^2}{gS} D\delta_1 \pm \frac{1}{2} fd \sqrt{\left[SH_*\delta_2 + \frac{Q^2_*\alpha^2}{gS}\delta_3 \right]^2 + \left(\frac{Q^2_*\alpha^2}{gS}\delta_4 \right)^2} \right\}$$

Произведение выражения, стоящего в фигурных скобках, на объемный вес воды γ обозначим через M_0; тогда, в силу формулы 10

$$R = \frac{H}{H_*} M_0 \frac{d\beta}{dz_s} = \frac{H}{H_0} R_0 \qquad 13$$

Величины M_0 и R_0 суть соответственно момент, необходимый для поворота направляющих лопаток и усилие, которое необходимо приложить к поршню сервомотора для создания этого момента при постоянном напоре $H = H_*$. Очевидно, что M_0 и R_0 зависят только от величины x_s.

Уравнения 9′ и 9″ теперь могут быть перемещены так:

$$T_s \frac{dx_s}{dt} = x_c \sqrt{1 - \xi\psi(x_s)} \qquad \text{при } |x_c| < 1 \qquad 14'$$

$$T_s \frac{dx_s}{dt} = \pm \sqrt{1 - \xi\psi(x_s)} \qquad \text{при } |x_c| \geq 1 \qquad 14''$$

где $\xi = \frac{H}{H_*}$, а функция ψ определяется выражением:

$$\psi(x_s) = \pm \frac{R_0}{p_0 F_s} \qquad 13$$

На фиг. 2 даны примерные кривые зависимости величины $\pm M_0$ от просвета между лопатками направляющего аппарата, заимствованные из книги Пинегина [1]. Приблизительно такой же вид имеют и кривые зависимости величины $\pm R_0$ от x_s. Эти кривые, как

* Это совершенно точно только для активных турбин. Для турбин реактивных более точная зависимость дается в нашей другой работе [3].

и следовало ожидать, различны при открытии и закрытии турбины.

Под открытием направляющего аппарата турбины подразумевается или отношение α_1 просвета между лопатками к просвету при работе турбины с полной нагрузкой или отношение α расхода турбины при данном положении направляющих лопаток, номинальном напоре и номинальном числе оборотов к расходу при полной нагрузке. Как α_1, так и α всецело определяются величиной x_s, но, вообще говоря, $\alpha_1 \neq \alpha$. В теории гидравлического удара удобнее определять открытие турбин величиной α, чего мы и будем придерживаться.

На основании всего изложенного можно притти к заключению, что обычно принимаемый линейный закон регулирования имеет место в действительности только при соблюдении следующих условий:

1. Параметры регулятора скорости подобраны так, что при данном сбросе или набросе нагрузки окна масло распределительного золотника регулятора открываются полностью в самом начале процесса регулирования, который происходит, поэтому, по уравнению 14.

2. Предельное усилие сервомотора $p_0 F_s$ значительно больше максимальной (в данном диапазоне изменения x_s) величины усилия R_0, фактически необходимого для поворота лопаток, так что величина $\xi\varphi(x_s)$, пренебрежимо мала по сравнению с единицей, в силу чего уравнение 14" может быть переписано так:

$$T_s \frac{dx_s}{dt} = \pm 1,$$

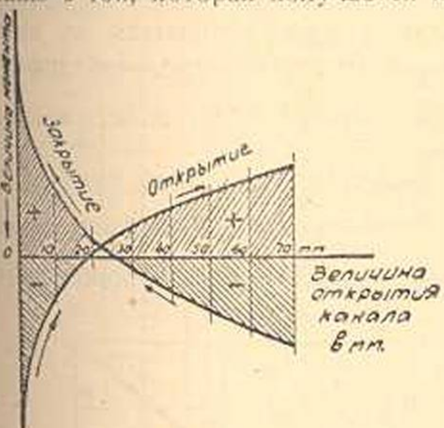
откуда

$$x_s = \pm \frac{t}{T_s} + \text{const} \qquad 16$$

3. Открытие турбины α есть линейная функция хода поршня сервомотора x_s, то есть с достаточной точностью можно принять, что $\alpha = x_s$.

Если хотя бы одно из этих условий не удовлетворено, закон регулирования будет отличаться от линейного. Как показывает ряд подсчетов, третье из этих условий большей частью удовлетворяется. Первое условие, обычно, так же удовлетворяется. Турбостроительные заводы стремятся конструировать золотники так, чтобы их окна открывались полностью по возможности через очень короткое время после сброса или наброса нагрузки, чем достигается компактность и экономность конструкций золотников. Учитывая эту тенденцию и пренебрегая теми незначительными промежутками времени в начале и в конце процесса регулирования, когда окна золотника открыты лишь частично, можно считать, что весь процесс перемещения регулирующих органов турбины из положения соответствующего нагрузке, имевшей место до аварии ($\alpha = \alpha_0$) в положение, соответствующее нагрузке, устанавливающейся после аварии ($\alpha_0 = \alpha_k$, совершается при $|x_c| \geq 1$ по уравнению 14".

Что касается второго условия, то до последних лет многие заводы предусматривали значительные запасы в предельных усилиях сервомоторов, $p_0 F_s$, по сравнению с фактически необходимыми R, то есть задавали $p_0 F_s \gg |R_0|$ max. В настоящее время заводы отступают от этого принципа конструирования регуляторов, по двум причинам: во-первых в силу стремления к компактности и экономности сервомотора и масляной системы регулятора, а во-вторых, именно потому, что уменьшение величины $p_0 F_s$ по сравнению с R_0 приводит к нелинейному закону регулирования, который в целом ряде случаев дает смягчение величины гидравлического удара по сравнению с той, которая получается при линейном законе.



Фиг. 2

Для оценки тех соотношений между $p_0 F_s$ и R, при которых закон регулирования можно считать линейным, нет необходимости исходить из точных данных о значениях функции ψ, достаточно руководствоваться ее общим характером. Общее течение функции $\pm M_0$ (фиг. 2) подсказывает, что с достаточной для качественных суждений точностью, величину

$$\Pi = \sqrt{1 - \xi\varphi(x_s)},$$

в интервале изменения x_s от $x_s = x_{s*}$ (холостой ход агрегата) до $x_s = 1$ (полная нагрузка), можно рассматривать как линейную функцию x_s. Тогда, полагая, что $\Pi = 1$ при $x_s = x_{s*}$, будем иметь

$$\Pi = \frac{x_s - x_{s*}}{1 - x_{s*}} [\Pi(1) - 1] + 1, \qquad 18$$

где $\Pi(1) = \sqrt{1 - m}$, а m есть значение $\xi\psi(x_s)$ при $x_s = 1$.
Из уравнений 14", 17 и 18 легко получить:

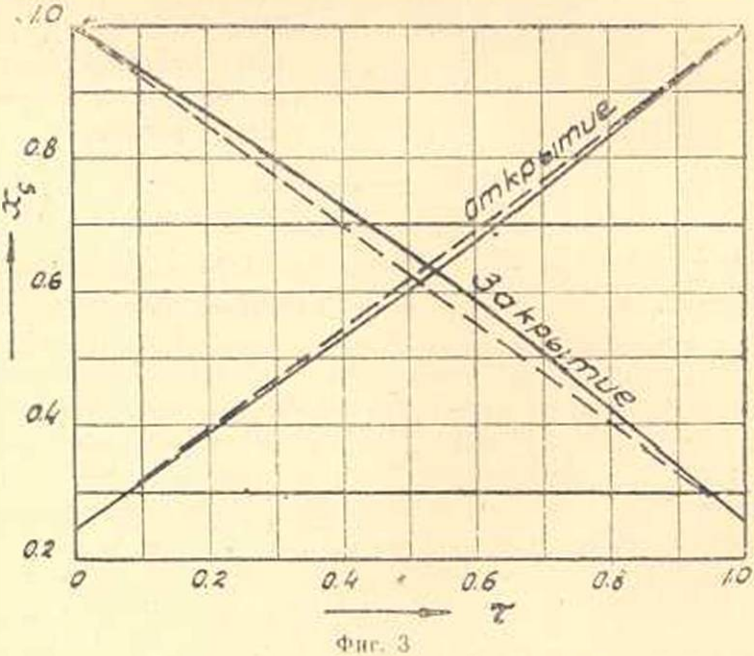
$$x_s = (x_{s0} + A)e^{f\tau} - A,$$

где x_{s0}—значение x_s при $t = 0$ и

$$\tau = \frac{t}{(1 - x_{s*})T_s}, \qquad T = \frac{T_s}{\Pi_{cp}}, \qquad \Pi_{cp} = \frac{\Pi(1) + 1}{2},$$

$$f=\frac{2\,|\,\Pi(1)-1\,|}{\Pi(1)+1},\qquad A=\frac{1-x_{s*}\Pi(1)}{\Pi(1)-1}$$

Здесь $\Pi_{ср}$ есть среднее значение величины Π. Если же принять более грубо $\Pi=\mathrm{const}=\Pi_{ср}$, то мы получим линейный закон регулирования 16, с той лишь разницей, что вместо постоянной времени сервомотора T_s в нем будет фигурировать постоянная T_0. На фиг. 3 даны графики зависимости x_s от τ по формуле 19 (сплошные линии) и 16 (пунктир) при $T_s=T_0$, для случая $x_{s*}=0{,}25$, $|m|=\frac{1}{2}$. Как видим, при $|m|=2\frac{1}{2}$, фактический закон регулирования можно еще заменять линейным законом, но, разумеется, только в диапазоне $x^*_s<x_s<1$; при близких к нулю значениях x_s, закон регулирования, как видно из фиг. 2, будет существенно отличаться от линейного закона. Более детальные подсчеты показывают, что значение $|m|=\frac{1}{2}$ и является, приблизительно, практической границей приемлемости предположения о линейном законе регулирования: при $|m|>\frac{1}{2}$ наблюдаются уже существенные отклонения от линейного закона, а при $|m|<\frac{1}{2}$ закон регулирования все более и более приближается



Фиг. 3

к линейному. Этот вывод можно сформулировать так: при значениях открытия турбины α больших, чем то значение, которое соответствует холостому ходу, закон регулирования можно считать линейным, если предельное усилие сервомотора не менее, чем в два раза превосходит усилие, фактически необходимое для поворота направляющих лопаток при их полном открытии. Если указанное условие не соблюдено, но значения гидравлического удара $\Delta\xi = \xi - 1$ не очень велики по абсолютному значению ($|\Delta\xi| < 0{,}35 - 0{,}40$), то, как показывают подсчеты, в уравнении 14″ без особой погрешности можно принять $\xi = 1$. Тогда закон регулирования определится выражением

$$t = \pm T_s \int \frac{dx_s}{\sqrt{1 - \psi(x_s)}} + C \qquad 20$$

Поскольку функция $\psi(x_s)$ задается графически или таблично, на основании данных заводских испытаний направляющих аппаратов, то вычисление интеграла в выражении 20 выполняется графическим или численным способом.

Фиг. 4

При больших значениях $\Delta\xi$ закон регулирования не может быть заранее задан. В этом случае расчет гидравлического удара должен выполняться последовательными приближениями. В первом приближении можно принять в уравнении 14″ $\xi = 1$ и интегрированием этого уравнения получить в первом приближении закон регулирования $x_s = x'_s(t)$, по которому определить первое приближение величины $\xi = \xi'(t)$. Построив график зависимости ξ' от x'_s, можно положить в уравнении 14″ $\xi\psi(x_s) = \xi'\psi(x'_s)$ и получить таким же путем второе приближение $x_s = x''_s(t)$ и $\xi = \xi''(t)$ и так далее*.

* В данном случае предполагается, что величина гидравлического удара не зависит от числа оборотов машины, которое изменяется при регулировании. В действительности это не так, поскольку расход реактивных турбин зависит от числа оборотов. Однако, произведенные нами подсчеты, которые здесь не приводятся, как не имеющие прямого отношения к предмету данной статьи, показали, что в расчетах гидравлического удара с этой зависимостью можно не считаться.

Как уже указывалось, подбором надлежащей формы закона регулирования или, точнее, функции $\psi(x_s)$, можно добиться смягчения величины гидравлического удара. Так, например, если при линейном законе регулирования наибольший удар получается в конце первой фазы, то целесообразно несколько снизить скорость регулирования в начале процесса; если же наибольшим ударом является удар в конце закрытия турбин, то целесообразно ускорить регулирование в начале процесса и замедлить в конце.

На вопросе о наивыгоднейшей форме закона регулирования, детально освещенном в работе Кривченко [4], мы здесь не будем останавливаться.

Нужно иметь в виду, что турбостроительные заводы имеют возможность варьировать форму функции $\psi(x_s)$, в общем, в довольно широких пределах, подбором соответствующей величины отношения m, той или иной балансировкой направляющих лопаток и рядом других конструктивных мероприятий. Все это позволяет подойти к расчету гидравлического удара при проектировании гидроэлектрических станций с несколько иной точки зрения, чем это обычно делается. Инженеру, проектирующему силовой узел гидроэлектрической установки, истинный закон регулирования, как правило, не бывает известен и расчет гидравлического удара ведется обычно по формулам, выведенным для линейного закона регулирования. Правильнее, однако, поставить вопрос так, что при проектировании станции должен быть найден закон регулирования, который даст наименьшее значение максимальной величины удара. Этот закон будет, конечно, подлежать дальнейшему уточнению на заводе, поставляющем гидромеханическое оборудование, но, тем не менее, такая постановка вопроса гораздо ближе подведет проектировщика силового узла к истинным значениям удара, чем, например, расчет по формулам Аллиеви. Практически, конечно, нет никакого смысла отыскивать закон регулирования в форме какой-то кривой $x_s = x_s(t)$. Вполне достаточно считать, что эта кривая может быть с требуемой точностью аппроксимирована ломаной, состоящей из 2—3 прямых отрезков, и отыскивать форму такой ломаной.

До сих пор мы считали, что процесс регулирования, или, точнее говоря, большая часть этого процесса, протекает в соответствии с уравнением 14″. Рассмотрим теперь случай, когда регулирование осуществляется по уравнению 14′.

В этом случае, даже при $p_0 F_s >> |R_0|_{max}$ закон регулирования не только не может быть принят линейным, но и вообще не может быть заранее задан; его можно выяснить только в результате совместного интегрирования всех уравнений машины и регулятора.

Имея в виду опять только качественную сторону дела примем, что $p_0 F_s >> |R_0|_{max}$ и напишем уравнение 14′ приближенно в таком виде:

$$\frac{dx_s}{dt}=\frac{x_c}{T_s} \qquad 21$$

Считая, далее, что регулятор турбины не имеет промежуточных ступеней усиления и установлен на нулевую остаточную неравномерность, напишем известные уравнения регулирования (без учета нелинейностей):

уравнение маятника

$$x_r = a(1-\varphi), \qquad 22$$

уравнение золотника

$$x_r = x_c + x_k\,, \qquad 23$$

уравнение выключателя (обратной связи)

$$\frac{dx_k}{dt}=\mu\,\frac{dx_s}{dt}-\frac{x_k}{T_k}, \qquad 24$$

где x_r и x_k — относительные перемещения муфты маятника и тяги выключателя, φ — относительное число оборотов машины, μ, a и T_k — постоянные регулятора, причем

$$a=\frac{100z_r}{h_c\,\delta} \qquad 25$$

Здесь δ — степень неравномерности маятника в %, а z_r — перемещение муфты маятника при изменении числа его оборотов на величину δ.

В уравнении машины

$$M=P+T_a\,\frac{d\varphi}{dt}, \qquad 26$$

где T_a — постоянная инерции, электрический момент P будем считать постоянным. Механический же момент M зависит от величины x_s, числа оборотов φ и напора ξ. Зависимость момента M от напора ξ исключает возможность задания закона регулирования независимо от расчета гидравлического удара. Но, чтобы выяснить общий характер закона регулирования в рассматриваемом случае, мы будем считать момент M линейно зависящим только от x_s:

$$M=\frac{x_s-x_{s*}}{1-x_{s*}} \qquad 27$$

Из уравнений 21—24, 26 и 27 следует

$$\frac{d^3x_s}{d\tau^3}+(1+K)\frac{d^2x_s}{d\tau^2}+A\,\frac{dx_s}{d\tau}+AKx_s=AK[P(1-x_{s*})+x_{s*}], \qquad 28$$

где

$$\tau=\frac{\mu}{T_s}t,\quad K=\frac{T_s}{\mu_1 T_k},\quad A=\frac{a\,T_k}{(1-x_{s*})\mu^2 T_s}$$

Из уравнения 26 и начальных условий

$$\frac{x_s-x_{s*}}{1-x_{s*}}=M_0,\quad \frac{dx_s}{d\tau}=\frac{d^2x_s}{d\tau^2}=0 \text{ при } \tau=0$$

получается

$$\frac{M-P}{M_0-P}=Y(\tau) \qquad 29$$

Если считать, что характеристическое уравнение, соответствующее уравнению 28 имеет один вещественный корень α_1 и два комплексных $\alpha_2\pm\beta i$, как это и бывает в большинстве случаев, то

$$Y(\tau)=\frac{(\alpha_2^2+\beta^2)l^{\alpha_1\tau}+[\frac{\alpha_1}{\beta}(\alpha_2^2-\alpha_1\alpha_2-\beta^2)\sin\beta\tau+\alpha_1(\alpha_1-2\alpha_2)\cos\,\beta\tau]l^{\alpha_2\tau}}{(d_1-d_2)^2+\beta^2} \qquad 30$$

На фиг. 4 дается кривая $Y=Y(\tau)$ при $K=1$, $A=10$. При этих значениях K и A, приблизительно средних из практически возможных, $\alpha_1=-0{,}55$, $\alpha_2=-0{,}73$ $\beta=3{,}01$.

Функция Y определяет закон и продолжительность регулирования. Как видно из фиг. 4 и формулы 30 закон регулирования в данном случае не имеет ничего общего с линейным законом, а продолжительность регулирования не зависит от величины M_0-P, то есть от величины сброшенной или наброшенной нагрузки. Даже более того, нелинейности сервомотора и регулятора, а также зависимость механического момента M от гидравлического удара и числа оборотов машины, не учтенные в наших выкладках, приводят к тому, что в целом ряде случаев продолжительность регулирования при сбросе малых нагрузок оказывается больше, чем при сбросе больших нагрузок.

Установим теперь условия, при которых закон регулирования совершается по уравнению 14″. Так как в начале процесса регулирования обратная связь еще не оказывает заметного воздействия на золотник, то для начальных моментов можно принять $x_c\approx x_r$ и написать на основании уравнения 22

$$|x_c|=a\,|\triangle\varphi|, \qquad 31$$

где $\triangle\varphi$—относительное изменение числа оборотов машины. Из уравнений 31 и 25 следует, что окна золотника откроются полностью при изменении числа оборотов машины на $\triangle\varphi$ в том случае, если

$$\delta<100\,|\triangle\varphi|\,\frac{z_r}{h_c}.$$

Оценивая временную неравномерность регулирования при сбросах и набросах нагрузки в 35—50%, следует считать, что процесс регулирования может, с достаточной точностью, рассматриваться как полностью совершающийся по уравнению 14", если окна золотника полностью открываются при изменении числа оборотов машины на 3—4%, то есть, если

$$\delta < 3 \div 4 \frac{z_r}{h_c}$$

В заключение нужно остановиться на вопросе о так называемых коротких ударах. Коротким называется удар при полном закрытии направляющего аппарата турбины от столь малого первоначального открытия, что время регулирования в точности равно величине фазы гидравлического удара в трубопроводе. Известно, что *если закон регулирования является линейным и время регулирования пропорционально величине первоначального открытия турбины,* то повышение давления при коротком ударе будет наибольшим возможным повышением давления в трубопроводе. Последнее положение, при оговоренных выше условиях (курсив) бесспорно вытекает из уравнений гидравлического удара, но само существование этих условий стоит под сомнением.

Очевидно, что при автоматическом регулировании скорости никакого коротного удара произойти вообще не может: при любом сбросе нагрузки регулятор турбины закроет ее направляющий аппарат не полностью, а лишь до положения, соответствующего холостому ходу. Полное закрытие может получиться только в результате очень сильной, практически недопустимой и поэтому не реальной перерегулировки.

Реально можно говорить о коротком ударе при полной автоматической остановке турбины под воздействием специальных реле, при разного рода эксплоатационных неполадках, например при перегреве подшипников. Но, как видно из фиг. 2, при малых открытиях очень сильно возрастает момент, необходимый для поворота направляющих лопаток, что должно привести к существенному снижению скорости закрытия. Поэтому короткий удар получается при первоначальных открытиях, значительно меньших, чем при линейном законе регулирования с одинаковой во всех случаях скоростью. Поэтому в действительности он будет меньше, чем это даст расчет, основанный на предположении о линейном законе регулирования. Если он все же оказывается больше удара при полном сбросе нагрузки, то он всегда может быть смягчен путем снижения скорости регулирования при малых открытиях соответствующим подбором формы функции $\phi(x_s)$.

Гидроэлектрическая лаборатория
Водно-Энергетического Института
Академии Наук Армянской ССР.

Поступило 3 XII 1948.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Н. А. Картвелишвили*—Неустановившийся режим работы аггрегатов гидроэлектрических станций. Изв. АН Азерб. ССР, № 4, 1945.
2. *Л. А. Аркин*—Итоги опытов по дросселированию масла. Сб. „Регулирование паровых турбин". ОНТИ, 1936.
3. *Н. А. Картвелишвили*—Гидравлический удар в установках с реактивными турбинами. Изв. АН Арм. ССР, № 2, 1948.
4. *Г. И. Кривченко*—Уточненные методы расчета гидравлического удара. Гидротехническое Строительство, № 10, 1947.

Ն. Ա. Քարթվելիշվիլի

ՀԻԴՐԱՎԼԻԿԱԿԱՆ ՏՈՒՐԲԻՆՆԵՐԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐՄԱՆ ՕՐԵՆՔԻ ՄԱՍԻՆ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոդվածում դուրս է բերված տուրբինի սերվոմոտորի ճշտված հավասարումը, որի հիման վրա տրվում է տուրբինի կարգավորման մեխանիզմների փակման և բացման օրենքի վերլուծումը։

Հեղինակը ցույց է տալիս, որ հիդրավլիկական հարվածը հաշվելիս կարգավորման գծային օրենքը ճիշտ է միայն այն դեպքում, երբ սերվոմոտորի առաջացրած մաքսիմալ լարումները տուրբինների կարգավորող մեխանիզմների տեղափոխման համար փաստորեն անհրաժեշտ լարումներից մեծ են վերցրված։ Նա նաև հետազոտում է կարգավորման օրենքի հնարավոր ձևերն այն դեպքում, երբ լարումների չափազանց մեծ պաշար տեղի չունի։ Այնուհետև հեղինակը ցույց է տալիս, որ հիդրավլիկական հարվածը հաշվելիս, որպեսզի ընդհանրապես կարելի լինի կարգավորման օրենքը տալ նախօրոք, անհրաժեշտ է կարգավորիչի չափերի այնպիսի ընտրություն, որպեսզի նրա յուղաբաշխիչ գոլոտնիկի անցքերն անցման պրոցեսի ընթացքում բացվեն ամբողջովին։ Հակառակ դեպքում կարգավորման օրենքը չի կարելի նախօրոք տալ, այլ կարելի է պարզել միայն կարգավորիչի և հիդրավլիկական հարվածի հավասարումների համատեղ լուծման միջոցով։