

Автоматика и телемеханика. № 1

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.39
ББК 32
А22

А22 Автоматика и телемеханика. № 1 / – М.: Книга по Требованию, 2022. – 204 с.

ISBN 978-5-458-60467-3

ISBN 978-5-458-60467-3

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2022

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2022

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Серия Книжный Ренессанс

www.samizday.ru/reprint



Академик В. С. КУЛЕБАКИН

У К А З

ПРЕЗИДИУМА ВЕРХОВНОГО СОВЕТА СССР

**О награждении работников Московского энергетического
института им. В. М. Молотова**

В ознаменование 35-летия Московского энергетического института им. В. М. Молотова, за выдающиеся заслуги в деле вырашивания и воспитания энергетических кадров для народного хозяйства наградить:...

ОРДЕНОМ «ЗНАК ПОЧЕТА»

...КУЛЕБАКИНА Витора Сергеевича — академика, директора Института автоматики и телемеханики Академии Наук, ранее награжденного орденом «КРАСНОЙ ЗВЕЗДЫ»...

Председатель Президиума Верховного Совета СССР
М. Калинин
Секретарь Президиума Верховного Совета СССР
А. Горкин

Москва, Кремль, 13 декабря 1940 года.

Коллективы сотрудников Института автоматики и телемеханики Академии Наук СССР и Редакции журнала «Автоматика и телемеханика» горячо приветствуют академика Виктора Сергеевича Кулебакина, организатора и руководителя Института автоматики и телемеханики, по поводу награждения его орденом «Знак Почета».

Коллективы этих организаций выражают глубокое удовлетворение в связи с тем, что это уже вторая награда, которой Правительство СССР отмечает многогранную творческую деятельность выдающегося ученого.

ОТДЕЛ I

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ АВТОМАТИКИ И ТЕЛЕМЕХАНИКИ

ПРИМЕНЕНИЕ ОПЕРАТОРНОГО МЕТОДА К ИССЛЕДОВАНИЮ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ГИДРОТУРБИНЫ

Канд. техн. наук В. В. Солодовников

В начале статьи выводятся дифференциальные уравнения системы регулирования скорости гидротурбины с учетом явлений, возникающих в трубопроводе при перемещениях задвижки. В дальнейшем изложении формулируется критерий Найквиста и показывается, каким образом он может быть применен для анализа устойчивости рассматриваемой системы. В последней части статьи излагается метод, при помощи которого можно приблизительно определить вид кривой изменения скорости во времени, не пренебрегая параметрами трубопровода, и исследовать влияние этих параметров на ход процесса регулирования, не решая уравнения регулирования (при незначительных сбросах или набросах нагрузки, так как все уравнения системы регулирования предполагаются линейными).

Анализ влияния параметров, характеризующих машину и регулятор, на процесс регулирования скорости гидротурбины представляет собой весьма сложную задачу. Это объясняется, во-первых, тем, что существенную роль в процессе регулирования могут играть не только сосредоточенные параметры (параметры самой машины и регулятора), но и распределенные параметры (параметры трубопровода); вследствие этого некоторые из дифференциальных уравнений, описывающих процесс, являются дифференциальными уравнениями не в полных, а в частных производных. Во-вторых, некоторые из уравнений в полных производных представляют собой нелинейные дифференциальные уравнения.

Указанные причины сильно затрудняют математический анализ не только хода процесса регулирования (т. е. вида кривой изменения скорости во времени при сбросах и набросах нагрузки), но и исследование устойчивости системы регулирования. Поэтому при анализе процесса регулирования скорости гидротурбины обычно ограничиваются либо исследованием устойчивости комплекса турбина + регулятор при помощи критерия Гурвица, пренебрегая влиянием на устойчивость распределенных параметров трубопровода, либо производят графо-аналитическое исследование хода процесса регулирования, пренебрегая всеми параметрами регулятора; при этом в последнем случае предполагают, что положение поршня сервомотора направляющего аппарата представляет собой заданную функцию времени, а не переменную, изменение которой во времени определяется системой дифференциальных уравнений, описывающих комплекс: гидротурбина + регулятор + трубопровод.

В настоящей статье, насколько нам известно, впервые делается попытка, не пренебрегая ни параметрами регулятора, ни параметрами трубопровода, указать способ исследования не только устойчивости, но и хода процесса регулирования сложного комплекса:

гидротурбина + регулятор + трубопровод. Изложенный в работе метод анализа устойчивости и влияния параметров на ход процесса регулирования может быть применен для изучения не только систем регулирования скорости гидротурбины, но и любых других сложных систем, описываемых уравнениями высокого порядка, или содержащих, кроме сосредоточенных, еще и распределенные параметры.

Вывод уравнения регулирования скорости гидротурбины

Пренебрегая незначительными механическими потерями, уравнение гидротурбины можно представить в следующем виде:

$$N_1 = N_2 + N_T + N_D, \quad (1)$$

где N_1 — мощность, развиваемая турбиной, N_2 — электрическая мощность, N_T — мощность, необходимая для ускорения маховых масс, N_D — мощность, теряемая в демпферных обмотках или массивных полюсных башмаках.

N_1 определяется выражением

$$N_1 = \kappa \cdot Q \cdot H,$$

где κ — коэффициент полезного действия, Q — расход, H — напор. Или, полагая, что

$$Q = gzv$$

и

$$H = c \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где z — открытие, v — скорость течения воды, g — ускорение силы тяжести, получим:

$$N_1 = \kappa z \frac{v^3}{2}, \quad (2)$$

где $\kappa = c \kappa_1$.

Предположим теперь, что турбина питается от трубопровода (фиг. 1), присоединенного к резервуару бесконечно большой емкости.

Уравнения, описывающие неустановившийся режим в трубопроводе, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial x} &= \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t}, \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{g}{a^2} \frac{\partial y}{\partial t}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где y — гидродинамическое давление, a — скорость распространения гидравлического удара.

Граничное условие для уравнений (3) можно записать следующим образом:

$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{z}{z_0} \sqrt{\frac{y_1}{y_0}}, \quad (4)$$

где через v_1 и y_1 обозначены мгновенные значения скорости и давления в месте нахождения задвижки, а через v_0 и y_0 — значения скорости и давления, соответствующие открытию z_0 .

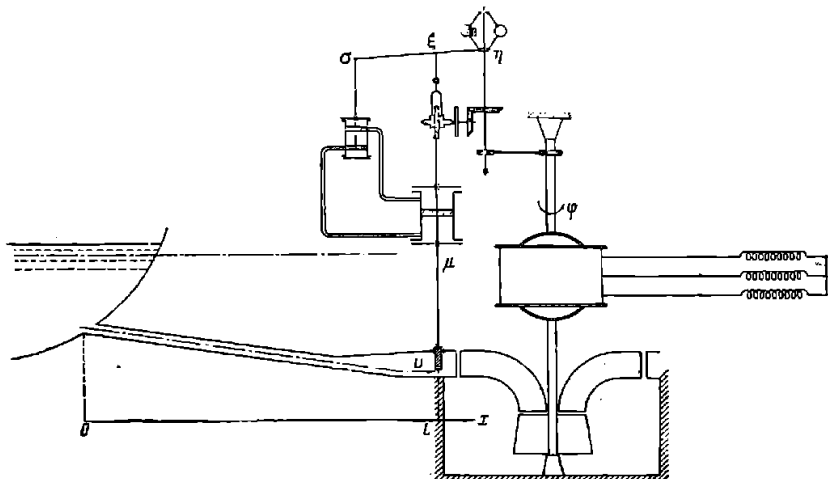
Условимся рассматривать лишь малые отклонения Δz , Δv , Δy переменных z , v , y от значений z_0 , v_0 , y_0 , соответствующих неко-

торому установившемуся состоянию. Тогда, вместо уравнения (4), мы можем написать:

$$\frac{\Delta v_1}{v_0} = \frac{\Delta z}{z_0} + \frac{1}{2} \frac{\Delta y_1}{y_0} \quad (5)$$

и вместо уравнения (2):

$$N_1 = \kappa z_0 \frac{v_0^3}{2} \left(1 + \frac{\Delta z}{z_0} + \frac{3}{2} \frac{\Delta y_1}{y_0} \right). \quad (6)$$



Фиг. 1

Или, вводя относительные переменные:

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \frac{\Delta z}{z_0} \\ \nu &= \frac{\Delta y}{y_0} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

получим:

$$N_1 = N_0 \left(1 + \mu + \frac{3}{2} \nu \right), \quad (8)$$

где

$$N_0 = \kappa z_0 \frac{v_0^3}{2}.$$

N_0 представляет собой мощность, развиваемую турбиной в том стационарном состоянии, отклонения от которого нами рассматриваются. Так как мы предполагаем, что переходный процесс в трубопроводе возникает вследствие движений задвижки, то очевидно, что ν должно быть связано с μ некоторой функциональной зависимостью. Найдем эту зависимость. Общее решение уравнений (3) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} y - y_0 &= F\left(t - \frac{x}{a}\right) + \phi\left(t + \frac{x}{a}\right), \\ v - v_0 &= -\frac{g}{a} F\left(t - \frac{x}{a}\right) + \frac{g}{a} \phi\left(t + \frac{x}{a}\right), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $F(t)$ и $\phi(t)$ — функции, определяемые из граничных условий, а x — расстояние, отсчитываемое вдоль оси трубопровода.

Так как при $x=0$, $y=y_0=0$, то

$$F(t) = -\phi(t), \quad (10)$$

т. е. происходит полное отражение.

Перепишем теперь выражения (9) для точки $x=L$ (см. фиг. 1) в операторной форме, принимая во внимание, что

$$F(t \pm \tau) = e^{\pm \tau p} F(t), \quad (11)$$

где $p \equiv \frac{d}{dt}$.

Учитывая уравнение (10), получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta y_1 &= y_1 - y_0 = (-e^{-\tau p} + e^{\tau p}) \phi(t), \\ \Delta v_1 &= v_1 - v_0 = \left(\frac{g}{a} e^{-\tau p} + \frac{g}{a} e^{\tau p} \right) \phi(t), \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $\tau = \frac{L}{a}$ представляет собой время, равное половине фазы гидравлического удара.

Исключая из уравнения (12) произвольную функцию времени $\phi(t)$ и принимая во внимание уравнение (5), найдем:

$$v = \frac{e^{\tau p} - e^{-\tau p}}{c_1 e^{\tau p} + c_2 e^{-\tau p}} u, \quad (13)$$

где

$$c_1 = \frac{2gy_0 - av_0}{2av_0}, \quad c_2 = \frac{2gy_0 + av_0}{2av_0}.$$

Итак, окончательно для мощности, развиваемой гидротурбиной, получаем:

$$N_1 = N_0 \left[1 + \left(1 + \frac{3}{2} \frac{e^{\tau p} - e^{-\tau p}}{c_1 e^{\tau p} + c_2 e^{-\tau p}} \right) u \right]. \quad (14)$$

Мощность N_D в первом приближении можно принять пропорциональной скольжению s :

$$N_D = \frac{N_0}{s_0} s = \frac{N_0}{s_0} \varphi,$$

где s_0 — скольжение, соответствующее полной нагрузке при асинхронном режиме, и $\varphi = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0}$ — относительное изменение угловой скорости. Мощность для ускорения маховых масс, очевидно, будет равна:

$$N_T = \frac{2,75 GD^2 n_0^2}{10^3} \frac{d\varphi}{dt},$$

где GD^2 — маховой момент и n_0 — номинальное число оборотов.

В стационарном состоянии мощность N_0 , развиваемая турбиной, должна равняться мощности N_z , потребляемой электрической сетью. Поэтому, если рассматривать небольшие отклонения от стационарного состояния, то можно предположить, что

$$N_z = N_0 + \Delta N,$$

где ΔN зависит от параметров генератора и конфигурации приключенной к нему электрической сети.

В том случае, когда нас интересует работа какого-либо отдельного агрегата, а не параллельная работа нескольких машин, мы можем считать, что закон изменения ΔN во времени нам задан. Изменения ΔN представляют собой те возмущающие воздействия, которые вызывают изменения регулируемой величины φ .

Подставляя полученные выражения для N_1 , N_z , N_T и N_D в уравнение (1), мы получаем уравнение регулирования гидротурбины в следующем виде:

$$(T_a p + \alpha) \varphi = f(t) + \left(1 + \frac{3}{2} \frac{e^{-p} - e^{-\beta p}}{c_1 e^{-p} + c_2 e^{-\beta p}} \right) \mu, \quad (15)$$

где

$$T_a = \frac{2,75 \cdot G D^2 \pi^2}{N_0} 10^{-3}, \quad \alpha = \frac{1}{s_0}$$

и $f(t) = \frac{\Delta N}{N_0}$ — заданная функция времени.

Второй член в правой части уравнения (15) характеризует влияние гидравлического удара на процесс регулирования.

Уравнения регулятора имеют вид:

уравнение центробежного маятника

$$(T_r^2 p^2 + T_k p + \delta) \eta = -\varphi, \quad (16)$$

уравнение золотника

$$(T_z p + 1) \sigma = \eta - \xi, \quad (17)$$

уравнение сервомотора

$$p \mu = \frac{\sigma}{T_s}, \quad (18)$$

уравнение изодромного механизма

$$(T_i p + 1) \xi = (\beta T_i p + i) \mu, \quad (19)$$

где T_r — собственный период колебаний маятника, T_k — постоянная времени катаракта, T_z — постоянная времени золотника, T_s — постоянная времени сервомотора, T_i — постоянная времени изодрома, δ — коэффициент неравномерности, i — коэффициент остаточной неравномерности. Следовательно, уравнение регулятора можно представить в следующем виде:

$$(T_z + 1) (T_r^2 p^2 + T_k p + \delta) [T_i T_s p^2 + (\beta T_i + T_s) p + i] \mu = - (T_i p + 1) \varphi. \quad (20)$$

Итак, мы получили совместные уравнения (15) и (20) объекта регулирования и регулятора.

Для того чтобы теперь перейти к исследованию поведения системы регулирования, необходимо, прежде всего, задаться видом функции $f(t)$. Наиболее интересно изучить поведение системы при

внезапных возмущениях. Поэтому мы предположим, что функция $f(t)$ представляет собой единичную функцию Хивисайда:

$$f(t) = [1].$$

На основании уравнений (15) и (20) уравнение регулирования скорости гидротурбины можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \left\{ (T_a p + \alpha) (T_s p + 1) (T_r^2 p^2 + T_k p + \delta) [T_i T_s p^2 + \right. \\ & \left. + (\beta T_i + T_s) p + i] + (T_i p + 1) \left[1 + \frac{3}{2} \frac{e^{\tau p} - e^{-\tau p}}{c_1 e^{\tau p} + c_2 e^{-\tau p}} \right] \right\} \varphi = \\ & = (T_s p + 1) (T_r^2 p^2 + T_k p + \delta) [T_i T_s p^2 + (\beta T_i + T_s) p + i] [1], \end{aligned} \quad (21)$$

или, если пренебречь постоянными времени T_r и T_k и постоянной α^* , то:

$$\begin{aligned} & \left\{ a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + 1 + \frac{3}{2} (T_i p + 1) \left(\frac{e^{\tau p} - e^{-\tau p}}{c_1 e^{\tau p} + c_2 e^{-\tau p}} \right) \right\} \varphi = \\ & = \left(\frac{a_4}{T_a} p^3 + \frac{a_3}{T_a} p^2 + \frac{a_2}{T_a} p + \delta i \right) [1], \end{aligned} \quad (21')$$

где

$$\begin{aligned} a_4 &= \delta T_i T_a T_s T_s, & a_3 &= \delta T_a T_s T_s + \delta T_s T_i T_a, \\ a_2 &= \delta T_a T_s + \delta \beta T_i T_a, & a_1 &= T_i + \delta_i T_a. \end{aligned}$$

Полученное уравнение слишком сложно для того, чтобы его можно было исследовать обычными методами, основанными на критерии Гурвица и на обычном способе нахождения решения дифференциальных уравнений, требующем определения корней характеристического уравнения.

Исследование устойчивости.

Основное препятствие, затрудняющее применение критерия Гурвица к уравнению (21), заключается в том, что оператор в левой его части представляет собой не полином, а трансцендентную функцию от p . Это объясняется тем, что процессы в трубопроводе описываются уравнениями в частных производных, так как параметры трубопровода являются распределенными.

Таким образом нам необходим критерий устойчивости, который было бы удобно применять к системам, содержащим не только сосредоточенные, но и распределенные параметры. Такого рода критерием является критерий устойчивости Найкуиста. Этот критерий применим к динамическим системам с обратной связью, содержащим в цепи обратной связи управляющий импеданс, а следовательно, и к системам регулирования¹.

Под управляющим импедансом здесь понимается такой элемент динамической системы, который обладает свойством пропускать возмущение лишь в одном направлении. Обычно отдельные элементы регулятора обладают таким свойством. Это означает, что можно

* Постоянная времени T_r обычно достаточно мала; постоянная α для случая больших генераторов (рассматриваемого в статье) также мала.

¹ В настоящей статье критерий Найкуиста впервые применяется к системе регулирования, содержащей распределенные параметры. На возможность применения критерия Найкуиста к системам регулирования было указано А. В. Михайловым (см. его статью «Метод гармонического анализа в теории регулирования», «Автоматика и телемеханика», № 3, 1938).