

ЭНЕРГЕТИКА

К. Х. ОВСЕПЯН

О РАСЧЕТЕ КАЧАНИЙ ГИДРОАГРЕГАТА ПРИ СБРОСАХ
 И НАБРОСАХ НАГРУЗКИ

Для правильного управления процессами производства и распределения электроэнергии в гидроэнергосистемах наряду с электрическими процессами, необходимо изучение и гидромеханических процессов. Такое изучение необходимо как средство для получения представления о мероприятиях, обеспечивающих благоприятный исход аварийного режима и нормального переходного режима. В статье рассматриваются переходные процессы гидроагрегата, которые вызываются внезапным изменением нагрузки, но происходят при малых изменениях скорости

$$\frac{d\delta}{dt} = 150 \div 200 \frac{\text{эл. гр.}}{\text{сек}}$$

Возникновение этих толчков нагрузки может быть обусловлено, как обычными эксплуатационными изменениями режима, так и аварийным отклонением какого-либо элемента системы. В настоящее время, наиболее общий метод, принятый при электромеханических расчетах, является численное интегрирование уравнения агрегата, но эти расчеты весьма трудоемкие и не гарантируют от накапливающейся от интервала к интервалу ошибки. Кроме этого, целый ряд физических факторов обычно учитывается недостаточно полно или совсем не учитывается.

В излагаемой методике решения линеаризованного уравнения синхронной машины, сделана попытка учесть характеристики гидротурбины, трубопровода и автоматического регулятора скорости при расчете угла выбега гидрогенератора работающего параллельно с системой большой мощности.

Мощность, отдаваемая гидрогенератором в сеть при постоянстве э. д. с. за переходным реактансом выражается уравнением

$$P = P' + P'' = \frac{E_d U}{x_d'} \sin \delta + \frac{U^2}{2} \frac{x_d' - x_q}{x_d' x_q} \sin^2 \delta. \quad (1)$$

Активная мощность, отдаваемая генератором, в основном, определяется первым членом уравнения. Второй член имеет значительно мень-

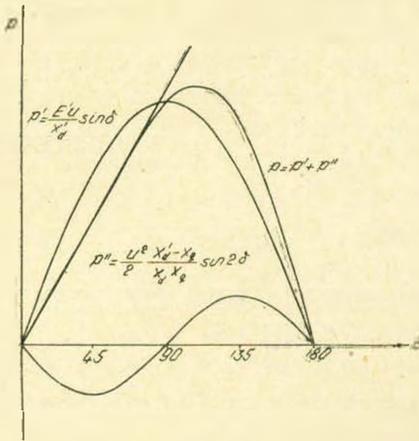


Рис. 1.

шую амплитуду и в области $0 < \delta < 90^\circ$ отрицателен (рис. 1). Из-за второго, так называемого реактивного члена максимум угловой характеристики мощности генератора смещается в область углов, больших 90° . Такое искажение синусоидальной характеристики дает возможность линеаризовать восходящую ветвь характеристики мощности на большом участке изменения угла выбега и уравнения момента генератора записать как

$$M_T = M_{T0} + k_5 \Delta \delta + k_3 c \Delta \omega;$$

или

$$M_T = M_{T0} + k_5 \Delta \delta + k_3 c \frac{\Delta \delta'}{P_n}, \quad (2)$$

где k_5 — угловой коэффициент характеристики мощности генератора;
 $k_3 c$ — угловой коэффициент частотной характеристики нагрузки;
 P_n — число пар полюсов генератора.

Уравнение момента турбин можем записать в виде [1]:

$$M_T = M_{T0} + k_1 \Delta \omega + k_2 \Delta h + k_4 \Delta H,$$

или

$$M_T = M_{T0} + k_1 \frac{\Delta \delta'}{P_n} + k_2 h_m \mu + k_4 H_0 \xi, \quad (3)$$

где k_1 , k_2 , k_4 — угловые коэффициенты характеристик гидротурбины;
 h_m — максимальный ход штока серводвигателя;
 ξ — относительное изменение давления в трубопроводе;

Подставляя выражения для момента турбины и момента генератора в основное уравнение движения ротора

$$\frac{J}{P_n} \frac{d^2 \delta}{dt^2} = M_T - M_G$$

и произведя преобразования, получаем уравнение агрегата

$$\frac{J}{P_n k_2 h_m} \delta'' - \frac{(k_1 k_3 c)}{P_n k_2 h_m} \delta' + \frac{k_5 \delta}{k_2 h_m} = \mu + \frac{k_4 H_0}{k_2 h_m} \xi + \frac{M_n}{k_2 h_m} \lambda,$$

или

$$T_m^2 \delta'' - T_0 \delta' + v \delta = \mu + \tau \xi + a \lambda, \quad (4)$$

где λ — коэффициент сброса.

Величина $a \lambda$ характеризует величину избыточной энергии при скачках нагрузки. Решая уравнение агрегата совместно с уравнением регулятора скорости и жесткого гидравлического удара [1], получаем выражение для определения угла выбега при качании, вызванном внезапным изменением нагрузки

$$\delta = \frac{a \lambda}{T_m^2 \beta} \sin \beta t e^{-\alpha t}, \quad (5)$$

где α, β — соответственно действительная и мнимая части корней характеристического уравнения:

$$\alpha = \frac{-T_0 - T_T \tau k u}{2 T_M^2}, \quad (6)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{\gamma + u}{T_M^2} - \frac{(-T_0 - T_T \tau k u)^2}{4 T_M^4}}. \quad (7)$$

В этих выражениях коэффициент k определяется по наклону расходной характеристики гидротурбин,

а коэффициент u по параметрам регулятора скорости

$$u = \frac{1}{\omega_0 T_S \tau}.$$

Действительная часть корня характеристического уравнения α является обратной величиной постоянной времени затухания и в конечном итоге характеризует продолжительность переходного процесса. Чем больше α , тем быстрее заканчивается переходный процесс. Из выражения (6) видно, что при прочих равных условиях наличие трубопровода, учтенного в данном случае явлением жесткого гидравлического удара уменьшает α , т. е. увеличивает продолжительность переходного процесса. Влияние характеристик гидротурбины и нагрузки выявляется постоянной самовыравнивания T_0 . Мнимая часть корня характеристического уравнения β характеризует частоту колебания ротора.

Из выражения (6) и (7) видно, что при увеличении длины трубопровода, увеличивается амплитуда колебаний. Подробный анализ полученных выражений показывает, что затухание качания агрегата в основном диктуется характеристиками гидротурбины и нагрузки, а период колебания определяется электрическими параметрами режима. В первый момент после изменения сопротивления связи т. е. сброса или наброса нагрузки, все изменение нагрузки распределяется пропорционально синхронизирующим мощностям P_s . Значение P_s при прочих равных условиях, обратно пропорционально значению индуктивного сопротивления до места приключения нагрузки. На основании этого принимаем, что все изменение нагрузки ΔP в первый момент распределяется обратно пропорционально сопротивлениям до генератора и до шин большой мощности (рис. 2). Если ΔP величина изменения

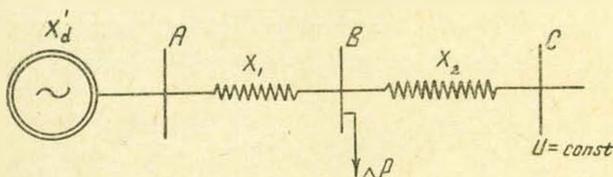


Рис. 2.

нагрузки в точке B , ΔP_r изменение нагрузки на генераторе в первый момент и $\Delta P_{\text{сист.}}$ изменение перетекаемой мощности на участке BC , то можно написать

$$\Delta P = \Delta P_{\Gamma} + \Delta P_{\text{сист.}},$$

$$\frac{\Delta P_{\Gamma}}{\Delta P_{\text{сист}}} = \frac{x_2}{x_1 + x_d}.$$

Откуда

$$\Delta P_{\Gamma} = \frac{\Delta P \cdot x_2}{x_1 + x_2 + x_d}. \quad (8)$$

Таким образом, относительное увеличение момента на валу генератора в первый момент включения промежуточной нагрузки или уменьшения при отключении будет равно

$$\Delta M_{\Gamma} = \frac{\Delta P}{P_{\text{ном}}} \cdot \frac{x_2}{x_1 + x_2 + x_d}. \quad (9)$$

Увеличение отдаваемой генератором мощности происходит за счет увеличения угла между э. д. с. и вектором напряжения на клеммах генератора. Под действием синхронизирующей силы и момента связанного с затуханием переходных токов, угол выбега генератора будет уменьшаться до восстановления баланса мощностей. Процесс изменения отдаваемой генератором мощности в функции времени можно представить следующим образом (рис. 3).

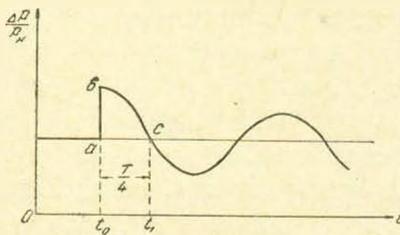


Рис. 3.

В момент времени t_0 происходит внезапное изменение отдаваемой генератором мощности на величину $ab = \Delta M_{\Gamma}$, определяемой формулой (9). Эта избыточная отдаваемая мощность будет уменьшаться и в момент t_1 будет равна нулю, однако, процесс не остановится при

достижении точки c так как относительная скорость ротора достигает здесь наибольшего значения, и ротор по инерции проходит эту точку. К моменту времени t_1 , ротор генератора будет иметь избыточную кинетическую энергию, равную площади abc . В дальнейшем под действием этого импульса ротор генератора будет совершать периодические затухающие колебания с частотой собственных колебаний, которую можно определить из (7).

Коэффициент сброса характеризующий величину избыточной энергии ротора, при скачках нагрузки, определяется по формуле:

$$\lambda = \int_0^{T/4} \Delta M_{\Gamma} \cos \beta t = \Delta M_{\Gamma} \cdot \frac{1}{\beta}. \quad (10)$$

Для оценки коэффициента запаса устойчивости, часто необходимо бывает определить максимальное отклонение угла выбега ротора. Время $t_{\text{макс}}$, в течение которого достигается $\delta_{\text{макс}}$, определяется из (5).

Это время равно

$$t_{\max} = \frac{1}{\beta} \operatorname{arctg} \frac{\beta}{\alpha}.$$

При определении δ_{\max} по формуле (5) ее можно упростить, приближенно заменяя выражение $e^{-\alpha t_{\max}}$ более простым выражением $(1 - \alpha t_{\max})$, так как исследования показывают, что для определения максимального угла выбега первого цикла качания, погрешность такой замены не превысит 1,0%. Подставляя значение t_{\max} в (5) и произведя указанное упрощение, получим окончательно

$$\delta_{\max} = \frac{a\lambda}{T_M \sqrt{\nu + u}} (1 - \alpha t_{\max}). \quad (11)$$

Расчет качания гидроагрегата при сбросах и набросах мощности последовательными интервалами по предлагаемой формуле и сопоставление этих данных с результатами экспериментов, проведенных на электродинамической модели ИВП АН Армянской ССР (рис. 4) показывают, что результаты расчетов фактически одинаковы, но расчет по формуле (5) гораздо проще. Формула (11) для определения максимального угла выбега дает результаты, не отличающиеся от полученных при расчете всего процесса. Поэтому она может быть использована наряду с основной формулой расчета качания. Для определения влияния основных гидромеханических параметров на переходный процесс в гидроагрегате, выполнены расчеты на вычислительных машинах непрерывного действия. Учет гидравлического удара по средним значениям постоянного времени трубопровода T_T увеличивает амплитуду угла выбега первого удара. Однако, это увеличение небольшое и составляет всего несколько процентов от всего изменения угла выбега.

Более существенно влияет гидравлический удар на продолжительность переходного процесса. При постоянстве других гидромеханических параметров, наличие гидравлического удара увеличивает постоянную затухания T_λ в 1,2—1,5 раза. Влияние изменения постоянной серводвигателя на переходный процесс того же порядка, что и постоянного трубопровода. Заметное влияние на переходный процесс оказывает коэффициент самовыравнивания. На рис. 5 представлены

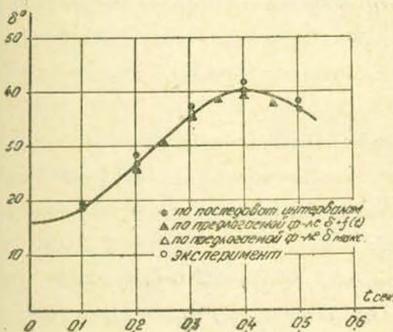


Рис. 4.

кривые изменения угла выбега для трех различных режимов. Кривая 1 соответствует работе агрегата, не имеющего самовыравнивания турбины и нагрузки по частоте $T_D = 0$. Кривая 2 соответствует $T_D = 0,034 \text{ сек}$, а кривая 3 — $T_D = 0,067 \text{ сек}$. Как видно, с увеличением коэффициента

затухания длительность переходного процесса сильно сокращается; так если $T_0 = -0,034$ сек соответствовала постоянная времени затухания $T_\lambda = 1,91$ сек, то для $T_2 = 0,067$ сек постоянная времени $T_\lambda = 1,02$ сек.

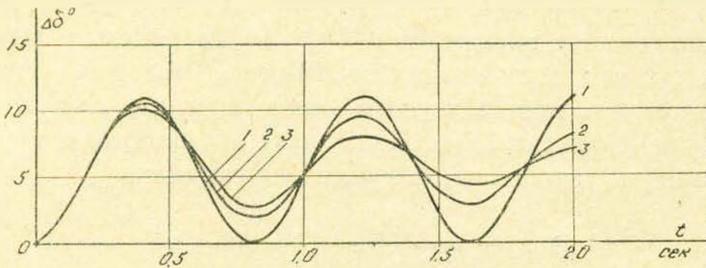


Рис. 5.

Расчеты, приведенные для различных гидромеханических параметров и анализ полученных выражений показывают, что на период колебаний ротора и амплитуду угла выбега гидромеханические параметры влияют мало, но они могут существенно изменить продолжительность переходного процесса.

Վ. Խ. ՕՎՍԵՊՅԱՆ

ՀԻԿՐՈԱԳՐԵԳԱՏԻ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎՈՒՄԸ ԵՐԱ ԲԵՌՆԱՎՈՐՄԱՆ ԵՎ ԲԵՌՆԱԹԱՓՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. լ. մ.

Սույն հոդվածում զիտվում են հիդրոազրեզատների անցման պրոցեսները, որոնք առաջանում են բևոի հանվարծակի մեծացման կամ փոքրացման ժամանակ, բայց ակզի է ունենում արագության փոքր փոփոխումների դեպքում:

Համատեղ լուծելով սինխրոն մեքենայի դժախոցված հալասարումը (2), խոդովակաշարի, հիդրոտուրբինի և արագության ախտոմաս կոնսնավորչի հալասարումների հետ ստացված է (4) արտահայտություններ, ազրեզատի տատանումները հաշվելու համար:

Գեներատորի մոմենտի հարարերական փոփոխությունը բևոի փոփոխումից անմիջապես հետո որոշվում է (9) հալասարումից: Անկյան շեղման մաքսիմալ մեծությունը տատանումների առաջին պարբերության ժամանակ կարելի է որոշել (11) մոտավոր բանաձևով:

Բերված բանաձևերի անալիզը և տարրեր հիդրոմեխանիկական պարամետրերով կատարված հաշվարկները ցույց են տալիս, որ այդ պարամետրերը փոքր ազդեցություն ունեն տատանման պարբերության և առաջին ամպլիտուդայի վրա, բայց կարող են էապես ազդել անցման պրոցեսի տևողության վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Овсепян К. Х. О расчете сбросов и набросов нагрузки при изолированной работе гидроагрегата, Известия АН АрмССР (серия ТН), т. XI, № 2, 1958.