

Б. Е. САФАРОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН НА ЭЛЕКТРОННОЙ ЦИФРОВОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МАШИНЕ

1. Проводимое в настоящее время у нас в стране объединение энергетических систем, сопровождаемое комплексной автоматизацией гидроэлектростанций, выдвигает ряд проблем, связанных с их эксплуатацией. Особенно важной является проблема повышения надежности работы гидросилового оборудования при неустановившихся режимах работы гидроэлектрического агрегата. Поэтому, неслучайно, данным вопросам посвящены многие работы отечественных исследователей. Развитию теории и анализу протекания неустановившихся процессов в гидроагрегатах, а также постановке новых проблемных задач посвящены труды [1—4].

Одним из методов исследования данной проблемы является проведение экспериментов на физических моделях и натуральных сооружениях, по которым имеется богатый материал [3, 6, 7]. Однако только лишь экспериментальные данные не могут дать ответа на многие интересующие вопросы по той причине, что не всякий установившийся режим можно осуществить, например, по соображениям безопасности или сложности его проведения. В таких случаях исследователям большую помощь оказывают расчетные методы, которые в основном пока базируются на использовании приведенных статических характеристик гидротурбины. Расчетные методы позволяют варьировать переменными параметрами в широких пределах и получать ответы на многие вопросы практического характера. Существует несколько расчетных методов исследования нестационарных процессов гидротурбин. Один из них основывается на решении линеаризованных дифференциальных уравнений [4, 6] обычными аналитическими способами; по другому методу, упрощенные исходные дифференциальные уравнения моделируются на математических аналоговых машинах [5, 8]. Недостатком этих методов расчета является неточность получаемых результатов и ограниченность класса решаемых задач. Дело в том, что для получения результатов расчета наиболее близко соответствующих явлениям происходящим в действительности, необходимо возможно полнее моделировать статические моменты и расходные характеристики. Если же учесть, что эти характеристики имеют нелинейный вид и особен-

но сложны для поворотнлопастных гидротурбин, то станет понятным, что их линеаризация вызывает искажение естественной формы и поэтому вносит неточности в расчет. Поэтому расчетными методами можно пользоваться для исследования качественных процессов и ориентировочных расчетов гарантий регулирования. Существует еще один, так называемый графоаналитический метод расчета, по которому нелинейные дифференциальные уравнения решаются методом конечных разностей с использованием данных статистических характеристик [3]. Однако этот метод слишком громоздкий и требует большого количества вычислительной работы. Перечисленные методы не позволяют их широко использовать для нахождения рационального времени регулирования. В данной статье рассмотрены вопросы методики получения математической модели неустановившегося процесса поворотнлопастного гидроагрегата, способ ее реализации на цифровых вычислительных машинах (ЦВМ) с решением конкретного примера и выбора рациональных времен регулирования.

2. Работа гидроагрегата при неустановившемся режиме описывается уравнениями его хода

$$T_a \frac{d\psi}{dt} = m_r - m_c - m_{тр} \quad (1)$$

и напорного тракта

$$\zeta = -T_r \frac{dq}{dt}, \quad (2)$$

где T_a и T_r — постоянные времени разгона агрегата и напорного тракта, определяемые по [8];

m_r , m_c и $m_{тр}$ — относительные моменты вращения агрегата, сопротивления генератора и трения.

ψ , q — относительное число оборотов ротора и расход;

$\zeta = \frac{\Delta H}{H_0}$ — изменение напора, где H_0 — располагаемый статистический напор.

Момент вращения является сложной функцией от

$$m_r = m_r(\psi, \zeta, \mu_a, \varphi), \quad (3)$$

где μ_a — относительное открытие направляющего аппарата;

φ — угол установки лопастей рабочего колеса.

Полагая справедливыми формулы подобия для неустановившихся режимов [3, 4, 5, 6] по [8] получается

$$m_r = \bar{m}_r(\psi_1, \mu_a, \varphi) \cdot (1 + \zeta), \quad (4)$$

где $\psi_1 = \frac{\psi}{\sqrt{1 + \zeta}}$, а \bar{m}_r значение момента получаемое по приведенным

статистическим моментным характеристикам. Для выражения статических моментных характеристик воспользуемся свойством ЦВМ, хранить в себе длительное время информацию о большом числовом ма-

териале. Данные характеристик, представленные в табличной форме с равными интервалами по v , μ_a и φ и хранимые в памяти ЦВМ, позволяют получать информацию о \bar{m}_T для любых промежуточных значений v , μ_a , φ путем интерполирования табличных данных. При изучении неустановившихся процессов в гидромеханической части ГЭС с отключенным от сети генератором, $m_T = 0$. Момент трения в подшипнике $m_{тр}$ учитывается при расчете пусковых режимов. Для решения системы уравнений (1) и (2) на ЦВМ, надо выражение (2) представить в таком виде, чтобы был явно выделен член производной напора. Принимая во внимание по [8], что

$$q = \bar{q}(v, \mu_a, \varphi) \sqrt{1 + \zeta}, \quad (5)$$

где \bar{q} — статистические значения расхода. Продифференцировав (5) можно получить

$$\frac{d\zeta}{dt} = -\frac{2\zeta \sqrt{1+\zeta}}{T_T \cdot \bar{q}} - \left[\frac{\partial \bar{q}}{\partial v} \frac{dv}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \mu_a} \frac{d\mu_a}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt} \right] \frac{2 \cdot (1+\zeta)}{\bar{q}}. \quad (6)$$

Система (1)–(6) решается на ЦВМ методом Рунге-Кутты. Необходимо еще задать начальные условия для v и ζ и законы регулирования $\mu_a(t)$ и $\varphi(t)$. При изучении неустановившихся режимов часто необходимо знать величину осевой силы P_{oc} на рабочем колесе и величину разрежения в некоторых сечениях проточного тракта. Для этого надо иметь статические приведенные характеристики осевых сил и давлений в опасных сечениях. Пересчетными формулами по данным этих характеристик и по рассчитанным v могут быть вычислены величины осевых сил и давлений в интересующий момент времени.

Для проверки правильности полученных зависимостей и методики программирования на ЦВМ „Урал-2“ был рассчитан полный сброс нагрузки агрегата Волжской ГЭС XXII съезда КПСС. Представленные на рис. 1 расчетная (сплошная) и опытная (пунктирная) кривые изменения числа оборотов хорошо совпадают, что является гарантией справедливости расчета.

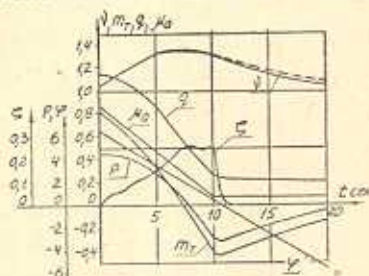


Рис. 1. Полный сброс нагрузки натурного агрегата.

3. Рациональными будем называть такие практически осуществимые времена регулирования при которых:

а) Осевая сила в насосных режимах работы гидроагрегата не превосходит веса вращающихся частей.

б) Величина разрежения в сечениях проточного тракта перед и за рабочим колесом не достигает величины, при которой станет возможным разрыв сплошности водяного потока, сопровождаемый обратной волной гидравлического удара.

в) Величины динамических напряжений в элементах конструкций

и сооружений ГЭС, вызванные гидравлическим ударом, не превосходят пределов прочности соответствующих деталей.

г) Число оборотов ротора агрегата не превзойдет допускаемую величину, либо будет сохранять повышенное значение не более определенного времени.

д) Картина переходного процесса будет удовлетворять требованиям качественного его протекания.

Несоблюдение во время неустановившегося процесса условий а и б приводит к подбрасыванию вращающихся частей, что вызывает большие повреждения рабочего колеса, регулирующих органов, генератора и других деталей. Для низконапорных станций аварийные исходы по пункту в мало вероятны, так как запасы механической прочности конструкций и сооружений ГЭС достаточно велики. Величину гидравлического удара следует ограничивать по той причине, что от него зависят осевая сила и разрежение в опасных сечениях проточного тракта. Несоблюдение условия г может привести к разрушению ротора генератора повышенными центробежными силами. Требования же к качеству протекания неустановившегося процесса по пункту д сводятся к возможно быстрому его окончанию и малой колебательности.

Рассмотрим пример выбора рационального времени регулирования поворотнолопастной гидротурбины при выводе ее из разгона аварийными средствами защиты. Во время эксплуатации гидроагрегатов возможны случаи неисправности системы регулирования. Для предохранения агрегатов от разгона, после сброса нагрузки в подобных ситуациях часто используются аварийные золотники, которые срабатывают, когда агрегат достигает определенных повышенных оборотов. В зависимости от предварительной настройки установок аварийных золотников, получаются различные времена регулирования. Закрытие направляющего аппарата и поворот лопастей рабочего колеса происходят почти линейно, причем направляющий аппарат закрывается полностью с некоторым демпфированием в конце хода. Так как регулирующие органы начинают закрываться при оборотах агрегата порядка 140% от номинальных, то весь процесс регулирования характеризуется наличием повышенных угловых скоростей ротора. Этот факт является причиной возрастания осевой силы на рабочем колесе и разрежения в опасных сечениях проточного тракта, которые при малых открытиях направляющего аппарата могут достигнуть предельных допустимых значений. Поэтому особенно важно, чтобы к моменту закрытия направляющего аппарата обороты рабочего колеса были невелики, а именно, близки к номинальным или меньше их. Как показывают исследования ряда авторов и расчеты, разрыв сплошности потока при выводе агрегата из разгона после сброса нагрузки, в основном возможен в предлопастной зоне рабочего колеса. Понижение давления за колесом, вызванное инерционностью массы жидкости отсасываемой трубы, компенсируется одновременным уменьшением рас-

хода. Величина разрежения в сечении перед рабочим колесом кроме угловой скорости ротора и открытия направляющего аппарата сильно зависит от угла установки лопастей рабочего колеса. Чем больше угол, тем разрежение выше. Так как величина вакуума достигает максимальной величины в конце закрытия направляющего аппарата, то желательно к этому моменту развернуть лопасти на отрицательный угол. Однако, если это сделать слишком быстро, тормозной момент на рабочем колесе окажется небольшим и агрегат к концу закрытия не успеет заметно снизить обороты. Таким образом, быстрый разворот лопастей рабочего колеса на отрицательные углы оказывает двойное влияние: с одной стороны уменьшает вакуум перед колесом, а с другой увеличивает обороты и вместе с этим осевую силу. Сразу невозможно предугадать, каково должно быть соотношение между временами направляющего аппарата и лопастями рабочего колеса. Для каждого конкретного примера рациональное время регулирования можно выбрать путем нескольких контрольных расчетов неустановившегося процесса с последовательным уточнением законов регулирования. Поясним это на примере вывода из разгона аварийным золотником агрегата Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС.

У режима регулирования, рис. 2 время закрытия направляющего аппарата принято таким же, как при обычном сбросе, который изображен на рис. 1. Время сворачивания лопастей колеса до максимального отрицательного угла $\varphi = -12^\circ$ равно 32 сек. При этом к концу закрытия обороты почти равны номинальным, а осевая сила $p = -3,6$, что соответствует $P_{ос} = 780 \text{ т}$, при весе вращающихся частей в 1200 т. Таким образом опасности всплывания ротора агрегата при этом режиме не будет. Между тем, в конце основного хо-

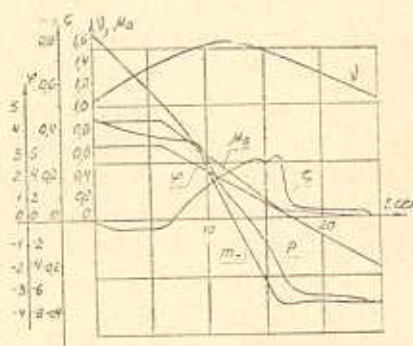


Рис. 2. Аварийный вывод агрегата из разгона при $t_{н.а.} = 10 \text{ сек}$, $t_{доп} = 32 \text{ сек}$.

да направляющего аппарата, то есть на 16 сек, переходного процесса, величина оборотов составляет 145% от номинального, а изменение напора составляет 28% от располагаемого. Расчет показывает, что этим условиям соответствует недопустимо большой вакуум, превышающий предельный в 1,5 раза. Значит режим показанный на рис. 2 использован быть не может. Уменьшение времени сворачивания лопастей, как показывают расчеты, не позволяет существенно уменьшить вакуум. Таким образом, приходим к выводу, что при аварийном выводе агрегата из разгона, время закрытия направляющего аппарата не может оставаться прежним, каким оно было при обычном регулировании. Увеличим время основного хода движения направляющего аппарата до 36 сек., а скорость сворачивания лопастей примем такой же

как для режима рис. 2. Рассчитанный на ЦВМ процесс представлен на рис. 3. Вследствие увеличения времени закрытия, величина максимального изменения напора уменьшилась до 7%. Как видим, к концу закрытия обороты агрегата составляют 175%, которым соответствует величина осевой силы в 1320 т, что неминуемо приведет к аварии. Режим показанный на рис. 3 также не подходит для использования, не-

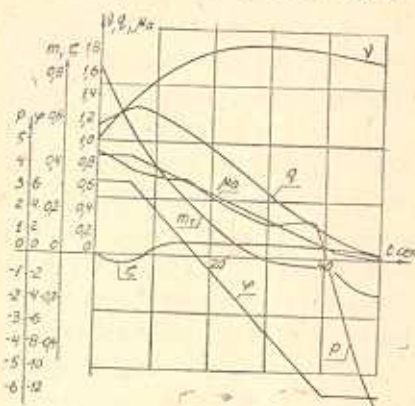


Рис. 3. Увеличение времени $t_{н.з.}$ до 36 сек.

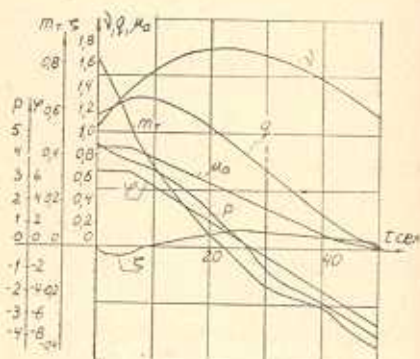


Рис. 4. Вывод агрегата из разгона при $t_{н.з.} = 36$ сек, $t_{лоп.} = 62$ сек.

смотря на то, что величина вакуума в опасный момент получается допустимой. Если же увеличить время разворота лопастей до 62 сек., как это показано на рис. 4, то к концу закрытия направляющего аппарата обороты составляют всего 115%, а величины осевой силы и вакуума не превыдают допусковых величин. Следовательно, времена регулирования показанные на рис. 4 вполне удовлетворяют всем требованиям, но они получились слишком большими. При уменьшения

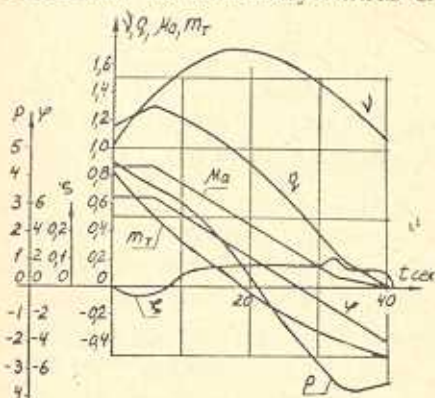


Рис. 5. Рациональные времена регулирования $t_{н.з.} = 26$ сек, $t_{лоп.} = 62$ сек.

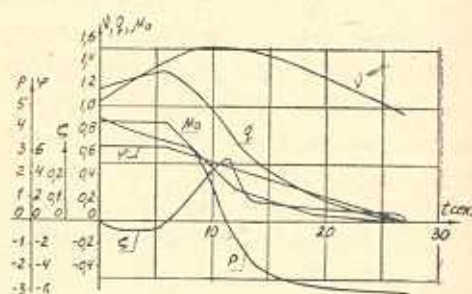


Рис. 6. Вывод агрегата из разгона программным закрытием направляющего аппарата.

времени закрытия направляющего аппарата до 26 сек. с сохранением времени разворота лопастей рабочего колеса как у режима показанного на рис. 4, получим процесс регулирования показанный на рис. 5.

Этот режим удовлетворяет всем требованиям и может быть рекомендован для практического использования. Приведем еще один пример, показанный на рис. 6, аварийного вывода агрегата из разгона программным закрытием направляющего аппарата. Внесением некоторых измерений в конструкцию регулятора скорости, такой закон регулирования можно будет осуществить. По рис. 6 видно, что при программном способе регулирования можно уменьшить время регулирования, число оборотов, осевую силу и разрежение перед колесом по сравнению с обычными линейными способами закрытия направляющего аппарата.

Из всего сказанного видно, что рациональное время регулирования какого-либо неустановившегося процесса, выбираемое в результате расчетов, не является единственным наилучшим. Это такое время регулирования, которое удовлетворяет всем требованиям в каждом конкретном случае. В заключение отметим, что предлагаемая методика моделирования нестационарных процессов поворотлопастных гидротурбин с помощью ЦЗМ позволяет решать конкретные практические задачи по выбору рациональных режимов их регулирования.

ИВП МВХ Армянской ССР,
МВТУ им. Баумана

Поступило 15.VI.1964.

Բ. Ե. ՄԱՅԱՐՈՎ

ՊՏՏԱԹԵՎԱՎՈՐ ՏՈՒՐԲԻՆԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐՄԱՆ ԻՌԱՅԻՆԱԿ
ԺԱՄԱՆԱԿԱՄԻՋՈՅՑ ԸՆՏՐՈՒՄԸ ԿԵԿՏՐՈՆԱՅԻՆ ԹՎԱՅԻՆ ՀԱՇՎԻՉ
ՄԵՔԵՆԱՅԻ ԾԳԵՈՒԹՅԱՄԲ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Չհաստատված սեփմի դեպքում, հիդրոագրեգատների աշխատանքի հուսալիությունը բարձրացման գործում մեծ նշանակություն ունի հաշվման ճիշտ մեթոդի ընտրումը:

Հաշվային արդյունքները մոտ կլինեն իրական արժեքներին, եթե հետազոտվող տուրբինի ստատիկ մոմենտային և էլքային բնութագրերը մասնատակորեն ճիշտ մոդելացվեն: Այդ խնդիրը կարելի է լուծել էլեկտրոնային իվային հաշվիչ մեքենայի օգնությամբ, որը թույլ է տալիս ստանալու ճշգրիտ տվյալներ, կախված պատասխից, բացվածքից և թիակների անկյունից:

Տվյալ խնդրի լուծման համար հաշվիչ մեքենան (Ուրալ 2) ինտերպոլացիայի է ենթարկում աղյուսակների ձևով նախօրոք իրեն հանձնված տուրբինի ստատիկ բնութագրերը:

Հողվածում առաջարկվում է կիրառել աստիճանական մոտեցման ծրագրման մեթոդը, որը հնարավորություն է տալիս ստանալու տուրբինի կարգավորման աջցիտնալ ժամանակամիջոցի մեծությունը:

Մշակված մեթոդով ստացված հաշվային հավասարումների ճշտության ստուգումը կատարված է իրական ագրեգատի չհաստատված սեփմի համար:

Հաշվումները համընկել են փորձի ավյալների հետ, որը թույլ է տալիս առաջարկվող մեթոդը կիրառել պրակտիկ մի շարք կարևոր խնդիրների լուծման համար

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егизаров И. В. Задачи научных исследований по изучению работы гидроэнергосистем и их автоматического регулирования. Изв. АН Ариянской ССР серия Ф. МЕТИ № 1, 1953.
2. Картавлишвили Н. А. Неустойчивые режимы в силовых узлах гидроэлектрических станций. Госэнергоиздат, 1951.
3. Кривченко Г. И., Аршеницкий Н. Н., Клабуков В. М. Режимы регулирования поворотнолопастных гидротурбин. Госэнергоиздат, 1960.
4. Попов Д. Н. Выбор параметров изоморфных регуляторов скорости гидротурбин. Тр. ВИГМ, вып. XIX 1956.
5. Под редакцией Костенко М. П. Электродинамическое моделирование энергетических систем. Изв. АН С. С. С. Р. 1959.
6. Гутковский Е. В., Иванов С. Д. Расчеты переходных процессов в осевых гидротурбинах по статическим характеристикам. Тр. ЛПИ № 215, Машгиз, 1961.
7. Буцацкий Б. Л., Иоанниди Н. К. О движущем моменте гидротурбины при переходных процессах. Известия АН Ариянской ССР, серия Ф. М., XIV № 3, 1961.
8. Сафаров Б. Е. Применение математических машин для исследования нестационарных режимов поворотнолопастных гидротурбин. Изв. ГОСИНТИ № 5—64—70/3, 1964.