

На правах рукописи

*Шавлович Зоя Анатольевна*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ  
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ  
ГИДРОТУРБИН

Специальность 05.04.13.-"Гидравлические машины,  
гидропневмоагрегаты"

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург-2004

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последнее время повысились требования международных энергетических стандартов к качеству электрической энергии, и, в частности, к точности поддержания синхронной частоты. Чтобы соответствовать этим требованиям, необходимо совершенствовать электрогидравлические регуляторы (ЭГР) скорости гидротурбин. И если с переходом на распределенные микропроцессорные системы к электронной части регулятора вопросов не возникает, то от электрогидравлической следящей системы (ЭГСС), которая, будучи замкнута обратной связью по положению поршня сервомотора (СМ) направляющего аппарата (НА), образует внутренний контур ЭГР и непосредственно реализует алгоритмы управления, требуется определенное повышение быстродействия и точности. Это напрямую связано с улучшением характеристик применяемых в этой системе гидроаппаратов.

Существуют два объективных пути разрешения этой задачи. Первый путь связан с конструированием нового или доработкой имеющегося регуляторного гидрооборудования применительно к новым требованиям. В этом случае требуются новые конструктивные разработки и практическая доводка специализированных изделий гидроавтоматики ЭГР, что сопровождается значительными производственными и финансовыми затратами. Второй путь предусматривает освоение типовой гидроаппаратуры, главным образом, электрогидравлических усилителей (ЭГУ) общепромышленного назначения в ЭГСС. Однако пропускная способность типовых ЭГУ не обеспечивает потребных расходов на управление СМ НА при принятых в настоящее время уровнях рабочих давлений в дроссельном гидроприводе ЭГСС. Как показывает зарубежная практика, повышение рабочего давления в ЭГР гидротурбин до значений 16-18 МПа по сравнению с применяемыми значениями 4-7 МПа позволяет существенно уменьшить массо-габаритные показатели, отказаться от

крупных масло-воздушных установок и удешевить стоимость регулятора в целом. Для крупных ГЭС применение типовых ЭГУ потребует изменения структуры гидромеханической части ЭГР. Указанные проблемы на каждом пути требуют специального изучения.

Состояние современных методов расчета и исследований в области новых конструкций и режимов работы гидропривода ЭГСС гидротурбин не снимает сложностей, связанных с его проектированием, расчетом, отработкой, производством и внедрением в практику. Этими обстоятельствами, а также возрастающими требованиями к ЭГР, объясняется необходимость совершенствования инженерных методов динамических расчетов ЭГСС.

Цель работы заключается в обосновании возможности совершенствования систем регулирования гидротурбин путем применения в них типовых электрогидравлических усилителей и повышения давления питания гидравлического привода ЭГСС.

Конкретные задачи работы:

- разработка математических моделей ЭГР, содержащего гидравлический привод необходимой структуры, позволяющих повысить точность при расчетах динамики процессов регулирования и учитывающих характер нагрузки на поршень СМ НА;

- разработка методики и программы расчета на ЭВМ электрогидравлической следящей системы ЭГР гидротурбины радиально-осевого типа;

- исследование на основе разработанной методики влияния отдельных конструктивных и физических параметров устройств ЭГСС на качество процессов регулирования гидроагрегатами;

- обоснование предложенных расчетных методик путем сравнения результатов экспериментальных исследований и математического моделирования ЭГСС регулятора скорости гидротурбин;

- исследование возможности применения в ЭГСС регуляторов скорости

гидротурбин, типовых ЭГУ общепромышленного назначения;

- исследование динамики ЭГСС, работающей в условиях повышенного рабочего давления.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

- составлена система нелинейных дифференциальных уравнений, учитывающая как специфику нагрузки на поршень СМ НА, так и практически все значимые факторы, влияющие на свойства ЭГСС ЭГР гидротурбин. Эта система решена численными методами в среде Matlab Simulink;

- разработана методика расчета ЭГР гидротурбин радиально-осевого типа, которая обеспечивает удовлетворительное совпадение теоретических результатов с экспериментальными и пригодна для использования в инженерной практике;

- изучено влияние ряда конструктивных и физических параметров устройств, входящих в состав ЭГСС на рабочие процессы регулятора скорости гидротурбины;

- исследована в широком диапазоне частот полоса пропускания управляющей гидравлической части ЭГСС с ЭГУ, широко применяемом в гидротурбиностроении;

- исследованы основные проблемы, связанные с применением повышенного давления в ЭГСС регулятора скорости гидротурбин; показано, что при этом может быть обеспечено необходимое качество процессов управления, в том числе регулирование скорости гидроагрегатов, в пределах, устанавливаемых международными стандартами, например, USTE.

Практическая ценность работы:

- обоснованы практические рекомендации по расчету и проектированию ЭГСС регулятора скорости гидротурбин, обеспечивающего требуемое качество управления, соответствующее международным стандартам, и имеющего увеличенный запас устойчивости;

- возможность оперативной оценки неисправностей ЭГР на основе

разработанной методики и программы расчета;

- показана целесообразность и техническая возможность перехода на повышенные давления питания в системах регулирования гидротурбин.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в практику проектной и исследовательской работы ОАО «СМ»-«ЛМЗ» и применялись при расчете и проектировании дроссельного гидропривода ЭГР ГЭС Памир-1 (Таджикистан), ГЭС Хорог (Таджикистан), ГЭС Джердап-1 (Сербия) и при вводе в эксплуатацию опытного регулятора гидроагрегата № 4 Красноярской ГЭС.

Апробация работы. Результаты работы были доложены и обсуждены на: МНТК «Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения» (5-7 июня 2001г., г.С-Петербург); на НТС ПК ЗАО «Гидроавтоматика» (2000-2002гг.); на НТС кафедры «Гидромашиностроение» СПбГПУ (2003-2004гг.); на НТС ОАО «СМ»-«ЛМЗ» (2002-2004гг.), на Международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке» (4-6 июня 2003г, г.С-Петербург).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы, содержит 165 листов машинописного текста, 54 иллюстрации, 4 приложения и библиографию из 72 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и сформулированы основные задачи диссертационной работы.

В первой главе на основании обзора научно-технической литературы проведен анализ конструкций и структурных схем внутреннего контура

регуляторов скорости гидротурбин; раскрыты основные проблемы электрогидравлической системы ЭГР гидротурбин и намечены пути ее совершенствования, рассмотрены методы анализа динамических систем.

Развитие систем автоматического управления гидравлическими турбинами показало, что современным международным требованиям к регулированию скорости среди всех известных типов наиболее полно отвечают электрогидравлические регуляторы. В этих регуляторах можно выделить два основных структурных блока: микропроцессорную панель и электрогидравлическую следящую систему. Объектом регулирования является гидроагрегат, который замкнут на ЭГР с помощью главной обратной связи по частоте вращения.

Ужесточение международных требований к качеству электрической энергии способствовало созданию микропроцессорных систем автоматического управления гидротурбинными установками. Благодаря совершенствованию электронных устройств, стало возможным отказаться от применения механических обратных связей в ЭГСС при автоматическом и ручном режимах управления, заменив их на электрические. Тем самым устранить люфты в рычажных передачах, влияние внешних помех, уменьшить габариты регуляторного оборудования. Однако конструкция и, соответственно, динамические характеристики основных гидромеханических узлов остались без изменения.

Повышение точности поддержания синхронной частоты ЭГР связано с необходимостью расширения полосы пропускания используемых в регуляторе элементов и устройств. Это требование является одной из предпосылок к использованию в ЭГСС ЭГР серийных узлов общепромышленной гидроавтоматики, имеющих высокие динамические характеристики. Однако, как известно из общей теории гидропривода, для теоретического описания динамических процессов в таких устройствах важное значение имеет учет нелинейностей гидравлического привода ЭГСС. Эти нелинейности приводят к

ухудшению чувствительности, снижению устойчивости системы и автоколебаниям. Эти вопросы изучались в известных работах В.И. Григорьева, В.В. Семенова, Д.Н. Попова и др.

В связи с развитием современных вычислительных средств и программного обеспечения наиболее перспективным направлением при проведении теоретических исследований работы нелинейных ЭГСС становятся численные методы решения уравнений, описывающих динамические процессы. Это позволяет сводить к минимуму число принимаемых допущений, полнее учитывать особенности конструкции исследуемых регуляторов, повысить точность и надежность расчетных данных. В частности, применительно к гидроприводу общепромышленного назначения эти вопросы хорошо изучены в работах Н.С. Гамынина, В.Н. Прокофьева и других, но требуют развития в отдельных отраслях приложения, например, в гидротурбиностроении.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям влияния параметров отдельных узлов ЭГСС на динамические процессы ЭГР. Эти исследования выполнены на основе математической модели ЭГСС, отличающейся от моделей, применяемых другими исследователями.

В такой математической модели были приняты следующие допущения: рассматривается гидроусилитель золотникового типа с симметричными щелями; давления  $p_s$  и  $p_t$  в линиях подвода и отвода рабочей жидкости постоянны; модуль  $E$  объемного сжатия рабочей жидкости не зависит от давления; внешние утечки из полостей гидродвигателя отсутствуют; волновые процессы в соединительных каналах и полостях гидродвигателя отсутствуют; линии подвода и отвода рабочей жидкости гидравлически идентичны.

С учетом перечисленных выше допущений была принята расчетная схема ЭГСС ЭГР радиально-осевой гидротурбины, показанная на рис.1.

Система уравнений, описывающая математическую модель ЭГСС следует ниже. В ней установлено правило знаков по отношению к расходам рабочей жидкости: расход считается положительным в случае движения

рабочей жидкости в направлении от маслonaпорной установки к сервомотору и отрицательным при движении рабочей жидкости от сервомотора к маслonaпорной установке.

Силы, действующие на лопатки направляющего аппарата приведены к поршню СМ НА и учитываются в уравнении нагрузки в следующем виде:

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + h \frac{dy(t)}{dt} + F_c(t) = p_1(t)A - p_2(t)A, \quad (1)$$

где  $F_c = f(M_\Gamma, M_{TP})$  - осевое усилие, определяемое действием гидравлического момента и момента сил трения на лопатки направляющего аппарата при обтекании его потоком воды.

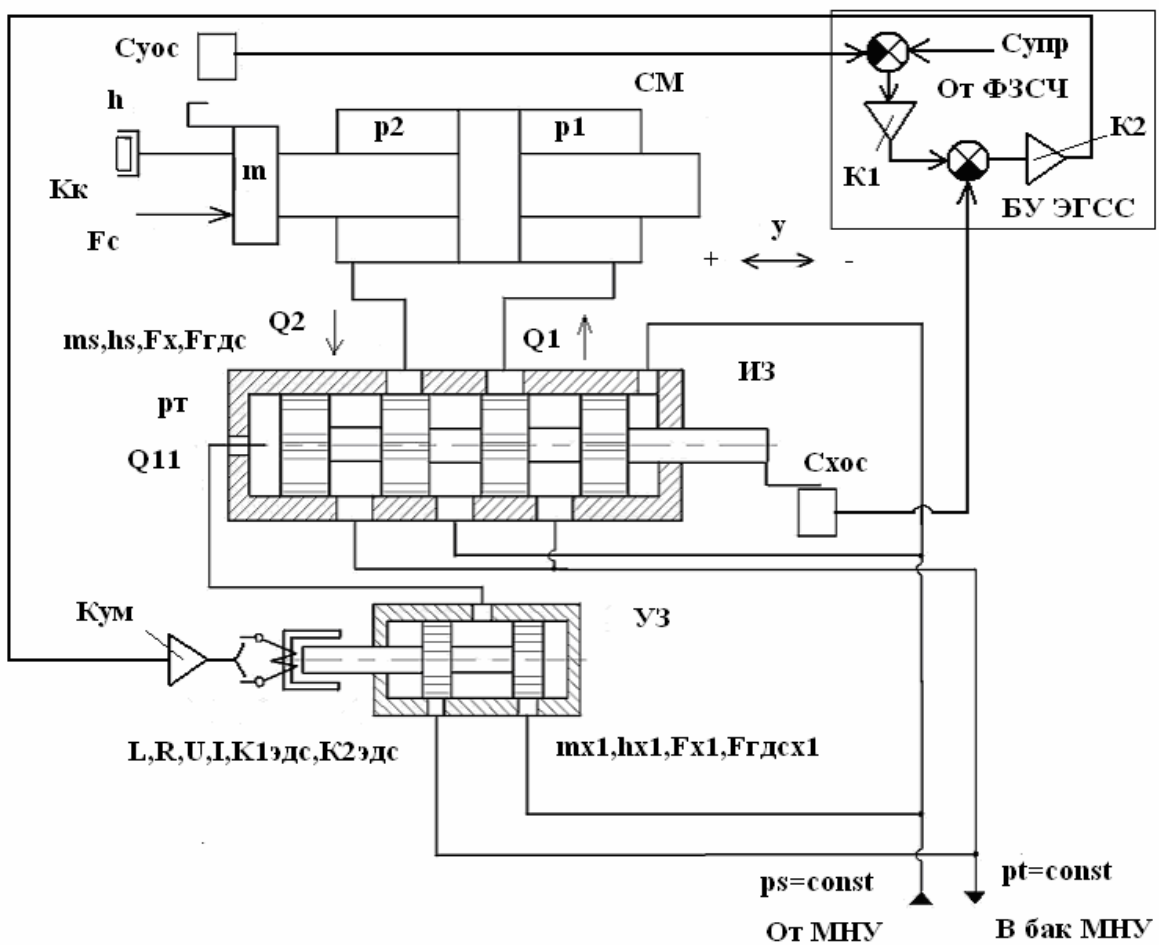


Рис.1. Расчетная схема электрогидравлической следящей системы



Уравнения расходов  $Q_1$  и  $Q_2$ , поступающих в соответствующие полости СМ НА с учетом принятого правила знаков, перетечек и сжимаемости рабочей жидкости имеют вид:

при движении сервомотора в сторону открытия НА

$$Q_1 = Q_{y1} + Q_{c1} + Q_{y1} = A \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_{01}}{E_{np}} \frac{dp_1(t)}{dt} + A \frac{y(t)}{E_{np}} \frac{dp_1(t)}{dt} + k_y \Delta p(t), \quad (2)$$

$$Q_2 = Q_{y2} + Q_{c2} + Q_{y2} = -A \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_{02}}{E_{np}} \frac{dp_2(t)}{dt} - A \frac{y(t)}{E_{np}} \frac{dp_2(t)}{dt} - k_y \Delta p(t), \quad (3)$$

при движении сервомотора в сторону закрытия НА

$$Q_1 = Q_{y1} + Q_{c1} + Q_{y1} = -A \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_{01}}{E_{np}} \frac{dp_1(t)}{dt} - A \frac{y(t)}{E_{np}} \frac{dp_1(t)}{dt} - k_y \Delta p(t), \quad (4)$$

$$Q_2 = Q_{y2} + Q_{c2} + Q_{y2} = A \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_{02}}{E_{np}} \frac{dp_2(t)}{dt} + A \frac{y(t)}{E_{np}} \frac{dp_2(t)}{dt} + k_y \Delta p(t). \quad (5)$$

Расход через исполнительный золотник (ИЗ) при движении сервомотора в сторону открытия НА определяется как:

$$Q_1 = \mu_{uy} \pi d_s x(t) K_s \sqrt{\frac{2(p_s - p_1(t))}{\rho}} \text{sign}(p_s - p_1(t)), \quad (6)$$

$$Q_2 = -\mu_{uy} \pi d_s x(t) K_s \sqrt{\frac{2(p_2(t) - p_t)}{\rho}} \text{sign}(p_2(t) - p_t). \quad (7)$$

Аналогично при движении сервомотора в сторону закрытия НА уравнение расхода имеет вид:

$$Q_1 = -\mu_{uy} \pi d_s x(t) K_s \sqrt{\frac{2(p_1(t) - p_t)}{\rho}} \text{sign}(p_1(t) - p_t), \quad (8)$$

$$Q_2 = \mu_{uy} \pi d_s x(t) K_s \sqrt{\frac{2(p_s - p_2(t))}{\rho}} \text{sign}(p_s - p_2(t)). \quad (9)$$

Уравнение движения исполнительного золотника записывается следующим образом:

$$m_s \frac{d^2 x(t)}{dt} + h_s \frac{dx(t)}{dt} + F_{ГДС} + F_x = p_m(t) A_{s1} - p_s A_{s2}. \quad (10)$$

Уравнение расхода в полости управления исполнительным золотником  $Q_{11}$  при движении сервомотора на открытие НА имеет вид:

$$Q_{11} = Q_{1s} + Q_{1sc} + Q_{1y} = A_{s1} \frac{dx(t)}{dt} + \frac{V_{s01}}{E_{nps}} \frac{dp_m(t)}{dt} + A_{s1} \frac{x(t)}{E_{nps}} \frac{dp_m(t)}{dt} + k_{1y} \Delta p_m. \quad (11)$$

Аналогично расход при движении сервомотора на закрытие НА определяется как:

$$Q_{11} = Q_{1s} + Q_{1sc} + Q_{1y} = -A_{s1} \frac{dx(t)}{dt} + \frac{V_{s01}}{E_{nps}} \frac{dp_m(t)}{dt} - A_{s1} \frac{x(t)}{E_{nps}} \frac{dp_m(t)}{dt} - k_{1y} \Delta p_m. \quad (12)$$

Расход через щель управляющего золотника (УЗ) при движении сервомотора на открытие НА выражается следующим образом:

$$Q_{11} = K_{1x} \mu_1 \pi d_1 x_1(t) \sqrt{\frac{2(p_s - p_m(t))}{\rho}} \text{sign}(p_s - p_m(t)). \quad (13)$$

Расход через щель управляющего золотника при движении сервомотора на закрытие НА имеет вид:

$$Q_{11} = -K_{1x} \mu_1 \pi d_1 x_1(t) \sqrt{\frac{2(p_m(t) - p_t)}{\rho}} \text{sign}(p_m(t) - p_t). \quad (14)$$

Уравнения электромеханического преобразователя динамического типа записываются следующим образом:

$$U(t) = RI(t) + [K_{1ЭДС}(x_1) + K_{2ЭДС}(x_1, I)] \frac{dx_1}{dt} + L(x_1) \frac{dI}{dt}, \quad (15)$$

$$K_I I(t) = m_{x1} \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} + h_{x1} \frac{dx_1(t)}{dt} + F_{ГДСx1} + F_{x1}. \quad (16)$$

С целью уменьшения утечек в среднем положении золотников ЭГСС, их изготавливают с положительным перекрытием.

Передаточная функция формирователя закона стабилизации частоты вращения при работе на изолированного потребителя имеет следующий вид:

$$W_{\text{фзсч}} = \frac{K_p (T_d s + 1)(T_v s + 1)}{T_d s (T_f s + 1)}. \quad (17)$$

Для того, чтобы система уравнений (1)-(16) могла быть включена в

описание работы гидроагрегата в целом, она должна быть дополнена уравнениями динамики ротора и гидравлических процессов в напорном водоводе. В данном случае эта часть системы описана согласно работам В.В.Берлина и Г.И. Кривченко следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dn}{dt} &= \frac{19,1}{GD^2} (M_{\partial t-1} + M_{\partial t}) - M_c; & M_{\partial t} &= M'_1 D_1^3 H_m; \\ H_m &= H_p (1 + \zeta_h); & \frac{d\zeta_h}{dt} &= -2 \left( \frac{1 + \zeta_h}{Q'_1} \frac{dQ'_1}{dt} + \zeta_h \sqrt{1 + \zeta_h} \frac{Q'_{10}}{T_w Q'_1} \right), \\ y &= f(a_{0,m}), & Q'_1 &= f(a_{0,m}, n'_1), & M'_1 &= f(a_{0,m}, n'_1). \end{aligned} \quad (18)$$

Теоретическое исследование влияния параметров ЭГСС на процессы стабилизации частоты вращения проводилось путем численного решения уравнений (1)-(18). Для этого была разработана методика математического моделирования на основе пакета Simulink в среде Matlab. Рассматривался переходный процесс изменения частоты вращения от номинальной при малом изменении момента сопротивления на роторе гидроагрегата по ступенчатому закону. При этом номинальное давление питания в гидроприводе ЭГСС принималось равным 6,3МПа.

Численное решение уравнений математической модели позволило получить характеристики исследуемого ЭГР. К ним относятся: время запаздывания перемещения поршня сервомотора  $t_{зан}$ ; статическая ошибка по положению поршня сервомотора  $\delta_{cm}$ ; размах и частота автоколебаний на поршне сервомотора  $A_{cm}, f_{cm}$ ; размах и частота автоколебаний на исполнительном золотнике  $A_{23}, f_{23}$ ; отклонение частоты вращения от номинальной в установившемся режиме  $\Delta f$ .

Результаты проведенных исследований показали, что при изменении параметров ЭГСС в целях повышения точности частоты вращения ротора гидротурбины в соответствии с установленными международными стандартами возможна потеря устойчивости ЭГР.

Теоретические исследования позволили сделать ряд выводов, касающихся влияния на работу ЭГСС сил сухого трения и положительных перекрытий в золотниковых парах специализированных ЭГУ. Повышению точности частоты вращения ротора гидротурбины и чувствительности ЭГСС при одновременном уменьшении автоколебаний на поршне СМ НА способствует снижение сил сухого трения в золотниковых парах. Уменьшение положительных перекрытий в исполнительном и управляющем золотниках при общем увеличении чувствительности системы вызывает увеличение амплитуды автоколебаний на сервомоторе.

На основании полученных выводов было предложено исследовать принципиальную возможность применения в ЭГР альтернативных – типовых ЭГУ общепромышленного назначения, которые обладают по сравнению со специализированными более высоким быстродействием и меньшей зоной нечувствительности.

Третья глава посвящена описанию проведенных экспериментальных исследований. В ней рассмотрены следующие задачи: получение динамических характеристик ЭГСС ЭГР с использованием специализированной гидроаппаратуры; сравнение результатов моделирования ЭГСС по уравнениям (1)-(16) с экспериментальными значениями; исследование принципиальной возможности использования типовых ЭГУ в электрогидравлической следящей системе ЭГР гидротурбин. В этой главе описаны используемые технические средства и методика проведения экспериментов, приведены результаты экспериментальных исследований.

Целями экспериментальных исследований были:

- получение характеристик специализированного ЭГУ, используемого в ЭГСС ЭГР гидроагрегатов малых и средних ГЭС и сопоставление результатов эксперимента с результатами математического моделирования;

- подтверждение принципиальной возможности и исследование особенностей применения типовых ЭГУ в системах регулирования мощных отечественных гидроагрегатов.

Для определения характеристик специализированного ЭГУ на стенде регуляторного оборудования ОАО «СМ»-«ЛМЗ» была проведена серия экспериментов, целью которой было получение частотных характеристик, переходных процессов замкнутого контура ЭГСС и замкнутого контура ЭГУ. Давление питания в гидроприводе ЭГСС составляло 6,3 МПа.

Лабораторная установка включала микропроцессорную панель, в которой формировались сигналы управления ЭГСС; электрогидравлический усилитель ГЭС Аль-Адаим; сервомотор стенда. Компьютерный осциллограф и контрольно-измерительная аппаратура фирмы TWK позволяли синхронно регистрировать сигнал управления, перемещение исполнительного золотника и перемещение сервомотора стенда.

Для определения частотных характеристик рассматриваемой системы на ее входе было сформировано управляющее воздействие в виде синусоиды амплитудой равной 20%-40% от максимального сигнала управления. Частота управляющего сигнала изменялась в диапазоне 0,005÷40 Гц. Для экспериментального определения переходных процессов на входе системы задавалось управляющее воздействие в виде ступенчатой функции высотой 20%-40% от максимального сигнала управления.

Натурный эксперимент показал, что полоса пропускания замкнутого контура специализированного электрогидравлического усилителя составляет 4Гц, а время чистого запаздывания по перемещению исполнительного золотника составляет 0,05с. Положительные перекрытия золотниковых пар электрогидравлического усилителя существенно искажают форму процессов на выходе (рис.2); введение принудительной осцилляции на управляющий золотник способствует появлению на сервомоторе высокочастотных и низкочастотных автоколебаний.

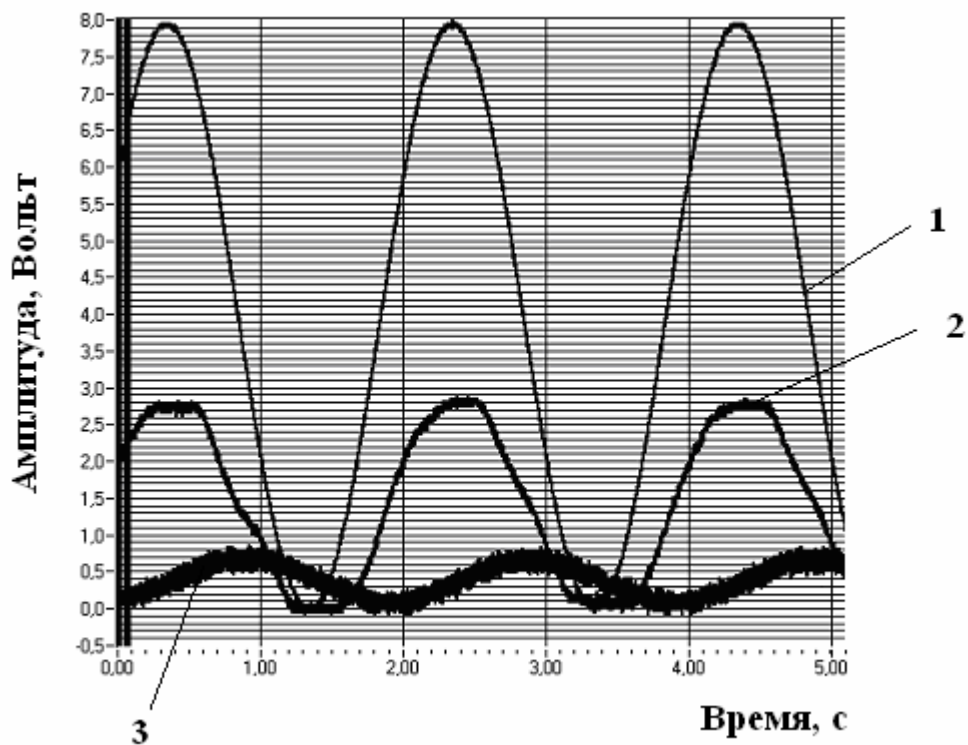


Рис.2. Отклик системы на входной сигнал в виде синусоиды амплитудой 40% от максимального значения сигнала управления, частотой 0,5 Гц при отсутствии принудительной осцилляции на управляющем золотнике:

1 - управляющий сигнал; 2 - перемещение исполнительного золотника; 3 - перемещение поршня сервомотора

ЛАЧХ и ЛФЧХ, полученные в результате математического и натурного экспериментов показали, что математическая модель внутреннего контура ЭГР (1)-(16) дает удовлетворительное совпадение с экспериментом (рис.3). Это делает ее пригодной для теоретических исследований электрогидравлической следящей системы.

Экспериментальное исследование ЭГР с типовым ЭГУ 4WRLE10V-55M 3X/624TKO/AIM фирмы Rexroth было проведено на гидроагрегате № 4 Красноярской ГЭС. Быстродействие такого гидроаппарата в 2,5 раз выше быстродействия специализированных ЭГУ. Давление питания в гидроприводе

ЭГСС составляло 4 МПа.

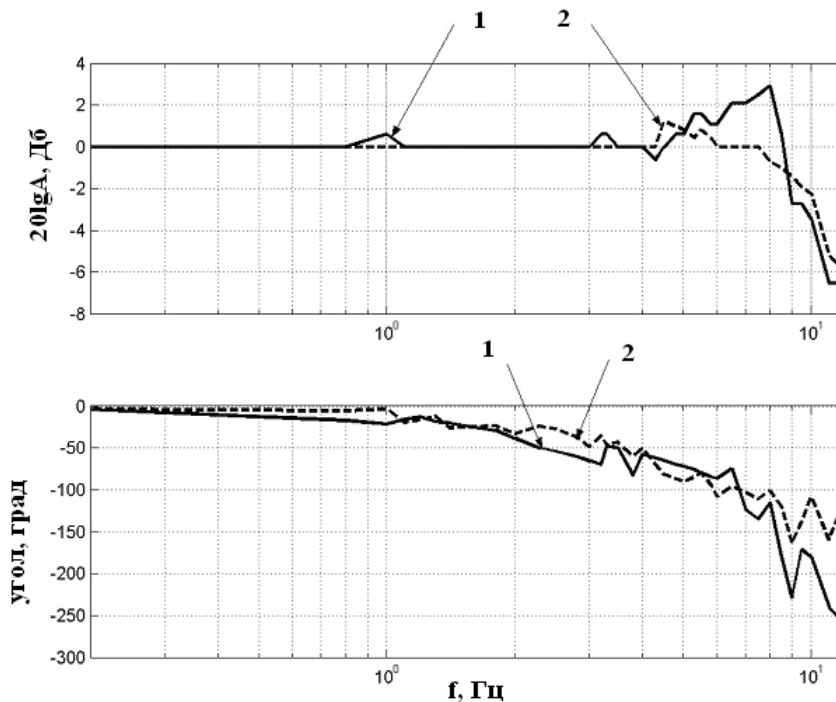


Рис.3. Сравнение теоретической и экспериментальной ЛАЧХ и ЛФЧХ замкнутой цепи ЭГУ с принудительной осцилляцией на управляющем золотнике:

1 – экспериментальная характеристика; 2– результат моделирования

Испытания ЭГСС были проведены на следующих режимах работы гидроагрегата: работа на осушенной спиральной камере; работа на холостом ходу; работа на энергосистему. В результате испытания были получены переходные процессы исполнительного золотника, переходные процессы сервомотора направляющего аппарата.

С помощью компьютерного регистратора и датчиков перемещения фирмы MTS одновременно регистрировались: сигнал управления ЭГСС, изменение частоты вращения ротора гидроагрегата, перемещение исполнительного золотника, перемещение сервомотора направляющего аппарата.

В ходе испытания ЭГСС ЭГР при работе гидротурбины на холостом ходу было определено значение ошибки регулирования частоты при различных коэффициентах усиления  $K_1$ ,  $K_2$ , а также различных постоянных времени ПИД формирователя закона стабилизации частоты вращения.

Результаты натурных экспериментов на Красноярской ГЭС показали, что первый отечественный опыт использования элементов типовой гидроавтоматики во внутреннем контуре ЭГР мощной ГЭС – положительный. Система регулирования отвечает своему основному требованию – поддержанию частоты вращения ротора гидроагрегата с заданной точностью и качеством регулирования, соответствующим международным нормам. ЭГСС устойчиво работает в широком диапазоне настроечных коэффициентов. Совпадение результатов эксперимента и математического моделирования по уравнениям (1)-(18) хорошее.

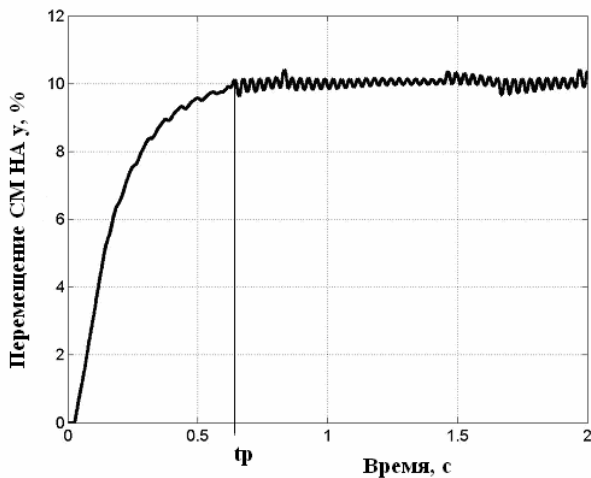
В четвертой главе рассматриваются особенности поведения ЭГСС регуляторов скорости гидротурбин в условиях работы при давлении питания в гидравлическом приводе ЭГР 14 МПа.

В качестве конкретного объекта этих исследований был выбран внутренний контур цифрового регулятора ГЭС Аль-Адаим.

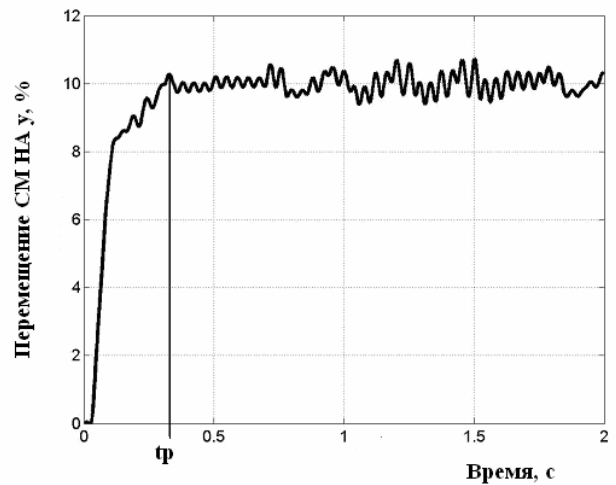
В ходе теоретического исследования динамики внутреннего контура цифрового регулятора были определены следующие показатели качества системы: время переходного процесса электрогидравлического усилителя  $t_p$ ; время запаздывания перемещения исполнительного золотника электрогидравлического усилителя  $t_z$ ; коэффициент нелинейных искажений  $K_{НИ}$  выходного процесса замкнутого контура электрогидравлического усилителя; частота сдвига фазы на  $90^\circ$  в замкнутом контуре электрогидравлического усилителя  $f_{90}$ ; наличие или отсутствие автоколебаний в установившемся процессе замкнутого контура электрогидравлического усилителя; время переходного процесса электрогидравлической следящей



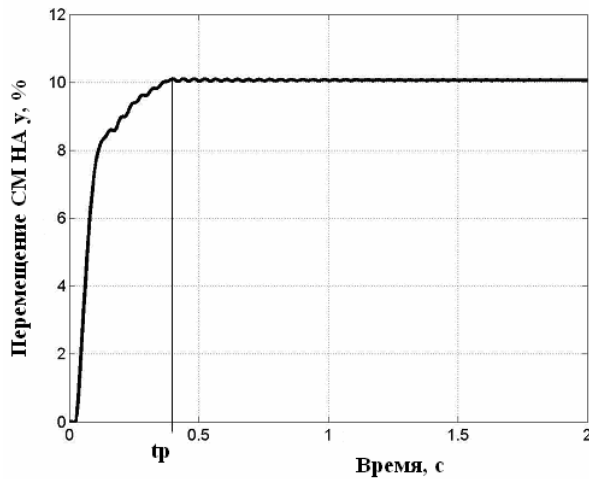
системы  $t_p'$ , время запаздывания перемещения сервомотора направляющего аппарата  $t_z'$ , коэффициент нелинейных искажений  $KНИ'$  выходного процесса замкнутого контура электрогидравлической следящей системы; частота сдвига фазы на  $90^\circ$  в замкнутом контуре электрогидравлической следящей системы  $f_{90}'$ ; наличие или отсутствие автоколебаний в установившемся процессе замкнутого контура электрогидравлической следящей системы.



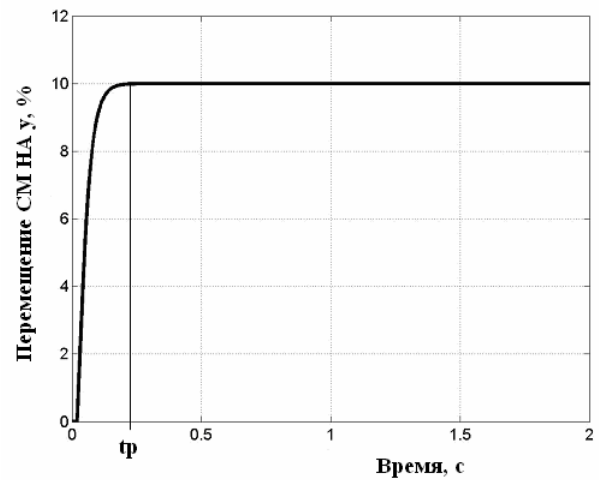
а)



б)



в)



г)

Рис.4. Переходный процесс ЭГСС

а) – специализированный ЭГУ, давление 6,3 МПа; б) – специализированный ЭГУ, давление 14 МПа; в) – специализированный ЭГУ, давление 14 МПа, механическая постоянная времени управляющего золотника уменьшена в 1,55 раза; г) – типовой ЭГУ С100, давление 14 МПа

Теоретическое исследование проводилось путем численного решения уравнений математической модели (1)-(16). Результаты этого исследования показали, что в случае повышения рабочего давления в ЭГСС до 14 МПа по сравнению с принятым в гидротурбиностроении 6,3 МПа и применении специализированного ЭГУ быстродействие системы повышается в 2,2 раза, однако при этом наблюдается увеличение амплитуды автоколебаний на поршне сервомотора (рис.4а,рис.4б).

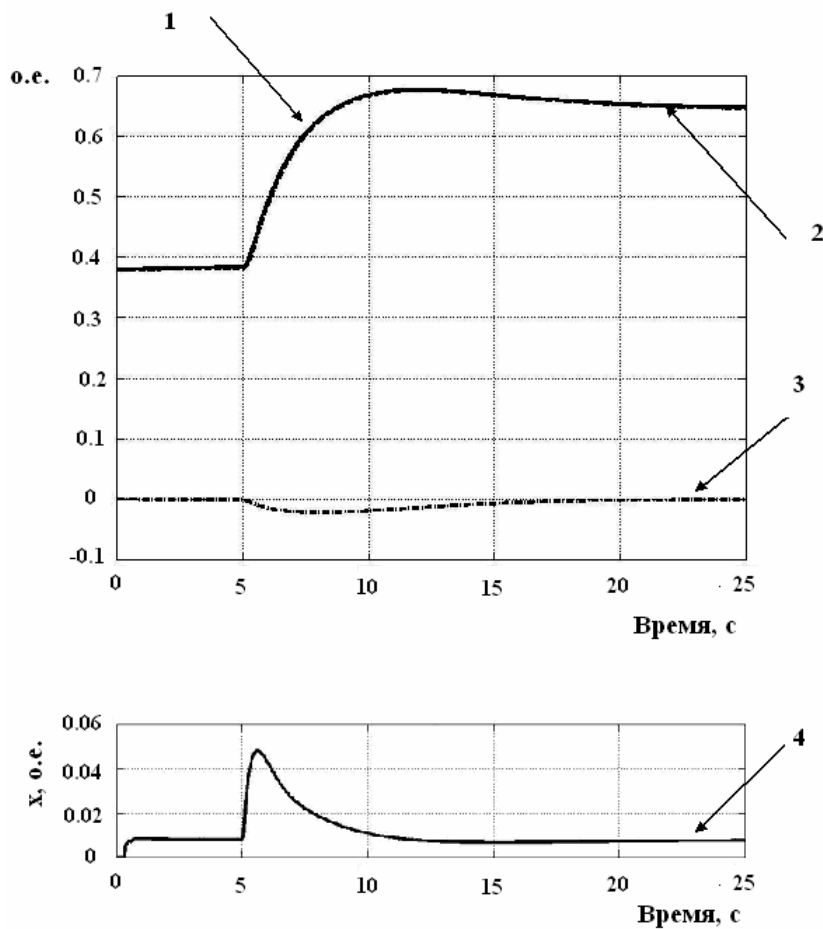


Рис.5. Переходный процесс ЭГР гидроагрегата ГЭС Аль-Адаим

1 – сигнал на входе ЭГСС  $C_{упр}$ ; 2 – относительное перемещение  $\bar{y}$  сервомотора; 3 – отклонение частоты  $f_1$ ; 4 – перемещение  $x$  исполнительного золотника

Снижения обнаруженного роста амплитуды автоколебаний можно достигнуть, уменьшая механическую постоянную времени управляющего золотника ЭГУ в 1,55 раза (рис.4в).

В случае применения типового ЭГУ С100 в ЭГСС ЭГР гидротурбин при давлении питания 14 МПа по сравнению с принятым в гидротурбиностроении 6,3МПа быстродействие ЭГСС увеличивается в 2,6 раза, время запаздывания перемещения исполнительного золотника уменьшается в 1,8 раза, коэффициент нелинейных искажений уменьшается в 20 раз. Автоколебания в установившихся процессах на поршне сервомотора не наблюдаются (рис.4г).

Анализ процессов стабилизации частоты вращения с типовым ЭГУ в ЭГСС и давлении питания 14 МПа, проведенный методом численного решения уравнений (1)-(18), показал, что точность поддержания частоты вращения ротора гидроагрегата соответствует международным стандартам (рис.5).

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана методика расчета электрогидравлической следящей системы ЭГР гидротурбин радиально-осевого типа, основанная на нелинейной математической модели, обеспечивающая высокую расчетную точность вследствие более полного и точного учета особенностей реальной системы, таких как сжимаемость рабочей жидкости, перекрытия и силы сухого трения в золотниковых механизмах, ограничения по перемещению подвижных элементов в золотниках и сервомоторе, изменения давлений отдельно для каждой гидролинии и нагрузки на поршень сервомотора направляющего аппарата.
2. На основе разработанной методики расчета проведены теоретические исследования (математический эксперимент) влияния ряда конструктивных и физических параметров узлов ЭГСС на динамические свойства регулятора

скорости гидротурбин с использованием лицензированных программных пакетов Matlab и Simulink.

3. Проведены экспериментальные исследования рабочих процессов ЭГСС ГЭС Аль-Адаим в широком диапазоне частот, подтверждающие достоверность результатов теоретического моделирования.

4. Впервые на основе разработанной методики расчета были исследованы особенности динамических процессов, происходящих в ЭГСС ЭГР гидротурбин, если в ее структуре применяются типовые электрогидравлические усилители взамен специализированных ЭГУ единичного изготовления. По результатам этих исследований был введен в опытную эксплуатацию гидроагрегат № 4 Красноярской ГЭС.

5. Проведены исследования основных проблем, связанных с применением повышенного давления в ЭГСС. Показано, что при этом может быть обеспечено необходимое качество процессов управления, в том числе регулирование скорости гидроагрегатов в пределах, устанавливаемых международными стандартами. Применение типовых ЭГУ в данном случае оказывается наиболее эффективным.

6. На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований предложены рекомендации по совершенствованию специализированных электрогидравлических усилителей ЭГСС ЭГР гидротурбин.

Результаты работы внедрены в практику проектной и исследовательской работы ОАО «СМ»-«ЛМЗ» и применялись при расчете и проектировании систем регулирования ГЭС Памир-1 (Таджикистан), ГЭС Хорог (Таджикистан), ГЭС Джердап-1 (Югославия) и при вводе в эксплуатацию опытного регулятора гидроагрегата №4 Красноярской ГЭС, в структуру которого входит типовой ЭГУ.

По материалам диссертации опубликованы следующие работы:

1. Горбешко М.В., Шавлович З.А. Совершенствование объемного гидропривода механизма регулирования гидротурбин.//Конструкции и рабочий процесс гидротурбин: Труды СПБИМАШ.-СПб., 1997. Вып.6.-С.95-96.
2. Шавлович З.А. Предотвращение аварийных ситуаций в силовых агрегатах с объемным гидроприводом// Современное машиностроение: Сборник трудов молодых ученых. – 1999. – Вып.1. – С.221-224.
3. Шавлович З.А. Математическая модель гидравлического пресса с сервоусилителем типа С100. //Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения: Труды МНТК, 5-7 июня 2001 г.-СПб., 2001.-С.125-128.
4. Исаев Ю.М., Шавлович З.А. Расчет дроссельного гидропривода с помощью SIMULINK//Проектирование научных и инженерных приложений в среде MATLAB: Труды Всерос.науч.конф., 28-29 мая 2002 г.-М., 2002.-С.628-635.
5. Афанасьев А.М., Дикарев А.В., Шавлович З.А. Использование методов машинного моделирования в среде Matlab Simulink для анализа систем автоматического управления гидротурбинами//Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды МНТК, 4-6 июня 2003 г.-СПб., 2003.-С.212-222.

Работа выполнена на кафедре гидромашиностроения Санкт-Петербургского государственного технического университета

Научный руководитель: кандидат технических наук,  
профессор Исаев Ю.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор  
кандидат технических наук  
доцент

Ведущее предприятие: ПК ЗАО «Гидроавтоматика»  
(г.Санкт-Петербург)

Защита состоится 2004 г. в часов на заседании  
диссертационного совета Д 212.229.09 при Санкт-Петербургском  
государственном техническом университете по адресу: 195251, Санкт-  
Петербург, Политехническая ул.,29, ауд.251 главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного технического университета.

Автореферат разослан: «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2004 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д.т.н., профессор