



На правах рукописи

**МАТРОСОВ АРТЕМ ВЛАДИМИРОВИЧ**

**Методика проектирования многомашинного  
электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора  
радиально-осевой гидротурбины**

Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2016

Работа выполнена в секторе «Гидромашиностроение» кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» в Федеральном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

**Научный руководитель:** кандидат технических наук, профессор  
Исаев Юрий Митрофанович

**Официальные оппоненты:** Штильман Владимир Борисович  
доктор технических наук  
ОАО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева»,  
г. Санкт-Петербург  
главный научный сотрудник

Шавлович Зоя Анатольевна  
кандидат технических наук  
ООО «Эмерсон», г. Санкт-Петербург  
руководитель экспертного центра отдела  
энергетики в СНГ

**Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский государственный авиационный технический университет», г. Уфа.

Защита состоится «20» декабря 2016 года в 18.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», расположенного по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Главный учебный корпус, аудитория 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на официальном сайте ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (<http://www.spbstu.ru/>)

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016г

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук,  
профессор



Хрусталеv Борис Сергеевич

## **Общая характеристика работы**

**Актуальность темы** исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности и безопасности эксплуатации высоконапорных ГЭС и ГАЭС, которая может быть реализована, в том числе, за счет установки на гидроагрегатах кольцевых предтурбинных затворов.

Ввиду высокой стоимости и сложности лабораторных и натурных экспериментов, а также минимуме информации на начальных этапах проектирования и большом количестве возможных вариантов конструкции привода, необходимо располагать математическими моделями и методиками расчета для оценки эффективности и рациональности проектируемого гидропривода, а также выбора перспективного направления дальнейшего проектирования.

**Целью** диссертационной работы является создание методики проектирования многомашинного электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора радиально-осевой гидротурбины.

**Основными задачами** диссертации являлись:

1. Проведение обзора и оценки современного уровня исследований в области проектирования многомашинных гидравлических приводов кольцевых затворов;
2. Проведение анализа нагрузок, действующих на привод кольцевого затвора;
3. Построение математических моделей многомашинного привода для режимов штатного подъема, штатного опускания и аварийного опускания кольцевого затвора;
4. Разработка программы для численных исследований динамики привода и его проектирования;
5. Проведение численных и экспериментальных исследований влияния внешних факторов и основных конструктивных параметров привода на его характеристики для режимов штатного подъема, штатного опускания и аварийного опускания затвора.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

1. Созданы математические модели для многомашинного электрогидравлического следящего привода для режимов штатного подъема, штатного опускания и аварийного опускания кольцевого затвора;

2. На основе проведенных численных и экспериментальных исследований выработаны рекомендации по выбору основных конструктивных параметров многомашинного гидропривода.

**Достоверность и обоснованность** полученных результатов подтверждается согласованием численных результатов с экспериментальными данными лабораторных исследований, проведенных на кафедре «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбПУ Петра Великого.

**Методология и методы исследования:** в качестве основного метода исследования при решении поставленных задач применялся численный эксперимент. Для верификации результатов численного эксперимента использовался метод сравнения с экспериментальными данными, полученными в Лаборатории гидромашин СПбПУ Петра Великого.

**Практическая ценность** работы заключается в следующем:

1. Разработана и апробирована методика проектирования многомашинного электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора радиально-осевой гидротурбины;

2. Разработана программа для проектирования и численного моделирования многомашинного следящего электрогидропривода кольцевого затвора (комплексная программа HYDRIVE, зарегистрированная в Роспатенте 9 декабря 2014г. рег. №2014662796).

3. Даны практические рекомендации по выбору основных параметров гидравлического многомашинного привода кольцевого затвора.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Результаты теоретических исследований рабочих режимов многомашинного электрогидропривода кольцевого затвора;

2. Результаты экспериментальных исследований рабочих режимов многомашинного электрогидропривода кольцевого затвора;

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях: научно-практическая конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2014г.); 8-ая всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2014г.); 9-ая международная научно-техническая конференция «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2016г.).

**Публикации.** Основные теоретические и практические результаты диссертации опубликованы в 6 печатных работах. В том числе – 3 публикации в ведущих рецензируемых изданиях, рекомендованных в действующем перечне ВАК.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав с выводами и заключения. Объем диссертации составляет 138 страниц, в том числе 130 страниц основного текста, список литературы из 70 наименований на 7 страницах, приложение на 1 странице, 88 рисунков и 1 таблица.

### **Содержание работы**

**Во введении** обосновывается актуальность разработки методики проектирования многомашинного электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора. Доказывается практическая значимость работы, описана научная новизна, основная цель и задачи диссертации.

**В первой главе** выполнен анализ существующих конструкций многомашинных гидроприводов кольцевых затворов, оснащенных различными системами синхронизации: механическими, гидрообъемными, следящими электрогидравлическими. Показаны недостатки данных систем и дано

обоснование предпочтительного применения следящей электрогидравлической системы синхронизации, как обеспечивающей наилучшие точность и управляемость привода.

Показаны проблемы моделирования и проектирования приводов кольцевых затворов, связанные с недостаточным опытом их применения, отсутствием апробированных типовых решений, недостатком теоретических и экспериментальных работ в области исследования эксплуатационных нагрузок на щит кольцевого затвора, гидродинамики потока в проточной части при наличии кольцевого затвора, математических моделей и исследований динамики многомашинных гидравлических приводов затворов.

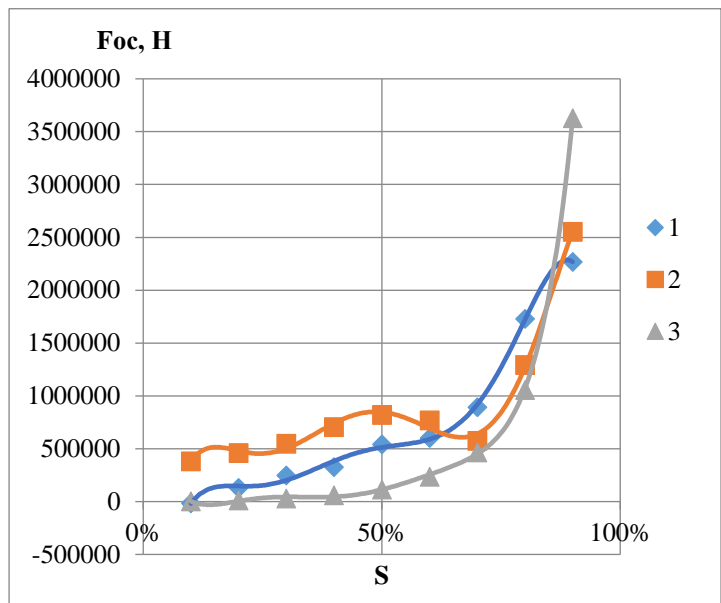
Известны работы О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Р.Ш. Акулаева, А.Ю. Авдюшенко, посвященные исследованию эксплуатационных нагрузок, действующих на щит кольцевого затвора и, в частности, осевой гидродинамической силы, действующей при аварийном закрытии затвора. Однако, в зависимости от постановки задачи и выбранных граничных условий, авторами получены результаты, отличающиеся не только по величине нагрузок, но также и по характеру их изменения и направлению действия. Кроме того в известных работах не учтена составляющая осевой силы, действующая на верхний торец затвора, а рассмотрена лишь картина обтекания оголовка (нижнего торца) затвора, ввиду чего величина осевой силы по мере закрытия уменьшается, в то время, как при учете составляющей, действующей на верхний торец затвора получена диаметрально противоположна картина. В области моделирования и исследования динамики многомашинных гидроприводов затворов известны работы К.Л. Навроцкого, Ю.М. Исаева. В классических работах Д.Н. Попова, Н.С. Гамынина, В.А. Хохлова, и др., посвященных гидравлическому приводу, рассмотрены одномашинные приводы и их элементы. Модели многомашинного электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора в известных литературных источниках практически не отражены, что подтверждает необходимость проведения работ в данном направлении.

**Вторая глава** посвящена математическому моделированию многомашинного гидропривода. Математическое моделирование проводится для радиально-осевой гидротурбины с диаметром рабочего колеса 6,3 м, мощностью 205 МВт, работающей на расчетном напоре 100 м. При этом параметры кольцевого затвора следующие: наружный диаметр щита – 9000 мм, толщина кольцевого щита – 200 мм, высота кольцевого щита – 1360 мм, вес щита – 60 т. Число гидроцилиндров равно 6.

Определение эксплуатационных нагрузок на привод является важной частью проектирования. При штатных режимах работы затвора – подъеме и опускании – маневрирование осуществляется при закрытом направляющем аппарате и, как следствие, отсутствии течения. Учитывая низкие скорости перемещения затвора порядка 15 мм/с, гидравлические силы, действующие со стороны потока, отсутствуют. При этом нагрузка на привод остается постоянной в течение всего рабочего хода гидродвигателей. Основными составляющими нагрузки при штатных режимах работы являются: сила веса затвора, сила трения от встроенных в тело затвора пружинных опор, архимедова сила. Ввиду того, что при штатном опускании затвора превалирующая сила веса действует сонаправленно движению щита, она компенсирует действующие в конструкции силы трения, из-за этого подъем затвора является более тяжело нагруженным для привода режимом нежели опускание.

При аварийном опускании затвор перемещается в движущемся потоке жидкости, ввиду чего на привод при данном режиме действует, помимо вышеописанных, радиальная и осевая составляющие гидродинамической силы.

Величина и характер изменения осевой составляющей силы были оценены тремя независимыми способами: в программной среде SolidWorks Flow Simulation, в программном пакете Mathcad и путем подсчета потерь давления в запорной арматуре по известным формулам гидравлики. Результаты



данной оценки приведены на рис.1. Наибольшего значения осевая составляющая достигает при степени закрытия затвора порядка 90%. При этом ее величина превышает величину силы тяжести затвора в 5-6 раз. Направление действия силы сонаправленно с направлением перемещения затвора. Радиальная составляющая силы была получена путем пересчета по

Рисунок 1. Осевая гидродинамическая сила, полученная в: 1 – SolidWorks Flow Simulation; 2 – MathCAD; 3 – по формулам гидравлики.

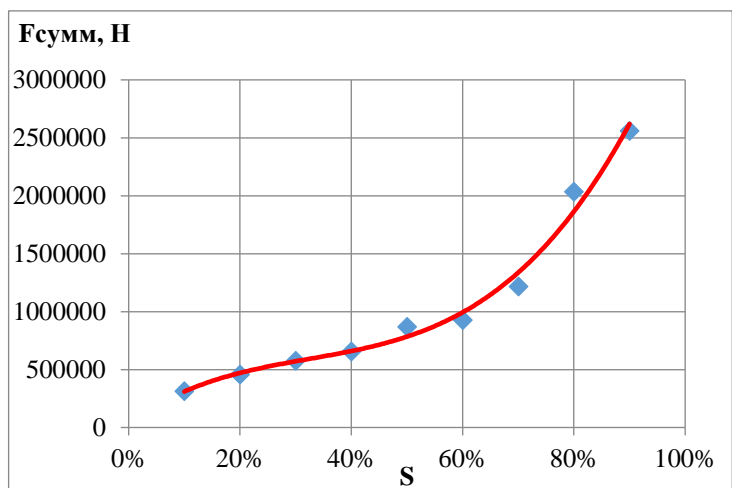


Рисунок 2. Сила, действующая на затвор при аварийном опускании

известным формулам подобия результатов, полученных А.Ю. Авдюшенко для модельного радиально-осевого гидроагрегата. Стоит отметить, что величина радиальной составляющей силы на порядок меньше, чем величина осевой.

Окончательная зависимость нагрузки на многомашинный гидропривод затвора при аварийном опускании показана на рис.2.

Также проведена оценка распределения нагрузки в случае выхода из строя одного из сервоцилиндров либо потере его управления.



Исследование динамики привода, необходимое для оценки точности и управляемости, производимой по форме и виду переходных процессов, было проведено на математических моделях двух типов: с гидродвигателями, перемещающими независимые массы и гидродвигателями, перемещающими общий груз – кольцевой затвор.

Предполагалось, что математическая модель привода, нагруженного отдельными массами, может быть полезна в практике проектирования для оперативной оценки влияния предлагаемого конструкторского решения на работу привода. В случае работы с независимыми нагрузками, привод может быть разделен на 6 идентичных блоков.

Принципиальная гидравлическая схема блока приведена на рис.3. Математическая модель данного блока будет состоять из 8-ми нелинейных дифференциальных уравнений: уравнения движения пилотного золотника электрогидравлического усилителя; уравнения движения золотника второго каскада; уравнения движения подвижной части привода; уравнения неразрывности для напорных щелей пилотного золотника и полости управления золотника второго каскада;

уравнения неразрывности для сливных щелей пилотного золотника и полости управления золотника второго каскада; уравнения неразрывности для напорных щелей золотника второго каскада и напорной полости соответствующего гидроцилиндра; уравнения неразрывности для сливных щелей золотника и сливной полости соответствующего электрогидравлического усилителя; уравнения баланса расходов источника питания и расходов через напорные щели золотников первого и второго каскадов усиления электрогидравлических усилителей. Таким образом, математическая модель подъема затвора включает в себя 43 обыкновенных дифференциальных уравнения:

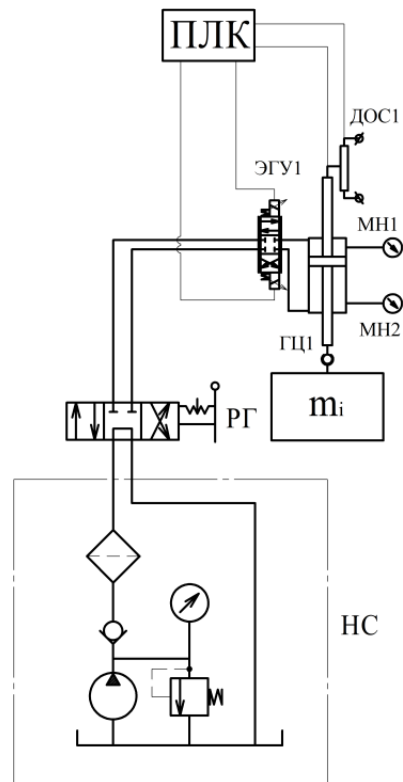


Рисунок 3. Принципиальная гидравлическая схема блока привода

$$\left\{ \begin{aligned}
m_{z1i} \cdot \frac{dx_{z1i}^2}{dt^2} &= K_{FI3i} \cdot (K_{FI2i} \cdot (K_{FI1i} \cdot (I_{max1} - K_{oc1i} \cdot x_{z1i}) - K_{oc2i} \cdot x_{z2i}) - K_{oc3i} \cdot y_{\pi i}) \\
&\quad - K_{vz1i} \cdot \frac{dx_{z1i}}{dt} - C_{emp1i} \cdot x_{z1i} - F_{c1i} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx_{z1i}}{dt}\right); \\
m_{z2i} \cdot \frac{dx_{z2i}^2}{dt^2} &= F_{\text{эфф}2i} \cdot (p_{\tau 1i} - p_{\tau 2i}) - K_{vz2i} \cdot \frac{dx_{z2i}}{dt} - C_{np2i} \cdot x_{z2i} - F_{c2i} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx_{z2i}}{dt}\right); \\
m_i \cdot \frac{dy_{\pi i}^2}{dt^2} &= S_{\text{гц}i} \cdot (p_{1i} - p_{2i}) - K_{vyi} \cdot \frac{dy_{\pi i}}{dt} - m_i \cdot g - F_{ci} \cdot \text{sign}\left(\frac{dy_{\pi i}}{dt}\right); \\
\mu_{1i} \cdot \pi \cdot d_{z1i} \cdot K_{\pi 1i} \cdot x_{z1i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{пит}} - p_{1i}| \cdot \text{sign}(p_{\text{пит}} - p_{1i})} &= \\
&= F_{\text{эфф}2i} \cdot \frac{dx_{z2i}}{dt} + \frac{V_{0i} + x_{z2i} \cdot F_{\text{эфф}2i}}{E} \cdot \frac{dp_{1i}}{dt}; \\
F_{\text{эфф}2i} \cdot \frac{dx_{z2i}}{dt} &= \mu_{1i} \cdot \pi \cdot d_{z1i} \cdot K_{\pi 1i} \cdot x_{z1i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{2i}| \cdot \text{sign}(p_{2i})} + \\
&\quad + \frac{V_{0i} - x_{z2i} \cdot F_{\text{эфф}2i}}{E} \cdot \frac{dp_{2i}}{dt}; \\
\mu_{2i} \cdot \pi \cdot d_{z2i} \cdot K_{\pi 2i} \cdot x_{z2i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{пит}} - p_{1\pi i}| \cdot \text{sign}(p_{\text{пит}} - p_{1\pi i})} &= \\
&= S_{\text{гц}i} \cdot \frac{dy_{\pi i}}{dt} + \frac{V_{01\text{гц}i} + S_{\text{гц}i} \cdot y_{\pi i}}{E} \cdot \frac{dp_{1\pi i}}{dt}; \\
S_{\text{гц}i} \cdot \frac{dy_{\pi i}}{dt} &= \mu_{2i} \cdot \pi \cdot d_{z2i} \cdot K_{\pi 2i} \cdot x_{z2i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{2\pi i}| \cdot \text{sign}(p_{2\pi i})} + \\
&\quad + \frac{V_{02\text{гц}i} - S_{\text{гц}i} \cdot y_{\pi i}}{E} \cdot \frac{dp_{2\pi i}}{dt}; \\
Q_{\text{МНУ}} &= \sum_{i=1}^6 \mu_{1i} \cdot \pi \cdot d_{z1i} \cdot K_{\pi 1i} \cdot x_{z1i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{пит}} - p_{1i}| \cdot \text{sign}(p_{\text{пит}} - p_{1i})} + \\
&\quad \sum_{i=1}^6 \mu_{2i} \cdot \pi \cdot d_{z2i} \cdot K_{\pi 2i} \cdot x_{z2i} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{пит}} - p_{1\pi i}| \cdot \text{sign}(p_{\text{пит}} - p_{1\pi i})},
\end{aligned} \right.$$

где  $i = 1 \dots 6$  – число блоков многомашинного гидропривода;  $p_{\text{пит}} =$

$\frac{p_0 \cdot V_0^n}{\left(S_{\text{МНУ}} \cdot \left(l_0 + \sum_{i=1}^6 \frac{S_{\text{гц}i}}{S_{\text{МНУ}}} \cdot x_{\text{гц}i}\right)\right)^n}$  – давление питания привода;  $m_i$  – масса подвижных

частей привода;  $y_{\pi i}$  – перемещение поршня;  $S_{\text{гц}i}$  – эффективная площадь

гидроцилиндра;  $p_{1i}$  – давление в напорной полости ГЦ;  $p_{2i}$  – давление в сливной полости ГЦ;  $K_{vyi}$  – коэффициент вязкого трения ГЦ;  $g$  – ускорение свободного падения;  $F_{ci}$  – сила сухого трения в ГЦ;  $V_{01ГЦi}, V_{02ГЦi}$  – соответственно начальные объемы рабочей жидкости в полостях нагнетания и слива ГЦ.

Данная математическая модель решалась в интегрированной среде MatLab с помощью встроенной функции ODE23s.

В случае опускания затвора математическая модель будет отличаться от вышеописанной, главным образом, знаками действующих нагрузок в уравнении движения подвижных частей привода.

На данной модели были проведены численные эксперименты по влиянию внешней неравномерной нагрузки на синхронность работы гидродвигателей привода, которая оценивается по разности перемещения поршней гидроцилиндров, называемой ошибкой синхронизации. Результаты численных экспериментов для подъема и опускания затвора приведены на рис.4.

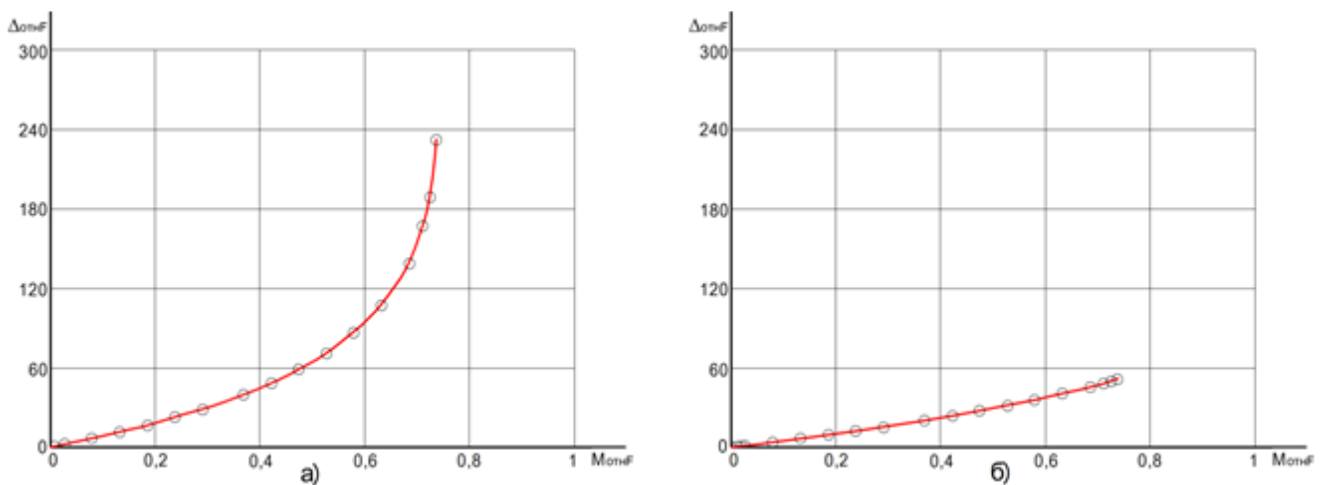


Рисунок 4. Зависимость от относительной величины ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки на привод для случаев подъема (а) и опускания (б) затвора

По оси абсцисс рис.4 откладывается величина  $M_{отнF}$ , равная:

$$M_{отнF} = \frac{F_{вн}}{p_{пит} \cdot S_{ГЦ}},$$

где  $F_{вн}$  – внешняя сила, дополнительно прикладываемая к гидроцилиндру.

По оси ординат рис.4 откладывается величина  $\Delta_{\text{отн}F}$ , равная:

$$\Delta_{\text{отн}F} = \frac{\Delta}{\Delta_{\text{доп}}},$$

где  $\Delta_{\text{доп}}$  – допустимая ошибка синхронизации перемещения поршней сервоцилиндров, равная 4 мм;  $\Delta$  – максимальная ошибка синхронизации, полученная в ходе подъема либо опускания затвора.

В математической модели привода, нагруженного монолитным кольцевым затвором, дополнительно введены уравнения для перемещения и поворота (перекоса) общего груза. Соединение штоков с абсолютно жестким телом затвора осуществляется при помощи упругих связей. Данным прием известен и описан Д.Н. Поповым для случая одномашинного привода в 1974 г. Жесткость данных связей входит во все уравнения движения подвижных частей привода, а также в уравнения перемещения и поворота кольцевого затвора.

Таким образом математическая модель привода, нагруженного общим грузом – кольцевым затвором включает в себя 45 обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
m_{z1i} \frac{dx_{z1i}^2}{dt^2} &= K_{FI3i}(K_{FI2i}(K_{FI1i}(I_{max1} - K_{oc1i}x_{z1i}) - K_{oc2i}x_{z2i}) - K_{oc3i}y_{ni}) \\
&\quad - K_{vz1i} \frac{dx_{z1i}}{dt} - C_{emp1i}x_{z1i} - F_{c1i} \operatorname{sign}\left(\frac{dx_{z1i}}{dt}\right); \\
m_{z2i} \frac{dx_{z2i}^2}{dt^2} &= F_{\text{ЭфФ}2i}(p_{r1i} - p_{r2i}) - K_{vz2i} \frac{dx_{z2i}}{dt} - C_{np2i}x_{z2i} - F_{c2i} \operatorname{sign}\left(\frac{dx_{z2i}}{dt}\right); \\
m_1 \frac{dy_{n1}^2}{dt^2} &= S_{rц1}(p_{11} - p_{21}) - K_{vy1} \frac{dy_{n1}}{dt} - m_1g - F_{c1} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n1}}{dt}\right) - C_{cb1}(x_1 - X - 0,5R\varphi); \\
m_2 \frac{dy_{n2}^2}{dt^2} &= S_{rц2}(p_{12} - p_{22}) - K_{vy2} \frac{dy_{n2}}{dt} - m_2g - F_{c2} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n2}}{dt}\right) - C_{cb2}(x_2 - X - R\varphi); \\
m_3 \frac{dy_{n3}^2}{dt^2} &= S_{rц3}(p_{13} - p_{23}) - K_{vy3} \frac{dy_{n3}}{dt} - m_3g - F_{c3} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n3}}{dt}\right) - C_{cb3}(x_3 - X - 0,5R\varphi); \\
m_4 \frac{dy_{n4}^2}{dt^2} &= S_{rц4}(p_{14} - p_{24}) - K_{vy4} \frac{dy_{n4}}{dt} - m_4g - F_{c4} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n4}}{dt}\right) - C_{cb4}(x_4 - X + 0,5R\varphi); \\
m_5 \frac{dy_{n5}^2}{dt^2} &= S_{rц5}(p_{15} - p_{25}) - K_{vy5} \frac{dy_{n5}}{dt} - m_5g - F_{c5} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n5}}{dt}\right) - C_{cb5}(x_5 - X + R\varphi); \\
m_6 \frac{dy_{n6}^2}{dt^2} &= S_{rц6}(p_{16} - p_{26}) - K_{vy6} \frac{dy_{n6}}{dt} - m_6g - F_{c6} \operatorname{sign}\left(\frac{dy_{n6}}{dt}\right) - C_{cb6}(x_6 - X + 0,5R\varphi); \\
\mu_{1i}\pi d_{z1i}K_{n1i}x_{z1i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{пит} - p_{1i}| \operatorname{sign}(p_{пит} - p_{1i})} &= F_{\text{ЭфФ}2i} \frac{dx_{z2i}}{dt} + \frac{V_{0i} + x_{z2i}F_{\text{ЭфФ}2i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\
F_{\text{ЭфФ}2i} \frac{dx_{z2i}}{dt} &= \mu_{1i}\pi d_{z1i}K_{n1i}x_{z1i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{2i}| \operatorname{sign}(p_{2i})} + \frac{V_{0i} - x_{z2i}F_{\text{ЭфФ}2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt}; \\
\mu_{2i}\pi d_{z2i}K_{n2i}x_{z2i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{пит} - p_{1ni}| \operatorname{sign}(p_{пит} - p_{1ni})} &= S_{rцi} \frac{dy_{ni}}{dt} + \frac{V_{01rцi} + S_{rцi}y_{ni}}{E} \frac{dp_{1ni}}{dt}; \\
S_{rцi} \frac{dy_{ni}}{dt} &= \mu_{2i}\pi d_{z2i}K_{n2i}x_{z2i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{2ni}| \operatorname{sign}(p_{2ni})} + \frac{V_{02rцi} - S_{rцi}y_{ni}}{E} \frac{dp_{2ni}}{dt}; \\
Q_{МНУ} &= \sum_{i=1}^6 \mu_{1i}\pi d_{z1i}K_{n1i}x_{z1i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{пит} - p_{1i}| \operatorname{sign}(p_{пит} - p_{1i})} + \\
&\quad + \sum_{i=1}^6 \mu_{2i}\pi d_{z2i}K_{n2i}x_{z2i} \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{пит} - p_{1ni}| \operatorname{sign}(p_{пит} - p_{1ni})}; \\
M\ddot{X} &= C_{cb1}(x_1 - X - 0,5R\varphi) + C_{cb2}(x_2 - X - R\varphi) + C_{cb3}(x_3 - X - 0,5R\varphi) + \\
&\quad + C_{cb4}(x_4 - X + 0,5R\varphi) + C_{cb5}(x_5 - X + R\varphi) + C_{cb6}(x_6 - X + 0,5R\varphi) - \\
&\quad - Mg - K_v\dot{X} - F_c \operatorname{sign}(\dot{X}); \\
J_p\ddot{\varphi} &= F_c \operatorname{sign}(\dot{X})R - K_{M\omega}\dot{\varphi} - K_{M\varphi}R \sum_{i=1}^6 C_{cbi}\varphi,
\end{aligned} \right\}$$

где  $C_{cb1..6}$  – жесткости связей соответствующих гидроцилиндров с общей нагрузкой;  $X$  – перемещение общей нагрузки;  $R$  – радиус щита кольцевого

затвора;  $\phi$  – угол поворота кольцевого затвора;  $M$  – масса кольцевого затвора;  $K_v$  – коэффициент вязкого трения затвора;  $F_c$  – сила сухого трения, приложенная к затвору;  $J_p$  – полярный момент инерции щита кольцевого затвора;  $K_{M\omega}$  – коэффициент нагрузки вязкого трения затвора;  $K_{M\phi}$  – коэффициент позиционной нагрузки.

Математическая модель привода для случая опускания затвора также отличается знаками действующих нагрузок в уравнениях движения подвижных частей привода и в уравнениях перемещения и поворота кольцевого затвора.

**Третья глава** посвящена описанию экспериментальной части исследования, которая была реализована на лабораторном стенде для испытания привода кольцевого затвора (Рисунок 5). В состав данной установки входят: две насосные станции, одна из которых питает гидравлический следящий привод, а вторая – нагрузочные гидроцилиндры; шесть гидроцилиндров, три из которых являются нагрузочными, позволяющими имитировать инерционную нагрузку массы кольца затвора, а три



*Рисунок 5. Общий вид лабораторной экспериментальной установки*

других входят в состав электрогидравлического следящего привода и имитируют гидропривод кольцевого затвора; два гидрораспределителя с ручным управлением, необходимые для направления потока рабочей жидкости в верхние, либо нижние полости гидроцилиндров; три электрогидравлических усилителя, управляющих работой следящего привода; блок электронного управления и генератор сигналов, формирующие сигнал управления, подаваемый на электрогидравлические усилители и реализующие следящий режим работы привода; регистратор, необходимый для записи полученных экспериментальных

данных; осциллограф, необходимый для точного представления подаваемого на блок электронного управления сигнала; а также датчики перемещения поршня и датчики давления, необходимые для непосредственного измерения соответствующих величин.

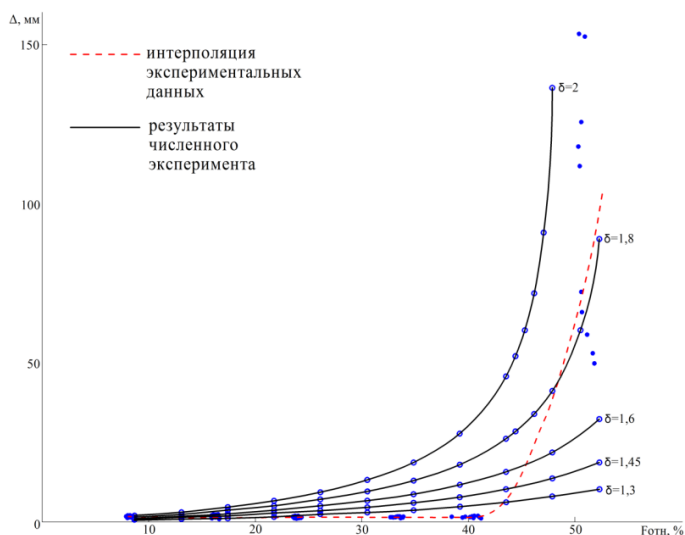
Измерение перемещения поршней силовых гидроцилиндров осуществлялось при помощи датчиков BTL5-A11-M0700-P-S32 фирмы BALLUFF с точностью 100 мкм (4 класс точности). Измерение перемещения поршней гидроцилиндров следящего привода осуществлялось при помощи встроенных датчиков BTL5-A11-M0630-B-KA05 с точностью 50 мкм (3 класс точности). Измерение давлений осуществлялось при помощи датчиков PA21-Y/100bar/81684,33/0-5V с максимальной ошибкой 1,5%. Параллельно контроль за величинами давлений осуществлялся при помощи манометров TM-110 с пределом измерения 100 атм. и 1,5 класса точности.

В качестве сигнала управления рассматривается синусоподобный сигнал, обеспечивающий скорости перемещения близкие к натурным.

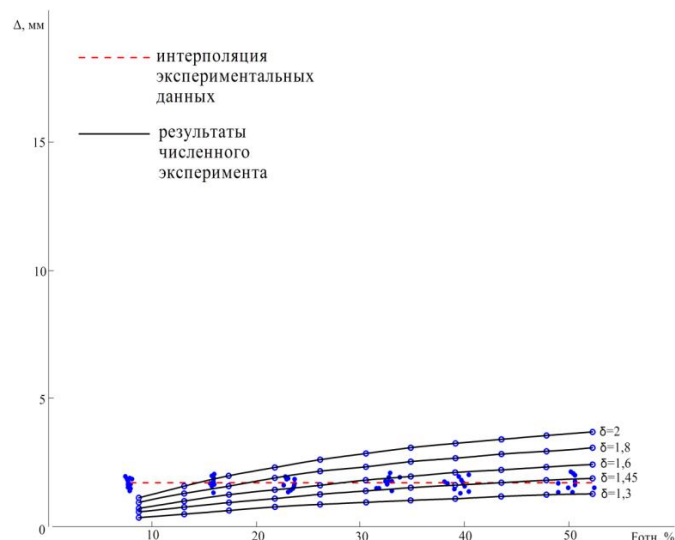
Эксперимент проводится, главным образом, с неравномерной нагрузкой. Неравномерность нагрузки  $\delta$  создается путем отключения от гидросистемы одного из нагрузочных цилиндров.

Результаты проведения лабораторного и численного экспериментов приведены на рисунке 7 для случая подъема затвора и на рисунке 8 - для случая его опускания. Результаты представлены в виде зависимостей максимальной ошибки синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров от величины относительной нагрузки на привод, приведенной в процентах от максимально развиваемого приводом усилия. Зависимость для лабораторного эксперимента получена при неравномерности нагрузки  $\delta = 2$ .

Тренды зависимостей, полученных в ходе лабораторного и численного экспериментов, совпадают.



*Рисунок 7. Зависимость ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для подъема затвора при частоте сигнала 0,1 Гц*



*Рисунок 8. Зависимость ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для опускания затвора при частоте сигнала 0,1 Гц*

**В четвертой главе** дано описание комплексной программы и интерфейса для проектирования и исследования многомашинного электрогидравлического привода кольцевого затвора, реализованных на базе описанных математических моделей, верифицированных с результатами лабораторного эксперимента.

### **Основные результаты**

1. Программа расчета и интерфейс, выполненные в программном пакете MatLAB;
2. Дана оценка эксплуатационных нагрузок, действующих на затвор при различных режимах работы гидроагрегата. В том числе в случае выхода из строя одного из сервоцилиндров. Обоснован выбор, в качестве основного режима работы при определении параметров привода, аварийного закрытия кольцевого затвора, и штатного подъема затвора в качестве проверочного режима.
3. Исследованы математические модели многомашинного электрогидропривода кольцевого затвора, нагруженного как независимыми массами, так и общим грузом – кольцевым затвором, с учетом применения в конструкции двухкаскадных электрогидроусилителей и влияния маслonaпорной установки. Рассмотрена работа привода затвора от насосной станции. В



результате проведения численных экспериментов получены зависимости относительной ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки.

4. Проведены экспериментальные исследования работы многомашинного электрогидропривода для режимов штатного подъема и штатного опускания кольцевого затвора. Проведена верификация результатов математического моделирования с результатами лабораторного эксперимента.

5. Разработана методика и универсальная программа для изучения и проектирования многомашинного электрогидравлического следящего привода кольцевого затвора радиально-осевой гидротурбины.

### **Список основных работ соискателя**

#### **Публикации в изданиях Перечня ВАК**

1. Исаев Ю.М., Сунарчин Р.А., Матросов А.В. Математическое моделирование электрогидропривода кольцевого затвора гидротурбины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2015. – №1. – С. 30-36.
2. Исаев Ю.М., Сунарчин Р.А., Матросов А.В. Математическое моделирование рабочих процессов электрогидравлического сервопривода кольцевого затвора гидротурбины // Гидротехническое строительство. – 2014. – №11. – С.46-51.
3. Матросов, А.В. Анализ режимов многомашинного электрогидравлического привода затвора гидротурбины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2016. - №1. – С.19-27.

#### **Публикации в журналах и трудах конференций**

1. Исаев Ю.М., Матросов А.В., Сунарчин Р.А. Математическое моделирование режимов синхронизации кольцевых затворов // «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 97-100.
2. Исаев Ю.М., Сунарчин Р.А., Матросов А.В. Математическое моделирование следящего электрогидропривода кольцевого затвора гидротурбины // Материалы научно-практической конференции с международным участием – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014, С. 95-97.
3. Комплексная программа «HYDRIVE» / Р.А. Сунарчин, Ю.М. Исаев, А.В. Матросов, Е.В. Сарайков // Роспатент. Свидетельство №2014662796 от 09.12.2014.