

DOI 10.5862/JEST.238.2

УДК 621.225.2: 62.822

А.В. Матросов

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ МНОГОМАШИННОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ЗАТВОРА ГИДРОТУРБИНЫ

A.V. Matrosov

OPERATIONAL MODES OF AN ELECTROHYDRAULIC DRIVE OF A RING GATE FOR A HYDRAULIC TURBINE

В статье приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования рабочих режимов многомашинного следящего электрогидропривода, предназначенного для маневрирования кольцевым затвором гидротурбины. Исследованы режимы штатного подъема и опускания кольцевого затвора при воздействии на привод неравномерной нагрузки. Экспериментальная часть исследования реализована на лабораторном стенде. Теоретическая часть включала проведение численного эксперимента на базе математических моделей трехцилиндрового электрогидравлического следящего привода, выполненных в программном пакете MatLAB. Математическое описание динамики работы привода осуществлено при помощи нелинейных дифференциальных уравнений. Математические модели штатного подъема и штатного опускания затвора решены при помощи встроенной функции ODE23S. Получены зависимости ошибки синхронизации перемещения поршней гидродвигателей от величины относительной нагрузки на привод. Дана оценка влияния степени неравномерности нагрузки на синхронность работы исполнительных гидродвигателей привода.

КОЛЬЦЕВОЙ ЗАТВОР ГИДРОТУРБИНЫ; МНОГОМАШИННЫЙ СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД; СИНХРОНИЗАЦИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ; МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ; МОДЕЛИРОВАНИЕ В MATLAB.

The results of an investigation of numerical and experimental operating modes of a multi-actuator electrohydraulic servo drive designed for manipulating the ring gate of a hydraulic turbine are presented in the work. The modes of normal operation (lifting and lowering) under the action of unbalanced load have been investigated. Theoretical and experimental investigations of normal operation modes were conducted. The experimental part of the study has been implemented by carrying out bench tests involving a three-cylinder electrohydraulic servo actuator controlled by proportional electro hydraulic amplifiers which simulates the gate drive, a three-cylinder load drive simulating the weight load of the gate shield and the load from the stream, two independent pumping stations and a control and measurement system. The theoretical part of investigations was implemented by conducting a numerical experiment on the basis of mathematical models of a three-cylinder electro-hydraulic servo drive made in the MATLAB software package. The mathematical description of drive dynamics is carried out by means of non-linear differential equations. Each drive unit consisting of a power supply, a servo cylinder, a proportional directional valve, feedback circuits and pressure and piston motion sensors is described by three equations: the equation of actuator moving part motion, flow continuity equation through pressure gap of proportional directional valve and pressure chamber of hydraulic cylinder, flow continuity equation through the drain chamber of the hydraulic cylinder and the drain gap of proportional directional valve. Mathematical models of normal operating are solved by the built-in function ODE23S. The experimental and theoretical functional dependences of synchronization error from value of the relative load on the actuator have been obtained. The estimation of the degree of impact of the unbalanced load on the synchronicity of the actuating hydraulic motors work was given.

RING GATE OF HYDRAULIC TURBINE; MULTI-ACTUATOR HYDRAULIC DRIVE; SYNCHRONIZATION OF HYDRAULIC CYLINDERS; MATHEMATICAL MODELING; MODELING IN MATLAB.

Введение

Одно из направлений исследований в области гидротурбостроения — способы повышения эффективности и безопасности эксплуатации ГЭС и ГАЭС. В рамках данного направления ведутся разработки конструкций гидравлических приводов кольцевых затворов, а также исследования физических процессов в гидроагрегатах, на которых установлены затворы подобного типа [1–6, 10].

Кольцевые затворы по сравнению с широко распространенными дисковыми и шаровыми затворами [7] обладают целым рядом преимуществ, так как позволяют: снизить затраты при строительстве станции, связанные с уменьшением объемов строительных работ; снизить утечки через закрытый направляющий аппарат, а тем самым, и риск развития щелевой кавитации на лопатках направляющего аппарата; уменьшить время ввода станции в эксплуатацию; снизить циклическую усталость металла спиральной камеры; повысить надежность высоконапорных станций.

Маневрирование затвором, как правило, осуществляется при помощи гидравлического объемного привода. Основная задача данного привода — синхронное перемещение затвора, исключающее возможность его перекоса и заклинивания между статорными колоннами и лопатками направляющего аппарата. Заклинивание может быть вызвано неравномерной нагрузкой на привод, которая обусловлена радиальной составляющей силы, действующей на затвор со стороны потока, в совокупности с возможной асимметрией элементов конструкции гидроагрегата и гидравлического привода.

Ниже приводятся результаты лабораторного и численного исследований работы многомашинного гидропривода кольцевого затвора, состоящего из трех гидроцилиндров и электрогидравлической следящей системы управления.

Основной целью исследований была оценка влияния неравномерности нагрузки на синхронность работы исполнительных сервоцилиндров.

Основные задачи, которые решались в ходе исследования, — получение экспериментальных и теоретических зависимостей ошибки синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров, определяемой как разность данных пере-

мещений, от внешней нагрузки. Исследования проводились для режимов штатного подъема и опускания щита кольцевого затвора.

Экспериментальный стенд

Общий вид стенда, подготовленного к выполнению экспериментальных исследований, приведен на рис. 1. Экспериментальный стенд позволяет: проводить исследования рабочих режимов кольцевого затвора при различных видах сигналов управления и различных диапазонах рабочего хода поршней гидроцилиндров; исследовать следящий режим работы; включать в схему испытаний объемный дозатор, а также исследовать влияние неравномерности нагрузки на показатели синхронности работы гидродвигателей.

На рис. 2 приведена принципиальная электрогидравлическая схема экспериментальной установки.

В состав данной установки входят: две насосные станции, одна из которых питает гидравлический следящий привод, а вторая — нагрузочные гидроцилиндры; шесть гидроцилиндров (ГЦ1, ...ГЦ6), три из которых являются нагрузочными (ГЦ1, ГЦ3, ГЦ5), позволяющими ими-



Рис. 1. Общий вид лабораторного экспериментального стенда

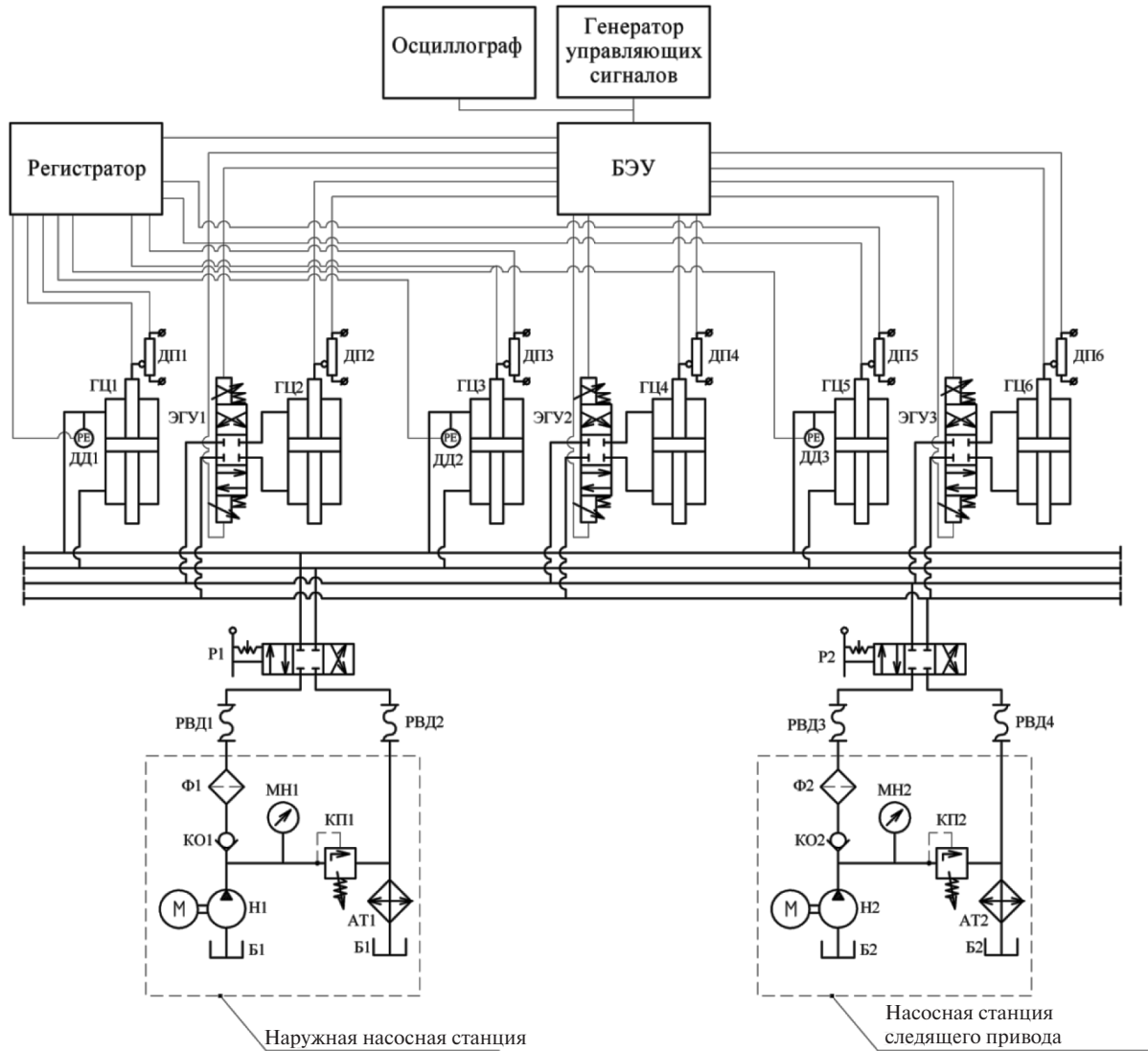


Рис. 2. Принципиальная электрогидравлическая схема экспериментальной установки

тировать инерционную нагрузку от кольца затвора, а три других (ГЦ2, ГЦ4, ГЦ6) входят в состав электрогидравлического следящего привода и имитируют гидропривод кольцевого затвора (неравномерность нагрузки δ создавалась путем отключения нагрузочного гидроцилиндра ГЦ1 от гидравлической системы); два гидрораспределителя с ручным управлением (Р1, Р2), необходимые для направления потока рабочей жидкости в верхние либо нижние полости гидроцилиндров; три электрогидравлических усилителя (ЭГУ1, ...ЭГУ3), управляющих работой следящего привода; блок электронного управления и генератор сигналов, формирующие сиг-

нал управления, подаваемый на электрогидравлические усилители, и реализующие следящий режим работы привода; регистратор, необходимый для записи полученных экспериментальных данных; осциллограф — для визуализации подаваемого на блок электронного управления сигнала; а также датчики перемещения поршня (ДП1, ...ДП6) и датчики давления (ДД1, ...ДД6) — для непосредственного измерения соответствующих величин.

Методика эксперимента

Эксперимент проводится следующим образом: перед началом испытаний при помощи ос-

циллографа и генератора сигналов подбирают форму управляющего сигнала. После подачи электропитания на блок управления и пуска насосных станций настройкой переливного клапана КП2 устанавливают рабочее давление следящего привода (6,3 МПа), а настройкой переливного клапана КП1 – рабочее давление нагрузочного привода (5 атм.). Распределитель Р1 переключают в левую по схеме позицию, а распределитель Р2 – в правую. После этого управляющий сигнал подается на ЭГУ. Привод обрабатывает циклы подъема и опускания затвора. Показания датчиков фиксируются регистратором. Затем устанавливают более высокое рабочее давление нагрузочного привода при помощи клапана КП1, и циклы подъема и опускания затвора повторяются. Давление нагрузки варьируют в пределах от 5 до 30 атм. с шагом 5 атм. Величина противодействия 30 атм. при установленном рабочем давлении следящего привода 63 атм. – критическая, при которой вследствие перекоса затвора, поршни гидроцилиндров перестают перемещаться, т.е. происходит заклинивание затвора.

В качестве сигнала управления были выбраны синусоподобные сигналы с частотами порядка 0,1 и 0,2 Гц, которые обеспечивают близкие к натурным скорости перемещения затвора.

Математическое моделирование

Теоретическая часть исследования была реализована в виде численного эксперимента на базе математических моделей трехцилиндрового электрогидравлического следящего привода для режимов подъема и опускания затвора.

При описании математических моделей следящего электрогидравлического привода были приняты типичные для задач данного типа допущения [8, 9]: параметры сосредоточены; выполняется условие неразрывности рабочей жидкости; модуль упругости рабочей жидкости постоянен; коэффициенты расхода дросселирующих щелей электрогидравлических усилителей постоянны; конструкция электрогидравлических усилителей идеальная; золотник электрогидравлического усилителя ввиду его малой массы принят безынерционным.

Перемещения и скорости поршней гидроцилиндров в начальный момент времени были приняты равными нулю.

Каждый блок привода, как при подъеме, так и при опускании щита кольцевого затвора, описывается тремя нелинейными дифференциальными уравнениями: уравнением движения подвижной части привода, уравнением неразрывности потока через напорные щели золотника и напорную полость цилиндра и уравнением неразрывности через сливную полость цилиндра и сливные щели золотника.

Таким образом, математическая модель следящего многомашинного гидропривода при подъеме затвора имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} &= S_i (p_{1i} - p_{2i}) - k_{vi} \frac{dx_i}{dt} - m_i g - F_i; \\ \mu_i \pi d_{zi} K_{\Pi i} \frac{K_{FJi}}{C_{empi}} (J_i \sin(\omega t) - K_{OCi} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} &= \\ &= S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\ S_i \frac{dx_i}{dt} &= \mu_i \pi d_{zi} K_{\Pi i} \frac{K_{FJi}}{C_{empi}} (J_i \sin(\omega t) - K_{OCi} x_i) \times \\ &\times \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2i} - p_{sl})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt}, \end{aligned} \right.$$

где m_i – масса подвижных частей i -го привода; x_i – ход i -го поршня; S_i – площадь i -го поршня; p_{1i}, p_{2i} – давления соответственно в напорной и в сливной полостях i -го сервоцилиндра; k_{vi} – коэффициент вязкого трения i -го привода; F_i – внешняя сила, приложенная к i -му поршню; μ_i – коэффициент расхода i -го золотника; d_{zi} – диаметр плунжера i -го золотника; $K_{\Pi i}$ – коэффициент использования периметра i -го золотника; K_{FJi} – коэффициент усиления электромагнитного преобразователя i -го электрогидравлического усилителя; C_{empi} – жесткость пружины i -го электромеханического преобразователя; J_i – амплитуда токового сигнала управления; ω – частота токового сигнала управления; K_{OCi} – коэффициент обратной связи i -ого электромагнитного усилителя; P_p – давление питания приводов; p_{sl} – давление слива; V_{1i}, V_{2i} – значения объемов соответственно напорной и сливной полостей i -го сервоцилиндра; E – эффективный модуль упругости рабочей жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости.

Математическая модель следящего много-машинного гидропривода при опускании затвора имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = S_i (p_{1i} - p_{2i}) + m_i g + F_i - k_{vi} \frac{dx_i}{dt}; \\ \mu_i \pi d_{zi} K_{\text{OC}} \frac{K_{Fji}}{C_{\text{empi}}} (J_i \sin(\omega t) - K_{OCi} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_i)} = \\ = S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\ S_i \frac{dx_i}{dt} = \mu_i \pi d_{zi} K_{\text{Pi}} \frac{K_{Fji}}{C_{\text{empi}}} (J_i \sin(\omega t) - K_{OCi} x_i) \times \\ \times \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2i} - p_{sl})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt}. \end{cases}$$

Системы дифференциальных уравнений решались в интегрированной среде MATLAB с помощью встроенной функции ODE23s.

Результаты численного и экспериментального исследований

Результаты лабораторного и численного экспериментов при частоте входного сигнала 0,2 Гц приведены на рис. 3 для случая подъема затвора, а на рис. 4 – для случая его опускания. Результаты представлены в виде зависимостей максимальной ошибки синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров от величины относительной нагрузки на привод (в процентах от максимально развиваемого приводом усилия). В лабораторном эксперименте зависимости получены при неравномерности нагрузки $\delta = 2$, а в численных экспериментах – при неравномерностях нагрузки $\delta = 1,3-2$.

Результаты аналогичных лабораторного и численного экспериментов при частоте входного сигнала 0,1 Гц приведены на рис. 5 для случая

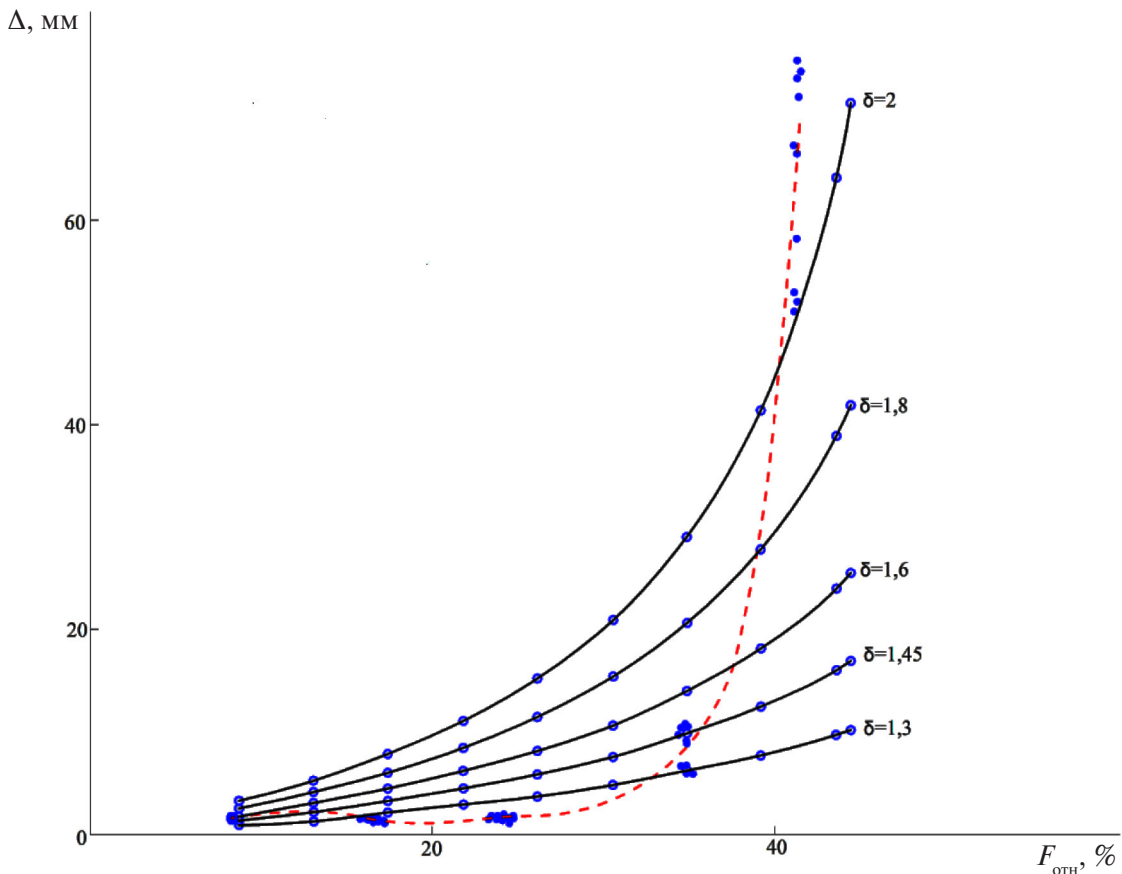


Рис. 3. Зависимости максимальной ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для случая подъема затвора при частоте входного сигнала 0,2 Гц (--- — интерполяция экспериментальных данных; — — результаты численного эксперимента)

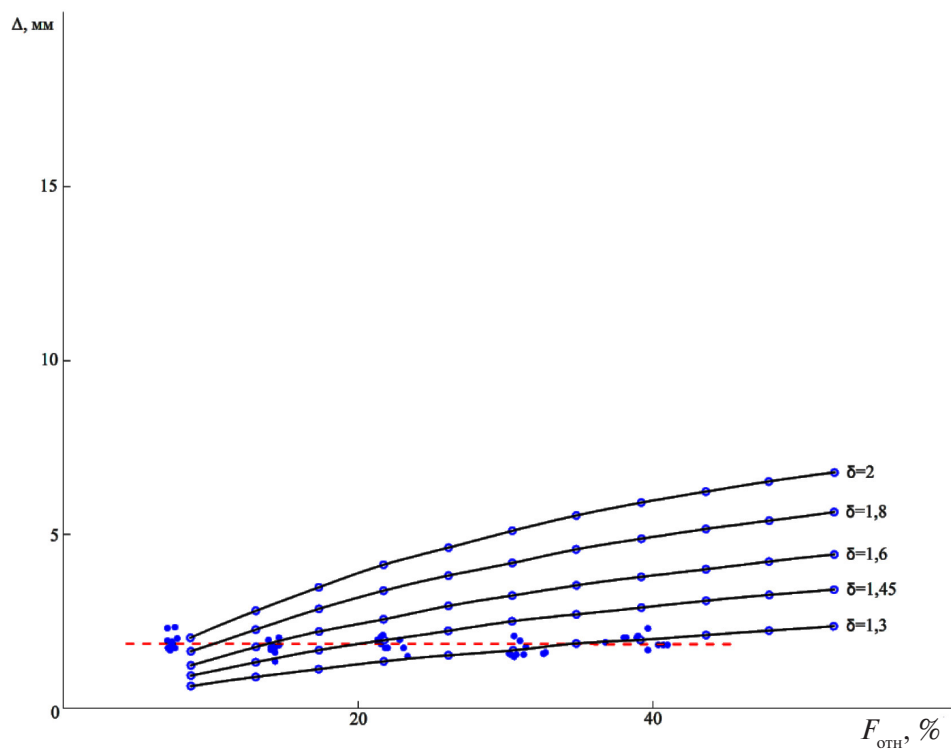


Рис. 4. Зависимости максимальной ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для случая опускания затвора при частоте входного сигнала 0,2 Гц (--- — интерполяция экспериментальных данных; — — результаты численного эксперимента)

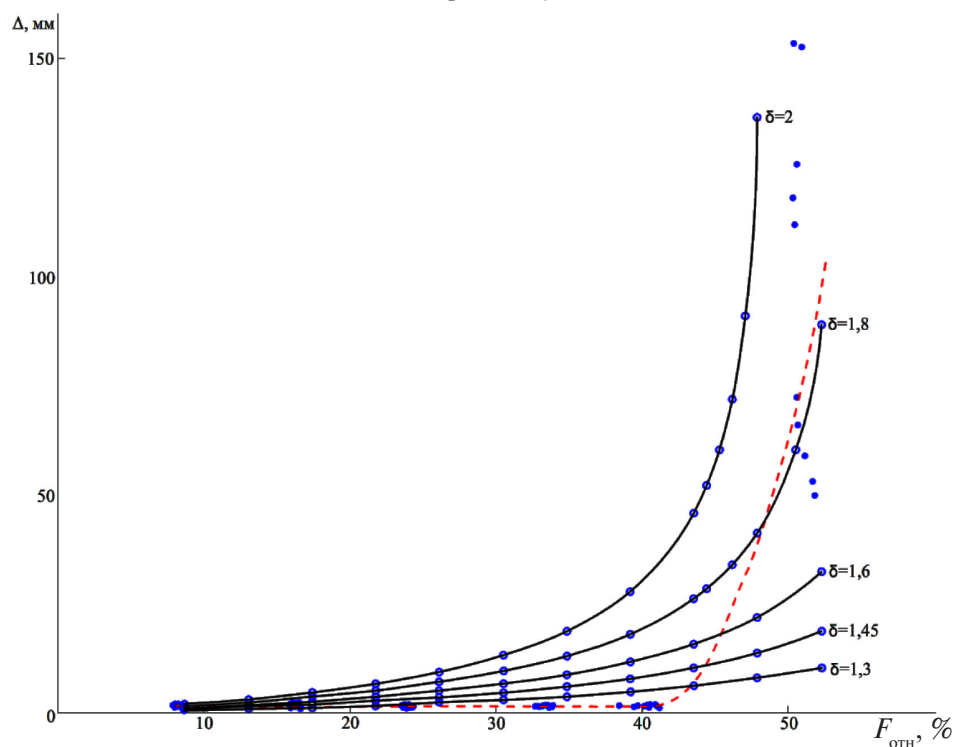


Рис. 5. Зависимости максимальной ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для случая подъема затвора при частоте входного сигнала 0,1 Гц (--- — интерполяция экспериментальных данных; — — результаты численного эксперимента)

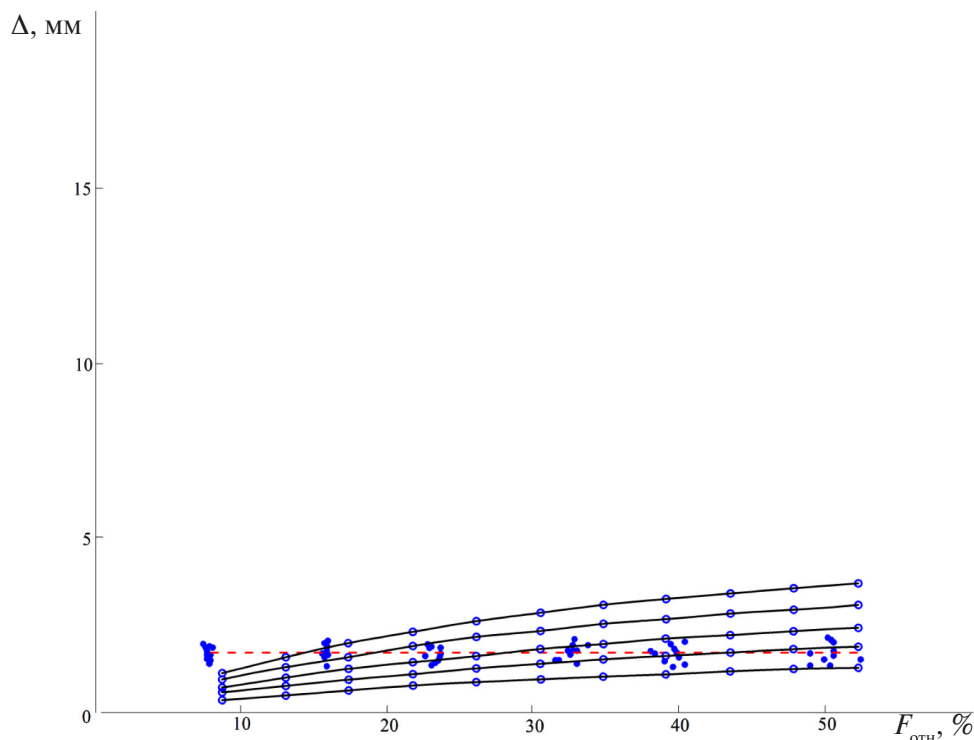


Рис. 6. Зависимость максимальной ошибки синхронизации от величины относительной нагрузки для случая опускания затвора при частоте входного сигнала 0,1 Гц (--- — интерполяция экспериментальных данных; — — результаты численного эксперимента)

подъема затвора, а на рис. 6 — для опускания затвора.

Выводы

В ходе проведения исследования многоаппаратного привода кольцевого затвора были получены экспериментальные и теоретические зависимости ошибки синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров от внешней нагрузки для режимов штатного подъема и опускания затвора. Анализ данных зависимостей показал следующее:

в качестве основного штатного режима работы привода, по которому определяются его основные параметры, следует принимать режим подъема затвора ввиду высоких требований точности работы, предъявляемых к приводу коль-

цевого затвора, и наибольших наблюдаемых значений ошибки синхронизации поршней сервоцилиндров на данном режиме;

уменьшение частоты сигнала управления и, как следствие, снижение скорости перемещения затвора положительно сказывается на снижении ошибки синхронизации перемещения поршней сервоцилиндров;

при проектировании привода для обеспечения требований точности его работы необходимо закладывать в конструкции существенный запас по мощности в зависимости от степени неравномерности внешней нагрузки. Так, в случае неравномерности нагрузки порядка $\delta = 2$, максимальная нагрузка, действующая на привод, не должна быть выше 30 % от максимального развиваемого приводом усилия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Навроцкий К.Л. Анализ динамики синхронного гидропривода кольцевого затвора гидротурбины // Вестник машиностроения. 2005. №2. С. 3–8.

2. Потетенко О.В., Шевченко Н.Г., Коваль Е.С. Численное моделирование гидродинамического усилия, действующего на кольцевой затвор в про-

цессе его опускания в проточную часть радиально-осевой гидротурбины // Вісник НТУ «ХПІ». 2012. №54. С. 176–186.

3. Шевченко Н.Г., Коваль Е.С. Прогнозирование гидравлической силы воздействия потока воды на кольцевой затвор гидротурбины // Modern Directions of theoretical and applied researches. 2013. № 2. С. 74–81.

4. 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.

5. Исаев Ю.М., Сунарчин Р.А., Матросов А.В. Математическое моделирование электрогидропривода кольцевого затвора гидротурбины // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. №1(214). С. 30–36.

6. Исаев Ю.М., Матросов А.В., Сунарчин Р.А. Математическое моделирование режимов синхро-

низации кольцевых затворов // Сборник научных трудов 8-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». 2014. С. 97–100.

7. Васильев Ю.С., Щавелев Д.А. Гидроэнергетическое оборудование гидроэлектростанций. М.: Энергоатомиздат, 1988. 400 с.

8. Сунарчин Р.А. Выбор параметров гидромеханических регуляторов авиационных двигателей. Анализ и синтез гидромеханических регуляторов: Учебное пособие / Уфимский государственный авиацион. техн. ун-т. Уфа: Изд-во УГАТУ, 2005. 87 с.

9. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., 1977. 426 с.

10. Guo Chunli, Wang Guodong, Xiao Juliang. Numerical Simulation for Hydraulic Characteristics of Cylindrical Valve in Runaway Protection Process // Power and Energy Engineering Conference. APPEEC. 2009. Asia-Pacific. 2009. P. 201–205.

REFERENCES

1. Navrotsky K.L. Analiz dinamiki sinkhronnogo gidroprivoda koltseвого затвора gidroturbiny. [Dynamic analysis of synchronous hydraulic drive for ring gate of hydraulic turbine]. *Russian Engineering Research*. Moscow. 2005. №2. S. 3–8. (rus.)

2. Potetenko O.V., Shevchenko N.G., Koval Ie.S. Chislennoye modelirovaniye gidrodinamicheskogo usiliya, deystvuyushchego na koltsevoy затвор v protsesse yego opuskaniya v protochnuyu chast radialno-osevoy gidroturbiny. [Numerical simulation of hydrodynamic forces acting on the ring gate during its descent into the flow of the Francis turbine]. *HPI publ*. Kharkov. 2012. №54. S. 176–186. (rus.)

3. Shevchenko N.G., Koval E.C. Prognozirovaniye gidravlicheskoy sily vozdeystviya potoka vody na koltsevoy затвор gidroturbiny. [Prediction of hydraulic power flow impact water annular valve turbines]. *Modern Directions of theoretical and applied researches*. 2013. №2. S. 74–81. (rus.)

4. Isayev Yu.M., Sunarchin R.A., Matrosov A.V. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov elektrogidravlicheskogo servoprivoda koltseвого затвора gidroturbiny [Mathematical modeling of electrohydraulic servo drive for ring gate of hydraulic turbine work processes]. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2014. №11. S. 46–51. (rus.)

5. Isayev Yu.M., Sunarchin R.A., Matrosov A.V. Matematicheskoye modelirovaniye elektrogidroprivoda koltseвого затвора gidroturbiny [Mathematical modeling of electrohydraulic drive for hydraulic turbine]. *St.Petersburg State Politechnical Universiti Journal*.

St.Petersburg: SPbGPU Publ. 2015. № 1(214), S. 30–36. (rus.)

6. Isayev Yu.M., Matrosov A.V., Sunarchin R.A. Matematicheskoye modelirovaniye rezhimov sinkhronizatsii koltsevykh затворов [Mathematical modeling of ring gate synchronization modes]. *Sbornik nauchnykh трудов 8-y Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem «Gidravlicheskiye mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya»*. 2014. S. 97–100. (rus.)

7. Vasilyev Yu.S., Shchavalev D.A. Gidroenergeticheskoye oborudovaniye gidroelektrostantsiy [Hydropower equipment of hydroelectric power plants] M.: Energoatomizdat, 1988. 400 s. (rus)

8. Sunarchin R.A. Vybory parametrov gidromekhanicheskikh regulyatorov aviatsionnykh dvigateley. Analiz i sintez gidromekhanicheskikh regulyatorov: Uchebnoye posobiye [The choice of electromechanical controls of aircraft engines. Analysis and synthesis of hydromechanical regulators.] / Ufimskiy gosudarstvennyy aviats. tekhn. un-t. Ufa: Izd-vo UGATU, 2005. 87 s. (rus.)

9. Popov D.N. Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems] M., 1977. 426 s. (rus.)

10. Guo Chunli, Wang Guodong, Xiao Juliang. Numerical Simulation for Hydraulic Characteristics of Cylindrical Valve in Runaway Protection Process. *Power and Energy Engineering Conference. APPEEC*. 2009. Asia-Pacific. 2009, P. 201–205.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

МАТРОСОВ Артем Владимирович – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: a.matrosov.hydro@mail.ru

MATROSOV Artiom V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: a.matrosov.hydro@mail.ru