

УДК 621.224-52:006.44(043.3)
DOI: 10.15587/1729-4061.2018.148044

Повышение качества электроэнергии гидрогенераторных установок путем усовершенствования систем регулирования

Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, В. Е. Мельников, Н. С. Антоненко,
А. Н. Чеботарев

Вирішена актуальна науково-технічна задача підвищення якості електроенергії, яка виробляється гідрогенераторними установками. Актуальність теми обумовлена тим, що існуючі системи регулювання частоти та потужності гідрогенераторних установок не в повній мірі відповідають міжнародним стандартам щодо якості електроенергії. Поставлене завдання вирішується на основі структурно-параметричного синтезу та оптимізації систем автоматичного регулювання частоти обертання та потужності на основі рішення зворотних задач динаміки гідрогенераторної установки з удосконаленою системою метрологічного забезпечення. Для аналізу та синтезу прецизійного регулятора удосконалено математичні моделі гідрогенератора і виконавчого механізму електрогідравлічної системи регулювання. Удосконалення полягає в обліку протічок, перетічок та нелінійності характеристик сервомотору.

Наведено структурну схему астатичного регулятора, що відповідає удосконаленій математичній моделі, а також чисельні значення параметрів структурної схеми, ідентифіковані за результатами експериментальних досліджень. Використано принцип мультиплікативного керування. Це дозволить спростити структури, параметричний синтез і настроювання параметрів регулятора. Показано аналіз експериментальних досліджень, які проводились на діючому обладнанні гідроелектростанцій (Байтун, Панама). Наведено порівняльний аналіз роботи регуляторів, побудованих на принципах ПІД-регулювання, регулятора фірми Емерсон та регулятора, побудованого на рішенні зворотних задач динаміки. Запропонована система автоматичного регулювання гідроенергетичних установок забезпечує підвищення точності регулювання частоти обертання та потужності майже в два рази, що підвищує якість електроенергії, яка виробляється на гідроелектростанціях.

Ключові слова: гідрогенераторна установка, система автоматичного регулювання, якість електроенергії, зворотні задачі динаміки.

1. Введение

Согласно действующим нормативным документам, существует 13 показателей качества электрической энергии [1]. Ухудшение этих показателей относительно нормированных значений приводит к существенным отрицательным последствиям в системах электроснабжения промышленных предприятий и энергосистемы в целом. Увеличиваются потери электроэнергии, уменьшаются срок службы оборудования и его надежность, ухудшаются статическая та динамическая стойкости элементов энергосистем.

Для энергогенерирующих предприятий важнейшим показателем качества электроэнергии является отклонение частоты электрического тока. На гидроэлектростанциях этот показатель обеспечивается эффективностью работы системы автоматического регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок (гидротурбина и генератор). А именно – показателями их статической и динамической точности, которые должны обеспечивать минимальное отклонение частоты вращения гидрогенераторов и их мощности от заданных режимных значений.

Допустимые отклонения частоты для систем, оснащенных гидравлическими или электрогидравлическими регуляторами, составляют, соответственно, 0,3 и 0,1 % [1].

В то же время западноевропейские энергосистемы UCTE, ATSOI, BALTSO, ETSO, NORDEL и UKTSOA первичным и вторичным регулированием обеспечивают более высокое качество регулирования частоты электрического тока. Эти энергосистемы входят в состав ENTSO-E (Интегрированная европейская сеть системных операторов передачи электроэнергии) и обеспечивают единый стандарт качества. Согласно нормам UCTE, регулирование частоты нормируется:

- величиной и временами готовности к использованию резервов;
- коэффициентом статизма;
- зоной нечувствительности систем автоматического регулирования гидрогенераторных установок ГЭС.

Допустимые отклонения частоты составляют не более 0,06 % [1, 2].

В то же время в нормативно-методической документации фактически отсутствуют универсальные нормативные методы структурно-параметрического синтеза прецизионных систем автоматического регулирования (САР) гидрогенераторных установок, которые гарантированно смогли бы обеспечить высокие показатели точности регулирования частоты вращения и мощности.

Повышение эффективности автоматического регулирования гидрогенераторных установок представляет собой важную и актуальную научно-техническую задачу. Её решение позволит существенно улучшить технико-экономические характеристики гидрогенераторных установок и качество электроэнергии, которая вырабатывается гидравлическими электростанциями.

При этом основным направлением исследований является разработка систематизированных и унифицированных научных методов, а также технических решений, направленных на существенное повышение точности регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок. Это, в свою очередь, приведет к улучшению показателей качества электроэнергии, которая вырабатывается гидроэлектростанциями.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В существующих украинских стандартах и нормативных документах (ГКД 34.20.507-2003, РД 153-34.0-35.519-98 и др.), посвященных системам регулирования гидрогенераторных установок гидроэлектростанций, рассматриваются, главным образом, общие технические вопросы эксплуатации и ремонта. В то же время

не достаточно полно определены научные и методические основы создания прецизионных систем регулирования, которые обеспечивали бы высокие показатели качества электроэнергии. В существующих нормативных документах отсутствуют комплексные эффективные решения, которые способны существенно повысить точность и быстродействие электрогидравлических следящих систем автоматического регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок. Также отсутствуют единые требования по методам и способам обеспечения необходимых показателей качества технологического процесса, надежности и безопасности.

Регуляторы различных модификаций изготовлены и успешно эксплуатируются на крупнейших гидростанциях стран постсоветского пространства, а также на зарубежных ГЭС Канады, Бразилии, Югославии, Аргентины, Греции, Исландии, Индии и др.

Вопросы конструктивных особенностей и механических составных электрогидравлических регуляторов исследованы довольно полно. Несмотря на то, что оптимизацией процессов регулирования гидротурбин занимались еще в 80-е годы 20 столетия [3], вопросы повышения точности регулирования остаются актуальными [4].

Особое внимание уделяется вопросам использования и усовершенствования ПИД-регуляторов. Оптимизируются параметры регуляторов с целью повышения качества регулирования [5]. Проводятся исследования различных модификаций регуляторов с последующим сравнительным анализом [6]. Корректируются целевые функции регуляторов в аспекте их использования на энергоустановках электростанциях [7]. Успешно используется принцип робастного управления, позволяющий повысить качество регулирования [8]. Повышается точность ПИД-регуляторов на основе усовершенствования инструментальной базы [9]. Применяются современные алгоритмы при синтезе регуляторов [10]. Успешно применяются алгоритмы автонастроек [11]. Используются новейшие технологии и материалы [12].

Такой масштаб исследований связан с тем, что около 90–95 % регуляторов, которые находятся в данное время в эксплуатации, используют ПИД-алгоритмы. Однако точность таких регуляторов не достаточно высока. Это связано с наличием малого приращения больших величин, и, как следствие, – возникновение статических и динамических ошибок регулирования [13].

Точность регулирования также зависит от математических моделей, используемых для синтеза регуляторов. Для синтеза регуляторов частоты вращения гидротурбины разработаны математические модели основных элементов системы регулирования [14]. Разработаны упрощенные математические модели, которые позволяют снизить затраты на вычисления и эффективно синтезировать алгоритмы управления на основе современных компьютерных систем [15]. Однако в существующих математических моделях учтены не все факторы, влияющие на точность регулирования, что ставит задачу усовершенствования математических моделей, а именно учет факторов, существенно влияющих на точность. К таким факторам относятся, например, силы сухого и жидкостного

трения, утечки и перетечки жидкости в сервомоторе и нелинейность характеристик сервоклапана [13].

Перспективным развитием в направлении повышения точности регулирования частоты и мощности является синтез прецизионных (сверхточных) систем автоматического регулирования гидрогенераторных установок на основе решения обратных задач динамики [13]. При этом структурно-параметрический синтез и оптимизация регуляторов должна осуществляться на основе усовершенствованных математических моделей, современных методов системного анализа и теории автоматического управления [13].

3. Цель и задачи исследований

Цель работы является синтез систем автоматического регулирования частоты вращения гидроагрегатов на основе решения обратных задач динамики, что позволит повысить качество электроэнергии за счет снижения статических и динамических ошибок регулирования.

Для достижения намеченной цели были поставлены следующие задачи:

- усовершенствовать математические модели электрогидравлических механизмов систем автоматического регулирования гидравлических турбин, необходимые для синтеза прецизионных регуляторов;
- провести экспериментальные исследования систем автоматического регулирования гидрогенераторных установок и выполнить идентификацию разработанных математических моделей регуляторов;
- выполнить структурно-параметрический синтез и оптимизацию прецизионных регуляторов частоты и мощности гидротурбин на основе решения обратных задач динамики.

4. Усовершенствование математических моделей системы автоматического регулирования гидрогенераторных установок

Базовым объектом исследования является электрогидравлическая система автоматического регулирования гидрогенераторной установки, которая предназначена для поддержки заданной частоты вращения и мощности [13, 14].

При отклонении регулируемого параметра (частоты или мощности) от значения, которое задается центральным управляющим устройством, микропроцессорный регулятор формирует управляющий сигнал на соответствующее необходимое положение сервомоторов, которые управляют положением направляющего аппарата. Так образуется управляющий сигнал, который поступает на вход электрогидравлического преобразователя, который изменяет положение задвижки и разность давлений в управляющих соплах, что приводит золотник в движение. При этом шток отсечного золотника остановится в положении, соответствующем необходимому значению перепада давлений в пустотах сервомотора. Шток сервомотора смещает регулирующее кольцо лопаток направляющего аппарата и изменяет исходные параметры гидрогенераторной установки. При этом, соответственно, изменяются ее частота вращения и мощность, и, как следствие, – величина и частота тока, который поступает в электрическую сеть. Наличие нелинейностей характеристик элементов системы ре-

гулирования, а также наличие нежелательных утечек и перетечек жидкости приводит к возникновению дополнительных ошибок регулирования. Избавиться физически от этих явлений невозможно, что ставит задачу учета этих факторов в математической модели с последующей компенсацией их негативного влияния.

Для решения задачи создания прецизионных регуляторов частоты и мощности гидрогенераторных установок уточненные математические модели электрогидравлических исполнительных механизмов систем автоматического регулирования частоты и мощности (САР ЧМ) могут быть представлены в следующем виде:

– уравнение движения потока воды в напорном водоводе [13]:

$$\begin{cases} g \frac{\partial v}{\partial \chi} + \frac{\partial P}{\partial t} + k_p = 0; \\ C^2 \frac{\partial P}{\partial \chi} = -g \frac{\partial v}{\partial t}, \end{cases} \quad (1)$$

– уравнение динамики вращательного движения ротора гидротурбины и гидрогенератора [13]:

$$J_{\text{пр}}^{\text{гг}} \dot{\omega}_{\text{гг}} + |M_{\text{ст}}^{\text{гг}}| \text{sign}\{\omega_{\text{гг}}\} + k_{\text{жг}}^{\text{гг}} \omega_{\text{гг}} + C_{\text{св}} (\varphi_{\text{гг}} - \varphi_{\text{гг}}) = 0,5 \chi \frac{v^3}{\omega_{\text{гг}}}; \quad (2)$$

$$J_{\text{пр}}^{\text{гг}} \dot{\omega}_{\text{гг}} + |M_{\text{ст}}^{\text{гг}}| \text{sign}\{\omega_{\text{гг}}\} + k_{\text{жг}}^{\text{гг}} \omega_{\text{гг}} + C_{\text{св}} (\varphi_{\text{гг}} - \varphi_{\text{гг}}) = N_{\text{гг}} \omega_{\text{гг}}. \quad (3)$$

Структурная математическая модель электромеханической части электрогидравлического преобразователя (ЭГП) представлена в виде дифференциального уравнения второго порядка:

$$T_{\text{эгп}}^2 \ddot{X}_3 + 2\xi_{\text{эгп}} T_{\text{эгп}} \dot{X}_3 + X_3 = K_{\text{эгп}} i_y, \quad (4)$$

где i_y – управляющий ток на выходе из входного суммирующего усилителя; X_3 – координата положения золотника ЭГП; $K_{\text{эгп}}$, $T_{\text{эгп}}$, $\xi_{\text{эгп}}$ – статический коэффициент передачи, постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования электромеханической части ЭГП.

Процесс изменения давления в линии управления отсечным золотником описывается уравнением баланса расходов рабочей жидкости через дроссельную щель золотника ЭГП, управляющую полость отсечного золотника и линию слива, т. е. [13]:

$$Q_3 = Q_{\text{сл}} + Q_y, \quad (5)$$

где

$$Q_3 = \mu_3 S_3(X_3) \sqrt{\frac{2(P_o - P_y)}{\rho}}, \quad (6)$$

$$Q_y = \frac{V_y}{\chi} \dot{P}_y + S_y V_{o3} \quad (7)$$

и

$$Q_{сл} = \mu_{сл} S_{сл} \sqrt{\frac{2(P_y - P_{сл})}{\rho}} \quad (8)$$

– расходы рабочей жидкости, соответственно, через дроссельную щель золотника ЭПП, через управляющую полость отсечного золотника и через сливную линию; $S_3(X_3)$, S_y и $S_{сл}$ – площади дроссельной щели золотника ЭПП, управляющей полости отсечного золотника и сливной линии; P_y , P_o , $P_{сл}$ – давления в управляющей полости, в силовой и сливной линиях; V_y – приведенный (с учетом объема подводных каналов) объем управляющей полости; ρ и χ – плотность и адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости.

Математическое описание динамических процессов в отсечном золотнике выполнено на основе уравнения движения плунжера золотника и уравнения баланса расходов рабочей жидкости, которая движется через щели и полости золотника.

Уравнение движения плунжера отсечного золотника представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} m_{o3} \ddot{X}_{o3} + k_{жт}^{o3} \dot{X}_{o3} + F_{ст}^{o3} \text{sign}\{\dot{X}_{o3}\} = \\ = F_p^{o3} + F_{гдх}^{o3} + G_{o3} \cos \varphi_{o3}, \end{aligned} \quad (9)$$

где X_{o3} – координата положения отсечного золотника; m_{o3} – приведенная (с учетом массы сенсоров) масса плунжера отсечного золотника; $k_{жт}^{o3}$ и $F_{ст}^{o3}$ – коэффициент жидкостного трения и сила сухого трения между плунжером и гильзой золотника;

$$F_p^{o3} = -P_y S_y + P_6 (S_y - S_6) + P_d S_d \quad (10)$$

– результирующая сила гидростатического давления на плунжер золотника; P_6 и P_d – давления в соответствующих полостях золотника; S_6 и S_d – эффективные площади рабочих полостей золотника; $F_{гдх}^{o3}$ – проекция на ось перемещения плунжера (ось x) гидродинамической силы, которая действует на плун-

жер; $G_{03} = m_{03} g$ – вес плунжера; α_{03} – угловое отклонение вехе плунжера от вертикального положения.

Гидродинамические силы, которые действуют на плунжер отсечного золотника, представлены в виде суммы нестационарных и стационарных составляющих. При этом обобщенные соотношения для векторов гидродинамических сил, которые действуют в соответствующих полостях отсечного золотника, представлены в следующем виде [13]:

$$\vec{F}_{гд}^6 = \begin{cases} 0, & \text{при } X_{03} > 0; \\ \rho l_6 \dot{Q}_6 + \frac{\rho Q_6^2}{S_{03}}, & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad (11)$$

$$\vec{F}_{гд}^B = \rho l_B \dot{Q}_B + \frac{\rho Q_B^2}{S_{03}}; \quad (12)$$

$$F_{гд}^Г = \rho l_Г \dot{Q}_Г + \frac{\rho Q_Г^2}{S_{03}}; \quad (13)$$

$$\vec{F}_{гд}^Д = \begin{cases} \rho l_Д \dot{Q}_Д + \frac{\rho Q_Д^2}{S_{03}}, & \text{при } X_{03} > 0; \\ 0, & \text{при } X_{03} < 0, \end{cases} \quad (14)$$

или, в проекциях на продольную (x) и поперечную (y) оси золотника:

$$F_{гдх}^{03} = \begin{cases} \rho (l_B \dot{Q}_B - l_Г \dot{Q}_Г + l_Д \dot{Q}_Д) - \frac{\rho}{S_{03}} (Q_B - Q_Г + Q_Д) \cos \theta, & \text{при } X_{03} > 0; \\ \rho (l_6 \dot{Q}_6 - l_B \dot{Q}_B + l_Г \dot{Q}_Г) - \frac{\rho}{S_{03}} (Q_6 - Q_B + Q_Г) \cos \theta, & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad (15)$$

$$F_{гду}^{03} = \begin{cases} \frac{\rho}{S_{03}} (Q_B - Q_Г + Q_Д) \sin \theta, & \text{при } X_{03} > 0; \\ \frac{\rho}{S_{03}} (Q_6 - Q_B + Q_Г) \sin \theta, & \text{при } X_{03} < 0. \end{cases} \quad (16)$$

В формулах (11)–(16):

$l_6, l_B, l_Г, l_Д$ – длины соответствующих полостей отсечного золотника;

$Q_6, Q_B, Q_Г, Q_Д$ – расходы рабочей жидкости сквозь соответствующие полости;

$S_{03} = S_{03}(X_{03})$ – площади проходных сечений рабочих окон отсечного золотника, которые являются функциями его положения (координаты X_{03});

$\alpha_6, \alpha_B, \alpha_\Gamma, \alpha_D$ – углы наклона векторов скорости рабочей жидкости, которая протекает через соответствующие рабочие окна, к поперечной оси плунжера.

Математическая модель сервомотора представлена уравнениями баланса расходов рабочей жидкости через полости сервомотора, уравнениями движения жидкости в подводных каналах и уравнением движения нагруженного поршня.

Уравнение баланса расходов жидкости через поршневую и штоковую полости сервомотора представлены в виде [13]:

$$Q_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} = \frac{dV_{\Pi}^{\Pi}}{dt} + Q_{\text{сж}}^{\Pi} + Q_{\text{ут}} + Q_{\text{пер}}, \quad (17)$$

где

$$\frac{dV_{\text{шт}}^{\text{шт}}}{dt} = Q_{\text{сж}}^{\text{шт}} + Q_{\Gamma\Gamma}^{\text{шт}} + Q_{\text{ут}}^{\text{шт}} - Q_{\text{пер}}, \quad (18)$$

$$\frac{dV_{\Pi}^{\Pi}}{dt} = S_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} (\dot{X}_{\Gamma\Gamma} + \dot{X}_{\kappa}), \quad (19)$$

$$\frac{dV_{\text{шт}}^{\text{шт}}}{dt} = S_{\Gamma\Gamma}^{\text{шт}} (\dot{X}_{\Gamma\Gamma} + \dot{X}_{\kappa}) \quad (20)$$

– расходы рабочей жидкости, обусловленные перемещениями поршня и корпуса сервомотора (перемещение корпуса происходит благодаря упругости его опор);

$$Q_{\text{сж}}^{\Pi} = \frac{V_{\Pi}^{\text{пр}}}{\chi} \dot{P}_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} = \frac{V_{\Pi}^{\text{о}} + V_{\Pi}^{\text{к}} + S_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} X_{\Gamma\Gamma}}{\chi} \dot{P}_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} \quad (21)$$

и

$$Q_{\text{сж}}^{\text{шт}} = \frac{V_{\text{шт}}^{\text{пр}}}{\chi} \dot{P}_{\Gamma\Gamma}^{\text{шт}} = V_{\text{шт}}^{\text{о}} + V_{\text{шт}}^{\text{к}} + S_{\Gamma\Gamma}^{\text{шт}} \quad (22)$$

– составляющие расходов, обусловленные сжатиям рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях сервомотора;

$$Q_{\text{ут}}^{\Pi} = k_{\text{ут}}^{\Pi} (P_{\Gamma\Gamma}^{\Pi} - P_{\text{сл}}) \quad (23)$$

и

$$Q_{\text{ут}}^{\text{шт}} = k_{\text{ут}}^{\text{шт}} (P_{\text{гц}}^{\text{шт}} - P_{\text{сл}}) \quad (24)$$

– расходы перетоков жидкости из поршневой и штоковой полостей сервомотора;

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} (P_{\text{гц}}^{\text{п}} - P_{\text{гц}}^{\text{шт}}) \quad (25)$$

– расходы перетоков жидкости между полостями сервомотора;

$Q_{\text{гц}}^{\text{п}} = Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{гц}}^{\text{шт}} = Q_{\text{г}}$ – расходы жидкостей, которые поступают в поршневую и штоковую полости сервомотора (или сливаются из них) сквозь рабочие окна отсечного золотника.

В формулах (17)–(25): $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{шт}}$ – рабочие объемы поршневой и штоковой полостей сервомотора;

$$X_{\text{к}} = X_{\text{к}}^{\text{п}} - X_{\text{к}}^{\text{шт}} = \frac{S_{\text{гц}}^{\text{п}}}{C_{\text{оп}}^{\text{п}}} P_{\text{гц}}^{\text{п}} - \frac{S_{\text{гц}}^{\text{шт}}}{C_{\text{оп}}^{\text{шт}}} P_{\text{гц}}^{\text{шт}} \quad (26)$$

– суммарное смещение корпуса сервомотора из-за податливости его опор;

$x_{\text{к}}^{\text{п}}$ и $x_{\text{к}}^{\text{шт}}$ – составные суммарного сдвига корпуса, обусловленные давлением жидкости в поршневой и штоковой полостях; $C_{\text{оп}}^{\text{п}}$ и $C_{\text{оп}}^{\text{шт}}$ – жесткости опор, установленных со стороны поршневой и штоковой полости сервомотора; $V_{\text{п}}^{\text{пр}}$ и $V_{\text{шт}}^{\text{пр}}$ – приведенные объемы поршневой и штоковой полостей сервомотора; $V_{\text{п}}^{\circ}$ и $V_{\text{шт}}^{\circ}$ – объемы поршневой и штоковой полостей в исходном (среднем) положении поршня сервомотора; $V_{\text{п}}^{\text{к}}$ и $V_{\text{шт}}^{\text{к}}$ – объемы каналов подведения жидкости к поршневой и штоковой полостям; $P_{\text{гц}}^{\text{п}}$ и $P_{\text{гц}}^{\text{шт}}$ – давления в поршневой и штоковой полостях сервомотора.

В результате математического моделирования получена замкнутая система уравнений, которая описывает динамику электрогидравлического исполнительного механизма САР ЧиМ. Модель учитывает утечки и перетечки жидкости в сервомоторе, а также нелинейности характеристик сервомотора. Это позволяет повысить точность математической модели и системы регулирования в целом. Модель является базой для теоретических исследований влияния различных факторов и параметров на точность регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок и на интегральные показатели качества САР.

5. Идентификация математических моделей

Идентификация разработанных математических моделей выполнялась на основе экспериментальных характеристик гидрогенераторных установок действующих ГЭС. Результаты идентификации для гидротурбин гидрогенераторной установки ГЭС Байтун (Панама) приведено на рис. 1 и 2.

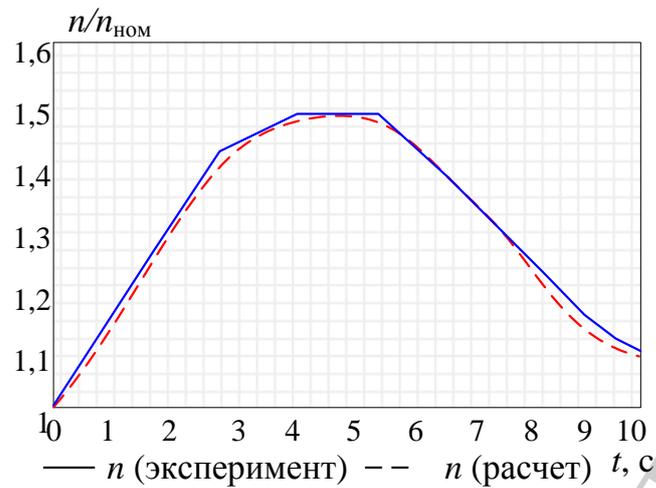


Рис. 1. Зависимость относительной частоты вращения турбины от времени

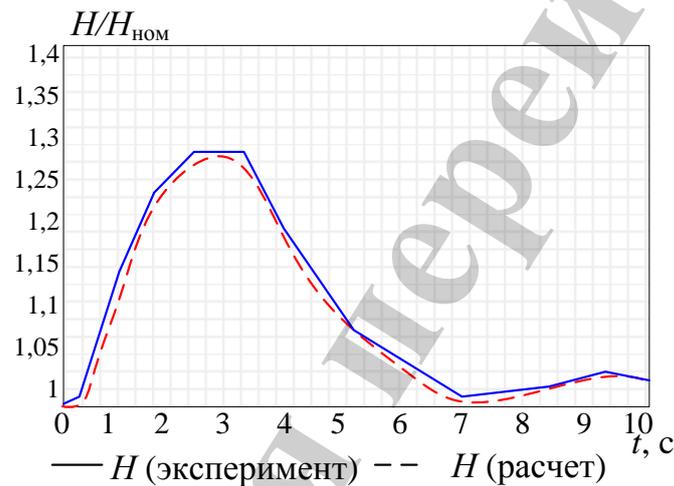


Рис. 2. Зависимость относительного напора турбины от времени

В результате исследования установлено, что разработанная математическая модель системы автоматического регулирования частоты и мощности является адекватной, учитывает основные факторы, которые влияют на точность регулирования частоты и мощности. Отклонения значений, полученных при моделировании, находятся в доверительном интервале 95 % (рис. 1 и рис. 2). Модель может быть использована для анализа статических и динамических погрешностей регулирования и разработки научных и методов уменьшения погрешностей с целью повышения показателей качества электроэнергии.

Базовым объектом исследования являлась вертикальная, радиально-осевая гидравлическая турбина РО В-195, которая эксплуатируется на ГЭС Байтун.

Проведены экспериментальные исследования работы САР ЧиМ при сбросе нагрузки до холостого хода и наборе нагрузки до номинальной мощности при следующих начальных (к сбрасыванию) условиях работы (табл. 1).

Таблица 1

Начальные условия работы

Мощность, N , кВт	Напор, H , г	Приведенная частота вращения, n' , мин. ⁻¹	Расход, Q_1 , м ³ /с	Относительное открытие направляющего аппарата, μ
48600	135,7	66,96	0,88	0,81

Вращающий момент и расход воды через турбину определялись по модельным характеристикам рабочего колеса. Введение модельных характеристик осуществляется табличным способом – матрицами приведенного расхода Q_1 и коэффициента полезного действия η_t в функции двух переменных – относительного открытия направляющего аппарата μ и приведенной частоты вращения:

$$n' = \frac{n}{n_{\text{ном}}}.$$

Уравнение изменения напора воды вследствие гидравлического удара составлено с учетом потерь напора, волновых процессов в водоводе и упругости среды. Закон движения направляющего аппарата определяется с учетом:

- характеристик главного золотника регулятора турбины;
- характеристик демпфирующего устройства, которое включается около закрытого положения сервомотора направляющего аппарата и потерь давления в маслопроводах системы регулирования;
- изменения давления в маслонапорной установке в процессе регулирования при расширении воздуха в гидроаккумуляторе;
- модельных силовых характеристик лопаток направляющего аппарата (c_p и c_m), которые задаются функцией открытия направляющего аппарата.

Результаты расчета представлены ниже в виде табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета работы гидрогенераторной установки при H_{max}

t , с	α	μ	q	h	$H_{\text{с.к.}}$, М	$H_{\text{о.т.}}$, М
0	1	0,819	1,02	1	143	5,91
0,5	1,11	0,804	1	1,04	148	5,87
1	1,21	0,73	0,959	1,17	165	5,71
1,5	1,31	0,655	0,868	1,3	183	4,72
2	1,39	0,581	0,757	1,33	188	2,99
2,5	1,45	0,509	0,618	1,36	193	1,16
3	1,5	0,441	0,496	1,33	190	-0,427
3,5	1,52	0,375	0,382	1,24	179	-2

4	1,53	0,311	0,296	1,21	175	-2,83
4,5	1,53	0,249	0,221	1,19	173	-3,3
5	1,53	0,189	0,157	1,16	170	-3,73
5,5	1,51	0,133	0,106	1,11	162	-4,2
6	1,47	0,0973	0,0768	1,07	157	-4,48
6,5	1,43	0,0803	0,0626	1,02	151	-4,78
7	1,39	0,0697	0,0563	1,02	151	-4,81
7,5	1,34	0,0592	0,0506	1,04	154	-4,7
8	1,3	0,0488	0,0427	1,04	153	-4,73
8,5	1,26	0,0385	0,0343	1,03	152	-4,76
9	1,22	0,0282	0,026	1,04	153	-4,72
9,5	1,18	0,0181	0,0169	1,04	153	-4,72
10	1,14	0,008	0,00755	1,03	153	-4,77

В табл. 2: t – текущая координата времени; α – относительная частота вращения; μ – относительное открытие сервомотора направляющего аппарата; q – относительный расход турбины; h – относительный напор; $H_{с.к.}$ – давление в спиральной камере; $H_{о.т.}$ – давление под рабочим колесом.

По результатам экспериментальных исследований получены характеристики переходных процессов в гидрогенераторной установке, которые приведены на рис. 3.

Расчеты по экспериментальным данным проводились при следующих условиях:

При работе на холостом ходу и на изолированную нагрузку, когда цепь статизма отключена, передаточная функция ПИД-регулятора имеет вид:

$$W_{PID}(s) = \frac{\Delta\tilde{x}}{\Delta\tilde{C}} = \frac{K_p (T_d s + 1)(T_v s + 1)}{T_d s (T_f s + 1)}. \quad (27)$$

Передаточная функция электрогидравлической следящей системы:

$$W_{SM}(s) = \frac{\Delta\tilde{y}}{\Delta\tilde{x}} = \frac{K_1}{s(T_s s + 1) \left(1 + \frac{K_1}{(T_s s + 1)s} \right)}, \quad (28)$$

где $K_1=1/T_y$, T_y – постоянная времени сервомотора; T_s – постоянная времени пропорционального гидрораспределителя.

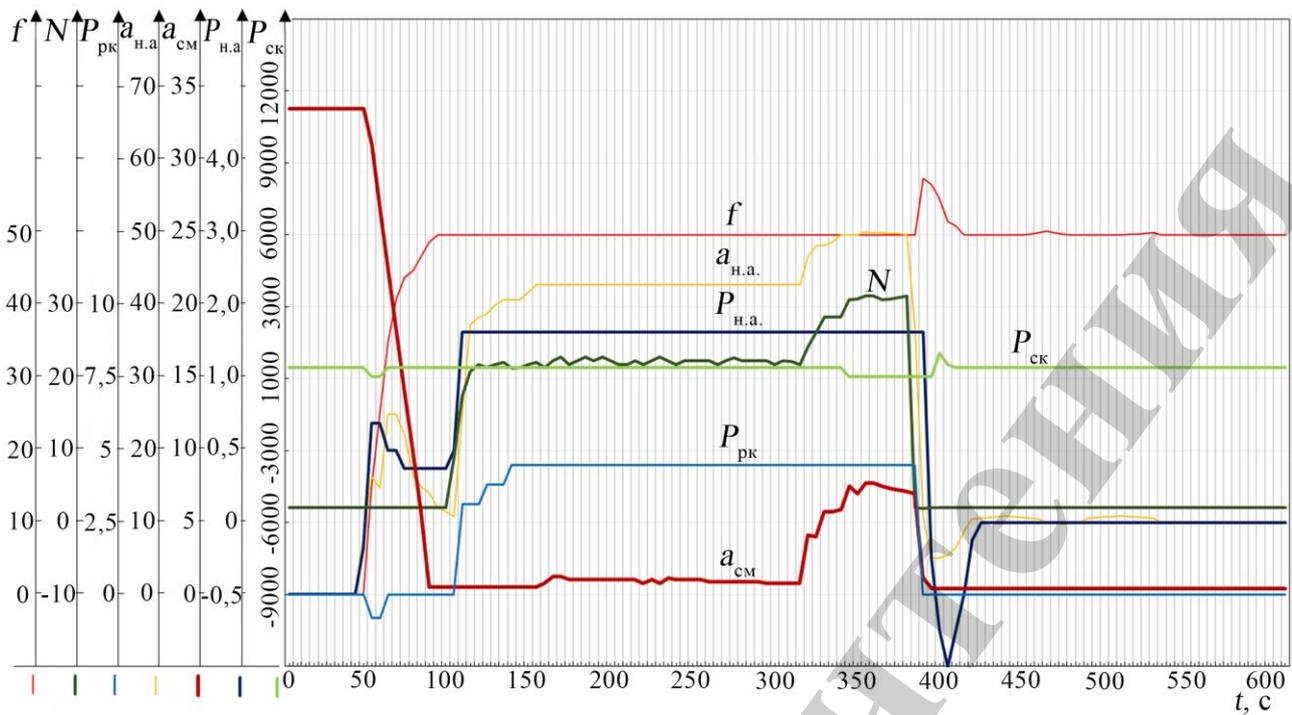


Рис. 3. Переходные процессы при изменении нагрузки на гидрогенераторной установке: f – частота тока, Гц; N – активная мощности агрегата, МВт; $P_{рк}$ – давление перед рабочим колесом, кг/см²; $a_{н.а.}$ – положение сервомотора направляющего аппарата, %; $a_{см}$ – положение сервомотора рабочего колеса, %; $P_{н.а.}$ – давление после направляющего аппарата, кг/см²; $P_{ск}$ – давление в спиральной камере, кг/см²

В случае регулирования по водотоку, уравнение объекта регулирования записывается в виде:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{1}{F}(Q_p - Q_t), \quad (29)$$

где d/dt – скорость изменение уровня в грузовой камере; F – площадь сечения грузовой камеры; Q_p – расход воды, которая поступает в грузovou камеру; Q_t – расход воды через турбину.

На основе сравнения результатов моделирования и экспериментальных данных получены сведенные характеристики переходных процессов при использовании существующей системы ПИД-регулирования, системы регулирования фирмы Эмерсон и системы с предложенным регулятором на основе решения обратных задач динамики. Сравнительные характеристики показаны на рис. 4.

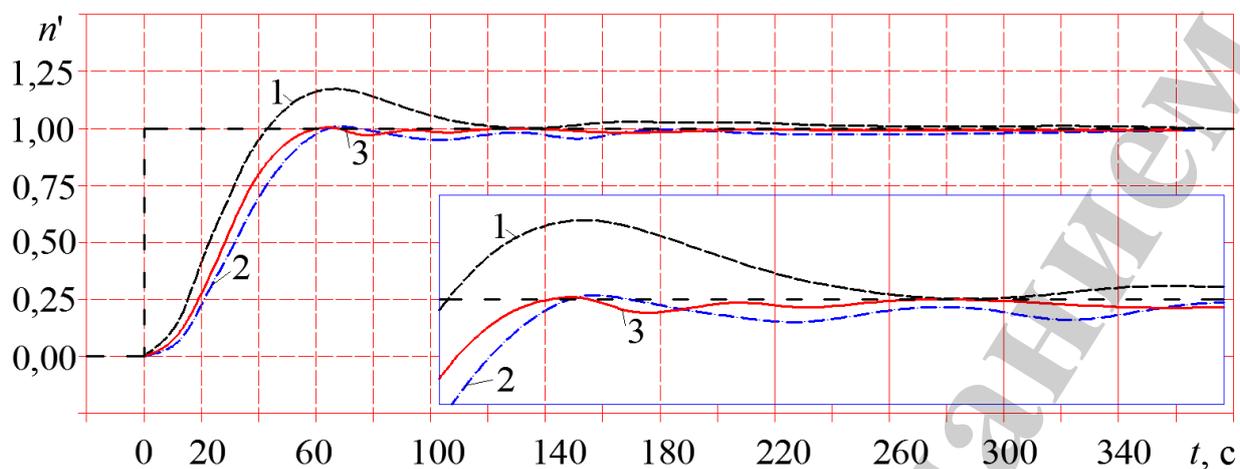


Рис. 4. Изменение относительной частоты вращения гидрогенераторной установки при наборе нагрузки с использованием различных алгоритмов управления: 1 – классический ПИД-регулятор; 2 – предложенный регулятор; 3 – регулятор с технологией Feed-forward с эталонной моделью

Графики на рис. 4 свидетельствуют, что характеристики САР с предложенным регулятором значительно превосходят характеристики САР с ПИД-регулятором. На 50 % уменьшается время выхода на постоянный режим, снижается уровень перерегулирования (1,03 у предложенного регулятора против 1,17 у ПИД-регулятора). Показатели качества регулирования с использованием предложенного регулятора находятся на уровне показателей мирового лидера в вопросах регулирования гидрогенераторных установок (фирма Эмерсон).

6. Структурно-параметрический синтез прецизионного регулятора частоты и мощности гидрогенераторной установки

Для синтеза прецизионного регулятора используется принцип мультипликации. Общий контур регулятора состоит из трех автономных контуров: контура электрогидравлического усилителя, контура сервомотора и контура гидрогенераторной установки. Это позволяет упростить настройку регулятора.

Для определения коэффициентов регулятора исходная система уравнений динамики представляется в векторно-матричной форме:

$$\dot{\vec{X}} = A\vec{X} + B\vec{U}, \quad (30)$$

где $\dot{\vec{X}}$ – вектор параметров состояния объекта; A – матрица параметров объекта управления с элементами; B – вектор управления; \vec{U} – вектор управляющих сигналов.

Векторно-матричное представление математических моделей автономных контуров управления имеет вид:

– гидрогенераторная установка с напорным водоводом:

$$\vec{X} = \begin{pmatrix} \omega_{\Gamma} \\ Q \end{pmatrix}_{2 \times 1}; \quad A = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_{\Gamma}} & \frac{K_{\text{МД}}^Q}{T_{\Gamma}} \\ 0 & -\frac{1}{T_{\text{ВОД}}} \end{pmatrix}_{2 \times 2};$$

$$\vec{U} = (NZ)_{1 \times 2}; \quad B = \begin{pmatrix} -\frac{K_{\text{МН}}^N}{T_{\Gamma}} & 0 \\ 0 & \frac{K_Z^Q}{T_{\text{ВОД}}} \end{pmatrix}_{2 \times 2};$$

– сервомотор:

$$\vec{X} = \begin{pmatrix} X_{\text{СМ}} \\ V_{\text{СМ}} \\ \Delta P \end{pmatrix}_{3 \times 1}; \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{1}{T_{\text{СМ}}^{M^2}} & -\frac{2\xi_{\text{СМ}}}{T_{\text{СМ}}^M} & \frac{K_{\Delta P}^{X_{\text{СМ}}}}{T_{\text{СМ}}^{M^2}} \\ 0 & -\frac{K_{\dot{X}_P}}{T_{\Gamma}^{\text{СМ}}} & -\frac{1}{T_{\Gamma}^{\text{СМ}}} \end{pmatrix}_{3 \times 3};$$

$$\vec{U} = X_{031 \times 1}; \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{X_{03}}^P \end{pmatrix}_{3 \times 1};$$

– электрогидравлический усилитель:

$$\vec{X} = \begin{pmatrix} X_{03} \\ V_{03} \\ i \end{pmatrix}_{3 \times 1}; \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{1}{T_{\text{ЭГП}}^{M^2}} & -\frac{2\xi_{\text{ЭГП}}}{T_{\text{ЭГП}}^M} & \frac{K_{X_{03}}^i}{T_{\text{ЭГП}}^{M^2}} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_{\text{ЭГП}}^{\text{Э}}} \end{pmatrix}_{3 \times 3};$$

$$\vec{U} = X_{03 \times 1}; B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_{iu}}{T_{\text{ЭГП}}^3} \end{pmatrix}_{3 \times 1};$$

$$\dot{X}_{03} = V_{03};$$

$$\dot{V}_{03} = -\frac{1}{T_{\text{ЭГП}}^{M^2}} X_{03} - \frac{2\xi_{\text{ЭГП}}}{T_{\text{ЭГП}}^M} V_{03} + \frac{K_{X_{03}}^i}{T_{\text{ЭГП}}^3} i;$$

$$\dot{i} = -\frac{1}{T_{\text{ЭГП}}^3} i + \frac{K_{iu}}{T_{\text{ЭГП}}^3} U.$$

Матричное соотношение общего контура имеет вид:

$$\vec{X} = [\omega_{\text{ГТ}}; Q; X_{\text{СМ}}; V_{\text{СМ}}; \Delta P; X_{03}; V_{03}; i]^T, \quad (31)$$

где $\omega_{\text{ГТ}}$ – частота вращения гидрогенераторной установки; Q – расход; $X_{\text{СМ}}$ – перемещение сервомотора; $V_{\text{СМ}}$ – скорость сервомотора; ΔP – перепад давления в полостях сервомотора; X_{03} – перемещение отсечного золотника; V_{03} – скорость отсечного золотника; i – управляющий сигнал.

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{43} & A_{44} & A_{45} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{54} & A_{55} & A_{56} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{76} & A_{77} & A_{78} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{88} \end{bmatrix}, \quad (32)$$

где

$$A_{11} = -\frac{1}{T_{\text{ГТ}}}; A_{12} = \frac{K_{\text{МД}}}{T_{\text{ГТ}}};$$

$$A_{22} = -\frac{1}{T_{\text{вод}}}; \quad A_{23} = \frac{K_Z^Q}{T_{\text{вод}}} K_{X_{\text{CM}}}^Z;$$

$$A_{44} = -\frac{2\xi}{T_{\text{CM}}^M}; \quad A_{43} = -\frac{1}{(T_{\text{CM}}^M)^2};$$

$$A_{45} = \frac{K_{\Delta P}^{X_{\text{CM}}}}{(T_{\text{CM}}^M)^2}; \quad A_{54} = -\frac{K_{\dot{X}_P}}{T_{\Gamma}^{\text{CM}}};$$

$$A_{55} = -\frac{1}{T_{\Gamma}^{\text{CM}}}; \quad A_{56} = K_{X_{\text{O}_3}}^P;$$

$$A_{76} = -\frac{1}{(T_{\text{ЭГП}}^M)^2}; \quad A_{77} = -\frac{2\xi_{\text{ЭГП}}}{T_{\text{ЭГП}}^M};$$

$$A_{78} = \frac{K_{X_{\text{O}_3}}^i}{(T_{\text{ЭГП}}^M)^2}; \quad A_{88} = -\frac{1}{T_{\text{ЭГП}}^o}.$$

$$B = [0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; b_{88}]^T. \quad (33)$$

Решением обратной задачи динамики для эквивалентного объекта управления является закон формирования управляющего сигнала в виде передаточной функции [16]:

$$W_p(S) = \frac{U_y(S)}{\varepsilon(S)} = \frac{r(S)}{S^k C(S)} = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{r(S)}{S^N C(S)}}{S^k \left[\sum_{i=0}^{N-1} C_i S^i + S^N \right]}, \quad (34)$$

где r и C – коэффициенты регулятора, соответственно по задающему воздействию и по ошибке.

Структурная схема регулятора, использующая принцип мультипликации, и соответствующая закону управления (34), приведена на рис. 5.



Рис. 5. Структурная схема астатического регулятора, построенного на основе решения обратной задачи динамики

Электронный регулятор включает последовательно соединенные сумматор с пятью входами, пять интеграторов, сумматор с четырьмя входами, а также восемь пропорциональных элементов, с помощью которых организовано четыре отрицательных обратных связей и четыре положительные связи.

Заданная программа работы, сформированная в задатчике, проходит через электронный регулятор, где формируется закон управления на основе решения обратной задачи динамики объекта управления. Сигнал поступает на дополнительный блок корректировки, который обеспечит реализацию переменного коэффициента усиления контура управления. А именно: высокий (двух- и трехкратный от номинального) коэффициент усиления в диапазоне малых смещений объекта от номинального положения. Это компенсирует погрешности, обусловленные статическими нелинейными характеристиками. Сформированный таким образом управляющий сигнал подается на электрический вход сервоклапана, который обеспечивает запрограммированное движение гидравлического двигателя, объединенного с объектом управления.

Это движение фиксируется датчиком обратной связи, сигнал от которого подается в блок коррекции датчика обратной связи, а потом в электронный регулятор (главная отрицательная обратная связь).

Использование предложенного регулятора позволяет, в сравнении с существующими аналогами, существенным образом повысить статическую точность и быстродействие систем управления, а также уменьшить стоимость электронных регуляторов [17].

По результатам теоретических расчетов и анализа экспериментальных данных, такой регулятор может обеспечить повышение точности регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок с 0,3 до 0,1 % и позволяет обеспечить показатели качества электроэнергии на уровне действующих

международных стандартов.

Система с предложенным регулятором имеет время первого согласования 59,5 с который совпадает с временем регулирования, а базовый объект, соответственно, 42,5 с и 109 с (рис. 4). Таким образом, предложенный регулятор обеспечивает двукратное повышение быстродействия в сравнении с базовым вариантом.

7. Обсуждение результатов исследования создания прецизионных регуляторов гидрогенераторных установок

Работа направлена на усовершенствование прецизионных систем автоматического регулирования гидрогенераторных установок гидравлических электростанций путем создания прецизионных систем автоматического управления частотой и мощностью.

Результаты исследований могут быть использованы в гидроэнергетике, а именно при автоматическом управлении частотой вращения и мощностью гидрогенераторных установок гидроэлектростанций ГЭС и ГАЭС.

Предложенный регулятор синтезирован на основе решения обратных задач динамики. Статические и динамические ошибки регулирования предложенного регулятора в 3–5 раз ниже, чем у существующих ПИД-регуляторов. Это связано с различием принципов, положенных в основу регуляторов. А именно: регулятор, построенный на решении обратных задач динамики, не содержит прямого дифференцирования, и передаточная функция регулятора стремится к единице.

Применение предложенного регулятора позволит повысить точность регулирования частоты вращения гидрогенераторных установок в стационарных (неаварийных) режимах работы. Это дает возможность решить актуальную задачу повышения качества электроэнергии, а именно – снижение отклонений и колебаний частоты электрического тока, вырабатываемого на гидроэлектростанциях.

Преимуществом данных исследований является то, что в математических моделях системы регулирования учтены факторы, влияющие на точность регулирования. К таким факторам относятся утечки и перетечки жидкости из сервомотора, нелинейности характеристик, сухое трение. Учет этих факторов позволяет повысить точность существующих математических моделей.

Основной сложностью при наладке предложенных систем является точность определения коэффициентов регулятора, построенного на решении обратных задач динамики. Это вызвано, прежде всего, погрешностью измерения датчиков параметров гидротурбины, а также несовершенством математических моделей. Также нерешенным остается вопрос поведения регулятора в аварийных режимах работы гидроагрегата, что накладывает на его использование определенные ограничения.

Недостатками данного исследования является ограниченность экспериментальных данных. Это не позволяет в полной мере обобщать выводы на гидроагрегаты различных типов, например, ковшевые.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на анализ показателей надежности разработанных систем регулирования. Также перспективным оста-

ётся вопрос создания нормативной базы по разработке и внедрению прецизионных систем регулирования турбогенераторных установок ГЭС и ГАЭС.

8. Выводы

1. Уточнены математические модели систем регулирования гидрогенераторных установок. Включены факторы, влияющие на точность регулирования: перетечки в сервомоторе, нелинейности характеристик, сухое трение и др. На основе разработанных уточненных и идентифицированных по результатам экспериментов математических моделей выполнен анализ показателей статической и динамической точности регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок. Параметры предложенного регулятора значительно превосходят параметры существующих ПИД-регуляторов. Уменьшается на 50 % время выхода на постоянный режим, снижается уровень перерегулирования (1,03 у предложенного регулятора против 1,17 у ПИД-регулятора). Показатели качества регулирования с использованием предложенного регулятора находятся на уровне показателей мирового лидера в вопросах регулирования гидрогенераторных установок.

2. Проведен цикл экспериментальных исследований системы автоматического регулирования частоты и мощности радиально-осевой гидротурбины РО В-195, и на их основе – подтверждение достоверности разработанных математических моделей систем автоматического регулирования частоты и мощности.

3. Предложена структура прецизионного регулятора, который обеспечивает компенсацию или существенное уменьшение всех видов погрешностей и соответствующее повышение точности регулирования. Выполнены структурно-параметрический синтез и оптимизация параметров регулятора основного контура системы автоматического регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок. Предложенный регулятор обеспечивает повышение точности регулирования частоты и мощности гидрогенераторных установок с 0,3 (классический ПИД-регулятор) до 0,1 % и позволяет обеспечить показатели качества электроэнергии на уровне действующих международных стандартов.

Литература

1. Нормы качества электрической энергии. URL: <http://forca.com.ua/info/spravka/normy-kachestva-elektricheskoi-energii.html>
2. Мельников В. Е. Анализ существующего нормативно-методического обеспечения систем автоматического регулирования гидроагрегатов // Актуальні питання сьогодення. Тез. доп. Міжнар. наук.-прак. конф. Вінниця, 2018.
3. Кривченко Г. И. Оптимизация систем автоматического регулирования гидроагрегатов // Энергомашиностроение. 1986. № 4. С. 7–10.
4. Браганец С. А. Адаптивная система управления открытием направляющего аппарата гидроагрегата с поворотно-лопастной турбиной: дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2014. 167 с.
5. Лурье З. Я., Дмитерко В. Н. Оптимизация параметров ПИД-регулятора системы управления частотой вращения ротора гидротурбины // Ве-

стник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и технологические процессы и оборудование. 2003. № 9. С. 118–123.

6. Денисенко В. В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации // СТА. 2006. № 4. С. 66–74.

7. Северин В. П., Никулина Е. Н. Векторные целевые функции для оптимизации показателей качества систем автоматического регулирования // Вестник национального технического университета «ХПИ». 2005. Вып. 55. С. 139–144.

8. Eker İ. Robust governor design for hydro turbines using a multivariable-cascade control approach // Arabian Journal for Science and Engineering. 2003. Vol. 28, Issue 2B. P. 195–209.

9. Astrom K. J., Hagglund T. Advanced PID control. SA. The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006. 460 p. URL: <https://www.twirpx.com/file/162015/>

10. Silva G. J., Datta A., Bhattacharyya S. P. New Results on the Synthesis of PID Controllers // IEEE transactions on automatic control. 2000. Vol. 47, Issue 2. P. 241–252. doi: <https://doi.org/10.1109/9.983352>

11. Leva A., Cox C., Ruano A. Hands-on PID autotuning: a guide to better utilization. IFAC Professional Brief, 2002. URL: <https://sapientia.ualg.pt/handle/10400.1/2342>

12. Ang K. H., Chong G., Li Y. PID control system analysis, design, and technology // IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2005. Vol. 13, Issue 4. P. 559–576. doi: <https://doi.org/10.1109/tcst.2005.847331>

13. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Прецизионная система автоматического регулирования гидротурбины // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ". 2015. № 17 (1126). С. 91–96.

14. Wijnheijmer F. P. Modelling and control of a hydraulic servo system H_{∞} control and LPV control versus classical control. TU/e, 2005. 90 p.

15. Жерняк А. П., Лурье З. Я., Дмитерко В. Н. Компьютерная система регулирования скорости гидротурбины // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Технологии в машиностроении. 2001. № 7. С. 90–92.

16. Крутько П. Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: линейные модели. Москва: Наука, 1987. 304 с.

17. Електрогідравлічний слідкуючий привід з астатичним електронним регулятором: Пат. № 102675 UA / Канюк Г. І., Бабенко І. А., Мельников В. Є., Козлова М. Л. № u201505112; заявл. 25.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.