

УДК 621.446

## АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТАМИ ГЭС

**Войстрик К.В., студент; Федюн Р.В., доц., к.т.н.**

*(ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, Украина)*

Снижение себестоимости выработки электроэнергии при заданном уровне надёжности является основной задачей энергетики. Поэтому для гидроагрегатов применяют повышенные требования к надёжности их эксплуатации, к его коэффициенту полезного действия, к количеству оборотов в секунду лопастей гидротурбины, неизменной частоты выходного тока. Гидроагрегаты гидроэлектростанций являются многорежимными машинами, в которых происходят нелинейные динамические процессы. Существующие системы автоматического управления гидроагрегатами ГЭС выполнены на основе линейных моделей элементов гидроагрегата и оснащены ПИД-регуляторами с постоянными параметрами. Поэтому системы автоматического управления гидроагрегатами не обеспечивают максимальные к.п.д. и надёжность их работы.

Это приводит к увеличению динамических нагрузок на гидроагрегат и вероятности его отказов в межремонтный период в связи с быстрым износом оборудования. С другой стороны, развитие техники и компьютерных технологий привело к поэтапной замене аналоговых систем управления микропроцессорными системами. Однако существующие микропроцессорные системы управления гидроагрегатами реализуют способы регулирования, разработанные для аналоговых систем, и поэтому не обеспечивают максимальные к.п.д. и надёжность работы гидроагрегата.

Рассматриваемый ниже метод относится к способам адаптивного управления активной мощностью гидроагрегата ГЭС с поворотной-лопастной турбиной. Управляют активной мощностью изменением величины открытия направляющего аппарата (НА) и угла установки лопастей рабочего колеса (РК) турбины за счет формирования и подачи управляющих воздействий на сервомоторы механизмов открытия НА и разворота лопастей РК. Управляющие воздействия на сервомоторы формируют с помощью регулятора активной мощности и комбинатора по алгоритмам, которые составляют с применением модели гидроагрегата. В модель включают регрессионные уравнения, описывающие нелинейные зависимости мощности турбины и перепада давления в расходомерном створе турбины от величины открытия НА и угла установки лопастей РК. Переменные состояния и параметры модели гидроагрегата вычисляют в процессе управления активной мощностью с помощью рекуррентного алгоритма метода наименьших квадратов. Формируют управляющее воздействие на сервомотор механизма открытия НА и корректируют комбинаторную зависимость с помощью рекуррентного алгоритма адаптивного управления, который получают минимизацией функционала обобщенной работы, который образуют из нормированной суммы квадратов невязки между требуемыми и реализованными значениями активной мощности, перепада давления в расходомерном створе турбины и мощности, затраченной на управление. Данный метод направлен на обеспечение минимальной

среднеквадратической погрешности управления активной мощностью гидроагрегата при минимальном расходе воды и минимальной мощности, затраченной на управление. Известен способ управления активной мощностью гидроагрегата с поворотной-лопастной турбиной, заключающийся в изменении величины открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса турбины путем формирования и подачи управляющих воздействий на сервомоторы механизмов открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. Управляющие воздействия на сервомоторы механизмов открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса формируют по алгоритмам, которые составляют с применением модели гидроагрегата, содержащей комбинаторную зависимость и основное энергетическое уравнение гидроагрегата с поворотной-лопастной турбиной. Управляющее воздействие  $u_1(t)$  на сервомотор механизма разворота лопастей рабочего колеса формируют в электронном или цифровом преобразователе (комбинаторе) по одинаковой для всех гидроагрегатов одного типа, установленных на многоагрегатной ГЭС, зависимости требуемого угла установки лопастей  $\varphi_{mp}$  от статического напора  $H_{cm}$  и величины открытия направляющего аппарата  $s(t)$  турбины (комбинаторной зависимости):

$$u_1(t) = \varphi_{mp}(t) = \gamma(s(t), H_{cm}), \quad (1)$$

Комбинаторную зависимость (1) определяют по результатам экспериментальных исследований макета поворотной-лопастной турбины. Расход воды  $Q$  вычисляют по уравнению:

$$Q = b_1 * \Delta p^{b_0}, \quad (2)$$

где  $\Delta p$ - перепад давления в расходомерном створе турбины;  $b_0$  - показатель степени, величину которого для бетонных спиральных камер прямоугольного сечения выбирают из диапазона (0,48÷0,52);  $b_1$  - тарировочный коэффициент, величину которого определяют методом подобия (индексным методом) по заводской эксплуатационной характеристике. В уравнение (1) откорректированной комбинаторной зависимости включают комбинации указанных переменных, обеспечивающие максимальный КПД турбины, который определяют расчетным путем (индексным методом) по основному энергетическому уравнению гидроагрегата с поворотной-лопастной турбиной:

$$Na = M_{дв} * \omega * \mu = c_1 * \Delta p^{2b_0} * ctg(\alpha_1) - [c_2 * \Delta p^{b_0} - c_1 * \Delta p^{b_0} * ctg(\beta_p + \varphi)], \quad (3)$$

где  $M_{дв}$ - момент движущих сил, создаваемый потоком воды на лопастях рабочего колеса;  $\mu$ - КПД гидроагрегата, с помощью которого оценивают величину механических и электромагнитных потерь в турбине и генераторе;

$$c_1 = \frac{2 * p * \omega * b_1^2 * \mu * \sqrt{0.5 * (D^2 + d^2)}}{\pi * (D^2 + d^2)}; \quad c_2 = \frac{p * (D^2 + d^2) * \omega^2 * b_1 * \mu}{8}, \quad (4)$$

где  $\alpha_1$  - угол между вектором окружной скорости и вектором абсолютной скорости потока воды на входной кромке лопасти рабочего колеса в расчетном сечении при заданной величине открытия направляющего аппарата  $s$ ;  $\beta_p$  - расчетный угол установки лопастей рабочего колеса;  $\varphi$  угол разворота лопастей рабочего колеса (угол отклонения лопастей рабочего колеса от расчетного угла установки);  $p$ - плотность воды;  $D$ - максимальный диаметр рабочего колеса;  $d$  - диаметр втулки рабочего колеса. Технический результат достигают за счет: измерения перепада давления в расходомерном створе турбины; применения адаптивной системы автоматического управления активной мощностью с обучаемой моделью гидроагрегата, описывающей нелинейные зависимости мощности турбины и перепада давления в расходомерном створе турбины от величины открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса; формирования управляющих воздействий в процессе эксплуатации гидроагрегата по алгоритму, который получают минимизацией функционала обобщенной работы с помощью принципа максимума. Функционал обобщенной работы образуют из нормированной суммы квадратов невязки

между требуемыми и реализованными значениями активной мощности, перепада давления в расходомерном створе турбины и мощности, затраченной на управление сервомоторами. Следовательно, его минимум достигается при минимальных значениях каждого слагаемого, а минимальный перепад давления в расходомерном створе турбины создается при минимальном расходе воды. При этом система адаптивного управления формирует плавно изменяющиеся входные воздействия на сервомоторы исполнительных механизмов, которые поворачивают лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса только в направлении их оптимальных положений. Поэтому заявленный способ снижает динамические нагрузки на основные узлы турбины и уменьшает износ исполнительных механизмов системы управления. Алгоритм системы управления активной мощностью формируется и адаптируется к индивидуальным особенностям каждого гидроагрегата автоматически в процессе эксплуатации. Поэтому из пуско-наладочных работ, выполняемых при вводе гидроагрегатов в эксплуатацию после очередного ремонта, исключают специальные испытания, предназначенные для определения параметров системы управления.

Сущность изобретения поясняет упрощенная блок-схема, изображенная на рисунке 1.

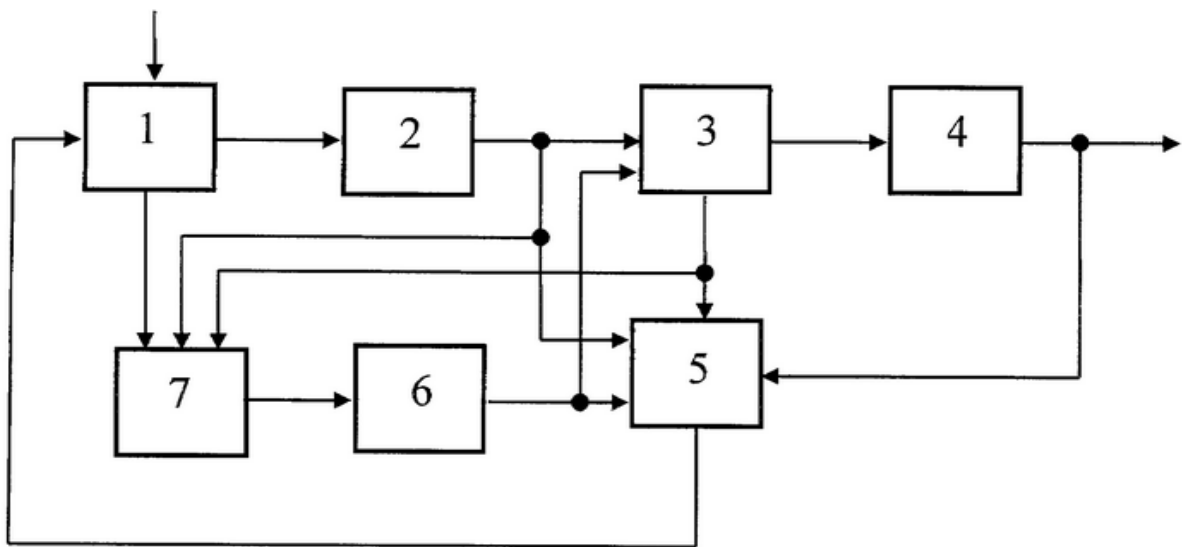


Рисунок 1 - Блок-схема рассматриваемого метода

Схема состоит из: блок 1, формирующий управляющее воздействие на сервомотор механизма открытия направляющего аппарата; механизм открытия направляющего аппарата 2; турбину 3; генератор 4; блок 5 с обучаемой моделью гидроагрегата; механизм поворота лопастей рабочего колеса 6 и комбинатор 7. В заявленном способе, как и в способах-аналогах, управляют активной мощностью гидроагрегата за счет изменения величины открытия направляющего аппарата и положения лопастей рабочего колеса турбины. Для этого в дискретные моменты времени  $t_k = k * \Delta t$ , которые сменяют последовательно, формируют управляющие воздействия на сервомоторы механизмов открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. В начальный момент времени  $t_0$  в блоке 1 формируют управляющее воздействие  $u_2(t_0)$  на сервомотор механизма открытия направляющего аппарата 2 с помощью регулятора, на вход которого подают сигнал рассогласования (невязку) между требуемым  $N_{mp}(t_0)$  и реализованным  $N(t_0)$  значениями активной мощности гидроагрегата. Управляющее воздействие  $u_1(t_0)$  на сервомотор механизма поворота лопастей рабочего колеса 6 в момент времени  $t_0$  формируют в блоке 7 (комбинаторе). При этом используют параметры регулятора активной мощности и комбинаторную зависимость, найденные по заводским характеристикам гидроагрегата. Затем к блоку 1 системы управления подсоединяют блок 5 с обучаемой моделью гидроагрегата. В обучаемую модель гидроагрегата включают:

- комбинаторную зависимость (1), дополненную корректирующим воздействием  $\xi_1(t_k)$ :

$$u_1(t_k) = \gamma(s(t_k), H) + \xi_1(t_k), \quad (5)$$

- основное энергетическое уравнение гидроагрегата с поворотной-лопастной турбиной (3), в котором учитывают регрессионное уравнение, описывающее нелинейную зависимость мощности турбины от величины открытия направляющего аппарата  $s(t_k)$ :

$$Na(t_k) = \Delta p(t_k)^{2b_0} \sum_{j=1}^m c_1 \Delta p(t_k)^{2b_0} * ctg(\beta_p + \varphi(t_k)) - \delta N(t_k), \quad (6)$$

где  $b_j, c_j$ - параметры, подлежащие идентификации в процессе обучения модели гидроагрегата;  $\sum_{j=1}^m b_{j+1} * s(t_k)^j$ - регрессионная модель неизвестной зависимости функции  $ctg(\alpha_1(t_k))$  от величины открытия направляющего аппарата;  $\delta N(t_k)$ - неконтролируемые потери мощности, текущие значения которых определяют в процессе обучения модели гидроагрегата. Регрессионное уравнение, описывающее нелинейную зависимость перепада давления  $\Delta p(t_k)$  в расходомерном створе турбины от величины открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса:

$$\Delta p(t_{k+1}) = \alpha_0 * \Delta p(t_k) + \sum_{j=1}^n \alpha_j * f_j(s(t_k), \varphi(t_k)) + \delta p(t_k), \quad (7)$$

где  $\alpha_j$  - параметры, подлежащие идентификации в процессе обучения модели гидроагрегата;  $\delta p(t_k)$  - погрешность регрессионной модели, текущее значение которой определяют в процессе обучения модели гидроагрегата. Уравнения динамики исполнительных механизмов открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса, выполненных в виде следящих приводов с постоянными времени  $\tau_\varphi$  и  $\tau_s$

$$\varphi(t_{k+1}) = \left(1 - \frac{\Delta t}{\tau_\varphi}\right) * \varphi_k + \frac{\Delta t}{\tau_\varphi} * u_1(t_k), \quad (8)$$

$$s(t_{k+1}) = \left(1 - \frac{\Delta t}{\tau_s}\right) * s_k + \frac{\Delta t}{\tau_s} * u_2(t_k), \quad (9)$$

Модель ПИ-регулятора управляющих воздействий  $u_2(t_k)$  на сервомотор механизма открытия направляющего аппарата:

$$u_2(t_k) = \psi(t_k) + \xi_2(t_k), \quad (10)$$

$$\psi(t_{k+1}) = \psi(t_k) + \xi_3(t_k); \psi(t_0) = 0, \quad (11)$$

где  $\psi(t_k)$ - выходной сигнал интегрирующего блока ПИ-регулятора;  $\xi_2(t_k), \xi_3(t_k)$ - входные сигналы ПИ-регулятора.

В момент времени  $t_k$  измеряют активную мощность, перепад давления в расходомерном створе турбины, угол установки лопастей рабочего колеса и величину открытия направляющего аппарата. Затем определяют текущие оценки параметров и неконтролируемых потерь мощности  $\delta N(t_k)$  и давления  $\delta p(t_k)$  по рекуррентному алгоритму метода наименьших квадратов с использованием результатов этих измерений (обучают модель гидроагрегата). Полученные оценки параметров обученной модели гидроагрегата передают в блок 1, где их используют в алгоритмах коррекции комбинаторной зависимости и формирования управляющего воздействия на сервомотор механизма открытия направляющего аппарата турбины. Корректирующее воздействие  $\xi_1(t_k)$  на комбинаторную зависимость и входные сигналы ПИ-регулятора;  $\xi_2(t_k)$  и  $\xi_3(t_k)$  формируют по алгоритму адаптивного управления, который получают минимизацией функционала обобщенной работы:

$$\Phi(\xi(t_k)) = \sum_{j=1}^k \left[ \left( \frac{Na_{mp}(t_j) - Na(t_j)}{\delta N_{доп}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta p(t_j)}{\Delta p_n} \right)^2 + \left( \frac{\xi_1(t_j)}{\sigma_\phi} \right)^2 + \left( \frac{\xi_2(t_j)}{\sigma_s} \right)^2 + \left( \frac{\xi_3(t_j)}{\sigma_s} \right)^2 \right], \quad (12)$$

с помощью принципа максимума по переменным ;  $\xi_1(t_j)$ ,  $\xi_2(t_j)$  и  $\xi_3(t_j)$  с учетом ограничений, заданных уравнениями (5)-(11) модели гидроагрегата и заводскими характеристиками, где  $Na_{mp}(t_j)$  - требуемое значение активной мощности в момент времени  $t_k$ ;  $\delta N_{доп}$  - допустимая погрешность регулирования активной мощности;  $\Delta p_n$ - нормирующий множитель;  $\sigma_s$ ,  $\sigma_\phi$ - пределы основных погрешностей измерений величины открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса. После этого в блоке 7 по уравнению (5) формируют управляющее воздействие  $u_2(t_k)$  на сервомотор механизма разворота лопастей рабочего колеса 6. Переменные  $\xi_1(t_k)$ ,  $\xi_2(t_k)$  и  $\xi_3(t_k)$  сформированные по алгоритму адаптивного управления, обращают в минимум функционал обобщенной работы (12). Но функционал (12) образован суммой квадратов слагаемых, поэтому алгоритм адаптивного управления, обращающий в минимум этот функционал, обеспечивает в любом режиме работы гидроагрегата минимально возможные значения каждого слагаемого. Следовательно, заявленный способ во всех режимах работы обеспечивает минимальную среднеквадратическую погрешность управления активной мощностью (первое слагаемое), минимальный расход воды (второе слагаемое) и минимальные затраты мощности на управление (остальные слагаемые). В моменты времени  $t_k$  система адаптивного управления формирует управляющие воздействия, которые перемещают лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса в оптимальные (для этого момента времени) положения. Поэтому заявленный способ снижает динамические нагрузки на основные узлы турбины и уменьшает износ исполнительных механизмов системы управления.

Использование данного метода на реальном объекте позволит не только увеличить КПД гидроагрегата, но так же несколько уменьшить экономические издержки. Дальнейшие исследования в этой области позволят еще больше автоматизировать столь важный промышленный объект, что благоприятно скажется на экономической составляющей.

#### Перечень ссылок

1. Бесекерский В.А., Попов Е.П. «Теория систем автоматического управления. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Профессия, 2003. – 747 с.
2. Гудвин Г.К., Гребен С.Ф., Сальдаго М.Э. «Проектирование систем управления»; пер. с англ. – М.: БИНОМ, Лаборатория знаний, 2004. – 911 с.
3. «Теория автоматического управления»: Учеб. для машиностроит. спец. вузов/ Брюханов В.Н., Косов М.Г., Протопопов С.П. и др.; Под ред. Соломенцева Ю.М. – 3-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2000. – 268 с.: ил.
4. Анхимюк В.Л., Олейко О.Ф., Михеев Н.Н. «Теория автоматического управления». – М.: Дизайн ПРО, 2002. – 352 с.
5. Гольцов А.С. // findpatent[сайт]. URL: <http://www.findpatent.ru/patent/246/2468246.html> (дата обращения 16.04.2013)