

УДК 621.224 : 681.5

Г. И. КАНЮК, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
А. Ю. МЕЗЕРЯ, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков;
В. Е. МЕЛЬНИКОВ, аспирант УИПА, Харьков

ПРЕЦИЗИОННАЯ СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ

В работе рассмотрены вопросы разработки и внедрения новой эффективной системы автоматического регулирования гидротурбины, которая существенно уменьшает все виды статических и динамических погрешностей и, тем самым, повышает точность регулирования и качество производимой электроэнергии. Реальная система основана на методе структурно-параметрического синтеза регулятора частоты и мощности гидротурбины на основе обратных задач динамики.

Ключевые слова: система автоматического регулирования, гидравлическая турбина, астатический регулятор.

Введение

Обеспечение эффективного автоматического регулирования гидравлических турбин представляет собой важную и актуальную научно-техническую задачу, решение которой позволит повысить технико-экономические характеристики и надежность гидроагрегатов, а также стабильность частоты электроэнергии, вырабатываемой гидравлическими электростанциями.

Пульсации давления и скорости потока, а также другие возмущающие параметры, неизбежно возникающие при её работе, не должны существенно изменять характеристики турбины, и приводить к значительному увеличению нагрузки на элементы конструкции.

В связи с наличием в гидротурбине высокочастотных резонансов, остаются открытыми вопросы о снижении устойчивости системы автоматического регулирования и ее влияния на работу гидроагрегата в целом.

1 Анализ исследований и публикаций

В системах автоматического регулирования и управления посредством изменения расхода рабочей жидкости значительный интерес представляет использование прецизионных электрогидравлических приводов. Одним из основных элементов таких систем являются исполнительные устройства, представляющие собой регулирующие органы, укомплектованные исполнительными механизмами. От точности и быстродействия таких систем регулирования во многом зависят качество и эффективность технологических процессов, нормальное функционирование электростанции в целом [1]

В качестве наиболее характерного и актуального примера стоит рассмотреть проблемы и перспективы использования электрогидравлических приводов в системах автоматического регулирования частоты и мощности (САР Ч и М) гидроэлектростанций.

Повышение точности регулирования гидравлических турбин представляет собой важную технико-экономическую задачу. При повышении точности регулирования повышается степень соответствия вырабатываемой и потребляемой мощности, что эквивалентно соответствующему повышению КПД энергоблоков.

Повышение точности, быстродействия и устойчивости систем регулирования отдельных турбогенераторных установок положительно сказывается и на устойчивости энергетических систем в целом. В этом случае появится возможность пересмотра требований к статизму регулировочных характеристик турбин (в плане уменьшения его регламентированной величины), что в свою очередь, позволит упростить и удешевить систему вторичного регулирования частоты вращения (при помощи сетевых регуляторов частоты).

Для многих конкретных технических систем весьма эффективными являются алгоритмы управления, построенные на обратных связях по трем основным параметрам состояния (положение, скорость, ускорение) и на трех параметрах задающего воздействия (собственно задающее воздействие, его первая и вторая производные). Эти алгоритмы синтезируются на основе методов обратных задач динамики [2] и позволяют обеспечить заданные динамические свойства объекта при относительно простой структуре системы управления. Одной из модификаций таких алгоритмов является алгоритм управления по ошибке и двум ее производным, который, при том же положительном эффекте существенно упрощает структуру системы управления.

2 Цель исследования, постановка задачи

Цель работы – повышение качества (в т.ч. – стабильности частоты) электроэнергии, путем усовершенствования научных методов и средств, обеспечивающих высокие показатели статической и динамической точности систем автоматического регулирования гидротурбины.

Задачей создания прецизионной системы регулирования является увеличение точности, быстродействия и надежности ЭГСП за счет повышения эффективности электронного регулятора путем введения переменного коэффициента усиления и коррекции показателей датчика обратной связи.

3 Уточненная математическая модель САР Ч и М

Полная уточненная математическая модель САР Ч и М представлена следующими уравнениями:

Дифференциальное уравнение вращательного движения роторов электрогенератора и гидротурбины:

$$J_{\Gamma}^{\text{нр}} \dot{\omega}_{\Gamma} + M_{\text{ст}}^{\Gamma} \text{sign}\{\omega_{\Gamma}\} + K_{\text{жт}}^{\Gamma} \omega_{\Gamma} = C_{\text{св}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{T}}); \quad (1)$$

$$J_{\text{T}}^{\text{нр}} \dot{\omega}_{\text{T}} + M_{\text{ст}}^{\text{T}} \text{sign}\{\omega_{\text{T}}\} + K_{\text{жт}}^{\text{T}} \omega_{\text{T}} + C_{\text{св}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{T}}) = K_p^{\Phi} P_{\text{п}} + K_G^{\Phi} G_{\text{п}}^2. \quad (2)$$

Дифференциальное уравнение движения электромеханических элементов ЭГП:

$$T_{\text{эгп}}^2 \ddot{X}_3 + 2\xi_{\text{эгп}} T_{\text{эгп}} \dot{X}_3 + X_3 = K_i^x i_y. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение расходов рабочей жидкости в гидравлических каналах ЭГП:

$$\frac{V_{\text{эгп}}^{\text{нр}}}{\chi} \dot{P}_y + S_{\text{оз}} \dot{X}_{\text{оз}} = \mu_3 S_3 (X_3) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_y)}{\rho}} - \mu_{\text{сл}} S_{\text{сл}} \sqrt{\frac{2(P_y - P_{\text{сл}})}{\rho}}. \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение движения отсечного золотника:

$$m_{03}^{np} \ddot{X}_{03} + K_{жт}^{03} \dot{X}_{03} + F_{ст}^{03} \text{sign}\{\dot{X}_{03}\} = P_6(S_y - S_6) + P_d S_d - P_y S_y - F_{ст}^{03}. \quad (5)$$

$$\frac{V_B}{\chi} \dot{P}_B \text{sign}\{\dot{X}_{03}\} = \mu_{03} S_{03}(X_{03}) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_B \text{sign}\{X_{03}\})} - Q_{гц}^n; \quad (6)$$

$$\frac{V_r}{\chi} \dot{P}_r \text{sign}\{\dot{X}_{03}\} = Q_{гц}^{шт} - \mu_{03} S_{03}(X_{03}) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_r \text{sign}\{X_{03}\} - P_r)}; \quad (7)$$

$$\frac{V_d}{\chi} \dot{P}_d = Q_d - \mu_{03} S_{03}^{max} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_0 - P_{сл})}; \quad (8)$$

$$\frac{V_6}{\chi} \dot{P}_6 = \begin{cases} 0 & \text{при } X_{03} > 0 \\ \mu_{03} S_{03} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_0 - P_6)} & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad P_1 = \begin{cases} P_n & \text{при } X_{03} > 0; \\ -P_{сл} & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_d = \begin{cases} \mu_{03} S_{03} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_0 - P_6)} & \text{при } X_{03} > 0; \\ 0 & \text{при } X_{03} < 0 \end{cases}; \quad P_1 = \begin{cases} P_{сл} & \text{при } X_{03} > 0 \\ -P_n & \text{при } X_{03} < 0 \end{cases}. \quad (10)$$

Дифференциальное уравнение расходов рабочей жидкости в рабочих полостях гидравлического сервомотора:

$$\dot{V}_n + \frac{V_n}{\chi} \dot{P}_{гц}^n + K_{ут}^n (P_{гц}^n - P_{сл}) + K_{пер} (P_{гц}^n - P_{гц}^{шт}) = Q_{гц}^n; \quad (11)$$

$$\dot{V}_{шт} + \frac{V_{шт}}{\chi} \dot{P}_{гц}^{шт} - K_{ут}^{шт} (P_{гц}^{шт} - P_{сл}) + K_{пер} (P_{гц}^n - P_{гц}^{шт}) = Q_{гц}^{шт}; \quad (12)$$

$$\dot{V}_n = S_{гц}^n (\dot{X}_{гц} + X_k); \quad \dot{V}_{шт} = S_{гц}^{шт} (\dot{X}_{гц} + X_k); \quad X_k = \frac{S_{гц}^n}{C_{оп}^n} P_{гц}^n - \frac{S_{гц}^{шт}}{C_{оп}^{шт}} P_{гц}^{шт}. \quad (13)$$

Дифференциальные уравнения движения рабочей жидкости в каналах подвода к сервомотору:

$$\rho \frac{l_{кп}}{S_{кп}} \dot{Q}_{гц}^n + \rho \left(\lambda_{кп} \frac{l_{кп}}{d_{кп}} + \xi_{кп} \right) = P_B - P_{гц}^n; \quad (14)$$

$$\rho \frac{l_{кш}}{S_{кш}} \dot{Q}_{гц}^{шт} + \rho \left(\lambda_{кш} \frac{l_{кш}}{d_{кш}} + \xi_{кш} \right) = P_{гц}^{шт} - P_r. \quad (15)$$

Дифференциальные уравнения движения поршня в сервомоторе:

$$m_{\text{пр}}^n \ddot{X}_{\text{гц}} + K_{\text{жт}}^{\text{гц}} \dot{X}_{\text{гц}} + F_{\text{ст}}^{\text{гц}} \text{sign}\{\dot{X}_{\text{гц}}\} + C_{\text{п}}^{\text{мп}} X_{\text{гц}} + F_{\text{оп}} = P_{\text{гц}}^{\text{н}} S_{\text{гц}}^{\text{н}} - P_{\text{гц}}^{\text{шт}} S_{\text{гц}}^{\text{шт}}. \quad (16)$$

Уравнение формирования управляющего сигнала в регуляторе:

$$i_y = K_1(i_{\text{гц}}^3 - i_{\text{гц}}) - K_2 i_{\text{оз}}; \quad i_{\text{гц}}^3 = K_{xi} X_{\text{гц}}^3; \quad i_{\text{гц}} = K_{xi} X_{\text{гц}}; \quad i_{\text{оз}} = K_{xi}^{\text{оз}} X_{\text{оз}}. \quad (17)$$

В уравнениях (1)–(17), составляющих в совокупности полную математическую модель САР Ч и М гидравлической турбины, использованы следующие обозначения:

$J_{\text{г}}, J_{\text{т}}, m_{\text{оз}}^{\text{мп}}, m_{\text{п}}^{\text{мп}}$ – приведенные к соответствующим органам моменты инерции и массы подвижных частей электрогенератора, турбины, отсечного золотника и поршня сервомотора, кг·м², кг;

$\varphi_{\text{г}}, \varphi_{\text{т}}, \omega_{\text{г}}, \omega_{\text{т}}$ – углы поворота и угловые скорости роторов генератора и турбины, рад, рад/с;

$M_{\text{ст}}^{\text{г}}, M_{\text{ст}}^{\text{т}}, F_{\text{ст}}^{\text{оз}}, F_{\text{ст}}^{\text{гц}}$ – моменты и силы сухого трения в опорах генератора, турбины, отсечного золотника и сервомотора;

$P_{\text{п}}, G_{\text{п}}$ – давление и расход воды на входе в турбину, Па, кг/с;

$C_{\text{св}}, C_{\text{п}}^{\text{мп}}, C_{\text{оп}}^{\text{п}}, C_{\text{оп}}^{\text{шт}}$ – значение крутильной и линейных упругих податливостей связи роторов генератора и турбины, поршня сервомотора и его опор со стороны поршневой и штоковой полостей, Нм/рад, Н/м;

$K_{\text{жт}}^{\text{г}}, K_{\text{жт}}^{\text{т}}, K_{\text{жт}}^{\text{оз}}, K_{\text{жт}}^{\text{гц}}$ – коэффициенты жидкостного трения в опорах генератора, турбины, отсечного золотника и сервомотора, Нм·с/рад, Н·с/м;

$T_{\text{эпп}}, \xi_{\text{эпп}}$ – постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования электрогидравлического преобразователя, с;

$i_y, i_{\text{гц}}^3, i_{\text{гц}}, i_{\text{оз}}$ – значения токов электрических управляющих сигналов, соответственно, на входе в ЭГП, задатчик регулятора частоты, датчиков положения сервомоторов и отсечного золотника, А;

$A, X_3, X_{\text{оз}}, X_{\text{гц}}, X_{\text{к}}$ – смещение золотника ЭГП, отсечного золотника, поршня и корпуса сервомотора, м;

$P_y, P_0, P_{\text{сл}}, P_1, P_2, P_6, P_{\text{в}}, P_{\text{г}}, P_{\text{д}}, P_{\text{гц}}^{\text{н}}, P_{\text{гц}}^{\text{шт}}$ – значения давления рабочей жидкости, соответственно, на выходе и входе ЭГП, в сливной полости, в соответствующих полостях отсечного золотника и сервомотора, Па;

$V_{\text{эпп}}, V_{\text{п}}, V_{\text{шт}}$ – объемы полостей ЭГП, поршневой и штоковой полостей сервомотора, м³;

$S_3, S_{\text{оз}}, S_{\text{сл}}, S_{\text{д}}, S_{\text{гц}}^{\text{н}}, S_{\text{гц}}^{\text{шт}}$ – эффективные рабочие плоскости золотника ЭГП и отсечного золотника, сливной полости, поршневой и штоковой полости сервомотора, м²;

ρ, χ – плотность и модуль объемной упругости рабочей жидкости, кг·м³, Па;

$F_{\text{гд}}^{\text{оз}}, F_{\text{оп}}$ – гидродинамическая сила, действующая на плунжер отсечного золотника и постоянная составляющая сил, действующих на поршень сервомотора, Н;

$Q_{гц}^п, Q_{гц}^{шт}$ – расходы рабочей жидкости через поршневую и штоковую полости сервомотора и соответствующие полости отсечного золотника, $м^3/с$;

$l_{кп}, d_{кп}, S_{кп}, l_{кш}, d_{кш}, S_{кш}$ – длины, диаметры и плоскости сечения каналов подвода рабочей жидкости к полостям сервомотора, $м, м^2$;

$\lambda_{кп}, \lambda_{кш}, \xi_{кп}, \xi_{кш}$ – коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления соответствующих каналов; другие обозначения являются постоянными коэффициентами, которые определяются конструктивными особенностями элементов.

4 Разработка прецизионного быстродействующего регулятора электронно-гидравлического контура САР Ч и М

С целью уменьшения статических погрешностей, которые обусловлены утечками и перетечками рабочей жидкости в сервомоторе и постоянной составляющей внешней нагрузки на сервомотор, а также динамических погрешностей, обусловленных статизмом и недостаточным быстродействием системы регулирования, предложена структура астатического быстродействующего регулятора, построенного на принципах обратных задач динамики объекта управления [4].

Такой регулятор способен полностью компенсировать указанные выше статические погрешности, а также существенно уменьшить динамические погрешности.

На рис. 1 изображена структурная схема астатического регулятора, построенного на основе решения обратных задач динамики.

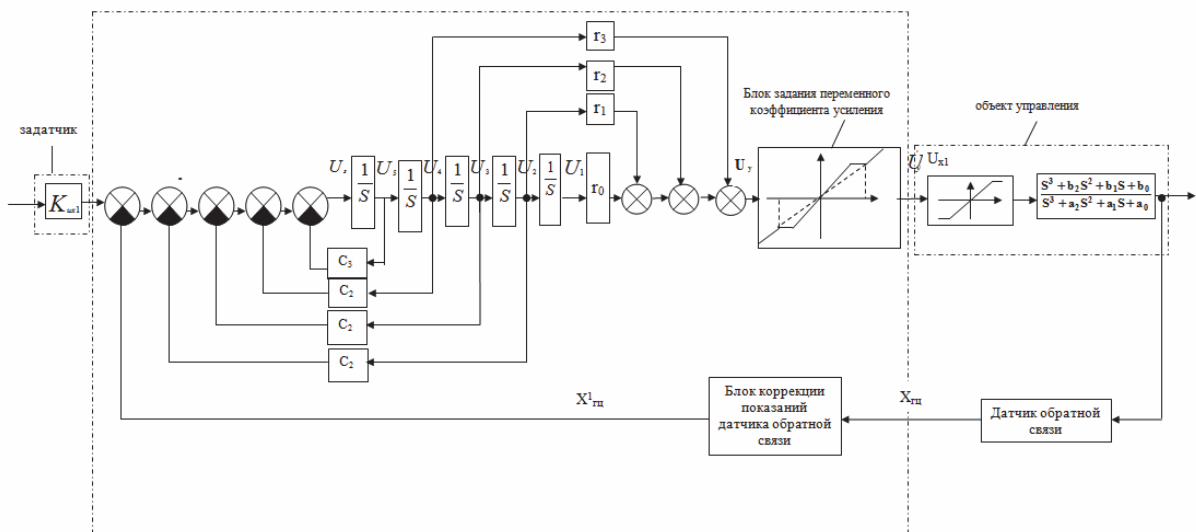


Рис. 1 – Структурная схема астатического регулятора, синтезированного на основе решения обратных задач динамики

Использование предложенного ЭГСП позволяет, по сравнению с существующими аналогами, существенно повысить статическую точность, быстродействие и надежность электрогидравлических следящих систем автоматического регулирования, а также уменьшить себестоимость электронных регуляторов.

Выводы

1) Теоретические исследования показали, что использование электронного регулятора, синтезированного на принципах обратных задач динамики, обеспечивает компенсацию всех видов статических и динамических ошибок ЭГСП и обеспечить их максимальное быстроедействие, соответствующее предельному уровню энергетических возможностей системы.

2) Для компенсации статических и динамических погрешностей системы регулирования предложено использовать структуру астатического быстрогодействующего регулятора, построенного на принципах обратных задач динамики объекта управления.

Список литературы: 1. Арзуманов, Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления [Текст] / Э. С. Арзуманов. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 2. Крутько, П. Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: линейные модели [Текст] / П. Д. Крутько. – М. : Наука, 1987. – 304 с. 3. Электрогидравлический следящий привод [Текст] : патент 1779808 СССР, МКИЗ F15B 9/03 / Гапон А. В., Калинин Б. П., Канюк Г. И., Пакулов К. Н.; Заявитель: Харьковский комплексный инженерный центр АН УССР. – № 4874651/29: заявл. 16.10.90; опубл. 07.12.92, Бюл. № 45. 4. Канюк, Г. И. Моделирование и анализ технических характеристик электрогидравлической системы автоматического регулирования частоты и мощности (САР Ч и М) паровых турбин [Текст] / Г. И. Канюк, В. А. Кострыкин, Е. Н. Близниченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 113–123.

Bibliography (transliterated): 1. Arzumanov, E. S. *Hydraulic regulators of automatic control systems*. Moscow : Mechanical Engineering, 1985. Print. 2. Krut'ko, P. D. *Inverse problems of the dynamics of control systems: linear models*. Moscow : Nauka, 1987. Print. 3. Gapon, A. V., B.P. Kalinin and G.. I. Buzzard, et al. "Electro-hydraulic servo drive." *USSR Patent 1779808 MKI3 F15B 9/03*. Applicant: Kharkov integrated engineering center Ukrainian Academy of Sciences. 07 December 1992. Print. 4. Buzzard, G. I., V. A. Kostrykin and E. N. Bliznichenko. "Modeling and Analysis of Performance electrohydraulic system of automatic regulation of frequency and power (САР Н and М) steam turbines." *Energy and heat engineering processes and equipment*. Vestnik NTU "KhPI". No 6. Kharkov : NTU "KhPI", 2005. 113–123. Print.

Поступила (received) 03.02.2014