

В. П. СЕВЕРИН, Е. Н. НИКУЛИНА, И. Х. ЧЕЧЕНОВА

НЕЛИНЕЙНЫЕ МОДЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ

АННОТАЦИЯ Рассмотрены уравнения динамики паровой турбины АЭС как объекта автоматического управления. Путем преобразования уравнений динамики турбины построена нелинейная модель паровой турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состояниях, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты. Построенная модель турбины предназначена для оптимизации системы управления турбиной.

Ключевые слова: паровая турбина, автоматическое управление, нелинейная модель, переходной режим, оптимизация.

V. SEVERIN, H. NIKULINA, I. CHECHENOVA

NONLINEAR MODELS OF TRANSIENTS OF NUCLEAR POWER STEAM TURBINES TO OPTIMIZE CONTROL PROCESSES

ABSTRACT Presentation of nonlinear models of nuclear steam turbines in the state space of relative variables to optimize the turbine control system is the aim of the article. Using the known physics laws equations describing the dynamics of NPP steam turbine as an automation object in variable modes are considered. As an example, by transforming the equations of the dynamics nonlinear model of the steam turbine K-220-4.4-3 in relative state variables is built as a system of differential equations in the Cauchy form. The model takes into account the experimental data of regulators and uses a minimal amount of computations. Graphs of nonlinear functions of flow coefficients of the variables of servomotors coordinate values of the control valve and control flap, derived from a spline interpolation of the experimental data, are constructed. Formulas for the calculation and the calculated values of the constants parameters of the model are given. The input variables of the model are the coordinates of the servomotors of control valve and control flaps, as well as the power of the electric generator. On the basis of the turbine model for the study of the load shedding mode of electric generator graphs of pressure variables in steam volumes and speed of the rotor are constructed by numerical integration of the differential equations system for given functions of closing of servomotors of control valve and control flap. The maximum casting speed of turbine rotor is 5.28 % of the nominal frequency value. Similarly, nonlinear model of a steam turbine K-1000-60/1500-2 can be obtained. Models nuclear steam turbines in relative variables with the minimum number of calculations can be used to optimize the control system parameters of the steam turbine of nuclear power plant.

Keywords: steam turbine, automatic control, nonlinear model, transition mode, optimization.

Введение

Системы автоматического управления (САУ) паровыми турбинами атомных электростанций (АЭС) должны стабилизировать частоту вращения ротора турбины с высокой точностью [1–3]. Для обеспечения устойчивости САУ, ограничения максимального отклонения частоты, ограничения показателей колебаний частоты, для максимального быстродействия систем управления необходимо оптимизировать параметры САУ, что требует минимизации количества вычислений при моделировании переходных режимов [4, 5]. Повышение точности расчета оптимальных САУ возможно при использовании нелинейных моделей систем, которые полнее учитывают особенности протекания реальных процессов управления турбинами [4].

Цель работы

Целью статьи является представление нелинейных моделей паровых турбин АЭС в пространстве состояний относительных переменных с ми-

нимальным количеством вычислений для решения задач оптимизации процессов управления турбинами.

Для достижения этой цели рассматриваются уравнения динамики паровой турбины АЭС как объекта управления в абсолютных переменных. Строится нелинейная модель турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состояниях, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. Для режима сброса нагрузки приводятся графики изменения переменных давления и частоты.

Уравнения динамики турбины

При записи уравнений динамики полагаем, что в начальный момент времени все параметры и процессы находятся в стационарном равновесном состоянии, рабочие процессы расширения пара в отсеках турбины изоэнтропны, КПД отсеков постоянны и равны их номинальным значениям.

Паровой тракт турбины разделяется на n_V постоянных объемов V_i , $i = \overline{1, n_V}$. В каждый момент времени в объеме с номером i масса пара определяется уравнением материального баланса

$$M_i = M_{0i} + \int_0^t \Delta G_i dt,$$

где M_{0i} – масса пара в начальный момент времени; ΔG_i – приращение массового расхода пара. Дифференцируя это уравнение, получим

$$\frac{dM_i}{dt} = \Delta G_i. \quad (1)$$

Выразим массу пара через удельный объем пара v_i :

$$M_i = V_i / v_i. \quad (2)$$

С использованием давления p_i , удельного объема $v_i = V_i / M_i$, газовой постоянной для водяного пара R_s и абсолютной температуры T_i из уравнения Менделеева-Клапейрона для идеального газа

$$p_i v_i = R_s T_i \quad (3)$$

выразим удельный объем

$$v_i = R_s T_i / p_i. \quad (4)$$

Из уравнения (3) для начального момента времени $p_{0i} v_{0i} = R_s T_{0i}$ выразим постоянную $R_s = p_{0i} v_{0i} / T_{0i}$ и подставим ее в равенство (4):

$$v_i = \frac{p_{0i} v_{0i}}{p_i} \cdot \frac{T_i}{T_{0i}}.$$

Подставим это выражение в равенство (2):

$$M_i = \frac{V_i p_i}{p_{0i} v_{0i}} \cdot \frac{T_{0i}}{T_i}.$$

При большой массе нагретого металла вокруг проточной части турбины и быстрых переходных процессах изменением абсолютной температуры пара можно пренебречь, $T_i \approx T_{0i}$. Тогда дифференциальное уравнение (ДУ) (1) примет вид:

$$\frac{V_i}{p_{0i} v_{0i}} \cdot \frac{dp_i}{dt} = \Delta G_i. \quad (5)$$

Теоретический расход пара G_t через сечение площадью F определим уравнением неразрывности $G_t v = Fc$, где v – теоретический удельный объем пара, c – теоретическая скорость пара. Отсюда

$$G_t = Fc/v. \quad (6)$$

При адиабатическом расширении пара через суживающееся сопло его теоретическая скорость определяется по формуле

$$c = \sqrt{\frac{2kgpv}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{\varepsilon^k - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}, \quad (7)$$

где k – показатель адиабаты; g – ускорение свободного падения; p – давление пара в предыдущем объеме; ε – отношение давления пара в последующем объеме к давлению пара в предыдущем объеме. Для насыщенного пара $k = k_v = 1,135$, для перегретого пара $k = k_f = 1,3$. Подставим (7) в (6):

$$G_t = F \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{p}{v}} \sqrt{\frac{2}{\varepsilon^k - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}. \quad (8)$$

С увеличением ε скорость c возрастает до максимально возможной критической скорости c_c . Дифференцируя (7) по ε и приравнявая полученную производную нулю, найдем критическое значение

$$\varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (9)$$

Подставляя это значение в (7) и (8), получим критическую скорость и критический расход:

$$c_c = \sqrt{kgpv} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}, \quad G_c = F \sqrt{kg} \frac{p}{v} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (10)$$

Определим относительный расход пара

$$\beta = \frac{G_t}{G_c} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{\varepsilon^k - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}}.$$

На практике применяется формула Бендемана

$$\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2}. \quad (11)$$

Тогда

$$G_t = \beta G_c. \quad (12)$$

Обозначим

$$\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (13)$$

Для критического расхода (10) получим

$$G_c = F \chi \sqrt{g \frac{p}{v}}. \quad (14)$$

Действительный расход пара G отличается от теоретического расхода G_t множителем μ – коэффициентом расхода: $G = \mu G_t$. Отсюда и из формул (12) и (14) имеем:

$$G = \mu \beta F \chi \sqrt{g \frac{p}{v}}. \quad (15)$$

Эта общая формула расхода применяется при вычислении расходов пара через регулирующийся клапан и заслонку. В остальных случаях ее можно упростить. Расход вытекающего пара из внутреннего отсека турбины с номером i в после-

дующий отсек вычисляется по формуле Флюгеля-Стодолы

$$G_i = G_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad (16)$$

где G_{0i} – значение расхода в номинальном режиме; p_i и p_{i+1} – значения давления пара в данном и последующем объемах; p_{0i} и p_{0i+1} – номинальные значения давления пара в данном и последующем объемах. Расход вытекающего пара из отсека турбины с номером i в отбор вычисляется по формуле

$$G'_i = G'_{0i} \sqrt{\frac{p_i - p'_i}{p_{0i} - p'_{0i}} \cdot \frac{p_i}{p_{0i}}}, \quad (17)$$

где G'_{0i} – значение расхода в отбор в номинальном режиме, p'_i и p'_{0i+1} – давление пара в отборе и его номинальное значение. Если в ступени с номером i отсутствуют отбор и утечки пара, то приращение расхода определится по формуле

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i. \quad (18)$$

Если в ступени имеется отбор пара, то

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i - G'_i. \quad (19)$$

Если в ступени имеются отбор и утечки пара с расходом G''_i , то

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i - G'_i - G''_i. \quad (20)$$

Подставляя приращения расходов из формул (18)–(20) в ДУ (5), имеем систему дифференциальных уравнений (СДУ) для вычисления давлений в паровых объемах при изменении режима работы турбины. По теореме о главном моменте количества движения запишем ДУ движения ротора паровой турбины

$$J d\omega/dt = M_T - M_G, \quad (21)$$

где J – момент инерции ротора; ω – угловая скорость вращения ротора; M_T – действующий со стороны турбины крутящий момент; M_G – момент сил сопротивления со стороны генератора. Умножим ДУ (21) на угловую скорость ω :

$$J\omega d\omega/dt = N - N_s, \quad (22)$$

где $N = M_T\omega$ – механическая мощность турбины; $N_s = M_G\omega$ – мощность генератора. Механическую мощность турбины определим по формуле:

$$N = \sum_{i \in I_N} N_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}} - N_l, \quad (23)$$

где N_{0i} – номинальное значение мощности отсека турбины, соответствующему паровому объему с номером i ; I_N – множество номеров объемов, которые соответствуют отсекам турбины, определяющих ее мощность; N_l – потери мощности; $\omega_0 = 2\pi n_0$ – круговая частота в номинальном режиме, n_0 – частота вращения ротора турбины;

$N_0 = \sum_{i \in I_N} N_{0i} - N_l$ – мощность турбины в номинальном режиме.

Модель паровой турбины для переходного режима включает уравнения (5), (15)–(20), (23).

Модель турбины АЭС

В качестве примера паровой турбины АЭС возьмем турбину К-220-4,4-3 энергоблока ВВЭР-440. Для исследования переходного режима этой турбины выделим для нее паровые объемы: 1 – от парогенератора до стопорного клапана (СК); 2 – за СК до регулирующего клапана (РК); 3 – за РК до отбора за ступенью 1 цилиндра высокого давления (ЦВД); 4 – от отбора за ступенью 1 до отбора за ступенью 2 ЦВД; 5 – от отбора за ступенью 2 до отбора за ступенью 3 ЦВД; 6 – от отбора за ступенью 3 до отбора за ступенью 5 ЦВД; 7 – от отбора за ступенью 5 до выхлопа ЦВД; 8 – от выхлопа до ступени 2 сепаратора-пароперегревателя (СПП); 9 – от ступени 2 СПП до регулирующей задвижки (РЗ); 10 – от РЗ до отбора за ступенью 1 цилиндра низкого давления (ЦНД); 11 – от отбора за ступенью 1 ЦНД до отбора за ступенью 2 ЦНД; 12 – от отбора за ступенью 2 ЦНД до отбора за ступенью 4 ЦНД; 13 – от отбора за ступенью 4 ЦНД до выхлопа ЦНД. Таким образом, число паровых объемов $n_V = 13$.

Введем базовые значения времени $t_b = 1$ с и давления $p_b = p_{01}$, где $p_{01} = 4,3149$ МПа. Преобразуя ДУ (5) к относительным переменным состояниям: давления $\pi_i = p_i/p_b$, $\pi'_i = p'_i/p_b$, вычислим постоянные параметры $r_i = p_{0i}v_{0i}t_b/V_{0i}$. Тогда получим СДУ в виде Коши:

$$\frac{d\pi_i}{dt} = r_i \frac{\Delta G_i}{p_b}, \quad i = \overline{1, n_V}. \quad (24)$$

Определим постоянные параметры расходов, общие для двух верхних РК G_v и двух РЗ G_f :

$$G_v = 2\chi_v F_v \sqrt{\frac{p_b}{v_{01}}}, \quad G_f = 2\chi_f F_f k_f p_b,$$

где χ_v и χ_f – значения параметра χ , вычисленные по формуле (13) при $k = k_v$ и $k = k_f$ соответственно; F_v и F_f – площади сечения РК и РЗ; k_f – коэффициент линеаризации зависимости плотности перегретого пара от давления. На основании формулы Бендемана (11) определим функцию

$$\beta(\varepsilon) = \begin{cases} 1, & \varepsilon \leq \varepsilon_c, \\ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}\right)^2}, & \varepsilon > \varepsilon_c. \end{cases}$$

Подставляя в эту функцию постоянные параметры $\varepsilon_c = \varepsilon_v$ и $\varepsilon_c = \varepsilon_f$, вычисленные по формуле (9) при $k = k_v$ и $k = k_f$, определим функции $\beta_v(\varepsilon)$ и $\beta_f(\varepsilon)$, по которым сформируем функции расходов РК и РЗ:

$$\mu_v(\mu_1, \varepsilon) = [k_F \varphi_{vl}(\mu_1, \varepsilon) + \varphi_{vh}(\mu_1, \varepsilon)] \beta_v(\varepsilon),$$

$$\mu_f(\mu_2, \varepsilon) = \mu_{fe}(\mu_2 \alpha_{v \max}, \varepsilon) \beta_f(\varepsilon),$$

где k_F – отношение площадей нижнего и верхнего РК; $\varphi_{vl}(\mu, \varepsilon)$ и $\varphi_{vh}(\mu, \varepsilon)$ – экспериментальные функции расходов нижнего и верхнего РК, зависящие от относительной координаты сервомотора РК μ_1 ; $\mu_{fe}(\alpha, \varepsilon)$ – экспериментальная функция расхода РЗ для угла поворота α , зависящего от относительной координаты сервомотора РЗ μ_2 и принимающего наибольшее значение $\alpha_{v \max}$. Графики функций расходов РК и РЗ приведены на рис. 1 и 2.

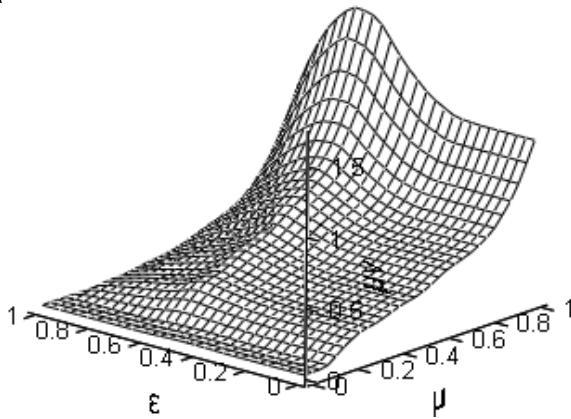


Рис. 1 – Функция расхода РК

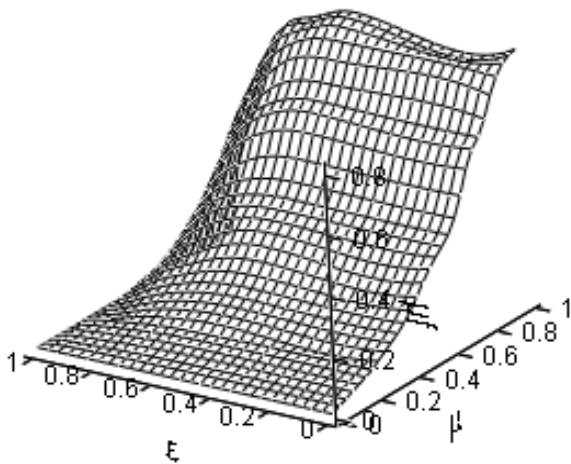


Рис. 2 – Функция расхода РЗ

Введём относительные переменные частоты вращения ротора $\varphi = (\omega - \omega_0) / \omega_0$, мощности турбины $v = N / N_0$ и электрического генератора

$v_s = N_s / N_0$. Определим безразмерные постоянные параметры:

$$\alpha_i = \frac{r_i G_{0i-1}}{\sqrt{p_{0i-1}^2 - p_{0i}^2}}, \quad i = 1, \overline{4}, \overline{9}, \overline{11}, \overline{13},$$

$$\alpha_2 = \frac{r_2 G_{01}}{\beta_v(p_{02} / p_{01}) p_{01}}, \quad \alpha_3 = \frac{r_3 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}},$$

$$\alpha_{10} = \frac{r_{10} G_f}{p_b},$$

$$\beta_1 = \frac{r_1 G_{01}}{\beta_v(p_{02} / p_{01}) p_{01}}, \quad \beta_2 = \frac{r_2 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}}, \quad \beta_9 = \frac{r_9 G_f}{p_b},$$

$$\beta_i = \frac{r_i G_{0i}}{\sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad i = \overline{3}, \overline{8}, \overline{10}, \overline{13},$$

$$\gamma_i = \frac{r_i G'_{0i}}{\sqrt{(p_{0i} - p'_{0i}) p_{0i}}}, \quad i = 2, \overline{4}, \overline{8}, \overline{11}, \overline{13},$$

$$\delta_i = \frac{r_i G''_{0i}}{p_b}, \quad i = 2, 8, 9,$$

$$\kappa_i = \frac{N_{0i} p_b}{N_0 \sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}}, \quad i = \overline{3}, \overline{7}, \overline{10}, \overline{13},$$

$$\alpha_\varphi = \frac{N_0 t_b}{J \omega_0^2}, \quad v_l = \frac{N_l}{N_0}.$$

Вычисленные значения постоянных параметров модели приведены в табл. 1.

Определим безразмерные функции:

$$\sigma(x, y) = \begin{cases} 0, & x \leq y; \\ \sqrt{x^2 - y^2}, & x > y; \end{cases}$$

$$\sigma_1(x, y) = \begin{cases} 0, & x \leq y; \\ \sqrt{(x - y)x}, & x > y. \end{cases}$$

После преобразования правых частей СДУ (24) и дифференциального уравнения (22) получим нелинейную модель паровой турбины в виде системы дифференциальных уравнений в относительных переменных состояния:

$$\frac{d\pi_1}{d\tau} = \alpha_1 \sigma(\pi_0, \pi_1) - \beta_1 \beta_v \left(\frac{\pi_2}{\pi_1} \right) \pi_1,$$

$$\frac{d\pi_2}{d\tau} = \alpha_2 \beta_v \left(\frac{\pi_2}{\pi_1} \right) \pi_1 - \beta_2 \mu_v \left(\mu_1, \frac{\pi_3}{\pi_2} \right) \sqrt{\pi_2} - \gamma_2 \sigma_1(\pi_1, \pi_2') - \delta_2,$$

$$\frac{d\pi_3}{d\tau} = \alpha_3 \mu_v \left(\mu_1, \frac{\pi_3}{\pi_2} \right) \sqrt{\pi_2} - \beta_3 \sigma(\pi_3, \pi_4),$$

$$\frac{d\pi_4}{d\tau} = \alpha_4 \sigma(\pi_3, \pi_4) - \beta_4 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \gamma_4 \sigma_1(\pi_4, \pi_4'),$$

$$\frac{d\pi_5}{d\tau} = \alpha_5 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \beta_5 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \gamma_5 \sigma_1(\pi_5, \pi_5'),$$

$$\frac{d\pi_6}{d\tau} = \alpha_6 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \beta_6 \sigma(\pi_6, \pi_7) - \gamma_6 \sigma_1(\pi_6, \pi_6'),$$

$$\frac{d\pi_7}{d\tau} = \alpha_7\sigma(\pi_6, \pi_7) - \beta_7\sigma(\pi_7, \pi_8) - \gamma_7\sigma_1(\pi_7, \pi'_7),$$

$$\frac{d\pi_8}{d\tau} = \alpha_8\sigma(\pi_7, \pi_8) - \beta_8\sigma(\pi_8, \pi_9) - \gamma_8\sigma_1(\pi_8, \pi'_8) - \delta_8,$$

$$\frac{d\pi_9}{d\tau} = \alpha_9\sigma(\pi_8, \pi_9) - \beta_9\mu_f\left(\mu_2, \frac{\pi_{10}}{\pi_9}\right)\pi_9 - \delta_9,$$

$$\frac{d\pi_{10}}{d\tau} = \alpha_{10}\mu_f\left(\mu_2, \frac{\pi_{10}}{\pi_9}\right)\pi_9 - \beta_{10}\sigma(\pi_{10}, \pi_{11}),$$

$$\frac{d\pi_{11}}{d\tau} = \alpha_{11}\sigma(\pi_{10}, \pi_{11}) - \beta_{11}\sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \gamma_{11}\sigma_1(\pi_{11}, \pi'_{11}),$$

$$\frac{d\pi_{12}}{d\tau} = \alpha_{12}\sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \beta_{12}\sigma(\pi_{12}, \pi_{13}) - \gamma_{12}\sigma_1(\pi_{12}, \pi'_{12}),$$

$$\frac{d\pi_{13}}{d\tau} = \alpha_{13}\sigma(\pi_{12}, \pi_{13}) - \beta_{13}\sigma(\pi_{13}, \pi_k) - \gamma_{13}\sigma_1(\pi_{13}, \pi'_{13}),$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \frac{\alpha_\varphi}{(1+\varphi)} \left(\sum_{i \in I_N} \kappa_i \sigma(\pi_i, \pi_{i+1}) - v_l - v_s \right).$$

Входными переменными этой модели являются координаты сервомоторов регулирующего клапана и регулирующей заслонки $\mu_1 = \mu_1(\tau)$ и $\mu_2 = \mu_2(\tau)$ соответственно, а также мощность электрического генератора v_s . Обозначая вектор состояния и векторную функцию правых частей приведенной системы дифференциальных уравнений через $\mathbf{X} = (\pi_1 \ \pi_2 \ \dots \ \pi_{13} \ \varphi)$ и $\mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \mu_1, \mu_2, v_s)$, разработанную модель представим в векторном виде:

$$d\mathbf{X}/d\tau = \mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \mu_1, \mu_2, v_s). \tag{25}$$

Эта модель позволяет исследовать переходные процессы при изменении режимов работы турбин.

Исследование режима сброса нагрузки

Для исследования режима сброса нагрузки с помощью модели (25) зададим для нее соответствующие номинальному режиму начальные условия $\mathbf{X}_0 = (\pi_{01} \ \pi_{02} \ \dots \ \pi_{013} \ 0)$, мощность электрического генератора при сбросе нагрузки $v_s = 0$, функции перемещения сервомоторов РК и РЗ, представленные на рис. 3.

На рис. 4–6 показаны графики переменных давлений, полученные численным интегрированием системы дифференциальных уравнений (25). На рис. 7 дан график изменения относительной переменной частоты в процентах $y = 100\varphi$.

Таблица 1 – Постоянные параметры модели

Параметр	Величина	Параметр	Величина
α_1	0.0399	β_1	0.0594
α_2	66.0281	β_2	29.4997
α_3	17.7116	β_3	17.4153
α_4	7.5479	β_4	10.6731
α_5	33.0032	β_5	40.5262
α_6	5.3248	β_6	5.9493
α_7	1.8227	β_7	4.8717
α_8	0.8067	β_8	2.4954
α_9	7.4612	β_9	10.9813
α_{10}	31.3482	β_{10}	9.9884
α_{11}	24.5466	β_{11}	47.8779
α_{12}	23.8007	β_{12}	36.9825
α_{13}	31.3437	β_{13}	153.548
γ_2	7.0214	γ_4	2.0590
γ_5	16.6957	γ_6	2.1033
γ_7	0.6020	γ_8	0.2209
γ_{11}	3.8283	γ_{12}	8.2580
γ_{13}	18.4440	δ_2	0.0457
δ_8	0.0002	δ_9	0.0295
κ_3	0.1567	κ_4	0.1940
κ_5	0.2536	κ_6	0.5584
κ_7	0.7695	κ_{10}	2.3875
κ_{11}	3.7856	κ_{12}	11.9138
κ_{13}	34.2597	α_φ	0.0815
v_l	0.0736	–	–

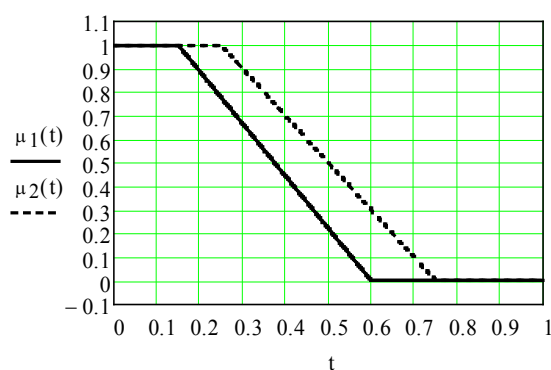


Рис. 3 – Функции перемещения сервомоторов

Переменные давлений в двух первых объемах ЦВД на рис. 4 незначительно увеличиваются, а в остальных объемах – понижаются. Переменные давлений в СПП на рис. 5 сначала сближаясь, повышаются, а затем почти одинаково начинают снижаться. Переменные давлений в ЦНД на рис. 6 понижаются.

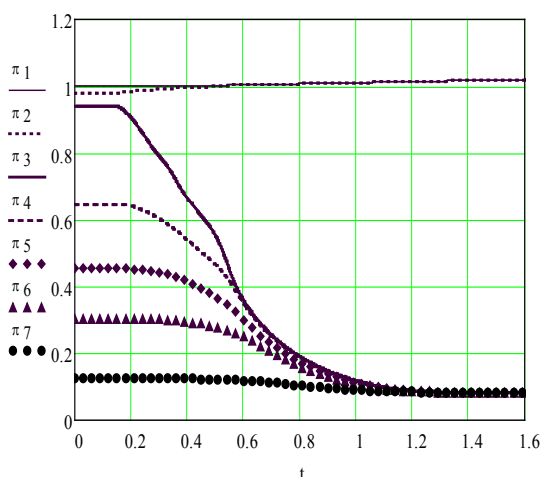


Рис. 4 – Изменение давлений в ЦВД

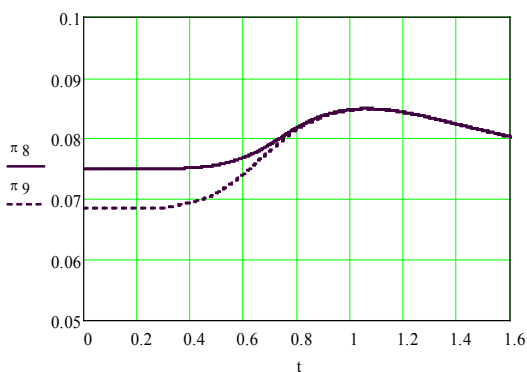


Рис. 5 – Изменение давлений в СПП

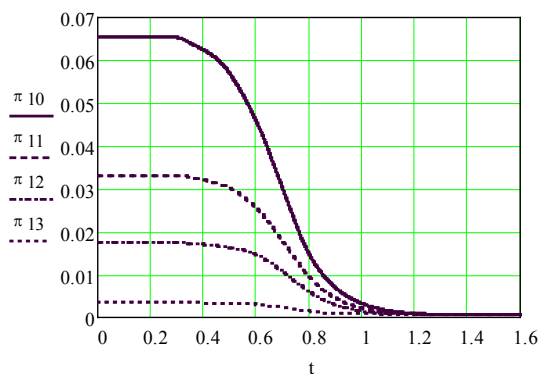


Рис. 6 – Изменение давлений в ЦНД

На рис. 7 относительная переменная частоты вращения ротора турбины y в процентах от номинального значения плавно увеличивается в течение 1 с до своего максимального значения, а затем медленно начинает снижаться благодаря закрытию регулирующих клапанов и регулирующих заслонок турбины. Максимальный заброс оборотов частоты турбины К-220-4,4-3 составил 5,28 % от номинального значения частоты.

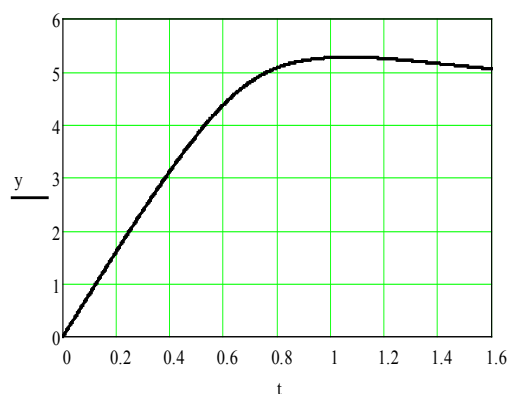


Рис. 7 – Изменение частоты

Выводы

Рассмотрены основные принципы построения уравнений паровой турбины АЭС как объекта управления. Приведены уравнения динамики турбины в абсолютных переменных. Путём преобразования этих уравнений в качестве примера построена нелинейная модель паровой турбины К-220-4,4-3 в относительных переменных состоянии, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты. Аналогично может быть получена нелинейная модель паровой турбины К-1000-60/1500-2. Модели паровых турбин АЭС в относительных переменных с минимальным количеством вычислений могут быть использованы для оптимизации систем управления турбин.

Список литературы

- 1 **Кириллов, И. И.** Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок [Текст] / **И. И. Кириллов.** – Л. : Машиностроение, 1988. – 447 с.
- 2 **Самойлович, Г. С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / **Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский.** – М. : Энергоиздат, 1982. – 496 с.
- 3 **Швецов, В. Л.** Результаты анализа динамических характеристик турбины К-1100-60/1500-2М при импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики электрических сетей [Текст] / **В. Л. Швецов, И. Н. Бабаев** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2012. – № 8. – С. 50–58. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 4 **Северин, В. П.** Многоцелевая оптимизация систем управления паровой турбиной К-1000-60/1500 на основе векторной целевой функции [Текст] / **В. П. Северин, Е. Н. Никулина, К. Б. Годлевская** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 24–29. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X.

- 5 **Северин, В. П.** Многокритериальный синтез систем управления энергоблока АЭС с использованием лаборатории методов оптимизации OPTLAB [Текст] / **В. П. Северин, Е. Н. Никулина, Д. А. Лютенко, Е. Ю. Бобух** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 106–111. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
- 3 **Shvetsov, V. L. and Babaev, I. N.** (2012), “Results of analysis of dynamic characteristics of turbine K-1100-60/1500-2M under impulse unloadings on command of the emergency control automatics of the electrical networks”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8, pp. 50–58, ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kirilov, I. I.** (1988), *Avtomaticheskoe regulirovanie parovyh turbin i gazoturbinnih ustanovok* [Automatic control of steam turbines and gas turbines], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
- 2 **Samoylovich, G. S. and Troyanovskiy, V. M.** (1982), *Peremennye i perehodnye rezhimy v parovyh turbinah* [Variables and transients modes in steam turbines], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 4 **Severin, V. P., Nikulina, O. M. and Godlevska, K. B.** (2013), “Multi-objective optimization of control systems of steam turbine K-1000-60/1500 on the base of vector objective function”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13(987), pp. 24–29, ISSN 2078-774X.
- 5 **Severin, V. P., Nikulina, E. N., Lutenko, D. A., Bobuh O. Yu.** (2015), “A Multicriterion Synthesis of the Control Systems of the Energy Block of Nuclear Power Station Using Laboratory Methods for the OPTLAB Optimization”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 15(1124), pp. 106–111, ISSN 2078-774X.

Сведения об авторах (About authors)

Северин Валерий Петрович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры системного анализа и управления; г. Харьков, Украина; e-mail: severinvp@gmail.com.

Severin Valeriy Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Systems Analysis and Control of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Никулина Елена Николаевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра радиоэлектроники, г. Харьков, Украина; e-mail: elena78_02@inbox.ua.

Nikulina Elena Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Radioelectronica of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Чеченова Ирина Хусеновна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студентка кафедры системного анализа и управления; г. Харьков, Украина; e-mail: irinachechenova@gmail.com.

Chechenova Irina Husenovna – student of Department of Systems Analysis and Control of National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Северин, В. П. Нелинейные модели переходных режимов паровых турбин АЭС для оптимизации процессов управления [Текст] / **В. П. Северин, Е. Н. Никулина, И. Х. Чеченова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 65–71. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Please cite this article as:

Severin, V., Nikulina, E. and Chechenova, I. (2016), “Nonlinear models of transients of nuclear power steam turbines to optimize control processes”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 65–71, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Северин, В. П. Нелінійні моделі перехідних режимів парових турбін АЕС для оптимізації процесів керування [Текст] / **В. П. Северин, О. М. Нікуліна, І. Х. Чеченова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 65–71. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

АНОТАЦІЯ Розглянуті рівняння динаміки парової турбіни АЕС як об'єкта автоматичного керування. Шляхом перетворення рівнянь динаміки турбіни побудована нелінійна модель парової турбіни K-220-4,4-3 в відносних змінних стану, що враховує експериментальні дані регулюючих органів і використовує мінімальну кількість обчислень. На основі цієї моделі для дослідження режиму скидання навантаження побудовані графіки зміни змінних тиску та частоти. Побудована модель турбіни призначена для оптимізації системи керування турбіною.

Ключові слова: парова турбіна, автоматичне керування, нелінійна модель, перехідний режим, оптимізація.

Поступила (received) 10.01.2016