

водяної пари з послідуєчим використанням її в проточній частині парової турбіни.

**Список літератури:** 1. *Дикий М.О.*, Спосіб утилізації теплоти газів, що відпрацювали, комбінованої енергетичної установки [Текст] : / Дикий М.О., Уваричев О.М., Патент України №19902 М.П.К. 7 F01K21/02. 25.12.1997 Бюл. № 6/1997.2. *Дикий Н. А.*, Судовые газопаротурбинные установки. [Текст] : учеб. / Дикий Н. А., А. В. Белов, – Санкт-Петербург: Судостроение, 1978. – 216 с.3. *Арсеньев, Л. В.*, Параметры газопаротурбинных установок с впрыском воды в компрессор [Текст] : учеб. / Арсеньев, Л. В., Беркович, А. Л. – Тепловая энергетика, 1996. – №6. – 18-22 с.

*Поступила в редколлегию 24.04.2011*

**УДК 621.175-52**

*Г.И. КАНЮК*, док. техн. наук, проф., зав. каф., УИПА, Харьков

*А.Р. МИСЬКО*, асс., УИПА, Харьков

*И.П. ЛАПТИНОВ*, асс., УИПА, Харьков

*Д.Д. СТЕБЛЯНКО*, асс., УИПА, Харьков

*А.Н. ТОПЧИЙ*, асс., УИПА, Харьков

## **СИНТЕЗ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМАМИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Сформульовано завдання створення енергозберігаючої системи автоматичного керування режимами роботи конденсаторів парових турбін. Розроблена загальна математична модель стаціонарного режиму роботи конденсатора. Сформований алгоритм еталонної програми функціонування конденсатора при заданих значеннях витрат пари і конденсату.

Ключові слова: енергозберігаюча система автоматичного керування, конденсатор.

Сформулировано задание создания энергосберегающей системы автоматического управления режимами работы конденсаторов паровых турбин. Разработана общая математическая модель стационарного режима работы конденсатора. Сформирован алгоритм эталонной программы функционирования конденсатора при заданных значениях расходов пара и конденсата.

Ключевые слова: энергосберегающая система автоматического управления, конденсатор.

The task of creation of the energysaving system of automatic control the modes of operations of condensers of steam-turbines is formulated. The general mathematical model of the stationary mode of operations of condenser is developed. The algorithm of the standard program of functioning of condenser is formed at the set values of charges of steam and runback.

Keywords: energysaving system of automatic control, condenser.

### **Введение**

В работе [1] отмечено, что в настоящее время практически исчерпаны резервы повышения экономичности паротурбинных электростанций за счет повышения начальных параметров, усовершенствования систем регенеративного подогрева питательной воды и промежуточного перегрева пара. Вместе с тем, обострение проблем в топливно-энергетическом комплексе и ухудшение экологической ситуации диктует необходимость системного подхода к решению

проблем повышения экономичности и экологических характеристик ТЭС и АЭС. В связи с этим, в энергетической отрасли большое внимание стало уделяться низкопотенциальным комплексам электростанций как структурных единиц энергоблоков, оказывающих непосредственное влияние на экономичность их эксплуатации за счет влияния на конечные параметры пара и на расход электроэнергии для собственных нужд. По данным Запорожской АЭС, недовыработка электроэнергии из-за плохих условий теплообмена в конденсаторах ежегодно составляет порядка 1,5 млрд. кВт·ч [2].

Поэтому обеспечение оптимальных режимов работы конденсационных установок, минимизация всех видов энергетических потерь в них предоставляет собой важную и актуальную научно-техническую проблему. Эта проблема может быть решена путем создания энергосберегающих систем автоматического управления режимами работы систем низкопотенциального комплекса, в частности – конденсаторов паровых турбин.

### Характеристика объекта

Следуя общим принципам энергосберегающего управления технологическими объектами, изложенными в [3], конденсатор, как объект управления, обеспечивающий конденсацию отработанного в турбине пара, представим следующим образом (рис.1).

Вектор нерегулируемых входных параметров  $\vec{X}_{вх}^{нерег}$  включает номинальные для определенного режима работы значения массового расхода ( $G_n^{вх}$ ), давления ( $P_n^{вх}$ ) и температуры ( $t_n^{вх}$ ) пара, входящего в конденсатор из последней ступени турбины.

Векторы регулируемых параметров  $\vec{X}_{вх}^{рег1}$  и  $\vec{X}_{вх}^{рег2}$  – соответствующие значения параметров охлаждающей воды ( $G_в^{вх}, P_в^{вх}, t_в^{вх}$ ) и пара, откачиваемого эжекторами ( $G_n^э, P_n^э, t_n^э$ ).

При этом вектор внутренних параметров, по которым может непосредственно осуществляться управление:

$$\vec{X}_{вн}^{упр} \{G_в^{вх}; G_n^э\}.$$

Вектор внутренних параметров  $\vec{X}_{вн}$  может быть представлен средними значениями давления ( $P_{пк}^{ср}$ ), температуры ( $t_{пк}^{ср}$ ) и скорости циркуляции пара ( $U_{пк}^{ср}$ ) в паровом пространстве конденсатора, а также средним значением количества теплоты ( $Q_{ср}$ ), отдаваемого паром охлаждающей воде через стенки трубных пучков.

Вектор выходных параметров  $\vec{X}_{вых}$  представляет собой значение массового расхода образующегося конденсата ( $G_к$ ).

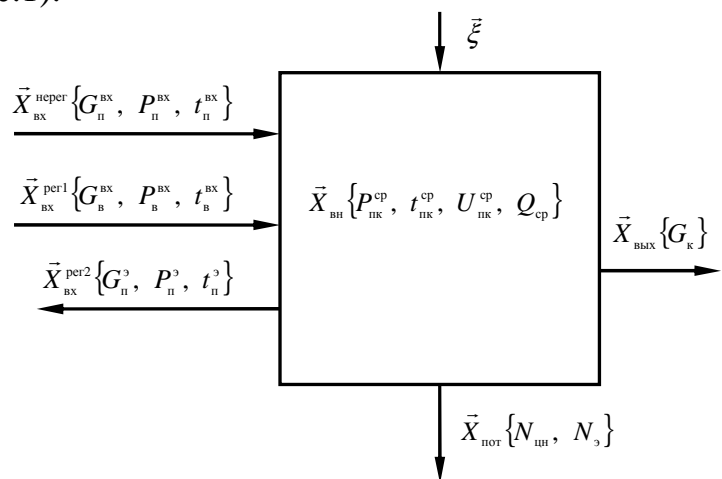


Рис. 1. Конденсатор, как объект управления

Вектор потерь  $\vec{X}_{nom}$  - значения мощностей, потребляемых циркуляционным насосом ( $N_{ци}$ ) и эжекторами ( $N_э$ ).

### Описание процесса работы конденсатора (стационарный режим).

Из последней ступени ЦНД турбины в конденсатор поступает отработанный пар (после цикла расширения) с низкими значениями давления (порядка  $0,03 \cdot 10^5$  Па) и температуры (порядка  $24^\circ\text{C}$ ), но в большом количестве (массовый расход порядка 574 т/ч). Большое значение расхода обеспечивает высокую потенциальную мощность пара, но низкие значения давления и температуры не дают возможности её полезно использовать (поэтому эта мощность является потерянной и ее значение соизмеримо с полезной мощностью энергоблока).

В стационарном режиме работы конденсатора массовый расход поступающего отработанного пара равен сумме массовых расходов образующегося конденсата и расхода пара, удаляемого из конденсатора эжекторами для поддержания заданного значения вакуума:

$$G_n^{ex} = G_k + G_n^э$$

Эжекторы за счет энергии рабочего потока пара, отбираемого из рабочих ступеней турбины, отсасывают часть пара из конденсатора для поддержания необходимого значения давления (вакуума). Вакуум необходим для того, чтобы обеспечить непрерывное поступление отработанного пара из турбины в конденсатор (иначе номинальная работа турбоустановки прекратится).

Соотношение расходов инжектируемого ( $G_n^э$ ) и рабочего ( $G_p$ ) потоков пара определяется коэффициентом инжекции:

$$\omega = G_n^э / G_p$$

Коэффициент инжекции может быть представлен, в соответствии с экспериментальными характеристиками эжектора, как функция отношения давлений сжатого потока  $P_c$  (на выходе из эжектора) и давления инжектируемого пара (практически – это среднее значение давления в паровом пространстве конденсатора  $P_{нк}^{cp}$ ):

$$\omega = f(P_c, P_{нк}^{cp})$$

В линеаризованном варианте эта функция может быть представлена в виде:

$$\omega = C_{\omega pc} P_c + C_{\omega pk} P_{нк}^{cp},$$

где  $C_{\omega pc}$  и  $C_{\omega pk}$  - соответствующие коэффициенты линеаризации.

В свою очередь, давление на выходе из эжектора  $P_c$  является функцией давлений (или расходов) рабочего и инжектируемого потоков. В линеаризованном варианте эта функция может быть представлена в виде:

$$P_c = C_{pgp} G_p + C_{pgэ} G_n^э,$$

где  $C_{pgp}$  и  $C_{pgэ}$  - соответствующие коэффициенты линеаризации.

Тогда

$$\omega = C_{\omega pc} C_{pgp} G_p + C_{\omega pc} C_{pgэ} G_n^э + C_{\omega pk} P_{нк}^{cp} = C_{\omega gp} G_p + C_{\omega gэ} G_n^э + C_{\omega pk} P_{нк}^{cp},$$

и

$$G_n^э = \omega G_p = C_{\omega gp} G_p^2 + C_{\omega gэ} G_p G_n^э + C_{\omega pk} G_p P_{нк}^{cp},$$

или

$$G_{нэ} = \frac{C_{\omega gp} G_p^2 + C_{\omega pk} G_p P_{нк}^{cp}}{1 - C_{\omega gз} G_p}.$$

Линеаризация этой функции может дать выражение:

$$G_{нэ} = C_{нэ}^p \cdot G_p + C_{нэ}^{пнк} \cdot P_{нк}^{cp}$$

с соответствующими значениями коэффициентов линеаризации.

Производительность эжектора (расход  $G_{нэ}$ ) может регулироваться расходом рабочего потока пара  $G_p$  (путем изменения положения регулирующей задвижки на трубопроводе рабочего потока). При этом расход рабочего потока может быть представлен в виде линейной функции положения регулирующей задвижки (линейного)  $X_{pp}$  или углового  $\phi_{pp}$ :

$$\begin{aligned} G_p &= C_{gp}^x \cdot X_{pp}; \\ G_p &= C_{gp}^\phi \cdot \phi_{pp}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} C_{gp}^x &= G_p^{\max} / X_{pp}^{\max}; \\ C_{gp}^\phi &= G_p^{\max} / \phi_{pp}^{\max}. \end{aligned}$$

Тогда функция расхода инжектируемого пара может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned} G_{нэ} &= C_{нэ}^x X_{pp} + C_{нэ}^{пнк} P_{нк}^{cp}; \\ G_{нэ} &= C_{нэ}^\phi \phi_{pp} + C_{нэ}^{пнк} P_{нк}^{cp}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} C_{нэ}^x &= C_{нэ}^p C_{gp}^x; \\ C_{нэ}^\phi &= C_{нэ}^p C_{gp}^\phi. \end{aligned}$$

Для конденсации пара в конденсаторе при заданном значении давления  $P_{нк}^{cp}$  его нужно охладить до значения температуры конденсации:

$$t_{нн}^{cp} = f(P_{нк}^{cp})$$

Для этого в конденсатор подается охлаждающая вода циркуляционным насосом, которая, проходя по внутренним поверхностям охлаждающих пучков, обеспечивает необходимый теплообмен.

При этом поверхностная плотность теплового потока, передаваемого от пара к наружным поверхностям трубных пучков, проходящего через стенки трубных пучков и отдаваемого внутренними стенками трубных пучков охлаждающей воде, определяется выражениями:

$$\begin{aligned} g &= \alpha_n^{cp} (t_{нк}^{cp} - t_{cm}^{cp}); \\ g &= \frac{t_{cm}^{cp} - t_{cm}^{cp}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)}; \\ g &= \alpha_s^{cp} (t_{cm}^{cp} - t_s), \end{aligned}$$

где

$$\alpha_n^{cp} = C_{\alpha n}^{тн} t_{нн}^{cp} + C_{\alpha n}^{тн} t_{cm}^{cp},$$

и

$$\alpha_6^{cp} = C_{\alpha b}^g G_b -$$

линеаризованные функции средних коэффициентов теплоотдачи от пара к внешним стенкам трубных пучков и от внутренних стенок трубных пучков к охлаждающей воде;

$t_{cm}'$  и  $t_{cm}''$  - средние значения температур внешних и внутренних поверхностей трубных пучков;

$t_{nn}^{cp}$  - среднее значение температуры насыщенного пара (при котором происходит его конденсация);

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  - толщины и теплопроводности слоев стенок трубных пучков (с учетом возможных покрытий и отложений);

$C_{\alpha n}^{tn}, C_{\alpha n}^{tcc}, C_{\alpha b}^g$  - соответствующие коэффициенты линеаризации;

$G_b$  - расход охлаждающей воды.

При этом массовый расход образующегося конденсата:

$$G_k = C_{gk}^q q,$$

где

$$C_{gk}^q = A_k / r;$$

$A_k$  - площадь поверхности трубных пучков;

$r$  - удельная теплота парообразования (конденсации) при соответствующих значениях давления и температуры насыщения  $P_{nn}^{cp}$  и  $t_{nn}^{cp}$ .

Циркуляционный насос, подавая в конденсатор охлаждающую воду, развивает полезную гидравлическую мощность:

$$N_b = G_6 P_6 / \rho_6 = Q_6 P_6,$$

где  $Q_6$  - объемный расход охлаждающей воды (подача циркуляционного насоса);

$\rho_6$  - плотность воды;

$P_6$  - давление, развиваемое насосом.

Давление, развиваемое циркуляционным насосом, должно обеспечивать компенсацию гидравлического сопротивления конденсатора ( $\Delta P_{зк}$ ) и циркуляционного трубопровода ( $\Delta P_{згм}$ ):

$$P_6 = \Delta P_{зк} + \Delta P_{згм}$$

Гидравлическое сопротивление конденсатора:

$$\Delta P_{з1} = z(\Delta P_{з1} + \Delta P_{з2}) + (z+1)\Delta P_{з3},$$

где  $Z$  – число ходов воды;

$$\Delta P_{з1} = \lambda_{mp} \frac{L}{d_2} \frac{\rho_6 U_6^2}{2} = \lambda_{mp} \frac{L}{d_2} \frac{\rho_6 Q_6^2}{2S_2^2} -$$

сопротивление конденсаторных трубок;

$$\Delta P_{з2} = \xi_2 \rho_6 (U_6 - U_k)^2 -$$

сопротивление на входе и выходе охлаждающей воды из трубной системы;

$$\Delta P_{з3} = \xi_3 \rho_6 \frac{U_{6x}^2}{2} -$$

сопротивление водяных камер;

$\lambda_{mp}$  - коэффициент гидравлического трения, определяемый как функция числа Рейнольдса;

$L$  и  $d_2$  - длина и диаметр конденсаторных трубок;

$U_6 = Q_6/S_2$  - скорость воды;

$\zeta_2$  - коэффициент, зависящий от способа крепления трубок (при сальниковом креплении  $\zeta_2 = 1,5$ ; при двусторонней развальцовке  $\zeta_2 = 1$ ; при смешанном способе крепления трубок  $\zeta_3 = 1,25$ );

$U_k$  - скорость воды в камерах, оцениваемая как  $(0,15 - 0,30)U_6$ ;

$U_{вх} = U_k$  - скорость воды на входе в каждую камеру;

$\zeta_3$  - коэффициент гидравлического сопротивления входа воды в камеру ( $\zeta_3 \approx 1$ ).

Функция гидравлического сопротивления конденсатора может быть представлена в виде:

$$\Delta P_2 = C_{PQ} Q_6^2,$$

или, в линеаризованном варианте,

$$\Delta P_2 = C'_{PQ} Q_6,$$

где  $C_{PQ}$  и  $C'_{PQ}$  - соответствующие коэффициенты.

Сопротивление циркуляционного трубопровода:

$$\Delta P_{ym} = \left( \lambda_{ym} \frac{L_{ym}}{d_{ym}} + \sum \zeta_{mym} \right) \frac{\rho_6}{2} \frac{Q_6^2}{2S_{ym}^2} + \zeta_{p3} \frac{\rho_6}{2} \frac{Q_6^2}{2S_{p3}^2},$$

где  $\lambda_{ym}$  - коэффициент гидравлического трения в циркуляционном трубопроводе;

$L_{ym}$  и  $d_{ym}$  - длина и диаметр циркуляционного трубопровода;

$\sum \zeta_{mym}$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений циркуляционного трубопровода;

$S_{ym}$  - площадь поперечного сечения циркуляционного трубопровода;

$\zeta_{p3}$  - коэффициент местного сопротивления регулирующей задвижки;

$$S_{p3} = S_{p3}(X_{p3}),$$

или

$$S_{p3} = S_{p3}(\Phi_{p3}) -$$

площадь проходного сечения регулирующей задвижки.

Сопротивление циркуляционного трубопровода может быть представлено в виде:

$$\Delta P_{ym} = \left\{ C_{ym} + 0,25 \rho_6 \zeta_{p3} \left[ \frac{S_{p3}(X_{p3})}{S_{p3}(X_{p3})^2} \right] \right\} Q_6^2,$$

где

$$C_{ym} = 0,25 \left( \lambda_{ym} \frac{L_{ym}}{d_{ym}} + \sum \zeta_{mym} \right) \rho_6 / S_{ym}^2;$$

$\zeta_{p3}[S_{p3}(X_{p3})]$  - функция коэффициента гидравлического сопротивления регулирующей задвижки от площади проходного сечения регулируемой задвижки;

$S_{p3}(X_{p3})$  - функция площади проходного сечения регулирующей задвижки от ее положения (линейного  $X_{p3}$  или углового  $\varphi_{p3}$ ).

В линеаризованном варианте:

$$\Delta P_{ym} = C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{pq}^{ym} Q_{\epsilon},$$

где  $C_{px}^{ym}$  и  $C_{pq}^{ym}$  - коэффициент линеаризации.

Если насос работает при неизменном положении регулирующей задвижки (в частности, при полностью открытой задвижке), то:

$$\Delta P_{ym} = (C_{px}^{ym})' Q_{\epsilon},$$

При пренебрежении геометрической высотой подъема циркуляционной воды:

$$\Delta P_{\epsilon} = \Delta P_{ym} + \Delta P_{\zeta},$$

и функция полезной мощности циркуляционного насоса принимает вид:

$$N_{\epsilon} = Q_{\epsilon} \Delta P_{ym} = (C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{pq}^{ym} Q_{\epsilon}) Q_{\epsilon},$$

В линеаризованном варианте:

$$N_{\epsilon} = C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{NQ}^{ym} Q_{\epsilon},$$

или, при полностью открытой задвижке (при неизменном положении задвижки):

$$N_{\epsilon} = (C_{NQ}^{ym})' Q_{\epsilon},$$

Функция потребляемой мощности циркуляционного насоса:

$$N_{\text{ци}}^{\text{номп}} = N_{\epsilon} / \eta_{\text{ци}},$$

где

$$\eta_{\text{ци}} = \eta_{\text{ци}}(Q_{\epsilon}, n_{\text{ци}}) -$$

функция КПД циркуляционного насоса.

$n_{\text{ци}}$  - частота вращения насоса.

В свою очередь:

$$Q_{\epsilon} = Q_{\epsilon}(n_{\text{ци}}) -$$

функция зависимости подачи насоса от частоты вращения.

В линеаризованном варианте:

$$Q_{\epsilon} = C_{Qn}^{\text{ци}}(n_{\text{ци}});$$

$$\eta_{\text{ци}} = C_{Q\eta}^{\text{ци}} \cdot Q_{\epsilon} + C_{\eta n}^{\text{ци}} n_{\text{ци}},$$

или

$$\eta_{\text{ци}} = (C_{Q\eta}^{\text{ци}} \cdot C_{Qn}^{\text{ци}} + C_{\eta n}^{\text{ци}}) n_{\text{ци}},$$

и линеаризованная функция мощности насоса:

$$N_{\text{ци}}^{\text{номп}} = C_{NX}^{\text{ци}} \cdot X_{p3} + C_{nQ}^{\text{ци}} n_{\text{ци}}.$$

При поступлении в конденсатор отработанного пара, охлаждающей воды, в процессе поддержания вакуума и образования конденсата тепловой баланс конденсатора в стационарном режиме описывается соотношением:

$$Q_n^{\text{ex}} = Q_n^{\text{охл}} + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{нэ}},$$

ИЛИ

$$\Phi_n^{ex} = \Phi_n^{oxl} + \Phi_{конд} + \Phi_{нэ} ,$$

где  $Q_n^{ex}$ ,  $\Phi_n^{ex}$ ,  $Q_n^{oxl}$ ,  $\Phi_n^{oxl}$ ,  $Q_{конд}$ ,  $\Phi_{конд}$ ,  $Q_{нэ}$ ,  $\Phi_{нэ}$  - соответственно, количества теплоты и тепловые потоки, которые содержатся в паре, входящем в конденсатор; отдаваемые паром охлаждающей воде; в отводимом конденсате; в паре, отсасываемом эжекторами.

С учетом того, что в стационарном режиме соответствующие тепловые потоки определяются соотношениями:

$$\Phi_n^{ex} = C_{np}^{ex} (t_n^{ex} - t_{нк}^{ex}) G_n^{ex} ;$$

$$\Phi_n^{oxl} = qA_k ;$$

$$\Phi_{конд} = C_{pконд} G_k (t_{нк}^{cp} - t_{конд}^{cp}) ;$$

$$\Phi_{нэ} = C_{pn}^k G_{нэ} (t_{нк}^{cp} - t_c) ,$$

уравнение теплового баланса может быть представлено в виде:

$$C_{pn}^{ex} t_n^{ex} G_n^{ex} - C_{pn}^{ex} t_{нк}^{cp} G_n^{ex} = qA_k + C_{pконд} G_k t_{нк}^{cp} - C_{pконд} G_k t_{конд}^{cp} + ;$$

$$+ C_{pn}^k G_{нэ} t_{нк}^{cp} - C_{pn}^k G_{нэ} t_c ;$$

ИЛИ

$$t_{нк}^{cp} (C_{pn}^{ex} G_n^{ex} + C_{pконд} G_k + C_{pn}^k G_{нэ}) =$$

$$= (C_{pn}^{ex} t_n^{ex} G_n^{ex} + C_{pконд} G_k t_{конд}^{cp} + C_{pn}^k G_{нэ} t_c) - qA_k ;$$

### Общая стационарная математическая модель конденсатора.

Из моделей отдельных рабочих процессов и элементов конденсатора, представленных в п.2, может быть составлена общая математическая модель стационарного режима работы конденсатора:

$$G_n^{ex} = G_k + G_n^э ;$$

$$G_n^э = C_{пэ}^x X_{пэ}^э + C_{нэ}^{pnk} P_{нк}^{cp} ;$$

$$t_{nn}^{cp} = C_{пп}^{cp} P_{нк}^{cp} + C_{пп}' ;$$

$$q = \alpha_n^{cp} (t_{nn}^{cp} - t_{cm}^{cp})$$

$$q = (t_{cm}^{cp} - t_{cm}^{''}) / \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)$$

$$q = \alpha_e^{cp} (t_{cm}^{''} - t_e')$$

$$\alpha_n^{cp} = C_{\alpha n}^{tn} t_{nn}^{cp} + C_{\alpha n}^{tcc} t_{nn}^{cp}$$

$$\alpha_e^{cp} = C_{\alpha e}^G \rho_e Q_e$$

$$G_k = C_{qk}^q q$$

$$N_e = Q_e P_e = C_{nx}^{um} X_{пэ}^{un} + C_{nq}^{um} Q_e$$

$$N_{un}^{nomp} = N_e / \eta_{un} = C_{nx}^{um} X_{пэ}^{un} + C_{nq}^{un} n_{un} ,$$

$$Q_e = C_{qe}^{xp3} X_{пэ}^{un} + C_{qe}^n n_{un} ,$$

$$t_{нк}^{cp} (C_{pn}^{ex} G_n^{ex} + C_{pконд} G_k + C_{pn}^k G_n^э) =$$

$$= (C_{pn}^{ex} t_n^{ex} G_n^{ex} + C_{pконд} G_k t_{конд}^{cp} + C_{pn}^k G_{нэ} t_c) - qA_k ;$$



На основании общей математической модели конденсатора, представленной в п.3, может быть сформирован алгоритм эталонной программы функционирования конденсатора при заданных значениях расходов пара  $(G_n^{ex})_3$  и конденсатора  $(G_k)_3$  (рис. 2).

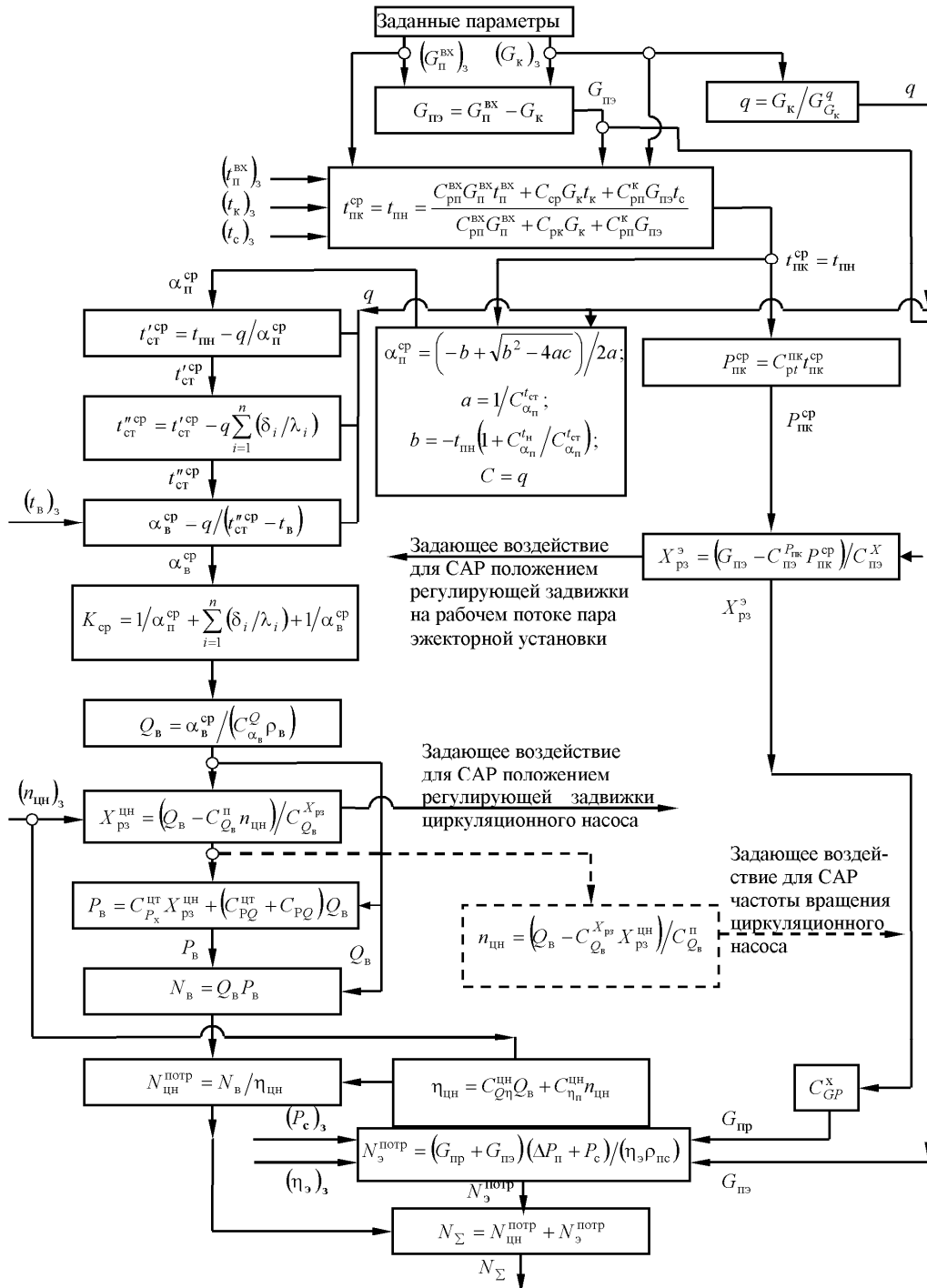


Рис. 2. Алгоритм формирования заданной программы работы конденсатора и задающих воздействий для САР расходов эжектируемого пара и охлаждающей воды

### Формирование заданной программы (заданного режима) работы конденсатора (эталонная модель).

Эта программа может формировать рациональные задающие воздействия для САР положением регулирующей задвижки на рабочем потоке пара эжекторной

установки, задвижки циркуляционного насоса и привода циркуляционного насоса.

При этом общая структура (функциональная схема) энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора может иметь вид, представленный на рис. 3.

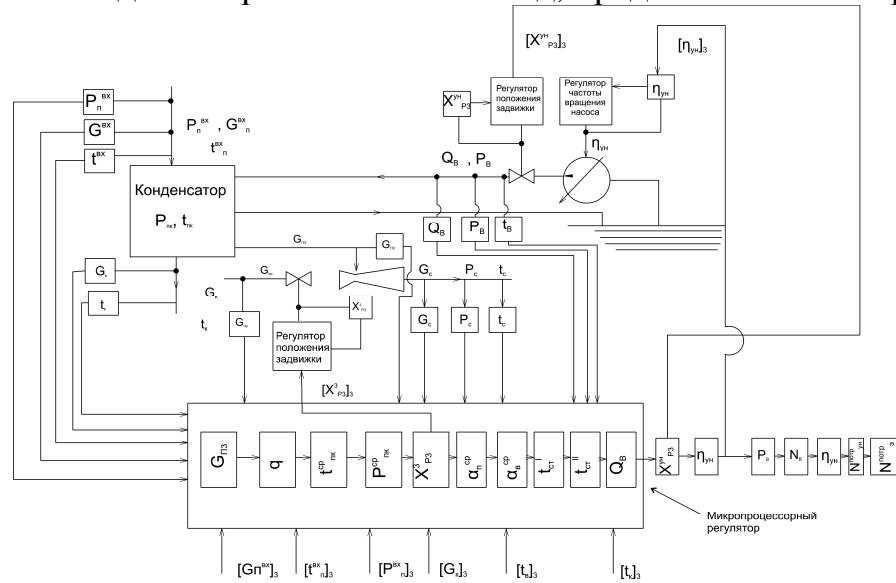


Рис. 3. Общая функциональная схема энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора

В случае отклонений основных параметров ( $G_n^{ex}$  и  $G_k$ ) от заданных значений программа вычисления отклонений задающих воздействий, построенная в соответствии с алгоритмом, приведенным на рис. 2, выполнит соответствующие корректировки задающих воздействий (рис. 4). При этом эталонные значения и отклонения параметров могут использоваться в системе технической диагностики конденсатора.

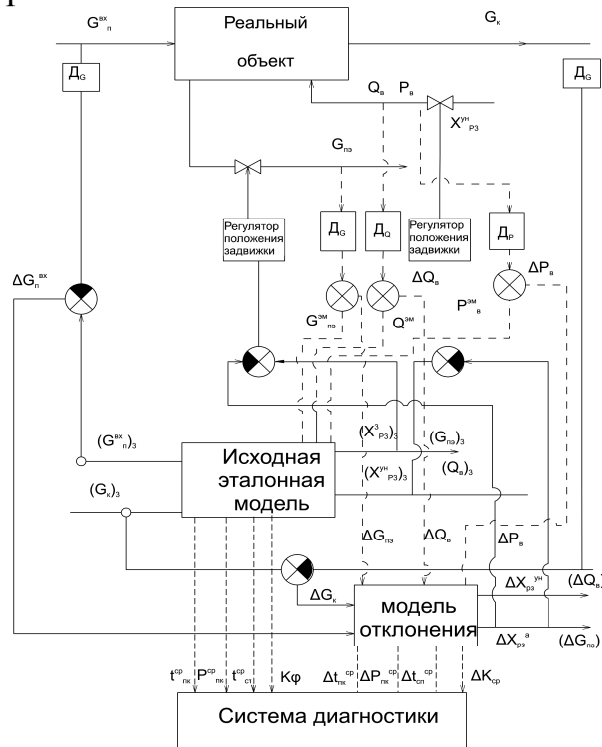


Рис. 4. Функциональная схема энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора с использованием эталонной модели и модели отклонений

## **Выводы**

1. Сформулирована задача создания энергосберегающей системы автоматического управления режимами работы конденсаторов паровых турбин, обеспечивающей заданное соотношение расходов поступающего пара и конденсата при минимальных затратах мощности эжекторной установки и циркуляционного насоса.

2. Разработана математическая модель рабочих процессов конденсатора, учитывающая процессы теплообмена и конденсации пара, работы парозежекторной установки и циркуляционного насоса.

3. Разработана общая функциональная схема энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора с использованием эталонной модели объекта и модели отклонений основных параметров от заданных значений, способная автоматически формировать оптимальные задающие воздействия на регуляторы производительности циркуляционного насоса и эжекторной установки с целью обеспечения минимальных потерь мощности.

4. Разработан алгоритм формирования заданной программы работы конденсатора и задающих воздействий для САР расходов эжектируемого пара и охлаждающей воды.

5. Предложена структура энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора с использованием эталонной модели, формирующей заданный режим работы и модели отклонений, обеспечивающей коррекцию задающих воздействий для САР расходов пара и охлаждающей воды при отклонениях от заданного режима.

6. Дальнейшие задачи в этом направлении заключаются в следующем:

- подбор и аппроксимация экспериментальных характеристик рабочих процессов и элементов конденсатора, необходимых для замыкания и конкретизации разработанной математической модели;

- получение функции мощности энергетических потерь, затрачиваемых на функционирование конденсатора (мощность, потребляемая эжекторной установкой и циркуляционным насосом) и исследование ее на экстремум (на минимум);

- конкретизация предложенной общей структуры энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора с целью минимизации суммарных затрат мощности.

**Список литературы:** 1. *Муравьев В.И.* Разработка и анализ технических решений по рационализации конденсационных систем низкотяготенциального комплекса ТЭС и АЭС: монография [Текст] / В.И. Муравьев, Д.В. Михайский, М.И. Суханов и др. – Харьков: ХУВС, 2010. – 122 с. 2. *Артюх С.Ф.* Анализ резервов энергосбережения и возможностей повышения технико-экономической эффективности насосных установок низкотяготенциального комплекса (НПК) тепловых и атомных электростанций [Текст] / С.Ф. Артюх, И.Г. Шелепов, Г.И. Канюк и др. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 57'2005. – Харьков. – С. 32-42.3. *Канюк Г.И.* Общие принципы энергосберегающего управления технологическими объектами [Текст] / Г.И. Канюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2010. – № 4/3 (46). – С. 42 – 44.

*Поступила в редколлегию 19.05.2011*