

# Комплексная оптимизация энергопотребления агрегатов компрессорных станций

О.В. Крюков

к.т.н., доцент, главный специалист<sup>1</sup>  
o.kryukov@ggc.nnov.ru

<sup>1</sup>ОАО «Гипрогазцентр», Нижний Новгород, Россия

**Рассмотрены современное состояние и основные направления энергосбережения в газотранспортных системах. Представлен системный подход к анализу функционирования основных технологических агрегатов компрессорных станций. Получены зависимости основных параметров транспорта газа от режимов работы технологических установок, а также модели и алгоритмы, обеспечивающие энергоэффективную работу магистральных газопроводов.**

## Материалы и методы

Методы систем автоматического управления частотно-регулируемыми электроприводами.

## Ключевые слова

магистральный транспорт газа, компрессорная станция, системная оптимизация, газоперекачивающий агрегат, частотно-регулируемый электропривод, аппарат воздушного охлаждения газа, автоматизация

## Современное состояние и основные направления энергосбережения в отрасли

В последние годы в топливно-энергетическом комплексе и, в частности, в газовой промышленности сложилась ситуация, выдвинувшая проблему энергосбережения на первый план. Это связано с тем, что развитие энергетических отраслей промышленности в прошлом столетии осуществлялось экстенсивно — вводилось в действие более 10 тыс. км газопроводов и компрессорных станций (КС) мощностью 2 млн кВт с приростом добычи более 50 млрд м<sup>3</sup> [1].

Однако в период интенсивного развития выросла энергоёмкость газопроводов из-за выбора их проектных параметров при чрезвычайно низких ценах на энергоресурсы и дефиците труб. Вследствие этого удельная энергоёмкость российских газопроводов, отнесенная к объёму товарно-транспортной работы, примерно на 50–70% выше, чем у западных аналогов. Существующий парк газоперекачивающих агрегатов (ГПА) имеет средний КПД примерно равный 28% (тогда как современные агрегаты имеют КПД на уровне 36%), что обуславливает перерасход топливного газа на 15–20%. Однако удельный расход топливно-энергетических ресурсов, включая газ, на привод ГПА в течение многих лет снижается [1] в связи с вынужденной разгрузкой газотранспортной сети [2]. При этом снижаются удельные энергозатраты на 20%, что свидетельствует о резервах энергосбережения ГПА как основных потребителей энергоресурсов единой газотранспортной системой (ЕГС).

Из-за нехватки финансовых средств на ремонт и реконструкцию возрастает старение и износ основных производственных фондов, ухудшается техническое состояние ГПА и линейной части магистральных газопроводов. На настоящий момент состояние объектов газификации характеризуют следующие данные [3]:

- более 30% газопроводов высокого, среднего и низкого давления находятся в эксплуатации более 30 лет и требуют

обследования и реконструкции;

- большая часть узлов учета газа оборудована морально и физически устаревшей техникой, погрешности которой до 5% превышают нормативные;
- около 20% газоиспользующего оборудования выработало установленный заводом-изготовителем ресурс;
- основная часть газорегуляторных пунктов выработала 20 лет без замены оборудования;
- износ основных фондов предприятий газового хозяйства России составляет более 50%.

По этим причинам значительная часть МГ работает с пониженным давлением, а в целом ЕГС России, запроектированная на высокую пропускную способность, оказалась в нерасчетном режиме пониженной загрузки, что приводит к росту энергозатрат и проведению мероприятий по снижению энергоёмкости.

Поэтому основными направлениями энергосбережения сегодня являются:

- экономия ресурсов газа для подачи потребителям и использования на собственные нужды станции;
- повышение эффективности работы парка ГПА с устранением неэффективного использования газа;
- снижение эксплуатационных издержек с оптимизацией режимов работы оборудования КС;
- совершенствование системы учета и контроля газа, приведение ее к международным стандартам;
- замена устаревшего оборудования на современное высокотехнологичное с высоким КПД;
- снижение выбросов тепличных газов и вредных веществ в атмосферу.

Первые три направления из вышеперечисленных могут быть реализованы с минимальными инвестиционными затратами путем системной оптимизации энергопотребления всех технологических агрегатов КС [4].

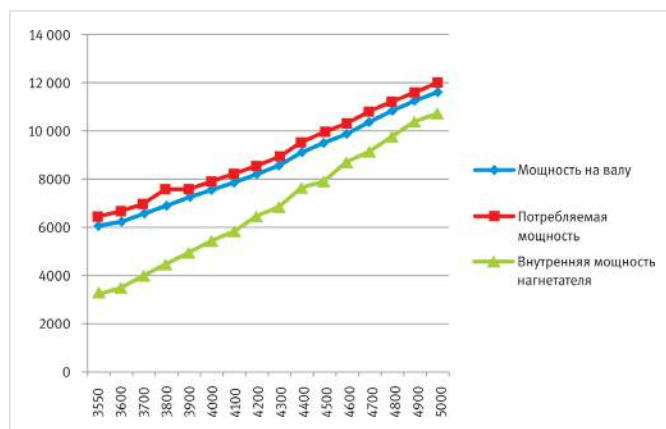


Рис. 1 — Зависимости мощности на валу двигателя, потребляемой мощности и внутренней мощности нагнетателя от частоты вращения двигателя

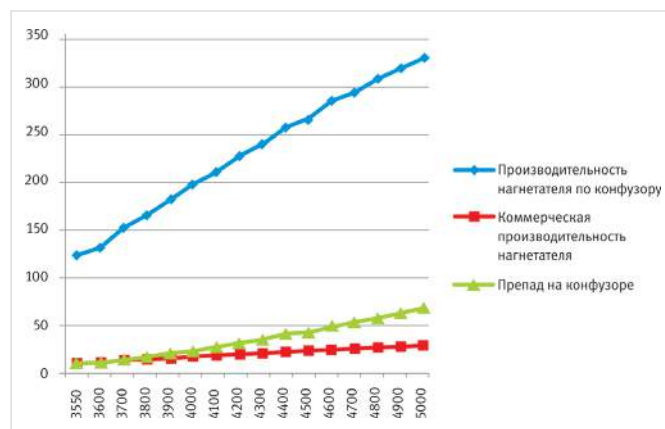


Рис. 2 — Зависимости производительности нагнетателя по конфузору, коммерческой производительности и перепада на конфузоре от частоты вращения двигателя

### Системный анализ функционирования агрегатов КС

Как известно, технология компримирования природного газа на КС МГ состоит из термодинамических процессов сжатия, расширения и охлаждения. При этом термодинамическая эффективность этих процессов всецело зависит от правильного выбора промежуточных параметров (оптимального давления и температуры газа) на выходе каждой ступени сжатия компрессора и в каждой последовательно расположенной КС.

Очевидно, что для любого центробежного нагнетателя и осевого компрессора, работающего на одну и ту же магистральную нитку, выбор оптимальных термодинамических параметров компримирования имеет свои особенности. Поэтому структурно-параметрическая оптимизация параметров давления и температуры газа в рамках КС может быть достигнута реализацией следующих мероприятий [4]:

1. Математическая обработка статистических данных КС по параметрам и объемам перекачиваемого газа и энергетическим показателям оборудования;
2. Проведение экспериментальных измерений и технологических испытаний нагнетателей природного газа с целью получения их фактических рабочих и энергетических характеристик;
3. Проведение экспериментальных измерений и технологических испытаний теплообменных аппаратов воздушного охлаждения газа для анализа их фактических технических и энергетических характеристик;
4. Анализ обследованных линейных участков трубопроводов с целью получения их эксплуатационных характеристик во всех возможных режимах работы МГ;
5. Формализация работы локальных участков МГ с КС и адаптация к ним математических моделей отдельных элементов системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам;
6. Структурно-параметрический синтез агрегатов участка МГ, группы ГПА, АВО газа в единую оптимизационную модель теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа;
7. Разработка алгоритмического и программного обеспечения для компьютерного исследования функционирования КС и ЛПУ МГ и оптимизации параметров

компримируемого газа;

8. Исследование энергетической эффективности перспективных технологий, направленных на регулирование режимов работы КС, и рационального выбора технических средств для их реализации.

Так, экспериментальные исследования, проведенные на КС «Сеченовская» ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород» МГ «Ямбург-Елец 2» (по ЭГПА №2), показали (рис. 1–2), что кратность диапазона реального изменения параметров перекачки природного газа достигает 5–6. Причем анализ фактического функционирования КС выявил неэкономичные режимы работы технологического оборудования, обусловленные наличием объективных и субъективных факторов.

Главная причина такого положения заключается в том, что на практике в процессе эксплуатации МГ температуры и давление природного газа на выходе КС выбираются диспетчерами не системно, без достаточного технико-экономического обоснования, а на основе имеющегося у них опыта. Кроме того, нередко операторы не могут выставить требуемые параметры транспорта газа из-за отсутствия возможности их регулирования.

Это возникает, например, из-за ограниченной мощности установок охлаждения газа в период летнего максимума температур воздуха, отсутствия средств регулирования скорости нагнетателей или существенного различия характеристик параллельно работающих ЭГПА.

Всесторонний анализ приведенных данных и аналогичных результатов по другим МГ, КС и отдельным ЛПУ показал необходимость комплексного использования методов системного анализа, математического моделирования и оптимизационного поиска решения системного управления в технологиях сжатия, охлаждения и транспорта газа по трубопроводам.

### Математическое моделирование работы агрегатов КС

На рис. 3 представлена функциональная схема, формализующая технологические процессы сжатия с нагреванием входящего газа (нагнетатели), охлаждения его после компримирования (АВО газа) и транспорта его по выходному участку газопровода. Рассмотрим особенности математического описания данных объектов.

Математическая модель группы

центробежных нагнетателей, как правило, строится по принципам идентификации и аппроксимации их фактических характеристик. При этом учитываются различные способы регулирования их производительности (дресселирование, байпасирование, изменение скорости вращения вала) и схемы группового включения на параллельную, последовательную и каскадную структуру работы.

Для определения выходной степени сжатия  $E_n$  и политропного КПД  $\eta_n$  всех ЦБН в функции приведенной объемной производительности нагнетателей  $V_{np}$  соответствующие паспортные характеристики аппроксимируются квадратичными уравнениями:

$$\begin{aligned} E_n &= A_0 + A_1 \cdot V_{np} + A_2 \cdot V_{np}^2, \\ \eta_n &= B_0 + B_1 \cdot V_{np} + B_2 \cdot V_{np}^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Зависимость степени сжатия при фиксированной приведенной производительности от частоты вращения вала определяется выражением:

$$E_{np}^n = \left[ 1 + \bar{n}_{np}^2 \left( E_n^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_n} - 1 \right) \right]. \quad (2)$$

где  $\bar{n}_{np}$  — приведенное отношение частоты вращения ротора нагнетателя,  $\kappa/(\kappa-1)$  — показатель изоэнтропии.

Эквидистантное смещение паспортной характеристики вниз в модели ЦБН определяется коэффициентами приведения ( $K_E$ ,  $K_\eta$ ), которые отражают техническое состояние нагнетателя и определяются экспериментально. Поэтому реальная рабочая (фактическая) точка нагнетателя определяется параметрами:

$$\begin{aligned} E_{np}^{\phi} &= E_{np} - (1 - K_E) \cdot E_{баз}, \\ \eta_n^{\phi} &= \eta_n - (1 - K_\eta) \cdot \eta_{баз}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $E_{баз}$  и  $\eta_{баз}$  — базовые (каталожные) значения степени сжатия и КПД соответственно для каждого типа нагнетателя,  $K_E$  и  $K_\eta$  — коэффициенты приведения паспортных характеристик  $E_n = f(V_{np})$  и  $\eta_n = f(V_{np})$  соответственно к реальным.

Давление газа на выходе из группы нагнетателей определяется выражением:

$$P_{вых}^{ЦБН} = E_{np}^{\phi} \cdot P_{вх}^{ЦБН}. \quad (4)$$

Фактическая температура газа на выходе из нагнетателя:

$$T_{вых}^{ЦБН} = T_{вх}^{ЦБН} \cdot E_{np}^{\phi \frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_n^{\phi}}. \quad (5)$$

Внутренняя мощность нагнетателя:

$$N_i = 4 \frac{\kappa}{\kappa-1} Z_{вх} V_{\kappa} (T_{вых}^{ЦБН} - T_{вх}^{ЦБН}), \quad (6)$$

где  $Z_{вх}$  — коэффициент сжимаемости газа по параметрам на входе.

В результате электрическая мощность, затрачиваемая на привод  $i$ -го нагнетателя определяется:

$$N_{эд} = \frac{(N_i + N_{воз} + N_{мех})}{\eta_{эд}}, \quad (7)$$

где  $N_{воз}$ ,  $N_{мех}$  — соответственно потери мощности на возбуждение и передачи механической мощности от двигателя к нагнетателю,  $\eta_{эд}$  — КПД электродвигателя.

Математическая модель аппаратов воздушного охлаждения газа основана на теоретической зависимости естественной и вынужденной конвекции в трубчатых теплообменниках. Поскольку в АВО установлено

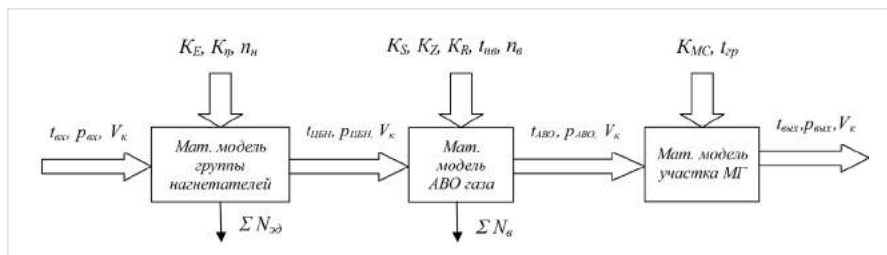


Рис. 3 — Схема формализации взаимодействия агрегатов КС:

$t_p$ ,  $p_i$  — значения температуры и давления природного газа на входе/выходе агрегатов,  $V_{\kappa}$  — коммерческий расход природного газа,  $n_p$  — частота вращения вала нагнетателя,  $K_E$ ,  $K_\eta$  — коэффициенты приведения паспортных характеристик степени сжатия и политропного КПД к реальным условиям,  $\Sigma N_{эд}$ ,  $\Sigma N_g$  — соответственно суммарные мощности приводов нагнетателей и вентиляторов АВО газа,  $t_{нв}$ ,  $t_{зр}$  — соответственно температуры наружного воздуха и грунта,  $n_g$  — количество включенных вентиляторов,  $K_S$ ,  $K_Z$ ,  $K_R$  — коэффициенты, учитывающие степень загрязнения АВО с обременной и с внутренней поверхности, а также техническое состояние уплотнений,  $K_{МС}$  — коэффициент местного сопротивления трубопровода

по два вентилятора, то при рассмотрении секции необходимо площадь установки поделить пополам [4].

В результате получаем модель, позволяющую найти температуру газа на выходе АВО при любом сочетании секций с включенными и отключенными вентиляторами:

$$t_{\text{вых}}^{\text{ABO}} = \frac{n_{\text{ex}}^{\text{2вен}} \cdot t_2^{\text{2вен}} + n_{\text{ex}}^{\text{1вен}} \cdot t_2^{\text{1вен}} + n_{\text{ex}}^{\text{0вен}} \cdot t_2^{\text{0вен}}}{n_{\text{ex}}^{\text{2вен}} + n_{\text{ex}}^{\text{1вен}} + n_{\text{ex}}^{\text{0вен}}}, \quad (8)$$

где  $t_2^{\text{2вен}}$ ,  $t_2^{\text{1вен}}$ ,  $t_2^{\text{0вен}}$  — температура газа на выходе из секции, где работает соответственно 2 вентилятора, 1 вентилятор и вентилятор не работает,  $n_{\text{ex}}^{\text{2вен}}$ ,  $n_{\text{ex}}^{\text{1вен}}$ ,  $n_{\text{ex}}^{\text{0вен}}$  — количество секций АВО, где работают соответственно 2 вентилятора, 1 вентилятор и вентилятор выключен.

Давление газа на выходе из АВО составляет:

$$p_{\text{вых}}^{\text{ABO}} = p_{\text{вх}}^{\text{ABO}} - \Delta p, \quad (9)$$

где  $\Delta p$  — гидравлическое сопротивление аппарата, состоящее из сопротивления трения, местных сопротивлений и сопротивления на ускорение потока, связанное с изменением плотности среды от входа к выходу.

Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора АВО, составляет:

$$N_{\text{вхл}} = \frac{V_{\text{воз}}^{\phi} \cdot \Delta p_{\text{ст}}}{\eta_{\text{вент}} \eta_{\text{дв}} \eta_p}, \quad (10)$$

где  $V_{\text{воз}}^{\phi}$  — количество воздуха, перемещаемого вентилятором,  $\Delta p_{\text{ст}}$  — перепад статического давления воздуха,  $\eta_{\text{вент}}$ ,  $\eta_{\text{дв}}$ ,  $\eta_p$  — соответственно КПД вентилятора (при заданном угле установки лопастей), двигателя и редуктора.

Для расчета теплоотдачи со стороны воздуха при вынужденной конвекции (включен вентилятор) необходимо наиболее полно учитывать теплоотдачу от оребренной поверхности к воздуху по выражению:

$$Nu_{\text{в}} = 0,223 Re_{\text{в}}^{0,65} \cdot \left( \frac{d_{\text{тр}}}{u_p} \right)^{-0,54} \cdot \left( \frac{h_p}{u_p} \right)^{-0,14}, \quad (11)$$

где  $d_{\text{тр}}$  — диаметр трубок у основания ребра,  $u_p$  — шаг между ребрами,  $h_p$  — высота ребра.

Для расчета теплоотдачи от газа к стенкам трубок АВО используется традиционное критериальное уравнение для турбулентного течения газа в трубе, которое адаптировано для реальных процессов охлаждения газа. Так, при расчете количества воздуха, перемещаемого вентилятором, введен поправочный коэффициент  $K_R$ :

$$V_{\text{воз}}^{\phi} = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_{\text{ст}}^2) v_{\text{в.ср}} \cdot K_R, \quad (12)$$

где  $d_0$ ,  $d_{\text{ст}}$  — диаметры обечайки и ступицы вентилятора,  $v_{\text{в.ср}}$  — средняя скорость воздуха в сечении конфузора.

Для повышения достоверности расчета реальных параметров в уравнение теплопередачи необходимо ввести коэффициент  $K_S$ , учитывающий загрязнение межреберного пространства секций АВО:

$$Q_2 = \frac{k \cdot \theta \cdot F}{2} \cdot K_S, \quad (13)$$

где  $Q_2$  — количество теплоты, отведенной от газа,  $\theta$  — среднелогарифмический температурный напор,  $F$  — общая наружная площадь теплообменника,  $k$  — коэффициент теплопередачи, определяемый выражением:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_g} + \frac{d_{\text{тр}} - d_{\text{вн}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{\phi \cdot d_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} - \frac{1}{\alpha_z} \cdot \frac{\phi \cdot d_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot K_Z, \quad (14)$$

где  $d_{\text{тр}}$ ,  $d_{\text{вн}}$  — диаметры трубок соответственно у основания ребра и внутренний,  $\alpha_g$ ,  $\alpha_z$  — коэффициенты теплоотдачи по воздуху и по газу соответственно,  $\lambda_{\text{ст}}$  — теплопроводность стенки,  $\phi$  — коэффициент оребрения,  $K_Z$  — поправочный коэффициент, учитывающий внутреннее загрязнение трубок.

Экспериментально установлено, что все перечисленные выше поправочные коэффициенты принимают следующие значения:  $K_R = 1,0 \div 0,6$ ;  $K_S = 1,0 \div 0,55$ ;  $K_Z = 1,0 \div 0,85$ . Однако наибольшую сложность вызывает определение коэффициента  $K_S$ , который с увеличением загрязнений трубок АВО с воздушной стороны уменьшается из-за снижения разницы между температурами газа и стенки трубок.

Математическая модель участка газопровода между двумя КС основана на методиках аэродинамического и теплового расчета и предназначена для определения падения давления и температуры газа по длине трубопровода. Как показал анализ сопоставления различных эмпирических выражений с эксплуатационными характеристиками рассматриваемых МГ, наилучшую корреляцию с экспериментальными данными дают результаты расчетов конечной температуры на выходе линейного участка по уравнению:

$$t_{\text{вых}}^{\text{ЛУГ}} = t_{\text{сп}} + (t_{\text{вх}} - t_{\text{сп}}) \cdot e^{-aL} - \left[ D_1 \frac{p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}}{a} - \frac{9,81 \cdot \Delta Z}{a C_p} \right] \cdot (1 - e^{-aL}), \quad (15)$$

где  $a = \frac{3,14 \cdot K \cdot D}{V_g \cdot \rho_g \cdot C_p}$  — параметр или критерий Шухова,  $K$  — коэффициент теплопередачи,  $D$ ,  $L$  — наружный диаметр и длина трубопровода соответственно,  $V_g$  — объем перекачиваемого газа,  $C_p$  — изобарная теплоемкость газа,  $\rho_g$  — плотность газа,  $\Delta Z$  — разность конечной и начальной отметок участка газопровода,  $t_{\text{сп}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  — температура грунта газа в начале трубопровода соответственно,  $D_1 = C_p \cdot (0,98 \cdot 10^6 T_{\text{сп}} - 1,5)$  — коэффициент Джоуля-Томпсона,  $p_{\text{вх}}$ ,  $p_{\text{вых}}$  — давление

соответственно в начале и в конце газопровода.

Давление газа на выходе из линейной части МГ вычисляется по формуле:

$$p_{\text{вых}}^{\text{ЛУГ}} = \sqrt{p_{\text{вх}}^2 - \frac{\lambda \cdot \Delta \cdot Z_{\text{ср}} \cdot T_{\text{ср}} \cdot L \cdot V_k^2}{(105,087 \cdot d^{2,5})^2}}, \quad (16)$$

где  $d$  — внутренний диаметр газопровода,  $p_{\text{вх}}$  — абсолютное давление в начале участка газопровода,  $\Delta$  — относительная плотность газа по воздуху,  $T_{\text{ср}}$  — средняя по длине участка МГ температура транспортируемого газа,  $Z_{\text{ср}}$  — средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа,  $\lambda$  — коэффициент гидравлического сопротивления участка МГ, который рассчитывается через произведение экспериментального коэффициента КМС на коэффициент сопротивления трению  $\lambda_{\text{тр}}$ . Для реальных МГ  $K_{\text{МС}} = 1,25 \div 1,47$ , а  $\lambda_{\text{тр}}$ :

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067 \left( \frac{158}{Re} + \frac{2k_s}{d} \right)^{0,2}, \quad (17)$$

где  $k_s$  — эквивалентная шероховатость труб, диапазон изменения которой определяется в ходе получения эксплуатационных характеристик каждого из рассматриваемых трубопроводов.

#### Алгоритм системной оптимизации энергопотребления КС

Полученные математические модели теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам являются центральным звеном алгоритма выбора оптимальных параметров энергопотребления на выходе с каждой КС (рис. 4).

Математическое моделирование теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам относится к задачам нелинейного программирования. Для решения таких задач наиболее подходит усовершенствованный алгоритм прямого поиска возможных направлений, в основе которого лежит метод системной оптимизации,

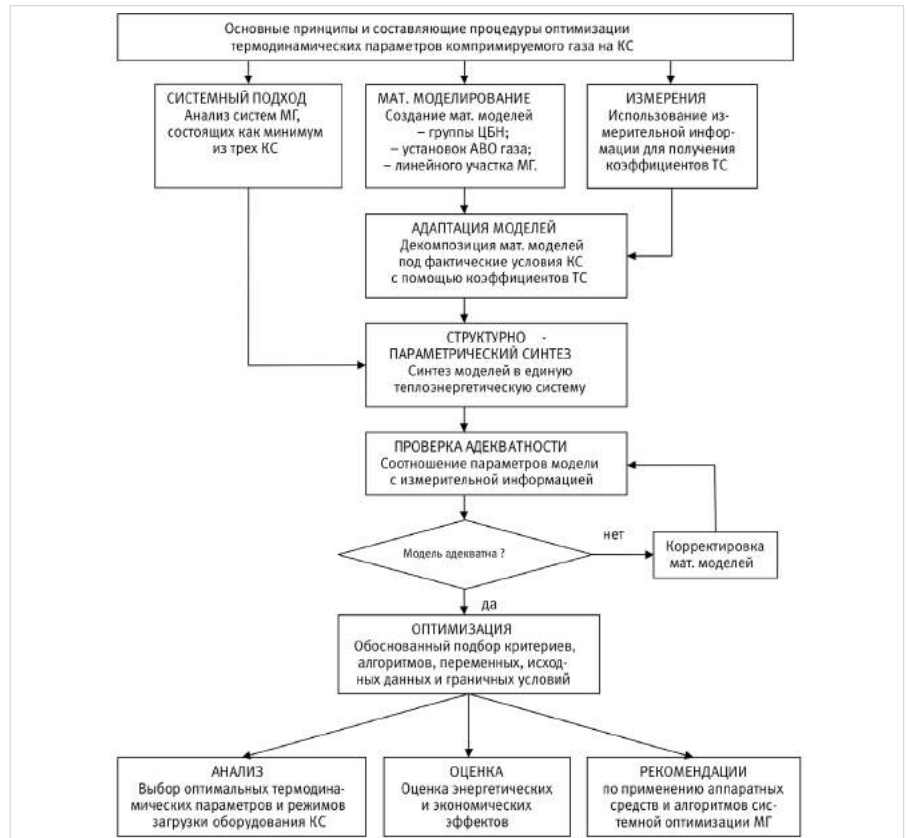


Рис. 4 — Блок-схема процедурного алгоритма выбора оптимальных параметров энергопотребления МГ с учетом взаимодействия агрегатов КС

решающий нелинейные задачи без ограничений и ограничениями типа неравенств.

Основными оптимизируемыми параметрами являются давление и температура газа после АВО на выходе i-ой КС. В процессе оптимизации изменение параметров происходит в зависимости от переменных:

- количества работающих нагнетателей с учетом дискретного или плавного регулирования их скорости;
- фактических величин скорости вращения и момента на валу каждого нагнетателя;
- количества включенных вентиляторов АВО газа с учетом дискретного или плавного регулирования их скорости вращения (синхронно или индивидуально).

Диапазон изменения оптимизируемых параметров может быть ограничен в связи с пропускной способностью МГ и температурными ограничениями. Так, например, в реальных условиях эксплуатации температура газа на входе в МГ ограничена диапазоном  $t_{\min} \leq t_i \leq t_{\max}$ , где  $t_{\min}$  — минимально-допустимая температура газа по условию недопущения выпадения гидрантов на стенках труб,  $t_{\max}$  — минимально-допустимая температура газа по условию недопущения повреждения противокоррозионной изоляции трубопровода. В качестве критерия оптимизации целесообразно использовать показатель минимума расхода электроэнергии во всей теплоэнергетической системе сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам.

В результате исследований, например, влияния процесса охлаждения газа на энергетическую эффективность МГ, установлено, что:

- снижение температуры газа на выходе КС носит позитивный характер, связанный со снижением аэродинамических потерь давления газа между соседними КС и с уменьшением удельных затрат энергии на

компримирование на последующей КС;

- более глубокое охлаждение газа в АВО, достигаемое включением дополнительных вентиляторов, приводит к увеличенному потреблению электроэнергии.

При системном моделировании трех КС с увеличением числа включенных вентиляторов АВО от 0 до 32 на КС-1, снижается температура газа на её выходе, что приводит в итоге к повышению давления на входе КС-3. Но энергетический и экономический эффекты от охлаждения газа получаются только в том случае, когда поддерживается постоянным давление на выходе из системы (КС-3). Причем для каждой температуры окружающего воздуха имеется свой минимум потребления электроэнергии, при этом экономия достигает 2670 МВт·ч в месяц или порядка 4 млн руб.

Разработанный процедурный алгоритм и математические модели позволяют определять оптимальные термодинамические параметры компримируемого газа для любых современных КС. Однако практическая реализация данной системной оптимизации предполагает наличие автоматизированных систем стабилизации внутренних и выходных параметров на базе регулируемых электроприводов агрегатов каждой КС, внедрение которых требует дополнительного технико-экономического обоснования.

#### Итоги

Представлены экспериментальные зависимости оптимальной работы энергоустановок и алгоритмы энергосберегающего транспорта газа.

#### Выводы

1. Комплексное решение вопросов энергосбережения на объектах транспорта газа возможно только с применением

современных частотно-регулируемых электроприводов технологических установок всех компрессорных станций газопроводов.

2. Системный анализ и моделирование работы всех агрегатов и участков магистральных газопроводов выявил наиболее эффективные режимы и параметры работы газоперекачивающих агрегатов и аппаратов воздушного охлаждения газа в рамках линейных участков.
3. Разработанная блок-схема общего процедурного алгоритма выбора оптимальных параметров энергопотребления объектов транспорта газа позволяет с учетом их взаимовлияния получить наивысший уровень энергоэффективности всего участка магистрального газопровода.

#### Список используемой литературы

1. Пужайло А.Ф., Савченков С.В., Крюков О.В. Энергетические установки и электрооборудование объектов транспорта газа: Монография серии «Научные труды к 45-летию ОАО «Гипрогазцентр». Н.Новгород: Исток, 2013. Т. 3/6. 300 с.
2. Пужайло А.Ф., Крюков О.В., Репин Д.Г. Патент на изобретение №2502914, МПК F17D1/02. Способ магистрального транспорта газа. ОАО «Гипрогазцентр», 2013. Бюл. № 36.
3. Пужайло А.Ф., Савченков С.В., Крюков О.В. и др. Автоматизированные системы управления и диспетчеризации магистральных газопроводов: Монография серии «Научные труды к 45-летию ОАО «Гипрогазцентр». Н. Новгород: Исток, 2013. Т. 5/6. 300 с.
4. Крюков О.В. Регулирование производительности газоперекачивающих агрегатов преобразователями частоты // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 3. С. 21–24.

ENGLISH

GAS INDUSTRY

## Complex energy optimization of compressor stations units

UDC 65.011.56: 622.691

#### Author:

Oleg V. Kryukov — Ph.D., associate professor, chief specialist<sup>1</sup>; o.kryukov@ggc.nnov.ru

<sup>1</sup>Giprogazcenter OJSC, Nizhny Novgorod, Russian Federation

#### Abstract

It were examined the current state and the main directions of energy saving in gas transportation systems. The system approach to the operational analysis of the basic process units of compressor stations is presented. Dependences of key parameters of gas transport on process installations operation modes, and also models and algorithms providing power efficient work of the main gas pipelines are received.

#### Materials and methods

Methods of automatic control systems of variable frequency electric drives.

#### Results

Experimental dependences of power plants optimum work and algorithms of power saving gas transport are presented.

#### Conclusions

1. Complex issue's solution of energy saving gas transportation facilities is possible only with the use of modern variable frequency drives technological installations of gas compressor stations.
2. The system analysis and all units and sections of the main gas pipelines simulation has revealed the most effective modes and parameters of work of gas

compressor units and gas air cooling units within the limits of linear sites.

3. The developed flow-chart of the general procedure oriented algorithm of selection of optimum parameters of power consumption of gas transport objects allows to achieve the highest level of power efficiency of all the main gas pipeline site taking into account their interference.

#### Keywords

trunk gas transportation, compressor station, system optimization, gas compressor unit, variable frequency electric drive, air gas cooling unit, automation

#### References

1. Puzhaylo A.F., Savchenkov S.V., Kryukov O.V. *Energeticheskie ustanovki i elektrooborudovanie ob'ektov transporta gaza* [Power plants and power supply of gas transport objects]. Monography of the series «Scientific works to the 45-th anniversary of JSC Giprogazcenter. N. Novgorod: Istok, 2013, Vol. 3/6, 300 p.
2. Puzhaylo A.F., Kryukov O.V., Repin D.G.

- Patent for invention No 2502914, IPC F17D1/02. *Sposob magistral'nogo transporta gaza* [Main gas transport]. JSC Giprogazcenter, 2013, Bulletin issue 36.
3. Puzhaylo A.F., Savchenkov S.V., Kryukov O.V. and others. *Avtomatizirovannye sistemy upravleniya i dispetcherizatsii magistral'nykh gazoprovodov* [Automated control and dispatching systems of main gas pipelines]

- Monography of the series Scientific works to the 45-th anniversary of JSC Giprogazcenter. N. Novgorod: Istok, 2013, Vol. 5/6, 300 p.
4. Kryukov O.V. *Regulirovanie proizvoditel'nosti gazoperekachivayushchikh agregatov preobrazovatelyami chastoty* [Output control of gas compressor units by frequency converters]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2013, issue 3, pp. 21–24.