Библиографический список

1. Марфицын В. П., Марфицын А. В., Марфицын С. В. Изобретение к патенту RU 2416751C1 от 14.06.2009. Затвор повышенной герметичности и вибрационной стойкости с усиленным стопорением и разгрузочным круговым кольцом для сосудов и аппаратов, работающим под внутренним и наружным давлением.
2. Гуревич Д. Ф., Шпаков О. Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. – Л.: Машиностроение: Ленинградское отделение, 1987. – 518 с.
3. Сборник задач и примеров по курсу деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных техникумов. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 288 с.

Сведения об авторах

Марфицын Сергей Владимирович,
председатель ПК «Уралец», г. Курган, e-mail:
delta-kurgan@yandex.ru

Марфицын Андрей Владимирович, директор
ООО «Энерготехстрой», г. Курган, e-mail:
entechstroy@mail.ru

Марфицын Владимир Петрович,
заместитель директора по научным
исследованиям и конструированию, ПК «Уралец»,
г. Курган, e-mail: delta-kurgan@yandex.ru

Information about the authors

Marfitsyn S. V., Chairman of CC «Uralec»,
Kurgan, e-mail: delta-kurgan@yandex.ru

Marfitsyn A. V., Director, LLC «Energotechstroy»,
Kurgan, e-mail: entechstroy@mail.ru

Marfitsyn V. P., Deputy Director for Scientific
Research and Design, CC «Uralec», Kurgan, e-mail:
delta-kurgan@yandex.ru

DOI: 10/31660.0445-0108-2018-6-123-131

УДК 658.588:622.691.4.052.012

РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ С ТУРБОПРИВОДНЫМИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИМИ АГРЕГАТАМИ

С. И. Перевощиков

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия

Аннотация. Предложена методика расчета режимов работы турбоприводных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и содержащих их компрессорных станций (КС), обеспечивающая наиболее экономичные режимы работы с минимально возможным и относительно запланированным износом, а также при минимально возможном расходе энергии. Применение данной методики в рамках автоматической системы управления технологическими процессами способно придать ГПА и содержащим их КС свойства самоуправляемых систем, способных в автоматическом режиме производить самодиагностику и изменение режимов работы по результатам диагностики.

Ключевые слова: параметрическая диагностика; газоперекачивающие агрегаты; оптимизация износа; снижение энергозатрат

THE CALCULATION OF OPERATING MODES OF COMPRESSOR STATIONS WITH TURBO-DRIVEN GAS-PUMPING UNITS

S. I. Perevoschikov

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Abstract. The article is devoted to the description of the author's method of calculating the operating modes of turbo-driven gas-pumping units and compressor stations containing them. The proposed calculating method provides the most economical operating modes with the lowest possible and relatively planned equipment wear, as well as with the lowest possible power consumption. The application of this method of calculating in the framework of an automatic process control system is able to give gas-pumping units and compressor stations containing them the properties of self-governed systems that are able to automatically self-diagnosis and change modes according to the diagnosis results.

Key words: parametric diagnostics; gas-pumping units; optimization of equipment wear; saving energy costs

Компрессорные станции магистральных газопроводов (КС) и дожимные компрессорные станции газовых промыслов (ДКС) являются основным средством доставки природного газа (важнейшего энергоносителя современности) его потребителям. От эффективности использования данных станций во многом зависят успешность работы газотранспортных систем и конечная стоимость широкого спектра продукции, производимой с использованием природного газа.

Эффективность эксплуатации КС и ДКС (далее — КС) определяется рядом показателей, среди которых первостепенными являются энергопотребление и износ установленного на станциях оборудования, в первую очередь газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Отмеченные показатели ГПА поддерживаются на должном уровне различными средствами, в том числе своевременной диагностикой агрегатов и последующей эксплуатацией их с учетом результатов диагностики.

Диагностика ГПА осуществляется достаточно успешно, сложнее с эксплуатацией агрегатов с учетом результатов их диагностики. Проблема состоит в том, что в настоящее время направление «диагностика и использование ее результатов» реализуется в упрощенном варианте. Только на уровне отдельных ГПА, и независимо от его реализации в рамках других агрегатов той же КС. В итоге заложенные в этом направлении возможности существенно недоиспользуются.

Технические характеристики даже однотипных ГПА в определенной мере изначально индивидуальны. Эта индивидуальность может усугубляться. Особенно в тех случаях, когда отдельные ГПА эксплуатируются без учета состояния других агрегатов, составляющих совместно с ними единый технологический комплекс в виде КС. В этом комплексе ГПА становятся взаимозависимыми, так как их нагнетатели обвязываются коллекторами. В подобной ситуации ГПА, входящие в одну ступень сжатия КС (на современных станциях это почти все агрегаты), должны создавать одинаковое давление, что вынуждает те из них, которые находятся в худшем техническом состоянии, переводить на форсированные режимы работы. Форсированные режимы усиливают износ оборудования, что приводит к еще большему ослаблению и до того находящихся в худшем состоянии агрегатов — «расслоение» ГПА по их техническим возможностям становится еще большим, и со временем способно приобретать, не столь выраженный, но лавинообразный характер. Таким образом, при реализации направления «диагностика и использование ее результатов» в рамках отдельных ГПА создаются условия для преждевременной выработки некоторыми агрегатами межремонтного ресурса и срыва графиков их планово-предупредительных ремонтов, что влечет за собой снижение технической готовности и надежности, как отдельных КС, так и газотранспортных систем в целом. При этом в связи с появлением внеплановых ремонтов возрастают затраты на содержание парка ГПА, а форсирование режимов работы «ослабленных» агрегатов, имеющих пониженные КПД, увеличивает расход энергии на транспорт газа.

Рассмотренную ситуацию можно предотвратить, если направление «диагностика и использование ее результатов» реализовывать не на уровне отдельных ГПА, а на уровне КС. Успешность такому подходу обеспечивает то обстоятельство, что приходящаяся на компрессорные станции товаротранспортная работа выполняется несколькими входящими в их состав газоперекачивающими агрегатами. Распределение данной работы между агрегатами сообразно их возможностям (техническому состоянию) позволяет придать износу и энергопотреблению ГПА, насколько это возможно в условиях газотранспортных систем, относительно управляемый характер.

В качестве основного средства управления в данном случае может быть рассмотрена частота вращения n_c силовых валов газотурбинных установок (ГТУ), во многом определяющая технологические параметры нагнетателей (степень сжатия и производительность), загрузку ГТУ и нагнетателей по мощности, а также КПД этих составляющих газоперекачивающих агрегатов.

Для практического осуществления рассматриваемого подхода необходимо располагать методикой определения значений n_c для каждого ГПА отдельной КС, при которых агрегаты в своей совокупности обеспечивают КС нужные технологические параметры и при этом испытывают допустимый для них износ с минимальным в сложившихся обстоятельствах потреблением энергии.

Такая методика приводится ниже. Она предусматривает расчет режимов работы ГПА по ступеням сжатия КС, в пределах которых агрегаты эксплуатируются в одинаковых технологических условиях — с одним и тем же давлением транспортируемого газа на их входе и выходе. Расчет по ступеням сжатия диктуется также тем, что ступени различаются объемным расходом газа через них.

Предлагаемая методика состоит из двух разделов — диагностики ГПА и расчета режимов работы ГПА. Предваряет эти разделы определение условий работы КС, содержащей рассматриваемые агрегаты.

1. Определение условий работы КС

1.1. Определение физических свойств транспортируемого газа (плотности при стандартных условиях ρ_{zo} (кг/м³) и относительной плотности по воздуху Δ ; газовой постоянной R_n (Дж/кг·К); комплексного показателя адиабаты $\frac{k-1}{k} = 0,235^1$); температуры T_1 (К) и давления P_1 (Н/м²) атмосферного воздуха, а также требуемых от КС рабочих параметров (объемной производительности при стандартных условиях Q_{KC} (м³/сут); давления (Н/м²) и температуры (К) газа на входе и нагнетании станции — $P_{вх\,KC}$ и $P_{н\,KC}$, $T_{вх\,KC}$ и $T_{н\,KC}$; требуемой степени сжатия КС ε_{KC} и степени сжатия, требуемой от одной ступени сжатия КС $\varepsilon_{ст}$).

$$\varepsilon_{KC} = \frac{P_{н\,KC} + (K-1) \cdot \Delta P_{ст} + \Delta P_{н\,KC}}{P_{вх\,KC} - \Delta P_{вх\,KC}}; \varepsilon_{ст} = \varepsilon_{KC}^{\frac{1}{K}},$$

где $\Delta P_{ст}$ — потери давления между ступенями сжатия, Н/м²; $\Delta P_{вх\,KC}$ и $\Delta P_{н\,KC}$ — потери давления во входных и в нагнетательных коммуникациях КС, Н/м²; K — количество ступеней сжатия на станции.

Значения $\Delta P_{ст}$, $\Delta P_{вх\,KC}$ и $\Delta P_{н\,KC}$ принимаются либо по фактическим данным, либо, при их отсутствии, по нормативам².

1.2. Аппроксимирование с использованием программного продукта Microsoft Excel кривых $[N_i/\rho_{zo}]_{np} = f(Q_{np})$ и $\eta_{пол} = f(Q_{np})$ приведенной характеристики нагнетателей ГПА полиномами второй степени

$$[N_i/\rho_{zo}]_{np} = a_N \cdot Q_{np}^2 + b_N \cdot Q_{np} + c_N;$$

$$\eta_{пол} = a_\eta \cdot Q_{np}^2 + b_\eta \cdot Q_{np} + c_\eta,$$

где a_N , b_N , c_N и a_η , b_η , c_η — постоянные, получаемые в результате аппроксимирования характеристик $[N_i/\rho_{zo}]_{np} = f(Q_{np})$ и $\eta_{пол} = f(Q_{np})$.

¹ ОНТП 51-1-85. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные газопроводы. Часть 1. Газопроводы. — Введ. 1986-01-01. — М.: Мингазпром, 1985. — 220 с.

² Там же.

II. Диагностика ГПА

Диагностика производится с целью определения общего технического состояния агрегатов, выявления наиболее изношенных ГПА в каждой ступени сжатия КС и нахождения численных значений постоянных a_∂ , b_∂ и c_∂ относительных приведенных мощностных характеристик газотурбинных установок (ГТУ) КС $\bar{N}_{e\,np} = f(\bar{n}_{c\,np})$.

Характеристики $\bar{N}_{e\,np} = f(\bar{n}_{c\,np})$ находятся для ГТУ каждого агрегата по методике, изложенной в [1–4]; они представляют собой либо полиномы второй степени, либо линейные функции (в этом случае $a_\partial = 0$). Их вид определяется конкретной диагностической ситуацией [1–4].

2.1. Определение текущего технического состояния каждой ГТУ по значениям $\bar{N}_{e\,np}^*$ ($\bar{N}_{e\,np}$ при $\bar{n}_{c\,np} = 1$), рассчитанным по $\bar{N}_{e\,np} = f(\bar{n}_{c\,np})$, имеющим в общем случае вид $\bar{N}_{e\,np} = a_\partial \cdot \bar{n}_{c\,np}^2 + b_\partial \cdot \bar{n}_{c\,np} + c_\partial$. Равенство $\bar{N}_{e\,np}^*$ единице свидетельствует о неизменности состояния установок, $\bar{N}_{e\,np}^* < 1$ — об ухудшении состояния (чем $\bar{N}_{e\,np}^*$ меньше единицы, тем техническое состояние ГТУ ниже — количественно на величину, равную отклонению $\bar{N}_{e\,np}^*$ от единицы).

2.2. Оценка технического состояния каждого нагнетателя КС по методике [4, 5] с определением снижения политропического КПД каждой машины относительно его паспортного значения $\Delta\eta_{пол}^*$.

При определении технического состояния ГТУ и нагнетателей по методикам [1–4] и [4, 5] оценивается достоверность R^2 получаемых диагностических выводов.

2.3. Выявление в каждой ступени сжатия КС агрегатов с худшим техническим состоянием — ГПА, имеющих в своем составе нагнетатели с большим снижением политропического КПД $\Delta\eta_{пол}^*$ и ГТУ с меньшим значением $\bar{N}_{e\,np}^*$.

Дальнейшие расчеты режимов работы выполняются по каждой ступени сжатия отдельно. При этом первоначально рассчитываются режимы работы агрегатов, находящихся в худшем техническом состоянии, которые имеют ограниченные возможности по созданию степени сжатия. С ориентацией на результаты расчетов для данных агрегатов (их степень сжатия) рассчитываются режимы работы остальных ГПА ступеней. Это обеспечивает равенство давления на выходе нагнетателей одной ступени и предотвращает «задавливание» нагнетателей с худшими характеристиками другими машинами ступеней.

III. Расчет режимов работы агрегатов

Расчет режимов работы ГПА первой ступени сжатия

3.1. Определение параметров газа на входе нагнетателей первой ступени сжатия: давления $P_{н1} = P_{вх\,кс} - \Delta P_{вх\,кс}$ и температуры $T_{н1} = T_{вх\,кс}$; коэффициента сжимаемости газа $Z_{н1}$; плотности газа $\rho_{н1}$; средней объемной производительности $Q_{v1\,cp}$ (м³/с), приходящейся на один нагнетатель первой ступени сжатия при условиях на входе в ступень,

$$\rho_{н1} = \frac{P_{н1}}{Z_{н1} \cdot R_n \cdot T_{н1}} \cdot Q_{v1\,cp} = \frac{Q_{кс}}{86400 \cdot n} \cdot \frac{\rho_{с0}}{\rho_{н1}},$$

где n — количество нагнетателей в ступени сжатия; $\rho_{с0}$ и $Q_{кс}$ — плотность газа (кг/м³) и производительность КС (м³/сут) при стандартных условиях ($T_{сy} = 273$ К; $P_{сy} = 0,1013$ МПа); $\Delta P_{вх\,кс}$ — потери давления во входных коммуникациях КС до первой ступени сжатия, Н/м².

*Расчет режима работы ГПА, находящегося в худшем техническом состоянии
(условно — ГПА-1-1)*

3.2. Расчет допустимого интервала работы ГПА-1-1 по приведенной производительности нагнетателя Q_{np} , в котором нагнетатель будет эксплуатироваться без помпажа и при повышенном политропическом КПД $\eta_{пол}$.

При расчете в соответствии с данными ³ минимально допустимое значение $\eta_{пол}$ принимается равным 0,8, то есть $\eta_{пол} = 0,800$, либо принимается с учетом иных критериев.

$$Q_{np} = \frac{-b_{\eta} \pm \{b_{\eta}^2 - 4 \cdot a_{\eta} [c_{\eta} - (\Delta\eta_{пол}^* + \eta_{пол})]\}^{0,5}}{2 \cdot a_{\eta}}.$$

Результатом расчета являются $Q_{np \min}$ и $Q_{np \max}$, м³/с.

При $Q_{np \min} < 1,1 \cdot Q_{np n}$, где $Q_{np n}$ соответствует границе зоны помпажа нагнетателя, к дальнейшему расчету принимается $Q_{np \min} = 1,1 \cdot Q_{np n}$.

3.3. Расчет допустимого интервала числа оборотов ротора силовой турбины ГТУ n_c :

а) из условия предотвращения в нагнетателе ГПА помпажа и обеспечения последнему наиболее экономичных режимов работы

$$(n_{c \min}^a \div n_{c \max}^a) = i_{сн} \cdot n_{но} \cdot \frac{Q_{vo}}{Q_{np \max} - Q_{np \min}};$$

б) из условия не превышения ротором силовой турбины ГТУ допустимого интервала, предусмотренного правилами технической эксплуатации установки

$$(n_{c \min}^b \div n_{c \max}^b) = (n_{c \min}^{my} \div n_{c \max}^{my}),$$

где $(n_{c \min}^a \div n_{c \max}^a)$ и $(n_{c \min}^b \div n_{c \max}^b)$ — допустимые рабочие интервалы по условию «а» и условию «б», 1/мин; $(n_{c \min}^{my} \div n_{c \max}^{my})$ — допускаемый правилами технической эксплуатации ГТУ интервал изменения числа оборотов ротора силовой турбины, 1/мин; $n_{но}$ — номинальное число оборотов ротора нагнетателя, 1/мин; Q_{vo} — номинальная объемная производительность нагнетателя при условиях на его входе, м³/с; $Q_{np \min}$ и $Q_{np \max}$ — минимальная и максимальная приведенные производительности нагнетателя, определенные в п. 3.2, м³/с; $i_{сн}$ — передаточное отношение редуктора ГПА (при отсутствии редуктора $i_{сн} = 1$).

3.4. Назначение предпочтительного интервала числа оборотов n_c . Для дальнейших расчетов принимается интервал $(n_{c \min}^a \div n_{c \max}^a)$, при условии, что при этом не нарушается интервал $(n_{c \min}^b \div n_{c \max}^b)$. В противном случае в качестве предпочтительного принимается интервал n_c , не выходящий за границы $(n_{c \min}^b \div n_{c \max}^b)$ и включающий $(n_{c \min}^a \div n_{c \max}^a)$ в максимально возможном размере.

3.5. Нахождение загрузки ГПА по мощности $N_{зз}$, обеспечивающей вывод агрегата в очередной ремонт в запланированные сроки.

3.5.1. Определение функциональной зависимости $\bar{N}_{enp}^* = f(\Phi_3)$ на основе ряда значений $\bar{N}_{enp}^*$, полученных по результатам предшествующих диагностики и соответствующим значений Φ_3 , где $\bar{N}_{enp}^*$ — диагностические значения $\bar{N}_{enp}$, получаемые по методике [1–4] и равные $\bar{N}_{enp}$ при $\bar{n}_{c np} = 1$;

³ ОНТП 51-1-85.

$$\bar{n}_{c\,np} = \frac{n_c}{n_{co}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}; \Phi_3 = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{ni} \cdot \tau_i)}{\tau_K \cdot N_{no}},$$

n_c и n_{co} — текущее и номинальное число оборотов ротора силовой турбины ГТУ, 1/мин; T_{10} — номинальное (паспортное) значение температуры атмосферного воздуха для рассматриваемой ГТУ, К; N_{ni} — мощность, потребляемая нагнетателем ГПА в течение некоторого периода времени τ_i , измеряемого в часах, Вт; N_{no} — номинальная мощность нагнетателя, Вт; τ_K — наработка рассматриваемого ГПА с данным нагнетателем в течение того календарного периода, для которого определяется зависимость $\bar{N}_{enp}^* = f(\Phi_3)$, час.

В общем случае наблюдается экспоненциальная зависимость $\bar{N}_{enp}^*$ от Φ_3 , описываемая функцией

$$\bar{N}_{enp}^* = a_\phi \cdot \exp[b_\phi \cdot \Phi_3],$$

где a_ϕ и b_ϕ — постоянные, численные значения которых находятся по результатам аппроксимирования зависимости $\bar{N}_{enp}^* = f(\Phi_3)$.

Аппроксимирование зависимости $\bar{N}_{enp}^* = f(\Phi_3)$ проводится с использованием программного продукта Microsoft Excel. При этом находится ее вероятность R^2 . С такой вероятностью определяется возможность доработки рассматриваемого ГПА до запланированного ремонта при его эксплуатации с загрузкой по мощности N_{3z} , рассчитываемой в п. 3.5.3.

3.5.2. Задание требуемого значения $\bar{N}_{enp}^*$, то есть $\bar{N}_{eP}$, в конце расчетного периода, соответствующего дате очередного планового ремонта ГПА. $\bar{N}_{eP}$ задается с учетом допустимого снижения номинальной мощности агрегатов перед различными видами ремонта: для среднего ремонта — не более чем на 15 % ($\bar{N}_{eP} = 0,85$); для капитального ремонта — более чем на 25 % ($\bar{N}_{eP} = 0,75$).

3.5.3. Расчет N_{3z} по зависимости

$$N_{3z} = \left[\ln \left(\frac{\bar{N}_{eP}}{a_\phi} \right) \cdot \frac{\tau_K \cdot N_{no}}{b_\phi} - \sum_{i=1}^n (N_{ni} \cdot \tau_i) \right] \cdot \frac{1}{\tau},$$

полученной на основе $\bar{N}_{enp}^* = f(\Phi_3)$, в которой $\bar{N}_{enp}^* = a_\phi \cdot \exp[b_\phi \cdot \Phi_3]$ и

$$\Phi_3 = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{ni} \cdot \tau_i) + (N_{3z} \cdot \tau)}{\tau_K \cdot N_{no}},$$

где τ — расчетный период времени, отсчитываемый с момента последней диагностики ГПА-1-1, которому соответствует $\sum_{i=1}^n \tau_i$, до даты запланированного ремонта ГПА-1-1, час.

3.6. Определение производительности нагнетателя Q_v и числа оборотов ротора силовой турбины n_c , при которых агрегату обеспечивается требуемая загрузка по мощности N_{3z} . Производится методом последовательных приближений с ориентацией на $Q_{v1\,cp}$, а также $Q_{np\,min}$ и $Q_{np\,max}$ и предпочтительный интервал n_c . В качестве первоначальных, ориентировочных значений Q_v и n_c принимаются $Q_v = Q_{v1\,cp}$ и $n_c = n_{co}$.

3.6.1. Расчет приведенной производительности нагнетателя Q_{np} по принятым Q_v и n_c .

$$Q_{np} = Q_v \cdot \frac{n_{co}}{n_c},$$

3.6.2. Проверка вхождения полученного значения Q_{np} в допустимый интервал $Q_{np\,min} \div Q_{np\,max}$.

Выход Q_{np} за пределы $Q_{np \min} \div Q_{np \max}$ свидетельствует о работе нагнетателя в помпажном режиме (если $Q_{np} < Q_{np \min}$) и с $\eta_{пол} < 0,800$. В этом случае задаются новыми значениями Q_v и n_c .

Если нарушается только условие $\eta_{пол} \geq 0,800$, то решение о продолжении расчетов (при прежних Q_v и n_c) принимается при условии целесообразности эксплуатации ГПА с пониженным $\eta_{пол}$.

3.6.3. Определение по принятой к дальнейшим расчетам Q_{np} политропического КПД $\eta_{пол}$ и объемной производительности Q_v нагнетателя

$$\eta_{пол} = a_{\eta} \cdot Q_{np}^2 + b_{\eta} \cdot Q_{np} + c_{\eta} - \Delta\eta_{пол}^*;$$

$$Q_v = \frac{(k-1)}{k} \cdot \frac{0,95 \cdot \eta_{мо}}{(\varepsilon_n^{k \cdot \eta_{пол}} - 1)} \cdot \frac{N_{заг}}{P_{н1}} = 0,2233 \cdot \frac{\eta_{мо}}{(\varepsilon_n^{k \cdot \eta_{пол}} - 1)} \cdot \frac{N_{заг}}{P_{н1}},$$

где $\eta_{мо}$ — номинальное значение механического КПД нагнетателя и редуктора (при его наличии); ε_n — степень сжатия нагнетателя, принимаемая при расчете равной $\varepsilon_{ст}$.

3.6.4. Сравнение полученного значения Q_v с первоначально принятым.

При расхождении между сравниваемыми величинами более чем на 0,1 % расчет по п. 3.6. повторяется с принятием других Q_v и n_c .

3.7. По значениям Q_v и n_c , удовлетворяющим п. 3.6.4, по п. 3.6.1. и п. 3.6.3. вновь рассчитываются Q_{np} и $\eta_{пол}$.

3.8. Проверка результатов расчетов на соответствие их требуемой от ГПА-1-1 степени сжатия

$$\varepsilon_n^{k \cdot \eta_{пол}} = 1 + \frac{(k-1)}{k} \cdot \frac{[a_N \cdot Q_{np}^2 + b_N \cdot Q_{np} + c_N]}{Q_{np} \cdot \frac{(Z_{н1} \cdot R_{н1} \cdot T_{н1})^{2,5}}{(Z_{np} \cdot R_{np} \cdot T_{np})^{1,5}}} \cdot \left(\frac{n_n}{n_{но}} \right)^2,$$

где n_n и $n_{но}$ — текущее и номинальное число оборотов ротора нагнетателя (при отсутствии у ГПА редуктора равны, соответственно, n_c и n_{co}), 1/мин; $\eta_{пол}$ — политропический КПД, рассчитанный по п. 3.7. на основе окончательно принятых Q_v и n_c ; Z_{np} , R_{np} (Дж/кг·К) и T_{np} (К) — приведенные параметры нагнетателя, указанные на его приведенной характеристике.

Расхождение между полученным значением ε_n и $\varepsilon_{ст}$ не должно превышать погрешности определения ε_n по приведенной характеристике нагнетателя. При отсутствии сведений о последней ее можно принять ориентировочно равной 0,15 %.

3.9. Проверка результатов расчетов на соответствие их получению запланированной загрузки ГПА по мощности

$$N_{зг} = \frac{k}{(k-1)} \cdot \frac{P_{н1} \cdot Q_v}{0,95 \cdot \eta_{мо}} \cdot (\varepsilon_n^{k \cdot \eta_{пол}} - 1).$$

Рассчитанная мощность $N_{зг}$ сравнивается с ее величиной в п. 3.5.3. Статистический характер зависимости $N_{зг}^* = f(\Phi_3)$, лежащей в основе получения $N_{зг}$, допускает расхождение до 5 %.

3.10. Проверка соответствия требуемой для привода ГПА мощности $N_{зг}$ эффективной или располагаемой мощности ГТУ N_e .

$$N_e = \chi_{\partial} \cdot P_1 \cdot T_1^{0,5} \cdot \left[\bar{a}_{\partial} \cdot \frac{n_c^2}{T_1} + \bar{b}_{\partial} \cdot \frac{n_c}{T_1^{0,5}} + c_{\partial} \right],$$

где $\chi_{\partial} = \left(\frac{N_{eo}}{P_{10} \cdot T_{10}^{0,5}} \right)$; $\bar{a}_{\partial} = a_{\partial} \cdot \left(\frac{T_{10}}{n_{co}^2} \right)$; $\bar{b}_{\partial} = b_{\partial} \cdot \left(\frac{T_{10}^{0,5}}{n_{co}} \right)$;

N_{eo} , P_{10} , T_{10} — номинальные для данного типа ГПА значения эффективной мощности (Вт), давления (Н/м²) и температуры (К) воздуха.

Согласно данным ⁴ между N_{32} и N_e в зависимости от температуры наружного воздуха T_1 должны соблюдаться следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \text{при } T_1 > 273 \text{ K} \quad & 0,9 \cdot N_e \leq N_{32} \leq N_e; \\ \text{при } T_1 < 273 \text{ K} \quad & 0,85 \cdot N_e \leq N_{32} \leq N_e. \end{aligned}$$

При невыполнении условий п. 3.8–3.10 расчеты повторяются, начиная с п. 3.6, при вновь задаваемых значениях Q_v и n_c . При безуспешности перерасчетов с вновь принимаемыми Q_v и n_c допускается невыполнение условий п. 3.8. и п. 3.9. В этом случае режимы работы остальных агрегатов ступени сжатия, содержащей рассматриваемый ГПА, рассчитываются на степень сжатия, достигнутую этим агрегатом.

Если по результатам расчетов получается $\varepsilon_n < \varepsilon_{ст}$, то возникший недостаток степени сжатия компенсируется в остальных ступенях сжатия КС, режимы работы которых рассчитываются с соответствующей корректировкой их $\varepsilon_{ст}$. Невыполнение условия п. 3.9. означает, что дату вывода ГПА в очередного ремонт необходимо скорректировать в ту или иную сторону — в зависимости от того как соотносятся значения N_{32} , полученные в п. 3.5.3. и п. 3.9.

Возможны ситуации, когда ни одно из условий, рассматриваемых в методике, в полной мере не выполнимо. Это означает, что управление, даже в ограниченных пределах, рассматриваемыми процессами объективно невозможно и транспорт газа может осуществляться только при определенных издержках, которые тем не менее (в большинстве случаев) не убыточны. При достаточно ритмичной и заранее запланированной работе газотранспортных систем такие ситуации могут встречаться как исключение.

Расчет режимов работы остальных ГПА первой ступени сжатия КС производится аналогично расчету режима работы ГПА, находящегося в худшем техническом состоянии, с учетом корректировки их степени сжатия, если в том возникает необходимость, о чем отмечалось выше.

Расчет режимов работы ГПА i -ой ступени сжатия

Расчет режимов работы ГПА последующих ступеней сжатия выполняется аналогично расчету для агрегатов первой ступени. Некоторое исключение составляет первый пункт расчета — расчет параметров и характеристик газа при условиях на входе нагнетателей ступени сжатия.

3.11. Расчет параметров и характеристик газа при условиях на входе нагнетателей i -й ступени сжатия: давления $P_{ni}^{ст} = P_{вых\ i-1}^{ст} - \Delta P_{ст}$ (Н/м²); температуры $T_{ni}^{ст} = T_{вых\ i-1}^{ст}$ (К); коэффициента сжимаемости $Z_{ni}^{ст}$; плотности $\rho_{ni}^{ст}$ (кг/м³)

$$\rho_{ni}^{ст} = \frac{P_{ni}^{ст}}{Z_{ni}^{ст} \cdot R_n \cdot T_{ni}^{ст}};$$

средней объемной производительности $Q_{visp}^{ст}$ (м³/с), приходящейся на один нагнетатель i -й ступени сжатия при условиях на входе в ступень

$$Q_{visp}^{ст} = \frac{Q_{кс}}{86400 \cdot n} \cdot \frac{\rho_{го}}{\rho_{ni}^{ст}}.$$

где $P_{ni}^{ст}$ и $T_{ni}^{ст}$ — давление (Н/м²) и температура (К) газа на входе i -й ступени сжатия; $\Delta P_{ст}$ — потери давления между ступенями сжатия, Н/м²; $T_{вых\ i-1}^{ст}$ и $P_{вых\ i-1}^{ст}$ — температура (К) и давление (Н/м²) газа на выходе $(i-1)$ -й ступени, определяемые по результатам расчета режима работы $(i-1)$ -й ступени по формулам

⁴ ОНТП 51-1-85.

$$P_{\text{вых } i-1}^{\text{ст}} = P_{\text{нi-1}}^{\text{ст}} \cdot \varepsilon_{\text{нi-1}}^{\text{ст}}; \quad T_{\text{выхi-1}}^{\text{ст}} = T_{\text{нi-1}}^{\text{ст}} \cdot \sum_j^n \bar{q}_j \cdot \varepsilon_{\text{нi-1}}^{\frac{(k-1)}{k} \eta_{\text{полj}}},$$

где $\varepsilon_{\text{нi-1}}^{\text{ст}}$ — степень сжатия $(i-1)$ -й ступени сжатия; $\bar{q}_j$ — доля производительности j -го ГПА ступени в производительности КС; $\eta_{\text{полj}}$ — политропический КПД j -го ГПА ступени; $\frac{(k-1)}{k}$ — комплексный показатель адиабаты компримируемого газа, равный 0,235⁵.

Из изложенного следует, что в основе расчета режимов работы ГПА по предлагаемой методике лежит подбор для каждого агрегата наиболее соответствующей его техническому состоянию производительности и числа оборотов ротора силовой турбины. Это предполагает неоднократное повторение всех пунктов расчета до того момента, когда условия пунктов 3.6 и 3.8–3.10 не выполняются. В некоторых случаях выполнение данных пунктов оказывается возможным лишь при некоторых компромиссах. Например, за счет допущения работы нагнетателей с пониженным политропическим КПД $\eta_{\text{пол}}$, меньшим 0,8, либо за счет преждевременного вывода некоторых агрегатов в ремонт. В любом случае «компромиссное» решение при использовании предлагаемой методики оказывается выигрышным, так как даже преждевременный ремонт ГПА оказывается относительно предсказуемым и поэтому менее затратным.

Многократное повторение расчетов до достижения нужных результатов требует применения вычислительной техники. Ситуация в значительной степени упрощается, если рассматриваемая методика реализуется в рамках автоматической системы управления технологическими процессами (АСУ ТП). В этом случае диагностика ГПА, выполняемая по данным штатных приборов агрегатов (параметрическая диагностика по методикам [1–4] и [4–5]), может выполняться автоматически с выдачей ее результатов двум адресатам — службе, производящей техническое обслуживание и ремонт ГПА, и АСУ ТП, которая, также в автоматическом режиме, может задавать каждому агрегату необходимый режим работы. Управляющим сигналом для АСУ ТП являются числа оборотов роторов силовых турбин ГПА n_c , полученные по результатам расчетов.

Применение представленной методики в рамках АСУ ТП способно придать ГПА и содержащим их КС свойства самоуправляемых систем, способных в автоматическом режиме производить самодиагностику и изменение режимов работы по результатам диагностики.

Библиографический список

1. Перевощиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112–121.
2. Перевощиков С. И. Развернутая диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 5. – С. 92–98.
3. Перевощиков С. И. Методика параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов с турбоприводом // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016. – № 5.
4. Перевощиков С. И. Параметрическая диагностика газоперекачивающих агрегатов с турбоприводом. – Тюмень: ТИУ, 2016. – 236 с.
5. Перевощиков С. И. Параметрическая диагностика технического состояния центробежных нагнетателей природного газа // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2011. – № 3. – С. 97–104.

Сведения об авторе

Перевощиков Сергей Иванович, д. т. н., консультант кафедры прикладной механики, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru

Information about the author

Perevoschikov S. I., Doctor of Engineering, Consultant at the Department of Applied Mechanics, Industrial University of Tyumen, e-mail: perevoschikovsi@tyuiu.ru

⁵ ОНТП 51-1-85.