

# ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ПЕРЕСЧЕТА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ И МНОГОСЕКЦИОННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ НА ДРУГИЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ В РАЗЛИЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

А. Д. Ваняшов

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

**Выполнен анализ влияния методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных центробежных компрессоров на другие условия работы (производительность, давление, температура, состав газа на входе в компрессор, частота вращения ротора), на форму газодинамической характеристики, диапазон рабочих режимов. Рассмотрены реальные производственные объекты на стадиях проектирования, испытания, эксплуатации. В процессе апробирования расчетных методов пересчета использовались как экспериментальные, так и проектные данные. Даны рекомендации и определены области применения усовершенствованного метода поступенчатого пересчета газодинамических характеристик компрессора с учетом рассогласования в работе ступеней.**

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, многоступенчатый центробежный компрессор, пересчет газодинамических характеристик, компрессорная станция, рассогласование ступеней.

## Введение

С вопросами и проблемами пересчета или моделирования газодинамических характеристик (ГДХ) турбокомпрессоров (ТК) неизбежно сталкиваются все участники процесса их жизненного цикла от разработки проточной части (ПЧ) компрессора, проектирования компрессорных установок (КУ) и станций (КС) с ТК до испытаний и эксплуатации.

Как правило, разработчики проточной части ТК расчет ведут для конкретно заданных начальных условий на входе в компрессор (производительность, давление, температура, состав газа) и давление на выходе компрессора, т.е. на расчетные или номинальные условия. При этом итогом расчета является ГДХ (зависимости отношения давлений, мощности на валу, КПД от производительности) на полученной или заданной частоте вращения ротора (номинальное число оборотов) с указанием рабочей точки, отвечающей исходным данным. Для других чисел оборотов из рабочего диапазона или для других условий на входе в ТК графики ГДХ получают либо пересчетом относительно номинальной ГДХ, либо многократным поверочным расчетом при известных параметрах проточной части.

Приемосдаточные испытания (ПСИ) ТК на стендах завода-изготовителя проводятся обычно на воздухе (некоторые зарубежные предприятия имеют стенды с замкнутым контуром для испытания на других газах) с целью получения ГДХ ПЧ на частоте вращения эквивалентной номинальной. Затем ГДХ с воздуха пересчитываются на рабочий газ и условия на входе в ТК с целью установления соответствия параметров номинального режима требованиям технического задания (ТЗ). Пересчет с воздуха на газ обычно выполняется для номинальной частоты вращения, а ГДХ для других частот рабочего диапазона получают также пересчетом, но уже на рабочем газе.

Организациям-проектировщикам КС с ТК необходимо также владеть инструментом пересчета ГДХ ТК на различные режимы работы с целью адекватного подбора оборудования (сепараторы, пылеуловители, теплообменники), трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, получения информации о предельных возможностях работы оборудования и сроках модернизации или реконструкции.

Теплотехнические испытания (ТТИ) в условиях работы КС позволяют оценить соответствие фактических эксплуатационных ГДХ после пересчета их на параметры номинального режима, характеристикам, полученным на основе ПСИ.

## Постановка задачи

В основу методов пересчета ГДХ на требуемые условия эксплуатации положена теория подобия газодинамических процессов в ПЧ ТК на сходственных режимах. Метод пересчета ГДХ, разработанный В. Ф. Рисом [1], используется в ряде отраслевых нормативных документов и в методиках, в частности [2], и применим как для пересчета ГДХ на номинальные (стандартные) условия (состав газа, входные давления и температуры), так и при пересчете на другие эксплуатационные условия и частоты вращения ротора. Строго данный метод пересчета ГДХ применим для одноступенчатых ЦК. Для ТК с числом ступеней 2 и более пересчет ГДХ приходится выполнять, принимая допущение об эквивалентности безразмерных параметров многоступенчатой ПЧ некоторой условной одноступенчатой ПЧ. При этом достоверность результатов расчета ГДХ снижается, причем погрешность нарастает с ростом числа ступеней.

Метод пересчета, основанный на теории подобия для одноступенчатой ПЧ, также применяется и в зарубежной практике для ТК более сложной конструкции [3–7].

Вопрос повышения достоверности пересчета ГДХ для многоступенчатых ПЧ ТК может быть решен за счет применения метода поступенчатого пересчета ГДХ, идея которого предложена Г. Н. Деном [8], использовалась в работах [9–12]. Данный метод позволяет учесть рассогласование в работе отдельных ступеней при изменении параметров газа на входе в ТК и заключается в разложении ГДХ компрессора на характеристики «условных» ступеней с последующим пересчетом и синтезом их при измененных параметрах сжимаемого газа или частоты вращения.

Таким образом, можно выделить два метода пересчета ГДХ ТК на новые условия работы:

- пересчет строго справедливый для одной ступени;
- поступенчатый пересчет с учетом изменения параметров газа перед каждой ступенью.

Задачей работы является выяснение достоверности результатов, получаемых при использовании каждого из этих методов на примере различных типов ПЧ и конструкций ТК, в частности, центробежных компрессоров (ЦК), работающих в различных технологических объектах.

### Описание методики

Метод пересчета ГДХ на различные условия работы, предлагаемый к использованию, основан на положениях [8] с доработкой, в частности, определения положения левой и правой границ ГДХ, применения методов расчета свойств газа в соответствии с условиями работы ТК. Суть метода заключается в разложении характеристики удельной внутренней работы сжатия для номинальной частоты вращения на характеристики отдельных ступеней и последовательным пересчетом (моделированием) характеристики каждой ступени на меняющиеся условия на входе в ступень (температура, давление, состав газа, частота вращения). Причем для 1-й ступени начальные условия являются заданными условиями на входе в секцию, а для всех последующих ступеней — определяются по результатам расчета параметров на выходе предыдущей ступени. Последним этапом выполняется синтез газодинамических характеристик каждой ступени секции из условия постоянства массового расхода по каждой ступени.

При рассмотрении метода расчета ГДХ с учетом рассогласования в работе ступеней приняты следующие условные обозначения:  $j$  — порядковый номер ступени компрессора ( $j = 1...X$ );  $X$  — число ступеней компрессора;  $l$  — порядковый номер точки на газодинамической характеристике ( $l = 1...Z$ );  $Z$  — количество точек, взятых на ГДХ компрессора от минимального расхода ( $l = 1 = min$ ) до максимального расхода ( $l = Z = max$ ).

Метод расчета состоит из нескольких этапов:

**Разложение ГДХ на характеристики «условных» ступеней.** Начальные параметры первой ступени соответствуют параметрам на входе в компрессор (секцию):  $Q_{n(1)} = Q_n$ ;  $T_{n(1)} = T_n$ .

Для каждой «условной»  $j$ -ой и  $j+1$ -ой ступени определяется внутренний напор по одному из вариантов:

если  $D_2$  всех ступеней одинаковы,  $h_{i(j)} = H_i/X$ ;

если разные  $D_2$ , то  $h_{i(j)} = \frac{H_i(D_{2(j)}/D_{2cp})^2}{\sum_{j=1}^X (D_{2(j)}/D_{2cp})^2}$ ;

если разные  $D_2$  и  $\beta_{\lambda 2}$ , то  $h_{i(j)} = \frac{H_i(D_{2(j)}/D_{2cp})^2 \psi_{T(j)}}{\sum_{j=1}^X ((D_{2(j)}/D_{2cp})^2 \psi_{T(j)})}$ ,

где  $X$  — количество ступеней проточной части;  $D_{2cp} = \sum_{j=1}^X D_{2(j)}/X$  — средний наружный диаметр колес;  $H_i = N_i/G = z_n R \frac{k}{k-1} T_n (\epsilon_x^{1/\sigma} - 1)$  — внутренний напор всей проточной части, кДж/кг;  $\sigma = \eta_n \cdot k/(k-1)$  — число политропы сжатия компрессора (секции) равно числу политропы сжатия каждой отдельной ступени.

Повышение температуры, К:  $\Delta T_{(j)} = 10^3 h_{i(j)} (k-1)/(kz_n R)$ .

Коэффициент изменения удельного объема:  $k_{v(j)} = (1 + \Delta T_{(j)}/T_{n(j)})^{\sigma-1}$ .

Объемная производительность, м<sup>3</sup>/мин:  $Q_{n(j+1)} = Q_{n(j)}/k_{v(j)}$ .

Температура на входе в следующую ступень, К:  $T_{n(j+1)} = T_{n(j)} + \Delta T_{(j)}$ .

**Расчет коэффициента реакции рабочих колес для каждой «условной» ступени.** Коэффициент реакции каждого рабочего колеса  $j$ -ой ступени находится итерационным способом. В первом приближении задается значение коэффициента реакции рабочего колеса  $\Omega = 0,5...0,8$ .

Коэффициент изменения удельного объема:  $k_{v2} = (1 + \Omega \psi_i M_U^2 (k-1))^{\sigma-1}$ , где  $\psi_i = 10^3 h_i / U_2^2$  — коэффициент внутреннего напора;  $M_U = U_2 / \sqrt{kRT_n}$  — условное число Маха  $U_2$  — окружная скорость, м/с. Коэффициент расхода рабочего колеса:

$\varphi_2 = \frac{Q_n}{60 \cdot \pi \cdot D_2^2 (b_2 / D_2) k_{v2} U_2}$ , где  $b_2/D_2$  — относительная ширина канала на выходе из рабочего колеса.

Коэффициент теоретического напора рассчитывается по формуле А. Стодолы или другим известным зависимостям.

Коэффициент реакции рабочего колеса:  $\Omega = 1 - (\psi_T^2 + \varphi_2^2)/(2\psi_i)$ .

Используя полученное значение  $\Omega$ , производится повторный расчет. Итерация повторяется до тех пор, пока разница между вновь найденным значением  $\Omega$  и предыдущим не достигнет заданной точности.

**Пересчет характеристик «условных» ступеней на новые начальные условия.** После разложения исходных ГДХ, на основании положения теории подобия, производится пересчет на новые условия эксплуатации:

объемной производительности из условия равенства коэффициентов расхода  $\varphi_2 = \varphi'_2$  на сходственных режимах, м<sup>3</sup>/мин:

$$Q'_{n(j)} = Q_{n(j)} (n'_{об}/n_{об}) (k'_{v2(j)}/k_{v2(j)});$$

$$\frac{k'_{v2(j)}}{k_{v2(j)}} = \frac{[1 + (\Delta T'_{(j)}/T'_n) \cdot \Omega_{(j)}]^{\sigma-1}}{[1 + (\Delta T^*/T_n) \cdot \Omega_{(j)}]^{\sigma-1}},$$

где  $\Omega'_{(j)} = \Omega_{(j)}$  — коэффициент реакции  $j$ -го рабочего колеса считается неизменным при новых условиях эксплуатации; внутреннего напора  $\psi'_i = \psi_i$  из условия равенства коэффициентов теоретического напора на сходственных режимах, кДж/кг:  $h'_{i(j)} = h_{i(j)} (n'_{об}/n_{об})^2$ .

Повышение температуры, К:

$$\Delta T'_{(j)} = 10^3 h'_{i(j)} (k'-1)/(k' z'_n R).$$

Политропный КПД из условия автомодельности по числам Рейнольдса и Маха:  $\eta'_{(j)} = \eta_{(j)}$  (в случае необходимости может быть учтено изменение КПД ступени компрессора в зависимости от изменения частоты вращения или других параметров экстраполяцией экспериментальных данных, как, например [1]).

Число политропы сжатия:  $\sigma'_{(j)} = \eta'_{n(j)} k' / (k' - 1)$ .

Коэффициент изменения удельного объема в ступени:  $k'_{v(j)} = (1 + \Delta T'_{(j)} / T'_{n(j)})^{\sigma'_{(j)} - 1}$ .

**Синтез пересчитанных характеристик «условных» ступеней при новых начальных условиях с учетом приведения к единому массовому расходу и сужению диапазона рабочих режимов.** При помощи пересчитанных характеристик «условных» ступеней строятся вспомогательные характеристики  $h'_{i(j)} = f(Q'_{n(j)})$  и  $\eta'_{n(j)} = f(Q'_{n(j)})$  для каждой «условной» ступени.

Построенные зависимости аппроксимируются полиномом  $m$ -й степени (4-й...6-й степени):

$$h'_{i(j)} = A_m(Q'_{n(j)})^m + \dots + A_2(Q'_{n(j)})^2 + A_1(Q'_{n(j)}) + A_0;$$

$$\eta'_{n(j)} = B_m(Q'_{n(j)})^m + \dots + B_2(Q'_{n(j)})^2 + B_1(Q'_{n(j)}) + B_0.$$

Определяется диапазон рабочих режимов по объемной производительности 1-й ступени:

если  $n'_{об} < n_{об}^{ном}$ :

— максимальный объемный расход (крайняя правая точка характеристики)

$$Q'_{n(1)max} = Q'_{n(j=X)} \cdot k'_{v(j=X-1)} \cdot k'_{v(j=X-2)} \cdot \dots \cdot k'_{v(j=1)};$$

— минимальный расход (крайняя левая точка характеристики)

$$Q'_{n(1)min} = Q'_{n(j=1)};$$

если  $n'_{об} > n_{об}^{ном}$ :

— максимальный объемный расход (крайняя правая точка характеристики)

$$Q'_{n(1)max} = Q'_{n(j=Z)};$$

— минимальный расход (крайняя левая точка характеристики)

$$Q'_{n(1)min} = Q'_{n(j=X)} \cdot k'_{v(j=X-1)} \cdot k'_{v(j=X-2)} \cdot \dots \cdot k'_{v(j=1)}.$$

Для 1-й ступени задаются значением объемной производительности  $Q'_{n(1)}$  в интервале  $Q'_{n(1)min} \dots Q'_{n(1)max}$  с шагом  $(Q'_{n(1)max} \dots Q'_{n(1)min}) / (Z - 1)$ .

Температура на входе в 1-ю ступень равна начальной температуре компрессора при новых условиях:  $T'_{n(1)} = T'_n$ .

Далее для каждой «условной»  $j$ -ой и  $j + 1$ -ой ступени, начиная с первой, при новых начальных условиях определяются:

— внутренний напор, кДж/кг:  $h'_{i(j)}$  — по полиному

$$h'_{i(j)} = f(Q'_{n(j)});$$

— повышение температуры, К:  $\Delta T'_{(j)} = 10^3 h'_{i(j)} (k' - 1) / (k' z'_n R)$ ;

— политропный КПД:  $\eta'_{n(j)}$  — по полиному

$$\eta'_{n(j)} = f(Q'_{n(j)});$$

— число политропы сжатия:  $\sigma'_{(j)} = \eta'_{n(j)} k' / (k' - 1)$ ;

— отношение давлений:  $\epsilon'_{k(i)} = (1 + \Delta T'_{(i)} / T'_{n(i)})^{\sigma'_{(i)}}$ ;

— коэффициент изменения удельного объема

в ступени:  $k'_{v(j)} = (1 + \Delta T'_{(j)} / T'_{n(j)})^{\sigma'_{(j)} - 1}$ ;

— объемная производительность на выходе из ступени, равная объемной производительности на входе в следующую ступень, м<sup>3</sup>/мин:  $Q'_{n(j+1)} = Q'_{n(j)} / k'_{v(j)}$ ;

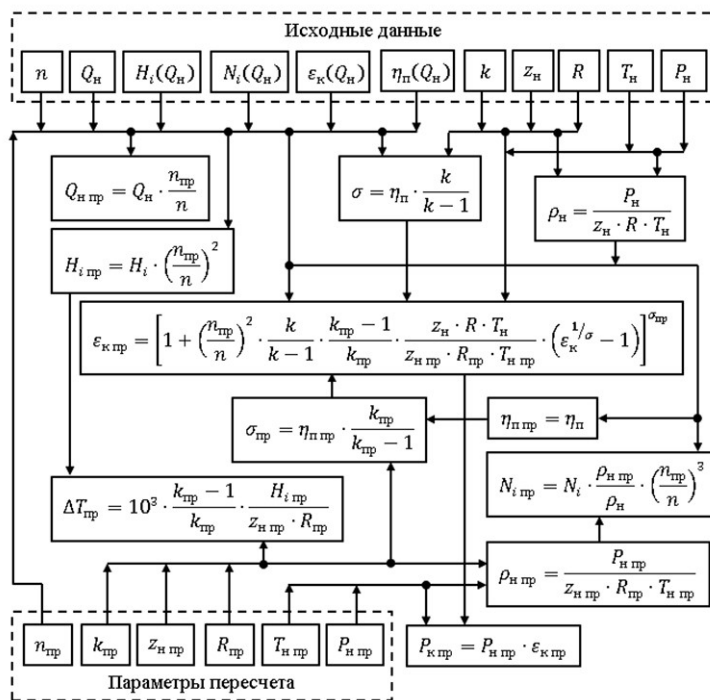


Рис. 1. Блок-схема методики пересчета ГДХ ЦК без учета рассогласования работы ступеней  
Fig. 1. Block diagram of a method of recalculation of gasdynamic characteristics of the centrifugal compressor without a mismatch of work of steps

— температура на входе в следующую ступень, К:  
 $T'_{n(j+1)} = T'_{n(j)} + \Delta T'_{(j)}$ .

После определения параметров для последней ступени находится внутренний напор  $H'_i$  (кДж/кг), отношение давлений  $\epsilon'_k$  и повышение температуры  $\Delta T'$  (К) для всей проточной части:

$$H'_i = \sum_{j=1}^X h'_{i(j)} = h'_{i(1)} + h'_{i(2)} + h'_{i(3)} + \dots + h'_{i(X)};$$

$$\epsilon'_k = \prod \epsilon'_{k(j)} = \epsilon'_{k(1)} + \epsilon'_{k(2)} + \epsilon'_{k(3)} + \dots + \epsilon'_{k(X)};$$

$$\Delta T' = 10^3 H'_i (k' - 1) / (k' z'_n R).$$

Далее вычисляется внутренняя мощность  $N'_i$  (МВт) и политропный КПД  $\eta'_n$  для всех принятых значений  $Q'_n = Q'_{n(1)}$ :  $N'_i = 10^{-3} \rho'_n Q'_n H'_i$ ;  
 $\eta'_n = \frac{k' - 1}{k'} \frac{\lg \epsilon'_k}{\lg(1 + \Delta T' / T'_n)}$ .

Для наглядности два сравниваемых метода представлены в виде блок-схем (рис. 1, 2).

### Результаты теоретических расчетов и обработки экспериментальных данных

**Объект — дожимные компрессорные станции газовых промыслов.** Для апробирования методов пересчета ГДХ были использованы компрессоры модификаций ЦК 498-21-1Л, 498-23-1ЛСМ, 498-31-1ЛСМ, входящие в состав ГПА-16ДКС-04 «Урал» на КЦ-1 и ГПА-16ДКС-07 «Урал» на КЦ-2 ДКС

Ямсовейского и Юбилейного газовых промыслов. На момент проведения ПСИ и ТТИ ЦК были оснащены СПЧ, рассчитанными на отношение давлений в номинальной рабочей точке 1,7.

ПСИ на воздухе проводились на стенде предприятия-изготовителя ОАО «Компрессорный комплекс». Обработка результатов испытаний и пересчет ГДХ с воздуха на природный газ с эквивалентной частоты вращения на рабочую частоту выполнялись по двум вышеописанным методам.

Дальнейшим этапом было проведение эксплуатационных ТТИ в условиях ДКС, которые выполнялись специалистами службы диагностики оборудования и сооружений Инженерно-технического центра ООО «Газпром добыча Надым». При проведении ТТИ использовались штатные датчики САУ ГПА. При этом расход перекачиваемого газа определялся по перепаду давлений на входном конфузоре ЦК.

Кроме того, на ДКС Ямсовейская для ЦК 498-31-1ЛСМ с СПЧ 498-1,7/45-16/5300 использовались результаты измерений объемного расхода газа на входе в ЦК с использованием ультразвукового расходомера (УЗР) Controlotron 1010GCNFM с накладными датчиками.

По результатам обработки данных ПСИ и ТТИ по двум методам (рис. 3, 4), видно, что метод пересчета данных стендовых испытаний с воздуха на природный газ оказывает незначительное различие в газодинамических параметрах, т. е. ГДХ практически совпадают.

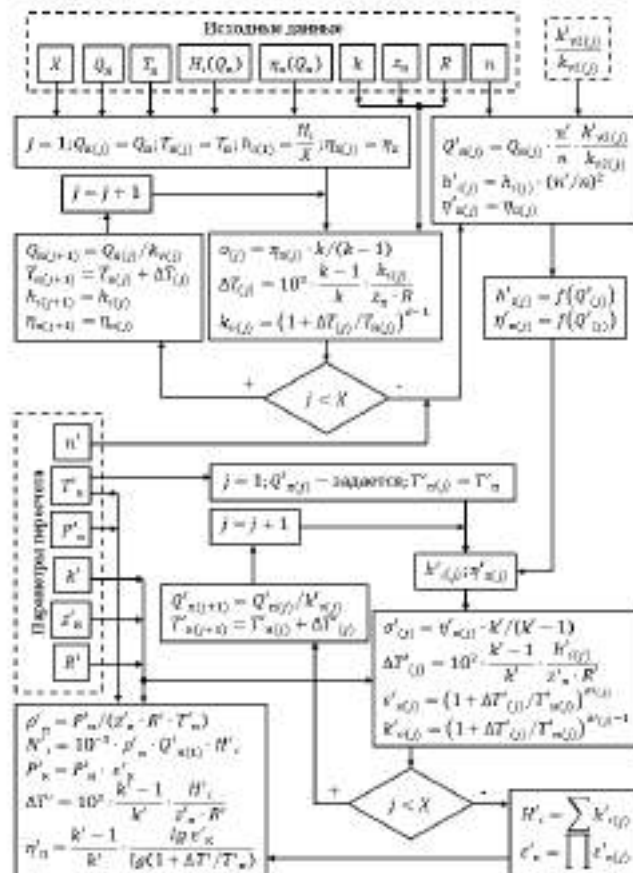


Рис. 2. Блок-схема методики поступенчатого пересчета ГДХ ЦК с учетом рассогласования работы ступеней на переменных режимах эксплуатации  
 Fig. 2. Block diagram of a method of recalculation of stage-by-stage of gasdynamic characteristics of the centrifugal compressor taking into account a mismatch of operation of steps on varying duties of maintenance

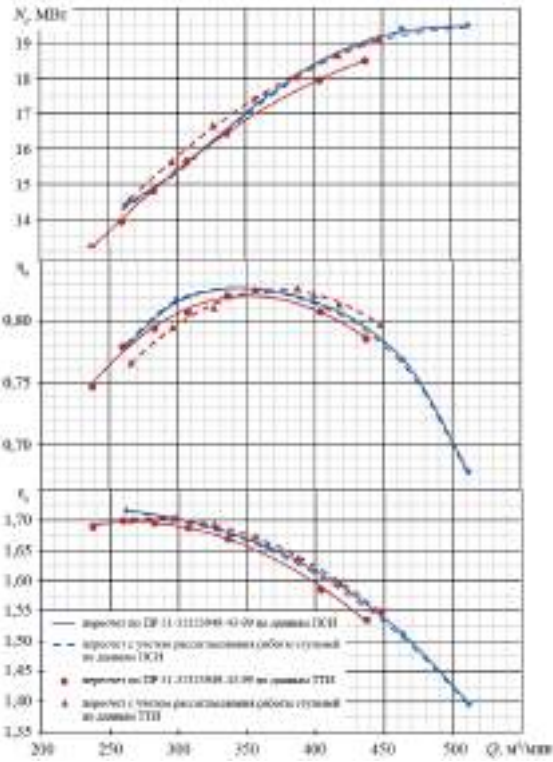


Рис. 3. ГДХ СПЧ 498-1,7/76 в составе ГПА №15 ДКС Юбилейная ( $P_n=4,382$  МПа;  $T_n=293$  К;  $n=5300$  об/мин;  $R=510,73$  Дж/(кг·К);  $k=1,295$ )  
 Fig. 3. Gasdynamic characteristics of a replaceable flowing part (СПЧ 498-1,7/76) as a part of the gas-distributing unit № 15 from booster compressor station «Yubileynaya»

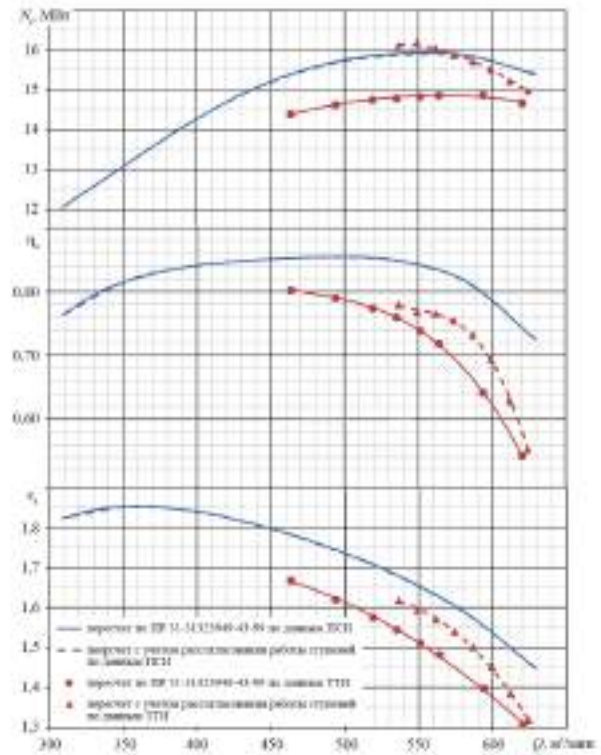


Рис. 4. ГДХ ЦК 498-31-1ЛСМ в составе ГПА №21 ДКС Ямсовейская ( $P_n=2,712$  МПа;  $T_n=288$  К;  $n=5200$  об/мин;  $R=510,73$  Дж/(кг·К);  $k=1,307$ )  
 Fig. 4. Gasdynamic characteristics of a centrifugal compressor 498-31-1ЛСМ as a part of the gas-distributing unit № 15 from booster compressor station «Yamsveiskaya»

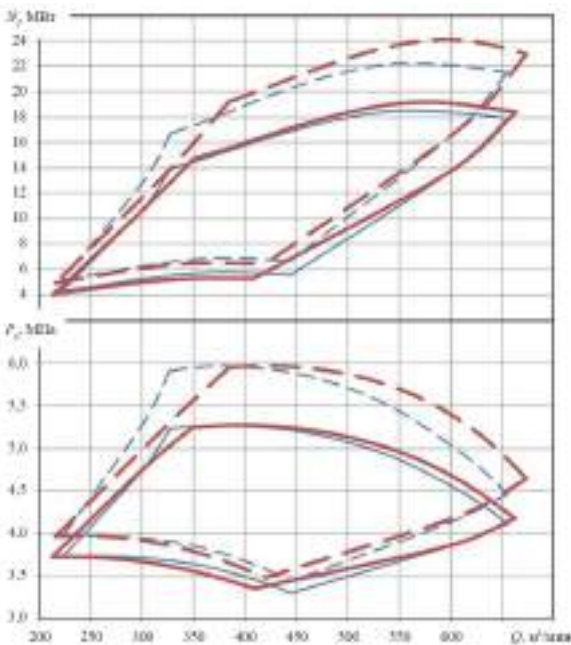


Рис. 5. ГДХ ЦК 498-31-1 ( $P_n=2,71$  МПа;  $T_n=288$  К;  $n_{об}=3700-5460$  об/мин): сплошные линии —  $R=506,9$  Дж/(кг·К);  $k=1,311$ ; пунктирные линии —  $R=437,5$  Дж/(кг·К);  $k=1,283$ ; жирные линии — полученные по методу b; тонкие линии — полученные по методу a

Fig. 5. Gasdynamic characteristics of a centrifugal compressor 498-31-1 ( $P_n=2,71$  МПа;  $T_n=288$  К;  $n_{об}=3700-5460$  rev/min): continuous line —  $R=506,9$  Дж/(кг·К);  $k=1,311$ ; dashed line —  $R=437,5$  Дж/(кг·К);  $k=1,283$ ; heavy line — received by a method b; light line — received by a method a

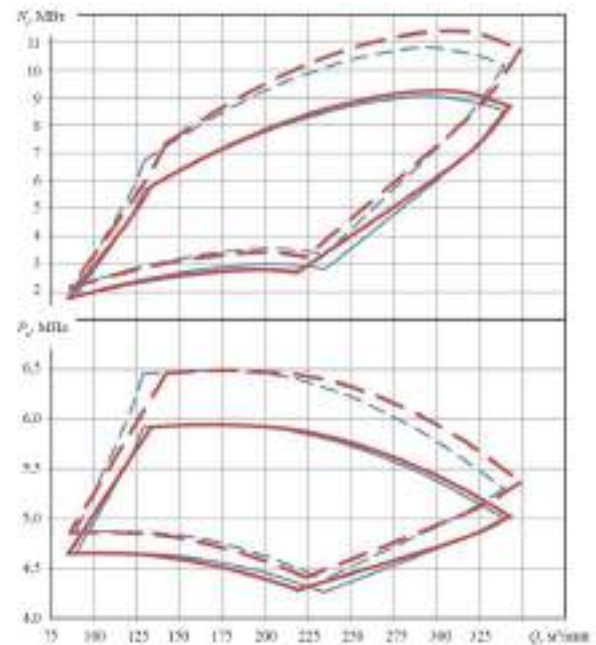


Рис. 6. ГДХ ЦК 238-22-2ЛСМ ( $P_n=3,66$  МПа;  $T_n=288$  К;  $n_{об}=5950-8610$  об/мин): сплошные линии —  $R=506,9$  Дж/(кг·К);  $k=1,311$ ; пунктирные линии —  $R=437,5$  Дж/(кг·К);  $k=1,283$ ; жирные линии — полученные по методу b; тонкие линии — полученные по методу a

Fig. 6. Gasdynamic characteristics of a centrifugal compressor 238-22-2ЛСМ ( $P_n=3,66$  МПа;  $T_n=288$  К;  $n_{об}=5950-8610$  rev/min): continuous line —  $R=506,9$  Дж/(кг·К);  $k=1,311$ ; dashed line —  $R=437,5$  Дж/(кг·К);  $k=1,283$ ; heavy line — received by a method b; light line — received by a method a

Обработка результатов ТТИ, проводимых в условиях ДКС, выполнялась также по двум методам. Применение метода поступенчатого пересчета экспериментальных точек с учетом рассогласования ступеней приводит к смещению результирующих ГДХ вправо и вверх. Поскольку пересчет выполнялся с меньших чисел оборотов на большие, то учет рассогласования в работе ступеней несколько увеличивает напор и политропный КПД ЦК на номинальной частоте вращения. Тем самым приведенная к номинальным условиям экспериментальная зависимость  $\epsilon_k = f(Q)$  имеет лучшее совпадение с паспортной кривой завода-изготовителя СПЧ.

В результате анализа всего «поля» ГДХ ЦК 498-31-1 (рис. 5), полученного пересчетом с номинальной частоты вращения ротора на диапазон 0,7–1,05, видно, что поступенчатый пересчет сужает рабочий диапазон по производимости (правая граница смещается влево, особенно на низких частотах вращения), изменяется и граница устойчивой работы.

**Объект — линейная газовая компрессорная станция.** Особенностью эксплуатационных режимов КС «Красноармейская» газопровода Оренбург-Самара (ООО «Газпром трансгаз Самара») является относительно невысокое содержание метана в составе природного газа (не более 90 % об.) и годовое изменение его состава в пределах 7 % по метану. В случае представления ГДХ ЦК, согласно [13], при стандартных начальных условиях и составе газа ( $\text{CH}_4$  — 98,63 % об.), возникает необходимость их пересчета на характерный состав, например, с минимальным содержанием метана ( $\text{CH}_4$  — 84 % об.), т. е. на котором более вероятна эксплуатация ЦК.

Базовыми ГДХ, относительно которых выполнялись расчеты, являлись характеристики, полученные для частоты вращения 8000 об/мин пересчетом с воздуха (по результатам приемочных испытаний) на стандартный состав природного газа. Пересчет выполнялся на другие частоты вращения в диапазоне 0,7–1,05 от номинальной частоты вращения приводной газотурбинной установки и на состав газа с пониженным содержанием метана. ГДХ двухступенчатого ЦК 238-22-2ЛСМ для ГПА-6,3(8)-04 (рис. 6).

Из полученных результатов видно, что при стандартном составе газа по [13] методика получения ГДХ в диапазоне  $(0,7 - 1,05)n_{об}^{nom}$  не приводит к существенному различию в результатах. Например, для  $n_{об}^{nom} = 8200$  об/мин в сходственных точках, в которых  $\eta_n \approx \max$ , отклонение по объемному расходу составляет 6,0 %, по мощности 2,5 %. Для состава газа с пониженным содержанием метана, отклонения газодинамических параметров увеличиваются до 8,5 % по расходу и до 6,0 % по мощности. Кроме того, форма ГДХ, полученных по методике с поступенчатым пересчетом, дает изменение левой границы, которая во многих случаях принимается за границу устойчивой работы, и правой границы, которая ограничивает максимальную производительность компрессора.

**Объект — газовая компрессорная станция поддержания пластового давления.** Объектом исследования являлась проектируемая газовая компрессорная станция (ГКС), предназначенная для поддержания пластового давления нефтяного месторождения за счет обратной закачки попутного газа в нагнетательные скважины. В составе оборудования ГКС применена компрессорная установка (КУ) с центробежным компрессором (ЦК) высокого давления мощностью 25 МВт производства компании Nuovo Pignone корпорации GE Oil&Gas (GENP),

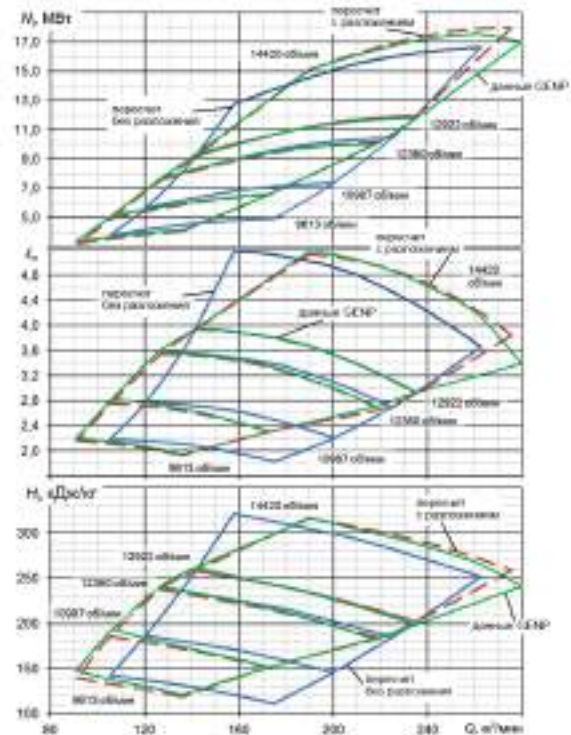


Рис. 7. Сравнение газодинамических характеристик, полученных различными методами секции 1 (СНД) компрессора ( $P_{н1} = 1,85$  МПа;  $T_{н1} = 12$  °С)  
 Fig. 7. Comparison of the gasdynamic characteristics received by various methods for section one (section of low pressure) compressor ( $P_{н1} = 1,85$  МПа;  $T_{н1} = 12$  °С)

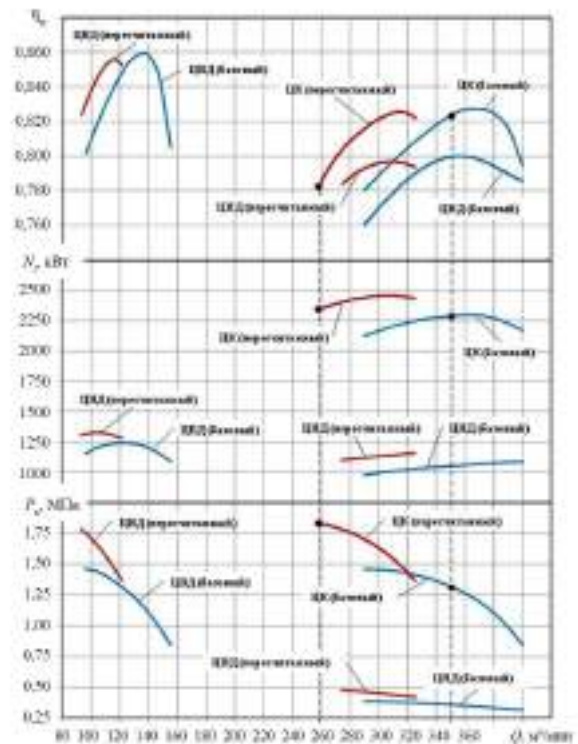


Рис. 8. Газодинамические характеристики ЦНА, ЦВД и компрессора в целом: паспортные ( $T_n = 308,15$  К;  $P_n = 0,0992$  МПа;  $R = 259,2$  Дж/(кг·К);  $k = 1,165$ ); пересчитанные ( $T_n = 308,15$  К;  $P_n = 0,1324$  МПа;  $R' = 206,5$  Дж/(кг·К);  $k' = 1,139$ )  
 Fig. 8. Gasdynamic characteristics of the cylinder of low pressure, of high pressure and compressor: passport ( $T_n = 308,15$  К;  $P_n = 0,0992$  МПа;  $R = 259,2$  Дж/(кг·К);  $k = 1,165$ ); recalculate ( $T_n = 308,15$  К;  $P_n = 0,1324$  МПа;  $R' = 206,5$  Дж/(кг·К);  $k' = 1,139$ )

имеющим 3-ступенчатую секцию низкого давления (СНД) и 4-ступенчатую секцию высокого давления (СВД).

Результаты расчета ГДХ СНД и СВД для оборотов от 9613 до 14420 об/мин, относительно номинальных 12922 об/мин, с использованием двух методов, представлены на рис. 7. В качестве эталонных на этих графиках представлены расчетные ГДХ в этом же диапазоне частот вращения, полученные разработчиком компрессора — фирмой GEPN.

По результатам расчета сделан вывод, что применение усовершенствованного метода *b* — поступчатого пересчета ГДХ с учетом рассогласования в работе ступеней дает результаты наиболее близкие к данным, предоставленным фирмой GEPN, по сравнению с методом *a*, что позволяет более достоверно выполнить расчет возможных диапазонов работы ЦК и осуществить подбор оборудования.

**Объект** — компрессорная установка производства каталитического крекинга ОАО «Газпромнефть-ОНПЗ». Центробежный компрессор 340-81-3 расположен в газофракционирующей части установки каталитического крекинга и предназначен для компримирования жирного газа. По причине несоответствия фактической плотности газа на всасывании паспортному значению (при нормальных условиях больше в 1,4 раза; при условиях всасывания больше в 1,7 раза), в настоящее время ЦК работает с демонтированными 1-м и 5-м рабочими колесами соответственно с роторов цилиндра низкого давления (ЦНД) и цилиндра высокого давления (ЦВД). В то же время эксплуатация ЦК сопровождается недопустимо высоким уровнем вибрации и аварийными остановами.

Для выяснения причин ненадежной работы ЦК использован метод приближенного разложения ГДХ ЦНД и ЦВД компрессора на ГДХ отдельных ступеней. В связи с отсутствием промежуточных теплообменников при расчетах значения начальных параметров на входе в ЦВД принимались равными значениям параметров на выходе из 4-й ступени ЦНД. Пересчет на фактические условия эксплуатации и синтез ГДХ проточной части выполнялись с учетом отсутствия 1-го и 5-го рабочих колес (рис. 8). На рис. 10 также приведены исходные (базовые) ГДХ ЦК 340-81-3.

По результатам расчета следует, что ГДХ компрессора не соответствуют требуемому режиму эксплуатации даже со снятыми 1-м и 5-м рабочими колесами. Это приводит, при требуемой производительности, к смещению рабочей точки в предоплажную зону, повышению на 5 % потребляемой мощности, а кроме того, к перераспределению давлений по ступеням и появлению некомпенсированных осевых усилий существующими размерами думмиса и упорного подшипника.

С целью повышения надежности работы КУ рекомендованы такие варианты реконструкции, как: снятие 8-го рабочего колеса ЦВД; замена проточной части ЦНД и ЦВД; замена электродвигателя; полная замена компрессора.

Анализ вариантов реконструкции показал, что наиболее рациональным является замена выработавшего ресурс компрессора, что обеспечит не только минимальные затраты электроэнергии, но и увеличит ресурс работы оборудования и уменьшит риск возникновения аварийной ситуации на КУ.

**Объект** — компрессорная установка цеха азотно-кислородного производства (АКП) ООО «Тобольск-Нефтехим». Воздушные и азотные ком-

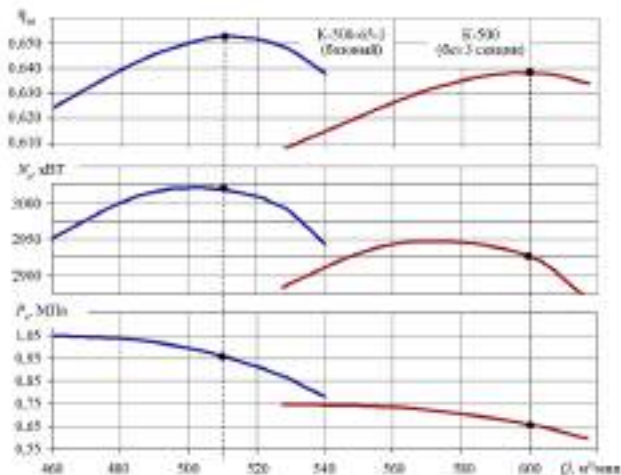


Рис. 9. Газодинамические характеристики воздушных компрессоров К-500-65-1  
Fig. 9. Gasdynamic characteristics of the air compressors K-500-65-1

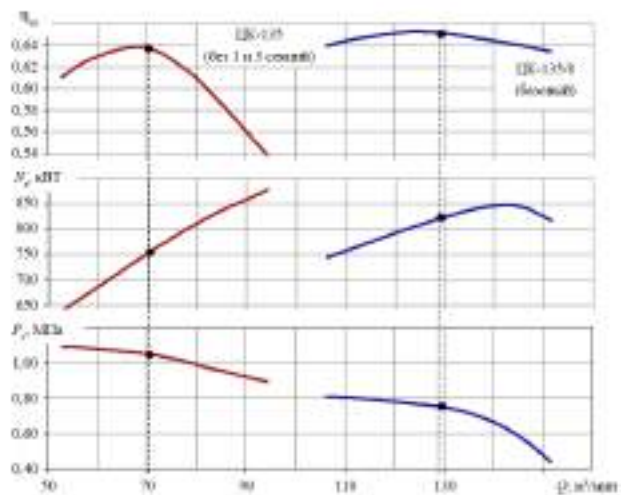


Рис. 10. Газодинамические характеристики азотных компрессоров ЦК-135/8  
Fig. 10. Gasdynamic characteristics of the nitric compressors ЦК-135/8

прессоры воздуходелительных установок цеха АКП являются наиболее крупными потребителями электроэнергии на предприятии (22 % от общего потребления), что обуславливает необходимость поиска решений по снижению их энергоёмкости с учетом изменения технологической схемы.

Группа параллельно работающих компрессоров К-500-61-5 (5 шт.) и К-250-61-1 (1 шт.) подает воздух в общий коллектор с давлением 0,78 МПа, при этом часть воздуха — 15 % — идет на технологический воздух и воздух КИПиА с давлением 0,78 МПа, а большая часть — 85 % дросселируется до давления 0,64 МПа и поступает в блоки разделения для получения азота и кислорода.

В общий коллектор всасывания семи компрессоров ЦК-135/8 (5 рабочих + 2 резервных) 50 % азота поступает с давлением 0,103 МПа и 50 % с другого блока разделения с давлением 0,53 МПа, что приводит к необходимости дросселирования на всасывании до 0,103 МПа, далее азот сжимается с 0,103 МПа до 0,78 МПа и подается в общий нагнетательный коллектор.

С целью снижения нерационального расхода мощностей цеха АКП выполнен анализ вариантов изменения газодинамических схем ЦК и схемных решений по технологической трубопроводной обвязке с использованием метода разложения интегральных ГДХ ЦК-135/8 и К-500-61-5 на характеристики отдельных секций и ступеней, пересчетом их на новые условия работы и последующим синтезом. Параметры газа на входе в каждую секцию рассчитывались с учетом изменения режимов работы промежуточных теплообменников.

Во избежание энергетически невыгодного процесса дросселирования на нагнетании рекомендовано изменение газодинамических схем пяти компрессоров К-500-61-5, а именно, произвести демонтаж последней секции с увеличением частоты вращения ротора на 11 %, что позволит снизить удельную потребляемую мощность на 22 % (рис. 9).

Для 2-х азотных ЦК-135/8, во избежание дросселирования на всасывании, рекомендован демонтаж 1-й и 3-й секции, при этом производительность на выходе 2-й секции 1-го ЦК становится примерно равной производительности 2-х базовых ЦК, а потребляемая мощность снижается на 30 % (рис. 10).

При этом два ЦК-135/8 переводятся для работы на воздухе в группу потребителей КИПиА.

Предложенные мероприятия позволяют снизить энергопотребление цеха АКП примерно на 5480 тыс. кВт·ч в год, при этом обеспечивается необходимый резерв оборудования для бесперебойной работы цеха и предприятия в целом.

### Выводы и заключение

В процессе анализа эксплуатационных параметров центробежных компрессоров в составе компрессорных установок и станций газовой, нефтеперерабатывающей и др. отраслей промышленности установлено: фактические параметры газа на входе в компрессор зачастую не соответствуют номинальным (расчетным). Причем изменение параметров газа может иметь сезонный характер либо может быть вызвано изменением режимов технологических установок, в составе которых работают ЦК, что характерно для дожимных компрессорных станций. Отдельной проблемой является эксплуатация известных серийным ЦК, выпущенных в 60–80-х годах прошлого столетия, которые работают не только в условиях, далеко не соответствующих номинальным, но и после проведенных конструктивных изменений.

Рассмотрены вопросы адаптации ГДХ ЦК к меняющимся условиям эксплуатации как на стадии проектирования КС, так и на стадии испытаний и эксплуатации различных технологических объектов:

— дожимная компрессорная станция газового месторождения;

— линейная компрессорная станция магистрального газопровода;

— станция закачки попутного нефтяного газа в пласт;

— газовая компрессорная установка каталитического крекинга нефтеперерабатывающего предприятия;

— компрессорная установка азотно-кислородного производства нефтеперерабатывающего предприятия.

На основании выше приведенного анализа можно сделать вывод, что применение упрощенного метода пересчета ГДХ ЦК на новые условия работы (метод *a*) строго справедливо именно для одноступенчатой

ПЧ, а применительно к многоступенчатому ПЧ имеет область использования:

— для ПЧ с числом ступеней не более двух;

— в случае пересчета ГДХ ПЧ с воздуха на рабочий газ.

Расхождение, по сравнению с методом поступенчатого пересчета ГДХ ЦК с учетом рассогласования в работе ступеней (метод *b*) тем больше, чем:

— больше количество ступеней в ПЧ;

— тяжелее состав газа;

— шире диапазон рабочих частот вращения по отношению к номинальной;

— выше плотность сжимаемого газа;

— дальше расположена рабочая точка от номинального значения, т.е. чем ближе к границе помпажа и к границе максимальной производительности ТК.

Применение метода поступенчатого пересчета ГДХ для ряда практических задач является единственно возможным решением при построении достоверных ГДХ многоступенчатых ПЧ ЦК, отдельных цилиндров и секций. Это помогло при решении двух последних задач, описанных выше.

Таким образом, с целью корректного прогнозирования возможных рабочих параметров ЦК при изменяющихся входных условиях и на режимах регулирования установлено: настройки систем антипомпажного регулирования, получения рекомендаций по реконструкции КУ и КС, связанных с модернизацией или заменой оборудования, необходимо внедрение метода поступенчатого пересчета ГДХ на всех стадиях жизненного цикла ТК, от разработки ПЧ, проектирования КС, испытания ТК и эксплуатации.

С целью повышения достоверности предлагаемого метода поступенчатого пересчета газодинамических характеристик ТК, необходимо проведение комплексных испытаний ТК в условиях КС на рабочем газе на нескольких частотах вращения с количеством измерений, позволяющих пройти весь диапазон — от максимальной производительности до границы помпажа. Однако такие исследования в условиях действующего производства очень трудно реализовать.

### Список источников

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.

2. ПР 51-31323949-43-99. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. М.: ООО ВНИИГАЗ, 1999. 26 с.

3. Wang Z. T., Li Y. G., Meng H. [et al.]. Method of extrapolating low speed compressor curves based on improved similarity laws // In Conference: Amer Soc Mechanical Engineers (ASME) Turbo Expo 2015, At Montreal, Canada, 2015. Vol. GT2015-44108. DOI: 10.1115/GT2015-44108.

4. Wang L., Wang P., Cao Z. [et al.]. Similarity Conversion of Centrifugal Natural Gas Compressors Based on Predictor-Corrector // Procedia Computer Science. 2017. Vol. 108. P. 1973–1981. DOI: 10.1016/j.procs.2017.05.119.

5. Wang S. L., Zhang X. L., Chen H. P., Zhou L. X. Method based on similarity laws for extrapolating generalized performance curves of compressors // Journal of Power Engineering. 2007. Vol. 27 (2). P. 169–173.

6. Li X. P., Zhuo M. H., Lv B. P., Wan J. Development and application of performance conversion software for centrifugal compressor // Oil & Gas Storage and Transportation. 2013. Vol. 32, Issue 8. P. 824–828.



7. Albusaidi W., Pilidis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact // *Energies*. 2015. Vol. 8, Issue 8. P. 8497–8515. DOI: 10.3390/en8088497.

8. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. Л.: Машиностроение, 1980. 232 с.

9. Юн В. К. К вопросу испытаний многоступенчатых центробежных компрессорных машин // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. XII Междунар. симпозиума. СПб., 2006. С. 144–150.

10. Шамеко С. Л., Любимов А. Н., Гаман Е. В. К пересчету газодинамических характеристик многоступенчатой проточной части ЦКМ на иные условия работы // *Компрессорная техника и пневматика*. 2010. № 3. С. 28–31.

11. Ваняшов А. Д., Бородихин И. А., Полозов В. Н. [и др.]. Обработка и анализ приемосдаточных и эксплуатационных испытаний центробежных компрессоров для дожимных компрессорных станций // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. XVII Междунар. симпозиума. СПб., 2012. С. 65–77.

12. Ваняшов А. Д., Бочаров Г. А., Бородихин И. А. [и др.]. Некоторые результаты поступенчатого пересчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров на изменяющиеся условия эксплуатации компрессорных станций и установок // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. XVI Междунар. симпозиума. СПб., 2011. С. 117–123.

13. СТО Газпром 2-3.5-138-2007. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам. Введ. 2008–01–21. М.: ООО ИРЦ Газпром, 2007. 58 с.

---

**ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета; начальник отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтетранс-проект».

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

Адрес для переписки: [adv@omgtu.ru](mailto:adv@omgtu.ru)

#### Для цитирования

Ваняшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2018. Т. 2, № 1. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52.

Статья поступила в редакцию 22.03.2018 г.

© А. Д. Ваняшов

# APPLICATION OF METHODS OF RECALCULATION OF GASDYNAMIC CHARACTERISTICS OF MULTI-STAGED AND MULTISECTION TURBOCOMPRESSORS ON OTHER CONDITIONS OF WORK IN VARIOUS TECHNOLOGICAL INSTALLATIONS

A. D. Vanyashov

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The analysis of influence of methods of count of gasdynamic characteristics of multistage and multisection centrifugal compressors on other working conditions (productivity, pressure, temperature, composition of gas on an input in the compressor, rotating speed of a rotor), on the form of the gasdynamic characteristic, the range of operating modes is made. Real production objects on blueprint stages, tests, maintenance are considered. In the course of approbation of calculation methods of count project data are used as the experimental. Recommendations are given and scopes of an advanced method of stage-by-stage count of gasdynamic characteristics of the compressor taking into account a mismatch in operation of steps are defined.

**Keywords:** turbocompressor, multistage centrifugal compressor, recalculation of gasdynamic characteristics, compressor station, mismatch of steps.

## References

1. Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressor machines]. 3rd ed. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 351 p. (In Russ.).
2. PR 51-31323949-43-99. Metodicheskiye ukazaniya po provedeniyu teplotekhnicheskikh i gazodinamicheskikh raschetov pri ispytaniyakh gazoturbinnyykh gazoperekachivayushchikh agregatov [Methodical instructions for carrying out thermal and gas-dynamic calculations for gas-turbine gas-pumping units testing]. Moscow: VNIIGAZ Publ., 1999. 26 p. (In Russ.).
3. Wang Z. T., Li Y. G., Meng H. [et al.]. Method of extrapolating low speed compressor curves based on improved similarity laws // In Conference: Amer Soc Mechanical Engineers (ASME) Turbo Expo 2015, At Montreal, Canada, 2015. Vol. GT2015-44108. DOI: 10.1115/GT2015-44108. (In Engl.).
4. Wang L., Wang P., Cao Z. [et al.]. Similarity Conversion of Centrifugal Natural Gas Compressors Based on Predictor-Corrector // Procedia Computer Science. 2017. Vol. 108. P. 1973–1981. DOI: 10.1016/j.procs.2017.05.119. (In Engl.).
5. Wang S. L., Zhang X. L., Chen H. P., Zhou L. X. Method based on similarity laws for extrapolating generalized performance curves of compressors // Journal of Power Engineering. 2007. Vol. 27 (2). P. 169–173. (In Engl.).
6. Li X. P., Zhuo M. H., Lv B. P., Wan J. Development and application of performance conversion software for centrifugal compressor // Oil & Gas Storage and Transportation. 2013. Vol. 32, Issue 8. P. 824–828. (In Engl.).
7. Albusaidi W., Piliadis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact // Energies. 2015. Vol. 8, Issue 8. P. 8497–8515. DOI: 10.3390/en8088497. (In Engl.).
8. Den G. N. Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov: Termogazodinamicheskiye raschety [Design of the flowing part of centrifugal compressors: Thermogasdynamics calculations]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1980. 232 p. (In Russ.).
9. Yun V. K. K voprosu ispytaniy mnogostupenchatykh tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [On the issue of testing multistage centrifugal compressor machines] // Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*. St. Petersburg, 2006. P. 144–150. (In Russ.).
10. Shameko S. L., Luybimov A. N., Gaman E. V. K pereschetu gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatoy protochnoy chasti TSKM na inyye usloviya raboty [To the gas dynamic characteristics conversion of the centrifugal compressor multistage setting from some conditions to other ones] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2010. No. 3. P. 28–31. (In Russ.).
11. Vanyashov A. D., Borodikhin I. A., Polozov V. N. [et al.]. Obrabotka i analiz priyemo-sdatochnykh i ekspluatatsionnykh ispytaniy tsentrobezhnykh kompressorov dlya dozhimnykh kompressornykh stantsiy [Processing and analysis of acceptance and operational tests of centrifugal compressors for booster compressor stations] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*. *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*. St. Petersburg, 2012. P. 65–77. (In Russ.).
12. Vanyashov A. D., Bocharov G. A., Borodikhin I. A. [et al.]. Nekotoryye rezul'taty postupenchatogo perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov na izmenyayushchiy usloviya ekspluatatsii kompressornykh stantsiy i ustanovok [Some results of the step-by-step recounting of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors on the changing operating conditions of compressor stations and installations] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*. *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*. St. Petersburg, 2011. P. 117–123. (In Russ.).
13. STO Gazprom 2-3.5-138-2007. Tipovyye tekhnicheskiye trebovaniya k gazoturbinnym GPA i ikh sistemam [Typical technical requirements for gas turbine gas-pumping units and their systems]. Moscow: Gazprom Publ., 2007. 58 p. (In Russ.).

**VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Compressor and Refrigerating Machines and Installations Department, Omsk State Technical University, Omsk; Head of Compressor Station Design Department, Open Joint Stock Company Sibnefttransproyekt, Omsk. SPIN-code: 1103-5921, AuthorID (RSCI): 285096. Address for correspondence: adv@omgtu.ru

**For citations**

Vanyashov A. D. Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-

Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 42–52.  
DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52.

**Received 22 March 2018.**

© **A. D. Vanyashov**