

DOI: 10.18721/JEST.24403
УДК 621.515

А.Ф. Рекстин¹, Б.В. Бакаев²

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

2 – Балттурбоком, Санкт-Петербург, Россия

ВАРИАНТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ОСНОВЕ УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Вариантный расчет – первый шаг газодинамического проектирования. Приведены краткая информация об упрощенной математической модели КПД, а также основные уравнения для оценки КПД и основных параметров компрессоров. Возможно сопоставление компрессоров с разным числом валов, частотой их вращения, количеством и местоположением в проточной части газоохладителей, типом рабочих колес и диффузоров. Приведены примеры вариантного расчета двух типов компрессоров линейного газоперекачивающего агрегата, компрессора для подземного хранилища газа и воздушного компрессора общего назначения. Показано, что одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать путем выбора максимально возможного числа ступеней и подбора соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. Показано, что одновальная схема воздушного компрессора общего назначения уступает по эффективности двухвальной схеме с большим количеством промежуточных охладений.

Ключевые слова: центробежный компрессор, математическая модель, условный коэффициент расхода, коэффициент напора, КПД.

Ссылка при цитировании:

А.Ф. Рекстин, Б.В. Бакаев. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 24–38. DOI: 10.18721/JEST.24403

A.F. Rekstin¹, B.V. Bakaev²

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

2 – Baltturbokom. St. Petersburg, Russia

VARIANT CALCULATIONS FOR INDUSTRIAL CENTRIFUGAL COMPRESSORS BASED ON SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODEL

Variant calculation is the first step in gas dynamic design. The study provides brief information on the simplified mathematical model of efficiency and basic equations for estimating the efficiency and basic parameters of compressors. It is possible to compare the variants of compressors with a different number of shafts and rotation frequencies, with a different number and location of gas coolers in the flowing part, with different types of impellers and diffusers. Examples of a variant calculations are given for two types of compressors of a linear gas compressor unit and of a compressor for underground gas storage. It is shown that single-shaft compressors for underground gas storages should be optimized by selecting the maximum possible number of stages, by selecting the ratio of loading factors and the diameters of the impellers. It is shown that the single-shaft scheme of a general-purpose air compressor is inferior in efficiency to a two-shaft scheme with a large number of intermediate cooling.

Keywords: centrifugal compressor, mathematical model, conditional flow coefficient, pressure ratio, efficiency.

Citation:

A.F. Rekstin, B.V. Bakaev, Variant calculations for industrial centrifugal compressors based on simplified mathematical model, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 24–38, DOI: 10.18721/JEST.24403.

Введение

Центробежные компрессоры применяются в различных отраслях промышленности (нефтехимическое производство, металлургия). В России наиболее широко центробежные компрессоры применяют при добыче и транспортировке природного газа. Развитие газотранспортной системы страны требует разработки новых компрессоров на различные параметры проектирования. На привод компрессоров затрачивается большое количество энергии, поэтому необходимо создавать проточные части с максимальной энергетической эффективностью (наивысшим КПД), при этом обеспечивая сокращение сроков и уменьшение стоимости проектирования центробежных компрессоров.

Цель газодинамического проектирования – проект проточной части компрессора, обеспечивающего определенный техническим заданием (ТЗ) расход газа из области с известными исходными давлением и температурой в область с требуемым давлением. Для расчета необходимо знание физических свойств газа. Число оборотов ротора в минуту может быть указано в ТЗ или выбрано проектировщиком.

Параметры компрессора могут быть обеспечены практически неисчислимым количеством вариантов компрессора. В общем случае к предметам выбора для проектировщика относятся:

- количество валов, на которых установлены рабочие колеса ступеней;
- количество ступеней на валу;
- число оборотов вала в минуту;
- количество промежуточных охлаждений;

- количество ступеней;
- диаметры рабочих колес;
- типы рабочих колес (радиальные или осе-радиальные);
- типы диффузоров (лопаточные, безлопаточные).

Промышленные компрессоры – мощные машины с большим сроком эксплуатации. Стоимость энергии для привода компрессоров многократно превышает капиталовложения (включая стоимость компрессора) и расходы на обслуживание. Поэтому чаще всего цель газодинамического проектирования – создать компрессор с минимальным потреблением энергии, т. е. с максимальным КПД.

Помимо петербургской политехнической школы компрессоростроения, расчетом и проектированием центробежных компрессоров занимаются российские и зарубежные организации [1–11].

Компьютерные программы Метода универсального моделирования [12–15] позволяют рассчитать газодинамические характеристики любого из возможных вариантов полностью спроектированного компрессора. Но сравнение большого количества вариантов было бы слишком затратным. Приводимые ниже уравнения показывают, что вариантный расчет может быть достаточно простым, если существует простая математическая модель расчета КПД ступеней.

Цель работы – представить возможности упрощенной математической модели для быстрого вариантного расчета промышленных центробежных компрессоров и выбора лучшего варианта, причем эта модель используется для расчета нескольких промышленных компрессоров на различные параметры.

Методы и подходы

Основные уравнения термодинамического расчета

Заданный в ТЗ массовый расход компрессора одинаков у всех ступеней, от первой до последней «z» ступени.*

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{расч}} &= \bar{m}_{\text{расч}1} = \bar{m}_{\text{расч}2} = \dots = \bar{m}_{\text{расч}z} = \\ &= \Phi_{\text{расч}1} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}1} = \\ &= \Phi_{\text{расч}2} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}2} = \dots \\ &\dots = \Phi_{\text{расч}z} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{расч}z}. \end{aligned} \quad (1)$$

Поскольку $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = 0,05235 D_2 n$, то для ступеней, расположенных на одном валу, получаем

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{расч}} / \rho_{0(1)}^* \left(0,05235 D_{2(1)}^3 n \right)_{\text{расч}} &= \Phi_{\text{расч}1} = \\ &= \Phi_{\text{расч}2} \frac{\rho_{0\text{расч}(2)}^*}{\rho_{0(1)}^*} \left(D_{2(2)} / D_{2(1)} \right)^2 = \\ &= \dots = \Phi_{\text{расч}i} \frac{\rho_{0\text{расч}(i)}^*}{\rho_{0(1)}^*} \left(D_{2(i)} / D_{2(1)} \right)^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь отношение диаметров рабочих колес (РК) ступеней к диаметру первой ступени на валу $D_{2(i)} / D_{2(1)}$ — это исследуемый параметр вариантного расчета.

Коэффициент сжимаемости для ступени — отношение плотности газа на выходе к плотности на входе — допустимо рассчитывать по полным параметрам исходя из уравнения политропного процесса, так как $\rho_{0(i+1)}^* / \rho_{0(i)}^* \approx \rho_{0(i+1)} / \rho_{0(i)}$:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{(i)}^* &= \frac{\rho_{0(i+1)}^*}{\rho_{0(i)}^*} = \left(\frac{\rho_0^*}{RT_0^*} \right)_{(i+1)} / \left(\frac{\rho_0^*}{RT_0^*} \right)_{(i)} = \\ &= \left(\frac{T_{0(i+1)}^*}{T_{0(i)}^*} \right)^{\left(\frac{1}{n-1} \right)_{(i)}}. \end{aligned} \quad (3)$$

* См. принятые обозначения в Приложении.

Показатель процесса сжатия в ступени зависит от показателя изоэнтропии и КПД. Из известного соотношения $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}$ приближенно с учетом малого отличия КПД ступени по полным и статическим параметрам следует

$$n = \frac{\eta^* \frac{k}{k-1}}{\eta^* \frac{k}{k-1} - 1}. \quad (4)$$

Отношение полных температур получается из уравнения энергии:

$$\left(\frac{T_{0(i+1)}^*}{T_{0(i)}^*} \right)_{\text{расч}} = \frac{T_{0(i)}^* + \frac{\psi_{i(i)\text{расч}} u_{2(i)}^2}{k-1} R}{T_{0(i)}^*}. \quad (5)$$

Здесь коэффициент внутреннего напора ψ_i зависит от коэффициента теоретического напора и коэффициентов дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска:

$$\begin{aligned} \psi_i &= \psi_{\text{т}} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) = \\ &= (c_{u2} / u_2) (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \end{aligned} \quad (6)$$

При проектировании Методом универсального моделирования коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{т расч}}$ каждой из ступеней — это параметр проектирования, выбираемый с учетом известного влияния на КПД, форму характеристики, размеры, окружную скорость [16–17]. Таким образом, коэффициент теоретического напора — это исследуемый параметр вариантного расчета, который дает количественную оценку КПД, окружной скорости, диаметра рабочих колес.

Для расчета коэффициентов дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска применяются полуэмпирические уравнения:

$$\begin{aligned} \beta_{\text{тр}} &= 0,01182 \frac{\varepsilon_2}{\Phi \psi_{\text{т}} \cdot 22,68}; \\ \beta_{\text{пр}} &= 0,707 \frac{\bar{\delta}_{\text{упл}} \bar{D}_1}{\Phi K_D}. \end{aligned} \quad (7)$$

Заданное отношение давлений компрессора определяет внутренний напор, необходимый для получения требуемого отношения давлений с учетом КПД компрессора:

$$H_{i_{\text{расч}}} = \frac{k}{k-1} RT_n^* \left(\pi_{\text{расч}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)^{\frac{k}{k-1} \eta^*}. \quad (8)$$

С другой стороны, внутренний напор компрессора есть сумма напоров ступеней:

$$H_i = h_{i(1)} + h_{i(2)} + \dots + h_{i(z)} = \sum_1^z \psi_i u_2^2. \quad (9)$$

Мощность на валу компрессора:

$$N_i = H_i \bar{m}. \quad (10)$$

Отношение давлений компрессора равно произведению отношений давлений всех ступеней:

$$\pi^* = \pi_{(1)}^* \pi_{(2)}^* \dots \pi_{(z)}^*. \quad (11)$$

Отношение давлений ступени, следующее из уравнения процесса:

$$\pi^* = \left(\frac{T_2^*}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1} \eta^*} = \left(1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1} RT_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1} \eta^*}. \quad (12)$$

Для расчета вариантов компрессора с заданным массовым расходом $\bar{m}_{\text{расч}}$ и отношением давлений $\pi_{\text{расч}}^*$ надо знать температуру и давление на входе в компрессор ($T_n^* = T_{0(1)}^*$ и p_n^*), показатель изоэнтропы $k = c_p / c_v$ и газовую постоянную R , Дж/кг/К. С учетом потерь давления во входном патрубке следует рассчитать полное давление p_0^* на входе в 1-ю ступень.

Для расчета вариантов одновального компрессора без промежуточных охладителей достаточно знать коэффициенты полезного действия всех ступеней компрессора, для опреде-

ления которых служит представляемая ниже упрощенная математическая модель. Следует выбрать: число оборотов ротора в минуту либо коэффициент расхода 1-й ступени, количество ступеней, коэффициенты теоретического напора каждой ступени. По приведенному выше алгоритму итерациями можно рассчитать коэффициент расхода 1-й ступени, если заданы обороты, или – наоборот, а также коэффициенты расхода всех ступеней, диаметры рабочих колес, окружные скорости, КПД компрессора и внутреннюю мощность.

При расчете компрессоров с промежуточным охлаждением следует выбрать положение газоохладителей. Нужно задать потерю полного давления в газоохладителе по отношению к давлению на входе, а также разность температур на выходе из газоохладителя и на входе в компрессор.

При расчете многовальных компрессоров следует выбрать либо число оборотов ротора в минуту, либо коэффициент расхода 1-й ступени каждого из валов. Далее каждый из валов рассчитывается как одновальный компрессор. Многовальные компрессоры, как правило, имеют промежуточные охладители.

Упрощенная математическая модель расчета КПД центробежной ступени

Упрощенная математическая модель КПД для расчетного режима использует особенности проектирования ступени компрессора. Методом универсального моделирования. Метод оперирует размерами проточной части, отнесенными к диаметру рабочего колеса, критериями подобия и газодинамическими коэффициентами.

Метод универсального моделирования трактует условный коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}}$ и коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{T расч}}$ как два основных параметра проектирования ступени, от которых зависят основные размеры проточной части. Кроме $\Phi_{\text{расч}}$ на размеры рабочего колеса и скорости потока влияет

конструктивное ограничение — $\bar{D}_{\text{вт}}$. Чем больше $\bar{D}_{\text{вт}}$, тем больше скорости на входе в рабочее колесо. При этом, если прочие условия равны, КПД ниже.

В монографии [15] рассмотрено влияние на КПД ступени параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}}$, $\psi_{\text{т расч}}$. При малых $\Phi_{\text{расч}}$ каналы проточной части узкие и в них преобладают неустраняемые потери трения. При больших $\Phi_{\text{расч}}$ растет кинетическая энергия потока и в РК, и в неподвижных элементах. Возникают проблемы с пространственным обтеканием высоких лопаток, соответственно КПД снижается. Существует диапазон значений $\Phi_{\text{расч}}$, в котором при прочих равных условиях КПД ступеней может быть максимальным.

Влияние другого параметра проектирования — $\psi_{\text{т расч}}$ — в практически используемом диапазоне значений монотонное. Чем больше $\psi_{\text{т расч}}$, тем больше кинетическая энергия в неподвижных элементах, что увеличивает потерю КПД. Чем больше $\psi_{\text{т расч}}$, тем больше выходной угол лопаток РК, больше поворот потока лопатками и выше коэффициент потерь РК.

Изложенные соображения показывают, что КПД ступеней, спроектированных по единой методике, зависит от параметров проектирования и критериев подобия. Формальное уравнение выглядит следующим образом:

$$\eta_{\text{расч}}^* = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{т расч}}, \bar{D}_{\text{вт}}, M_u, Re_u, \bar{k}_{\text{ш}}). \quad (13)$$

В проведенных расчетах использована модернизированная версия упрощенной модели из работы [19]:

$$\eta_{\text{расч}}^* = 1 - X_1 K_{\Phi} K_{\psi_{\text{т}}} K_{D_{\text{вт}}} K_{M_u} + \Delta\eta_{\text{лд}} - \Delta\eta_{\text{вп}}. \quad (14)$$

При $X_1 = 0,12$ и поправочных коэффициентах $K = 1$ максимально возможный КПД ступени принят равным 88 %. Влияние числа Рейнольдса и относительной шероховатости не учитывается. Модель верифицирована по измеренным КПД модельных ступеней с условным числом Рейнольдса $Re_u = u_2 D_2 / \nu_u \approx 6\,000\,000$ и относительной шероховатостью $\bar{k}_{\text{ш}} = k_{\text{ш}} / D_2 \approx 0,000015$.

Поправочные коэффициенты:
для учета коэффициента расхода
при $\Phi_{\text{расч}} \leq 0,085$

$$K_{\Phi} = 1 + X_2 \left[X_3 (0,085 - \Phi_{\text{расч}}) \right]^{X_4}; \quad (15)$$

при $\Phi_{\text{расч}} > 0,085$

$$K_{\Phi} = 1 + X_5 (\Phi_{\text{расч}} - 0,085)^{X_6} (1 + X_7 \bar{D}_{\text{вт}}^{X_8}); \quad (16)$$

в случае $\Phi_{\text{расч}} > 0,085$ применяются осерадиальные рабочие колеса;

для учета коэффициента теоретического напора

$$K_{\psi_{\text{т}}} = 1 + X_9 (\psi_{\text{т расч}} - 0,5)^{X_{10}}; \quad (17)$$

если $\psi_{\text{т расч}} < 0,5$, то

$$K_{\psi_{\text{т}}} = 1; \quad (18)$$

при $\psi_{\text{т расч}} < 0,42$ нет экспериментальных данных, подтверждающих пригодность упрощенной модели;

для учета втулочного отношения

$$K_{D_{\text{вт}}} = 1 + X_{11} \bar{D}_{\text{вт}}^{X_{12}} (1 + \Phi_{\text{расч}})^{X_{13}}. \quad (19)$$

Эта формула учитывает тот факт, что у малорасходных ступеней на входе небольшая высота лопаток и диаметр входа небольшой даже при больших втулочных отношениях. Негативное влияние втулочного отношения сильнее проявляется у среднерасходных и высокорасходных ступеней;

для учета числа Маха

$$K_{M_u} = 1 + X_{14} (M_u - 0,5)^{X_{15}} (\Phi - 0,01)^{X_{16}}. \quad (20)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние числа Маха, включает значение условного коэффициента расхода. Это отражение того факта, что при больших $\Phi_{\text{расч}}$ больше скорости на входе в РК, где влияние критерия сжимаемости проявляется наиболее сильно.

Для учета потерь во входном патрубке и влияния типа диффузора на КПД предложены эмпирические зависимости. Верификация

упрощенной математической модели КПД ступени дала положительные результаты. По этой версии математической модели сделаны приведенные далее вариантные расчеты.

Расчетное исследование.

Примеры вариантных расчетов

Особенности расчета компрессоров простой схемы (одновальные без промежуточного охлаждения). Уравнения расчета основных параметров и размеров компрессора при известном КПД ступеней приведены выше – уравнения (1)–(12). Уравнения решаются итерационно при расчете КПД ступеней по представленной выше упрощенной математической модели.

Конструктивное ограничение $\bar{D}_{вт}$ следует ввести, если оно обусловлено ТЗ, либо оценить по эмпирическим формулам [4]. Втулочное отношение для гибкого и жесткого валов рассчитываются так (в любом случае $\bar{D}_{вт}$ не менее 0,25):

$$\begin{aligned} \bar{D}_{вт} &= 0,00044(i_{ст} + 2,3)n^{0,5} - \text{гибкий вал;} \\ \bar{D}_{вт} &= 0,000813(i_{ст} + 2,3)n^{0,5} - \text{жесткий вал.} \end{aligned} \quad (21)$$

Для сравнительной оценки размеров корпуса в зависимости от диаметра рабочих колес и их условных коэффициентов расхода, количества ступеней, втулочного отношения, относительного диаметра диффузора в программе использована система эмпирических формул:

$$V_{корп} = \frac{\pi}{4} \bar{L}_{корп} \bar{D}_{max}^2 \bar{D}_{2(1)}^3, \quad (22)$$

где $\bar{L}_{корп} = 11\bar{b}_1 + 4,5 \sum_1^i \bar{D}_1 \bar{b}_1$ – длина корпуса;

$\bar{D}_1 = \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 1,26\Phi_{расч}^{2/3}}$ – диаметр начала лопаток;

$\bar{b}_1 = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{вт}^2}{4\bar{D}_1}$ – высота лопаток РК на входе;

$\bar{D}_4 = 1,57$, если $\Phi_{расч(1)} > 0,055$, и $\bar{D}_4 = 1,57 - 2,5(0,055 - \Phi_{ст1})$, если $\Phi_{расч(1)} \leq 0,055$; $\bar{D}_{max} = \bar{D}_4 + 4\bar{b}_1$.

Формулы (21) и (22) основаны на анализе размеров ступеней с радиальными рабочими

колесами. При оценке длины роторов не учитывается возможность установки герметичных газовых уплотнений.

При возможности мгновенно рассчитать КПД ступени, не прибегая к профилированию проточной части, несложно провести сопоставление вариантов компрессора.

Сопоставляются варианты компрессора с разным числом ступеней. При каждом числе ступеней рассчитываются параметры компрессора при разных значениях коэффициента напора в пределах $\psi_{т расч} = 0,30 - 0,80$. При большем числе ступеней и больших коэффициентах напора $\psi_{т расч}$ коэффициенты расхода $\Phi_{расч}$ выходят за верхний предел (0,15), выше которого снижение КПД центробежных ступеней неизбежно.

Рассмотренные ниже примеры связаны с реальной проектной практикой применения Метода универсального моделирования.

Компрессор линейного ГПА 25 МВт ($\pi_{расч}^* = 1,44$) для газопровода 7,45 МПа

Турбина компрессора развивает 4850 об/мин. На рис. 1 показаны результаты вариантного расчета в графическом виде.

Для компрессоров линейных ГПА не следует применять $\psi_{т расч}$ более 0,55–0,57. Чем больше коэффициент напора, тем более пологая напорная характеристика. Нежелательные последствия [15]:

потребляемая мощность монотонно растет с увеличением расхода. Мощности газотурбинного привода недостаточно для работы компрессора с увеличенным расходом и пониженным отношением давлений;

граница помпажа приближается к расчетному режиму. Максимальный КПД также снижается.

У одноступенчатого варианта при приемлемом $\psi_{т расч} = 0,55$ коэффициент расхода равен $\Phi_{расч} = 0,174$, что делает КПД низким. Требуемая окружная скорость 357 м/с также создает ненужные проблемы. Вариант неприемлем.

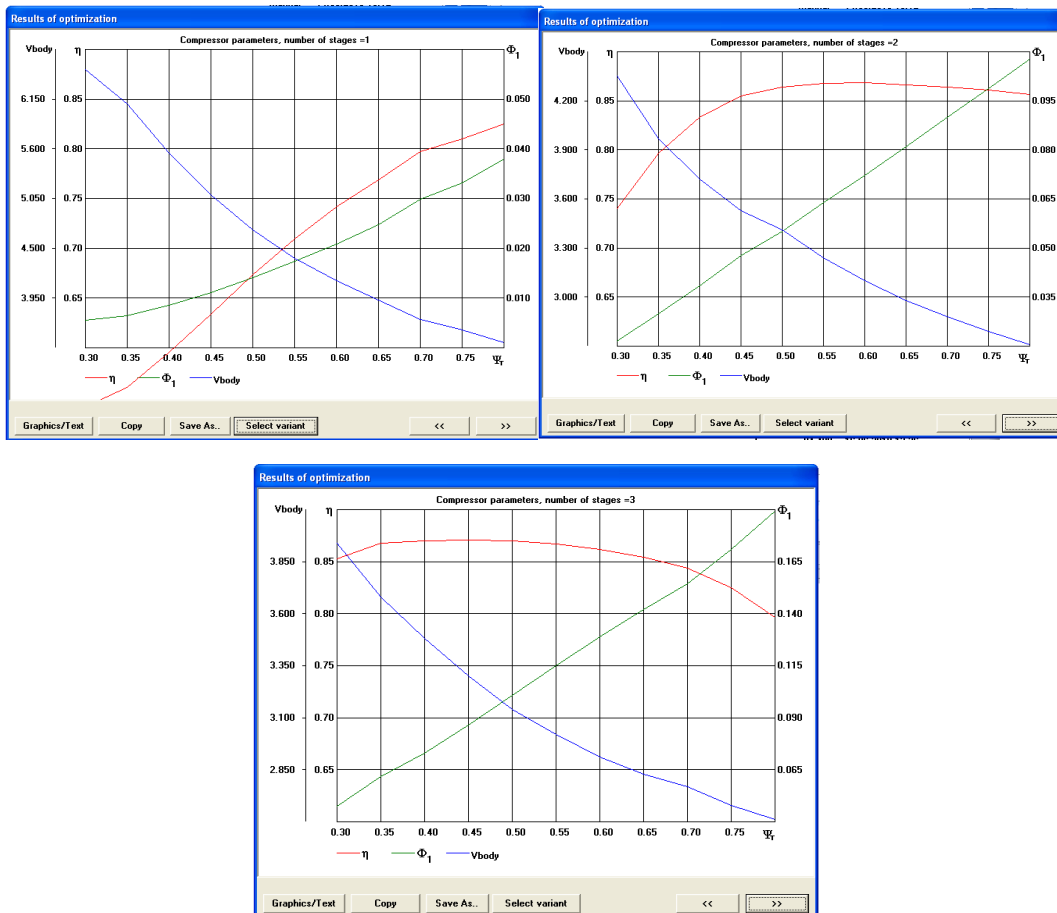


Рис. 1. Параметры вариантов компрессора линейного ГПА 25 МВт ($p_k^* = 7,45$ МПа) при одной, двух и трех ступенях

Fig. 1. Parameters of variants of the compressor of linear GPU 25 MW ($p_k^* = 7,45$) MPa at one, two and three stages

Вариант с двумя ступенями близок по параметрам к хорошим отечественным компрессорам линейных ГПА мощностью 16 МВт ($p_k^* = 7,45$ МПа). Ряд похожих проектов сделан Методом универсального моделирования. Компрессоры по этим проектам и поставляются газовой промышленности до сих пор [12]. При $\psi_{T\text{ расч}} = 0,55$ условные коэффициенты расхода его ступеней не слишком далеки от оптимальных значений.

Вариант с тремя ступенями и $\psi_{T\text{ расч}} = 0,45$ превосходит по КПД вариант с двумя ступенями на заметные 1,5 %. Диаметры его колес меньше, но ступеней три, поэтому корпус меньше по диаметру, но длиннее – объемы практически одинаковые. Условные коэффи-

циенты расхода его ступеней – в оптимальной зоне. При меньшем коэффициенте расхода у трехступенчатого варианта предпочтительнее форма характеристики. Выбор варианта – за заказчиком газодинамического проекта с учетом технологии производства, соотношения стоимости деталей ротора и статора, и т. п.

Компрессор линейного ГПА 25 МВт ($\pi_{\text{расч}}^* = 1,44$) для газопровода 9,91 МПа

Более высокое давление в трубе увеличивает пропускную способность и существенно уменьшает затраты на транспортировку газа [20]. Современные газопроводы работают при таком давлении. Турбина компрессора развивает 4850 об/мин.

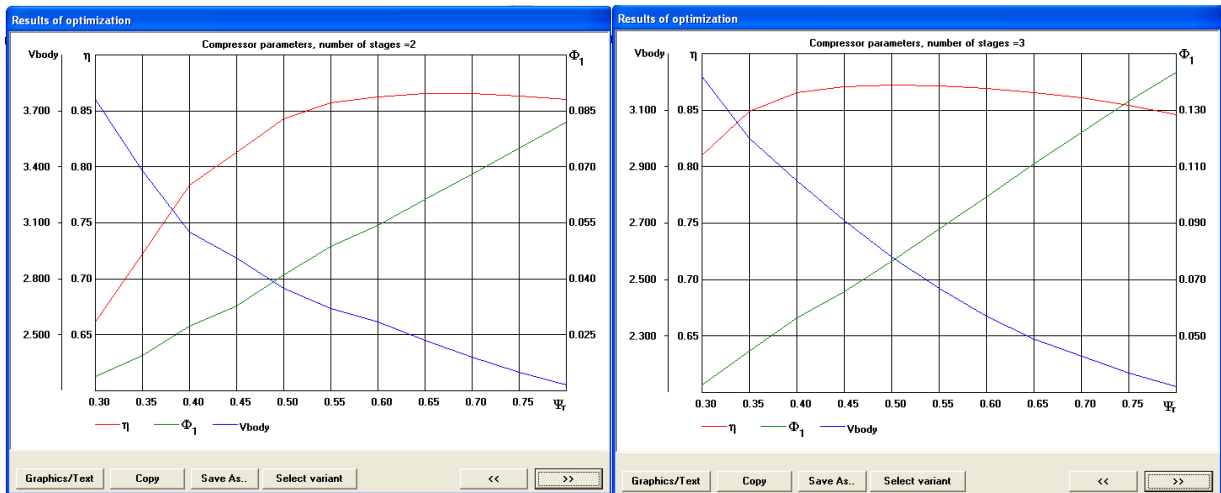


Рис. 2. Параметры вариантов компрессора линейного ГПА 25 МВт ($p_k^* = 9,91$ МПа) при двух и трех ступенях
 Fig. 2. Parameters of variants of the compressor of linear GPU 25 MW ($p_k^* = 9,91$ МПа) at two and three stages

На рис. 2 показаны в графическом виде результаты вариантного расчета.

Одноступенчатый вариант еще менее приемлем, чем у предыдущего компрессора с меньшим конечным давлением. Двухступенчатый вариант явно неоптимален, так как для получения хотя бы приемлемого КПД надо применить рабочие колеса с $\psi_{T \text{ расч}} = 0,65-0,70$. Выше названы причины, по которым это нежелательно.

Этот компрессор близок по параметрам к уже рассмотренному компрессору на конечное давление 7,45 МПа. У них турбинный привод с одинаковой мощностью и числом оборотов, одинаковое отношение давлений. При этом массовый расход тоже одинаковый. Из-за большего конечного давления меньше объемный расход, поэтому коэффициенты расхода меньше у вариантов с одинаковым числом ступеней при $p_k^* = 9,91$ МПа. В результате более привлекателен трехступенчатый вариант с максимальным КПД при $\psi_{T \text{ расч}} = 0,50$. Опыт проектирования, имеющийся в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ Петра Великого, в которой работает один из авторов, показывает, что в проточной части с $\Phi_{\text{расч}}$

$\leq 0,085$ не обязательно применять дорогие осе-радиальные рабочие колеса.

Компрессор для подземного хранилища газа

7,8 МВт ($\pi_{\text{расч}}^* = 3,0$, $p_k^* = 12,3$ МПа)

Турбина компрессора развивает 9000 об/мин.

На рис. 3 показаны графики зависимости параметров компрессора от коэффициента теоретического напора при разном числе ступеней.

Очевидно, что главная проблема этого компрессора – недостаточная быстроходность привода. При числе ступеней 6 нельзя применить низконапорные ступени из-за малых значений коэффициента расхода конечных ступеней. При 7-ми ступенях и высоконапорных рабочих колесах КПД приближается к 80%. При 9-ти ступенях КПД может быть достаточно высоким для компрессора этого типа, но возможность обеспечить жесткость ротора сомнительна. Число ступеней 8 представляется максимально возможным.

При приемлемом КПД первых ступеней низкий КПД малорасходных последних ступеней делает скромной эффективность всего компрессора.

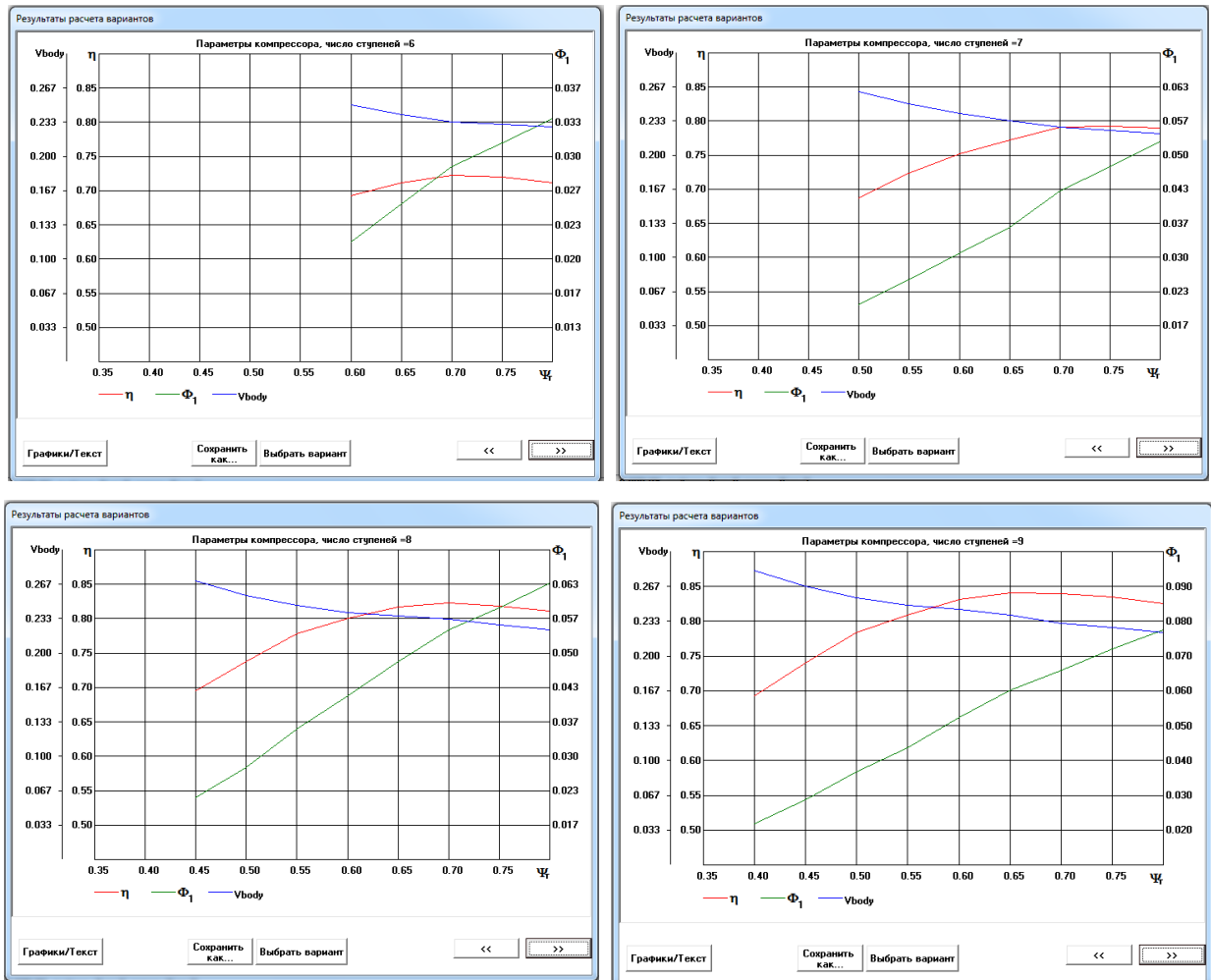


Рис. 3. Параметры компрессора ПХГ в зависимости от коэффициента теоретического напора при разном числе ступеней

Fig. 3. Parameters of the compressor of the underground gas storage, depending on the theoretical head ratio for a different number of stages

Значение $\psi_{\text{расч}} = 0,625$ сравнительно небольшое. За счет больших коэффициентов напора можно повысить КПД. Вариант с разными коэффициентами напора и одинаковыми диаметрами рабочих колес при коэффициентах напора первых четырех ступеней $\psi_{\text{расч}} = 0,72$ и остальных четырех ступеней $\psi_{\text{расч}} = 0,648$ компрессор становится более эффективным на 1,38 %

Но повышенные коэффициенты напора делают неблагоприятной мощностную характеристику и приближают границу помпа-

жа к расчетному режиму. Приемлемость такого варианта следует изучить после первичного проектирования проточной части и расчета газодинамических характеристик Методом универсального моделирования.

При одинаковом $\psi_{\text{расч}} = 0,625$ уменьшение диаметра рабочих колес концевых ступеней приводит к повышению КПД не более чем на 0,1 %. Радикальное решение – переход на быстросходный привод от современных газовых турбин.

Воздушный компрессор общего назначения**160 м³/мин ($p_k^* = 9,0$ ата)**

Воздушные компрессоры с таким конечным давлением и разной производительностью применяются для обслуживания пневматических сетей и иных целей на предприятиях металлургии, машиностроения, пищевой промышленности и других. В РФ наиболее распространены компрессоры с производительностью 100, 160, 250, 500 м³/мин. Компрессор с производительностью 160 м³/мин выбран для иллюстрации вопросов, решаемых на стадии вариантного расчета. Для уменьшения мощности сжатия у компрессоров со значительным отношением давлений применяют отвод тепла от сжимаемого газа в промежуточных воздухоохладителях между неохлаждаемыми секциями компрессора. Эффективность компрессоров с охлаждением газа оценивает изотермный КПД:

$$\eta_{из}^* = \frac{RT_H \ln \pi^*}{H_i} \quad (23)$$

Изотермный КПД оценивает потери напора в проточной части и в газоохладителях, а также степень приближения к сжатию с постоянной температурой.

С середины прошлого столетия классическая схема компрессора общего назначения – одновальная, 6 ступеней, 2 промежуточных охлаждения, разработанная профессором В.Ф. Рисом. Позже нашли широкое применение многовальные схемы (2–4 вала), четыре ступени с промежуточными охладителями после каждой ступени, и др. [15]. Далее приведен анализ вариантов компрессоров с одновальной и двухвальной схемами.

Одновальная схема. Компрессоры общего назначения имеют электропривод с повышающей зубчатой передачей – мультипликатором. Для привода компрессора нужен двигатель мощностью 1000 кВт и с максимальной синхронной скоростью 3000 оборотов в минуту. Одноступенчатый мультипликатор трудно

выполнить с отношением оборотов более 6, поэтому для вариантного анализа число оборотов принято максимально возможным – 18000 об./мин.

У компрессора три неохлаждаемых секции по две ступени. Между секциями расположены промежуточные воздухоохладители и конечной воздухоохладитель. Заданные недоохлаждение 15° и потеря полного давления 5 % соответствуют реальным параметрам промежуточных охладителей. Воздухоохладители установлены между 2–3 и 4–5 ступенями. На выходе – конечной воздухоохладитель.

В соответствии с современной тенденцией диффузоры – безлопаточные, для расширения зоны работы по расходу. По правилам проектирования Методом универсального моделирования при $\Phi_{расч} > 0,085$ рабочие колеса – пространственные осерадиальные (3D). При $\Phi_{расч} = 0,085$ и менее – колеса радиальные (2D).

Сначала сопоставлены три варианта компрессора:

1) у всех ступеней одинаковые диаметры рабочих колес и коэффициенты теоретического напора $\psi_{т расч} = 0,65$;

2) диаметры рабочих колес у второй и третьей неохлаждаемой секции – меньшие, а коэффициенты теоретического напора – одинаковы ($\psi_{т расч} = 0,65$);

3) вариант с меньшими диаметрами рабочих колес у второй и третьей секций и разными коэффициентами теоретического напора (0,65, 0,60 и 0,55 у колес соответственно первой, второй и третьей секций). Уменьшение коэффициентов напора концевых ступеней расширяет зону работы многоступенчатых компрессоров [15].

У всех вариантов окружная скорость менее 300 м/с, что вполне приемлемо из прочностных соображений. Чем больше коэффициент напора, тем меньше нужны для получения заданного отношения давлений окружная скорость и диаметр рабочих колес. Соответственно, больше коэффициенты расхода.

У варианта 1 с одинаковыми диаметрами и коэффициентами напора РК $\psi_{\text{т расч}} = 0,65$ коэффициент расхода 1-й ступени равен $\Phi_{\text{расч}} = 0,167$. Это за пределами зоны, где можно ожидать высокого КПД ступени. Кроме того, у высокорасходных ступеней выше уровень скоростей во входном патрубке и больше потери напора. Результат: КПД 1-й ступени вместе с входным патрубком всего 78,7 %, Изотермный КПД компрессора – 66 %. Это не очень маленькая величина, поскольку у средних ступеней оптимальные коэффициенты расхода и их высокий КПД компенсирует низкую эффективность первой ступени.

У варианта 2, как и у варианта 1, коэффициент напора $\psi_{\text{т расч}} = 0,65$ одинаков для всех РК. Но диаметры колес второй секции меньше, чем у колес первой секции. У третьей секции диаметры РК еще меньше. Для получения нужного напора диаметр РК первой секции стал 300 мм – против 280 мм у 1-го варианта. Коэффициент расхода первой ступени стал $\Phi_{\text{расч}} = 0,141$ – против 0,167 у 1-го варианта. КПД первой ступени (включая потери в ВП) увеличился до приемлемой величины 0,822. Коэффициенты расхода концевых ступеней увеличились, и их КПД стал больше, чем у ступеней 1-го варианта. КПД компрессора стал равен 0,673 (на 1,3% больше, чем у 1-го варианта), что неплохо для компрессора с одновальной схемой.

Третий вариант с уменьшающимися диаметрами и коэффициентами напора показал КПД 0,671, т. е. на 0,2 меньше, чем у 2-го варианта. Это округленная оценка эффективности. Более точно считается потребляемая мощность. Она больше у 3-го варианта всего на 10 Вт. Но преимущество 3-го варианта – большой запас по помпажу. Это качественная, но верная оценка. Этот вариант можно еще более оптимизировать, подбирая наилучшие соотношения диаметров и коэффициентов напора рабочих колес.

Двухвальная схема. Так как при такой схеме радиальные размеры ограничены межцентровым расстоянием валов, нужно применять компактные в радиальном направлении ступени с большими коэффициентами расхода. Обычно для первой ступени $\Phi_{\text{расч}} > 0,09$.

Меньшее на треть число ступеней по сравнению с рассмотренной выше одновальной схемой требует больших коэффициентов напора и больших окружных скоростей. Применяются исключительно полуоткрытые осерадиальные рабочие колеса. Одно из преимуществ схемы: для обоих валов можно подобрать оптимальное число оборотов, при которых у ступеней будут коэффициенты расхода $\Phi_{\text{расч}}$ в зоне высоких КПД.

На рис. 4 показаны конструктивные и газодинамические параметры первого из рассмотренных вариантов двухвального компрессора.

Сопоставлены варианты с $\Phi_{\text{расч 1}} = 0,09$, отличающиеся коэффициентами напора $\psi_{\text{т расч}}$ (0,75, 0,70, 0,65, 0,60), которые приняты одинаковыми у всех ступеней.

Преимущество большего количества промежуточных охлаждений и близких к оптимальному коэффициентов расхода всех ступеней проявилось в увеличении КПД на 1 % по сравнению с лучшим из вариантов одновального компрессора. Окружная скорость у этого варианта – менее 300 м/с. Расчет аналогичных вариантов с меньшими коэффициентами напора показал, что повысить КПД не удастся. Но при меньших коэффициентах напора лучше характеристики. У наиболее привлекательного варианта ($\psi_{\text{т расч}} = 0,65$) приемлемая окружная скорость – менее 320 м/с, КПД больше на 0,1%, но должна быть лучше форма характеристик.

Варьирование коэффициентов расхода и соотношений диаметров не привело к повышению КПД. Наиболее интересен вариант с уменьшающимися от первой до четвертой ступени коэффициентами напора.

Рис. 4. Конструктивные и газодинамические параметры первого из рассмотренных вариантов двухвального компрессора

Fig. 4. Constructive and gas dynamic parameters of the first of the considered versions of a two-shaft compressor

У этого варианта приемлемая окружная скорость – 313 м/с, КПД всего на 0,1 % ниже, чем у предшествующего, но уменьшающиеся от первой к последней ступени коэффициенты напора обещают более широкую зону работы влево от расчетной точки.

Обсуждение результатов

Для привода компрессоров линейных газоперекачивающих агрегатов создаются быстроходные газовые турбины. При отношении давлений порядка 1,3 это позволяет применить одноступенчатый компрессор, имеющий ряд преимуществ, позволяющих получить наиболее высокий КПД. При менее быстроходном приводе, большем отношении давлений и высоком конечном давлении более эффективно применение трех ступеней.

Одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать за счет

выбора максимально возможного числа ступеней, подбора соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. В перспективе нужно переходить на более быстроходные газовые турбины.

Одновальная схема воздушного компрессора общего назначения даже при оптимальной быстроходности уступает по эффективности двухвальной схеме с большим количеством промежуточных охлаждений. Упрощенная модель рассчитывает внутренний КПД без учета объемных и механических потерь. Известно, что эти потери меньше у двухвальных компрессоров со встроенным мультипликатором. Соотношение параметров двухвального компрессора таково, что выбор параметров проектирования ступеней – коэффициентов расхода и напора – мало влияет на максимальный КПД. Это позволяет проектировщику уделить внимание размерам про-

точной части и выбрать вариант, у которого будут более благоприятные газодинамические характеристики.

Заключение

Представлены примеры вариантного расчета: компрессора для подземного хранилища газа, двух типов компрессоров линейного газоперекачивающего агрегата и воздушного компрессора общего назначения. Расчеты показали, что одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать, выбирая максимально возможное число ступеней, подбирая соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. Одновальная схема воздушного компрессора общего назначения уступает по эффективности двухвальной схеме.

Представленные расчеты показали, что компьютерные программы на базе новой версии упрощенной математической модели дают достоверную и достаточную информацию для выполнения вариантных расчетов.

Благодарность

Работа выполнена в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ, возглавляемой профессором Ю. Галеркиным, которому авторы выражает признательность за советы и консультации при выполнении работы.

Приложение

Условные обозначения:

D_2 – наружный диаметр рабочего колеса; \bar{D} – относительный диаметр; $\bar{D}_{вт}$ – втулочное отношение; k – показатель изоэнтропии; n – показатель политропы; T – температура; p – давление; M_u – условное число Маха; \bar{m} – массовый расход; \bar{R}_S – относительный радиус закругления покрывающего диска; z_{PK} – число лопаток рабочего колеса; $\Phi_{расч}$ – расчетный условный коэффициент расхода; ψ_t – коэффициент теоретического напора; ρ – плотность газа.

Подстрочные индексы:

0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу);

Надстрочные индексы:

* – относится к полным параметрам (параметры торможения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1980. 230 с.
2. Кулагин В.А., Никифоров А.Г. Моделирование напорной характеристики центробежной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 2. С. 36–40.
3. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. Москва, Ленинград: Машиностроение, 1966. 340 с.
4. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машгиз. 1951. 245 с.
5. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
6. Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гужельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Изд. 2-е, испр. и дополн. Казань: Изд-во «ФЭН», 2012. 671 с.
7. Чернявский Л.К., Онацкая Э.М. Коэффициенты потерь напора в кольцевом обратном колене центробежной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 5. С. 44–47.
8. Aungier R.H. Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis. New York: ASME Press, 2000. 320 p.
9. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17. 1998.
10. Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization. // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden.
11. Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. 2016. No 131. P. 41–53.
12. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы



турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // 17 Международная научно-техническая конференция. Казань. 2017. Май. С. 19–29.

13. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 5. С. 4–12.

14. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–25.

15. **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.

16. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 11–19.

17. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес // Журнал СФУ. Техника и технология. Красноярск. 2017. С. 1042–1061.

18. **Попова Е.Ю.** Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования: Дис...канд. техн. наук / СПбГПУ. СПб., 1991.

19. **Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А.** Анализ эффективности центробежных компрессорных ступеней с помощью приближенных алгебраических уравнений // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 33–40.

20. **Галиуллин З.Т., Сальников С.Ю., Щуровский В.А.** Современные газотранспортные системы и технологии. Москва, 2014. 345 с.

21. **Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М.** Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 12–18.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РЕКСТИН Алексей Феликсович – кандидат технических наук заместитель заведующего НИИ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

БАКАЕВ Борис Владимирович – генеральный директор ООО «Балттурбоком»

E-mail: baltcompressor@gmail.com

Дата поступления статьи редакцию: 26.09.2018

REFERENCES

[1] **Den G.N.** *Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov.* Leningrad: Mashinostroyeniye, Leningradskoye otdeleniye, 1980. 230 s. (rus.)

[2] **Kulagin V.A., Nikiforov A.G.** *Modelirovaniye napornoy kharakteristiki tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni.* *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika.* 2017. № 2. S. 36–40. (rus.)

[3] **Livshits S.P.** *Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin.* Moskva, Leningrad: Mashinostroyeniye, 1966. 340 s. (rus.)

[4] **Ris V.F.** *Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny.* L.: Mashgiz, 1951. 245 s. (rus.)

[5] **Ris V.F.** *Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny.* L.: Mashinostroyeniye, 1981. 351 s. (rus.)

[6] **Khisameyev I.G., Maksimov V.A., Batkis G.S., Guzelbayev Ya.Z.** *Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov.* *Izd. 2-ye, ispr. i dopoln.* Kazan: Izd-vo «FEN», 2012. 671 s. (rus.)

[7] **Chernyavskiy L.K., Onatskaya E.M.** *Koeffitsiyenty poter napora v koltsevom obratnom kolene tsentrobezhnoy stupeni.* *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika.* 2014. № 5. S. 44–47. (rus.)

- [8] **Aungier R.H.** Centrifugal compressors: a strage-
dy for aerodynamic design and analysis. New York:
ASME Press, 2000. 320 p.
- [9] **Japikse D.** Design system development for turboma-
chinery (turbopump) designs and a decade beyond. *JANNAF
Conference*. Cleveland. Ohio. July 15–17. 1998.
- [10] **Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Ka-
balyk K., Kozanecki Jr.Z.** Technical and Aerodynamical
Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocom-
pressor Modernization. *12th European Conference on
Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*,
April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden.
- [11] **Kabalyk K., Kryłowicz W.** Numerical model-
ing of the performance of a centrifugal compressor im-
peller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the
institute of fluid-flow machinery*. 2016. No 131. P. 41–53.
- [12] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V.,
Drozdov A.A., Popov Yu.A.** Razvitiye nauchnoy shkoly
turbokompressorostroyeniya LPI – SPbPU Petra Veli-
kogo, rezultaty sotrudnichestva s kompressorostroite-
lyami. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya
konferentsiya*. Kazan. 2017. May. S. 19–29. (rus.)
- [13] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V.,
Drozdov A.A.** Osobennosti gazodinamicheskogo proyekt-
irovaniya tsentrobezhnykh kompressorov dlya gazovoy
promyshlennosti. *Kompressornaya tekhnika i pnevmati-
ka*. 2015. № 5. S. 4–12. (rus.)
- [14] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V.,
Drozdov A.A.** Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy pol-
nonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskyy
proyekt, rezultat modelnykh ispytaniy). *Kompressornaya
tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 8. S. 19–25. (rus.)
- [15] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory. Rabochiy
protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti.
M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT»,
2010. 596 s. (rus.)
- [16] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V.,
Drozdov A.A.** Alternativnyy sposob rascheta kharakteris-
tiki koeffitsiyenta teoreticheskogo napora tsentrobezh-
nogo kompressornogo koleasa. *Kompressornaya tekhnika i
pnevmatika*. 2016. № 6. S. 11–19. (rus.)
- [17] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V.,
Drozdov A.A.** Analiz napornoy kharakteristiki tsentro-
beznykh kompressornykh rabochikh koles. *Zhurnal
SFU. Tekhnika i tekhnologiya*. Krasnoyarsk. 2017.
S. 1042–1061. (rus.)
- [18] **Popova Ye.Yu.** Optimizatsiya osnovnykh param-
etrov stupeney turbomashin na osnove matemati-
cheskogo modelirovaniya: Dis...kand. tekhn. nauk /
SPbGPU. SPb., 1991. (rus.)
- [19] **Rekstin A.F., Popova Ye.Yu., Utsekhovskiy A.A.**
Analiz effektivnosti tsentrobezhnykh kompressornykh
stupeney s pomoshchyu priblizhennykh algebrai-
cheskikh uravneniy. *Kompressornaya tekhnika i pnevma-
tika*. 2018. №1. S. 33–40. (rus.)
- [20] **Galiullin Z.T., Salnikov S.Yu., Shchurovskiy V.A.**
Sovremennyye gazotransportnyye sistemy i tekhnologii.
Moskva, 2014. 345 s. (rus.)
- [21] **Smirnov A.V., Panenko V.G., Gadyaka V.G.,
Parafeynik V.P., Borodenko A.M.** Novaya konstruktsiya
vysokoeffektivnogo tsentrobezhnogo kompressora dlya
agregata GPA-Ts-32/76-1,35 lineynykh kompressor-
nykh stantsiy magistralnykh gazoprovodov. *Kompressor-
naya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 3. S. 12–18. (rus.)

THE AUTHORS

REKSTIN Aleksei F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

BAKAEV Boris V. – *Baltturbokom*

E-mail: baltcompressor@gmail.com

Received: 26.09.2018