

# Технические решения при разработке, изготовлении и испытании центробежного компрессора для дожимных компрессорных станций ПАО «Газпром»

В. З. Минликаев, А. Р. Закиров – ПАО «Газпром»

А. В. Семушкин – ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

В. К. Юн, А. С. Рейдер – АО «РЭП Холдинг»

**На добывающих предприятиях ПАО «Газпром» регулярно ведутся проектные и ремонтные работы, требующие решений по определению технико-экономических показателей дожимных компрессорных станций (ДКС) с газоперекачивающими агрегатами (ГПА).**

Для сравнительной оценки эффективности и обоснования выбора технических решений по реконструкции или модернизации эксплуатируемых ГПА, ООО «Газпром ВНИИГАЗ» разработал стандарт [1], позволяющий провести укрупненный расчет технико-экономических показателей ГПА. Основным критерием при формировании технического решения по реконструкции или модернизации ГПА является выработка назначенного ресурса.

Дожимной комплекс ПАО «Газпром» включает более 50 компрессорных станций, оснащенных ГПА единичной мощностью от 6,3 до 25 МВт. Суммарная установленная мощность ДКС около 5,2 ГВт. Наибольшее распространение получили 16-мегаваттные газотурбинные ГПА. По ходу эксплуатации дожимной комплекс претерпевает изменения в своем технологическом облике и трансформируется в соответствии с этапами разработки месторождений. Главными направлениями раз-

вития дожимного комплекса являются увеличение степени сжатия и соответствие установленных мощностей объемам добычи и требуемым термодинамическим параметрам газа на входе и выходе из центробежного компрессора (ЦБК).

В отечественной практике наибольшее распространение получила параллельно-последовательная технология компримирования газа. Нарращивание мощности осуществляется поэтапным вводом двух-трех последовательно работающих компрессорных цехов в период постоянной добычи (дополнительный цех вводится перед существующим цехом, в существующем цехе меняются только сменные проточные части ЦБК). Полная загрузка ГПА достигается за счет поэтапной замены проточных частей с высоконапорными сменными проточными частями (СПЧ), а также за счет «переобвязки» в третьей и четвертой ступени сжатия в период падающей добычи.

Параметрический ряд СПЧ, рекомендуемый ООО «Газпром ВНИИ-

ГАЗ» для ДКС, включает базовые значения степени сжатия 1,35–1,44(1,50)–1,70–2,2–3,0–4,0(5,0). Давление на выходе СПЧ определяется условиями конкретного месторождения и в общем случае выбирается из ряда (ата): 15–30–41–56–76–100–120. Предприятиями отечественного компрессоростроения разработан набор базовых корпусов для применения на ДКС, обеспечивающих диапазон степеней сжатия от 1,35 до 3,0 и давления на входе от 2,0 до 7,45 МПа. Однако исчерпание возможности модернизации ГПА путем замены СПЧ на поздних этапах разработки месторождений влечет за собой в отдельных случаях (Ямбургское, Уренгойское НГКМ) необходимость замены ЦБК целиком.

Таким образом, создание унифицированного корпуса ЦБК для ГПА единичной мощностью 16 МВт, обеспечивающего возможность применения СПЧ во всем диапазоне параметрического ряда, является актуальной задачей с точки зрения повышения инвестиционной привлекательности проекта ДКС.

Каждая проточная часть ЦБК обладает газодинамическими характеристиками, ограниченными с одной стороны помпажом, с другой – максимальной производительностью, то есть режимом «запираания», когда отношение давлений близко к единице.

Внутренняя мощность центробежного компрессора пропорциональна произведению массового расхода и удельной работы сжатия, то есть полного напора:

$$N_i = G \cdot H \quad (1)$$

где  $G$  – массовый расход, кг/с,  $H$  – полный напор Дж/кг:

$$G = Q_n \cdot \rho_n \quad (2)$$

где  $Q_n$  – объемная производительность на входе в компрессор, м<sup>3</sup>/с,  $\rho_n$  – плотность газа на входе в компрессор, кг/м<sup>3</sup>.

Следует отметить, что объемная производительность  $Q_n$  на входе в компрессор является величиной, определяющей размеры компрессора и его пропускную способность. Другими словами, для каждой ступени сжатия, соответственно, для рабочих колес имеются безразмерные характеристики, полученные методом подобий и размерностей и отнесенные к характерным размерам и величинам, которые определяют область устойчивой работы проточной части. Например, для объемной производительности  $Q_n$  таким параметром может служить коэффициент расхода  $\varphi_{r2}$  [2], отнесенный к характерному размеру – диаметру рабочего колеса  $D_2$ :

$$\varphi_{r2} = \frac{Q_n \cdot [1 + \beta_{np}]}{\pi \cdot D_2^2 \cdot \bar{b}_2 \cdot u_2 \cdot \tau_2 \cdot K_{v2}} \quad (3)$$

Следовательно

$$Q_n = \frac{\varphi_{r2} \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot \bar{b}_2 \cdot u_2 \cdot \tau_2 \cdot K_{v2}}{[1 + \beta_{np}]} \quad (4)$$

где  $\bar{b}_2 = b_2 / D_2$  – относительная ширина рабочего колеса;  $\tau_2$  – коэффициент загромождения;  $u_2$  – окружная

скорость;  $K_{v2}$  – коэффициент изменения удельных объемов;  $\beta_{np}$  – относительные протечки через уплотнение покрывающего диска рабочего колеса. Все обозначения и формулы для определения значений вышеуказанных параметров взяты из монографии [2].

Коэффициент расхода  $\varphi_{r2}$  любого рабочего колеса центробежного компрессора имеет свой диапазон устойчивой работы, например для компрессорных типов рабочих колес с  $\beta_{2n} = 45^\circ$  коэффициент расхода изменяется в пределах  $0,15 \leq \varphi_{r2} \leq 0,35$ , меньшее значение соответствует границе помпажа, а большее значение – предельной производительности. При постоянных остальных параметрах в формуле (4) значение объемной производительности будет меняться прямо пропорционально коэффициенту расхода данного рабочего колеса. Следовательно, диапазон изменения объемной производительности позволяет работать ЦБК в устойчивой зоне достаточно эффективно, чтобы использовать полную мощность ГТУ.

Несколько неоднозначно обстоит дело с полным напором или удельной работой сжатия  $H$ . Известно, что для совершенного газа и при отсутствии внешнего теплообмена или тепловой изоляции корпуса ЦБК, работа сжатия равна:

$$H = R \cdot Z \cdot (k/k - 1) \cdot (T_k^* - T_n^*) = R \cdot Z \cdot (k/k - 1) \Delta T^* \quad (5)$$

где  $R$  – газовая постоянная;  $Z$  – коэффициент сжимаемости, функция, отвечающая за отклонения термических параметров реальных газов от идеально-газового состояния;  $k$  – показатель адиабаты;  $T_k^*$  и  $T_n^*$  – температура торможения конца и начала процесса сжатия.

Как и в случае с объемной производительностью  $Q_n$ , поступим так же и с удельной работой сжатия  $H$ , то есть с полным напором, заменив его безразмерным коэффициентом теоретического напора  $\varphi_{u2}$ . Согласно [2], коэффициент затраченной (теоретической) работы равен:

$$\varphi_{u2} = \frac{H}{U_2^2 \cdot (1 + \beta_{np} + \beta_{тр})} \quad (6)$$

где  $\beta_{тр}$  – коэффициент потерь на трение в покрывающем диске.

Основной задачей при проектировании проточной части ЦБК является нахождение зависимости коэффициента затраченной работы  $\varphi_{u2}$  от коэффициента расхода  $\varphi_{r2}$ , то есть  $\varphi_{u2} = f(\varphi_{r2})$ . Перечислим предложенные разными авторами теории турбокомпрессоров зависимости  $\varphi_{u2} = f(\varphi_{r2})$ :

1) К. Пфлейдерер:

$$\varphi_{u2} = \mu \cdot (1 - \varphi_{r2} \cdot \text{ctg} \beta_2), \quad (7)$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2(1 + \sin \beta_2)}{z_2 \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}}, \quad (8)$$

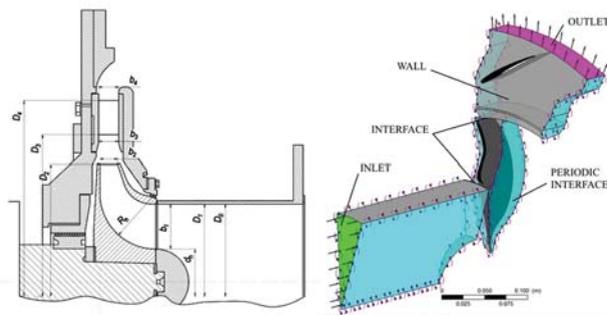


Рис. 1. Схема объекта исследования и расчетная модель с расположением граничных условий

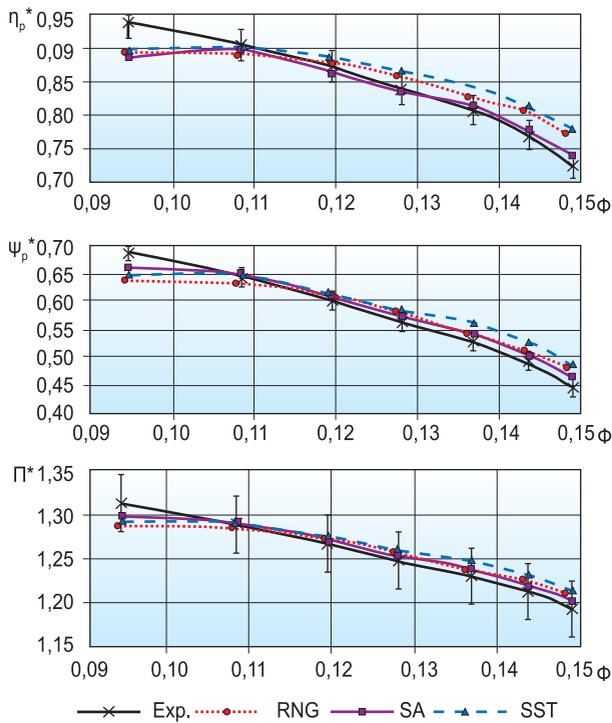


Рис. 2. Результаты верификации по трем моделям турбулентности на выходе из ОРК

где  $\beta_2$  – угол потока на выходе из рабочего колеса,  $z_2$  – число лопаток рабочего колеса,  $\bar{D}_1 = D_1/D_2$  – относительный диаметр лопаток на входе в рабочее колесо.

2) А. Стодола:

$$\varphi_{u2} = 1 - (\pi/z_2) \sin \beta_2 - \varphi_{r2} \cdot \text{ctg} \beta_2, \quad (9)$$

3) Б. Эжк:

$$\varphi_{u2} = \mu \cdot (1 - \varphi_{r2} \cdot \text{ctg} \beta_2), \quad (10)$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 0,0122 \cdot \beta_2}{z_2 \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}}, \quad (11)$$

С определенной степенью точности эти зависимости позволяют определить затраченную работу расчетным способом, тем самым и потребляемую мощность. Для того чтобы по возможности использовать полную мощность ГТУ, необходимо варьировать два параметра при постоянной номинальной частоте СТ. Это коэффициент затраченной работы  $\varphi_{u2}$  и коэффициент расхода  $\varphi_{r2}$ . Воспользовавшись приемами упрощения и преобразования В. Ф. Риса [2], можно представить безразмерную мощность в виде:

$$\bar{N}_i = \frac{N_i}{\rho_H \cdot D_2^2 \cdot U_2^3} = \frac{Q_H}{1000 \cdot D_2^2 \cdot U_2^3} (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}) \cdot \varphi_{u2} \quad (12)$$

В проектировании проточной части ЦБК распространены методы вычислительной газодинамики (ВГД). Это стандартный способ оптимизации проточной части для увеличения ее эффективности. Проблема состоит в том, что подготовка расчетных моделей для оптимизации занимает значительное время, поэтому одним из технических решений является применение методов многопараметрической и многокритериальной оптимизации, позволяющих автоматически провести серию расчетов с применением вычислительной техники. Верификация результатов CFD-расчета базового варианта на основе экспериментальных данных с выбором модели турбулентности и определение необходимых геометрических параметров проточной части ЦБК является основной задачей исследования. Вместе с этим решаются задачи по методике автоматической оптимизации контура покрывающего диска, ширины канала лопаточного диффузора и числа лопаток элементов проточной части ЦБК. Расчет проводится при помощи метода осреднения уравнений Навье–Стокса RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes) в моделях турбулентности: Spalart–Allmaras (SA), RNG k-ε, Shear Stress Transport (SST). Расчетная модель изображена на рис. 1. Контроль точности расчетов должен производиться верификацией с экспериментальными данными, результаты верификации для модельного осерадиального рабочего колеса (ОРК) приведены на рис. 2. Все модели турбулентности показали хорошую точность с экспериментом, и полученная ошибка в зоне оптимального расчетного режима не превышает уровень инженерной погрешности 5 %. Именно такими современными подходами проектирования ЦБК был разработан, изготовлен и испытан на стенде предприятия АО «РЭП Холдинг» ЦБК 910-41-1СМП для Западно-Таркосалинского НГКМ ООО «Газпром добыча Ноябрьск».

В 2014–2015 гг. АО «РЭПХ» проработано создание унифицированного корпуса ЦБК. По согласованию с ПАО «Газпром» объектом применения выбрана ДКС Западно-Таркосалинского ГП ООО «Газпром добыча Ноябрьск». К работе были привлечены несколько отече-

Параметры СПЧ или ЦБК	Таблица 1		
	Номинальный режим	Дополнительный режим*	Диапазон**
Производительность, отнесенная к 20 °С и 0,1013 МПа, млн $\text{м}^3/\text{сут.}$	13,0	16,4	8,0–18,5
Производительность, отнесенная к начальным условиям, $\text{м}^3/\text{мин}$	910	1015	500–1150
Давление газа конечное (абс.) на выходе из нагнетательного патрубка, МПа	2,058	2,058	2,058
Степень сжатия	2,2	1,96	1,4–2,73
Политропный КПД, %, не менее	82,0	72,5	65,0–83,0
Мощность, потребляемая компрессором на номинальном режиме, МВт, не более	15,2	18,4	6,0–23,0
Давление газа начальное (абс.) на входе всасывающего патрубка, МПа	0,935	1,050	0,75-1,5
Температура газа на входе всасывающего патрубка, °С	5		
Расчетная частота вращения ротора ЦБК, об/мин	5150	5150	3710–5565
Номинальная частота вращения СТ, об/мин	5300		

Примечания:

- 1) \* Дополнительный режим (80 % политропного напора на номинальном режиме) для подтверждения пологости характеристики в соответствии с п. 6.10 СТО Газпром 2-3.5-138 «Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам» 2007 г.
- 2) \*\* Справочная информация, не учитывается при приемке компрессора.
- 3) Температура газа на входе в ЦБК расчетная +5 °С, пределы изменения температуры -40...+60 °С.
- 4) Максимальная температура газа на выходе из компрессора не более 150 °С.
- 5) Объемная производительность должна выполняться с учетом погрешности измерения 4 % (в соотв. с п. 6.18 «Типовых технических требований к газотурбинным ГПА и их системам» СТО Газпром 2.3.5-138-2007).

ственных производителей компрессорного оборудования, при этом параметры для проектирования ЦБК были согласованы с ООО «Газпром ВНИИГАЗ», а технические требования и опросные листы были подготовлены ОАО «ВНИПИгаздобыча». По результатам анализа и проработки параметров для ЦБК на первой ступени сжатия должны быть СПЧ и ЦБК с большой производительностью (табл. 1), чтобы «дозагрузить» существующий ГТД ПС-90ГП2 мощностью 16 МВт.

По табл. 1 видно, что объемная производительность по условиям всаса должна быть не менее 900  $\text{м}^3/\text{мин}$  на номинальном режиме, а на дополнительном режиме более 1000  $\text{м}^3/\text{мин}$ . Отношение давлений при этом считается невысоким и составляет всего 2,2.

Предварительные расчеты проточной части ЦБК показали, что на такие параметры необходимо принимать нестандартные решения, требующие изготовления осерадиальных рабочих колес (ОРК) с пространственными лопатками, т. к. только ОРК обладают увеличенными коэффициентами расхода  $\varphi_{r2}$ , чтобы обеспечить сжатие требуемого расхода газа. В Холдинге проводятся систематические исследования по созданию проточных частей с ОРК, поэтому к моменту принятия решения о разработке, изготовлении и поставке СПЧ и ЦБК для ДКС Западно-Таркосалинского месторождения специалистами управления компрессоров «РЭП Холдинга» были испытаны модельные ОРК на экспериментальном



Фото 1. Экспериментальный стенд для отработки модельных ОРК

стенде (фото 1). Испытания модельных ОРК показали, что коэффициент расхода  $\varphi_{r2}$  на номинальном режиме порядка 0,35–0,40, а коэффициент теоретического напора  $\varphi_{n2} = 0,65–0,7$ . Что касается политропного КПД модельных колес, то он был недостаточно высок для обычных ОРК, однако пологость характеристики была достигнута.

После разработки и выпуска конструкторской документации встал вопрос об изготовлении и технологической обработке ОРК. Для этого «РЭП Холдингом»

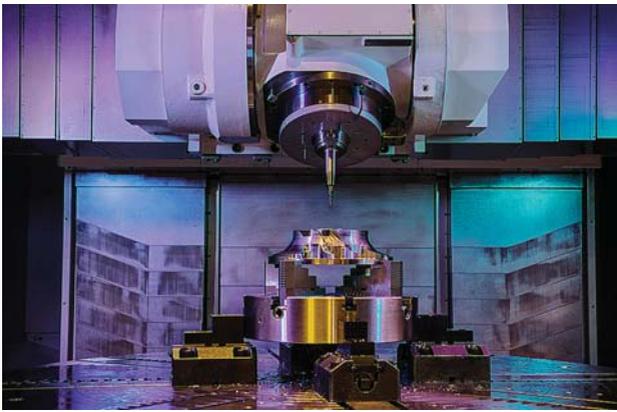


Фото 2. Многофункциональный пяти координатный станок OKUMA



Фото 3. Цельнофрезерованное осерадиальное рабочее колесо

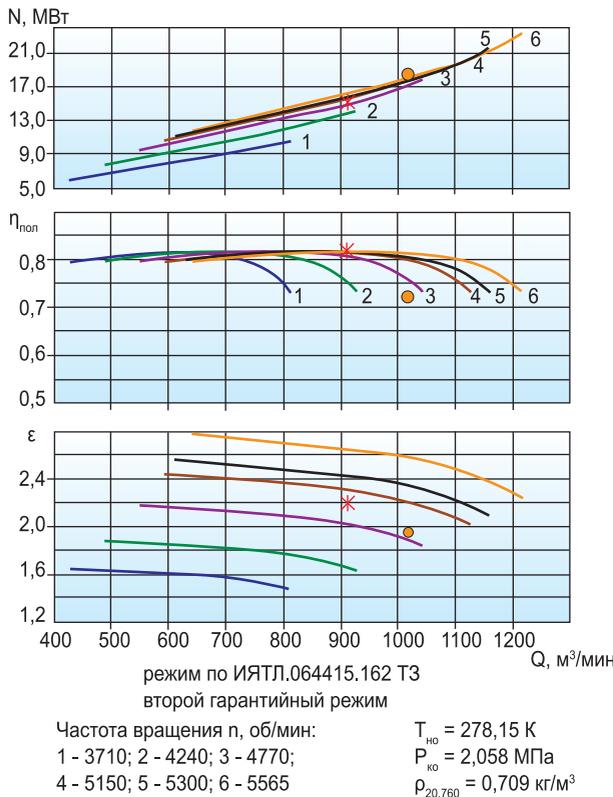


Рис. 3. Газодинамические характеристики ЦБК 910-41-1СМП

был приобретен многофункциональный пятикоординатный станок OKUMA (фото 2), позволяющий решать инновационные задачи, поставленные ПАО «Газпром». Уникальность станка заключается в механической обработке ОРК с пространственными лопатками цельнофрезерным способом, не требующим сварки и клепки. «РЭП Холдинг» первым в России освоил цельнофрезерную конструкцию ОРК для ЦБК (фото 3). Поскольку все элементы проточной части ЦБК 910-41-1СМП, за ис-

ключением магнитных подшипников, изготовлены из отечественных материалов и комплектующих, то зависимость от импортных поставщиков незначительна. Что касается магнитных подшипников фирмы SKF (Франция), следует отметить, что с 2008 года по лицензии SKF АО «РЭПХ» освоил производство МП для электрогазоперекачивающих агрегатов (ЭГПА) мощностью 4,0 МВт и 6,3 МВт. С 2016 года Холдинг начинает изготовление МП для ЦБК мощностью 16,0 МВт и 25,0 МВт. Сейчас активно разрабатывается вместе со шкафом управления МП и программное обеспечение.

Особый интерес проявлен к испытанию первого образца ЦБК 910-41-1СМП с ОРК на стенде предприятия АО «РЭПХ» – Невского завода. Ввиду большой производительности ЦБК необходима мощность электродвигателя не менее 1,5 МВт на эквивалентных частотах вращения  $n = 4300$  об/мин, а для механических испытаний на рабочих частотах вращения  $n = 5565$  об/мин, что составляет 1,05 от номинальной частоты вращения силовой турбины  $n_{ст} = 5300$  об/мин, мощность не менее 2 МВт. Согласно программе-методике испытаний, включающей требования стандартов [3, 4] ЦБК 910-41-1СМП был испытан на воздухе, на открытом контуре. Объемная производительность определялась по торцевой диафрагме, а термические параметры (давление, температура) U-образными водяными манометрами и манометрами лабораторными, а также ртутными термометрами. Дублировались термические параметры системой автоматизированного управления датчиками давления типа «Метран» и термометрами сопротивления, все показания были выведены на экран и фиксировались.

Результаты испытаний были представлены для заключения в ООО «Газпром ВНИИГАЗ». На рис. 3 представлены газодинамические характеристики, полученные на стенде предприятия. Расчетные параметры были подтверждены с учетом погрешности измерений, более того, пологость газодинамических характеристик на-



Фото 4. Центробежный компрессор 910-41-1СМП на стенде предприятия АО «РЭПХ»

столько «широка», что позволяет работать на режимах большей производительности.

Таким образом, в техническом решении по созданию нового типа ЦБК 910-41-1СМП (фото 4) были использо-

ваны инновационные технологии производства АО «РЭП Холдинг» и впервые внедрены на предприятиях ПАО «Газпром». В результате научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по применению ОРК с пространственными лопатками в ЦБК 910-41-1СМП для ДКС Западно-Таркосалинского НГКМ получен совершенно новый продукт, позволяющий максимально эффективно использовать ГТУ при понижении начального давления газа.



#### Литература

1. Р Газпром 2-3.5-245-2008. Рекомендации по выбору технических решений для реконструкции типовых парков ГПА. – Москва, 2009. – С. 37.
2. В. Ф. Рис. Центробежные компрессорные машины. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд., 1981. – 351 с. ил.
3. ISO 5389-1992 (E) Turbocompressors. Performance test code/
4. ПП 51-3132394943-99 Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – М, 1999. – С. 51.

