

УДК 662.99, 621.51

doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-48-57

Модернизация компрессорного оборудования, работающего при нерасчетных режимах, путем внедрения турбогенераторной установки в байпасную линию

В.В. Волков-Музылёв¹, А.В. Братусь², Ю.А. Борисов^{1,3}, А.В. Чернышев³

¹ ОИВТ РАН

² АО «Атлас Копко»

³ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Modernization of Compressor Equipment Working in Off-Design Modes by Integrating a Turbine-Generator into the Bypass Line

V.V. Volkov-Muzylev¹, A.V. Bratus², Y.A. Borisov^{1,3}, A.V. Chernyshev³

¹ Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences

² AO Atlas Copco

³ Bauman Moscow State Technical University

Постоянное увеличение производственных мощностей приводит к потреблению огромного количества энергоресурсов, стоимость которых неизбежно растет. Нерациональное использование электроэнергии вследствие работы оборудования в нерасчетных режимах повышает эксплуатационные затраты. Поэтому его модернизация является актуальным вопросом. Исследование показало, что при эксплуатации компрессорной установки в нерасчетных режимах (например, когда производительность компрессора является избыточной и переразмеренной или нестабильное давление вынуждает его часто разгружаться) целесообразно внедрить турбогенераторную установку в байпасную линию. Это позволит снизить издержки благодаря рекуперации энергии при перепуске сжатого газа через байпасную линию и реализации его потенциала на турбинном колесе с помощью электрогенератора. Для демонстрации эффективности и выгоды подобной рекуперации постоянный средний поток газа через байпасную линию принят равным 20 %. В ходе исследования рассмотрены различные варианты конструкций осерадиальных турбинных колес для турбогенераторной установки и выбрано наиболее эффективное из них. Проведена верификация полученных данных путем расчета пневмопривода вихревого типа.

Ключевые слова: рекуперация энергии, компрессорная установка, модернизация компрессорного оборудования, осерадиальное колесо, пневмопривод вихревого типа

The constant increase of manufacturing capacity leads to the consumption of huge amounts of energy resources, the cost of which continues to grow. Inefficient usage of electric power due to the operation of the equipment in off-design modes leads to an increase in maintenance costs, bringing to light the issue of the equipment modernization. The research shows that it is appropriate to integrate a turbo-generator into the bypass line when the compressor works in off-design modes, e.g. when the capacity of the compressor is superfluous, and remeasured or unstable pressure forces the compressor to unload often. This will make it possible to reduce the costs through energy recovery when the compressed gas is bypassed through the bypass

line and when its potential is realized on the turbine wheel using an electric generator. To demonstrate the efficiency and benefits of such recovery through the bypass, the constant average gas flow is assumed as 20 % of the compressor's capacity. Various design versions of the axial-radial turbine wheels for the turbo-generator are studied and the most effective one is selected. The data obtained is verified by calculating the vortex-type pneumatic drive.

Keywords: energy recovery, compressor installation, modernization of compressor equipment, axial-radial turbine wheel, vortex-type pneumatic drive

В современном мире наблюдается возросший интерес к сбережению энергоресурсов, сокращению затрат на эксплуатацию, повышению энергоэффективности оборудования [1, 2] и улучшению экологии. Интенсивное развитие экономики, появление новых предприятий требует огромного количества электроэнергии, а ее постоянно растущая стоимость вынуждает многие компании искать способы максимального снижения потребляемой мощности электрооборудования [3, 4].

В большинстве отраслей промышленности предприятия затрачивают практически 80 % потребляемой мощности на производство сжатого газа. При этом на многих компрессорных установках (КУ) энергию, затраченную на сжатие газа, можно рекуперировать, т. е. использовать вторично, что позволит сделать их экономически выгодными.

В настоящее время существуют КУ, работающие при нерасчетных режимах. Их можно модернизировать путем установки специального оборудования для рекуперации энергии, что обеспечит снижение эксплуатационных затрат [5].

Цель работы — анализ эффективности применения системы рекуперации энергии сжатого газа при байпасном регулировании производительности КУ с помощью турбогенераторной установки (ТГУ).

Рекуперация энергии. Потребление излишнего количества электроэнергии, приводящее к увеличению эксплуатационных затрат, является значимой проблемой множества находящихся в эксплуатации компрессорных станций. В данном случае целесообразна модернизация этого оборудования с применением рекуперации тепла. В работе [6] показано, что рекуперация теплоты может вернуть до 66 % мощности КУ для повторного использования.

На сегодняшний день существуют различные способы отведения тепла от КУ, но не все они рекуперативные. К наиболее распространенным из них относятся:

- воздушное охлаждение, способствующее нагреву помещения компрессорного цеха, вместо отвода тепла в атмосферу;

- водяное охлаждение, позволяющее получить горячую воду, например, для нужд цеха.

Помимо рекуперации тепла от теплообменных аппаратов [7] и вентиляторов, дополнительную энергию можно получить от сжатого газа при его сбросе на свечу, факел или при перепуске через байпасную линию путем расширения газа с давления нагнетания p_n до давления всасывания $p_{вс}$ в ТГУ. Поскольку сброс сжатого газа на свечу или факел используется крайне редко, целесообразно возвращать часть энергии, затраченной на сжатие газа при перепуске через байпасную линию.

В процессе работы КУ золотниковый механизм является основным инструментом регулирования производительности [8, 9]. Гидравлическая золотниковая система регулирования обладает большой инертностью и, соответственно, широкой зоной нечувствительности. Поэтому при резких колебаниях давлений, вызванных работой в нерасчетных режимах, параллельно с золотниковым механизмом начинает функционировать байпасная линия, с помощью которой удастся достичь требуемого уровня точности параметра регулирования установки. Такой способ регулирования снижает энергоэффективность КУ, поскольку энергия, затраченная на сжатие газа, рассеивается при байпасировании газа.

Распространены случаи, когда КУ спроектировали по техническому заданию, а через несколько лет установили на заводе в цехе или на месторождении, где фактические параметры работы отличаются от проектных. При этом КУ вынуждена работать в нерасчетных режимах, например, когда производительность компрессора является избыточной и переразмеренной или нестабильное давление вынуждает компрессор часто разгружаться.

В таких случаях непрерывного перепуска газа целесообразно внедрить ТГУ в байпасную

линию, что позволит снизить издержки с помощью рекуперации энергии.

Турбогенераторная установка. Байпасный клапан КУ рассчитывается для возможности перепуска 100%-ной производительности компрессора и быстрой разгрузки КУ в целях безопасности. В зависимости от условий работы и разницы между проектными и фактическими параметрами работы КУ поток газа, проходящий через байпасную линию, способен достигать 50...60 %. Потенциал этого газа можно реализовать на турбинном колесе (ТК) с помощью электрогенератора, преобразующего кинетическую энергию в электрическую. Для демонстрации эффективности и целесообразности подобной рекуперации постоянный средний поток газа через байпасную линию выбран равным 20 %.

Электрогенератор представляет собой трехфазную электрическую машину [10], ротор которой вращается с высокой частотой. Трехфазное переменное напряжение, вырабатываемое электрогенератором, выпрямляется и сглаживается (рис. 1), а полученное постоянное напряжение с помощью инвертора преобразуется в трехфазное напряжение 380 В (при частоте 50 Гц). Необходимость двойного преобразования определяется высокой частотой вырабатываемого электрогенератором напряжения.

Численное моделирование осерадиальных ТК. Для проверки эффективности использования турбины в байпасной линии проведены вычисления в программном комплексе ANSYS. Расчет выполнен для двух вариантов осерадиальных ТК с целью определения их конструкции, позволяющей получить наибольшую выгоду в рекуперации энергии при байпасировании попутно-нефтяного газа, имеющего следующий состав, %: метан — 83,55; этан —

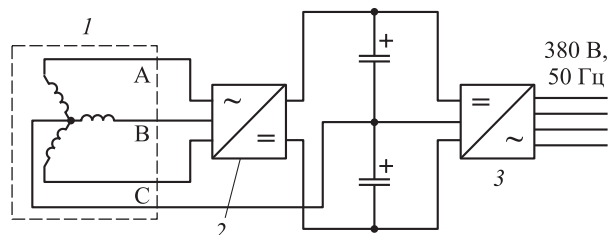


Рис. 1. Схема преобразования тока высокой частоты: 1 — электрогенератор; 2 — выпрямитель; 3 — инвертор; А, В, С — фазы

7,46; пропан — 3,54; изобутан — 0,98; н-бутан — 0,07; изопентан — 1,05; н-пентан — 1,34; сумма гексанов — 0,66; углекислый газ — 1,35.

При математическом моделировании движения газа в межлопаточном канале [11–14] использованы:

- уравнение Навье — Стокса для вязкого газа

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -(\mathbf{v} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{v} + \nu \cdot \Delta \mathbf{v} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + \mathbf{F};$$

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{v}) = 0,$$

где \mathbf{v} — векторное поле скоростей; t — время; ∇ — оператор Набла; ν — кинетическая вязкость газа; Δ — оператор Лапласа; ρ — плотность газа; p — давление; \mathbf{F} — массовая сила.

Первый вариант ТК спроектирован для расхода газа, расширяемого в ТГУ, равного производительности компрессора (для 100%-ного расхода газа). При проектировании ТК использованы следующие граничные условия (рис. 2): давление на входе в турбину — 2,945 МПа; степень расширения — 3; температура на входе — 320 К; массовый расход на выходе — 0,984 кг/с; частота вращения колеса — 55 000 мин⁻¹; отношение окружной скорости к абсолютной u/c — 0,6; абсолютный угол входа газа на лопатки — 85°; абсолютный угол выхода газа с лопаток — 75°; число лопаток — 7; отношение диаметра втулки ТК на выходе из колеса к диаметру ТК на периферии — 0,7; коэффициент полезного действия (КПД) соплового аппарата — 0,9.

После задания граничных условий в модуле Vista RTD, предназначенном для проектирования осерадиальных ТК, получены следующие промежуточные результаты:

- внешний диаметр ТК $D_{\text{внеш}} = 78$ мм;

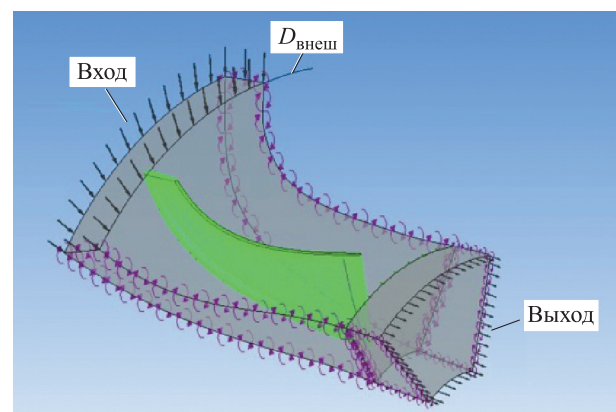


Рис. 2. Схема задания граничных условий

- составляющие треугольника скоростей на входе в ТК: окружная скорость ТК $u_2 = 325,5$ м/с; относительная скорость $w_2 = 58,7$ м/с; абсолютная скорость $v_2 = 375,5$ м/с; радиальная скорость $v_r = 32,7$ м/с; тангенциальная составляющая абсолютной скорости $v_{w2} = 374,2$ м/с;

- составляющие треугольника скоростей на выходе из ТК: окружная скорость лопатки $u_3 = 227,8$ м/с; относительная скорость $w_3 = 82,5$ м/с; абсолютная скорость $v_3 = 162,4$ м/с; осевая скорость $v_{ax3} = 42$ м/с; тангенциальная составляющая абсолютной скорости $v_{w3} = 156,8$ м/с;

- геометрия лопаток.

В целях моделирования течения газа в межлопаточном канале для рассчитанной геометрии лопаток в модуле TurboGrid с помощью гексагональных элементов построена сетка проточной части ТК (рис. 3).

После построения сетки выполнено моделирование газовой динамики в пакете ANSYS CFX и получена картина течения газа в межлопаточном канале (рис. 4, а, б).

По данным расчета определен крутящий момент, создаваемый в результате расширения газа в межлопаточном канале при 100%-ном расходе газа, $M = 2,561$ Н·м. Зная момент, можно найти мощность, вырабатываемую турбиной, по выражению

$$N_T = \frac{zM2\pi n}{60}, \quad (1)$$

где z — число лопаток; M — крутящий момент, Н·м; n — частота вращения колеса, мин⁻¹.

Тогда вырабатываемая турбиной мощность

$$N_T = \frac{7 \cdot 2,561 \cdot 2\pi \cdot 55\,000}{60} = 103,3 \text{ кВт.}$$

При численном моделировании течения газа в межлопаточном канале первого варианта ТК при расходе газа, равном 20 % производительности компрессора (при 20%-ном расходе газа), и частоте вращения колеса $n = 30\,000$ мин⁻¹ крутящий момент $M = 0,074$ Н·м. При таких режимах работы ТК реализовано течение газа, показанное на рис. 4, в, г.

В этом случае вырабатываемая турбиной мощность

$$N_T = \frac{7 \cdot 0,074 \cdot 2\pi \cdot 30\,000}{60} = 1,6 \text{ кВт.}$$

При 100%-ном расходе газа турбина вырабатывает мощность $N_T = 103,3$ кВт, которую

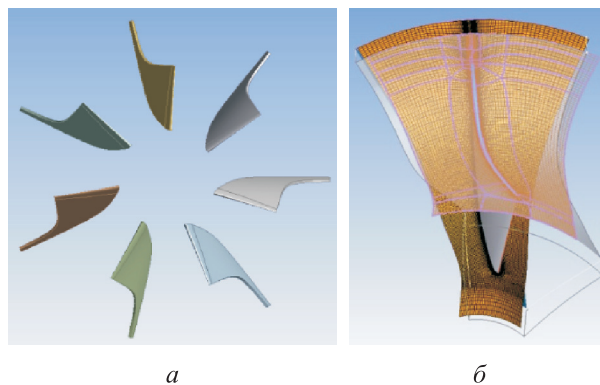


Рис. 3. Внешний вид лопаток (а) и сетка проточной части (б) первого варианта ТК

можно использовать или запасать для нужд цеха. Однако перепуск 100%-ного расхода газа через байпасную линию может происходить в двух случаях:

- при пуске КУ, когда весь газ будет перепускаться с нагнетательной во всасывающую линию в целях разгрузки КУ (что позволяет уменьшить пусковые токи в обмотках электродвигателя и плавно нагружать винтовой блок при постепенном закрытии клапана на байпасной линии);

- при останове КУ (что дает возможность выровнять давления с обеих сторон винтов для предотвращения перекадки газовых сил).

В основном расход газа через байпасную линию будет составлять 15...25 % общего расхода газа. При малом расходе газа вырабатывается небольшая мощность, равная 1,6 кВт, что экономически невыгодно, так как не окупит вложенных средств на создание ТГУ в байпасной линии.

Анализ полученных данных позволил сделать вывод о необходимости создания второго варианта ТК для расхода газа, расширяемого в ТГУ, равного 30 % производительности компрессора (для 30%-ного расхода газа).

Второй вариант ТК спроектирован при следующих граничных условиях: давление на входе в турбину — 2,945 МПа; степень расширения — 3; температура на входе — 320 К; массовый расход — 0,3 кг/с; частота вращения колеса — 50 000 мин⁻¹; отношение окружной скорости к абсолютной u/c — 0,4; абсолютный угол входа газа на лопатки — 85°; абсолютный угол выхода газа с лопаток — 75°; число лопаток — 5; отношение диаметра втулки ТК на выходе из колеса к диаметру ТК на периферии — 0,65; КПД соплового аппарата — 0,9.

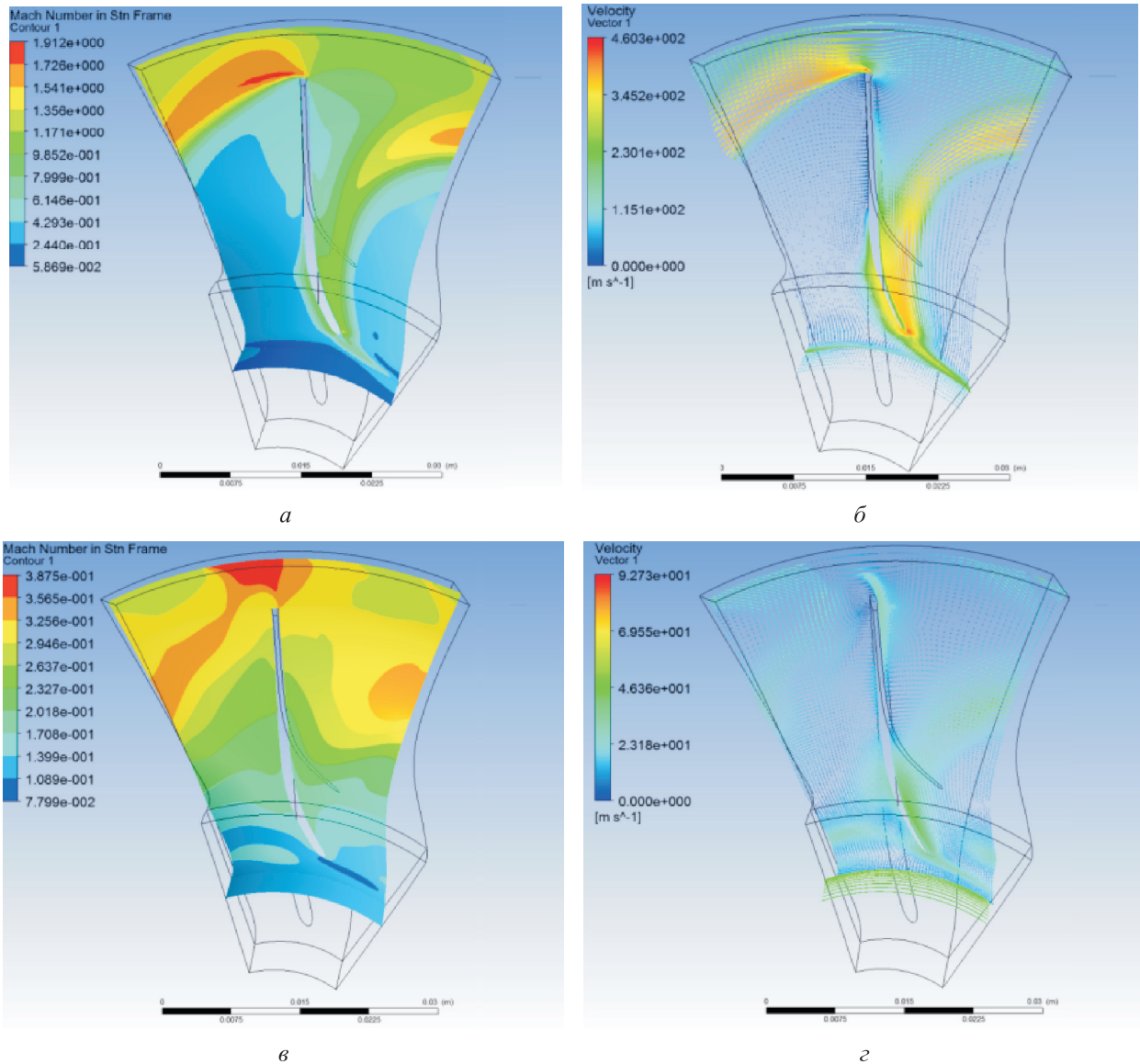


Рис. 4. Распределения числа Маха (*a*, *в*) и скорости течения газа, м/с, (*б*, *г*) в среднем сечении потока при 100%-ном (*a*, *б*) и 20%-ном (*в*, *г*) расходе газа через первый вариант ТК

После задания граничных условий в модуле Vista RTD получены следующие промежуточные результаты:

- внешний диаметр ТК $D_{\text{вн}} = 83$ мм;
- составляющие треугольника скоростей на входе в ТК: $u_2 = 216,7$ м/с; $w_2 = 153,1$ м/с; $v_2 = 367,8$ м/с; радиальная скорость $v_r = 32,1$ м/с; $v_{w2} = 366,4$ м/с;
- составляющие треугольника скоростей на выходе из ТК: $u_3 = 140,9$ м/с; $w_3 = 57,8$ м/с; $v_3 = 91,3$ м/с; $v_{ax3} = 23,6$ м/с; $v_{w3} = 88,1$ м/с.
- геометрия лопаток.

В целях моделирования течения газа в межлопаточном канале для рассчитанной геометрии лопаток в модуле TurboGrid с помощью

гексагональных элементов построена сетка проточной части ТК (рис. 5).

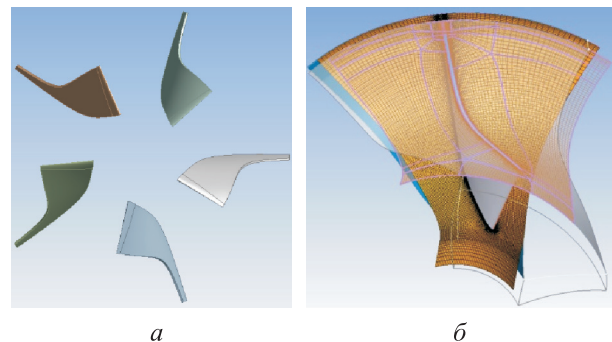


Рис. 5. Внешний вид лопаток (*a*) и сетка проточной части (*б*) второго варианта ТК

После построения сетки выполнено моделирование газовой динамики в пакете ANSYS CFX и получена картина течения газа в межлопаточном канале (рис. 6, а, б). По результатам расчета крутящий момент, создаваемый вследствие расширения газа в межлопаточном канале при 30%-ном расходе газа, составил 0,729 Н·м. Тогда, согласно формуле (1), вырабатываемая турбиной мощность

$$N_T = \frac{5 \cdot 0,729 \cdot 2\pi \cdot 50\,000}{60} = 19,1 \text{ кВт.}$$

При 30%-ном расходе газа реализована картина течения, показанная на рис. 6, а, б.

При численном моделировании течения газа в межлопаточных каналах для второго варианта осерадиального ТК при 20%-ном расходе газа и частоте вращения колеса $n = 50\,000 \text{ мин}^{-1}$ кру-

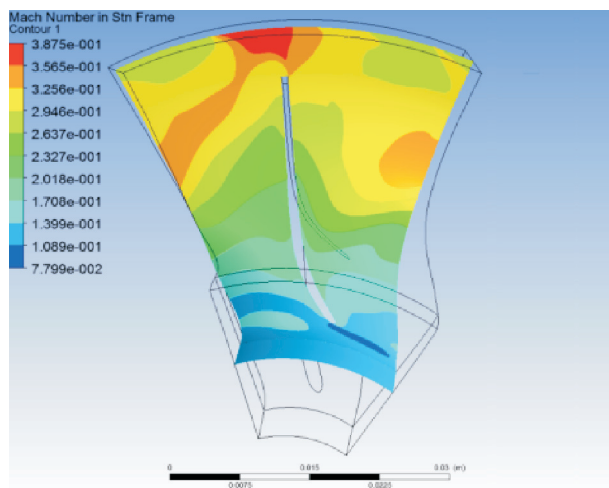
тящий момент $M = 0,472 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При таких режимах работы ТК наблюдается картина течения потока газа, показанная на рис. 6, в, г.

Тогда, согласно формуле (1), вырабатываемая турбиной мощность

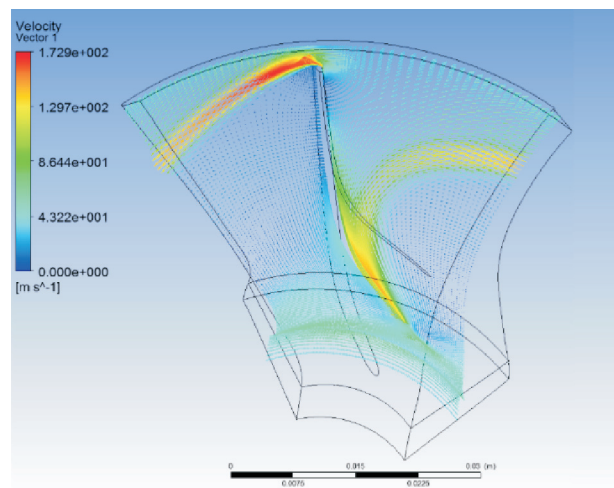
$$N_T = \frac{5 \cdot 0,472 \cdot 2\pi \cdot 50\,000}{60} = 12,4 \text{ кВт.}$$

Для проверки эффективности выбранного типа ТГУ его необходимо сравнить с альтернативными вариантами конструкций, например с пневмоприводом вихревого типа.

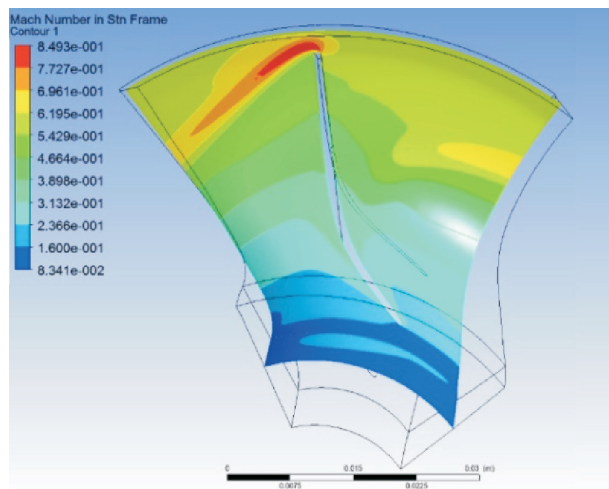
Пневмопривод вихревого типа. Расчет вихревой машины проведен по методике, описанной в диссертации В.Н. Сергеева [15]. Так как известен массовый расход попутно-нефтяного газа, который будет байпасироваться, можно опре-



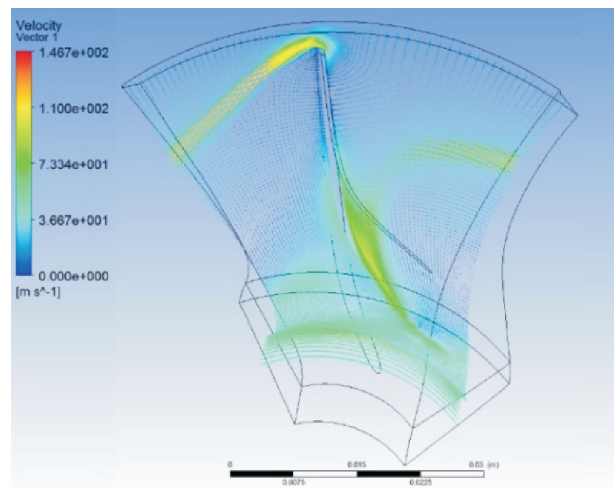
а



б



в



г

Рис. 6. Распределения числа Маха (а, в) и скорости течения газа, м/с, (б, г) в среднем сечении потока при 30%-ном (а, б) и 20%-ном (в, г) расходе газа через второй вариант ТК

делить удельную адиабатическую работу газа в ступени. Из исследования влияния газодинамических и геометрических параметров на эффективность вихревого колеса с внутренним периферийным каналом известны следующие параметры, позволяющие получить максимальную мощность на колесе:

- оптимальная относительная окружная скорость вихревого колеса $\bar{u}_{\text{опт}} = 0,15$;
- максимальный адиабатический КПД ступени $\eta_{\text{ад max}} = 0,33$;
- оптимальная степень расширения в рабочем канале ступени $\pi_{\text{р.к.опт}} = 2,6$;
- температурный КПД $\eta_t = 0,98$;
- коэффициент расхода $\phi_{\text{вх}} = 1,18$;
- относительная длина проточной части $\bar{d} = d/D = 0,12$ (d — диаметр меридионального сечения проточной части; D — диаметр колеса).

В начале расчета необходимо выбрать расход газа через ступень. Рабочие колеса вихревых машин больше осерадиальных ТК, поэтому зададим четыре параллельно работающие ступени ($n_{\text{ст}} = 4$), через которые будет проходить равное количество газа (рис. 7).

При общем расходе газа $m_{\text{г}} = 0,2$ кг/с массовый расход через ступень

$$m_e = \frac{m_{\text{г}}}{n_{\text{ст}}} = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ кг/с.}$$

Температура на входе в ступень $T_{\text{вх}}^* = 320$ К. Тогда с учетом температурного КПД η_t температура смеси в рабочем канале

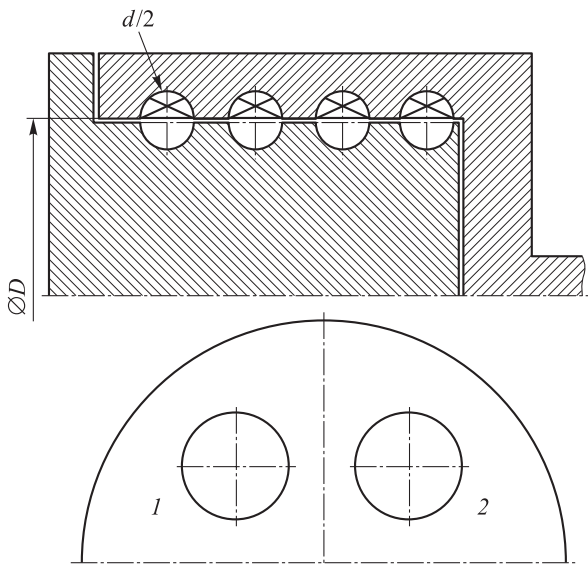


Рис. 7. Конструктивная схема вихревого пневмопривода барабанного типа с четырьмя параллельно работающими ступенями: 1 и 2 — вход и выход газа

$$T_{\text{см}}^* = T_{\text{вх}}^* \eta_t = 320 \cdot 0,98 = 313,6 \text{ К.}$$

Зная показатель адиабаты ($k = 1,286$) и газовую постоянную ($R = 467,8$ Дж/(кг·К)), определяем удельную адиабатическую работу газа в рабочем канале:

$$h_{\text{ад.ст}} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{см}}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{р.к.опт}}^{(k-1)/k}} \right) =$$

$$= \frac{1,286}{1,286-1} \cdot 467,8 \cdot 313,6 \left(1 - \frac{1}{2,6^{(1,286-1)/1,286}} \right) =$$

$$= 1,263 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Окружная скорость колеса

$$u = \bar{u} \sqrt{2h_{\text{ад.ст}}} = 0,15 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,263 \cdot 10^5} = 75,38 \text{ м/с.}$$

С учетом того что плотность, температура и давление попутно-нефтяного газа при стандартных условиях составляют соответственно $\rho_{\text{н}} = 0,863$ кг/м³, $T_{\text{ст.усл}} = 393$ К и $p_{\text{ст.усл}} = 0,278 \cdot 10^6$ Па, давление нагнетания $p_{\text{н}} = 2,945 \cdot 10^6$ Па, температура газа на входе в ступень $T_{\text{вых.г}} = 320$ К, получим плотность газа на входе в колесо:

$$\rho_{\text{вх}} = \rho_{\text{н}} \frac{p_{\text{н}} T_{\text{ст.усл}}}{p_{\text{ст.усл}} T_{\text{вых.г}}} =$$

$$= 0,863 \frac{2,945 \cdot 10^6 \cdot 393}{0,278 \cdot 10^6 \cdot 320} = 2,297 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда площадь рабочего канала в меридиональном сечении

$$F_{\text{р.к}} = \frac{m_e}{\rho_{\text{вх}} \phi_{\text{вх}} u} =$$

$$= \frac{0,05}{2,297 \cdot 1,18 \cdot 75,38} = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Тогда диаметр меридионального сечения проточной части

$$d = 1,13 \sqrt{2F_{\text{р.к}}} = 1,13 \sqrt{2 \cdot 2,45 \cdot 10^{-4}} = 0,025 \text{ м.}$$

Зная относительную длину проточной части, определяем диаметр колеса по формуле

$$D = \frac{d}{\bar{d}} = \frac{0,025}{0,12} = 0,208 \text{ м.}$$

В начале расчета было принято решение сделать вихревую машину барабанного типа с четырьмя параллельно работающими ступенями. Тогда при 20%-ном расходе газа реализуемая на вихревом колесе мощность от расширения газа

$$N_{\text{е вихр.м}} = m_e h_{\text{ад.ст}} \eta_{\text{ад max}} n_{\text{ст}} =$$

$$= 0,05 \cdot 1,263 \cdot 10^5 \cdot 0,33 \cdot 4 = 8,33 \text{ кВт.}$$

Выводы

1. Первый вариант осерадиального ТК при 100%-ном расходе газа позволяет вырабатывать 103,3 кВт. Однако перепуск такого расхода газа через ТГУ будет происходить при пуске/останове КУ, что бывает редко. В основном расход газа через байпасную линию будет равен 15...25 % общего расхода газа, и мощность при 20%-ном расходе газа составит 1,6 кВт. Следовательно, этот вариант колеса экономически невыгоден.

2. Второй вариант ТК спроектирован для 30%-ного расхода газа. При таком варианте работы ТГУ вырабатывает мощность 19,1 кВт. В случае уменьшения расхода газа до 20 % мощность составит 12,4 кВт, что почти в 8 раз превышает этот параметр для первого варианта колеса.

3. Предварительный расчет, проведенный для вихревого пневмопривода, показал, что ре-

ализуемая на его колесе мощность от расширения газа на лопатках при 20%-ном расходе газа равна 8,33 кВт, что меньше чем на осерадиальном колесе. Результаты исследования подтверждают правильность выполненных расчетов и порядок полученных значений. Диаметр колеса вихревой машины составляет 208 мм против 83 мм у турбинного колеса, что приведет к увеличению габаритных размеров установки для рекуперации энергии байпасируемого газа. При этом низкая частота вращения вихревого пневмогенератора (3000 мин^{-1}) позволяет использовать обычные подшипники и тем самым снизить стоимость установки.

4. Рассмотрены различные варианты конструкций осерадиальных ТК для ТГУ, и выбрано наиболее эффективное из них. Проведена верификация полученных данных путем расчета пневмопривода вихревого типа.

Литература

- [1] Belova O.V., Borisov Yu.A. Prospects of application of additive technologies for increasing the efficiency of impeller machines. *AIP Conference Proceedings*, 2017, vol. 1876, no. 020036, doi: 10.1063/1.4998856
- [2] Косой А.С., Монин С.В., Синкевич М.В. Современные подходы к исследовательским работам при создании микротурбинных энергетических комплексов. *Вестник Концерна ВКО «Алмаз-Антей»*, 2018, № 1, с. 72–79.
- [3] Косой А.С., Попель О.С., Бесчастных В.Н., Зейгарник Ю.А., Синкевич М.В. Газотурбинные установки малой мощности в энергетике: пути повышения эффективности и масштабов внедрения. *Теплоэнергетика*, 2017, № 10, с. 25–32.
- [4] Батенин В.М., Алексеев В.Б., Залкинд В.И., Зейгарник Ю.А., Косой А.С., Низовский В.Л. Резервы форсирования мощности в автономных энергоустановках на базе газотурбинных установок. *Доклады академии наук*, 2015, № 6, с. 657–659.
- [5] Автономова И.В., Мазурин Э.Б., Братусь А.В. Разработка технологической схемы компрессорной установки с рекуперацией теплоты. Анализ и подбор конструкции промежуточного охладителя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, спец. выпуск Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование, с. 78–97.
- [6] Автономова И.В., Авиленко К.В. Анализ целесообразности применения рекуперации теплоты в компрессорных установках с маслозаполненными винтовыми компрессорами. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5(17). URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/668.html>, doi: 10.18698/2308-6033-2013-5-668
- [7] Gavrilova Yu.A., Beschatnykh V.N., Borisov Yu.A., Achkasov D.A., Kosoy A.S. Optimization of micro gas-turbine-recuperator heat transfer surface. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 1128, p. 012123, doi: 10.1088/1742-6596/1128/1/012123
- [8] Автономова И.В., Левкоев Н.Д. Выбор конструкции золотника винтового маслозаполненного компрессора для дожимной компрессорной станции. *Машиностроитель*, 2016, № 4, с. 11–18.
- [9] Мичурин А.И., Автономова И.В. Регулирование производительности золотниками. *Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Матер. 5-й Международ. науч.-техн. конф.*, Омск, 25–30 апреля 2015, Омск, Омский государственный технический университет, 2015, с. 54–55.
- [10] Смирнов В.А., Соколов А.В. Система защиты от превышения напряжения в тракте постоянного тока микрогазотурбинной энергоустановки. *Современная техника и*

- технологии*, 2015, № 9. URL: <http://technology.snauka.ru/2015/09/7783> (дата обращения 05 мая 2018).
- [11] Бондарев Е.Н., Дубасов В.Т., Рыжов Ю.А., Свирщевский С.Б., Семенчиков Н.В. *Аэрогидромеханика*. Москва, Машиностроение, 1993. 608 с.
- [12] Uss A.Yu., Chernyshev A.V., Pugachuk A.S. Development of a high-speed table centrifuge with pneumatic drive. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, p. 030046, doi: 10.1063/1.5051907
- [13] Kalashnikov D.A., Pugachuk A.S., Chudotvorova E.O., Chernyshev A.V. Determination of power loss in compressor stage of turbogenerator in dynamic experiments. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, p. 030027, doi: 10.1063/1.5051888
- [14] Волков-Музылёв В.В., Борисов Ю.А., Калашников Д.А. Исследование характеристик течения Куэтта–Тейлора в современных газодинамических подшипниках. *Наукоград Наука Производство Общество*, 2017, № 2(12), с. 63–65.
- [15] Сергеев В.Н. *Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1983. 127 с.

References

- [1] Belova O.V., Borisov Yu.A. Prospects of application of additive technologies for increasing the efficiency of impeller machines. *AIP Conference Proceedings*, 2017, vol. 1876, no. 020036, doi: 10.1063/1.4998856
- [2] Kosoy A.S., Monin S.V., Sinkevich M.V. Contemporary approaches to research supporting the development of microturbine power generation systems. *Vestnik Kontserna VKO "Almaz-Antey"*, 2018, no. 1, pp. 72–79 (in Russ.).
- [3] Kosoi A.S., Popel O.S., Beschastnykh V.N., Zeigarnik Y.A., Sinkevich M.V. Small gas-turbine units for the power industry: ways for improving the efficiency and the scale of implementation. *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64(10), pp. 723–728, doi: 10.1134/S0040601517100068
- [4] Batenin V.M., Alekseev V.B., Zalkind V.I., Zeigarnik Y.A., Kosoi A.S., Nizovskii V.L. Power increasing reserves in gas-turbine unit-based independent power units. *Doklady Physics*, 2015, vol. 60, iss. 4, pp. 164–166, doi: 10.1134/S1028335815040084
- [5] Avtonomova I.V., Mazurin E.B., Bratus' A.V. Development of the technological scheme of the compressor unit with heat recovery. Analysis and selection of intercooler design. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2011, spets. iss. Vakuurnyye i kompressornyye mashiny i pnevmooborudovaniye, pp. 78–97 (in Russ.).
- [6] Avtonomova I.V., Avilenko K.V. Feasibility study of heat recovery application in compressor units with oil-flooded screw compressors. *Engineering journal: science and innovation*, 2013, no. 5(17), (in Russ.). Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/668.html>, doi: 10.18698/2308-6033-2013-5-668
- [7] Gavrilova Yu.A., Beschastnykh V.N., Borisov Yu.A., Achkasov D.A., Kosoy A.S. Optimization of micro gas-turbine-recuperator heat transfer surface. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 1128, pp. 012123, doi: 10.1088/1742-6596/1128/1/012123
- [8] Avtonomova I.V., Levkoyev N.D. Selection of the screw oil-filled compressor spool design for booster compressor station. *Mashinostroitel'*, 2016, no. 4, pp. 11–18 (in Russ.).
- [9] Michurin A.I., Avtonomova I.V. Spool capacity control. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Materialy 5 Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Technique and technology of petrochemical and oil and gas production. Proceedings of the 5th International Scientific and Technical Conference]. Omsk, 2015, pp. 54–55.
- [10] Smirnov V.A., Sokolov A.V. System for overvoltage protection in dc tract of gasturbine power plant. *Modern technics and technologies*, 2015, no. 9. Available at: <http://technology.snauka.ru/2015/09/7783> (accessed 05 May 2018).
- [11] Bondarev E.N., Dubasov V.T., Ryzhov Yu.A., Svirshchevskiy S.B., Semenchikov N.V. *Aerogidromekhanika* [Aerohydrodynamics]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1993, 608 p.

- [12] Uss A.Yu., Chernyshev A.V., Pugachuk A.S. Development of a high-speed table centrifuge with pneumatic drive. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, p. 030046, doi: 10.1063/1.5051907
- [13] Kalashnikov D.A., Pugachuk A.S., Chudotvorova E.O., Chernyshev A.V. Determination of power loss in compressor stage of turbogenerator in dynamic experiments. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2007, p. 030027, doi: 10.1063/1.5051888
- [14] Volkov-Muzylev V.V., Borisov Yu.A., Kalashnikov D.A. Researching properties of Taylor-Couette flow in clearances in modern gas-dynamic bearings. *Science City Science Manufacturing Society*, 2017, no. 2(12), pp. 63–65 (in Russ.).
- [15] Sergeyev V.N. *Razrabotka pnevmoprivoda vikhrevogo tipa s vnutrennim periferiyным каналом i issledovaniye vliyaniya gazodinamicheskikh i geometricheskikh parametrov na ego effektivnost'*. Kand. Diss. [Development of a vortex-type pneumatic actuator with an internal peripheral channel and study of the effect of gas-dynamic and geometric parameters on its efficiency. Cand. Diss.]. Moscow, 1983. 127 p.

Статья поступила в редакцию 13.12.2018

Информация об авторах

ВОЛКОВ–МУЗЫЛЁВ Владимир Валерьевич — аспирант. ОИВТ РАН (125412, Москва, Российская Федерация, Ижорская ул., д. 13, стр. 2, e-mail: vladimir_muzylev@mail.ru).

БРАТУСЬ Антон Валерьевич — сервисный инженер. АО «Атлас Копко» (141402, Московская область, Химки, Российская Федерация, Вашутинское шоссе, 15, e-mail: a.bratus@list.ru).

БОРИСОВ Юрий Александрович — младший научный сотрудник. ОИВТ РАН; доцент. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: boricovyu@gmail.com).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович — профессор кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

Information about the authors

VOLKOV-MUZYLEV Vladimir Valerevich (Moscow) — Postgraduate. Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 13, Block 2, e-mail: vladimir_muzylev@mail.ru).

BRATUS Anton Valerievich (Khimki) — Service Engineer. AO Atlas Copco (141402, Moscow Region, Russian Federation, Vashutinskoe Shosse, Bldg. 15, e-mail: a.bratus@list.ru).

BORISOV Yuriy Aleksandrovich (Moscow) — Junior Researcher. Joint Institute for High Temperatures of Russian Academy of Sciences; Associate Professor. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: boricovyu@gmail.com).

CHERNYSHEV Andrei Vladimirovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Волков-Музылёв В.В., Братусь А.В., Борисов Ю.А., Чернышев А.В. Модернизация компрессорного оборудования, работающего при нерасчетных режимах, путем внедрения турбогенераторной установки в байпасную линию. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 1, с. 48–57, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-48-57

Please cite this article in English as:

Volkov-Muzylev V.V., Bratus A.V., Borisov Y.A., Chernyshev A.V. Modernization of Compressor Equipment Working in Off-Design Modes by Integrating a Turbine-Generator into the Bypass Line. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 1, pp. 48–57, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-48-57