

Impact of Gas Internal Subflows in a Turboexpander Unit Operating on an Expander-Compressor Scheme on its Power Balance

¹Petropavlov V.E., ^{2,3,4}Vorontsov M.A., ⁵Kildiyarov S.S., ⁵Rud V.N., ^{2,3}Grachev A.S.,
¹Polyatsky V.V., ³Marinyak A.I.

¹Gazprom, St. Petersburg, Russian Federation

²Gazprom VNIIGAZ, St. Petersburg, Russian Federation

³ITMO University, St. Petersburg, Russian Federation

⁴Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

⁵Gazprom Dobycha Nadym, Nadym, Russian Federation

Abstract. This article presents operational data from turboexpander units (TEU) wherein a stable temperature gradient across both the turboexpander and the turbocompressor coexists with its power imbalance. A hypothesis attributing this phenomenon to internal gas internal subflows within the TEU flow path is proposed. The primary objective is to investigate the effect of such internal subflows on the power balance of a TEU configured as an expander–compressor unit and to substantiate the necessity of accounting for this effect during parametric diagnostics. Analytical power balance relations for the compressor and expander are formulated, incorporating potential gas internal subflows through diverse structural elements of the flow path. These relations are subsequently validated against gas-dynamic test data. Establishing that the computed power imbalance between the turbine and compressor may originate from internal subflows induced by wear of flow-path components enables the identification of critical assemblies requiring heightened attention during both design and operational phases, thereby informing future design improvements. Furthermore, prospective enhancements to the proposed methodology are examined within the framework of integrating TEU parametric diagnostic systems with big data analytics. The most significant outcome is the quantification of specific gas internal subflows exerting the greatest influence on the compressor–turbine power balance ratio, along with an upper-bound estimate of this influence. The scientific and practical relevance of these findings lies in augmenting TEU operational efficiency and reliability, providing a basis for design optimization, and enabling advanced performance monitoring methodologies.

Keywords: turboexpander unit, gas internal subflows, parametric diagnostics, gas processing plant, low-temperature separation, replaceable flow section, efficiency, technical condition coefficient, gaps.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2026.2-70.08>

UDC: 621.573

Impactul subfluxurilor interne de gaze dintr-o unitate turbodetensoare care funcționează pe o schemă de detensor-compresor asupra bilanțului său de putere

¹Petropavlov V.E., ^{2,3,4}Vorontsov M.A., ⁵Kildiyarov S.S., ⁵Rudi V.N., ^{2,3}Gracev A.S., ¹Polyatky V.V.,
³Marinyak A.I.

¹ Gazprom, Sankt Petersburg, Federația Rusă

²Gazprom VNIIGAZ, Sanct. Petersburg, Federația Rusă

³ITMO Universitatea, Sanct. Petersburg, Federația Rusă

⁴Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Federația Rusă

⁵Gazprom Dobycha Nadâm, Nadâm, Federația Rusă

Rezumat. Acest articol prezintă date operaționale de la unități de turbodetensoare (TEU) în care un gradient de temperatură stabil atât în turboexpander, cât și în turbocompresor coexistă cu dezechilibrul său de putere. Se propune o ipoteză care atribuie acest fenomen fluxurilor interne de gaz din cadrul traseului de curgere al TEU. Obiectivul principal este de a investiga efectul acestor fluxuri interne asupra bilanțului de putere al unui TEU configurat ca o unitate de detensor-compresor și de a justifica necesitatea luării în considerare a acestui efect în timpul diagnosticării parametrice. Sunt formulate relații analitice de bilanț de putere pentru compresor și detensor, încorporând potențialele fluxuri interne de gaz prin diverse elemente structurale ale traseului de curgere. Aceste relații sunt ulterior validate în funcție de datele testelor gazodinamice. Stabilirea faptului că dezechilibrul de putere calculat dintre turbină și compresor poate proveni din fluxuri interne induse de uzură componentelor traseului de curgere permite identificarea ansamblurilor critice care necesită o atenție sporită atât în fazele de proiectare, cât și în cele operaționale, informând astfel crearea viitoare ale proiectării. În plus, sunt examinate posibilele perspective ale metodologiei propuse în cadrul integrării sistemelor de diagnosticare parametrică TEU cu analiza big data. Cel

mai semnificativ rezultat este cuantificarea fluxurilor interne specifice de gaze care exercită cea mai mare influență asupra raportului de echilibru al puterilor compresor-turbină, împreună cu o estimare a limitelor superioare a acestei influențe. Relevanța științifică și practică a acestor descoperiri constă în creșterea eficienței operaționale și a fiabilității TEU, oferind o bază pentru optimizarea proiectării și permițând utilizarea unor metodologii avansate de monitorizare a performanței.

Cuvinte-cheie: unitate turbodetensor, subfluxuri interne de gaze, diagnosticare parametrică, instalație de procesare a gazelor, separare la temperatură joasă, secțiune de curgere înlocuibilă, eficiență, coeficient de stare tehnică, goluri.

Влияние перетоков газа в турбодетандерном агрегате, работающем по схеме «детандер-компрессор», на баланс его мощностей

¹Петропавлов В.Е., ^{2,3,4}Воронцов М.А., ⁵Кильдияров С.С., ⁵Рудь В.Н., ^{2,3}Грачев А.С.,
¹Поляцкий В.В., ³Мариняк А.И.

¹ПАО «Газпром», Санкт-Петербург, Российская Федерация

²ООО «Газпром ВНИИГАЗ», Санкт-Петербург, Российская Федерация

³Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Российская Федерация

⁴МГТУ имени Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

⁵ООО «Газпром Добыча Надым», Надым, Российская Федерация

Аннотация. В статье представлены примеры значений показателей режимов работы турбодетандерных агрегатов (ТДА), полученных из опыта эксплуатации, при которых стабильная разность температур на входе и выходе турбодетандера, а также на входе и выходе турбокомпрессора сопровождается небалансом мощностей, и предложено объяснение причины данного явления наличием перетоков газа в проточной части ТДА. Основной целью исследования является проведение анализа влияния перетоков газа в ТДА, работающем по схеме «детандер-компрессор», на баланс его мощностей и обоснование необходимости учета данного влияния при проведении параметрической диагностики. Для достижения поставленной цели сформированы аналитические расчетные соотношения для баланса мощностей компрессора и детандера с учетом возможных перетоков газа через различные элементы конструкции проточной части ТДА и проведен анализ результатов газодинамических испытаний ТДА. Обоснование того факта, что расчетный «небаланс» мощностей турбины и компрессора может быть вызван перетоками газа, обусловленных износом элементов проточной части, позволит выявлять узлы, которым надо уделить особое внимание при конструировании и при эксплуатации ТДА, а в перспективе – разработать рекомендации по совершенствованию конструкции ТДА. Дополнительно рассмотрены перспективные направления развития предложенного решения в контексте совершенствования систем параметрической диагностики ТДА за счет интеграции с технологиями интеллектуального анализа больших данных. Наиболее важным результатом является определение перетоков газа в ТДА, оказывающих наибольшее влияние на отношение баланса мощностей компрессора и турбины ТДА и расчет максимальной величины этого влияния. Значимость полученных результатов состоит в повышении эффективности и надежности работы ТДА на основе полученных данных, а также в возможности разработки рекомендаций по совершенствованию конструкции ТДА и мониторингу эффективности их работы.

Ключевые слова: турбодетандерный агрегат, перетоки газа, параметрическая диагностика, установка комплексной подготовки газа, низкотемпературная сепарация, сменная проточная часть, коэффициент полезного действия, коэффициент технического состояния, зазоры.

ВВЕДЕНИЕ

Применение турбодетандерных агрегатов (ТДА) с компрессором природного газа в качестве полезной нагрузки в составе установок низкотемпературной сепарации (НТС) позволяет использовать энергию, вырабатываемую при расширении газа в детандере, для частичного восстановления давления после прохождения газом низкотемпературного сепаратора, что приводит к снижению нагрузки на дожимной компрессорный комплекс промысла [1 – 7].

Эффективность и надежность НТС с ТДА во многом зависят от эффективности и надежности ТДА. Эффективность ТДА в

основном характеризуется коэффициентами полезного действия (КПД) детандера и компрессора на гарантийных режимах работы и во всем диапазоне изменения основных показателей эксплуатации (расход газа при стандартных условиях, температура НТС, отношение давлений в детандере и компрессоре) [8 – 15].

Профильными специалистами и исследователями изучаются вопросы повышения эффективности ТДА и расширения области их применения. Можно выделить следующие направления исследований:

- оценка эффективности ТДА при малых числах Маха [16];
- повышение эффективности электрогенерации на газораспределительных станциях с использованием ТДА за счет предварительного подогрева газа [11, 17 – 20];
- повышение надежности работы системы активного магнитного подвеса на ТДА [21];
- оценка сроков замены СПЧ в ТДА [22];
- увеличение пропускной способности ТДА [8, 9, 10, 22].

Важным элементом при оценке эффективности и прогнозировании режимов работы ТДА является информация о техническом состоянии агрегата, которую можно получить при проведении его диагностики.

Диагностику турбомашин обычно подразделяют на следующие виды [23 – 25]:

- параметрическая диагностика – оценка состояния работающего агрегата по изменениям эксплуатационных параметров: давлений, температур, расходов, мощностей, КПД и т.д.;
- диагностика на остановленном агрегате – вибрационные испытания, прогрев-пропуск ротора, визуальный осмотр, контроль зазоров и т.д.
- разборная диагностика (дефектоскопия) – неразрушающие методы контроля (ультразвуковой, магнитопорошковый, капиллярный, радиографический и др.), контроль геометрии деталей, измерение радиальных и осевых зазоров и т.д.

Параметрическая диагностика является единственным видом диагностики, позволяющим выполнять оценку состояния агрегата в процессе его эксплуатации.

Параметрической диагностике турбомашин в целом посвящено много работ, однако большая их часть касается центробежных компрессоров и газотурбинных установок в составе газоперекачивающих агрегатов [26 – 42]. В части ТДА рассмотрены следующие задачи, решаемые с использованием параметрической диагностики:

- разработка методики предварительной оценки КПД при нестационарном

температурном поле для сокращения времени предварительных испытаний [43];

- оценка качества ремонта ТДА [44].

При этом в указанных работах не затрагиваются вопросы, связанные с перетоками газа внутри ТДА и их влиянием на эффективность и надежность работы оборудования.

При параметрическом анализе работы ТДА с целью определения фактической эффективности одной из задач является фильтрация первичной («сырой») информации. Её возможно проводить, основываясь на экспертной оценке по следующим критериям:

- соответствие результатов измерения диапазону допустимых значений*,
- соответствие результатов расчета по измеренным данным условиям «физичности»**.

На практике наиболее часто руководствуются следующими критериями – стабилизацией показателей эксплуатации ТДА и значениями КПД детандера и компрессора, определенными при стабилизации режимов работы ТДА. В некоторых случаях дополнительно используется критерий выполнения условия баланса мощностей ТДА.

Условие баланса мощностей детандера и компрессора [15, 26] может быть представлено следующим выражением:

$$N_k = N_o \cdot \eta_m \quad (1)$$

где N_k – мощность компрессора ТДА, кВт,

N_o – мощность детандера ТДА, кВт,

η_m – механические потери.

$$N_k = G_k \cdot H_k \quad (2)$$

где G_k – расход газа через компрессор ТДА, кг/с,

H_k – действительная удельная работа сжатия в компрессоре ТДА, кДж/кг,

$$N_o = G_o \cdot H_o \quad (3)$$

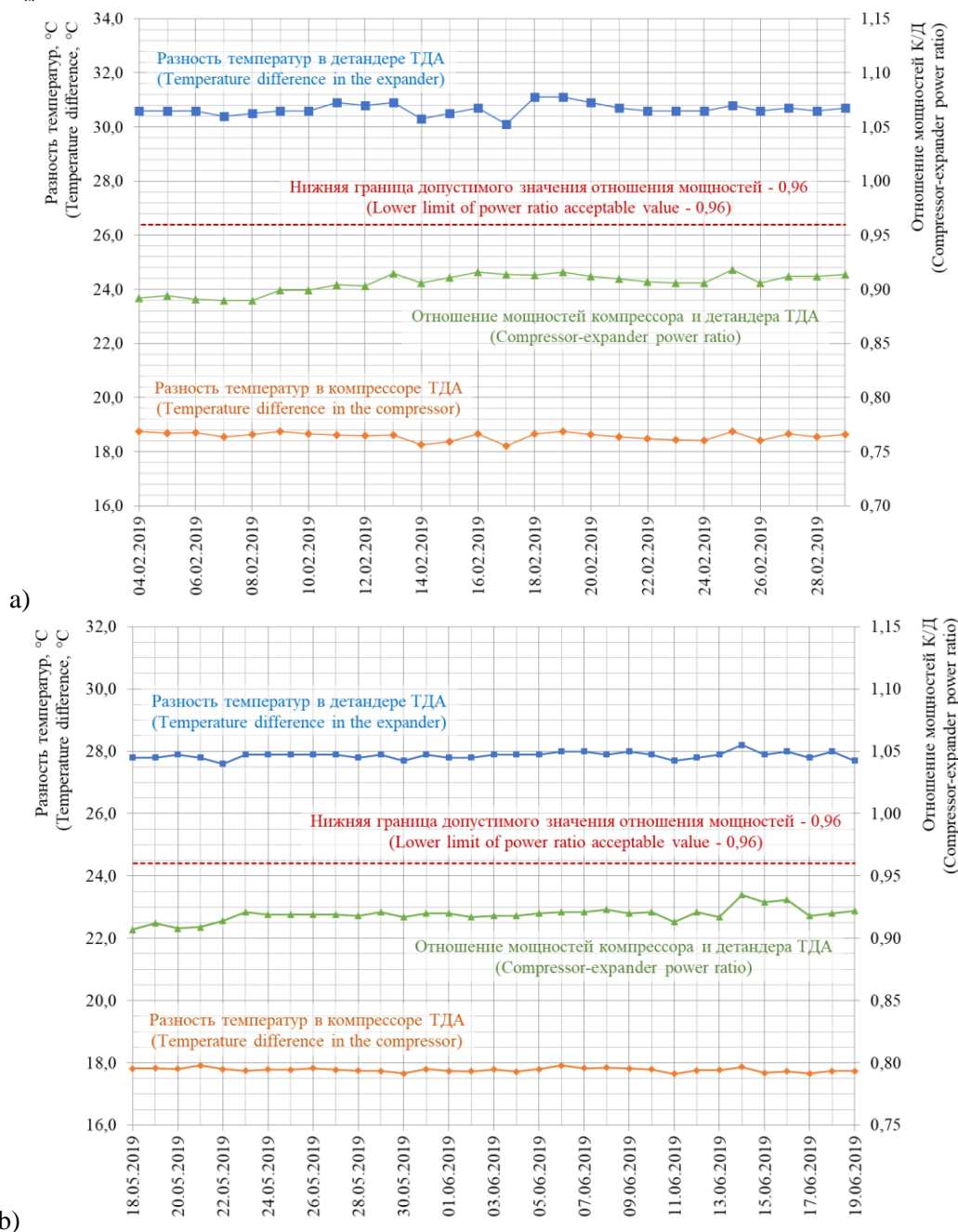
* Диапазон допустимых значений следует задавать исходя из особенностей процесса эксплуатации оборудования и используемых измерительных приборов.

** Например, значение политропного КПД процесса компримирования газа в компрессоре ТДА не должно превышать 1,0 (или достигнутого современного уровня)

где G_o – расход газа через детандер ТДА, кг/с,
 H_o – действительная удельная работа сжатия в детандере ТДА, кДж/кг.

При этом, исходя из принципа сохранения энергии и допуская на погрешность изменений, можно считать, что условие баланса мощностей детандера и компрессора выполняется в случае, если значение $N_k / N_o \cdot \eta_m$ находится в диапазоне 0,96...1,04.

Из опыта эксплуатации турбохолодильного оборудования выявлено, что периодически могут наблюдаться «нефизичные» режимы работы, при которых стабильная разность температур сопровождается небалансом мощностей. Фактические данные, иллюстрирующие данное явление, представлены на рисунке 1.



a – пример 1, b – пример 2
a – example 1, b – example 2

Рис. 1. Примеры небаланса мощностей в турбодетандерном агрегате при стабильных значениях разностей температур в детандере и компрессоре.

Fig 1. Examples of turboexpander unit power imbalance at stable temperature differences in the expander and compressor.

Из анализа рисунка 1 следует, что при стабильной разности температур может наблюдаться нарушение условия баланса мощностей – в представленном примере отношение мощностей компрессора и детандера составляло от 89 до 94 %. Одним из возможных объяснений данного противоречия является предположение о различии в значениях расхода газа, проходящего через компрессор и турбину, от показаний расходомеров, вызванное перетоками газа внутри ТДА. Для более подробного исследования данной гипотезы были проведены газодинамические испытания ТДА и расчетные исследования по влиянию различных перетоков газа на баланс мощностей компрессора и детандера ТДА. В данной статье проведены исследования режимов работы ТДА, при которых мощность детандера превышала мощность компрессора ТДА.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Сформированы аналитические расчетные соотношения для баланса мощностей компрессора и детандера с учетом возможных перетоков газа через различные элементы конструкции проточной части ТДА, работающего по схеме «детандер-компрессор». Возможные места и направления перетоков в СПЧ ТДА представлены на рисунке 2 и в таблице 1.

Рассмотрены следующие варианты перетоков газа:

- через покрывной диск (ПД) рабочего колеса компрессора (РКК);
- через зазоры над рабочим колесом детандера (РКД), думмисное уплотнение (ДУ) и резиново-технические изделия (РТИ) со стороны турбины;
- через лабиринтное уплотнение (ЛУ) основного диска РКК и РТИ со стороны компрессора,
- через обратный клапан (ОК).

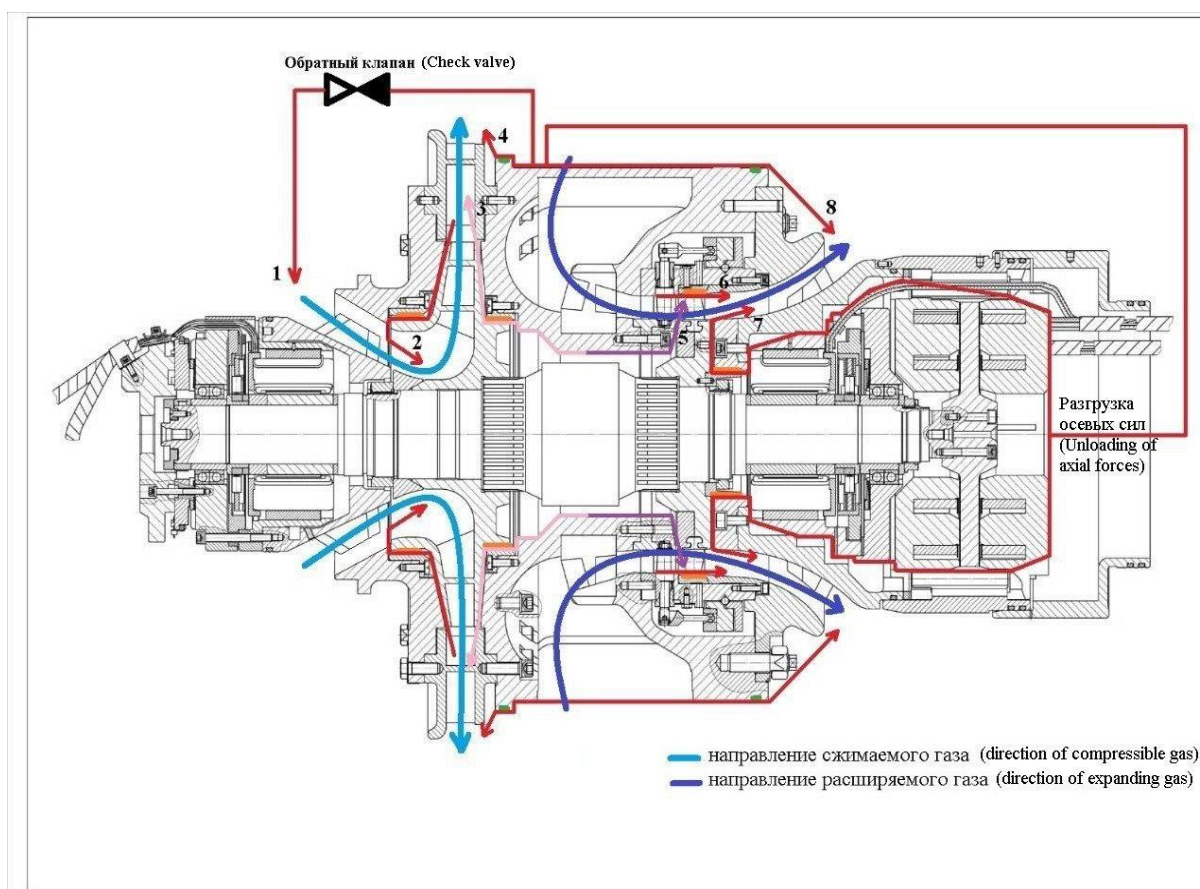


Рис. 2. Схема СПЧ ТДА с обозначением мест и направлений перетоков газа.
Fig. 2. Schematic of the TEU's removable flow path with indicated locations and directions of gas internal subflows.

Таблица 1 (Table 1).

Описание мест и направлений перетоков газа в СПЧ ТДА.

Possible locations and directions of gas internal subflows in the TEU's removable flow path

№ перетока в соответствии с рисунком 2 (The gas internal subflow number in accordance with Figure 2)	Название перетока (Gas internal subflow name)	Направление перетока (Gas internal subflow direction)
1	Через обратный клапан (Through the check valve)	Со входа в детандер на вход компрессора (Expander inlet to compressor inlet)
2	Через лабиринтное уплотнение покрывного диска рабочего колеса компрессора (Through the labyrinth seal of the compressor impeller shroud)	С выхода компрессора на вход компрессор (Compressor outlet to compressor inlet)
3	Через лабиринтное уплотнение основного диска рабочего колеса компрессора в летний и жаркий периоды работы (Through the labyrinth seal of the compressor impeller hub during summer operation and periods of high ambient temperatures)	С входа в детандер на выход компрессора (Expander inlet to compressor outlet)
4	Через резиново-технические изделия со стороны компрессора (Through rubber products on the compressor side)	С входа в детандер на выход компрессора (Expander inlet to compressor outlet)
5	Через лабиринтное уплотнение основного диска рабочего колеса компрессора в зимний период работы (Through the labyrinth seal of the compressor impeller hub during winter operation)	С выхода компрессора на вход детандера (Compressor outlet to expander inlet)
6	Через зазоры над рабочим колесом детандера (Through the clearances above the expander impeller)	С входа в детандер на выход детандера (Expander inlet to expander outlet)
7	Через думмисное уплотнение (Through the dummy seal)	С входа в детандер на выход детандера (Expander inlet to expander outlet)
8	Через резиново-технические изделия со стороны турбины (Through rubber products on the expander side)	С входа в детандер на выход детандера (Expander inlet to expander outlet)

Определение значения максимально возможной величины перетока и его влияния на баланс мощностей выполнялось в соответствии со следующим алгоритмом:

- 1) корректировка формулы баланса мощностей с учетом направления перетока;
- 2) расчет фактических температур газа с учетом дросселирования (без учета влияния нагрева газа за счет трения при перетоках и передачи тепла от магнитных подшипников);
- 3) оценка максимально возможной величины рассматриваемого перетока, при котором весь наблюдаемый «небаланс» мощностей обуславливается одним рассматриваемым перетоком газа;
- 4) оценка удельной величины влияния перетока газа на баланс мощностей ТДА.

1. Переток газа через ПД РКК.

Данный переток добавляется к измеренному расходу газа через компрессор, поскольку, пройдя через РКК и лабиринтное уплотнение (рисунок 2, переток № 2) повторно проходит через РКК. В этом случае формула баланса мощностей принимает следующий вид:

$$(G^{изм} + \Delta G_{но}) \cdot H_{к}^{\phi} = G^{изм} \cdot H_{о} \cdot \eta_{м} \quad (4)$$

где $G^{изм}$ – измеренный расход газа через ТДА, кг/с,

$\Delta G_{но}$ – переток газа через ПД РКК, кг/с,

$H_{к}^{\phi}$ – фактическая удельная работа компрессора с учетом изменения температуры газа за счет перетока, кДж/кг.

Расчет фактической удельной работы компрессора выполнен с учетом изменения температуры газа за счет перетока через ПД РКК. Температура перетока газа перед его смешением с основным потоком газа на входе в компрессор определена из равенства энтальпий при дросселировании:

$$i_{к}^{вых} = i_{к}^{пер} \quad (5)$$

$$T_{к}^{пер} = f(T_{к}^{вых}, p_{к}^{ex}, p_{к}^{вых}) \quad (6)$$

где $i_{к}^{вых}$ – удельная энтальпия на выходе компрессора ТДА, кДж/кг,

$i_{к}^{пер}$ – удельная энтальпия перетока газа перед смешением, кДж/кг,

$T_{к}^{пер}$ – температура перетока газа перед смешением, К,

$T_{к}^{вых}$ – температура газа на выходе компрессора ТДА, К,

$p_{к}^{ex}$ – давление газа на входе компрессора ТДА, МПа

$p_{к}^{вых}$ – давление газа на выходе компрессора ТДА, МПа.

Фактическая температура газа на входе в компрессор ТДА после смешения перетока с основным потоком газа определена исходя из теплового баланса потоков:

$$T_{к}^{ex\phi} = \frac{G^{изм} \cdot T_{к}^{ex} + \Delta G_{но} \cdot T_{к}^{пер}}{G^{изм} + \Delta G_{но}} \quad (7)$$

где $T_{к}^{ex\phi}$ – фактическая температура газа на входе в компрессор ТДА после смешения перетока с основным потоком газа, К,

$T_{к}^{ex}$ – измеренная температура газа на входе в компрессор ТДА, К.

2. Переток газа через зазоры над РКД, ДУ и РТИ (сторона турбины).

Данный переток вычитается из измеренного расхода газа через детандер, поскольку является «обходом» детандера и фактический расход газа через РКД уменьшается (рисунок 2, перетоки №№ 6, 7, 8). В этом случае формула баланса мощностей принимает следующий вид:

$$G^{изм} \cdot H_{к} = (G^{изм} - \Delta G_{оу}) \cdot H_{о}^{\phi} \cdot \eta_{м} \quad (8)$$

где $\Delta G_{оу}$ – переток газа через зазоры над РКД, ДУ и РТИ (сторона турбины), кг/с,

$H_{о}^{\phi}$ – фактическая удельная работа детандера с учетом изменения температуры газа за счет перетока, кДж/кг.

Расчет фактической удельной работы детандера выполнен с учетом изменения температуры газа за счет перетока через зазоры над РКД, ДУ и РТИ (сторона турбины). Температура перетока газа перед его смешением с основным потоком газа на выходе из детандера определена из равенства энтальпий при дросселировании:

$$i_{о}^{ex} = i_{о}^{пер} \quad (9)$$

$$T_{о}^{пер} = f(T_{о}^{ex}, p_{о}^{ex}, p_{о}^{вых}) \quad (10)$$

где i_{δ}^{ex} – удельная энтальпия на входе в детандер ТДА, кДж/кг,

i_{δ}^{nep} – удельная энтальпия перетока газа перед смешением, кДж/кг,

T_{δ}^{nep} – температура перетока газа перед смешением, К,

T_{δ}^{ex} – температура газа на входе в детандер ТДА, К,

p_{δ}^{ex} – давление газа на входе в детандер ТДА, МПа

$p_{\delta}^{вых}$ – давление газа на выходе из детандера ТДА, МПа.

Фактическая температура газа на выходе из детандера ТДА до смешения с перетоком газа определена исходя из теплового баланса потоков:

$$T_{\delta}^{вых \phi} = \frac{G^{изм} \cdot T_{\delta}^{вых} - \Delta G_{\delta y} \cdot T_{\delta}^{nep}}{G^{изм} - \Delta G_{\delta y}} \quad (11)$$

где $T_{\delta}^{вых \phi}$ – фактическая температура газа на выходе из детандера ТДА до смешения с перетоком газа, К,

$T_{\delta}^{вых}$ – измеренная температура газа на выходе из детандера ТДА, К.

3. Переток газа через ЛУ основного диска РКК и РТИ (сторона компрессора).

Данный переток необходимо учитывать в зависимости от сезона работы:

3.1) в летний и жаркий периоды работы данный переток вычитается из измеренного расхода газа как через компрессор, так и через детандер ТДА (рисунок 2, перетоки №№ 3, 4). В этом случае формула баланса мощностей принимает следующий вид:

$$(G^{изм} - \Delta G_{\delta y}) \cdot H_{\kappa}^{\phi} = (G^{изм} - \Delta G_{\delta y}) \cdot H_{\delta}^{\phi} \cdot \eta_m \quad (12)$$

где $\Delta G_{\delta y}$ – переток газа через ЛУ основного диска РКК и РТИ (сторона компрессора), кг/с.

Расчет фактической удельной работы компрессора выполнен с учетом изменения температуры газа за счет перетока через ЛУ основного диска РКК и РТИ (сторона компрессора). Температура перетока газа перед его смешением с основным потоком газа на выходе из компрессора определена из равенства энтальпий при дросселировании:

$$i_{\delta}^{ex} = i_{\kappa}^{nep} \quad (13)$$

$$T_{\kappa}^{nep} = f(T_{\delta}^{ex}, p_{\delta}^{ex}, p_{\kappa}^{вых}) \quad (14)$$

Фактическая температура газа на выходе из компрессора ТДА до смешения с перетоком газа определена исходя из теплового баланса потоков:

$$T_{\kappa}^{вых \phi} = \frac{G^{изм} \cdot T_{\kappa}^{вых} - \Delta G_{\delta y} \cdot T_{\kappa}^{nep}}{G^{изм} - \Delta G_{\delta y}} \quad (15)$$

где $T_{\kappa}^{вых \phi}$ – фактическая температура газа на выходе из компрессора ТДА до смешения с перетоком газа, К.

Расчет фактической удельной работы детандера выполнен исходя из (12):

$$H_{\delta}^{\phi} = H_{\kappa}^{\phi} / \eta_m \quad (16)$$

3.2) в зимний период работы переток газа через ЛУ основного диска РКК добавляется к измеренному расходу как компрессора, так и детандера (рисунок 2, переток № 5). В этом случае формула баланса мощностей принимает следующий вид:

$$(G^{изм} + \Delta G_{\delta y}) \cdot H_{\kappa}^{\phi} = (G^{изм} + \Delta G_{\delta y}) \cdot H_{\delta}^{\phi} \cdot \eta_m \quad (17)$$

Расчет фактической удельной работы детандера выполнен с учетом изменения температуры газа за счет перетока через ЛУ основного диска РКК и РТИ (сторона компрессора). Температура перетока газа перед его смешением с основным потоком газа на выходе из компрессора определена из равенства энтальпий при дросселировании:

$$i_{\kappa}^{вых} = i_{\delta}^{nep} \quad (18)$$

$$T_{\delta}^{nep} = f(T_{\kappa}^{вых}, p_{\kappa}^{вых}, p_{\delta}^{ex}) \quad (19)$$

Фактическая температура газа на входе в детандер ТДА после смешения перетока с основным потоком газа определена исходя из теплового баланса потоков:

$$T_{\delta}^{ex \phi} = \frac{G^{изм} \cdot T_{\delta}^{ex} + \Delta G_{\delta y} \cdot T_{\delta}^{nep}}{G^{изм} + \Delta G_{\delta y}} \quad (20)$$

где $T_o^{ex\phi}$ – фактическая температура газа на входе в детандер ТДА после смешения перетока с основным потоком газа, К.

Расчет фактической удельной работы компрессора выполнен исходя из (17):

$$H_k^\phi = H_o^\phi \cdot \eta_m \quad (21)$$

4. Переток газа через ОК.

Данный переток добавляется к измеренному расходу газа через компрессор и вычитается из измеренного расхода газа через детандер ТДА (рисунок 2, переток № 1). В этом случае формула баланса мощностей принимает следующий вид:

$$(G^{изм} + \Delta G_{ок}) \cdot H_k^\phi = (G^{изм} - \Delta G_{ок}) \cdot H_o^\phi \cdot \eta_m \quad (22)$$

где $\Delta G_{ок}$ – переток газа через ОК ТДА, кг/с.

Расчет фактической удельной работы компрессора выполнен с учетом изменения температуры газа за счет перетока через ОК. Температура перетока газа перед его смешением с основным потоком газа на входе в компрессор определена из равенства энтальпий при дросселировании:

$$i_o^{ex} = i_k^{nep} \quad (23)$$

$$T_k^{nep} = f(T_o^{ex}, p_o^{ex}, p_k^{ex}) \quad (24)$$

Фактическая температура газа на входе в компрессор ТДА после смешения перетока с основным потоком газа определена исходя из теплового баланса потоков:

$$T_k^{ex\phi} = \frac{(G^{изм} - \Delta G_{ок}) \cdot T_k^{ex} + \Delta G_{ок} \cdot T_k^{nep}}{G^{изм} + \Delta G_{ок}} \quad (25)$$

где $T_k^{ex\phi}$ – фактическая температура газа на входе в компрессор ТДА после смешения перетока с основным потоком газа, К.

Расчет фактической удельной работы детандера выполнен исходя из (22):

$$H_o^\phi = \frac{(G^{изм} + \Delta G) \cdot H_k^\phi}{(G^{изм} - \Delta G) \cdot \eta_m} \quad (26)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Оценка влияния различных перетоков газа в ТДА на его баланс мощностей продемонстрирована на примере исходных

данных, полученных при проведении газодинамических испытаний ТДА. Исходные данные и результаты оценки величины различных перетоков и их влияния на баланс мощностей представлены в таблице 2.

Из анализа таблицы 2 следует, что:

– перетоки газа через ПД РКК и через зазоры над РКД, ДУ и РТИ (сторона турбины) не оказывают существенного влияния на баланс мощностей, величина изменения баланса мощностей при изменении указанных перетоков на 1 % составила 0,001 %...0,05 %,

– переток газа через ЛУ основного диска РКК и РТИ (сторона компрессора) в летний и жаркий периоды работы приводят к снижению измеренной мощности компрессора, а в зимний период работы – к снижению измеренной мощности детандера,

– для корректного определения баланса мощностей и оценки фактического КПД компрессора ТДА в летний и жаркий периоды работы температуру на выходе компрессора необходимо корректировать по балансу мощностей компрессор-детандер и к расходу, рассчитанному по характеристике полного напора, необходимо прибавлять расход перетока,

– для корректного определения баланса мощностей и оценки фактического КПД детандера ТДА в зимний период работы температуру на входе детандера необходимо корректировать по балансу мощностей компрессор-детандер.

Причиной подобных перетоков газа может быть как недостаточная герметичность исполнения ТДА, так и несоосность сопрягаемых деталей конструкции СПЧ ТДА.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИЧЕСКОГО ПОДХОДА

Полученные результаты представляют интерес для конструкторов турбохолодильного оборудования и специалистов, осуществляющих эксплуатацию ТДА, т.к. выявляют наиболее чувствительные элементы, износ которых может привести к снижению эффективности ТДА и к затруднениям при проведении параметрической диагностики. Описанный в статье методический подход нашел применение в нормативной документации для системы технической диагностики (СТО Газпром добыча Надым 104-2018 «Положение по оценке качества ремонта

турбодетандерных агрегатов, эксплуатируемых на установках комплексной подготовки газа ООО «Газпром добыча Надым»). В перспективе данный подход может быть учтен в системе предиктивной

диагностики ТДА, поскольку позволяет определять износ внутренних элементов ТДА на основе анализа баланса мощностей.

Таблица 2 (Table 2).

Исходные данные и результаты оценки величины различных перетоков.
(Input Data and results of the assessment of the magnitude of various internal subflows)

Параметр	Номер перетока в соответствии с таблицей 1 (The gas internal subflow number in accordance with Table 1)				
	2	6+7+8	3+4	5	1
Исходные данные (Input Data)					
Измеренный расход через ТДА, тыс. ст. м ³ /час (Measured TEU flow rate, thousand std m ³ /h)	460,0	460,0	460,0	460,0	460,0
Давление на входе детандера, МПа (Expander inlet pressure, MPa)	–	10,5	10,5	9,4	10,5
Давление на выходе детандера, МПа (Expander outlet pressure, MPa)	–	4,5	–	5,2	–
Температура на входе детандера, °С (Expander inlet temperature, °C)	–	25,4	25,4	2,6	25,4
Температура на выходе детандера, °С (Expander outlet temperature, °C)	–	-25,7 (-27,8)*	–	-32,0 (-33,2)*	–
Давление на входе компрессора, МПа (Compressor inlet pressure, MPa)	4,0	–	4,0	–	4,0
Давление на выходе компрессора, МПа (Compressor outlet pressure, MPa)	5,9	–	5,9	6,0	5,9
Температура на входе компрессора, °С (Compressor inlet temperature, °C)	31,5	–	31,5	–	31,5
Температура на выходе компрессора, °С (Compressor outlet temperature, °C)	66,6 (64,2)*	–	60,0 (65,2)*	37,8	59,6 (64,2)*
«Небаланс» мощностей компрессора и детандера, % (Compressor-expander power «imbalance», %)	0,009	0,084	27,0	13,6	27,2
Результаты расчетов (Calculation results)					
Максимально возможная величина перетока газа, % (Maximum possible gas internal subflow, %)	8,4	7,8	9,8	2,8	7,0
Расход газа через детандер, тыс. ст. м ³ /час (Expander flow rate, thousand std m ³ /h)	460,0	424,2	414,9	472,9	427,8
Расход газа через компрессор, тыс. ст. м ³ /час (Compressor flow rate, thousand std m ³ /h)	498,6	460,0	414,9	472,9	492,2
Изменение отношения мощностей при увеличении перетока на 1 %, % (Change in the power ratio with a 1% increase in gas internal subflow, %)	0,001	0,05	2,77	4,93	3,90

* Значение температуры без учета перетока
(* Temperature value disregarding gas internal subflow)

Вследствие того, что газодинамические процессы в турбомашине характеризуется большим количеством параметров, а также нелинейностью их изменения [10], современное развитие параметрической диагностики газодинамического оборудования связано с использованием цифровых технологий интеллектуального анализа данных. В рамках эмпирического подхода на основе данных (data-driven) алгоритмы машинного обучения и искусственных нейронных сетей позволяют эффективно аппроксимировать многомерные нелинейные зависимости эксплуатационных параметров оборудования даже в условиях неопределенности (погрешностей) измерений, что расширяет возможности традиционных расчетных методов [45]. Технологии цифровых двойников и прогнозной аналитики сочетающие данные о производительности энергетического оборудования и моделей на основе ИНС уже реализуются в компаниях Siemens, General Electric, BP, Shell и др. [46, 47].

Обоснование связи небаланса мощностей детандера и компрессора ТДА с износом элементов конструкции может быть использовано для мониторинга состояния турбомашин, например, с использованием программных сенсоров (soft sensors, virtual sensors) [48, 49] или гибридных диагностических нейросетевых моделей (Physics-Informed Neural Networks) [50].

Интеграция предложенного методического подхода с цифровыми системами мониторинга в моделях цифровых двойников ТДА позволит повысить точность оценки технического состояния оборудования, обеспечить раннее выявление деградации элементов проточной части и реализовать стратегии технического обслуживания по фактическому состоянию оборудования. В том числе ожидается, что интеграция подходов позволит учесть влияние дополнительных тепловых потоков без значительного увеличения трудозатрат на проведение тепловых расчетов при перетоках газа в элементах конструкции ТДА.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье представлен анализ влияния перетоков газа на отношение баланса мощностей компрессора и турбины ТДА. Представлены примеры фактических режимов работы ТДА, для которых характерны

«нефизичные» значения показателей эксплуатации: при относительно стабильных значениях разности температур в турбодетандере и турбокомпрессоре ТДА не соблюдается баланс мощностей ТДА. Сформированы аналитические расчетные соотношения для баланса мощностей компрессора и детандера с учетом возможных перетоков газа через различные элементы конструкции проточной части ТДА, работающего по схеме «детандер-компрессор» и представлен пример оценки влияния различных перетоков газа в ТДА на баланс мощностей турбокомпрессора и турбодетандера, основанный на результатах проведения газодинамических испытаний ТДА. Установлено, что наибольшее влияние на баланс мощностей оказывает переток газа через лабиринтное уплотнение РКК и РТИ (сторона компрессора). При этом изменение отношения мощностей составит до 2,8...4,9 % за каждый процент перетока газа. Причинами повышенных перетоков влияющих на баланс мощностей, могут являться как недостаточная герметичность исполнения ТДА, так и несоосность сопрягаемых деталей конструкции СПЧ ТДА. Проведение описанного в статье расчетного термодинамического исследования позволяет выявить узлы, которым надо уделить особое внимание при конструировании и при эксплуатации ТДА. В перспективе применение подобного методического подхода позволит разработать рекомендации по совершенствованию конструкции ТДА.

В дальнейших исследованиях, посвященных влиянию перетоков газа внутри проточной части на баланс мощностей ТДА, планируется провести анализ влияния нагрева газа за счет трения при перетоках и передачи тепла от магнитных подшипников, а также рассмотреть режимы работы, при которых мощность компрессора превышает мощность детандера ТДА.

Литература (References)

- [1] Khetagurov V.A., Slugin P.P., Vorontsov M.A., Kubanov A.N. Opyt i perspektivy primeneniya turbodetandernykh agregatov na promyslovyykh tekhnologicheskikh ob'ektakh gazovoi promyshlennosti Rossii [Experience and prospects of application of turbo-expanders at the gas-field technological objects of gas industry in Russia]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 2018, no.11 (777), pp. 14-22. (In Russian)

- [2] Kubanov A.N., Khetagurov V.A., Deduchenko F.M. Perspektivy ispol'zovaniya turbokholodil'noj tekhniki na ob'ektakh dobychi gaza [Prospects for the use of turbo-refrigeration technology at gas fields]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 2004, no.12, pp. 65-68. (In Russian).
- [3] Yazik A.V. Turbodetandery v sistemakh promyslovoi podgotovki gaza [Turboexpanders in gas field processing systems]. Moscow, Nedra Publ., 1977. 173 p. (In Russian).
- [4] Kubanov A.N., Suleimanov V.A., Turevskiy E.N. Analiz variantov podgotovki gaza Bovanenkovskogo mestorozhdeniya i usloviy ekspluatatsii gazoprovoda [Analysis of gas processing options for the Bovanenkovo GCF and gas pipeline operating conditions]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 1994, no 3, pp. 8-10. (In Russian).
- [5] Kubanov A.N., Kozlov A.V., Prokopov A.V., Tsatsulina T.S. Primenenie turbokholodil'noy tekhniki na UKPG: kompressor-detander ili detander-kompressor [Application of turbocooling technology at gas processing facilities: compressor-expander or expander-compressor]. *Nauka i tekhnika v gazovoy promyshlennosti – Science and Technology in the Gas Industry*, 2011, no. 3, pp. 55-62. (In Russian).
- [6] Zarnitskiy G.E. Teoreticheskie osnovy ispol'zovaniya energii davleniya prirodnogo gaza [Theoretical fundamentals of utilizing natural gas pressure energy]. Moscow, Nedra Publ., 1968. 297 p. (In Russian).
- [7] Yunusov R.R., Kudrin A.A., Gritsishin D.N., Shevkunov S.N., Istomin V.A. Yurkharov field: improvements with upstream gas treatment technology. *Gas industry of Russia*, 2008, no. 2, pp. 22-25.
- [8] Kubanov A.N., Vorontsov M.A., Fedulov D.M., Glazunov V.Yu. Tekhnologicheskii analiz raboty turbokholodil'noy tekhniki na nachal'nom etape ekspluatatsii UKPG-2 Bovanenkovskogo NGKM [Technological analysis of turbocooling equipment operation at the initial stage of Bovanenkovo field UKPG-2 facility operation]. *Nauchno-tekhnicheskiiy sbornik Vesti gazovoy nauki – Scientific and technical collection "News of Gas Science"*, 2013, no. 4 (15), pp. 84-89. (In Russian).
- [9] Davletov K.M., Glazunov V.Yu., Elbert I.P., Hafizov A.R. Analiz pikovykh rezhimov ustanovok kompleksnoy podgotovki gaza (UKPG) Bovanenkovskogo neftegazokondensatnogo mestorozhdeniya (NGKM) [Analysis of peak modes complex gas (GPP) Bovanenkovskoye oil and gas field (NGKM)]. *Elektronnyy nauchnyy zhurnal Neftegazovoe delo – The network journal Oil and Gas Business*, 2013, no. 5, pp. 170-178. (In Russian).
- [10] Slugin P.P., Vorontsov M.A., Glazunov V.Yu., Grachev A.S., Kondrashov Yu.O. Osobennosti ekspluatatsionnykh kharakteristik promyslovykh turbodetandernykh agregatov [Features of operational characteristics of field turboexpander units]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 2019, no. 1 (782), pp. 101-107. (In Russian).
- [11] Wang F., Zeng X., Yang Q., Ji X., Xie J. Analysis of Residual Pressure Power Generation in Natural Gas Pressure Regulating Station. *Academic Journal of Science and Technology*, 2024, no. 9 (1), pp. 186-191. doi: 10.54097/pqpajp15.
- [12] Vargas-Reyes L., González-Martínez A., Morales-Medina G. Variations in associated gas CO₂ concentration: evaluation of the performance of a turboexpander gas conditioning unit. *Fuentes, El reventón energético*, 2023, no. 21 (2), pp. 103-119. doi: 10.18273/revfue.v21n2-2023007.
- [13] Kumar M., Panda D., Kumar A., Sahoo R., Behera S. Preliminary design, flow field, and thermal performance analysis of a helium turboexpander: a numerical approach. *SN Appl. Sci*, 2019, no. 1 (1482). doi: 10.1007/s42452-019-1503-3.
- [14] Sefiddashti A.R., Shirmohammadi R., Petrakopoulou F. Efficiency Enhancement of Gas Turbine Systems with Air Injection Driven by Natural Gas Turboexpanders. *Sustainability*, 2021, no. 13 (19). doi: 10.3390/su131910994.
- [15] Reksin A., Semenovskiy V., Soldatova K., Galerkin Y., Sokolov K. Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov turbodetandernykh agregatov [The simulation features of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors in turbo-expander packaged units]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika – Compressors and Pneumatics*, 2018, no. 1, pp. 13-20. (In Russian).
- [16] Gao J., Kang Z., Sun W., Wang Y., Zhang J., Bao W. Feasibility and Performance Analysis of High-Energy-Density Hydrocarbon-Fueled Turboexpander Engine. *Aerospace*, 2023, no. 10 (9), 753. doi: 10.3390/aerospace10090753.
- [17] Mukolyants A.A., Buranov M.D., Sotnikova I.V., Makhmudov H.F. The expander-generator unit at a gas distributing station of magistral gas pipeline. *Science and Society*, 2020, no. 1, pp. 1-16.
- [18] Hernández-Vásquez J.D., Pardo-Zapata R.D., Carrol-Gutiérrez B.E. Thermodynamic Analysis of a System to Generate Electrical Energy from the Mechanical Energy of a Natural Gas. *Scientia et Technica*, 2020, no. 2, pp. 240-253.
- [19] Kuczynski S., Laciak M., Olijnyk A., Szurlej A., Wlodek T. Techno-Economic Assessment of Turboexpander Application at Natural Gas Regulation Stations. *Energies*, 2019, no. 12 (4), 755. doi: 10.3390/en12040755.
- [20] Mukolyants A., Buranov M., Makhmudov H., Kurbanaliev M. Research of schemes for using energy-saving turbo expanders installations in Uzbekistan's gas supply systems. *Norwegian journal*

- of development of the international science*, 2020, no. 44-1, pp. 47-53.
- [21] Slugin P.P., Petropavlov V.E., Ivanchenko V.V., Babichenko I.A., Mikhaylov A.A., Polozov V.N., Kildiyarov S.S., Vershinin A.V., Rud V.N., Kochevin F.G., Vorontsov M.A. Issledovanie ustoychivosti raboty turbodetandernogo agregata s aktivnymi magnitnymi podshipnikami na Bovanenkovskom neftegazokondensatnom mes-torozhdenii [Operational stability study of a turbine expander with active magnetic bearings at the Bovanenkovskoye oil, gas and condensate field]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 2025, no. S4 (889), pp. 52-61.
- [22] Vorontsov M.A., Fedulov D.M., Grachev A.S., Prokopov A.V., Glazunov V.Yu. Metodicheskii podkhod k raschetnomu issledovaniyu promyslovoy podgotovki prirodnogo gaza k transportu po tekhnologii nizkotemperaturnoy separatsii s primeneniem turbodetandernykh agregatov [Methodological approach for calculating investigation of field gas treatment system by means of low-temperature separation with turboexpanders]. *Nauchno-tekhnicheskiiy sbornik Vesti gazovoy nauki – Scientific and technical collection "News of Gas Science"*, 2016, no 2 (26), pp. 105-111. (In Russian).
- [23] Uryev E.V. Osnovy nadezhnosti i tekhnicheskoy diagnostiki turbomashin [Fundamentals of Reliability and Technical Diagnostics of Turbomachines]. Yekaterinburg, Ural State Technical University, 1996. 70 p. (In Russian)
- [24] Nemirovich-Skrabatun, D.N. *Analiz sistem diagnostiki i prognostiki tekhnicheskogo sostoyaniya turbomashin i razrabotka rekomendatsiy po podgotovke dannykh dlya postroyeniya statisticheskikh modeley raboty turbomashin*. Diss. kand. tekh. nauk [Analysis of diagnostic and prognostic systems for the technical condition of turbomachines and development of recommendations for data preparation to build statistical models of turbomachine operation. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2023. 108 p. (In Russian).
- [25] Perevoshchikov S.I. *Metodika parametricheskoy diagnostiki gazoperekachivayushchikh agregatov s turboprivodom* [Methodology for parametric diagnostics of gas compressor units with a turbine drive]. *Izvestiya vuzov. Neft' i gaz.* – Oil and Gas Studies, 2016, no. 5, pp. 101-108. (In Russian).
- [26] Bazmi F.; Rahimi A. Off-Design Analysis Method for Compressor Fouling Fault Diagnosis of Helicopter Turboshaft Engine. *Modelling*, 2023, no. 4, pp. 56–69. doi: 10.3390/modelling4010005
- [27] Motameda M.A., Genrupb M., O.Norda L. Part-load thermal efficiency enhancement in gas turbine combined cycles by exhaust gas recirculation. *Applied Thermal Engineering*, 2024, Vol. 244 doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.122716
- [28] Cruz-Manzo S., Panov V., Bingham C. Compressor Fouling Diagnostics and Prognostics in a Gas Turbine. *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*, 2024, Vol. 15, Issue 1, pp. 9-14. doi: 10.38036/jgpps.15.1_9
- [29] Cruz-Manzo S., Panov V., Zhang Y. Gas Path Fault and Degradation Modelling in Twin-Shaft Gas Turbines. *Machines*, 2018, no. 6(4), 43, doi: 10.3390/machines6040043
- [30] Cruz-Manzo S., Panov V., Bingham C. Gas turbine sensor fault diagnostic system in a real-time executable digitaltwin. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 2023, no. 7, pp. 85–94. doi: 10.33737/jgpps/159781.
- [31] Xia, Y Analysis of the research status of stationary gas turbine and its material selection. *Applied and Computational Engineering*, 2023, no. 5, pp. 481-490. doi: 10.54254/2755-2721/5/20230624
- [32] Bagirov A.N. Opredelenie tekhnicheskogo sostoyaniya gazoperekachivayushchih agregatov na osnove utochnennogo raschyota termodinamicheskikh parametrov gazoturbinnoy ustanovki [Determination of technical condition of gas compressing units on the basis of specified calculation of thermodynamic parameters of gas-turbine power plant]. *Neftepromyslovoe delo - Oilfield business*, 2012, no. 5, pp. 48-50. (In Russian).
- [33] Buglaev V.T., Kartashov A.L., Perevezencev V.T. Vychor parametrov i sposobov diagnostirovaniya gpa s cel'yu sovershenstvovaniya sistemy transporta gaza [Selection of parameters and methods for diagnosing GPU in order to improve the gas transportation system] *Tyazheloe mashinostroenie - Heavy Engineering*, 2005, no. 11, pp. 6-8. (In Russian).
- [34] Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. Primenenie metoda parametricheskoy diagnostiki s ispol'zovaniem kompleksnykh pokazatelej dlya ochenki sostoyaniya gazoturbinnogo privoda v sostave gazoperekachivayushchego agregata [Application of the parametric diagnostic method using complex indicators to assess the state of the gas turbine drive in the gas pumping unit] *Vestnik Permskogo nacional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika - Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Aerospace Engineering*, 2017, no. 50, pp. 46-57. (In Russian).
- [35] Bulygina L.V. Optimizatsiya rezhimov raboty kompressornoj stantsii s cel'yu povysheniya lokal'noj i sistemnoj energoeffektivnosti gazotransportnoj sistemy [Optimization of the compressor station operation modes in order to

- increase the local and system energy efficiency of the gas transportation system]. *Nauka i tekhnika v gazovoy promyshlennosti – Science and Technology in the Gas Industry*, 2019, no. 1(77), pp. 53-68. (In Russian).
- [36] Lyapichev D.M., Semushkin A.V., Shchurovskij V.A., Dmitrieva S.Yu. Energo-tekhnologicheskie pokazateli ekspluatatsii kompressornykh cekhov i agregatov [Energy technological indicators of compressor shops and units operation]. *Turbiny i dizeli - Turbines and diesels*, 2022, no. 1(100), pp. 18-22. (In Russian).
- [37] Kravchenko D.A. Modelirovanie processov transporta gaza po truboprovodam [Modeling of gas transportation processes by pipelines]. *Avtomatizatsiya i informatizatsiya TEK - Automation and informatization of the fuel and energy complex*, 2022, no. 1(592), pp. 54-68. (In Russian).
- [38] Stel'mah M.V., Krivosheev I.A., Goryunov I.M. Sovershenstvovanie metodov tekhnicheskoy diagnostiki gazoperekachivayushchikh agregatov s aviacionnym gazoturbinnym privodom AL-31ST(N) [Perfecting methods of technical diagnostics of gas compressor plants with gas turbine drive AL-31ST(N)]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya - Modern problems of science and education*, 2015, no. 1-1, pp. 333. (In Russian).
- [39] Lapickij A.E., Kozachenko L.I., Korolev A.A. Osobennosti ispytaniy centrobezhnykh gazovykh kompressorov GPA v zavodskikh i ekspluatatsionnykh usloviyakh [Features of testing centrifugal gas compressors of GPA in factory and operational conditions]. *Gazoturbinnye tekhnologii - Gas turbo technology*, 2016, no. 1(136), pp. 18-23. (In Russian).
- [40] Ivanov E.S. Osobennosti modelirovaniya rezhimov raboty gazoperekachivayushchikh agregatov kompressornykh stancij magistral'nogo transporta gaza v sovremennykh usloviyakh ekspluatatsii [Modeling details of the performance modes of gas transmittal units at gas transmission compressor stations in modern operational conditions]. *Elektronnyy nauchnyy zhurnal Neftgazovoe delo - Electronic scientific journal "Oil and Gas Business"*, 2012, no. 5, pp. 99-123. (In Russian).
- [41] Voroncov M.A., Glazunov V.Yu., Grachev A.S., Mashtalir M.S., Pospelov S.A., Chernyshev A.V. Sravnenie sposobov modelirovaniya gazodinamicheskikh harakteristik vysokonapornykh centrobezhnykh kompressorov, obespechivayushchikh rabotu promyslovykh ustanovok nizkotemperaturnoj separatsii, na primere modifikatsii s otnosheniem davlenij do 1,9...2,1 [Comparison of methods for modeling the gas-dynamic characteristics of high-pressure centrifugal compressors that ensure the operation of field low-temperature separation units using the example of a modification with a pressure ratio of up to 1.9...2.1]. *Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki - Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences*, 2024, vol. 51, no. 3, pp. 6-14, doi: 10.21822/2073-6185-2024-51-3-6-14. (In Russian).
- [42] Semushkin A.V., Podlozny A.O., Chernikova Ye.A., Shchurovskiy V.A.. Metodicheskie printsipy parametricheskoy diagnostiki tekhnicheskogo sostoyaniya gazoturbinnyykh gazoperekachivayushchikh agregatov [Methodical grounds for parametric diagnostics of turbine gas-compressor units]. *Nauchno-tekhnicheskii sbornik Vesti gazovoy nauki – Scientific and technical collection "News of Gas Science"*, 2017, no 1 (29), pp. 22-23. (In Russian).
- [43] Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V., Sokolov K.K. Priblizhennyi metod otsenki effektivnosti nizonapornyykh tsentrobezhnykh kompressorov pri predvaritel'nykh ispytaniyakh [Approximate approach to evaluate the efficiency of low-pressure centrifugal compressors while pretests]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika – Compressors and Pneumatics*, 2010, no. 1, pp. 9-14.
- [44] Menshikov S.N., Kildiyarov S.S., Moiseev V.V., Polozov V.N., Kuvytchenko B.G. Povyshenie kachestva remonta turbodetandernyykh agregatov, ustanovlennykh na Bovanenkovskom NGKM [Improving the quality of repair for turboexpander units installed at the Bovanenkov field]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry of Russia*, 2018, no. 3 (773), pp. 28-33. (In Russian).
- [45] Wang, H.; Wang, H.; Tang, X. A Review of Deep Learning in Rotating Machinery Fault Diagnosis and Its Prospects for Port Applications. *Appl. Sci.* 2025, 15, 11303. doi: 10.3390/app152111303.
- [46] GE Vernova. How CPV Used Digital Twin to Increase Power Output and Reduce Costs. Available at: <https://www.gevernova.com/software/customer-stories/how-cpv-used-digital-twin-to-increase-power-output-reduce-costs> (accessed 11.03.2026).
- [47] DecisionLab Ltd. ATOM Digital Twin of Siemens Gas Turbine Fleet Operations. Available at: <https://www.anylogic.com/resources/case-studies/atom-digital-twin-of-siemens-gas-turbine-fleet-operations> (accessed 11.03.2026).
- [48] De Castro-Cros M, Rosso S, Bahilo E, Velasco M, Angulo C. Condition Assessment of Industrial Gas Turbine Compressor Using a Drift Soft Sensor Based in Autoencoder. *Sensors*, 2021, no. 21 (8), 2708. doi: 10.3390/s21082708.
- [49] Curreri, F., Patané, L., & Xibilia, M. G. RNN- and LSTM-Based Soft Sensors Transferability for an Industrial Process. *Sensors*, 2021, 21(3), 823. <https://doi.org/10.3390/s21030823>.
- [50] Faroughi S.A., Pawar N.M., Fernandes C., Raisi M., Das S., Kalantari N.K., Kourosh Mahjour S. Physics-Guided, Physics-Informed, and Physics-

Сведения об авторах.



**Петропавлов Владислав
Евгеньевич, к.т.н.**

Область научных интересов:
Системы компримирования
природного газа, холодильные
технологии на газовых
промыслах
ORCID: 0009-0009-0558-4037

E-mail:
V.Petropavlov@adm.gazprom.ru



**Грачев Анатолий
Сергеевич**

Область научных
интересов: системы
компримирования природ-
ного газа, холодильные
технологии на газовых
промыслах

ORCID: 0009-0008-8837-
6999
E-mail:
grachev.anatoliy@yandex.ru



**Воронцов Михаил
Александрович, к.т.н.**

Область научных интересов:
Системы компримирования
природного газа, холодильные
технологии, проектирование
технологических систем в
условиях неопределенности
ORCID: 0009-0003-2112-5806

E-mail: m_vorontsov@list.ru



**Поляцкий Виктор
Владимирович**

Область научных
интересов: технологии
анализа данных
ORCID: 0009-0009-5538-
9301

E-mail: victorgio@inbox.ru



**Кильдияров Салават
Салимович**

Область научных интересов:
Холодильные технологии на
газовых промыслах, диагностика
технических систем
ORCID: 0000-0002-8095-3922

E-mail: Kildiyarov.SS@nadym-dobycha.gazprom.ru



**Мариняк Анастасия
Игоревна**

Область научных
интересов: компрессорное
оборудование, вычисли-
тельная газовая динамика
ORCID: 0009-0002-1730-
9293

E-mail: tort44@gmail.com



Рудь Виталий Николаевич

Область научных интересов:
Холодильные технологии на
газовых промыслах,
турбомашины.

ORCID: 0009-0003-2252-6070

E-mail: vitaliy_rud_94@mail.ru