

# ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА



УДК 622.691.4.052.012 + 004.94

DOI:10.30724/1998-9903-2026-28-3-164-177

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО РЕЖИМА РАБОТЫ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА

Захаров <sup>1</sup>А.С., Аетов <sup>1</sup>А.У., Салыхов <sup>2</sup>Р.Х., Гильмутдинов <sup>1</sup>И.М.

<sup>1</sup>Казанский национальный исследовательский технологический университет,  
г. Казань, Россия

<sup>2</sup>ООО «Газпром трансгаз Казань», г. Казань, Россия  
alexanderzaharo@yandex.ru

**Резюме:** АКТУАЛЬНОСТЬ исследования обусловлена необходимостью снижения высоких энергозатрат на перекачку природного газа по магистральным газопроводам, значительная часть которых связана с преодолением гидравлического сопротивления в технологическом оборудовании компрессорных станций (КС), в частности, в установках охлаждения газа (УОГ). ЦЕЛЬ. Провести моделирование и оценку эффективности энергосберегающего технологического решения - обхода УОГ по байпасной линии - для снижения потребления топливного газа на привод газоперекачивающего агрегата. МЕТОДЫ. Моделирование технологического потока природного газа на типовой компрессорной станции выполнено в программном комплексе для моделирования технологических процессов. В основу модели легли реальные режимные параметры и компонентный состав газа, предоставленные ООО «Газпром трансгаз Казань». Для термодинамических расчётов использовано уравнение состояния Пенга-Робинсона. Сравнивались две технологические схемы: базовая (с прохождением газа через УОГ) и альтернативная (с байпасированием УОГ). РЕЗУЛЬТАТЫ. Результаты моделирования показали, что байпасирование УОГ при заданных температурных условиях позволяет снизить требуемое давление на выходе компрессора на 19 кПа. Это приводит к снижению требуемой мощности на привод компрессора с 11,93 МВт до 11,80 МВт. Соответственно, массовый расход топливного газа снижается примерно на 0,00266 кг/с, что эквивалентно экономии около 230 кг (или ~323 м<sup>3</sup>) топливного газа в сутки. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Показано, что даже небольшое снижение энергопотребления за счёт оптимизации гидравлического режима может давать заметный экономический эффект при длительной работе КС. Практическая реализация решения требует разработки регламентов эксплуатации с учётом допустимых диапазонов температур и расходов газа, а также возможной модернизации запорной арматуры и средств автоматизации.

**Ключевые слова:** магистральный газопровод; компрессорная станция; энергосбережение; гидравлическое сопротивление; моделирование; байпасная линия; топливный газ.

**Для цитирования:** Захаров А.С., Аетов А.У., Салыхов Р.Х., Гильмутдинов И.М. Моделирование энергосберегающего режима работы компрессорной станции магистрального газопровода // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 3. С. 164-177. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-164-177.

## MODELING OF ENERGY-SAVING OPERATING MODE OF A COMPRESSOR STATION OF A MAIN GAS PIPELINE

Zakharov <sup>1</sup>A.S., Aetov <sup>1</sup>A.U., Salyakhov <sup>2</sup>R.Kh., Gilmutdinov <sup>1</sup>I.M.

<sup>1</sup>Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

<sup>2</sup>Gazprom Transgaz Kazan LLC, Kazan, Russia  
alexanderzaharo@yandex.ru

**Abstract:** RELEVANCE of the study is determined by the need to reduce the high energy costs of pumping natural gas through main gas pipelines, a significant portion of which is associated with overcoming hydraulic resistance in the process equipment of compressor stations (CS), in particular, in gas cooling units. PURPOSE. To model and evaluate the efficiency of an energy-saving technological solution - bypassing the gas cooling units using a bypass line - in order to reduce fuel gas consumption to drive the gas pumping unit. METHODS. The process flow of natural gas at a typical compressor station was simulated using a software package for modeling technological processes. The model is based on the actual operating parameters and component composition of the gas provided by Gazprom Transgaz Kazan LLC. The Peng-Robinson equation of state was used for thermodynamic calculations. Two process flow diagrams were compared: the basic one (with gas passing through the GCU) and the alternative one (with gas cooling units bypassing). RESULTS. The simulation results showed that bypassing the gas cooling units under given temperature conditions reduces the required compressor outlet pressure by 19 kPa. This leads to a reduction in the required compressor drive power from 11.93 MW to 11.80 MW. Accordingly, the fuel gas mass flow rate decreases by approximately 0.00266 kg/s, which is equivalent to a savings of approximately 230 kg (or ~323 m<sup>3</sup>) of fuel gas per day. CONCLUSION. It has been shown that even a small reduction in energy consumption due to hydraulic optimization can yield a significant economic benefit during long-term compressor station operation. Practical implementation of this solution requires the development of operating regulations taking into account permissible temperature ranges and gas flow rates, as well as the possible modernization of shut-off valves and automation equipment.

**Keywords:** main gas pipeline; compressor station; energy saving; hydraulic resistance; modeling; bypass line; fuel gas.

**For citation:** Zakharov A.S., Aetov A.U., Salyakhov R.Kh., Gilmutdinov I.M. Modeling of energy-saving operating mode of a compressor station of a main gas pipeline. *Power engineering; research, equipment, technology*. 2026; 28 (3): 164-177. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-164-177.

### **Введение (Introduction)**

На компрессорных станциях для охлаждения технологического газа применяют установку охлаждения газа (УОГ), которая, как правило, состоит из нескольких аппаратов воздушного охлаждения газа (АВОГ) [1]. Охлаждение газа после сжатия в компрессоре необходимо для увеличения пропускной способности магистрального газопровода и для предотвращения прогрева грунта в районах вечной мерзлоты [2]. Для перекачки значительных объёмов газа необходимо затрачивать большое количество энергии, которая частично теряется на преодоление сил трения в газопровode и в виде теплопередачи окружающей среде [3]. В контексте растущих требований к энергоэффективности и экологической устойчивости газотранспортной системы, минимизация этих потерь становится ключевой научно-технической задачей. Одно из перспективных решений по снижению материальных и энергетических затрат – оптимизация пути движения газа за счёт уменьшения гидравлического сопротивления. В частности, предлагается при определённых режимных параметрах пропускать газ, минуя УОГ, обладающую значительным гидравлическим сопротивлением. Данная мера особенно актуальна при определённых погодных условиях, когда УОГ, предназначенная для охлаждения, может фактически выполнять роль нагревателя потока. В таком случае прямой отвод тепла в грунт по магистральному газопроводу может оказаться эффективнее, чем принудительный теплообмен с воздухом в АВОГ [1]. В данной статье представлено моделирование и расчёт данного технологического решения на основе реальных данных, полученных в ООО «Газпром трансгаз Казань», с использованием программного комплекса для моделирования технологических процессов. Это исследование направлено на количественную оценку потенциала энергосбережения при внедрении адаптивного, интеллектуального управления работой компрессорной станции, которое учитывает как текущие технологические параметры (давление, температура, расход), так и переменные внешние условия.

### **Литературный обзор (Literature Review)**

Моделирование технологических процессов в газовой отрасли давно и прочно опирается на методы компьютерного инжиниринга, позволяющие с высокой точностью

прогнозировать поведение сложных систем. Ведущую роль в этом играет программное обеспечение для стационарного и динамического моделирования, которое базируется на фундаментальных законах сохранения массы, импульса и энергии, а также на современных уравнениях состояния, адекватно описывающих поведение реальных газовых смесей в широком диапазоне давлений и температур [1, 5]. Использование, например, уравнения Пенга-Робинсона позволяет корректно работать со сверхкритическими состояниями природного газа, характерными для магистрального транспорта [1, 6]. Применение подобных инструментов для анализа работы компрессорной станции демонстрирует, что даже локальная оптимизация, направленная на снижение гидравлических потерь, может давать значительный экономический эффект. Так, моделирование обхода установки охлаждения газа через байпасную линию показало, что уменьшение перепада давления на 19 кПа способно привести к экономии топливного газа на привод компрессора, которая в суточном исчислении составляет около 323 м<sup>3</sup>, несмотря на кажущуюся незначительность секундного расхода [1]. Этот пример иллюстрирует важность детального учета гидравлики каждого узла КС при поиске резервов энергосбережения. Однако эффективность работы системы в целом определяется не только конфигурацией оборудования, но и свойствами самого транспортируемого вещества. Многочисленные исследования посвящены влиянию состава природного газа на его транспортные характеристики. Показано, что наличие неуглеводородных примесей, таких как азот, диоксид углерода или сероводород, существенно изменяет критические параметры смеси, ее плотность и вязкость, что напрямую сказывается на потерях давления в трубопроводах [2, 7]. Например, увеличение содержания азота до 10% может привести к росту перепада давления более чем на 8% по сравнению с эталонной смесью [2]. Эти данные подчеркивают необходимость учета реального, а не усредненного состава газа при проектировании и оптимизации режимов работы КС, так как колебания состава могут нивелировать ожидаемый эффект от организационных мероприятий.

Параллельно с анализом стационарных режимов активно развивается направление динамического моделирования газотранспортных систем, без которого невозможно исследование реакции сети на изменение потребления, плановые переключения или аварийные ситуации. Традиционные методы, решающие системы дифференциальных уравнений в частных производных, являются вычислительно затратными, особенно для крупных сетей [3, 8]. Это стимулирует поиск альтернативных подходов. Одним из перспективных направлений является использование методов машинного обучения для создания быстрых и точных моделей-заменителей. В частности, предлагается применять авторегрессионные нейронные сети с внешним входом, которые обучаются на данных, полученных от детальных моделей, а затем способны с высокой скоростью имитировать динамическое поведение отдельных трубопроводов и целых сетей [3]. Такие модели открывают возможности для оперативного прогнозирования и оптимизации в реальном времени. Динамические аспекты также тесно связаны с вопросами безопасности и надежности. Исследуется влияние периодических колебаний потребления на формирование волн давления в сети, которые создают циклическую нагрузку на материал трубопровода [4, 9]. Особый интерес в контексте энергоперехода представляет моделирование транспортировки водородосодержащих смесей по существующей газотранспортной инфраструктуре. Работы показывают, что добавление водорода изменяет физические свойства потока и может приводить к увеличению амплитуды колебаний давления в переходных режимах, что требует оценки дополнительных механических нагрузок и потенциальных рисков, связанных с водородным охрупчиванием [4, 10]. Это направление исследований становится все более востребованным в свете планов по декарбонизации энергетики.

Наряду с оптимизацией непосредственно транспорта газа, значительный потенциал энергосбережения и повышения рентабельности заложен в совершенствовании смежных технологических процессов на объектах газовой инфраструктуры. Ярким примером является малотоннажное сжижение природного газа, где актуальна задача предварительного извлечения тяжелых углеводородов. Проведенные исследования демонстрируют, что выделение пропан-бутановой фракции на газораспределительной станции перед сжижением не только повышает качество получаемого сжиженного природного газа, но и создает дополнительный коммерческий продукт, улучшая экономику всего проекта [5, 11]. Этот подход отражает общую тенденцию к комплексной оптимизации технологических цепочек, когда повышение эффективности одного процесса достигается за счет синергии с другим. Отдельного

внимания заслуживают вопросы, связанные с влиянием эксплуатационных факторов на эффективность теплообменного оборудования, которое является сердцем как установок охлаждения, так и сжижения. Обнаружено, что тип и свойства турбинного масла, используемого в детандер-компрессорных агрегатах, могут негативно влиять на работу криогенных теплообменников из-за конденсации и полимеризации его паров на стенках трубок, что приводит к росту гидравлического сопротивления и снижению холодопроизводительности [5]. Подобные практические наблюдения, полученные на действующих объектах, крайне ценны для верификации и корректировки расчетных моделей, делая их более адекватными реальности.

Анализ современной научной литературы свидетельствует о многоаспектности проблемы энергосбережения на компрессорных станциях. Существующие исследования охватывают широкий спектр вопросов: от фундаментального моделирования термодинамических и гидравлических процессов с помощью профессионального ПО [1, 6, 12] до анализа влияния переменного состава газа [2, 7, 13] и динамических нагрузок [3, 4, 9]; от оптимизации смежных процессов, таких как сжижение [5, 11, 14], до учета практических эксплуатационных факторов [5, 15]. Однако часто эти направления развиваются изолированно. В частности, задача оперативного выбора энергосберегающего режима работы КС, предусматривающего, например, управляемое байпасирование УОГ на основе комплексного анализа текущих технологических параметров (давление, температура, состав газа), наружных климатических условий и данных о состоянии оборудования, с использованием возможностей доступной расчетной среды, требует более глубокой интеграции перечисленных аспектов. Недостаточно изучен вопрос создания целостной цифровой модели КС, которая служила бы не только для анализа, но и для обоснования конкретных управляющих воздействий в режиме, близком к реальному времени, с четко оцененным экономическим эффектом. Настоящая работа направлена на восполнение этого пробела путем разработки и апробации такой комплексной модели на конкретном примере.

**Материалы и методы (Materials and methods)**

Процесс сжатия и охлаждения газа на компрессорной станции был исследован на основе типовой технологической схемы, представленной на рисунке 1 [4].

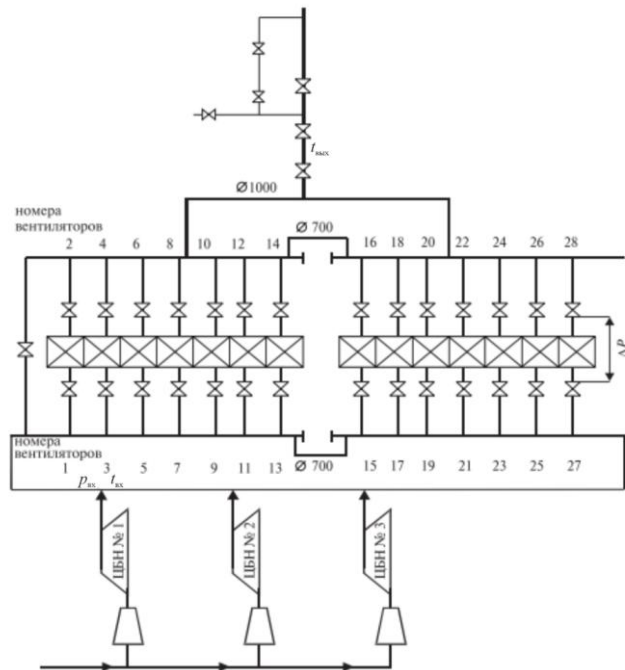


Рис. 1. Технологическая схема сжатия и охлаждения газа на компрессорной станции: ЦБН № 1, 2, 3 – центробежный нагнетатель с электрическим приводом или ДВС;  $t_{вх}$  – температура газа на входе в УОГ;  $t_{вых}$  – температура газа на выходе из УОГ;  $p_{вх}$  – давление газа на входе в УОГ;  $\Delta p$  – потери давления в АВОг

Fig. 1. Flow chart of gas compression and cooling at a compressor station: CBN No. 1, 2, 3 – centrifugal supercharger with electric drive or internal combustion engine;  $t_{in}$  – gas temperature at the inlet of the gas cooling unit (GCU);  $t_{out}$  – gas temperature at the outlet of the GCU;  $p_{in}$  – gas pressure at the inlet of the GCU;  $\Delta p$  – pressure loss in the GCU

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Для проведения численного моделирования данного технологического процесса в программном обеспечении для симуляции и оптимизации технологических процессов была разработана детализированная схема (рисунок 2).

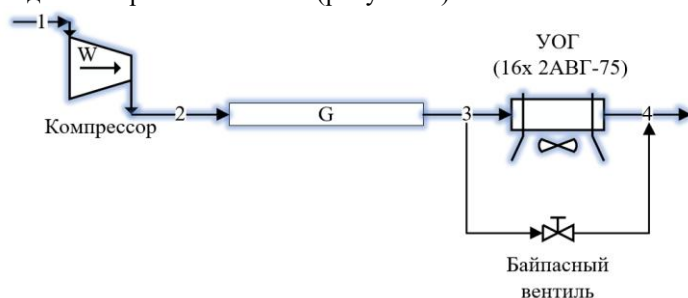


Рис. 2. Моделируемая схема сжатия и охлаждения газа: 1 – вход компрессора; 2 – нагнетательная линия; W – энергия, подводимая к приводу компрессора; G – газопровод, соединяющий компрессорный цех и УОГ; 3 – линия, подводимая к УОГ; УОГ (16x 2АВГ-75) – установка охлаждения газа, состоящая из 16 АВОг типа 2АВГ-75; 4 – линия, отходящая к узлу подключения к магистральному газопроводу

Fig. 2. Simulated gas compression and cooling system: 1 – compressor inlet; 2 – discharge line; W – energy supplied to the compressor drive; G – gas pipeline connecting the compressor shop and the gas cooling units; 3 – line supplied to the gas cooling units; gas cooling units (16x 2AVG-75) – gas cooling unit consisting of 16 AVOg type 2AVG-75; 4 – line branching off to the connection unit to the main gas pipeline

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

**Рабочее тело и термодинамическая модель.** В качестве рабочего тела был принят природный газ со специфическим компонентным составом, соответствующим паспортным данным для исследуемого объекта (см. табл. 1) [5]. Поскольку предварительная оценка, выполненная в программном комплексе для моделирования технологических процессов, показала, что газ при рабочих параметрах находится в сверхкритическом состоянии, для точного расчёта термодинамических свойств был выбран "пакет флюида" на основе уравнения состояния Пенга-Робинсона. Данный выбор обусловлен его широкой признанностью для моделирования углеводородных систем, особенно в сверхкритической области [1, 6]. Критические параметры моделируемой газовой смеси, рассчитанные программой, приведены в таблице 2.

Таблица 1  
Table 1

Состав природного горючего газа  
The composition of natural combustible gas

№	Компонент	Мольная доля
1	Метан	94,32
2	Этан	3,37
3	Пропан	1,00
4	Изо-бутан	0,138
5	Норм-бутан	0,139
6	Нео-пентан	0,0014
7	Изо-пентан	0,0256
8	Норм-пентан	0,0184
9	Гексаны + высшие углеводороды	0,0141
10	Гелий	0,0103
11	Водород	0,0198
12	Кислород	0,0054
13	Азот	0,618
14	Углекислый газ	0,322

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Таблица 2  
Table 2

Критические свойства природного газа  
Critical properties of natural gas

Критический параметр	Значение
Температура ( $t_k$ ), °C	-69,27
Давление, ( $p_k$ ), кПа	5724
Удельный объём, ( $v_k$ ), м <sup>3</sup> /кмоль	$9,09 \cdot 10^{-2}$
Фактор сжимаемости, ( $z_k$ )	0,3069

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

*Исходные данные и постановка задачи.* В модели были заданы фактические режимные параметры, полученные в ходе инструментального обследования объекта. Данные о давлении и температуре газа в ключевых точках технологической схемы (вход компрессора, нагнетание, вход и выход УОГ) сведены в таблицу 3. Анализ этих данных подтверждает, что при рабочих давлениях (~7 МПа) и температурах (~30–35 °С) поток находится в сверхкритическом состоянии (давление выше критического  $p_k = 5,7$  МПа) [5].

Таблица 3  
Table 3

Параметры состояния газа на разных участках КС  
*Parameters of the gas condition in different sections of the CS*

Технологический участок	Параметр	Значение
Вход компрессора	Давление ( $p_{вс}$ ), кПа	5509
	Температура ( $t_{вс}$ ), °С	12-15*
Нагнетательная линия	Давление ( $p_{нагн}$ ), кПа	7070
	Температура ( $t_{нагн}$ ), °С	33-36*
Вход в УОГ	Давление ( $p_{вх}$ ), кПа	7057
	Температура ( $t_{вх}$ ), °С	32
Выход из УОГ	Давление ( $p_{вых}$ ), кПа	7038
	Температура ( $t_{вых}$ ), °С	30,6-33*

\* – расхождение вызвано разными показателями замеров температуры, а именно меньшее значение – с пульта управления, большее – показания тепловизора.

\**Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.*

Проведённый анализ выявил, что общие потери давления в системе от нагнетания компрессора до выхода в магистраль составляют 21 кПа, из которых около 20 кПа приходится на УОГ. Таким образом, было сформулировано предположение, что повышение давления, необходимое для компенсации этих потерь, требует дополнительного расхода топливного газа на привод компрессора. Хотя секундные затраты могут казаться незначительными, их масштабирование на продолжительные периоды работы (часы, сутки) потенциально может привести к существенному перерасходу энергоресурсов. Данное наблюдение легло в основу задачи исследования: смоделировать альтернативный режим работы с обходом УОГ через байпасную линию и оценить потенциальную экономию энергии, исключив гидравлическое сопротивление установки охлаждения.

*Моделирование в стационарной постановке.* Расчетная среда формирует и решает систему нелинейных алгебраических уравнений, включающую материальные и энергетические балансы, уравнение состояния (УС) для расчёта свойств реального газа и модели отдельных аппаратов (компрессора, трубопроводов, клапана и аппарата воздушного охлаждения газа). Свойства смеси (плотность, энтальпия, теплоёмкость, коэффициент сжимаемости и др.) вычисляются термодинамическим пакетом на базе выбранного уравнения состояния (в данной работе – уравнение состояния Пенга-Робинсона). Решение системы выполняется итерационными методами с проверкой сходимости по расходам, давлениям и энергетическим невязкам [20].

Теплофизические свойства природного газа рассчитываются по кубическому уравнению состояния Пенга-Робинсона, применяемому для многокомпонентных углеводородных смесей при повышенных давлениях [17, 18]. В общем виде УС записывается:

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a(T)}{v^2 + 2bv - b^2}, \quad (1)$$

где  $p$  – давление, Па,  $T$  – абсолютная температура, К,  $v$  – удельный молярный объём, м<sup>3</sup>/моль,  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К),  $a(T)$  и  $b$  – параметры УС (для смеси используются правила смешения) [17, 18]. На основе решения УС вычисляются коэффициент сжимаемости  $z$ , плотность  $\rho$ , энтальпия  $H$ , энтропия  $S$ , теплоёмкости и др. как функции  $T$  и  $p$ . Это обеспечивает корректный учёт реального газа в диапазоне давлений, характерном для компрессорных станций [18].

Для каждого узла схемы выполняются материальные балансы:

$$\sum \dot{n}'_i - \sum \dot{n}''_i = \theta \quad (2)$$

и общий энергетический баланс:

$$\sum \dot{m}'_i h' + Q - W = \sum \dot{m}''_i h'' \quad (3)$$

где  $\dot{n}'_i$  и  $\dot{n}''_i$  – молярный расход  $i$ -го компонента на входе и выходе узла соответственно, моль/с,  $\dot{m}'_i$  и  $\dot{m}''_i$  – массовый расход  $i$ -го компонента на входе и выходе узла соответственно, кг/с,  $h'$  и  $h''$  – удельная энтальпия потока на входе и выходе узла, Дж/кг,  $Q$  – тепловой поток, подводимый к узлу (например, в АВОГ), Вт,  $W$  – мощность (компрессор), Вт [23].

Компрессор описывается связью входного и выходного состояний потока ( $p_{вс}, t_{вс}, \dot{m}$ ) → ( $p_{нагн}, t_{нагн}, \dot{m}$ ) с учётом эффективности (изоэнтропной или политропной) и реальных свойств [20, 24]. Энергетический баланс компрессора в энтальпийной форме выглядит следующим образом:

$$W = \dot{m} (h'' - h'), \quad (4)$$

а переход к реальному выходному состоянию выполняется через выбранный пакет УС и заданную или рассчитанную эффективность [23, 24].

Трубопроводные участки моделируются как элементы гидравлического сопротивления. Суммарный перепад давления представляется суммой потерь на трение, статического напора и местных сопротивлений:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (5)$$

Для однофазного потока потери на трение в инженерной постановке описываются уравнением Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_1 = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6)$$

где  $f$  – коэффициент трения (функция  $Re$  и  $\varepsilon/D$ ),  $L$  – длина, м,  $D$  – внутренний диаметр, м,  $v$  – скорость потока, м/с,  $\rho(T, p)$  – плотность реального газа из уравнения состояния Пенга-Робинсона, кг/м<sup>3</sup>. В расчётном модуле учитываются вклады трения, статического напора, фитингов и иных локальных сопротивлений [21, 25].

Одновременно с уравнениями гидравлики для трубопровода учитывается уравнение энергии для установившегося течения с возможным теплообменом с окружающей средой. Тепловой поток на участке трубопровода выражается через изменение энтальпии потока:

$$Q_{mp} = \dot{m} (h'' - h'), \quad (7)$$

где удельные энтальпии газа на входе и выходе узла вычисляются термодинамическим пакетом на базе уравнения состояния Пенга-Робинсона [18, 23].

В расчётной среде учёт теплопередачи реализуется через задание параметров теплообмена с окружающей средой (температура воздуха, условия теплоотдачи/изоляции), что позволяет учитывать подогрев/охлаждение газа в обвязке помимо АВОГ [25].

Байпасный элемент используется как запорная арматура, работающая в двух дискретных состояниях: «закрыт» (байпас отключён) и «открыт» (байпас включён). Поэтому он трактуется не как регулирующий дросселирующий орган, а как элемент, который переключает гидравлическую конфигурацию схемы. В программном комплексе для моделирования технологических процессов это реализуется с заданием перепада давления (или выходного давления) для открытого состояния и исключением потока для закрытого состояния [20, 25].

Для повышения практической достоверности в открытом состоянии учитываются небольшие потери давления на вентиле, обусловленные местным сопротивлением открытого прохода. Тогда перепад давления вдоль байпасной ветви:

$$\Delta p_{бп} = \Delta p_{мс} + \Delta p_{в}, \quad (8)$$

где  $\Delta p_{мс}$  – потери в трубопроводе байпаса (трение + местные сопротивления), Па,  $\Delta p_{в}$  – потери на открытом вентиле, Па.

АВОГ моделируется как теплообменный аппарат, для которого тепловая нагрузка определяется энергетическим балансом потока:

$$\dot{m} (h'' - h') = Q_{АВОГ} \quad (9)$$

а теплопередача описывается через среднелогарифмический температурный напор:

$$kF \Delta T_{л} = Q_{АВОГ} \quad (10)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>,  $\Delta T_{л}$  – среднелогарифмический температурный напор между горячим (газ) и холодным (воздух) теплоносителями, К. Потери давления на стороне газа учитываются заданием  $\Delta p$  либо параметрами аппарата [22].

Для оценки влияния байпасной линии выполняются два стационарных сценария:

- сценарий I (байпас закрыт) – газ проходит через УОГ; определяются  $t_{\text{вых}}$ , суммарные  $\Delta p$  по тракту (включая АВОГ и обвязку), а также мощность компрессора;
- сценарий II (байпас открыт) – газ обходит УОГ; в открытом состоянии дополнительно учитывается малый перепад давления на запорном вентиле  $\Delta p_{\text{оп}} \leq 5$  кПа, а также потери давления в трубопроводе байпасной линии [20, 25]. Это позволяет оценить снижение гидравлических потерь и влияние на мощность компрессора при исключении работы УОГ, когда она может греть газ.

Таким образом, для предотвращения нагревания газа вводится температурный критерий на основе разности:

$$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}} \quad (11)$$

Без зоны нечувствительности условие открытия байпаса:  $\Delta t \geq 0$ , однако вблизи границы  $\Delta t \approx 0$  возможны частые переключения («дребезг») из-за погрешностей измерений и малых колебаний режима, поэтому используется зона нечувствительности.

Задаются два порога  $\Delta t_{\text{вкл}} > \Delta t_{\text{выкл}}$ . Тогда:  
Открыть байпас (вкл.):  $\Delta t \geq \Delta t_{\text{вкл}}$ ; закрыть байпас (выкл.):  $\Delta t \leq \Delta t_{\text{выкл}}$  и при  $\Delta t_{\text{выкл}} < \Delta t < \Delta t_{\text{вкл}}$  состояние вентиля сохраняется.

Такой алгоритм соответствует двухпозиционному управлению с гистерезисом (зоной нечувствительности) и устраняет переключения на «дребезге».

Пусть точность измерений температур на входе и выходе УОГ составляет  $\pm 0,5$  °С. Тогда оценка неопределённости разности температур будет:

$$\sigma_{\Delta t} \approx \sqrt{\sigma_{t_{\text{вх}}}^2 + \sigma_{t_{\text{вых}}}^2} = \sqrt{0,5^2 + 0,5^2} \approx 0,71 \text{ °С} \quad (12)$$

Чтобы минимизировать ложные срабатывания, порог включения выбирают не менее чем  $\alpha \sigma_{\Delta t}$ , где  $\alpha \approx 1,4 - 2$  обеспечивает отделение именно нагрева газа от возможного измерительного шума, где  $\alpha$  – безразмерный коэффициент запаса (множитель доверительного интервала). Практическое значение:  $\Delta t_{\text{вкл}} = +1,0$  °С.

Таким образом два практических варианта порогов:

Вариант 1 (асимметричный, простой):  $\Delta t_{\text{вкл}} = +1,0$  °С,  $\Delta t_{\text{выкл}} = 0,0$  °С.

Вариант 2 (симметричный, устойчивый при инерционности и задержках):  $\Delta t_{\text{вкл}} = +1,0$  °С,  $\Delta t_{\text{выкл}} = -0,5$  °С.

Введение гистерезиса в алгоритм управления обеспечило следующие практические преимущества: исключение «дребезга» исполнительных органов при  $\Delta t \approx 0$ ; повышение устойчивости работы системы в пограничных условиях; снижение износа запорной арматуры и повышение надёжности, особенно в режиме, когда газ в УОГ нагревается.

#### Результаты (Results)

Моделирование технологического процесса компрессорной станции выполнено для входящего потока природного газа с параметрами, представленными в таблице 4.

Таблица 4

Table 4

Параметры технологических потоков

Parameters of technological flows

Поток	Параметр	Значение
1	Температура, °С	12
	Давление, кПа	5509
2	Температура, °С	34,2
	Давление, кПа	7070
3	Температура, °С	32,11
	Давление, кПа	7069
4	Температура, °С	32,03
	Давление, кПа	7065
W	Энергия, МВт	11,93

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Охлаждённый газ транспортируется к УОГ по участку трубопровода длиной 60 м с характеристиками, приведёнными в таблице 5. Результаты моделирования базового режима (см. рис. 1) показали, что при прохождении через УОГ происходит охлаждение потока на 0,38 °С, сопровождающееся потерей давления около 20 кПа. Суммарные потери давления от нагнетания компрессора до выхода в магистраль составили 21 кПа, что подтверждает существенный вклад гидравлического сопротивления УОГ в общие энергозатраты.

Таблица 5  
Table 5

Данные газопровода, ведущего из компрессорного цеха до УОГ  
Data from the gas pipeline leading from the compressor shop to the UOG

Параметр	Значение
Длина, м	60
Диаметр наружный, мм	1020
Диаметр внутренний, мм	984
Шероховатость, мм	$4,572 \cdot 10^{-2}$
Материал	Ст. 40
Общий усреднённый коэффициент теплопередачи, $\text{кДж}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	8

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Далее было проведено моделирование альтернативного режима с байпасированием УОГ (см. рис. 3). В этой схеме установка охлаждения заменена коротким отрезком трубопровода (~15 м) с аналогичными гидравлическими характеристиками с вентилем. Сравнение энергопотребления компрессора для двух сценариев (см. табл. 6) выявило значимый эффект: мощность, потребляемая компрессором, снизилась с 11,93 МВт до 11,80 МВт.

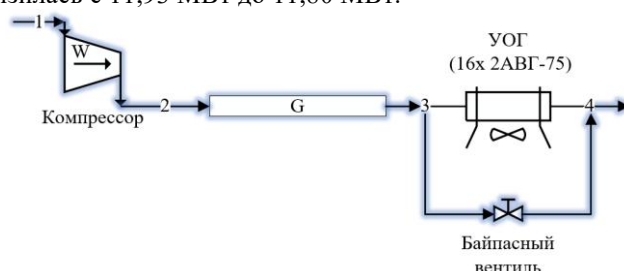


Рис. 3. Технологическая схема альтернативного режима с байпасированием УОГ Fig. 3. Technological scheme of the alternative mode with GCU bypassing

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Таблица 6  
Table 6

Параметры работы компрессора  
Compressor operation parameters

Параметр	Значение до внедрения	Значение после внедрения
Энергия, МВт	11,93	11,80
Массовый расход газа, кг/с	0,2444	0,2418

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Как видно из параметров потока «Подвод энергии», в базовом режиме (газ проходит через УОГ) компрессору требуется 11,93 МВт подводимой мощности, а при байпасировании УОГ – 11,80 МВт. Учитывая, что низшая теплота сгорания природного газа [19] составляет  $34,79 \text{ МДж}/\text{м}^3$  при плотности  $0,7128 \text{ кг}/\text{м}^3$ , получаем теплоту сгорания, приведённую к единице массы:  $48,81 \text{ МДж}/\text{кг}$ . Тогда массовый расход топливного газа на привод компрессора определяется выражением:

$$m_1 = \frac{Q_T}{Q_H} = \frac{11,93}{48,81} = 0,2444 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (13)$$

$$m_2 = \frac{Q_T}{Q_H} = \frac{11,80}{48,81} = 0,2418 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (14)$$

Таким образом, экономия топливного газа по массе составляет  $0,00266 \text{ кг}/\text{с}$ , что соответствует  $0,00374 \text{ м}^3/\text{с}$  в пересчёте на стандартные условия. Для суточного интервала времени ( $86\,400 \text{ с}$ ) это составляет  $230,1 \text{ кг}/\text{сут}$  или  $322,9 \text{ м}^3/\text{сут}$ .

#### Обсуждение (Discussions)

Результаты моделирования демонстрируют накопительный эффект от реализации энергосберегающего режима. Экономия топливного газа порядка  $0,00266 \text{ кг}/\text{с}$  ( $0,00374 \text{ м}^3/\text{с}$  в стандартных условиях) на первый взгляд кажется небольшой, однако при масштабировании на продолжительные периоды работы она трансформируется в существенный ресурсный и экономический резерв:  $\sim 230 \text{ кг}$  ( $\sim 323 \text{ м}^3$ ) в сутки. В пересчёте на полный год непрерывного использования байпаса это соответствует примерно  $118\,000 \text{ м}^3$  топливного газа на одной технологической линии.

Ключевым условием практической реализации данной методики является

обеспечение максимальной точности и надежности управления переключением потоков. «Дребезг» запорной арматуры или нестабильность в пограничных режимах могли бы не только нивелировать экономический эффект, но и создать угрозу для технологической безопасности. Внедрение алгоритма управления с гистерезисом является необходимым решением этой проблемы, так как оно исключает частые циклические переключения, стабилизирует работу системы и снижает механический износ оборудования. Это делает режим байпасирования УОГ не просто теоретической возможностью, а технологически реализуемым и надежным решением.

Применимость предложенного способа носит строго обусловленный характер и требует четких критериев. Режим становится целесообразным и безопасным только при определенных сочетаниях температуры газа после компрессора ( $t_{\text{нагн}}$ ) и температуры окружающего воздуха, когда исключен риск перегрева газа и обеспечивается эффективный отвод тепла в грунт магистральным трубопроводом. Для оперативного принятия решений необходима разработка детальных номограмм или интеллектуальных алгоритмов, интегрированных в систему АСУ ТП, которые будут учитывать реальные режимные параметры, сезонные изменения и специфику трассы газопровода. Это превращает разовое технологическое решение в адаптивную систему управления энергоэффективностью.

Следует отметить, что проведенное моделирование в расчетной среде является первым приближением, обосновывающим саму идею и её потенциальную эффективность. Для разработки полноценного рабочего регламента требуется более детальное исследование, включающее:

- динамическое моделирование переходных процессов при переключении на байпас и обратно для оценки всех параметров;
- учет реальной конфигурации и характеристик всего технологического узла КС, включая арматуру, обвязку и конкретные модели АВОГ;
- анализ влияния возможных колебаний состава газа на термодинамические и транспортные свойства потока в рамках данного режима;
- технико-экономическое обоснование, учитывающее капитальные затраты на модернизацию системы управления и срок окупаемости проекта.

Несмотря на то, что работа носит модельный характер, она устанавливает количественную взаимосвязь между снижением гидравлического сопротивления и экономией топливного газа, формирует требования к системе управления и определяет вектор для дальнейших, более детальных проектных и исследовательских работ. Внедрение такого адаптивного режима представляется логичным шагом в эволюции систем управления компрессорными станциями в направлении цифровизации и повышения энергетической эффективности.

#### **Заключение или Выводы (Conclusions)**

Проведенное исследование продемонстрировало, что предложенное энергосберегающее технологическое решение - управляемый обход установки охлаждения газа с использованием байпасной линии - обладает потенциалом для снижения эксплуатационных затрат на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Моделирование в программном комплексе, основанное на реальных режимных параметрах и компонентном составе газа, подтвердило количественную эффективность данного подхода. При исключении из технологической схемы узла с повышенным гидравлическим сопротивлением (УОГ) в рассматриваемых условиях мощность на привод компрессора уменьшается на 0,13 МВт (с 11,93 до 11,80 МВт). В пересчёте на топливный газ это соответствует экономии около 230 кг (примерно 323 м<sup>3</sup>) в сутки, что при длительной непрерывной работе обеспечивает заметный суммарный эффект. С учётом того, что режим байпасирования УОГ целесообразен только в тёплый период года (когда АВОГ не даёт охлаждающего эффекта), годовая экономия будет определяться продолжительностью этого периода. В годовом исчислении, при характерной для региона продолжительности периода высоких температур (20-40 дней), ожидаемая экономия топливного газа может составить от 4,6 до 9,2 тонны (или от 6 460 до 12 920 м<sup>3</sup>) соответственно.

Ключевым фактором успешной практической реализации является не только доказанный энергетический эффект, но и обеспечение надежности и устойчивости работы системы. Для этого необходимо внедрение алгоритма управления переключением с гистерезисом, который исключает «дребезг» исполнительных органов в пограничных режимах, когда разница температур газа и окружающего воздуха близка к нулю. Такой алгоритм минимизирует износ запорной арматуры и повышает общую

отказоустойчивость технологического режима, особенно в ситуации, когда АВОг работает не как охладитель, а как нежелательный нагреватель потока.

Важно подчеркнуть, что применение данного режима носит строго обусловленный характер и требует тщательной предварительной подготовки. Его использование допустимо и экономически оправдано только при определенных сочетаниях температуры газа на выходе из компрессора и температуры наружного воздуха, которые гарантируют безопасный отвод тепла в грунт через стенки магистрального газопровода. Для оперативного управления необходимо разработать детальные регламенты или интеллектуальные системы поддержки принятия решений, основанные на номограммах или алгоритмах, учитывающих реальный состав газа, сезонные колебания климата и конкретные характеристики трассы.

Следует отметить, что представленное стационарное моделирование является важным первым шагом, обосновывающим саму идею и её экономический потенциал. Для перехода к промышленному внедрению требуются дальнейшие исследования, включающие динамическое моделирование переходных процессов при переключении режимов, детальный анализ всей технологической обвязки конкретной КС, а также полноценное технико-экономическое обоснование, учитывающее затраты на модернизацию системы управления. Представленная работа задает четкий вектор для развития цифровых методов управления газотранспортной инфраструктурой, направленных на глубокую оптимизацию энергопотребления без ущерба для надёжности и безопасности.

### Литература

1. Abd A.A., Naji S.Z., Hashim A.S. Effects of non-hydrocarbons impurities on the typical natural gas mixture flows through a pipeline // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 84. P. 103218. DOI: 10.1016/j.jngse.2020.103218.
2. Fakhroeslam M., Bozorgmehry Boozarjomehry R., Sahlodin A.M., Sin G., Mansouri S.S. Dynamic Simulation of Natural Gas Transmission Pipeline Systems through Autoregressive Neural Networks // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2021. Vol. 60, No. 27. P. 9851–9859. DOI: 10.1021/acs.iecr.1c00802.
3. Hafsi Z., Elaoud S., Mishra M. A computational modelling of natural gas flow in looped network: Effect of upstream hydrogen injection on the structural integrity of gas pipelines // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2019. Vol. 64. P. 107–117. DOI: 10.1016/j.jngse.2019.01.021.
4. Munts V.A., Lebedev M.S. Efficiency Increase in Liquefied Natural Gas Production at Motor Gas Filling Compressor Station using Propane-Butane Fraction pre-Extraction // *Problemele Energeticii Regionale*. 2023. No. 1(57). P. 83–97. DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.1-57.07>.
5. Zhussupova D., Otelbaev M., Burgumbayeva S. Modeling Gas Compressor Station Operation to Minimize Fuel Costs for Surge Zone Protection // *International Journal of Rotating Machinery*. 2024. Vol. 2024. Article ID 5560308. DOI: 10.1155/2024/5560308.
6. Ke S.L., Ti H.C. Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network // *Chemical Engineering Journal*. 2000. Vol. 76, No. 2. P. 169–177. DOI: 10.1016/S1385-8947(99)00131-8.
7. Elaoud S., Abdullay B., Hadj-Taieb E. Effect of hydrogen injection into natural gas on the mechanical strength of natural gas pipelines during transportation // *Archives of Mechanics*. 2014. Vol. 66, No. 4. P. 269–286.
8. Behbahani-Nejad M., Bagheri A. The accuracy and efficiency of a MATLAB-Simulink library for transient flow simulation of gas pipelines and networks // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2010. Vol. 70, No. 3-4. P. 256–265. DOI: 10.1016/j.petrol.2009.11.014.
9. Chaczykowski M., Sund F., Zarodkiewicz P., Hope S.M. Gas composition tracking in transient pipeline flow // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2018. Vol. 55. P. 321–330. DOI: 10.1016/j.jngse.2018.03.014.
10. Burtsev S.A., Karpenko A.P., Leontiev A.I. A method for distributed production of liquefied natural gas at gas-distribution stations // *High Temperature*. 2016. Vol. 54, No. 4. P. 573–576. DOI: 10.1134/S0018151X16030114.
11. Osiadacz A.J., Chaczykowski M. Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models // *Chemical Engineering Journal*. 2001. Vol. 81, No. 1-3. P. 41–51. DOI: 10.1016/S1385-8947(00)00194-7.

12. Alamian R., Behbahani-Nejad M., Ghanbarzadeh A. A state space model for transient flow simulation in natural gas pipelines // Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2012. Vol. 9. P. 51–59. DOI: 10.1016/j.jngse.2012.05.012.
13. Herran-Gonzalez A., De La Cruz J., De Andres-Toro B., Risco-Martin J. Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network // Applied Mathematical Modelling. 2009. Vol. 33, No. 3. P. 1584–1600. DOI: 10.1016/j.apm.2008.03.015.
14. Behbahani-Nejad M., Shekari Y. The accuracy and efficiency of a reduced-order model for transient flow analysis in gas pipelines // Journal of Petroleum Science and Engineering. 2010. Vol. 73, No. 1-2. P. 13–19. DOI: 10.1016/j.petrol.2010.05.002.
15. Sanjari E., Lay E.N., Peymani M. An accurate empirical correlation for predicting natural gas viscosity // Journal of Natural Gas Chemistry. 2011. Vol. 20, No. 6. P. 654–658. DOI: 10.1016/S1003-9953(10)60244-7.
16. AspenTech. Aspen HYSYS User Guide [Electronic resource]. URL: <https://sites.ualberta.ca/CMENG/che312/F06ChE416/HsysDocs/AspenHYSYSUserGuide.pdf> (accessed: 17.01.2026).
17. Peng D.-Y., Robinson D.B. A New Two-Constant Equation of State // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1976. Vol. 15, No. 1. P. 59–64. DOI: 10.1021/i160057a011.
18. AspenTech. HYSYS Simulation Basis [Electronic resource]. URL: <https://sites.ualberta.ca/CMENG/che312/F06ChE416/HsysDocs/AspenHYSYSSimulationBasis.pdf> (accessed: 17.01.2026).
19. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 9th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2020. 880 p.
20. MINES Paris PSL (DIRens). Compressions [Electronic resource]. URL: <https://direns.minesparis.psl.eu/Sites/Thopt/DiapJS/doc/S11/CoursCompression.pdf> (accessed: 17.01.2026).
21. AspenTech. Pipe Segment [Electronic resource]. URL: <https://lhd52.files.wordpress.com/2011/09/group-3-pipe-segment.pdf> (accessed: 17.01.2026).
22. AspenTech. Heat Exchanger [Electronic resource]. URL: <https://lhd52.files.wordpress.com/2011/09/group-1-heat-exchanger.pdf> (accessed: 17.01.2026).
23. Aspen Technology, Inc. Aspen HYSYS Dynamic Modeling Guide. Version Number: V7.3. March 2011 [Electronic resource]. URL: [https://profsite.um.ac.ir/~fanaei/\\_private/DynamicModel7\\_3.pdf](https://profsite.um.ac.ir/~fanaei/_private/DynamicModel7_3.pdf) (accessed: 17.01.2026).
24. Завьялов А.П., Никулина Д.П., Чурикова М.М., Гречишников И.М. О методах обеспечения энергетической эффективности транспортировки газа в современных условиях // Труды Российского государственного университета нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2023. – № 1(310). – С. 145–152. – DOI: 10.33285/2073-9028-2023-1(310)-145-152.
25. Шомов П.А. Разработка энерготехнологических схем компрессорных станций на основе глубокой утилизации вторичных энергетических ресурсов // Вестник МЭИ. – 2024. – № 5. – С. 89–99. – DOI: 10.24160/1993-6982-2024-5-89-99.

#### Авторы публикации

**Захаров Александр Сергеевич** – аспирант Казанского национального исследовательского технологического университета. *Email: alexanderzaharo@yandex.ru.*

**Аетов Алмаз Уралович** – старший преподаватель кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технологического университета. *ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9371-332X. Email: aetovalmaz@mail.ru.*

**Саяхов Рамис Харисович** – заместитель генерального директора по производству ООО «Газпром трансгаз Казань» - ПАО «Газпром». *Email: turbogazr@yandex.ru.*

**Гильмутдинов Ильфар Маликович** – д-р техн. наук, и.о. заведующего кафедрой технологии конструкционных материалов Казанского национального исследовательского технологического университета. *ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4241-6306. Email: gilmutdinovIM@corp.knrtu.ru.*

## References

1. Abd A.A., Naji S.Z., Hashim A.S. Effects of non-hydrocarbons impurities on the typical natural gas mixture flows through a pipeline // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 84. P. 103218. DOI: 10.1016/j.jngse.2020.103218.
2. Fakhroleslam M., Bozorgmehry Boozarjomehry R., Sahlodin A.M., Sin G., Mansouri S.S. Dynamic Simulation of Natural Gas Transmission Pipeline Systems through Autoregressive Neural Networks // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2021. Vol. 60, No. 27. P. 9851–9859. DOI: 10.1021/acs.iecr.1c00802.
3. Hafsi Z., Elaoud S., Mishra M. A computational modelling of natural gas flow in looped network: Effect of upstream hydrogen injection on the structural integrity of gas pipelines // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2019. Vol. 64. P. 107–117. DOI: 10.1016/j.jngse.2019.01.021.
4. Munts V.A., Lebedev M.S. Efficiency Increase in Liquefied Natural Gas Production at Motor Gas Filling Compressor Station using Propane-Butane Fraction pre-Extraction // *Problemele Energeticii Regionale*. 2023. No. 1(57). P. 83–97. DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.1-57.07>.
5. Zhussupova D., Otelbaev M., Burgumbayeva S. Modeling Gas Compressor Station Operation to Minimize Fuel Costs for Surge Zone Protection // *International Journal of Rotating Machinery*. 2024. Vol. 2024. Article ID 5560308. DOI: 10.1155/2024/5560308.
6. Ke S.L., Ti H.C. Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network // *Chemical Engineering Journal*. 2000. Vol. 76, No. 2. P. 169–177. DOI: 10.1016/S1385-8947(99)00131-8.
7. Elaoud S., Abdullay B., Hadj-Taieb E. Effect of hydrogen injection into natural gas on the mechanical strength of natural gas pipelines during transportation // *Archives of Mechanics*. 2014. Vol. 66, No. 4. P. 269–286.
8. Behbahani-Nejad M., Bagheri A. The accuracy and efficiency of a MATLAB-Simulink library for transient flow simulation of gas pipelines and networks // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2010. Vol. 70, No. 3-4. P. 256–265. DOI: 10.1016/j.petrol.2009.11.014.
9. Chaczykowski M., Sund F., Zarodkiewicz P., Hope S.M. Gas composition tracking in transient pipeline flow // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2018. Vol. 55. P. 321–330. DOI: 10.1016/j.jngse.2018.03.014.
10. Burtsev S.A., Karpenko A.P., Leontiev A.I. A method for distributed production of liquefied natural gas at gas-distribution stations // *High Temperature*. 2016. Vol. 54, No. 4. P. 573–576. DOI: 10.1134/S0018151X16030114.
11. Osiadacz A.J., Chaczykowski M. Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models // *Chemical Engineering Journal*. 2001. Vol. 81, No. 1-3. P. 41–51. DOI: 10.1016/S1385-8947(00)00194-7.
12. Alamian R., Behbahani-Nejad M., Ghanbarzadeh A. A state space model for transient flow simulation in natural gas pipelines // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2012. Vol. 9. P. 51–59. DOI: 10.1016/j.jngse.2012.05.012.
13. Herran-Gonzalez A., De La Cruz J., De Andres-Toro B., Risco-Martin J. Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network // *Applied Mathematical Modelling*. 2009. Vol. 33, No. 3. P. 1584–1600. DOI: 10.1016/j.apm.2008.03.015.
14. Behbahani-Nejad M., Shekari Y. The accuracy and efficiency of a reduced-order model for transient flow analysis in gas pipelines // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2010. Vol. 73, No. 1-2. P. 13–19. DOI: 10.1016/j.petrol.2010.05.002.
15. Sanjari E., Lay E.N., Peymani M. An accurate empirical correlation for predicting natural gas viscosity // *Journal of Natural Gas Chemistry*. 2011. Vol. 20, No. 6. P. 654–658. DOI: 10.1016/S1003-9953(10)60244-7.
16. AspenTech. Aspen HYSYS User Guide [Electronic resource]. URL: <https://sites.ualberta.ca/CMENG/che312/F06ChE416/HysysDocs/AspenHYSYSUserGuide.pdf> (accessed: 17.01.2026).
17. Peng D.-Y., Robinson D.B. A New Two-Constant Equation of State // *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. 1976. Vol. 15, No. 1. P. 59–64. DOI: 10.1021/i160057a011.
18. AspenTech. HYSYS Simulation Basis [Electronic resource]. URL: <https://sites.ualberta.ca/CMENG/che312/F06ChE416/HysysDocs/AspenHYSYSSimulationBasis.pdf> (accessed: 17.01.2026).
19. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B. *Fundamentals of Engineering*

Thermodynamics. 9th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2020. 880 p.

20. MINES Paris PSL (DIRens). Compressions [Electronic resource]. URL: <https://direns.minesparis.psl.eu/Sites/Thopt/DiapJS/doc/S11/CoursCompression.pdf> (accessed: 17.01.2026).

21. AspenTech. Pipe Segment [Electronic resource]. URL: <https://lhd52.files.wordpress.com/2011/09/group-3-pipe-segment.pdf> (accessed: 17.01.2026).

22. AspenTech. Heat Exchanger [Electronic resource]. URL: <https://lhd52.files.wordpress.com/2011/09/group-1-heat-exchanger.pdf> (accessed: 17.01.2026).

23. Aspen Technology, Inc. Aspen HYSYS Dynamic Modeling Guide. Version Number: V7.3. March 2011 [Electronic resource]. URL: [https://profsite.um.ac.ir/~fanaei/\\_private/DynamicModel7\\_3.pdf](https://profsite.um.ac.ir/~fanaei/_private/DynamicModel7_3.pdf) (accessed: 17.01.2026).

24. Zavyalov A.P., Nikulina D.P., Churikova M.M., Grechishnikov I.M. On methods of ensuring energy efficiency of gas transportation in modern conditions // Proceedings of the Gubkin Russian State University of Oil and Gas. – 2023. – № 1(310). – Pp. 145-152. – DOI: 10.33285/2073-9028-2023-1(310)-145-152.

25. Shomov, P.A., Development of energy technology schemes for compressor stations based on deep utilization of secondary energy resources, Vestnik MEI, 2024, No. 5, pp. 89-99.- DOI: 10.24160/1993-6982-2024-5-89-99.

#### Authors of the publication

**Alexander S. Zakharov** – Kazan National Research Technological University. [alexanderzaharo@yandex.ru](mailto:alexanderzaharo@yandex.ru).

**Almaz U. Aetov** – Kazan National Research Technological University. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9371-332X>. [aetovalmaz@mail.ru](mailto:aetovalmaz@mail.ru).

**Ramis K. Salyakhov** – LLC - Gazprom PJSC. [turbogazr@yandex.ru](mailto:turbogazr@yandex.ru).

**Ilfar M. Gilmutdinov** – Kazan National Research Technological University. ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4241-6306>. [gilmutdinovIM@corp.knrtu.ru](mailto:gilmutdinovIM@corp.knrtu.ru).

*Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника*

**Получено** 19.02.2026 г.

**Отредактировано** 23.04.2026 г.

**Принято** 07.05.2026 г.