

---

---

**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,  
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

---

---

**УПРАВЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТЬЮ ОБЪЕМНОЙ КОНДЕНСАЦИИ  
В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ РАДИАЛЬНОГО ТИПА  
ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ<sup>1</sup>**

© 2025 г. А. А. Сидоров<sup>а</sup>, \*, А. К. Ястребов<sup>а</sup>

<sup>а</sup>Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,  
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

\*e-mail: AlexSid-MPEI@yandex.ru

Поступила в редакцию 15.10.2024 г.

После доработки 15.11.2024 г.

Принята к публикации 04.12.2024 г.

Существует проблема глубокой очистки промышленных газов от различных примесей. В качестве альтернативы известным методам (адсорбционной и абсорбционной технологиям) предлагается использовать турбомашину двухфазного типа, в проточной части которых осуществляется объемная конденсация примеси. Исследование посвящено численному моделированию процесса объемной конденсации, протекающего в проточной части холодильной турбомашин радиального типа и управляемого путем изменения начальной температуры потока. В качестве рабочего тела рассматривается смесь воздуха как неконденсирующегося газа-носителя и диоксида углерода, выступающего в роли примеси. Показано, что посредством изменения температуры газовой смеси на входе в ступень можно управлять как самим процессом объемной конденсации, так и его глубиной (фактически диапазоном изменения рабочих режимов). Определены параметры, при которых процесс локализован преимущественно в каналах рабочего колеса, что является наиболее безопасным режимом с точки зрения вероятности возникновения эрозионного износа и последующего повреждения элементов ступени. Впервые для холодильных турбомашин проведена численная оценка степени снижения изоэнтальпийного КПД вследствие конденсации на каждый процент степени конденсации. Полученные данные близки к значениям, представленным в литературных источниках, для влажно-паровых турбин. Разработана методика расчета характеристики и анализа результатов, которая позволяет определить оптимальные режимы при многокритериальном поиске в условиях ограничений по локализации процесса фазового перехода и радиусу частиц. Показано, что повышения/снижения температуры на входе в ступень может быть недостаточно для выполнения заданных требований по степени конденсации и изоэнтальпийному КПД в целях глубокой очистки газов от примесей. По этой причине необходима также оценка возможности управления интенсивностью процесса путем изменения степени расширения и/или частоты вращения рабочего колеса как по отдельности, так и комплексно.

*Ключевые слова:* объемная конденсация, многофазный поток, CFD-расчет, моделирование методом конечных объемов, кинетическое уравнение, турбомашин, турбодетандер, коэффициент полезного действия

**DOI:** 10.56304/S0040363624601180

В настоящее время проблема очистки промышленных газов от примесей, в том числе вредных веществ, продолжает оставаться весьма актуальной и затрагивает многие отрасли производства: химическую промышленность, энергетику, машиностроение и пр. При этом загрязняющие газы, генерируемые крупными предприятиями, и содержащиеся в этих газах примеси поступают в атмосферу, что не-

гативно сказывается на экологической обстановке. Так, при горении углеводородов количество углекислого газа в дымовых (отходящих) газах может достигать 15% (по массе). Согласно [1] и статистике Мосэнерго [2], за 2023 г. выбросы парниковых газов в CO<sub>2</sub>-эквиваленте составили 41.7 млн т и, несмотря на то что намечается тенденция к снижению этого показателя, он все еще остается очень высоким.

Очистка газов от примесей – важная задача, в том числе в связи с ужесточением экологиче-

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект 23-29-00540).

ской политики и принятием Федерального закона “Об ограничении выбросов парниковых газов” от 02.07.2021. Также следует отметить, что диоксид углерода – востребованное сырье, которое находит применение в различных отраслях промышленности: пищевой, химической, металлургической, военной и др., вследствие чего процесс его извлечения с последующим хранением и реализацией является дополнительным актуальным направлением для изучения.

В настоящее время известны несколько технологий для глубокой очистки газов от диоксида углерода: абсорбционная, основанная на применении аминовых соединений, и адсорбционная, базирующаяся на использовании твердых сорбентов (преимущественно цеолитов). При этом каждая из указанных технологий имеет свои недостатки, общий из которых – необходимость в периодической регенерации сорбента или его подпитке.

Авторами статьи предложен альтернативный вариант очистки газов от  $\text{CO}_2$  – применение турбомашин двухфазного типа, в проточной части которых осуществляется объемная конденсация примеси. Данный способ является не периодическим, а динамическим, т.е. не требуется переключать аппараты для регенерации сорбентов. Несмотря на то что такие машины известны, до настоящего момента они не получили особого распространения по двум причинам:

вследствие сложности их проектирования, так как ранее отсутствовал инструмент для качественной и количественной оценки влияния фазовых переходов на эффективность холодильных турбомашин и элементы проточной части их ступени;

из-за опасности разрушения от так называемой капельной эрозии, при которой образующиеся капли деформируют элементы проточной части (например, лопатки рабочего колеса), что может приводить к аварийным ситуациям.

Первое ограничение снимается при использовании специального расчетного модуля “Объемная конденсация”, ранее разработанного и апробированного авторами настоящей статьи [3]. Этот инструмент позволяет моделировать процесс объемной конденсации в каналах любой формы при наличии вращающихся элементов с учетом нестационарности течения и турбулентных явлений. Второе ограничение может быть снято с помощью численного метода определения локализации фазовых переходов и управления данным процессом посредством смещения области активной конденсации в каналы рабочего колеса.

Важно отметить, что к деформации рабочих колес вследствие капельной эрозии приводят об-

разование и активный рост частиц именно в направляющем аппарате, после чего они (частицы) с большими скоростями “врезаются” в лопатки рабочего колеса, претерпевая множественные преобразования высокой частоты, что и способствует разрушениям. Однако при этом конденсация может быть допустима, если частицы на выходе из направляющего аппарата имеют малый размер. Так, например, особенно интересна конденсация  $\text{CO}_2$  в проточной части турбодетандерного агрегата (ТДА), во-первых, ввиду того что сконденсировавшийся диоксид углерода переходит сразу в твердую фазу, минуя стадию тяжелых капель, а во-вторых, из-за того, что образующиеся и растущие частицы слабо коагулируют вследствие их соударений.

Существуют разные способы управления ТДА [4], а также различные методики расчета, позволяющие прогнозировать поведение ступени турбомашин при переходе на нерасчетные режимы [5, 6]. Так, в общем случае при условии, что направляющий аппарат не является управляемым, основные характеристики однофазного турбодетандера зависят от трех независимых переменных: частоты вращения  $n$ , степени расширения  $\delta_p$  и температуры на входе в ступень  $T_0$ . При этом  $\delta_p$  изменяется преимущественно при увеличении/уменьшении давления на входе в ступень  $p_0$ , так как давление за ступенью  $p_2$ , как правило, фиксировано.

К числу основных эксплуатационных характеристик ТДА относят массовый расход  $G$ , температуру на выходе из ступени  $T_2$  (по перепаду температур  $\Delta = T_0 - T_2$  и степени расширения  $\delta_p$  определяется удельная холодопроизводительность  $\Delta h$ ), изоэнтропийный КПД  $\eta_s$ , степень реактивности  $\Theta_r$  и пр. Для двухфазной ступени (например, парожидкостной) вводится еще один независимый варьируемый параметр – начальное содержание конденсирующейся примеси  $C_{var}$  (выражается в массовых, объемных или мольных долях). При этом к эксплуатационным характеристикам при наличии объемной конденсации добавляются степень конденсации, числовая плотность образующихся и растущих частиц и их средний радиус.

Поскольку в настоящей работе рассматривается управление процессом объемной конденсации путем изменения температуры на входе в ступень, которое достигается, как правило, применением теплообменного аппарата, служащего для предварительного охлаждения рабочего тела, основная цель исследования заключается в определении эффективности этого способа управления. При этом одна из задач – поиск режимов, при которых конденсация происходит в каналах рабоче-

го колеса, что исключает вероятность эрозионно-го разрушения элементов проточной части.

Несмотря на то что в настоящей статье рассматривается в первую очередь извлечение диоксида углерода из смеси с газом-носителем, важно отметить, что предложенный подход также можно распространить и на другие примеси и смеси газов. Например, такой подход может использоваться для очистки природного газа от влаги и легкокипящих фракций или газов от сернистых соединений.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В данной работе изучается течение смеси неконденсирующегося газа-носителя и конденсирующейся примеси в проточной части радиального турбодетандерного агрегата, состоящего из направляющего аппарата и рабочего колеса. В качестве первого приближения за рабочее тело принимается сухой воздух с примесью диоксида углерода, так как по теплофизическим свойствам отходящие газы довольно близки воздуху.

#### Математическое описание

Математическое описание рассматриваемой задачи включает в себя систему уравнений, состоящую из уравнений Навье – Стокса для сжимаемого газа, усредненных по Рейнольдсу и Фавру [7], уравнения состояния, а также уравнений турбулентности для замыкания системы (ударные волны не моделируются, поэтому объемная вязкость в уравнениях движения не учитывается [7]):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ji} + \bar{\tau}_{t,ji}); \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[ \bar{\rho} \left( \tilde{e} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} \right) + \bar{\rho} k \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \bar{\rho} \tilde{u}_j \left( \tilde{h} + \frac{\tilde{u}_i \tilde{u}_i}{2} \right) + \bar{\rho} \tilde{u}_j k \right] &= \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{q}_j + \bar{q}_{t,j} + \bar{\tau}_{ji} u'' - \frac{\overline{\rho u''_j u''_i u''_i}}{2} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{u}_i (\bar{\tau}_{ji} + \bar{\tau}_{t,ji})], \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $\bar{\rho}$  – усредненная плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  – время, с;  $u$  – скорость, м/с;  $x$  – координата, м;  $p$  – давление, Па;  $\tau$  – тензор вязких напряжений, Па;  $\bar{\tau}_{t,ji} = \overline{-\rho u''_i u''_j}$  – тензор турбулентных напряжений, Па;  $e$  – внутренняя энергия, Дж;  $k$  – кинетиче-

ская энергия турбулентности, Дж;  $h$  – энтальпия, кДж/кг;  $q$  – тепловой поток, Вт;  $\bar{q}_{t,j} = \overline{-\rho u''_i h''}$  – турбулентный тепловой поток, Вт. Слагаемое  $\overline{\tau_{ji} u''_i} - \frac{\overline{\rho u''_j u''_i u''_i}}{2}$  в уравнении энергии учитывает молекулярный и турбулентный перенос кинетической энергии турбулентности. При записи системы уравнений (1) применяется метод немого суммирования по дважды повторяющемуся индексу.

В силу того что связь между турбулентными составляющими тензора напряжений  $\tau_t$  и вектора плотности теплового потока  $\bar{q}_t$  с параметрами осредненного течения неизвестна и должна быть определена, система уравнений (1) оказывается незамкнутой. Чтобы ее замкнуть, необходимо использовать одну из моделей турбулентности. В настоящей работе в качестве таковой выступает стандартная  $k$ – $\omega$ –модель, поскольку она показала наилучшую устойчивость для сжимаемых течений [8]. Уравнения данной модели в общем виде записываются как

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} k \tilde{u}_i) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + F_k - Y_k; \\ \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \omega \tilde{u}_i) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + F_\omega - Y_\omega, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\Gamma_k, \Gamma_\omega$  – коэффициенты диффузии;  $F_k, F_\omega$  – члены, отвечающие за генерацию  $k$  и  $\omega$ ;  $\omega$  – скорость диссипации энергии;  $Y_k, Y_\omega$  – коэффициенты затухания. Для простоты изложения выкладки для членов  $F_k, F_\omega, \Gamma_k, \Gamma_\omega$  и  $Y_k, Y_\omega$  не приводятся.

Для описания взаимосвязи между термодинамическими характеристиками рабочего тела: плотностью, давлением и температурой – используется уравнение состояния реальных газов Редлиха – Квонга [9], так как в пределах режимных параметров (давлений и температур) выполняется условие его применимости [9]. Ранее авторы настоящей статьи уже применяли это уравнение при решении задачи о расширении газа в радиально-осевой ступени турбодетандера [10].

#### Описание кинетики конденсации

Для исследования процесса объемной конденсации к системе уравнений движения, энергии, состояния и пр. необходимо добавить уравнение, учитывающее кинетику конденсации. В основе описания этого процесса лежит кинетическое уравнение для функции распределения частиц по размерам, представленное в общем виде как [11]

$$\frac{\partial f_r}{\partial t} + \tilde{u} \cdot \nabla f_r + \frac{\partial}{\partial r} (r f_r) = I \delta(r - r_{cr}), \quad (3)$$

где  $f_r$  – функция распределения частиц по размерам, нормированная на количество частиц в единице объема;  $r$  – радиус частиц, м;  $\dot{r}$  – скорость роста частиц, м/с;  $r_{cr}$  – критический радиус частиц, м;  $I$  – скорость нуклеации,  $(\text{м}^3 \cdot \text{с})^{-1}$ ;  $\delta$  – дельта-функция Дирака.

Для решения уравнения (3) существует несколько подходов, однако в настоящей работе применяется метод моментов. Это объясняется тем, что программная реализация данного метода позволяет ему встраиваться в качестве отдельного модуля в уже готовые и известные расчетные CFD-пакеты. Благодаря этому можно рассматривать задачи, например об объемной конденсации в машинах и аппаратах криогенной техники, вне зависимости от сложности исходной геометрии.

В основе указанного метода лежит момент функции распределения, под которым понимают интеграл от произведения радиуса частицы в степени  $m$  и функции распределения по радиусам:

$$\Omega_m = \int_{r_{cr}}^{\infty} r^m f dr. \quad (4)$$

Если считать, что скорость роста не зависит от радиуса частиц, то, умножив правую и левую части основного кинетического уравнения для функции распределения частиц по размерам (3) на  $r^m$  и проинтегрировав полученное выражение по радиусу  $r$  в пределах от  $r_{cr}$  до бесконечности, можно получить систему моментных уравнений в общем виде

$$\frac{\partial \Omega_m}{\partial t} = m \dot{r} \Omega_{m-1} + I r_{cr}^m - \nabla \bar{u} \Omega_m. \quad (5)$$

В настоящей работе для вычисления критического радиуса используется классическая формула Томпсона [11]:

$$r_{cr} = \frac{2\sigma(T)}{\rho_l(T)RT \ln s}, \quad (6)$$

где  $\sigma(T)$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  $R$  – индивидуальная газовая постоянная, Дж/(кг · К);  $\rho_l$  – плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $s$  – степень пересыщения.

Одной из важнейших характеристик процесса конденсации является скорость нуклеации (зародышеобразования) – характеристика, отражающая количество формирующихся частиц радиусом, равным критическому радиусу, в единице объема за единицу времени. Для определения скорости нуклеации существует несколько исторически сложившихся подходов. В настоящей статье применяется классическая теория нуклеации Френкеля – Зельдовича, основанная во мно-

гом на работах Фольмера и Вебера [12], а также Беккера и Дёринга [13].

В рамках классической теории зародышеобразования скорость нуклеации в общем виде рассчитывается как [11]

$$I = \left(\frac{1}{\rho_l}\right) \left(\frac{p_v}{RT}\right)^2 \sqrt{\frac{2M_v \sigma N_A^3}{\pi}} \times \exp\left[-\frac{16\pi N_A \left(\frac{\sigma}{R}\right)^3 \left(\frac{M_v}{\rho_l}\right)^2}{3T^3 (\ln s)^2}\right], \quad (7)$$

где  $M_v$  – молярная масса пара, кг/моль;  $N_A$  – постоянная Авогадро;  $p_v$  – парциальное давление конденсирующегося компонента (пара), Па.

Для определения скорости роста частиц используется формула Фукса [14]

$$\dot{r} = \frac{DM_v}{\rho_{\text{CO}_2} RT} [p_v - p_s(T)] \left( \frac{\bar{r}_d^2}{\bar{r}_d + \bar{l}} + D \sqrt{\frac{2\pi M_v}{RT}} \right)^{-1}, \quad (8)$$

где  $p_s(T)$  – давление насыщения пара, Па;  $\bar{r}_d$  – средний радиус частиц, м;  $\bar{l}$  – средняя длина свободного пробега, м;  $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с.

Параметр  $\bar{l}$  вычисляется по формуле

$$\bar{l} = \frac{k_B T}{\sqrt{2} \pi d_{\text{CO}_2}^2 p}, \quad (9)$$

где  $k_B$  – постоянная Больцмана, Дж · К<sup>-1</sup>;  $d_{\text{CO}_2}$  – диаметр молекулы CO<sub>2</sub>, м.

При строгом подходе моментный метод может применяться только при скорости роста, не зависящей от размера частиц, т.е. в свободномолекулярном режиме их (частиц) роста. Возможность выбора моментного метода вне формальных рамок его применимости с расчетом скорости роста частиц по формуле Фукса (8) при подстановке среднего радиуса была подтверждена в [15] путем сравнения полученных данных с результатами прямого численного решения.

Указанные положения физической модели объемной конденсации реализованы в качестве специального расчетного модуля, интегрируемого в расчетный пакет [3]. Валидация и верификации используемых моделей и сеток проводилась авторами настоящей статьи ранее в серии работ, посвященных объемной конденсации [16–18].

#### *Свойства конденсирующейся примеси*

В исследовании применяется приближенное соотношение между поверхностным натяжением

твердой  $\sigma_{\text{ТВ}}$  и жидкой  $\sigma_{\text{Ж}}$  фаз одного вещества для трехфазного равновесия в системе капля – пар – кристалл, которое определяется как [19]

$$\sigma_{\text{ТВ}} = \sigma_{\text{Ж}} \left( \frac{\rho_{\text{ТВ}}}{\rho_{\text{Ж}}} \right)^{2/3} \frac{H}{L}, \quad (10)$$

где  $\rho_{\text{ТВ}}$ ,  $\rho_{\text{Ж}}$  – плотность  $\text{CO}_2$  в твердом и жидком состоянии,  $\text{кг/м}^3$ ;  $H$ ,  $L$  – теплота сублимации и парообразования соответственно,  $\text{кДж/кг}$ .

При этом параметр  $\sigma_{\text{Ж}}$  рассчитывается через температуру  $T$  по формуле Фергюссона [20]:

$$\sigma_{\text{Ж}} = 80.907 \times 10^{-3} \left( 1 - \frac{T}{304.19} \right)^{1.245}. \quad (11)$$

Удельную теплоту сублимации и плотность кристаллического диоксида углерода можно вычислить с помощью аппроксимационных зависимостей, приведенных в [21]:

$$H = 691942.88 - 56822.64 \left( \frac{T}{100} \right) - 3049.55 \left( \frac{T}{100} \right)^2 + 75.06 \left( \frac{T}{100} \right)^3; \quad (12)$$

$$\rho_{\text{ТВ}} = 1501 + \frac{(216.58 - T) \times 10^3}{4.8(216.58 - T) + 247}. \quad (13)$$

Для определения степени пересыщения  $s$  необходима зависимость давления насыщения от температуры, однако с учетом того, что диоксид углерода конденсируется в твердую фазу, в настоящей работе используется кривая сублимации [21]

$$\rho_s(T) = 3.53 \times 10^{-31} T^{15.49}. \quad (14)$$

#### Оценка эффективности работы ступени

Традиционно выделяют два типа турбомашин, применяемых в энергетике: классические генераторные, основная цель которых – преобразование энергии потока рабочего тела в энергию вращения ротора с последующим отбором мощности и генерацией электроэнергии, и холодильные турбодетандеры. Последние используются в первую очередь для снижения температуры газового потока и также обладают возможностью отбора мощности либо для генерации электроэнергии при установке турбины генератора на вал, либо для обеспечения линии нагнетания при размещении турбины компрессорной ступени на валу.

Помимо прочих стоит выделить еще и третий тип турбомашин – парожидкостные турбодетандеры, особенность которых состоит в том, что они предназначены главным образом для обеспечения фазового перехода рабочего тела в проточ-

ной части ступени (конденсации), хотя при этом имеют все те же возможности, что и первые два типа: понижение температуры потока и отбор мощности.

Для описания эффективности холодильных и криогенных турбодетандеров традиционно рассматривают изоэнтروпийный КПД  $\eta_s$ , который фактически является мерой приближения действительного процесса к идеальному. При изучении двухфазных турбин этот параметр также используется, однако его значение будет неизбежно меньше, чем для однофазных, при этом с помощью КПД  $\eta_s$  невозможно в полной мере отразить эффективность фазового превращения. Поэтому для описания эффективности фазового перехода в проточной части предлагается степень конденсации, по сути представляющая собой КПД конденсации. Под ней следует понимать отношение массовой доли полученного конденсата на выходе из ступени  $C_{\text{cond}}$  к начальной массовой доле примеси в потоке  $C_0$ :

$$\eta_{\text{cond}} = \frac{C_{\text{cond}}}{C_0} \times 100\%. \quad (15)$$

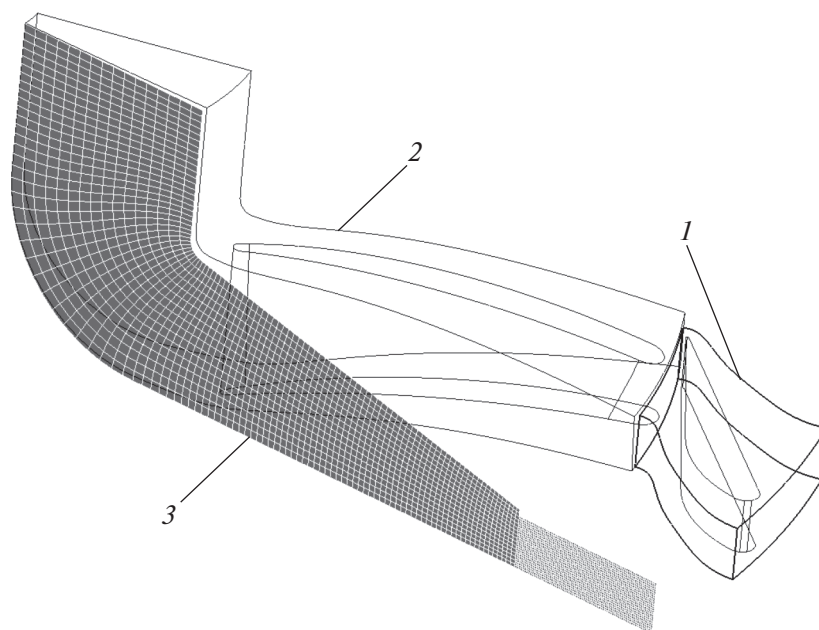
Еще один важный параметр описываемого процесса – степень изменения изоэнтропийного КПД ступени вследствие конденсации, т.е. характеристика, показывающая, на сколько процентов изменяется изоэнтропийный КПД на каждый процент  $\eta_{\text{cond}}$ . Данная характеристика позволяет оценить отклонение изоэнтропийного КПД при наличии фазового перехода от значения в режиме без конденсации:

$$\Delta \eta_s^{\text{cond}} = \left( 1 - \frac{\eta_s^{\text{cond}}}{\eta_s} \right) \frac{1}{\eta_{\text{cond}}} \times 100\%, \quad (16)$$

где  $\eta_s^{\text{cond}}$  – изоэнтропийный КПД ступени при наличии объемной конденсации.

#### Описание расчетной модели

В настоящей работе рассматривается цикло-симметричная постановка задачи с периодическими граничными условиями [22], которая подразумевает построение нескольких расчетных секторов, объединенных скользящим “интерфейсом” – поверхностью, через которую производится обмен данными между доменами. Для проведения вычислений были выделены один канал направляющего аппарата и один канал рабочего колеса. Такая постановка традиционно используется в расчетах турбомашин, так как имеет серьезные преимущества: во-первых, позволяет создать подробную и качественную гексагональную структурированную сетку со сгущением вблизи стенок (для учета процессов в пограничном слое), во-вторых, благодаря этому снижается



**Рис. 1.** Фрагмент трехмерной модели межлопаточных каналов с периодическими граничными условиями проточной части ступени ТДА.

1 – направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – проекция меридионального сечения

потребность в вычислительных ресурсах без потери точности и, в-третьих, упрощается обработка результатов, например построение распределенных характеристик вдоль центральной линии меридионального сечения.

Геометрические характеристики турбинной ступени получены с применением программы [23], специально созданной и апробированной ее авторами, на основе модернизированной методики проектирования радиальных турбинных ступеней. Общий вид фрагментов каналов направляющего аппарата и рабочего колеса представлен на рис. 1.

Рабочее колесо турбомшины радиального типа рассматривается в качестве первого приближения, при этом во внимание принимаются как некоторые преимущества такого типа колес, а именно относительная простота их изготовления и невысокая стоимость производства, замены и восстановления (возможность замены единичных лопаток), так и их недостатки: очевидно большие размеры и меньший изоэнтروпийный КПД относительно радиально-осевых колес. Настоящая статья является первой в цикле комплексного исследования, дальнейшее развитие темы включает в себя также изучение влияния процесса объемной конденсации в радиально-осевых и чисто осевых турбомашин с их последующим перекрестным сравнением и выбором компоновки, наиболее оптимальной для поставленных задач.

#### *Расчетная сетка*

Для исключения влияния на результаты расчетов разбиения модели проточной части на элементы была изучена сеточная сходимость как в целом по сгущению сетки в области высоких градиентов, так и по призматическому подслою. На рис. 2 представлен фрагмент расчетной сетки для двух секторов рабочего колеса. Данная сетка структурирована, состоит из гексагональных элементов с локальным сгущением вблизи стенок (так называемым пограничным слоем), расчетный параметр  $y^+$  стремится к 1. Общее количество элементов на два домена (направляющий аппарат и рабочее колесо) для радиальной ступени составляет около 4 млн.

#### *Граничные и начальные условия*

В настоящем исследовании рассматривается работа ступени при нерасчетных режимах, т.е. отличающихся от номинальной проектной точки. В качестве граничных условий на входе принимается *pressure-inlet*, задаются полное давление  $p_0$ , температура  $T_0$  и содержание диоксида углерода  $C_{CO_2}$  в смеси, на выходе принимается *pressure-outlet* и задается полное давление  $p_2$ . Для рабочего колеса устанавливается фиксированная частота вращения.

Для построения многомерной характеристики ТДА в исследовании варьируется температу-

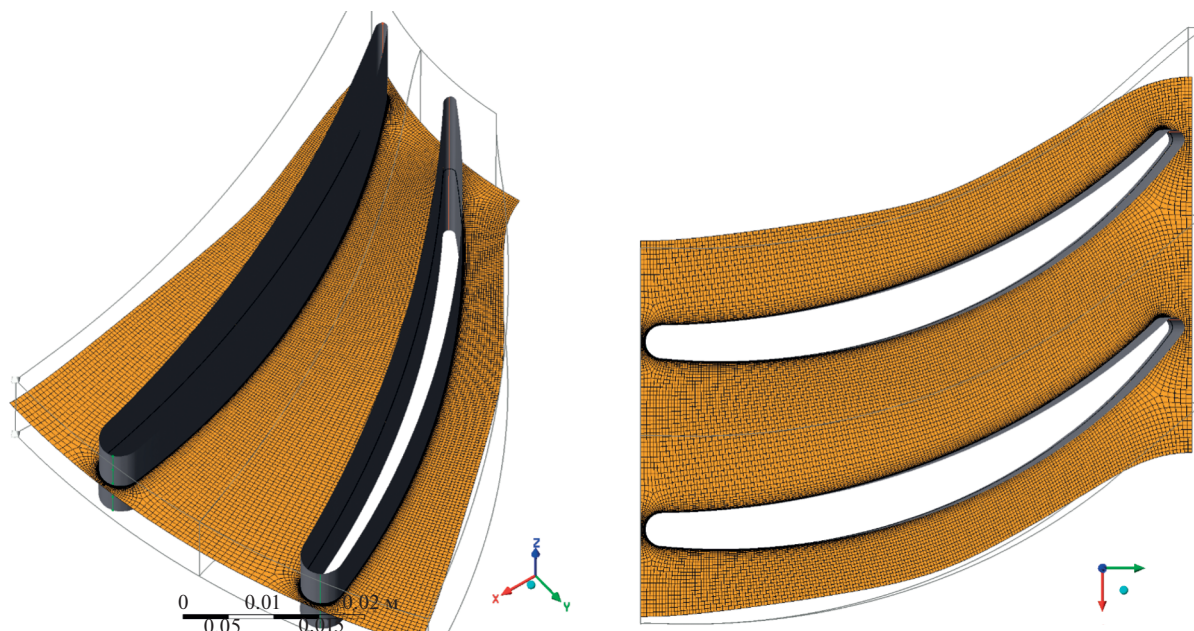


Рис. 2. Фрагмент расчетной сетки радиального рабочего колеса

ра потока на входе в ступень  $T_0$  в пределах от 153 до 183 К, а также массовая доля углекислого газа  $C_{CO_2}$  в смеси с воздухом в пределах от 0 до 10%. Частота вращения и степень расширения принимаются постоянными и равными  $n = 18000 \text{ мин}^{-1}$  и  $\delta_p = 2.58$  соответственно.

#### Особенности обработки результатов

Так как проведение CFD-расчетов сопряжено с высокими требованиями к вычислительным мощностям, что приводит к большому расчетному времени, в настоящей статье используется специально созданная аппроксимационная модель, которая позволяет определять значения характеристик ТДА в промежуточных точках без CFD-расчетов, что существенно ускоряет процесс комплексного исследования.

Известно, что погрешность работы аппроксимационных моделей стремится к минимуму с увеличением числа опорных точек. Авторы проводили специальное исследование сходимости – поиск минимально необходимого количества CFD-расчетов для обеспечения точности аппроксимационной модели (в качестве требования была выбрана погрешность расчетов по аппроксимационной модели менее 1% по всем характеристикам). Например, в настоящей работе для обеспечения заданной точности потребовалось выполнить вычисления с применением CFD-пакета для десяти значений начальной температуры на входе в ступень

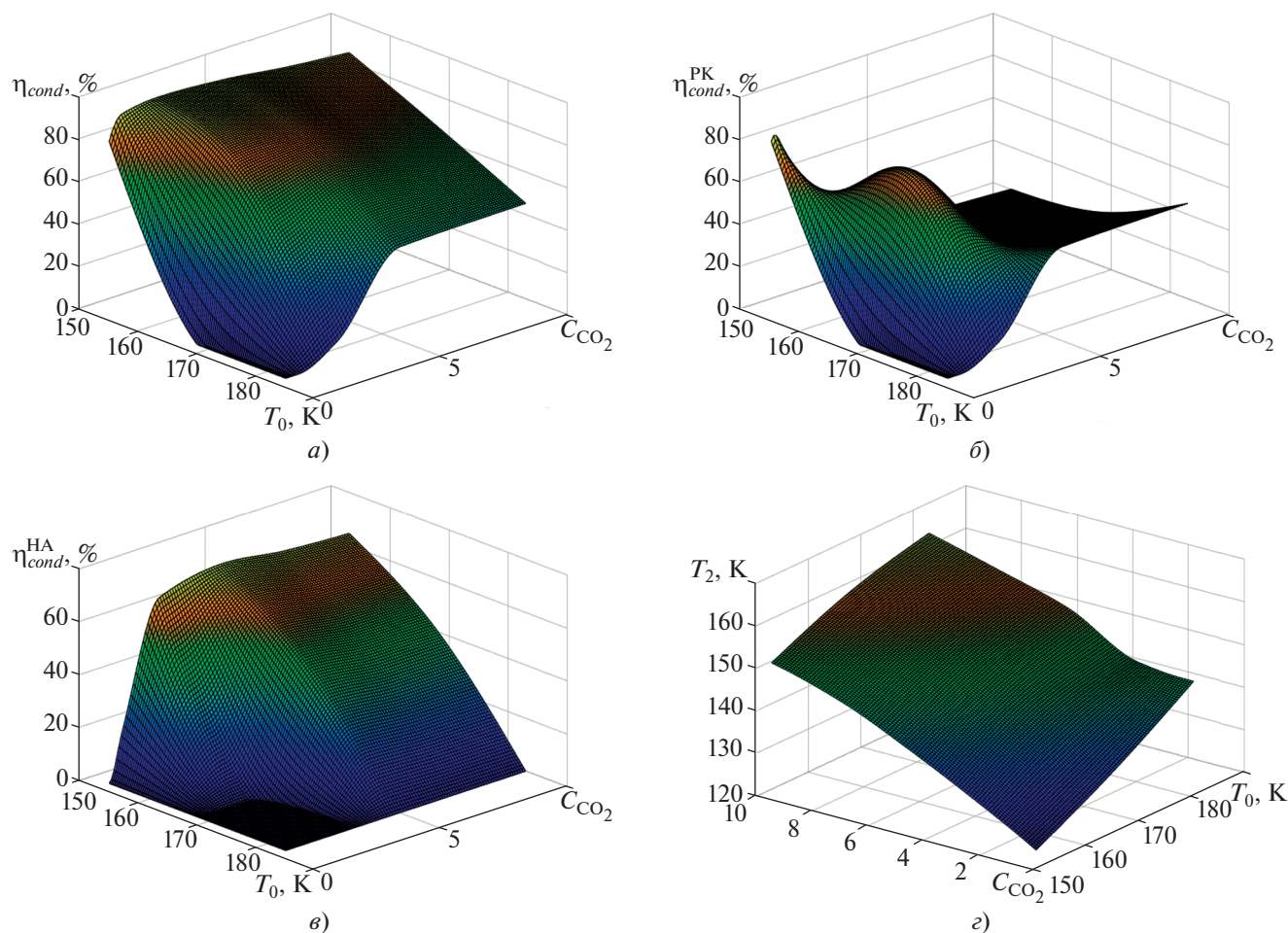
$T_0$  и для такого же числа показателей для массовой доли  $CO_2$  в смеси.

#### АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Задача решается с использованием CFD-пакета с интегрированным специальным расчетным модулем “Объемная конденсация” в трехмерной стационарной циклосимметричной постановке. В ходе вычислений были получены значения давлений, температур, массового расхода, массовой доли сконденсировавшейся примеси, числовая плотность частиц  $N_d(T_0, C_{CO_2})$  и их средний радиус  $r_d(T_0, C_{CO_2})$ , а также определены изэнтропийный КПД  $\eta_s(T_0, C_{CO_2})$ , степень реактивности  $\Theta_r(T_0, C_{CO_2})$ , степень конденсации  $\eta_{cond}(T_0, C_{CO_2})$  и пр.

На рис. 3, 4 представлены аппроксимированные зависимости  $\eta_{cond}$ ,  $T_2$ ,  $r_d$ ,  $\eta_s$ ,  $N_d$ ,  $\Delta\eta_s^{cond}$  от  $T_0$  и  $C_{CO_2}$  в виде трехмерных поверхностей.

Видно, что степень конденсации  $\eta_{cond}$  (см. рис. 3, а) растет при падении температуры на входе в ступень  $T_0$  и при низких ее значениях сохраняется на высоком уровне в широком диапазоне начальной массовой доли  $C_{CO_2}$  в потоке. При этом максимальный показатель степени конденсации не превосходит 96%, что может быть недостаточно для глубокой очистки газов от примесей. Ввиду этого требуется уделить внимание также управлению процессом посредством изменения степени расширения и/или частоты



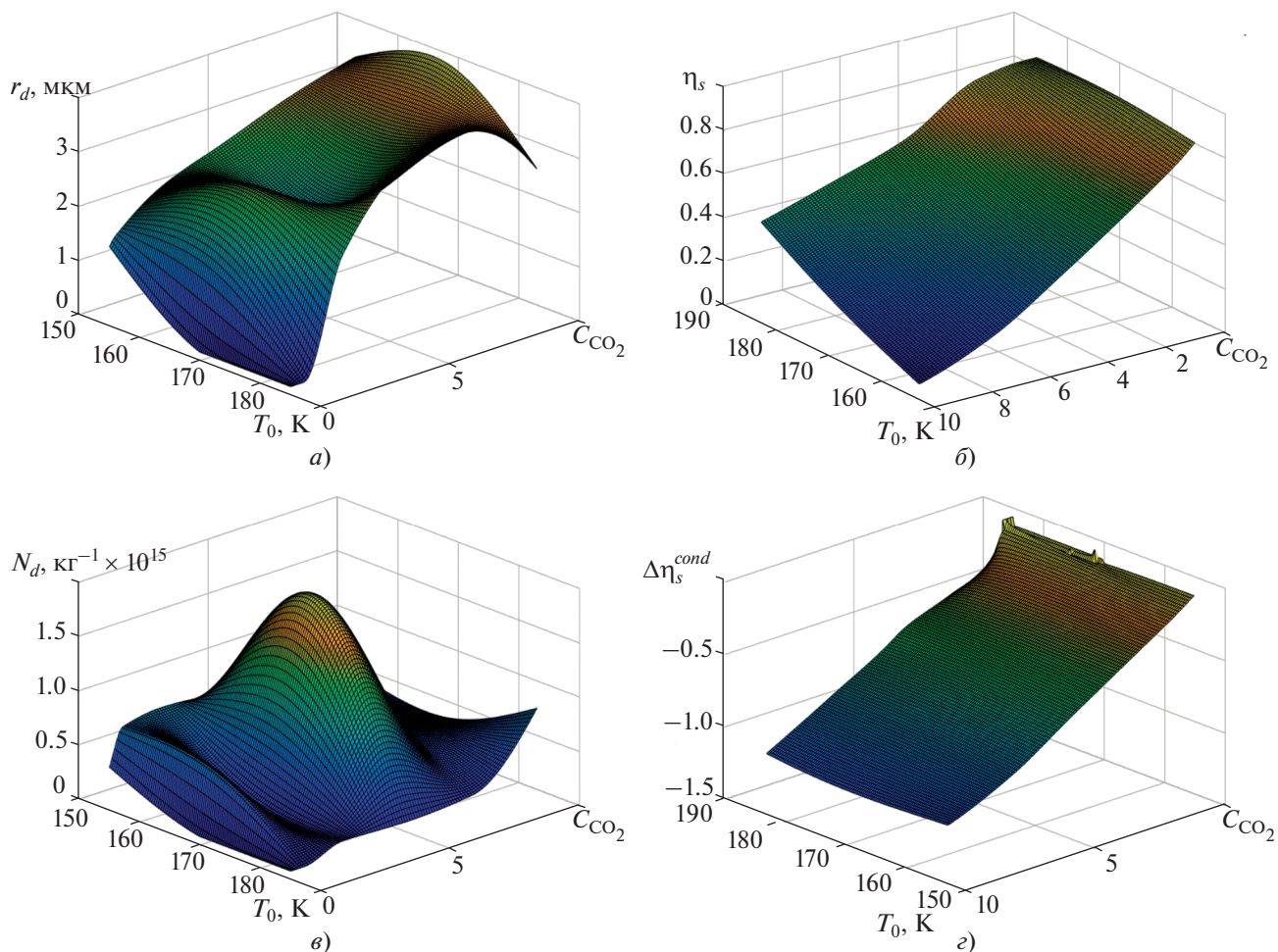
**Рис. 3.** Трехмерные распределения характеристик ТДА.

Степень конденсации: *а* – в ступени  $\eta_{cond}$ ; *б* – в рабочем колесе  $\eta_{cond}^{PK}$ ; *в* – в направляющем аппарате  $\eta_{cond}^{HA}$ ; *г* – температура на выходе из ступени

вращения либо по отдельности, либо комплексно для достижения эффекта синергии.

Показано, что изоэнтروпийный КПД  $\eta_s$  (см. рис. 4, б) достигает минимума при минимальной температуре потока на входе в ступень  $T_0$  и при максимальной массовой доле примеси  $C_{CO_2}$ , причем этой области соответствует максимум степени конденсации в направляющем аппарате  $\eta_{cond}^{HA}$  (см. рис. 3, в). Снижение изоэнтропийного КПД  $\eta_s$  объясняется тепловыделением в процессе объемной конденсации, что само по себе не является новым результатом. Однако в ходе расчетов было установлено, что значение изоэнтропийного КПД зависит от локализации процесса образования частиц и их роста (количества и размера). Так, существуют режимы, при которых в направляющем аппарате происходит активное образование частиц (вблизи выхода из канала), но их рост малоинтенсивен, вследствие

чего большого увеличения температуры на выходе из направляющего аппарата не наблюдается. При этом область активного роста частиц смещается в рабочее колесо, где и происходит основное тепловыделение. Таким образом, выделившееся тепло не успевает “отвестись”: температура на выходе из ступени  $T_2$ , фактически определяющая изоэнтропийный КПД, оказывается довольно высокой (см. рис. 3, г) и численно близкой к температуре на входе в ступень  $T_0$ . При этом также существуют режимы, при которых в направляющем аппарате происходит и активное образование частиц (на входе в канал), и их высокоинтенсивный рост. В таком случае наблюдается заметное повышение температуры на выходе из направляющего аппарата, а в рабочем колесе интенсивность роста частиц низкая, что позволяет “сбросить” часть образовавшегося тепла при последующем расширении, что приводит к менее существенному сни-



**Рис. 4.** Трехмерные распределения характеристик ТДА.

*a* – средний радиус частиц  $r_d$ ; *b* – изоэнтروпийный КПД  $\eta_s$ ; *c* – числовая плотность частиц  $N_d$ ; *d* – степень изменения изоэнтропийного КПД ступени  $\Delta\eta_s^{cond}$

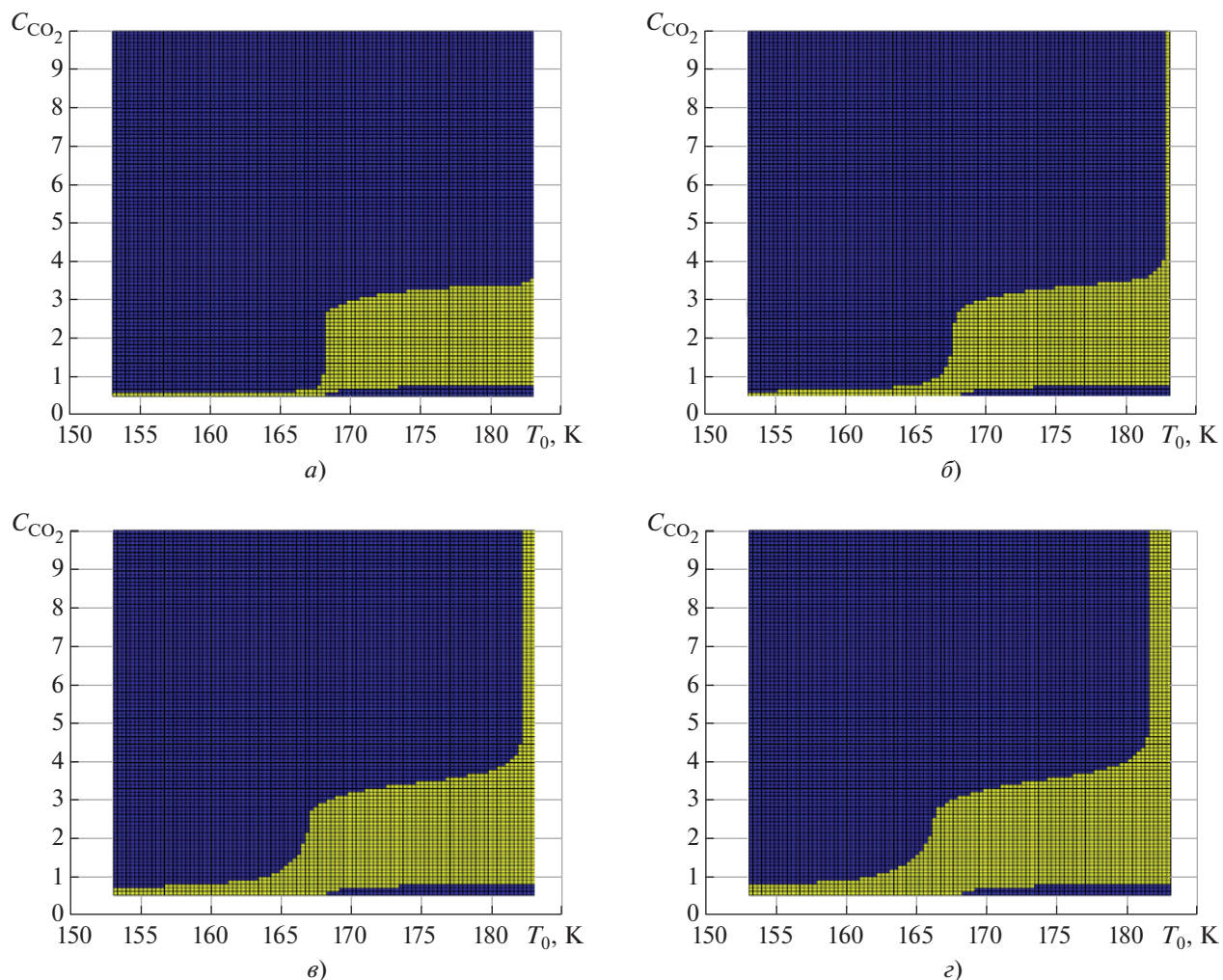
жению изоэнтропийного КПД по сравнению с другими режимами.

Распределение среднего радиуса частиц  $r_d$  (см. рис. 4, *a*) имеет ярко выраженный минимум в области температур около 170 К при массовой доле  $\text{CO}_2$ , приблизительно равной 5%. Это может быть объяснено тем, что в этой области степень конденсации в рабочем колесе  $\eta_{cond}^{PK}$  (см. рис. 3, *b*) становится максимальной. Таким образом, частицы, активно образующиеся в рабочем колесе, не успевают вырасти. Об этом свидетельствует и распределение числовой плотности частиц  $N_d$  (см. рис. 4, *c*) – в указанной области она также достигает предельного значения.

На рис. 4, *d* представлена зависимость для параметра  $\Delta\eta_s^{cond}(T_0, C_{\text{CO}_2})$ , показывающего степень снижения изоэнтропийного КПД вследствие конденсации на каждый процент степени кон-

денсации. Приведенные оценки близки к значениям, предложенным в [24, 25] для влажно-паровых турбомашин и парожидкостных ТДА [26], что свидетельствует об адекватности полученных результатов.

Процесс объемной конденсации практически не оказывает влияния на степень реактивности  $\Theta_T$  в указанном диапазоне начальных условий: несмотря на локальное увеличение давления смеси в области активной конденсации, общее расхождение в значениях степени реактивности составляет не более 1.5% (с учетом и без учета конденсации), что сопоставимо с погрешностью численного решения и может быть объяснено усреднением всех параметров. Ранее авторы настоящей статьи рассматривали конденсацию азота в потоке гелия в проточной части осерадального ТДА [17], при этом вследствие конденсации значение изменялось существенно, что, в свою



**Рис. 5.** Режимные параметры, при которых конденсация локализована в рабочем колесе, при степени конденсации в направляющем аппарате менее 0.1% (а), 1.0% (б), 3.0% (в) и 5.0% (з)

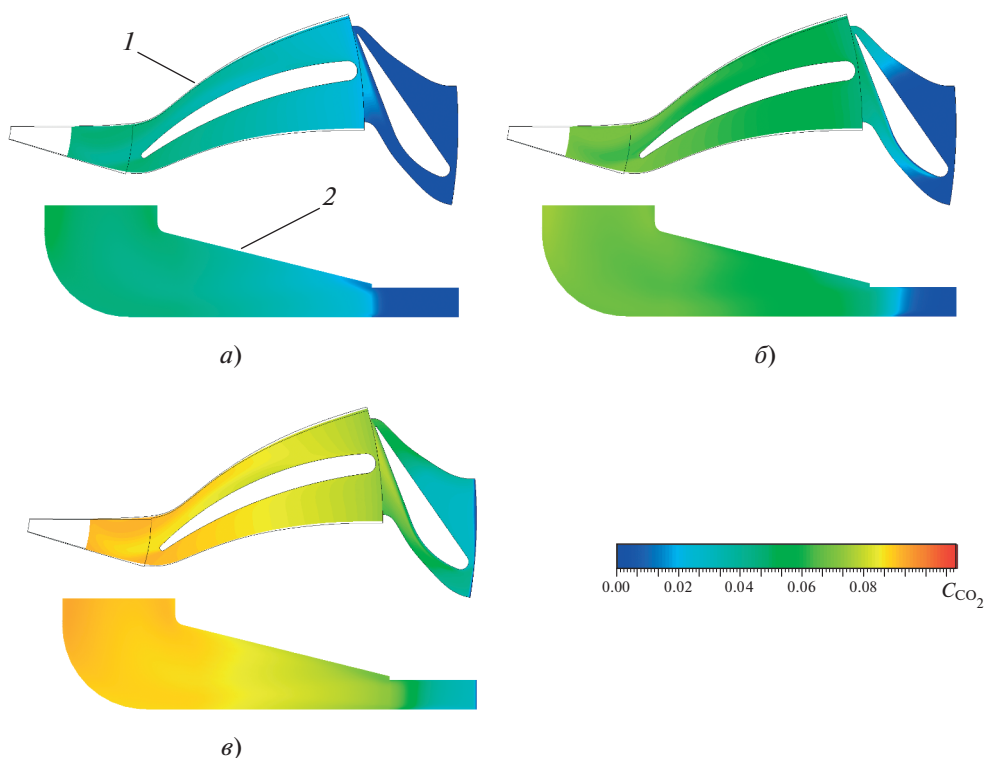
очередь, может быть обусловлено применением иного типа рабочего колеса, более высокой интенсивностью тепловыделения в процессе конденсации, а также различием теплофизических свойств исследуемых веществ.

На рис. 5 показаны карты режимов, при которых конденсация локализована преимущественно в рабочем колесе, при этом рассматриваются несколько пороговых вариантов степени конденсации в направляющем аппарате: менее 0.1, 1.0, 3.0 и 5.0%. Видно, что с ростом температуры на входе в ступень область конденсации сосредоточена главным образом в рабочем колесе, в то время как при более низкой температуре она смещается в направляющий аппарат. Данный факт иллюстрируется рис. 6, на котором для примера представлены распределения массовой доли сконденсировавшегося диоксида углерода при 10%-ном его содержании в смеси для различных температур потока на входе в ступень  $T_0$ .

На рис. 7 приведены оптимизационные карты режимных параметров, которые позволяют подобрать режимы работы ступени, удовлетворяющие заранее заданным условиям. Алгоритм построения таких карт следующий:

1) задается условие максимальной степени конденсации в направляющем аппарате, после чего строится карта режимов, при которых объемная конденсация локализована в рабочем колесе, при этом нулю соответствуют режимы, не удовлетворяющие данному условию, а единице — удовлетворяющие условию;

2) указываются ограничивающие условия, например минимальный средний размер частиц на выходе из ступени (это условие может быть оправдано с точки зрения дальнейшей сепарации частиц), и максимально допустимая температура потока на выходе из ступени либо минимально допустимый изоэнтропийный КПД;



**Рис. 6.** Распределения массовой доли сконденсировавшегося диоксида углерода при различных температурах потока на входе в ступень, К: а – 183; б – 268; в – 153.  
1 – поперечное сечение ступени; 2 – проекция меридионального сечения

3) по заданным условиям перебираются режимные параметры, а также определяется оптимальный режим, соответствующий принятым ограничениям.

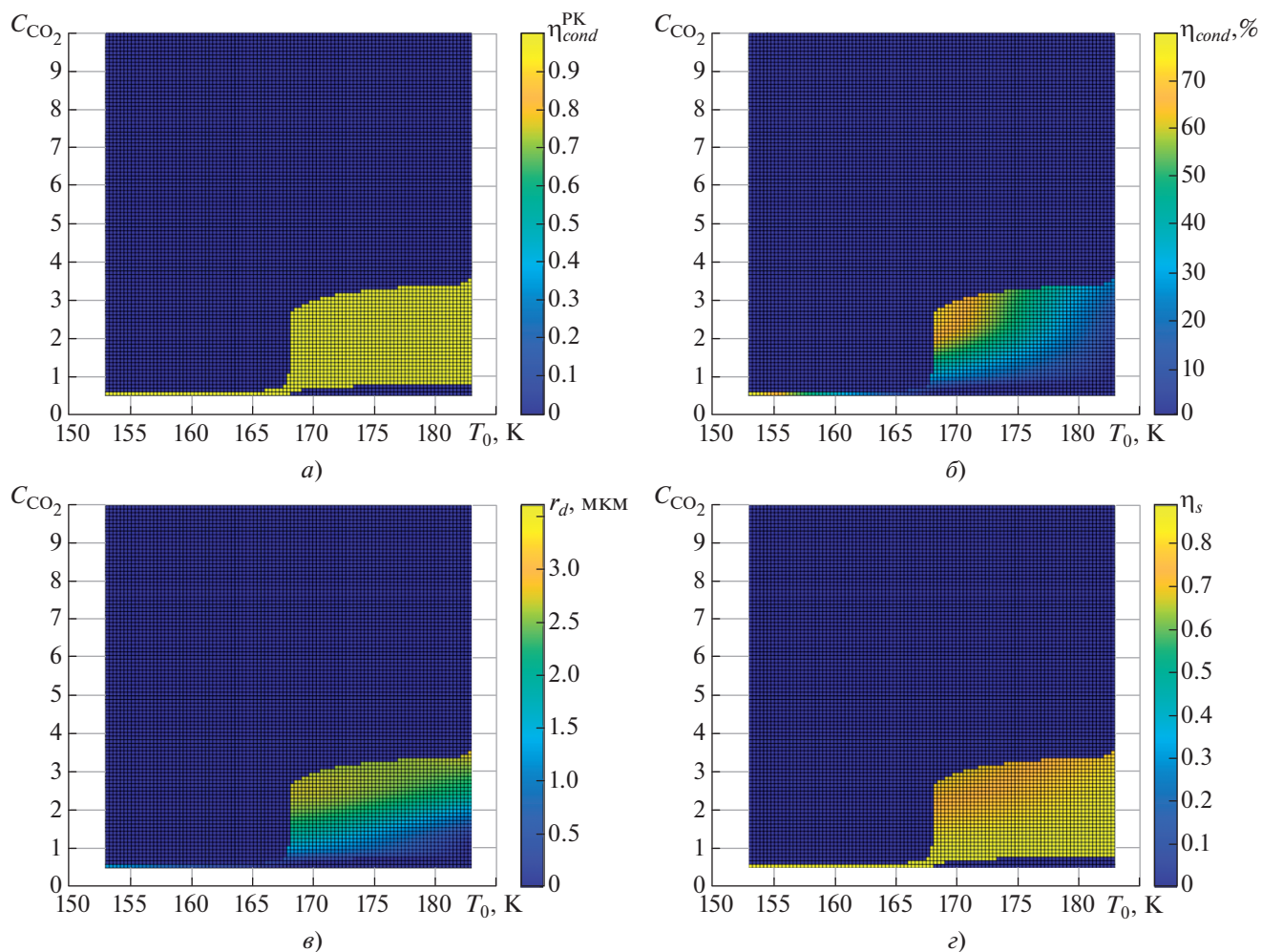
Так, например, если в качестве ограничений указать минимально допустимый средний радиус частиц 2.5 мкм (что соответствует нижней границе эффективной сепарации твердых частиц в циклонном сепараторе) и минимальный изоэнтропийный КПД на уровне 0.6, то при различных допустимых уровнях конденсации в направляю-

щем аппарате оптимальным режимам будут соответствовать значения, представленные в таблице.

На основании подобных карт без проведения дорогостоящих итерационных натурных испытаний можно определять оптимальные характеристики турбомашин, работающих в двухфазной области, с учетом особенностей технологических схем, в которые данное оборудование встраивается. Также при интеграции таких карт в цифровую модель технологической схемы (например, в части воздухоразделительной установки, ответ-

#### Оптимальные режимные точки для ТДА в условиях ограничений

Оптимальные режимные параметры	Степень конденсации в направляющем аппарате, %			
	менее 0.1	менее 1	менее 3	менее 5
$T_0$ , К	159.67	159.67	159.67	159.06
$C_{CO_2}$ , %	5.30	5.20	4.91	4.62
$T_2$ , К	140.45	140.29	139.79	138.57
$r_d$ , мкм	2.71	2.71	2.70	2.70
$\eta_{cond}$ , %	73.34	74.18	76.54	78.21
$\eta_s$ , %	69	69	68	69



**Рис. 7.** Оптимизационные карты режимных параметров.

*a* – режимы, при которых конденсация локализована в рабочем колесе, при степени конденсации в направляющем аппарате менее 0.1%; *б* – степень конденсации; *в* – средний радиус частиц; *г* – изоэнтروпийный КПД ступени

ственной за комплексную очистку газа) возможны разработка и отладка системы управления.

## ВЫВОДЫ

1. Результаты расчета показали, что путем изменения температуры газовой смеси на входе в ступень возможно контролировать как сам процесс объемной конденсации в проточной части радиальной турбины, так и его глубину.

2. Уменьшения/увеличения температуры на входе в ступень может быть недостаточно для выполнения заданных требований по степени конденсации и изоэнтропийному КПД при глубокой очистке газов от примесей, вследствие чего необходимо также оценка возможности управления интенсивностью процесса путем изменения степени расширения и/или частоты вращения рабочего колеса как по отдельности, так и комплексно.

3. Определены параметры, при которых объемная конденсация происходит преимущественно в каналах рабочего колеса, что является наиболее безопасным режимом, поскольку вероятность возникновения эрозионного износа и последующего повреждения элементов ступени невелика.

4. Снижение изоэнтропийного КПД зависит от локализации областей образования частиц и их роста. Если частицы образуются не вблизи выхода из направляющего аппарата, а в рабочем колесе, где они и активно растут, то падение изоэнтропийного КПД оказывается существенным, так как тепло, выделившееся при их росте, не успевает “отвестись”. Если частицы формируются вблизи входа в направляющий аппарат и активно увеличиваются в размерах в канале, то изоэнтропийный КПД снижается меньше, поскольку в каналах рабочего колеса интенсивность роста частиц низкая, как и тепловыделение, в связи с чем поток охлаждается.

5. Впервые для холодильных турбомашин была численно определена степень снижения изоэнтропийного КПД вследствие конденсации на каждый процент степени конденсации. Полученные оценки близки к значениям, представленным в литературных источниках для влажно-паровых турбин.

6. Разработанная методика расчета характеристик турбомашин в условиях наличия объемной конденсации и анализа результатов позволяет определить оптимальные режимы работы ступени при многокритериальном поиске, например при наличии ограничительных условий по локализации процесса фазового перехода в рабочем колесе с достижением максимального среднего радиуса частиц, для удобства дальнейшей сепарации конденсата.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артамонов Г.Е., Васенев И.И., Гутников В.А. Экологическая оценка углеродного и азотного следа объектов тепловой энергетики в условиях города Москвы // Экология урбанизированных территорий. 2023. № 4. С. 16–25. <https://doi.org/10.24412/1816-1863-2023-4-16-25>
2. Сайт Мосэнерго. Сведения о выбросах парниковых газов. [Электрон. ресурс.] <https://mosenergo.gazprom.ru/ecology/ehkologicheskaya-politika/svedeniya-o-vybrosakh-parnikovoykh/>
3. Свид. РФ № 2022660181 о гос. регистрации программы для ЭВМ. Специальный расчетный модуль “Объемная конденсация” / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Заявл. 28.04.2022. Оpubл. 31.05.2022.
4. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974.
5. Розеноер Т.М. Расчет турбодетандера. Методические указания по курсу “Турбомашин низкотемпературной техники”. М.: Изд-во УНЦ МГТУ им. Н.Э. Баумана “Криоконсул”, 2002.
6. Сидоров А.А., Ястребов А.К. Методика определения характеристик радиального турбодетандера для смесевых рабочих тел на нерасчетных режимах // Теплоэнергетика. 2024. № 9. С. 5–18. <https://doi.org/10.56304/S0040363624700231>
7. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: учеб. пособие для вузов. В 10 т. Т. 6: Гидродинамика. 6-е изд. М.: Физматлит, 2015.
8. Wilcox D.C. Formulation of the  $k-\omega$  turbulence model revisited // AIAA J. 2008. V. 46. No 11. P. 2823–2838. <https://doi.org/10.2514/1.36541>
9. Redlich O., Kwong J.N.S. On the thermodynamics of solutions. V. An equation of state. Fugacities of gaseous solutions // Chem. Rev. 1949. V. 44. Is. 1. P. 233–244. <https://doi.org/10.1021/cr60137a013>
10. Сидоров А.А., Ястребов А.К. Численное моделирование процесса детандирования в турбоагрегате расширительного типа методом конечных объемов // Теплоэнергетика. 2021. № 8. P. 17–25. <https://doi.org/10.1134/S0040363621070043>
11. Стернин Л.Е. Основы газодинамики двухфазных течений в соплах. М.: Машиностроение, 1974.
12. Volmer M., Weber A. Keimbildung in übersättigten gebilden // Zeitschrift für physikalische Chemie. 1926. Bd. 119U. Nr. 1. S. 277–301. <https://doi.org/10.1515/zpch-1926-11927>
13. Becker R., Döring W. Kinetische behandlung der keimbildung in übersättigten dämpfen // Annalen der Physik. 1935. Bd. 416. Nr. 8. S. 719–752. <https://doi.org/10.1002/andp.19354160806>
14. Фукс Н.А. Испарение и рост капель в газообразной среде. М.: Изд-во АН СССР, 1958.
15. Корценштейн Н.М., Самуйлов Е.В., Ястребов А.К. Новый метод моделирования объемной конденсации пересыщенного пара // ТВТ. 2009. Т. 49. Вып. 1. С. 89–100.
16. Сидоров А.А., Ястребов А.К. Влияние геометрических характеристик канала и свойств парогазовой смеси на объемную конденсацию при течении в сопле // Теплоэнергетика. 2018. № 1. С. 68–76. <https://doi.org/10.1134/S004036361801006X>
17. Сидоров А.А., Ястребов А.К. Моделирование объемной конденсации при расширении парогазовой смеси в проточной части ступени турбодетандерного агрегата // Теплоэнергетика. 2022. № 10. С. 94–104. <https://doi.org/10.56304/S0040363622090065>
18. Сидоров А.А., Ястребов А.К. Моделирование процесса объемной конденсации при истечении парогазовой смеси через сопло методами CFD с применением специального расчетного модуля // Теплоэнергетика. 2023. № 4. С. 65–77. <https://doi.org/10.56304/S0040363623040070>
19. Волкова Е.М. К термодинамической оценке поверхностного натяжения твердых тел // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений: межвуз. темат. сб. Калинин: КГУ, 1979. С. 40–45.
20. Алтунин В.В. Теплофизические свойства двуокиси углерода. М.: Изд-во стандартов, 1975.
21. NIST standard reference database 23: Reference fluid thermodynamic and transport properties, Version 10.0: standard reference data program / E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2018.
22. Anderson J. Computational fluid dynamics: the basics with applications. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1995.
23. Свид. РФ 2023680810 о гос. регистрации программы для ЭВМ. Программа для определения оптимальных характеристик ступени радиального турбодетандера на расчетном режиме / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Заявл. 28.09.2023. Оpubл. 05.10.2023.
24. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981.
25. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования. М.: Энергоатомиздат, 1987.
26. Плачендовский Д.И. Исследование двухфазных режимов работы криогенных турбодетандеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1981.

## Control of the Bulk Condensation Rate in a Radial-Type Refrigeration Turbine Stage by Changing the Initial Temperature

A. A. Sidorov<sup>a, \*</sup> and A. K. Yastrebov<sup>a</sup>

<sup>a</sup> National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

\*e-mail: AlexSid-MPEI@yandex.ru

**Abstract**—The problem of deep purification of industrial gases of various impurities is urgent. Two-phase turbomachines with bulk condensation of the impurity in the flow path are proposed as an alternative to the known methods (i.e., adsorption and absorption technologies). The study is devoted to numerical simulation of the process of bulk condensation in the flow path of a radial-type refrigeration turbomachine, which is controlled by changing the initial temperature of the flow. The calculations were performed for a mixture of air as an incondensable gas carrier and carbon dioxide as an impurity. It has been demonstrated that the process of bulk condensation proper and its depth (the actual range of operating conditions) can be controlled by changing the gas mixture temperature at the stage inlet. The conditions have been determined at which the process is localized predominantly in the impeller channels that is the safest regime from the standpoint of the risk of erosive wear and subsequent damage to the stage elements. For the first time, the reduction in the isentropic efficiency per percent of the degree of condensation, should it occur, was numerically estimated for refrigeration turbomachines. The obtained data are close to the values for wet steam turbines presented in the literature. A procedure for calculating the characteristic and analyzing the results has been developed. It yields the optimal regimes using a multicriteria search with the requirements for the region where the phase transition should occur, and for the radius of the particles. It is shown that increasing/decreasing the stage inlet temperature may be insufficient to meet the specified requirements for the degree of condensation and isentropic efficiency offering deep purification of gases of impurities. Therefore, assessment is required as to whether the process rate can be controlled by changing the expansion ratio and/or the impeller speed, both individually and in combination.

*Keywords:* bulk condensation, multiphase flow, CFD-calculation, simulation by finite volume method, kinetic equation, turbomachinery, turboexpander, efficiency