ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2025, № 10, с. 33–42

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

УПРАВЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТЬЮ ОБЪЕМНОЙ КОНДЕНСАЦИИ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ РАДИАЛЬНОГО ТИПА ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ РАСШИРЕНИЯ ПОТОКА

© 2025 г. А. А. Сидоров[a], *, А. К. Ястребов[a]

[a] Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

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

Поступила в редакцию 17.03.2025 г.
После доработки 08.05.2025 г.
Принята к публикации 04.06.2025 г.

В настоящее время актуальна проблема глубокой очистки промышленных газов от различных примесей. С этой целью широко используются адсорбционная и абсорбционная технологии, при реализации которых применяются турбомашины двухфазного типа с объемной конденсацией примеси в их проточной части. Работа посвящена численному моделированию управляемого процесса объемной конденсации в проточной части холодильной турбомашины радиального типа посредством изменения степени расширения потока в ступени. Она является прямым продолжением работы, в которой рассматривалось управление процессом путем изменения начальной температуры потока. В качестве рабочего тела принята смесь из воздуха как неконденсирующегося газа-носителя и диоксида углерода как конденсирующейся примеси. Показано, что, изменяя степень расширения потока, можно управлять как самим процессом объемной конденсации, так и его глубиной. Определены параметры, при которых процесс локализован преимущественно в каналах рабочего колеса, что снижает эрозионный износ и последующее повреждение элементов ступени. Впервые для холодильных турбомашин выполнена численная оценка снижения изоэнтропийного КПД вследствие конденсации при управлении процессом путем изменения степени расширения потока. Полученные оценки близки к представленным в литературе для влажно-паровых турбин. Разработана методика расчета характеристики и анализа результатов, которая позволяет определять оптимальные режимы при многокритериальном поиске в условиях ограничений по локализации процесса фазового перехода и среднему радиусу частиц. Показано, что изменения степени расширения может быть недостаточно для выполнения заданных требований по степени конденсации и изоэнтропийному КПД в целях достижения глубокой очистки газов от примесей, вследствие чего необходима также комплексная оценка возможности управления интенсивностью процесса посредством изменения степени расширения, начальной температуры потока и частоты вращения рабочего колеса.

Ключевые слова: объемная конденсация, многофазный поток, конечно-объемное моделирование, кинетическое уравнение, турбомашины, турбодетандер, управление процессом, степень расширения

DOI: 10.56304/S0040363625600223

Проблема очистки промышленных газов от примесей затрагивает многие отрасли – химическую, энергетическую, машиностроительную и пр. При этом генерируемые крупными предприятиями загрязняющие газы и примеси в них поступают в атмосферу, что негативно сказывается на экологической обстановке.

В настоящее время для глубокой очистки газов от диоксида углерода применяются абсорбционная технология, основанная на использовании аминовых соединений, и адсорбционная, базирующаяся на использовании твердых сорбентов (преимущественно цеолитов). Общий недостаток таких технологий заключается в том, что требуется периодическая регенерация адсорбента или его подпитка.

Авторы настоящей работы предлагают альтернативный вариант очистки газов от диоксида углерода (CO_2) – применение турбомашин двухфазного типа, в проточной части которых происходит объемная конденсация примеси. Такая очистка является не периодической, а динамической, т.е. не требуется переключать аппараты для регенерация сорбентов. Особенно интересна в этой связи конденсация CO_2 в проточной части турбодетандерного агрегата (ТДА), при которой сразу происходит образование твердой фазы без стадии тяжелых капель и обеспечивается малый потенциал коагуляции образующихся и растущих частиц вследствие соударений.

Настоящая статья является прямым продолжением работы [1], в которой в качестве управля-

ющего параметра принималась начальная температура потока на входе в ступень турбомашины. При этом было отмечено, что такой способ управления позволяет изменять локализацию процесса фазового перехода, однако он недостаточен для получения высокой степени конденсации. По этой причине обсуждается влияние другого управляющего параметра – степени расширения потока.

Поскольку рассматривается управление процессом объемной конденсации путем изменения степени расширения в ступени (т.е. фактически изменением давления на входе в ступень, так как давление на выходе из турбины постоянно), основной целью работы является оценка эффективности данного способа управления. При этом одна из задач исследования заключается в определении режимов, при которых конденсация происходит в каналах рабочего колеса, что исключит вероятность эрозионного разрушения элементов проточной части.

Предлагаемый подход можно использовать также для других примесей и смесей газов, например для очистки природного газа от влаги и легкокипящих фракций или очистки газов от сернистых соединений.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Постановка задачи и применяемые методы ее решения полностью соответствуют работе [1] и подробно в ней описываются. Рассматривается расширение смесевого потока, состоящего из газа-носителя (сухого воздуха) и конденсирующейся примеси (диоксида углерода), в проточной части радиального турбодетандерного агрегата с учетом объемной конденсации. В основе модели объемной конденсации лежит решение кинетического уравнения для функции распределения капель (частиц) по размерам моментным методом [2].

Граничные и начальные условия

В статье рассматривается работа ступени в нерасчетных режимах, т.е. отличающихся от номинального. В качестве граничных условий на входе выбирается pressure-inlet, задаются полное давление p_0, температура T_0 и содержание диоксида углерода C_0 в смеси с воздухом, на выходе – pressure-outlet – полное давление p_2. Также задается фиксированная частота вращения рабочего колеса (РК) n.

Для построения многомерной характеристики ТДА в настоящей работе принимаются степень расширения потока в ступени $\delta = 1.8–7.0$, $C_0 = 0–10\%$, $n = 18000$ мин$^{-1}$, $T_0 = 183$ K, $p_2 = 110$ кПа.

Определение эффективности работы ступени

Известны различные способы управления характеристиками ТДА [3]. В общем случае, если направляющий аппарат (НА) не является управляемым, главные характеристики однофазного турбодетандера зависят от трех независимых переменных: частоты вращения, степени расширения $\delta = p_0/p_2$ и температуры на входе в ступень. При этом степень расширения изменяется преимущественно путем увеличения или уменьшения давления на входе в ступень p_0, так как давление за ступенью p_2, как правило, фиксировано. Также к числу основных эксплуатационных характеристик ТДА относят массовый расход потока, температуру на выходе из ступени T_2 (по перепаду температур $\Delta = T_0 - T_2$ и степени расширения δ определяется удельная холодопроизводительность), изоэнтропийный КПД η_s, степень реактивности θ и пр. При рассмотрении двухфазной ступени добавляется еще один независимый варьируемый параметр – начальное содержание конденсирующейся примеси. При этом к эксплуатационным характеристикам при наличии объемной конденсации добавляются степень конденсации η_{cond}, числовая плотность образующихся и растущих частиц N_d и их средний радиус r_d.

Для описания эффективности холодильных и криогенных турбодетандеров традиционно рассматривают изоэнтропийный КПД, который является мерой приближения действительного процесса к идеальному. Для двухфазных турбин этот параметр также применим, однако его значение будет неизбежно меньше, чем для однофазных, при этом он не способен в полной мере отразить эффективность фазового превращения. Поэтому для оценки эффективности фазового перехода в проточной части предлагается степень конденсации, фактически являющаяся коэффициентом полезного действия процесса конденсации. Под степенью конденсации следует понимать отношение массовой доли конденсата на выходе из ступени C_{cond} к начальной массовой доле примеси в потоке C_0:

$$\eta_{cond} = \frac{C_{cond}}{C_0} \times 100\%.$$

В свою очередь, степень конденсации можно представить в виде суммы двух слагаемых

$$\eta_{cond} = \eta_{cond}^{\text{НА}} + \eta_{cond}^{\text{РК}} = \left(\frac{C_{cond}^{\text{НА}}}{C_0} + \frac{C_{cond}^{\text{РК}}}{C_0} \right) \times 100\%,$$

где $\eta_{cond}^{\text{НА}}$, $\eta_{cond}^{\text{РК}}$ – степень конденсации в НА и рабочем колесе (РК); $C_{cond}^{\text{НА}}$, $C_{cond}^{\text{РК}}$ – доля конденсата на выходе из НА и РК.

Еще один важный параметр – степень изменения изоэнтропийного КПД ступени вследствие конденсации, т.е. характеристика, показывающая, на сколько процентов изменяется изоэнтропийный КПД на каждый процент степени конденсации. С помощью этого показателя можно оценить отклонение изоэнтропийного КПД $\Delta\eta_s^{cond}$ при фазовом переходе от КПД в режиме без конденсации:

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

где η_s^{cond} – изоэнтропийный КПД ступени при объемной конденсации.

Особенности обработки результатов

Так как проведение CFD-расчетов сопряжено с высокими требованиями к вычислительным мощностям, что приводит к большим затратам времени, в настоящей работе применяется специально разработанная аппроксимационная модель, которая позволяет определять значения характеристик ТДА в промежуточных точках без выполнения CFD-расчетов, что существенно ускоряет проведение комплексного исследования. Под аппроксимационной моделью понимается такая совокупность вычислительных блоков, при которой выстраивается взаимосвязь между независимыми модельными переменными через зависимые параметры. Пример графического представления такой модели приведен на рис. 1.

Известно, что погрешность аппроксимационных моделей стремится к минимуму с увеличением количества опорных точек. В представленной работе проводили специальное исследование сходимости – определяли минимально необходимое количество CFD-расчетов для обеспечения точности аппроксимационной модели (в качестве требования был выбран уровень отличия расчетов от модели менее 1% по всем характеристикам). Например, для обеспечения заданной точности потребовалось выполнение расчетов с применением CFD-пакета для 10 значений степени расширения потока в ступени δ и 10 массовых долей диоксида углерода в смеси.

АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Расчет процесса объемной конденсации в проточной части холодильной турбомашины радиального типа выполнялся с применением CFD-пакета с интегрированным специальным расчетным модулем “Объемная конденсация” в трехмерной стационарной циклосимметричной постановке.

На рис. 2, 3 представлены трехмерные распределения характеристик турбодетандерного агрегата.

Единообразие в расположении осей на рис. 2 и 3 вынужденно не соблюдается для сохранения информативности ввиду сложности форм полученных поверхностей. Видно, что степень конденсации (см. рис. 2, *а*) увеличивается с повышением степени расширения и при больших значениях сохраняется на высоком уровне в широком диапазоне начальной массовой доли диоксида углерода в потоке. Изоэнтропийный КПД (см. рис. 3, *б*) достигает минимума при максимальной степени расширения потока и максимальной массовой доле примеси, причем этой области соответствует максимум степени конденсации в направляющем аппарате (см. рис. 2, *в*). Снижение изоэнтропийного КПД объясняется тепловыделением в процессе объемной конденсации. При этом несмотря на то, что большая часть примеси конденсируется в направляющем аппарате, частицы активно растут в каналах рабочего колеса, вследствие чего температура на выходе из ступени, определяющая изоэнтропийный КПД, оказывается довольно высокой (см. рис. 2, *г*) и численно близка к температуре на входе в ступень.

Распределение среднего радиуса частиц (см. рис. 3, *а*) имеет ярко выраженный максимум в области малых степеней расширения и при массовой доле CO_2 равной примерно 10%. Это может быть объяснено тем, что в данной области степень конденсации в рабочем колесе (см. рис. 2, *б*) достигает максимума. Таким образом, частицы, активно образующиеся в рабочем колесе, не успевают вырасти (см. рис. 3, *в*). На рис. 3, *г* представлена степень снижения изоэнтропийного КПД вследствие конденсации. Полученные результаты близки к предложенным в [4, 5] для влажно-паровых турбомашин, что свидетельствует об их адекватности.

Процесс объемной конденсации практически не оказывает влияния на степень реактивности при принятых начальных условиях. Несмотря на локальное увеличение давления смеси в области активной конденсации, значения степени реактивности, полученные с учетом конденсации и без него, различаются не более чем на 3%, что сопоставимо с неопределенностью численного решения либо может быть следствием усреднения параметров (рис. 4). Ранее авторы в работе [6] рассматривали конденсацию азота в потоке гелия в проточной части осерадиального ТДА, при этом степень реактивности изменялась из-за конденсации существенно, что, в свою очередь, может быть объяснено применением иного типа рабочего колеса, интенсивностью тепловыделения в процессе конденсации, а также различием теплофизических свойств рассматриваемых веществ. При этом, несомненно, степень реактивности довольно сильно зависит от степени расширения в целом, причем зависимость носит нелинейный характер. Данный факт достаточно хорошо изве-

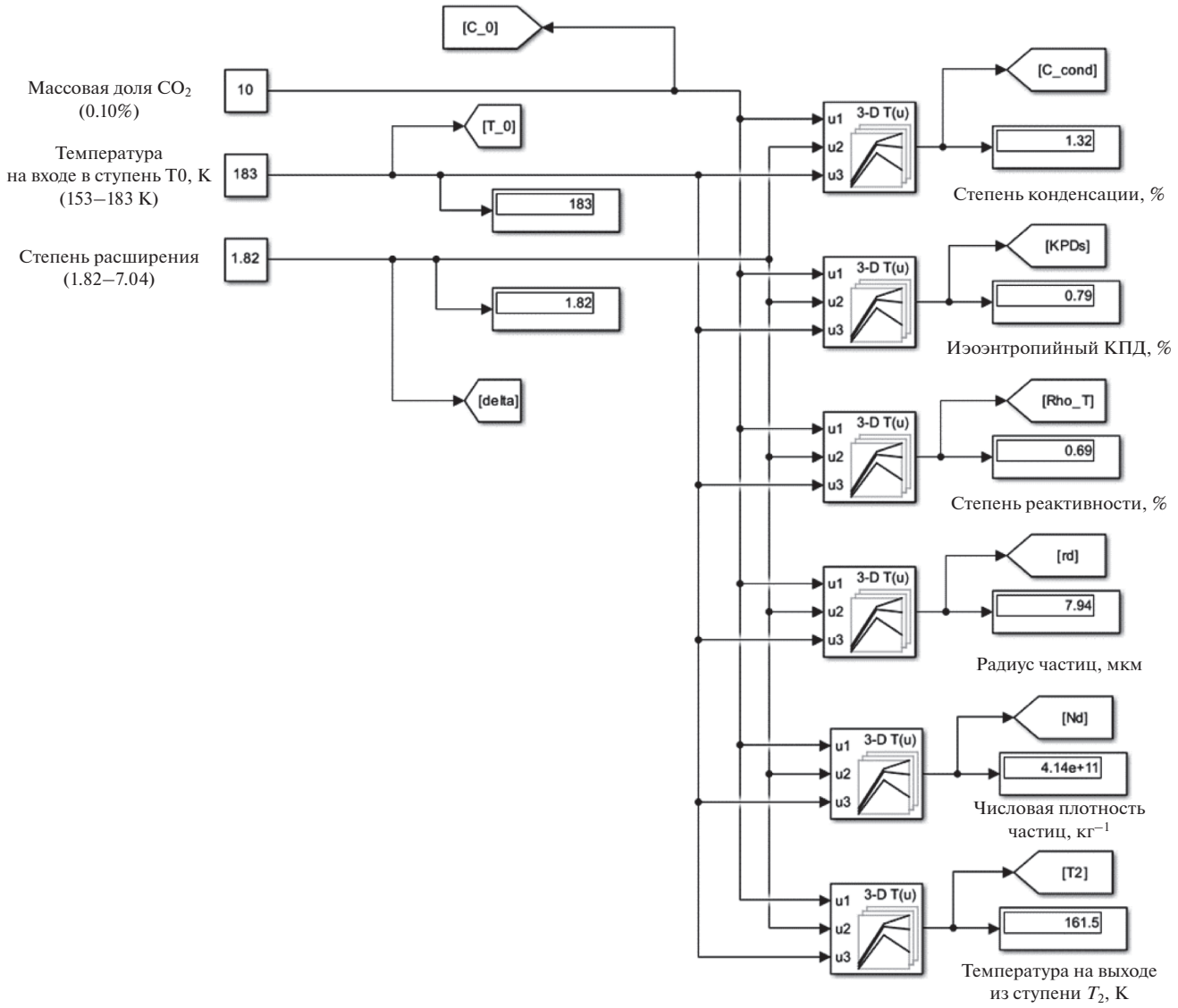


Рис. 1. Совокупность блоков аппроксимационной модели

стен и иллюстрируется, например, в [3], что дополнительно подтверждает адекватность расчетной модели.

Видно, что с ростом степени расширения потока процесс конденсации смещается из рабочего колеса в направляющий аппарат. Таким образом, можно подобрать режимы, при которых конденсация происходит в рабочем колесе, вследствие чего оно не испытывает дополнительных нагрузок и не страдает от капельной эрозии, при этом степень конденсации остается достаточно высокой. Этот факт дополнительно иллюстрируется на рис. 5, на котором представлены для примера распределения массовой доли сконденсировавшегося диоксида углерода при содержании 10% в смеси для различных степеней расширения.

На рис. 6 показаны карты режимов, в которых конденсация локализована преимущественно в рабочем колесе, при этом представлены несколько пороговых вариантов по степени конденсации в направляющем аппарате.

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

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 – те, что удовлетворяют ему;

указываются ограничивающие условия, например минимальный средний размер частиц на выходе из ступени (это условие может быть

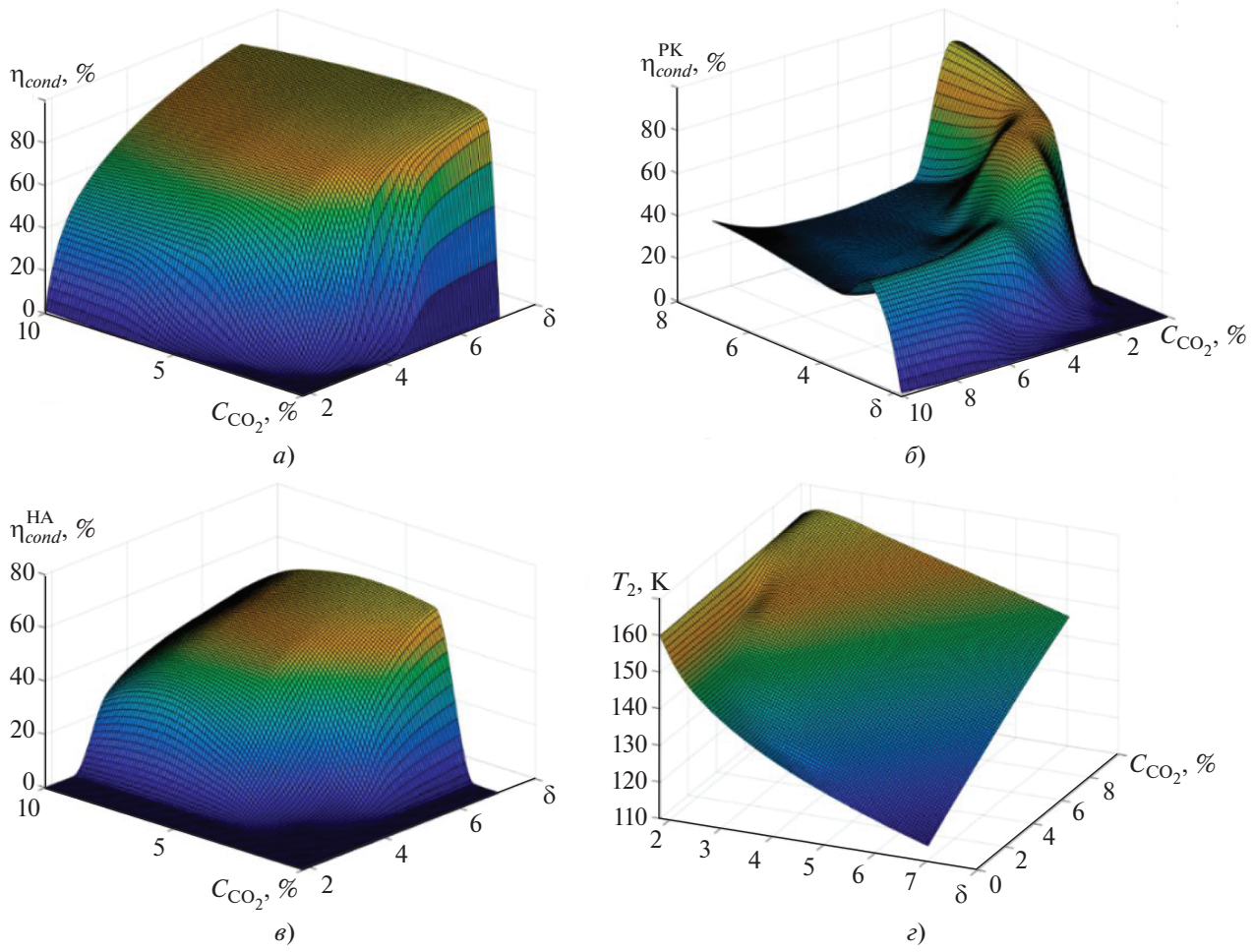


Рис. 2. Распределение степени конденсации в ступени η_{cond} (*а*), рабочем колесе $\eta_{cond}^{РК}$ (*б*), направляющем аппарате $\eta_{cond}^{НА}$ (*в*) и температуры на выходе из ступени T_2 (*г*) в зависимости от массовой доли сконденсировавшейся примеси C_{CO_2} и степени расширения потока δ

оправдано ввиду дальнейшей сепарации частиц), максимально допустимая температура потока на выходе из ступени либо минимально допустимый изоэнтропийный КПД;

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

Так, например, если задать в качестве ограничений минимально допустимый средний радиус частиц равный 2.5 мкм (что соответствует нижней границе эффективной сепарации твердых частиц в циклонном сепараторе [7] либо в сепараторах с соосно расположенными трубами [8]) и минимальный изоэнтропийный КПД на уровне 0.6, то при различных допустимых уровнях конденсации в направляющем аппарате оптимальным режимам будут соответствовать значения, представленные в таблице.

На основании подобных карт можно без проведения дорогостоящих итерационных натурных испытаний 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, ответственной за комплексную очистку газа) возможна разработка и отладка системы управления.

Несмотря на то что тематика объемной конденсации нашла широкое отражение в работах последних лет, данные по экспериментальным исследованиям этого процесса в проточных частях холодильных и криогенных турбомашин представлены крайне скудно. Проведение таких испытаний видится дорогостоящим и весьма трудоемким процессом. При этом важно отме-

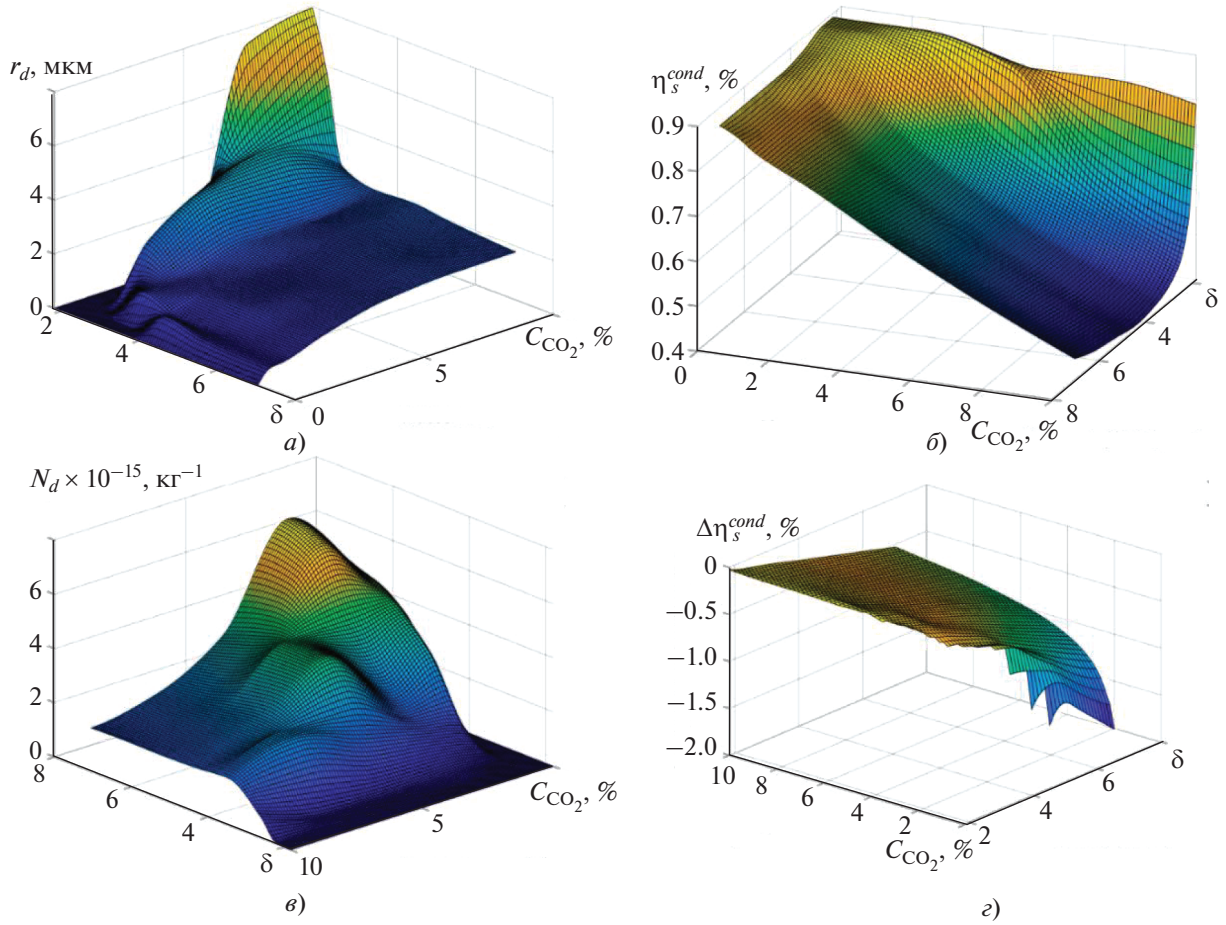


Рис. 3. Распределение среднего радиуса частиц r_d (*а*), изоэнтропийного КПД ступени η_s^{cond} (*б*), числовой плотности частиц N_d (*в*) и степени изменения изоэнтропийного КПД ступени $\Delta\eta_s^{cond}$ (*г*) в зависимости от массовой доли примеси C_{CO_2} и степени расширения δ

тить, что результаты настоящей работы качественно согласуются с результатами, приведенными в [9–12], как по уровню тепловыделения вследствие образования и роста частиц, так и по областям локализации начала интенсивного фазового перехода. Количественную сходимость при этом оценить затруднительно, так как в указанных работах нет детальных чертежей проточных частей, вследствие чего провести численное моделирование не представляется возможным. В дальнейшем планируется разработать собственный стенд и провести многофакторные натурные испытания. Отдельно стоит отметить, что специальный расчетный модуль [13], интегрированный в CFD-пакет и применявшийся в настоящей работе, не единожды верифицирован

Оптимальные режимные точки для ТДА в условиях ограничений

Оптимальные режимные параметры	Степень конденсации в направляющем аппарате, %, менее			
	0.1	1.0	3.0	5.0
δ	5.14	4.29	4.29	4.19
C_{CO_2}, %	1.52	1.72	1.92	2.12
T_2, K	156.46	152.97	152.59	151.46
r_d, мкм	3.52	3.27	3.11	2.83
η_{cond}, %	45.88	49.68	53.97	56.84
η_s	0.60	0.67	0.65	0.65

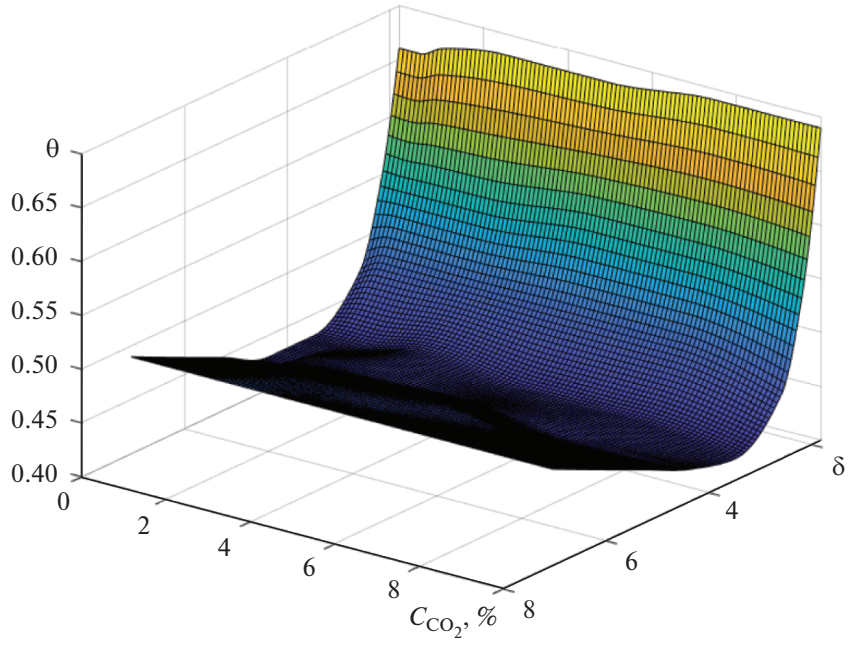


Рис. 4. Распределение степени реактивности θ в зависимости от C_{CO_2} и δ

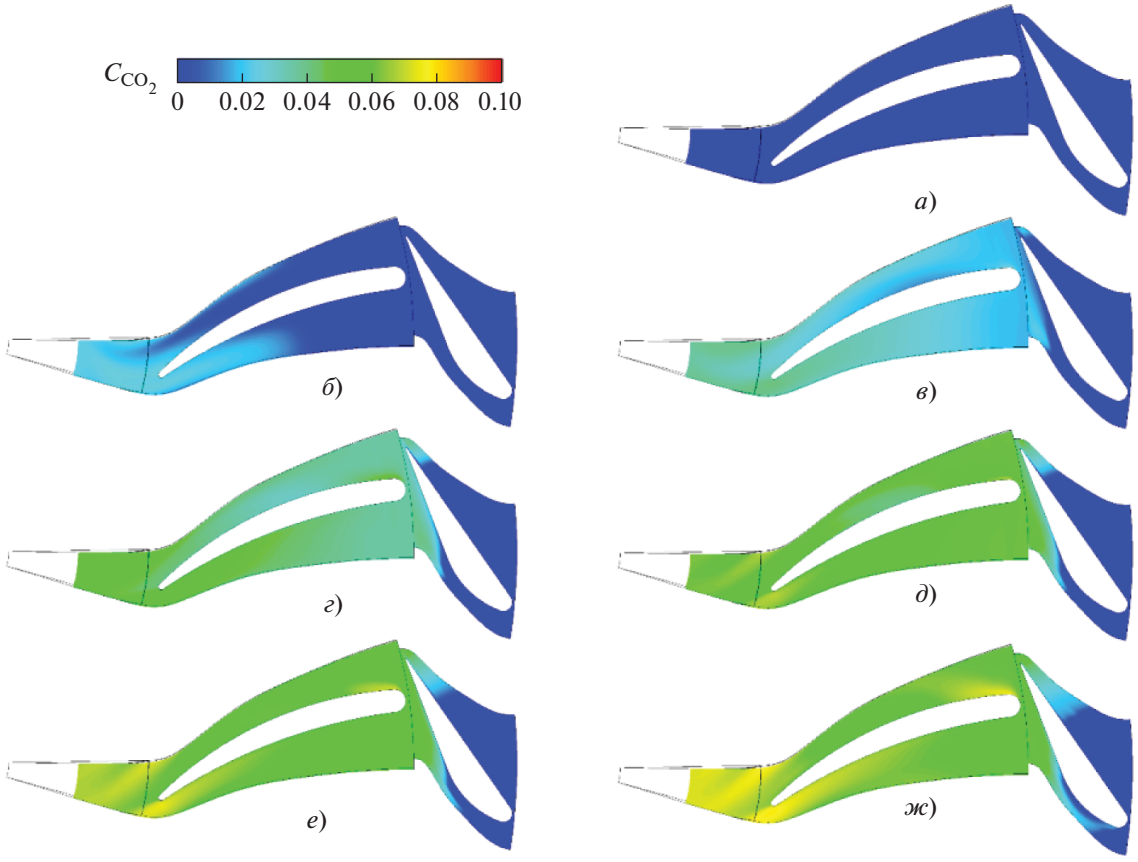


Рис. 5. Распределение массовой доли сконденсировавшегося диоксида углерода.
δ: *а* – 1.82; *б* – 2.19; *в* – 2.58; *г* – 3.47; *д* – 4.37; *е* – 5.28; *ж* – 6.17

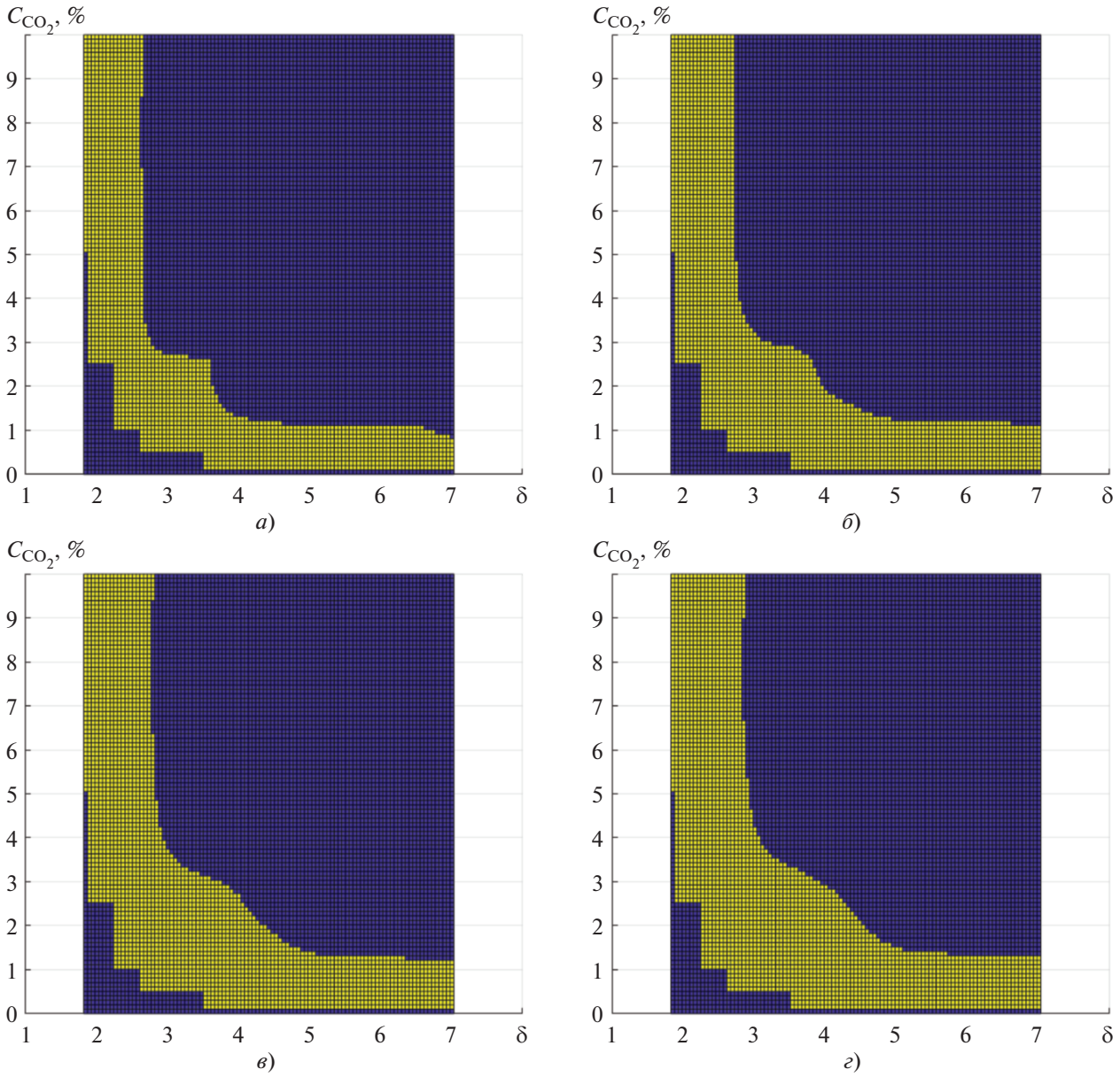


Рис. 6. Режимные параметры, при которых конденсация локализована в рабочем колесе, при степени конденсации в направляющем аппарате, %, менее 0.1 (*а*), 1.0 (*б*), 3.0 (*в*), 5.0 (*г*)

на основе сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными сторонних авторов, вследствие чего предполагается, что его допустимо использовать для указанного класса задач.

ВЫВОДЫ

1. Результаты расчета показали, что путем изменения степени расширения возможно управление как самим процессом объемной конденсации в проточной части радиальной турбины, так и его глубиной. Максимальная степень конденсации примеси без дополнительных ограничений, которой можно достичь в проточной части, составляет примерно 98% при максимальной степени расширения 7.04 и массовом содержании примеси в потоке 10% (по массе).

2. Изменения степени расширения может быть недостаточно для выполнения заданных требований по степени конденсации и изоэнтропийному КПД для достижения глубокой очистки газов от примесей, вследствие чего предлагается комплексное управление процессом путем изменения температуры на входе в ступень и степени расширения, а также, вероятно, посредством изменения частоты вращения рабочего колеса в небольших пределах.

3. Определены параметры, при которых объемная конденсация происходит преимуществен-

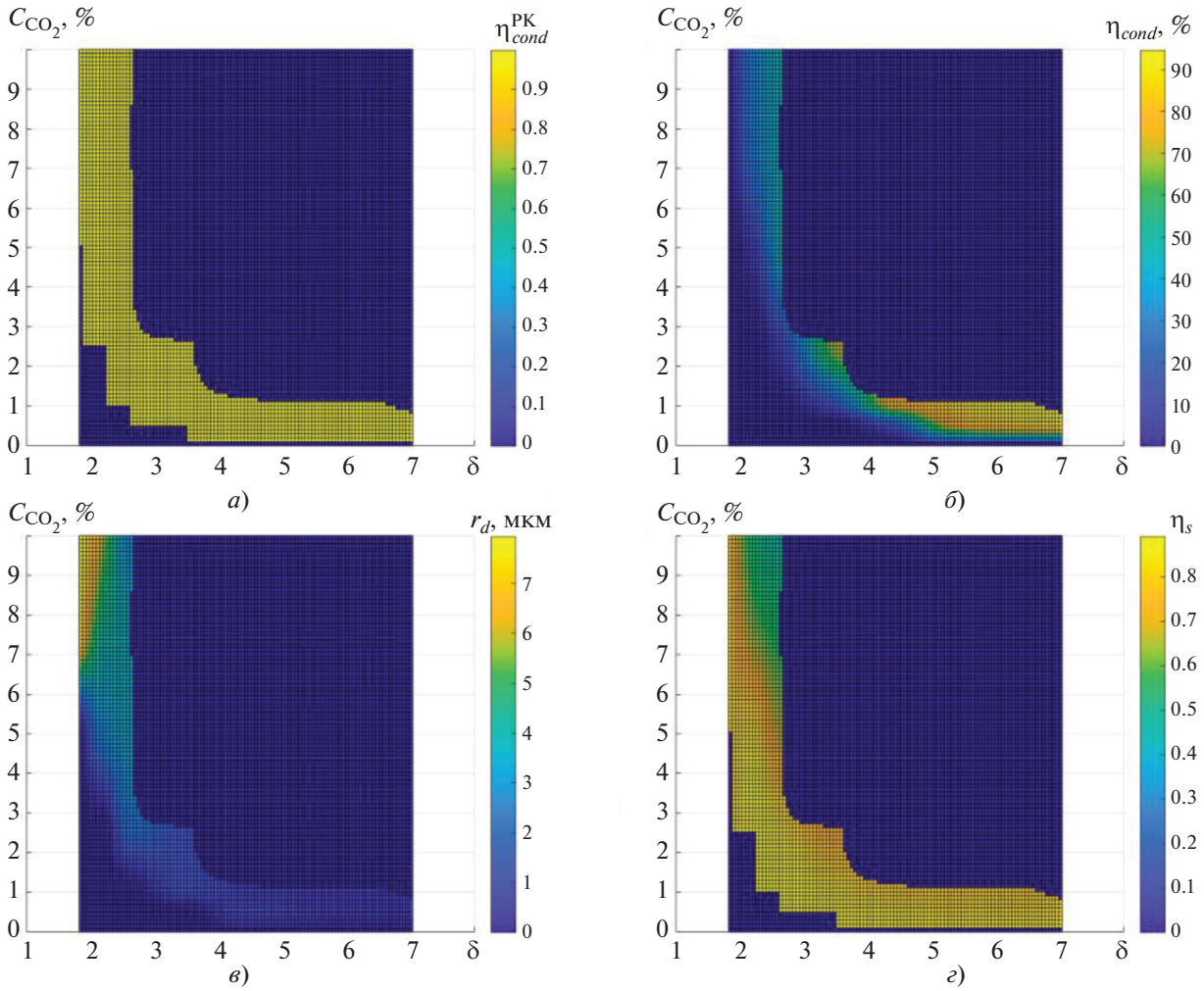


Рис. 7. Оптимизационные карты режимных параметров.
а – режимы, при которых конденсация локализована в рабочем колесе, при степени конденсации в направляющем аппарате менее 0.1%; *б* – степень конденсации; *в* – средний радиус частиц; *г* – изоэнтропийный КПД ступени

но 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 вблизи выхода из направляющего аппарата, а активно растут в рабочем колесе, 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 при управлении процессом путем изменения степени расширения потока. В среднем на каждый 1% степени конденсации изоэнтропийный КПД снижается на 1.0–1.5%. Полученные оценки близки к представленным в литературных источниках для влажно-паровых турбин.

6. Разработанная методика расчета характеристик турбомашины и анализа результатов позволяет определять оптимальные режимы при многокритериальном поиске, например при локализации процесса фазового перехода в рабочем колесе с достижением максимального среднего радиуса частиц для удобства их дальнейшей сепарации. В настоящем исследовании при степени конденсации в направляющем аппарате около 5% и размере сконденсировавшихся частиц не менее 2.5 мкм максимальная степень конденсации во всей ступени составила 56.84%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сидоров А.А., Ястребов А.К.** Управление интенсивностью объемной конденсации в холодильной турбинной ступени радиального типа путем изменения начальной температуры // Теплоэнергетика. 2025. № 5. С. 59–72. https://doi.org/10.56304/S0040363624601180
2. **Стернин Л.Е.** Основы газодинамики двухфазных течений в соплах. М.: Машиностроение, 1974.
3. **Епифанова В.И.** Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974.
4. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Газодинамика двухфазных сред. 2-е изд. М.: Энергоиздат, 1981.
5. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования. М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. **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
7. **ГОСТ 31831-2012.** Пылеуловители центробежные. Требования безопасности и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2012.
8. **Оценка** эффективности сепаратора с соосно расположенными трубами при обеспыливании газовых выбросов при различном угле раскрытия прямоугольных щелей / В.Э. Зинуров, И.И. Насырова, И.Н. Мадышев, А.А. Галиев // Ползуновский вестник. 2022. № 4. Т. 2. С. 39–47. https://doi.org/10.25712/ASTU.2072-8921.2022.4.2.006
9. **Плачендовский Д.И.** Исследование двухфазных режимов работы криогенных турбодетандеров: дис. ... канд. техн. наук. М., 1981.
10. **Галдин В.Д.** Разработка элементов теории и анализ процессов расширения парогазовой смеси в турбодетандере: дис. ... докт. техн. наук. Омск, 1998.
11. **Мартьянов О.А., Меркулов В.И.** Обзор проблемы течения влажного воздуха в турбодетандерах // Изв. МГТУ “МАМИ”. 2014. № 4 (22). Т. 1. С. 51–55.
12. **Kumar A., Singh A.** An overview modeling approach for spontaneous condensation flow of cryogenic turboexpander // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Singapore: Springer, 2023. https://doi.org/10.1007/978-981-19-6945-4_32
13. **Свид. РФ № 2022660181** о гос. регистрации программы для ЭВМ. Специальный расчетный модуль “Объемная конденсация” / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Опубл. 31.05.2022.

Control of the Bulk Condensation Rate in a Radial-Type Refrigeration Turbine Stage by Changing the Flow-Expansion Ratio

A. A. Sidorov[a], * and A. K. Yastrebov[a]

[a] 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. The purification is usually performed using adsorption and absorption technologies, which are implemented using two-phase turbomachines with bulk condensation of the impurity in the flow path. 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 flow-expansion ratio in the turbine. It is a direct continuation of the work wherein control of the process by changing the initial flow temperature was investigated. The working fluid was 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 can be controlled by changing the flow-expansion ratio. The conditions have been determined at which the process is localized predominantly in the impeller channels thereby reducing the risk of erosive wear and subsequent damage to the stage elements. For the first time, the reduction in the isentropic efficiency caused by condensation controlled by changing the flow-expansion ratio 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 mean radius of the particles. It is shown that changing the expansion ratio 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, the initial flow temperature, and the impeller speed.

Keywords: bulk condensation, multiphase flow, simulation by finite volume method, kinetic equation, kinetic equation, turbomachinery, turboexpander, process control, expansion ratio