

03

## Роторно-лопастная машина в производстве холода

© С.В. Булович, В.Ю. Коекин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
195251 Санкт-Петербург, Россия  
Физико-технический институт им. А.Ф. Иоффе РАН,  
194021 Санкт-Петербург, Россия  
e-mail: koiokin@mail.ru

Поступило в Редакцию 5 февраля 2025 г.

В окончательной редакции 26 апреля 2025 г.

Принято к публикации 20 июня 2025 г.

Рассмотрены характеристики роторно-лопастной машины, работающей в незамкнутом газовом цикле для производства холода. Математическое моделирование физико-технических процессов проведено в рамках численного интегрирования нестационарной осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье-Стокса (URANS) с использованием пакета программ ANSYS Fluent 2021 R2. Полученные результаты по интегральным показателям работы роторно-лопастной машины позволяют рассчитывать на ее эффективное применение.

**Ключевые слова:** роторно-лопастная машина, охладитель, нестационарный теплообмен, численное моделирование.

DOI: 10.61011/JTF.2025.11.61592.17-25

### Введение

Известен ряд технических устройств, с той или иной степени эффективности, служащих для решения задачи „генерации холода“ или термостатирования ограниченной области пространства ниже температуры окружающей среды. Для этого используются различные явления, приводящие к снижению температуры. Наиболее распространенными из охлаждающих эффектов являются фазовые превращения, расширение сжатого газа с получением внешней работы (цикл Сименса), дросселирование (процесс Джоуля-Томсона), вихревой эффект (труба Ранка), термоэлектрическое охлаждение (эффект Пельтье) и т. д. На конечный выбор варианта охлаждения среды оказывает влияние не только возможность отвода тепла при заданной температуре, но и совокупность таких факторов, как доступность необходимой для решения задачи тепловой, механической или электрической энергии, высокое значение КПД реализованного процесса, экологические соображения при использовании хладагентов, ресурс и безотказность автономной работы.

Определенными преимуществами, при прочих равных условиях, обладает конструкция, работающая по незамкнутому газовому циклу. В этом случае в качестве рабочего тела выступает непосредственно окружающая среда, а отсутствие дополнительного теплоносителя существенно упрощает конструкцию генератора холода.

Общая схема, реализующая такой процесс охлаждения, опирается на использование компрессора, в котором в результате сжатия газа происходит увеличение температуры выше температуры стенок теплообменного аппарата для отвода тепла в окружающую среду за границу охлаждаемого контура и детандера, обеспе-

чивающего частичную компенсацию работы, которая затрачена при сжатии газа. В качестве компрессора и детандера могут привлекаться как поршневые, так и лопаточные машины. Хорошо известны их преимущества и недостатки.

К преимуществам лопаточных машин относят высокую производительность (расход газа) и относительно невысокий уровень аэродинамических потерь, связанных с тем, что газ не совершает колебательного движения, характерного для поршневых машин, нет системы клапанов, регулирующих впуск и выпуск рабочего тела. Недостатком лопаточных машин является необходимость высоких оборотов вращения ротора и технологическая сложность изготовления проточной части. По такой схеме, в частности, работает турбодетандер П.Л. Капицы [1], объединяющий на одном валу ступени компрессора и детандера. Поршневые машины, напротив, могут обеспечить невысокие расходы и их изготовление менее трудоемко [2].

Помимо названных двух разновидностей технических устройств, обеспечивающих процесс сжатия и расширения газа, сочетание в себе двух подходов допускают некоторые виды роторных машин. В классическом двигателе Ванкеля каждая из трех рабочих камер за один оборот ротора последовательно выполняет такты наполнения, сжатия, расширения и выпуска [3]. Другой пример — роторно-пластинчатые устройства, широко применяемые в качестве компрессоров, насосов и гидроприводов [4,5]. В роторно-пластинчатых машинах двойного действия (двухкамерное эллиптическое исполнение) возможно совмещение функций компрессора и детандера. Такие конструкции пока не получили развития и практически не обсуждаются вне патентной литературы,

где в основном они рассматриваются в качестве двигателей внутреннего сгорания [6]. Отметим работы, посвященные исследованию двигателя Ванкеля [7] и роторно-пластинчатой машины [8], в которых решаются близкие к этой работе по проблематике вопросы численного моделирования, связанные с заданием кинематических законов перемещения расчетных областей, использованием динамической расчетной сетки, выбором модели турбулентности.

Обратим внимание на роторно-лопастную машину [9,10], которая в общепринятой классификации также называется роторно-поршневой. Она сочетает в себе как возможности, которыми обладает поршневая группа (низкие и умеренные скорости вращения вала, высокая степень сжатия), так и прямоточное движение рабочего тела, характерное для лопаточных и пластинчатых машин, отсутствие клапанов впуска и выпуска. С точки зрения компоновки компрессора и детандера, по сравнению, например, с турбодетандером, где необходимы два рабочих колеса для каждого из процессов сжатия или расширения, в роторно-лопастной машине за один оборот вала в разные фазы цикла одна и та же рабочая камера используется и как компрессор, и как детандер. Сама рабочая камера имеет простую конструктивную форму, что наделяет роторно-лопастную машину бесспорным преимуществом. Авторам неизвестны работы, в которых бы проводился анализ применения роторно-лопастной машины в холодильном цикле. Настоящая работа фокусирует внимание на применении роторно-лопастной машины как генератора охлажденной среды.

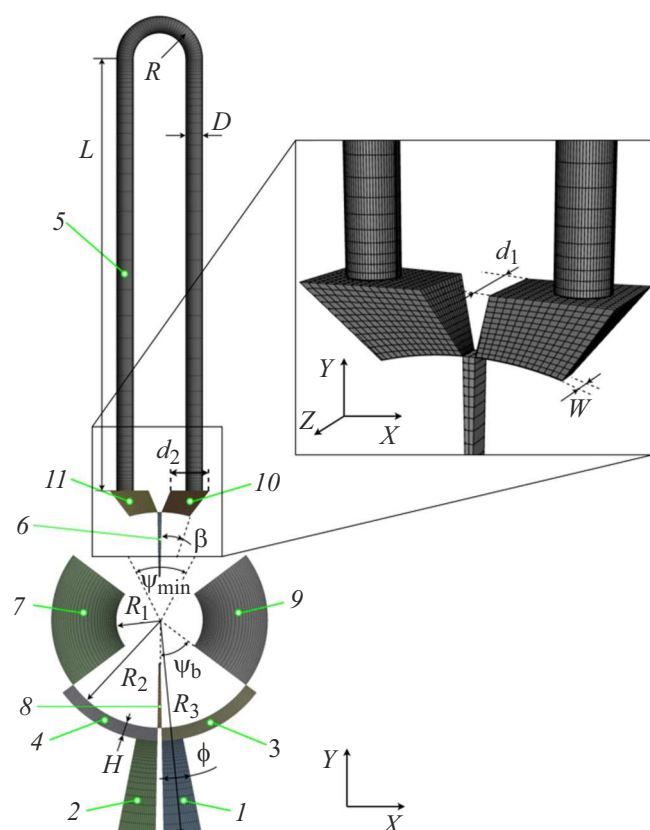
Функционирование роторно-лопастной машины в режиме компрессора исследуется в работах [11–14]. Особое внимание при этом авторы уделяют анализу протечек в бесконтактных уплотнениях двигателя. Проведенные опытные испытания роторно-лопастного компрессора доказали его работоспособность [12]. В работе [14] указывается на возможность применения роторно-лопастного компрессора в составе системы охлаждения. Однако в рассматриваемых схемах криогенных машин в качестве детандерных полостей выступают поршневые машины Стирлинга. Следует отметить, что в упомянутых работах рассматривается два способа организации перемещения рабочих камер. В первом варианте лопасти роторно-лопастной машины „колеблются“ (совершают возвратно-поворотное движение), во втором варианте лопасти роторно-лопастной машины „вращаются“ (возвратно-поворотное движение совмещено с однонаправленным вращательным движением). В обоих случаях основу устройства преобразования движения составляет механизм с некруглыми зубчатыми колесами. В настоящей работе для задания кинематических законов перемещения „вращающихся“ лопастей используется кулачковый механизм преобразования движения [15].

Простейшие оценки характеристики работы роторно-лопастной машины в режиме генератора холода возможны по индикаторной диаграмме [16]. В частности,

достаточно точно можно определить поведение термодинамических функций в процессе сжатия и расширения газа, однако определение газообмена между элементами машины и описание режима нестационарного теплообмена крайне затруднительно в рамках этой модели. Более широкие возможности предоставляет математическая модель в узловых значениях. Успешный опыт применения этой модели для расчета характеристик роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла приведен в работе [17]. В статье [18] рассмотрена математическая модель расчета режима работы роторно-лопастного двигателя в двумерной постановке. В перечисленных работах моделирование трения и теплообмена проведено в квазистационарной постановке и опиралось на интегральную методику оценки происходящих процессов. Однако нестационарный процесс течения и теплообмена газа в трубе требует более полной постановки задачи. В настоящей работе вопросы, связанные с режимом нестационарного течения газа и теплообмена, рассмотрены в трехмерном приближении. Характеристики работы остальных узлов охладителя газа моделировались в двумерном приближении в слое переменной толщины.

## 1. Постановка задачи

Рассмотрим конструкцию на базе четырехлопастной машины. Расчетная область для определения характеристик роторно-лопастного охладителя газа представлена на рис. 1. Она состоит из полостей, которые служат для подачи 1 и отведения 2 охлаждаемого газа. Входной 3 и выходной 4 коллекторы являются газораспределительными устройствами и обеспечивают коммуникацию рабочих камер с устройствами подачи и отведения газа. Теплообменник 5 для рассеивания тепла представляет собой группу однотипных элементов в виде цилиндрических труб U-образной формы, присоединенных ко входному и выходному коллекторам. На рисунке приведена одна из труб. В простейшем случае двигатель описывается при помощи четырех рабочих камер 6–9. Процессы в двигателе циклические, определяемые частотой вращения вала. За один период рабочие камеры совершают один оборот против часовой стрелки, при этом изменение объема каждой из камер происходит с удвоенной частотой. В выбранный момент времени, как изображено на рисунке, камеры 6 и 8 имеют минимальный объем, а камеры 7 и 9 — максимальный. Если проследить перемещение, например, камеры 8 за один период в пространстве, то при движении против часовой стрелки она будет последовательно коммутировать с входной полостью, после чего займет положение камеры 9. Далее произойдет коммутация камеры с входным коллектором 10 теплообменного аппарата. Через полпериода камера будет иметь минимальный объем и занимать положение камеры 6. В последующие моменты времени камера будет соединена с выходным коллектором 11



**Рис. 1.** Расчетная область холодильной машины на основе роторно-лопастного двигателя.

теплообменного аппарата. Процесс расширения газа в камере закончится, когда она окажется в положении камеры 7. Окончание цикла будет сопровождаться ее коммутацией с выходной полостью и возвратом в состояние на начало цикла.

Для упрощения нахождения характеристик холодопроизводящей машины было выполнено моделирование в гибридной 2D – 3D-постановке. Сущность этой формулировки задачи заключается в следующем. Состояние газа в U-образной трубе теплообменного аппарата определено в рамках решения трехмерной задачи с естественной постановкой корректных граничных условий на входе и выходе из трубы, отражающих суть нестационарного процесса. Остальные объекты машины описаны без учета некоторых „краевых эффектов“. Такой подход возможен в силу того, что теплообменный аппарат состоит из однотипных элементов в виде цилиндрических труб, поэтому достаточно провести оценки происходящих процессов для одной трубы. Соответственно можно проследить „трубку тока“, проходящую через выбранную трубу теплообменного аппарата, в других частях рассматриваемой конструкции: коллекторов теплообменного аппарата, рабочих камер двигателя, входной и выходной полостей. Эти части конструкции представлены в виде слоя переменной толщины (изменение толщины слоя происходит в области коллектора,

в остальных перечисленных элементах он постоянный) с условиями симметрии, исключающими трение, массо- и теплообмен через боковые границы слоя. Количество слоев соответствует количеству труб в теплообменнике, и характеристики холодильной машины определяются в удельных величинах в расчете на одну трубу теплообменного аппарата. Если исходить из того, что в холодильной машине будет использовано 50 – 100 теплообменных трубок, то потери на трение и теплообмен от взаимодействия газа со стенками рабочих камер, которые возникнут в первом и последнем слое, приведут к коррекции общей оценки происходящих процессов не более чем на 1%–2%.

Труба теплообменного аппарата U-образной формы состоит из двух прямолинейных участков, протяженностью  $L = 0.5$  м, соединенных между собой коленом с поворотом образующей на  $180^\circ$ . Радиус кривизны средней линии колена  $R = 0.04$  м. Диаметр трубы  $D = 0.02$  м.

Рассмотренные участки входного и выходного коллекторов в расчете на одну трубу теплообменного аппарата имеют призматическую шестигранную форму. Грань, контактирующая с трубой теплообменного аппарата, плоская, ее размеры  $d_1 = 0.04$  м,  $d_2 = 0.05$  м. Противоположная ей грань — участок боковой поверхности цилиндра радиусом  $R_2 = 0.125$  м. Протяженность поверхности в угловом направлении  $\beta = 16^\circ$ , в направлении оси  $z$  цилиндра  $w_b = 0.01$  м. Остальные четыре грани плоские.

Двигатель имеет четыре лопасти, которые делят пространство между корпусом и ротором на четыре камеры. Противоположные лопасти попарно связаны между собой и перемещаются по одному и тому же закону. Угловой размер лопасти  $\psi_b = 52^\circ$ . Механизм перемещения лопастей обеспечивает сближение их средних линий на угол  $\psi_{\min} = 54.1^\circ$ , при этом максимальный угол составляет  $\psi_{\max} = 125.9^\circ$ . Участок протяженности лопасти в направлении  $z$ , приходящийся на одну трубу теплообменного аппарата,  $w_b$ ; радиус обода корпуса  $R_2 = 0.125$  м; радиус ротора  $R_1 = 0.05$  м.

Кинематические перемещения лопастей происходят попарно и определяются двумя угловыми скоростями

$$\omega_b = \omega(1 \mp (\frac{\pi}{2} - \psi_{\min}) \sin(2\varphi)),$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора,  $\varphi$  — угловая координата положения средней линии лопасти [15]. Положение граней лопастей  $\varphi_{bj}$  можно найти из решения обыкновенного дифференциального уравнения

$$\frac{d\varphi_{bj}}{dt} = \omega_{bj}.$$

Входная и выходная полости имеют форму сегмента кольца с присоединенным патрубком. Протяженность полости на радиусе  $R_2$  по угловой координате  $51.95^\circ$  (размер окна впуска и выпуска). В радиальном направлении размер кольца  $H = 0.015$  м. Непосредственно участки входа и выхода газа в роторно-лопастную машину

расположены на радиальном удалении  $R_3 = 0.25 \text{ m}$  с протяженностью по угловой координате  $\phi = 10^\circ$ . Размер полостей по „толщине слоя“  $w_b$  совпадает с соответствующим размером рабочих камер в этом координатном направлении.

Рабочий газ — воздух. Состояние газа определяется термодинамическим уравнением Менделеева-Клапейрона и калорическим уравнением для совершенного газа. Давление газа на входе и выходе —  $0.1 \text{ MPa}$ , температура газа на входе —  $300 \text{ K}$ . Температура на выходной границе, на случай обратного затекания, задается равной  $231 \text{ K}$ . Это значение соответствует средней температуре газа на выходе и определено в результате предварительного расчета. Температура стенки U-образной трубы —  $400 \text{ K}$ . На остальных границах выполняется условие тепловой изоляции. Угловая скорость вращения ротора  $\omega = 10\pi \text{ rad/s}$ .

Режим течения и теплообмена газа в роторно-лопастном охладителе газа определяется в рамках осредненной по Рэйнольдсу системы уравнений Навье-Стокса. Для определения характеристик турбулентности использована Realizable  $k - \epsilon$ -модель турбулентности. Авторами работы [19] проведено численное моделирование двигателя Стирлинга с трубчатыми теплообменниками. В расчетах использовались разные модели турбулентности. Сравнение интегральных характеристик, полученных в расчетах, с результатами эксперимента показало, что наиболее целесообразным вариантом является использование Realizable  $k - \epsilon$ -модели турбулентности.

## 2. Алгоритм решения задачи

Решение задачи получено в результате численного интегрирования системы нестационарных осредненных уравнений Навье-Стокса (URANS). Для этого был использован пакет программ ANSYS Fluent 2021 R2, позволивший рассмотреть расчетную область со сложной топологией и изменением ее формы от времени, а также с возможностью создания и разрушения коммутационных связей между ее элементами и учитывающий балансы массы, энергии и количества движения. Дискретизация расчетной области была проведена по методу конечного объема с использованием шестигранных элементов. В трубе, коллекторах и входной/выходной полости сетка была неперестраиваемой. Для описания поведения значений функций в рабочих камерах была использована сетка с переменным количеством используемых элементов. Был использован алгоритм динамического наложения Layering, когда добавление или удаление элементов дискретизации связано с перемещением границы расчетной области. Метод заключается в объединении ячеек на границе области с ячейками следующего ряда, если контролируемый размер ячейки становится меньше заданной величины. Если этот параметр превышает заданную величину, то производится деление ячейки в выбранном соотношении.

Для описания взаимодействия рабочих камер с коллекторами или полостями впуска и выпуска газа использована процедура интерфейса. При контакте различных элементов расчетной области участок интерфейса в зоне соприкосновения был проницаем для рабочего тела. В остальных ситуациях интерфейс реализует граничное условие адиабатической твердой стенки.

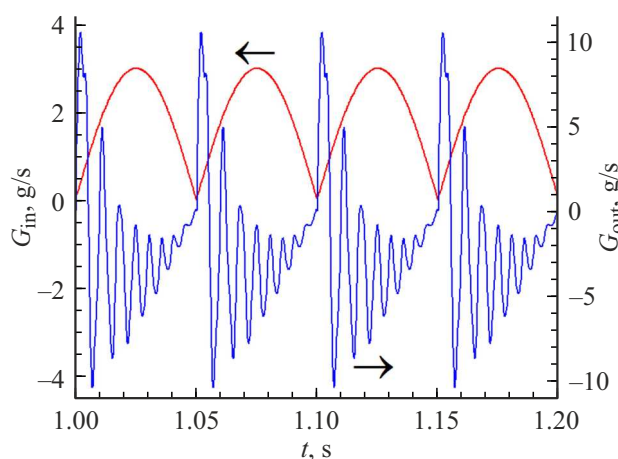
Для численного интегрирования использована схема Coupled (неявная аппроксимация всех термодинамических функций) и противопоточные аппроксимации потоков на границах контрольных объемов со вторым порядком точности. Количество элементов дискретизации на начало каждого цикла составляло порядка  $10^5$ , что обеспечивало определение суммарного значения теплового потока на стенке трубы теплообменного аппарата с погрешностью, не превышающей  $1.5\%$ . В связи с перестроением расчетной сетки шаг интегрирования по времени выбирался равным  $10^{-4} \text{ s}$ .

## 3. Анализ результатов

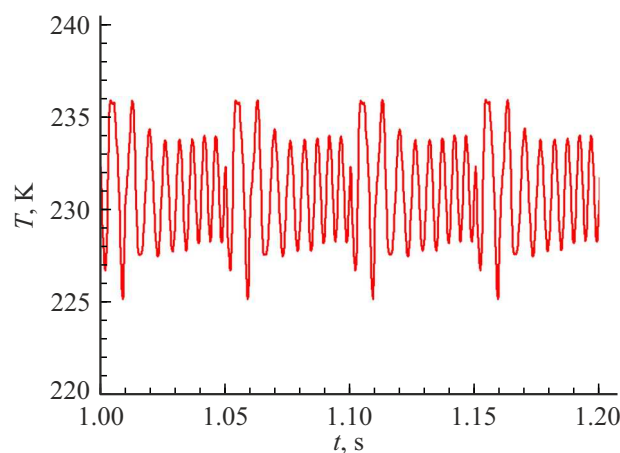
Прерывистый характер подачи массы в теплообменный аппарат роторно-лопастной машины приводит к нестационарному режиму течения газа. Рассмотрим некоторые узловые моменты.

Нестационарный режим течения газа в роторно-лопастной машине вызван дискретностью работы ее поршневой группы. В циклическом процессе расход газа во входной полости определяется последовательной коммутацией с ней всех четырех рабочих камер и носит прерывистый характер. Увеличение объема рабочей камеры создает в ней пониженное давление, что приводит к наполнению ее газом из входной полости. Натекание происходит через окно коммутации переменного размера. В начальные моменты фазы наполнения рабочей камеры протяженность границы поступления газа соответствует размеру рабочей камеры по угловой координате, но в последующие моменты, когда рабочая камера „выходит из тени“ входной полости, размер перекрытия уменьшается до нуля. Сочетание этих факторов (размер окна коммутации и скорость увеличения объема рабочей камеры) приводит к тому, что зависимость расхода газа от времени при поступлении газа в роторно-лопастную машину имеет форму гладкой периодической функции.

При истечении газа из рабочей камеры в выходную полость можно наблюдать высокочастотные колебания, которые накладываются на основной периодический сигнал. Связано это с тем, что при истечении газа из рабочей камеры давление в ней ниже, чем давление в выходной полости. При коммутации рабочей камеры и выходной полости возникает перетекание газа с выравниванием давлений в рабочей камере и выходной полости. Процесс характеризуется затухающими колебаниями давления и изменением направления течения газа между объектами. Зависимость расхода от времени во входной и выходной полости представлена на рис. 2.



**Рис. 2.** Зависимость расхода газа от времени во входной и выходной полости за один цикл.



**Рис. 3.** Изменение среднemasовой температуры в выходной полости за один цикл.

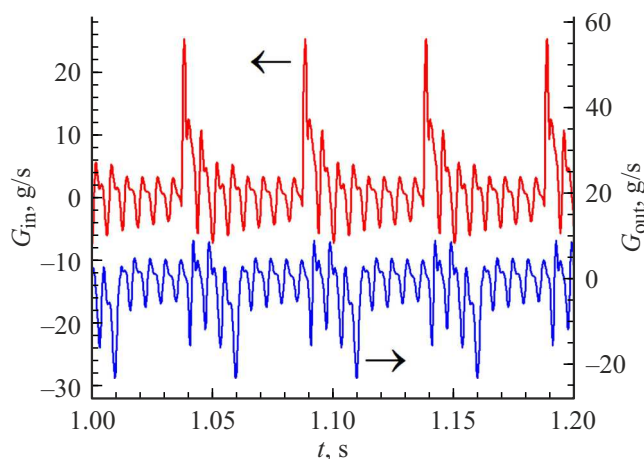
Положительные значения расхода соответствуют затеканию газа в охладитель, отрицательные — его истечению.

При температуре газа на входе 300 К средняя температура на выходе из выходной полости составляет 231 К. Зависимость среднemasовой температуры газа в контрольном сечении выходной полости от времени приведена на рис. 3.

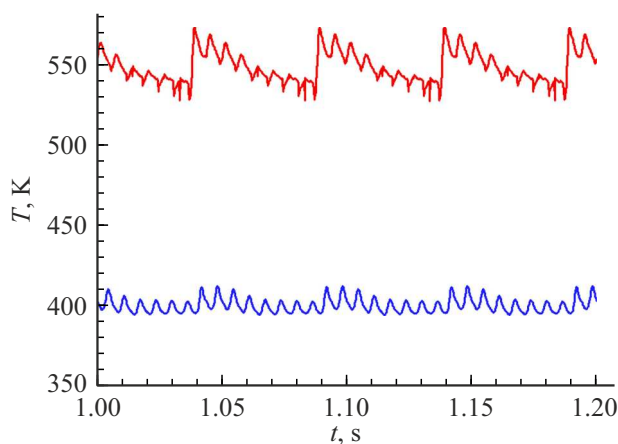
Представление о режиме течения газа в трубе теплообменного аппарата дает рис. 4, где приведено значение расхода во входном и выходном сечении трубы. Истечение рабочего тела из трубки соответствует отрицательному значению расхода, затекание — положительному значению. Присоединение рабочих камер к теплообменному аппарату сопровождается резким изменением расхода от времени. Наиболее интенсивные броски „вверх“ вызваны нестационарной подачей газа из рабочей камеры через входной коллектор. При этом в трубе формируется волна сжатия, которая, со временем запаздывания около 3 ms, видна на зависимости расхода

газа на другом конце трубы. Наиболее интенсивные броски „вниз“ — нестационарное истечение газа из теплообменного аппарата через выходной коллектор с заполнением рабочей камеры. В этом случае формирование расхода газа в выходном сечении трубы происходит под воздействием волны разрежения, вызванной увеличением объема присоединенной к выходному коллектору теплообменного аппарата рабочей камеры. В остальные моменты времени система из коллекторов и труб теплообменного аппарата замкнута. В трубе теплообменного аппарата наблюдается затухание колебаний газа с выравниванием уровня давления между входным и выходным коллекторами. Частота колебаний связана с геометрией трубы, размерами коллекторов и режимом теплообмена на стенке трубы. В трудах конференции [20] проведено исследование волновых процессов в теплообменном аппарате.

Зависимость среднemasового значения температуры от времени для этих же сечений трубы приведена на рис. 5.

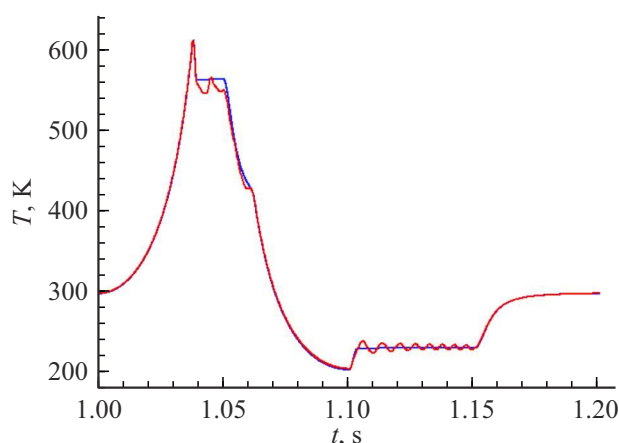


**Рис. 4.** Расход газа через торцевые сечения трубы теплообменного аппарата за цикл.



**Рис. 5.** Значения среднemasовой температуры газа на торцах трубы теплообменного аппарата за цикл.





**Рис. 6.** Изменение среднемассовой температуры в рабочей камере за цикл. Красная кривая — результат численного моделирования в пакете Fluent, синяя кривая — результат моделирования методом узлового анализа.

Средняя температура поступающего газа в трубу теплообменного аппарата — 547 К. Как можно судить по зависимости значения температуры на входе в теплообменный аппарат, проявление нестационарного характера течения газа наблюдается не только в расходной составляющей компоненты скорости, но и по этой характеристике потока. Средняя температура газа, вытекающего из трубы, — 400 К. Тот факт, что температура газа при истечении из U-образной трубы совпадает со значением температуры, которая задана как граничное условие на стенке трубы, в большей степени свидетельствует о неоптимальном режиме теплосъема в теплообменном аппарате. По крайней мере, выходной участок трубы не участвует в теплообмене газа со стенкой трубы.

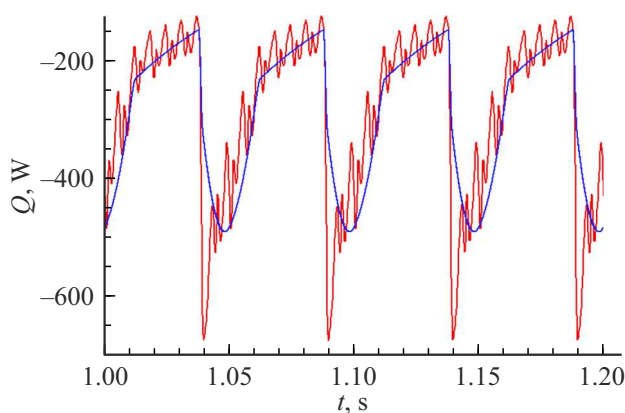
На рис. 6 приведено изменение среднемассовой температуры в камере за период. В начале рассматриваемого цикла рабочая камера находится в положении камеры 9 (рис. 1); среднемассовая температура газа в камере равна температуре газа на входе в охладитель. Рост температуры с 300 до 600 К отражает адиабатический процесс сжатия газа (1–1.04 с). Процесс нагнетания газа из рабочей камеры во входной коллектор теплообменного аппарата (1.04–1.05 с) сопровождается перемешиванием и происходит со снижением температуры. По окончании процесса рабочая камера занимает положение камеры 6 и уровень температуры в камере отражает состояние газа в „верхней мертвой точке“. Последующее снижение температуры газа вызвано увеличением размера рабочей камеры и ее наполнением газом из выходного коллектора теплообменного аппарата (1.05–1.06 с). Конечное значение температуры в камере превышает температуру газа на выходе из трубы. Это объясняется наличием мертвого объема в рабочей камере, в котором оставался газ, не участвовавший в теплообмене [18].

В процессе адиабатического расширения газа (1.06–1.1 с) среднемассовая температура газа в рабочей

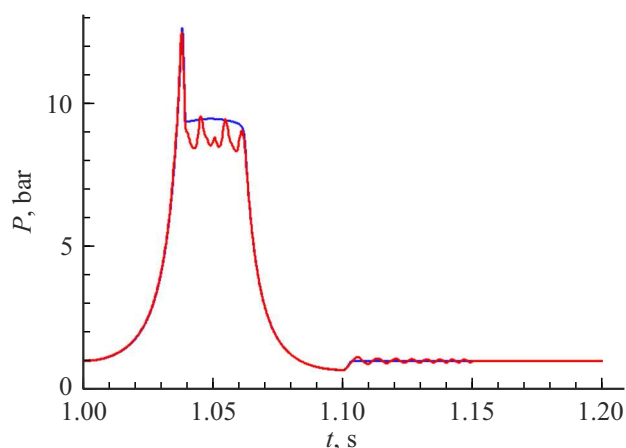
камере снижается до значения 204 К. Рабочая камера занимает положение 7 („нижняя мертвая точка“). Коммутация рабочей камеры с выходным коллектором сопровождается быстрым ростом температуры до уровня температуры на выходе из охладителя. Повышение температуры связано с выравниванием давления между рабочей камерой и выходным коллектором. Нагнетание газа из рабочей камеры в выходной коллектор (1.1–1.15 с) сопровождается затухающим волновым процессом. Рассмотренный цикл изменения температуры в рабочей камере завершается ее наполнением газом из входного коллектора (1.15–1.2 с).

Изменение температуры газа в теплообменном аппарате связано с нестационарным теплообменом на стенке трубы. Зависимость интегрального значения теплового потока на стенке U-образной трубы от времени представлена на рис. 7 (красная кривая). При средней за цикл величине теплового потока 288 W (по модулю) амплитуды отклонения от среднего значения составляют 160 и 386 W в меньшую и большую сторону. Следует обратить внимание на корреляцию теплового потока с расходом газа во входном сечении трубы теплообменного аппарата (рис. 4). Максимальное (по модулю) значение теплового потока локализовано начальным участком трубы теплообменного аппарата и вызвано интенсивным изменением значения расхода на входе в трубу при истечении из коллектора теплообменного аппарата.

Рассматривая тепловой баланс в теплообменном аппарате, среднее значение потока тепла через стенку трубы за цикл можно соотнести с изменением внутренней энтальпии массы газа, которая, в свою очередь, связана с изменением температуры газа. Если исходить из значения среднего за период расхода газа в трубе 1.92 g/s, снижение температуры газа в трубе оценить величиной 147 К, удельную теплоемкость газа при постоянном давлении — значением 1006 J/(kg·K), то изменение внутренней энтальпии составит 284 W, что



**Рис. 7.** Значения теплового потока на стенке трубы за один цикл, полученное в результате численного моделирования в пакете Fluent (красная кривая); тепловыделение в теплообменнике за один цикл, полученное в расчете методом узлового анализа (синяя кривая).



**Рис. 8.** Изменение среднемаассового давления в рабочей камере за цикл. Красная кривая — результат численного моделирования в пакете Fluent, синяя кривая — результат моделирования методом узловых значений.

свидетельствует об удовлетворительном энергетическом балансе в теплообменном аппарате на уровне средних за цикл значений термодинамических функций.

Исходя из Первого начала термодинамики, совершаемая работа над газом за цикл в объединенном компрессорном и детандерном режиме будет определяться разностью между отведенным теплом и изменением внутренней энергии на входе и выходе устройства. Если провести эти оценки, то совершенная работа составит около 192 W.

Для проверки результатов, полученных настоящей в работе, был проведен расчет охлаждающей машины методом узлового анализа [17]. В данном методе не учитывается форма теплообменного аппарата, тепловыделение в теплообменнике определяется, исходя из коэффициента объемной теплоотдачи, значение которого назначается. Поэтому для сравнения результатов коэффициент объемной теплоотдачи задавался таким, чтобы средняя за цикл мощность тепловыделения в теплообменнике, в расчете методом узловых значений функций, равнялась среднему за цикл тепловому потоку на стенке трубы. Объем теплообменника в методе узлового анализа задавался равным объему трубы вместе с примыкающими к ней коллекторами. Полученному в численном моделировании среднему тепловому потоку (288 W) отвечает коэффициент объемной теплоотдачи, равный  $100 \text{ KW}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ .

Моделирование теплообменного аппарата различными методами приводит к близким зависимостям полного тепловыделения (рис. 7). Значения среднемаассовой температуры (рис. 6) и давления (рис. 8) в рабочей камере, полученные разными подходами, практически идентичны на большей части рабочего цикла в силу масштаба изменения величин. Расхождения наблюдаются в моменты контакта камеры с коллекторами теплообменника и с выходным коллектором, когда проявление

упругих свойств газа оказывает существенное влияние на состояние рабочего тела в камере. Волновые процессы, вызывающие характерные колебания в численном моделировании, принципиально не могут быть воспроизведены при использовании метода узловых значений функций.

## Заключение

В работе предложен принципиально новый способ применения роторно-лопастной машины, ранее не описанный в научной литературе. Средствами математического моделирования установлена возможность создания охладителя газа на базе роторно-лопастной машины. Определены значения удельных величин (в расчете на типовой элемент теплообменного аппарата) газодинамических функций в рабочих камерах и теплообменном аппарате. В частности, для рассмотренной конструкции и режима работы на 192 W затраченной энергии на валу роторно-лопастной машины приходится 94 W снижения внутренней энергии рабочего тела в виде воздуха. При нормальных условиях и расходе газа  $1.92 \text{ g/s}$  изменение температуры воздуха составит  $69^\circ\text{C}$ . Проверка результатов была осуществлена путем сравнения с методом узлового анализа. Получено качественное соответствие изменения термодинамических функций в рабочих камерах, что подтверждает правильность проведенного численного моделирования. Следует отметить, что нестационарный режим течения газа в теплообменном аппарате, не связанный с процессом сжатия-расширения, открывает широкие возможности для интенсификации процесса отвода тепла. Полученные результаты расширяют область применения роторно-лопастных машин и открывают перспективы их использования в холодильной технике.

## Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

## Список литературы

- [1] В.Г. Фастовский, Ю.В. Петровский, А.Е. Ровинский. *Криогенная техника* (Энергия, М., 1967)
- [2] Г.И. Бумагин. *Поршневые детандеры: учебное пособие* (ОмПИ, Омск, 1981)
- [3] К. Yamamoto. *Rotary engine* (Sankaido Co., Tokyo, 1981), p. 67.
- [4] К.И. Страхович, М.И. Френкель, И.К. Кондряков, В.Ф. Рис. *Компрессорные машины* (Гос. изд-во торговой лит-ры, М., 1961), 600 с.
- [5] И.З. Зайченко, Л.М. Мышлевский. *Пластинчатые насосы и гидромоторы* (Машиностроение, М., 1970)
- [6] G.J. Thompson, Z.S. Wowczuk, J.E. Smith. *Rotary Engines — A Concept Review* (SAE Technical Paper 2003-01-3206), DOI: 10.4271/2003-01-3206

- [7] G. Sadiq, G. Tozer, R. Al-Dadah, S. Mahmoud. *Energy Conversion and Management*, **142**, 42 (2017). DOI: 10.1016/j.enconman.2017.03.040
- [8] G. Huaduo, C. Yaping, W. Jiafeng, J. Yunhui, S. Bengt. *Appl. Thermal Eng.*, **186** (3), (2021). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116526
- [9] Д.В. Гринев. Вестник ПсковГУ. Экономические и технические науки, **5**, 142 (2014).
- [10] Ю.Н. Журавлев, И.В. Плохов, Ю.Н. Лукьянов, М.А. Донченко, С.И. Тихонов, А.Л. Перминов, А.В. Ильин, С.Н. Семенов, А.В. Иванов, М.Л. Андреев, А.А. Хитров. *Математические модели физических процессов в роторно-лопастном двигателе с внешним подводом теплоты* (ПсковГУ, Псков, 2012)
- [11] А.И. Довгялло, И.В. Коломин. Вестник СГАУ, **8** (2), 52 (2009).
- [12] И.В. Коломин, А.И. Довгялло, Ю.М. Русанов, В.В. Лысенков, Ю.М. Трубников. Вестник СГАУ, **5** (2–1), 302 (2006).
- [13] И.В. Коломин, А.И. Довгялло, Р.Н. Гальперин, Л.Ю. Гуляев, А.П. Логашкин. Вестник СГАУ, **8** (3–1), 260 (2009).
- [14] И.В. Коломин. *Роторно-лопастной компрессор для бортовой системы охлаждения летательных аппаратов* (Автореф. канд. дисс., СГАУ, Самара, 2007)
- [15] Д.В. Гринев, М.А. Донченко, Ю.Н. Журавлев, В.Ф. Клейн. Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства, **80**, 247 (2008).
- [16] Ю.Н. Журавлев, И.В. Плохов, Ю.Н. Лукьянов, М.А. Донченко, С.И. Тихонов, А.Л. Перминов, А.В. Ильин, С.Н. Семенов, А.В. Иванов, М.Л. Андреев, А.А. Хитров. *Расчет и проектирование роторно-лопастной машины с внешним подводом теплоты* (ПсковГУ, Псков, 2012)
- [17] В.Ю. Коекин, С.В. Булович. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки, **16** (3), 49 (2023). DOI: 10.18721/JPM.16305
- [18] В.Ю. Коекин, С.В. Булович. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки, **17** (4), 20 (2024). DOI: 10.18721/JPM.17402
- [19] S.A. El-Ghafour, M. El-Ghandour, N.N. Mikhael. *Energy Conversion and Management*, **180**, 533 (2019). DOI: 10.1016/j.enconman.2018.10.103
- [20] V.Yu. Koyokin, S.V. Bulovich. *XXII Conf. Methods of Aerophysical Research* (ICMAR 2024), (Novosibirsk, 2024), DOI: 10.53954/9785604990148\_104