

Научная статья

УДК 621.412

DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.16305>

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕТОДОМ УЗЛОВОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РОТОРНО-ЛОПАСТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

**В. Ю. Коёкин, С. В. Булович** ✉

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,

Санкт-Петербург, Россия

✉ [bulovic@yandex.ru](mailto:bulovic@yandex.ru)

**Аннотация.** Известный алгоритм математического моделирования в узловых значениях применен для анализа работы роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла. Методика расчета позволяет при помощи формирования графа в виде матрицы связей, когда коммутация узлов зависит от времени, получать требуемое сочетание обменных процессов между введенными элементами. Значения термодинамических функций, найденные в результате расчета по известному алгоритму, сопоставлены с их значениями, взятыми из индикаторных диаграмм. Продемонстрировано влияние конечной скорости протекания процессов тепло- и массообмена на значения давления и температуры в рамках повторяющегося циклического процесса.

**Ключевые слова:** роторно-лопастной двигатель, метод узлового анализа, циклический процесс, численное моделирование

**Для цитирования:** Коёкин В. Ю., Булович С. В. Математическое моделирование методом узлового анализа теплофизических процессов в роторно-лопастном двигателе с внешним подводом тепла // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2023. Т. 16. № 3. С. 49–58. DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.16305>

Статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Original article

DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.16305>

## SIMULATION OF THERMOPHYSICAL PROCESSES IN A ROTOR-BLADE ENGINE WITH EXTERNAL HEAT SUPPLY BY NODAL ANALYSIS

**V. Yu. Koyokin, S. V. Bulovich** ✉

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

✉ [bulovic@yandex.ru](mailto:bulovic@yandex.ru)

**Abstract.** The well-known algorithm of mathematical modeling in nodal values has been used to analyze the operation of a rotary-blade engine with external heat supply. The calculation procedure allows obtaining the required combination of exchange processes between the introduced elements using the formation of a graph in the form of a connection matrix when the switching of nodes depends on time. The values of thermodynamic functions found as a result of calculation by a known algorithm were compared with their values taken from indicator diagram characteristics. The influence of the finite rate of heat and mass transfer processes on the pressure and temperature values within a repetitive cyclic process was demonstrated.

**Keywords:** rotary-blade engine, nodal analysis method, cyclic process, numerical simulation

**For citation:** Koyokin V. Yu., Bulovich S. V., Simulation of thermophysical processes in a rotor-blade engine with external heat supply by nodal analysis, St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics. 16 (3) (2023) 49–58. DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.16305>

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

## Введение

Принципиальным ответом на запрос современности относительно создания экологически чистого двигателя является конструкция в виде двигателя с внешним подводом тепла. В этом случае подразумевается, что термодинамический процесс с рабочим телом будет происходить по замкнутому циклу. В настоящее время существует несколько типов конструкций, где реализуется циклический процесс, который включает теплообмен с отводом тепла от рабочего тела, сжатие, теплообмен с подводом тепла и расширение (рабочий ход).

Если процесс изменения состояния рабочего тела описывается при помощи двух изотерм и двух адиабат, то такой цикл считают совершенным (цикл Карно). Его КПД определяется уровнем температур рабочего тела в нагревателе и охладителе. Не уступают по этому показателю и машины, где организация процесса проведена по циклу Стирлинга. Он описывается при помощи двух изотерм и двух изохор. В общем случае КПД процесса будет ниже идеального, но применение в цикле регенератора тепла позволяет добиться также высокого значения этого показателя при оценке эффективности процесса.

Примечательно, что при выборе одинаковых значений температуры на линиях изотерм работа, совершаемая по циклу Стирлинга, будет больше, чем по циклу Карно. Поэтому легко объясним продолжающийся поиск перспективной конструкции двигателя, когда рабочий процесс в той или иной степени приближается к циклу Карно или Стирлинга.

Известны три основные модификации поршневого двигателя Стирлинга:  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ -типа. Они различаются по количеству используемых цилиндров и организации процесса теплообмена [1]. Однако все модификации обладают общим недостатком: рабочее тело совершает осциллирующие движения между областями нагрева и отвода тепла. В большинстве случаев такой режим движения рабочего тела приводит к дополнительным потерям энергии, которая затрачивается на разгон и торможение. Частично устранить этот недостаток позволяет организация циркуляционного движения рабочего тела между теплообменными аппаратами. Принцип поддержания инерционного движения рабочего тела реализован в ряде конструкций, но определенными преимуществами обладает роторно-лопастной двигатель с внешним подводом тепла [2].

Если сравнить роторно-лопастной двигатель с роторно-поршневым двигателем Ванкеля, бесшатунным двигателем Баландина, то в рассматриваемом двигателе возможны очень высокие рабочие обороты. Все детали хорошо уравновешены, газораспределение осуществляется окнами.

Для идеальной роторно-лопастной машины цикл организован в виде двух изохор и двух адиабат. В изохорных процессах происходит подвод и отвод тепла, адиабатические процессы используются для совершения работы и сжатия газа. Совершаемую работу и КПД такого цикла можно оценить через разности температуры в процессе нагрева и охлаждения рабочего тела.

Если ввести величины  $T_s^{heat}$  и  $T_e^{heat}$  (К) как начальную и конечную температуру рабочего тела в нагревателе, а величины  $T_s^{cool}$  и  $T_e^{cool}$  (К) – как начальную и конечную температуру в охладителе, то удельные значения подведенного тепла  $q^{heat}$  (Дж/кг) и отведенного  $q^{cool}$  (Дж/кг), а также удельная работа  $A$  (Дж/кг) будут определяться выражениями

$$q^{heat} = c_V (T_e^{heat} - T_s^{heat}), \quad (1)$$

$$q^{cool} = c_V (T_e^{cool} - T_s^{cool}), \quad (1)$$

$$A = q^{heat} + q^{cool},$$

где  $c_V$  Дж/(кг·К), – удельная теплоемкость при постоянном объеме.

Для рассматриваемого процесса кпд составит

$$\eta = \frac{A}{q^{heat}} = 1 - \frac{T_s^{cool} - T_e^{cool}}{T_e^{heat} - T_s^{heat}}. \quad (2)$$

С учетом принадлежности узловых значений температуры в цикле попарно одной и той же адиабате, которая в переменных  $T-V$  выражается зависимостью  $TV^{\gamma-1} = \text{const}$ , и ввести величину  $n$  как отношение максимального значения объема в рассматриваемом цикле к минимальному, можно определить кпд через изменение объема и показатель адиабаты:

$$\eta = 1 - n^{1-\gamma}. \quad (3)$$

Из приведенной формулы (3) следует, что для получения высокого кпд процесса отношение объемов должно быть по возможности максимальным, а в качестве рабочего тела целесообразно выбирать одноатомный газ, обладающий наиболее высоким значением показателя адиабаты  $\gamma$ . Иллюстрация идеального цикла роторно-лопастной машины в диаграмме  $p-V$  приведена на рис. 1.

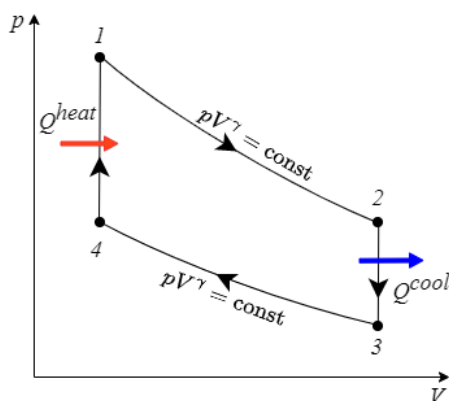


Рис. 1. Диаграмма  $p-V$  идеального термодинамического цикла роторно-лопастного двигателя.

Содержит изохоры (линии  $2 \rightarrow 3$ ,  $4 \rightarrow 1$ ) и адиабаты (линии  $1 \rightarrow 2$ ,  $3 \rightarrow 4$ )

Реальный цикл, помимо названных процессов адиабатического сжатия и расширения, изохорного подвода и отвода тепла, включает перемещение рабочего тела в теплообменные аппараты и обратно. Истечение газа из камеры или ее наполнение происходит с конечной скоростью, лимитированной, по меньшей мере, скоростью звука. Так же с конечной скоростью проходят теплообменные процессы рабочего тела с ограничивающими поверхностями в нагревателе и охладителе.

Таким образом, для корректного описания совокупности процессов в роторно-лопастном двигателе необходимо провести математическое моделирование с учетом зависимости термодинамических функций от времени.

Следует указать на ряд работ, в которых проводилось исследование характеристик и режима работы роторно-лопастного двигателя. Общая оценка методов расчета и возможности математического моделирования, применительно к роторно-лопастному двигателю, рассмотрены в работе [3]. В частности, в ней делается вывод о

целесообразности проведения первичного анализа в рамках математического моделирования на базе узлового анализа. В статье [4] рассмотрены газодинамические процессы в емкостях переменного объема на фазах сжатия или расширения с учетом теплообмена на ограничивающих поверхностях. Оценка влияния протечек в уплотнениях на показатели работы двигателя проведена в работе [5]. В докладах [6, 7] получены расчетные формулы для постановки задачи на основе законов сохранения массы и энергии. Рассмотрен частный случай, когда происходит заполнение газом емкости переменного объема.

Подводя итог упомянутым исследованиям, важно указать на два момента. Во-первых, из математического моделирования исключены теплообменные аппараты. И во-вторых (это следует из первого пункта), отсутствуют расчеты полного цикла рабочего тела, позволяющего добиться согласования всех тепло- и массообменных процессов в роторно-лопастном двигателе.

На основе проведенного анализа современного состояния проблемы, цель настоящей работы – провести математическое моделирование первого уровня в рамках метода узлового анализа.

Для этого необходимо в роторно-лопастном двигателе выделить конструктивные элементы, имеющие определенное функциональное назначение.

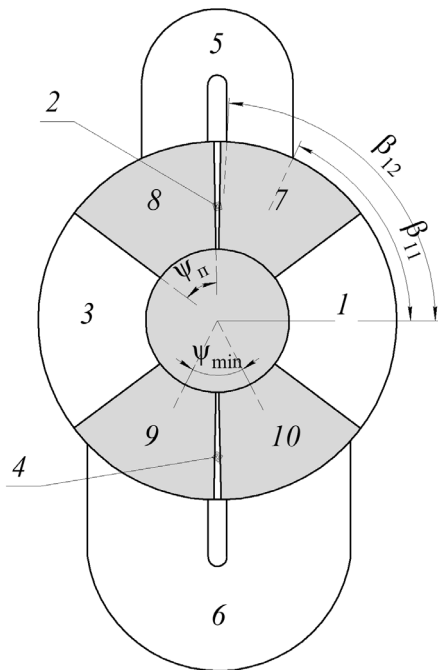


Рис. 2. Схема роторно-лопастного двигателя: 1 – 4 – рабочие камеры; 5 – нагреватель; 6 – охладитель; 7 – 10 – лопасти двигателя;  $\psi_{II}$  – размер лопасти по угловой координате;  $\psi_{min}$  – минимальное расстояние по угловой координате между серединами соседних лопастей;  $\beta_{11}$ ,  $\beta_{12}$  – положения окна входа в нагреватель в значениях угловой координаты

рис. 2 положение окна входа в нагреватель представлено значениями угловой координаты  $\beta_{11}$  и  $\beta_{12}$ .

Рассмотрим параметры задачи, которые определяют режим работы роторно-лопастного двигателя. Для постановки и решения задачи Коши необходимо задать геометрические характеристики,  $m^3$ :

$$V_1(t) - V_4(t), V_5, V_6;$$

круговую частоту вращения  $\omega$  (рад/с); состав рабочего тела, который определяет термодинамические свойства и показатель адиабаты  $\gamma$ ; массу  $M$  (кг), рабочего тела во всех шести камерах. Помимо этого, необходимы значения температуры поверхностей  $T_{heat}^w$  и  $T_{cool}^w$  (К) в нагревателе и охладителе, а также коэффициента объемной теплопередачи  $h$  (Вт/м<sup>3</sup>).

Назначения этих параметров при постановке задачи достаточно, чтобы определить такие важные характеристики, как количество подведенного ( $Q^{heat}$ ) и отведенного ( $Q^{cool}$ ) тепла (в Дж), а, следовательно, и величину работы, совершенную двигателем на валу.

Для описания поведения термодинамических функций в каждом из элементов рассматриваемой системы использовали два обыкновенных дифференциальных уравнения, выражающих баланс массы и энергии. Замыкание системы уравнений провели при помощи уравнения состояния газа, выраженного в форме Менделеева – Клапейрона:

Рассмотрим конструкцию четырехлопастной машины (рис. 2). Диаметрально противоположные лопасти 7, 9 и 8, 10 попарно соединены между собой. При вращении вала, одна пара лопастей совершает колебательные перемещения относительно другой пары при помощи рычажно-кулачкового механизма. Такая конструкция, помещенная в барабан, образует четыре камеры переменного объема. Закономерность изменения объема каждой из камер одинакова, но при циклическом процессе сдвинута по фазе в соседних камерах на угол  $\pi/2$ . На рис. 2 представлен вариант, когда камеры 1 и 3 имеют максимальный объем, а камеры 2 и 4 – минимальный (нумерация объектов ведется против часовой стрелки, в направлении вращения вала двигателя). Помимо камер 1 – 4, следует выделить камеру горячего (5) и холодного (6) теплообменников. Объем этих двух камер не зависит от времени. В результате такого деления конструкцию роторно-лопастного двигателя можно представить шестью элементами.

Газообмен в рассматриваемой конструкции между камерами 1 – 4 и теплообменными аппаратами происходит через окна коммутации. При вращении вала происходит позиционирование камеры со входом или выходом в теплообменную камеру нагревателя или охладителя. Размер площади взаимного перекрытия окна и камеры, как и объем камер 1 – 4, зависит от угла поворота и, в конечном счете, от времени. На

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt}(V_j \rho_j) = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ji}, \\ \frac{d}{dt}(c_p V_j \rho_j T_j) = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{ji} c_p T_{ji} - p_j \frac{dV_j}{dt} + h(T_j^w - T_j) V_j, \\ p_j = R_{gas} \rho_j T_j, \end{array} \right. \quad (4)$$

где  $j$  – номер рассматриваемого элемента в роторно-лопастном двигателе;  $N$  – количество элементов;  $\dot{m}_{ji}$  – расход газа между объектами с индексами  $j$  и  $i$ ;  $p_j, \rho_j, T_j$  – давление, плотность и температура;  $c_p, R_{gas}$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении и газовая постоянная соответственно.

Изменения массы и энергии описываются нестационарными слагаемыми, обменные процессы между элементами двигателя фигурируют в правых частях системы уравнений (4). Формально каждый элемент  $j$  может быть связан с другим элементом  $i$ , что выражается суммированием по всем объектам  $N$ . Конкретная коммуникация элементов в текущий момент времени определяется матрицей связей, которая выступает как маска, исключая ненужные массообменные потоки. В зависимости от угла поворота вала, одновременно с этим происходит вычисление фактических значений площади перекрытия  $S_{ji}$  при коммутации камер и окон теплообменных аппаратов. Массообмен между элементами происходит с выбором направления потока. Принято, что поступление массы в текущий элемент  $j$  описывается положительным значением расхода ( $\dot{m}_{ji} > 0$ ), а величина  $T_{ji}$ , выражающая температуру поступающего газа в  $j$ -ый элемент, имеет значение  $T_{ji} = T_i$ . Если  $\dot{m}_{ji} < 0$ , то  $T_{ji} = T_j$ . Второе слагаемое во втором уравнении системы учитывает влияние скорости изменения объема на изменение температуры, а третье слагаемое – теплообменные процессы с элементами подвода или отвода тепла.

Направление и величина массообменных процессов определяется сравнением уровня давлений в объектах. Выбор максимального и минимального значения давления производится по формулам

$$p_{\max} = \max(p_j, p_i) \text{ и } p_{\min} = \min(p_j, p_i).$$

Этот прием позволяет идентифицировать элемент с высоким значением давления и промаркировать все остальные функции в этом элементе как максимальные. Значение расхода газа (по модулю) определяется выражением, которое основано на изоэнтропических формулах и имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{ji} = \dot{m}_{ji}^* = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} S_{ji} \rho_{\max} \sqrt{\gamma R_{gas} T_{\max}} \quad p_{\min} < \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} p_{\max}; \\ \dot{m}_{ji} = \dot{m}_{ji}^* \left( \frac{2}{\gamma - 1} \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left( \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left( 1 - \left( \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)^{1/2} \quad p_{\min} > \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} p_{\max}. \end{array} \right. \quad (5)$$

Первая формула в системе (5) отражает случай сверхзвукового запираания потока при отношении давлений в камерах выше критического значения. Вторая формула описывает режимы дозвукового течения газа.

Интегрирование системы уравнений (4), (5) было выполнено численно по явной двухслойной схеме Эйлера. Проверка правильности написания программы была произведена на серии решений простейших задач. В частности, оценка времени опорожнения емкости постоянного объема приведена в работе [8], решение задачи о наполнении емкости – в [9]. Закономерности поведения температуры газа в замкнутом объеме в результате изменения этого объема или теплообмена отражают простые аналитические формулы.

Таблица

**Использованные расчетные параметры  
роторно-лопастной машины и их значения**

Параметр, единица измерения	Обозначение	Значение расчетного параметра в методе		
		ИА	УЗ	
Температура, К	нагревателя	$T_h$	603,15	605,183
	охладителя	$T_c$	300,15	276,217
Давление, МПа	в нагревателе	$p_h$	–	0,408
	в охладителе	$p_c$	0,100	0,100
Средняя температура рабочего тела, К	в нагревателе	$\langle T_{gh} \rangle$	$T_g = T_{he}$	603,15
	в охладителе	$\langle T_{gc} \rangle$	$T_g = T_{ce}$	300,15
Объем, м <sup>3</sup>	нагревателя	$V_h$	$V_{he} \gg V_{w.ch}$	1,0
	холодильника	$V_c$	$V_{ce} \gg V_{w.ch}$	1,0
Угловой размер окна, град		$\beta_{11}$	–	64,00
		$\beta_{12}$	–	88,90
		$\beta_{21}$	–	91,10
		$\beta_{22}$	–	116,00
		$\beta_{31}$	–	216,95
		$\beta_{32}$	–	268,90
		$\beta_{41}$	–	271,10
		$\beta_{42}$	–	323,05
Угловой размер лопасти, град		$\Psi_{II}$	52,0	
Минимальное расстояние между соседними лопастями, град		$\Psi_{min}$	54,1	
Ширина лопасти, м		$W_b$	0,12	
Радиус роторов, мм		$R_2$	50	
Радиус обода корпуса, мм		$R_1$	125	
Суммарный объем камер, м <sup>3</sup>		$V_{ch}$	$2 \cdot 10^{-3}$	
Угловая скорость ротора, рад/с		$\omega$	$10\pi$	

Обозначения: ИА, УЗ – индикаторный анализ и узловые значения, соответственно;  $T_g$  – температура рабочего тела (газ – воздух);  $T_{he}$ ,  $V_{he}$  – температура и объем горячего теплообменника, соответственно;  $V_{w.ch}$  – объем рабочей камеры.

Для анализа работы роторно-лопастной машины были взяты данные из работы [2]. Параметры, необходимые для проведения расчета, сведены в таблицу.

Кинематические перемещения лопастей определяются двумя угловыми скоростями:

$$\omega_{7,9} = \omega \left[ 1 - \left( \frac{\pi}{2} - \Psi_{\min} \right) \sin(2\varphi) \right], \quad \omega_{8,10} = \omega \left[ 1 + \left( \frac{\pi}{2} - \Psi_{\min} \right) \sin(2\varphi) \right], \quad (6)$$

а положение их граней можно найти из решения обыкновенного дифференциального уравнения

$$\frac{d\varphi_j}{dt} = \omega_j. \quad (7)$$

Знание угловой координаты позиций начала и конца камеры позволяет определить ее размер по угловой координате как разность соответствующих углов. Помимо этого, сравнение угловых координат начала и конца камеры с углами размещения окон теплообменных аппаратов позволяет определить значения площадей перекрытия.

В качестве начального приближения для термодинамических функций были использованы оценочные значения функций в нагревателе и охладителе, взятые с индикаторной диаграммы. Для получения результатов для установившегося режима необходимо провести расчеты, состоящие из нескольких сотен циклов.

Переходный процесс выхода роторно-лопастного двигателя от заданного начального состояния на рабочий режим проиллюстрируем зависимостью температуры и давления в нагревателе и охладителе (рис. 3).

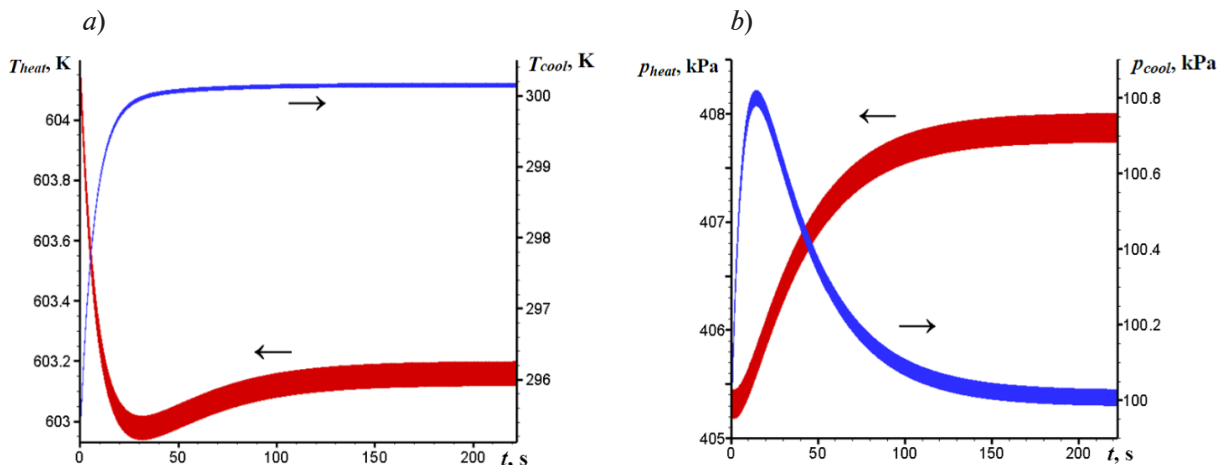


Рис. 3. Зависимости температуры (а) и давления (б) от времени в охладителе и нагревателе (кривые синего и красного цветов соответственно)

Установившийся режим работы характеризуется тем, что за время цикла масса газа, которая поступает в нагреватель, совпадает с массой газа, которая поступает в охладитель. Зависимость давления и температуры от времени для двух последовательных циклов на установившемся режиме работы в камере I приведена на рис. 4.

Рис. 5 позволяет наглядно сравнить результаты моделирования работы роторно-лопастного двигателя в рамках индикаторного анализа и анализа в узловых значениях. Изображение функций на диаграмме  $p - V$  позволяет убедиться, что допущение о бесконечно больших теплообменных аппаратах действительно равносильно рассмотрению изохорного процесса. Конечные размеры теплообменных аппаратов приводят к образованию «петель» на диаграмме  $p - V$ . Помимо этого, на этой диаграмме различимы процессы газообмена камеры и теплообменного аппарата, которые выражаются как в конечной скорости изменения давления, так и в отклонении давления в камере от давления в теплообменном аппарате.

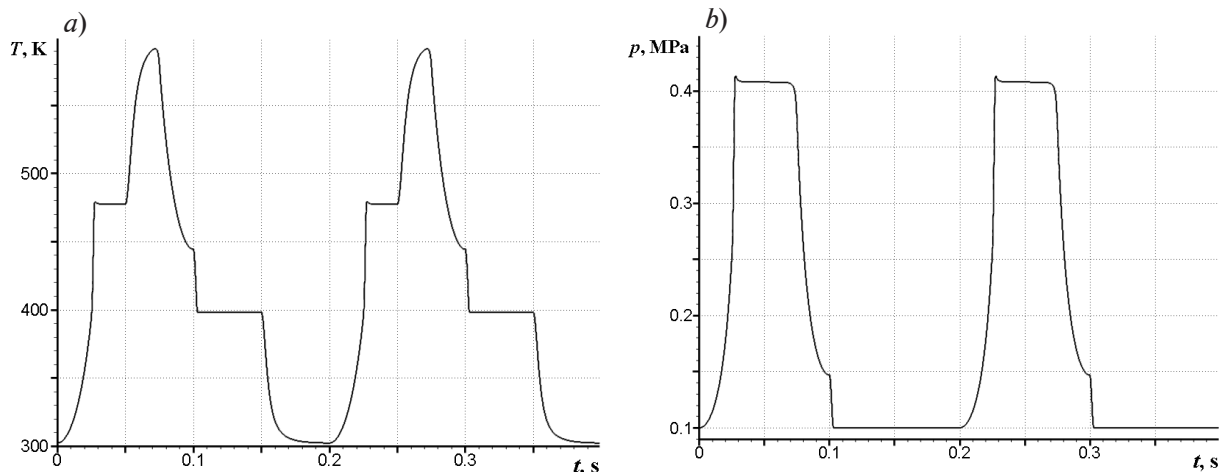


Рис. 4. Зависимости температуры (а) и давления (б) от времени в первой камере

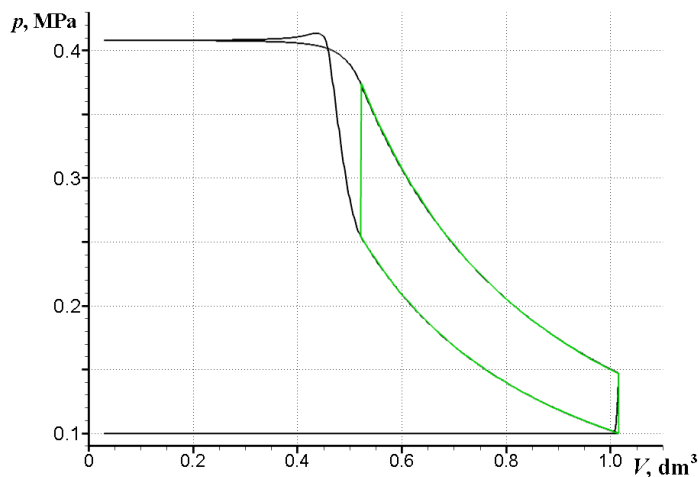


Рис. 5. Циклические зависимости давления от текущего значения объема; результаты получены по индикаторным зависимостям и по методу узлового анализа (кривые зеленого и черного цветов соответственно)

### Заключение

В настоящей работе для определения характеристик работы роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла применен метод узлового анализа. Учет процессов в теплообменных аппаратах позволил получить представление о поведении термодинамических функций в циклическом процессе. Изменение состояния рабочего тела в полном цикле позволяет корректно определить реальные значения тепловых потоков в теплообменных аппаратах и, как следствие, полезную работу на валу двигателя.

Сформулированная математическая модель учитывает масштабы времени, в том числе и связанные с конечной скоростью протекания тепло- и массообменных процессов. Продемонстрировано, что для варианта вращения вала роторно-лопастного двигателя на низких оборотах индикаторная диаграмма удовлетворительно описывает поведение термодинамических функций.

Малая ресурсоемкость и неоспоримые преимущества метода узловых значений перед методом индикаторного анализа делают расчет по первому методу хорошим предварительным приближением для последующего, более полного математического моделирования в двух- или трехмерной постановке задачи. Используемый в работе подход к описанию характеристик и функционирования конструкции роторно-лопастного двигателя имеет широкие возможности для развития и модификации.





## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга: сокр. пер. с англ. Сутугина Б. В. и Сутугина Н. В. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
2. Журавлёв Ю. Н., Плохов И. В., Лукьянов Ю. Н. и др. Расчет и проектирование роторно-лопастной машины с внешним подводом теплоты: Псков: Псковский государственный университет, 2012. 72 с.
3. Семенов С. Н., Перминов А. Л., Лукьянов Ю. Н., Тихонов С. И. Анализ методов расчета параметров рабочих процессов в поршневых двигателях Стирлинга // Вестник Псковского государственного университета. Сер. Технические науки. 2016. № 4. С. 20–27.
4. Журавлев Ю. Н., Семенов С. Н., Иванов А. Н. Расчет температур и давлений в роторно-лопастном двигателе с внешним подводом теплоты // Вестник Псковского государственного университета. Сер. Экономические и технические науки. 2014. № 5. С. 170–176.
5. Довгялло А. И., Коломин И. В. Аналитическое исследование рабочего процесса роторно-лопастного компрессора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Машиностроение и энергетика. 2009. № 2 (18). С. 52–60.
6. Перминов А. Л., Ильин А. В., Тихонов С. И., Журавлев Ю. Н., Лукьянов Ю. Н. Газодинамика впуска рабочего тела в камеру роторной расширительной машины // «Современные инновации в технике и производстве»: материалы международной научно-практической конференции. Псков, 23–24 апреля 2020 г., Псков: Изд-во Псковского государственного университета, 2021. С. 46–50.
7. Perminov A., Ilyin A., Fedorov D., Drozdov S., Tikhonov S. Gas dynamics of working fluid inlet into chamber of rotary expansion machine // Environment. Technology. Resources: Proceedings of the 13-th International Scientific and Practical Conference. Rezekne, Latvia, June 17–18, 2021. Pp. 266–269.
8. Тарасов В. В. Расчет времени истечения идеального газа из резервуара постоянного объема в среду с постоянным давлением при адиабатическом процессе // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2016. Т. 2. № 2. С. 84–95.
9. Колесник Е. В., Булович С. В., Григорьев В. В. Расходные характеристики отверстий и длинных трубок при течении сжимаемого газа. СПб.: Политех-Пресс, 2020. 47 с.

## REFERENCES

1. Walker G., Stirling engines, Clarendon Press, Oxford, 1980.
2. Zhuravlev Yu. N., Plokhov I. V., Lukyanov Yu. N., et al., Raschet i proyektirovaniye rotornolopastnoy mashiny s vneshnim podvodom teploty [Calculation and designing of a rotary-blade machine with external heat supply], The Pskov State University Publishing, Pskov, 2012.
3. Semenov S. N., Perminov A. L., Lukyanov Yu. N., Tikhonov S. I., Analysis methods of calculation workflow parameters in the piston Stirling engine, Vestnik PskovGU. Ser. Tekhnicheskiye nauki [Bulletin of the Pskov State University. Series: Technical Science]. (4) (2016) 20–27 (in Russian).
4. Zhuravlev Yu. N., Semenov S. N., Ivanov A. N., Calculation temperature and pressure of the rotary vane engine with an external supply of heat, Vestnik PskovGU. Ser. Ekonomicheskkiye i tekhnicheskkiye nauki [Bulletin of the Pskov State University. Series: Economical and Technical Sciences]. (5) (2016) 170–176 (in Russian).
5. Dovgyallo A. I., Kolomin I. V., Rotor blade compressor working process analysis, Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Mashinostroyeniye i energetika [Bulletin of the Samara State Aerospace University, Series: Mechanical and Power Engineering]. (2 (18)) (2009) 52–60.
6. Perminov A. L., Ilyin A. V., Tikhonov S. I., et al., Gazodinamika vpuska rabocheho tela v kameru rotornoy rasshiritelnoy mashiny [Gas dynamics of a working medium inflow into a chamber of rotary-expansion mashine], Proc. Int. Sci. & Pract. Conf. “Modern Innovations in Technology and Production”, The Pskov State University Publishing, Pskov (2021) 46–50.
7. Perminov A., Ilyin A., Fedorov D., et al., Gas dynamics of working fluid inlet into chamber of rotary expansion machine, Proc. 13-th Int. Sci. & Pract. Conf. “Environment. Technology. Resources”, June 17–18, 2021. Rezekne, Latvia (2021) 266–269.

8. **Tarasov V. V.**, Calculation of the ideal gas outflow time from the reservoir of constant volume into the environment with a constant pressure at an adiabatic process, Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy. 2 (2) (2016) 84–95 (in Russian).

9. **Kolesnik E. V., Bulovich S. V., Grigoryev V. V.**, Raskhodnyye kharakteristiki otverstiy i dlinnykh trubok pri techenii szhimayemogo gaza [Gas-flow characteristics of holes and long tubes during the flow of compressible gas], Politekh-Press, St. Petersburg, 2020 (in Russian).

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОЁКИН Вадим Юрьевич** – студент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29

koiokin@mail.ru

ORCID: 0009-0001-2994-3788

**БУЛОВИЧ Сергей Валерьевич** – кандидат физико-математических наук, доцент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29

bulovic@yandex.ru

ORCID: 0000-0001-9624-1228

#### THE AUTHORS

**KOYOKIN Vadim Yu.**

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia

koiokin@mail.ru

ORCID: 0009-0001-2994-3788

**BULOVICH Sergey V.**

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia

bulovic@yandex.ru

ORCID: 0000-0001-9624-1228

*Статья поступила в редакцию 26.05.2023. Одобрена после рецензирования 30.06.2023. Принята 30.06.2023.*

*Received 26.05.2023. Approved after reviewing 30.06.2023. Accepted 30.06.2023.*