

## Разработка методики оценки эффективности работы двигателя с внешним подводом тепла для применения в лесном комплексе

Е.А. Тихонов<sup>1a</sup>, В.С. Сюнев<sup>1b</sup>, И.А. Маганов<sup>1c</sup>, О.А. Куницкая<sup>2d</sup>, В.В. Швецова<sup>3e</sup>

<sup>1</sup> Петрозаводский государственный университет, пр. Ленина, 33, Петрозаводск, Республика Карелия

<sup>2</sup> Арктический государственный агротехнологический университет, Сергеляхское шоссе, 3, Якутск, Республика Саха (Якутия), Россия

<sup>3</sup> Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, ул. 2-я Красноармейская, 4, Санкт-Петербург, Россия

<sup>a</sup> tihonov@petsu.ru, <sup>b</sup> siounev@petsu.ru, <sup>c</sup> magavan17@mail.ru, <sup>d</sup> ola.ola07@mail.ru, <sup>e</sup> vikt.schvetzova2012@yandex.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0003-2136-3268>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2558-2671>, <sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9165-4984>,

<sup>d</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>, <sup>e</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8566-2326>

Статья поступила 22.02.2022, принята 04.05.2022

*Для повышения эффективности освоения запасов удаленных спелых и перестойных эксплуатационных лесов в Сибири и на Дальнем Востоке все шире используется технология лесных терминалов (непостоянных лесных складов). На лесных терминалах при помощи мобильного деревообрабатывающего оборудования производится пиломатериалы и ряд других продуктов. Важным аспектом работы лесных терминалов является их энергоснабжение. Дизель-генератор часто является единственным доступным источником электрической энергии на лесных терминалах. Более того, в различных регионах России, особенно в арктической и субарктической зонах, существуют целые населенные пункты и вахтовые поселки, для которых единственным источником электроэнергии является дизельная электростанция. Наиболее оптимальным для удаленных объектов лесного комплекса, например, лесных терминалов, является энергоснабжение от порубочных остатков и отходов лесопиления, энергия которых преобразуется в двигателях с внешним подводом тепла. В статье рассматривается методика моделирования двигателя Стирлинга, основанная на реализации модели обратного цикла Стирлинга и работы двигателя в режиме холодильной машины. Была разработана параметрическая модель газовой полости двигателя Стирлинга типа «альфа». Выполнено моделирование 10 рабочих циклов при помощи технологии CFD с оценкой изменения температур стенок цилиндров вытеснителя и поршня и сил, действующих на поршень и вытеснитель. В качестве критерия оптимизации выбрано отношение разницы температур вытеснителя и поршня и средней мощности на коленчатом валу за цикл, которое составило 1,217 к/Вт.*

**Ключевые слова:** лесопромышленный комплекс; двигатель Стирлинга; методика проектирования; приведенный коэффициент конвективной теплопередачи.

## Development of a methodology for evaluating the efficiency of an engine with external heat supply for use in the timber industry

E.A. Tikhonov<sup>1a</sup>, V.S. Syunev<sup>1b</sup>, I.A. Maganov<sup>1c</sup>, O.A. Kunitskaya<sup>2d</sup>, V.V. Shvetsova<sup>3e</sup>

<sup>1</sup> Petrozavodsk State University; 33, Lenin Ave., Republic of Karelia

<sup>2</sup> Arctic State Agrotechnological University; 3, Sergelyakhskoe Shosse, Yakutsk, Yakutia, Republic of Sakha, Russia

<sup>3</sup> St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering; 4, 2nd Krasnoarmeyskaya St., St. Petersburg, Russia

<sup>a</sup> tihonov@petsu.ru, <sup>b</sup> siounev@petsu.ru, <sup>c</sup> magavan17@mail.ru, <sup>d</sup> ola.ola07@mail.ru, <sup>e</sup> vikt.schvetzova2012@yandex.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0003-2136-3268>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2558-2671>, <sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9165-4984>,

<sup>d</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>, <sup>e</sup> <https://orcid.org/0000-0001-8566-2326>

Received 22.02.2022, accepted 04.05.2022

*To increase the efficiency of the development of reserves of remote mature and overmature commercial forests in Siberia and the Far East, the technology of timber terminals (non-permanent forest storages) is increasingly being used. Timber terminals, using mobile woodworking equipment, produce lumber and a number of other products. An important aspect of forest terminals is their power supply. A diesel generator is often the only available source of electric power at timber terminals. Moreover, in different regions of Russia, especially in Arctic and subarctic zones, there are entire settlements and shift camps that have a diesel power station as their only power source. For remote objects in forestry complex, such as forest terminals, the most optimal solution is energy supply from wood residues and sawing waste, the energy of which is transformed in engines with external heat supply. The article deals with the methodology of Stirling engine modeling based on realization of Stirling reverse cycle model and engine operation in a refrigerating machine mode. A parametric model of the gas cavity of the Stirling engine of type "Alfa" was developed. Simulation of 10 working cycles was performed with the help of CFD technology with estimation of temperature changes of displacer and piston cylinder walls and forces acting on the*

*piston and displacer. As an optimization criterion, the displacer and piston temperature difference to the average crankshaft power per cycle ratio was chosen, which was 1.217 kW.*

**Keywords:** timber industry; Stirling engine; design methodology; reduced convective heat transfer coefficient.

**Введение.** В настоящее время заготовка древесины связана с освоением площадей, все более удаленных от основных объектов инфраструктуры [1–6]. В связи с этим в себестоимости заготовки растет транспортная составляющая [7–10]. Эта часть себестоимости связана не только с транспортировкой непосредственно леса. Значительная часть логистических затрат расходуется на доставку дизельного топлива, в том числе для электрогенераторных установок, обеспечивающих жизнедеятельность отдаленных лесных участков [11; 12]. Дизель-генератор часто является единственным доступным источником электрической энергии на лесозаготовительных объектах. Более того, в различных регионах России, особенно в арктической и субарктической зонах, существуют целые населенные пункты, для которых единственным источником электроэнергии является дизельная электростанция (ДЭС). Например, только в Иркутской области около 100 населенных пунктов снабжаются электроэнергией 6 часов в сутки от ДЭС. Стоимость такой электроэнергии значительно выше, чем стоимость сетевой электроэнергии.

В этой связи для лесной отрасли значительный интерес представляет возможность использования источников энергии, базирующихся на применении древесного топлива, в первую очередь — отходов лесозаготовки (биотоплива). Создание установок для сжигания биотоплива и получения энергии как для бытовых нужд, так и для приводов машин является непроработанной проблемой.

Одним из путей решения данной проблемы является разработка и внедрение линейки генераторов энергии различной мощности на базе двигателя Стирлинга. Двигатели Стирлинга известны с начала 19 века [13], их разработка и совершенствование основывались на базовых принципах термодинамики и огромном объеме экспериментальных исследований, которые выполнялись фирмами «Филипс», «Форм моторс», «Юнайтед Стирлинг» и «МАН» [13]. Наиболее совершенными моделями были двигатели GPU-3 и P-40 фирм «Филипс» и «Юнайтед Стирлинг». Однако данные двигатели не смогли выдержать конкуренцию с традиционным ДВС с проработанной теоретической базой. На сегодняшний момент КПД двигателей Стирлинга ниже, чем КПД традиционных дизельных двигателей той же мощности. В то же время, в разрезе рассматриваемой проблемы следует учитывать, что топливом для двигателя Стирлинга может служить древесная биомасса, в избытке имеющаяся на каждой лесосеке [14]. Технологические возможности и схемы заготовки с дальнейшим сжиганием щепы для привода двигателей внешнего сгорания рассмотрены в ряде публикаций Анисимова и Онучина [15]. Данные работы ограничиваются теоретическими выкладками, обосновывающими целесообразность использования двигателей Стирлинга, и не имеют реального воплощения.

Проведенный анализ литературных источников [16; 17] показал, что практически все опубликованные рабо-

ты по двигателям Стирлинга носят исключительно теоретический характер, и в очень редких случаях дело доходит до действующего лабораторного образца. Если оценивать уровень зрелости технологий производства электроэнергии из биомассы с использованием критериев уровня технологической готовности (TRLs), то технологии на базе двигателей Стирлинга будут иметь наименьший показатель (менее 6 по 10-балльной шкале). При этом наибольшим уровнем зрелости будет обладать технология на базе паровой машины — TRLs9 [18].

Что касается лесопромышленного комплекса, то на сегодняшний момент никаких глубоких теоретических и практических наработок в данном направлении нет. В целом, тенденция интенсивности получения энергии из биотоплива показывает увеличение количества сжигаемой древесины в странах, занимающих лидирующее место в объемах лесозаготовок (США, Канада и т. д.). В том числе, это связано с намерением некоторых стран уменьшать выбросы парниковых газов и к 2030 г. свести их к нулю, при этом прогнозируемые объемы использования древесины в качестве биотоплива составят более 90 млн м<sup>3</sup> [19].

Отдельного внимания требует вопрос энергоснабжения лесных терминалов в восточной части РФ. Идея лесных терминалов с вязана со значительной выработкой запасов древесины вблизи транспортной инфраструктуры, особенно железнодорожной. На сегодняшний момент среднее плечо вывоза круглого леса в Сибири составляет 300 км, причем по дорогам очень низкого качества [20; 21]. При этом коэффициент полнодревесности при вывозе балансов, тем более хлыстов, крайне низок [22].

Основа этих процессов — мобильные операционные машины, которые работают непосредственно на лесном терминале. Мощности этих машин колеблются от 25 до 850 кВт. В качестве источников механической энергии данного оборудования используются электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, а также тракторные агрегаты с приводом от вала отбора мощности.

Суммарная мощность, затрачиваемая на переработку древесины в условиях лесных терминалов, оправдывает себя даже в текущих условиях применения. При этом комплексное внедрение технологий источников механической энергии на основе двигателей внешнего сгорания, которые будут работать на части продукции и отходах (от 20 до 37 % от объема заготавливаемой древесины), производимых на лесных терминалах (щепы, отходы лесопиления), позволит значительно повысить экономическую и экологическую эффективность лесной промышленности.

Исходя из анализа различных схем двигателя Стирлинга, наиболее перспективной для дальнейшей проработки является  $\alpha$ -тип. Конструктивная простота и возможность значительного разнесения горячего и холодного цилиндров позволят получить высокие эксплуатационные показатели в условиях лесозаготовительных

предприятий при обеспечении приемлемого ресурса и надежности.

Для успешного решения поставленной задачи необходима методика разработки и проектирования двигателей Стирлинга, адаптированных под соответствующее биотопливо и обеспечивающих требуемую мощность генератора. Так как при масштабировании двигателей Стирлинга кардинально меняются процессы тепло-массообмена [23], необходимо исследовать несколько диапазонов мощности для определения оптимальных конструктивных параметров двигателей Стирлинга. Для определения границ данных диапазонов необходимо выполнить последовательную многопараметрическую оптимизацию конструкции с постепенным повышением мощности. Решение данной задачи сопряжено со сложностью изготовления большого количества экспериментальных образцов. На сегодняшний день эту проблему целесообразнее решать, применяя методы численного моделирования газодинамики и тепловых процессов с кинематической и динамической параметризацией механической части исследуемых конструкций.

Теоретическое рассмотрение процессов, протекающих в двигателях Стирлинга, ограничено исследованием отдельных элементов и закономерностей, таких как шаттл-эффект в системе «вытеснительный поршень – цилиндр» [24], тепловые потоки системы «рабочее тело – регенератор» при изменении направления движения газа, влияние «мертвого объема» на КПД и удельную мощность [25] и т. д.

Комплексное рассмотрение рабочего процесса двигателя Стирлинга и разработка общей теории остаются нерешенной задачей. Такая задача практически неразрешима аналитическими методами. Для ее решения необходимо применять численные методы решения связанных задач [26]. Под связанными задачами понимаются задачи гидрогазодинамики, теплопередачи, механики деформируемого тела в одной численной модели исследуемого механизма, в том числе в так называемой «явной постановке», т. е. позволяющей исследовать быстропротекающие процессы [27].

При правильном подходе будет возможно получить оптимальные конструктивные и технологические параметры двигателя Стирлинга и максимально эффективную энергетическую машину, реализующую цикл Стирлинга без решения таких фундаментальных задач, как, например, герметизация рабочего тела [28].

В данной работе рассматривается вопрос методики построения расчетной модели и анализа результатов моделирования работы двигателя Стирлинга при реализации обратного цикла (режим холодильной машины).

**Материалы и методы.** Задачей кинематической параметризации является определение кинематической зависимости взаимного расположения поршня и вытеснителя двигателя Стирлинга типа «альфа» при свободной компоновке. Под свободной компоновкой подразумевается возможность менять конструктивные параметры в допустимых пределах при сохранении уравнений неизменными. Перечень варьируемых параметров следующий: длина кривошипа коленчатого вала; длина шатунов поршня и вытеснителя; угол между осями цилиндров; смещение осей цилиндров.

Полученные уравнения будут использованы в численной расчетной модели. Это позволит исключить моделирование механической части конструкции, что обеспечит снижение ресурсоемкости расчетов. Исследование рабочего процесса двигателя будет осуществляться посредством решения газодинамической задачи циклического перетекания газа («рабочего тела») из полости цилиндра поршня в полость цилиндра вытеснителя и обратно.

Полученные уравнения позволяют определять положения поршня и вытеснителя при различной длине шатунов и угле между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающемся от  $90^\circ$  и смещений осей цилиндров (рис. 1).

Уравнения, определяющие взаимные положения поршня и вытеснителя:

$$\begin{cases} Y_e = k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha) + E_y)^2} \\ X_e = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_x^2 - (k \cdot \cos \beta + E_x)^2} \end{cases} \quad (1)$$

Данных уравнений будет достаточно для постановки численного эксперимента по моделированию работы двигателя по обратному циклу. При этом входным параметром будет только частота вращения коленчатого вала, которая связана гармонической функцией с системой уравнений (1) для определения положения поршня и вытеснителя в любой момент времени.

Таким образом, в качестве выходных параметров будем иметь температуры стенок холодного и горячего цилиндров. Соответственно, в качестве критерия оптимизации будет выступать разность этих температур и мощность, затрачиваемая на привод коленчатого вала.

Соответственно, необходимо определить функцию крутящего момента от угла  $\beta$  в зависимости от геометрических параметров кривошипно-ползунной группы. Рассмотрим схему к определению крутящего момента от усилия на поршне которая представлена на рис. 2.

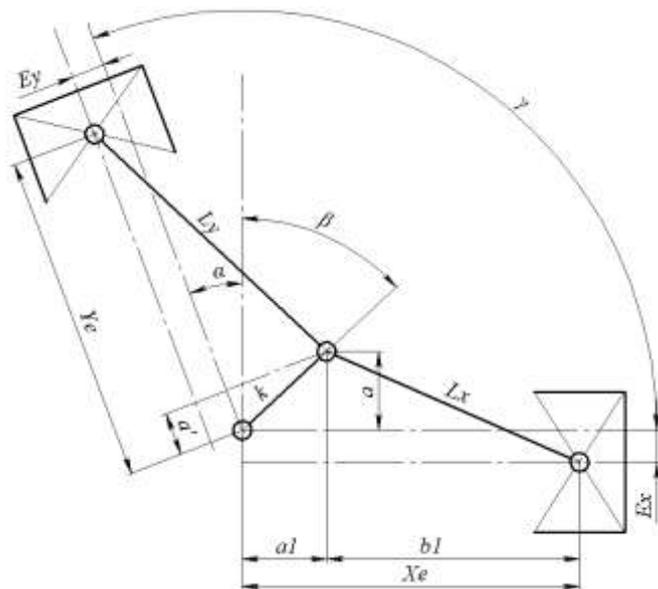


Рис. 1. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «альфа» свободной компоновки

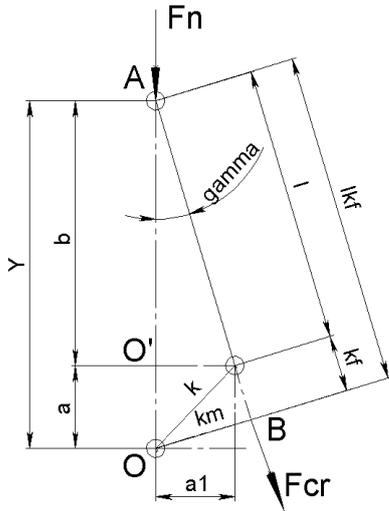


Рис. 2. Схема к определению крутящего момента

Как видно (рис. 2), крутящий момент относительно точки O может быть определен по формуле:

$$M = F_{ui} \cdot k_{ui} \quad (2)$$

После выполнения преобразований получим зависимость для определения крутящего момента от усилия на поршне (вытеснителе), которая при свободном угле между осями цилиндров будет следующей:

$$M_y = \frac{2(k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{l^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha))^2}) \cdot F_n \cdot l}{(k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{l^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha))^2})^2 - k^2 + l^2} \cdot \sqrt{k^2 - \left( \frac{l((k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{l^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha))^2})^2 + k^2 - l^2)}{2} - l \right)^2} \quad (3)$$

Суммарный крутящий момент, действующий на коленчатый вал, будет определяться по следующей формуле:

$$M = M_y + M_x \quad (4)$$

Полученные уравнения крутящих моментов позволяют определять крутящий момент при различной длине шатунов и угле между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающемся от 90° и смещения осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Эта модель позволит создать численную модель рабочего процесса двигателя Стирлинга без моделирования кривошипно-ползунной группы, а моделируя лишь рабочие объемы камер поршня и вытеснителя. Это позволит всесторонне исследовать взаимовлияние конструктивных параметров кривошипно-шатунной группы на рабочие динамические характеристики двигателя Стирлинга.

В качестве первого экспериментального образца, на базе которого будет разрабатываться расчетная модель, возьмем двигатель Стирлинга, разработанный И.А. Белецким [29]. Данная модель представляет собой высокотемпературный двигатель  $\alpha$ -типа (твердотельная модель показана на рис. 3).

Твердотельная модель также была использована для определения зависимости коэффициентов теплопередачи от температуры горячего и холодного цилиндров, а также регенератора. На основе геометрии двигателя была разра-

ботана твердотельная модель газовой полости (рис. 4). Как видно на рисунке, ход поршня и вытеснителя равен 20 мм. Соотношения рабочих объемов и относительного мертвого объема рассчитаны исходя из диаграмм Уокера [30] и обеспечивают удовлетворительную эффективность работы данного двигателя.

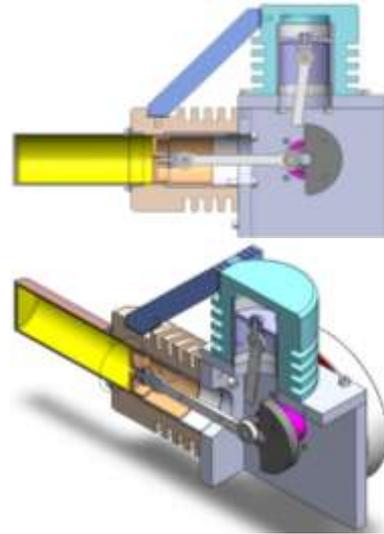


Рис. 3. Цифровая твердотельная модель

Далее все численные исследования будем выполнять при помощи технологии CFD, используя программное обеспечение *Fluent* пакета *Ansys*. Для максимизации использования расчетной сетки, базирующейся на гексагональных элементах, модель газовой полости была разделена на отдельные части (рис. 5).

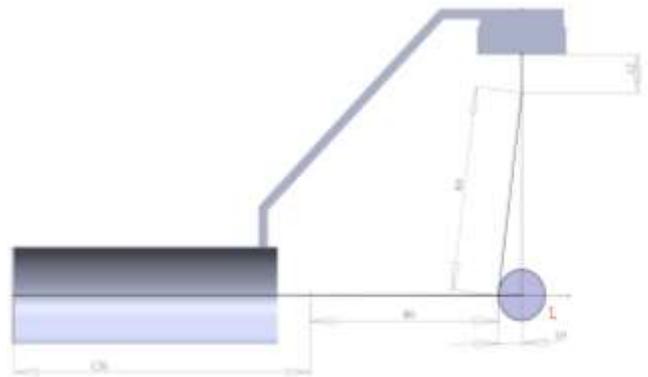


Рис. 4. Газовая полость двигателя и геометрические параметры кривошипно-ползунной группы

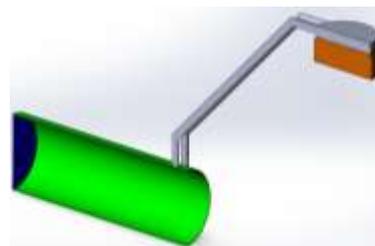


Рис. 5. Газовая полость, разделенная на зоны

Часть объема полости поршня разбита на гексагональные конечные элементы, а часть, соединяющаяся с объемом перетока, — тетраэдральные с разбиением пристенных при помощи операции *inflation*.

Исходя из вышесказанного и того, что в расчете будет применяться модель идеального газа с функцией зависимости плотности от температуры, а также выполнив анализ опыта применения различных моделей турбулентности для решения инженерных связанных газодинамических и тепловых задач, выберем реализуемую  $k-\xi$  модель как разновидность моделей RANS.

Ввиду планируемого большого количества требуемых вычислений необходимо максимально упростить расчетную модель. Один из вариантов — исключить необходимость моделирования обтекания наружным воздухом корпуса двигателя. Прямое численное решение задачи конвективной теплоотдачи можно исключить путем подстановки в расчетную модель аналитической зависимости коэффициента конвективной теплоотдачи.

Определены приведенные коэффициенты конвективной теплоотдачи из полостей поршня и вытеснителя, а также каналов перетока. Как известно, коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от площади контакта, геометрической формы тела и скорости обтекания его воздухом. В расчетном случае нас будут интересовать три детали рассматриваемого двигателя — цилиндр вытеснителя, цилиндр поршня и корпус перепускных каналов. Граничные условия расчетной модели приведем в табл. 1.

**Таблица 1.** Граничные условия расчетной модели, °C

Параметр	Значение
Температура окружающего воздуха	20
Температура цилиндра вытеснителя	от -50 до 20
Температура цилиндра поршня	от 20 до 450
Температура корпуса перепускных каналов	от -50 до 450

Так как первым этапом численного эксперимента идет моделирование работы обратного цикла двигателя, цилиндр вытеснителя будет охлаждаться, а цилиндр поршня наоборот нагреваться. Шаг расчета примем 1 °C.

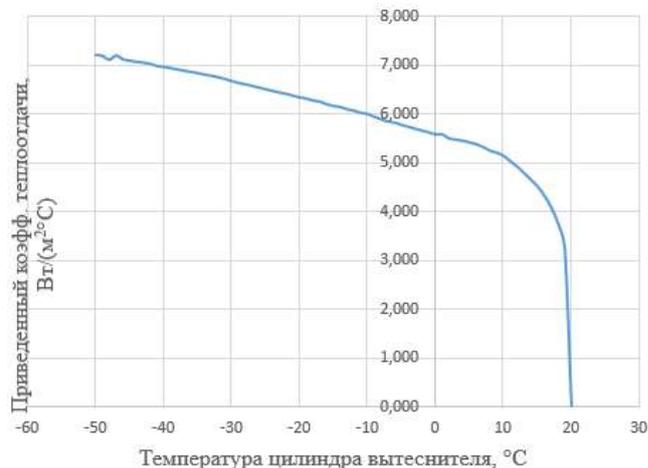
Результаты моделирования представлены в виде серии расчетов полей распределения температур и конвективных тепловых потоков с наружных поверхностей теплообмена. Тепловой поток определялся интегрированием по поверхности цилиндров. Для дальнейшего использования в расчетной модели будем учитывать средний коэффициент конвективной теплопередачи (ККТ). Тогда для определения приведенного коэффициента конвективной теплопередачи необходимо учесть отношение площадей внешних и внутренних поверхностей цилиндров:

$$\alpha_{\text{вытприв}} = \alpha_{\text{ср}} \cdot \frac{S_{\text{выт}}}{S_{\text{вытвнут}}}, \left( \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (5)$$

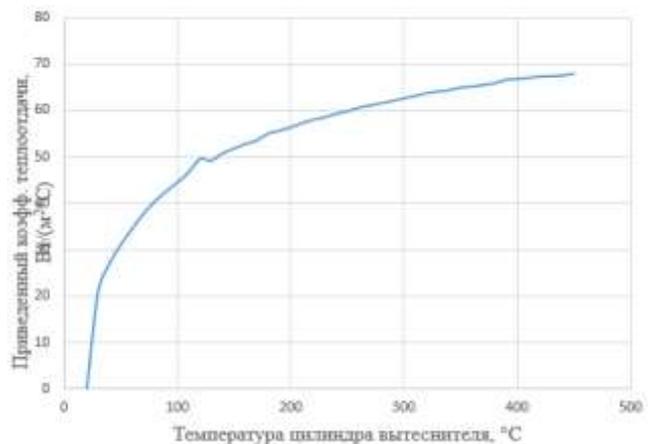
Результаты расчетов представлены на графиках изменения приведенного ККТ (рис. 6–8).

Полученная зависимость будет использоваться как граничное условие теплопередачи для моделирования работы двигателя Стирлинга при реализации обратного рабочего цикла. Функции траекторий движения поршня и вытеснителя определяются по зависимостям (1) и представлены на рис. 9. Как видно на рисунке, смеще-

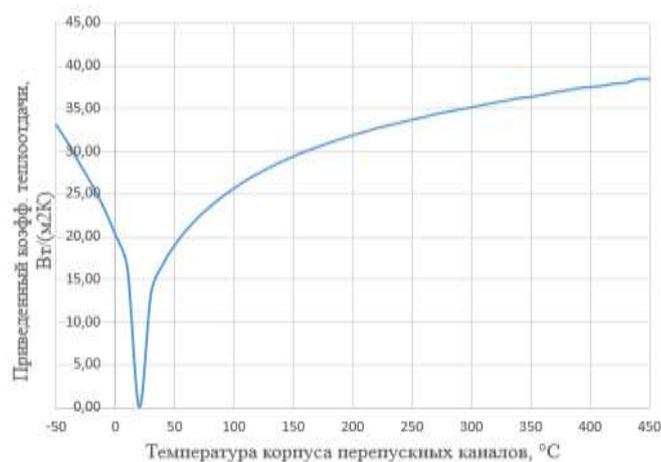
ние фаз составляет 90°, объем газовой полости изменяется. Отсюда следует, что если рабочее тело находится при атмосферном давлении, то начальный угол поворота коленчатого вала должен обеспечивать среднее значение объема рабочего тела. Для определения данного угла просуммируем относительное перемещение вытеснителя и относительное перемещения поршня. За «0» примем средние положения поршня и вытеснителя, положительные значения — в сторону увеличения объема. Суммарный график представлен на рис. 10.



**Рис. 6.** Приведенный ККТ вытеснителя



**Рис. 7.** График изменения приведенного ККТ поршня



**Рис. 8.** График изменения приведенного ККТ перепускных каналов

Как видно на графике, средний объем рабочего тела появляется в момент времени  $T = 0,03675$  сек, что соответствует углу поворота коленчатого вала, равного  $\beta = 132,5^\circ$ . Данный угол поворота примем за начальный для моделирования работы двигателя при начальном атмосферном давлении рабочего тела.

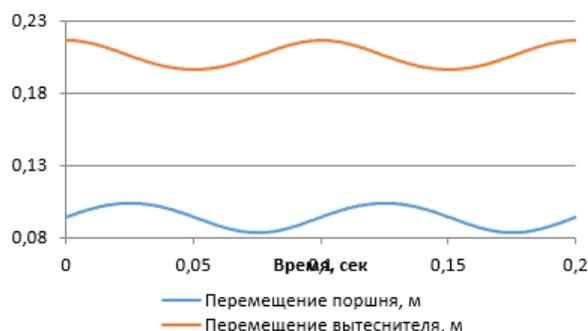


Рис. 9. Функции движения поршня и вытеснителя

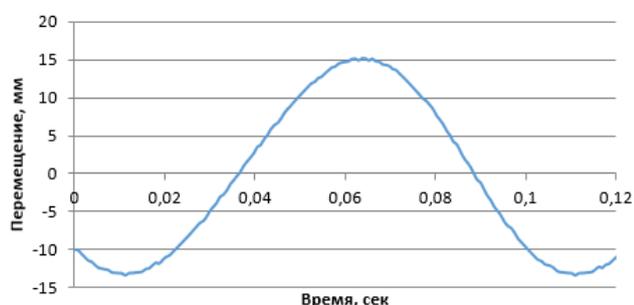


Рис. 10. Функция суммы относительного перемещения поршня и вытеснителя

Начальные условия для расчета: температура рабочего тела 293 К; частота вращения коленчатого вала  $600 \text{ мин}^{-1}$ ; начальный угол положения коленчатого вала  $132,5^\circ$  (за  $0^\circ$  принимается положение, при котором вытеснитель находится в верхней мертвой точке); относительное давление рабочего тела 0 Па; время моделирования 1 000 мс.

**Результаты.** На рис. 11, представлено распределение полей скоростей рабочего тела в один из моментов моделирования ( $t = 0,06$  сек). Как видно на рисунке, моделирование газодинамики соответствует физике процесса. Так как вытеснитель идет к нижней мертвой точке, наблюдается кольцевой вихрь от стенок цилиндра вытеснителя к оси полости.

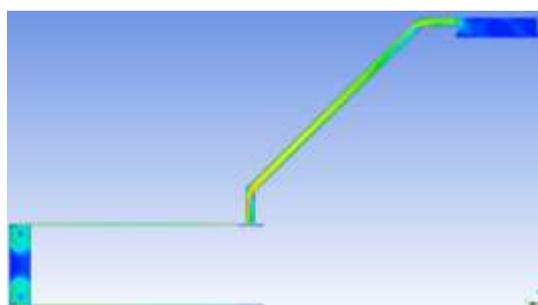


Рис. 11. Поле распределения скоростей потоков рабочего тела в момент времени 0,06 сек

Графики изменения давления в полостях поршня и вытеснителя представлены на рис. 12. Очевидна разница давлений (рис. 13).



Рис. 12. Изменение давления в полостях поршня и вытеснителя

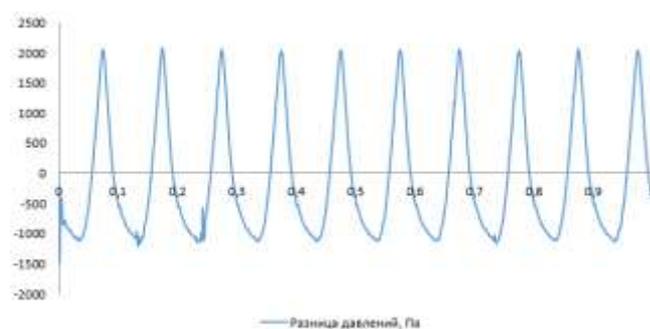


Рис. 13. Разница давлений в полостях поршня и вытеснителя

Разница давлений вызвана инерционностью процессов перетекания рабочего тела из полости вытеснителя в полость поршня и обратно. Давление рассматривается исключительно как динамическое, и его характер будет зависеть от частоты вращения коленчатого вала. При возрастании частоты вращения влияние инерционности массовых потоков рабочего тела будет увеличиваться. На данном этапе исследований проводится оценка критерия оптимизации базового варианта конструкции, поэтому влиянием частоты вращения можно пренебречь.

Наиболее важными параметрами являются средние температуры внутренних стенок цилиндров. Графики их изменения представлены на рис. 14. Как видно, средняя температура стенки цилиндра вытеснителя падает, тогда как температура стенки цилиндра поршня изменяется мало. Это связано со значительно большей теплоемкостью цилиндра поршня и площади конвективного теплообмена. При этом видно, что максимальная температура стенки вытеснителя выше, чем стенки поршня. Это также связано с малой теплоемкостью цилиндра вытеснителя.

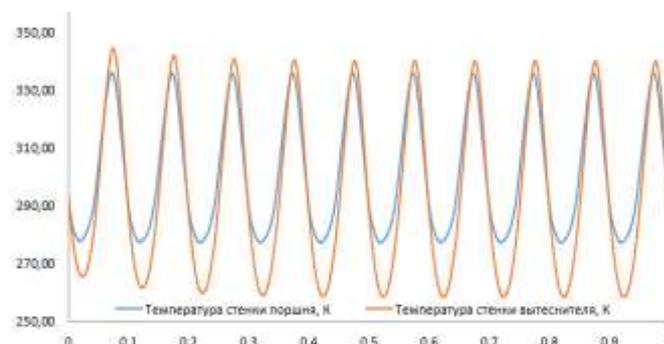


Рис. 14. Изменение средней температуры внутренних стенок цилиндров поршня и вытеснителя

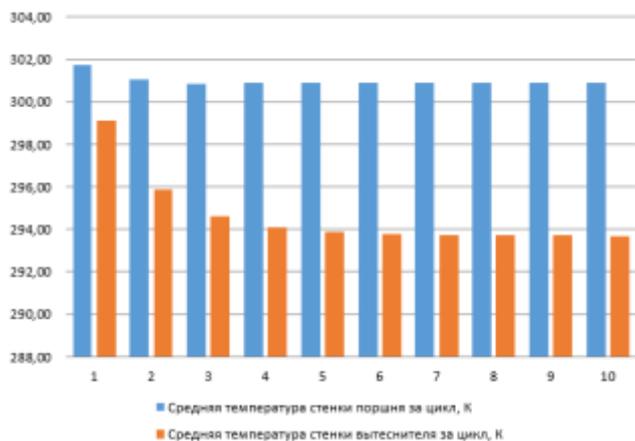


Рис. 15. Средние значения температур внутренних стенок цилиндров вытеснителя и поршня за 10 циклов

Таблица 2. Средние температуры внутренних стенок цилиндров вытеснителя и поршня

Номер цикла	Средняя температура стенки поршня за цикл, K	Средняя температура стенки вытеснителя за цикл, K
1	301,72	299,14
2	301,05	295,87
3	300,86	294,61
4	300,89	294,07
5	300,91	293,87
6	300,89	293,78
7	300,91	293,73
8	300,89	293,73
9	300,91	293,73
10	300,90	293,70

Критерием для анализа эффективности работы прием разность средних температур внутренних стенок цилиндров вытеснителя и поршня за 10 циклов (рис. 16). Чем больше будет достигнутая разность, тем эффективнее работа тепловой машины.

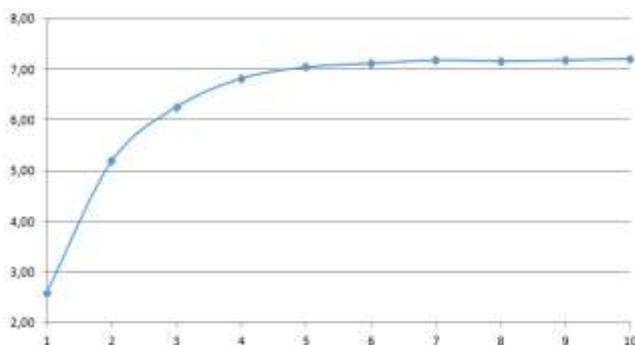


Рис. 16. Разница средних температур внутренних стенок цилиндров вытеснителя и поршня за 10 циклов

Также необходимо учесть мощность, затрачиваемую на вращение коленчатого вала. Так как частота вращения в многофакторном исследовании будет изменена, достаточно будет определять средний крутящий момент за цикл. Для определения крутящего момента при моделировании контролировались силы, действующие на поршень и вытеснитель. На рис. 17 приведены графики изменения нормальных сил, действующих на поршень и вытеснитель («→» — сила направлена в сторону оси коленчатого вала).

Для дальнейшего анализа теплового баланса рассмотрим средние температуры стенок цилиндров за цикл. Для этого просуммируем температуры стенок каждые 200 шагов расчета (один оборот коленчатого вала) и вычислим среднее. Гистограмма средних значений температур стенок представлена на рис. 15. Значения средних температур представлены в табл. 2.

Как видно из таблицы, средняя температура поршня за цикл сначала уменьшается, а затем медленно возрастает. Интенсивность уменьшения температуры вытеснителя снижается практически до устоявшегося значения. Таким образом, можно сделать вывод, что моделирование 10 рабочих циклов достаточно для сравнительного анализа эффективности работы рассматриваемого двигателя Стирлинга в режиме обратного цикла.

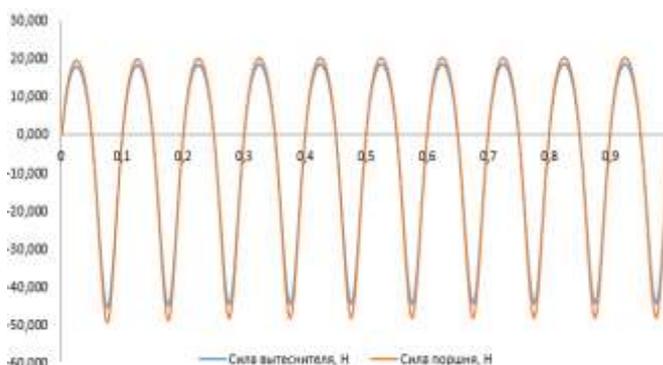


Рис. 17. Силы, действующие от рабочего тела на поршень и вытеснитель

Далее определим крутящие моменты, действующие на коленчатый вал от поршня и вытеснителя, а также суммарный крутящий момент по зависимостям (3) и (4) (см. рис. 18). Отрицательные значения крутящих моментов говорят о противоположном, к направлению вращения, направлении действия моментов. Определим средние значения суммарного крутящего момента и мощности за цикл (см. табл. 3).

Тогда определим критерий оптимизации для дальнейшего многофакторного исследования:

$$K = \frac{\Delta T}{|P|}, \tag{5}$$

где  $\Delta T$  — разность средних температур стенок поршня и вытеснителя за цикл,  $K$ ;  $P$  — средняя мощность за цикл,  $Вт$ .

Для параметров выполненного моделирования критерий оптимизации будет равен  $K = 1,217 \frac{K}{Вт}$ .

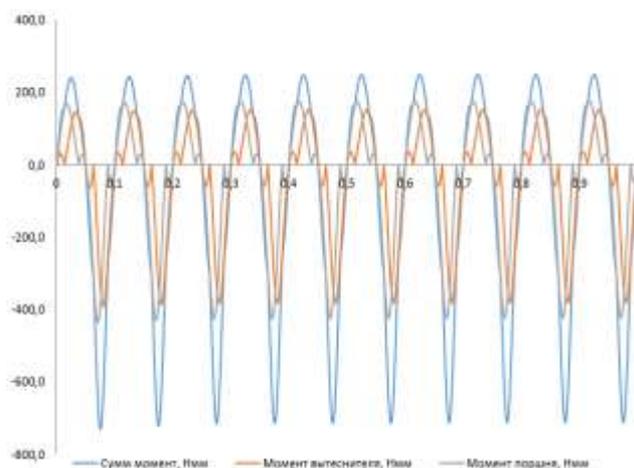


Рис. 18. Крутящие моменты, действующие на коленчатый вал

Таблица 3. Средний суммарный крутящий момент и мощность за цикл

Номер цикла	Средний момент за цикл, $Нм$	Мощность за цикл, $Вт$
1	-105,81	-6,65
2	-100,34	-6,30
3	-96,73	-6,08
4	-95,57	-6,00
5	-95,24	-5,98
6	-95,04	-5,97
7	-94,85	-5,96
8	-94,64	-5,95
9	-94,40	-5,93
10	-94,30	-5,92

**Заключение.** Следующим этапом исследования является полнофакторное численное исследование, которое позволит обосновать оптимальные параметры для максимизации критерия оптимизации. Определим факторы исследования и их диапазоны регулирования. Часть конструктивных факторов показана на рис. 1 и 4.

Определим дополнительные факторы, влияющие на рабочий процесс. Сведем все факторы в табл. 4 и определим диапазоны их варьирования.

В рамках выполнения полнофакторного исследования планируется смоделировать от 1 тыс. до 3 тыс. комбинаций факторов.

Таблица 4. Варьируемые факторы исследования и их уровни варьирования

Обозначение	Наименование	Уровни варьирования		
		-1	0	+1
X1	Вылет шатунной шейки коленчатого вала, $мм$	8	10	12
X2	Длина шатуна поршня, $мм$	70	80	90
X3	Длина шатуна вытеснителя, $мм$	70	80	90
X4	Угол между осями цилиндров, $^\circ$	80	90	100
X5	Смещение оси поршня, $мм$	-10	0	10
X6	Смещение оси вытеснителя, $мм$	-10	0	10
Y1	Диаметр поршня, $мм$	33	38	43
Y2	Диаметр вытеснителя, $мм$	33	38	43
Y3	Диаметр перепускных каналов, $мм$	3,4	3,9	6
Y4	Зазор между цилиндром и вытеснителем, $мм$	0,5	1	1,5

*Авторы выражают глубокую признательность коллегам по научной школе «Инновационные разработки в области лесозаготовительной промышленности и лесного хозяйства» за ценные сведения и замечания, высказанные при подготовке данной работы*

## Литература

1. Григорьев И.В., Давтян А.Б., Григорьева О.И. Выбор системы машин для создания и эксплуатации лесных плантаций // Управление земельными ресурсами, землеустройство, кадастр, геодезия и картография. Проблемы и перспективы развития: сб. материалов Всерос. науч.-практической конф. с междунар. участием, посвящ. 255-летию Землеустройству Якутии и Году науки и технологий (26 февр. 2021 г.). Якутск, 2021. С. 271-278.
2. Григорьева О.И., Давтян А.Б. Целевое лесовыращивание как основной путь повышения эффективности лесного комплекса России // Повышение эффективности лесного комплекса: материалы Седьмой Всерос. нац. науч.-практической конф. с междунар. участием (25 мая 2021 г.). Петрозаводск, 2021. С. 32-33.
3. Rego G.E., Voronov R.V., Grigoreva O.I. Algorithms for calculating schemes of transport routes in a felling area // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2. Ser. «II All-Russian Scientific-Technical Conference «Digital Technologies in Forest Sector», 2021. P. 012025.
4. Ковалев Р.Н., Еналеева-Бандура И.М., Баранов А.Н., Григорьева О.И., Григорьев И.В. Математическая модель определения эффективности доставки сил и средств пожаротушения с учетом уровня развития транспортной сети на территории лесного фонда // Системы. Методы. Технологии. 2021. № 4 (52). С. 57-62.
5. Ковалев Р.Н., Еналеева-Бандура И.М., Баранов А.Н., Григорьева О.И., Григорьев И.В. Математическая модель определения оптимального месторасположения лесных пожарно-химических станций с учётом уровня развития транспортных сетей на территории лесного фонда // Resources and Technology. 2021. V. 18. № 4. P. 77-92.
6. Чемшикова Ю.М., Давтян А.Б., Григорьева О.И. Транспортно-технологические системы для лесоразведения на базе гусеничных вездеходов // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Междунар. науч.-технической конф. (22 окт. 2020 г.). Тюмень, 2020. С. 400-403.
7. Григорьев И.В., Рудов С.Е., Каляшов В.А. Транспортно-технологические комплексы на базе лесных машин и самоходных лебедок для проведения рубок леса на склонах // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Междунар. науч.-технической конф. (15 апр. 2021 г.). Тюмень, 2021. С. 59-62.
8. Григорьев И.В., Рудов С.Е. Перспективы создания транспортных средств для лесозаготовительного производства в Арктической зоне // Лесозаготовка и комплексное использование древесины: сб. ст. Всерос. науч.-практической конф. (10 мая 2021 г.). Красноярск, 2021. С. 70-74.
9. Григорьев И.В., Мануковский А.Ю., Федорова Т.Н. Технические решения для уменьшения расхода топлива и износа колес грузового автотранспорта // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы междунар. науч.-практической конф. (9-10 июня 2020 г.). Воронеж, 2020. С. 109-114.
10. Рудов С.Е., Григорьев И.В., Григорьева О.И., Григорьев М.Ф., Григорьева А.И. Эффективность лесопользования в криолитозоне // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы междунар. науч.-практической конф. (9-10 июня 2020 г.). Воронеж, 2020. С. 460-463.
11. Григорьев И.В. Перевозка лесоматериалов по железной дороге // Потенциал науки и образования: современные исследования в области агрономии, землеустройства, лесного хозяйства (20 марта 2019 г.). Якутск, 2019. С. 5-9.
12. Добрецов Р.Ю., Григорьев И.В., Рудов С.Е., Тетеревлева Е.В., Чемшикова Ю.М. Увеличение подвижности гусеничных и колесных машин // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2019. № 11. С. 4-10.
13. Янголенко Е.Е., Любая С.И., Плужникова А.А., Гуцевич В.А. История развития двигателя стирлинга и перспективы его применения // Новые технологии в сельском хозяйстве и пищевой промышленности с использованием электрофизических факторов и озона: сб. науч. ст. (8-10 июня 2016 г.). Ставрополь, 2016. С. 100-103.
14. Григорьева О.И. Эффективность транспортно-технологических систем для лесного хозяйства // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Междунар. науч.-технической конф. (19 апр. 2018 г.). Тюмень, 2018. С. 79-83.
15. Онучин Е.М., Анисимов П.Н. Разработка схемно-конструктивных решений элементов двигателя внешнего сгорания с устройством для приготовления, подачи и сжигания древесного топлива // Труды Поволжского гос. технологического ун-та. Сер. технологическая. 2014. № 2. С. 190-196.
16. Ana Cristina Ferreira, João Silva, Senhorinha Teixeira, José Carlos Teixeira, Sílvia Azucena Nebra. Assessment of the Stirling engine performance comparing two renewable energy sources: Solar energy and biomass // Renewable Energy. 2020. V. 154. P. 581-597.
17. Akio Nishiyama, Hidetoshi Shimojima, Akira Ishikawa, Yoshinori Itaya, Shinji Kambara, Hiroshi Moritomi, Shigekatsu Mori. Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder // Fuel. 2007. V. 2007. P. 2333-2342.
18. Fernando Bruno Dovichi Filho, York Castillo Santiago, Electro Eduardo Silva Lora, José Carlos Escobar Palacio, Oscar Agustín Almazán del Olmo. Evaluation of the maturity level of biomass electricity generation technologies using the technology readiness level criteria // Journal of Cleaner Production. 2021. V. 295. P. 786-791.
19. Тамби А.А., Морковина С.С., Григорьев И.В., Григорьев В.И. Развитие циркулярной экономики в России: рынок биотоплива // Лесотехнический журнал. 2019. Т. 9. № 4 (36). С. 173-185.
20. Григорьев И.В., Зорин М.В., Григорьев Г.В., Рудов С.Е., Шведова В.В., Калита Г.А. Анализ способов укрепления временных транспортных путей для трелевки и вывозки древесины // Деревообрабатывающая пром-сть. 2021. № 2. С. 10-29.
21. Kozlov V.G., Skrypnikov A.V., Sushkov S.I., Kruchinin I.N., Grigorev I.V., Nikiforov A.A., Pilnik Y.N., Teplov A.V., Lavrov M., Timokhova O.M. Enhancing quality of road pavements through adhesion improvement // Journal of the Balkan Tribological Association. 2019. V. 25. № 3. P. 678-694.
22. Григорьев И.В., Григорьева О.И., Никифорова А.И., Глуховский В.М. Перспективные направления развития технологических процессов лесосечных работ // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая пром-сть. 2016. Т. 2. С. 109-116.
23. Ahmed F., Hulin H., Khan A.M. Numerical modeling and optimization of beta-type Stirling engine // Applied Thermal Engineering. 2018. P. 385-400.
24. Савченко В.А., Столяров С.П. Об интенсификации теплового потока в систему охлаждения от деталей цилиндропоршневой группы двигателя стирлинга вследствие шатл-эффекта // Труды С.-Петербург. гос. морского ун-та. 2014. № 1. С. 31-37.
25. Лукачев С.В., Довгялло А.И., Белозерцев В.Н. Термомеханические преобразователи с сильфонными рабочими полостями // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. 1998. № 1. С. 127-139.
26. Бояршинов М.Г., Скутин А.А. Разработка методики замены натуральных испытаний численным моделированием динамических характеристик двигателя // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2015. № 1. С. 5-22.
27. Бабкин А.В., Колпаков В.И., Охитин В.Н. Численные методы в задачах физика быстропотекающих процессов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 516 с.
28. Тестоедов Н.А., Косенко В.Е., Баргенов В.А. Устройство герметизации емкости с рабочим телом и способ его изготовления: пат. 2372258 Рос. Федерация, В 64 G 1 50, F 25 B 45 00; заявл. 23.06.08; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23 (II ч.). 3 с.
29. Высокотемпературная модель двигателя Стирлинга Альфа типа, полностью заводское изготовление. Двигатели Стирлинга. [Электронный ресурс]. URL:

<http://www.physicstoys.narod.ru/page/Magazin/Magazin11.html> (дата обращения: 06.05.2022).

30. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: пер. с англ. М.: Энергия, 1978. 152 с.

### References

- Grigor'ev I.V., Davtyan A.B., Grigor'eva O.I. Choice of machinery system for creation and operation of forest plantations // *Upravlenie zemelnymi resursami, zemleustrojstvo, kadastr, geodeziya i kartografiya. Problemy i perspektivy razvitiya: sb. materialov Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem, posvyashch. 255-letiyu Zemleustroystvu YAkutii i Godu nauki i tekhnologii* (26 fevr. 2021 g.). YAkutsk, 2021. P. 271-278.
- Grigor'eva O.I., Davtyan A.B. Targeted reforestation as the main way to improve the efficiency of the forest complex of Russia // *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: materialy Sed'moj Vseros. nac. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem* (25 maya 2021 g.). Petrozavodsk, 2021. P. 32-33.
- Rego G.E., Voronov R.V., Grigoreva O.I. Algorithms for calculating schemes of transport routes in a felling area // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2. Ser. «II All-Russian Scientific-Technical Conference «Digital Technologies in Forest Sector»*, 2021. P. 012025.
- Kovalev R.N., Enaleeva-Bandura I.M., Baranov A.N., Grigor'eva O.I., Grigor'ev I.V. Mathematical model for determining the efficiency of delivery of firefighting forces and means taking into account the level of transport network development in the forestry fund // *Systems. Methods. Technologies*. 2021. № 4 (52). P. 57-62.
- Kovalev R.N., Enaleeva-Bandura I.M., Baranov A.N., Grigor'eva O.I., Grigor'ev I.V. Mathematical model for determining the optimal location of forest fire and chemical stations, taking into account the level of transport networks in the forest fund // *Resources and Technology*. 2021. V. 18. № 4. P. 77-92.
- CHemshikova YU.M., Davtyan A.B., Grigor'eva O.I. Transport-technological systems for forestry based on tracked all-terrain vehicles // *Transportnye i transportno-tekhnologicheskie sistemy: materialy Mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoy konf.* (22 okt. 2020 g.). Tyumen', 2020. P. 400-403.
- Grigor'ev I.V., Rudov S.E., Kalyashov V.A. Transport-technological complexes based on forest machines and self-propelled winches for logging on slopes // *Transportnye i transportno-tekhnologicheskie sistemy: materialy Mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoy konf.* (15 apr. 2021 g.). Tyumen', 2021. P. 59-62.
- Grigor'ev I.V., Rudov S.E. Prospects for creating transport vehicles for logging in the Arctic zone // *Lesoeksplyuatsiya i kompleksnoe ispol'zovanie drevesiny: sb. st. Vseros. nauch.-prakticheskoy konf.* (10 maya 2021 g.). Krasnoyarsk, 2021. P. 70-74.
- Grigor'ev I.V., Manukovskij A.YU., Fedorova T.N. Technical Solutions to Reduce Fuel Consumption and Wear of Truck Wheels // *Energoeffektivnost' i energosberezhenie v sovremennom proizvodstve i obshchestve: materialy mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf.* (9-10 iyunya 2020 g.). Voronezh, 2020. P. 109-114.
- Rudov S.E., Grigor'ev I.V., Grigor'eva O.I., Grigor'ev M.F., Grigor'eva A.I. Efficiency of forest management in cryolithozone // *Energoeffektivnost' i energosberezhenie v sovremennom proizvodstve i obshchestve: materialy mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf.* (9-10 iyunya 2020 g.). Voronezh, 2020. P. 460-463.
- Grigor'ev I.V. Timber transportation by rail // *Potencial nauki i obrazovaniya: sovremennye issledovaniya v oblasti agronomii, zemleustrojstva, lesnogo hozyajstva* (20 marta 2019 g.). YAkutsk, 2019. P. 5-9.
- Dobrecov R.YU., Grigor'ev I.V., Rudov S.E., Teterleva E.V., CHemshikova YU.M. Increasing the mobility of tracked and wheeled machines // *Remont, Vosstanovlenie, Modernizatsiya (Repair, Reconditioning, Modernization)*. 2019. № 11. P. 4-10.
- YAngolenko E.E., Lyubaya S.I., Pluzhnikova A.A., Gucevich V.A. History of Stirling engine development and prospects for its application // *Novye tekhnologii v sel'skom hozyajstve i pishchevoj promyshlennosti s ispol'zovaniem elektrofizicheskikh faktorov i ozona: sb. nauch. st.* (8-10 iyunya 2016 g.). Stavropol', 2016. P. 100-103.
- Grigor'eva O.I. Efficiency of transport-technological systems for forestry // *Transportnye i transportno-tekhnologicheskie sistemy: materialy Mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoy konf.* (19 apr. 2018 g.). Tyumen', 2018. P. 79-83.
- Onuchin E.M., Anisimov P.N. Development of schematic and structural solutions of external combustion engine elements with a device for wood fuel preparation, feeding and combustion // *Trudy Povolzhskogo gos. tekhnologicheskogo un-ta. Ser. tekhnologicheskaya*. 2014. № 2. P. 190-196.
- Ana Cristina Ferreira, João Silva, Senhorinha Teixeira, José Carlos Teixeira, Silvia Azucena Nebra. Assessment of the Stirling engine performance comparing two renewable energy sources: Solar energy and biomass // *Renewable Energy*. 2020. V. 154. P. 581-597.
- Akio Nishiyama, Hidetoshi Shimojima, Akira Ishikawa, Yoshinori Itaya, Shinji Kambara, Hiroshi Moritomi, Shigekatsu Mori. Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder // *Fuel*. 2007. V. 2007. P. 2333-2342.
- Fernando Bruno Dovichi Filho, York Castillo Santiago, Electro Eduardo Silva Lora, José Carlos Escobar Palacio, Oscar Agustin Almazan del Olmo. Evaluation of the maturity level of biomass electricity generation technologies using the technology readiness level criteria // *Journal of Cleaner Production*. 2021. V. 295. P. 786-791.
- Tambi A.A., Morkovina S.S., Grigor'ev I.V., Grigor'ev V.I. Development of circular economy in Russia: biofuel market // *Forestry Engineering*. 2019. V. 9. № 4 (36). P. 173-185.
- Grigor'ev I.V., Zorin M.V., Grigor'ev G.V., Rudov S.E., SHvecova V.V., Kalita G.A. Analysis of methods of strengthening temporary transport ways for timber skidding and hauling // *Derevoobrabativaushaya promishlennost' (Woodworking industry)*. 2021. № 2. P. 10-29.
- Kozlov V.G., Skrypnikov A.V., Sushkov S.I., Kruchinin I.N., Grigorev I.V., Nikiforov A.A., Pilnik Y.N., Teppoev A.V., Lavrov M., Timokhova O.M. Enhancing quality of road pavements through adhesion improvement // *Journal of the Balkan Tribological Association*. 2019. V. 25. № 3. P. 678-694.
- Grigor'ev I.V., Grigor'eva O.I., Nikiforova A.I., Gluhovskij V.M. Prospective directions of development of technological processes of woodcutting works // *Trudy BGTU. Lesnaya i derevoobratyvyayushchaya prom-st'*. 2016. V. 2. P. 109-116.
- Ahmed F., Hulin H., Khan A.M. Numerical modeling and optimization of beta-type Stirling engine // *Applied Thermal Engineering*. 2018. P. 385-400.
- Savchenko V.A., Stolyarov S.P. On the intensification of heat flow into the cooling system from parts of the cylinder-piston group of a Stirling engine due to the shuttle effect // *Trudy S.-Peterb. gos. morskogo un-ta*. 2014. № 1. P. 31-37.
- Lukachev S.V., Dovgyallo A.I., Belozercev V.N. Thermal-mechanical converters with bellows working cavities // *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya*. 1998. № 1. P. 127-139.
- Boyarshinov M.G., Skutin A.A. Development of methods for replacing field tests by numerical simulation of engine dynamic characteristics // *Transport. Transport facilities. Ecology*. 2015. № 1. P. 5-22.
- Babkin A.V., Kolpakov V.I., Ohitin V.N. Numerical methods in the problems of physics of high-speed processes. M.: MG TU im. N.E. Bauman, 2000. 516 p.
- Testoedov N.A., Kosenko V.E., Bartenev V.A. Container sealing device with a working body and a method of its production: pat. 2372258 Ros. Federatsiya, B 64 G 1 50, F 25 B 45 00; zayavl. 23.06.08; opubl. 20.08.09, Byul. № 23 (II ch.). 3 p.
- High-temperature Stirling engine model of the Alpha type, fully factory-made. Stirling engines. Dvigateli Stirlinga. [Elektronnyj resurs]. URL: <http://www.physicstoys.narod.ru/page/Magazin/Magazin11.html> (data obrashcheniya: 06.05.2022).
- Uoker G. Stirling cycle machines: per. s angl. M.: Energiya, 1978. 152 p.