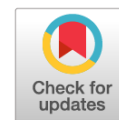


DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-607362>

Оригинальное исследование



# Математическая модель конденсационного процесса в цилиндре поршневого двигателя

А.В. Колунин<sup>1</sup>, Е.С. Лазарев<sup>2</sup>, В.Н. Каминский<sup>1</sup>, М.С. Корытов<sup>3</sup>, А.О. Рузимов<sup>4</sup><sup>1</sup> Московский политехнический университет, Москва, Российская Федерация;<sup>2</sup> Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС), Омск, Российская Федерация;<sup>3</sup> Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Российская Федерация;<sup>4</sup> Министерство обороны Российской Федерации

## АННОТАЦИЯ

**Обоснование.** В последние годы наблюдается тенденция подъёма активности к освоению заполярных территорий. Характерной особенностью Севера являются отрицательные температуры. Отрицательные температуры оказывают негативное воздействие на состояние поршневых двигателей наземного транспорта, мобильных, стационарных энергоустановок и средств малой механизации. Двигатель является наименее приспособленным агрегатом к применению в таких условиях. Существует цепочка негативных факторов, последовательно обеспечивающая связь между отрицательными температурами, в которых эксплуатируется техника, и состоянием механизмов и систем двигателей. Первичным звеном такой цепочки являются конденсационные процессы. Экспериментально доказано существование конденсационных процессов при работе двигателя на низкотемпературном режиме. Последний факт имеет место при прогреве в условиях отрицательных температур. Возникает вопрос: «Какое количество воды меняет агрегатное состояние в период прогрева?»

**Целью работы** — разработка математической модели, позволяющей получать объективную информацию о количестве воды, меняющей агрегатное состояние в период прогрева и создание возможности теоретического представления совокупности физических превращений.

**Материалы и методы.** Выполнение поставленных задач осуществлялось на основе классических теорий, описывающих рабочие процессы отопительных котлов. Высокая трудоёмкость и значительные финансовые затраты при организации таких экспериментов требуют поиска новых методов исследований. Математическая модель позволяет адекватно решать задачу по определению массового количества воды конденсирующейся в цилиндре поршневого двигателя за период прогрева расчётным методом.

**Результаты.** Разработана математическая модель, отличающаяся приспособленностью к поршневым двигателям и позволяющая итерационно, на основе разниц парциальных давлений и плотности потока массы водного конденсата определять массовое количество воды по смене агрегатного состояния за период прогрева.

**Заключение.** Вода оказывает негативное влияние на состояние поршневого двигателя. Математическая модель даёт теоретическое представление о внутреннем механизме агрегатных превращений и является хорошим инструментом познавательной деятельности. Информация о количестве воды конденсирующейся в цилиндре в период прогрева может дать начало новым исследованиям в области обводнения и ресурса моторных масел, образования активных кислот как в цилиндрах цилиндро-поршневой группы, так и в смазочной системе, коррозионного изнашивания поверхностей деталей.

**Ключевые слова:** конденсационные процессы; тройная аналогия подобию процессов теплоотдачи; реализация действительного цикла двигателя; плотность продуктов сгорания; коэффициент диффузии; плотность потока массы; массовая концентрация паров; парциальное давление.

## Как цитировать:

Колунин А.В., Лазарев Е.С., Каминский В.Н., Корытов М.С., Рузимов А.О. Математическая модель конденсационного процесса в цилиндре поршневого двигателя // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 5. С. 395–404. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-607362>

Рукопись получена: 08.10.2023

Рукопись одобрена: 25.10.2023

Опубликована онлайн: 09.11.2023

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-607362>

Original Study Article

# Mathematical model of the condensation process in a cylinder of a piston engine

Alexander V. Kolunin<sup>1</sup>, Evgeny S. Lazarev<sup>2</sup>, Valery N. Kaminsky<sup>1</sup>,  
Mikhail S. Korytov<sup>3</sup>, Andrey O. Ruzimov<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation;

<sup>2</sup> Omsk State Transport University, Omsk, Russian Federation;

<sup>3</sup> Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russian Federation;

<sup>4</sup> Ministry of Defense of the Russian Federation

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** In recent years, there has been a trend of increasing activity towards the development of polar territories. A characteristic feature of the North is negative ambient temperatures that have a negative impact on the condition of piston engines of ground transport, mobile and stationary power plants and labor saving tools. An engine is the least adapted unit for use in such conditions. There is a chain of negative factors that consistently links negative ambient temperatures, in which the equipment is operated, and the condition of the mechanisms and engine systems. The primary link of this chain is condensation processes. The existence of condensation processes during low-temperature operation of the engine has been experimentally proved. The latter takes place when warming up in conditions of negative ambient temperatures. The question «How much water changes the state during the warm-up period?» arises.

**AIMS:** Development of a mathematical model that makes possible to obtain unbiased information about the activity of condensation processes and to estimate the amount of water that changes the state during the warm-up period.

**METHODS:** Solving the given tasks is based on classical theories describing operational processes of boilers. The high labor intensity and significant financial costs in organizing such experiments require the search for new research methods. Mathematical models help to solve the task of defining the mass amount of water condensing in a cylinder of a piston engine computationally.

**RESULTS:** The mathematical model that is characterized by its adaptation to piston engines and is capable of determining the mass amount of water changing the state during the warm-up period iteratively, using the differences in partial pressures and the density of the mass flow of water condensate, has been developed.

**CONCLUSIONS:** The existence of water has a negative impact on conditions of a piston engine. The information about the amount of water condensing in a cylinder during the warm-up period stimulates to continue studies in the field of motor oils watering, active acids formation and corrosive wear of surfaces of details.

**Keywords:** condensation processes; triple analogy of similarity of heat exchange processes; substantiation of real engine cycle; density of combustion products; diffusion coefficient; density of mass flow; mass concentration of steam; partial pressure.

## To cite this article:

Kolunin AV, Lazarev ES, Kaminsky VN, Korytov MS, Ruzimov AO. Mathematical model of the condensation process in a cylinder of a piston engine. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023;90(5):395–404. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-607362>

Received: 08.10.2023

Accepted: 25.10.2023

Published online: 09.11.2023

## ВВЕДЕНИЕ

На рубеже XX–XXI веков правительства ряда государств обратили свой взор на заполярные территории нашей планеты. Интерес обосновывается комплексом аргументов. Несметные, не тронутые до настоящего времени запасы полезных ископаемых. Большое геополитическое значение, заключающееся в объединении воедино окраины материков Евразии и Северной Америки, Северный Ледовитый океан с островами, а также прилегающие части Атлантического и Тихого океанов. Кроме того, Северный морской путь — кратчайшая коммуникация между Европейской частью России и Дальним Востоком; Северо-Западный проход — морской путь между Атлантическим и Тихим океанами и воздушный мост между Северной Америкой и Юго-Восточной Азией. Развитие и освоение Арктики может осуществляться на основе применения передовых технологий и средств наземного транспорта приспособленных к суровым условиям заполярных территорий. Именно наземные средства принимают на себя большую часть задач по обеспечению перевозок и выполнению работ технологического характера. Особенностью этих мест являются отрицательные температуры, сокращающие жизненный цикл техники.

Анализ работ и статистических данных выявил один из наименее приспособленных агрегатов к таким условиям, коим является поршневой двигатель. Низкая приспособленность объясняется работой в широких температурных и нагрузочных диапазонах, с химически активными соединениями. При низкотемпературных режимах повышается хрупкость конструктивных и вязкость эксплуатационных материалов, ухудшаются условия трения сопряжённых поверхностей деталей, снижается полнота сгорания топлива, повышая активность образования химически активных соединений. Снижается надёжность работы, сокращается жизненный цикл.

Одной из причин, оказывающих негативное влияние на состояние двигателя, является наличие процессов конденсации водяных паров на поверхностях деталей и масла [1].

Вода образуется по причине окисления водорода топлива атомами кислорода. По разным источникам выхлопные газы поршневого двигателя содержат водяные пары порядка 8–12% по объёму. Водяные пары, содержащиеся в рабочем теле двигателя, в выхлопных газах, в картерных газах, в условиях оптимального температурного режима без особого вреда выводятся через выпускные и вентиляционные системы. При этом следует учитывать то, что выходу двигателя на такой режим может предшествовать низкотемпературное состояние. Изначально, при окислении углеводородов топлива в камере сгорания выделяется большое количество тепла, что приводит к разогреву продуктов сгорания до 1500–2000 °С и подъёму давления в цилиндре

до 6–10 МПа. Такие параметры обеспечивают высокое давление насыщения, и газообразное состояние воды в смеси газов. Однако, холодные детали и масло снижают давление насыщения вблизи своих поверхностей. При контакте с поверхностью стенки цилиндра, имеющей температуру ниже температуры насыщения при текущем парциальном давлении водяных паров, возникает конденсация. Активность конденсационного процесса, характеризуемого потоком массы, не является стабильной. Значительные перепады температур и давлений определяют высокие дестабилизационные условия. При прогреве двигателя температура стенки цилиндра возрастает и с момента достижения точки росы конденсация прекращается.

Актуальность работы заключается в негативном влиянии воды на состояние двигателя. Вода неизбежно поступает в картерное пространство через сопряжение деталей цилиндропоршневой группы, растворяется в моторном масле, нарушая коллоидную стабильность, инициирует усиление межмолекулярных взаимодействий продуктов низкой агрегатной устойчивости [2]. Незначительное обводнение моторного масла может привести к деактивации пакета присадок, введённого в базовое масло при его производстве. При многократном пуске двигателя в условиях отрицательных температур такое воздействие имеет накопительный характер.

Не следует сбрасывать со счетов влияние воды на конструкционные материалы. Являясь коррозионно-активным соединением, она инициирует процессы коррозионного изнашивания поверхностей деталей. В значительной степени такому изнашиванию подвержены детали цилиндро-поршневой группы.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Эти процессы могут иметь место в механизмах и системах двигателя. Необходимо систематизировать области конденсационных процессов. К первичным областям следует отнести пространства, в которых происходит непосредственно образование воды по причине окисления атомов водорода топлива. А именно, камера сгорания и внутренняя поверхность гильзы цилиндра. Ко вторичным – внутренние поверхности деталей и сборочных единиц обеспечивающих отвод газов. И наконец, поверхности в объёме картерного пространства представляют третью область таких процессов [3]. Определение расчётного массообразования воды представляет непростою задачу, требующую системного подхода с учётом множества факторов влияющих на активность процессов. В соответствии с представленной системой областей, необходимо разработать математическую модель, описывающую конденсационные процессы в цилиндре двигателя. Математическая модель, перспективно обеспечивающая решение задачи по определению количества воды, конденсирующейся в цилиндре за период

прогрева. Создание самой модели обуславливается такими факторами как: значительные перепады температур и давлений, турбулизация газов, изменение направлений и скоростей движения поршня, активность теплообменных процессов.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

При разработке математической модели приняты допущения, не оказывающие существенного влияния на погрешность расчётов.

Допущение 1. Толщина металлической стенки цилиндра и теплоотдача от охлаждающей жидкости не оказывают термического сопротивления. Масляная плёнка и водный конденсат имеют ничтожно малую толщину слоёв. Для упрощения алгоритма математической модели можно пренебречь термическим сопротивлением охлаждающей жидкости, стенки цилиндра, масляной плёнки и водного конденсата. Температуры стенки цилиндра и камеры сгорания принять равными температуре охлаждающей жидкости.

Допущение 2. При движении газа вблизи стенки цилиндра за счёт действия сил вязкости образуется слой замедленного движения вещества [4]. Этот же слой оказывает сопротивление свободному перемещению молекул газов, в том числе и водяных паров. В силу высокой турбулизации, вызванной движением поршня, концентрацию водяных паров на границе пограничного слоя считать равной концентрации во всём объёме цилиндра.

Допущение 3. Парциальное давление на стенке цилиндра приравнивается к давлению насыщения при температуре насыщения водяных паров, равной температуре охлаждающей жидкости.

Допущение 4. Возвратно-поступательное движение поршня обеспечивает высокую турбулизацию газов в цилиндре, интенсивное перемешивание и высокую равномерность концентрации компонентов в газовой смеси. Поэтому концентрацию водяных паров считать равномерно распределёнными в объёме цилиндра, кроме пристеночного слоя.

Допущение 5. Поскольку продолжительность полного рабочего цикла ничтожно мала относительно времени прогрева охлаждающей жидкости и количество передаваемого от рабочего тела тепла к стенке цилиндра за один цикл не будет производить значительного нагрева охлаждающей жидкости и масла, то температуру стенки цилиндра в рамках одного цикла считать постоянной.

Допущение 6. Влагосодержание топлива и воздуха не принимать в расчёт по причине низких абсолютных значений.

В качестве исходных данных принимаются следующие показатели:

1. Индикаторные характеристики двигателя;
2. Элементный состав топлива;
3. Ход поршня,  $S$ , м;
4. Диаметр цилиндра,  $d$ , м;
5. Радиус кривошипа,  $R$ , м;
6. Площадь камеры сгорания,  $m^2$ ;
7. Угол поворота коленчатого вала,  $\varphi$ , °п.к.в.;
8. Коэффициент избытка воздуха,  $\alpha$ ;
9. Уравнение регрессии, описывающее изменение температуры охлаждающей жидкости;
10. Частота вращения коленчатого вала,  $n$ , об/мин.

Массовое количество конденсата, образующегося на внутренней поверхности гильзы цилиндра, зависит от активности конденсационных процессов и продолжительности периода определяемого динамикой приращенной температуры.

Каждый рабочий цикл характеризуется образованием определённого количества водного конденсата. Зная количество прошедших за расчётное время циклов при конкретной температуре охлаждающей жидкости и закон изменения температуры охлаждающей жидкости, интегрированием по времени можно получить общую массу конденсата:

$$m = \int_0^{\tau_{\text{прогр}}} J_{\text{цикл}}(t_{\text{ож}}) \cdot d\tau, \quad (1)$$

где  $J_{\text{цикл}}$  — поток массы за цикл, кг/цикл;  $\tau_{\text{прогр}}$  — время нагрева охлаждающей жидкости до рабочего уровня, с.

Поток массы компонента смеси [5]:

$$J = \frac{dm_i}{d\tau} = \int_F j \cdot dF, \quad (2)$$

где  $J$  — поток массы, кг/с;  $m_i$  — масса диффундирующего компонента смеси, кг;  $\tau$  — время, с;  $j$  — плотность потока массы, кг/(с·м<sup>2</sup>);  $F$  — площадь конденсации, м<sup>2</sup>.

Масса конденсата, выпадающего на стенках цилиндра, будет суммироваться по продолжительности каждого такта по углу поворота коленчатого вала. За нулевое значение угла принимается положение ВМТ перед тактом впуск. Разделив весь цикл на 4 отдельных такта, преобразуем выражение (1) к виду:

$$J = \int_0^{720} j \cdot F \cdot d\varphi + \int_0^{180} j \cdot F \cdot d\varphi + \int_{180}^{360} j \cdot F \cdot d\varphi + \int_{360}^{540} j \cdot F \cdot d\varphi + \int_{540}^{720} k \cdot F \cdot d\varphi. \quad (3)$$

Каждое из четырёх слагаемых в правой части уравнения (3) соответствует отдельному такту.

Так как влагосодержание воздуха при отрицательных температурах ничтожно мало, то первые два слагаемых уравнения (3) можно отбросить как несущественные. Тогда среднее за цикл значение потока массы определится следующим выражением:

$$J_{\text{цикл}} = \frac{\int_0^{720} j \cdot F \cdot d\varphi}{720 - 0} = \frac{\int_{360}^{540} j \cdot F \cdot d\varphi}{180} + \frac{\int_{540}^{720} j \cdot F \cdot d\varphi}{180}, \quad (4)$$

где  $J_{\text{цикл}}$  — поток массы за цикл, кг/цикл.

Для решения задачи расчёта массы выпадающего конденсата на стенке цилиндра рассмотрим кольцевой участок стенки с высотой определённой перемещением поршня  $S$ . Площадь этого участка определится из произведения трёх сомножителей:

$$F = \pi \cdot d \cdot S, \quad (5)$$

где  $F$  — площадь элементарного цилиндрического участка,  $\text{м}^2$ ;  $d$  — диаметр цилиндра,  $\text{м}$ ;  $S$  — перемещение поршня,  $\text{м}$ .

Движение поршня вдоль оси цилиндра подчиняется косинусоидальному закону, таким образом, можно выразить высоту рассматриваемого участка следующей зависимостью [6]:

$$S = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (6)$$

где  $R$  — радиус кривошипа,  $\text{м}$ ;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна,  $\lambda = R / L_{\text{ш}}$ ;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала в градусах, °п.к.в.

Тогда площадь внутренних поверхностей цилиндра, на которых осуществляется процесс конденсации, определяется суммой рабочей поверхности и поверхности камеры сгорания:

$$F = \pi \cdot d \cdot S + F_{\text{кс}}, \quad (7)$$

где  $F_{\text{кс}}$  — площадь поверхностей камеры сгорания,  $\text{м}^2$ .

Плотность потока массы может быть определена с помощью выражения [5]:

$$j = \rho \cdot \beta \cdot (m_{\text{п0}} - m_{\text{п.гр}}), \quad (8)$$

где  $\rho$  — плотность смеси газов,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\beta$  — коэффициент массоотдачи,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $m_{\text{п0}}$  — массовая доля концентрации пара в основном объёме цилиндра;  $m_{\text{п.гр}}$  — массовая доля концентрации пара на поверхности конденсации.

Плотность газов будет меняться в зависимости от температуры, давления в цилиндре и состава.

Зависимость давления и температуры в цилиндре от угла поворота коленчатого вала выражена в индикаторной диаграмме конкретной модели двигателя.

Плотность продуктов сгорания ( $\rho_{\text{пс}}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ) согласно источника [7] и уравнения состояния идеального газа представляется следующей зависимостью:

$$\rho_{\text{пс}} = \frac{1,257 \cdot V_{N_2}^0 + 1,977 \cdot V_{RO_2} + 0,804 \cdot V_{H_2O} + 1,293 \cdot V_{\text{возд}}}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{\text{возд}}} \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{p}{101325}, \quad (9)$$

где  $V_{N_2}^0$  — теоретический объём азота в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}_{\text{топл}}$ ;  $V_{RO_2}$  — объём трёхатомных газов в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}_{\text{топл}}$ ;  $V_{H_2O}$  — объём водяных паров в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}_{\text{топл}}$ ;  $V_{\text{возд}}$  — количество избыточного воздуха для сгорания 1 кг топлива,  $\text{м}^3/\text{кг}_{\text{топл}}$ ;  $T$  — температура,  $\text{К}$ ;  $p$  — давление,  $\text{Па}$ .

Значения объёмов компонентов могут быть определены согласно формул [7]:

- теоретический объём азота в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0, \quad (10)$$

здесь  $V^0$  — теоретический объём сухого воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , необходимого для полного сгорания топлива (при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$ ) описывается как:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C + 0,375 \cdot S) + 0,265 \cdot H - 0,0333 \cdot O, \quad (11)$$

где  $C$  — содержание углерода в топливе, %;  $S$  — содержание серы в топливе, %;  $H$  — содержание водорода в топливе, %;  $O$  — содержание кислорода в топливе, %;

- избыточный объём воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{\text{возд}} = (\alpha - 1) \cdot V^0; \quad (12)$$

- теоретический объём трёхатомных газов в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C + 0,375 \cdot S}{100}; \quad (13)$$

- теоретический объём водяных паров в продуктах сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot H + 0,0124 \cdot W + 0,0161 \cdot \alpha \cdot V^0 \cdot (d_{вл} - 10), \quad (14)$$

где  $W$  — содержание воды в топливе, %;  $d_{вл}$  — влагосодержание воздуха, г/кг сухих газов.

В качестве примера, значения объёмов продуктов сгорания дизельного топлива для коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,7$  сведены в таблицу 1.

**Таблица 1.** Значения объёмов продуктов сгорания на 1 кг топлива

**Table 1.** Values of combustion products volume per 1 kg of fuel

, м <sup>3</sup> /кг <sub>топл</sub>	$V_{RO_2}$ , м <sup>3</sup> /кг <sub>топл</sub>	$V_{H_2O}$ , м <sup>3</sup> /кг <sub>топл</sub>	$V_{возд}$ , м <sup>3</sup> /кг <sub>топл</sub>
8,67	1,61	1,40	7,68

Масса отдельного компонента смеси может быть определена следующей зависимостью:

$$m_i = g_i \cdot m_{пс} = g_i \cdot \rho_{пс} \cdot \sum V_i, \quad (15)$$

где  $V_i$  — объём компонента смеси, м<sup>3</sup>;  $g_i$  — массовая доля компонента смеси:

$$g_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\sum (r_i \cdot \mu_i)}, \quad (16)$$

где  $\mu_i$  — молярная масса компонента смеси, кг/моль;  $r_i$  — объёмная доля компонента смеси газов:

$$r_i = \frac{p_i}{p_{пс}} = \frac{V_i}{\sum V_i}, \quad (17)$$

где  $p_{пс}$  — давление парогазовой смеси, Па:

$$p_{пс} = \sum p_i. \quad (18)$$

По данным таблицы 1 произведён расчёт масс компонентов и сведён в таблицу 2.

**Таблица 2.** Значения масс продуктов сгорания на 1 кг топлива

**Table 2.** Values of combustion products mass per 1 kg of fuel

$m_{N_2}^0$ , кг/кг <sub>топл</sub>	$m_{RO_2}$ , кг/кг <sub>топл</sub>	$m_{H_2O}$ , кг/кг <sub>топл</sub>	$m_{возд}$ , кг/кг <sub>топл</sub>
10,87	3,17	1,13	9,97

Для определения коэффициента массоотдачи применены критериальные уравнения, полученные на основе тройной аналогии подобия процессов теплоотдачи, массоотдачи [5]:

$$\beta = \frac{Nu_D \cdot D}{d}, \quad (19)$$

где  $Nu_D$  — диффузионный критерий Нуссельта;  $d$  — характеристический размер (в рассматриваемой задаче диаметр цилиндра), м;  $D$  — коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с.

Коэффициент диффузии ( $D$ ) [8]:

$$D = D_0 \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1+u} \cdot \frac{p_0}{p}, \quad (20)$$

где  $D_0$  — коэффициент диффузии при нормальных условиях, м<sup>2</sup>/с;  $T$  — температура, К;  $T_0 = 273$  К;  $p$  — давление, Па;  $p_0 = 101325$  Па.

Ввиду схожести свойств воздуха и продуктов сгорания принято:  $D_0 = 0,0216$  м<sup>2</sup>/с и  $u = 0,8$  [4]. Тогда:

$$Nu_D = Nu_{D0} \cdot A \cdot r_{г}^k \cdot \pi_D^l, \quad (21)$$

где  $Nu_D$  — диффузионный критерий Нуссельта;  $Nu_{D0}$  — диффузионный критерий Нуссельта, полученный на основании тройной аналогии;  $r_{г}$  — объёмная доля сухих газов;  $\pi_D$  — показатель характеризующий разность парциальных давлений.

Для случая течения газа в трубе, что наиболее близко к случаю течения продуктов сгорания в цилиндре поршневого двигателя диффузионный критерий Нуссельта, полученный на основании тройной аналогии, определится выражением [5]:

$$Nu_{D0} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_D^{0,43} \cdot r_{п}, \quad (22)$$

где  $Re$  — критерий Рейнольдса;  $Pr_D$  — диффузионный критерий Прандтля;  $r_{п}$  — объёмная доля водяных паров.

При этом критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu_{пс}}, \quad (23)$$

где  $V$  — скорость движения среды, м/с;  $\nu_{пс}$  — вязкость смеси, м<sup>2</sup>/с.

Скорость движения среды может быть приравнена к скорости движения поршня [5]:

$$V = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega \cdot R \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \quad (24)$$

где:  $n$  — частота вращения коленчатого вала, об/мин;  $\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = 2 \cdot \pi \cdot n. \quad (25)$$

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,7$  состав продуктов сгорания близок к среднему [7]. Вязкость продуктов сгорания аппроксимируются выражением:

$$\nu_{\text{пс}} = 4,795 \cdot 10^{-11} \cdot t_{\text{пс}}^2 + 8,371 \cdot 10^{-8} \cdot t_{\text{пс}} - 1,824 \cdot 10^{-5}, \quad (26)$$

где  $t_{\text{пс}}$  — температура продуктов сгорания, °С.  
Диффузионный критерий Прандтля:

$$Pr_D = \frac{\nu_{\text{пс}}}{D}, \quad (27)$$

$$r_r = \frac{p_r}{p_{\text{пс}}}, \quad (28)$$

где  $p_r$  — парциальное давление сухих газов, Па.

$$\pi_D = \frac{p_{\text{п0}} - p_{\text{п.гр}}}{p_{\text{пс}}}, \quad (29)$$

где  $p_{\text{п0}}$  — парциальное давление пара вдали от стенки, Па;  $p_{\text{п.гр}}$  — парциальное давление пара на границе раздела фаз, Па.

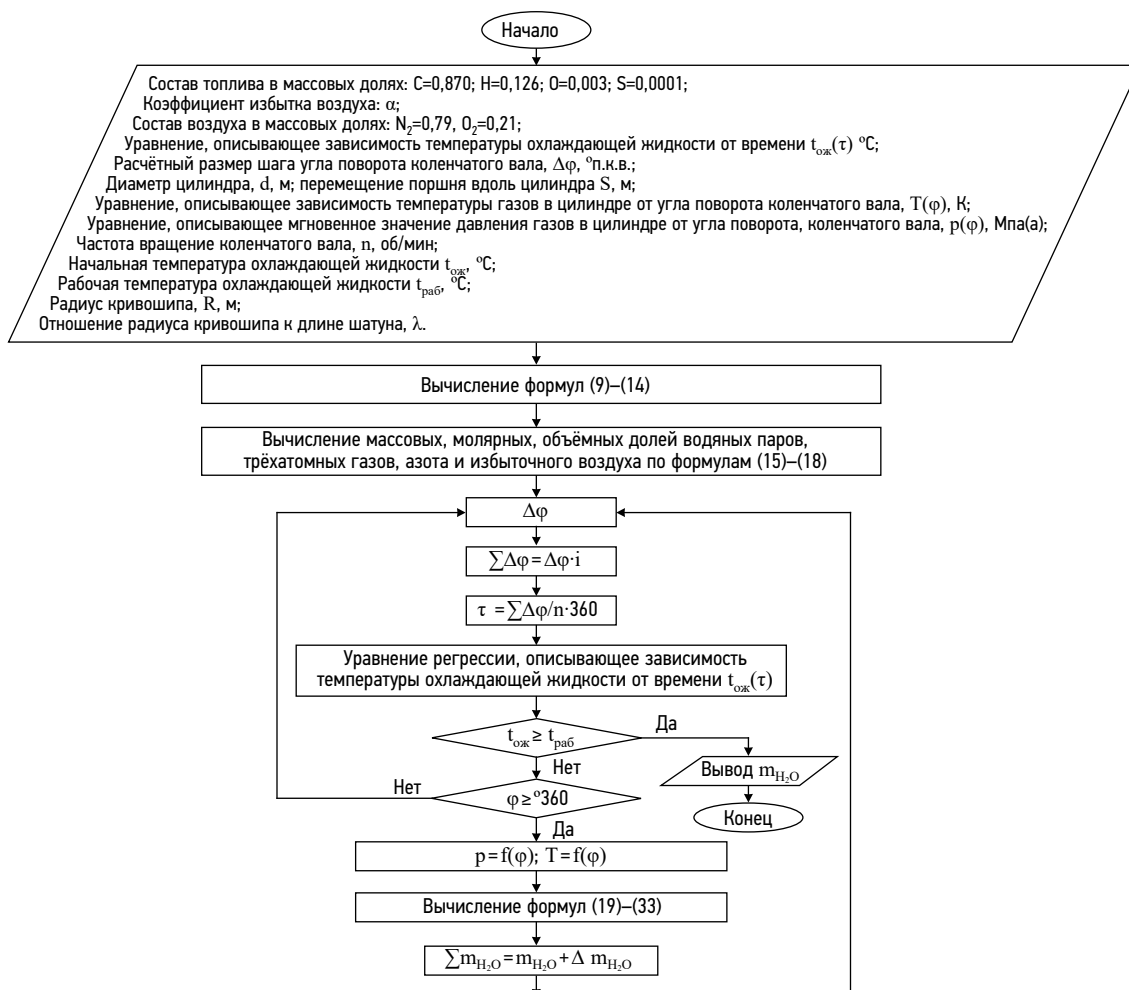
$$r_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п0}}}{p_{\text{пс}}}. \quad (30)$$

Учитывая закон Амага и Авогадро, можно получить:

$$p_r = \frac{V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{\text{возд}}}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{\text{возд}}} \cdot p_{\text{пс}}, \quad (31)$$

$$p_{\text{п0}} = \frac{V_{H_2O}}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{\text{возд}}} \cdot p_{\text{пс}}. \quad (32)$$

Согласно принятому допущению № 3, парциальное давление на стенке цилиндра приравняется к давлению насыщения при температуре насыщения водяных паров, равной температуре охлаждающей жидкости.



**Рис. 1.** Схема алгоритма математической модели конденсационных процессов в цилиндре поршневого двигателя.  
**Fig. 1.** A diagram of the algorithm of the mathematical model of condensation processes in a cylinder of a piston engine.

Уравнение давления насыщения для диапазона температур от  $-60$  до  $0^\circ\text{C}$  представляется экспоненциальной формой [9]:

$$p_{\text{н.гр}} = e^{\frac{18,74t_{\text{ж}} - 115,72}{233,77 + 0,881t_{\text{ож}}}}, \text{ кПа} \quad (33)$$

где  $t_{\text{ож}}$  — температура охлаждающей жидкости,  $^\circ\text{C}$ .

Для продуктов сгорания дизельного топлива  $\varepsilon_{\text{г}}/\pi_{\text{D}} > 1$ , где  $\varepsilon_{\text{г}}$  — отношение парциального давления сухих газов к общему давлению смеси, тогда согласно [5] коэффициенты в уравнении (21):  $A = 0,71$ ;  $k = -0,9$ ;  $l = -0,1$ .

Описанные зависимости, в определённой последовательности, сведённые в схему, изображённую на рис. 1, в совокупности представляют собой алгоритм математической модели.

## ДИСКУССИЯ

Относительная массовая концентрация паров вдали от поверхности конденсации является величиной переменной, т.к. масса газа в цилиндре ограничена и отсутствует подпитка новым веществом. В результате в каждый следующий момент времени парциальное давление водяных паров уменьшается в зависимости от уже конденсированной массы воды.

Существенными факторами являются перепады давлений и температур. От температуры и давления зависит коэффициент диффузии. Также давление в цилиндре в свою очередь оказывает влияние на парциальное давление водяных паров. Т.е. парциальное давление водяных паров меняется не только вследствие конденсации, а в большей степени за счёт процессов сгорания и расширения газов.

Также количество уравнений в настоящей модели велико и одна только запись результирующего уравнения является весьма громоздкой.

С применением математической модели построена графическая зависимость массы воды по смене агрегатного состояния, в зависимости от начальной температуры прогреваемого двигателя. Такая зависимость представлена на рис. 2.

В силу перечисленных выше факторов практическая реализация модели выполняется с помощью численного интегрирования с шагом угла  $\Delta\varphi$  методом трапеций с последовательным расчётом концентраций и парциальных давлений.

Реализация математической модели применительно к двигателю КамАЗ-740.30 рабочим объёмом 10,9 литра, при температуре минус  $32^\circ\text{C}$ , позволило определить расчётное количество воды по смене агрегатного состояния. Оно составило 2,9 грамм. В рамках одного пуска (прогрева) такое обводнение можно считать незначительным и в том числе незначительным снижением ресурса двигателя, но при продолжительной эксплуатации негативные

последствия многократных периодических обводнений приобретают накопительный характер и выливаются в безвозвратные потери надёжности, ресурса, жизненного цикла.

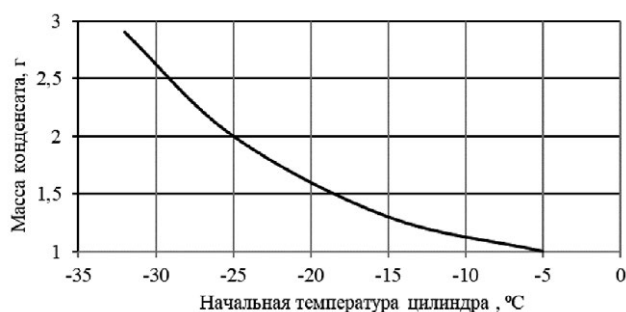
Активность, наличие / отсутствие конденсационных процессов зависит от комплекса факторов. Перепады температур и давлений определяют значительные дестабилизационные условия. При предметном и глубоком рассмотрении таких процессов возникает ряд безответных на настоящее время вопросов. Резонно было бы задаться вопросом о том, что происходит в дальнейшем с водой жидкого состояния в условиях камеры сгорания? Неизвестно, какая часть воды направляется в систему выпуска отработанных газов, а какая — в картерное пространство через сопряжения деталей цилиндра-поршневой группы.

Значительные дестабилизационные условия могут привести к частично- или полнообратному процессу смены состояний. Возможны многократные смены состояний одной группы молекул в зависимости от режимов и мгновенных положений кривошипно-шатунного механизма, а также места положения этой группы в объёме цилиндра, в рамках рабочего цикла. В настоящее время существуют работы, описывающие конденсационные процессы в поршневых двигателях [2, 4]. Известна математическая модель конденсационного процесса в картерном пространстве поршневого двигателя, прогреваемого при отрицательных температурах холодного климата [7].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Математическая модель конденсационного процесса в цилиндре разработана впервые, представляет новые научные знания, позволяет решать задачи по определению массы воды, конденсирующейся на внутренней поверхности цилиндра за период прогрева.

Математическая модель применима при проектировании двигателей специфично ориентированных



**Рис. 2.** Зависимость массы воды по смене агрегатного состояния, от начальной температуры, за период прогрева двигателя.

**Fig. 2.** Dependence of the mass of water on the change of the aggregate state, from the initial temperature, during the engine warm-up period of the engine.



на условия отрицательных температур. Техника северного исполнения должна быть приспособлена к применению в таких условиях. Решение проблемы видится в применении средств тепловой подготовки, исключая такие явления. По результатам расчётов можно судить об активности процессов, инициированных отрицательными температурами, определять потребность в средствах тепловой подготовки двигателей, определять потребную мощность этих средств, определять приемлемые теплоносители и энергоносители для их функционирования.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад авторов.** А.В. Колунин — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; Е.С. Лазарев — экспертная оценка, утверждение финальной версии; В.Н. Каминский — редактирование текста рукописи, создание изображений; М.С. Корытов — редактирование текста рукописи; А.О. Рузимов — создание изображений. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kolunin A.V., Gel'ver S.A., Bur'yan I.A. Influence of the Arctic climate on watering of engine oils in operating conditions of road transport // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019. Vol. 1260. P. 062012. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062012
2. Korneev S.V., Dudkin V.M., Kolunin A.V. Water contamination and colloidal stability of motor oils // *Chem Technol Fuels Oils.* 2006. Vol. 42. P. 273–275. doi: 10.1007/s10553-006-0071-6
3. Kolunin A.V., Kaminsky V.N., Kostyukov A.V., et al. Mathematical model of the condensation process in the crankcase space of a piston engine warmed up under negative temperatures of a cold climate // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2021. Vol. 1260. P. 112011. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112011

## REFERENCES

1. Kolunin AV, Gelver SA, Buryan IA. The influence of the Arctic climate on the watering of motor oils in the operating conditions of motor transport. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019;1260:062012. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062012
2. Kolunin AV, Dudkin VM, Korneev SV. Water pollution and colloidal stability of motor oils. *Chem Technol Fuels Oils.* 2006;42:273–275. doi: 10.1007/s10553-006-0071-6
3. Kolunin A.V., Kaminsky V.N., Kostyukov A.V., et al. Mathematical model of the condensation process in the crankcase space of a piston engine heated at negative temperatures of a cold climate. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2021;1260:112011. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112011

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contribution.** A.V. Kolunin — search for publications, writing the text of the manuscript; E.S. Lazarev — expert opinion, approval of the final version; V.N. Kaminsky — editing the text of the manuscript, creating images; M.S. Korytov — editing the text of the manuscript; A.O. Ruzimov — creating images. Authors confirm the compliance of their authorship with the ICMJE international criteria. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

**Competing interests.** The authors declare that they have no competing interests.

**Funding source.** This study was not supported by any external sources of funding.

4. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.
5. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980.
7. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). 3-е изд. СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.
8. Григорьев В.А., Зорин В.М. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1988.
9. АВОК Справочное пособие. М.: ООО ИП АВОК-ПРЕСС, 2014.

4. Schlichting G. *Boundary layer theory.* Moscow: Nauka; 1974. (In Russ).
5. Isachenko VP. *Heat exchange during condensation.* Moscow: Energiya; 1977. (In Russ).
6. Kolchin AI, Demidov VP. *Calculation of automobile and tractor engines.* Moscow: Vysshaya shkola; 1980. (In Russ).
7. *Thermal calculation of boilers (normative method)* 3rd ed. Saint Petersburg: NPO CCTI; 1998. (In Russ).
8. Grigoriev VA., Zorin VM. *Theoretical foundations of heat engineering. Thermal engineering experiment. Guide.* 2nd ed. Moscow: Energoatomizdat; 1988. (In Russ).
9. *AVOK Reference manual.* Moscow: LLC IIP AVOK-PRESS; 2014. (In Russ).

## ОБ АВТОРАХ

**\* Колунин Александр Витальевич,**

доцент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;

адрес: Российская Федерация, 107023, Москва,

ул. Большая Семёновская, д. 38

ORCID: 0000-0001-7151-8489;

eLibrary SPIN: 7483-9619;

e-mail: kolunin2003@mail.ru

**Лазарев Евгений Сергеевич,**

старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика»;

ORCID: 0000-0002-0226-3678;

eLibrary SPIN: 7069-0551;

e-mail: lncoe@yandex.ru

**Каминский Валерий Наумович,**

д-р техн. наук,

профессор кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;

ORCID: 0000-0002-5430-4304;

eLibrary SPIN: 8509-5210;

e-mail: kamr@mail.ru

**Корытов Михаил Сергеевич,**

доцент, д-р техн. наук,

профессор кафедры «Автомобильный транспорт»;

ORCID: 0000-0002-5104-7568;

eLibrary SPIN: 2921-4760;

e-mail: kms142@mail.ru

**Рузимов Андрей Ойбекович,**

сотрудник Министерства Обороны Российской Федерации;

ORCID: 0000-0002-2960-767X;

e-mail: ruzim2009@mail.ru

\* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

## AUTHORS' INFO

**\* Alexander V. Kolunin,**

Associate Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;

address: 38 Bolshaya Semenovskaya street , 107023 Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0000-0001-7151-8489;

eLibrary SPIN: 7483-9619;

e-mail: kolunin2003@mail.ru

**Evgeny S. Lazarev,**

Senior Lecturer of the Heat Power and Thermal

Engineering Department;

ORCID: 0000-0002-0226-3678;

eLibrary SPIN: 7069-0551;

e-mail: lncoe@yandex.ru

**Valery N. Kaminsky,**

Dr. Sci. (Tech.),

Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;

ORCID: 0000-0002-5430-4304;

eLibrary SPIN: 8509-5210;

e-mail: kamr@mail.ru

**Mikhail S. Korytov,**

Associate Professor, Dr. Sci. (Tech.),

Professor of the Road Transportation Department;

ORCID: 0000-0002-5104-7568;

eLibrary SPIN: 2921-4760;

e-mail: kms142@mail.ru

**Andrey O. Ruzimov,**

Employee of the Ministry of Defense of the Russian Federation;

ORCID: 0000-0002-2960-767X;

e-mail: ruzim2009@mail.ru