

На правах рукописи



Стрельникова Софья Сергеевна

**СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ
УЛУЧШЕНИЕМ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ
ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ**

Специальность 2.4.7 Турбомашины и поршневые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Путинцев Сергей Викторович**,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Комбинированные двигатели
и альтернативные энергоустановки» ФГБОУ
ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Хмелев Роман Николаевич**,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Транспортно-технологические машины и
процессы» ФГБОУ ВО «Тульский
государственный университет»

Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон,
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Энергетическое машиностроение» ФГАОУ
ВО «Российский университет дружбы народов
им. Патриса Лумумбы»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Вятский государственный
агротехнологический университет»

Защита диссертации состоится «18» июня 2024 г. в 14.00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.331.17 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр.1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.17.

Автореферат разослан «___» _____ 2024 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
к.т.н.

Харитонов С.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Известно, что потери на трение в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) вносят наибольший вклад в общие механические потери быстроходных поршневых двигателей. Как показывает анализ современных экспериментальных работ, причина количественного превалирования механических потерь в этом узле над другими механизмами и подвижными сопряжениями двигателей внутреннего сгорания (ДВС) заключается не только в высоком уровне динамических и тепловых нагрузок на детали ЦПГ, но и в присутствии механизмов с реверсивно движущимися деталями несовершенстве их маслоснабжения. С учетом известного факта осевого вращения поршневых колец и проворачивания «плавающих» поршневых пальцев, среди деталей ЦПГ в чистом виде реверсивное движение совершает только поршень в цилиндре. Регистрируемые в эксплуатации быстроходных четырехтактных ДВС следы натирания и задиры юбок поршней и цилиндров, а также появления сухих поверхностей трения цилиндров являются следствием не только перегрева этих деталей, но и дефицита (в ряде случаев, даже отсутствия) смазочного материала на их трущихся поверхностях. В последнее время участились случаи системного задира поршней форсированных автомобильных двигателей ряда известных производителей по причине конструктивных нарушений в системе смазки. Указанные факты свидетельствуют о необходимости более глубокого изучения (и улучшения на этой основе) процесса маслоснабжения деталей ЦПГ. Все вышеприведенное в полной мере относится к объекту исследования – универсальному быстроходному четырехтактному дизелю с воздушным охлаждением размерности 1Ч 8,5/8,0, принятому в данном исследовании в качестве прототипа. Этот дизель, серийно выпускаемый ПО «АК Туламашзавод», выгодно выделяясь среди аналогов по целому ряду технических характеристик, имеет, тем не менее, не в полной мере использованные резервы повышения энергоэффективности и надежности, в том числе, за счет улучшения маслоснабжения деталей ЦПГ, если включать в это понятие рациональную в количественном и качественном отношении подачу моторного масла к трущимся деталям этой группы.

Цель исследования состоит в научном обосновании и разработке улучшенной схемы маслоснабжения деталей ЦПГ, обеспечивающей значимое снижение потерь на трение быстроходного дизеля.

Для достижения поставленной цели в работе ставятся к решению следующие задачи:

1. Обзор состояния проблемы маслоснабжения деталей ЦПГ.
2. Разработка модели процесса маслоснабжения ЦПГ и аналитическое нахождение угловой координаты точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника.
3. Создание программы расчета для моделирования процесса маслоснабжения ЦПГ за счет выброса масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника.

4. Расчетное моделирование процесса струйного маслоснабжения ЦПГ, осуществляемого разбрызгиванием масла из зазоров и отверстий шатуна, для оценки целесообразности и направления модернизации этой детали с целью улучшения условий смазывания ЦПГ.

5. Количественное определение относительного вклада отдельных источников в общее маслоснабжение ЦПГ и комплексная (на макетной установке и полноразмерном дизеле) проверка эффективности предложенной модернизации серийного шатуна по признаку снижения потерь на трение в дизеле-прототипе.

Положения научной новизны:

1. Математическая модель процесса маслоснабжения ЦПГ и уточненный метод аналитического определения координаты точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника, основанный на последовательном применении динамического и гидродинамического этапов расчета.

2. Метод и результаты экспериментальной оценки вклада основных составляющих общего маслоснабжения ЦПГ дизеля-прототипа, а также степени неравномерности распределения масла по окружности и высоте внутренней поверхности цилиндра.

Положения, выносимые на защиту:

1. Расчетные модели формирования и движения струи масла от точки выброса до поверхности омывания.

2. Результаты расчетного и экспериментального исследований струйного разбрызгивания масла из зазора вращающегося шатунного подшипника и специального отверстия в шатуне, давшие ряд новых сведений о характере распределения масла по основным зонам смазывания деталей ЦПГ и указавшие направление улучшающей модернизации серийного шатуна.

3. Предложенная модернизация серийного шатуна, обеспечившая по результатам комплексной проверки снижение на 14% и 12% соответственно неравномерности распределения масла по окружности цилиндра и снижение потерь на трение дизеля-прототипа.

Практическая ценность результатов исследования состоит в:

1. Программе расчета (рабочее название CSJet), позволяющей выполнять моделирование процесса маслоснабжения ЦПГ, осуществляемого за счет выброса масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника, и оценивать влияние на этот процесс основных параметров режима работы, конструкции кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и реологических свойств моторного масла.

2. Рабочих чертежах и выполненном в металле модернизированном шатуне, применение которого сопровождалось значимым снижением механических потерь на трение по сравнению с серийным вариантом этой детали.

Разработанные в результате данного исследования расчетное средство и технические рекомендации по рациональной организации процесса маслоснабжения ЦПГ используются соответственно в МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО «ППП Дизельавтоматика».

Методами исследования являются: составление и аналитическое решение уравнений механики твердого тела; расчетное и натурное моделирование процессов маслоснабжения ЦПГ; твердотельное моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей; сравнительные макетные и стендовые моторные испытания серийного и модернизированного объектов.

Личный вклад соискателя. Представленные результаты были получены соискателем самостоятельно либо при его непосредственном участии. Автором выполнено расчетное моделирование процесса струйной маслоподдачи, выбор рациональной схемы маслоснабжения для модернизированного варианта шатуна дизеля-прототипа 1Ч 8,5/8,0, а также разработана и написана методика проведения экспериментов по определению вклада различных источников в общее маслоснабжение ЦПГ и сравнительной оценке механических потерь при использовании серийного и модернизированного шатунов на макетной установке и полноразмерном дизеле.

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов работы обусловлены применением: 1) аналитического решения уравнений механики твердого тела; 2) положений классической теории гидродинамической смазки; 3) расчетных средств, основанных на моделях, прошедших верификацию и валидацию по результатам экспериментов; 4) типового, метрологически аттестованного оборудования с учетом погрешностей измерений контрольных показателей при обработке результатов.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на: СНК «Студенческая научная весна» (Москва, 2018-2022), МНК «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» (Москва, 2019); МНПК «Наука – Технология – Ресурсосбережение» (Киров, 2019, 2021); МНТК «Пром-Инжиниринг» (Москва, 2020, 2022), заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки" МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2023).

Публикации. Всего по теме диссертации опубликовано 17 печатных работ, включая 6 в изданиях по списку ВАК РФ (по шифру специальности 2.4.7) и 3 в базе Scopus. Общий объем опубликованных работ – 3,3 п.л.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, четырех глав, списка литературы и приложения. Общий объем работы 169 страниц, включая 153 страницы основного текста, содержащего 21 таблицу и 64 рисунка. Список литературы включает 144 наименования на 14 страницах. Приложение на 2 страницах содержит акты о внедрении результатов работы в учебный процесс и производство.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано краткое описание основных структурных элементов диссертации, отраженных выше в разделе «Общая характеристика работы» автореферата.

В первой главе обсуждены режимы трения в основных подвижных соприкосновениях ДВС, показана доминирующая роль потерь на трение в ЦПГ в

балансе механических потерь быстроходных дизелей, вскрыты недостаточные полнота и завершенность научных представлений о процессе маслоснабжения сопряжения «цилиндр-поршень» как фактора, оказывающего существенное влияние на энергоэффективность и надежность работы поршневого ДВС.

Весомый вклад в разработку научных основ минимизации трения смазываемых деталей машин вообще и деталей ЦПГ поршневых ДВС, в частности, внесли С.А. Аникин, А.С. Ахматов, И.Я. Буяновский, Б.Я. Гинцбург, Р.М. Петриченко, С.В. Путинцев, Ю.В. Рождественский, Г.М. Рык, А.Ю. Шабанов, S.G. Ahling, F.P. Bowden, A. Cameron, S. Furuhashi, H. Ricardo, D. Tabor, C.M. Taylor, T. Tian и др.

Из результатов работ этих исследователей, а также анализа мировых современных направлений конструирования быстроходных ДВС следует, что одним из перспективных, но при этом наименее изученных способов снижения потерь на трение является обеспечение эффективного смазывания трущихся деталей ЦПГ. Показано, что в соответствии с известным принципом Пригожина-Стенгерс, который применительно к минимизации энергетических потерь в трибосистеме может быть трактован как согласование внутренних свойств этой системы с характером внешнего на нее воздействия, под эффективным смазыванием следует понимать соответствие количества подаваемого в пару трения смазочного материала уровню ее динамического нагружения. Обеспечение выполнения этого соответствия было положено в основу поиска способов эффективного смазывания деталей ЦПГ.

Обзор состояния исследуемой проблемы показал, что высокий уровень трения в ЦПГ быстроходных дизелей и сопутствующие этому процессу риски снижения надежности и энергоэкономичности их работы во многих случаях объясняются появлением дефицита моторного масла на так называемой «нагруженной» действием максимальной по значению боковой силы поршня стороне сопряжения «юбка поршня - цилиндр» в плоскости качания шатуна. Решение аспектов проблемы снижения потерь на трение, вызванных как количественной недостаточностью, так и неравномерностью распределения смазочного материала по обладающим различной динамической нагруженностью трущимся поверхностям деталей ЦПГ быстроходных четырехтактных ДВС, составило основу целеполагания и формулировку задач диссертации.

Во второй главе, исходя из экспериментально полученных в данной работе фактов: 1) формирования струи масла в зоне максимального зазора сопряжения «шатунная шейка-вкладыши» и 2) доминирования выброса струй масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника в общем балансе источников маслоснабжения деталей ЦПГ, ставится и решается задача расчетного определения угловой координаты точки выброса единичной струи масла из указанного выше зазора. Знание этой координаты являлось неременным входным условием для разработки компьютерной программы, позволяющей моделировать процесс струйного маслоснабжения ЦПГ. С учетом сложности задачи ее решение разбивали на два последовательных этапа: 1) динамический и 2) гидродинамический.

$$\begin{cases} ma^x = \sum F^x; \\ ma^y = \sum F^y; \\ J\mathcal{E} = \sum M, \end{cases} \quad (1)$$

The diagram illustrates a mechanical system. At the top, a slider block moves vertically along a guide. It is subjected to a downward distributed load P_f , a horizontal force N acting to the left, a vertical force G_1 acting downwards, and a force F acting at an angle. The block is connected to a rotating wheel at point B by a link AC . The link AC makes an angle β with the vertical. The wheel has a radius ω and is in contact with a horizontal surface at point K . The wheel's center is B . A force Q acts at point M on the wheel, and a force W acts at point K . The wheel's angular position is γ relative to the vertical, and its angular velocity is $\dot{\gamma}$. The contact point K has a horizontal velocity \dot{X} . The angle between the horizontal and the line BK is $\varphi = \gamma - \psi$. The angle between the horizontal and the line OB is α . The angle between the link AC and the vertical is β . The angle between the link AC and the line BC is ψ . The angle between the horizontal and the line BC is γ . The angle between the horizontal and the line BK is $\varphi = \gamma - \psi$. The angle between the horizontal and the line OB is α .

α – угол поворота коленчатого вала;
 β – угол качания шатуна; ω – угловая
 скорость вращения коленчатого вала;
 $AC=l$ – расстояние от оси поршневой
 головки шатуна до его центра масс C ;
 B – ось шатунной шейки; $AB=L$ – длина
 шатуна; K – точка приложения силы Q ,
 действующей на шатунную шейку со
 стороны шатуна; O – ось коленчатого
 вала; $OB=R$ – радиус кривошипа
 коленчатого вала;
 W – гидродинамическая реакция
 масляного слоя; γ и φ – угловые
 координаты точки выброса масла из
 зазора шатунного подшипника без и с
 учетом гидродинамического давления
 масла соответственно

5

$$\begin{cases} N - F^x = 0; \\ m_1 \ddot{y}_A = -P_r - m_1 g - F^y; \\ m_2 \ddot{x}_C = F^x + Q^x; \\ m_2 \ddot{y}_C = F^y - m_2 g + Q^y; \\ J \ddot{\beta} = -l(\cos \beta \cdot F^x + \sin \beta \cdot F^y) + (L - l) \cos \beta \cdot Q^x + (R - \lambda l) \sin \alpha \cdot Q^y. \end{cases} \quad (2)$$

Система (2) является замкнутой, т.к. состоит из пяти алгебраических уравнений, содержащих пять неизвестных: N , F^x , F^y , Q^x и Q^y . Решая систему (2), после очевидных преобразований получили выражения проекций силы Q^x и Q^y :

$$Q^x = (J \ddot{\beta} + l m_2 (\cos \beta \cdot \ddot{x}_C + \sin \beta \cdot (\ddot{y}_C + g)) - R \sin \alpha \cdot Q^y) / L \cos \beta;$$

$$Q^y = -m_1 (\ddot{y}_A + g) + m_2 (\ddot{y}_C + g) - P_r,$$

знание которых позволяло аналитически найти искомое выражение угловой координаты γ точки выброса M единичной струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника:

$$\gamma = \arctg \frac{Q^y}{Q^x}. \quad (3)$$

Достоверность разработанной расчетной модели и результатов расчета значений угловой координаты согласно (3) была подтверждена сопоставлением диаграмм износа шатунной шейки под действием значений силы Q , полученных по результатам данной работы и согласно положениям классической динамики ДВС, которое показало практически полное качественное совпадение результатов, а также повышение на 7% точности вычисления силы Q , определяющей положение искомой точки выброса струи масла M в данной работе по сравнению с приближенным методом динамики ДВС.

На втором этапе решения был выполнен учет изменения угловой координаты γ , обусловленный возникновением в слое масла при вращении шатунной шейки несущего гидродинамического давления. Для выполнения этого учета было необходимо определить значение так называемого угла нагрузки ψ , заключенного между векторами силы Q и гидродинамической реакции масляного слоя W . Искомая на втором этапе решения задачи, т.е. окончательно требуемая, действительная угловая координата точки выброса единичной струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника ϕ определялась разностью ранее найденного угла γ и требующего определения угла нагрузки ψ : $\phi = \gamma - \psi$ (Рисунок 1).

Расчетное определение угла нагрузки ψ было выполнено на основе использования готовых выражений для тангенса этого угла, представленных в известных положениях гидродинамики радиальных подшипников отдельно для решения Рейнольдса (модель бесконечно длинного подшипника) и решения Мичелла (модель бесконечно короткого подшипника) - выражения (4) и (5) соответственно:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}} (\sin \beta - (\pi + \beta) \cos \beta)}{\varepsilon (1 + \cos \beta)^2}; \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\pi (1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}}{4 \varepsilon}, \quad (5)$$

где ε – относительный эксцентриситет радиального подшипника; β – зависящий от ε безразмерный параметр в модели бесконечно длинного подшипника, принимающий значения от 0,887 до 1,352.

Численные значения величин ε и β выбирали из представленных в известных работах по гидродинамике радиальных подшипников справочных табличных массивов, исходя из определенных в результате решения задачи на первом (динамическом) этапе значений внешней нагрузки Q , а также решения на втором (гидродинамическом) этапе уравнений равновесия шатунной шейки на слое масла в зазоре шатунного подшипника согласно первой и/или второй из упомянутых выше моделей Рейнольдса и Мичелла – выражения (6) и (7) соответственно:

$$Q = \frac{6\mu\nu r^2 L}{c^2} \cdot W^*; \quad (6)$$

$$Q = \frac{\mu\nu L^3}{c^2} \cdot W^*, \quad (7)$$

где μ – динамическая вязкость моторного масла; ν – линейная скорость вращения шатунной шейки; b – осевая длина шатунной шейки; c – диаметральный зазор сопряжения «шатунная шейка-вкладыши кривошипной головки шатуна»; W^* – относительная функция гидродинамической реакции слоя масла в зазоре шатунного подшипника, определяемая известными зависимостями для моделей бесконечно длинного и короткого подшипников.

Сопоставление сходственных по углу поворота коленчатого вала (ПКВ), полученных расчетом массивов значений угла γ (без учета гидродинамики) и угла φ (с учетом гидродинамики), показало важность и необходимость принятия во внимание наличия и реологических свойств смазочного материала при решении задачи нахождения угловой координаты выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника: максимальная разница значений углов γ и φ при прочих равных условиях составила 61° (49%) по окружности шатунной шейки, снижаясь по мере уменьшения вязкости масла.

Третья глава содержит описание расчетной программы CSJet и анализ результатов математического моделирования струйного маслоснабжения ЦПГ дизеля-прототипа с серийным и модернизированным шатунами. Решение задачи базировали на расчетной схеме, позволяющей определять вектор скорости струи масла v_0 , выбрасываемой из зазора вращающегося шатунного подшипника, с использованием представленных ниже выражений для компонентов (векторов) скорости v_p и v_c , обусловленных соответственно давлением масла и вращением шатунной шейки:

$$\vec{v}_o = \vec{v}_p + \vec{v}_c; \vec{v}_p = \sqrt{\frac{2}{\rho} p}; \vec{v}_c = \frac{\overrightarrow{M_{i-1}M_i}}{\Delta t},$$

где p – давление масла, создаваемое масляным насосом; ρ – плотность масла; $M_{i-1}M_i$ – кратчайшее расстояние между предыдущим и текущим положением точки M на i -м шаге вычисления по углу α ПКВ; Δt – время перемещения точки M из положения M_{i-1} в положение M_i .

Струя моторного масла, выбрасываемая из точки максимального зазора вращающегося шатунного подшипника M , была представлена набором математических точек, совершающих сложное движение в плоскости, касательной к торцевой поверхности кривошипной головки шатуна и параллельной плоскости его качания (Рисунок 2, *а*). Принято допущение, что истечение струи масла осуществляется через условное маслоподающее отверстие диаметром d в шатунной шейке (Рисунок 2, *б*), значение которого соответствует максимальному зазору площадью S в сопряжении «шатунная шейка – кривошипная головка шатуна», а координата совпадает с текущим расположением точки M максимального зазора:

$$S = \pi \frac{D_{\text{кг}}^2 - D_{\text{шш}}^2}{4}; \quad d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}},$$

где $D_{\text{кг}}$ – диаметр внутренней поверхности кривошипной головки шатуна; $D_{\text{шш}}$ – диаметр наружной поверхности шатунной шейки коленчатого вала.

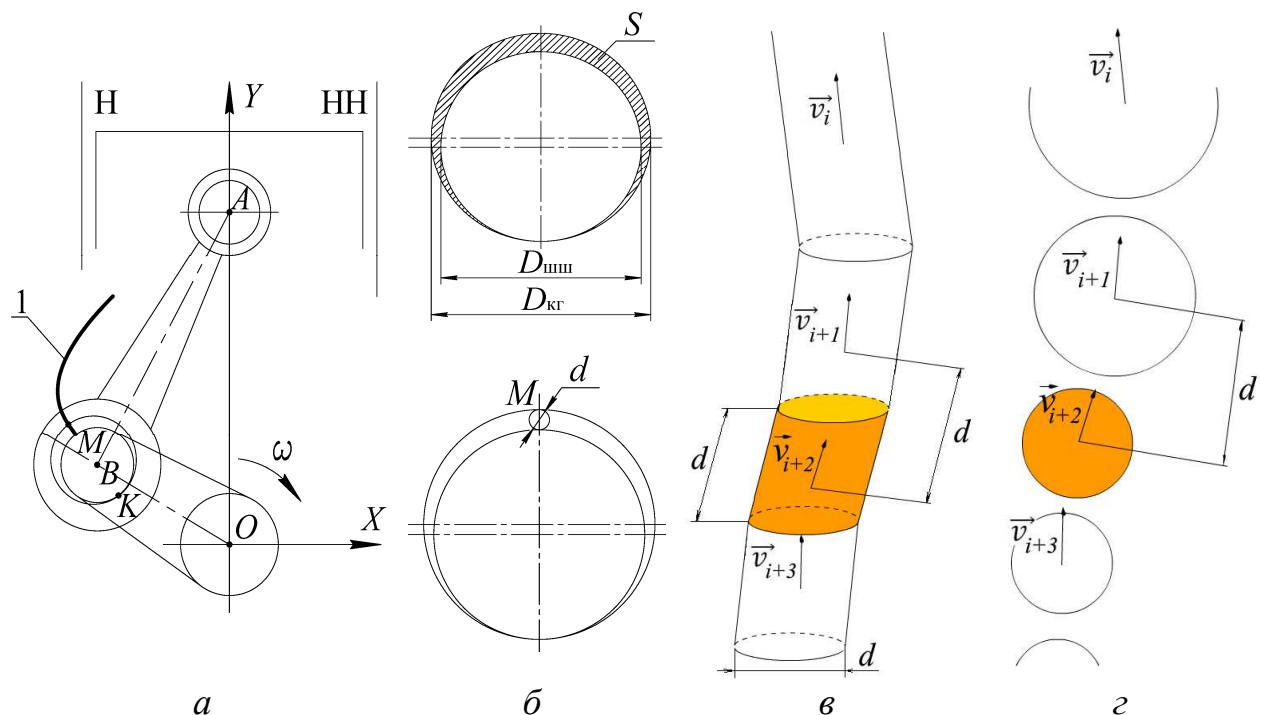


Рисунок 2. Визуализации выброса струи масла:

а – прогнозируемая траектория выброса струи масла 1; *б* – определение диаметра маслоподающего отверстия d ; *в*, *г* – модель математических точек, использованная для оценки количественных и визуальных характеристик выброса струи масла

На Рисунке 2 и далее обозначения Н и НН указывают на принадлежность соответственно к нагруженной и ненагруженной действием максимальной боковой силы поршня сторонам стенки цилиндра.

В рамках этой модели струя масла разбивается на порции согласно временному шагу расчета. Каждая математическая точка в наборе представляла собой элементарную порцию струи, соизмеримую по размерам с диаметром маслоподающего отверстия d (Рисунок 2, в). Объем элементарной порции масла V_e , формируемой за отрезок времени Δt , определялся как:

$$V_e = S \cdot v_o \cdot \Delta t.$$

Для наглядности и дополнительной информативности было принято решение изображать порции масла в виде кругов различного диаметра, напрямую зависящего от объема порции. (Рисунок 2, г).

Проверка применимости принятых при моделировании представлений о характере сплошности струи по критериям Рейнольдса, Вебера и Онезорге показала правомерность первых, а также корректность учета сопротивления воздуха при расчете траектории струи.

Задача моделирования состояла в определении количества (объема) моторного масла, попавшего в восемь характерных зон трения, износа и охлаждения ЦПГ. Расчеты выполняли при использовании входных данных, соответствующих конструкции, режиму работы дизеля и свойствам рекомендованного производителем этого дизеля моторного масла.

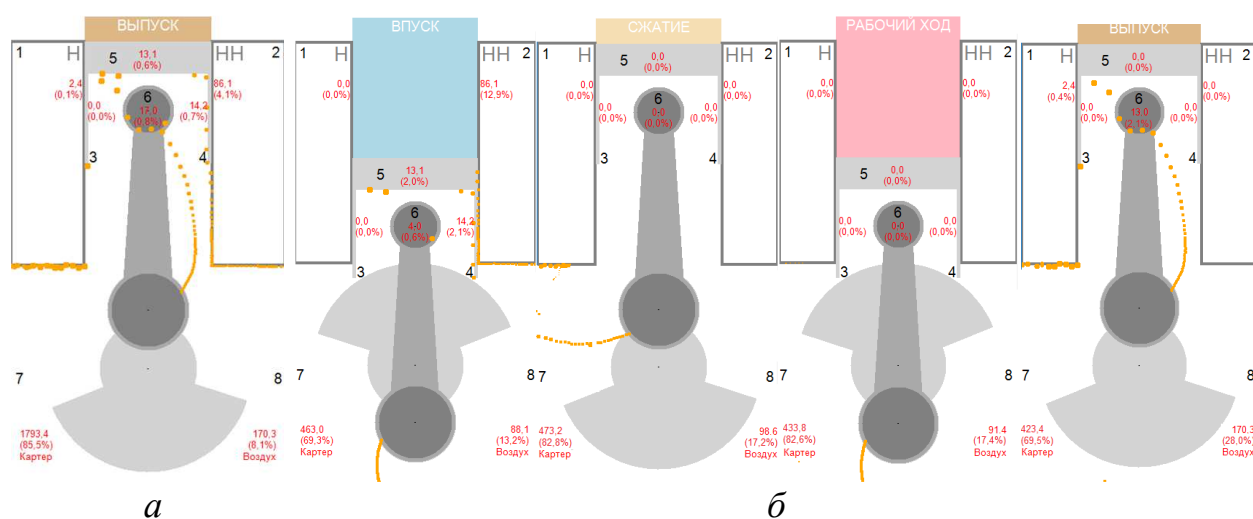


Рисунок 3. Визуализация с помощью программы CSJet процесса подачи масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника в характерные зоны 1...8 ЦПГ за период (а) и по тактам (б) рабочего цикла на номинальном режиме работы дизеля-прототипа в серийном исполнении ЦПГ

Как можно видеть из Рисунка 3, подавляющая часть (85,5%) общего объема масла, выброшенного за время рабочего цикла из зазоров вращающегося шатунного подшипника, попадает на внутреннюю поверхность стенок картера двигателя и, таким образом, напрямую в маслоснабжении трущихся деталей ЦПГ не участвует. Косвенное участие этого объема, а также объема масла, не

успешного достичь поверхностей деталей ЦПГ и КШМ (8,1%), может проявляться в формировании масляного тумана внутри картера.

Результаты моделирования подтвердили существование аномалии, состоящей в неравномерности распределения масла по противоположным сторонам стенки цилиндра в плоскости качания шатуна дизеля-прототипа: так, из общего объема масла, выброшенного из зазоров вращающегося шатунного подшипника за время рабочего цикла, только 4,1% попадает на ненагруженную сторону и лишь 0,1% (практически в 40 раз меньше) – получает особенно нуждающаяся в смазке нагруженная сторона трущейся поверхности цилиндра.

Если включить в анализ среднее значения боковой силы \bar{N} на текущем такте, можно получить количественную оценку распределения нагрузки юбки поршня по тактам рабочего цикла и сопоставить её с объемом смазочного материала, поданного за этот же такт в зоны трения (Рисунок 4). Видно, что маслоснабжение зон трения осуществляется на тактах «Выпуск» и «Впуск», когда точка выброса струи располагается в верхней полуокружности шатунной шейки, что не соответствует тактам максимального нагружения («Сжатие» и «Рабочий ход»). Все отмеченные выше наблюдения указывают на необходимость модернизации схемы смазки ЦПГ дизеля – объекта исследования.

В ходе расчетов было установлено, что воздействие на естественные источники маслоснабжения дизеля-прототипа является малоэффективным, поэтому требуется применение специальных технических решений для гарантированной, адресной и рациональной по количеству подачи моторного масла на нагруженную сторону трущейся поверхности цилиндра.

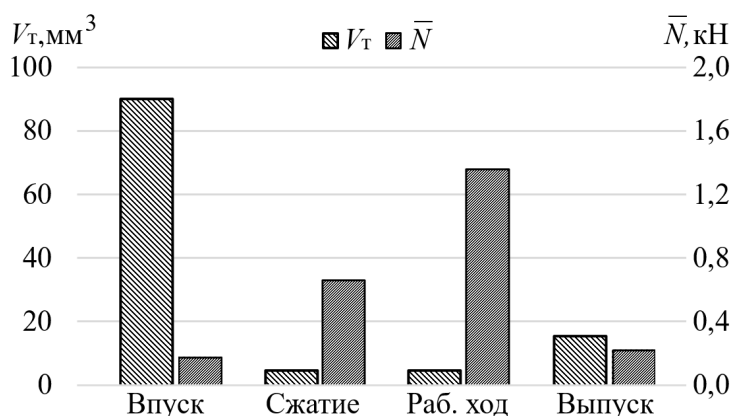


Рисунок 4. Сопоставление объема смазочного материала, поданного на трущиеся детали ЦПГ V_T , и среднего значения боковой силы \bar{N} за один такт рабочего цикла

Выбор конструкционного исполнения, решающего указанную выше задачу, был осуществлен с использованием обновленной в данной работе версии программы CRJet, предназначенной для исследования процесса струйного маслоснабжения ЦПГ из специальных отверстий в шатуне. Рациональные решения, предусматривающие минимальные изменения серийной конструкции шатунной группы, получили путем направленного перебора вариантов размещения масляных каналов в стержне шатуна (Рисунок 5).

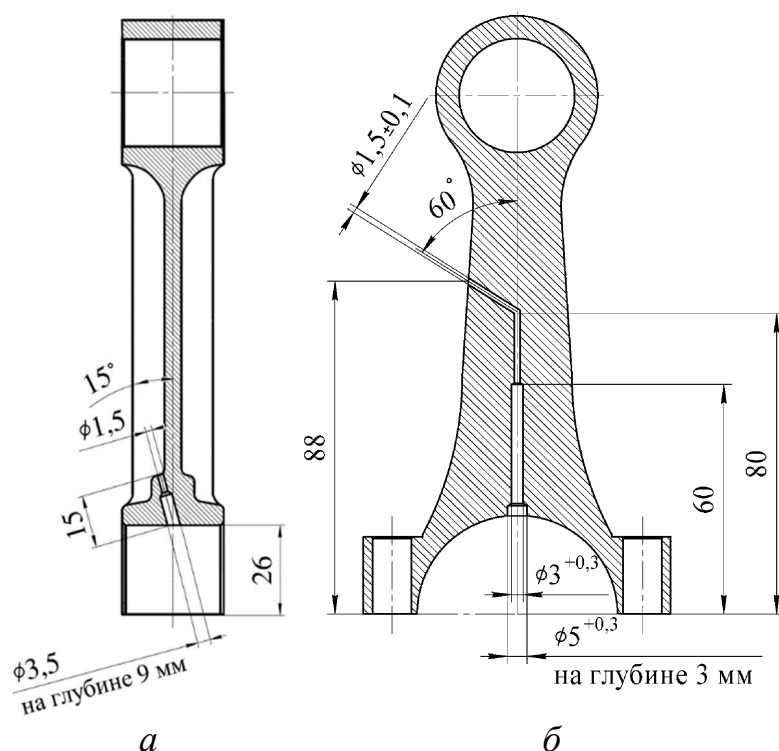


Рисунок 5. Сравнение схем маслоснабжения ЦПГ, реализованных в серийном (а) и модернизированном (б) шатунах

Из Таблицы 1 следует, что в отличие от серийного, модернизированный шатун согласно результатам расчетного моделирования обеспечивает практически полное (разница в 1,1 раза) устранение неравномерности распределения смазочного материала по сторонам стенки цилиндра в плоскости качания шатуна; при этом каждая из сторон получает близкий к ранее установленному в специальном исследовании рациональному количеству (около 70 мм³ за рабочий цикл) объем смазочного материала.

Таблица 1

Сравнение полученных в результате моделирования объемов (мм³) моторного масла, подаваемого на противоположные нагруженную и ненагруженную стороны стенки цилиндра за время рабочего цикла на номинальном режиме работы дизеля-прототипа

Источник струйного маслоснабжения	Серийный шатун		Модернизированный шатун	
	Н	НН	Н	НН
Выброс из зазоров шатунного подшипника	2,4	86,1	2,4	86,1
Выброс из специального отверстия в стержне шатуна	0,0	0,0	74,5	0,0
В сумме	2,4	86,1	76,9	86,1

Выполненные в среде Ansys расчеты НДС серийного и модернизированного шатуна под действием известных максимальных значений газовой и инерционной сил показали, что возросшие (по сравнению с серийным вариантом конструкции) напряжения в стержне модернизированного шатуна не

приводят к критичному снижению прочности этой детали: минимальный запас прочности, равный 2,84, находится в пределах допускаемых значений.

Четвертая глава посвящена постановке, проведению и анализу результатов эксперимента, связанных с решением задач: 1) идентификации источников (способов) смазывания и определения их вклада в маслоснабжение ЦПГ; 2) оценки характера распределения смазочного материала на поверхностях трения цилиндра и условий зарождения единичной струи масла, участвующей в смазывании деталей ЦПГ; 3) итоговой экспериментальной проверки эффективности (по признаку снижения трения) серийного и модернизированного шатунов.

В решении всех упомянутых выше задач в той или иной мере использовалась макетная установка, выполненная на базе дизеля-прототипа. Поскольку, согласно методике испытаний, на макетной установке применяли режим прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения, постольку для обеспечения соответствия вязкости смазочного материала при натурном моделировании условиям моторного режима работы, в системе смазки макетной установки для всех видов испытаний применяли маловязкий смазочный материал, представляющий собой рекомендованное производителем дизеля летнее минеральное моторное масло М-10Г₂К (SAE 30 API CC), разбавленное в специально подобранном соотношении летним дизельным топливом. Кинематическая вязкость такой смазочной композиции, принимающая в температурных условиях прокрутки дизеля (от 30 до 60 °С) значения от 40 до 10 сСт, строго соответствовала вязкости рекомендованного производителем дизеля моторного масла в диапазоне рабочих температур (от 65 до 95 °С).

Для определения количественного вклада отдельных источников в маслоснабжение ЦПГ применили два реализованных на макетной установке метода: 1) новый, основанный на размещении в цилиндре специальной вставки-картриджа с масловпитывающим элементом; 2) известный, но усовершенствованный в данной работе в сторону увеличения информативности, метод оценки распределения и количества масла на стенке цилиндра, осуществляемый путем скребкового съема масла при каждом ходе поршня с кольцами в мерные емкости через маслодренажные трубки в стенке цилиндра за фиксированное время прокрутки коленчатого вала дизеля (Рисунок 6).

Согласно данным на Рисунке 7, наибольший вклад (по массе m , г) в подачу масла как на нагруженную, так и на ненагруженную стороны цилиндра вносит выброс масла из специального «маслоподающего» отверстия в шатуне (от 52% до 97%). Соразмерную с вышерассмотренной, но меньшую по количеству подачу масла на ненагруженную сторону цилиндра обеспечивает выброс масла из зазоров шатунного подшипника ($\approx 40\%$), однако, данный источник совершенно не участвует в маслоснабжении нагруженной стороны цилиндра, для которой полноценное смазывание гораздо важнее. Вклады в маслоснабжение ЦПГ за счет истечения масла из зазоров коренных подшипников и конденсации масляного тумана крайне малы: не превышают 5% и 4% соответственно.

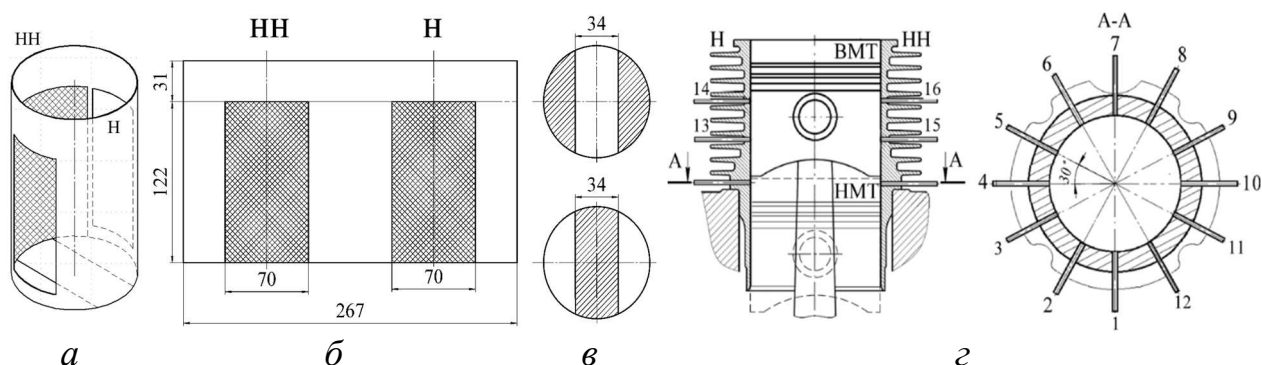


Рисунок 6. Элементы устройств для исследования маслоснабжения ЦПГ:
а – общий вид картриджа; *б* – развертка маслоприемной поверхности;
в – экраны для разделения объемов масла; *г* – маслодренажные трубки
 в стенке цилиндра (1...16 – номера трубок)

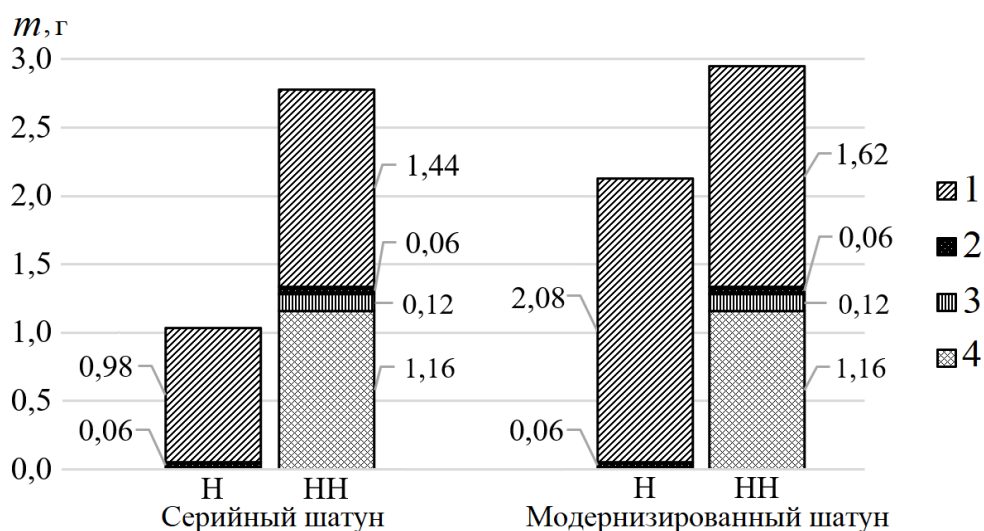


Рисунок 7. Вклад различных источников в маслоснабжение ЦПГ:
 1 – специально выполненное отверстие в шатуне; 2 – масляный туман;
 3 – зазоры коренных и 4 – шатунного подшипников

Из сопоставления характера маслоснабжения противоположных сторон стенки цилиндра следует (Рисунок 8), что предложенная модернизация серийного шатуна обеспечивает значительное (в 1,7 раза) увеличение количества масла, подаваемого на нагруженную стенку цилиндра. Результаты, полученные с помощью метода маслодренажных трубок, показали, что модернизация шатуна приводит к снижению неравномерности распределения масла по окружности цилиндра на 14%. Таким образом, изменением схемы струйной подачи масла из специального отверстия в стержне шатуна было достигнуто приближение к согласованию количества подаваемого моторного масла с характером динамического нагружения пары «цилиндр – поршень» боковой силой поршня в плоскости качания шатуна.

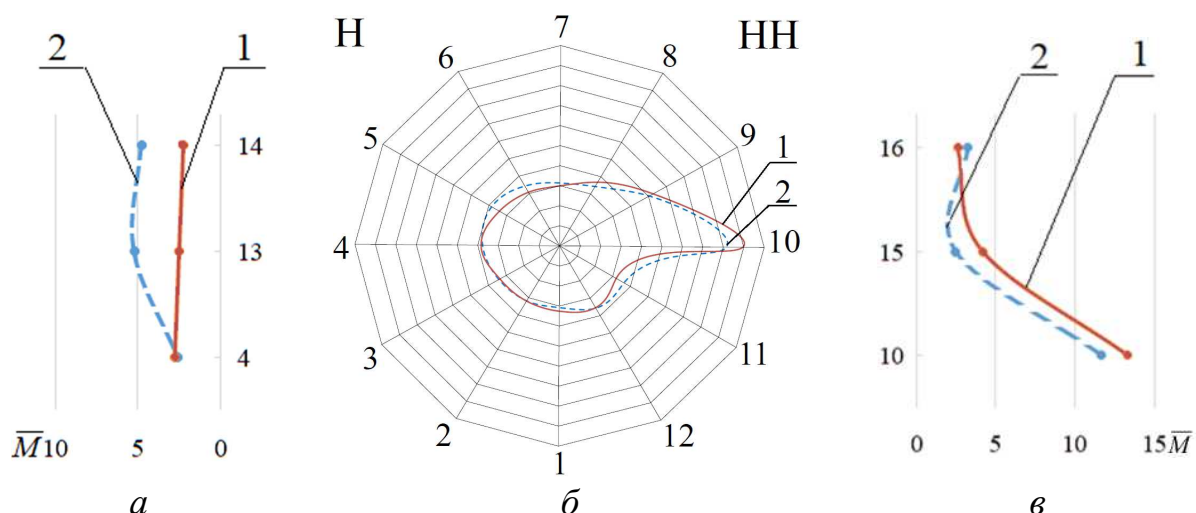


Рисунок 8. Распределения относительного количества масла \bar{M} по высоте (*a*, *в*) и окружности (*б*) цилиндра с серийным (1) и модернизированным (2) шатунами

На заключительном этапе экспериментальных работ была осуществлена комплексная (на макетной установке и полноразмерном дизеле) оценка эффективности модернизации шатуна по снижению потерь на трение.

Испытания шатунов на макетной установке, где использовался высокоточный электродинамический метод измерения потерь на трение (по силе тока в цепи приводного электродвигателя), продемонстрировали значимое (от 9% до 14% или, в среднем, 11,5%) снижение мощности потерь на трение N на всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала n после замены серийного шатуна на модернизированный (Рисунок 9, *a*).

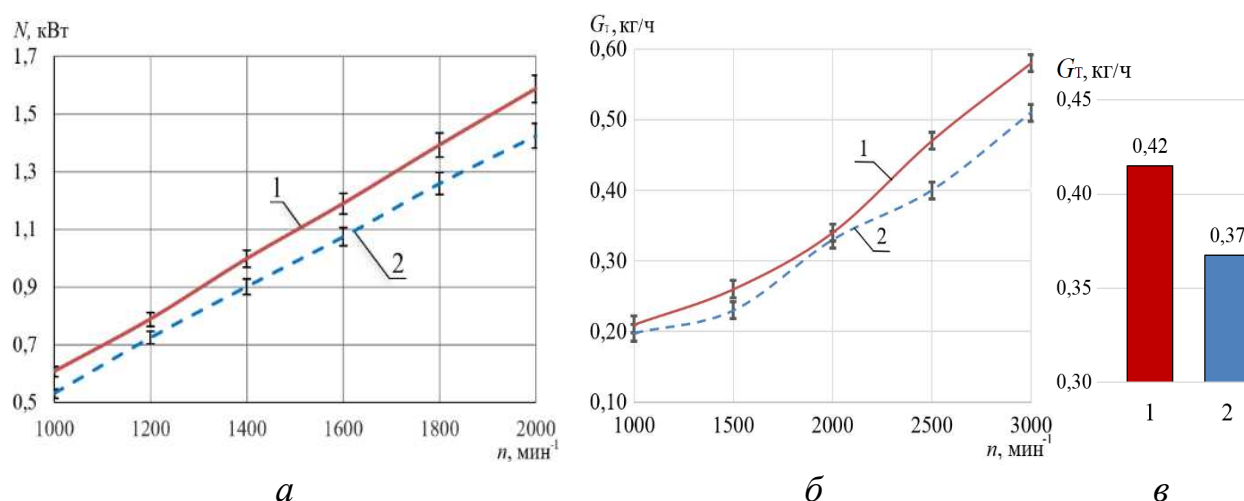


Рисунок 9. Результаты экспериментальной проверки эффективности применения модернизированного шатуна по критерию снижения потерь на трение: *a* – скоростные характеристики механических потерь макетной установки; *б* – характеристики холостого хода дизеля 1Ч 8,5/8,0; *в* – средние по характеристикам холостого хода значения часового расхода топлива G_T ; 1, 2– серийный и модернизированный шатун соответственно

Проведение сравнительных стендовых моторных испытаний шатунов путем снятия и сопоставления характеристик холостого хода согласно ГОСТ 14846-2020 показало, что замена серийного шатуна на модернизированный сопровождалась обусловленным минимизацией потерь на трение снижением часового расхода топлива G_T , значимо проявившимся в диапазоне от средней (начиная с 2000 мин⁻¹) до номинальной (3000 мин⁻¹) частот вращения коленчатого вала (Рисунок 9, б), при этом среднее за время снятия характеристики относительное снижение расхода топлива G_T составило 12% (Рисунок 9, в).

Близость (11,5% и 12%) средних значений относительного снижения потерь на трение, обусловленных заменой серийного шатуна на модернизированный и полученных соответственно на макетной установке и полноразмерном дизеле, подтверждает применимость каждой из этих методик испытаний.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Обзор состояния проблемы механических потерь показал, что высокий уровень трения в ЦПГ быстроходных дизелей объясняется как объективным несовершенством процесса смазки, так и конструкционной недоработкой схем маслоснабжения деталей указанной группы.

2. Для расчетного моделирования процесса струйной маслоподачи к деталям ЦПГ поставлена и решена задача аналитического определения угловой координаты точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника.

3. Благодаря применению разработанной и обновленной компьютерных программ (CSJet и CRJet), для дизеля-прототипа установлено, что применение серийного шатуна не обеспечивает снабжение нагруженной стороны цилиндра минимально необходимым количеством масла (70 мм³) для создания в этой зоне благоприятного с точки зрения минимизации трения гидродинамического режима.

4. Установлено, что основным по вкладу естественным источником маслоснабжения деталей ЦПГ (без учета истечения из отверстия в шатуне) дизеля-прототипа выступает выброс струй масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника (87%), причем местом зарождения единичной струи является точка максимального зазора, имеющая переменную, зависящую от условий нагружения и смазки, координату по окружности.

5. В результате макетных и стендовых моторных испытаний получено, что предложенное изменение схемы струйной подачи масла из специального отверстия в стержне шатуна, которое привело к уменьшению неравномерности распределения масла по окружности цилиндра на 14%, обеспечило снижение на 12% механических потерь дизеля-прототипа.

Основные публикации, отражающие содержание диссертации

1. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Пилацкая С.С. Некоторые результаты экспериментального моделирования условий маслоснабжения ЦПГ малоразмерного четырехтактного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 5. С.69-75. (0,9 п.л./0,3 п.л.)
2. Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С. Методика и результаты трибометрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля // Двигателестроение. 2019. №. 3. С. 16-20. (0,6 п.л./0,3 п.л.)
3. Кириллов А.Г., Ратников А.С., Пилацкая С.С. Выбор и проверка эффективности схемы струйного маслоснабжения сопряжения «цилиндр-поршень» для четырехтактного малоразмерного дизеля // Грузовик. 2020. № 1. С. 3-6. (0,5 п.л./0,25 п.л.)
4. Путинцев С.В., Стрельникова С.С., Аникин С.А. Расчет и идентификация координаты выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 5. С. 25-32. (1 п.л./0,25 п.л.)
5. Расчет минимально необходимого количества моторного масла на трущихся поверхностях ЦПГ быстроходного дизеля / С.В. Путинцев [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 53-65. (1,65 п.л./0,4 п.л.)
6. Стрельникова С.С., Путинцев С.В., Деменкова С.П. Экспериментальная идентификация и оценка влияния различных источников маслоснабжения на трение в силовом агрегате дизель-электрогенераторной установки // Электрические станции. 2024. № 1. С. 15-24. (1,25 п.л./0,5 п.л.)
7. Putintsev S.V., Pilatskaya S.S., Ratnikov A.S. Visualization of piston engine cylinder oil-jet lubricating process//Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2019. Vol. 1177 (1). No 012006. pp. 1-6. (0,75 п.л./0,3 п.л.)
8. Putintsev S.V., Chirsky S.P., Strelnikova S.S. Application and Comparison of Calorimetric and Dynamometer Methods to Experimental Evaluate Friction in a Piston Machine // Proceedings of the 8th Int. Conf. ICIE-2022. Springer Nature Switzerland AG. 2023. pp. 557-566. (1,25 п.л./0,6 п.л.)
9. Putintsev S.V., Anikin S.A., Strelnikova S.S. Fundamentals and Some Results of Numerical Modeling the Cylinder-Piston Group Jet-oil Supply in a High-speed Four-stroke Internal Combustion Engine // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2023. Vol. 52. No 3. pp. 271-280. (1,25 п.л./0,4 п.л.)