

На правах рукописи

Мурзин Владимир Станиславович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМНЫХ
ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В БАЗОВЫХ ДИЗЕЛЯХ
ПРИ ФОРМИРОВАНИИ МОДЕЛЬНОГО РЯДА**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2011

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет) и ООО «ГСКБ «Трансдизель».

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Рождественский Юрий Владимирович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Еникеев Рустэм Далилович;

доктор технических наук, профессор
Суркин Вячеслав Иванович.

Ведущая организация – **ОАО «НИИД», г. Москва.**

Защита состоится 30 ноября 2011 г. в 13 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.
E-mail: D212.298.09@mail.ru, тел/факс (351)267-91-23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет).

Отзывы на автореферат, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять в двух экземплярах по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «_____» октября 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Оценка состояния развития современных двигателей внутреннего сгорания показывает, что рост удельной мощности следует рассматривать как объективную закономерность, следуя которой необходимо сосредоточить усилия на совершенствовании рабочего процесса, конструкции и эксплуатационных материалов. Повышение технического уровня дизелей включает несколько аспектов: проектирование и производство с использованием современных передовых технологий, воплощение и развитие в конкретных конструкциях новых и известных апробированных технических решений, использование эксплуатационных материалов повышенного качества.

Достигнутые уровни удельной мощности и топливной экономичности отечественных дизелей несколько уступают аналогичным показателям лучших зарубежных образцов. Это относится и к уровням надежности, ресурса, выбросов вредных веществ, шума и вибрации дизелей. В России ощущается дефицит в отечественных дизелях практически всех типов и назначений, отвечающих требованиям мирового технического уровня. Интегрирование России в мировое экономическое сообщество неминуемо приведет к обострению конкурентной ситуации для современных отечественных дизелей с позиций обеспечения высоких технико-экономических показателей во многих важнейших отраслях народного хозяйства. С учетом многообразия областей применения дизелей задача выхода отечественного дизелестроения на мировой уровень является актуальной и сложной в реализации. Однако резервы в этой области далеко не исчерпаны.

Использование современных методов проектирования, развитие известных и разработка новых системных технических решений с применением прогрессивных технологий и новых материалов при совершенствовании рабочего цикла, основных механизмов и обслуживающих систем, корпусных деталей, микропроцессорного управления – необходимые условия повышения конкурентоспособности дизелей. Важнейшей проблемой является реализация в условиях отечественного производства передового опыта фирм США, Европы и Японии.

Аналогичными задачами в России и за рубежом занимаются ведущие компании ЯМЗ, АМЗ, КамАЗ, ММЗ, СМД, Caterpillar, MAN, Deutz, AVL, Ricardo, Cummins, Mitsubishi и др.

Решающим условием решения этих задач является использование достижений отечественной науки, при создании дизелей с повышенными потребительскими свойствами. Для выполнения этого условия требуется научно-обоснованный анализ и отбор эффективных технологий, технических средств и решений на основе выполненных экспериментальных исследований и отечественного опыта по достижению следующих показателей технического уровня: удельный эффективный расход топлива не более 200 г/кВт·ч, содержание вредных компонентов в отработавших газах и дымность ОГ на уровне требований Гост Р41.96-2005 для внутреннего рынка и Tier 4 (Stage IV) для экспорта. Достижение этих показателей представляет собой актуальную теоретическую и экспериментальную задачу.

Цель работы. Повышение технического уровня базовых дизелей при создании модельного ряда с широким диапазоном мощностей за счет совершенствования системных технических решений.

Для достижения поставленной цели предусматривается решение следующих задач:

1. Разработать концепцию базового дизеля жидкостного охлаждения для модельного ряда.
2. Обосновать параметры камеры сгорания, процессов топливоподачи, воздухообмена и смесеобразования в рабочем цикле при использовании их для создания модельного ряда дизелей.
3. Оценить тепломеханическую нагруженность деталей цилиндропоршневой группы, подшипников, блок-картера и других узлов и обосновать изменение и совершенствование их конструкции в базовом дизеле.
4. Экспериментально установить эффективность расчетно-теоретического обоснования системных технических решений в базовых дизелях.

Объект исследования. Процессы рабочего цикла и тепломеханической нагруженности узлов и деталей.

Предмет исследования. Закономерные связи процессов рабочего цикла дизеля с тепломеханической нагруженностью узлов и деталей.

Методы исследования. Математическое моделирование внутрицилиндровых процессов рабочего цикла, теплообмена и теплопередачи в цилиндре, гидродинамических процессов в трибосопряжениях, а также теплового и напряженно-деформированного состояния деталей и узлов базового дизеля с использованием методов конечных элементов. Экспериментальные исследования дизеля и элементов его систем с использованием стандартных и оригинальных образцов измерительной аппаратуры и методов испытаний.

Научная новизна

1. Теоретически обоснованы и определены показатели эффективности и экономичности базового дизеля новой размерности с открытой камерой сгорания при комплексном изменении: относительного объема, доли объемного смесеобразования, вихревого отношения воздушного заряда в камере сгорания и запальной порции при разделенном впрыскивании топлива. Выявлены закономерности влияния и предложены соотношения между этими параметрами, позволившие, в конечном итоге, существенно улучшить рабочий цикл двигателя.

2. Разработана оригинальная модель системы «корпус – головки цилиндров – поршень – систем охлаждения и газообмена» на основе использования технологии FSI (Fluid-Structure Interaction analysis), объединяющей современные методы механики жидкости и газа, теплофизики и механики деформируемого твердого тела, позволившая комплексно оценить тепломеханическую напряженность базовых узлов дизеля.

Практическая ценность

1. Для формирования модельного ряда обоснованы системные положения концепции создания базовых дизелей жидкостного охлаждения новой размерности с заданным диапазоном мощности и метод их осуществления с учетом общности схемных, функциональных и конструктивных решений.

2. Разработана методика расчета показателей эффективности и экономичности дизеля с открытой камерой сгорания с учетом влияния относительного объема, доли объемного смесеобразования, вихревого отношения воздушного заряда камеры сгорания и запальной порции при разделенном впрыскивании топлива.

3. Развита методика оценки тепломеханических параметров дизеля на основе использования конечно-элементных твердотельных и газожидкостных CFD моделей, позволившая учесть особенности течения газожидкостных потоков для оценки теплового и напряженно-деформированного состояния картера, цилиндропоршневой группы, головки цилиндров, подшипников и в конечном итоге повысить их надежность.

4. Уточнена методика расчета подшипников коленчатого вала, учитывающая отклонения форм поверхностей трения подшипника не только в окружном (некруглость), но и в осевом (нецилиндричность) направлениях, что позволило обосновать технологические отклонения опор и шеек коленчатого вала базового дизеля.

Реализация результатов. Результаты работы использованы ООО «ЧТЗ-Уралтрак» при создании конкурентоспособных базовых дизелей жидкостного охлаждения серии Т. В базовых дизелях реализованы системные технические решения по обеспечению основных показателей рабочего цикла, корпусным деталям, основным механизмам и устройствам.

На основе базовых дизелей разработан модельный ряд дизелей жидкостного охлаждения с диапазоном мощностей от 44 до 550 кВт, показатели технического уровня которого отвечают современным требованиям.

Результаты диссертационной работы использованы при проектировании основных систем новых дизелей в ОАО «Научно-исследовательский институт двигателей», при сертификационной оценке тракторных дизелей в ОАО «Научно-исследовательский институт автотракторной техники», в учебном процессе кафедр «Двигатели внутреннего сгорания» и «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет).

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы обсуждены и одобрены на региональных, межрегиональных и международных научно-технических конференциях: в Челябинском государственном агроинженерном университете (ЧГАУ, 2008 г.); Московском государственном автодорожном техническом университете (МАДИ (ГТУ), 2009 г.); МГТУ им. Баумана (2010 г.), Южно-Уральском государственном университете (Челябинск: ЮУрГУ, 2008–2011 гг.); Санкт-Петербург: ВИТУ, 2009 г., Самарском государственном аэрокосмическом университете (Самара: СГАУ, 2011 г.).

Диссертационная работа одобрена на научных семинарах кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ и кафедры «Тракторы и автомобили» ЧГАА.

Публикации. Основные научные и практические результаты диссертационной работы изложены в 12 работах, в том числе 10 – в изданиях, рекомендованных ВАК, 2 – в материалах международных конференций.

Личный вклад автора. Основные научные результаты теоретических и экспериментальных исследований получены лично и с участием автора при выполнении научно-исследовательских работ по созданию модельного ряда дизельных двигателей жидкостного охлаждения мощностью от 45 до 550 кВт в соответствии с государственным контрактом № 8411.0816900.10.002 от 18.04.2008 между ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и министерством промышленности и энергетики РФ.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка (129 источников) и приложения. Диссертация содержит 187 страниц, 32 таблицы, 75 иллюстраций.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечается, что в ряд актуальных экономических и экологических проблем развития дизелей выдвигаются: снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ), расхода топлива, шумности, вибрации и повышение ресурса. Решение этих проблем достигается совершенствованием рабочего цикла, агрегатов и узлов дизеля на основе прогрессивных технических решений и современных технологий.

В первой главе выполнен анализ задач совершенствования рабочего цикла и конструктивных особенностей современных транспортных дизелей. Отмечаются основные тенденции развития процессов, составляющих рабочий цикл, требования к экологическим показателям, топливной экономичности, мощности, тепломеханической нагруженности дизелей. Рассматриваются основные направления повышения технического уровня базовых дизелей и на основе краткого обзора работ формулируются цель и задачи настоящего исследования.

Во второй главе рассматриваются базовые дизели как элементы структуры модельного ряда. Определяются основные параметры их технического уровня. Анализируются принципы организации малотоксичного рабочего цикла и особенности механизмов и систем базовых дизелей.

Приведены методы теоретического обоснования анализируемых технических решений на стадии проектирования и на этапе испытаний макетных образцов. Моделирование основных процессов и рабочего цикла дизеля в диссертационной работе осуществляется с использованием зависимостей термодинамики и химической кинетики. Свойства топлива описываются его элементарным химическим составом (содержание углерода С, водорода Н и кислорода О), определяющим количество воздуха L_0 , теоретически необходимое для сгорания, и низшей теплотой сгорания H_u .

При выполнении теоретических исследований использована методика синтеза рабочего цикла дизеля, разработанная на кафедре ДВС ЮУрГУ. В математическую модель рабочего цикла отдельными блоками входят математические модели следующих процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также

синтез индикаторных показателей рабочего цикла. Математическое моделирование кинетики процесса сгорания выполнялось с использованием развитого Е. А. Лазаревым уравнения выгорания И. И. Вибе для характеристик выгорания сложного типа в виде

$$x = 1 - \exp[-6,908(\varphi / \varphi_n)^{m_n - m_0} (\varphi / \varphi_z)^{m_0 + 1}], \text{ при } \varphi > \varphi_n, m_n = m_0, \quad (1)$$

где m_n, m_0 – показатели характера сгорания начального и основного периода;
 φ_n, φ_z – продолжительности начального периода и процесса сгорания.

Приведенная зависимость учитывает наличие двух максимумов скорости тепловыделения в процессе сгорания.

Для учета изменения состава рабочего тела в процессе сгорания использовано уравнение динамики (давление в конце элементарного участка) процесса сгорания, предложенное А. Н. Лавриком и развитое Д. К. Алексеевым

$$P_j = \{[q_z (k_{j,cr} - 1) \mu_{j,cr} / (v_{j-1} \mu R T_{j-1})] \Delta x + 1\} [\psi(\alpha_{j-1}) / \psi(\alpha_j)]^{k_{j,cr}} (P_{j-1} / D), \quad (2)$$

где $D = v_j \beta_{j-1} / (v_{j-1} \beta_j)$; q_z – общая удельная использованная теплота сгорания; $k_{j,cr}$ – среднее отношение теплоемкостей рабочего тела; $\mu_{j,cr}$ – молекулярная масса рабочего тела; v_{j-1} – коэффициент изменения массы; R – универсальная газовая постоянная; $\psi(\alpha_{j-1})$ – функция изменения объема; P_{j-1}, T_{j-1} – давление и температура рабочего тела; β_j – коэффициент молекулярного изменения; $j, j-1$ – границы элементарного участка; Δx – доля выгоревшего топлива на элементарном участке.

Для оценки изменения коэффициента эффективности ξ процесса сгорания в зависимости от продолжительности процесса сгорания, коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения коленчатого вала n дизеля использовалось уравнение, предложенное Е.А. Лазаревым

$$\xi = 1 - 2,38 \varphi_z / (n \alpha). \quad (3)$$

В целях теоретического обоснования ниже оценивалось влияние на показатели рабочего цикла базовых дизелей:

- относительного объема V_k/V_c и доли объемного смесеобразования δ с учетом рекомендаций М. С. Гитиса по изменению параметров процесса сгорания,
- вихревого отношения воздушного заряда Ω в камере сгорания и относительной величины запальной порции σ при разделенном впрыскивании топлива по предложенным автором изменениям параметров процесса сгорания.

Математическое моделирование рабочего цикла дизеля производилось с использованием программы SYNG, составленной Д. К. Алексеевым.

Обзор литературных источников и опыт проектирования дизелей различной размерности позволил выявить определенные закономерности и сформировать соотношения между параметрами процесса сгорания, влияющими на топливную экономичность и экологию дизеля. Для принятой размерности 13/15, неизменных значений мощности ($P_i = \text{const}$) и частоты вращения коленчатого вала ($n = \text{const}$) дизеля предложены эмпирические связи и определено влияние следующих факторов на показатели рабочего цикла:

– влияние относительного объема V_k/V_c камеры сгорания определялось с учетом уравнения (3) и выражений, полученных М.С. Гитисом при условиях $m_H/m_{H0} = 1,0$ и $V_k/V_c = \text{var}$:

$$\begin{aligned}\alpha/\alpha_0 &= 0,45 + 0,55(V_k/V_{k0}), & \xi/\xi_0 &= 0,70 + 0,30(V_k/V_{k0}), \\ m_o/m_{o0} &= 5,81 - 4,81(V_k/V_{k0}), & \theta/\theta_0 &= 2,28 - 1,28(V_k/V_{k0}).\end{aligned}\quad (4)$$

Здесь и далее индекс «0» – для исходных значений в дизеле 4Т371.

– влияние доли объемного смесеобразования δ в камере сгорания определялось с учетом уравнения (3) и выражений, полученных М.С. Гитисом при условии $\delta = \text{var}$:

$$\begin{aligned}\alpha/\alpha_0 &= 0,93 + 0,07(\delta/\delta_0), & \xi/\xi_0 &= 0,98 + 0,02(\delta/\delta_0), \\ m_H/m_{H0} &= -14,0 + 15,0(\delta/\delta_0), & m_o/m_{o0} &= 1,50 - 0,50(\delta/\delta_0), & \theta/\theta_0 &= 0,70 + 0,30(\delta/\delta_0).\end{aligned}\quad (5)$$

– влияние вихревого отношения Ω воздушного заряда в камере сгорания определялось с учетом уравнения (3) и выражений, полученных автором, при условиях $\alpha/\alpha_0 = 1,0$ и $\Omega = \text{var}$:

$$\begin{aligned}\xi/\xi_0 &= 1 - 0,24 \cdot \Omega, & m_H/m_{H0} &= 1 + 140 \cdot \Omega, \\ m_o/m_{o0} &= 1 + 10 \cdot \Omega, & \theta/\theta_0 &= 1 + 4 \cdot \Omega.\end{aligned}\quad (6)$$

– влияние относительной величины запальной порции σ при управляемом (разделенном) впрыскивании топлива определялось с учетом уравнения (3) и выражений, полученных автором, при условиях $\alpha/\alpha_0 = 1,0$ и $\sigma = \text{var}$:

$$\begin{aligned}\xi/\xi_0 &= 1 - 0,24 \cdot \sigma, & m_H/m_{H0} &= 1 + 140 \cdot \sigma, \\ m_o/m_{o0} &= 1 + 10 \cdot \sigma, & \theta/\theta_0 &= 1 + 4 \cdot \sigma.\end{aligned}\quad (7)$$

Предложенные соотношения использованы при расчете рабочего цикла и экспериментально подтверждены при совершенствовании системных технических решений: камеры сгорания, элементов систем топливоподачи и газообмена.

Тепловое состояние поршня. Характеризуется теплоотдачей от рабочих газов к его днищу, от внутренней поверхности к маслу и контактными теплообменом с поршневыми кольцами, поршневым пальцем и гильзой цилиндра.

Теплообмен рабочих газов с днищем поршня определялся с учетом граничных условий третьего рода. По текущим значениям коэффициента теплоотдачи α и температуры T газов рассчитывались эквивалентные значения α_3 и T_3 . Определение T выполнялось термодинамическим анализом индикаторной диаграммы давления P , для оценки α использовалась известная зависимость G. Woschni

$$\alpha = C_q \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot D^{-0,2} \cdot W^{0,8}, \quad (8)$$

где C_q – постоянный коэффициент; w – скорость газов, D – диаметр цилиндра

Следуя рекомендациям А. К. Костина, Р. М. Петриченко и А. В. Николаенко, учитывалась теплоотдача по поверхности днища на диаметре D цилиндра и в зазоре между юбкой поршня и гильзой цилиндра.

Тепловое и напряженно-деформированное состояние картера. Тепловое и напряженно-деформированное состояние различных конструктивных решений картера оценивалось на установившемся тепловом режиме в сравнительной постановке на основе предположения о стационарности теплового поля. Это обусловлено незначительной долей в нагруженности картера нестационарной составляющей термодинамических процессов по причине достаточной жесткости и теплоемкости гильз и головок, воспринимающих воздействие рабочих газов непосредственно. Тепловые напряжения, связанные с градиентами стационарной составляющей температур, для основного объема картера существенно выше тепловых напряжений от ее переменной составляющей.

Анализ достоинств и недостатков конструктивного исполнения картера выполнен в междисциплинарной постановке методом конечного элемента на основании сравнения решений стационарной тепловой и квазистатической силовой задач. При оценке теплового состояния картера использовалось решение задачи механики жидкости и газа на основе CFD (Computational Fluid Dynamics) моделирования. Оригинальная модель базовых деталей и узлов дизеля 4Т371, разработанная совместно с В. А. Романовым, включала несколько областей потоков газа с локализацией источников тепловыделения, охлаждающей жидкости и твердотельные области картера, головок и гильз цилиндров.

При сравнительном анализе различных конструктивных решений картера, его напряженно-деформированного состояния, в качестве основных причин возникновения напряжений рассматривались: неравномерность распределения по объему картера независимой от времени температуры, квазистатическое воздействие коленчатого вала, поршней, головок, а также давления газа в цилиндрах.

Оценка работоспособности подшипников кривошипно-шатунного механизма. Трибосопряжения дизеля во многом определяют его ресурс. В то же время, ресурс шатунных и коренных подшипников коленчатых валов зависит не только от конструктивных решений, но и от технологических допусков. Оценка работоспособности подшипников производилась сопоставлением гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников, полученных на основе расчета траекторий центров шеек: наименьшей $\inf h_{\min}$ и средней $h_{\min}^*$ толщинами, наибольшим $\sup P_{\max}$ и средним $P_{\max}^*$ гидродинамическими давлениями в смазочном слое; максимальной $f_{\max}$ и средней $f_{\max}^*$ удельными нагрузками; относительными протяженностями областей, где $h_{\min}$ меньше допустимых $h_{\text{дон}} - \alpha h_{\text{дон}}$; среднеинтегральными потерями на трение N^* , расходами смазки в торцы подшипника Q^* и температурами T^* в смазочном слое; углами α_h и α_p , при которых $h_{\min} = \inf h_{\min}$, $P_{\max} = \sup P_{\max}$.

В качестве критериев работоспособности подшипников использовались наименьшая допустимая толщина смазочного слоя $h_{\text{дон}}$ и наибольшее допустимое гидродинамическое давление $P_{\text{дон}}$.

Определение ГМХ основывалось на решении трех взаимосвязанных задач: динамики шипа на смазочном слое под действием нестационарных внешних на-

грузок и реакций смазочного слоя; гидродинамической теории смазки для определения распределения давлений в слое смазочной жидкости с учетом конструктивных особенностей трибосопряжения (ширина, диаметр, зазор, положение источников подачи смазки и ее вязкость); определения теплового состояния подшипника для корректирования вязкости смазочного материала.

Для моделирования отклонений формы шипа и подшипника при решении уравнения Рейнольдса использована аналитическая функция зазора, разработанная совместно с А.К. Бояршиновой, учитывающая отклонения форм поверхностей трения подшипника не только в окружном (некруглость), но и в осевом (нецилиндричность) направлениях. При оценке работоспособности коренных подшипников дополнительно учтено влияние упругих свойств коленчатого вала и картера дизеля, а также технологических допусков на соосность подшипников и шеек коленчатого вала.

В третьей главе выполнено расчетное обоснование факторов, определяющих показатели рабочего цикла и процессов его составляющих (рис. 1). Обозначения на рисунках представлены в соответствии с ГОСТ 18509-88.

Результаты расчетного анализа рабочего цикла позволили выявить наиболее приемлемые значения рассматриваемых факторов: $V_k/V_c \geq 0,75$; $\delta \geq 0,95$; $\Omega = 1,5 \dots 2,0$; $\sigma = 0,14 \dots 0,18$. Расчетные исследования использованы для совершенствования камеры сгорания, систем топливоподачи и газообмена.

Для достижения параметров по требуемому вихревому отношению и расходу воздушного потока выполнено изменение конфигурации впускных и выпускных каналов в головке цилиндров в соответствии с рекомендациями (рис. 2).

Преимущественно объемный способ смесеобразования в открытой камере сгорания реализуется при высоком газотурбинном наддуве ($p_k = 0,24 \dots 0,25$ МПа) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха ($\Delta t = 65 \dots 70$ °С).

При разработке системы газообмена по результатам анализа экспериментальных исследований и теплового расчета рабочего цикла дизеля выполнено согласование параметров базового дизеля, турбокомпрессора ТКР 80-1А и подсистемы рециркуляции отработавших газов (EGR) (рис. 3).

Ресурс дизеля во многом определяется тепловым состоянием поршня. Выполненные исследования теплового состояния штатного и опытных вариантов поршней свидетельствуют о существовании резервов по снижению тепловой нагруженности поршня (рис. 4). Анализ температурных полей исследуемых поршней показал, что наименее напряженным в тепловом отношении является поршень с галерейным масляным охлаждением. Максимальная температура поршня при этом не превышает 265 °С, а температура поршня в области верхнего компрессионного кольца составляет 215 °С. Для высокофорсированного дизеля перспективной является конструкция составного поршня.

В процессе совершенствования технических решений конструкции картера осуществлено перераспределение потоков жидкости с интенсификацией ее движения для обеспечения равномерности охлаждения цилиндров и головок.

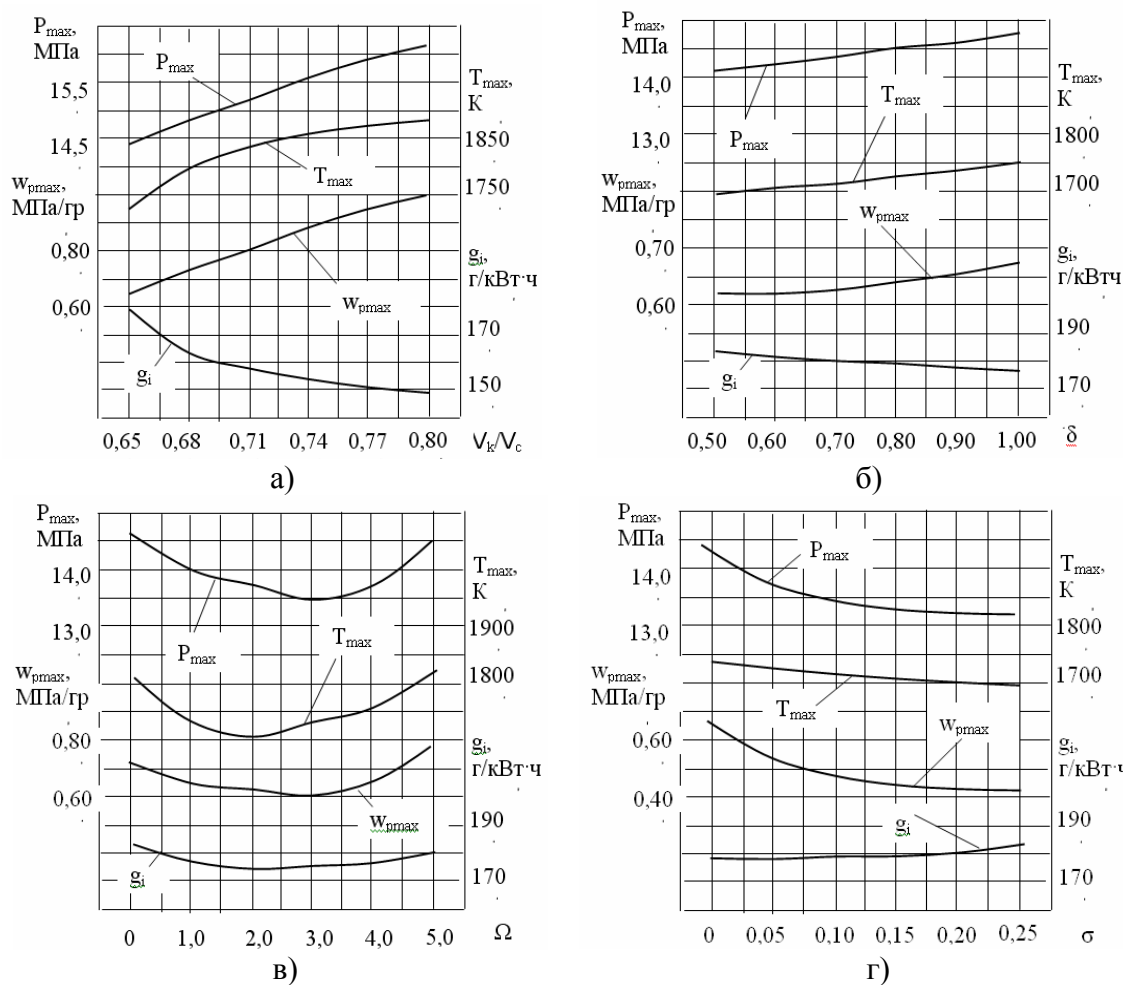


Рис. 1. Влияние относительного объема камеры сгорания V_k/V_c (а), доли объемного смесеобразования δ (б), вихревого отношения воздушного заряда Ω (в) и доли запальной порции при управляемой топливоподаче σ (г) на показатели рабочего цикла базового дизеля 4Т371

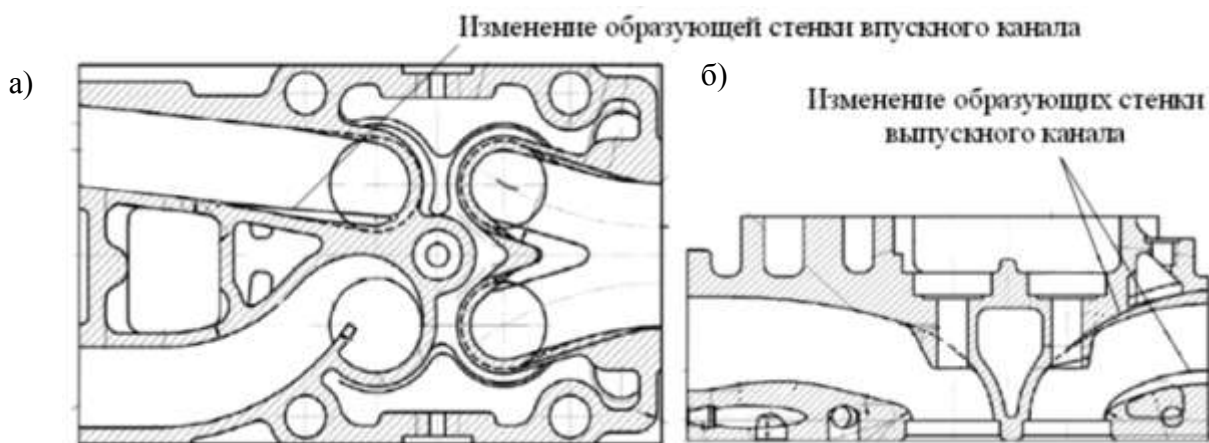


Рис. 2. Изменение профиля впускного и выпускного каналов головки цилиндров для удовлетворения требований к параметрам воздушного потока:
а) вид сверху с разрезом; б) продольный разрез

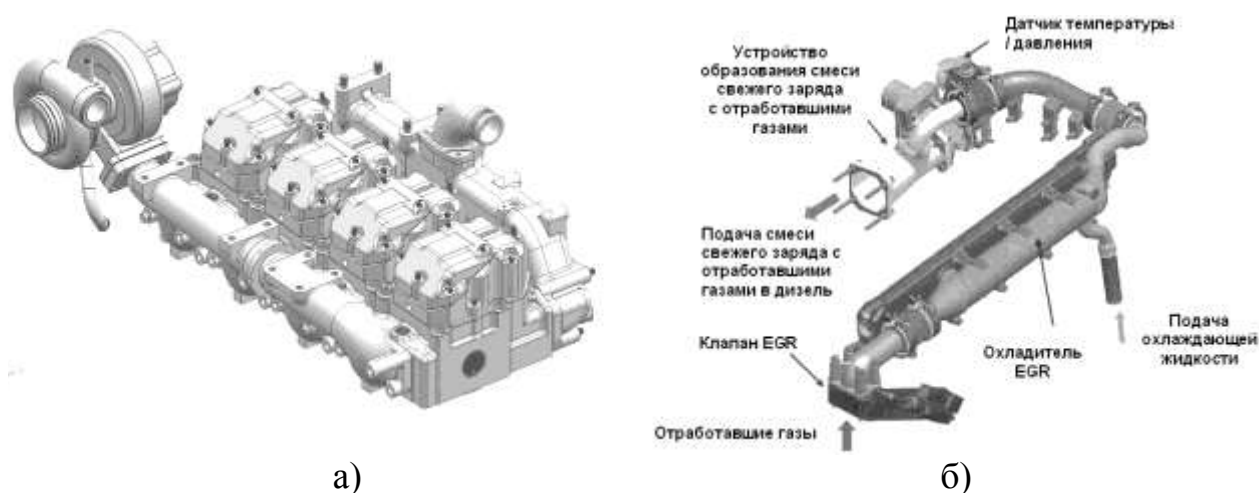


Рис. 3. Установка турбокомпрессора ТКР 80-1А (а) и основные элементы подсистемы EGR (б) в базовом дизеле 4Т371

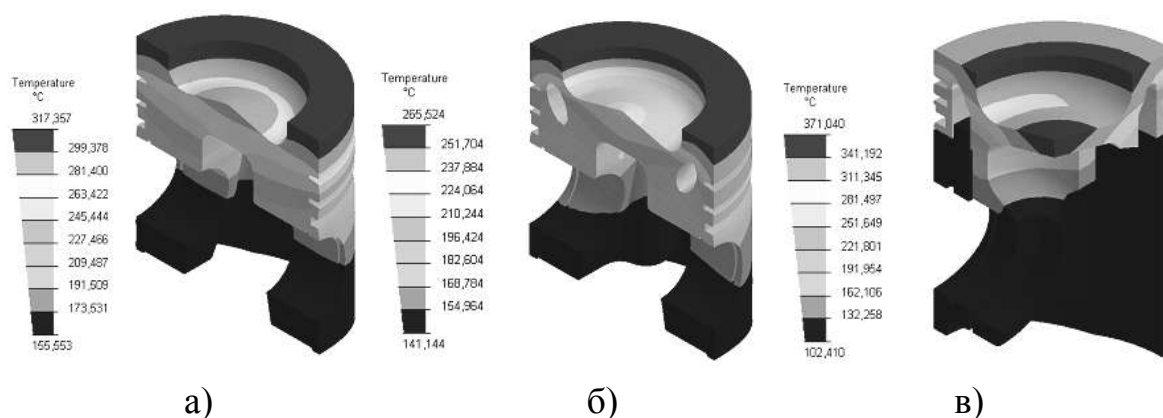


Рис. 4. Тепловое состояние штатного (а), с галерейным масляным охлаждением (б) и составного (в) поршней базового дизеля 4Т371

В результате снижены температурные градиенты, уменьшен уровень температур (рис. 5) и тепловых напряжений (рис. 6) в картере.

Напряжения от совместного действия температуры и силовых факторов в сечении картера штатной и усовершенствованной конструкций представлены на рис. 7. Усовершенствование конструкции картера совместно с перераспределением потоков охлаждающей жидкости в полостях охлаждения головки цилиндров и картера позволяет снизить максимальные тепловые и силовые напряжения в 1,85...2 раза. Изменение конструкции картера включает: устранение окна в перегородках между цилиндрами под «рубашкой» охлаждения (рис. 8, а) или замена перемычкой с толщиной основной переборки (рис. 8, б); усиление ребром жесткости перегородки между цилиндрами (рис. 8, в) и изменение формы ребер жесткости со стороны, противоположной входному отверстию для охлаждающей жидкости (рис. 8, г); изменение формы одного из окон, для движения через перегородку охлаждающей жидкости, на «арочную» и формы наружной стенки картера (рис. 8, д и 8, е); продление приливов резьбовых отверстий для болтов крепления крышек коренных подшипников коленчатого вала (рис. 8, ж).

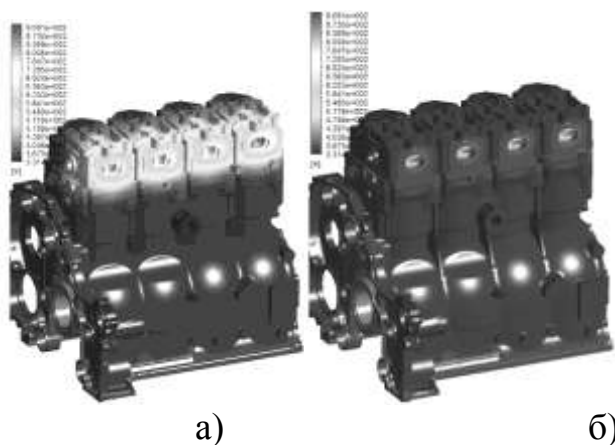


Рис. 5. Тепловое состояние картера со штатной (а) и усовершенствованной (б) конструкцией полостей охлаждения базового дизеля 4Т371

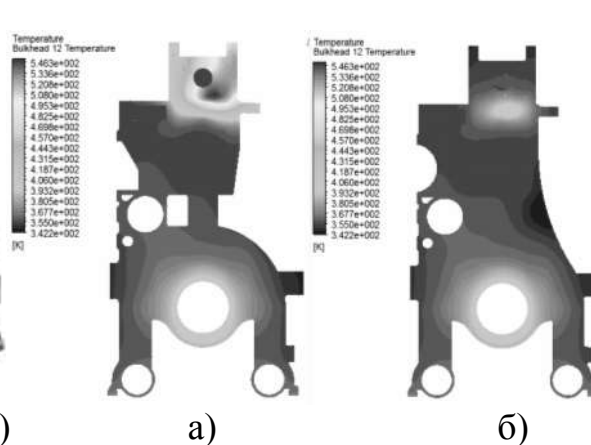


Рис. 6. Тепловые напряжения в картере со штатной (а) и усовершенствованной (б) конструкцией полостей охлаждения базового дизеля 4Т371

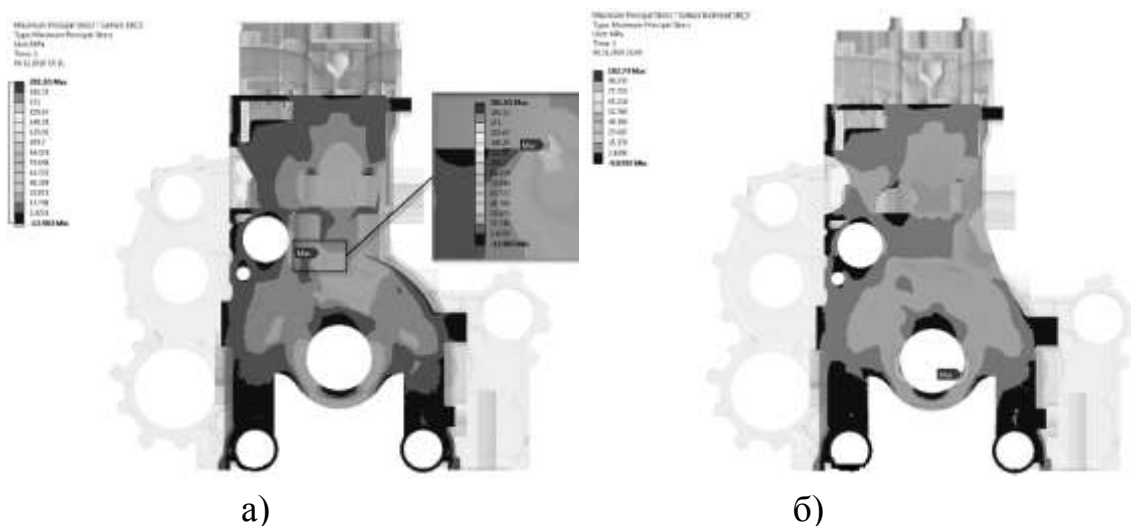


Рис. 7. Напряженное состояние сечения штатного (а) и усовершенствованного (б) картера базового дизеля 4Т371

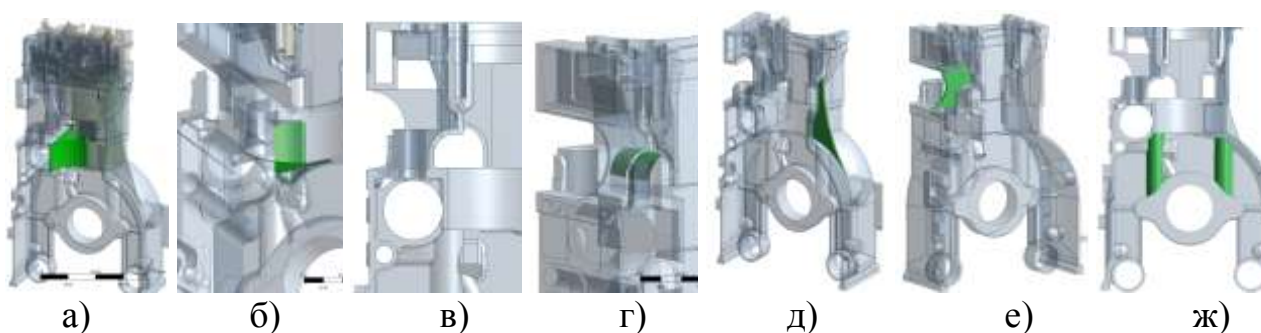


Рис. 8. Изменения в конструкции картера базового дизеля 4Т371

Анализ работоспособности подшипников коленчатого вала позволил определить тенденции изменения и оптимальные геометрические параметры сопряжений, предельные значения допусков на форму поверхностей трения и расположение шеек и подшипников коленчатого вала, оценить целесообразность изменений схемы подачи смазки в подшипники, а также определить классы вязкости масел для использования в базовых дизелях.

Изменения конструкции коренных и шатунных подшипников включает увеличение диаметров соответствующих шеек коленчатого вала на 10 мм; максимизацию ширины подшипников для достижения соотношения $B/D = 0,4$ (B – ширина, D – диаметр подшипника) при соблюдении требований к прочности коленчатого вала; диапазон изменения номинального значения радиального зазора 41,5... 56,5 мкм; диапазон изменения угла расположения маслоподводящего отверстия в шатунной шейке 30...80 град относительно оси цилиндра. При увеличении угла расположения отверстия выше 40 град снижается ограничение на его диаметр. Соблюдение этих требований позволило улучшить значения ГМХ подшипников коленчатого вала в среднем на 20 %.

Предпочтительным является использование масел с классом вязкости SAE 10W-40. Например, использование масла Shell Rimula с более пологой, чем для масла М-10ДМ вязкостно-температурной зависимостью, улучшает ГМХ примерно на 11 %.

Анализ допусков на форму поверхностей трения подшипников позволил установить, что любое отклонение от цилиндричности коренных и шатунных шеек коленчатого вала в осевом направлении резко ухудшает ГМХ подшипников. При значениях максимальных отклонений поверхности шейки от идеальной, равных установленным допускам (0,005 мм), $\inf h_{\min}$ во всех рассмотренных вариантах шатунного подшипника много меньше $h_{\text{дон}} = 1,9$ мкм при недопустимо больших значениях $\alpha_{h_{\text{дон}}}$. Для шатунной шейки уменьшение величины отклонения до 0,0025 мм способствует повышению $\inf h_{\min}$ в несколько раз, но при этом значения параметра $\alpha_{h_{\text{дон}}}$ существенно превышает 20 %. Для коренной шейки уменьшение значений допуска с 0,005 мм до 0,0025 мм для всех рассмотренных видов нецилиндричностей обеспечило выполнение условия работоспособности подшипников по минимальной толщине смазочного слоя и другим ГМХ.

Анализ влияния отклонений формы в радиальном направлении показывает, что минимальная толщина смазочного слоя, определяется не только величиной отклонения формы от круглой, но и направлением больших осей эллипсов, описывающих формы поверхностей шейки и подшипника.

Для обеспечения работоспособности шатунных подшипников рассматриваемого дизеля следует устанавливать технологически минимально возможные допуски на цилиндричность шатунных шеек. Для коренных шеек рекомендованы допуски на конусность, бочкообразность и седлообразность не более 0,0025 мм. Показано, что при назначениях допусков на отклонения форм необходимо учитывать не только величину овальностей, но и их расположение.

Анализ работоспособности коренных подшипников с точки зрения влияния допусков на соосное расположение подшипников и шеек коленчатого вала позволил установить, что их совместные смещения существенно ухудшают значения гидромеханических характеристик коренных подшипников двигателя 4Т371. Для третьего коренного подшипника значения $\inf h_{\min}$ на режиме максимальной мощности снижаются более чем на 70 %, а на режиме максимального крутящего момента – на 94 % и становится практически равными минимально

допустимым значениям; для первого коренного подшипника снижение составляет 38 % и 42 % соответственно.

Необходимо отметить, что одновременное влияние несоосностей опор и шеек коленчатого вала для дизелей модельного ряда с большим количеством цилиндров будет сказываться еще существеннее, что требует ужесточения допусков на соосность расположения опор и шеек коленчатого вала. Для шестицилиндрового рядного дизеля при существующих допусках минимальная толщина смазочных слоев 1-го, 3-го и 5-го коренных подшипников существенно ниже минимально допустимой величины. При изменении допусков с $\frac{H_7}{h_6}$ на $\frac{H_6}{h_5}$ толщина смазочного слоя увеличивается в среднем на 35 %.

В четвертой главе приведено описание методики экспериментального исследования, экспериментальной установки, измерительной и регистрирующей аппаратуры с указанием погрешностей измерений.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований.

Индикаторная диаграмма давления P и температуры T газов, характеристики выгорания топлива $x = f_1(\alpha)$ и $w_\phi = f_2(\alpha)$ представлены на рис. 9. Индикаторные показатели и параметры процесса сгорания составляют: максимальное давление газов 12,8 МПа, максимальная скорость нарастания давления 0,56 МПа/град ПКВ, максимальная температура цикла 1631 К, угол опережения начала сгорания 6 град ПКВ до ВМТ, продолжительность процесса сгорания 115 град ПКВ, максимальная скорость выгорания w_ϕ топлива 0,028 град⁻¹, среднее индикаторное давление 1,47 МПа, удельный индикаторный расход топлива 194,5 г/кВт·ч.

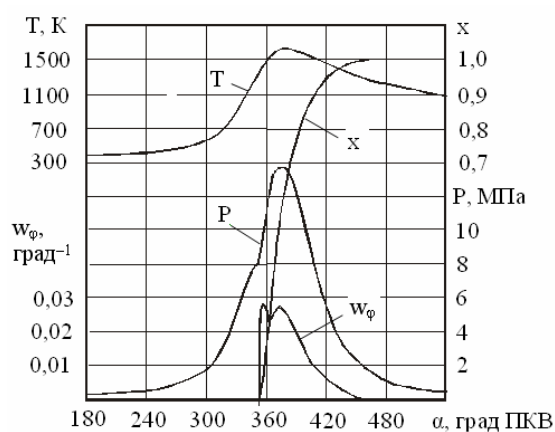


Рис. 9. Индикаторная диаграмма давления и температуры газов, характеристики выгорания топлива в дизеле 4Т371 ($P_e = 1,05$ МПа, $n = 2100$ мин⁻¹)

Дифференциальная характеристика выгорания топлива имеет два экстремума, что свидетельствует об отсутствии монотонного сгорания и сложном характере выгорания топлива, обусловленном концентрационной и температурной неоднородностью смеси.

Характеристики дизеля 4Т371, полученные в результате анализа эффективности реализованных мероприятий по совершенствованию рабочего процесса, представлены на рис. 10, а и 10, б.

К реализованным мероприятиям относятся: оптимизация отношения V_k/V_c , доли объемного смесеобразования, вихревого отношения воздушного заряда за счет изменения профиля впускного канала, угла опережения впрыскивания топлива, параметров наддувочного воздуха и др. При этом удается добиться повышения топливной экономичности при заданной мощности дизеля. Для обеспечения повышенных требований к выполнению экологических норм необходимо дальнейшее совершенствование рабочего цикла.

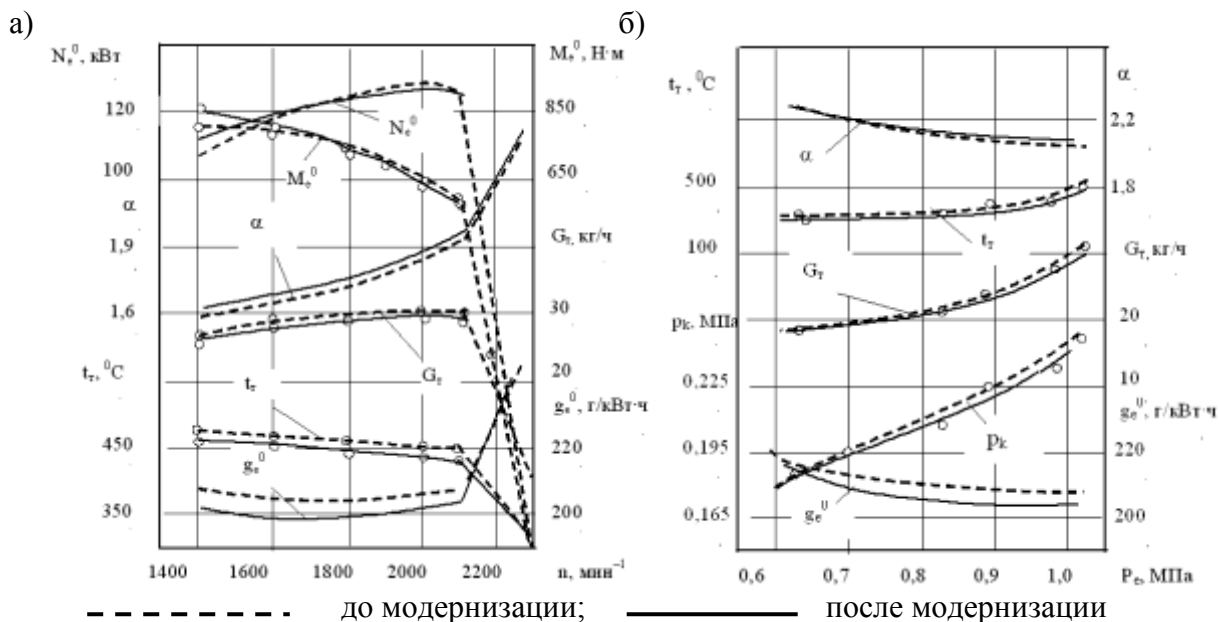


Рис. 10. Внешняя скоростная (а) и нагрузочная при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ (б) характеристики дизеля 4Т371

Предварительные испытания, проведенные фирмой Ricardo с участием автора, показали, что дизель 4Т371 в настоящее время обеспечивает выполнение требований к экологическим параметрам по ГОСТ Р41.96-2005 (Tier 2). В развитие диссертационной работы для обеспечения норм Tier 4 необходимо:

- оборудовать базовый дизель топливной аппаратурой аккумулирующего типа (Common Rail) с давлением впрыскивания более 160 МПа;
- откорректировать систему воздухообеспечения и очистки отработавших газов совершенствованием компрессора, турбины, применением регулируемого турбокомпрессора и алгоритма электронного управления, обеспечивающего оптимальный состав топливовоздушной смеси для достижения требуемых экологических показателей в диапазоне основных рабочих режимов дизеля.

Основные результаты и выводы

1. Теоретически обоснованы параметры дизеля с открытой камерой сгорания при комплексном изменении: относительного объема, доли объемного смесеобразования, вихревого отношения воздушного заряда в камере сгорания и запальной порции при разделенном впрыскивании топлива. Выявлены закономерности влияния и предложены определенные соотношения между этими параметрами, позволившие, существенно улучшить рабочий цикл двигателя.

2. Поставлена и решена задача тепломеханического расчета системы базовых деталей и узлов с созданием оригинальной комплексной CFD модели на основе использования твердотельных и газожидкостных конечно элементных моделей системы «корпус-головки цилиндров-поршень-системы охлаждения и газообмена», позволившая на стадии доводки разработать эффективные конструктивные мероприятия и увеличить надежность дизеля

3. Обоснованы системные положения концепции создания базовых дизелей жидкостного охлаждения нового модельного ряда с заданным диапазоном мощности и с учетом общности схемных, функциональных и конструктивных решений. Определены показатели эффективности и экономичности базового дизеля

нового модельного ряда для дорожно-строительных и тяговых машин класса 10–50 т.

4. Математическим моделированием рабочего цикла дизеля 4Т371 установлено:

- увеличение отношения V_k/V_c до 0,75 (на 15 %) обеспечило повышение топливной экономичности, оцениваемой удельным индикаторным расходом топлива g_i , на 3,8 %;

- увеличение доли топлива σ , участвующей в объемном смесеобразовании, в открытой камере сгорания до 0,95 (на 18,7 %), повысило топливную экономичность на 2,3 %;

- величина запальной порции при разделенном впрыскивании топлива, обеспечивающая снижение максимальных давления на 5,3 %, скорости нарастания давления на 32 % и температуры на 8 % цикла без ухудшения топливной экономичности составляет $16 \pm 2\%$ от общей цикловой подачи.

5. Повышение интенсивности вихревого движения воздушного потока (вихревого отношения до 2,0) в открытой камере сгорания, позволило уменьшить удельный эффективный расход топлива g_e на 3,0...3,5 г/кВтч и выбросы вредных веществ ОГ: сажи – на 13...15 % по шкале Хартриджа и окиси азота – на 7...9 %.

6. Математическим моделированием теплового и напряженно-деформированного состояния на режиме номинальной мощности установлено:

- применение галерейного масляного охлаждения поршня сопровождается снижением максимальных температур поршня на 18 %;

- изменения конструкции блок-картера, выполненные на основании анализа тепловых полей, позволили улучшить охлаждение гильз крайних цилиндров и головок, снизить температуры огневого днища и выпускных каналов на 18–20%, снизить максимальные тепловые напряжения в 1,85 раза;

- конструктивные решения по снижению максимальных напряжений, возникающих в результате совместного действия теплового и силового нагружений, позволили снизить максимальное по блок-картеру значение первых главных напряжений в 1,7...2 раза.

7. Анализом работоспособности подшипников коленчатого вала определены оптимальные геометрические параметры трибосопряжений, предельные значения допусков на форму поверхностей трения и осевые отклонения шеек и подшипников коленчатого вала, схемы подачи смазки в подшипники, а также определены классы вязкости масел для использования в базовых дизелях. Это позволяет в среднем на 20% улучшить значения важнейших гидромеханических характеристик и обеспечить требуемый ресурс тяжелонагруженных подшипников коленчатого вала.

8. Реализация системных технических решений на дизеле 4Т371 обеспечила на номинальном режиме работы снижение удельного эффективного расхода топлива g_e на 5...7 г/кВтч и выбросов вредных веществ ОГ: сажи – на 10...15 % по шкале Хартриджа и окиси азота – на 7...9 %.

Основные результаты опубликованы в следующих работах:

Ведущие рецензируемые научные журналы и издания

1. **Мурзин, В.С.** Развитие двигателестроения на ЧТЗ / В.С. Мурзин // Двигателестроение. – 2008. – № 2 (232). – С. 9–10.
2. Гидромеханические характеристики коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371 / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **В.С. Мурзин** // Двигателестроение. – 2008. – № 2 (232). – С. 27–30.
3. **Мурзин, В.С.** Эффективность разделенного впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля / В.С. Мурзин, А.П. Маслов, Е.А. Лазарев // Двигателестроение. – 2008. – № 3 (233). – С. 13–17.
4. **Мурзин, В.С.** Модельный ряд двигателей двойного применения/ В.С. Мурзин, Б.А. Мурдасов, В.И. Скориков // Двигателестроение. – 2008. – № 2 (232). – С. 14–17.
5. Маслов, А.П. Профилирование и результаты исследований работы поршней с трибологическим профилем / А.П. Маслов, **В.С. Мурзин** // Двигателестроение. – 2008. – № 3 (233). – С. 9–12.
6. Температурное состояние поршней различных конструкций в дизеле с неразделенной камерой сгорания / **В.С. Мурзин**, А.П. Маслов, Е.А. Лазарев, В.Н. Прокопьев // Двигателестроение. – 2009. – № 1 (235). – С. 6–9.
7. Создание федерального научно-технического центра развития двигателестроения / В.И. Захаров, **В.С. Мурзин**, Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов // Транспорт и связь Российской Федерации. – 2010. – № 1. – С. 13–17.
8. Бояршинова, А. К. Обоснование предельных значений допусков для шатунных и коренных подшипников коленчатых валов дизельных двигателей // А.К. Бояршинова, **В.С. Мурзин**, Д.С. Бобин / Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 11. – С. 30–33.
9. Рождественский, Ю.В. Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля // Ю.В. Рождественский, А.А. Дойкин, **В.С. Мурзин** / Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3(19). – С. 338–341.
10. **Мурзин, В.С.** Совершенствование рабочего процесса дизелей серии Т для достижения параметров мирового технического уровня / В.С. Мурзин // Двигателестроение. – 2011. – № 2 (244). – С. 17–21.

Материалы международных, всероссийских и региональных конференций

11. **Мурзин, В.С.** Создание нового перспективного семейства двигателей с турбонаддувом на Челябинском тракторном заводе / В.С. Мурзин // Материалы международной научно-технической конференции «Турбонаддув автомобильных и тракторных двигателей» Протвино, 24–25 июня 2009. – С. 26–29.
12. Расчетная оценка нагруженности картера дизельного двигателя промышленного трактора // **В.С. Мурзин**, В.А. Романов, С.Б. Сапожников, Н.А. Хозе-нюк / Сборник научных трудов международной конференции Двигатель – 2010, посвященной 180-летию МВТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 71–75.