

На правах рукописи



КОНЬКОВА Ирина Дмитриевна

**ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ПО СИГНАЛУ
СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО ДАВЛЕНИЯ**

Специальность 05.22.07 — Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Хабаровск — 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Дальневосточный государственный университет путей сообщения» на кафедре «Транспорт железных дорог».

Научный руководитель: **Давыдов Юрий Анатольевич**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Носырев Дмитрий Яковлевич**
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО
«Самарский государственный университет путей
сообщения», профессор

Грачев Владимир Васильевич
доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО
«Петербургский государственный университет
путей сообщения Императора Александра I», доцент

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«**Омский государственный университет путей
сообщения**»

Защита состоится «06» апреля 2021 г. в 15:00 на заседании диссертационного совета Д **218.003.07** созданного при ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный университет путей сообщения» по адресу: Россия, 680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, дом 47, ауд. 204.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО ДВГУПС (<https://www.dvgups.ru/>).

Отзыв по данной работе в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю диссертационного совета.

Автореферат разослан «__» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент
e-mail: kabalyk@festu.khv.ru



Кабалык Юрий Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Энергетически эффективная и экологически безопасная эксплуатация тепловоза возможна лишь при условии соответствия технического состояния дизеля исходным заводским параметрам. Подавляющее большинство находящихся в эксплуатации тепловозных дизелей оснащены гидромеханическими топливными насосами высокого давления (ТНВД) индивидуального типа, конструкция которых предполагает их регулировку не только на стендах в топливном цехе, но и непосредственно на тепловозе. Выборочная проверка более 600 ТНВД дизелей Д49 и более 1000 ТНВД дизелей 10Д100 показала, что в среднем порядка 35 % насосов нуждались в регулировке угла опережения подачи топлива (УОПТ) или цикловой подачи. Эксплуатация дизеля с неоптимальным УОПТ в его цилиндрах приводит к ухудшению его экономических и экологических показателей, а разброс этого параметра и цикловой подачи между цилиндрами – к неравномерному распределению мощности по цилиндрам. Цилиндры дизеля, оказавшиеся перегруженными, периодически подвергаются чрезмерно высоким механическим и термическим нагрузкам, что в свою очередь снижает надежность дизеля и может стать причиной разрушения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизеля. Ситуация усугубляется по мере износа ЦПГ. Помимо известных проблем потери гидравлической плотности цилиндра, в перегруженных цилиндрах дополнительно возрастает тепловая напряженность из-за увеличения расхода горячих газов, прорывающихся через уплотнения ЦПГ. Проблема обостряется для современных высокофорсированных дизелей тепловозов, обслуживающих поезда повышенной массы.

Сказанное определяет актуальность работы, направленной на поиск новых эффективных методов диагностики, способных на принципах разумной достаточности надежно диагностировать различные неисправности дизеля, в том числе – снижение гидравлической плотности ЦПГ и разрегулировку топливной аппаратуры дизеля.

Степень разработанности темы исследования. Становление системы диагностирования дизеля вообще и, тепловозного дизеля в частности, происходило в нашей стране во второй половине прошлого столетия благодаря таким ученым, как Р.М. Васильев-Южин, А.И. Володин, А.С. Гребенников, Н.С. Ждановский, М.И. Левин, Е.А. Никитин, А.В. Николаенко, А.С. Пунда, А.Э. Симсон, Л.Г. Соболев, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский, А.З. Хомич и ряду других.

Развитие технических средств измерения, их компьютеризация на рубеже XX и XXI веков послужили новым импульсом в развитии теории и практики диагностирования дизеля. Заметный вклад здесь принадлежит ученым и специалистам нашей страны, среди них И.К. Андрончев, В.Н. Балабин, П.А. Васин, И.И. Габитов, А.Н. Головаш, В.В. Грачев, Л.В. Грехов, А.Ю. Коньков, В.А. Лашко, Ю.П. Макушев, Д.Я. Носырев, А.А. Обозов, С.М. Овчаренко, А.Н. Соболенко, В.Ф. Тарута и многие другие.

Методы диагностики, использующие внутрицилиндровое давление, требуют, как правило, дополнительных измерений, как минимум, для синхронизации с фазой цикла. Скорость изменения давления находит ограниченное применение в матричных методах диагностики в качестве дополнительной информации. Прямое измерение этого сигнала в системах диагностирования дизелей не встречается, а его

информативность для разработки сигнал-ориентированных методов диагностики ранее не рассматривалась.

Цель работы: совершенствование средств и методов технической диагностики тепловозных дизелей на основе сигнала скорости изменения внутрицилиндрового давления.

Задачи исследования

1. Выполнить анализ современного состояния проблемы диагностирования дизеля с использованием внутрицилиндрового давления и характеристик, полученных на его основе.
2. Разработать методику математического моделирования сигнала скорости изменения давления на основе адаптации и усовершенствования существующих моделей рабочего процесса среднеоборотного дизеля и реализовать ее в форме компьютерных моделей.
3. Провести расчетные исследования влияния ряда разрегулировок и неисправностей дизеля на характеристику скорости изменения давления, на основе которого предложить критерии, удовлетворяющие требованию их определения исключительно анализом данного сигнала.
4. Предложить способ прямого измерения сигнала скорости изменения давления с использованием существующих датчиков внутрицилиндрового давления, а также методику получения индикаторной диаграммы на основе этого сигнала.
5. Выполнить экспериментальную проверку возможности практического использования предложенных критериев диагностирования дизеля.

Объектом исследования является тепловозный четырехтактный дизель типа Д49, а **предметом исследования** – связь термо- и газодинамических процессов в цилиндре тепловозного дизеля с параметрами технического состояния.

Область исследования соответствует паспорту научной специальности 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация, а именно п.3 «...Техническая диагностика подвижного состава. Критерии оценки состояния подвижного состава ...».

Методы исследования. Расчетное исследование основано на методах математического моделирования рабочих процессов дизеля, реализованных в средах Matlab/Simulink и Scilab/Xcos. Основные результаты расчетного исследования проверялись в ходе натурных экспериментов на исследовательской одноцилиндровой установке.

Научная новизна

1. Предложены безразмерные критерии для определения потери плотности цилиндра и отклонения угла опережения подачи топлива, определяемые по результатам асинхронного измерения сигнала скорости изменения давления.
2. Уточнена математическая модель рабочего процесса дизеля для возможности исследования влияния утечек рабочего тела и изучения связи действительного процесса с моделями политропного процесса.

Теоретическая значимость заключается в разработке нового метода диагностирования дизеля, ориентированного на анализ сигнала скорости изменения давления.

Практическая ценность и реализация результатов работы

1. Найденные взаимосвязи между параметрами технического состояния тепловозного дизеля Д49 и предложенными безразмерными критериями могут быть использованы при создании новых приборов для оперативной диагностики и регулировки дизеля без калибровки датчиков и привязки сигнала к углу поворота коленчатого вала, а также для разработки новых систем управления и бортовой диагностики тепловозного дизеля.

2. Способ получения индикаторной диаграммы на основе асинхронного измерения сигнала скорости изменения давления может быть использован в ранее разработанных системах диагностирования и контроля параметров тепловозного дизеля, использующих индикаторные показатели.

3. Компьютерные модели моторного и рабочего циклов тепловозного дизеля Д49 используются в учебной и научно-исследовательской работе университета.

Положения, выносимые на защиту:

1) уточненная математическая модель моторного цикла дизеля, реализованная в среде Matlab Simulink;

2) результаты расчетного изучения взаимосвязей между предложенными диагностическими критериями и соответствующими параметрами технического состояния при различных условиях работы тепловозного дизеля Д49.

3) результаты экспериментальной проверки применимости предложенных диагностических критериев.

Личный вклад автора состоит в разработке математических моделей, их компьютерной реализации, проведении расчетного эксперимента и анализа его результатов, участии в экспериментальных исследованиях. Некоторые результаты диссертации получены и опубликованы совместно с соавторами: Труновым А.И. (метрологическое обеспечение экспериментальной установки, проведение эксперимента на одноцилиндровом отсеке дизеля); Коньковым А.Ю. (планирование расчетных и натурных экспериментов; проектирование и изготовление макетного образца преобразователя “ток-напряжение”).

Достоверность научных положений и результатов подтверждается согласованностью результатов теоретических и экспериментальных исследований; обоснованностью исходных математических положений и преобразований; корректным использованием фундаментальных физических законов при описании термо- и газодинамических процессов в цилиндре дизеля.

Апробация результатов. Основные положения и выводы диссертационной работы были представлены на МНК «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», (Калининград, БФУ им. И. Канта, 2015г.); МНТК «Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век», (Санкт-Петербург, ПГУПС, 2018 г.); МНТК «Двигатель-2018», (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018 г.); МНК «Инновационные технологии развития транспортной отрасли» (Хабаровск, ДВГУПС, 2019 г.); НПК с МУ «Проблемы транспорта Дальнего Востока», (Владивосток, МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2019 г.); МНТК «Актуальные проблемы морской энергетики», (Санкт-Петербург, СПбМГТУ, 2020 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 15 печатных работ, в том числе 3 статьи в периодических изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки, и 1 статья, входящая в международную систему цитирования Scopus,

получен 1 патент на изобретение и 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка используемых источников и приложений. Объем диссертации составляет 154 страницы печатного текста, в том числе 67 рисунков, 8 таблиц, 2 приложения. Список литературы содержит 161 источник.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ современного состояния проблемы диагностирования дизеля с использованием внутрицилиндрового давления. Показано, что практически все известные методы диагностирования наряду с сигналом давления требуют привязки этого сигнала к углу поворота коленчатого вала, а многие, кроме этого, нуждаются в дополнительных измерениях параметров состояния рабочего тела на входе и выходе из цилиндра. Модель-ориентированные методы диагностики, основанные на идентификации параметров математических моделей процессов дизеля, сопряжены со сложностями полной автоматизации и требуют значительных вычислительных затрат, что исключает в настоящее время их применение в составе бортовых и оперативных систем диагностики. Недостаточное внимание уделяется сигнал-ориентированным методам и, в частности, сигналу скорости изменения давления. Его прямое измерение в системах диагностирования не встречается, а некоторые критерии, определяемые по форме сигнала, используются, в лучшем случае, как дополнительные признаки в матричных методах диагностики.

На основании выполненного анализа были сформулированы цель и задачи исследования, которые в свою очередь определили структуру диссертационной работы.

Во второй главе диссертации приведены основные положения математической модели моторного и рабочего циклов тепловозного дизеля, а также особенности их компьютерной реализации. Под *моторным* циклом понимается последовательность процессов впуска, сжатия, расширения и выпуска, протекающих в цилиндре дизеля при отключенной подаче топлива, что применяется, среди прочего, и в системах тестовой диагностики для оценки величины утечек рабочего тела. Термин широко распространен в зарубежной литературе (*motored cycle*) и используется в работе для краткости при противопоставлении обычному (со сгоранием) *рабочему* циклу.

Математическая модель обоих циклов основана на уравнении первого закона термодинамики, записанного в форме уравнения объемного баланса

$$dp = \frac{kp}{V} (dV_{Qx} + dV_{conv} + dV_{leak} + dV_{inp} + dV_{out} - dV), \quad (1)$$

где k – показатель адиабатного процесса; p – давление в цилиндре; dV_{Qx} – изменение объема из-за выделения теплоты при сгорании топлива; dV_{conv} – изменение объема из-за теплообмена; dV_{leak} – изменение объема из-за утечек; dV_{inp} , dV_{out} – изменение объема из-за перетеканий газа через впускные и выпускные органы газораспределения соответственно; dV – изменение объема из-за движения поршня.

При моделировании моторного цикла слагаемое dV_{Qx} полагалось равным нулю. Коэффициент теплоотдачи, оказывающий определяющее влияние на расчет dV_{conv} , находился по формуле Вошни. Изменение объема dV описывалось известными уравнениями динамики кривошипно-шатунного механизма. Учет газообмена через клапаны, а также утечек газообразного рабочего тела через неплотности цилиндра,

вызванные износом и другими неисправностями осуществлялся с использованием известных уравнений газодинамики для массового расхода при истечении через внезапное сужение при докритических и критических скоростях.

$$\frac{dm_i}{dt} = \begin{cases} A_i \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]} & \text{если } \left(\frac{p_2}{p_1} \right) > 0,528 \\ A_i \sqrt{k \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1}} & \text{если } \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \leq 0,528 \end{cases}, \quad (2)$$

где 0,528 – критическое отношение давлений для двухатомных газов; v – удельный объем газа; индекс “1” относится к пространству, из которого газ вытекает, а индекс “2” – к пространству, в которое газ втекает; A_i – эффективная площадь (клапанных щелей или неплотностей). Если при расчете оказывалось, что давление в цилиндре становилось меньше, чем в картере или в выпускном коллекторе, или больше, чем во впускном коллекторе, то первоначальный смысл индексов «1» и «2» изменялся на противоположный.

Следует отметить, что представленный подход к расчету расхода газа через клапанные щели является общепринятым, в то время как для утечек рабочего тела – отличается от используемого, например, в программе «Дизель-РК», разработанной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана а также на кафедре «Транспорт железных дорог» ДВГУПС, в которых учет утечек через комплект поршневых колец осуществляется по методике расчета лабиринтных уплотнений.

Еще одним дополнением к разработанной ранее в ДВГУПС модели рабочего процесса среднеоборотного дизеля стал учет переменности величины показателя адиабаты k в уравнениях термо- и газодинамики, включая (1, 2). Рабочее тело рассматривалось как смесь азота N_2 ; кислорода O_2 ; углекислого газа CO_2 и водяного пара H_2O . Для каждого компонента рассчитывалась мольная теплоемкость при постоянном объеме μc_{v_i} , с использованием известных полиномиальных зависимостей от температуры T .

Для заданного объемными долями состава рабочего тела на основании известных термодинамических уравнений рассчитывались кажущаяся молекулярная масса μ , газовая постоянная R , массовые теплоемкости при постоянном давлении c_p и объеме c_v и показатель адиабаты, как их отношение $k = c_p/c_v$. Для принятого стандартного состава топлива при условии полного его сгорания состав смеси можно представить зависимостью от суммарного коэффициента избытка воздуха α и доли продуктов сгорания в смеси со свежим воздухом, т.е. степени рециркуляции K_r .

Проверка адекватности модели моторного цикла выполнялась как сравнением индикаторной диаграммы с экспериментальной, так и сопоставлением с результатами моделирования программы «Дизель-РК». Варьированием величины неплотности рабочей камеры – параметра, точное экспериментальное значение которого получить крайне сложно, можно добиться практически полного совпадения (с расхождением не более процента) линий моделируемого и экспериментального давления на диаграммах.

Третья глава диссертации посвящена теоретическим исследованиям диагностической ценности сигнала скорости изменения давления, выполненным с использованием разработанных компьютерных моделей моторного и рабочего циклов.

Предложены два безразмерных критерия – *критерий потери уплотнения цилиндра* k_{seal} и *критерий начала воспламенения топлива* k_{inj} , определяемые по значениям сигнала в характерных точках сигнала, являющихся локальными экстремумами скорости изменения давления (рисунок 1).

$$k_{seal} = \frac{|p'_{\min}| - p'_{\max}}{p'_{\max}} = \frac{\Delta p'_{ex}}{p'_{\max}}, \quad (3)$$

$$k_{inj} = \frac{p'_c - p'_i}{2p'_c}, \quad (4)$$

где $\Delta p'_{ex}$ – разница амплитуд экстремальных точек сигнала в моторном цикле; p'_c, p'_i – скорости изменения давления в точках c и i соответственно (рисунок 1).

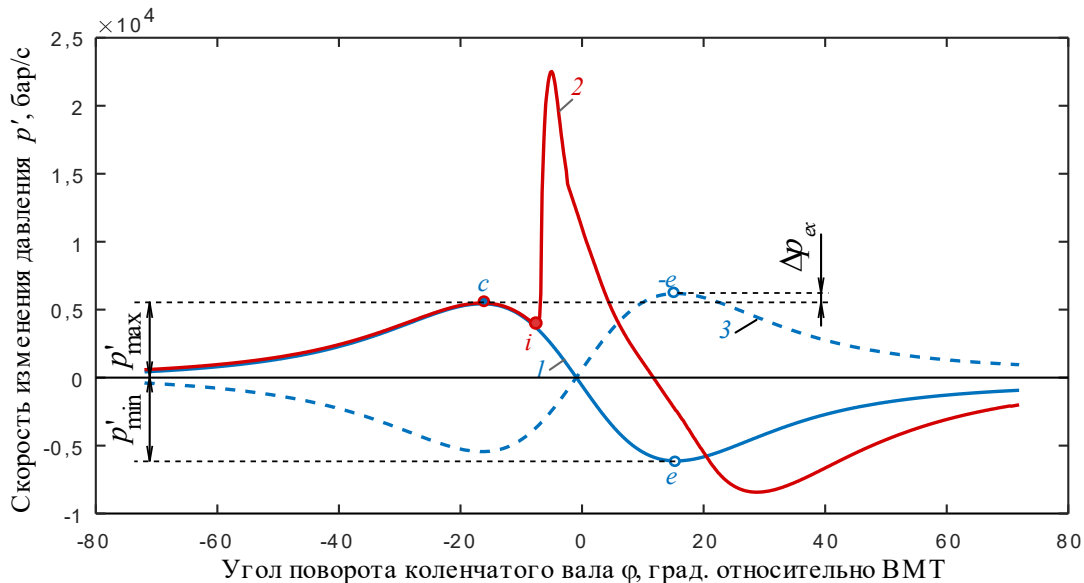


Рисунок 1 - Характерные точки сигнала, используемые для расчета критериев: 1 – моторный цикл; 2 – рабочий цикл; 3 – инвертированный моторный цикл; c – максимум на участке сжатия; e – минимум на участке расширения; i – начало сгорания

Теоретически в моторном цикле при отсутствии утечек и теплообмена абсолютные значения экстремумов кривой p' были бы равными. Утечки газа приводят к тому, что в процессе расширения участвует меньшее количество рабочего тела, чем было в процессе сжатия, поэтому скорость падения давления на участке расширения оказывается больше скорости нарастания давления на участке сжатия. Для выявления чувствительности предложенного критерия k_{seal} к числу оборотов коленчатого вала n , давлению воздуха на впуске p_{inp} , температуре воздуха на впуске T_{inp} , средней температуре стенок t_w и площади неплотностей A_{leak} был выполнен расчетный эксперимент с использованием модели моторного цикла при $n = 350, 500, 750$ и 1000 мин⁻¹. Для каждого скоростного режима поочередно изменялся один из параметров в пределах, указанных в таблице 1, при постоянстве остальных параметров, принимавших условно-стандартные значения. В качестве примера на рисунке 2 показаны результаты моделирования при $n = 350$ мин⁻¹ для безразмерных параметров, рассчитанных по формуле приведения (5).

Каждый из исследуемых параметров оказывает свое влияние на величину критерия k_{seal} с различной степенью. Например, изменение давления воздуха на впуске p_{inp} в принятом диапазоне приводит к увеличению массового заряда, практически в два раза,

что приводит к двухкратному изменению скорости давления в экстремальных точках, однако величина k_{seal} уменьшается при этом на величину менее 4 %. Аналогичное незначительное влияние оказывают температуры T_{inp} и t_w . Самое существенное влияние приходится на площадь утечек A_{leak} . Значение критерия для выбранного диапазона площади изменилось более чем в 10 раз (выросло на 1150 %). Влияние скоростного режима не меняет представленной картины качественно. При этом, увеличение числа оборотов приводит к сокращению времени сжатия и поэтому уменьшению теряемой массы рабочего тела, что приводит к более пологой форме зависимости $k_{seal}(A_{leak})$ при сохранении ее линейного характера.

Таблица 1 - Значения варьируемых параметров

Параметр, размерность	Значения		
	min	“стандартное”	max
p_{inp} , бар	0,97	1,4	2,0
T_{inp} , К	263	323	353
t_w , °С	70	110	140
A_{leak} , см ²	0	0,1	0,35

Формула приведения

$$\bar{x} = \frac{x_i - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}}, \quad (5)$$

Где x_i , x_{\min} и x_{\max} текущее, минимальное и максимальное значение параметра соответственно

Для выявления преимуществ использования предлагаемого критерия k_{seal} в сравнении с общепринятым критерием – давлением в конце сжатия моторного цикла дополнительно было изучено влияние изменения геометрической степени сжатия в цилиндре на оба критерия (рисунки 3 и 4).

Изменение степени сжатия в интервале от 11,6 (соответствует увеличению объема камеры сгорания V_c на $\Delta V_c=0,1$ л) до 13,5 (изменение объема на $\Delta V_c=-0,1$ л), выполненное в ходе моделирования для двух скоростных режимов (350 мин⁻¹ и 1000 мин⁻¹), показало, что соответствующие изменения максимального давления сжатия p_{\max} , максимальной скорости изменения давления p'_{\max} и критерия k_{seal} существенно разнятся друг о друга (рисунок 4). Относительное изменение величины критерия k_{seal} при этом меньше примерно в 2,5 раза, чем относительное изменение максимального давления в моторном цикле p_{\max} . При этом еще большее значение параметра p'_{\max} позволяет рекомендовать его использование в качестве критерия изменения степени сжатия, что совместно с критерием k_{seal} позволит разрешить

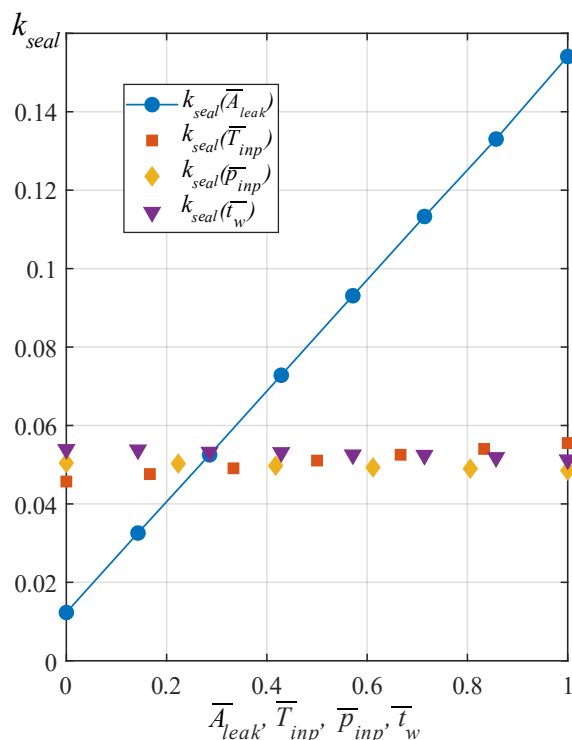


Рисунок 2 - Характер изменения критерия потери уплотнения k_{seal} в зависимости от исследуемых параметров при $n = 350$ мин⁻¹

проблему неразличимого влияния на индикаторную диаграмму утечек и степени сжатия.

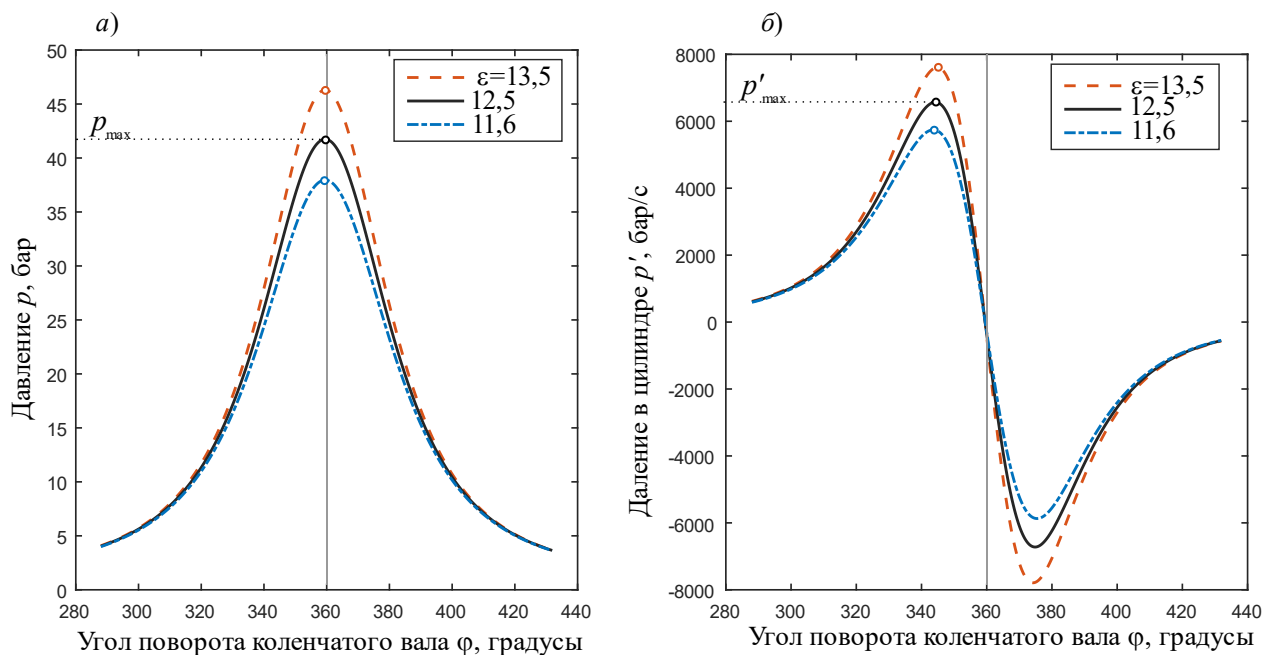


Рисунок 3 – Расчетные диаграммы давления (а) и скорости изменения давления (б) при различных степенях сжатия в цилиндре при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$.

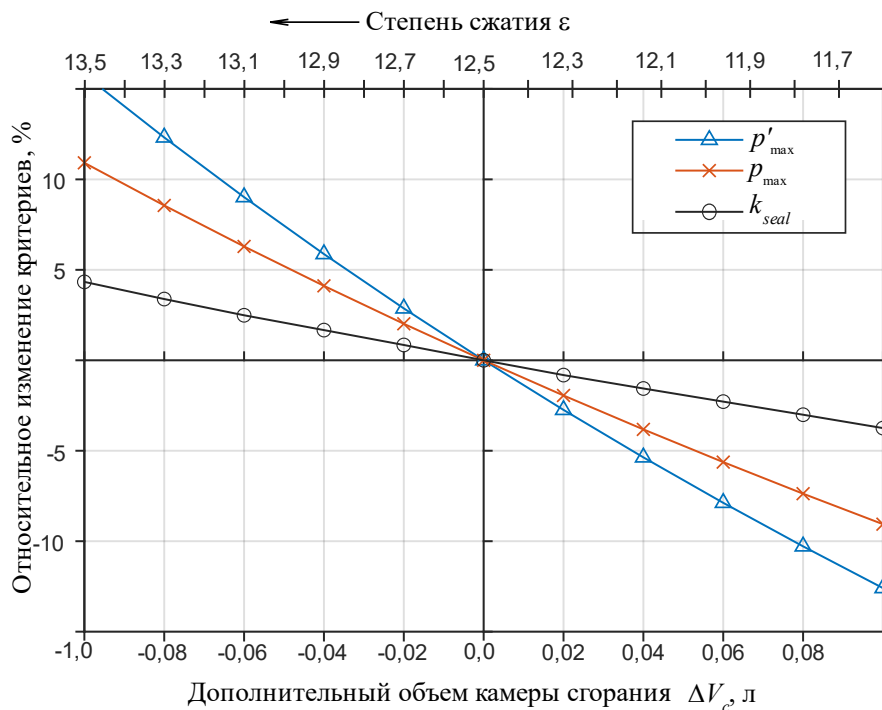


Рисунок 4 – Графики изменения критериев для оценки плотности цилиндра от дополнительного объема камеры сгорания ΔV_c степени сжатия ϵ ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$)

Связь критерия начала воспламенения топлива k_{inj} с действительным началом подачи топлива основана на двух предпосылках. Первая – период задержки воспламенения зависит от свойств топлива, температуры и давления в цилиндре в начале впрыска. Поэтому для всех цилиндров при испытании двигателя на одном режиме существует однозначная связь между началом воспламенения и началом подачи топлива. Вторая предпосылка – точка c на участке сжатия кривой скорости изменения давления (см. рисунок 1) приходится на один и тот же угол поворота коленчатого вала, а точка i смещается вдоль кривой скорости изменения давления моторного цикла (линия 1) вправо и вниз при позднем воспламенении и, наоборот, влево и вверх – при раннем. В ходе расчетного эксперимента, выполненного для режима 50 % мощности дизеля и частоты вращения $n=610 \text{ мин}^{-1}$ с варьированием УОПТ в пределах от 8 до 34 градусов при постоянстве параметров наддувочного воздуха, были получены зависимости периода задержки воспламенения $\Delta\phi$, фазы начала сгорания ϕ_i и критерия k_{inj} от УОПТ ϕ_{opt} (рисунок 5).

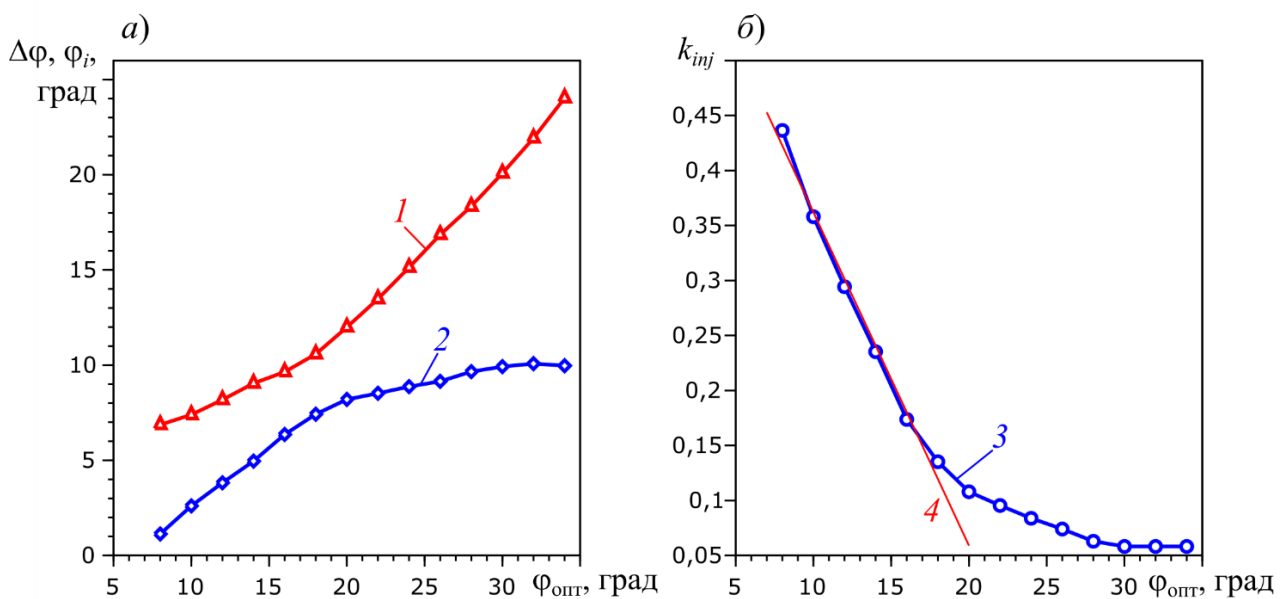


Рисунок 5 - Результаты расчетного эксперимента: *a* – зависимости периода задержки воспламенения и угла начала воспламенения (от ВМТ) от УОПТ: 1 – $\Delta\phi(\phi_{opt})$; 2 – $\phi_i(\phi_{opt})$; *б* – зависимость $k_{inj}(\phi_{opt})$: 3 – расчет; 4 – линейная аппроксимация для участка $8^\circ < \phi_{opt} < 18^\circ$

Характер линий 1 и 2 полностью определяется влиянием условий в цилиндре на продолжительность периода задержки воспламенения и в интервале УОПТ от 8° до 18° это влияние таково, что увеличение УОПТ приводит к относительно небольшому росту продолжительности задержки воспламенения и, как следствие этого, практически линейной зависимости $\phi_i(\phi_{opt})$ на этом участке. При больших УОПТ задержка воспламенения значительно возрастает, причем этот рост компенсирует ожидаемое смещение точки i и, как результат этого, при $\phi_{opt} > 30^\circ$ воспламенение начинается примерно в одной и той же фазе цикла ($9...10^\circ$ до ВМТ). Следует отметить, что рабочая область УОПТ для дизеля Д49 приходится примерно на диапазон $10...18^\circ$, т. е. попадает в начальную линейную область. Представленные закономерности влияния УОПТ на фазовые показатели процесса воспламенения определяют вид зависимости $k_{inj}(\phi_{opt})$, характер которой в диапазоне $8^\circ < \phi_{opt} < 18^\circ$ близок к линейному.

Высказанный выше тезис о постоянстве фазы максимума скорости нарастания давления на участке сжатия $\varphi_c = \text{const}$ был проверен и подтвержден двумя способами: анализом процесса сжатия как политропного процесса и в ходе расчетного эксперимента на модели моторного цикла. Показано, что угол φ_c зависит от конструктивных параметров двигателя (степени сжатия и отношении радиуса кривошипа к длине шатуна) а также от режимных и эксплуатационных параметров (число оборотов коленчатого вала, начальные температура и давление воздуха, массовый расход утечек и др.). При отсутствии чрезмерного износа угол φ_c во всем возможном диапазоне скоростных и нагрузочных режимов дизеля 1А-5Д49 изменяется на величину около $0,8^\circ$ из-за изменения частоты и соответствует диапазону $16,3^\circ \dots 15,5^\circ$ до ВМТ.

Заключительный пункт третьей главы посвящен изучению влияния режимных и эксплуатационных параметров на величину показателя политропы сжатия. Рассматривались два варианта определения показателя политропы: по двум точкам на кривой давления и по совпадению работы сжатия. Показано, что наибольшее влияние оказывают параметры, прямо или косвенно влияющие на интенсивность теплообмена в процессе сжатия: число оборотов коленчатого вала; температуры стенок и рабочего тела. Также велико влияние утечек рабочего тела, рост которых можно рассматривать как потерю теплосодержания газа или, своего рода, аналог интенсивной теплоотдачи. При этом пренебрежимо мало влияние состава сжимаемого газа и давления на впуске. Установлено, что в условиях эксплуатации двигателя Д49 показатель политропы сжатия, определенный по равенству работы в процессах, может изменяться от 1,345 (максимальные утечки при минимальных оборотах) до 1,378 (максимальный температурный напор при максимальных оборотах).

В четвертой главе диссертации представлена исследовательская установка и результаты экспериментальной проверки предлагаемых решений.

Прямое измерение сигнала скорости изменения давления выполнялось с применением пьезоэлектрических датчиков давления и специально изготовленного электронного преобразователя сигнала «ток – напряжение». Помимо исследования асинхронно-измеренного сигнала скорости изменения давления дополнительно была разработана методика получения индикаторной диаграммы, включающая численное интегрирование сигнала, его привязку по максимуму скорости нарастания давления на участке сжатия и поиск постоянной составляющей давления термодинамическим методом, согласно которому величина смещения сигнала находится как

$$E_{\text{см}} = \frac{E(\varphi_1) - E(\varphi_2) \cdot [V(\varphi_2)/V(\varphi_1)]^m}{1 - [V(\varphi_2)/V(\varphi_1)]^m}, \quad (6)$$

где $E(\varphi_1)$, $E(\varphi_2)$ – значение сигнала при углах поворота коленчатого вала φ_1 и φ_2 , выбранных в пределах участка сжатия; $V(\varphi_1)$, $V(\varphi_2)$ – объем цилиндра при этих же углах, m – показатель политропы сжатия. Обоснованный выбор показателя m выполняется с использованием найденных в главе 3 зависимостей.

Экспериментальное исследование выполнялось на исследовательской установке с отсеком дизеля ОЧН18/22, который по своей размерности, быстроходности, степени сжатия и конструкции камеры сгорания близок к тепловозному дизелю 1А-5Д49 (16ЧН26/26). Крепление насоса высокого давления дизеля позволяет контролируемо изменять угол опережения подачи топлива. В крышке цилиндра выполнено сверление,

через которое камера сгорания может быть сообщена с атмосферой через отверстия различного диаметра.

На рисунке 6 представлены фрагменты измеренных сигналов скорости изменения давления, полученные в ходе эксперимента по изучению влияния площади дополнительного отверстия, увеличивающего утечки рабочего тела из цилиндра, с примерами вычисления предложенного критерия потери уплотнения цилиндра k_{seal} . Так как собственная площадь неплотностей двигателя отсека (при закрытом дополнительном канале) не может быть найдена непосредственно, была выполнена оценка этой величины с использованием разработанной модели моторного цикла.

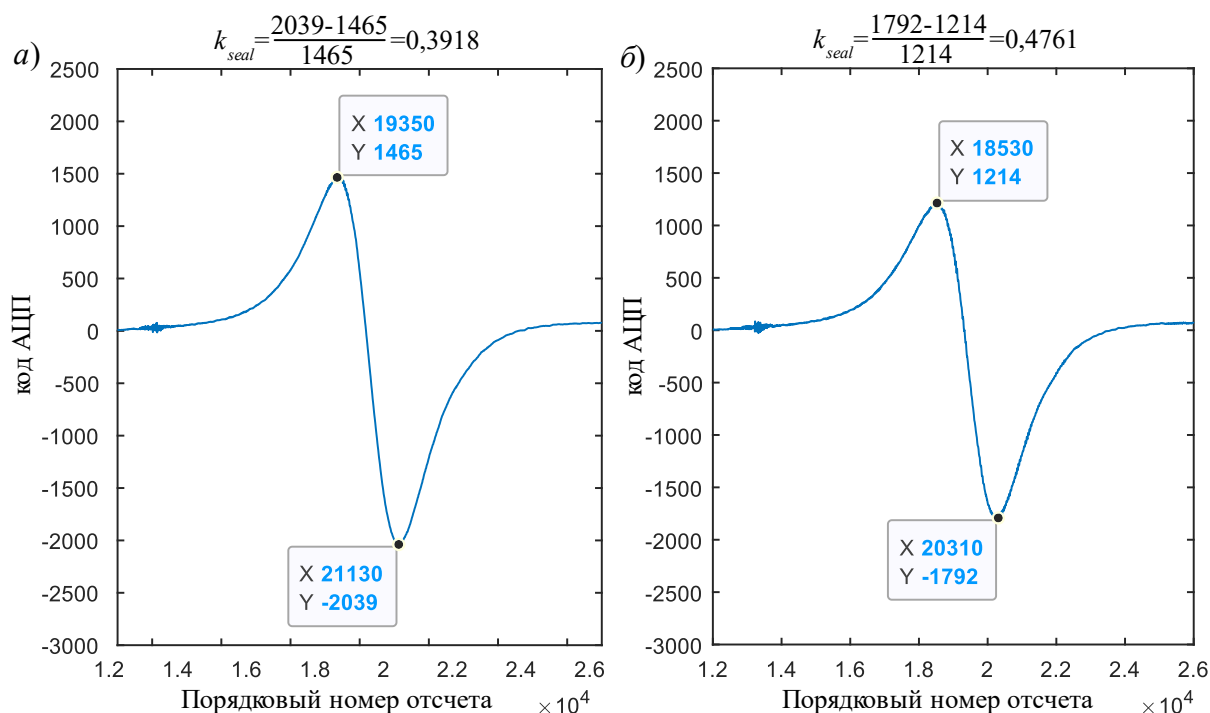


Рисунок 6 - Пример вычисления критерия потери уплотнения в эксперименте:
 а) минимальная площадь утечек; б) максимальная площадь утечек

Суть оценки заключалась в нахождении такой величины этой константы, при которой экспериментальные значения критерия k_{seal} в координатах $A_{leak}-k_{seal}$ аппроксимировались бы прямой линией, пересекающей ось ординат ($A_{leak} = 0$, полное отсутствие утечек), в расчетном значении $k_{seal} = 0,018$ (для $n = 400 \text{ мин}^{-1}$), найденном в ходе моделирования для двигателя ОЧН18/22 (рисунок 7). Результат оценки составил $0,448 \text{ см}^2$. Видно, что при использовании найденной величины собственной площади утечек двигателя максимальное расхождение экспериментальных и расчетных данных по величине критерия k_{seal} составляет 1,8 %.

Проверка критерия начала воспламенения топлива k_{inj} выполнялась для двух двигателей: исследовательского отсека ОЧН18/22 с проведением собственного эксперимента и тепловозного дизеля Д49 с использованием результатов измерений внутрицилиндрового давления, извлеченных из базы данных диагностического комплекса «Магистраль» (Санкт-Петербург, Техтранс-Д).

Проверка на отсеке выполнялась путем изменения угла опережения подачи топлива в диапазоне $\varphi_{опт} = 17^\circ \dots 28^\circ$ с шагом 1° при работе двигателя с постоянной частотой вращения вала $n = 700 \text{ мин}^{-1}$ и фиксированном положении рейки ТНВД с

асинхронной записью не менее 20 последовательных циклов сигнала скорости изменения давления. На рисунке 8,а показан пример вычисления критерия k_{inj} при $\varphi_{opt} = 17^\circ$, а на рисунке 8,б – результаты статистической обработки полученных экспериментальных данных, позволяющие оценить возможность определения φ_{opt} по известной экспериментальной зависимости с точностью не менее 1° поворота коленчатого вала.

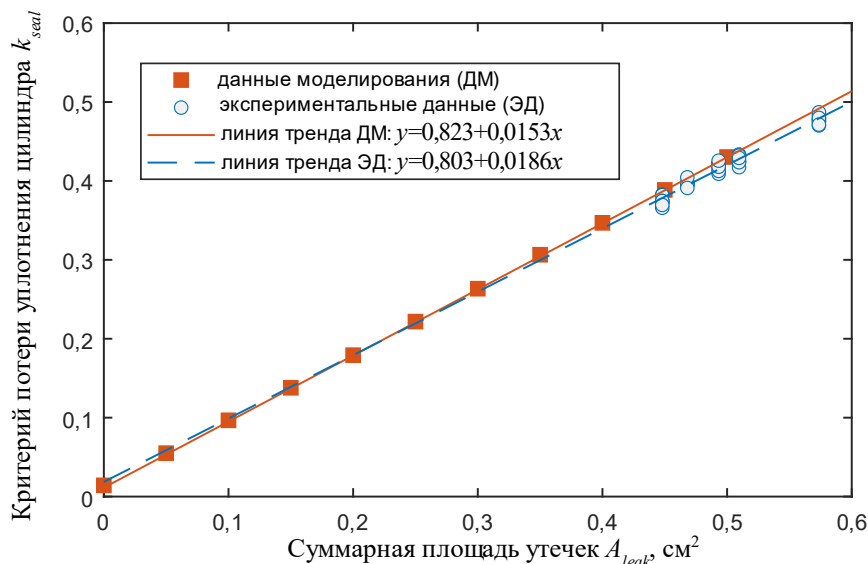


Рисунок 7 - Сравнение результатов моделирования и экспериментальных данных при собственной площади неплотностей цилиндра $0,448 \text{ см}^2$ (двигатель ОЧН18/22, $n = 400 \text{ мин}^{-1}$)

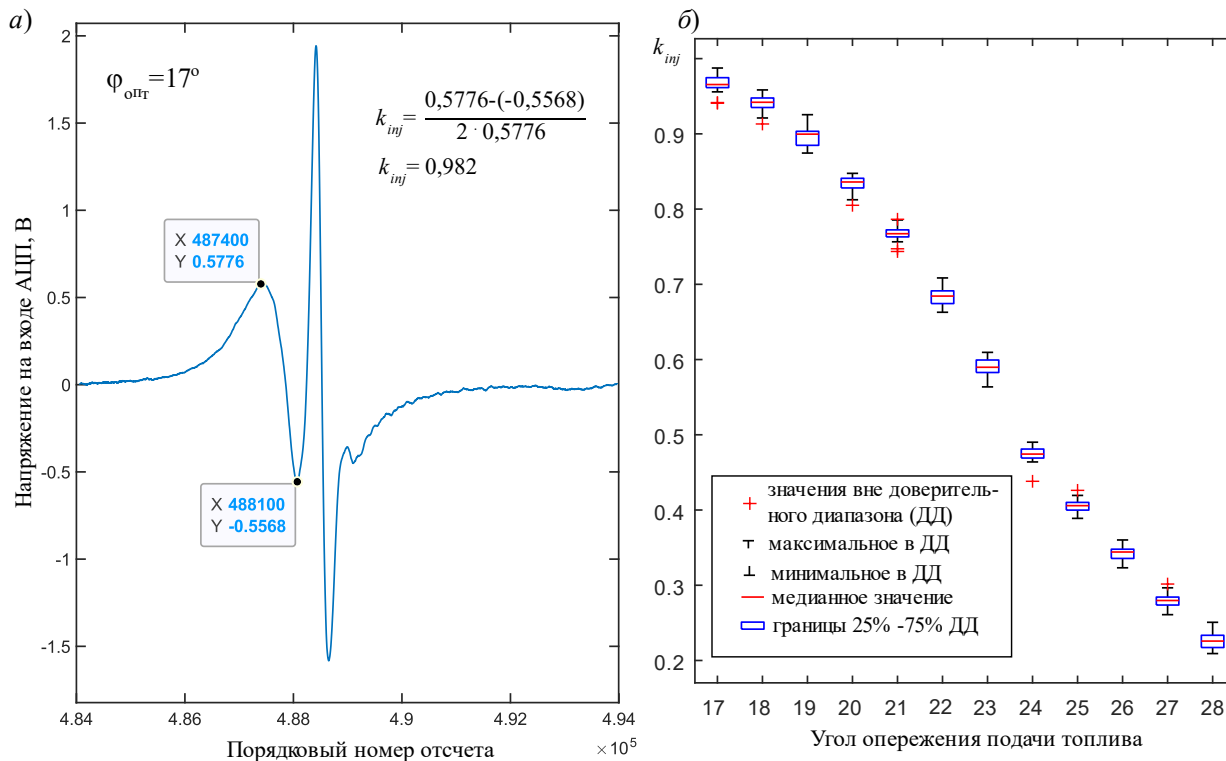


Рисунок 8 - Исследование связи УОПТ φ_{opt} с критерием начала воспламенения топлива k_{inj} (двигатель ОЧН18/22; $n = 700 \text{ мин}^{-1}$): а) фрагмент сигнала при $\varphi_{opt} = 17^\circ$; б) результаты статистического анализа

Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных зависимостей вида $k_{inj}(\varphi_{опт})$ показывает их качественное совпадение. В частности, в окрестностях номинального значения $\varphi_{опт}$ имеет место участок, близкий к линейному.

По результатам расчетного исследования для дизеля 1А-5Д49 было получено аппроксимирующее уравнение, применимое для 11-й позиции контроллера машиниста ($n = 610 \text{ мин}^{-1}$) для участка $\varphi_{опт} = 7^\circ \dots 28^\circ$, которое использовалось для сравнения диагнозов, поставленных с использованием предложенного критерия и методом, реализованном в комплексе «Магистраль»:

$$\varphi_{опт} = 21,9 - 32,8k_{inj}. \quad (7)$$

Индикаторные диаграммы, полученные на 11-й позиции контроллера машиниста под нагрузкой, извлекались из базы данных (БД) комплекса, численно дифференцировались с последующим поиском критерия k_{inj} и вычислением соответствующего значения величины $\varphi_{опт}$ по (7). Эти действия выполнялись для пары цилиндров, один из которых был определен комплексом «Магистраль» как эталонный, что позволило сопоставить отклонение $\varphi_{опт}$ между исследуемым и эталонным цилиндром (диагностический симптом) двумя способами. Следует отметить, что в БД «Магистраль» сохраняются осредненные по нескольким циклам диаграммы с разрешением в 1 градус угла поворота коленчатого вала. Поэтому, корректная обработка кривой скорости давления не всегда возможна из-за искажений участка в области максимальной скорости нарастания давления. В таблице 2 представлен пример выборочного сравнения диагнозов предлагаемым методом и методом, реализованным в «Магистрале».

Таблица 2 - Результаты диагностики УОПТ различными методиками

Диагноз	Критерий k_{inj}		УОПТ, град относительно ВМТ				Диагностический симптом	
			Эталонный цилиндр		Исследуемый цилиндр			
	эталон	иссл.	М ¹	П ²	М	П	М	П
Исправен	0,0526	0,0845	20,3	20,17	18,9	19,12	-1,4	-1,05
Поздний впрыск	0,0526	0,1207	20,3	20,17	17,4	17,94	-2,9	-2,23
Ранний впрыск	0,0947	0,0265	17,3	18,70	19,5	21,02	+2,2	+2,23
Слишком ранний впрыск	0,1371	0,0106	17,4	17,40	25,4	21,55	+8	+4,15

Примечания: 1. «Магистраль» (М); 2. Предлагаемый метод (П)

Как видно из представленных данных для исправного двигателя и двигателя с умеренным ранним или поздним впрыском максимальное расхождение диагностического симптома составляет менее одного (0,7) градуса угла поворота коленчатого вала. При этом имеющее место значительное расхождение (почти 4

градуса) для диагноза «слишком ранний впрыск» объясняется неприменимостью линейной зависимости (7) для таких значений углов опережения подачи топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения диссертационной работы была достигнута поставленная цель и получены научные и практические результаты, заключающиеся в следующем.

1. Выполненный анализ существующих методов диагностики дизеля показал актуальность проведения исследования сигнала скорости изменения давления в направлении разработки сигнал-ориентированных методов диагностики.

2. Учет переменности показателя адиабаты k при математическом моделировании моторного цикла дизеля оказывает существенное влияние на результаты расчета давления, снижая величину максимального давления примерно на 10 % по сравнению с расчетом при $k = \text{const}$.

3. Уточнена методика расчета утечек рабочего тела в цилиндре дизеля за счет замены эмпирических уравнений для лабиринтных уплотнений, применимых для исправного дизеля, на уравнения газовой динамики, что позволяет учесть повышенный износ цилиндропоршневой группы и другие неисправности, приводящие к потере плотности цилиндра.

4. Разработаны компьютерные имитационные модели моторного и рабочего циклов тепловозного дизеля типа Д49, послужившие основой для теоретических исследований диссертации.

5. Предложены безразмерные критерии для контроля гидравлической плотности цилиндропоршневой группы (критерий потери уплотнения цилиндра k_{seal}) и угла опережения подачи топлива (критерий начала воспламенения топлива k_{inj}), получение которых основано на анализе исключительно сигнала скорости изменения давления в цилиндре и не требует калибровки датчиков и дополнительных измерений для привязки сигнала к углу поворота коленчатого вала.

6. Применение критерия потери уплотнения цилиндра обладает рядом преимуществ по сравнению с общепринятым способом оценки по величине давления в конце сжатия, в частности – малой чувствительностью к изменению степени сжатия и параметрам рабочего тела на впуске.

7. Изучено влияние различных параметров на показатель политропы сжатия тепловозного дизеля Д49, позволившее установить его возможные пределы изменения в эксплуатации и предложить уравнения для расчета его значения в зависимости от частоты вращения вала двигателя и температуры воздуха на входе во впускном коллекторе.

8. Предложен и проверен на практике способ прямого измерения сигнала скорости изменения внутрицилиндрового давления с применением пьезоэлектрического датчика давления и электронного преобразователя «ток–напряжение», обеспечивающий меньшее соотношение «шум–сигнал» по сравнению с методами численного дифференцирования сигнала давления.

9. Разработана методика получения индикаторной диаграммы на основе асинхронно-измеренного сигнала скорости изменения давления, его привязки по максимуму скорости нарастания давления на участке сжатия и термодинамического метода коррекции постоянной составляющей, которая может быть применена в существующих методах диагностики, использующих индикаторные показатели.

10. Экспериментальные исследования подтвердили возможность практического использования предложенных критериев для определения повышенных утечек и отклонений угла опережения подачи топлива. При сравнении экспериментальных данных с расчетными максимальное расхождение критерия потери уплотнения составило менее 2 %. Определение угла опережения подачи топлива может быть выполнено с ошибкой не более 1° поворота коленчатого вала.

Дальнейшее развитие выполненной работы мы видим в направлении поиска новых критериев в сигнале скорости изменения давления, позволяющих в будущем оценивать отклонения в цикловой подаче топлива и изменения характеристики впрыскивания из-за неисправностей топливной аппаратуры, а также в направлении совершенствования аппаратурных средств для получения этого сигнала.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи, опубликованные в рецензируемых журналах, включенных в перечень утвержденных ВАК РФ

1. Конькова, И.Д. Математическая модель моторного цикла дизеля и ее программная реализация в среде *Simulink Matlab* / **И.Д. Конькова**, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. – №5. – С. 73–81.

2. Коньков, А.Ю. Новый способ контроля начала подачи и сгорания топлива в тепловозных дизелях / А.Ю. Коньков, **И.Д. Конькова** // Вестник ВНИИЖТ.– 2019.– Т. 78.– № 4.– С. 41–48

3. Конькова, И.Д. Влияние режима и технического состояния тепловозного дизеля на показатель политропы сжатия / **И.Д. Конькова**, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. – №6. – С.81–88.

Статья в издании, входящем в международную систему цитирования Scopus

4. Davydov I., **Konkova I.**, Konkov A. (2020) Diagnostic Criteria for the Signal of the First-Order Derivative of Diesel Engine in-Cylinder Pressure. // VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1115. P. 329-339. Springer, Cham.

Зарегистрированные объекты интеллектуальной собственности

5. Патент №2735970 Российская Федерация, МПК G01M/08(2006.01). Способ диагностирования поршневого двигателя внутреннего сгорания / Коньков А.Ю., Трунов А.И., **Конькова И.Д.**; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО ТОГУ. - №201911742 ; заявл. 04.06.19 ; опубл. 11.11.20, Бюл. № 32.

6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, № 2019612876. Моделирование «моторного» цикла дизеля / **Конькова И.Д.**, Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ДВГУПС.– № 2019611513; заявл. 18.02.19 ; зарег. 04.03.19.

Публикации в других изданиях

7. Коньков, А.Ю. Оценивание массового заряда воздуха дизеля и его утечек на основе измерения внутрицилиндрового давления / А.Ю. Коньков, Е.У. Чье, **И.Д. Конькова** // Вестник Тихоокеанского государственного университета.– 2014.– № 2 (33). – С. 113–122.

8. Конькова, И.Д. Определение коэффициента наполнения для автомобильного дизеля с наддувом по результатам измерения внутрицилиндрового давления / **И.Д. Конькова**, А.Ю. Коньков // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. 2014. № 1. С. 229–234.

9. Конькова, И.Д. Термодинамические методы коррекции абсолютного давления в цилиндре ДВС / **И.Д. Конькова**, А.Ю. Коньков, А.И. Трунов // Вестник института тяги и подвижного состава.– 2015.– № 11.– С. 45–49.

10. Трунов А.И. Влияние индикаторного канала на результаты оценки тепловыделения среднеоборотного дизеля / А.И. Трунов, **И.Д. Конькова**, А.Ю. Коньков // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. 2015. № 2 (4). С. 30–34.

11. Konkova, I.D. Piezoelectric sensors in correcting the pressure measurement results in medium-speed diesel cylinders / **I.D. Konkova**, A.Yu. Konkov, D.V. Bogdanova // В сборнике: Professional English in Use материалы III Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых на английском языке с международным участием. 2017. С. 141-144.

12. Конькова, И.Д. Исследование термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндре среднеоборотного дизеля / **И.Д. Конькова**, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков // Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию основания факультета «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана / Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – С. 279–290.

13. Конькова, И.Д. Новый способ диагностирования неплотности цилиндра дизеля с применением пьезоэлектрического датчика давления / **И.Д. Конькова**, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков // Сборник материалов VI Международной научно-технической конференции “Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век”. – Санкт-Петербург: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2018. – С. 78–84.

14. Konkov, M.A. Mathematical model of a four-stroke diesel motor cycle and its program implementation / М.А. Konkov, **I.D. Konkova** // В сборнике: Professional English in Use материалы IV Всероссийской науч.-практ. конференции на английском языке с международным участием, Хабаровск. – ФГБОУ ВО ТОГУ, 2018. – С. 118-120.

15. Коньков, А.Ю. Диагностирование неплотности цилиндра дизеля по результатам измерения скорости изменения внутрицилиндрового давления / А.Ю. Коньков, А.И. Трунов, **И.Д. Конькова**, Ю.А. Давыдов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2018. – №4(51).