

А. Ю. Коньков, И. Д. Конькова, А. И. Трунов

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ НЕПЛОТНОСТИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНОМ РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Аннотация. Изложены основные идеи способа оценивания величины утечек воздуха из цилиндра дизеля при сжатии, основанного на анализе скорости изменения внутрицилиндрового давления. Предложен новый диагностический параметр, вычисляемый по данным непрерывного измерения сигнала при переходе дизеля, работающего без нагрузки, с одного скоростного режима на другой. В отличие от известных методов, использующих внутрицилиндровое давление, определение предлагаемого параметра не требует отключения подачи топлива в цилиндр. Кроме того, параметр нечувствителен к возможным изменениям степени сжатия по цилиндрам, плотности воздуха на входе в цилиндр и другим факторам, затрудняющим оценивание гидравлической плотности цилиндра по величине давления в конце сжатия. Основные результаты исследования получены в ходе математического моделирования и подтверждены экспериментально.

Ключевые слова: дизель, цилиндропоршневая группа, диагностика, давление, скорость изменения давления, утечки, диагностический критерий.

Для цитирования: Коньков, А. Ю. Диагностирование неплотности цилиндра дизеля на переходном режиме холостого хода / А. Ю. Коньков, И. Д. Конькова, А. И. Трунов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 3. – С. 99–109. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_3_99.

Введение

Снижение герметичности рабочей камеры поршневого двигателя является распространенной неисправностью, возникающей главным образом в связи с износом деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) или из-за нарушений плотности клапанов газораспределительного механизма. В обоих случаях потери рабочего тела увеличиваются прежде всего в тех фазах цикла, когда давление в цилиндре достаточно велико, т. е. в конце сжатия и в начале горения. Применительно к дизельному двигателю, в том числе тепловозном, снижение температуры воздуха в конце сжатия становится причиной затрудненного пуска, особенно в условиях низких температур окружающей среды. В свою очередь, продолжительный пуск дизеля, сопровождающийся подачей топлива без его сгорания, приводит к разжижению моторного масла топливом. На работающем двигателе повышенные утечки рабочего тела в картерное пространство в фазе горения топлива также могут стать причиной ускоренной деградации и загрязнения моторного масла. Ухудшение параметров смазки запускает так называемый механизм «вторичного» износа, усугубляющий ситуацию. Если же утечки вызваны неплотным закрытием клапанов, то возникает не менее серьезная проблема – рост термической напряженности клапанов, что может привести к их прогару. В обоих случаях ухудшается протекание рабочего процесса в цилиндре дизеля, снижаются эффективные показатели двигателя, повышается расход топлива. В связи с вышеперечисленными причинами своевременное диагностирование снижения гидравлической плотности рабочей камеры тепловозного дизеля представляется весьма актуальной задачей.

В настоящее время известно большое число методов обнаружения потери гидравлической плотности надпоршневого пространства, основанных на контроле таких параметров работы дизеля, как расход масла на угар, давление в цилиндре в конце сжатия, мощность двигателя, время, затраченное на пуск холодного двигателя, количество прорывающихся в картер газов и др. В работе [1] можно найти краткий обзор и критический анализ перечисленных методов с учетом особенностей их применения для диагностирования тепловозного дизеля. Отсутствие достоверных, но при этом простых и надежных методов, позволяющих на ранних стадиях диагностировать эту неисправность, побуждает исследователей к поиску новых решений. Примером такого решения для тепловозных дизелей может служить разрабатываемый коллективом кафедры «Локомотивы» РГУПС метод диагностирования, основанный на совместном анализе результатов измерения мгновенной угловой скорости и стартерного тока в период холодной предпусковой прокрутки тепловозного дизеля [2, 3]. Одним из достоинств предлагаемого метода является различимость влияния изменений объема камеры сгорания, с одной стороны, и изменений площади неплотностей в цилиндре, с другой стороны. Кроме этого, метод выглядит достаточно привлекательным для дизелей, не оснащенных индикаторными кранами.

Представляемый в настоящей работе метод ориентирован на тепловозные дизели, подавляющее большинство которых оснащено индикаторными кранами и, следовательно, пригодно для применения методов диагностики, основанных на анализе рабочего процесса, традиционно выполняемого по индикаторной диаграмме – зависимости давления в цилиндре дизеля от объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала. В то же время измерение через индикаторный кран приводит к амплитудным и фазовым искажениям результатов измерения [4], поэтому методы диагностирования по параметрам рабочего процесса, измеренным через индикаторный кран, должны разрабатываться с учетом этого обстоятельства. На протяжении последних нескольких лет на кафедре «Транспорт железных дорог» ДВГУПС ведутся исследования диагностической ценности сигнала первой производной давления в цилиндре или, что то же самое, скорости изменения давления (СИД) и разработки на его основе сигнал-ориентированных методов диагностики дизеля. Основные результаты исследований, выполненных в этом направлении за названный период, представлены в работе [5]. Достоинствами сигнала СИД являются простота схемотехники преобразователя «ток – напряжение», используемого для его получения при применении пьезоэлектрических датчиков, необязательность тарировки сигнала и его привязки к фазе цикла и некоторые другие [5]. Примечательно, что преимущества сигнала СИД в сравнении с давлением в цилиндре двигателя были известны еще в 80-х годах прошлого столетия, а возможно, и ранее. Так, авторы монографии [6] отмечают большую чувствительность сигнала СИД к утечкам. В частности, приводятся следующие данные: если изменение давления в конце сжатия у нового и предельно изношенного комплекта ЦПГ двигателя Д-50 в режиме прокручивания составило 20–30 %, то изменение максимумов СИД для тех же цилиндров было 60–70 %. При этом основной проблемой, не позволяющей получить удовлетворительные результаты при определении технического состояния ЦПГ по сигналу СИД, авторы называют «большое количество побочных факторов, оказывающих влияние на результаты измерения» [6].

В вышеприведенной цитате речь идет о максимуме СИД на участке сжатия, обозначенной на рис. 1 точкой c . Наиболее просто параметры этой точки определяются, когда сгорание в цилиндре не происходит (рис. 1, a), например при предпусковой прокрутке коленчатого вала, при отключенной подаче топлива в данном цилиндре, а также на некоторых переходных режимах работы двигателя – при сбросе нагрузки, смене позиций контроллера машиниста с большей на меньшую. На рабочих режимах дизеля (при сгорании в цилиндре) эта точка по-прежнему различима благодаря тому, что горение (точка i) наступает, как правило, на несколько градусов позже максимума СИД (точки c) – рис. 1, b .

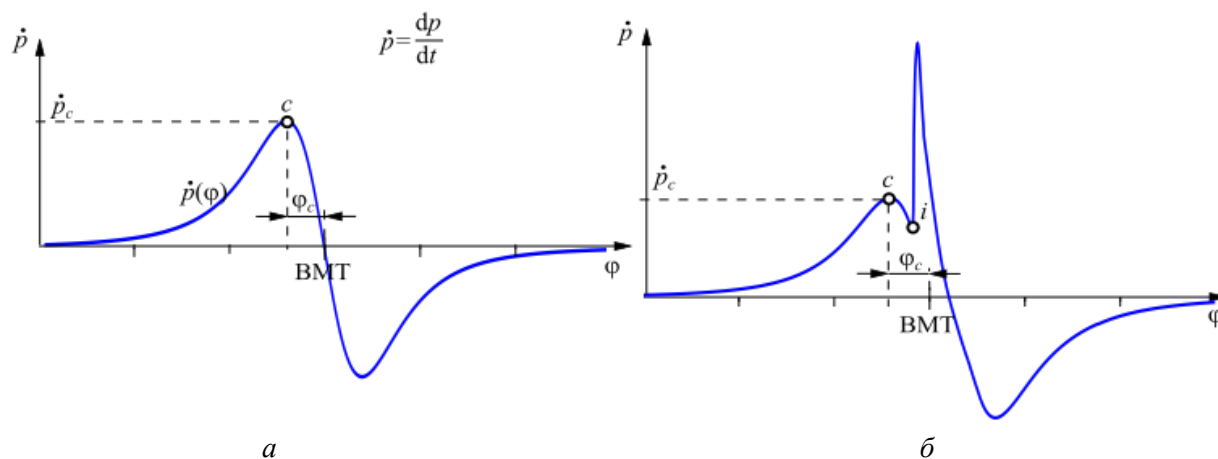


Рис. 1. Форма сигнала скорости изменения давления вблизи ВМТ конца сжатия (математическое моделирование):

a – насосный режим работы цилиндра (без сгорания); b – рабочий режим;
 c – максимум на участке сжатия; i – начало видимого горения

Известно [7], что положение точки c относительно ВМТ (угол ϕ_c) достаточно стабильно и зависит главным образом от геометрических параметров цилиндра и кривошипно-шатунного механизма. При росте утечек этот точка незначительно смещается влево на индикаторной диаграмме. Значение сигнала в этой точке, как отмечалось выше, действительно, зависит от большого числа факторов. Помимо площади неплотностей это количество воздуха, оказавшегося в цилиндре к началу сжатия, частота вращения вала двигателя, температура воздуха на входе в цилиндр, тепловое состояние деталей ЦПГ и др. В связи с этим прямое использование максимума СИД на участке сжатия для оценки износа

ЦПГ мало перспективно. Одним из известных решений проблемы является использование безразмерного критерия [7, 8], определяемого анализом сигнала СИД при отключенной подаче топлива. Помимо того что последовательное отключение подачи топлива в цилиндрах двигателя увеличивает трудоемкость диагностических работ, влияние возможных отклонений геометрической степени сжатия от номинальных значений для этого метода в полной мере не изучено. Различимость влияния степени сжатия и утечек рабочего тела на участок индикаторной диаграммы может быть достигнута на основе идеи, реализованной в работе [9] и предполагающей анализ индикаторных диаграмм, полученных как минимум на двух скоростных режимах работы двигателя. Изменяющаяся при этом продолжительность процесса сжатия напрямую влияет на количество воздуха, перетекающего через уплотнения, что наряду с одинаковым влиянием степени сжатия позволило авторам идентифицировать оба параметра: площадь утечек и степень сжатия. Однако применение данного метода на практике, особенно для вводимой в эксплуатацию новой техники, сопряжено со значительными усилиями как в плане разработки математических моделей объекта диагностики, так и в программной реализации достаточно сложных алгоритмов параметрической идентификации.

Настоящая работа выполнялась с целью поиска технически простого способа количественной оценки утечек рабочего тела дизеля, основанного на анализе сигнала СИД, записанного при различных частотах вращения коленчатого вала, и нечувствительного к факторам, оказывающим влияние на СИД в отдельном цикле. При этом рассматривались только решения, отвечающие определению функциональной диагностики, т. е. такие, при которых измерения контролируемых параметров выполняются на рабочих режимах работы дизеля. Для достижения этой цели были поставлены и решены следующие задачи: с использованием математической модели получены и исследованы зависимости основных параметров сигнала СИД, отражающие изменение утечек рабочего тела; выбран наиболее благоприятный для диагностики неплотностей ЦПГ режим работы дизеля; осуществлена экспериментальная проверка предлагаемого решения.

Результаты математического моделирования

Моделирование сигнала скорости изменения давления осуществлялось в среде Scilab на основе разработанной ранее компьютерной модели моторного цикла дизеля [7], дополненной моделью тепловыделения [10]. Объектами моделирования выступали два двигателя: тепловозный дизель 16ЧН26/26 и судовой дизель 6ЧН18/22. Для последнего имелась возможность экспериментальной проверки на одноцилиндровой исследовательской установке. При моделировании варьировались площадь неплотностей для расчета утечек, частота вращения коленчатого вала, давление и температура воздуха на впуске в цилиндр. Для последующего анализа использовался только один параметр моделируемого сигнала – максимальная СИД на участке сжатия. Все перечисленные факторы оказывают существенное влияние на величину максимума СИД. В работе [11] приведены графики зависимости максимума сигнала $(dp/dt)_c$ от частоты вращения коленчатого вала n двигателя дизеля 6ЧН18/22 при различных значениях площади утечек для двух режимов работы двигателя. Анализ этих результатов показал, что для минимизации влияния плотности воздуха на входе в цилиндр, которая для двигателя с наддувом существенно изменяется от режима к режиму, приемлемые для задач технической диагностики результаты могут быть получены при постоянстве этого параметра. Наименьшее изменение количества воздуха, находящегося в цилиндре в начале сжатия на различных скоростных режимах, будет иметь место при работе дизеля без нагрузки, т. е. на холостом ходу. На практике воспроизвести такие условия испытания для тепловозного дизеля не представляет сложности. В связи с этим в данной работе мы ограничимся только публикацией результатов, полученных при моделировании работы дизеля на холостом ходу. На рис. 2 приведены зависимости максимума скорости на участке сжатия (точка c на рис. 1) от частоты вращения коленчатого вала n при различных величинах площади утечек s и степени сжатия ϵ .

Как видно из рисунка (см. рис. 2), зависимость $(dp/dt)_c = f(n)$ в исследуемом диапазоне является линейной. При увеличении площади утечек линии смещаются вниз, сохраняя тот же угол наклона, а при снижении степени сжатия наряду со смещением меняется и крутизна линий. Численно оба этих параметра можно представить в виде коэффициентов полинома первой степени:

$$(dp/dt)_c = a_0 + a_1 n, \quad (1)$$

где a_0 – свободный член, характеризующий смещение прямой линии – значение максимума СИД при $n = 0$; a_1 – коэффициент, равный тангенсу угла наклона прямой к оси абсцисс.

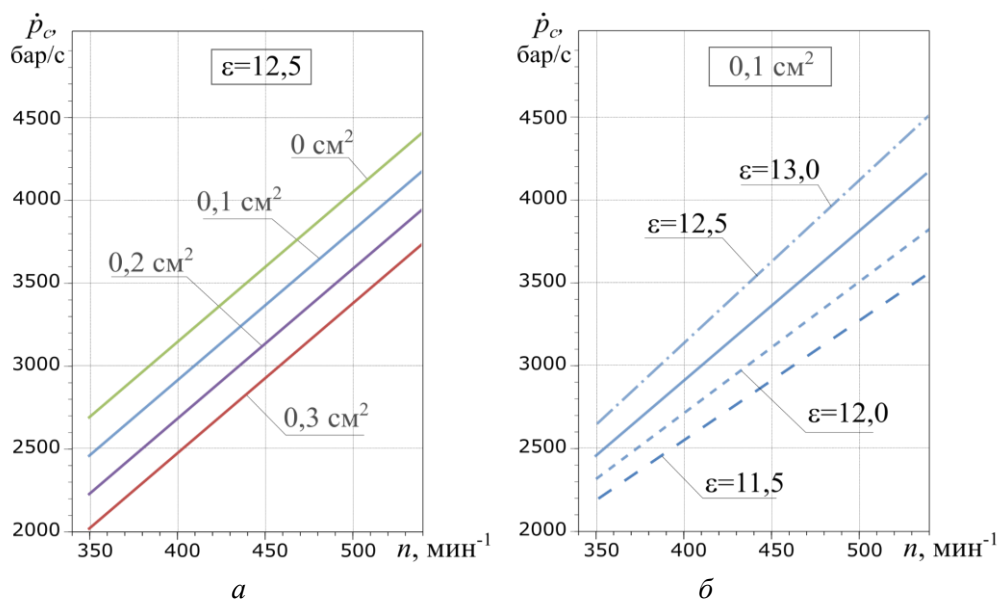


Рис. 2. Расчетные зависимости для режимов холостого хода дизеля 16ЧН26/26:
 a – зависимость максимума СИД на участке сжатия от частоты вращения и площади утечек при постоянной степени сжатия $\varepsilon = 12,5$; b – зависимость максимума СИД на участке сжатия от частоты вращения и степени сжатия при постоянной площади утечек $0,1 \text{ см}^2$

В табл. 1 приведены значения этих коэффициентов, а также их отношение, вычисленное как $-a_0/a_1$. Коэффициенты были получены по результатам аппроксимации расчетных данных при моделировании рабочих процессов дизелей 16ЧН26/26 и 6ЧН18/22.

Таблица 1

Результаты аппроксимации расчетных зависимостей $(dp/dt)_c = f(n)$ при различных значениях площади утечек s и степени сжатия ε для дизелей 16ЧН26/26 и 6ЧН18/22

Степень сжатия ε , см^2	Площадь утечек s , см^2	Коэффициенты полиномов и их отношение					
		дизель 16ЧН26/26			дизель 6ЧН18/22		
		a_0 , бар/с	a_1 , (бар·мин)/с	$-a_0/a_1$, мин ⁻¹	a_0 , бар/с	a_1 , (бар·мин)/с	$-a_0/a_1$, мин ⁻¹
11,5	0	-70	7,3	10	-76	7,8	10
	0,1	-344	7,3	47	-708	7,5	95
	0,2	-565	7,2	78	-1026	7,0	147
	0,3	-744	7,1	105	1178	6,4	184
12,0	0	-78	7,9	10	-76	8	10
	0,1	-381	7,9	48	-733	7,7	95
	0,2	-626	7,8	80	-1073	7,2	149
	0,3	-821	7,7	107	-1229	6,6	189
12,5	0	-86	8,6	10	-88	8,8	10
	0,1	-422	8,5	50	-813	8,5	96
	0,2	-690	8,4	82	-1188	7,9	150
	0,3	-903	8,3	109	-1364	7,3	188
13	0	-95	9,2	10	-92	9,2	10
	0,1	-464	9,2	50	-859	8,9	97
	0,2	-757	9,1	83	-1259	8,3	152
	0,3	-989	9,0	111	1442	7,6	190

Обращает внимание соответствие значений отношения $-a_0/a_1$ и площади утечек при слабо различимом влиянии степени сжатия. Указанное отношение имеет геометрический и физический смысл.

Если предположить, что линейная зависимость максимума степени сжатия от числа оборотов коленчатого вала сохраняется в области частоты вращения вала меньших значений холостого хода, вплоть до нулевых значений, то значение n , при котором линия пересекает ось абсцисс, может быть вычислено из тригонометрических соотношений (рис. 3, а) как

$$n_0 = \frac{-a_0}{\operatorname{tg}\alpha} = -\frac{a_0}{a_1}, \quad (2)$$

где α – угол наклона прямой линии.

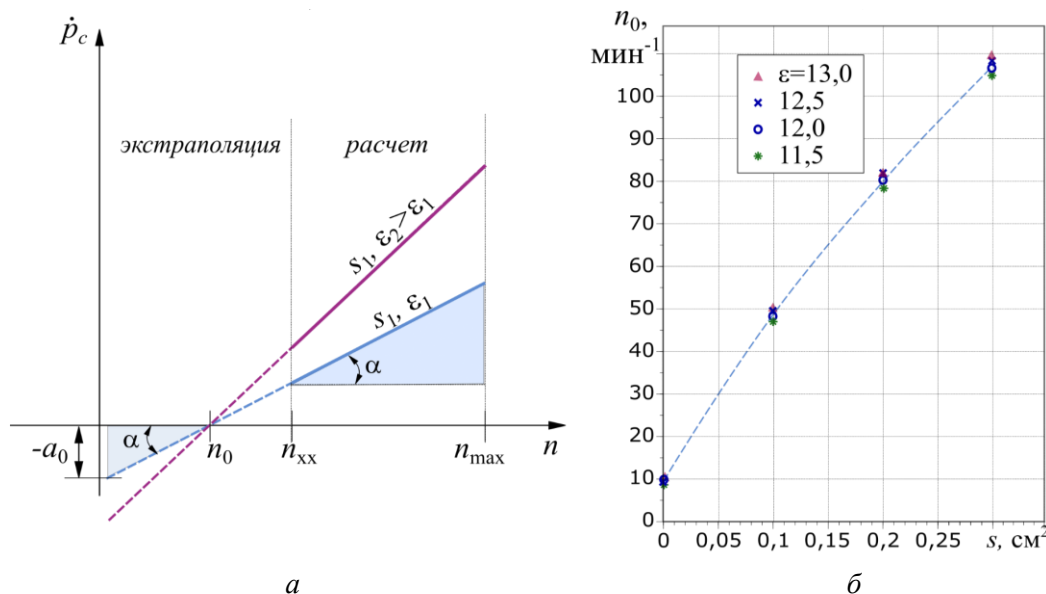


Рис. 3. Условная минимальная частота вращения коленчатого вала n_0 :

а – к обоснованию смысла отношения коэффициентов полинома;

б – зависимость условной минимальной частоты вращения от утечек при различных степенях сжатия

Физический смысл величины n_0 можно описать как условную минимальную частоту вращения коленчатого вала, при которой возможно сжатие. Отрицательные значения СИД в точке c цикла (см. рис. 1) не имеют физического смысла. Нулевое же значение можно объяснить тем, что уровень потерь, включая потери рабочего тела, в такте сжатия при оборотах коленчатого вала n_0 настолько велик, что роста давления не происходит: $dp/dt = 0$ на протяжении всего такта. Условность этой величины заключается прежде всего в том, что зависимость СИД в области ниже оборотов холостого хода $n_{\text{хх}}$ получена экстраполяцией расчетных данных рабочего скоростного диапазона. Как показали расчеты (см. табл. 1 и рис. 3, б), чем выше площадь утечек, тем выше величина условной минимальной частоты вращения n_0 . Этот результат хорошо согласуется с практикой. Известно, что при износе ЦПГ двигателя минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу также увеличивается, хотя и в результате влияния более сложного комплекса факторов.

Рис. 3 иллюстрирует еще одно замечательное свойство полученных при аппроксимации прямых: при равных значениях площади утечек линии с разными значениями степени сжатия пересекают ось n примерно в одной точке (см. рис. 3, а). Поэтому при умеренных изменениях степени сжатия в цилиндре этот параметр не оказывает заметного влияния на зависимость условной минимальной частоты вращения от величины утечек, что позволяет устранить неразличимость влияния степени сжатия и утечек при оценке степени неплотности ЦПГ, основываясь на предложенном показателе n_0 .

Рассматриваемый в работе критерий n_0 предполагает использование только амплитудной характеристики сигнала СИД – максимума СИД $(dp/dt)_c$, который находится на участке сжатия, где влияние амплитудных искажений вносимых индикаторным каналом незначительно [4]. Поэтому к преимуществам предлагаемого критерия можно отнести его малую чувствительность к погрешностям, вносимым индикаторным каналом.

Экспериментальная проверка

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории ДВС Тихоокеанского государственного университета (г. Хабаровск) на одноцилиндровой установке ОЧН 18/22. Дизельный одноцилиндровый двигатель разгоняли от электрической машины постоянного тока электрического тормоза до частоты вращения порядка 550 мин^{-1} , после чего электропитание машины постоянного тока отключали. В процессе выбега установки выполнялась запись сигнала с датчика внутрицилиндрового давления до момента снижения частоты вращения к значению порядка 350 мин^{-1} .

Рассматриваемый в статье метод оценки технического состояния ЦПГ предполагает измерение только сигнала с датчика внутрицилиндрового давления. Измерение внутрицилиндрового давления выполнялось с использованием высокотемпературного неохлаждаемого датчика давления Kistler 6613EQ13-C, усилитель датчика выполнен по схеме преобразователя «ток – напряжение» с использованием операционного усилителя с малыми токами сдвига 1 фА (10^{-15} А) и смещения и на входах 1 пА (10^{-12} А) [12]. Таким образом, на вход модуля сбора данных поступал сигнал, пропорциональный СИД в цилиндре двигателя. Запись сигналов с датчика давления для последующей обработки осуществлялась с помощью внешнего подключаемого модуля сбора данных National Instruments NI USB-6009 с максимальной частотой дискретизации 48 кГц .

В ходе эксперимента моделировалась работа ЦПГ с различной суммарной площадью утечек из цилиндра. Моделирование повышенной суммарной площади утечек осуществлялось за счет сообщения с атмосферой внутреннего объема цилиндра через шайбы с отверстиями известного диаметра. Шайбы с калиброванными отверстиями устанавливались в индикаторный канал крышки цилиндра, не задействованный для установки датчика давления. В процессе натурального эксперимента было выполнено семь замеров выбега установки с различными площадями утечек. Так как начальная существующая площадь утечек цилиндра не известна, в первом и седьмом замерах была установлена шайба без отверстия. В табл. 2 приведен план эксперимента.

Таблица 2

План эксперимента

№ эксперимента	Площадь проходного сечения шайбы $S_{\text{доб}}$, мм^2 (диаметр отверстия, мм)
1	0 (0)
2	1,327 (1,3)
3	4,155 (2,3)
4	7,069 (3,0)
5	8,553 (3,3)
6	12,566 (4,0)
7	0 (0)

Полученные в ходе эксперимента массивы данных обрабатывались в автоматизированном режиме с использованием пакета прикладных программ MatLab.

Методика обработки данных включала следующие основные операции:

- 1) выделение одиночных циклов в массиве данных;
- 2) определение средней частоты вращения, для каждого цикла;
- 3) удаление постоянной составляющей из сигнала;
- 4) сглаживание (фильтрация высоких частот) одноцикловых диаграмм;
- 5) определение максимума СИД.

Разделение массива данных на одиночные циклы было выполнено по методике, подробно описанной в [12]. Рассматриваемый в работе метод оценки технического состояния ЦПГ нечувствителен к точности определения положения ВМТ цилиндра, так как содержит диагностический критерий, который зависит только от амплитудной характеристики сигнала, поэтому обработка сигнала не включает в себя процедуру точного позиционирования сигнала относительно ВМТ цилиндра.

Частота вращения принималась средней за рабочий цикл и определялась по формуле

$$n = \frac{180 \cdot \tau}{L_{\text{ц}} \cdot \Delta t \cdot 6}, \quad (3)$$

где τ – тактность двигателя (в нашем случае двигатель 4-тактный, $\tau = 4$); $L_{\text{ц}}$ – количество измерений за цикл; Δt – частота дискретизации при измерении.

Для устранения ошибки, вносимой измерительной схемой в части постоянной составляющей сигнала, использовалась стандартная функция *detrend* из пакета прикладных программ MatLab (рис. 4, а).

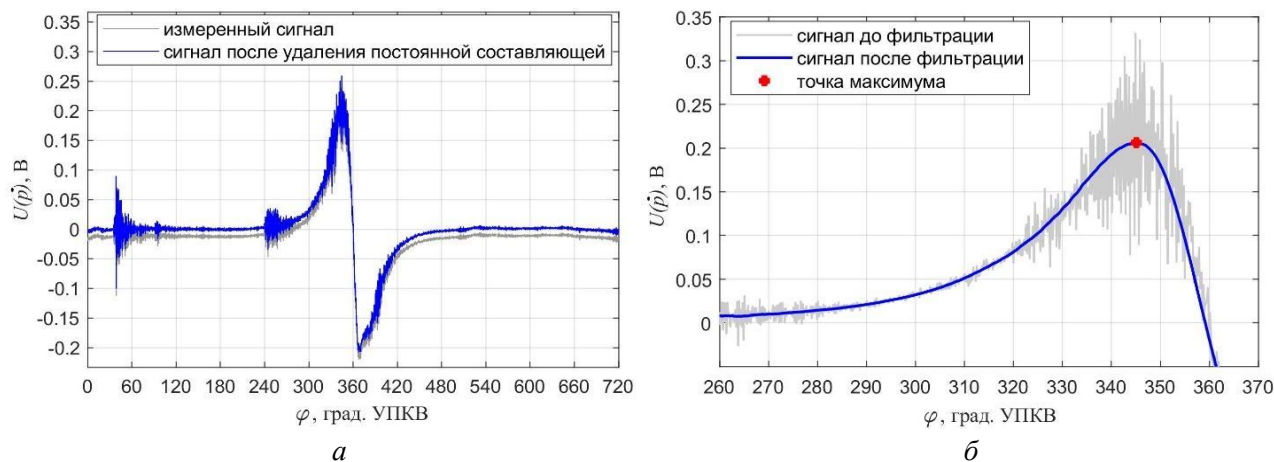


Рис. 4. К методике обработки результатов измерений:

а – удаление постоянной составляющей сигнала; б – определение максимума в сигнале СИД

Фильтрация одноцикловых диаграмм (рис. 4, б) выполнялась методом Савицкого – Голея с использованием стандартной функции *smoothdata* из библиотеки MatLab. После сглаживания диаграмм определялись ординаты максимумов на диаграммах сигнала СИД.

Результаты обработки данных натурального эксперимента представлены на рис. 5, а.

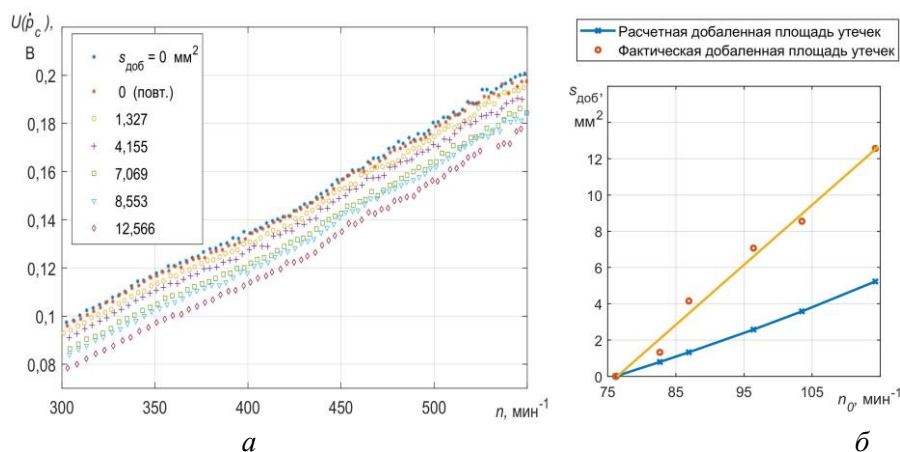


Рис. 5. Результаты натурального эксперимента для двигателя ОЧН 18/22:

а – влияние площади утечек и частоты вращения на положение максимума СИД для режима выбега; б – зависимость добавленной площади от условной минимальной частоты вращения

Поскольку напряжение на выходе преобразователя «ток – напряжение» имеет линейную связь с СИД, описываемую уравнением вида $U = k(dp/dt)$ [1], пересчет уровня сигнала, представленного на рисунке напряжением, в физическую величину СИД не требуется. При расчете предлагаемого показателя n_0 по уравнению (2) размерность результата определяется только размерностью частоты вращения коленчатого вала. В табл. 3 приведены результаты аппроксимации графических зависимостей (см. рис. 5, а) и сравнения экспериментальных результатов с расчетными.

В связи с тем что истинное значение суммарной площади неплотностей лабораторного двигателя ОЧН18/22 не известно, сравнение выполнялось следующим образом. Представленные в таблице данные для этого типа двигателя были интерполированы полиномами второй степени для получения зависимости вида $s(n_0)$. С использованием этой зависимости была вычислена общая площадь неплотностей. Далее на основе данных опытов с нулевой добавленной площадью утечек, а именно рассчитанных значений общей площади в этих опытах, была назначена величина площади собственных утечек, равная $7,71 \text{ мм}^2$.

Результаты анализа экспериментальных зависимостей $U(\dot{p}c)=f(n)$ при различных значениях добавленной площади утечек $S_{доб}$

Добавленная площадь утечек $S_{доб}$, мм ²	Коэффициенты полиномов			Расчетная площадь утечек	
	a_0 , В	a_1 , В·мин	$-a_0/a_1 = n_0$, мин ⁻¹	общая s , мм ²	добавленная* $S_{доб}$, мм ²
0	$-3,219 \cdot 10^{-2}$	$4,222 \cdot 10^{-4}$	76,24	7,725	0,015
0 (повт.)	$-3,182 \cdot 10^{-2}$	$4,179 \cdot 10^{-4}$	76,14	7,710	0
1,327	$-3,445 \cdot 10^{-2}$	$4,168 \cdot 10^{-4}$	82,65	8,502	0,792
4,155	$-3,586 \cdot 10^{-2}$	$4,126 \cdot 10^{-4}$	86,91	9,038	1,328
7,069	$-3,922 \cdot 10^{-2}$	$4,069 \cdot 10^{-4}$	96,39	10,288	2,578
8,553	$-4,230 \cdot 10^{-2}$	$4,087 \cdot 10^{-4}$	103,50	11,292	3,582
12,566	$-4,617 \cdot 10^{-2}$	$4,040 \cdot 10^{-4}$	114,28	12,941	5,231

* Добавленная площадь рассчитана в предположении, что собственная площадь утечек в эксперименте равна 7,71 мм².

Наконец, вычитанием этой константы из общей расчетной площади вычислялась добавленная площадь утечек. Сравнение фактической и расчетной добавленной площади показано на рис. 5, б. Значительное несовпадение расчетной и экспериментальной зависимости площади утечек от показателя n_0 объясняется несовершенством используемой математической модели [7], и в первую очередь методом расчета утечек, основанном на допущении, что геометрия неплотностей ЦПГ двигателя постоянна в любой фазе цикла и может быть заменена условным отверстием с постоянным расходным коэффициентом. Очевидно, что для достоверного описания утечек через поршневые компрессионные кольца, обладающие подвижностью в ручьях поршня тронкового двигателя, с неравномерным износом цилиндра по его длине и поперечному сечению требуется иной подход. Вместе с тем можно констатировать, что общие тенденции, обнаруженные при расчетном исследовании, имеют место и в эксперименте.

Заключение

В целом проведенное исследование позволило прийти к ряду выводов.

1 Предложен новый показатель для оценки гидравлической плотности цилиндра – условная минимальная частота вращения коленчатого вала n_0 , определяемая анализом сигнала скорости изменения давления, записанного для переходного скоростного режима работы дизеля без внешней нагрузки. Разработана и опробована на практике методика определения этого показателя с использованием пьезоэлектрического датчика внутрицилиндрового давления.

2 Расчетное исследование показало, что чем выше утечки в цилиндре, тем выше условная минимальная частота вращения вала n_0 . При этом иные параметры, такие как степень сжатия, плотность воздуха на входе в цилиндр и т. п., при условии их неизменности в процессе записи сигнала, не оказывают существенного влияния на величину показателя n_0 .

3 Экспериментальная проверка качественно подтвердила выявленные в ходе расчета зависимости предлагаемого показателя от величины утечек. Количественные расхождения обусловлены, на наш взгляд, несовершенством используемой математической модели расхода газа через кольцевое уплотнение ЦПГ дизеля, использующей условное представление неплотностей в виде отверстия постоянной площади.

4 Численные значения показателя n_0 и их зависимость от степени неплотности цилиндра различны для двигателей различной размерности. Определение пороговых значений предлагаемого показателя, выбор скоростного диапазона для измерения и иные мероприятия, необходимые для использования показателя на практике, следует выполнять на основе дополнительных экспериментальных исследований конкретного двигателя.

Список литературы

1 **Просви́ров, Ю. Е.** Надежность работы и методы диагностики цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания / Ю. Е. Просви́ров, С. А. Басов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 2 (38). – С. 40–45. – ISSN 0201-727X.

References

1 **Prosvirov, Yu. E.** Reliability of operation and diagnostic methods of the cylinder piston group of internal combustion engines / Yu. E. Prosvirov, S. A. Basov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2010. – No. 2 (38). – P. 40–45. – ISSN 0201-727X.

2 Контроль технического состояния цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля в период предпусковой холодной прокрутки / В. В. Грачев, А. В. Грищенко, Ф. Ю. Базилевский [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2023. – № 9 (762). – С. 95–107. – DOI 10.18698/0536-1044-2023-9-95-107.

3 Исследование процесса холодной прокрутки многоцилиндрового тепловозного дизеля на математической модели / В. В. Грачев, А. В. Грищенко, Ф. Ю. Базилевский, Ю. Ю. Шумилов // Техническое обслуживание и ремонт подвижного состава : труды Второй всероссийской с международным участием научно-практической конференции (март 2025 года, г. Красноярск) – Красноярск : ДЦВ Красноярской ж. д., 2025. – С. 127–139.

4 **Трунов, А. И.** Математическая модель процессов в индикаторном канале тепловозного дизеля / А. И. Трунов, А. Ю. Коньков // Вестник транспорта Поволжья. – 2021. – № 1 (85). – С. 80–87. – ISSN 1997-0722.

5 **Коньков, А. Ю.** Особенности сигнала скорости изменения внутрицилиндрового давления для диагностирования тепловозного дизеля / А. Ю. Коньков, И. Д. Конькова, К. К. Демаков // Техническое обслуживание и ремонт подвижного состава : труды Второй всероссийской с международным участием научно-практической конференции (март 2025 года, г. Красноярск) – Красноярск : ДЦВ Красноярской ж. д., 2025. – С. 172–182.

6 Диагностика автотракторных двигателей. – 2-е изд., перераб. и доп. / Н. С. Ждановский, В. А. Аллилуев, А. В. Николаенко, Б. А. Улитовский ; под редакцией Н. С. Ждановского. – Ленинград : Колос, 1977. – 264 с.

7 **Конькова, И. Д.** Диагностирование тепловозного дизеля по сигналу скорости изменения внутрицилиндрового давления : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.22.03 / Конькова Ирина Дмитриевна ; Дальневосточный государственный университет путей сообщения. – Хабаровск, 2021. – 154 с.

8 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). – С. 9–16. – ISSN 1996-3440.

9 **Лашко, В. А.** Применение методов имитационного моделирования рабочих процессов дизеля при интерпретации результатов диагностического эксперимента / В. А. Лашко, А. Ю. Коньков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 6. – С. 46–53. – ISSN 0536-1044.

2 Control of the technical condition of the cylinder-piston group of a diesel locomotive during the pre-start cold rolling / V. V. Grachev, A. V. Grishchenko, F. Y. Bazilevsky [et al.] // BMSTU Journal of Mechanical Engineering. – 2023. – No. 9 (762). – P. 95–107. – DOI 10.18698/0536-1044-2023-9-95-107.

3 Investigation of the process of cold scrolling of a multi-cylinder diesel locomotive on a mathematical model / V. V. Grachev, A. V. Grishchenko, F. Yu. Bazilevsky, Yu. Yu. Shumilov // Maintenance and repair of rolling stock : proceedings of the second All-Russian scientific and practical conference with international participation (March 2025, Krasnoyarsk) – Krasnoyarsk : DCV Krasnoyarsk Railway, 2025. – P. 127–139.

4 **Trunov, A. I.** Mathematical model of processes in the indicator channel of a diesel locomotive / A. I. Trunov, A. Yu. Konkov // Vestnik transporta Povolzhya (Bulletin of Transport of the Volga Region). – 2021. – No. 1 (85). – P. 80–87. – ISSN 1997-0722.

5 **Konkov, A. Yu.** Features of the signal of the rate of change of in-cylinder pressure for diagnostics of a locomotive diesel engine / A. Yu. Konkov, I. D. Konkova, K. K. Demakov // Maintenance and repair of rolling stock : proceedings of the second All-Russian scientific and practical conference with international participation (March 2025, Krasnoyarsk) – Krasnoyarsk : DCV Krasnoyarsk Railway, 2025. – P. 172–182.

6 Diagnostics of automotive engines. – 2nd ed., rev. and add. / N. S. Zhdanovsky, V. A. Alliluyev, A. V. Nikolaenko, B. A. Ulitovsky ; edited by N. S. Zhdanovsky. – Leningrad : Kolos, 1977. – 264 p.

7 **Konkova, I. D.** Diagnostics of a diesel locomotive engine based on the signal of the rate of change of in-cylinder pressure : dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences : 05.22.03 / Konkova Irina Dmitrievna ; Far Eastern State Transport University. – Khabarovsk, 2021. – 154 p.

8 Diagnosis of diesel cylinder leakage based on the results of measuring the rate of change of in-cylinder pressure / A. Yu. Konkov, A. I. Trunov, I. D. Konkova, Yu. A. Davydov // Bulletin of Pacific National University. – 2018. – No. 4 (51). – P. 9–16. – ISSN 1996-3440.

9 **Lashko, V. A.** Application of simulation methods of diesel engine operating processes in interpreting the results of a diagnostic experiment / V. A. Lashko, A. Yu. Konkov // BMSTU Journal of Mechanical Engineering. – 2007. – No. 6. – P. 46–53. – ISSN 0536-1044.

10 Пучкова, А. Д. Модель тепловыделения в цилиндрах дизеля и ее компьютерная реализация в среде SCILAB/COS / А. Д. Пучкова, А. Ю. Коньков, И. Д. Конькова // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2023. – № 2 (35). – С. 99–105. – ISSN 2415-8658.

11 Коньков, А. Ю. Функциональное диагностирование неплотности цилиндропоршневой группы дизеля по скорости изменения внутрицилиндрового давления / А. Ю. Коньков, И. Д. Конькова, А. И. Трунов // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2025. – № 1 (42). – С. 79–86. – ISSN 2415-8658.

12 Коньков, А. Ю. Экспериментальная проверка способа индицирования дизеля по данным асинхронного измерения скорости изменения внутрицилиндрового давления / А. Ю. Коньков, А. И. Трунов, К. К. Демаков // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2023. – № 3 (70). – С. 7–18. – ISSN 1996-3440.

10 Puchkova, A. D. Model of heat generation in diesel cylinders and its computer implementation in the SCILAB/COS environment / A. D. Puchkova, A. Yu. Konkov, I. D. Konkova // Transport of the Asia-Pacific Region. – 2023. – No. 2 (35). – P. 99–105. – ISSN 2415-8658.

11 Konkov, A. Yu. Functional diagnostics of leakage of the cylinder-piston group of a diesel engine by the rate of change of intra-cylinder pressure / A. Yu. Konkov, I. D. Konkova, A. I. Trunov // Transport of the Asia-Pacific Region. – 2025. – No. 1 (42). – P. 79–86. – ISSN 2415-8658.

12 Konkov, A. Yu. Experimental verification of the method of diesel engine indexing based on asynchronous measurement of the rate of change of intra-cylinder pressure / A. Yu. Konkov, A. I. Trunov, K. K. Demakov // Bulletin of Pacific National University. – 2023. – No. 3 (70). – P. 7–18. – ISSN 1996-3440.

A. Yu. Konkov, I. D. Konkova, A. I. Trunov

DIAGNOSIS OF DIESEL CYLINDER LEAKS DURING TRANSIENT MODE IDLING

Abstract. The paper presents the main ideas of a method for estimating the amount of air leakage from a diesel cylinder during compression, based on analyzing the rate of change of the in-cylinder pressure. A new diagnostic parameter is proposed, calculated using continuous signal measurements during the transition of an unloaded diesel engine from one speed mode to another. Unlike known methods using in-cylinder pressure, determining the proposed parameter does not require shutting off the fuel supply in the cylinders. In addition, the parameter is not sensitive to possible changes in the degree of compression across the cylinders, the air density at the cylinder inlet, and other factors that complicate the estimation of cylinder hydraulic tightness based on the pressure at the end of compression. The main results of the study were obtained during mathematical modeling and confirmed experimentally.

Keywords: diesel, cylinder-piston group, diagnostics, pressure, rate of pressure change, leaks, diagnostic criterion.

For citation: Konkov, A. Yu. Diagnosis of diesel cylinder leaks during transient mode idling / A. Yu. Konkov, I. D. Konkova, A. I. Trunov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 3. – P. 99–109. – DOI10.46973/0201-727X_2025_3_99.

Сведения об авторах

Коньков Алексей Юрьевич

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС), кафедра «Транспорт железных дорог», доктор технических наук, профессор, e-mail: akonkov1964@gmail.com

Конькова Ирина Дмитриевна

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС), кафедра «Транспорт железных дорог», кандидат технических наук, доцент, e-mail: iramanets@yandex.ru

Information about the authors

Konkov Aleksey Yurievich

Far Eastern State Transport University (FESTU), Chair “Railway Transport”, Doctor of Engineering Sciences, Professor, e-mail: akonkov1964@gmail.com

Konkova Irina Dmitrievna

Far Eastern State Transport University (FESTU), Chair “Railway Transport”, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, e-mail: iramanets@yandex.ru

Трунов Антон Игоревич

Тихоокеанский государственный
университет (ТОГУ),
высшая школа промышленной инженерии,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: a_n_t_r_u_n@mail.ru

Trunov Anton Igorevich

Pacific National University (PNU),
Higher School of Industrial Engineering,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: a_n_t_r_u_n@mail.ru