

Метод регулировки топливной аппаратуры тепловозного дизеля по характеристике тепловыделения в условиях эксплуатации

А. Ю. КОНЬКОВ¹, А. И. ТРУНОВ², А. Д. ГУРЬЯНОВА¹

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Дальневосточный государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО «ДВГУПС»), Хабаровск, 680021, Россия

² Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тихоокеанский государственный университет» (ФГБОУ ВО «ТОГУ»), Хабаровск, 680042, Россия

Аннотация. Дизельные двигатели снабжают механической энергией почти половину локомотивов российских железных дорог. Для обеспечения паспортных характеристик тепловозного дизеля в течение всего периода эксплуатации требуется периодическая настройка топливоподающей аппаратуры. При ее настройке необходимо обеспечить баланс мощности между цилиндрами дизеля, при этом не превышать заградительные параметры по максимальному давлению сгорания и температуре отработавших газов. Это достигается за счет идентичности цикловых подач топлива по цилиндрам дизеля и близкого соответствия углов опережения подачи топлива между разными цилиндрами. Существующие методы настройки топливоподающей аппаратуры не позволяют выполнить регулировку с требуемой точностью или слишком сложны и трудоемки при реализации. В настоящей статье предложен теоретически обоснованный и экспериментально проверенный метод настройки цикловой подачи и угла опережения подачи топлива по результатам измерения давления в цилиндре через штатный индикаторный канал в условиях эксплуатации. Для вычисления характеристик активного тепловыделения, по которым определяются относительные параметры, характеризующие состояние топливоподающей аппаратуры, использована индикаторная диаграмма. Расчетное исследование показало, что предлагаемые параметры эквивалентны относительной цикловой подаче топлива и относительному углу опережения подачи топлива. Экспериментальная проверка, выполненная на одноцилиндровом отсеке двигателя ОЧ18/22 с гидромеханической топливной аппаратурой, показала возможность настройки топливоподающей аппаратуры предлагаемым методом с удовлетворительной точностью.

Ключевые слова: дизель; топливоподающая аппаратура; угол опережения подачи топлива; цикловая подача топлива; диагностика технического состояния; внутрицилиндровое давление; тепловыделение

Введение. В настоящее время инвентарный парк ОАО «РЖД» составляет около 19,9 тыс. локомотивов, почти половина из них (49 %) — тепловозы [1]. По данным источников [2, 3], от 15 до 20 % внеплановых ремонтов тепловозов, связанных с неисправностями дизеля, приходится на топливоподающую аппаратуру (ТПА). Также в эксплуатации находятся дизели, имеющие невыявленные дефекты. Наибольшее распространение на тепловозах страны получили

дизели серии Д49. Эти дизели имеют ТПА с индивидуальными топливными насосами высокого давления (ТНВД). Для обеспечения паспортных характеристик двигателя ТПА такого типа требует настройки после установки на дизель и в процессе эксплуатации. В ходе настройки регулируются объем цикловой подачи (ЦП) топлива за счет выхода рейки насоса и угол опережения подачи топлива (УОПТ) путем изменения толщины прокладки между фланцами насоса и дизеля. Заводом-изготовителем предусмотрена технология настройки этих параметров в условиях эксплуатации по расхождению температур отработавших газов и расхождению максимальных давлений сгорания между цилиндрами. Такой подход не позволяет добиться балансировки мощности между цилиндрами с высокой точностью.

В настоящее время на ОАО «РЖД» широкое распространение получили диагностические комплексы, которые позволяют выполнять измерение быстропеременных параметров рабочих процессов дизеля, таких как давление в цилиндре двигателя, давление в трубопроводе высокого давления (ТВД) ТПА, параметры вибрации и другие. Примерами таких комплексов являются диагностические комплексы КДН «Магистраль» (ООО «Техтранс-Д», Россия), «Дизель-Адмирал» (НПК «Гарант», Россия), «ДЭСТА» и «КИПАРИС» (НИИТКД, Россия) и др. Для анализа работы ТПА перечисленные комплексы требуют дополнительных измерений вибрации или давления топлива в ТВД или хода иглы форсунки. Это обстоятельство усложняет диагностический комплекс, снижает его надежность, повышает стоимость и увеличивает продолжительность процедур измерения и обработки данных. Диагностирование и настройка ТПА по результатам измерения внутрицилиндрового давления позволит уменьшить число первичных преобразователей, время диагностического испытания дизеля и стоимость системы диагностики.

Обзор методов настройки ТПА. Известно большое число работ, показывающих возможность исполь-

зования внутрицилиндрового давления для оценки технического состояния и настройки ТПА [4–13] и преимуществ использования давления в качестве сигнала обратной связи в системах управления двигателем [14–18]. Наибольшее распространение при этом получил подход, основанный на использовании индикаторных показателей двигателя, получаемых анализом индикаторной диаграммы, и требующий, как правило, дополнительных измерений (температуры на выходе из цилиндра, давления во впускном коллекторе и т. п.) [4–7]. Развитие получают методы, использующие скорость изменения давления [8, 9] как самостоятельный сигнал [8] с достаточно ограниченным перечнем выявляемых неисправностей или в сочетании с другими параметрами рабочего процесса [9]. В [10, 11] рассматривается возможность получения диагностической информации на основе сравнения индикаторной диаграммы с диаграммой сжатия-расширения, что требует дополнительных измерений давления с отключенной подачей топлива или моделирования этого режима работы двигателя.

Вместе с тем хорошо известна связь процесса топливоподачи с характеристикой тепловыделения, которая давно используется для изучения внутрицилиндровых процессов [19, 20] на этапе доводки нового двигателя в ходе стендовых испытаний. Постоянно повышающиеся требования к экологической безопасности двигателя привели к поиску новых принципов управления топливоподачей, в том числе и с использованием характеристики тепловыделения, вычисляемой бортовой системой управления на основе давления, используемого в качестве сигнала обратной связи [14–18]. В таких системах управления для корректировки УОПТ используют угол, при котором выделяется 50 % теплоты Q_{50} [14–18], определяемый по характеристике тепловыделения, а для корректировки ЦП — среднее индикаторное давление, вычисляемое по индикаторной диаграмме. Считается, что такие параметры обладают лучшей стабильностью в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов дизеля [21, 22].

Важно отметить, что применение характеристики тепловыделения наряду с функцией управления двигателем предоставляет дополнительную возможность выявления дефектов распылителя форсунки и некоторых неисправностей ТНВД [14, 15].

Примером применения сигнала давления для диагностирования дизеля на железнодорожном транспорте России может послужить комплекс «Магистраль» [23], с помощью которого решаются задачи регулирования двигателя по УОПТ и ЦП. К сожалению, разработчики комплекса не публикуют принципов диагностики. Однако из опыта работы с комплексом можно понять, что принцип диагностирования заключается в попарном сравнении индикаторных диаграмм, построенных одновременно для всех цилиндров двигателя,

и других характеристик, полученных на их основе. Условие одновременного измерения давления во всех цилиндрах диктуется требованием равенства нагрузки и частоты вращения вала двигателя, что принципиально необходимо для возможности тонкой настройки ЦП и УОПТ. Большое число измерительных каналов системы, работающих параллельно, обуславливает высокую стоимость комплекса. Возможным решением этой проблемы может быть попарный анализ диаграмм, полученных одновременно в двух цилиндрах [24], один из которых, например первый, остается неизменным. Такой подход позволяет применять недорогие ручные приборы [25] при последовательном или выборочном диагностировании цилиндров двигателя. Модель-ориентированные методы [24, 26], основанные на идентификации параметров развернутой математической модели процессов, протекающих в цилиндре и в смежных системах двигателя, характеризуются сложностью используемых при этом математических моделей, что ограничивает возможность их полной автоматизации и предъявляет высокие требования к вычислительной мощности аппаратной части комплекса, снижая привлекательность их использования в составе бортовых систем управления и диагностики двигателя.

Дополнительные ограничения практического применения рассмотренных методов в условиях эксплуатации дизелей обусловлены невозможностью выполнения известных требований установки датчика давления так, чтобы его измерительная мембрана была заподлицо со стенками рабочей камеры [19]. На практике измерения выполняются через индикаторный канал, который вносит искажения в результаты измерения внутрицилиндрового давления и, соответственно, снижает достоверность определения диагностических параметров [4, 19, 27, 28]. В настоящей статье предложен метод регулировки ЦП и УОПТ дизеля в условиях эксплуатации по результатам измерения внутрицилиндрового давления, учитывающий это обстоятельство.

Предлагаемый метод настройки ТПА. Для регулировки ЦП и УОПТ предлагается использовать характеристики тепловыделения, рассчитанные только с использованием данных о давлении и объеме газа, полученных экспериментально. Хорошо известно [19, 20], что точное определение теплоты, выделившейся при сгорании топлива, требует учета теплообмена, утечек рабочего тела, потерь теплоты на диссоциацию продуктов сгорания из-за химического и механического недожога топлива, что невозможно в условиях эксплуатационной диагностики. Поэтому на практике распространен подход, когда все названные величины совместно с теплотой сгоревшего топлива условно включают в одно слагаемое $Q_{\text{н}}$ — тепловыделение «нетто» (термин, принятый за рубежом), или активное тепловыделение

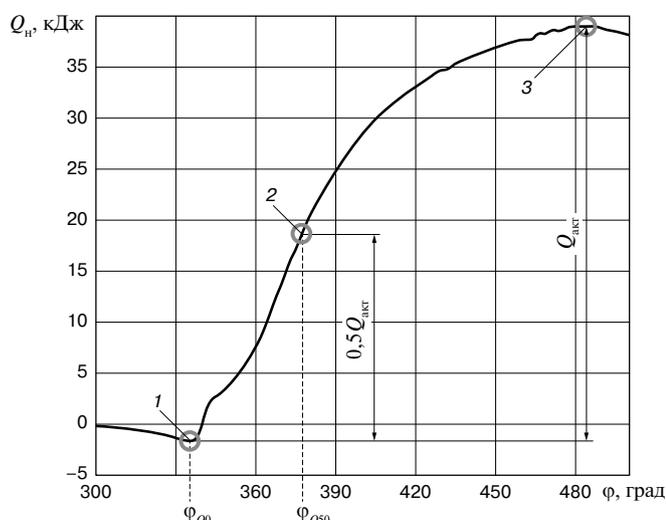


Рис. 1. Интегральная характеристика активного тепловыделения $Q_n(\varphi)$ и диагностические параметры для оценки ЦП и УОПТ: 1 — начало процесса активного тепловыделения; 2 — точка, в которой выделилось 50 % теплоты цикла; 3 — максимальное значение на интегральной характеристике активного тепловыделения

Fig. 1. Integral characteristic of active heat release $Q_n(\varphi)$ and diagnostic parameters for assessing the cycle supply and the fuel supply advance angle: 1 — start of the process of active heat release; 2 — point at which 50 % of the cycle heat was released; 3 — maximum value on the integral characteristic of active heat release; $Q_{\text{акт}}$ — increase in active heat release during fuel combustion

(термин, предложенный акад. Б. С. Стечкиным [19]). В этом случае тепловыделение Q_n находят на основании первого закона термодинамики для закрытых систем, игнорируя потери выделившейся теплоты из-за теплообмена, диссоциации и др.

$$dQ_n = \frac{k}{k-1} p dV + \frac{1}{k-1} V dp, \quad (1)$$

где k — показатель адиабаты; p — давление в цилиндре; V — объем цилиндра.

Таким образом, дифференциальная характеристика активного тепловыделения $dQ_n(\varphi)$ может быть найдена обработкой сигнала давления, привязанного к углу поворота коленчатого вала φ или к объему цилиндра.

В настоящей статье использовались расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы, на основании которых численным интегрированием уравнения (1) рассчитывались интегральные характеристики активного тепловыделения $Q_n(\varphi)$. На рис. 1 показан фрагмент такой характеристики для участка сгорания и схема определения двух параметров: $Q_{\text{акт}}$ — прирост активного тепловыделения в процессе сгорания топлива и φ_{Q50} — угол поворота коленчатого вала, соответствующий 50 % от $Q_{\text{акт}}$.

Для оценки отклонения исследуемых параметров от выбранных эталонных значений предлагается использовать приведенные значения. Приведение таких параметров, как прирост активного тепловыделения

при сгорании $Q_{\text{акт}}$, цикловая подача топлива $b_{\text{ц}}$, среднее индикаторное давление p_{mi} , выполнялось расчетом отношения действительного значения параметра к эталонному:

$$\bar{Q}_{\text{акт}} = \frac{Q_{\text{акт}}^{\text{д}}}{Q_{\text{акт}}^{\text{эт}}}; \quad (2)$$

$$\bar{b}_{\text{ц}} = \frac{b_{\text{ц}}^{\text{д}}}{b_{\text{ц}}^{\text{эт}}}; \quad (3)$$

$$\bar{p}_{mi} = \frac{p_{mi}^{\text{д}}}{p_{mi}^{\text{эт}}}, \quad (4)$$

где индексом «д» обозначены действительные значения параметра, индексом «эт» — эталонные значения параметра.

Отклонения приведенных фазовых параметров, таких как УОПТ $\varphi_{\text{опт}}$ и угол, при котором выделяется $X\%$ теплоты φ_{QX} , вычислялись как расхождение между действительным и эталонным значением:

$$\Delta\varphi_{QX} = \varphi_{QX}^{\text{д}} - \varphi_{QX}^{\text{эт}}; \quad (5)$$

$$\Delta\varphi_{\text{опт}} = \varphi_{\text{опт}}^{\text{д}} - \varphi_{\text{опт}}^{\text{эт}}. \quad (6)$$

В данной работе в качестве эталонных значений принимались номинальные значения параметров для исследуемого режима.

Для оценки возможности использования характеристик тепловыделения при регулировке ГПА было выполнено расчетное исследование с использованием программного комплекса «Дизель-РК» [29], объектом которого являлся тепловозный дизель 2А-5Д49.

В ходе исследования варьировались ЦП топлива (пять значений в диапазоне $\pm 10\%$ от номинального значения) и УОПТ (пять значений в диапазоне ± 5 град. поворота коленчатого вала (п.к.в.) от номинального значения). Таким образом, общее число индикаторных диаграмм, полученных для определения характеристик тепловыделения с использованием модели (1), составило 25.

На рис. 2 отражено влияние ЦП на прирост активного тепловыделения в цикле при разных УОПТ. Видно, что УОПТ не влияет на количество выделившегося тепла, так как точки на графике накладываются друг на друга. Для всех значений УОПТ приведенные параметры $\bar{Q}_{\text{акт}}$ и $\bar{b}_{\text{ц}}$ эквивалентны $\bar{Q}_{\text{акт}} = \bar{b}_{\text{ц}}$. Необходимо отметить, что в связи с использованием модели (1) вместо расчетных характеристик тепловыделения полученный результат не является ожидаемым.

Более ожидаемые результаты были получены для УОПТ (рис. 3). Видно, что связь между отклонениями УОПТ и соответствующими им отклонениями угла, при котором выделяется 50 % теплоты, близка к ли-

нейной, но имеет более заметные выбросы случайного характера.

Результаты аппроксимации расчетных данных, представленных на рис. 3, описываются линейной зависимостью

$$\Delta\varphi_{Q50} = -1,0176\Delta\varphi_{\text{опт}} - 0,2 \quad (7)$$

или приближенно

$$\Delta\varphi_{Q50} = -\Delta\varphi_{\text{опт}} \quad (8)$$

Использование зависимости (8) для аппроксимации расчетных точек приводит к погрешности в определении угла, при котором выделяется 50 % теплоты цикла, меньше 1 град. п.к.в. (см. рис. 3).

Учитывая полученные результаты, можно предложить следующий метод регулировки УОПТ и ЦП многоцилиндрового дизеля. Для любой пары характеристик тепловыделения $Q_{\text{ц}}(\varphi)$, полученных по результатам обработки одновременно измеренных индикаторных диаграмм, нужно найти значения $Q_{\text{акт}}$ и φ_{Q50} . Относительное расхождение этих параметров для каждой пары характеристик однозначно определяет, на сколько процентов (для $Q_{\text{акт}}$) или градусов (для φ_{Q50}) следует скорректировать ЦП и УОПТ соответственно.

Экспериментальная проверка предлагаемого метода была выполнена на одноцилиндровом отсеке двигателя ОЧ18/22. Основные параметры экспериментальной установки с двигателем ОЧ18/22 приведены в таблице.

При проверке на одноцилиндровой установке можно точно определить фактическую ЦП топлива. Бли-

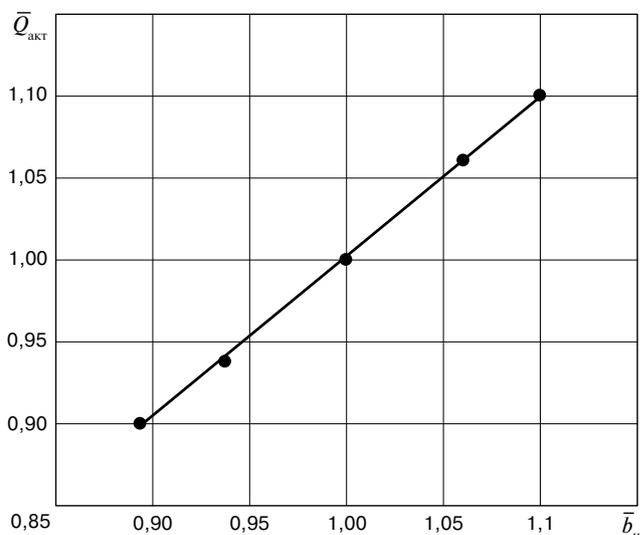


Рис. 2. Зависимость приведенного прироста активной теплоты в цикле $\bar{Q}_{\text{акт}}$ от приведенной ЦП топлива $\bar{b}_{\text{ц}}$ при $\Delta\varphi_{\text{опт}} = 5, 3, 0, -3, -5$ град. п.к.в.

Fig. 2. Dependence of the reduced increment of active heat in the cycle $\bar{Q}_{\text{акт}}$ on the reduced cycle fuel supply $\bar{b}_{\text{ц}}$ at an fuel supply advance angle $\Delta\varphi_{\text{опт}} = 5, 3, 0, -3, -5$ deg. c.r. (crankshaft rotation)

зость отсека по размерности, конструкции камеры сгорания и степени быстротходности к двигателям серии 5Д49 позволяет получить качественную картину корреляционной зависимости между фактическими значениями ЦП, УОПТ и их оценками, определяемыми по характеристике тепловыделения.

Основные параметры экспериментальной установки
Basic parameters of the experimental installation

Наименование показателя, размерность	Величина, описание
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, мин ⁻¹	1000
Тактность	Четырехтактный
Диаметр цилиндра, мм	180
Ход поршня, мм	220
Степень сжатия	12,7
Постоянная КШМ*	11/41
ТПА	разделенного типа, прямой впрыск топлива, форсунка закрытого типа с гидравлическим запирающим
Тип камеры сгорания	Гессельман
Индикаторный канал (длина×диаметр), мм	250×8

* отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

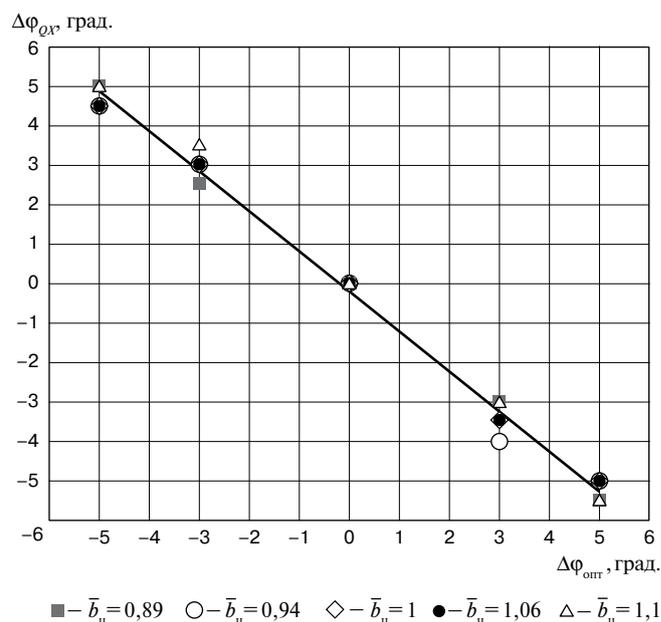


Рис. 3. Величина угла, при котором выделяется 50 % теплоты цикла, в зависимости от УОПТ

Fig. 3. Angle value at which 50 % of the cycle heat is released, depending on the fuel supply advance angle

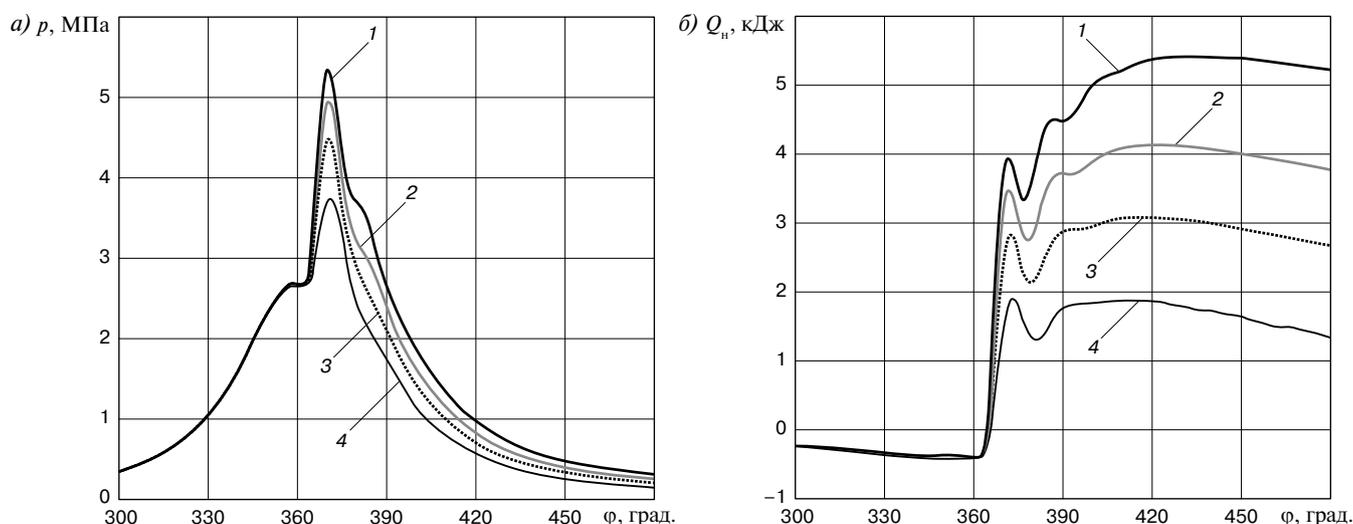


Рис. 4. Зависимость давления в цилиндре p (а) и активного тепловыделения $Q_{акт}$ (б) от угла поворота коленчатого вала φ : 1 – $\bar{b}_{ц} = 1,368$; 2 – $\bar{b}_{ц} = 1$; 3 – $\bar{b}_{ц} = 0,756$; 4 – $\bar{b}_{ц} = 0,476$
 Fig. 4. Dependence of pressure in the cylinder p (a) and active heat release $Q_{акт}$ (б) on the angle of crankshaft rotation φ : 1 – $\bar{b}_{ц} = 1,368$; 2 – $\bar{b}_{ц} = 1$; 3 – $\bar{b}_{ц} = 0,756$; 4 – $\bar{b}_{ц} = 0,476$

Важным условием экспериментальной проверки являлось измерение давления в цилиндре через индикаторный канал, что для быстроходных двигателей и двигателей средней быстроходности приводит к существенным искажениям сигнала давления и, как следствие, характеристики тепловыделения [27, 28]. Размеры индикаторного канала экспериментальной установки (см. таблицу) близки к геометрическим характеристикам штатного индикаторного канала дизеля 5Д49 (290×5,5 мм).

Для измерения давления в цилиндре использовался датчик ДДГ200/700 (НПК «Гарант», Россия). Действительный УОПТ определялся по диаграмме давления топлива, полученной с помощью пьезоэлек-

трического проточного датчика давления (RFT, Германия), установленного перед форсункой. Измерение фактического расхода топлива выполнялось весовым методом. Определение положения ВМТ цилиндра для точной привязки сигналов давления к углу поворота коленчатого вала выполнялось по методике, изложенной в [30].

Экспериментальная проверка проводилась в два этапа. На первом этапе исследовалась возможность использования параметра $Q_{акт}$ для оценки ЦП. С этой целью были выполнены испытания по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала 700 мин⁻¹. На втором этапе исследовалась возможность использования параметра φ_{Q50} для оценки УОПТ. В связи с тем, что искажения в индикаторном канале зависят от его геометрических размеров и вполне вероятен исход, при котором параметр φ_{Q50} будет попадать на перегиб характеристики тепловыделения, вызванной волновыми явлениями в индикаторном канале, дополнительно исследовалась возможность использования параметров φ_{Q5} , φ_{Q25} , φ_{Q75} . При проведении эксперимента УОПТ варьировался в диапазоне от –8 до +5 град. п.к.в. относительно номинального значения. При этом положение рейки ТНВД и, соответственно, ЦП оставались неизменными. Частота вращения коленчатого вала двигателя также поддерживалась постоянной и равной 700 мин⁻¹ за счет изменения нагрузки на двигатель.

Результаты экспериментального исследования представлены на рис. 4–9. На рис. 4 показано влияние ЦП на индикаторную диаграмму и характеристику активного тепловыделения.

На индикаторных диаграммах 4, а и особенно на интегральных характеристиках тепловыделения 4, б в диапазоне от 370 до 420 град. п.к.в. видны искажения,

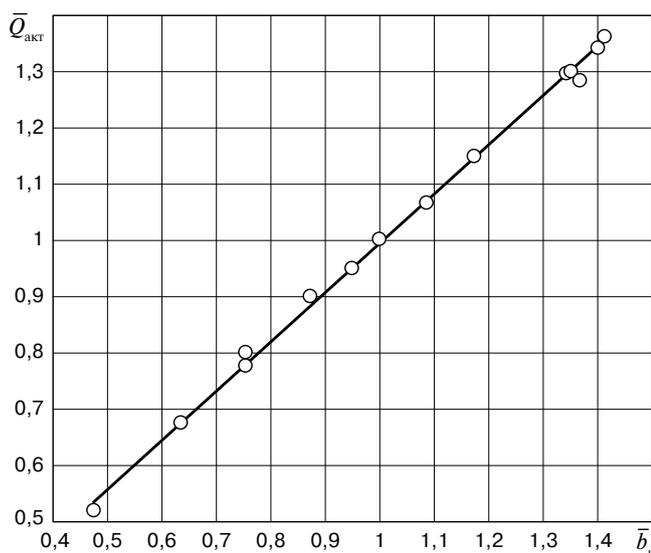


Рис. 5. Зависимость приведенного прироста активной теплоты от ЦП
 Fig. 5. Dependence of the reduced increment of active heat on the cycle supply

вносимые индикаторным каналом. Уменьшение активного тепловыделения на этом участке вызвано колебаниями газового столба в индикаторном канале и не может быть объяснено процессами теплообмена. На рис. 5 показана экспериментальная зависимость количества теплоты, выделившейся в цикле, от ЦП.

Можно отметить, что в этом случае зависимость является линейной, как и в случае с расчетным исследованием. Результаты эксперимента аппроксимируются уравнением

$$\bar{Q}_{\text{акт}} = 0,8756 \bar{b}_{\text{ц}} + 0,117 \quad (9)$$

с максимальной погрешностью 5,9%. Использование вместо (9) приближенного равенства

$$\bar{Q}_{\text{акт}} = \bar{b}_{\text{ц}} \quad (10)$$

увеличивает максимальную погрешность до 6,1%.

На рис. 6 показано отклонение фазовых параметров, определяемых по характеристикам тепловыделения, при изменении ЦП топлива. Вариация ЦП в диапазоне $\pm 40\%$ вызывает отклонения фазовых параметров φ_{Q25} и φ_{Q50} в пределах $\pm 0,5$ град. п.к.в. Параметр φ_{Q5} имеет немного большее отклонение, а параметр φ_{Q75} не может быть использован для оценки УОПТ, так как он не дает стабильного результата.

На рис. 7 представлены индикаторные диаграммы (7, а) и характеристики активного тепловыделения (7, б) при изменении УОПТ.

На рис. 8 отражено влияние УОПТ на фазовые параметры, определяемые по интегральной характеристике тепловыделения.

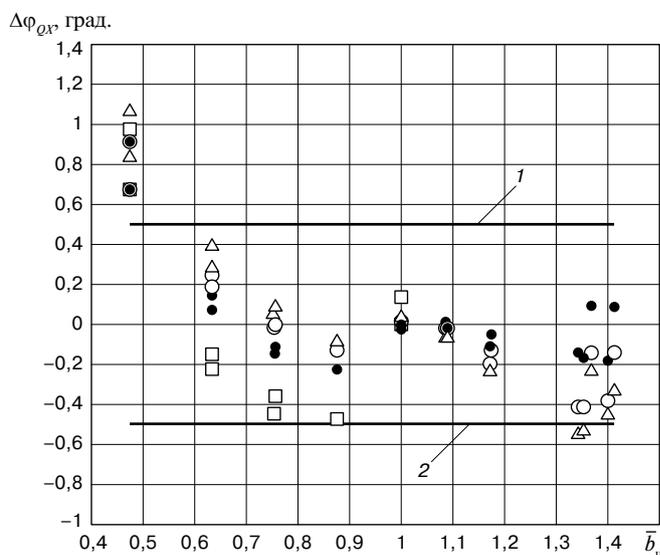
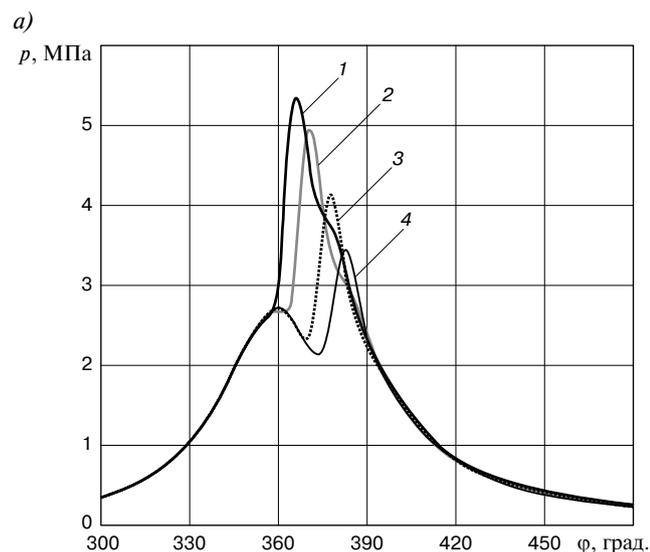


Рис. 6. Зависимость угла поворота коленчатого вала, при котором выделяется 5, 25, 50, 75% теплоты, от ЦП:
1, 2 — верхняя и нижняя границы доверительного интервала отклонения фазовых параметров
Fig. 6. Dependence of the angle of crankshaft rotation, at which 5, 25, 50, 75% of the heat is released, on the cycle supply:
1, 2 — upper and lower boundaries of the confidence interval for the deviation of the phase parameters

Здесь можно заметить несколько точек, которые не ложатся на аппроксимирующую линию, эти точки относятся к параметру φ_{Q75} . Параметры φ_{Q5} , φ_{Q25} , φ_{Q50} не имеют критичных выбросов, однако лучшую точность и повторяемость обеспечивают параметры φ_{Q25} , φ_{Q50} .

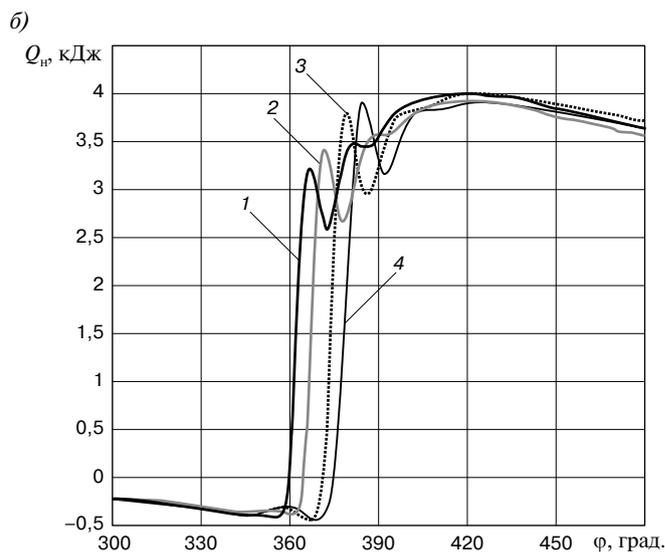


Рис. 7. Зависимость давления в цилиндре (а) и характеристики тепловыделения (б) от угла поворота коленчатого вала:
1 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = +5$ град. п.к.в.; 2 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = 0$ град. п.к.в.; 3 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = -5,5$ град. п.к.в.; 4 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = -7,8$ град. п.к.в.
Fig. 7. Dependence of the pressure in the cylinder (a) and the characteristics of heat release (б) on the angle of crankshaft rotation:
1 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = +5$ deg. c.r.; 2 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = 0$ deg. c.r.; 3 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = -5,5$ deg. c.r.; 4 — $\Delta\varphi_{\text{онт}} = -7,8$ deg. c.r.

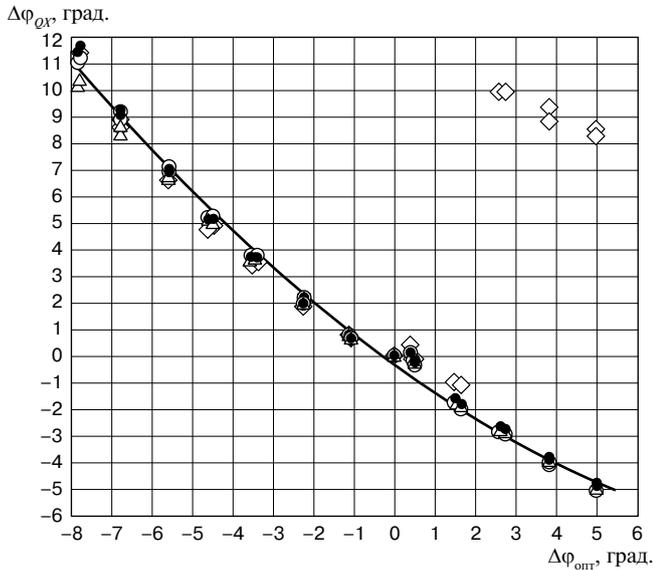


Рис. 8. Зависимость угла, при котором выделяется 5, 25, 50, 75% теплоты, от УОПТ
 Fig. 8. Dependence of the angle at which 5, 25, 50, 75% of heat is released on the fuel supply advance angle

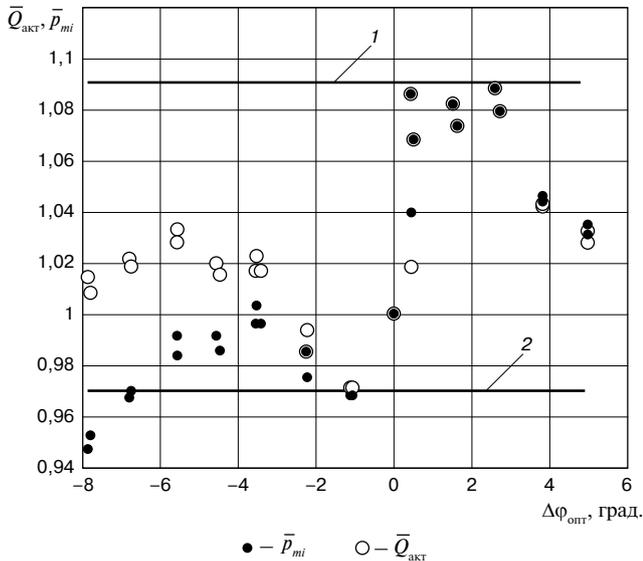


Рис. 9. Зависимость среднего приведенного индикаторного давления \bar{p}_{mi} и приведенного прироста активной теплоты в цикле $\bar{Q}_{акт}$ от УОПТ:
 1, 2 — верхняя и нижняя границы доверительного интервала среднего индикаторного давления и количества активной теплоты
 Fig. 9. Dependence of the average reduced indicator pressure \bar{p}_{mi} and the reduced increment of active heat in the cycle $\bar{Q}_{акт}$ on the fuel supply advance angle:
 1, 2 — upper and lower boundaries of the confidence interval of the average indicator pressure and the amount of active heat

Экспериментальные результаты, касающиеся параметров φ_{Q25} , φ_{Q50} аппроксимируются полиномом второй степени

$$\Delta\varphi_{QX} = 0,042\Delta\varphi_{опт}^2 - 1,095\Delta\varphi_{опт} - 0,3136, \quad (11)$$

при этом погрешность во всем исследуемом диапазоне не составляет до 1,7 град. п.к.в. При замене полинома на приближенное равенство

$$\Delta\varphi_{QX} = -\Delta\varphi_{опт} \quad (12)$$

максимальная погрешность увеличивается до 3,9 град. п.к.в. Если ограничить область применения равенства (12) диапазоном изменения УОПТ ± 5 град. п.к.в., то погрешность не будет превышать 1,4 град. п.к.в.

На рис. 9 показано влияние УОПТ на результаты оценки ЦП по приросту теплоты в цикле $Q_{акт}$ и среднему индикаторному давлению p_{mi} , выполненной по данным второго этапа испытаний, т. е. при постоянной ЦП.

Можно отметить, что при вариации УОПТ в пределах ± 5 град. п.к.в. оба параметра дают схожий результат и ошибка оценки составит не более 12%. Однако при отклонении УОПТ больше 6 град. п.к.в. параметр $Q_{акт}$ обеспечивает более точный результат, чем p_{mi} .

Выводы. 1. Параметр $Q_{акт}$ может быть использован для оценки и настройки ЦП. При этом он не уступает по точности широко применяемому для этих целей среднему индикаторному давлению p_{mi} , а при значительных изменениях УОПТ превышает его.

2. Настройка УОПТ при его отклонении в диапазоне ± 5 град. п.к.в. по предлагаемой методике может быть выполнена с погрешностью 1,5 град. п.к.в.

3. Объем ЦП не оказывает существенного влияния на фазовые параметры, определяемые по характеристикам тепловыделения, а отклонения УОПТ в диапазоне ± 1 град. п.к.в. приводят к заметным отклонениям параметров $Q_{акт}$ и p_{mi} , что следует учитывать при организации последовательности регулировочных работ: первоначально следует установить правильный УОПТ, а затем — ЦП.

4. Искажения, вносимые индикаторным каналом, не оказывают существенного влияния на оценку отклонения ЦП по характеристике активного тепловыделения, но при выборе параметра для оценки отклонения УОПТ необходимо учитывать влияние конкретной геометрии канала, что может быть выполнено соответствующим выбором параметра φ_{QX} , в пользу углов, соответствующих меньшему, чем 50% от общего количества теплоты $Q_{акт}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Институт исследования проблем железнодорожного транспорта [Электронный ресурс]. URL: <http://iizd.ru/o-sostoyanii-lokomotivnogo-parka-oao-rossijskie-zheleznye-dorogi/> (дата обращения: 19.12.2020 г.).
2. Диагностирование дизелей / Е.А. Никитин [и др.]. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.
3. Лобанов И. И. Повышение эксплуатационной эффективности тепловозных дизелей применением средств оперативной диагностики: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. М., 2017. 23 с.

4. Коньков А. Ю., Лашко В. А. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов. Владивосток: Дальнаука, 2014. 364 с.
5. Hountalas D. T., Kouremenos D. A., Sideris M. A. Diagnostic Method for Heavy-Duty Diesel Engines Used in Stationary Applications // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2004. No. 126 (4). P. 886. DOI: 10.1115/1.1787500.
6. Lamaris V. T., Hountalas D. T. A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel // *Energy Conversion and Management*. 2010. Vol. 51. No. 4. P. 740–753. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.10.031.
7. Lin T., Tan A., Mathew J. Condition monitoring and diagnosis of injector faults in a diesel engine using in-cylinder pressure and acoustic emission techniques // *Proceedings of the 14th Asia Pacific Vibration Conference – Dynamics for Sustainable Engineering / Department of Civil and Structural Engineering, The Hong Kong Polytechnic University*. [S. l.], 2011. Vol. 1. P. 454–463.
8. Коньков А. Ю., Конькова И. Д. Новый способ контроля начала подачи и сгорания топлива в тепловозных дизелях // *Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ)*. 2019. Т. 78. № 4. С. 233–240. DOI: 10.21780/2223-9731-2019-78-4-233-240.
9. Sharkey A. J., Chandroth G. O., Sharkey N. E. A Multi-Net System for the Fault Diagnosis of a Diesel Engine // *Neural Computing & Applications*. 2000. No. 9. P. 152–160. DOI: 10.1007/s005210070026.
10. Leonhardt S., Muller N., Isermann R. Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 1999. No. 4 (3). P. 235–245. DOI: 10.1109/3516.789682.
11. Leonhardt S., Ludwig C., Schwarz R. Real-time supervision for diesel engine injection // *Control Engineering Practice*. 1995. Vol. 3. No. 7. P. 1003–1010. DOI: 10.1016/0967-0661(95)00084-8.
12. Witkowski K. Diagnosis of injection system marine diesel engine with the use of the heat release characteristics [Электронный ресурс] // *Combustion Engines*. 2015. Vol. 54. No. 3. P. 392–398. URL: <https://www.infona.pl/resource/bwmeta1.element.baztech-a0f077b0-b2f5-4a72-9a8c-c0a50b488662#> (дата обращения: 19.12.2020 г.).
13. Witkowski K. Research the Possibility of Obtaining Diagnostic Information about the Ships Engine Fuel Injection System Condition based on the Analysis of Characteristics of Heat Release // *Journal of KONES*. 2019. Vol. 26. No. 3. P. 249–256. DOI: 10.2478/kones-2019-0080.
14. Gao J., Wu Y., Shen T. Experimental comparisons of hypothesis test and moving average based combustion phase controllers // *ISA Transactions*. 2016. No. 65. P. 504–515. DOI: 10.1016/j.isatra.2016.09.003.
15. Schiefer D., Maennel R., Nardoni W. Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control // *SAE Technical Papers*. 2003. No. 1. DOI: 10.4271/2003-01-0364.
16. Willems F., Doosje E., Engels F. Cylinder Pressure-Based Control in Heavy-Duty EGR Diesel Engines Using a Virtual Heat Release and Emission Sensor // *SAE Technical Papers*. 2010. No. 1. DOI: 10.4271/2010-01-0564.
17. Corti E., Moro D., Solieri L. Real-Time Evaluation of IMEP and ROHR-related Parameters // *SAE Technical Papers*. 2007. No. 24. DOI: 10.4271/2007-24-0068.
18. Ritscher B. Dual-fuel engine with cylinder pressure based control // *MTZ industrial*. 2013. No. 3. P. 14–23. DOI: 10.1007/s40353-013-0094-5.
19. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий процесс быстрогоходного поршневого двигателя / Б. С. Стечкин [и др.]. М.: АН СССР, 1960. 199 с.
20. Heat Release Analysis of Engine Pressure Data / J. A. Gatowski [et al.] // *SAE Transactions*. 1984. Vol. 93. No. 5. P. 961–977.
21. Gu F., Jacob P. J., Ball A. D. Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition. Part 2: Non-intrusive estimation of diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection // *Journal of Automobile Engineering*. 1999. No. 2 (213). P. 135–143.
22. Johansson T., Stenlaas O. Heat Release Based Virtual Combustion Sensor Signal Bias Sensitivity // *SAE Technical Papers*. 2017. No. 1. DOI: 10.4271/2017-01-0789.
23. Васин П. А. Для диагностики тепловоза — комплекс «Магистраль» // *Локомотив*. 2001. № 7. С. 27–31.
24. Evaluation of a New Diagnostic Technique to Detect and Account for Load Variation during Cylinder Pressure Measurement of Large-Scale Four-Stroke Diesel Engines / D. Hountalas [et al.] // *SAE Technical Papers*. 2012. No. 1. DOI: 10.4271/2012-01-1342.
25. Коньков А. Ю., Маркелов А. А. Прибор для измерения индикаторной диаграммы тепловозных дизельных двигателей // *Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика*. 2006. № 11. С. 58–61.
26. Коньков А. Ю., Лашко В. А. Диагностирование технического состояния тепловозного дизеля по индикаторной диаграмме на основе теории идентификации // *Двигателестроение*. 2009. № 3. С. 19–23.
27. Hountalas D., Anestis A. Effect of pressure transducer position on measured cylinder pressure diagram of high speed diesel engines // *Energy Conversion and Management*. 1998. Vol. 39. No. 7. P. 589–607. DOI: 10.1016/S0196-8904(97)10009-7.
28. Трунов А. И., Коньков А. Ю., Горелик Г. Б. Исследование влияния индикаторного канала на точность измерения давления в цилиндре ДВС // *Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018»*. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. С. 18–27.
29. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс]. URL: <https://diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения: 19.12.2020 г.).
30. Лашко В. А., Коньков А. Ю. Расчетный метод коррекции действительного положения ВМТ при индицировании ДВС // *Двигателестроение*. 2007. № 3 (229). С. 34–38.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОНЬКОВ Алексей Юрьевич,

д-р техн. наук, доцент, кафедра «Транспорт железных дорог», ФГБОУ ВО «ДВГУПС»

ТРУНОВ Антон Игоревич,

преподаватель, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания», ФГБОУ ВО «ТОГУ»

ГУРЬЯНОВА Алёна Дмитриевна,

студентка, специальность «Подвижной состав железных дорог», ФГБОУ ВО «ДВГУПС»

Статья поступила в редакцию 13.08.2020 г., принята к публикации 19.12.2020 г.

Для цитирования: Коньков А. Ю., Трунов А. И., Гурьянова А. Д. Метод регулировки топливной аппаратуры тепловозного дизеля по характеристике тепловыделения в условиях эксплуатации // *Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ)*. 2021. Т. 80. № 1. С. 20–29. DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-1-20-29>.

Method of adjusting fuel equipment of a diesel locomotive by heat release feature under operating conditions

A. Yu. KON'KOV¹, A. I. TRUNOV², A. D. GUR'YANOVA¹

¹Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Far Eastern State University of Railways" (FGBOU VO "DVGUPS"), Khabarovsk, 680021, Russia

²Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Pacific State University" (FGBOU VO "TOGU"), Khabarovsk, 680042, Russia

Abstract. Diesel engines supply mechanical power to almost half of the locomotives of the Russian railways. To ensure the pass-port characteristics of a diesel locomotive during the entire period of operation, periodic adjustment of the fuel supply equipment is required. When adjusting it, it is necessary to ensure the balance of power between the diesel cylinders while not exceeding the protective parameters for the maximum combustion pressure and the temperature of the exhaust gases. This is achieved due to the identity of the cyclic fuel supply through the diesel cylinders and the close correspondence of the fuel supply advance angles between different cylinders. Existing methods of tuning the fuel supply equipment don't allow performing the adjustment with the required accuracy or are too complicated and laborious to implement. This article proposes theoretically substantiated and experimentally tested method for adjusting the cyclic supply and the fuel supply advance angle based on the results of measuring the pressure in the cylinder through a standard indicator channel under operating conditions. The indicator diagram is used to calculate the characteristics of active heat release, which are used to determine the relative parameters featuring the state of the fuel supply equipment. The performed computational study showed that the proposed parameters are equivalent to the relative cyclic fuel supply and the relative advance angle of the fuel supply. An experimental check, carried out on a single-cylinder compartment of OCH18/22 engine with hydromechanical fuel equipment, showed the possibility of adjusting the fuel supply equipment by the proposed method with satisfactory accuracy.

Keywords: diesel; fuel supply equipment; fuel supply advance angle; cyclic fuel supply; diagnostics of technical condition; intracylinder pressure; heat release

DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-1-20-29>

REFERENCES

1. *Institut issledovaniya problem zhelezнодорожного транспорта* [Institute for the Study of Railway Transport Problems]. URL: <http://iizd.ru/o-sostoyanii-lokomotivnogo-parka-oao-rossijskie-zheleznyie-dorogi/> (retrieved on 19.12.2020) (in Russ.).
2. Nikitin E. A., Stanislavskiy L. V., Ulanovskiy E. A., Dzentsina O. P., Alekseev V. G., Shchetin V. G., Samoylov S. N. *Diagnostirovanie dizeley* [Diagnostics of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 224 p.
3. Lobanov I. I. *Povyshenie ekspluatatsionnoy effektivnosti teplovoznnykh dizeley primeneniem sredstv operativnoy diagnostiki. Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improving the operational efficiency of diesel locomotives using the means of operational diagnostics. Cand. tech. sci. diss. synopsis]. Moscow, 2017, 23 p.
4. Kon'kov A. Yu., Lashko V. A. *Diagnostirovanie dizelya na osnovе identifikatsii rabochikh protsessov* [Diagnostics of a diesel engine based on identification of working processes]. Vladivostok, Dal'nauka Publ., 2014, 364 p.
5. Hountalas D. T., Kouremenos D. A., Sideris M. A. *Diagnostic Method for Heavy-Duty Diesel Engines Used in Stationary Applications*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, no. 126 (4), p. 886. DOI: 10.1115/1.1787500.
6. Lamarin V. T., Hountalas D. T. *A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main*

propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel. Energy Conversion and Management, 2010, Vol. 51, no. 4, pp. 740–753. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.10.031.

7. Lin T., Tan A., Mathew J. *Condition monitoring and diagnosis of injector faults in a diesel engine using in-cylinder pressure and acoustic emission techniques*. Proceedings of the 14th Asia Pacific Vibration Conference – Dynamics for Sustainable Engineering, Department of Civil and Structural Engineering, The Hong Kong Polytechnic University. [S. l.], 2011, Vol. 1, pp. 454–463.

8. Kon'kov A. Yu., Kon'kova I. D. *Novyy sposob kontrolya nachala podachi i sgoraniya topliva v teplovoznnykh dizelyakh* [New method for control of fuel injection initiation and fuel combustion in diesel locomotive engines]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2019, Vol. 78, no 4, pp. 233–240. DOI: 10.21780/2223-9731-2019-78-4-233-240.

9. Sharkey A. J., Chandroth G. O., Sharkey N. E. *A Multi-Net System for the Fault Diagnosis of a Diesel Engine*. Neural Computing & Applications, 2000, no. 9, pp. 152–160. DOI: 10.1007/s005210070026.

10. Leonhardt S., Muller N., Isermann R. *Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1999, no. 4 (3), pp. 235–245. DOI: 10.1109/3516.789682.

11. Leonhardt S., Ludwig C., Schwarz R. *Real-time supervision for diesel engine injection*. Control Engineering Practice, 1995, Vol. 3, no. 7. pp. 1003–1010. DOI: 10.1016/0967-0661(95)00084-8.

12. Witkowski K. *Diagnosis of injection system marine diesel engine with the use of the heat release characteristics*. Combustion Engines, 2015, Vol. 54, no. 3, pp. 392–398. URL: <https://www.infona.pl/resource/bwmeta1.element.baztech-a0f077b0-b2f5-4a72-9a8c-c0a50b488662#> (retrieved on 19.12.2020).

13. Witkowski K. *Research the Possibility of Obtaining Diagnostic Information about the Ships Engine Fuel Injection System Condition based on the Analysis of Characteristics of Heat Release*. Journal of KONES, 2019, Vol. 26, no. 3, pp. 249–256. DOI: 10.2478/kones-2019-0080.

14. Gao J., Wu Y., Shen T. *Experimental comparisons of hypothesis test and moving average based combustion phase controllers*. ISA Transactions, 2016, no. 65, pp. 504–515. DOI: 10.1016/j.isatra.2016.09.003.

15. Schiefer D., Maennel R., Nardoni W. *Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control*. SAE Technical Papers, 2003, no. 1. DOI: 10.4271/2003-01-0364.

16. Willems F., Doosje E., Engels F. *Cylinder Pressure-Based Control in Heavy-Duty EGR Diesel Engines Using a Virtual Heat Release and Emission Sensor*. SAE Technical Papers, 2010, no. 1. DOI: 10.4271/2010-01-0564.

17. Corti E., Moro D., Solieri L. *Real-Time Evaluation of IMEP and ROHR-related Parameters*. SAE Technical Papers, 2007, no. 24. DOI: 10.4271/2007-24-0068.

18. Ritscher B. *Dual-fuel engine with cylinder pressure based control*. MTZ industrial, 2013, no. 3, pp. 14–23. DOI: 10.1007/s40353-013-0094-5.

19. Stechkin B. S., Genkin K. I., Zolotarevskiy V. S., Skorodinsky I. V. *Indikatornaya diagramma, dinamika teplovydeleniya i*

rabochiy protsess bystrokhodnogo porshnevogo dvigatelya [Indicator diagram, dynamics of heat release and working process of a high-speed piston engine]. Moscow, AN SSSR Publ., 1960, 199 p.

20. Gatowski J. A., Balles E. N., Chun K. M., Nelson F. E., Ekchian J. A., Heywood J. B. *Heat Release Analysis of Engine Pressure Data*. SAE Transactions, 1984, Vol. 93, no. 5, pp. 961–977.

21. Gu F., Jacob P., Ball A. *Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition. Part 2: Non-intrusive estimation of diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection*. Journal of Automobile Engineering, 1999, no. 2 (213), pp. 135–143.

22. Johansson T., Stenlaas O. *Heat Release Based Virtual Combustion Sensor Signal Bias Sensitivity*. SAE Technical Papers, 2017, no. 1. DOI: 10.4271/2017-01-0789.

23. Vasin P. A. *Dlya diagnostiki teplovoza — kompleks "Magistral"* [For diagnostics of a diesel locomotive — the "Magistral" complex]. Lokomotiv, 2001, no. 7, pp. 27–31.

24. Hountalas D., Antonopoulos A., Zovanos G., Papagiannakis R. *Evaluation of a New Diagnostic Technique to Detect and Account for Load Variation during Cylinder Pressure Measurement of Large-Scale Four-Stroke Diesel Engines*. SAE Technical Papers, 2012, no. 1. DOI: 10.4271/2012-01-1342.

25. Kon'kov A. Yu., Markelov A. A. *Pribor dlya izmereniya indikatornoy diagrammy teplovoznokh dizel'nykh dvigateley* [Device for measuring the indicator diagram of diesel locomotive engines]. Instruments and Systems: Monitoring, Control and Diagnostics, 2006, no. 11, pp. 58–61.

26. Kon'kov A. Yu., Lashko V. A. *Diagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya teplovoznogo dizelya po indikatornoy diagramme na osnovе teorii identifikatsii* [Diagnostics of the technical condition of a diesel locomotive using an indicator diagram based on the theory of identification]. Dvigatolestroyeniye [Engines construction], 2009, no. 3, pp. 19–23.

27. Hountalas D., Anestis A. *Effect of pressure transducer position on measured cylinder pressure diagram of high speed diesel engines*. Energy Conversion and Management, 1998, Vol. 39, no. 7, pp. 589–607. DOI: 10.1016/S0196-8904(97)10009-7.

28. Trunov A. I., Kon'kov A. Yu., Gorelik G. B. *Issledovanie vliyaniya indikatornogo kanala na tochnost' izmereniya davleniya v tsi-lindre DVS* [Study of the influence of the indicator channel on the accuracy of measuring the pressure in the cylinder of the internal combustion engine]. Sbornik nauchnykh trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Dvigatel'-2018" [Coll. of scientific papers of the International Scientific and Technical Conference "Dvigatel'-2018"]. Moscow, MG TU im. N. E. Bauman Publ., 2018, pp. 18–27.

29. *Programmnyy kompleks DIZEL'-RK* [Software complex DIESEL-RK]. URL: <https://diesel-rk.bmstu.ru> (retrieved on 19.12.2020) (in Russ.).

30. Lashko V. A., Kon'kov A. Yu. *Raschetnyy metod korrektsii deystvitel'nogo polozheniya VMT pri inditsirovani DVS* [Calculated method for correcting the actual TDC position when indicating the internal combustion engine]. Dvigatolestroyeniye [Engines construction], 2007, no. 3 (229), pp. 34–38.

ABOUT THE AUTHORS

Aleksey Yu. KON'KOV,

Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department "Railway Transport", FGBOU VO "DVGUPS"

Anton I. TRUNOV,

Lecturer, Department "Internal Combustion Engines", FGBOU VO "TOGU"

Alyona Dmitrievna GUR'YANOVA,

Student, "Rolling Stock of Railways" Specialty, FGBOU VO "DVGUPS"

Received 13.08.2020

Accepted 19.12.2020

E-mail: akonkov1964@gmail.com (A. Yu. Kon'kov)

For citation: Kon'kov A. Yu., Trunov A. I., Gur'yanova A. D. Method of adjusting fuel equipment of a diesel locomotive by heat release feature under operating conditions // VNIIZHT Scientific Journal. 2021. 80 (1): 20–29 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-1-20-29>.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ЭЛЕКТРОННЫЕ ВЕРСИИ СТАТЕЙ ЖУРНАЛА В ОТКРЫТОМ ДОСТУПЕ

На сайте www.elibrary.ru открыт доступ к электронным версиям статей, опубликованных в научно-техническом журнале «Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта».

Для работы с фондами библиотеки пользователю необходимо самостоятельно зарегистрироваться, заполнив регистрационную форму на главной странице eLibrary.ru. Доступ возможен по Вашему логину и паролю с любого компьютера, имеющего выход в интернет.

Материалы журнала, размещенные на сайте Научной электронной библиотеки для свободного использования, допускается использовать, копировать, цитировать исключительно в некоммерческих целях с соблюдением соответствующих положений действующего авторского законодательства (Гражданский кодекс РФ от 18.12.2006 № 230-ФЗ, Часть IV; Глава 70 «Авторское право») с обязательным указанием имени автора/ов произведения и источника заимствования.

На сайте журнала www.journal-vniizht.ru контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.