

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-35-50

Экспериментальные исследования системы автоматического регулирования частоты вращения вала тепловозного дизеля

В.А. Марков¹, В.В. Фурман², С.В. Плахов², Бовэнь Са¹¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Experimental Studies of the Rotational Speed Automatic Control System for Locomotive Engine Shafts

V.A. Markov¹, V.V. Furman², S.V. Plakhov², Bowen Sa¹¹ Bauman Moscow State Technical University² ООО PPP Dizelavtomatika

Рассмотрена актуальная проблема выбора оптимальной структуры и параметров электронного регулятора частоты вращения коленчатого вала тепловозного дизеля. Представлена разработанная в ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) система электронного управления подачей топлива типа ЭСУВТ.01 для тепловозного дизельного двигателя Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства ОАО «Пензадизельмаш». Для оценки влияния структуры и параметров этой системы на динамические качества указанного двигателя проведены экспериментальные исследования. Объектом стендовых испытаний являлась дизель-генераторная установка 1-ПДГ4Д, включающая в себя дизельный двигатель Д50 и тяговый генератор МПТ-84/39. Получены зависимости продолжительности переходного процесса, заброса частоты вращения в нем и периода собственных колебаний от параметров пропорционально-интегрального регулятора. Подтверждена необходимость оптимизации коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих пропорционально-интегрального закона регулирования и их изменения в соответствии с режимом работы дизельного двигателя. Предложена методика оптимизации указанных коэффициентов и определены их оптимизированные значения для переходного процесса разгона исследуемого дизельного двигателя по тепловозной характеристике.

Ключевые слова: маневровый тепловоз, двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, система автоматического регулирования, ПИД-регулятор, ПИ-регулятор

This study addresses the problem of selecting the optimal structure and parameters of an electronic rotational speed controller for the crankshaft of a locomotive engine. An electronic control system of fuel supply ESUVT.01 developed by ООО PPP Dizelavtomatika (Saratov) for the locomotive diesel engine D50 manufactured by ОАО Penzadizelmash is presented in the paper. Experimental studies were conducted to evaluate the impact of the structure and parameters of the system on dynamic properties of the engine. Bench tests were conducted on

a diesel generator unit 1-PDG4D consisting of a diesel engine D50 and a traction generator MPT-84/39. As the result of the testing, equations describing dependencies of the transient process duration, overspeeding during the transient process and the free period on the parameters of the proportional-and-integral controller were obtained. The study confirmed the need to optimise the values of the coefficients of the proportional and integral components of the proportional-and-integral governing law and adjust them in accordance with the operational mode of the diesel engine. An appropriate optimisation method was proposed. Optimised values of these coefficients for the transient process of the studied diesel engine acceleration with regard to the locomotive characteristic were obtained.

Keywords: shunting diesel locomotive, internal combustion engine, diesel engine, rotational speed automatic control system, PID-controller, PI-controller

Наиболее актуальной проблемой современного двигателестроения является обеспечение наилучших показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1–3]. Среди ДВС различного назначения следует выделить дизельные двигатели (далее дизели), устанавливаемые на тепловозы.

Тепловозные дизели (ТД) вырабатывают около 16 % всей энергии, генерируемой ДВС, эксплуатируемыми в России. Они потребляют более 12 млн т дизельного топлива в год и выбрасывают в атмосферу около 2 млн т вредных компонентов ОГ [4]. При этом на долю ОАО «РЖД» приходится более 6 % потребляемого страной дизельного топлива, которое расходуют в первую очередь тепловозы.

В связи с этим стратегия развития ОАО «РЖД» до 2030 г. предусматривает реализацию мероприятий по повышению энергоэффективности и экологической безопасности грузовых и пассажирских перевозок, по модернизации уже эксплуатируемых тепловозов и созданию новых моделей с усовершенствованными энергетическими установками [5–7].

Одним из эффективных направлений улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ ДВС, включая ТД, является оптимизация их режимов работы — перевод этих дизелей в режимы с наилучшими эксплуатационными показателями — и сокращение доли переходных режимов [2, 8, 9]. Последние (набросы и сбросы нагрузки, разгоны и торможения) характерны для условий эксплуатации маневрового тепловоза и составляют значительную долю времени их функционирования.

Смена режима работы ТД может быть вызвана многими факторами, среди которых следует выделить изменения скорости движения поезда, профиля пути, массы состава, направления и силы ветра [9, 10]. На работу ТД также

оказывают влияние температура и давление окружающего воздуха и свойства применяемого топлива. Любое изменение скоростного и нагрузочного режимов сопровождается переходным процессом (ПП) в дизеле, т. е. переходом из одного установившегося состояния в другое под влиянием управляющих или возмущающих воздействий.

В зависимости от характера и значения изменения нагрузки и частоты вращения коленчатого вала (далее ЧВ) ТД его переходные процессы можно подразделить на два типа [11, 12]:

- связанные со значительными изменениями нагрузки и ЧВ дизеля при переводе рукоятки контроллера машиниста из одного положения в другое;

- вызванные с колебаниями нагрузки при неизменном положении контроллера; эти колебания возникают при изменении внешних условий или мощности вспомогательных агрегатов силовой установки тепловоза (включение или выключение тормозного компрессора, вентиляторов и т. д.).

ПП первого типа возникают в ТД вследствие непостоянства условий эксплуатации тепловоза, которые требуют изменения его скоростного и нагрузочного режимов дизеля путем перемещения рукоятки контроллера машинистом.

ПП второго типа обусловлены изменениями внешних условий, приводящими к возникновению несоответствий в системе дизель — потребитель. Эти несоответствия в элементах энергетической установки корректирует система автоматического регулирования (САР) или управления (САУ) ЧВ и мощности ТД без вмешательства машиниста [2, 13].

Режимы работы ТД. Согласно данным исследований [11, 14], в условиях реальной эксплуатации поездов продолжительность ПП в ДВС дизель-генераторных установок (ДГУ) магист-

ральных тепловозов составляет 5...20 % всего времени работы, а в ДГУ маневровых тепловозов — 20...40 %. Эти данные получены с учетом ПП только первого типа, приводящих к наиболее существенному ухудшению показателей топливной экономичности ТД.

При учете ПП второго типа их общая продолжительность становится еще более значительной. Таким образом, частая смена скоростного и нагрузочного режимов особенно характерна для дизелей маневровых тепловозов. Но и в ТД магистральных тепловозов наблюдаются постоянные с интервалом 1...6 мин изменения режима даже при движении по сравнительно несложному участку пути.

Данные, приведенные в работе [11], свидетельствуют о том, что в рассматриваемых условиях эксплуатации дизеля магистрального тепловоза положение контроллера изменяется в среднем 6–7 раз в течение 10 мин. При этом возникают ПП наброса и сброса нагрузки, в которых подача топлива может изменяться от минимальной (соответствующей режиму холостого хода) до полной.

Следует отметить, что для магистрального тепловоза продолжительность работы ТД в номинальном режиме не является определяющей. Обычно она не превышает 30...40 % всего времени эксплуатации, а основную его долю составляют режимы с неполной нагрузкой, холостого хода (XX) и неустановившиеся режимы (ПП).

В целом исследования работы дизелей тепловозов различного назначения показывают, что число переключений позиций контроллера (смен режимов) за один час работы для дизелей грузовых поездов в среднем составляет 50...90, пассажирских — 110...115, маневровых — до 130 [11].

Как уже отмечалось, частая смена скоростных и нагрузочных режимов наиболее характерна для дизеля маневрового тепловоза, причем основную долю режимов составляют неустановившиеся [11, 14]. Так, режимометрирование дизеля Д50 (6 ЧН 31,8/33) маневрового тепловоза типа ТЭМ в реальных условиях эксплуатации дало следующие результаты. На режимы XX приходится около 32 % всего времени работы ТД, на неустановившиеся режимы — 49 %, на стоянку поезда с заглушенным дизелем — 19 % [11].

Еще одно характерное для реальных условий эксплуатации распределение времени работы

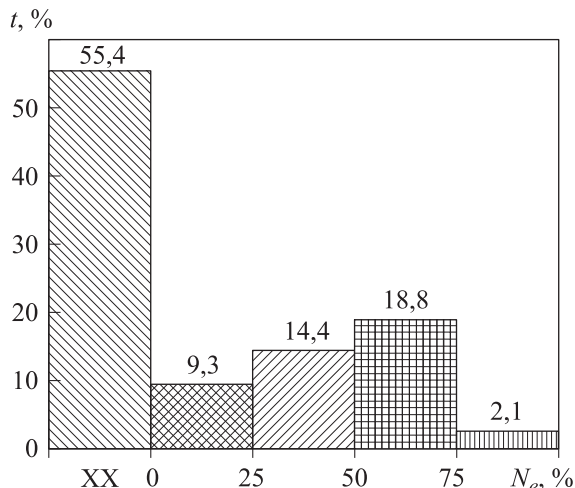


Рис. 1. Распределение времени t работы дизеля маневрового тепловоза по интервалам мощности N_e (XX — режим холостого хода с $N_e = 0$)

ТД маневрового тепловоза по интервалам мощности N_e приведено на рис. 1 [15]. Оно свидетельствует о значительной доле XX (более 50 %) в общем распределении режимов работы дизеля.

Данные, приведенные в книге [13], показывают, что в условиях эксплуатации маневровых тепловозов их дизели более 20 % времени работают в неустановившихся режимах. За смену работы такого тепловоза контроллер переключается от 900 до 1200 раз. Отмечено до трех пусков и столько же остановок дизеля. Число троганий и циклов передвижений маневрового тепловоза доходит до 150, а время работы его дизеля в переходных режимах и режимах XX может превышать продолжительность эксплуатации под нагрузкой.

Отклонения показателей рабочего процесса вызваны рассогласованием в работе систем топливо- и воздухоподачи, нарушением условий смесеобразования и другими факторами. Из рис. 2 видно, какое количество переключений позиций контроллера делает машинист при маневрировании за смену. Данный анализ проведен на локомотиве серии ЧМЭ-3 на станции Безымянка Куйбышевской железной дороги (г. Самара).

Наибольшее количество ПП отмечено при переводе контроллера на позиции от первой до пятой. Это обусловлено планом маневров, профилем станции, характером работ в каждом маневровом районе, количеством и загрузкой вагонов. На пятой позиции контроллера происходит подъезд поезда к вагонам, трогание

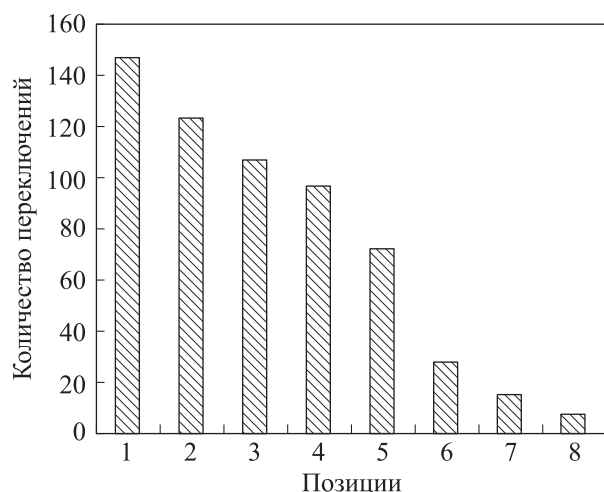


Рис. 2. Распределение количества переключений позиций контроллера машиниста тепловоза ЧМЭ-3 (количества ПП) за смену

подвижного состава с места, его осаживание (остановка) и закрепление.

Далее машинист выбирает позиции контроллера для увеличения скорости движения и перестановки маневрового состава. Количество ПП, связанных значительными изменениями нагрузки и ЧВ, при переводе рукоятки контроллера машиниста из одного положения в другое составило 270 переключений в положении первой и второй позиций (за смену).

Такие переключения положения контроллера машиниста сопровождаются появлением ПП, где наблюдается рассогласование в работе систем топливоподачи и воздухоснабжения. Оно вызвано инерционностью системы газотурбинного наддува, в результате которой увеличение подачи топлива в цилиндры дизеля при набросах нагрузки и разгонах не сопровождается быстрым ростом подачи воздуха.

Поэтому в начальной стадии указанных ПП наблюдаются недостаток кислорода, снижение коэффициента избытка воздуха, ухудшение условий смесеобразования и другие негативные факторы. В связи с этим в ПП показатели топливной экономичности и токсичности ОГ существенно ухудшаются. Причем чем интенсивнее смена режимов работы ТД, тем большая часть времени его работы приходится на начальные фазы ПП, характеризующихся наибольшим ухудшением названных показателей.

В ПП также отмечаются большие средние по времени нагрузки на детали, частые нарушения условий смазки поверхностей механизмов дизеля. Кроме того, ПП снижают долговечность и

надежность ТД вследствие ускоренного закоксовывания выпускного тракта и проточной части турбины системы газотурбинного наддува, вызванного неполным сгоранием топлива, повышенных амплитуд температурных колебаний поверхности деталей цилиндропоршневой группы.

Указанные особенности распределения режимов работы дизелей маневровых тепловозов и протекания ПП необходимо учитывать при создании и исследовании САР и САУ ТД, систем топливоподачи, оснащаемых этими САР и САУ, и при оценке эффективности их использования в ТД.

Требования к САР ЧВ дизелей тепловозов и организация процесса регулирования. Современных показателей ДВС нельзя достигнуть без дальнейшего совершенствования их систем автоматического регулирования и управления [16, 17]. Одной из основных систем ТД является САР ЧВ, которая обеспечивает поддержание заданного скоростного режима ТД и осуществляет ряд дополнительных функций [2, 18, 19].

Конструктивные особенности этой САР и ее параметры определяют такие важнейшие показатели работы ТД, как максимальные мощность и крутящий момент, динамические и пусковые качества, топливная экономичность и токсичность ОГ. Для достижения наилучших показателей ТД необходимо определить оптимальные структуру и основные параметры САР ЧВ.

Важным требованием, предъявляемым к ТД и тепловозам в целом, является обеспечение требуемых динамических качеств. Хорошие динамические качества ТД позволяют сократить время ПП (наброса и сброса нагрузки, разгона, торможения и др.) и тем самым повысить маневренность подвижного состава. К наиболее значимым показателям динамических качеств ТД относятся время ПП и заброс параметра ЧВ в ПП (перерегулирование) [2, 8].

Продолжительность ПП t_n характеризует период изменения ЧВ дизеля при смене одного режима работы на другой. Заброс параметра в ПП оценивается перерегулированием σ , определяемым в виде отношения максимального отклонения регулируемой величины к ее установившемуся значению.

В нормативных документах (ГОСТ, ТУ и др.) по общим техническим требованиям, предъявляемым к дизелям различного назначения, по-

Таблица 1

Требования ГОСТ Р 55231–2012 к ПП наброса–сброса нагрузки в САР ЧВ судовых, тепловозных и промышленных ДВС

Показатель	Класс точности САР			
	1	2	3	4
Заброс ЧВ в ПП (перерегулирование σ), %, не более	5,0	7,5	10,0	15,0
Длительность ПП t_n , с, не более	2,0	3,0	5,0	10,0
Нестабильность ЧВ при нагрузке 25 до 100 %, %, не более	0,6	0,8	1,0	2,0
Нестабильность ЧВ при нагрузке до 25 %, %, не более	0,8	1,0	1,5	3,0

казатели динамических качеств обычно не регламентированы. Но существует ГОСТ на САР ЧВ дизелей (ГОСТ Р55231–2012), предусматривающий ограничение по продолжительности ПП и перерегулированию в зависимости от класса точности САР (табл. 1) [20].

Самые жесткие требования предъявляются к динамическим качествам дизелей ДГУ, относящихся к первому классу точности. Характерные ПП этих ДВС — сбросы и набросы нагрузки. При полном сбросе нагрузки (от полной до ХХ) наибольшее допустимое время регулирования $t_n = 2$ с при перерегулировании σ не более 5 %.

Таким образом, требования, предъявляемые к дизелям и определяемые соответствующими государственными стандартами, накладывают на их динамические качества ограничения, что имеет существенное значение при разработке соответствующих САР и САУ.

Самым известным является принцип регулирования по отклонению соответствующего параметра или принцип регулирования Ползунова — Уатта [2, 8]. При его реализации регулирующее воздействие $\mu(t)$, подаваемое на соответствующий орган объекта регулирования (ДВС), является функцией ошибки регулирования $x(t)$, где t — время.

Эта ошибка формируется в виде отклонения регулируемой величины $y(t)$ — ЧВ от ее заданного значения $g(t)$. Сигнал ошибки $x(t) = g(t) - y(t)$ вырабатывается на сравнивающем элементе (сумматоре) 1 (рис. 3, а), на который поступают задающее воздействие $g(t)$ и через линию 4 главной отрицательной обратной связи — регулируемый параметр $y(t)$.

САР, работающие по этому принципу, формируют закон регулирования (зависимость между входным и выходным сигналами регулятора), называемый пропорциональным. Пропорциональный принцип регулирования (П-регулирование) характеризуется зависимо-

стью $\mu_p(t) = k_p x(t)$, где k_p — коэффициент усиления (передачи) П-регулятора.

Несмотря на широкое распространение и известные достоинства П-регулятора (простоту

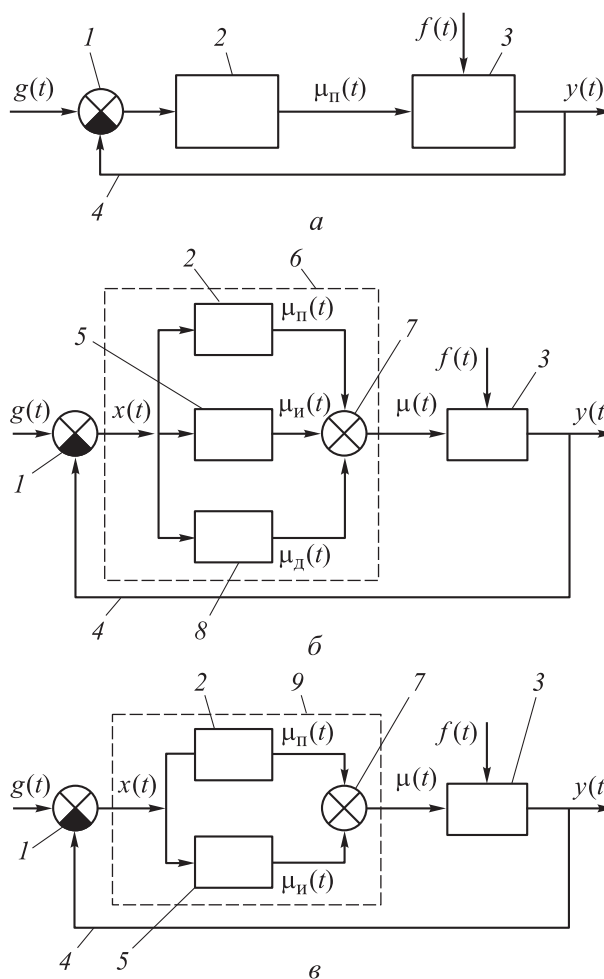


Рис. 3. Функциональные схемы САР с П- (а), ПИД- (б) и ПИ-регуляторами (в): 1 — сравнивающий элемент (сумматор); 2 — П-регулятор; 3 — объект регулирования; 4 — линия главной отрицательной обратной связи; 5 — И-регулятор; 6 — ПИД-регулятор; 7 — сумматор; 8 — Д-регулятор; 9 — ПИ-регулятор; $f(t)$ — возмущающее воздействие (изменение настройки потребителя); $\mu(t)$ — суммарное регулирующее воздействие

реализации, универсальность регулирования и др.), они имеют ряд недостатков. Одним из них являются не всегда приемлемые динамические качества (быстродействие). Эффективным методом повышения быстродействия САР служит введение в закон регулирования дифференциальной составляющей.

При реализации дифференциального (Д) принципа регулирования соответствующий закон определяется как $\mu_d(t) = k_d dx/dt$, где $\mu_d(t)$ — регулирующее воздействие, формируемое Д-регулятором 8 (рис. 3, б); k_d — коэффициент усиления Д-регулятора [2, 8]. То есть регулирующее воздействие $\mu_d(t)$ должно быть пропорционально не сигналу ошибки $x(t)$, а ее производной по времени dx/dt . Такой регулятор реагирует на скорость изменения регулируемого параметра — угловое ускорение вала дизеля.

Импульс углового ускорения может повысить быстродействие САР, так как в момент изменения нагрузки он более значителен, чем импульс отклонения ЧВ. Но регулятор, реагирующий лишь на изменение углового ускорения, не способен поддерживать заданный скоростной режим. Поэтому Д-регулятор применяют только в сочетании с П-регулятором.

Другим недостатком П-регулятора являются не всегда приемлемые статические качества. При оснащении дизеля П-регулятором формируется наклонная (статическая) регуляторная характеристика и возникает статическая ошибка регулирования $x_{ст}$. В результате при изменении нагрузки на ТД изменяется его скоростной режим.

Повысить точность работы САР при установленных режимах позволяет формирование интегрального (И) закона регулирования в виде

$$\mu_i(t) = k_i \int x(t) dt,$$

где k_i — коэффициент усиления И-регулятора. Такой закон определяется в виде накапливаемой во времени ошибки регулирования $x(t)$ [2, 8]. Интегрирование сигнала ошибки $x(t)$ проводится И-регулятором 5 (рис. 3, в), позволяющим реализовать астатическую САР, т. е. обеспечить $x_{ст} = 0$.

Но поскольку этот регулятор формирует воздействие лишь в функции интеграла от регулируемого параметра, а не в функции ЧВ дизеля, его применяют только в сочетании с П-регулятором 2. Такой пропорционально-

интегральный (ПИ) регулятор формирует соответствующий закон в виде

$$\mu_{пи}(t) = k_p x + k_i \int x(t) dt.$$

Вследствие наличия интегральной составляющей $\mu_i(t)$ ПИ-регулятор не имеет статической ошибки. Требуемые показатели качества работы САР при неустановившихся режимах обеспечиваются за счет пропорциональной составляющей $\mu_p(t)$ закона регулирования.

Следует отметить, что наилучшие показатели качества процесса регулирования обеспечивает пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) регулятор. Его реализуют введением в закон регулирования одновременно интегральной $\mu_i(t)$ и дифференциальной $\mu_d(t)$ составляющих. При этом формируется ПИД-закон регулирования в виде

$$\mu_{пид}(t) = k_p x + k_i \int x(t) dt + k_d \frac{dx}{dt}.$$

Этот закон вырабатывает ПИД-регулятор, содержащий П-, И- и Д-регуляторы (см. рис. 3, б) [2, 8].

В современных дизелях ПИД-регулятор является наиболее распространенным типом подобных устройств [19, 21]. Вместе с тем в ДВС, работающих в сравнительно небольших диапазонах изменения ЧВ, целесообразно вместо ПИД-регуляторов применять ПИ-регуляторы. Это преимущественно стационарные дизели, работающие при примерно постоянной ЧВ.

В характерных для них ПП наброса-сброса нагрузки диапазон изменения ЧВ и ТД сравнительно небольшой — около 30 мин⁻¹ (рис. 4, а). Такие процессы возникают в дизелях тепловозных ДГУ. Характерными ПП таких ТД являются набросы-сбросы нагрузки и разгоны-торможения по тепловозной характеристике, приведенной на рис. 4 [13].

Так как при изменении скоростного режима ТД обладают относительно большой инерционностью, ПП их разгонов-торможений происходят сравнительно медленно — в течение более 25 с (рис. 4, б). При разгоне дизеля он ступенчато переходит с одной позиции контроллера на другую. В этом случае введение Д-составляющей в закон регулирования может быть нецелесообразным.

Цель работы — определение влияния структуры и параметров САР ЧВ тепловозного дизеля, выбор оптимальных значений параметров САР и оценка возможности реализации опти-

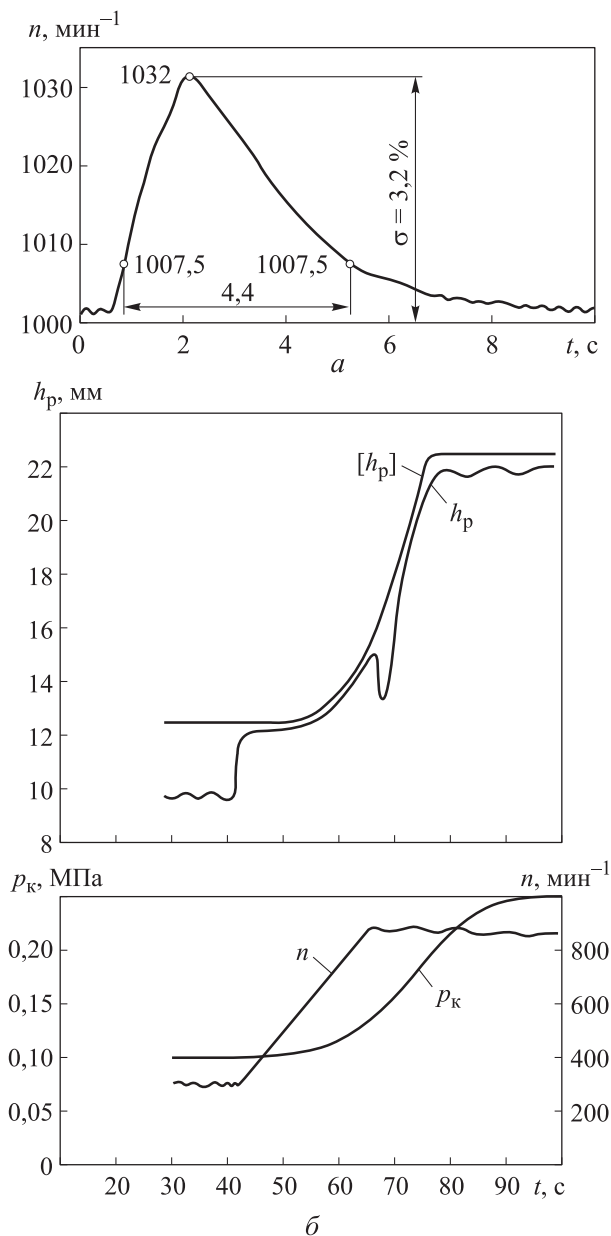


Рис. 4. ПП тепловозной ДГУ 1А-9ДГ с дизелем Д49: а — сброс нагрузки с пятнадцатой позиции контроллера до нулевой; б — разгон с нулевой позиции контроллера до пятнадцатой; σ — заброс параметра в ПП; h_p — положение дозирующей рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД); $[h_p]$ — ограничительная характеристика; p_k — давление наддувочного воздуха

мизированных характеристик системой электронного управления топливоподачей.

Система электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 ТД. Проектно-производственным предприятием ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) разработана система электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 для ТД, обладающая широкими функциональными возможностями

при формировании характеристик топливоподачи, а также при регулировании его ЧВ.

Управление процессом топливоподачи осуществляется с помощью быстродействующего электрогидравлического клапана, установленного в гидролинии высокого давления топливной системы. Для дизеля Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства ОАО «Пензадизельмаш» разработана конструкция и изготовлен комплект электроуправляемых ТНВД 4ЭТН.03 с электрогидравлическими клапанами (рис. 5).

Такая схема управления топливоподачей ТНВД использована при создании опытной электронной системы управления дизеля Д50 мощностью $N_e = 730 \dots 880$ кВт. Этот ТД широко применяют в ДГУ маневровых, магистральных и промышленных тепловозов, а также в ДГУ объектов водного транспорта.

Разработанная электронная система с импульсным управлением электрогидравлическим клапаном включает в себя звено задержки, обеспечивающее подсчет ЧВ через интервал времени T_z , звено фильтрации и ПИД-звено (ПИД-регулятор). Структурная схема электронной системы с импульсным управлением электрогидравлическим клапаном и ее передаточная функция показаны на рис. 6. Здесь введены следующие обозначения: ϕ_y — длитель-

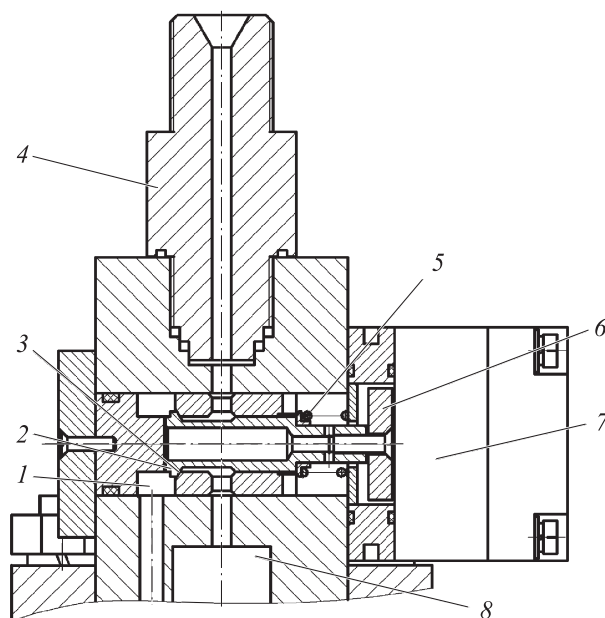


Рис. 5. Конструктивная схема управления подачей топлива ТНВД с электромагнитным клапаном: 1 — гидролиния низкого давления ТНВД; 2 и 3 — клапан и его кромка; 4 — штуцер ТНВД; 5 — возвратная пружина; 6 — якорь; 7 — электромагнит; 8 — надплунжерная полость

ность управляющего сигнала, подаваемого на электрогидравлический клапан; $k_{g\phi}$ — коэффициент зависимости цикловой подачи от длительности управляющего сигнала; $g_{ц}$ — цикловая подача топлива; n_t и n_z — текущее и заданное значение ЧВ; $n_{и}$ и n_{ϕ} — значение ЧВ с интервалом задержки и после звена фильтрации; $W_3(p)$ — передаточная функция звена задержки; p — комплексная переменная преобразования Лапласа; τ — временная задержка; $W_{\phi}(p)$ и T_{ϕ} — передаточная функция и постоянная времени звена фильтрации; ε_n — рассогласование текущей и заданной ЧВ (сигнал ошибки регулирования); $W_{\text{ПИД}}(p)$ — передаточная функция ПИД-звена; $W_{g_{ц}}(p)$ — передаточная функция электрогидравлического клапана; $W_{\varepsilon, p}(p)$ — передаточная функция электронного регулятора.

В состав электронной системы импульсного управления топливоподачей входят такие части, как блок управления, электроуправляемые клапаны (по одному на каждый цилиндр) и комплект датчиков режимных параметров. Блок управления представляет собой цифровой микропроцессорный комплекс со специальным (для каждого типа дизеля) программным обес-

печением, способный выполнять следующие основные функции:

- автоматическое поддержание заданной ЧВ в соответствии с ПИД-законом регулирования по статической или астатической характеристикам при всех скоростных и нагрузочных режимах (функция регулятора ЧВ);
- автоматическое поддержание заданной мощности тягового генератора (в системах регулирования мощности);
- обеспечение работы дизеля по ограничительной характеристике в зависимости от давления наддува и ЧВ с реализацией заданного ускорения в переходных режимах (в системах регулирования мощности);
- формирование требуемых характеристик угла опережения впрыскивания топлива в зависимости от ЧВ дизеля, нагрузки на него, давления наддува и температуры внешней среды;
- ограничение топливоподачи в зависимости от давления наддува и ЧВ дизеля;
- автоматическое корректирование топливоподачи в каждом цилиндре в зависимости от их загрузки по сигналу от датчиков и сопряженных систем.

Более подробно система электронного управления с импульсным управлением электрогидравлическим клапаном описана в работах [22–24].

Экспериментальная установка и методика проведения испытаний. Для оценки возможностей регулирования ЧВ дизеля с использованием системы электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 проведены экспериментальные исследования. Объектом испытаний являлась тепловозная ДГУ типа 1-ПДГ4Д, включающая в себя дизель Д50 (6 ЧН 31,8/33) мощностью 736 кВт без промежуточного охлаждения наддувочного воздуха и тяговый генератор МПТ-84/39 с независимым возбуждением мощностью 700 кВт.

Нагружение дизеля, снабженного девятипозиционной (с девятью позициями контроллера) системой электронного управления типа ЭСУВТ.01, проведено на водяной нагрузочный реостат. Использован тяговый генератор электромашинного типа на базе возбуждителя с поперечным расщеплением полюсов, с поддержанием на каждой позиции постоянной мощности, соответствующей фактической ЧВ дизеля.

Испытания проведены в тепловозной лаборатории им. Я.М. Гаккеля кафедры «Локомоти-

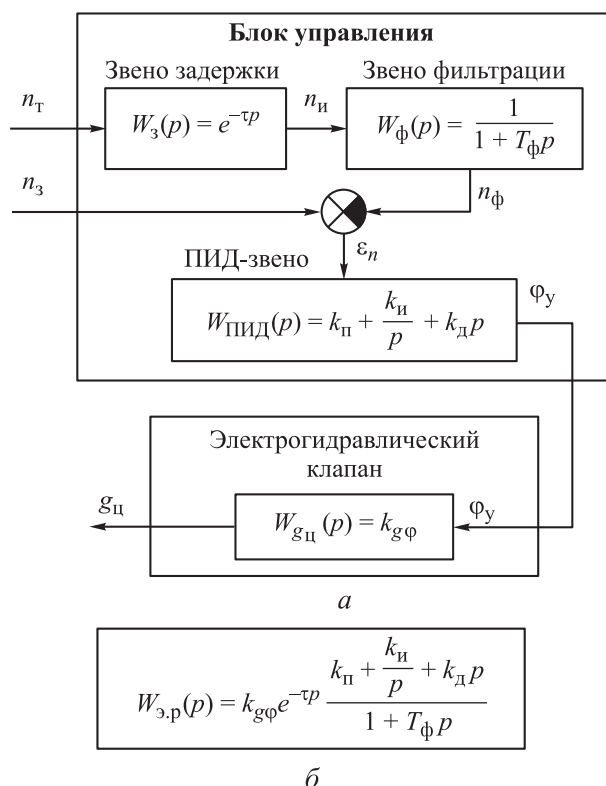


Рис. 6. Структурная схема электронной системы с импульсным управлением электрогидравлическим клапаном (а) и ее передаточная функция (б)

вы и локомотивное хозяйство» Санкт-Петербургского государственного университета путей сообщения.

Реализуемая в исследуемой САР тепловозная характеристика предусматривает следующие ЧВ на соответствующих позициях контроллера (табл. 2).

ЧВ дизеля измеряли штатным для системы электронного управления типа ЭСУВТ.01 индуктивным датчиком ЧВ, давление в цилиндре — максиметром КУ100 (первого класса точности с пределами измерения до 10 МПа), температуру охлаждающей жидкости — термометром дизельным ТКД-50 с термопарами ТХК-400, остальные параметры ТД — измерительным программным комплексом испытательного стенда.

Испытания выполняли следующим образом. Дизель прогревали в режиме ХХ (при нулевой позиции контроллера) до достижения температуры охлаждающей жидкости (воды) 60 °С, контроллер переводили в заданную позицию, фиксировали мощность тягового генератора и проводили запись изменения ЧВ дизеля для исследуемого ПП.

Система управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 включает в себя ПИД-регулятор ЧВ дизеля. Но, как уже отмечалось, для рассматриваемого ТД достаточно реализовать ПИ-закон регулирования ЧВ. В связи с этим исследовано влияние коэффициентов П- и И-регуляторов ПИ-закона регулирования на качество ПП разгона дизеля по тепловозной характеристике.

Таблица 2

Значения ЧВ дизеля, соответствующие заданным позициям контроллера машиниста (тепловозная характеристика дизеля)

Позиция контроллера	ЧВ, мин ⁻¹	Позиция контроллера	ЧВ, мин ⁻¹
0, 1	300	5	560
2	365	6	625
3	430	7	720
4	495	8	750

Таблица 3

Значения ЧВ дизеля и нагрузки, соответствующие заданным позициям контроллера машиниста

ЧВ, мин ⁻¹	Нагрузка, кВт	ЧВ, мин ⁻¹	Нагрузка, кВт
300	0	480	400
300	100	750	0
480	0	750	830

В рассматриваемых ПП фиксировались следующие показатели: t_n — продолжительность ПП, с; Δn — заброс ЧВ (абсолютное значение превышения требуемой ЧВ), мин⁻¹; T_n — период собственных колебаний регулируемого параметра в ПП, с.

Исследованы зависимости указанных показателей качества ПП от коэффициентов П- и И-регуляторов. Эти зависимости определены при фиксированном значении коэффициента усиления П-регулятора k_p и варьировании коэффициента усиления И-регулятора k_i , а также при постоянном значении коэффициента усиления k_i и изменении коэффициента усиления k_p . Измерения проведены для режимов, приведенных в табл. 3, где нулевая нагрузка соответствует режиму ХХ. Ступенчатое изменение задания ЧВ выполнялось с темпом 100 мин⁻¹/с и шагом 5 мин⁻¹ (ступени: 300/305, 480/485, 750/755).

Результаты экспериментальных исследований

ТД. В работах [2, 21, 25, 26] показано, что коэффициенты усиления П-, И- и Д-регуляторов ПИД-закона регулирования (или ПИ-закона регулирования) необходимо изменять в соответствии с режимом работы дизеля. В связи с этим сначала определили значения указанных коэффициентов ПИ-закона регулирования в номинальном скоростном режиме при $n = 750$ мин⁻¹. При режимных параметрах $n = 750$ мин⁻¹ и $N_e = 0$ коэффициенты усиления $k_p = 0,70$ и $k_i = 0,25$, при $n = 750$ мин⁻¹ и $N_e = 830$ кВт — $k_p = 0,90$ и $k_i = 0,25$. Затем провели экспериментальные исследования дизеля при скоростных режимах с ЧВ $n = 300$ и 480 мин⁻¹.

При определении продолжительности ПП рассматривается зона допустимой неустойчивости ЧВ в исследуемом режиме. В соответствии с ГОСТ 10511–83 устанавливаются требования к ширине этой зоны в зависимости от класса точности САР. Однако этот стандарт разработан в 70–80-х годах прошлого столетия главным образом для механических и гидромеханических САР ЧВ дизелей.

В более поздней редакции этого стандарта (ГОСТ Р 55231–2012) требования к неустойчивости регулируемого параметра не изменились. В настоящее время преимущественное распространение получили электронные (микропроцессорные) САР и САУ, обладающие гораздо большими функциональными возможностями, чем механические и гидrome-

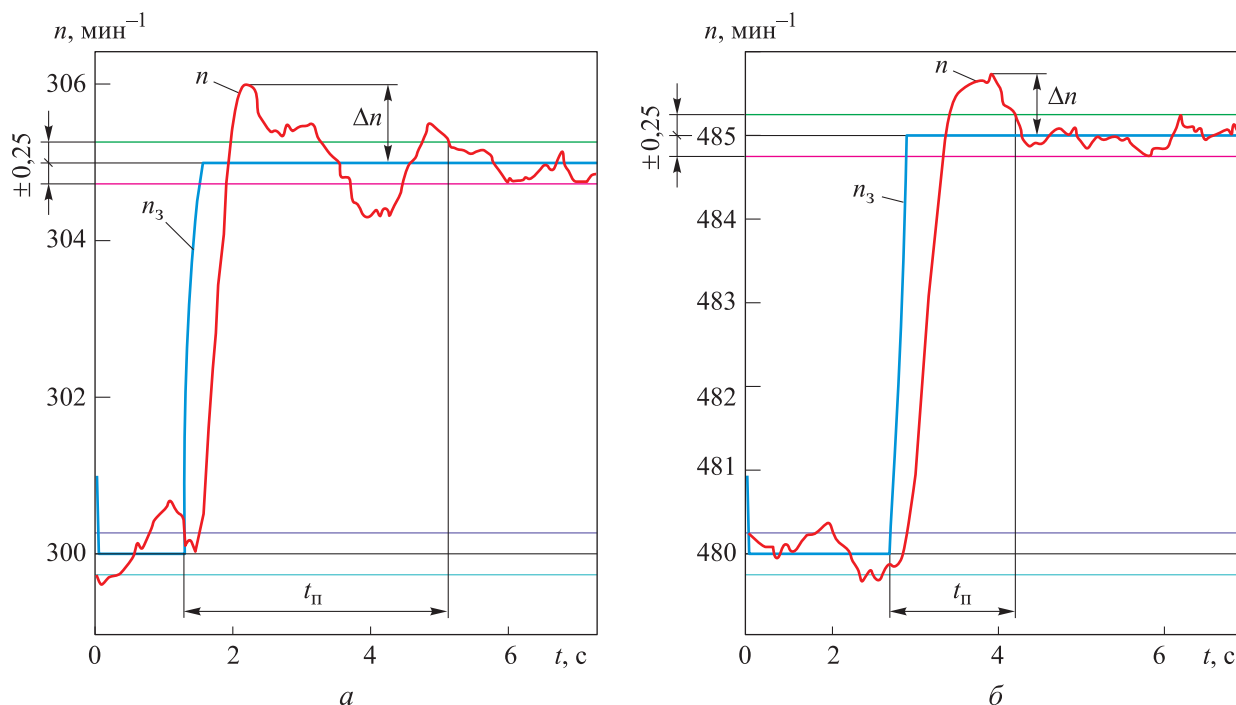


Рис. 7. Графики ПП № 1 (а) и № 27 (б)

ханические системы регулирования [2, 16, 18, 25, 26].

Так, согласно требованиям ГОСТ Р 55231–2012, САР первого и второго класса точности должны обеспечивать зону допустимой неустойчивости ЧВ в установившемся режиме, не превышающую 0,8 % (см. табл. 1). Но при этом современные САР и САУ способны поддерживать постоянство ЧВ ДВС с существенно большей точностью.

Например, в соответствии с данными работы [27] САР ЧВ ДГУ, оснащенной микропроцессорной системой регулирования, реализующей одну из разновидностей ПИД-закона регулирования, обеспечивает поддержание постоянства ЧВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ с точностью $\Delta n = 0,2 \%$ или 3 мин^{-1} ($\Delta n = \pm 1,5 \text{ мин}^{-1}$).

Поэтому в рассматриваемом случае при поддержании постоянства ЧВ дизеля Д50 на уровне $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ с такой допустимой неустойчивостью ЧВ в установившемся режиме ширина указанной зоны выбрана равной $\Delta n = 0,5 \text{ мин}^{-1}$ или $\pm 0,25 \text{ мин}^{-1}$.

Примеры графиков исследованных ПП разгона дизеля приведены на рис. 7, где горизонтальными линиями зеленого и малинового цвета показана зона допустимой неустойчивости регулируемого параметра $\Delta n_{\text{доп}} = \pm 0,25 \text{ мин}^{-1}$, используемая для определения времени окончания ПП.

Результаты исследований влияния коэффициентов усиления ПИД-закона регулирования на показатели качества этого процесса приведены в табл. 4, где J_o — обобщенный критерий оптимальности ПП, $J_o = t_p \Delta n$.

Анализ полученных данных показал, что при смене режима работы исследуемого дизеля изменяются и целесообразные значения коэффициентов усиления пропорциональной k_p и интегральной k_i составляющих ПИД-закона регулирования.

Для выбора оптимальных значений этих коэффициентов использован следующий подход. В соответствии с требованиями ГОСТ Р 55231–2012 на САР ЧВ тепловозных дизелей основными показателями качества процесса регулирования являются продолжительность ПП t_p и заброс ЧВ в ПП Δn или перерегулирование σ , определяемое выражением

$$\sigma = \Delta n / n_0,$$

где n_0 — ЧВ дизеля при конечном установившемся режиме его работы.

При этом период собственных колебаний регулируемого параметра в ПП T_n указанным стандартом не регламентирован. Связи с этим в качестве обобщенного критерия оптимальности ПП J_o выбрано произведение продолжительности ПП t_p и заброса ЧВ в ПП Δn .

Таблица 4

Влияние коэффициентов усиления пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования на показатели качества этого процесса

Номер ПП	Коэффициенты усиления			Показатели качества			
	k_p	$k_{ин}$	$k_{д}$	$t_{п}, c$	$\Delta n, мин^{-1}$	T_n, c	J_o
<i>При режимных параметрах $n = 300 мин^{-1}$ и $N_e = 0$</i>							
1	0,15	0,15	0	3,884	0,812	1,331	3,154
2	0,20	0,15	0	3,682	0,712	1,118	2,622
3	0,30	0,15	0	3,372	0,652	1,168	2,199
4	0,40	0,15	0	2,940	0,634	0,709	1,864
5	0,50	0,15	0	0,717	0,250	0,698	0,179
6	0,60	0,15	0	2,554	0,352	0,912	0,899
7	0,10	0,15	0	4,569	1,747	1,892	7,982
8	0,05	0,15	0	18,364	3,772	2,153	69,269
9	0,15	0,30	0	2,914	1,420	1,253	4,138
10	0,15	0,40	0	2,185	2,206	1,244	4,820
11	0,15	0,50	0	3,296	2,351	1,066	7,749
12	0,15	0,10	0	3,507	1,034	1,498	3,626
13	0,40	0,30	0	1,107	0,366	0,532	0,405
14	0,30	0,30	0	1,827	0,651	1,015	1,189
<i>При режимных параметрах $n = 300 мин^{-1}$ и $N_e = 100 кВт$</i>							
15	0,15	0,15	0	2,350	0,691	1,040	1,624
16	0,30	0,15	0	1,095	0,416	0,755	0,456
17	0,40	0,15	0	1,290	0,639	0,477	0,824
18	0,50	0,15	0	3,188	0,910	0,439	2,901
19	0,15	0,30	0	1,445	1,412	0,988	2,040
20	0,30	0,30	0	1,209	0,384	1,169	0,464
21	0,15	0,40	0	2,610	1,601	1,067	4,179
22	0,30	0,40	0	1,312	0,571	1,219	0,749
<i>При режимных параметрах $n = 480 мин^{-1}$ и $N_e = 0$</i>							
23	0,40	0,20	0	1,286	0,359	0,629	0,462
24	0,50	0,20	0	0,874	0,250	0,427	0,219
25	0,60	0,20	0	0,719	0,250	0,479	0,180
26	0,30	0,20	0	1,171	0,321	0,719	0,376
27	0,20	0,20	0	1,698	0,759	1,955	1,289
28	0,40	0,30	0	1,343	0,345	0,690	0,463
29	0,40	0,40	0	1,294	0,411	0,764	0,532
30	0,40	0,50	0	1,100	0,413	0,897	0,454
31	0,50	0,40	0	1,565	0,433	0,897	0,678
32	0,50	0,50	0	1,266	0,683	0,470	0,865
<i>При режимных параметрах $n = 480 мин^{-1}$ и $N_e = 400 кВт$</i>							
33	0,30	0,20	0	2,561	0,236	0,630	0,604
34	0,40	0,20	0	1,263	0,250	0,574	0,316
35	0,50	0,20	0	2,131	0,318	0,534	0,678
36	0,60	0,20	0	1,511	0,250	0,536	0,378
37	0,70	0,20	0	1,186	0,250	0,476	0,297

Примечание. Жирным шрифтом выделены ПП разгона дизеля, полученные при оптимизированных значениях коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования.

В табл. 4 жирным шрифтом выделены ПП, являющиеся оптимальными по этому критерию. При режимных параметрах $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 0$ таковым является ПП № 5 с критерием $J_o = 0,179$, при $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 100 \text{ кВт}$ — ПП № 16 с $J_o = 0,456$, при $n = 480 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 0$ — ПП № 25 с $J_o = 0,180$, при $n = 480 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 400 \text{ кВт}$ — ПП № 37 с $J_o = 0,297$. Каждому из этих ПП соответствуют свои оптимизированные значения коэффициентов пропорциональной k_p и интегральной k_i составляющих ПИ-закона регулирования.

Таким образом, подтверждена необходимость оптимизации значений коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования и их изменения в соответствии с режимом работы ТД. Полученные оптимизированные значения коэффициентов k_p и k_i позволили построить рекомендуемые характеристики их изменения в наиболее характерном ПП разгона исследуемого дизеля по тепловозной характеристике, приведенной в табл. 2 и 3.

Рекомендуемые характеристики изменения коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования, показанные на рис. 8, предполагают увеличение значений k_p и k_i при разгоне дизеля (при переходе на позиции контроллера с большими значениями ЧВ и нагрузки).

Реализация этих характеристик с оптимизированными значениями коэффициентов k_p

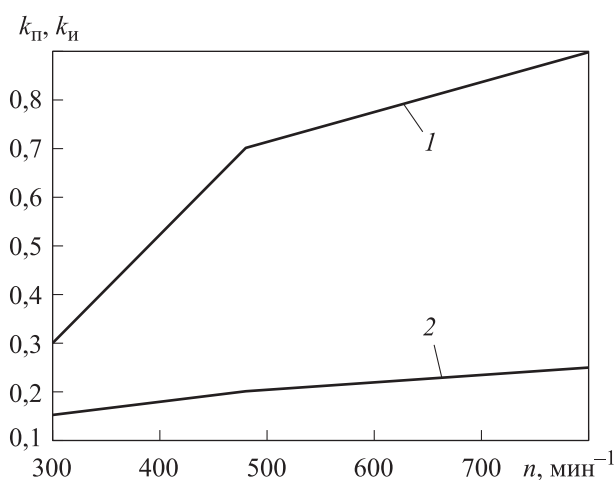


Рис. 8. Рекомендуемые характеристики изменения коэффициентов пропорциональной k_p (1) и интегральной k_i (2) составляющих ПИ-закона регулирования в наиболее характерном ПП разгона исследуемого дизеля по тепловозной характеристике

и k_i ПИ-закона регулирования позволяет достичь наилучших показателей качества этого процесса — продолжительности ПП t_p и заброса частоты вращения Δn в ПП разгона исследуемого дизеля — по тепловозной характеристике.

Выводы

1. Обеспечение жестких требований, предъявляемых к ПП современных САР ЧВ дизелей, достигается реализацией ПИД-закона регулирования. Для дизелей, работающих в сравнительно небольших диапазонах изменения ЧВ, целесообразно вместо ПИД-регуляторов применять ПИ-регуляторы. ПИ-закон регулирования следует формировать и в дизелях, обладающих относительно большой инерционностью. К этой группе относятся дизели тепловозных ДГУ.

2. Разработанная в ООО «ППП Дизельавтоматика» система электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 реализует ПИ-закон регулирования ЧВ тепловозного дизеля. Проведены испытания тепловозного дизеля Д50 (6 ЧН 31,8/33) в составе ДГУ 1-ПДГ4Д маневрового тепловоза с указанной системой.

3. Исследованы динамические качества дизеля в ПП его разгона по тепловозной характеристике. В качестве показателей качества процесса регулирования использованы продолжительность ПП, заброс ЧВ в ПП и период собственных колебаний регулируемого параметра.

4. Предложена методика оптимизации значений коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования, заключающаяся в экспериментальном исследовании САР и формировании обобщенного критерия оптимальности ПП в виде произведения продолжительности ПП и заброса ЧВ в ПП.

5. Полученные оптимизированные значения коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования позволили построить рекомендуемые характеристики их изменения в наиболее характерном ПП разгона исследуемого дизеля по тепловозной характеристике. Реализация этих характеристик позволяет достичь наилучших показателей качества процесса регулирования ЧВ дизеля в рассматриваемом ПП.

Литература

- [1] Орлин А.С., Круглов М.Г., ред. *Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1990. 288 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.
- [3] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [4] Александров А.А., Марков В.А., ред. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014. 691 с.
- [5] *Стратегия научно-технологического развития холдинга «Российские железные дороги» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга)*. Москва, ОАО «РЖД», 2018. 128 с.
- [6] *Энергетическая стратегия холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года*. Москва, ОАО «РЖД», 2011. 97 с.
- [7] Игин В.Н., Захватов А.В., Игин Ф.В. Резервы повышения энергоэффективности тепловозов. *Локомотив*, 2013, № 3, с. 2–3.
- [8] Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 416 с.
- [9] Коссов Е.Е., Сухопаров С.И. *Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов*. Москва, Изд-во «Интекст», 1999. 184 с.
- [10] Хомич А.З. *Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей*. Москва, Транспорт, 1987. 271 с.
- [11] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во РУДН, 2009. 380 с.
- [12] Луков Н.М. *Автоматические системы управления и регулирования тепловозов*. Москва, Изд-во МИИТ, 1983. 144 с.
- [13] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Изд-во ВНУ имени В. Даля, 2006. 280 с.
- [14] Гончаров Н.Е., Казанцев В.П. *Маневровая работа на железнодорожном транспорте*. Москва, Транспорт, 1978. 183 с.
- [15] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. *Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2015. 360 с.
- [16] *Bosh. Системы управления дизельными двигателями*. Москва, ЗАО «КЖИ За рулем», 2004. 480 с.
- [17] *Bosh. Системы управления бензиновыми двигателями*. Москва, ЗАО «КЖИ За рулем», 2005. 432 с.
- [18] Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. *Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2001. 136 с.
- [19] Марков В.А., Фурман В.В., Бебенин Е.В. Совершенствование системы регулирования частоты вращения дизельного и газодизельного двигателей. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2016, № 4, с. 12–29.
- [20] ГОСТ Р 55231–2012. *Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия*. Москва, Изд-во Стандартов, 2012. 14 с.
- [21] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A Hybrid End-to-End Control Strategy Combining Dueling Deep Q-network and PID for Transient Boost Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger and Cooled EGR. *Energies*, 2019, vol, 12, iss. 19, no. 3739, doi: 10.3390/en12193739
- [22] Фурман В.В. Система топливоподачи с электронным управлением для дизеля. *Грузовик*, 2014, № 9, с. 10–14.

- [23] Фурман В.В., Иванов В.А., Марков В.А. Системы электронного управления для дизельных двигателей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5, с. 1–18. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/cryogen/723.html> (дата обращения 15 мая 2019).
- [24] Фурман В.В., Плахов С.В., Марков В.А., Коссова Л.Е. Системы электронного управления топливоподачей для газовых и газодизельных двигателей. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2018, т. 17, № 1, с. 20–29.
- [25] Хрящев Ю.Е., Тихомиров М.В., Епанешников Д.А. *Алгоритмы управления двигателями внутреннего сгорания*. Ярославль, Изд-во ЯГТУ, 2014. 204 с.
- [26] Харитонов С.В. *Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 171 с.
- [27] Поздняков Е.Ф. *Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 150 с.

References

- [1] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Ustroystvo i rabota porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: Design and operation of piston and combined engines]. Ed. Orlin A.S., Kruglov M.G. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1990. 288 p.
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and diesel control systems]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005. 344 p.
- [3] *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Volume IV. Internal combustion engines]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2013. 784 p.
- [4] *Neftnyanye motornyye topliva: ekologicheskiye aspekty primeneniya* [Petroleum motor fuels: environmental aspects of application]. Ed. Aleksandrov A.A., Markov V.A. Moscow, ООО NITS “Inzhener” publ., ООО “Oniko-M” publ., 2014. 691 p.
- [5] *Strategiya nauchno-tekhnologicheskogo razvitiya kholdinga “Rossiyskiye zheleznyye dorogi” na period do 2025 goda i na perspektivu do 2030 goda (Belaya kniga)* [The strategy of scientific and technological development of the holding “Russian Railways” for the period until 2025 and for the long term until 2030 (White Paper)]. Moscow, ОАО “RZHD” publ., 2018. 128 p.
- [6] *Energeticheskaya strategiya kholdinga “Rossiyskiye zheleznyye dorogi” na period do 2015 goda i na perspektivu do 2030 goda* [The energy strategy of the holding “Russian Railways” for the period until 2015 and for the long term until 2030]. Moscow, ОАО “RZHD” publ., 2011. 97 p.
- [7] Igin V.N., Zakhvatov A.V., Igin F.V. Reserves for improving the energy efficiency of diesel locomotives. *Lokomotiv*, 2013, no. 3, pp. 2–3 (in Russ.).
- [8] Krutov V.I. *Avtomaticheskoye regulirovaniye i upravleniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Automatic regulation and control of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1989. 416 p.
- [9] Kossov E.E., Sukhoparov S.I. *Optimizatsiya rezhimov raboty teplovoznnykh dizel’-generatorov* [Optimization of operating modes of diesel-generators]. Moscow, Intekst publ., 1999. 184 p.
- [10] Khomich A.Z. *Toplivnaya effektivnost’ i vspomogatel’nyye rezhimy teplovoznnykh dizeley* [Fuel efficiency and auxiliary modes of diesel engines]. Moscow, Transport publ., 1987. 271 p.
- [11] Patrakhal’tsev N.N. *Neustanovivshiyesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unsteady operating modes of internal combustion engines]. Moscow, RUDN publ., 2009. 380 p.

- [12] Lukov N.M. *Avtomaticheskiye sistemy upravleniya i regulirovaniya teplovozov* [Automatic control and regulation systems for diesel locomotives]. Moscow, MIIT publ., 1983. 144 p.
- [13] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovaniye rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving the operating modes of power energy systems of diesel locomotives]. Lugansk, VNU im. V. Dalya publ., 2006. 280 p.
- [14] Goncharov N.E., Kazantsev V.P. *Manevrovaya rabota na zheleznodorozhnom transporte* [Rail shunting]. Moscow, Transport publ., 1978. 183 p.
- [15] Chaynov N.D., Rayenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplotnoprzyazhennykh bazovykh detaley sredneoborotnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Strength of heat-stressed base parts of medium-speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2015. 360 p.
- [16] Bosh. *Sistemy upravleniya dizel'nymi dvigatelyami* [Bosh. Diesel engine management systems]. Moscow, ZAO "KZHI Za rulem" publ., 2004. 480 p.
- [17] Bosh. *Sistemy upravleniya benzinovymi dvigatelyami* [Bosh. Gas engine control systems]. Moscow, ZAO "KZHI Za rulem" publ., 2005. 432 p.
- [18] Pinskiy F.I., Davtyan R.I., Chernyak B.Ya. *Mikroprotsessornyye sistemy upravleniya avtomobil'nymi dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Microprocessor control systems for automotive internal combustion engines]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2001. 136 p.
- [19] Markov V.A., Furman V.V., Bebenin E.V. Improvement of the speed control system for diesel and gas diesel engines. *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*, 2016, no. 4, pp. 12–29 (in Russ.).
- [20] State Standard 55231–2012. *Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 4: Speed governing*. Moscow, Standartinform publ., 2013. 18 p.
- [21] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A Hybrid End-to-End Control Strategy Combining Dueling Deep Q-network and PID for Transient Boost Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger and Cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, no. 3739, doi: 10.3390/en12193739
- [22] Furman V.V. Electronically controlled diesel fuel supply system. *Gruzovik*, 2014, no. 9, pp. 10–14 (in Russ.).
- [23] Furman V.V., Ivanov V.A., Markov V.A. Electronic control systems for diesel engines. *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, iss. 5, pp. 1–18 (in Russ.). Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/cryogen/723.html> (accessed 15 May 2019).
- [24] Furman V.V., Plakhov S.V., Markov V.A., Kossova L.E. Electronic systems of fuel supply control in gas and diesel-gas engines. *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*, 2018, vol. 17, no. 1, pp. 20–29 (in Russ.).
- [25] Khryashchev Yu.E., Tikhomirov M.V., Epaneshnikov D.A. *Algoritmy upravleniya dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Algorithms for controlling internal combustion engines]. Yaroslavl, YASTU publ., 2014. 204 p.
- [26] Kharitonov S.V. *Formirovaniye kharakteristik dizel'nogo dvigatelya pri ispol'zovanii sistemy kompleksnogo adaptivnogo upravleniya*. Kand. Diss. [Formation of the characteristics of a diesel engine using an integrated adaptive control system. Cand. Diss.]. Moscow, 2017. 171 p.
- [27] Pozdnyakov E.F. *Analiz effektivnosti ispol'zovaniya regul'yatora chastoty vrashcheniya s posledovatel'no vklyuchennymi korrrektiruyushchimi zven'yami v dizel'nom dvigatele dizel'generatornoy ustanovki*. Kand. Diss. [Analysis of the efficiency of using a speed controller with sequentially connected corrective links in a diesel engine of a diesel generator set. Cand. Diss.]. Moscow, 2009. 150 p.

Информация об авторах

МАРКОВ Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

ФУРМАН Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор. ООО «ППП «Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

ПЛАХОВ Сергей Валентинович — зам. генерального директора, главный программист. ООО «ППП Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

СА Бовэнь — аспирант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: bowensa@yandex.ru).

Information about the authors

MARKOV Vladimir Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

FURMAN Viktor Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), General Director. ООО PPP Dizelavtomatika (4100017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevsky St., Bldg. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

PLAKHOV Sergei Valentinovich — Deputy General Director, Chief Programmer. ООО PPP Dizelavtomatika (4100017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevsky St., Bldg. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

SA Bowen — Postgraduate. Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: bowensa@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В., Са Бовэнь. Экспериментальные исследования системы автоматического регулирования частоты вращения вала тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 3, с. 35–50, doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-35-50

Please cite this article in English as:

Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V., Sa Bowen. Experimental Studies of the Rotational Speed Automatic Control System for Locomotive Engine Shafts. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 3, pp. 35–50, doi: 10.18698/0536-1044-2020-3-35-50



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет 2-е издание учебного пособия Л.П. Мухамедова «Основы проектирования транспортных космических систем»

Изложены основы проектирования транспортных космических систем с жидкостными ракетными двигателями, предназначенных для доставки полезных грузов на целевые орбиты и траектории назначения, и их составляющих: ракет-носителей и разгонных блоков.

Рассмотрено формирование граничных условий решения задач баллистического проектирования. Предложены инженерные методики выбора основных проектных параметров и определения энергомассовых и геометрических характеристик проектируемого изделия в составе ракетного комплекса. Приведены численные примеры решения задач баллистического проектирования транспортных космических систем.

Для студентов старших курсов машиностроительных вузов, а также для специалистов, занимающихся разработкой ракетно-космических систем.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru