

Энергетика и электротехника

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-84-95

Способы расчета нагрева топлива при впрыскивании в дизельных двигателях с давлением до 400 МПа*

Л.В. Грехов, В.А. Марков, Д.О. Онищенко, Д.А. Моисеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Methods for calculating fuel heating at injection with pressure of up to 400 MPa in a diesel engine

L.V. Grekhov, V.A. Markov, D.O. Onishchenko, D.A. Moiseev

Bauman Moscow State Technical University

Исследование обусловлено трендом быстрого роста давления впрыскивания в дизельных и бензиновых двигателях с впрыскиванием топлива в камеру сгорания. Экспериментальные результаты получены при проливке топлива через модельное сопло и через электрогидравлические дизельные форсунки. Описаны причины сильного нагрева топлива при впрыскивании, предложено его математическое описание. Для разных задач и топлив продемонстрированы три метода расчета температуры нагрева при впрыскивании топлива со сверхвысоким давлением. Выявлено, что наиболее важен нагрев топлива за счет эффекта Джоуля — Томсона в распылителе форсунки. Благодаря действию нескольких факторов тепловыделения температура топлива может достигать 240...260 °С при давлении впрыскивания 350...400 МПа. Предложены наиболее удобные соотношения для расчетного анализа тепловых условий процесса топливоподачи. Оценка нагрева топлива позволяет найти граничные условия для расчета внутрицилиндровых процессов, кризиса истечения топлива при сверхвысоком давлении.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливная система, нагрев топлива, математическая модель, сверхвысокое давление впрыскивания

The study is driven by the trend of the rapidly growing injection pressure in diesel and gasoline engines with fuel injection into the combustion chamber. Experimental results were obtained by pouring fuel through a model nozzle and through the electrohydraulic diesel injectors. The paper describes reasons for the fuel significant heating at the injection and proposes its mathematical substantiation. For different tasks and fuels, three methods for the heating calculation during fuel injection at the ultra-high pressures were demonstrated. It was revealed that most important was fuel heating by the Joule-Thomson effect in the injector nozzle. Due to action of several heat release factors, fuel

* Исследование выполнено при финансовой поддержке МГТУ им. Н.Э. Баумана со стороны Российского научного фонда (грант № 21-49-00012) с использованием оборудования УНЦ «Пучок-М» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

temperature could reach 240...260 °C at the injection pressure of 350...400 MPa. The paper proposes most convenient relationships for computational analysis of the thermal conditions of the fuel supply process. Fuel heating assessment makes it possible to find the boundary conditions for calculating the intra-cylinder processes and the fuel outflow crisis at the ultra-high pressures.

Keywords: diesel engine, fuel system, fuel heating, mathematical model, ultra-high injection pressure

Высокое давление впрыскивания топлива в дизельных двигателях (далее двигатели) уменьшает диаметр капель [1], укорачивает самую длинную фазу горения — диффузионное сгорание, позволяя уменьшить расход топлива [2], увеличить удельную мощность [3] и снизить выброс вредных веществ [4].

В связи с этим давление впрыскивания топлива в двигателях неуклонно растет. Уровни давления топлива 180...200 МПа стали обычными в современных двигателях [5], разрабатываются новые системы с давлением подачи топлива до 270...300 МПа [6].

Однако высокое давление топлива приводит к его значительному нагреву, изменению физических свойств и показателей распыливания. До недавнего времени расчет топливоподачи и внутрицилиндровых процессов проводили без учета нагрева топлива. Только в последние десятилетия исследователи обратили внимание на зависимость периода задержки воспламенения топлива от давления впрыскивания [7].

Испытания пяти форсунок системы топливоподачи Common Rail (CR) показали, что при увеличении давления впрыскивания более 300 МПа расход топлива перестает возрастать [8]. Эти результаты побуждают искать объяснения наблюдаемому явлению. Пока же в математических моделях в лучшем случае использована эмпирическая информация [9].

Нагрев топлива во время впрыскивания побудил исследовать его причину. Повышение температуры топлива изменяет его свойства и показатели работы топливных систем [10]. Авторы публикаций [10, 11] использовали полученные результаты для расчета температуры нагрева топлива при прохождении потока через отверстие. Полученные оценки температуры нагрева топлива при впрыскивании позволили учесть ее повышение при расчете топливных систем. Однако по-прежнему остаются ограничения [12].

Цель работы — выявление физической природы нагрева топлива и разработка математической модели увеличения его температуры,

адекватной реальному процессу, происходящему в топливной системе.

Необходимо изучить подачу топлива при сверхвысоком давлении, а также обобщить полученные соотношения, чтобы применять их в практических расчетах.

Метод исследования, экспериментальное оборудование и источники эмпирической информации. Тепловыделение в топливе при нахождении в элементах топливоподающей аппаратуры можно описать математическими моделями, базирующимися лишь на аппроксимации эмпирической информации о свойствах топлива, полученной исследователями. По этой причине нельзя обойтись без эксперимента и соответствующего оборудования.

Испытания проводили на дооборудованных топливных стендах МОПАЗ КИ-71157 и Open System-Dieselland 12 PSB + Clima с блоком управления Elmic Potok CR-2 [13]. Для статической проливки топлива при его сверхвысоком давлении использовали установку, построенную на базе безмоторного топливного стенда КИ-71157 и подробно описанную в работе [14].

Создание сверхвысокого давления топлива — технически сложный процесс. Когда начались эксперименты, выпускались топливные насосы высокого давления (ТНВД) с давлением 135...150 МПа. Поэтому их проектировали сами исследователи [14, 15]. В результате последовательного совершенствования ТНВД давление топлива было повышено до 400 МПа.

Топливо пропускали через калиброванное отверстие диаметром $d = 0,12$ мм. Хромель-алюмелевые термопары размещали на входе и выходе отверстия. Погрешность измерения температуры после калибровки составляла 1,5 % в диапазоне 0...200 °C.

Стабилизацию давления топлива и безопасность оборудования обеспечивало нагрузочное устройство, используемое при испытании ТНВД [14]. Статическое давление измерял датчик сверхвысокого диапазона DMP-304 с погрешностью 0,25 %. Манометры имели класс

точности 1,0 с максимальным давлением 400 МПа [14].

Среднюю температуру топлива измеряли термпарой ХК, а мгновенную — термометром сопротивления с вольфрамовой проволокой диаметром 6 мкм [14]. Для измерения мгновенного давления в аккумуляторе, форсунке и за ней использовали пьезоэлектрические преобразователи [13, 14].

Второй цикл исследований проводили на стендах для испытаний систем топливоподачи CR, подробно описанных в работах [13, 14]. Чтобы уменьшить погрешности, вызванные тепловыми потерями во внешнюю среду, увеличивали скважность срабатывания форсунки и использовали ТНВД повышенной производительности. Применяли подготовленные для работы со сверхвысоким давлением промышленные форсунки, а также форсунки, специально разработанные для сверхвысокого давления [8]. Исследование выполняли с использованием электрогидравлических форсунок, оснащенных деталями клапанных групп с упрочнением на оборудовании УНЦ «Пучок-М» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Далее приведены результаты обработки наших экспериментов и экспериментов других авторов. В 1990–1999 гг. нами получены данные по упругости дизельного (ДТ) и альтернативных топлив методом регистрации времени движения волны давления по длинной термостатированной трубе [14, 16].

В последние годы появились новые результаты исследований скорости звука, плотности и модуля упругости различных топлив. Однако,

как и прежде, проблема несовпадения результатов различных исследований, остается актуальной [16].

Исследование [17] отличается от других применением современного измерительного оборудования, высокой точностью измерений, мелким шагом давления топлива, широким диапазоном изменения давления и температуры топлива, приведением протоколов испытаний двух сортов ДТ. По этим причинам результаты этой работы также были использованы.

Тепловое состояние топлива обусловлено внутренними источниками теплоты и теплообменными процессами. В широко применяемой аккумуляторной системе CR температура топлива на входе в ТНВД может достигать 80 °С (рис. 1). Ее оценивают на основании экспериментальных данных или согласно техническим условиям.

Вторым источником нагрева топлива служит адиабатическое сжатие в ТНВД. Этот процесс можно описать, используя уравнение состояния [13, 14], с помощью которого можно получить выражение для оценки нагрева при адиабатическом сжатии [14]

$$T/T_0 = (\rho/\rho_0)^\Gamma = [(p+B)/B]^{\Gamma/\kappa},$$

где T_0 — исходная температура топлива; ρ — плотность топлива при текущем давлении p ; ρ_0 — плотность топлива при исходной температуре и атмосферном давлении; Γ — параметр Грюнайзена; B и κ — константы уравнения состояния, определяемые по экспериментальным данным.

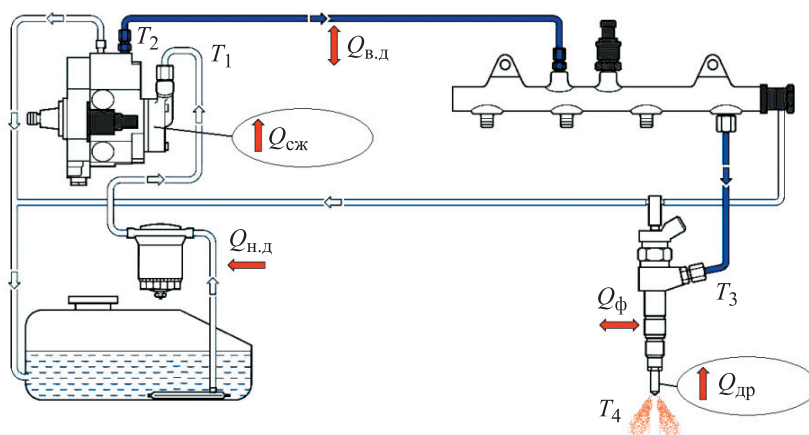


Рис. 1. Схема тепловыделения и теплообмена в системе топливоподачи CR:

$Q_{в.д}$ и $Q_{н.д}$ — количество теплоты, поступающее в топливо со стороны линии высокого и низкого давления;
 $Q_{сж}$ — теплота сжатия; $Q_{ф}$ — теплота, получаемая корпусом форсунки от сопряженных деталей;
 $Q_{др}$ — теплота, выделяемая при дросселировании топлива; T_1 и T_2 — температура топлива на входе и выходе из ТНВД;
 T_3, T_4 — температура топлива на входе и выходе из форсунки

Для ДТ параметр Грюнайзена определяется выражением [16]

$$\Gamma \approx 0,88 - 0,33 \cdot 10^{-8} p + 0,0072(\rho_{20} - 840),$$

где ρ_{20} — плотность ДТ при температуре $T = 20$ °С.

Зависимости температуры нагрева ДТ ΔT и скорости его нагрева dT/dp в ТНВД от давления впрыскивания топлива p приведены на рис. 2. Видно, что при давлении сжатия 200 МПа температура нагрева топлива достигает почти 30 °С.

Далее топливо поступает в трубопровод высокого давления. В МГТУ им. Н.Э. Баумана проведены детальные экспериментальные и теоретические исследования гидродинамического трения и теплообмена топлива в каналах топливоподающей аппаратуры в условиях движения в импульсах 0,1...5,0 мс [16]. Полученные результаты позволяют оценивать количество теплоты, выделяемой вследствие гидродинамического трения, при движении топлива в трубе как ничтожно малую величину (около 10^{-9} ... 10^{-10} °С), особенно в системах топливоподачи CR с большим диаметром трубопроводов.

В связи с этим расчет температуры нагрева топлива в зависимости от гидродинамического трения является неактуальным. Теплообмен трубопровода с воздухом в моторном пространстве плохо поддается оценке ввиду большого числа неопределенностей. По этой причине температуру топлива на входе в форсунку оценивают экспериментальным путем [14].

Аналогичные трудности возникают и при попытке описания баланса теплоты форсунки, вследствие чего можно считать рациональной оценку приближения температуры топлива

к средней температуре форсунки. В то же время она, исключая распылитель, приближается к температуре стенок форсуночного стакана, температуре охлаждающей жидкости.

Другая ситуация имеет место в распылителе форсунки. В классических топливных системах устаревших двигателей температура распылителя составляла 170...200 °С, в современных — рабочая температура носика распылителя достигает 220 °С, а иногда и 240 °С [14]. Но в носике распылителя имеется мощный источник нагрева, который является самым значительным в топливной аппаратуре. Этим источником является нагревание от дросселирования — дроссель-эффект (эффект Джоуля — Томсона). Далее изложены уточненные способы его расчета для ДТ.

В работе [14] предложены способы вычисления нагрева топлива при адиабатическом сжатии и дросселировании. Для второго способа можно улучшить точность и универсальность, в том числе для условий высоких и сверхвысоких давлений.

Расчет температуры нагрева при дросселировании. Эффект Джоуля — Томсона (1852 г.) — это изменение температуры жидкости или газа на величину ΔT при адиабатическом дросселировании под действием перепада давления Δp . Жидкие топлива, используемые в двигателях, при дросселировании нагреваются. Этот нагрев удобно описывать с помощью интегрального коэффициента дроссель-эффекта $\epsilon_{int}(p, T)$:

$$\Delta T = \epsilon_{int} \Delta p. \tag{1}$$

В математических моделях и при обработке некоторых экспериментов предпочтительнее использовать дифференциальный (истинный) коэффициент дроссель-эффекта $\epsilon_i(p, T)$. Он зависит физических параметров топлива следующим образом:

$$\epsilon_i = \frac{dT}{dp}(p, T) = \frac{1 - \alpha_p(p, T)T}{c_p(p, T)\rho(p, T)}, \tag{2}$$

где $\alpha_p(p, T)$ — текущий изобарический коэффициент теплового расширения топлива в функции давления и температуры, K^{-1} ; $c_p(p, T)$ — текущая удельная теплоемкость топлива при постоянном давлении, $Dж \cdot кг^{-1} \cdot K^{-1}$; $\rho(p, T)$ — текущая плотность топлива в функции его давления и температуры, $кг/м^3$.

Истинный коэффициент дроссель-эффекта ϵ_i можно вычислить по выражению (2) для те-

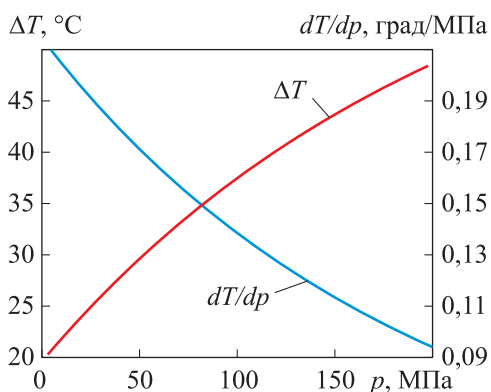


Рис. 2. Зависимости температуры нагрева ДТ и скорости нагрева ДТ dT/dp в ТНВД от давления впрыскивания p

кущих параметров — давления p и температуры T топлива. При обработке результатов эксперимента приходится делать пересчет между коэффициентами ϵ_i и ϵ_{int} .

Тогда при дросселировании топлива из полости с давлением p_{enter} в среду с давлением p_{exit} интегральный коэффициент можно вычислить по формуле

$$\begin{aligned} \epsilon_{int} &= \frac{1}{p_{enter} - p_{exit}} \int_{p_{enter}}^{p_{exit}} \epsilon_i dp = \\ &= \frac{1}{p_{enter} - p_{exit}} \int_{p_{enter}}^{p_{exit}} \frac{1 - \alpha_p(p, T)T}{c_p(p, T)\rho(p, T)} dp. \end{aligned} \quad (3)$$

Нахождение истинного и интегрального коэффициентов дроссель-эффекта на основе прямой обработки экспериментальных данных. Для реализации расчета по формулам (2) и (3) использовали приведенные в работе [17] табличные массивы данных и программу собственной разработки для обработки и вычисления истинного и интегрального коэффициентов дроссель-эффекта, а предложенные там же аппроксимирующие выражения для параметров ρ , α_p и c_p не применяли.

Для сопоставимости с результатами испытаний, проведенными с пропуском топлива через дроссель и форсунку, давление среды p_{exit} приняли равным 0,1 МПа. Это не является принципиальным, так как в соответствии с выражением (1) величина ΔT в основном зависит от перепада давления Δp . Контрольные расчеты также показали, что различия в значениях

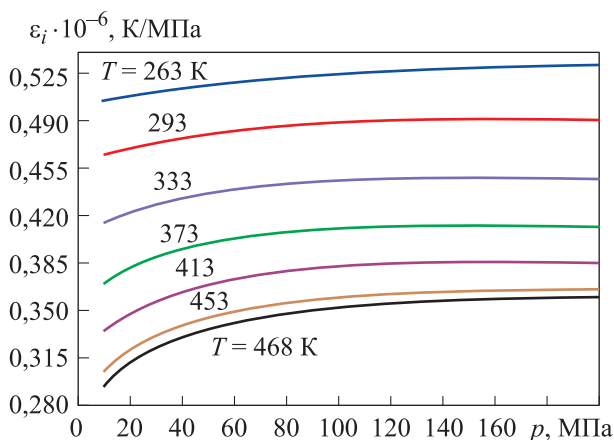


Рис. 3. Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные путем обработки экспериментальных данных [17] для различных значений температуры ДТ

коэффициента дроссель-эффекта наблюдаются только при малых давлениях p_{enter} , близких к p_{exit} .

Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные путем обработки экспериментальных данных [17], приведены на рис. 3.

Эти кривые можно аппроксимировать следующими выражениями:

$$\epsilon_i = (E_0 + E_1 p + E_2 p^2 + E_3 p^3) \cdot 10^{-6};$$

$$E_0 = 2,1277T^2 - 2614T + 10^6;$$

$$E_1 = -0,0002T^3 + 0,1772T^2 - 55,733T + 5813,6; \quad (4)$$

$$E_2 = T^3 \cdot 10^{-6} - 0,0014T^2 + 0,439T - 44,798;$$

$$E_3 = -3 \cdot 10^{-9}T^3 + 4 \cdot 10^{-6}T^2 - 0,0012T + 0,125,$$

где давление топлива p выражено в МПа, а температура T — в К.

В практических расчетах большое значение имеет интегральный коэффициент дроссель-эффекта. С достаточной точностью константы ϵ_{int} аппроксимируются по температуре топлива полиномами второго порядка:

$$\epsilon_{int} = (E_0 + E_1 t + E_2 t^2) \cdot 10^{-6};$$

$$E_0 = 1,9936t^2 - 1435,1t + 493262; \quad (5)$$

$$E_1 = 2,5219t + 132,58;$$

$$E_2 = 9 \cdot 10^{-6}t^2 - 0,0096t - 0,2336.$$

Здесь интегральный коэффициент дроссель-эффекта ϵ_{int} приведен без коэффициента масштабирования, температура топлива t выражена в °С, давление p — в МПа.

Соотношения (4) и (5) получены для ДТ и справедливы при температуре $T = 263 \dots 468$ К и давлении впрыскивания $p = 0,1 \dots 200,0$ МПа.

Качество обобщения результатов зависит как от порядка аппроксимации, так и от удачного выбора модели. Зависимости интегрального коэффициента дроссель-эффекта ϵ_{int} от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных [17] и расчетом по формуле (5) для диапазона температуры ДТ $T = 263 \dots 468$ К, приведены на рис. 4.

Видно, что аппроксимирующие выражения (5) для практически важных давлений впрыскивания $p > 20$ МПа обеспечивают относительную погрешность вычислений менее 4 %. Как уже указывалось, до сих пор в классических одномерных расчетах процессов топливоподачи эффект нагрева топлива при дросселировании не учитывался.

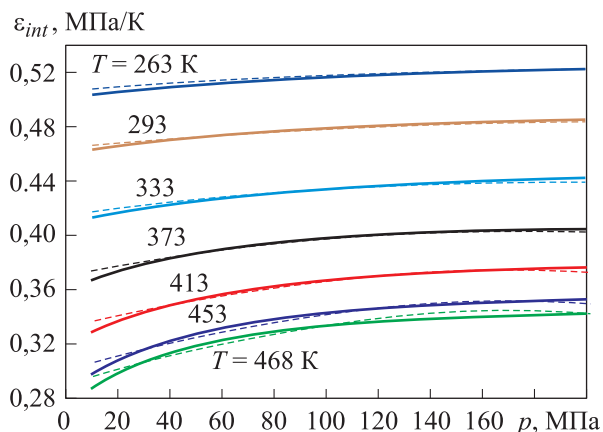


Рис. 4. Зависимости интегрального коэффициента дроссель-эффекта ϵ_{int} от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных [17] (—) и расчетом по формуле (5) (-----) для различных значений температуры ДТ

Нахождение коэффициентов дроссель-эффекта с использованием уравнения состояния с квадратичной аппроксимацией его коэффициентов. Для расчетов процессов в высоконапорной топливной системе воспользуемся наиболее корректно и универсально выраженным уравнением состояния с константами B и \aleph

$$\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^\aleph = \frac{B+p}{B}. \tag{6}$$

Универсальное уравнение состояния описано в работах [13, 16], а новые данные по различным топливам приведены в статье [13]. Как стало ясно из поисковых исследований, удовлетворительные результаты для коэффициентов дроссель-эффекта можно получить только при более точной аппроксимации коэффициентов B и \aleph в зависимости от температуры топлива. Для этого экспериментальные результаты по плотности топлива предварительно обрабатывали по алгоритмам, описанным в работе [13].

С использованием данных по плотности двух сортов ДТ [17] и проведенных экспериментальных данных для нефтяных топлив различной плотности получены следующие аппроксимирующие выражения для коэффициентов уравнения состояния:

$$B = [182 - 1,2881(t - 20) + 0,0028(t - 20)^2 + 0,257(\rho_{20} - 825)] \cdot 10^6;$$

$$\aleph = 8,0033 + 0,0094(t - 20),$$

где температура топлива t выражена в °С, а давление p — в МПа.

Для некоторых задач, в частности для расчета разогрева топлива благодаря дроссель-эффекту, более удобно использовать выражения

$$B = [182 - 1,00066(t - 20) + 0,0017(t - 20)^2 + 0,257(\rho_{20} - 825)] \cdot 10^6; \tag{7}$$

$$\aleph = 8,50.$$

Формулы (6) и (7) хорошо описывают упругие свойства различных сортов ДТ: плотность, скорость звука и модуль упругости. Погрешность воспроизводимости результатов во всем диапазоне давления — менее 0,48 %, причем хороший результат достигается для разных исходных плотностей.

После определения коэффициентов B и \aleph находим коэффициенты дроссель-эффекта. Истинный коэффициент дроссель-эффекта можно получить, используя выражения (6), (7) и соотношения

$$V = \frac{1}{\rho}; \quad \alpha_p(p, T) = \frac{dV(p, T)}{dT},$$

где V — удельный объем топлива.

Тогда истинный коэффициент дроссель-эффекта приобретает вид

$$\epsilon_i = \frac{1}{\rho c_p} \left[1 - \frac{T}{\aleph} \frac{p}{(B+p)B} \frac{dB}{dT} \right]. \tag{8}$$

В результате тестирования установлено, что формула (8) неточно описывает поведение истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i в области малых давлений. Наилучшие результаты дает все же соотношение, созданное на базе теоретической формулы с использованием эмпирических коэффициентов.

Так, с помощью выражений (6) и (7) для определения ρ и dB/dT получена наиболее адекватная расчетная формула для истинного коэффициента дроссель-эффекта

$$\epsilon_i = \left(\frac{B}{p+B}\right)^{1/\aleph} \frac{1}{c_p \rho_0} \times \left\{ 1 - T \frac{T^{0,6} [B_1 + 2B_2(T - 293)]}{119\aleph(p+B)^{0,7}} \right\}. \tag{9}$$

Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных по выражению (2) и расчетом по формуле (9), приведены на рис. 5. Видно, что

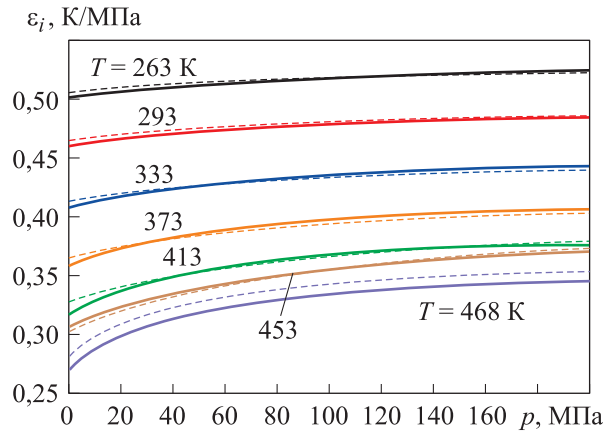


Рис. 5. Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных по выражению (2) (—) и расчетом по формуле (9) (-----) для различных значений температуры ДТ

расчетные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными в диапазонах давления $p = 0 \dots 200$ МПа и температуры $T = 268 \dots 453$ К.

Недостаточная точность аппроксимации результатов наблюдается только при очень высокой температуре ДТ $T = 468$ К. Этим можно пренебречь, так как указанная температура ДТ не является актуальной, и для нее имеются сомнения в точности экспериментальных данных.

Определение коэффициентов дроссель-эффекта с использованием данных о скорости звука. Объемный изобарический коэффициент расширения жидкости α_p можно связать со скоростью звука $c_{зв}$ с помощью выражения (6) следующим образом [18]:

$$c_{зв} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{\kappa(p+B)} - \frac{\alpha_p^2 T}{c_p}}}$$

Тогда, используя формулу скорости звука, приведенную в работе [16], можно получить выражение для изобарического коэффициента расширения α_p , а с помощью соотношения (2) — для истинного коэффициента дроссель-эффекта

$$\epsilon_i = \frac{1 - \alpha_p T}{c_p \rho} = \frac{1 - \frac{T}{\kappa} \sqrt{\frac{c_p \rho_0}{T(p+B)} \left(\frac{p+B}{B}\right)^{1/\kappa}}}{c_p \rho}$$

С использованием выражения (6) получаем

$$\epsilon_i = \frac{1 - \frac{T}{\kappa} \sqrt{\frac{c_p \rho_0}{T(p+B)} \left(\frac{p+B}{B}\right)^{1/\kappa}}}{c_p \rho_0 \left(\frac{p+B}{B}\right)^{1/\kappa}} \quad (10)$$

Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных по формуле (2) и расчетом по выражению (10) для диапазона температуры ДТ $T = 263 \dots 468$ К, приведены на рис. 6.

Сравнение точности и возможностей различных способов вычисления коэффициентов дроссель-эффекта. Рассмотрены три способа нахождения коэффициентов дроссель-эффекта. Расчетные формулы (4) и (5) являются результатом прямой обработки и аппроксимации экспериментальных данных. Расчетные формулы (9) и (10) получены разными способами с применением уравнения состояния топлива в форме (6). В качестве критерия точности полученных выражений использовано совпадение с коэффициентами дроссель-эффекта, вычисленными на основании обработки экспериментальных данных по формуле (2).

Соотношения (4) и (5) точны и удобны для определения коэффициентов дроссель-эффекта (см. рис. 4 и 5). Минимальная погрешность обусловлена только ошибкой аппроксимации и точности вычислений. Для расчета тепловыделения при дросселировании ДТ рекомендуется использовать эти формулы. Однако они имеют

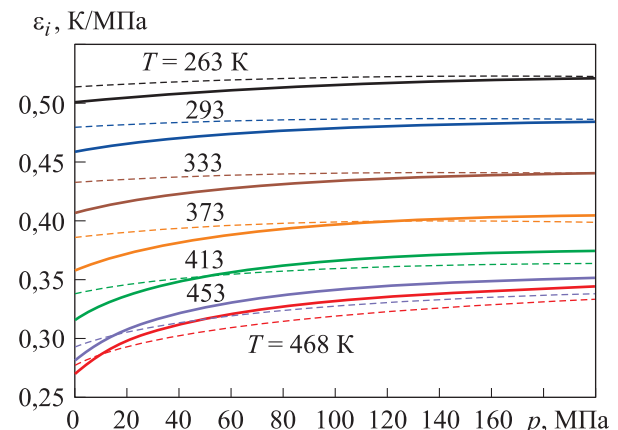


Рис. 6. Зависимости истинного коэффициента дроссель-эффекта ϵ_i от давления впрыскивания ДТ p , полученные обработкой экспериментальных данных по формуле (2) (—) и путем расчета по выражению (10) (-----) для различных значений температуры ДТ

значительный недостаток, заключающийся в эмпирическом характере и неуниверсальности для других сортов топлив и смесей.

Для других топлив, смесей жидких топлив и газотопливных смесей полезны выражения, использующие уравнение состояния (6), которое также применяют в гидродинамическом расчете подачи топлива, например, выражения (9) и (10). Такая возможность возникает ввиду наличия в научной литературе экспериментальных данных по упругим свойствам топлив в функции температуры и давления, которые можно использовать для определения констант уравнения состояния (6).

Метод расчета коэффициента дроссель-эффекта на основе выражения (2), реализующий расчетную формулу (9), обеспечивает хорошую точность результатов (см. рис. 5). Метод особенно удобен, если в математической модели топливоподачи применены формулы с теми же константами B и K , что и в формуле (7). Недостатком метода является наличие эмпирических коэффициентов.

Соотношение (10) обеспечивает достаточную точность, хотя она наименьшая среди трех способов расчета в широком диапазоне давления и температуры топлива (см. рис. 6). Однако по сравнению с формулой (9) соотношение (10) не содержит дополнительных эмпирических коэффициентов, т. е. потенциально является более универсальным для малоизвестных жидкостей.

Не следует переоценивать значение точности этих расчетов. До настоящего времени в практике анализа работы и проектирования топливных систем применялись математические модели, не учитывающие тепловыделение. Поэтому погрешность до 5...8 % по температуре нагрева топлива допустима для расчета ее подачи.

По этим причинам различия в способах вычисления истинного коэффициента дроссель-эффекта по выражениям (4), (9) и (10), наблюдаемые на рис. 3, 5 и 6, не являются принципиальными для практических расчетов.

Способы вычисления истинного коэффициента дроссель-эффекта и температуры нагрева будут определяться другими факторами — сортом топлива и доступностью данных о малоизвестном топливе.

Если удастся найти экспериментальные данные по упругим свойствам топлива в функции давления и температуры, то их мож-

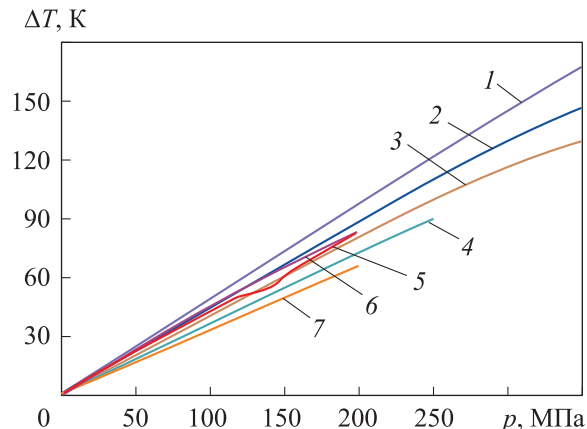


Рис. 7. Зависимости температуры нагрева топлива ΔT при дросселировании от давления впрыскивания p , полученные разными способами: 1–3 — результаты расчета по формуле (5) при исходной температуре $\Delta T T_0 = 293, 333$ и 373 К соответственно; 4 и 5 — результаты испытаний МГТУ им. Н.Э. Баумана с форсункой и дросселем; 6 — результаты испытаний биотоплива В20 с дросселем [19]; 7 — результаты испытаний нефти [20]

но обработать методами, описанными в работе [13] и получить зависимости для коэффициентов B и K . Тогда можно воспользоваться формулами (9) и (10). Для легких топлив лучше использовать выражение (10), для тяжелых и близких к ДТ — (9).

Для сравнения на рис. 7 приведены известные экспериментальные данные и результаты расчета по предложенным формулам. Видно, что результаты испытаний существенно зависят от исходной температуры топлива (кривые 1–3). К условиям испытаний при лабораторных условиях вне двигателя (кривые 4 и 5) наиболее близка расчетная кривая 2 для температуры $T = 333$ К.

Таким образом, наблюдается хорошее совпадение результатов расчетов по формуле (5) и испытаний при дросселировании топлива при одной и той же начальной температуре.

Зависимость дроссель-эффекта от параметров состояния. Согласно графикам, приведенным на рис. 5 и 6, коэффициенты дроссель-эффекта зависят от параметров состояния — температуры и давления топлива. Зависимость интегрального дроссель-эффекта, рассчитанного по формуле (5), от этих параметров приведена на рис. 8. Видно, что в области актуальных значений параметров состояния топлива его начальная температура наиболее сильно влияет на интегральный коэффициент дроссель-эффекта. Чем она выше, тем на меньшую величину тем-

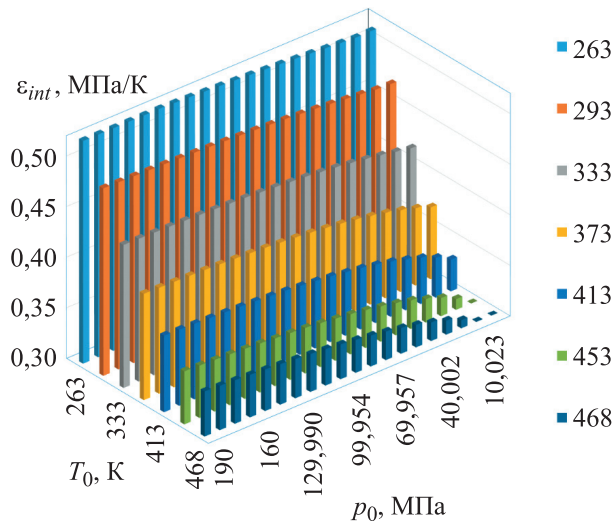


Рис. 8. Зависимости интегрального коэффициента дроссель-эффекта ε_{int} , определенного по формуле (5), от исходных температуры T_0 и давления впрыскивания p_0 топлива

пературы нагреется топливо от дросселирования в соплах.

Это не означает, что с ростом давления впрыскивания температура топлива перестает повышаться, так как температура нагрева ΔT согласно выражению (1) может только увеличиваться. Кроме того, в современных двигателях растет нагрев в ТНВД и подогрев от деталей.

Еще один практически важный вывод можно сделать из рис. 8. Интегральный коэффици-

ент дроссель-эффекта можно считать не зависящим от давления топлива при оценочном расчете для умеренных температур топлива ($T_0 = 260 \dots 350$ К).

Выводы

1. Основными причинами нагрева топлива при впрыскивании в систему СР являются сжатие в ТНВД и в наибольшей степени дросселирование в элементах форсунки. Благодаря действию нескольких факторов тепловыделения температура топлива может достигать $240 \dots 260$ °С при давлении впрыскивания $350 \dots 400$ МПа.

2. Предложены три полуэмпирических модели для расчета коэффициентов дроссель-эффекта, имеющих достоинства и ограничения. Оценка нагрева топлива позволяет найти граничные условия для расчета внутрицилиндровых процессов и топливоподачи, кризиса истечения топлива при сверхвысоком давлении.

3. Коэффициенты дроссель-эффекта ДТ сильно зависят от начальной температуры, снижаясь от 0,5 до 0,3 в интервале $-20 \dots 200$ °С. Давление ДТ оказывает существенно меньшее влияние на коэффициенты дроссель-эффекта, особенно при больших давлениях и малых температурах.

Литература

- [1] Kamaltdinov V., Markov V., Lysov I. et al. Experimental studies of fuel injection in a diesel engine with an inclined injector. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 14, art. 2643, doi: <https://doi.org/10.3390/en12142643>
- [2] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large engine injection systems for future emission legislations. *CIMAC Cong.*, 2010, paper 50.
- [3] Di Blasio G., Beatrice C., Belgiorno G. et al. Functional requirements to exceed the 100 kw/l milestone for high power density automotive diesel engines. *SAE Int. J. Engines*, 2017, vol. 10, no. 5, pp. 2342–2353, doi: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0072>
- [4] Sa B., Klyus O., Markov V. et al. A numerical study of the effect of spiral counter grooves on a needle on flow turbulence in a diesel injector. *Fuel*, 2021, vol. 290, art. 120013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120013>
- [5] Heller M., Stelzer T., Riegert M. et al. L'orange fuel injection systems in china & asia -past experience, today's expertise and examples for tomorrow's excellence. *CIMAC Cong.*, 2013, paper 121.
- [6] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E-ultra high pressure distributed pump common rail system. *SAE Tech. Pap.*, 2014, no. 2014-01-1440, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [7] Kolodziej C., Ciatti S., Vuilleumier D. et al. Extension of the lower load limit of gasoline compression ignition with 87 AKI gasoline by injection timing and pressure. *SAE Tech. Pap.*, 2014, no. 2014-01-1302, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1302>

- [8] Zhao J., Grekhov L., Denisov A. et al. Operation-related features of diesel fuel injection systems at pressures up to 400 MPa. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 2022, vol. 983, art. 012058, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/983/1/012058>
- [9] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NO_x formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2013, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [10] Salvador F.J., Gimeno J., Martín J. et al. Thermal effects on the diesel injector performance through adiabatic 1D modelling. Part I: Model description and assessment of the adiabatic flow hypothesis. *Fuel*, 2020, vol. 260, art. 116348, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116348>
- [11] Payri R., Salvador F.J., Carreres M. et al. Thermal effects on the diesel injector performance through adiabatic 1D modelling. Part II: Model validation, results of the simulations and discussion. *Fuel*, 2020, vol. 260, art. 115663, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115663>
- [12] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U. et al. Influence of high injection pressure on fuel injection performances and diesel engine working process. *Therm. Sci.*, 2015, vol. 19, no. 6, pp. 2245–2253, doi: <https://doi.org/10.2298/TSCI151109192S>
- [13] Грехов Л.В., Марков В.А., Арсенов Н.А. и др. Определение констант уравнения состояния для расчета упругих свойств различных моторных топлив и технических жидкостей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 4, с. 108–137, doi: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-108-137>
- [14] Zhao J., Grekhov L., Ma X. et al. Specific features of diesel fuel supply under ultra-high pressure. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 179, art. 115699, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115699>
- [15] Zhao J., Grekhov L., Onishchenko D. et al. Methods for calculating fuel heating in electrically controlled injectors of Common Rail diesel systems. *Fuel*, 2021, vol. 305, art. 121526, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121526>
- [16] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [17] Safarov J., Ashurova U., Ahmadov B. et al. Thermophysical properties of diesel fuel over a wide range of temperatures and pressures. *Fuel*, 2018, vol. 216, pp. 870–889, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.125>
- [18] Мочалова Н.А. *Исследование термодинамически плотных жидкостей и газов с целью уточнения метода гидродинамического расчета топливных систем тепловых двигателей летательных аппаратов*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Рыбинск, РГТА, 1995. 21 с.
- [19] Salvador F.J., Gimeno J., Carreres M. et al. Experimental assessment of the fuel heating and the validity of the assumption of adiabatic flow through the internal orifices of a diesel injector. *Fuel*, 2017, vol. 188, pp. 442–451, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.061>
- [20] Султанова М.В., Гафуров А.И., Шарафутдинов Р.Ф. Термогидродинамические эффекты в многофазных средах. *Булатовские чтения. Мат. I межд. науч.-практ. конф.* Т. 1. Краснодар, Юг, 2017, с. 164–167.

References

- [1] Kamaltdinov V., Markov V., Lysov I. et al. Experimental studies of fuel injection in a diesel engine with an inclined injector. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 14, art. 2643, doi: <https://doi.org/10.3390/en12142643>
- [2] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large engine injection systems for future emission legislations. *CIMAC Cong.*, 2010, paper 50.
- [3] Di Blasio G., Beatrice C., Belgiorno G. et al. Functional requirements to exceed the 100 kw/l milestone for high power density automotive diesel engines. *SAE Int. J. Engines*, 2017, vol. 10, no. 5, pp. 2342–2353, doi: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0072>
- [4] Sa B., Klyus O., Markov V. et al. A numerical study of the effect of spiral counter grooves on a needle on flow turbulence in a diesel injector. *Fuel*, 2021, vol. 290, art. 120013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120013>

- [5] Heller M., Stelzer T., Riegert M. et al. L'orange fuel injection systems in china & asia -past experience, today's expertise and examples for tomorrow's excellence. *CIMAC Cong.*, 2013, paper 121.
- [6] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E-ultra high pressure distributed pump common rail system. *SAE Tech. Pap.*, 2014, no. 2014-01-1440, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [7] Kolodziej C., Ciatti S., Vuilleumier D. et al. Extension of the lower load limit of gasoline compression ignition with 87 AKI gasoline by injection timing and pressure. *SAE Tech. Pap.*, 2014, no. 2014-01-1302, doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1302>
- [8] Zhao J., Grekhov L., Denisov A. et al. Operation-related features of diesel fuel injection systems at pressures up to 400 MPa. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, 2022, vol. 983, art. 012058, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/983/1/012058>
- [9] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NO_x formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2013, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [10] Salvador F.J., Gimeno J., Martín J. et al. Thermal effects on the diesel injector performance through adiabatic 1D modelling. Part I: Model description and assessment of the adiabatic flow hypothesis. *Fuel*, 2020, vol. 260, art. 116348, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116348>
- [11] Payri R., Salvador F.J., Carreres M. et al. Thermal effects on the diesel injector performance through adiabatic 1D modelling. Part II: Model validation, results of the simulations and discussion. *Fuel*, 2020, vol. 260, art. 115663, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115663>
- [12] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U. et al. Influence of high injection pressure on fuel injection performances and diesel engine working process. *Therm. Sci.*, 2015, vol. 19, no. 6, pp. 2245–2253, doi: <https://doi.org/10.2298/TSCI151109192S>
- [13] Grekhov L.V., Markov V.A., Arsenov N.A. et al. Determination of the constants of the equation of state for calculating the elastic properties of various engine fuels and technical fluids. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2022, no. 4, pp. 108–137, doi: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-108-137> (in Russ.).
- [14] Zhao J., Grekhov L., Ma X. et al. Specific features of diesel fuel supply under ultra-high pressure. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 179, art. 115699, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115699>
- [15] Zhao J., Grekhov L., Onishchenko D. et al. Methods for calculating fuel heating in electrically controlled injectors of Common Rail diesel systems. *Fuel*, 2021, vol. 305, art. 121526, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121526>
- [16] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Diesel fuel equipment and control systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p. (In Russ.).
- [17] Safarov J., Ashurova U., Ahmadov B. et al. Thermophysical properties of diesel fuel over a wide range of temperatures and pressures. *Fuel*, 2018, vol. 216, pp. 870–889, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.125>
- [18] Mochalova N.A. *Issledovanie termodinamicheski plotnykh zhidkostey i gazov s tselyu utochneniya metoda gidrodinamicheskogo rascheta toplivnykh sistem teplovykh dvigateley letatelnykh apparatov*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of thermodynamically dense fluids and gases in order to refine the method of hydrodynamic calculation of aircraft propulsion systems. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Rybinsk, RGATA Publ., 1995. 21 p. (In Russ.).
- [19] Salvador F.J., Gimeno J., Carreres M. et al. Experimental assessment of the fuel heating and the validity of the assumption of adiabatic flow through the internal orifices of a diesel injector. *Fuel*, 2017, vol. 188, pp. 442–451, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.061>
- [20] Sultanova M.V., Gafurov A.I., Sharafutdinov R.F. [Thermohydrodynamic effects in multiphase media]. *Bulatovskie chteniya. Mat. I mezhd. nauch.-prakt. konf. T. 1* [Bulatov Readings. Proc. I Int. Sci.-Pract. Conf. Vol.1]. Krasnodar, Yug Publ., 2017, pp. 164–167. (In Russ.).

Информация об авторах

ГРЕХОВ Леонид Вадимович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lgrekhov@mail.ru).

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

ОНИЩЕНКО Дмитрий Олегович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: doctor@baumanracing.ru).

МОИСЕЕВ Демид Александрович — инженер кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: demidmoiseev@mail.ru).

Information about the authors

GREKHOV Leonid Vadimovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lgrekhov@mail.ru).

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

ONISCHENKO Dmitry Olegovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: doctor@baumanracing.ru).

MOISEEV Demid Alexandrovich — Engineer, Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: demidmoiseev@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Грехов Л.В., Марков В.А., Онищенко Д.О., Моисеев Д.А. Способы расчета нагрева топлива при впрыскивании в дизельных двигателях с давлением до 400 МПа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 10, с. 84–95, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-84-95

Please cite this article in English as:

Grekhov L.V., Markov V.A., Onishchenko D.O., Moiseev D.A. Methods for calculating fuel heating at injection with pressure of up to 400 MPa in a diesel engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 10, pp. 84–95, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-84-95