

Как видно из расчетной схемы (рис. 1), проходное сечение клапана в его открытом положении с левой и правой сторон различно, что и привело к несимметричности графиков с показателями α относительно оси симметрии цилиндра. С ростом n смесь становится богаче в левой половине КС (см. рис. 3) и беднее в правой. Это следствие увеличения гидравлического сопротивления в проходном сечении клапана для узкой его части (на рис. 1, справа). Отметим также, что с ростом n падение α более круто со стороны противоположной клапану благодаря возрастанию скорости движения топливоздушнoй смеси на такте впуска, а за счет большей инерционности тяжёлых фракций и наблюдается их накопление у стенки в левой части КС. По мере приближения топливоздушнoй смеси к другой стенке её кинетическая энергия уменьшается, поэтому аналогичной картины справа не наблюдается.

С ростом n доля кислорода в цилиндре к началу поступления топливоздушнoй смеси в КС и поля распределения α и T в зоне 4 (рис. 1), не изменяются. Таким образом, отношение количества кислорода, вошедшего в цилиндр, к теоретически необходимому его количеству для полного сгорания 1 кг топлива с ростом n увеличивается, что следует из рис. 3.

Выводы:

1. Применение модели турбулентного теплообмена позволяет выполнить параметрический расчёт с анализом начальных данных для *HCCI* процесса.
2. В *HCCI* процессе имеет место неоднородность как по температуре, так и по составу смеси, растущая с увеличением n .
3. С ростом n коэффициент наполнения понижается, но увеличивается температура топливоздушнoй смеси в цилиндре, что следует учитывать в высокочувствительном к температуре и склонном к неустойчивой работе *HCCI* двигателе.
4. Результаты газодинамического расчёта могут быть использованы как начальные условия для расчёта процесса горения в многозонной химико-кинетической модели.

Литература:

1. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика // Наука, 1979 г., 512 с.
2. Лосев С. А., Осипов А. И., Уваров А. В., и др. Физико-химические процессы в газовой динамике. Справочник // МГУ, 2002. 368 с.
3. Чесноков С. А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС // ТулГУ, 2005. 466 с.
4. Gong X., The effects of DTBP on the oxidation of SI PRF-a study in an *HCCI* engine and in a pressurized flow reactor // Thesis, Drexel Univ., US, 05
5. Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence // Academic Press, London, 1972.
6. Ogink R., Computer Modeling of *HCCI* Combustion // Thesis, Chalmers Univ., Sweden, 2004., 140 с.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ

Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В связи с ужесточением нормативов на выбросы вредных веществ двигателями внутреннего сгорания, особую актуальность приобретают вопросы организации рабочих процессов дизелей таким образом, чтобы снизить выбросы оксидов азота

и сажевых частиц. Одним из методов решения этой задачи является использование многократного впрыска на частичных режимах работы ДВС. Актуальной, является задача математического моделирования работы дизеля с многократным впрыском с целью дальнейшей компьютерной оптимизации стратегии впрыска, т.е. выбора доли топлива в каждой порции и временной задержки между ними. Для решения подобного рода задач в МГТУ им. Н.Э.Баумана была разработана математическая модель процесса сгорания в дизеле на основе многозонной модели топливной струи предложенной профессором Разлейцевым Н.Ф. [1]. В настоящее время разработано несколько многозонных моделей дизельной струи, наиболее распространенной является модель профессора Хироюасу (Hiroyasu) [2]. Однако, существующие модели не уделяют достаточного внимания взаимодействию струи со стенками камеры сгорания, хотя известно, что большую часть периода своего развития на режимах большой мощности струя находится в контакте со стенками, и распределение топлива в пристеночных зонах играет существенную роль в процессе сгорания. Особо следует выделить такие эффекты, как влияние температуры стенок, в район которых попадает топливо, попадание топлива на стенки зеркала цилиндра, на крышку цилиндра, а также пересечение пристеночных потоков образованных соседними струями на поверхности поршня. Модель Разлейцева хорошо согласуется с представлениями других авторов и позволяет учесть особенности взаимодействия струи со стенками камеры сгорания. В настоящей работе модель Разлейцева была дополнена подмоделями развития тангенциального воздушного вихря и взаимодействия струй и пристеночных потоков с этим вихрем, возможностью учета движения поршня и произвольной формы камеры сгорания, а также уточненной методикой расчета периода задержки самовоспламенения которая используется с целью оценки последнего для каждой порции многократного впрыска [3, 4]. Разработанная методика внедрена в программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, предназначенный для исследований и оптимизации рабочих процессов двух- и четырехтактных ДВС с разными системами наддува, который в настоящее время используется как в учебных целях, так и для профессиональных исследований (<http://www.diesel-rk.bmstu.ru>).

Согласно этой модели, струя в своем развитии проходит три стадии:

- 1) Начальное образование плотного осевого потока воздуха и капель.
- 2) Основная стадия развития кумулятивной струи с торможением и разрушением осевого потока в переднем фронте.
- 3) Период взаимодействия струи со стенками камеры сгорания и распределение уплотненного топливогазового слоя вдоль стенок. Форма пристеночного пятна и скорость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой и влияния воздушного вихря.

Рассчитывая движение каждой элементарной порции топлива от распылителя к вершине струи (с учетом переноса и деформации струи вихрем), методика позволяет определить распределение топлива в каждой из характерных зон, на которые разбивается струя (рис. 1).

Если в процессе развития струи, топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то, наряду с упомянутыми, выделяются соответствующие дополнительные зоны.

Расчет тепловыделения в камере сгорания дизеля строится, основываясь на предположении, что во время впрыска и развития струй скорость сгорания лимитируется в основном скоростью испарения. Зная распределение топлива по характерным зонам топливной струи, а также условия в этих зонах, можно рассчитать

скорость испарения, и далее, скорость сгорания с учетом основных влияющих факторов.

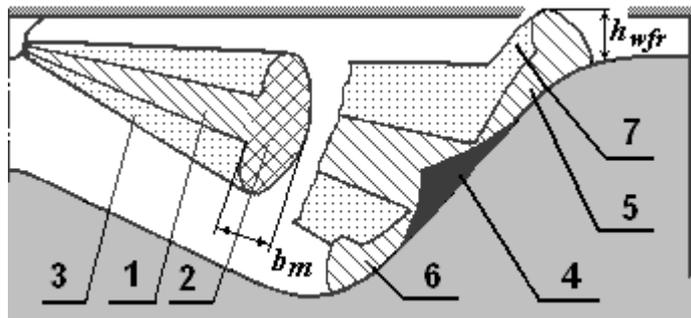


Рис. 1. Схема характерных зон дизельной струи: 1 – уплотненное осевое ядро, 2 – уплотненный передний фронт, 3 – разреженная оболочка свободной струи, 4 – осевое коническое ядро пристеночного потока (ПП), 5 – уплотненное ядро ПП на поверхности поршня, 6 – уплотненный передний фронт ПП, 7 – разреженная оболочка ПП.

При расчете скорости тепло-выделения, используется распространённое допущение о разделении процесса сгорания на 4 основных стадии, которые отличаются своими физическими и химическими особенностями, лимитирующими скорость процесса.

- Период задержки самовоспламенения.
- Выгорание топлива, испарившегося за период задержки.
- Выгорание впрыскиваемого топлива.
- Догорание после впрыска.

При расчете сгорания в двигателе с многократным впрыском, сгорание каждой впрыскиваемой порции рассчитывается отдельно, учитывая массу впрыскиваемого топлива и текущий коэффициент избытка воздуха α для каждой порции.

Период задержки самовоспламенения при многократном впрыске рассчитывается для каждой порции впрыскиваемого топлива. Топливо второй, третьей и последующих порций может быть подано в цилиндр после ВМТ с большой задержкой и в газовый заряд, содержащий значительную долю продуктов сгорания предыдущих порций. Эти специфические условия не позволяют использовать для расчета периода задержки классические формулы в исходном виде. Для решения этой проблемы, в настоящей работе на основании анализа экспериментальных данных для разных двигателей, были получены соотношения, позволяющие рассчитывать период задержки для каждой порции топлива при многократном впрыске. Период задержки самовоспламенения для каждой j -порции определяется из уравнения: $\tau_{ij} = C_t C_c \tau_{ih}$; где: C_t – коэффициент учитывающий рост температуры во время периода задержки для j -порции; C_c – коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре в момент воспламенения j -порции; τ_{ih} – период задержки самовоспламенения j -порции, полученный традиционным образом [5], путем интегрирования выражения:

$$\int_0^{\tau_{ih}} \frac{d\tau}{\tau_i} = 1; \quad \tau_i = 3.8 \cdot 10^{-6} (1 - 1.6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8.318 T} \cdot \frac{70}{CN + 25}\right);$$

где: τ_i – период задержки самовоспламенения, рассчитанный по модифицированной формуле Толстова; $E_a = 23000 \dots 28000$ [кДж/кмоль] – условная энергия активации предпламенных реакций; CN – цетановое число топлива, T и p – текущие температура и давление [МПа] в цилиндре, n частота вращения коленчатого вала.

Для расчета коэффициента учитывающего рост температуры предложено уравнение, полученное из обработки экспериментальных данных:

$$C_t = \begin{cases} 1 & \text{if } x_i \geq 30; \\ -4 \cdot 10^{-7} x_i^3 + 5 \cdot 10^{-5} x_i^2 - 0.0032 x_i + 1.0832 & \text{if } x_i < 30 \end{cases}; \quad x_i = \frac{T_\tau - T_i}{1000 \tau_{ih}} 6n;$$

где: T_i и T_τ - средние значения температуры в цилиндре в момент начала впрыска j -порции и в конце периода задержки τ_{ih} этой порции, соответственно. Зависимость $C_t = f(x_t)$ представлена на рис. 2. Соответствующие экспериментальные данные для дизеля Caterpillar D/S = 137/165 мм были опубликованы Бакенхусом (Bakenhus) и Рэйцем (Reitz) [6]; данные для тепловозного дизеля Д49 (D/S = 260/260 мм) с двухразовым впрыском были предоставлены Коломенским заводом.

Коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания C_c рассчитывается как функция от доли стехиометрических продуктов сгорания C в объеме цилиндра в период задержки самовоспламенения. Зависимость $C_c = f(C)$ полученная путем обработки экспериментальных данных опубликованных разными авторами [6, 7, 8] представлена на рис. 3.

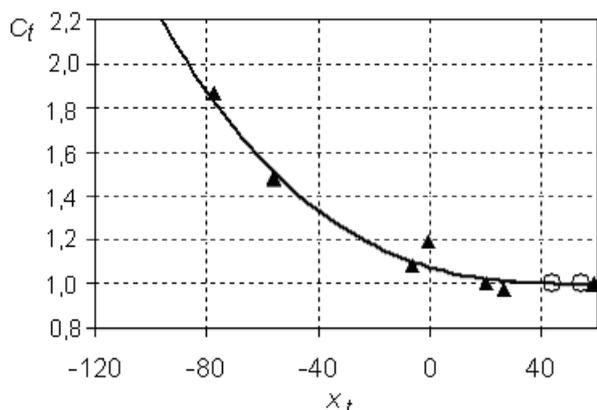


Рис. 2. Поправочный множитель C_t учитывающий изменение температуры во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – данные Bakenhus, Reitz [6]; ○ – данные Коломенского завода.

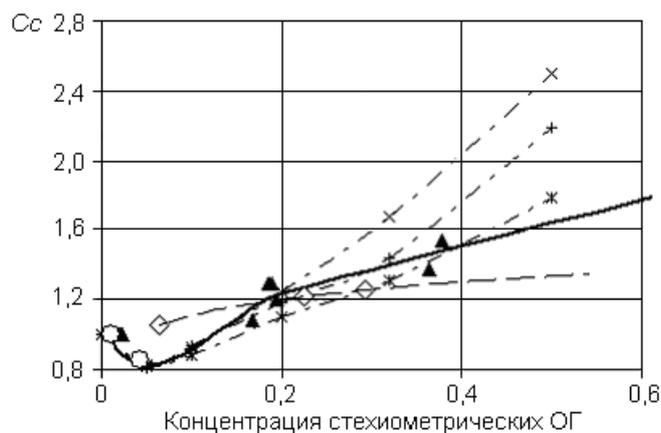


Рис. 3. Поправочный множитель C_c учитывающий концентрацию продуктов сгорания во время периода задержки самовоспламенения. Обозначения: ▲ – по данным [6]; ◇ – по данным [8]; ○ – данные Коломенского завода; по данным [7] полученным в бомбе при температурах: * $T=700$ К; × $T=773$ К; + $T=823$ К

Оба поправочных коэффициента равны 1 для обычных дизелей с обычными значениями опережения впрыска. Однако если впрыск начинается после ВМТ, или последующие порции топлива подаются в заряд, где уже имело место сгорание предыдущих порций, представленные зависимости позволяют рассчитывать период задержки самовоспламенения с учетом этих факторов.

. Для проверки возможностей расчетной методики были произведены расчеты рабочих процессов различных двигателей, в которых реализован многократный впрыск. На рис. 4 представлены результаты расчета смесеобразования и сгорания в тепловозном дизеле Д49 при реализации двухразового впрыска. На долю пилотной порции приходится около 11% цикловой подачи. Видно, что вспышка пилотной порции происходит после завершения ее подачи, основной впрыск начинается уже при догорании пилотной порции. Получено хорошее согласование расчетной и экспериментальной кривых скорости тепловыделения dx/dx .

Еще одной возможностью представленной модели смесеобразования и сгорания в дизеле является возможность анализа развития пристеночных потоков топливных струй в различных камерах сгорания, например на рис. 4 представлено изображение струй топлива и пристеночных потоков в камере сгорания типа «мелкий Гессельман» дизеля Д49. Струя, встречаясь с поверхностью поршня под ост-

рым углом, образует относительно узкий и вытянутый в радиальном направлении пристеночный поток.

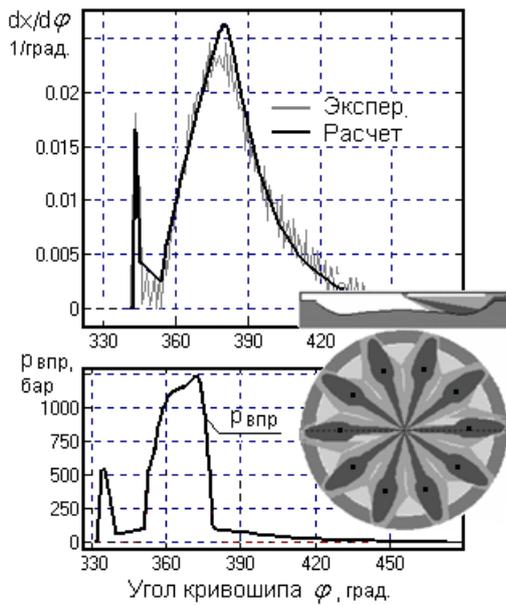


Рис. 4. Скорость тепловыделения в дизеле Д49 с мелкой камерой в поршне и двухразовым впрыском.

0,269. На этом двигателе исследовались различные стратегии многократного впрыска, различающиеся как по количеству порций: от 1 до 3, так и разными значениями угла опережения впрыска.

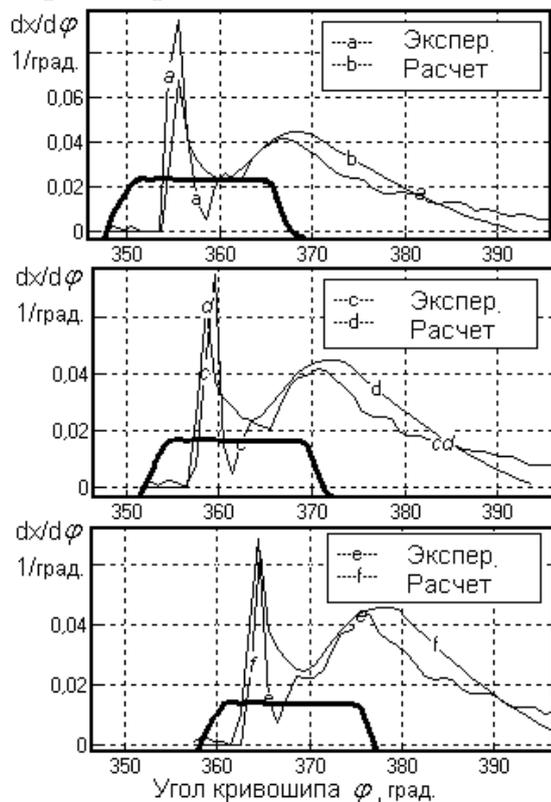


Рис. 5. Скорость тепловыделения в дизеле Caterpillar при одноразовом впрыске ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$).

Такая форма пятен позволяет увеличить количество сопловых отверстий и сократить продолжительность впрыска. Тогда как в обычной глубокой КС, это мероприятие привело бы к избыточному перекрытию пристеночных потоков с вытекающими отсюда негативными последствиями. С другой стороны – с применением мелкой КС ужесточаются требования к точности ориентации сопловых отверстий дабы избежать попадания топлива на зеркало цилиндра. Эти выводы подтверждаются как экспериментальными данными самого Коломенского завода, так и аналитическими материалами зарубежных компаний, например фирмы Зульцер.

На рис. 5-6 представлены результаты тестовых расчетов для двигателя Caterpillar: $S/D = 165/137 \text{ мм}$, номинальная частота вращения $n=1800 \text{ мин}^{-1}$, с распылителем $6 \times 0,269$.

Жирными линиями выделены линии характеристик впрыска, взятые из эксперимента. Эксперимент проведен в университете Висконсин-Мэдисон (США), параметры экспериментальной установки и результаты измерений опубликованы в работе [6]. Расчетная модель была воссоздана на основании опубликованных материалов.

Сравнение расчетных и экспериментальных кривых скорости тепловыделения показывает их хорошее согласование. Все результаты получены при идентичных значениях эмпирических коэффициентов. Последнее обстоятельство позволяет сделать вывод об универсальности представленной модели сгорания и возможности ее использования для проведения расчетных исследований процессов смесеобразования и сгорания в дизелях, связанных с оптимизацией стратегии многократного впрыска на разных режимах работы двигателя.

Литература:

1. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф.Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. - 352 с.

2. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai: "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions," paper 214-12, Bull. JSME, vol. 26, No. 214, pp. 576-583, 1983.
3. A.S. Kuleshov: "Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range", SAE Paper No 2005-01-2119, 2005.
4. A.S. Kuleshov: "Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection", SAE Paper No 2006-01-1385, 2006.
5. Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
6. Marco Bakenhus and Rolf D. Reitz: "Two-Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System", SAE Paper No. 1999-01-1112, 1999.
7. Soon-Ik Kwon, Masataka Arai, Hiroyuki Hiroyasu: "Ignition Delay of a Diesel Spray Injected Into a Residual Gas Mixture", SAE Paper No. 911841, 1991.
8. Schneider W., Stockli M., Lutz T., Eberle M. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. S. 588-599.

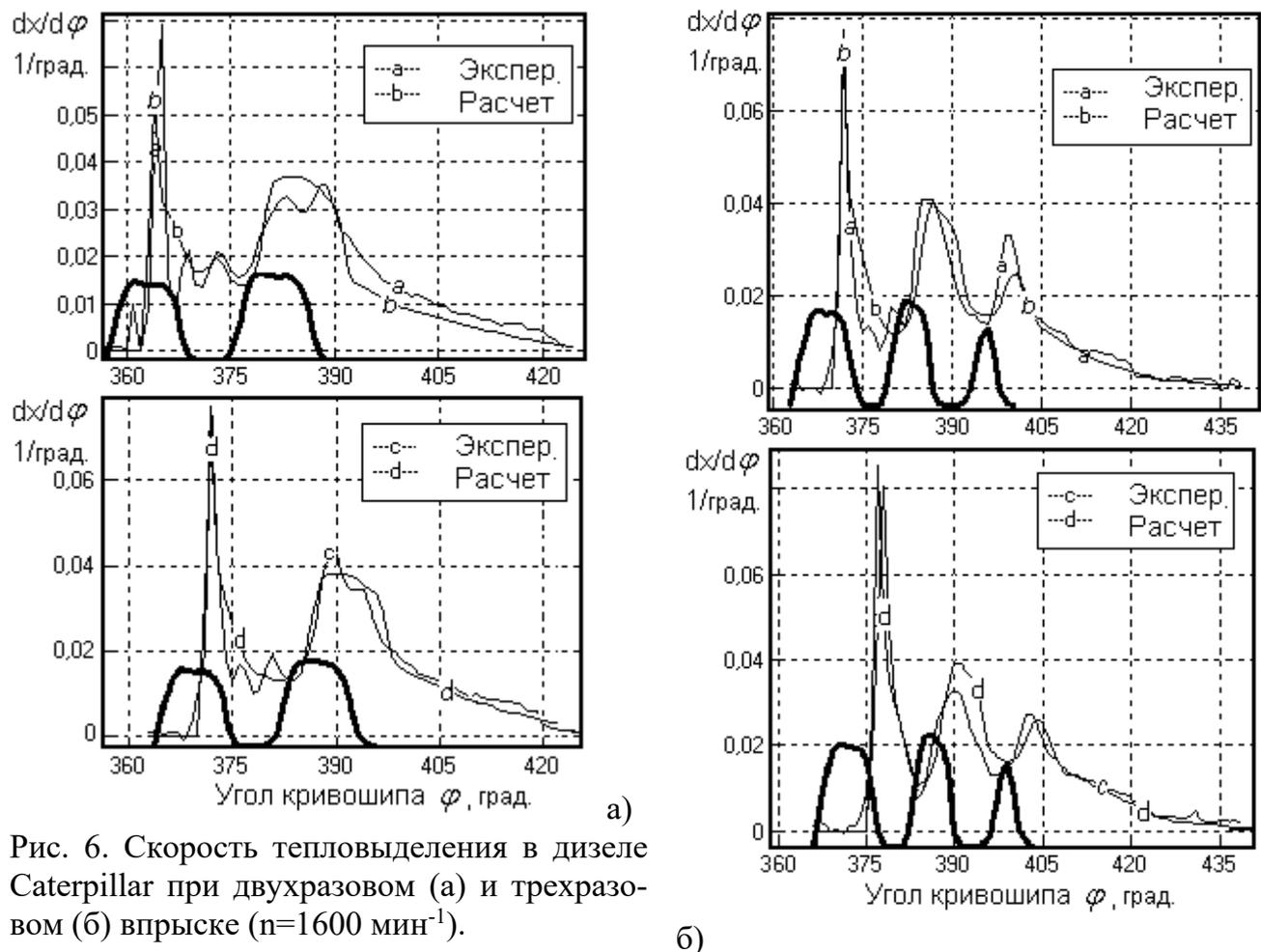


Рис. 6. Скорость тепловыделения в дизеле Caterpillar при двухразовом (а) и трехразовом (б) впрыске ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$).

АНАЛИЗ НЕИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЭТАЛОННОМ ЦИКЛЕ ДВС

Свистула А.Е., Матиевский Д.Д.

(Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова)