

УДК 621.436

Математическое моделирование испарения рапсового масла и этанола в камере сгорания дизельного двигателя

Mathematical modeling of evaporation of rape oil and ethanol in combustion chamber of diesel engine

В. А. ЛИХАНОВ¹, д-р техн. наук
С. А. РОМАНОВ¹, канд. техн. наук
М. И. АРАСЛАНОВ¹, инж.
А. Н. КОЗЛОВ¹, инж.
А. Н. СУВОРОВ², инж.

¹ Вятская государственная сельскохозяйственная академия, Киров, Россия, dnka59@mail.ru

² Центр дистанционного образования детей, Киров, Россия, suvorov-alex@mail.ru

V. A. LIKHANOV¹, DSc in Engineering
S. A. ROMANOV¹, PhD in Engineering
M. I. ARASLANOV¹, Engineer
A. N. KOZLOV¹, Engineer
A. N. SUVOROV², Engineer

¹ Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia, dnka59@mail.ru

² Center for Distance Education of Children, Kirov, Russia, suvorov-alex@mail.ru

Скорость испарения топлива в цилиндре влияет не только на эффективные показатели дизельного двигателя, но и на экономичность его работы, токсичность отработавших газов. Процесс испарения в камере сгорания дизеля при работе на альтернативных топливах изучен недостаточно. Статья посвящена теоретическому исследованию процесса испарения этанола и рапсового масла в условиях камеры сгорания дизельного двигателя 2Ч 10,5/12,0. В основу расчета положен закон Срезневского. Для этого принято допущение, что факел распыленного топлива состоит из множества одинаковых капель со средним диаметром по Заутеру. Приведенная математическая модель учитывает физические характеристики топлива, конструкционные особенности распылителей, температуру и давление газов в камере сгорания дизеля. Необходимые для расчета показатели работы тракторного дизеля (температура и давление газов в камере сгорания) были определены на экспериментальном стенде на кафедре тепловых двигателей автомобилей и тракторов Вятской государственной сельскохозяйственной академии. Дизель работал на этаноле с воспламенением от запальной порции рапсового масла с использованием двойной системы топливоподачи. В статье представлены результаты теоретических расчетов испарения рапсового масла и этанола на номинальном режиме работы дизеля. По результатам расчетов установлено, что средний диаметр капли рапсового масла по Заутеру почти в 4 раза больше среднего диаметра капли этанола. Скорость испарения этилового спирта выше, чем у рапсового масла, несмотря на то, что на рассматриваемом режиме работы двигателя спирта в камеру сгорания подается в 4 раза больше. Согласно результатам расчета, весь этанол в камере сгорания на данном режиме испаряется к 20 градусам поворота коленчатого вала, тогда как рапсовое масло полностью испаряется к 35 градусам. С началом горения топлив процесс испарения интенсифицируется.

Ключевые слова: рапсовое масло; этанол; испарение топлива; камера сгорания; дизельный двигатель.

The fuel evaporation in combustion chamber of diesel engine is decisive for the subsequent destruction of fuel molecules. The evaporation process in combustion chamber of diesel engine operating on alternative fuels is understudied. The paper is devoted to the theoretical study of evaporation process of ethanol and rape oil in combustion chamber of diesel engine. It is assumed that fuel spray consists of a great number of identical droplets. The diameter of these theoretical droplets is equal to the average volume diameter of real droplets. A mathematical model given in the paper takes into account the physical characteristics of fuel, design features of sprayer, temperature and pressure of gases in combustion chamber. The engine performance (temperature and gas pressure in combustion chamber) has been determined on a test bench in the Vyatka State Agricultural Academy. The engine worked on rape oil and ethanol with the use of binary system of fuel supply. The paper presents the results of theoretical calculations of evaporation of rape oil and ethanol in combustion chamber.

Keywords: rape oil; ethanol; fuel evaporation; combustion chamber of diesel engine.

Введение

Процесс испарения распыленного топлива — важная составляющая смесеобразования и сгорания в цилиндре дизельного двигателя. Химические процессы в условиях камеры сгорания дизеля вследствие высоких температур в конце сжатия и малого времени, отведенного для химических реакций, могут развиваться только в газовой

фазе, поэтому химическому превращению обязательно должно предшествовать испарение топлива и его смешение с воздухом. Это значит, что скорость сгорания и тепловыделения лимитируется главным образом скоростью испарения.

Очевидно, что показатели распыливания и испарения топлива в цилиндре влияют не только на эффектив-

ные показатели работы дизеля, но и на экономичность его работы, токсичность отработавших газов. Этому вопросу посвящены работы А. С. Лышевского, И. В. Астахова, М. С. Ховаха, Г. М. Камфера, Ю. Б. Свиридова, Д. Н. Вырубова, Н. Ф. Разлейцева и др. [1–5].

Несмотря на важность испарения при смесеобразовании и сгорании топлив, этот процесс исследован недостаточно, особенно для альтернативных топлив, а методы расчета носят весьма приближенный характер.

Цель исследования

Для прогнозирования возможности улучшения эффективных и экологических показателей дизельного двигателя, работающего на альтернативных топливах, необходимо разработать математическую модель, позволяющую получать функцию скорости испарения рапсового масла и этанола в цилиндре дизеля на различных нагрузочных и скоростных режимах работы.

Материалы и методы

Факел распыленного топлива характеризуется нестационарностью формы в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ), сложной внутренней структурой по длине и сечению, значительной температурной и концентрационной неоднородностью по объему факела и углу ПКВ, наличием капель разного диаметра и с различным временем пребывания в камере сгорания.

В свободно развивающейся струе зонами интенсивного теплообмена и испарения распыленного топлива служат передний фронт и оболочка струи. В высокоскоростном и плотном осевом потоке прогрев и испарение капель незначительны. При набегании струи на стенку скорость испарения топлива, скопившегося в переднем фронте, резко снижается до минимума в момент завершения укладки фронта на стенку. Это вызвано более низкой по сравнению с газовым зарядом температурой стенки, уменьшением обдува капель, уплотнением капельно-газовой смеси на стенке, слиянием и перемешиванием авангардных капель с подлетающими к стенке более холодными каплями. После укладки фронта на стенку двухфазная смесь начинает растекаться по ней за пределы конуса струи. Скорость испарения топлива в пристеночной зоне увеличивается, хотя и остается меньше, чем в объеме камеры. При растекании по гребню поршня часть топлива может проникнуть в надпоршневой зазор, попасть на крышку и стенки цилиндра.

В условиях дизеля процесс испарения сложен и зависит от конструктивных, регулировочных и рабочих параметров двигателя, характеристик впрыскивания и распыливания топлива, физических свойств топливовоздушного заряда.

Большое развитие получил метод расчета испарения факела распыленного топлива, в котором используются хорошо изученные закономерности испарения отдельных капель. Такой подход к решению задачи обусловлен тем, что топливный факел имеет капельную структуру, и скорость его испарения представляет собой сумму скоростей испарения отдельных капель. Испарение каждой капли до и после воспламенения топлива подчиняется закону Срезневского [3]:

$$d_k^2 = d_0^2 - K\tau_u,$$

где d_0 , d_k — начальный и текущий диаметры капли; K — константа испарения; τ_u — время от начала испарения данной капли (момента ее поступления в рассматриваемую зону) до текущего момента.

Топливная аппаратура форсированных дизелей обеспечивает довольно однородное распыливание топлива, особенно на основном участке впрыскивания. Поэтому расчет испарения топлива можно проводить по капле среднего диаметра по Заутеру d_{32} , который определяется по формуле [2]:

$$d_{32} = Ed_c \frac{M^{0,0733}}{(\rho W_{\text{ср}})^{0,266}},$$

где E — параметр, определяемый конструкцией форсунки и особенностями впрыскивания [2]; $W_{\text{ср}}$ — значение критерия Вебера при средней скорости впрыскивания $U_{\text{ср}}$; d_c — диаметр сопловых отверстий [6]; ρ — плотность топлива, кг/м³ [7]; M — критерий, характеризующий соотношение сил поверхностного натяжения, инерции и вязкости.

Критерий Вебера определяется по выражению:

$$W_{\text{ср}} = \frac{U_{\text{ср}}^2 d_c \rho}{\sigma},$$

где $U_{\text{ср}}$ — средняя скорость впрыскивания, м/с; σ — поверхностное натяжение топлива, Н/м [8].

Средняя скорость впрыскивания вычисляется по формуле [2]:

$$U_{\text{ср}} = \frac{q_{\text{ц}}}{C_V f \rho t_{\text{впр}}},$$

где C_V — коэффициент расхода, зависящий от конструктивных особенностей распылителя, $C_V = 0,7$ для многорычатых распылителей, $C_V = 0,2...0,4$ для штифтовых распылителей [1]; f — суммарная площадь сопловых отверстий, м²; $t_{\text{впр}}$ — продолжительность впрыскивания, с.

Критерий M можно определить по уравнению:

$$M = \frac{\mu^2}{d_c \sigma \rho},$$

где μ — динамическая вязкость топлива, Па · с [8].

Константу испарения факела распыленного топлива в первом приближении можно определить по характеристикам испарения одиночной капли:

$$K = \frac{4 \text{Nu} D_p p_s}{\rho g},$$

где Nu — критерий Нуссельта; D_p — коэффициент диффузии паров топлива; p_s — давление насыщенных паров, МПа; g — ускорение свободного падения, м/с².

Критерий Нуссельта представляет собой зависимость массовой скорости испарения капли от интенсивности конвекции. Он может принимать различные значения в зависимости от зоны испарения топлива. Для пристеночной зоны, а также на крышке и стенке цилиндра $\text{Nu} = 2$, для зоны переднего фронта $\text{Nu} = 20$, в зоне оболочки струи $\text{Nu} = 2$ [9].

Давление насыщенных паров можно определить по формуле [3]:

$$\lg p_s = A - \frac{B}{T},$$

где A, B — коэффициенты, определяемые по справочным данным [9].

Зависимость коэффициента диффузии паров от температуры и давления среды выражается формулой [3]:

$$D_p = D_{p0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{p_0}{p} \right),$$

где $D_{p0} = 0,103$ — коэффициент диффузии при $T_0 = 273$ К, $p_0 = 0,1$ МПа [10]; T, p — функции температуры и давления в цилиндре дизеля.

При отсутствии опытных данных величину коэффициента диффузии ориентировочно можно вычислить по формуле Джиллиленда [10]:

$$D_0 = 0,00155 \frac{T_0^{\frac{3}{2}}}{p_0 \left[(1/V_A)^{\frac{1}{3}} + (1/V_B)^{\frac{1}{3}} \right]^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}},$$

где T — температура диффузии; p — общее давление, атм; V_A, V_B — мольные объемы диффундирующих газов A и B ; M_A, M_B — молекулярные веса газов.

Функция испарения капли массой m на основании закона Срезневского примет вид:

$$m = \frac{\rho\pi}{6} \left(d_0^2 - K \frac{\varphi}{6n} \right)^{\frac{3}{2}},$$

где m — масса капли; φ — текущий угол ПКВ от начала топливоподачи.

Умножив это уравнение на количество капель, поступивших в промежуток $\Delta\varphi$, и разделив на массу всей порции топлива, определим долю неиспарившегося топлива, поступившего в цилиндр в момент $\Delta\varphi$:

$$d\sigma_T(\Delta\varphi) = \frac{d\sigma_0(\Delta\varphi)}{d_0^3} \left(d_0^2 - K \frac{\varphi}{6n} \right)^{\frac{3}{2}},$$

где $d\sigma_0(\Delta\varphi)$ — относительная порция топлива, поступившая в цилиндр в промежуток $\Delta\varphi$; $d\sigma_T(\Delta\varphi)$ — текущая доля неиспарившегося топлива, поступившая в цилиндр в момент $\Delta\varphi$.

Испарение капли будет продолжаться до момента φ_k :

$$\varphi_k = 6nb_u,$$

где b_u — относительная константа испарения.

$$b_u = \frac{K}{d_0^2}.$$

Если закон топливоподачи задать в виде таблицы, то количество топлива в цилиндре удобно определять по уравнению суммы неиспарившихся частей, поступивших в разные моменты времени по закону топливоподачи:

$$\sigma_u = \sum_{i=1}^n \frac{d\sigma_i}{d_0^3} \left(d_0^2 - K \frac{\varphi - \varphi_i}{6n} \right)^{\frac{3}{2}},$$

где i — шаг расчета; n — количество шагов расчета.

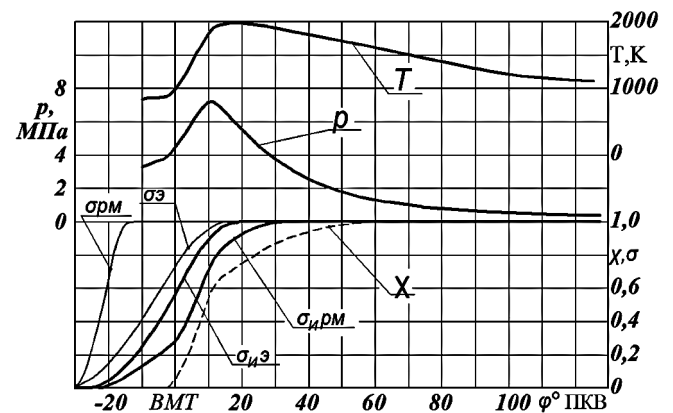
Весь расчет испарения проводился в программе Mathcad. Сначала определялись диаметр капли по Заутеру и относительная константа испарения. Затем при помощи программного алгоритма вводился закон топливоподачи и определялось количество испарившегося топлива. Продолжительность впрыскивания топлива и закон топливоподачи для соответствующего нагрузочного и скоростного режимов работы топливного насоса высокого давления определялись на стенде КИ-3333. Расчет испарения производился для двигателя 2Ч 10,5/12,0, модернизированного для работы на этаноле и рапсовом масле [11].

Результаты и их обсуждение

При работе дизеля на рапсовом масле (РМ) и этаноле с использованием двойной системы топливоподачи процесс испарения топлива усложнен наличием зон пересечения факелов, что с учетом различия физических свойств топлив ведет к усложнению структуры температурных полей в камере сгорания.

Полученные результаты расчетов были интерполированы и представлены в графическом виде (см. рисунок). Для анализа полученных массивов построены функции тепловыделения $X(\varphi)$, температуры $T(\varphi)$ и давления $P(\varphi)$. Показатели работы тракторного дизеля, необходимые для расчета испарения топлива, определены на экспериментальном стенде кафедры тепловых двигателей автомобилей и тракторов Вятской ГСХА [12—14].

Для обоих топлив принят установочный угол опережения впрыскивания, равный 34° ПКВ до верхней мертвой точки. Подача РМ в цилиндр дизеля осуществлялась штифтовой форсункой, а для этанола использовалась штатная система топливоподачи. Запальная порция РМ на всем диапазоне нагрузок при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ была постоянной и составляла $q_{\text{РМ}} = 0,013$ г/цикл. На номинальном режиме работы цикловая подача этанола составила $q_{\text{Э}} = 0,052$ г/цикл, что превышает подачу запальной порции по массе в 4 раза. Это обуславливает большую продолжительность подачи этанола по сравнению с РМ, что влияет на продолжительность испарения топлива в камере сгорания дизеля.



Законы топливоподачи рапсового масла $\sigma_{\text{РМ}}$ и этанола $\sigma_{\text{Э}}$, функции испарения рапсового масла $\sigma_{\text{иРМ}}$ и этанола $\sigma_{\text{иЭ}}$, температуры газов T , давления P и тепловыделения X в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на РМ и этаноле на номинальном режиме

Однако большее влияние на скорость испарения оказывают физические свойства и качество распыливания топлив. Для данного режима работы дизеля средний диаметр капель РМ по Заутеру $d_{32PM} = 88,7$ мкм, для этанола значение среднего диаметра капель $d_{32Э} = 25,7$ мкм. Большой размер капель обуславливает большую продолжительность испарения РМ. Скорость испарения РМ увеличивается при повышении температуры в камере сгорания, что связано с началом горения топлива. Можно отметить, что воспламенение топлива начинается при испарении четверти поступившей запальной порции РМ. Весь этанол в камере сгорания при данном режиме работы дизеля испаряется к 20° ПКВ, тогда как РМ — к 35° ПКВ. Этим объясняется увеличение зоны активного тепловыделения по сравнению с дизельным процессом и смещение пика индикаторной диаграммы на линию расширения. К началу тепловыделения в камере сгорания в газовой фазе находится около 20 % РМ и до 50 % этанола.

Выводы

Разработанная методика позволяет оценить влияние различных факторов (конструкционных параметров форсунок, свойств топлива, режима работы дизеля, параметров топливopодачи) на скорость испарения разных видов топлив в камере сгорания и может быть использована для расчетов концентрации компонентов газовой смеси в период активного тепловыделения, а также содержания токсичных компонентов и несгоревших углеводородов в отработавших газах.

Установлено, что средний диаметр капель по Заутеру для РМ существенно больше среднеобъемного диаметра капель этанола (на номинальном режиме работы дизеля в почти в 4 раза).

В силу физических свойств испарение РМ в камере сгорания занимает более длительное время. Период полной газификации запальной порции РМ с момента подачи в камеру сгорания составляет более 50° ПКВ.

Литература и источники

1. Астахов И. В. Подача и распыливание топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1971. 359 с.
2. Лышевский А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М.: Машгиз, 1963. 180 с.
3. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Высшая школа, 1980. 169 с.
4. Свиридов Ю. Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1972. 224 с.
5. Камфер Г. М. Процессы тепломассообмена и испарения при смесеобразовании в дизелях. М.: Высшая школа, 1974. 144 с.
6. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. 352 с.
7. Марков В. А., Гайворонский А. И., Деянин С. Н. и др. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля // Автомобильная промышленность. 2006, № 2. С. 1—4.
8. Краткая химическая энциклопедия: В 5 т. Т. 1 / Редкол.: И. Л. Кунянин и др. (отв. ред.) и др. М.: Советская энциклопедия, 1961. 1262 с.
9. Справочник химика / Под ред. Б. П. Никольского. В 6 т. Т. 1. Л.: Химия, 1966. 1072 с.
10. Серпионова Е. Н. Промышленная адсорбция газов и паров. М.: Высшая школа, 1969. 416 с.
11. Лиханов В. А., Арасланов М. И., Козлов А. Н. Эффективные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле

и рапсовом масле с двойной системой топливopодачи // Тракторы и сельхозмашины. 2014, № 7. С. 5—7.

12. Лиханов В. А., Арасланов М. И., Козлов А. Н. Влияние применения рапсового масла и этанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 с двойной системой топливopодачи на индикаторные показатели, показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения // Известия Международной академии аграрного образования. 2013, т. 4, № 16. С. 162—166.

13. Лиханов В. А., Арасланов М. И., Козлов А. Н. Применение рапсового масла и этанола в качестве моторного топлива для дизеля 2Ч 10,5/12,0 // Общество, наука, инновации: Матлы Всерос. ежегод. науч.-практ. конф. Киров: Вятский ГУ, 2014. С. 1969—1971.

14. Лиханов В. А., Арасланов М. И., Козлов А. Н. и др. Улучшение эффективных показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле и рапсовом масле с двойной системой топливopодачи // Известия Международной академии аграрного образования. 2013, т. 4, № 16. С. 166—169.

References

1. Astakhov I. V. *Podacha i raspylivanie topliva v dizelyakh* [Fuel supply and spraying in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971, 359 p.
2. Lyshevskiy A. S. *Protsessy raspylivaniya topliva dizel'nyimi forsunkami* [Processes of fuel spraying by diesel injectors]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963, 180 p.
3. Razleytsev N. F. *Modelirovanie i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyakh* [Simulation and optimization of the combustion process in diesel engines]. Kharkov, Vysshaya shkola Publ., 1980, 169 p.
4. Sviridov Yu. B. *Smeseobrazovanie i sgoranie v dizelyakh* [Mixture formation and combustion in diesel engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., Leningrad branch, 1972, 224 p.
5. Kamfer G. M. *Protsessy teplomassoobmena i ispareniya pri smeseobrazovanii v dizelyakh* [Processes of heat and mass exchange and evaporation during mixture formation in diesel engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1974, 144 p.
6. Faynleyb B. N. *Toplivnaya apparatura avtotraktornykh dizeley* [Fuel injection equipment of automotive diesel engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., Leningrad branch, 1990, 352 p.
7. Markov V. A., Gayvoronskiy A. I., Devyanin S. N., Ponomarev E. G. Rapeseed oil as an alternative fuel for diesel engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2006, no. 2, pp. 1—4 (in Russ.).
8. *Kratkaya khimicheskaya entsiklopediya* [Brief chemical encyclopedia]. Under the editorship of I. L. Knunyants et al. Vol. 1. Moscow, Sovetskaya entsiklopediya Publ., 1961, 1262 p.
9. *Spravochnik khimika* [Handbook for a chemist]. Under the editorship of B. P. Nikol'skiy. Vol. 1. Leningrad, Khimiya Publ., 1966, 1072 p.
10. Serpionova E. N. *Promyshlennaya adsorbtsiya gazov i parov* [Industrial adsorption of gases and vapors]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1969, 416 p.
11. Likhanov V. A., Araslanov M. I., Kozlov A. N. Effective indicators of 2Ch 10,5/12,0 diesel operating on ethanol and rape oil and using binary system of fuel supply. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2014, no. 7, pp. 5—7 (in Russ.).
12. Likhanov V. A., Araslanov M. I., Kozlov A. N. Effect of rapeseed oil and ethanol application in 2Ch 10,5/12,0 diesel engine with binary system of fuel supply on the indicator parameters, combustion process and heat release characteristics. *Izvestiya Mezh-dunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya*, 2013, vol. 4, no. 16, pp. 162—166 (in Russ.).
13. Likhanov V. A., Araslanov M. I., Kozlov A. N. Use of rapeseed oil and ethanol as a motor fuel for 2Ch 10,5/12,0 diesel engine. *Obshchestvo, nauka, innovatsii: Mat-ly Vseros. ezhegod. nauch.-prakt. konf.* [Society, science, innovations. Proc. of all-Russian annual sci. and pract. conf.]. Kirov, Vyatka State University, 2014, pp. 1969—1971 (in Russ.).
14. Likhanov V. A., Araslanov M. I., Kozlov A. N., Paturov A. V. Improving the effective performance of 2Ch 10,5/12,0 diesel engine when running on ethanol and rapeseed oil with the use of binary system of fuel supply. *Izvestiya Mezh-dunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya*, 2013, vol. 4, no. 16, pp. 166—169 (in Russ.).