

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОПЛИВНОГО НАСОСА С ПРУЖИННЫМ ПРИВОДОМ ПЛУНЖЕРА НА КАЧЕСТВО РАСПЫЛИВАНИЯ И ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ БИОТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

STUDY OF FUEL PUMP WITH SPRING-DRIVEN PLUNGER QUALITY SAWING AND COMBUSTION PROCESS IN DIESEL BIOFUEL

Цель. С целью повышения качества процессов распыливания и сгорания биотоплива в дизельном двигателе предлагается модернизация привода топливного насоса и системы смесеобразования.

Методы исследования. Исследуются особенности процессов впрыскивания и сгорания в дизелях дизельного топлива и биотоплива, анализируются рабочие процессы серийной топливной аппаратуры и аппаратуры с пружинным приводом плунжера, а также качество смесеобразования однокамерных и двухкамерных двигателей.

Результаты исследования. Предлагается для качественного распыливания биотоплива, а значит, и качественного его сгорания заменить серийный топливный насос на насос с пружинным приводом плунжера, сопловую форсунку на иштифтовую, модернизировать систему смесеобразования однокамерную на двухкамерную (вихрекамерную).

Выводы. Результаты исследования с помощью разработанной математической модели подтверждают наши предположения, что качество распыливания биотоплива, а значит, и качество его сгорания повышается при предлагаемой модернизации двигателя и совпадают с результатами работы двигателя на дизельном топливе.

Ключевые слова: процесс сгорания, дизельное топливо, биотопливо, процесс впрыска, процесс смесеобразования, дизель, топливный насос, математическая модель.

Введение

Процесс сгорания в дизелях значительно отличается от процесса сгорания в карбюраторных двигателях. В дизелях топливо впрыскивается в жидком состоянии в камеру сжатия, в которой находится сжатый воздух, нагретый до температуры, превышающей температуру воспламенения топлива. Капли топлива, поступающие в нагретый воздух, испаряются и быстро окружаются оболочкой своих паров, которые после некоторого периода времени, воспламеняются на поверхности оболочки.

Физические свойства, оказывающие влияние на качество процесса горения, такие как вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость для дизельного и биотоплива очень сильно различаются.

Поэтому задачей данного исследования является определение способов повышения качества процесса полного сгорания биотоплива в дизелях.

Основные результаты исследования

Весь процесс сгорания в дизелях может быть условно разделен на три фазы (рисунок 1), в течение которых происходят подготовка топлива к сгоранию (ab),

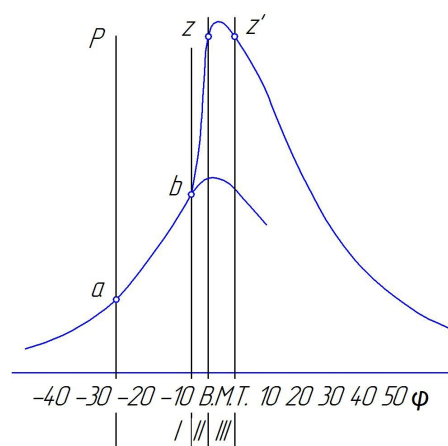


Рисунок 1 — Действительная индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизеле

интенсивное тепловыделение (bz), сгорание основной массы смеси (zz') и догорание оставшихся горячих компонентов смеси (ниспадающий участок графика).

Первую фазу (I) называют задержкой воспламенения, в течение которой происходят физико-химические процессы подготовки поступившего топлива к сгоранию: нагрев, испарение капель и образование очагов воспламенения.

Идет процесс невидимого горения, т.е. окисление углерода $H_2C+O_2 = CO_2$, водорода $2H_2+O$ и других компонентов (процесса индукции).

Продолжительность перехода задержки воспламенения оказывает существенное влияние на весь последующий процесс сгорания и должна занимать возможно короткий промежуток времени.

На продолжительность первой фазы влияют физико-химические свойства топлива, которые у дизельного и биотоплива существенно отличаются (таблица 1) [результаты исследования ХНТУ].

Таблица 1 – Физико-химические показатели дизельного топлива ДТ и биотоплива МЭРМ (рапсовое масло)

Показатели	ДТ	МЭРМ
Плотность, кг/м ³ при t=20° С	826	877
Кинематическая вязкость, мм ² /с при t=20° С	3,83	8,0
Поверхностное натяжение, Н/м при t=20° С	27,1·10 ⁻³	30,7·10 ⁻³
Цетановое число, Температура, ° С	45	48
воспламенения (не менее)	60	56
застывания	-10	-8
Коксуемость 10% остатка в % (не более)	0,5	0,3
Испытание на медную пластину	выдерживает	выдерживает
Кислотное число, мгКОН/г	0,06	0,5
Содержание в %		
серы, не более	0,2	0,02
зола, не более	0,02	0,02
воды	отсутствует	отсутствует
Суммарное содержание глицерина, % (max)	-	0,3
Нижшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5	37,1

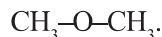
Вторая фаза (II) характеризуется интенсивным тепловыделением (видимое горение) и резким повышением давления до максимальной величины P_z . Величина нарастания давления зависит не только от продолжительности фазы задержки воспламенения (I), но и от качества распыливания и подачи топлива.

Третья фаза (III) соответствует периоду основного горения и повышения температуры до $T_{z\max}$.

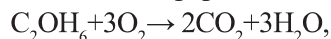
Ниспадающий участок графика представляет собой период догорания топлива, что ведет к потерям тепла в охлаждающую среду, тем самым к ухудшению экономичности двигателя.

На основании анализа фаз процесса горения в дизельном двигателе проведены теоретическое и экспериментальное исследования работы дизеля на двух видах топлива (дизельном и биотопливе) и проведен сравнительный анализ.

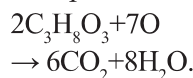
С химической точки зрения биотопливо представляет собой метиловый эфир



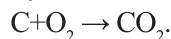
Метиловый эфир самовоспламеняется первым



и способствует началу горению глицерина, присутствующего в рапсовом масле



Отсюда видно, что при сгорании глицерина образуется очень много CO_2 (двуокись углерода), отсюда высокая дымность, закоксовывание поршней, цилиндров, головки, клапанов и др. При сгорании дизельного топлива образуется только одна молекула CO_2



Результаты экспериментального исследования [1,2,3] процесса сгорания в дизелях показывают, что на продолжительность периода задержки воспламенения и на характер протекания всего процесса сгорания оказывают влияние следующие факторы: физико-химические свойства топлива, интенсивность вихревого движения воздуха, качество распыливания. А также продолжительность подачи топлива, конструкция камеры сгорания и химический состав топлива. Увеличение в топливе алкановых и циклановых углеводородов, а следовательно, и цетанового числа уменьшает период задержки воспламенения и создает благоприятные условия для плавного нарастания давления при сгорании. Увеличение же в топливе ароматических углеводородов приводит к снижению цетанового числа и небольшому запаздыванию воспламенения, в результате имеет место повышенная скорость нарастания давления сгорания и, как следствие, жесткая работа двигателя.

На рисунке 2 показаны кривые нарастания давления в двигателе при впрыске различных топлив и при одном и том же угле опережения подачи его [1].

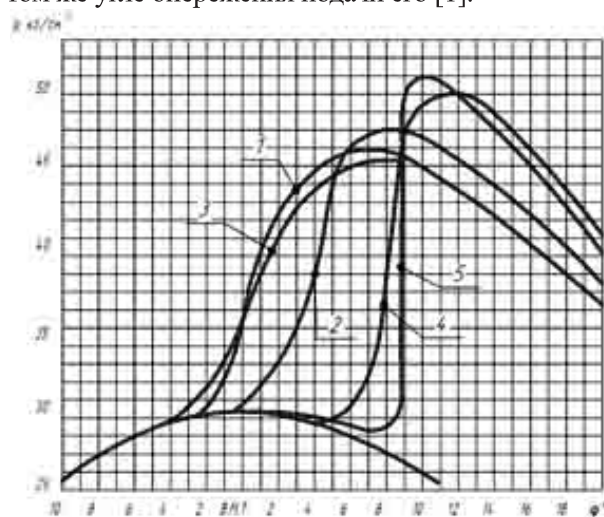


Рисунок 2 — Нарастание давления в цилиндре двигателя при впрыске различных топлив и одинаковом угле опережения подачи

Более плавное нарастание давления (кривые 1,2 и 3) соответствует топливам с высоким содержанием алкановых и циклановых углеводородов, кривые же 4 и 5 характеризуют жесткую работу двигателя, характерную для топлив, богатых ароматическими углеводородами.

К физическим свойствам топлива, оказывающим влияние на период задержки воспламенения и процесс сгорания, относятся вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость.

Из таблицы 1 видно, что вязкость и поверхностное натяжение биотоплива намного больше, чем у дизельного топлива. Увеличение же вязкости и поверхностного натяжения ухудшает распыливание топлива, что приводит к увеличению продолжительности периода задержки воспламенения и более быстрому нарастанию давления.

На рисунке 3 показаны две кривые изменения давления в цилиндре двигателя для двух топлив: дизельное топливо и биотопливо. При более длительной подаче (кривая 1, биотопливо) количество топлива, поступившего в цилиндр, к началу воспламенения будет $\Delta g'$; период задержки воспламенения τ , а изменение давления представится кривой 2. В случае меньшей длительности подачи топлива (кривая 3, дизельное топливо) количество топлива, поступившего в цилиндр, будет $\Delta g'' > \Delta g'$, а кривая изменения давления 4 расположится выше кривой 2. При законе подачи топлива по кривой 3, топлива включается в процесс сгорания, выделяется больше тепла, увеличивается скорость нарастания давления и максимальное давления P_z (кривая 4).

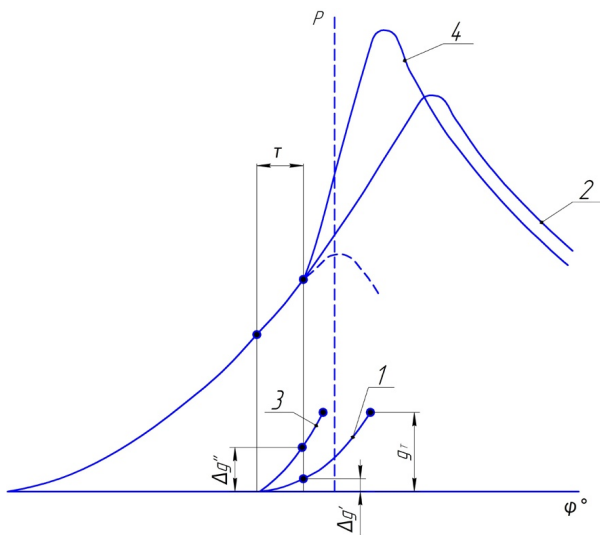


Рисунок 3 — Кривые изменения давления в цилиндре двигателя в зависимости от закона подачи топлива

Таким образом, выявлены основные причины падения мощности двигателя, повышения удельного расхода топлива, повышения дымности выпускных газов, преждевременной закоксованности цилиндра-поршневой группы при работе на биотопливе.

Для повышения качества процесса горения в дизеле и снижения его закоксованности при работе на биотопливе рассмотрим два способа.

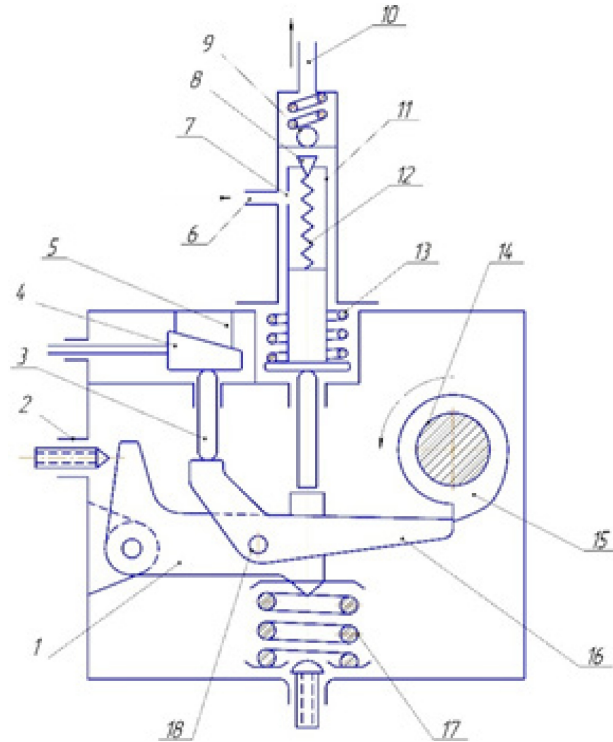


Рисунок 4 — Схема топливного насоса с пружинным приводом

Повышение качества распыливания топлива. Для этого предлагается применение топливного насоса с пружинным приводом плунжера (рисунок 4). Кулачок 14 вращаясь сжимает рычагами 16 и 1 мощную пружину 17. При этом рычаг 16 своим концом упирается в стержень 3. В тот момент, когда острый выступ 15 кулачка 14 освободит рычаг 16, пружина 17 начнет поднимать плунжер вверх с очень большой скоростью, т.е. длительность подачи топлива значительно сокращается, а значит, количество топлива, поступающего в цилиндр, увеличивается и $\Delta g' = \Delta g''$, а кривая изменения давления 2 приближается или сливается с кривой 4 (рисунок 2). Качество распыливания биотоплива значительно улучшается.

Положительным качеством насоса с пружинным плунжером является независимость изменения давления топлива во время впрыска, а значит, и распыливания, от числа оборотов вала дизеля. Не зависит от оборотов и время подачи одинаковых порций топлива. Это облегчает пуск дизеля.

На рисунке 5 показана конструкция топливного насоса с пружинным приводом плунжера [2].

Математическая модель впрыска насоса с плунжерным приводом плунжера представляется следующей системой уравнений при регулировании цикловой подачи «отсечкой».

$$h'' = \frac{1}{M} [K(h_y - h) - f_{\Pi} P_H]; \quad \text{а)}$$

$$h_k'' = \frac{1}{m_k} [f_k(P_H - P_K) + Z(f_{\Pi} h' - f_k h'_k - Q'_{\Pi})\sigma - \delta_k h_k - F_{жкк}]; \quad \text{б)}$$

$$h'' = \frac{1}{m_{иг}} [f_{иг} P_p - \delta_{\phi} h_{иг} - F_{ж\phi}]; \quad \text{в)}$$

$$P'_{и} = \frac{1}{\beta V_{и}} (f_{\Pi} h'_k - f_k h'_k - Q'_{\Pi})(1 - \sigma); \quad \text{г)}$$

$$P_k' = \frac{1}{\beta V'_{и}} (f_k h'_k (1 - \sigma) + (f_{\Pi} h'_{\Pi} - Q'_{\Pi})\sigma - \frac{f_T}{Z} \cdot P_k - 2f_t e^{-al} W_t]; \quad \text{д)}$$

$$P'_{p'} = \frac{1}{\beta V'_{\phi}} [2f_t e^{-al} (\frac{1}{Z} P_k + e^{-al} W)_{t-\tau} - f_{иг} h'_{иг} - \frac{f_T}{Z} P_p - Q']; \quad \text{е)}$$

$$Q'_{\Pi} = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{P_{и} - P_{bc}}}; \quad \text{ж)}$$

$$Q'_{\Pi} = \mu_{\phi} f_{\phi} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{P_{\Pi} - P_{ц}}}; \quad \text{з)}$$

$$W_{t+\tau} = e^{-al} (\frac{1}{Z} P_k + e^{-al} W)_{t-\tau} - \frac{1}{Z} P_p. \quad \text{и)}$$

$$V'_k = V_k + \sigma V_{и};$$

$$\sigma \begin{cases} 0 & \text{при } h_k < h_{k0}; \\ 1 & \text{при } h_k \geq h_{k0}; \end{cases}$$

$$P_{и} = P_K \text{ при } \sigma = 1$$

где h'' — перемещение плунжера, h_k — перемещение клапана, $h_{иг}$ — перемещение иглы форсунки, M — масса плунжера, m_k — масса клапана; $m_{иг}$ — масса иглы, P_H — давление топлива в надплунжерной полости, P_K — давление топлива в штуцере нагнетательного клапана, P_p — давление топлива в полости распылителя форсунки, P_{bc} — давление топлива перед всасывающим клапаном, $P_{ц}$ — давление в цилиндре двигателя, f_{Π} — площадь сечения плунжера, f_k — площадь сечения нагнетательного клапана, f_0 — площадь сечения перепускного отверстия, $f_{иг}$ — площадь сечения иглы, f_T — площадь сечения топливного трубопровода, f_{ϕ} — площадь отверстия сопла распылителя, Q'_{Π} — производная подача плунжера, Q' — производная подача форсунки, K — жесткость пружины привода, V_k — объем полости штуцера н.к, β — коэффициент сжимаемости топлива, δ_k — жесткость пружины н.к., $F_{жкк}$ — усилие затяжки пружины н.к., W — значение отраженной волны давления; σ — единичная функция.

Следует отметить, что все дифференциальные уравнения, описывающие процесс впрыска, составлены относительно независимой переменной времени, а не угла

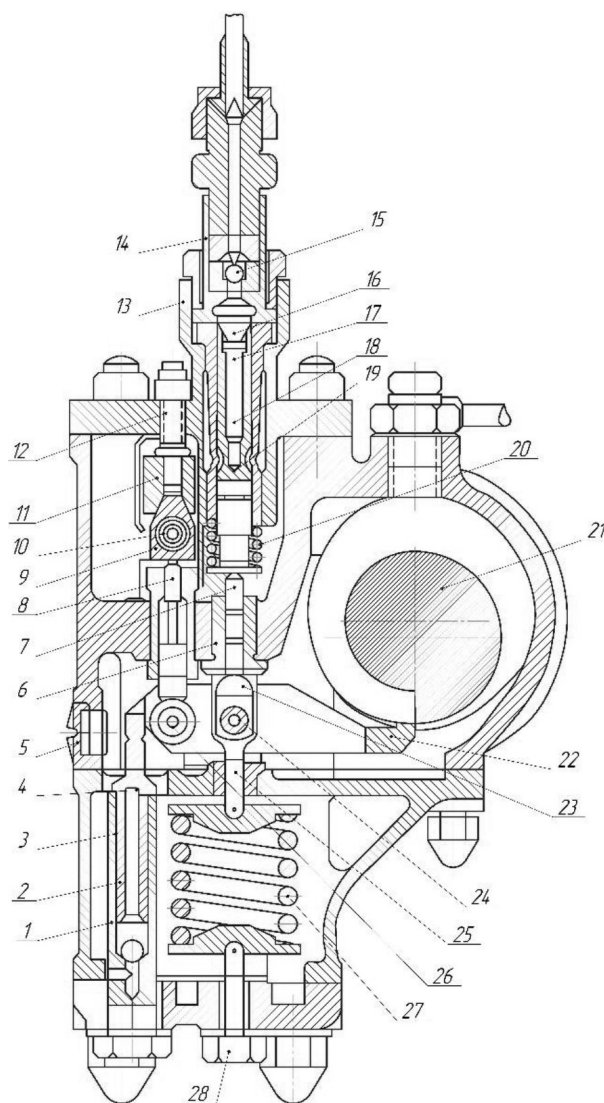


Рисунок 5 — Топливный насос с пружинным приводом

- 1 — цилиндр масляного тракта, 2 — плунжер масляного тракта, 3, 4 — калиброванные каналы в плунжере, 5 — контрольный винт, 6 — втулка, 7 — шток плунжера топливного насоса, 8 — стержень, 9 — подвижный клин регулирования подачи топлива, 10 — тяга управления подвижными клиньями, 11 — неподвижный клин, 12 — регулировочный винт, 13 — корпус, 14 — штуцер, 15 — нагнетательный шариковый клапан, 16 — всасывающий клапан плунжера, 17 — плунжер, 18 — пружина всасывающего клапана, 19 — всасывающее отверстие в гильзе плунжера, 20 — пружина плунжера, 21 — кулачок вала топливных насосов, 22 — рычаг, 23 — вилка, 24 — ось, 25 — шток, 26 — ролик, 27 — пружина, 28 — винт, регулирующий натяжение пружины

поворота вала. Сделано это в связи с тем, что для систем с пружинным приводом плунжера протекание процесса впрыска не связано с числом оборота вала привода насоса.

С помощью математической модели проведено теоретическое исследование процесса топливоподачи. Результаты теоретического исследования изображены на рисунках 6 и 7. Как видно из рисунков, изменение давлений топлива в надплунжерных полостях $P_{и}$ (рисунок

б) и подачи топлива (рисунок 7) в серийном насосе для дизельного топлива и насосе с плунжерным приводом и плунжера (-) для биотоплива (---) совпадают. Это означает, что кривая изменения давления в цилиндре двигателя 2 и закона подачи топлива (биотоплива) тоже будут совпадать с кривыми (рисунок 3).

Таким образом, двигатель, работающий с топливной аппаратурой с пружинным приводом плунжера, на биотопливе будет иметь такие же основные мощности и экономические параметры, что и двигатель, работающий с серийной топливной аппаратурой на дизельном топливе.

Однако в их камерах сгорания турбулентность воздуха небольшая, вследствие чего теплопередача от сжатого горячего воздуха к впрыскиваемому холодному топливу невелика и период задержки воспламенения удлиняется. Процесс горения полностью протекает в камере, расположенной над поршнем. При таких условиях малые сопловые отверстия форсунки при работе на биотопливе относительно быстрее закоксовываются, а также и днище поршня, кольца, клапаны и т.д.. Поэтому, для топлив с повышенной вязкостью необходимо повысить интенсивность вихрей воздуха в камере сгорания, эту задачу можно решить с помощью систем с разделенными камерами сгорания (вихревой камерой).

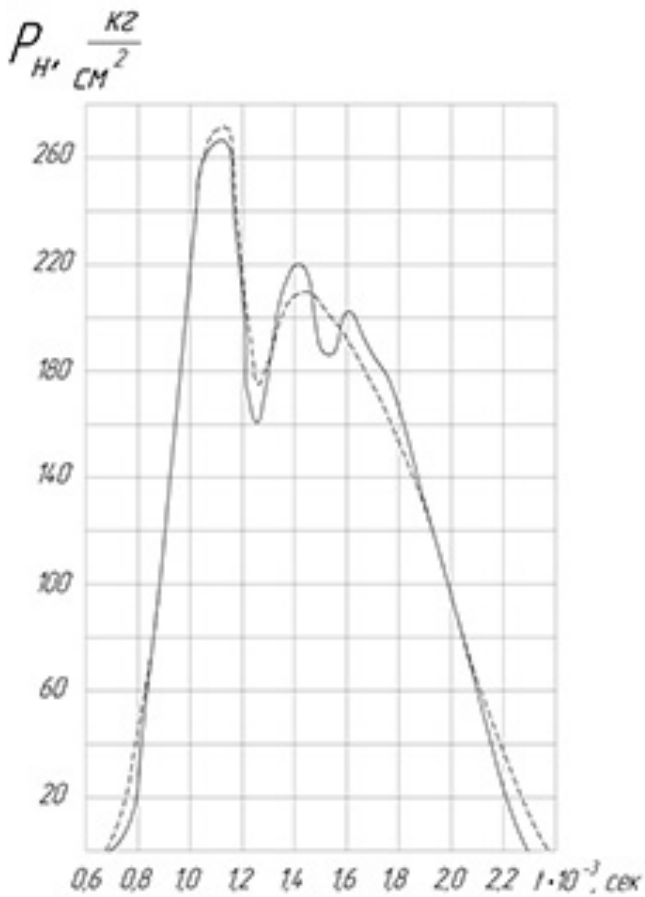


Рисунок 6 — Изменение давления топлива в надплунжерной полости исследуемого насоса: сплошная линия — расчетная кривая, пунктирная линия — экспериментальная кривая

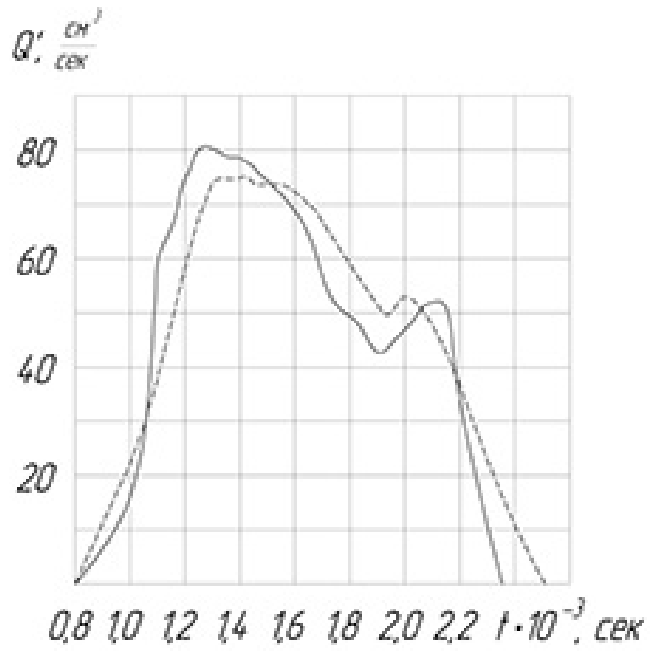


Рисунок 7 — Законы подачи, полученные для исследуемого насоса

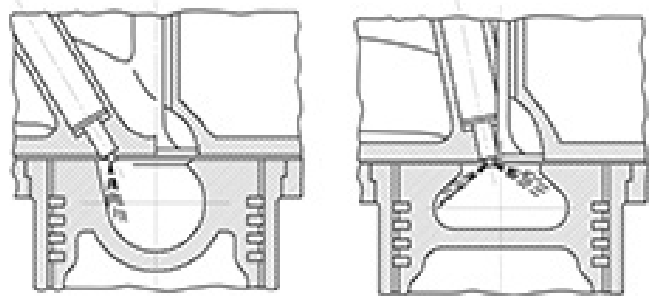


Рисунок 8 — Неразделенные камеры сгорания для пленочного смесеобразования

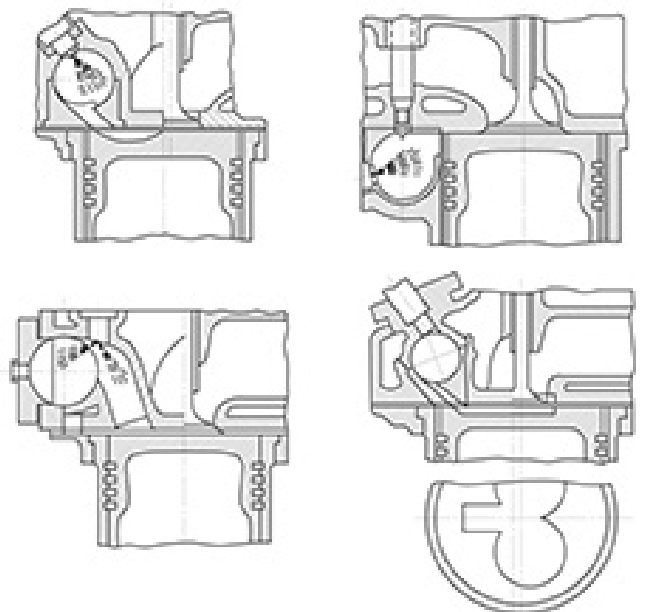


Рисунок 9 — Вихревые камеры сгорания

В процессе сжатия при перетекании воздуха из надпоршневого объема в вихревую камеру создается интенсивное вихревое движение воздуха, что повышает качество смесеобразования при впрыскивании топлива в вихревую камеру. Пройдя физико-химическую подготовку, топливо самовоспламеняется, вследствие чего температура и давление газов в вихревой камере повышаются и начинается обратное перетекание их из вихревой камеры в надпоршневой объем, в котором также возникает интенсивное вихревое движение. В вихревой камере сгорает 60–80% топлива, а в надпоршневой 20–40%. Таким образом закоксованность цилиндропоршневой группы уменьшается в 3–4 раза. Вихревая камера съемная, её закоксованность можно устранить без больших затрат.

В связи с тем, что в вихревой камере образуется более качественная смесь за счет интенсивного движения воздуха, можно применять штифтовую форсунку, которая имеет надежность и долговечность в 2,5–3 раза большую сопловых (дырчатых) форсунок, применяемых на современных дизелях. Применение топлив с большой вязкостью (биотоплив) по сравнению с дизельным топливом, приводит к быстрому закоксовыванию отверстий форсунки, а штифтовая форсунка самоочищается, потому, что штифт 10 в процессе работы совершает возвратно-поступательные движения в отверстии корпуса распылителя 9, очищая его от нагара.

Выводы

1. Выявлены основные причины падения мощности двигателя, повышение удельного расхода топлива, повышение дымности выпускных газов, преждевременной закоксованности цилиндропоршневой группы при работе двигателя на биотопливе.

2. Применение на дизеле топливного насоса с пружинным приводом плунжера уменьшает период подготовки топлива к воспламенению, тем самым повышает качество распыливания биотоплива.

3. Дизель, работающий с топливной аппаратурой с пружинным приводом плунжера на биотопливе имеет такие же основные мощностные и экономические показатели, что и дизель, работающий с серийной топливной аппаратурой на дизельном топливе.

4. Применение вихрекамерного смесеобразования вместо серийного однокамерного дает более качественную смесь за счет воздуха и создает возможность применять штифтовую форсунку, надежность которой больше в 2,5–3 раза по сравнению с серийной сопловой многодырчатой форсункой.

Литература

1. Артамонов, М.Д. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей / М.Д. Артамонов, М.М. Морин. — М : Высшая школа, 1973. — 208 с.

2. Гуревич, А.Н. Топливная аппаратура тепловозных дизелей / А.Н. Гуревич А.Н. — М : Транспорт, 1971. — 113с.

3. Барсуков, С.И. Рабочий процесс топливной системы с механическим аккумуляторным приводом плунжера / С.И. Барсуков, В.П. Муравьев. — Омск, 1971. — 168 с.

References

1. Artamonov, M.D. Osnovu teorii i konstruirovania avtotraktornykh dvigateley / M.D. Artamonov, M.M. Moreen — M.: Vysshaya shkola, 1973. — 208 с.

2. Gurevich, A.N. Toplivnaya apparatyra teplovoznnykh dizeley / A.N. Gurevich. — M: Transport, 1971. — 113 с.

3. S. Barsukov, S. Rabochiy protsess toplivnoy sistemu s mekhanicheskim akkumulyatornym privodom plunzhera / Barsukov S.I. Muravyov V.P. — Omsk, 1971. — 168 s.

УДК 621.43-42

Дослідження впливу паливного насоса з пружинним приводом плунжера на якість розпилювання і процесу горіння біопалива у дизелі

В.Ф. Анісімов, В.М. Музичук,
В.Б. Рябошапка,
О.С. Ковальчук

Мета. З метою підвищення якості процесів розпилювання та згорання біопалива в дизельному двигуні пропонується модернізація приводу паливного насоса і системи сумішоутворення.

Методи дослідження. Досліджуються особливості процесів впорскування і згорання в дизелях дизельного палива та біопалива, аналізуються робочі процеси серийної паливної апаратури і апаратури з пружинним приводом плунжера, а також якість сумішоутворення однокамерних і двокамерних двигунів.

Результати дослідження. Пропонується для якісного розпилення біопалива, а значить, і якісного його згорання, замінити серийний паливний насос на насос з пружинним приводом плунжера, соплову форсунку на штифтову, модернізувати систему сумішоутворення, однокамерних на двокамерну (вихорокамерних).

Висновки. Результати дослідження за допомогою розробленої математичної підтверджують наші припущення, що якість розпилення біопалива, а значить, і якість його згорання підвищується за пропонованої модернізації двигуна і збігаються з результатами роботи двигуна на дизельному паливі.

Ключові слова: процес згорання, дизельне паливо, біопаливо, процес упорскування, процес сумішоутворення, дизель, паливний насос, математична модель.

UDC 621.43-42

**Study of fuel pump with spring-driven plunger
quality sawing and combustion process in diesel
biofuel**

V.F. Anisimov, V.I. Muzichuk,
V.B. Ryaboshapka,
O.S. Kovalchuk

Goal. In order to improve the quality of the spray and combustion of biofuels in diesel engine proposed modernization drive of the fuel pump and mixing system.

Research methods. Features of processes of injection and combustion in diesel engines and diesel biofuel, analyzes workflows serial fuel equipment and devices with spring-driv-

en plunger, and the quality of mixing single-chamber and two-chamber engine.

Research results. It is proposed to spray quality biofuel, and hence the quality of its combustion replace serial fuel pump to pump spring-driven plunger, nozzle to nozzle pin, single-chamber mixing system upgrade to the smoke detector (vyhorokamernyh).

Conclusions. Results of studies using the developed mathematical confirms our assumption that the quality of biofuels sputtering, and thus the quality of its combustion increases with the proposed modernization of the engine and are consistent with the engine on diesel fuel.

Keywords: combustion process, diesel, biofuels injection process, the process of mixing, diesel, fuel pump, mathematical model.