

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУМІШО- І ТЕПЛОУТВОРЕННЯ ДИЗЕЛЯ У ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ

В. М. Мельник, М. М. Лях, М. М. Синовський

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727148,
e-mail: v a s j a m e l @ u k r . n e t

Сьогодні в Україні і світі зростає дефіцит товарних палив для двигунів. Це пов'язано із тенденцією до регулювання видобутку вуглеводнів, що є основною сировиною для їх отримання. З метою зменшення імпорту нафти сьогодні набувають поширення альтернативні види палива для дизельних двигунів на основі олій та тваринних жирів. У зв'язку з цим ведуться інтенсивні роботи з переведення двигунів внутрішнього згорання на біопаливо як в країнах з обмеженими паливно-енергетичними ресурсами, так і у високорозвинених країнах, що мають можливість придбання рідких енергоносіїв. Біодизельне паливо (біодизель, РМЕ, RME, FAME, EMAG і ін.) – це екологічно чистий вид біопалива, який одержують із жирів рослинного і тваринного походження і використовують для заміни нафтового дизельного палива. В процесі використання біодизельного палива RME B100 на двигуні Renault 2.5 DCI отримано збільшення середнього діаметру крапель палива та зменшення кута розкриття факела. Це призводить до погіршеного розподілу палива по зонах факела розпилення. Лише 50 % палива знаходиться в оболонці струменя, що призводить до погіршення якості змішування палива з повітрям. У ядрі стінки знаходиться 18 % палива, яке буде розтікатися по стінках і погано змішуватися з повітрям. Решта 36 % палива буде знаходитися в ядрі струменя, фронті вільного струменя та зонах перетину пристінних потоків, і частково візьме участь у сумішоутворенні. Використання біодизельного палива RME B100 призводить до запізнення тепловиділення на 18 – 20 градусів повороту колінчастого валу, що призведе до зростання витрати палива та зниження потужності двигуна. Отже, за результатами досліджень роботи двигуна Renault 2.5 DCI на товарному та біодизельному паливі RME B100 встановлено, що використання біодизельного палива призводить до погіршення сумішоутворення, за рахунок чого знижується тепловиділення і, як наслідок, зростає витрата палива, знижується потужність двигуна.

Ключові слова: двигун, альтернативні палива, біодизель, економія, розпилення, змішування, тепловиділення, витрата, потужність.

Сегодня в Украине и мире растет дефицит товарных топлив для двигателей. Это связано с тенденцией к регулированию добычи углеводородов, которые являются основным сырьем и для их получения. С целью уменьшения импорта нефти сегодня получают распространение альтернативные виды топлива для дизельных двигателей на основе масел и животных жиров. В связи с этим ведутся интенсивные работы по переводу двигателей внутреннего сгорания на биотопливо как в странах с ограниченными топливно-энергетическими ресурсами, так и в высокоразвитых странах, имеющих возможность приобретения жидких энергоносителей. Биодизельное топливо (биодизель, РМЕ, RME, FAME, EMAG и др.) - это экологически чистый вид биотоплива, получаемый из жиров растительного и животного происхождения и используемый для замены нефтяного дизельного топлива. В процессе использования биодизельного топлива RME B100 на двигателе Renault 2.5 DCI получено увеличение среднего диаметра капель топлива и уменьшение угла раскрытия факела. Это приводит к ухудшенному распределению топлива по зонам факела распыления. Только 50% топлива находится в оболочке струи, что приводит к ухудшению смешивания топлива с воздухом. В ядре стенки находится 18% топлива, которое будет растекаться по стенкам и плохо смешиваться с воздухом. Остальные топлива 36% будет находится в ядре струи, фронте свободной струи и зонах пересечения пристенных потоков, и частично примет участие в смесеобразовании. Использование биодизельного топлива RME B100 является причиной к запозданию тепловыделения на 18 – 20 градусов поворота коленчатого вала, что приведет к росту расхода топлива и снижению мощности двигателя. Итак, по результатам исследований работы двигателя Renault 2.5 DCI на товарном и биодизельном топливе RME B100 установлено, что использование биодизельного топлива приводит к ухудшению смесеобразования за счет чего снижается тепловыделение и, как следствие, растет расход топлива, снижается мощность двигателя.

Ключевые слова: двигатель, альтернативные топлива, биодизель, экономия, распыление, смешивание, тепловыделение, расход, мощность.

Today in Ukraine and the world there is a growing shortage of commercial fuels for engines. This is due to the tendency to regulate the production of hydrocarbons, which is the main raw material for their production. Therefore, in order to reduce oil imports, alternative fuels for diesel engines based on oils and animal fats are becoming more widespread today. In this regard, intensive work is underway to convert internal combustion engines to biofuels in countries with limited fuel and energy resources, as well as in highly developed countries that have the ability to purchase liquid energy. Biodiesel fuel (biodiesel, RME, FAME, EMAG, etc.) is an environmentally friendly type of biofuel obtained from vegetable and animal fats and used to replace petroleum diesel fuel. In the process of using RME B100 biodiesel fuel on the Renault 2.5 DCI engine, the average diameter of the fuel droplets is increased and the flare opening angle is reduced. This leads to impaired fuel distribution in the areas of the spray torch. Only 50% of the fuel is in the jet shell, which leads to impaired mixing of fuel with air. In the core of the wall there is 18% of fuel, which will spread along the walls and mix poorly with air. The remaining 36% of the fuel will be in the core of the jet, the front of the free jet and the areas of intersection of the near-wall streams, and will partially participate in the mixing. The use of biodiesel fuel RME B100 leads to a delay of heat by 18-20 degrees of rotation of the crankshaft, which will increase fuel consumption and reduce engine power. Thus, according to studies of the Renault 2.5 DCI engine on commercial and biodiesel RME B100, it is established that the use of biodiesel leads to a deterioration of the mixture due to reduced heat and as a result increases fuel consumption, reducing engine power.

Keywords: engine, alternative fuels, biodiesel, economy, spraying, mixing, heat dissipation, consumption, power.

Постановка проблеми

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) розроблені і адаптовані під використання стандартного палива. При цьому перспектива використання альтернативних палив має істотну економічну та екологічну доцільність.

Найкращі техніко-економічні показники таких об'єктів можуть бути реалізовані в разі забезпечення економічної, надійної і довговічної експлуатації ДВЗ при використанні альтернативних палив.

Проте, ймовірно, що використання альтернативних палив призведе до зміни робочого процесу в циліндрах ДВЗ, а дана зміна може призвести до порушення режиму роботи двигуна, зниження його надійності і довговічності.

Отже, питання дослідження сумішо- і теплоутворення в дизелях у процесі використання біодизельного палива RME B100 є актуальним, а результати допоможуть усунути або зменшити негативні фактори, що можуть призвести до погіршення техніко-експлуатаційних показників ДВЗ.

Аналіз літературних джерел

Процес сумішоутворення здійснюється в результаті розпилювання палива за допомогою форсунки високого тиску, спрямованого вихрового руху заряду в камері, а іноді також регулювання температури деталей, на яких відбувається випаровування палива.

Залежно від характеру впорскування палива розрізняють об'ємний, плівковий і об'ємно-плівковий (змішаний) типи сумішоутворення, що здійснюються в нерозділених камерах згорання.

Об'ємне сумішоутворення – впорскування палива здійснюється в повітряне середовище.

При цьому методі потрапляння палива на стінки камери згорання не допускається. Таке сумішоутворення має місце в 2-тактних двигунах.

Плівкове сумішоутворення – основна частина палива потрапляє на стінки камери і розтікається у вигляді тонкої рідкої плівки. У цьому випадку для якісного займання в стиснене повітря впорскується близько 5% палива, а інша його частина – на стінки.

Один зі способів об'ємно-плівкового сумішоутворення запропонований Мойрером і розроблений фірмою MAN (ФРН). Він характеризується наступними особливостями:

- для кращого займання і згорання в стиснене повітря впорскується 5% палива, а основна маса палива (95%) розпилюється на стінки у вигляді плівки товщиною 10-15 мкм;

- впорснуте у гаряче повітря паливо самозаймається і потім підпалює паливну суміш, що утворюється в процесі випаровування плівки зі стінок циліндра і перемішування парів палива з повітрям;

- паливо з поверхні стінок на початку процесу згорання випаровується порівняно повільно, тож горіння починається повільно. Потім процеси прискорюються; при цьому поршень рухається до НМТ, тому двигун працює м'яко і безшумно;

- особливості процесу згорання дають змогу використовувати в двигуні різні палива: бензин, гас, дизельне паливо та ін.;

- камера згорання має завихрювачі, які створюють інтенсивний вихровий рух повітряного заряду, що сприяє швидкому випаровуванню і якісному сумішоутворенню.

Двигуни з подібним процесом називаються багатопаливними двигунами.

Для поліпшення сумішоутворення застосовують розділені камери згоряння. Розрізняють два типи сумішоутворення: передкамерне і вихрокамерне.

Передкамерне сумішоутворення характеризується такими способами:

1. Камера згоряння розділена на дві частини: передкамеру об'ємом $(0,25-0,4)V_c$ і головну камеру, які з'єднані між собою вузькими каналами, що перешкоджають швидкому перетіканню газів з передкамери в циліндр. У результаті цього максимальні тиски згоряння невеликі, і двигун працює дуже м'яко.

2. У процесі стискування в передкамері створюється неупорядкований турбулентний рух повітря за рахунок перетікання його з великою швидкістю (200-300 м/с) через вузькі канали з циліндра. У цьому випадку сумішоутворення визначається інтенсивністю руху потоку повітря в передкамері, а не якістю розпилювання палива; завдяки цьому двигун має низьку чутливість до сорту палива і знижений тиск вприскування (10-13 МПа).

3. Наявність вузьких каналів і розвинутої поверхні камери згоряння є причиною великих втрат тепла через стінки передкамери і втрат енергії при перетіканні газів у передкамеру і назад, що ускладнює пуск холодного двигуна і погіршує його економічність.

Для полегшення пуску підвищують ступінь стискування до 20-21, а в передкамері встановлюють калильні свічки, що вмикаються при пуску двигуна.

Вихрокамерне сумішоутворення, на відміну від передкамерного, характеризується:

– великим об'ємом вихрової камери $(0,5-0,8)V_c$, де у процесі стискування створюється організований обертальний рух повітря;

– великим прохідним перетином і, отже, великим тиском згоряння в циліндрі через швидке перетікання горючих газів з вихрової камери в основну;

– завдяки великим прохідним перетинам втрати енергії заряду при перетіканні відносно невеликі. Для надійного пуску вихрокамерні двигуни мають $\epsilon = 17-20$.

Однак більшість описаних даних стосуються товарного дизельного палива. У процесі експлуатації дизельних двигунів на біодизельному паливі дані про сумішоутворення відсутні, а отже, актуальним є питання дослідження основних параметрів сумішоутворення та обґрунтування вибору форми камери згоряння дизеля, його експлуатації на біодизельному паливі.

У результаті аналізу попередніх досліджень було виявлено, що у світі дуже широко проводилися випробування біодизельного палива і його сумішей з дизельним паливом [1].

При цьому випробування проводилися на біодизельних паливах, сировиною для яких були різні олії [2]. Проводилися випробування двигунів з розділеними та нерозділеними камерами згоряння [3].

Дані дослідження довели принципову можливість використання біодизельного палива в дизельних двигунах. Виявлено деякі особливості використання цього палива. Звичайно при роботі дизеля на біодизельному паливі порівняно з товарним дизельним паливом спостерігається зростання викиду оксидів азоту та зниження димності.

У деяких випадках було виявлене поліпшення економічних показників при роботі на високоякісному біодизельному паливі, зокрема, ККД двигуна підвищується на 6,5 % [4].

В інших випадках такого ефекту зафіксовано не було, що можна віднести на рахунок різних характеристик біодизельного палива, показників роботи двигуна і характеристик дизельного палива, з яким проводилось порівняння. З наших досліджень було експериментально виявлено, що українське біодизельне паливо з олій різного складу або отримані за різними технологіями можуть істотно відрізнятися за економічними і екологічними показниками [5].

Відомі праці вітчизняних науковців Семенов В. Г., Васильєв І. П., Атамась А. І. [6], що виконали порівняльні результати досліджень дизельних двигунів при роботі на біодизельному і дизельних паливах на двигунах з вихрокамерним і об'ємним способами сумішоутворення та виявили, що використання біодизельного палива в двигуні з вихрокамерним сумішоутворенням компенсує погіршення характеристик вприскування і призводить до підвищення ККД двигуна в порівнянні з роботою на дизельному паливі.

Таким чином, у ході проведених досліджень [6] було встановлено, що при роботі двигуна з розділеною камерою згоряння на дизельному паливі «Л» марки «Євро» порівняно з дизельним паливом згідно ДСТУ 7688:2015 він має поліпшену економічність на 1,3 % та знижену димність відпрацьованих газів на 52,2 %. При роботі дизеля ЯМЗ-238М2 з нерозділеною камерою згоряння на біодизельному паливі його ККД практично не відрізняється від ККД при роботі на стандартному дизельному паливі, однак при цьому знижується виділення CO.

При роботі вихрокамерного дизеля на біодизельному паливі порівняно зі стандартним дизельним паливом спостерігається поліпшення ККД на 5,1 %, зниження димності і СО, при зростанні виділення оксидів азоту, що відповідає результатам випробувань із закордонних джерел. Для підвищення повноти згоряння біодизельного палива у двигунах з нерозділеною камерою згоряння запропоновано забезпечити підвищення температури стінок камери згоряння при посиленні турбулізації повітряного заряду.

Науковці Анісімов В.Ф., Музичук В.І., Пясецький А.А., Рябошапка В.Б. та Мельничук С.Я. досліджували можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі [7]. За результатами досліджень для пристосування дизеля Д-240 до роботи на біопаливі за умови збереження його номінальних показників роботи на мінеральному дизпаливі необхідно провести ряд експлуатаційних і експериментальних заходів:

1) відрегулювати паливну апаратуру на збільшення циклової подачі палива (до 12 %);

2) збільшити кут випередження впорскування палива (на основі експериментальних досліджень);

3) провести розрахунок коефіцієнта надлишку повітря для різних режимів роботи двигуна з використанням біопалива;

4) експериментально дослідити кут тривалості впорскування біопалива в камеру дизеля.

Оскільки годинна і питома витрата біопалива під час роботи двигуна будуть більшими, ніж при роботі на дизпаливі, то дані заходи можуть проводитись з врахуванням економічної доцільності і екологічної безпеки навколишнього середовища.

Праці Севостьянова С.М., Мельника М.Є. та Вакаренка С.В. присвячені дослідженням взаємозв'язку подачі палива і сумішоутворення з робочим процесом в дизелях при роботі на часткових режимах [8]. Таким чином, в цій роботі розглянуто нові аспекти глобальної проблеми: підвищення ефективності експлуатації дизелів при роботі на часткових і перехідних режимах. Дослідження дозволило розкрити фізичну природу складних гідродинамічних явищ в дизельній паливній апаратурі, що обумовлює появу міжциклової нестабільності подачі палива в робочому процесі окремих циліндрів. Ці явища до теперішнього часу так і не знайшли повноцінного відображення в технічній літературі і в розрахункових методиках, а також в практиці проектування паливної апаратури і у

вимогах державних стандартів до параметрів дизелів при роботі на часткових режимах.

Масштабні дослідження щодо підвищення технологічної ефективності ДВЗ за рахунок обґрунтування вибору способу сумішоутворення і основних параметрів двигуна виконані науковцями Хоангом К.Л., Дороховим А.Ф., Апкаровим І.А. [9-16]. За результатами дослідження для підвищення економічних і екологічних показників необхідно забезпечення високої якості гомогенізації робочого тіла, швидкого згоряння і інтенсивного тепловиділення. Результати дослідження показали, що для об'ємного сумішоутворення характерні більш високі швидкості тепловиділення.

Максимальна швидкість тепловиділення дизеля з об'ємним сумішоутворенням на 19,4% вища, ніж з об'ємно-плівковим.

Розроблено і математично формалізовано алгоритм розрахунку параметрів процесу згоряння і побудови кривої тепловиділення за експериментальними індикаторними діаграмами. Запропоновано використовувати математичне моделювання розрахунку характеристики тепловиділення на основі першого закону термодинаміки, розроблено програмний продукт автоматизованого розрахунку характеристик тепловиділення за дійсними діаграмами.

Основні методи та методики дослідження сумішоутворення дизельних. Розробка конструктивних, схемних, практичних і технічних моделей вимагає експериментального і теоретичного дослідження особливостей робочого процесу в циліндрах ДВЗ при використанні біодизельного палива для забезпечення економічно ефективної роботи ДВЗ.

У першу чергу, це пов'язано з характером протікання процесів сумішоутворення і горіння паливо-повітряної суміші в циліндрі двигуна.

Враховуючи, що в літературі є відомості про робочі процеси ДВЗ при використанні нестандартних палив, цей механізм недостатньо вивчений.

Для проведення досліджень робочого процесу у двигуні, при використанні біодизельного палива, має місце необхідність перевірки справедливості висунутих припущень. Перевірити справедливість висунутих пропозицій можна перевірити кількома методами.

Серед цих методів найбільш ефективним є системний аналіз. Він дозволяє проаналізувати з використанням об'єктивних критеріїв порівняльної ефективності вплив діючих в робочому об'ємі двигуна факторів на показники двигуна.

Метод зіставлення впливу на робочі процеси в ДВЗ таких факторів, як фракційний склад палива, цетанове число, період затримки самозаймання, щільність, в'язкість, теплотворна здатність та ін., дозволяє зробити висновок про правомірність прийнятих припущень. Однак, ґрунтуючись тільки на дані такого зіставлення, неможливо однозначно стверджувати, що один і той же фактор буде однаково впливати на процеси в ДВЗ як при використанні стандартних палив, так і у випадку використання альтернативних їх аналогів. Це впливає з того, що є істотні відмінності в протіканні робочих процесів в ДВЗ, що використовують лише основне паливо, або паливо змінного фракційного складу.

Аналіз літературних джерел, наведений у першому розділі, показав що робочі процеси в ДВЗ вивчені досить добре тільки у випадку застосування традиційних стандартних палив, в той час як в двигунах, що працюють альтернативному паливі, ці процеси вивчені недостатньо.

Ухвалений метод зіставлення дозволяє:

- проаналізувати вплив на характер робочих процесів у ДВЗ факторів, пов'язаних з використанням альтернативних палив;

- систематизувати та проаналізувати запропоновані способи організації робочого процесу, визначити найбільш раціональні параметри камери згоряння для покращеного сумішоутворення у ДВЗ.

Аналіз проблем, пов'язаних із застосуванням біодизельного палива в автомобільних ДВЗ, показав, що ефективність експлуатації двигунів залежить від наступного:

- співвідношення між легкокиплячими, середніми і важкими фракціями палива, що істотно впливає на характер протікання робочого процесу в циліндрах;

- співвідношення між параметрами паливopодачі і фазами газорозподілу ДВЗ;

- перерозподілу складових теплового балансу внаслідок зміни характеристики підведення теплоти;

- характеру і закону підведення теплоти в термодинамічному циклі ДВЗ, що працює на біодизельному паливі.

Метод прямої аналогії між процесами в ДВЗ на стандартних паливах з робочими процесами в ДВЗ у випадку використання біодизельного палива дає можливість знайти такі рішення, які дозволяють забезпечити прийнятні характеристики тепловиділення, зберегти або знизити теплонапруженість елементів ДВЗ, що поліпшить екологічні показники.

Метод фізичного моделювання робочих процесів в ДВЗ при використанні біодизельного палива дозволить не тільки однозначно визначитися з адекватністю математичної моделі і справедливістю прийнятих в роботі припущень, але і переконатися в працездатності, паливній економічності, надійності і довговічності двигуна.

Математичне моделювання робочого процесу в ДВЗ у випадку використання біодизельного палива дозволить визначити характер процесів протікання в циліндрах двигуна, визначити вплив параметрів палива на характер робочого процесу і термодинамічну ефективність двигуна загалом, розробити методики розрахунків робочого циклу двигуна.

При реалізації математичної моделі використовувався програмний комплекс Дизель-РК, в якому закладено відомий і поширений модифікований метод Ейлера, який має задовільну збіжність і дає досить точні результати.

При розробці методики дослідження робочого процесу в ДВЗ із застосуванням біодизельного палива виділялися такі напрямки:

- аналіз проблеми, пов'язаної із застосуванням біодизельного палива в ДВЗ, а також аналіз факторів його впливу на робочий процес;

- методом математичного моделювання на програмному комплексі Дизель-РК встановити оптимальну форму та розміри камери згоряння для покращення сумішоутворення в ДВЗ та адаптації двигуна на біодизельне паливо;

- запропонувати шляхи вдосконалення робочого процесу в ДВЗ при використанні біодизельного палива.

Основною складністю при розрахунку робочих процесів, що відбуваються в циліндрі ДВЗ, є визначення динаміки тепловиділення $dx/dF_i = F(\varphi)$ для обчислення кількості підведеного тепла на кожному розрахунковому кроці:

$$Q_x = \xi_a \cdot q_c \cdot H_u \cdot \frac{dx}{dF_i} \cdot \Delta F_i, \quad (1)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива;

ΔF_i – розрахунковий крок за часом;

ξ_a – коефіцієнт врахування втрат тепла через неповноту згоряння палива.

Для розрахунку швидкості тепловиділення dx/dF_i набула поширення формула Вібе І.І. [17], але застосування її для розрахунку робочих процесів в дизелях може бути виправдане лише в тому випадку, якщо в дослідженні не будуть змінюватись параметри подачі палива, оскільки формула не враховує ряд визначальних фізичних процесів. Для розрахунку процесу згоряння

в бензинових і газових ДВЗ, методика Вібе цілком придатна.

Теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива визначається з рівняння реакцій згоряння елементарного складу палива:

$$l_0 = \frac{m_{air}}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right), \quad (2)$$

де $m_{air} = 28,9$ – молекулярна маса повітря;

C, H, S, O – елементарний масовий склад 1 кг палива.

В програмному комплексі Дизель-РК реалізовано метод розрахунку, що базується на дослідженні професора Н.Ф. Разлейцева [18], в подальшому доопрацьованому Кулешовим А.С. Цей метод при достатній швидкодії дозволяє враховувати конструктивні особливості паливної апаратури, характер впорскування, динаміку розвитку паливних струменів, включаючи взаємодії їх продуктів зі стінками довільної форми і між собою.

В уточненій моделі тепловиділення, так само як і у спрощеній, виділяють 4 періоди, що відрізняються фізико-хімічними особливостями і факторами, що обмежують швидкість процесу:

- період затримки самозаймання;
- період початку спалаху;
- період керованого згоряння на ділянці подачі палива після спалаху;
- період дифузійного горіння після закінчення подачі палива.

Нижче концептуально описується модель, в якій додатково враховано ряд істотних факторів, в тому числі розподіл частини палива на стінках камери в поршні, на стінках кришки циліндра і на дзеркалі циліндра, умови випаровування палива в умовах конкретних температур цих стінок. Крім того, в моделі враховується вплив тангенціального вихору, як на вільний струмінь, так і на утворений нею пристінковий потік. Враховуються умови зіткнення деформованого вихору струменя зі стінкою довільної форми і взаємодія пристінкових потоків сусідніх струменів між собою.

Розрахунок сумішоутворення і згоряння ведеться з кроком 0.2 ... 1 град. повороту колінчастого валу.

Середня швидкість витікання палива з розпилювача форсунки:

$$U_{0m} = \frac{24 \cdot g_c \cdot n}{0,75 \cdot \rho_f \cdot d_c \cdot i_c \cdot \varphi_{впр}}, \quad (3)$$

де g_c – циклова подача палива;

n – частота обертання колінчастого валу;

ρ_f – густина палива;

d_c, i_c – діаметр та кількість сопел розпилювача;

$\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування.

Миттєва швидкість витікання палива із розпилювача форсунки $U_0 = U_{0m} d\sigma/d\varphi$, де $d\sigma/d\varphi$ – безрозмірна диференціальна характеристика впорскування.

Критерій М:

$$M = \mu_f^2 / (d_c \cdot \rho_f \cdot \sigma_f),$$

де μ_f – коефіцієнт динамічної в'язкості палива при 323 К;

σ_f – коефіцієнт поверхневого натягу палива при 323 К.

Критерій Вебера:

$$W_e = U_{0m}^2 \cdot \rho_f \cdot d_c / \sigma_f.$$

Критерій Е:

$$E = \tau_s^2 \cdot \sigma_f / (\rho_f \cdot d_c^2),$$

де τ_s – час від початку впорскування.

Симплекс:

$$\rho = \rho_{air} / \rho_m,$$

де ρ_{air} – густина повітря в кінці такту стискування.

Середній поверхневий діаметр крапель (діаметр Заутера), мкм:

$$d_{32} = 10^6 \cdot E_{32} \cdot d_c \cdot M^{0,0733} / (\rho \cdot W_e)^{0,266},$$

де E_{32} – емпіричний коефіцієнт.

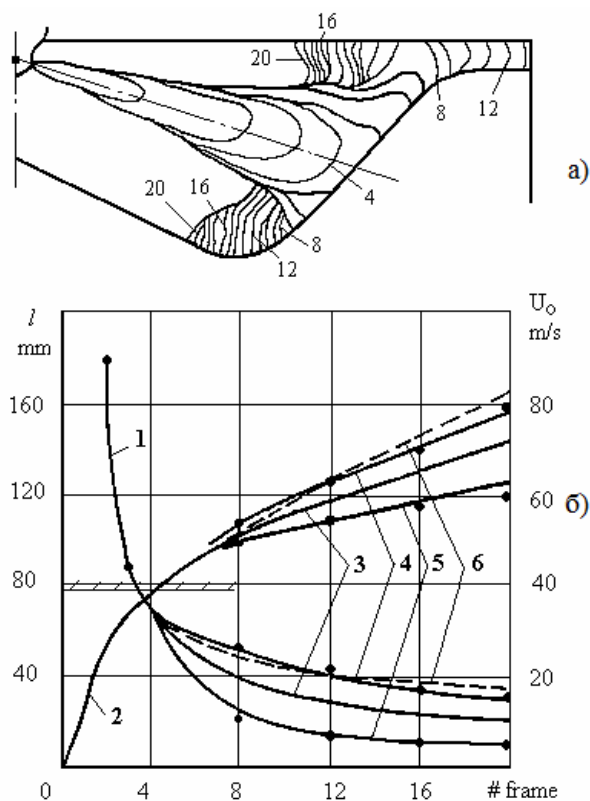
Згідно описаної вище моделі на основній ділянці розвитку струменя кожна елементарна порція палива, що впорскується, рухається в осьовому ядрі струменя аж до її вершини, де ця порція відтісняється на периферію струменя, різко гальмується до повної втрати початкової швидкості і заповнює оболонку струменя. Частина маси елементарної порції палива розсіюється в оболонці струменя на шляху руху до переднього фронту.

Процес взаємодії паливної струменя зі стінкою досить складний. На рис. 1 показана типова кінограма розвитку струменя в камері згоряння, отримана К.І. Коптевим, В.В. Гавріловим, В.О. Плотнікова (С.-Петербурский кораблебудівний інститут). Паливо впорскується в бомбу постійного об'єму з імітатором поршня. Розпилювач форсунки мав 7 отворів з діаметром 0.4 мм, відстань до стінки – 78 мм. Цифрами на контурних лініях зазначено номери кадрів кінограм. Швидкість кінозйомки – 3700 кадрів / с.

При підльоті струменя до похилої стінки спостерігається невелике відхилення вершини струменя від осі розпилює отвори в сторону тупого кута контакту зі стінкою. Це обумовлено утворенням перед струменем ущільненого повітряного потоку, який першим вступає у

взаємодію зі стінкою і викликає попередній поворот вершини струменя.

При перегляді відзнятих плівок не виявлено вільного рикошетування крапель після удару струменя до стінки. Очевидно, вони блокуються подальшими порціями палива. Налетівши на стінку, струмінь розтікається вгору і вниз по її поверхні. Спрямований вгору по стінці, потік швидко потрапляє у вузький надпоршневий зазор (висота зазору 7 мм) і в умовах обмеженого простору розтікається як по гребню поршня, так і по кришці циліндра. На рис. 1 показано зміна в часі швидкості U та шляху l просування зовнішніх кордонів пристінного потоку (ПП) в зазначених напрямках. Аналіз рис. 1 вказує на те, що характеристики руху потоків уздовж стінки подібні до тих, що спостерігаються при вільному розвитку струменя, але рівень швидкостей нижче і залежить від напрямку потоку.



1 - U швидкість руху вершини струменя і кордонів ПП; 2 - l відстань від форсунки до вершини струменя і кордонів ПП; 3 - параметри бічних утворень ПП; 4 - параметри верхньої твірної пристінкового потоку; 5 - параметри нижньої твірної пристінкового потоку; 6 - параметри руху вільного струменя

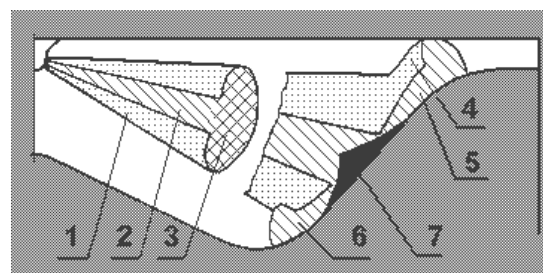
Рисунок 1 – Контури паливного струменя (а) і характеристики руху його вершини (б)

Це пов'язано, по-перше, з тим, що спостерігається не поширення конусного струменя, а зміна кордону розтікання овальної плями; по-друге, близькість стінки збільшує гідродинамічний опір ПП. Аналогічні результати отримані і в інших дослідженнях.

Суворого математичного рішення задачі перенесення маси, імпульсу, енергії в багатокомпонентному неізотропному турбулентному пристінному шарі не існує. Використання наближених напівемпіричних методів розрахунку гідрогазодинаміки і тепломасопереносу в пристінному шарі для розглянутого випадку також проблематично, оскільки необхідні емпіричні залежності для ряду фізичних параметрів ПП, які практично неможливо визначити в реальних умовах роботи дизеля.

Разом з тим, відмічений вище розвиток ПП і вільних паливних струменів є досить переконливою підставою для викладеної в роботах різних авторів думки про можливість розрахунку параметрів ПП методами, аналогічними розрахунку вільної струменя.

Уявімо таку схему розвитку струменя в пристінковій зоні (рис. 2). У період формування переднього фронту струменя на стінку на ній формується конусоподібний ущільнений паливо-газовий шар (7) в межах плями, утворений перетином конуса струменя з поверхнею стінки. Після швидкого формування фронту струменя на стінку паливо почне розтікатися за межі початкової плями. Швидкісний осьовий потік струменя, насакаючи на стінку, ущільнює пристінковий шар, розсуває його межі, а частина потоку рухається над цим шаром до його периферії. Форма пристінкової плями і швидкість його розтікання в різних напрямках залежать від кута зустрічі струменя зі стінкою і впливу повітряного завихрення.



1 - розріджена оболонка струменя; 2 - ущільнене осьове ядро; 3 - ущільнений передній фронт; 4 - розріджена оболонка ПП; 5 - ущільнене ядро ПП; 6 - передній фронт ПП; 7 - конусоподібне осьове ядро ПП

Рисунок 2 – Розрахункова схема паливного струменя

Таблиця 1 – Коротка технічна характеристика двигуна Renault 2.5 DCI

Назва параметра	Одиниці вимірювання	Значення параметра
1. Діаметр циліндра	мм	89
2. Діаметр увігнутості поршня	мм	43,2
3. Глибина увігнутості	мм	17,85
4. Глибина паза під клапан 1	мм	1,69
4. Глибина паза під клапан 2	мм	2,12
5. Об'єм циліндра	см ³	2463
6. Потужність двигуна	кВт	99
7. Крутний момент	Н·м	310
8. Застосування	-	Nissan Interstar, Opel Movano, Renault Master, Trafic

Просування палива уздовж стінки сповільнюється (порівняно з вільним розвитком струменя) через тертя потоку до стінки, розсіювання кінетичної енергії струменя з відбитими від стінки краплями та ін. Крім того, на рух пристінкового потоку впливає повітряний вихор в КС, інтенсивність якого задається вихровим числом H .

Пристінковий потік неоднорідний за структурою, щільністю, температурою, що ускладнює розрахунок випаровування палива. Тому доцільно в ПП, як і випадку вільного струменя, виділити три характерні зони з усередненими показниками тепло- і масообміну.

Перша зона – конусоутворення осевого ядра (7) на стінці, що формується при укладанні на стінку фронту струменя. Надалі склад цього ядра безперервно оновлюється за рахунок нових мас палива, що підлітають до стінки. Але сумарна частка палива в ньому в процесі впорскування змінюється мало.

Друга зона – пристінковий шар палива, розтікається за межі початкової плями (5). Його можна розглядати як аналог осевого ядра в вільному струмені (2) на основній ділянці її розвитку.

Третя зона – розріджена оболонка (4) над пристінковим шаром, куди переходить частина палива загальмованого в передньому фронті (6) ПП.

При розтіканні палива по стінці, що поширюється в усі сторони пристінковий потік, який ще й деформується вихором, може перетнути якусь характерну межу, що розділяє зони з різними умовами випаровування і горіння палива, наприклад, перехід від бічної похилої до горизонтальної поверхні днища поршня, поверхню дзеркала циліндра і ін. Можливо також змикання ПП сусідніх струменів. У всіх цих випадках маса палива, що перейшла кордон, знаходиться з рішення геометричного завдання перетину

овалу, утвореного плямами від пристінкових потоків палива.

Якщо розрахункова висота фронту ПП на гребні поршня більша висоти над поршневого зазору, то частина палива з оболонки і ядра пристінкового потоку потрапляє на кришку циліндра.

Дослідження випаровування розпиленого палива в КЗ та на стінках, а також розрахунок динаміки тепловиділення на різних видах дизельного палива проводимо за допомогою програмного комплексу Дизель-РК.

Дослідження сумішо- і теплоутворення в дизелях у процесі використання біодизельного палива. Для дослідження вибираємо двигун Renault 2.5 DCI, коротка характеристика якого наведена у табл. 1.

Еталонним показником для порівняння будуть параметри, отримані для вибраного двигуна Renault 2.5DCI у процесі використання товарного дизельного палива на режимі повних навантажень ($n=5500$ об/хв).

Для дослідження використано програму Дизель-РК, де попередньо введено вихідні дані, що взяті з технічної характеристики двигуна Renault 2.5DCI (рис. 3 – 5).

В дійсності паливний струмінь має нечіткі обриси, тому визначення меж паливного струменя є окремим завданням. При аналізі крапель на зображеннях необхідно виділяти ті з них, що викликають інтерес. Для обробки зображень паливних струменів було використано метод сегментації – поділу зображення на передній план і фон. Сегментація дозволяє виділити ділянки зображення, що здаються однорідними. Ця операція забезпечує розбиття зображення на області однакового виду. Немає універсально придатного методу сегментації, який давав би прийнятний результат на всіх зображеннях, тобто відсутній досконалий метод сегментації.

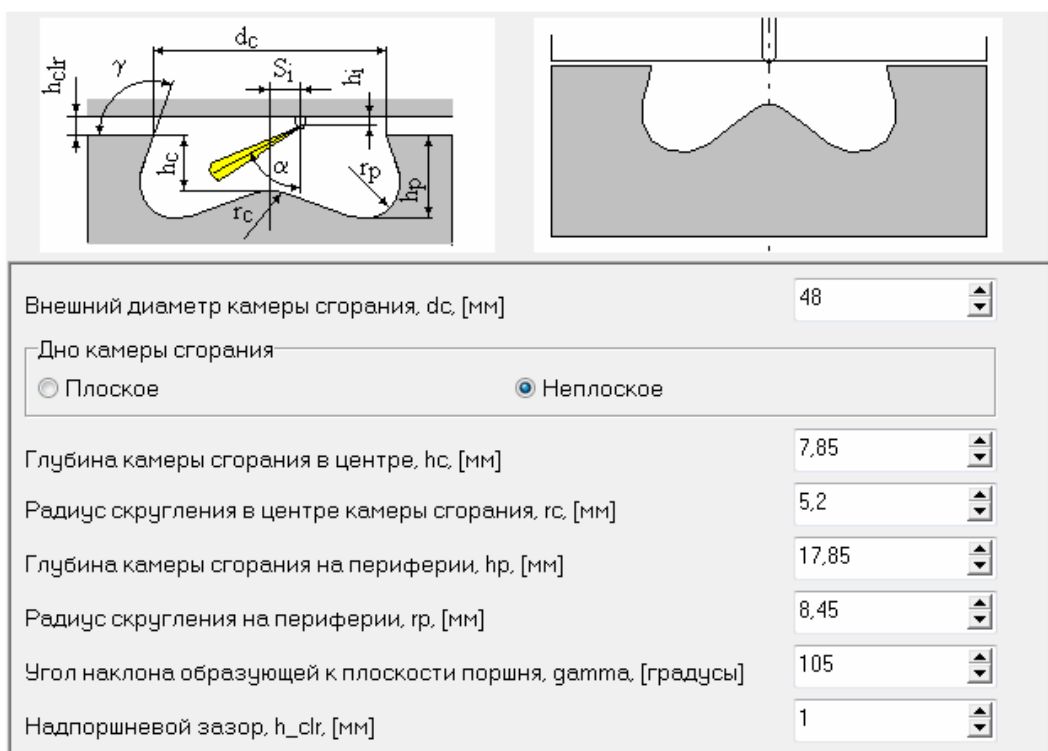


Рисунок 3 – Параметри камери згоряння двигуна Renault 2.5 DCI

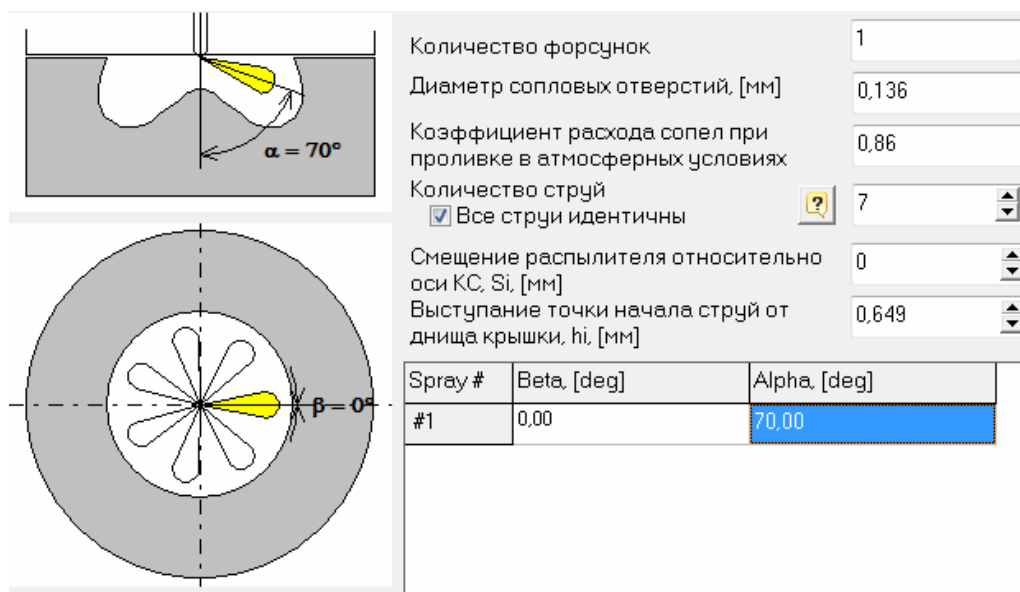


Рисунок 4 – Число та розміщення соплових отворів форсунки двигуна Renault 2.5 DCI

За загальноприйнятим описом струменя палива він має конусоподібну форму і в центральній своїй частині більш щільний, ніж на периферії. Коли струмінь палива рівномірно заповнений краплями, то на зображенні він буде мати один відтінок, або навпаки.

На рис. 6 – 9 наведено результати досліджень параметрів впорскування дизельного палива згідно ДСТУ 7687:2015 для двигуна Renault 2.5 DCI.

За результатами досліджень параметрів розпилювання палива (рис. 6) видно, що у даному двигуні використовується розпилювач із сімома отворами. Для забезпечення покращеного сумішоутворення в поршні виконана W-подібна камера згоряння, яка повністю заповнюється розпиленним паливом.

На рис. 7 подано результати розподілу палива по зонах факела розпилення двигуна Renault 2.5 DCI. Основна частка палива – 0,71 і знаходиться в оболонці струменя, що сприяє



Рисунок 5 – Параметри впрыскування форсунки двигуна Renault 2.5 DCI

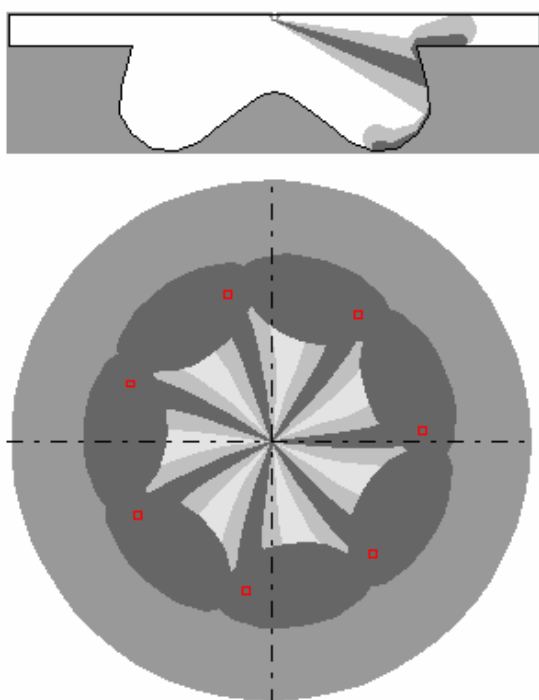
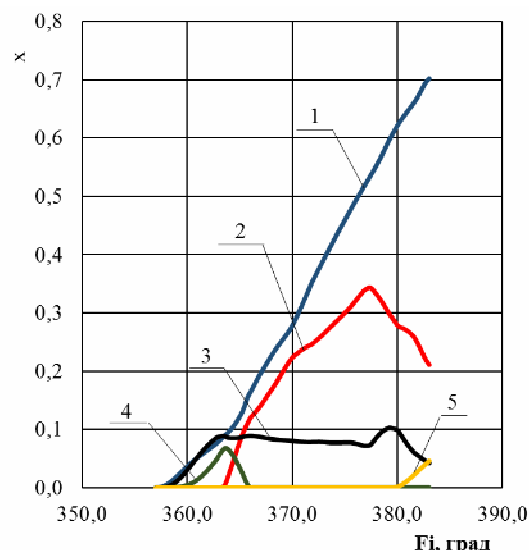


Рисунок 6 – Візуалізація факелів розпиленого палива двигуна Renault 2.5 DCI



1 – частка палива в оболонці струменя; 2 – частка палива в ядрі стінки; 3 – частка палива в ядрі струменя; 4 – частка палива у фронті вільного струменя; 5 – частка палива у зонах перетину пристінних потоків

Рисунок 7 – Розподіл палива по зонах факела розпилення двигуна Renault 2.5 DCI

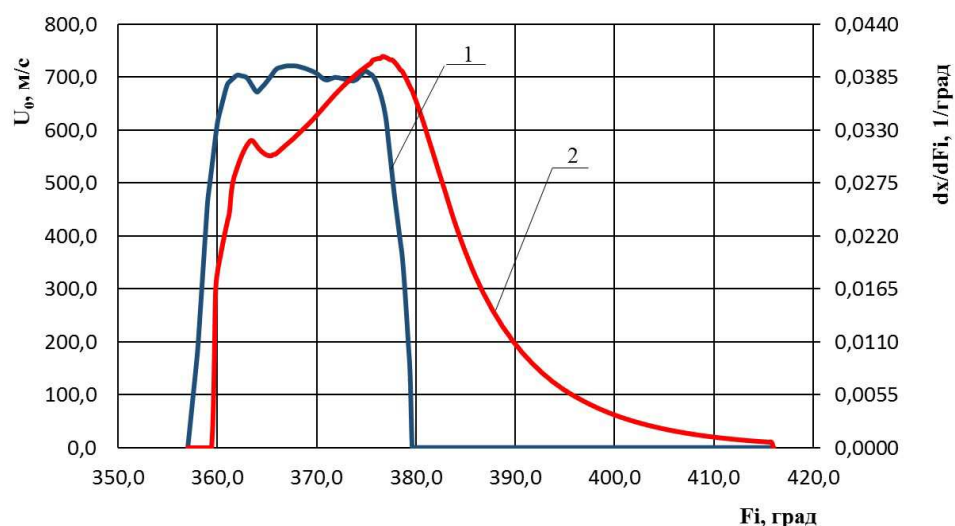
кращому змішуванні палива з повітрям. У ядрі стінки знаходиться 0,21 палива, яке буде розтікатися по стінках і погано змішуватися з повітрям.

Решта палива буде знаходитися в ядрі струменя, фронті вільного струменя та зонах перетину пристінних потоків, і частково візьме участь у сумішоутворенні та сприятиме змішуванню паливо-повітряної суміші.

На рис. 8 графічно відображено швидкості тепловиділення $dx/d\Phi_i$ та витікання палива U_0

від кута повороту колінчастого валу двигуна Renault 2.5 DCI. Як бачимо, швидкість потоку палива та виділення тепла відбувається миттєво стрибкоподібно впродовж 5-7 градусів повороту колінчастого валу, що позитивно впливає на потужність та економічність двигуна.

Основна частка тепловиділення x (рис. 9) відбувається за кута повороту колінчастого валу 22 градуси, що пов'язано з попереднім графіком, оскільки швидкість потоку палива та виділення тепла відбувається саме в цей момент.



1 – швидкість витікання палива; 2 – швидкість тепловиділення

Рисунок 8 – Залежність швидкості тепловиділення dx/dFi та витікання палива U_0 від кута повороту колінчастого валу двигуна Renault 2.5 DCI

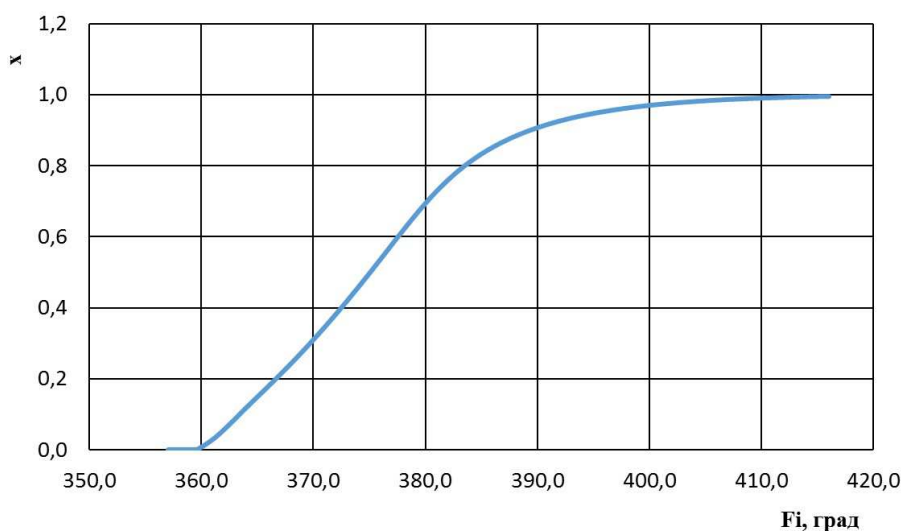


Рисунок 9 – Залежність частки тепловиділення x від кута повороту колінчастого валу двигуна Renault 2.5 DCI

В процесі використання біодизельного палива RME B100, характеристика якого наведена у табл. 2, отримано наступні показники (рис. 10 – 12).

Проте, зважаючи на зовнішні характеристики розпилювання струменя палива, аналіз отриманих зображень показав, що використання біодизельного палива RME B100 призводить до:

- збільшення середнього діаметру крапель палива;
- збільшення далекобійності струменя і зменшення його ширини;
- набуття контуром факела конусної форми;
- загострення при його вершині, тож можна припустити існування надзбагаченої серцевина струменя;
- зменшення кута розкриття факела.

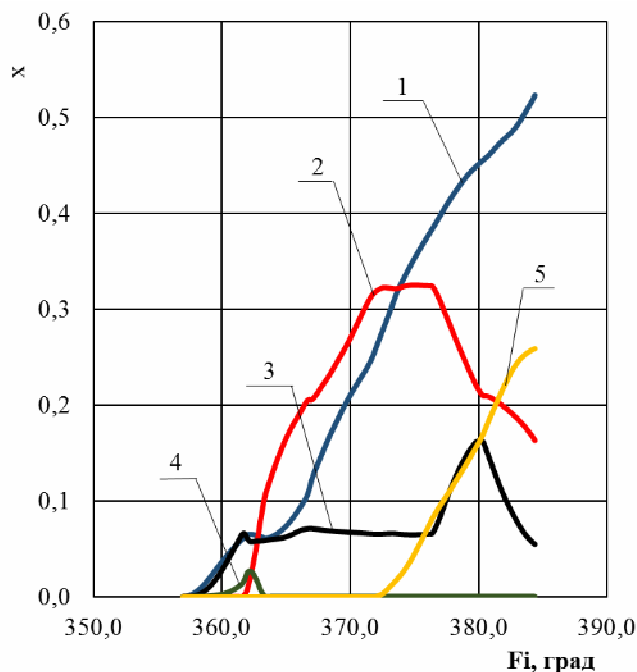
Всі ці перераховані фактори призводять до погіршеного розподілу палива по зонах факела розпилення рис. 10. Тільки 50 % палива знаходиться в оболонці струменя, що призводить до погіршення якості змішування палива з повітрям. У ядрі стінки знаходиться 18 % палива, яке буде розтікатися по стінках і погано змішуватися з повітрям.

Решта палива 36 % буде знаходитися в ядрі струменя, на фронті вільного струменя та зонах перетину пристінних потоків і, частково, візьме участь у сумішоутворенні.

На рис. 11 графічно відображено швидкості тепловиділення dx/dFi та витікання палива U_0 від кута повороту колінчастого валу двигуна Renault 2.5 DCI у процесі використання RME B100.

Таблиця 2 – Основні фізико-хімічні показники дизельного палива згідно з ДСТУ 7688:2015 та біодизельного палива RME B100

Назва показника	Одиниці вимірювання показника	Значення для дизельного палива	Значення для RME B100
1. Хімічний склад:	%		
С		87	77
Н		12,6	12,1
О		0,4	10,9
2. Вміст сірки	%	0,001	0,0015
3. Нижча теплота згорання	МДж/кг	42,5	39,45
4. Цетанове число	-	51	54,4
5. Густина за температури 323 К	кг/м ³	820-845	874
6. Тиск насичених парів за температури 481 К	бар	-	0,001
7. Молекулярна маса	кг/кмоль	-	296



1 – частка палива в оболонці струменя; 2 – частка палива в ядрі стінки; 3 – частка палива в ядрі струменя; 4 – частка палива у фронті вільного струменя; 5 – частка палива у зонах перетину пристінних потоків

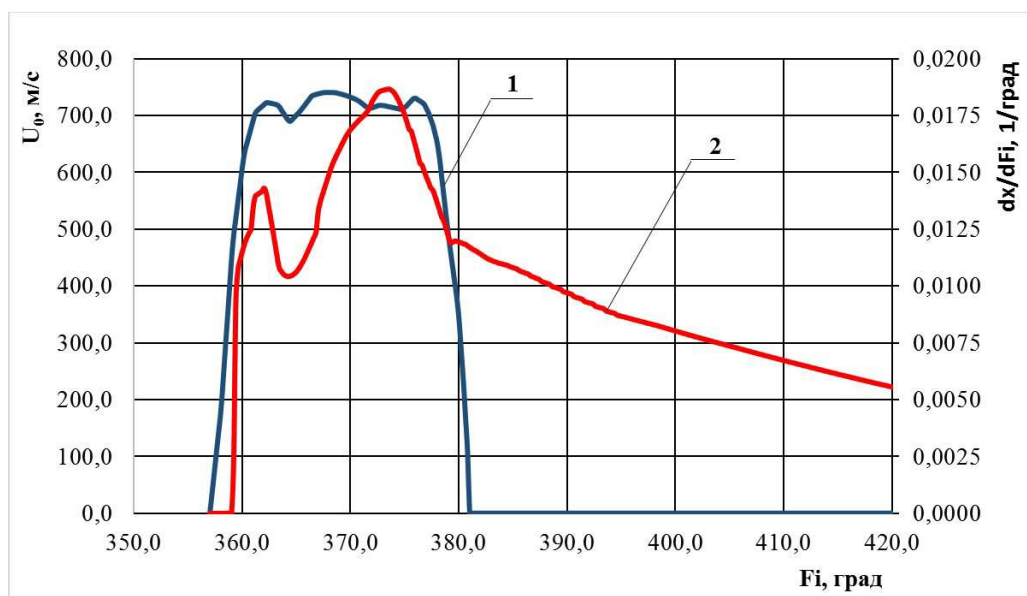
Рисунок 10 – Розподіл палива по зонах факела розпилення під час роботи двигуна Renault 2.5 DCI на біодизельному паливі RME B100

Як видно з рис. 11, швидкість потоку палива та виділення тепла відбувається із запізненням на 18 – 20 градусів повороту колінчастого валу, що призведе до зростання витрати палива та зниження потужності двигуна.

Основна частка тепловиділення x (рис. 12) відбувається за кута повороту колінчастого валу 80 градусів, що пов'язано з попереднім графіком, оскільки швидкість потоку палива та виділення знижується.

Висновки

В процесі використання біодизельного палива RME B100 на двигуні Renault 2.5 DCI встановлено збільшення середнього діаметру крапель палива; зафіксовано збільшення далькочійності струменя і зменшення його ширини; контур факела набуває конусної форми; спостерігається загострення при його вершині. Можна припустити існування надзбагаченої серцевини струменя; зменшується кут розкриття



1 – швидкість витікання палива; 2 – швидкість тепловиділення

Рисунок 11 – Залежність швидкості тепловиділення dx/dFi та витікання палива U_0 від кута повороту колінчастого валу під час роботи двигуна Renault 2.5 DCI на біодизельному паливі RME B100

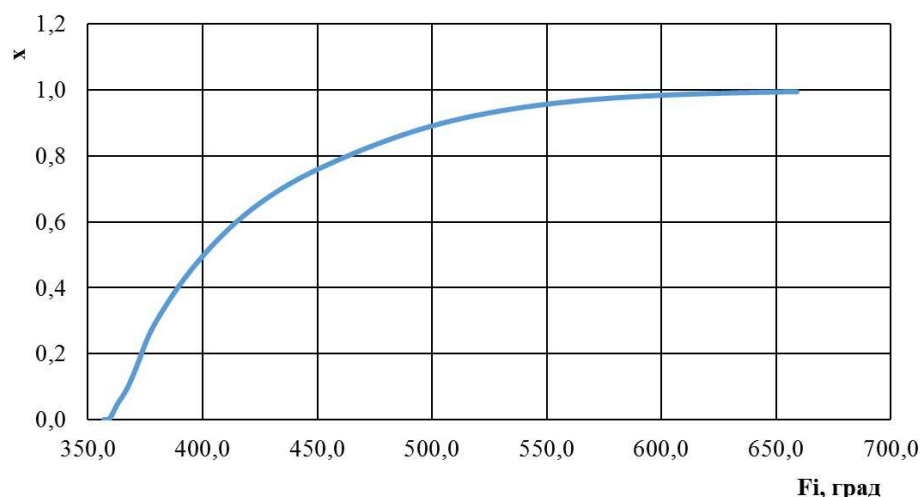


Рисунок 12 – Залежність частки тепловиділення x від кута повороту колінчастого валу під час роботи двигуна Renault 2.5 DCI на біодизельному паливі RME B100

факела. Перераховані фактори призводять до погіршення розподілу палива по зонах факела розпилення. Тільки 50 % палива знаходиться в оболонці струменя, що призводить до погіршеного змішуванні палива з повітрям. У ядрі стінки знаходиться 18 % палива, яке буде розтікатися по стінках і погано змішуватися з повітрям. Решта палива (36 %) буде знаходитися в ядрі струменя, на фронті вільного струменя та зонах перетину пристінних потоків, і частково візьме участь у сумішоутворенні.

Використання біодизельного палива RME B100 призводить до запізнення тепловиділення на 18 – 20 градусів повороту колінчастого валу,

що призведе до зростання витрати палива та зниження потужності двигуна.

Отже, за результатами досліджень роботи двигуна Renault 2.5 DCI на товарному та біодизельному паливі RME B100 встановлено, що використання біодизельного палива призводить до погіршення сумішоутворення за рахунок чого знижується тепловиділення і, як наслідок, зростає витрата палива, знижується потужність двигуна.

Подальші дослідження повинні бути спрямовані на покращення сумішоутворення у процесі використання біодизельного палива і, як один із варіантів, зміну форми камери згоряння.

Література

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. Х.: Новое слово, 2007. 452 с.
2. Craig L. Chase, Charles L. Peterson, Gary Lowe, Paul Mann, Jeffrey A. Smith, Norman Y. Kado. A 322,000 kilometer (200,000 mile) Over the Road Test with HySEE Biodiesel in a Heavy Duty Truck. *SAE Techn. Pap. Ser.* 2000. No 2000-01-2647. P. 1-22.
3. Семёнов В. Г., Лылка М. Н. Экспериментальная оценка влияния состава бинарных смесей биодизельного и дизельного топлива на показатели дизельного двигателя. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета и Северо-восточного научного центра Транспортной академии Украины.* 2007. Выпуск 37. С. 111-115.
4. Werner Korbitz. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe. *SAE Techn. Pap. Ser.* 1995. No 952768. P. 249-254.
5. Семенов В. Г., Васильев И. П. Сравнение экономических и экологических показателей дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов. *Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана.* Под редакцией Н. А. Иващенко, В. Н. Костюкова, А. П. Науменко, Л. В. Грехова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. С. 338-343.
6. Семенов В. Г., Васильев И. П., Атамась А. И. Вплив типу сумішоутворення на показники дизеля при роботі на біодизельному і дизельному паливі. *Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського.* Випуск 2/2008 (49). Частина 1, 2008. С. 101-105.
7. Анісімов В. Ф., Музичук В. І., Пясецький А. А., Рябошапка В. Б. та Мельничук С. Я. Про можливість пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету.* 2012. №10 т. 1 (58). С. 317-323.
8. Sevostyanov S. M., Melnyk M. E., Vakarenko S. V. Research of intercommunication of serve of fuel and mixtureform with working process in diesels during work on partial modes. Sworld – 18-27 december 2012. *Modern problems and ways of their solution in science, transport, production and education.* 2012. P. 48-53.
9. Хоанг К.Л., Дорохов А.Ф., Апкаров И.А. Исследование характеристик тепловыделения судового двс при дизельном и газодизельном рабочем процессе по экспериментальной индикаторной диаграмме. *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* 2014. No 1. С. 67–76.
10. Хоанг К. Л. Моделирование процесса тепловыделения судовых дизелей по действительным индикаторным диаграммам. *Современные фундаментальные и прикладные исследования.* 2016. №1. С. 22–27.
11. Хоанг К. Л., Дорохов А. Ф. Расчет процесса сгорания в судовом двигателе для оценки интенсивности тепловыделения и уровня тепловых потерь по экспериментальной индикаторной диаграмм. *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* 2015. № 1. С. 65–73.
12. Хоанг. К. Л., Дорохов А. Ф. Сравнительный анализ показателей двигателей с кривошипношатунным и бесшатунным механизмами преобразования движения. *Естественные и технические науки.* 2016. № 4. С. 104–109.
13. Апкаров И. А., Хоанг. К. Л. Применение и хранение природного газа в качестве судового топлива. *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* 2012. № 2. С. 59–63.
14. Дорохов А. Ф., Апкаров И. А., Хоанг. К. Л. Особенности применения газообразных топлив в СЭУ. *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* 2012. № 2. С. 70–75.
15. Хоанг. К. Л. Проектирование системы смешивания и подачи газозоудушной смеси для СГД. *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* 2013. № 2. С. 155–162.
16. Хоанг. К. Л., Дорохов А. Ф. Кинематика и динамика бесшатунных механизмов преобразования движения. *Вестник АГТУ.* 2015. №3. С.79-87.
17. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: Машгиз, 1962. 272 с.
18. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа, 1980. 169с.

References

1. Devyanin S. N., Markov V. A., Semenov V. G. Rastitelnyie masla i topliva na ih osnove dlya dizelnyih dvigateley. H.: Novoe slovo, 2007. 452 p. [in Russian]
2. Craig L. Chase, Charles L. Peterson, Gary Lowe, Paul Mann, Jeffrey A. Smith, Norman Y. Kado. A 322,000 kilometer (200,000 mile) Over the Road Test with HySEE Biodiesel in a Heavy Duty Truck. *SAE Techn. Pap. Ser.* 2000. No 2000-01-2647. P. 1-22.
3. Semyonov V. G., Lyilka M. N. Eksperimentalnaya otsenka vliyaniya sostava binarnyih

- smesey biodizelnogo i dizelnogo topliva na pokazateli dizelnogo dvigatelya. *Vestnik Kharkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta i Severno-vostochnogo nauchnogo tsentra Transportnoy akademii Ukrainyi*. 2007. Vol 37. P. 111-115. [in Russian]
4. Werner Korbitz. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe. *SAE Techn. Pap. Ser.* 1995. No 952768. P. 249-254.
5. Semenov V. G., Vasilev I. P. Sravnenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazateley dizelya pri rabote na biodizelnykh toplivakh raznykh sortov. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam Mezhdunarodnoy konferentsii Dvigatel-2007, posvyaschennoy 100-letiyu shkoly dvigatelestroeniya MGTU im. N. E. Baumana*. Pod redaktsiyey N. A. Ivaschenko, V. N. Kostyukova, A. P. Naumenko, L. V. Grehova. M.: MGTU im. N. E. Baumana, 2007. P. 338-343. [in Russian]
6. Semenov V. H., Vasyliiev I. P., Atamas A. I. Vplyv typu sumishoutvorenniya na pokaznyky dyzeliya pry roboti na biodyzelnomu i dyzelnomu palyvi. *Visnyk KDPU imeni Mykhaila Ostrohradskoho*. Vol 2/2008 (49). Chastyna 1, 2008. P. 101-105. [in Ukrainian]
7. Anisimov V. F., Muzychuk V. I., Piasetskyi A. A., Riaboshapka V. B. ta Melnychuk S. Ya. Pro mozhyvosti prystosuvannia traktornoho dyzeliya dlia roboty na biopalyvi. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnogo ahrarynogo universytetu*. 2012. No 10. Vol. 1 (58). P. 317-323. [in Ukrainian]
8. Sevostyanov S. M., Melnyk M. E., Vakarenko S. V. Research of intercommunication of serve of fuel and mixtureform with working process in diesels during work on partial modes. Sworld – 18-27 december 2012. *Modern problems and ways of their solution in science, transport, production and education*. 2012. P. 48-53.
9. Hoang, K. L., Dorohov A. F., Apkarov I. A. Issledovanie harakteristik teplovyideleniya sudovogo dvs pri dizelnom i gazodizelnom rabochem protsesse po eksperimentalnoy indikatornoy diagramme. *Vestnik AGTU. Seriya: Morskaya tehnika i tehnologiya*. 2014. No 1. S. 67-76. [in Russian]
10. Hoang K. L. Modelirovanie protsessa teplovyideleniya sudovykh dizeley po deystvitelnym indikatornym diagrammam. *Sovremennyye fundamentalnyie i prikladnyie issledovaniya*. 2016. No1. P. 22-27. [in Russian]
11. Hoang K. L., Dorohov A. F. Raschet protsessa sgoraniya v sudovom dvigatele dlya otsenki intensivnosti teplovyideleniya i urovnya teplovykh poter po eksperimentalnoy indikatornoy diagramm. *Vestnik AGTU. Seriya: Morskaya tehnika i tehnologiya*, 2015. No 1. P. 65-73. [in Russian]
12. Hoang, K. L., Dorohov A. F. Sravnitelnyy analiz pokazateley dvigateley s krivoshipno-shatunnym i besshatunnym mehanizmami preobrazovaniya dvizheniya. *Estestvennyie i tehnicheckie nauki*. 2016. No 4. P. 104-109. [in Russian]
13. Apkarov I. A., Hoang, K. L. Primenenie i hranenie prirodnoho gaza v kachestve sudovogo topliva. *Vestnik AGTU. Seriya: Morskaya tehnika i tehnologiya*. 2012. No 2. P. 59-63. [in Russian]
14. Dorohov A. F., Apkarov I. A., Hoang, K. L. Osobennosti primeniya gazoobraznykh topliv v SEU. *Vestnik AGTU. Seriya: Morskaya tehnika i tehnologiya*. 2012. No 2. P. 70-75. [in Russian]
15. Hoang, K. L. Proektirovanie sistemy smeshivaniya i podachi gazovozdushnoy smesi dlya SGD. *Vestnik AGTU. Seriya: Morskaya tehnika i tehnologiya*. 2013. No 2. P. 155-162. [in Russian]
16. Hoang, K. L., Dorohov A. F. Kinematika i dinamika besshatunnykh mehanizmov preobrazovaniya dvizheniya. *Vestnik AGTU*. 2015. No 3. P.79-87. [in Russian]
17. Vibe I.I. Novoe o rabochem tsikle dvigateley. M.: Mashgiz, 1962. 272 p. [in Russian]
18. Razleytsev N.F. Modelirovanie i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyah. Harkov: Vischa shkola, 1980. 169 p. [in Russian]