

VI ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

УДК 621.436.12

ПРО МОЖЛИВОСТІ ПРИСТОСУВАННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РОБОТИ НА БІОПАЛИВІ

Анісімов В. Ф

Музичук В. І

Пясецький А. А

Рябошапка В. Б

Мельничук С. Я

Вінницький національний аграрний університет

Рассмотрено и проанализировано работу дизельного двигателя на минеральном дизельном топливе и биотопливе. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование системы питания дизеля при работе на дизельном и биодизельном топливе.

Considered and analyzed the work of the diesel engine to mineral diesel fuel and biofuel. A theoretical and experimental study of the power supply system of diesel in dieselfuel and biodiesefuel.

Вступ

Ситуація, яка склалась в Україні із забезпеченням її економіки недостатніми обсягами енергоносіїв власного видобутку, в умовах енергетичної залежності від Росії, гостро ставить проблему пошуку альтернативних видів палива. Та й екологічна шкода від викидів енергетичних засобів, що працюють на бензині та дизельному пальному, стає дедалі відчутнішою [2].

Альтернативним видом палива, яке сьогодні можна достатньо широко використовувати є продукт переробки рослинної олії та тваринних жирів – складний ефір жирних кислот, який називають біодизелем.

Ще Рудольф дизель патентуючи свій винахід, зауважував що двигун може працювати на рослинних оліях. Проте, перші спроби використання в тракторних двигунах ріпакової олії замість дизельного палива показали, що уже через 100-200 годин роботи камери згоряння закоксувалися вуглецевими відкладеннями.

Зрозуміло, що використання біопалива в автотракторних дизелях без суттєвої зміни конструкції їх систем живлення має свої особливості які пов'язані з процесами паливоподачі, сумішоутворення і горіння.

Теоретичні умови роботи дизеля на мінеральному дизпаливі

Важливою особливістю процесу згоряння в дизелі є можливість його здійснення в широкому діапазоні складів паливоповітряної суміші, що дає змогу не вдаватися до дроселювання повітря, яке надходить у циліндри. Подолання різних навантажень можна здійснювати лише за рахунок зміни кількості впорснутого форсунками палива. Склад суміші

при цьому змінюється приблизно від $\alpha = 1,5 \dots 1,7$ в номінальному режимі до $\alpha = 4 \dots 5$ на холостому ході. Тому в системі живлення дизеля, на відміну від двигунів з іскровим запалюванням, немає систем коригування складу паливоповітряної суміші за різних навантажень [1].

Момент займання палива повинен наставати з невеликим випередженням відносно ВМТ на такті стиску з тим, щоб процес згоряння відбувався поблизу ВМТ, що, як відомо з термодинаміки, забезпечує реалізацію циклу з найбільшим ККД. Момент впорскування визначає момент займання палива. Для ефективного згоряння палива його слід роздробити на дрібні краплі, що повинні випаруватися і утворити з повітрям пальну суміш. І все це повинно встигнути значною мірою відбутися в період від моменту початку впорскування до моменту початку займання [1].

На весь процес сумішоутворення в дизелях, залежно від частоти обертання, відводиться всього 0,005 – 0,001 с.

Впорскування палива форсункою до камери згоряння дизельного двигуна починається з випередженням відносно ВМТ до $10 - 20^\circ$ кута повертання колінчастого вала, а його тривалість на різних двигунах становить близько $25 - 30^\circ$ кута повертання. Отже, процес впорскування починається до ВМТ, а закінчується після ВМТ.

Оскільки температура стисненого повітря на момент початку впорскування залежить від ступеня стиску в двигуні і перевищує температуру самозаймання на $150 - 250^\circ\text{C}$, а період затримання самозаймання дизельного палива становить $7 - 15^\circ$ кута повертання колінчастого вала, то займання палива настає до завершення процесу впорскування.

Для забезпечення повноти згоряння важливо, щоб за період затримання самозаймання об'єм камери згоряння був наповнений паливом (сумішоутворення в об'ємі). Однак через гетерогенність складу суміші всередині камери неминуче будуть зони збагаченої і збідненої суміші. Важливо, щоб макрокартина сумішоутворення охопила весь об'єм камери згоряння насамперед у глибину. Встановлено, що це краще, ніж дрібніше розпилювання палива; але охоплення паливом лише частини об'єму камери згоряння [1].

Охоплення об'єму камери згоряння факелами палива, що впорскується, тобто погодження довжини факелів за період затримання займання з розмірами камери, вдається реалізувати далеко не завжди. Крім того, кількість палива, яке вводиться до камери згоряння за цей період часу, може бути різною, як і кількість палива, що випарувалося, що позначається на швидкості наростання тиску згідно з кутом повертання колінчастого вала $d\varphi/d\varphi$, яку називають жорсткістю процесу згоряння.

У зв'язку з тим, що жорсткість регламентована допустимими динамічними навантаженнями на поршень та інші деталі кривошипно-шатунного механізму, завданням сумішоутворення на дизелі є отримання оптимального просторово-часового розподілу маси палива в камері згоряння [1].

Отримання помірної жорсткості та високої економічності ставить різні вимоги щодо швидкості впорскування палива. Найвища економічність завжди досягається за максимальної швидкості впорскування палива у початковій фазі впорскування, однак при цьому різко зростає жорсткість і кількість дуже токсичних оксидів азоту NO у продуктах згоряння. Можна, однак, знайти компромісне рішення, коли швидкість впорскування в початковій фазі помірною, але забезпечити достатньо швидке впорскування загалом [1].

Залежність подавання палива від часу або кута повертання називають характеристикою впорскування (рис. 1). На рис. 1.а зображені диференціальна характеристика $dg/d\varphi = f(\varphi)$ – крива 1, та інтегральна характеристика $g/g_u = f(\varphi)$ – крива 2, а на рис. 1.б – дві інтегральні характеристики за різних швидкостей впорскування, але за однакової його тривалості $\varphi_{вп}$ [1].

Оптимізацію характеристики впорскування можна здійснити, вибираючи як функцію найкращу економічність за допустимої жорсткості. У цьому разі доцільно за період затримування запалювання палива φ_i ; (в градусах кута повертання колінчастого вала) впорскувати в циліндр якомога меншу кількість палива з різким збільшенням швидкості впорскування після завершення періоду затримування з тим, щоб загальна тривалість впорскування $\varphi_{вп}$ задовольняла умові [1]:

$$\varphi_{вп} = (15..20) + \varphi_i. \quad (1)$$

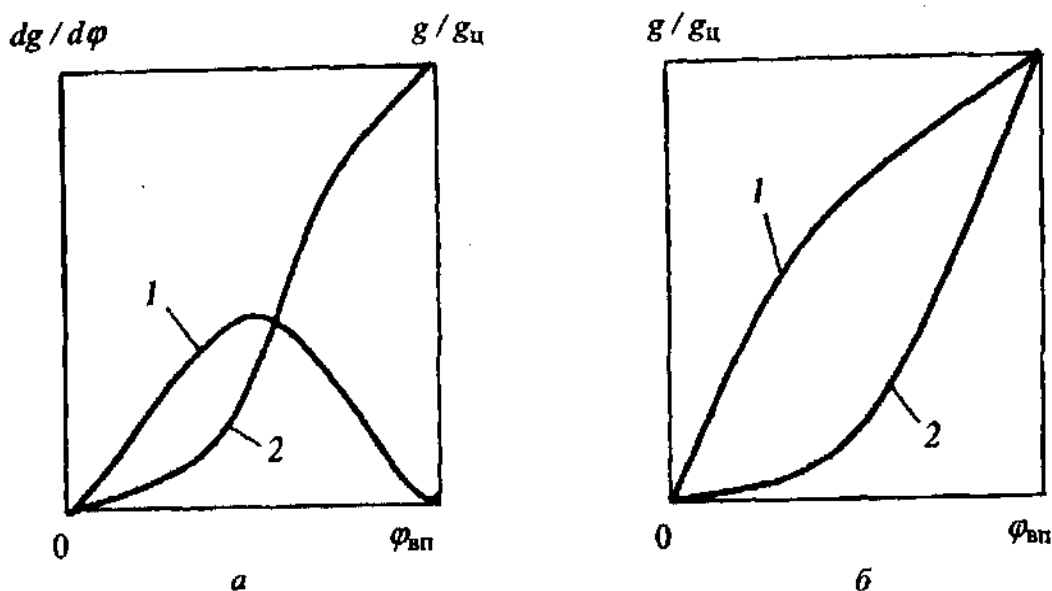


Рис. 1. Характеристики впорскування палива форсункою дизеля

Отже, на процес сумішоутворення впливає комплекс чинників, причому під час вибору конструктивних параметрів потрібно приймати компромісні рішення. Наприклад, зменшення діаметра соплового отвору розпилювача форсунки зумовлює поліпшення якості розпилювання, тобто зменшення розмірів крапель і водночас поліпшення мікрокартини сумішоутворення. Однак при цьому знижується далекобійність факела і подовжується процес впорскування заданої циклової порції палива, тобто порушується макрокартина сумішоутворення [1].

Якщо поєднати малі діаметри соплових отворів з великою їх кількістю і забезпечити погодження далекобійності факелів палива (за період затримки самозаймання) з глибиною камери згорання, то можна забезпечити добру мікрокартину сумішоутворення. Важливо, щоб паливні факели, що впорскуються крізь велику кількість отворів – сопел, не перекривали один одного, що може спостерігатись у разі інтенсивного обертання повітряного заряду в камері. Таким чином, за великої кількості факелів інтенсивний рух

повітряного заряду небажаний. Однак якщо число факелів менше п'яти, воно, як правило, поліпшує процес сумішоутворення.

Складний взаємовплив чинників, що визначають якість процесу сумішоутворення, ускладнює їх оптимізацію, що на практиці призводить до досить значного обсягу дослідно-конструкторських робіт з доведення робочого процесу дизеля.

Попередній вибір деяких параметрів системи живлення дизеля, які дають змогу скоротити обсяг дослідних робіт, необхідно розраховувати.

Теоретичні умови роботи дизеля на біопаливі

Особливості використання біодизельного палива пояснюються його фізико-хімічними показниками які відрізняються від мінерального дизельного палива (див. Таблиця – 1).

Динамічна в'язкість біопалива більша від в'язкості дизельного палива в 2 рази, а це приводить до збільшення далекобійності паливного факела. У зв'язку з цим зменшується доля об'ємного сумішоутворення, більша частина палива буде потрапляти на стінки камери згоряння і гільзи циліндра. Крім цього, зменшується кут розсіювання паливного факела, збільшується середній діаметр краплин [2].

Більш високе цетанове число палива сприяє скороченню періоду затримки запалення і менш "жорсткій" роботі дизеля.

Таблиця 1

Порівняльні показники дизельного і біопалива

Характеристики	Дизельне паливо	Біодизельне паливо
Густина, кг/м ³ при 20° С	826	877
Кінематична в'язкість, мм с	4,25	8,0
Динамічна в'язкість -10, Па с	3,16	7,02
Поверхневий натяг 10 , Н/м	30,7	27,1
Цетанове число	45	48
Температура спалахування, ° С	60	56
Температура застигання, ° С	-10	-8
Кислотне число, мг КОН/г	0,06	0,5
Вміст сірки %	0,2	0,02
Сумарний вміст гліцерину, %(тах)	-	0,3
Вміст вуглецю	0,870	0,775
Вміст водню	0,126	0,120
Вміст кисню	0,004	0,105
Молекулярна маса палива, кг/кмоль	180-200	300-320
Молекулярна маса повітря при згорянні, кмоль/кг	0,495	0,435
Маса повітря при згорянні, кг/кг	14,35	12,6
Нижча теплота згоряння палива, МДж/кг	42,5	37,1

Наявність окислювача безпосередньо у складі біодизельного палива дозволяє інтенсифікувати процес згоряння і забезпечити більш високу температуру в циліндрі дизеля, що, з одного боку, сприяє підвищенню індикаторного й ефективного ККД двигуна, а з іншого — призводить до певного збільшення оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах. Менша частка вуглецю (77 %) у складі біодизельного палива спричиняє зменшення його нижчої теплоти згоряння на 11-13% і збільшення годинної і питомої ефективної витрати палива. Для збереження номінальних параметрів двигуна при переведенні на біодизельне паливо потрібне перерегулювання паливної апаратури на збільшення циклової подачі палива [3].

Застосування біодизельного палива дає можливість забезпечити зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Для дизельних двигунів із вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім упорскуванням зниження відповідно становить: CO – 12 (10) %, CnHm – 35 (10) %, РМ (тверді частинки) – 36 (24) %, сажа – 50 (52) %. Певне збільшення викидів NO_x можна компенсувати рядом заходів: зменшенням справжнього кута випередження упорскування палива, рециркуляцією відпрацьованих газів, подачею води на впуск [2].

Теоретичне дослідження системи живлення дизеля Д-240 при роботі на дизельному і біодизельному паливі

Величина циклової подачі визначається ефективною потужністю двигуна, ефективною питомою витратою палива, частотою обертання колінчастого вала і густиною палива.

Для номінального режиму:

$$q_{\text{ц}} = 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot g_e \cdot N_e^H / n \cdot i \cdot \rho_n, \quad (2)$$

де $q_{\text{ц}}$ - циклова подача палива, м^3 ;

g_e – ефективна питома витрата палива, $g_e = 269$ г/кВт·год – для дизельного палива [4]; $g_e = 315$ г/кВт·год - для біопалива;

N_e^H – номінальна паспортна потужність двигуна, $N_e^H = 52,2$ кВт – для дизеля Д-240 на дизельному паливі [4];

n – частота обертання колінчастого вала двигуна, $n = 2200$ об/хв [4];

i – число циліндрів;

ρ_n – густина палива, кг/м^3 , $\rho_n = 826$ кг/м^3 – для дизельного палива, $\rho_n = 877$ кг/м^3 – для біопалива.

Розраховуємо номінальну циклову витрату дизельного і біопалива для забезпечення номінальної експлуатаційної потужності двигуна Д-240:

$$q_{\text{ц}} = 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot 269 \cdot 52,2 / 2200 \cdot 4 \cdot 826 = 0,032 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ – для дизпалива;}$$

$$q_{\text{ц}} = 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot 315 \cdot 52,2 / 2200 \cdot 4 \cdot 877 = 0,036 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ – для біопалива.}$$

Теоретичну середню швидкість витікання палива можна обчислити за формулою:

$$w_{\text{ср}} = \sqrt{2 / \rho_n} \cdot \sqrt{p_{\text{вп.ср}}} \quad (3)$$

де $p_{\text{вп.ср}}$ – середній надлишковий тиск палива під час впорскування, Па;

$p_{\text{вп.ср}} = 25$ МПа – за однакових умов для дизельного палива і біопалива [1];

$\rho_n = 826$ кг/м – для дизельного палива, $\rho_n = 877$ кг/м – для біопалива.

Розраховуємо швидкість витікання дизельного палива і біопалива із сопла форсунки відповідно [1]:

$$w_{cp} = \sqrt{2/826} \cdot \sqrt{25000000} = 250 \text{ м/с}$$

$$w_{cp} = \sqrt{2/877} \cdot \sqrt{25000000} = 240 \text{ м/с}$$

Тривалість впорскування у секундах пов'язана з величиною тривалості впорскування в градусах кута повертання колінчастого вала та кутовою швидкістю обертання співвідношенням:

$$\tau_{en} = \varphi_{en} \cdot \pi / \omega \cdot 180, \quad (4)$$

де τ_{en} – тривалість впорскування, с;

φ_{en} – тривалість впорскування, град, п.к.в.;

$\varphi_{en} = 25^\circ$ – для дизельного палива;

$\varphi_{en} = 27^\circ$ – для біопалива орієнтовно з врахуванням зменшення швидкості витікання палива (до 4%) і збільшення кута затримання займання;

ω – кутова швидкість, рад/с; $\omega = 230$ рад/с

Проведемо розрахунок тривалості впорскування дизельного і біопалива відповідно:

$$\tau_{en} = 25 \cdot 3,14 / 230 \cdot 180 = 0,0019 \text{ с,}$$

$$\tau_{en} = 27 \cdot 3,14 / 230 \cdot 180 = 0,0020 \text{ с.}$$

Експериментальне дослідження системи живлення дизеля Д-240 при роботі на дизельному і біодизельному паливі

Було проведено лабораторне дослідження системи паливоподачі дизеля Д-240 з форсунками ФД-22, з 5 отворами в розпилювачі за допомогою діагностичного стенду «Дельфін – 1М».

При дослідженні було застосовано вмонтований в паливопровід високого тиску датчик пульсації тиску ЛХ-612, та датчик деформації паливопроводу («прищепка дизельная»). Фіксувалися зміна тиску перед форсункою та деформація паливопроводу в залежності від часу.

Під час аналізу отриманих результатів встановлено, що дійсна тривалість впорскування дизельного палива складає $\tau_{en} = 0,0012$ с, а для біопалива – $\tau_{en} = 0,0013$ с (див. рис. 2, 3).



Рис. 2. Визначення тривалості впорскування дизельного палива при частоті $n = 2200$ об/хв на режимі холостого ходу

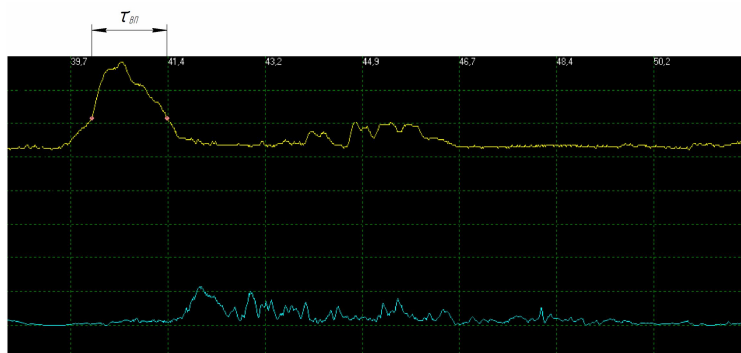


Рис. 3. Визначення тривалості впорскування біодизельного палива при частоті $n = 2200$ об/хв на режимі холостого ходу

Висновки

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. Перерегулювати паливну апаратури на збільшення циклової подачі палива (до 12%).
2. Збільшити кут випередження впорскування палива (на основі експериментальних досліджень).
4. Провести розрахунок коефіцієнта надлишку повітря для різних режимів роботи двигуна з використанням біопалива.
5. Експериментально дослідити кут тривалості впорскування біопалива в камеру дизеля.

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

Література

1. Трактори та автомобілі. 4.1. Автотракторні двигуни : Нав. посіб. М. Г. Сандомирський, М. Ф. Бойко, А. Т. Лебедев та ін.; За ред. проф. А. Т. Лебедева. – К.: Вища шк. 2000. – 357 с.
2. В. Г. Семенов. Україна без нафти: стан і перспективи розвитку виробництва застосування екологічно чистого біодизельного палива. Харків: НТУ // Наука та інновації, Т4. №1. 2008 С. 81-86.
3. Отчет «Перспективные альтернативные биоуглеводородные смесевые топлива на основе производных рапсового масла для дизелей украинского производства» 2000 г. Агенство научно - технической информации. Научно-техническая библиотека (Свид.ФС. 77-20137 от 23.11.2004).
4. Анисимов В. Ф., Серета Л. П., Рябошапка В. Б., Пясецкий А. А.: Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо // “Промислова гідроліка і пневматика”. №2(20) – Вінниця 2008. – С.101-106.