

Розроблення форми камер згоряння газових двигунів, конвертованих на базі дизелів

С. О. Ковальов

Показані переваги використання транспортними засобами газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу, у порівнянні з традиційним дизельним паливом. Обґрунтована доцільність конвертування дизелів транспортних засобів у газові двигуни внутрішнього згоряння із іскровим запалюванням.

Проведено аналіз способів зменшення ступеня стиснення дизелів при їх конвертації у газові двигуни внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням. Показано, що для конвертації дизелів у газові двигуни внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням доцільно використовувати термодинамічний цикл Отто зі зменшенням геометричного ступеня стиснення. Проаналізовані способи збільшення об'єму камери згоряння, а також доцільність застосування кожного з них для зменшення ступеня стиснення дизелів з різними типами нерозділених камер згоряння.

Обґрунтовано вибір і розроблено відкриту камеру згоряння у формі перевернутого осесиметричного «усіченого конусу», яка дозволила зменшити геометричну ступень стиснення лише за рахунок збільшення об'єму камери згоряння у поршні. Розроблена форма камери згоряння дозволяє використовувати та доопрацювати штатні дизельні поршні замість виготовлення спеціальних нових газових поршнів.

Розроблено та створено газовий двигун внутрішнього згоряння моделі Д-240-LPG з подачею зрідженого нафтового газу до впускного трубопроводу. Двигун обладнано безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги, а також з поршнями, що мають нову розроблену форму камери згоряння. Двигун конвертовано на базі дизеля Д-240.

Стендові випробування газового двигуна моделі Д-240-LPG підтвердили доцільність конвертації дизелів у газові двигуни внутрішнього згоряння з використанням циклу Отто. Випробування показали, що енергетичні та економічні параметри газового двигуна з запропонованою формою камери згоряння відповідають параметрам сучасних двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням.

Одержані результати дозволяють оптимізувати технологію переобладнання дизелів у газові ДВЗ і зменшити її собівартість

Ключові слова: газові двигуни внутрішнього згоряння, форма камери згоряння, зріджений нафтовий газ

1. Вступ

Транспортні засоби (далі – ТЗ), що працюють на традиційних рідких моторних паливах, сприяли критичному забрудненню оточуючого середовища. Тому за останні десятиліття виникла необхідність застосування більш екологічно чистих видів палив, до яких у першу чергу належить газові моторні палива.

Сучасні колісні транспортні засоби (далі – КТЗ), особливо автобуси та вантажні автомобілі і тягачі, а також комунальна та сільськогосподарська техніка, оснащені переважно дизелями, що мають високі експлуатаційні витрати дизельного палива. Таким чином, виникає доцільність його заміни на найбільш розповсюджене та дешеве і екологічно чисте газове моторне паливо – зріджений нафтовий газ (далі – ЗНГ) [1, 2].

Отже, найбільш ефективним способом підвищення використання ЗНГ як моторного палива є конвертація дизелів ТЗ у газові ДВЗ з іскровим запалюванням. Такі роботи доцільно та можливо проводити як для нових ТЗ, так і для тих, що перебувають в експлуатації.

Головними перевагами такого переобладнання є 100 % заміна дизельного палива на більш дешевий ЗНГ і зменшення рівня шкідливих викидів у відпрацьованих газах [2, 3]. Це також сприяє зменшенню зовнішнього шуму, збереженню енергетичних параметрів газових ДВЗ на рівні 80 ... 100 % від штатного дизеля і підвищенню моторесурсу двигуна тощо.

Крім того, до переваг застосування ЗНГ належить ще і те, що воно зберігається на борту ТЗ під невеликим тиском (до 1,6 МПа) у відносно легких автомобільних газових балонах. При цьому, на відміну від стисненого природного газу, ЗНГ має об'ємну енергетичну щільність наближену до бензинів та дизельного палива.

Конвертація (переобладнання) дизелів ТЗ у газові ДВЗ з іскровим запалюванням вимагає як повного демонтажу систем живлення і впорскування дизельного палива, так і часткового розбирання та внесення відповідних змін до конструкції ДВЗ.

До головних змін конструкції ДВЗ відноситься комплекс робіт, направлений на зменшення ступеня стиснення дизеля з метою забезпечення його бездетонаційної роботи внаслідок відносно невисоких величин октанових чисел ЗНГ.

Таким чином, зменшення ступеня стиснення є однією з найбільш складних та трудомістких робіт, яка суттєво впливає як на час, так і на собівартість конвертації дизелів ТЗ у газові ДВЗ.

Враховуючи, що середня роздрібна вартість ЗНГ за останні роки складала 40...45 % від ціни на дизельне паливо, конвертація дизелів у газові ДВЗ є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат дизельними ТЗ. Крім того, застосування ЗНГ як моторного палива для ТЗ дозволяє збільшити частку альтернативних видів газових моторних палив у загальному обсязі моторних палив.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботі [4] наведені результати досліджень газового ДВЗ, конвертованого на базі рядного 4-х циліндрового дизеля з турбонаддувом моделі X17DTL. Газовий ДВЗ був конвертований для роботи на ЗНГ за термодинамічним циклом

Отто [5]. Зменшення геометричного ступеня стиснення дизеля з 22 до 13,1 було здійснено найбільш простим способом – шляхом встановлення двох додаткових прокладок головки блоку циліндрів. Але цей спосіб приводить як до суттєвого погіршення екологічних параметрів конвертованого ДВЗ, так і не дає можливості зменшити ступень стиснення до величин необхідних для бездетонаційної роботи на ЗНГ. До того наявність трьох прокладок головки блоку циліндрів значно зменшує надійність роботи ДВЗ.

Результати дослідження переобладнання тракторного дизеля Д-240 у газовий ДВЗ з примусовим запалюванням для роботи на стисненому природному газі представлені в роботі [6]. Геометрична ступень стиснення дизеля з 16 була зменшена до 12 тим же способом, як і у роботі [4]. Недоліки цієї роботи аналогічні недолікам роботи [4].

Крім того, недоліком конвертованих газових ДВЗ [4, 6] є відсутність «механізму» (регулятора) обмеження максимальної частоти обертання газового ДВЗ, що може привести до його руйнування на режимах роботи примусового холостого ходу.

Іншим способом зменшення ступені стиснення є застосування термодинамічного циклу Міллера [7], яке забезпечує зниження не геометричного, а фактичного ступеня стиснення. У ДВЗ, що працює за циклом Міллера, такт стиснення умовно скорочується, але скорочується не за часом, а за ступенем стиснення робочої суміші. Тобто, робоча суміш у такого ДВЗ стискається менше ніж стискалась би у ДВЗ, що працює за циклом Отто і має такі ж самі геометричні розміри.

В роботі [8] аналізувалась можливість підвищення ККД 6-ти циліндрового газового ДВЗ з турбонаддувом шляхом підвищенням геометричного ступеня стиснення у порівнянні із застосуванням циклу Міллера. Газовий ДВЗ, призначений для роботи на природному газі, мав потужність 338 кВт при частоті обертання 1900 хв^{-1} , відкрити камеру згоряння із об'ємним сумішеутворюванням і ступень стиснення, яка дорівнювала 11. У роботі показано, що збільшення штатного геометричного ступеня стиснення з 11 до 12 та 13 можна досягти шляхом зменшення об'єму камери згоряння у поршні, зменшивши діаметр та висоту камери згоряння. Далі були проаналізовані результати розрахунків параметрів газового ДВЗ із застосуванням циклу Міллера. Розрахунки проводились для трьох кутів більш раннього закриття впускного клапана і для три кутів більш пізнього закриття впускного клапана. На підставі оптимального результату розрахунків були внесені зміни у конструкцію газового ДВЗ. Проведені експериментальні дослідження газового ДВЗ показали, що при закритті впускних клапанів на 40 градусів раніше, ступень стиснення збільшується до 13 од, а максимальний тепловий ККД досягає 47 %. Але поза увагою авторів залишилось те, що підвищення теплової ефективності циклу Міллера відносно циклу Отто супроводжується втратою крутного моменту (потужності) ДВЗ внаслідок погіршення наповнення циліндрів.

В роботі [9] розглядалися два способи зменшення ступеня стиснення дизеля при конвертації у газовий ДВЗ. За першим способом геометрична ступень стиснення дизеля зменшувалась за рахунок встановлення додаткових прокла-

док головки блоку циліндрів. В результаті ступінь стиснення як і у роботі [4] зменшена до 13,1. Другим способом зменшення ступені стиснення досягалось застосуванням циклу Міллера за рахунок більш пізнього на 22,5 градуса закриття впускного клапана. Це дозволило зменшити ступінь стиснення до 13,2. Але автори не дали відповідь, яким чином вдалося уникнути бездетонаційної роботи двигуна на ЗНГ при такій високій ступені стиснення.

В статі [10] розглянута можливість підвищення ефективності роботи газових двигунів (переобладнаних на базі дизелів) шляхом використання циклу Міллера. Показана можливість підвищення економії палива при роботі на стехіометричних сумішах та при такій же як і у дизеля геометричній ступені стиснення. Для подальшого зменшення токсичності відпрацьованих газів і можливості роботи на бідних сумішах рекомендовано застосування нової більш складної і кошовної системи селективного каталітичного очищення.

В статті [11], яка є подовженням роботи [10], проаналізовані та порівняні складність і вартість систем нейтралізації відпрацьованих газів дизелів, бензинових та газових ДВЗ. Показано, що для виконання цими двигунами норм викидів забруднюючих речовин від Євро 4 до Євро 6 складність і вартість систем очищення суттєво підвищується. При цьому, складність і вартість систем очищення газових ДВЗ для виконання норм від Євро 4 до Євро 6 хоч і підвищується але менше ніж у дизелів.

Отже, конвертація дизелів у газові ДВЗ із застосуванням циклу Міллера дозволяє вирішити лише те питання, яке стосується зменшення ступеня стиснення без зміни конструкції камери згоряння. Але дизельна камера згоряння призначена для організації і ефективного протікання робочого процесу виключно на дизельному паливі. Для забезпечення ж енергоефективного процесу згоряння газового палива, зокрема на ЗНГ, двигун повинен мати іншу ніж у дизелів форму камери згоряння. Проте треба зауважити, що конвертація дизелів у газові ДВЗ із застосуванням циклу Міллера (без зміни форми камери згоряння) не вирішує головної проблеми забезпечення енергоефективної та екологічної роботи газового ДВЗ.

У свою чергу, при конвертації дизелів у газові ДВЗ для роботи за циклом Отто зменшення геометричного ступеня стиснення досягається за рахунок збільшення об'єму камери згоряння. При цьому, нова форма камери дозволяє вирішити проблему забезпечення енергоефективної та екологічної роботи газового ДВЗ на ЗНГ.

На цей час, у світовому двигунобудуванні переважає виробництво двигунів з нерозділеними камерами згоряння розташованими у поршні. Отже, у подальшому для конвертації дизелів у газові ДВЗ для роботи за циклом Отто буде розглянута зміна форми камери згоряння лише для таких камер згоряння.

Основні типи нерозділених камер згоряння, які найбільш часто зустрічаються в автомобільних та тракторних дизелях, показані на рис. 1. До них відносяться камери згоряння, що забезпечують: об'ємно-плівкове сумішоутворення (рис. 1, а), об'ємне сумішоутворення (рис. 1, б) та плівкове сумішоутворення або М-процес (рис. 1, в) [12–14].

Зменшення ступеня стиснення у нерозділених камерах згоряння, наведених на рис. 1, можна досягти п'ятьма наступними способами за рахунок:

- 1) збільшення лише об'єму камери згоряння, що знаходиться у поршні;
- 2) застосування поршнів із зменшеною відстанню від осі поршневого пальця до днища поршня;
- 3) збільшення тільки об'єму камери згоряння, який знаходиться у головці блоку циліндрів;
- 4) як часткового збільшення об'єму камери згоряння у поршні, так і часткового збільшення об'єму камери згоряння у головці блоку циліндрів;
- 5) як часткового збільшення об'єму камери згоряння у поршні, так і монтажуванням додаткової форкамери (передкамери), встановленої у головці блоку циліндрів.

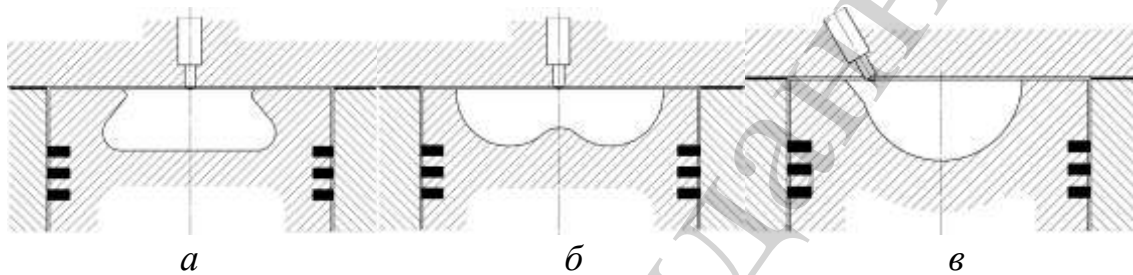


Рис. 1. Типи дизельних нерозділених камер згоряння: *a* – камера згоряння, що забезпечує об'ємно-плівкове сумішоутворення; *б* – камера згоряння, що забезпечує об'ємне сумішоутворення; *в* – камера згоряння, що забезпечує плівкове сумішоутворення

Перший спосіб доцільно застосовувати при конвертації дизелів, які мають форми камер згоряння, що забезпечують об'ємно-плівкове (рис. 1, *a*), об'ємне (рис. 1, *б*) та плівкове сумішоутворення (рис. 1, *в*). Збільшення об'єму камери згоряння відбувається шляхом формозміни її конструкції, тобто збільшенням об'єму камери згоряння, що знаходиться у поршні. До переваг цього способу відноситься: внесення суттєвих зміни у конструкцію лише однієї деталі ДВЗ – поршня, а також можливість нескладного доопрацювання штатних поршнів дизелів, замість виготовлення нових поршнів із застосуванням спеціального коштовного обладнання для лиття.

Другий спосіб доцільно використовувати при конвертації дизелів, які забезпечують об'ємне сумішоутворення та мають відносно невелику глибину (до донця) камери згоряння. Для таких камер згоряння збільшення їх об'єму можливо досягти шляхом застосування нових поршнів із зменшеною відстанню від осі поршневого пальця до донця поршня. При цьому, при можливості доцільно провести ще і формозміну конструкції камери згоряння.

Третій спосіб доцільно застосовувати при конвертації дизелів, які також забезпечують об'ємне сумішоутворення (рис. 1, *a*). Збільшення об'єму камери згоряння можливо досягти за рахунок збільшення лише об'єму, який знаходиться у головці блоку циліндрів у зоні свічки запалювання. Цей спосіб вимагає

виготовлення нової головки блоку циліндрів і, як наслідок, суттєве збільшення трудомісткості конвертації.

Четвертий спосіб також доцільно застосовувати при конвертації дизелів, які забезпечують об'ємне, плівкове і об'ємно-плівкове сумішоутворення (рис. 1, *а, б*). Використання цього способу вимагає як часткового збільшення об'єму камери згоряння у поршні, так і часткового збільшення об'єму камери згоряння у головці блоку циліндрів у зоні свічки запалювання. Але цей спосіб, в частині внесення змін у конструкцію головки блоку циліндрів, має такі ж самі недоліки, як і третій спосіб.

П'ятий спосіб теж доцільно застосовувати при конвертації дизелів, які забезпечують об'ємно-плівкове (рис. 1, *а*) або плівкове сумішоутворення (рис. 1, *б*). Цей спосіб вимагає як часткового збільшення об'єму камери згоряння у поршні, так і часткового збільшення об'єму камери згоряння у головці блоку циліндрів. При цьому, збільшення об'єму камери згоряння у головці блоку циліндрів досягається шляхом встановлення додаткової форкамери (передкамери), у каналі (гнізді) якого була встановлена дизельна форсунка. До переваг цього способу відноситься ще і те, що установка свічок запалювання не вимагає створення у головці блоку циліндрів спеціального додаткового каналу, а встановлюється у додаткову форкамеру (передкамеру). На відміну від третього та четвертого способів, п'ятий спосіб, незважаючи на незначне збільшення трудомісткості конвертації, також можливо використовувати для конвертації дизелів, що перебувають в експлуатації.

Отже, для конвертації дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням доцільно використовувати термодинамічний цикл Отто із зменшенням геометричного ступеня стиснення за рахунок збільшення об'єму камери згоряння у поршні. Такий спосіб дозволяє використовувати штатні дизельні поршні та встановлювати свічки запалювання у доопрацьованому каналі (гнізді) головки блоку циліндрів на місцях демонтованих дизельних форсунок.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є обґрунтування вибору і розроблення форми камери згоряння газових ДВЗ для роботи на ЗНГ, конвертованих на базі штатних дизелів, що перебувають в експлуатації, для забезпечення їх бездетонаційної, енергоефективної та економічної роботи.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- розробити форму камери згоряння, яка дозволяє зменшити геометричну ступінь стиснення двигуна до величини, що забезпечує його бездетонаційну, енергоефективну та економічну роботу на ЗНГ;
- виготовити (на базі штатних поршнів дизеля Д-240) поршні для газового ДВЗ із розробленою формою камери згоряння;
- розробити та виготовити спеціальний електронний блок (далі – ЕБУ), що обмежує максимальну частоту обертання газового ДВЗ;
- конвертувати транспортний дизель Д-240 у газовий ДВЗ для роботи на ЗНГ із встановленням поршнів з розробленою формою камери згоряння;

– провести стендові випробування газового ДВЗ моделі Д-240-LPG з визначенням його енергетичних та економічних показників.

4. Основні вимоги до форми камери згоряння газових ДВЗ, що працюють на ЗНГ

Форма камери згоряння газового ДВЗ із іскровим запалюванням має забезпечити необхідну ступінь стиснення для згоряння ЗНГ та мінімальні втрати теплоти через поверхню камери згоряння, тобто мінімальну площу поверхні камери згоряння [14].

Крім того, форма камери згоряння має бути такою, щоб для її виготовлення було можливо застосувати штатні дизельні поршні, а їх доопрацювання відбувалось на звичайному технологічному обладнанні (токарних станках) для механічної обробки деталей.

Ступінь стиснення газового ДВЗ, який має працювати на ЗНГ, обирається з врахуванням октанового числа ЗНГ. У свою чергу, октанове число ЗНГ залежить від його марки [15], яка визначається кількістю пропану і бутану, що входять до його складу. Для різних марок воно трохи перевищує октанові числа традиційних бензинів. У зв'язку з цим, ступінь стиснення газового ДВЗ для роботи на ЗНГ доцільно обирати в межах ступенів стиснення для бензинових ДВЗ, тобто $9,0 \div 10,5$.

5. Форма камери згоряння газових ДВЗ, що працюють на ЗНГ, виготовлених на базі штатних поршнів дизелів моделей Д-240

Розглянемо формоутворення камери згоряння на прикладі поршня газового ДВЗ моделі Д-240-LPG, конвертованого на базі дизеля Д-240.

На рис. 2, *а, б* показані фотографії штатного поршня (кат. номер 240-1004021-А) для дизелів моделей Д-240, які випускаються ПП «Завод Двигатель» (Україна, м. Мелітополь) [16]. Поршні випускаються окремо або входять до складу комплекту «Поршнева МТЗ "ДАЛЬНОБОЙЩИК" Д-240» (далі – комплект поршнів Д-240). Ступінь стиснення дизеля Д-240 з такими поршнями дорівнює $\epsilon=16$.

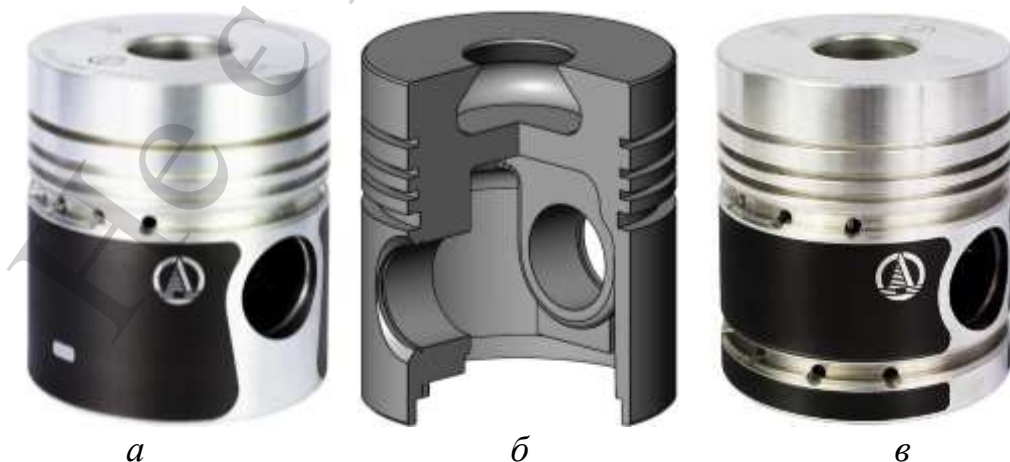


Рис. 2. Конструкція штатного поршня дизеля Д-240 з камерою згоряння ЦНІДІ:
а, б – поршень з 1-ю канавкою для маслоз'ємного кільця; *в* – поршень з 2-а канавками для маслоз'ємних кілець

Геометричні розміри поршня: діаметр – 110 мм, висота – 125 мм, діаметр горловини камери згоряння – 38,0 мм, діаметр камери згоряння – 62,1 мм, глибина (до донця) – 27–0,18 мм, радіус переходу від бічної стінки до донця камери – 8,0 мм. Співвідношення діаметра камери згоряння до діаметру циліндра складає $d_{кc}/D=0,56(45)$.

Поршні мають камеру згоряння ЦНІДІ, що забезпечує об'ємно-плівкове сумішоутворення. Поршні виробляються у двох виконаннях: з 3-а канавками для компресійних кілець та однією (рис. 2, *а*) або двома канавками (рис. 2, *б*) для маслоз'ємних кілець.

Поршень виготовлено з високоміцного алюмінієвого сплаву АК12М2МгН, з нанесенням на робочу поверхню антифрикційного покриття.

Очевидно, що дизельна камера ЦНІДІ і інші форми нерозділених камер згоряння дизелів не відповідають вимогам до камер згоряння газових ДВЗ, у яких газове паливо подається чи впорскується до впускного трубопроводу. При цьому, слід взяти до уваги, що ступінь стиснення газового ДВЗ суттєво менша ніж у дизелів.

Тобто, на відміну від дизеля, який має внутрішнє сумішоутворення і, як наслідок, обмежений час на утворення гомогенної паливоповітряної суміші, газовий ДВЗ має зовнішнє сумішоутворення, при якому час для утворення гомогенної газоповітряної суміші збільшується. До того ж, ЗНГ після випаровування у газовому редукторі-випарнику надходить через газоповітряний змішувач до впускного трубопроводу у газовому стані. Отже, на відміну від бензинів газове паливо не потребує часу на випаровування.

В результаті, нерозділена камера згоряння газового ДВЗ може мати нескладну форму для забезпечення об'ємного способу сумішоутворення. Таким чином, на відміну від форми камери згоряння дизеля форма камери згоряння газового ДВЗ може бути спрощена і в ній не потрібні а ні турбулізуюча кромка, а ні витиснювач.

Таким чином, для зменшення ступеня стиснення дизеля ($\varepsilon=16$), при його конвертації у газовий ДВЗ, необхідно збільшити об'єм камери згоряння (наприклад камери ЦНІДІ) майже у 2-а рази. Досягти цього можливо лише за рахунок суттєвого збільшення об'єму дизельної камери згоряння, перетворивши напівзакриту камеру ЦНІДІ у відкриту камеру згоряння у якої $d_{кc}/D=0,7-0,85$ [13]. Для забезпечення максимальної гомогенізації газоповітряної суміші і зменшення площі поверхні камери згоряння доцільно обрати форму камери згоряння у вигляді перевернутого осесиметричного «усіченого конуса».

При цьому, його менша основа повинна мати діаметр, що становить відповідно 1,0–1,2 діаметру донця камери згоряння ЦНІДІ. А більша основа, що направлена у бік головки блоку циліндрів, повинна мати діаметр, який становить відповідно 0,8–0,85 діаметру циліндра. Висота «усіченого конуса» має складати 1,0–1,06 висоти камери згоряння ЦНІДІ. Донце камери згоряння має бути спо-

лучено з бічною поверхнею радіусом 2,0–10,0 мм. А діаметральна площина камери згоряння має бути сполучена з бічною поверхнею (з боку більшої основи конуса) радіусом 1,0–4,0 мм.

На рис. 3 показано поршень газового ДВЗ Д-240-LPG з відкритою камерою згоряння форма якої відповідає перевернутому осесимметричному «усіченому конусу». Поршні виготовлено на базі штатних поршнів (рис. 2) дизеля Д-240, що входять до комплекту «Поршнева МТЗ "ДАЛЬНОБОЙЩИК" Д-240» [16].

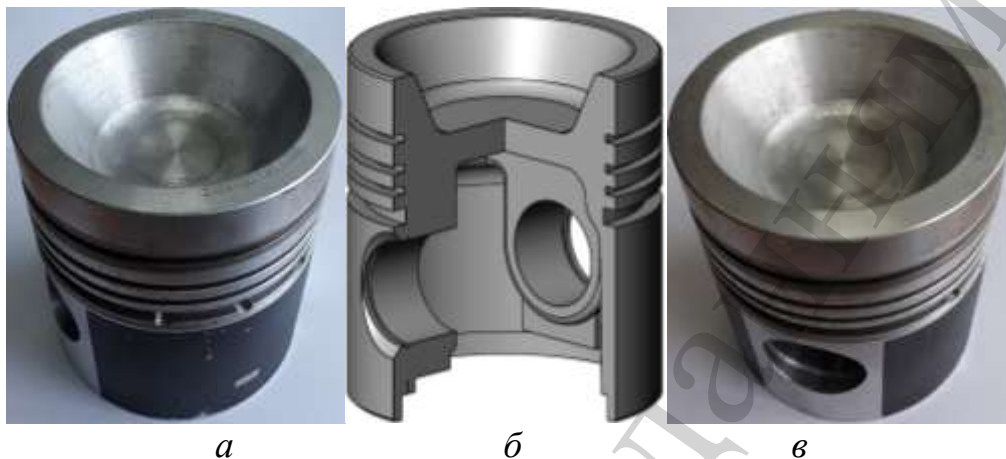


Рис. 3. Поршень газового ДВЗ Д-240-LPG із формою камери згоряння у вигляді перевернутого осесимметричного «усіченого конусу»: *а, в* – фотографії поршня і камери згоряння; *б* – модель поршня з перетином

За рахунок застосування таких поршнів ступінь стиснення газового ДВЗ Д-240-LPG зменшена до $\varepsilon=9,5$. Співвідношення діаметра камери згоряння (більшої основи «усіченого конусу») до діаметру циліндра складає $d_{kc}/D=0,818$, а меншої основи діаметру донця «усіченого конусу» до донця камери згоряння ЦНДІ – відповідно 1,04. Висота «усіченого конусу» до висоти камери згоряння ЦНДІ складає відповідно 1,059. Донце камери згоряння сполучено із бічною поверхнею радіусом 8 мм, а діаметральна площина камери згоряння сполучена з бічною поверхнею з боку більшої основи конуса – радіусом 1,0 мм.

6. Особливості переобладнання дизеля Д-240 у газовий ДВЗ Д-240-LPG для роботи на ЗНГ

Газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG конвертовано на базі дизеля Д-240 шляхом проведення його капітального ремонту з демонтажем штатної системи живлення дизельним паливом. У процесі конвертації у конструкцію двигуна були внесені такі зміни як доопрацювання головки блоку циліндрів дизеля для встановлення свічок запалювання, так і для зменшення ступеня стиснення – встановлення доопрацьованих нових поршнів.

Доопрацювання головки блоку циліндрів з метою встановлення свічок запалювання проводилось шляхом нарізання різьблень М 12×1,25 у каналах головки блоку циліндрів дизеля Д-240, призначених для встановлення дизельних форсунок.

До того, на газовий Д-240-LPG було встановлено чотири комплекти «Поршнева МТЗ "ДАЛЬНОБОЙЩИК" Д-240» з новими поршнями (рис. 3) з відкритою камерою згоряння у формі перевернутого осесиметричного «усіченого конусу». До складу комплекту входили: новий поршень, компресійні і маслороз'ємні кільця, гільза циліндра, поршневий палець, стопорні кільця та ущільнювальні прокладки під гільзу циліндра.

Крім того, на конвертований газовий Д-240-LPG встановлено систему живлення газом (зокрема ЗНГ) та безконтактну електронну систему запалювання з рухомим розподільником напруги, а також внесені зміни у систему живлення повітрям.

Система живлення газового ДВЗ містить елементи спеціального обладнання, які наведені на рис. 4. При цьому, газоповітряний змішувач (рис. 4, *e*), встановлено на впускному трубопроводі перед дросельною заслінкою.



Рис. 4. Основні елементи система живлення газового Д-240-LPG: *a* – газовий балон для ЗНГ; *b* – мультиклапан з інтегрованими дистанційно керованим запірним клапаном і датчиком-показником рівня ЗНГ; *c* – газовий фільтр з дистанційно керованим запірним клапаном; *d* – двохступінчатий газовий редуктор-випарник із інтегрованим дистанційно керованим запірним клапаном; *e* – механічний дозатор газу; *e* – газоповітряний змішувач

Всі елементи системи живлення ЗНГ, що встановлені на газовому ДВЗ моделі Д-240-LPG відповідають вимогам Правил ООН № 67 [17].

Слід зауважити, що при конвертації дизеля Д-240 у газовий Д-240-LPG дизельна паливна апаратура разом з механічним регулятором частоти обертання була демонтована. В результаті газовий ДВЗ з подачею ЗНГ до впускного трубопроводу залишається без «механізму» (регулятора) обмеження максимальної частоти обертання. Тобто відсутність регулятора приводить до того, що після досягнення газовим двигуном номінальної частоти обертання внаслідок можливості подальшого зростання подачі газового палива частота обертання може зростати, а не зменшуватися, як повинно бути при роботі по зовнішній регуляторній характеристиці дизеля (залежність $N_{e,d}$ на рис. 10, *a*). Отже, при роботі газового двигуна максимальна частота обертання, встановлена заводом-виробником для відповідної моделі дизеля, може бути перевищена, що приведе до руйнування двигуна.

Для уникнення цього було розроблено і виготовлено спеціальний ЕБУ Avenir Gaz, показаний на рис. 5. ЕБУ побудовано на базі 8-розрядного мікроконтролера

PIC16F (Microchip Technology Inc.) з тактовою частотою – 20 МГц. Обчислювальна потужність (продуктивність) мікроконтролера досягає 5 DMIPS.

Головним призначенням ЕБУ є обмеження максимальної частоти обертання шляхом управління роботою запірними клапанами (інтегрованими у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) системи живлення ЗНГ (рис. 4, б–г).

Працює ЕБУ Avenir Gaz таким чином. Сигнал від датчика Холла, що знаходиться у складі трамблера 1 системи запалювання (рис. 6) і подається на клему її електронного комутатора дублюється та надходить до ЕБУ. Цей сигнал, частота імпульсів якого пропорційна поточній частоті обертання колінчастого валу, обробляється ЕБУ і порівнюється з наперед запрограмованою величиною максимальної частоти. У разі, коли величина поточної частоти обертання двигуна досягає величини запрограмованої максимальної частоти обертання, ЕБУ знімає сигнал +12 V з котушки реле, що знаходиться на платі ЕБУ. В результаті контакти реле розмикаються і запірні електромагнітні клапани (інтегровані у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник, рис. 4, б–г) закриваються. Водночас, подача ЗНГ від газового балона до механічного дозатору газу та газоповітряного змішувача припиняється.



Рис. 5. ЕБУ Avenir Gaz: а – зовнішній вигляд ЕБУ; б – зовнішній вигляд плати ЕБУ Avenir Gaz

Унаслідок, двигун по інерції продовжує обертатися, але частота обертання колінчастого валу (за відсутності подачі ЗНГ) падає і після її зменшення (на величину наперед запрограмованого гістерезису) ЕБУ подає на котушку реле сигнал +12 V. Контакти реле замикаються і запірні електромагнітні клапани (інтегровані у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) знов відкриваються. ЗНГ від газового балона знов надходить до газоповітряного змішувача. Двигун запускається, але працює вже на меншій частоті обертання колінчастого валу (залежність $N_{e,r}$ на рис. 10, а).

До того, ЕБУ через контакти реле подає сигнал +12 V до запірних електромагнітних клапанів (інтегрованих у мультиклапан, газовий фільтр та редуктор-випарник) тільки на момент початку запуску газового двигуна. Таким чином, ЕБУ унеможливує подачу ЗНГ до газоповітряного змішувача та впускного трубопроводу до моменту початку запуску газового двигуна, що підвищує безпеку його експлуатації.

Крім того, на конвертований ДВЗ встановлено систему живлення газовим паливом (зокрема ЗНГ) та безконтактну електронну систему запалювання з рухомим розподільником напруги, а також внесені зміни у систему живлення повітрям.

Друга система, якою було дообладнано газовий Д-240-LPG, це безконтактна електронна система запалювання з рухомим розподільником напруги (далі – БЕСЗ). На газовому ДВЗ Д-240-LPG встановлена БЕСЗ, що застосовується для 4-х циліндрових бензинових ДВЗ. Система включає в себе: електронний комутатор; розподільник напруги (трамблер); котушку високої напруги; високовольтні дроти та свічки запалювання. Одним з найважливіших елементів схеми є фотоелектричний датчик Холла, вбудований в розподільник напруги (трамблер). За його допомогою електронний комутатор фіксує положення розподільного валу газового ДВЗ і визначає момент іскроутворення з послідовністю (1 – 3 – 4 – 2).

Основні елементи БЕСЗ та місця їх монтажу на газовому Д-240-LPG наведено на рис. 6.

Для монтажу трамблера на газовому двигуні було розроблено і виготовлено спеціальний механічний привід, який приводиться в дію від блоку шестерень ДВЗ. Трамблер у зборі із спеціальним механічним приводом встановлюються та закріплюються на місці демонтованого штатного ПНВТ УТН-5.

Котушка запалювання та чотири свічки запалювання з'єднані із трамблером за допомогою комплекту TESLA TS T135H з 5-ти високовольтних проводів

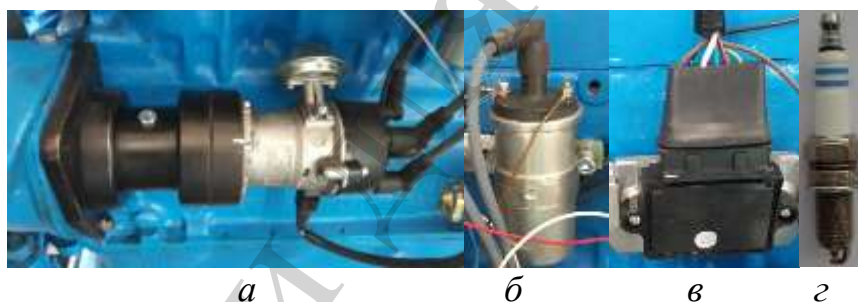


Рис. 6. Основні елементи БЕСЗ: *a* – спеціальний привід трамбера із змонтованим трамблером; *в* – котушка запалювання; *г* – електронний комутатор; *д* – свічка запалювання

запалювання з резистивним сердечником і багатошаровою ізоляцією.

Третя система, якою було дообладнано газовий Д-240-LPG, – це система наповнення циліндрів зарядом робочої суміші (рис. 7).

До складу системи наповнення входять: впускний трубопровід у зборі (рис. 7, *a*), дросельна заслінка з механічним приводом (рис. 7, *б*), перехідник (рис. 7, *в*) між дросельною заслінкою і впускним трубопроводом та газоповітряний змішувач (рис. 4, *e*).



Рис. 7. Основні елементи системи наповнення циліндрів зарядом робочої суміші: *а* – впускний трубопровід (у зборі), встановлений на Д-240-LPG; *б* – дросельна заслінка; *в* – перехідник

7. Результати експериментальних досліджень газового ДВЗ Д-240-LPG з поршнями з розробленою формою камери згоряння

Визначення енергетичних та економічних показників конвертованого газового ДВЗ моделі Д-240-LPG проведено шляхом стендових випробувань на електричному навантажувальному стенді Zöllner (Німеччина) типу В-350АС з модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування (рис. 8). Стенд здатний вимірювати крутний момент у діапазонах від 0 до 199 Н·м та від 200 до 2000 Н·м, а також частоту обертання двигуна від 100 до 6500 хв⁻¹.

Для вимірювання витрат ЗНГ використовувався витратомір палива коріолісового типу FlexCOR CMF-BEQ0B1AWCJ2100A (рис. 9, *а, б*). Він працює у діапазонах від 0,3 до 12 кг/год та від 12 до 250 кг/год. А для витрат повітря використовувався витратомір повітря GF-90-A1A00AD-AA00060DA5A4 (рис. 9, *в, г*). Він працює у діапазонах від 8 до 64 м³/год та від 64 до 1200 м³/год (обидва виробництва США, FCI). Коефіцієнт надміру повітря λ розраховується штатною програмою вимірювального модуля – газоаналізатора ВЕА 060 (рис. 9, *д*) мобільного комплексу BOSCH ВЕА 550.

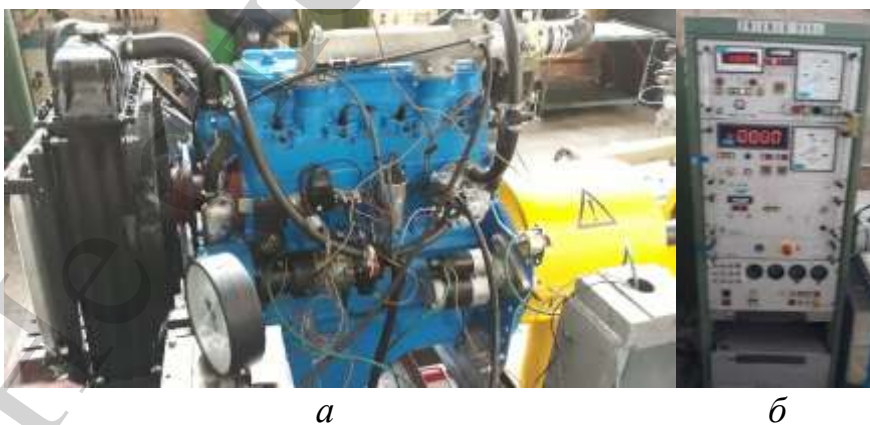


Рис. 8. Зовнішній вигляд конвертованого газового ДВЗ моделі Д-240-LPG, встановленого на навантажувальному стенді Zöllner: *а* – газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG; *б* – шафа управління навантажувального стенда Zöllner

До того ж, при проведенні випробувань модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування стенду фіксувались такі параметри

як: атмосферний тиск і вологість повітря у випробувальному боксі; температура всмоктуваного повітря, моторного масла, охолоджувальної рідини та відпрацьованих газів.

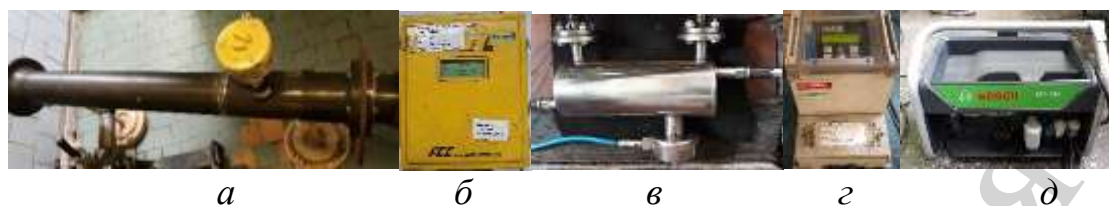


Рис. 9. Основні засоби вимірювальної техніки та випробувального обладнання: *а, б* – масовий витратомір повітря GF-90-A1A00AD-AA00060DA5A4; *в, з* – масовий витратомір палива (ЗНГ) коріолісового типу FlexCOR; *д* – модуль газоаналізатор ВЕА 060 мобільного комплексу BOSCH ВЕА 550

Всі задіяні ЗВТ та ВО, що застосовувались в експериментальних дослідженнях, були повірені або атестовані, а точність всіх вимірювань відповідала вимогам ГОСТ 18509 [18] та Правил ООН № 120 [19].

На рис. 10, *а, б* показана визначена у процесі проведення випробувань зовнішня швидкісна характеристика газового ДВЗ Д-240-LPG (суцільні лінії), а також зовнішня швидкісна характеристика дизеля Д-240 (пунктирні лінії).

Слід додати, що основні параметри зовнішньої швидкісної характеристики дизеля Д-240 взяті з літературних джерел [20].

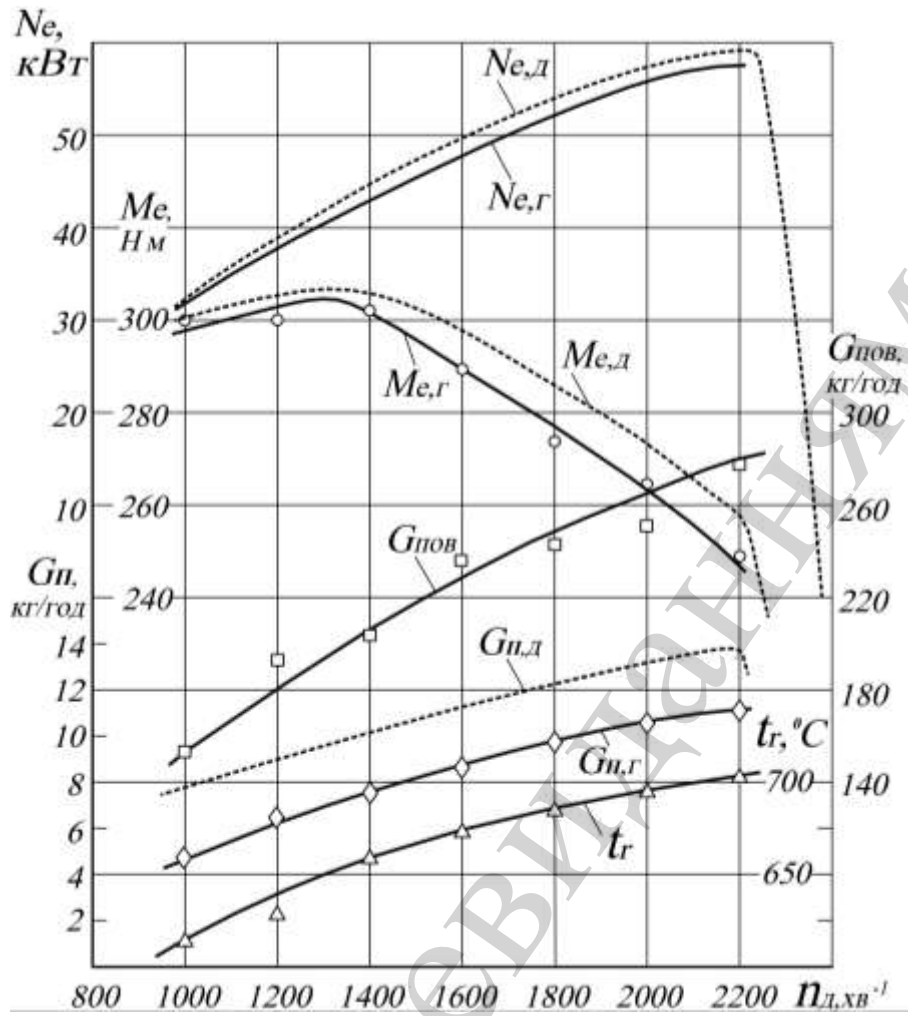
Крім того, при проведенні випробувань газового ДВЗ Д-240-LPG використовувався ЗНГ марки ПБТ за ГОСТ Р 52087 [21], виготовлений ООО «Газэнергосеть Брянск» Клинцовской ГНС (Республіка Білорусь).

ЗНГ згідно Паспорту якості № 53 від 21.04.2019 містить (по масі) 56,47 % пропану та 40,79 % бутану (і-бутану – 18,67 % та н-бутану – 22,12 %). Щільність цього ЗНГ при температурі 10°C складає 0,5347 кг/л.

Як видно з рис. 10, *а* та табл. 1, номінальна потужність дизеля Д-240 дорівнює $N_{e,ном}=59$ кВт (80 к.с.) при номінальній частоті обертання колінчастого валу $n_{д,ном}=2200$ хв⁻¹. Максимальний ефективний крутний момент становить $M_{e,мах}=305$ Н·м, при $n_{д}=1400$ хв⁻¹. Запас крутного моменту становить 19 %.

У свою чергу, як показано на рис. 10, *а* та табл. 1, на максимальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG дорівнює $N_{e,мах}=57,5$ кВт (78 к.с.) при номінальній частоті обертання колінчастого валу $n_{д,ном}=2200$ хв⁻¹. Таким чином, номінальна (максимальна) потужність газового ДВЗ Д-240-LPG склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240 (табл. 1). Максимальний ефективний крутний момент становить $M_{e,мах}=304$ Н·м, при $n_{д}=1300$ хв⁻¹. Характеристика ефективного крутного моменту плавно зростає при зменшенні частоти обертання двигуна від номінальної до $n_{д}=1300$ хв⁻¹, а потім зменшується. Запас крутного моменту у газового ДВЗ становить 22 % (табл. 1), що на 3 % перевищує запас крутного моменту дизеля.

Літрова потужність, яка оцінює ефективність використання робочого об'єму циліндрів, у газового ДВЗ дорівнює $N_{л,г}=12,1$ кВт/л, у той час як у дизеля декілька вище $N_{л,д}=12,4$ кВт/л.



а

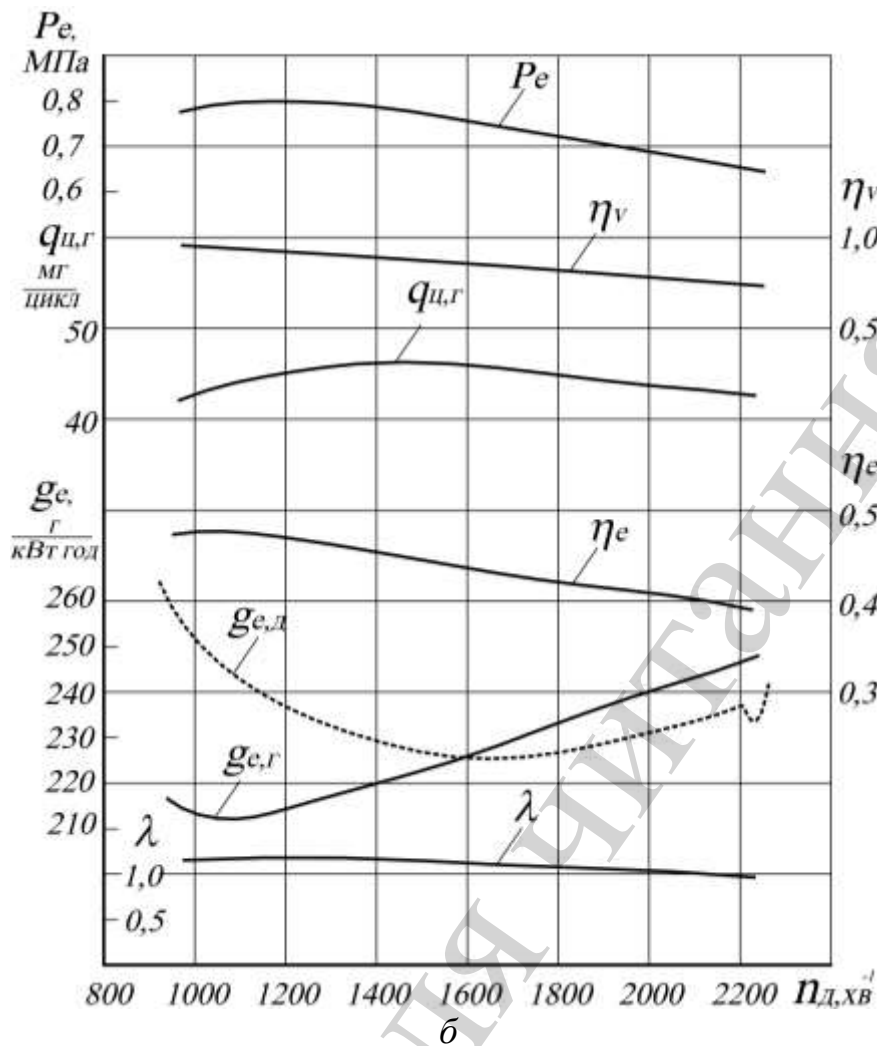


Рис. 10. Зовнішня швидкісна характеристика: *a* – енергетичні параметри; *б* – економічні параметри; – газований ДВЗ Д-240-LPG; ----- – дизель Д-240; N_e – ефективна потужність; M_e – ефективний крутний момент; $G_{нов}$ – годинні витрати повітря; $G_{п}$ – годинні витрати палива; t_r – температури відпрацьованих газів; P_e – середній ефективний тиск; η_v – коефіцієнт наповнення циліндрів; $q_{u,g}$ циклова подача; η_e – ефективний ККД; g_e – питомі ефективні витрати палива; λ – коефіцієнту надміру повітря λ ; n_o – частота обертання ДВЗ

Ефективні витрати ЗНГ при роботі газового ДВЗ по зовнішній швидкісній характеристиці коливаються в межах від 4,0 до 11,3 кг/год (або 7,5 ... 21,1 л/год) при частотах обертання від 900 до 2200 xv^{-1} відповідно.

Середній ефективний тиск P_e газового двигуна (рис. 10, б) змінюється в межах від 0,65 МПа при 2200 xv^{-1} до 0,79 МПа при 1100 ... 1200 xv^{-1} , що у цілому відповідає показникам для сучасних газових ДВЗ.

Коефіцієнт наповнення циліндрів η_v газового ДВЗ коливається в межах від 0,77 до 0,96. При цьому, коефіцієнт зростає при зменшенні частоти обертання двигуна, що свідчить про негативний вплив, викликаний гідравлічним опором газоповітряного змішувача (дифузору), на величину коефіцієнта при номінальних та середніх частотах обертання.

Ефективний ККД η_e газового ДВЗ знаходиться на рівні 0,39 ... 0,48, що свідчить про досить високу економічність газового ДВЗ і високу ступінь використання теплоти згоряння газового палива.

При цьому, ефективні питомі витрати ЗНГ (рис. 10, б) при роботі на номінальній потужності склали $g_{e,ном}=197$ г/(кВт·год). Мінімальні ефективні питомі витрати ЗНГ відповідають $n_0=1050$ хв⁻¹. Низькі значення ефективної питомої витрати ЗНГ також підтверджують досить високу економічність газового ДВЗ. При цьому, у дизеля ефективні питомі витрати дизельного палива при роботі на номінальній потужності склали $g_{e,ном}=238$ г/(кВт·год), а мінімальні складають 226 г/(кВт·год) при $n_d=1800$ хв⁻¹.

Коефіцієнт надміру повітря λ по всій зовнішній швидкісній характеристиці повільно збільшується від 0,99 (у зоні наближеній до номінальної частоти обертання) до 1,1 (у зоні середніх та мінімальних частот обертання). На його величину у зоні номінальної частоти обертання, як і на коефіцієнт наповнення, негативно впливає наявність газоповітряного змішувача (дифузору).

В основному газовий ДВЗ працює на економічних сумішах, при яких сумарні теплові втрати досягають мінімуму, що, як наслідок, забезпечує максимальну ефективну потужність двигуна.

На всіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи конвертований газовий Д-240-LPG з системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу та безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги працював стійко.

Основні технічні характеристики Д-240-LPG, у порівнянні із дизелем Д-240 наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики дизеля Д-240 [17] та конвертованого на його базі газового ДВЗ моделі Д-240-LPG

Назва параметра	Значення параметра	
	Д-240	Д-240-LPG
Марка ДВЗ	Д-240	Д-240-LPG
Тип	Чотирьохтактний дизель із запаленням від стиснення	Чотирьохтактний газовий ДВЗ з іскровим запалюванням
Спосіб сумішеутворювання	Внутрішнє (з безпосереднім впорскуванням палива)	Зовнішнє (подача ЗНГ до впускного трубопроводу)
Номінальна потужність, кВт	59	57,5
Частота обертання при номінальній потужності, хв ⁻¹	2200	2350
Максимальний крутний момент /при частоті обертання, Н·м /хв ⁻¹	305/1400	304/1300
Номінальний коефіцієнт запасу крутного моменту, %	19	22

Максимальна частота обертання на холостому ході, хв ⁻¹	2385	2250
Діаметр циліндра, мм	110	
Хід поршня, мм	125	
Кількість циліндрів	4	
Робочий об'єм, л	4,75	
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2	
Ступінь стиснення	16	9,5
Паливо	дизельне	ЗНГ

Крім того, як показали експериментальні дослідження, розроблена форма камери згоряння забезпечила бездетонаційну роботу газового ДВЗ.

7. Обговорення результатів досліджень конвертації дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням

Виконані дослідження є першим етапом робіт із розроблення технології конвертації транспортних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням. Передбачено, що технологія повинна розповсюджуватись на дизелі із різною кількістю та розташуванням циліндрів, а також порядком їх роботи.

Тому, на першому етапі була розроблена технологія конвертації атмосферних дизелів (обладнаних паливними насосами високого тиску і механічними регуляторами прямої дії), у яких відсутні система(-ми) нейтралізації відпрацьованих газів.

До того, розроблена нова форма камери згоряння може бути використана і для подальших етапів технології конвертації.

Отже, конвертація дизелів у газові ДВЗ із розробленою формою камери згоряння та обраними системою живлення ЗНГ і системою запалювання, як свідчать експериментальні дослідження, є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат ТЗ. Окремо, треба відмітити, що ефективна потужність газового ДВЗ склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240, що особливо важливо для конвертації дизелів універсальних тракторів.

Запропонована технологія конвертації дизелів у газові ДВЗ, має ту перевагу, що може бути використана при конвертації атмосферних транспортних дизелів з різною кількістю та розташуванням циліндрів, а також порядком їх роботи. Крім того, використання першого етапу розробленої технології не потребує спеціального коштовного обладнання і може бути застосовано для конвертації дизелів що перебувають в експлуатації.

Разом з тим, очевидно, що застосована комплектація системи живлення ЗНГ, не дозволяє автоматично регулювати як частоту обертання холостого ходу так і величину пускової подачі ЗНГ залежно від температури охолодної рідини ДВЗ. Крім того, така система живлення ЗНГ не дозволяє використовувати ще і трикомпонентні каталітичні нейтралізатори для зменшення токсичності відпрацьованих газів.

Тому подальшій напрямок робіт пов'язаний з розробленням багатофункціональної електронної мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ. Система має забезпечити управління роботою таких підсистем, як багатоточкового впорскуванням ЗНГ газовими електромагнітними форсунками; наповнення циліндрів зарядом робочої суміші, безконтактної електронної підсистеми запалювання, лямбда-регулювання складу газоповітряної суміші тощо.

8. Висновки

1. Доведено, що найбільш технологічним способом зменшення ступеня стиснення при конвертації дизелів Д-240 у газові ДВЗ Д-240-LPG є зменшення геометричного ступеня стиснення за рахунок збільшення об'єму камери згоряння. Для газових ДВЗ, обґрунтовано вибір і розроблено нерозділену відкриту камеру згоряння у формі осесиметричного «усіченого конусу».

2. На базі штатних дизельних поршнів дизелів Д-240, які мають нерозділені напівзакриті камери згоряння ЦНІДІ, виготовлені поршні з розробленою формою камери згоряння.

3. Розроблено і виготовлено спеціальний ЕБУ Avenir Gaz, що обмежує максимальну частоту обертання газового ДВЗ шляхом відключення подачі ЗНГ при перевищенні поточної частоти обертання за максимальну частоту, що задана в ЕБУ. Крім того, такий ЕБУ унеможлиблює подачу ЗНГ до газоповітряного змішувача та впускного трубопроводу до моменту початку запуску газового двигуна, що підвищує безпеку його експлуатації.

4. Розроблено та створено газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG з примусовим запалюванням для роботи на ЗНГ, який конвертовано на базі транспортного дизеля Д-240. Газовий ДВЗ укомплектовано поршнями із розробленою формою камери згоряння. Ступінь стиснення зменшено до $\varepsilon=9,5$. До того, на двигун встановлено систему живлення з подачею ЗНГ до впускного трубопроводу і безконтактну електронну систему запалювання з рухомим розподільником напруги.

5. Проведені стендові випробування газового ДВЗ Д-240-LPG на електричному навантажувальному стенді. Результати випробувань газового Д-240-LPG, довели, що номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240. Запас крутного моменту дорівнює 22 %. Ефективні витрати ЗНГ при роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці коливаються в межах від 4,0 до 11,3 кг/год (або 7,5...21,1 л/год). Отримані енергетичні та економічні параметри показали, що конвертація дизелів у газові ДВЗ є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат дизельними транспортними засобами.

Вдячність

Автор цієї статті висловлює вдячність М. Д. Горі, Ю. В. Назаренку, К. А. Патлатюку та іншим співробітникам лабораторії використання палив та екології ДП «ДержавтотрансНДІпроект», які брали участь у підготовці та проведенні випробувань газового ДВЗ.

Література

1. Ковалёв, С. А. (2018). Разработка электронной системы управления газовыми ДВС, переоборудованными на базе транспортных дизелей для работы на сжиженном нефтяном газе. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 55–61. doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.2.09>
2. Ковальов, С. О. (2018). Розроблення електронної системи управління газовими ДВЗ з іскровим запалюванням, переобладнаними на базі дизелів для роботи на зрідженому нафтовому газі. *Автомобільний транспорт*, 4 (256), 12–18. doi: <https://doi.org/10.33868/0365-8392-2018-4-256-12-18>
3. *Автомобильный справочник BOSCH* (2000). М.: Издательство «За рулем», 896.
4. Kryshchtopa, S., Panchuk, M., Dolishnii, B., Kryshchtopa, L., Hnyr, M., Skalatska, O. (2018). Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (10 (91)), 16–22. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.124045>
5. Otto cycle. Wikipedia. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Otto_cycle
6. Захарчук, О. В. (2014). Покращення екологічних показників колісного трактора використанням газового палива. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ"*, 10 (1053), 27–32.
7. Miller cycle. Wikipedia. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Miller_cycle
8. Mo, H., Huang, Y., Mao, X., Zhuo, B. (2016). Investigations on the Potential of Miller Cycle for Performance Improvement of Gas Engine. *Global Journal of Researches in Engineering*, XVI (I), 37–46.
9. Kryshchtopa, S., Panchuk, M., Kozak, F., Dolishnii, B., Mykytii, I., Skalatska, O. (2018). Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8 (94)), 6–13. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139358>
10. Luksho, V. A., Kozlov, A. V., Panchishny, V. I., Terenchenko, A. S. (2015). Development of a complex catalytic conversion system for internal combustion engines fueled with natural gas. *Modern Applied Science*. doi: <https://doi.org/10.5539/mas.v9n8p237>
11. Luksho, V. A., Kozlov, A. V., Terenchenko, A. S., Ter-Mkrtichian, J. G., Karpukhinn, K. E. (2015). Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies. *Biosciences Biotechnology Research Asia*, 12 (2), 1867–1872. doi: <https://doi.org/10.13005/bbra/1852>
12. Ваншейдт, В. А., Иванченко, Н. Н., Коллеров, Л. К. (Ред.) (1977). *Дизели*. Л.: «Машиностроение», 480.
13. Абрамчук, Ф. И., Воронков, А. И., Отченашко, С. И. (2008). Анализ камер сгорания, используемых в современных высокооборотных автомобильных дизельных двигателях. *Автомобильный транспорт*, 22, 117–122.

14. Парсаданов, І. В., Хижняк, В. О., Рикова, І. В. (2017). Обґрунтування вибору камери згоряння при застосуванні каталітичного покриття на поверхні поршня. Двигатели внутреннего сгорания, 2, 18–21.

15. EN 589+A1:2012. Automotive fuels – LPG – Requirements and test methods.

16. Каталог «ДАЛЬНОБОЙЩИК». Предприятие «Завод Двигатель». URL: <http://zdvigatel.com/katalog/dalnoboyshchik>

17. Regulation No. 67. Uniform provisions concerning the approval of: I. Approval of specific equipment of vehicles of category M and N using liquefied petroleum gases in their propulsion system; II. Approval of vehicles of category M and N fitted with specific equipment for the use of liquefied petroleum gases in their propulsion system with regard to the installation of such equipment.

18. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (1988). М.: Изд-во стандартов, 69.

19. Regulation No. 120. Uniform provisions concerning the approval of internal combustion engines to be installed in agricultural and forestry tractors and in non-road mobile machinery, with regard to the measurement of the net power, net torque and specific fuel consumption.

20. Ксенович, І. П., Кустанович, С. Л., Степанюк, П. Н. и др.; Ксенович, І. П. (Ред.) (1984). Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82. М.: Колос, 254.

21. ГОСТ Р 52087-2003 (2003). Газы углеводородные сжиженные топливные. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 7.