

Наука і сучасні технології

УДК 622.24.054

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ ПРИ ЇХНЬОМУ ПЕРЕВЕДЕННІ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА

І.М. Микитій, М.М. Гнип, С.І. Криштона

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: auto.ifntung@ukr.net*

Вивчено досвід розробок вітчизняних і закордонних фахівців в напрямку переобладнання дизельних двигунів у моногазові з іскровим запалюванням. Наведено переваги та недоліки використання газу як моторного палива для дизельних силових приводів. Запропоновано шляхи конвертації дизельної техніки на стиснені та зріджені газові палива за різними варіантами. Виконані теоретичні дослідження енергоефективності дизельних силових приводів нафтогазової галузі при конвертації дизельних двигунів на використання альтернативних палив. Встановлено, що при конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок на газомоторне паливо можна забезпечити показники потужності, крутного моменту, витрати палива практично аналогічні відповідним показникам базових дизельних двигунів до конвертації. З'ясовано, що при переобладнанні дизельних двигунів силових приводів бурових установок на газомоторне паливо при конвертації дизельних двигунів на пропан-бутанову суміш, у порівнянні з природним газом, вдасться забезпечити кращі паливно-економічні та потужнісні показники. Показано, що наведені теоретичні викладки добре узгоджуються з практичними здобутками, які вже одержані на автомобільному транспорті.

Ключові слова: альтернативні палива, дизельний двигун, бурова установка, переобладнання на газ, енергоефективність.

Изучен опыт разработок отечественных и зарубежных специалистов в направлении переоборудования дизельных двигателей в газовые с искровым зажиганием. Приведены преимущества и недостатки использования газа в качестве моторного топлива для дизельных силовых приводов. Предложены пути конвертации дизельной техники на сжатые и сжиженные газовые топлива по разным вариантам. Выполнены теоретические исследования энергоэффективности дизельных силовых приводов нефтегазовой отрасли при конвертации дизельных двигателей на использование альтернативных топлив. Установлено, что при конвертации дизельных двигателей силовых приводов буровых установок на газомоторное топливо можно обеспечить показатели мощности, крутящего момента, расхода топлива практически аналогичные соответствующим показателям базовых дизельных двигателей до их конвертации. Выяснено, что при переоборудовании дизельных двигателей силовых приводов буровых установок на газомоторное топливо при конвертации дизельных двигателей на пропан-бутановую смесь, по сравнению с природным газом, удастся обеспечить лучшие топливно-экономические и мощностные показатели. Показано, что приведенные теоретические выкладки хорошо согласуются с практическими достижениями, которые уже получены на автомобильном транспорте.

Ключевые слова: альтернативные топлива, дизельный двигатель, буровая установка, переоборудование на газ, энергоэффективность.

The experience of domestic and foreign specialists in the sphere of re-equipment of diesel engines into gas ones with spark ignition is studied. The advantages and disadvantages of using gas as a motor fuel for diesel power drives are given. The ways of conversion of diesel equipment to compressed and liquefied gas fuels are offered in different variants. Theoretical studies of energy efficiency of diesel power drives in the oil and gas industry during the conversion of diesel engines to the use of alternative fuels are performed. It has been established that when converting diesel engines of power drives of drilling rigs to gas motor fuels, it is possible to provide power, torque, fuel consumption rates, which are practically analogous to the corresponding indicators of primary diesel engines before their conversion. It has been found out that when re-equipping diesel engines of power drives of drilling rigs

into gas motor fuels during the conversion of diesel engines into a propane-butane mixture, in comparison with natural gas, it will be possible to provide the best fuel-economic and powerful indicators. It is shown that the above theoretical calculations are in good agreement with practical achievements that have already been obtained in automobile transport.

Key words: alternative fuel, diesel engine, drilling rig, conversion to gas, energy efficiency.

Вступ

Запаси нафти в надрах Землі невинно скорочуються. За найоптимістичнішими прогнозами, при існуючих об'ємах розвіданих запасів і об'ємах видобутку, людству вистачить нафти приблизно на 50 років. Другим за застосовністю паливним енергоресурсом після нафти є газомоторні палива. В даний час газ як моторне паливо використовується в більшості країн світу. Найбільше використання газів палива в даний час мають в Аргентині та Бразилії. Низька ціна та хороші екологічні показники сприяють розширенню використання газу як моторного палива.

Вивчення досвіду розробок вітчизняних і зарубіжних фахівців свідчить, що дизельні двигуни, які конвертовані в газові, мають високі тягово-динамічні та паливно-економічні характеристики, а за показниками екологічної безпеки навіть істотно перевершують базові дизельні двигуни. Це дає підстави стверджувати, що для вирішення комплексної проблеми зменшення темпів споживання рідких нафтових палив слід істотно збільшувати частку силових приводів з газовими двигунами. Для цього, серед інших заходів, слід розробити для потреб нафтогазової галузі технології конвертації існуючих дизельних силових приводів у газові двигуни. При цьому конвертовані в газові двигуни дизельні силові приводи одночасно забезпечать зниження витрат на паливно-мастильні матеріали та зменшать негативний вплив двигунів на навколишнє середовище.

Газ як моторне паливо для дизельних силових приводів має цілий ряд переваг:

- менші витрати, оскільки газове паливо, всередньому, на 30-40 % дешевше за дизельне паливо;

- практично відсутнє нагароутворення, що збільшує в 1,5-2,5 рази ресурс двигунів;

- збільшується в середньому вдвічі періодичність заміни моторних оливи та масляних фільтрів;

- забезпечується краще сумішоутворення, готується більш однорідна горюча суміш, яка рівномірніше розподіляється по циліндрах двигуна; більш плавно зростають тиски згорання, що подовжує ресурс двигунів;

- газовий двигун швидше прогрівається до робочої температури, за рахунок чого знижується зношення циліндропоршневої групи та витрата палива;

- практично виключається конденсація парів палива на стінках циліндрів, змивання оливої плівки та розрідження моторної оливи;

- досягається більш повне згорання палива, тому суттєво знижується токсичність відпрацьованих газів;

- знижується шумність двигуна;

- крадіжки персоналом газу з заправлених балонів здійснювати набагато складніше, ніж дизельного палива.

Широке використання стиснених та зріджених газових палив у дизельних двигунах у нашій державі стримується внаслідок:

- відсутності серійного випуску дизельних двигунів, що працюють на стиснених та зріджених газових паливах;

- зниження тривалості роботи техніки на одній заправці газом у порівнянні з нафтовим паливом;

- гірших пускових властивостей газових двигунів в зимовий період;

- підвищення масогабаритних параметрів техніки при встановленні газового обладнання;

- необхідності витрат на інфраструктуру для транспортування і заправки двигунів стисненим та зрідженими газовими паливами;

- негативному досвіді переобладнання дизельних двигунів для роботи в газодизельному режимі у зв'язку з їх невисокою економічністю та значними цінами на газодизельну апаратуру.

Попри зазначені недоліки у зв'язку з тенденцією до постійного зростання вартості дизпалива та введенням все більш жорстких норм щодо токсичності відпрацьованих газів у перспективі використання стиснутих та зріджених газових палив у дизельних двигунах в світі та нашій державі буде тільки зростати.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Створення провідними світовими фірмами моногазових двигунів, які вже задовольняють найбільш жорстким нормам токсичних викидів у відпрацьованих газах, свідчить про суттєві переваги переобладнання дизельних двигунів у газові з іскровим запалюванням.

В зазначеному напрямку проводять роботи такі відомі світові концерни, як Cummins, MAN, Scania, Iveco, Mercedes-Benz та інші, які вже розробили на базі дизельних двигунів газові для автобусів та вантажних автомобілів [1].

Аналогічні роботи проводяться також в країнах пострадянського простору. Так, було здійснено переобладнання дизельного двигуна Мінського виробництва для роботи на природному газі [2]. У дизельному двигуні ММЗ-245.12 замість форсунок були встановлені іскрові свічки запалювання та змонтована система запалювання безконтактно-транзисторного типу. На впускному колекторі було встановлено газовий змішувач моделі СГ-250 та два газові редуктори високого і низького тисків моделі «Сага-7Б». Для уникання детонації у двигуні було зменшено ступінь стисання з 16,0 до 12,0 одиниць за рахунок розточування камери згорання в поршні.

На Ярославському моторному заводі виконувались дослідження газового двигуна, створеного на базі дизельного двигуна ЯМЗ-236НЕ [3]. Двигун обладнувався системою запалювання та газовою апаратурою з електронним управлінням та мав максимальну питому витрату газу $0,24 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$. Газовий двигун комплектувався штатним турбокомпресором і системою нейтралізації відпрацьованих газів. Конвертований двигун за викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами відповідав вимогам Правил ЕЕК ООН до рівня Євро-3 і зменшив викиди CO_2 на 30 % порівняно з базовим дизельним двигуном. Система живлення з електронним управлінням автоматично забезпечувала необхідний склад газоповітряної суміші для забезпечення досягнення оптимальних показників паливної економічності, потужності і токсичності відпрацьованих газів.

В автомобільній корпорації КамАЗ була здійснена конвертація восьмициліндрового дизельного двигуна КамАЗ-740 в газовий двигун під екологічні норми Євро-5 з іскровим запалюванням і кількісним регулюванням подачі газоповітряної суміші у впускну систему [4]. Наприклад, такі двигуни встановлюються автовиробником на самоскид КамАЗ-6520PG вантажопідйомністю 18 тонн, призначений для перевезення різних будівельних вантажів. Паливна система автомобіля складається з балонів для стисненого газу в кількості 13 штук, загальний об'єм балонів складає 1120 літрів або 224 м^3 стисненого природного газу за тиску 20 МПа. Дальність ходу автомобіля складає 450 км (максимально навантажений) або 700 км (порожній). У конвертованому двигуні в отвори форсунок встановлені свічки запалювання з індивідуальними котушками, а камера згоряння в поршні розточена так, щоб ступінь стискування знизилась з 17,0 до 12,0 [5]. У впускній системі двигуна встановлено оригінальний газоповітряний змішувач та два дозатори подачі газоповітряної суміші на кожний ряд циліндрів. Були виконані стендові та ходові дослідження створеного двигуна. Конвертований газовий двигун має практично такі ж енергетичні показники, як і у базового двигуна.

Необхідно відмітити, що зменшення міри стискування у переобладнаних газових двигунах, що розглядалися, виконано, як правило, за рахунок розточування камери згоряння в поршні базового дизеля [6]. Однак експериментальні дослідження показують, що навіть невеликі зміни геометрії камер згоряння в поршнях призводять до значних змін у протіканні процесів теплогазозаміни. Оптимізація форми камери згоряння конвертованого двигуна вимагає серйозних розрахункових і експериментальних робіт для забезпечення енергетичних, економічних та екологічних показників та є досить складним науково-технічним завданням.

Є досвід конвертації дизельних двигунів у газові і в Україні. Аналіз розробок українських організацій свідчить про те, що одержаний певний досвід конвертації в газові двигуни декількох типів дизелів, які встановлюються на

транспортних засобах і сільськогосподарських машинах.

Так, в Інституті проблем машинобудування ім. А. Н. Подгорного НАНУ розроблено технологію конвертації дизельних двигунів у газові і створено діючий зразок газового двигуна на базі дизельного двигуна Д-21 [7], що мав номінальну потужність 18,4 кВт. Розроблена технологія передбачала максимальну орієнтацію на використання серійно газової апаратури і елементів систем запалення та мінімум змін у конструкції двигуна. Паливна економічність у режимі номінальної потужності погіршилась на 11 % порівняно з базовим дизельним двигуном. У відпрацьованих газах зменшились викиди оксидів азоту і оксидів вуглецю та повністю відсутня сажа. Ступінь стискування зменшили до 9,5 за рахунок розточування камер згоряння в поршнях.

Також фахівці Інституту проблем машинобудування разом з працівниками Харківського національного автомобільно-дорожнього університету розробили технологію конвертації і створили діючий зразок газового двигуна на базі шестициліндрового дизельного двигуна ЯМЗ-236 [8]. Особливістю даної розробки, є створення оригінальної системи запалення підвищеної енергії, що повинно було забезпечити хороші пускові характеристики двигуна в умовах негативних температур. Конвертація двигуна дозволила знизити викиди шкідливих речовин у середньому на 1,5-2 рази.

У Луцьком національному технічному університеті дизельний двигун Д-240 білоруського виробництва був переобладнаний в газовий [9]. Особливістю технології переобладнання даного дизельного двигуна в газовий було те, що зниження ступеня стискування до 12,0 досягнули за рахунок установавання трьох прокладок між головкою і блоком циліндрів загальною товщиною 4,5 мм. Необхідно відмітити, що для двигунів із шестеренчастим приводом розподільного валу така технологія конвертації неможлива.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Слід зазначити, що наразі набуто лише невеликий досвід у напрямку переобладнання дизельних двигунів у газові. Аналіз його результатів свідчить, що для конвертації в нафтогазовій галузі дизельних двигунів у газові багато проблем науково-технічного та комерційного характеру ще належить вирішити. Науково-технічні проблеми полягають у необхідності:

- дослідження енергоефективності дизельних двигунів нафтогазової галузі при переведенні на альтернативні палива;
- вивчення шляхів вдосконалення робочих процесів конвертованих газових двигунів з метою підвищення їх економічності, потужності та надійності;
- розробки для конвертації дизельних двигунів у газові сучасних електронних систем запалення із комп'ютерним управлінням для

оптимізації процесів кутів випередження запалення;

- вдосконалення технологій зниження ступеня стискання конвертованих дизелів з метою зниження вартості переобладнання і підвищення ступеня уніфікації;

- розробки багатопаливних систем, які б дозволяли забезпечувати роботу конвертованих двигунів як на газі, так і (у випадку можливих перебоїв з постачання газового палива) в резервному дизельному режимі, нехай і з дещо зменшеною потужністю.

Формулювання цілей статті

Конвертація дизельної техніки на стиснені та зріджені газові палива може виконуватись за такими варіантами: дизельні двигуни переобладнуються для роботи в газодизельному режимі або дизельні двигуни переобладнуються в моногазові двигуни з іскровим запалюванням зі зниженим, у порівнянні з дизельними двигунами, ступенем стискання. Переобладнання дизельних двигунів для роботи в газодизельному режимі є не дуже доцільним, оскільки для таких двигунів для запалювання паливо-повітряної суміші залишається споживання дизельного палива (за реальними даними – до 50 %), що суттєво погіршує економічність переобладнаних силових приводів. Тому метою даної статті є теоретичні дослідження енергоефективності дизельних силових приводів нафтогазової галузі при конвертації дизельних двигунів на використання моногазових палив.

Основний матеріал дослідження

Поршневий двигун силового привода бурової установки – це енергоперетворююча система, в якій хімічна енергія палива перетворюється в роботу. На вхід цієї системи подається окислювач (кисень з повітря) та енергоносій, в нашому випадку - це дизельне паливо, стиснений природний газ або зріджена пропан-бутанова суміш. Вхідний матеріальний потік характеризується підведеною в циліндри двигуна теплотою Q_n , яка може бути одержана при повному окисленні палива. Теплота Q_n перетворюється в роботу газів A_k , яка сприймається поршнями двигуна.

Енергоефективність двигунів оцінюється термодинамічним коефіцієнтом корисної дії η_i , який визначається відношенням корисної роботи A_k , яка одержується на колінчастому валу двигуна, до підведеної теплоти Q_n , яку одержуємо внаслідок згоряння паливо-повітряної суміші

$$\eta_i = \frac{A_k}{Q_n} = \frac{Q_n - Q_e}{Q_n}, \quad (1)$$

де Q_e - кількість відведеної теплоти, кДж.

Кількості підведеної в циліндри двигуна при згорянні паливо-повітряної суміші теплоти та відведеної (через систему охолодження, з

продуктами згоряння та ін.) теплоти визначаються через температури робочого процесу

$$Q_n = mC_{v.p.c.}(T_z - T_c), \quad (2)$$

$$Q_e = mC_{v.n.z.}(T_b - T_a), \quad (3)$$

де $C_{v.p.c.}$, $C_{v.n.z.}$ - ізохорні теплоємності відповідно робочої суміші та продуктів згоряння;

T_z , T_c , T_b , T_a - температури відповідно робочого тіла наприкінці процесів згоряння, стискання, розширення і впускання.

Температури робочого тіла наприкінці процесів згоряння, стискання і розширення для дизельних двигунів можна розрахувати наступним чином:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (4)$$

$$T_z = \frac{\lambda \rho T_c}{\mu}, \quad (5)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\rho^{n_2 - 1}}, \quad (6)$$

де λ - степінь підвищення тиску,

ρ - ступінь наступного розширення,

μ - коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші,

ε - ступінь стискання,

n_1 - середнє значення показника політропи стискання,

n_2 - середнє значення показника політропи розширення.

Через ступінь стискання та показники політроп стискання та розширення визначають співвідношення між тисками робочого тіла наприкінці процесів стискання, згоряння та розширення:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad (7)$$

$$P_z = \frac{P_c \cdot T_z}{T_c}, \quad (8)$$

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}. \quad (9)$$

Підведену теплоту Q_n можна також визначити як добуток циклової подачі палива q_u на нижчу теплоту згоряння палива H_u

$$Q_n = H_u q_u. \quad (10)$$

Нижча теплота згоряння палива H_u одного кілограма дизельного палива змінюється в межах 41-42 МДж, одного кг стисненого природного газу – 35-36 МДж, а одного кг зрідженої пропан-бутанової суміші – 43-46 МДж [10].

Циклова подача палива q_u визначається через кількість повітря $G_{нов}$, яка надійшла в двигун в одиницю часу

$$q_u = \frac{G_{нов}}{l_0}, \quad (11)$$

де l_0 - теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограма палива.

Таблиця 1 – Вміст вуглецю, водню та теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограма палива [11]

Паливо	Вміст вуглецю С, %	Вміст водню Н, %	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кг палива l_0 , кг
Бензин	85-86	14-15	14,7-14,9
Дизельне паливо	86,5-87,5	12-13	14,3-14,5
Стиснений природний газ	76,5-77,5	22,5-23,5	15,5-16,0
Пропан-бутановий зріджений газ	81,5-82,5	17,5-18,5	15,5-15,7

Ця величина може бути знайдена зі стехіометричних рівнянь окислення вуглецю та водню, які знаходяться в паливі. Вміст вуглецю, водню та теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кілограма палива наведені в таблиці 1.

Але в реальних процесах згоряння паливо-повітряна суміш за складом, який відрізняється від теоретично необхідної кількості. Реальна величина кількості повітря для згоряння одного кілограма палива враховується коефіцієнтом надлишку повітря α . Тобто з врахуванням реального співвідношення „паливо-повітря” циклова подача палива q_u визначається за формулою

$$q_u = \frac{G_{нов}}{\alpha \cdot l_0} \quad (12)$$

При $\alpha=1$ суміш називається нормальною або стехіометричною, при $\alpha > 1$ – збідненою, при $\alpha < 1$ – збагаченою. Бензинові двигуни працюють як на збіднених, так і на збагачених та стехіометричних сумішах. Дизельні двигуни працюють виключно на збіднених сумішах. Наприклад, середні значення коефіцієнта надлишку повітря α для чотиритактних малофорсованих дизельних двигунів силових приводів бурових установок змінюються в межах 1,5-1,7.

Робочі процеси газових двигунів є досить близькими до відповідних процесів бензинових двигунів. Але, на відміну від бензинових двигунів, особливістю процесів згоряння газових двигунів є те, що вони працюють на збіднених сумішах, як і дизельні двигуни. Наприклад, середні значення коефіцієнта надлишку повітря α для чотиритактних газових двигунів, які працюють на метані, змінюються в межах 1,05-1,8, а пропан-бутанової суміші – в межах 1,05-1,7 [12].

Підставимо (12) у (10) та проаналізуємо такий показник, як нижча питома теплота згоряння паливо-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$

$$Q_n = \frac{G_{нов}}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0} \quad (13)$$

Нижча питома теплота згоряння паливо-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$ складе:

для дизельного палива – $2,828-2,937 \frac{МДж}{кг\ пов.}$;

для пропан-бутанової суміші – $2,739-2,968 \frac{МДж}{кг\ пов.}$;

природного газу – $2,250-2,258 \frac{МДж}{кг\ пов.}$.

Як видно з наведених розрахунків, нижча питома теплота згоряння паливо-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$ є приблизно однаковою для дизельного палива та пропан-бутанової суміші. А нижча питома теплота згоряння метано-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$ є суттєво меншою, така суміші повітря та дизельного палива.

З (13) очевидним є те, що за приблизно однаковою для дизельного палива та пропан-бутанової суміші нижчої питомої теплоти згоряння паливо-повітряної суміші $\frac{H_u}{l_0}$ кількість підведеної теплоти Q_n буде залежати від кількості повітря $G_{нов}$, яка надійшла в двигун за одиницю часу, та коефіцієнта надлишку повітря α .

Кількість повітря $G_{нов}$, яка надходить у двигун, залежить від кількох складових. По-перше, вона визначається робочим об’ємом двигуна $V_{роб}$, тобто об’ємом, що звільняється поршнем при його переміщенні від верхньої «мертвої» точки до нижньої. По-друге, кількість повітря $G_{нов}$, яка надходить в двигун, залежить від густини паливо-повітряної суміші $\rho_{сум}$. По-третє, кількість повітря $G_{нов}$ визначається коефіцієнтом наповнення $\eta_{нап}$. Тоді кількість повітря $G_{нов}$, яка надходить в двигун, може бути визначена з виразу

$$G_{нов} = V_{роб} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап} \quad (14)$$

З врахуванням (1) та (10-14) корисну роботу A_k , яку одержуємо на колінчастому валу двигуна можемо записати у вигляді

Таблиця 2 – Значення ступенів стискання найбільш розповсюджених дизельних двигунів силових приводів бурових установок

Модель двигуна	Потужність, кВт	Робочий об'єм, л	Ступінь стискання двигуна, ϵ
B2-500TK-C4 TMX	330	38,88	14,0
71H12A PZL-Wola	404	26,64	14,5
Caterpillar 3508	507	34,53	13,0
6ЧН 21/21 - СА 30	482	43,6	14,0
6ЧН 21/21 - СА 10	460	43,6	13,5
Cummins KTTA19-C525	392	19,0	13,9
ЯМЗ-8504.10-02	368	25,86	14,0

$$A_k = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot V_{роб} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап} \quad (15)$$

Для оцінювання енергоефективності двигунів внутрішнього згоряння корисну роботу A_k відносять до одиниці робочого об'єму двигуна $V_{роб}$. Одержаний показник називається середнім індикаторним тиском P_i

$$P_i = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \rho_{сум} \cdot \eta_{нап} \quad (16)$$

Підставляючи (2-9) в (16) після ряду перетворень для циклу зі змішаним підведенням теплоти дизельних двигунів, одержимо

$$P_i = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \times \quad (17)$$

$$\times \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right]$$

Найважливішими з показників, які впливають на середній індикаторний тиск P_i в двигунах внутрішнього згоряння, є тиск наприкінці процесу стискання P_c та ступінь стискання двигуна ϵ . Особливістю саме дизельних двигунів силових приводів бурових установок є їхні порівняно низькі значення ступеня стискання двигунів ϵ та залежного від нього тиску наприкінці процесу стискання P_c .

Значення ступенів стискання найбільш розповсюджених дизельних двигунів силових приводів бурових установок наведені в таблиці 2.

Зауважимо, що ступені стискання сучасних газових двигунів, які для газових палив розраховані під середнє значення октанового числа 115, знаходяться в діапазоні 12-13. Тому деформування, яке необхідно буде здійснювати при конвертації на газове паливо найбільш розповсюджених дизельних двигунів силових приводів бурових установок, буде порівняно невеликим. В середньому ступінь стискання дизельних двигунів силових приводів бурових установок необхідно буде знизити на одну-дві одиниці, а в деяких моделях низькофорсованих дизельних двигунів потреби знижувати ступінь стискання не буде взагалі. В цьому є принципова відмінність конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок від, наприклад, високофорсованих автомобільних ди-

зельних двигунів, де ступені стискання коливаються в межах 16,5-22.

Розрахунки показують, що середні індикаторні тиски P_i для чотиритактних малофорсованих дизельних двигунів силових приводів бурових установок будуть змінюватись у межах 0,72-1,11 МПа, а середні індикаторні тиски P_i для конвертованих на газове паливо дизельних двигунів силових приводів бурових установок будуть знаходитись у межах 0,68-1,05 МПа. Причому, необхідно зазначити, що середні індикаторні тиски P_i для конвертованих на газове паливо дизельних двигунів будуть суттєво вищими за середні індикаторні тиски P_i для переобладнаних на газове паливо бензинових двигунів, в яких, зазвичай, ступінь стискання при конвертації не підвищують, обмежуючись тільки монтажем газобалонного обладнання. Особливо великі зниження індикаторних тисків та, відповідно, потужності спостерігається для бензинових двигунів вантажних автомобілів, де ступінь стискання, в середньому, знаходиться в межах 6,5-7,0.

Підставляючи (15-17) в (1), і після ряду перетворень одержимо

$$\eta_i = \frac{P_i l_0 \alpha}{H_u \rho_{сум} \eta_{нап}} \quad (18)$$

Проаналізуємо складові залежності (18).

Такі величини, як густина паливоповітряної суміші $\rho_{сум}$ та коефіцієнт наповнення $\eta_{нап}$ при конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок, практично не зміняться, оскільки впускна система двигунів залишиться майже без змін, а тому опір впускної системи практично не зміниться.

Теоретично необхідна кількість повітря l_0 для згоряння одного кілограма дизельного палива змінюється в межах 14,8-14,9 (приймаємо за 100 %), одного кілограма стисненого природного газу – 15,5-16,0, тобто, в середньому на 6 % більше, а одного кілограма зрідженої пропан-бутанової суміші – 15,5-15,7, тобто, в середньому на 5,5 % більше.

Нижча теплота згоряння палива H_u одного кілограма дизельного палива змінюється в межах 41-42 МДж (приймаємо за 100 %), одного кілограма стисненого природного газу – 35-36 МДж, тобто, в середньому, на 14,5 % менше,

а одного кілограма зрідженої пропан-бутанової суміші – 43-46 МДж, тобто, в середньому, на 7 % більше.

Середні індикаторні тиски P_i для чотири-тактних малофорсованих дизельних двигунів силових приводів бурових установок будуть змінюватись у межах 0,72-1,11 МПа (приймаємо за 100 %), а середні індикаторні тиски P_i для конвертованих на газове паливо дизельних двигунів силових приводів бурових установок будуть знаходитись у межах 0,68-1,05 МПа, тобто в середньому на 5 % менше.

Середні значення коефіцієнта надлишку повітря α для чотиритактних малофорсованих дизельних двигунів силових приводів бурових установок змінюються в межах 1,5-1,7, середні значення коефіцієнта надлишку повітря α для чотиритактних газових двигунів, які працюють на метані, змінюються в межах 1,0-1,8, а пропан-бутанової суміші – в межах 1,0-1,7.

Проведені розрахунки показують, що при середніх значеннях коефіцієнта надлишку повітря α , термодинамічний коефіцієнт корисної дії чотиритактних дизельних двигунів силових приводів бурових установок знаходиться, в середньому в межах 0,38-0,42. При конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок на пропан-бутанову суміш термодинамічний коефіцієнт корисної дії складе всередньому 0,35-0,41, а при конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок на природний газ всередньому 0,27-0,32 при середньому значенні для газових двигунів коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,4$.

Висновки

З наведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

- при конвертації дизельних двигунів силових приводів бурових установок на газомоторне паливо можна забезпечити показники потужності, крутного моменту, витрати палива практично аналогічні відповідним показникам базових дизельних двигунів до конвертації;

- переобладнання на газове паливо малофорсованих дизельних двигунів силових приводів бурових установок є значно більш енергетично вигідним та технічно менш складним процесом у порівнянні з переобладнанням високофорсованих автомобільних двигунів;

- при переобладнанні дизельних двигунів силових приводів бурових установок на газомоторне паливо при конвертації дизельних двигунів на пропан-бутанову суміш вдасться забезпечити кращі показники потужності, крутного моменту та витрати палива у порівнянні з переобладнанням дизельних двигунів силових приводів бурових установок на природний газ;

- величини $\frac{P_i \cdot l_0}{H_u}$ для дизельних та газових

двигунів (особливо при конвертації на пропан-бутан) є дуже близькими між собою і головним чинником, який буде впливати на показники

потужності, крутного моменту та витрати палива двигуна, є коефіцієнт надлишку повітря. Інакше кажучи, надзвичайно багато при конвертації, залежатиме від налаштування системи живлення газового двигуна. Так, при невдалому налаштуванні паливної апаратури та системи запалення газового двигуна його паливно-економічні та потужнісні характеристики будуть суттєво гірші за аналогічні показники базових дизельних двигунів до конвертації. І навпаки, при оптимальному налаштуванні системи живлення можна буде навіть домогтись кращих паливно-економічних та потужнісних характеристик у порівнянні з відповідними показниками базових дизельних двигунів силових приводів бурових установок до конвертації.

Наведені теоретичні викладки та розрахунки добре узгоджуються з практичними здобутками, які вже одержані на автомобільному транспорті при конвертації дизельних двигунів на газомоторне паливо.

Наприклад, як вже зазначалось, в автомобільній корпорації КамАЗ була здійснена конвертація восьмициліндрового дизельного двигуна КамАЗ-740 (рис. 1) в газовий двигун з іскровим запалюванням і кількісним регулюванням подачі газоповітряної суміші у впускну систему.



Рисунок 1 – Газобалонна система автомобіля КамАЗ-6520PG

Зокрема такі двигуни встановлюються автовиробником на шасі та самоскид КамАЗ-6520PG. На КамАЗі були виконані стендові та ходові дослідження створеного двигуна. Встановлено, що конвертований газовий двигун має практично такі ж паливно-економічні та потужнісні характеристики, як і базовий дизельний двигун. Наприклад, витрата метану для самоскиду КамАЗ-6520PG, в середньому, складає від 32 м³ (порожній автомобіль) до 45 м³ (максимально навантажений). Витрата дизпалива в тих же умовах для аналогічного самоскиду КамАЗ з дизельним двигуном коливалась від 30 до 42 літрів дизпалива. Потужності обох модифікацій двигуна (дизельної та газової) були однакові та склали по 190 кВт (260 к.с.).

Є досвід використання конвертованих автомобільних дизельних двигунів у газіві і в Україні. Наприклад, на КрАЗе випускається модель КрАЗ-5401К2 (рис. 2) з 6-циліндровим

двигуном Mercedes-Benz M906LAG, що працює на метані, потужністю 205 кВт (279 к.с.) Паливна система автомобіля складається з балонів для стисненого газу в кількості 9 штвк. Загальний об'єм балонів складає 1155 літрів стисненого природного газу за тиску 20 МПа. Потужність базового дизельного двигуна складає 207 кВт.



Рисунок 2 – Автомобіль КрАЗ-5401К2 з газобалонним обладнанням

Для цього автомобіля автовиробником також були виконані ходові дослідження автомобіля та встановлено, що витрата метану для автомобіля КрАЗ-5401К2 4x2 всередньому складає 35 м³ газу. Витрата дизпалива за тих же умов для аналогічного автомобіля КрАЗ-Н12.2 4x2 на дизпаливі, склала всередньому 32 літра.

Наведені приклади свідчать про те, що автовиробникам вже вдалось розробити моделі дизельних двигунів, конвертовані на газове паливо. При цьому потужності конвертованих двигунів вдалось залишити на тому ж рівні, як і у базових дизельних двигунів, а витрата газу збільшилась на 7-10 %, при тому, що вартість одного кубічного метра метану всередньому, на 30-40 % менше, ніж вартість одного літра дизельного палива. Тому переобладнання існуючих дизельних двигунів силових приводів бурових установок, які експлуатуються на даний час у нафтогазовій галузі, є технічно можливим та економічно вигідним завданням.

Література

1 Гайворонский А.И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А.И. Гайворонский, В.А. Марков, Ю.В. Илатовский. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.

2 Лютко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В.П. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с.

3 Кутенёв В.Ф. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ – 236НЕ: (разработки отдела энергосберегающих технологий и альтернативных топлив) [Электронный ресурс] / В.Ф. Кутенёв, В.А. Лукшо // Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт. – 2007. – Режим доступа к источнику: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>

4 Семейство газовых двигателей КамАЗ 820.60 [Электронный ресурс]. – Электрон. текст. дан. – Режим доступа к источнику: <http://www.kamaz.ru/production/related/semeystvo-gazovvkh-dvigatelay-kamaz-820-60/>

5 Двигатели транспортные газовые КАМАЗ-820.52–260, КамАЗ-820.53–260 [Электронный ресурс]. – Электрон. текст. дан. – Режим доступа к источнику: <http://www.remkam.ru/trangazdv82/>

6 Васенин А. С. Двигатель КамАЗ 820.61–260: особенности системы питания и типовые неисправности / А. С. Васенин, А. Г. Шумков // Молодой ученый. – 2016. – № 14. – С. 128-131.

7 Бганцев В.Н. Газовый двигатель на базе дизеля Д-21. / [Бганцев В.Н., Левтеров А.М., Кайдалов А.А. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2002. – Вип. 30. – С. 24-27.

8 Богомолов В.А. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2007. – № 37. – С. 43-47.

9 Захарчук В. І. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля / [В. І. Захарчук, О. П. Сітовський, І. С. Козачук] // Автомобильный транспорт. – 2005. – Вип. 16. – С. 276-278.

10 Григорьев Е.Г. Газобаллонные автомобили / [Григорьев Е.Г., Колдубаев Б.Д., Ерохов В.И]. – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.

11 Мотовилин Г.В. Автомобильные материалы: Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. / Г.В. Мотовилин, М.А. Масино, О.М. Суворов. – М.: Транспорт, 1989. – 464 с.

12 Ковтун Г. Альтернативні моторні палива / Г. Ковтун // Вісник НАН України. – 2005. – № 2. – С. 19-27.

Стаття надійшла до редакційної колегії 04.12.17

Рекомендована до друку професором **Петриною Д.Ю.** (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук **Скрипником В.С.** (Надвірнянський коледж Національного транспортного університету, м. Надвірна)