

А. ХРІБІК, М. ПОЛОНІ, Л. МАГДОЛЕН, А. МАЙКУТ, Р. ПРОТАСОВ

ВПЛИВ СКЛАДУ СИНТЕЗОВАНОГО ГАЗУ НА ПРОЦЕС ЗГОРЯННЯ СУМІШІ У ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Стаття присвячена застосуванню низькоенергетичного синтезованого газу (синтез-газу) в якості палива для двигунів внутрішнього згоряння, які у свою чергу передають механічну енергію до когенераційної установки (комбінованого виробництва тепла та електроенергії). Подібні енергетичні установки дозволяють досягти високих значень сумарного ефективного ККД при використанні звичайного двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запаленням. Аналізовані синтез-гази можуть бути отримані методом газифікації побутових відходів з доступом до повітря. Досліджено вплив складу компонентів синтезованого газу на внутрішні параметри двигуна внутрішнього згоряння. Процес подачі палива до двигуна керувався стандартним блоком з підключенням до нього декількох датчиків в камері згоряння та випускному колекторі. Робота двигуна на всіх сумішах синтез-газів порівнювалася з роботою на чистому метані. Аналіз показує, що падіння показників ефективності у вигляді індикаторного середнього ефективного тиску коливається від 10% до 40% порівняно з роботою на чистій метановій суміші. Зі збільшенням частки водню в синтезованому газі збільшується жорсткість ходу двигуна, а також швидкість тепловиділення. При вмісті в синтез-газі високої частки монооксиду вуглецю жорсткість ходу двигуна була найнижчою. Представлені результати дозволяють аналізувати процеси, які відбуваються в двигуні внутрішнього згоряння, а також вплив складових синтезованого газу, виробленого з відновлюваних джерел енергії. Це дозволить налаштувати процес виробництва газу таким чином, щоб досягти якомога найвищих енергетичних та економічних показників його утилізації в когенераційній установці.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, синтезований газ, аналіз тиску

A. CHRIBIK, M. POLONI, L. MAGDOLEN, A. MAJKUT, R. PROTASOV

INFLUENCE OF COMPOSITION OF SYNTHETIZED GAS ON COMBUSTION PROCESS OF MIXTURE IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The article is devoted to the use of low-energy synthesized gas (synthesis gas) as a fuel for internal combustion engines, which in turn transmit mechanical energy to a cogeneration plant (combined production of heat and electricity). Such power plants allow you to achieve high values of total effective efficiency when using a conventional internal combustion engine with spark ignition. The analysed synthetic gases can be obtained by the method of gasification of household waste with access to air. In this work, synthesis gases were obtained in laboratory conditions. The composition of the components of the studied synthesis gases corresponds to several gas mixtures that are created during the artificial gasification of household waste of certain categories. The influence of the composition of the synthesis gas components on the internal parameters of the internal combustion engine was studied. The process of supplying fuel to the engine was controlled by a standard block with several sensors connected to it in the combustion chamber and the exhaust manifold. Engine operation on all synthesis gas mixtures was compared with operation on pure methane mixture. The analysis shows that the drop in efficiency indicators in the form of indicator mean effective pressure (IMEP) ranges from 10% to 40% compared to work on a pure methane mixture. With an increase in the proportion of hydrogen in the synthesis gas, the stiffness of the engine, as well as the rate of heat generation, increases. When the synthesis gas contained a high proportion of carbon monoxide, the stiffness of the engine was the lowest. The main combustion time of synthesis gas is reduced when hydrogen is added to the mixture, and due to an increase in the proportion of methane or carbon monoxide, it increases on the contrary. The presented results make it possible to analyse the processes occurring in the internal combustion engine, as well as the influence of the components of the synthesis gas produced from renewable energy sources. This will make it possible to adjust the gas production process in such a way as to achieve the highest possible energy and economic indicators of its utilization in the cogeneration plant.

Keywords: internal combustion engine, synthesis gases, analysis of pressure

Вступ. Поточна енергетична криза в Європі та світі, спричинена проблематичним постачанням традиційних джерел енергії, таких як нафта та природний газ, призводить до збільшення підтримки видобутку та використання альтернативних джерел енергії, які сприяють їх диверсифікації. Це призводить до скорочення вуглецевого сліду, що в свою чергу впливає на зменшення глобального потепління. Директива Європейського Союзу [1] вимагає мінімізувати кількість відходів, які потрапляють на звалища, та відповідно збільшити частку енергії, отриманої з відновлюваних джерел, щоб максимально слідувати концепції «відходи у енергію» (waste-to-energy, або WtE). На перший план також виходить комбіноване виробництво електроенергії (Combined Heat and Power або CHP) в когенераційній установці за допомогою спалювання синтезованого газу, який в основному отримують із відходів.

Збільшення виробництва міських відходів у світі та очікуване його постійне зростання приблизно з 2,01 млрд. тон у 2016 р. до 2,59 млрд. тон у 2030 р. та 3,4 млрд. тон у 2050 р. принесе з собою багато негативних наслідків. Вони поглиблюються як його складом, так і тим фактом, що значна кількість цих відходів взагалі не обробляється для вторинного використання або переробки, як показано на рис. 1

[2]. Звичайно, це негативно впливає на багато місцевих і глобальних екосистем. Зазначені впливи зумовлюють спроби мінімізувати захоронення відходів, а також їх загальне утворення [3].

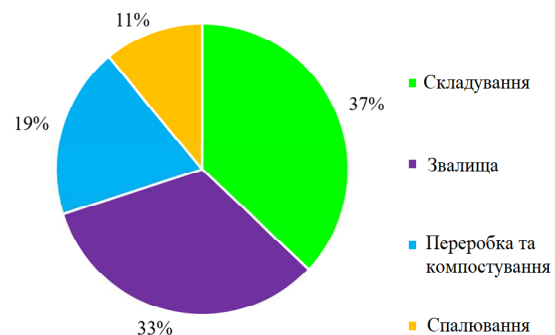


Рисунок 1 – Процентне відношення подальшого використання відходів у світі [2]

Аналіз існуючих методів. Шляхи зменшення кількості відходів, що захороняються, передбачають насамперед зменшення їх утворення за рахунок збільшення кількості циклів, придатних для викорис-

© А. Хрїбїк, М. Полонї, Л. Магдолен,
А. Майкут, Р. Протасов, 2023

тання продуктів, переробки, а також подальшої рекуперації енергії. Звичайно, не всі продукти можуть бути використані повторно і не всі вироблені відходи можуть бути перероблені або їх переробка пов'язана із забрудненням або економічно не вигідна. Результатом є велика кількість сміття, до якого треба використати особливий підхід, якщо потрібно уникнути його звичайного захоронення. Однією з можливостей є згадане енергетичне відновлення відходів, коли хімічну енергію з відходів використовують для виробництва електроенергії чи тепла. Це можна зробити шляхом прямого спалювання відходів або шляхом їх первинного хімічного розкладання з подальшим спалюванням отриманих газоподібних або рідких вихідних речовин. Ці процеси мають загальну назву «Waste-to-Fuel» [4–6].

Горіння, або отримання електроенергії та тепла з утвореного таким чином палива здійснюється за допомогою газових турбін, парових турбін або поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Ці способи мають позитивні та негативні сторони для різних застосувань. Однак слід зазначити, що при використанні ДВЗ та газових турбін можливо і зазвичай необхідно механічно та хімічно очищати паливо, отримане з відходів, перед спалюванням. Завдяки цьому, порівняно із прямим спалюванням відходів, можна додатково зменшити кількість викидів шкідливих газів. Так само при використанні методів когенерації (комбінованого виробництва тепла та електроенергії) можна досягти сумарного ефективного ККД понад 90% [7, 8].

Завдяки використанню отриманого таким чином палива є можливість не тільки значно зменшити об'єм і вагу побутових відходів, але й зменшити потребу у використанні викопних ресурсів, які несуть із собою додаткові екологічні ризики [9].

Вплив згоряння газів, що утворюються в результаті термічного розкладання органічних субстратів (куди також можна включити міські відходи), так званих синтезованих газів («синтез-газ») на параметри поршневих ДВЗ вже вивчався в кількох дослідженнях. Однак це дуже обширне питання, оскільки завдяки хімічному складу субстрату, а також використовуваному процесу обробки та його граничним умовам можна досягти високої мінливості складу отриманого газу. Однак загалом отримані гази після механічного та хімічного очищення складаються переважно з водню, монооксиду вуглецю, метану та вищих вуглеводнів, а також, залежно від використовуваного процесу, також з невеликої (до 5% об.) або великої кількості, кількість (більше 50% об.) інертних компонентів (вуглекислого газу та азоту). Усі зазначені компоненти та їх присутність у видобутому газі не тільки суттєво впливають на теплотворну здатність такого газу, але й на його властивості при спалюванні. Це може суттєво вплинути не тільки на економічні та експлуатаційні показники використовуваного двигуна, але також на його ресурс [8, 10–13].

У цій роботі будуть проведені експериментальні дослідження ефекту спалювання шести малоенергетичних синтез-газів, які мають імітувати деякі реальні склади синтез-газів, що утворюються під час

газифікації побутових відходів. Це гази з постійним вмістом інертних компонентів N_2 (50% об.) та CO_2 (10% об.). Вміст горючих компонентів буде змінним: CH_4 (0÷10% об.), H_2 (10÷30% об.) та CO (10÷30% об.). Аналогічні склади можна отримати за допомогою методів газифікації побутових відходів з доступом до повітря, про що повідомляє, наприклад, Мохаммад А. [13] та Сантос С.М. [14]. Аналізовані нами синтез-гази є хімічно чистими, а це означає, що вони здебільшого очищені від смол та парів води. Смола може викликати засмічення вузьких отворів та фільтрів у двигуні внутрішнього згоряння [15, 16]. Кількість смол у паливі не повинна перевищувати значення 0,01% об., що відповідає значенню $10 \text{ мг} \cdot \text{Нм}^{-3}$ для двигунів внутрішнього згоряння. При значеннях вище $30 \text{ мг} \cdot \text{Нм}^{-3}$ робота ДВЗ починає бути проблематичною [17].

На наступному рисунку (рис. 2) показано трійну діаграму, на якій окремі досліджувані склади синтез-газу показані таким чином, щоб охопити всю область можливого складу синтез-газу, що створюється за рахунок газифікації побутових відходів. Горючі компоненти знаходяться у наступних діапазонах: CH_4 0–20 об.%, H_2 10–30 об.%, CO 10–30 об.%. Кількість інертних газів постійно для кожного синтез-газу (CO_2 10 об.%, N_2 50% об.).

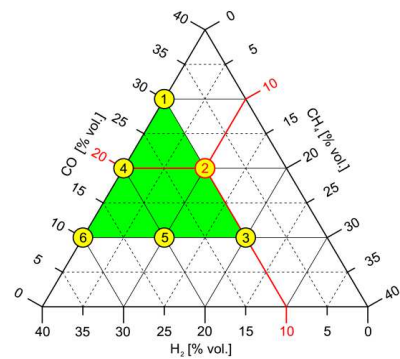


Рисунок 2 – Термічна діаграма складеного синтез-газу з постійною складовою інертного газу (10 % об. CO_2 , 50 % об. N_2), разом з визначенням прикладом складеного синтез-газу SG2 (20 % об. CO , 10 % об. CH_4 , 10 % об. H_2)

У наведеній нижче таблиці наведено основні фізико-хімічні властивості вибраних вище синтез-газів у порівнянні з еталонним паливом, яким є метан. Вибрані синтез-гази входять до категорії низькоенергетичних палив, які мають нижчу теплотворну здатність у діапазоні від $4 \text{ МДж} \cdot \text{кг}^{-1}$ до $9 \text{ МДж} \cdot \text{кг}^{-1}$. На основі цих властивостей можна передбачити як продуктивність, так і економічні параметри двигуна внутрішнього згоряння. З попереднього аналізу можна заздалегідь визначити очікувані робочі параметри на основі об'ємної теплотворної здатності стехіометричної суміші палива та повітря, яка має найбільшу частку у вихідних параметрах робочих характеристик двигуна. Крім цього параметра на параметри продуктивності також впливає якість наповнення циліндра свіжою сумішшю і, що не менш важливо, швидкість тепловиділення та об'єму утворення димових газів. З точки зору витрати палива найбільший вплив має представленість палива у суміші з повітрям, де цей показник

коливається від 29,6% об. до 51,5% об. Порівняно зі спалюванням метану (9,5% об.) це збільшення кіль-

кості палива у стехіометричній суміші з повітрям у 3–5,5 разів.

Таблиця 1 – Фізичні та хімічні властивості метану (CH_4) і синтез-газів (SG), (LHV – нижня теплотворна здатність палива, A/F – співвідношення повітря до палива, M – молярна маса, ρ_{NTP} палива – щільність палива при NTP, LHV суміші – об’ємна теплота згорання стехіометричної суміші, NTP = 20 °C, 101 325 Па)

Параметр	Одиниці	CH_4	SG1	SG2	SG3	SG4	SG5	SG6
CH_4	[% об.]	100	0	10	20	0	10	0
H_2	[%об.]	0	10	10	10	20	20	30
CO	[%об.]	0	30	20	10	20	10	10
CO_2	[%об.]	0	10	10	10	10	10	10
N_2	[%об.]	0	50	50	50	50	50	50
LHV	[МДж·кг ⁻¹]	50.012	4.043	6.234	8.650	4.298	6.762	4.620
LHV	[МДж·м ⁻³]	33.353	4.540	6.690	8.852	4.362	6.526	4.190
A/F	[кг·кг ⁻¹]	17.12	1.02	1.86	2.79	1.12	2.07	1.26
M	[г·мол ⁻¹]	16.04	27.01	25.82	24.62	24.41	23.22	21.81
Паливо в повітрі	[% об.]	9.5	51.5	37.6	29.6	51.4	37.5	51.2
ρ_{NTP} паливо	[кг·м ⁻³]	0.667	1.123	1.073	1.024	1.015	0.965	0.907
ρ_{NTP} суміші	[кг·м ⁻³]	1.152	1.163	1.155	1.151	1.107	1.115	1.052
LHV суміші	[МДж·кг ⁻¹]	2.761	2.001	2.180	2.283	2.027	2.202	2.044
LHV суміші	[МДж·м ⁻³]	3.172	2.323	2.512	2.619	2.240	2.449	2.147

Експериментальні методи. Експериментальні вимірювання проводили на двигуні внутрішнього згорання з іскровим запалюванням Lombardini LGW 702, призначеному для приводу мікрогенераційної установки [8, 18]. Для зниження експлуатаційних витрат для проведення експериментальних вимірювань використовувався двоциліндровий двигун без наддуву робочим об’ємом 686 см³ (рис. 2). Синтез-гази (надані постачальником) змішували в балонах під тиском, і за допомогою двоступінчастого регулятора газ подавався у змішувач із дифузором.

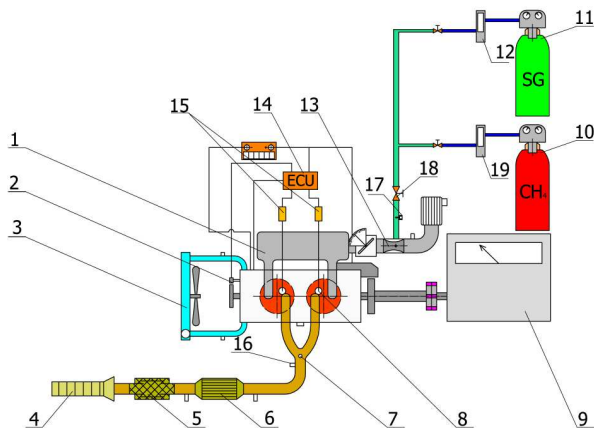


Рисунок 3 – Принципова схема двигуна внутрішнього згорання Lombardini LGW 702:

- 1 – впускний колектор, 2 – датчик положення колінчастого валу, 3 – водяний радіатор, 4 – система вихлопу, 5 – глушник, 6 – каталізатор, 7 – датчик температури і тиску вихлопу, 8 – свічка запалювання з вбудованим датчиком тиску, 9 – динамометр, 10 – балон метану, 11 – балон синтез-газу, 12, 19 – масовий витратомір газу, 13 – змішувач з дифузором, 14 – блок керування двигуном, 15 – котушка запалювання, 16 – ширококутний лямбда зонд, 17 – кроковий двигун, 18 – регулювання насиченості суміші

Двигун внутрішнього згорання був з’єднаний з електроіндукційним гальмом MEZ Vsetín (IDS 736V) через гнучку муфту. Усі контрольні характе-

ристики реалізовані при повному навантаженні та частоті обертання двигуна внутрішнього згорання 1500 хв⁻¹ за рахунок роботи мікрогенераційної установки з чотириполюсним генератором електроенергії. Вихлопну систему оснастили триходовим каталізатором, який найбільш ефективно працює при стехіометричному складі суміші. Такий склад суміші забезпечується блоком керування (ECU), який за допомогою зворотного зв’язку за інформацією від ширококутового лямбда-зонда, розташованого перед каталізатором, контролює подачу палива кроковим двигуном (розташованим у паливній системі) і регулює кількість палива у змішувачу з дифузором. Для аналізу процесу згорання суміші використовувався п’єзоелектричний датчик тиску, вбудований у свічку запалювання Kistler 6118CC-4CQ02-4-1. Для корекції динамічного ходу тиску в циліндрі у впускний колектор був розміщений п’єзорезистивний датчик тиску Kistler 4075A10, який вимірював абсолютне значення тиску. В області нижньої мертвої точки в момент закінчення такту впуску тиск в циліндрі і у впускному колекторі вважається однаковим, і таким чином значення динамічного ходу тиску в циліндрі було скориговано. На зубчастому шківі колінчастого валу був встановлений кодер Kistler 2613B1, який давав інформацію про поточне положення колінчастого валу, а також про положення верхньої мертвої точки. Окрім кривих тиску (в циліндрі та у впускному колекторі) та положення колінчастого валу, також фіксувалося поточне значення кута попереднього запалювання в шинному модулі за допомогою датчика з оптроном, підключеного паралельно з комбінованою котушкою запалювання BOSCH P65-T, яка забезпечує систему запалювання енергією іскри до 65 мДж. Сама обробка та оцінка вимірних даних проводилась у власноруч створеній програмі в середовищі програмування Matlab від MathWorks.

Аналіз перебігу горіння палива проводився на основі теорії однозонної безрозмірної термодинамі-

чної моделі [19]. Модель розглядалася для замкнутої системи (коли передбачається нульовий ентальпійний потік через межі системи) у момент стиснення та розширення, припускаючи справедливості закону збереження енергії. Метод Рассвейлера-Вітроу використовувався для аналізу процесу згоряння палива (прямо пропорційного виділенню тепла), засновано на знанні того, що загальний тиск у циліндрі складається з часткового збільшення тиску від руху поршня та часткового збільшення тиску в циліндрі, підвищення тиску від самого горіння. Розрахунок базується на такому співвідношенні:

$$dU = dQ - dW + \sum_i h_i dm_i,$$

де dU – диференціал внутрішньої енергії речовини в

системі,

dQ – диференціал тепла, що подається в систему,

dW – диференціал роботи, виробленої системою,

$h_i dm_i$ – i -та складова ентальпії масової витрати через межі системи (при згорянні ця складова приймається нульовою).

Початок і кінець горіння визначали двома методами. Перший метод базувався на зміні ентропії в замкнутій системі, а другий — на логарифмічній p - V діаграмі (відхилення кривої горіння від прямої стиснення або розширення). Під час кожного режиму роботи (зміна кута попереднього запалювання, зміна палива) зафіксовано 197 послідовних циклів при згаданій частоті обертання ДВЗ 1500 хв^{-1} і повному навантаженні.

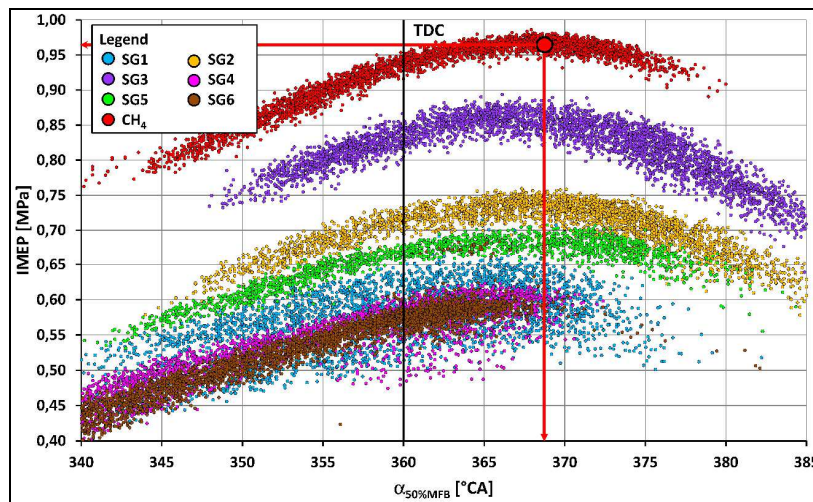


Рисунок 4 – Графік середнього приведенного тиску (IMEP) у залежності від кута повороту колінчастого валу, який має 50% масової частки палива ($\alpha_{50\%MFБ}$) при спаленому метані та синтетичному газі (SG1-SG6).

Умови: 1500 об/хв, повне навантаження, стехіометрична суміш

Серед найважливіших показників робочих параметрів, які можна отримати з індикації тиску в циліндрі, є значення середнього приведенного тиску (IMEP). На наступному графіку (рис. 4) наведено криві IMEP в залежності від кута, під яким згорає 50% палива (показник, який найкраще описує процес горіння). Окремі значення IMEP відображаються на графіку як набір із 197 послідовних циклів для кожного режиму роботи. Кут попереднього запалювання поступово зменшувався від значення 40°CA BTDC до значення, при якому двигун внутрішнього згоряння не відчував пропусків запалювання. На графіку також показана дисперсія окремих циклів, яка представляє так званий параметр коефіцієнт варіації (COV), який визначається як відношення стандартного відхилення до середнього арифметичного. Еталонним паливом, з яким порівнюють результати, завжди був чистий метан. Найвищі значення IMEP (0,867 МПа) досягаються при роботі на синтез-газі SG3, який мав найбільший вміст метану (20% за об'ємом). У цьому оптимальному режимі роботи ($\varphi_{ign} = 34^\circ\text{CA BTDC}$) значення COV IMEP становить 1,16%, що також можна побачити в розкиді окремих значень. Навпаки, найнижчі значення IMEP (0,576 МПа) виміряні при роботі двигуна внутрішнього згоряння на синтез-газі з позначенням SG6, який має найбільшу частку водню (30% об.).

Найбільший розкид IMEP і, відповідно, найвище значення COV (3,87%) має SG1 з нульовим представленням метану.

Параметри згоряння палива мають фундаментальний вплив на роботу двигуна внутрішнього згоряння. Одним із таких параметрів, що описують процес згоряння палива, є кут α_{50} , який відноситься до моменту, коли згорає 50% палива. Цей кут безпосередньо впливає на вказаний середній ефективний тиск циркуляції що в свою чергу впливає на економічні та робочі параметри двигуна внутрішнього згоряння [20–24]. Кілька авторів сходяться на думці, що для досягнення найвищої ефективності та зазначеного середнього ефективного тиску ідеальний кут α_{50} для двигунів з іскровим запалюванням знаходиться в діапазоні від 8 до 10° обертання колінчастого валу за верхньою мертвою точкою [22–25]. Однак деякі автори розширюють цей інтервал до 5–11° [20]. Як видно з графіка (рис. 4), зі зменшенням кута передзапалювання кут α_{50} переміщається за верхню мертву точку (ВМТ), але через проблеми з рівномірністю роботи двигуна внутрішнього згоряння (відсутнє згоряння), повна контрольна характеристика IMEP не була досягнута для деяких газів, які мають високий вміст водню в суміші (SG6). Найменший оптимальний кут попереднього займання був для

SG6 21 °CA BTDC, коли значення IMEP 0,576 МПа було досягнуто в положенні α_{50} 5,5 °CA ATDC. Для інших синтез-газів змінювався кут α_{50} , при якому досягалися найвищі параметри продуктивності в інтервалі від 6,1 °CA ATDC (SG4) до 8,3 °CA ATDC (SG1). Зниження показників ефективності порівняно з роботою на метані склало від 10% до 40%.

На наступному графіку (рис. 5) показані криві середнього тиску в області стиснення і розширення під час роботи двигуна, завжди з оптимальним кутом попереднього запалювання реалізованого палива, який змінювався через різний склад синтез-газу порівняно з еталонним паливом, яким був метан. Найбільші значення максимального тиску (5,86 МПа) досягаються синтез-газом з маркуванням SG3, який має найбільшу частку метану в суміші. Завдяки великій негативній площі перед ВМТ і швидкому зниженню кривої тиску в такті розширення він має менші робочі параметри порівняно з метаном, хоча максимальний тиск відрізняється незначно (різниця 0,2 МПа). І навпаки, найменші значення максимального тиску (4,56 МПа) досягаються при спалюванні SG 1.

На додаток до коефіцієнта варіації середнього приведенного тиску параметром, який вказує на стабільність роботи та строк служби двигуна, також є коефіцієнт варіації максимального тиску. При роботі на еталонному паливі (метан) його значення становило 6,8%. Серед синтез-газів найбільше значення COV_{pmax} (приблизно 8%) показали гази з маркуванням SG1,2,5, і навпаки, найменше значення (4,8%) було при роботі на SG6, який містив найбільшу частку водню в паливній суміші.

Важливим параметром, що проявляється підвищеним шумом під час згоряння, а також меншим терміном служби окремих компонентів двигуна, є жорсткість експлуатації. При роботі на метані максимальні значення робочої жорсткості 0,225 МПа/1°CA. При роботі на синтетичних газах макси-

мальна жорсткість роботи (0,233 МПа/1°CA) з газом з маркуванням SG6, оскільки підвищена кількість водню сприяла швидшому перебігу тепловиділення.

Навпаки, найменше значення (0,160 МПа/1°CA) було зафіксовано при роботі на синтез-газі SG1, де найбільше було представлено оксиду вуглецю (30% за об'ємом). Загалом, чим вище частка внутрішніх газів у суміші, тим нижча жорсткість роботи. Існує хороша кореляція між довжиною основного згоряння (10–90% MFB) і значенням жорсткості роботи, з чого випливає, що чим більше тривалість основного згоряння, тим плавніше працює двигун. Загалом можна констатувати, що збільшення частки водню в суміші збільшує величину жорсткості ходу.

На наступному графіку (рис. 6) наведено залежності максимального тиску від величини кута при спалюванні 50% маси пального. Форми сигналів були створені шляхом поступової зміни попереднього запалювання від значення 40 °CA BTDC до значення попереднього запалювання, коли була зареєстрована стабільна робота двигуна (без пропуску згоряння). Крок зміни становив 2 °CA, і протягом одного вимірювання це означало 197 послідовних циклів. Графічне відображення та подальший аналіз максимального тиску для еталонного палива означає, що значення максимального тиску встановлюється на рівні приблизно 8,5 МПа і при збільшенні попереднього запалювання ця величина практично не змінюється. Це пов'язано з тим, що основне горіння відбувається до ВМТ, тобто в момент такту стиснення, і при цьому поршень ще не досяг ВМТ і тому ще відбувається зменшення робочого об'єму. Хід цієї залежності має обернену S-подібну форму. Місце, де розташована точка перегину, має значення приблизно 6,1 МПа та 8,5 °CA ATDC. Ця область точки перегину відображає роботу двигуна внутрішнього згоряння метану з оптимальним кутом попереднього запалювання (26°CA BTDC).

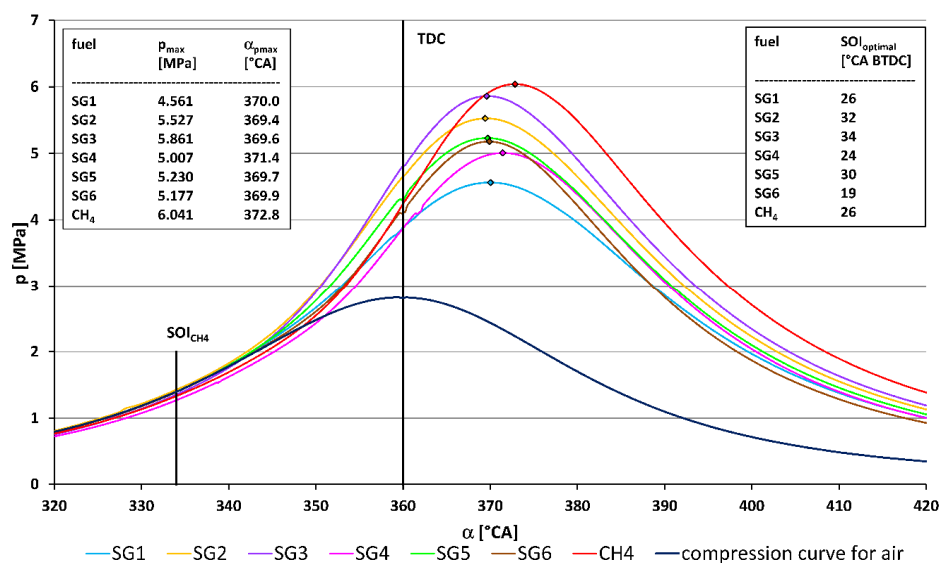


Рисунок 5 – Профіль тиску p в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння при роботі на метані та синтез-газі (SG1-SG6). Умови: 1500 об/хв, повне навантаження, стехіометрична суміш, оптимальний кут початку запалювання (SOI) для кожного палива, крива стиснення для повітря

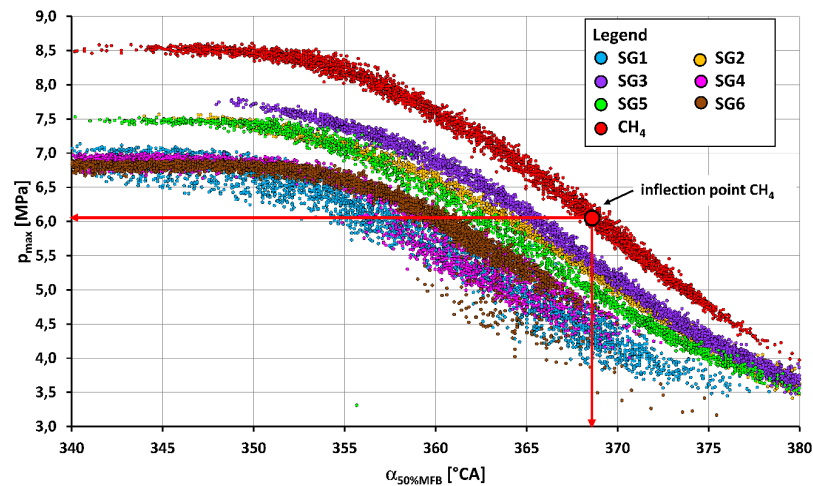


Рисунок 6 – Хід максимального тиску в залежності від кута, під яким 50 % палива для метану і синтез-газів (SG1-SG6)

Як видно з наступного графіка (рис. 7), значення $\alpha_{50\%MFB}$ (8,6 °CA ATDC) для оптимального кута попереднього займання (26 °CA BTDC) приблизно таке ж, як положення точки перегину. На графіку показана неповнота кривих для газів SG4 і SG6, коли значення за точкою перегину не досягаються через

нестабільність роботи ДВЗ при малому куті попереднього запалювання. На графіку також показано розкид максимального тиску, які чисельно виражаються коефіцієнтом варіації і відповідають попереднім коефіцієнтам варіації.

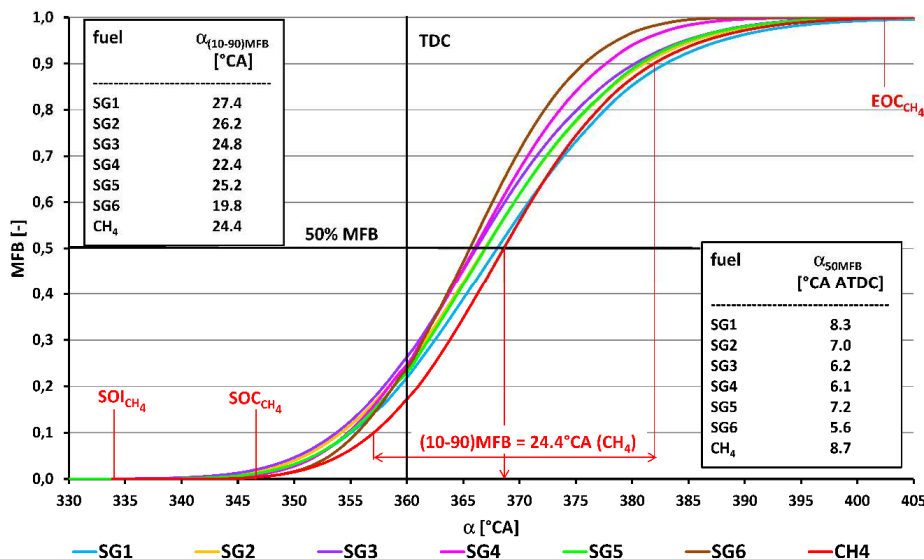


Рисунок 7 – Хід горіння палива в залежності від кута колінчастого валу для метану та синтез-газів (SG1-SG6)

Загалом можна констатувати, що розташування точки перегину кривих на попередньому графіку відповідає оптимальній роботі двигуна внутрішнього згорання з найвищими параметрами ефективності.

На останньому графіку (див. рис. 7) наведені криві вигорання палива (MFB) залежно від кута повороту колінчастого валу для різних сумішей синтез-газу порівняно з метаном. Затримка займання (час між стрибком іскри (SOI) і моментом видимого згорання (SOC)) становить приблизно 12,5 °C при оптимальному куті попереднього запалювання для метану. Основне горіння (10-90% MFB) займає 24,4 °CA. Загальний час горіння (час між SOC і EOC) становить приблизно 56 °C для метану.

Якщо порівнювати процеси горіння синтез-газів при оптимальних кутах передзаймання, то найшвидше згорає паливо SG6 з найбільшою часткою водню, коли основний час горіння становить

19,8°CA. І навпаки, газ SG1 має найдовший час згорання палива (27,4 °C), який містить найвищу частку оксиду вуглецю (30% за об'ємом) і не містить метану. У початковій фазі тепловиділення, тобто в момент від стрибка іскри до кута, коли згорає 5% маси палива, цей час є найкоротшим (12,2°CA) при спалюванні синтез-газу SG6 з найбільшою часткою водню. Навпаки, найдовший початковий час згорання (24,8 °C) відбувається при спалюванні газу SG3, який має найбільшу частку метану.

Коефіцієнт варіації позиційного кута (COV_{α}), коли дана масова частка палива спалюється, як правило, зростає зі збільшенням масової частки спаленого палива. На діаграмі (рис. 8) показані окремі значення коефіцієнтів варіації при поступовому згоранні палива. Найвищі значення COV_{α} на кожній фазі згорання фіксуються при роботі на газі SG1. Навпаки, найнижчі варіаційні параметри є при експлуатації

газу з найбільшою часткою водню (SG6).

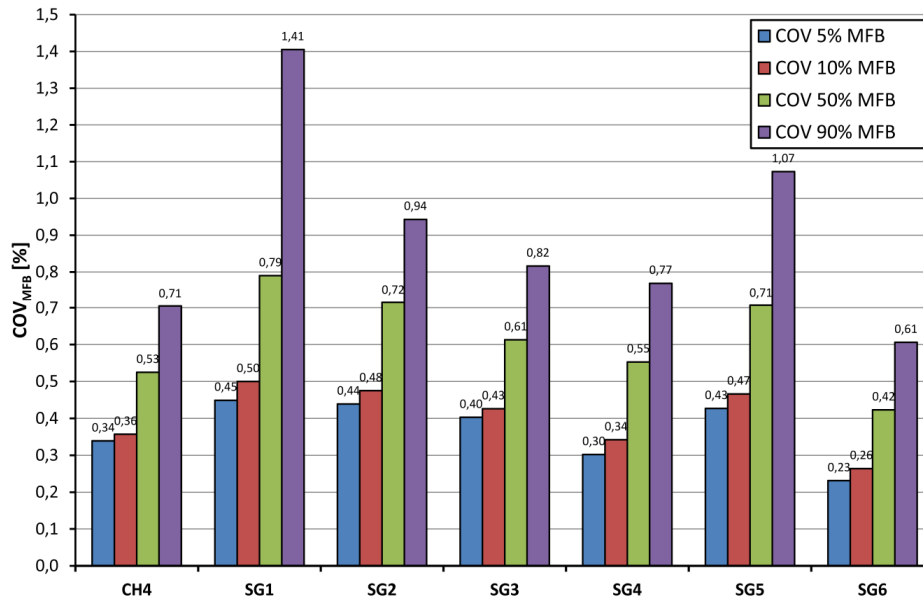


Рисунок 8 – Значення коефіцієнтів варіації поступового вигорання палива на метані та синтез-газі (SG1–SG6) (MFB – масова частка спаленого, COV – коефіцієнт варіації), умови роботи: 1 500 об/хв, повне навантаження, стехіометрична суміш, оптимальний кут для кожного типу пального

Висновки. Синтез-гази, отримані з відновлюваних джерел енергії, які належать до міських відходів, є стійким джерелом енергії, яке сприяє зменшенню вуглецевого сліду, а також забезпечує диверсифікацію джерел енергії. З аналізу ходу тиску в циліндрі, а також складу палива в цілому можна зробити висновок, що серед показників, що визначають вихідні параметри, найбільшу питому вагу займає об'ємна теплотворна здатність стехіометричної суміші. Меншою мірою на параметри продуктивності впливає якість заправки свіжою сумішшю, яка характеризується об'ємним ККД, а також швидкістю тепловиділення, коли ідеально максимально швидко спалювати паливо можливо в зоні верхньої мертвої точки, коли хід тиску в циліндрі найближче до ідеальної ізохорної циркуляції.

Підсумовуючи основні знання з роботи двигуна внутрішнього згорання на синтетичних газах різного складу з акцентом на його внутрішні параметрах, наведено в наступних пунктах.

Для кожної паливної композиції необхідно було встановити оптимальний кут попереднього займання, який коливався від 21 °С_A ВТДС для газу SG6 з найвищою часткою водню (30% за об'ємом) до значення 34 °С_A ВТДС для SG3 газ, який, з іншого боку, мав високу частку метану (20% за об'ємом) і низьку частку водню (10% за об'ємом). Загалом висока частка інертних газів (60% за об'ємом) сприяє подовженню горіння суміші, і з цієї причини необхідно збільшити кут попереднього займання.

Зафіксовано зниження показників ефективності (від 10 до 40%) у вигляді ІМЕР для всіх досліджуваних газів порівняно з роботою на метані. Найменше значення ІМЕР (0,576 МПа) було при роботі на SG6 з найменшою теплотворною здатністю суміші (2,147 МДж·м⁻³), а навпаки, найвище значення ІМЕР (0,867 МПа) було у газу SG3 з найвищою теплотвор-

ною здатністю суміші (2,619 МДж·м⁻³).

Найвищі значення максимального тиску (5,86 МПа) були досягнуті при роботі на синтез-газі SG3, і навпаки, найменше значення максимального тиску (4,56 МПа) – під час роботи газового двигуна SG1. Коефіцієнт варіації максимального тиску був найнижчим (приблизно 4,8%) при роботі на газових сумішах з високим вмістом водню SG6, і, навпаки, найвищим значенням (близько 8%) є під час спалювання SG1, 2 і 5 газів.

У цілому можна констатувати, що зі збільшенням частки водню в суміші збільшується і показник жорсткості. Найвище значення (0,233 МПа/1°С_A) є при роботі на газі SG6, який також має найвищий вміст водню (30% об.). І навпаки, найнижче значення (0,160 МПа/1°С_A) має газ SG1 з високою часткою монооксиду вуглецю (30% за об'ємом). Жорсткість ходу співвідноситься з довжиною основного горіння, і між ними існує прямо пропорційна залежність, тобто, чим коротший час горіння, тим більше збільшується значення жорсткості.

Основне горіння, як правило, скорочується при додаванні водню в суміш і, навпаки, збільшується за рахунок збільшення частки метану або окис вуглецю. Інертні гази, як правило, фільтруються, щоб уповільнити горіння.

Представлені результати вказують на високий потенціал використання синтетичних газів, отриманих з міських відходів, у стаціонарних двигунах внутрішнього згорання як альтернативних джерел енергії для приводу когенераційних установок. Їх використання дозволить досягти зменшення навантаження на навколишнє середовище парниковими газами (замкнутий вуглецевий цикл), а також зменшення захоронення побутових відходів у вигляді їх енергетичного використання.

Подяки

This publication was realized with support of Operational Program Integrated Infrastructure 2014-2020 of the project: Innovative Solutions for Propulsion, Power and Safety Components of Transport Vehicles, code ITMS 313011V334, co-financed by the European Regional Development Fund. This work was also supported by the Slovak Research and Development Agency under Contracts No. APVV-20-0046.

Список літератури / References (transliterated)

- EU directives: EU 2003/54/ES, 2004/8/ES, 2009/28/ES, 2012/27/EU
- Kaza, S.; Et al.; *What a Waste 2.0: A Global Snapshot of Solid Waste Management to 2050* **2018**; The world bank; Washington; doi: 10.1596/978-1-4648-1329-0
- EEA; *EEA SIGNALS 2014*; EEA; Luxembourg; ISBN 978-92-9213-431-0
- Zhang, L.; Yao, D.; Tsui, T.; Loh K.; Wang, C.; Dai, Y.; Tong, Y. W.; *Plastic-containing food waste conversion to biomethane, syngas, and biochar via anaerobic digestion and gasification: Focusing on reactor performance, microbial community analysis, and energy balance assessment* **2022**; Journal of Environmental Management, 306, 114471
- Chřibík, A.; Poloni, M.; Magdolen, L.; Minárik, M.; *Medium-Energy Synthesis Gases from Waste as an Energy Source for an Internal Combustion Engine* **2021**; Applied Sciences; doi: 10.3390/app12010098
- COVANTA; Renewable Waste-to-Energy; Online: <https://www.covanta.com/hat-we-do/waste-to-energy> (2.2.2023)
- Asadullah, M.; *Biomass gasification gas cleaning for downstream applications: A comparative critical review* **2014**; Renewable and Sustainable Energy Reviews; doi: 10.1016/j.rser.2014.07.132
- Chřibík, A.; Poloni, M.; Minárik, M.; *Influence of Selected Synthesis Gas Component on Internal Parameters of Combustion Engine* **2019**; Journal of Mechanical engineering; doi: 10.2478/scjme-2019-0040
- UCS; *The Hidden Costs of Fossil Fuels* **2016**; Online: <https://www.ucsusa.org/resources/hidden-costs-fossil-fuels> (2.2.2023)
- Chřibík, A.; Poloni, M.; Lach, J.; Ragan, B.; *The effect of adding hydrogen on the performance and the cyclic variability of a spark ignition engine powered by natural gas* **2014**; Acta Polytechnica; doi: 10.14311/AP.2014.54.0010.
- Chřibík, A.; Poloni, M.; Magdolen, L.; Minárik, M.; *Medium-Energy Synthesis Gases from Waste as an Energy Source for an Internal Combustion Engine* **2021**; Applied Sciences; doi: 10.3390/app12010098
- Fiore, M.; Magi, V.; Viggiano, A.; *Internal combustion engines powered by syngas: A review* **2020**; Applied Energy; doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115415
- Mohammad, A.; *Biomass gasification gas cleaning for downstream applications: A comparative critical review*; Renewable and Sustainable Energy Reviews; Volume 40, **2014**, pp. 118-132, ISSN 1364-0321, doi: 10.1016/j.rser.2014.07.132.
- Santos, S.M.; Assis, A.C.; Gomes, L.; Nobre, C.; Brito, P.; *Waste Gasification Technologies: A Brief Overview*; Waste **2023**, 1, 140-165. doi: 10.3390/waste1010011
- Laurence L.C., Ashenafi D.: Syngas Treatment Unit for Small Scale Gasification - Application to IC Engine Gas Quality Requirement, Journal of Applied Fluid Mechanics, vol. 5, no. 1, pp. 95-103, **2012**, ISSN 1735-3572
- Bates R. P., Dölle K.: Syngas Use in Internal Combustion Engines – A Review, Advances in Research, Vol 10(1), pp. 1-8, 2017, ISSN: 2348-0394
- Milne T. A., Evans R.J., Abatzoglou N.: Biomass gasifier “Tars”: Their Nature, Formation and Conversion. US: National Renewable Energy Laboratory; NREL/TP-570-25357, **1998**, pp.37-38
- Chřibík A., Polóni M. - Minárik M.: *Use of Methane-Free Synthesis Gases as Fuel in an Spark Ignition Combustion Engine*. Journal of MECHANICAL ENGINEERING – Strojnícky časopis, vol.70, no. 2, **2020**, pp. 37-48. ISSN 0039-2472
- Merker G. P., Schwarz Ch., Teichmann R.: *Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg **2012**, ISBN 978-3-642-02951-6, DOI: 10.1007/978-3-642-14094-5
- Wang, Q.; Yang, R.; Sun, X.; Liu, Z.; Zhang, Y.; Jiahong, F.; Li, R.; *The Engine Combustion Phasing Prediction Based on the Support Vector Regression Method* **2022**; Processes; 10; 717; doi: 10.3390/pr10040717
- Gao, J.; Shen, T.; *Cylinder pressure sensor-based real-time combustion phase control approach for SI engines* **2017**; IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering; 12; 244-250; doi: 10.1002/tee.22371
- Awad, O.; Mamat, R.; Ibrahim, T.; Ali, O.; Kadrigama, K.; Leman, A.; *Performance and combustion characteristics of an SI engine fueled with fusel oil-gasoline at different water content* **2017**; Applied Thermal Engineering; doi: 123. 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.132
- Szwaja, S.; Kovacs, V.; & Bereczky, A.; Penninger, A.; *Sewage sludge producer gas enriched with methane as a fuel to a spark ignited engine* **2013**; Fuel Processing Technology; 110; 160-166; doi: 10.1016/j.fuproc.2012.12.008
- Caton, J.; *Combustion phasing for maximum efficiency for conventional and high efficiency engines* **2014**; Energy Conversion and Management; 77; 564-576; doi: 10.1016/j.enconman.2013.09.060
- Pipitone, E.; *A Comparison Between Combustion Phase Indicators for Optimal Spark Timing* **2008**; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME; 130; doi: 10.1115/1.2939012

Надійшла (received) 06.03.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Хрїбїк Андрей / Chřibík Andrej – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Словацький технічний університет в Братиславі, ст. викл. кафедри транспортних технологій та машинобудування; Факультет Механічної Інженерії, Словацький технічний університет в Братиславі, Словаччина; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7513-2786>; e-mail: andrej.chřibik@stuba.sk

Полонї Марїан / Poloni Marián – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Словацький технічний університет в Братиславі, доцент кафедри транспортних технологій та машинобудування; Факультет Механічної Інженерії, Словацький технічний університет в Братиславі, Словаччина; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7275-259X>; e-mail: marian.poloni@stuba.sk

Магдолен Любош / Magdolen Ľuboš – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Словацький технічний університет в Братиславі, доцент, зав. кафедри транспортних технологій та машинобудування; Факультет Механічної Інженерії, Словацький технічний університет в Братиславі, Словаччина; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0507-3378>; e-mail: lubos.magdolen@stuba.sk

Майкут Андрей / Majkut Andrej – Словацький технічний університет в Братиславі, аспірант кафедри транспортних технологій та машинобудування; Факультет Механічної Інженерії, Словацький технічний університет в Братиславі, Словаччина; e-mail: andrej.majkut@stuba.sk

Протасов Роман / Protasov Roman – Словацький технічний університет в Братиславі, ст. викл. кафедри транспортних технологій та машинобудування; Факультет Механічної Інженерії, Словацький технічний університет в Братиславі, Словаччина; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: roman.protasov@stuba.sk