

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

РИЧОК СЕРГІЙ ОЛЕКСІЙОВИЧ

УДК 621.43.004

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ
ЗАПАЛЮВАННЯМ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ
РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ

СПЕЦІАЛЬНІСТЬ 142 – ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ
ГАЛУЗЬ ЗНАНЬ: ЕЛЕКТРИЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів
мають посилання на відповідне джерело

_____ С.О. РИЧОК

Науковий керівник

Гутаревич Юрій Феодосійович, доктор
технічних наук, професор

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Ричок С.О. Поліпшення показників двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням комбінованого методу регулювання потужності.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю: 142 — “Енергетичне машинобудування” (14 — Електрична інженерія). — Національний транспортний університет, Київ, 2023.

Основним джерелом механічної енергії автомобілів, дорожніх, підйомно-транспортних, сільськогосподарських, будівельних та машин іншого призначення в даний час є двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) – двигуни з іскровим запалюванням (ДзІЗ) і дизелі. У зв'язку із суттєвими перевагами цих двигунів у порівнянні з іншими, новими джерелами енергії, можна стверджувати, що ці двигуни будуть широко використовуватись і у майбутньому. Тому поліпшення показників ДВЗ залишається важливою проблемою. ДзІЗ є основними на легкових автомобілях. Одним із недоліків цих двигунів є погіршення паливної економічності і екологічних показників в часткових навантажувальних режимах і режимах холостого ходу (ХХ), які є основними режимами роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах. Однією з основних причин погіршення паливної економічності ДзІЗ в режимах часткових навантажень є метод регулювання потужності дроселюванням паливо-повітряної суміші.

Відомий ряд напрямів поліпшення показників в режимах часткових навантажень і ХХ. Одним з напрямів, який широко використовується є застосування комбінованого методу регулювання потужності двигуна — відключення групи циліндрів в режимах малих навантажень і ХХ, і робота на всіх циліндрах в режимах середніх і повних навантажень. При цьому, в інтервалі між відключенням і включенням групи циліндрів, і за роботи на всіх циліндрах регулювання потужності здійснюється дроселюванням паливо-повітряної суміші, тобто в цілому використовують комбінований метод регулювання потужності. Проведені раніше дослідження показали високу

ефективність комбінованого методу, що і зумовлює його широке використання. Разом з тим ефективність комбінованого методу залежить від способу його реалізації. Одним із способів, які можна реалізувати на двигунах без значних конструктивних змін є відключення подачі палива в групу циліндрів без внесення змін у системи впуску та газорозподілу.

В ряді досліджень встановлено, що цей спосіб можливо удосконалити, але досліджень, зокрема на ДзІЗ з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором не проводили.

В роботі проведено теоретичні і експериментальні дослідження трьох способів відключення групи циліндрів, які можливо використати на двигунах, що знаходяться в експлуатації, а саме: відключення подачі палива у групу циліндрів без внесення змін у системи впуску та газорозподілу, відключення подачі палива з вільним впуском у відключену групу повітря при температурі навколишнього середовища і з підігрівом повітря.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне:

1. Експериментальними дослідженнями, які проведені на двигуні 6Ч9.5/6.98, з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором без внесення зміни у системи впуску та газорозподілу, підтверджено поліпшення паливної економічності при відключенні трьох з шести циліндрів в зоні середніх частот обертання ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) в інтервалі зміни крутного моменту від 0 до 53 Нм на 14,0 ... 0,0%. Експерименти в режимах ХХ показали поліпшення паливної економічності за роботи на трьох циліндрах в інтервалі частот 730...3600 хв^{-1} від 32 до 6%.

2. Встановлено, що поліпшення паливної економічності при відключенні групи циліндрів ДзІЗ отримано, в результаті підвищення за роботи на трьох циліндрах індикаторного і механічного к.к.д. Разом з тим встановлено, що відключення групи циліндрів можливо здійснювати різними способами, які

впливають на паливну економічність і екологічні показники двигуна за роботи на частині циліндрів. Це і визначило напрям подальших досліджень.

3. З врахуванням результатів раніше проведених досліджень на двигунах з карбюраторними системами живлення – обґрунтовано доцільні для дослідження способи відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ а саме:

при припиненні подачі палива без внесення змін у системи впуску та газорозподілу;

при припиненні подачі палива з вільним впуском, у відключені циліндри, повітря при температурі навколишнього середовища;

при припиненні подачі палива з вільним впуском, у відключені циліндри, підігрітого до температури близько 150 °С, повітря.

4. Розроблено загальну методику проведення розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на показники двигуна за роботи на частині циліндрів. Суть методики полягає у тому, що для досліджуваних способів робочий процес в працюючих циліндрах буде однаковий і залежить від розрідження на впуску. Тому, для всіх способів показники роботи працюючих циліндрів, а саме індикаторний к.к.д., витрата повітря і палива, концентрації забруднюючих речовин (ЗР) у відпрацьованих газах (ВГ) будуть однакові. Показники роботи двигуна при різних способах відключення залежать від механічних втрат, які оцінюють механічним к.к.д., величину якого оцінювали розрахунковим методом з використанням експериментальних даних.

5. Експериментальними дослідженнями підтверджено, що при всіх досліджуваних способах відключення групи циліндрів індикаторні показники робочого процесу в працюючій групі циліндрів є однаковими. Це дало можливість порівнювати способи відключення лише за механічними втратами, що підвищує точність порівняння.

6. З використанням відомих підходів і результатів попередніх досліджень отримано залежності для розрахунку індикаторного к.к.д. працюючих циліндрів при різному тиску на впуску (розрідження на впуску).

Порівнянням, за отриманими залежностями, розрахованих величин індикаторного к.к.д. і розрахованих з використанням експериментальної характеристики двигуна підтверджено достовірність отриманих залежностей і можливість її використання у подальших розрахунках. Ці залежності однакові для всіх зазначених способів відключення групи циліндрів.

7. Отримано залежності для визначення механічного к.к.д. через тиск механічних втрат і розрідження на впуску відключених циліндрів, які визначили експериментально для кожного з способів відключення групи циліндрів. Достовірність отриманих залежностей індикаторного і механічного к.к.д. від розрідження на впуску перевірили порівнянням розрахованої і визначеної експериментально з навантажувальної характеристики питомої ефективної витрати палива.

8. Експериментальними дослідженнями встановлено, що найбільший тиск механічних втрат має місце при способі відключення групи циліндрів без внесення змін у системи впуску та газорозподілу, при інших двох способах тиск механічних втрат значно нижчий і між собою відрізняється незначно.

9. Порівняння паливної економичності при використанні різних способів відключення циліндрів при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності проведено по величині питомої ефективної витрати палива в залежності від зовнішнього навантаження, яке оцінювали середнім ефективним тиском. Встановлено, що найбільшу питому витрату палива має двигун при відключенні групи циліндрів з незмінною системою впуску. Використання способу відключення з вільним впуском, у відключені циліндри, повітря з навколишнього середовища поліпшують паливну економичність на 1,5...10,5%, з підігрівом повітря на 1,5...13,5%. Експерименти на двигуні 6Ч9.5/6.98 показали, що витрата бензину при вільному впуску повітря у відключені циліндри нижча в порівнянні з способом з незмінною системою впуску на 10,8...0.0% при зміні крутного моменту від 0 до 51Нм.

Порівняння екологічних показників при різних способах відключення групи циліндрів проведено виходячи з кількості викидів ЗР в одиницю часу в

залежності від зовнішнього навантаження двигуна. Визначено викиди ЗР в залежності від тиску на впуску для способу відключення з незмінними системи впуску та газорозподілу з використанням експериментальної навантажувальної характеристики. Так як ЗР утворюються лише у працюючій групі циліндрів, то для розглянутих способів відключення, які не впливають на параметри робочого тіла у випускній системі ці залежності будуть аналогічними.

З використанням встановленої залежності між середнім ефективним тиском і тиском на впуску побудовано залежності концентрації ЗР, витрати повітря і палива від середнього ефективного тиску.

За відомими методиками розраховано масові викиди окремих ЗР в одиницю часу, на одиницю виконаної роботи, приведені до СО сумарні викиди ЗР. Для середнього навантажувального режиму ($p_e = 0,3$ МПа) зниження всіх ЗР при використанні способів з вільним пуском повітря (з підігрівом і без) у порівнянні зі способом з незмінною системою впуску в одиницю часу склали: по СО на 8,4 і 6,1%, по NO_x на 11,0 і 8,2%, по СН на 5,7 і 4,2%, по сумарних, приведених до СО викидах на 10,8 і 8,1%. Також має місце зменшення викидів CO_2 на 5,7 і 4,7%.

10. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень можна вважати, що з врахуванням необхідних змін в конструкції двигуна для практичного використання найбільш доцільним є використання способу відключення подачі палива з вільним впуском, у відключені циліндри, повітря при температурі навколишнього середовища. Підігрів повітря незначно поліпшує показники двигуна, але вимагає встановлення додаткових пристроїв.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Розроблено методику проведення розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на паливну економічність і викиди ЗР з ВГ при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

2. Отримано залежність для визначення індикаторного к.к.д. працюючої групи циліндрів, яка є однаковою для всіх способів відключення групи циліндрів, які порівнювалися, від розрідження на впуску.

3. Запропоновано залежність для визначення механічного к.к.д. двигуна при відключенні групи циліндрів з використанням експериментально отриманого тиску механічних втрат і розрідження на впуску відключених циліндрів.

4. Результати розрахункових досліджень паливної економічності і екологічних показників при використанні різних способів відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Експериментальні дані по паливній економічності багато-циліндрового ДзІЗ ($i=6$) при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів в режимах малих навантажень і ХХ.

2. Розрахункові і експериментальні дані по витраті палива в залежності від зовнішнього навантаження за роботи ДзІЗ з відключенням групи циліндрів різними способами.

3. Концентрації і масові викиди ЗР з ВГ в залежності від зовнішнього навантаження за роботи ДзІЗ з відключенням групи циліндрів різними способами.

4. Експериментальні дані по паливній економічності, екологічних показниках, механічних втратах шестициліндрового ДзІЗ з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і трикомпонентним каталітичним нейтралізатором.

5. Методика розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на паливну економічність і екологічні показники ДзІЗ при регулюванні його потужності комбінованим методом.

Ключові слова: двигун з іскровим запалюванням, комбінований метод регулювання, відключення групи циліндрів, витрата палива, екологічні показники, відпрацьовані гази.

Список публікацій здобувача

Публікації в наукових фахових виданнях України.

1. Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 3 (50), 2021. с. 180 — 187.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-180-187

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/180-187.pdf>

2. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Вплив способу реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на механічні втрати та паливну економічність / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 1 (51), 2022. с. 149 — 158.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-1-51-149-158

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/51/149_158.pdf

3. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням способу відключення групи циліндрів при регулюванні енергетичних показників комбінованим методом / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 3 (53), 2022. с. 118 — 126.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-118-126

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/53/118_126.pdf

Публікації наукових періодичних виданнях іноземних держав

4. Kovbasenko S., Yushchenko M., Rychok S. Вплив способу відключення групи циліндрів двигуна з іскровим запалюванням на показники роботи в режимах холостого ходу. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy* – Pieszow, 2019. – S. 25-33.

5. Gutarevych Y., D Rychok S. Influence of the way of realization of the combined power regulation method for the fuel efficiency of the engine with spark ignition. *Transport means engineering. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy* – Pieszow, 2022. – S. 45-52.

Публікації апробаційного характеру

6. Ричок С.О. Удосконалення комбінованого методу керування потужністю двигунів з іскровим запалюванням Матеріали LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та

співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2020. С. 41.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

7. Ричок С.О. Теоретичне дослідження удосконаленого комбінованого методу регулювання потужності двигунів з іскровим запалюванням Матеріали LXXVII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2021. С. 36 — 37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

8. Ричок, С. О. Вплив способу відключення циліндрів на паливну економічність двигуна з іскровим запалюванням при комбінованому регулюванні потужності / С. О. Ричок // Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф., 27–29 жовт. 2021 р. / Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харків, 2021. – С. 231.

URL: https://af.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F-AUTOMOBILE/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%BD%D1%86%D1%96%D1%97/2021/PROGRAM_OF_THE_INTERNATIONAL_SCIENTIFIC_AND_PRACTICAL_CONFERENCE/%D1%82%D0%B5%D0%B7%D0%B821.pdf

9. Гутаревич Юрій, Ричок Сергій. Вплив способу реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на механічні втрати та паливну економічність. Третя міжнародна науково-технічна інтернет-конференція у співпраці з фондом intermarium. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: матеріали III Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції 19-20 жовтня 2022р. Рівне : НУВГП, 2022. с. 238 — 240.

URL: https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/tezu_iii_mnti_rivne_2022.pdf

10. Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням. Міжнародна науково-технічна

конференція «Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». – К.: НТУ, 2021– С. 11.

URL:

https://er.chdtu.edu.ua/bitstream/ChSTU/2609/1/%D1%82%D0%B5%D0%B7%D0%B8_%D0%9D%D0%A2%D0%A3_2021.pdf

11. Ричок С.О. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням способу відключення групи циліндрів при регулюванні енергетичних показників комбінованим методом. Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу» – Київ, 2022

ABSTRACT

Rychok S.O. Improving the performance of the spark ignition engine by improving the combined method of power regulation.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in the specialty: 142 — "Energy Engineering". — National Transport University, Kyiv 2023.

Currently, the main source of mechanical energy for cars, road, lifting transport, agricultural, construction and other purposes are internal combustion engines (ICE) — spark ignition engines (SI) and diesels. Due to the significant advantages of these engines compared to other, new sources of energy, it can be argued that these engines will be widely used in the future. Therefore, the improvement of ICE parameters remains an important problem. SI are the main ones on passenger cars. One of the disadvantages of these engines is the deterioration of fuel efficiency and environmental indicators in partial load modes and idling modes, which are the main modes of operation of vehicles engines in operational conditions. One of the main reasons for the deterioration of the fuel economy of SI in partial load modes is the method of power regulating by throttling the fuel-air mixture.

A number of well-known directions for improving indicators in partial load and idling modes. One of the directions that is widely used is the use of a combined method of regulating the energy indicators of the engine — deactivation a group of cylinders in light load and idling modes and working on all cylinders in medium and full load modes. At the same time, in the interval between activation and deactivation a group of cylinders and during operation on all cylinders, the regulation of power is carried out by throttling the fuel-air mixture, that is, in general, a combined method of regulation of power is used. Previous studies have shown the high efficiency of the combined method, which is the reason for its wide use. However, the effectiveness of the combined method depends on the method of its implementation. One of the methods that can be implemented on engines without significant design changes is to

cut off the fuel supply to the cylinder group without changing the gas exchange system.

In a number of studies, it has been established that this method can be improved, but studies, in particular, on SI with an electronic fuel injection control system, feedback and catalytic converter were not conducted.

The work carried out theoretical and experimental studies of three methods of a group of cylinders deactivation, which can be used on engines that are in operation, namely, stopping of the fuel supply to the cylinder group without making changes to the gas distribution system, stopping of the fuel supply with free admission to the disconnected group of air when ambient temperature and the same with air heating.

Based on the results of the dissertation work, the following was have shown:

1. Experimental studies carried out on the 649.5/6.98 engine with an electronic fuel injection control system, feedback and a catalytic converter without making changes to the gas exchange system confirmed an improvement in fuel economy when three out of six cylinders in the zone are deactivated average rotation frequencies ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$) in the range of torque change from zero to 53 Nm by 14.0 ... 0.0%.

It was established that the improvement in fuel efficiency when the SI cylinder group is turned off is obtained as a result of an increase in the indicator and mechanical efficiency when working on three cylinders. At the same time, it was established that the cylinder group can be turned off in various ways that affect fuel economy and environmental indicators of the engine during work on the cylinder part. This determined the direction of further research.

Taking into account the results of previously conducted research on engines with carburetor power systems, the methods of disconnecting a group of cylinders for the implementation of a combined method of regulating the energy indicators of SI were substantiated, namely:

when the fuel supply is stopped without making changes to the gas exchange system;

when the fuel supply is stopped with free air intake into the disconnected cylinders at ambient temperature;

when the fuel supply is stopped with the free intake of air heated to a temperature of about 150 °C into the disconnected cylinders.

2. We developed a general methodology for conducting calculation studies of the influence of the method of deactivation of a p cylinders grou on engine performance during work on part of the cylinders. The essence of the technique is that for the investigated methods, the work process in the working cylinders will be the same and depends on the rarefaction at the intake. Therefore, for all methods, the performance indicators of the working cylinders, namely the indicator efficiency, air and fuel consumption, and the concentration of exhaust gas will be the same. The performance of the engine with different shutdown methods depends on the mechanical losses, which are estimated by the mechanical efficiency, the value of which was estimated by the calculation method using experimental data.

3. Experimental studies have confirmed that with all investigated ways of disconnecting a group of cylinders, the indicator indicators of the work process in a working group of cylinders are the same. This made it possible to compare disconnection methods only by mechanical losses, which increases the accuracy of the comparison.

4. With the use of known approaches and the results of previous studies, a dependence was obtained for calculating the indicator efficiency. working cylinders at different intake pressures (intake vacuum).

By comparing, according to the obtained dependence, the calculated values of the indicator efficiency and calculated using the experimental characteristics of the engine, the reliability of the obtained dependences and the possibility of its use in further calculations were confirmed. This dependence is the same for all specified methods of disconnecting a group of cylinders.

5. We obtained dependencies for determining the mechanical efficiency. due to the pressure of mechanical losses and rarefaction at the inlet of disconnected cylinders, which were determined experimentally for each of the methods of

disconnecting a group of cylinders. The reliability of the obtained dependences of the indicator and mechanical efficiency. from rarefaction at the intake was checked by comparing the calculated specific effective fuel consumption and the experimentally determined from the loading characteristics.

6. Experimental studies established that the greatest pressure of mechanical losses occurs with the method of disconnecting a group of cylinders without making changes to the gas exchange system, with the other two methods of pressure Experiments on the 6Ch 9.5/6.98 engine showed that gasoline consumption with free air intake in disconnected cylinders is lower compared to the method with an unchanged gas exchange system by 10.8...0.0% when the torque changes from zero to 51Nm. of mechanical losses is much lower and differs slightly from one another.

7. Comparison of fuel efficiency when using different methods of cylinder shutdown when applying the combined method of power regulation (energy indicators) was carried out by the amount of specific effective fuel consumption depending on the external load, which was estimated by the average effective pressure. It was established that the engine has the highest specific fuel consumption when the cylinder group is turned off with an unchanged gas exchange system. The use of the shutdown method with free admission of air from the environment into the disconnected cylinders improves fuel economy by 1.5...10.5%, with air heating by 1.5...13.5%. Experiments on the 6Ch9.5/6.98 engine showed that gasoline consumption with free air intake into disconnected cylinders is lower compared to the method with an unchanged gas exchange system by 10.8...0.0% when the torque changes from zero to 51Nm.

8. The comparison of environmental indicators with different methods of disconnecting a group of cylinders was carried out based on the amount of emissions per unit of time depending on the external load of the engine. Emissions of pollutants were determined depending on the pressure at the inlet for the method of disconnection from the constant gas exchange system using the experimental loading characteristic. Since pollutants are formed only in the working group of cylinders,

these dependencies will be similar for the considered shutdown methods that do not affect the parameters of the working body in the exhaust system.

Using the established relationship between the average effective pressure and the pressure at the inlet, the dependences of air and fuel consumption and the concentration of pollutants on the average effective pressure were constructed.

According to known methods, the mass emissions of individual hazardous substances per unit of time, per unit of work performed, and the total emissions of pollutants reduced to CO were calculated. For the average loading mode ($p_{re} = 0.3$ MPa), the reduction of all PP when using methods with free air start (with and without heating) in comparison with the method with an unchanged gas exchange system per unit time was: for CO by 8.4 and 6, 1%, for NO_x by 11.0 and 8.2%, for CH by 5.7 and 4.2%, for total CO emissions by 10.8 and 8.1%. There is also a reduction in CO₂ emissions by 5.7 and 4.7%.

9. According to the results of theoretical and experimental studies, it can be considered that, taking into account the necessary changes in the design of the engine for practical use, it is most appropriate to use the method of cutting off the fuel supply with free air intake into the disconnected cylinders at ambient temperature. Air heating slightly improves engine performance, but requires the installation of additional devices.

Scientific novelty of the obtained results.

1. The method of conducting calculation studies of the influence of the method of disconnecting a group of cylinders on fuel efficiency and emissions of ICE during the implementation of the combined method of regulating the energy indicators of SI has been developed.

2. Dependence for determining the indicator of the working cylinder group, which is the same for all methods of disconnection of the cylinder group that were compared, from the vacuum at the intake.

3. The proposed dependence for determining the mechanical efficiency of the engine when a group of cylinders is disconnected using the experimentally obtained

pressure of mechanical losses and rarefaction at the inlet of the disconnected cylinders.

4. Results of calculation studies of fuel economy and environmental indicators when using different methods of disconnecting a group of cylinders to implement a combined method of regulating the energy indicators of SI.

The practical significance of the obtained results.

The practical value of the work consists of:

1. Experimental data on the fuel efficiency of a multi-cylinder engine with spark ignition ($i=6$) when adjusting energy indicators by turning off a group of cylinders in the modes of light loads and idling.

2. Calculated and experimental data on fuel consumption depending on the external load during operation of the SI when the group of cylinders is disconnected in various ways.

3. Concentrations and mass emissions of hazardous waste from HV depending on the external load during operation of SI with disconnection of a group of cylinders in various ways.

4. Experimental data on fuel efficiency, environmental indicators, mechanical losses of a 6-cylinder SI with an electronic fuel injection control system, feedback and a three-component catalytic converter.

5. Methodology for calculation studies of the influence of the method of disconnecting a group of cylinders on the fuel economy and environmental indicators of SI when adjusting its energy indicators by a combined method.

Keywords: spark-ignition engine, combined regulation method, cylinder group shutdown, fuel consumption, environmental indicators, exhaust gases.

List of the applicant publications.

Publications in scientific journals of Ukraine.

1. Rychok S.O. Directions for improvement of the combined method of power regulation of the engine with spark ignition / Bulletin of NTU "Technical Sciences" Series, Issue 3 (50), 2021. p. 180 — 187.

2. Gutarevich Y.F., Rychok S.O. The effect of the method of implementation of the combined method of engine power regulation with spark ignition on mechanical losses and fuel efficiency / Bulletin of the National Technical University of Ukraine Series "Technical Sciences", Issue 1 (51), 2022. p. 149 — 158.

3. Gutarevich Y.F., Rychok S.O. Improving the fuel efficiency of a spark-ignition engine by improving the method of disconnecting a group of cylinders when adjusting energy indicators using a combined method / Bulletin of the National Technical University of Ukraine Series "Technical Sciences", Issue 3 (53), 2022. p. 118 — 126.

Publications in scientific periodicals of foreign countries

4. Kovbasenko S., Yushchenko M., Rychok S. The influence of the method of disconnection of a group of cylinders of a spark-ignition engine on performance in idling modes. Systemy and means of car transport. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pieszow, 2019. – S. 25-33.

5. Gutarevych Y., D Rychok S. Influence of the way of realization of the combined power regulation method for the fuel efficiency of the engine with spark ignition. Transport means engineering. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pieszow, 2022. – S. 45-52.

Publications of an approval nature

6. Rychok S.O. Improvement of the combined method of power control of engines with spark ignition Materials of the LXXVI scientific conference of professors and teaching staff, graduate students, students and employees of separate structural divisions of the university. K.: NTU, 2020. P. 41.

7. Rychok S.O. Theoretical study of the improved combined method of power regulation of engines with spark ignition. Materials of the LXXVII scientific conference of professors and teaching staff, graduate students, students and employees of separate structural units of the university. K.: NTU, 2021. P. 36 — 37.

8. Rychok, S.O. The influence of the cylinder deactivation method on the fuel efficiency of the spark-ignition engine with combined power regulation / S.O. Rychok // Latest technologies in automotive engineering, transport and specialist

training: Sci. Ave. International science and practice conference, October 27–29 2021 / Kharkiv. national automobil.-dor. Univ. — Kharkiv, 2021. — P. 231.

9. Yuriy Gutarevich, Serhiy Rychok The influence of the method of implementation of the combined method of power regulation of the engine with spark ignition on mechanical losses and fuel efficiency. The third international scientific and technical internet conference in cooperation with the intermarium foundation. Innovative technologies for the development of mechanical engineering and efficient functioning of transport systems: materials of the III International Scientific and Technical Internet Conference October 19-20, 2022. Rivne: NUVHP, 2022. p. 238 — 240.

10. Rychok S.O. Directions for improvement of the combined method of regulating engine power with spark ignition. International scientific and technical conference "Improvement of constructive and operational indicators of cars and machines". – K.: NTU, 2021– P. 11.

11. Rychok S.O. Improvement of fuel efficiency of the engine with spark ignition by improving the method of disconnecting the group of cylinders when adjusting energy indicators by a combined method. International scientific and practical conference "Prospects for the development of road transport and infrastructure: challenges of wartime" — K.: xxx, 2022- S. xx.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	22
ВСТУП.....	23
РОЗДІЛ 1. ДО ВИБІРУ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ З ВПОРСКУВАННЯМ БЕНЗИНУ І ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ	29
1.1 Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах.....	29
1.2 Особливості робочого процесу ДзІЗ у режимах часткових навантажень і ХХ	34
1.3 Методи регулювання потужності багатociліндрових ДзІЗ з відключенням групи циліндрів.....	37
1.4 Висновки до розділу 1.....	41
РОЗДІЛ 2. КОМБІНОВАНИЙ МЕТОД РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДКЛЮЧЕННЯ ГРУПИ ЦИЛІНДРІВ І ДРОСЕЛЮВАННЯМ, ЯК ОДИН З НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ.....	43
2.1 Комбінований метод регулювання потужності, як один з напрямів поліпшення паливної економiчності і екологічних показників ДзІЗ в режимах часткових навантажень і ХХ	43
2.2 Системи регулювання потужності ДзІЗ відключенням групи циліндрів ..	54
2.3 Можливі способи відключення циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ та обґрунтування обраних для дослідження способів.....	85
2.4 Висновки до розділу 2.....	88

РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПОСОБУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВТГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ.....	91
3.1 Визначення залежності індикаторного к.к.д. від навантаження при різних способах відключення циліндрів ДзІЗ.....	91
3.2 Аналіз підходів до визначення індикаторного к.к.д.	96
3.3 Аналіз впливу залежності індикаторного к.к.д. від зовнішнього навантаження на паливну економічність ДзІЗ	103
3.4 Визначення залежності механічного к.к.д. від навантаження за різних способів відключення циліндрів ДзІЗ	108
3.5 Методика визначення викидів ЗР з ВГ при різних способах відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.....	115
3.6 Висновки до розділу 3.....	131
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПОСОБУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА.....	133
4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень.....	133
4.2 Програма та методика проведення експериментальних досліджень	134
4.3 Об'єкт експериментальних досліджень	136
4.4 Прилади і обладнання.....	138
4.5 Результати експериментальних досліджень	144
4.6 Висновки до розділу 4.....	155
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКОВІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ВІДКЛЮЧЕННЯ ГРУПИ ЦИЛІНДРІВ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДзІЗ.....	156

5.1 Перевірка достовірності залежності індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску	156
5.2 Перевірка достовірності залежності механічного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску	159
5.3 Вплив способу відключення циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності на паливну економічність ДзІЗ.....	162
5.4 Вплив способу відключення циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності на екологічні показники ДзІЗ	170
5.5 Висновки до розділу 5.....	179
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	181
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	184
ДОДАТОК А.....	193
ДОДАТОК Б.....	194
ДОДАТОК В.....	195
ДОДАТОК Г.....	197
ДОДАТОК Д.....	198
ДОДАТОК Ж.....	206
ДОДАТОК Е.....	207
ДОДАТОК Є.....	210

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВГ — відпрацьовані гази

град. п.к.в. — градус повороту колінчастого вала

ДВЗ — двигун внутрішнього згорання

ЗР — забруднюючі речовини

к.к.д. — коефіцієнт корисної дії

млн⁻¹ — частинок на мільйон

НТУ — Національний транспортний університет

СО — оксид вуглецю

СО₂ — двооксид вуглецю

СН — вуглеводні

NO_x — оксиди азоту

α — коефіцієнт надміру повітря

ϵ — ступінь стиснення двигуна

ДзІЗ — двигун з іскровим запалюванням

КАДІ – Київський автомобільно-дорожній інститут

ВСТУП

Актуальність теми. Для отримання механічної енергії на автомобілях, інших транспортних засобах, в різних галузях техніки використовують двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) — двигуни з іскровим запалюванням (ДзіЗ) та дизелі. Можна стверджувати, що ці двигуни будуть широко використовуватися і в майбутньому, так як вони мають ряд переваг у порівнянні з іншими джерелами механічної енергії. Відомо, що використання палива транспортними засобами, зокрема автомобілями, в значній мірі визначається умовами експлуатації. На легкових автомобілях, які є основними в транспортних потоках, переважно, встановлені ДзіЗ. В умовах інтенсивного руху, зокрема в містах і населених пунктах, значну частину часу двигуни працюють в режимах часткових навантажень. Як показують дослідження, режими часткових навантажень і холостого ходу (ХХ) є основними режимами роботи цих двигунів. Разом з тим відомо, що в цих режимах паливна економічність ДзіЗ значно погіршується в результаті зростання насосних втрат і погіршення робочого процесу у циліндрах двигуна. Більшість з цих недоліків є наслідком методу регулювання потужності ДзіЗ — дроселюванням паливо-повітряної суміші.

Відомі методи поліпшення показників ДзіЗ в режимах часткових навантажень і ХХ, багато з них використовуються. Одним з таких методів є регулювання потужності за допомогою зміни робочого об'єму двигуна за рахунок зменшення числа працюючих циліндрів. Для використання цього методу розроблені спеціальні конфігурації систем впуску, випуску та газорозподілу. Відключення циліндрів можна застосовувати на серійних двигунах. Одним з таких методів є відключення подачі палива у групу циліндрів без зміни систем впуску та газорозподілу. Проведені дослідження показали ефективність цього методу з точки зору поліпшення паливної економічності і викидів ЗР за роботи на частині циліндрів. Цей метод є комбінованим з точки зору регулювання потужності двигуна, так як включає

дроселювання паливо-повітряної суміші і відключення групи циліндрів. Ефективність цього методу залежить від способу відключення групи циліндрів, так як показники роботи відключених циліндрів впливають на ефективність методу. Проведені дослідження направлені на вирішення актуальної задачі визначення найбільш доцільного способу відключення циліндрів на серійному двигуні з точки зору поліпшення паливної економічності і зниження викидів ЗР.

Зв'язок роботи з науковими програмами планами темами. Робота виконана згідно плану наукових робіт НТУ на 2020 — 2021 роки за темою “Зниження витрати палива і шкідливих викидів двигунами дорожніх транспортних засобів оптимізацією конструктивних і експлуатаційних факторів” державна реєстрація № 0119U100692, на 2022 рік за темою “Поліпшення екологічних показників та економічності двигунів транспортних засобів удосконалення систем та використанням альтернативних палив” державна реєстрація № 0122U000514.

Мета і завдання досліджень

Мета роботи — поліпшення паливної економічності і екологічних параметрів ДзІЗ в режимах малих навантажень і ХХ використанням найбільш доцільного способу відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна.

Для досягнення мети в роботі вирішували наступні завдання:

1. Аналіз досліджень по використанню режимів часткових навантажень і ХХ автомобільних ДзІЗ в експлуатаційних умовах, а також їх впливу на паливну економічність і екологічні показники автомобіля.
2. Аналіз методів регулювання потужності багаточиліндрових ДзІЗ з відключенням групи циліндрів, досліджень по ефективності напрямів

поліпшення паливної економічності і екологічних показників в режимах малих навантажень і ХХ ДзІЗ.

3. Аналіз досліджень по ефективності комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

4. Аналіз схем і конструкцій систем для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

5. Розробка методики проведення розрахункових досліджень по впливу способу відключення групи циліндрів при комбінованому методі регулювання потужності ДзІЗ на паливну економічність і викиди ЗР.

6. Розрахункові дослідження паливної економічності і екологічних показників за роботи ДзІЗ з відключенням групи циліндрів різними способами.

7. Експериментальні дослідження багатоциліндрового ДзІЗ ($i = 6$) при використанні різних способів відключення групи циліндрів з замірами показників паливної економічності і екологічних показників.

Об'єкт дослідження — вплив способу відключення групи циліндрів на паливну економічність і викиди ЗР при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

Предмет дослідження — витрата палива і викиди ЗР за різних способів відключення циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

Методи дослідження.

Експериментальним методом досліджували:

показники паливної економічності, викиди ЗР з ВГ та енергетичні показники при регулюванні ДзІЗ дроселюванням паливо-повітряної суміші;

показники паливної економічності, викидів ЗР у ВГ та енергетичні показники при різних способах відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ;

показники механічних втрат двигуна в залежності від розрідження на впуску і положенні дросельної заслінки.

Розрахунковим методом визначили:

індикаторний і механічний к.к.д. в залежності від розрідження на впуску для різних способів відключення групи циліндрів;

масові викиди ЗР при різних способах відключення групи циліндрів;

ефективну питому витрату палива при різних способах відключення групи циліндрів.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Розроблено методику проведення розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на паливну економічність і викиди ЗР з ВГ при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

2. Отримано залежність для визначення індикаторного к.к.д. працюючої групи циліндрів, яка є однаковою для всіх способів відключення групи циліндрів, які порівнювалися, від розрідження на впуску.

3. Запропоновано залежність для визначення механічного к.к.д. двигуна при відключенні групи циліндрів з використанням експериментально отриманого тиску механічних втрат і розрідження на впуску відключених циліндрів.

4. Результати розрахункових досліджень паливної економічності і екологічних показників при використанні різних способів відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

Практичне значення одержаних результатів

1. Експериментальні дані по паливній економічності багато-циліндрового ДзІЗ ($i = 6$) при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів в режимах малих навантажень і ХХ.

2. Розрахункові і експериментальні дані по витраті палива в залежності від зовнішнього навантаження за роботи ДзІЗ з відключенням групи циліндрів різними способами.

3. Концентрації і масові викиди ЗР з ВГ в залежності від зовнішнього навантаження за роботи ДзІЗ з відключенням групи циліндрів різними способами.

4. Експериментальні дані по паливній економічності, екологічних показниках, механічних втратах шестициліндрового ДзІЗ з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і трикомпонентним каталітичним нейтралізатором.

5. Методика розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на паливну економічність і екологічні показники ДзІЗ при регулюванні його потужності комбінованим методом.

Особистий внесок здобувача.

Основні результати, які викладені в дисертації і подані до захисту отримано здобувачем самостійно. Роботи [2,3,5] виконані у співавторстві, робота [1] – одноосібно.

У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належить математична та графічна обробка експериментального дослідження [2], аналіз отриманих результатів [3], створення експериментальної установки, планування експерименту, участь у експерименті та обробка результатів експериментів [5].

Апробація результатів дисертації

Теоретичні, методичні та практичні положення дисертаційної роботи представлені у вигляді тез та доповідей на LXXVI та LXXVII всеукраїнських наукових конференціях, професорсько-викладацького складу, аспіратів, студентів та структурних підрозділів НТУ 2018 .. 2023р. Та на “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”, “Третя міжнародна науково-технічна інтернет-конференція у співпраці з фондом

intermarium. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем”, “Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин” та “Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу” міжнародних науково-технічних конференцій.

Публікації: матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 5 наукових працях, з яких 3 у фахових виданнях України, 2 статті в іноземних періодичних виданнях, та 6 тезах науково-технічних конференцій. 1 наукову працю видано одноосібно.

Структура та обсяг дисертації

Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 210 сторінок, включаючи 192 сторінки основного тексту, 92 рисунки, 72 використаних джерела та 8 додатків.

РОЗДІЛ 1. ДО ВИБІРУ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ З ВПОРСКУВАННЯМ БЕНЗИНУ І ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

1.1 Режими роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах

Відомо, що паливна економічність і екологічні показники двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) зокрема двигунів з іскровим запалюванням (ДзіЗ) в значній мірі залежать від навантажувального і швидкісного режимів їх роботи. Режими роботи автомобільних двигунів в умовах експлуатації в містах і населених пунктах в значній мірі залежать від характеристики транспортного потоку, інтенсивності дорожнього руху, дорожніх умов та інших факторів.

Дослідження режимів роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах досить трудомісткі. В літературних джерелах практично відсутні результати нових досліджень цих режимів. Разом з тим, результати досліджень, отримані в недалекому минулому в великих містах з інтенсивним дорожнім рухом, можна вважати достовірними і для теперішнього часу. В роботі [1] приведені дані досліджень режимів руху автомобілів.

Згідно з приведеними даними режими активного холостого ходу (ХХ) і сталі режими, в яких двигун легкового автомобіля працює з невеликим навантаженням, становлять більше 50% часу. Підтвердженням вагомості часткових навантажувальних режимів роботи двигуна легкового автомобіля є те, що в їзових випробувальних циклах Європи і США (табл. 1.1) режим ХХ і рівномірного руху становлять 39,2 і 18,2% відповідно, режими рівномірного руху 29,5 і 10,8 % відповідно. Як видно з табл. 1.1, у названих режимах автомобілі мають значні викиди забруднюючих речовин (ЗР).

Таблиця 1.1 – Опис режимів руху по європейському та американському їздовим циклам

Режими роботи	Час роботи на режимі, %	Викиди ЗР, %		
		СО	С _м Н _н	NO _x
		європейський цикл		
Холостий хід	39,2	23,74	13,21	1,7
Розгін	18,5	32,08	29,29	57,0
Рівномірний рух	29,5	31,01	23,45	35,0
Уповільнення	12,8	14,17	31,35	6,3
		федеральний цикл США		
Холостий хід	18,2	15,0	16,0	0,1
Розгін	36,9	45,0	42,2	41,0
Рівномірний рух	10,8	13,5	10,4	25,7
Уповільнення	34,1	26,5	31,4	33,2

У спільних дослідженнях Національного транспортного університету (НТУ) і ДП “ДержавтотрансНДІпроект” в процесі досліджень викидів оксиду вуглецю (CO) автомобільними двигунами в експлуатаційних умовах встановили, що двигун вантажного автомобіля в процесі руху у місті в основному працює в несталих режимах і лише 15...20 % становлять сталі режими. При цьому режими активного та примусового ходів становлять 10...30 % часу.

Широке використання часткових навантажувальних і швидкісних режимів двигунів сучасних легкових автомобілів у русі по м. Києву встановлено у дослідженнях ДП “ДержавтотрансНДІпроект”, які проводили за участю автора (Рис. 1.1 — 1.5). Технічні характеристики автомобіля та маршрут руху наведені у Додатку А.

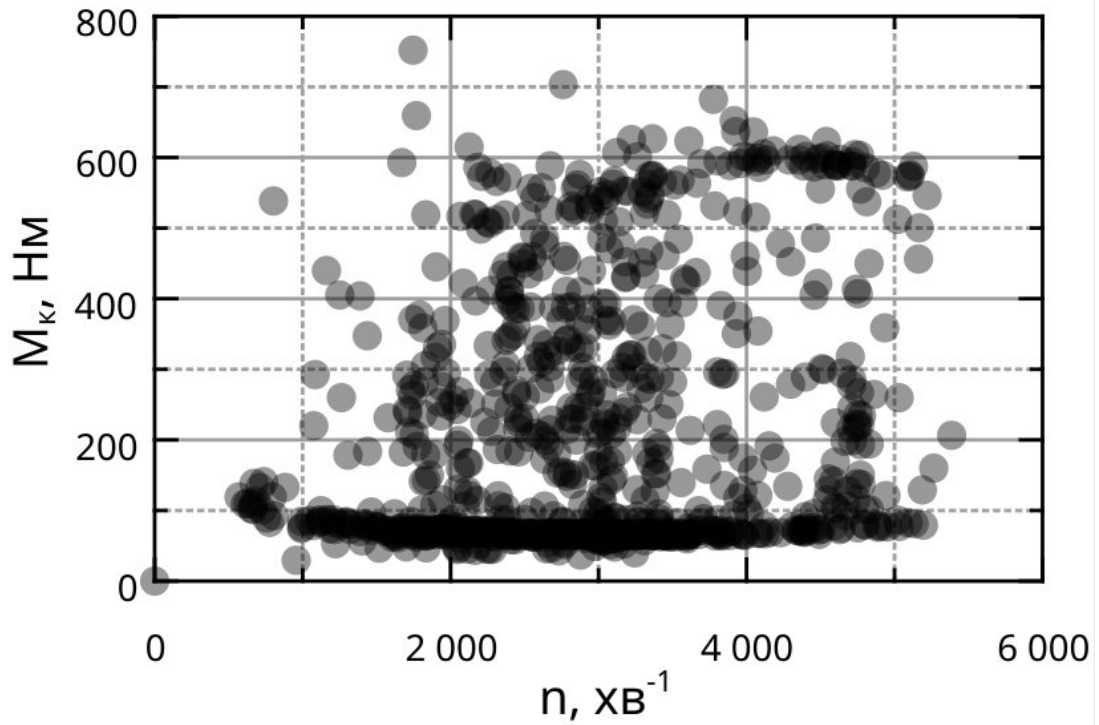


Рисунок 1.1 — Усереднений розподіл крутного моменту від частоти обертання автомобіля Chevrolet Tahoe при русі у м. Києві

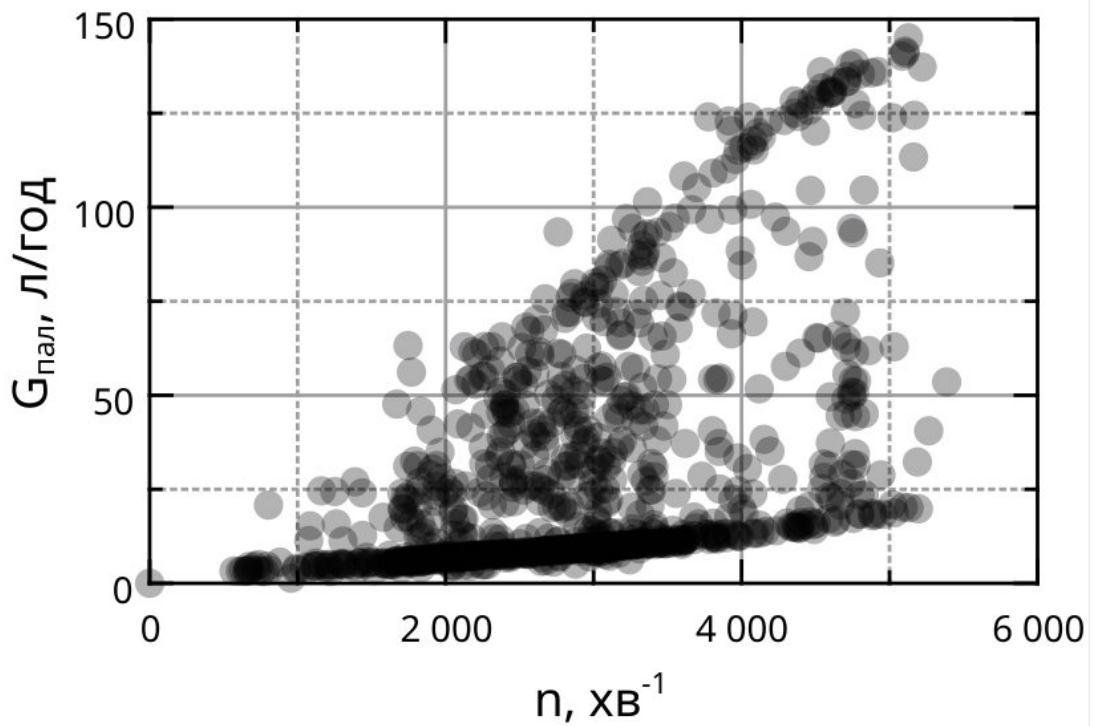


Рисунок 1.2 — Усереднений розподіл миттєвої витрати палива від частоти обертання автомобіля Chevrolet Tahoe при русі у м. Києві.

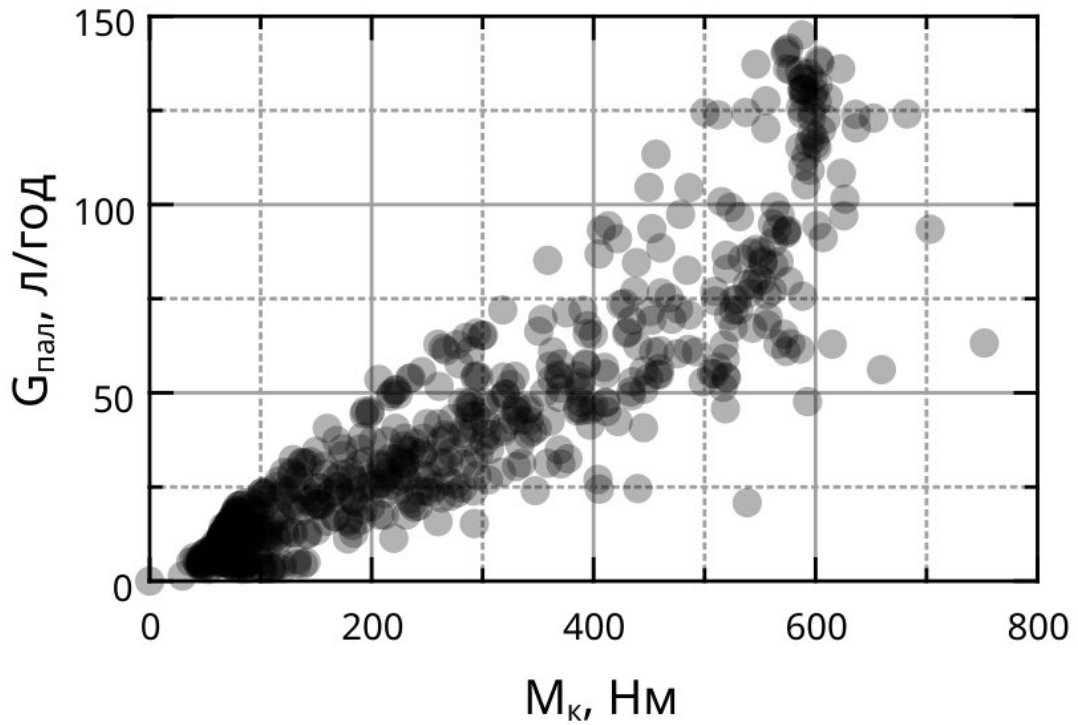


Рисунок 1.3 — Усереднений розподіл миттєвої витрати палива від крутного моменту автомобіля Chevrolet Tahoe при русі у м. Києві.

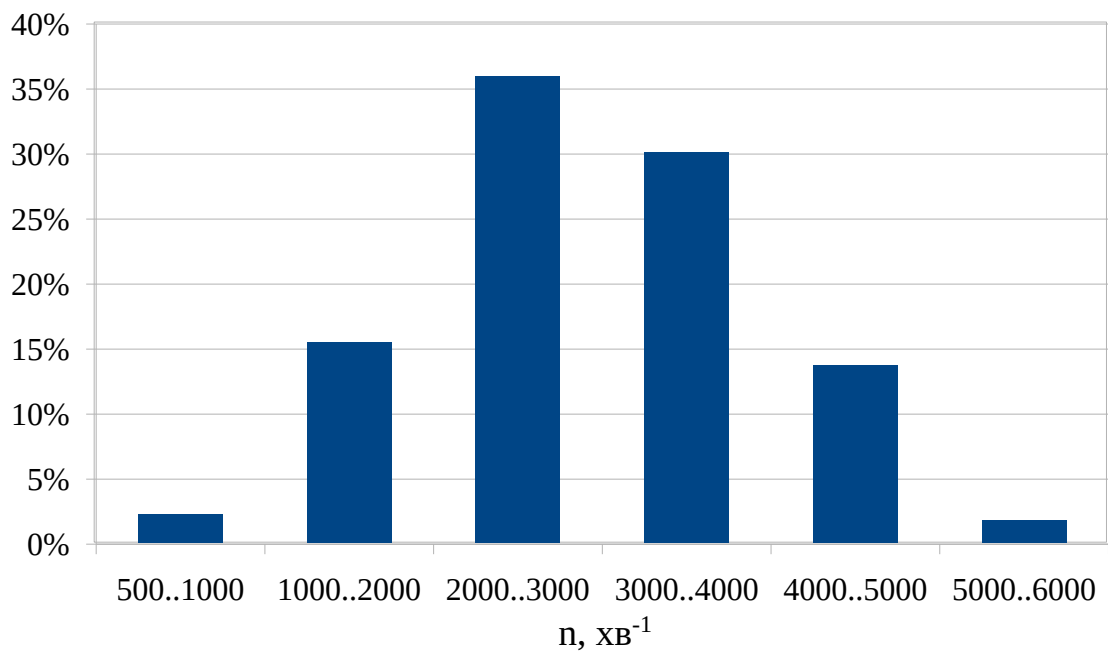


Рисунок 1.4 — Розподіл тривалості роботи двигуна автомобіля Chevrolet Tahoe при русі у м. Києві у вказаному діапазоні частот обертання.

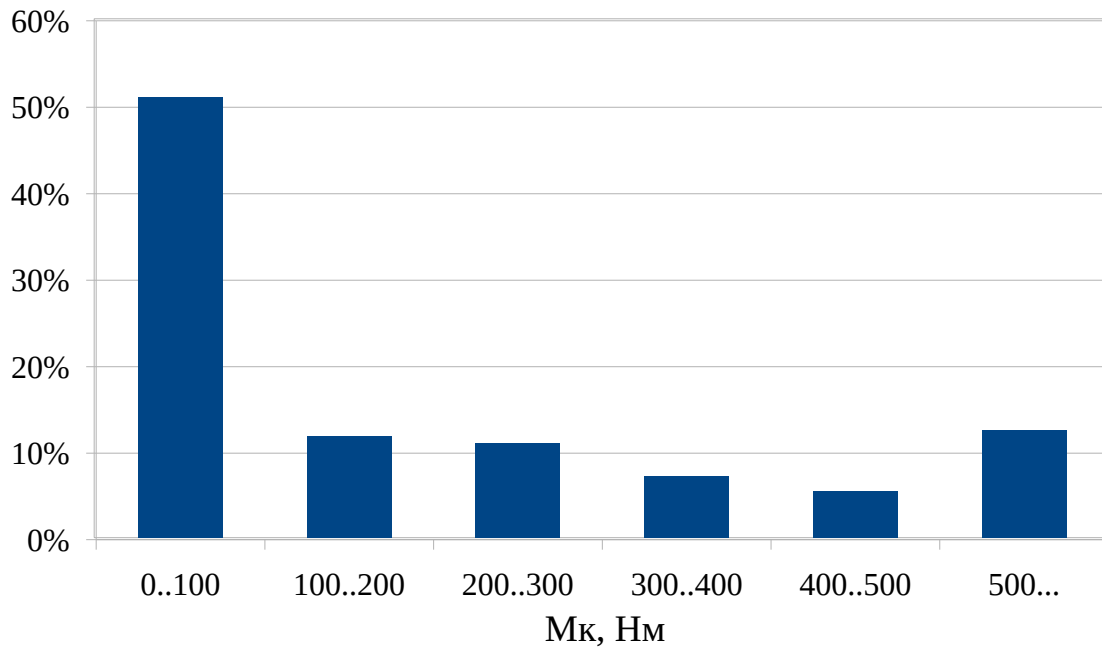


Рисунок 1.5 — Розподіл тривалості роботи двигуна автомобіля Chevrolet Tahoe при русі у м. Києві при вказаному крутному моменті.

Як видно з вище наведених графіків, при інтенсивному русі у місті, тривалість роботи у режимах часткових навантажень та ХХ сучасних ДзіЗ склали: по частоті обертання 53,8% ($x\ldots 3000xv^{-1}$), по крутному моменту 63,1% (0..200 Нм, що складає близько 32% максимального крутного моменту).

У роботі [1] підкреслюється, що основними експлуатаційними режимами роботи двигунів є несталі режими, причому значну долю складають часткові навантажувальні та швидкісні режими та режими ХХ. Розподілення режимів руху легкового та вантажного автомобілів і автобуса в умовах міста Києва показано на рис. 1.6.

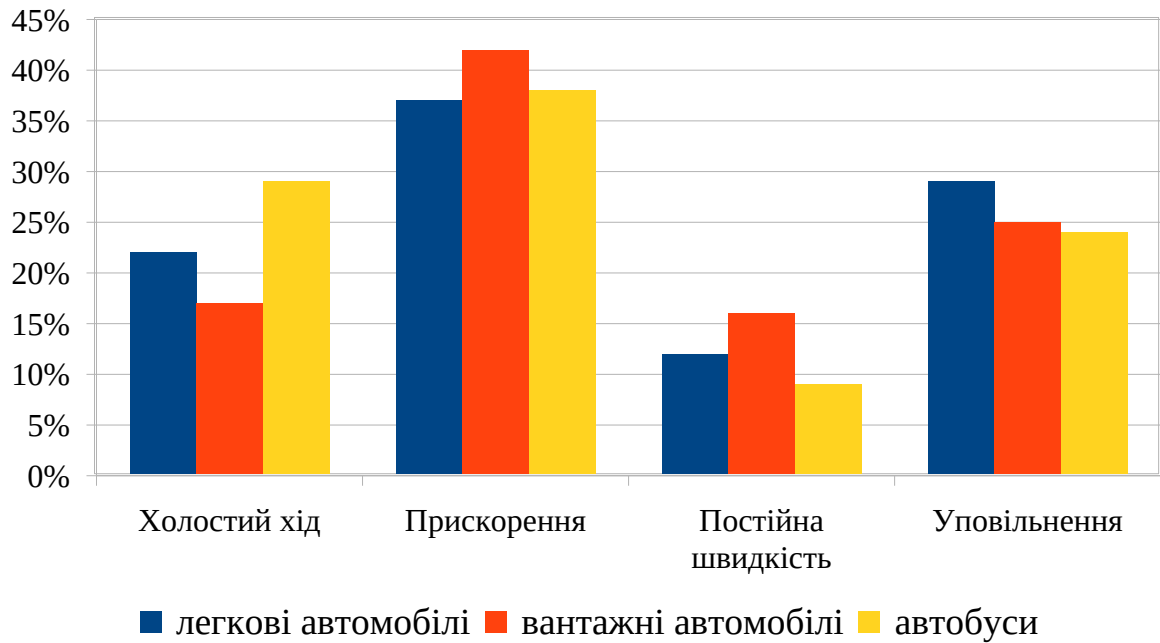


Рисунок 1.6 — Розподіл режимів руху для різних видів транспортних засобів

З графіку видно, що двигун легкового автомобіля до 37% часу працює в режимах розгону та уповільнення. Для автобуса і вантажного автомобіля час роботи двигуна в несталих режимах збільшується до 50 та 40 % відповідно. Режими активного та примусового ХХ у сумі складають від 28 до 58%, тривалість сталого режиму для різних типів автомобілів складає 10...20%.

1.2 Особливості робочого процесу ДзІЗ у режимах часткових навантажень і ХХ

В ДзІЗ регулювання потужності здійснюють зміною маси свіжого заряду, що потрапляє до циліндрів (кількісне регулювання) і додатково, в окремих режимах його складу (якісне регулювання). Кількість свіжого заряду регулюють зміною положення дросельної заслінки. Такий метод регулювання визначає особливості робочого процесу в режимах часткових навантажень і ХХ та його вплив на величину індикаторного (η_i) та механічного (η_m) к.к.д., величина яких визначають паливну економічність робочого циклу. На величину індикаторного к.к.д. впливають багато факторів.

Один з найбільш важливих є склад паливо-повітряної суміші. При використанні карбюраторних систем живлення, по мірі зменшення свіжого заряду (дроселювання) паливо-повітряну суміш збагачували. Це впливало на величину індикаторного к.к.д. і погіршувало паливну економічність. В сучасних двигунах з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотнім зв'язком і системою нейтралізації ЗР у відпрацьованих газах (ВГ) паливо-повітряну суміш в усьому діапазоні навантажень, за винятком повних навантажень, підтримують близькою до стехіометричного складу. Тому недоцільно розглядати вплив складу паливо-повітряної суміші на величину індикаторного к.к.д. Дослідженнями особливостей роботи ДЗІЗ в режимах малих навантажень займались багато вчених [2].

Аналіз результатів цих досліджень дозволяє зробити такі висновки щодо фізичних процесів, які мають місце по мірі зменшення навантаження і зростання дроселювання паливо-повітряної суміші, які впливають на індикаторного к.к.д. і паливну економічність двигуна. При дроселюванні зменшується коефіцієнт наповнення (η_v) циліндра свіжим зарядом, кількість залишкових газів залишається незмінною, коефіцієнт залишкових газів зростає.

Це призводить до зміни характеру підведення теплоти. Розглянемо, як змінюється процес згорання в режимах часткових навантажень і ХХ. Як відомо, процес згорання прийнято розбивати на три фази: початкова, основна та кінцева. Дроселювання впливає на всі три фази.

У багатьох дослідженнях доведено, що перед початком згорання частка ВГ має бути у камері згорання для покращення початкової стадії згорання, і, як наслідок правильного початку основної фази згорання. Але при дроселюванні значно збільшується коефіцієнт ВГ у камері згорання, що негативно впливає на розподіл свіжого заряду, а також має певний вплив на початкову точку згорання і на час першої стадії – так званого хімічного згорання.

Як вже було зазначено вище, регулювання потужності дроселюванням приводить до зменшення маси свіжого заряду, що приводить до зменшення

турбулентності, і, як наслідок до зміни швидкості поширення згорання в основній фазі.

Дроселювання також збільшує ступінь неповторюваності послідовних циклів, що викликано різним часом початку згорання основної фази.

Кінцева фаза згорання також впливає на індикаторний к.к.д. При нормальному процесі, швидкість згорання в кінцевій стадії поступово падає і лише у найбільш віддалених точках від початку згорання може залишатися суміш, яка не згоріла. При дроселюванні збільшується тривалість перших двох фаз і для третьої вже не вистачає часу, крім того, вона також проходить в гірших умовах з тих же причин, що і перші дві, а саме погіршення умов для впуску маси свіжого заряду та зміни коефіцієнту залишкових газів.

У процесі згорання дуже важливим фактором є відведення теплоти в стінки циліндрів. Проведені раніше дослідження показали, що найбільш несприятливим в цьому відношенні є ХХ. У перехідних режимах при зменшенні навантаження на третину – відносний тепловідвід збільшується на 60%.

Регулювання потужності дроселюванням пов'язане також із зростанням механічних втрат, які складаються з втрат на тертя та насосних втрат. Насосні втрати досить суттєво зростають при зменшенні навантаження і збільшенні розрідження на впуску і при дроселюванні можуть сягати 50% від загальних механічних втрат. Відносні втрати на тертя також суттєво зростають при зміні навантаження, тобто залежать не тільки від частоти обертання колінчастого вала, що було доведено в багатьох роботах раніше [6].

Якщо оцінювати вплив малих навантажень і ХХ на протікання процесу згорання можна зазначити, що по мірі зменшення енергетичних показників дроселюванням зменшуються початкові і кінцеві тиски, зростає розбавлення робочої суміші залишковими газами. Це призводить до погіршення умов запалювання свіжого заряду іскрою і умов утворення осередку полум'я, здатного до розповсюдження, тобто погіршення згорання у першій фазі процесу згорання та збільшення тривалості другої фази (основної) згорання. Процес

згорання продовжується під час такту розширення при відносно великому об'ємі циліндра, що призводить до зростання теплових втрат. Таким чином, процес регулювання потужності ДзІЗ дроселюванням паливо-повітряної суміші призводить до зниження індикаторного і механічного к.к.д.

Тому актуальними є дослідження, направлені на розробку методів регулювання потужності ДзІЗ, які б зменшили вплив дроселювання.

1.3 Методи регулювання потужності багаточиліндрових ДзІЗ з відключенням групи циліндрів

Як показано у розділі 1.2, паливна економічність ДзІЗ в режимах часткових навантажень і ХХ погіршується. Однією з причин такого погіршення є метод регулювання потужності цих двигунів в усіх режимах дроселюванням паливо-повітряної суміші (кількісне регулювання). Виняток складають лише режими повних навантажень і несталі режими інтенсивних розгонів, в яких паливо-повітряну суміш збагачують (якісне регулювання). Негативний вплив дроселювання особливо відчутний, коли дросельна заслінка відкрита на невеликий кут. Саме такі режими роботи двигунів, як показано в розділі 1.1, складають значну частину часу. Зменшити дроселювання в цих режимах можливо лише зменшенням номінальних енергетичних показників двигуна. Це можливо досягти різними методами. Згідно прийнятій термінології і класифікації [3] розрізняють наступні методи регулювання потужності:

1. Регулювання зміною середнього індикаторного тиску. До цих методів відносять:

регулювання зміною кількості паливо-повітряної суміші сталого складу, що потрапляє до циліндра (кількісне регулювання), яке реалізують за допомогою зміни вхідного перерізу впускної системи, чи зміною тиску наддуву двигуна;

регулювання зміною складу суміші при незмінному наповненні циліндрів (якісне регулювання), яке реалізують зміною витрати палива;

регулювання зміною ступеня стиснення.

2. Регулювання за допомогою зміни тривалості циклу. До цих методів відносять:

регулювання зміною частоти обертання колінчастого вала при використанні безступінчатих передач;

регулювання зміною кількості тактів робочого циклу.

3. Регулювання за допомогою відбору надлишкової потужності (зміни механічного к.к.д.). Цей метод реалізують за допомогою акумулювання надлишкової потужності з подальшим її використанням.

4. Регулювання за допомогою зміни робочого об'єму двигуна. До цього методу відносять:

регулювання за рахунок зміни робочого об'єму двигуна, яке реалізують зміною ходу поршня;

регулювання за рахунок зміни кількості робочих циліндрів, яке реалізують відключенням подачі палива, відключенням подачі повітря або кінетичним відключенням циліндрів від кривошипно-шатунного механізму.

Якщо оцінювати ці методи з точки зору практичного застосування, то безумовно, найбільш широко використовують метод регулювання зі зміною числа працюючих циліндрів.

Суть цього методу полягає у тому, що при зменшенні зовнішнього навантаження, чи за роботи в режимі ХХ необхідні енергетичні показники можна отримати за рахунок відключення групи циліндрів, а відключають цю групу припиненням подачі палива. При цьому, для отримання необхідних ефективних показників відкривають дросельну заслінку на більший кут (зменшують ступінь дроселювання). В результаті коефіцієнт навантаження працюючої групи циліндрів зростає, поліпшується процес сумішоутворення і згорання, зменшуються насосні втрати, що призводить до зростання індикаторного та механічного к.к.д., поліпшуються паливна економічність і екологічні показники роботи двигуна.

Регулювання ефективних показників за роботи на частині циліндрів здійснюється дроселюванням паливо-повітряної суміші робочих циліндрів. Дроселюванням регулюють потужність за роботи на всіх циліндрах при великих навантаженнях двигуна. Оскільки спосіб відключення циліндрів є однією з складових регулювання потужності, тому більш правильно, весь інтервал регулювання потужності двигуна оцінювали, як комбінований метод регулювання, а відключення циліндрів, як спосіб реалізації комбінованого методу.

Перші дослідження комбінованого методу, зокрема відключення групи циліндрів різними способами проводять ще з середини ХХ століття. Теорія цього способу була створена академіком Є.А. Чудаковим [1]. Дослідження включали оцінку способів від простого відключення групи циліндрів за допомогою припинення подачі палива без внесення змін у системи впуску та газорозподілу, до створення модифікованого двигуна, в якому групи циліндрів відключали за допомогою роз'єднання складного колінчастого вала. В перших експериментальних дослідженнях отримали різні, з точки зору поліпшення паливної економічності, результати. Відключення групи циліндрів, в цих дослідженнях, проводили шляхом застосування заслінок, які встановлювали у впускній системі двигуна. В залежності від конструкції цих заслінок, зокрема наявності в них невеликих отворів для запобігання надмірного розрідження в циліндрі при відключенні, отримували, як економію палива так і перевитрату. Інтенсивні теоретичні і експериментальні дослідження способів відключення групи циліндрів проводились на заводах, науково-дослідних інститутах і вищих навчальних закладах, особливо у 80-х роках ХХ століття.

Перші, всесторонні експериментальні дослідження з відключення циліндрів проводили інженери фірми Ford ще на початку ХХ століття. Об'єктом дослідження був 14 циліндровий V-подібний двигун з можливістю відключення до 12 циліндрів. Проект визнали економічно не вигідним. Окрім суттєвого ускладнення конструкції двигуна, дослідження вказали ще на декілька проблем під час роботи двигуна з відключенням циліндрів, а саме:

нерівномірність роботи;
швидке зношування робочої циліндро-поршневої пари;
суттєві термічні деформації блоку циліндрів.

Паралельно з способом відключення груп циліндрів в 60-х роках ХХ століття почали дослідження способу відключення в режимах часткового навантаження і ХХ окремих робочих циклів. В КАДІ такі дослідження почали в 1966 році під керівництвом професора П.І. Андрусенка. Результати досліджень були опубліковані в статті [4].

З використанням результатів цих досліджень була створена, на рівні винаходу, система впорскування палива з регулюванням потужності двигуна за допомогою пропусків окремих робочих циклів [5].

Подальші дослідження [6] підтвердили ефективність цього методу відключення, з точки зору поліпшення паливної економічності в режимі ХХ на 44%. Встановлено зниження в цьому режимі концентрації ЗР у ВГ по СО — 0.2%, НС — 15 млн⁻¹, NO_x — 150 млн⁻¹.

Так, як спосіб відключення групи циліндрів вимагає менших змін в конструкції двигуна, у порівнянні зі способом відключення окремих циклів, то практично всі дослідження були направлені на поліпшення паливної економічності при використанні способу відключення групи циліндрів.

Ефективність методу регулювання потужності з відключенням групи циліндрів залежить від способу відключення циліндрів. Розрізняють три основні способи відключення циліндрів:

- відключення подачі палива;
- відключення подачі повітря;
- механічне відключення і включення циліндрів, повне припинення руху складових механізму.

Перший спосіб є найпростіший з точки зору реалізації, оскільки він не потребує внесення будь-яких змін у конструкцію двигуна, проте він є найменш ефективним з точки зору можливого максимального покращення параметрів роботи двигуна. При використанні цього способу паливна економічність

двигуна залежить від того, як здійснюють процес відключення циліндрів, оскільки, це визначає ефективність працюючої групи циліндрів і втрати у відключеній групі циліндрів. У дослідженнях [7,8] це питання досліджували на двигуні з карбюраторною системою живлення.

Зупинка подачі повітря у циліндрі – найбільш розповсюджений спосіб який, на даний момент, використовують у світі. Він значно ефективніший за попередній спосіб, проте для його реалізації потрібно вносити суттєві зміни у впуску та газорозподілу системи двигуна. У більшості випадків ці системи проектуються для нових двигунів, а реалізується даний спосіб за допомогою відключення випускних та впускних клапанів.

Останній спосіб — механічне включення певної кількості циліндрів є найбільш складним із усіх вище наведених способів. На даний момент, немає готових рішень, оскільки цей метод потребує досить складних механізмів зчеплення та синхронізації різних груп циліндрів і, на даний час, реалізований лише у вигляді дослідних зразків.

Способи 2 і 3 можуть бути використані лише на двигунах, коли це передбачено у процесі їх проектування і виготовлення. На серійних двигунах без значних конструктивних змін можливо використовувати лише 1-й спосіб. Необхідно зазначити, що кожний спосіб, при його реалізації, має певні особливості. Так 1-й спосіб, який буде використаний у дослідженнях, можна реалізувати у різних варіантах. Визначення найбільш доцільного, з точки зору економії палива і зменшення викидів ЗР, буде вирішуватись в роботі.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Основними режимами роботи автомобільних двигунів, в експлуатаційних умовах, є часткові навантажувальні і швидкісні режими. В русі сучасного легкового автомобіля в умовах міста двигун працює з використанням крутного моменту близько 25% від максимального, приблизно, 58% часу.

2. Енергетичні показники ДзІЗ у відповідності з зовнішнім навантаженням регулюють зміною маси, дроселюванням, свіжого заряду. Такий метод регулювання визначає особливості робочого процесу в режимах часткових навантажень і ХХ: зменшуються початкові і кінцеві тиски, зростає розбавлення робочої суміші залишковими газами. Це погіршує процес згорання і, як наслідок, знижує індикаторний к.к.д. Крім того, при дроселюванні зростають механічні, зокрема насосні втрати, що знижує механічний к.к.д. В результаті паливна економічність двигуна у зазначених режимах значно погіршується. Це визначає один з напрямів поліпшення паливної економічності ДзІЗ — зменшення дроселювання свіжого заряду.

3. Зменшити дроселювання в зазначених режимах можливо різними методами. Одним з відомих напрямів поліпшення паливної економічності зниженням впливу процесу дроселювання є комбінований метод регулювання потужності відключенням групи циліндрів.

4. Ефективність комбінованого методу регулювання потужності відключенням групи циліндрів залежить від способу відключення групи циліндрів.

5. Результатів досліджень по впливу способу відключення групи циліндрів припиненням подачі палива на паливну економічність і екологічні показники двигуна з електронною системою керування впорскуванням палива не встановлено.

РОЗДІЛ 2. КОМБІНОВАНИЙ МЕТОД РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДКЛЮЧЕННЯ ГРУПИ ЦИЛІНДРІВ І ДРОСЕЛЮВАННЯМ, ЯК ОДИН З НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

2.1 Комбінований метод регулювання потужності, як один з напрямів поліпшення паливної економічності і екологічних показників ДзІЗ в режимах часткових навантажень і ХХ

Дослідження і практичне використання методів регулювання потужності ДзІЗ з відключенням групи циліндрів проводяться протягом тривалого часу. В основному – це методи, в яких використовують 2-й спосіб відключення, а саме відключення подачі повітря.

Для реалізації цього способу багатьма компаніями розроблені ряд систем відключення. Як приклад, можна назвати компанії Ford, General Motors, Daimler-benz, Porsche, Alfa-romeo, Mitsubishi та інші [2,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18].

В ряді публікацій провідних автомобільних фірм наведені дані про дослідження, проведені на автомобілях з різними системами відключення циліндрів. Застосування різних методів відключення циліндрів на автомобілях з шести- чи восьми-циліндровими двигунами давало економію палива в різних режимах роботи від 13% до 28%, а також незначне зменшення викидів ЗР [11,12,16].

Разом з тим, в публікаціях наведені дані, що деякі способи відключення циліндрів, разом з тим рівнем розвитку техніки, показали зовсім не ті результати, на які очікували. Так, наприклад, компанія FORD наприкінці 70-х років, досягнувши певних успіхів при застосуванні в теоретичних дослідженнях та випробуваннях на полігоні систем відключення циліндрів на двигунах V6 та V8 (10...15 % поліпшення паливної економічності в різних режимах),

випустила партію легкових автомобілів з шестициліндровими карбюраторними двигунами з системою відключення циліндрів. Близько половини автомобілів одразу було придбано, але вже через 3-4 місяці компанія зіткнулась з претензіями водіїв на ненадійність системи (труднощі з запуском та ремонтом перевантаженого електронікою та системами керування карбюратора), і незначні економічні показники (економія близько 6 %), а вже за 1 рік змушена була відізвати випущені автомобілі для безоплатної заміни двигунів на звичайні [10,11,15].

Активно проводили роботи і в компанії General Motors з двигунами для торгової марки Cadillac (восьмициліндрові двигуни L62 з робочим об'ємом 5...6 літрів) [17], в Європі – Alfa-Romeo з чотирициліндровими двигунами об'ємом 1,2...2 літра, та в Японії (Mitsubishi з 4-циліндровим двигуном 1,4 літра).

Фірми-виробники, зокрема ті, що продовжували випускати шести- та восьмициліндрові двигуни, підійшли до вирішення проблеми іншим шляхом. Вони зайнялись пошуками підвищення надійності систем відключення циліндрів (наприклад, фірма Mercedes-Benz на початку 80-х років оголосила про те, що проводить аналогічні дослідження, а потім не робила офіційних повідомлень на цю тему близько 15 років, хоча роботи продовжувала).

Важливим моментом у розвитку систем відключення циліндрів стало масове застосування виробниками автомобілів систем впорскування палива в 1985 – 1990 роках, у зв'язку з новими економічними та екологічними вимогами.

Так фірма ALFA-ROMEO провела випробування на автомобілях з чотирициліндровим двигуном об'ємом 2 літри, обладнаним системою розподіленого впорскування палива, де по черзі відключалась подача палива в різні циліндри через кожні 200 обертів колінчастого вала. Зниження витрат палива в міському циклі досягало 18% [18].

Фірмою BMW на шестициліндровому двигуні було розроблено систему відключення подачі палива в три з шести циліндрів з одночасним перепуском ВГ через непрацюючі циліндри. Завдяки цій системі було досягнуто зменшення втрат на тертя, тепло- та газообмін [13].

Широкі дослідження комбінованого методу регулювання потужності з відключенням групи циліндрів, припиненням подачі палива, проводили в Україні. Цей спосіб відключення може бути реалізований в серійних двигунах з незначними конструктивними доопрацюваннями.

В Національному транспортному університеті (на той час Київському автомобільно-дорожньому інституті) дослідження способу відключення циліндрів розпочалось під керівництвом проф. П.І.Андрусенка у 1966 році [2]. Відключення циліндрів здійснювали припиненням подачі палива. Короткий перелік проведених досліджень включає:

- визначення ефективності цього способу з точки зору можливого поліпшення паливної економічності [19,20,21];

- розроблення систем для реалізації способу відключення групи циліндрів [22,23,24,25, 26];

- вперше розроблені методики розрахунку ефективних показників двигуна при використанні способу відключення групи циліндрів і перевірена їх достовірність [27];

- в ряді досліджень проведені експерименти і розроблені методики оцінки ефективності різних способів відключення групи циліндрів [28,29] Однією з перших робіт, в якій проведено теоретичні дослідження різних способів відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ і виконані експерименти на восьмициліндровому двигуні ЗМЗ 53 (8Ч9.8/8.0) при різних способах відключення чотирьох циліндрів – була робота А.М. Редзюка [7]. Досліджували способи відключення групи циліндрів:

 - з стандартною системою газорозподілу;

 - при наповненні відключених циліндрів повітрям;

 - при наповненні відключених циліндрів ВГ працюючих циліндрів з замкнутою системою;

 - при наповненні відключених циліндрів сумішшю ВГ працюючих циліндрів і повітря при атмосферному тиску.

Встановлено, що використання методу регулювання потужності відключенням частини циліндрів багатocиліндрового ДЗІЗ поліпшує його паливну економічність і знижує викиди продуктів неповного згоряння (СО і НС) в режимах малих навантажень і ХХ. При цьому ефективність методу залежить від способу відключення групи циліндрів. Обґрунтовано, що найбільш придатний для практичного використання є спосіб з вільним впуском повітря у відключену групу. При цьому способі поліпшення паливної економічності за рахунок зростання індикаторного к.к.д. складає 5..30%, за рахунок зниження механічних втрат на 4..8%.

Витрата палива за роботи двигуна з відключеною групою циліндрів і впуском у відключену групу атмосферного повітря в режимі мінімального ХХ знижується на 37%. Зниження витрати палива по навантажувальній характеристиці ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) склала в режимі ХХ 23,7%, в режимі повного навантаження 8,0%.

В роботі, як один з ефективних, аналізується спосіб перепуску ВГ у відключену групу циліндрів, коли тиск у перепускному трубопроводі нижче атмосферного. При тиску більше атмосферного ВГ відводяться до загального випускного трубопроводу. Конструкція системи при цьому ускладнюється. Разом з тим цей спосіб має переваги у порівнянні з впуском у відключені циліндри атмосферного повітря, так як при розрідженні у перепускному трубопроводі знижується коефіцієнт залишкових газів в працюючій групі циліндрів, що підвищує індикаторний к.к.д. двигуна до 9% в залежності від режиму. При цьому, за рахунок розрідження в перепускному трубопроводі знижуються насосні втрати всього двигуна. Знижений тиск і підвищена температура ВГ, які подаються у відключені циліндри зменшують в них втрати на тертя і підвищують температуру стінки циліндра. Випробування двигуна за режимами згідно з галузевим стандартом 37.001.070-75 показали, що використання способу регулювання потужності двигуна відключенням групи циліндрів з впуском повітря в відключенні циліндри підвищує паливну

економічність на 10,1%, викиди CO на 43,2%, HC на 41,3%, NO_x збільшилися на 35,8%, сума HC і NO_x залишились без змін.

Відомі дослідження, в яких визначають шляхи поліпшення показників при використанні для регулювання потужності ДзІЗ способу відключення групи циліндрів. До таких досліджень відноситься дисертаційна робота В.П. Матейчика [30], в якій, при дослідженні восьмициліндрового ДзІЗ встановлено, що при роздроселюванні відключеної групи циліндрів поліпшується паливна економічність при використанні способу відключення циліндрів для регулювання потужності двигуна. Це обумовлюється зростанням індикаторного к.к.д. і зниженням механічних втрат. При відключенні частини циліндрів і наповненні їх повітрям в режимі ХХ індикаторний к.к.д. зростає у 1,197 рази, механічні втрати знижуються у 1,093 рази, що поліпшує паливну економічність на 26,8% у порівнянні з роботою на всіх циліндрах.

Роздроселювання відключених циліндрів у порівнянні з незмінною системою газорозподілу в перехідних процесах відключення і включення групи циліндрів зменшує витрату палива на 40..43%, викиди CO на 6..7%, HC на 50..54% при практично незмінних викидах NO_x. Експериментально встановлено зниження витрати палива вантажним автомобілем в міських умовах при відключенні групи циліндрів з роздроселюванням у порівнянні з штатною системою живлення на 9..11%.

В ряді робіт досліджували окремі питання впливу комбінованого методу регулювання на показники двигуна і автомобіля.

В дисертації А.О. Корпача [31] визначено оптимальний закон відключення і включення групи циліндрів. Для восьмициліндрового карбюраторного двигуна при відключенні 4-ох циліндрів проведені стендові і дорожні випробування автомобіля. Досліджені перехідні процеси включення і відключення циліндрів, встановлено, що такий метод регулювання потужності поліпшує паливну економічність у русі автомобіля по циклу на 8,7..13,9% та знижує викиди CO на 31%, HC на 23,5% при практично незмінних викидах NO_x.

В дисертаційній роботі С.В. Ковбасенка [32] досліджували питання зменшення викидів NO_x . Показано, що шляхом рециркуляції 5% ВГ можливо знизити викиди NO_x у 2 рази. В цій же роботі встановлено, що при застосуванні методу регулювання потужності відключенням групи циліндрів на двигуні 8Ч9.2/8 витрата палива у середньому зменшилася на 15%.

Всі названі роботи проводили на двигунах з карбюраторними системи живлення, що впливає на закономірність зміни складу паливо-повітряної суміші в різних режимах роботи двигуна, величину енергетичних і екологічних показників, показників паливної економічності. Разом з тим, у проведених дослідженнях не досліджували деякі можливі способи відключення групи циліндрів, зокрема спосіб вільного впуску у відключену групу повітря з підігрівом. Крім того, при дослідженні способів відключення групи циліндрів, їх, як правило, оцінювали порівнянням показників з показниками за роботи двигуна на всіх циліндрах.

При переході від карбюраторних систем до систем з електронним керуванням впорскуванням палива ряд параметрів ДзІЗ змінились, зокрема регульовальні параметри, що впливають на паливну економічність і екологічні показники двигуна, хоча основні закономірності залишаються без змін. Це вносить корективи в кількісну оцінку показників роботи ДзІЗ.

Одним з перших досліджень способу регулювання потужності відключенням групи циліндрів проведених на двигуні з електронною системою впорскування палива була дисертаційна робота М.М. Худолія [3].

Дослідження проводили на двигуні ЗІЛ-130 з експериментальною системою паливоподачі для регулювання потужності відключенням циліндрів і робочих циклів. Встановлено, що регулювання потужності відключенням окремих циліндрів припинення подачі палива при незмінній системі газорозподілу є ефективним шляхом поліпшення паливної економічності багаточиліндрових ДзІЗ в режимах часткових навантажень. Найбільше зниження витрати палива у порівнянні з дроселюванням досягається при роботі з мінімальною можливою кількістю працюючих циліндрів у кожному

навантажувальному режимі. В режимі ХХ при частотах 1200, 2000, 2800 хв⁻¹ поліпшення паливної економічності складає 35, 29 та 20% відповідно.

Встановлено, що найменший коефіцієнт нерівномірності обертання, надлишкової роботи, крутного моменту отримують при рівномірному чергуванні працюючих і відключених циліндрів по куту повороту колінчастого вала. Встановлено, що при переході від дроселювання до відключення циліндрів викиди НС в режимах середніх і близьких до повних навантажень знижується у 1,5..2 рази. Порівняння паливної економічності двигуна з врахуванням експлуатаційних режимів роботи показало, що перехід від дроселювання до відключення циліндрів знижує витрату палива на 8,9..9,8% при практично незмінній сумарній токсичності ВГ.

Дослідження в дисертаційній роботі В.Л. Дядченка [2] проводили на сучасному ДзІЗ 6Ч9.5/6.98 фірми Opel з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором ШР у ВГ.

В роботі проведені теоретичні дослідження залежності термічного і індикаторного к.к.д. від навантаження. В залежностях враховували вплив на термічний к.к.д. особливостей підведення теплоти. В результаті показано, що відключення циліндрів у порівнянні з дроселюванням підвищує індикаторний к.к.д. Величина індикаторного к.к.д. в межах зміни середнього ефективного тиску 0..0,3МПа при дроселюванні встановить 0,269..0,326, при відключенні циліндрів 0,306..0,35. Показано, що при відключенні циліндрів зменшуються механічні втрати, що підвищує механічний к.к.д.

Розрахункові дослідження показують, що перехід від дроселювання до відключення циліндрів сучасного ДзІЗ дозволить зменшити витрату палива. В режимі ХХ розрахована економія складає 17,4%, при середньому ефективному тиску 0,3 МПа — 12,7% і лише при повному навантаженні необхідно переходити на роботу на всіх циліндрах. Середнє зниження витрати палива складає 14,4%.

Експериментальні дослідження показали, що при використанні відключення циліндрів практично в усьому діапазоні можливих навантажень, за винятком повного навантаження, витрата палива при роботі на 3-ох циліндрах нижча. В режимі ХХ зменшення складає близько 19%.

Встановлено, що масові викиди ЗР при відключенні 3-ох циліндрів в двигуні без каталітичного нейтралізатора у порівнянні з традиційними дроселюванням змінюються по-різному: викиди CO, HC, CO₂ зменшуються і лише при повному навантаженні перевищують аналогічні показники при дроселюванні. Разом з тим відключення циліндрів приводить до зростання викидів NO_x, за винятком режиму повного навантаження, тому сумарні масові викиди, зведені до CO в усьому діапазоні навантажень, за винятком повного, для комбінованого методу регулювання більші. В середньому це збільшення становить близько 15%.

Якщо двигун обладнано каталітичним нейтралізатором масові викиди CO, HC, NO_x та CO₂ при відключенні 3-ох циліндрів менші у порівнянні з дроселюванням 6-ти циліндрів. Виняток складає режими повних навантажень.

Сумарні масові викиди, зведені до CO, також зменшуються при відключенні групи циліндрів. В режимі ХХ при роботі на 6-ти циліндрах сумарні масові викиди, зведені до CO складають 0,19 ум. кг/год, при роботі на 3-ох циліндрах 0,11 ум. кг/год, при потужності близько 7 кВт ці показники відповідно складають 0,22 і 0,14 ум. кг/год.

Експериментальним та розрахунковим методами встановлено закономірність зміни положення дросельної заслінки при відключенні і включенні циліндрів, яка забезпечує практично безударний процес зміни числа працюючих циліндрів при використанні способу відключення циліндрів. Для двигуна 6Ч9.5/6.98 в усіх швидкісних режимах для отримання практично безударного переходу від роботи на 3-ох циліндр до роботи на 6-ти циліндрах і навпаки доцільно здійснювати перехід при крутному моменті близькому 50Нм і співвідношенні кутів відкриття дросельної заслінки рівному 1,75.

Як зазначалося вище, одним з основних режимів роботи автомобільних двигунів є несталі режими. Ці режими в Європейському їздовому циклі становлять більше 31%, в федеральному їздовому циклі США більше 70% по часу. Тому при дослідженні способу відключення групи циліндрів цьому питанню приділена увага. Це питання досліджували в роботі О.В. Сироти [1].

В процесі виконання цієї роботи створена установка для проведення експериментальних досліджень на багатоциліндровому двигуні з електронною системою керування впорскуванням палива і зворотним зв'язком з експериментальною системою живлення, за допомогою якої є можливість відключати групу з 3-ох циліндрів в автоматичному та ручному режимі. Опис системи наведено в розділі 2.2.

З навантажувальних характеристик двигуна визначених в сталих режимах встановлено, що відключення групи циліндрів дозволяє покращити паливну економічність двигуна в діапазонах навантажень 60..75 Нм в залежності від швидкісного режиму роботи, причому зі зменшенням навантаження покращення паливної економічності зростає і в режимі ХХ досягає 27,05%.

Дослідження двигуна без каталітичного нейтралізатора показали, що перехід до відключення циліндрів не має суттєвого впливу на величину викидів СО та НС, але при цьому спостерігається значне збільшення викидів NO_x . В діапазоні навантажень, можливих за роботи двигуна на 3-ох циліндрах, викиди NO_x збільшуються в 1,16..5,25 рази. Це призводить до збільшення сумарних масових викидів ШР, зведених до СО, з 1,42 разів при навантаженні 60 Нм до 3,51 в режимі ХХ у порівнянні з регулюванням дроселюванням.

При застосування каталітичного нейтралізатора сумарні викиди ШР, зведені до СО, при роботі двигуна на 3-ох циліндрах зменшуються в середньому на 23% у порівнянні з роботою двигуна на всіх циліндрах.

Доведена необхідність зміни положення дросельних заслінок в момент зміни кількості працюючих циліндрів для уникнення динамічного удару внаслідок миттєвої зміни крутного моменту.

Встановлено, що для зміни кількості працюючих циліндрів доцільно обрати величину крутного моменту у 50Нм у всіх швидкісних режимах.

Встановлено, що в несталих режимах, за циклами розгін — уповільнення за роботи на 3-ох циліндрах у порівнянні з роботою на 6-ти циліндрах отримано покращення паливної економічності на 10..12%. В циклах розгін — уповільнення без навантаження покращення паливної економічності двигуна за роботи на 3-ох циліндрах досягає 22..23,9%.

При порівнянні роботи двигуна в несталих режимах при різних методах регулювання потужності, коли навантаження досягло значень більших діапазону роботи двигуна на 3-ох циліндрах, тобто при розгоні відбувалася зміна кількості працюючих циліндрів в автоматичному режимі, отримано покращення паливної економічності при відключенні циліндрів на 7,2..8,6% в залежності від навантаження і інтенсивності розгону.

При індицируванні робочого процесу в циліндрах визначена тривалість перехідних процесів при зміні кількості працюючих циліндрів. Встановлено, що тривалість перехідного процесу не перевищує 0,1..0,15 с і знаходиться у межах одного робочого циклу.

Розрахунками з використанням експериментальних даних встановлено, що при переході до способу відключення циліндрів за роботи двигуна без нейтралізатора за циклом розгін — уповільнення сумарні масові викиди ЗР, зведені до СО, зростають в середньому на 46,6%. За роботи двигуна з нейтралізатором зростання масових викидів ЗР, зведених до СО, значно зменшується — до 8,34% у порівнянні з методом регулювання потужності дроселюванням.

Як встановлено в проведених раніше дослідженнях, одним з недоліків способу відключення групи циліндрів у порівнянні з дроселюванням є збільшення викидів NO_x . Одним з досліджень, направлених на зменшення викидів NO_x при відключенні циліндрів є робота С.В. Карєва [33].

Задачу зниження викидів NO_x вирішують застосуванням рециркуляції ВГ. З використанням теплового балансу визначено оптимальний коефіцієнт

рециркуляції в режимі, що відповідає середній точці міського Європейського їздового циклу. Величина цього коефіцієнту складає 12%. Експериментами встановлена можливість зниження концентрації NO_x в середньому на 45%. Індицируванням робочого процесу встановлено, що при рециркуляції знижується максимальний тиск, зменшуються швидкості наростання тиску у циліндрі.

За уточненою моделлю робочого процесу з використанням експериментальних індикаторних діаграм встановлено, що при застосуванні рециркуляції ВГ максимальна температура в циклі зменшилась з 2432 до 2222 °K.

За результатами розрахунку утворення NO_x на математичній моделі, підтверджено, що максимальні значення рівноважних та нерівноважних NO_x набувають при максимальній температурі циклу.

Встановлено, що застосуванням рециркуляції можливо отримати поліпшення екологічних показників і паливної економічності при використанні способу відключення циліндрів.

Дослідження по використанню способу відключення циліндрів продовжуються [34, 35]. В статті [34] наведені результати розрахункових і експериментальних досліджень показників паливної економічності шестициліндрового двигуна Opel, обладнаного електронною системою керування розподіленого впорскування палива із зворотним зв'язком “M4.1 Motronic” при відключенні подачі палива в циліндри з незмінною системою газорозподілу та при вільному впуску повітря у відключені циліндри. Встановлено, що використання вільного впуску повітря поліпшує паливну економічність у порівнянні з незмінною системою газорозподілу на 1,5..10,5% в залежності від навантаження. Якщо повітря підігріти до 140..150 °C економія палива становить 1,5..13,5%.

В статті [35] наведені основні результати отримані в процесі досліджень комбінованого методу регулювання потужності багатociліндрового двигуна з іскровим запалюванням, який можливо реалізувати з незначними

конструктивними змінами в умовах експлуатації, Суть методу полягає в наступному: в режимах малих навантажень і ХХ відключають подачу палива в групу циліндрів з одночасним збільшенням положення дросельної заслінки і циклової подачі палива в працюючих циліндрах на величину, що забезпечує рівність потужності за роботи на всіх циліндрах та з відключеною групою циліндрів. Наведені результати теоретичного дослідження паливної економічності бензинового двигуна при регулюванні його потужності комбінованим методом. Розроблена схема та створена система живлення для реалізації цього методу на шестициліндровому двигуні з системою розподіленого впорскування бензину з каталітичним нейтралізатором і зворотним зв'язком, проведені експериментальні дослідження двигуна з визначенням енергетичних та екологічних показників та паливної економічності, розроблена методика та визначена закономірність зміни положення дросельної заслінки в процесах відключення і включення групи циліндрів, що забезпечує безударний процес переключення, досліджена тривалість процесів відключення і включення при реалізації комбінованого методу. В цих статтях не розглядають детально шляхи удосконалення комбінованого методу, зокрема впливу способу відключення групи циліндрів на показники роботи двигуна.

2.2 Системи регулювання потужності ДЗІЗ відключенням групи циліндрів

Інтенсивні роботи по дослідженню різних способів відключення групи циліндрів і створення систем для їх реалізації почались у 80-і роки минулого століття. Багато закордонних компаній розробили і досліджували способи і системи відключення групи циліндрів [2, 9 — 18]. Дослідження проводили в основному на 6-ти і восьмициліндрових двигунах з карбюраторними системами живлення. Використовували системи відключення для реалізації різних способів від простого відключення до відключення з зупинкою клапанів Для

прикладу на автомобілі 72 Ford з восьмициліндровим двигуном, що працює по способу 4-8 циліндрів з простою системою керування перемиканням циліндрів в залежності від кута відкриття дросельної заслінки, отримана економія палива у порівнянні з роботою на 8-ми циліндрах 12..18 % в залежності від режиму руху. На автомобілі Chevrolet Eldorado з V-подібним двигуном об'ємом 6 л при випробуванні у їздовому циклі витрата палива склала 17л/100км, а при простому відключенні циліндрів — знизилась на 4,4л/100км [17]. Фірмою BMW проведені дослідження близько 10-ти способів відключення циліндрів. Необхідно, особливо зазначити, що вже в цих дослідженнях встановлена найбільша економія палива при відключенні групи циліндрів за допомогою зупинки клапанів.

В цей же час, значні дослідження по створенню і реалізації систем відключення циліндрів для двигунів з карбюраторною системою живлення проведені у нашій країні, зокрема у Національному транспортному університеті.

Однією з перших експериментальних систем регулювання потужності двигуна відключенням групи циліндрів була система створена в процесі виконання кандидатської дисертації А.М. Редзюком. Систему встановили на v-подібному 8-ми циліндровому двигуні ЗМЗ-53. Система дозволяла досліджувати роботу двигуна на всіх циліндрах і при відключенні групи циліндрів. На двигуні встановлено серійний карбюратор К-126Б. Схема системи газорозподілу показана на рисунку 2.1 [7].

Дві камери карбюратора через перехідник 1 визначають дві групи циліндрів- перша 1, 4, 6, 7, друга 2, 3, 5, 8. Процеси в кожній групі змінюються рівномірно. Система дозволяє відключати впускний трубопровід 2-ї групи циліндрів від карбюратора і направляти в ці циліндри атмосферне повітря, ВГ з іншої групи, або їх суміш. Для відключення циліндрів 2-ї групи від карбюратора використано перехідник 1, який встановлено під карбюратором. Перехідник має два вертикальних канали для подачі з карбюратора у трубопровід паливо-повітряної суміші і один горизонтальний канал, в якому

встановлено золотник 2 для з'єднання впускного трубопроводу 2-ї групи циліндрів з випускною системою 1-ї групи. ВГ першої групи циліндрів трубопроводом 5 направляються до крану 7. На вхід крану подаються ВГ 1-го і 4-го циліндрів правого ряду і 6-го і 8-го — лівого ряду. За допомогою крану ВГ можна направити до системи випуску, за роботи на всіх циліндрах, або у 2-гу групу циліндрів. Ця система розроблена для дослідження способів відключення циліндрів і включає ряд додаткових елементів. Результати досліджень приведені в розділі 2.1.

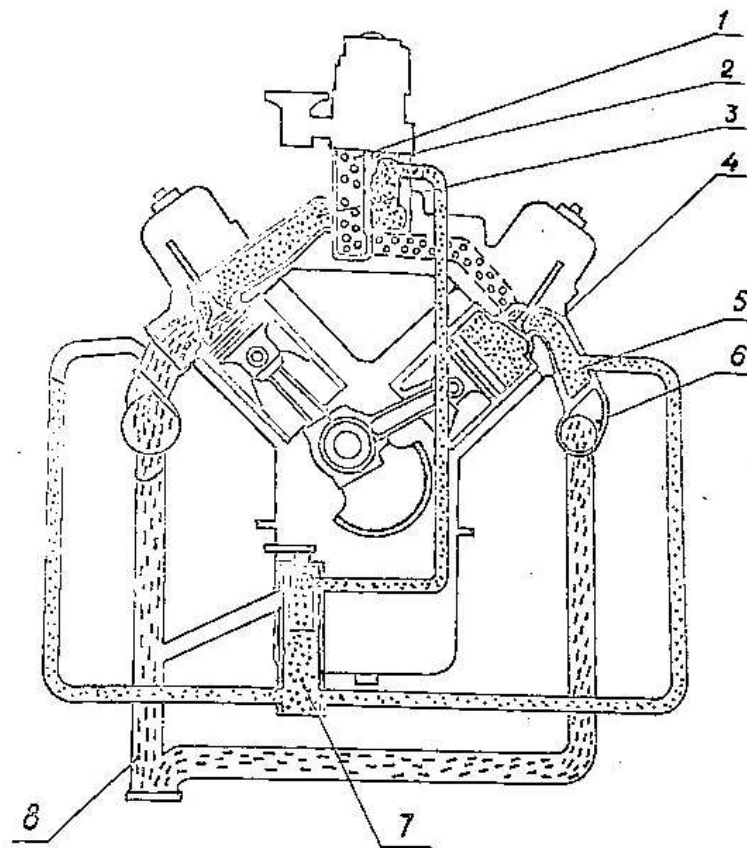


Рисунок 2.1 — Схема експериментальної системи газорозподілу двигуна ЗМЗ 53 [7]

У 80-х роках КАДІ спільно з Заволзьким моторним заводом було створено декілька оригінальних систем для відключення групи циліндрів восьмициліндрового двигуна з карбюраторною системою живлення. Системи пройшли випробування на двигунах, а також на автомобілі в дорожніх умовах.

У 1983 році запатентована система живлення восьмициліндрового V-подібного ДзІЗ [23], до складу якої входять двокамерний карбюратор з механізмом керування дросельними заслінками (рис. 2.2), дві групи циліндрів, кожна з яких має окремий впускний і випускний трубопроводи з розподільчими заслінками, причому випускний трубопровід однієї групи циліндрів з'єднаний з впускним трубопроводом другої групи циліндрів за допомогою перепускного каналу 7 (рис. 2.3). Механізм керування дросельними заслінками має профільний кулачок з рухомим контактом, з'єднаним з дросельними заслінками. В режимах малих навантажень і ХХ працюють чотири циліндри, паливо повітряна суміш спрямована в I, IV, VI, VII циліндри, ВГ з яких потрапляють до II, III, V, VIII циліндрів, де після циклу стискання зменшується їх токсичність. При збільшенні навантаження до початку роботи збагачуючого пристрою вмикаються в роботу відключені циліндри. При цьому, за допомогою профільного кулачка 8 (рис. 2.2) забезпечується прикриття дросельних заслінок для забезпечення плавності ходу двигуна. При зменшенні навантаження здійснюється зворотній перехід двигуна на роботу з чотирма відключеними циліндрами. Основним недоліком такої системи живлення був значний час перехідного процесу при включенні та відключенні циліндрів (до 16 робочих циклів), що зменшувало економію палива і погіршувало ефективність керування двигуном.

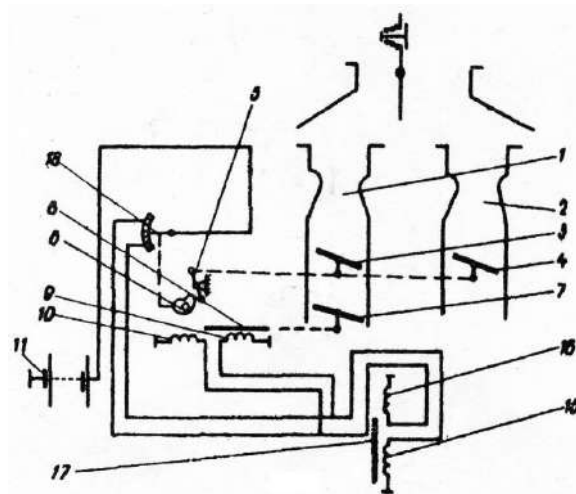


Рисунок 2.2 — Схема карбюратора з системою відключення циліндрів

Наступні дослідження систем відключення циліндрів були спрямовані на зменшення об'єму бензину між клапаном, що відключає паливо і розпилювачем малого дифузора карбюратора. В системі живлення, яка була запропонована у 1983 році [36], безпосередньо біля розпилювача малого дифузора карбюратора встановлювався клапан, який відключав паливо, К-126Б (рис. 2.4).

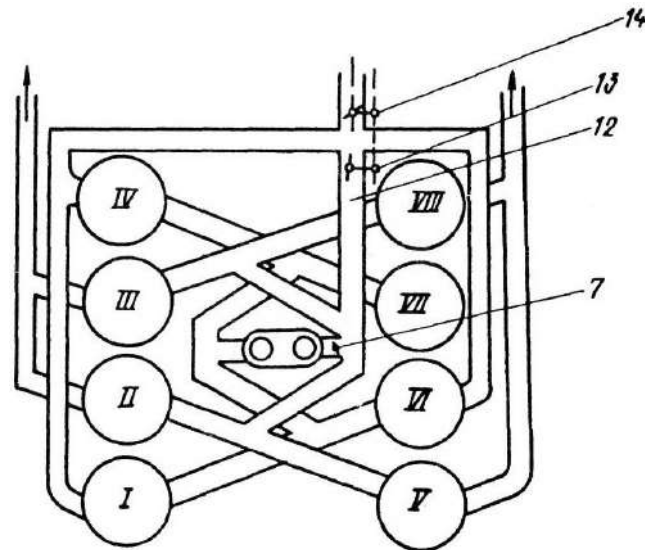


Рисунок 2.3 — Система живлення карбюраторного двигуна з системою відключення циліндрів

При відключенні групи циліндрів за допомогою електромагнітного клапана припинялась подача бензину в канал розпилювача зі зберіганням палива в каналах і емульсійному колодязі. Перевагою такої системи було зменшення тривалості перехідних процесів в момент зміни кількості працюючих циліндрів (до 5 робочих циклів).

В 1984 році була запатентована система живлення для відключення чотирьох циліндрів восьмициліндрового карбюраторного двигуна [22], яка включала двокамерний карбюратор, кожний дифузор якого був з'єднаний з двома різними групами по чотири циліндри. В режимах малих навантажень і ХХ працює одна група циліндрів. в другій групі відключають подачу паливо — повітряної суміші і направляють ВГ першої групи. при відкриттях дросельної заслінки близьких до повного включають в роботу всі циліндри.

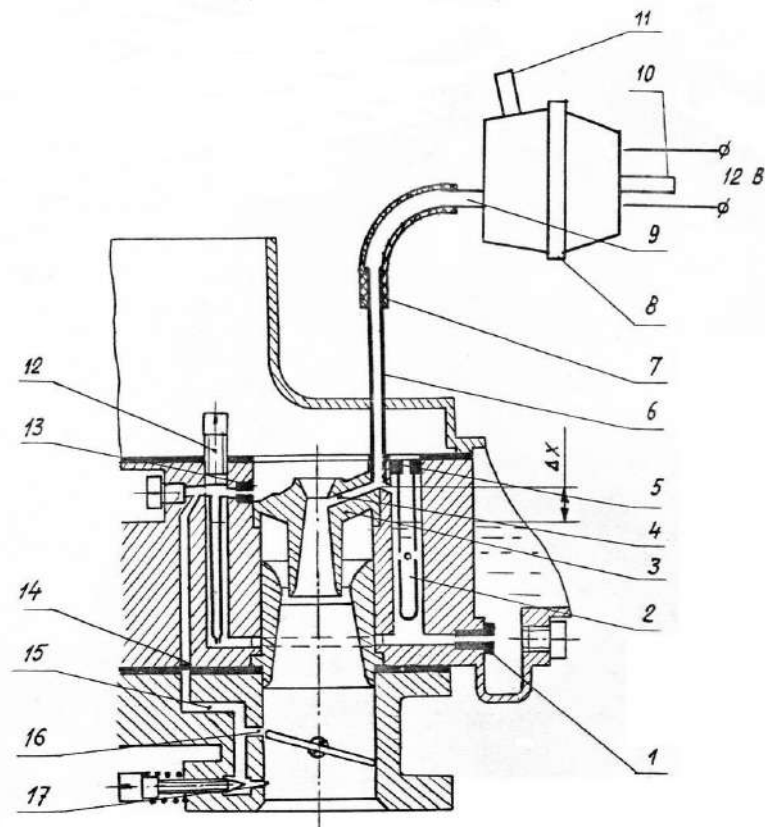


Рисунок 2.4 — Схема відключення подачі палива карбюратора К-126Б

Для уникнення динамічних навантажень на двигун при включенні циліндрів дросельні заслінки прикривались на кут, який забезпечував рівність крутних моментів до і після включення циліндрів. При зниженні навантаження відбувався зворотній процес відключення циліндрів з наповненням їх ВГ працюючої групи циліндрів. Така система живлення дозволяла забезпечити збільшення наповнення двигуна, так як у впускному трубопроводі не потребувалось установка додаткових заслінок та зниження марної витрати палива у зв'язку з уникненням викидів палива, що не згоріло в перехідних режимах. Але, ця система була погано пристосована для роботи двигуна в експлуатаційних режимах із-за нестабільного керування потужністю двигуна та значної тривалості перехідних процесів.

В процесі створення систем регулювання потужності карбюраторних двигунів розроблені системи, які можна встановлювати на двигуни без зміни їх конструкції, зокрема системи, в яких усунено основний недолік — якість

перехідних процесів включення і відключення групи циліндрів. Саме така система була розроблена і реалізована фахівцями КАДІ і Заволзького моторного заводу [37]. При цьому, в цій системі вперше було реалізовано безударне відключення і включення групи циліндрів. Схема системи показана на рис. 2.5.

Принцип роботи системи полягає в наступному. Встановлений на двигуні ЗМЗ-53 карбюратор К-126Б має дві однакові змішувальні камери, в кожній з яких готується паливо-повітряна суміш для живлення чотирьох циліндрів. Тому при відключенні подачі палива в одну з камер робочий процес в чотирьох циліндрах припиняється, а чотири циліндри працюють рівномірно. Відключення здійснюється за допомогою двох електромагнітних клапанів (2 і 4), перший з яких перекриває головну дозуючу систему, другий – систему ХХ. Для запобігання підсмоктуванню палива через головну дозуючу систему одночасно із закриттям клапана 2 електромагнітний клапан 1 з'єднує її вихідний канал з атмосферою. Щоб процеси відключення і включення групи циліндрів здійснювались без різкої зміни потужності двигуна, синхронно з електромагнітними клапанами переміщаються дросельні заслінки карбюратора.

Пристрій, що керує положенням заслінок, розміщено між педаллю 15 акселератора і важелями 3 дросельних заслінок. Таке конструктивне рішення дозволяє, не змінюючи конструкції карбюратора двигуна, використовувати пристрій на карбюраторах інших типів.

При роботі двигуна на восьми циліндрах пристрій функціонує як єдине ціле з системою керування дросельними заслінками, тобто при натисненні на педаль 15 шток 12 із стійкою 11 переміщаються як жорстка система. При цьому електричний ланцюг електромагніту 8 залишається розімкненим.

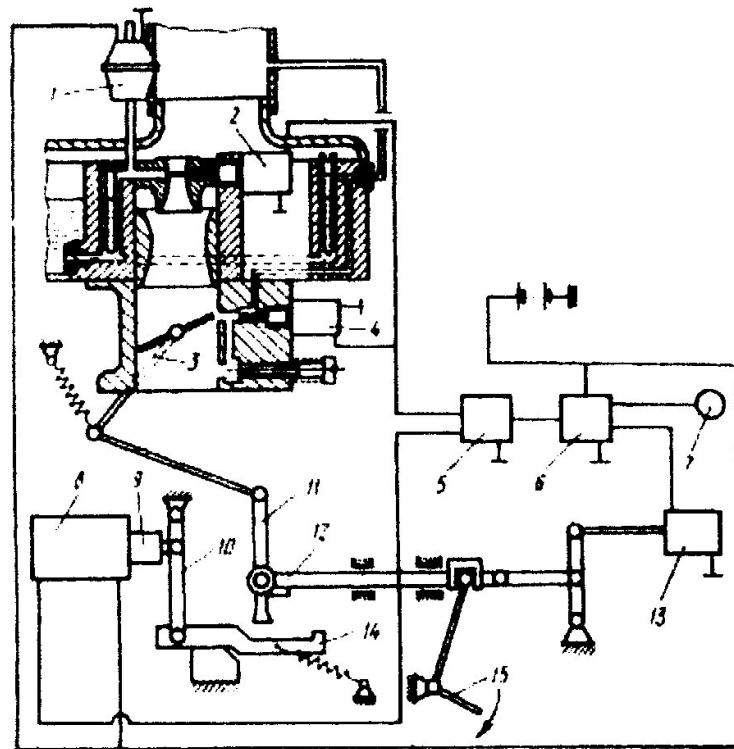


Рисунок 2.5 — Система живлення восьмициліндрового бензинового двигуна:
 1 – електромагнітний повітряний клапан; 2 – електромагнітний клапан головної дозуючої системи; 3 – важіль дросельних заслінок; 4 – електромагнітний клапан системи ХХ; 5 і 6 – блоки електронної системи; 7 – датчик частоти обертання; 8 – електромагніт; 9 – сердечник електромагніту; 10 – стійка електромагніту; 11 – стійка; 12 – шток; 13 – індуктивний датчик положення дросельної заслінки; 14 – профільована тяга; 15 – педаль акселератора

При відключенні чотирьох циліндрів для отримання тієї ж потужності двигуна, що і без їх відключення, кут відкриття дросельних заслінок потрібно збільшити. Виконує це електронна система керування, до складу якої входять електронні блоки 5 і 6, а також датчики 7 і 13 (відповідно частоти обертання колінчастого вала двигуна і положення дросельних заслінок).

За сигналом, що видає система керування, електричний ланцюг електромагніту 8 замикається. Його сердечник втягується і через стійку 10 переміщає профільовану тягу 14, яка захоплює нижній кінець стійки 11.

Провертаючись навколо осі кріплення на штоку 12 верхній кінець стійки 11 повертається праворуч і відкриває дросельні заслінки на кут, що забезпечує рівність крутних моментів при роботі двигуна на восьми і чотирьох циліндрах.

Стендові випробування двигуна ЗМЗ-53 з розглянутими системами керування і живлення показали: група циліндрів відключається і включається надійно, відповідно до програми; відключення і включення не супроводжуються різкою зміною потужності: в режимі ХХ витрата палива при роботі на чотирьох циліндрах в середньому на 23% менша, ніж на восьми, в режимах з навантаженням – на 8...10%.

В останній час карбюраторні системи практично повністю витиснуті системами впорскування бензину з електронним керуванням. Як правило, такі системи мають зворотний зв'язок, тобто склад паливо-повітряної суміші визначається залежно від складу ВГ і підтримується близьким до стехіометричного, необхідного для ефективної роботи каталітичного нейтралізатора. Тому, одна з причин погіршення паливної економічності бензинових двигунів в режимах часткових навантажень та ХХ – збагачення паливо-повітряної суміші — в таких двигунах відсутня. Результатів досліджень паливної економічності і екологічних показників таких двигунів при регулюванні їх потужності комбінованим способом – відключенням групи циліндрів і дроселюванням працюючих циліндрів в літературних джерелах не виявлено.

У 80-х роках для ДзІЗ широкого застосування набули системи впорскування палива з електронним керуванням замість карбюраторних. Це пояснюється тим, що системи впорскування мають наступні переваги: більш вискі енергетичні показники (на 15 — 20 %) за рахунок зменшення втрат на впуску і відповідно кращого наповнення циліндрів, більш ефективно використання динамічного (інерційного) наддуву [38] більш точне дозування палива, що дає можливість отримати рівномірну за складом та близьку до стехіометричної суміш. Це дає можливість знизити токсичність ВГ. Основною

перевагою систем впорскування є те, що ці системи мають резерв для поліпшення показників, за рахунок стрімкого розвитку електроніки.

Підтвердженням останнього є широке застосування систем відключення групи циліндрів для регулювання потужності ДзІЗ з електронними системами керування впорскуванням палива.

Такі потужні фірми як Ford, BMW, Porsche, Alfa-Romeo та інші одночасно з впровадженням електронних систем керування впорскуванням починають розробляти різноманітні варіанти відключення циліндрів для практичного впровадження на автомобілях з метою отримання додаткової економії палива за роботи в часткових швидкісних та навантажувальних режимах.

Фірмою BMW [13] розроблена система керування потужністю TZA (Teillast Zilinderschal-tung) для шестициліндрового двигуна 732i з системою впорскування L-Jetronic. Система включає пристрій для припинення подачі палива в три циліндра та впускний трубопровід, розділений на два канали з окремими дросельними заслінками, які мають привід від розподільника навантаження. При відключенні циліндрів в них направлялись ВГ з випускної системи. Менша густина та більш висока температура ВГ в порівнянні з повітрям призводить до зменшення втрат на тертя та газорозподіл.

У 1980 році відділення Cadillac фірми General Motors [17] випустила серійний двигун V8-6-4 об'ємом $V_h = 6000 \text{ см}^3$. Двигун обладнаний електронною системою впорскування бензину TBI, яка поєднувалась з електромеханічною системою MD (Modulated Displacement). Відключення циліндрів відбувалось припиненням роботи впускних та випускних клапанів циліндрів, що відключаються. Закриття клапанів виконувалось за сигналом мікропроцесора з використанням електромагніта, за допомогою якого переміщувались вісі коливань коромисел механізму газорозподілення. В той час система не отримала розповсюдження внаслідок недосконалості електронної системи керування.

В двигуні Alfa-Romeo об'ємом $V_h = 2000 \text{ см}^3$ з системою впорскування L-Jetronic [18] для наближення температурних умов циліндрів, що відключались

до працюючих, припинення подачі палива здійснювалось по чергово в циліндри 1; 4 та 2; 3 через кожні 200 обертів колінчастого вала. Порівняльні експлуатаційні випробування, проведені фірмою свідчили про покращення економії палива на 18 % при впровадженні такого способу відключення циліндрів.

В 1983 році фірмою Mitsubishi була розроблена система відключення двох циліндрів з чотирьох на двигуні автомобіля Orion-MD “variable displacement engine” [14].

Відключення циліндрів здійснювалось закриттям клапанів першого та четвертого циліндрів. Закриття виконувалось гідравлічною системою з електронним керуванням по сигналу датчиків, що контролюють режимні параметри та тепловий стан двигуна. Система керування автоматично переключала двигун на роботу на двох циліндрах при тиску оливи меншому 150 КПа, температурі охолоджуючої рідини вище 70°C, швидкості автомобіля меншій 10 км/год та частоті обертання двигуна меншій 2700 хв⁻¹. Система відключення не працювала при пуску двигуна, впродовж 10 с після пуску та при русі автомобіля на нижчих передачах. При навантаженні, що відповідає руху автомобіля зі швидкістю 40 км/год.

Фахівці компанії MITSUBISHI ще на початку 80-х років створили систему відключення циліндрів із зупинкою клапанів на карбюраторному 4-циліндровому двигуні об'ємом 1,4 л. Клапани відключались гідравлічною системою з механічним блокуванням та електронним керуванням залежно від параметрів двигуна. Проведені тоді випробування показали економію витрат палива по японському 10-режимному циклу від 14 до 20%. А наприкінці 80-х років запропонували проводити керування відключенням клапанів за допомогою спеціальної групи таблиць, закладених у пам'ять комп'ютера, в яких враховано не тільки режим руху автомобіля, але й моменти включення в роботу кондиціонера, гідропідсилювача керма та ін обладнання [11,39,40].

Найбільшого успіху на шляху розробок та впровадження систем відключення циліндрів досягла фірма Mercedes-Benz. Вже в 1997 році було

спроектовано та виготовлено двигун V8 з системою відключення циліндрів з одночасним перериванням подачі палива в 4 циліндри з 8 та відключенням клапанів цих циліндрів для дроселювання повітря. Клапани відключаються автоматичною системою з електронним керуванням та гідроприводом – при зменшенні обертів колінчатого валу до $1000...3500 \text{ хв}^{-1}$ та переході двигуна в режим часткових навантажень падає тиск масла в спеціальних магістралях, що приводить до роз'єднання двох частин коромисла. При цьому клапани циліндрів, що відключаються, завмирають у закритому положенні із зберіганням в них останньої порції ВГ для запобігання зменшення температури відключених циліндрів. Після робочого такту спочатку закриваються випускні клапани, а потім впускні. Завдяки цьому в циліндрах під певним тиском залишаються ВГ для збереження теплового балансу, і, як наслідок, не відбувається витягування оливи з картеру двигуна у камеру згоряння. При наростанні обертів електронний блок подає команду гідронасосу на підвищення тиску оливи, відбувається з'єднання частин коромисла, клапани починають працювати (спочатку випускні – для випуску останньої порції ВГ, потім – впускні) і через кілька ходів до циліндрів починає впорскуватись паливо. При цьому спостерігається лише незначне зменшення потужності двигуна – на 2...3% при поліпшенні економічних показників при швидкостях 90 і 120 км/год відповідно на 15 та 13 % [41,42,43,44]

З початку 2000 року фірма серійно випускає автомобілі представницького класу Mercedes-Benz S500 та S600 з системами відключення циліндрів, а після злиття з фірмою Chrysler в рамках передачі частини технічної інформації всі дані та технології були передані в США.

Американська частина концерну випускає модель Chrysler 300С з восьмициліндровим двигуном з системою відключення циліндрів. Автомобілі успішно продають та експлуатують в усіх країнах світу без обмежень.

Компанія Honda в 2004 році також розробила новий двигун V6 3.0 з своєю системою відключення циліндрів Variable Cylinder Management. Принцип роботи системи також схожий – припиняється подача палива та відключаються

клапани 3 циліндрів, але одного ряду. В результаті двигун перетворюється на рядний трициліндровий. При цьому схема реалізації відключення клапанів дуже схожа на схему Mercedes-Benz. А для зменшення вібрації силового агрегату було встановлено спеціальну гідроопору двигуна з електронним керуванням від ECU. Вона змінює свої характеристики залежно від кількості працюючих циліндрів та моменту включення [45].

Поряд з подальшим розвитком механічних і електрогідравлічних систем керування клапанами з точки зору можливих змін висоти підйому клапана, фаз газорозподілу і відключення циліндрів зупинкою клапанів останнім часом велику увагу приділяють газорозподільчим системам з електромагнітним приводом клапанів без кулачкового вала. Таку систему розробила фірма Aura Systems (США) під назвою EVA (Electromagnetic Valve Actuator) [46].

Принцип роботи системи можна розглянути на схемі, показаній на рис.2.6.. В системі керування клапанами повністю відсутній кулачковий вал з своїм приводом, який замінений електромагнітами на кожний клапан.

У верхній частині клапан з'єднаний з сталеву круглою пластиною, сполученою з ним жорстко. Вона розташована між двома електромагнітами і опирається з обох боків на дві пружини.

Коли до електромагнітів не підводиться електричний струм, пружини тримають сталеву пластинку в середньому положенні (рис.2.6.), при цьому клапан напіввідкритий, що дозволяє легко прокручувати двигун в початковій стадії пуску. При досягненні необхідної частоти обертання від комп'ютера поступає сигнал і в верхній електромагніт подається електричний струм, клапан закривається. Одночасно здійснюється впорскування палива.

Інформація для комп'ютера надходить від датчика, розташованого на колінчастому валу, який визначає його кутове положення. Для кожного клапана комп'ютер визначає початок його відкриття і закриття залежно від положення колінчастого вала.

В початковий момент впорскується велика кількість палива і подається висока електрична напруга на свічу запалювання, що забезпечує надійний пуск двигуна.

Після пуску, під час роботи двигуна, на електромагніти подається електричний струм достатній для притягування сталевієї пластини клапанного механізму і подолання сил стискання пружини. Сила струму в 0,5 А надійно тримає сталеву пластину притиснутою до електромагніту. На рис. 2.6,б і 2.6,в показані положення клапана в відкритому і закритому станах відповідно.

Коли необхідно відкрити або закрити клапан, комп'ютер подає відповідний сигнал. Подача струму в утримуючий магніт припиняється, дозволяючи пружині перемістити сталеву пластину у напрямі протилежного магніту. В необхідний момент під час цього процесу електричний струм подається до другого магніту, і сила, що виникла при цьому, надійно притягає пластину до нього.

Система EVA розроблена так, що майже вся енергія, необхідна для переміщення клапана, зосереджена в пружинах. Єдиною вимогою, що висувають до електричної системи, є компенсація енергії демпфування пружин і втрат на тертя в напрямній клапана. Величина цього тертя незначна, оскільки немає бічних сил, що діють на клапан. Конструкція електромагнітів мінімізує величину струму з метою зменшення електричних втрат потужності.

Привід EVA здійснює рух клапана за 2,42 м/с і споживає при цьому 66 Вт на кожний клапан при частоті обертання 6000 хв^{-1} .

Відкриття і закриття клапана відбувається в межах часток градуса повороту колінчастого вала. Така точність потрібна за відсутності дросельної заслінки.

Завдяки оптимізації процесу згорання, зменшенню насосних втрат і втрат на тертя можна очікувати, що система EVA забезпечить покращення паливної економічності на 15%, при впровадженні цієї системи способу регулювання потужності відключенням групи циліндрів загальна економія палива очікується близько 31%.

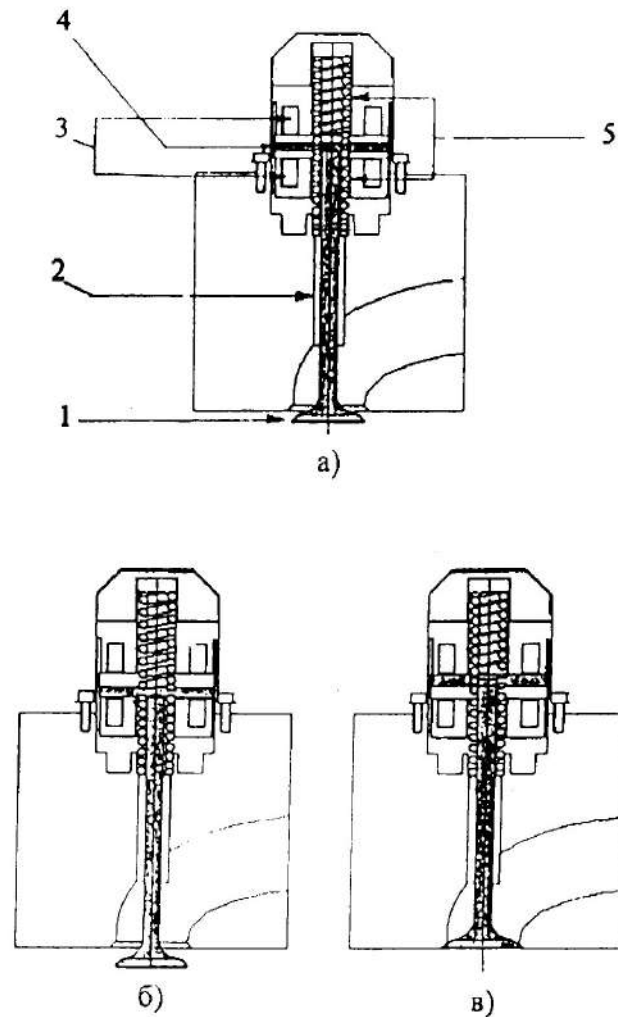


Рисунок 2.6 — Схема роботи системи EVA:

1 – клапан; 2 – втулка клапана; 3 – електромагніти; 4 – сталева пластина; 5 – основні пружини.

Розглянуті системи відключення групи циліндрів застосовують на стадії створення конструкції і виробництва двигунів і не можуть застосовувати на серійних двигунах, в яких такий метод регулювання потужності не було передбачено.

Необхідно зазначити, що системи відключення циліндрів все частіше встановлюють на двигунах, що серійно випускають і встановлюють на автомобілях. Прикладом цього може бути восьмициліндровий двигун Hemi, який встановлюють на автомобіль Chrysler 300 і ряд моделей Dodge, на якому як стандартне обладнання застосована система відключення циліндрів Multi-

Displacement System (MDS). Система відключає вісім штовхачів клапанів з електромагнітним приводом, які поставляє компанія INA. Час переходу з восьми на чотири циліндра складає 40 мілісекунд. При цьому застосовується електронне керування дросельною заслінкою.

Систему відключення групи циліндрів використовують на шестициліндрових двигунах фірми Honda, восьмициліндрових двигунах автомобілів Toyota фірми GMS та ряді інших автомобілів, в тому числі з гібридними силовими установками.

При створенні систем регулювання потужності ДЗІЗ відключенням групи циліндрів велика увага приділяється приводу клапанів [2].

Наприкінці 70-х початку 80-х починають з'являться патенти на вдосконалення газорозподільчого механізму для покращення керування відключенням циліндрів.

Один з найпростіших способів – керування відкриванням клапанів зміною довжини гідравлічного штовхача клапана. Один з таких патентів був виданий в Німеччині ще в 1982 році та був запропонований його автором таким відомим компаніям як європейське відділення FORD та OPEL (рис.2.7).

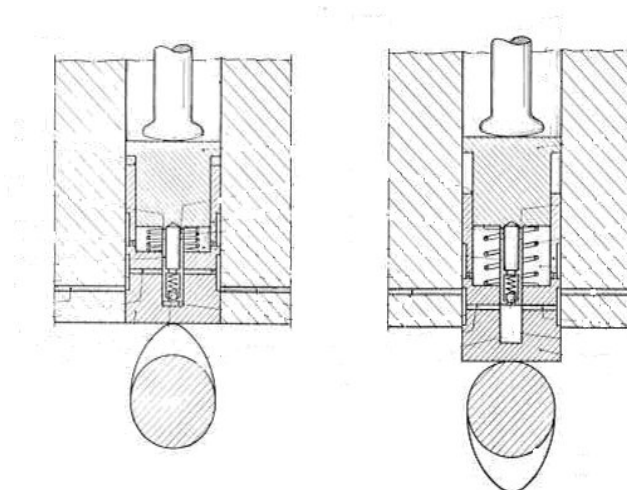


Рисунок 2.7 — Гідравлічний штовхач змінної довжини для відключення клапанів [18]

Досить схожу схему – керування відкриванням клапанів зміною довжини гідравлічного штовхача клапана, але по-іншому реалізовану (викачування оливи з порожнини гідроштовхача) було запропоновано в Японії в 1992 році. Інженерами компанії AUDI була запропонована схема входження верхньої частини клапана всередину отвору гідроштовхача (відкривається за допомогою гідроприводу).

Фірма OPEL у 1991 році запропонувала привід клапанів циліндрів, що працюють постійно, від одного розподільчого вала, а циліндрів, які відключаються – від другого. При цьому для відключення циліндрів за командою електронного блоку другий розподільчий вал зупинявся в певному положенні (коли були відкриті клапани одного чи кількох циліндрів).

В 1992-1993 р.р. фірма PORSCHE запропонувала механізм для повороту штовхачів клапанів на 90 градусів за допомогою зубчатих сектора та рейки (на кулачках розподільчого валу є спеціальна проточка). При повороті клапани певних циліндрів “зависають” у відкритому положенні. Механізм був застосований на експериментальній партії автомобілів PORSCHE 968 з двигунами V8 Тоді ж інженери фірми запропонували механізм VarioCam для повороту розподільчого валу за допомогою спеціального механізму (рис.2.8). Механізм був серійно застосований на моделі PORSCHE 968 з двигунами V8. Трохи пізніше схема була вдосконалена і отримала назву VarioCam Plus.

Крім того, інженери компанії експериментували і з іншими схемами. Зокрема, на моделі PORSCHE 928 з двигуном V8 була застосована схема без відключення клапанів, але з перенаправленням подачі повітря за допомогою спеціальних клапанів у впускному та випускному трубопроводах на випуск. При цьому впорскування палива у відключені циліндри переривалось і фактично двигун був розділений на дві секції. Перша була налаштована на роботу на малих та середніх навантаженнях, але з великим крутним моментом, а друга включалась тільки при необхідності мати велику потужність [2].



Рисунок 2.8 — Система керування підйомом клапанів фірми PORSCHE
VarioCam

Концерн VOLKSWAGEN у 1995 р. запропонував частину кулачків розподільчого вала від'єднувати в потрібний момент виведенням їх із спеціального кулачкового зачеплення, а FORD тоді ж розробив схему відключення розподільчого вала, який керував клапанами у циліндрах, що відключаються, за допомогою кулачково-фрикційної муфти.

Комбінований метод регулювання потужності відключенням групи циліндрів в зв'язку з розвитком електронних систем керування двигунів у 2000-х роках знаходить все ширше практичне застосування в експлуатації на серійних автомобілях. Фірмою Chrysler було розроблено двигун 5.7 V8 HEMI для легкового автомобіля Chrysler 300 з відключенням циліндрів. На двигуні встановлена система MDS (Multi Displacement System) [47], за допомогою якої при зниженні навантаження плавно змінюється режим його роботи шляхом відключення від одного до чотирьох циліндрів зупиняючи клапани для припинення в них газорозподілу. Модифікація базового двигуна в двигун MDS полягає в заміні восьми штовхачів клапанів на гідравлічні механізми відключення (рис.2.9) і установці чотирьох електромагнітів (рис. 2.10).



Рисунок 2.9 — Штовхач клапана системи MDS

При зменшенні навантаження система контролю відключає впускні і випускні клапани циліндрів, зменшуючи тиск оливи в механізмах відключення, відключає паливні форсунки, вимикає запалювання та змінює кут відкриття дросельної заслінки для підтримання незмінного крутного моменту.

На сьогоднішній день такі двигуни встановлюють на автомобілі Dodge Ram, Dodge Durango, Dodge Charger, Jeep Commander, Jeep Grand Cherokee и т.д. Завдяки системі відключення циліндрів MDS, на автомобілі Chrysler 300 отримане покращення паливної економічності, в залежності від режиму руху, на 10-20 %, для автомобіля Jeep Commander цей показник складає від 5 до 15 %.

Системи відключення циліндрів з сучасною електронною системою керування дозволяють сумістити в одному двигуні високу потужність з економічністю, що притаманна двигунам меншого об'єму.

Двигуни концерну GMC Vortec 5.3L V8 і Vortec 6,0L V8 об'ємом 5,3 и 6,0 в своїй більшості оснащені системою відключення 4-х циліндрів DOD (Displacement On Demand) [48], яка має більш загальну назву – активна система керування витратою палива AFM (Active Fuel Managment), завдяки якій, при відключенні, паливо подається тільки в чотири циліндри з восьми з зупинкою впускних та випускних клапанів. Виключення клапанів відбувається за допомогою блоку соленоїдів, які діють на гідравлічні складові системи

відключення клапанів та знаходяться між головками блоку циліндрів (рис. 2.11).

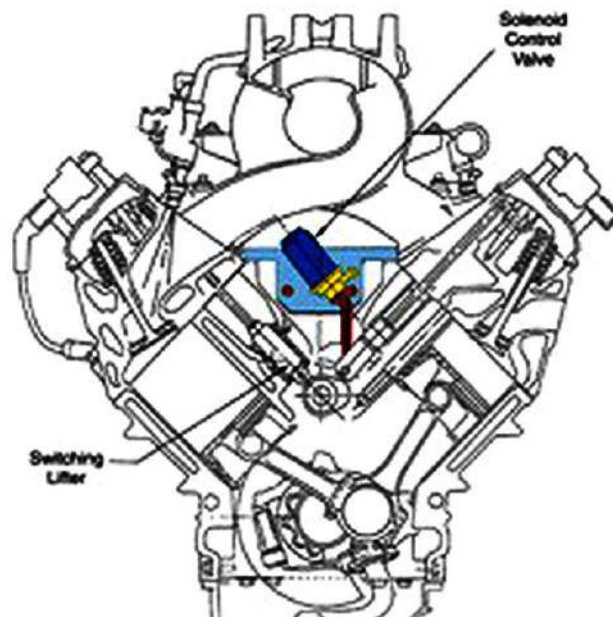


Рисунок 2.10 — Електромагнітний клапан керування тиском оливи у штовхачах клапанів

Подібною системою будуть обладнуватись і двигуни Vortec 4.8L V8.

Такі двигуни встановлюються на автомобілі Yucon і Yucon XL зі збільшеною колісною базою, на автомобілі Chevrolet Tahoe, Cadillac Escalade, Chevrolet Suburban, Buick LaCrosse Super 2008 та на пікап Chevrolet Silverado.

З 2008 року на автомобілі Chevrolet Corvette, а потім і на Chevrolet Camaro встановлюють більш потужний двигун Vortec 6,2L V8 (426 к.с./556 Нм), який теж обладнано аналогічною системою відключення циліндрів AFM.

Позашляховик Chevrolet Suburban Hybrid обладнують гібридним силовим агрегатом, який, крім двигуна V8 з $V_h=6000 \text{ см}^3$ з системою відключення циліндрів AFM має додатковий електродвигун. Подібна гібридна силова установка з 2008 року встановлюється і на автомобілі Chevrolet Tahoe Hybrid, яка в залежності від умов експлуатації забезпечує до 25 % економії палива відносно традиційного бензинового аналога.



Рисунок 2.11 — Система відключення клапанів Active Fuel Management

Для припинення роботи клапанів при відключенні циліндрів в механізмі приводу клапанів в двигуна Mercedes-Benz замість одного роликового коромисла встановлюється два: основне та додаткове (рис. 2.12).

Основне коромисло керує рухом клапана, додаткове слідкує за підйомом клапана. Коли в двигуні працюють всі циліндри обидва коромисла блоковані. При відключенні циліндрів коромисла розблоковуються за допомогою золотника і клапани завмирають у закритому положенні. З метою збереження теплового балансу клапани закриваються одразу після робочого ходу таким чином, ВГ залишаються в циліндрі під надлишковим тиском. Це запобігає втягуванню оливи з картеру в циліндр та підтримує його нагрітим. При включенні циліндрів система керування спочатку приводить в дію випускні клапани, щоб позбавитись від ВГ і тільки після цього до циліндра потрапляє свіжа порція робочої суміші і здійснюється робочий процес. При застосуванні такої системи для відключення циліндрів незначно зменшується загальна потужність двигуна з 225 до 220 кВт.

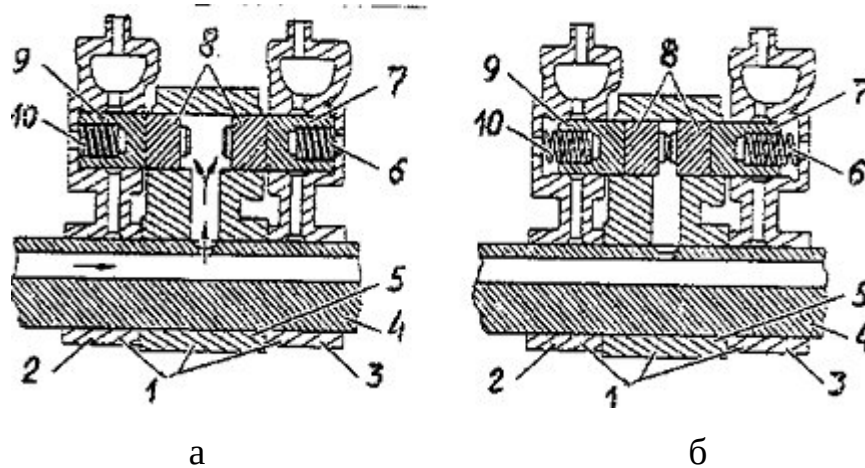


Рисунок 2.12 — Механізм відключення клапанів двигуна S500 V8 Мерседес-Бенц: а. — клапани працюють; б. — клапани відключені; 1 – основне коромисло; 2 – додаткове коромисло; 3 – вісь коромисел; 4 – пружини; 5 — з’єднувальна втулка; 6 – нажимні втулки.

Одним з основних недоліків усіх вищезгаданих схем є ускладнення виготовлення газорозподільного механізму та керування системами відключення циліндрів (особливо на високооборотних двигунах).

Ще в 60-х роках починають з’являтися патенти на системи керування висотою підйому клапанів. Першою компанією, яка серійно застосувала керування клапанами була компанія FIAT. В 70-х роках аналогічні розробки з’являються в США, але лише наприкінці 80-х років починається масове впровадження таких систем: NISSAN – NVCS (1986), HONDA – VTEC (1989), BMW – VANOS (1992), VALVETRONIC (2001) та інші [49].

Фірма Lotus Engineering працює над подібними розробками вже близько 25 років. Остання розробка — система електрогідравлічного керування підйомом клапанів AVT Lotus для впровадження на серійних двигунах. Було проведено дослідження на 4-циліндровому 16-клапанному двигуні та навіть оголошено про готовність до випуску даної системи в 2008 – 2009 роках. При відключенні 2 циліндрів з 4 в міському випробувальному їздовому циклі отримано економію до 12%. Частота обертання колінчатого вала при застосуванні цієї системи не повинна перевищувати 7000 хв^{-1} , що цілком прийнятно для більшості сучасних

бензинових двигунів [50]. Компанія провела випробування системи з регулюванням потужності відключенням двох циліндрів чотирьох циліндрового двигуна і отримала в міському їздовому циклі зниження витрати палива до 12%. Згідно висновку фірми такі системи можуть застосовувати в двигунах малого робочого об'єму.

Фірма Meta Motoren und Energietechnik GmbH розробила газорозподільчу систему Meta VVN System з регульованим механічним приводом клапанів, яка повністю забезпечує змінні фази газорозподілу і дозволяє застосувати бездросьельне керування потужністю в цьому діапазоні частот обертання. Така система забезпечує покращення паливної економічності на 8...12%, а якщо з її допомогою здійснювати відключення циліндрів багатциліндрового двигуна, то економія палива досягне 15...20 %, в режимі ХХ — більше 30 %.

Одною з найважливіших проблем при створенні систем відключення циліндрів є забезпечення хороших їздових властивостей в несталих режимах, які є основними в умовах експлуатації. Сучасні системи електронного керування дозволяють досягати плавних переходів без ривків та провалів під час відключення та включення циліндрів. В одному з механізмів для відключення циліндрів, створеному для автомобілів Mercedes-Benz 500SE (рис. 2.13), привід клапанів здійснюється через тарілку з нажимними штангами і сегментний елемент [51]. При його повороті втулка з сегментним елементом виходить за межі нажимних штанг і клапан залишається в закритому положенні.

Розглянуті системи регулювання потужності ДзІЗ і механізми газорозподілу з відключенням групи циліндрів, за рахунок зупинки клапанів можуть бути реалізовані у процесі проектування і виготовлення двигуна. Застосування систем з відключенням циліндрів значно ускладнює двигун в цілому.

Як видно з проведеного аналізу, використати таку систему на серійному двигуні, які знаходиться в експлуатації, неможливо. Разом з тим, як показали дослідження, починаючи з двигунів з карбюраторною системою живлення

відключення циліндрів поліпшує паливну економічність лише припиненням подачі палива. Цей спосіб можна реалізувати на багатоциліндровому двигуні з системою впорскування. Очікуваний ефект по зниженню витрати палива буде менший у порівнянні з припиненням подачі повітря зупинкою клапанів.

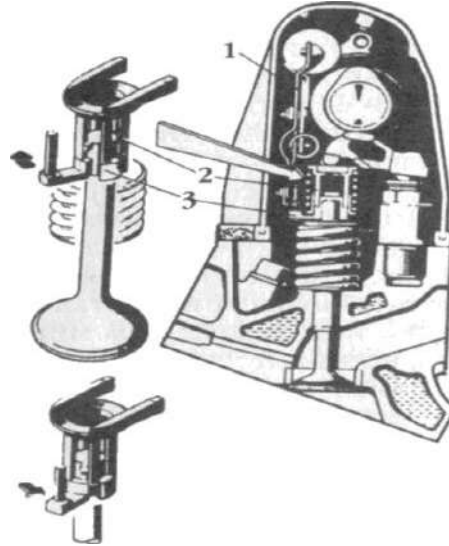


Рисунок 2.13 — Пристрій для відключення клапанів для двигуна Mercedes-Benz 500 SE. 1 — привід електричного виконавчого механізму; 2 — тарілка с нажимними штангами; 3 — поворотна втулка з сегментним елементом

Дослідження ефективності регулювання потужності відключенням групи циліндрів, без зміни системи газорозподілу, проводили в дисертаційній роботі В.П. Дядченка [2] на двигуні фірми OPEL з електронною системою розподіленого впорскування палива M4.1-Motronic (Рис. 2.14)

Перехід від традиційного методу регулювання (дроселюванням) до комбінованого методу здійснювався паралельним підключенням до форсунок, які впорскують бензин в циліндри, що відключають, аналогічних форсунок, що розміщені зовні двигуна, до яких не підводиться паливо і на які переключається електричний сигнал, що подається на робочі форсунки. Це виключає порушення регулювань складу паливо-повітряної суміші.

Експериментальні дослідження показали, що при використанні комбінованого методу регулювання потужності практично у всьому діапазоні можливих навантажень, за винятком повного навантаження, витрата бензину

при роботі на трьох циліндрах нижча. В режимі XX зменшення складає близько 19%

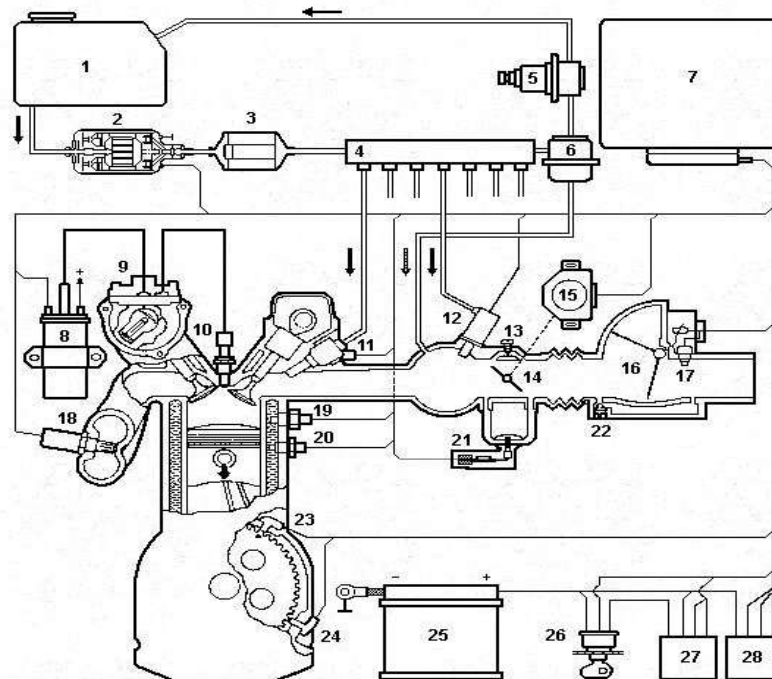


Рисунок 2.14 — Структурна схема системи впорскування палива "Motronik":

1 — паливний бак, 2 — паливний насос, 3 — фільтр тонкої очистки палива, 4 — регулятор тиску палива в системі, 5 — паливний демпфер, 6 — регулятор тиску палива, 7 — електронний блок керування, 8 — котушка запалювання, 9 — розподільник запалювання, 10 — свічка запалювання, 11 — форсунка, 12 — пускова форсунка, 13 — регулятор складу суміші, 14 — дросельна заслінка, 15 — датчики дросельної заслінки, 16 — витратомір повітря, 17 — термодатчик повітря, 18 — лямбда-зонд, 19 — термореле, 20 — термодатчик охолоджуючої рідини, 21 — регулятор XX, 22 — гвинт регулювання XX, 23 — датчик ВМТ, 24 — датчик положення колінчастого валу, 25 — аккумуляторна батарея, 26 — замок запалювання, 27 — реле керування, 28 — реле бензонасоса.

В навантажувальних режимах, де можливо працювати на трьох і шести циліндрах середня економія складає близько 13,6%.

В процесі подальших досліджень, в дисертаційній роботі О.В. Сироти [1] була розроблена система живлення з системою регулювання потужності

безударним відключенням і включенням групи циліндрів з незмінною системою газорозподілу. Схема цієї системи показана на рис. 2.15.

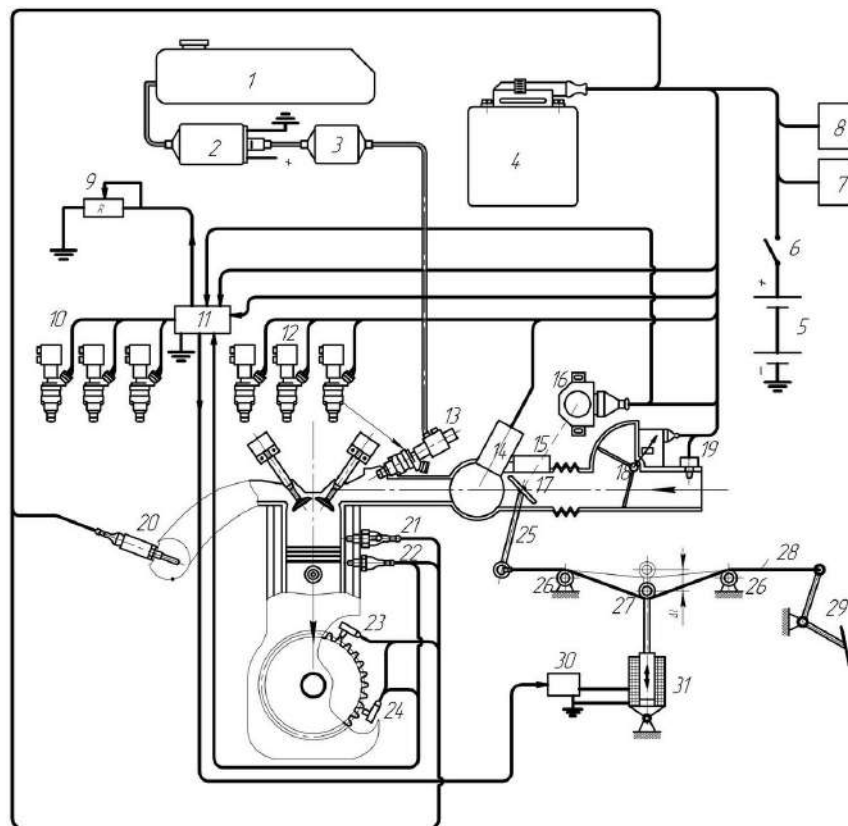


Рисунок 2.15 — Схема системи живлення двигуна 6Ч 9,5/6,98 з КМРП

Метою створення такої системи живлення є покращення паливної економічності багаточиліндрового двигуна з впорскуванням бензину шляхом керованого відключення групи циліндрів під час роботи на часткових навантаженнях і ХХ.

Система живлення складається з паливного бака 1, електричного паливного насоса 2, паливного фільтра 3, електронного пристрою керування (мікропроцесора) 4, акумуляторної батареї 5, вимикача запалювання 6, головного реле 7, реле включення насоса 8, баластного опору 9, форсунок, що відключаються 10, електронного блоку керування форсунками 11, форсунок, що не відключаються 12, розподільника палива 13, системи холодного пуску 14, пристрою стабілізації ХХ 15, датчика положення і величини прискорення

дросельної заслінки 16, дросельної заслінки 17, повітроміра 18, датчика температури повітря 19, α - датчика 20, теплового реле часу 21, датчика температури двигуна 22, датчика кута повороту колінчастого валу 23, датчика частоти обертання 24, важеля привода дросельної заслінки 25, фіксуючого ролика 26, натяжного ролика 27, троса приводу дросельної заслінки 28, педалі газу 29, реле включення електромагніту 30, електромагніту 31.

Зміна режиму роботи двигуна під час відключення групи циліндрів відбувається без зміни його газорозподілу.

До системи живлення двигуна з механічним тросовим приводом дросельної заслінки додається електромагніт 31, робота якого керується електронним блоком керування форсунками 11. Сердечник електромагніта зв'язаний з натяжним роликом 27, через який проходить трос керування дросельною заслінкою 28. При часткових навантаженнях і ХХ за командою електронного блоку керування 11 до обмотки реле включення електромагніту 30 підводиться електричний струм. При включенні електромагніту 31 його сердечник переміщує натяжний ролик 27 на задану величину Δl внаслідок чого кут відкриття дросельної заслінки 17 змінюється на задану величину, у відповідності до роботи двигуна з відключеними циліндрами. Одночасно з цим електронний блок керування форсунками 11 одержуючи сигнали від датчиків частоти обертання 24 і положення дросельної заслінки 16 відключає блок форсунок 10, перемикаючи електричний струм на баластний опір 9. Внаслідок цього двигун не переходить в аварійний режим роботи.

При збільшенні навантаження двигуна до режиму, коли робота на частині циліндрів стає менш економічною за витратою палива, ніж робота на всіх циліндрах, при одній і тій же частоті обертання колінчастого вала, електронний блок керування форсунками 11, у відповідності до сигналу датчика положення дросельної заслінки 16, підключає блок непрацюючих до цього форсунок 10 до системи живлення. Одночасно з цим відключається електромагніт 31 керування натяжного ролика 27 і кут відкриття дросельної заслінки 17 змінюється до величини, відповідної роботі двигуна на всіх циліндрах.

При зменшенні навантаження двигуна, або при переході в режим ХХ, коли більш ефективна робота двигуна при відключенні групи циліндрів, відбувається зворотний процес відключення блоку форсунок і включення в ланцюг баластного опору з одночасною зміною кута відкриття дросельної заслінки на величину, що відповідає роботі двигуна на частині циліндрах.

Холодний пуск двигуна і його прогрів відбуваються за роботи двигуна на всіх циліндрах. Це відбувається за допомогою датчика температури повітря 19 і датчика температури двигуна 22, сигнал з яких поступає на електронний блок керування форсунками 11.

Так як в багатьох дослідженнях при відключенні групи циліндрів зростали викиди NOx були проведені дослідження в дисертаційній роботі С.В Карєва [33] по зниженню їх викидів за рахунок рециркуляції ВГ в цій системі живлення [53].

За результатами попередніх експериментальних досліджень і відповідно до поставленої мети, розроблено схему системи живлення багатоциліндрового ДзІЗ з впорскуванням палива з відключенням групи циліндрів та рециркуляцією ВГ (рис. 2.16).

Система включає паливний бак 1, електричний паливний насос 2, паливний фільтр 3, електронний пристрій керування (мікропроцесор) 4, акумуляторна батарея 5, вимикач запалювання 6, головне реле 7, реле включення насоса 8, баластний опір 9, форсунки, що відключаються 10, електронний блок керування форсунками 11, форсунки, що не відключаються 12, розподільник палива для форсунок, що відключаються та форсунок, що не відключаються 13, система холодного пуску 14, пристрій стабілізації ХХ 15, датчик положення і прискорення дросельної заслінки 16, дросельна заслінка 17, витратомір повітря 18, датчик температури повітря 19, α — датчик 20, теплове реле часу 21, датчик температури двигуна 22, датчик кута повороту колінчастого вала 23, датчик частоти обертання 24, важіль привода дросельної заслінки 25, фіксуючий ролик 26, натяжний ролик 27, трос привода дросельної заслінки 28, педаль керування положенням дросельної заслінки 29, реле включення електромагніту 30, електромагніт 31, впускний колектор 32, випускний колектор 33, канал

рециркуляції ВГ 34, електромагнітний клапан зміни прохідного січення каналу рециркуляції ВГ 35, колінчастий вал 36.

До системи живлення багатоциліндрового ДзІЗ і впорскуванням палива з відключенням групи циліндрів додається канал рециркуляції ВГ 34, котрий з'єднує впускний колектор 32 з випускним колектором 33. В каналі рециркуляції 34 встановлений електромагнітний клапан зміни прохідного січення каналу рециркуляції ВГ 35.

При часткових навантаженнях, за командою електронного блоку керування форсунками 11 до обмотки реле включення електромагніту 30 підводиться електричний струм. При включенні електромагніту 31 його сердечник переміщує натяжний ролик 27 на задану величину, внаслідок чого по фіксуючим роликам 26 натягується трос приводу дросельної заслінки 28, який через важіль приводу дросельної заслінки 25 змінює кут відкриття дросельної заслінки 17 на задану величину, у відповідності до роботи двигуна з відключеними циліндрами. Одночасно з цим, електронний блок керування форсунками 11, одержуючи сигнали від датчиків частоти обертання 24 і положення дросельної заслінки 16, відключає блок форсунок 10, перемикаючи електричний струм на баластний опір 9. Внаслідок цього, двигун не переходить в аварійний режим роботи.

При збільшенні навантаження двигуна до режиму, коли робота на частині циліндрів стає менш економічною за витратою палива, ніж робота на всіх циліндрах, при одній і тій же частоті обертання колінчастого вала 36, за сигналом датчика частоти обертання колінчастого вала 24, електронний блок керування форсунками 11, у відповідності до сигналу датчика положення дросельної заслінки 16, підключає форсунки, що відключаються, 10 до системи живлення. Одночасно з цим припиняється подача струму на електромагнітний клапан зміни прохідного січення каналу рециркуляції ВГ 35, таким чином він закривається, припиняючи перепуск ВГ у впускний колектор 32, а також відключається електромагніт 31 керування натяжного ролика 27, і кут відкриття дросельної заслінки 17 змінюється до величини, відповідної роботі двигуна на всіх циліндрах.

При зменшенні навантаження двигуна, або при переході на режим ХХ, коли більш ефективна робота двигуна при відключенні групи циліндрів, відбувається зворотний процес відключення блоку форсунок 10, включення електромагнітного клапану рециркуляції ВГ 35 і включення в ланцюг баластного опору 9 з одночасною зміною кута відкриття дросельної заслінки 17 на величину, що відповідає роботі двигуна при відключеній групі циліндрів.

Холодний пуск двигуна і його прогрівання відбуваються при роботі двигуна на всіх циліндрах з вимкненим електромагнітним клапаном рециркуляції ВГ 35. Це відбувається за допомогою датчика температури повітря 19 і датчика температури двигуна 22, сигнал з яких поступає на електронний блок керування форсунками 11.

Дана система живлення багатоциліндрового ДзІЗ і впорскуванням палива з відключенням групи циліндрів та рециркуляцією ВГ дозволяє дослідити вплив рециркуляції ВГ на показники паливної економічності, енергетичні та екологічні показники бензинового двигуна при застосуванні комбінованого метода регулювання потужності.

2.3 Можливі способи відключення циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ та обґрунтування обраних для дослідження способів

Аналіз проведених раніше досліджень по реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ, який включає відключення групи циліндрів в режимах часткових навантажень і ХХ і дроселювання всіх циліндрів в режимах великих навантажень показує, що таку реалізацію можна здійснювати відключенням подачі палива у групу циліндрів:

- при незмінній системі газорозподілу в цій групі циліндрів;
- при припиненні газорозподілу в цій групі;
- при вільному впуску в цю групу повітря при різній температурі;
- при наповненні цієї групи ВГ працюючої групи циліндрів;
- при наповненні цієї групи сумішшю ВГ працюючої групи циліндрів і повітря при атмосферному тиску.

Як показано у багатьох дослідженнях [54 – 61, 68 – 72], комбінований метод регулювання потужності ДзІЗ забезпечує значне поліпшення паливної економічності в режимах малих навантажень і ХХ. Разом з тим ефективність цього методу залежить від способу відключення групи циліндрів. Найбільш ефективним способом є припинення процесів газорозподілу у відключеній групі циліндрів.

Цей спосіб широко використовується на автомобільних двигунах різних компаній, достатньо глибоко досліджений. Аналіз результатів його використання наведений в розділі 2.1. Як зазначалось вище цей спосіб можна використовувати лише при створенні нових двигунів так як конструкція для його реалізації досить складна.

Найбільш простою з точки зору реалізації є система відключення подачі бензину в групу циліндрів при незмінній системі газорозподілу. Але ефективність цього способу, як показують чисельні дослідження є відносно низькою. Разом з тим цей спосіб є найбільш дослідженим та розробленим

системи для його реалізації. Тому доцільно прийняти цей спосіб для порівняльної оцінки з іншими можливими способами.

При обґрунтуванні обраних для дослідження способів відключення групи циліндрів враховували можливість об'єктивних замірів показників, що характеризують спосіб відключення. З цієї точки зору досить складним є спосіб з наповненням відключеної групи циліндрів сумішшю ВГ працюючої групи циліндрів і повітря при атмосферному тиску, так як тиск, температура і витрата ВГ працюючих циліндрів залежить від режиму роботи і забезпечити доцільне співвідношення ВГ і повітря практично неможливо.

Тому для дослідження були обрані два способи відключення групи циліндрів:

при незмінній системі газорозподілу;

при вільному впуску відключеної групи циліндрів повітрям з різною температурою.

Для дослідження цих способи відключення групи циліндрів і відповідно визначення ефективності комбінованого методу регулювання потужності в систему газорозподілу (Рис. 2.17) внесли ряд конструктивних змін (детально внесені зміни описані в розділі 4). Для роз'єднання групи робочих циліндрів А(1-2-3) від групи В(4-5-6), які відключають, використано заслінку 4, яку використовують у ряді моделей двигунів Opel. Для вільного впуску повітря у відключену групу циліндрів В встановили заслінку 7.

Такі зміни в системі газорозподілу дозволили проводити дослідження двигуна за роботи на шести циліндрах, коли заслінка 4 відкрита, а заслінка 7 закрыта і дослідити такі способи відключення групи циліндрів:

а — відключення подачі палива (заслінка 4 відкрита, а заслінка 7 закрыта) (Рис 2.18);

б — вільний впуск повітря з підігрівом і без (заслінка 4 закрыта, а заслінка 7 відкрита) (Рис 2.19).

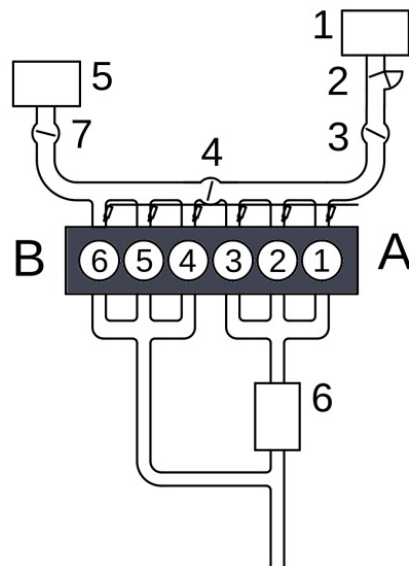


Рисунок 2.17 — Схема системи газорозподілу з внесеними змінами для реалізації різних способів відключення групи циліндрів: 1 — повітряний фільтр штатної системи впуску; 2 — витратомір повітря; 3 — дросельна заслінка; 4 — заслінка для роз'єднання груп циліндрів; 5 — повітряний фільтр для вільного впуску повітря у відключену групу циліндрів; 6 — каталітичний нейтралізатор; 7 — заслінка для вільного впуску повітря у відключену групу циліндрів.

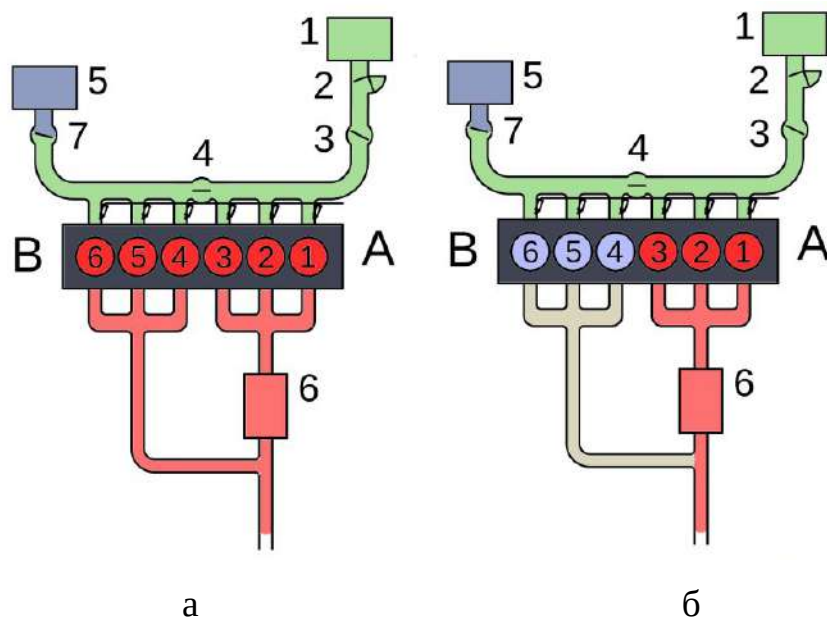


Рисунок 2.18 — Положення заслінок при незмінній системі впуску: а — робота на всіх циліндрах; б — відключенні подачі палива.

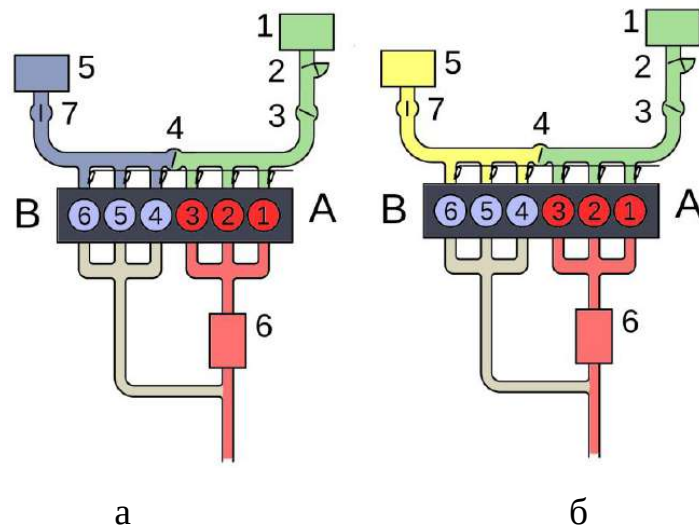


Рисунок 2.19 — Положення заслінок при вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів: а — без підігріву, б — з підігрівом.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Для реалізації комбінованого методу регулювання потужності з відключенням групи циліндрів можливо використовувати різні способи. Практичне використання отримав спосіб припинення подачі повітря, який широко використовують в сучасних автомобільних двигунах.

2. Проведені дослідження і практика свідчать про високу ефективність способу припинення подачі повітря, разом з тим, реалізація цього способу можлива за допомогою спеціальної системи включення-відключення, яка може бути розроблена в процесі виробництва двигуна.

3. Проведені дослідження на двигунах з карбюраторними системи живлення і системами впорскування показали, що поліпшення паливної економічності можливе при реалізації комбінованого методу регулювання потужності з відключенням групи циліндрів використовуючи спосіб припинення подачі палива. Ефективність цього способу нижча у порівнянні із способом припинення подачі повітря, але цей спосіб можливо реалізувати на серійних двигунах.

4. Ефективність комбінованого методу при використанні способу припинення подачі палива залежить від способу відключення циліндрів. Попередні дослідження на двигуні з системою впорскування показали, що спосіб відключення циліндрів впливає на паливну економічність двигуна. Це й визначило напрям подальших досліджень.

5. Розроблені системи регулювання потужності ДзІЗ, які дозволяють досліджувати різні способи відключення циліндрів, від простого відключення до відключення зупинкою клапанів. Найбільша економія палива має місце при відключенні групи циліндрів зупинкою клапанів, тобто припинення подачі повітря. Ряд систем розроблені і дослідженні на двигунах з карбюраторною системою живлення, в яких показано, що паливна економічність двигуна залежить від способу відключення циліндрів, показано, що одним з найбільш привабливих, з точки зору практичного застосування, є спосіб відключення циліндрів з вільним впуском повітря у відключені циліндри.

6. Розроблені і досліджені механізми для зупинки клапанів, які встановлені в автомобільних двигунах і широко використовуються в експлуатації. Ці механізми систематично удосконалюють, зокрема застосування змінної висоти підйому клапанів, і, як наслідок, застосування змінених фаз газорозподілу. Ці та інші удосконалення поліпшують паливну економічність, покращують перехідні процеси.

7. Проведені дослідження на двигуні з системою впорскування палива по реалізації комбінованого методу регулювання потужності використанням способу відключення циліндрів припиненням подачі палива. В серійну систему паливоподачі внесені зміни, які дозволяють відключати групу циліндрів припиненням подачі палива у групі форсунок. Дослідження показали поліпшення паливної економічності і екологічних показників двигуна в порівнянні з показниками роботи на всіх циліндрах.

8. Проведені дослідження показали, що при реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна на ефективність методу впливає спосіб відключення циліндрів при припиненні подачі палива у групу циліндрів.

9. З вихованням отриманих у попередніх дослідженнях результатів, для подальших досліджень обрані системи відключення групи циліндрів без внесення змін в систему газорозподілу і відключення подачі палива з вільним випуском повітря у відключено у групу. Для реалізації такого способу у систему газорозподілу внесені відповідні зміни.

РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПОСОБУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВТГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

3.1 Визначення залежності індикаторного к.к.д. від навантаження при різних способах відключення циліндрів ДзІЗ.

Для оцінки паливної економичності ДзІЗ при використанні комбінованого методу регулювання потужності з різними способами відключення циліндрів необхідно визначити паливну економичність двигуна в усьому інтервалі навантажень, де двигун працює з відключеними тим чи іншим способом циліндрами. При більших навантаженнях двигун працює на всіх циліндрах, залежність витрати палива від навантаження залишається незмінною.

Паливну економичність двигуна при різних способах відключення циліндрів за роботи двигуна з відключеними різним способом циліндрами необхідно порівнювати у залежності від навантаження від ХХ до максимально можливих енергетичних показників.

Відомо, що оцінкою паливної економичності ДВЗ є ефективна питома витрата палива, яку визначають за залежністю

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_i \eta_m} \quad (3.1)$$

де H_u – нижча теплота згорання палива, кДж/кг,

η_i – індикаторний к.к.д. при відключенні циліндрів відносять до працюючих циліндрів,

η_m – механічний к.к.д. двигуна.

Задача полягає в тому, щоб визначити залежність добутку $\eta_i \eta_m$ або ефективного к.к.д. в усьому інтервалі можливих навантажень за роботи на частині циліндрів.

Так як метою дисертаційного дослідження є визначення доцільного, з точки зору паливної економічності, способу відключення циліндрів, доцільно розглядати окремо зміну названих к.к.д. так як ці к.к.д. можуть змінюватись по-різному в широкому діапазоні навантажень. При цьому на індикаторний к.к.д. працюючих циліндрів може впливати спосіб відключення циліндрів.

Відключення циліндрів по схемі «А» і «Б» (розділ 2.3) не впливають на робочий процес в працюючих циліндрах. Це підтверджується експериментальними дослідженнями (розділ 4).

При визначенні залежності індикаторного к.к.д. від навантаження, більш зручно оцінювати навантаження ступенем дроселювання працюючих циліндрів, так як показники, що характеризують робочий процес, наводять в залежності від дроселювання.

Тому прийняли таку методику: визначити окремо залежності індикаторного і механічного к.к.д. від ступеня дроселювання (навантаження) для схем відключення «А» і «Б».

Розглянемо фактори, які впливають на залежність індикаторного к.к.д. від ступеня дроселювання. Ступінь дроселювання оцінюють розрідженням на впуску в двигун (Δp_k) або тиском в циліндрі в кінці впуску (p_a).

У процесі зменшення зовнішнього навантаження і відповідно дроселювання паливо-повітряної суміші, індикаторний к.к.д. залежить від багатьох факторів. Аналіз багатьох досліджень [1, 2, 3, 4, 7, 30, 31, 32] показує, що індикаторний к.к.д. в дійсному циклі зменшується по мірі зменшення навантаження в результаті зростання тривалості згорання, погіршення характеристик тепловиділення, зростання відносних теплових втрат в стінки циліндрів.

На протікання робочого циклу впливають різні параметри, такі як маса свіжого заряду, тривалість його впуску, температура стінок циліндра і камери

згорання, коефіцієнт залишкових газів. При використанні карбюраторної системи живлення і перших систем впорскування одним з основних показників, який значно впливає на індикаторний к.к.д. був склад паливо-повітряної суміші (коефіцієнт надміру повітря). В сучасних бензинових двигунах з системою впорскування, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором в усьому інтервалі навантажень, за винятком повного, використовують стехіометричний склад паливо-повітряної суміші.

Тому можна вважати, що склад паливо-повітряної суміші практично не впливає на величину індикаторного к.к.д. при зменшенні зовнішнього навантаження і відповідного дроселювання свіжого заряду.

Як відомо, процес згорання у ДЗІЗ включає три фази: «першу» або фазу прихованого горіння, «другу» – фазу швидкого або видимого горіння та «третю» – фазу догорання.

При дроселюванні зменшується коефіцієнт наповнення. Кількість залишкових газів не змінюється. Це призводить до зростання концентрації залишкових газів – коефіцієнт залишкових газів збільшується. Крім того, у зв'язку зі зменшенням маси свіжого заряду зменшуються температура і тиск в кінці процесу стискання, погіршується сумішоутворення.

Все це збільшує період затримки виникнення початкового осередку полум'я після подачі іскри і час першої фази прихованого горіння. Наведені фактори, а також зниження турбулентності знижують швидкість поширення полум'я в основній фазі видимого горіння. Збільшення тривалості перших двох фаз призводить до зменшення часу третьої фази, відповідно до зростання теплових втрат в циліндрі в результаті догорання паливо-повітряної суміші.

В дослідженнях, що проводили в НТУ [1, 2, 7, 33], проводили індиціювання робочого процесу двигуна 6Ч9,5/6,98, який є об'єктом даного дослідження. За результатами опрацювання індикаторних діаграм, отриманих при частоті обертання колінчастого вала ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) встановили тривалість першої і другої (основних) фаз згорання при різних ступенях дроселювання, які оцінювали розрідженням на впуску Δp_k або тиском в циліндрі в кінці впуску p_a .

Результати названих досліджень наведені в таблиці 3.1. Там же наведена величина загальної тривалості процесу згорання [33] при двох ступенях дроселювання.

Таблиця 3.1 Тривалість фаз згорання двигуна 6Ч9,5/6,98 в залежності від розрідження на впуску за частоти $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

Δp_k кПа	$\phi 1$ град. пов. к.в.	$\phi 2$ град. пов. к.в.	$\phi 3$ град. пов. к.в.
14,5	10,3	28,1	64,7
51	15,5	30,9	71,2
32	13	31	

Як видно з наведених даних, тривалість окремих фаз згорання і загальна тривалість процесу згорання по мірі дроселювання зростають. Це має суттєве значення з точки зору впливу на величину термічного к.к.д. теоретичного циклу і відповідно індикаторного к.к.д.

Тривалість першої фази $\phi 1$ при зростанні Δp_k з 14.5 до 51 кПа збільшується на 5.2 град. п.к.в., тривалість другої фази $\phi 2$ збільшується на 2.8 град. Аналогічні результати впливу ступеню дроселювання отримали в дослідженнях проведених на карбюраторних двигунах.

На рис. 3.1 показана залежність тривалості першої фази процесу згорання від навантаження двигуна з карбюраторною системою живлення, з якої видно, що по мірі зменшення навантаження (зростання ступеню дроселювання) тривалість фаз зростає. [2].

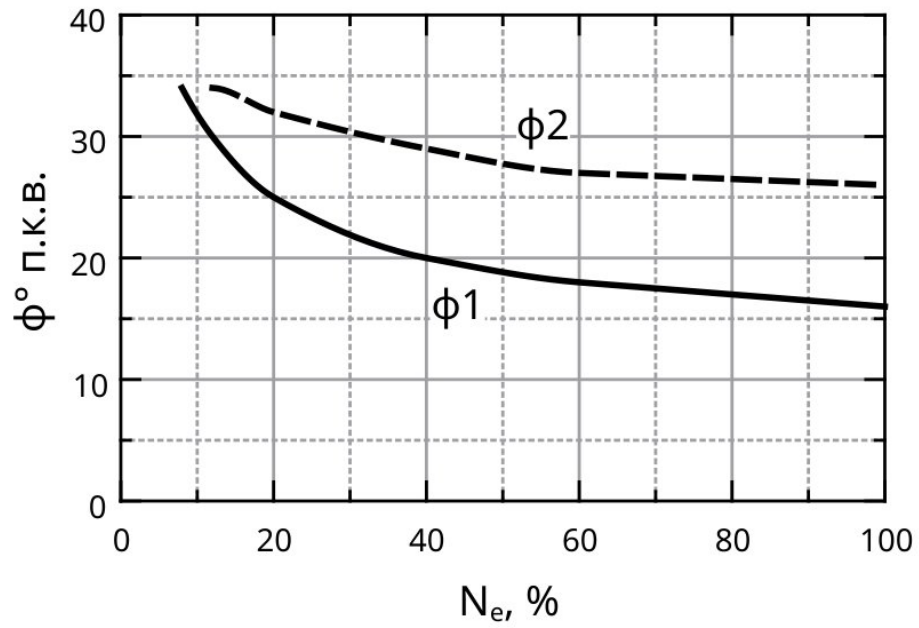


Рисунок 3.1 — Залежності тривалості фаз процесів згорання від навантаження (двигун ГАЗ 66, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$, кут випередження запалювання оптимальний):

ϕ_1 – тривалість першої фази

ϕ_2 – тривалість другої фази

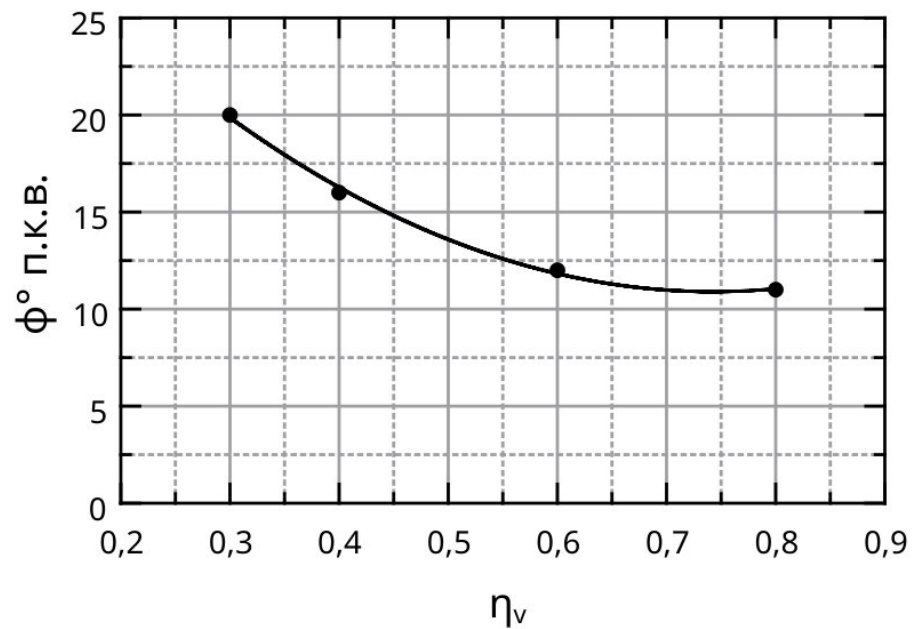


Рисунок 3.2 — Залежність тривалості першої фази процесу згорання від коефіцієнту η_v карбюраторного двигуна

Зростання тривалості фаз процесу згорання карбюраторного двигуна також спостерігається по мірі зменшення коефіцієнту наповнення η_v (рис. 3.2) [2], тобто по мірі зростання ступеню дроселювання.

3.2 Аналіз підходів до визначення індикаторного к.к.д.

Як встановлено в багатьох роботах [2, 33], однією з основних причин зростання тривалості першої і другої фаз процесу згорання по мірі дроселювання є збільшення відносної кількості залишкових газів, що сповільнюють процес згорання та призводять до зростання відносних теплових втрат. Тому одним зі шляхів визначення індикаторного к.к.д. в залежності від ступеню дроселювання, який враховує фази у процесі згорання, тобто закон тепловиділення є аналіз індикаторного к.к.д., як добутку термічного к.к.д. η_t і відносного к.к.д. η_v .

$$\eta_i = \eta_t \eta_v \quad (3.2)$$

В цій залежності термічний к.к.д. враховує закон виділення теплоти в реальному (теоретичному) циклі на відміну від ідеального, в якому процес підведення теплоти ізохорний. Залежність для визначення η_t з урахуванням тривалості фаз процесу згорання була запропонована академіком Стєчкиним Б.С. [2].

$$\eta_t = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right) - \frac{\kappa-1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \left[\frac{x_2^2}{V_o} + \frac{x_2^2}{V_o} (1-2\Delta y_o) - 2 \frac{x_2 x_1}{V_o} (1-\Delta) \right] \quad (3.3)$$

де x_x — загальна тривалість процесу згорання, визначена за зміною об'єму надпоршневого простору $x = \pm \sqrt{V-V_0} = \pm \sqrt{\Delta V}$, де

V — змінний об'єм над поршнем;

V_o — об'єм камери згорання;

Δ — характеристика процесу згорання, чисельно дорівнює площі під кривою тепловиділення у відносних координатах;

y_0 — координата центру ваги цієї площі;

x_2 — тривалість процесу згорання до ВМТ.

Визначити залежність загальної тривалості процесу згорання для різних швидкісних і навантажувальних режимів досить проблематично, тому визначають тривалість окремих фаз згорання використовуючи рівняння апроксимації, отримані за результатами експериментальних досліджень. Такий підхід використовували в дослідженнях [2, 7]. Підхід вимагає ряд додаткових досліджень.

В роботах [2, 7] для визначення тривалості першої і другої фаз процесу згорання використали апроксимуючі рівняння, отримані експериментально на одноциліндровому двигуні при опрацюванні 146 експериментальних точок, кожна з яких отримана за результатами 96 робочих циклів [7].

Отримані залежності для визначення фаз згорання:

$$\varphi_1 = -1,97 + 0,0047106\Theta^2 + 0,025702\left(\frac{A}{F}\right)^2 + 0,08784G_{\text{ц}}n_e - 917,667G_{\text{ц}}\gamma + 76,844\gamma^2 + 2,3857\left(\frac{A}{F}\right)\gamma \quad (3.4)$$

де Θ — кут випередження запалювання;

A/F — відношення повітря до бензину в паливо-повітряній суміші;

$G_{\text{ц}}$ — питома циклова подача бензину, г/л цикл;

γ — коефіцієнт залишкових газів;

n_e — частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.

В цьому дослідженні для визначення основної фази процесу згорання запропонована залежність

$$\phi_2 = \phi_z + 20,384 (A/F) \cdot (\gamma_{др} - \gamma_n) + 0,36958 (G_{цдр} - G_{цн}) n_e - 2788,6 \cdot (G_{цдр} \cdot \gamma_{др} - G_{цн} \cdot \gamma_n) \quad (3.5)$$

Відомі і інші підходи визначення впливу навантажувального режиму на індикаторний к.к.д., які враховують закономірності зміни показників роботи двигуна по мірі дроселювання.

В джерелі [2] наведена залежність для розрахунку індикаторного к.к.д.

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \cdot \frac{\alpha \cdot p_i}{\eta_v \cdot \rho_k} \quad (3.6)$$

де l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг палива, кг/кг ($l_0 = 14,8$),

H_u – нижча теплота згорання, МДж/кг ($H_u = 43,5$),

α – коефіцієнт надміру повітря,

p_i – середній індикаторний тиск, МПа,

η_v – коефіцієнт наповнення,

ρ_k – густина повітря, кг/м³ ($\rho_k = 1,22$).

Одним з важливих показників в цій залежності є коефіцієнт наповнення η_v . Цей коефіцієнт з врахуванням нерівномірності теплоємкостей, дозарядки циліндра і продувки камери згорання можна розрахувати за залежністю [2]

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \lambda_1 \frac{p_a}{p_0} \left(1 - \frac{\psi \lambda_\Gamma p_\Gamma}{\varepsilon p_a} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \quad (3.7)$$

де ε – ступінь стискання;

λ_1 – коефіцієнт дозарядки;

p_a – тиск в циліндрі в кінці впуску, кПа;

p_0 – тиск на вході в двигун, кПа;

ψ – коефіцієнт, який враховує різницю теплоємності свіжої суміші і суміші в кінці впуску;

λ_r – коефіцієнт очистки камери згорання від залишкових газів;

T_0 – температура на впуску в двигун, °K;

ΔT – підігрів свіжого заряду в процесі впуску, °K;

p_r – тиск в кінці випуску, кПа.

Необхідно зазначити, що величина коефіцієнту наповнення визначає вплив на індикаторний к.к.д. коефіцієнту залишкових газів, який визначають за залежністю професора В.І. Гриневецького:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} \quad (3.8)$$

Згідно з джерелом [2] коефіцієнти, що входять в залежність (3.7) $\lambda_1 = 1,02 \dots 1,03$, $\psi = 1,17$ (для $\alpha = 1,0$), $\lambda_r = 0,97$.

Інші параметри, що входять в залежність 3.7 розраховують. Тиск в циліндрі в кінці впуску:

$$p_a = p_0 - \Delta p_k - \Delta p_a \quad (3.9)$$

де Δp_a – втрати тиску у впускній системі.

Втрати тиску у впускній системі визначають за залежністю:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{w^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-3} \quad (3.10)$$

де β – коефіцієнт згасання швидкості свіжого заряду в розглянутому перерізі;

$\xi_{вп}$ – коефіцієнт гідравлічного опору впускної системи віднесений до найвищого її перерізу;

w – середня швидкість руху газу в прохідному перерізі клапана, м/с ($w = 50...130$);

ρ_0 – густина заряду на впуску в двигун, кг/м³.

Для сучасних автомобільних двигунів $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,6...4,0$.

Провели розрахунки, кінцевою метою яких є залежність індикаторного к.к.д. від ступеня дроселювання, який оцінювали розрідження впуску Δp_k . Так як коефіцієнти наповнення розраховували за залежністю 3.7 навантаження в якій оцінюють тиском в циліндрі двигуна в кінці впуску p_a , розраховували втрати у впускній системі Δp_a за залежністю 3.10. при цьому прийняли такі параметри $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,6...3,3$, $w = 90$ (м/с), $\rho_0 = 1,22$ (кг/м³).

Проведені розрахунки показали, що використання цих коефіцієнтів не призводить до значних похибок в розрахунку p_a і відповідно коефіцієнту наповнення η_v . Тому прийняли таку методику. Використавши дані експериментальних досліджень, зокрема навантажувальної характеристики на двигуні 6Ч9,5/6,98 [2], при частоті обертання $n=1800$ хв⁻¹, за роботи на шести циліндрах, розраховували коефіцієнт наповнення в залежності від ступеня дроселювання Δp_k , побудували цю залежність і описали її лінійними рівняннями рис. 3.3.

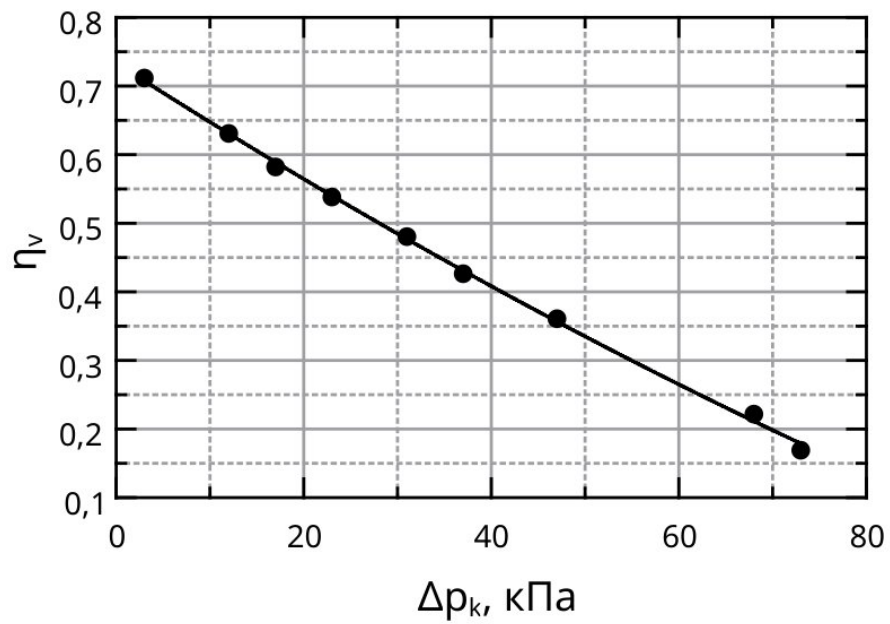


Рисунок 3.3 — Залежність коефіцієнту наповнення двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

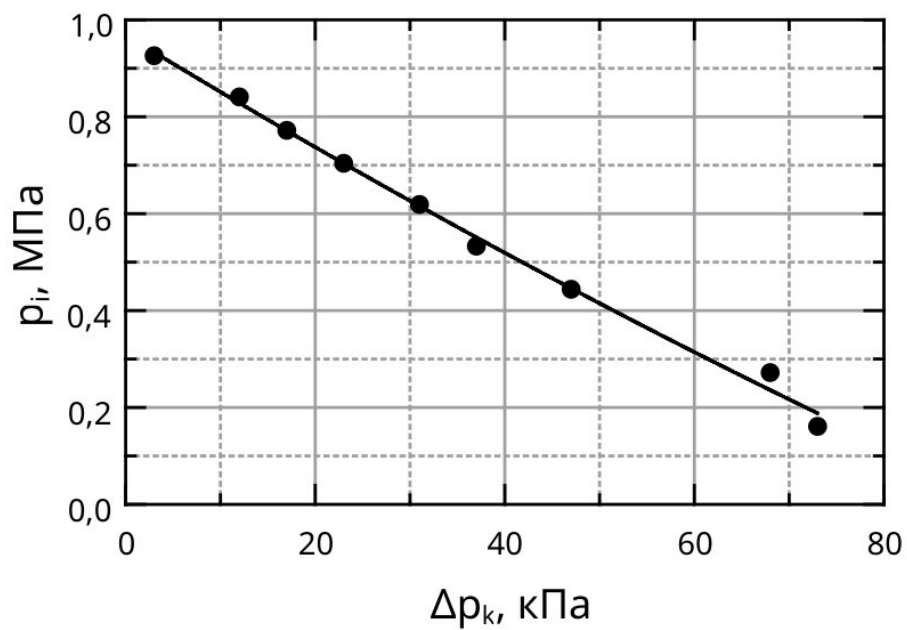


Рисунок 3.4 — Залежність середнього індикаторного тиску двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

З використанням даних цієї ж навантажувальної характеристики розраховали залежність середнього індикаторного тиску від розрідження на

впуску (рис. 3.4). Ці два показники описані лінійними залежностями, тому доцільно заміряти їх в двох крайніх точках.

Для розрахунку індикаторного к.к.д. за формулою 3.2, з врахуванням складу паливо-повітряної суміші, побудували залежність коефіцієнта надміру повітря від розрідження на впуску для даних цієї ж навантажувальної характеристики (рис.3.5). Як видно з показаного графіку, в усіх навантажувальних режимах і режимі ХХ коефіцієнт надміру повітря підтримуються близьким до 1.0. За винятком режимів повного навантаження, де $\alpha = 0,86$. Відхилення величини лямбда від 1.0 враховували при розрахунках індикаторного к.к.д. Результати розрахунків індикаторного к.к.д. зведені в таблицю і наведені в додатку Б. Графічна залежність показана на рисунку 3.6.

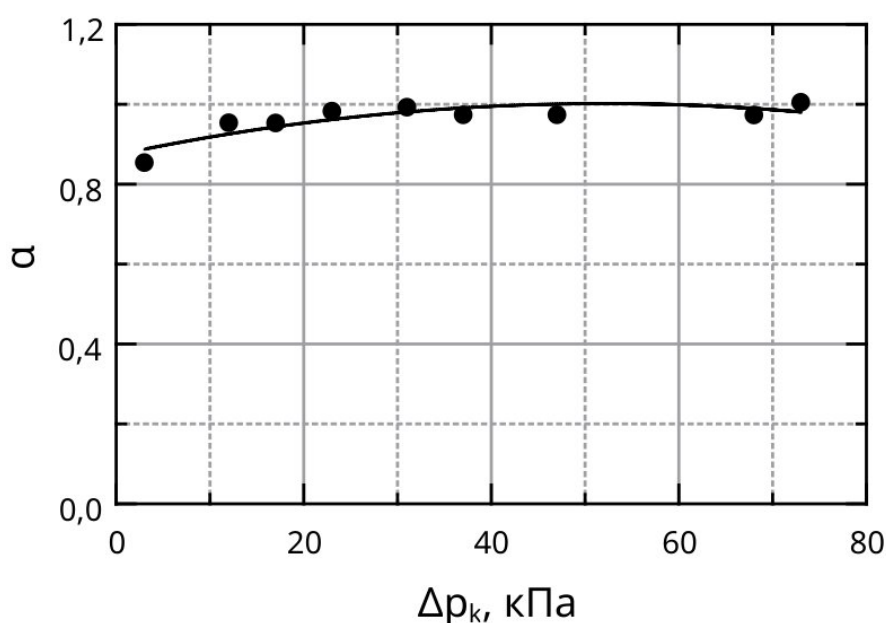


Рисунок 3.5 — Залежність коефіцієнту надміру повітря двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800$ хв⁻¹)

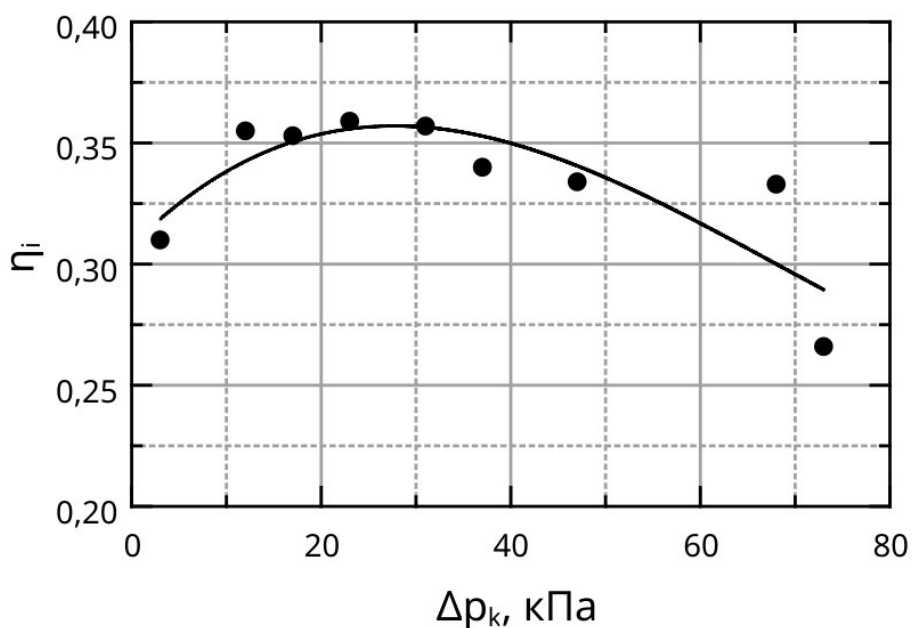


Рисунок 3.6 — Залежність індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

3.3 Аналіз впливу залежності індикаторного к.к.д. від зовнішнього навантаження на паливну економічність ДзІЗ

Як показано вище, основними факторами, які впливають на індикаторний к.к.д. по мірі дроселювання є зростання тривалості згорання, погіршення характеристики тепловідведення, зростання відносних теплових втрат в стінки циліндра і головки циліндрів.

Як видно з залежності (3.5) одним з основних факторів, які впливають безпосередньо на величину індикаторного к.к.д. і опосередковано на ряд названих вище факторів є склад паливо-повітряної суміші (α).

Як показано вище, в ДзІЗ, системою впорскування і зворотним зв'язком склад паливо-повітряної суміші практично в усьому навантажувальному режимі витримують близьким до стехіометричного (не використовують збагачення паливо-повітряних сумішей) тобто в цих двигунах виключений один із найбільш вагомих факторів з точки зору впливу на паливну економічність і відповідно на індикаторний к.к.д.

Разом з тим, як показують експериментальні дослідження сучасних двигунів, по мірі зменшення навантаження питома ефективна витрата палива зростає. Ця залежність показана на рис. 3.7, з якої видно, що починаючи з 0.5 ... 0.7 від номінального навантаження питома витрата палива інтенсивно зростає по мірі його зменшення. Таке зростання питомої ефективної витрати палива, як видно з залежності 3.1, пояснюється зменшенням добутку індикаторного і механічного к.к.д. ($\eta_i \eta_m$).

Для аналізу впливу дроселювання на індикаторний к.к.д. використовували отриману експериментально залежність індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску (рис. 3.8)

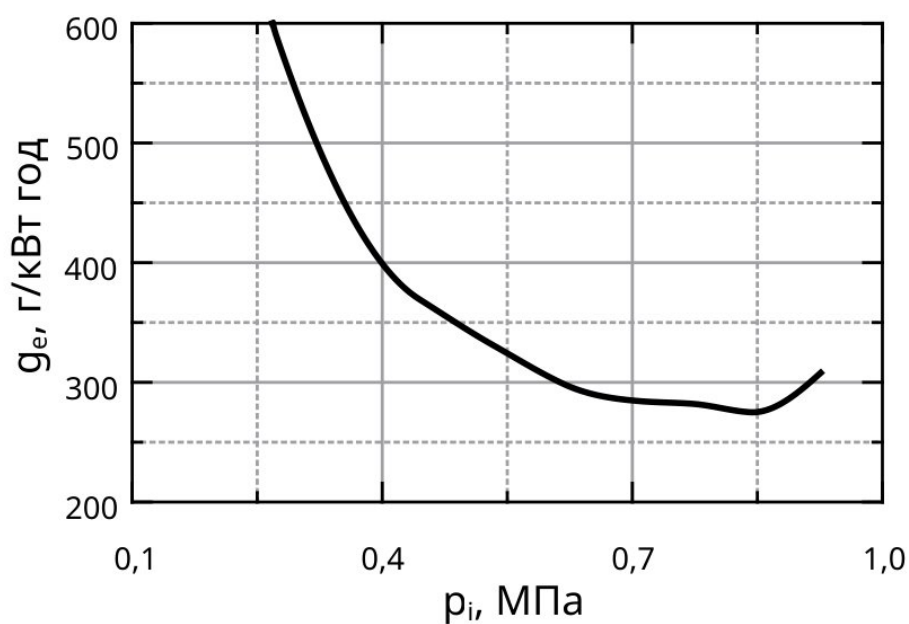


Рисунок 3.7 — Залежність питомої ефективної витрати палива двигуна 6Ч9,5/6,98 від середнього індикаторного тиску p_i , ($n=1800$ хв⁻¹)

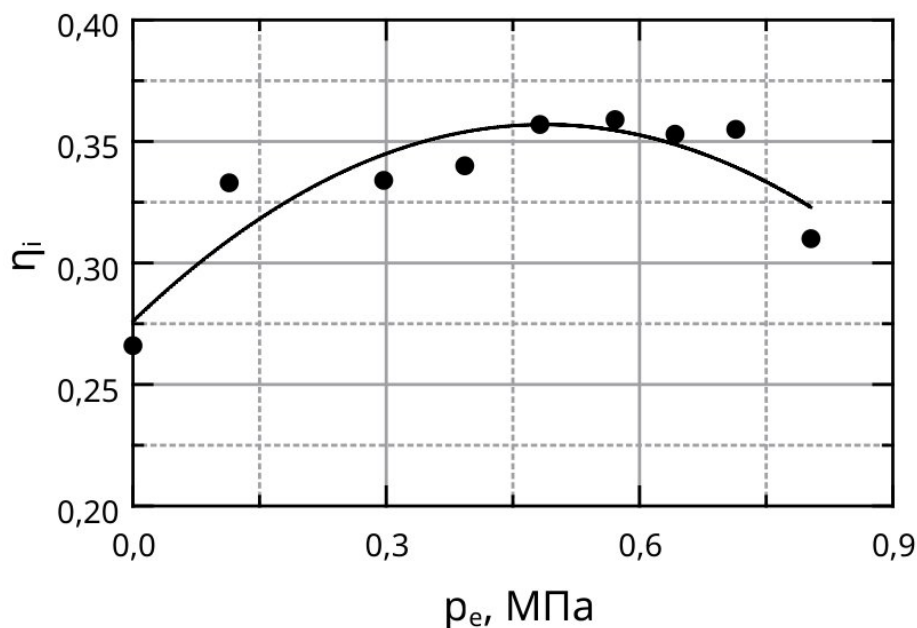


Рисунок 3.8 — Отримана за результатами експерименту залежність індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску двигуна 6Ч 9,5/6,98 ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рис. 3.8, при мірі збільшення дроселювання (розрідження за дросельною заслінкою) починаючи з 25 ... 30 кПа індикаторний к.к.д. суттєво зменшується від 0.35 до 0.26. Таке ж зниження індикаторного к.к.д. має місце при зменшенні середнього ефективного тиску з 0.5 МПа до режиму ХХ ($p_e = 0$) (рис. 3.9).

Таким чином, можна стверджувати, що індикаторний к.к.д. залежить від цілого комплексу факторів (крім складу паливо-повітряної суміші), які зазначені у вище наведеному аналізі. Впливати на ці фактори практично неможливо. Разом з тим одним з реальних шляхів економії палива є створення таких умов, при яких більш широко використовують режими роботи циліндра двигуна, який відповідає низьким величинам розрідження за дросельною заслінкою, тобто роботі циліндрів двигуна з великим навантаженням. Це можливо шляхом регулювання робочого об'єму двигуна за допомогою відключення циліндрів або циклів. Таким чином зменшення питомої ефективної витрати палива (залежність 3.1) можливе збільшенням

індикаторного к.к.д. Цього можна досягти поєднанням відключення циліндрів і дроселювання паливо-повітряної суміші в інтервалах між зміненням кількості відключених циліндрів. Такий метод регулювання потужності є комбінованим.

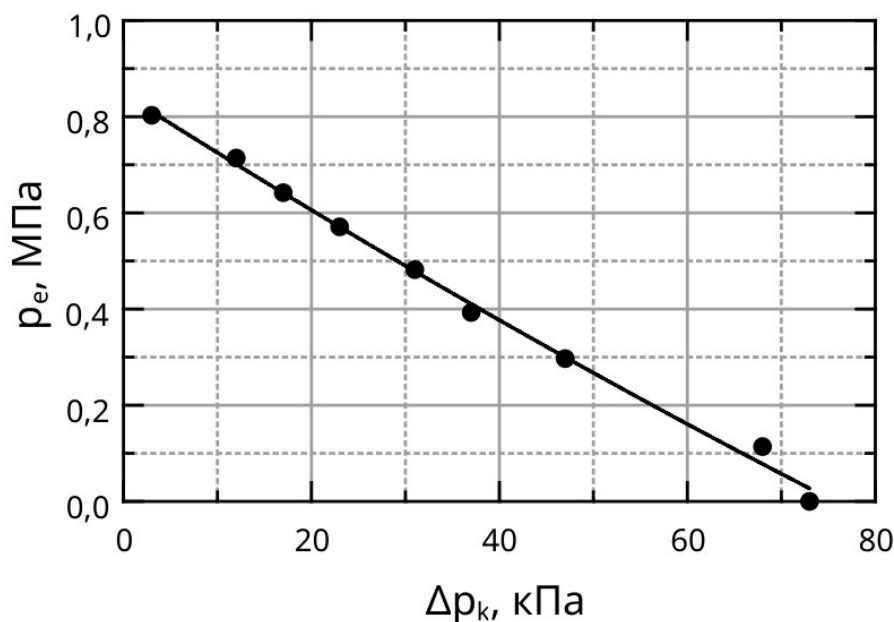


Рисунок 3.9 — Залежність середнього ефективного тиску двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800$ хв⁻¹)

За результатами визначеної експериментально навантажувальної характеристики двигуна 6Ч9,5/6,98 при $n=2000$ хв⁻¹ розрахували величини індикаторного к.к.д. в залежності від індикаторної роботи двигуна за роботи на трьох і шести циліндрах (рис. 3.10). З показаних графіків видно, що в інтервалі індикаторної потужності 8 ... 21 кВт індикаторний к.к.д. за роботи на 3-х циліндрах змінюється в межах 0.31...0.37, за роботи на 6-ти — в межах 0.28...0.36).

Механічні втрати визначали прокручуванням прогрітого двигуна 6Ч9,5/6,98 з незміненою системою газорозподілу від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000$ хв⁻¹).

Таблиця 3.2 Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9,5/6,98 в залежності від розрідження на впуску за частоти $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

	Δp_k , кПа	M_k Нм	p_e , МПа	M_k Нм	p_m , МПа	G_p , кг/год	p_i , МПа	N_i , кВт	η_i
1	68	0	0,000	42,0	0,178	2,43	0,178	8,8	0,300
2	60	22,5	0,095	40,7	0,172	3,19	0,267	13,2	0,343
3	55	36,5	0,157	39,8	0,169	3,71	0,325	16,1	0,359
4	50	48,5	0,205	39,0	0,165	4,19	0,370	18,3	0,362
5	34	89,9	0,381	36,4	0,154	5,97	0,535	26,5	0,367

Таблиця 3.3 Визначені втрати при прокручуванні прогрітого двигуна 6Ч9,5/6,98 з незмінною системою впуску в залежності від розрідження на впуску за частоти $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

	Δp_k , кПа	M_m , Нм	N_m , кВт	p_m , МПа
1	77	43,94	9,20	0,186
2	61	40,61	8,42	0,172
3	21	34,62	7,32	0,147
4	11	33,29	6,94	0,141
5	5	31,96	6,69	0,135

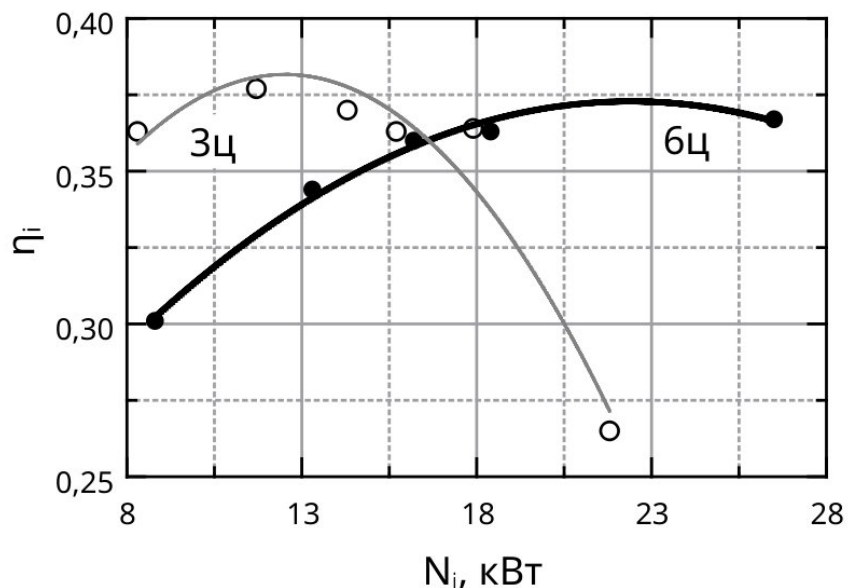


Рисунок 3.10 — Залежність індикаторного к.к.д. від індикаторної потужності двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на трьох і шести циліндрах, ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Чисельними теоретичними і експериментальними дослідженнями доведена ефективність комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням — відключенням частини циліндрів і дроселюванням працюючих циліндрів в режимах часткових навантажень і ХХ, і дроселюванням всіх циліндрів при високих навантаженнях. Як правило, в проведених дослідженнях не розглядають окремо вплив індикаторного і механічного к.к.д. Це звужує можливість детального дослідження впливу різних факторів і визначення найбільш вагомих. Одним з найбільш детальних досліджень комбінованого методу регулювання потужності двигуна з системою впорскування палива і зворотним зв'язком є дослідження [2]. Детально ця робота розглянута у розділі 1.4. В цій роботі доведена ефективність застосування, з точки зору економії палива, комбінованого методу регулювання потужності шестициліндрового двигуна при відключенні 3-х циліндрів припиненням подачі палива без внесення змін у систему газорозподілу. Цей спосіб реалізації комбінованого методу є найбільш простим з точки зору конструктивних змін.

При використанні цього способу показники роботи відключених циліндрів не впливають на протікання робочого циклу в працюючих циліндрах. Наповнення відключених циліндрів повітрям, зокрема підігрітим, також не впливає на протікання робочого процесу в працюючих циліндрах. Це підтверджено цими експериментальними дослідженнями (розділ 4). Тому залежність індикаторного к.к.д. від навантаження при названих способах буде однаковою.

3.4 Визначення залежності механічного к.к.д. від навантаження за різних способів відключення циліндрів ДЗІЗ

Для розрахунку ефективної питомої витрати палива за формулою 3.1 в залежності від зовнішнього навантаження за різних способів відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності

ДЗІЗ необхідно визначити залежність від навантаження крім індикаторного к.к.д. — залежність механічного к.к.д.

При відключенні групи циліндрів основною метою є поліпшення паливної економічності, яку, як відомо, оцінюють питомою ефективною витратою палива $g_e \left(\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right)$ (3.11). Цей показник визначають відношенням годинної витрати палива $G_{\text{пал}} = \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right)$ до ефективної потужності N_e (кВт).

$$g_e = \frac{G_{\text{пал}}}{N_e} \cdot 10^3 \quad (3.11)$$

Так як в багатьох дослідженнях доведено, що перехід від регулювання потужності ДЗІЗ дроселюванням паливо-повітряної суміші до комбінованого методу дозволяє поліпшити паливну економічність цих двигунів в режимах малих навантажень і ХХ, актуальним є пошук шляхів удосконалення цього методу.

Визначимо, які фактори впливають на показники роботи “*i*”-циліндрового двигуна за його роботи на *i-k* циліндрах. Для оцінки ефективності комбінованого методу регулювання потужності енергетичних показників двигуна при різних способах відключення групи циліндрів, зокрема визначення питомої витрати палива за залежністю (3.11) необхідно при відключенні групи циліндрів визначити енергетичні показники при різних способах відключення і годинну витрату палива при отриманих енергетичних показниках. Так як в процесі дослідження змінюється число працюючих циліндрів доцільно енергетичні показники двигуна оцінювати середнім ефективним тиском, за яким легко визначити ефективну потужність.

Годинну витрату палива при відключенні “*k*” циліндрів двигуна, який має “*i*” циліндрів, можна визначити за залежністю:

$$G_{\text{пал}} = \frac{3,6 \cdot i \cdot v_h \cdot n}{\eta_i \cdot H_u \cdot 30\tau} \cdot \frac{i-k}{i} \cdot p_i \quad (3.12)$$

де: v_h – робочий об'єм циліндра, л;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

p_i – середній індикаторний тиск в працюючих циліндрах, МПа;

η_i – індикаторний к.к.д.;

H_u – нижча теплота згорання бензину, МДж/кг;

τ – тактність двигуна.

Ефективну потужність двигуна визначають за відомою залежністю (3.15).

$$N_e = \frac{p_e \cdot v_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \quad (3.13)$$

де p_e – середній ефективний тиск, кПа.

Середній ефективний тиск p_e при відключенні “ k ” циліндрів можна визначити за залежністю:

$$p_e = \frac{i-k}{i} p_i - p_m \quad (3.14)$$

де: p_i – середній індикаторний тиск в працюючих циліндрах;

p_m – середній тиск механічних втрат в двигуні при методі регулювання потужності відключенням групи циліндрів.

При відключенні “ k ” циліндрів “ i ”-циліндрового двигуна середній тиск механічних втрат p_m буде включати: середній тиск, що затрачується на тертя в працюючих “ $i-k$ ” циліндрах p'_m та “ k ” відключених циліндрах p''_m , тиск втрат на процес газорозподілу p'_r в працюючих “ $i-k$ ” циліндрах та “ k ” відключених циліндрах p''_r , тиск p_d на привід розподільчого вала, допоміжного обладнання

та вентиляційні втрати (залишаються незмінними при будь-якому способі відключення циліндрів), а також середній тиск теплових втрат у відключених “ k ” циліндрах p_q :

$$p_m = \frac{i-k}{i} p'_m + \frac{k}{i} p''_m + \frac{i-k}{i} p'_r + \frac{k}{i} p''_r + p_d + \frac{k}{i} p_q \quad (3.15)$$

Тоді середній ефективний тиск при відключенні “ k ” циліндрів визначають за залежністю (3.17)

$$p_e = \frac{i-k}{i} p_i - \frac{i-k}{i} p'_m - \frac{k}{i} p''_m - \frac{i-k}{i} p'_r - \frac{k}{i} p''_r - p_d - \frac{k}{i} p_q \quad (3.16)$$

Розглянемо, як відрізняються складові, що входять в цей вираз, в працюючих і відключених циліндрах. Як показують дослідження [2], величина втрат на тертя в поршневих двигунах визначається в основному швидкісним режимом і в значно меншій мірі залежить від навантаження, так як зростання зусилля в місцях тертя компенсується зниженням в'язкості оливи в результаті підвищення її температури те ж. Крім того, змінити їх величину практично неможливо, тому в дослідженнях втрати на тертя в відключених і працюючих циліндрах при відключенні половини циліндрів приймають однаковими $\frac{i-k}{i} p'_m = \frac{k}{i} p''_m$ а їх сума буде дорівнювати середньому тиску механічних втрат двигуна p_m .

Тоді сумарні втрати, які визначають при прокручуванні прогрітого двигуна:

$$p_{\Sigma m} = p_m + p_d + \frac{i-k}{i} p'_r + \frac{k}{i} p''_r + \frac{k}{i} p_q \quad (3.17)$$

Підставивши вирази (3.12), (3.13) і (3.14) в (3.11) та провівши можливі скорочення отримаємо вираз для визначення питомої ефективної витрати палива (3.18)

$$g_e = \frac{3600 \frac{i-k}{i} p_i}{H_u \eta_i \left(\frac{i-k}{i} p_i - p_m - \frac{i-k}{i} p'_r - \frac{k}{i} p''_r - p_d - \frac{k}{i} p_q \right)} \quad (3.18)$$

Як видно з цього виразу, при даному середньому індикаторному тиску p_i знизити питому ефективну витрату палива можливо лише збільшенням індикаторного к.к.д. η_i працюючих циліндрів, зменшенням втрат на газорозподіл в працюючих p'_r і відключених циліндрах p''_r і середнього тиску теплових втрат у відключених “ k ” циліндрах p_q .

З врахуванням 3.17:

$$g_e = \frac{3600 \frac{i-k}{i} p_i}{H_u \eta_i \left(\frac{i-k}{i} p_i - p_{\Sigma m} \right)} \quad (3.19)$$

Прирівнявши праві частини виразів 3.11 і 3.19, і провівши відповідні скорочення, визначили залежність для розрахунку механічного к.к.д. від навантаження, яке оцінюють середнім індикаторним тиском p_i .

$$\eta_m = \frac{\frac{i-k}{i} p_i - p_{\Sigma m}}{\frac{i-k}{i} p_i} = 1 - \frac{p_{\Sigma m}}{\frac{i-k}{i} p_i} \quad (3.20)$$

Навантаження доцільно оцінити розрідженням на впуску Δp_k , так як цей параметр заміряють в процесі експериментів. Перерахунок p_i в Δp_k легко

виконати, так як показали проведені експерименти середні індикаторний і ефективний тиски обернено пропорційні розрідженню на впуску. Результати розрахунків по навантажувальній характеристиці наведені в додатку Б.

Таким чином для визначення механічного к.к.д. необхідно експериментально визначити навантажувальну характеристику за роботи на 3-х циліндрах при незмінній системі газорозподілу і характеристику механічних втрат. Разом з тим, як показали експериментальні дослідження, з достатньою точністю, середній тиск механічних втрат $p_{\Sigma m}$ прямо пропорційний розрідженню на впуску Δp_k (рис. 3.11).

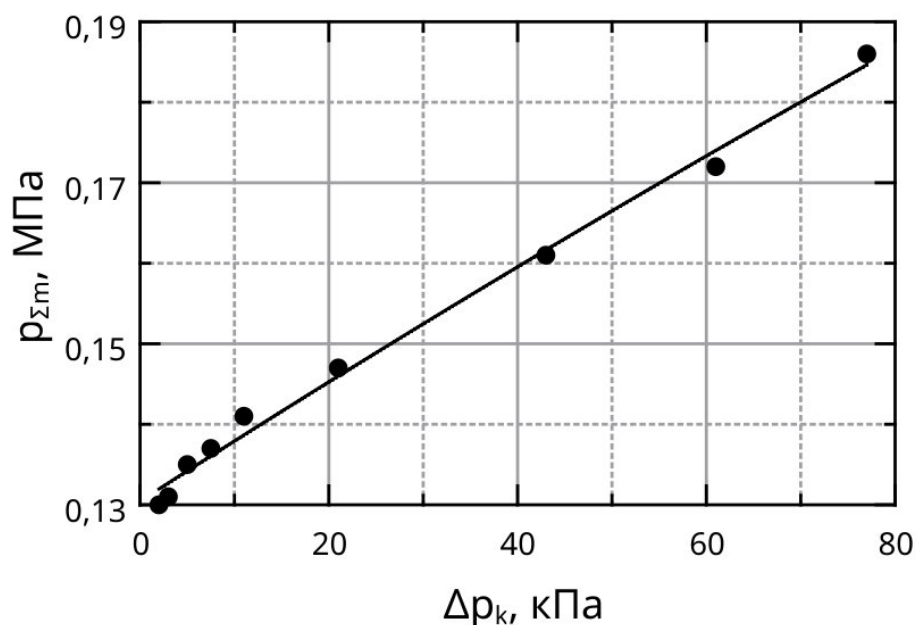


Рисунок 3.11 — Залежність середнього тиску механічних втрат $p_{\Sigma m}$ двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000$ хв⁻¹)

Тому для наближеного визначення η_m для зменшення тривалості експерименту можливо визначити ці показники в крайніх точках, а величини у проміжних точках розрахувати. Результати перевірки такого підходу наведені у розділі 3.5.

Залежність механічного к.к.д. η_m від розрідження на впуску (рис. 3.12) отримали за залежністю 3.20. Перевірку достовірності отриманої залежності механічного к.к.д. провели порівнянням ефективної питомої витрати палива,

розрахованої з використанням механічного к.к.д. і індикаторного к.к.д. з експериментальними визначеннями питомої ефективної витрати палива, визначеної у процесі експериментальних досліджень.

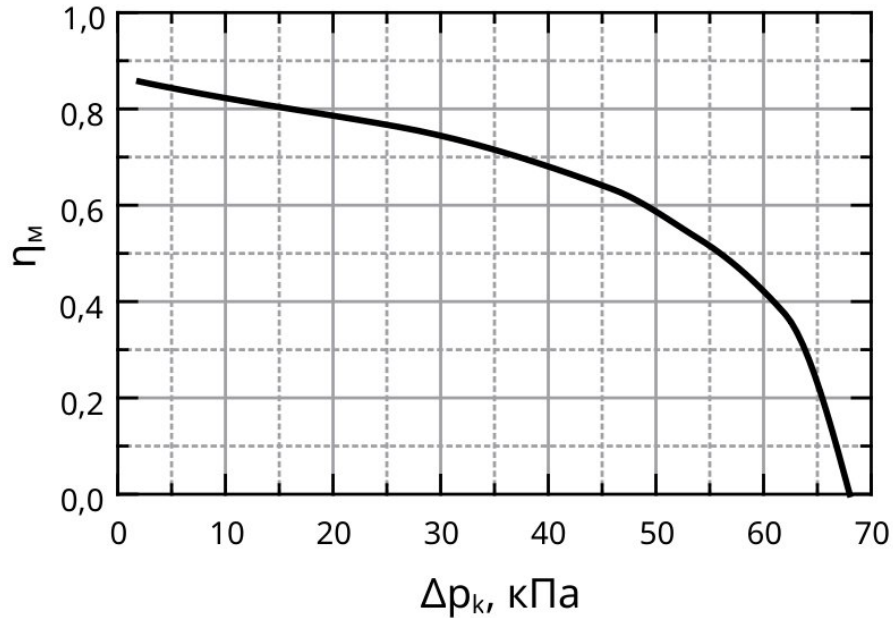


Рисунок 3.12 — Залежність механічного к.к.д. η_m двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Залежність індикаторного к.к.д. від розрідження на впуску (рис. 3.15) визначили за експериментальними даними з використанням відомих залежностей

$$N_i = \frac{p_i \cdot v_n \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (3.21)$$

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{H_u G_e} \quad (3.22)$$

Ефективний к.к.д. розраховано за відомою залежністю:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (3.23)$$

Оцінка достовірності наведених залежностей порівнянням розрахованої і отриманої в експерименті питомої ефективної витрати палива наведена в розділі 5.

3.5 Методика визначення викидів ЗР з ВГ при різних способах відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ

Як зазначалося вище, якщо оцінювати способи відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності з точки зору можливості реалізації на двигунах без значних конструктивних змін, можливо використати такі способи:

відключення подачі палива у групу циліндрів і наповнення їх повітрям без внесення змін у систему газорозподілу;

відключення подачі палива у групу циліндрів з вільним наповненням їх повітрям з навколишнього середовища;

відключення подачі палива у групу циліндрів з вільним наповненням їх підігрітим повітрям.

Задача полягає в порівнянні масових викидів ЗР при використанні цих способів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням. У випадках, коли порівнюють екологічні показники двох двигунів, чи оцінюють внесені в двигун зміни, використовують масові викиди ЗР віднесені до одиниці часу або роботи. На кінцевий результат порівняння впливають не лише концентрації ЗР у ВГ, а і точність заміру витрати палива, повітря і виконаної двигуном роботи. Тому, у випадках, коли концентрації ЗР при порівнянні відрізняються незначно, зокрема при замірі їх після каталітичного нейтралізатора, розраховані масові викиди ЗР не завжди є об'єктивною оцінкою забруднення навколишнього середовища двигуном. Як приклад, можна показати порівняння розрахунків масових викидів СО у ВГ

двигуна 6Ч9,5/6,98 в залежності від ефективного тиску за роботи на трьох і шести циліндрах (рис. 3.13).[2].

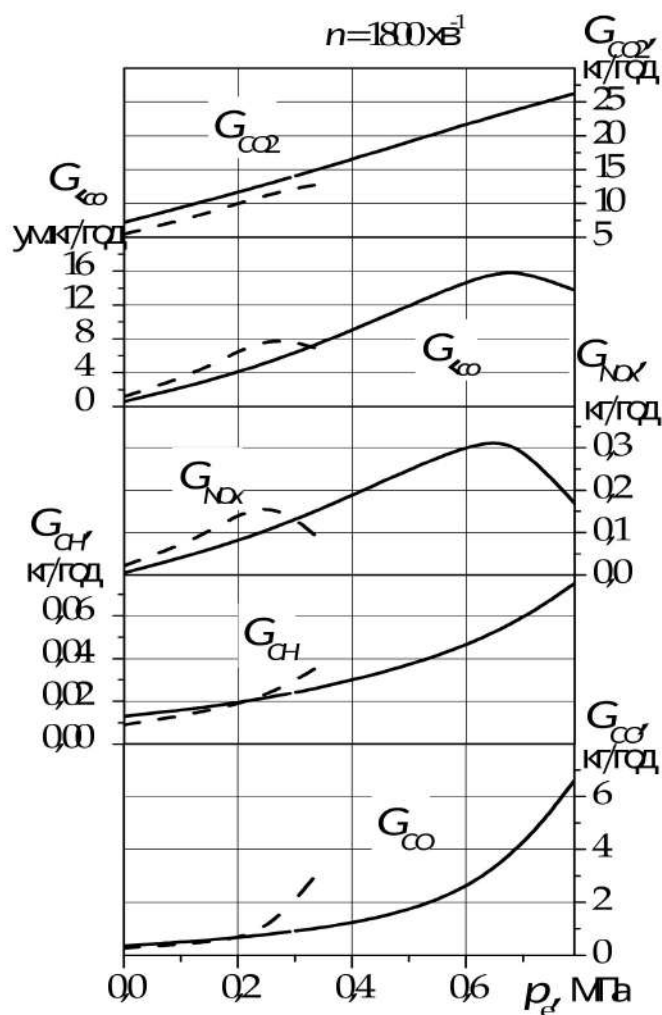


Рисунок. 3.13 — Залежності масових викидів ЗР двигуна 6Ч9,5/6,98 від навантаження при дроселюванні (—) і відключенні трьох циліндрів (---) ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показаних залежностей, концентрації CO в інтервалі навантажень до включення збагачення за роботи на 3-х і 6-ти циліндрах співпадають. За результатами розрахунків співпадають і масові викиди, хоча видно, що годинна витрата палива за роботи на 3-х циліндрах менша, при однакових концентраціях мають бути меншими масові викиди, так як двигун працював на стехіометричній паливо-повітряній суміші, тобто і годинна витрата повітря була меншою.

Можна припустити, що причиною виникнення неточності була різниця в концентраціях СО у ВГ трьох і шести циліндрів, як результат відмінності протікання робочого процесу так як розрідження на впуску за роботи на трьох і шести циліндрах при однаковій потужності трішки відрізняється. Газоаналізатором різниці в концентраціях не виявлено.

Як показали розрахункові дослідження з використанням експериментальних даних, паливна економічність двигуна 6Ч9,5/6,98 при наведених способах відключення групи циліндрів відрізняється в межах 1.5 ... 13.5% [64]. Можна очікувати, що екологічні показники, зокрема масові викиди ЗР, теж будуть відрізнятися в близьких до цього межах.

Таким чином, можна стверджувати, що для порівняння екологічних показників при реалізації комбінованого методу різними способами відключення групи циліндрів необхідно розробити таку методику, при якій всі показники, які впливають на масові викиди ЗР з ВГ, були однакові для різних способів відключення групи циліндрів. Перш за все це відносять до годинних витрат палива і повітря, а також концентрацій ЗР в залежності від параметра, який характеризує навантажувальний режим роботи двигуна. Таким параметром є розрідження на впуску в працюючу групу циліндрів. Всі названі залежності концентрацій ЗР від розрідження на впуску за роботи двигуна на шести і трьох циліндрах наведені на рис. 3.14 [2]. Як видно з показаних графіків, в усьому діапазоні зміни тиску за винятком розрідження, відповідного повним навантаженням, концентрації ЗР співпадають.

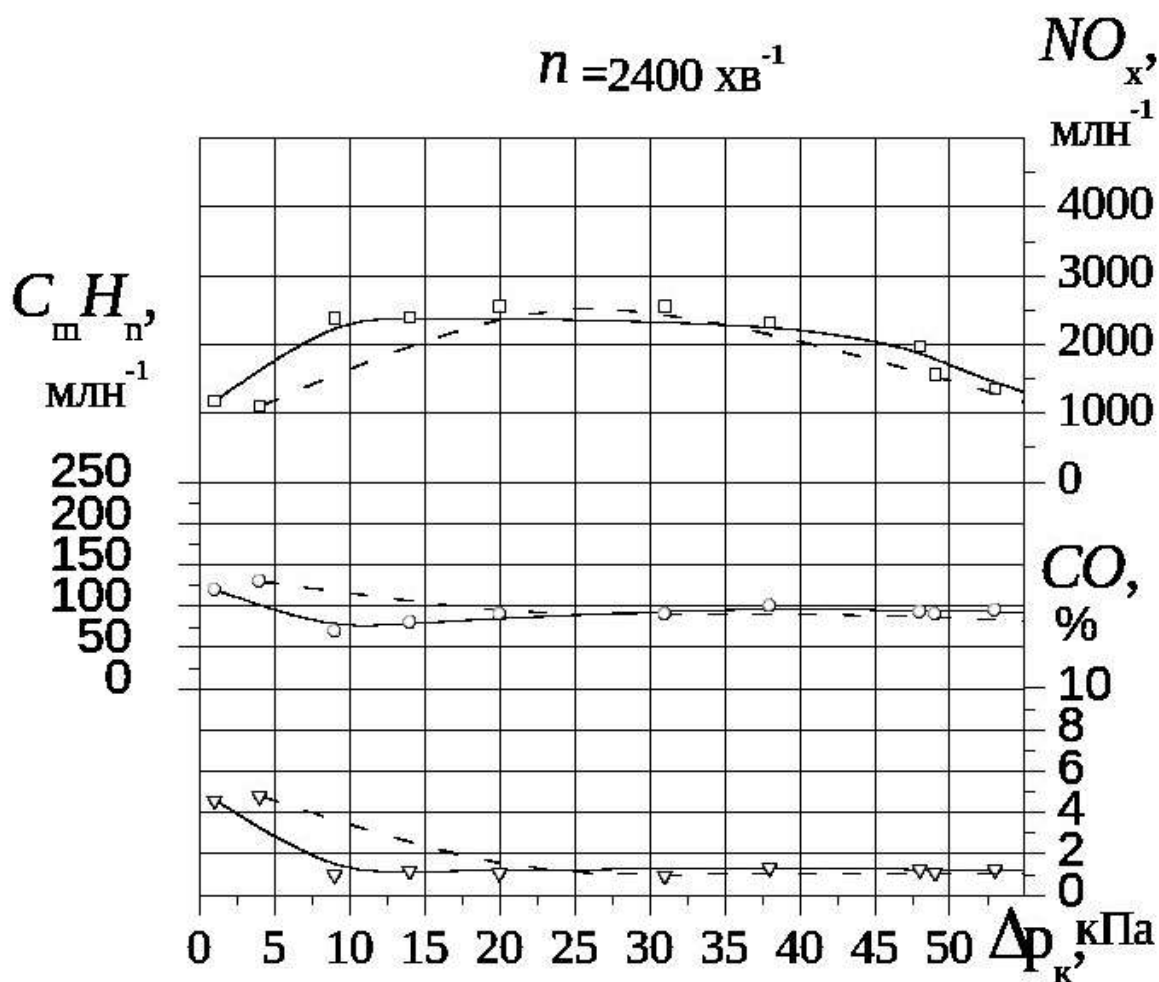


Рисунок 3.14 — Залежності концентрацій ЗР від розрідження на впуску двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на шести (—) і трьох циліндрах (---) ($n=2400 \text{ хв}^{-1}$).

Таким чином, для названих вище способів відключення групи циліндрів залежності екологічних показників, витрати палива і повітря однакові. Так як спосіб відключення подачі палива у групу циліндрів без внесення змін в систему газорозподілу досліджували в багатьох роботах і отримали результати ідентичні, доцільно порівнювати два інших способи з цим способом. Показники роботи двигуна при цьому способі необхідно визначити експериментально.

Визначили експериментальну навантажувальну характеристику за роботи двигуна 6Ч9,5/6,98 на трьох циліндрах без внесення змін в систему газорозподілу. У випускній системі двигуна встановлено 3-компонентний каталітичний нейтралізатор. Характеристику визначали при частоті обертання 2000 хв^{-1} , ця частота близька до середньої точки Європейського їздового циклу.

Як незалежний параметр вимірювали ефективний крутний момент M_k . Концентрації ЗР і склад паливо-повітряної суміші (α) вимірювали газоаналізатором BOSCH BEA 060.

Визначена навантажувальна характеристика показано на рис. 3.15. З показаних графіків видно, що склад паливо-повітряної суміші був близьким до стехіометричного ($\alpha = 0,985...0,994$) за винятком режиму, близького до повного навантаження, концентрація ЗР за винятком концентрації NO, мало залежить від крутного моменту для режимів де α змінювалась названих межах, розрідження на впуску (Δp_k) залежить лінійно від M_k та зменшується по мірі зростання M_k .

Так як годинні витрати палива і повітря та концентрації ЗР для всіх способів відключення циліндрів, в залежності від розрідження на впуску Δp_k , однакові з отриманими експериментального для способу відключення циліндрів при незмінній системи впуску, навантажувальну характеристику перебудували прийнявши, як незалежний параметр розрідження на впуску (рис. 3.16.).

Крім цього, побудували залежність середнього ефективного тиску від Δp_k . Ця залежність дійсна лише для способу відключення групи циліндрів з незмінною системою газорозподілу, в інших випадках залежність буде відрізнятися.

При такому підході, розрахований середній індикаторний тиск (p_i) для всіх способів відключення циліндрів буде однаковий в залежності від розрідження на впуску.

Різниця між способами відключення циліндрів буде мати місце лише в механічних втратах, які можна оцінити середнім тиском (p_m). В результаті різним буде середній ефективний тиск (p_e), в залежності від якого необхідно оцінювати показники роботи двигуна при реалізації комбінованого методу регулювання потужності різними способами відключення групи циліндрів.

Відомо, що оцінкою рівня забруднення ВГ навколишнього середовища є не концентрації ЗР у ВГ, а маса їх видів. Масові викиди ЗР в одиницю часу розраховували за залежностями [67]

$$G_i = \frac{C_i''}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{\text{ВГ}} \quad G_i = \frac{C_i'}{10^6} \cdot \mu_i \cdot M_{\text{ВГ}} \quad (3.24)$$

де C_i'' та C_i' — концентрації ЗР відповідно у % та млн^{-1} ;

μ_i — молекулярна маса i -ї ЗР, кг/кмоль ;

$M_{\text{ВГ}}$ — кількість продуктів згоряння палива, кмоль/год .

При рахунках враховували стан ВГ. Для оксиду вуглецю (СО), вуглеводів (НС) та діоксиду вуглецю (СО₂) концентрація яких визначили інфрачервоним методом приймали сухими, для оксидів азоту (NO_x) концентрації яких визначали в підігрітих продуктах згоряння — вологими.

Кількість продуктів згорання розраховували $M_{\text{ВГ}}$ розраховували за залежностями:

$$M_{\text{ВГ}} = a(bG_{\text{пал}} + G_{\text{пов}}) \quad (3.25)$$

де $G_{\text{пал}}$ — годинна витрата палива, кг/год ;

$G_{\text{пов}}$ — годинна витрата повітря, кг/год ;

a і b — розраховані коефіцієнти, які залежать від стану ВГ та складу паливо повітряної суміші.

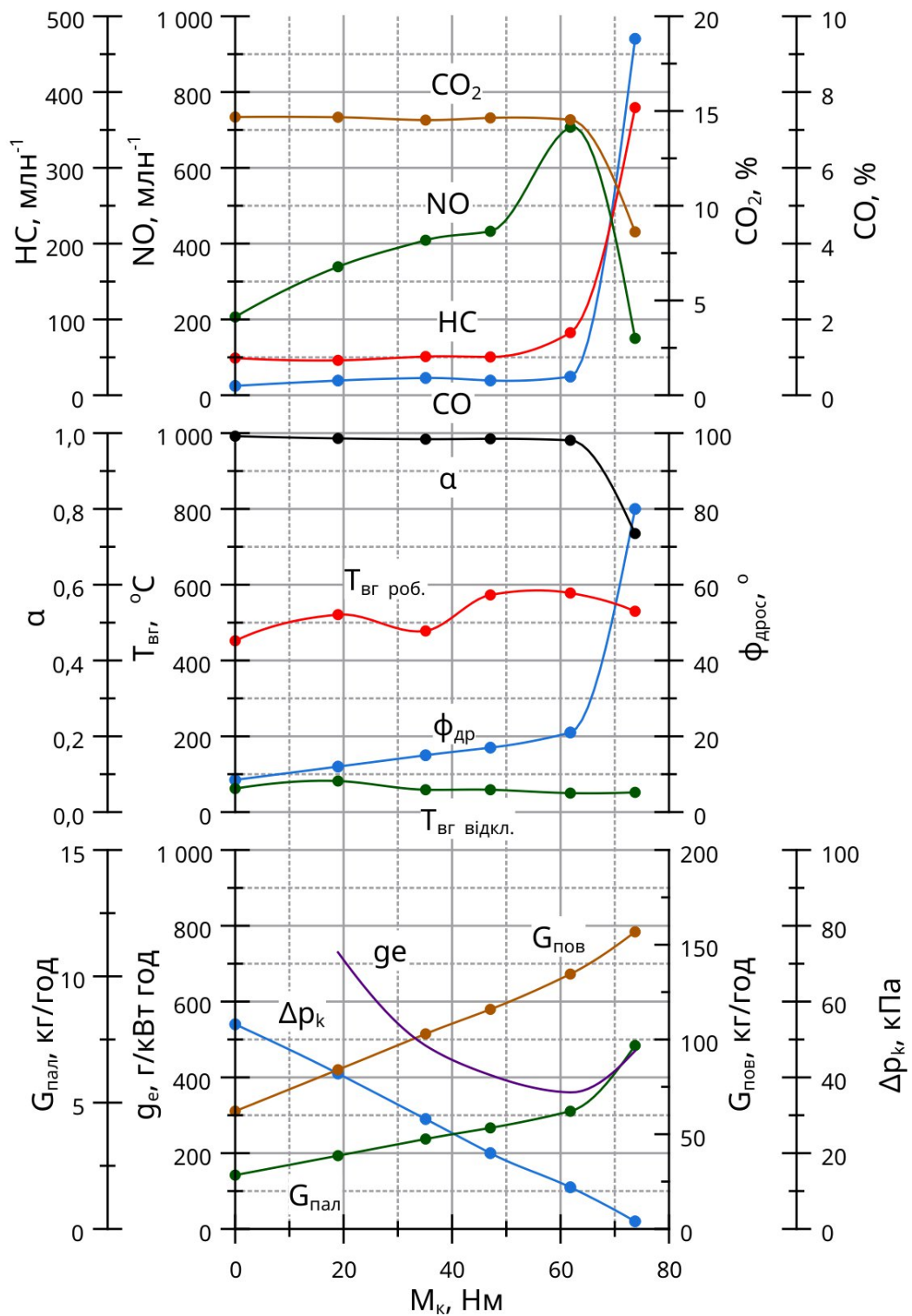


Рисунок 3.15 — Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу від навантаження M_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

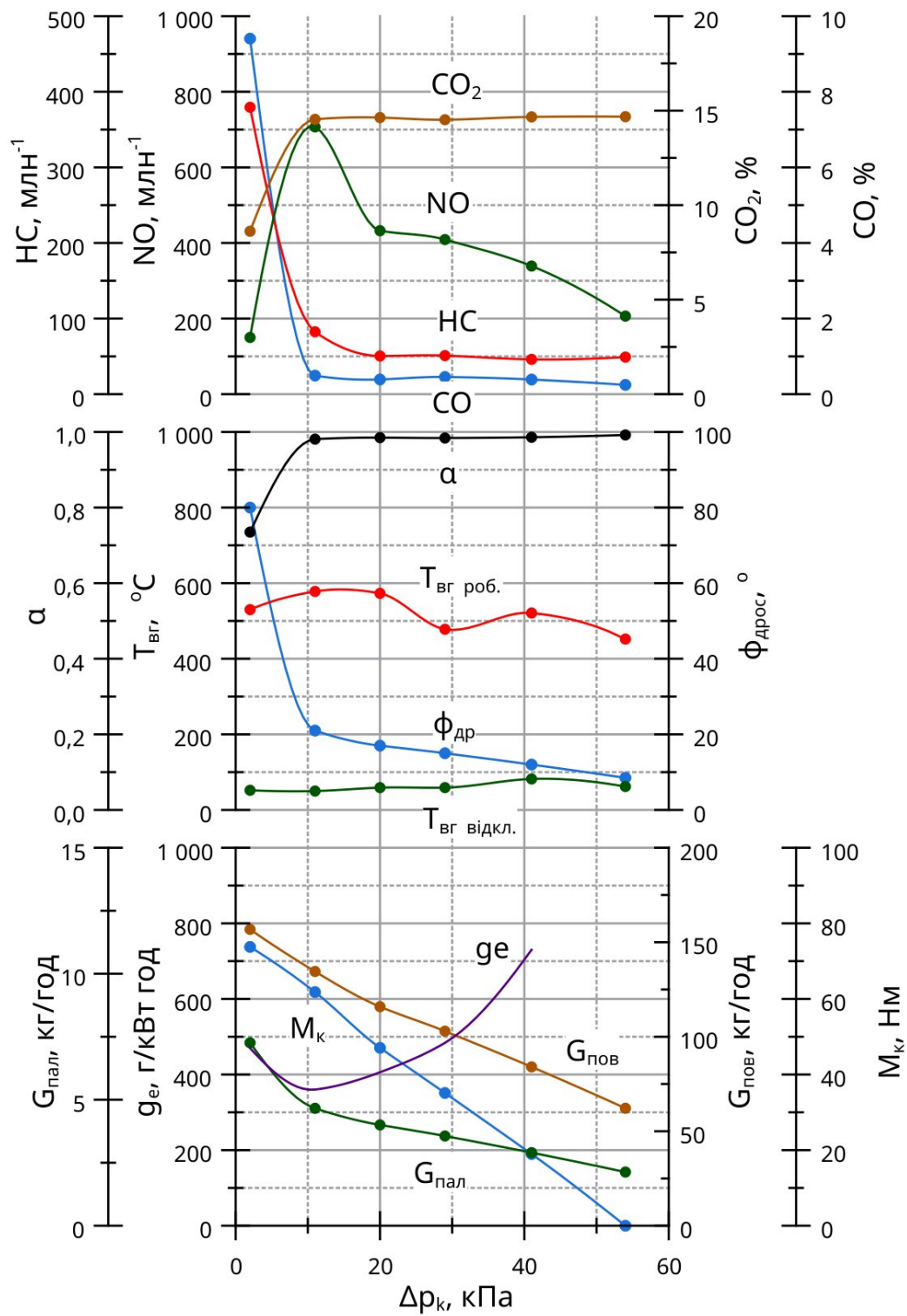


Рисунок 3.16 — Залежність показників роботи двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з навантаження характеристики двигуна 6Ч9,5/6,98 склад паливо-повітряної суміші, за винятком повного навантаження, близький до стехіометричного ($\alpha = 0,985...0,994$). Для такого складу:

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{с}} = 0,02259 (6,104 G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}})$$

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{в}} = 0,027 (5,31 G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}})$$

У таблиці “У” наведені результати розрахунків, з використанням даних навантажувальної і характеристики (рис. 3.16), викидів ЗР для способу відключення групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу. Ці дані однакові для всіх способів відключення групи циліндрів. При розрахунках за формулою 3.24 прийняли величини, які використовували при таруванні приладів, $M_{\text{CO}} = 28$ кг/кмоль, $M_{\text{CO}_2} = 44$ кг/кмоль, $M_{\text{HC}} = 86$ кг/кмоль, $M_{\text{NO}_x} = 30$ кг/кмоль.

Як зазначалося вище, точність порівняння у цьому випадку буде залежати лише від точності визначення механічних втрат, які можливо оцінити середнім тиском механічних втрат $p_{\text{м}}$. Тому цьому питанню потрібно приділити особливу увагу. Визначали середній тиск механічних втрат прокручуванням прогрітого двигуна і визначений з навантажувальної характеристики в залежності від розрідження на впуску при частоті обертання колінчатого вала 2000 хв⁻¹. Ця залежність показана на рис. 3.17.

Як видно з показних графічних залежностей, визначені різним способом залежності $p_{\text{м}}(\Delta p_k)$ практично співпадають, що дає підстави вважати, що середній тиск механічних втрат визначений для різних способів відключення циліндрів з достатньою точністю.

Використавши експериментальну навантажувальну характеристику (рис. 3.15), зокрема залежність витрати палива від крутного моменту, визначали залежність ефективної питомої витрати палива від середнього ефективного тиску p_e і залежність Δp_k , використали експериментально отриману

прокручуванням прогрітого двигуна залежність, визначили залежність середнього індикаторного тиску від розрідження $p_i(\Delta p_k)$ і розрахували залежність $p_m(\Delta p_k)$. Ця залежність показана на рис. 3.18.

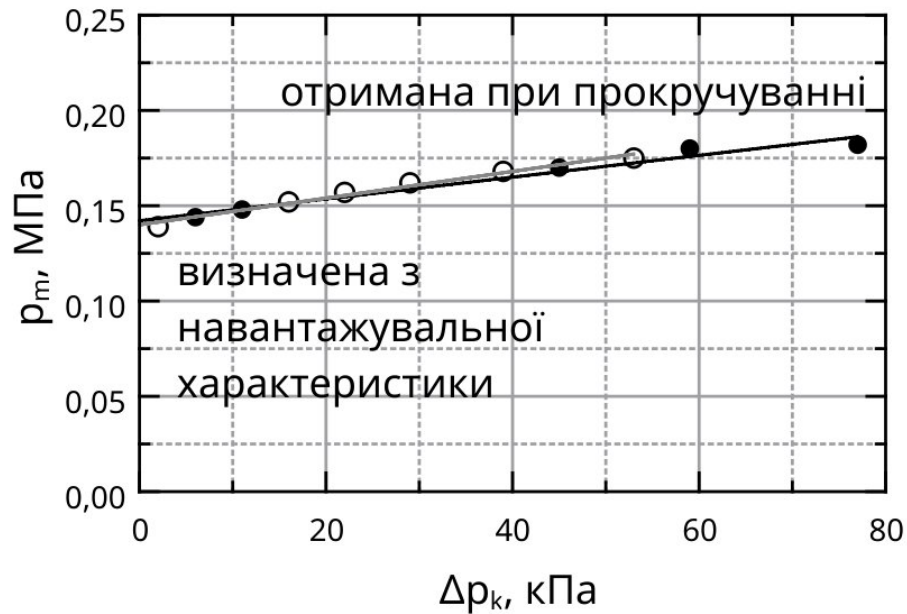


Рисунок 3.17 — Залежність середнього тиску механічних втрат від розрідження на впуску двигуна 6Ч 9,5/6,98 ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

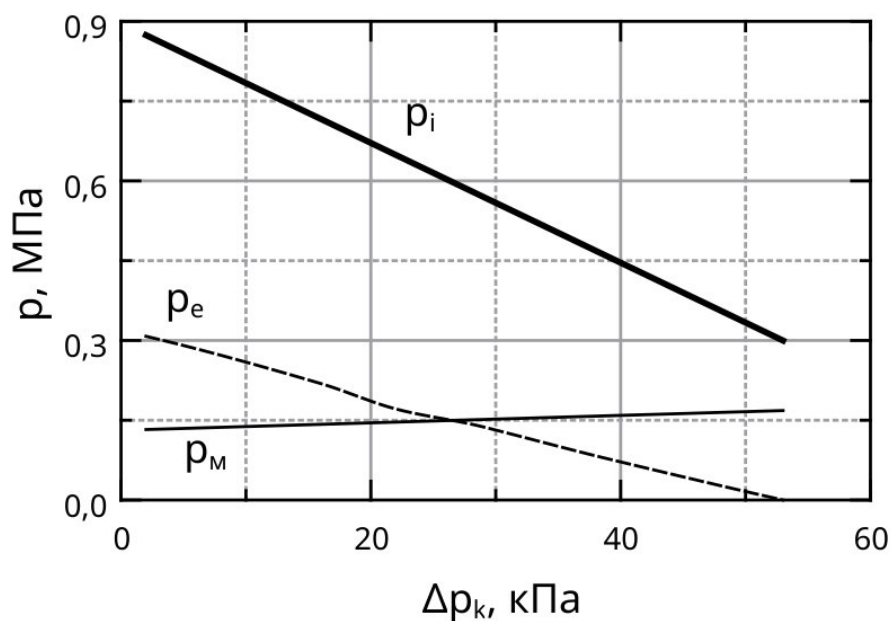


Рисунок 3.18 — Залежність середніх індикаторного p_i і ефективного p_e тисків і тиску механічних втрат p_m від розрідження на впуску Δp_k робочих циліндрів

двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з незміненою системою газорозподілу від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Середній тиск механічних втрат визначили прокручуванням прогрітого двигуна при незмінній системі газорозподілу і вільному впуску повітря у відключено у групу циліндрів з підігріву повітря і без підігріву. В залежності від розрідження на впуску двигуна. Ці залежності показані на рисунку 3.19.

Як видно з показник залежностей середній тиск механічних втрат p_m значно відрізняється для різних способів відключення циліндрів. Найбільша величина p_m при відключенні циліндрів з незмінною системою газорозподілу. Значно менші величини p_m при вільному впуску повітря у виключну групу без підігріву повітря та з підігрівом. Різниця між двома останніми способами незначна, тому при виборі найбільш доцільного способу необхідно врахувати складність реалізації способу. Значне зниження механічних втрат при всіх способах пояснюється зменшенням насосних втрат.

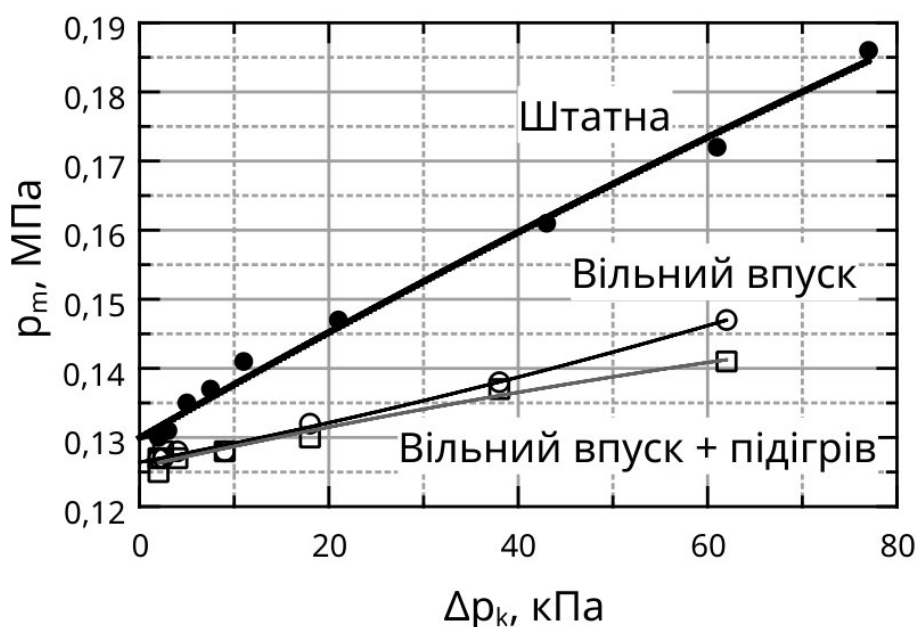


Рисунок 3.19 — Залежність середнього тиску механічних втрат p_m двигуна 6Ч9.5/6.98 при відключенні трьох циліндрів при різних способах відключення групи циліндрів від розрідження на впуску Δp_k ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

Однією з оцінок шкідливого впливу ВГ на навколишнє середовище є масові викиди ЗР в одиницю часу в залежності від зовнішнього навантаження двигуна. Таким навантаженням може бути середній ефективний тиск (p_e). Тому розраховували залежність тиску p_e для вказаних вище способів відключення циліндрів від розрідження на впуску (Δp_k) (рис. 3.20).

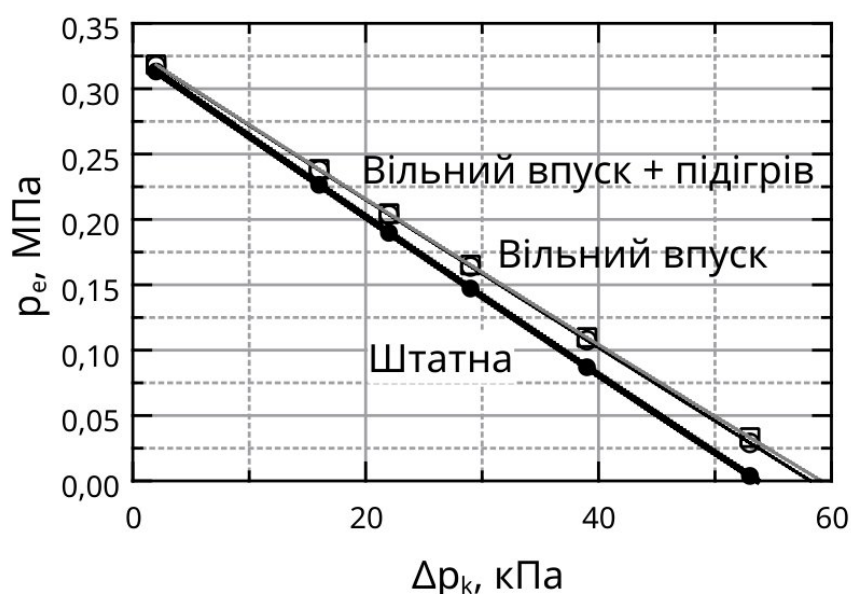


Рисунок 3.20 — Залежність середнього ефективного тиску p_e двигуна 6Ч9.5/6.98 при відключенні трьох циліндрів при різних способах відключення групи циліндрів від розрідження на впуску Δp_k ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показник залежностей, найменші величини p_e мають місце для незмінної системи газорозподілу, найбільші — для системи вільного впуску повітря з підігрівом у відключену групу циліндрів. Проміжне положення займає вільні впуск повітря без підігріву. Цей визначило співвідношення масових викидів ЗР в залежності від зовнішнього навантаження для всіх основних ЗР.

Як зазначалося вище, для всіх способів відключення групи циліндрів концентрації і масові викиди в залежності від розрідження на впуску однакові. Ці викиди розраховували по вище наведеній методиці для способу відключення циліндрів з незміненою системою газорозподілу в залежності від Δp_k (рис. 3.21). Таблиця з результатами розрахунків наведена в додатку В.

Приведених до оксиду вуглецю викидів CO, HC, CO₂ та NO_x розраховано за формулою:

$$G_{\Sigma CO} = G_{CO} + 3,16G_{CH} + 41,1G_{NO} \quad (3.26)$$

З використанням залежностей $p_e(\Delta p_k)$ (рис. 3.20) розраховали залежність масових викидів в одиницю часу різних ЗР від середнього ефективного тиску (рис. 3.22 — 3.25).

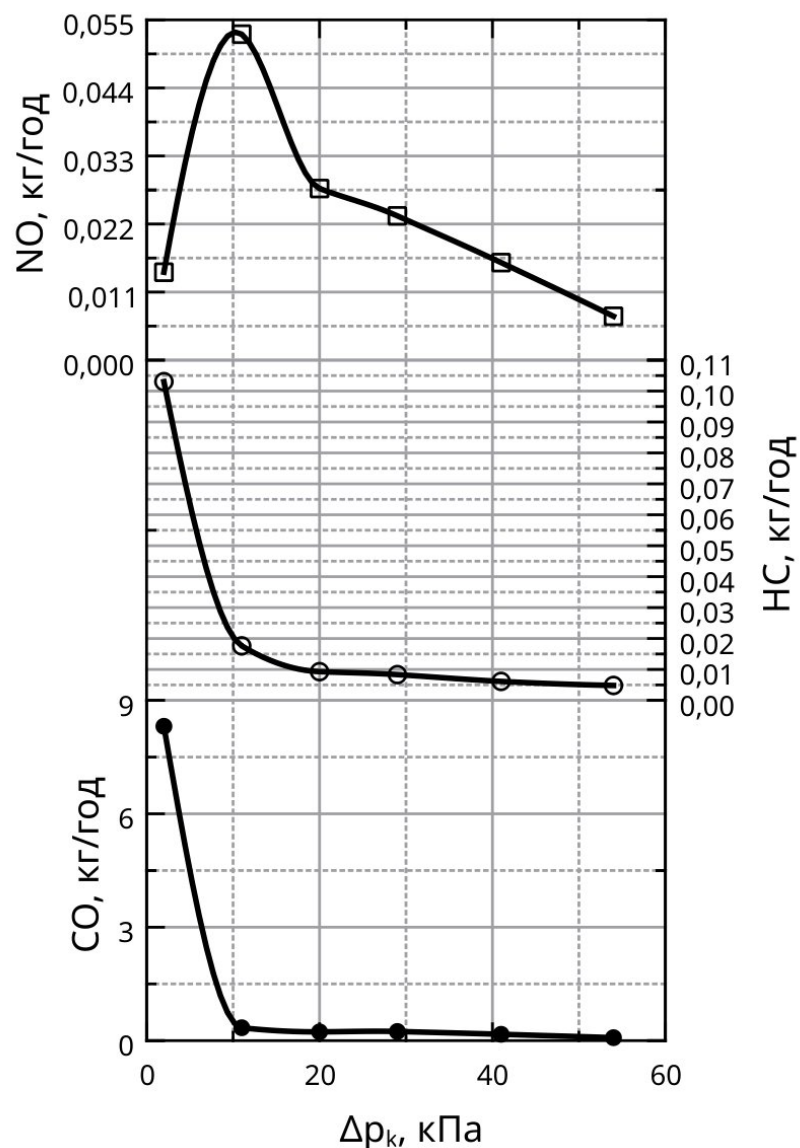


Рисунок 3.21 — Залежність питомих викидів ЗР двигуна 6C9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000$ хв⁻¹)

На рис. 3.22 показані залежності масових викидів діоксиду вуглецю (CO_2) ($\frac{\text{г}}{\text{год}}$) від середнього ефективного тиску (p_e).

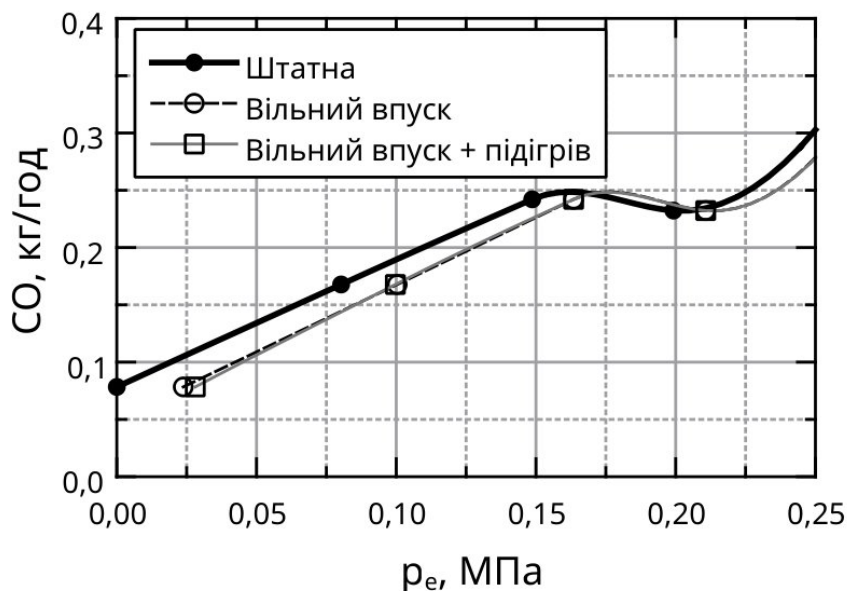


Рисунок 3.22 — Залежність викидів оксиду вуглецю двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показник залежностей, в усьому діапазоні навантажень, викиди оксиду вуглецю з ВГ найбільші при використанні способу відключення групи циліндрів при незмінній системі газорозподілу, найменші при вільному впуску підігрітого повітря у відключену групу циліндрів. Не значно більші викиди при вільному впуску без підігріву повітря.

Для середнього навантаження ($p_e \approx 0,3 \text{ МПа}$) викиди CO при вільному впуску повітря з підігрівом менші в порівнянні зі способом відключення циліндрів без внесення зміни у систему газорозподілу менші на 8.4% для вільного впуску повітря без підігріву — на 6.1%.

Аналогічний вплив способів відключення циліндрів на масві викиди NO_x (рис. 3.23). Для середнього навантажувального режиму при вільному впуску

підігрітого повітря у відключену групу циліндрів викиди NO_x зменшуються на 11%, привільному впуску повітря без підігріву — на 8.2 %.

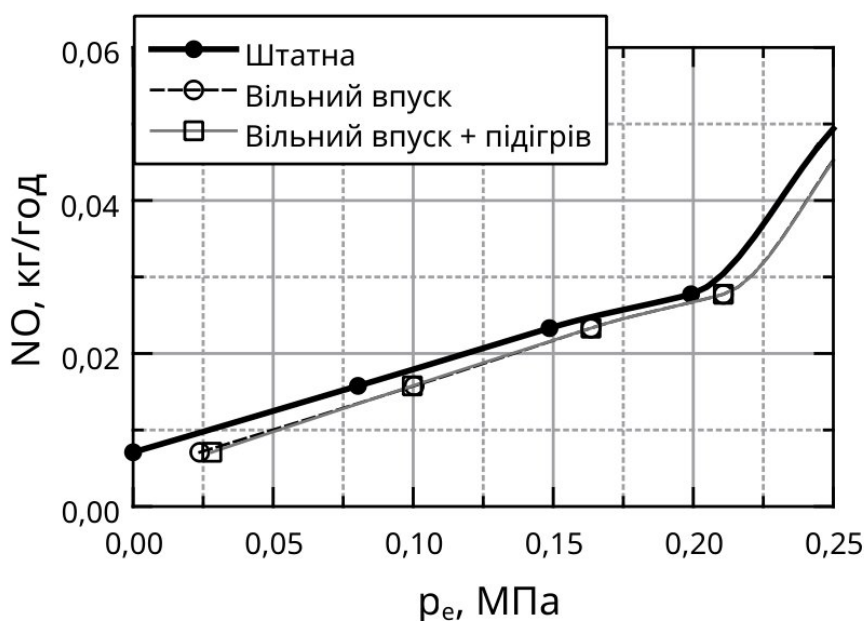


Рисунок 3.23 — Залежність викидів оксиду азоту двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e ,
($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Порівняння викидів НС (рис. 3.24) показує, що можна очікувати зменшення цих викидів при використанні способу відключення з вільним впуском підігрітого повітря у порівнянні із способом з незмінною системою газорозподілу за роботи двигуна в режимі середнього навантаження на 5.7 %, а без підігріву — на 4.2 %.

Провели порівняння сумарних приведених до оксиду вуглецю ЗР (рис. 3.25). Розрахунки показують, що спосіб відключення групи циліндрів з вільним впуском підігрітого повітря призводить до зменшення цих викидів у порівнянні зі способом з відключення при незмінній системі газорозподілу на 10,8% та без підігріву на 8.1 %.

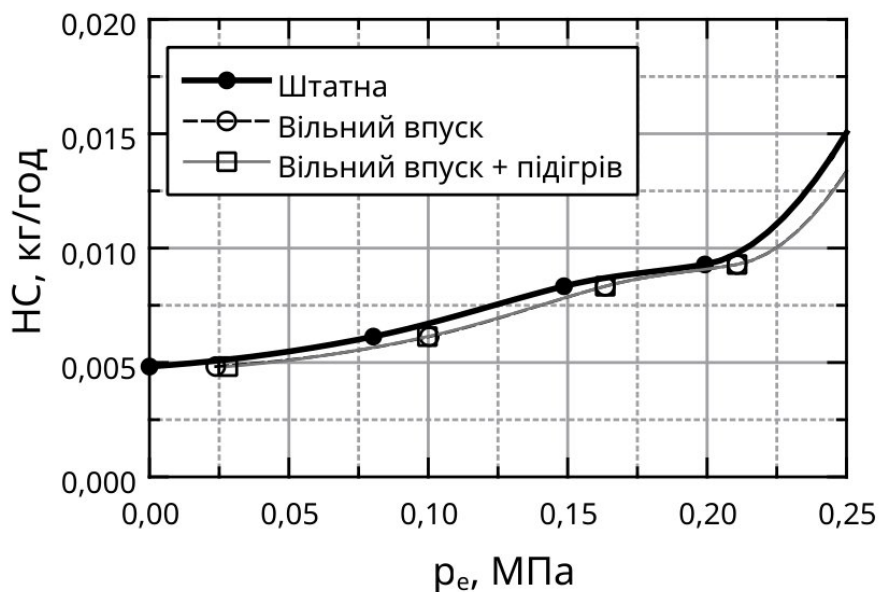


Рисунок 3.24 — Залежність викидів сумарних вуглеводнів двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e , ($n=2000$ хв⁻¹)

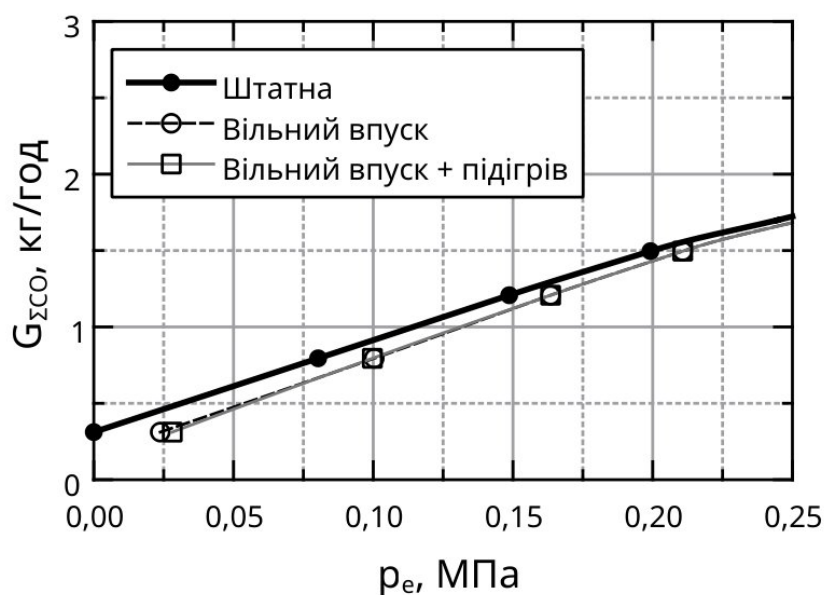


Рисунок 3.25 — Залежність сумарних приведених до СО викидів ЗР двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e , ($n=2000$ хв⁻¹)

Поліпшення паливної економічності при використанні способів з вільним впуском повітря у відключенні циліндрі дозволило зменшити викиди CO_2 на 5.7% при підігріві повітря і 4.7% без підігріву (рис. 3.26). Результати розрахунків наведені у Додатку В.

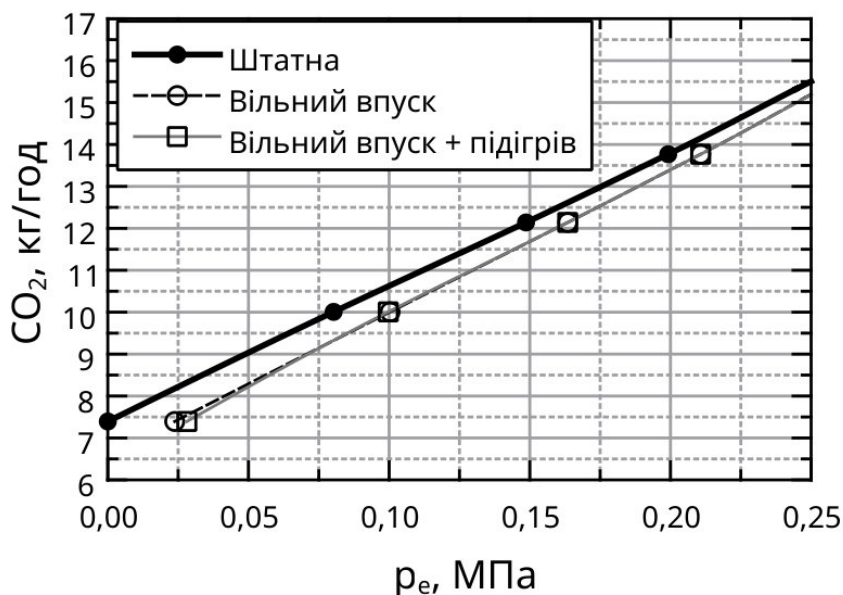


Рисунок 3.26 — Залежність викидів діоксиду вуглецю двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

3.6 Висновки до розділу 3

1. Паливну економічність ДВЗ в залежності від ступеня дроселювання оцінюють ефективною питомою витратою палива, яка залежить від добутку індикаторного і механічного к.к.д. (η_i , η_m), тому для оцінки паливної економічності необхідно визначити залежність від дроселювання (зовнішнього навантаження, розрідження на впуску двигуна, індикаторного і механічного к.к.д.).

2. З врахуванням підходів до визначення залежності індикаторного к.к.д. від розрідження на впуску ($\eta_i(\Delta p_k)$) запропонована методика розрахунку цієї залежності з використанням експериментально отриманих коефіцієнту наповнення і середнього індикаторного тиску.

3. Залежність ($\eta_i(\Delta p_k)$) визначається багатьма факторами, впливати на які практично неможливо. Разом з тим, зміною робочого об'єму двигуна за допомогою відключення циліндрів можливо забезпечити роботу працюючих циліндрів з меншим розрідженням і більш високими величинами η_i .

4. Для визначення залежності механічного к.к.д. від навантаження доцільно використати залежність моменту механічних втрат, яку отримано експериментально, і ефективні показники по навантажувальній характеристиці. При цьому доцільно оцінювати показники віднесені до одиниці робочого об'єму.

5. Для визначення впливу способу відключення циліндрів на механічний к.к.д. необхідно визначити механічні втрати при незмінній системі газорозподілу і при вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів. Розрахунки, щодо впливу способу відключення циліндрів на паливну економічність двигуна наведені у розділі 5.3.

6. Розроблена методика порівняння способів відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ виходячи з кількості викидів ЗР в одиниці часу, в залежності від навантаження двигуна. Методикою передбачено визначення викидів ЗР в залежності від тиску на впуску для відомого способу відключення групи циліндрів без внесення змін в систему газорозподілу і обґрунтування рівності цих викидів для інших способів. Такий підхід підвищує точність порівнянь, та як способи при такому порівнянні відрізняються лише величинами механічних втрат, які можливо визначити різними шляхами з достатньою точністю.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СПОСОБУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ І ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА

4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень

Метою дослідження є визначення впливу на паливну економічність та екологічні показники способу відключення групи циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ.

Дослідження провели на шестициліндровому двигуні виробництва фірми Opel, встановленому на гальмівному стенді в лабораторії Національного транспортного університету. Внесли зміни у системи впуску і випуску та впорскування, які дозволяють отримати різні способи відключення трьох з шести циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності.

В процесі проведення експерименту вирішували наступні задачі:

- визначення параметрів роботи двигуна у штатній комплектації за роботи з частотою обертання колінчастого вала ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$);

- визначення механічних втрат при прокручуванні прогрітого двигуна зі штатною системою впуску, а також із зміненою системою випуску, яка дозволяє подавати свіже повітря до відключених циліндрів (з підігрівом та без).

- визначення параметрів роботи двигуна з відключенням групи циліндрів різними способами, у тому числі відключення подачі палива у відключені циліндри без внесення зміни у систему впуску та при роботі двигуна із зміненою системою випуску, яка дозволяє подавати свіже повітря до відключених циліндрів (з підігрівом та без).

Отримані дані використані для оцінки ефективності різних способів реалізації комбінованого методу регулювання потужності для ДзІЗ.

4.2 Програма та методика проведення експериментальних досліджень

Програма досліджень включала:

1. Визначення навантажувальної характеристики двигуна у штатній комплектації при роботі на шести циліндрах за частоти обертання колінчастого вала ($n = 2\,000\text{ хв}^{-1}$)
2. Визначення навантажувальної характеристики двигуна з штатною системою впуску при роботі на трьох циліндрах за частоти обертання 2000 хв^{-1} .
3. Визначення механічних втрат прокручуванням прогрітого двигуна із штатною системою впуску та зміненою системою випуску, що дозволяє подавати свіже повітря до відключених циліндрів (з підігрівом та без)
4. Визначення навантажувальної характеристики двигуна при роботі з зміненою системою впуску для підтвердження отриманих розрахунковим методом показників двигуна при подачі повітря до відключеної групи циліндрів (з підігрівом та без)

Випробування проводили на автомобільному бензині марки а-95. Паспорт якості наведений у додатку Г.

Навантажувальні характеристики визначали при частоті обертання колінчастого вала двигуна 2000 хв^{-1} в діапазоні навантажень від ХХ до повного відкриття дросельної заслінки. На коробці перемикачів передач була встановлена 4-та (пряма) передача. Навантажувальні характеристики визначали для всіх, вище розглянутих, методів регулювання потужності двигуна, а саме:

дроселювання всіх циліндрів;

вимкнення подачі палива у відключених циліндрах і дроселювання всіх циліндрів;

вимкнення подачі палива та вільному впуску повітря у відключені циліндри і дроселювання робочих циліндрів;

вимкнення подачі палива та вільному впуску підігрітого повітря у відключені циліндри і дроселювання робочих циліндрів;

При цьому вимірювали: час витрати встановлених доз повітря (об'ємні) та палива (масові), розрідження у впускному трубопроводі робочих та відключених (при використанні вільного впуску повітря) циліндрів, протитиск системи випуску робочих циліндрів, крутний момент, положення дросельної заслінки, температуру охолоджуючої рідини та оливи, температуру ВГ робочих та відключених циліндрів, температуру повітря, яке подавалось до відключених циліндрів при вільному впуску, концентрації ЗР у ВГ CO , CO_2 , HC , NO та коефіцієнт надміру повітря α .

Додатково контролювали: тиск оливи в системі мащення двигуна.

За отриманими даними розраховували: ефективну потужність двигуна N_e , питому g_e та годинну масову $G_{\text{пал}}$ витрати палива, годинну об'ємну витрату повітря $G_{\text{пов}}$ та масові викиди ЗР $M_{\text{сн}}$, M_{NOx} та M_{co} , M_{co2} .

При переході від способу регулювання дроселюванням до комбінованого методу при вимкненні подачі палива у відключені циліндри і дроселюванні всіх циліндрів для відключення циліндрів була використана система запропонована в роботі [1].

Визначення механічних втрат прокручуванням прогрітого двигуна (температура охолодної рідини $70...75^\circ\text{C}$) проводили при частоті обертання колінчастого валу $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ та положенні дросельної заслінки від 0 до 80 град. У зв'язку з технічними обмеженнями (максимальною частотою примусового ходу моторного стенду СГЕУ-100) на коробці передач була встановлена 2-га передача. Момент механічних втрат розраховано з урахуванням передаточних чисел коробки перемикачів передач. При цьому вимірювали: час витрати встановленої дози повітря (об'ємний), розрідження у впускному трубопроводі робочих циліндрів, момент механічних втрат, положення дросельної заслінки, температуру охолоджуючої рідини та оливи

4.3 Об'єкт експериментальних досліджень

Об'єктом експериментальних досліджень обраний шестициліндровий рядний двигун фірми Opel, з робочим об'ємом 3л, моделі C30LE (далі — 6Ч9.5/6.98). Двигун оснащений електронною системою керування впорскуванням палива M4.1 Motronic, із зворотнім зв'язком та системою нейтралізації ЗР у ВГ. Коротка технічна характеристика двигуна у штатній комплекції наведена у таблиці 4.1. Вказаний двигун встановлено на моторному гальмівному стенді СГЕУ-100 та підключено до стенду за допомогою штатної коробки перемикачів передач.

Таблиця 4.1 Технічна характеристика двигуна 6Ч9.5/6.98

Двигун	
Модель двигуна	C30LE
Кількість циліндрів та розміщення	6, рядне
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Співвідношення діаметр циліндра/хід поршня, мм	95 x 69,8
Точний об'єм, куб. см.	2969
Потужність, к.с./кВт при частоті обертання, хв-1	156/116 — 5400
Крутний момент, Н-м, при частоті обертання, хв-1	230 — 4100
Ступінь стиснення	8,6 : 1
Кількість клапанів на циліндр, шт	2
Система впорскування палива	M4.1-Motronic
Зчеплення	сухе, однодискове, з гідروприводом
Коробка передач	
тип	Механічна, п'ятиступінчаста
передаточні числа передач:	
1.	4,044
2.	2,265
3.	1,434
4.	1,000
5.	0,842

Схема системи М4.1 Motronic показано на рисунку 4.1

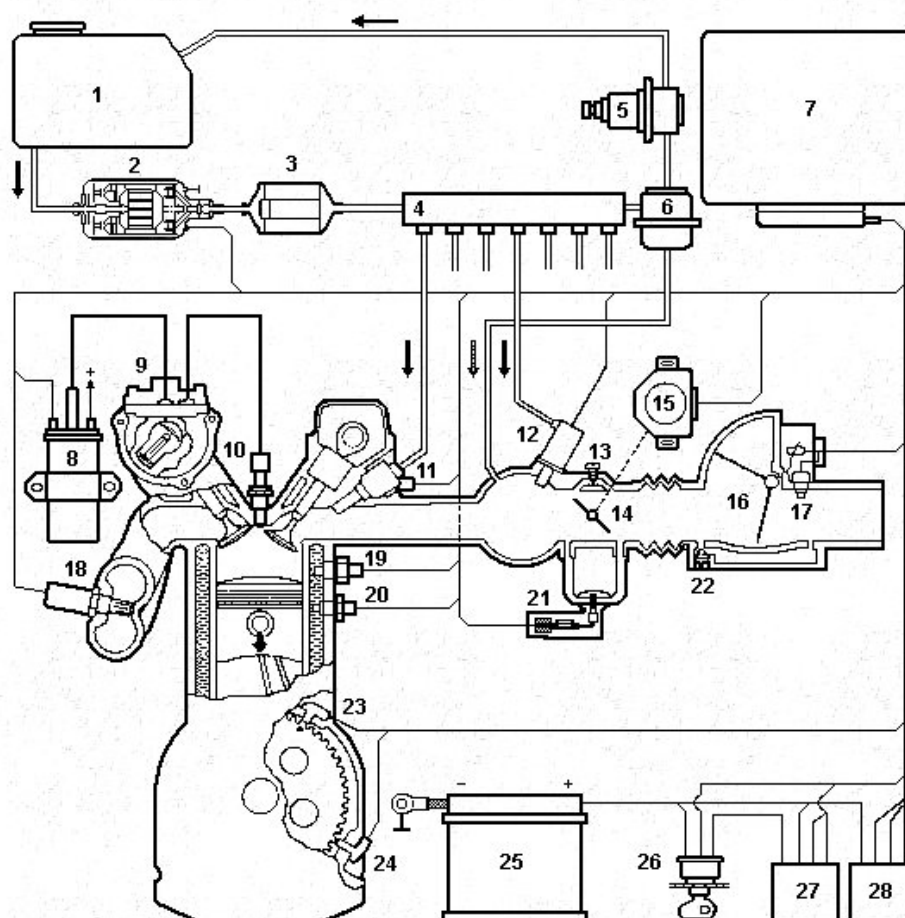


Рисунок 4.1 — Структурна схема системи впорскування палива М4.1 Motronic: 1 — паливний бак, 2 — паливний насос, 3 — фільтр тонкої очистки палива, 4 — регулятор тиску палива в системі, 5 — паливний демпфер, 6 — регулятор тиску палива, 7 — електронний блок керування, 8 — котушка запалювання, 9 — розподільник запалювання, 10 — свічка запалювання, 11 — форсунка, 12 — пускова форсунка, 13 — регулятор складу суміші, 14 — дросельна заслінка, 15 — датчики дросельної заслінки, 16 — витратомір повітря, 17 — термодатчик повітря, 18 — лямбда-зонд, 19 — термореле, 20 — термодатчик охолоджуючої рідини, 21 — регулятор ХХ, 22 — гвинт регулювання ХХ, 23 — датчик ВМТ, 24 — датчик положення колінчастого валу, 25 — аккумуляторна батарея, 26 — замок запалювання, 27 — реле керування, 28 — реле бензонасоса.

Для перевірки різних способів відключення групи циліндрів у впускну систему двигуна внесені зміни, що дозволяють перевірити наступні способи реалізації.

відключення подачі палива з незміненою системою газорозподілу

відключення подачі палива з подачею свіжого повітря у відключену групу циліндрів (з підігрівом та без)

Системи впуску із змінами показані на рис. 4.2



Рисунок 4.2 — Система впуску із внесеними змінами.

4.4 Прилади і обладнання

Двигун 6Ч9.5/6.98 з штатною коробкою передач встановлено на електричному гальмівному стенді СГЕУ-100 потужністю 100 кВт та максимальною частотою обертання 3000 хв^{-1} .

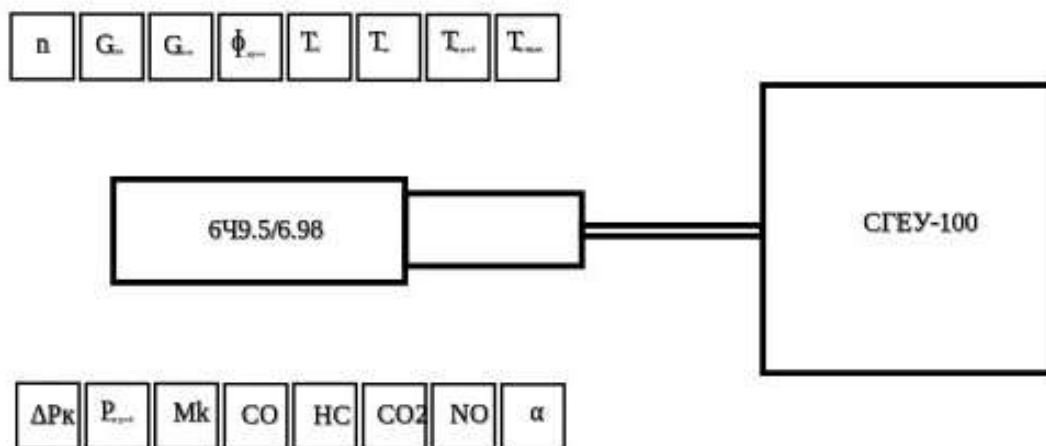


Рисунок 4.3 — Схема експериментальної установки



А

Б

Рисунок 4.4 — Двигун 6Ч9.5/6.98 на гальмівному стенді:

а — вид зліва, б — вид з права

Пульт керування двигуном та гальмівним стендом показані на рис. 4.5. На пульті керування розміщено важіль приводу дросельної заслінки, прилади для вимірювання розрідження у впускному трубопроводі, температури охолоджуючої рідини та оливи. У верхній частині пульта розміщено витратомір повітря, електронні ваги для вимірювання витрат палива та прилад для визначення частоти обертання колінчатого вала (рис. 4.6). Праворуч розміщений прилад для вимірювання температури ВГ (рис. 4.7).



Рисунок 4.5 — Пульт керування двигуном 6Ч9.5/6.98.

Витрату палива G_p вимірювали електронними вагами «МЕРА ВМ 2/3» (номер 51184), розрідження у впускному колекторі Δp_k заміряли вакуумметром ОБВ1-160 (номер 2953900).

Охолодження двигуна відбувається з додаткового баку-резервуару, обладнаного системою кранів для додаткової подачі охолоджуючої рідини. Крани відкриває оператор залежно від показів приладів на пульті керування. Охолодження оливи двигуна відбувається штатним радіатором, який змонтований біля двигуна та охолоджується повітрям.

Температуру води та оливи вимірювали термометрами манометричного типу ТПП-СК ГОСТ – 86 24 – 80, кл. 2,5.

Для вимірювання температури повітря та розрідження на впуску у відключену групу циліндрів при вільному впуску повітря з підігрівом та без використовували мановакууметр моделі ОБВ1-160 та мультиметр цифровий МУ-64 з термопарою (рис. 4.8).

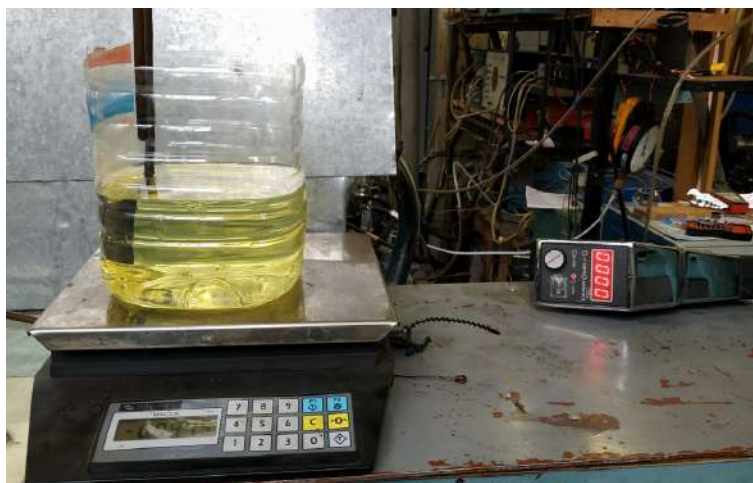


Рисунок 4.6 — Електронні ваги для вимірювання витрат палива та прилад для визначення частоти обертання колінчатого валу.



Рисунок 4.7 — Прилад для вимірювання температури ВГ

Для вимірювання об'ємного вмісту ЗР у ВГ і коефіцієнта надміру повітря використовували газоаналізатор Bosch BEA 060. Газоаналізатор було встановлено на мінімально допустимій відстані від двигуна і точки відбору проби ВГ для забезпечення максимальної точності вимірювання (рис 4.9). Керування та запис даних з газоаналізатора здійснювали за допомогою ЕОМ.



Рисунок 4.8 — Прилади для вимірювання температури повітря та розрідження на впуску у відключену групу циліндрів



А



Б

Рисунок 4.9 — Мобільний газоаналізатор Bosch BEA-060:

а — газоаналізатор Bosch BEA-060, б — ЕОМ керування газоаналізатором.

Метрологічні характеристики приладів і обладнання, що застосовували при проведенні експериментальних досліджень двигунів

№	Величина, яка вимірювалась	Розмірність	Засоби вимірювання	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання
1.	Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	Електронний цифровий частотомір Ф 5035	0..10000 хв ⁻¹	±1

2.	Крутний момент	Нм	Вагова головка ВКМ-57		±0,69
3.	Маса палива	кг	електронні ваги МЕРА ВМ – 2/3	0,0005...0,25 кг 0,25...1,0 кг 1,0...1,5 кг 1,5...2,0 кг 2,0...3,0 кг	± 0,0005 кг ± 0,0010 кг ± 0,0015 кг ± 0,0020 кг ± 0,0030 кг
4.	Об'єм повітря	мЗ	ротаційний газовий лічильник РГ – 100	0...1 мЗ	± 0,01 мЗ
5.	Час	с	СОСпр-26-2-010	(0...60,0) хв	± 0,2 с
6.	Розрідження у впускному трубопроводі	кПа	зразковий вакуумметр	-100...0 кПа	± 0,5 кПа
7.	Температура охолоджуючої рідини	°С	датчик температури з термістором	0...100 °С	± 2 °С
8.	Атмосферний тиск	Па	барометр-анероїд	81...106 кПа	0,17 кПа
9.	Температура повітря	°С	Прилад кліматичного контролю, електронний TESTO 608 – H2	(-10... + 70) °С	± 0,5 °С
10.	Відносна вологість повітря	%		(2... 98) %	± 2 % відносної вологості (при + 25 °С)
11.	Коефіцієнт надміру повітря	-	газоаналізатор Bosch BEA-060	0,5...6	±0,001 -
12.	Температура повітря на вході у відключену групу	°С	Мультиметр цифровий МУ-64	(-40... + 1100) °С	± 2,0 °С
13.	Температура ВГ	°С	Потенціометр ЕПП-09		± 10,0 °С
14.	Тиск а вході у відключену групу	кПа	Мановакуу-метр ОБМВ1-160	(-100...150) кг/см ²	±1,5 %
15.	Вміст компонентів у ВГ: СО СО2 О2	%	газоаналізатор Bosch BEA-060	0...10 % 0...18 % 0...21%	±0,03 % ±0,5 % ±0,1 %

	НС в перерахунку на гексан (C ₆ H ₁₄) NO _x	млн ⁻¹	газоаналізатор Bosch BEA-060	0...9999 млн ⁻¹	±10 млн ⁻¹
				0...5000 млн ⁻¹	±25 млн ⁻¹

4.5 Результати експериментальних досліджень

Для підтвердження доцільності використання комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ, з відключенням групи циліндрів в режимах часткових навантажень і ХХ, визначили навантажувальні характеристики роботи двигуна з дроселюванням в усьому інтервалі навантажень, а також при відключенні групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу (трьох з шести) в режимах малих навантажень і ХХ. Характеристики визначали при частоті обертання колінчастого валу 2000 хв⁻¹, яка, як показують дослідження режимів роботи двигуна легкових автомобілів (розділ 1.1) широко використовується в умовах експлуатації. Для порівняння основних показників роботи характеристики представлені в однаковій системі координат (Рис 4.10).

Крім енергетичних показників і показників паливної економичності у процесі випробувань заміряли концентрацію ЗР у ВГ в залежності від крутного моменту. Так як подальші дослідження проводили за роботи на трьох циліндрах при різних способах відключення групи циліндрів, доцільно, більш детально аналізувати навантажувальну характеристику за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу (Рис. 4.11).

При регулюванні потужності двигуна відключенням групи циліндрів, економайзерний режим не використовується, так як питома витрата палива за роботи з відключеними циліндрами перевищує питому витрату за роботи на всіх циліндрах, тому необхідно переходити на роботу всіх циліндрах з дроселюванням паливо-повітряної суміші. Порівнювати способи відключення циліндрів доцільно за роботи до включення економайзерного режиму.

Максимальний крутний момент за роботи на 3-ох циліндрах складає 40% максимального крутного моменту на 6-ти циліндрах (74 Нм і 185 Нм).

Використовувати відключення доцільно до величини крутного моменту 50 Нм, де має місце економія палива. Поліпшення паливної економічності в інтервалі навантажень від 0 до 50 Нм складає 10,0 .. 0,0% (Рис.4.12)

Експериментальні дослідження за роботи двигуна в режимах ХХ при незмінній системі газорозподілу показали, що за роботи на трьох циліндрах годинна витрата бензину менша в порівнянні з роботою на шести циліндрах на 32...6% в межах частоти обертання 730...3600 хв⁻¹ (Рис.4.13)

При відключенні трьох з шести циліндрів припиненням подачі бензину при незмінній системі газорозподілу склад паливо-повітряної суміші в усьому інтервалі навантажень практично не відрізняється. Це підтверджується величиною заміряного газоаналізатором коефіцієнта надміру повітря і концентрацією оксиду вуглецю у ВГ.

Разом з тим в результаті зростання температури робочого циклу для отримання однакових енергетичних показників значно зростають концентрації оксиду азоту (Рис.4.15).

Для розрахунку індикаторних показників роботи двигуна в процесі порівняння різних способів відключення циліндрів експериментально визначили механічні втрати в двигуні. Механічні втрати, зокрема момент механічних втрат, який в подальшому використовували для розрахунку середнього тиску механічних втрат, визначили в залежності від кута відкриття дросельної заслінки, прокручуванням прогрітого двигуна (температура охолодної рідини 70...75°C) за роботи моторного стенду в режимі джерела механічної енергії. Залежності моменту механічних втрат визначили для двох способів відключення групи циліндрів: при незмінній системі газорозподілу та при вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів (Рис. 4.16).

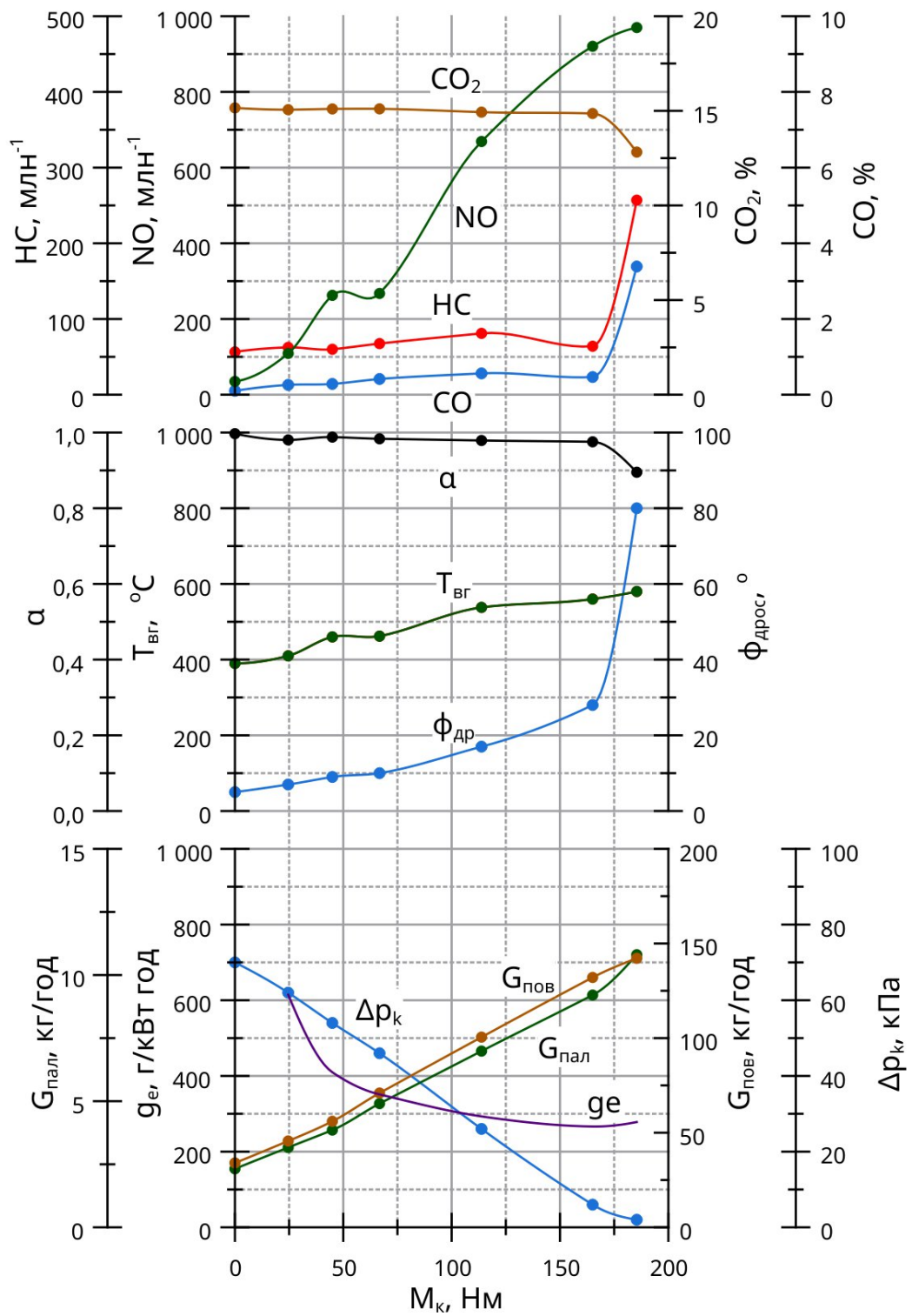


Рисунок 4.10 — Навантажувальні характеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 при дроселюванні всіх циліндрів

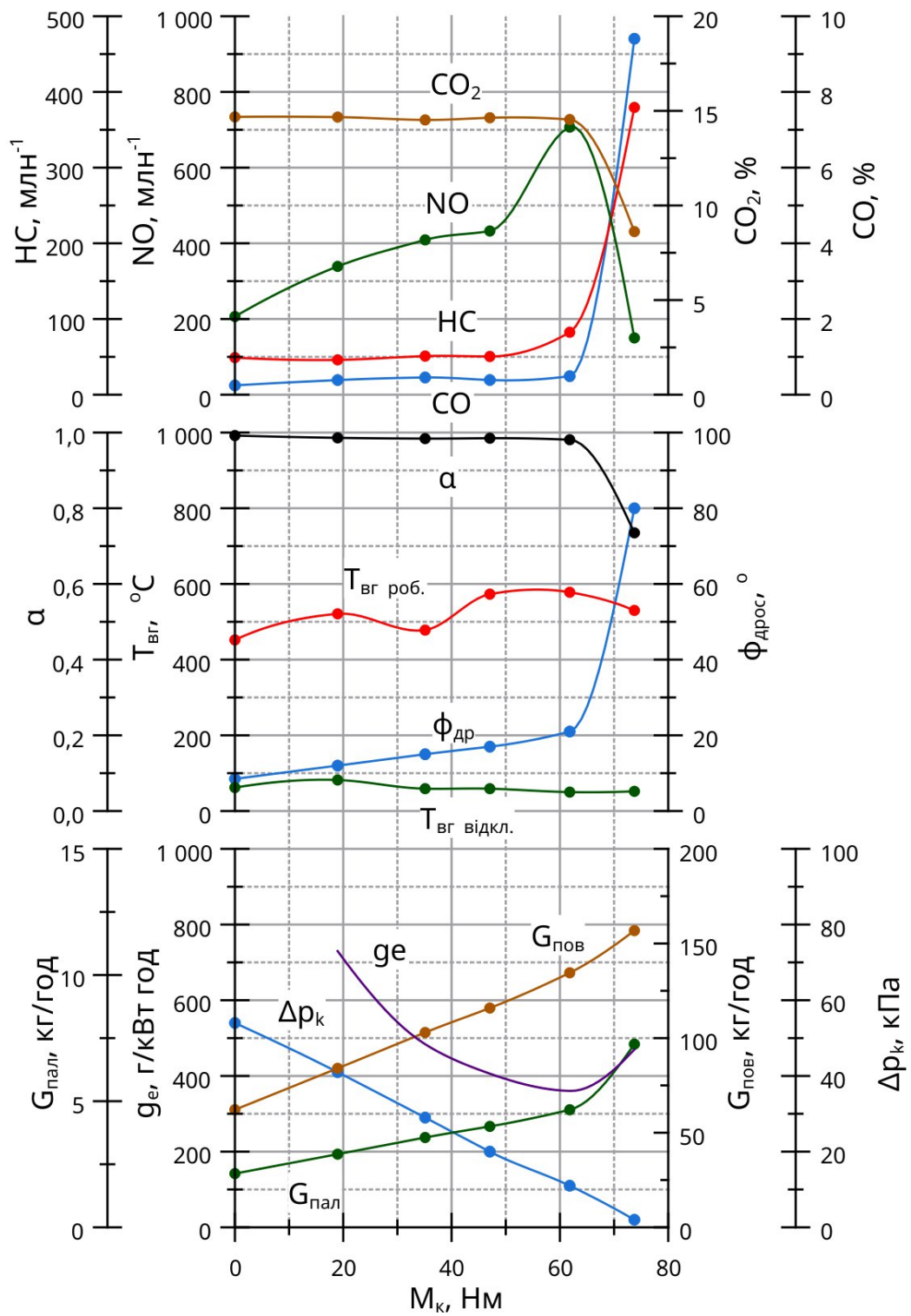


Рисунок 4.11 — Навантажувальні характеристики двигуна 6C9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу

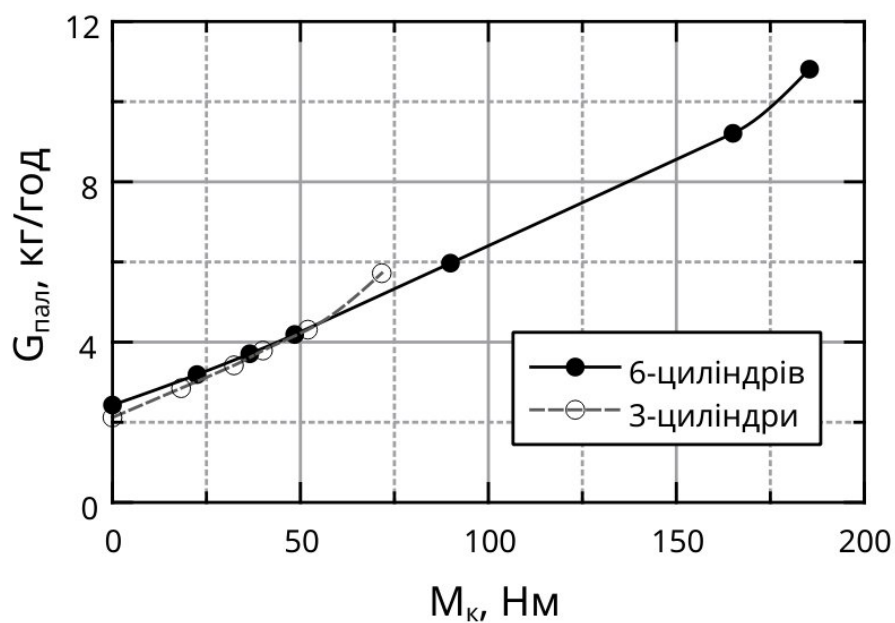


Рисунок 4.12 — Залежність годинної витрати палива від ефективного крутного моменту двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на 6-и і 3-х циліндрах ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

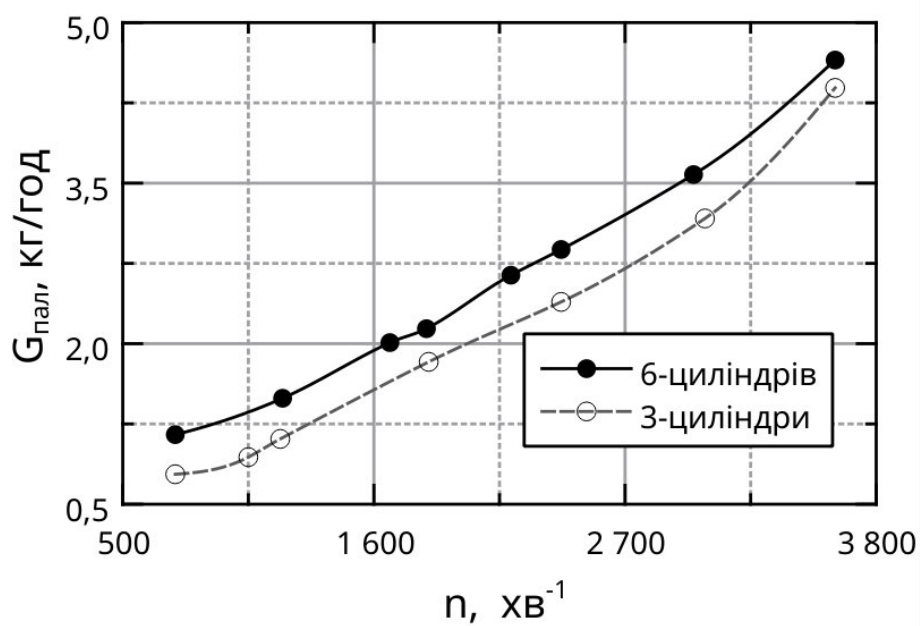


Рисунок 4.13 — Залежність годинної витрати бензину двигуна 6Ч9,5/6,98 від частоти обертання в режимах ХХ.

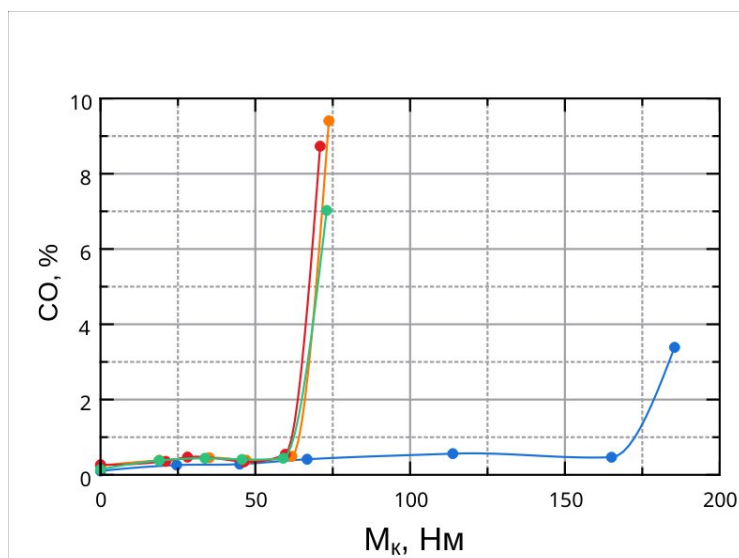


Рисунок 4.14 — Залежність концентрацій CO у ВГ від ефективного крутного моменту двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на 6-и і 3-х циліндрах ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

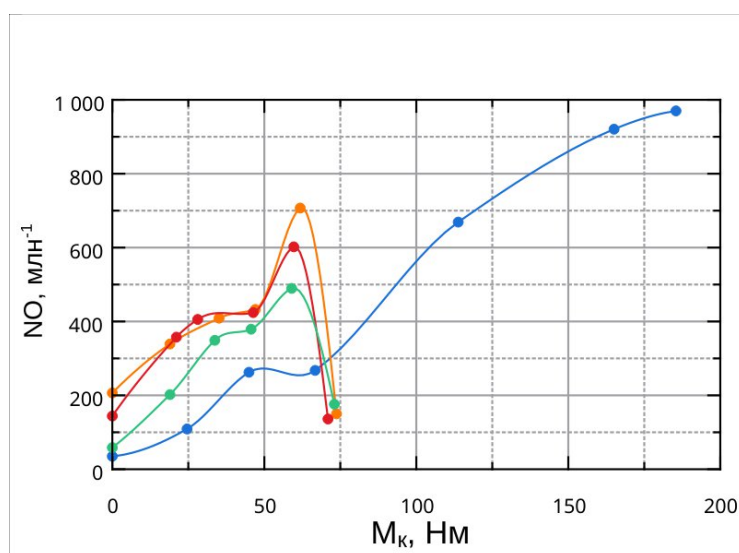


Рисунок 4.15 — Залежність концентрацій NO у ВГ від ефективного крутного моменту двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на 6-и і 3-х циліндрах ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Найбільші механічні втрати отримали при закритій дросельній заслінці, найменші — при вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів. Як видно з Рис. 4.16. при куті відкриття дросельної заслінки більше 45° подальше її відкриття практично не впливає на механічні втрати. Тому замовляли розрідження на впуску в залежності від кута відкриття дросельної заслінки, тим більше, що при випробуваннях двигунів більш точно можна виміряти цей цей

показник параметр. Залежність моменту механічних втрат від розрідження на впуску показані на рис. 4.17. Як видно з показаних графіків, різниця в моментах механічних втрат найбільша при високих розрідженнях, тобто в режимах, які широко використовують в експлуатації автомобільних двигунів.

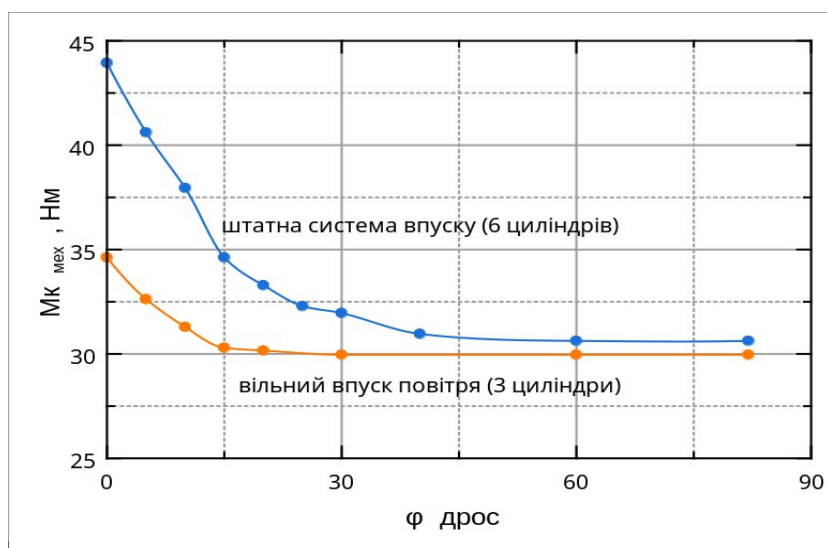


Рисунок 4.16 — Залежність моменту механічних втрат від кута відкриття дросельної заслінки двигуна 6Ч9,5/6,98

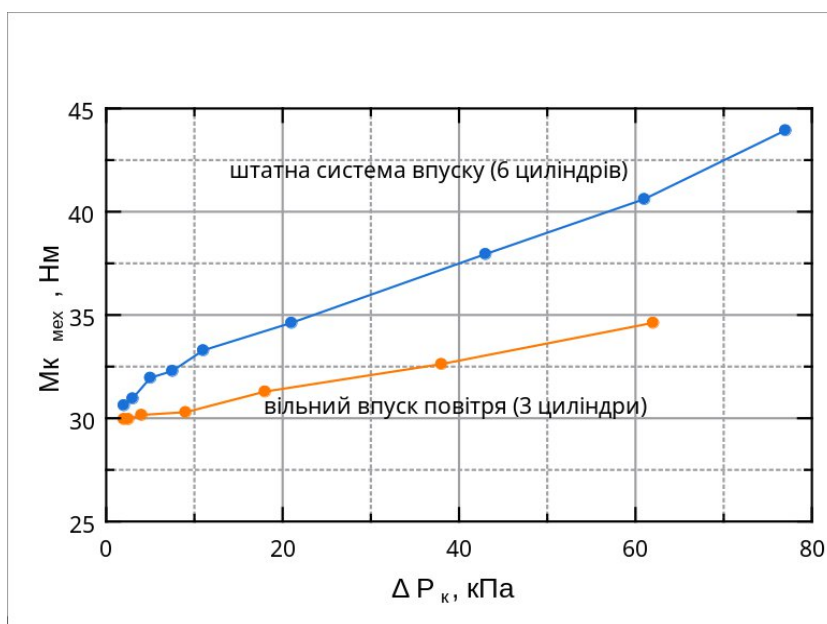


Рисунок 4.17 — Залежність моменту механічних втрат від розрідження на впуску двигуна 6Ч9,5/6,98

Одним з основних положень, з використанням яких розробляли методику порівняльного дослідження впливу способу відключення групи циліндрів, було те, що для всіх трьох способів, які досліджували, склад паливо-повітряної суміші, концентрації ЗР у ВГ та годинна витрата палива однакові, в залежності від розрідження на впуску працюючих циліндрів. Тому цьому питанню приділити особливу увагу, а саме у процесі експериментальних досліджень замірями названі показники в залежності від розрідження при визначенні навантажувальних характеристик для названих трьох способів відключення групи циліндрів. На рисунку 4.18 показана залежність коефіцієнту надміру повітря (α) від розрідження на впуску при визначенні навантажувальної характеристики в інтервалі від нуля до моменту включення економайзера. У цьому інтервалі двигун працює при різних способах відключення циліндрів.

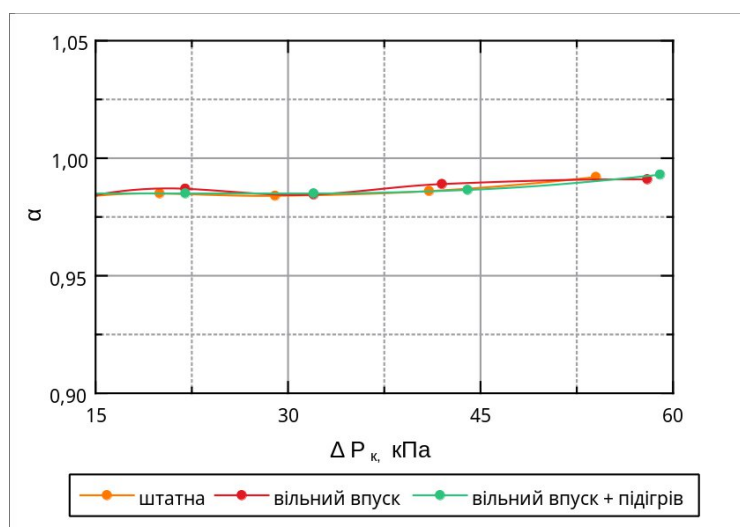


Рисунок 4.18 — Залежність коефіцієнту надміру повітря від розрідження на впуску двигуна 6Ч9,5/6,98 за різних способів відключення трьох циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показаного графіку, за роботи на різних способах відключення циліндрів величини α практично співпадають і змінюється в межах 0,98 .. 0,99, що свідчить про задовільно роботу зворотного зв'язку і ідентичність складів суміші при всіх способах відключення групи циліндрів. Підтвердженням того,

що способи відключення циліндрів, які досліджували, не впливають на процес згорання у працюючих циліндрах є залежності концентрації ЗР у ВГ (CO , CO_2) при визначенні навантажувальних характеристик (рис. 4.19, рис. 4.20).

Як видно з рис. 4.19, концентрація CO досить близько для всіх способів відключення циліндрів (0,35...0,55%), характер змінювався по мірі зростання розрідження однаковий. На рис. 4.20 показана залежність концентрацій CO_2 у ВГ, які отримані для різних способів відключення циліндрів, з якої видно, що у всьому інтервалі навантажень, за винятком економайзерного режиму, концентрація CO_2 знаходяться в інтервалі 14,5...14,7%, що знаходиться в межах точності заміру цієї речовини.

Викиди ЗР визначають не лише їх концентрація, а і годиною витратою палива і повітря. При однакових величинах коефіцієнту надміру повітря масові викиди ЗР залежить лише від години витрати палива. Залежність годинної витрати палива для різних способів відключення циліндрів показана на рис. 4.21. За роботи в усьому інтервалі навантажень, за винятком економайзерного режиму, годинні витрати практично співпадають. Таким чином можна стверджувати, що за результатом експериментальних досліджень, при всіх досліджуваних способах відключення групи циліндрів показники робочого процесу у працюючих циліндрах однакові, прийняті в теоретичних дослідженнях положення є вірними.

Для порівняння розрахункових і експериментальних показників заміряли годинну витрату бензину двигуна 6Ч9,5/6,98 від ефективного крутного моменту за роботи з незмінною системою газорозподілу і при вільному впуску повітря у відключені циліндри (Рис.4.22). При використанні способу з вільним впуском повітря у відключені циліндри отримали економію бензину 10,8 % — 0,0% в межах зміни крутного моменту 0 — 51 Нм.

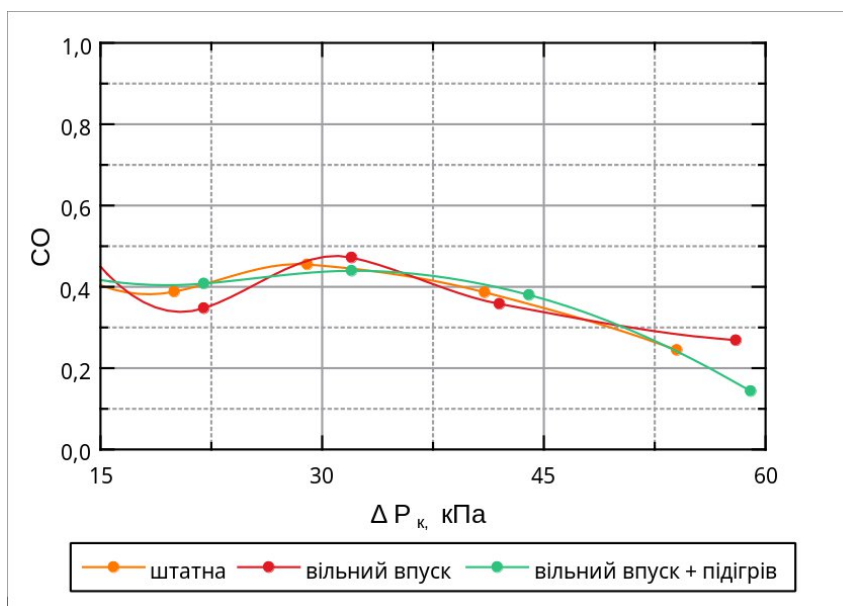


Рисунок 4.19 — Залежність концентрації CO в ВГ двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску за різних способів відключення трьох циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

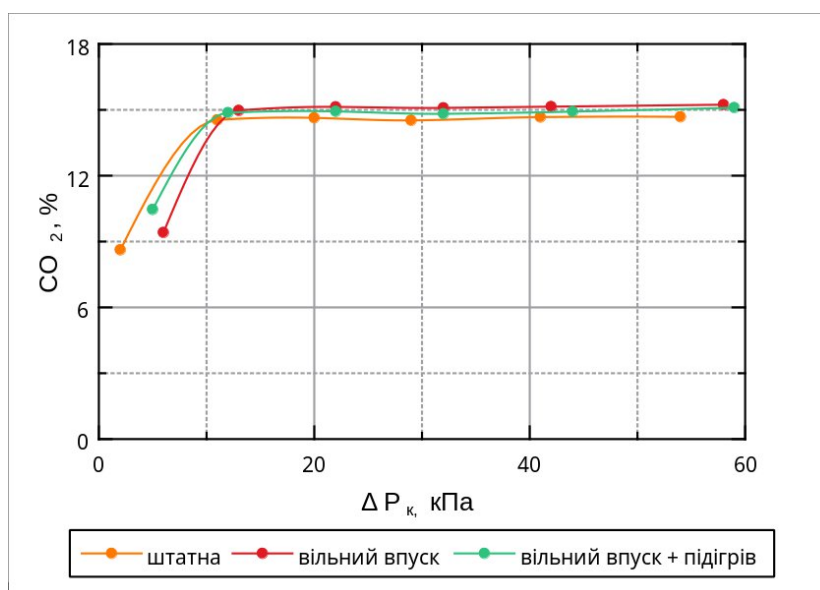


Рисунок 4.20 — Залежність концентрації CO₂ в ВГ двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску за різних способів відключення трьох циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

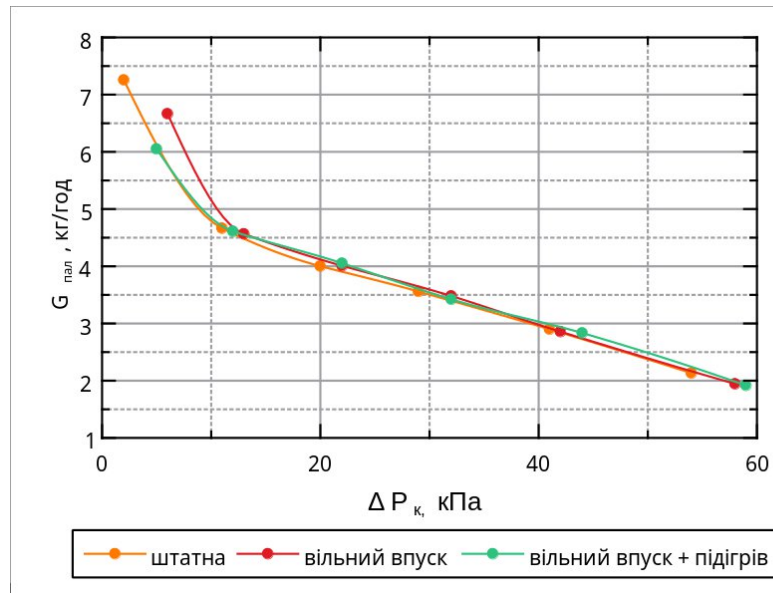


Рисунок 4.21 — Залежність годинної витрати палива двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску за різних способів відключення трьох циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

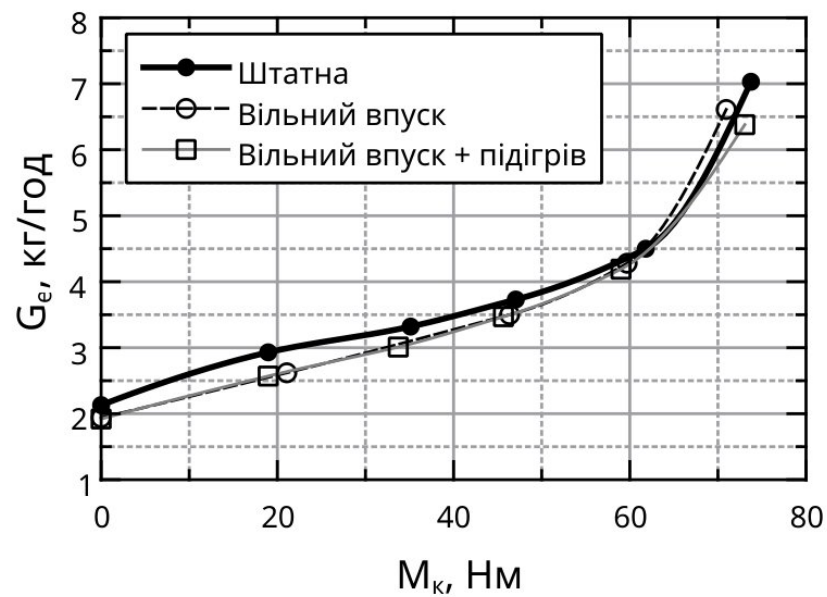


Рисунок 4.22 — Залежність годинної витрати палива двигуна 6Ч9,5/6,98 від ефективного крутного моменту за різних способів відключення трьох циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

4.6 Висновки до розділу 4

1. Внесені у систему газорозподілу двигуна зміни дозволили провести експериментальні дослідження впливу комбінованого методу регулювання потужності двигуна на паливну економічність і викиди ЗР.

2. Максимальний крутний момент за роботи на 3-ох циліндрах складає 40% від максимального крутного моменту за роботи на 6-ти циліндрах.

3. Поліпшення паливної економічності за роботи на 3-ох циліндрах має місце в межах 0...50 Нм, де економія палива змінюється від 10 до 0%.

4. За роботи двигуна в режимах ХХ показали, що за роботи на трьох циліндрах годинна витрата бензину менша в порівнянні з роботою на шести циліндрах на 32...6% в межах частоти обертання 730...3600 хв⁻¹.

5. При відключенні трьох з шести циліндрів припиненням подачі бензину при незмінній системі газорозподілу склад паливо-повітряної суміші в усьому інтервалі навантажень практично не відрізняється. Це підтверджується величиною заміряного газоаналізатором коефіцієнта надміру повітря і концентрацією оксиду вуглецю у ВГ. В результаті зростання температури робочого циклу для отримання однакових енергетичних показників значно зростають концентрації оксиду азоту.

6. Механічні втрати при прокручуванні прогрітого двигуна більші при незмінній системі газорозподілу у порівнянні з вільним впуском повітря у відключену групу циліндрів. Найбільша різниця в моментах механічних втрат має місце при високому розрідженні, тобто в режимах, які широко використовують в експлуатації автомобільних двигунів.

7. При обох способах відключення групи циліндрів склад паливо-повітряної суміші, концентрації ЗР у ВГ та годинна витрата палива в залежності від розрідження на впуску працюючих циліндрів однакові.

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКОВІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ВІДКЛЮЧЕННЯ ГРУПИ ЦИЛІНДРІВ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДЗІЗ

5.1 Перевірка достовірності залежності індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску

Для перевірки використали результати експериментальних досліджень. Перевірку здійснювали для швидкісного режиму $n=1800 \text{ хв}^{-1}$. Вихідні дані та результати розрахунків наведено в табл. 5.1

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків індикаторного к.к.д. для швидкісного режиму $n=1800 \text{ хв}^{-1}$

Δp_k , кПа	M_m Нм	P_m , МПа	P_e , МПа	P_i , МПа	η_m	g_e , г/кВт год	η_e	η_i	G_p , кг/год	N_i , кВт	G_i , г/кВт год	η_i'
73	37,96	0,161	0	0,161	0	∞	0	0,266	2,26	7,27	311	0,260
66	37,30	0,158	0,114	0,272	0,420	591	0,140	0,333	3,01	12,12	248	0,339
47	34,56	0,146	0,297	0,444	0,670	370	0,224	0,334	4,92	19,86	248	0,343
37	33,27	0,141	0,393	0,533	0,736	331	0,250	0,340	5,79	23,76	244	0,346
31	32,51	0,138	0,482	0,619	0,778	298	0,278	0,357	6,42	27,68	232	0,353
23	31,50	0,133	0,571	0,704	0,811	285	0,291	0,359	7,26	31,47	231	0,351
17	30,74	0,130	0,642	0,772	0,832	282	0,293	0,353	8,09	34,49	235	0,349
12	30,12	0,127	0,714	0,841	0,848	275	0,301	0,355	8,74	37,46	233	0,344
3	29,01	0,123	0,803	0,926	0,867	308	0,269	0,310	11,01	41,22	267	0,322

Залежність моменту механічних втрат M_m від розрідження отримали шляхом прокручування прогрітого двигуна з незмінною системою газорозподілу рис. 5.1

Ця залежність лінійна. Середній тиск механічних втрат визначили за відомою залежністю

$$p_m = \frac{M_m \pi \tau}{V_h i}, \quad (5.1)$$

де M_m – момент механічних втрат, Нм,

V_h – робочий об'єм циліндра, л;

i – число циліндрів.

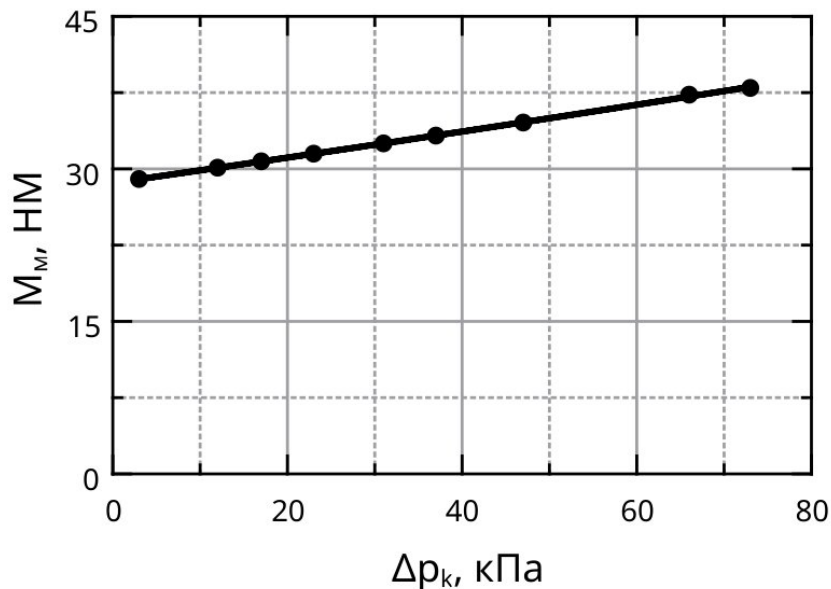


Рисунок 5.1 — Залежність моменту механічних втрат M_m двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800$ хв⁻¹)

Середній ефективний тиск (p_e) визначили за формулою аналогічною 5.1 використовуючи експериментально заміряний ефективний крутний момент.

Середній індикаторний тиск $p_i = p_e + p_m$. Механічний к.к.д. $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$

Ефективну питому витрату палива розрахували з використанням експериментально заміряної годинної витрати палива і розрахованою за відомою формулою, потужність визначали з використанням експериментально заміряного ефективного крутного моменту.

Ефективний к.к.д. розрахували за залежністю

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e} \quad (5.2)$$

де – H_u нижча теплота згоряння палива, кДж/кг ($H_u = 43500$).

Індикаторний к.к.д. розраховували за формулою:

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} \quad (5.3)$$

Для режиму ХХ η_i визначили через g_i за формулою 3.12. Витрату g_i визначили через годинну витрату палива і індикаторну потужність. Визначені з використанням годинної витрати палива і індикаторної потужності величини $\eta'_i = f(\Delta p_k)$ практично співпали з визначеними через середній тиск.

Графічна залежність отриманого за результатами експерименту індикаторного к.к.д. показана на рис.5.2.

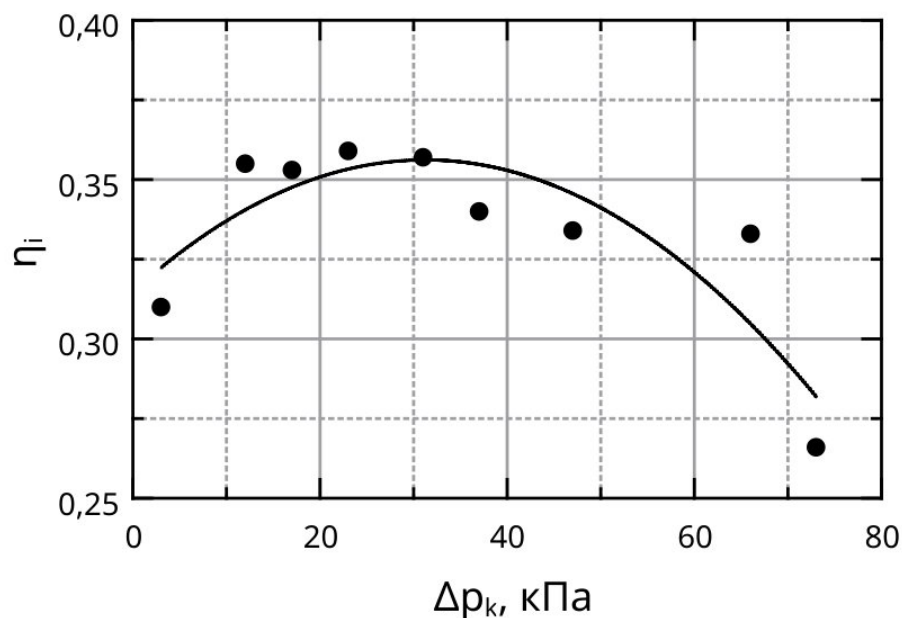


Рисунок 5.2 — Залежність отриманого за результатами експерименту індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k ,
($n=1800$ хв⁻¹)

Порівняння розрахованих і експериментально отриманих величин індикаторного к.к.д. провели з використанням графічних залежностей η_i від Δp_k рис. 5.3.

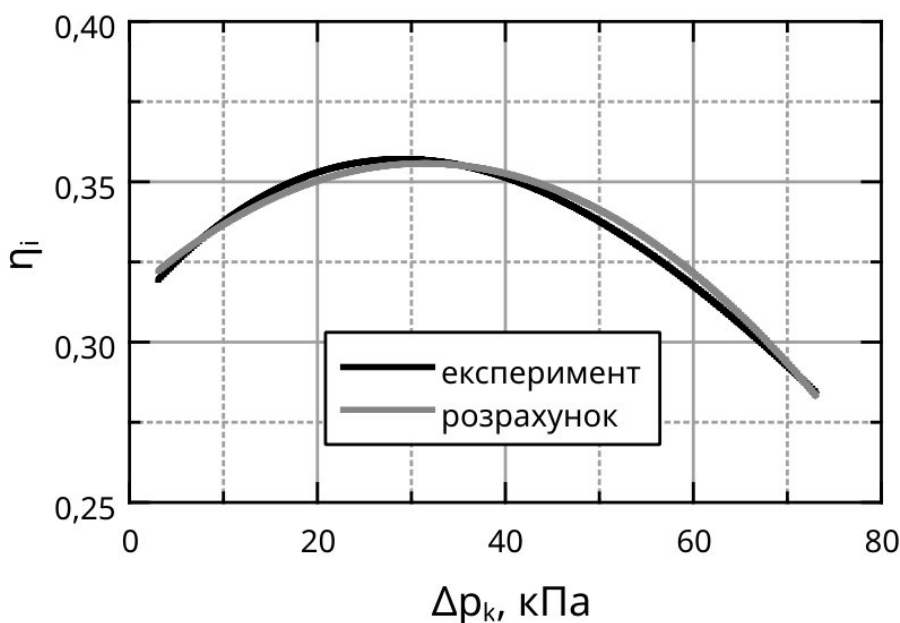


Рисунок 5.3 — Розрахована і отримана за результатами експерименту залежність індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показаних графіків, залежності отримані розрахунками і результатами експерименту практично співпадають.

Максимальне відхилення між розрахунковим і експериментальним значеннями індикаторного к.к. д. не перевищує двох відсотків.

5.2 Перевірка достовірності залежності механічного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску

Достовірність отриманих розрахунками величин механічного к.к.д. оцінювали достовірністю визначення добутку $\eta_i \eta_m$, який згідно залежності 3.1 визначає питому ефективну витрату палива і при виконанні даних досліджень

цей показник неодноразово використовували. В розділі 5.1 розрахована і отримана за результатами експерименту залежність індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску підтвердила достовірність визначення залежності індикаторного к.к.д.. Тому, якщо буде підтверджена достовірність добутку порівнянням розрахункових і експериментальних залежностей, це буде свідчити про достовірність залежності механічного к.к.д. від розрідження на впуску.

В додатку Д наведені дані навантажувальної характеристики двигуна 6Ч9,5/6,98 визначеної за частоти 2000 хв^{-1} з заміром всіх основних показників зокрема η_i і η_m , в залежності від розрідження на впуску Δp_k . З використанням цих даних розраховані і побудовані графічні залежності питомої ефективної витрати палива.

Перевірку достовірності отриманої залежності механічного к.к.д. провели порівнянням ефективної питомої витрати палива, розрахованої з використанням механічного к.к.д. і індикаторного к.к.д. з експериментально визначеними величинами питомої ефективної витрати палива.

Залежність механічного к.к.д. від розрідження на впуску (рис.5.4) розрахована за отриманою в роботі формулою 3.23.

Залежність індикаторного к.к.д. від розрідження на впуску (рис. 5.5) визначили за експериментальним даними з використанням відомих залежностей.

$$N_i = \frac{p_i \cdot v_n \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (5.4)$$

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{H_u G_e} \quad (5.5)$$

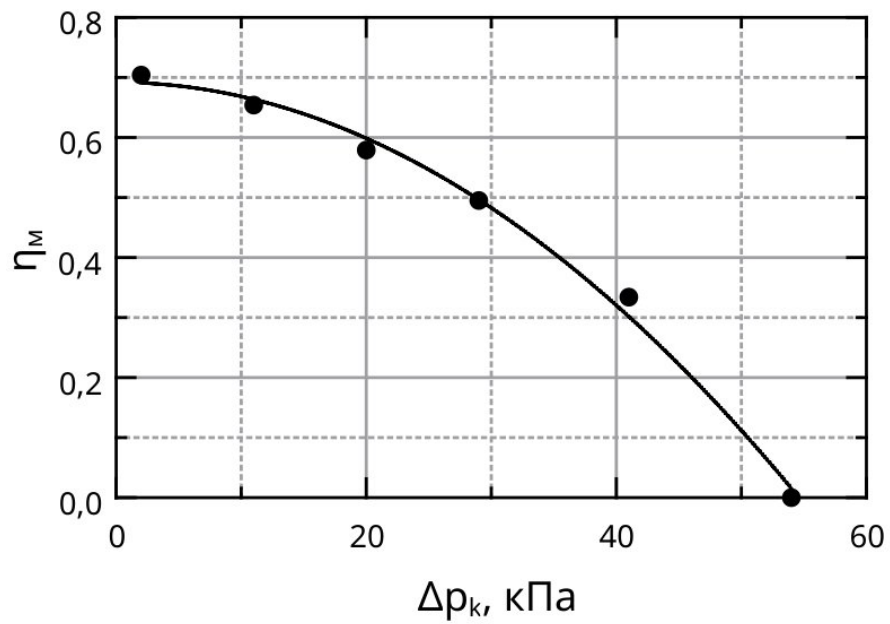


Рисунок 5.4 — Розрахункова залежність механічного к.к.д. η_m двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$) за роботи на трьох циліндрах.

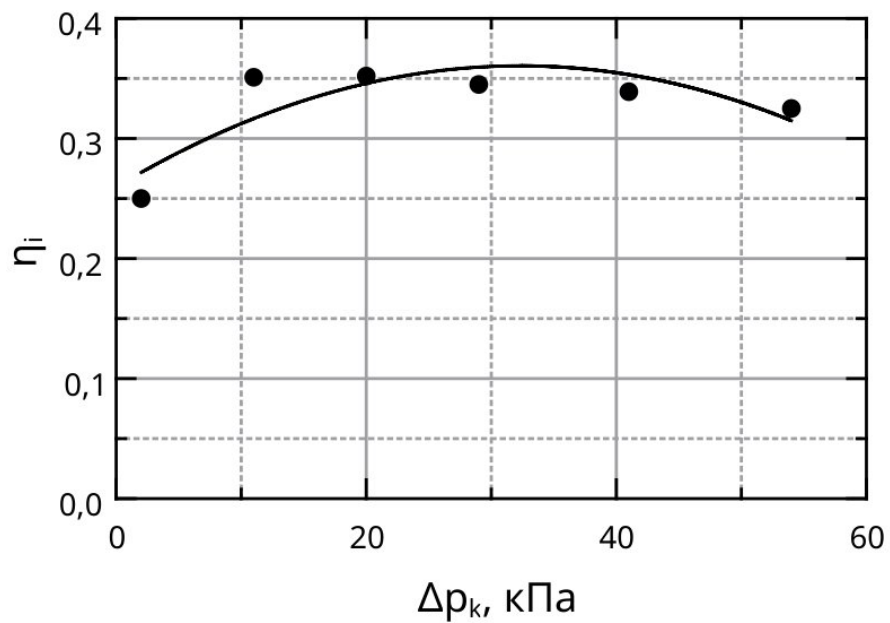


Рисунок 5.5 — Залежність індикаторного к.к.д. η_i двигуна 6Ч9,5/6,98 від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$) за роботи на трьох циліндрах.

Розрахована і отримана в експерименті питома ефективна витрати палива показані на рис. 5.6 практично співпадають, що свідчить про можливе визначення η_m і використання такого підходу для визначення ефективної питомих витрати палива за формулою 3.1 в різних способах відключення групи циліндрів.

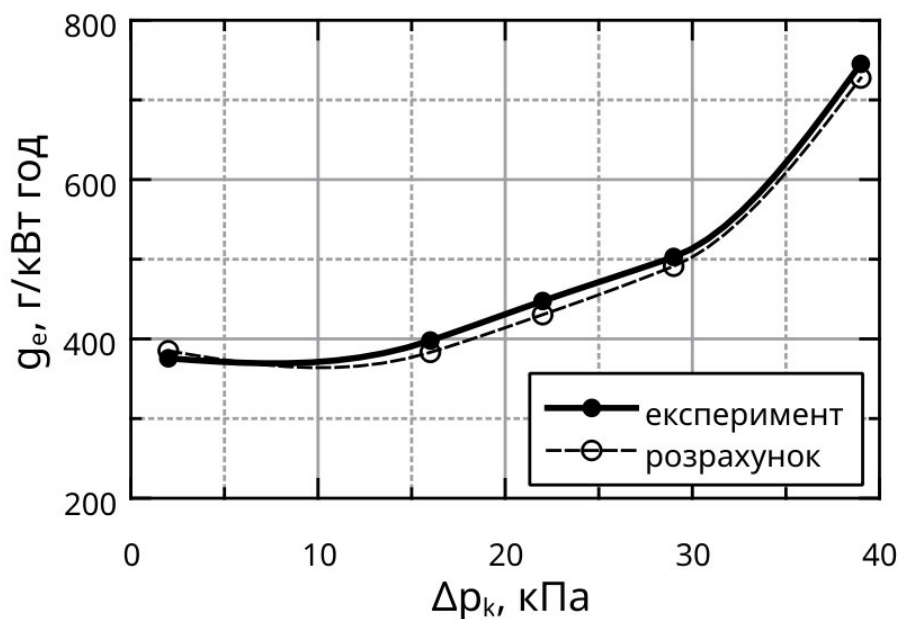


Рисунок 5.6 — Залежність питомої ефективної витрати бензину від розрідження на впуску двигуна 6Ч9.5/6.98 ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$) за роботи на 3-х циліндрах.

5.3 Вплив способу відключення циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності на паливну економічність ДзІЗ

При використанні комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ відключення групи циліндрів багатоциліндрового двигуна можна здійснити різними способами. Найбільш простим з точки зору реалізації на двигунах, які встановлені на автомобілях, є відключення подачі палива у групу циліндрів без змінювання системи газорозподілу. Цей спосіб достатньо досліджували і використовували на сучасних двигунах. Тому доцільно при дослідженні інших

способів відключення групи циліндрів порівнювати показники роботи двигуна з показниками, які отримують при використанні цього способу.

До способів, які не вимагають значних конструктивних змін і використання яких може поліпшити паливну економічність двигуна відносять спосіб відключення подачі палива у групу циліндрів і вільний впуск в цю групу повітря з зовнішнього середовища. Одним з варіантів такого способу є підігрів цього повітря.

Відомо, що кількісною оцінкою паливної економічності двигуна внутрішнього згорання є ефективна питома витрата палива, яка розраховується за формулою

$$g_e = \frac{3600}{\eta_i \eta_m H_u} \quad (5.6)$$

де η_i – індикаторний к.к.д. робочого циклу;

η_m – механічний к.к.д. двигуна;

H_u – нижча теплота згорання бензину $H_u = 43,5$ МДж/кг.

Розглянемо, як можна визначити індикаторний к.к.д. для різних способів відключення групи циліндрів.

Однією з залежностей, яку використовують для розрахунку η_i є (Ховах)

$$\eta_i = \frac{l_o \cdot \alpha \cdot p_i}{\eta_v \rho_k H_u}, \quad (5.7)$$

де l_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання одиниці кількості палива, кг/кг, для бензину $l_o = 14,8$ кг/кг;

α – коефіцієнт надміру повітря, для двигунів з електронною системою впорскування і зворотним зв'язком $\alpha = 1,0$ (за винятком режиму повних навантажень $\alpha \approx 0,9$);

p_i – середній індикаторний тиск в робочому циклі, МПа;

η_v – коефіцієнт наповнення робочих циліндрів двигуна повітрям;

ρ_k – густина повітря на впуску, для умов експерименту $\rho_k = 1,22 \text{ кг/м}^3$.

При порівнянні способу відключення групи циліндрів без зміни системи газорозподілу і способу з вільним впуском повітря (з підігрівом і без) робочий цикл в працюючих циліндрах в залежності від зовнішнього навантаження, яке можна оцінити розрідженням на впуску, буде однаковим, тобто залежності $p_i(\Delta p_k)$ і $\eta_v(\Delta p_k)$ будуть однакові для способів, що порівнювали. Виходячи з залежності 5.7 однаковою для цих способів буде закономірність $\eta_i(\Delta p_k)$.

Використавши експериментально визначену навантажувальну характеристику двигуна за роботи двигуна з відключеною групою циліндрів без зміни системи газорозподілу розраховували залежність середнього ефективного тиску p_e від розрідження на впуску $p_e(\Delta p_k)$. Використавши експериментально отриману при прокручуванні прогрітого двигуна залежність моменту механічних втрат від розрідження на впуску Δp_k визначили залежність середнього тиску механічних втрат $p_m(\Delta p_k)$. Розраховували залежність середнього індикаторного тиску $p_i(\Delta p_k)$.

При використанні названих способів відключення циліндрів робочий процес у працюючих циліндрах буде однаковим, тобто залежність середнього індикаторного тиску від розрідження на впуску $p_i(\Delta p_k)$ буде однаковою.

Експериментальне дослідження проводили на рядному шестициліндровому двигуні Opel моделі C30NE. Двигун обладнаний системою електронного розподіленого впорскування бензину M4.1-Motronic. Двигун встановлено на стенді СГЕУ-100.

Експериментально отримані при визначенні навантажувальної характеристики за роботи з відключенням трьох циліндрів припиненням подачі палива без внесення змін у систему газорозподілу залежності середнього ефективного тиску $p_e(\Delta p_k)$ показані на рисунку 5.7. Там же показана залежність середнього тиску механічних втрат від розрідження для способу з незмінною

системою газорозподілу $p_m(\Delta p_k)$, отримана прокручуванням прогрітого двигуна на гальмівному стенді. При використанні способів відключення групи циліндрів, які щойно розглядали, залежності $p_i(\Delta p_k)$ будуть такими ж, як і для способу відключення циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу.

Виходячи з залежності (5.7), для способів відключення групи циліндрів, які порівнювали, залежність індикаторного к.к.д. від розрідження на впуску двигуна буде однаковою. Розрахована залежність показана на рис. 5.7.

Механічний ККД для різних способів відключення циліндрів визначили за залежністю

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}, \quad (5.8)$$

де p_m – середній тиск механічних втрат при різних способах відключення циліндрів, МПа;

p_i – середній індикаторний тиск при відключенні циліндрів, МПа.

Залежність цього тиску від розрідження на впуску однакова для різних способів відключення циліндрів (рис.5.7)

Як зазначали вище, середній тиск механічних втрат визначали прокручуванням прогрітого двигуна при незмінній системі газорозподілу і вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів (з підігрівом повітря і без). В залежності від розрідження на впуску двигуна ця залежність показана на рис. 3.9. Як видно з показаних залежностей, середній тиск механічних втрат p_m значно відрізняється для різних способів відключення циліндрів.

Значно менша величина p_m при вільному впуску повітря у відключенні циліндрі (без підігріву повітря та з підігрівом). Різниця між цими двома способами незначна, необхідно враховувати складність реалізації способу. Значне зменшення механічних втрат при цих способах пояснюється зменшенням насосних втрат. Це призводить до підвищення механічного ККД. Розраховані залежності $\eta_m(\Delta p_k)$ для різних способів показані на рис. 5.10.

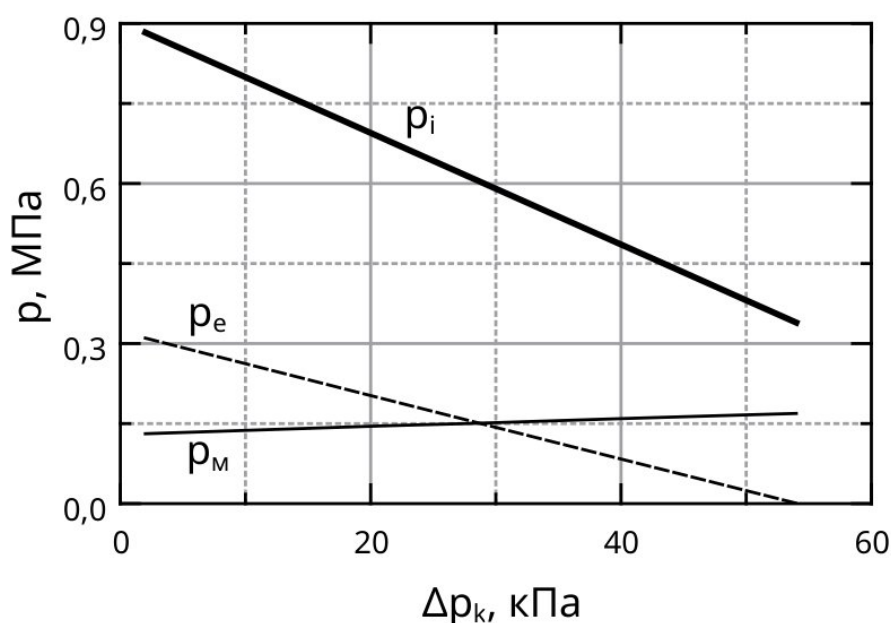


Рисунок 5.7 — Залежність середніх індикаторного p_k і ефективного тисків і тиску механічних втрат від розрідження на впуску двигуна 6Ч9.5/6.98 при відключенні трьох циліндрів ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) при незмінній системі газорозподілу

Така закономірність $\eta_m(\Delta p_k)$ для різних способів відключення пояснюється тим, що для режиму ХХ величина Δp_k практично не відрізняється для різних способів, знаходиться в межах 2...3 МПа. Для режиму максимального навантаження, коли дросельна заслінка в групі відключених циліндрів повністю відкрита при незмінній системі газорозподілу, механічні втрати для всіх способів практично співпадають. Різниця складає 0,002....0,005 МПа.

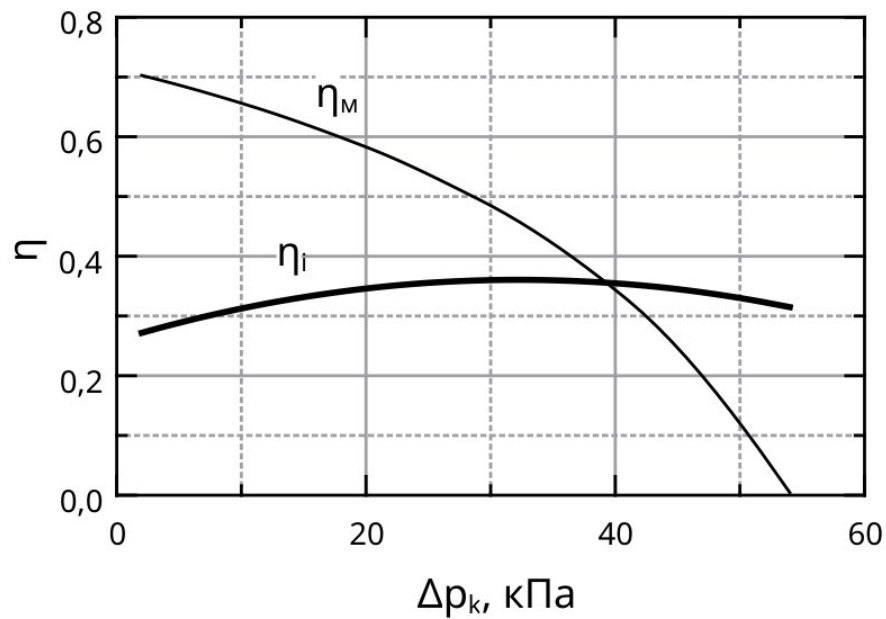


Рисунок 5.8 — Залежність індикаторного і механічного ККД від розрідження на впуску двигуна 6Ч9.5/6.98 при відключенні трьох циліндрів ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) і незмінній системі газорозподілу

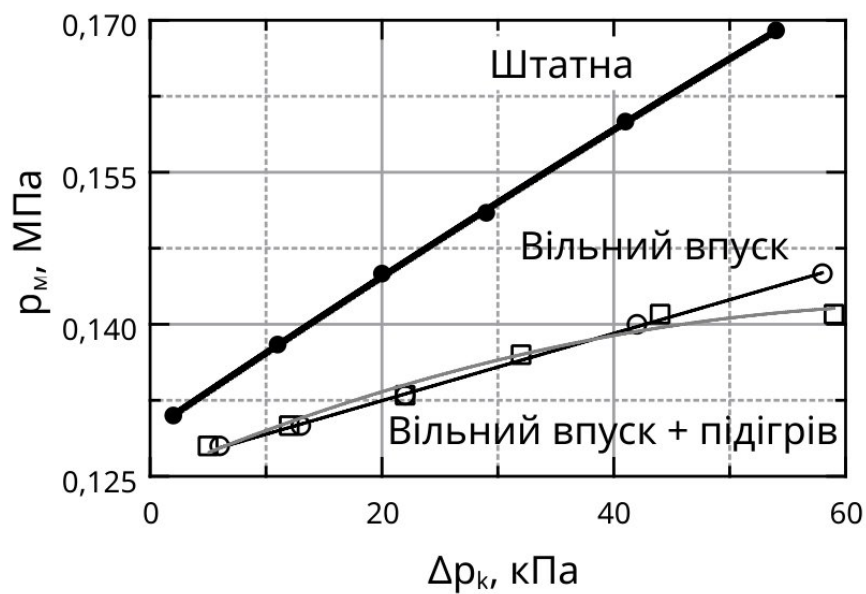


Рисунок 5.9 — Залежність середнього тиску механічних втрат від розрідження на впуску двигуна 6Ч9.5/6.98 при відключенні трьох циліндрів ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) при різних способах відключення групи циліндрів.

Об'єктивною оцінкою паливної економічності двигуна є залежність ефективної питомої витрати палива від ефективних показників, зокрема середнього ефективного тиску p_e . Тому розраховали залежність $p_e(\Delta p_k)$ для розглянутих способів відключення групи циліндрів. Ці залежності показані на рис. 5.11.

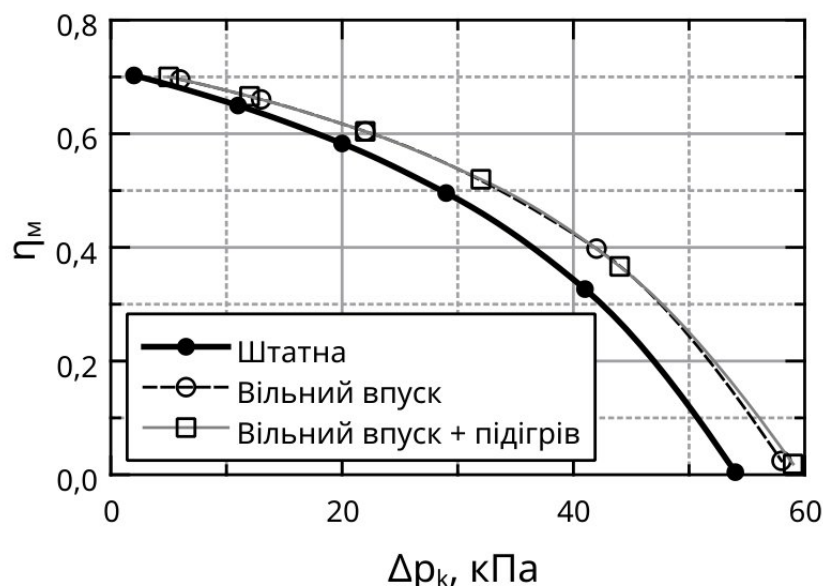


Рисунок 5.10 — Залежність механічного к.к.д від розрідження на впуску двигуна 6Ч9.5/6.98 при незмінній системі газорозподілу, при вільному впуску повітря у відключені циліндри без підігріву та з підігрівом ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

З використанням залежностей $p_e(\Delta p_k)$, $\eta_i(\Delta p_k)$ і $\eta_m(\Delta p_k)$ за формулою 5.6 розраховали залежність ефективної питомої витрати палива від середнього ефективного тиску. Ці залежності показані на рисунку 5.12. На них видно, що найбільшого поліпшення можна досягнути при вільному впуску підігрітого повітря у відключену групи циліндрів. В порівнянні з відключенням групи циліндрів при незмінній системі газорозподілу економія складає 1,5 ... 13,5%. При вільному впуску повітря без підігріву у відключено групу циліндрів па економічність поліпшується на 1,5 ... 10,5 % у порівнянні з незмінною системою газорозподілу.

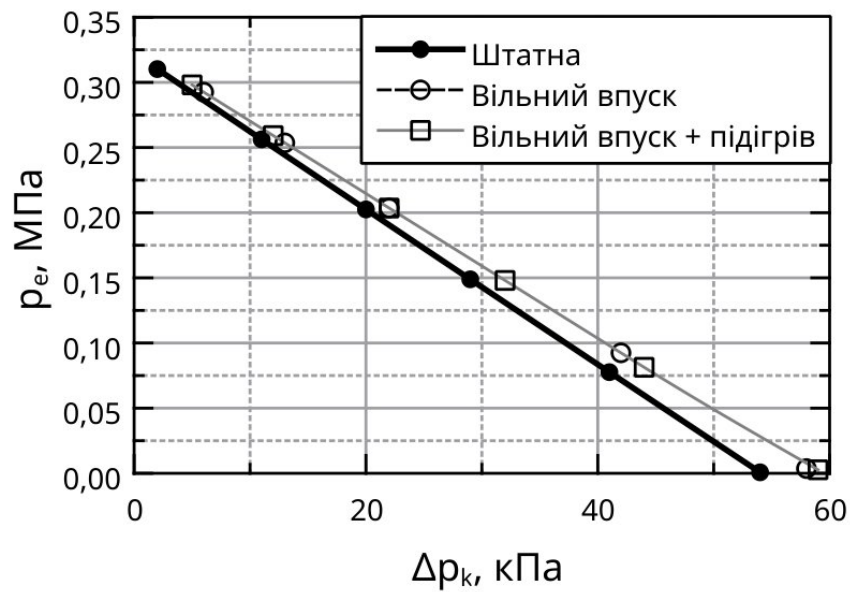


Рисунок 5.11 — Залежність середнього ефективного тиску від розрідження на впуску двигуна С30NE при відключенні трьох циліндрів ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) при різних способах відключення групи циліндрів

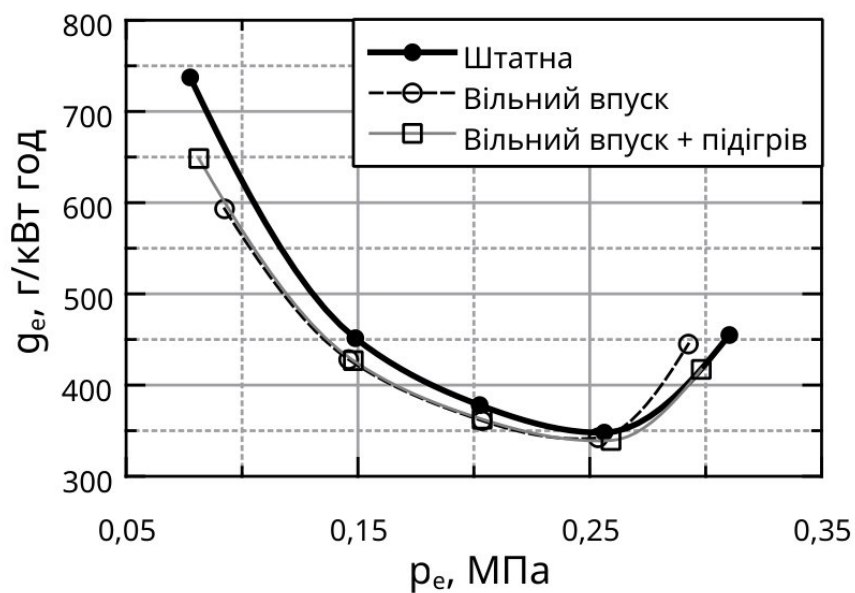


Рисунок 5.12 — Залежність ефективної питомої витрати палива від середнього ефективного тиску двигуна С30NE при незмінній системі газорозподілу, при вільному впуску повітря у відключенні циліндри без підігріву та з підігрівом ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$)

Таким чином, комбінований метод регулювання потужності ДзІЗ може бути реалізований при відключенні групи циліндрів різними способами. Найбільш простим з точки зору конструктивних змін є спосіб припинення подачі палива у групу циліндрів без внесення змін систему газорозподілу. Разом з тим, поліпшити паливну економічність двигуна у порівнянні з цим способом можна іншими способами відключення групи циліндрів. Розрахунковими дослідженнями з використанням експериментальних даних показано, що відключення групи циліндрів з вільним впуском у відключену групу циліндрів підігрітого повітря дозволяє поліпшити паливну економічність в порівнянні з відключенням без змін системи газорозподілу на 1,5 ... 13,5%, якщо повітря не підігрівати економія складає 1,5 ... 10,5 %.

5.4 Вплив способу відключення циліндрів при реалізації комбінованого методу регулювання потужності на екологічні показники ДзІЗ

Як показано в розділі 3.5, при способах відключення циліндрів, які порівнювали, робочий цикл в працюючих циліндрах в залежності від розрідження на впуску буде однаковим.

При такому підході, розрахований середній індикаторний тиск (p_i) для всіх способів відключення циліндрів буде однаковий в залежності від розрідження на впуску.

Різниця між способами відключення циліндрів буде мати місце лише в механічних втратах, які оцінили середнім тиском (p_m). В результаті різним буде середній ефективний тиск (p_e), в залежності від якого необхідно оцінювати показники роботи двигуна при реалізації комбінованого методу регулювання потужності різними способами відключення групи циліндрів.

Відомо, що оцінкою рівня забруднення ВГ навколишнього середовища є не концентрації ЗР у ВГ, а маса їх викидів. Масові викиди ЗР в одиницю часу розраховували за залежностями

$$G_i = \frac{C_i''}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{\text{ВГ}} \quad G_i = \frac{C_i'}{10^6} \cdot \mu_i \cdot M_{\text{ВГ}} \quad (5.9)$$

де C_i'' та C_i' — концентрації ЗР відповідно у % та млн^{-1} ;

μ_i — молекулярна маса i -ї ЗР, кг/кмоль ;

$M_{\text{ВГ}}$ — кількість продуктів згорання палива, кмоль/год .

При розрахунках кількості продуктів згорання палива враховували стан ВГ. Для оксиду вуглецю (CO), вуглеводів (CH) та діоксиду вуглецю (CO_2) концентрацію яких визначали інфрачервоним методом ВГ приймали сухими, для оксидів азоту (NO_x) концентрації яких визначали в підігрітих продуктах згорання — вологими.

Кількість продуктів згорання розраховували за залежністю

$$M_{\text{ВГ}} = a(bG_{\text{пал}} + G_{\text{пов}}) \quad (5.10)$$

де $G_{\text{пал}}$ — годинна витрата палива, кг/год ;

$G_{\text{пов}}$ — годинна витрата повітря, кг/год ;

a і b — розраховані коефіцієнти, які залежать від стану ВГ та складу паливо-повітряної суміші.

Як видно з навантажувальної характеристики (рис.5.13) двигуна 6Ч9,5/6,98, склад паливо-повітряної суміші, за винятком повного навантаження, близький до стехіометричного ($\alpha = 0,985...0,994$). Для такого складу

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{с}} = 0,02259(6,104G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}})$$

$$M_{\text{ВГ}}^{\text{в}} = 0,027(5,31G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}})$$

У таблиці “У” наведені результати розрахунків, з використанням даних навантажувальної характеристики (рис. 5.13), викидів ЗР для способу відключення групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу. Ці дані однакові для всіх способів відключення групи циліндрів. При розрахунках

за формулою 5.9 прийняли величини, які використовували при таруванні приладів, $M_{\text{CO}} = 28$ кг/кмоль, $M_{\text{CO}_2} = 44$ кг/кмоль, $M_{\text{HC}} = 86$ кг/кмоль, $M_{\text{NO}_x} = 30$ кг/кмоль.

Використали експериментальну навантажувальну характеристику (рис. 5.13), визначену на двигуні з незмінною системою газорозподілу розраховали залежність p_e від Δp_k (рис. 5.11), використали експериментально отриману прокручуванням прогрітого двигуна залежність $p_m(\Delta p_k)$, визначили залежність середнього індикаторного тиску від розрідження $p_i(\Delta p_k)$. Ця залежність показана на рис. 5.11. При використанні названих способів відключення циліндрів робочий процес у працюючих циліндрах однаковий, тобто залежність середнього індикаторного тиску від розрідження $p_i(\Delta p_k)$ однакова.

Середній тиск механічних втрат визначили прокручуванням прогрітого двигуна при незмінній системі газорозподілу і вільному впуску повітря у відключену групу циліндрів з підігрівом повітря і без підігріву в залежності від розрідження на впуску двигуна. Ці залежності показані на рисунку 5.9.

Як видно з показаних залежностей середній тиск механічних втрат p_m значно відрізняється для різних способів відключення циліндрів. Найбільша величина p_m при відключенні циліндрів з незмінною системою газорозподілу. Значно менші величини p_m при вільному впуску повітря у виключну групу без підігріву повітря та з підігрівом. Різниця між двома останніми способами незначна, тому при виборі найбільш доцільного способу необхідно врахувати складність реалізації способу. Значне зниження механічних втрат при всіх способах пояснюється зменшенням насосних втрат.

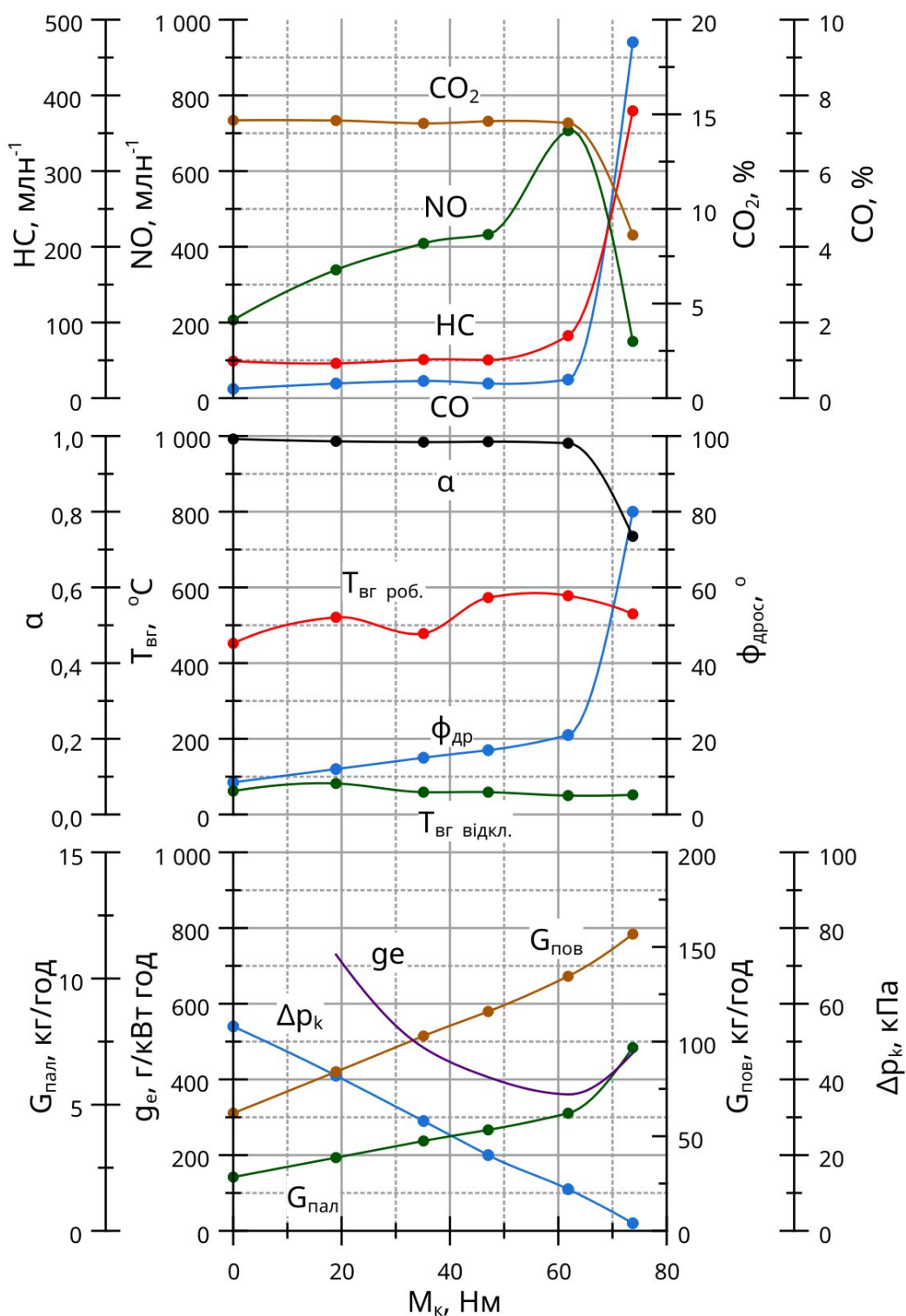


Рисунок 5.13 — Навантажувальна характеристика двигуна 6C9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу M_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Однією з оцінок шкідливого впливу ВГ на навколишнє середовище є масові викиди ЗР в одиницю часу в залежності від зовнішнього навантаження

двигуна. Таким навантаженням може бути середній ефективний тиск (p_e). Тому розраховували залежність тиску p_e для вказаних вище способів відключення циліндрів від розрідження на впуску (Δp_k) (рис. 5.11).

Як видно з показаних залежностей, найменші величини p_e мають місце для незмінної системи газорозподілу, найбільші — для системи вільного впуску повітря з підігрівом у відключену групу циліндрів. Проміжне положення займає вільний впуск повітря без підігріву. Це й визначило співвідношення масових викидів ЗР в залежності від зовнішнього навантаження для всіх основних ЗР.

Як зазначалося вище, для всіх способів відключення групи циліндрів концентрації масових викидів ЗР в залежності від розрідження на впуску однакові. Ці викиди розраховували по вище наведеній методиці для способу відключення циліндрів з незмінною системою газорозподілу в залежності від Δp_k . Таблиця з результатами розрахунків наведена в додатку Ж. В цій же таблиці наведені дані щодо сумарних, приведених до оксиду вуглецю викидів CO, HC, CO₂ та NO_x від Δp_k , які розраховано за формулою.

$$G_{\Sigma CO} = G_{CO} + 3,16G_{CH} + 41,1G_{NO} \quad (5.11)$$

З використанням залежностей $p_e(\Delta p_k)$ (рис. 5.11) розраховували залежність масових викидів в одиницю часу різних ЗР від середнього ефективного тиску.

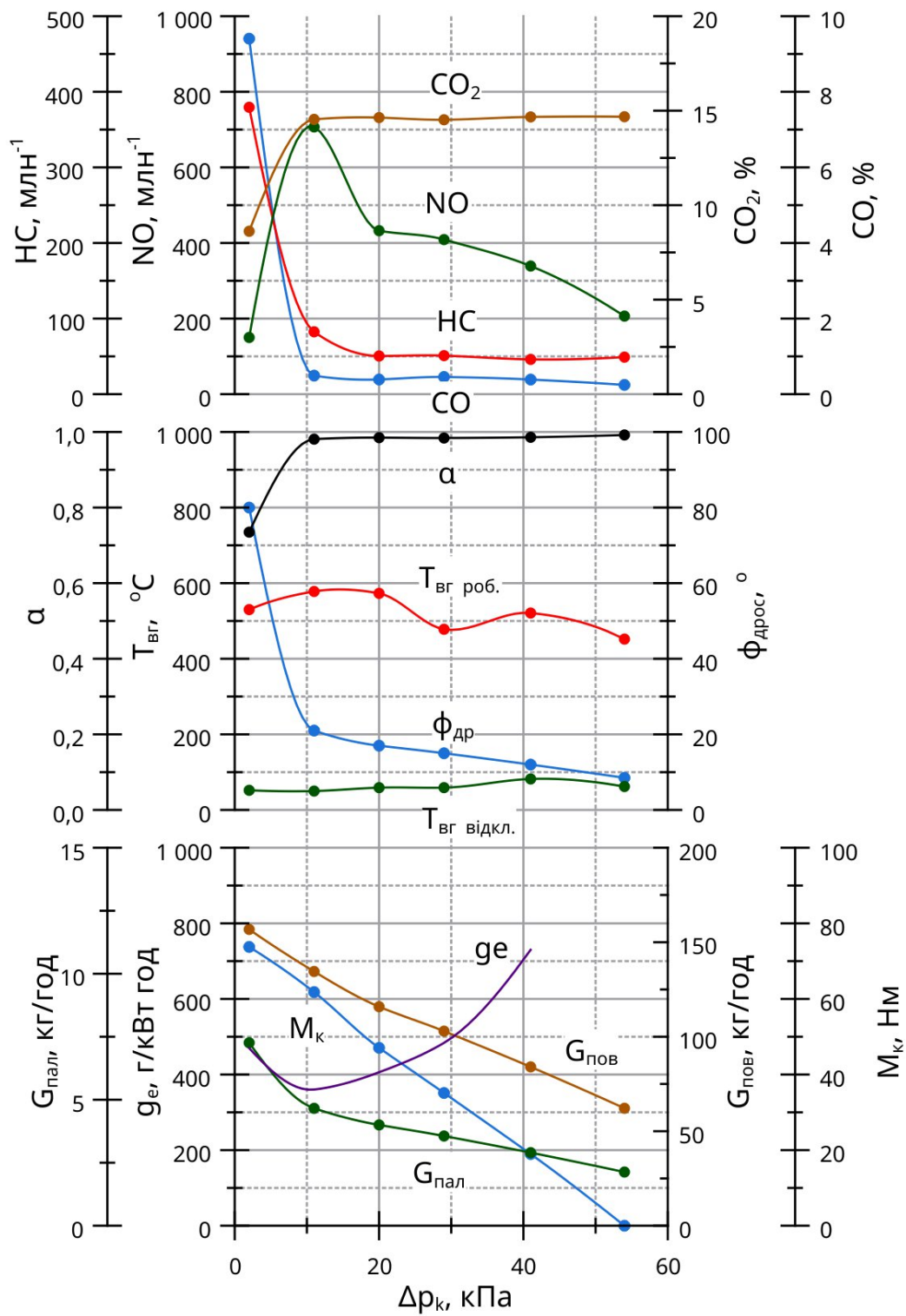


Рисунок 5.14 — Залежність питомих викидів ЗР двигуна 6C9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газорозподілу від розрідження на впуску Δp_k , ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

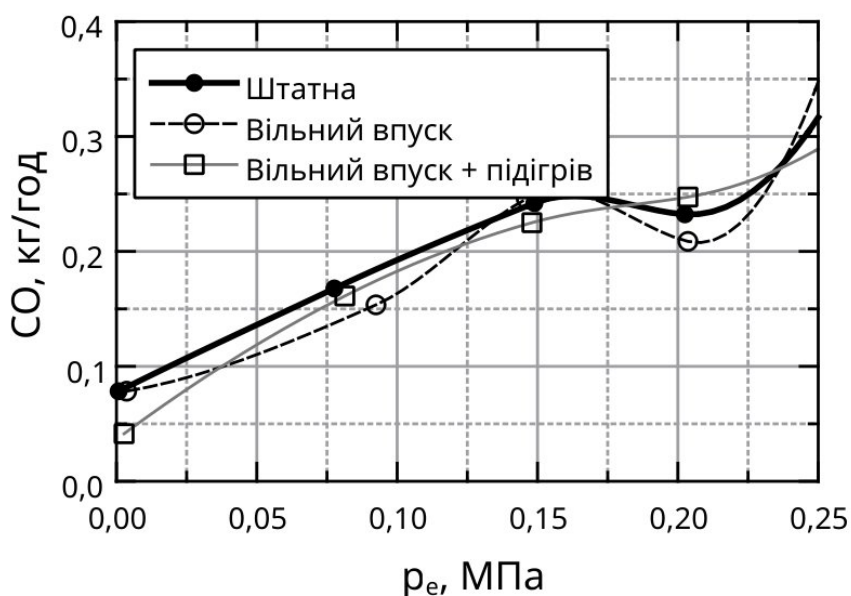


Рисунок 5.15 — Залежність викидів оксиду вуглецю від середнього ефективного тиску двигуна 6Ч 9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з показних залежностей, в усьому діапазоні навантажень, викиди оксиду вуглецю з ВГ найбільші при використанні способу відключення групи циліндрів при незмінній системі газорозподілу, найменші при вільному впуску підігрітого повітря у відключену групу циліндрів. Незначно більші викиди при вільному впуску без підігріву повітря.

Для середнього навантаження ($p_e \approx 0,3 \text{ МПа}$) викиди CO при вільному впуску повітря з підігрівом менші в порівнянні зі способом відключення циліндрів без внесення зміни у систему газорозподілу менші на 8.4% для вільного впуску повітря без підігріву — на 6.1%.

Аналогічний вплив способів відключення циліндрів на масові викиди NO_x (рис. 5.16). Для середнього навантажувального режиму при вільному впуску підігрітого повітря у відключену групу циліндрів викиди NO_x зменшуються.

Порівняння викидів HC (рис. 5.17) показує, що можна очікувати зменшення цих викидів при використанні способу відключення з вільним

впуском підігрітого повітря у порівнянні із способом з незмінною системою газорозподілу за роботи двигуна в режимі середнього навантаження.

Провели порівняння сумарних, приведених до оксиду вуглецю ЗР (рис. 5.18). Розрахунки показують, що спосіб відключення групи циліндрів з вільним впуском підігрітого повітря призводить до зменшення цих викидів у порівнянні зі способом з відключення при незмінній системі газорозподілу.

Результати розрахунків наведені в Додатку Ж.

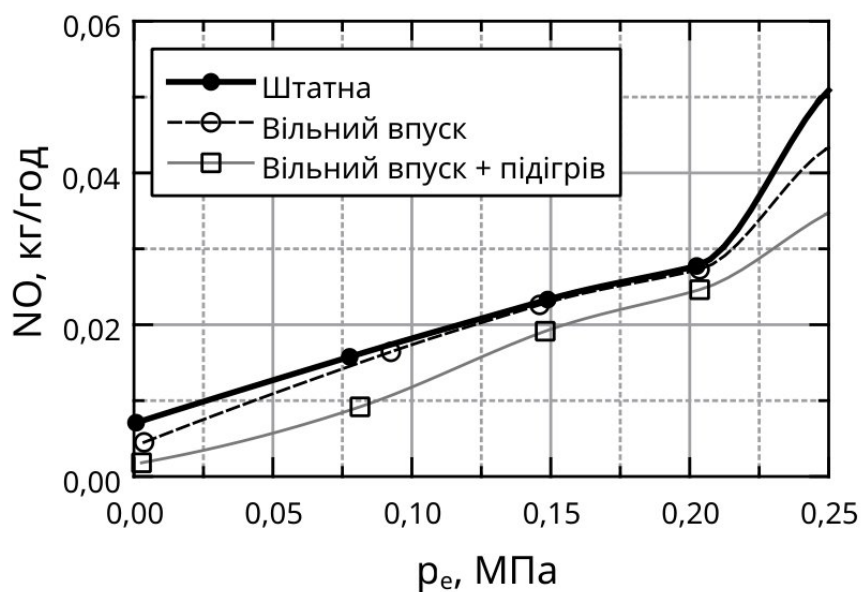


Рисунок 5.16 — Залежність викидів оксиду азоту двигуна 6Ч9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів від середнього ефективного тиску p_e ,
($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

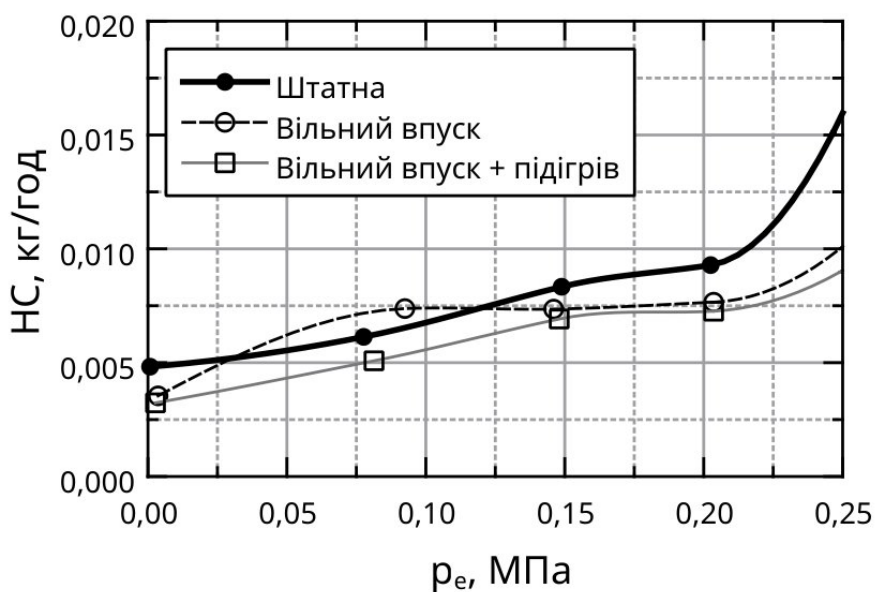


Рисунок 5.17 — Залежність викидів вуглеводнів від середнього ефективного тиску двигуна 6Ч 9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

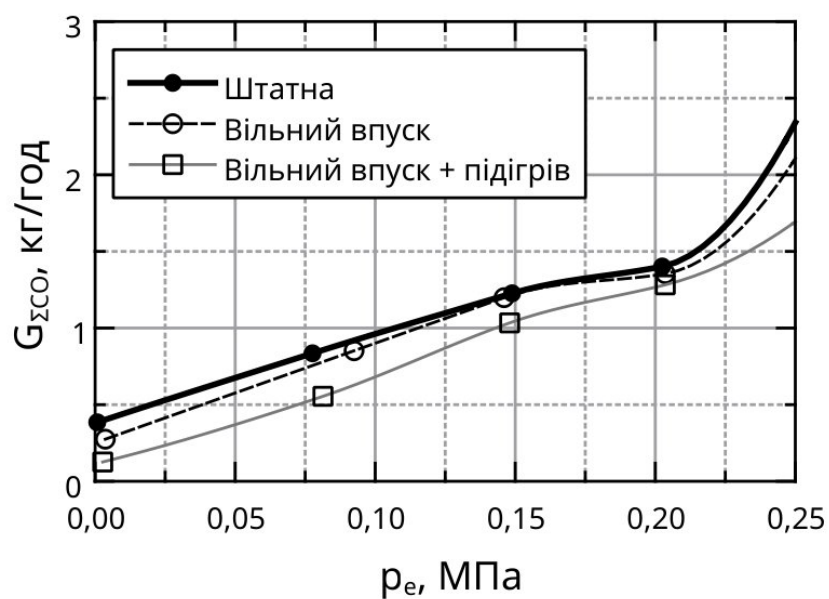


Рисунок 5.18 — Залежність сумарних, приведених до оксиду вуглецю, викидів ЗР від середнього ефективного тиску двигуна 6Ч 9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

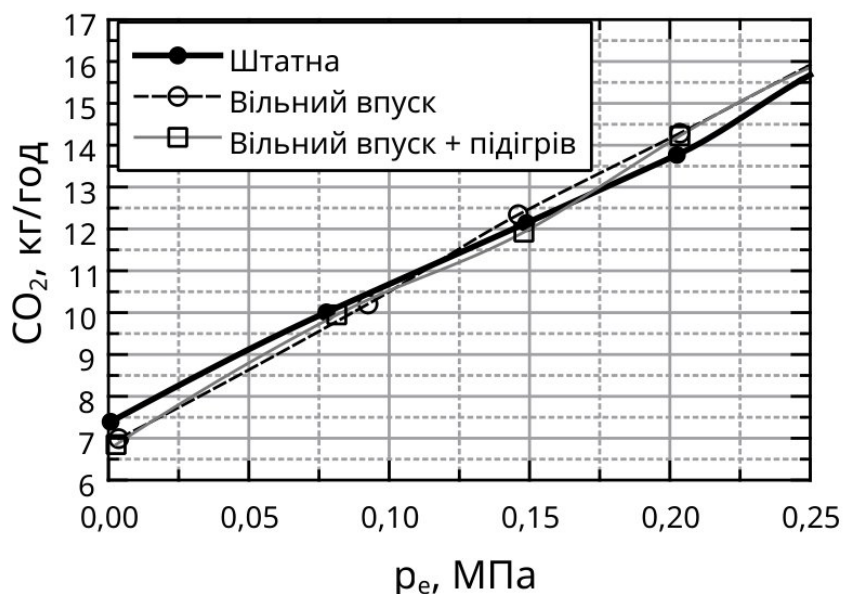


Рисунок 5.19 — Залежність викидів двооксиду вуглецю від середнього ефективного тиску двигуна 6Ч 9,5/6,98 при різних способах відключення циліндрів ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

Дані для загальної оцінки впливу способу відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ наведені в Додатках В та Ж.

5.5 Висновки до розділу 5

1. Порівняння розрахункової залежності індикаторного к.к.д. від розрідження на впуску працюючих циліндрів і отриманої в експерименті показує, що максимальна різниця не перевищує 2%.

2. Отримані експериментальні і розраховані, згідно визначеної в роботі залежності механічного к.к.д. від розрідження на впуску, величини ефективної питомої витрати палива практично співпадають.

3. Встановлено, що найменші механічні втрати мають місце при способі відключення групи циліндрів з вільним впуском підігрітого повітря у відключенні циліндри, найбільші механічні втрати при відключенні групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу.

4. Порівняння ефективної питомої витрати палива при різних способах відключення циліндрів показує, що вільний впуск повітря у відключену групу циліндрів зменшує питому витрату палива на 1,5...10,5% в залежності від навантажувального режиму.

5. Перехід від способу відключення групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу до способи відключення з вільним впуском повітря у відключенні циліндрі знижує викиди ЗР.

Для середнього навантаження ($p_e \approx 0,3 \text{ МПа}$) викиди СО при вільному впуску повітря з підігрівом менші у порівнянні і способом відключення циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу на 8,4%, для вільного впуску повітря без підігріву – на 6,1%.

Аналогічний вплив спосіб відключення циліндрів на масові викиди NO. При вільному впуску підігрітого повітря у відключену групу циліндрів викиди NO зменшуються на 11%, при вільному впуску без підігріву – на 8,2%.

Можна очікувати зменшення викидів НС при використанні способу відключення з вільним впуском підігрітого повітря у порівнянні зі способом з незмінною системою газорозподілу за роботи двигуна в режимі середнього навантаження на 5,7%, без підігріву – на 4,2%. Розрахунки показують, що спосіб відключення групи циліндрів з вільним випуском підігрітого повітря призводить до зменшення зведених до СО викидів у порівнянні зі способом з відключенням при незмінній системі газорозподілу на 10,8% та без підігріву – на 8,1%.

Поліпшення паливної економічності при використанні способів з вільним впуском повітря у відключенні циліндри дозволило зменшити викиди CO_2 на 5,7% при підігріві повітря і на 4,7% без підігріву.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Двигуни з іскровим запалюванням (ДзІЗ) є основними джерелами механічної енергії легкових автомобілів. Одним із недоліків цих двигунів є погіршення паливної економічності і екологічних показників в часткових навантажувальних режимах і режимах ХХ, які є основними режимами роботи автомобільних двигунів в експлуатаційних умовах. Однією з основних причин погіршення паливної економічності ДзІЗ в названих режимах є метод регулювання потужності дроселюванням свіжого заряду. Відомі напрями поліпшення показників в цих режимах. Одним з напрямів, який широко використовується є застосування комбінованого методу регулювання потужності двигуна — відключенням групи циліндрів в режимах малих навантажень і ХХ і робота на всіх циліндрах в режимах середніх і повних навантажень. Ефективність комбінованого методу залежить від способу його реалізації. Одним із способів, які можна реалізувати на двигунах без значних конструктивних змін, є відключення подачі палива в групу циліндрів без зміни системи газорозподілу. В ряді досліджень встановлено, що цей спосіб відключення циліндрів можливо удосконалити, але досліджень, зокрема на ДзІЗ з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором не проводили. Рішення цієї науково-технічної задачі є предметом дослідження.

2. Провели експериментальні дослідження на двигуні 6Ч 9,5/6,98, з електронною системою керування впорскуванням палива, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором без внесення зміни у систему газорозподілу, Встановили поліпшення паливної економічності при відключенні трьох з шести циліндрів в зоні середніх частот обертання ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) в інтервалі зміни крутного моменту від нуля до 53 Нм на 14,0 ... 0,0%. Експерименти в режимах ХХ показали поліпшення паливної економічності за роботи на трьох циліндрах в інтервалі частот 730...3600 хв^{-1} від 32 до 6%..

3. З врахуванням результатів раніше проведених досліджень обґрунтували доцільні для дослідження способи відключення групи циліндрів для реалізації комбінованого методу регулювання потужності ДзІЗ а саме при припиненні подачі палива: без внесення змін у систему газорозподілу; з вільним впуском у відключені циліндри повітря при температурі навколишнього середовища, з вільним впуском у відключені циліндри підігрітого до температури 150 °С повітря.

4. Розробили методику проведення розрахункових досліджень впливу способу відключення групи циліндрів на показники двигуна, суть якої полягає в тому, що для досліджуваних способів робочий процес в працюючих циліндрах буде однаковий і залежить від розрідження на впуску. Тому для всіх способів показники роботи працюючих циліндрів, а саме: індикаторний к.к.д., витрати повітря і палива, концентрації ЗР у ВГ будуть однакові. Показники роботи двигуна при різних способів відключення залежать від механічних втрат.

5. Експериментальними дослідженнями на двигуні 6Ч 9,5/6,98 встановили, що найбільші механічні втрати при способі відключення групи циліндрів без внесення змін у систему газорозподілу, при інших двох способах механічні втрати значно нижчі і між собою відрізняються незначно.

6. Порівняння паливної економичності при використанні різних способів відключення циліндрів при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності (енергетичних показників) провели по величині питомої ефективної витрати палива в залежності від зовнішнього навантаження, яке оцінювали середнім ефективним тиском. Встановили, що найбільшу питому витрату палива має двигун при відключенні групи циліндрів з незмінною системою газорозподілу. Використання способу відключення з вільним впуском у відключені циліндри повітря з навколишнього середовища поліпшують паливну економичність на 1,5...10,5%, з підігрівом повітря на 1,5...13,5%. Експерименти на двигуні 6Ч 9,5/6,98 показали, що витрата бензину при вільному впуску повітря в відключені циліндри нижча у порівнянні з способом

з незмінною системою газорозподілу на 10,8...0.0% при зміні крутного моменту від нуля до 51Нм.

7. Порівняння екологічних показників при різних способах відключення групи циліндрів проводили виходячи з кількості викидів ЗР в одиницю часу в залежності від зовнішнього навантаження двигуна. Для середнього навантажувального режиму ($p_e = 0,3$ МПа) зниження всіх ЗР при використанні способів з вільним впуском повітря (з підігрівом і без) у порівнянні зі способом з незмінною системою газорозподілу в одиницю часу склали: по СО на 8,4 і 6,1%, по NO_x на 11,0 і 8,2%, по СН на 5,7 і 4,2%, по CO_2 на 5,7 і 4,7%, по сумарних зведених до СО викидах на 10,8 і 8,1%.

8. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень можна вважати, що з врахуванням необхідних змін в конструкції двигуна для практичного використання найбільш доцільним є використання способу відключення подачі палива з вільним впуском у відключені циліндри повітря при температурі навколишнього середовища. Підігрів повітря незначно поліпшує показники двигуна, але вимагає встановлення додаткових пристроїв.

9. Результати дослідження прийняті до використання Інститутом Газу АН України, а також використовують у навчальному процесі в Національному транспортному університеті при підготовці фахівців за спеціальностями «Енергетичне машинобудування» та «Автомобільний транспорт».

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сирота О.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатоциліндрового бензинового двигуна застосування комбінованого методу регулювання потужності: дис... канд. техн. наук: 05.05.03. Київ., 2011. 295с.
2. Дядченко В.Л. Покращення паливної економічності багатоциліндрових двигунів з впорскуванням бензину в режимах малих навантажень і холостого ходу: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Київ, 2010. 20 с.
3. Худолій Н.Н. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей совершенствованием способа регулирования мощности: дис. ... канд. техн. наук: Київ, 1983, 309 с.
4. Андрусенко П.И., Гутаревич Ю.Ф., Филиппов А.З. и др. О возможности повышения экономичности автомобильного бензинового двигателя при регулировании его мощности отключением отдельных рабочих циклов. Тр. ЦНИТА, 1967, вып. 34. С. 47-51.
5. Система впрыска топлива в двигателях внутреннего сгорания: А.с. 186221. СССР. КАДИ: Авт изобрет. П.И. Андрусенко, Ю.Ф. Гутаревич, Н.П. Шукшин. Оpubл. в Б.И., 1966, №18
6. Войтюк С.Д. Підвищення економічних і екологічних показників роботи бензинового двигуна на холостому ході відключенням окремих робочих циклів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Київ., 2004. 18 с
7. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: Харків, 1982. 237 с.
8. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М. Порівняння способів відключення циліндрів при регулюванні потужності бензинового двигуна. *Автомобільна промисловість*, 1984, №3. С. 7 – 9.
9. Muller H., Brtting H. Die Euflaungsdaues und ihre Auswirknug auf den Verlauf der Energienmsetzung beim Ottomotor. – “MTZ”, 1978, 39, #7-8.SS. 333-338.

10. D. Stojek, D.Bottomley. The Ford 3x6 engine programme. Proc. Inst. Mech. Enges, 1984, D198, #15. PP. 301-306.
11. Bates B., Dodall J.M. Smith D.H. Variable Displacement by Engine Valve Control. – SAE Techn. pap. Ser., #780145, PP. 1-11.
12. Mayr B., Hofmann R, Hartig F., Hockel K. Moeglichkeiten der Weiterentwicklung am Ottomotor zur Wirkungsgradverbesserung. – ATZ, 1979, 81, #6. SS. 255-260.
13. Hartig F., Hockel K., Fridmann S. Die BMW-Zylinderabschaltung. – ATZ, 1981, 83, #2. SS. 69-73.
14. T.Fukui, T.Nakagami, H.Endo. Mitsubishi Orion-MD-A New Variable Displacement Engine. SAE Technical Series, 1983, #831007.P.9.
15. Фосдик Р.Ж. Затримка впровадження двигуна з регулюванням об'ємом. *Автомобільна промисловість*. США, 1978, №2. С. 9.
16. Abthoff J., Schsler H. -, Wollenhaupt G. Ein Motorenkonzept Mit Zylinderabschaltung Und Seine Verbrauchsreduzierung. – MTZ, 1980, 41, #7-8. SS.299-304.
17. Zino K., Rock G., Nouveau Moteur Cadillac Economique. – Revue automobile, 1980, 74 #36. P. 9.
18. D Scott, J. Yamaguchi. Dual-mode Engine alternates paired cylinders. Automotive Engineering, 1982, #2, 90. PP.93-94
19. Гутаревич Ю.Ф., Худолий Н.Н. Особенности рабочих процессов бензиновых двигателей при регулировании их мощности отключением подачи топлива в отдельные цилиндры и в отдельных рабочих циклах. *Всесоюзная научно-техническая конференция «Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив»*: тезисы докладов. Москва., 1980. С. 72.
20. Андрусенко П.И., Гутаревич Ю.Ф., Филиппов А.З. и др. О возможности повышения экономичности автомобильного бензинового двигателя при регулировании его мощности отключением отдельных рабочих циклов. – Тр. ЦНИТА, 1967, вып. 34. С. 47-51.

21. Худолий Н.Н., Гутаревич Ю.Ф. Исследование мощностных, экономических и токсических показателей бензиновых двигателей при разных способах регулирования мощности. *Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Повышение эффективности использования автомобильного транспорта в условиях жаркого климата и высокогорных районов»*, Ташкент 1978. С. 130-131
22. Система впрыска топлива в двигателях внутреннего сгорания. А.с. 186221. СССР. КАДИ: Авт изобрет. П.И. Андрусенко, Ю.Ф. Гутаревич, Н.П. Шукшин. Оpubл. в Б.И., 1966, №18.
23. Система питания многоцилиндрового карбюраторного двигателя внутреннего сгорания. А.с. 1110925. СССР. /Киев. автомоб. – дорожный ин-т/. Авт. изобр. А.М. Редзюк, Ю.Ф. Гутаревич, Н.А. Дикий, И.В. Хомайко. – Заявл. 10.06.83, № 3603182. Оpubл. в Б.И., 1984, №32.
24. Система питания и газообмена многоцилиндрового двигателя с искровым зажиганием. А.с. 1006789. СССР. /Киев. автомоб.- дорожный ин-т/ Авт. изобр. Ю.Ф. Гутаревич, А.М. Редзюк, А.С. Мусиенко.- Заявл. 29.12.81, № 3376116. Оpubл. в Б.И., 1983, №11
25. Система питания и газообмена многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания с принудительным зажиганием. А.с. 509727. СССР. /Киев. Автомоб. – дорожный ин-т и Молд. отд. НИИСМИ/ Авт. изобрет. П.И. Андрусенко, Ю.Ф. Гутаревич, Ф.П Спиваков и В.В. Солонков. – Заявл. 06.07.73, № 1939610. Оpubл. в Б.И., 1976, №13.
26. Способ работы многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания. А.с. 510584. СССР. / Киев. Автомоб. – дорожный ин-т и Молд. отд. НИИСМИ/ Авт. изобрет. П.И. Андрусенко, Ю.Ф. Гутаревич, Ф.П Спиваков и В.В. Солонков. – Заявл. 06.07.73, № 1939611. Оpubл. в Б.И., 1976, №14.
27. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М. Повышение экономичности и снижение токсичности многоцилиндровых бензиновых двигателей путем отключения части цилиндров. *Промышленная теплотехника*. Київ: Наукова думка, 1982, №4. С. 59-65

28. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М. Повышение экономичности и снижение токсичности многоцилиндровых бензиновых двигателей. *Двигателестроение*, 1982, №3. С. 3-5.
29. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М. Сравнение способов отключения цилиндров при регулировании мощности бензинового двигателя. *Автомобильная промышленность*, 1984, №3. С 7-9.
30. Матейчик В.П. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей совершенствованием способа отключения группы цилиндров: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. Харків, 1990. 231 с.
31. Корпач А.О. Улучшение экономических и токсических показателей автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях совершенствованием метода регулирования их мощности: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. Харків, 1989. 270 с.
32. Ковбасенко С.В. Покращення показників багаточиліндрових бензинових двигунів з відключенням групи циліндрів: дис... канд. техн. наук: 05.05.03. Київ, 2000. 289 с.
33. Карев С.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників бензинового двигуна з системою впорскування та зворотнім зв'язком: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Київ, 2014. 232с.
34. Гутаревич Ю.Ф., Карев С.В., Ющенко М.М. Удосконалення комбінованого методу регулювання потужності сучасного бензинового двигуна. *Вісник НТУ. Серія "Технічні науки" Науково-технічний збірник*. Київ, 2018. Випуск 1(40). С. 105 -113.
URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/40/105.pdf>
35. 35.Gutarevych, Y., Mateichyk, V., Matijošius, J., Rimkus, A., Gritsuk, I., Syrota, O., Shuba, Y. 57190307135; 57190296913; 10041262900; 55636986900; 57190293165; 57210955698; 57203060619; Improving fuel economy of spark ignition engines applying the combined method of power regulation (2020) *Energies*, 13 (5), стаття № 1076.

URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85081605498&doi=10.3390%2fen13051076&partnerID=40&md5=bf4ca42981e6570d3fc866171abe0db8>

36. Система питания многоцилиндрового карбюраторного двигателя внутреннего сгорания. А.с. 1110925. СССР. /Киев. автомоб. – дорожный ин-т/. Авт. изобр. А.М. Редзюк, Ю.Ф. Гутаревич, Н.А. Дикий, И.В. Хомайко. – Заявл. 10.06.83, № 3603182. Оpubл. в Б.И., 1984, №32.

37. Разработка и исследование экспериментальной системы питания двигателя ЗМЗ-53 с отключаемыми цилиндрами. /Научный руководитель Гутаревич Ю.Ф. //Научный отчет НИР – 1984, КАДИ, № гос. Регистрации 01.83.0077270.

38. Система питания для двигателя внутреннего сгорания. А.с. 1390420. СССР. /Киев. автомоб. – дорожный ин-т и Заволжский моторный завод /. Авт. изобр. А.М. Редзюк, В.Б. Пичугин, Ю.Ф. Гутаревич, А.А. Калашников, А.Г. Говорун, С.И. Скибарко. – Заявл. 17.09.86, № 4139530. Оpubл. в Б.И., 1988, № 15.

39. Автомобільні двигуни: Підручник. / Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Київ: Арістей, 2006. 476 с.

40. T.Fukui, T.Nakagami, H.Endo, T.Katsumotoand, Y.Danno, "Mitsubishi Orion-MD, A New Variable Displacement Engine,"SAE 831007.

41. "Mitsubishi has variable 2 or 4-cylinder engine", Wards Engine and Vehicle Technology Update, Sep. 1, 1992.

42. Patent veroeffentlicht DE 2947580C2 / P 2947580.7-13, 1982.

URL: www.franzer.de/Ideen_Design/hydro/infhydro.htm

43. Опис системи відключення циліндрів.

URL: http://www.ansoft.com/markets/High_Performance_EM/Displacement on Demand.pdf

44. Автомобильные силовые агрегаты в Северной Америке. *Автостроение за рубежом*. 2004, №4. С. 12-14.

45. Новый бензиновый двигатель S500V8 фирмы Mercedes-Benzс отключаемыми цилиндрами. *Автостроение за рубежом*, 2000, №7. С. 13-15.

46. МерседесS500 – новинка от Daimler-Benz. *Автомобиль* 1998, №22-23. С.9.

47. Электронная система управления клапанами EVA. *Автотранспорт за рубежом*. 2000, №9. С. 14-16.
48. Двигатель 5.7-L Hemi V8 с отключаемыми цилиндрами. *Автостроение за рубежом*. 2004, №9. С. 16-17.
49. Method and apparatus for deactivating and reactivating cylinders for an engine with displacement on demand, United States Patent, Patent No.: US 6,615,804 B2. General Motors Corporation, Gregory Paul Matthews, Charles Henry Folkerts / Appl. No.: 09/847,106 03.05.2001.
URL: <https://patents.google.com/patent/US6615804B2/en>
50. N.Milovanovic, J.W.G.Turner, S.A.Kenchington, G.Pitcher, D.W.Blundell; *International Journal of Engine Research*, Volume 6, Number 4, July 2005. PP. 377-397.
URL: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1243/146808705X30396?icid=int.sj-abstract.similar-articles.2>
51. J.W.G. Turner and S.A. Kenchington Lotus Engineering, Norwich, UK D.A. Stretch Eaton Automotive, Southfield, Michigan, USA, Production AVT Development: Lotus and Eaton's Electrohydraulic Closed-Loop Fully Variable Valve Train System. 16 с. URL: <https://bioage.typepad.com/greencarcongress/docs/lotuseaton.pdf>
52. Schaltbare Ventiltriebskomponenten. Günther Eggerath, Uwe Geiger, Michael Haas & Lothar von Schimonsky / MTZ — Motortechnische Zeitschrift volume 66, с.558–565 (2005).
DOI:10.1007/BF03226757
URL: https://www.researchgate.net/publication/257279378_Schaltbare_Ventiltriebskomponenten
53. Система живлення багатоциліндрового двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням і впорскуванням палива з відключенням групи циліндрів. Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В., Карев С.В. Патент на корисну модель № 69965 Заявка № u 2011 12157 від 18.10.2011, Бюл. №10, 2012
54. Ю.Ф. Гутаревич, В.Л. Дядченко, О.С. Андрюхіна, О.В. Сирота. Визначення закономірності зміни положення дросельної заслінки при відключенні групи циліндрів бензинового двигуна. *Вісник НТУ. Серія “Технічні науки” Науково-технічний збірник*. Київ, 2007. Випуск №14. С. 80–84.

55. Сирота О.В. Розробка системи відключення і включення групи циліндрів для керування двигуном з впорскуванням бензину. / О.В. Сирота // *Materiały XIX konferencji międzynarodowej "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji" SAKON'08.* – Rzeszów: Politehnika Rzeszowska. – 2008. – С. 145–150.
56. Сирота О.В. Експериментальні дослідження двигуна з впорскуванням бензину і зворотнім зв'язком при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності. *Вісник НТУ. Серія "Технічні науки" Науково-технічний збірник.* Київ, 2008. Випуск № 17, С. 95 – 101.
57. Гутаревич Ю.Ф., Сирота А.В. Дослідження показників двигуна з системою впорскування бензину в процесах розгону при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів. *Проблеми транспорту: Збірник наукових праць.* – К.: НТУ, 2009. – Вип. 6. – С. 159–164.
58. Гутаревич Ю.Ф., Сирота А.В.. Дослідження перехідних процесів включення і відключення групи циліндрів двигунів з системою впорскування бензину і зворотнім зв'язком. *Вісник НТУ. Серія "Технічні науки" Науково-технічний збірник.* Київ, 2009. Випуск № 19. С. 135–138.
59. Гутаревич Ю.Ф., Сирота А.В., Карев С.В. Комбінований метод регулювання потужності бензинових двигунів як напрям покращення паливної економічності. *Міжвузівський збірник "Наукові нотатки".* Луцьк, 2010. Випуск 28. С. 175–179.
60. Гутаревич Ю.Ф. Математична модель двигуна за різних методів регулювання потужності / Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота// *Materiały XXI konferencji międzynarodowej «Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia».* – Seria: Transport № 1. – Rzeszów: Politehnika Rzeszowska, 2010. – С. 107–114.
61. Сирота О.В. Математична модель для визначення паливної економічності бензинового двигуна в неусталених режимах. *Вісник НТУ. Серія "Технічні науки" Науково-технічний збірник.* Київ, 2010. Випуск №21. С. 191–196.
62. Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням. *Вісник НТУ. Серія "Технічні науки" Науково-технічний збірник.* Київ, 2021. Випуск 3 (50), С. 180 — 187.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-180-187

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/180-187.pdf>

63. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Вплив способу реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на механічні втрати та паливну економічність. *Вісник НТУ. Серія “Технічні науки” Науково-технічний збірник*. Київ, 2022, Випуск 1 (51), С. 149-158.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-1-51-149-158

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/51/149_158.pdf

64. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням способу відключення групи циліндрів при регулюванні енергетичних показників комбінованим методом. *Вісник НТУ. Серія “Технічні науки” Науково-технічний збірник*. Київ, 2022, Випуск 3 (53), С. 118 — 126.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-118-126

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/53/118_126.pdf

65. Kovbasenko S., Yushchenko M., Rychok S. Вплив способу відключення групи циліндрів двигуна з іскровим запалюванням на показники роботи в режимах холостого ходу. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy* – Pieszow, 2019. – S. 25-33.

66. Gutarevych Y., D Rychok S. Influence of the way of realization of the combined power regulation method for the fuel efficiency of the engine with spark ignition. *Transport means engineering. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy* – Pieszow, 2022. – S. 45-52.

67. Екологія та автомобільний транспорт: навч. посіб. / Гутаревич Ю.Ф. та ін. Київ: Фрістей, 2006. 292 с.

68. Disconnection. Patrick D. Fischer, Johannes Bergmaier, Hermann Pflaum, Karsten Stahl, Georg Wachtmeister. Enhancing Cylinder Deactivation through a Clutch Concept for Mechanical Cylinder. // *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 4(3): 92-100. p-ISSN: 2163-2405 e-ISSN: 2163-2413 2014;

DOI:10.5923/j.jmea.20140403.02

URL: https://www.researchgate.net/publication/275637345_Enhancing_Cylinder_Deactivation_through_a_Clutch_Concept_for_Mechanical_Cylinder_Disconnection

69. George Brinklow, Jose Martin Herreros, Soheil Zeraati Rezaei, Omid Doustdar, Athanasios Tsolakis, Paul Millington, Amy Kolpin, Impact of Cylinder Deactivation Strategies on Three-way Catalyst Performance in High Efficiency Low Emissions Engines, Chemical Engineering Journal Advances, Volume 14, 2023, 100481, ISSN 2666-8211,

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ceja.2023.100481>

URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2666821123000388>

70. K. Fridrichová, L. Drápal, J. Vopařil, J. Dluhoš, Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 146, 2021, 111196, ISSN 1364-0321,

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111196>.

URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032121004846>

71. Johannes Ritzmann, Norbert Zsiga, Christian Peterhans, Christopher Onder, A control strategy for cylinder deactivation, Control Engineering Practice, Volume 103, 2020, 104566, ISSN 0967-0661,

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104566>.

URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096706612030157X>

72. Jinxing Zhao, Qingyuan Xi, Shuwen Wang, Sen Wang, Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds, Applied Thermal Engineering, Volume 141, 2018, Pages 245-256, ISSN 1359-4311,

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.087>.

URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117380675>

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 Технічна характеристика автомобіля CHEVROLET TANOЕ

Загальна інформація	
Марка:	CHEVROLET
Модель:	ТАНОЕ
Країна випробки:	США
Габарити	
Кількість місць:	8
Довжина, мм:	5352
Ширина (без дзеркал), мм:	2057
Висота, мм:	1925
Колісна база, мм:	3071
Споряджена маса, кг:	2700
Максимальна маса, кг:	3357
Об'єм багажника, л:	722
Об'єм паливного бака, л:	91
Двигун	
Об'єм двигуна, куб.см:	6162
Паливо:	Бензин
Модель двигуна:	L86
Кількість циліндрів:	8
Розташування циліндрів:	V-подібне
Кількість клапанів:	16
Ступінь стиску:	11.5:1
Потужність, кВт (хв-1):	313 (5600)
Крутний момент, Нм (хв-1):	623 (4100)
Коробка та привід	
Тип коробки передач:	Автоматична
Кількість передач:	10
Привід:	4x4

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Навантажувальні характеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 при частоті обертання $n=1800 \text{ хв}^{-1}$

№	n	Mk	Ne	Gf	ma_a	ΔP_k	Tair	Toil	Tex	α	CO	CO2	CH	NOx
	хв^{-1}	Нм	кВт	кг/год	кг/год	кПа	°C	°C	°C		%	%	ppm	ppm
1	1830,00	0	0	2,26	33,62	73	70	100	340	1,01	1,05	11,7	160	90
2	1800,00	26,69	5,09	3,01	43,36	68	80	90	350	0,98	0,8	11,3	80	500
3	1809,00	70,25	13,31	4,92	70,91	47	90	95	450	0,98	1,36	11,2	120	1 860
4	1801,00	92,72	17,49	5,79	83,44	37	88	95	480	0,98	1,29	12,5	120	2 000
5	1807,00	113,79	21,53	6,42	94,33	31	88	100	520	1	1,18	13,1	110	2 050
6	1806,00	134,86	25,51	7,26	105,61	23	87	100	535	0,99	1,24	13,9	140	2 110
7	1805,00	151,72	28,68	8,09	114,14	17	86	100	545	0,96	1,2	14,1	150	2 120
8	1800,00	168,58	31,78	8,74	123,38	12	86	100	560	0,96	1,18	14,3	140	2 120
9	1800,00	189,65	35,75	11,01	139,18	3	87	100	560	0,86	4,51	13,2	120	1 160

Таблиця Б.2 – Результати розрахунків індикаторного к.к.д. двигуна 6Ч9.5/6.98 при частоті обертання $n=1800 \text{ хв}^{-1}$

№	η_v	Pe	Nm	Ni	η_m	Pi	η_i	Pm	η_e	ge
		МПа	Нм	кВт		МПа		МПа		г/кВт год
1	0,169	0	7,274	7,274	0,000	0,161	0,266	0,161	0,000	∞
2	0,222	0,107	7,030	12,120	0,420	0,272	0,333	0,158	0,140	591
3	0,361	0,301	6,546	19,856	0,670	0,444	0,334	0,146	0,224	370
4	0,426	0,405	6,275	23,765	0,736	0,533	0,340	0,141	0,250	331
5	0,480	0,486	6,151	27,681	0,778	0,619	0,357	0,138	0,278	298
6	0,538	0,578	5,956	31,466	0,811	0,704	0,359	0,133	0,291	285
7	0,582	0,651	5,811	34,491	0,832	0,772	0,353	0,130	0,293	282
8	0,631	0,709	5,677	37,457	0,848	0,841	0,355	0,127	0,301	275
9	0,712	0,784	5,467	41,217	0,867	0,926	0,310	0,123	0,269	308

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Результати розрахунків викидів ЗР для двигуна 6Ч9.5/6.98 при частоті обертання $n=2000 \text{ хв}^{-1}$

№	Ge пал кг/год	ΔРк кПа	Mk Нм	Ne кВт	t ох °C	t вг °C	Ge пов кг/год	t ол °C	CO %	HC ppm	CO2 %	O2 %	NO ppm	α
1	2,12	53	0,00	0,00	83	425	62,3	109,5	0,237	55,5	14,81	0,08	154,5	0,994
2	2,85	39	18,26	3,82	82	430	83,4	106	0,294	73	14,825	0,03	337	0,989
3	3,42	29	32,31	6,80	86	500	99,7	105	0,391	66	14,795	0,01	430	0,985
4	3,79	22	40,04	8,47	83	535	110,7	105	0,339	63	14,765	0	504,5	0,987
5	4,31	16	51,98	10,83	85	550	125,7	105	0,3805	58,5	14,765	0	525,5	0,9855
6	5,72	2	71,64	15,23	84	570	145,4	106	4,5815	304	11,86	0	506,5	0,859

Продовження таблиці В.1

№	ΔРк, кПа	Рi, кПа	Рm, кПа			Рe, кПа		
			шт	вп	вп+під	шт	вп	вп+під
1	53	0,3451	0,1688	0,1435	0,1394	0,0038	0,0291	0,0331
2	39	0,4920	0,1590	0,1384	0,1363	0,0870	0,1076	0,1097
3	29	0,5981	0,1519	0,1350	0,1339	0,1472	0,1640	0,1652
4	22	0,6729	0,1467	0,1328	0,1320	0,1897	0,2037	0,2044
5	16	0,7375	0,1422	0,1309	0,1304	0,2265	0,2378	0,2383
6	2	0,8895	0,1315	0,1270	0,1264	0,3132	0,3178	0,3184

Продовження таблиці В.1

№	G_CO, кг/год	G_HC, кг/год	G_CO2, кг/год	G_NO, кг/год
1	0,0760	0,0055	7,4679	0,0053
2	0,1264	0,0096	10,0124	0,0155
3	0,2011	0,0104	11,9550	0,0237
4	0,1935	0,0110	13,2412	0,0308
5	0,2467	0,0116	15,0411	0,0365
6	3,5707	0,0728	14,5254	0,0423

Таблиця В.2 – Порівняння способів відключення циліндрів з відключенням подачі палива та з вільним впуском повітря з підігрівом і без на масові годинні викидів ЗР .

№	Спосіб відключення	Незмінна система	Вільний впуск	Вільний впуск з підігрівом	$\Delta 1, \%$	$\Delta 2, \%$
	ЗР	1	2	3		
1	G со, г/год	154	144,6	141	6,1	8,4
2	G по, г/год	24,4	22,38	21,7	8,3	11,1
3	G hc, г/год	8,38	8,03	7,9	4,2	5,7
4	G со, г/год	1184	1089	1056	8,0	10,8
5	G со2, г/год	10,6	10,1	10	4,7	5,7

ДОДАТОК Г

Паспорт якості на паливо

АТ «КОНЦЕРН ГАЛНАФТОГАЗ»
82660, Україна, Львівська обл., Стрийський р-н, смт. Славське,
вул. Івана Франка, буд. 14А
(виробник, організатор, експлуатувач)

Ф.Т.С.07.08/02
Форма № 11-НК
Код за ДКУД _____

Ідентифікаційний код за ЄДРПОУ 31729918

Центр паливних випробувань "ТФС"
Рівненська ВЛ
35321, Рівненська обл., Рівненський р-н, с. Нова Любомирка, вул. Нафтовиків, 2А
ПАСПОРТ ЯКОСТІ № 05392601/22-0001/796
"10" листопада 2022 р.

Найменування і марка нафти або нафтопродуктів: Бензин неетильований А-95 (аналог Бензину автомобільного А-95-Євро5-Е0).
Сертифікат відповідності: ДП "Рівнестандартметрологія" № UA.TR.037.00148-22 від 10.11.2022 р. до 01.04.2023 р.
Декларація про відповідність: ТОВ «ОККО ПОСТАЧ» № UA.037.D.00222-22 від 10.11.2022 р.
Номер нормативного документа на нафтопродукт: ДСТУ 7687:2015 і Технічний регламент щодо вимог автомобільних бензинів, дизельного, суднових та котельних палив.
Завод-виробник: POLSKI KONCERN NAFTOWY ORLEN S.A., Chemikow 7, 09-411 Plock, Польща
Дата виробництва: жовтень 2022 р.
Місце відбору проб: Україна, Рівненська обл., Рівненський р-н, с. Нова Любомирка, вул. Нафтовиків, 2а.
Замовник: ТОВ «ОККО-ПОСТАЧ», 04070, м. Київ, вул. Набережно-Хрещатицька, буд. 15-17/18, код ЄДРПОУ 39263391.
Постачальник: ТОВ «ОККО-ПОСТАЧ», 04070, м. Київ, вул. Набережно-Хрещатицька, буд. 15-17/18, код ЄДРПОУ 39263391.
Номер резервуара (транспортного засобу) резервуар РВС-1000 № 46 рівень наповнення, (мм) 4710 кількість (м³) 560,639
Акт відбирання проби № 389-Н/д від 08.11.2022 р. Проба № 796 Проба відібрана згідно вимог ДСТУ 4488:2005
Дата проведення лабораторних випробувань: 09.11.2022 р., 10.11.2022 р.

Найменування показника	Одиниці виміру	Норма за технічним регламентом	Норма за нормативним документом	Результат випробування	Метод випробування
Октанове число за дослідним методом		не менше 95	не менше 95	95,8	ДСТУ 8737
Октанове число за моторним методом		не менше 85	не менше 85	85,1	ДСТУ 8736
Тиск насиченої пари	кПа	в межах 45 - 100	в межах 45 - 100	73,4	ГОСТ 1756
Концентрація свинцю	мг/дм³	не більше 5	не більше 5	<5	ГОСТ 28828
Густина за температури 15°C	кг/м³		в межах 720 - 775	743,0	ДСТУ ГОСТ 31072
Фракційний склад: за температури 70°C випаровується, (B70)	% об.		в межах 20 - 50	33	ГОСТ 2177
Фракційний склад: за температури 100°C випаровується, (B100)	% об.		в межах 46 - 71	52	ГОСТ 2177
Фракційний склад: за температури 150°C випаровується, (B150)	% об.		не менше 75	86	ГОСТ 2177
Фракційний склад: кінець кипіння	°C		не вище 210	190	ГОСТ 2177
Фракційний склад: залишок у колбі	%		не більше 2	1,1	ГОСТ 2177
Вміст сірки	мг/кг	не більше 10	не більше 10	9,0	ДСТУ ISO 20846
Об'ємна частка олефінових вуглеводнів	%	не більше 18	не більше 18	14,1*	ДСТУ 7686
Об'ємна частка ароматичних вуглеводнів	%	не більше 35	не більше ніж 35	26,85	ASTM D 5580
Об'ємна частка бензолу	%	не більше 1	не більше 1	0,42	ASTM D 5580
Масова частка кисню	% мас.	не більше 2,7	не більше 2,7	1,33	ДСТУ EN 1601
Об'ємна частка металю	%	не більше 3,0	не більше 3,0	0	ASTM D 4815
Об'ємна частка (біо)етанолу, (Е0)	%	0	0	0	ASTM D 4815
Об'ємна частка ізопропілового спирту	%	не більше 10	не більше 10	0	ASTM D 4815
Об'ємна частка ізобутилового спирту	%	не більше 10	не більше 10	0	ASTM D 4815
Об'ємна частка третбутилового спирту	%	не більше 7	не більше 7	0	ASTM D 4815
Об'ємна частка простих ефірів	%	не більше 15	не більше 15	10,05	ASTM D 4815
Об'ємна частка інших органічних кисневих сполук з температурою кипіння не вище ніж 210°C	%	не більше 10	не більше 10	0	ASTM D 4815
Вміст марганцю	мг/дм³		не більше 6	відсутній**	ГОСТ 33158
Стійкість до окиснення (індукційний період)	хв		не менше 360	486**	СТБ ІСО 7536
Концентрація фактичних смол	мг/100мл		не більше 5	0,9	ДСТУ ГОСТ 1567
Корозія мідної пластинки, клас			не більше 1	1	ДСТУ EN ISO 2160
Зовнішній вигляд			Прозорий та світлий, без механічних домішок та води	Прозорий та світлий, без механічних домішок та води	9.4 ДСТУ 7687

Дані про вид та кількість добавок (присадок): відомості про присадки відсутні.**
Гарантійний строк зберігання згідно ДСТУ 7687:2015 – 6 місяців з дати виробництва.

Примітка: «*» позначаються показники якості, перенесені з Протоколу випробувань № 572/22 від 09.11.2022 р., виданого ВЛ ТОВ «Науково-виробничне об'єднання «Технологія. Процеси. Контроль»; знаком «**» позначаються показники якості, перенесені з Паспорту № 22КОВ/А/2095 від 16.10.2022 р., ORLEN POLSKA Koncern, Naftowy, Польща.

Висновок: за перевіреними показниками проба нафтопродукту Бензин неетильований А-95 (аналог бензину автомобільного А-95-Євро5-Е0) відповідає вимогам ДСТУ 7687:2015 і Технічного регламенту щодо вимог до автомобільних бензинів, дизельного, суднових та котельних палив, як Бензин автомобільний А-95-Євро5-Е0.

Коментар _____

Рівненська ВЛ, Начальник сектору Рівненська ВЛ _____ Жорняк Ю. А.
Лаборант _____ Ковальчук К. _____
Код ЄДРПОУ 31729918

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Протокол випробування двигуна 6Ч9.5/6.98. Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на 6-ти циліндрах, ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

№	CO, %	HC, млн-1	CO ₂ , %	O ₂ , %	α	NO, млн-1	Δрк, кПа	φ др	Твг (А), °С	То х, °С	То л, °С	Р, Па
1	0,098	54	15,14	0,05	0,997	30	70	5	390	81	110	30
2	0,106	59	15,17	0,07	0,997	40	70	5	390	81	110	30
3	0,292	63	15,06	0,02	0,969	120	62	7	410	92	115	63
4	0,226	62	15,06	0,03	0,992	98	62	7	410	92	115	63
5	0,284	55	15,1	0	0,989	258	54	9	460	93	120	90
6	0,284	65	15,1	0	0,987	267	54	9	460	93	120	90
7	0,412	64	15,14	0	0,984	310	46	10	462	95	121	140
8	0,416	71	15,07	0	0,983	225	46	10	462	95	121	140
9	0,505	88	14,97	0	0,982	686	26	17	538	93	111	260
10	0,621	74	14,89	0	0,976	652	26	17	538	93	111	260
11	0,484	67	14,92	0,05	0,985	926	6	28	560	94	120	360
12	0,45	61	14,8	0,04	0,966	915	6	28	560	94	120	360
13	3,383	261	12,83	0,02	0,895	967	2	80	580	96	122	520
14	3,391	253	12,81	0,02	0,895	973	2	80	580	96	122	520

Таблиця Д.2 – Результати розрахунків з визначення навантажувальної фараактеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на 6-ти циліндрах, ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

	Мк, Нм	Ne, кВт	Гпал кг/год	ge г/кВт год	Гпов кг/год
1	0	0	2,32	#DIV/0!	34,05
2	24,58	5,15	3,16	614,23	45,05
3	24,58	5,15	3,17	615,31	46,2
4	44,95	9,41	3,86	410,47	56,18
5	44,95	9,41	3,85	408,98	55,86
6	66,73	13,97	4,9	350,97	70,94
7	66,73	13,97	4,91	351,45	70,97
8	113,79	23,83	6,96	291,99	100,44
9	113,79	23,83	7,01	294,2	100,58
10	165,06	34,57	9,28	268,48	134,38
11	165,06	34,57	9,13	264,25	129,72
12	185,43	38,83	10,86	279,74	142,93
13	185,43	38,83	10,75	276,79	141,42

Таблиця Д.3 – Протокол випробування двигуна 6Ч9.5/6.98. Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з незмінною системою газообміну($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

	CO, %	HC, млн-1	CO ₂ , %	O ₂ , %	α	NO, млн-1	Δp_k , кПа	ϕ др	T _{вг} (A), °C	T _{вг} (B), °C	T _{ох} , °C	T _{тол} , °C	P, Па
1	9,35	378	8,64	0,04	0,74	150	2	80	530	52	79	108	400
2	9,46	381	8,6	0,04	0,74	150	2	80	530	52	79	108	400
3	0,5	86	14,54	0	0,98	719	11	21	578	50	86	110	350
4	0,49	79	14,54	0	0,98	695	11	21	578	50	86	110	350
5	0,38	50	14,64	0	0,99	421	20	17	573	59	86	110	300
6	0,39	51	14,63	0	0,99	444	20	17	573	59	86	110	300
7	0,46	51	14,52	0	0,98	414	29	15	478	59	79	109	260
8	0,46	51	14,52	0	0,98	404	29	15	478	59	79	109	260
9	0,38	46	14,66	0	0,99	334	41	12	521	82	82	109	200
10	0,39	46	14,68	0	0,99	344	41	12	521	82	82	109	200
11	0,25	49	14,68	0	0,99	207	54	9	452	62	81	105	120
12	0,24	49	14,68	0	0,99	206	54	9	452	62	81	105	120

Таблиця Д.4 – Результати розрахунків з визначення навантажувальної характеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 на трьох циліндрах з незмінною системою газообміну($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

	Мк, Нм	Ne, кВт	Гпал кг/год	ge г/кВт год	Гпов кг/год
1	73,75	15,45	7,27	470,49	157,03
2	73,75	15,45	7,24	469,07	156,56
3	61,81	12,94	4,65	359,31	134,01
4	61,81	12,94	4,68	361,33	135,04
5	47,06	9,86	4	405,41	115,71
6	47,06	9,86	4,01	406,67	116,07
7	35,12	7,35	3,56	483,85	102,95
8	35,12	7,35	3,56	483,85	102,95
9	18,96	3,97	2,89	728,49	83,87
10	18,96	3,97	2,9	731,43	84,21
11	0	0	2,12		61,83
12	0	0	2,14		62,48

Таблиця Д.5 – Протокол випробування двигуна 6Ч9.5/6.98. Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з вільним впуском повітря, (n=2000 хв⁻¹)

	СО, %	НС, млн-1	СО2, %	О2, %	α	NO, млн-1	Δрк, кПа	φ др	Твг (А), °С	Твг (В), °С	Тох, °С	Тол, °С	Р, Па	Т по в, °С
1	0,27	39	15,23	0,02	0,99	140	58	3	470	55	83	104	150	38
2	0,27	40	15,24	0,02	0,99	148	58	3	470	55	83	104	150	38
3	0,36	57	15,14	0,05	0,99	364	42	5	506	52	83	105	210	37
4	0,36	55	15,15	0,04	0,99	351	42	5	506	52	83	105	210	37
5	0,47	46	15,1	0	0,99	396	32	8	540	52	83	108	270	39
6	0,48	46	15,08	0	0,98	415	32	8	540	52	83	108	270	39
7	0,34	42	15,13	0	0,99	424	22	10	576	52	84	109	320	40
8	0,35	41	15,14	0	0,99	424	22	10	576	52	84	109	320	40
9	0,55	50	14,97	0	0,98	620	13	14	585	51	81	110	390	38
10	0,54	50	14,97	0	0,98	584	13	14	585	51	81	110	390	38
11	8,66	373	9,31	0,08	0,76	141	6	18	542	50	79	108	390	32
12	8,81	378	9,51	0,08	0,75	131	6	18	542	50	79	108	390	32

Таблиця Д.6 – Результати розрахунків з визначення навантажувальної характеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з вільним впуском повітря, ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

	Мк, Нм	Ne, кВт	Гпал кг/год	ge г/кВт год	Гпов кг/год
1	0	0	1,96		28,58
2	0	0	1,93		28,06
3	21,07	4,41	2,85	646,52	41,48
4	21,07	4,41	2,86	648,37	41,6
5	28,1	5,88	3,48	592,06	50,44
6	28,1	5,88	3,48	590,8	50,28
7	46,36	9,71	4,02	413,85	58,29
8	46,36	9,71	4	411,92	58,02
9	59,7	12,5	4,52	361,26	65,2
10	59,7	12,5	4,61	369,05	66,61
11	70,94	14,86	6,67	448,72	74,19
12	70,94	14,86	6,66	448,52	73,66

ДОДАТОК ЖДОДАТОК ЖТаблиця Д.7 – Протокол випробування двигуна 6Ч9.5/6.98. Навантажувальна характеристика двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи на трьох циліндрах з вільним впуском підігрітого повітря, ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$)

	CO, %	HC, млн- 1	CO ₂ , %	O ₂ , %	α	NO, млн- 1	Δp_k , кПа	$\phi_{др}$	T _{вг} А, °C	T _{вг} В, °C	T _{ох} , °C	T _{ол} , °C	P, Па	T _{пов} , °C
1	0,14	37	15,1	0	0,99	57	59	3	480	70	81	108	120	130
2	0,14	36	15,1	0	0,99	60	59	3	480	70	81	108	120	130
3	0,38	39	14,92	0	0,99	203	44	5	502	69	77	103	210	133
4	0,38	39	14,92	0	0,99	201	44	5	502	69	77	103	210	133
5	0,44	44	14,82	0	0,99	349	32	8	540	71	81	107	270	133
6	0,44	44	14,82	0	0,99	349	32	8	540	71	81	107	270	133
7	0,41	39	14,93	0	0,99	377	22	10	579	71	79	109	320	135
8	0,41	39	14,93	0	0,99	381	22	10	579	71	79	109	320	135
9	0,44	46	14,87	0	0,99	494	12	15	588	71	82	110	380	132
10	0,44	46	14,87	0	0,99	485	12	15	588	71	82	110	380	132
11	7,03	264	10,46	0	0,8	173	5	18	571	71	87	111	400	139
12	7,02	266	10,46	0	0,8	179	5	18	571	71	87	111	400	139

Таблиця Д.8 – Результати розрахунків з визначення навантажувальної фарактеристики двигуна 6Ч9.5/6.98 за роботи на трьох циліндрах з вільним впуском підігрітого повітря, (n=2000 хв⁻¹)

	Мк, Нм	Ne, кВт	Гпал кг/год	ge г/кВт год	Гпов кг/год
1	0	0	1,93		28,12
2	0	0	1,91		27,85
3	18,96	3,97	2,84	714,09	41,15
4	18,96	3,97	2,83	712,78	41,03
5	33,72	7,06	3,42	483,85	49,47
6	33,72	7,06	3,43	485,58	49,64
7	45,66	9,56	4,03	421,53	58,36
8	45,66	9,56	4,07	426,11	58,99
9	59	12,36	4,63	374,65	67,03
10	59	12,36	4,59	371,62	66,49
11	73,05	15,3	6,1	398,51	71,61
12	73,05	15,3	6	392,45	70,52

ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1 – Результати розрахунків концентрації масових викидів ЗР в залежності від розрідження на впуску при різних способах відключення циліндрів

	Δp_k	P_i	η_i	P_m	P_e	η_m	g_e	G_{CO}	G_{HC}	G_{CO_2}	G_{NO}	$G_{\Sigma CO}$
	кПА	МПа		МПа	МПа		г/ кВт год	кг/год	кг/год	кг/год	кг/год	кг/год
Штанна	54	0,339	0,365	0,169	0,001	0,017		0,078	0,005	7,393	0,007	0,385
	41	0,475	0,373	0,160	0,078	0,301	737	0,168	0,006	10,007	0,016	0,835
	29	0,601	0,370	0,151	0,149	0,495	451	0,242	0,008	12,140	0,023	1,227
	20	0,695	0,367	0,145	0,202	0,597	378	0,232	0,009	13,767	0,028	1,402
	11	0,789	0,359	0,138	0,256	0,662	348	0,341	0,018	15,892	0,053	2,562
	2	0,883	0,264	0,131	0,310	0,690	455	8,315	0,103	11,976	0,014	9,225
Вільний впуск	58	0,297	0,357	0,145	0,004	0,034		0,078	0,004	6,990	0,005	0,275
	42	0,465	0,373	0,140	0,092	0,374	593	0,154	0,007	10,206	0,016	0,852
	22	0,674	0,368	0,133	0,204	0,623	361	0,209	0,008	14,286	0,027	1,354
	13	0,768	0,360	0,130	0,254	0,671	342	0,372	0,010	16,037	0,044	2,212
	6	0,841	0,273	0,128	0,293	0,681	445	7,217	0,095	12,223	0,012	8,013
Вільний впуск + підігрів	59	0,287	0,354	0,141	0,003	0,029		0,041	0,003	6,848	0,002	0,126
	44	0,444	0,373	0,141	0,081	0,343	648	0,161	0,005	9,947	0,009	0,555
	32	0,569	0,372	0,137	0,148	0,521	427	0,225	0,007	11,923	0,019	1,034
	22	0,674	0,368	0,133	0,204	0,620	363	0,247	0,007	14,222	0,025	1,282
	12	0,778	0,361	0,130	0,259	0,675	339	0,303	0,010	16,118	0,036	1,820
	5	0,852	0,289	0,128	0,298	0,687	417	5,480	0,063	12,822	0,015	6,285

ДОДАТОК Е

Список публікацій здобувача

Публікації в наукових фахових виданнях України.

1. Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 3 (50), 2021. с. 180 — 187.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-180-187

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/180-187.pdf>

2. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Вплив способу реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на механічні втрати та паливну економічність / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 1 (51), 2022. с. 149 — 158.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-1-51-149-158

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/51/149_158.pdf

3. Гутаревич Ю.Ф., Ричок С.О. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням способу відключення групи циліндрів при регулюванні енергетичних показників комбінованим методом / Вісник НТУ Серія “Технічні науки”, Випуск 3 (53), 2022. с. 118 — 126.

DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-118-126

URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/53/118_126.pdf

Публікації наукових періодичних виданнях іноземних держав

4. Kovbasenko S., Yushchenko M., Rychok S. Вплив способу відключення групи циліндрів двигуна з іскровим запалюванням на показники роботи в режимах холостого ходу. *Systemy i srodki transportu samochodowego. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy* – Pieszow, 2019. – S. 25-33.

5. Gutarevych Y., D Rychok S. Influence of the way of realization of the combined power regulation method for the fuel efficiency of the engine with spark ignition.

Transport means engineering. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pieszow, 2022. – S. 45-52.

Публікації апробаційного характеру

6. Ричок С.О. Удосконалення комбінованого методу керування потужністю двигунів з іскровим запалюванням Матеріали LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2020. С. 41.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

7. Ричок С.О. Теоретичне дослідження удосконаленого комбінованого методу регулювання потужності двигунів з іскровим запалюванням Матеріали LXXVII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2021. С. 36 — 37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

8. Ричок, С. О. Вплив способу відключення циліндрів на паливну економічність двигуна з іскровим запалюванням при комбінованому регулюванні потужності / С. О. Ричок // Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф., 27–29 жовт. 2021 р. / Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харків, 2021. – С. 231.

URL: https://af.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F-AUTOMOBILE/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%BD%D1%86%D1%96%D1%97/2021/PROGRAM_OF_THE_INTERNATIONAL_SCIENTIFIC_AND_PRACTICAL_CONFERENCE/%D1%82%D0%B5%D0%B7%D0%B821.pdf

9. Гутаревич Юрій, Ричок Сергій. Вплив способу реалізації комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на механічні втрати та паливну економічність. Третя міжнародна науково-технічна інтернет-конференція у співпраці з фондом intermarium. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем:

матеріали III Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції 19-20 жовтня 2022р. Рівне : НУВГП, 2022. с. 238 — 240.

URL: https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/tezu_iii_mnti_rivne_2022.pdf

10. Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням. Міжнародна науково-технічна конференція «Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». – К.: НТУ, 2021– С. 11.

URL: https://er.chdtu.edu.ua/bitstream/ChSTU/2609/1/%D1%82%D0%B5%D0%B7%D0%B8%D0%9D%D0%A2%D0%A3_2021.pdf

11. Ричок С.О. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням способу відключення групи циліндрів при регулюванні енергетичних показників комбінованим методом. Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу» – Київ, 2022

ДОДАТОК Є

НАЦІОНАЛЬНА
АКАДЕМІЯ НАУК
УКРАЇНИ

ІНСТИТУТ ГАЗУ

вул. Дегтярівська, 39
03113 Київ, Україна
тел. (044) 456-44-71
факс (044) 456-88-30
E-mail: hen_zhuk@ukr.net
bor.ilenko@gmail.com
<http://gas-inst.org.ua>



NATIONAL
ACADEMY OF SCIENCES
OF UKRAINE

THE GAS INSTITUTE

39 Dehtiarivska Str.,
03113 Kyiv, Ukraine
tel. (+38044) 456-44-71
fax (+38044) 456-88-30
E-mail: hen_zhuk@ukr.net
bor.ilenko@gmail.com
<http://gas-inst.org.ua>

№ *4401-86* від *10.04.2023*
на № від

ДОВІДКА

про використання результатів кваліфікаційної наукової праці

Ричка С. О. на тему

**«Поліпшення показників двигуна з іскровим запалюванням удосконаленням
комбінованого методу регулювання потужності»**

Двигуни з іскровим запалюванням є основними джерелами механічної енергії. Одним з суттєвих недоліків цих двигунів є погіршення паливної економічності в режимах малих навантажень і холостого ходу, які широко використовують в умовах експлуатації, зокрема в русі автомобілів в населених пунктах. Одним з напрямів поліпшення паливної економічності двигунів з іскровим запалюванням в названих режимах є зменшення робочого об'єму двигуна в цих режимах, забезпечивши таким чином зменшення ступеня дроселювання, покращення індикаторного к.к.д. та зменшення насосних втрат. Змінювати робочий об'єм двигуна можна різними методами, але в практиці найбільшого застосування набув метод відключення групи циліндрів. При застосуванні цього методу в усьому можливому діапазоні навантажень регулювання потужності двигуна здійснюється таким чином: в режимах повних і середніх навантажень дроселюванням всіх циліндрів, в режимах малих навантажень і холостого ходу дроселюванням частини циліндрів. Відключення групи циліндрів можна здійснювати різними способами. Одним з способів, який може бути реалізований на двигунах, що знаходяться в експлуатації, є відключення групи циліндрів припиненням подачі палива. В переданому рефераті наведено результати останніх досліджень комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням при використанні цього способу при різних схемах газообміну в відключеній групі.

Інститут газу НАН України також займається дослідженнями з покращення ефективності роботи газопоршневих двигунів та зменшенням шкідливих викидів і зацікавлений в таких дослідженнях. Результати Ваши досліджень використані при розробленні наукових засад ефективного спалювання альтернативних газових палив в циліндрах ДВЗ.

Директор,
д.т.н., професор



Геннадій Жук