

**Національний університет «Львівська політехніка»
Міністерство освіти і науки України**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Нікіпчук Сергій Вячеславович

УДК 621.01+621.03

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ МАШИН
З ОТТО-ДВИГУНАМИ ЗАСОБАМИ HARD-SOFT-ТЕХНОЛОГІЇ**

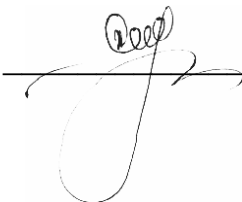
Спеціальність: 05.02.02 – Машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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


_____ С. В. Нікіпчук

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую:
Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06


_____ Ю.П. Шоловій

Науковий керівник
Гащук Петро Миколайович,
доктор технічних наук, професор

АНОТАЦІЯ

Нікіпчук С. В. Підвищення енергетичної ефективності робочих машин з отто-двигунами засобами hard-soft-технології. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.02.02 «Машинознавство». – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2019.

Розглядається технологія моделювання/дослідження процесів, ефектів та явищ теплотворення, тепловіддачі, теплопередачі тепловикористання у отто-двигуні (двигуні швидкого внутрішнього згорання), в основу якої покладено принципи праксеологічності. Визнано, що подальший розвиток класичних підходів до моделювання робочих процесів у двигуні, спираючись суто чи здебільшого на аналітико-алгоритмічні описи, є практично неможливим. Тож запропоновано залучити в модель також і реальний робочий простір двигуна, системно приєднуючи його до віртуального, втіленого в програмно-алгоритмічному середовищі, і тим самим впроваджуючи частину реальності в модель цієї ж реальності. В рамках дослідження за натурний робочий простір використовувався циліндр дослідницького двигуна BRIGGS&STRATTON, змонтованого на спеціальному випробувальному стенді.

При цьому з'являється можливість суттєво спростити аналітичну складову модельного відображення робочих процесів в двигуні, вибудовуючи її на основі класичних аналітичних співвідношень, що відображають закон збереження речовини, закон збереження енергії, закон теплопередачі, рівняння термодинамічного стану робочого тіла. Модель набуває конкретності не за рахунок спеціальних емпіричних описів, а завдяки черпанню поточної інформації з реального інформаційного простору на засадах теорії подібності.

Потрібної ефективності моделі надає імітація в програмному середовищі взаємодії між собою і довкіллям двох зон, на які поділено модельний робочий простір двигуна. Двוזонна модель протиставлена так званим багатозонним, у рамках яких завжди існує високий ризик виникнення майже не контрольованих помилок і похибок — моделям, які потребують складного й трудомісткого

інформаційного супроводу й обслуговування. Саме у разі двозонного трактування модельного робочого простору стає можливим відмовитись від аналітичного контролю за хімічною рівновагою в робочому середовищі і не існує причин, які б зумовлювали речовинний обмін між зонами. А тому тепловіддачу у стінки робочого простору можна визначати за прикладом однозонної моделі.

З проведеного дослідження випливає доцільність застосування теплотвірної експонентної функції для віртуального симулювання явища теплотворення. Якість симулювання суттєво зростає завдяки залученню інформації, отримуваної у процесі, так би мовити, «on-line-спілкування» віртуальної (у формі комп'ютерної програми) та реальної (у формі натурального робочого простору) частин модельного середовища.

Ключові слова: робоча машина, тепла машина, двигун внутрішнього згоряння, отто-двигун, процес теплотворення, теплоспоживання, функція Вібе, теплотвірна експонентна функція, інтенсивність тепловиділення та теплопередачі, експонентний аналітичний опис, моделювання, подібність, hard-soft-технологія, анти(тепло)детонаційне тепловиділення.

ANNOTATION

Nikipchuk S. V. Increasing the energy efficiency of working machines with otto-engines by means of hard-soft-technology. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.02.02 " Science of Machines". – Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2019.

The technology of modeling/investigat of processes, effects and phenomena of heat formation, heat transfer, heat utilization in the otto-engine (engine of rapid internal combustion) is considered on the basis of the principles of praxeology. It is recognized that further development of classic approaches to modeling working processes in the engine mainly with a help of the analytical-algorithmic expressions (descriptions) is almost impossible. Therefore, it is proposed to

additionally introduce to the model an actual workspace of the engine, systemically connecting it to the virtual, implemented in the software-algorithmic environment, thereby introducing part of the reality to the model of the same reality. Within the framework of this study, we used, as a full-scale workspace, a cylinder from the tested engine BRIGGS&STRATTON, mounted at a special test bench.

In this case, there is a possibility to greatly simplify the analytical component of the modeling representation of working processes in the engine, building it on the basis of classical analytical ratios that reflect the law of conservation of matter, the law of preservation of energy, a heat transfer law, as well as equations of thermodynamic state of a working body. The model acquires specificity not due to special empirical descriptions, but by acquiring current information from the real information space based on the principles of similarity theory.

The required effectiveness of the model is provided by a simulation in the programming environment of interaction amongst itself and the environment of two zones into which a modeled engine workspace is split. A dual-zone model is opposed to the so-called multi-zone models, within which there is always a high risk of errors, almost uncontrolled, which require a complex and labor-intensive information support and maintenance. It is in the case of a two-zone representation of the modelled working space that it becomes possible to abandon the analytical control over chemical equilibrium in a working environment and there are no reasons that would predetermine the exchange of substances between zones. Therefore, it becomes possible to determine heat transfer to the walls of a working space similar to a single-zone model.

It follows from the study conducted that it is expedient to apply a Wiebe function for the virtual simulation of a heat formation phenomenon. Quality of simulation is improved by acquiring information obtained in the process, so to speak, of "on-line communication" between a virtual (in the form of software) and an actual (in the form of a full-scale workspace) parts of the modelling environment.

Keywords: working machine, heat machine, internal combustion engine, otto-engine, heat generation process, heat consumption, Wiebe function, thermoplastic exponential function, heat-fission intensity, exponential analytical description. modeling, similarity, hard-soft technology, anti (heat)detonation heat dissipation.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ***Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави (Польща):***

1. Гащук П. Аналитическая аппроксимация топливных характеристик автомобильного двигателя / Петро Гащук, Сергей Никипчук // TeKa komisji naukowo-problemowej motoryzacji: «Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia pojazdów samochodowych I silników sralinowych». – Kraków: Polska Akademia nauk oddział w Krakowie, 2001. – Nr 22. – S. 127–134.

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Гащук П. М. Натурно-машинні засоби в моделюванні термодинамічних процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук, Юрій Богачик // Вісник Державного університету “Львівська політехніка” «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 1998. – № 354. – С. 3–9.

3. Гащук П. М. Hard-soft-технологія інформаційного супроводу процесу моделювання теплотворення/теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Зб. наук. пр. «Вісник ЛДУ БЖД». – Львів, 2018. – № 18.– С. 6–22. DOI: 10.32447/20784643.18.2018.01.

4. Гащук П. М. Моделювання теплообмінних процесів, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Зб. наук. пр. «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2018. – № 33– С. 15–34. DOI: 10.32447/20786662.33.2018.03.

5. Hashchuk P. General principles of hard-soft-technologies application to modelling of operation process in internal combustion engines / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // Proceedings of Odesa polytechnic university. – Odesa, 2018. – Issue 2 (55). – С. 34–48.

Статті у наукових періодичних виданнях, які включено до міжнародних наукометричних баз даних (МНБ):

6. Hashchuk P. Development of praxeological principles to model/study heat generation and heat consumption processes in the engine of rapid internal combustion / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.

– Kharkiv, 2019. – Vol 1. – № 5 (97). – С. 54–65, 73–74.

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154409. (*Видання включене до МНБ — Scopus*).

7. Гащук П. М. Теплотворення в двигуні швидкого внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // *Mechanics and Advanced Technologies*. – Київ. – 2018. – № 1 (82). С. 92–99. DOI: 10.20535/2521-1943.2018.82.125201 . (*МНБ — РИНЦ*).

8. Гащук П. М. Особливості теплотворення в двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // *Автомобільний транспорт*. – Харків. – 2018. – № 42. – С. 12–21. DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2018.42.0.12. (*МНБ — Copernicus*).

9. Hashchuk P. Heat generation and heat consumption in engine of rapid internal combustion / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. – Львів, 2018. – Vol. 4. – № 1. – С. 160–174. (*МНБ — Copernicus*).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Нікіпчук С. Аналіз та оптимізація схем суміщення структурних елементів у системах охолодження автотранспортних двигунів / Сергій Нікіпчук // IX міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. 20-22 травня 2009 р.: праці. – Львів, 2009. – С. 271–272.

11. Нікіпчук С. В. Визначення коефіцієнта теплопередачі в двигуні приводу пожежно-рятувального обладнання аналітичними засобами / Сергій Нікіпчук // Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації: Міжнародна науково-практична конференція. 20-21 жовтня 2016 р.: матеріали. – Львів: ЛДУ БЖД, 2016. – С. 433–435.

12. Гащук П. М. Модельно-симуляційна технологія дослідження термодинамічних процесів у двигунах внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // 13-й міжнародн. симпоз. українськ. інж.-механіків у Львові. 18–19 травня 2017 р.: тези доповід.– Львів: 2017. – С. 93–95.

13. Гащук П. М. Стендово-аналітичні засоби моделювання теплових явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: Міжнародна науково-практична конференція. 19–20 жовтня 2017 р.: наукові праці*. – Харків, 2017. – С. 227–228.

14. Гащук П. Особливості теплотворення в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Екологічна безпека як основа сталого розвитку суспільства. Європейський досвід і перспективи: III Міжнародна науково-практична конференція. 14 вересня 2018 р.: матеріали конференції. – Львів, 2018. – С. 166.

15. Гащук П. М. Застосування hard-soft-технології моделювання робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Новітні технології розвитку автомобільного транспорту: міжнародна науково-практична конференція. 16–19 жовтня 2018 р.: наукові праці. – Харків, 2018. – С. 259–261.

16. Гащук П. М. Hard-soft-технологія ідентифікації перебігу робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // 14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. 23–24 травня 2019 р.: матеріали симпозіуму. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019. – С. 63–65.

Навчальний посібник:

17. Гащук П. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок / Петро Гащук, Теодозій Миськів, Сергій Нікіпчук. – Львів: Українські технології, 2006. – 144 с.

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| ВСТУП..... | 10 |
| РОЗДІЛ 1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ..... | 18 |
| 1.1 Загальні принципи оцінювання досконалості машин різного призначення . | 18 |
| 1.2 Засадничі аспекти моделювання процесів у двигунах | 34 |
| 1.3 Двигун швидкого внутрішнього згоряння як об'єкт дослідження | 35 |
| 1.4 Енергетична ефективність двигуна внутрішнього згоряння | 38 |
| 1.5 Аналіз моделювання внутрішньодвигунних процесів | 41 |
| 1.6 Висновки до першого розділу | 45 |
| РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ПЕРЕБІГАЮТЬ В ЦИЛІНДРАХ ДВИГУНА..... | 48 |
| 2.1 Існуючі термодинамічні моделі | 48 |
| 2.2 Особливості найпоширеніших моделей | 50 |
| 2.3 Двобонна модель робочого простору..... | 52 |
| 2.4 Особливості модельних уявлень | 56 |
| 2.5 Висновки до другого розділу | 78 |
| РОЗДІЛ 3 ІНСТРУМЕНТАРІЙ HARD-SOFT-ТЕХНОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕННЯ ... | 80 |
| 3.1 Технологія дослідження робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння. Натурно-модельний робочий простір двигуна | 80 |
| 3.2 Матеріально-алгоритмічна модельна система теплової машини | 91 |
| 3.3 Найважливіші засоби моделювання/дослідження і можливі результати їх використання | 94 |
| 3.4 Висновки до третього розділу..... | 108 |
| РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОТВОРЕННЯ У ТЕПЛОВІЙ МАШИНІ..... | 110 |
| 4.1 Теоретичні засади дослідження процесу теплотворення в циліндрі теплової машини | 110 |
| 4.2 Реальне теплотворення у двигуні | 111 |
| 4.3 Ідеальне теплотворення у двигуні..... | 112 |
| 4.4 Діаграми вигорання пального | 117 |
| 4.5 Перебіг процесів теплотворення..... | 119 |

| | | |
|---|--|-----|
| 4.6 | Експонентне відображення процесів у двигуні..... | 124 |
| 4.7 | Особливості процесів теплотворення у двигуні..... | 129 |
| 4.8 | Висновки до четвертого розділу..... | 140 |
| РОЗДІЛ 5 ТЕПЛОВІДДАЧА ТА ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ..... | | 144 |
| 5.1 | Тепловіддача та теплопередача..... | 144 |
| 5.2 | Коефіцієнт тепловіддачі як емпіричний параметр..... | 149 |
| 5.3 | Коефіцієнт тепловіддачі як розмірний параметр безрозмірного співвідношення подібності..... | 151 |
| РОЗДІЛ 6 ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕЛЮВАННЯ..... | | 176 |
| 6.1 | Експериментально отримані залежності тиску та температури..... | 176 |
| 6.2 | Термодинамічна модель двигуна: засадничі співвідношення..... | 178 |
| 6.3 | Аналітичний опис теплотворення та теплоспоживання..... | 181 |
| 6.4 | Окремі різновиди зовнішньої тепловіддачі..... | 186 |
| 6.5 | Внутрішній теплообмін..... | 190 |
| 6.6 | Режимні параметри..... | 192 |
| 6.7 | Висновки до шостого розділу..... | 194 |
| ВИСНОВКИ..... | | 196 |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ..... | | 199 |
| ДОДАТКИ..... | | 211 |

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. У приводах практично всіх автономних робочих машин найрізноманітнішого призначення — тракторів/райдерів; різальних/рубальних/мийних/снігоприбиральних/підмітальних машин, садових дробарок, пил/кіс/косарок, мотокультиваторів/мотоблоків, електрогенераторів, мотопомп, дронів, гвинтокрилів, гібридних транспортних засобів, розміновувачів, мультифункційних машин, пожежно-рятувального устаткування тощо-тощо — застосовують теплові машини (двигуни) швидкого внутрішнього згорання. Найприроднішим, найзагальнішим і найоб'єктивнішим мірилом ефективності й досконалості хоч-якої робочої машини є її енерго(ексерго)ощадність за регламентованого рівня продуктивності. Енерго(ексерго)ощадність — це ще й запорука високого рівня екологічності машин.

Оскільки суто механічний аспект енергоощадного/екологічного удосконалення техніки практично вичерпано, то досконалість робочої (чи й транспортної) машини є сенс розглядати через призму досконалості власне привідної теплової машини. Теплові машини внутрішнього згорання створюють значний хімічний (біологічний) і тепловий тиск на довкілля, сукупно спалюючи значну кількість палива й повітря за порівняно низької власної продуктивності.

Тож удосконалювати привідний двигун внутрішнього згорання доречно насамперед в сенсі підвищення ефективності енергоперетворення. Саме такого спрямування дослідження є вельми актуальними.

Енергетична ефективність – чи не найважливіша ознака досконалості хоч якої мобільної техніки. А отже чи не єдиним способом розв'язання загальної проблеми енергоефективності двигуна внутрішнього згорання є підвищення якості згорання робочої суміші й ефективності теплоспоживання в його робочому просторі. Щоб у повній мірі дослідити процеси теплотворення, теплоспоживання, тепловіддачі необхідно мати можливість багатократного контрольованого їх відтворення. Через обмежені можливості використання вимірювальної техніки необхідно досліджувати теплові процеси, що перебігають в циліндрах двигунів,

ще обов'язково аналітичними засобами.

Виявляється, що подальший розвиток класичних підходів до моделювання робочих процесів в тепловій машині, спираючись суто чи здебільшого на аналітико-алгоритмічні описи, практично цілком вичерпав себе. Тому природно виникає необхідність залучити в модель також і реальний робочий простір теплової машини, системно приєднуючи його до віртуального, втіленого в програмно-алгоритмічному середовищі, і тим самим впроваджуючи частину реальності в модель цієї ж реальності. Відтак виникають можливості суттєво удосконалити технологію дослідження і оптимізації енергоефективності машин не за рахунок добування спеціальних емпіричних описів, а завдяки черпанню поточної інформації з реального інформаційного простору на засадах теорії подібності. При цьому з'являється також можливість суттєво спростити аналітичну складову модельного відображення робочих процесів в машині, надаючи зазначеній технології ознак праксеологічності.

За об'єкт дослідження обрано теплову машину внутрішнього згоряння, залишаючи поза увагою дизельний двигун. Світ все наполегливіше відмовляється від послуг саме дизеля, втрачаючи надію на доведення його до прийнятних в екологічному сенсі кондицій. Так поступають і автомобільні концерни, що виробляють «масові» автомобілі, і компанії, що пропонують автомобілі «преміум класу». Часом це робиться під безпосереднім тиском організацій, що борються за екологічно чисте майбутнє (приклад – ініціативи екологічної організації Deutsche Umwelthilfe (DUH)), часом це є рішенням владних структур – спонукане юридичними засобами чи мотивоване власним усвідомленням проблеми. Деякі компанії (зокрема Toyota), категорично відмовляючись від просування будь-яких нових «дизельних» технологій, цілком зосередилися на технології гібридів, в рамках яких, проте, двигун внутрішнього згоряння (бензиновий, зрозуміло) все-одно обійматиме одне з чільних місць. Та водночас доречно підкреслити, що «здобутки дизеля» закарбувалися і в отто-двигуні.

Теоретико-методологічним підґрунтям для розв'язання завдань, висунутих у дисертації, є результати дослідження процесів теплотворення, теплоспоживання,

тепловіддачі та теплопередачі, викладені в роботах Ф. І. Абрамчука, W. Annand, I. I. Вібе, G. Woschni, П. М. Гащука, G. Hogenberg, Ю. Ф. Гутаревича, J. C. Guibet P. Eyzat, M. Ishida, G. Kraßnig A. Pischinger, A. Schröer, K. Sitkei та інших вчених.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації відповідає науковому напрямку Інституту інженерної механіки та транспорту НУЛП «Створення новітніх технологій, технічних систем та матеріалів у промисловості та транспорті, діагностика машин, конструкцій і споруд» та науковому напрямку кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки «Дослідження й оптимізація експлуатаційних властивостей автомобілів і їхніх систем, технічного обслуговування та транспортних процесів». Дисертаційна робота виконана в межах науково-дослідних робіт «Дослідження і оптимізація експлуатаційних властивостей автомобілів, технічного обслуговування та транспортних процесів» (№ державної реєстрації 0114U001687), «Дослідження впливу технічних характеристик автомобілів на їхню експлуатаційну ефективність» (№ державної реєстрації 0119U102679). Дисертаційна робота відповідає цільовій комплексній програмі «Транспорт», прийнятій розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27.03.1993 № 551-р, а також «Концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України на середньостроковий період і до 2020 року».

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційного дослідження є підвищення енергетичної ефективності робочих машин засобами спеціально розробленої hard/soft-технології ідентифікації закономірностей перебігу і можливостей удосконалення процесів теплотворення/теплоспоживання/теплопередачі в привідних отто-двигунах – теплових машинах швидкого внутрішнього згорання. Hard/soft-технологія передбачає оперування водночас і натурним робочим простором двигуна, і віртуальним робочим простором у формі комп'ютерної його моделі. Для досягнення мети передбачено виконати такі завдання:

— провести критичний огляд науково-методологічних принципів моделювання і симулювання процесів, що перебігають у робочому просторі теплової машини;

— формальними засобами ідентифікувати особливості перебігу процесу продукування теплоти в циліндрі двигуна швидкого внутрішнього згорання унаслідок згорання пальної суміші;

— спираючись на принципи аналогії та гармонійного поєднання індукції та дедукції, оцінити можливості формалізованого відображення та теоретичного узагальнення експериментально ідентифікованої інформації про закономірності перебігу процесів теплотворення та процесів споживання теплоти в двигунах Отто (двигунах швидкого внутрішнього згорання);

— оцінити ефективність загальних підходів до моделювання робочих процесів в теплових машинах внутрішнього згорання;

— розглянути випробувані досвідом підходи до аналітичного відображення явища тепловіддачі в циліндрі двигуна;

— розробити й обґрунтувати ефективність hard-soft-технології дослідження особливостей теплотворення і теплоспоживання в двигуні внутрішнього згорання, яка б системно поєднувала в собі засоби математичного й алгоритмічного моделювання та засоби натурального симулювання;

— уточнити засади раціонального поєднання натурального і віртуального модельних середовищ у єдину систему, втілюючи тим самим hard-soft-технологію моделювання робочого процесу в двигуні внутрішнього згорання.

Об’єкт дослідження – технологія моделювання-симулювання особливостей ефективного перетворення теплової енергії в механічну роботу тепловими машинами швидкого внутрішнього згорання, яка передбачає системне поєднання в модельному середовищі комп’ютерних засобів дослідження та натурального робочого простору в двигуні.

Предметом дослідження є методи й засоби ідентифікації, відтворення та аналізу ефективності явищ і процесів теплотворення/тепловіддачі/теплоспоживання, що перебігають у циліндрах теплових машин швидкого внутрішнього згорання (отто-двигунів) у приводах різноманітних виконавчих механізмів та робочих машин.

Методи дослідження. Дисертаційна робота спирається на загальну в царині технічних наук методологію наукового пізнання, загальнонаукові принципи, методи й засоби, що їх зазвичай використовують у процесі наукового дослідження. Теоретичною основою роботи стали наукові праці вітчизняних і

закордонних вчених у галузі машинобудування. Інформаційною базою дисертаційної роботи є результати власних наукових досліджень автора, результати наукових досліджень визнаних фахівців, публікації в періодичних фахових виданнях, міжнародні та державні законодавчі та нормативні акти й угоди, фахові відомості з Інтернету.

Розв'язання поставлених у дисертаційній роботі завдань здійснено з використанням таких загальнонаукових засобів і методів дослідження: принципи і методи аналізу/синтезу, термодинаміки, теорія горіння і теплотворення, теорія теплопередачі, теорія тепловіддачі, теорія теплопровідності, засоби математичного моделювання, методи теорії подібності, методи симулювання і експериментування.

Для виконання експериментальних досліджень використовувались метрологічно атестоване обладнання та повірені засоби вимірювання. Результати експериментальних досліджень оброблялися з використанням комп'ютерної техніки та відповідного пакету прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження полягає у розробленні hard-soft-технології модельно-симуляційної ідентифікації й аналізу процесів, що перебігають в робочому просторі теплової машини:

- *уперше:*

- з'ясовано невідворотність внесення змін в парадигму моделювання і симулювання процесів, що перебігають у робочому просторі теплової машини; вони впливають з того, що традиційні підходи до моделювання вичерпали всі можливості для подальшого вдосконалення і тому для підвищення рівня адекватності модельних уявлень доведеться запровадити в модельний простір частину реальності — натурний робочий простір теплової машини;

- розроблено технологію модельно-симуляційної ідентифікації процесів, явищ та ефектів, що перебігають в робочому просторі теплової машини, з використанням математичного й алгоритмічного моделювання та засобів натурального симулювання; встановлено виняткову праксеологічність технології моделювання робочих процесів в двигуні швидкого внутрішнього згорання з залученням у модель реального

робочого простору та відсутність ефективнішої альтернативи;

- *удосконалено:*
 - термодинамічну модель двигуна;
 - аналітичний опис процесів теплотворення, теплоспоживання у двигуні швидкого внутрішнього згорання;
 - підхід до моделювання внутрішньодвигунних процесів з використанням двозонної моделі;
 - методи контролю за вимірюванням робочих тисків та температур;
 - методи отримання режимних параметрів дослідного двигуна;
- *набули подальшого розвитку методології:* уточненого аналізу ефективності теплових процесів теплотворення/тепловіддачі/теплоспоживання; двозонного моделювання процесів в тепловій машині швидкого внутрішнього згорання (оттто-двигуні); застосовування теплотвірної експонентної функції для віртуального симулювання явища теплотворення; організації життєвого середовища дослідного двигуна; підвищення ефективності процесу теплотворення, рівня корисного тепловикористання та рівня досконалості системи тепловідведення.

Практичне значення результатів дослідження. Викладені в дисертаційній роботі наукові положення дають можливість спростити процес удосконалення теплових машин внутрішнього згорання різного призначення на стадії проектування і виробництва — оптимізуючи теплотворення і теплоспоживання досягнути якнайвищого рівня їх енергоощадності та екологічності. Отримані результати дають підстави стверджувати про можливість втілення запропонованої технології у реальне промислове виробництво.

Основні наукові результати дослідження пройшли успішну апробацію та впроваджені в діяльність ТОВ «Спільне українсько-німецьке підприємство «Електронтранс»» (акт про впровадження результатів від 25.05.2019 р.) та в навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка» при викладанні дисциплін: «Автомобільні двигуни», «Силові агрегати автомобілів», «Теорія автомобіля», «Автомобілі» (акт про впровадження результатів від 18.11.2019 р.).

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та відносяться до галузі машинознавства. В наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачу належить: у [11] — методика аналітичного відтворення характеристики реального двигуна; [17, 21] — концепція поєднання натурності та аналітичності при моделюванні процесів, які перебігають у машинах-двигунах внутрішнього згорання; [12, 19] — технологія дослідження робочого процесу в двигуні внутрішнього згорання; [13, 14] — аналіз термодинамічних моделей, аналіз емпіричних залежностей для обчислення коефіцієнта тепловіддачі; [64] — математична модель термодинамічних процесів в робочому просторі двигуна, аналіз особливостей перебігу процесів тепловіддачі/теплопередачі з залученням модельно-експериментальних засобів; [16, 18] — результати дослідження процесу теплотворення в отто-двигунах; [15] — методика розкриття особливостей перебігу процесу теплотворення на різних режимах роботи двигуна формалізованими засобами; [22, 66] — аналіз процесів ідеального та реального теплотворення, результати дослідження процесів теплотворення і теплоспоживання у ДВЗ; [64] — ідея залучення в модель реального робочого простору двигуна, системно доєднуючи його до віртуального двигуна, втіленого в комп'ютерній програмі; [20] — концепція модельного робочого простору та його активація.

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертаційної роботи обговорено на Дев'ятому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 20-22 травня 2009 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації» (м. Львів: ЛДУ БЖД, 20-21 жовтня 2016 р.); 13-ому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 18-19 травня 2017 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Автомобільний транспорті автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» (м. Харків, 19–20 жовтня 2017 р.); III Міжнародній науково-практичній конференції «Екологічна безпека як основа сталого розвитку суспільства.

Європейський досвід і перспективи» (м. Львів: ЛДУ БЖД, 14 вересня 2018 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (м. Харків, 16–19 жовтня 2018 р.); 14-тому Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 23-24 травня 2019 р.); на щорічних наукових конференціях кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» Національного університету «Львівська політехніка» (1998—2019 рр.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на розширеному засіданні кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» Національного університету «Львівська політехніка» (протокол № 4/19-20 від 20.11.2019 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 17 наукових праць, з яких: 8 статей у фахових виданнях України (серед них: 1 стаття, що входить у наукометричну базу Scopus, 3 статті у виданнях, що входять у наукометричні бази Копернікус та РІНЦ, 3 статті видані англійською мовою); 1 стаття у науковому періодичному виданні іншої держави; 1 навчальний посібник; 7 публікацій у матеріалах міжнародних конференцій і симпозиумів.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, переліку використаних літературних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації — 214 сторінок, з яких 32 сторінки відведено суто під рисунки та таблиці; 12 сторінок містять перелік джерел посилання (122 назви), а 3 сторінки — додатки. Виклад матеріалу супроводжують 90 рисунків та 6 таблиць.

В роботі використано такі умовні позначення:

ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння;

ДШВЗ — двигун швидкого внутрішнього згоряння;

ВМТ — верхня мертва точка;

НМТ — нижня мертва точка;

КЗ — комора згоряння;

ККД — коефіцієнт корисної дії;

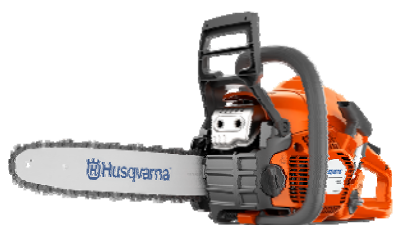
ЕОМ — електронно-обчислювальна машина (комп'ютер).

РОЗДІЛ 1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ

1.1 Загальні принципи оцінювання досконалості машин різного призначення

Вагомим доробком науки, техніки, технології є надзвичайно широка лінійка малогабаритних робочих машин різноманітного призначення, які виконують широку гаму корисних функцій, черпаючи механічну енергію від двигунів внутрішнього згоряння. Серед них, зокрема, можна вирізнити: трактори; різальні, рубальні, мийні, снігоприбиральні, підмітальні машини; садові подрібнювачі; пили; коси й косарки; мотокультиватори й мотоблоки; електрогенератори; мотопомпи; дрони; гвинтокрили; гібридні транспортні засоби; розміновувачі; мультифункційні машини; пожежно-рятувальне устаткування тощо-тощо. Широким загалом використовують, приміром, бензопили, бензорізи, повітряні роздмухувачі та багато інших робочих пристроїв ручного штибу, рис. 1.1. Поширення набули також різноманітні пересувні (рис. 1.2) та самохідні робочі машини (рис. 1.3) — звичний трактор, приміром, чи райдер (садовий трактор, різновид садової машини, здатної виконати функції, зокрема, газонокосарки чи машини для прибирання листя або снігу і маневрувати на дуже малому радіусі).

Приклад надзвичайно широкого застосування двигунів швидкого внутрішнього згоряння — водяні мотопомпи, рис. 1.4, які призначені для задоволення найрізноманітніших потреб. Помпи загального призначення (рис. 1.4, а) потрібні для перенесення великих об'ємів води в просторі (приміром, для спорожнення затоплених підвалів і станцій метро) або для зрошування полів, газонів чи садів. Пожежну мотопомпу (рис. 1.4, б) застосовують як автономний засіб гасіння пожеж у місцях, важкодоступних для пожежних автоцистерн, або у сільській місцевості, а також її можуть використовувати для комплектації пожежних автомобілів. Плаваючі мотопомпи, рис. 1.5, призначені для оснащення пожежних, рятувальних і комунальних служб. Вони знаходять широке застосування також в



Бензопила
Husqvarna 135 Mark II



Бензоріз
Husqvarna K760 14



Бензоножиці
Husqvarna 122HD45



Коса бензинова
Tatra Garden BCU-81



Високоріз
Husqvarna 327PT5S



Мотосікач
HL 92 C-E



Мотобур
Schneider GD520



Роздмухувач
Husqvarna 525 Bx



Обприскувач
Stihl SR 430

Рисунок 1.1 — Приклади ручних пристроїв з двигунами внутрішнього згорання, використовуваних не обов'язково з комерційною метою, а й у побуті та на приватному господарстві



Підмітальна машина
VARI CB-80Z



Снігоприбиральник
McCulloch ST 61E



Мотокультиватор
Briggs & Stratton 675 EX



Мотоблок бензиновий Zirka GT70G01



Мийка бензинова
B&S Elite 4000



Газонокосарка бензинова
Tatra Garden GLM 2700



Скарифікатор
Husqvarna S500 PRO

Рисунок 1.2 — Приклади пересувних пристроїв з двигунами внутрішнього згоряння, використовуваних не тільки з комерційною метою, а й у побуті та у приватному господарстві



Трактор Husqvarna TC 38



Райдер Husqvarna RC 320Ts AWD

Рисунок 1.3 — Приклади самохідних робочих машин з двигунами внутрішнього згоряння



а



б

Рисунок 1.4 — Водяні помпи: *а* — загального призначення (серії Elite Briggs & Stratton; максимальний тиск — 2,37 бар);
б — пожежна зі стартерним пуском.

сільському господарстві, будівництві, лісівництві, меліорації. У плаваючій мотопомпі М6/2 (рис. 1.5, *а*), приміром, використовується напіввідкрите робоче колесо помпи, закріплене безпосередньо на валу двигуна, а спіральний корпус помпи приєднаний до корпусу двигуна. Помпу разом з двигуном встановлено на спеціальному поплавці, виготовленому з поліефірного ламінату (склопластику) і заповненому спіненим поліуретаном. Продуктивність — 1000 л/хв, напір — 28 м. Мотопомпа може перекачувати забруднену воду з максимальним розміром твердих частинок до 8 мм. Подібну будову має й плаваюча помпа AQUAFast 3,5 HP-A (рис. 1.5, *б*) продуктивністю 60 дм³/хв; робочий тиск — 1,7 бар.

Поширеним джерелом енергії для різноманітного гідростатичного інструменту є, як відомо, помпові станції, що трансформують хімічну енергію пального у тиск робочої рідини (рис. 1.6: *а* — із тріступеневою вісною помпою та чотиритактним бензиновим двигуном потужністю — 5,5/4,1 к.с./кВт; *б* — із двоступеневою вісною помпою та чотиритактним бензиновим двигуном потужністю — 3,5/2,6 к.с./кВт).

Помпова станція з приводом від двигуна внутрішнього згоряння зазвичай обслуговує найрізноманітніші гідравлічні інструменти (рис. 1.7), якими послуговуються у процесі виконання рятувальних дій, зокрема в осередку автомобільної аварії. Ці інструменти можуть мати найрізноманітніші конструктивні параметри та найрізноманітніші робочі зусилля. Але проєктують кожен інструмент так, аби можна було жити його робочою рідиною з потрібними енергетичними кондиціями від однієї і тієї ж помпової станції. Проблема раціонального (оптимального) суміщення робочих органів і джерела енергопостачання — одна з найважливіших в машинознавстві.

За вторинний носій механічної енергії може правити також і повітря, яке доводити до робочих кондицій покликаний компресор чи вентилятор, рис. 1.8. Компресор (рис. 1.8, *а*), як і помпова станція, також повинен працювати з низкою відповідно адаптованих робочих органів чи інструментів. Вентилятор (рис. 1.8, *б*) використовують як звично у невеликих приміщеннях з одними дверима, так і для вирішення складніших завдань.



Рисунок 1.5 — Плаваючі водяні помпи з двигунами Briggs & Stratton:
a — М6/2 (потужність двигуна — 4,8 кВт за частоти обертання вала 3100 хв⁻¹);
б — AQUAFAST 3,5 HP-A (потужність двигуна — 2,6 кВт за частоти обертання вала 3600 хв⁻¹)



Рисунок 1.6 — Приклади помпових станцій з двома точками приєднання робочих інструментів (максимальний тиск робочої рідини — 720/72 бар/МПа)



Рисунок 1.7 — Помпова станція з приводом від двигуна внутрішнього згоряння та рятувальний інструментарій, який вона покликана постачати робочою рідиною



Рисунок 1.8 — Машины для надання енергії повітря: *а* — переносний компресор високого тиску (225/330 бар) з бензиновим двигуном потужністю 6...7 кВт; *б* — семилопатевий турбовентилятор продуктивністю 33 830 м³/год з бензиновим двигуном потужністю 5,5 к.с.

Теплова енергія є бажаним посередником в машинах генерування не тільки механічної, а й електричної енергії, рис. 1.9. Максимальна потужність генератора з двигуном робочого об'єму 196 см^3 (рис. 1.9, а) — 6,1 кВА, а портативного з двигуном робочого об'єму 105 см^3 (рис. 1.9, б) — 2,0 кВА.

Містять в своєму приводі двигуни швидкого внутрішнього згоряння і машини для переробки деревини. Серед них: машини для заготівлі дров (рис. 1.10), пилорами (рис. 1.11). Взагалі кажучи, кожен верстат — це стаціонарна машина для оброблення матеріалів і заготовок деталей.

Двигун внутрішнього згоряння знайшов застосування в приводі універсальної дистанційно керованої платформи, яка знадобилася б для обстеження й очищення протипіхотних мінних полів, рис. 1.12. Платформу можна обладнувати різним мінним обладнанням та транспортувати повнопривідним пікапом чи гвинтокрилом.

Двигуни внутрішнього згоряння застосовують і на літальних машинах. Наочний приклад — літак ХАЗ-30, що належить до класу дуже легких літаків зі злітною масою до 750 кг (рис. 1.13). Конструктивно літак — вільнонесний моноплан з високо розміщеним прямим подовженим крилом, однокільовим оперенням і встановленим на фюзеляжі нерухомим стабілізатором. Пілоти сидять у кабіні пліч-о-пліч. Навіть посадка із зупиненим двигуном не викликає труднощів та істотно не відрізняється від штатного режиму. Силова установка, що розташована в носовій частині фюзеляжу, складається із чотирициліндрового поршневого бензинового двигуна Rotax-912ULS2 (робочий об'єм — 1352 см^3) і повітряного трилопатевого тягового гвинта. Вона здатна забезпечити літаку максимальну швидкість польоту на рівні 200 км/год та дальність перельоту до 400 км. Витрата пального залежно від режиму польоту 15...27 $\text{дм}^3/\text{год}$.

Доречно звернути увагу на багатофункційні безпілотні авіаційні комплекси, призначені, зокрема, для ведення оптико-електронної повітряної розвідки у видимому та інфрачервоному діапазонах — що вдень, що вночі, та ураження цілей бортовим озброєнням — керованими ракетами «повітря-земля». Саме таким є розроблений в Україні тактичний безпілотний комплекс АН-БК-1 «Горлиця».

*a**б*

Рисунок 1.9 — Приклади синхронних однофазних електрогенераторів з одноциліндровими чотиритактними двигунами повітряного охолодження (електрична напруга — 230 В, частота струму — 50 Гц)

*a**б*

Рисунок 1.10 — Дровоколи: *a* — рейковий (сила розколювання — 12 т, потужність двигуна — 7 к.с.); *б* — гідравлічний (сила розколювання — 5 т, потужність двигуна 6,5 к.с.)



Рисунок 1.11 — Пилорами: *а* — стрічкова для поздовжнього і горизонтального розпилювання колод і брусів різних довжини і товщини, як обрізної, так і не обрізної деревини хвойних і листяних порід (потужність двигуна приводу — 13 к.с., а двигуна підйому — 0,37 кВт); *б* — такого самого призначення стрічкова пилорама для приводу якої передбачена можливість використання бензинового двигуна потужністю 14 чи 18 к.с. або дизельного потужністю 10 к.с.); *в* — дискова пилорама з бензиновим двигуном Honda потужністю 20 л.с. (14,91 кВт), що призначена для розпилювання круглого лісу на всі види пиломатеріалів



Рисунок 1.12 — Платформа на гумових гусеницях з різними навісними пристроями чи маніпуляторами (габарити без навісного обладнання, мм: довжина — 2700, ширина — 1000, висота — 1400; маса без навісного обладнання — 1770 кг, з обладнанням — 2240 кг; швидкість пересування — до 6 км/год, а розмінування — 0,3...1,0 км/год)



Рисунок 1.13 — Надлегкий двомісний спортивно-навчальний літак Харківського державного авіаційного виробничого підприємства

В його складі: чотири літальні апарати, рис. 1.14; наземна станція керування; засоби забезпечення злітання та приземлення літальних апаратів, їх транспортування та ремонту. Злітає апарат з катапульти чи з улаштованої злітно-посадкової смуги, сідає як літак.

Особливу концепцію гібридного квадрокоптера розробила компанія Top Flight Technologies. Для приводу квадрокоптера передбачено гібридну силову установку «бензиновий двигун — електричний генератор — електричні двигуни». Первинним носієм енергії є бензин, а вторинним — електричний струм. Використовується також літій-полімерний акумулятор на 50 В ємністю 6000 мАгод. Такі машини мають перебувати в повітрі декілька годин, літати з прийнятною швидкістю (до 64 км/год) на достатньо великі відстані (до 160 км) й перевозити відносно великі вантажі (поки що до 15 кг — за потужності двигуна 10 кВт, але згодом до 100 кг — за потужності двигуна 100 кВт). Тож новий восьмирогторний (4×2-гвинтовий) квадрокоптер Airborg H8 10K, рис. 1.15, — це порівняно велика машина з розмахом гвинтів майже два метри і габаритами 195×160×150 см. Використовуються 34-дюймові (86-сантиметрові) пропелери з вуглецевого волокна. Великі надії з огляду на екологічні проблеми покладають на гібридні приводи також й інших транспортних засобів, зокрема автомобілів.

Інструмент — технологічне оснащення (знаряддя чи пристрій), що в процесі праці задля досягнення конкретної корисної мети безпосередньо стикається і взаємодіє з предметом праці, — приводиться в дію механічним способом безпосередньо від двигуна чи за посередництва певного робочого тіла — рідини чи повітря, скажімо. Ще одним проміжним носієм енергії може бути електричний струм. Електричну ж енергію можна черпати чи від стаціонарної електричної мережі, з мобільного, чи вмонтованого в інструмент акумулятора, чи від електрогенератора, що приводиться в дію неелектричними двигуном.

Безпосередній електричний привід (з живленням чи від електромережі, чи від акумуляторної батареї) доволі зручний в експлуатації та принципово обмежує автономність робочих машин, суттєво лімітує тривалість робочого циклу та не може конкурувати з двигунами внутрішнього згоряння за габарито-масовими



Рисунок 1.14 — Літальний апарат багатофункційного
безпілотного авіаційного комплексу АН-БК-1 «Горлиця»
з двигуном внутрішнього згоряння

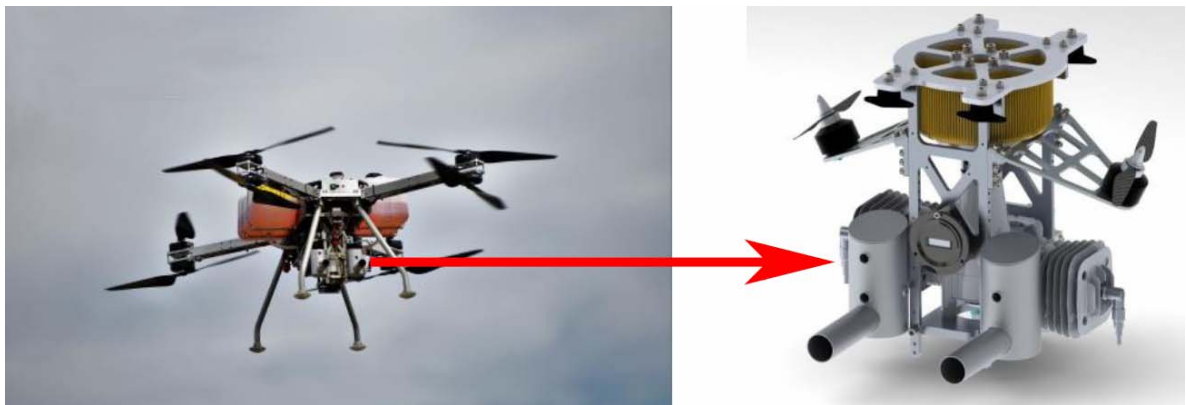


Рисунок 1.15 — Гібридний квадрокоптер Top Flight Technologies

вимірниками у разі однакових робочих потенцій. Тож цілком закономірно широкого розповсюдження у перелічених раніше машинах набули саме ДВЗ. Щоправда, часто вигідним є використання автономних електрогенераторів із приводом від ДВЗ, рис. 1.9.

Серед ДВЗ широко застосовують ДШВЗ, що працюють за циклом Отто, та двигуни повільного внутрішнього згоряння, що працюють за циклом Дизеля. Через загострення екологічних проблем дизельні двигуни використовують все рідше й рідше. Їх застосування у деяких країнах обмежують чи забороняють навіть законодавчими актами. Електричні ж двигуни використовують переважно на машинах, що працюють за невеликих навантажень, за сприятливих погодних умов та неподалік від джерел

електричного струму. Тож загалом вони сприймаються як недостатньо універсальна та обмежено автономна альтернатива.

У всіх різновидах ручних, пересувних, самохідних машин (зокрема тих, про які згадано раніше) застосовують здебільшого саме ДШВЗ. Такі двигуни, як визнано практикою, за однакових розмірів із електричними розвивають більшу потужність, здатні працювати триваліший час без перегрівання чи іншого виду перевантаження, їх ефективність не обмежена погодними умовами та розміщенням джерел енергетичних носіїв. Все це, а особливо автономність, є дуже цінним для рятувального, військового, пожежного та й, взагалі кажучи, будь-якого іншого обладнання.

Тож ДШВЗ — одна із найпоширеніших енергоперетворювальних машин, застосовуваних у приводах практично всіх робочих (та й багатьох транспортних) засобів/машин [11]. І це є підставою для усвідомлення того, що методологія оцінювання й порівнювання ефективності й досконалості робочих (і транспортних) машин має брати до уваги, перш за все, власне цей аспект і втілюватись відповідно, по-особливому.

В рамках суто машинознавства (оминаючи економічні й політичні орієнтири) найприродніше оцінювати ефективність і досконалість машин — це зіставляти отримуваний корисний ефект і затрачені зусилля на його отримання. Та якщо затрачувані зусилля, в принципі, завжди можна адекватно виміряти/оцінити, то поняття користі формалізувати надзвичайно важко.

Наприклад, так звана мультимашина Stihl MM 56, рис. 1.16, призначена для виконання складних завдань з догляду за газонами, обробітку ґрунту й прибирання території. Вона оснащена бензиновим двигуном (потужністю 0,8 кВт) та цілою лінійкою спеціальних робочих інструментів (з цілком різними характеристиками). Всі ці інструменти дуже по-різному навантажують двигун внутрішнього згоряння. Режими роботи двигуна принципово залежать ще й від маніпуляцій людини-оператора. Тож загалом виміряти однозначно ефективність мультимашини звичними засобами і способами — нерозв'язна задача.



Рисунок 1.16 — Мультимашинна Stihl MM 56

Про те саме, по суті, йшлося й раніше стосовно помпової станції (рис. 1.7), призначеної працювати сумісно з цілою гаммою інструментів, навантажувальні характеристики яких настільки різні, що не підвладні жодним формалізованим узагальненням. По-особливному, без сумніву, навантажують теплову машину ріжучі й щіткові пристрої, гідродинамічні машини (відцентрові й вісні помпи), аеродинамічні рушії й крила тощо. Та облікувати затратний/витратний аспект корисної дії усіх машин з тепловими машинами в приводі відносно легко — чи через вимірювання безпосередньо витрати енергоносія (бензину), чи через механічний або тепловий її еквівалент (беручи до уваги теплотворну здатність бензину).

Але ж витратний вимірник чи в матеріальному, чи в енергетичному сенсі безпосередньо дотичний до досконалості й ефективності роботи теплової машини.

Відтак енерговитратні властивості загалом робочої машини визначаються через енерговитратні властивості привідної теплової машини. То чи не можна було б взагалі досконалість й ефективність роботи загалом робочої машини через енергоперетворювальні властивості привідної теплової машини? Відповідь має бути ствердною, якщо критично брати до уваги, те що, як зазначено раніше, точна ідентифікація корисної роботи будь-якої машини є нерозв'язною проблемою. Цю проблему стосовно транспортного засобу ретельно розглянуто в роботі [23].

Властивості будь-якої теплової машини в енергетичному вимірі/сенсі характеризуються трьома визначальними чинниками: ефективністю процесу теплотворення; досконалістю системи тепловідведення; рівнем корисного тепловикористання. Тепловикористання власне й можна трактувати як користь від функціонування машини. При цьому слід мати на увазі, що досконалість машин в механічному вимірі досягнула найвищого свого рівня, і подальше помітне удосконалення машин у суто механічному сенсі є практично неможливим або непомітним на тлі інших можливостей. Система тепловідведення покликана усунути загрози втрачання машиною працездатності впродовж робочого циклу з потрібною тривалістю. Не дарма у разі використання електричного приводу остерігаються перегрівання обмоток електродвигунів. Така ж проблема існує й у разі застосування теплової машини. Тож енергетична «плата» за тривале збереження працездатності машини вмотивовано стає об'єктом наукового дослідження. Ще частина теплової енергії полишає теплову машину з відпрацьованими газами, що є вимушеною «платою» Природі за можливість взагалі виконувати механічну роботу, використовуючи її ж ресурси. І тільки частина теплової енергії, яка залишилась після всіх втрат, може бути трансформована в механічну роботу. Це і є теплоспоживання. Тому, удосконалюючи способи дослідження вище перелічених процесів, можна шукати напрями оптимізації їх балансу, що в кінцевому підсумку позитивно позначиться на енергетичній ефективності, паливній ощадливості, екологічності та, навіть, до деякої міри довговічності, будь-якої машини, що обладнана ДШВЗ.

1.2 Зasadничі аспекти моделювання процесів у двигунах

Детерміністичне і в певному сенсі безкомпромісно лінійне розуміння світу часто веде до визнання того, що чим точнішою потрібна його модель, тим складнішою вона має бути (як у разі формалізованого відтворення реальної системи, так і у разі втілення бажаних системних властивостей у процесі формалізованого синтезу чогось нового). Натомість дотримання принципу синергетичності веде до переконання, що завжди існує якась модель оптимальної складності — і тоді, коли йдеться про синтез нової системи, і тоді, коли провадиться аналіз властивостей реальної системи. Але ж моделлю реальності може слугувати також і якась частина цієї реальності, долучена до ретельно структурованого формального опису.

Подібно до того, як внутрішньомолекулярний (хімічно активний), молекулярний (термодинамічно активний), чи макроскопічний (упорядкований за зовнішнім проявом) рухи в речовинах зумовлюють перенесення маси — дифузію, перенесення імпульсу — в'язкість, так само вони формують перенесення енергії неупорядкованого руху — теплообмін [5]. Пов'язуючи явища перенесення маси, імпульсу та енергії з молекулярним, внутрішньомолекулярним та впорядкованим рухами можна вирізнити відповідно провіднісну, випромінювальну (променисту, хвильову, радіаційну) та конвекційну складові кожного з цих явищ. Через спільну зумовленість дифузія, в'язкість, теплоперенос є явищами взаємосупутніми і такими, що відіграють у процесах, що перебігають в циліндрах ДВЗ, визначальну роль. Тому вони разом повинні були б підпадати під якусь загальну струнку теорію руху й енергообміну, що спирається на єдині фізико-математичні засади відображення довіклля. Проте сьогодні, шкода, такої теорії не існує [9, 10]. Через це у вивченні теплообмінних процесів в ДВЗ доводиться просуватись, покладаючись в значній мірі на засади емпіризму [21].

Неминуха всесвітня енергетична криза потенційно пов'язана з вичерпанням викопних палив і критично негативним впливом на довіклля автомобільної техніки. Тож виникла гостра потреба винайти чисту, регенеративну форму енергії

для майбутнього (і не тільки для автомобілів). Водень, найпоширеніший елемент у всесвіті, і власне він розцінюється як найпривабливіший носій енергії. Зокрема, водень розглядають як заміник пального в ДВЗ, хоча є тверді підстави вважати його енергоносієм радше для паливних осередків (елементів) [5]. Та все ж водневий двигун має перевагу використання «палива повторного чистого циклу». Проблемою є, щоправда, можливість викиду окислів азоту.

Теоретичний термодинамічний коефіцієнт ефективності (корисної дії) отто-двигуна визначають як величину

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}},$$

де ε — ступінь стиснення, γ — тепловий показник пального чи радше пальної суміші.

Ступінь стиснення вимушено обмежують, уникаючи детонації. Збіднена ж воднева суміш менш схильна до детонації за звичну бензинову і тому може допускати вищі рівні стиснення. Параметр γ , виявляється, тим вищий, чим менш складною є молекулярна структура пальної суміші: водневій суміші з повітрям, що має набагато простішу молекулярну структуру у порівнянні з бензиново-повітряною сумішшю, відповідає значення $\gamma = 1,4$ проти $\gamma = 1,1$ у бензиново-повітряної (так декларують в [83]). Нижча теплотворна здатність водню $H_u = 120$ МДж/кг є більшою, ніж у бензину ($H_u = 44$ МДж/кг) чи природного газу ($H_u \approx 50$ МДж/кг). Ці та деякі інші аргументи ніби стають на користь потенційної привабливості водню як пального для ДВЗ [83].

1.3 Двигун швидкого внутрішнього згорання як об'єкт дослідження

Для того, щоби за об'єкт дослідження брати лише ДШВЗ, залишаючи поза увагою дизельний двигун, існують цілком об'єктивні причини. Світ все наполегливіше відмовляється від послуг саме дизеля, втрачаючи надію на доведення його до прийнятних в екологічному сенсі кондицій. Так поступають і автомобільні концерни, що виробляють «масові» автомобілі, і компанії, що

пропонують автомобілі «преміум класу». Часом це робиться під безпосереднім тиском організацій, що борються за екологічно чисте майбутнє (приклад — ініціативи екологічної організації Deutsche Umwelthilfe (DUH)), часом це є рішенням владних структур — спонукане юридичними засобами чи мотивоване власним усвідомленням проблеми.

Тож увагу доречно зосередити власне на ДШВЗ. Деякі компанії (зокрема Toyota), категорично відмовляючись від просування будь-яких нових «дизельних» технологій, цілком зосередилися на технології гібридів, в рамках яких, проте, ДВЗ (бензиновий, зрозуміло) всеодно обійматиме одне з чільних місць. А це в певній мірі спрощує процес моделювання [9, 10, 13]. Та водночас доречно підкреслити, що «здобутки дизеля» в певній мірі закарбувалися і в отто-двигуні.

Сучасні бензинові двигуни живляться як за технологією впорскування палива перед впускними клапанами (у впускний тракт), так і за технологією безпосереднього впорскування палива в робочий простір [80]. Явище згоряння у бензиновому двигуні безпосереднього впорскування стало об'єктом чи предметом ретельного дослідження відносно недавно, а тому явищу теплопередачі через стінки циліндрів таких двигунів присвячено дуже мало уваги. Та якщо спиратися на засоби дослідження, що напряду поєднують експеримент й розрахунок, то різниця між цими двигунами в методологічному сенсі пізнання особливостей теплопередачі розмивається.

Порівняння індикаторних діаграм двигунів цих двох штибів (рис. 1.17) засвідчує [79], що відповідна двигунові з безпосереднім впорскуванням пального індикаторна діаграма має значно вужчу петлю газообміну (бо майже відсутнє дроселювання на впуску), а максимальний тиск на ній у 1,8...1,9 разів більший [102]. Можна навіть углядіти цілковиту аналогію з дизель-двигуном (для якого звичним є саме безпосереднє впорскування пального і якому саме притаманний високий максимальний тиск). Натомість значно нижчими (ледь не вдвічі) є локальна й загальна середні температури робочого тіла — подібно як в дизельному двигуні. Щоправда, через суттєву неоднорідність пальної суміші локальні значення температури згоряння можуть бути значно вищими за середній

рівень, що може призводити до викиду значних кількостей сполук NO_x на режимах роботи двигуна з великим надлишком повітря.

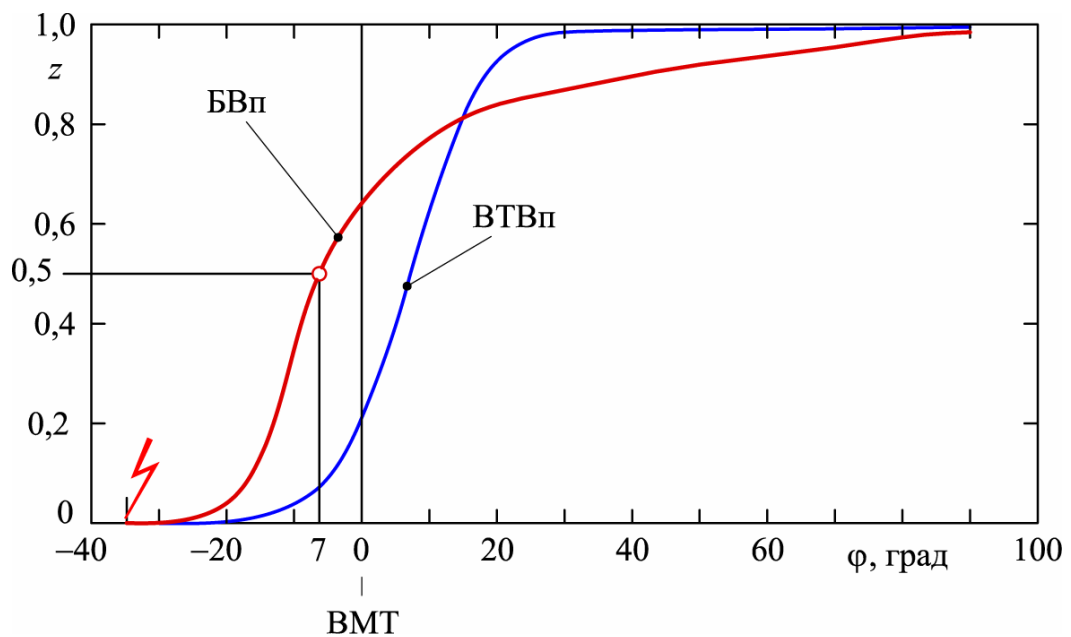


Рисунок 1.17 — Перебіг тепловиділення у бензинових двигунах з впорскуванням пального у впускний тракт (ВТВп) і безпосередньо в робочий простір двигуна (БВп)

На початковій стадії згорання тепловиділення у двигуні з безпосереднім впорскуванням пального в робочий простір перебігає значно інтенсивніше (рис. 1.1). Можлива причина цьому — те, що у двигунах з безпосереднім впорскуванням пального на такті стискування повітря сильно турбулізується, і цей його стан через впорскування палива ще дещо інтенсифікується. Точка 50-вісоткового (половинного) тепловиділення (частка вигорання пального становить $z = 0,5$) розташовується приблизно за 7 град перед верхньою мертвою точкою — значно раніше як у разі впорскування пального перед впускним клапаном. Далі (у порівнянні з двигуном із впорскуванням перед клапаном) процес згорання значно уповільнюється. Існує чимало пояснень цього. Завдяки організації оптичного доступу у циліндр двигуна було достеменно з'ясовано, що у цей період основна частина процесу згорання перебігає дифузійно.

1.4 Енергетична ефективність двигуна внутрішнього згорання

Робочий процес поршневого ДВЗ — надзвичайно складне явище штучно спровокованого і у певній мірі керованого послідовного перетворення різних форм енергії. Це перетворення поєднує в собі фізичний процес випаровування (зміни агрегатного стану енергоносія — насамперед на стадії творення робочої суміші, робочого тіла), хімічні перетворення у процесі згорання пальної суміші та після його завершення, теплотворення у фізико-механічному сенсі, важко контрольовану змінюваність термодинамічного й фізичного станів робочого тіла, теплопересилання-тепловіддачу за змінних у дуже широких межах температур і тисків в робочому просторі тощо. Закони перетворення форм енергії загалом доволі прозорі [51, 103, 116], але в інженерних задачах, насичених конкретністю, прозорість ця губиться майже цілком.

Суттєву роль в роботі ДВЗ відіграє теплопередача всередині циліндра та крізь стінки циліндра до засобів охолодження [1, 15, 16, 31]. Теплота, яка при цьому відбирається від робочого газу, неминуче зумовлює енергетичні втрати. Тому оцінювання теплопередачі, особливо під час згорання пального, вже багато років є надзвичайно важливим і невичерпним у сенсі повноти розв'язання завданням, яке стоїть перед дослідниками властивостей теплових двигунів. Ступінь використання теплової енергії визначає рівень екологічного впливу на довкілля [61, 88].

Теплопередачу досліджують або засобами безпосереднього вимірювання (де аж ніяк не обійтися й без модельних уявлень), або за допомогою модельних розрахунків (де аж ніяк не обійтися й без експериментальної інформації), або ж цілком природним поєднанням безпосередньо засобів експериментування та засобів модельних розрахунків [21]. Внутрішня теплопередача — це поняття, яке мотивує чи спонукає розрізняти принаймні дві частини робочого простору, одна з яких править за джерело теплоти, а друга є її приймачем.

Двигуни внутрішнього згорання в складі приводів транспортних засобів (автомобілів, суден, літаків, гвинтокрилів, дронів...), робочих машин різного

призначення, господарської, комунальної, аварійно-рятувальної тощо техніки (в пересувних електростанціях, газо- і нафтопомпувальних станціях, в пожежних мотопомпах, бензопилах, мотоблоках, мотокосяках, в системах когенерації електричної й теплової енергії...) створюють значний хімічний (біологічний) і тепловий тиск на довкілля, спалюють величезну кількість палива й повітря за порівняно низької продуктивності.

А тому удосконалювати ДВЗ доводиться насамперед в сенсі підвищення ефективності енергоперетворення. Енергетична ефективність — чи не найважливіша ознака досконалості хоч якої мобільної техніки [6—8, 11]. А отже чи не єдиним способом розв'язання загальної проблеми енергоефективності ДВЗ є підвищення якості згорання робочої суміші й ефективності теплоспоживання в його робочому просторі. Аби запізнатися у всій повноті з процесом теплотворення/теплоспоживання необхідно мати можливість багатократного контрольованого його відтворення. Через обмежені можливості використання вимірювальної техніки (недосконалість вимірювальної апаратури, похибки вимірювання абощо) необхідно досліджувати теплові процеси, що перебігають в циліндрах двигунів, ще обов'язково *аналітичними* засобами.

Дослідження провадять різними способами. Так, наприклад, за допомогою рівнянь хімічних реакцій взаємодії палива й повітрям можна знаходити швидкість горіння або обчислювати швидкість перетворення енергії з урахуванням розмірів, законів руху, випаровування крапель палива... Але ці рутинного штибу моделі мають істотний недолік: вони потребують значних спрощень, що провокують принципові похибки. Значно точнішим є моделювання теплових процесів на основі вимірюваних *тиску й температур* в циліндрі двигуна.

Індикаторна діаграма — найлаконічніший носій відомостей про перебіг робочого циклу в ДВЗ. До того ж, техніка вимірювання й записування змінного тиску не до порівняння досконаліша за техніку ідентифікації інших термодинамічних величин. Дослідження індикаторних діаграм дає змогу вичерпно і об'єктивно оцінити кінетику процесу згорання-вигорання пального, динаміку процесів теплотворення й теплоспоживання. До самої діаграми можна

долучити ще й першу похідну від неї за кутом повороту колінчастого вала [3], що також несе корисну інформацію про перебіг теплотворення. Вимірювання температур, хоча й є значно складнішою справою, та все ж воно цілком підвладне досконалій технології. Саме оперування діаграмами зміни тиску й температури дозволяє досягнути високого рівня праксеологічності моделювання процесів в двигуні швидкого внутрішнього згоряння.

Вивчення робочих циклів ДВЗ дозволяє націлено-вмотивовано добувати важливі для практики відомості про вплив конструктивних, регулювальних, режимних чинників на ефективність роботи та досконалість теплової машини. Інформація про перебіг теплотворення стає в нагоді як у випадку проектування цілком нового двигуна, так і у випадку аналізу теплоперетворювальної ефективності і пошуку засобів удосконалення вже існуючого.

Зважаючи на надзвичайне різноманіття застосувань поршневого ДВЗ все гостріше постає питання про об'єктивне порівняльне оцінювання реального (втіленого) й потенційного (досяжного в принципі) рівнів його досконалості. Сучасні дослідження ефективності такого штибу двигунів доводять, що ще не розкриті і не використані всі можливості оптимізації їх властивостей. Ефективність двигуна доречно розглядати в двох принципово різних аспектах — термодинамічному та конструктивно-механічному [11]. Досконалість поршневих двигунів в конструктивно-механічному сенсі без революційних змін в технології конструювання й виготовлення підвищити важко, а от досконалість в термодинамічному сенсі — «широке поле» для корисної активності інженерної науки. Аби якнайглибше проникнути в явище перетворення форм енергії — речовинної (хімічної) на теплову, а далі — теплової на механічну, необхідна багата на когнітивні можливості й належно адекватна модель «постійно змінних» у часі внутрішньодвигунних процесів. Створити таку модель суто аналітичними й алгоритмічними засобами, як з'ясувалось [9], навряд чи можливо, а тому завжди паралельно до теоретичних досліджень доводиться застосовувати ще й експериментальні, що вимагають використання спеціального стендового обладнання [21]. В такому разі доцільно взагалі доєднати до аналітично-

алгоритмічної моделі хоч якої структури ще й натуральний робочий простір якогось реального двигуна. Поєднання натурності та віртуальності в моделюванні процесів, що перебігають у ДВЗ, дозволяє принципово підвищити якість інформаційного забезпечення процесу проектування і конструювання двигунів. Такий підхід можна назвати hard-soft-технологією пізнання.

1.5 Аналіз моделювання внутрішньодвигунних процесів

Як зазначалося раніше, сучасні бензинові двигуни живляться як за технологією впорскування палива перед впускними клапанами (у впускний тракт), так і за технологією безпосереднього впорскування палива в робочий простір. Все більшого поширення набуває і так звана НССІ-технологія організації робочого циклу. Явище згоряння у бензиновому двигуні безпосереднього впорскування і в НССІ-двигуні стало об'єктом чи предметом ретельного дослідження відносно недавно [56, 79], а тому явищу теплопередачі через стінки циліндрів таких двигунів присвячено дуже мало уваги. Та якщо спиратися на засоби дослідження, що безпосередньо поєднують експеримент й розрахунок, то різниця між цими двигунами в методологічному сенсі пізнання особливостей теплопередачі розмивається. Тому проблема моделювання процесів теплопередачі/теплоспоживання в тепловій машині внутрішнього згоряння, якої торкається дисертаційна робота, є доволі загальною, а методологія її розв'язання має підстави стати універсальною.

Моделювання роботи теплового двигуна загалом полягає в адекватному зіставленні явищ теплотворення в робочому просторі, тепловіддачі за межі цього простору, теплообміну всередині простору, теплоспоживання й корисної дії двигуна.

Найважче піддаються модельному відтворенню теплопередача всередині циліндра та тепловіддача крізь стінки циліндра до засобів охолодження двигуна

[74]. Теплота, яка при цьому відбирається від робочого газу, неминуче зумовлює енергетичні втрати. Тому оцінювання теплопередачі/тепловіддачі, особливо під час згоряння пального, є надзвичайно важливим і невичерпним у сенсі повноти розв'язання завданням, яке кожного разу постає перед дослідниками властивостей теплових двигунів. Ступінь використання теплової енергії визначає рівень екологічного впливу на довкілля [61, 88].

Моделюють процеси тепловіддачі, покладаючись зазвичай на рівняння подібності процесів вимушеного конвективного теплообміну $F(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Pr})=0$, в якому Nu , Re , Pr — критерії подібності Нусельта (Nusselt), Рейнольдса (Reynolds), Прандтля (Prandtl) відповідно.

Натомість, опис теплотворення в двигуні внутрішнього згоряння зазвичай здійснюють з використанням дуже зручної теплотвірної експонентної функції, яку ще називають Вібе-функцією [117]. Опис саме за допомогою теплотвірної експонентної функції, є доволі простим як змістовно, так і формально.

Приміром, в рамках так званої двозонної моделі згоряння, в роботі [52] було проведено ретельне дослідження ефективності етанолу з різним вмістом води в якості пального для двигуна швидкого внутрішнього згоряння. При цьому теплотворення належно якісно моделювалось за допомогою саме теплотвірної експонентної функції, а тепловіддача через стінки циліндра досліджувалась з одночасним порівняльним аналізом адекватності чотирьох різних її описів.

Джерелом цінної інформації, є такі дослідження процесів теплотворення, коли вдається порівнювати одночасно ефективність роботи двигуна швидкого згоряння на різних паливах — бензині, етанолі, природному газі, безин-етанолі, безин-етанол-водневій суміші тощо [18, 57]. Саме в такому разі є можливість досягнути високого рівня теоретичних узагальнень. Робота [57], зокрема, зосереджена на добуванні здебільшого експериментальної інформації і потребує змістовнішої інтерпретації. Робота ж [43] присвячена розробці нуль-вимірної (Zero-D) обчислювальної моделі згоряння пального, що не потребує розв'язування диференціальних рівнянь. Щоправда, дослідження спираються на експериментальні дані та залучають в модельний простір одночасно дві

теплотвірні експонентні функції. Власне [43] є своєрідним взірцем праксеологічного спрямованості методології дослідження. Але нуль-вимірне трактування робочого простору двигуна занадто вже збіднює наповнення моделі фізичним змістом.

Доречно зауважити, що так звані нуль-вимірні моделі — це найпривабливіший різновид термодинамічних моделей, що завдяки саме своїй простоті знайшов найширше застосування. В роботі [71] засобами нуль-вимірного моделювання досліджено чутливість моделі теплотворення до зміни параметрів теплотвірної експонентної функції. Серед цих параметрів — чинник ефективності згоряння a , так званий чинник форми m , кут φ_0 положення колінчастого вала, відповідного початкові процесу горіння, кутова тривалість $\Delta\varphi$ процесу горіння. Підкреслено, що параметри m і φ_0 потребують ретельного оцінювання, тоді як параметри a і $\Delta\varphi$ можна оцінювати не надто прискіпливо. Підкреслено також, що початкову й кінцеву стадії тепловиділення доцільно ігнорувати, зосереджуючи увагу на точності відтворення точки максимальної інтенсивності тепловиділення — як у разі звичайної, так і у разі подвійної теплотвірної експонентної функції. Згодом вдалося розробити відповідний алгоритм автоматичного калібрування нуль-вимірної моделі теплотворення на основі теплотвірної експонентної функції [44]. Алгоритм, так би мовити, он-лайн-застосовний до діагностики й контролю процесу згоряння.

Викладене в [44, 71] стосується дизельних двигунів та загалом може бути поширене й на двигуни з примусовим іскровим запаленням чи НССІ-двигуни. Вигідно вирізняє ці роботи те, що теплотворення та тепловідведення в рамках моделі розглядаються як взаємопов'язані та взаємозумовлені процеси. Але було б доцільніше застосувати оптимізацію моделі двигуна внутрішнього згоряння в рамках досконалішої так званої двозонної моделі робочого простору.

Часто вдаються до застосування так званих подвійних (здвоєних) теплотвірних експонентних функцій (згадаймо [43, 71]. В роботі [55] в рамках одновимірного інструментарію симулювання роботи двигуна з іскровим запалювання саме така функція виявилася придатною для моделювання

інтенсивності теплотворення у разі спалювання етанол-бензинової суміші за різних значень ступеня стиску пальної суміші та рівня рециркуляції відпрацьованих газів. Параметри теплотвірної експонентної функції визначались із залученням методу найменших квадратів на основі експериментальної інформації. При цьому якість апроксимації оцінювалась шляхом порівняння модельно відтвореного перебігу тиску в циліндрі двигуна з фіксованим експериментально.

Переваги подвійної теплотвірної експонентної функції підтверджені також в [122], де в рамках нуль-вимірної моделі досліджувались ефективність роботи двигуна з іскровим запалюванням на метані та суміші метану з воднем. Якість моделювання з використанням апроксимаційної методології найменших квадратів оцінювалась за рівнем адекватності відтворення зміни тиску в циліндрі двигуна, а також за точністю прогнозування значень середнього ефективного тиску.

Та насправді використана в роботах [43, 55, 71, 122] суперпозиція двох теплотвірних експонентних функцій загалом практично не позначилась на складності моделі теплотворення/теплоспоживання в двигуні швидкого внутрішнього згоряння. Разом з тим, існує пропозиція [39] модифікувати теплотвірну експонентну функцію так, аби в ній фігурувала лише одна константа — безрозмірний параметр C_i (фактор чи коефіцієнт згоряння»). Модифікована версія рівняння теплотвірної експонентної функції дає можливість розглядати зміну інтенсивності згоряння (швидкості теплотворення) як залежну тільки від одного-єдиного параметр C_i і тим самим полегшує процес точного визначення параметрів форми m та ефективності згоряння a . Тож можливість суперпозиції чи/та модифікації Вібе-функцій легко передбачити в рамках будь-якої моделі, якщо в цьому виникає хоч якась потреба.

З викладеного випливає цілковита доречність застосування теплотвірної експонентної функції для віртуального симулювання явища теплотворення. Згадувана модифікаційна версія рівняння теплотвірної експонентної функції — також корисний засіб аналізу впливу різних чинників на ефективність двигуна. Та все ж ціннішою була б інформація, отримувана у процесі «on-line-спілкування»

віртуальної у формі комп'ютерної програми та реальної у формі натурального робочого простору частин модельного середовища. Саме тому визріває проблема раціонального співвіднесення й поєднання в єдиній моделі і віртуального, і натурального.

Теплопередачу досліджують часто засобами безпосереднього вимірювання (де аж ніяк не обійтися й без абстрактних модельних уявлень). А також вдаються до модельних розрахунків (де аж ніяк не обійтися й без експериментальної інформації). Тому цілком природним є поєднання безпосередньо засобів експериментування та засобів модельних розрахунків. Саме в такому разі виникає можливість суттєво спростити та унаочнити аналітичну частину модельного відображення й відтворення. Зокрема стає можливим відносно простими засобами відобразити в моделі внутрішні перетікання теплоти.

Внутрішня теплопередача — це поняття, яке мотивує чи спонукає розрізняти принаймні дві частини робочого простору, одна з яких править за джерело теплоти, а друга є її приймачем. Двобонне трактування робочого простору двигуна є вмотивованим запереченням прийнятності нуль-вимірної моделі.

Аналіз та синтез інформації з літературних джерел щодо енергетичної ефективності робочих машин з отто-двигунами, енергоощадного/екологічного удосконалення теплової машини, можливості застосування Вібе-функції для віртуального симулювання явища теплотворення у ДВЗ, оцінювання теплового балансу двигуна з урахуванням процесів внутрішнього та зовнішнього теплообміну та способів моделювання внутрішньодвигунних процесів призвели до формування мети роботи та завдань досліджень, які детально описані у вступі.

1.6 Висновки до першого розділу

1. В рамках суто машинознавства (омінаючи економічні й політичні орієнтири) найприродніше оцінювати ефективність і досконалість будь-якої робочої (транспортної) машини, зіставляючи споживаний корисний ефект від неї і затрачувані зусилля на його реалізацію. Та якщо затрачувані зусилля, в принципі,

завжди можна адекватно виміряти/оцінити, то поняття користі однозначно формалізувати надзвичайно важко.

2. Витратний вимірник (чи в матеріальному, чи в енергетичному сенсі) безпосередньо дотичний до досконалості й ефективності роботи теплової машини. Відтак енерговитратні властивості загалом робочої машини визначаються через енерговитратні властивості привідної теплової машини. В подібних (енергетичних) термінах доречно розглядати і корисність машини.

3. Оскільки суто механічний аспект енергоощадного/екологічного удосконалення техніки практично вичерпано, то досконалість хоч якої робочої чи транспортної машини є сенс (і методично вигідно) розглядати через призму досконалості привідної теплової машини.

4. Теоретичний термодинамічний коефіцієнт корисної дії отто-двигуна тісно пов'язаний із його ступенем стиснення та тепловим показником пальної суміші.

5. Визначальні явища, які повинні бути відображені в моделюванні процесів у двигуні, визначаються теплотворенням, теплоспоживанням та тепловіддачею.

6. Для глибокого та повного пізнання процесів теплотворення, теплоспоживання та тепловіддачі потрібно мати можливість багаторазового контрольованого їх відтворення. Зважаючи на обмежені можливості використання вимірювальної техніки слід досліджувати ці процеси не лише експериментальними (натурними), а й обов'язково і аналітичними засобами.

7. Завжди існують моделі оптимальної складності. Зважаючи на існування натурних та абстрактних моделей реальності, можна об'єднати ці види, долучивши частину реальності до ретельно структурованого формального опису та покладатись у значній мірі на засади емпіризму.

З аналізу наукових джерел випливає цілковита доречність застосування Вібе-функції для віртуального симулювання явища теплотворення. Проте набагато ціннішою була б інформація, отримувана у процесі «on-line-спілкування» віртуальної у формі комп'ютерної програми та реальної у формі натурального робочого простору частин модельного середовища. Саме тому визріває проблема раціонального співвіднесення й поєднання в єдиній моделі і

віртуального, і натурального.

8. Модель, як можна вважати, — це якісно особливі водночас і форма, і засіб наукового пізнання та ще й відображення/накопичення/поширення знань. За модель може правити хоч яка подумки вибудована чи реально існуюча система, що перебуває у цілком певних відношеннях з певною іншою системою, яку суб'єкт трактує як об'єкт, оригінал, натуру і яка задовольняє умови: відображуваності/аналогії, коли між моделлю і оригіналом існує відношення спорідненості, форма якої явно окреслена і однозначно зафіксована; репрезентативності, коли в процесі наукового пізнання і поширення знань модель заступає об'єкт, оригінал, натуру; екстраполяційності, коли вивчення моделі дозволяє отримувати нову інформацію (незнані відомості) про оригінал; термінологічної окресленості, коли саме в модельному середовищі визріває, установлюється, набуває визнання зрозуміла й точна мова стосовно об'єкта.

9. Вивчаючи теплообміні процеси в двигунах доречно зосередити увагу власне на двигунах швидкого внутрішнього згоряння.

10. Оцінювання теплопередачі, особливо під час згоряння пального, вже багато років є надзвичайно важливим і невичерпним у сенсі повноти розв'язання завданням, яке стоїть перед дослідниками властивостей теплових двигунів.

РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ПЕРЕБІГАЮТЬ В ЦИЛІНДРАХ ДВИГУНА

2.1 Існуючі термодинамічні моделі

Через спільну зумовленість дифузія, в'язкість, теплоперенос є явищами взаємосупутніми і такими, що відіграють у процесах, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згорання, визначальну роль. Тому вони разом повинні були б підпадати під якусь загальну струнку теорію руху й енергообміну, що спирається на єдині фізико-математичні засади відображення докільця.

Проте сьогодні такої теорії не існує. Через це у вивченні теплообмінних процесів в двигунах внутрішнього згорання доводиться просуватись, покладаючись в значній мірі на засади емпіризму.

Тому, спираючись на принципи теорії подібності, доцільно обґрунтувати можливості адекватного відображення та формалізованого узагальнення експериментально ідентифікованої інформації про закономірності перебігу процесів тепловіддачі в двигунах Отто (двигунах швидкого внутрішнього згорання).

Розрізняють, перш за все, три різновиди термодинамічних моделей [47], за допомогою яких можна прийнятно якісно описати перебіги теплотворення, теплоспоживання, теплообміну та навіть механізм виникнення токсичних речовин в циліндрах ДВЗ:

— Так звані нуль-вимірні моделі. Це є найпривабливіший різновид термодинамічних моделей, що завдяки своїй відносній простоті знайшов найширше застосування. Робоча суміш, що перебуває у циліндрі двигуна, в цьому випадку вважається цілком однорідною в кожному мить часу. Моделювання засноване на системі трьох диференціальних рівнянь, що відбивають в собі закон збереження енергії, опис термодинамічного стану ідеального газу та закон збереження речовини. В найпростішому випадку в моделі фігурують чотири невідомі величини: тиск газів у циліндрі, температура робочого тіла, внутрішня

енергія та кількість (маса) робочого тіла. Тож цю систему рівнянь слід або доозначити ще якимсь одним рівнянням, або ж адекватно задати програму зміни однієї із щойно перелічених величин. Зазвичай за таку програму може правити індикаторна діаграма чи процес тепловиділення. Робочий простір циліндра може бути розділений на декілька зон, наприклад, на зону горіння та зону спаленої (згорілої) суміші — це так звана двозонна модель. Приклади застосування двозонних моделей можна знайти в роботах [105] (A. Schröer), [75] (M. Ishida, H. Ueki, Y. Yoshimura, N. Matsumura), [81] (G. Kraßnig), [58] (P. Eyzat і J. C. Guibet), *n*-зонні моделі описані в [77, 82, 107]. Моделі цього штибу не дають змогу описати вплив на процес згоряння (теплотворення) руху заряду у циліндрі, геометрії комори згоряння тощо.

— Так звані квазівимірні моделі. В рамках цих моделей стан робочого простору двигуна характеризують, як і у разі нуль-вимірних моделей, тиск, температура, внутрішня енергія та маса робочого тіла. Але на противагу нуль-вимірним моделям перебіг тепловиділення тут ідентифікують (не задають наперед) за допомогою додаткових фізичних моделей, що формалізовано описують, приміром, турбулентний рух газів у циліндрі або механізм формування чи розподілу краплин пальної суміші за тими чи іншими параметрами. Оперування цими моделями потребує значно більших інформаційних, інтелектуальних, часових ресурсів. Прикладами такого штибу моделей можуть слугувати *n*-зонна модель [95] (S. Papadopoulos), у якій описано поширення струменя пального в коморі згоряння дизеля, чи двозонна модель [70] (B. Nohlbaum), де береться до уваги перемішування згорілої та незгорілої сумішей.

— Багатовимірні моделі, за допомогою яких можна описати взаємозв'язок між різними теоретично і емпірично розпізнаваними в просторі комори згоряння та інструментально вимірюваними величинами. В цьому випадку складають та розв'язують рівняння, що описують процеси переміщення мас окремих компонентів робочої суміші, процеси перетворення форм енергії, процеси змінювання імпульсу в системі двох чи трьох координат, а відтак в кожному мить часу та в кожній точці робочого простору оперують вектором швидкості руху

різних складових робочого тіла, термодинамічними параметрами стану та поточним складом робочого тіла. Через свою складність та значний обсяг інформаційного забезпечення ці моделі не набули широкого застосування, за їхньою допомогою розв'язують лише певні дуже конкретні задачі. Приклади застосування багатовимірних моделей можна знайти в роботах [50] (W. Brandstätter) чи [41] (A. A. Amsden).

2.2 Особливості найпоширеніших моделей

Змістове порівняння трьох вище описаних моделей за тлумаченням [70] наведено на рис. 2.1. На рис. 2.1, *а* акцентовано увагу на перебігу тепловиділення, що його можна ідентифікувати на підставі заданої індикаторної діаграми за допомогою нульвимірної моделі ($Q_{\text{пл}}$ — теплота, що виділяється у процесі горіння пального, φ — кут повороту колінчастого вала). На рис. 2.1, *б* схематично зображено поширення струменя пального в двигуні Дизеля, яке можна описати, зокрема, багатозонною квазівимірною моделлю. На рис. 2.1, *в* — приклад прояву багатовимірності моделі — коли береться до уваги геометрія простору згоряння та турбулентний рух заряду в ньому (*1* — поршень, *2* — гільза циліндра, *3* — форсунка). Та насправді модель можна бачити ще значно складнішою.

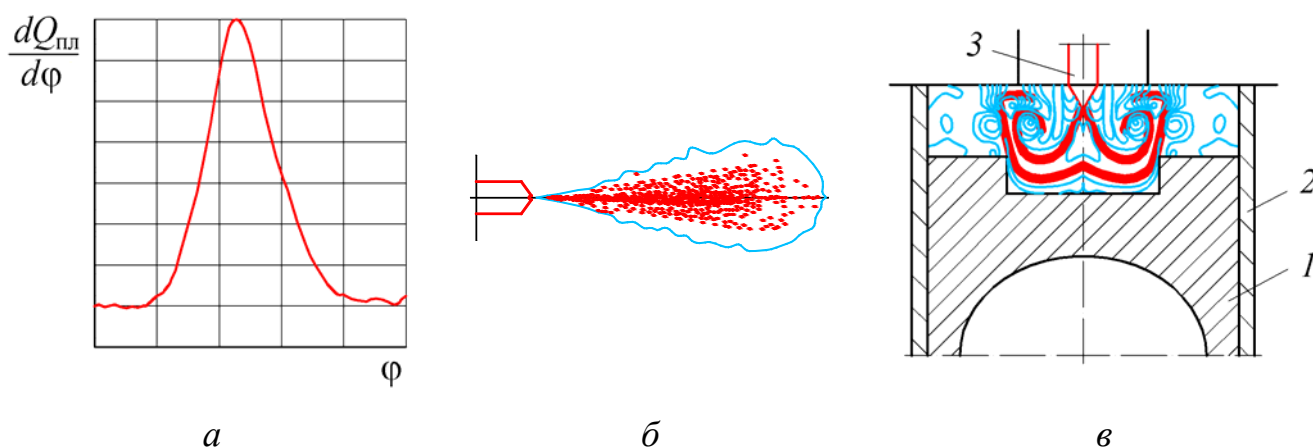


Рисунок 2.1 — Схематизоване (чи радше символічне) відображення нуль-вимірності (*а*), квазівимірності (*б*) та багатовимірності (*в*) термодинамічних моделей

Зазвичай є підстави вважати, що в двигунах внутрішнього згорання хоч якого стибу процес згорання відбувається в «єдиному пламені», тобто в єдиній зоні екзотермічної реакції, що відокремлює незгоріле середовище від продуктів згорання. Оскільки згорання зазвичай перебігає в турбулентному середовищі, зону власне горіння окантовують ніби безліч суттєво викривлених ділянок фронту, що утворюють сукупність зв'язних фрагментів поверхонь, загалом не підвладних жодному класичному формальному описові. Тож загалом полум'я можна (деколи навіть потрібно) тлумачити як фрактальне утворення, що має нецілу (дробову) вимірність (на відміну від хоч якої складної поверхні та хоч якої тонкої субстанції, які безумовно є двовимірними). У процесі своєї еволюції воно зазнає значного розтягування-розгортання в звичному розумінні.

Такий механізм горіння має два несприятливі прояви. По-перше, в ДВЗ з іскровим запаленням гомогенна негоріла суміш перед полум'ям при стисненні за відносно тривалий час досягає настільки високих температур, що виникає її самозаймання і утворюється вибухова хвиля, наслідок — «стукіт» в двигуні. По-друге, внаслідок розтягування полум'я стає тоншим, так що час перебування частинок в зоні реакції стає занадто коротким, аби завершити горіння — цей процес веде до згасання. У не дуже однорідному середовищі заряду дизеля полум'я розташовується уздовж поверхні стехіометричного складу, яка після займання утворюється зазвичай на периферії хмари крапель, а не навколо поодиноких крапель, — це режим так званого зовнішнього шару, або групового горіння, для якого характерне одиночне дифузійне полум'я.

Облікувати в моделі всі перелічені тонкощі перебігу процесу теплотворення і теплоспоживання в ДВЗ — це приректи її на непридатність бути посправжньому корисною. Обслуговування моделі і її інформаційне забезпечення будуть настільки рутинними і складними, що отримувані зиски виявляться не вартими того.

Суттєву роль у роботі ДВЗ відіграє теплопередача в межах циліндра та через його стінки до засобів охолодження деталей двигуна. Внутрішня теплова неоднорідність та теплота, яка відбирається від робочого газу назовні,

зумовлюють технічно вимушені енергетичні втрати. Тож належно якісне оцінювання такого штибу теплообміну-тепловіддачі, особливо в період згоряння пального, віддавна вважають надзвичайно важливим завданням в рамках хоч якого належно глибокого дослідження ефективності теплових двигунів. Теплопередача сама по собі, безвідносно до об'єкту, в якому її спостерігають, є складним для моделювання явищем. А тому доводиться зважати на те, наскільки складним є загальне трактування/розуміння робочих процесів в ДВЗ, аби, мимохіть, не помножити складність на складність і не заблукати в глухий кут. Тож, зрозуміло, багатовимірні моделі доречно використовувати хіба що для розв'язування особливих (спеціального змісту) задач.

Стан справ є ще таким, що невід'ємними елементами будь-якої достатньо адекватної моделі ДВЗ (в певному сенсі матеріалізованої) вимушено має бути дослідницький стенд і комп'ютерна система [21]. У процесі дії (життя) стендового аналога двигуна є можливість вимірювати зміну тиску, температурні параметри, масу і склад робочого тіла... Найдосконалішою є, звісно, техніка вимірювання швидкоплинної зміни тиску. Всю іншу інформацію, що надходить від стенда, повинен читати/коректувати комп'ютер, підпорядковуючи її закладеним в програмне середовище термодинамічним законам, технічним закономірностям, змістовим інтерпретаціям. Досвід доводить, що квазівимірні моделі не здатні конкурувати з нуль-вимірними, коли йдеться про широке дослідження ефективності роботи двигуна водночас на різноманітних режимах, а не про пізнавання окремих нюансів теплотворення-тепловикористання на окремих режимах. Саме нуль-вимірні моделі найбільш придатні для дослідження теплопередачі і теплових втрат в ДВЗ.

2.3 Двוזонна модель робочого простору

Відразу ж після впорскування пального безпосередньо в робочий простір циліндра двигуна активуються такі процеси, що з'являється сенс простір цей в першому наближенні (умовно, формально) ділити на частини з особливими

характеристиками, рис. 2.2: 1 — зона з повітрям, що потрапило в циліндр двигуна під час такту впуску; 2 — струмінь пального; 3 — зона окиснення пального, фронт полум'я; 4 — зона спаленої, згорілої суміші. Такі ж самі зони можна розрізняти й у разі, коли пальне впорскується у впускний тракт, й у разі властиво зовнішнього сумішоутворення. Поняття зонності робочого простору є ключовим у методології синтезу моделі теплотворення/тепловіддачі/теплоспоживання в двигуні внутрішнього згорання.

Звісно модельну зонність можна трактувати дуже по-різному, рис. 2.3...

Приміром, однозонна нуль-вимірна модель (рис. 2.3, а) передбачає цілковиту однорідність газу в циліндрі двигуна впродовж усього робочого циклу, а температуру й тиск (та й усі інші параметри) — однаковими у всіх точках робочого простору. Вона вирізняється простотою, але вважається цілком прийнятною хіба що у разі моделювання газообміну в двигуні чи у разі відтворення гальмівних режимів роботи двигуна без споживання палива (це так звані зовнішні гальмівні режими роботи двигуна).

Суть двозонної моделі, рис. 2.3, б, полягає в тому, що робочий простір умовно поділяють на дві зони — зону згорілої (спаленої) пальної суміші (відпрацьовані гази, залишки незгорілого палива) і зону незгорілої (неспаленої) суміші (суміш повітря й палива, залишки відпрацьованих газів з попереднього циклу). Перша з них знаходиться позаду фронту полум'я, а друга — попереду. У процесі згорання зона з незгорілим паливом постійно звужується, тоді як зона з відпрацьованими газами розширяється у тій же мірі. Шар полум'я, що розділяє принципово відмінні за хімічним складом та параметрами робочого тіла зони, вважають зникаюче тонким і таким, що не має властивостей реальної субстанції (маси, об'єму тощо). Кожну зону формує цілком гомогенна суміш-газ, відтак температура та параметри робочого тіла у всіх точках зони є однаковими. Тиск, оскільки він поширюється зі швидкістю звуку, вважають однаковим в обох зонах. Двוזонні моделі завдяки адекватності і відносній простоті найбільш зручні для дослідження теплових процесів, обумовлених згоранням палива.

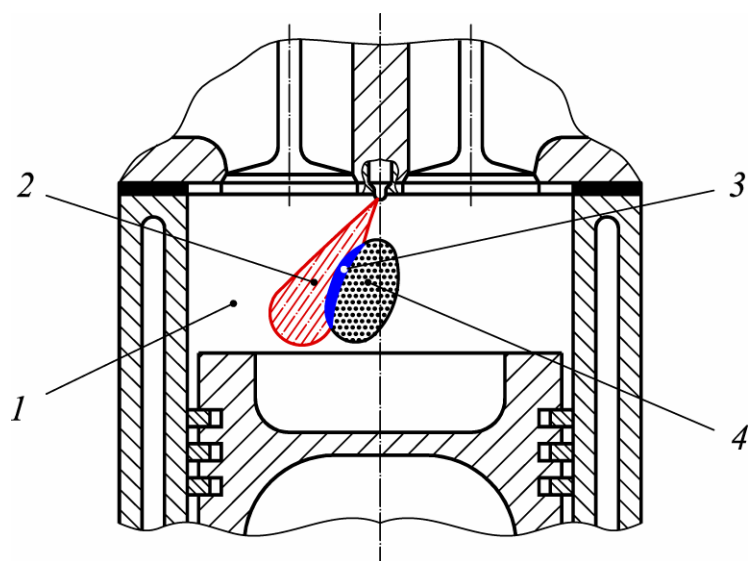


Рисунок 2.2 — Примітивна схема зонності в робочому просторі циліндра двигуна

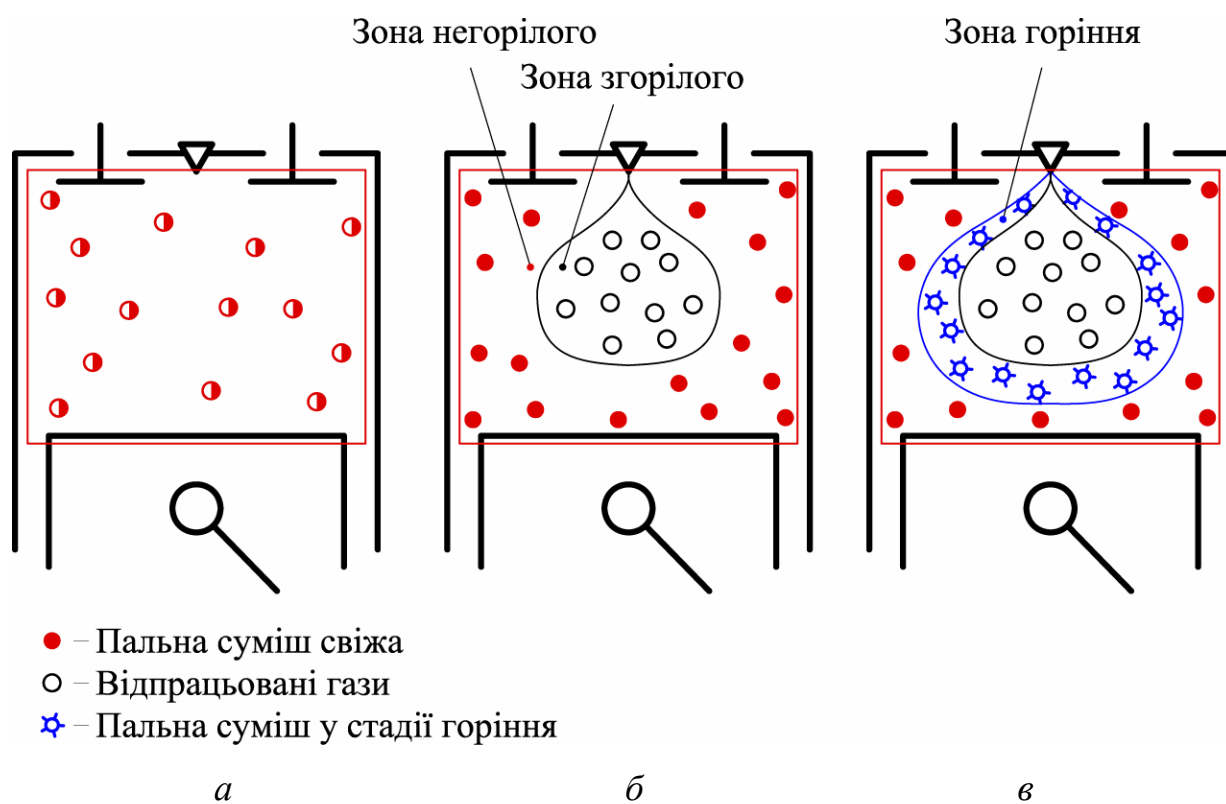


Рисунок 2.3 — Схеми модельного робочого простору двигуна

Багатозонні моделі передбачають існування декількох (багатьох) зон, наприклад, зони (зон) незгорілої суміші, зони (зон) згорілої суміші і зони (зон) горіння (рис. 2.3, в). Ці моделі використовують рідко через значний ризик виникнення майже не контрольованих помилок і похибок. Вони потребують складного і трудомісткого інформаційного супроводу й обслуговування.

Тож у разі двозонної моделі (рис. 2.4) потрібно буде контролювати тиск p газів (однаковий в обох зонах), масу $m_{зг}$, об'єм $v_{зг}$, температуру $T_{зг}$ тощо робочого тіла в зоні згорілого та такого самого змісту параметри $m_{нг}$, $v_{нг}$, $T_{нг}$, ... робочого тіла в зоні негорілого. Поза увагою, звісно, не можуть залишатися внутрішні $Q_{вн}$ та зовнішні $Q_{зн}$ перетікання теплоти [64].

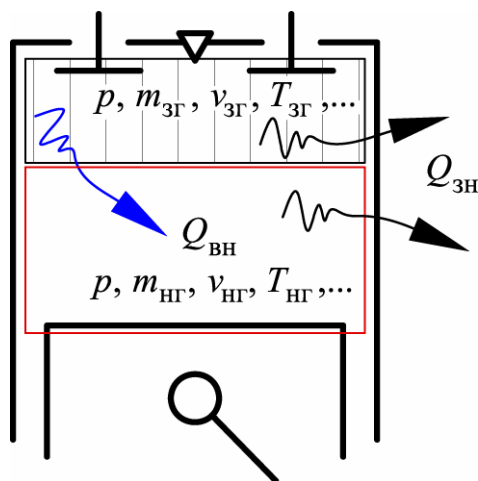


Рисунок 2.4 — Абстрактна схема модельного робочого простору двигуна

Оскільки в фундаментальних законах термодинаміки так чи інакше фігурують такі величини, як тиск і температура термодинамічного тіла, то зміна саме цих величин у часі була б дуже бажаною інформацією для розрахункового аналізу процесу теплопередачі.

Оскільки техніка вимірювання змінного тиску в швидкоплинних процесах є найдосконалішою, то ключову роль в термодинамічній моделі мала б відігравати саме експериментально вимірювана залежність зміни тиску в робочому просторі від кута повороту колінчастого вала двигуна.

2.4 Особливості модельних уявлень

Технологічне поєднання натурності та віртуальності в моделюванні процесів, що перебігають у двигуні, відображає узагальнена принципова схема, наведена на рис. 2.5. Модельний робочий простір занурено у власне ДВЗ, якщо під ним розуміти сукупність усіх систем, що забезпечують нормальну активність робочого простору. Двигун разом з модельним робочим простором занурений у довкілля (у свій життєвий простір), до якого належить, зокрема, й навантажувальний пристрій (з електричними, приміром, гальмом і двигуном) та вся сенсорна система. Перелічене разом — це так зване натурне середовище, яке зобов'язане «спілкуватись» з програмним середовищем: все, що не може або не вміє сказати натурне середовище, зобов'язане через персональний комп'ютер доповісти програмне середовище, і навпаки.

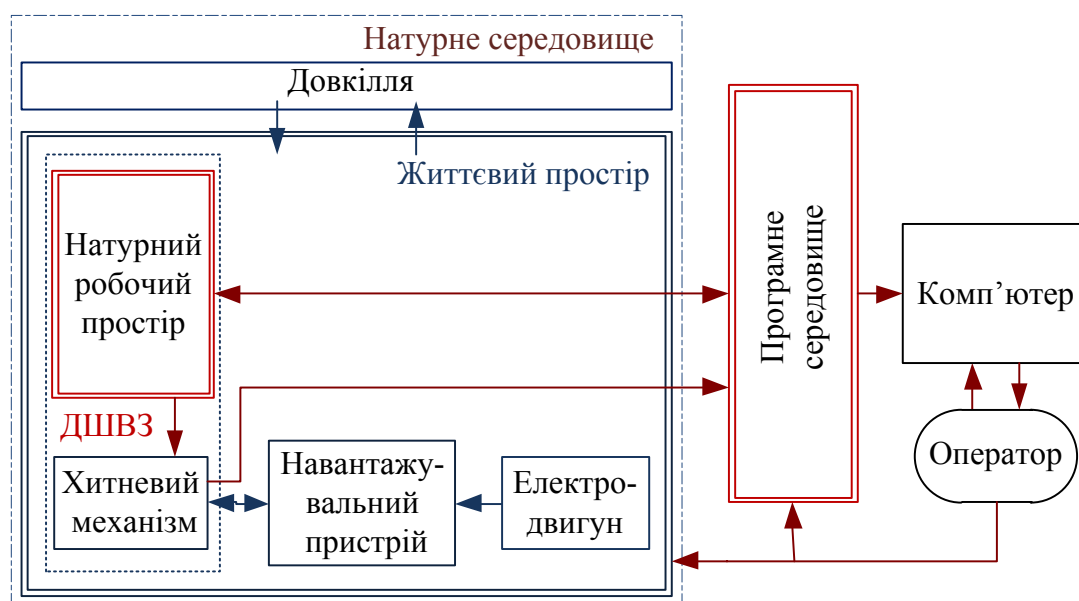


Рисунок 2.5 — Схема натурно-програмного модельного середовища

Звісно, життєвий простір двигуна повинен бути підвладним керуванню (повинен кондиціюватись), аби можна було імітувати різні зовнішні експлуатаційні умови функціонування робочого простору ДВЗ. Програмне середовище підвладне тій чи іншій програмі, тому чи іншому алгоритмові, які увібрали в себе найнадійніші здобутки теорії та емпірії. Власне програмне

середовище й визначає структуру та функції натурального середовища.

Дуже відомим є, приміром, програмно-алгоритмічне середовище CFD Code AVL FIRE. Там ніби цілком вирішена проблема адекватності й валідації. Всі, хто працюють в ньому ніби довіряють один одному, ніби поважають і визнають результати досліджень один одного... Та у програмному середовищі CFD Code AVL FIRE існують заздалегідь закладені жорсткі рамки пізнання, розширити які можна лише, долучаючи реальний робочий простір.

Для моделювання теплових явищ, що перебігають у циліндрах двигуна, застосовують у різних формах систему трьох рівнянь: рівняння закону збереження (незнищеності) енергії, рівняння закону збереження (незнищеності) речовини (матерії) і рівняння термодинамічного стану робочого тіла. При цьому доводиться оперувати чотирма змінними величинами: тиском газів у циліндрі чи його частині, відповідною температурою робочого тіла чи його частини, енергією, яка міститься в робочому тілі чи його частині, та масою робочого тіла чи його частини. Отже, вихідну систему рівнянь слід було б доозначити або додатковим рівнянням, або ж інформаційно, задаючи функцію зміни в часі однієї з перелічених величин. Такою функцією є, зокрема, відображувана індикаторною діаграмою взаємна зміна тиску і об'єму. Та це не гарантує однозначності.

Теорія теплових явищ у ДВЗ має довгу історію і спирається на класичні уявлення термодинаміки ідеального газу [51, 103, 116]. Критерієм ідеальності будь-якого термодинамічного тіла може слугувати величина $\zeta = pv/(RT)$, яка для ідеального газу набуває суто одного значення $\zeta \equiv 1$ (p — тиск; v — питомий об'єм; R — газова стала; T — абсолютна температура). Другим вимірником ступеня ідеальності є питома ентальпія, яка для ідеального газу визначається як сума «тепловмістів» окремими його складовими:

$$h = \sum_{i=1}^n g_i \int_0^t c_{pi} dt,$$

де c_{pi} — питома теплоємність i -ї складової газу, частка якої в суміші становить g_i ; t — температура; n — загальна кількість складових.

Наскільки реальне термодинамічне тіло ДВЗ відрізняється за вимірниками ζ , h від ідеального газу можна простежити за наведеними на рис. 2.6 діаграмами (йдеться лише про один конкретний приклад робочого процесу в дизельному двигуні з турбонаддувом за надлишку повітря $\lambda=1,7$ і середнього ефективного тиску $p_e=1,3$ МПа [89]). Процесу зміни стану реального термодинамічного тіла від миті A завершення процесу впускання до миті B початку процесу випускання відповідає потовщена лінія; інші лінії відображають сталі рівні відхилення від ідеальності у відносних (відсоткових) одиницях $\delta_\zeta = (\zeta - 1) \cdot 100\%$ (рис. 2.6, *a*), $\delta_h = (h_R - h_I)/h_I \cdot 100\%$ (рис. 2.6, *б*) (h_R та h_I — ентальпії реального та ідеального газів; $h=0$ у разі $p=0,101$ МПа і $t=0$ °C).

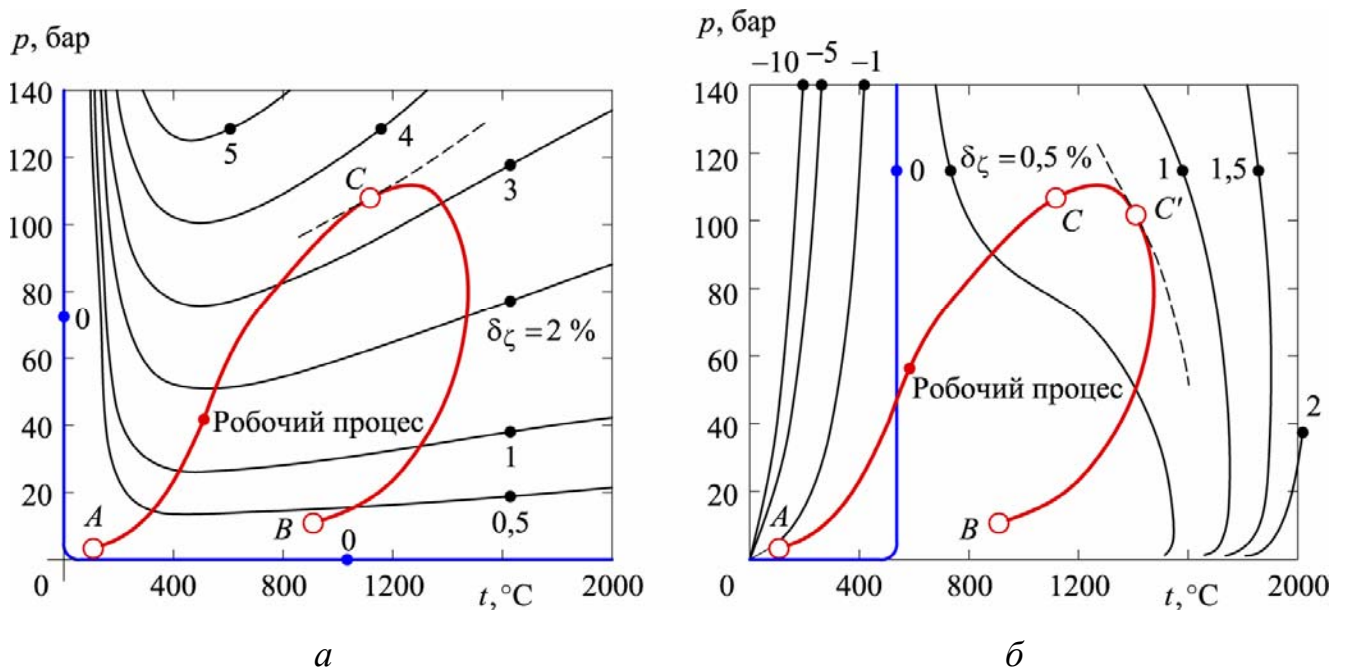


Рисунок 2.6 — Діаграми, що формалізовано відображають ступінь відмінності реального термодинамічного тіла від ідеального газу за двома критеріями

З діаграми на рис. 2.6, *a* випливає, що за ζ -вимірником ступінь відхилення реального робочого тіла від ідеального в робочому циклі не перевищує 4 % (найбільшому відхиленню відповідає точка C). За ентальпійним показником найбільше відхилення можливе за поєднання високих тиску й температури (рис. 2.6, *б*, точка C') та таких низьких температур, коли деякі складові реального термодинамічного тіла досягають стану насичення або конденсуються. Проте для

процесу, що тут розглядається, відхилення за h -вимірником не перевищують ± 1 %.

Такого рівня відхилення у багатьох випадках можна вважати цілком прийнятними [89]. Але треба зважити й на те, що у разі моделювання термодинамічних явищ у двигунах доводиться вдаватись й до інших ідеалізованих припущень. Найпримітивніше припущення, про яке «уголос» рідко згадують, — це припущення про газову непроникність циліндра у разі закритих клапанів. Пов'язана з ним похибка зникаюче мала у разі моделювання роботи прогрітого двигуна (двигуна в кондиції) під навантагою. Але у разі пуску двигуна (особливо дизеля) за низьких температур довкілля витіки робочого тіла назовні циліндра можуть сягати 20...30 %. А ще робочі процеси в двигунах вимушено тлумачаться як політропні. Ідеально політропним можна було б вважати такий робочий цикл двигуна, індикаторну діаграму $p = p(V)$ (p — тиск, V — об'єм) якого у логарифмічній системі координат складали б єдино відрізки прямих ліній. В першому наближенні (здебільшого за якісними ознаками) припущення про політропність є досить вірогідним. Але за кількісними ознаками відхилення реальних циклів від політропних примушують вдатись до принципово інших підходів до моделювання. В першу чергу це стосується модельного відтворення процесів теплотворення, теплообміну, теплопересилання [10, 21]. Але власне ці процеси не піддаються задовільно адекватному суто аналітичному описові. Залишається визнати, що на даний час адекватне моделювання робочих процесів у ДВЗ не може обмежуватись лише аналітично-алгоритмічними засобами (а тим паче — суто емпіричними).

Існує не один спосіб відображення процесу згоряння в аналітичній формі. Так, деякі дослідники зосередили увагу на визначенні швидкості згоряння суміші за допомогою хімічних рівнянь реакцій пального з повітрям. Інші спробували змоделювати закон впорскування пального в двигуні й обчислити швидкість перетворення енергії на підставі визначення розмірів та закономірностей поширення крапель пального. Часом на засадах біомолекулярної теорії згоряння висновували аналітичні залежності, які пов'язували швидкість згоряння із законом надсилання пального, часткою спаленого пального тощо. Недоліком всіх цих моделей є те, що вони потребують великої кількості спрощень, які

зумовлюють помітні відхилення модельного процесу від реального, або ж потребують неймовірних зусиль для свого обслуговування.

Найпривабливішими з огляду на простоту застосування та наочність інтерпретування отримуваних результатів є так звані однозонна, двозонна спрощена і власне двозонна моделі термодинамічних перетворень в робочому просторі теплового двигуна. Через призму однозонної моделі робочий простір двигуна бачиться як єдине утворення, у всіх точках якого в кожному мить часу температура, склад робочих газів... однакові. У рамках спрощеної двозонної моделі — на одній зоні простору згоряння, де робоча суміш уже згоріла, і зона, де суміш ще недоторканна, але за різних значень коефіцієнта надлишку повітря температура в обох зонах одна й та сама. А от у рамках власне двозонної моделі ще й температури в зонах різні і між цими зонами відбувається теплообмін.

Пошук способів керування горінням в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння віддавна вважають одним з головних джерел прогресу у його вдосконаленні [94]. З часу винаходу ДВЗ їх розробка стикалася з проблемами нестабільності процесу згоряння, основною з яких була проблема детонації. «Механічна» концепція боротьби з детонацією, приміром, запропонована ще Рікардо (1941 р.), полягала у використанні спеціальних конфігурацій головок циліндрів і днищ поршнів, які в різних варіантах застосовуються дотепер. Загально ж проблему удосконалення згоряння в ДВЗ можна звести до задачі оптимального розподілу в просторі й часі потенційних носіїв теплової енергії, осередків багатоточкового займання і всього іншого, що супроводжує процес теплотворення й тепловіддачі.

Ефективність згоряння пального можна оцінювати, керуючись різними ознаками. Дуже природньою ознакою є свічення простору згоряння чи певної його частини. Наприклад, за внутрішньоциліндровий давач в електронних системах керування ДВЗ із зворотним зв'язком для аналізу процесу згоряння використовують навіть звичайні давачі тиску. Їх адаптують так, що виникає можливість оцінювати характеристики тепловиділення і визначати середній індикаторний тиск p_i . Поряд з вимірюванням тиску інформацію про горіння можна одержувати за допомогою реєстрації свічення зони реакції і продуктів

згорання. Доречно згадати дослідження періоду 1930...1960 рр., у яких випромінювання низки молекул і радикалів в процесі згорання в ДВЗ аналізували з метою вимірювання температури газу в циліндрі, визначення механізму реакцій в холодному полум'ї і вивчення кінетики утворення окислів азоту. Згодом за допомогою волоконної оптики проводилися дослідження початкових стадій горіння, процесу розповсюдження полум'я й детонації в ДВЗ з іскровим запаленням, а також вивчалися можливості контролю якості сумішоутворення і повноти згорання.

В роботі [104], приміром, була зроблена спроба розширити діапазон вимірюваних характеристик процесу згорання за допомогою оптичного давача й аналізу взаємозв'язку між тиском в циліндрі і реєстрованим свіченням. Хоча детальна інформація про горіння міститься в спектрах часток СН, С і ОН, особливого значення було надано тепловому випромінюванню часток Н₂О в ближній інфрачервоній області, між 900 і 1000 нм, де знаходиться пік спектральної чутливості недорогого кремнієвого фотодетектора. Теплове випромінювання стінок комори згорання (КЗ) в цій смузі не створює сильних перешкод. З декількох смуг випускання Н₂О, що існують в полум'ї в діапазоні 900...1000 нм, була вибрана одна з найінтенсивніших — 927,7 нм.

Дослідження провадилися на спеціальному одноциліндровому двигуні з примусовим запаленням (ступінь стискування — $\varepsilon = 8,9$; хід поршня/діаметр циліндра — $S/D = 92,0/87,7$ мм/мм; робочий об'єм — $V_h = 0,56$ дм³). У експериментах було передбачено вимірювання частоти обертання вала двигуна, обертового моменту, витрат палива й повітря, температур і тисків на впуску й випуску та в системах охолодження й подачі палива, а також визначення концентрацій оксиду вуглецю, двооксиду вуглецю, кисню, окислів азоту, вуглеводнів у відпрацьованих газах задля контролю складу суміші. Відображення здійснювалося з інтервалом 1 град повороту колінчастого вала серіями по 100 робочих циклів. Випромінювання від КЗ через світлоприймач і кварцовий волоконно-оптичний кабель діаметром 3 мм і завдовжки 610 мм передавалося на фокусуючу лінзу монохроматора, що виділяв смуги $927,7 \pm 20$ нм. Детектор на основі кремнієвого фотодіода з піком чутливості близько 900 нм працював в

генераторному режимі, аби мінімізувати шумовий струм при збереженні адекватного частотного відгуку. Система обробки даних дозволяла визначати абсолютні значення тиску в циліндрі. Нульовий рівень сигналу світимості був зведений до НМТ такту всмоктування.

І що ж з'ясувалося? Незважаючи на те, що природа взаємозв'язку між максимальною інтегральною світністю l_{\max} і максимальним тиском p_{\max} в циліндрі двигуна через прояв багатьох чинників надзвичайно складна, виявилось, проте, що цей взаємозв'язок кореляційно близький до лінійного за всіх варіацій режимних параметрів. Величина l_{\max} навіть більш чутлива до умов горіння, ніж величина p_{\max} , зокрема й у разі сильної циклової нестабільності, зумовленої детонацією й пропусками запалення. Множинний регресійний аналіз з квадратичною функцією відгуку засвідчив, що існують задовільно прогнозовані залежності

$$p_{\max} = F(n_e, p_{\text{int}}, l_{\max} / l_{\max, \text{base}}, \varphi_l), \quad \varphi_p = F(n_e, p_{\text{int}}, l_{\max} / l_{\max, \text{base}}, \varphi_l),$$

де n_e — частота обертання вала двигуна; φ_l і $\varphi_p < \varphi_l$ — кути повороту вала, відповідні величинам l_{\max} і p_{\max} ; p_{int} — тиск на впуску; $l_{\max, \text{base}}$ — максимальна світність в циліндрі на режимі роботи двигуна, взятого за базовий порівняльний. Були також оцінені аналогічні кореляції між величинами l_{\max} і $dQ_{\max} / d\varphi$ (максимумом швидкості тепловиділення), φ_l і $\varphi_{dQ/d\varphi}$ (кутом повороту колінчатого вала, відповідним максимальному значенню $dQ_{\max} / d\varphi$ швидкості тепловиділення), l_{\max} і p_i .

Такого стибу кореляції можуть бути корисними в системах керування згорянням із зворотним зв'язком індивідуально в кожному циліндрі, зокрема у разі керування неусталеними режимами, а також у разі детектування неповного згорання, пропусків запалення й переходу до детонації. Оптимізуючи згорання, можна орієнтуватися на максимальний ККД, мінімум емісії NO_x , мінімальний міжцикловий розкид параметрів або що. За світністю можна налаштувати кут випередження запалення або добирати склад суміші. Для прикладу в дослідженні [104] було продемонстровано можливість використання сигналу світимості для

прогнозування середнього індикаторного тиску на основі поточного усереднювання даних за 4 циклами (замість 100) з експоненціальною вагою, тобто з частковим згладжуванням циклових варіацій за малої часової затримки.

Звісно, належало б ще розібратися у фізико-хімічних закономірностях, що лежать в основі цих кореляцій. Необхідно дослідити чутливість отримуваних результатів до різновиду палива, до розташування давача світності, до параметрів довкілля. За тривалого використання давачів виникне проблема їх забруднюваності й надійності. У разі впровадження давача світності в систему керування потрібно буде також оцінювати якість електричних сигналів, раціональність вибору кількості циклів, що гарантують репрезентативне усереднювання.

Зрозуміло, що високий рівень описаного штибу корельованості можна спостерігати й тоді, коли за базовий вимірник брати величину p_{\max} (а не l_{\max}). Саме давач (давачі) тиску найкраще вписуються в модельний робочий простір двигуна внутрішнього згоряння. Тож було б вигідно моделювання теплових процесів зводити до того, щоб за вимірним тиском газів в робочому просторі двигуна відтворювати перебіг теплотворення, і навпаки, беручи за основу задані перебіги теплотворення, розраховувати тиски газів у циліндрі. Перевагою такого моделювання є відносно висока точність результатів розрахунків, а також можливість вивчення впливу різних чинників і параметрів на процес теплотворення, не залучаючи для цього надмірно складні експериментальні вимірювання. Але цілком обійтись без експериментальної інформації не вдасться.

Для визначення, зокрема, середнього індикаторного тиску p_i в робочому циклі двигуна потрібно встановити взаємозв'язок між ідентифікованим процесом зміни поточного тиску p в циліндрі і зміною робочого об'єму циліндра чи відповідно кутового положення колінчастого вала, вимірюваного зазвичай встановленим на картері давачем. Дуже наочними вважають так звані індикаторні діаграми, рис. 2.7, 2.8 (S — хід поршня; φ — кут повороту колінчастого вала; C — точка, що відображає мить займання пальної суміші, яку, зважмо, легше помітити в координатах φ — p ; V — об'єм робочого простору циліндра; V_c —

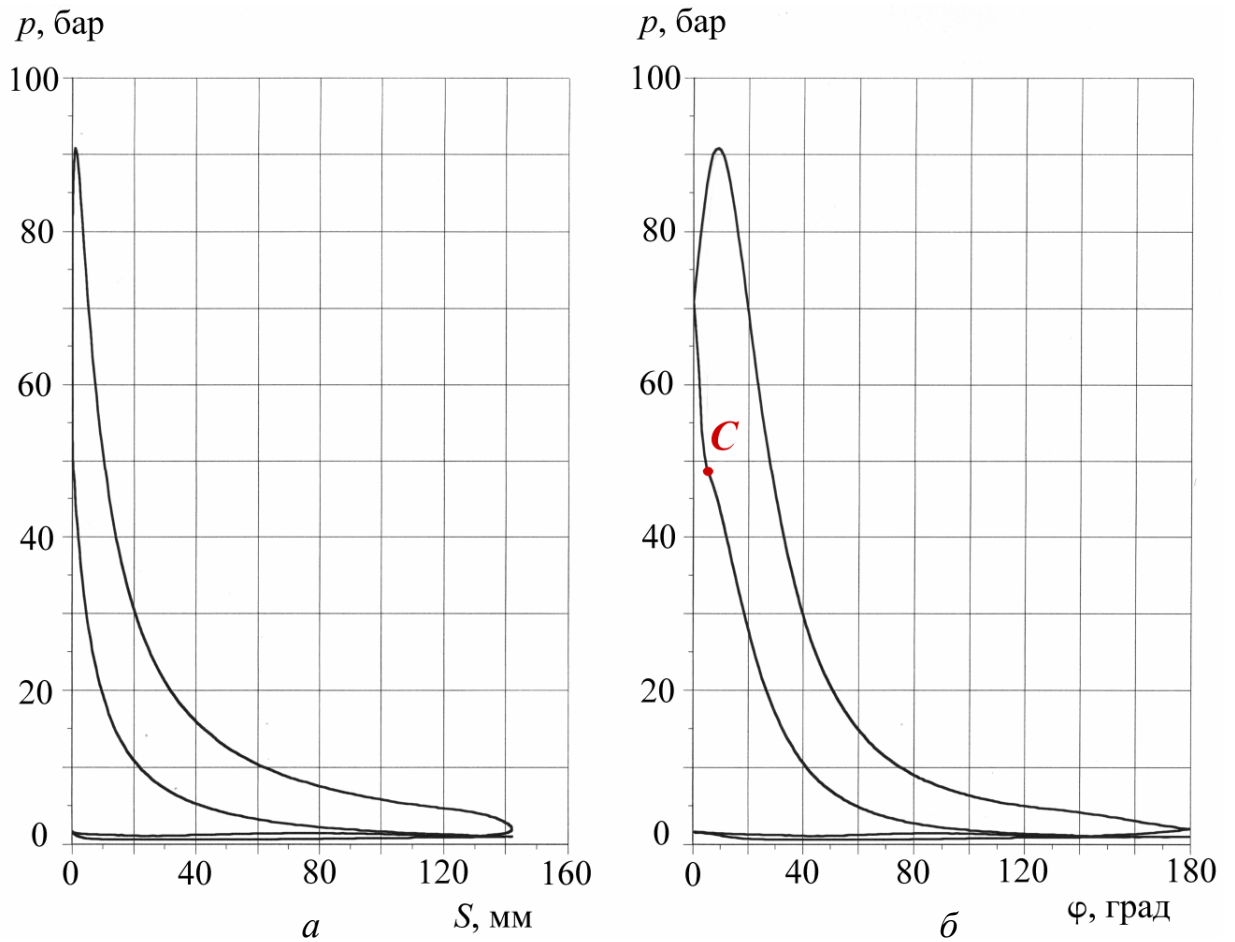
об'єм комори згоряння). При цьому можливі два різновиди похибок: один з них пов'язаний з неточностями визначення кутового положення колінчастого валу, а інший — з неточністю визначення власне тиску в циліндрі.

Окрім можливих похибок у кроці маркувальних шкал, причинами похибок у визначенні кутового положення колінчастого вала можуть стати можливі затримки за фазою в елементах електронної системи обробки сигналів, допуски на розміри кутів між колінами, крутні коливання колінчастого валу. Похибки у визначенні мертвих точок (положень) хитневого механізму є причиною неточного юстирування давача кута повороту колінчастого вала. Вплив цієї похибки на точність результатів відображення експериментальної інформації добре вивчений.

Друга група похибок є наслідком, так би мовити, неточності ідентифікації власне тиску. Тиск вимірюють кварцовими давачами з послідовно включеним зарядовим підсилювачем, з виходу якого знімається аналоговий сигнал у вигляді напруги в колі електричного струму, пропорційної в ідеалі тискові в циліндрі.

Порівняльні дослідження декількох кварцових давачів різної будови на одному і тому самому циліндрі ДВЗ при відображенні одного і того самого робочого циклу засвідчують, що індикаторні діаграми обов'язково мають відхилення відносно усереднених даних відображення, оскільки практично всі давачі тиску «по-своєму» спотворюють інформацію. Достовірна оцінка якості давача можлива лише при його перевірці на спеціальному стенді з імітацією умов в циліндрі ДВЗ.

Ефективність використання давачів тиску (на прикладі дизельного двигуна) і можливі похибки їх показів ретельно вивчені, приміром, в [113, 114]. Згоряння в ДВЗ відбувається за високих тисків і температур, через що тепловіддача в стінки давача тиску порівняно з фазами газообміну зростає на порядок. В процесі випускання, хоч і в меншій мірі, теплота підводиться до стінок давача, тоді як в процесі впускання, навпаки, теплота віддається робочому тілу. Таке коливання теплового потоку накладається на власне температурне поле давача і стає найістотнішим джерелом похибок у вимірюванні тиску в циліндрі навіть на усталеному режимі роботи ДВЗ.



$$n_e = 1500 \text{ хв}^{-1}, p_e = 6,5 \text{ бар}$$

Рисунок 2.7 — Приклади індикаторної діаграми в залежності від:
 a — переміщення поршня; φ — кута повороту колінчастого вала

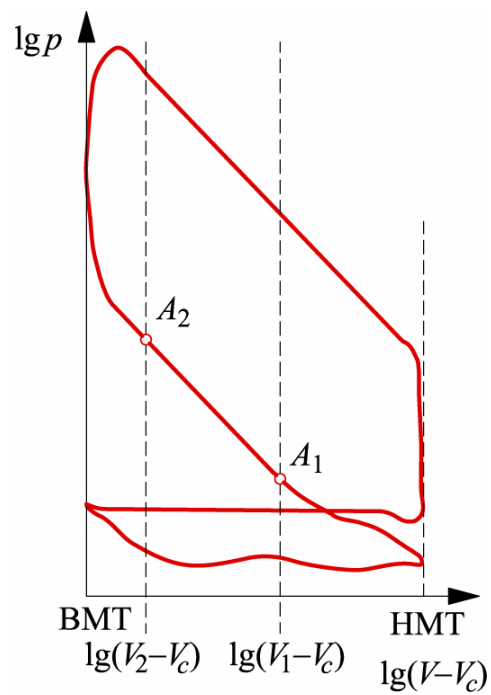


Рисунок 2.8 — Типовий зв'язок між об'ємом робочого простору і тиском в ньому
в логарифмічних координатах

Змінюючи умовно розташування мертвих точок (мертвих положень хитневого механізму), можна до сутнісної непізнаваності спотворити індикаторну робочого циклу, рис. 2.9 (p — тиск в циліндрі; $\Delta\varphi$ — відхилення мертвої точки від її справжнього розташування). Хибуватиме й інформація про зміну $w_i = w_i(\varphi)$ питомої індикаторної роботи w_i з поворотом φ вала двигуна, рис. 2.10. Наприклад, у разі відхилення $\Delta\varphi$ на ± 5 град при зафіксованому куті повороту колінчатого вала $\varphi = 425$ град відхилення індикаторної роботи w_i будуть у 1,477 разу (на 47,7 %) більшими та у 2,11 раза меншими (на 52,6 %) від номінального значення.

Неточність у визначенні положення мертвих точок суттєво позначається й на ідентифікації процесу зміни інтенсивності тепловиділення унаслідок згоряння пального, рис. 2.11 ($Q_{пл}$ — питома тепловиділення). Так, максимальні значення інтенсивності тепловиділення при $\Delta\varphi \pm 5$ град будуть у 1,436 разу (на 43,6 %) більшими та у 1,425 разу (на 29,3 %) меншими від номінального значення.

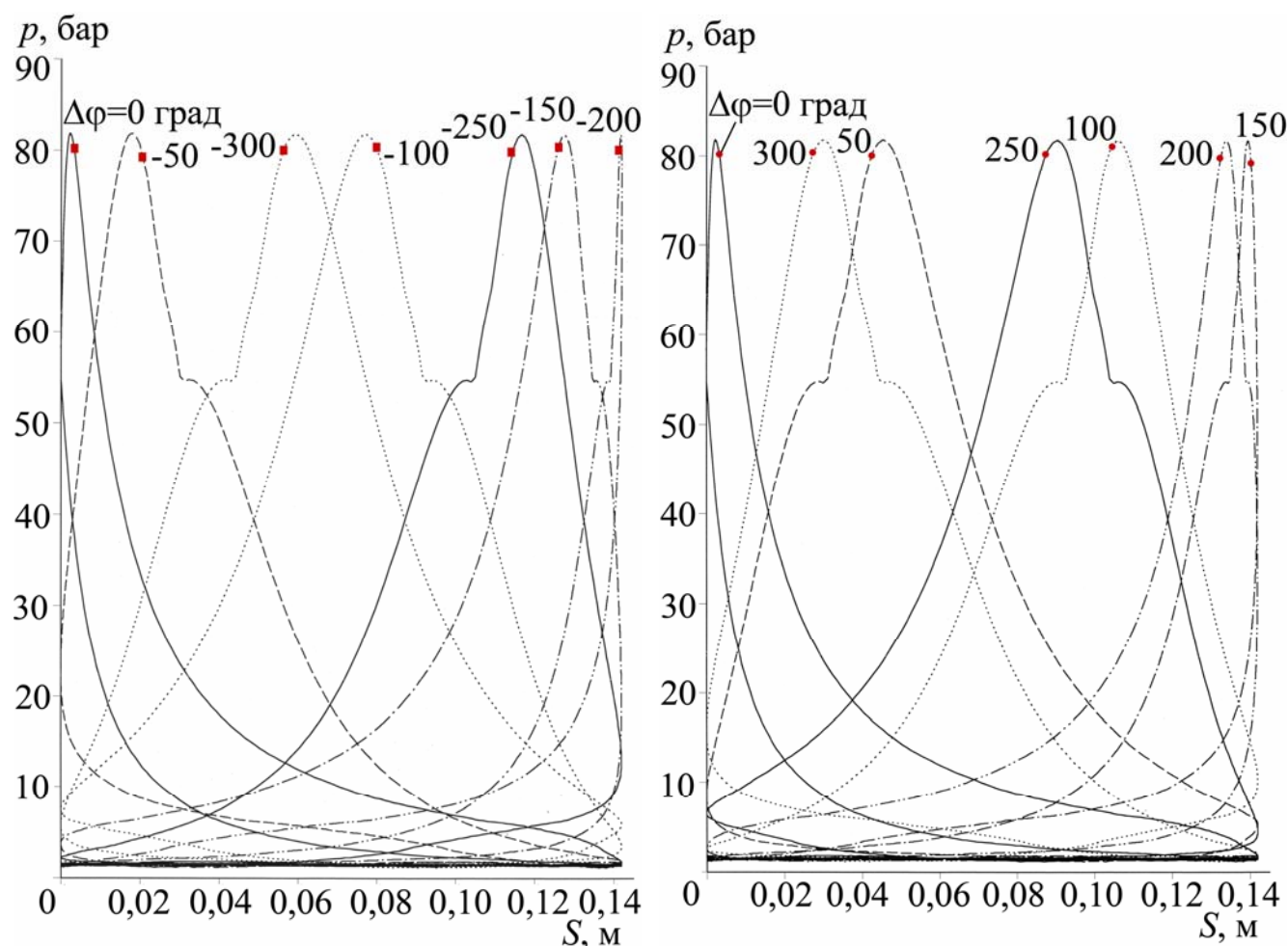


Рисунок 2.9 — Штучне спотворення індикаторних діаграм зміною розташування мертвих точок

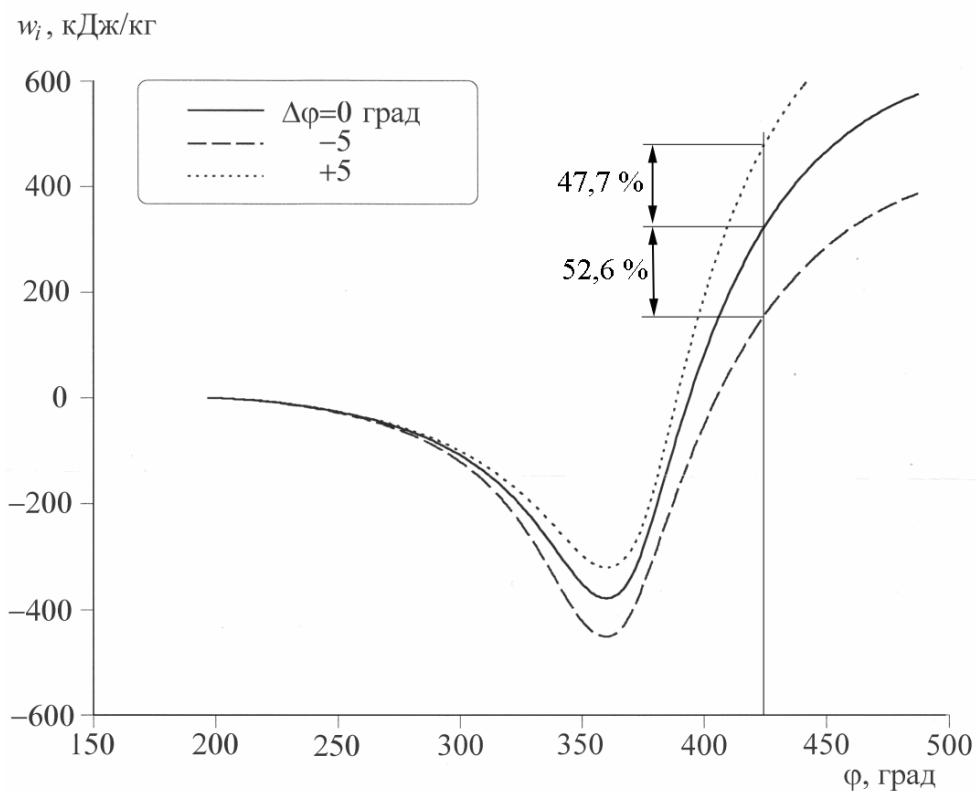


Рисунок 2.10 — Спотворення графіка зміни індикаторної роботи у разі неточного визначення ВМТ в hard-soft-середовищі

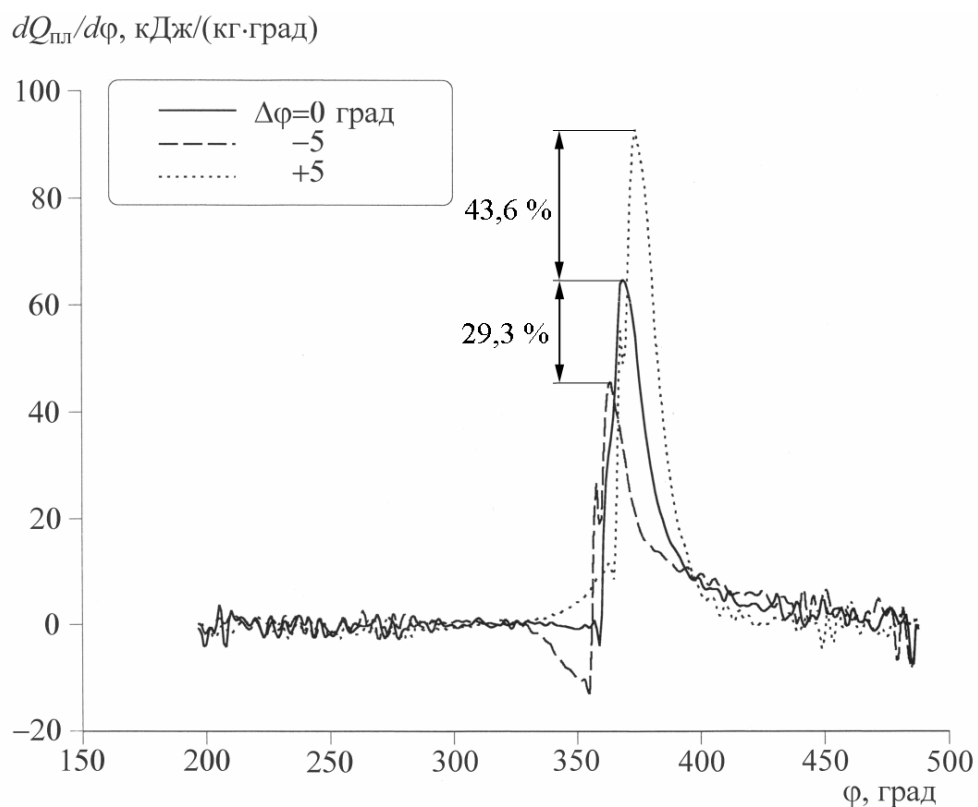


Рисунок 2.11 — Спотворення інформації про зміну інтенсивності теплотворення у разі неточного визначення ВМТ в hard-soft-середовищі

У разі домагання оптимально сумістити характеристики виконавчих органів (інструментів) робочої машини і її приводу принципово важливу роль відіграє точність ідентифікації та коректування визначальних параметрів власне теплової машини-двигуна у процесі її проєктування, конструювання, виготовлення.

Аналіз рис. 2.10, 2.11 дозволяє стверджувати, що загалом похибка визначення (маркування) верхнього мертвого положення хитневого механізму отто-двигуна (швидкого) внутрішнього згоряння на один градус (два градуси) повороту колінчастого вала (що становить менше як 0,3 (0,6) % від повного його оберту) породжує похибку визначення середнього ефективного тиску (питомої роботи), обертового моменту та потужності десь на рівні 5 ... 7 (11 ...15) %. Зниження, скажімо, на 10 % потужності двигуна унаслідок неточності кондиціонування його властивостей породжує приблизно такого самого рівня зниження продуктивності робочої машини чи відповідну перевитрату пального у разі спроби відновити продуктивність до номінального рівня. Втрату енергетичної ефективності робочої машини і перевитрату пального приблизно такого ж рівня породжує й завищення на 10 % потужності двигуна, особливо це спостерігається стосовно літальних машин.

Уникнути цієї похибки можна було б, поєднуючи, знову ж таки, експериментальні засоби дослідження з аналітико-алгоритмічними. Отже успіх будь-якого дослідження — чи теоретичного, чи експериментального — можливий тільки за умови системного поєднання натурності та аналітичності. Щоправда, на спотворених індикаторних діаграмах (рис. 2.9) помітнішою стає мить ефективного займання пальної суміші (її ідентифікує точка, окіл зламу графіка залежності $p = p(S, \Delta\varphi \neq 0)$).

Імітація процесу добирання теплової машини-двигуна для приводу хоч якої робочої машини із застосуванням класичного підходу засвідчила стійке витрачання на 17 % більше часу ніж у разі застосування hard-soft-технології дослідження.

Було б вигідно розрізняти турбулентне й середнє. Та матеріальні й теплові потоки в ДВЗ настільки нестационарні, що поділ характеристик і величин на середні й турбулентні завжди є неоднозначним. Часто різницю між якоюсь величиною, виміряною в певному одному циклі, і середнім її значенням на ансамблі (множині) зафіксованих циклів приймають за турбулентну пульсацію

цієї величини в цьому циклі. Але в [48], приміром, доводять, що визначення турбулентності на основі простого усереднювання на ансамблі робочих циклів цілком не годиться для потоків (течій) в ДВЗ.

Звісно, для визначення стану робочого заряду у початкову мить і його еволюції у процесі стиснення й згоряння необхідне неперервне в часі вимірювання в декількох точках трьох просторових складових швидкості, тиску, густини і концентрацій. Але такий рівень навряд чи досяжний на практиці.

Насправді відхилення від дуже привабливої «логарифмічної лінійності» (рис. 2.8) можуть бути значними, рис. 2.12: c , b , r — точки, що відповідають митям примусового запалення суміші, відкриття випускного клапана, закриття випускного клапана; $p_i = 0,318$ МПа — середній індикаторний тиск; $\Delta p_i = -3,5$ кПа — можлива похибка визначення p_i за похибки на один градус повороту в оцінці верхнього мертвого положення поршня; $\theta = 21$ град — випередження запалення за кутом повороту колінчатого вала; $\lambda = 1,3$ — коефіцієнт надлишку повітря; $n_e = 1400$ хв⁻¹ — частота обертання вала двигуна. Особливо помітним згадане відхилення зазвичай є в області розвинутого горіння пального — після верхньої мертвої точки, не доходячи до миті відкриття випускного клапана. Отож процес згоряння пального, процес тепловиділення повинен, звісно, описуватись якимось по-особливому. Процес горіння помітно позначається, приміром, на тепловіддачі в стінки циліндра, на чому ще наголошуватиметься згодом.

Однією з основних проблем розвитку ДВЗ з примусовим запаленням, призначених для роботи на бідних сумішах, є розробка систем запалення, яка б забезпечувала надійне безперебійне займання бідних сумішей на всіх можливих режимах роботи двигуна. У цьому напрямі були проведені ґрунтовні дослідження плазмоструминної системи запалення з метою оцінити її придатність як системи запалення для двигунів з робочим об'ємом 1,4...2,0 дм³, що працюють на бідних сумішах [40].

Результати досліджень на початковому етапі робіт засвідчили, що у разі застосування системи запалення з низькою напругою унаслідок великого струму розряджання і його значної тривалості (приблизно 50 мс), електроди плазмової свічки запалення швидко зношуються від ерозії. Тож усі подальші дослідження проводилися з системами запалення високої напруги.

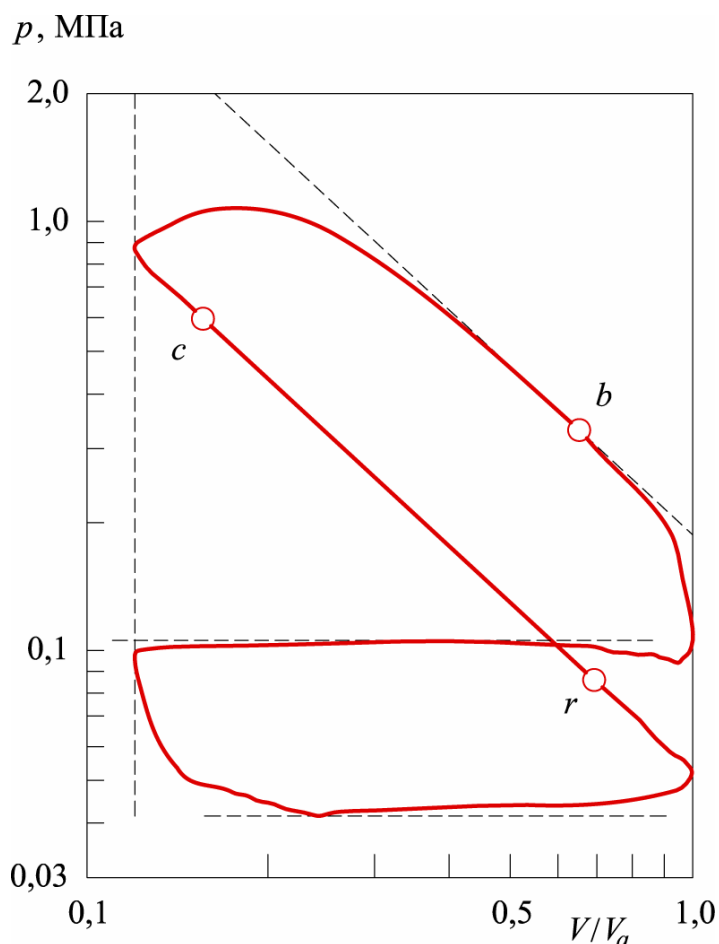


Рисунок 2.12 — Приклад (p, V) -діаграми робочого циклу отто-двигуна в логарифмічних координатах

Мета досліджень [40] — виявити особливості впливу плазмоструминної системи запалення на займання і згорання гомогенної метано-повітряної суміші порівняно із звичайною системою запалення. Початковий тиск в КЗ становив 0,5 МПа, початкова температура — 150 °С. КЗ мала діаметр 80 мм і висоту 80 мм. Для фотографування процесу згорання в ній було передбачено кварцове вікно. На рис. 2.13 відображено залежність вимірника z тепловиділення (суцільні лінії P стосуються плазмового запалення, штрихові S — звичайного, стандартного; λ — коефіцієнт надлишку повітря; t — час).

У міру зростання λ затримка займання є меншою, а процес згорання перебігає швидше і з більшою повнотою у разі запалювання плазмовою свічкою порівняно із звичайною свічкою. У разі плазмового запалення за $\lambda = 1,5$ протягом приблизно 80 мс зазнає теплових перетворень десь 94 % початкової маси суміші, а у разі звичайного запалення — 87 % протягом 140 мс. Зйомка процесу згорання

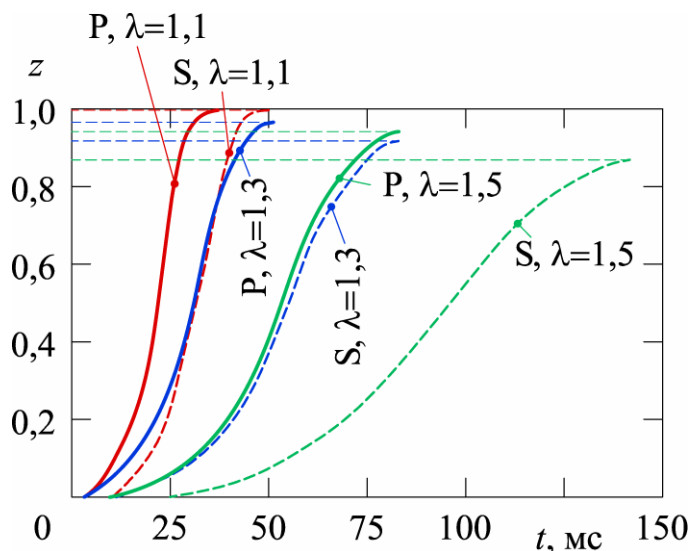


Рисунок 2.13 — Характеристики теплотворення у двигуні

шлірен-методом показала, що метано-повітряна суміш за $\lambda = 1,1$ у разі плазмового запалення протягом 1 мс після розряду запалала у відносно великому об'ємі, тоді як у разі звичайного запалення спостерігається тільки точкове займання.

Аналітичний опис тепловиділення, приміром, залежно від тих чи інших чинників є надзвичайно складним завданням. Хоча багато з цих чинників добре відомі, та розгляд їх впливу на процес згоряння в формальних термінах є проблемним, а вичерпний математичний опис робочого процесу є практично неможливим. Тому віддавна користають з розрахунково-емпіричних методів, зокрема, в рамках підходу Woschni і Anisitz, у якому впливовість чинників визначають експериментальним шляхом.

Тож процес тепловиділення ідентифікують розрахунками на основі знятої індикаторної діаграми, геометричних параметрів двигуна і термодинамічних характеристик робочого тіла. В підсумку одержують характеристику тепловиділення, яка сама по собі мало придатна для змістовної інтерпретації процесу згоряння. Тому для оцінювання й порівняння різних характеристик тепловиділення між собою застосовуються аналітичні формули.

Однією з найвдаліших і найчастіше використовуваних для опису процесу тепловиділення є напівемпірична теплотвірна експонентна функція, яка була висунута І. Вібе з огляду на кінетику хімічних реакцій [18]. В двигунах

швидкого згоряння (бензинових, приміром) процес тепловиділення можна вважати однофазним, тобто описуваним однією теплотвірною експонентною функцією. Натомість, процес згоряння в дизелях (приміром, у швидкісних з неподіленою коморою згоряння) є радше двофазним, а отже з однаковою точністю в кожній фазі його можна описати хіба що двома теплотвірними експонентними функціями [111], перша з яких покликана відобразити аналітично фазу швидкого вибухового горіння, а друга — фазу повільнішого дифузійного згоряння.

Та все ж hard-soft-технологія моделювання робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння дозволяє ідентифікувати процес теплотворення, більше покладаючись на безпосередньо виміряну інформацію. В такому разі апроксимаційні засоби (зокрема опис Вібе) доцільніше долучати до цієї інформації вже задля наступних теоретичних узагальнень.

Процес перетворення тепла в роботу спрощено відображений на рис. 2.14 розгорненою за кутом φ повороту колінчастого вала двигуна діаграмою (P і K — початок і кінець області високого тиску p ; P_2 і K_2 — початок і кінець процесу горіння). Тепло $m_{\text{пл}} H_u$, що виділилося в процесі згоряння палива масою $m_{\text{пл}}$ з теплотвірною здатністю H_u , у значній мірі підвищує, перш за все, внутрішню енергію U робочого тіла — згоряння в основному відбувається в околі верхньої мертвої точки, $Q_{\text{пл}}$ — поточне тепло від згоряння палива. У процесах стиснення, згоряння й розширення в стінки робочого простору відводиться тепло Q , лише частина тепла перетворюється на механічну роботу W . В кінці робочого циклу можна розпізнати: індикаторну роботу W_i ; тепло $Q_{\text{ст}}$, що було втрачене через стінки робочого простору; виведене з відпрацьованими газами за межі робочого простору тепло $Q_{\text{вг}}$ — плата за можливість отримання механічної роботи (упорядкованої механічної енергії з неупорядкованої теплової).

Змінити корінним чином розподіл тепла за зазначеними складовими теплового балансу не вдасться, тож єдиним способом поліпшити використання тепла є втручання в перебіг процесу тепловиділення: тепло слід підводити якимось так, аби найбільша його частина перетворювалася на роботу розширення, тобто впливала на весь хід розширення. Тепло, що виділилося на самому початку процесу розширення, може бути перетворено на роботу лише в невеликій

кількості, натомість воно істотно підвищує внутрішню енергію відпрацьованих газів. З іншого боку, оскільки швидкість перебігу реакції спадає із зменшенням концентрації реагентів, згоряння в процесі розширення уповільнюється і розтягується настільки, що деяка частина палива взагалі не встигає прореагувати.

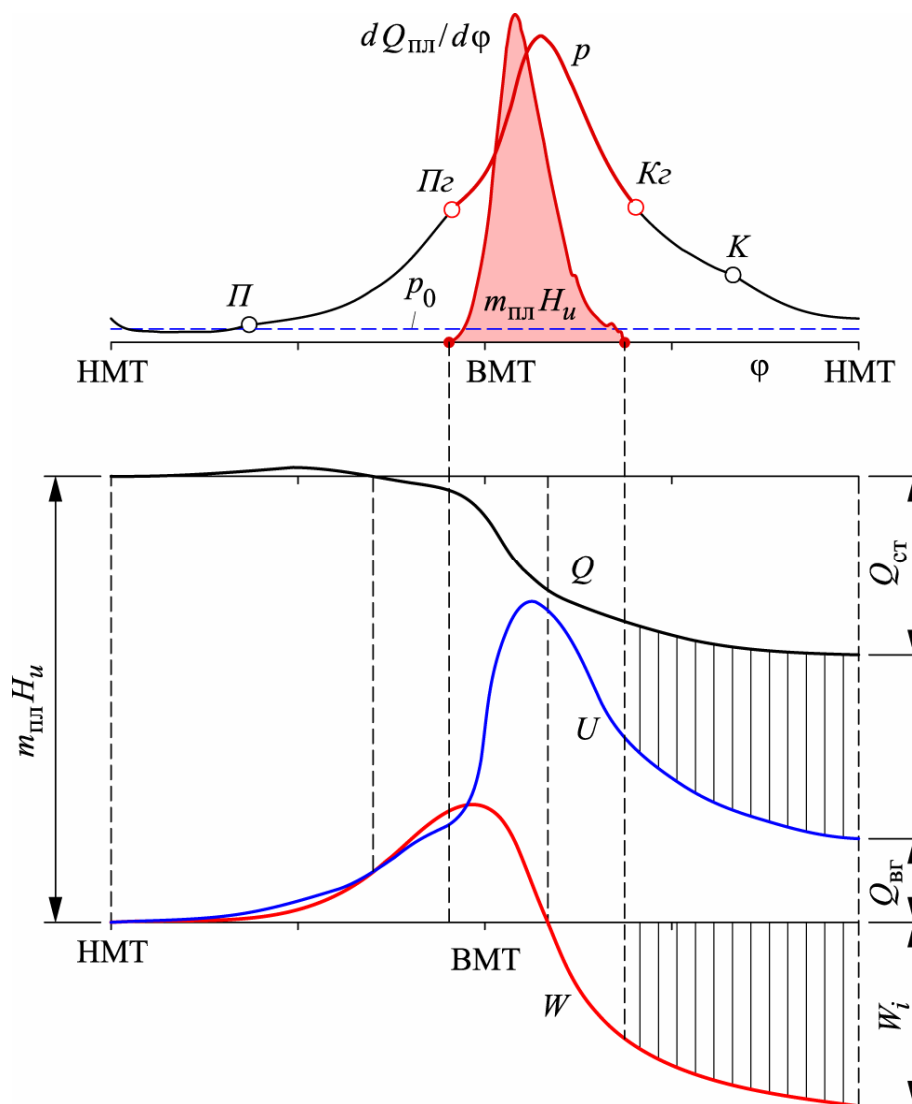


Рисунок 2.14 — Схематизована діаграма робочого циклу чотиритактного ДВЗ

Всі дослідження якраз скеровані на прискорення й скорочення в часі завершальної фази процесу згоряння. А сприяє скороченню завершальної фази згоряння, як відомо, турбулізація руху заряду в поєднанні з місцевим підвищенням концентрації палива. Саме над цією проблемою працюють багато дослідників, конструюючи особливі комори згоряння.

Виходячи з загального опису процесу тепловіддачі і базуючись на рівнянні тепловіддачі Ньютона та теорії подібності

$$Q_{\text{ст}} = \alpha A (T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}), \quad \text{Nu} = C \text{Re}^m, \quad (2.1)$$

де

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad \text{і} \quad \text{Re} = \frac{w d \rho}{\mu},$$

формують загальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = C d^{m-1} \lambda \left(\frac{w \rho}{\mu} \right)^m. \quad (2.2)$$

Тут α — власне коефіцієнт тепловіддачі; $Q_{\text{ст}}$ — тепло, віддане у стінки циліндра; A — площа поверхні тепловіддачі; $T_{\text{г}}$ — температура газів в циліндрі; $T_{\text{ст}}$ — температура стінок; Nu і Re критерії (числа) Нусельта і Рейнольдса; C і m — сталі (приймають, приміром, $m = 0,78$); d і w — характерні розмірний і швидкісний параметри; λ — коефіцієнт теплопровідності; ρ — густина; μ — коефіцієнт в'язкості.

Додатково необхідно враховувати особливий вплив на коефіцієнт тепловіддачі явища згорання палива. G. Woschni враховує цей вплив за допомогою додаткового члена, відповідно інтерпретуючи швидкість w . G. Hogenberg покладається на температуру газів $T_{\text{г}}$, вводячи корективи за допомогою множника Δ , необхідність якого можна перевірити тільки за допомогою вимірювань:

$$\alpha = C d^{m-1} \lambda \left(\frac{w \rho}{\mu} \right)^m \Delta.$$

Температуру газу $T_{\text{г}}$, що фігурує в (2.1), найдоцільніше обчислювати за вимірним тиском, користуючись термічним рівнянням стану ідеального газу

$$T_{\text{г}} = \frac{pV}{mR},$$

де m і V — маса і поточний об'єм газоподібного робочого тіла; R — газова стала. А от температура стінок $T_{\text{ст}}$, комори згорання оцінюється за допомогою в скінченній кількості точок виміряних її значень. У випадку дизельного двигуна похибка, спровокована неточним визначенням температури стінок простежується

в основному в області малих навантажень. Натомість, в бензиновому двигуні максимальна температура є приблизно однаковою і значно вищою, через що виникає більша різниця температур, а відтак похибка завжди є значно меншою. Оскільки на гальмівних режимах різниці температур завжди набагато менші, ніж на тягових режимах, то в цьому випадку необхідно визначати температуру стінок особливо ретельно.

Описана технологія дозволяє визначати в кожному мить часу низку саме тих параметрів, що конче необхідні у разі моделювання внутрішньодвигунних процесів в рамках загально визнаних теоретичних уявлень. При цьому забезпечується рівень адекватності інформації, значно вищий від того, якого можна сподіватись у разі класичного підходу до моделювання. Для прикладу можна навести діаграму (рис. 2.15), яка наочно засвідчує розбіжності у визначенні зміни коефіцієнта α тепловіддачі у бензиновому двигуні за кутом φ повороту колінчастого вала у випадках моделювання за Вошні (крива 1 — звичайна модель; крива 2 — удосконалена модель) та за аналітично-натурною моделлю (крива 3) [12, 64].

З рис. 2.15 видно, що результати, отримані за допомогою hard-soft технології, локально приблизно у 1,8 разів (на 85 %) вищі ніж результати, що отримані з використанням теплотвірної експонентної функції чи її уточненої версії.

Тут уже згадувалась проблема зіставлення турбулентного й середнього на ансамблі робочих циклів. Але слід ще звернути увагу на поняття природної (фізичної) репрезентативності середнього. Зрозуміло, що формально середній (чи арифметично, чи геометрично, чи гармонійно) робочий цикл — це штучне утворення, супутні процеси в якому фізично не пов'язані між собою. Скажімо, «середня» індикаторна діаграма, що покликана відображати зміну тиску в циліндрі зі зміною чи його об'єму, чи ходу поршня, чи кута повороту колінчастого вала на конкретному режимі роботи двигуна фізично не пов'язана з відповідною «середньою» діаграмою зміни інтенсивності теплотворення, як і з будь-якою іншою «середньою» діаграмою. І при цьому не має значення, скільки послідовних робочих циклів мають надійно репрезентувати той чи інший режим роботи двигуна — 100, 200 чи 1000, зважаючи на те, що кожен наступний робочий цикл загалом не подібний на попередній, що енергія запалення від циклу до циклу може змінюватися, що існує дрейф миті запалення, що порції пального,

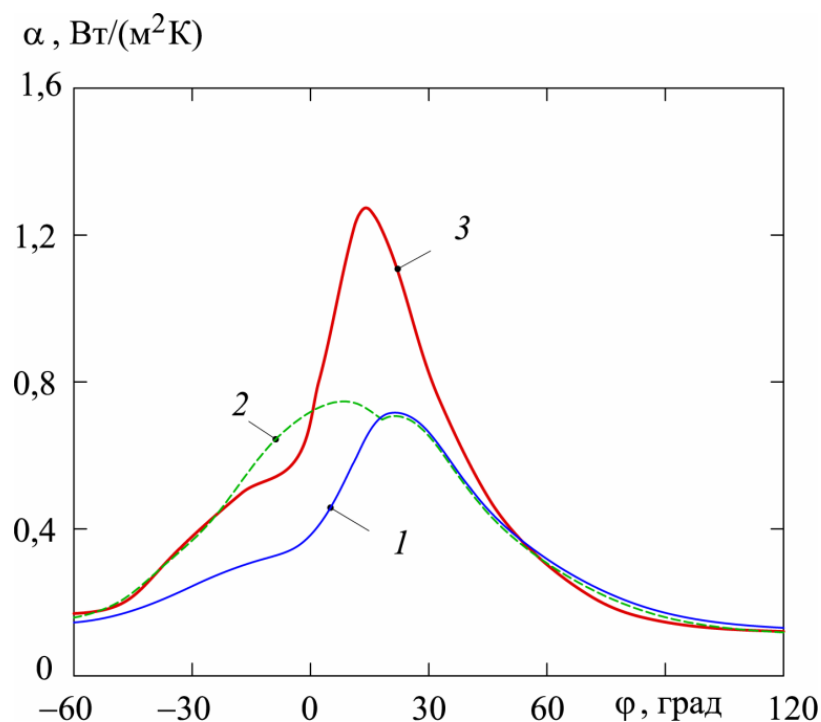


Рисунок 2.15 — Графіки зміни коефіцієнта тепловіддачі за кутом повороту колінчастого вала

які надходять в циліндр різнитимуться абоощо. Зате за такими параметрами, як середнє на ансамблі робочих циклів значення $p_{i_{sr}}$ так званого середнього індикаторного тиску p_i чи $p_{e_{sr}}$ так званого середнього ефективного тиску p_e (інколи й подачі пального, максимального значення тиску...), можна закріпити статус об'єктивної величини. В такому разі в заданому ансамблі робочих циклів знайдеться якийсь такий, значення p_i (чи p_e, \dots) в якому найменше відрізняються від зафіксованого в ансамблі середнього значення $p_{i_{sr}}$ (чи $p_{e_{sr}}, \dots$). В такому разі саме цей цикл і вся інформація, відповідна йому, є в сенсі середнього природно (фізично) репрезентативними. Аби не провокувати «втому» давачів, кількість послідовних робочих циклів в ансамблі не повинна б перевищувати 100.

Кварцові давачі тиску здатні реагувати лише на зміну тиску. Абсолютне ж значення тиску доводиться визначати з термодинамічних міркувань. Для знаходження нульової лінії індикаторної діаграми винайдено декілька способів. Найстабільнішим і найточнішим вважають спосіб Г. Гогенберга, суть якого полягає в такому.

Процес $[A_1, A_2]$ стискання пальної суміші на деякому інтервалі зміни робочого об'єму $[V_1, V_2]$ (часто від миті 10 град після закриття впускних клапанів аж до миті запалення робочої суміші) важко відрізнити від політропного (рис. 2.8, рис. 2.12). Тож керуючись припущенням про політропність стискування десь в області між 100 і 65 град кута повороту колінвала перед ВМТ можна визначити зсув нульової лінії Δp_n за допомогою такого рівняння

$$\Delta p_n = \frac{\Delta p}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1}, \quad \Delta p = p_1 - p_2,$$

де $n = \frac{\ln p_1 / p_2}{\ln V_2 / V_1}$ — показник політропи. Для того, аби мінімізувати вплив локального коливання тиску замість значень тиску p_1 і p_2 , відповідних на рис. 2.8 точно точкам A_1 і A_2 , є сенс брати середні арифметичні значення на границях околів цих точок, обмежених ± 2 град повороту колінвала.

Відомо, що способом Г. Гогенберга може бути досягнута точність ± 50 мбар. Її цілком вистачає для загального застосування алгоритму. А от окреме (на засадах аналізу перебігу тиску) дослідження теплопередачі на гальмівних режимах роботи двигуна потребує точності ± 10 мбар. Аби досягнути її був розроблений покращений але затратніший метод знаходження нульової лінії. В деяких дослідженнях було запропоновано нульову лінію ітеративно пересувати до тих пір, поки сумарне розрахункове тепловиділення на початку згорання не стане нулем (на гальмівних режимах необхідно добирати прийнятне положення кута повороту колінвала під час стискання суміші). Недоліком цього способу є погана конвергенція (збіжність) ітераційного процесу.

Зрештою, за потреби особливо високої точності пропонують покластися на рівняння першого закону термодинаміки зі зсувом нульової лінії

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{dQ_{\text{ст}}}{d\phi} - (p + \Delta p_n) \frac{dV}{d\phi} + \frac{dm_{\text{пв}}}{d\phi} h,$$

звідки

$$\Delta p_n = \frac{\frac{dQ_{\text{ст}}}{d\varphi} - \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dm_{\text{пв}}}{d\varphi} h}{\frac{dV}{d\varphi}} - p,$$

де U — внутрішня енергія; $m_{\text{пв}}$ — маса повітря; h — питома ентальпія; $Q_{\text{ст}}$ — теплота, що передалася через стінки робочого простору; φ — кут повороту вала двигуна. Але визначати Δp_n можна лише ітеративно, оскільки розрахунок температур за допомогою загального рівняння вимагає вже відкорегованого тиску. Ітерувати необхідно доти, як вважають, поки не буде досягнутий достатньо малий зсув тиску

$$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta p_i < 1 \text{ мбар},$$

де N — кількість ітерацій. Зсув нульової лінії тиску у процесі згоряння вибирають на інтервалі кутів повороту колінвала від 10 град після закриття впускного клапана до 5 град перед миттю початку запалення (на гальмівних режимах — до ВМТ у процесу стискування). Конвергенція є доброю — бажаний результат досягається вже через чотири кроки.

2.5 Висновки до другого розділу

1. Запропоновано ідею залучити в модель цілком реальний робочий простір двигуна, системно доєднуючи його до віртуального двигуна, втіленого в комп'ютерній програмі, відтак впроваджуючи частину реальності в модель цієї реальності. Отже в різних формах та в різних пропорціях вимушено мають супроводжувати одна одну аналітичність і емпіричність, формальність і фізичність (матеріальність), віртуальність і реальність...

2. Аналіз термодинамічних моделей роботи ДВЗ дозволив встановити, що саме нуль-вимірні моделі найбільш придатні для дослідження теплотворення, тепловіддачі, теплопередачі і теплових втрат в ДВЗ. Тому доцільно зупинити

вибір саме на двозонній моделі.

3. Застосування двозонної моделі для дослідження внутрішньодвигунних процесів є доцільним, ефективним, корисним. У разі гомогенного трактування тиску й температури стає можливим відмовитись від аналітичного контролю так званої хімічної рівноваги продуктів згоряння. Справді, у такому разі не існує причин, які б зумовлювали речовинний обмін між двома зонами, а відтак тепловіддачу у стінки робочого простору можна визначати за прикладом однозонної моделі.

4. Праксеологічність двозонної моделі може мати ще одну цікаву ознаку. У разі гомогенного трактування тиску й температури стає можливим відмовитись від аналітичного контролю так званої хімічної рівноваги продуктів згоряння. Справді, у такому разі не існує причин, які б зумовлювали речовинний обмін між двома зонами, а відтак тепловіддачу у стінки робочого простору можна визначати за прикладом однозонної моделі. Безперечно, можна було б застосувати модель, яка передбачає поділ на три чи більше зон, але в такому разі необхідно буде оперувати набагато більшою кількістю невідомих. А це веде до зростання затрат на експеримент та до зменшення точності результатів моделювання.

РОЗДІЛ 3 ІНСТРУМЕНТАРІЙ HARD-SOFT-ТЕХНОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Технологія дослідження робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння. Натурно-модельний робочий простір двигуна

Необхідність впровадження hard-soft-технології впливає з надмірної складності теплових явищ, що перебігають у ДВЗ, та неможливості уповні підпорядкувати ці явища існуючим аналітичним модельним уявленням.

Коли розробляють, приміром, нові будівельні конструкції, часто вдаються до дослідження властивостей їх зменшених натурально подібних моделей. Інколи за моделі правлять вже існуючі конструкції. Зокрема, французький інженер Фрейссіне, якому приписують винайдення попередньо напруженого бетону, впродовж 1905...1930 років побудував мости довжиною 30, 50, 100, 200 м в Алм'єні, Римі, Вільнев-сюр-Ло, Плуґастелі (римський — в Італії, інші — у Франції), попередні з яких слугували моделлю для кожного наступного.

Оскільки дослідними засобами проникнути в робочий простір серійного двигуна нема змоги, то доводиться використовувати дослідний двигун особливої конструкції, робочий простір якого відповідає законам подібності і слугуватиме моделлю-аналогом робочого простору серійного двигуна. З'ясовано [106], що широкі можливості вивчення й ідентифікації найважливіших характеристик ДВЗ на легкому пальному (з іскровим запалом) розкриває саме теорія подібності.

Аналогії існують найрізноманітніші. Зокрема, можна звернути увагу на формалізовану параметричну аналогію (подібність) [53]. Виявляється також, що відстежуючи зміну з часом світлового потоку в коморі згоряння, можна об'єктивно оцінювати якість сумішоутворення в двигуні: цикли згоряння гомогенної суміші за характером зміни інтенсивності світлового потоку чітко відрізняються від циклів згоряння негомогенної суміші [76]. Цікаво, що у разі згоряння гомогенної суміші (приміром, пропану з повітрям) інтенсивність потоку світла синхронізована з перебігом тиску в циліндрі (навіть максимальна інтенсивність світла збігається з максимальним тиском), а от у разі негомогенної

суміші (приміром, рідкого пального з повітрям, коли значна частка пального потрапляє на стінки циліндра) синхронність порушується.

В роботі [83] ретельно вивчались потенції водню як пального для двигуна внутрішнього згорання з безпосереднім його впорскуванням у робочий простір (direct injection IC engine). Дослідження процесів безпосереднього впорскування, сумішоутворення, займання та горіння пальної суміші здійснювали засобами моделювання у відомому середовищі CFD Code AVL FIRE (CFD — Computational Fluid Dynamics).

Технологія моделювання (симулювання) в програмному середовищі AVL FIRE робочого процесу, що перебігає в ДВЗ, витримала різні валідаційні процедури і нею користуються «на широку ногу». Та насправді кожен принципово новий результат симулювання завжди потребує експериментальної валідації.

З одного боку, в [83], як в багатьох інших дослідженнях такого ґатунку, подібність перенесена в програмне середовище CFD Code AVL FIRE, в якому може міститись скільки завгодно моделей, приміром, чи турбулентності, чи процесу згорання... З іншого боку згорання водню в ДВЗ можна тлумачити як модельне відображення згорання якого-небудь іншого легкого пального.

Декларуючи, що завжди існує якась модель оптимальної складності, треба пам'ятати, що оптимальною модель може бути тільки у якомусь певному сенсі, а от в іншому сенсі вона може виявитися цілком не придатною для використання: отже «оптимальних» моделей має існувати аж ніяк не одна... Надмірно складна модель потребуватиме трудомісткої інформаційної її підтримки — так би мовити, постійного звертання за інформацією до реальності [76, 102, 106] (в [106] йдеться про досвід використання математичної моделі для відтворення робочого процесу двигуна внутрішнього згорання, в [76] увагу зосереджено на дослідженні внутрішнього конвективного теплообміну в циліндрі ДВЗ, в [102] досліджували тепловий потік в поршні малого швидкохідного дизеля з використанням електричних аналогій і натурального експерименту). Тож цілком природним є бажання спробувати вмонтувати, занурити частину реальності — натурний робочий простір двигуна — безпосередньо в модель [21].

Перебіг процесу згоряння в ДВЗ з іскровим запаленням, приміром, принципово позначається на його ефективності, зокрема на витраті палива, викидах токсичних речовин з відпрацьованими газами, рівні шуму, механічних навантагах, прояві детонаційного згорання [76]. Турбулентний рух газів є одним з найважливіших чинників впливу на процес згорання. З іншого боку, турбулізація заряду за допомогою його завихрення в системі впускання позначається на наповненні циліндрів.

Для вимірювання параметрів турбулентного руху в коморі згоряння свого часу в Мюнхенському інституті двигунобудування було розроблено спеціальний двигунний стенд і оптична система з лазерною установкою і пристроєм для реєстрації і обробки даних вимірювань [84].

Частина потоку засмоктуваного в циліндри повітря скеровувалась через аерозольний генератор, у якому до повітря підмішувалися необхідні для вимірювань лазерним доплерівським анемометром дрібні світлорозсіювальні частинки титану розміром 1...2 мкм. За паливо використовувався газоподібний пропан. Він готувався у випарнику і подавався через комбіноване сопло в засмоктуване повітря.

За дослідницький ДВЗ правила одноциліндрова установка штибу Ricardo-Hydra з циліндричною коморою в днищі поршня: відношення «хід поршня / діаметр циліндра, мм/мм» — $S/D = 84/87$, робочий об'єм циліндра — $V_h = 0,5 \text{ дм}^3$, ступінь стиснення (стиск) — $\epsilon = 8,3$. Для вимірювання швидкостей руху газу в циліндрі була розроблена спеціальна головка циліндра, схема якої наведена на рис. 3.1. У ній змонтовано велике оглядове вікно 4, діаметр якого 44 мм складає половину діаметру циліндра. Світлові промені 1 спрямовуються лінзою 2 і дзеркалом 3. По колу КЗ розташовані чотири отвори 5 для монтування свічки запалення, давача тиску і кварцевих вікон. Для спостереження за течією у впускному і випускному каналах передбачені додаткові оптичні вікна 6. Вихровий рух заряду в циліндрі створюється впускним клапаном 7 із ширмою. Напрямі і інтенсивність вихрового руху змінюється регулювальним механізмом 8. Додатковий вплив на турбулентність досягається установкою на розподільний вал

різних за формою кулачків 9. Однакове наповнення при менших підйомах впускного клапана забезпечується підвищенням тиску у впускному трубопроводі.

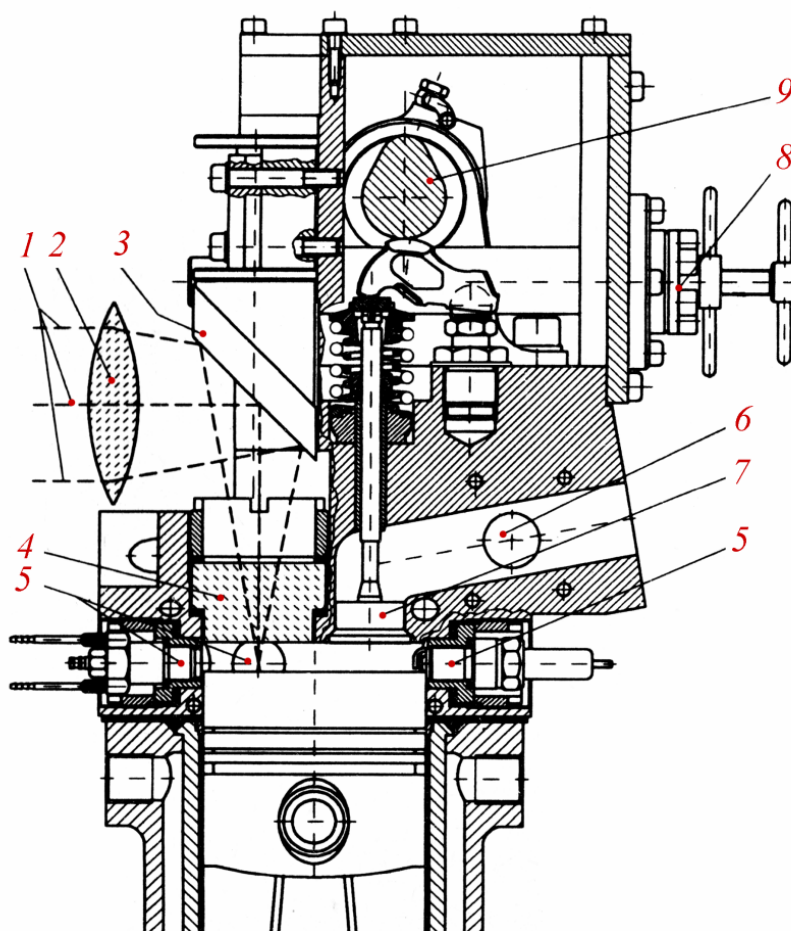


Рисунок 3.1 — Схема оптичної системи для дослідження процесів в циліндрі двигуна

А загалом завдання досліджень полягало в пошуку відповідей на запитання:

- 1) чи можна локальну швидкість поширення полум'я пов'язати з параметрами руху заряду, визначуваними за допомогою лазерної доплерівської анемометрії?;
- 2) які параметри турбулентного руху заряду найпридатніші для встановлення взаємозв'язку з параметрами згорання?;
- 3) чи спостерігаються після закінчення процесу займання циклові коливання швидкості згорання і чи можуть вони в певних випадках пояснюватися рухом заряду?;
- 4) чи є турбулентний рух заряду ізотропним, тобто чи залежать його основні параметри від напрямку руху?

Лазерна анемометрія значно збільшила потенційні можливості оптичних методів вимірювання швидкостей рідин, газів, частинок і розмірів частинок,

особливо у випадках, коли застосування традиційних методів (наприклад, візуалізація потоку абощо) обмежене або неможливе, як, наприклад, в КЗ зі складними потоками, високими швидкостями і температурами [109]. Принцип лазерної анемометрії полягає у фокусуванні лазерного променя в потоці і вимірюванні доплерівського зміщення світла, розсіяного невеликими частинками, що під деяким кутом перетинають фокус в збираючій оптичній системі. Існують дві основні схеми, засновані на ефекті Доплера: одинарна і диференціальна (або подвійна). Але відомі ще й недоплерівські схеми, засновані на часі прольоту частинок між фокусами оптичної системи.

Для розрахунку неусталеного згоряння за відсутності рідкої фази інколи використовують модифіковані програми, які за первісним задумом призначались суто для розрахунку хімічних реакцій і не передбачали обліку фізичних процесів сумішоутворення, граничних умов в циліндрі, зміни розмірів реакційного простору... Таким шляхом колись пішли, приміром, в Принстонському університеті (США), досліджуючи загалом процес згоряння в ДВЗ [49]. Рівняннями запропонованої теоретичної моделі виражено двофазне, двовимірне, неусталене, турбулентне згоряння, як однорідного (у карбюраторному двигуні), так і пошарового (впорскуваного безпосередньо в циліндр) заряду. Укладено було звужені початкові й граничні умови — відповідні таким схематизованим КЗ, як звичайна вісесиметрична, PROCO (Ford), із завихренням TCCS (Texaco).

Розрахунок сумішоутворення проводили для метану й повітря за припущення відсутності між ними реакцій. Прийнято було, що в КЗ знаходиться в спокійному стані суміш кисню O_2 і азоту N_2 у співвідношенні їх мас 0,233 і 0,767 і з температурою $T=794$ К і тиском $p=53,8$ атм (відповідає ступеню стискування $\epsilon=20$). Упорскують стехіометричну кількість метану за того ж тиску і температури 294 К. Для дослідження процесу згоряння за паливо брали водень, а за окиснювач — фтор з сіркою, азот правив як розчинник. Незастосовуване в ДВЗ паливо було вибрано для уможливлення зіставлення отримуваних результатів з опублікованими результатами інших досліджень, а також для розширення умов, що існують при згоранні метану CH_4 в повітрі.

Експериментальна частина дослідження мала на меті отримання даних, безпосередньо зіставних з результатами розрахунку, що дозволяє вибрати конфігурацію КЗ для оптимального розшарування заряду. Вона проведена на одноциліндровому двигуні з бічними впускним і випускним вікнами, з прозорими головками, виконаними за схемами PROCО і TCCS: діаметр циліндра D — 82,5 мм; хід поршня S — 114 мм; ступінь стискування (стиск) ε — 20; паливна апаратура — American Bosch; система запалення — з розрядом електричної ємності; паливо — суміш за об'ємом 25 % дизельного палива і 75 % етилового спирту. Реєстрацію розвитку реакцій провадили на чорно-білу плівку з частотою 3000 кадрів за 1 с.

Широкі можливості дослідження розкрила оптоволоконна вимірювальна техніка [110]. За фронтом полум'я в такому разі спостерігають через малий отвір в коморі згоряння за допомогою оптичного вимірювального перетворювача і оптичного кабелю. Таких отворів в коморі — декілька, їх розташовують так, аби за наслідками спостережень через них можна було оцінити поширення полум'я усією коморою згоряння і навіть побудувати відповідні наочні мапи. Отвори мають діаметр 1 мм, кут огляду — від 2 до 12 градусів. Оптичне волокно захищають від дії гарячих газів вставками із сапфіра. Скловолокно має діаметр від 50 до 100 мкм. Сигнал вимірювального перетворювача посилюється, за необхідності його із залученням комп'ютера можна інтегрувати, відображати в аналоговий чи дискретній формі.

У роботі [115] аналізуються результати виконаних фірмою Ricardo експериментальних досліджень впливу швидкості турбулентного горіння на показники бензинового ДВЗ, зокрема й у разі рециркуляції відпрацьованих газів. Зміна швидкості горіння здійснювалася шляхом закручування потоку на впуску в двигун за допомогою екрану на клапані та зміною кількості активних точок запалення (свічок запалення зі стандартними та подовженими електродами). Для проведення досліджень було вибрано одноциліндровий бензиновий ДВЗ Ricardo E6 із змінним ступенем стискування (стиском) ε та параметрами: $S/D= 111/76$, $V_h=0,506$ дм³, відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна — 0,23. Двигун

був обладнаний системою електронного упорскування палива, коморою зміщення і заспокійливим ресивером, об'єм якого у 8 разів перевищував величину V_h . Досліджувались дві КЗ — плоскоовальна і циліндрична, оснащені п'єзодавачами для індикування і чотирма додатковими свічками запалення, які можна було вмикати в роботу незалежно одна від іншої, зокрема й усі разом.

Серед іншого було з'ясовано, що тривалість згоряння майже вдвічі менша у разі використання одночасно чотирьох свічок запалення. Питома витрата палива зменшується на 7...28 %, натомість емісія NO_x з відпрацьованими газами збільшується на 13...113 % залежно від частоти обертання вала двигуна і навантажень на ньому. Експерименти, як і теоретичні розрахунки, проведені низкою дослідників, показали, що за конкретних експлуатаційних умов має місце оптимальне значення швидкості горіння, при якому емісія NO_x є мінімальною.

Розвиток осередку полум'я на ранній стадії процесу згоряння залежить від складу суміші, її термодинамічного стану, газодинаміки заряду, типу системи запалення, будови свічки... Зареєструвати обумовлене горінням зростання тиску в КЗ на цій стадії робочого циклу практично неможливо, тому вдаються до методів дослідження, заснованих на візуалізації за допомогою безпосередньої або тіньової кінозйомки. Робота [67], приміром, спирається на візуалізацію осередку горіння у двох взаємно ортогональних напрямках у поєднанні з багатовимірним моделюванням поля потоку, що дозволяє з використанням цифрової обробки зображень одержати кількісні характеристики процесу розвитку вогнища навіть у трьох вимірах. Для запалення застосовували дві системи — транзисторну індуктивну (TCI) і ємнісну (CDI). Система TCI виділяє основну частину енергії в режимі тліючого розряду тривалістю від 0,6 до 1,2 мс залежно від швидкості потоку газу. За цей період струм від 80 мА падає до нуля, а напруга досягає 400 В. Система CDI характеризується енерговиділенням в режимі дугового розряду, що є коротким (0,1...0,2 мс) сильнострумним і низьковольтним імпульсом.

Існують експериментальні установки, що дозволять фотографувати високошвидкісною камерою розвиток процесу займання і горіння в циліндрі [68]. Результати фотографування використовуються для перевірки адекватності

розрахункової математичної моделі, за допомогою якої можна досліджувати, зокрема, розподіл швидкостей руху повітря залежно від форми КЗ і умов упорскування палива.

Доречно згадати досвід використання техніки кодово-імпульсної модуляції, на основі якої була розроблена [62] транспортабельна вимірювальна система для реєстрації, накопичення й обробки даних про перебіг процесу зміни тиску в циліндрах ДВЗ (обчислювальний центр фірми Daimler-Benz за участі фірми Johne und Reilhofer, ФРН). У цій вимірювальній системі з записом інформації на магнітофонну стрічку в значній мірі усунені такі недоліки, як мала точність вимірювань, велика трудомісткість, незручність практичного використання, властиві іншим вимірювальним системам, використовуваним для реєстрації і обробки індикаторних діаграм.

На той час досвід застосування різних вимірювальних систем для досліджень робочого процесу в ДВЗ доводив, що найраціональніше використання їх може бути забезпечено у разі відокремлення процесів реєстрації і накопичення даних від процесу їх обробки. Оскільки дослідження звичайно проводять на декількох режимах роботи ДВЗ, то доцільно спочатку проводити реєстрацію вимірюваних величин на цих режимах, а в подальшому проводити їх обробку на ЕОМ (штибу IBM 370/155, що поступалися сучасній комп'ютерній техніці). При цьому повинна бути забезпечена можливість подальшої повторної обробки даних процесу згоряння на ЕОМ без втрати інформації і точності визначення параметрів. Тож носій даних повинен бути зручним для архівного зберігання. Та інформація з магнітних стрічок, аби потрапити в ЕОМ, підлягала перетворенню в цифрову форму. Досліди показали, що задовільної точності реєстрації індикаторних діаграм досягають тільки в результаті обробки даних індикаторних діаграм не менше 100 послідовних циклів.

Розробка ДВЗ з іскровим запаленням, скажімо, потребує детальних досліджень впливу великої кількості параметрів чинників на тягові показники, витрату палива, емісію токсичних речовин... Поряд з традиційними вимірюваннями віддавна доволі досконалими методами реєструють параметри

руху заряду в циліндрі і досліджують процеси сумішоутворення і згорання. Разом з давно використовуваними тіншовими методами і так званими шлірен-методами для вимірювання параметрів руху заряду в КЗ застосовують лазерні доплерівські анемометри й так званий метод лазерного світлового перерізу.

Лазерна доплерівська анемометрія забезпечує вимірюваність параметрів потоку з високим розрізнюванням в часі і просторі як у разі обертання вала ДВЗ від стороннього приводу, так і у разі власне його роботи з надсиланням палива. Методом лазерного світлового перерізу одержують наочну інформацію про реальний стан потоку.

Для досліджень такого штибу потрібен оптичний доступ в КЗ, що важко здійснити на серійному ДВЗ. Тож використовують ДВЗ спеціальної конструкції [85]. Заміною головки циліндра створюють можливість дослідження навіть КЗ з різною геометричною формою. Прозорі поршень і циліндр забезпечують цілком задовільний оптичний доступ для вимірювань параметрів потоків в КЗ.

Метод вимірювання іонного струму дає можливість за невеликих змін конструкції ДВЗ досліджувати поширення полум'я в КЗ хоч якої форми. У головці циліндра і на поршні достатньо було встановити 59 зондів іонного струму [85] і передбачити пристрій для реєстрації сигналів іонного струму з високою роздільною здатністю за часом і в просторі, розробити пакет програмного забезпечення для обробки сигналів. Тож виникла можливість якісно ідентифікувати чинники, що впливають на поширення полум'я, кількісно їх оцінити, віднайти засоби оптимізації процесу згорання.

Звісно, існують методи для оцінки згорання в звичайних серійних ДВЗ без їх принципових конструктивних змін: оптичний доступ в КЗ здійснюють, приміром, за допомогою стрижньового світловода, вбудованого в каналі центрального електрода свічки запалювання.

Ефективним інструментарієм дослідження робочих процесів в двигуні внутрішнього згорання є спектроскопічний аналіз полум'я [90]. Він дозволяє отримати інформацію про хімічні реакції і проміжні продукти горіння. Для цієї мети використовують спеціальну високошвидкісну систему реєстрації, звану

фотореєструючою смуговою камерою. Ця система дозволяє вимірювати й швидко аналізувати спектр полум'я в двигуні в широкому діапазоні довжин хвиль — від ультрафіолету до інфрачервоного випромінювання. Зображення полум'я детектують за допомогою термостійкого волоконно-оптичного світловода, вставленого в комору згоряння.

Втрати тепла через стінки циліндра ДВЗ безумовно позначаються й на розгортанні й поширенні полум'я, і на кількості палива, що не встигає згоріти. Зважаючи на складність механізму виникнення цих втрат у разі моделювання робочого процесу використовують здебільшого емпіричні співвідношення. Та розробка змістовних фізичних моделей теплопередачі в ДВЗ може суттєво підвищити якість моделювання.

Власне перенесення теплоти в ДВЗ також підвладне дії низки чинників, зокрема характерові поширення полум'я, проявові турбулентності і променистої теплопередачі, впливові неоднорідності розподілу пального... В роботі [72], приміром, викладено результати експериментальних вимірювань і математичного моделювання нестационарного теплопереносу у випадку взаємодії ламінарного полум'я з холодною стінкою за підвищеного тиску. Оскільки максимальний тепловий потік у стінку суттєво залежить від швидкості ламінарного полум'я і відстані згасання полум'ям перед стінкою, основним напрямом дослідження була залежність цього потоку від тиску і температури газу перед згасанням.

Експерименти проводилися в КЗ постійного об'єму, що дозволило варіювати впливові параметри шляхом зміни початкового тиску і рівня стиснення, досяжного перед згасанням, яке відбувається на тонкоплівковому термометрі. КЗ, яку утворено двома з неіржавіючої сталі циліндрами з внутрішнім діаметром 87,5 мм, завдовжки 175 мм, стінками завтовшки 16 мм, що перетинаються під прямим кутом, мала кварцові вікна в торцях одного з цих циліндрів. У один торець іншого циліндра були вмонтовані електроди запалення, а на другому його торці поміщався термометр опору з платинової плівки на керамічній підкладці. Уздовж третьої осі (перпендикулярно до осей циліндрів) в нижній частині КЗ розташували давач тиску.

Особливого значення, часом, цілком вмотивовано надають якості режимів марного ходу. Під якістю марного ходу зазвичай розуміють стабільність швидкості обертання вала двигуна без навантаження, відсутність надмірного шуму, відсутність перебоїв в роботі системи запалення й вібрацій, що пересилаються на облавки автомобіля. ДВЗ автомобілів часто мають спеціальні регулювальні пристрої для стабілізації швидкості обертання вала двигуна на режимі марного ходу, проте спрацьовують вони, коли процес згоряння в циліндрі вже відбувся. Насправді ж ефективнішим був би шлях створення умов для стабілізації самого процесу згоряння палива.

Оцінювання якості марного ходу ДВЗ на основі суб'єктивного спостереження за роботою загалом автомобіля є трудомістким і не дуже надійним. Тому було б добре володіти методом об'єктивного оцінювання якості марного ходу, що заснований на вимірюваннях і дозволяє порівнювати ефективність різних заходів щодо стабілізації роботи ДВЗ власне на режимі марного ходу. Для цього можна вдаватися до вимірювання вібрації ДВЗ, нерівномірності обертання колінчастого валу, зіставлення значень середнього індикаторного тиску p_i в окремих робочих циклах у різних циліндрах. Але перші два параметри є реакцією на коливання p_i . Тому в [45] запропоновано, перш за все, взяти за критерій оцінки якості марного ходу саме розкид значень параметра p_i , а вже потім долучитися до суб'єктивного оцінювання.

На допомогу експериментальному розроблено й розрахунковий метод — з тим, аби змістовніше можна було пояснити спостережувані ефекти. Розрахунковий метод вигідно застосовувати на стадії проєктування ДВЗ. Його надійність методу підтверджена результатами вимірювань. Для ведення експериментальних досліджень використовувався чотирициліндровий ДВЗ з іскровим запаленням фірми Opel, на якому змонтовано спеціальну головку з чутниками тиску для кожного циліндра. Для всіх чотирьох циліндрів значення p_i визначалися усереднюванням 1000 послідовних циклів. За мірило розкиду визначуваних значень p_i правило стандартне відхилення.

Легко бачити, що практично у всіх згаданих тут дослідженнях, так би мовити, вимушено «звертаються» за послугами реального робочого простору двигуна. Виявляється, в хоч якому формалізованому модельному середовищі завжди не вистачає достовірної інформації, яку доводиться так чи інакше черпати з експерименту. Можна навести такий приклад, коли суто математично-алгоритмічне моделювання веде до хибних висновків.

З низки публікацій за наслідками експериментальних досліджень на дизелях з теплоізоляцією стінок КЗ керамічними матеріалами можна було дізнатись, що сподіваного в таких випадках, хоча б незначного, підвищення паливної ощадності двигунів насправді чомусь нема. Навпаки, витрата палива дизелем з керамічною теплоізоляцією робочого простору навіть зростала, особливо у разі збільшення навантаження [120]. Це довелося пояснювати так званим ефектом «активації конвекції», коли унаслідок підвищеної температури стінок з теплоізоляцією полум'я горить ближче до їх поверхні, через що турбулізація поблизу стінок інтенсифікується, ламінарний підшар стає тоншим, температурний градієнт поблизу стінок зростає і внаслідок всього цього зростає й коефіцієнт тепловіддачі. Цей ефект експериментально виявлений в дослідженнях усталеного пропанового полум'я.

До слова, існуюча серед фахівців думка, що тепловіддача в стінки КЗ дизеля від випромінювання газів мала б мати такий самий порядок за своїм рівнем, як і від конвекції, спростована результатами згаданої роботи [120]. Роль випромінювання, як причини підвищення коефіцієнта тепловіддачі за високої температури стінок КЗ, виявляється, незначна.

3.2 Матеріально-алгоритмічна модельна система теплової машини

Є вагомій підставі стверджувати [21], що власне термодинамічний аспект проблеми моделювання робочих процесів у ДВЗ — це прогалина, яку засобами аналітичної теорії заповнити належно якісно ніяк не вдається. Відтак

моделювання внутрішньодвигунних явищ доводиться провадити не швидше як у реальному часі із залученням інформації, яку можна отримати тільки паралельним натурним відтворенням термодинамічних процесів. В такому разі модельний робочий простір двигуна необхідно якось втілити у реальне матеріальне середовище — системно поєднуючи таким чином натурність, аналітичність, алгоритмічність. Власне в такому разі модельна система перетвориться на матеріально-алгоритмічну, вагомою частиною якої є двигунний стенд, рис. 3.2: сигнали від чутників (первинних перетворювачів інформації), що розміщені у головці циліндра двигуна 1, пересилаються через відповідні посилювачі 2 та 3 до пристрою 7 обробки даних (ДАТА-центру), що має вісім вхідних каналів; сюди ж надходить й сигнал з пристрою 6 маркування кутів повороту корбового вала; для візуального контролю вхідних сигналів паралельно до ДАТА-центру додатково під'єднано осцилограф 4. Результати вимірювань надсилаються на сервер 5, а відтак їх можна зчитати на персональному комп'ютері 8.

Звісно, сам по собі робочий простір, в якому перебігає досліджуваний термодинамічний процес, не може існувати поза двигуном як таким — незалежно від систем, що його мають «обслуговувати». Але й двигун загалом потрібно помістити в калібрований, кондиційований життєвий простір — в спеціальну двигунну кабінку (капсулу), лише за межами якої можна розташувати робоче місце оператора/дослідника, рис. 3.3.

Стендова частина модельної системи може мати найрізноманітніші втілення. Один з прикладів улаштування стенда наведено на рис. 3.4. Стенд складають одноциліндровий двигун 1 внутрішнього згоряння, електромагнітне гальмо 2 та асинхронний електродвигун 3. Двигун і гальмо сполучені через пружно-пальцеву муфту 4, а гальмо і електродвигун — через відцентрову муфту (відцентрове зчеплення) 5. Муфти 4, 5 дають змогу захистити гальмо від надмірних крутильно-коливних навантажень. З міркувань безпеки пружно-пальцева муфта та гальмо знаходяться під захисним кожухом.

Стенд змонтовано на фундаментній плиті 6, яка спирається на власне фундамент приміщення через чотири гумові буфери 7, що дозволяє помітно зни-

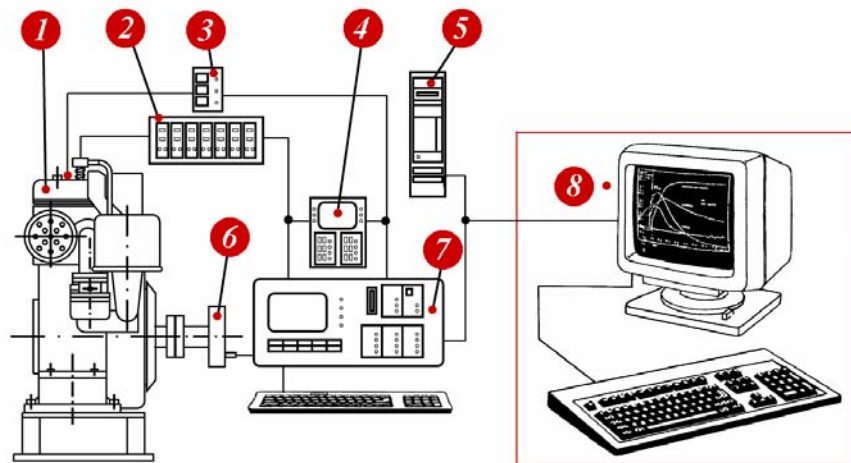


Рисунок 3.2 — Схема натурно-алгоритмічної модельної системи



а



б

Рисунок 3.3 – Вигляд на двигунну кабінку (*а*) і вигляд на робоче місце оператора (*б*)

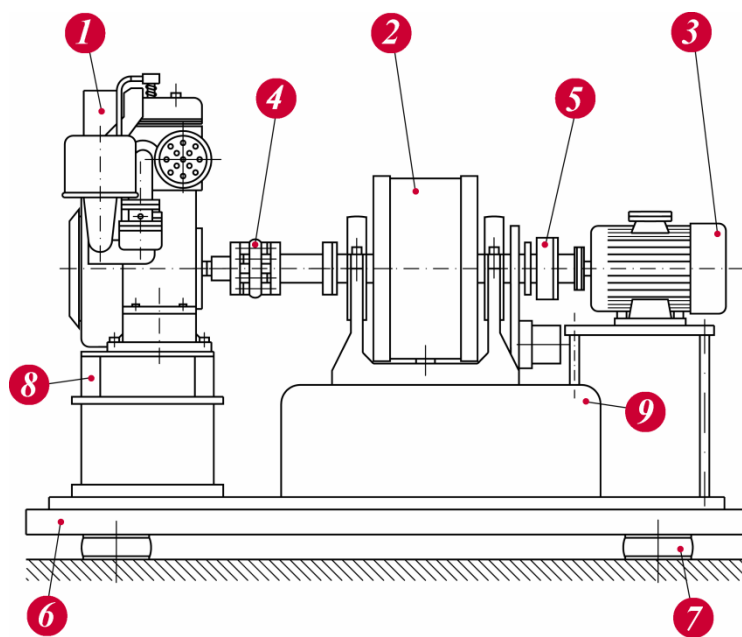


Рисунок 3.4 — Схема дослідного стенда

зити прояв вібрації підчас роботи стенда. Двигун закріплено на фундаментній плиті за допомогою монтажних рам 8, а гальмо — на гальмовій скрині 9. Приклад монтування випробувального стенду у звукозахисній кондиційованій двигунній кабіні, капсулі наведено на рис. 3.5.

Залежно від мети і завдань дослідження облаштовувати двигунну кабіну можна цілком по-різному, монтуючи різні модельні двигуни (робочі простори) і різні засоби вимірювання. Приклад окремих елементів — на рис. 3.6. Загалом двигунна кабіна — це модель довкілля, це модельне довкілля, яким можна керувати.

3.3 Найважливіші засоби моделювання/дослідження і можливі результати їх використання

Моделювання робочого процесу, що перебігає в ДВЗ, вигідно здійснювати й на засадах теорії подібності. Саме закони подібності відкривають широкі можливості вивчення і визначення найважливіших технічних характеристик ДВЗ з іскровим запаленням, наприклад, [53]. Теорія подібності заохочує у процесі моделювання роботи хоч якого двигуна спиратись на інформацію, що стосується подібного двигуна і хоч якими способами (зокрема експериментальними) здобута раніше.

Отже в різних формах та в різних пропорціях вимушено супроводжують одна одну аналітичність і емпіричність, формальність і фізичність (матеріальність), віртуальність і реальність... Тому спадає на думку залучити в модель загалом реальний робочий простір двигуна, доєднуючи його до віртуального двигуна, втіленого в комп'ютерній програмі.

Припустимо, що йдеться про загальне дослідження явища теплотворення/теплоспоживання/тепловіддачі. Це, звісно, позначається на раціональному доборі апаратурних засобів формування натурального модельного середовища.

Описаний стенд (рис. 3.2 ... рис. 3.6) дозволяє досліджувати як навантажувальні, так і гальмівні режими роботи двигуна. Він приводиться в дію

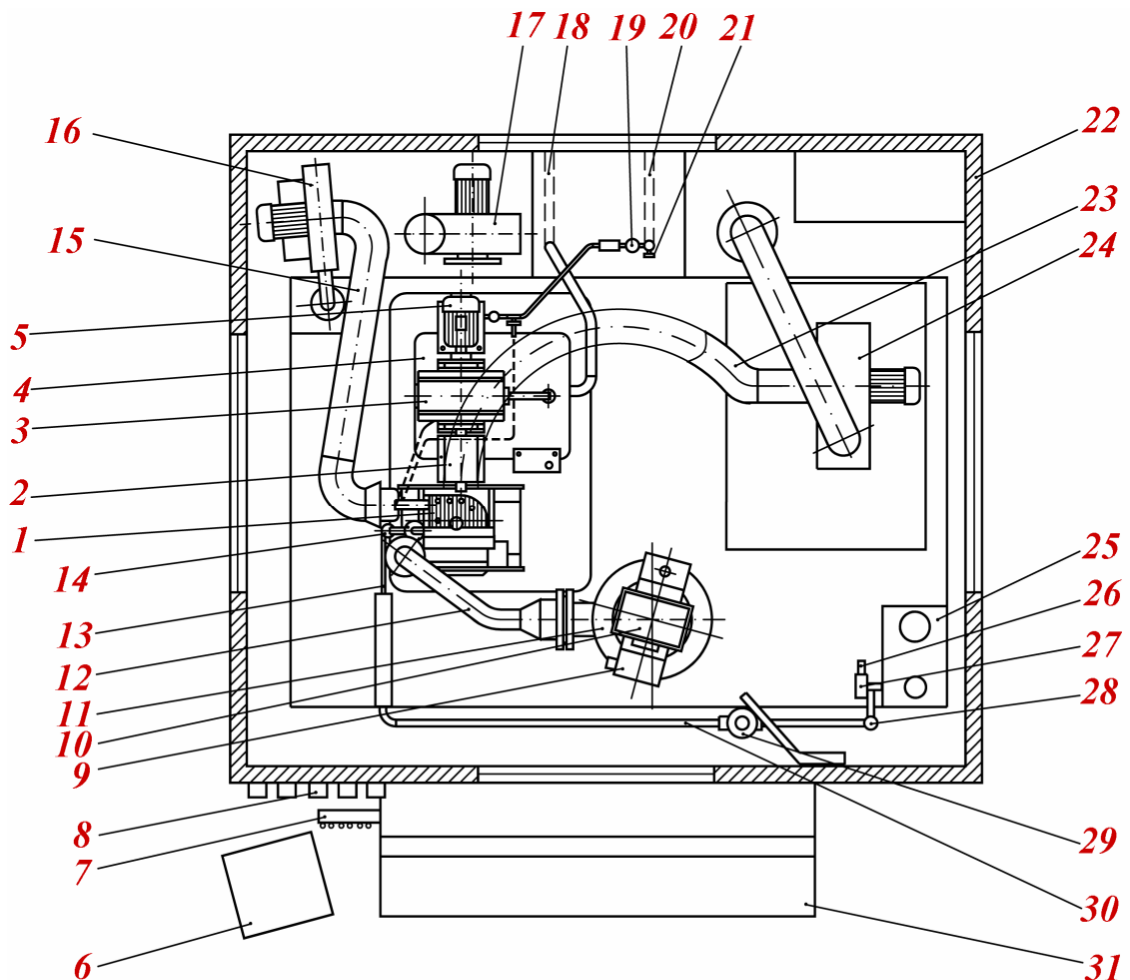


Рисунок 3.5 — План облаштування стендової ізольованої kabіни:

1 — двигун; 2 — захисний кожух; 3 — електромагнітне гальмо; 4 — гальмова скриня; 5 — електродвигун; 6 — гальмова шафа; 7 — U-подібний манометр; 8 — точка порівняння температур; 9 — газовий лічильник; 10 — повітряний фільтр; 11 — повітряний ресивер; 12 — патрубок; 13 — паливопровід; 14 — карбюратор і охолоджувач пального; 15 — броньований шланг відведення відпрацьованих газів; 16 — витяжна машина для відведення відпрацьованих газів з продуктивністю 1050 м³/год; 17 — витяжна машина для вентиляції приміщення; 18 — каналізаційний колектор; 19 — регулятор тиску води; 20 — центральний водопровід; 21 — ручний водопровідний вентиль; 22 — звукозахисна kabіна; 23 — гнучкий шланг; 24 — додаткова витяжна машина для відведення теплого повітря (продуктивність 430 м³/год); 25 — паливний бак; 26 — вентиль перекриття паливopодачі; 27 — електромагнітний клапан; 28 — паливний фільтр; 29 — витратомір пального; 30 — паливопровід; 31 — пульт керування.

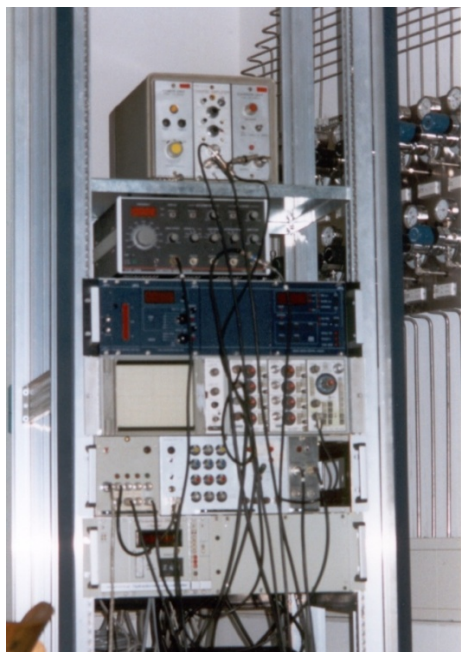
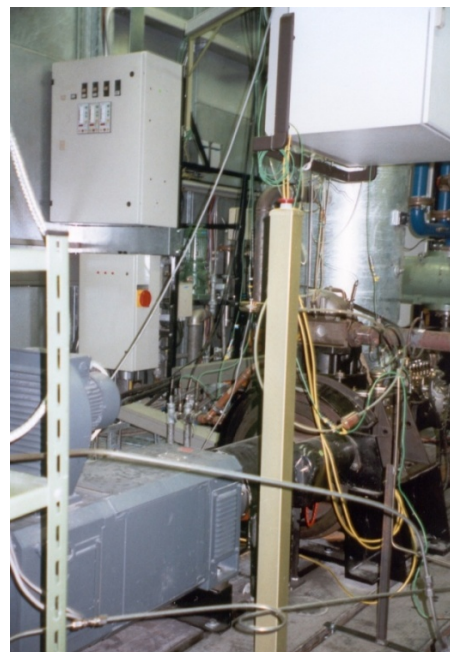
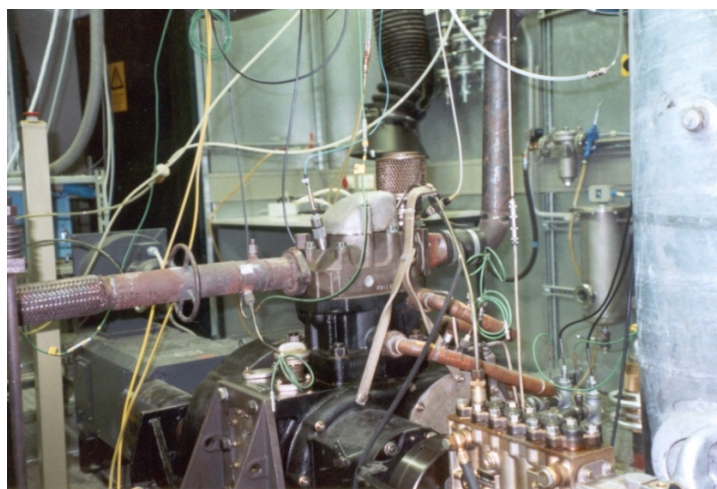
*a**б**в**г*

Рисунок 3.6 — Конкретний приклад елементів облаштування експериментального простору: прилади загального призначення (*a*), гальмова система (*б, в*), водопідвід (*г*)

від електродвигуна, який править за рушій для гальмівних режимів або ж стартером для запуску ДВЗ при дослідженні тягових режимів.

За модельний робочий простір вигідно взяти одноциліндровий чотиритактний ДВЗ BRIGGS & STRATTON моделі 326432 з повітряним охолодженням. Картер та циліндр виготовлені з чавуну, а головка циліндра — з алюмінієвого сплаву. На циліндрі з обох його кінців припасовані фланці, одним з яких він кріпиться до картера двигуна, а до другого приєднується головка циліндрів (конструкція двигуна — з несучим, тримким циліндром).

Діаметр циліндра двигуна становить 90,5 мм, хід поршня — 82,6 мм, а довжина хитня (шатуна) — 163,6 мм. Двигун має максимальну потужність 10 кВт за частоти обертання колінчастого вала 3600 хв^{-1} та розвиває максимальний обертовий момент 29,35 Н м.

Двигун (що є матеріальним втіленням модельованого робочого простору (рис. 3.4, рис. 3.5)) — з бічним розміщенням клапанів, через що він має відносно велику та некомпактну комору згоряння, наслідком чого є низький ступінь стиску ($\epsilon=6,17$) і порівняно малий коефіцієнт корисної дії. Та перевагою такої компоновки двигуна є те, що на головці циліндра немає ніяких рухомих деталей, що потребують мащення і погіршують доступ для монтування вимірювальної апаратури. Тому практично в будь-якому місці головки циліндра можна розмістити давач тиску чи температури.

Навантаженням для досліджуваного двигуна служить електромагнітне гальмо Schenck W50, основне завдання якого — перетворювати механічну енергію в електричну, створюючи при цьому гальмівний момент на валу двигуна. Гальмо здатне працювати з максимальною частотою обертання до 1700 хв^{-1} , забезпечуючи при цьому максимальну потужність 44 кВт і максимальний момент 70 Н·м. Момент інерції обертових частин гальма становить незначну величину ($0,01 \text{ кг м}^2$), що не спричиняє помітного його впливу на роботу двигуна.

Стендове гальмо складається з корпусу, гальмової скрині, пристрою для вимірювання сили гальмування динамометричного штибу та керуючого приладу. В робочому режимі гальмової машини механічна енергія, що передається від двигуна, перетворюється в електричну завдяки взаємодії магнітних полів якоря і

статора. Реактивний момент, що сприймається статором, при цьому рівний обертовому моменту двигуна. Закріпивши статор на балансірній підвісці, з'являється можливість вимірювати обертовий момент, створюваний гальмом.

Електрична ж енергія, отримувана внаслідок роботи електромагнітного гальма, розсіюється у вигляді тепла на розташованих у гальмовій шафі додаткових електричних опорах (резисторах), які правлять за навантаження в електричному колі машини. Тепло, що виділяється на обмотках статора відводиться за допомогою охолодної рідини, за яку може правити водопровідна вода, максимальна допустима температура якої — 25°C. Використовується проточний незамкнений контур охолодження, де вода надходить з центрального водогону, проходить крізь регулятор тиску води, охолоджувальні комори в статорі і витікає через відвідну трубу в каналізаційний колектор.

Використання регулятора тиску води зумовлено тим, що рідина, проходячи крізь гальмові комори, створює незначний обертовий момент у гальмі. Тому слід зменшувати витрату води, що протікає крізь стенд, доти, поки похибка на вимірювальному приладі не сягне мінімального значення. При цьому необхідно турбуватись про те, аби не «переступити» нижню межу тиску. Контроль за цим здійснює давач тиску. Додатковий електромагнітний клапан дає змогу припинити подачу води у випадку обриву шлангу охолоджувальної системи. Завдяки описаним заходам забезпечується надійна робота гальма на всіх режимах роботи стенду.

Зв'язок між досліджуваним двигуном та електромагнітним гальмом здійснюється за допомогою фланця пружного елемента, пружного елемента, жорсткого вала. За пружний елемент править пружно-пальцева муфта фірми Goetze. Ця муфта складається з шести симетрично розташованих втулок, які з'єднані за допомогою пружних елементів (гумових вкладок) і утворюють шестигранне кільце. Площини симетрії гільз перетинаються на осі обертання муфти. Гумові вкладки зафіксовані скобами та обоймою, які запобігають руйнуванню пружних елементів через деформації, що виникають унаслідок значних напружень у процесі роботи муфти. Така муфта може пересилати

максимальний обертовий момент 175 Н·м за максимальної частоти обертання 7000 хв^{-1} , що повністю задовольняє вимогам до даного стенду.

Досліджуваний двигун працює на безсвинцевому бензині А-95, який надходить з паливного бака 25 (рис. 3.5), що знаходиться у двигунній кабіні 22, проходить через електромагнітний клапан 27, який з міркувань техніки безпеки встановлений поряд з ручним вентилям перекриття паливоподачі 26, паливний фільтр 28 та витратомір пального 29 і потрапляє в карбюратор 14 двигуна. Паливопроводи 13 та 30, якими тече бензин, виготовлені з еластичних броньованих шлангів. Положення акселератора передбачено змінювати з пульта керування через дистанційний привід.

Незамінним інструментарієм дослідження робочих процесів в двигуні внутрішнього згоряння є вимірювання температури газоподібних продуктів горіння. Ефективним засобом ідентифікації температурних параметрів є, приміром, інфрачервона пірометрія [112]. Вимірювання миттєвої температури газу в циліндрі дає багато корисної інформації саме для аналізу процесу згоряння в двигуні іскровим запаленням, і тому для цієї мети розроблено багато оптичних термометрів. Метод інфрачервоної монохроматичної випромінювальної пірометрії привабливий тим, що для його втілення достатньо застосувати лише одне оптичне вікно, тоді як звичайна інфрачервона абсорбційна пірометрія потребує принаймні двох вікон — по обидва боки циліндра.

Діаграми «температура газу — кут розташування колінчастого валу», заміряні таким способом, прояснюють вплив факельного струменя на процеси згоряння і дозволяють знайти кореляцію між швидкістю зміни температури і швидкістю виділення тепла, розрахованою за діаграмою зміни тиску. З'ясовано серед іншого, що температурні діаграми добре узгоджуються з усередненими по ансамблю кривими яскравості в оброблених картинах розподілу полум'я, а також з діаграмами температури газу, знайденими чисельно в рамках термодинамічної моделі.

Звісно, у разі моделювання явищ теплотворення, теплопересилання, теплообміну ніяк не обійтись без інформації саме про температурні ефекти.

Застосовуючи спеціальне вимірювальне обладнання, доцільно контролювати серед іншого температури пального у витратомірі, всмоктуваного повітря перед газовим лічильником, свіжого заряду перед впускним клапаном, відпрацьованих газів після випускного клапана, повітря у двигунній кабіні.

Належно якісно вимірювання температури можна здійснити за допомогою NiCr-Ni-термоелементів, які включені в склад відповідних давачів і передають інформацію про температуру на вимірювальне обладнання у вигляді зміни рівня електричного сигналу. Загальну будову типового давача температури відображає рис. 3.7: 1 — тефлонове кільце; 2 — гайка; 3 — втулка; 4 — корпус; 5 — чутник (термоелемент). За допомогою аналогічного типу термоелемента у формі кільця, що монтується замість свічного щільника, можна вимірювати температуру свічки запалення. На рис. 3.8 відображено пристрій для вимірювання температури пального на вході у витратомір (на шляху *B* палива з бака у місці розгалуження трубопроводів, що ведуть до витратоміра (напрями *B*), вмонтовано трійник 1, в корпус якого через щільник 2 загвинчено власне давач температури 3).

Важливою у випадку дослідження насосних ходів двигуна є інформація про температуру і тиск заряду безпосередньо перед впускним клапаном. Вимірювання вказаних параметрів якомога ближче до клапана можна здійснити, якщо до впускного трубопроводу між карбюратором (*K*) і впускним колектором двигуна (*BK*) долучити через щільник 5 (рис. 3.9) криволінійний патрубков, а вже до нього через перехідний штуцер 2 під'єднати давач температури 1 з чутником 3 і через ще один перехідник — давач тиску 4. Цілком аналогічно можна вимірювати температуру відпрацьованих газів у випускному трубопроводі (рис. 3.10).

Для вимірювання тиску та температури газів у циліндрі двигуна, виникає необхідність у відповідній конструкторській підготовці головки циліндра: монтування давачів температури потребує десяти отворів $M5 \times 0,5$, які в різних комбінаціях можуть бути використані під конкретні давачі *T1 ... T7*; один отвір $M14 \times 1,25$ повинен бути передбачений для давача тиску 2 (рис. 3.11). Отвори доцільно розмістити на колах з радіусами 24, 44, 72 та 96 мм відносно центра отвору під свічку запалення 3.

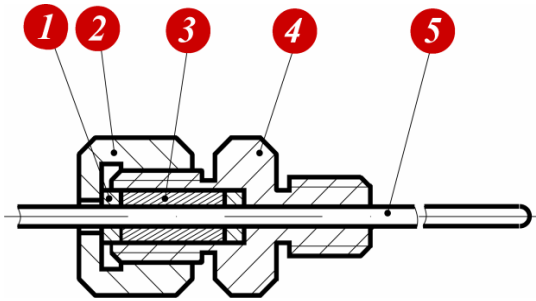


Рисунок 3.7 — Давач температури

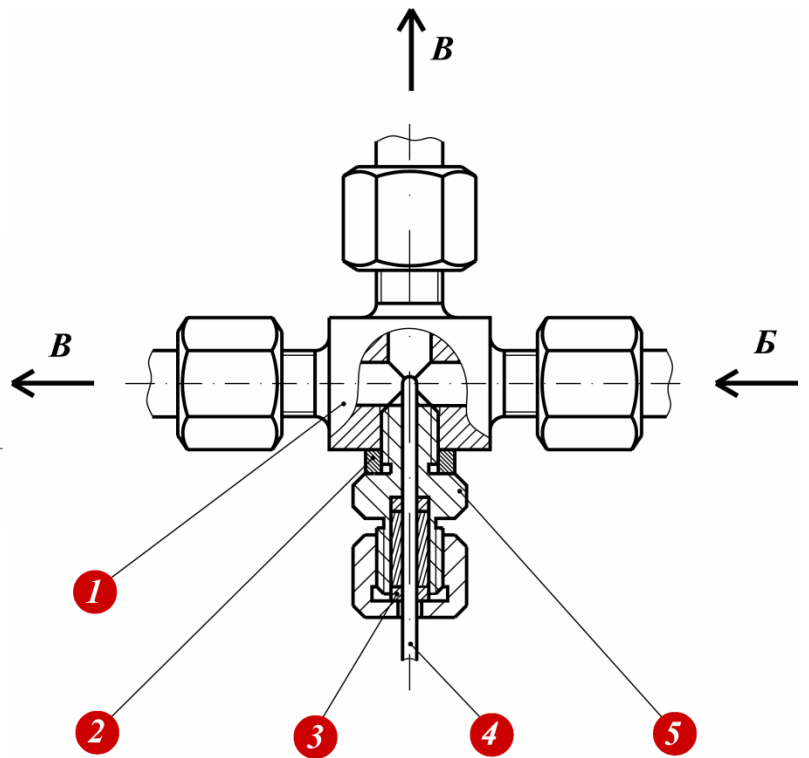


Рисунок 3.8 — Пристрій для вимірювання температури пального

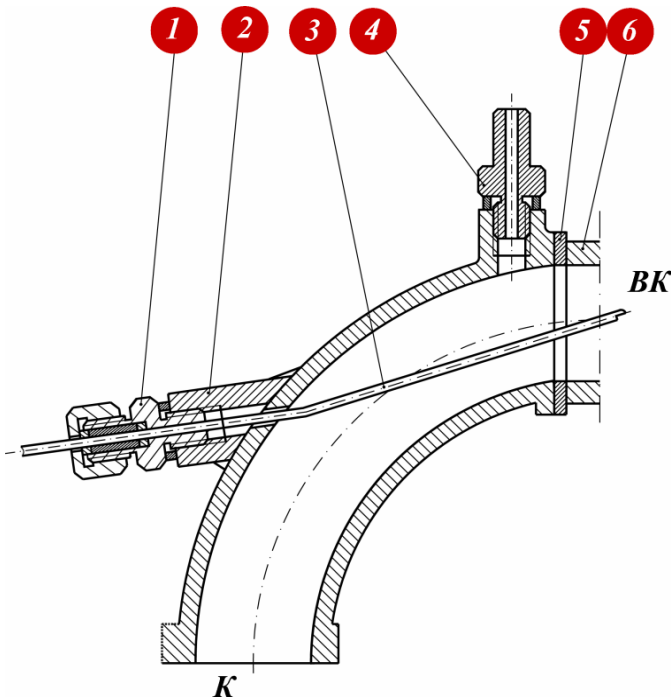


Рисунок 3.9 — Пристрій для вимірювання температури пальної суміші перед впускним клапаном

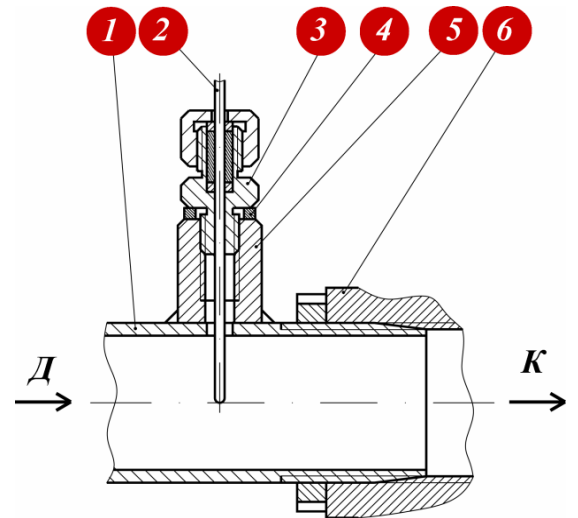


Рисунок 3.10 — Пристрій для вимірювання температури відпрацьованих газів:
 1 — вихлопна труба; 2 — NiCr-Ni-термоелемент; 3 — давач температури; 4 — щільник; 5 — перехідник; 6 — відвідний колектор; Д — К — рух відпрацьованих газів з двигуна у відвідний колектор

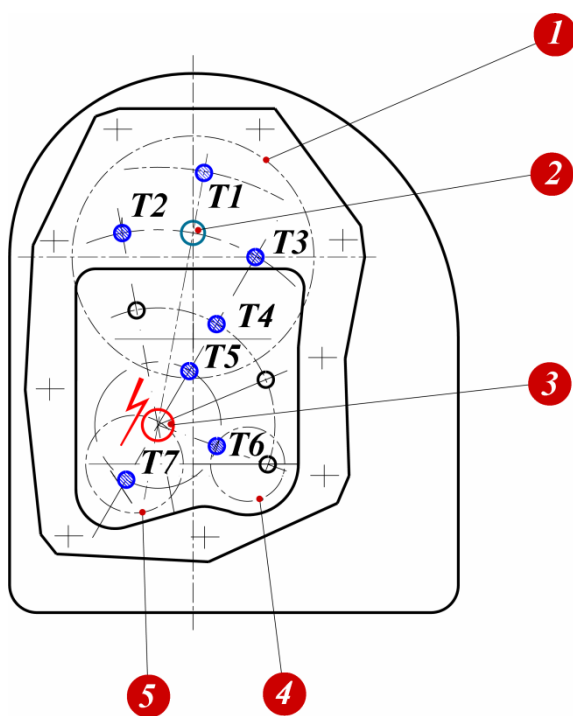


Рисунок 3.11 — Розміщення вимірювальних засобів на головці циліндра:

1 — контур поршня; 2 — чутник тиску; 3 — свічка запалення;

4 та 5 — контури випускного та впускного клапанів

Рідинні витратоміри поділяють на чотири класи [87]: диференціальні (принцип роботи — вимірювання різниці тисків), об'ємні, масові (зокрема такі, що працюють на принципі коріолісового ефекту), швидкість-вимірні (велосиметри, принцип роботи — вимірювання швидкості потоку рідини). Високу і контрольовану точність вимірювання в стаціонарних стендових умовах у разі усталеного режиму роботи двигуна мають об'ємні витратоміри, що працюють на принципі вимірювання тривалості витрачання фіксованої дози пального.

Тож вимірювання витрати пального (рис. 3.5) здійснюється витратоміром 29, який встановлено в двигунній кабіні так, що рівень пального в ньому можна контролювати через вікно з пульта керування 31.

Витратомір складається з вимірювального циліндра 5 (рис. 3.12), клапана перемикання режимів роботи 1, наповнювального клапана 6, світло- 8 та фото- 3 елементів, керувального пристрою 4, вхідного 9 та вихідного 2 трубопроводів і прозорого резервуара 7. В розгалуженні вхідного трубопроводу у витратомір вставлено давач температури пального 10.

Витрата пального вимірюється об'ємним способом і здійснюється таким чином: двигун запускається, прогрівається і працює у положенні «Нормально» клапана 1 перемикає режимів витратоміра (рис. 3.12, б). З початком вимірювання натисканням кнопки «Старт» пульта керування клапан перемикається в положення «Міряти» (рис. 3.12, а). При цьому наповню вальний клапан б знаходиться в положенні «Закрито». Паливо з бака потрапляє в резервуар 7, але не має змоги потрапити у вимірювальний циліндр 5 завдяки наявності повітря в резервуарі, яке служить своєрідним буфером. В цей час рівень палива, яке знаходиться у вимірювальному циліндрі 5 починає спадати, тобто паливо з нього забирається в карбюратор. Коли ж вказаний рівень досягає верхньої світлової межі між світло- та фотоелементами, 8 та 3 вмикається відлік часу з пульта керування, а при досягненні однієї з нижніх світлових меж — зупиняється.

Відстані між світловими межами у вимірювальному циліндрі відповідають певним об'ємам. Так, між першою і другою маємо об'єм, що відповідає 5 см^3 , а між першою та третьою — 10 см^3 . За необхідності можна обчислити масу пального. Для цього необхідно виміряти аерометром густину пального.

Для підготовки витратоміра до наступних вимірювань слід перемкнути клапан 1 в положення «Нормально», а клапан б в положення «Відкрито». Тоді, пальне з бака, заповнивши резервуар 7 до рівня вимірювального циліндра 2, почне заповнювати останній. Після його наповнення (рівень палива в резервуарі почне зростати) клапан б закривають. Пристрій готовий до наступних вимірювань витрати пального.

Необхідно брати до уваги, що у паливопроводах перед входом в систему живлення двигуна внаслідок високих температур можуть утворюватись газові бульбашки (через випаровування), що призводить до нерівномірного надходження палива до двигуна (до поплавкової комори карбюратора, приміром). Хоча цей ефект й не справляє помітного впливу на роботу двигуна, проте він знижує точність вимірювання витрати пального. Тому безпосередньо перед входом в систему живлення встановлено охолоджувач пального (рис. 3.13), що

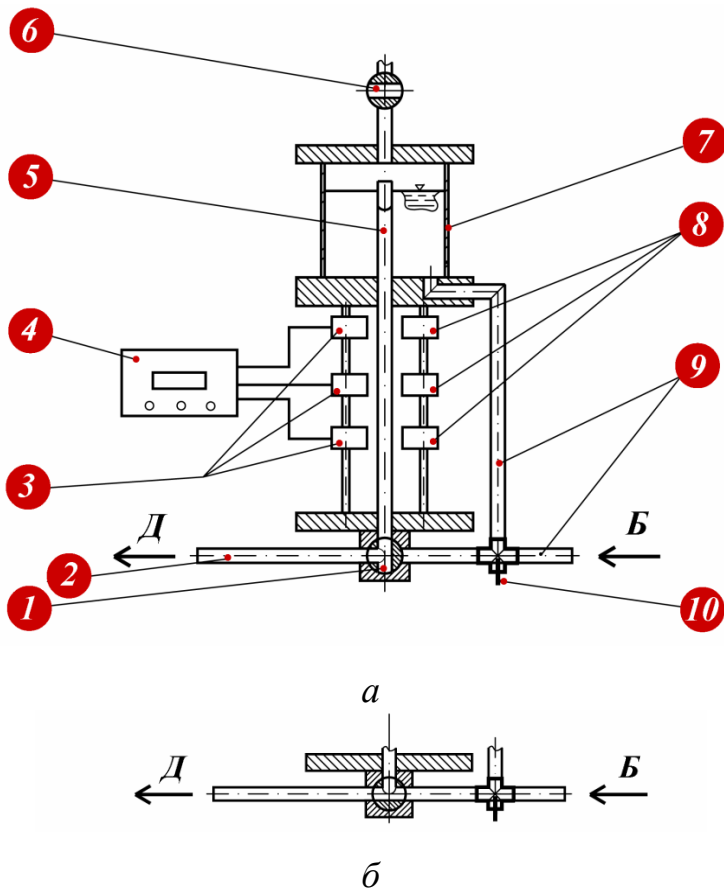


Рисунок 3.12 — Витратомір пального: *Б* — напрям руху палива з бака; *Д* — напрям руху палива до системи живлення двигуна

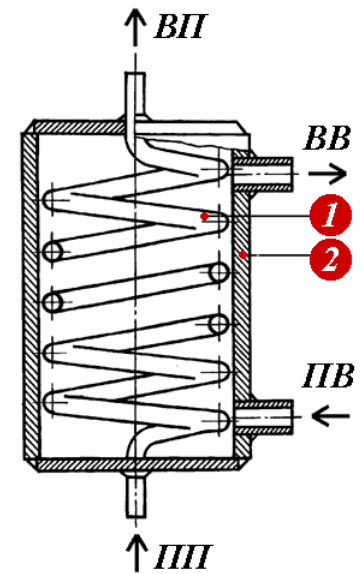


Рисунок 3.13 — Охолоджувач пального: *ІІІ* і *ІІВ* — підведення палива і води; *ВІІ* і *ВВ* — відведення палива і води

складається із спіралеподібної мідної трубки *1*, якою протікає пальне, та алюмінієвої труби *2*, що огортає мідну. Крізь алюмінієву трубу через припаяні штуцера подається охолоджувальна рідина.

Свіже повітря, необхідне для роботи двигуна, проходить через повітряний фільтр *10* (рис. 3.5), газовий лічильник *9* та повітряний ресивер *11*, звідки через еластичний патрубок *12* потрапляє до карбюратора *14*.

Для вимірювання кількості повітря застосовано газовий лічильник *10* ротаційного типу фірми Aerzen (рис. 3.5). З повним навантаженням двигун споживає $40,1 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря. Для зменшення впливу коливань повітря, що виникають у впускному каналі одноциліндрового двигуна і впливають на точність вимірювання його витрати, під газовим лічильником був встановлений повітряний ресивер *11* з робочим об'ємом 300 дм^3 .

На заводі-виробнику двигун змонтовано так, що відвід картерних газів спрямовано у впускний трубопровід безпосередньо перед карбюратором. Таке конструктивне рішення вплинуло на точність вимірювання витрати повітря, оскільки не все повітря проходило через газовий лічильник. Щоб запобігти такого штибу похибкам, шланг, що з'єднував картер двигуна з впускним трубопроводом, було від'єднано.

Для відведення відпрацьованих газів застосовується витяжна машина 16 (рис. 3.5) з пропускною здатністю $1050 \text{ м}^3/\text{год}$. Аби температуру повітря у двигунній кабіні утримувати в бажаних чи допустимих межах додатково встановлено витяжну машину 24 продуктивністю $430 \text{ м}^3/\text{год}$.

Поряд з вимірюванням тиску в циліндрі досліджуваного двигуна доречно вимірювати ще й статичний тиск у впускному трубопроводі (за допомогою ртутного стовпа) і випускному трубопроводі та безпосередньо перед газовим лічильником (за допомогою водяного стовпа). Для цих вимірювань застосовувано U-подібні трубні манометри, за допомогою яких визначається різниця між тиском в трубопроводі та тиском довкілля поза двигунною кабіною.

Для спостереження за низкою величин, що характеризують перебіг процесів в циліндрі двигуна і змінюються в часі (наприклад, за тиском газів та температурою робочих поверхонь), слід якнайточніше визначати відповідне положення колінчатого вала, вимірюване кутом його повороту відносно певного наперед заданого положення. З цією метою застосовують маркування кутів повороту колінчатого вала. Призначений для цього оптично-електронний пристрій САМ фірми СОМ використовує принцип інфрачервоного випромінювання і складається з давача (рис. 3.14) та під'єднаної до пристрою швидкої обробки даних ДАТА-центру електроніки. Завдяки відокремленню оптичної частини від електронної досягаються незначні маса ($0,6 \text{ кг}$) та габаритні розміри ($74 \times 72,5 \text{ мм}$) давача, що сприяє зниженню чутливості пристрою до вібрацій (нормальна робота можлива навіть за вібрації з частотою до 120 Гц).

Пристрій САМ, який має широку робочу зону (від 20 до 12000 хв^{-1} швидкості обертання колінчастого вала), цілком задовольняє потребам стендового

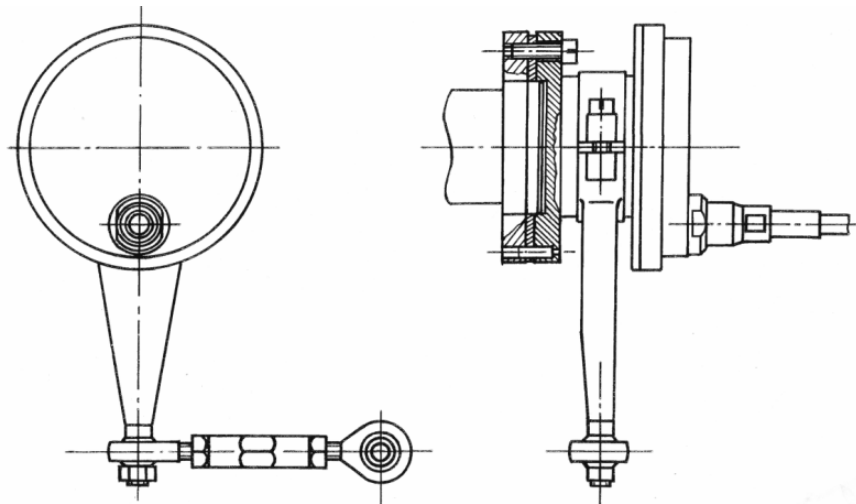


Рисунок 3.14 — Давач для маркування кутів повороту колінчастого вала

двигуна і здатен проводити вимірювання з незначними похибками: статична похибка становить $\pm 0,01$ град повороту корбового вала, а динамічна — $\pm 0,05$ град, за частоти обертання 6000 хв^{-1} [17, 19, 20].

Покладаючись на експериментальній інструментарій модельної ідентифікації, який уповні відповідає тій чи іншій системі теоретичних уявлень і математичних алгоритмів аналізу й синтезу експлуатаційних властивостей, можна було б добувати теоретично цінну і прагматично надзвичайно корисну інформацію про напрями і технічні засоби удосконалення процесу теплотворення/теплоспоживання/тепловідведення в двигуні внутрішнього згоряння хоч якого призначення. Приміром, описана методологія натурального відтворення робочого простору двигуна внутрішнього згоряння з примусовим запаленням дозволяє у всіх відношення якісно «обслуговувати» так звані дуже просту нуль-вимірну та широко використовувану двозонну моделі згоряння пального та загалом робочого процесу в ДВЗ. На рис. 3.15, для прикладу, відображено основну інформацію, яку можна добути засобами hard-soft-технології в рамках двозонної моделі робочого процесу в бензиновому двигуні: $p'(\varphi)$ — індикаторна діаграма; p — абсолютний тиск; T — абсолютна температура; $Q_{\text{вн}}$ — тепло, що пересилається всередині циліндра між зонами; λ — коефіцієнт

надлишку повітря; α — коефіцієнт тепловіддачі; $dQ_{\text{пл}}/d\varphi$ — інтенсивність тепловиділення у процесі згоряння палива; $dQ_{\text{ц}}/d\varphi$ — інтенсивність тепловідведення через стінки циліндра; Π і K — початок і кінець зони високого тиску; Π_2 і K_2 — початок і кінець зони горіння. До цієї інформації вигідно ще долучити напівемпіричну модель самого процесу теплотворення [18].

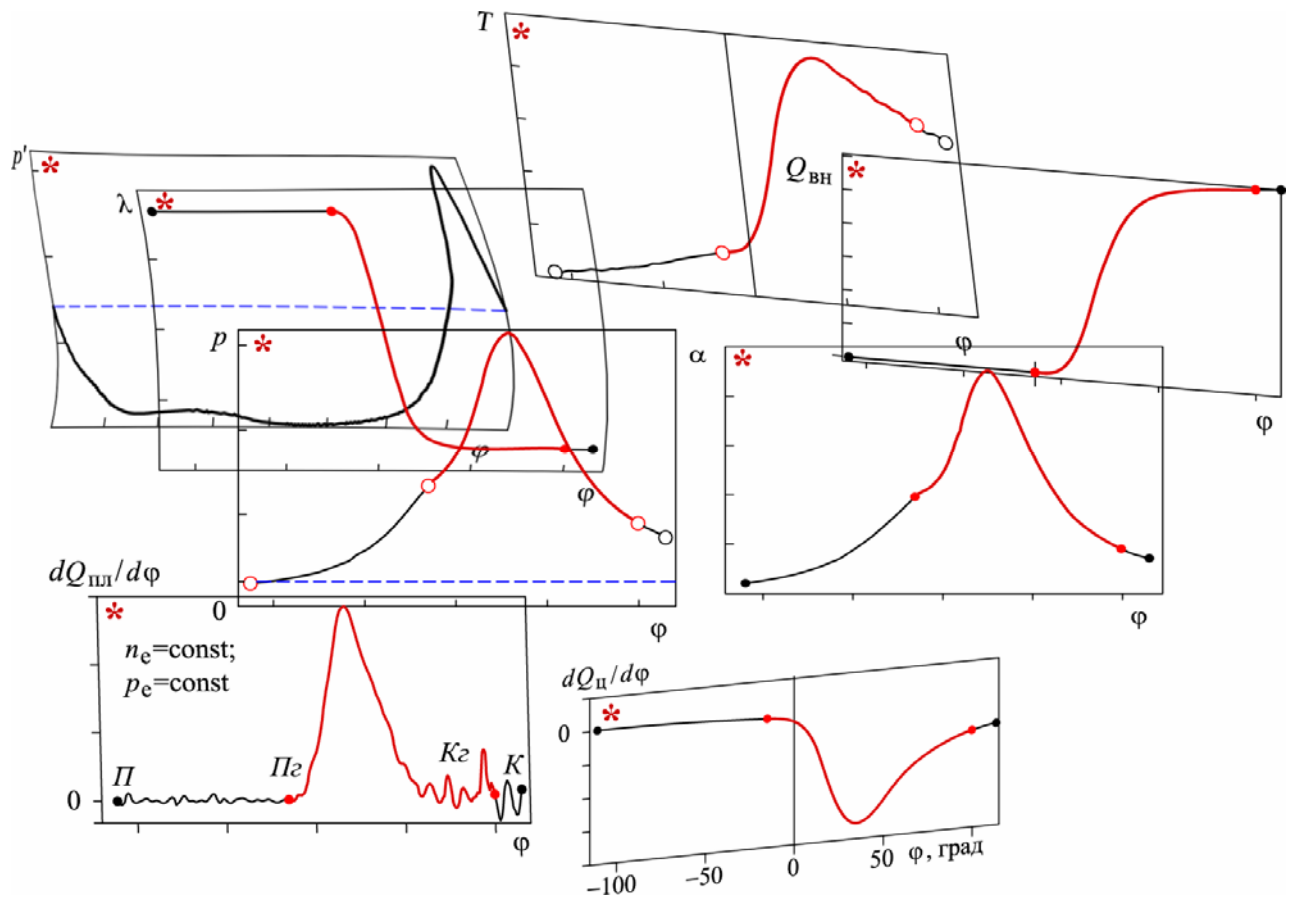


Рисунок 3.15 — Основні характеристики теплової машини, які можна ідентифікувати за допомогою hard-soft-технології

Ефективність же багатовимірного моделювання, зрозуміло, значною мірою визначаються тим, наскільки якісно враховується структура полум'я. Та для правильного визначення швидкості полум'я, як головної характеристики процесу горіння гомогенізованого заряду, коректне моделювання його структури, виявляється, не є обов'язковим. Це твердження справджується зазвичай за умов: товщина зони полум'я набагато менша за розміри КЗ; швидкість газу набагато менша за швидкість звуку; у початкову мить процесу заряд однорідний; КЗ має

компактну форму і не містить внутрішніх перепон потокам; відношення швидкості тепловіддачі в стінки циліндра до швидкості тепловиділення не залежить від швидкості полум'я; відношення пристінкової швидкості потоків до швидкості полум'я також не залежить від останньої. Власне за відсутності закручування й витискання заряду оправдовується використання так званих нуль-вимірних моделей, у рамках яких полум'я апроксимується ділянкою сферичної поверхні, що рухається з відомою швидкістю.

Звісно, в багатовимірних моделях допустима непостійність швидкості полум'я вздовж його фронту і в часі, а сам фронт не зобов'язаний бути сферичним і може змінювати свою форму відповідно до конфігурації КЗ. Та все ж, рівняння, що визначають локальну поточну швидкість полум'я, вимушено підбираються відповідно до експериментальних індикаторних діаграм і конфігурацій полум'я. Неминучість такого підходу обумовлена відсутністю кількісної теорії структури турбулентного полум'я. Та зрештою, ніщо не перешкоджає збагатити арсенал натурального відображення-втілення робочого простору двигуна відповідно до запитів модельного його бачення.

3.4 Висновки до третього розділу

1. Обґрунтовано необхідність запровадження так званої hard-soft-технології дослідження особливостей теплотворення і теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння, яка б системно поєднувала в собі засоби математичного й алгоритмічного моделювання та засоби натурального симулювання. Це потрібно через надмірну складність процесів, ефектів та явищ, що перебігають у двигуні, та неможливості уповні їх підпорядкування існуючим аналітичним модельним уявленням.

2. У кожному звичному програмному середовищі існують заздалегідь закладені жорсткі рамки пізнання, розширити які можна лише, долучаючи підвладний вимірному контролю натуральний робочий простір двигуна. Тобто успіх будь-якого дослідження — чи теоретичного, чи експериментального

— можливий тільки за умови поєднання натурності та аналітичності.

3. Досягнуто підвищення якості інформаційного забезпечення процесу проектування й конструювання двигунів за рахунок багатократного відтворення робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння за різних керованих умов з наступним адекватним аналізом перспектив, напрямів і засобів удосконалення двигуна, з втіленням у моделювання принципів евристичної самоорганізації, самонавчання, засобів типу нейронних мереж тощо.

Лише поєднання в різних формах та в різних пропорціях аналітичності й емпіричності, формальності й матеріальності, віртуальності й реальності дозволяє побудувати ефективний апарат.

4. Моделювання робочого процесу в ДВЗ вигідно здійснювати на засадах теорії подібності. Саме закони подібності відкривають широкі можливості вивчення і визначення найважливіших технічних характеристик ДВЗ. Теорія подібності надає можливість та заохочує у процесі моделювання роботи хоч якого двигуна спиратись на інформацію, що стосується подібного двигуна і хоч якими способами, особливо експериментальними, здобута раніше чи паралельно.

5. Обґрунтовано потребу моделювання теплових явищ, що перебігають у циліндрах двигуна, застосовуючи у різних формах систему трьох описів: рівняння закону збереження енергії, закону збереження речовини (матерії) і термодинамічного стану робочого тіла. Та загалом «інтегрувати», якщо можна так казати, цю систему рівнянь хоч у якій формі бездоганно може лише реальність. І справді, «запрошуючи» частинку реальності в модель, за будь-яких умов у рамках будь-якої теорії (формальної парадигми) отримуватимемо обов'язково кращий результат підвищення енергетичної ефективності двигуна.

Разом з тим, не існує засобів бездоганного вимірювання тисків, температур та й усього іншого. А тому на допомогу приходять віртуальні модельні засоби розкриття змісту інформації, добутої за допомогою експериментального інструментарію. Відтак гармонійне поєднання натурального модельного і віртуального модельного в рамках будь-якої парадигми дозволяє поглибити пізнання закономірностей продукування механічної енергії в тепловій машині.

РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОТВОРЕННЯ У ТЕПЛОВІЙ МАШИНІ

4.1 Теоретичні засади дослідження процесу теплотворення в циліндрі теплової машини

Теплотворення (!) в тепловій (!) машині — це, звісно, основний процес, який причинно/первинно визначає ефективність двигуна внутрішнього згоряння [9, 10]. Тож про досконалість власне теплотворення є сенс говорити так само точно і вичерпно, як і взагалі про ефективність перетворення в тепловій машині внутрішнього згоряння речовинної енергії доквілля (пального й повітря) на механічну енергію (говорячи зазвичай про різновиди енергії, звісно, мають на увазі різні форми енергії). Та «вимірювати» теплотворення в тепловій машині внутрішнього згоряння, пізнавати особливості його перебігу суто дослідними засобами — нереальне завдання [100].

Тож постало завдання використовуючи якнайзагальніші формальні ознаки, ідентифікувати особливості перебігу процесу продукування теплоти в циліндрі ДШВЗ унаслідок згоряння пальної суміші.

Дослідження явища теплотворення в двигуні внутрішнього згоряння підпорядковане певним усталеним теоретичним уявленням. Прикладом відносно глибокої теоретизації може слугувати робота [92]: у ній на засадах ексергетичного аналізу оцінюють, яка частина енергії, вивільненої у процесі згоряння пального на елементарному переміщенні поршня, навіть теоретично не може бути трансформована в роботу розширення $p dV$ (p — тиск в циліндрі, V — об'єм робочого тіла); в рамках цього підходу складний реальний процес подумки розкладають на еквівалентні йому елементарні процеси і аналіз ведуть, використовуючи спеціальні діаграми для продуктів згоряння. Та частіше покладаються на формалізовані описи кінетики хімічних перетворень в робочому просторі двигуна [86, 91], висновуючи на основі них напівемпіричні описи «тепових» наслідків. Одним із такого штибу описів процесу теплотворення є теплотвірна експонентна функція, [6, 46]. В [46] аналізують точність відтворення процесу тепловиділення безпосередньо двопараметричною та оптимізованою за

чотирма параметрами Вібе-функціями, а для описування робочих циклів з детонаційним згоряння ідентифіковано лінійну зважену комбінацію двох теплотвірних експонентних функцій; в [60] акцентується увага на тому, що теплотвірна експонентна функція, як і більшість інших запропонованих функцій теплотворення, заснована на так званому законі нормального розподілу неперервної випадкової величини і дає змогу прийнятно якісно прогнозувати інтенсивність тепловиділення в ДВЗ з різними системами спалювання палива — дизельних з прямим (DI — direct injection) та непрямим (IDI — indirect injection) впорскуванням палива, класичних двигунів з іскровим запалюванням (SI — spark ignition), двигунів з безпосереднім впорскуванням бензину (GDI — gasoline direct injection), так званих двигунів HCCI (homogeneous charge compression ignition) та двигунів PCCI (premixed charge compression ignition); в [71] вивчається чутливість параметрів теплотвірної експонентної функції (зокрема коефіцієнтів ефективності α і форми m функції) до особливостей перебігу реального робочого процесу.

Процедуру (алгоритм) моделювання теплових процесів, що перебігають у ДВЗ, доцільно налагодити так, аби мати можливість за вимірним тиском робочих газів адекватно відтворити перебіг теплотворення, і навпаки, покладаючись на заданий перебіг теплотворення, правдиво ідентифікувати зміну тиску газів у циліндрі. Зокрема, у випадку проектування нового двигуна зміна тиску газів у його робочому просторі, зрозуміло, заздалегідь невідома. В такому разі за основу слід брати перебіг теплотворення в подібному чи вірцевому двигуні або ж задавати різні гіпотетичні чи вмотивовано бажані перебіги теплотворення і вивчати їх вплив на характер процесу згоряння і ефективність двигуна.

4.2 Реальне теплотворення у двигуні

Звернімося до експериментально зафіксованих на спеціальному випробувальному стенді діаграм. Інформація добута засобами hard/soft-технології, що системно поєднує випробувальний стенд та комп'ютер забезпечуючи «спілкування» реального дослідного двигуна та віртуального у формі

комп'ютерної моделі.

На рис. 4.1 наведено графіки, що відображають перебіг теплотворення, ідентифікований за допомогою двозонної моделі робочого простору отто-двигуна у поєднанні з паралельним експериментом, у разі однакової частоти обертання вала двигуна $n_e=2400 \text{ хв}^{-1}$ та різних навантажень на нього, вимірюваних середнім ефективним тиском p_e . Натомість на рис. 4.2 відтворено перебіг теплотворення, навпаки, за різних частот обертання вала і однакового навантаженні на двигун $p_e=0,30 \text{ МПа}$. Очевидно, що характеристики теплотворення далеко не прості для аналітичної формалізації.

Помітно, що зі збільшенням навантаження максимальна інтенсивність (швидкість, потужність) тепловиділення зростає і зміщується у бік верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня, а тривалість процесу згоряння натомість спадає. Так за навантаження $p_e=0,10 \text{ МПа}$ (рис. 4.1) тривалість згоряння становить 104,32 градуса повороту вала двигуна, а у разі $p_e=0,45 \text{ МПа}$ вона зменшується до 77,38 град; при цьому початок згоряння в першому випадку відповідає куту $-10,75$ град, а в другому — куту $-13,48$ град. Із зростанням частоти обертання вала двигуна (рис. 4.2) теплотворення поблизу ВМТ стає менш інтенсивним та тривалішим за кутом повороту вала двигуна.

4.3 Ідеальне теплотворення у двигуні

Відомо, що видатний інженер Рудольф Дизель, мріючи побудувати свій «раціональний двигун», висунув до робочого циклу три вимоги: 1) аби максимальна температура циклу досяглась до початку процесу згоряння; 2) аби забезпечувалось ізотермічність згоряння шляхом поступового впорскування дрібно розпорошеного пального; 3) аби забезпечувалась працездатність двигуна без охолодження. Ідея, по суті, полягала в тому аби втілити цикл Карно і отримати

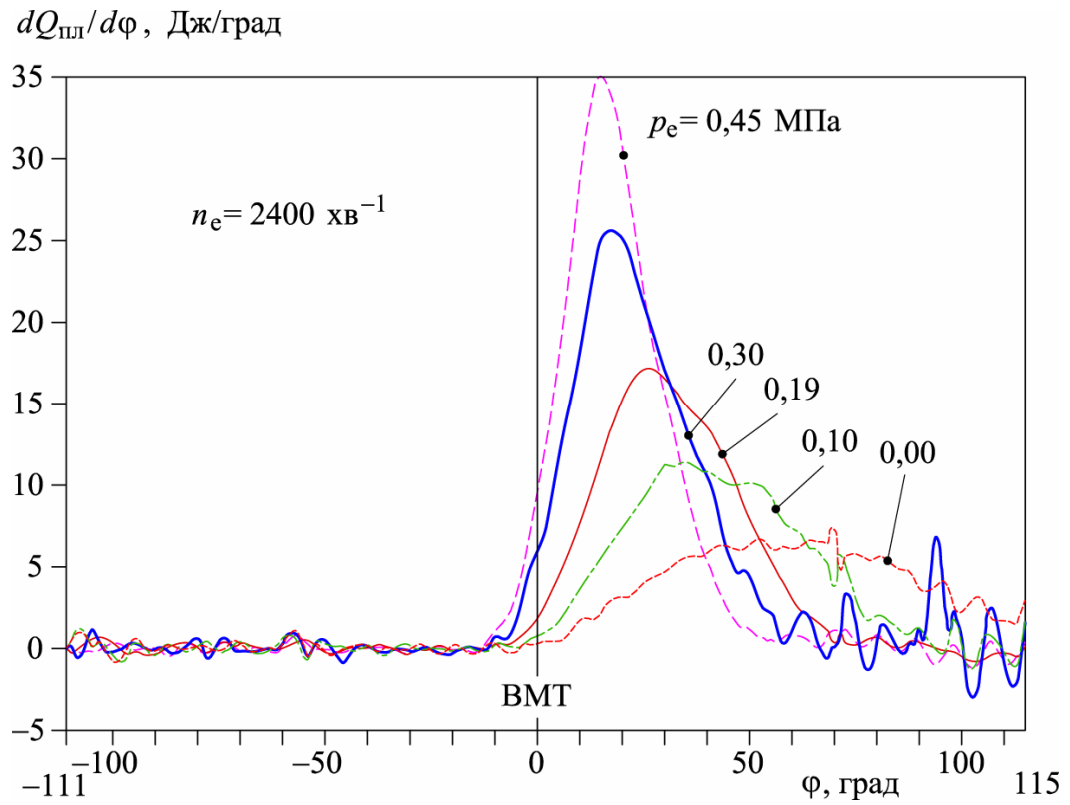


Рисунок 4.1 — Графіки зміни інтенсивності тепловиділення за однакової швидкості обертання вала двигуна та різних навантажень на нього

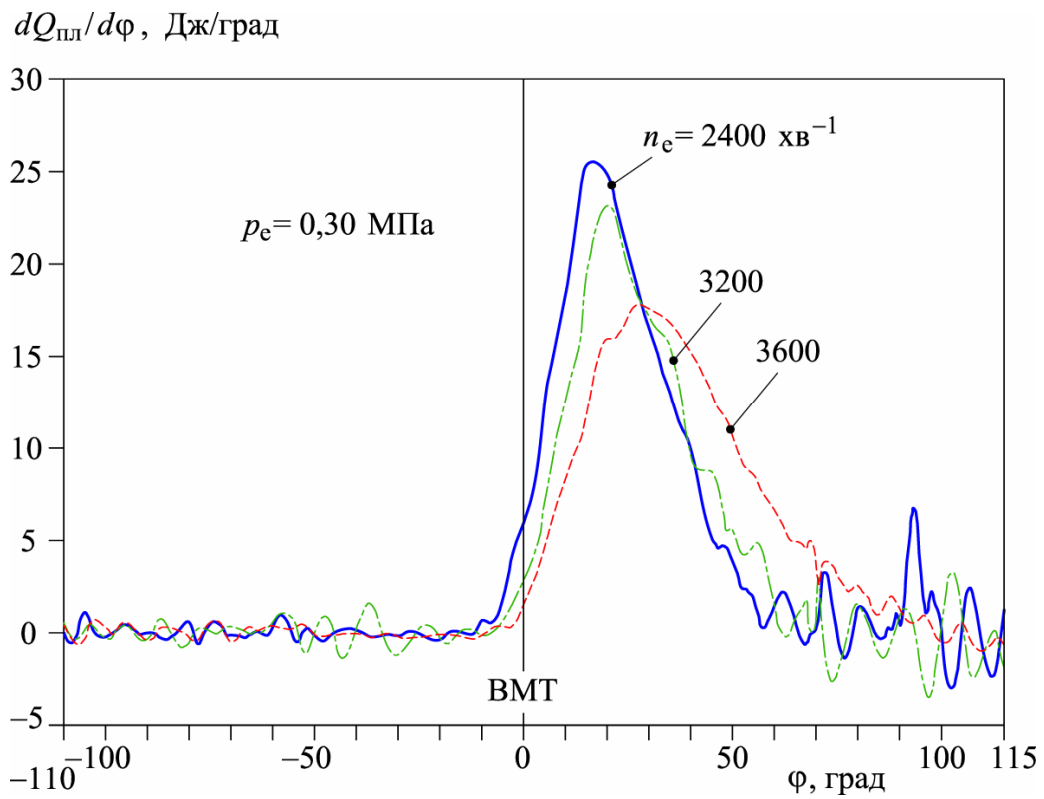


Рисунок 4.2 — Графіки зміни інтенсивності тепловиділення за однакового навантаження та різних швидкостей обертання вала двигуна

в цілком задовільному діапазоні температур 280...1000 К дуже високий термічний коефіцієнт корисної дії двигуна $\eta_t = (1000 - 280)/1000 = 0,72$. Та згодом йому довелося відволіктись від примарної теорії і зважити на бруталну дійсність: індикаторний тиск виявився достатнім хіба що для реалізації марного ходу двигуна. Тож довелося пришвидшити процес введення пального в робочий простір та спалювати його не ізотермічно, а ізобарно. Середній індикаторний тиск, зрозуміло, суттєво підвищився, та водночас до 1800 К зросла температура згоряння пального — відразу назріла потреба охолоджувати стінки і кришку циліндра водою. Ідея Р. Дизеля зазнала краху.

А взагалі, коли проводять паралель між реальним і ідеальним двигунами, то розрізняють зазвичай три різновиди процесу теплотворення (радше теплонадсилання): ізобарний (за сталого тиску — $p = \text{const}$), ізохорний (за незмінного об'єму робочого простору — $v = \text{const}$) та комбінований [22, 25, 80]. На рис. 4.3 схематизовано (спрощено) зображено цикл з ізобарним підводом певної кількості Q_e теплоти (p — поточний тиск; v — поточний об'єм робочого простору; V_c і V_h — об'єм комори згоряння і робочий об'єм циліндра; φ — кут пороту вала двигуна; НМТ і ВМТ — нижня і верхня мертві точки; q_e — поточна кількість теплоти, що підводиться). Звісно, процес теплотворення (підведення теплоти) навіть у разі конкретної умови $p = \text{const}$ не є однозначним: приміром, швидкість теплотворення $dq_e/d\varphi$ може бути пропорційною об'єму робочого простору $v - V_c$ або куту повороту φ вала двигуна (як на рис. 4.3), а може бути взагалі довільною функцією величин $v - V_c$ і φ . Ізохорний процес (рис. 4.4) можна формально відобразити виразом-формулою

$$q_e = Q_e \delta(\varphi) = Q_e \delta(v - V_c),$$

де $\delta(\cdot)$ — дельта-функція Дірака. Потужність ізохорного теплотворення має вигляд сингулярного прямокутника заданої площі Q_e , висота якого необмежено зростає, а ширина при цьому прямує до нуля. В ізохорно-ізобарному процесі частина теплоти Q_e' підводиться до робочого тіла за сталого об'єму робочого простору, а частина Q_e'' — за сталого тиску в ньому [66]. На рис. 4.5 примітивізовано зіставлено

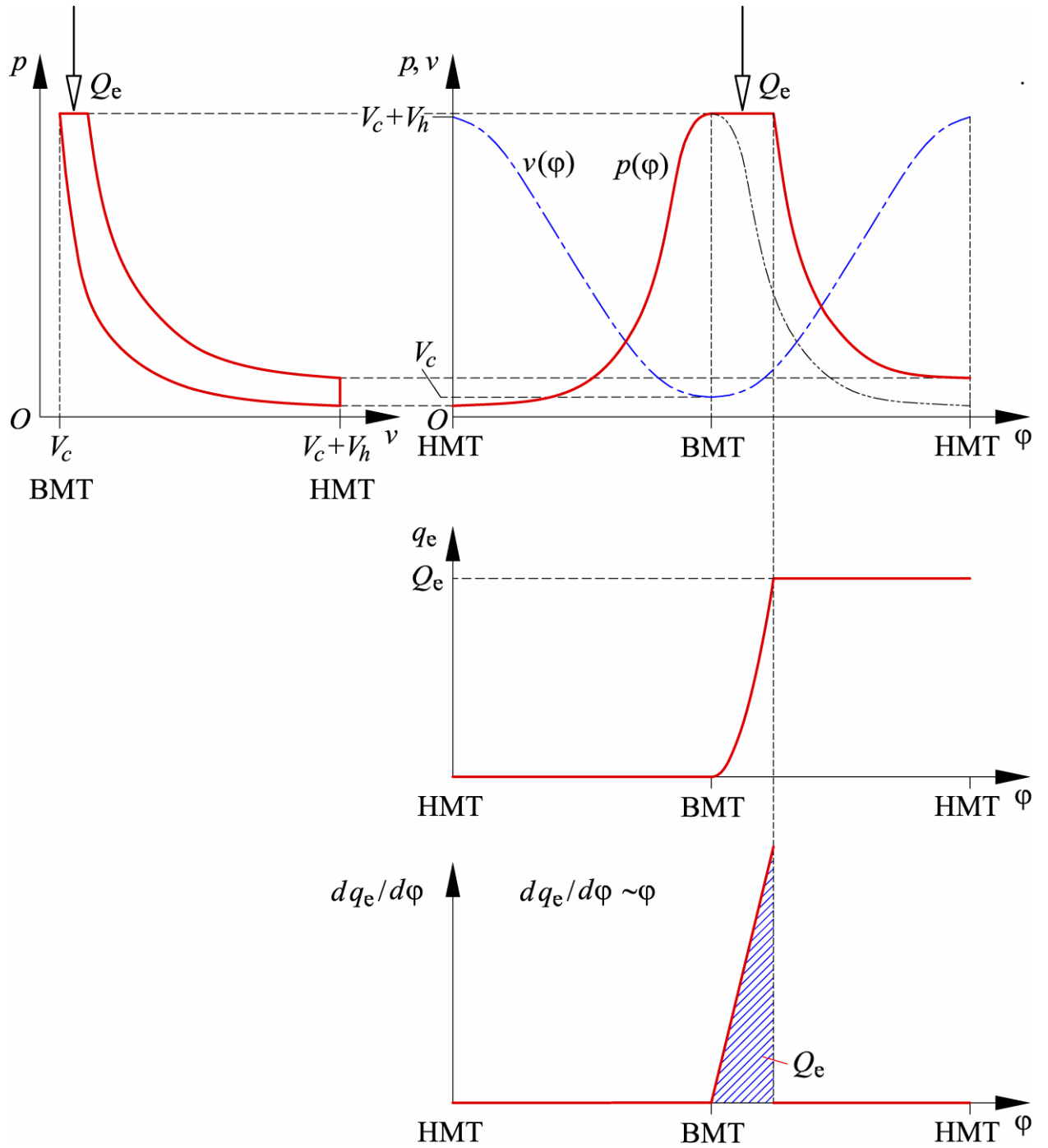


Рисунок 4.3 — Начерк ідеального циклу з ізобарним підведенням-творенням теплоти

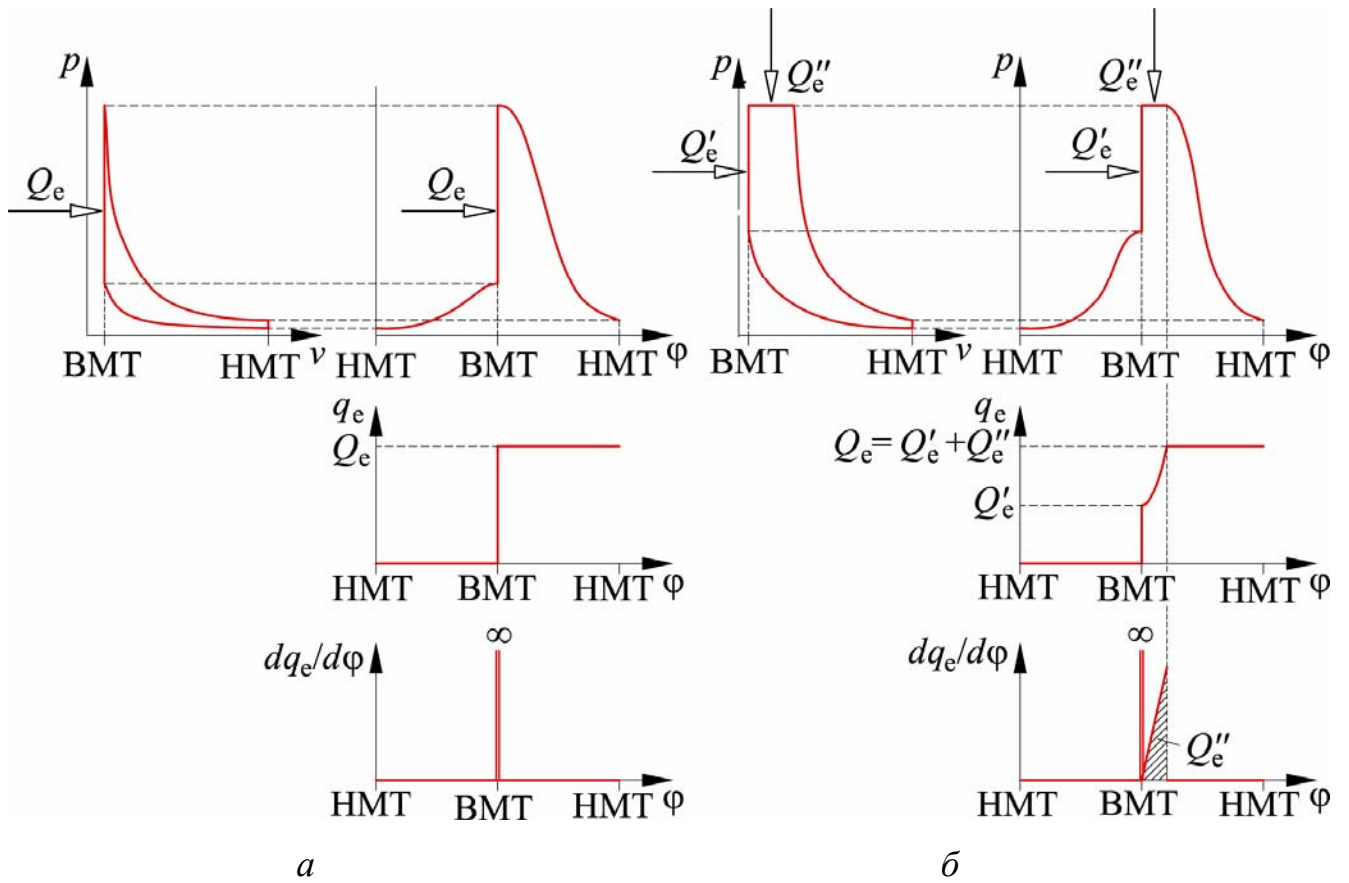


Рисунок 4.4 — Начерки ідеальних циклів: *a* — з ізохорним; *б* — ізохорно-ізобарним процесами підведення-творення теплоти

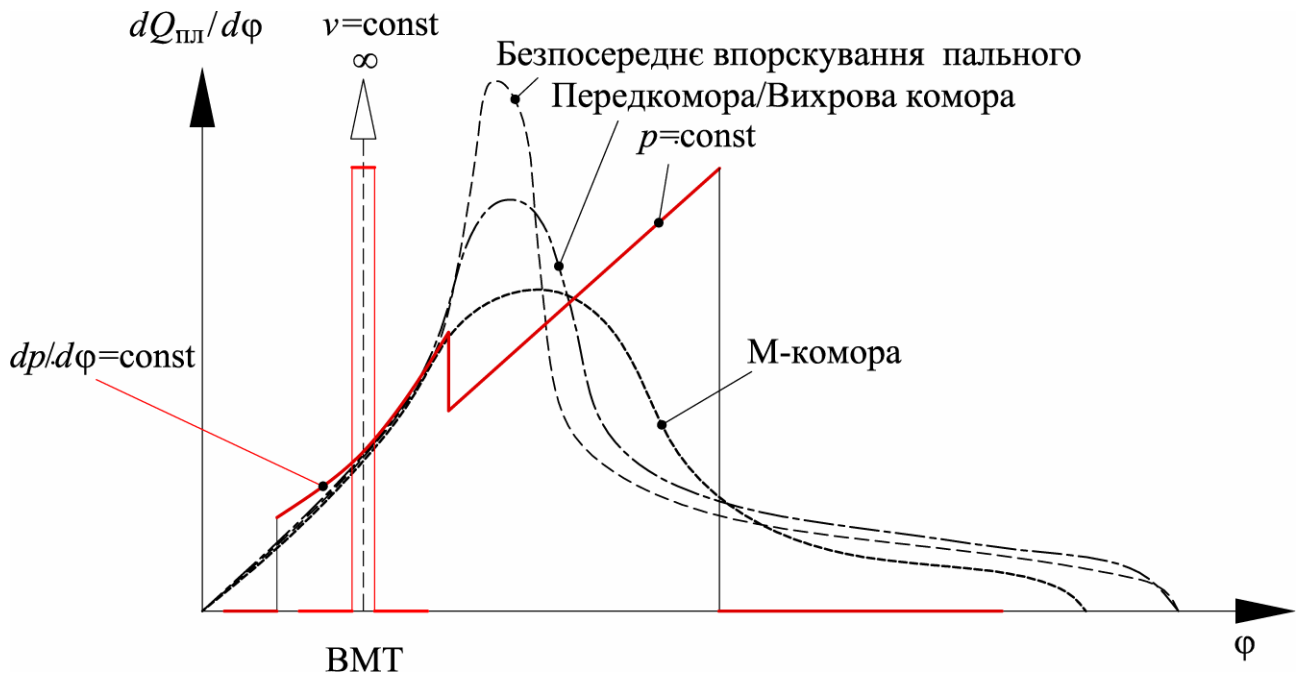


Рисунок 4.5 — Якісне зіставлення принципово різних процесів теплотворення

графіки деяких особливих різновидів процесу теплотворення. Теплотворення в реальному двигуні майже нічого спільного чи з ізохорним теплотворенням, чи з ізобарним ніби не має. Для прикладу на рисунку якісно порівняно процеси теплотворення в дизельних двигунах з трьома різновидами комори згоряння.

Якщо формально порівняти наведене на рис. 4.1 — рис. 4.2 з наведеним на рис. 4.3, то може скластися враження, що реальні процеси теплотворення (рис. 4.1 — рис. 4.2) у початковій (майже лінійній) своїй фазі є ізобарними (рис. 4.3). Але індикаторні діаграми таке припущення «заперечують». Та й те, що реальне теплотворення починається ще перед верхньою мертвою точкою у разі ізобарності свідчило б про суттєву недосконалість, навіть дефектність термодинамічного циклу. Не видно також прояву ознак ізохорності — порівняймо рис. 4.1 — 4.2 з рис. 4.4.

Принагідно згадаймо [27]: отто-двигуни називали двигунами швидкого згоряння, а дизель-двигуни — двигунами поступового згоряння.

4.4 Діаграми вигорання пального

Стосовно дизель-двигунів зазвичай розрізняють три фази процесу вигорання пального, рис. 4.6. У першій фазі (ділянка Oa на рис. 4.6) виділення теплоти відбувається разом з інтенсивним нагріванням і випаровуванням пального, а також з перегріванням його випарів, — втрачання теплоти превалює над виділенням. У другій (ділянка ab) вигоряє здебільшого суміш, що утворилась в період затримки спалахування. Цю фазу називають кінетичною [37], бо перебігає вона, як вважають, здебільшого за законами кінетики хімічних реакцій. Третю фазу (ділянка bc) називають дифузійною [37], оскільки швидкість вигорання пального у ній визначається здебільшого швидкістю формування суміші унаслідок турбулентного змішування (швидкість хімічних реакцій, натомість, висока внаслідок високих температур робочого заряду). Інколи доводиться розрізняти й четверту фазу тепловиділення (фазу догорання пального)

з малими швидкостями. Її можна розпізнати на кривій швидкості (потужності) тепловиділення, побудованій в логарифмічних координатах: сповільнення сумішо- і теплотворення простежується за зміною кута нахилу дотичної до кривої.

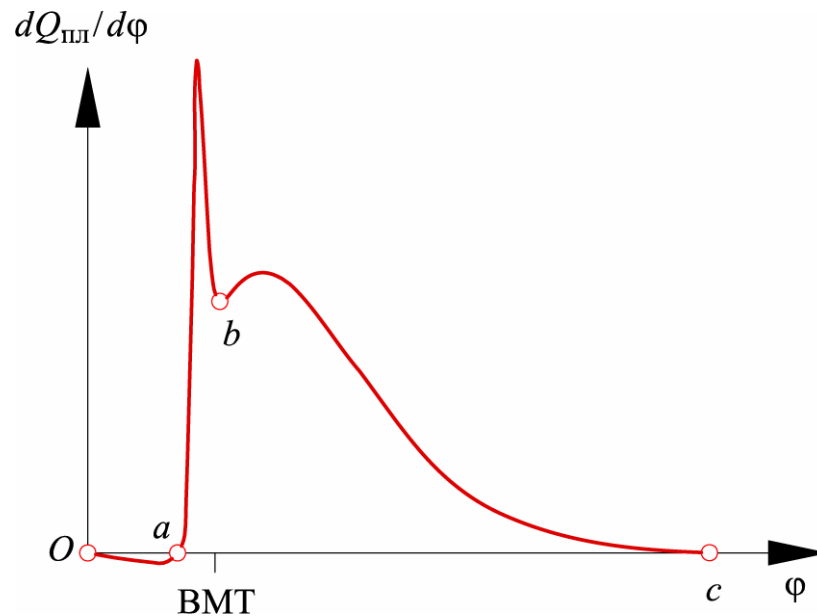


Рисунок 4.6 — Типовий перебіг теплотворення в звичайному дизельному двигуні

Частки пального, що вигорять протягом другої і третьої фаз теплотворення, визначають [25] відповідно за формулами

$$z = Z_1(1 - e^{a(\varphi/\varphi_{z0})^{m_0+1}}) + Z_2(1 - e^{a(\varphi/\varphi_z)^{m+1}}), \quad \varphi \leq \varphi_{z0}, \quad (4.1)$$

$$z = Z_1 + Z_2(1 - e^{a(\varphi/\varphi_z)^{m+1}}), \quad \varphi > \varphi_{z0},$$

де Z_1 і Z_2 ($Z_1 + Z_2 = 1$) — частки палива, що ніби цілком вигорять в другій і третій фазах процесу теплотворення; $a = -6,908$ — параметр, що характеризує ступінь загального вигорання пального в рамках робочого простору двигуна; m_0 і m — показники характеру вигорання в другій і третій фазах; φ — поточний кут повороту колінчастого вала, відлік якого ведеться від миті початку займання; φ_{z0} і φ_z — тривалості другої і третьої фаз в кутовому вимірі. Зокрема зображений на рис. 4.6 процес abc , власне і можна прийнятно адекватно описати виразами (4.1).

Ідеалом (взірцем) для робочого циклу отто-двигуна зазвичай слугує ізохорний термодинамічний цикл. Тож відношення $\eta_{\text{взг}}$ роботи у реальному процесі до роботи в ізохорному може правити за вимірник близькості процесу реального теплотворення до ідеального процесу ізохорного теплопідведення. При цьому, звісно кількість теплоти, наданої робочому тілу в порівнюваних процесах має бути однаковою. В подібному контексті можна говорити й про ступінь $\eta_{\text{вц}}$ ізохорності витоків (втрат) теплоти у стінки циліндра в реальному робочому циклі. Та особливої користі це не приносить.

Численними експериментами встановлені і задекларовані в багатьох літературних джерелах певні ознаки типового перебігу процесів в циліндрі двигуна, що стисло й наочно відображені на рис. 4.7 (η — коефіцієнт корисної дії). Зокрема, процес теплотворення повинен починатися обов'язково перед верхньою мертвою точкою і не повинен бути надмірно тривалим. Центр ваги площі під кривою теплотворення розташовується трохи позаду верхньої мертвої точки. Тож і ізохорність, і ізобарність не можуть у правити за орієнтири в домаганні удосконалити механізм теплотворення.

Не зайвим буде зауважити, що класичним дизельним двигунам інколи властиві значно гладкіші характеристики теплотворення за ту, що зображена на рис. 4.6 [4]. А часом, ці характеристики взагалі подібні на такого самого змісту характеристики отто-двигунів [26, 29].

Стосовно особливих процесів перебігу теплотворення [35] можна застосувати в описі (4.1) більше складових, ніби розрізняючи більше фаз вигорання пального. Натомість в бензинових двигунах з примусовим запаленням (отто-двигунах) теплотворення — зазвичай, навпаки, однофазне.

4.5 Перебіг процесів теплотворення

Процес теплотворення в отто-двигуні дуже зручно аналітично описувати формулою (її пов'язують з І. Вібе) [2, 5, 9–16, 38]

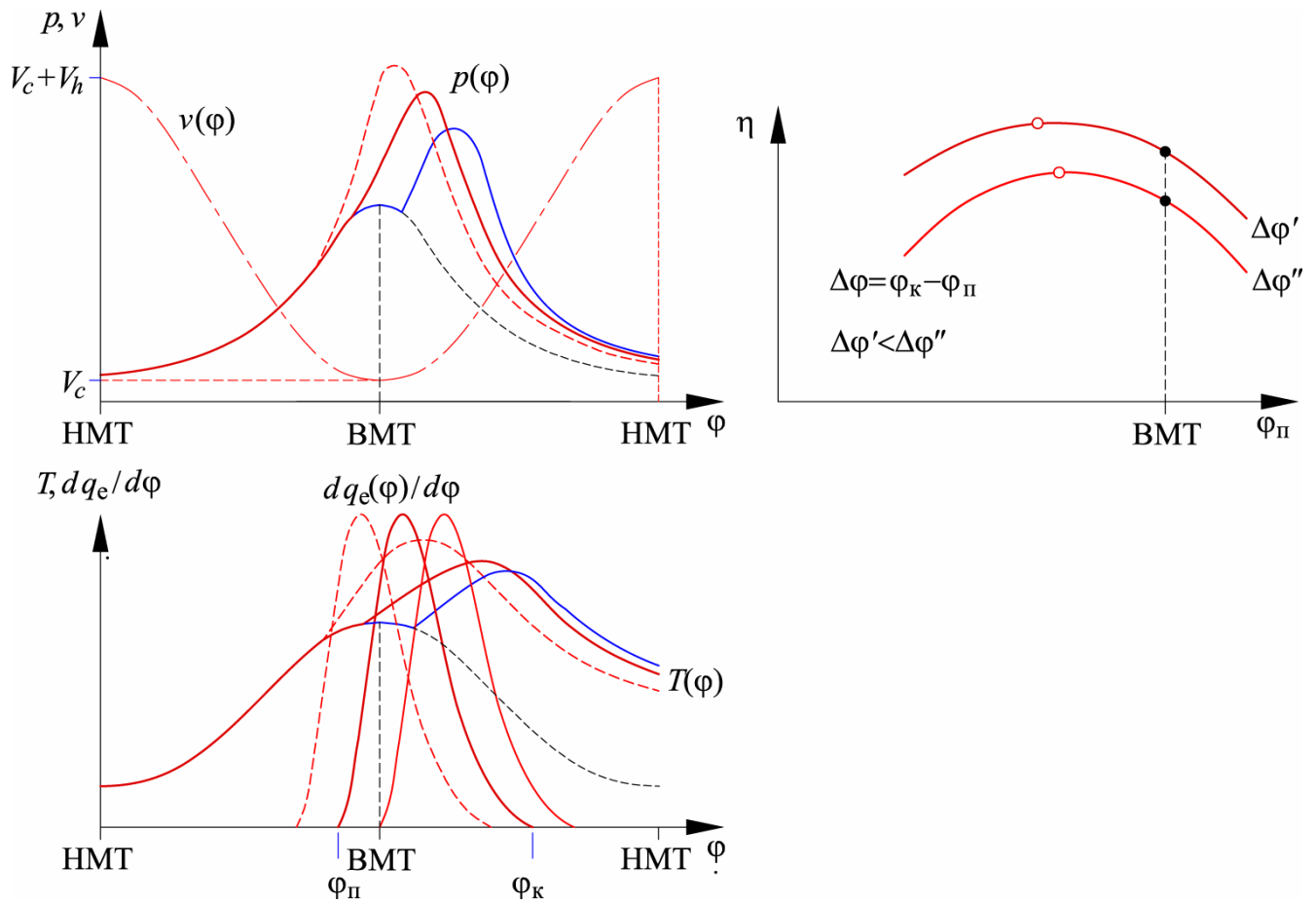


Рисунок 4.7 — Типовий взаємозв'язок між процесами зміни характерних величин

$$z = 1 - \exp a \left(\frac{t - t_{\pi}}{t_{\kappa} - t_{\pi}} \right)^{m+1} = 1 - \exp(a\tau^{m+1}), \quad (4.2)$$

яку ще можна подати у вигляді

$$z = 1 - \exp(\tau^{m+1} \ln(1 - z_{\kappa})), \quad (4.3)$$

де $z = Q_{\tau} / Q_{\text{тн}}$ — відносне теплотворення; Q_{τ} — поточне теплотворення; $Q_{\text{тн}}$ (згадаймо) — загальне потенційно можливе теплотворення за робочий цикл; t — поточний час; t_{π} і t_{κ} — мить початку і мить завершення процесу згоряння пального в межах робочого простору; $\tau = (t - t_{\pi}) / (t_{\kappa} - t_{\pi})$ — відносний (абстрактний, безрозмірний) час; a — характеристична стала; $m > 0$ — характеристичний показник; $z_{\kappa} = z(t_{\kappa})$. Якщо, приміром, $z_{\kappa} = 0,999$, то

$$a = \ln(1 - z_{\kappa}) = \ln(1 - 0,999) = -6,908,$$

якщо ж $z_{\kappa} = 0,99$ чи $z_{\kappa} = 0,95$, то відповідно $a = -4,605$ або $a \approx -3,0$. Зокрема в [96]

саме прийнято $a = -6,908$, тоді як в [73] покладено $a = -6,9$. Очевидно, що

$$\tau = \frac{\varphi - \varphi_{\Pi}}{\varphi_{\kappa} - \varphi_{\Pi}}, \quad (4.4)$$

де (як зазначалося) φ_{Π} і φ_{κ} — кути повороту колінчастого вала, відповідні митям t_{Π} і t_{κ} початку і завершення процесу згоряння пального.

На рис. 4.8 наведено низку таких графіків, що відображають перебіг процесів теплотворення в циліндрі бензинового двигуна за різних навантажень та незмінного швидкісного режиму його роботи: $Q_{\text{пл}}$ — кількість теплоти, що виділяється у процесі згоряння пального (нижча теплотворна здатність пального — $h_u = 42600$ Дж/г); φ — кут повороту колінчастого вала двигуна. Згадаймо, що ці графіки відтворено комп'ютером на основі інформації, що надходила від чутників (давачів) стенда через відповідні перетворювачі інформації. Комп'ютер спілкувався зі стендом мовою так званої двозонної моделі явища згоряння пального в циліндрі двигуна [78, 101].

У табл. 4.1 занесено основні параметри ідентифікованих процесів теплотворення ($\Delta\varphi$ — кутова тривалість процесу горіння; φ_{max} — кутове положення колінчастого вала, при якому інтенсивність згоряння найвища; $Q_{\text{тц}}$ — потенційно можливе теплотворення, визначуване кількістю палива, що потрапило в робочий простір двигуна, і його теплотворною здатністю; $\dot{Q}_{\text{max}} = (dQ/d\varphi)_{\text{max}}$ — максимальне значення аналога інтенсивності теплотворення).

Зі збільшенням навантаження інтенсивність тепловиділення зростає, а тривалість процесу згоряння зменшується — це найочевидніший висновок з усіх можливих на основі наведеної на рис. 4.8 інформації. А от глибший аналіз особливостей перебігу теплотворення за різних умов потребує, так би мовити, «вторинного» перетворення інформації, яке б знівелювало все випадкове і незначуще та вивело на передній план саме те головне, що справді сутнісно характеризує тепловиділення та тепловикористання в ДВЗ.

Існують й інші підходи до аналітичного описування теплового процесу в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння, які ідейно близькі до щойно описаного.

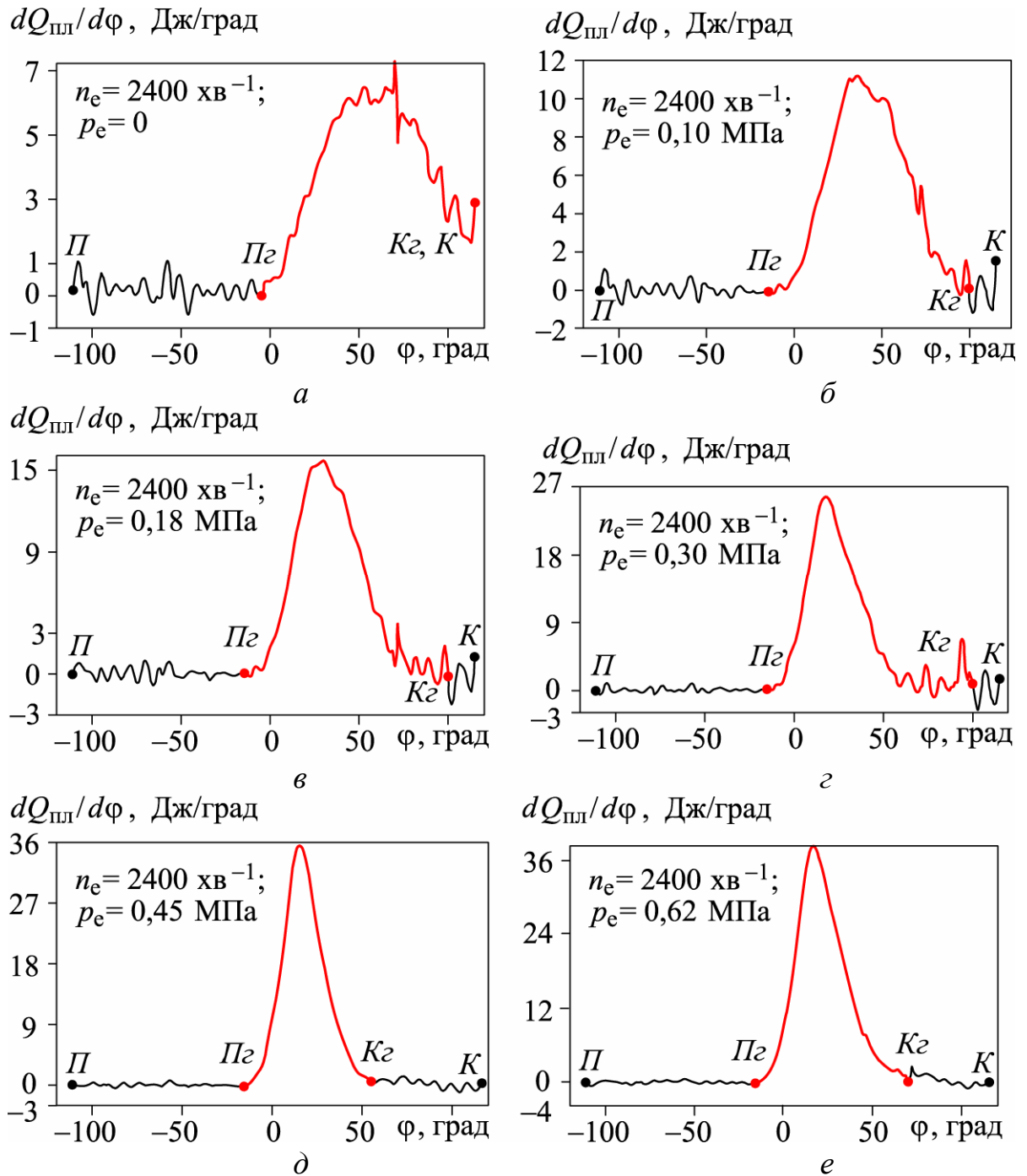


Рисунок 4.8. — Діаграми теплотворення в отто-двигуні

за сталої частоти обертання колінчастого вала n_e

та різних навантажень p_e :

a — $p_e = 0$; *б* — $p_e = 0,10 \text{ МПа}$; *в* — $p_e = 0,18 \text{ МПа}$;

з — $p_e = 0,30 \text{ МПа}$; *д* — $p_e = 0,45 \text{ МПа}$; *e* — $p_e = 0,62 \text{ МПа}$

Таблиця 4.1 — Параметри процесів теплотворення у двигуні

| | | | | | | |
|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------|--------|---------|
| p_e , МПа | 0 | 0,10 | 0,18 | 0,30 | 0,45 | 0,62 |
| $\varphi_{\text{п}}$, град | -5,00 | -15,00 | -15,04 | -15,01 | -15,03 | -15,02 |
| $\varphi_{\text{к}}$, град | 115,12 | 100,03 | 100,05 | 100,01 | 55,02 | 69,98 |
| $\Delta\varphi$, град | 120,12 | 115,03 | 115,09 | 115,02 | 70,05 | 85,00 |
| φ_{max} , град * | $\frac{70,35}{59,94}$ | $\frac{36,04}{42,61}$ | $\frac{30,08}{33,44}$ | 18,03 | 15,56 | 17,46 |
| $Q_{\text{тц}}$, Дж | 549,54 | 609,18 | 706,31 | 878,59 | 994,28 | 1181,75 |
| \dot{Q}_{max} , Дж/град* | $\frac{7,25}{6,67}$ | 11,38 | 15,51 | 25,55 | 34,98 | 38,41 |

* В чисельнику — значення параметра, зафіксоване стендовим комп'ютером, а в знаменнику — визначене за згладженими графіками у разі коливного характеру їх перебігу.

Приміром, швидкість теплотворення можна визначати за емпіричним рівнянням Б. М. Гончара [24], що ідентифікує залежність $dz(\varphi)/d\varphi$ (φ — кут повороту вала двигуна) через параметр

$$\varphi_z = \exp\left(-\left(\frac{dz}{d\varphi}\right)_{\text{max}}\right),$$

де $(dz/d\varphi)_{\text{max}}$ — максимальна швидкість теплотворення, яку задають емпірично відповідно до штибу комори згоряння та параметрів двигуна. Аналітична ж залежність

$$\frac{dz}{d\varphi} = \frac{z_1}{\varphi_1^2}(\varphi - \varphi_{\text{п}})\exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_{\text{п}}}{2\varphi_1^2}\right) + \frac{z_2}{\varphi_2^2}(\varphi - \varphi_{\text{п}})\exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_{\text{п}}}{2\varphi_2^2}\right)$$

була запропонована Б. П. Пугачовим [36] (φ_1 і φ_2 — вимірювані кутом повороту вала двигуна тривалості згоряння пального від миті початку теплотворення до миті досягнення максимальної його інтенсивності відповідно на першому і другому етапах згоряння у випадку, коли процес теплотворення доводиться ділити на два етапи; z_1 — частка тепла, що мала б виділитись на першому етапі перебігу процес теплотворення унаслідок швидкого згоряння пального; z_2 — частка тепла, що в що мала б виділитись у процесі подальшого згоряння і догоряння пального; $\varphi_{\text{п}} = \varphi(t_{\text{п}})$). Для прогнозування закону теплотворення можна

скористатись також методикою З. З. Маца [28], що залучає цілий набір характеристик $z_i(\tau)$ теплотворення, або ж апроксимаційною формулою Ю. В. Селезньова [33, 34]. Проте перелічені засоби аналітичного відображення законів теплотворення перед формулою теплотвірної експонентної функції як за ефективністю, так і за зручністю користування жодних вагомих переваг не мають.

4.6 Експонентне відображення процесів у двигуні

Як впливає з (4.2) і (4.3), зміну інтенсивності теплотворення описуватиме формула

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{a(m+1)\tau^m}{\tau_0} \exp(a\tau^{m+1}) = -\frac{(m+1)\tau^m \ln(1-z_k)}{\tau_0} \exp(\tau^{m+1} \ln(1-z_k)), \quad (4.5)$$

де $\tau_0 = t_k - t_n$ — тривалість процесу теплотворення в межах робочого простору.

Оскільки

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \frac{1}{\tau_0} \frac{dz}{d\tau}, \quad (4.6)$$

то інтенсивність теплотворення, звісно, можна (зважаючи на (4.5), (4.6))

оцінювати величиною

$$\frac{dz}{d\tau} = \tau_0 \frac{dz}{dt} = -a(m+1)\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) = a(m+1)\tau^m (z-1). \quad (4.7)$$

У разі $a = -6,908$ залежності $z = z(\tau, m)$ (див. (4.2)) і $dz/d\tau = dz(\tau, m)/d\tau$ (див. (4.7)) виглядають так, як зображено на рис. 4.9, рис. 4.10.

Очевидно також, що

$$\frac{dz}{d\tau} = \frac{1}{Q_{\text{тц}}} \frac{dQ_{\text{т}}}{d\tau} = \frac{\varphi_k - \varphi_n}{Q_{\text{тц}}} \frac{dQ_{\text{т}}}{d\varphi}. \quad (4.8)$$

Кількість пального, що вигоряє до тієї чи іншої миті (рис. 4.9), та відповідна цій миті інтенсивність згоряння (рис. 4.10) — взаємозумовлені. Цю обставину зручно відстежити за рис. 4.9, де для прикладу поряд з кривими $z = z(\tau; m = \overline{0,1; 20})$ нанесено криві $z = z(\tau; dz/d\tau = \overline{1; 2; 2,18; 2,5})$. Наведена інфор-

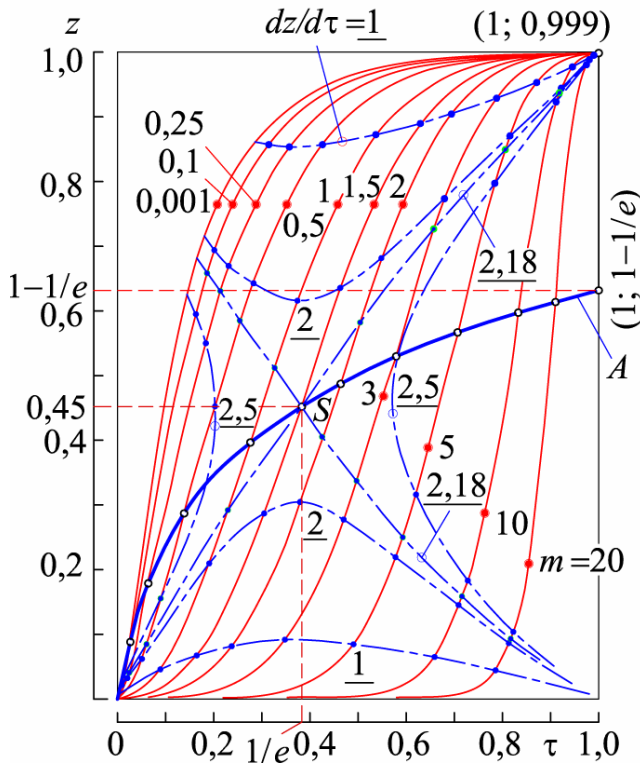


Рисунок 4.9 — Графіки процесу вигорання пального

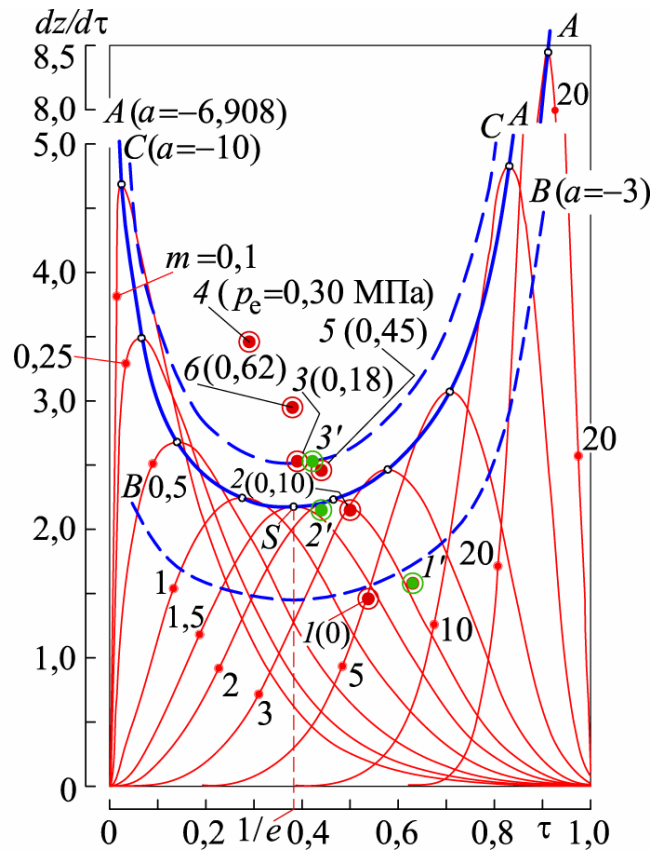


Рисунок 4.10 — Графіки зміни інтенсивності вигорання пального

мація значно прозоріша за ту, яку можна читати з рис. 4.11, який ніби безпосередньо відображає зв'язок $dz/d\tau = dz(z, m = \overline{0,1; 20})/d\tau$ між величинами $dz/d\tau$ та z [15, 16].

На рис. 4.12 також зображено програми теплотворення (4.5) і (4.6) у разі меншого ($z_k = 0,9$, $a \approx -2,303$), а на рис. 4.13 — у разі більшого ступеня вигорання пального ($z_k = 0,99$, $a = -4,605$). Кривим E належать точки, відповідні екстремальному тепловиділенню за всіх можливих значень параметра m . Чим більшого значення набуває параметр m , тим пізніше настає фаза найактивнішого виділення теплоти. Чим більше m і менше z_k , тим активнішим є тепловиділення в завершальну мить $\tau = 1$ процесу теплотворення.

На рис. 4.14 окремо вирізняє відповідні наведеній на рис. 4.12 і рис. 4.13 (помічено штрихом) інформації програми теплотворення у разі найменшого $m = 0$ і у разі великого $m = 20$. Очевидно, що у випадку $a \rightarrow -\infty$, $m = 0$ теплотворення

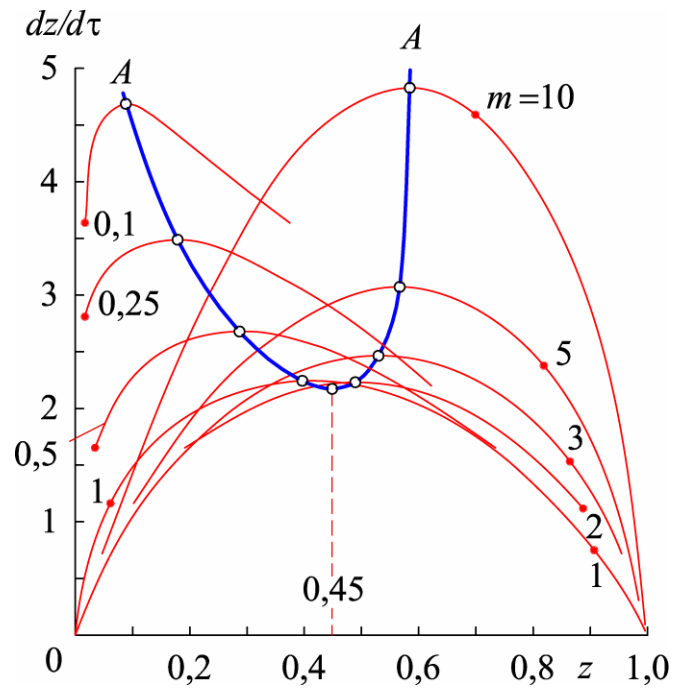


Рисунок 4.11 — Взаємозумовленість інтенсивності
вигорання пального

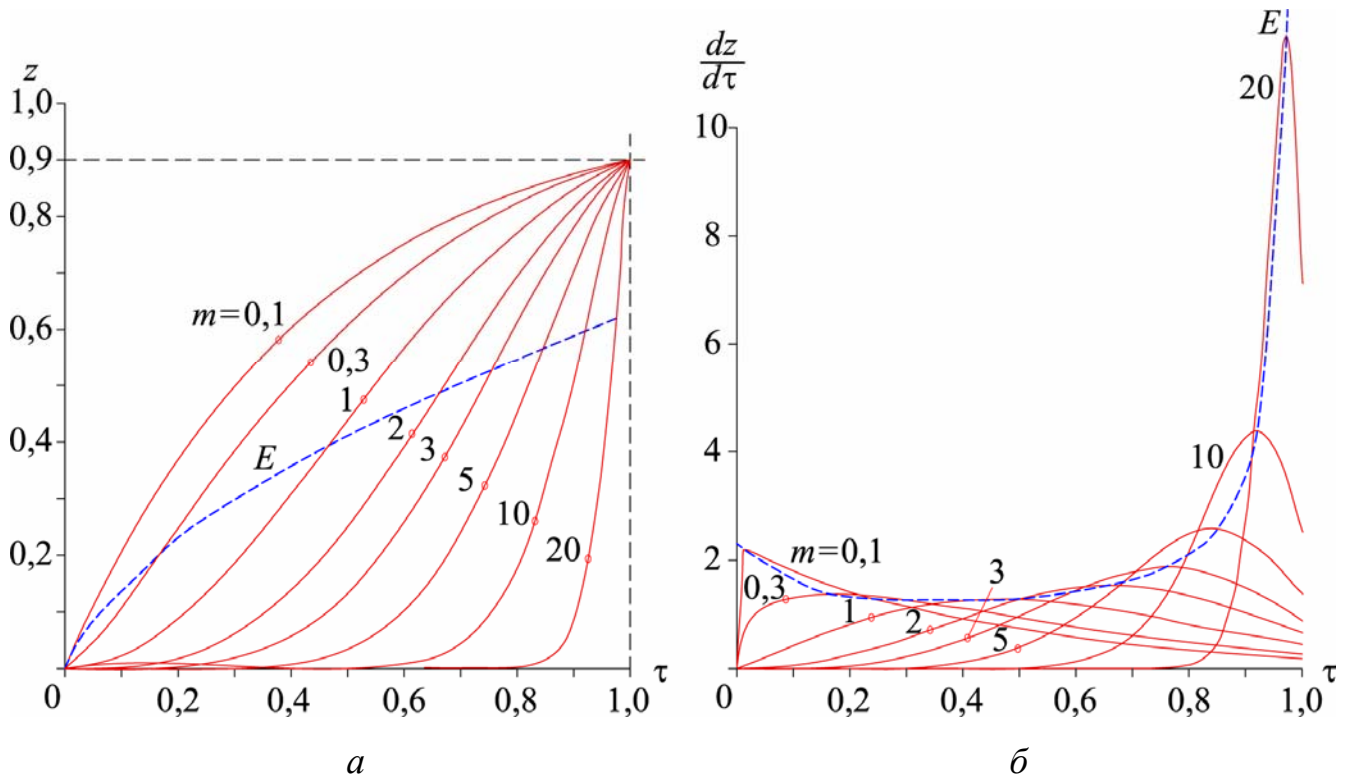


Рисунок 4.12 — Програми теплотворення у разі меншого рівня вигорання
пального, представлені у формі:
a — інтегральній; *b* — диференціальній

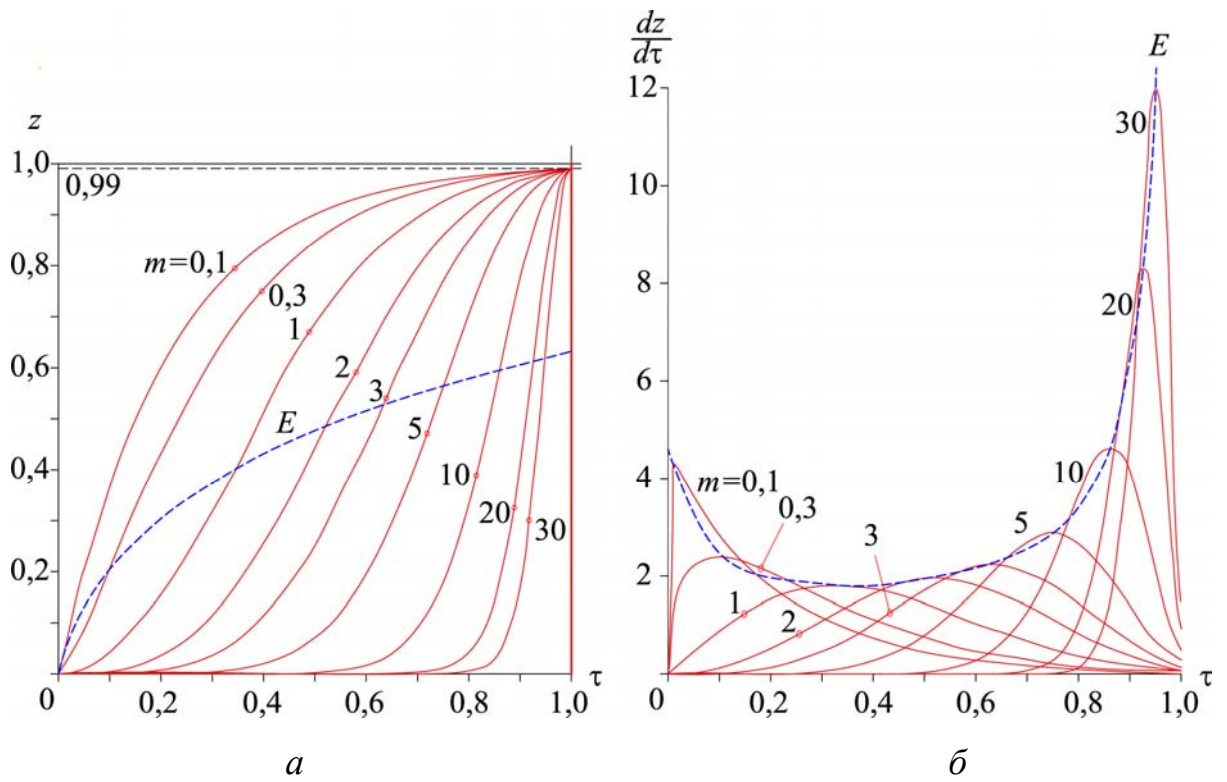


Рисунок 4.13 — Програми теплотворення у разі більшого рівня вигорання пального, представлені у формі: a — інтегральній; b — диференціальній

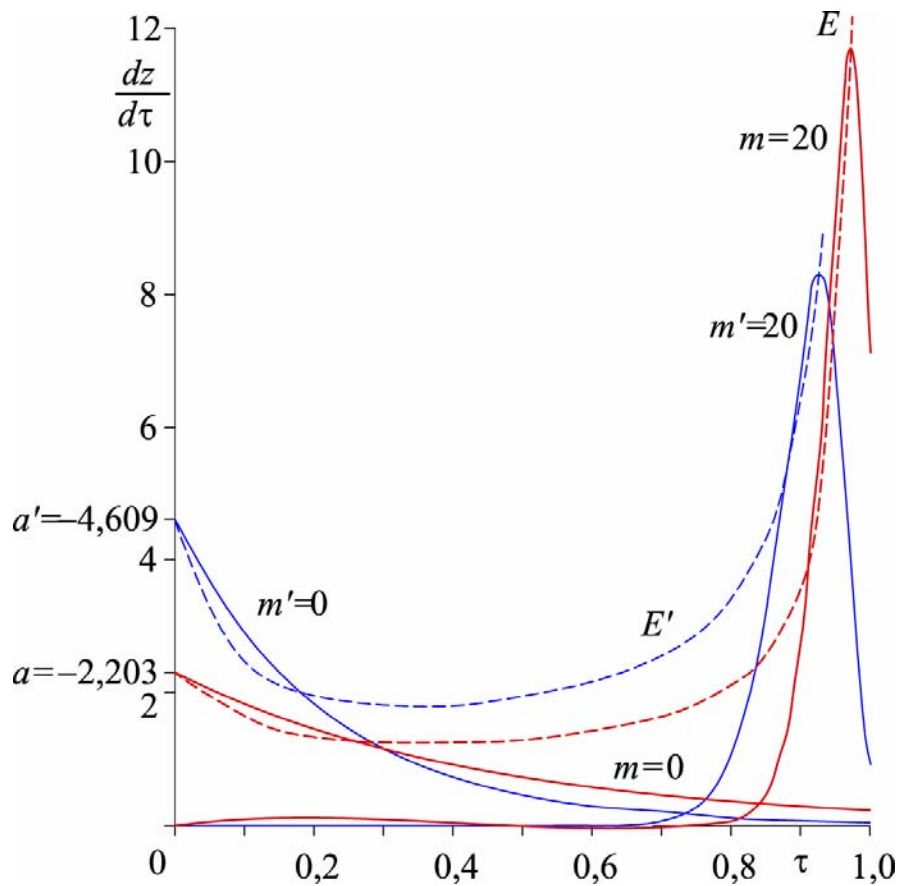


Рисунок 4.14 — Особливі програми теплотворення

стає квазіізохорним — переважна кількість теплоти виділяється у мить $\tau \rightarrow 0$. Квазіізохорним воно стає й у випадку $m \rightarrow \infty$ — переважна кількість теплоти виділяється у мить $\tau \rightarrow 1$. В першому випадку загоряння мало б відбутись у верхній мертвій точці, а вигоряння на такті розширення; в другому ж випадку загоряння мало б відбутись на такті стискування, а завершитись у верхній мертвій точці. Насправді ж зазвичай беззастережно приймають [9, 35, 38], що за робочий цикл завжди згоряє одна і та сама частка пального $z = 0,999$, а тому $a = \ln(1 - z_k) = \ln(1 - 0,999) = -6,908$.

Інтенсивність теплотворення $dz/d\tau$ набуває максимального значення у мить

$$\tau = \tau^* = \left(-\frac{m}{a(m+1)} \right)^{\frac{1}{m+1}}. \quad (4.9)$$

Точки зображених на рис. 4.9 і 4.10 кривих A саме відповідають максимальним значенням величини $\dot{z} = dz/d\tau$ за різних значень параметра m . Ідентифікують ці точки співвідношення (див. (4.2) і (4.7) разом з (4.9))

$$z^* = z(\tau^*) = 1 - \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right), \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{dz^*}{d\tau} &= \frac{dz(\tau^*)}{d\tau} = (-a)^{\frac{1}{m+1}} (m+1) \left(\frac{m}{m+1} \right)^{\frac{m}{m+1}} \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right) = \\ &= (-a(m+1)m^m)^{\frac{1}{m+1}} \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Вирази (4.10), (4.11) визначають характеристичні параметри процесів тепловивільнення. Інтенсивність теплотворення $dz/d\tau$ мінімальна і дорівнює нулю у мить $\tau = 0$. У мить $\tau = 1$ вона набуває значення

$$\dot{z}(\tau = 1) = \frac{dz(\tau = 1)}{d\tau} = \frac{dz_k}{d\tau} = -a(m+1) \exp a > 0. \quad (4.12)$$

Відповідно до (4.10)

$$\lim_{m \rightarrow \infty} z^* = \lim_{m \rightarrow \infty} \left(1 - \exp\left(-\frac{m}{m-1} \right) \right) = 1 - \frac{1}{e}.$$

У тривіальному випадку $m = 0$ загального штибу співвідношення (4.7)

вироджується у монотонно спадну залежність $dz/d\tau = -a/e^{-a\tau}$, і при цьому $(dz/d\tau)_{\max} = dz(\tau=0)/d\tau = -a$.

4.7 Особливості процесів теплотворення у двигуні

Формула (4.2) (чи (4.3)) гармонійно поєднує в собі якісну змістовність, кількісну адекватність, бажану загальність та очевидну зручність у використанні. Проте, якщо формально ідентифікувати точки максимуму, відображених на рис. 4.10 характеристик теплотворення, не вдаючись до акції згладжування графіків чи інших облагороджувальних поправок, і нанести ці точки на характеристику, подану на рис. 4.10 (точки 1', 2', 3', 4, 5, 6), то виявиться, що жодна з них не лягає на криву A максимумів. Про певну адекватність формули теплотвірної експонентної функції може йтися хіба що стосовно режиму роботи двигуна, у якому середній ефективний тиск набуває значення $p_e = 0,10$, оскільки відповідна цьому режиму точка 2' розташована близько до кривої A максимумів чи до обвідної системи кривих $dz/d\tau = dz(\tau, m)/d\tau$. Цю обвідну параметрично описують рівняння (див. (4.7), за параметр тут править величина m)

$$F = \frac{dz}{d\tau} + a(m+1)\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) = 0,$$

$$\frac{\partial F}{\partial m} = a\tau^m \exp(a\tau^{m+1})[1 + \ln \tau(m+1)(1 + a\tau^{m+1})] = 0 \Rightarrow 1 + \ln \tau(m+1)(1 + a\tau^{m+1}) = 0.$$

Як домовлено, точки 1', 2', 3' відповідають максимумам експериментальних графіків з коливними аномаліями (див. перший, другий, третій фрагменти рис. 4.8). Унаслідок згладжування графіків ці точки перетворюються відповідно на точки 1, 2, 3.

Якщо параметрові a надати значень -3 та -10 замість $-6,908$, то залежність $dz^*/d\tau = dz(\tau^*)/d\tau$ відобразатиметься відповідно кривими B та C (рис. 4.10).

Легко бачити, що до кривої A тяжіють хіба що точки 2 і 2' ($p_e = 0,10$ МПа).

Точки I і I' ($p_e = 0$), натомість, більше тяжіють до кривої B , ніж до кривої A . Це є свідченням того, що ступінь вигорання пального на марному режимі роботи двигуна є сподівано низьким. Це, власне, і підтверджує перший фрагмент рис. 4.9, оскільки в точці K_2 , що ідентифікує кінець процесу горіння, теплотворення є ще відносно інтенсивним (горіння повинно б закінчитися далеко поза областю високих тисків). Точки 3 і $3'$ ($p_e = 0,18$ МПа) та 5 ($p_e = 0,45$ МПа) гуртуються майже на кривій C . Це означає, що ступінь вигорання пального є відносно високим. Точкам 4 ($p_e = 0,30$ МПа) і 6 ($p_e = 0,62$ МПа), очевидно, слід покласти у відповідність менше навіть за -10 значення параметра a , або ж ввести інші корективи в характеристику теплотворення, які б, зокрема, враховували те, що інтенсивність теплотворення (рис. 4.8) різко спадає ще далеко перед точкою K_2 кінця горіння.

В роботі [38], серед іншого, наголошено на тому, що дизель-двигунам властиві значення параметрів $m = 0...1$ і $\Delta\varphi = 60...100$ (та навіть більше) градусів повороту колінчастого вала, а отто-двигунам — значення $m = 3...4$ і $\Delta\varphi = 45...60$ град. Понад те, у [38] стверджують також, що спеціальні дослідження доводять: приблизно оптимальним є поєднання значень параметрів $m = 1,5$ і $\Delta\varphi = 40...60$ град. Значення ж $m \approx 1,5$ показника степеня m , виявляється, відповідає миті t_m досягнення максимальної швидкості згорання (моді), що задовольняє умову

$$\frac{t_m}{t_k - t_{II}} \approx 0,38.$$

Параметр $\Delta\varphi$ є аналогом величини $t_k - t_{II}$ і характеризує середню швидкість згорання пального. Відтак впливає, що згорання в дизель-двигунах (особливо з нероздільними коморами згорання) є надмірно тривалим. Щоправда, поняття оптимального поєднання зазначених параметрів не є конче конкретним: вважають [38], що сукупно оптимальними є такі значення параметрів m і $\Delta\varphi$, які забезпечують найкращі (?) поєднання високих значень середнього індикаторного тиску p_i та індикаторного ККД η_i за найменших (?) значень максимального тиску p_{\max} , максимальної температури T_{\max} газів в циліндрі, максимальної

швидкості тепловиділення $(dQ/dt)_{\max}$, температури початку процесу впуску T_b .

На підставі (4.9) і (4.11) легко висувати співвідношення

$$\dot{z}^* \tau^* = m \exp\left(-\frac{m}{m+1}\right), \quad a = -\frac{m}{m+1} \frac{1}{\tau^{*m+1}}. \quad (4.13)$$

Відтак можна укласти табл. 4.2, зосереджуючи там значення низки характеристичних параметрів, відповідних наведеним на рис. 4.8 діаграмам теплотворення, даним з табл. 4.1 та співвідношенням (4.13) і (4.12). Як випливає з наведених даних, швидкість теплотворення в кінці робочого циклу $\dot{z}(\tau=1)$ зменшується зі збільшенням навантаження на двигун. Зокрема, те що швидкість теплотворення відносно велика (помітна) на режимі марного ходу двигуна, свідчить про те, що пальне «має бажання» ще горіти, та йому для цього не виділили достатньо часу й простору.

Таблиця 4.2 — Кінетичні параметри процесів теплотворення у двигуні

| p_e , МПа | 0 | 0,10 | 0,18 | 0,30 | 0,45 | 0,62 |
|--------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|--------|-------|--------|
| \dot{z}^* | $\frac{1,58}{1,46}$ | 2,15 | 2,53 | 3,46 | 2,46 | 2,95 |
| τ^* | $\frac{0,63}{0,54}$ | $\frac{0,44}{0,50}$ | $\frac{0,39}{0,42}$ | 0,29 | 0,44 | 0,38 |
| $\dot{z}^* \tau^*$ | $\frac{1,00}{0,79}$ | $\frac{0,95}{1,08}$ | $\frac{0,99}{1,06}$ | 1,00 | 1,08 | 1,12 |
| m | $\frac{1,93}{1,42}$ | $\frac{1,80}{2,14}$ | $\frac{1,91}{2,08}$ | 1,93 | 2,14 | 2,23 |
| a | $\frac{-2,55}{-2,61}$ | $\frac{-6,40}{-6,01}$ | $\frac{-10,17}{-9,77}$ | -24,77 | -8,98 | -15,72 |
| $\dot{z}_{\tau=1}$ | $\frac{0,58}{0,46}$ | $\frac{0,03}{0,046}$ | $\frac{0,0011}{0,0017}$ | ~0 | ~0 | ~0 |

Керуючись наведеними в табл. 4.2 даними, зосередьмо тепер увагу на процесах теплотворення, приміром, у випадку марного ходу двигуна ($p_e = 0$) та у випадку його роботи з найбільшим навантаженням ($p_e = 0,62$ МПа). Тож серед

відображених на рис. 4.15 точок $1, \dots, 6$ (що перенесені з рис. 4.10 і які притягує до себе деяка крива Kr), залишається виокремити лише дві — точки 1 ($a = -2,61$, $m = 1,42$) та 6 ($a = -15,72$, $m = 2,23$). Відтак, використовуючи рівняння (4.7), можна побудувати графіки зміни інтенсивності теплотворення, для яких згадані точки є точками їх максимумів. Звісно, жодна з нових кривих не належать множині відображених на рис. 4.10. Вони суттєво відрізняються від, приміром, від штрихової кривої (рис. 4.15), що відповідає параметрам $a = -6,908$, $m = 1,5$.

На рис. 4.16 закони теплотворення, отримані щойно аналітико-емпіричними засобами (рис. 4.15), зіставлені з експериментально ідентифікованими (рис. 4.8 та співвідношення (4.8)). Очевидно, що якість цього аналітичного відтворення загалом задовільна. До того ж кількісні відхилення можна ще зменшити, уточнюючи визначальні параметри.

Виявляється, що величина (4.11) набуває мінімального значення за умови

$$\left(-\frac{1}{a} \frac{m}{m+1}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e}, \quad (4.14)$$

тобто тоді, коли (див. (4.9))

$$\tau = \tau^{**} = \left(-\frac{m}{a(m+1)}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e} \quad (4.15)$$

незалежно від значення параметра a (звернімо, зокрема, увагу на точки S (рис. 4.9 і рис. 4.10)). Цікаво, що (4.14), (4.15) справджуються у разі (згадаймо задекларований в [38] висновок) $a = -6,908$, $m \approx 1,5$, $\tau^{**} \approx 0,37\dots 0,38$. Такий перебіг процесу теплотворення можна назвати антитеплодетонаційним.

Отож вважатимемо, що $m = m^* = 1,5$, $\tau^* = \tau^{**} = 1/e$. Відповідно до (4.13)

$$a^* = -\frac{m^*}{m^* + 1} e^{m^* + 1} = -7,28,$$

а відповідно до (4.10) і (4.11)

$$z^* = 1 - e^{-\frac{m^*}{m^* + 1}} = 0,45, \quad \dot{z}^* = m^* e^{\frac{1}{m^* + 1}} = 2,24.$$

В такому разі «оптимальний», анти(тепло)детонаційний процес теплотворення описуватиметься рівняннями

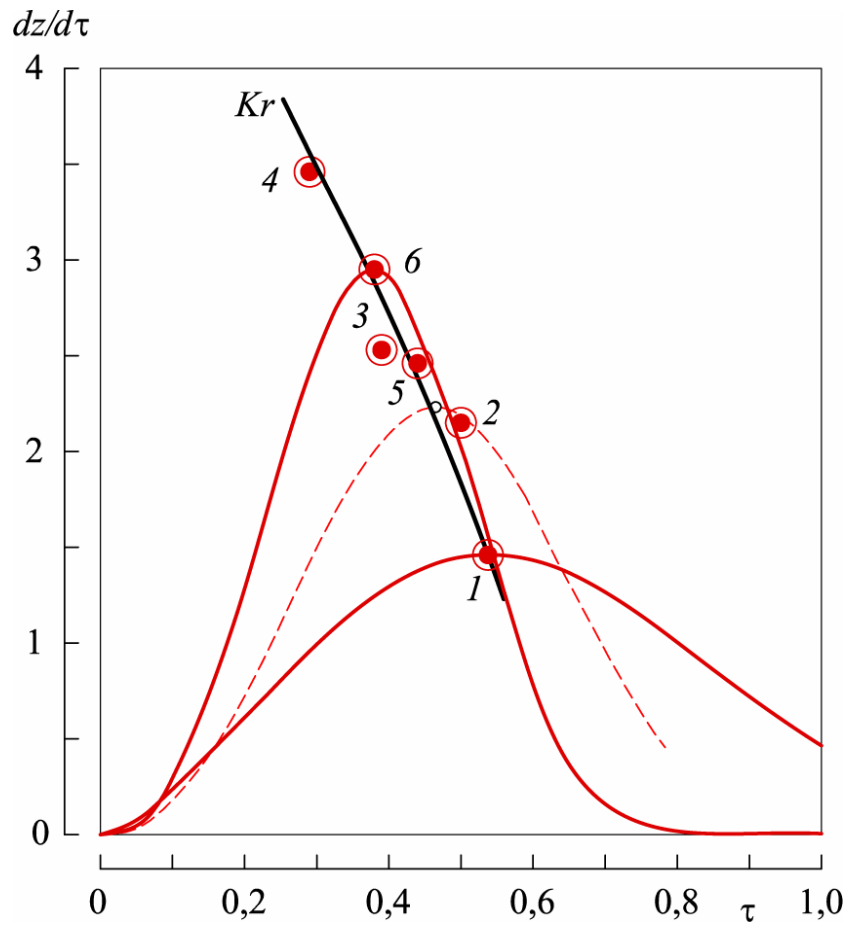


Рисунок 4.15 — Приклади графіків зміни інтенсивності теплотворення у двигуні

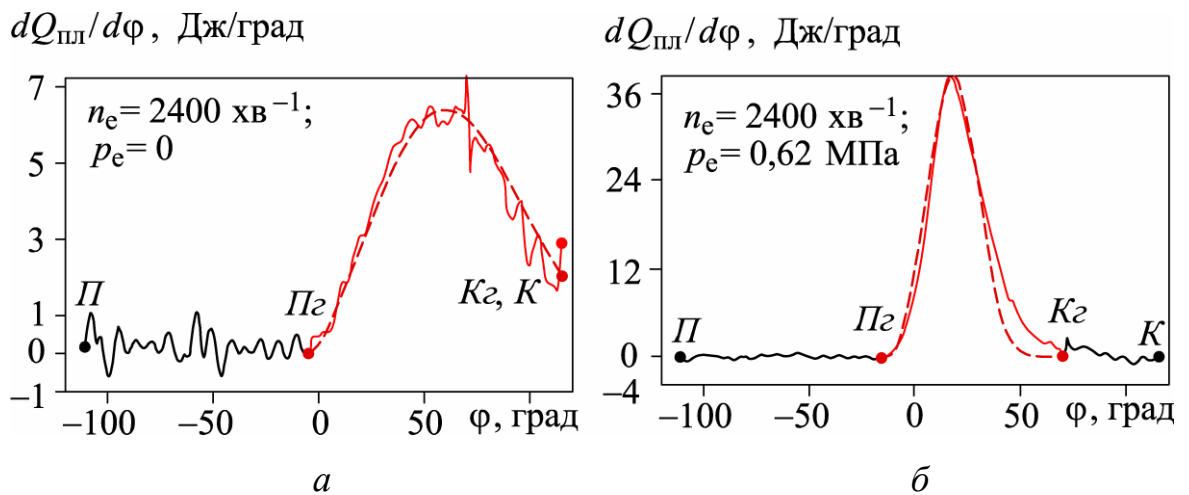


Рисунок 4.16 — Зіставлення аналітико-емпіричних і експериментально ідентифікованих законів теплотворення у двигуні:

a — при навантаженні $p_e=0$; *b* — при навантаженні $p_e=0,62 \text{ МПа}$

$$z = 1 - e^{a^* \tau^{m^*+1}}, \quad \dot{z} = \frac{dz}{d\tau} = -a^* (m^* + 1) \tau^{m^*} e^{a^* \tau^{m^*+1}}. \quad (4.16)$$

У такому процесі до миті $\tau = 1/e \approx 0,37$ вигоряє 45 % пального.

На рис. 4.17 сукупно зіставлені графіки перебігу процесів теплотворення, відповідні наведеним в табл. 4.2 параметрам p_e, a, m — штрихові лінії — та ще параметрам $m = m^* = 1,5, a^* = -7,28$ оптимального теплотворення виразу (4.16) — лінія *Opt* (точки відповідають максимальним швидкостям теплотворення).

Аналізуючи інформацію про реальний перебіг теплотворення, можна помітити деякі формальні ознаки типовості. На рис. 4.18 графічно відтворено першу з залежностей (4.13). Якщо взяти до уваги попередньо згладжену (підправлену) експериментальну інформацію про перебіг теплотворення на різних режимах роботи ДВЗ, то виявиться (табл. 4.2), що параметри m та $\dot{z}^* \tau^*$ набувають значень із відносно вузьких взаємовідповідних діапазонів Δ' . Якщо ж відмовитись від коректування експериментальної інформації, приймаючи як належне локальні коливання графіків процесів теплотворення, то, на диво, діапазони Δ' звужаються до Δ . Отож впадає в вічі, що на різних режимах роботи двигуна фактичні значення параметра m близькі до певного середнього $m \approx 2$. Відтак, якщо покласти $m = 2$ ($\dot{z}^* \tau^* \approx 1,03$, див. (4.13)), то буде сенс керуватись співвідношенням

$$a = -\frac{2}{3} \frac{1}{\tau^{*3}}. \quad (4.17)$$

В табл. 4.3 зосереджено нові значення основних параметрів досліджуваних процесів (див. (4.13) і табл. 4.2). А рис. 4.19 наочно ілюструє, що «типове» дуже помітно відрізняється від «оптимального» (затемнені точки відображають максимуми графіків, перенесені з рис. 4.17; світлі точки справжніх максимумів належать деякій простій кривій).

Помітно (табл. 4.2, табл. 4.3, рис. 4.17), що до миті τ^* досягнення максимальної інтенсивності тепловиділення $\dot{z} = \dot{z}^*$ виділяється приблизно (не йдеться про режим марного ходу) однакова кількість питомої теплоти $z = z^* = 0,49$ — майже половина від потенційно можливої. Це — ще одна ознака типовості, яка цілком відповідає ознаці (див. (4.10)) $m = m^* \approx 2$.

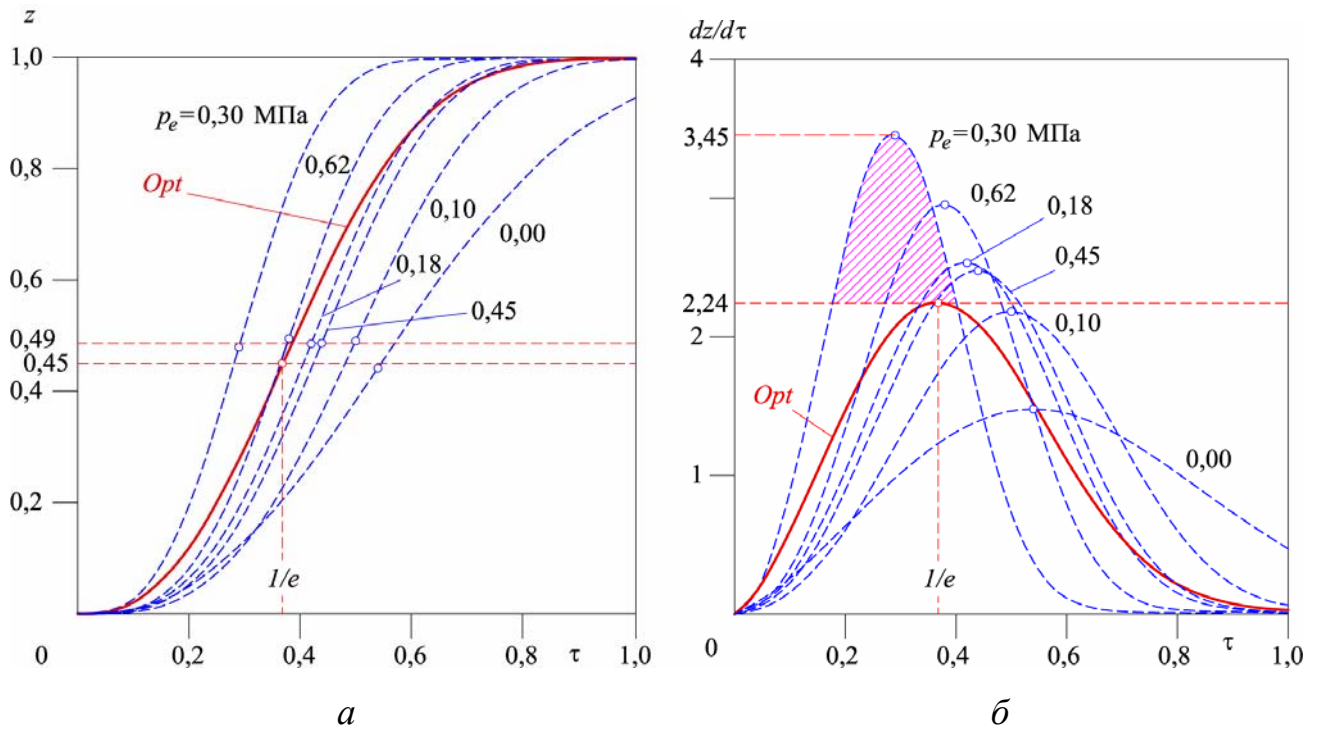


Рисунок 4.17 — Порівняння гіпотетично оптимальної діаграми теплотворення з тими, що апроксимують реальні:
 a — в інтегральній формі; b — в диференціальній формі

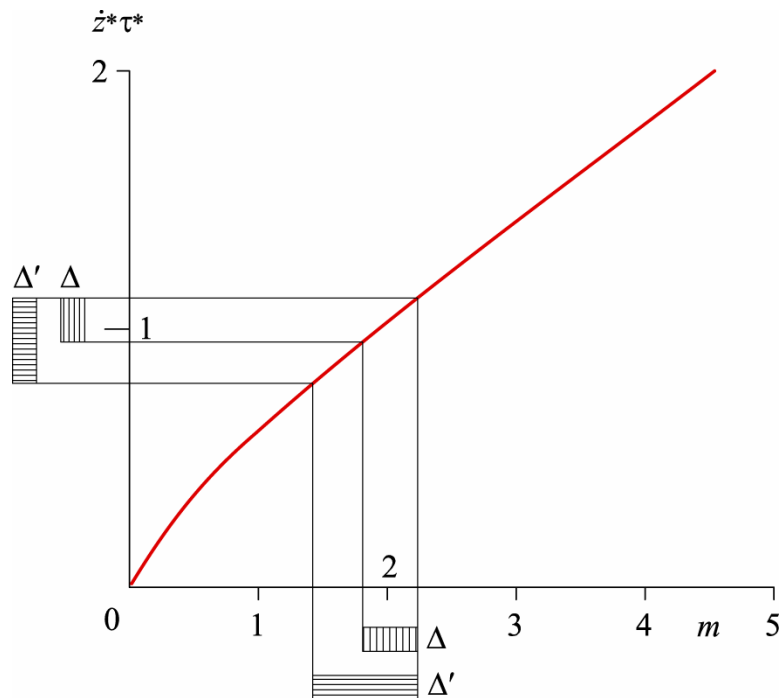


Рисунок 4.18 — Взаємозв'язок між визначальними параметрами процесів теплотворення

Таблиця 4.3 — Скоректовані кінетичні параметри процесів теплотворення

| | | | | | | |
|-------------|-------|-------|-------|--------|-------|--------|
| p_e , МПа | 0 | 0,10 | 0,18 | 0,30 | 0,45 | 0,62 |
| z^* | 0,44 | 0,49 | 0,49 | 0,48 | 0,49 | 0,50 |
| τ^* | 0,54 | 0,50 | 0,42 | 0,29 | 0,44 | 0,38 |
| m | 2 | | | | | |
| a | -4,23 | -5,33 | -9,00 | -27,33 | -7,83 | -12,15 |

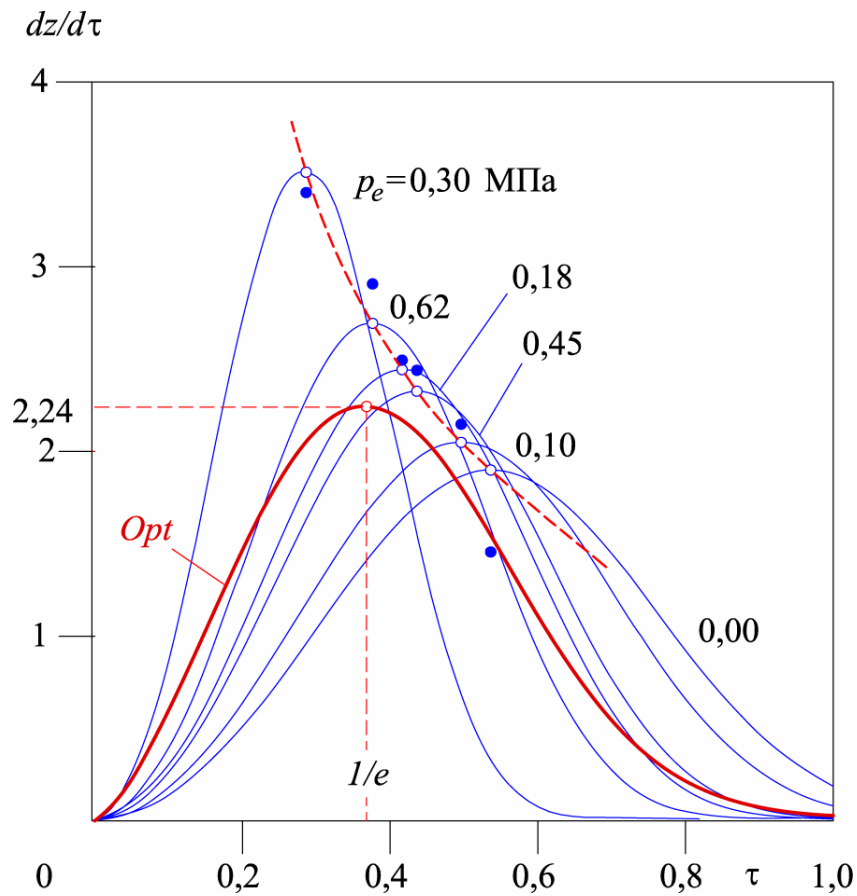


Рисунок 4.19 — Частково типізовані характеристики теплотворення і анти(тепло)детонаційна програма тепловиділення

Наведені на рис. 4.19 типізовані характеристики з використанням співвідношення (4.8), можна припасувати до відповідних їм реальних, рис. 4.20. Найгірша якість припасовування притаманна характеристикам марного ходу (коли $p_e = 0$). Це стосується як випадку згладженого піку реальної характеристики (штрихова лінія), так і первісного випадку (штрих-пунктирна крива). Режим марного ходу особливий з кількох причин: по-перше, йому властивий коливний (суттєво неусталений) характер перебігу, а по-друге, очевидно, що процес горіння явно не завершився в точці K_2 (рис. 4.8). В інших випадках прояв типовості нема підстав заперечувати.

У разі домагання оптимально сумістити характеристики виконавчих органів (інструментів) робочої машини і її приводу принципово важливу роль відіграє точність ідентифікації та коректування визначальних параметрів власне теплової машини-двигуна у процесі її проєктування, конструювання, виготовлення. Загалом похибка визначення (маркування) верхнього мертвого положення (ВМП) хитневого механізму отто-ДШВЗ на один градус (два градуси) повороту колінчастого вала (що становить менше як 0,3 (0,6) % від повного його оберту) породжує похибку визначення середнього ефективного тиску, обертового моменту та потужності десь на рівні 5 ... 7 одиниць (11 ... 15) %.

Для прикладу візьмімо двигун Honda GX 390 — найпопулярнішу теплову машину для електростанцій, дорожньо-будівельної техніки, для машин малої механізації, генераторів, водяних pomp та іншого промислового устаткування. Це — чотиритактний ДВЗ з верхнім розташуванням клапанів, горизонтальним валом і повітряним охолодженням, циліндр розташований під кутом 25° . Робочий об'єм циліндра становить $V_H = 0,389 \text{ дм}^3$. Діаметр циліндра — 88 мм, хід поршня — 64 мм. Максимальна потужність досягається при частоті обертання колінчастого вала $n_N = 3600 \text{ хв}^{-1}$ та становить $N_e = 9,6 \text{ кВт}$, а максимальний обертовий момент становить $T_e = 26,5 \text{ Нм}$ та досягається при частоті $n_M = 2500 \text{ хв}^{-1}$. Питома витрата палива на цьому режимі становить $g_e = 313 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$.

Природно, що переважна більшість робочих машин працюють на режимі

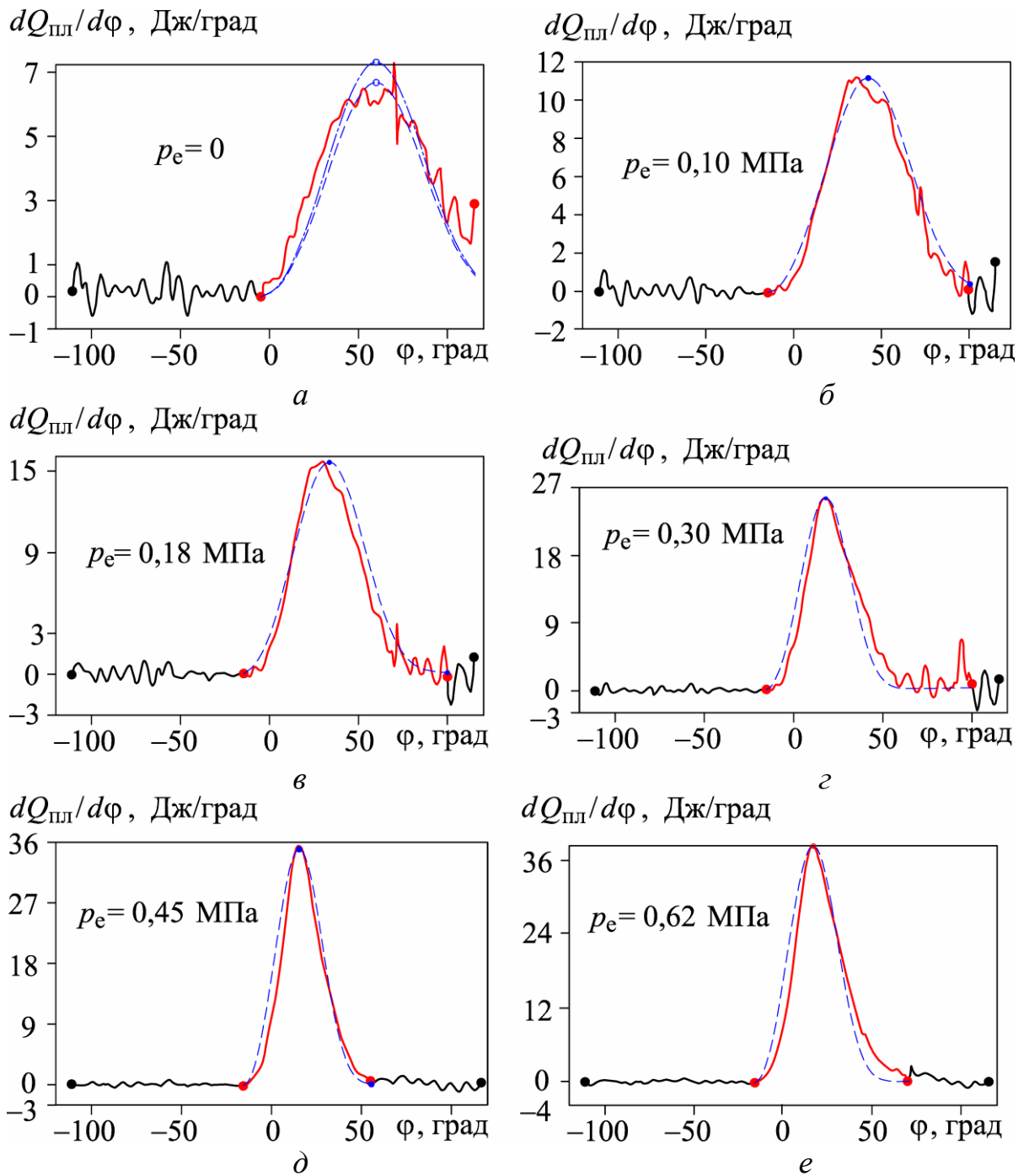


Рисунок 4.20 — Припасовування частково типізованих характеристик теплотворення до реальних за навантажень:

a — $p_e=0$; *б* — $p_e=0,10$ МПа; *в* — $p_e=0,18$ МПа;
г — $p_e=0,30$ МПа; *д* — $p_e=0,45$ МПа; *е* — $p_e=0,62$ МПа

максимального обертового моменту. Потужність обчислюють з виразу

$$N_e = \frac{p_e V_H n_M}{30\tau}, \quad (4.18)$$

де p_e — тиск в циліндрі ДВЗ; τ — тактовість ДВЗ.

Годинна витрата палива обчислюється з виразу

$$G_{\text{пал}} = g_e N_e. \quad (4.19)$$

У разі неточності визначення ВМП вала породжується похибка визначення тиску в циліндрі ДВЗ приблизно на 10 %. А це означає, беручи до уваги (4.18) та (4.19) відхилення на 10 % у бік зниження потужності чи її підвищення. Заниження, скажімо, на 10 % потужності двигуна унаслідок неточності кондиціювання його властивостей породжує приблизно такого самого рівня зниження продуктивності робочої машини чи відповідну перевитрату пального. Втрату енергетичної ефективності робочої машини приблизно такого ж рівня породжує й завищення на 10 % потужності двигуна. У числових значеннях для двигуна Honda GX 390 це становитиме відповідно при відхиленні у менший бік $N_e = 6,24$ кВт та $G_{\text{пал}} = 1953$ г/год, а у більший — $N_e = 7,63$ кВт та $G_{\text{пал}} = 2388$ г/год. Hard-soft-технологія дослідження дозволяє уникнути такого штибу негативних ефектів.

Якщо ж змусити процес горіння у ДШВЗ здійснюватися згідно з «оптимальним» (анти(тепло)детонаційний) перебігом (крива *Opt*, рис. 4.17), то при збереженні загальної підведеної кількості тепла $Q_{\text{пл}}$ (за цикл на кожному з режимів відносно теплотворення є приблизно однаковим, про це свідчать практично однакові площі під кривими dz/dt) можна було б на найбільш теплонавантаженому режимі роботи ДШВЗ віддавати у його систему охолодження меншу кількість теплоти, що відповідає заштрихованій ділянці, тобто на 0,996 Дж за цикл при загальній кількості підведеного тепла 7,622 Дж. У відсотковому еквіваленті ми можемо віддавати у систему охолодження ДШВЗ на 13,1 % менше тепла, тобто робити для двигуна менш енергоємну охолодну систему. Максимальна швидкість теплотворення у цьому процесі суттєво менша (на 35,1 %, рис. 4.17), ніж на режимі найінтенсивнішого тепловиділення у

звичайному неоптимізованому двигуні. Помірковані інтенсивність вигорання пального і швидкість тепловиділення потенційно сприяють зростанню довговічності теплової машини, зменшенню пікових навантажень та шумності її роботи. Якщо ж суто технічно — не вдаючись до засобів оптимізації процесу згорання пального — зменшити максимальну інтенсивність тепловиділення у звичайному двигуні до рівня, властивого оптимальному робочому циклу, то це призведе до падіння ефективного тиску в циліндрі отто-двигуна, його обертового момента та потужності на 13,1 %. Зокрема, завдяки застосуванню нового підходу до ідентифікації процесу теплотворення, рівня корисного тепловикористання та досконалості системи тепловідведення в модельному двигуні внутрішнього згорання досягнуто збільшення коефіцієнта корисної дії на 2,5 %. Отже можна стверджувати, що удосконалення системи енергоживлення ДШВЗ засобами hard-soft-технології моделювання дозволяє збільшити на понад 13 % ефективно реалізовану потужність робочої машини.

4.8 Висновки до четвертого розділу

1. Встановлено, що дослідження процесів теплотворення і теплоспоживання в подібному чи модельному двигуні дає корисну інформацію про закономірності, характер перебігу та ефективність згорання пального в будь-якому конкретному двигуні, зазвичай не підвладному експериментальному інструментарію. Ця інформація корисна як у випадку проектування і доведення до кондицій цілком нового двигуна, так і у випадку аналізу теплоперетворювальної ефективності і пошуку засобів удосконалення вже експлуатованого двигуна.

2. Показано, що ідеалом для робочого циклу отто-двигуна зазвичай слугує теоретичний ізохорний термодинамічний цикл. Тож відношення роботи у реальному процесі до роботи в ізохорному могло б правити за вимірник близькості процесу реального теплотворення до нібито ідеального. В подібному контексті можна говорити й про ступінь ізохорності витоків (втрат) теплоти у стінки циліндра в реальному робочому циклі. Та особливої користі таке розуміння

ідеальності не приносить. Радше навпаки, за ідеал теплотворення і теплоспоживання в реальному двигуні ізохорність, слід визнати, правити не може принципово (як і адіабатність чи ізотермічність).

3. З'ясувалося, що найраціональнішим описом процесу теплотворення є аналітичне відображення так званою теплотвірною експонентною функцією, якому властиві змістовна наочність, структурна простота, якісна/кількісна адекватність і яке допускає подальше удосконалення.

4. Експериментально встановлено, що зі збільшенням навантаження максимальна інтенсивність (швидкість, потужність) тепловиділення зростає і зміщується у бік верхньої мертвої точки поршня, а тривалість процесу згоряння натомість спадає. Із зростанням частоти обертання вала двигуна теплотворення поблизу верхньої мертвої положення точки стає менш інтенсивним та тривалішим за кутом повороту вала двигуна. А загалом перебіг процесу теплотворення зазвичай характеризують показником $m > 0$ якості вигорання пального та показником $a < 0$ повноти вигорання пального. І цей підхід до ідентифікації процесів в двигуні внутрішнього згоряння, як виявилось, є достатньо конструктивним. Пересічно у разі аналітичної ідентифікації процесу теплотворення/теплоспоживання показник a повноти вигорання пального наперед задають. Та з отриманої інформації впливає, що значно більше підстав вважати наперед заданим значення параметра m , аніж параметра a .

5. Експонентне аналітичне відображення перебігу теплотворення в двигуні внутрішнього згоряння прийнятно якісно відбиває в собі реальні процеси. Та все ж, аби звести до мінімуму розбіжності між реальним процесом і його аналітичним описом, доцільно відмовитись від зазвичай регламентованого тлумачення співвідношень між окремими параметрами процесу теплотворення. Зокрема, нема підстав вимагати, аби в аналітичному описі частка вигорілого пального була фіксованою: якщо потенційно можливе теплотворення за робочий цикл однозначно впливає із наявної від початку циклу в циліндрі двигуна кількості пального, то реальний рівень теплотворення, а отже й частка вигорілого пального на різних режимах роботи двигуна, насправді різні. Як впливає з викладеного тут, частка вигорілого пального зменшується зі зменшенням навантаження і стає найменшою у разі марного ходу двигуна. Зрозуміло, поняття частки незгорілого пального цілком умовне — воно характеризує неповноту хімічних перетворень, а

не цілковиту пасивність деякої частини пального. Воно несе в собі корисну інформацію про недовикористання теплотвірних потенцій пальної суміші та про потенційні загрози довікілью. Параметр a повинен був би вмотивовано характеризувати повноту згоряння пального, а не набувати конкретного фіксованого значення (зокрема, значення $a = -6,908$) на невмотивовану угоду дослідників. Часовий параметр τ_0 , що ніби характеризує тривалість теплотворення, варто б тлумачити як деяку сталу часу, що характеризує асимптотичність цього процесу, а не розглядати його як фактичну тривалість процесу згоряння пального (процес згоряння, взагалі кажучи, мав був би тривати безмежно довго).

6. З'ясовано, що реальними двигунам властиві такі значення параметра m , що характеризує ступінь вигорання пального, та параметра $\Delta\phi$, що є аналогом тривалості процесу горіння: дизель-двигуни — $m = 0...1$ і $\Delta\phi = 60...100$ (та навіть більше) градусів повороту колінчастого вала; отто-двигуни — $m = 3...4$ і $\Delta\phi = 45...60$ град. Викладене тут стосовно отто-двигуна, натомість, не підтверджує, а радше заперечує це.

7. Встановлено, що спеціальні дослідження ніби доводять: приблизно оптимальним є поєднання значень параметрів $m = 1,5$ і $\Delta\phi = 40...60$ град. Значення ж $m \approx 1,5$ показника степеня m , виявляється, відповідає такій миті t_m досягнення максимальної швидкості згоряння (моді), що задовольняє умову $t_m / (t_k - t_n) \approx 0,38$. Виявилось, проте, що ці параметри є лише формальними ознаками мінімуму залежності максимальної швидкості горіння пального на множині різних допустимих значень параметра m та ніяк не розкривають фізичного смислу «оптимальності», але запрошують до ретельнішого вивчення цієї обставини. Як з'ясувалось, типовим для робочих процесів в отто-двигуні внутрішнього згоряння є те, що до миті досягнення максимальної інтенсивності теплотворення загальна кількість виділеного тепла складає 49 % від потенційно можливої — тієї, яку приховує в собі пальне, що потрапило в робочий простір двигуна. На різних режимах роботи двигуна параметр m , що характеризує сукупно максимум інтенсивності теплотворення і мить його настання, набуває значень, близьких до $m = 2$. Ці ознаки типовості є дуже стійкими і на них є сенс покладатися у разі моделювання роботи двигуна.

Часто частку умовно вигорілого пального (частку виділеної в межах робочого простору двигуна теплоти) у разі моделювання теплотворення вважають наперед заданою і фіксованою. Натомість, експерименти засвідчують, що цей параметр на різних режимах роботи двигуна набуває цілком різних значень. Цей факт доцільно завжди брати до уваги тому, що він дає змогу об'єктивно оцінювати ефективність теплотворення.

8. Задекларовані в науковій літературі формальні (які не розкривають фізичної суті) ознаки оптимальності процесу теплотворення, виявляється, вирізняють такий процес вивільнення теплоти, який доречно назвати анти(тепло)детонаційним. Анти(тепло)детонаційність тепловиділення полягає в тому, що в процесі горіння пальної суміші максимальна швидкість виділення теплоти має бути якнайменшою, тобто процес має стати, так би мовити, мінімаксним. Максимальна швидкість теплотворення у цьому процесі суттєво менша (на 35,1 %), ніж на режимі найінтенсивнішого тепловиділення у звичайному неоптимізованому двигуні. Помірковані інтенсивність вигорання пального і швидкість тепловиділення потенційно сприяють зростанню довговічності теплової машини, зменшенню пікових навантажень та шумності її роботи. Якщо ж суто технічно — не вдаючись до засобів оптимізації процесу згорання пального — зменшити максимальну інтенсивність тепловиділення у звичайному двигуні до рівня, властивого оптимальному робочому циклу, то це призведе до падіння ефективного тиску в циліндрі отто-двигуна, його обертового момента та потужності на 13,1 %. Показано, що удосконалення системи енергоживлення ДШВЗ засобами hard-soft-технології дозволяє збільшити на понад 13 % ефективно реалізовану потужність робочої машини.

9. З'ясовано, що в подальшому немає жодних перешкод, щоб удосконалювати запропоновану методологію модельно-експериментального відображення процесів теплотворення. Безперечно, можна було б застосувати модель, яка передбачає поділ на три чи більше зон, але в такому разі необхідно буде оперувати набагато більшою кількістю невідомих параметрів. Можна було б також вдатись до описів теплотворення за допомогою сукупності двох і більше теплотвірних експонентних функцій.

РОЗДІЛ 5 ТЕПЛОВІДДАЧА ТА ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ

5.1 Тепловіддача та теплопередача

Незважаючи на загалом надзвичайно складне явище теплообміну, теплопередачі, тепловіддачі все ж в робочому просторі ДВЗ складаються такі умови, що дозволяють покладатись на відносно прості модельні описи.

Частина теплоти вимушено проникає за межі циліндра, не даючи жодного корисного ефекту [31]. Графіки зміни тепловіддачі у стінки циліндра за низки режимів роботи двигуна відтворено на рис. 5.1. З наведеної інформації випливає, що за сталої частоти обертання вала двигуна зі збільшенням навантаження кількість теплоти, що передається у поверхню циліндра, зростає, а за однакового навантаження зі зростанням частоти обертання вала вона спадає. Отже — простий висновок: тепловіддача у стінки циліндра найменша за максимальної частоти обертання вала двигуна і мінімального навантаження на нього [30, 66].

Теплопередача у стінки циліндра складається з трьох складових:

$$dQ_{\text{ц}} = dQ_{\text{цп}} + dQ_{\text{цк}} + dQ_{\text{цг}},$$

де $dQ_{\text{цп}}$ — (елементарна) теплопередача у поршень; $dQ_{\text{цк}}$ — теплопередача у головку (кришку) циліндра; $dQ_{\text{цг}}$ — теплопередача у гільзу циліндра. Графіки зміни перелічених складових $dQ_{\text{цп}}$, $dQ_{\text{цк}}$ та $dQ_{\text{цг}}$ подано на рис. 5.2 (розглядається режим роботи двигуна ($n_e = 2400 \text{ хв}^{-1}$, $p_e = 0,30 \text{ МПа}$)). Найпомітнішою є складова $dQ_{\text{цк}}$ — найбільше теплоти втрачається через головку (кришку) циліндра. Теплопередача у гільзу циліндра $dQ_{\text{цг}}$ в значній мірі пов'язана з тією обставиною, що площа поверхні теплового проникання є змінною у процесі теплотворення. Та ця обставина у певній мірі позначається й на інших складових теплових втрат. І взагалі, сподіватись на те, що перелічені складові та загалом їх сума можуть бути апроксимовані виразами однакової структури, не доводиться.

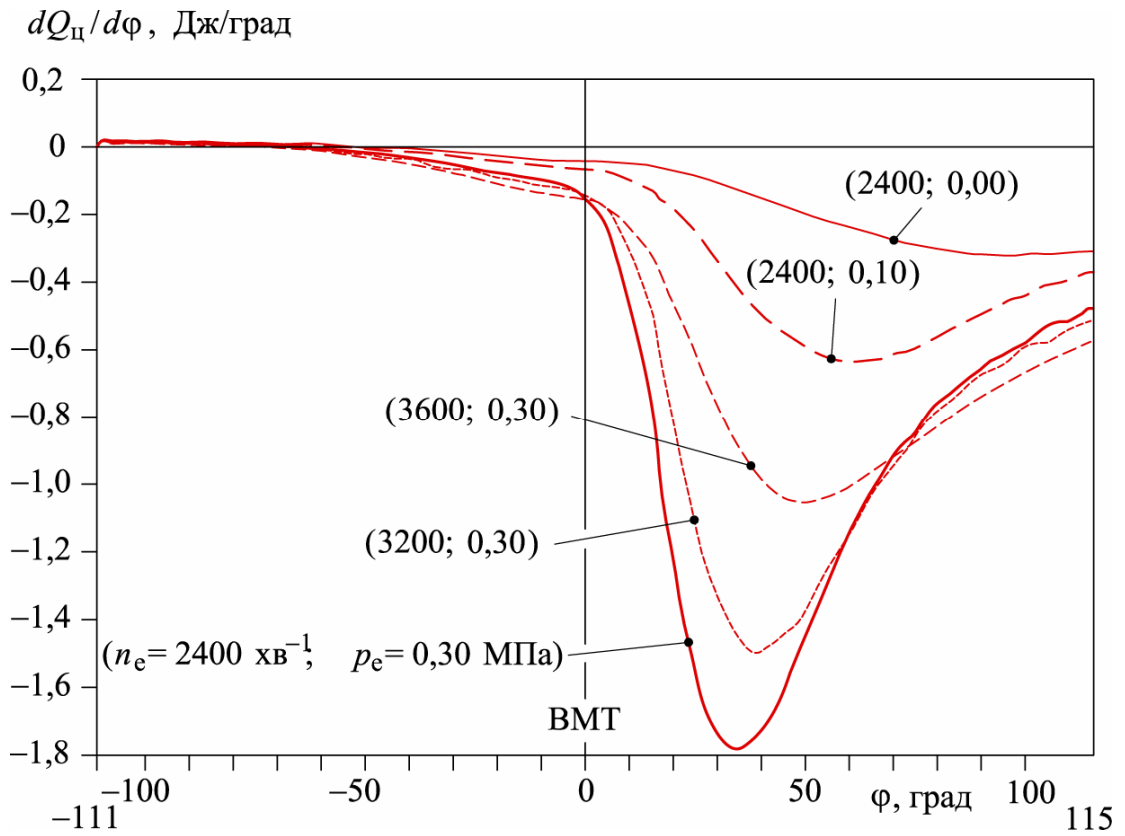


Рисунок 5.1 — Тепловіддача у стінки циліндра

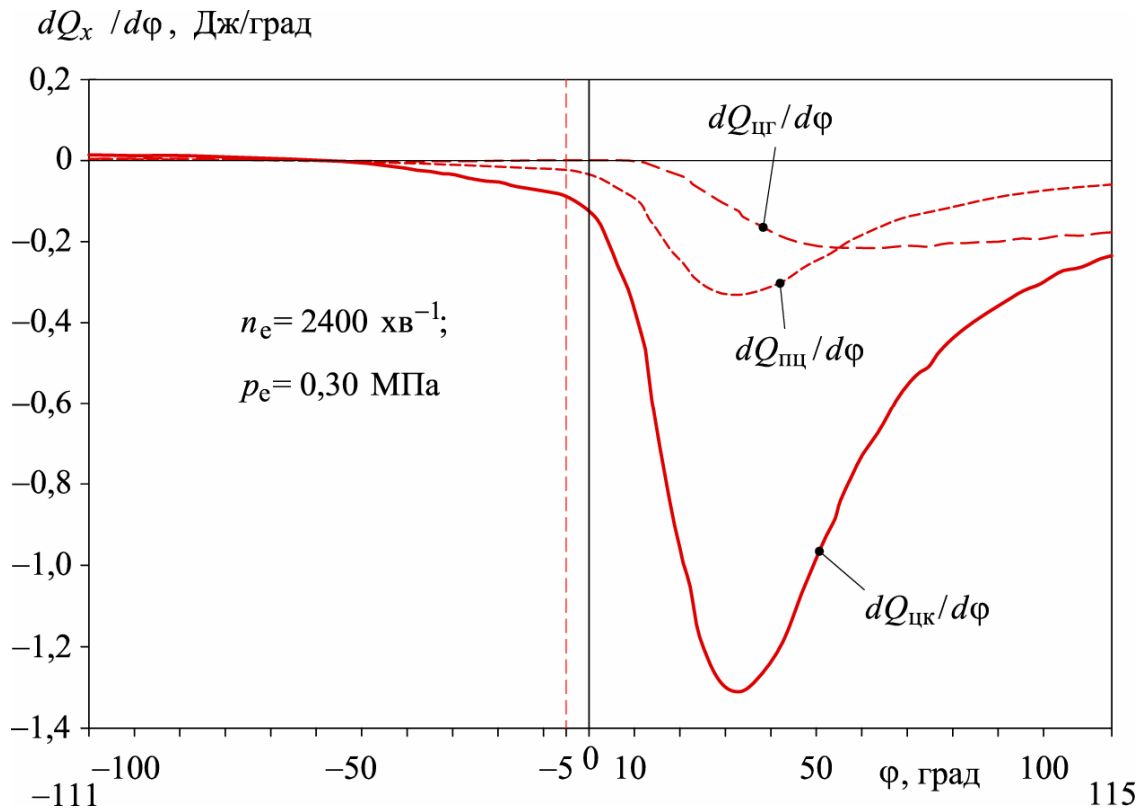


Рисунок 5.2 — Окремі складові тепловіддачі у стінки циліндра

Зазвичай доводиться розрізняти такі три різновиди теплопередачі [96]:
1) провідність; 2) конвекцію; 3) випромінювання.

Теплопровідність відбувається у взаємно нерухомих речовинах (тілах) з температурними градієнтами: теплота самовільно прямує від точок з вищою температурою до точок, що мають нижчу температуру.

Тепловіддача конвекцією полягає у перенесенні теплоти внаслідок омивання нагрітого (холодного) тіла потоками холодного (гарячого) рідкого чи газоподібного (плинного) середовища. Рух шарів плинного середовища можна створити й штучно, примусово провокуючи циркуляцію плинного середовища відносно тіла. Чи природна, чи штучно спровокована (вимушена) конвекція відбувається саме у рухомих рідинах чи газоподібних речовинах, де транспортування енергії відбувається внаслідок переважно турбулентного руху речовини та теплопровідності в ламінарному граничному шарі. Тепловіддача конвекцією кількісно залежна не тільки від різниці температур холодного (нагрітого) тіла і гарячого (холодного) плинного середовища, але й від багатьох інших чинників — характеру й швидкості руху потоків середовища, його густини й в'язкості, розмірів, форми й орієнтації нагрітого (холодного) тіла тощо. Цей різновид тепловіддачі є надзвичайно складним для моделювання.

У разі тепловипромінювання (теплової радіації) тепла енергія транспортується у формі електромагнітних хвиль різної довжини (частоти). Коли ці хвилі від одного тіла потрапляють на інше, частина їх відбивається або пропускається опромінюваним тілом крізь себе, а частина поглинається ним. Поглинене випромінювання перетворюється на теплоту, відтак температура опромінюваного тіла підвищується. Тепловіддача через випромінювання суттєво залежна від стану (шершавості, приміром) поверхонь випромінюваного і опромінюваного тіл. Теплота, яка втрачається нагрітим тілом унаслідок радіації визначається законом Стефана-Больцмана [100]. Та проста формула закону Стефана-Больцмана застосовна тільки в тому разі, якщо нагріте тіло оточено з усіх боків тілами з однаковою температурою. Якщо ж поблизу нагрітого тіла з якоюсь одною температурою є друге нагріте тіло з якоюсь іншою температурою,

то ця формула перестає бути справедливою. Формула втрачає чинність також і в тому разі, якщо нагріте тіло має в різних точках своєї поверхні неоднакову температуру. Тож адаптувати класичну формулу Стефана-Больцмана до кожного конкретного випадку надзвичайно важко, бо доводиться зважати навіть на форми поверхонь як даного тіла, так і навколишніх тіл. Тому в більшості випадків визначити адекватно тепловіддачу способом випромінювання також надзвичайно важко.

В ДВЗ яскраво простежується тільки теплопередача через конвекцію та випромінювання. Хоча, не можна категорично цілком заперечувати вплив на перебіг процесів в робочому просторі двигуна й теплопровідності між головкою і гільзою та гільзою і кільцями поршня, а також теплопровідності в самому плинному середовищі. Теплопровідність супроводжує й конвективну тепловіддачу (в граничному шарі).

Основним об'єктом емпіричних досліджень пересічно є коефіцієнт тепловіддачі. Тільки змістовою прозорістю і зручністю використання можна пояснити те, що досі це поняття широко використовують, хоча його цілком вмотивовано можна було б замінити загальнішою безрозмірною характеристикою.

Рухоме середовище, звісно, прилипає до стінки. Тож потік теплоти (кількість теплоти за одиницю часу) Q від плинного середовища (газу) з вищою температурою T до стінки з нижчою температурою, проникає через граничний шар цього ж середовища (газу) — шар, що прилягає до поверхні стінки, — шляхом теплопровідності. Відповідно до закону теплопровідності Фур'є

$$dQ = -\lambda_r \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0} dA, \quad (5.1)$$

де A — площа поверхні теплопереходу; n — довжина нормалі до поверхні стінки. З другого боку, чинним є «закон» Ньютона

$$dQ = \alpha(T_\infty - T_{\text{ст}})dA, \quad (5.2)$$

де $\alpha = \lambda_r / \delta'_T$ — коефіцієнт теплопередачі; T_∞ та $T_{\text{ст}}$ — температури газового

простору (далеко від стінки) та самої стінки; λ_{Γ} — коефіцієнт теплопровідності газу; δ'_T — ширина нагрітого шару (рис. 5.3: $\dot{Q} = dQ/dA$; x — віддаль від стінки; δ_T — ширина перехідного нагрітого шару; δ_w — ширина граничного шару потоку). У разі вимушеної конвекції поряд з температурним граничним шаром існує граничний шар потоку, в якому швидкість w газу в напрямку стінки спадає від значення w_{∞} далеко від стінки до нуля безпосередньо на стінці. На підставі (5.1) і (5.2) можна отримати так зване диференціальне рівняння теплообміну

$$\alpha = -\frac{\lambda_{\Gamma}}{T_{\infty} - T_{\text{ст}}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}, \quad (5.3)$$

яке розкриває можливість за відомим змінним температурним полем в плинному середовищі визначати коефіцієнт тепловіддачі (метод безпосереднього вимірювання цього коефіцієнта — не знаний).

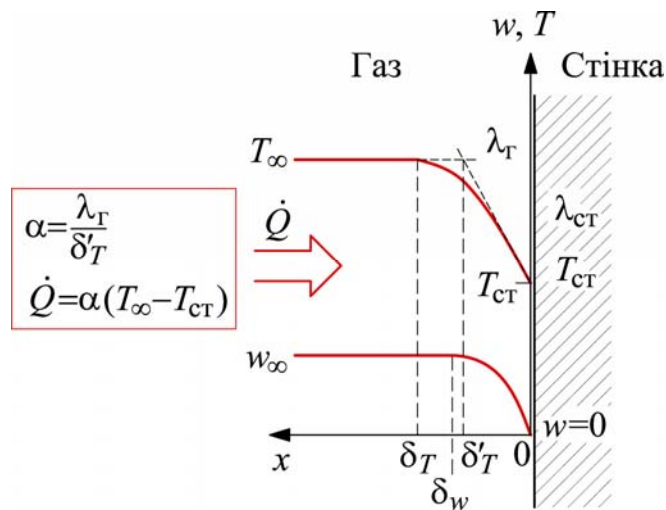


Рисунок 5.3 — Граничні шари: нагрітий та потоку суміші

Відповідно до рис. 5.3 рівнянням (5.1)—(5.3) можна поставити у відповідність лінеаризовані (лінеаризовані) співвідношення

$$Q = \lambda A \frac{\delta T}{\delta x}, \quad Q = \lambda A \frac{T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}}{\delta_T}, \quad \alpha = \frac{\lambda}{\delta_T}. \quad (5.4)$$

Допоки температурний градієнт не буде надмірно великим співвідношення (5.4) не вноситиме значної похибки в модель. Взагалі кажучи, товщина граничного шару ϵ в певній мірі уявною величиною, за посередництва якої тепловіддачу можна замістити теплопровідністю.

Рівняння теплопереходу може бути сформоване так, що шар температурної границі δ_T буде описуватись зручним типом рівняння, оскільки здатність λ проводити тепло в межах граничного шару як у певному сенсі матеріальна величина описується відповідним поліномом від температури. Товщина граничного температурного шару δ_T у разі вимушеної конвекції зазнає сильного впливу граничного шару потоку. Перебіг потокового процесу своєю чергою визначається фізичними властивостями середовища потоку, кінематичною поведінкою і динамічними та термодинамічними впливами такими як тиск, температура тощо.

5.2 Коефіцієнт тепловіддачі як емпіричний параметр

Відомі на сьогодні рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі α можна поділити на дві категорії. До першої доречно віднести ті, які були винайдені суто емпіричними засобами на підставі експериментальної інформації, а до другої — ті, які спираються перш за все на теорію подібності, а вже потім на дослід, без якого зазвичай ніяк не обійтись. Проте дивує, що й досі здійснюються спроби обчислювати коефіцієнт теплообміну емпірично в зазначеному щойно сенсі, хоча, вже з роботи К. Ельзера (K. Elser) [118] від 1954 року, відомо, що ідентифіковані на одному двигуні рівняння можна лише тоді переносити на інші двигуни (тобто виносити за межі конкретних дослідів), коли при формуванні їх виходили саме з теорії подібності. Було б, звісно, добре, якби суто емпіричний підхід привів до співвідношень, що підпорядковані законам подібності. Та ймовірність такого результату мізерна.

Тож найвагомішу конвективну (як і провіднісну в загальному випадку)

теплопередачу (тепловіддачу) dQ_k на стінки циліндра визначають зазвичай за структурно дуже простою формулою (що її приписують Ньютону)

$$dQ_k = \alpha_k A(T - T_{\text{ц}}) dt, \quad (5.5)$$

де α_k — коефіцієнт тепловіддачі через конвекцію; A — площа поверхні, до якої дотикається робочий газ; T та $T_{\text{ц}}$ — температури відповідно робочого газу та стінок комори згоряння; t — час. Та залишаються труднощі з визначенням коефіцієнта конвективної тепловіддачі.

Запропоновано дуже багато емпіричних залежностей для обчислення коефіцієнта тепловіддачі. Кожна з цих залежностей має свій рівень універсальності та свої межі застосовності з огляду на зручність оперування та адекватність. Переважно універсальність та адекватність не є взаємосупровідними характеристиками якості емпіричних співвідношень. А тому, вивчаючи певну множину режимів роботи двигуна, бажано залучати до математичного й експериментального апарату дослідження такі аналітично відображувані емпіричні співвідношення, які в межах цієї множини залишались незмінними за структурою та значеннями своїх основних параметрів.

Перші спроби дослідити закономірності теплопередачі здійснив 1923 року W. Nußelt [93] на кулеподібних (кулястих) «бомбах» різних розмірів та з різними формами внутрішньої стінки, які були наповнені пальним газом. З цих досліджень він виснував співвідношення

$$\alpha_k = 5,414 \sqrt[3]{p^2 T} f(c_{\text{п}}) \text{ [Вт/(м}^2 \text{ К)]}, \quad (5.6)$$

де $f(c_{\text{п}}) = 1 + 1,24c_{\text{п}}$ — величина, що враховує швидкість руху газів, зумовлену рухом поршня; $c_{\text{п}}$ — середня швидкість поршня, м/с. Тут і в подальшому значення тиску p та температури T подаються відповідно у МПа та К. Майже подібної залежності дійшов у 1939 році G. Eichelberg [54], провівши численні дослідження на великому тихохідному двигуні:

$$\alpha_k = 7,81 \sqrt[3]{c_{\text{п}}} \sqrt{pT}. \quad (5.7)$$

В 1960 році W. Pflaum [97] уточнив рівняння (5.7) за допомогою функцій

$f_1(c_{\text{п}})$, що обліковує складніший вплив швидкості руху поршня, $f_2(p_{\text{н}})$, що враховує тиск наддуву $p_{\text{н}}$, і $f_3(D)$, що бере до уваги розмір двигуна (діаметр D його циліндра):

$$\alpha_k = f_1(c_{\text{п}})f_2(p_{\text{н}})f_3(D)\sqrt{pT}, \quad (5.8)$$

де

$$f_1(c_{\text{п}}) = 6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-(0,1c_{\text{п}})^2} + 0,025c_{\text{п}};$$

$$f_2(p_{\text{н}}) = 2,71p_{\text{н}}^{0,25} \text{ (для поршня та головки циліндра),}$$

$$f_2(p_{\text{н}}) = 0,95p_{\text{н}}^{0,66} \text{ (для гільзи циліндра);}$$

$$f_3(D) = 0,62D^{-0,025}.$$

В роботі [121] формула (5.8) для ДВЗ без наддуву використовується в такому вигляді:

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{п}} = 1,1\alpha_0, \quad \alpha_{\text{г}} = 0,36\alpha_0, \quad \alpha_0 = [9,5 \pm 8,127(1 - \exp \pm (1,5 - 0,416c_{\text{п}}))] \sqrt{pT},$$

де $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{п}}$, $\alpha_{\text{г}}$ — коефіцієнти тепловіддачі у поверхні відповідно кришки циліндра, головки поршня, гільзи циліндра; α_0 — безвідносний коефіцієнт тепловіддачі; знак «+» береться у разі $c_{\text{п}} > 3,6$ м/с, а у разі інших значень $c_{\text{п}}$ слід брати знак «-».

5.3 Коефіцієнт тепловіддачі як розмірний параметр безрозмірного співвідношення подібності

Загалом математичний опис процесу тепловіддачі складають: 1) рівняння теплопровідності, 2) рівняння руху плинного середовища, 3) рівняння суцільності плинного середовища, 4) рівняння теплообміну разом з умовами однозначності. Розв'язати аналітично цю систему співвідношень у більшості випадків не вдається, а тому доводиться покладатись в дуже значній мірі на експеримент. Та експеримент тоді багато важить, коли його результати можна узагальнити відповідно до законів подібності явищ і процесів.

Закони подібності відкривають широкі можливості для вивчення/визначення/вишукування найважливіших технічних характеристик ДВЗ

навіть у дуже загальному сенсі [53]: два двигуни можна розглядати як такі, що працюють в умовах подібності, якщо вони геометрично подібні (це стосується і впускних/випускних трубопроводів), працюють за однакових зовнішніх умов, на однаковому паливі і при одному і тому ж коефіцієнті надлишку повітря, а також за однієї і тієї ж середньої швидкості руху поршня. У разі дотримання цих умов подібності різні ДВЗ пов'язані певними закономірностями, пізнання яких, часом, може стати вагомим надбанням теорії. Та особливо конструктивними закони подібності є саме у разі дослідження теплообмінних процесів. Теорія подібності — це, по суті, теорія експерименту.

Основні положення теорії подібності виголошені в трьох теоремах. Перша з цих теорем твердить: подібні процеси мають однакові критерії подібності — безрозмірні комплекси, складені з величин, що характеризують явище. Друга наполягає на тому, що залежність між змінними, які визначають процес, можна подати у формі залежності між критеріями подібності Kr_1, Kr_2, \dots, Kr_n :

$$f(Kr_1, Kr_2, \dots, Kr_n) = 0 \quad (5.9)$$

(співвідношення (5.9) називають рівнянням подібності чи критерійним рівнянням). Третя теорема відповідає на питання, які умови необхідні й достатні, аби процеси були подібними: подібними є ті процеси, умови однозначності яких подібні, і критерії, складені з величин, що входять в умови однозначності, чисельно однакові. Тож остання теорема особливо вирізняє так звані визначальні критерії, складені тільки з величин, що входять в умови однозначності. Тож інваріантність визначальних критеріїв є умовою, яка має справджуватись для отримання подібності. Однаковість критеріїв (званих визначуваними, похідними), що містять також і величини, які не фігурують в умовах однозначності, впливає сама по собі — як наслідок встановленої за визначальними критеріями подібності.

Безрозмірні характеристичні комплекси-критерії зберігають свої конкретні значення в будь-якій системі вимірювання. До того ж, критерії подібності визначають, як кажуть, «правильне» поєднання суттєвих для перебігу процесу розмірних змінних величин.

В [58] проведено широкий огляд рівнянь теплопереходу, які винайдені десь до 1977 року. Подана там добірка співвідношень у переважній своїй більшості

стосується дизеля. А все тому, що стосовно дизеля набагато раніше почали ретельно вивчати внутрішні енергетичні втрати й термічні навантаження деталей, ніж стосовно двигуна Отто. Чи не єдиним рівнянням, що було добуто шляхом дослідження теплового балансу в тихохідних великих дизелях на засадах теорії подібності, але справдилось також і стосовно двигуна Отто [9, 10], є рівняння Г. Вошні [82]. Воно, до слова, виявилось чинним і для швидкохідних двигунів Дизеля.

Згадане щойно рівняння вимушеної конвекції Г. Вошні засноване на відносно простому співвідношенні подібності

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n, \quad (5.10)$$

де

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad \text{Re} = \frac{wd}{\nu}, \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (5.11)$$

— безрозмірні комплекси, числа, терми, інваріанти, критерії подібності Нусельта (Nusselt), Рейнольдса (Reynolds), Прандтля (Prandtl) відповідно; C , n , m — сталі; α — коефіцієнт тепловіддачі; d — характерний розмір; λ — коефіцієнт теплопровідності; w — швидкість; $\nu = \mu/\rho$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості; ρ — густина; μ — коефіцієнт в'язкості (званої інколи динамічною); a — коефіцієнт температуропровідності; c_p — ізобарна теплоємність.

Критерій (див. (5.11)) Рейнольдса Re визначає гідромеханічну подібність течій теплоносіїв, а критерій Прандтля Pr — це теплофізична характеристика теплоносія (вона містить тільки фізичні константи). У разі рівності критеріїв Re умова однаковості критеріїв Pr забезпечує теплову подібність, подібність полів температурних напорів і теплових потоків у всьому об'ємі пізнаваних систем. Разом умови $\text{Re} = \text{idem}$ і $\text{Pr} = \text{idem}$ є умовами інваріантності визначальних критеріїв. При цьому

$$\text{Re Pr} = \frac{wd}{a} = \text{Pe}$$

— критерій подібності Пекле (Péclet). В процесах конвективного теплообміну за похідний (невизначальний) править критерій Нусельта Nu , тобто співвідношення

$Nu = idem$ є наслідком уже встановленої подібності.

З іншого боку, критерій Нусельта Nu описує нагрітий граничний шар, критерій Рейнольдса Re — граничний шар потоку середовища, а критерій Прандтля Pr — взаємозв'язок між цими граничними шарами, причому (рис. 5.3)

$$\frac{\delta_T}{\delta_w} = \frac{1}{\sqrt{Pr}} \quad (5.12)$$

(коли $Pr = 1$, обидва граничні шари мають однакову товщину).

Загалом рівняння подібності (критерійне рівняння) (5.9) для процесів вимушеного конвективного теплообміну (у разі вимушеного руху теплоносія) має вигляд

$$F(Re, Pr, Nu) = 0 \quad (5.13)$$

чи

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (5.14)$$

Тож вираз (5.10) — це конкретизоване відображення виразу (5.14), а відтак і виразу (5.13).

Г. Вошні (як, зрештою, й багато хто інші) трактував простір згоряння в двигуні як трубу. Виявилось, що загалом чинними в (5.10) є такі значення показників степеня:

$$3/4 < m = 0,78 < 4/5, \quad n = 0,33 \approx 1/3 \quad (5.15)$$

Якщо брати до уваги те, що $Pr^{0,33}$ у характерній для ДВЗ області значень температури і тиску змінюється менш як на 2 %, то величину $Pr^{0,33}$ можна навіть долучити до константи C і не обов'язково брати до уваги як таку. При цьому відповідно до (5.12) відношення розмірів граничних потокового і температурного граничних шарів залишається незмінним.

Рівняння (5.13) і (5.14) закарбували в собі той факт, що перенесення теплоти ніяк не позначається на характері руху теплоносія. Безрозмірні комплекси, що фігурують у виразі (5.13) не дають жодних підстав робити якісь припущення щодо існування якогось одного правдоподібного конкретного вигляду (структури) цього виразу. Приміром, нема підстав стверджувати (як це інколи роблять), що рівняння (5.13) має містити тільки добуток критеріїв в різних степенях — як,

скажімо, рівняння Нусельта (5.10). Натомість є підстави вважати, що безрозмірні комбінації будь-яких величин можуть бути утворені тільки за допомогою операцій їх множення і піднесення до степеня. До слова, Е. Бакінгем (E. Buckingham) встановив загальний принцип, званий π -теоремою: функція, яка пов'язує m розмірних величин, виражених в системі одиниць вимірювання, що містить в собі n основних одиниць, зводиться до залежності між безрозмірними величинами (власне критеріями), загальна кількість яких — $n - m$.

На противагу експериментально виведеним коефіцієнтам теплопередачі Нусельта, Айхельберга та Пфляума (5.6)—(5.8), група інших авторів спробувала вирішити проблему визначення теплопередачі за допомогою співвідношень теорії подібності (5.14). Вважаючи, що циліндр двигуна — це труба, через яку турбулентно проходить газ, і беручи замість характеристичної довжини l діаметр цього циліндра-труби D , можна висувати співвідношення (5.14) у вигляді

$$\text{Nu} = \frac{\alpha D}{\lambda} = C \left(\frac{D}{L} \right)^{0,054} \text{Re}^{0,786} \text{Pr}^{0,786}, \quad (5.16)$$

де C — конкретна стала; L — довжина труби-аналога. Число Прандтля для двоатомного газу, яким є, зокрема, повітря, пропорційне відношенню c_p/c_v його питомих теплових ємностей (c_v — теплоємність газу за сталого об'єму). Для діапазону температур, за яких перебуває робоче тіло в двигуні, як зазначалося, це відношення є практично сталим, так що число Pr також залишається незмінним, а відтак відповідно до (5.16) можна записати:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha D}{\lambda} = C \text{Re}^{0,786}, \quad C = \text{const}. \quad (5.17)$$

Залежність коефіцієнта тепловіддачі від характеристичної швидкості потоку з показником степеня 0,7 вперше відтворив при багатократних дослідях з двигунами Дизеля А. Pischinger [99]. Залежність теплопередачі, закарбовану в рівнянні (5.17), обрали для своїх досліджень К. Sitkei, W. Annand та G. Woschni, причому були зроблені тільки незначні уточнення, що стосувалися головним чином показника степеня.

В числах Нусельта та Рейнольдса фігурують два параметри речовини — λ

та ν (чи μ). Величини λ та ν є функціями тільки температури, але для повітря та робочого газу в області температур від 300 до 2500 К їх значення змінюються несуттєво. Величина ж μ залежить ще й від тиску. Для повітря (пв) та робочого газу (гз) можна, наприклад, покласти:

$$\lambda_{\text{пв}} = 3,17 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,772}, \text{ Вт/(м К)};$$

$$\lambda_{\text{гз}} = 2,02 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,83}, \text{ Вт/(м К)};$$

$$\mu_{\text{пв}} = 0,612 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,609}, \text{ Н с/м}^2;$$

$$\mu_{\text{гз}} = 0,355 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,679}, \text{ Н с/м}^2.$$

На практиці, зазвичай, віддають перевагу таким чотирьом виразам для визначення коефіцієнта теплопередачі:

— За К. Sitkei [108]

$$\alpha_k = 123,34(1+b) \frac{p^{0,7} \cdot c_{\text{п}}^{0,7}}{T^{0,2} \cdot D_e^{0,3}}, \quad (5.18)$$

де $D_e = 4 \frac{V}{A} = \frac{2Dh}{D+2h}$ — еквівалентний діаметр циліндра; V — об'єм комори (простору) згоряння в певну мить часу; A — площа комори (простору) згоряння в дану мить часу; h — висота циліндра над поршнем в дану мить часу; D — діаметр циліндра; $b=0..0,15$ — для двигунів з безпосереднім впорскуванням пального; $b=0,15..0,30$ — для двигунів з вихорною коморою згоряння; $b=0,25..0,40$ — для форкоморних двигунів.

— За W. Annand [42]:

$$\alpha_k = a \frac{\lambda}{D} \text{Re}^{0,7}, \quad (5.19)$$

де $a=0,35..0,80$ — безрозмірний чинник, що залежить від типу двигуна.

— За G. Woschni [118]:

$$\alpha_k = 820 D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left(C_1 c_{\text{п}} + C_2 \frac{V_h T_1}{p_1 V_1} (p - p_{\Gamma}) \right)^{0,8}, \quad (5.20)$$

де $C_1 = 6,18 + 0,417 c_u / c_{\text{п}}$ — для помпувальних (газообмінних) ходів;

$C_1 = 2,28 + 0,308 c_u / c_n$ — для фази високого тиску; $c_u = D\pi n_d$ — швидкість повітря, яка визначалась з частоти обертання n_d крильчатого анемометра, діаметр якого становив 70 % від діаметра D циліндра; $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ м/с К — для двигунів з безпосереднім впорскуванням; $C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ м/с К — для передкоморних двигунів; V_h — робочий об'єм циліндра. Доданок, у якому фігурує стала C_2 був введений G. Woschni для того, аби врахувати різницю $\Delta p = p - p_r$ між тиском p_r на гальмівному та тиском p на робочому тяговому режимах. Під гальмівним розуміють такий режим, який виник би за відсутності згоряння пального. Тиск p_r приблизно дорівнює тискові p'_r в процесі такту стискування у симетричному відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) положенні колінвала, рис. 5.4 (φ — кут повороту колінчастого вала). Індекс «1» у рівнянні (5.20) позначає значення відповідної величини (тиску p , температури T , об'єму V) на початку такту стискування.

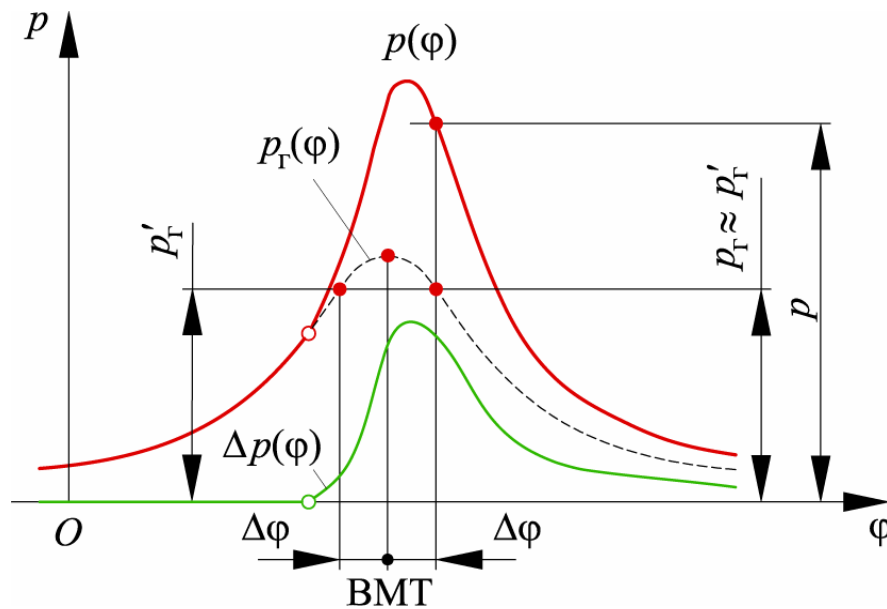


Рисунок 5.4 — Ілюстрація, що покликана допомогти врахувати інтенсифікації теплообміну унаслідок згоряння пального

— За G. Hohenberg [69]:

$$\alpha_k = 820V^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (c_n + 1,4)^{0,8}, \quad (5.21)$$

де V — об'єм комори (простору) згоряння у певну мить часу; p і T — (як і раніше) тиск і середня температура в робочому просторі.

Спираючись на співвідношення (5.10), були сконструйовані різні рівняння теплопереходу для різних технічних процесів. Вони дивним чином, незважаючи на очевидно спрощене тлумачення насправді складних процесів, дають надійні результати і витримали численні вимірювальні випробовування. Співвідношення (5.10) є ключовим також у разі дослідження/оцінювання, зокрема, ефективності радіатора системи охолодження автомобільного двигуна. Приміром, число Нусельта для радіатора двигуна легкового автомобіля на основі експериментів визначено як величину [59]

$$\text{Nu} = C \text{Re}^{0,65} \text{Pr}^{1/3}.$$

У разі більшого коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря коефіцієнт C є більшим.

Як було зазначено раніше, у ДВЗ поряд з конвективною тепловіддачею має місце ще й тепловіддача dQ_b через випромінювання, яку оцінюють за формулою [100]:

$$dQ_b = \varepsilon C_b A \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_u}{100} \right)^4 \right] dt, \quad (5.22)$$

де ε — коефіцієнт, що визначає відношення енергії, яку випромінює сіре чи кольорове тіло, до енергії, яку випромінює абсолютно чорне тіло; C_b — стала випромінювання, яка для абсолютно чорного тіла становить $5,77 \text{ Вт/м}^2(\text{К}/100)^4$.

Враховуючи теплопередачу через випромінювання, вираз для визначення коефіцієнта теплопередачі можна записати як суму

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_b, \quad (5.23)$$

де α_b — коефіцієнт тепловіддачі через випромінювання. Тож величина (5.23) має заступити величину α_k у виразі (5.5).

Але в рівняннях (5.19) та (5.21) формально закладено думку, що випромінювання як таке настає тільки під час дуже короткої фази робочого ходу і має незначний вплив на коефіцієнт теплопередачі. Тому у разі обчислення коефіцієнта теплопередачі за цими трьома рівняннями (див. (5.19), (5.21), (5.23))

необхідно у рівнянні (5.23) брати до уваги лише перший доданок, а відтак оперувати суто формулою (5.5) — без жодних уточнень.

Теплопередачу dQ_B через випромінювання (радіацію), оцінюють за формулою

$$dQ_B = \varepsilon C_B A \left((T/100)^4 - (T_u/100)^4 \right) dt \equiv \beta (T - T_u) (T + T_u) (T^2 + T_u^2) dt, \quad (5.24)$$

де: ε — коефіцієнт, що визначає відношення енергії, яку випромінює матове чи поліроване тіло, до енергії, яку випромінює абсолютно чорне тіло; C_B — стала випромінювання; β — коефіцієнт пропорційності.

У науковій літературі, взагалі кажучи, немає одностайної думки щодо способу оцінювання коефіцієнта тепловіддачі через випромінювання і значення цього коефіцієнта в різних джерелах приймають в межах від 5 до 40 % від значення коефіцієнта конвективної теплопередачі. Зокрема W. Nußelt [93], який одним з перших зайнявся саме цим питанням, ввів у розрахунок коефіцієнта теплопередачі через випромінювання у двигуні Отто фіксоване значення множника $\varepsilon C_B = 0,421 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, і відтак формулу (5.22) подав у вигляді

$$\alpha_B = \frac{0,421}{T - T_u} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_u}{100} \right)^4 \right]. \quad (5.25)$$

Порівняймо, для двигуна Дизеля вираз (5.24) має вигляд:

$$\alpha_B = \frac{3,21}{T - T_u} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_u}{100} \right)^4 \right]. \quad (5.26)$$

У (5.26) множник εC_B набуває більшого значення, ніж у двигуні Отто, оскільки у Дизелі, на відміну від двигуна Отто, де проявляється тільки випромінювання газу, є ще й випромінювання сажі, яке має набагато більшу інтенсивність.

Отож деякі спеціалісти вважають, що тепловіддача у стінки комори згоряння через випромінювання газів має такий самий рівень вагомості, як і теплопередача конвекцією. Натомість в [120] категорично заперечили це, доводячи, що роль випромінювання, як причини підвищення коефіцієнта тепловіддачі за високої температури стінок комори згоряння, взагалі незначна.

Докази ці переконливі, оскільки впливають з експериментального і теоретичного дослідження теплових потоків в дизелях (!) з керамічною теплоізоляцією (!) стінок комори згоряння. Проте, в рамках hard-soft-технології виникає можливість оперувати інтегральним коефіцієнтом тепловіддачі, не розрізняючи конвективність і радіаційність.

Цікаво, що дослідження [120] — це реакція на низку публікацій за підсумками експериментальних досліджень двигунобудівними фірмами дизелів з теплоізоляцією стінок комори згоряння керамічними матеріалами (наприклад, двоокисом цирконію ZrO_2 з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 2$ Вт/(м·К)), у яких показано, що очікуваного в цих випадках, хоча б незначного, поліпшення паливної ощадності дизелів не відбувається. Навпаки, витрата пального навіть зростає, особливо у разі збільшенні навантаги на «адіабатний» дизель. Це пояснювали ефектом так званої «конвективної активації», коли унаслідок підвищеної температури стінок полум'я горить ближче до їх поверхні, через що турбулізація робочого середовища поблизу теплоізолюваних стінок інтенсифікується, ламінарний підшар стає тоншим, температурний градієнт поблизу стінок підвищується, і внаслідок усього цього коефіцієнт тепловіддачі зростає. Цей ефект експериментально був виявлений у процесі дослідження усталеного пропанового полум'я. Для теоретизації результатів дослідження була використана формула (5.20), у якій коефіцієнт C_2 довелося визнати суттєво залежним від температури стінок $T_{ст} > 600$ К:

$$C_2 = 2,3 \cdot 10^{-5} (T_{ст} - 600) + 0,05, \text{ м/(с·К)}.$$

Звернімо увагу також на роботу [76], де прийнято, що тепло виділяється у вузькій зоні горіння, а швидкість тепловиділення по всій цій зоні однакова. І за Айхельбергом (згадаймо (5.7)) теоретичний тепловий потік визначали за формулою

$$q_{tc} = C(T - T_{ст})c_m^{1/3} \sqrt{pT},$$

де C — стала, c_m — середня швидкість поршня, $T_{ст}$ — температура стінки. Для оцінювання теплового випромінювання слугувала формула

$$q_r = \sigma \varepsilon (1 - e^{\beta D}) \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{st}}{100} \right)^4 \right)$$

де σ — константа Больцмана, $\varepsilon \approx 0,9$ — коефіцієнт поглинання стінки, β — константа поглинання газу на одиницю товщини шару, D — діаметр циліндра. А от в [102] для розрахунку теплопередачі через поршень конвекцією і радіацією використовувалась формула

$$\frac{q}{A} = a \frac{\alpha}{D} \text{Re}^b (T_g - T_{st}) + C(T_g^4 - T_{st}^4),$$

де q — питомий тепловий потік, D і A — діаметр поршня і площа його поверхні, α — коефіцієнт тепловіддачі, T_g — середня температура газу, T_{st} — температура стінки поршня, a , b , c — сталі.

Та як з'ясувалось, перевагу є підстави надати виразові для коефіцієнта теплопередачі, запропонованому Г. Вошні (див. (5.20)): пробні розрахунки засвідчили більшу гнучкість-адекватність саме цієї моделі тепловіддачі. Але відповідно до (5.15) в розрахунок необхідно закладати однозначно $n=1/3$ та найсприятливіші значення $3/4 < m < 4/5$. Співвідношення Г. Гогенберга (5.21) поступається співвідношенню Г. Вошні, і його важче узгоджувати з конкретною експериментальною інформацією.

З одного боку, формула Г. Вошні (5.20) розрізняє (через коефіцієнти C_1 і C_2) процеси газообміну і процеси стискування й розширювання робочого тіла, а тому є універсальною лише структурно. Та водночас є підстави вважати її також в певному сенсі інтегрально універсальною. В таблиці [119] на доказ зіставлено загальні теплові баланси для різних двигунів від тихохідних судових дизельних до бензинових швидкохідних Отто за найрізноманітніших параметрів і режимів роботи (D — діаметр циліндра, S — хід поршня, n_e — частота обертання вала двигуна, p_1 — середній тиск, $Q_{пл}$ — тепловиділення, $Q_{ст}$ — теплота, втрачена через стінки циліндра).

Наведені в табл. 5.1 дані переконливо доводять адекватність рівняння Г. Вошні. Хоча, у разі зростання частоти вала двигуна MTU 33V1 майже вдвічі,

питома частка теплових втрат через стінку циліндра за розрахунками зменшується на 20 %, а відповідно до експерименту — на 15 %. Та й цю розбіжність можна вважати мізерною [14].

Дослідження теплових втрат здебільшого стосувались дизельних двигунів, а от бензинові значно менше привертали до себе увагу. Та згодом ситуація змінилась [79, 119]. Зокрема, було проведено випробування спочатку властиво дизельного двигуна, а потім — його ж, але переобладнаного у бензиновий двигун. В цьому якісному зіставленні двигунів виявилось, приміром, що значення коефіцієнта тепловіддачі в дизельному двигуні десь удвічі вищі за відповідні значення у бензиновому. Це власне фіксує чи й пояснює рівняння (5.20), у якому тиск — у чисельнику (додатний степінь), а температура — у знаменнику (від'ємний степінь): в робочому просторі дизельного двигуна у порівнянні з отто-двигуном тиск помітно більший, а температура менша.

Таблиця 5.1 — Експериментальні та розрахункові дані балансу теплоти

| Модель двигуна | Сумішоутворення | D , мм | S , мм | n_e , хв ⁻¹ | p_e , бар | $Q_{ст} / Q_{пл}$, % | |
|-------------------|-------------------------------------|----------|-------------|--------------------------|----------------|-----------------------|-----------|
| | | | | | | виміряне | обчислене |
| MAN 834 | М-спосіб | 108 | 128 | 1800 | 6,76 | 21,8 | 22,0 |
| MAN RIV | Передкоморний спосіб | 160 | 180 | 1200 | 8 | 25,2 | 25,8 |
| | | | | 1500 | 8 | 24,2 | 25,0 |
| MTU 33V1 | Безпосереднє впорскування палива | 165 | 155 | 1000 | 6 | 22,1 | 22,5 |
| | | | | 1900 | 6 | 18,7 | 18,0 |
| MAN V8V | Безпосереднє впорскування палива | 240 | 300 | 900 | 16 | 13,5 | 13,4 |
| MAN K6V | Безпосереднє впорскування палива | 300 | 450 | 400 | 9,42 | 14,7 | 14,9 |
| MAN K3Z | Безпосереднє впорскування палива | 1020 | 1800 | 106 | 10,3 | 12,2 | 11,3 |
| MTU 331 | Бензин, гомогенне | 165 | 155 | 2000 | 5,2 | 23,0 | 22,3 |
| BMW 2000 | Бензин, гомогенне | 89 | 80 | 3000 | 5,7 | 28,6 | 29,3 |

У двигунах внутрішнього згорання з іскровим запалюванням у деяких випадках спостерігається ефект (явище) детонації, що проявляється в різкому підвищенні швидкості поширення хвилі горіння і різкому зростанні місцевого тиску в коморі згорання циліндра. При цьому значно зростають теплові втрати й шуми, знижується тривалість служби поршнів і циліндрів, впускних і вихлипних клапанів... Порівняльному аналізу теплових процесів в умовах наявності і відсутності детонації присвячена, приміром, робота [63]. У ній досліджувались розподіли температур в коморі згорання, теплові потоки внутрішнім простором комори і через її стінки, а також умови теплопередачі в коморі; визначалися залежності цих процесів від тиску газів в коморі.

Вимірювання поверхневих температур і теплових потоків в коморі згорання здійснювалися за допомогою термопарних перетворювачів температури і теплових потоків, конструктивно виконаних в єдиному мініатюрному корпусі у вигляді комплексного вимірювача/ідентифікатора теплових процесів. Застосування саме термопарних перетворювачів дозволило забезпечити високу швидкодію вимірювального процесу, необхідну для реєстрації досліджуваних процесів у реальному часі.

Експериментальні дослідження провадилися на одноциліндровому чотиритактовому двигуні Отто з Г-подібною робочою коморою. Робочий об'єм циліндра становив 450 см^3 при його внутрішньому діаметрі 90 мм і ході поршня 70 мм. Ступінь стиснення (стиск) — 5,1. Зовнішня поверхня головки циліндра охолоджувалася водою.

Виявилось, що зростання інтенсивності детонації провокує значну інтенсифікацію теплових потоків через стінки робочого простору. При цьому вищими стають і температури самих стінок комори згорання. Тож на тепловідведенні позначається погано прогнозоване неякісне згорання пального. Але з іншого боку, детонаційного теплотворення будь-що слід уникати з багатьох причин.

На рис. 5.5 зображено графіки зміни коефіцієнта тепловіддачі за кутом повороту колінчастого вала двигуна Отто (Π і K — початок і кінець області висо-

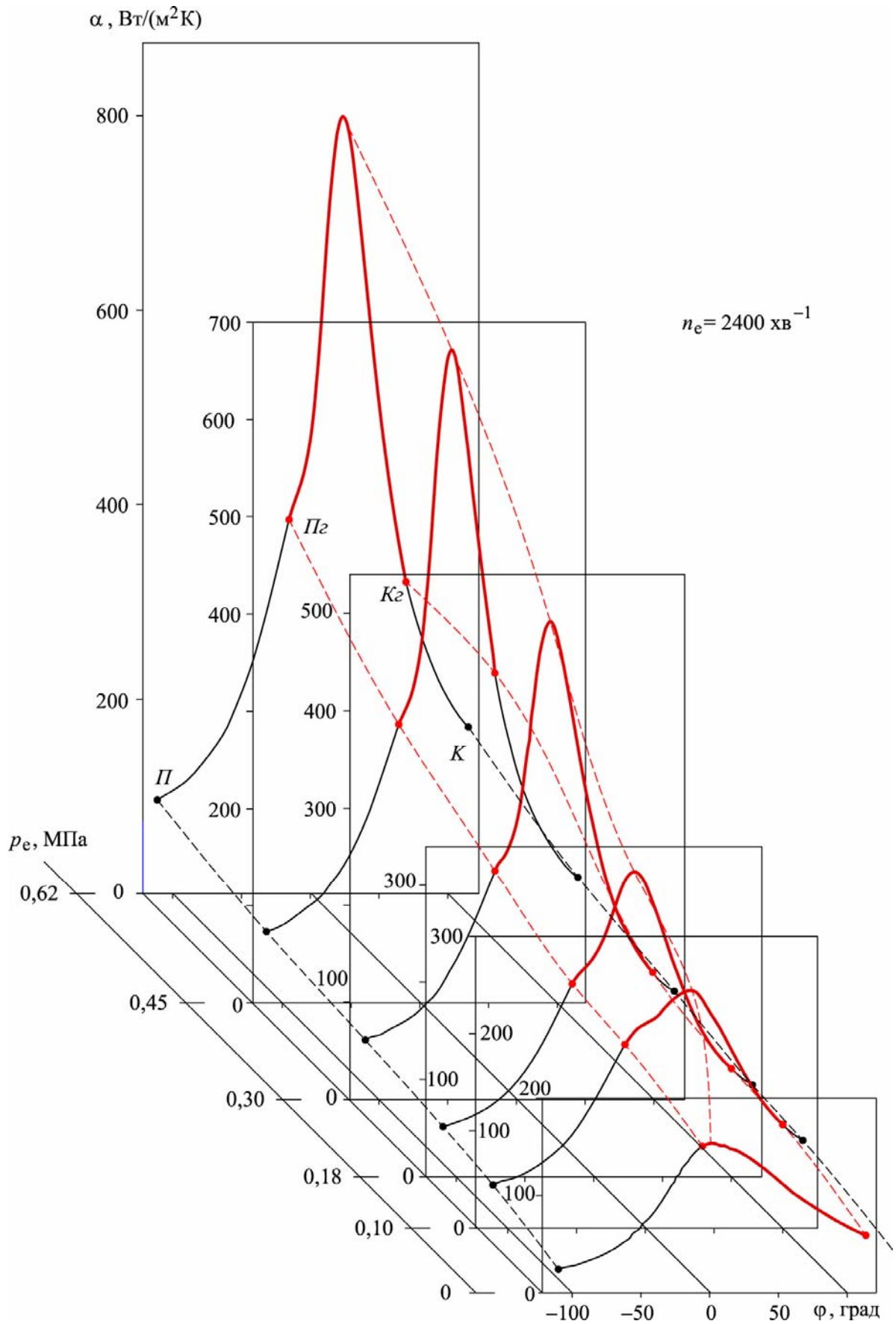


Рисунок 5.5 — Графіки зміни значень коефіцієнта тепловіддачі на різних режимах роботи двигуна

ких тисків в циліндрі, P_2 і K_2 — початок і кінець процесу згоряння пального). Розглядаються режими роботи двигуна за сталої частоти обертання вала $n_e = 2400 \text{ хв}^{-1}$ і різних навантажень на двигун $p_e = 0; 0,10; 0,18; 0,30; 0,45; 0,62$ МПа. Інформація добута засобами стендових вимірювань із залученням комп'ютерної технології обробки дослідних даних [13, 21, 31]. Наведені на рис. 5.5 діаграми отримані в дослідно-програмному середовищі, в якому культивується двозонна модель теплотворення/теплоспоживання, і вимірювально/аналітично враховуються одночасно зміна коефіцієнта надлишку повітря, теплові потоки назовні циліндра (через кришку циліндра, головку поршня, гільзу циліндра), внутрішній теплообмін між зонами, зміна локальних температур в різних точках поверхні робочого простору і середньої температури робочого тіла, поточний тиск робочих газів тощо-тощо.

Оскільки температура робочого тіла в зонах різна, то довелося визначати тепловіддачу для обох зон окремо. Дослідно-програмне середовище виявилось дуже складним. Та навряд чи є можливість спростити його.

Рис. 5.6 ілюструє супутню зміну індикаторного тиску p , середньої температури робочого тіла T , коефіцієнта тепловіддачі α у разі реалізації (для прикладу) трьох з перелічених щойно режимів навантаження (серед них — режим марного ходу; p_0 і T_0 — тиск і температура в довкіллі). Такий самий характер сукупного перебігу графіків зміни зазначених величин спостерігається і для інших режимів роботи двигуна. Виглядає так, ніби графік $\alpha = \alpha(\varphi)$ відстежує, наслідує графік $p = p(\varphi)$. Але відповідно до (5.6)—(5.8), (5.18) за вплив на величину α ніби «змагаються» величини p і T , «силу» яких зважено показниками степеня, під якими вони перебувають: справді, вирази (5.6)—(5.8), (5.18) є окремими випадками виразу $\alpha = c p^m T^n$ (c — стала). Оскільки показники степеня m і n у різних виразах часом дуже різні, то кожен з них відстоює суто свою особливу версію закону тепловіддачі. Але найважливішим є те, що на графіку $\alpha = \alpha(\varphi)$ цілком не помітна складова $\alpha_r = \beta(T + T_{\text{ц}})(T^2 + T_{\text{ц}}^2)$, що фігурує у виразі (5.24). Отже явище радіації практично не проявляє себе в процесах, що пе-

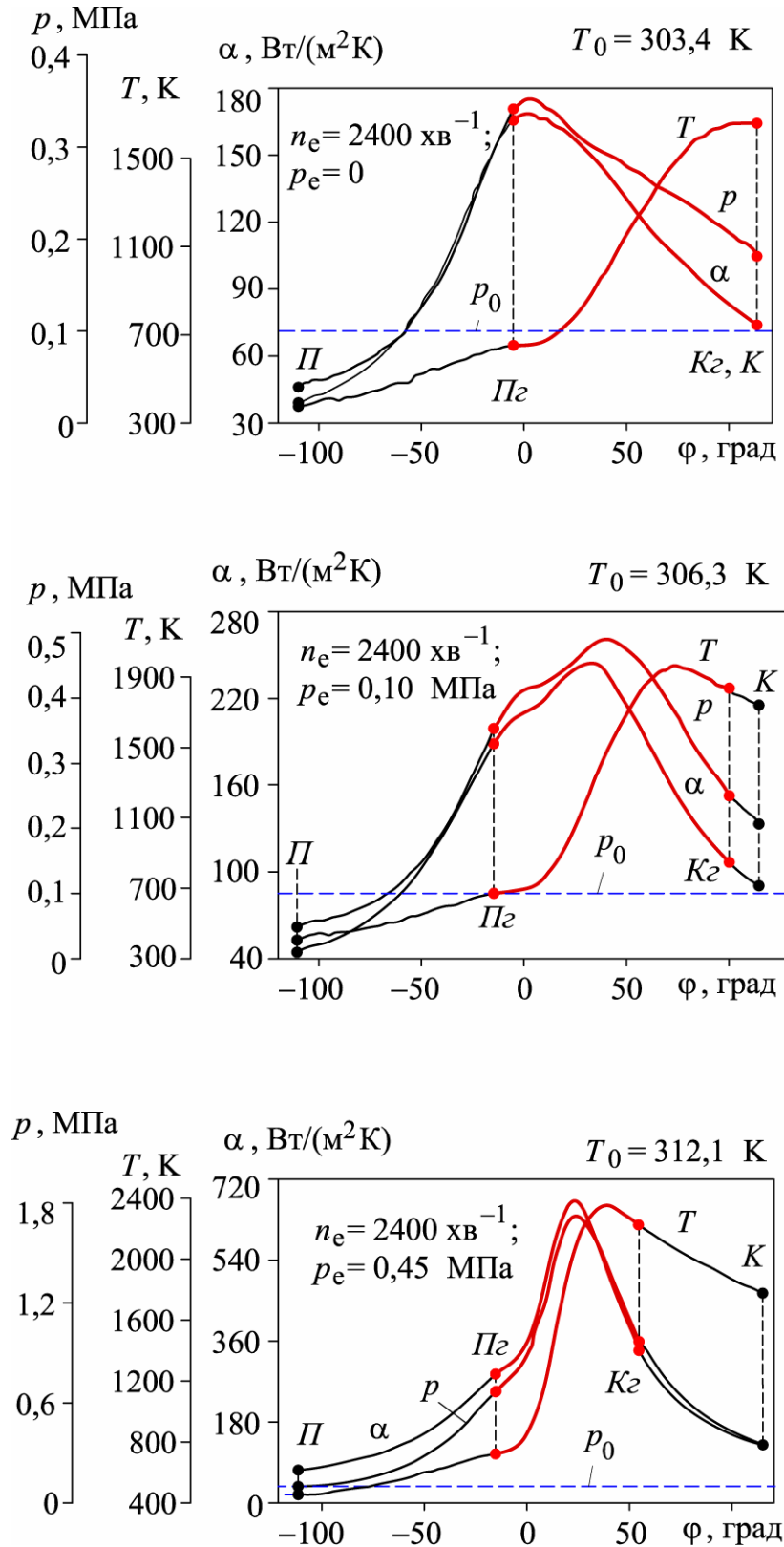


Рисунок 5.6 — Графіки супутньої зміни індикаторного тиску, температури, коефіцієнта тепловіддачі

ребігають в робочому просторі ДШВЗ.

У виразі (5.6) $m = 2/3$ і $n = 1/3$, а у виразах (5.7) і (5.8) $m = n = 1/2$. Якщо у формулах $\alpha' = cp^{2/3}T^{1/3}$ $\alpha'' = c(pT)^{1/2}$ формально підібрати сталі c так (ігноруючи їх змістове наповнення), щоби максимумами залежностей $\alpha(\varphi)$, $\alpha'(\varphi)$, коефіцієнта тепловіддачі $\alpha''(\varphi)$ були однаковими, то стане очевидним (рис. 5.7, конкретно розглядається режим $p_e = 0,45$ МПа), що припасувати їх графіки один до одного, хай навіть однією парою, прийнятно якісно не вдасться. Натомість формула (5.18) принципово по-іншому співвідносить вплив тиску й температури на коефіцієнт тепловіддачі: цього разу $m = 0,7$ і $n = -0,2$ (від'ємне значення!).

Графік $\alpha'(\varphi)$ залежності $\alpha = cp^{0,7}T^{-0,2}$, підбираючи константу c (знову ігноруючи її зміст), можна провести так, щоби його максимум був нарівні з максимумом взірцевої залежності $\alpha(\varphi)$, рис. 5.8. Але в такому разі тільки в околі однієї точки A графіки $\alpha'(\varphi)$ і $\alpha(\varphi)$ можуть збігатися. А от про якусь їх загальну збіжність йтися не може. Змінюючи c , залежність $\alpha = cp^{0,7}T^{-0,2}$ можна відобразити графіком $\alpha''(\varphi)$, що проходить через точку B , відповідну початкові процесу тепловиділення (горіння пальної суміші). Тепер можна вважати, що апроксимація стала задовільною в області низьких температур, що передує області горіння пальної суміші. А от в області згоряння пального апроксимаційна якість цілком не прийнятна.

Цікаво, чи взагалі існують якісь апроксимаційно «хороші» значення параметрів m , n , c ? Знайдемо, приміром, такі значення m , n , c , які б дозволили провести апроксимаційний графік $\alpha = \alpha^*(\varphi)$ точно через точки A , B , C взірцевого графіка $\alpha(\varphi)$, відповідні його максимуму та початку й кінцю процесу згоряння пальної суміші (рис. 5.8). Виявляється, таким графіком $\alpha^*(\varphi) = cp^m(\varphi)T^n(\varphi)$ доволі точно можна відтворити еталонний графік $\alpha(\varphi)$ в області згоряння пальної суміші, але якість апроксимації залишиться низькою за межами цієї області. Зауважмо, в цьому випадку «хорошими» виявилися показники степеня $m \approx 1,16$ і $n \approx -0,23$.

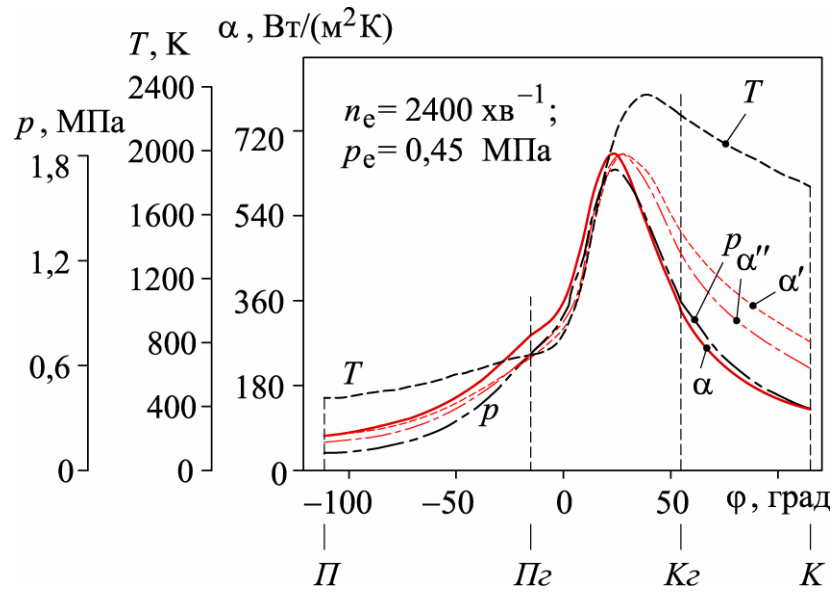


Рисунок 5.7 — Зіставлення графіків зміни коефіцієнта тепловіддачі у тепловій машині

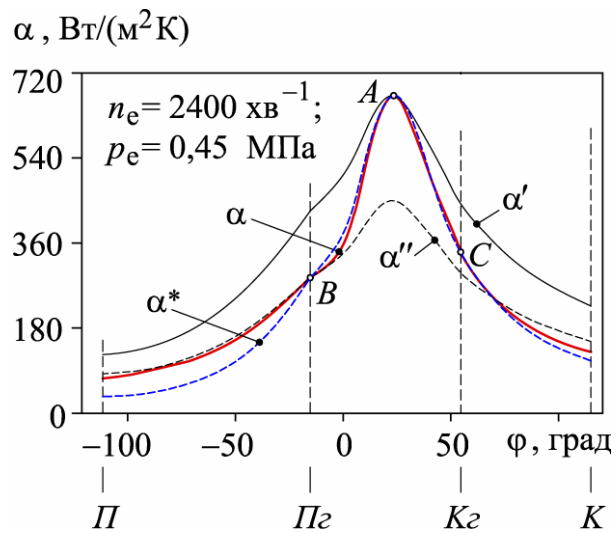


Рисунок 5.8 — Оцінка рівня збіжності степеневих апроксимацій процесу тепловіддачі у тепловій машині

Звісно, в значній мірі рятує ситуацію те, що у виразі (5.18) величина c насправді не є константою, вона залежить від змінного за кутом повороту вала двигуна так званого еквівалентного діаметра циліндра $D_e = \frac{2Dh}{D+2h}$. Це в однаковій мірі стосується також як рівняння Г. Вошні (див. (5.20)), так і рівняння Г. Гогенберга (5.21), які також мають структуру $\alpha = c(\varphi)p^m(\varphi)T^n(\varphi)$. Рівняння Гогенберга, зрештою, можна тлумачити як окремий випадок рівняння

$$\alpha = kc^r(\varphi)p^m(\varphi)T^n(\varphi) \approx k(c_0 + c_1 \cos \varphi + c_2 \cos 2\varphi)^r p^m(\varphi)T^n(\varphi), \quad (5.27)$$

де $k, c_0, c_1, c_2, r, m, n$ — незмінні для конкретного режиму роботи двигуна параметри; при цьому $m/n = -2$. У разі суттєво дезаксіального хитневого механізму в дужки під степінь r доцільно занести додатковий член $c_3 \sin \varphi$ ($c_3 = \text{const}$).

Ігноруючи деякі приписи Г. Гогенберга, можна спробувати провести графік теоретико-емпіричної залежності (5.27) через чотири які-небудь наперед задані точки графіка якої-небудь однієї з експериментальних залежностей $\alpha = \alpha(\varphi)$, наведених, приміром, на рис. 5.6. Цього можна, зокрема, досягнути, відповідно добираючи значення коефіцієнтів k, r, m, n .

Тож, задаючи певні чотири значення кута повороту колінчастого вала двигуна $\varphi_i, i = \overline{1; 4}$, можна укласти систему чотирьох лінійних відносно параметрів $\ln k, r, m, n$ рівнянь

$$\ln \alpha = \ln k + r \ln c(\varphi) + m \ln p(\varphi) + n \ln T(\varphi), \quad (5.28)$$

з розширеним визначником

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 & \ln c_1 & \ln p_1 & \ln T_1 & \ln \alpha_1 \\ 1 & \ln c_2 & \ln p_2 & \ln T_2 & \ln \alpha_2 \\ 1 & \ln c_3 & \ln p_3 & \ln T_3 & \ln \alpha_3 \\ 1 & \ln c_4 & \ln p_4 & \ln T_4 & \ln \alpha_4 \end{vmatrix},$$

в якому $c_i = c(\varphi_i), \alpha_i = \alpha(\varphi_i), p_i = p(\varphi_i), T_i = T(\varphi_i)$ (відповідно до відомої функції $c = c(\varphi)$ і експериментально зафіксованих залежностей $\alpha = \alpha(\varphi), p = p(\varphi), T = T(\varphi)$). Та виявляється, це загалом не покращує якість апроксимації,

якщо функція $c = c(\varphi)$ є парною чи майже парною. Саме парною чи майже парною є функція $D = D(\varphi)$ у виразі (5.21).

Орієнтуючись на співвідношення (5.6), (5.7), (5.18), (5.20), (5.21), побудуємо відповідні наведені на рис. 5.7 інформації графіки залежностей

$$c_{\alpha 1} = \frac{\alpha(\varphi)}{p^{2/3}(\varphi)T^{1/3}(\varphi)}, \quad c_{\alpha 2} = \frac{\alpha(\varphi)}{\sqrt{p(\varphi)T(\varphi)}}, \quad c_{\alpha 3} = \alpha(\varphi) \frac{T^{0,2}(\varphi)}{p^{0,7}(\varphi)},$$

$$c_{\alpha 4} = \alpha(\varphi) \frac{T^{0,53}(\varphi)}{p^{0,8}(\varphi)}, \quad c_{\alpha 5} = \alpha(\varphi) \frac{T^{0,4}(\varphi)}{p^{0,8}(\varphi)},$$

рис. 5.9 (одиниці виміру не наводяться). Вони є функціями-множниками при степеневих добутках $p^m T^n$ у виразах $\alpha = c_{\alpha} p^m T^n$. Залежності $c_{\alpha 1} = c_{\alpha 1}(\varphi)$, $c_{\alpha 2} = c_{\alpha 2}(\varphi)$ є цілком абстрактними (в них важко побачити якісь фізичної змістовності закономірності). Натомість залежності $c_{\alpha 3} = c_{\alpha 3}(\varphi)$, $c_{\alpha 4} = c_{\alpha 4}(\varphi)$, $c_{\alpha 5} = c_{\alpha 5}(\varphi)$ з точністю до сталих доданка і множника якісно нагадують залежність $\Delta p = \Delta p(\varphi)$, наведену на рис. 5.4. На це, мабуть, і звернув увагу Г. Вошні, розробляючи свою формулу (5.20).

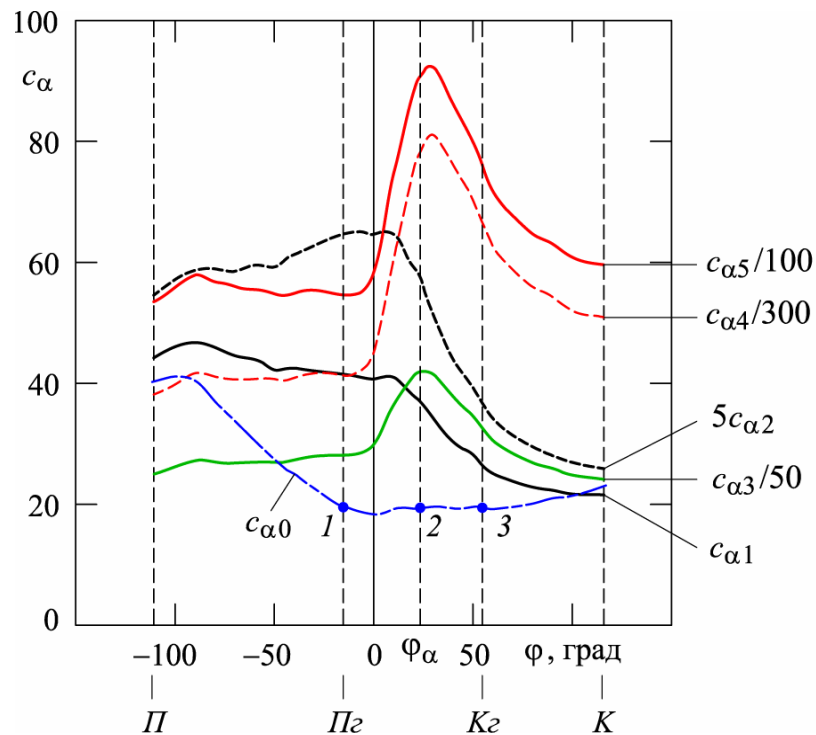


Рисунок 5.9 — Функції-множники степеневих виразів коефіцієнта тепловіддачі

Зосередьмо увагу тільки на зоні горіння (йдеться знову про режим $p_e = 0,45$ МПа, (рис. 5.7). Вимагатимемо, щоб значення функції-множника $c_\alpha(\varphi)$ на початку процесу горіння палива, у мить $\varphi = \varphi_\alpha$ найінтенсивнішої тепловіддачі і в кінці процесу горіння збігались. В такому разі можна буде умовно вважати, що функція-множник в зоні горіння є приблизно сталою. Цього можна досягти відповідно добираючи значення показників степеня m і n :

$$m = \frac{\begin{vmatrix} \ln \frac{\alpha_1}{\alpha_2} & \ln \frac{T_1}{T_2} \\ \ln \frac{\alpha_1}{\alpha_3} & \ln \frac{T_1}{T_3} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \ln \frac{p_1}{p_2} & \ln \frac{T_1}{T_2} \\ \ln \frac{p_1}{p_3} & \ln \frac{T_1}{T_3} \end{vmatrix}}, \quad n = \frac{\begin{vmatrix} \ln \frac{p_1}{p_2} & \ln \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \\ \ln \frac{p_1}{p_3} & \ln \frac{\alpha_1}{\alpha_3} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \ln \frac{p_1}{p_2} & \ln \frac{T_1}{T_2} \\ \ln \frac{p_1}{p_3} & \ln \frac{T_1}{T_3} \end{vmatrix}},$$

де 1, 2, 3 — індекси, що позначають значення параметрів α , p , T , відповідні митям початку горіння, найінтенсивнішої тепловіддачі, кінця горіння. Виявляється $m = 1,1516$ і $n = -0,2214$, а функція-множник відображається кривою $c_\alpha = c_{\alpha 0}(\varphi)$ (на рис. 5.9), що справді в зоні горіння є майже сталою (ординати точок 1, 2, 3 — однакові). Отримані значення показників степеня майже такі самі, як і в раніше добутому співвідношенні $\alpha^*(\varphi) = c p^m(\varphi) T^n(\varphi)$ ($m \approx 1,16$ і $n \approx -0,23$; рис. 5.8). Отже в області згоряння пальної суміші засоби апроксимації можна суттєво спростити, залишиться низькою за межами цієї області [14].

Але можна піти ще далі: відмовившись від фіксування сталих r , m і n , визначати їх так, щоб апроксимуючий та експериментальний графіки мали ще три спільні точки. Приміром, якщо вимагати, аби графіки мали разом шість спільних точок при $\varphi = \varphi_{\pi} < 0$ (початок зони високого тиску), $\varphi = \varphi_{\pi\pi} < 0$ (початок процесу горіння пальної суміші), $\varphi = 0$ (верхня мертва точка), $\varphi = \varphi_m$ (максимум коефіцієнта тепловіддачі), $\varphi = \varphi_{\kappa\pi}$ (кінець процесу горіння пальної суміші), $\varphi = \varphi_\kappa$ (кінець зони високого тиску), то взагалі зникнуть об'єктивні підстави бути незадоволеним якістю апроксимації.

Корисним у багатьох випадках є гармонічний аналіз. Можна вдаватися до застосування, приміром, рядів Фур'є (до Фур'є-аналізу і Фур'є-синтезу). Але пошук коефіцієнтів Фур'є ряду, породженого функцією $\alpha = \alpha(\varphi)$, методом, скажімо, Ойлера — Фур'є — надзвичайно складне завдання, яке не веде до теоретичних узагальнень. Натомість можна застосувати тригонометричне інтерполювання. Взагалі кажучи, існує безліч можливостей (способів) провести інтерполяційний аналіз. Але всі вони зазвичай не дають прийняттого результату. Можна навести такий дуже наочний приклад.

Хай бажано описати залежність $\alpha = \alpha(\varphi)$ тригонометричною функцією

$$\alpha' = a_0 + a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \sin 2\varphi + a_4 \cos 2\varphi + a_5 \sin 3\varphi + a_6 \cos 3\varphi, \quad (5.29)$$

так щоби вона точно проходила через шість інтерполяційних вузлів 1, 2, 3, (4, 5), 6, 7, яким відповідають кути повороту вала двигуна $\varphi_1 = -\pi/2$, $\varphi_2 = -\pi/4$, $\varphi_3 = 0$, $\varphi_{4,5} = \varphi_\alpha = 0,13\pi$ (точка максимуму), $\varphi_6 = \pi/4$, $\varphi_7 = \pi/2$, рис. 5.10. При цьому в точці (4, 5) має справджуватись ще й необхідна умова екстремуму

$$\begin{aligned} \frac{d\alpha'}{d\varphi} \Big|_{\varphi=\varphi_\alpha} &= a_1 \cos \varphi_\alpha - a_2 \sin \varphi_\alpha + 2a_3 \cos 2\varphi_\alpha - 2a_4 \sin 2\varphi_\alpha + \\ &+ 3a_5 \cos 3\varphi_\alpha - 3a_6 \sin 3\varphi_\alpha = 0. \end{aligned}$$

Наведеній на рис. 5.10 системі вузлів і виразові (5.29) відповідає матричне рівняння

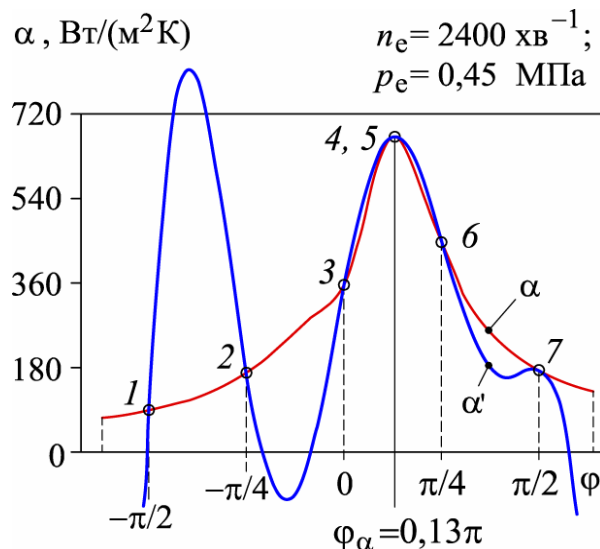


Рисунок 5.10 — Приклад інтерполяції залежності коефіцієнта тепловіддачі

$$\begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 1 & -\sqrt{2}/2 & \sqrt{2}/2 & -1 & 0 & -\sqrt{2}/2 & -\sqrt{2}/2 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0,3971 & 0,9178 & 0,7290 & 0,6845 & 0,9409 & 0,3387 \\ 0 & 0,9178 & -0,3971 & 1,3691 & -1,4579 & 1,0162 & -2,8226 \\ 1 & \sqrt{2}/2 & \sqrt{2}/2 & 1 & 0 & \sqrt{2}/2 & -\sqrt{2}/2 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 89,7 \\ 169,3 \\ 356,4 \\ 671,5 \\ 0 \\ 447,3 \\ 174,8 \end{pmatrix},$$

розв'язком якого є вектор коефіцієнтів

$$\begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2593,22 \\ 956,06 \\ 4889,25 \\ -1182,98 \\ -2725,47 \\ 913,51 \\ 785,84 \end{pmatrix}.$$

Отож інтерполяційну залежність (5.29) на рис. 5.10 відобразатиме графік $\alpha' = \alpha'(\varphi)$, який ну ніяк не можна вважати задовільною апроксимацією.

Звісно, задуманий інтерполяційний акт можна здійснити багатьма іншими способами й засобами — змінюючи розташування вузлів, збільшуючи їх кількість, добираючи кратність аргументу φ в тригонометричних функціях виразу (5.29)... Завдяки цьому можна, звісно, досягнути значно більшої точності апроксимації, але такого стибу рутинна все одно не наблизатиме до теоретичної загальності. Збіжність хоч якого апроксимаційного ряду в цьому випадку залишається проблематичною. А відтак емпіричний пошук фундаментального закону навряд чи досягне успіху. Мабуть все-таки коефіцієнт тепловіддачі — «поганий» емпіричний параметр «невдало» аналітично відображеного закону тепловіддачі. А тому без внесення в модель теплоспоживання/тепловіддачі елементів натурності не обійтися.

5.4 Висновки до п'ятого розділу

1. Встановлено, що теплопередача в циліндрі двигуна між газом та стінкою простору згоряння виникає переважно внаслідок вимушеної конвекції. Власне в двигунах, що працюють за циклом Отто, теплопередача внаслідок випромінювання під час згоряння пального взагалі є незначною через те, що (на відміну від дизельного двигуна) в просторі згоряння не виникають в значній кількості розжарені частинки кіптяви, а самі по собі гази як випромінювачі в порівнянні з вимушеною турбулентною конвекцією можуть переносити відносно малу кількість теплоти, яку брати до уваги загалом навряд чи є сенс.

2. Чи не за основний об'єкт дослідження часто править коефіцієнт тепловіддачі. Запропоновано дуже багато емпіричних залежностей для обчислення цього коефіцієнта. Кожна з них має свій рівень універсальності та свої межі застосовності за рівнем адекватності. Переважно універсальність та адекватність не є взаємосупровідними характеристиками якості емпіричних співвідношень. А тому, вивчаючи певну множину режимів роботи двигуна, бажано залучати до математичного й експериментального апарату дослідження такі аналітично відображувані емпіричні співвідношення, які в межах цієї множини залишались незмінними за структурою та значеннями своїх основних параметрів.

3. Проілюстровано, що критерійне рівняння вимушеної конвекції традиційно засноване на співвідношенні подібності $Nu = C Re^m Pr^n$ між критеріями Нусельта (Nusselt) Nu , Рейнольдса (Reynolds) Re , Прандтля (Prandtl) Pr ; C , n , m — сталі. G. Woschni з'ясував, що прийнятними є значення показників степеня $m = 0,78$ та $n = 0,33$. Але загалом виявилось, що хороші результати моделювання можна отримати на основі експериментальної інформації про перебіг тиску і середньої температури в циліндрі двигуна, приймаючи $n = 1/3$ та для кожного режиму роботи двигуна своє значення m з діапазону $3/4 < m < 4/5$. Це підтверджують приклади модельного відтворення зміни коефіцієнта тепловіддачі від кута повороту вала двигуна за різних навантажень.

4. З'ясовано, що коли заходить мова про адекватне оцінювання теплопередачі через стінки робочого простору двигуна, доводиться вдаватись до коректувальних дій, здійснених тільки за допомогою безпосередніх вимірювань. Саме безпосередні вимірювання в натурному середовищі температурних параметрів робочого простору двигуна створюють інформаційну основу для теоретичних узагальнень у віртуальному середовищі.

5. Подальші дослідження в області теплообміну повинні б показати у якій мірі отримані емпіричні співвідношення можна поширити на двигуни іншого штибу. Звісно, існують реальні перспективи удосконалення емпіричних описів тепловіддачі та теплопередачі, пов'язані з покращенням опису турбулентності згоряння. Тож як тільки будуть отримані прийнятно якісні результати подальших глибших досліджень, можна буде відразу замінити емпіричні описи фізично обґрунтованими моделями.

6. За рушійний чинник в класичній теорії вимушеного конвективного теплообміну править градієнт (перепад) температур. Та рушійними чинниками могли б бути також інші потенціали. Коефіцієнт конвективної тепловіддачі в натурному середовищі — це абстракція, без якої, однак, не обійтись у віртуальному середовищі. Оцінювати таку теоретично значущу величину доводиться непрямыми «реальними» вимірюваннями. Тож було б добре усунути це поняття з теорії теплопередачі. А це, звісно, потребуватиме коректування наукової парадигми із залученням зусиль багатьох учених. Запропоноване в роботі трактування модельних уявлень якраз може стати зручним підґрунтям для реалізації такого задуму.

РОЗДІЛ 6 ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕЛЮВАННЯ

6.1 Експериментально отримані залежності тиску та температури

Оскільки в фундаментальних законах термодинаміки так чи інакше фігурують такі величини, як тиск і температура термодинамічного тіла, то зміна саме цих величин у часі була б дуже бажаною інформацією для розрахункового аналізу процесу теплопередачі. Техніка вимірювання змінного тиску в швидкоплинних процесах є найдосконалішою. Тож ключову роль в термодинамічній моделі мала б відігравати саме експериментально вимірювана залежність зміни тиску в робочому просторі від кута повороту вала двигуна.

Власне оперування діаграмами зміни тиску й температури дозволяє досягнути високого рівня праксеологічності моделювання процесів в ДШВЗ.

На рис. 6.1 подано експериментально отримані графіки зміни тиску p' в циліндрі дослідницького двигуна BRIGGS & STRATTON, а на рис. 6.2 — такого самого змісту графіки, відтворені комп'ютером на основі згадуваної двозонної моделі (φ — кут повороту колінчастого вала; $\Delta\varphi$ — зміщення графіка відносно верхньої мертвої точки; Δp — зміщення графіка відносно лінії нульового тиску; P і K — початок і кінець області високого тиску; P_2 і K_2 — початок і кінець області горіння). При цьому були внесені відповідні поправки до експериментальних індикаторних діаграм за допомогою розрахунків відповідно до однозонної моделі. Перебіг середньої температури робочого газу T в робочому циклі зображений на рис. 6.3 (T_0 — температура у довкіллі). Всі ці графіки стосуються незмінної частоти обертання колінчастого вала двигуна $n_e=2400$ хв⁻¹ та різних навантажень $p_e=0; 0,10; 0,18; 0,30; 0,45; 0,62$ МПа (p_e — середній ефективний тиск; p_0 і T_0 — тиск і температура у довкіллі).

Тиск в циліндрі двигуна на рис. 6.1 характеризує величина p' , яка задовольняє рівнянню $dp' = dp$ (p — абсолютний тиск). Відлік кута повороту колінчастого вала двигуна не припасований до мертвих точок. По суті, залежності,

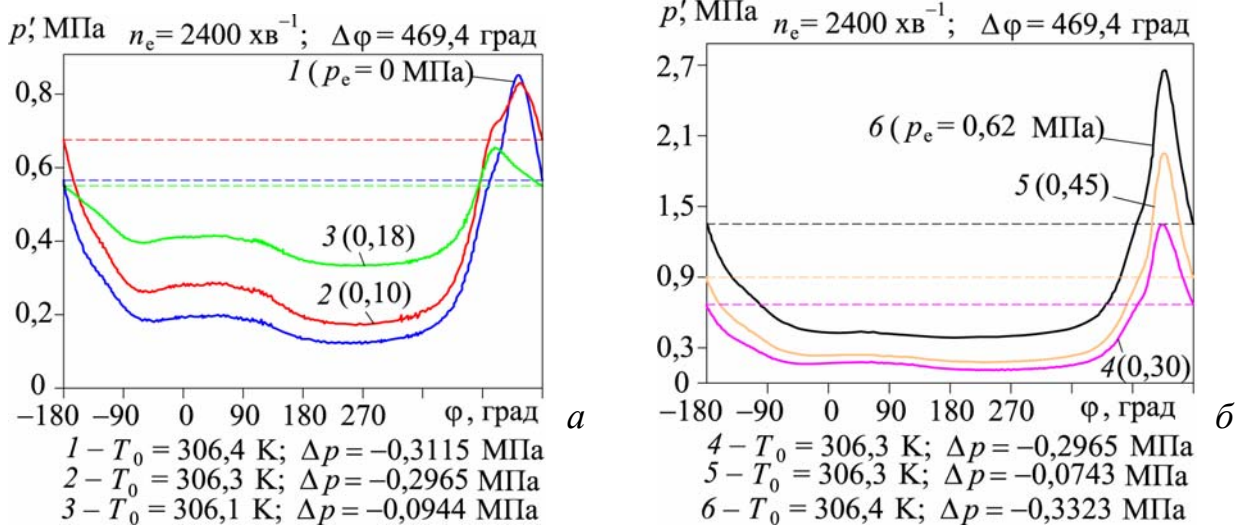


Рисунок 6.1 — Розгорнуті за кутом повороту вала двигуна індикаторні діаграми:

a — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

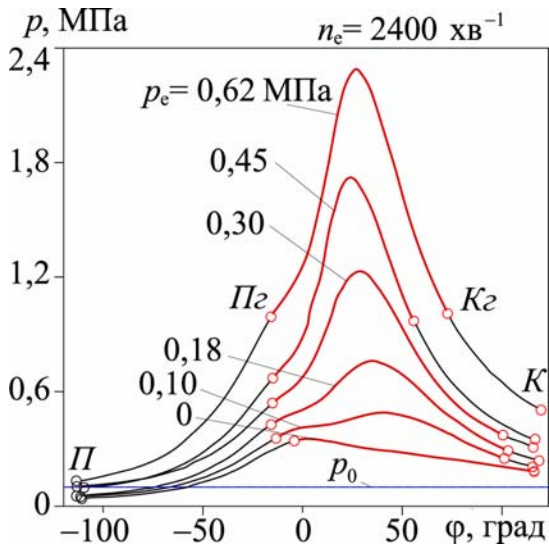


Рисунок 6.2 — Фрагменти індикаторних діаграм, відтворених комп'ютером на основі експериментальної інформації

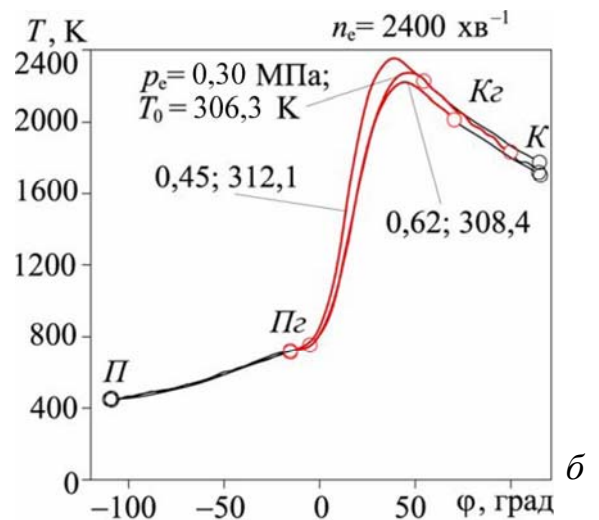
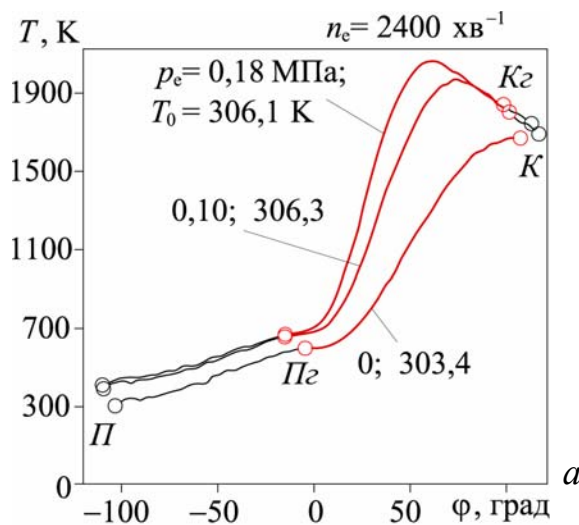


Рисунок 6.3 — Графіки зміни середньої температури робочого тіла за

навантажень на двигун: *a* — малих; *б* — великих

що зображені на рис. 6.2 (та й на рис. 6.3), є звичними розгорнутими за кутом повороту колінчастого вала індикаторними діаграмами, припасованими до верхньої мертвої точки $\varphi = 0$.

Основою будь-якого розрахунку процесів є баланс енергії даного процесу в області, що обмежена стінками простору згоряння.

6.2 Термодинамічна модель двигуна: засадничі співвідношення

В основу розрахунків покладено систему з трьох рівнянь: рівняння закону збереження речовини (у формі балансу мас), рівняння закону збереження енергії (у формі першого закону термодинаміки) та рівняння термодинамічного стану робочого тіла (у формі рівняння стану ідеального газу).

Маса робочого тіла, що знаходиться в циліндрі, є сумою

$$m = m_{\text{нг}} + m_{\text{зг}} \quad (6.1)$$

маси $m_{\text{нг}}$ суміші, що не горіла, та маси $m_{\text{зг}}$ суміші, що згоріла. Після диференціювання рівняння (1) перетворюється на співвідношення

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi} + \frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi}. \quad (6.2)$$

А оскільки в процесі горіння суміші (за законом збереження кількості речовини, за законом незнищенності речовини) $dm/d\varphi = 0$, то

$$\frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi} = -\frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi}. \quad (6.3)$$

На рис. 6.4 наведено графіки перебігу середнього (по всьому робочому просторі) значення коефіцієнта λ надлишку повітря залежно від кута повороту колінчастого вала двигуна. Тут 1, 2, ..., 6 – відповідно $p_e=0$ МПа ($\tan \alpha=0,088$ 1/град), 0,10 (0,167), 0,18 (0,258), 0,30 (0,417), 0,45 (0,555), 0,62 (1,177)). Величина λ визначалась за формулою

$$\lambda = \frac{m - (m_{\text{пл}} + m'_{\text{пл}0})}{l_0 (m_{\text{пл}} + m'_{\text{пл}0})}, \quad (6.4)$$

де m — маса робочого тіла, що знаходиться в межах циліндра; $m_{\text{пл}}$ — маса пального, підведеного за цикл; $m'_{\text{пл}0}$ — спалена в попередньому циклі частина пального, що міститься в залишкових газах; l_0 — теоретично необхідна кількість повітря для стехіометричного згоряння одиниці маси пального. Співвідношення (6.1)—(6.4) власне і відбивають в собі збережуваність речовини.

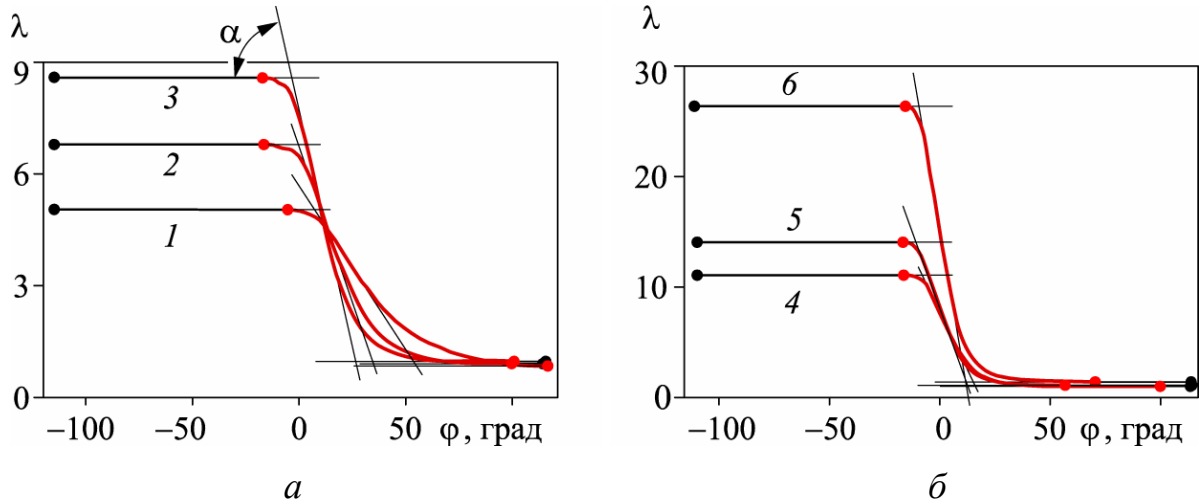


Рисунок 6.4. — Графіки зміни коефіцієнта надміру повітря:

a — за малих навантажень; $б$ — за великих навантажень

Зміна маси робочого тіла в зоні згоряння обчислюється за формулою

$$\frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi} = -\frac{m}{m - m'_{\text{пл}0}(1 + \lambda l_0)} (1 + \lambda l_0) \frac{dm_{\text{пл}}}{d\varphi}, \quad (6.5)$$

де $m_{\text{пл}}$ — маса пального, що згоряла (брала участь в теплотворенні).

Для зони, в якій не відбувається згоряння, рівняння термодинамічного стану робочого тіла має вигляд

$$pV_{\text{нг}} = m_{\text{нг}} R_{\text{нг}} T_{\text{нг}}, \quad (6.6)$$

де $R_{\text{нг}} = \text{const}$ — газова стала суміші, що визначається як

$$R_{\text{нг}} = \frac{m_{\text{пв}}}{m_{\text{нг}}} R_{\text{пв}} + \frac{m_{\text{ппл}}}{m_{\text{нг}}} R_{\text{ппл}} + \frac{m_{\text{пл}0}}{m_{\text{нг}}} R_{\text{пл}0}, \quad (6.7)$$

де $m_{\text{пв}}$ та $R_{\text{пв}}$ — маса та газова стала повітря; $m_{\text{ппл}}$ та $R_{\text{ппл}}$ — маса та газова стала парів пального; $m_{\text{пл}0}$ та $R_{\text{пл}0} = R_{\text{пл}0}(T_{\text{нг}}, \lambda_{\text{зг}}, p)$ — маса та газова стала залишкових газів; $V_{\text{нг}}$ — об'єм незгореної суміші; $T_{\text{нг}}$ — температура всередині зазначеної «пасивної» зони. Диференціюючи вираз (6.6) і беручи до уваги (6.7), отримуємо співвідношення

$$p \frac{dV_{\text{нр}}}{d\phi} + V_{\text{нр}} \frac{dp}{d\phi} = R_{\text{нр}} T_{\text{нр}} \frac{dm_{\text{нр}}}{d\phi} + m_{\text{нр}} R_{\text{нр}} \frac{dT_{\text{нр}}}{d\phi} + m_{\text{нр}} T_{\text{нр}} \frac{dR_{\text{нр}}}{d\phi}. \quad (6.8)$$

Закон збереження енергії для зазначеної зони має вигляд

$$h_{\text{нр}} \frac{dm_{\text{нр}}}{d\phi} - \frac{dQ_{\text{знр}}}{d\phi} = \frac{d(m_{\text{нр}} u_{\text{нр}})}{d\phi} + p \frac{dV_{\text{нр}}}{d\phi}, \quad (6.9)$$

де $h_{\text{нр}} = u_{\text{нр}} + R_{\text{нр}} T_{\text{нр}}$ — питома ентальпія робочого газу; $\frac{dQ_{\text{знр}}}{d\phi}$ — теплота, що передається від зони, в якій не відбувається згоряння на стінки камери згоряння та зону згоряння; $p \frac{dV_{\text{нр}}}{d\phi}$ — робота зі зміни об'єму зони, в якій не відбувається згоряння, викликана рухом поршня; $u_{\text{нр}}$ — внутрішня енергія.

Внутрішня енергія зони, в якій не відбувається згоряння, залежить від коефіцієнта надлишку повітря та температури робочого газу і відповідає рівнянню

$$\frac{d(m_{\text{нр}} u_{\text{нр}})}{d\phi} = m_{\text{нр}} \frac{dV_{\text{нр}}}{d\phi} + u_{\text{нр}} \frac{dm_{\text{нр}}}{d\phi}, \quad (6.10)$$

Враховуючи що зона, яка розглядається, складається з повітря, залишкових газів та парів бензину, одержимо:

$$m_{\text{нр}} u_{\text{нр}} = m_{\text{пв}} u_{\text{пв}} + m_{\text{плл}} u_{\text{плл}} + m_{\text{пл0}} u_{\text{пл0}}, \quad (6.11)$$

де $u_{\text{пв}}$ — питома внутрішня енергія повітря; $u_{\text{пл0}}$ — питома внутрішня енергія залишкових газів; $u_{\text{плл}}$ — питома внутрішня енергія парів пального.

Роблячи заміну $m_{\text{пв}} = m_{\text{нр}} - m_{\text{плл}} - m_{\text{пл0}}$ у рівнянні (6.11), отримаємо:

$$u_{\text{нр}} = \left(1 - \frac{m_{\text{плл}}}{m_{\text{нр}}} - \frac{m_{\text{пл0}}}{m_{\text{нр}}} \right) u_{\text{пв}} + \frac{m_{\text{плл}}}{m_{\text{нр}}} u_{\text{плл}} + \frac{m_{\text{пл0}}}{m_{\text{нр}}} u_{\text{пл0}}. \quad (6.12)$$

Рівняння стану для зони згоряння має вигляд

$$pV_{\text{зг}} = m_{\text{зг}} R_{\text{зг}} T_{\text{зг}}. \quad (6.13)$$

Індекс «зг» вказує, як домовлено, на те, що та чи інша величина стосується зони згоряння.

Після диференціювання виразу (6.13) дійдемо співвідношення

$$p \frac{dV_{\text{зг}}}{d\phi} + V_{\text{зг}} \frac{dp}{d\phi} = R_{\text{зг}} T_{\text{зг}} \frac{dm_{\text{зг}}}{d\phi} + m_{\text{зг}} R_{\text{зг}} \frac{dT_{\text{зг}}}{d\phi} + m_{\text{зг}} T_{\text{зг}} \frac{dR_{\text{зг}}}{d\phi}. \quad (6.14)$$

Газова стала, відповідна зоні згоряння, залежить від температури, коефіцієнта надлишку повітря λ та тиску p : $R_{зг} = R_{зг}(T_{зг}, \lambda_{зг}, p)$. Закон збереження енергії у цій зоні виражає співвідношення

$$\frac{dQ_{пл}}{d\phi} - h_u \frac{dm_{нг}}{d\phi} - \frac{dQ_{знг}}{d\phi} = \frac{d(m_{зг} u_{зг})}{d\phi} + p \frac{dV_{зг}}{d\phi}, \quad (6.15)$$

де $dQ_{пл}/d\phi = h_u \cdot dm_{нг}/d\phi$ — енергія пального, вивільнена в результаті згоряння пального; $dQ_{знг}/d\phi$ — теплота, що передається від зони згоряння на стінки комори згоряння та в зону, в якій не відбувається згоряння; $p \cdot dV_{зг}/d\phi$ — робота зміни об'єму зони згоряння, зумовлена рухом поршня.

Внутрішня енергія згоряння залежить від температури, коефіцієнта надлишку повітря та від тиску $u_{зг} = u_{зг}(T_{зг}, \lambda_{зг}, p)$ і відповідає рівнянню

$$\frac{d(m_{зг} u_{зг})}{d\phi} = m_{зг} \frac{du_{зг}}{d\phi} + u_{зг} \frac{dm_{зг}}{d\phi}. \quad (6.16)$$

Співвідношення (6.5)—(6.16) разом належно вичерпно розкривають власне поточний енергетичний баланс в робочому просторі двигуна та особливості його опису [64].

6.3 Аналітичний опис теплотворення та теплоспоживання

Як зазначалося раніше, інтенсивність теплотворення оцінюється залежністю

$$\frac{dz}{d\tau} = a(m+1)\tau^m(z-1) = \frac{\varphi_k - \varphi_{пл}}{Q_{тц}} \frac{dQ_{г}}{d\phi}. \quad (6.17)$$

На рис. 6.5 подано графіки залежності (6.17) за різних значень параметрів a і m (мінімум максимального значення величини dz/dt досягається у разі $\tau=1/e$). Реальне тепловиділення у процесі згоряння пального на шести режимах роботи двигуна відображено (з деяким забіганням наперед) графіками на рис. 6.6 ($Q_{пл}$ — теплота від згоряння пального; n_e — частота обертання вала двигуна; p_e — середній ефективний тиск).

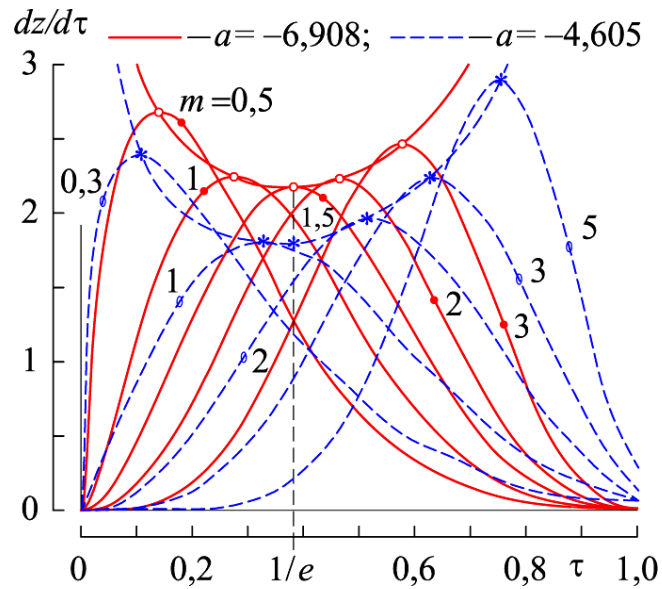


Рисунок 6.5 — Аналітично ідентифіковані графіки, що відображають теплотворення в циліндрі двигуна

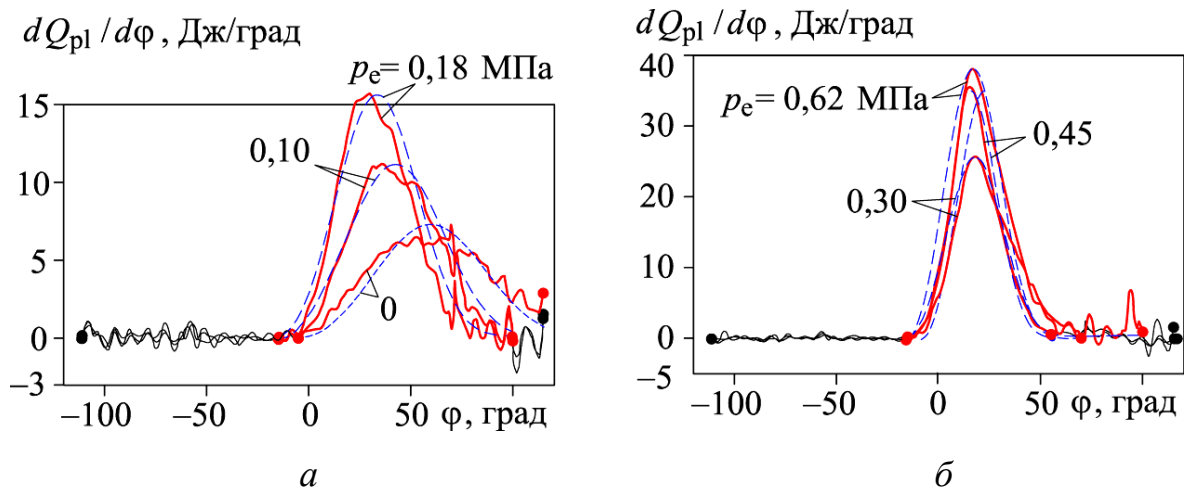


Рисунок 6.6 — Експериментально ідентифіковані характеристики теплотворення в двигуні (штрихові лінії – можливі апроксимації залежності (6.17)) за навантажень на двигун: *a* — малих; *б* — великих

Зазвичай беззастережно приймають [117], що за робочий цикл завжди згоряє одна і та сама частка пального $z = 0,999$, а відтак однозначно $a = \ln(1 - z_k) = \ln(1 - 0,999) = -6,908$ (рис. 6.5). Натомість, якщо порівняти отримані модельно-експериментальними засобами залежності, що відображають реальний перебіг інтенсивності теплотворення в циліндрі двигуна (рис. 6.6), з тими, що аналітично ідентифікує опис (6.17) за умови $a = -6,908$, то з'являються вагомі підстави вважати величину a ще одним режимним, а не формальним суто аналітичним, параметром (чи навіть режимною характеристикою) процесу згоряння пального в циліндрі двигуна. Натомість параметр τ_0 доречно позбавити статусу ніби фізично реальної тривалості процесу згоряння, а тлумачити його як вимірник асимптотичності процесу продукування теплоти.

Різницю між теплотворенням та тепловитоками (телопересиланням у стінки циліндра) можна трактувати як *теплоспоживання*. Для прикладу на рис. 6.7 для одного з виділених раніше режимів роботи двигуна побудовано графік теплоспоживання ТС (ТТ — графік процесу теплотворення, ТВ — графік тепловиток; коливання графіків знівельовано).

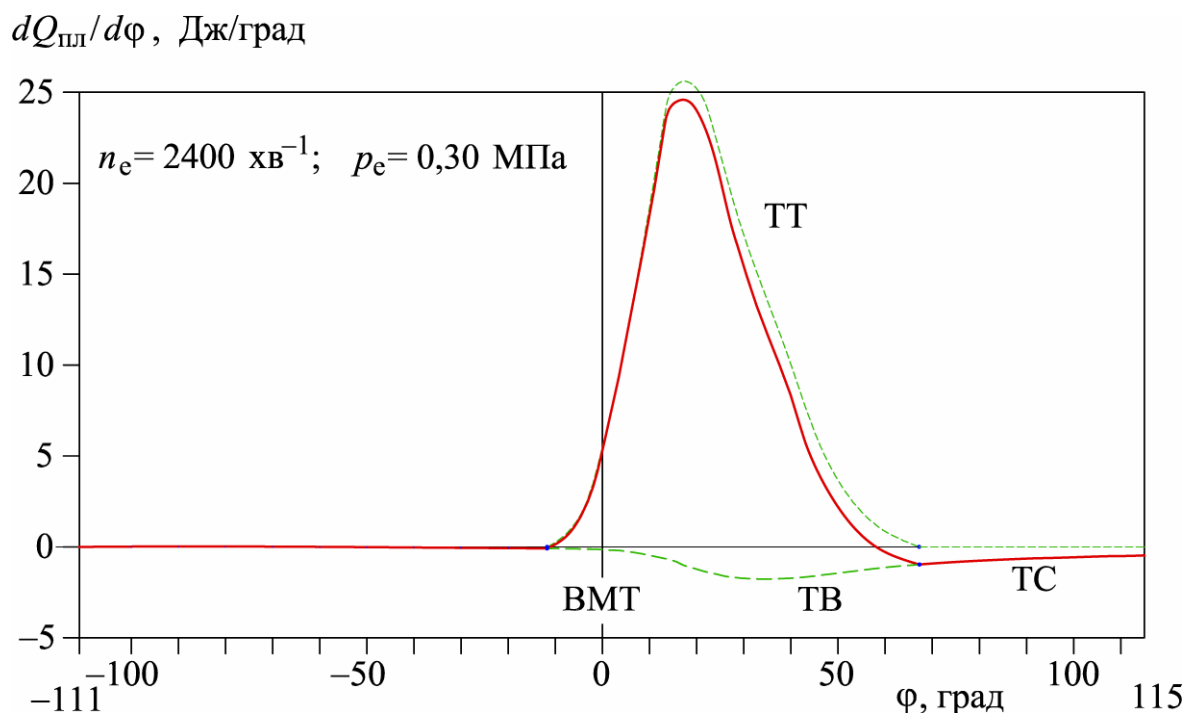


Рисунок 6.7 — Графік теплоспоживання двигуном

Формально апроксимаційні залежності (6.17), що описують процес теплотворення, залежні від двох параметрів — a (чи z_k) і m . Але фізично кількість впливових параметрів дорівнює чотирьом: a (чи z_k), m , φ_{π} , $\Delta\varphi = \varphi_k - \varphi_{\pi}$. Отже вмотивовано змінюючи перелічені параметри можна відслідкувати їх вплив на характер перебігу теплотворення, а відтак і на такі визначальні для оцінки робочого процесу двигуна величини, як максимальні тиск і температура газів в процесі згоряння пального, середній індикаторний тиск, коефіцієнт корисної дії, питома витрата пального тощо.

Та часто параметр a (чи z_k) задають (фіксують) заздалегідь, свідомо зменшуючи тим самим кількість ступенів вільності на одиницю. Фіксований параметр z_k (чи a) помітно звужує гнучкість апроксимаційних засобів. Приміром, у разі $z_k = 0,999$ (чи $a = -6,908$) умовна тривалість $\tau_{1/2}$ вигорання половини пального задовольняє жорстку умову

$$\tau_{1/2}^{m+1} = \frac{\ln \frac{1}{2}}{a} = \frac{\ln \frac{1}{2}}{\ln(1-z_k)} \approx 1/10.$$

У разі $z_k = 0,99$ ($a = -4,605$) — $\tau_{1/2}^{m+1} \approx 0,15$, а у разі $z_k = 0,9$ ($a = -2,303$) — $\tau_{1/2}^{m+1} \approx 0,30$. Експериментально ж підтвердити таку закономірність не вдається.

У табл. 6.1 фігурують основні параметри експериментально зідентифікованих процесів теплотворення в поршневому ДВЗ за частоти обертання вала двигуна $n_e = 2400$ хв⁻¹ (p_e — середній ефективний тиск в циліндрі двигуна; як і раніше, φ_{π} і φ_k — кути повороту колінчастого вала, за яких починається і закінчується процес помітного згоряння пального; $\Delta\varphi$ — кутова тривалість процесу горіння; φ_{\max} — кутове положення колінчастого вала, при якому інтенсивність згоряння найвища; $Q_{\text{тц}}$ — потенційно можливе теплотворення, визначуване кількістю палива, що потрапило в робочий простір двигуна, і його теплотворною здатністю; $\dot{Q}_{\max} = (dQ/d\varphi)_{\max}$ і $\dot{Q}_{\text{sr}} = (dQ/d\varphi)_{\text{sr}}$ — максимальне і середнє значення аналога інтенсивності теплотворення, зафіксовані комп'ютером). Беручи до уваги співвідношення (6.17), легко визначити такі параметри, що фігурують в таблиці:

Таблиця 6.1 — Параметри усереднених процесів теплотворення в двигуні

| | | | | | |
|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| p_e , МПа | 0 | 0,10 | 0,19 | 0,30 | 0,45 |
| φ_{Π} , град | -4,03 | -10,75 | -10,83 | -13,45 | -13,48 |
| φ_{κ} , град | 116,00 | 93,57 | 78,44 | 67,19 | 63,90 |
| $\Delta\varphi$, град | 120,03 | 104,32 | 89,27 | 80,64 | 77,38 |
| φ_{\max} , град | 59,94 | 42,61 | 33,44 | 18,16 | 16,64 |
| $Q_{\text{тц}}$, Дж | 549,54 | 609,18 | 706,31 | 865,59 | 994,28 |
| \dot{Q}_{\max} , Дж/град | 7,47 | 11,38 | 15,51 | 25,55 | 34,98 |
| $\dot{Q}_{\text{сг}}$, Дж/град | 4,23 | 5,38 | 7,69 | 10,31 | 12,26 |
| $\dot{Q}_{\max}/\dot{Q}_{\text{сг}}$ | 1,77 | 2,12 | 2,02 | 2,48 | 2,85 |
| τ^* | 0,53 | 0,51 | 0,50 | 0,39 | 0,39 |
| \dot{z}^* | 1,63 | 1,95 | 1,96 | 2,60 | 2,72 |
| $\dot{z}^* \tau^*$ | 0,86 | 0,99 | 0,98 | 0,93 | 1,06 |
| m | 1,59 | 1,91 | 1,88 | 1,75 | 2,08 |
| $-a$ | 3,37 | 4,66 | 4,81 | 8,48 | 12,28 |

— умовну мить досягнення максимуму інтенсивності (максимуму потужності, швидкості) теплотворення

$$\tau^* = \frac{\varphi_{\max} - \varphi_{\Pi}}{\varphi_{\kappa} - \varphi_{\Pi}},$$

— відносну максимальну інтенсивність (потужність, швидкість) теплотворення

$$\dot{z}^* = \frac{\varphi_{\kappa} - \varphi_{\Pi}}{Q_{\text{тц}}} \dot{Q}_{\max},$$

— параметри m і a , що є розв'язками системи рівнянь

$$\dot{z}^* \tau^* = m \exp\left(-\frac{m}{m+1}\right), \quad a = -\frac{m}{m+1} \frac{1}{\tau^{*m+1}}.$$

З отриманої інформації (табл. 6.1) випливає: значно більше підстав вважати наперед заданим значення параметра m , аніж параметра a . Беручи, приміром, $\dot{z}^* \tau^* \approx 1$, можна визнати, що $m \approx 1,93$. А якщо покласти $m \approx 2$, то доведеться

визнати, що $\dot{z}^* \tau^* \approx 1,03$. Відтак, наперед задаючи $a = -6,908$ (як в роботах [38, 117] та й багатьох інших), суттєво обмежують гнучкість і точність ідентифікаційного алгоритму.

Зв'язок між параметрами τ^* і \dot{z}^* ілюструє рис. 6.8. Очевидно, що в емпіричному сенсі режимні точки 1...5 (табл. 6.1) ніби належні деякій (параболічній, мабуть) кривій Kr . Та в теоретичному сенсі, виявляється, вони мали б належати розмитій гіперболі Gp , яку обмежують однозначні гіперболи $\dot{z}^* \tau^* = 1$ та $\dot{z}^* \tau^* = 1,03$. Те, що точка 1 випадає з окресленої тенденції, є радше ознакою суттєвої недосконалості режиму марного ходу двигуна, а не запереченням загальної теоретично обґрунтованої закономірності. Інші принципові невідповідності можуть також впливати з поганої режимної каліброваності двигуна чи невдалого планування експериментів [13].

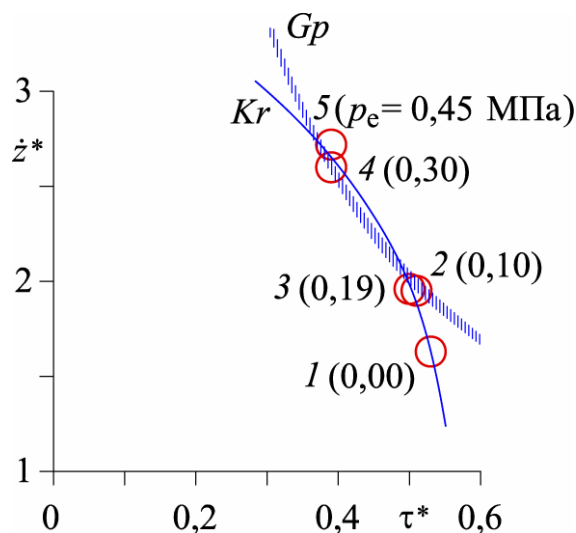


Рисунок 6.8 — Взаємозумовленість параметрів

6.4 Окремі різновиди зовнішньої тепловіддачі

Оскільки температура робочого тіла в зонах різна, то доречно визначати теплопередачу-тепловіддачу для обох зон окремо. Основним об'єктом емпіричних й теоретичних досліджень пересічно є коефіцієнт тепловіддачі.

Потік теплоти (кількість теплоти за одиницю часу) Q від плинного середовища (газу) з вищою температурою T до стінки з нижчою температурою, проникає через граничний шар цього ж середовища (газу) шляхом теплопровідності.

Як було зазначено раніше, визначати коефіцієнт тепловіддачі доводиться завдяки диференціальному рівнянню теплообміну

$$\alpha = -\frac{\lambda_{\Gamma}}{T_{\infty} - T_{\text{ст}}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}. \quad (6.18)$$

Випробні комп'ютерні розрахунки засвідчили більшу гнучкість-адекватність має модель Вошні. Зміну коефіцієнта (6.18) тепловіддачі зі зміною кута повороту колінчастого вала двигуна, що відповідає інформації, наведеній на рис. 6.1...6.4, відображає рис. 6.9.

На підставі інформації про значення коефіцієнта теплопередачі, як вже було сказано, можна оцінити диференціальну теплопередачу на стінки циліндра $dQ_{\text{ц}}$, перебіг якої зображений на рис. 6.10: $dQ_{\text{ц}} = dQ_{\text{цп}} + dQ_{\text{цк}} + dQ_{\text{цг}}$. Окремі її складові на стінки циліндра визначаються за формулами:

$$dQ_{\text{цп}} = \alpha A_{\text{цп}} (T - T_{\text{цп}}) dt, \quad dQ_{\text{цк}} = \alpha A_{\text{цк}} (T - T_{\text{цк}}) dt, \quad dQ_{\text{цг}} = \alpha A_{\text{цг}} (T - T_{\text{цг}}) dt, \quad (6.19)$$

де $A_{\text{цп}}$, $A_{\text{цк}}$, $A_{\text{цг}}$ — площі відповідно поршня, головки (кришки) циліндра, гільзи. Перебіги цих трьох величин показані на рис. 6.11, 6.12, 6.13. Доречно підкреслити: визначення площ поверхонь тепловіддачі, що фігурують у виразах (6.19), є зазвичай непростим завданням.

Принципово важливу роль в робочому процесі двигуна відіграє також теплопередача з зони згоряння на стінки простору згоряння і в зону, в якій не відбувається згоряння $dQ_{\text{цзг}}/d\phi$, та з зони, в якій не відбувається згоряння, на стінки комори згоряння і в зону згоряння $dQ_{\text{цнгр}}/d\phi$:

$$\frac{dQ_{\text{цзг}}}{d\phi} = \alpha_{\text{зг}} A_{\text{цзг}} (T_{\text{зг}} - T_{\text{ц}}) + k A_{\text{фп}} (T_{\text{зг}} - T_{\text{нг}}) + \varepsilon_{\text{с}} (A_{\text{цзг}} - A_{\text{фп}}) \left[\left(\frac{T_{\text{зг}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ц}}}{100} \right)^4 \right], \quad (6.20)$$

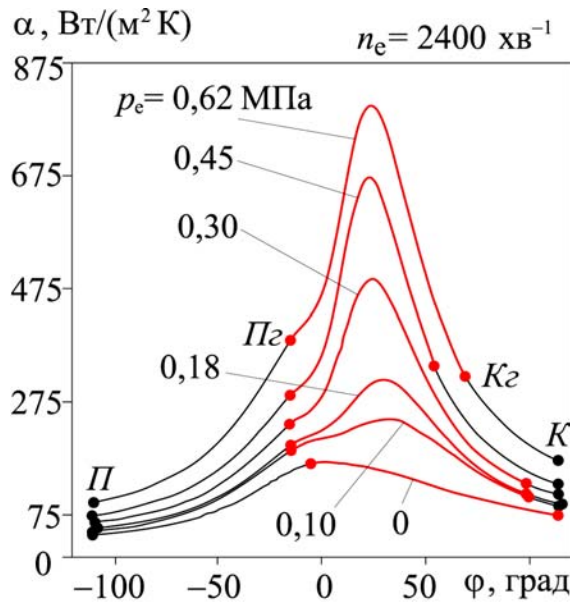


Рис. 6.9 — Графіки зміни коефіцієнта тепловіддачі від кута повороту колінвала

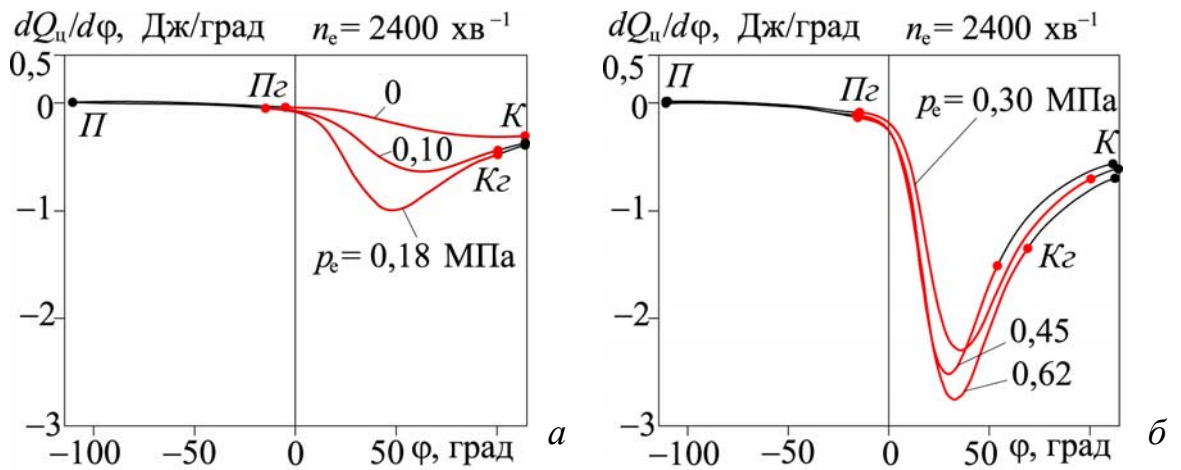


Рисунок 6.10 — Диференціальна тепловіддача загалом у поверхню циліндра при навантаженнях на двигун: *а* — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

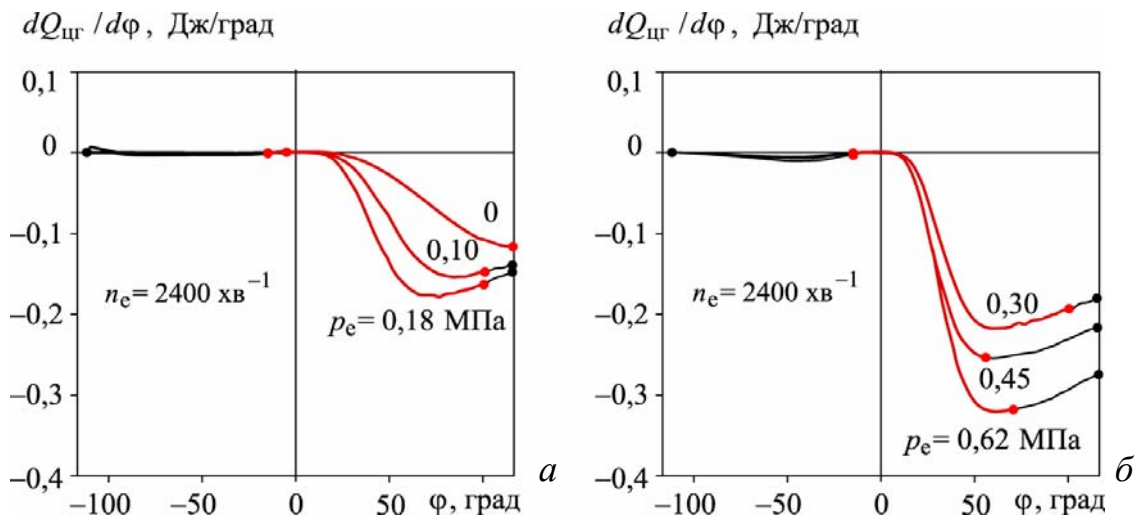


Рисунок 6.11 — Диференціальна тепловіддача у поверхню гільзи циліндра при навантаженнях на двигун: *а* — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

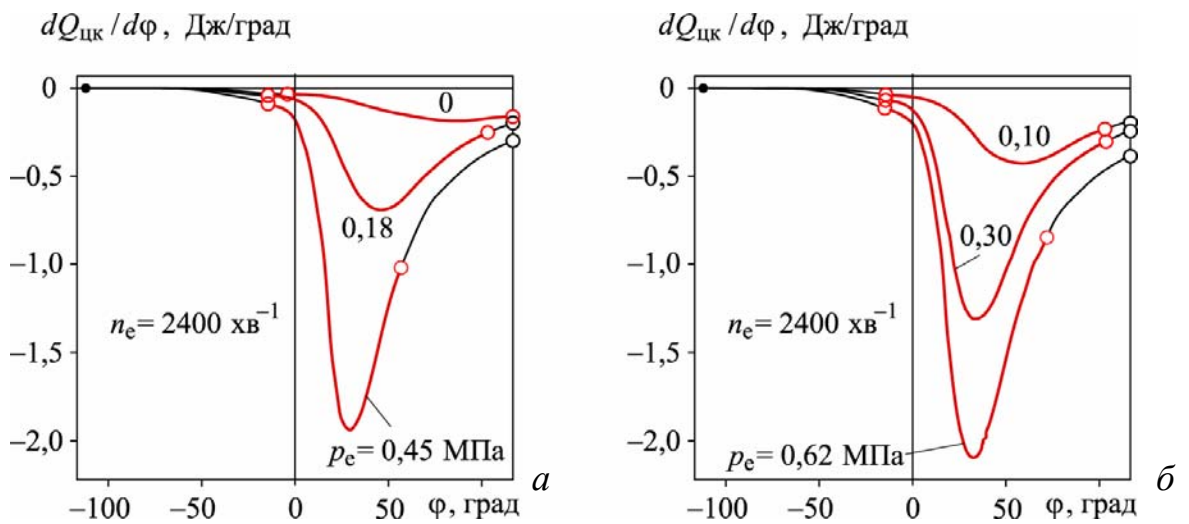


Рисунок 6.12 — Диференціальна тепловіддача у поверхню кришки циліндра при навантаженнях на двигун: *a* — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

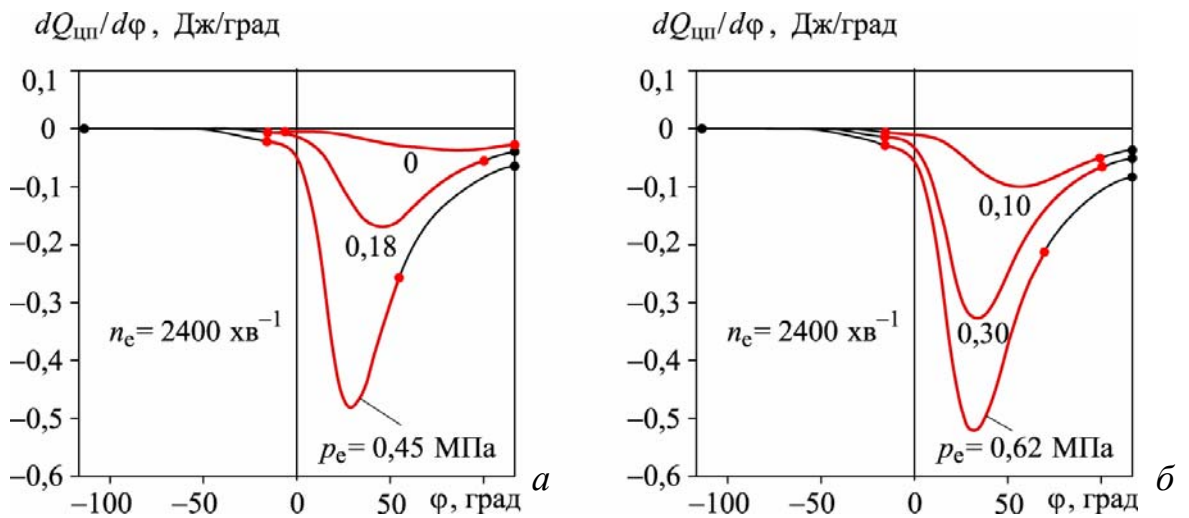


Рисунок 6.13 — Диференціальна тепловіддача у поверхню головки поршня при навантаженнях на двигун: *a* — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

$$\frac{dQ_{\text{цпг}}}{d\varphi} = \alpha_{\text{нг}} A_{\text{цпг}} (T_{\text{нг}} - T_{\text{ц}}) + k A_{\text{фп}} (T_{\text{нг}} - T_{\text{зг}}), \quad (6.21)$$

де $T_{\text{зг}}$, $T_{\text{нг}}$ — температура відповідної зони; $A_{\text{цзг}}$, $A_{\text{цпг}}$ — площа межі відповідної зони; $A_{\text{фп}}$ — площа фронту полум'я; $\alpha_{\text{зг}}$, $\alpha_{\text{нг}}$ — коефіцієнт тепловіддачі відповідної зони між газом і стінкою; $\varepsilon_{\text{с}}$ — коефіцієнт теплового випромінювання сажі (твердих часток) в робочому газі; k — коефіцієнт теплопроникнення фронту

полум'я, який визначають за формулою $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зг}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{нг}}}}$.

6.5 Внутрішній теплообмін

Визначальною для двозонної моделі є характеристика внутрішнього теплообміну $Q_{\text{вн}} = Q_{\text{вн}}(\varphi)$ між раніше означеними зонами, рис. 6.14. З нього випливає, що за інтенсивністю внутрішній та зовнішній теплообміни (рис. 6.10) якісно і кількісно взаємно подібні. А це свідчить про те, що використання двозонної моделі для визначення теплопередачі є цілком обґрунтованим і доцільним. Визначити такі суттєво змінні з часом величини, як $A_{\text{цзг}}$, $A_{\text{цнг}}$ і $A_{\text{фп}}$ (див. (6.20), (6.21)) доволі важко.

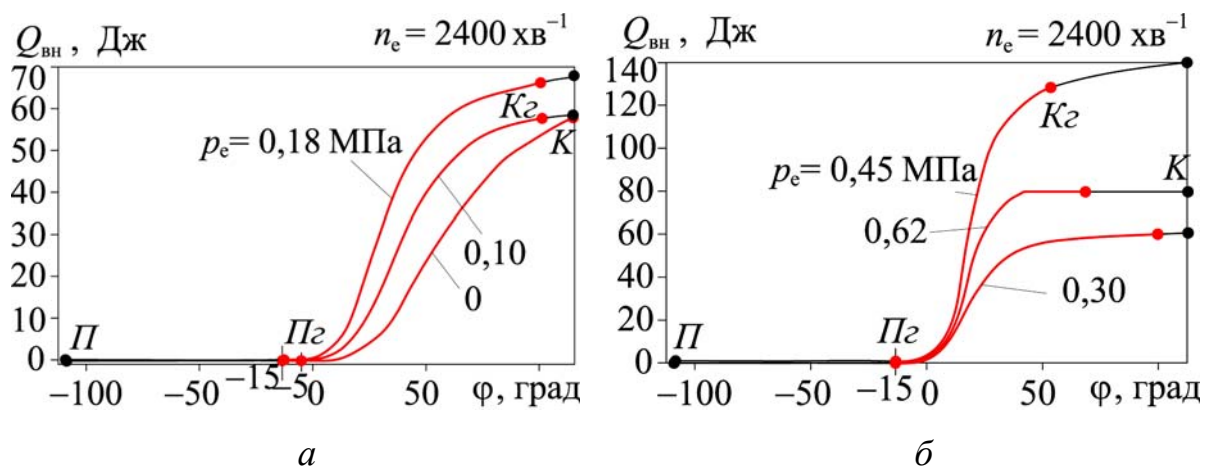


Рисунок 6. 14 — Характеристики внутрішнього (міжзонного) теплообміну при навантаженнях на двигун: *a* — за малих навантажень; *б* — за великих навантажень

Уявлення про особливості поширення полум'я та зміни об'ємів і форм обох зон можна отримати хіба що за допомогою високошвидкісного фільмування. Як правило, для досліджуваних двигунів нема можливості отримувати такого штибу низку фотографій. Тому доводиться спиратись на інформацію про поширення полум'я в дослідних двигунах-аналогах, що мають подібну комору згоряння. Площі зон формально визначають за аналогією, керуючись співвідношеннями

$$A_{\text{цзг}} = \frac{V_{\text{зг}}}{V} A, \quad A_{\text{цнг}} = \frac{V_{\text{нг}}}{V} A, \quad (6.22)$$

де A — поточна площа всієї поверхні простору згоряння. Зрештою, вирази (6.22), можна по-різному уточнювати.

Визначити перебіг процесу теплотворення можна, керуючись першим законом термодинаміки і беручи до уваги вирази для визначення внутрішньої енергії газів обох зон:

$$\frac{dQ_{\text{пл}}}{d\varphi} - (u_{\text{нг}} + R_{\text{нг}}T_{\text{нг}}) \frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi} - \frac{dQ_{\text{цзг}}}{d\varphi} = m_{\text{зг}} \left(\frac{du_{\text{зг}}}{dT_{\text{зг}}} \frac{dT_{\text{зг}}}{d\varphi} + \frac{du_{\text{зг}}}{dp} \frac{dp}{d\varphi} \right) + u_{\text{зг}} \frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi} + p \frac{dV_{\text{зг}}}{d\varphi}, \quad (6.23)$$

$$(u_{\text{нг}} + R_{\text{нг}}T_{\text{нг}}) \frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi} - \frac{dQ_{\text{цнг}}}{d\varphi} = m_{\text{нг}} c_{\text{впв}} \frac{dT_{\text{нг}}}{d\varphi} + u_{\text{нг}} \frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi} + p \frac{dV_{\text{нг}}}{d\varphi}. \quad (6.24)$$

Аби з цих двох рівнянь можна було визначити $\frac{dQ_{\text{пл}}}{d\varphi}$, необхідно задати наперед

такі величини, як $\frac{dT_{\text{зг}}}{d\varphi}$, $\frac{dT_{\text{нг}}}{d\varphi}$, $\frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi}$, $\frac{dm_{\text{нг}}}{d\varphi}$, $\frac{dV_{\text{зг}}}{d\varphi}$, $\frac{dV_{\text{нг}}}{d\varphi}$.

Зміну об'єму можна визначити зі співвідношення $\frac{dV}{d\varphi} = \frac{dV_{\text{нг}}}{d\varphi} + \frac{dV_{\text{зг}}}{d\varphi}$. Зміна

маси обчислюється з допомогою рівняння (6.5). Поклавши $\frac{m}{m - m'_{\text{пл0}}(1 + \lambda l_0)} = A_1$,

матимемо:

$$\frac{dm_{\text{зг}}}{d\varphi} = A_1(1 - \lambda l_0) \frac{dm_{\text{пл}}}{d\varphi}. \quad (6.25)$$

Приймімо $\frac{du_{\text{зг}}/dT_{\text{зг}}}{R_{\text{зг}} + T_{\text{зг}} dR_{\text{зг}}/dT_{\text{зг}}} = A_2$. Відтак можна писати:

$$\frac{dQ_{\text{пл}}}{d\varphi} = \frac{Z}{N}, \quad (6.26)$$

де

$$Z = \frac{dp}{d\varphi} \left[m_{\text{зг}} \left(\frac{du_{\text{зг}}}{dp} - A_2 T_{\text{зг}} \frac{dR_{\text{зг}}}{dp} \right) + A_2 V_{\text{зг}} + \frac{1 + A_2}{K_{\text{нг}}} \right] +$$

$$+ p \frac{dV}{d\varphi} (1 + A_2) + \frac{dQ_{\text{цнг}}}{d\varphi} \frac{A_2 (K_{\text{нг}} - 1) + K_{\text{нг}} - 1}{K_{\text{нг}}} \frac{dQ_{\text{цзг}}}{d\varphi},$$

$$N = 1 - \frac{1}{h_u} (1 + \lambda l_0) A_1 (u_{зг} - A_2 R_{зг} T_{зг} - u_{нг} + A_2 R_{нг} T_{нг}),$$

$$K_{нг} = \frac{V_{фп} + R_{нг}}{V_{фп}}.$$

Співвідношення (6.20)—(6.26) сукупно складають аналітичне доповнення експериментального інформаційного потоку, який слід пересилати у розпорядження комп'ютера. Характер зміни тепловиділення у процесі згоряння пального відображено ще раніше графіками на рис. 6.9.

6.6 Режимні параметри

Серед множини аналітико-експериментальних дослідів можна відібрати такі, для яких основні режимні параметри n_e і p_e є майже (з точністю до другого знака після коми) однаковими, та усереднити відповідні їм додаткові режимні параметри, серед яких, приміром, можна вирізнити: p_{sr} , T_{sr} і α_{sr} — середні по області високих тисків значення тиску, температури і коефіцієнта тепловіддачі; p_{max} , T_{max} і α_{max} — максимальні значення тиску, температури і коефіцієнта тепловіддачі. Ці параметри для шести режимів роботи двигуна зосереджені в табл. 6.2.

Серед параметрів, наведених в табл. 6.2, — безрозмірні величини

$$\frac{p_{max}}{p_{sr}}, \frac{T_{max}}{T_{sr}}, \frac{\alpha_{max}}{\alpha_{sr}}, K = \frac{\alpha_{sr} T_{sr}}{p_{sr} c_m}, K_m = \frac{\alpha_{max} T_{max}}{p_{max} c_m},$$

де $c_m = S n_e / 30$ [м/с] — середня швидкість поршня, S — хід поршня. Тут $S = 82,6$ мм, $n_e = 2400$ хв⁻¹ і середня швидкість поршня набуває значення $c_m = 6,608$ м/с. Вони дають можливість формально порівняти між собою різні режими роботи двигуна і розпізнати особливості перебігу процесів теплотворення/теплоспоживання за різних навантажень. Величина T_{max} / T_{sr} , приміром, зі збільшенням p_e зменшується (вагомість локального, так би мовити,

Таблиця 6.2 — Режимні параметри двигуна

| | | | | | | |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| p_e , МПа | 0 | 0,10 | 0,18 | 0,30 | 0,45 | 0,62 |
| p_0 , МПа | 0,0971 | 0,0971 | 0,0971 | 0,0971 | 0,0971 | 0,0971 |
| p_{\max} , МПа | 0,3423 | 0,4965 | 0,7599 | 1,2601 | 1,8162 | 2,3212 |
| p_{sr} , МПа | 0,2033 | 0,2847 | 0,3706 | 0,5144 | 0,6900 | 0,9363 |
| p_{\max} / p_{sr} | 1,68 | 1,74 | 2,05 | 2,45 | 2,63 | 2,48 |
| T_0 , К | 303,4 | 306,3 | 306,1 | 306,3 | 312,1 | 308,4 |
| T_{\max} , К | 1820,92 | 1967,01 | 2069,46 | 2277,44 | 2341,46 | 2223,53 |
| T_{sr} , К | 863,49 | 1054,62 | 1123,72 | 1224,18 | 1287,72 | 1226,62 |
| T_{\max} / T_{sr} | 2,11 | 1,87 | 1,84 | 1,86 | 1,82 | 1,81 |
| α_{\max} , Вт/(м ² К) | 170 | 220 | 315 | 495 | 675 | 800 |
| α_{sr} , Вт/(м ² К) | 107,0 | 133,6 | 164,0 | 211,0 | 265,5 | 339,5 |
| $\alpha_{\max} / \alpha_{sr}$ | 1,59 | 1,65 | 1,92 | 2,35 | 2,54 | 2,36 |
| K | 0,0688 | 0,0749 | 0,0753 | 0,0760 | 0,0750 | 0,0673 |
| K_m | 0,137 | 0,132 | 0,130 | 0,135 | 0,132 | 0,116 |
| KK_m | 0,0094 | 0,0099 | 0,0098 | 0,0102 | 0,0099 | 0,0078 |

зменшується), натомість величини p_{\max} / p_{sr} і $\alpha_{\max} / \alpha_{sr}$, навпаки, зростають (локальний екстремум стає все помітнішим на загальному, так би мовити, тлі). Параметри K і K_m визначають режими роботи двигуна як доволі подібні.

6.7 Висновки до шостого розділу

1. У термодинамічній моделі двигуна ключову роль повинна відігравати саме експериментально вимірювана залежність зміни тиску в робочому просторі від кута повороту вала двигуна внутрішнього згорання. Оперування такими діаграмами дозволяє досягнути високого рівня праксеологічності моделювання процесів в двигунах швидкого внутрішнього згорання.

2. Внутрішня енергія згорання залежить від температури, коефіцієнта надлишку повітря та від тиску.

3. Побудована термодинамічна модель розкриває поточний енергетичний баланс в робочому просторі двигуна.

4. Звісно, в отриманих результатах проведеного дослідження в значній мірі закарбована конкретна експериментальна (емпірична) інформація. Та до експериментування вдаються навіть у царині математики (тут достатньо згадати думки, висловлені з цього приводу в [32]). І взагалі, багато математиків беззастережно вважали, що основні засоби осягання істини — індукція і аналогія (навіть не обов'язково математичні).

5. Показано, що за інтенсивністю внутрішній та зовнішній теплообміни між зонами згорілого та негорілого якісно і кількісно взаємно подібні. Звідси випливає, що використання двозонної моделі для визначення теплопередачі є цілком обґрунтованим і доцільним.

6. Підтверджено, що зв'язок між значенням максимальної інтенсивності тепловиділення \dot{z}^* та часом її досягнення τ^* в емпіричному сенсі є ніби параболічним. Та в теоретичному сенсі, як було з'ясовано, його є підстави вважати «розмито» гіперболічним. Те, що режим марного ходу двигуна випадає з «гіперболічної» тенденції, є радше ознакою його суттєвої недосконалості, а не запереченням теоретично обґрунтованої закономірності.

7. З'ясовано, що режим з навантаженням $p_e = 0,30$ МПа є найтеповитратнішим в тому сенсі, що йому відповідає найбільше значення

величини K . Вимірник KK_m (режимні параметри) вирізняє як особливий режим з навантаженням $p_e = 0,62$ МПа.

8. Проілюстровано, що проблема раціонального (оптимального) співвіднесення й поєднання в єдиній моделі і віртуального, і натурального до кінця ще не розв'язана. Слід прагнути до того, щоб натурний модельний робочий простір двигуна внутрішнього згоряння був стандартизований за певними критеріями. Це дозволило б узгодити паралельну співпрацю різних наукових центрів і організувати неперервний поточний обмін отримуваною науково-дослідною інформацією. За приклад можна взяти технологію використання стандартизованих тестових їздових циклів для оцінювання досконалості автомобіля – його експлуатаційної ефективності, паливної економності, екологічності.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні розв'язана науково-прикладна задача підвищення ефективності робочих машин з тепло-механічним приводом засобами спеціально розробленої hard-soft-технології підвищення ефективності процесів теплотворення-теплоспоживання у тягових теплових отто-машинах-двигунах швидкого внутрішнього згоряння. Технологія передбачає оперування водночас і натурним робочим простором двигуна, і віртуальним робочим простором у формі комп'ютерної його моделі. Вона загалом уможлиблює ідентифікацію потенційних можливостей підвищення рівня ефективності автономних робочих машин широкого призначення.

Основні результати дослідження отримані вперше та зводяться до такого:

1. Проведено аналіз існуючих науково-методологічних принципів моделювання і симулювання процесів, що перебігають у робочому просторі теплової машини. Він засвідчив, що у відомих модельних середовищах (наприклад, CFD Code AVL FIRE та ін.) закладені надмірні обмеження можливостей пізнання, розширити які можна лише, долучаючи до звичного програмно-алгоритмічного середовища натурний модельний робочий простір отто-двигуна робочої машини.

2. За результатами дисертаційного дослідження доведено праксеологічність технології моделювання робочих процесів в отто-двигунах робочих машин із залученням у модель реального робочого простору. При цьому досягнуто необхідної гнучкості моделі за рахунок імітації в програмному середовищі взаємодії між собою і довкіллям двох робочих зон, на які поділено модельний робочий простір теплової машини.

3. Розроблено hard-soft-технологію моделювання внутрішньодвигунних процесів у тепловій машині. Точність отриманої з її допомогою інформації в окремих випадках локально перевищує на 85 % точність інформації, отримуваної у разі застосування класичного підходу до моделювання. Hard-soft-технологія дозволяє на понад 17 % скоротити час на добір теплової отто-машини для приводу робочої машини за одночасного гарантування вищого рівня адекватності отримуваних результатів.

4. Удосконалено експонентний опис процесу теплотворення, що дозволило параметризувати процеси і віднайти такі закономірності їх перебігу, котрі залишалися непомітними в масиві експериментальної інформації. Встановлено, що значно більше підстав вважати наперед заданим значення показника якості вигорання пального m , аніж показника повноти вигорання пального a : на різних режимах роботи двигуна параметр m набуває значень, близьких до $m = 2$. Параметр a слід розглядати, як ще один режимний параметр.

5. Удосконалення системи енергоживлення отто-теплової машини згідно з оптимальним перебігом засобами hard-soft-технології моделювання дозволило збільшити на понад 13 % ефективно реалізовану потужність робочої машини. Щоб нову теплову машину змусити працювати за оптимальним тепло(анти)детонаційним процесом необхідно впорскувати пальне перед його входом у робочий простір циліндра (у впускний колектор), а свічку запалення потрібно розміщувати поблизу випускного клапана, створюючи завихрення у коморі згорання. Крім того, завдяки застосуванню нового підходу до ідентифікації процесу теплотворення, рівня корисного тепловикористання та досконалості системи тепловідведення в модельному двигуні внутрішнього згорання досягнуто збільшення коефіцієнта корисної дії на 2,5 %.

6. Застосування розробленої hard-soft-технології дослідження дає можливість сумістити характеристики виконавчих органів (інструментів) робочої машини і її приводу за рахунок точності ідентифікації та коригування визначальних параметрів теплової машини-двигуна у процесі її проектування, конструювання та виготовлення. Похибка визначення верхнього мертвого положення хитневого механізму отто-двигуна на один градус (два градуси) повороту колінчастого вала породжує похибку визначення середнього ефективного тиску (питомої роботи), обертового моменту та потужності на рівні 5 ... 7 (11 ...15) %. Зниження, скажімо, на 10 % потужності двигуна унаслідок неточності кондиціонування його властивостей породжує зниження продуктивності робочої машини чи на ті ж 10 % перевитрату пального у разі спроби відновити продуктивність до номінального рівня. Втрату енергетичної ефективності робочої машини і перевитрату пального

приблизно такого ж рівня породжує й завищення на 10 % потужності теплової машини.

7. Для цілковитого розв'язання проблеми раціонального поєднання в єдиній моделі натурального і віртуального середовищ потрібно стандартизувати натурний модельний робочий простір теплової отто-машини. Це дозволило б узгодити паралельну співпрацю різних наукових центрів і організувати обмін науково-дослідною інформацією.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Абрамчук Ф. І. Автомобільні двигуни: підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – Київ: Арістей, 2006. – 476 с.
2. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателя / И. И. Вибе. – М.: Машгиз, 1962. – 271 с.
3. Вибе И. И. Метод определения параметров кинетики процесса сгорания по характерным точкам индикаторной диаграммы и ее первой производной / И. И. Вибе, М. Ф. Фарафонов, А. П. Ставров // Сборник научных трудов «Автомобили, тракторы и двигатели». – Челябинск: Челябинский политехнический институт. – 1969. – № 75. – С. 148–158.
4. Водолажченко В. В. Проектирование тепловозных двигателей / В. В. Водолажченко, А. А. Куриц, А. Э. Симсон, [та ін.]. – М.: Изд-во «Транспорт», 1972. – 224 с.
5. Гащук П. М. Енергія та упорядкований рух / П. М. Гащук. – Львів: Українські технології, 2004. – 608 с.
6. Гащук П. Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля / П. Н. Гащук. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1987. – 168 с.
7. Гащук П. Н. Энергопреобразующие системы автомобиля: идентификация и анализ / П. Н. Гащук. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 272 с.
8. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П. Н. Гащук.— Львов: Свит, 1992.— 208 с.
9. Гащук П. Аналітичні засоби моделювання процесів теплотворення-теплоспоживання в двигуні з яскровим запалюванням на ялових режимах його роботи / Петро Гащук, Юрій Богачик // Зб. наук. пр.: «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та автопоїздів». – Львів: Західний науковий центр Транспортної академії України, 1995. – Т. 1. – С. 34–51.
10. Гащук П. Особливості внутрішнього теплопереносу в двигуні з яскровим запаленням за різних навантажень / Петро Гащук, Юрій Богачик // Зб. наук. пр.: «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів

та автопоїздів». – Львів: Західний науковий центр Транспортної академії України, 1995. – Т. 2. – С. 12–15.

11. Гащук П. Аналитическая аппроксимация топливных характеристик автомобильного двигателя / Петро Гащук, Сергей Никипчук // TeKa komisji naukowo-problemowej motoryzacji: «Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia pojazdów samochodowych I silników sralinowych». – Kraków: Polska Akademia nauk oddział w Krakowie, 2001. – Nr 22. – S. 127–134.

12. Гащук П. М. Застосування hard-soft-технології моделювання робочого процесу в двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Новітні технології розвитку автомобільного транспорту: міжнародна науково-практична конференція. 16–19 жовтня 2018 р.: наукові праці. – Харків, 2018. – С. 259–261.

13. Гащук П. М. Модельно-симуляційна технологія дослідження термодинамічних процесів у двигунах внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // 13-й міжнародн. симпоз. українськ. інж.-механіків у Львові. 18–19 травня 2017 р.: тези доповід.– Львів: 2017. – С. 93–95.

14. Гащук П. М. Моделювання теплообмінних процесів, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Зб. наук. пр. «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2018. – № 33– С. 15–34. DOI: 10.32447/20786662.33.2018.03.

15. Гащук П. М. Особливості теплотворення в двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Автомобільний транспорт. – Харків. – 2018. – № 42. – С. 12–21. DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2018.42.0.12.

16. Гащук П. Особливості теплотворення в двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Екологічна безпека як основа сталого розвитку суспільства. Європейський досвід і перспективи: III Міжнародна науково-практична конференція. 14 вересня 2018 р.: матеріали конференції. – Львів, 2018. – С. 166.

17. Гащук П. М. Стендово-аналітичні засоби моделювання теплових явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згорання / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: Міжнародна науково-практична конференція. 19–20 жовтня 2017 р.: наукові праці. – Харків, 2017. – С. 227–228.

18. Гащук П. М. Теплотворення в двигуні швидкого внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // *Mechanics and Advanced Technologies*. – Київ. – 2018. – № 1 (82). С. 92–99. DOI: 10.20535/2521-1943.2018.82.125201 .

19. Гащук П. М. Hard-soft-технологія інформаційного супроводу процесу моделювання теплотворення/теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // Зб. наук. пр. «Вісник ЛДУ БЖД». – Львів, 2018. – № 18.– С. 6–22. DOI: 10.32447/20784643.18.2018.01.

20. Гащук П. М. Hard-soft-технологія ідентифікації перебігу робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук // 14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. 23–24 травня 2019 р.: матеріали симпозіуму. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019. – С. 63–65.

21. Гащук П. М. Натурно-машинні засоби в моделюванні термодинамічних процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згоряння / Петро Гащук, Сергій Нікіпчук, Юрій Богачик // Вісник Державного університету “Львівська політехніка” «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 1998. – № 354. – С. 3–9.

22. Гащук П. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок / Петро Гащук, Теодозій Миськів, Сергій Нікіпчук. – Львів: Українські технології, 2006. – 144 с.

23. Гащук П. М. Про зміст поняття «Коефіцієнт корисної дії автомобіля» / П. М. Гащук, М. І. Сичевський, А. М. Домінік // Зб. наук. пр. «Вісник ЛДУ БЖД». – Львів, 2016. – № 14. – С. 152–175.

24. Гончар Б. М. Уточненный способ расчета и построения индикаторной диаграммы двигателя / Б. М. Гончар // Труды Центрального научно-исследовательского института. – 1954. – Вып. 25. – С. 108–116.

25. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян, [и др]. – М.: Высшая школа, 1995. – Кн. 1. – 368 с.

26. Дьяченко Н. Х. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко, С. Н. Дашков, В. С. Мусатов, [и др.]; Под ред. Н. Х. Дьяченко. – Москва-Ленинград: Машгиз, 1962. – 360 с.

27. Зейлигер М. Двигатели. Дизель повышенной мощности: библиотека по двигателям внутреннего сгорания. Перевод с немецкого / М. Зейлигер. – М.: Московское академическое издательство, 1927. – 292 с.

28. Мац З. З. Инженерная методика расчета процесса сгорания в дизеле/ З. З. Мац // Двигателестроение, 1982. – № 9. – С. 16–18; 1983. № 8. – С. 32–36.

29. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением / Т. М. Мелькумов. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1953. – 408 с.

30. Нікіпчук С. Аналіз та оптимізація схем суміщення структурних елементів у системах охолодження автотранспортних двигунів / Сергій Нікіпчук // ІХ міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. 20-22 травня 2009 р.: праці. – Львів, 2009. – С. 271–272.

31. Нікіпчук С. В. Визначення коефіцієнта теплопередачі в двигуні приводу пожежно-рятувального обладнання аналітичними засобами / Сергій Нікіпчук // Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації: Міжнародна науково-практична конференція. 20-21 жовтня 2016 р.: матеріали. – Львів: ЛДУ БЖД, 2016. – С. 433–435.

32. Рвачов В. Л. Експериментальна математика: методологія, проблеми, практика / В. Л. Рвачов, В. О. Рвачов. – Київ: Знання, 1983. – 32 с.

33. Селезнев Ю. В. Выбор эффективного тепловыделения для однокамерных дизелей / Ю. В. Селезнев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1971. – Вып. 14. – С. 30–35.

34. Селезнев Ю. В. Определение динамики тепловыделения в однокамерных дизелях через управляющие параметры / Ю. В. Селезнев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1975. – Вып. 21. – С. 3–9.

35. Семенов Б. Н. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности / Б. Н. Семенов, Е. П. Павлов, В. П. Копцев. – Ленинград: Машиностроение, 1990. – 240 с.

36. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Б. П. Пугачев [и др.]; Под ред. Н. Х. Дьяченко. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 552 с.

37. Частухин В. И. Топливо и теория горения / В. И. Частухин, В. В. Частухин. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 223 с.
38. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
39. Abbaszadehmosayebi G. Characterising Wiebe Equation for Heat Release Analysis based on Combustion Burn Factor (C_i) / G. Abbaszadehmosayebi, L. Ganippa // *Fuel*. – 2014. – Vol. 119. – P. 301–307. DOI: 10.1016/j.fuel.2013.11.006.
40. Adams Willi. Ein neu entwickeltes plasmastrahlzündsystem zur Verbrennung von magergemischen / Adams Willi, Birsztejn Thomas, Kupe Joachim, Wilhelmi Herbert // *MTZ: Motortechn. Z.* – 1988. – 49. – № 12. – S. 515–519.
41. Amsden A. A. KIVA: A Comprehensive Model for 2D and 3D Engine Simulation / A. A. Amsden, T. D. Butler, P. J. O'Rourke, J. D. Remshaw // *SAE Int. Congress and Ex.* – Detroit, 1985. – 16 p.
42. Annand W. Heat Transfer in The Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines / W. Annand // *Thermodynamics and Fluid Mechanics Group*. – 1963. – Vol. 177. – № 36. – P. 973–996. DOI. 10.1243/PIME_PROC_1963_177_069_02.
43. A predictive 0-D HCCI combustion model for ethanol, natural gas, gasoline, and primary reference fuel blends / Zhou Y., Hariharan D., Yang R., Mamalis S., Lawler B. // *Fuel*. – 2019. – Vol. 237. – P. 658–675. DOI: 10.1016/j.fuel.2018.10.041.
44. Automatic calibration algorithm of 0-D combustion model applied to DIC1 diesel engine / Hu S., Wang H., Niu X., Li X., Wang Y. // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 130. – P. 331–342. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2017.11.013.
45. Bockeimann Wilfried. Untersuchung der Leerlaufqualität von Ottomotoren / Bockeimann Wilfried, Graewert Günter, Burghardt Hans-Martin // *MTZ: Motortechn. Z.* – Teil 1. – 1990. – 51. – № 10. – S. 426–430.
46. Borg J. M. On the application of Wiebe functions to simulate normal and knocking spark-ignition combustion" / J. M. Borg, A. C. Alkidas // *International Journal of Vehicle Design*. – 2009. – Vol. 49. – № 1—3. – P. 52–69.
47. Boulouchos K. Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes / K. Boulouchos, S. Papadopoulos // *MTZ*. – 1984. – 38. – S. 21–26.

48. Bracco F.V. Modeling and diagnostics of combustion in spark-ignition engines / F.V. Bracco // *ATA — Ingegneria automobilistica*. – 1988. – 41, №5. – P. 373–385.
49. Bracco F. V. Two-phase, two-dimensional, unsteady combustion in internal combustion engines: theoretical-experimental results / F. V. Bracco, H. C. Gupta, L. Krishnamurthy, D. A. Santavicca, R. L. Steinberger, V. Warshaw // *SAE Prepr.* – 1976. – № 760114. – 16 p.
50. Brandstätter W. Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung in Motoren / W. Brandstätter, I. Killmann // *MTZ: Motortechn. Z.* – 1988. – 49. – № 5. – S. 177–178; 181–186.
51. Clausius R. Die mechanische Wärmetheorie / R. Clausius. Band 1. — 3 Auflage. — Braunschweig: Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn, 1887. — XVI + 403 s.
52. Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two-zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol / Fagundez J. L. S., Sari R. L., Martins M. E. S., Salau N. P. G. // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Vol. 115. – P. 22–32. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.121.
53. Djafari Valiollah. Etude sur le comportement a chaud des sables préenrobés / Djafari Valiollah, Dufлот Jean, Jean-colas Michel // *Fonderie*. – 1974. – № 339. – 409–422.
54. Eichelberg G. Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems / G. Eichelberg // *Engineering*. – 1939. – P. 463–466.
55. Estimation of double-Wiebe function parameters using least square method for burn durations of ethanol-gasoline blends in spark ignition engine over variable compression ratios and EGR levels / Yeliana Y., Cooney C., Worm J., Michalek D. J., Naber J. D. // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – Vol. 31. – Issue 14–15. – P. 2213–2220. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.01.040.
56. Evaluation of wall heat flux calculation methods for CFD simulations of an internal combustion engine under both motored and HCCI operation / Decan G., Broekaert S., Lucchini T., D’Errico G., Vierendeels J., Verhelst S. // *Applied Energy*. – 2018. – Vol. 232. – P. 451–461. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.09.214.
57. Experimental study of gasoline-ethanol-hydrogen blends combustion in an SI engine / Akansu S. O., Tangöz S., Kahraman N., İlhak M. İ., Açıkgöz S. //

International Journal of Hydrogen Energy. – 2017. – Vol. 42. – Issue 40. – P. 25781–25790. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.07.014.

58. Eyzat P. A New Look at Nitrogen Oxides Formation in Internal Combustion Engines / P. Eyzat, J. C. Guibet. SAE-Paper 680124. – 1968. – 20 p.

59. Gaballah Ibrahim. Ein Beitrag zur Benzteilung und Entwicklung von Kraftfahrzeug—Kühlsystem / Gaballah Ibrahim, Baranat Hussein // MTZ. – 1980. – 41. – № 3. – S. 107–108, 111–112.

60. Ghojel J. I. Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research / Ghojel J. I. // International Journal of Engine Research. – 2010. – Vol. 11. – № 4. – P. 297–312.

61. Gronowicz J. Ochrona środowiska w transporcie lądowym / Gronowicz J. – Szczecin: Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, 1996. – 301 s.

62. Hampel R. Elektronisches Meßsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen / R. Hampel, D. Kurr, H. Schefenacker // MTZ. – 1975. – 36. – № 2. – S. 33–38.

63. Harigaya Y. Surface temperature and wall heat flux in a spark-ignition engine under knocking and non-knocking conditions / Y. Harigaya, F. Toda, S. Ohya, H. Tsuji // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. – № 891795. – P. 369–378.

64. Hashchuk P. Development of praxeological principles to model/study heat generation and heat consumption processes in the engine of rapid internal combustion / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Kharkiv, 2019. – Vol 1. – № 5 (97). – C. 54–65, 73–74. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.154409.

65. Hashchuk P. General principles of hard-soft-technologies application to modelling of operation process in internal combustion engines / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // Proceedings of Odesa polytechnic university. – Odesa, 2018. – Issue 2 (55). – C. 34–48.

66. Hashchuk P. Heat generation and heat consumption in engine of rapid internal combustion / P. Hashchuk, S. Nikipchuk // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Львів, 2018. – Vol. 4. – № 1. – C. 160–174.

67. Herweg R. Flow field effects on flame kernel formation in a spark-ignition

engine / R. Herweg, Ph. Begleris, A. Zettlits, G.F.W. Ziegler // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – № 881639. – 21 p.

68. Hoche A. Rechnerische und experimentelle Untersuchung von Elementen der Innenvorgänge im Dieselmotor / A. Hoche // KFT. – 1988, – № 11. – S. 332–335.

69. Hohenberg G. Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren / G. Hohenberg. – Habilitationsschrift, TU Graz, 1980.

70. Hohlbaum B. Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren: dissertation / B. Hohlbaum. – TH Karlsruhe, 1992.

71. Hu S. Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function / S. Hu, H. Wang, C. Yang, Y. Wang // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 115. – P. 170–177.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.080.

72. Huang Wei-Ming. The effects of pressure and temperature on heat transfer during flame quenching / Huang Wei-Ming, Greif Ralph, Vosen Steven R. // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. – № 872106. – 11 p.

73. Huber E. Beitrag zur Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor / E. Huber, W. Schey, R. Vogt // MTZ. – 1978. – 39. – № 5. – S. 235–237.

74. Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions / London: IMechE, 2013. – 254 p.

75. Ishida M. Studies on Combustion and Exhaust Emissions in a High Speed DI Diesel Engine / M. Ishida, H. Ueki, Y. Yoshimura, N. Matsumura // Society of Automotive Engineers Paper. – 2000. – 901614. – P. 1–7.

76. Isshiki Naotsugu. Basic study on inside convective heat transfer of internal combustion engines / Isshiki Naotsugu, Nishiwaki Nobuhiko // Heat Transfer: Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. – 1974. – Vol. 2. – Tokyo, 1974. – P. 344–348.

77. Kleinschmidt W. Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂-, und CO-Bildung in Ottomotoren / W. Kleinschmidt. – Dissertation, RWTH Aachen, 1974.

78. König H. C. Thermodynamische und reaktionskinetische Analyse der Verbrennung im Ottomotor / H. C. König. – Dissertation, TU Braunschweig, 1972.

79. Kraemer St. Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung Fortschr / St. Kraemer // Ber. VDI Reihe. – Düsseldorf: VDI Verlag, 1998. – 12. – № 353. – 116 s.
80. Kraftfahrzeugmotoren: Auslegung und Konstruktion / Herausgegeben von Volkmar Küntscher. — Berlin: Verlag Technik, 1989. – 720 s.
81. Kraßnig G. Die Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor / Habilitationsschrift, TU Graz, 1976.
82. Lavoie G. A. Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines / G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck // Combustion Science and Technology. – 1970. – Vol. 1. – P. 313–326.
83. Liu F. CFD-study on hydrogen engine mixture formation and combustion / Liu F. – Göttingen: Cuvillier Verlag, 2004. – 123 p.
84. Lorenz Marco. Ladungsbewegung und Verbrennungsablauf beim Ottomotor / Lorenz Marco, Müller Andreas, Prescher Karlheinz, Strehlow Kurt // MTZ: Motortechn. Z. – 1989. – 50. – № 10. – S. 492–496.
85. Mallog Josef, Kluting Manfred. Einsatz moderner Meßverfahren zur Analyse und Optimierung der ottomotorischen Verbrennung / Mallog Josef, Kluting Manfred // MTZ: Motortechn. Z. – 1989. – 50. – № 6. – S. 275–279.
86. Meeks E. New modeling approaches using detailed kinetics for advanced engines / E. Meeks, H. Ando, C.-P. Chou [et al.] // Proc. 7th Int. Conf. on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems. – COMODIA, 2008. – P. 469–474.
87. Meinhold T. F. Liquid flowmeters / T. F. Meinhold // Plant. Eng. – 1984. – 38. – № 28. – P. 46–60.
88. Merkisz J. Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych / J. Merkisz. – Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1995. – 367 s.
89. Möhlenkamp Heinrich. Zur Genauigkeit der Brenngesetzrechnung eines Dieselmotors mit nichtunterteiltem Brennraum/ Möhlenkamp Heinrich // MTZ. – 1976. – 37. – № 7–8. – S. 285–291.
90. Nagase K. Spectroscopic analysis of diesel combustion flame by means of streak camera / K.Nagase, K.Funatsu // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – № 881226. – P.1-9.

91. Naik C. V. Applying detailed kinetics to realistic engine simulation: The surrogate blend optimizer and mechanism reduction strategies / C. V. Naik, K. Puduppakkam, C. Wang [et al.] // SAE International Journal of Engines. – 2010. – Vol. 3. – № 1. – P. 241–259.
92. Ninic N. Decomposition method as a new type of second law analysis of the combustion process of internal combustion engines / N. Ninic, M. Grljušić, M. Jelic // International Journal of Exergy. – 2012. – Vol. 10. – № 1. – P. 1–20.
93. Nußelt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens / W. Nußelt. – Berlin: Springer-Verlag, 1923. – Heft 264.
94. Oppenheim A. K. Quest for controlled combustion engines / A. K. Oppenheim // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – 99. – № 880572. – 8 p.
95. Papadopoulos S. Reduktion der Stickoxidemissionen des direkteinspritzenden Dieselmotors durch Dieselölwasseremulsionen bzw / S. Papadopoulos. – Wassereinspritzung. Dissertation, ETH Zürich, 1987.
96. Pattas K., Haefner G. Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung / K. Pattas, G. Haefner // MTZ. – 1973. – 34. – № 12. – S. 397–404.
97. Pfalum W. Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft / W. Pfalum. – Band 54. – Berlin-Göttingen-Heidelberg: Springer-Verlag, 1960. – S. 39–64.
98. Pflaum W. Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine / W. Pflaum, K. Mollenhauer. – Wien, New York: Springer-Verlag, 1977. – 359 s.
99. Pischinger A. Zur Frage der Wärmebelastung in Dieselmotoren / A. Pischinger // MTZ. – 1955. – 15. – S. 181–186.
100. Pischinger R. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine / R. Pischinger, G. Kraßnig, G. Taučar, T. Sams. Wien, New York: Springer-Verlag, 1989.
101. Prescher K. Methoden zur thermodynamischen Analyse der Verbrennungsvorgänge in Ottomotoren / K. Prescher. Habilitationsschrift. — Stuttgart, 1984.
102. Ramchandani M. Heat transfer in a piston of a four stroke diesel engine / M. Ramchandani, N. D. Whitehouse // SAE Prepr. – 1976. – № 760007. – 9 p.

103. Rankine W. J. M. A manual applied mechanics / W. J. M. Rankine. – 6 ed. — London: Charles Griffin and company, 1872. – XVI + 648 p.

104. Remboski D. I. An optical sensor for spark-ignition engine combustion analysis and control / D. I. Remboski, S. L. Rhee, J. K. Martin // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. – № 890159. – 14 p.

105. Schröer A. Vorschlag einer Methode zur Berechnung der Stickoxid-Emission von Dieselmotoren: dissertation / A. Schröer. – TU Braunschweig, 1975.

106. Seifert Hans. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren / Seifert Hans // MTZ. – 1978. – 39. – № 12. – S. 567–572.

107. Shaded S. M. A Preliminary Model for the Formation of Nitric Oxide in Direct Injection Diesel Engines and its Application in Parametric Studies / S. M. Shaded ; W. S. Chiu, V. S. Yumlu // SAE Technical Paper. – 1973. – № 730083. – 14 p. DOI: 10.4271/730083.

108. Sitkei K. Beitrag zur Theorie der Wärmeüberganges im Motor / K. Sitkei // Konstruktion. – 1962. – 14. – S. 67–71.

109. Self S. A. Laser anemometry for combustion research. Combust / S. A. Self, J. H. Whitelaw // Sci. and Technol. – 1976. – 13. – № 1–6. – P. 171–197.

110. Spicher U. Optical fiber technique as a tool to improve combustion efficiency / U. Spicher, R. Krebs // SAE Techn. Pap. Ser. – 1990. – № 902138. – P. 1–12.

111. Stas Marek. Bestimmung der Vibe-Parameter für den Zweiphasigen Brennverlauf in Direkteinspritz-Dieselmotoren / Stas Marek, Wajand Jan // MTZ: Motor-techn. Z. – 1988. – 49. – № 7–8. – S. 289–293.

112. Takagi H. Temperature measurements of combustion gas in a spark ignition engine by infrared monochromatic pyrometry / H. Takagi, T. Ohno, T. Asanuma // SAE Techn. Pap. Ser. – 1990. – № 900483. – P. 1–9.

113. Thiemann Wolfgang. Verfahren zur genauen Zylinderdruckmessung an Verbrennungsmotoren / Thiemann Wolfgang // MTZ: Motortechn. Z. – 1989. — Teil 1. – 50. – № 2. – S. 81–84, 87–88.

114. Thiemann Wolfgang. Verfahren zur genauen Zylinderdruckmessung an

Verbrennungsmotoren / Thiemann Wolfgang // MTZ: Motortechn. Z. – 1989. — Teil 2. – 50. – № 3. – S. 129–134.

115. Thring R. H. The effects of varying combustion rate in spark ignited engines / R. H. Thring // SAE Techn. Pap. Ser. – 1979, – № 790387. – P. 11.

116. Tisza Laszlo. Generalized Thermodynamics. /Tisza Laszlo. – Cambridge (Massachusetts). – London (England): The M.I.T. Press, 1966. – 384 p.

117. Wiebe I. I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren / I. I. Wiebe. – Berlin: VEB-Verlag Technik, 1970. – 286 s.

118. Woschni G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren / G. Woschni // MTZ. – 1970. – 31. – S. 491–499.

119. Woschni G. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor / G. Woschni, J. Flieger // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 1981. – 42. – H. 6. – S. 229–234.

120. Woschni G. Einfluss von Brennraumisolierungen auf dem Kraftstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren / G. Woschni, K. Kolesa, F. Bergbauer, K. Huber // MTZ: Motortechn. Z. – 1988. – 49. – № 7–8. – S. 281–285.

121. Wrona R. Rechenmodell zur elektronischen Berechnung der Kenngrößen eines mit Schichtladung betriebenen Ottomotors / R. Wrona // MTZ. –1974. – 35. – S. 8–13.

122. Yıldız M. Zero-dimensional single zone engine modeling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe Function: A comparative study / M. Yıldız, Çeper B. Albayrak // International Journal of Hydrogen Energy. – 2017. – Vol. 42. – Issue 40. – P. 25756–25765.

DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.07.016.

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

з науково-педагогічної роботи

Національного університету

«Львівська політехніка»

О. Р. Давидчак

" 18 " 2019 р.



АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи

Нікіпчука Сергія Вячеславовича

«Підвищення енергетичної ефективності робочих машин

з отто-двигунами засобами hard-soft-технології»

Комісія в складі голови – завідувача кафедри ЕРАТ Національного університету «Львівська політехніка» проф. Кіндрацького Б. І. та членів: заст. зав. кафедри ЕРАТ доц. Глобчак М. В., доц. кафедри ЕРАТ Немого С. В. склали цей акт про те, що дослідження та результати кандидатської дисертаційної роботи Нікіпчука С. В. «Підвищення енергетичної ефективності приводів робочих машин з отто-двигунами засобами hard-soft-технології» в істотному обсязі використано у навчальному процесі кафедри ЕРАТ при підготовці студентів у відповідності з навчальними планами підготовки студентів кафедри ЕРАТ НУЛП. Зокрема, починаючи з 2000 року при проведенні навчальних занять з дисциплін «Автомобільні двигуни», «Силові агрегати автомобілів», «Експлуатаційні властивості автомобілів», «Автомобілі», «Теорія автомобіля» використовуються опубліковані Нікіпчуком Сергієм Вячеславовичем у співавторстві навчальні посібники: «Фазові переходи в речовинах. Нагромадження та перетворення енергії», «Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок» та методичні рекомендації: «Випробування автомобільних двигунів і методика оброблення результатів» – методичні вказівки до лабораторної роботи з курсу «Автомобільні двигуни» для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт» фахового скерування 7.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство»; «Характеристики марного ходу двигунів» – методичні вказівки до лабораторної роботи з курсу «Автомобільні двигуни» напрямку підготовки 6.0902 «Інженерна механіка» фахового скерування 7.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство»; «Теорія автомобільного двигуна: кінетика хемічних перетворень речовини» – методичні вказівки до практичних занять з курсу «Автомобільні двигуни» для студентів базового напрямку 6.0902 «Інженерна механіка» фахового скерування «Автомобілі та автомобільне господарство»; «Силові агрегати автомобіля» спеціальностей 7.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство» та 8.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство»; «Експлуатаційні властивості автомобілів» базового напрямку 6.0902 «Інженерна механіка» фахового скерування 7.090211 «Колісні та гусеничні транспортні засоби» та інші.

Впровадження у навчальний процес лекційних, практичних та лабораторних занять з використанням розроблених Нікіпчуком Сергієм Вячеславовичем методик дозволило підвищити рівень підготовки інженерних кадрів.

Голова комісії
Завідувач кафедри ЕРАТ, професор

Кіндрацький Б. І.

Члени комісії
Заст. зав. кафедри ЕРАТ, доцент

Глобчак М. В.

Доцент кафедри ЕРАТ

Немий С. В.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"
ПІДПИС ЗАСВІДЧУЮ
НАЧАЛЬНИК ВІДДІЛУ КАДРІВ
" 18 " 11 2019 р.

**ЕЛЕКТРОНТРАНС**

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ СПІЛЬНЕ УКРАЇНСЬКО-НІМЕЦЬКЕ ПІДПРИЄМСТВО

Код ЄДРПОУ: 37965405
р/р 26000520436 в АТ «Райффайзен Банк Аваль»,
МФО 380805, ІПН 379654013070вул. Шевченка, 311, м. Львів, 79069, Україна
тел.: +38 032 239 5817, факс: +38 032 239 5718
office@eltrans.electron.ua, www.eltrans.electron.ua

«15» травня 2019 р. № 033/236

АКТ

**про впровадження результатів кандидатської дисертаційної
роботи Нікіпчука Сергія Вячеславовича на тему
«Підвищення енергетичної ефективності робочих машин
з отто-двигунами засобами hard-soft-технології»**

Комісія у складі:

генеральний директор – Василь Бенедиктович Пецух;
комерційний директор – Володимир Іванович Будзан;
головний конструктор – Василь Васильович Сидь

склали цей акт про впровадження наукових результатів кандидатської дисертаційної роботи Нікіпчука Сергія Вячеславовича на тему «Підвищення енергетичної ефективності робочих машин з отто-двигунами засобами hard-soft-технології» і констатує наступне:

– у продовж співпраці з 25.01.2016 до сьогодні з питань дослідження процесів теплотворення/теплоспоживання/тепловіддачі у отто-двигуні (двигуні внутрішнього згоряння) була апробована hard-soft-технологія, яка була розроблена Нікіпчуком С. В у рамках дисертаційної роботи «Підвищення енергетичної ефективності робочих машин з отто-двигунами засобами hard-soft-технології»;

– всебічно вивчивши запропоновану hard-soft-технологію визнано, що вона дозволяє суттєво спростити процес удосконалення теплових машин внутрішнього згоряння різного призначення на стадії проектування та

виробництва, а також спрощує процедуру добирання двигуна до транспортного засобу. При цьому суттєво скорочується тривалість виконання такого роду робіт;

– за час співпраці було підтверджено ефективність процедури підбору двигунів з використанням hard-soft-технології та визнано доцільність її впровадження у практику проектування транспортних засобів з використанням двигунів швидкого внутрішнього згорання.

Оскільки СП «Електронтранс» спеціалізується на проектуванні та виробництві сучасного міського транспорту – трамваїв, тролейбусів, електробусів, – та міських пасажирських автобусів, агрегатів та запасних частин, цим актом комісія підтверджує, що результати дисертаційних досліджень Нікіпчука С. В., з урахуванням техніко-економічної доцільності, дозволили вдосконалити технологічний процес підбирання двигунів. У майбутньому СП «Електронтранс» буде чітко дотримуватись запропонованої у дисертаційній роботі технології.

Члени комісії
Генеральний директор

Комерційний директор

Головний конструктор



В. Б. Пецух

В. І. Будзан

В. В. Сидь