



Стефановський О.Б.

*Кафедра
„Мобільні енергетичні засоби”*

**РОЗРАХУНОК
ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО
ЦИКЛУ,
ПОКАЗНИКІВ ЙОГО І
ТРАКТОРНОГО ДВИГУНА**

***НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК
ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ***

з дисципліни

«Трактори і автомобілі»

розділ

***„Основи теорії, конструювання і
аналіз роботи тракторних та
автомобільних двигунів”***

*Для студентів механіко-технологічного
факультету*

Навчальний посібник для самостійної роботи на тему **«Розрахунок параметрів робочого циклу, показників його і тракторного двигуна»** з дисципліни *«Трактори і автомобілі»*, розділ *„Основи теорії, конструювання і аналіз роботи тракторних та автомобільних двигунів”* призначений для студентів механіко-технологічного факультету ТДАТУ.

Рецензент: проф., д.т.н. Волошина А.А.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри «Мобільні енергетичні засоби»,
протокол № __ від _____ 2018 р.

Схвалено і рекомендовано до впровадження в навчальний процес на засіданні
методичної комісії механіко-технологічного факультету,
протокол № __ від _____ 2018 р.

АНОТАЦІЯ

Даний посібник підготовлено, враховуючи досвід навчання студентів основам теорії і розрахунку автотракторних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) та результати досліджень цих питань викладачами кафедри «МЕЗ». Традиційно основна увага приділяється робочому процесу тракторних дизелів, як основних мобільних енергетичних установок у сільському господарстві. Однак, викладений метод розрахунку без значних коректувань придатний і до автомобільних та інших дизелів, у тому числі з наддувом.

Для засвоєння цього методу студенту треба самостійно виконати відповідні розрахунки та проаналізувати отримані результати. Вихідними даними для виконання цієї розрахункової роботи є параметри, вказані в індивідуальному завданні: це розміри і кількість циліндрів двигуна, ступінь стиску, параметри робочого режиму (які вважаються номінальними) – частота обертання колінчастого вала, коефіцієнт надлишку повітря тощо. На базі даного посібника можна оформити методичні вказівки для циклу практичних робіт, що присвячені розрахунку параметрів робочого циклу та інших показників тракторного двигуна та виконуються в аудиторії під керівництвом викладача.

В текстовій частині спочатку приводиться індивідуальне завдання і вибираються вихідні дані для проведення розрахунку. Далі подається розрахунок параметрів робочого циклу, показників двигуна на заданому режимі та складових внутрішнього теплового балансу. Графічна частина включає згорнуті індикаторні діаграми тиску і температури, виконані на аркушах міліметрового паперу А4. З допомогою діаграми тиску оцінюється рівень «жорсткості» згоряння та вибираються значення основних параметрів паливної апаратури дизеля.

В посібнику наведено питання для самоконтролю знань і приклади розрахунків викладеними методами.

ЗМІСТ

Вступ	5
Перелік скорочень	-
1 Основні поняття, вибір вихідних даних для проведення розрахунків	7
1.1 Визначення основних понять з теорії (глосарій)	-
1.2 Схема індивідуального завдання	15
1.3 Вибір значень постійних параметрів для розрахунків	16
1.3.1 Вибір виду камер згоряння	-
1.3.2 Визначення потреби в наддуві та вибір його параметрів	17
1.3.3 Взаємні зв'язки і типові значення постійних параметрів, що впливають на робочий цикл	22
2 Розрахунок параметрів робочого циклу, показників циклу і двигуна	28
2.1 Послідовність розрахунку параметрів робочого циклу двигуна	-
2.1.1 Процеси газообміну	-
2.1.2 Процес стиску	30
2.1.3 Процеси згоряння і розширення	31
2.2 Розрахунок показників робочого циклу і двигуна	34
2.2.1 Показники, пов'язані з робочим циклом	-
2.2.2 Показники двигуна на заданому режимі	35
2.3 Показники внутрішнього теплового балансу дизеля	36
3 Побудова діаграм залежностей тиску і температури заряду від об'єму	39
3.1 Побудова діаграм без урахування особливостей процесів при робочому ході та перекритті клапанів	-
3.2 Вточнення змінювання температури при робочому ході та перекритті клапанів	44
4 Обґрунтування регульовальних параметрів паливної апаратури	48
4.1 Оцінка параметрів, пов'язаних з тривалістю згоряння	-
4.2 Оцінка рівня «жорсткості» згоряння	50
4.3 Вибір параметрів паливної апаратури дизеля	52
5 Приклади розрахунку за представленою методикою	60
5.1 Розрахунок дизеля без наддуву	-
5.2 Розрахунок дизеля з наддувом	70
Список літератури	82
Контрольні питання	83

ВСТУП

Даний посібник дозволяє студентам набути практичні навички у використанні теорії автотракторних двигунів для оцінки впливу параметрів конструкції та заданого режиму експлуатації двигуна на його очікувані показники. Викладений метод їх розрахунку базується на відомому «тепловому» розрахунку ДВЗ, основу якого створив видатний російський вчений Василь Гриневецький у початку ХХ сторіччя. Незважаючи на розвиток більш точних і складних методів моделювання робочого процесу, які реалізуються з допомогою обчислювальних машин, метод, створений В.І. Гриневецьким та вдосконалений іншими російськими вченими в галузі ДВЗ, вірогідно, є кращим за співвідношенням інформативності та простоти використання і тому досі викладається в підручниках (поряд з його критикою).

Цим методом забезпечується точність визначення показників двигуна на так званому номінальному режимі його роботи (тобто при навантаженні, близькому до повного або повному), достатня при вивченні основ теорії ДВЗ здобувачами освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» у вузі неполітехнічного профілю. На думку автора, більш точні і складні методи моделювання робочого процесу ДВЗ треба вивчати при подальшій освіті лише на базі знання класичного «теплого» розрахунку. У даному посібнику інформативність цього розрахунку покращена шляхом використання додаткових статистичних залежностей між параметрами, які впливають на показники робочого циклу і двигуна, але залишалися поза увагою. Додано практично важливий матеріал, який доповнює «тепловий» розрахунок.

Роботі читача (студента) з розрахунку передують формулювання індивідуального завдання, де визначено ряд базових параметрів чотиритактного дизеля, які впливають на його показники. На підставі значень цих параметрів треба обґрунтувати, чи потребує двигун наддуву та які камери згоряння доцільно застосувати. В посібнику приділено увагу відмінностям в ході розрахунку при застосуванні наддуву в дизелі.

Як і в попередніх виданнях на дану тему, розраховуються параметри заряду в характерних точках робочого циклу, будуються діаграми залежностей тиску і температури заряду від об'єму циліндра. Після традиційного способу побудови лінії температури при розширенні заряду подано вточнений, який базується на рівнянні стану ідеального газу. Визначення індикаторних показників робочого

циклу й ефективних показників двигуна на заданому режимі роботи доповнене обчисленням складових внутрішнього теплового балансу двигуна. Це корисно з міркувань оцінки енергетичної досконалості двигуна і робить викладений розрахунок дійсно «тепловим».

У попередніх виданнях на дану тему не приділялося уваги оцінці рівню «жорсткості» згоряння в дизелі, робочий процес якого моделюється. Цей пробіл закритий завдяки використанню статистичних залежностей між параметрами, що характеризують згоряння в дизелях. Наприкінці визначаються показники подачі та розпилювання палива, що дозволяє вибрати основні параметри паливної апаратури дизеля.

Перелік літератури поділений на дві частини, що містять підручники базового рівня складності та джерела більш складної інформації про робочий процес дизелів, яку треба прийняти до відома при отриманні спеціалізованої освіти в галузі теплових двигунів. Практично всі перелічені джерела викладено у вільний доступ в мережі Інтернет.

Матеріал, викладений в даному посібнику, має освітній напрямок і може містити припущення, які не завжди виконуються в дійсності (наприклад, щодо параметрів атмосферного повітря). Тому відповідальність за наслідки практичного застосування цього матеріалу в конкретних випадках розробки і експлуатації ДВЗ несе читач.

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
КВВП – кут випередження впорскування палива
КЗ – камера згоряння
ККД – коефіцієнт корисної дії
КНП – коефіцієнт надлишку повітря
КШМ – кривошипно-шатунний механізм
НМТ – нижня мертва точка
ОНП – охолодження наддувочного повітря
ТК – турбокомпресор
ЦЧ – цетанове число

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ, ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ

1.1 Визначення основних понять з теорії (глосарій)

В теорії ДВЗ є ряд основних понять, наведених нижче за абеткою, на які спирається викладення матеріалу даного посібника. Їх треба засвоїти. Загальне кореневе поняття (підкреслене) подано скороченим до першої літери за наявності похідних, більш конкретних понять з теорії ДВЗ.

У цій системі понять вихідним є поняття **робочого циклу** (див. цикл).

В

Витрата – кількість переміщеної чи подаваної рідини, газу або сипкої речовини (масова, об'ємна чи вагова) за одиницю часу через поперечний переріз.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Витрата>]

В. палива (годинна) $G_{\text{пал}}$ – це кількість палива, що витрачається ДВЗ за одиницю часу (1 годину).

В. палива питома (індикаторна g_i , ефективна g_e) – це відношення $G_{\text{пал}}$ до відповідної **потужності**; вимірюється звичайно у грамах на 1 кВт*год. **Питома витрата палива** є зворотно пропорційною до відповідного **ККД**.

Втрата – це кількість чого-небудь, яка вважається загубленою, витраченою марно. [<http://uk.worldwidedictionary.org/втрата>]

Втрати механічні - це **втрати** індикаторної **роботи**: внаслідок існування тертя в механізмах ДВЗ; на здійснення газообміну і стиску **заряду** в циліндрах; на привід допоміжних агрегатів ДВЗ.

Г

Газ – це один із агрегатних станів речовини, для якого характерні великі відстані між частинками (молекулами, атомами, іонами) порівняно з твердим чи рідинним станами, а середня кінетична **енергія** хаотичного руху частинок набагато більша за **енергію** взаємодії між ними. Характеристичною властивістю **газу** є те, що він здатний вільно поширюватися в усьому доступному для нього просторі, рівномірно заповнюючи його. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Газ>]

Гази залишкові - це продукти згоряння, які залишилися в циліндрі після попереднього **робочого циклу**; є складовою **робочої суміші**.

Горіння – це екзотермічна реакція окиснення речовини, яка супроводжується виділенням диму та (або) виникненням полум'я і (або) світінням.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Горіння>]

Д

Діаграма – це графічне зображення, що наочно у вигляді певних геометричних фігур показує співвідношення між різними величинами, які порівнюються; види д. - стовпчасті та лінійчасті д., графіки та ін.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Діаграма>]

Д. індикаторна – це графічне зображення зміни **тиску** газу або пари в циліндрі поршневої машини (наприклад, ДВЗ) залежно від положення поршня. Останнє змінюється пропорційно **об'єму** заряду, що знаходиться в циліндрі. Розгорнутою **індикаторною д.** називають зображення зміни **тиску заряду** в залежності від кута повороту кривошипа поршневої машини.

[https://uk.wikipedia.org/wiki/Індикаторна_діаграма]

Е

Енергія — це скалярна фізична величина, загальна кількісна міра руху і взаємодії всіх видів матерії. **Заряд** в циліндрах двигуна характеризується внутрішньою **енергією**, пов'язаною з **температурою**, а рухливі деталі двигуна – кінетичною **енергією**, пропорційною квадрату їх швидкості. Загальна властивість **енергії** – її здатність зберезуватися. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Енергія>]

З

Заряд – це:

а) порція речовини для використання певним чином;

б) запас певної властивості в об'єкта або персоні;

[<http://tolkslovar.ru/z3690.html>]

в) кількісна міра властивості фізичних тіл або частинок речовини, що вступають в електромагнітну взаємодію. [https://uk.wikipedia.org/wiki/Електричний_заряд]

З. свіжий - це порція чистого повітря (в дизелях) або пальної суміші (пари палива і повітря, в інших ДВЗ), що з впускних каналів ДВЗ надійшла в циліндри. **Затримка займання** – це проміжок часу від початку впорскування палива в циліндр двигуна до початку видимого горіння **робочої суміші**.

Згоряння – це **процес горіння** палива в присутності окислювача (наприклад, кисню). [<http://dic.academic.ru/dic.nsf/ntes/4204/СГОРАНИЕ>]

«**Жорсткість**» z . – це показник його якості, пов'язаний, головним чином, з максимальною швидкістю зростання **тиску** (за **кутом** повороту кривошипа φ) $(dp/d\varphi)_{max}$. При безпосередньому впорскуванні палива і застосуванні неглибоких камер згоряння, виконаних у поршнях, як правило, згоряння «жорстке» і супроводжується значним шумом.

К

Коефіцієнт – це відносно стала характеристика **процесу**, явища, речовини або поля. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт>]

К. використання теплоти ξ_z при видимому **горінні** (згорянні) – це частка **теплоти**, що виділяється при **згорянні** циклової порції палива, яка витрачається на підвищення внутрішньої **енергії робочого тіла** і утворення **роботи**.

[<http://www.transportpart.ru/pojds-656-1.html>]

К. залишкових газів γ_r – відношення кількості (вимірюваної у одиницях моль або кмоль) **залишкових газів** M_r , що залишились у камері згоряння від попереднього **циклу**, до кількості **свіжого заряду** M_1 , що надійшла в циліндр у процесі впуску.

К. корисної дії (ККД; індикаторний η_i , ефективний η_e) – це відношення **роботи**, виконаної **робочим тілом**, до кількості **теплоти**, підведеної до **робочого тіла** протягом **робочого циклу**.

ККД механічний η_m – це відношення ефективного крутного моменту (або потужності ДВЗ) до індикаторного крутного моменту (або потужності ДВЗ).

К. надлишку повітря α_{np} – відношення дійсної кількості повітря, що бере участь у процесі **згоряння**, до теоретично необхідної кількості повітря для повного згоряння 1 кг палива (з прийнятим або відомим складом).

К. наповнення η_v – відношення дійсної кількості **свіжого заряду**, що надійшла у процесі впуску, до тієї кількості, яка могла б поміститись у **робочому об'ємі** циліндра V_h за умови, що **температура** і **тиск** у ньому дорівнюють **температурі** і **тиску** у впускних каналах (p_0 і T_0 – для двигунів без **наддуву**; p_k і T_k – для двигунів з **наддувом**).

Кут – це:

- а) площинна фігура, утворена двома променями, які виходять з однієї точки;
- б) місце, де сходяться або пересікаються два предмети або дві сторони чого-небудь;

в) помешкання; видалене місце. [<http://dic.academic.ru/dic.nsf/ogegova/248934>]

К. випередження впорскування палива (КВВП) θ – це інтервал **кута** повороту кривошипа від початку впорскування палива в циліндр до найближчої ВМТ в даному **робочому циклі**. В даному посібнику враховано КВВП «за форсункою», тобто фактичний, що спостерігається в циліндрі дизеля; від цього **кута** відрізняється КВВП, що встановлюється при регулюванні паливного насоса.

К. затримки займання ϕ_i – це інтервал **кута** повороту кривошипа від початку впорскування палива в циліндр до початку видимого **горіння** розпиленого палива.

М

Момент – це:

- а) короткий проміжок часу;
- б) характерна риса, деталь об'єкта;
- в) міра кількості руху або сили;
- г) кількісна характеристика розподілу випадкової величини.

[<https://ru.wiktionary.org/wiki/момент>]

М. крутний (індикаторний M_i , ефективний M_e) – це силовий параметр обертового руху вихідної ланки КШМ. Він є пропорційним **роботі робочого тіла** (в **об'ємі** циліндра або, після відняття **роботи механічних втрат**, на колінчастому валу).

Н

Наддув(ання) – це спосіб підвищення потужності дизеля завдяки **подачі** в його циліндри стисненого повітря, в яке впорскується відповідно збільшені циклові порції палива. Стискання повітря здійснюється компресором, який має привід від колінчастого вала або турбіни (турбокомпресор), що працює на **енергії** відпрацьованих **газів**.

О

Об'єм – це місткість геометричного **тіла**, тобто частини простору, обмеженої однією або декількома замкнутими поверхнями; вимірюється у метрах кубічних, літрах та ін. ($1 \text{ м}^3 = 1000 \text{ дм}^3 = 1000 \text{ л}$). [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Об'єм>]

О. робочий V_h - це:

- (а) різниця між повним **об'ємом** циліндра V_a і **об'ємом** камери стиску V_c ;
- (б) **об'єм**, що вивільнює поршень при русі від ВМТ до НМТ (або навпаки);
- (в) добуток площі поперечного перерізу циліндра двигуна на хід поршня S_n .

Подача – це:

- а) повідомлення інформації стосовно чого-небудь, здійснене певним чином;
- б) **процес** передавання речовини або іншої субстанції (світла, струма тощо) з одного місця в інше. [<http://dic.academic.ru/dic.nsf/dmitriev/3689/подача>]

П. палива циклова $g_{\text{ц}}$ – це:

(а) порція палива, що дозована приладом системи живлення і спалюється в циліндрі ДВЗ протягом одного **циклу** (причём дозування палива робиться за **об'ємом**, а для згоряння важлива маса дозованої порції);

(б) відношення **витрати палива** $G_{\text{пал}}$ до числа циліндрів $i_{\text{ц}}$ і частоти **робочих циклів** (яка для 4-тактного **циклу** дорівнює $n/30$).

Потужність (індикаторна N_i , ефективна N_e) – це потік **роботи**, що виконується **робочим тілом** (тобто **робота**, виконана за одиницю часу); вона є пропорційною добутку **крутного моменту** і **частоти обертання** колінчастого вала ДВЗ.

П. механічних втрат $N_{\text{м}}$ – це потік індикаторної **роботи**, що втрачається внаслідок цих **втрат**.

Продування – це витіснення продуктів **згоряння** з циліндра двигуна з **наддувом** стисненим повітрям, яке відбувається в періоди перекриття клапанів (коли одночасно відкрити всі клапани).

Процес – це:

- а) хід, розвиток явища (в тому числі – хвороби, судової справи);
- б) послідовність станів, стадій явища або певної процедури.

[<https://ru.wiktionary.org/wiki/процесс>]

П. адіабат(ич)ний – це термодинамічний процес зміни стану **тіла** без обміну **теплотою** з навколишнім середовищем (окремий випадок **політропного процесу**). Його можна здійснити, проводячи стискання чи розширення **тіла** (наприклад, **газу**) дуже швидко. Для процесу з ідеальним **газом** справедливе рівняння адіабати $pV^{k_{\text{ад}}} = \text{const}$ (де $k_{\text{ад}}$ – показник адіабати, що дорівнює відношенню **теплоємностей газу** при постійних **тиску** та **об'єму**).

[https://uk.wikipedia.org/wiki/Адіабатичний_процес;

https://ru.wikipedia.org/wiki/Адиабатический_процесс]

П. політропний - це оборотний термодинамічний **процес**, який проходить при постійній **теплоємності** системи; для процесу з ідеальним **газом** справедливе рівняння політропи $pV^{n_{\text{пол}}} = \text{const}$ (де $n_{\text{пол}}$ – показник політропи). Для

процесів з реальними газами воно виконується неточно.

[http://dic.academic.ru/dic.nsf/enc_physics/4293/ПОЛИТРОПНЫЙ]

Р

Робота – фізична величина, що визначає енергетичні затрати при переміщенні фізичного тіла чи його деформації; вимірюється в джоулях ($1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н}\cdot\text{м}$), як і **енергія**. **Робота** заряду в циліндрах двигуна пропорційна тиску і зміні об'єму заряду. [[https://uk.wikipedia.org/wiki/Робота_\(фізика\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/Робота_(фізика))]

С

Суміш – це фізико-хімічна система, до складу якої входять дві або кілька хімічних сполук. [[https://uk.wikipedia.org/wiki/Суміш_\(хімія\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/Суміш_(хімія))]

С. робоча - це суміш **свіжого заряду** і **залишкових газів**; знаходиться в циліндрах поршневого ДВЗ протягом частини **робочого циклу**.

Ступінь – це:

- а) порівняльна величина, що характеризує розмір, інтенсивність чого-небудь, міра вияву чого-небудь; часто є безрозмірним параметром;
- б) складова частина ракети, яка після **згоряння** в ній палива відокремлюється в польоті. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Ступінь>]

С. підвищення тиску при згорянні λ_z – це відношення **тисків заряду**: максимального p_z , що досягається протягом **робочого циклу**, і тиску p_c наприкінці **процесу** стиску (при положенні поршня у ВМТ). У дизелях змінюється в межах приблизно 1,3...2,5.

С. розширення (попереднього ρ , наступного δ) – це відношення **об'ємів** циліндра (більшого **об'єму** до меншого), які має **заряд** у кінці та початку певної частини **процесу** розширення.

С. стиску ε (геометричний) – відношення повного об'єму циліндра V_a до об'єму камери стиску V_c .

Т

Температура — фізична величина, яка описує стан термодинамічної системи; вимірюється в кельвінах (К, це абсолютна **температура**) та градусах. Останній випадок – це так звана «**температура за шкалою**» (Цельсія – $^{\circ}\text{C}$, Фаренгейта – $^{\circ}\text{F}$ та ін.); різниця **температур** $1^{\circ}\text{C} = 1 \text{ К}$. За ДСТУ 3518-97 «Термометрія. Терміни та визначення», **температура** – це фізична величина, що є мірою інтенсивності теплового руху атомів і молекул. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Температура>]

Теплоємність — фізична величина, яка визначається кількістю **теплоти**, яку потрібно надати **тілу** для зміни його **температури** на один градус (або 1 K).

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Теплоємність>]

Теплота (або кількість **теплоти**) - це фізична величина, що відповідає **енергії**, перенесення якої між двома **тілами** (або різними ділянками **тіла**) здійснюється за рахунок різниці **температур** без виконання механічної **роботи** і не зв'язана з перенесенням речовини від одного **тіла** до іншого. Набута **тілом теплота** йде на збільшення внутрішньої **енергії тіла** і на виконання ним зовнішньої **роботи**.

[https://uk.wikipedia.org/wiki/Кількість_теплоти]

Т. згоряння палива нижча $Q_{\text{нпал}}$ — це кількість **теплоти**, що виділяється при повному **згорянні** у кисні 1 кг або 1 м³ робочого палива, з урахуванням **згоряння** водню у водяну пару і випаровування вологи палива.

[https://uk.wikipedia.org/wiki/Питома_теплота_згоряння]

Т., що підведена за **цикл** до **робочого тіла** — це добуток нижчої **теплоти згоряння палива** $Q_{\text{нпал}}$ на **циклову подачу палива** $g_{\text{ц}}$.

Тиск — фізична величина, яка чисельно дорівнює силі, що діє на одиницю площі поверхні **тіла** та діє за напрямом зовнішньої нормалі до цієї поверхні; вимірюється в паскалях (1 Па = 1 Н/м²). Нормальний атмосферний **тиск** (тиск повітря) на рівні моря дорівнює 101325 Па $\approx$ 0,1013 МПа, або 760 мм ртутного стовпа.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Тиск>; https://uk.wikipedia.org/wiki/Атмосферний_тиск]

Т. середній заряду (індикаторний p_i , ефективний p_e) — це відношення **роботи**, виконаної **робочим тілом** протягом **робочого циклу**, до **робочого об'єму** циліндра.

Т. середній механічних втрат p_m — це відношення **втрат** індикаторної **роботи** (механічних) до **робочого об'єму** циліндра.

Тіло — це:

- а) певна сутність, яку можна розглядати як єдине ціле й характеризувати певними фізичними величинами;
- б) поняття з алгебри та геометрії;
- в) фізична оболонка живої істоти.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Тіло>; [https://uk.wikipedia.org/wiki/Тіло_\(біологія\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/Тіло_(біологія))]

Т. робоче - це середовище, яке заповнює робочий простір теплового двигуна. Звичайно воно є газоподібним, на основі повітря; у ДВЗ воно змінює

склад протягом **робочого циклу**.

Ф

Фактор – це:

- а) умова, рушійна сила будь-якого **процесу**, явища; чинник;
- б) вхідна незалежна змінна, яка може приймати в деякому інтервалі часу визначені значення (у плануванні експерименту та ін.).

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Фактор>]

Ф. динамічності циклу σ_d – це частка **циклової подачі** палива, яка подається в циліндр дизеля протягом часу **затримки займання**; ця частка обумовлює рівень «жорсткості» згоряння.

Ц

Цикл – це сукупність взаємозв'язаних явищ, **процесів**, що створюють закінчене коло розвитку протягом характерного проміжку часу (тривалості **циклу**).

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Цикл>]

Ц. робочий - це послідовність процесів з **робочим тілом** теплового двигуна, яка періодично повторюється; графічно подається в координатах **тиск – об'єм** ($p - V$) у вигляді згорнутої **індикаторної діаграми**. **Робочі цикли** поршневих ДВЗ бувають 2- і 4-тактними (тобто відбуваються протягом 2 і 4 ходів поршня); в даному посібнику розглядається 4-тактний **цикл**.

Ц. термодинамічний – це ідеалізована модель реального або гіпотетичного **робочого ц.**; замкнений круговий **процес**, який здійснює термодинамічна система, у якому початкові й кінцеві параметри, що визначають стан **робочого тіла** системи (**тиск, об'єм, температура, ентропія**), збігаються. Для **робочих ц.** поршневих ДВЗ найбільш близьким аналогом є **термодинамічний ц.** Трінклера з мішаним підведенням **теплоти** до **робочого тіла** (ідеального газу).

[https://uk.wikipedia.org/wiki/Термодинамічний_цикл;

https://uk.wikipedia.org/wiki/Цикл_Трінклера]

Ч

Частота́ — фізична величина, що дорівнює кількості однакових подій за одиницю часу. [<https://uk.wikipedia.org/wiki/Частота>]

Ч. обертання n колінчастого вала – це кінематичний параметр руху вихідної ланки КШМ. Вимірюється звичайно в обертах за хвилину (1/хв) та є пропорційною його кутової швидкості ω (рад/с):

$$n = 30\omega/3,1415926... \approx 9,5493\omega. \quad (1.1)$$

У 4-тактних ДВЗ ця частота удвічі більша за частоту робочих циклів.

Число – це:

- а) об'єкт математики, який використовується для підрахунку, вимірювання та маркування; позначається символами, які називаються цифрами;
- б) граматична категорія, що вказує на кількість предметів, про які мовиться в реченні.

[<https://uk.wikipedia.org/wiki/Число> ; [https://uk.wikipedia.org/wiki/Число_\(мовознавство\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/Число_(мовознавство))]

Ч. цетанове (ЦЧ) – показник, що характеризує займистість стисненої робочої суміші і чисельно дорівнює відсотковому вмісту цетану ($C_{16}H_{34}$, ЦЧ =100) у такій його суміші з α -метилнафталіном ($C_{11}H_{10}$, ЦЧ =0), яка за займистістю у стандартному двигуні в однакових умовах є рівноцінною випробовуваному паливу.

1.2 Схема індивідуального завдання

На відміну від теплового розрахунку, викладеного в підручниках, метою якого є визначення розмірів та кількості циліндрів двигуна, в даному посібнику останні є заданими, і треба розрахувати показники двигуна на заданому режимі.

У завданні після літерних позначень параметрів повинні подаватися відповідні чисельні значення. Завдання містить значення параметрів, наведених нижче.

- 1) Розміри циліндрів двигуна, мм: діаметр $D_{\text{цил}}$; хід поршня $S_{\text{п}}$.
- 2) Число (кількість) циліндрів $i_{\text{цил}}$.
- 3) Номінальна частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} : $n_{\text{н}}$.
- 4) Коефіцієнт надлишку повітря (номінальний) $\alpha_{\text{нп}}$.
- 5) Ступінь стиску (геометричний) ε .
- 6) Кут випередження впорскування палива, град до ВМТ: θ .
- 7) Цетанове число палива N_{cet} .

Орієнтовні інтервали значень (межі зміни) цих параметрів:

- 1) $\{D_{\text{цил}}; S_{\text{п}}\} = 80 \dots 200$ мм; відношення $S_{\text{п}}/D_{\text{цил}} = 0,9 \dots 1,5$;
- 2) $i_{\text{цил}} = 2 \dots 12$ – ціле число;
- 3) $n_{\text{н}} = 1400 \dots 3000$ 1/хв;
- 4) $\alpha_{\text{нп}} = 1,5 \dots 2,2$;
- 5) $\varepsilon = 14 \dots 20$;
- 6) $\theta = 15 \dots 25$ град до ВМТ.
- 7) ЦЧ $N_{\text{cet}} = 40 \dots 55$.

1.3 Вибір значень постійних параметрів для розрахунків

1.3.1 Вибір виду камер згоряння. Перед початком розрахунку треба визначити вид застосованих камер згоряння (КЗ) та потребу двигуна в наддуві.

Через легший пуск і кращу паливну економічність при великих навантаженнях більшість автотракторних дизелів має неподілені КЗ, де відбувається об'ємно-плівкове сумішоутворення (з різними співвідношеннями об'ємного і плівкового). На жаль, ця економічність досягається при досить «жорсткому» згорянні, що підвищує спрацювання КШМ і має значні екологічні вади (шумність та підвищене окислювання азоту). Послабити їх можна, збільшуючи частку плівкового сумішоутворення, але це погіршує пуск холодних дизелів. Радикальний захід – застосування більш складної організації робочого процесу, з дорогим комп'ютерним керуванням двигуном.

Тому у швидкохідних ($n_n > 2600$ 1/хв) дизелях з номінальною потужністю $N_{ен}$ нижче 100 кВт, що працюють переважно з неповним і неусталеним навантаженням, краще застосовувати поділені КЗ. Для полегшення пуску таких дизелів треба застосовувати свічки розжарювання або підігрівачі впускного повітря, а також підвищити ступінь стиску ($\epsilon > 18$; для вихревих КЗ це не обов'язково).

Таким чином, якщо в завданні вказано $n_n \leq 2600 \dots 3000$ 1/хв і $\epsilon \leq 18$, то треба вважати КЗ неподіленими. Якщо ж ці нерівності не виконуються, а літраж дизеля (л)

$$i_{цил} V_h = 0,7854 \cdot 10^{-6} i_{цил} D_{цил}^2 S_{п} \quad (1.2)$$

при заданих **розмірах** (тут – в міліметрах) і **числі циліндрів** не перевищує граничну величину близько $120 \cdot 100 / (0,8 \cdot 2600) \approx 6$ л, то треба з'ясувати з викладачем, чи буде навантаження дизеля, як правило, невеликим (вважаючи фактичну ефективну потужність при експлуатації $N_e < 0,7 N_{ен}$) і неусталеним? Якщо так, то треба вважати КЗ поділеними. Таке навантаження є типовим для різних транспортних робіт.

Якщо ж навантаження дизеля, все ж таки, частіше буде значним і тривалим (наприклад, як при оранці), то слід вибрати неподілені КЗ та скоректувати значення **частоти обертання** і (або) **ступінь стиску**, наведені в завданні, щоб виконати нерівності $n_n \leq 2600$ 1/хв і $\epsilon \leq 18$: наприклад, можна прийняти $n_n = 2600$ 1/хв і (або) $\epsilon = 18$.

Застосовується декілька основних конструкцій неподілених КЗ, порожнини

яких виконуються в поршнях дизелів. При об'ємно-плівковому сумішоутворенні можливість «форсування» (тобто підвищення «літрової» потужності) дизеля краща, якщо КЗ відкритого типу та не має розширеної частини, видаленої від поверхні поршня. Як встановили вчені Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»), це сприяє кращому відведенню теплоти від верхньої частини поршня та підвищує довговічність крайки горловини КЗ. Форма і розміри неподіленої КЗ потребують узгодження з параметрами та напрямками руху струменів палива, яке впорскується форсункою (це виходить за межі даного посібника).

1.3.2 Визначення потреби в наддуві та вибір його параметрів. Двигун потребує застосування наддуву, якщо заданий ступінь стиску $\varepsilon < 16$. (Якщо $\varepsilon = 16 \dots 18$, то застосування наддуву не є обов'язковим, бо може призвести до занадто високого максимального тиску заряду p_z у циліндрах при згорянні; тому тут не слід приймати $p_k > 0,2$ МПа.) Якщо розраховуватиметься робочий цикл дизеля з наддувом, то треба визначити, чи потрібне охолодження наддувочного повітря (ОНП), та вибрати значення наступних параметрів (таблиця 1.1):

(а) тиску наддувочного повітря p_k та коефіцієнта втрат тиску при впуску свіжого заряду $a_{\Delta p_a}$;

(б) коефіцієнта продування $\phi_{\text{прд}}$;

при потребі в ОНП – також вибрати значення

(в) втрати тиску повітря в охолоджувачі $\Delta p_{\text{охол}}$ та температури охолодженого повітря $T_{k,\text{охол}}$.

Вибіраючи величини тиску p_k і коефіцієнта продування $\phi_{\text{прд}}$, треба врахувати наступні два обмеження.

1) Максимальний ступінь підвищення тиску $\pi_{k,\text{max}}$, який забезпечується компресором, що входить до складу турбокомпресора (ТК), досягається в досить вузькому діапазоні об'ємної витрати повітря $Q_{\text{пов}}$ (м³/с), що дорівнює

$$Q_{\text{пов}} = 10^{-3} i_{\text{цил}} V_h n \eta_v \phi_{\text{прд}} / 120, \quad (1.3)$$

де η_v – коефіцієнт наповнення (обчислюється в п. 2.1); спрощуючи аналіз, прийmemo $\eta_v \phi_{\text{прд}} \approx 1$.

За ГОСТ 9658–81, компактні ТК з радіально-осьовою турбіною (позначення «ТКР») здатні забезпечити $\pi_{k,\text{max}} = 3,5 \dots 3,65$ при витраті повітря від 0,1 м³/с (ТКР-7) до 1,4 м³/с (ТКР-23, рис. 1.1).

Таблиця 1.1 – Значення параметрів, що приймаються при застосуванні наддуву

Найменування	Значення
1 Тиск наддувочного повітря p_k, МПа (номінальний)	0,15...0,25
2 Коефіцієнт втрат тиску при впуску свіжого заряду* $a_{\Delta p_a}$	0,04...0,1
3 Коефіцієнт продування $\phi_{\text{прд}}$	1,05...1,25
4 Втрати тиску повітря в його охолоджувачі $\Delta p_{\text{охол}}$, МПа	0,003...0,006
5 Температура охолоджуваного повітря $T_{k,\text{охол}}$, К	330...360

* Як правило, цей коефіцієнт знижується при підвищенні тиску p_k .

При $Q_{\text{пов}}$ приблизно вдвічі більшому, дана модель ТК здатна забезпечити величину ступеня підвищення тиску на 5...6% нижче $\pi_{k,\text{max}}$. Всі ці ТК забезпечують досягнення тиску наддувочного повітря p_k у вказаному в табл. 1.1 інтервалі з великим запасом, але при дещо різних діапазонах витрати повітря: чим більше число, вказане у позначенні моделі ТК (воно дорівнює діаметру її робочих колес, вираженому в сантиметрах), тим більшою є і ця витрата.

Визначивши приблизну витрату повітря дизелем $Q_{\text{пов}}$ (м³/с), з допомогою рис. 1.1 треба встановити, які моделі ТК здатні її забезпечити та для яких діапазонів зміни π_k . Вибравши на цій базі модель ТК, можна встановити відповідний інтервал тиску $p_k \approx p_0 \pi_k$, який нею забезпечується, та вибрати з цього інтервалу значення p_k у межах, зазначених у табл. 1.1.

2) На підставі балансу потужностей компресора і турбіни ТК, треба також перевірити, чи можливе продування циліндрів дизеля стисненим повітрям у періоди перекриття клапанів, тобто чи можна прийняти коефіцієнт $\phi_{\text{прд}} > 1$? Для такої перевірки треба обчислити приведену відносну витрату газу через турбіну ТК $\tau_{\text{газ(т)}}$:

$$\tau_{\text{газ(т)}} = \eta_{\text{ТК}} \frac{T_r + (\phi_{\text{прд}} - 1)T_k}{\phi_{\text{прд}} T_0} \left(1 + \frac{1}{14,5 \alpha_{\text{ин}} \phi_{\text{прд}}} \right) \approx 1,03 \eta_{\text{ТК}} \left(\frac{5 - \alpha_{\text{ин}}}{\phi_{\text{прд}}} + \frac{(\phi_{\text{прд}} - 1)T_k}{\phi_{\text{прд}} T_0} \right), \quad (1.4)$$

де $\eta_{\text{ТК}}$ – загальний ККД ТК (у межах 0,55...0,65; менше для менших розмірів робочих коліс ТК); T_r – температура залишкових газів, К (пояснюється далі); T_k – температура наддувочного повітря, К (обчислюється в п. 2.1 або вибирається в табл. 1.1); T_0 – температура атмосферного повітря, К (пояснюється далі).

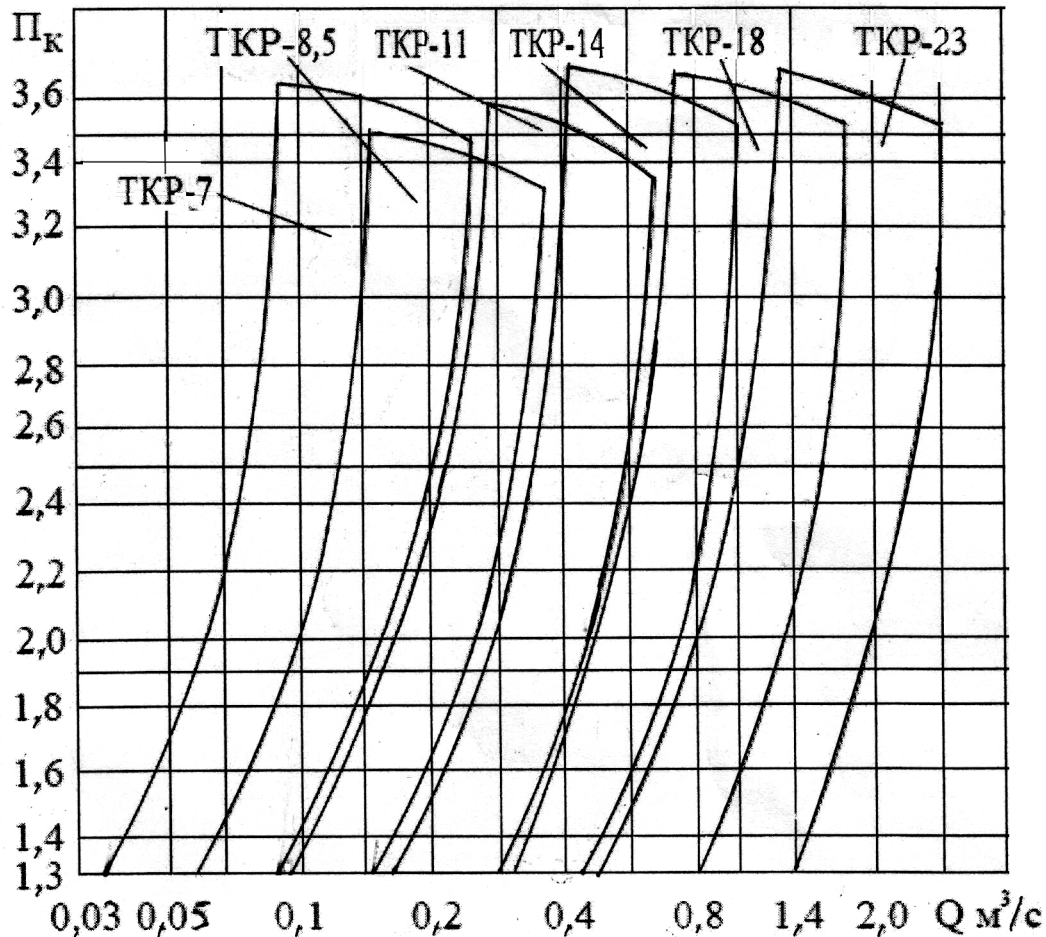


Рисунок 1.1 – Витратні характеристики турбокомпресорів за ГОСТ 9658-81 у напівлогарифмічних координатах (з роботи С.М. Литвина і П.В. Малютіна)

Відношення температур T_k/T_0 можна приймати в наступних межах, визначивши потребу в охолодженні наддувочного повітря (ОНП):

$$\frac{T_k}{T_0} \approx \begin{cases} 0,98 + \lg \pi_k & \text{при відсутності ОНП;} \\ 1,1 \dots 1,2 & \text{за наявності ОНП.} \end{cases} \quad (1.4a)$$

Таке охолодження хоча й ускладнює двигун, однак корисне при $\pi_k > 1,5$, дозволяючи поліпшити наповнення циліндрів свіжим зарядом та умови роботи ТК. (Додатковим заходом для зменшення теплових навантажень на поршні та голівки циліндрів дизеля з турбонаддувом є збільшення номінальної величини КНП до 1,8...2,1.)

Первоначально можна обчислити $\tau_{\text{газ(т)}}$ для відсутності продування ($\phi_{\text{прд}} = 1$) та ОНП, що відповідає гіршим умовам наддуву. Потім, знаючи величину $\pi_k = p_k/p_0$ з попереднього кроку, на графіку рис. 1.2 визначити відношення $p_{\text{газ}}/p_k$ тисків газу перед турбіною (середнього) та наддувочного повітря: якщо воно не перевищує 1,05, то продування можливе. Тоді приймається значення коефіцієнта продування $\phi_{\text{прд}}$ у межах, вказаних у табл. 1.1 (а у випадку доцільності застосу-

вання ОНП – також значення T_k/T_0 у межах 1,1...1,2), і підраховується вточнене значення $\tau_{\text{газ}(T)}$ за правим варіантом формули (1.4), по якому на рис. 1.2 визначається вточнене відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k$.

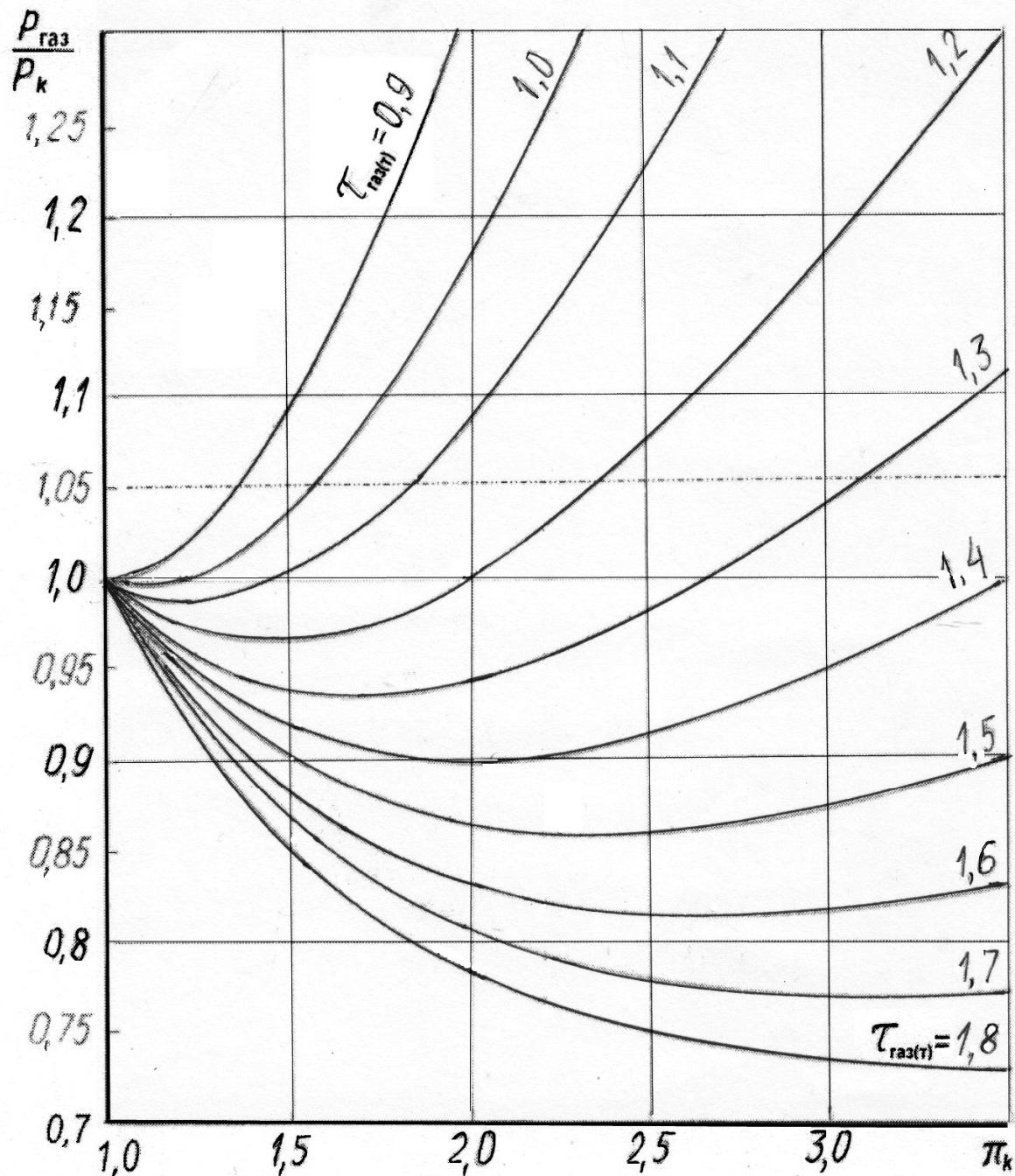


Рисунок 1.2 – Залежність відношення тисків газу перед турбіною та наддувочного повітря від ступеня підвищення тиску в компресорі ТК і приведеної відносної витрати газу через турбіну (з книги М.А. Брука «Агрегаты наддува ДВС», Л., 1972).

Пояснимо ці кроки на прикладі. Нехай в дизелі $i_{\text{цил}} V_h = 10$ л; $n_h = 2000$ 1/хв; тоді за (1.1), у припущенні $\eta_v \varphi_{\text{прд}} \approx 1$, отримаємо витрату повітря $Q_{\text{пов}} \approx 0,17$ м³/с. На рис. 1.1 видно, що таку витрату забезпечують ТК трьох моделей: ТКР-11 – при $\pi_k \leq 2$; ТКР-8,5 – при $\pi_k \approx 1,4 \dots 3,5$; ТКР-7 – при $\pi_k \approx 2,1 \dots 3,5$. Таким чином,

найбільш повно забезпечується інтервал тиску $p_k = 0,15 \dots 0,25$ МПа, вказаний у табл. 1.1, моделлю ТКР-8,5, яку можна попередньо прийняти для застосування з цим дизелем. З цього інтервалу виберемо значення $p_k = 0,15$ МПа, яке властиве «слабкому» наддуву; тоді $\pi_k \approx 1,5$.

Далі, нехай заданий КНП $\alpha_{\text{нп}} = 2$; $\pi_k = 1,5$ (з попереднього кроку); ККД ТК $\eta_{\text{ТК}} = 0,55$; при відсутності ОНП $T_k/T_0 \approx 1,16$ за (1.4а). Тоді за відсутності продування циліндрів за правим варіантом формули (1.4) отримаємо $\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,7$, а на рис. 1.2 – значення $p_{\text{газ}}/p_k \approx 0,87$, тобто продування можливе. Тому виберемо значення коефіцієнта продування з табл. 1.1 $\phi_{\text{прд}} = 1,1$ і вточнимо ці значення: $\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,6$ і на рис. 1.2 $p_{\text{газ}}/p_k \approx 0,88$. При такому відношенні тисків газу перед турбіною і наддувочного повітря, в цьому прикладі забезпечується баланс потужностей турбіни і компресора, тобто можливість роботи ТК.

Після проведення розрахунків параметрів робочого циклу треба ще раз уточнити величини витрати повітря дизелем $Q_{\text{пов}}$ (переконатися, що модель ТК вибрана правильно) і відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k$. Знаючи коефіцієнти продування $\phi_{\text{прд}}$ та наповнення η_v (обчислюється в п. 2.1) і температуру наддувочного повітря T_k , також можна обчислити потрібну величину питомого кута-перерізу органів газорозподілу $f_{\text{гр(прд)}}$ (град/м), використовуючи рекомендації Д.А. Портнова:

$$f_{\text{гр(прд)}} \approx \frac{(\phi_{\text{прд}} - 1)n\eta_v}{2,4\psi\sqrt{T_k}}, \quad (1.5)$$

де ψ – функція відношення тисків залишкових газів і наддувочного повітря p_r/p_k (коли це відношення знаходиться в межах $0,53 \dots 1,0$):

$$\psi = \sqrt{\frac{2k_{\text{ад}}}{k_{\text{ад}} - 1} \left((p_r / p_k)^{2/k_{\text{ад}}} - (p_r / p_k)^{1+(1/k_{\text{ад}})} \right)}, \quad (1.5a)$$

де $k_{\text{ад}} \approx 1,4$ – показник адіабати для повітря з невисокою температурою. Для форсованих дизелів з наддувом питомий кут-переріз органів газорозподілу $f_{\text{гр(прд)}} = 10 \dots 16$ град/м. Ці органи конструюються, щоб забезпечити абсолютний кут-переріз ($\text{м}^2 \cdot \text{град}$) з боку впуску або випуску не менше добутку $f_{\text{гр(прд)}} V_h$ (де робочий об'єм циліндра виражений у кубометрах).

Зацікавлений детальним розрахунком елементів ТК читач відсилається до спеціалізованих джерел інформації.

1.3.3 Взаємні зв'язки і типові значення постійних параметрів, що впливають на робочий цикл. Розрахунок робочого циклу виконується з припущеннями:

1) спалювання дизельного палива, що містить по масі вуглецю $C = 0,87$ і водню $H = 0,13$ (відповідно, 87 і 13%) та має нижчу теплоту згоряння $Q_{\text{нпал}} = 42500$ кДж/кг;

2) використання умовного атмосферного повітря, що не містить вологи, пилу та інших хімічних елементів, крім азоту і кисню, та має тиск $p_0 = 0,1$ МПа і температуру $T_0 = 293$ К.

Фактично в дизельному паливі є дуже невеликі частки сірки і кисню, впливи яких на $Q_{\text{нпал}}$ є протилежними і тут не враховуються. В Україні можливі коливання тиску і температури атмосферного повітря в межах $p_0 = 0,097 \dots 0,104$ МПа (на рівні моря) і температури $T_0 = 243 \dots 313$ К, а відносна вологість повітря змінюється в межах приблизно 40...100%. Ці зміни і коливання, як правило, погіршують показники дизелів відносно до розрахункових.

У таблиці 1.2 наведено інтервали зміни інших постійних параметрів, що застосовуються при розрахунку робочого циклу. Читачу, хто його здійснюватиме, треба вибрати конкретні значення з цих інтервалів і коротко обґрунтувати свій вибір.

Таблиця 1.2 – Інтервали зміни ряду постійних параметрів розрахунку

Найменування	Величина
Втрата тиску у впускній системі* Δp_a , МПа	0,008...0,015
Втрата тиску у випускній системі* Δp_r , МПа	0,015...0,025
Підігрів заряду гарячими деталями ΔT_a , К: - при повітряному охолодженні; - при рідинному охолодженні	20...35 10...20
Температура залишкових газів T_r , К: - при КНП $\alpha_{\text{нп}} < 1,7$; - при КНП $\alpha_{\text{нп}} = 1,7 \dots 2,1$	900...1000 850...900
Механічний ККД η_m (номінальний**): - при застосуванні неподілених КЗ; - при застосуванні поділених КЗ	0,75...0,85 0,70...0,80

* Якщо двигун без наддуву; в іншому випадку ці параметри не будуть потрібні.

** Значення η_m може бути скореговано, враховуючи викладене нижче; для дизелів з поділеними КЗ врахована їх гірша економічність.

Втрати тиску в системах впуску Δp_a і випуску Δp_r звичайно зростають із збільшенням частоти обертання n , бо зростає опір руху середовищ у них. Для інтервалів цих втрат, указаних у табл. 1.2, можна приймати значення втрат тиску: близькі до середніх, якщо $n = 2000 \dots 2200$ 1/хв; нижче середніх при $n < 2000$ 1/хв; вище середніх при $n > 2200$ 1/хв (зокрема, це стосується швидкохідних дизелів з поділеними КЗ).

Підігрів заряду ΔT_a незначно зменшується при зростанні частоти обертання n через зменшення часу для перенесення теплоти до заряду. Величина ΔT_a дещо підвищена в дизелях з повітряним охолодженням, де температури охолоджуваних деталей вище, чим при рідинному охолодженні. За даними Д.А. Портнова, у двигунах із наддувом величина ΔT_a помітно зростає при збільшенні циклової подачі палива (тобто при зменшенні КНП), однак при повному навантаженні дизелів ΔT_a знаходиться в межах, зазначених у табл. 1.2. Тому можна прийняти значення ΔT_a для вказаних там інтервалів (враховуючи спосіб охолодження): близьке до середнього при КНП $\alpha_{\text{нп}} \leq 2$ і $n = 1500 \dots 2500$ 1/хв; нижче середнього при КНП $\alpha_{\text{нп}} > 2$ і (або) $n > 2500$ 1/хв; вище середнього в інших випадках.

Температура залишкових газів T_r збільшується, головним чином, внаслідок збагачування робочої суміші (при зниженні КНП $\alpha_{\text{нп}}$) через зростання температури при згорянні робочої суміші. Крім того, через більш інтенсивне нагрівання заряду при його стиску та утруднення видалення залишкових газів, T_r дещо збільшується при зростанні частоти обертання n . Ця температура вточнюється в кінці розрахунку робочого циклу; як початкове, можна вибрати значення $T_r = 900$ К, якщо КНП $\alpha_{\text{нп}} = 1,7 \dots 2$, або 950 К при $\alpha_{\text{нп}} < 1,7$.

Вплив механічних втрат на ефективні показники двигуна характеризується **механічним коефіцієнтом корисної дії** (ККД) η_m . Треба дещо знижувати величину η_m в наступних випадках (по відношенню до середніх значень, вказаних у табл. 1.2; наведені далі значення параметрів є орієнтовними):

- для двигунів з 1-2 циліндрами, де відносно великим є відбір потужності допоміжними агрегатами;

- при підвищеній частоті обертання колінчастого вала n , що сприяє зростанню механічних втрат двигуна, зокрема:

- а) для двигунів без наддуву при частоті обертання $n > 2400$ 1/хв;

б) для двигунів з наддувом при частоті обертання $n > 2600$ 1/хв;

- якщо двигун працює при величині КНП $\alpha_{\text{нп}} > 2$, занадто великої для номінального режиму і властивій частковому навантаженню двигуна, коли частка механічних втрат значно підвищується. Однак, при тиску наддувочного повітря $p_k > 0,2$ МПа іноді номінальний КНП збільшується до 2,1...2,2, щоб обмежити рівень температури газів, що надходять до турбіни ТК, як при повному навантаженні дизеля, так і при його перевантаженні (коли частота обертання n зменшується на 30...50%, а КНП знижується на 10...15%).

Також значення η_m у табл. 1.2 прийнято на 7...8% меншим при застосуванні поділених КЗ, яким властиві підвищені втрати роботи заряду при його перетіканні з надпоршневого простору циліндра в порожнину такої КЗ та навпаки, а також підвищені втрати теплоти заряду у відносно велику поверхню охолоджуваної порожнини КЗ, яка знаходиться в голівці циліндра. В такій спосіб досягається погіршення розрахункових показників економічності цих дизелів (через складність досягнення цього при розрахунку згоряння методом, який далі викладено), що в певній мірі відповідає досвіду їх експлуатації.

Навпаки, при невеликих значеннях номінальних частоти обертання n і (або) КНП $\alpha_{\text{нп}}$ у двигунів з числом циліндрів більше 2, а також при застосуванні інтенсивного наддуву доцільно прийняти підвищену величину $\eta_m \leq 0,9$, бо в цих випадках можна очікувати відносно невеликих механічних втрат. З рекомендацій підручників з ДВЗ випливає, що при застосуванні турбонаддуву η_m дизелів може збільшитися на 5...10%. Водночас, вплив ступеня підвищення тиску p_k на середній тиск механічних втрат набагато слабший, чим вплив частоти обертання n .

Середні показники політроп стиску n_1 та розширення n_2 , коефіцієнт використання теплоти при видимому горінні ξ_z , ступінь підвищення тиску при згорянні λ_z залежать від частоти обертання n та інших факторів, але ці залежності, як правило, є нечіткими. Далі наведено приклади їх математичних виразів – емпіричні формули (1.6 – 1.8) для орієнтовного розрахунку n_1 , ξ_z і λ_z ; замість n у них треба підставляти задану номінальну частоту обертання n_n . Лінійна залежність між n_2 і λ_z , що використовувалася в попередніх виданнях даного посібника (на базі досліджень Д.А. Портнова), не підтвердилася при аналізі більш нових дослідних даних по багатьох дизелях (як без наддуву, так і з помірними значен-

нями тиску p_k). По мірі появи і аналізу таких даних, залежності між вище вказаними параметрами уточнюватимуться.

1) **Середній показник політропи стиску n_1 .** Для двигунів без наддуву та з наддувом (при $n = 1000 \dots 3500$ 1/хв)

$$n_1 = 1,41 - 100/n; \quad (1.6a)$$

для двигунів з наддувом (при $n = 1600 \dots 2300$ 1/хв, за даними Д.А. Портнова)

$$n_1 = \frac{1,5n}{n + 180} \leq 1,4. \quad (1.6b)$$

Ці формули дають дуже близькі результати обчислювання середнього показника політропи стиску n_1 , якщо частота обертання $n \approx 1500$ 1/хв, тобто за нижньою межою застосування формули (1.6б). Тому при $n < 1600$ 1/хв краще використовувати формулу (1.6а) для двигунів з наддувом. Як правило, n_1 є дуже близьким до середнього показника адіабати $k_{ад1} \approx 1,36 \dots 1,37$ при стиску повітря. При застосуванні повітряного охолодження, внаслідок підвищених температур поверхонь корпусних деталей, відкуди більше теплоти підводиться до заряду, значення n_1 можна прийняти на $0,01 \dots 0,02$ вищим за розраховане по цим формулам.

2) **Коефіцієнт використання теплоти** при видимому горінні ξ_z впливає на величину розрахункової максимальної температури заряду T_z . З урахуванням рекомендацій для конструкторів дизелів, отримана статистична залежність:

$$\xi_z \approx 0,90 - (0,02 \dots 0,03) S_{\Pi} n / 30, \quad (1.7)$$

де $S_{\Pi}n/30$ – середня швидкість поршня, м/с – показник швидкохідності двигуна. Ця швидкість більш повно характеризує цю швидкохідність, чим частота обертання колінчастого вала n . Через наближеність залежності (1.7), можливим впливом виду КЗ на коефіцієнт ξ_z нехтуємо.

3) **Ступінь підвищення тиску** при згорянні λ_z – сутність цього параметра відбита далі формулою (2.20). Для двигунів без наддуву наближено враховуються нечіткі впливи на цей параметр частоти обертання n (1/хв) і кута випередження впорскування палива (КВВП) θ :

$$\lambda_{z(бн)} = 3,8 \cdot n^{-0,1} \left(1 + 0,27 \left(\frac{\theta}{\theta_{поч}} - 1 \right)^{0,32} \right), \quad (1.8a)$$

де $\theta_{поч} = 10 \dots 20$ град до ВМТ – початкове значення КВВП; ступеневу функцію в дужках слід використовувати, якщо заданий КВВП $\theta > \theta_{поч}$. Значення КВВП нижче 10 град при повному навантаженні та звичайному робочому процесі май-

же не використовують, через шкідливий вплив протікання згоряння при робочому ході на ефективність робочого циклу.

Ступенева функція частоти обертання в формулі (1.8а) отримана автором для ряду дизелів (переважно з неподіленими КЗ) при $n = 700 \dots 3600$ 1/хв і більш впевнено може використовуватися при $n = 1000 \dots 3000$ 1/хв, з абсолютними відхиленнями величини λ_z в межах $\pm 0,2$. (При $n = 2100 \dots 3000$ 1/хв майже такі ж результати дає функція $1,3 + 1100/n$, яка використовувалася в попередніх виданнях на дану тему. Однак при $n < 1500$ 1/хв ця функція дає результати, які можуть перевищувати верхні межі значень λ_z , що спостерігалися при дослідженнях дизелів.)

Хоча можна очікувати деякого зниження величини λ_z при заміні неподілених КЗ на поділені, це спостерігалось лише в дослідженнях Б.М. Семєнова та співавторів (зниження на 12% при $n = 1500$ 1/хв) і не підтвердилося дослідними даними інших авторів. Тому знизити на 10...12% величину $\lambda_{z(бн)}$, отриману за (1.8а), можна лише у випадку заміни неподілених КЗ на поділені, про яку йшлося наприкінці п. 1.3.1.

Як показали дослідження роботи дизелів з турбонаддувом, ступінь підвищення тиску при згорянні λ_z знижується при підвищенні тиску наддувочного повітря p_k і його температури T_k (у меншій мірі). Згідно до даних, наведених Д.А. Портновим, для дизелів з наддувом (при $1 < p_k/p_0 \leq 2,6$) ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda_z = \lambda_{z(бн)}$, обчислений за формулою (1.8а), слід скоректувати:

$$\lambda_z \approx \lambda_{z(бн)} \left(a_{pk} - b_{pk} \frac{p_k}{p_0} \right), \quad (1.8б)$$

де a_{pk} і b_{pk} – емпіричні коефіцієнти:

при відсутності охолодження наддувочного повітря $a_{pk} = 1,14$; $b_{pk} = 0,14$;

при охолодженні наддувочного повітря $a_{pk} = 1,2$; $b_{pk} = 0,16$, причому тут $p_k/p_0 \geq 1,4$, бо при меншому тиску p_k повітря нагрівається в компресорі приблизно до тієї ж температури, до якої повітря треба охолоджувати в охолоджувачі (330...360 К).

4) Середній показник політропи розширення n_2 залежить від параметрів режиму роботи дизеля та величини коефіцієнта використання теплоти при видимому горінні ξ_z . Чим це використання гірше (внаслідок розтягнення процесу згоряння, який займає більш значну частину робочого ходу), тим показник n_2 нижче. Навпаки, зростання відведення теплоти у стінки циліндра при робочому ході веде до збільшення величини n_2 .

За умови незначних витоків заряду з циліндрів дизеля ($n > 300$ 1/хв), з результатів досліджень роботи компресорного дизеля, опублікованих Н.Р. Брілінгом, впливає залежність

$$n_2 \approx 1,2 + \begin{cases} 0,5(\xi_z - 0,6)^{1,5} \text{ при } \xi_z \geq 0,6 \\ -0,5(0,6 - \xi_z)^{1,5} \text{ при } \xi_z < 0,6 \end{cases}, \quad (1.9a)$$

де $n_2 \approx 1,2$ при $\xi_z = 0,6$; нижній варіант (праворуч від фігурної дужки) отриманий продовженням на більш низькі значення ξ_z вихідної залежності, яка відповідає ме-
жам $\xi_z = 0,67 \dots 0,86$. Для дуже швидкохідних дизелів можливо $\xi_z < 0,6$, тому цю величину треба відняти від 0,6 перед обчисленням ступеневої функції в (1.9a).

Крім визначення n_2 за (1.9a), можливий підрахунок n_2 і за частотою обер-
тання n колінчастого вала дизеля, з допомогою статистичної залежності виду

$$n_2 \approx a_{n2} + b_{n2} * f(n), \quad (1.9б)$$

де a_{n2} і b_{n2} – емпіричні коефіцієнти; $f(n)$ – функція частоти обертання. За даними довідника «Тракторні дизелі», $a_{n2} = 1,18$; $b_{n2} = 130$; $f(n) = 1/n$. Недоліком залежності (1.9б) є неврахування впливу навантаження дизеля.

Більш нові дослідні дані для ряду дизелів свідчать, що дослідні значення n_2 досить широко змінюються в одного і того ж двигуна під впливом різних факторів (крім n). Порівняння значень n_2 , обчислених за (1.9a) і (1.9б), з цими даними по-
казало, що похибка розрахунку n_2 за (1.9a) залежить від величини коефіцієнта при середній швидкості поршня в (1.7), а за (1.9б) – від величини b_{n2} , яку краще приймати рівною 100, аналогічно формулі (1.6a). В цілому досліджені результати при $n = 1200 \dots 3600$ 1/хв можна представити статистичною залежністю (1.9б), де $a_{n2} = 1,5$; $b_{n2} = -0,08$; $f(n) = \lg n$ – десятковий логарифм. Використання такої залежності замість (1.9a) може призвести до отримання необґрунтованих сполу-
чень значень коефіцієнта ξ_z і середнього показника політропи n_2 , тому далі в при-
кладах розрахунку (розділ 5) використана залежність (1.9a).

При застосуванні продування циліндрів свіжим зарядом в дизелі з турбонад-
дувом ($\phi_{\text{прд}} > 1$), треба додатково обчислити відносний коефіцієнт наповнення $k_{\eta v}$:

$$k_{\eta v} \approx 1 + \frac{1,5}{\epsilon - 1} \sqrt{\phi_{\text{прд}}^2 - 1}. \quad (1.10)$$

При $\phi_{\text{прд}} = 1$ (коли продування немає) він дорівнює 1. Ця залежність отримана шляхом спрощення емпіричної залежності між коефіцієнтами наповнення та продування, рекомендованої конструкторам ТК при відсутності дослідних даних для розроблюваного двигуна.

2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ЦИКЛУ, ПОКАЗНИКІВ ЦИКЛУ І ДВИГУНА

2.1 Послідовність розрахунку параметрів робочого циклу

Тиск p всюди визначається у мегапаскалях (МПа), а температура T – у кельвінах (К). Постійні та інші параметри, які вже пояснені, після формул знов не пояснюються.

2.1.1 Процеси газообміну. Підраховуються характерні тиски заряду p_r , p_a , коефіцієнт залишкових газів γ_r , температура наддувочного повітря T_k (тільки за наявності наддуву та при відсутності охолодження стисненого повітря!), температура свіжого заряду T_a , коефіцієнт наповнення η_v за формулами (2.1 – 2.6). Вони мають варіанти, чим враховано відсутність чи наявність наддуву. Відповідно до викладеного в п. 1.3.1 і отриманих там результатів, для виконання розрахунку за конкретним завданням (п. 1.2) слід вибрати один з трьох наступних підпунктів: 1), 2) або 3).

У наведених далі формулах, у параметрів, що мають подвійний індекс «0(k)», слід використовувати індекс „0”, якщо двигун без наддуву, **або** індекс „k”, якщо двигун із наддувом.

1) Дизель без наддуву. Внаслідок втрат тиску у випускній та впускній системах (Δp_r і Δp_a), тиск p_r в циліндрах при виштовхуванні продуктів згоряння дещо перевищує атмосферний тиск p_0 , а в кінці впуску свіжий заряд має тиск p_a , дещо менший від атмосферного:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r; \quad (2.1a)$$

$$p_a = p_0 - \Delta p_a. \quad (2.2a)$$

2) Дизель з наддувом, але без охолодження наддувочного повітря. Тиски залишкових газів в кінці випуску та свіжого заряду в кінці впуску

$$p_r = (0,85 \dots 0,95) p_k \quad \text{або} \quad p_r \approx \frac{p_k}{1 + 0,6 \cdot \lg(p_k / p_0)}; \quad (2.1б)$$

$$p_a = p_k (1 - a_{\Delta p_a}). \quad (2.2б)$$

Середній тиск середовища у випускних каналах складає близько $(0,8 \dots 0,9) p_k$, але при «вільному» випуску, що періодично відбувається з циліндрів дизеля, великі імпульси тиску продуктів згоряння проходять цими каналами до турбіни ТК, приводячи її до руху. Ліва формула (2.1б) – це рекомендація підручників з ДВЗ, а права формула (2.1б) отримана на базі відомостей про ряд турбопоршневих

дизелів, наведених Д.А. Портновим, тобто є статистичною залежністю для їх номінальних режимів. Ця залежність дає ширші межі змінювання тиску p_r , чим ліва формула (2.1б), при похибці розрахунку відношення тисків p_k/p_r у більшості цих двигунів, яка не перевищує 0,1.

Температура T_k наддувочного повітря (К), що надходить у циліндри з відцентрового компресора ТК, дорівнює

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{1-(1/n_k)}, \quad (2.3)$$

де $n_k \approx 1,55 \dots 1,6$ – показник політропи стиску повітря в компресорі. При турбонаддуві n_k слабо залежить від адіабатного ККД компресора ТК; цей ККД звичайно знаходиться в межах 0,72...0,80. З урахуванням отриманого значення T_k , обчислюються коефіцієнт залишкових газів γ_r і температура заряду T_a в кінці впуску, відповідно, за формулами (2.5) і (2.6), де у подвійному індексі треба залишити « k ».

3) Дизель з наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Тиск залишкових газів p_r обчислюється за формулою (2.1б), а тиск свіжого заряду

$$p_a = p_k (1 - a_{\Delta p_a}) - \Delta p_{\text{охол}}, \quad (2.2в)$$

де $\Delta p_{\text{охол}}$ – прийняте значення втрат тиску стисненого заряду в охолоджувачі (табл. 1.1). Приймається, що останній підтримує температуру $T_{k,\text{охол}} = 330 \dots 360$ К у залежності від погодних умов і режиму роботи дизеля. Тому значення температури $T_k = T_{k,\text{охол}}$ береться в цих межах та підставляється в формули (2.5) і (2.6).

Якщо тиск наддувочного повітря p_k (або $p_k - \Delta p_{\text{охол}}$) вище середнього тиску у випускних каналах $p_{\text{газ}}$ перед турбіною ТК, то в період перекриття клапанів відбувається продування циліндра потоком свіжого заряду, тобто повітря. Про це йшлося вище в п. 1.3.

Зменшення тиску та підвищення температури заряду, що надходить у циліндри, погіршують їх наповнення. Це кількісно оцінюється *коефіцієнтом наповнення* η_v , який в дизелів звичайно наближається до 0,8 та за відсутності продування ($\phi_{\text{прд}} = 1$) і дозарядки приблизно дорівнює:

$$\eta_{v(\text{бпрд})} \approx \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_{0(k)}} \cdot \frac{T_{0(k)}}{T_a (1 + \gamma_r)} = \frac{T_{0(k)}}{T_{0(k)} + \Delta T_a} \cdot \frac{p_a + \frac{p_a - p_r}{\epsilon - 1}}{p_{0(k)}}, \quad (2.4)$$

де T_a – температура заряду в кінці ходу наповнення, К; γ_r – коефіцієнт залишкових газів (ці два параметри обчислюватимуться нижче, бо коефіцієнт наповнення можна підрахувати, використовуючи правий варіант формули). Формула (2.4) застосовується як за наявності, так і при відсутності наддуву (при утриманні відповідно « k » або «0» у подвійному індексі); можливість дозарядки циліндра в кінці впуску не враховується. При застосуванні охолодження наддувочного

повітря замість тиску p_k у знаменник цієї формули, а також формул (2.5) і (2.36), треба підставити менший тиск ($p_k - \Delta p_{\text{охол}}$).

За наявності продування ($\phi_{\text{прд}} > 1$) у дизелі з наддувом, коефіцієнт наповнення дещо збільшується з урахуванням обчисленого раніше коефіцієнта k_{η_v} :

$$\eta_v = k_{\eta_v} \eta_{v(\text{бпрд})} \quad (2.4a)$$

і може перевищити 0,9.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r у більш швидкохідних двигунів, особливо в тих, що мають поділену камеру згоряння або працюють при підвищеному КНП $\alpha_{\text{нп}}$, є також підвищеним; водночас, більш високий ступінь стиску ($\epsilon > 18$) сприяє зниженню γ_r . Хоча значення γ_r у дизелів змінюється в досить вузьких межах і раніше вибиралося в рекомендованому інтервалі (0,03...0,06), воно залежить від інших параметрів заряду і його більш коректно обчислити. При відсутності продування циліндра свіжим зарядом (коли $\phi_{\text{прд}} = 1$):

$$\gamma_{r(\text{бпрд})} = \frac{(T_{0(k)} + \Delta T_a) p_r}{T_r (\epsilon p_a - p_r)} = \frac{T_{0(k)} p_r}{\eta_{v(\text{бпрд})} T_r p_{0(k)} (\epsilon - 1)}. \quad (2.5)$$

Якщо ж продування циліндра протягом перекриття клапанів відбувається ($\phi_{\text{прд}} > 1$), то коефіцієнт залишкових газів γ_r суттєво зменшується. На підставі отриманої автором залежності коефіцієнта очищення від відносного коефіцієнта залишкових газів k_{γ_r} (при $\epsilon = 13 \dots 17$; $p_r/p_a = 0,85 \dots 1,0$) останній можна приблизно обчислити на базі значень коефіцієнтів η_v і $\phi_{\text{прд}}$:

$$\gamma_r = k_{\gamma_r} \gamma_{r(\text{бпрд})} \approx 8 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{0,24}{\exp(\phi_{\text{прд}} \eta_v) - 1}} \right) \gamma_{r(\text{бпрд})}, \quad (2.5a)$$

де коефіцієнт наповнення обчислений за формулою (2.4a); добуток $\eta_v \phi_{\text{прд}}$ – це *коефіцієнт надлишку продувочного повітря*.

Температура заряду в процесі впуску підвищується, внаслідок підігріву заряду стінками впускного тракту і циліндрів та від змішування із залишковими газами. Температура заряду T_a в кінці ходу наповнення (К)

$$T_a \approx \frac{T_{0(k)} + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.6)$$

Для дизелів без наддуву, при $T_0 = 293$ К звичайно $300 < T_a < 350$ К. За наявності наддуву, можливі значення $T_a \geq 400$ К, що негативно впливає на коефіцієнт наповнення η_v , тому стає необхідним охолодження наддувочного повітря.

2.1.2 Процес стиску. Тиск p_c і температура T_c заряду наприкінці стиску

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (2.7; 2.8)$$

обчислюються у припущенні політропного стискання з середнім показником n_1 , який досить мало відрізняється від середнього показника адіабатного стискання ($k_{ад1} \approx 1,36...1,37$). Для дизелів звичайно $p_c = 4...7$ МПа; $T_c = 800...1100$ К, що забезпечує дуже швидке самозаймання палива, розпиленого в циліндрах. При розрахунку цих параметрів впливами фази закриття впускного клапана і початку згоряння нехтуємо. Тоді зростанням розрахункового тиску заряду, поки цей клапан не закритий, умовно враховується можливість дозарядки.

2.1.3 Процеси згоряння і розширення. Кількість повітря M_0 (кмоль)*, теоретично необхідна для повного згоряння 1 кг палива із заданим складом (C, H), дорівнює

$$M_0 = \frac{(C / 12) + (H / 4)}{0,21} = \frac{0,87 / 12 + 0,13 / 4}{0,21} = 0,50 \text{ кмоль/кг.} \quad (2.9)$$

Хоча цей результат і нагадує точний, насправді число 0,21 (об'ємна частка кисню в повітрі) та значення C, H тут є наближеними.

Дійсна кількість M_1 свіжого заряду (кмоль/кг), що надійшла до циліндрів, у дизелях є значно більшою за M_0 :

$$M_1 = \alpha_{nn} M_0, \quad (2.10)$$

де α_{nn} – заданий коефіцієнт надлишку повітря (КНП).

Кількість M_2 продуктів згоряння збідненої робочої суміші

$$M_2 = M_1 + (H / 4). \quad (2.11)$$

Середня питома теплоємність μ_{c_v}' свіжого заряду при постійному об'єму, кДж/(кмоль*К)

$$\mu_{c_v}' = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} T_c, \quad (2.12)$$

де добуток після знака «+» дещо менший двох.

Середня питома теплоємність μ_{c_p}'' продуктів згоряння при постійному тиску, кДж/(кмоль*К), при $\alpha_{nn} > 1$ складає

$$\mu_{c_p}'' = \left(28,414 + \frac{0,92}{\alpha_{nn}} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha_{nn}} \right) 10^{-3} T_z = b_z + a_z T_z, \quad (2.13)$$

де T_z – максимальна температура при згорянні; a_z і b_z – коефіцієнти лінійної функції (наведеної праворуч), що залежать від КНП.

Тому що T_z тут ще невідома, центральний плюс у (2.13) не можна використати, і треба підрахувати значення саме цих коефіцієнтів:

* Раніше позначалася L_0 , що не збігалось з подальшими позначеннями цих кількостей.

$$b_z = 28,414 + \frac{0,92}{\alpha_{\text{нп}}} \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \right]; a_z = \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha_{\text{нп}}} \right) 10^{-3} \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}^2} \right] \quad (2.14; 2.15)$$

Звичайно a_z дещо більше за $0,002 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К}^2)$; $b_z \approx 29 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$. Знайдені більш точні значення коефіцієнтів a_z і b_z використовуються далі, при розв'язанні «рівняння згоряння» (2.17б) відносно температури T_z . Округлювати a_z до $0,002$ неприпустимо!

Дійсний коефіцієнт молекулярного змінювання β при згорянні рідкого палива дещо перевищує одиницю:

$$\beta = \frac{(M_2/M_1) + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.16)$$

Максимальну температуру T_z знаходимо, вирішуючи “рівняння згоряння”, яке відбиває тепловий баланс заряду в термодинамічному циклі з мішаним підведенням теплоти:

$$\frac{\xi_z Q_{\text{нпал}}}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (\mu c_v' + 8,314 \lambda_z) T_c = \beta \cdot \mu c_p'' \cdot T_z. \quad (2.17a)$$

Воно приводиться до квадратного рівняння з коефіцієнтами a_z , b_z , c_z :

$$a_z T_z^2 + b_z T_z - c_z = 0, \quad (2.17б)$$

де a_z і b_z знайдено за формулами (2.14) та (2.15); треба ще обчислити коефіцієнт $c_z = (6 \dots 8) \cdot 10^4 \text{ Дж}/\text{моль}$:

$$c_z = \frac{1}{\beta} \left(\frac{\xi_z Q_{\text{нпал}}}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (\mu c_v' + 8,314 \lambda_z) T_c \right), \quad (2.18)$$

Знайдені коефіцієнти треба підставити в рівняння (2.17б) (не підставляючи значення до (2.17а)), щоб його вирішити. Рішенням рівняння (2.17б) є максимальна розрахункова температура заряду T_z :

$$T_z = \frac{b_z}{2a_z} \left(\sqrt{1 + \frac{4c_z a_z}{b_z^2}} - 1 \right), \quad (2.19)$$

яка знаходиться в межах $1600 \dots 2100 \text{ К}$ у дизелів, підвищуючись при зниженні КНП $\alpha_{\text{нп}}$. При отриманні дуже низької або високої величини T_z , треба насамперед перевірити правильність розрахунку коефіцієнтів квадратного рівняння (2.17б) за формулами (2.14, 2.15, 2.18).

Максимальний тиск заряду p_z при згорянні

$$p_z = \lambda_z p_c. \quad (2.20)$$

Ступені попереднього і наступного розширення ρ і δ (причому ρ незначно

перевищує одиницю) визначаються за формулами:

$$\rho = (\beta T_z) / (\lambda_z T_c); \quad \delta = \epsilon / \rho. \quad (2.21; 2.22)$$

Ці ступені відповідають у теоретичному циклі областям робочого ходу:

ρ – коли теплота підводиться до заряду при постійному тиску p_z ; δ – коли йде політропне розширення заряду. Ступінь попереднього розширення ρ дорівнює відношенню об'ємів V_z/V_c .

Отримання некоректного значення $\rho < 1$ звичайно свідчить про помилки, допущені при обчисленні коефіцієнта β та (або) температур заряду. Однак, при збільшенні КНП температура T_z зменшується, а при збільшенні КВВП вище 20 град підвищується ступінь підвищення тиску λ_z , тому у випадку правильного розрахунку температур заряду і отриманні значення $\rho \leq 1$ слід умовно прийняти $\rho^{(1)} = 1,01$ і скоректувати максимальну температуру заряду:

$$T_z^{(1)} = T_z^{(0)} (\rho^{(1)}/\rho^{(0)}), \quad (2.21a)$$

де $\rho^{(0)} \leq 1$ – первоначально отримана величина ρ за формулою (2.21).

(Якщо вважати, що недостатньо високу температуру T_z було отримано через теж недостатньо високе значення коефіцієнта ξ_z за формулою (1.7), яка не є точною, то читач міг би скоректувати цей коефіцієнт, який підставляється в формулу (2.18). Для цього слід спочатку виразити коефіцієнт c_z з формули (2.19), по якій треба отримати скоректоване значення температури $T_z^{(1)}$, а потім – виразити коефіцієнт $\xi_z^{(1)}$ з (2.18). Через невелику вірогідність отримання значення $\rho \leq 1$ і коректування температури T_z за (2.21a), ці нескладні перетворення тут не наведені.)

Тиск p_b і температура T_b заряду наприкінці розширення (без урахування додаткового зниження цих параметрів після початку випуску продуктів згоряння):

$$p_b = p_z \delta^{-n_2}; \quad T_b = T_z \delta^{1-n_2}, \quad (2.23; 2.24)$$

де використані негативні показники ступеня, бо ці параметри заряду в декілька разів менше, чим максимальні (p_z, T_z). З досвіду розрахунків, типові значення тиску p_b наближаються до 0,3 МПа (при відсутності наддуву), а температури T_b – дещо перевищують T_c .

Значення температури T_r залишкових газів уточнюється в припущенні, що при «вільному» випуску продукти згоряння розширюються з показником політропи (або адіабати) близько 1,3:

$$T_r \approx T_b (p_r / p_b)^{0,23}. \quad (2.25)$$

Розбіжність двох значень T_r – отриманого тут і використаного у формулі

(2.4), не повинна перевищувати 50 К. Якщо ця розбіжність перевищує 50 К, треба підставити у формулу (2.6) уточнене значення T_r за (2.25) і повторити розрахунок. (Тоді, ймовірно, нове значення цієї розбіжності буде значно меншим. У принципі, аналогічно можна було б уточнювати тиск залишкових газів p_r .)

Для дизеля з турбонаддувом треба повернутися до п. 1.3.2 та уточнити об'ємну витрату повітря $Q_{\text{пов}}$ і відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k$, з урахуванням, відповідно, значення коефіцієнта наповнення η_v та втрат тиску повітря перед компресором. Щоб врахувати останні, можна обчислити скоректований ступінь підвищення тиску $\pi_k / (1 - 0,5a_{\Delta p_a})$ та скористатися рис. 1.2.

2.2 Розрахунок показників робочого циклу та двигуна

2.2.1 Показники, пов'язані з робочим циклом. Індикаторні показники відносяться до заряду, який знаходиться в циліндрах, характеризуючи, зокрема, його роботу. Ефективні показники відповідають роботі, яка може бути знята з колінчастого вала двигуна і використана споживачем.

Теоретичний середній індикаторний тиск p_i' (він створює таку ж роботу циклу, як і змінний тиск заряду)

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda_z \left(\rho - 1 + \frac{\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.26)$$

необхідно скоректувати, вносячи поправку на округлення індикаторної діаграми тиску. Тому дійсний середній індикаторний тиск p_i

$$p_i = (0,92...0,97)p_i' \approx 0,95p_i' \quad (2.27)$$

у дизелів без наддуву звичайно є дещо нижчим за 1 МПа. Інші результати для таких дизелів, як правило, свідчать про помилки при обчислюванні p_i' за (2.26).

Індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) η_i

$$\eta_i = \frac{8,314 M_1 T_{0(k)} p_i}{Q_{\text{нпал}} \eta_v p_{0(k)}} \quad (2.28)$$

у дизелів звичайно лежить у межах 0,4...0,5 і збільшується при підвищенні КНП. Вихід η_i за ці межі малоімовірний і звичайно пов'язаний з помилками при обчислюванні або виборі величин параметрів, що входять у (2.28).

Питома індикаторна витрата палива g_i (г/(кВт*год)) складає

$$g_i = 3,6 \cdot 10^6 / (\eta_i Q_{\text{нпал}}) \approx 84,71 / \eta_i. \quad (2.29)$$

Для $\eta_i = 0,4 \dots 0,5$ межі зміни $g_i \approx 170 \dots 210$ г/(кВт*год), причому чим нижче η_i , тим вище g_i .

Для визначення ефективних показників використовується номінальне значення механічного ККД двигуна η_m , вибране у п. 1.3. Середній ефективний тиск p_e , питома ефективна витрата палива g_e (г/(кВт*год)) і ефективний ККД η_e визначаються за формулами (2.30 – 2.32) відповідно:

$$p_e = p_i \eta_m; g_e = g_i / \eta_m; \eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (2.30 - 2.32)$$

Як видно з цих формул, p_e і η_e нижче відповідних індикаторних показників, а g_e , навпаки, вище g_i . Для турбопоршневих дизелів Д.А. Портнов рекомендує залежність p_e (МПа) від тиску наддувочного повітря p_k , яку можна використовувати для контролю якісної правильності розрахунку p_e (при $p_k > 0,15$ МПа):

$$p_e \approx 0,3 p_k + (0,6 \dots 1,0). \quad (2.30a)$$

Згідно до ГОСТ 20000–88, на номінальному режимі тракторних дизелів питома ефективна витрата палива g_e не повинна перевищувати 215...220 г/(кВт*год), у залежності від літражу.

2.2.2 Показники двигуна на заданому режимі. Визначають його ефективну потужність N_e (кВт), крутний момент M_e (Н*м) і витрату палива $G_{\text{пал}}$ (кг/год) за формулами (2.33 – 2.35):

$$N_e = p_e i_{\text{цил}} V_h n / 120, \quad (2.33)$$

де $i_{\text{цил}} V_h$ – літраж дизеля (робочий об'єм усіх циліндрів), л, за формулою (1.2);

$$M_e = 9549,3 N_e / n; \quad (2.34)$$

$$G_{\text{пал}} = 10^{-3} g_e N_e. \quad (2.35)$$

У ці формули замість n треба підставити задану частоту обертання n_n колінчастого вала. Але вони дійсні при будь-якій величині частоти обертання, за умов відповідності значень p_e і N_e величині n .

Отримані показники доцільно зіставити з показниками реальних двигунів, які мають близькі число та розміри циліндрів. Так, важливим показником технічного рівня ДВЗ є так звана «літрова» потужність, що дорівнює $N_{\text{ен}} / (i_{\text{цил}} V_h)$. На рис. 2.1 зображені сполучення значень цієї потужності та номінальної частоти обертання колінчастого вала (а) і діаметра циліндра (б) для відомих моделей 4-тактних автотракторних дизелів. Якщо точки з координатами {отримана літрова потужність $N_{\text{ен}} / (i_{\text{цил}} V_h)$; задана частота обертання n_n } та { $N_{\text{ен}} / (i_{\text{цил}} V_h)$; заданий діаметр циліндра $D_{\text{цил}}$ } знаходяться в межах зображених на рис. 2.1 полів

точок*, то розроблений дизель має прийнятний (хоча не обов'язково значний) рівень форсування.

Як видно на рис. 2.1, більшість розглянутих дизелів має $n_n = 1800...2500$ 1/хв; $D_{\text{цил}} = 1,0...1,4$ дм. Значне підвищення їх літрової потужності (до 35 кВт/л) здійснене шляхом застосування турбонаддуву. Щодо кількості циліндрів, то найбільших рівнів форсування досягнуто в рядних 6-циліндрових двигунах.

2.3 Показники внутрішнього теплового балансу дизеля

Внутрішній тепловий баланс двигуна показує, як розподіляється теплота, що виділяється при згорянні циклової подачі палива. Межею розділу тут слугує внутрішня поверхня робочих об'ємів циліндрів. Це дозволяє суттєво спростити обчислення складових даного балансу, порівняно з зовнішнім тепловим балансом.

За базу відліку (100%) візьмемо повний потік теплоти $Q_{\text{зг.пал}}$ (МДж/год), який міг би виділитися при згорянні годинної витрати палива $G_{\text{пал}}$:

$$Q_{\text{зг.пал}} = 10^{-3} Q_{\text{нпал}} G_{\text{пал}} = 42,5 G_{\text{пал}}. \quad (2.45)$$

Потік теплоти Q_e (МДж/год), перетворений в ефективну потужність N_e двигуна

$$Q_e = 3,6 N_e. \quad (2.46)$$

Потік теплоти $Q_{\text{ст,цил}}$ (МДж/год), що відводиться у внутрішню поверхню циліндрів внаслідок двох чинників (втрат теплоти зарядом у стінки поршнів, голівок і гільз циліндрів; тертя, яке перетворює частину індикаторної потужності в тепловий потік, що надходить від поршнів та їх кілець у стінки гільз циліндрів), дорівнює

* Рис. 2.1 зроблений на базі параметрів тракторних дизелів, опублікованих, в основному, в перелічених нижче джерелах інформації.

Тракторные дизели. Справочник / Под общей ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 536 с.

Савельев Г.М. Опыт доводки и производства турбокомпрессоров автомобильных дизелей / Г.М. Савельев [и др.]; Ин-т повышения квалификации руководящих работников и специалистов автомобильной промышленности. – М., 1986. – 96 с.

Diesel International : Diesel Supplement. – November 2016. – No. 11. – 27 p.

Рекламно-інформаційні матеріали, розміщені на веб-сайтах двигунобудівних фірм (Cummins, Deutz, John Deere, MTU, Perkins) і моторних заводів (у Барнаулі, Мінську, Тутаєві, Ярославлі та ін.).

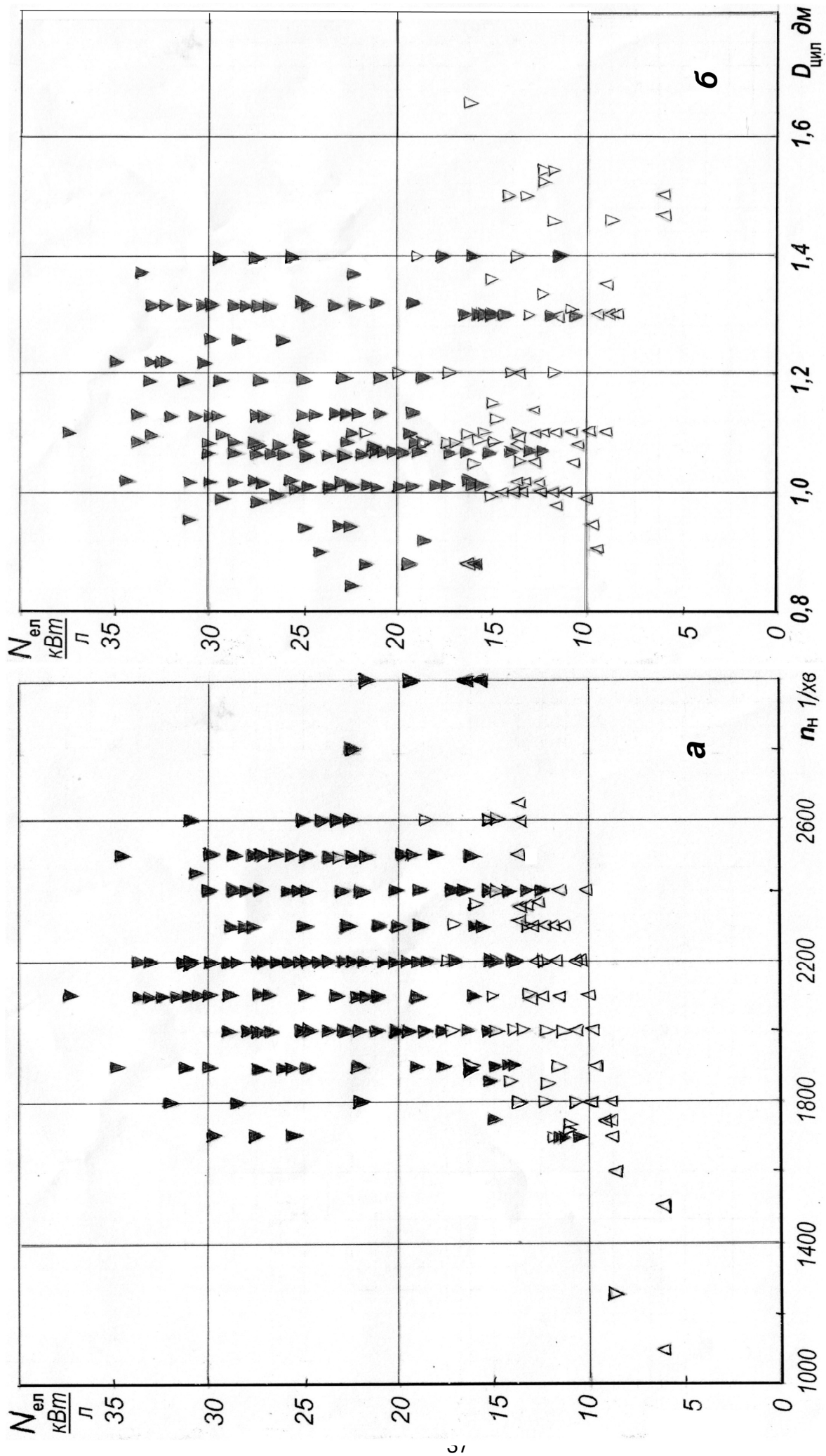


Рисунок 2.1 - Залежності літрової потужності тракторних дизелів від номінальної частоти обертання (а) та діаметра циліндра (б)
($\triangle$ $\blacktriangle$ без наддуву; $\blacktriangledown$ $\triangledown$ з наддувом; $\triangle$ $\triangledown$ розроблені у другій половині XX сторіччя)

$$Q_{\text{ст,цил}} \approx Q_{\text{зг.пал}}(1 - \xi_b) + Q_e(1/\eta_m - 1), \quad (2.47)$$

де $\xi_b \approx 0,85 \dots 0,90$ – коефіцієнт використання підведеної теплоти наприкінці розширення (як правило, $\xi_b > \xi_z$). Впливом продування (при $\phi_{\text{прд}} > 1$) на величину $Q_{\text{ст,цил}}$ нехтуємо через нетривалість цього процесу.

Замикає тепловий баланс потік теплоти $Q_{\text{вг}}$ (МДж/год), що відводиться з відпрацьованими газами при їх випуску:

$$Q_{\text{вг}} = Q_{\text{зг.пал}} - Q_e - Q_{\text{ст,цил}}. \quad (2.48)$$

У цьому потоці може існувати частина, обумовлена хімічною неповнотою згоряння палива; для дизелів вона помітна лише при великому димленні на вихлопі. Також у потоці $Q_{\text{вг}}$ є невеликі складові, обумовлені втратами теплоти з зовнішніх поверхонь двигуна та похибкою зведення теплового балансу.

Поділяючи обчислені складові теплового балансу Q_e , $Q_{\text{ст,цил}}$ та $Q_{\text{вг}}$ на величину $Q_{\text{зг.пал}}$ (та помножуючи результати на 100%), отримаємо його структуру, виражену у відповідних числах процентів (відносні потоки теплоти $\bar{Q}$). Перше з цих відношень, $Q_e/Q_{\text{зг.пал}} \cdot 100\%$, дорівнює 100-кратній величині ефективного ККД двигуна η_e .

На відміну від потоків теплоти, які можуть широко змінюватися, відповідні проценти змінюються досить слабо та слугують важливими показниками ефективності використання теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрах ДВЗ. Треба порівняти отримані процентні складові теплового балансу з дослідними даними для автотракторних дизелів, що наводяться в літературі. Так, для їх номінальних режимів відносні потоки теплоти складають: $\bar{Q}_e = 35 \dots 40\%$; $\bar{Q}_{\text{ст,цил}} = 20 \dots 25\%$; $\bar{Q}_{\text{вг}} = 45 \dots 35\%$ (з урахуванням хімічної неповноти згоряння палива та втрат теплоти з зовнішніх поверхонь двигуна).

3 ПОБУДОВА ДІАГРАМ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ТИСКУ І ТЕМПЕРАТУРИ ЗАРЯДУ ВІД ОБ'ЄМУ

Цей матеріал винесений в окремий розділ, тому що геометричні побудовання є менш формалізованими, чим обчислювання параметрів за формулами. Словесний опис цих побудовань може бути недостатньо наочним і не передбачити деяких складнощів, які зустрічаються при побудові вказаних діаграм. У певній мірі, цей розділ доповнюють приклади побудованих $p - V$ і $T - V$ діаграм, поміщені в останньому розділі.

3.1 Побудова діаграм без урахування особливостей процесів при робочому ході та перекритті клапанів

Діаграми будуються кожна на форматі A4 міліметрового паперу в такому порядку. Проводяться осі координат p і V (або T і V , див. схеми на рис. 3.1). З урахуванням знайдених значень максимальних параметрів заряду p_z і T_z , вибираються такі масштаби тиску і температури, щоб висота діаграм була 20...25 см. Рекомендовані масштаби на осях ординат: тиску 0,4 МПа/см (якщо $p_z > 10$ МПа, то 0,5 МПа/см), температури 100 К/см. В обраних масштабах розмічаються шкали тиску і температури на осях ординат діаграм.

Розмічаються шкали об'єму (однакові на обох діаграмах). На осях абсцис діаграм, вправо від початку координат відкладаються відрізки $\langle V_c \rangle$ та $\langle V_a \rangle$, що відповідають мінімальному й максимальному об'ємам циліндра.

При ступеню стиску $\epsilon \leq 18$, рекомендується прийняти $\langle V_c \rangle = 1$ см, тоді $\langle V_a \rangle = \epsilon$ см і характерний об'єм циліндру при згорянні $\langle V_z \rangle = \rho$ см – див. формулу (2.21). При $\epsilon > 18$ треба взяти $\langle V_c \rangle = 0,75$ см, тоді $\langle V_a \rangle = 0,75\epsilon$ см і $\langle V_z \rangle = 0,75\rho$ см. Таким чином, діаграми будуються з використанням умовних значень об'єму.

На полях діаграм проводяться вертикалі граничних об'ємів V_c та V_a . Проводяться тонкими лініями горизонталі атмосферних тиску і температури p_0 , T_0 (якщо двигун із наддувом, то горизонталі параметрів наддувочного повітря p_k , T_k). Для цього значення цих тиску і температури, обрані в п. 1.3 (T_k обчислена у п. 2.1.1 за наявності наддуву та при відсутності охолодження стисненого повітря), треба помножити на вибрані масштаби цих параметрів заряду. Наприклад, для двигуна без наддуву:

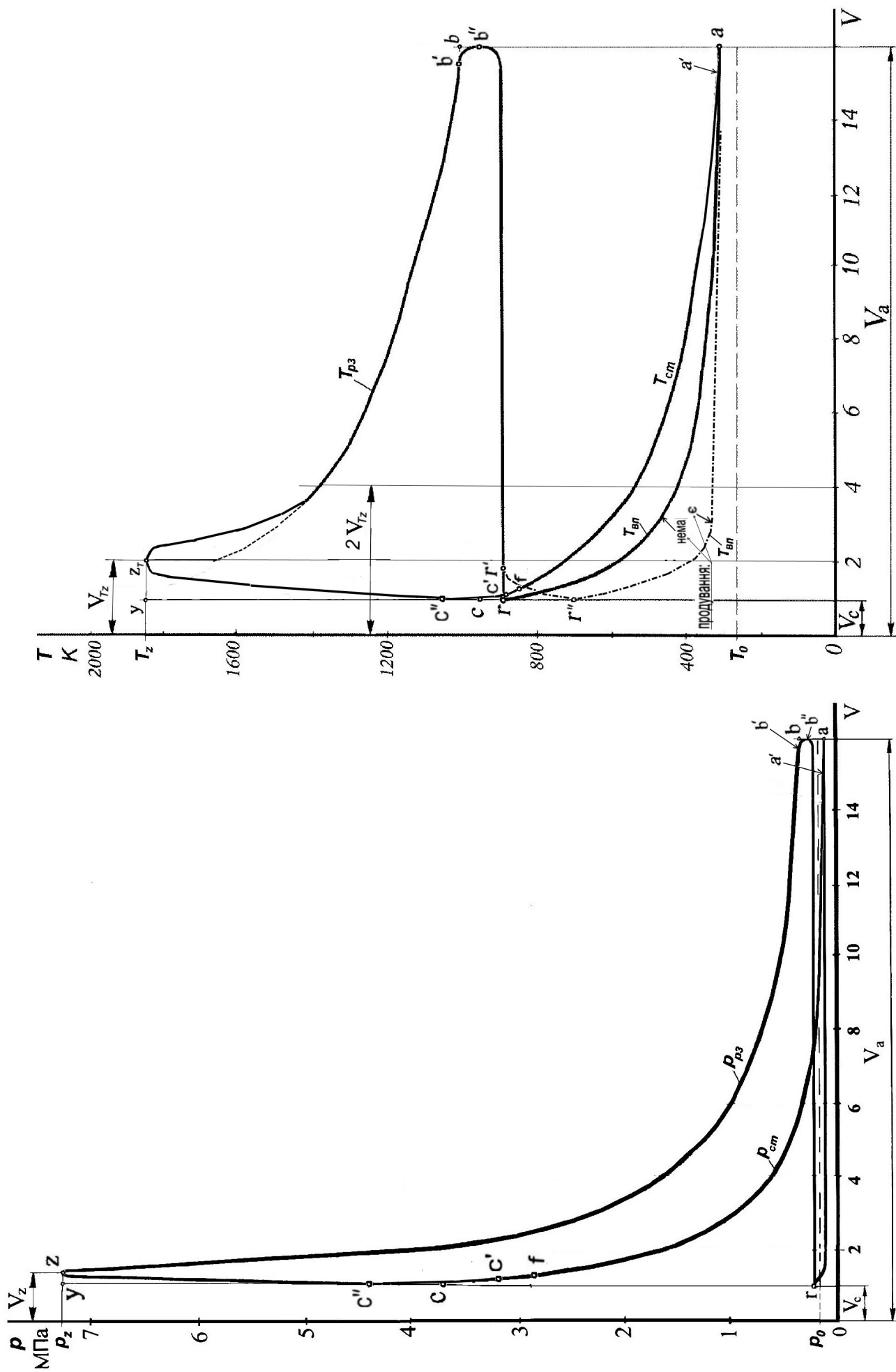


Рисунок 3.1 – Схеми індикаторних діаграм тиску (зліва) і температури (для двигуна із наддувом інакше розташовуються лінії тиску при газообміні)

- якщо масштаб тиску 0,4 МПа/см, то тонку лінію атмосферного тиску $p_0 = 0,1$ МПа треба провісти горизонтально, на відстані $0,1/0,4 = 0,25$ см = 2,5 мм вище осі абсцис V ;

- при масштабі температури 100 К/см, тонку лінію температури $T_0 = 293$ К треба провісти горизонтально, на відстані $293/100 \approx 2,9$ см = 29 мм вище осі абсцис V другої з двох діаграм.

Далі зображується змінювання параметрів заряду при газообміні: лінії випуску (p_r , T_r) на обох діаграмах і лінія випуску на діаграмі тиску (p_a) проводяться також горизонтально. Наприклад, якщо масштаб тиску 0,4 МПа/см і за формулою (2.1а) отримано тиск $p_r = 0,12$ МПа, то лінію випуску, на лівому кінці якої знаходиться точка r , треба провісти горизонтально, на відстані $0,12/0,4 = 0,30$ см = 3,0 мм вище осі абсцис V . З таких підрахунків випливає, що відстань між горизонтальними лініями, які зображують тиск заряду при газообміні, може бути досить малою, тому їх товщину треба зменшити. У двигунів з наддувом можливе навіть співпадіння цих ліній.

Потім на діаграмах позначаються характерні точки циклу r, c, z, b, a , які (крім точки z) повинні знаходитися на вертикалях граничних об'ємів V_c або V_a . Для цього значення тиску і температури, отримані в п. 2.1, треба помножити на вибрані масштаби цих параметрів заряду. Наприклад, якщо масштаб тиску 0,4 МПа/см і за формулою (2.7) отримано тиск $p_c = 4,5$ МПа, то точку c треба помітити на вертикалі V_c , на відстані $4,5/0,4 = 11,25$ см = 112,5 мм від осі абсцис V .

На схемах діаграм (рис. 3.1) точки c , y , z і b відносяться до діаграм термодинамічного (тобто теоретичного) циклу, а точки z_T , r , a та штриховані – до розрахункових діаграм робочого циклу. Положення точок f відповідає початку впорскування палива форсункою, а c' – початку «швидкого» горіння осередків пальної суміші, що утворилися протягом затримки займання (визначатиметься в наступному розділі, п. 4.2). Положення точок c'' відповідає передбачуваним значенням параметрів заряду при положенні поршня у ВМТ ($p_{\varphi=0}$ і $T_{\varphi=0}$); ці значення можна знайти на базі узагальнення параметрів дослідних $p - V$ діаграм, застосовуючи до вже відомих значень p_c і T_c коефіцієнт 1,25...1,3 (для $\lambda_z = 1,5...2$). Точки c' та c'' з'єднуються перехідними кривими, які проходять поблизу точок c , за лекалом.

Положення дійсного максимуму тиску знаходиться поблизу точки z , тому криву тиску можна провести через неї, майже не заокруглюючи верхню частину, яка нагадує пік. Положення максимуму розрахункової температури заряду (точка z_T) знаходиться праворуч від точки z , при об'ємі $(1,5...2)V_c$, і далі вточнюється.

Щоб побудувати великі криві лінії, спочатку розраховуються значення тиску і температури для процесів стиску, розширення і впуску в проміжних точках цих кривих. Бажано навести обчислення для одного значення поточного об'єму V , а всі такі результати подати за формою таблиці 3.1. Тиск і температура заряду при стиску обчислюються за формулами (3.1) і (3.2):

$$p_{cm} = p_a (V_a/V)^{n_1}; T_{cm} = T_a (V_a/V)^{n_1-1}, \quad (3.1; 3.2)$$

а при розширенні заряду - за формулами (3.3) і (3.4), відповідно:

$$p_{p3} = p_b (V_a/V)^{n_2}; T_{p3} = T_b (V_a/V)^{n_2-1}, \quad (3.3; 3.4)$$

де відношення максимального і поточного об'ємів V_a/V дорівнює відношенню заданого ступеня стиску ϵ до умовних значень поточного об'єму, наведених у верхньому рядку таблиці 3.1. Останні дві формули дають некоректні результати при поточному об'ємі $V \leq (1,5...2)V_c$, бо там ще йде горіння, змінюється склад заряду в циліндрі і рівняння політропного розширення (при $n_2 = \text{const}$) не можна застосовувати.

Таблиця 3.1 – Форма для результатів обчислення параметрів проміжних точок

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	2	3	4	6	8	10	12
Відношення об'ємів V_a/V							
Тиск при стиску p_{ct} , МПа							
Температура при стиску T_{ct} , К							
Тиск при розширенні p_{p3} , МПа							
Температура при розширенні T_{p3} , К							
Температура при впуску $T_{вп}$, К							

Примітки: значення тисків і температур у табл. 3.1 повинні монотонно зменшуватися при зростанні поточного об'єму V ; допускається використовувати інші значення V при розрахунку проміжних параметрів заряду, щоб поліпшити трасування кривих, що будуються на діаграмах, у місцях з найбільшою кривизною та для правих частин цих кривих, якщо заданий ступінь стиску перевищує 16.

Температура $T_{вп}$ заряду під час процесу впуску (за відсутності продування)

$$T_{\text{вп}} = \frac{T_r + (V/V_c - 1)T_{0(k)}}{(V/V_c)}, \quad (3.5)$$

де відношення поточного і мінімального об'ємів, V/V_c , для зручності приймається у вигляді цілих чисел (з верхнього рядку табл. 3.1), незалежно від довжини відрізка $\langle V_c \rangle$ на діаграмах. При $V/V_c = 2$ температура $T_{\text{вп}}$ дорівнює півсумі температур T_r і $T_{0(k)}$.

Від поміток проміжних значень V на осях абсцис (2, 4, 6, ... об'ємів V_c) відкладаються вертикалі, на яких, згідно до прийнятих масштабів p і T , позначаються проміжні точки з ординатами, розрахованими за формулами (3.1 – 3.4). Великі криві побудовані правильно з допомогою лекала, якщо жодна з розрахованих проміжних точок (за даними табл. 3.1) помітно не відхиляється від відповідної кривої.

Лінію температури $T_{\text{вп}}$ при значеннях V , які наближаються до ступеня стиску ϵ , можна провісти по лінійці до точки **a**. Аналогічно можна зробити з граничними правими частинами кривих тиску при стиску та розширенні заряду. Також по лінійці можна провести ділянки діаграм між точками **c** і **z** (де параметри заряду дуже різко змінюються, а об'єм майже постійний) та граничну ліву ділянку кривої тиску при розширенні (до $V \approx 1,5V_c$).

Перехідна крива лінія, яка з'єднує криву тиску при розширенні з прямою лінією, що зображує тиск p_r при виштовхуванні, зображується за лекалом або вручну, з урахуванням припущення, що точка дотика **b''** до граничної правої вертикалі об'єму при НМТ (де $V/V_c = \epsilon$) відповідає тиску близько $(p_b + p_r)/2$. Початком цей перехідної кривої є точка **b'**, коли починає відкриватися випускний клапан; фаза його відкриття у тракторних дизелів знаходиться в межах 40...65 град до НМТ. Згідно до формули (2.32), при відліку кута повороту кривошипа від ВМТ ця фаза відповідає об'єму циліндра в межах близько $(10...16)V_c$ при $\epsilon = 13...18$; чим більше та фаза і менше ϵ , тим нижче коефіцієнт при V_c .

Перехідна крива лінія, яка з'єднує умовні прямі, що зображують тиски p_r при виштовхуванні та p_a при наповненні, зображується вручну, бо відстань між ними є дуже малою. За наявності продування циліндра в період перекриття клапанів, замість точки **r** ця перехідна крива має дотик до вертикалі об'єму V_c у точці **r''** (яка показана в більш великому масштабі на діаграмі $T - V$) на рівні тиску p_a . В цьому випадку можна врахувати фазу відкриття впускного клапана, яка у тракторних дизелів знаходиться в межах 10...20 град до ВМТ. Тоді згідно до формули (2.32), точка **r'**, де починається ця крива, відповідає об'єму циліндра в межах $(1,1...1,5)V_c$ при $\epsilon = 16...18$. Водночас, у більш форсованих двигунів ($\epsilon =$

13...15) вказана фаза може збільшуватися до 30...50 град (за даними Д.А. Портнова), тоді точка r' може відповідати об'єму $(1,8...3,5)V_c$.

3.2 Вточнення змінювання температури при робочому ході та перекритті клапанів

На відміну від граничної лівої ділянки кривої тиску при розширенні, не можна проводити по лінійці граничну ліву ділянку кривої температури при розширенні, яка змінюється значно повільніше, чим тиск. При $V_c \leq V < 2V_c$ треба плавно з'єднати точку c'' із опуклою частиною кривої температури, яка містить її максимум – точку z_T . При $V > 2V_c$ вказану опуклу частину треба плавно з'єднати з нисхідною кривою, побудованою по значеннях температури T_{pz} , наведених у табл. 2.1 для $V \geq 4V_c$, або по вточнених її значеннях. Спочатку вточнимо дійсне положення максимуму температури, якому відповідає температура $T_{z(d)}$.

За дослідними даними для дизелів з відкритими і вихревыми КЗ, а також за результатами моделювання їх робочих циклів, наведеними рядом авторів, між кутовими положеннями кривошипа після ВМТ, коли досягаються максимуми тиску (φ_{pz}) і температури (φ_{Tz}) заряду в циклі, є нечітка статистична залежність:

$$\varphi_{Tz} \approx a_{\varphi pz} \varphi_{pz}^{b_{\varphi pz}}, \quad (3.6)$$

де $a_{\varphi pz}$ і $b_{\varphi pz}$ – емпіричні коефіцієнти: для дослідних даних $a_{\varphi pz} \approx 4$; $b_{\varphi pz} \approx 0,8$; для результатів моделювання робочих циклів $a_{\varphi pz} \approx 8$; $b_{\varphi pz} \approx 0,4$; межі зміни кутів $\varphi_{pz} = 5...20$; $\varphi_{Tz} = 10...40$ град; середня відносна похибка в межах $\pm 20\%$. Ця залежність дозволяє орієнтовно встановити кутове положення кривошипа при максимумі температури заряду, який, як видно, завжди досягається після максимуму тиску заряду. При розрахунку, що тут розглядається, треба прийняти значення $a_{\varphi pz} = 8$; $b_{\varphi pz} = 0,4$, які стосуються результатів моделювання робочих циклів дизелів.

Дослідні дані Б.М. Семенова та співавторів свідчать, що $V_{pz} \approx V_z = \rho V_c$ є розумним наближенням. Тому кутове положення кривошипа після ВМТ φ_{pz} , коли досягається дійсний максимум тиску, можна приблизно обчислити на основі відомого значення ступеня попереднього розширення ρ :

$$\varphi_{pz} \approx \arccos \left(1 - \frac{2(\rho - 1)}{\epsilon - 1} \right). \quad (3.7)$$

Для цієї формули рух поршня в циліндрі вважається гармонічним, що цілком виправдане при малих значеннях кута $\varphi_{pz} < 15...20^\circ$.

Наприклад, для діаграми $p - V$ на рис. 3.1 $V_{pz}/V_c = \rho \approx 1,2$; $\epsilon = 16$. Тоді в даному прикладі значення кута повороту кривошипа $\varphi_{pz} \approx \arccos 0,973 \approx 13^\circ$ після ВМТ. Одиниця виміру кута φ_{pz} при його обчислюванні за (3.7) визначається положенням перемикача цих одиниць на панелі калькулятора.

Далі, за (3.6) отримаємо кут $\varphi_{Tz} \approx 22^\circ$ після ВМТ і треба приблизно знайти відповідний об'єм заряду V_{Tz} . Нехтуючи (внаслідок малості кутів та наближеності залежності (3.6)) відхиленням руху поршня від гармонічного, маємо наступний зв'язок між кутом повороту кривошипа φ і відносним об'ємом заряду:

$$V / V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos \varphi)(\epsilon - 1); \quad (3.8)$$

тоді для максимуму температури отримаємо відносний об'єм

$$V_{Tz} / V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos \varphi_{Tz})(\epsilon - 1), \quad (3.8a)$$

який у даному прикладі дорівнює

$$V_{Tz} / V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos 22^\circ)(16 - 1) \approx 1,6.$$

З цього підрахунку видно, що не можна максимум температури заряду зображати таким же, як максимум тиску, бо $1,6 > 1,2$.

На схемі діаграми $T - V$ (рис. 3.1) пунктиром показана фіктивна ділянка кривої температури при політропному розширенні в області об'єму $(2 \dots 3,5)V_c$. Припустимо, що перехідна область праворуч від максимуму (точка z_T), коли температуру заряду не можна розраховувати за формулою (3.4), займає інтервал об'єму приблизно від V_{Tz} до $2V_{Tz}$. Точніше форму кривої температури при розширенні заряду можна встановити, використовуючи рівняння його стану. З рекомендацій Д.А. Портнова випливає, що температуру заряду T протягом згоряння (включаючи початок розширення) можна приблизно обчислити на базі значень тиску p і об'єму V , нехтуючи впливами малих мас залишкових газів і палива, що впорскується в циліндр:

$$T \approx \frac{T_{0(k)} p}{\epsilon \eta_v p_{0(k)}} \frac{V}{V_c}, \quad (3.9)$$

де значення тиску p при розширенні треба взяти з допомогою побудованої верхньої кривої на діаграмі тиску для значень відносного поточного об'єму V/V_c в межах від 1 до 4, використовуючи крок не більше 0,1 (при $V/V_c = 1 \dots 1,6$), 0,2 (при $V/V_c = 1,6 \dots 2$) і 0,5 (при $V/V_c = 2 \dots 4$).

Максимальне значення температури заряду T , що знаходиться в нижньому рядку заповненої форми табл. 3.2, треба порівняти з раніше знайденою за (2.19) температурою T_z . Ці значення, ймовірно, не збігуться, але повинні бути близь-

кими за величиною (в межах ± 100 K). Дійсне значення кута повороту кривошипа $\varphi_{Tz(d)}$ знаходимо за формулою, аналогічною (3.7), використовуючи замість ρ значення V/V_c з табл. 3.2, при якому досягнутий максимум T . Отримані значення T використовуються для вточненої побудови лівої частини верхньої кривої на діаграмі температури.

Таблиця 3.2 – Форма для результатів вточнення температури при розширенні

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	1	1,1	$\rho = \dots$	1,3...*	1,6...	2,0	2,5...	4
Тиск при розширенні p_{pz} , МПа (за діаграмою $p - V$)	$1,3p_c$		p_z					
Температура при розширенні T , К (за (3.9))								

* Знак «...» означає, що праворуч від даної колонки форми треба додати ще декілька, збільшуючи V з кроком, величина якого вказана вище: 0,1; 0,2 або 0,5.

Температуру продуктів згоряння в точці b'' знайдемо на базі їх тиску $(p_b + p_r)/2$ в ній, використовуючи формулу (2.25):

$$T_{b''} \approx T_b (0,5(p_r + p_b) / p_b)^{0,23} \approx 0,85T_b (1 + p_r / p_b)^{0,23}. \quad (3.10)$$

При відсутності продування температура заряду в точці r вважається рівною величині T_r , отриманої по (2.25). При всмоктуванні повітря температура його суміші з залишковими газами $T_{вп}$ змінюється за формулою (3.5), на базі гіпотези про об'ємне змішування цих газів.

Якщо відбувається продування циліндра ($\varphi_{прд} > 1$), то схематично змінювання температури заряду показано на правій діаграмі рис. 3.1 штрих-пунктиром. Щоб оцінити величину температури заряду в точці r'' для цього випадку, приймемо, що ця температура рівномірно знижується протягом періоду, який починається при відкритті впускного клапана (точка r') і закінчується при закритті випускного клапана:

$$T_{r''} \approx T_r - (T_r - T_a)(\varphi_{відкр(вп)} / \varphi_{перекр}), \quad (3.11)$$

де $\varphi_{відкр(вп)}$ – фаза (кут) відкриття впускного клапана, град до ВМТ; $\varphi_{перекр}$ – кутове перекриття клапанів, град. Для ряду побудованих дизелів (як з турбонаддувом, так і без нього) відношення цих кутів у (3.11) змінюється в межах 0,5...0,7. Перехідна крива, що з'єднує прямі лінії процесів виштовхування та всмоктування на діаграмі $T - V$, проводиться з урахуванням отриманого значення $T_{r''}$ та середнього об'єму, який відповідає початку відкриття впускного клапана (точка r') і кінцю закриття випускного. Як зазначалося вище, для точки r' об'єм циліндра знаходиться в межах

від $(1,1 \dots 1,5)V_c$ до $(2 \dots 3)V_c$, причому останній інтервал властивий більш форсованим дизелям. Корисність продування циліндра полягає в покращенні наповнення циліндрів та відведення теплоти від теплонапружених голівки циліндра та поршня форсованого дизеля.

Більш коректний та повний розрахунок змінювання параметрів заряду при газообміні викладений у спеціалізованих джерелах інформації. Зазначимо, що індикаторну діаграму тиску ($p - V$) можна застосувати для подальшого розрахунку параметрів динаміки КШМ та міцності деталей двигуна, а діаграма температури ($T - V$) є ілюстративною, бо насправді в заряді, що знаходиться в циліндрах двигуна, є досить нерівномірне поле температур. Воно, поряд з полем температур охолодного середовища зовні циліндрів, зумовлює теплові навантаження деталей, що обмежують змінний об'єм заряду.

4 ОБГРУНТУВАННЯ РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

4.1 Оцінка параметрів, пов'язаних з тривалістю згоряння

Як зазначалося вище у п. 1.1, «жорсткість» згоряння у ДВЗ пов'язана, головним чином, з максимальною швидкістю зростання тиску (за кутом повороту кривошипа φ) $(dp/d\varphi)_{max}$. Вона досягається в період «швидкого» горіння і тим вище, чим більше кількість робочої суміші, утвореної протягом попереднього періоду затримки займання. У свою чергу, початок останнього визначається фактичною величиною КВВП θ («за форсункою»). Співвідношення між характерними кутовими інтервалами при згорянні в дизелі показано на схемі (рис. 4.1).

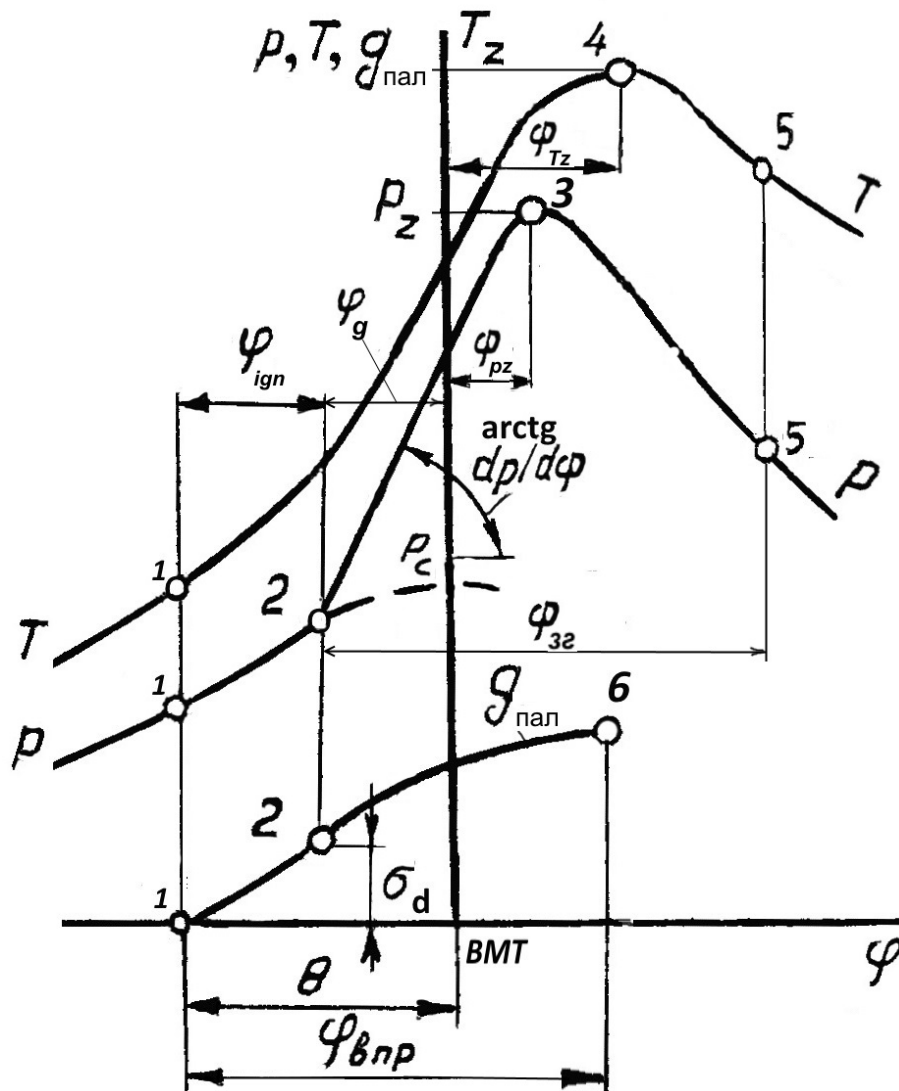


Рис. 4.1. Схеми залежностей тиску p і температури T заряду та кількості впорсненого палива $g_{пал}$ від кута повороту кривошипа φ при згорянні в дизелі (1, 2, 3, 4, 5 – межі етапів згоряння).

На тривалість затримки займання (за часом) t_{ign} впливають параметри заряду при початку впорскування палива (тиск p_f , температура T_f), частота обертання колінчастого вала n , цетанове число (ЦЧ) палива та інші фактори. Розрахувати t_{ign} (с) можна, наприклад, за полуемпіричною формулою, запропонованою А.І. Толстовим і вточненою А.С. Кулешовим:

$$t_{ign} = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_{act}}{8,314T (N_{cet} + 25)}\right), \quad (4.1)$$

де $E_{act} = (23...28)10^3$ Дж/моль – умовна енергія активації передполум'яних реакцій; N_{cet} – цетанове число (ЦЧ) палива. Суттєвим недоліком цієї формули є невизначеність положення кривошипа, для якого треба знати параметри заряду T і p , котрі входять у праву частину (4.1). Тому її краще використовувати для оцінки нижньої межі часу $t_{ign,min}$, який можна визначити за (4.1), підставляючи в цю формулу відомі значення параметрів заряду в кінці стиску (T_c, p_c).

Скористаємось нечіткою статистичною залежністю між кутами випередження впорскування палива θ і затримки займання φ_{ign} , вираженими в градусах повороту кривошипа, яка встановлена шляхом обробки дослідних даних для ряду дизелів (переважно з неподіленими КЗ):

$$\varphi_{ign} = 6nt_{ign} \approx a_{\theta} \theta^{b_{\theta}}, \quad (4.2)$$

де межі зміни $\theta = 9...30$ град до ВМТ; a_{θ} і b_{θ} – емпіричні коефіцієнти:

- для передкамерного дизеля $a_{\theta} \approx 4$; $b_{\theta} \approx 0,5$; $\varphi_{ign} \approx 10...18$ град;
- для дизелів з неподіленими КЗ і розділеною паливною апаратурою $a_{\theta} \approx 0,25$; $b_{\theta} \approx 1,25$; $\varphi_{ign} \approx 5...20$ град;
- для дизелів останнього типу при підвищених розмірах циліндрів ($D_{цил} > 0,22$ м) і значеннях КВВП ($\theta > 14$ град), кращий результат можна отримати при значеннях $a_{\theta} \approx 0,8$; $b_{\theta} \approx 0,73$; $\varphi_{ign} \approx 5...12$ град.

Підставляючи задане значення КВВП θ у (4.2), отримаємо приблизне значення кута затримки займання φ_{ign} та відповідний час $t_{ign} = \varphi_{ign}/(6n)$ у секундах; нормальні значення t_{ign} для дизелів порядку 0,001 с. Треба перевірити, чи виконується нерівність

$$\varphi_{ign} \geq \varphi_{ign,min} = 6nt_{ign,min}, \quad (4.3)$$

де мінімальний час $t_{ign,min}$ (с) визначається за (4.1), і, якщо за (4.2) $\varphi_{ign} < \varphi_{ign,min}$, то вважати $\varphi_{ign} = \varphi_{ign,min}$.

Кут φ_g , що відповідає початку видимого горіння (до ВМТ; див. на рис. 4.1), дорівнює

$$\varphi_g = \theta - \varphi_{ign}. \quad (4.4)$$

Кут φ_{pz} , що відповідає максимуму тиску заряду p_z , вже обчислений за формулою (2.31) на базі значень ступенів попереднього розширення ρ і стиску ϵ .

Кут φ_{Tz} , що відповідає максимуму температури заряду p_z , вже орієнтовно обчислений за формулою (2.30) і уточнюється після заповнення форми табл. 2.2 та побудови лівої частини верхньої кривої на діаграмі $T - V$:

$$\varphi_{Tz} \approx \arccos \left(1 - \frac{2(V_{Tz}/V_c - 1)}{\epsilon - 1} \right), \quad (4.5)$$

де V_{Tz}/V_c – значення відносного поточного об'єму, при якому досягається максимум вточненої температури заряду (згідно до побудованої верхньої кривої).

Точки 5 на рис. 4.1 відповідають кінцю догоряння в процесі розширення заряду. Щоб орієнтовно визначити відповідне положення кривошипа φ_5 , скористаємось емпіричною залежністю кутової тривалості згоряння φ_{zg} (град) від КНП:

$$\varphi_{z2} \approx 135\alpha_{nn}^{-1,36} + 25. \quad (4.6)$$

Таким чином, значення кута φ_5 (град після ВМТ) складає

$$\varphi_5 = \varphi_{zg} - \varphi_g - \varphi_{Tz}. \quad (4.7)$$

Тривалість впорскування палива $\varphi_{впр}$ (град) змінюється в межах

$$\varphi_{впр} \approx (0,33 \dots 0,5)\varphi_{zg} \quad (4.8)$$

і уточнюватиметься після розрахунку циклової подачі палива $g_{ц}$.

4.2 Оцінка рівня «жорсткості» згоряння

Щоб знайти приблизне значення тиску p_g при початку видимого горіння з допомогою побудованої кривої стиску на індикаторній діаграмі, треба обчислити об'єм V_g , який відповідає куту φ_g ; в одиницях V_c маємо

$$V_g/V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos \varphi_g)(\epsilon - 1). \quad (4.9)$$

Точніше тиск p_g можна обчислити за формулою (2.25), використовуючи замість V_a/V відношення ступеня стиску ϵ до знайденого відносного об'єму V_g/V_c .

Оцінимо «жорсткість» згоряння в дизелі з допомогою середньої швидкості зростання тиску $\Delta p/\Delta \varphi$ (МПа/град) при «швидкому» горінні (між точками 2 і 3 на рис. 4.1):

$$\Delta p / \Delta \varphi = (p_z - p_g) / (\varphi_{pz} + \varphi_g). \quad (4.10)$$

Кут φ_g є негативним, якщо його відраховувати після ВМТ, і тому у знаменнику (4.9) використаний плюс. Це вірно, якщо «швидке» горіння починається не пізніше ВМТ; у зворотному випадку, що може бути при застосуванні розділених КЗ, у знаменнику (4.9) треба використовувати мінус.

Недоліком середньої швидкості зростання тиску $\Delta p / \Delta \varphi$ при «швидкому» горінні, як міри «жорсткості» згоряння, є те, що максимальна величина цієї швидкості, $(dp/d\varphi)_{max}$, може значно перевищувати $\Delta p / \Delta \varphi$. Так, за дослідними даними Ярославського моторного заводу (ЯМЗ) $(dp/d\varphi)_{max}$ перевищувала середню швидкість зростання тиску $\Delta p / \Delta \varphi$ у 1,5...5 разів!

Хоча А.І. Толстов запропонував емпіричні залежності ступеня підвищення тиску λ_z та вказаних швидкостей зростання тиску від фактора динамічності циклу σ_d і тривалості затримки займання t_{ign} , вони не узгоджуються з більш новими дослідними даними. Обробка останніх дозволила отримати нечітку статистичну залежність, яка існує між швидкостями $\Delta p / \Delta \varphi$ та $(dp/d\varphi)_{max}$ (МПа/град):

$$\left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{max} = a_{\Delta p / \Delta \varphi} \left(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \right)^{b_{\Delta p / \Delta \varphi}}, \quad (4.11)$$

де межі зміни швидкостей зростання тиску 0,1...0,7 (середньої) і 0,1...1,5 (максимальної) МПа/град; $a_{\Delta p / \Delta \varphi}$ і $b_{\Delta p / \Delta \varphi}$ – емпіричні коефіцієнти:

для дизелів без наддуву $a_{\Delta p / \Delta \varphi} \approx 4,8$; $b_{\Delta p / \Delta \varphi} \approx 1,6$;

для дизелів з наддувом $a_{\Delta p / \Delta \varphi} \approx 1,5$; $b_{\Delta p / \Delta \varphi} \approx 0,9$.

При $\Delta p / \Delta \varphi = 0,15...0,25$ МПа/град обидві пари цих коефіцієнтів дають близькі результати обчислення $(dp/d\varphi)_{max}$. Формула (4.10) дозволяє приблизно визначити максимальну швидкість зростання тиску при «швидкому» згорянні, з середньою відносною похибкою близько $\pm 30\%$ (дизель без наддуву) або $\pm 20\%$ (дизель з наддувом), що прийнятно при навчальних розрахунках.

Якщо отримане значення $(dp/d\varphi)_{max} > 0,5$ МПа/град, то згоряння вважаємо «жорстким», таким, що утворює надмірні шумність і навантаження на деталі КШМ дизеля, а також окислювання атмосферного азоту. Тому можна провести розрахункове дослідження можливості зниження $(dp/d\varphi)_{max}$, наприклад, шляхом коректування вибраного значення КВВП $\theta^{(0)}$ у бік зменшення на декілька градусів ($\Delta\theta$):

$$\theta^{(1)} = \theta^{(0)} - \Delta\theta. \quad (4.12)$$

Тоді треба повторити розрахунки параметрів, починаючи з формули (4.2). Як тільки максимальна швидкість зростання тиску стане нижче 0,6 МПа/град, коректування КВВП можна припинити.

Повторні розрахунки параметрів при коректуванні значення КВВП оформлюються у вигляді таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Форма для результатів обчислення максимальної швидкості зростання тиску при коректуванні КВВП

Найменування, позначення, одиниця виміру	Формула	Початок	1-а корекція КВВП	2-а корекція КВВП
01 КВВП θ , град до ВМТ	(4.12)	$\theta^{(0)}$		
Тривалість затримки займання: 021 φ_{ign} , град; 022 t_{ign} , с	(4.2) $\varphi_{ign}/(6n)$			
03 Кут початку видимого горіння φ_g , град	(4.4)			
04 Кут кінця догоряння φ_5 , град	(4.7)			
05 Об'єм V_g/V_c	(4.9)			
06 Тиск заряду p_g , МПа (по діаграмі)	-			
07 Середня швидкість зростання тиску $\Delta p/\Delta \varphi$, МПа/град	(4.10)			
08 Максимальна швидкість зростання тиску $(dp/d\varphi)_{max}$, МПа/град	(4.11)			
09 Потреба в коректуванні КВВП через результат 08 (якщо є, то скоректувати θ і повернутися до 01)	-			

4.3 Вибір параметрів паливної апаратури дизеля

Робочий процес у циліндрах дизеля забезпечується, в першу чергу, завдяки правильності періодичного здійснення циклових подач палива. Це досягається при узгодженій роботі всіх агрегатів паливної підсистеми системи живлення. Їх основні параметри повинні відповідати цільовим (розрахованим) показникам дизеля.

Значення КВВП θ , яке реалізується форсунками дизеля та забезпечує прийнятну величину максимальної величини швидкості зростання тиску $(dp/d\varphi)_{max}$,

може дорівнювати заданому або скоректованому куту випередження впорскування. В даному посібнику неможливо вказати відповідну величину КВВП для паливного насоса високого тиску (ПНВТ), бо різниця між цими величинами КВВП залежить від форми паливопроводів. Попередньо можна вважати, що величина КВВП для регулювання секцій ПНВТ на 2...5 град більше, чим прийнята в розрахунку.

Іншим важливим параметром є номінальна масова **циклова подача палива** $g_{\text{ц}}$ (мг/цикл):

$$g_{\text{ц}} = \frac{10^6 G_{\text{пал}}}{30 n i_{\text{цикл}}}. \quad (4.13)$$

Поділивши її на густину дизельного палива $\rho_{\text{пал}} = 820 \dots 830 \text{ кг/м}^3$, отримаємо об'ємну циклову подачу палива $q_{\text{ц}}$, яка використовується при регулюванні ПНВТ на стенді та розрахунках інших параметрів.

Через негативний вплив розтягання впорскування палива на ефективність згоряння, краще використовувати менші значення кута $\varphi_{\text{впр}}$ (у межах отриманих за формулою (4.8)), що досягається ретельним конструюванням і настроюванням секцій ПНВТ, паливопроводів і форсунок дизеля. Дослідженнями вчених НТУ «ХП» встановлено, що для покращення економічності циклу треба узгоджувати $\varphi_{\text{впр}}$ та середній діаметр $d_{\text{серк}}$ крапель розпиленого палива, на який, зокрема, сильно впливає діаметр $d_{\text{отв}}$ отворів розпилювача форсунки.

За даними О.С. Хачіяна та співавторів, у більшості досліджених ними автотракторних дизелів $\varphi_{\text{впр}} = 24 \dots 34$ град, причому на номінальному режимі не слід перевищувати значення тривалості впорскування палива 29 град. Ю.Я. Фомін і співавтори вважають, що впорскування палива має закінчитися при повороті кривошипа не далі чим на 10...20 град після ВМТ, тобто $\varphi_{\text{впр}} \approx \theta + \varphi_{\text{pz}}$.

Фактор динамічності циклу σ_d (частка циклової подачі палива, що впорснена протягом часу затримки займання) приблизно дорівнює

$$\sigma_d \approx \left(\frac{\varphi_{\text{ign}}}{0,9 \varphi_{\text{впр}}} \right)^{0,9} \leq 1. \quad (4.14)$$

Дослідження роботи дизелів свідчать, що цей параметр може широко змінюватися, і обмежувати його величинами 0,2...0,3 недоцільно.

Максимальний тиск палива протягом впорскування $p_{\text{пал, max}}$ (МПа)

приблизно вдвічі більше, чим середній, та може бути розрахований за рекомендаціями вчених НТУ «ХП»:

$$p_{\text{пал,мак}} = p_c + \frac{10^{-6}}{2\rho_{\text{пал}}} \left(\frac{(1,3...1,4) \cdot 6ng_u}{(\mu f \varphi)_{\text{отв}} i_{\text{отв}} \varphi_{\text{впр}}} \right)^2, \quad (4.15)$$

де $(\mu f \varphi)_{\text{отв}}$ – ефективна площа перерізу отвору розпилювача, мм² (де $\mu_{\text{отв}} \approx 0,7$ – коефіцієнт витрати отвору; $f_{\text{отв}}$ – геометрична площа перерізу отвору, мм²; $\varphi_{\text{отв}} \approx 0,95$ – коефіцієнт швидкості витікання палива); $i_{\text{отв}}$ – кількість отворів. Геометрична площа перерізу отвору обчислюється пропорційно квадрату його діаметра $d_{\text{отв}}$ (мм):

$$f_{\text{отв}} \approx 0,7854 d_{\text{отв}}^2, \quad (4.16)$$

який у швидкохідних дизелів знаходиться в межах 0,2...0,45 мм. Кількість отворів (ціле число) безштифтової форсунки $i_{\text{отв}} = 3$ або 4 (для діаметра циліндра $D_{\text{цил}} \leq 0,15$ м та діаметра порожнини неподіленої КЗ $d_{\text{КЗ}} \leq (0,6...0,65)D_{\text{цил}}$); для інших умов застосування $i_{\text{отв}} > 4$. Для поділених КЗ можливо застосування штифтових форсунок з $i_{\text{отв}} = 1$, де зазор навколо штифта складає до 24 мкм (вважаємо $d_{\text{отв}} \approx 0,025$ мм).

Середня швидкість палива в отворах розпилювача $w_{\text{пал,сер(отв)}}$ (м/с) дорівнює

$$w_{\text{пал,сер(отв)}} = \frac{6ng_u}{(\mu f \varphi)_{\text{отв}} \rho_{\text{пал}} \varphi_{\text{впр}}}, \quad (4.17)$$

де $\mu_{\text{отв}} = 0,6...0,7$ – коефіцієнт витрати отвору, і повинна бути в межах 150...300 м/с. Відсюди добуток площі перерізу отворів розпилювача на тривалість впорскування палива, що впливає на тиск палива $p_{\text{пал,мак}}$, дорівнює

$$(if)_{\text{отв}} \varphi_{\text{впр}} = \frac{6ng_u}{\mu_{\text{отв}} \rho_{\text{пал}} w_{\text{пал,сер(отв)}}}. \quad (4.17a)$$

Якщо праву частину (4.17a) підставити до формули (4.15) замість добутку $(if)_{\text{отв}} \varphi_{\text{впр}}$, то вона прийме вид

$$p_{\text{пал,мак}} = p_c + \frac{10^{-6} \rho_{\text{пал}}}{2} \left(\frac{(1,3...1,4)}{\varphi_{\text{отв}}} w_{\text{пал,сер(отв)}} \right)^2, \quad (4.15a)$$

тобто тиск палива $p_{\text{пал,мак}}$ визначається, в основному, середньою швидкістю палива в отворах розпилювача та не залежить від площі їх перерізу. Якщо підставити вищенаведені значення параметрів у формулу (4.15a), то отримаємо межі зміни максимального тиску палива при впорскуванні:

$$p_{\text{пал,мак}} = 4...8 + \frac{10^{-6} (820...830)}{2} \left(\frac{(1,3...1,4)(150...300)}{0,95} \right)^2 \approx 21...89 \text{ МПа.}$$

При дослідженнях варіантів паливної підсистеми форсованого тепловозного дизеля 16ЧН 25/27 у НТУ «ХПІ» більш високі значення цього тиску (100...130 МПа) досягалися, зокрема, завдяки підвищенню середньої швидкості палива в отворах розпилювача $w_{\text{пал,сер(отв)}}$ до 280...430 м/с. За даними В.А. Маркова і співавторів, значне поліпшення робочого процесу дизелів спостерігається при підвищенні тиску $p_{\text{пал,мах}}$ до 100 МПа, а подальше його підвищення лише ускладнює та удорожчує паливну підсистему дизеля. Враховуючи все це, далі слід орієнтуватися на верхню межу наведеного діапазону зміни середньої швидкості палива в отворах розпилювача.

Якщо обмежити тривалість впорскування палива $\phi_{\text{впр}}$, наприклад, величиною 30 град повороту кривошипа, то з формули (4.17а) можна знайти площу перерізу всіх отворів розпилювача (мм^2), яка відповідає значенням частоти обертання n , циклової подачі палива і встановленим обмеженням параметрів $\phi_{\text{впр}}$ та $w_{\text{пал,сер(отв)}}$:

$$(if)_{\text{отв}} = \frac{6ng_{\text{ц}}}{\mu_{\text{отв}} \rho_{\text{пал}} w_{\text{пал,сер(отв)}} \phi_{\text{впр}}} . \quad (4.18)$$

При відомій кількості отворів $i_{\text{отв}}$, відсюди можна знайти площу перерізу отвору $f_{\text{отв}} = (if)_{\text{отв}}/i_{\text{отв}}$ та його діаметр $d_{\text{отв}} = 1,1284 \sqrt{f_{\text{отв}}} .$

Середній тиск палива $p_{\text{впр,сер}}$ (МПа) дорівнює

$$p_{\text{впр,сер}} \approx 0,5(10^{-6} \rho_{\text{пал}} w_{\text{пал,сер(отв)}}^2 + p_z + p_c) . \quad (4.19)$$

Тиск палива $p_{\text{ппг(ф)}}$ (МПа), при якому починає підніматися голка в розпилювачі форсунки (експлуатаційне регулювання), для звичайної паливної апаратури знаходиться в межах 15...30 МПа і залежить від залишкового тиску палива $p_{\text{пал,зал}}$ (який рекомендується приймати в межах 5...7 МПа):

$$p_{\text{ппг(ф)}} = p_{\text{пал,зал}} + \frac{p_z - p_0}{\left(\frac{d_{\text{напр(ф)}}}{d_{\text{ущ(ф)}}} \right)^2 - 1} , \quad (4.20)$$

де $d_{\text{напр(ф)}}$ і $d_{\text{ущ(ф)}}$ – діаметри прямої і ущільнювальної частин голки розпилювача. Ці діаметри повинні знаходитися у відношенні, при якому $(d_{\text{напр(ф)}}/d_{\text{ущ(ф)}})^2 = 3...4$; у виконаних конструкціях форсунок воно складає 4...9 за даними Ю.Я. Фоміна та співавторів. Однак, при вказаних обмеженнях значень параметрів тиск $p_{\text{ппг(ф)}}$, розрахований за (4.20), не досягає практично використовуваної величини, тому його треба прийняти в межах 15...30 МПа.

Середній діаметр $d_{\text{серк}}$ крапель розпиленого палива (мкм) не є регульовальним параметром та залежить від вище наведених параметрів паливної апаратури дизеля. Обчислити його можна на базі узагальненої залежності, отриманої О.С. Лишевським, за формулою

$$d_{\text{серк}} = \frac{10^6 A_{\text{нал}} d_{\text{отв}}^{1,72}}{\rho_c^{0,266}} \left(\frac{i_{\text{отв}} \Phi_{\text{впр}}}{ng_u} \right)^{0,532}, \quad (4.21)$$

де $A_{\text{нал}}$ – постійний параметр для данного виду палива; ρ_c – густина заряду (кг/м³), куди впорскується паливо. Обробкою дослідних даних, що стосуються варіантів паливної апаратури дизеля 16ЧН 25/27, встановлено, що $A_{\text{нал}} \approx 2,2 \dots 2,3$. Густина заряду умовно відноситься до параметрів заряду в кінці стиску:

$$\rho_c \approx \frac{3,48 \cdot 10^3 p_c}{T_c} = \frac{3,48 \cdot 10^3 p_a \epsilon}{T_a} \approx \frac{3,48 \cdot 10^3 p_k \epsilon}{T_k}, \quad (4.22)$$

де тиск виражений у мегапаскалях; у значенні температури T_k треба враховувати наявність охолодження наддувочного повітря. За результатами досліджень вказаного дизеля, проведених у НТУ «ХПІ», оптимальні значення $d_{\text{серк}}$ були близькими до 21 мкм (при використанні розпилювачів з 8–9 отворами, $d_{\text{отв}} = 0,38 \dots 0,40$ мм). Але в інших дизелів, ймовірно, оптимальні значення $d_{\text{серк}}$ можуть відрізнятися від 21 мкм.

Приймемо, що на дизелі, параметри якого розраховуються, застосовуються такі ж ПНВТ та форсунки, як і на автотракторних дизелях, що вироблялися та виробляються зараз. Це дозволяє вважати відомими основні розміри плунжерної пари секції ПНВТ і розпилювача форсунки, які можуть розрізнятися лише серед обмеженої кількості варіантів. Тип ПНВТ (секційний «золотниковий», де кількість секцій дорівнює $i_{\text{цпл}}$, або розподільний) тут не має принципового значення.

До основних розмірів плунжерної пари відносяться діаметр плунжера $d_{\text{пл}}$ і максимальний його хід $h_{\text{пл,мах}}$, які регламентуються державним стандартом. Для вітчизняних автотракторних дизелів ($D_{\text{цпл}} = 1,05 \dots 1,5$ дм) значення цих параметрів складають: $d_{\text{пл}} = 8,5; 9,0; 10$ мм; $h_{\text{пл,мах}} = 8; 9; 10$ мм. У дизелів з $D_{\text{цпл}} = 1,8$ дм застосовуються ПНВТ із значеннями цих параметрів 12 мм.

Для вітчизняних автотракторних дизелів типовим є застосування закритої безштифтової форсунки ФД-22 або ФДМ-22, яка має голку з діаметром прямої частини $d_{\text{напр(ф)}} = 6,0$ мм та розпилювач з 4 отворами, діаметр яких $d_{\text{отв}} = 0,30 \dots 0,34$

мм. Також відомо про застосування аналогічних форсунок 6Т2 (з 3 отворами по 0,34 мм) на тракторних дизелях 4Ч 10,5/12; форсунок 6А1 – на дизелях 4Ч 13/14. Близькі параметри – у аналогічних форсунок, що виробляються фірмою Bosch. У дизелях з розділеними КЗ застосовуються форсунки з штифтовими розпилювачами (1 отвір з умовним діаметром $d_{\text{отв}} = 0,02 \dots 0,025$ мм).

Необхідно перевірити, чи знаходяться деякі контрольні параметри, що характеризують подачу палива цими пристроями, у припустимих межах, встановлених досвідом розробки і експлуатації дизельної паливної апаратури. Цими параметрами є:

- середня швидкість плунжера протягом нагнітання палива $w_{\text{пл,сер}}$, яка знаходиться в межах приблизно 1...3 м/с;
- приведена середня швидкість плунжера $(d_{\text{пл}}/d_{\text{отв}})^2 w_{\text{пл,сер}}/i_{\text{отв}}$ – у межах 280...400 м/с (при максимальному тиску палива $p_{\text{впр,мах}} = 40 \dots 80$ МПа) і до 600 м/с (при $p_{\text{впр,мах}}$ до 120 МПа);
- відношення максимального ходу плунжера до його активного ходу $h_{\text{пл,мах}}/h_{\text{пл,акт}}$ – у межах приблизно 3...4;
- середня швидкість палива у трубопроводі високого тиску $w_{\text{пал,сер(труб)}}$ – у межах 50...80 м/с;
- відношення середнього тиску палива $p_{\text{впр,сер}}$, що надходить до циліндра при впорскуванні, до максимального тиску палива $p_{\text{впр,мах}}$ – у межах 0,5...0,65.

Середня швидкість плунжера протягом нагнітання палива (м/с)

$$w_{\text{пл,сер}} = \frac{6n_{\text{ПН}}h_{\text{пл,акт}}}{\Phi_{\text{впр0(ПН)}}} = \frac{7,65g_{\text{ц}}n_{\text{ПН}}}{\rho_{\text{пал}}d_{\text{пл}}^2\eta_{\text{вПН}}\Phi_{\text{впр0(ПН)}}}, \quad (4.23)$$

де $n_{\text{ПН}} = 0,5n$ – частота обертання кулачкового вала ПНВТ, 1/хв; $\Phi_{\text{впр0(ПН)}}$ – кут повороту цього вала (град), протягом якого відбувалося б нагнітання та впорскування палива, за відсутності перешкод (витоків палива, його стисненості тощо); $\eta_{\text{вПН}}$ – коефіцієнт подачі палива плунжерної пари ПНВТ до форсунки.

Відношення $n_{\text{ПН}}/\Phi_{\text{впр0(ПН)}} = n/\Phi_{\text{впр0}}$; відношення ж кутів повороту кривошипа (або кулачкового вала ПНВТ) $\Phi_{\text{впр}}$ і $\Phi_{\text{впр0}}$, за дослідними даними, дорівнює

$$\frac{\Phi_{\text{впр}}}{\Phi_{\text{впр0}}} \approx 1,1 + 0,007 p_{\text{впр,мах}}, \quad (4.24)$$

де максимальний тиск палива при впорскуванні виражений у мегапаскалях. Тоді замість $n_{\text{ПН}}/\Phi_{\text{впр0(ПН)}}$ у формулу (4.23) треба підставити відношення $n/\Phi_{\text{впр}}$ та додатково умножити дріб на праву частину (4.24).

Коефіцієнт подачі палива плунжерної пари ПНВТ до форсунки

$$\eta_{vПН} = \frac{1,2732 g_u}{\rho_{пал} d_{пл}^2 h_{пл,акт}} \approx 1 - \frac{2}{d_{пл}}, \quad (4.25)$$

де у правій частині діаметр плунжера $d_{пл} = 5...25$ мм; приблизна рівність не враховує впливів активного ходу плунжера, зазору в плунжерній парі і тиску $p_{пнг(ф)}$.

Активний хід плунжера $h_{пл,акт}$ (м) визначимо з допомогою отриманого значення коефіцієнта подачі $\eta_{vПН}$:

$$h_{пл,акт} = \frac{1,2732 g_u}{\rho_{пал} d_{пл}^2 \eta_{vПН}}. \quad (4.26)$$

Якщо циклову подачу отримано в міліграмах, а $d_{пл}$ виражений у міліметрах, то праву частину цієї формули можна залишити без змін. Для переведення ходу, знайденого в метрах, у міліметри, результат треба помножити на 10^3 .

Від середньої швидкості палива у трубопроводі високого тиску $w_{пал,сер(труб)}$ залежить мінімальна величина внутрішнього діаметра $d_{труб}$ (м) цього трубопровода:

$$d_{труб} \geq \sqrt{\frac{7,65 g_u n}{\rho_{пал} w_{пал,сер(труб)} \Phi_{впр}}}. \quad (4.27)$$

Дійсні ж величини цього і зовнішнього діаметрів трубопровода приймаються з декількох можливих варіантів (2 і 6, 2 і 7, 2,5 і 7,5, 3 і 8, 3 і 10 мм), що застосовуються в автотракторних дизелях. З (4.25) слідує формула для середньої швидкості палива у трубопроводі високого тиску $w_{пал,сер(труб)}$:

$$w_{пал,сер(труб)} = \frac{7,65 g_u n}{\rho_{пал} \Phi_{впр} d_{труб}^2}, \quad (4.28)$$

куди треба підставити вибрану величину діаметра $d_{труб}$.

Довжину трубопровода високого тиску $l_{труб}$ можна попередньо (до розробки конструкції двигуна) прийняти, враховуючи статистичну залежність:

$$\frac{l_{труб}}{D_{цил}} \approx \begin{cases} 2,5...3,5 & \text{при } D_{цил} > 1,8 \text{ дм;} \\ 8,3 - 3,3 D_{цил} & \text{при } D_{цил} = 1,0...1,8 \text{ дм.} \end{cases} \quad (4.29)$$

Відхиленнями від неї є дизелі з дуже довгими трубопроводами високого тиску, як СМД-60 і його аналоги ($D_{цил} = 1,3$ дм) та 6ЧН 21/21 ($D_{цил} = 2,1$ дм). Як показали дослідження паливних систем дизелів, довжина $l_{труб}$ помітно впливає на роботу форсунок лише тоді, коли вона є невеликою.

Рекомендовані значення параметрів паливної апаратури дизеля приводяться в таблиці 4.2. Вони потребують додаткового обґрунтування шляхом випробувань дизеля або вточненого моделювання його роботи.

Таблиця 4.2 – Параметри паливної апаратури дизеля

Найменування	Величина
1 Кут випередження впорскування палива форсунками, град до ВМТ	
2 Масова циклова подача палива, мг/цикл	
3 Тривалість впорскування палива, град	
4 Середня швидкість палива, м/с: - в отворах розпилювача; - у трубопроводі високого тиску	
5 Тиск впорскування палива, МПа: - максимальний; - середній; - при відкритті форсунки	
6 Параметри розпилювача форсунки: - сумарна площа поперечного перерізу, мм ² ; - кількість отворів; - діаметр отворів, мм	
7 Розміри плунжера секції ПНВТ: - діаметр, мм - максимальний хід, мм	
8 Середня швидкість плунжера при нагнітанні палива: - абсолютна, м/с; - приведена, м/с	
9 Активний хід плунжера, мм; - відношення максимального і активного ходів	
10 Розміри трубопровода високого тиску: - діаметр внутрішній, мм - діаметр зовнішній, мм - довжина, м	

5 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ЗА ПРЕДСТАВЛЕНОЮ МЕТОДИКОЮ

Кінцеві результати розрахунків записуються (якщо треба) після знака $\approx$ та повинні містити 3-4 значущі цифри, незалежно від розташування десяткової коми, наприклад: $p_r = 0,120$ МПа (три такі цифри); $T_z \approx 2092$ К (4 такі цифри).

Нулі, що розташовані зліва в числі (наприклад, лівий нуль у 0,120), не є значущими.

Для попередження накопичення похибки від округлення чисел, проміжні числові результати при розрахунках повинні мати 1-2 запасних цифри. Таким чином, проміжні числові результати треба записувати (та запам'ятовувати в калькуляторі) з 4-6 цифрами. Виключенням може слугувати розрахунок тиску, якщо всі вихідні параметри задані з 1-2 значущими цифрами.

5.1 Розрахунок дизеля без наддуву

Вихідні дані (завдання):

- 1) Розміри циліндрів двигуна: діаметр $D_{\text{цил}} = 140$; хід поршня $S_{\text{п}} = 160$ мм.
- 2) Число (кількість) циліндрів $i_{\text{цил}} = 8$.
- 3) Номінальна частота обертання колінчастого вала $n_{\text{н}} = 2000$ хв⁻¹.
- 4) Коефіцієнт надлишку повітря (номінальний) $\alpha_{\text{нп}} = 1,5$.
- 5) Ступінь стиску (геометричний) $\varepsilon = 17$.
- 6) Кут випередження впорскування палива $\theta = 20$ град до ВМТ.
- 7) Цетанове число палива $N_{\text{cet}} = 45$.

Вибір виду камер згоряння і визначення потреби в наддуві. Через кращі пуск та економічність дизеля з неподіленими КЗ, вибираємо останні із об'ємно-плівковим сумішоутворенням, якому властиве менш «жорстке» і шумне згоряння. Дизель не є дуже швидкохідним; при вибраних розмірах і кількості циліндрів, його потужність, ймовірно, перевищить 100 кВт, що виправдовує застосування неподілених КЗ. Літраж дизеля за формулою (1.2)

$$i_{\text{цил}} V_h = 0,7854 \cdot 10^{-6} \cdot 8 \cdot 140^2 \cdot 160 = 19,704 \approx 19,7 \text{ л.}$$

При $\varepsilon = 17$ наддув можна не застосовувати, щоб обмежити максимальний тиск заряду. Позначення дизеля за ГОСТ 4393-82: 8Ч 14/16 (Ч – 4-тактний; дріб показує розміри циліндрів у сантиметрах).

Значення постійних параметрів, що впливають на робочий цикл.

Згідно до даних табл. 1.2, прийmemo:

- втрата тиску у впускній системі $\Delta p_a = 0,010$ МПа;
- втрата тиску у випускній системі $\Delta p_r = 0,022$ МПа;
- підігрів заряду гарячими деталями $\Delta T_a = 20$ К;
- температура залишкових газів $T_r = 950$ К;
- механічний ККД $\eta_m = 0,85$.

Середній показник політропи стиску за формулою (1.6a)

$$n_1 = 1,41 - 100/2000 = 1,360 \approx 1,36.$$

Коефіцієнт використання теплоти при видимому горінні за формулою (1.7)

$$\xi_z = 0,90 - 0,025 \cdot 0,160 \cdot 2000/30 = 0,633 \dots \approx 0,63,$$

причому середня швидкість поршня перевищує 10 м/с, тобто дизель досить швидкохідний за цим показником (хоча частота обертання є помірною).

Ступінь підвищення тиску при згорянні за формулою (1.8a), без урахування впливу КВВП

$$\lambda_z = 3,8 \cdot 2000^{-0,1} = 1,7770 \dots \approx 1,78.$$

Середній показник політропи розширення за верхнім варіантом формули (1.9a)

$$n_2 = 1,2 + 0,5(0,6333 - 0,6)^{1,5} = 1,2030 \dots \approx 1,20.$$

Послідовність розрахунку параметрів робочого циклу представлена в таблиці 5.1. Параметри атмосферного повітря: $p_0 = 0,10$ МПа; $T_0 = 293$ К.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку параметрів робочого циклу дизеля 8Ч 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Тиск p_r при виштовхуванні продуктів згоряння, МПа	(2.1a)	0,122	0,12
Тиск p_a свіжого заряду в кінці впуску, МПа	(2.2a)	0,090	0,09
Коефіцієнт наповнення η_v	(2.4)	0,8238	0,82
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	(2.5)	0,02855	0,029
Температура заряду T_a в кінці впуску, К	(2.6)	330,68	331
Тиск p_c заряду наприкінці стиску, МПа	(2.7)	4,2428	4,24
Температура T_c заряду наприкінці стиску, К	(2.8)	917,00	917
Дійсна кількість M_1 свіжого заряду, кмоль/кг	(2.10)	0,75	0,75
Кількість M_2 продуктів згоряння збідненої робочої суміші, кмоль/кг	(2.11)	0,7825	0,782

Продовження таблиці 5.1

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Середня питома теплоємність $\mu c_v'$ свіжого заряду, кДж/(кмоль*К)	(2.12)	21,756	21,8
Коефіцієнти лінійної функції в формулі (2.13): b_z , кДж/(кмоль*К) a_z , кДж/(кмоль*К ²)	(2.14) (2.15)	29,0273 0,00247	29,0 0,0025
Дійсний коефіцієнт молекулярного змінювання β	(2.16)	1,0421	1,042
Коефіцієнт c_z у рівнянні (2.17б), Дж/моль	(2.18)	65626,0	$6,56 \cdot 10^4$
Максимальна температура заряду T_z , К	(2.19)	1940,4	$1,94 \cdot 10^3$
Максимальний тиск заряду p_z , МПа	(2.20)	7,5395	7,54
Ступені розширення: попереднього ρ наступного δ	(2.21) (2.22)	1,2409 13,699	1,24 13,7
Тиск p_b заряду наприкінці розширення, МПа	(2.23)	0,3235	0,324
Температура T_b заряду наприкінці розширення, К	(2.24)	1140,6	$1,14 \cdot 10^3$
Температура T_r залишкових газів, К (вточнена)	(2.25)	911,42	911
Розбіжність значень T_r , К (прийнятна)	-	$911,42 - 950 = -38,58$	-39

Розрахунки до **побудови діаграм** (рис. 5.1 і 5.2). Для формату А4, масштаби: тиску 0,4 МПа/см, температури 100 К/см; об'єм камери стиску зобразимо відрізком $\langle V_c \rangle = 1$ см; характерний об'єм циліндру при згорянні $\langle V_z \rangle = 1,24$ см. Параметри проміжних точок кривих ліній, обчислені за формулами (3.1 – 3.5), наведено в таблиці 5.2. Далі вточнюється форма лівої частини кривої температури при розширенні. Кути повороту кривошипа (град після ВМТ) при максимальних:

- тиску, за формулою (3.7)

$$\varphi_{pz} \approx \arccos(1 - 2 \cdot 0,2409/16) = 14,10^\circ \approx 14^\circ;$$

- температурі, за формулою (3.6)

$$\varphi_{Tz} \approx 8 \cdot 14,1^{0,4} = 23,05^\circ \approx 23^\circ.$$

Відносний об'єм для максимуму температури, за формулою (3.8a)

$$V_{Tz} / V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos 23^\circ)(17 - 1) = 1,636 \dots \approx 1,6.$$

Таблиця 5.2 – Результати обчислення параметрів проміжних точок

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	2	4	6	8	10	12
Відношення об'ємів V_a/V	8,50	4,25	2,833	2,125	1,70	1,417
Тиск при стиску $p_{ст}$, МПа	1,65	0,644	0,371	0,251	0,185	0,144
Температура при стиску $T_{ст}$, К	714	557	481	434	400	375
Тиск при розширенні $p_{рз}$, МПа	4,25	1,84	1,13	0,801	0,612	0,492
Температура при розширенні $T_{рз}$, К	1761	1530	1409	1329	1270	1224
Температура при впуску $T_{вп}$, К	602	448	396	370	355	344

Формула (3.9) після підставлення відомих значень приводиться до виду

$$T \approx 293/(17 \cdot 0,8238 \cdot 0,1) pV/V_c = 209,2 pV/V_c.$$

Таблиця 5.3 – Результати вточнення температури при розширенні

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	1	1,1	1,24	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8
Тиск при розширенні $p_{рз}$, МПа (за діаграмою $p - V$)	5,5	6,6	7,55	7,0	6,6	6,3	6,0	5,3
Температура при розширенні T , К (за (3.9))	1150	1519	1959	1904	1933	1977	2008	1996
Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0
Тиск при розширенні $p_{рз}$, МПа (за діаграмою $p - V$)	4,24	3,1	2,5	2,1	1,84	1,35	1,13	0,80
Температура при розширенні T , К (за (3.9))	1774	1621	1569	1538	1540	1412	1418	1339

Видно, що максимум температури заряду ($T_{\max} = 2008$ К) досягається при $V/V_c = 1,6$; отримане значення максимальної температури на $2008 - 1940 = 68$ К вище T_z . Через приблизність розрахунків цих температур, таке розходження є прийнятним. За даними табл. 5.2, вточнюється форма верхньої кривої на діаграмі $T - V$; ця крива не обов'язково пройде через усі точки, координати яких наведено в табл. 5.3. Значення кута повороту кривошипа $\varphi_{Tz(d)}$, що відповідає знайденому максимуму T , знаходимо за формулою (3.7), використовуючи замість p значення $V_{Tz}/V_c = 1,6$:

$$\varphi_{Tz(d)} \approx \arccos(1 - 2 \cdot 0,6/16) = 22,33...^\circ \approx 22^\circ \approx \varphi_{Tz}.$$

Параметри заряду в точках c'' наведено в табл. 5.3 (для $V = V_c$), а відносний об'єм V_g/V_c , що визначає положення точок c' , наведено далі в табл. 5.5. Відносний об'єм, що визначає положення точок f , визначений за формулою (4.9), де замість кута φ_g підставлено КВВП $\theta = 20$ град: $V_f/V_c \approx 1,5$.

Параметри заряду в НМТ після початку випуску продуктів згоряння:

$$p_{b''} = (0,324 + 0,122)/2 \approx 0,22 \text{ МПа}; T_{b''} \approx 0,85 \cdot 1141(1 + 0,122/0,324)^{0,23} \approx 1,04 \cdot 10^3 \text{ К}.$$

При фазі початку відкриття випускного клапана 40 град до НМТ,

положення точок b' на кривих розширення відповідає за (3.8) відносному об'єму

$$V_{b'}/V_c \approx 1 + 16 \cdot 0,5(1 - \cos(180^\circ - 40^\circ)) \approx 15;$$

з цих точок починаються перехідні криві, які з'єднують криві параметрів при розширенні заряду через точки b'' з прямими $p_r = \text{const}$ і $T_r = \text{const}$.

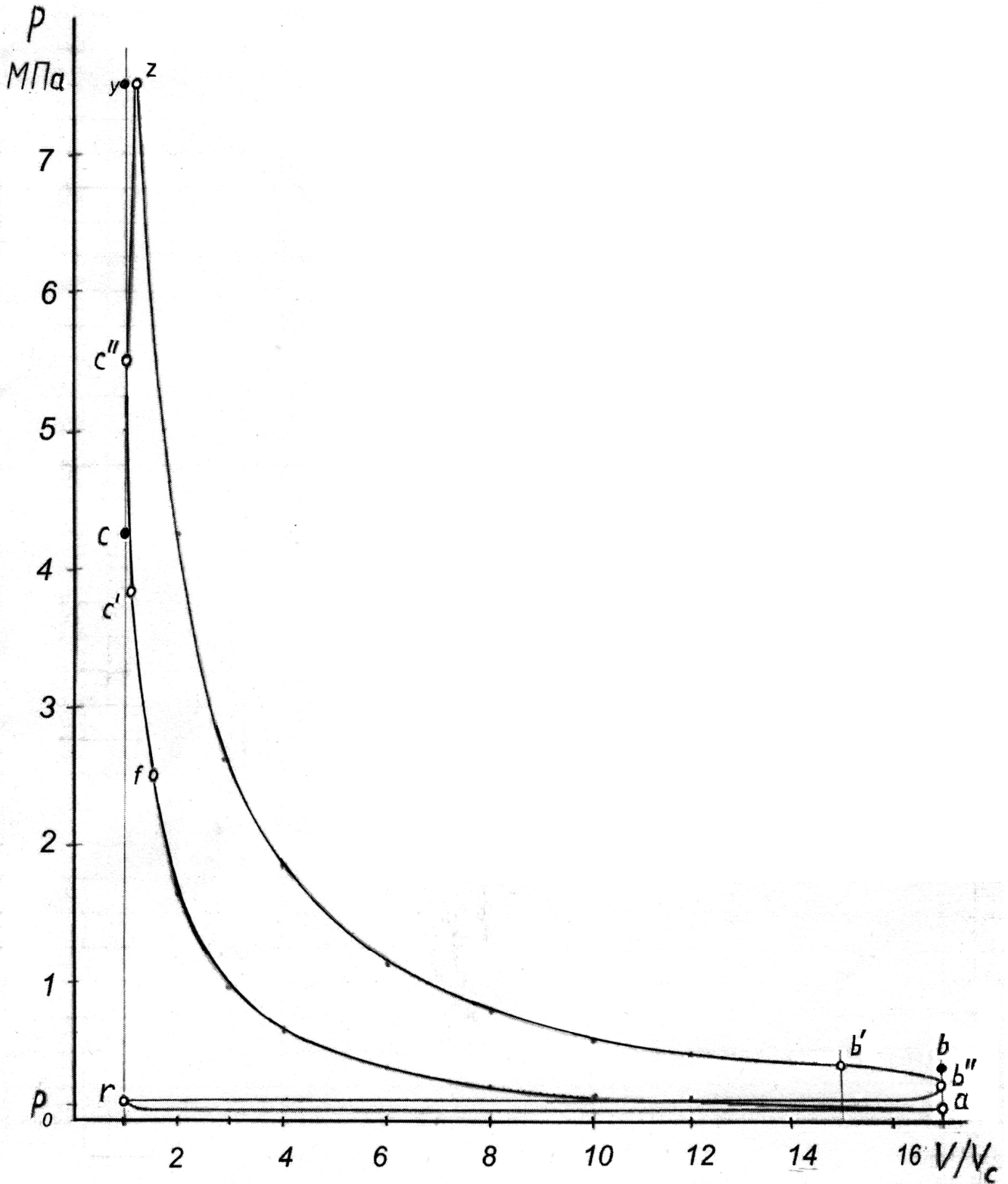


Рисунок 5.1 – Розрахункова $p - V$ діаграма робочого циклу дизеля 8Ч 14/16
(тут і далі чорні точки є недосягненими в робочому циклі)

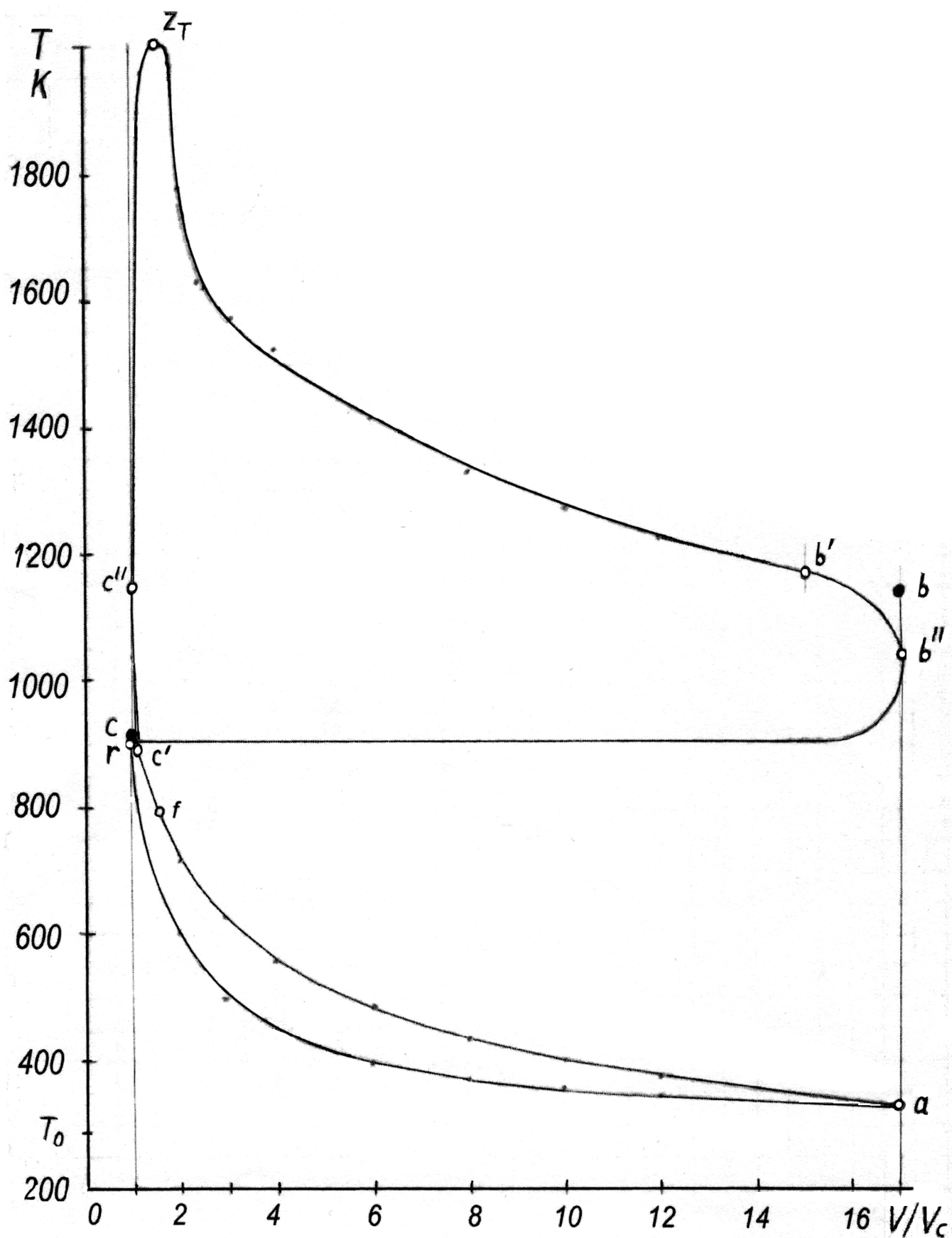


Рисунок 5.2 – Розрахункова $T-V$ діаграма робочого циклу дизеля 8Ч 14/16

Розрахунок показників робочого циклу та двигуна, показників внутрішнього теплового балансу. Його послідовність представлено в таблиці 5.4.
Таблиця 5.4 – Результати розрахунку показників дизеля 8Ч 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Теоретичний середній індикаторний тиск p_i' , МПа	(2.35)	0,82978	0,830
Дійсний середній індикаторний тиск p_i , МПа	(2.36)	0,78829	0,788
Індикаторний ККД η_i	(2.37)	0,41135	0,41
Питома індикаторна витрата палива g_i , г/(кВт*год)	(2.38)	205,93	206
Середній ефективний тиск p_e , МПа	(2.39)	0,67005	0,670
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт*год)	(2.40)	242,27	242
Ефективний ККД η_e	(2.41)	0,34965	0,35
Номинальні показники двигуна: ефективна потужність N_e , кВт	(2.42)	220,04	220
крутний момент M_e , Н*м	(2.43)	1050,6	$1,05 \cdot 10^3$
витрата палива $G_{\text{пал}}$, кг/год	(2.44)	53,309	53,3
Літрова потужність, кВт/л	$N_{\text{ен}}/(i_{\text{цил}} V_h)$	11,167	11,2
Складові теплового балансу, МДж/год: повний потік теплоти $Q_{\text{зг.пал}}$	(2.45)	2265,63	$2,27 \cdot 10^3$
потік теплоти Q_e , перетворений в ефективну потужність	(2.46)	792,14	792
потік теплоти $Q_{\text{ст.цил}}$, що відводиться у внутрішню поверхню циліндрів ($\xi_b = 0,86$)	(2.47)	456,98	457
потік теплоти $Q_{\text{вг}}$, що відводиться з відпрацьованими газами	(2.48)	1016,51	$1,02 \cdot 10^3$
Складові теплового балансу, %: повний потік теплоти	-	100	100
потік теплоти, перетворений в ефективну потужність	$\frac{Q_e/Q_{\text{зг.пал}}}{100\%}$	34,96	35
потік теплоти, що відводиться у внутрішню поверхню циліндрів	$\frac{Q_{\text{ст.цил}}/Q_{\text{зг.пал}}}{100\%}$	20,17	20
потік теплоти, що відводиться з відпрацьованими газами	$100 - \frac{-(Q_e/Q_{\text{зг.пал}} + Q_{\text{ст.цил}}/Q_{\text{зг.пал}})}{100\%}$	44,87	45

Рівень питомої ефективної витрати палива перевищів вимогу ГОСТ 20000–88 на 12%; для її зниження доцільно дещо збільшити КНП. За рівнем літрової потужності (11 кВт/л) даний дизель є помірно форсованим. Згідно до рис. 2.1, точки

{11,2 кВт/л; 2000 1/хв} та {11,2 кВт/л; 1,4 дм} знаходяться навколо нижніх меж полів точок, але водночас близько до верхньої межі форсування дизелів без наддуву. Відносні складові теплового балансу знаходяться у припустимих межах; при модернізації двигуна треба здійснити заходи з кращого використання теплоти, що відводиться з відпрацьованими газами (45% повного потоку теплоти).

Вибір параметрів паливної апаратури. Послідовність розрахунку показників згоряння представлено в таблиці 5.5, а значення вказаних параметрів – у таблиці 5.6.

Таблиця 5.5 – Результати розрахунку показників згоряння в дизелі 8Ч 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Кут затримки займання ϕ_{ign} , град	(4.2)	10,574	11
Мінімальна тривалість затримки займання (при $E_{act} = 25 \cdot 10^3$ Дж/моль):			
час $t_{ign,min}$, с	(4.1)	$1,0087 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$
кут $\phi_{ign,min}$, град	(4.3)	12,104	12
Нерівність (4.3) не виконується, тому кут $\phi_{ign} = \phi_{ign,min}$	(4.3)	12,104	12
Кут ϕ_g , що відповідає початку видимого горіння, град до ВМТ	(4.4)	7,8955	7,9
Кут ϕ_{pz} , що відповідає максимуму тиску заряду, град після ВМТ	(3.7)	14,10	14
Кут ϕ_{Tz} , що відповідає максимуму температури заряду, град після ВМТ	(3.6)	22,33	22
Кутова тривалість згоряння ϕ_{zg} , град	(4.6)	102,78	103
Кут ϕ_5 , що відповідає кінцю догорання, град після ВМТ	(4.7)	72,55	73
Межі зміни тривалості впорскування палива $\phi_{впр}$, град	(4.8)	23,9...36,2	24...36
Відносний об'єм V_g/V_c при початку видимого горіння	(4.9)	1,076	1,08
Тиск p_g при початку видимого горіння, МПа	за діаграмою $p - V$ або (3.1)	3,83	3,8
Середня швидкість зростання тиску $\Delta p/\Delta \phi$, МПа/град	(4.10)	0,1686	0,17
Максимальна швидкість зростання тиску $(dp/d\phi)_{max}$, МПа/град	(4.11)	0,2782	0,28

Навіть враховуючи можливість заниження розрахованої швидкості $(dp/d\phi)_{max}$ на 30% (порівняно з дійсною), можна вважати згоряння «м'яким», тому коректувати КВВП не треба.

У межах 24...36 град, прийємо тривалість впорскування палива 28 град. За формулою (4.14), фактор динамічності циклу σ_d складає приблизно

$$\sigma_d \approx \left(\frac{12}{0,9 \cdot 28} \right)^{0,9} \approx 0,5,$$

тобто протягом затримки займання в циліндр впорскується близько половини $g_{ц.}$

Приймається використання безштифтових форсунок ФДМ-22 та золотникового ПНВТ, аналогічного за конструкцією V-подібному ПНВТ дизеля 8Ч 12/12.

Таблиця 5.6 – Параметри паливної апаратури дизеля 8Ч 14/16

Найменування	Формула	Величина (округлена)	Виконання обмеження
1 Кут випередження впорскування палива форсунками, град до ВМТ	-	20	-
2 Масова циклова подача палива, мг/цикл	(4.13)	111,06	-
3 Тривалість впорскування палива, град	-	28	-
4 Середня швидкість палива, м/с: - в отворах розпилювача; - у трубопроводі високого тиску	- (4.28)	300 18,5	є нема
5 Тиск впорскування палива, МПа: - максимальний; - середній; - при відкритті форсунки	(4.15a) (4.19) -	79 43 20	- - -
6 Параметри розпилювача форсунки: - сумарна площа поперечного перерізу, мм ² (при $\mu_{отв} = 0,65$); - кількість отворів; - діаметр отворів, мм	(4.18) - з (4.16)	0,325 4 0,32	- - -
7 Розміри плунжера секції ПНВТ: - діаметр, мм - максимальний хід, мм	- -	9,0 10	є є
8 Допоміжні параметри: - коефіцієнт подачі; - відношення кутів повороту кривошипа $\varphi_{впр}/\varphi_{впр0}$	(4.25) (4.24)	0,78 1,65	- -
9 Середня швидкість плунжера при нагнітанні палива: - абсолютна, м/с; - приведена, м/с	(4.23) $(d_{пл}/d_{отв})^2 \cdot$ $w_{пл,сеп}/i_{отв}$	1,94 384	є є
10 Активний хід плунжера, мм; - відношення максимального і активного ходів	(4.26) $h_{пл,мах}/h_{пл,акт}$	2,7 3,7	- є

Продовження таблиці 5.6

Найменування	Формула	Величина (округлена)	Виконання обмеження
11 Розміри трубопровода високого тиску:			
- діаметр внутрішній, мм	-	2,0	є
- діаметр зовнішній, мм	-	6,0	є
- довжина, м	(4.29); умножити на $D_{\text{цпл}}$	0,52	-

Невиконання обмеження по середньої швидкості палива у трубопроводі високого тиску вважаємо не критичним.

Густина заряду в кінці стиску за формулою (4.22) складає

$$\rho_c \approx 3,48 \cdot 10^3 \cdot 4,2428 / 917,0 = 16,1199 \approx 16,1 \text{ кг/м}^3.$$

Середній діаметр $d_{\text{серк}}$ крапель розпиленого палива за формулою (4.21) складає

$$d_{\text{серк}} = \frac{10^6 \cdot 2,2 \cdot (0,32 \cdot 10^{-3})^{1,72}}{16,1^{0,266}} \left(\frac{4 \cdot 28}{2000 \cdot 111 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,532} \approx 28 \text{ мкм};$$

отримане значення можна використовувати при моделюванні випаровування крапель розпиленого палива, їх займання та горіння в робочому просторі циліндра дизеля. Якщо буде потрібно зменшення $d_{\text{серк}}$, то це можна здійснити, знижуючи діаметр отворів розпилювача і тривалість впорскування палива. Так, при $\varphi_{\text{впр}} = 24$ град середній діаметр крапель зменшиться на

$$1 - (24/28)^{0,532} \cdot 100\% \approx 8\%$$

від розрахованого значення. Однак, з формули (4.18) видно, що такі зниження параметрів $(if)_{\text{отв}}$ і (або) $\varphi_{\text{впр}}$ повинні супроводжуватися підвищенням середньої швидкості палива в отворах розпилювача $w_{\text{пал,сер(отв)}}$, яка перевищить 300 м/с.

Розраховані і вибрані значення параметрів паливної апаратури дизеля та розпилювання палива потребують уточнення на підставі комп'ютерного моделювання робочого процесу дизеля з допомогою більш складних моделей, а також підтвердження при стендових випробуваннях побудованого двигуна.

5.2 Розрахунок дизеля з наддувом

Розглянемо дизель з такими ж розмірами циліндрів, щоб полегшити порівняння результатів з отриманими в попередньому прикладі.

Вихідні дані (завдання):

- 1) Розміри циліндрів двигуна: діаметр $D_{\text{цил}} = 140$; хід поршня $S_{\text{п}} = 160$ мм.
- 2) Число (кількість) циліндрів $i_{\text{цил}} = 6$.
- 3) Номінальна частота обертання колінчастого вала $n_{\text{н}} = 1700 \text{ хв}^{-1}$.
- 4) Коефіцієнт надлишку повітря (номінальний) $\alpha_{\text{нп}} = 1,8$.
- 5) Ступінь стиску (геометричний) $\varepsilon = 14$.
- 6) Кут випередження впорскування палива $\theta = 25$ град до ВМТ.
- 7) Цетанове число палива $N_{\text{cet}} = 45$.

Вибір виду камер згоряння і параметрів наддуву. Через кращі пуск та економічність дизеля з неподіленими КЗ, вибираємо останні із об'ємно-плівковим сумішоутворенням, якому властиве менш «жорстке» і шумне згоряння. Літраж дизеля за формулою (1.2)

$$i_{\text{цил}} V_h = 0,7854 \cdot 10^{-6} \cdot 6 \cdot 140^2 \cdot 160 = 14,778 \approx 14,8 \text{ л.}$$

При $\varepsilon = 14$ наддув є необхідним, а при інтенсивному наддуві доцільно застосувати охолодження наддувочного повітря. Позначення дизеля за ГОСТ 4393-82: 6ЧН 14/16.

Для обґрунтування вибору моделі компактного турбокомпресора підраховуються приблизна об'ємна витрата повітря $Q_{\text{пов}}$ за формулою (1.3) та приведена відносна витрата газу через турбіну ТК за формулою (1.4):

$$Q_{\text{пов}} \approx 10^{-3} \cdot 14,778 \cdot 1700 / 120 = 0,20936 \approx 0,21 \text{ м}^3/\text{с};$$

при загальному ККД ТК $\eta_{\text{ТК}} = 0,6$ та відсутності продування ($\phi_{\text{прд}} = 1$),

$$\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,03 \cdot 0,6(5 - 1,8) = 1,9776 \approx 2,0.$$

Таку величину $Q_{\text{пов}}$ забезпечують ТК моделей ТКР-7; 8,5; 11 і 14, які можуть дати ступінь підвищення тиску π_k в таких інтервалах: 2,5...3,5; 1,7...3,4; 1,3...2,3; 1,3...1,5 відповідно (рис. 1.1). За рекомендацією С.М. Литвина та П.В. Малютіна, для автотракторного дизеля робоча точка ТК з координатами $\{Q_{\text{пов}}; \pi_k\}$ повинна знаходитися ближче до правого краю косого Π -подібного поля робочої зони даної моделі ТК на рис. 1.1. Враховуючи меншу інерційність коліс ТК при меншому числі в номері моделі та недоцільність значень $\pi_k > 2,5$, вибираємо модель ТКР-8,5.

На рис. 1.2 відсутня крива для $\tau_{\text{газ(т)}} = 2,0$, але видно, що при $\tau_{\text{газ(т)}} > 1,8$ для всіх можливих значень π_k можна отримати відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k < 1$, тобто продування циліндрів стисненим повітрям у періоди перекриття клапанів можливе.

Виходячи з цього, виберемо наступні значення параметрів наддуву з табл. 1.2:

- номінальний тиск наддувочного повітря $p_k = 0,24$ МПа (близько до раціональної межі для застосування імпульсного наддуву);
- коефіцієнт втрат тиску при впуску свіжого заряду $a_{\Delta p_a} = 0,06$;
- коефіцієнт продування $\phi_{\text{прд}} = 1,1$;
- втрата тиску повітря в його охолоджувачі $\Delta p_{\text{охол}} = 0,005$ МПа;
- температура охолодженого повітря $T_{k,\text{охол}} = 340$ К.

Вточнене значення приведеної відносної витрати газу через турбіну ТК за формулою (1.4) при $T_{k,\text{охол}}/T_0 = 340/293 \approx 1,16$:

$$\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,03 \cdot 0,6((5 - 1,8)/1,1 + 0,1 \cdot 1,16/1,1) = 1,863 \approx 1,9;$$

при ньому, як і раніше, продування циліндрів можливе при всіх значеннях π_k . За рис. 1.2, при $\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,9$ і $\pi_k = 0,24/0,1 = 2,4$ відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k \approx 0,74$.

Значення постійних параметрів, що впливають на робочий цикл. Охо-
лодження дизеля приймемо рідинним. Згідно до даних табл. 1.2, приймемо:

- підігрів заряду гарячими деталями $\Delta T_a = 15$ К;
- температура залишкових газів $T_r = 900$ К;
- механічний ККД $\eta_m = 0,9$.

Середній показник політропи стиску за формулою (1.6б)

$$n_1 = 1,5 \cdot 1700/1880 = 1,35638... \approx 1,36.$$

Коефіцієнт використання теплоти при видимому горінні за формулою (1.7)

$$\xi_z = 0,90 - 0,025 \cdot 0,160 \cdot 1700/30 = 0,6733... \approx 0,67,$$

причому середня швидкість поршня перевищує 9 м/с, тобто дизель досить швидкохідний за цим показником, хоча частота обертання n_n є помірною.

Ступінь підвищення тиску при згорянні за формулами (1.8а) і (1.8б), з ура-
хування впливу КВВП і тиску наддувочного повітря

$$\lambda_z = 3,8 \cdot 1700^{-0,1} \left(1 + 0,27 \left(\frac{25}{20} - 1 \right)^{0,32} \right) \left(1,2 - 0,16 \frac{0,25}{0,1} \right) = 1,8061 \cdot 1,1733 \cdot 0,800 = 1,6953 \approx 1,70.$$

Таким чином, негативний вплив p_k на λ_z перевищив позитивний вплив від підвищеного КВВП ($\theta > 20$ град до ВМТ).

Середній показник політропи розширення за формулою (1.9а)

$$n_2 = 1,2 + 0,5(0,6733 - 0,6)^{1,5} = 1,2099... \approx 1,21.$$

Відносний коефіцієнт наповнення за формулою (1.10)

$$k_{\eta_v} \approx 1 + 1,5 \sqrt{1,1^2 - 1} / (14 - 1) \approx 1,0529 \approx 1,05.$$

Послідовність розрахунку параметрів робочого циклу представлена в таблиці 5.7. Параметри атмосферного повітря: $p_0 = 0,10$ МПа; $T_0 = 293$ К; тиск охолодженого стисненого повітря $p_{k, \text{охол}} = 0,24 - 0,005 = 0,235$ МПа.

Таблиця 5.7 – Результати розрахунку параметрів робочого циклу дизеля 6ЧН 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Тиск p_r при виштовхуванні продуктів згоряння, МПа (<u>прийнятий</u>)	ліва (2.1б); права	$0,85p_k = 0,204$; <u>0,1954</u>	0,20; 0,20
Тиск p_a свіжого заряду в кінці впуску, МПа	(2.2в)	0,2206	0,22
Коефіцієнт наповнення η_v	(2.4, 2.4а)	0,9549	0,95
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	(2.5, 2.5а)	0,0142	0,014
Температура заряду T_a в кінці впуску, К	(2.6)	362,7	363
Тиск p_c заряду наприкінці стиску, МПа	(2.7)	7,9107	7,91
Температура T_c заряду наприкінці стиску, К	(2.8)	928,9	929
Дійсна кількість M_1 свіжого заряду, кмоль/кг	(2.10)	0,90	0,90
Кількість M_2 продуктів згоряння збідненої робочої суміші, кмоль/кг	(2.11)	0,9325	0,93
Середня питома теплоємність μ_{c_v} свіжого заряду, кДж/(кмоль*К)	(2.12)	21,776	21,8
Коефіцієнти лінійної функції у формулі (2.13): b_z , кДж/(кмоль*К) a_z , кДж/(кмоль*К ²)	(2.14) (2.15)	28,925 $2,3167 \cdot 10^{-3}$	28,92 $2,32 \cdot 10^{-3}$
Дійсний коефіцієнт молекулярного змінювання β	(2.16)	1,03561	1,036
Коефіцієнт c_z у рівнянні (2.17б), Дж/моль	(2.18)	62447,5	$6,24 \cdot 10^4$
Максимальна температура заряду T_z , К	(2.19)	1876,8	$1,88 \cdot 10^3$
Максимальний тиск заряду p_z , МПа	(2.20)	13,411	13,4
Ступені розширення: попереднього ρ наступного δ	(2.21) (2.22)	1,2342 11,343	1,23 11,4
Тиск p_b заряду наприкінці розширення, МПа	(2.23)	0,7101	0,710
Температура T_b заряду наприкінці розширення, К	(2.24)	1127,3	$1,13 \cdot 10^3$
Температура T_r залишкових газів, К (вточнена)	(2.25)	837,8	838
Розбіжність значень T_r , К (неприйнятна)	838 – 900	–62,2	–62

Через неприйнятність розбіжності двох значень температури залишкових газів, розрахунок повторено при більш точному значенні $T_r = 838$ К, починаючи з формули (2.6).

Продовження таблиці 5.7

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Температура заряду T_a в кінці впуску, К	(2.6)	361,76	362
Температура T_c заряду наприкінці стиску, К	(2.8)	926,59	927
Середня питома теплоємність μc_v , свіжого заряду, кДж/(кмоль*К)	(2.12)	21,772	21,8
Коефіцієнт c_z у рівнянні (2.17б), Дж/моль	(2.18)	62363,9	$6,24 \cdot 10^4$
Максимальна температура заряду T_z , К	(2.19)	1874,6	$1,87 \cdot 10^3$
Ступені розширення: попереднього ρ наступного δ	(2.21)	1,2359	1,24
	(2.22)	11,328	11,3
Тиск p_b заряду наприкінці розширення, МПа	(2.23)	0,7113	0,711
Температура T_b заряду наприкінці розширення, К	(2.24)	1126,3	$1,13 \cdot 10^3$
Температура T_r залишкових газів, К (вточнена)	(2.25)	836,7	837
Розбіжність значень T_r , К (прийнятна)	837 – 838	–1,3	–1

Вточнена об'ємна витрата повітря за формулою (1.3)

$$Q_{\text{пов}} = 0,20936 \cdot 0,9549 \cdot 1,1 = 0,2199 \approx 0,22 \text{ м}^3/\text{с}$$

забезпечується ТК моделі ТКР-8,5 при $\pi_k = 0,24 \dots 0,25$ (рис. 1.1). Якщо вважати його ККД $\eta_{\text{ТК}} = 0,55$, то приведена відносна витрата газу через турбіну ТК зменшиться до $\tau_{\text{газ(т)}} \approx 1,7$, тому відношення тисків $p_{\text{газ}}/p_k \approx 0,78$ (рис. 1.2). Величина питомого кута-перерізу органів газорозподілу $f_{\text{гр(прд)}}$ за формулою (1.5) (при $\psi \approx 0,57$)

$$f_{\text{гр(прд)}} = 0,1 \cdot 1700 \cdot 0,9549 / (2,4 \cdot 0,57 \sqrt{340}) = 6,44 \text{ град/м}$$

дещо нижче рекомендованої Д.А. Портновим.

Розрахунки до **побудови діаграм** (рис. 5.3 і 5.4). Для формату А4, масштаби: тиску 0,5 МПа/см, температури 100 К/см; об'єм камери стиску зобразимо відрізком $\langle V_c \rangle = 1$ см; характерний об'єм циліндру при згорянні $\langle V_z \rangle = 1,21$ см. Параметри проміжних точок кривих ліній, обчислені за формулами (3.1 – 3.5), наведено в таблиці 5.8. Далі вточнюється форма кривої температури при розширенні, випуску і впуску. Кути повороту кривошипа (град після ВМТ) при максимальних:

- тиску, за формулою (3.7)

$$\varphi_{pz} \approx \arccos(1 - 2 \cdot 0,2359/13) = 15,48^\circ \approx 15^\circ;$$

- температурі, за формулою (3.6)

$$\varphi_{Tz} \approx 8 \cdot 15,48^{0,4} = 23,94^\circ \approx 24^\circ.$$

Відносний об'єм для максимуму температури, за формулою (3.8a)

$$V_{Tz}/V_c \approx 1 + 0,5(1 - \cos 23,94^\circ)(14 - 1) = 1,559 \approx 1,6.$$

Таблиця 5.8 – Результати обчислення параметрів проміжних точок

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	2	4	6	8	10	12
Відношення об'ємів V_a/V	7,0	3,5	2,333	1,75	1,40	1,167
Тиск при стиску $p_{ст}$, МПа	3,09	1,21	0,70	0,47	0,35	0,27
Температура при стиску $T_{ст}$, К	724	565	489	442	408	382
Тиск при розширенні p_{pz} , МПа	7,49	3,24	1,98	1,40	1,07	0,86
Температура при розширенні T_{pz} , К	1694	1465	1346	1267	1209	1163
Температура при впуску $T_{вп}$, К (без врахування продування)	588	464	423	402	390	381

Формула (3.9) після підставлення відомих значень приводиться до виду

$$T \approx 340/(14 \cdot 0,9549 \cdot 0,235) pV/V_c = 108,2 pV/V_c.$$

Таблиця 5.9 – Результати уточнення температури при розширенні

Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	1	1,1	1,2	1,236	1,3	1,4	1,5	1,6
Тиск при розширенні p_{pz} , МПа (за діаграмою $p - V$)	10,3	10,9	12,8	13,4	13,0	12,2	10,7	9,6
Температура при розширенні T , К (за (3.9))	1113	1298	1662	1792	1829	1848	1737	1662
Поточний об'єм V (в одиницях V_c)	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
Тиск при розширенні p_{pz} , МПа (за діаграмою $p - V$)	8,2	7,49	5,6	4,6	3,8	3,24	2,45	1,98
Температура при розширенні T , К (за (3.9))	1597	1621	1515	1494	1439	1403	1326	1286

Видно, що максимум температури заряду ($T_{\max} = 1848$ К) досягається при $V/V_c = 1,4$; отримане значення максимальної температури на $1875 - 1848 = 27$ К нижче T_z . Через приблизність розрахунків цих температур, таке розходження вважаємо прийнятним. За даними табл. 5.9, уточнюється форма верхньої кривої на діаграмі $T - V$. Значення кута повороту кривошипа $\varphi_{Tz(d)}$, що відповідає знайденому максимуму T , знаходимо за формулою (3.7), використовуючи замість p значення $V_{Tz}/V_c = 1,4$:

$$\varphi_{Tz(d)} \approx \arccos(1 - 2 \cdot 0,4/13) = 20,20^\circ \approx 20^\circ < \varphi_{Tz}.$$

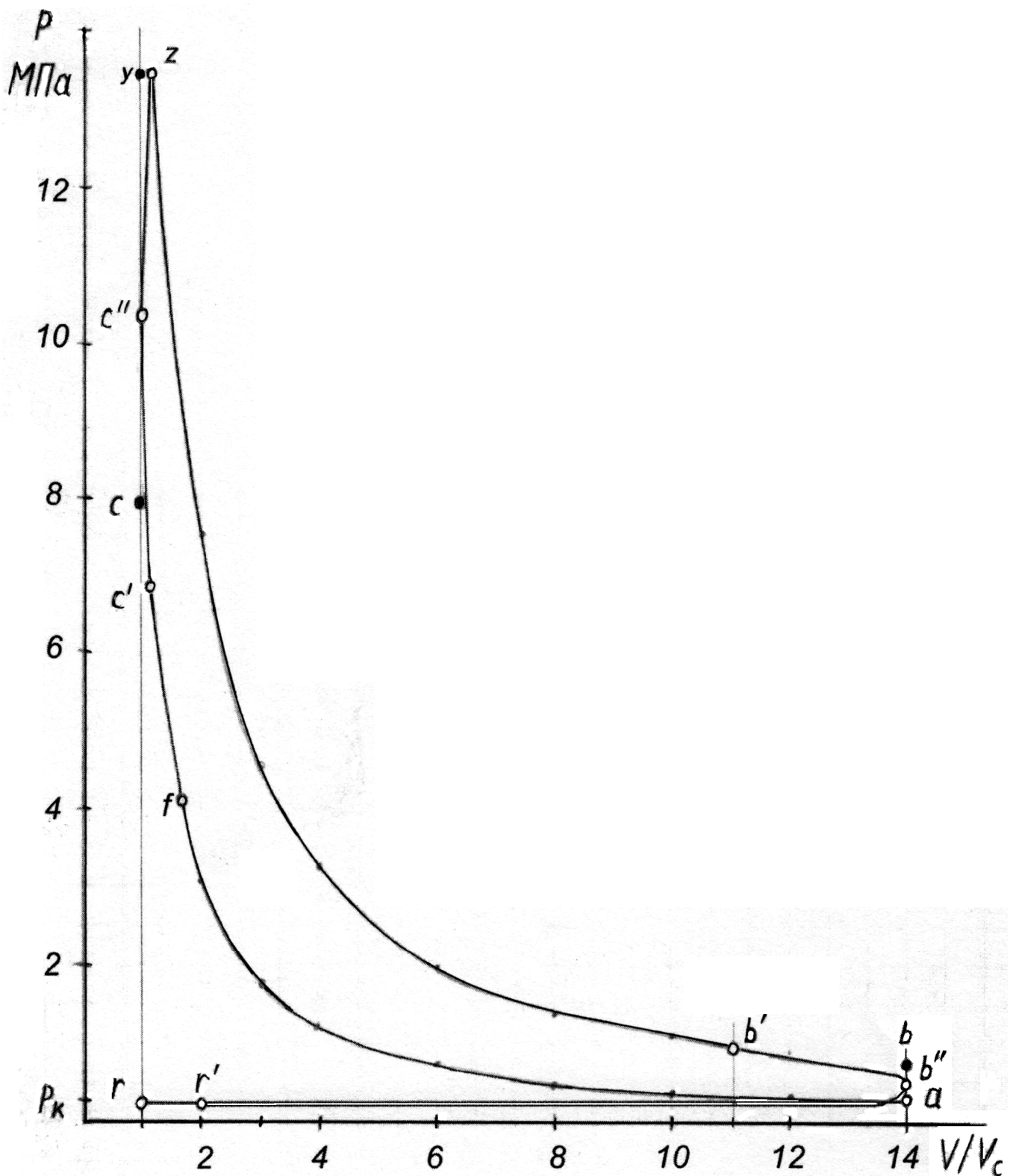


Рисунок 5.3 – Розрахункова $p - V$ діаграма робочого циклу дизеля 6ЧН 14/16

Параметри заряду в точках c'' наведено в табл. 5.9 (для $V = V_c$), а відносний об'єм V_g/V_c , що визначає положення точок c' , наведено далі в табл. 5.11. Відносний об'єм, що визначає положення точок f , визначений за формулою (4.9), де замість кута φ_g підставлено КВВП $\theta = 25$ град: $V_f/V_c \approx 1,6$.

Параметри заряду в НМТ після початку випуску продуктів згоряння:

$$p_{b''} = (0,711 + 0,195)/2 \approx 0,45 \text{ МПа}; T_{b''} \approx 0,85 \cdot 1126(1 + 0,195/0,711)^{0,23} \approx 1,01 \cdot 10^3 \text{ К.}$$

При фазі початку відкриття випускного клапана 60 град до НМТ, положення точки b' на кривих розширення відповідає за (3.8) відносному об'єму

$$V_{b'}/V_c \approx 1 + 13 \cdot 0,5(1 - \cos(180^\circ - 60^\circ)) \approx 11.$$

Перехідна крива, яка з'єднує криву температури при розширенні та пряму $T_r = \text{const}$, проводиться за лекалом від точки b' через точку b'' і далі до дотику з цією прямою (при відносному об'єму близько 12).

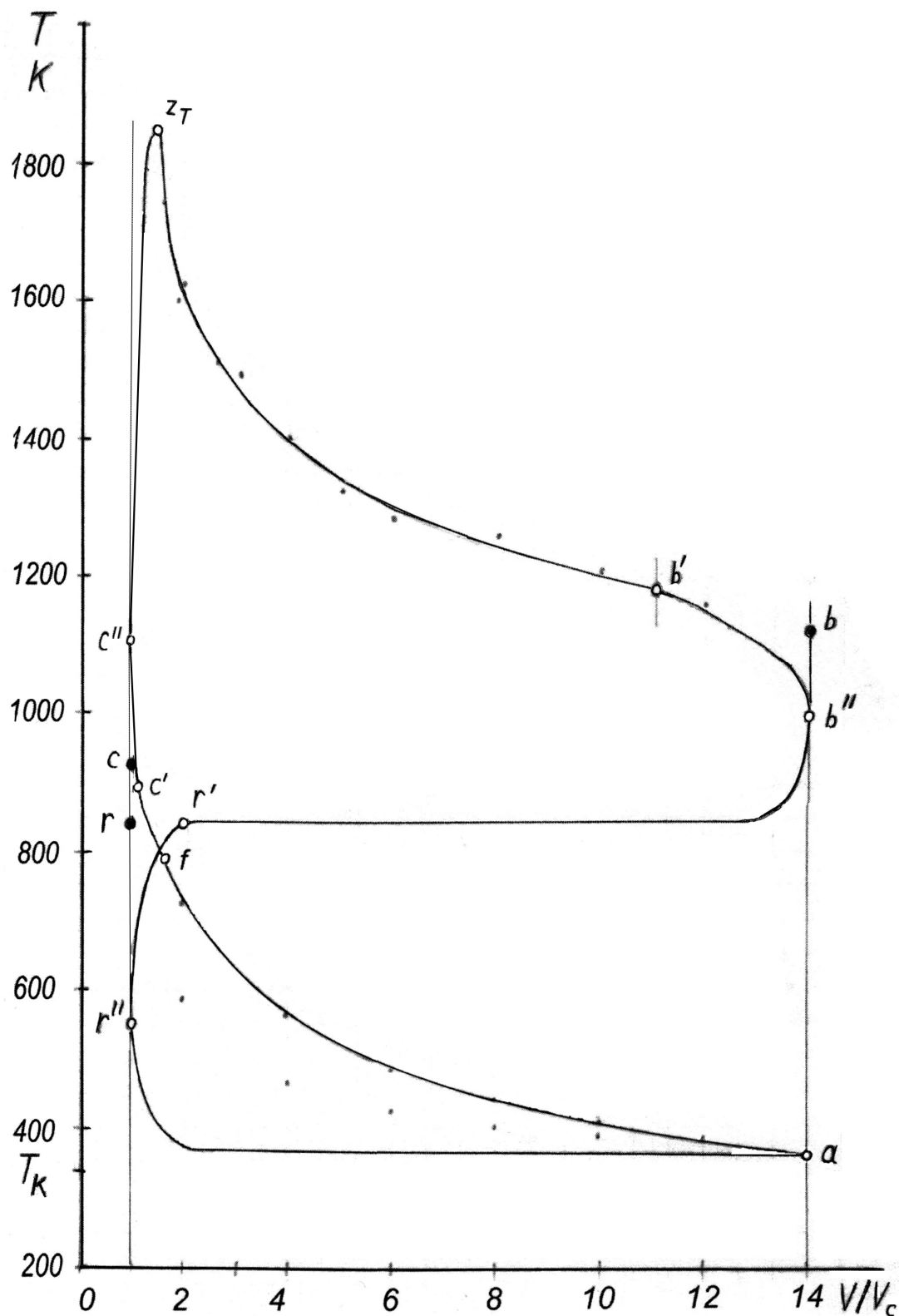


Рисунок 5.4 – Розрахункова $T - V$ діаграма робочого циклу дизеля 6ЧН 14/16 (чорні точки, не з'єднані кривою, відповідають впуску без впливу продування)

Температура заряду в ВМТ після початку продування циліндра при середньому значенні відношення кутів $\varphi_{\text{відкр(вп)}}/\varphi_{\text{перекр}} = 0,6$, за формулою (3.11)

$$T_{r''} \approx 837 - 0,6(837 - 362) \approx 552 \text{ K.}$$

Перехідна крива, яка з'єднує пряму $T_r = \text{const}$ з прямою температури при впуску, близької до T_a , проводиться за лекалом від точки r' на першій прямій через точку r'' і далі до дотику з другою прямою. Середній об'єм, який відповідає початку відкриття впускного клапана (точка r') і кінцю закриття впускного, приймемо рівним $2V_c$, тобто обидві точки дотику цієї перехідної кривої знаходяться на вертикалі $V/V_c = 2$. При $V > 2V_c$ криву температури при впуску, яка наближається до T_a , можна провести по лінійці в бік точки a .

Розрахунок показників робочого циклу та двигуна, показників внутрішнього теплового балансу. Його послідовність представлено в таблиці 5.10.

Рівень питомої ефективної витрати палива перевищів вимогу ГОСТ 20000–88 на 6%; для її зниження доцільно дещо збільшити КНП. За рівнем літрової потужності (19,7 кВт/л) даний дизель є форсованим. Згідно до рис. 2.1, точки {19,7 кВт/л; 1700 1/хв} та {19,7 кВт/л; 1,4 дм} знаходяться всередині відповідних груп точок, які характеризують дизелі з наддувом. Відносні складові теплового балансу знаходяться у припустимих межах; значний потік теплоти, що відводиться з відпрацьованими газами (44% повного потоку теплоти), частково використовується в турбіні турбокомпресора ТКР-8,5.

Таблиця 5.10 – Результати розрахунку показників дизеля 6ЧН 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Теоретичний середній індикаторний тиск p_i' , МПа	(2.34)	1,6273	1,63
Дійсний середній індикаторний тиск p_i , МПа	(2.35)	1,5460	1,55
Індикаторний ККД η_i	(2.36)	0,4124	0,41
Питома індикаторна витрата палива g_i , г/(кВт*год)	(2.37)	205,41	205
Середній ефективний тиск p_e , МПа	(2.38)	1,3913	1,39
Питома ефективна витрата палива g_e , г/(кВт*год)	(2.39)	228,23	228
Ефективний ККД η_e	(2.40)	0,3712	0,37
Номинальні показники двигуна:			
ефективна потужність N_e , кВт	(2.41)	291,28	291
крутний момент M_e , Н*м	(2.42)	1636,16	$1,64 \cdot 10^3$
витрата палива $G_{\text{пал}}$, кг/год	(2.43)	66,479	66,5

Продовження таблиці 5.10

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Літрова потужність, кВт/л	$N_{ен}/(i_{цил} V_h)$	19,71	19,7
Складові теплового балансу, МДж/год:			
повний потік теплоти $Q_{зг.пал}$	(2.44)	2825,36	$2,83 \cdot 10^3$
потік теплоти Q_e , перетворений в ефективну потужність	(2.45)	1048,61	$1,05 \cdot 10^3$
потік теплоти $Q_{ст,цил}$, що відводиться у внутрішню поверхню циліндрів ($\xi_b = 0,85$)	(2.46)	540,32	540
потік теплоти $Q_{вг}$, що відводиться з відпрацьованими газами	(2.47)	1236,73	$1,24 \cdot 10^3$
Складові теплового балансу, %:			
повний потік теплоти	-	100	100
потік теплоти, перетворений в ефективну потужність	$\frac{Q_e/Q_{зг.пал}^*}{100\%}$	37,1	37
потік теплоти, що відводиться у внутрішню поверхню циліндрів	$\frac{Q_{ст,цил}/Q_{зг.пал}^*}{100\%}$	19,1	19
потік теплоти, що відводиться з відпрацьованими газами	$100 - \frac{-(Q_e/Q_{зг.пал} + Q_{ст,цил}/Q_{зг.пал}^*)}{100\%}$	43,8	44

Вибір параметрів паливної апаратури. Послідовність розрахунку показників згоряння представлено в таблиці 5.11, а значення цих параметрів – у таблиці 5.12. Враховуючи можливість заниження розрахованої швидкості $(dp/d\phi)_{max}$ на 30% (порівняно з дійсною), можна вважати згоряння помірно «жорстким», тому коректувати КВВП не треба. В межах 28...43 град, прийнятно тривалість впорскування палива $\phi_{впр} = 28$ град.

За формулою (4.14), фактор динамічності циклу σ_d складає приблизно

$$\sigma_d \approx \left(\frac{14}{0,9 \cdot 28} \right)^{0,9} \approx 0,6,$$

тобто протягом затримки займання в циліндр впорскується більше половини $g_{ц}$. Приймається використання безштифтових форсунок ФДМ-22 та ПНВТ, аналогічного за конструкцією рядному ПНВТ дизеля 6Ч 13/14, але зі збільшеними діаметром та максимальним ходом плунжера.

Невиконання обмежень по середньої швидкості палива у трубопроводі високого тиску і відношенню максимального і активного ходів плунжера вважаємо не критичними.

Таблиця 5.11 – Результати розрахунку показників згоряння в дизелі 6ЧН 14/16

Найменування	Формула	Результат	
		Неокруглений	Округлений
Кут затримки займання φ_{ign} , град	(4.2)	13,975	14
Мінімальна тривалість затримки займання (при $E_{act} = 25 \cdot 10^3$ Дж/моль): час $t_{ign,min}$, с	(4.1)	$0,7685 \cdot 10^{-3}$	$0,77 \cdot 10^{-3}$
кут $\varphi_{ign,min}$, град	(4.3)	7,838	7,8
Нерівність (4.3) виконується	(4.3)	-	-
Кут φ_g , що відповідає початку видимого горіння, град до ВМТ	(4.4)	11,02	11
Кут φ_{pz} , що відповідає максимуму тиску заряду, град після ВМТ	(3.7)	15,48	15,5
Кут φ_{Tz} , що відповідає максимуму температури заряду, град після ВМТ	(3.6)	20,20	20
Кутова тривалість згоряння φ_{zg} , град	(4.6)	85,70	86
Кут φ_5 , що відповідає кінцю догоряння, град після ВМТ	(4.7)	54,47	55
Межі зміни тривалості впорскування палива $\varphi_{впр}$, град	(4.8)	28,3...42,8	28...43
Відносний об'єм V_g/V_c при початку видимого горіння	(4.9)	1,120	1,1
Тиск p_g при початку видимого горіння, МПа	за діаграмою $p - V$ або (3.1)	6,785	6,8
Середня швидкість зростання тиску $\Delta p/\Delta \varphi$, МПа/град	(4.10)	0,2500	0,25
Максимальна швидкість зростання тиску $(dp/d\varphi)_{max}$, МПа/град	(4.11)	0,4308	0,43

Таблиця 5.12 – Параметри паливної апаратури дизеля 6ЧН 14/16

Найменування	Формула	Величина (округлена)	Виконання обмеження
1 Кут випередження впорскування палива форсунками, град до ВМТ	-	25	-
2 Масова циклова подача палива, мг/цикл	(4.13)	217	-
3 Тривалість впорскування палива, град	-	28	-
4 Середня швидкість палива, м/с:			
- в отворах розпилювача;	-	300	є
- у трубопроводі високого тиску	(4.28)	30,6	нема

Продовження таблиці 5.12

Найменування	Формула	Величина (округлена)	Виконання обмеження
5 Тиск впорскування палива, МПа: - максимальний; - середній; - при відкритті форсунки	(4.15а) (4.26) -	83 48 20	- - -
6 Параметри розпилювача форсунки: - сумарна площа поперечного перерізу, мм ² (при $\mu_{\text{отв}} = 0,65$); - кількість отворів; - діаметр отворів, мм	(4.18) - з (4.16)	0,492 4 або 6 0,40 або 0,32	- - -
7 Розміри плунжера секції ПНВТ: - діаметр, мм - максимальний хід, мм	- -	10 12	є є
8 Допоміжні параметри: - коефіцієнт подачі; - відношення кутів повороту кривошипа $\varphi_{\text{впр}}/\varphi_{\text{впр0}}$	(4.25) (4.24)	0,80 1,68	- -
9 Середня швидкість плунжера при нагнітанні палива: - абсолютна, м/с; - приведена, м/с	(4.23) $(d_{\text{пл}}/d_{\text{отв}})^2 \cdot w_{\text{пл,ср}}/i_{\text{отв}}$	2,6 398 або 416	є є
10 Активний хід плунжера, мм; - відношення максимального і активного ходів	(4.26) $h_{\text{пл,мах}}/h_{\text{пл,акт}}$	4,2 2,9	- нема
11 Розміри трубопровода високого тиску: - діаметр внутрішній, мм - діаметр зовнішній, мм - довжина, м	- - (4.29); умножити на $D_{\text{цпл}}$	2,0 7,0 0,52	є є -

Густина заряду в кінці стиску за формулою (4.22) складає

$$\rho_c \approx 3,48 \cdot 10^3 \cdot 7,9107/926,6 = 29,74 \approx 29,7 \text{ кг/м}^3.$$

Середній діаметр $d_{\text{серк}}$ крапель розпиленого палива за формулою (4.21) складає: при використанні розпилювача з 4 отворами діаметром 0,40 мм

$$d_{\text{серк}} = \frac{10^6 \cdot 2,2 \cdot (0,40 \cdot 10^{-3})^{1,72}}{29,7^{0,266}} \left(\frac{4 \cdot 28}{1700 \cdot 217 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,532} \approx 27 \text{ мкм};$$

при використанні розпилювача з 6 отворами діаметром 0,32 мм

$$d_{\text{серк}} \approx 27 \cdot (0,32/0,40)^{1,72} (6/4)^{0,532} \approx 23 \text{ мкм}.$$

Внаслідок помітного зниження величини $d_{\text{серк}}$, що сприяє згорянню підвищеної циклової подачі палива, вибираємо розпилювач з 6 отворами по 0,32 мм (спеціальне виконання для форсунки ФДМ-22). Отримане значення $d_{\text{серк}}$ можна використовувати при моделюванні випаровування крапель розпиленого палива, їх займання та горіння в робочому просторі циліндра дизеля.

Порівнюючи розрахунки у двох прикладах (для дизелів 8Ч 14/16 і 6ЧН 14/16), можна побачити як відмінності їх ходу, обумовлені наявністю турбонаддуву у другого двигуна, так і відмінності отриманих результатів. З останніх зрозуміла сучасна тенденція з широкого застосування наддуву дизелів, який дозволяє створювати більш компактні і потужні енергетичні установки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Навчальна література

- Николаенко А.В.* Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст]/ *А.В. Николаенко.* – М.: Колос, 1984. – 336 с.
- Двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1985. – 312 с.
- Шароглазов Б.А.* Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов [Текст] / *Б.А. Шароглазов [и др.]* – Челябинск: ЮУрГУ, 2005. – 404 с.
- Абрамчук Ф.І.* Автомобільні двигуни [Текст] / *Ф.І. Абрамчук [та ін.].* — К.: Арістей, 2006. — 476 с.
- Стефановский Б.С.* Теоретические основы использования автотракторных двигателей [Текст]/ *Б.С. Стефановский [и др.].* – Б.м., 2010. – 291 с.
- Зуєв О.О.* Розрахунок робочого циклу і показників тракторного двигуна. Розрахунково-графічна робота : Метод. вказівки... [Текст] / *О.О. Зуєв, О.Б. Стефановський;* ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – 12 с.
- Литвин С.М.* Газова динаміка та агрегати наддуву: Методичні вказівки... [Текст] / *С.М. Литвин, П.В. Малютін;* Первомайський політехнічний ін-т. – Первомайськ, 2013. – 80 с.
- Сергєєв О.П.* Теплові двигуни. Конспект [Текст] / *О.П. Сергєєв, В.О. Улексін.* - Волгоград; Дніпропетровськ, 2013. – 247 с.
- Мілаєва І.І.* Розрахунок робочого цикла двигуна : Методичні вказівки... [Текст] / *І.І. Мілаєва;* ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – 27 с.

Література для поглиблення знань та довідкова

- Портнов Д.А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики [Текст] / *Д.А. Портнов.* – М.: Машгиз, 1963. – 640 с.
- Байков Б.П.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочное пособие [Текст] / *Б.П. Байков [и др.].* – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
- Фомин Ю.Я.* Топливная аппаратура дизелей [Текст] / *Ю.Я. Фомин [и др.].* – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. *А.С. Орлина, М.Г. Круглова.* – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.
- Астахов И.В.* Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / *И.В. Астахов [и др.].* – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
- Семенов Б.Н.* Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности [Текст]/ *Б.Н. Семенов [и др.].* – Л.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

Процессы в перспективных дизелях [Текст] / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Основа, 1992. – 352 с.

Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия [Текст] / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 246 с.

Марков В.А. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях [Текст] / В.А. Марков [и др.]. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 360 с.

Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

До розділу 1

1.1 Чому більшість автотракторних дизелів має неподілені камери згоряння?

1.2 При якому характері навантаження дизеля та при яких показниках номінального режиму доцільно застосування поділених камер згоряння?

1.3 При яких значеннях ступеня стиску дизель потребує застосування наддуву?

1.4 Як вибрати модель турбокомпресора для дизеля з наддувом?

1.5 При яких припущеннях щодо дизельного палива і атмосферного повітря виконується розрахунок робочого циклу?

1.6 Значення яких постійних параметрів треба прийняти перед розрахунком робочого циклу дизеля: без наддуву; з наддувом?

1.7 На значення яких постійних параметрів впливають частота обертання колінчастого вала та ряд інших (яких?) заданих параметрів?

До розділу 2

2.1 Які одиниці виміру тиску і температури заряду застосовуються при розрахунку?

2.2 Які параметри обчислюються при моделюванні процесів газообміну? В чому відмінність розрахунку цих процесів для дизеля без наддуву та з наддувом?

2.3 Який параметр характеризує досконалість процесів газообміну?

2.4 Які параметри обчислюються при моделюванні процесу стиску? Яким спрощеним процесом замінюється реальний процес стиску?

2.5 Які параметри обчислюються при моделюванні процесів згоряння та розширення? Яким спрощеним процесом замінюється реальний процес розширення?

2.9 Що показують середній індикаторний тиск та індикаторний ККД?

2.10 Як розрахувати ефективні показники, якщо відомі індикаторні та механічний ККД?

2.11 Від яких параметрів залежать ефективна потужність, крутний момент і витрата палива?

2.12 Що показує внутрішній тепловий баланс двигуна і які його складові треба розрахувати?

До розділу 3

3.1 Що представляє собою індикаторна діаграма?

3.2 Які лінії на діаграмах можна проводити по лінійці, а які – не можна?

3.3 Як можна вточнити положення максимуму температури заряду на відповідній діаграмі?

До розділу 4

4.1 Які характерні кутові інтервали можна виділити у процесі згоряння?

4.2 Яка залежність існує між кутами затримки займання та випередження впорскування палива?

4.3 Як можна обчислити середню швидкість зростання тиску при «швидкому» горінні, чому на підставі цього показника некоректно оцінювати «жорсткість» згоряння?

4.4 Яка залежність існує між середньою та максимальною швидкостями зростання тиску?

4.5 Як обчислити циклову подачу палива?

4.6 Від яких параметрів залежить максимальний тиск розпилюваного палива, в яких межах він знаходиться?

4.7 Від яких параметрів залежить середній діаметр крапель розпилюваного палива?

4.8 Які обмеження треба враховувати при виборі параметрів паливної апаратури дизеля?