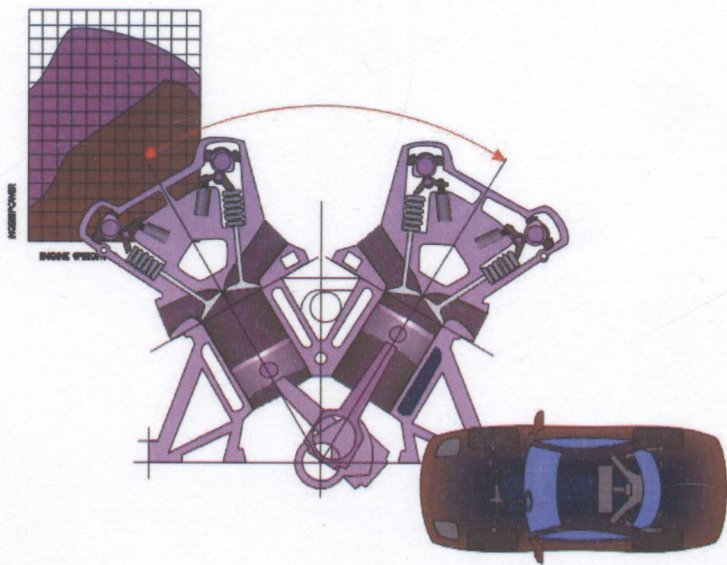


В. Ф. Анісімов, А. П. Поляков, С. М. Севостьянов

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ



Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет

В. Ф. Анісімов, А. П. Поляков, С. М. Севостьянов

**АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2012

УДК 621.431:621.33 (075)
ББК 39.35я73
А67

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 8 від 24.03.2011 р.)

Рецензенти:

В. П. Сахно, доктор технічних наук, професор
І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор
В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор

Анісімов, В. Ф.

А67 Автомобільні двигуни. Курсове проектування : навчальний посібник / В. Ф. Анісімов, А. П. Поляков, С. М. Севостьянов. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 98 с.

Навчальний посібник містить відомості та систематизовану методику розрахунків сучасних автомобільних двигунів. Розглянуто робочі процеси ДВЗ і їх вплив на енергетичні, економічні і екологічні показники. Наведено відомості з кінематики, динаміки і урівноваження ДВЗ.

Навчальний посібник стане в нагоді студентам при вивченні дисципліни, під час підготовки до виконання лабораторних й практичних робіт та курсового проектування.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності “Автомобілі та автомобільне господарство”.

УДК 621.431: 621.33 (075)
ББК 39.35я73

ЗМІСТ

Вступ	4
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	5
1.1 Мета та завдання курсових проектів	5
1.2 Тематика курсового проектування	6
1.3 Індивідуальне завдання	8
1.4 Вимоги до порядку викладення матеріалу курсового проекту	8
1.5 Вимоги до оформлення курсового проекту	10
1.6 Порядок захисту КП	18
1.7 Обов'язки керівника курсового проекту (курсової роботи)	19
1.8 Обов'язки кафедри	20
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА	21
2.1 Вибір та визначення фізичних констант	21
2.2 Вибір та обґрунтування вихідних величин для теплового розрахунку	28
2.3 Послідовність теплового розрахунку	32
2.4 Побудова індикаторної діаграми аналітичним методом	43
2.5 Побудова індикаторної діаграми графічним методом	45
3 ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГУНА	48
3.1 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	48
3.2 Порівняння і аналізування основних показників проектованого двигуна і прототипу	51
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА	52
4.1 Кінематика кривошипного механізму	52
4.2 Розрахунок силових факторів, що діють у кривошипно- шатунному механізмі	58
4.3 Побудова графіків сил і моментів	65
5 РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ	69
5.1 Загальні рекомендації	69
5.2 Розрахунок циліндра	72
5.3 Розрахунок поршня	74
5.4 Розрахунок поршневого пальця	75
5.5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця	77
5.6 Розрахунок шатуна	78
5.7 Колінчастий вал	81
5.8 Розрахунок системи мащення	83
5.9 Розрахунок рідинної системи охолодження	84
5.10 Розрахунок вентилятора	85
Глосарій	87
Література	91
Додатки	92

ВСТУП

Сучасні наземні види транспорту зобов'язані своїм розвитком головним чином застосуванню поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) як силових установок. Саме поршнєві ДВЗ до нинішнього часу є основним видом силових установок, які переважно використовуються на автомобілях, тракторах, сільськогосподарських, дорожньо-транспортних і будівельних машинах. Ця тенденція зберігається сьогодні і буде ще зберігатися в найближчій перспективі.

Будучи достатньо складним агрегатом, будь-який двигун повинен вмещувати в себе більшість досягнень різних напрямків і галузей науки, які постійно розвиваються: хімії і фізики, гідравліки і аеродинаміки, теплотехніки і електроніки, металургії і опору матеріалів, математики і обчислювальної техніки і т. д.

Виконання сьогоденніших задач і рух до прогресу потребує від фахівців, пов'язаних з виробництвом і експлуатацією автомобільних двигунів, глибоких знань теорії, конструкції і розрахунку двигунів внутрішнього згоряння.

Прогрес в автомобільній промисловості, подальше збільшення вантажообігу автомобільного транспорту передбачає не тільки кількісне зростання автопарку, але і значне поліпшення використання наявних автомобілів, підвищення культури експлуатації, збільшення міжремонтних термінів служби.

Курсове проектування – завершальна частина навчального процесу з вивчення дисципліни, що розкриває ступінь засвоєння необхідних знань, творчого використання їх для вирішення конкретних інженерних завдань. Воно служить одночасно початковим етапом самостійної роботи молодого фахівця, що скорочує період його адаптації на виробництві.

Метою даного курсового проектування є розрахунок проектного автомобільного двигуна.

Тепловий розрахунок дозволяє з достатнім ступенем точності аналітичним шляхом визначити основні параметри знову проектного двигуна, а також перевірити ступінь досконалості дійсного циклу реально працюючого двигуна.

У даному навчальному посібнику основна увага приділена розрахунку знову проектного двигуна. У зв'язку з цим наводяться основні положення, необхідні для вибору початкових параметрів, які використовуються при виконанні як теплового, так і подальших розрахунків двигуна.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Мета та завдання курсових проектів

Згідно з нормативними вимогами вищої школи та інших актів законодавства України з питань освіти курсові проекти виконуються з метою закріплення, поглиблення і узагальнення знань, одержаних студентами за час навчання та їх застосування до комплексного вирішення конкретного фахового завдання.

Рекомендації до виконання курсового проектування визначають компетенцію та функціональні обов'язки структурних підрозділів та посадових осіб, залучених до процесу виконання курсових проектів, а також всі необхідні вимоги до виконання та оформлення курсових проектів.

Курсовий проект (КП) – навчальний проект з дисципліни, який містить елементи ескізного і технічного проектів та робочої конструкторської документації.

Об'єкт курсового проектування – автомобільні двигуни, що відповідає змісту навчальної дисципліни та враховує фахове спрямування майбутньої спеціальності.

Конкретний курсовий проект подається у вигляді комплексу, до якого входять: текстова, графічна, конструкторська та програмна документація.

Типовий КП повинен задовольняти такі загальні вимоги:

- обсяг графічної та текстової частин, який визначається кількістю годин СРС, відведених в навчальному плані дисципліни для КП, як правило, за нормами ВНТУ не перевищує три аркуші креслень формату А1 та 25...50 сторінок формату А4 текстової частини;

- в графічній частині наводяться графіки теплового та динамічного розрахунків, загальний вигляд або складальне креслення двигуна;

- при виконанні індивідуальних типових завдань КП за однією принциповою схемою, але різними числовими вхідними даними, текст пояснювальної записки не повинен повторюватись (електронний трафарет).

Курсовий проект студенти виконують після вивчення всього курсу «Автомобільні двигуни».

Задача курсового проектування в цілому – це закріплення та поглиблення теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни, а також набуття практичних інженерних навичок з автомобільних двигунів.

В курсовому проектуванні студент повинен здійснити самостійну реконструкцію наявного двигуна або в окремих випадках розробити конструкцію нового. Основною особливістю і обов'язковою задачею курсового проектування є розробка двигуна з кращими техніко-економічними показниками, ніж у прототипу.

Характерна особливість курсового проекту автомобільного двигуна – його цілісність, тобто всі розрахунки і графічні матеріали повинні бути

взаємопов'язані, а основні розміри двигуна на кресленні повинні відповідати розрахунковим величинам.

Об'єм і зміст курсового проекту:

1. Розрахунково-пояснювальна записка;
 - 1.1. Завдання на проект;
 - 1.2. Техніко-економічне обґрунтування проектного двигуна і вибір основних параметрів, необхідних для розрахунку;
 - 1.3. Тепловий розрахунок двигуна;
 - 1.4. Зовнішня швидкісна характеристика;
 - 1.5. Динамічний розрахунок двигуна;
 - 1.6. Розрахунок основних деталей і систем двигуна з необхідними схемами і ескізами (відповідно до завдання);
 - 1.7. Висновки і пропозиції;
 - 1.8. Перелік використаної літератури;
2. Діаграми і графіки теплового та динамічного розрахунків (1 лист);
3. Поперечний розріз двигуна (1 лист);
4. Поздовжній розріз двигуна або спеціальне завдання з розробки вузла, системи двигуна (1 лист).

Робота над виконанням курсового проекту складається з декількох етапів, кожний з яких виконується в указані в завданні строки.

Виконання курсового проекту потрібно починати з детального розгляду матеріалів прототипу і інших аналогічних двигунів. На основі вивчення цих матеріалів повинен бути складений короткий аналіз позитивних і негативних якостей прототипу.

В зв'язку з тим, що проєктований двигун повинен мати кращі техніко-економічні показники, ніж у прототипу, необхідно правильно намітити конструктивні удосконалення і частоту обертання, які дозволять вирішити поставлену задачу.

Відповідно до намічених конструктивних удосконалень потрібно вибрати основні параметри двигуна, враховуючи тенденцію їх розвитку, в першу чергу: марку палива, частоту обертання і відношення ходу поршня до діаметра циліндра. Кожний параметр повинен супроводжуватись обґрунтуванням з вказанням причин, за якими вибрано те чи інше його значення.

1.2 Тематика курсового проектування

Студент вибирає тему проекту самостійно, відповідно з тематикою, запропонованою кафедрою, згідно зі змістом дисципліни. Тематика наводиться в кафедральних стендових розробках.

Згідно зі змістом дисципліни студент має право самостійно запропонувати тему з обґрунтуванням тематики, яка затверджується на засіданні кафедри.

В окремих випадках завдання на курсовий проект може передбачати виконання дослідного зразка, що зумовлюється індивідуальним завданням на курсовий проект. При цьому обсяг і зміст пояснювальної записки визначаються за згодою керівника і студента.

Орієнтовні вихідні дані для виконання курсового проекту наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Орієнтовні вихідні дані для виконання курсового проекту

Ефективна потужність двигуна, $N_e, кВт$	Число обертів при $N_{e\max}$, n	Ступінь стиснення, ϵ	Показник політропи стиснення, n_1	Показник політропи розширення, n_2	Відношення діаметра циліндра до ходу поршня, D/S
29,4	4200	7,2	1,36	1,26	76\66
32	4500	7,4	1,37	1,27	78\68
22	5600	9,7	1,3	1,23	76\71
25	5500	9,9	1,35	1,25	82\71
60	5600	9,0	1,37	1,26	76\80
56	5400	8,5	1,36	1,27	79\80
56	5800	9,0	1,36	1,27	78\90
57	5800	9,0	1,36	1,26	82\70
59	5600	8,5	1,35	1,24	80\70
74	4200	8,0	1,37	1,26	92\95
110	5100	9,5	1,38	1,27	92\92
71	4500	8,2	1,37	1,27	92\92
69	4400	8,4	1,35	1,26	95\95
55	4000	7,2	1,36	1,26	92\92
60	4200	6,7	1,37	1,27	95\95
55	4000	6,7	1,35	1,24	92\92
50	3800	6,9	1,36	1,25	90\90
85	3200	6,7	1,35	1,23	92\80
95	3200	7,2	1,35	1,25	92\80
125	3200	7,5	1,37	1,28	100\95
80	2800	6,5	1,35	1,23	100\105
130	3300	6,7	1,38	1,27	105\90

Закріплення теми курсового проекту та об'єкт дослідження здійснюється за заявою студента на ім'я завідувача кафедрою. Завідувач кафедрою затверджує тему курсового проекту після погодження її з керівником, який робить відмітку про це на заяві студента. У разі неподання студентом з заяви завідувач кафедрою самостійно визначає тему за поданням керівника курсового проекту.

Науковий керівник надає студенту методичну допомогу у самостійній роботі над курсовим проектом, проводить індивідуальні консультації, здійснює контроль за дотриманням графіка його виконання, перевіряє і коригує курсовий проект.

1.3 Індивідуальне завдання

Конкретний зміст кожного КП, етапи виконання визначає керівник на підставі індивідуального та технічного завдання для КП, затвердженого завідувачем кафедри.

Попередньо керівник видає індивідуальне завдання до курсового проекту. Індивідуальне завдання до переліку змісту не вноситься та має бути другою сторінкою після титульного листа. Зразок індивідуального завдання до курсового проекту наведено в додатку Б.

Керівник проекту пропонує зміст пояснювальної записки, який вивіплюється в індивідуальному завданні.

Кількість варіантів завдань повинна бути такою, щоб вірогідність повторення варіанта в суміжних групах для дисципліни, яка викладається, була найменшою чи взагалі не існувала (бажано щорічне оновлення варіантів завдань або поєднання різних типів завдань в суміжних навчальних роках), оскільки у студентів можуть залишатися комп'ютерні файли виконаних ними КП.

Залежно від специфіки дисципліни керівник курсового проекту може пропонувати тему, яка підлягає конкретному обґрунтуванню та розробці індивідуального завдання. Індивідуальне завдання має містити термін видачі, підписи керівника та студента.

Розробка повного технічного завдання до курсового проекту повинна подаватись в першому із додатків, зміст якого буде вказаний в розділі «Додатки».

1.4 Вимоги до порядку викладення матеріалу курсового проекту

Структура курсового проекту повинна містити такі частини:

- вступну частину;
- основну частину;
- додатки (при необхідності).

Вступна частина курсового проекту повинна містити такі структурні елементи:

- титульний аркуш (додаток А);
- індивідуальне завдання (додаток Б);
- анотацію (українською мовою, додаток В);
- вступ;
- зміст;
- перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів (при необхідності).

Основна частина курсового проекту повинна містити такі структурні елементи:

- суть проекту (роботи), в тому числі:

а) розділ 1 – тепловий розрахунок двигуна, зовнішня швидкісна характеристика двигуна;

б) розділ 2 – кінематика та динаміка двигуна;

в) розділ 3 – розрахунок на міцність основних деталей кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів, а також систем машення і охолодження двигуна.

– висновки;

– перелік літературних джерел.

Додатки розміщують після основної частини пояснювальної записки курсового проекту.

Титульний аркуш

Титульний аркуш є першою сторінкою КП, яка не нумерується. Згідно з діючим стандартом на текстову конструкторську документацію (ГОСТ 2.105-95, ДСТУ 3008-95) титульний аркуш виконується за встановленим зразком (додаток А).

Для курсових проектів наявність рамки на титульному аркуші обов'язкова.

На титульному аркуші для курсових проектів подаються:

– тема КП;

– запис „Пояснювальна записка ...” із зазначенням спеціальності, цифрового коду кафедри АТМ 08-29.АД.107.00.000.ПЗ.

Перераховується науковий ступінь та звання керівника. Підписи керівника та студента із зазначенням термінів – обов'язкові.

Запис „нормоконтроль” на титульному аркуші не вказується, але підпис нормоконтролю ставиться в графічній частині проекту та в основному надписі пояснювальної записки (1-й аркуш змісту).

Також на титульному аркуші після захисту курсового проекту має бути виставлена оцінка за лінгвістичною шкалою з підписами керівника та викладача (-ів), що входять до складу комісії.

Робота, яка подається у вигляді копії, до захисту не приймається, у випадку прийняття такої роботи відповідальність несуть керівник та викладач, що входять до складу комісії.

Анотація

Анотація призначена для ознайомлення з текстовим документом курсового проекту.

Анотацію слід розміщувати безпосередньо за титульним аркушем та завданням, починаючи з нової сторінки, нумерація якої не зазначається.

Анотація повинна бути стислою, інформативною і містити відомості про обсяг курсового проекту, кількість частин, кількість ілюстрацій, таблиць, додатків, кількість джерел згідно з переліком посилань. Текст повинен надавати коротку характеристику основного змісту курсового проекту та отриманих результатів.

До *змісту* включають перелік умовних скорочень і термінів (в разі необхідності); вступ; послідовно перелічені назви всіх розділів, підрозді-

лів, пунктів і підпунктів (якщо вони мають заголовки) основної частини роботи; висновки; перелік посилань. Назви заголовків змісту повинні однозначно відповідати назвам заголовків пояснювальної записки за текстом. Нумерація сторінок повинна бути наскрізною.

Зміст за нумерацією пояснювальної записки є третьою сторінкою, на якій для курсового проекту виконують основний надпис за формою 2 (40 × 185 мм), на наступних – за формою 2а (15 × 185 мм) з основним надписом за ГОСТ 2.104-68.

В *переліку умовних скорочень і термінів* пояснюють усі малопоширені умовні позначення, символи, скорочення і терміни.

Вступ

Головним завданням вступу курсового проекту є обґрунтування актуальності і практичної значущості вибраної теми, особливостей постановки і вирішення питань стосовно конкретних умов дослідження. Вступ має таку структуру.

Актуальність теми. Актуальність теми обґрунтовують шляхом критичного аналізу та порівняння з відомими вирішеннями наукової проблеми.

Мета і задачі дослідження. Формулюють мету і задачі, які необхідно розв'язати для досягнення поставленої мети. Не слід формулювати мету як «дослідження», «вивчення», оскільки ці слова вказують на засіб досягнення мети, а не саму мету.

Предмет дослідження – це частина, яка визначає актуальність теми і не є достатньою мірою дослідженою. Саме на нього спрямована основна увага, оскільки предмет дослідження визначає тему проекту, яка вказується на титульному листі як його назва.

Об'єктом дослідження є прототип двигуна внутрішнього згорання, який відповідає заданому транспортному засобу відповідно до індивідуального завдання.

Методи дослідження. Вказуються основні методи дослідження, які використовувались у курсовому проекті (аналізування, побудова моделей із застосуванням математичних методів, складання таблиць і діаграм та ін.)

Теоретичне і практичне значення отриманих результатів. Подаються відомості про теоретичне і практичне застосування отриманих результатів або пропозиції чи рекомендації щодо їх використання. Відзначаючи цінність отриманих результатів, необхідно зазначити ступінь готовності їх до використання або масштабів використання.

1.5 Вимоги до оформлення курсового проекту

1.5.1 Розрахунково-пояснювальна записка

При оформленні текстової частини КП необхідно дотримуватись вимог ГОСТ 2.105-95.

Пояснювальна записка курсового проекту з врахуванням вимог до нормативно-технічних документів має подаватись на аркушах паперу формату А4 з рамками основного надпису форм 2, 2а (ГОСТ 2.104-68), причому на всіх аркушах форми 2а, крім номера сторінки пояснювальної записки проекту обов'язково слід вказувати цифровий код проекту.

Текст ПЗ виконується відповідно до вимог ГОСТ 2.105-95 одним із застосовуваних друкувальних та графічних пристроїв виведення ЕОМ з висотою букв і цифр не менше 2,5 мм, (кегель – № 14), через один інтервал (ГОСТ 2.004-88).

Пояснювальна записка відноситься до текстових документів, подається технічною мовою. Графічна інформація має подаватись у вигляді ілюстрацій (схеми, рисунки, графіки, діаграми тощо). Цифрова – у вигляді таблиць.

Структурними елементами основної частини ПЗ є розділи, підрозділи, пункти, підпункти, переліки.

Розділ – головний ступінь поділу тексту, позначений номером і має заголовок.

Підрозділ – частина розділу, позначена номером і має заголовок.

Пункт – частина розділу чи підрозділу, позначена номером і може мати заголовок.

Підпункт – частина пункту, позначена номером і може мати заголовок. Заголовки структурних елементів необхідно нумерувати тільки арабськими числами.

Допускається розміщувати текст між заголовками розділу і підрозділу, між заголовками підрозділу і пункту.

Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки.

Заголовки розділів, підрозділів, пунктів та підпунктів (при наявності заголовка) записують з абзацу малими буквами починаючи з великої (ГОСТ 2.105-95).

Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (1, 2 і т. д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак.

Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т. д. за формою (3.1, 3.2, 3.2.1, 3.2.2, 3.2.2.1 і т. д.).

Цифри, які вказують номер, не повинні виступати за абзац.

Посилання в тексті на розділи виконується за формою: «...наведено в розділі 3».

В тексті документа може наводитись перелік, який рекомендується нумерувати малими літерами української абетки з дужкою або тире перед текстом. Для подальшої деталізації переліку використовують арабські цифри з дужкою.

Кожну частину переліку записують з абзацу, починаючи з малої букви і закінчуючи крапкою з комою, в кінці останньої ставлять крапку.

Приклад:

а) текст переліку та його...

продовження;

б) текст переліку:

1) текст переліку, подальшої деталізації та його продовження;

2) ...;

в) останній перелік.

Кожну формулу записують з нового рядка, симетрично до тексту. Між формулою і текстом пропускають один рядок.

Умовні буквені позначення (символи) в формулі повинні відповідати встановленим ГОСТ 1494-77. Їх пояснення наводять в тексті або зразу ж під формулою. Для цього після формули ставлять кому і записують пояснення до кожного символу з нового рядка в тій послідовності, в якій вони наведені у формулі, розділяючи крапкою з комою. Перший рядок повинен починатися з абзацу з слова “де” і без будь-якого знака після нього.

Всі формули нумерують в межах розділу арабськими числами. Номер вказують в круглих дужках з правої сторони, в кінці рядка, на рівні закінчення формули. Номер формули складається з номера розділу і порядкового номера формули в розділі, розділених крапкою. Дозволяється виводити нумерацію в межах всього документа.

Приклад

Таким чином, момент тертя в кернових опорах

$$M_m = -\kappa G^{1,5}, \quad (1.1)$$

де κ – коефіцієнт пропорційності;

G – вага рухомої частини вимірювального механізму.

Одиницю вимірювання, при необхідності, беруть в квадратні дужки

$$I = \frac{U}{R} [A]. \quad (1.2)$$

Числову підстановку і розрахунок виконують з нового рядка не нумеруючи. Одиницю вимірювання беруть в круглі дужки. Наприклад,

$$I = \frac{220}{100} = 2,2 (A).$$

Розмірність одного й того самого параметра в межах документа повинна бути однаковою.

Якщо формула велика, то її можна переносити в наступні рядки. Перенесення виконують тільки математичними знаками, повторюючи знак на початку наступного рядка. При цьому знак множення “ \cdot ” замінюють знаком “ \times ”.

Формула є частиною речення, тому до неї застосовують такі самі правила граматики, як і до інших членів речення. Якщо формула знахо-

диться в кінці речення, то після неї ставлять крапку. Формули, які йдуть одна за одною і не розділені текстом, відокремлюють комою.

Посилання на формули в тексті дають в круглих дужках за формою: "... в формулі (5.2)"; "... в формулах (5.7, ..., 5.10)".

Для пояснення викладеного тексту рекомендується його ілюструвати графіками, кресленнями, фрагментами схем та ін., які можна виконувати чорною тушшю, простим олівцем середньої твердості та комп'ютерною графікою.

Розміщують ілюстрації в тексті або в додатках.

В тексті ілюстрацію розміщують симетрично до тексту після першого посилання на неї або на наступній сторінці, якщо на даній вона не уміщується без повороту.

На всі ілюстрації в тексті ПЗ мають бути посилання. Посилання виконують за формою: "...показано на рисунку 3.1" або в дужках за текстом (рисунком 3.1), на частину ілюстрації: "... показані на рисунку 3.2, б". Посилання на раніше наведені ілюстрації дають зі скороченим словом "дивись" відповідно в дужках (див. рисунок 1.3).

Наведена форма запису (рисунком ...) відповідає вимогам ГОСТ 2.105-95, ДСТУ 3008-95 допускає скорочення, тобто замість „Рисунок ...” – „Рис. ...”.

Між ілюстрацією і текстом пропускають один рядок.

Всі ілюстрації в ПЗ називають рисунками і позначають під ілюстрацією симетрично до неї за такою формою: "Рисунок 3.5 – Найменування рисунка". Крапку в кінці не ставлять, знак переносу не використовують. Якщо найменування рисунка довге, то його продовжують у наступному рядку починаючи від найменування.

Нумерують ілюстрації в межах розділів, вказуючи номер розділу і порядковий номер ілюстрації в розділі розділяючи крапкою. Дозволяється нумерувати в межах всього документа.

Пояснюючі дані розміщують під ілюстрацією над її позначенням.

У випадку, коли ілюстрація складається з частин, їх позначають малими буквами українського алфавіту з дужкою (а), б) під відповідною частиною. В такому випадку після найменування ілюстрації ставлять двокрапку і дають найменування кожної частини за формою:

а) – найменування першої частини; б) – найменування другої частини

або за ходом найменування ілюстрації, беручи букви в дужки:

Рисунок 3.2 – Структурна схема (а) і часові діаграми (б) роботи фазометра

Якщо частини ілюстрації не вміщуються на одній сторінці, то їх переносять на наступні сторінки. В цьому випадку під початком ілюстрації вказують повне її позначення, а під її продовженнями позначають "Рису-

нок 3.2” (продовження). Пояснюючі дані розміщують під кожною частиною ілюстрації.

Якщо в тексті є посилання на складові частини зображеного засобу, то на відповідній ілюстрації вказують їх порядкові номери в межах ілюстрації.

Якщо ілюстрація є фрагментом повної розробленої схеми, то для всіх компонентів вказують ті позиційні позначення, які вказані на схемі.

Якщо ілюстраціями є фотографії, то останні повинні бути наклеєні на стандартні аркуші білого паперу і позначені як рисунки.

Таблицю розміщують симетрично до тексту після першого посилання на даній сторінці або на наступній, якщо на даній вона не уміщується і таким чином, щоб зручно було її розглядати без повороту або з поворотом на кут 90° за годинниковою стрілкою.

ГОСТ 2.105-95 та ДСТУ 3008-95 пропонують такий запис таблиці:

Таблиця _____
(номер) (назва таблиці)

На всі таблиці мають бути посилання за формою: “наведено в таблиці 3.1”; “... в таблицях 3.1 – 3.5” або в дужках по тексту (таблиця 3.6). Посилання на раніше наведену таблицю дають зі скороченим словом “дивись” (див. таблицю 2.4) за ходом чи в кінці речення.

Таблиці нумерують в межах розділів і позначають зліва над таблицею за формою: “Таблиця 4.2 – Найменування таблиці”. Крапку в кінці не ставлять. Якщо найменування таблиці довге, то продовжують у наступному рядку, починаючи від слова “Таблиця”. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці в розділі, розділених крапкою. Дозволяється нумерувати в межах всього документа.

Якщо в кінці сторінки таблиця переривається і її продовження буде на наступній сторінці, в першій частині таблиці нижню горизонтальну лінію, що обмежує таблицю, не проводять.

При перенесенні частин таблиці на інші сторінки, повторюють або продовжують найменування граф. Допускається виконувати нумерацію граф на початку таблиці і при перенесенні частин таблиці на наступні сторінки повторювати тільки нумерацію граф.

У всіх випадках найменування (при його наявності) таблиці розміщують тільки над першою частиною, а над іншими частинами зліва пишуть “Продовження таблиці 4.2” без крапки в кінці.

Інші вимоги до виконання таблиць – відповідно до чинних стандартів на технічну документацію.

Форма запису “Література” відповідає формі запису вступу, основної частини та висновків.

Список містить перелік літературних джерел, на які повинні бути обов’язкові посилання в тексті пояснювальної записки. Література (книги,

статті, патенти, журнали) в загальний список записується в порядку посилання на неї в тексті. Форма запису джерела повинна відповідати ГОСТ 7.1-84 або ДСТУ 3582-97. Посилання на літературу наводять в квадратних дужках [...], вказуючи порядковий номер за списком.

Літературу записують мовою оригіналу. В списку кожну літературу записують з абзацу, нумерують арабськими цифрами, починаючи з одиниці.

Приклад

1. Аксенова З. И. Анализ производственно-хозяйственной деятельности автотранспортных предприятий : учебное пособие для вузов / З. И. Аксенова, А. А. Бачурин. – М. : Транспорт, 2007. – 352 с.

2. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах / [Канарчук В. С., Лудченко О. А., Барилевич Л. П., Бойко Г. Ф. та ін.] – К. : Логос, 1996. – 348 с.

3. Краткий автомобильный справочник. – М. : Транспорт, 1986. – 464 с.

Першим аркушем додатків для курсових проектів має бути технічне завдання (додаток В), в якому вказуються:

- найменування та область застосування розроблюваного пристрою;
- підстава для розробки;
- мета і призначення;
- джерела розробки;
- технічні вимоги (показники призначення, показники надійності, вимоги до технологічності, вимоги до рівня уніфікації та стандартизації, вимоги безпеки, естетичні та ергономічні вимоги, вимоги до складових частин продукції, сировини, вихідних та експлуатаційних матеріалів, умови експлуатації, вимоги до маркування та упаковки, вимоги до транспортування та зберігання);

– економічні показники (вводяться за необхідності рішенням відповідної кафедри);

- стадії та етапи розробки;
- порядок контролю та приймання;
- коректування технічного завдання.

До додатків також відносять ілюстрації, таблиці, тексти допоміжного характеру.

Додатки оформлюють як продовження документа на його наступних сторінках, розташовуючи в порядку посилань на них у тексті ПЗ.

Посилання на додатки в тексті ПЗ дають за формою:

“... наведено в додатку А”, „... наведено в таблиці В.5 ” або (додаток Б); (додатки К, Л).

Кожен додаток необхідно починати з нової сторінки, вказуючи зверху посередині рядка слово “Додаток” і через пропуск його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими буквами, за винятком букв І, Є, З, І, Й, О, Ч, Ь, наприклад, *Додаток А, Додаток Б* і

т. д. Якщо додатків більше ніж букв, то продовжують позначати арабськими цифрами. Дозволяється позначати додатки латинськими буквами, за винятком букв *I* і *O*.

Під позначенням для обов'язкового додатку пишуть в дужках слово (*обов'язковий*), а для інформативного – (*довідковий*).

Кожен додаток повинен мати тематичний (змістовний) заголовок, який записують посередині рядка малими літерами, починаючи з великої. При наявності основного напису – заголовок записують у відповідній графі.

Ілюстрації, таблиці, формули нумерують в межах кожного додатка, вказуючи його позначення: “*Рисунок Б.3 - Найменування*”; “*Таблиця В.5 – Найменування*” і под.

Нумерація аркушів документа і додатків, які входять до його складу, повинна бути наскрізна.

Всі додатки включають у зміст, вказуючи номер, заголовок і сторінки, з яких вони починаються.

В окремих дисциплінах допускається принципові електричні, структурні, функціональні, монтажні схеми підшивати в записку як обов'язкові додатки. В цьому випадку перед схемою в записці розміщується окремий аркуш формату А4 з надписом в верхній частині посередині поля „Додаток Б” (обов'язковий), а в середній частині аркуша пишеться назва схеми.

1.5.2 Графічна частина

Посилання на графічну частину проекту необхідно здійснювати в описовій частині пояснювальної записки.

Наприклад: складальне креслення шатуна подано на форматі А1 з шифром 08-29.АД.201.02.000 СК. Цей же конструкторський документ може подаватись в пояснювальній записці у вигляді конструкторської схеми. Кількість та склад креслень у графічній частині проекту визначаються керівником.

На кожному кресленні обов'язковими є підписи: студента, керівника, нормоконтролю.

Для кожного складального креслення проекту складаються специфікації, які оформлені згідно з діючими вимогами ГОСТ 2.106-68 на аркушах формату А4 за формами 2 (перший аркуш) та 2а (наступні аркуші) з основним надписом за ГОСТ 2.104-68.

Специфікації складальних креслень є основним конструкторським документом, який однозначно визначає склад складальної одиниці та розробленої для неї конструкторської документації. Специфікація призначена також для комплектування конструкторських документів та підготовки виробництва і виготовлення виробу.

Кожен аркуш графічної частини повинен мати рамку робочого поля і основні надписи.

Якщо графічна інформація КП подається у вигляді плакатів, то їх слід оформлювати належним чином, тобто зворотна частина аркушу повинна містити:

- рамку;
- основний надпис (55 мм × 185 мм);
- обов’язкові підписи (студента, керівника, нормоконтролю).

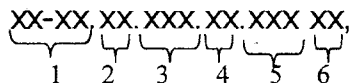
Якщо на одному цілому аркуші формату А1 подається інформація на менших форматах (наприклад, А2 чи А3), то формат А1 слід правильно ділити на менші стандартні.

Приклад заповнення основних надписів на аркушах графічної частини

				Шифр кафедри				АД		Порядковий номер		Шифр креслення		Код документа	
				XX-XX XX.XXX.XX.XXX XX											
				Назва об'єкта								Лист		Листів	
Розробив												Лист		Листів	
Перевірив															
Н.контр.															
Т.контр.															
Зав.				Найменування документа											

1.5.3 Рекомендації для умовних позначень текстових і графічних документів курсових проєктів

Предметна система умовних позначень для курсових проєктів на кафедрах повинна мати таку структуру:



де 1 /XX-XX/ – числовий шифр кафедри, прийнятий у ВНТУ (для кафедри АТМ 08-29.);

2 /XX/ – умовний код дисципліни (скорочена назва дисципліни – АД);

3 /XXX/ – порядковий номер завдання на курсове проєктування;

4 /XX/ – два символи для позначення складальних одиниць (від 01 до 99);

5 /XXX/ – три символи для позначень простих складальних одиниць, що входять до основних складальних одиниць об'єкта курсового проекту, записані в специфікації складального креслення об'єкта (використовується один знак зліва від 1 до 9), і порядкових номерів оригінальних деталей (два останніх знаки праворуч від 01 до 99);

6 /XX/ – код неосновного конструкторського документа (ВЗ, СК, ПЗ тощо).

Предметна система умовних позначень з структурою показана з шифром на прикладі кафедри АТМ.

Приклади позначень:

08-29.АД.201.00.000 – специфікація для складального креслення (основний конструкторський документ проекту) привода, розробленого за ТЗ № 201;

08-29.АД.201.00.000 ПЗ – код пояснювальної записки;

08-29.АД.201.00.000 СК – складальне креслення;

08-29.АД.201.04.000 – специфікація складальної одиниці привода, наприклад, редуктора;

08-29.АД.201.04.000 СК – складальне креслення вузла привода (редуктора);

08-29.АД.201.04.100 – специфікація простої складальної одиниці, що входить в більш складну, наприклад, збірне черв'ячне колесо черв'ячного редуктора;

08-29.АД.201.04.100 СК – складальне креслення простого вузла;

08-29.АД.201.00.001 – креслення деталі, що входить безпосередньо в складальне креслення привода;

08-29.АД.201.04.001 – креслення деталі, що входить в складальне креслення вузла;

08-29 АД.201.04.101 – креслення деталі, що входить в просту складальну одиницю.

Умовні відповідні позначення проставляються на *всіх аркушах пояснювальної записки та специфікацій*.

1.6 Порядок захисту КП

Визначається робочим планом-графіком виконання КП, підписаним викладачем, завідувачем кафедри та затверджується деканатом відповідного факультету. Графік подається до відповідного деканату за місяць до захисту КП.

Попередньо здійснюється:

- нормоконтроль курсових проектів;
- виправлення помилок, що стосуються оформлення і його відповідності нормативно-технічним документам;
- перевірка КП.

Будь-яке переписування матеріалів літературних джерел або електронних документів (електронних книг, INTERNET-сайтів) неприпустимо. Якщо студент вважає за необхідність наведення певної кількості описових матеріалів, то вони розміщуються у додатках.

Далі підписуються графи „Керівник” та „Нормоконтроль” для курсового проекту. Для захисту курсових проектів кафедрою призначається комісія у складі не менше як двох викладачів.

До захисту допускаються курсові проекти, що виконані в повному обсязі згідно з затвердженим індивідуальним завданням, перевірені керівником і підписані ним на титульному аркуші із зазначенням дати. Рекомендується підписувати КП таким чином: „До захисту”, „Дата”, „Підпис керівника”. КП, які не підписані до захисту керівником, на захист не виносяться.

Стан справ з виконанням курсового проекту певної дисципліни з допуском до складання іспиту з цієї дисципліни не пов'язувати, прирівнявши у такий спосіб захист курсового проекту до додаткового іспиту.

Захист проекту проводиться публічно за встановленим графіком перед комісією, склад якої затверджується завідувачем кафедри, і здійснюється таким чином:

- студент робить доповідь за темою тривалістю 5-10 хвилин (або допускається інша форма прийому КП, що визначається комісією);
- після доповіді члени комісії задають питання за темою проекту;
- за результатами захисту комісія на закритому засіданні визначає оцінку, яка потім оголошується студенту;
- у випадку виявлення керівником проекту чи членами комісії факту несамостійного виконання проекту, студент до захисту не допускається.

Рекомендується після захисту проекту і визначення відповідної оцінки на титульному аркуші пояснювальної записки давати такий запис: „Оцінка”, „Дата”, „Підписи членів комісії”.

КП оцінюється за лінгвістичною системою на підставі критеріїв виконаного та захищеного КП з даної дисципліни, затверджених відповідною кафедрою. Всі вимоги до якості КП повинні бути відображені в критеріях оцінювання (додаток Е).

1.7 Обов'язки керівника курсового проекту (курсової роботи)

Керівництво курсовим проектуванням здійснюється найбільш кваліфікованими викладачами, які ведуть лекційні, практичні і лабораторні заняття з даної дисципліни. Керівник:

- готує індивідуальні завдання на курсовий проект, у яких визначає коло питань, що мають висвітлюватися у курсовому проекті;
- заздалегідь розробляє графік виконання курсового проекту і контролює його виконання кожним студентом (графіки виконання та консуль-

тації повинні мати своє відображення на стендах або в залі курсового проектування кафедри);

- контролює виконання студентом поетапного індивідуального графіка курсового проектування з відповідною поміткою в журналі;

- організовує і проводить консультації з питань курсового проектування;

- веде журнал, відзначаючи не тільки стан успішності та відвідування консультацій за семестр, а й заповнює в кінці журналу за списком поетапний графік виконання КП;

- проміжні етапи позначаються у відсотках (не іншими позначеннями, типу „+”, „-“), а на заключному – у відсотках, рейтингом та відповідною оцінкою дванадцятибальної шкали;

- переглядає оформлення проекту і візує графу “Нормоконтроль” у випадку відповідності поданого проекту нормативно-технічним документам;

- перевіряє і візує до захисту (чи відхиляє) виконаний, оформлений і підписаний студентом курсовий проект;

- після завершення графіка проектування продовжує консультування, але переглядає і перевіряє вже повністю закінчений і оформлений курсовий проект.

Суттєвим порушенням вимог до виконання курсового проектування, прийнятим в ВНТУ, є відсутність:

- аркуша технічного завдання з відповідними підписами;

- графічної частини, специфікації, переліків, які повинні згідно з технічним завданням подаватись в додатках проекту.

1.8 Обов'язки кафедри

Кафедра несе повну відповідальність за хід курсового проектування у навчальному процесі, в зв'язку з цим:

- вирішує питання стосовно організації та проведення передбаченого навчальним планом виконання курсових проектів та робіт із закріплених за нею дисциплін;

- заздалегідь формує та затверджує тематику курсових проектів та робіт;

- організовує нормоконтроль курсових проектів;

- формує комісії для захисту курсових проектів та робіт; організовує їх роботу;

- здає захищені проекти до архіву, де вони зберігаються у встановленому порядку;

- обговорює на засіданнях підсумки курсового проектування і заходи щодо підвищення його якості;

- питання затвердження тематики КП, організації, виконання, захисту, підсумків відображаються в протоколах кафедри.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Тепловий розрахунок є першим етапом проектування, на основі якого визначаються потужнісні і економічні показники двигуна, а також намічаються шляхи їх подальшого поліпшення. Тепловий розрахунок дає початкові дані для кінематичного, динамічного розрахунків, а також розрахунків теплонапруженого стану основних деталей двигуна.

Основою теплового розрахунку є умовний цикл, проміжний між ідеальним термодинамічним і дійсним, який здійснюється в реальному ДВЗ. При цьому враховуються різні втрати в робочому циліндрі, властивості реального робочого тіла і інші відхилення від ідеального термодинамічного циклу. Метод теплового розрахунку, прийнятий в технічній літературі, в своїй основі був вперше розроблений професором В. І. Гринецьким в 1907 році і надалі розвинений стосовно різних типів двигунів.

Тепловий розрахунок включає декілька етапів:

1. Обґрунтування і вибір аналогів, розрахункових режимів і початкових даних, яких не вистачає;
2. Визначення параметрів робочого тіла – паливоповітряної суміші і продуктів згоряння залежно від їх складу, які визначаються значеннями коефіцієнта надлишку повітря α ;
3. Послідовний розрахунок основних процесів циклу – наповнення, стиснення, згоряння, розширення, випуску;
4. Визначення індикаторних, ефективних і питомо-масових показників двигуна;
5. Побудова і аналіз зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) двигуна;
6. Побудова розрахункових індикаторних діаграм циклу в координатах «тиск – поточний об'єм циліндра» ($P - V$) і «тиск – кут повороту колінчастого вала» ($P - \varphi$).

2.1 Вибір і обґрунтування аналогів та початкових даних

Аналогом проектуваного двигуна є двигун зарубіжного або вітчизняного виробництва, що має такий самий або близький робочий об'єм і призначення. Порівняння параметрів технічного рівня проектуваного двигуна з параметрами аналогів дає можливість судити про ступінь їх відповідності.

При підборі аналогів повинні виконуватися такі умови:

1. Робочий об'єм аналога iV_h не повинен відрізнятися більше ніж на $\pm 5\%$ від робочого об'єму проектуваного двигуна;
2. До числа аналогів доцільно внести двигуни інших конструктивних схем, але при виконанні умови п. 1. Наприклад, до числа аналогів проектуваного рядного двигуна слід включати V - подібні або опозитні;

3. За наявності аналогів з різними типами охолодження, повинні розглядатися і ті, і інші;

4. Число аналогів повинно бути якомога більшим і бажано з різних країн. Мінімальне число аналогів 2...3;

5. Показники робочого процесу аналогів повинні відображати сучасний рівень двигунобудування (таблиця 2.1).

Параметри і показники аналогів доцільно занести в таблицю 2.2.

Після закінчення теплового розрахунку в таблицю 2.2 вносяться показники проектного двигуна. На підставі їх порівняння в розрахунково-пояснювальній записці подаються обґрунтовані висновки про технічний рівень проектного двигуна.

Завдання на проектування двигуна, яке видається керівником проекту, містить не всі необхідні початкові дані, тому деякими з них потрібно задатися до початку розрахунків.

1. Тиск і температура навколишнього середовища для двигуна без наддуву: $P_c = P_a = 0,1013 \text{ МПа}$, $T_c = T_a = 293 \text{ К}$.

2. Вибір типу камери згоряння

Виходячи з того, що вибір ряду вихідних параметрів теплового розрахунку визначається типом камери згоряння проектного двигуна, цьому питанню слід приділити особливу увагу.

Необхідно вивчити існуючі типи камер згоряння, зробити аналіз, виходячи з призначення двигуна, його потужності і частоти обертання, а потім вибрати тип камери згоряння проектного двигуна.

3. Відповідно до заданого ступеня стиснення рекомендується використовувати палива відповідно до таких рекомендацій.

Максимально допустимий ступінь стиснення ϵ для карбюраторного ДВЗ в основному визначається октановим числом бензину, що характеризує здатність протистояти детонації.

Для бензинових двигунів ступінь стиснення вибирається залежно від октанового числа палива і прийнятого сумішоутворення:

Ступінь стиснення ϵ	6,5...7,5	7,5...8,5	8,5...10,0	10,0...12,0
Октанове число	64...74	74...80	80...90	90...100

При однаковому октановому числі палива ступінь стиснення карбюраторного двигуна обирається за нижньою межею, а для двигуна з розподіленим впорскуванням палива можна використовувати вищі значення. При використуванні наддуву необхідно знижувати ϵ на 1,0...1,5 одиниці або застосовувати паливо з підвищеним октановим числом.

Для дизелів ступінь стиснення вибирається з таблиці 2.3 залежно від типу камери згоряння.

При використанні наддуву ступінь стиснення знижують на 0,5...1,5 одиниці.

Таблиця 2.1 – Показники робочого процесу аналогів автотракторних двигунів

Показник	Од. вимір.	Карбюраторний ДВЗ легкових автомобілів			Дизелі легкових автомобілів			Дизелі вантажних автомобілів повною масою вище 10 т		
		без наддуву	з наддувом	наддув + ОНП	без наддуву	з наддувом	наддув + ОНП	без наддуву	з наддувом	наддув + ОНП
Частота обертання колінчастого вала – номінальна, n_N – при $M_{e\max}$, n_M	тис. хв. ⁻¹	4,5...6,8	4...6	4...6	4...5	4...4,6	4...4,4	1,9...2,8	1,9...2,6	1,9...2,4
Відношення S/λ	–	0,8...1,2	0,9...1,2	0,9...1,2	0,96...1,25	0,96...1,25	0,96...1,25	1...1,27	1...1,36	1...1,36
Літрова потужність, N_s	кВт/л	30...50	40...64	46...90	21...32	26...37	35...40	13...20	15...28	17...36
Питома поршнева потужність, N_{ii}	кВт/дм ²	25...45	34...57	39...75	16...25	22...32	30...33	17...24	18...30	21...41
Середньоєфективний тиск, P_e – номінальний – максимальний	МПа	0,8...1,06	1,17...1,28	1,32...1,5	0,65...0,77	0,8...1,0	1,05...1,17	0,7...0,8	0,95...1,16	1,07...1,7
Мінімальна питома витрата палива за ЗПХ	г/кВт	245...290	265...315	233...276	215...270	216...265	212...255	210...218	200...210	186...205
Питома маса	кг/кВт	1,2...2,5	1,2...2,2	1,1...2,1	2,2...4,5	2,0...4,0	1,9...3,3	3,4...6,0	3,1...5,3	2,5...5,0
Коефіцієнт пристосованості	–	1,13...1,25	1,15...1,3	1,16...1,32	1,1...1,25	1,14...1,24	1,14...1,27	1,09...1,12	1,09...1,11	1,09...1,10

Таблиця 2.2 – Параметри і показники аналогів двигуна, що розробляється

Найменування	Од. вим.	Аналог № 1	Аналог № 2	Проектований двигун
1. Робочий об'єм, iV_h	см ³			9495
2. Число циліндрів, i	–			6
3. Діаметр циліндра, D	мм			120
4. Хід поршня, S	мм			140
5. Відношення, S/D	–			1,17
6. Ступінь стиснення	–			16
7. Номінальна потужність, N_c	кВт			247,5
8. Номінальна частота обертання, n_N	хв ⁻¹			2400
9. Максимальний крутний момент, $M_{емкх}$	Н·м			1190
10. Частота обертання при $M_{емкх}$, n_M	хв ⁻¹			1200
11. Коефіцієнт пристосованості, K_m	–			1,21
12. Швидкісний коефіцієнт, K_c	–			0,5
13. Питома витрата палива, g_c на номінальному режимі	г/кВт × год			228
14. Питома витрата палива, мінімальна за ЗШХ, $g_{емін}$	г/кВт × год			210
15. Середній ефективний тиск P_c	МПа			1
16. Середня швидкість поршня, c_p на номінальному режимі	м/с			11,2
17. Літрова потужність, $N_{ел}$	кВт/л			26,07
18. Питома поршнева потужність, $N_{ен}$	кВт/дм ²			36,5
19. Число впускних клапанів на циліндр, i_v	–			2
20. Тип камери згоряння	–			неподілена
21. Вид охолодження	–			рідинне
22. Особливості системи живлення	–			
23. Вид наддуву	–			газотурбіна
24. Тиск наддуву, P_k на номінальному режимі на режимі $M_{емкх}$				0,248 0,224

Таблиця 2.3 – Величина ступеня стиснення ϵ для дизельних двигунів

Тип камери згоряння		Значення ϵ	
Нероздільна камера	При об'ємному сумішоутворенні	14...17	
	При плівковому сумішоутворенні	Без примусового запалювання	20...25
		Із запалюванням від електричної іскри	14...16
З передкамерою		16...20 (до 25)	
З вихровою камерою		17...21	

4. За ЗШХ карбюраторні двигуни працюють на збагаченій суміші ($\alpha < 1$) з метою підвищення потужності і поліпшення тягово-динамічних показників автомобіля. При цьому зростає питома витрата палива g_c , а також викид токсичних речовин з продуктами згоряння – чадного газу CO , вуглеводнів C_xH_y та інших. Сприятливе протікання ЗШХ забезпечується при використанні залежності $\alpha(n)$, наведеної на рис. 2.1. При установленні каталітичних нейтралізаторів відпрацьованих газів слід витримувати $\alpha = 0,96..0,98$ у всьому діапазоні змінення частоти обертання. Газові двигуни з іскровим запалюванням за ЗШХ працюють на суміші, близькій до стехіометричної, тобто $\alpha \approx 1$. При зниженні навантаження (прикритті дросельної заслінки) бензинові ДВЗ з іскровим запалюванням працюють при $\alpha = 1,1..1,2$, газові – при $\alpha = 1,1..1,4$.

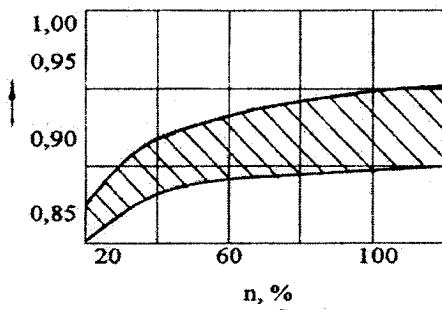


Рисунок 2.1 – Двигуни з іскровим запалюванням

При високій турбулізації горючої суміші в циліндрі бензинові ДВЗ з іскровим запалюванням на часткових швидкісних характеристиках можуть працювати з $\alpha \leq 1,7$, забезпечуючи при цьому високу економічність з малим викидом токсичних з'єднань, зокрема оксидів азоту NO_x .

У дизелів для забезпечення вигідного протікання ЗШХ застосовують прямий коректор подачі палива, з яким коефіцієнт надлишку повітря α зростає із збільшенням частоти обертання. Найменшим значенням α відповідає частота обертання n_n , при якій розвивається найбільший крутний момент. Для зниження димності при частотах обертання $n < n_n$, використовується зворотний коректор, який збіднює суміш. Типові залежності $\alpha(n)$ для безнаддувних дизелів з різним типом сумішоутворення наведені на рис. 2.2 і 2.3, де $\bar{n} = n_x / n_p$.

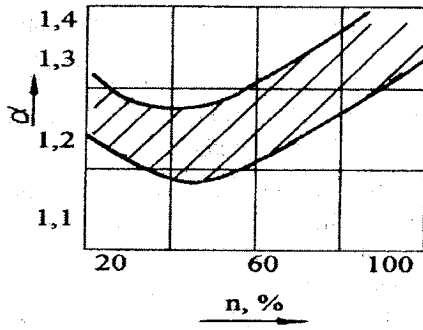
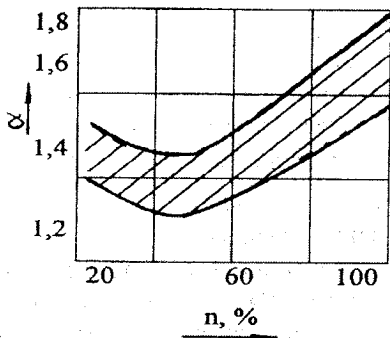


Рисунок 2.2 – Дизелі з нерозподільними камерами згоряння

Рисунок 2.3 – Дизелі з вихровою камерою згоряння

У дизелів з наддувом значення α слід задавати на 10...20 % вищими, ніж у безнаддувних, щоб уникнути надмірних теплових навантажень на деталі циліндро-поршневої групи. Зниження α призводить до зростання літрової потужності двигуна при одночасному небажаному збільшенні теплової напруженості деталей і димності відпрацьованих газів (ВГ). При виборі α необхідно враховувати призначення двигуна, яке визначає вимоги з економічності, довговічності, літрової потужності і димності ВГ.

В двигунах з наддувом, коли здійснюється продувка циліндрів повітрям, використовують сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_c = \varphi_n \cdot \alpha$, де $\varphi_n = 1,0 - 1,25$ – коефіцієнт продувки чотиритактних двигунів.

Коефіцієнт надлишку повітря α вибирається з таблиці 2.4.

5. Параметри продуктів згоряння у циліндрі двигуна в кінці процесу випуску.

Тиск в кінці процесу випуску:

$$P_r = (1,1 \dots 1,2) P_0, \quad (2.1)$$

де P_0 – тиск навколишнього середовища.

Таблиця 2.4 – Величина коефіцієнта надлишку повітря α

Тип двигуна		Значення α
Бензиновий	При максимальній потужності	0,85...0,95
Дизельний	З нерозрізною камерою без завихрювання (ЯАЗ-204, Д-12А)	1,5...1,7
	З нероз'ємною камерою із завихрюванням	1,2...1,5
	З плівковим сумішоутворенням	1,1...1,15
	З вихровою камерою	1,15...1,2
	З передкамерою	1,2...1,25

Температура залишкових газів T_r у ДВЗ з іскровим запалюванням практично лінійно збільшується із зростанням частоти обертання (рис. 2.4, а). Чим вищий ступінь стискування ε , тим нижчий за значенням T_r за рахунок повнішого розширення продуктів згоряння. Якщо з метою зниження викиду NO_x передбачена рециркуляція ВГ, вибрані з рис. 1.4, а) значення T_r необхідно збільшити на 100...140 К.

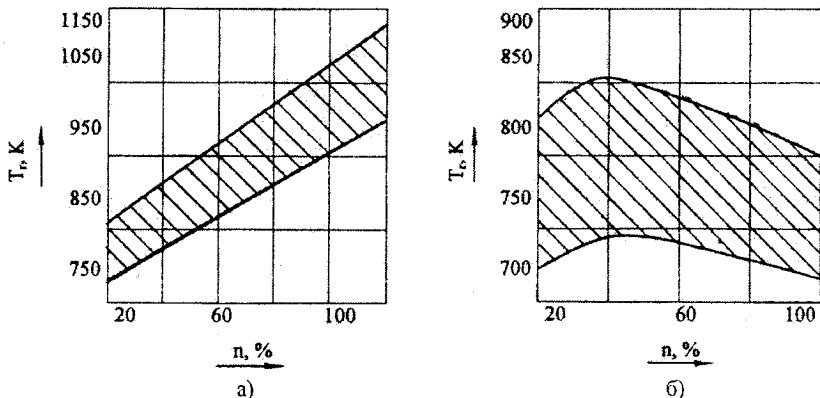


Рисунок 2.4 – Температура залишкових газів T_r для карбюраторних (а) та дизельних (б) двигунів

У дизелів характер залежності $T_r(n)$ формується, в основному, під впливом зміни циклових подач палива прямим і зворотним коректорами (рис. 2.4, б). Якщо передбачена рециркуляція ВГ, вибрані з рис. 2.4, б) значення T_r повинні бути збільшені на 120...140 К.

При визначенні величини T_r треба мати на увазі, що при збільшенні ступеня стискування та збагаченні робочої суміші температура залишкових газів знижується, а при збільшенні частоти обертання – зростає.

Температура газів у кінці випуску T_r спрощено береться на основі існуючих експериментальних даних, наведених в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Величина температури газів у кінці випуску T_r

Тип двигуна	Значення T_r , К
Бензиновий	900...1100
Дизельний	700...900
Газовий	750...1000

2.2 Вибір та обґрунтування вихідних величин для теплового розрахунку

Вибір та визначення фізичних констант та параметрів робочого тіла

На основі вибраного виду палива, користуючись таблицею 2.6, визначають елементарний склад палива.

Основні властивості звичайних палив – середній елементарний склад, молекулярна маса m_r , нижча теплотворна здатність H_n , теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива l_o (або L_o), наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Основні властивості звичайних палив

Величина	Одиниця вимірювання	Бензин	Дизельне паливо	Метанол CH_3OH	Етанол C_2H_5OH
Вуглець, C	$\frac{кг}{кг\text{ палива}}$	0,855	0,870	0,375	0,520
Водень, H	$\frac{кг}{кг\text{ палива}}$	0,145	0,126	0,125	0,130
Кисень, O	$\frac{кг}{кг\text{ палива}}$	–	0,004	0,500	0,350
m_r	$кг/кмоль$	115	190	32	46
H_n	$кДж/кг$	43930	42440	19950	27720
l_o	$\frac{кг\text{ повітря}}{кг\text{ палива}}$	14,957	14,452	4,11	5,79
L_o	$\frac{кмоль}{кг\text{ палива}}$	0,516	0,500	0,22	0,31

Користуючись таблицею 2.6, визначають нижчу теплотворну здатність h_n і молекулярну масу палива μ_m .

Визначають кількість повітря, теоретично необхідну для згоряння 1 кг палива:

а) в кіломолях на 1 кг палива

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right); \quad (2.2)$$

б) в кілограмах на 1кг палива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right); \quad (2.3)$$

Перевірка:

$$L_o = \frac{l_o}{\mu_g}, \quad (2.4)$$

де $\mu_g = 28,97 \text{ кг/кмоль}$ – молекулярна маса повітря.

Кількість свіжого заряду (палива), *кмоль/кг*:

а) для бензинових двигунів

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_r}; \quad (2.5)$$

б) для дизелів

$$M_1 = \alpha L_o. \quad (2.6)$$

Кількість продуктів згоряння (палива), *кмоль/кг*:

а) при повному згорянні ($\alpha \geq 1$)

$$M_2 = \alpha L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}; \quad (2.7)$$

б) при неповному згорянні ($\alpha < 1$)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_o. \quad (2.8)$$

Підвищення температури заряду в процесі впуску ΔT

Підвищення температури заряду в процесі впуску ΔT здійснюється за рахунок підігріву від нагрітих деталей двигуна і залежить від розташування та конструкції впускного трубопроводу, системи охолодження, наявності спеціального пристрою для підігріву, швидкохідності двигуна та наддуву.

Ця величина береться на основі експериментальних даних, середнє значення яких для сучасних двигунів наведено в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Величина підвищення температури заряду в процесі впуску ΔT

Тип двигуна		Значення ΔT , К
Бензиновий	При наявності спеціального підігріву	20...45
	При відсутності підігріву	5...20
Дизельний		20...40

Показник політропи стиснення n_1

При виборі цього показника необхідно вивчити фактори, що впливають на величину n_1 , характер зміни цієї величини в процесі стиснення.

При виконанні теплового розрахунку, величина n_1 обирається на основі експериментальних даних існуючих двигунів.

Для бензинових двигунів $n_1 = 1,34 \dots 1,37$ (вищі значення відносяться до швидкохідніших двигунів).

Для дизелів $n_1 = 1,37 \dots 1,39$ (нижчі значення n_1 для бензинових двигунів пояснюються тим, що у процесі стиснення продовжується випаровування бензину, на що витрачається частина теплоти).

Теплоємність суміші в бензинових двигунах внаслідок наявності парів бензину і більшої кількості залишкових газів вища, ніж в дизелях, що призводить до зниження n_1 .

Показник політропи розширення n_2

Перед вибором цього показника необхідно вивчити особливості процесу розширення в реальному циклі двигуна.

Значення показника політропи розширення обирають на основі експериментальних даних існуючих двигунів:

а) для бензинових двигунів $n_2 = 1,23 \dots 1,28$;

б) для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,23$.

Коефіцієнт використання теплоти

Коефіцієнт використання теплоти показує частку нижчої теплоти згоряння палива, яка використовується на підвищення внутрішньої енергії газу та на виконання роботи.

Коефіцієнт використання теплоти на основній ділянці згоряння ξ вибирається залежно від конструкції двигуна, режиму його роботи, системи охолодження, форми камери згоряння, способу сумішоутворення, коефіцієнта надлишку повітря і частоти обертання колінчастого вала і за експериментальними даними.

Коефіцієнт використання теплоти на основній ділянці згоряння ξ вибирається з таблиці 2.8.

Число тактів τ

На автомобілях широке застосування отримали чотиритактні двигуни. Тому в курсовому проєкті передбачається виконання лише чотиритактних двигунів ($\tau = 4$).

Таблиця 2.8 – Величина коефіцієнта використання теплоти на основній ділянці згоряння ξ

Тип двигуна		Значення ξ
Бензиновий		0,85...0,9
З електронним впорскуванням		0,90...0,96
Газовий		0,80...0,85
Дизельний	З нерозрізною камерою	0,75...0,8
	З передкамерою	0,7...0,74
	З вихровою камерою	0,72...0,78

Відношення ходу поршня до діаметра S/D

При використанні короткохідних двигунів знижується висота двигуна та його маса, збільшується індикаторний ККД і коефіцієнт наповнення, зменшується швидкість поршня і знос деталей двигуна. В той самий час зниження величини S/D призводить до зростання тиску газів на поршень, погіршення умов сумішоутворення і збільшення габаритної довжини двигуна.

Орієнтовна залежність цього параметра від швидкохідності двигуна наведена в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Відношення ходу поршня до діаметра S/D

Тип двигуна	Частота обертання, хв^{-1}	Значення S/D
Бензиновий	до 3000	1,1...1,0
	3000...3600	0,95...0,85
	3600...5800	0,85...0,75
Дизельний	2100...2800	1,0...1,08
	2800	0,8...1,0

Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми φ

Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми φ вибирається відповідно до таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми φ

Тип двигуна		Значення φ
Бензиновий		0,85...0,97
Дизельний	З роздільною камерою	0,92...0,98
	З нероздільною камерою	0,98...0,95

Тип газорозподілення

Якщо немає спеціальних вказівок керівника курсового проекту, береться клапанне газорозподілення.

Число та розташування клапанів

При відсутності спеціальних вказівок число клапанів береться рівним чотирьом з верхнім розташуванням.

2.3 Послідовність теплового розрахунку

Параметри процесу впуску

1. Тиск в кінці процесу впуску – основний фактор, що визначає кількість робочого тіла, яке потрапляє в циліндр двигуна, МПа:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = P_0 - (\beta^2 + \varphi_{en}) \frac{W_{кт}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6} \cdot W_{кт}, \quad (2.9)$$

де ΔP_0 – втрати тиску за рахунок опору впускної системи;

P_0 – тиск навколишнього середовища, $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$;

$\beta^2 + \varphi_{en}$ – сумарний коефіцієнт врахування гасіння швидкості (β^2) та опору впускної системи, віднесений до перерізу в клапані (φ_{en}). Для існуючих двигунів $\beta^2 + \varphi_{en} = 2,6 \dots 3,2$. При цьому вищі значення ($3,0 \dots 3,2$) відносяться до швидкохідніших бензинових двигунів;

$W_{кт}$ – середня швидкість руху заряду у прохідному перерізі клапана, для сучасних двигунів $W_{кт} = 70 \dots 100 \text{ м/с}$. Вищі значення відносяться до високооберткових двигунів;

ρ_0 – густина заряду при заданих атмосферних умовах, кг/м^3 :

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_g T_0}, \quad (2.10)$$

де $R_g = 286 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – газова стала для повітря,

P_0, T_0 – тиск і температура навколишнього середовища.

2. Коефіцієнт залишкових газів γ_r характеризує якість очищення циліндра від продуктів згорання:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_0 - P_r}, \quad (2.11)$$

Чим більший ступінь стиснення і температура залишкових газів, тим менше значення γ_r , а при збільшенні тиску P_r залишкових газів і частоти обертання n – зростає.

3. Температура кінця впуску T_a залежить від температури робочого тіла, коефіцієнта залишкових газів, ступеня підігріву заряду:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (2.12)$$

4. Коефіцієнт наповнення η_v – відношення дійсної кількості свіжого заряду, який надійшов в циліндр, до тієї кількості, яка могла б потрапити в робочий об'єм циліндра за умови, що температура та тиск в ньому дорівнюють температурі та тиску середовища, з якого потрапляє свіжий заряд:

$$\eta_v = r_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma)} \quad (2.13)$$

В таблиці 2.11 наведені граничні значення параметрів процесу впуску існуючих автомобільних двигунів.

Таблиця 2.11 – Граничні значення параметрів процесу впуску

Двигун	Значення параметрів			η_v
	ΔP_a	γ_r	T_a, K	
Карбюраторний	$(0,05 - 0,2)P_0$	$0,07 - 0,12$	$320 - 400$	$0,70 - 0,90$
Дизельний	$(0,03 - 0,18)P_0$	$0,03 - 0,06$	$310 - 350$	$0,80 - 0,94$

Параметри кінця процесу стиснення

Тиск і температура в кінці процесу стиснення визначаються з рівняння політропи з постійним показником n_1 .

Тиск в кінці процесу стиснення:

$$P_c = P_0 \varepsilon^{n_1} \quad (2.14)$$

Температура в кінці стиснення, К:

$$T_c = T_0 \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.15)$$

Для проміжної перевірки правильності розрахунку в таблиці 2.12 наведені границі тиску і температури кінця стиснення існуючих двигунів.

Таблиця 2.12 – Межі тиску і температури кінця стиснення існуючих двигунів

Тип двигуна	$P_c, MПа$	T_c, K
Бензиновий	$0,7 \dots 2,0$	$550 \dots 750$
Дизельний	$3,0 \dots 5,5$	$700 \dots 900$

Параметри процесу згоряння

Метою розрахунку процесу згоряння є визначення температури і тиску в кінці видимого згоряння, а для дизеля – і об'єму V_z .

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.16)$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_1}. \quad (2.17)$$

Температура в кінці згоряння T_z визначається з рівняння згоряння:

а) для бензинових двигунів, $\kappa \text{Дж/моль}$:

$$U_z'' = \frac{\xi h_u}{\mu(1 + \gamma)M_1} + \frac{U_c'}{\mu}; \quad (2.18)$$

б) для дизелів

$$\frac{\xi h_u}{\mu(1 + \gamma)M_1} + \frac{1}{\mu}(U_c' + 8,314 \lambda \cdot t_c) + 2,23 \cdot 10^3 \left(\frac{\lambda}{\mu} - 1 \right) = I_z'', \quad (2.19)$$

де h_u – активна теплотворна здатність палива, $\kappa \text{Дж/кг}$;

U_c', U_z'' – внутрішня енергія робочого тіла відповідно в кінці стиснення і в кінці згоряння, $\kappa \text{Дж/кг}$;

t_c – температура в кінці стиснення, $^\circ \text{C}$, ($t_c = T_c - 273$);

I_z'' – ентальпія продуктів згоряння при температурі T_z , $\kappa \text{Дж/кг}$.

Активна теплотворна здатність палива, що входить в рівняння згоряння для бензинових двигунів, визначається:

$$h_u = h_u - \Delta h_u, \quad (2.20)$$

де Δh_u – втрати теплоти через неповне згоряння внаслідок недостатньої кількості кисню (визначається для $\alpha < 1$, $\kappa \text{Дж/кг}$):

$$\Delta h_u = 120000(1 - \alpha)L_o. \quad (2.21)$$

Рівняння 2.18 і 2.19 можуть бути розв'язані декількома способами. Найзручніший – з використанням графічних залежностей $U(T)$ і $I(T)$, наведених на рис. 2.5, 2.6.

На рис. 2.5 наведена залежність внутрішньої енергії U'_c повітря від температури. При цьому як свіжий заряд береться повітря.

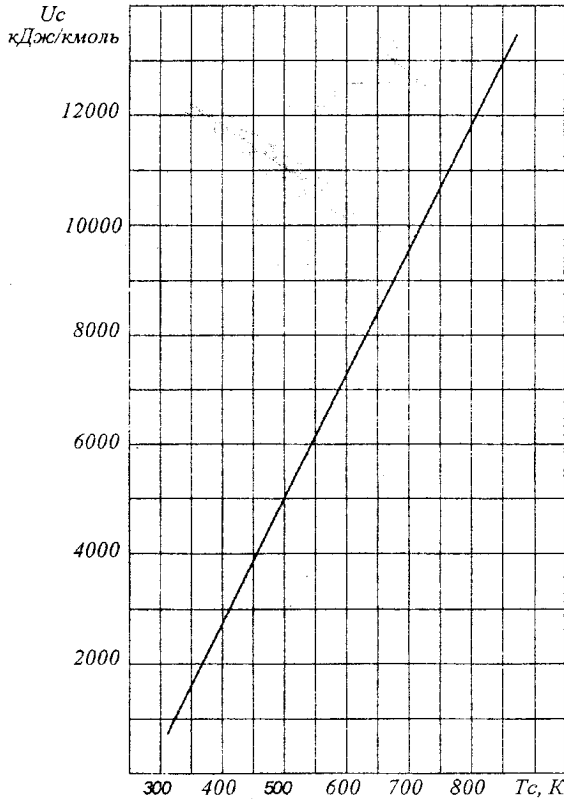


Рисунок 2.5 – Залежність U_c від T_c

Необхідно відзначити, що значення U'_c , яке входить у рівняння 2.18 і 2.19, відноситься до робочого заряду. Однак похибка, внесена заміною U'_c робочого заряду значенням U'_c повітря, досить невелика.

На рис. 2.6 наведена залежність температури T_z від U_z'' і I_z'' для продуктів згоряння двигунів, що працюють на рідкому паливі, бензині й дизельному паливі при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря.

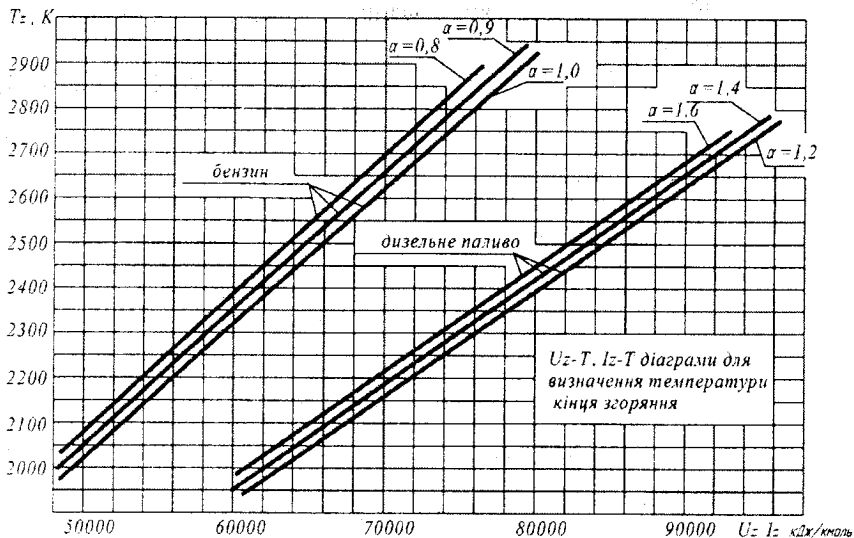


Рисунок 2.6 — Залежність T_z від U_z

При цьому значення U'_c обирається з рис. 2.5 залежно від температури кінця стиснення. Додаючи компоненти, отримуємо значення U_z'' і I_z'' .

Температура кінця згоряння визначається за точкою перетину вертикалі, яка відповідає отриманому значенню U_z'' або I_z'' з певної кривої, що відноситься до продуктів згоряння певного палива з різними значеннями α . Шукана температура T_z визначається горизонталлю, проведеною через отриману точку.

Тиск в кінці згоряння:

а) для бензинових двигунів

$$P_z = \mu P_c \frac{T_z}{T_c}; \quad (2.22)$$

б) для дизелів

$$P_z = \lambda P_c. \quad (2.23)$$

Дійсний тиск кінця згоряння нижчий розрахункового в бензинових двигунах у зв'язку з тим, що в дійсному циклі процес згоряння протікає не миттєво, а протягом деякого проміжку часу й закінчується нижче ВМГ.

У практиці розрахунку для цих двигунів прийнято

$$P_{z(0)} = 0,85P_z. \quad (2.24)$$

Цією величиною й обмежується висота індикаторної діаграми.

Для подальшого розрахунку і побудови індикаторної діаграми розрахункового циклу береться до уваги величина P_z . У дизелях з нероздільною камерою згоряння дійсний тиск дорівнює розрахунковому:

$$P_{z(0)} = P_z. \quad (2.25)$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні визначається з виразу:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}. \quad (2.26)$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ обирається для дизелів залежно від кількості палива, яке подається в циліндр, форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

Крім цього, на величину λ впливає період затримки спалахування палива, із збільшенням якого ступінь підвищення тиску зростає.

Для дизелів з наддувом величина λ визначається допустимими значеннями температури і тиску в кінці видимого процесу згоряння.

Рекомендовані значення ступеня підвищення тиску при згорянні λ для дизелів наведено в таблиці 2.13.

Таблиця 2.13 – Величина ступеня підвищення тиску при згорянні λ

Тип камери згоряння	Значення λ
Нероздільна з об'ємним та об'ємно-плівковим сумішоутворенням	1,8...2,5
Нероздільна з плівковим сумішоутворенням	1,6...1,8
З вихровою камерою	1,6...1,8
З передкамерою	1,4...1,6

В таблиці 2.14 для перевірки правильності розрахунків наведено межі параметрів кінця згоряння сучасних двигунів і значення відповідних коефіцієнтів.

Таблиця 2.14 – Межі параметрів процесу згоряння сучасних двигунів

Двигун	Значення параметрів			
	T_z, K	P_z, MPa	P_{zd}, MPa	λ
Карбюраторний	2400 – 3100	3,0 – 7,5	3,0 – 6,5	3,2 – 4,2
Дизельний	1800 – 2300	5,0 – 12,0	5,0 – 12,0	1,4 – 2,5
Газовий	2200 – 2500	3,0 – 5,0	2,5 – 4,5	3,0 – 5,0

Параметри процесу розширення

Для дизелів ступінь попереднього ρ та наступного δ розширення визначається за виразами:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}; \quad (2.27)$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (2.28)$$

Для бензинових двигунів $\rho = 1$ і $\delta = \varepsilon$.

Значення тиску (МПа) і температури (К) в кінці процесу розширення визначаються за формулами політропічного процесу:

$$P_6 = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}, \quad P_z = P_{z(0)}. \quad (2.29)$$

$$T_6 = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}. \quad (2.30)$$

Для перевірки правильності розрахунків в таблиці 2.15 наведено значення цих параметрів для сучасних двигунів.

Таблиця 2.15 – Дані для перевірки правильності розрахунків

Тип двигуна	P_c , МПа	T_c , К	ρ	δ
Бензиновий	0,35...0,60	1200...1700	1,0 – 1,02	5,0 – 7,0
Дизельний	0,25...0,50	1000...1400	1,2...1,7	8,0 – 12,0

Індикаторні параметри робочого циклу

Робочий цикл ДВЗ характеризується середнім індикаторним тиском, індикаторною потужністю та індикаторним ККД.

Середній індикаторний тиск розрахункового циклу P'_i , МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] \right\}. \quad (2.31)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу P_i , МПа:

$$P_i = \varphi P'_i, \quad (2.32)$$

де φ – коефіцієнт заокруглення діаграми, вибирається з таблиці 1.10.
Індикаторна потужність N_i , кВт:

$$N_i = \frac{PV_h n}{30\tau} \quad (2.33)$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_i = \frac{100P_i a l_o}{\eta_v \rho_o h_n}, \quad (2.34)$$

де l_o – теоретична кількість повітря, кг/кг палива;

h_n – нижча теплопровідна здатність палива, МДж/кг;

ρ – густина повітря, кг/м³.

Питома індикаторна витрата палива g_i , г(кВт·год):

$$g_i = \frac{3600}{h_n \eta_i} \quad (2.35)$$

Ефективні параметри двигуна

Ефективні параметри двигуна відрізняються від індикаторних наявністю необхідних витрат корисної роботи на подолання механічного опору та здійснення процесів впуску та випуску.

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i - P_{mp}, \quad (2.36)$$

де P_{mp} – середній тиск тертя, який визначається з виразу:

$$P_{mp} = a + bc_n. \quad (2.37)$$

Коефіцієнти a і b та середня швидкість поршня c_n обираються відповідно за таблицями 2.16 і 2.17.

Таблиця 2.16 – Значення коефіцієнтів a і b

Тип двигуна		a	b
Бензиновий	при $S/D > 1$	0,049	0,0152
	при $S/D < 1$	0,039	0,0132
Дизельний	З роздільною камерою згорання	0,105	0,0138
	с нероздільною і напівроздільною камерою згорання	0,089	0,0120

Таблиця 2.17 – Значення середньої швидкості поршня c_n

Тип двигуна		$c_n, \text{м/с}$
Бензиновий	Вантажних автомобілів	8...16
	Легкових автомобілів до $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$	10...14
	Легкових автомобілів $n = 4000...6000 \text{ хв}^{-1}$	14...20
Дизельний	До $n = 2300 \text{ хв}^{-1}$	8...10
	При $n = 2300...3000 \text{ хв}^{-1}$	10...13

Примітка. Менші значення c_n відносяться до нижчих значень S/D та двигунів з меншим робочим об'ємом циліндра.

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.38)$$

Ефективний ККД двигуна характеризує ступінь використання теплоти палива в двигуні з урахуванням всіх витрат – теплових та механічних.

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (2.39)$$

Ефективна питома витрата палива, $g_e / (\text{кВт} \cdot \text{год})$:

$$g_e = \frac{3600}{h_n \eta_e} \quad (2.40)$$

Ефективна потужність – це корисна робота, яка отримана на валі двигуна за одиницю часу, кВт :

$$N_e = \frac{P_e n}{300\tau} \quad (2.41)$$

Орієнтовні значення індикаторних та ефективних показників двигуна наведено в таблиці 2.18.

Таблиця 2.18 – Орієнтовні значення індикаторних та ефективних показників двигуна

Двигун	Значення параметрів						
	$P_i,$ МПа	$g_i,$ $г/кВт \cdot \text{год}$	$\eta_i,$ %	$P_e,$ МПа	$\eta_e,$ %	$\eta_m,$ %	$g_e,$ $г/кВт \cdot \text{год}$
Карбюраторний	0,6-1,4	210-320	25-40	0,5-1,1	23-38	70-92	230-330
Дизельний	0,7-1,1	170-230	40-50	0,5-0,85	30-42	70-90	200-270

Основні розміри двигуна

За ефективною потужністю, частотою обертання колінчастого вала та ефективним тиском визначається літраж двигуна, л

$$V_s = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n}, \quad (2.42)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт;

P_e – ефективний тиск, МПа;

n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} .

Робочий об'єм одного циліндра, л:

$$V_h = \frac{V_s}{i}, \quad (2.43)$$

де i – число циліндрів.

Число циліндрів вибирається з урахуванням:

– прийнятого числа циліндрів на сучасних двигунах близької потужності;

– умов урівноваженості сил інерції;

– рівномірності обертового моменту двигуна;

– компоновання двигуна на автомобілі.

Мінімальне число циліндрів з умов урівноваженості сил інерції й рівномірності обертового моменту становить чотири. Допомогу у виборі числа циліндрів двигуна може надати таблиця 2.19, у якій наведено рекомендації значень циліндрової потужності й робочого об'єму одного циліндра двигуна.

Таблиця 2.19 – Значення циліндрової потужності й робочого об'єму одного циліндра двигуна

Тип двигуна		Циліндрова потужність, кВт	Робочий об'єм циліндра, л
Бензиновий	Для легкових автомобілів	Мікролітражний (до 1 л)	5,5...12
		Малолітражний (до 2 л)	8...23
		Середнього літражу (до 3 л)	9...24
		Підвищеного літражу, більше 3 л	15...35
	Для вантажних автомобілів	10...35	0,4...2,25
Дизельний	Для вантажних автомобілів, автобусів, тракторів	15...35	0,9...2,25
	Для легкових автомобілів	4...10	0,35...0,7

Діаметр циліндра, мм:

$$D = 100 \sqrt{\frac{4V_h}{\pi \cdot S / D}} \quad (2.44)$$

Хід поршня, мм:

$$S = D(S / D). \quad (2.45)$$

Отримані розміри заокруглюються до цілих чисел, нуля або п'яти.

Вибирається відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

$\lambda_{ш} = \frac{R}{l_{ш}}$ в межах 0,25...0,29 і визначається радіус кривошипа $R = \frac{S}{2}$ та

довжина шатуна $l_{ш} = \frac{R_{ш}}{\lambda_{ш}}$. Після цього уточнюють значення V_n , V_d , N_e з

урахуванням заокруглення, які записуються як кінцеві значення.

За остаточно прийнятими значеннями S та D визначаються основні параметри і показники двигуна (для сучасних автомобільних двигунів ($S / D = 0,7...1,0$)).

Площа поршня, $см^2$:

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (2.46)$$

Літраж двигуна, л:

$$V_n = \frac{\pi D^2 S \cdot i}{4 \cdot 10^6}. \quad (2.47)$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_e = \frac{P_a \cdot V_d \cdot n}{30\tau}. \quad (2.48)$$

Ефективний крутний момент M_e , Н·м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (2.49)$$

Літрова потужність двигуна, кВт/л:

$$N_s = \frac{N_e}{V_s} \quad (2.50)$$

Для карбюраторних двигунів $N_s = 15-37$, для дизельних $-N_s = 11-22$.
 Годинна витрата палива G_m , кг/год:

$$G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \quad (2.51)$$

Середня швидкість поршня V_n , м/с:

$$V_n = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (2.52)$$

При розбіжності між прийнятою величиною V_n і розрахунковим значенням більше, ніж на 5 % необхідно перерахувати ефективні параметри двигуна, прийнявши значення середньої швидкості поршня, яка отримана при розрахунку.

2.4 Побудова індикаторної діаграми аналітичним методом

Отримані в ході теплового розрахунку параметри суміші і газів у відповідних точках індикаторної діаграми (a , c , z , b , r) дають змогу побудувати розрахункову діаграму циклу.

Залежно від розмірів креслення вибирають масштаби тисків і об'ємів (звичайно висота діаграми повинна бути більше довжини в 1,2...1,5 раза). Масштаби діаграми можна прийняти такими: масштаб ходу поршня $M_s = 1$ мм в мм; масштаб тиску $M_p = 0,05$ МПа в мм.

Величини в прийнятому масштабі, які відповідають робочому об'єму циліндра і об'єму камери згоряння, визначаються таким чином.

$$AB = S / M_s = 78 / 1,0 = 78 \text{ мм};$$

$$OA = AB / (\varepsilon - 1) = 78 / (8,5 - 1,0) = 10,4 \text{ мм}.$$

В цих виразах відрізок AB відповідає робочому об'єму циліндра, а OA – об'єму камери згоряння.

Далі за даними теплового розрахунку на діаграмі відкладають в обраному масштабі величини тисків в характерних точках a , c , z' , z , b , r :

$$P_a / M_p = 0,085 / 0,05 = 1,7 \text{ мм};$$

$$P_s / M_p = 1,6184 / 0,05 = 32,4 \text{ мм};$$

$$P_b / M_p = 0,4452 / 0,05 = 8,9 \text{ мм};$$

$$P_r / M_p = 0,118 / 0,05 = 2,4 \text{ мм};$$

$$P_0 / M_p = 0,1 / 0,05 = 2 \text{ мм}.$$

Значення сил P_a , P_s , P_b , P_r , P_0 та величини, які відповідають робочому об'єму циліндра AB та об'єму камери згоряння OA , взяті для наочності.

При аналітичному методі побудови політроп стиснення та розширення розраховується ряд точок для проміжних об'ємів, які розташовані між V_c і V_a та між V_z і V_b , за рівнянням політропи $PV^{n_i} = \text{const}$:

а) політропа стиснення

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad (2.53)$$

де P_x і V_x – відповідно тиск та об'єм в шуканій точці розраховуваної політропи.

Звідси

$$P_x / M_p = (P_a / M_p) (OB / OX)^{n_1} = 1,7(88,4 / OX)^{1,37} \text{ мм},$$

де $OB = OA + AB = 10,4 + 78 = 88,4 \text{ мм}$;

б) політропа розширення

$$P_x = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (2.54)$$

де $V_a / V_x = 1 \dots \varepsilon$ – для бензинових двигунів;

$V_a / V_x = 1 \dots \delta$ – для дизельних двигунів.

Звідси

$$P_x / M_p = (P_b / M_p) (OB / OX)^{n_2} = 8,9(88,4 / OX)^{1,25} \text{ мм}.$$

Потім на координатних осях в обраних масштабах наносять характерні точки діаграми:

P_a	P_c	P_z	P_b	P_z'	P_r	$V_h = AB = S / M_s$	$V_c = OA = AB / (\varepsilon - 1)$
-------	-------	-------	-------	--------	-------	----------------------	-------------------------------------

Результати розрахунку тисків заносимо до таблиці 2.20.

Таблиця 2.20 – Значення тиску на політропах розширення і стиснення

Політропа стиснення			Політропа розширення		
V_a/V_x	$(V_a/V_x)^n$	$P_x, \text{МПа}$	V_e/V_x	$(V_e/V_x)^{n_2}$	$P_x, \text{МПа}$
V_a/ε		P_a	$V_e/\varepsilon(V_a/\delta)$		$P_x > P_e$
2		$P_x < P_c$	2		.
3		.	3		.
4		.	4		.
		.			.
ε		P_c	$\varepsilon(\delta)$		P_c

За даними таблиці 2.20 будують індикаторну діаграму проектованого двигуна (рис. 2.7). Розрахункові точки політроп рис. 2.7, вказані тільки для наочності.

2.5 Побудова індикаторної діаграми графічним методом

При графічному методі побудови індикаторної діаграми (рис. 2.8), політропи стиснення і розширення рекомендується виконувати графічно за найбільш розповсюдженим методом Брауера.

З початку координат проводять промінь OC під кутом α до осі абсцис ($\alpha = 15..20^\circ$), з початку координат – промені OD і OE під кутом β_1 і β_2 до осі ординат.

Тангенси цих кутів визначають за формулами:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_1 &= (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1 \quad (\text{для стиснення}); \\ \operatorname{tg}\beta_2 &= (1 + \operatorname{tg}\alpha)^{n_2} - 1 \quad (\text{для розширення}). \end{aligned}$$

За тангенсами знаходять кути β_1 і β_2 . Побудова кривої політропи стиснення виконується за допомогою променів OD_1 і OC . Із точки C кінця стиснення проводять лінію, паралельну осі абсцис, до перетину з віссю ординат. Потім із точки перетину проводять лінію під кутом 45° до перетину з променем OD , а із цієї точки перетину – другу горизонтальну лінію вправо від осі ординат. Потім із точки C проводять вертикальну лінію до перетину з променем OC , з точки перетину – лінію, під кутом 45° до вертикальної лінії, до перетину з віссю абсцис, а з отриманої точки відновлюють перпендикуляр до перетину з раніше проведеною другою горизонтальною лінією. Точка перетину цих ліній буде проміжною точкою 1 політропи стиснення. Аналогічним шляхом знаходять точку 2 при виборі точки 1 за початок побудови.

Криву політропи розширення будують за допомогою променів OC і OE аналогічно побудові політропи стиснення з вихідної точки z для карбюраторних двигунів і з вихідної точки z' для дизелів.

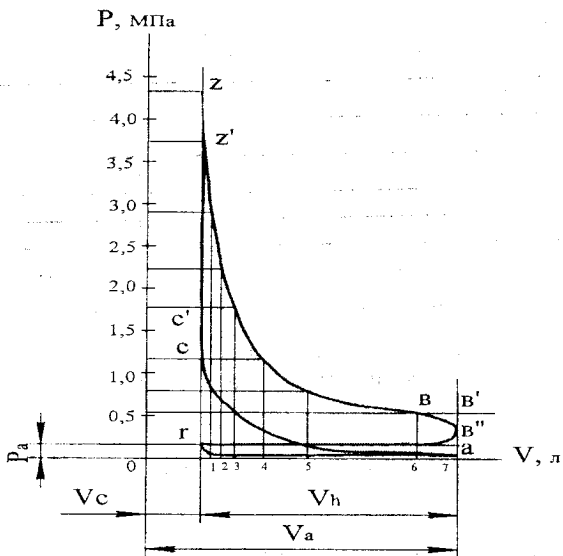


Рисунок 2.7 – Індикаторна діаграма

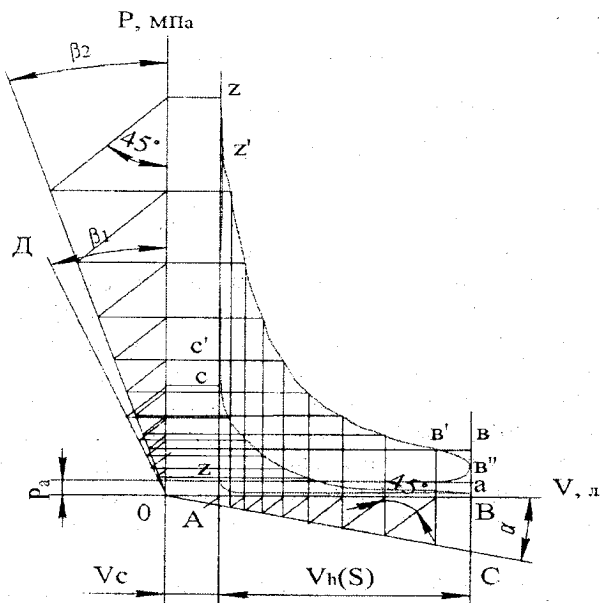


Рисунок 2.8 – Індикаторна діаграма, побудована графічним методом

Значення P' , отримане графічним шляхом, не повинно відрізнятись від отриманого раніше розрахунковим шляхом P'_i більше, ніж на 2...3 %.

Для наближення теоретичної індикаторної діаграми до діаграми реального циклу здійснюється заокруглення діаграми.

Положення точки c' на заокругленій діаграмі визначається кутом випередження запалювання в карбюраторному двигуні або кутом випередження упорскування палива в дизельному двигуні. Положення точки c'' і ВМТ орієнтовно визначають із виразу $P_c'' = (1,15...1,25)P_i$.

Дійсний максимальний тиск наприкінці процесу видимого згоряння в карбюраторних двигунах обчислюють за формулою $P_z' \approx 0,85P_z$.

Положення точки P_z повинно бути зміщене вправо від лінії $C-z$ (ВМТ) на $10...12^\circ$ повороту колінчастого вала.

Положення точки z' на індикаторній діаграмі дизеля визначається ступенем попереднього розширення ρ . Відрізок $zz' = OA(\rho - 1)$.

Положення точки e' відповідає початку відкриття випускного клапана. Точку e'' розташовують на половині відстані між точками a і e .

Таким чином, для заокруглення розрахункової індикаторної діаграми необхідно задатися кутом випередження запалювання і фазами газорозподілу.

Потім проводиться атмосферна лінія, лінії впуску $r-a$ і випуску $e-r$.

Площа дійсної заокругленої індикаторної діаграми трохи менша площі розрахункової діаграми по контуру $ac'z'ba$.

Середній індикаторний тиск дійсного циклу визначають із виразу:

$$P_i'' = \frac{f(ac'c''z'e'e''a)}{AB} m_p,$$

з урахуванням втрат на газообмін:

$$P_i = P_i' - P_i, \text{ де } P_i = \frac{f(ae'e''a)}{AB}.$$

Дійсна індикаторна діаграма відрізняється від розрахункової, оскільки в реальному двигуні за рахунок випередження запалення або впорскування палива робоча суміш спалахує до приходу поршня в ВМТ і підвищує тиск в кінці процесу стиснення.

Отримані діаграми (рис. 2.7, 2.8) є розрахунковими індикаторними діаграмами.

3 ЗОВНІШНЯ ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГУНА

3.1 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

При виконанні курсового проекту двигуна зовнішню швидкісну характеристику проєктованого двигуна будують за емпіричними формулами, які забезпечують достатній ступінь точності.

Криві швидкісної характеристики будують в інтервалі від $n_{\min} \cong \frac{n_N}{4}$, об/хв. до $n_{\max} = (1,1 \dots 1,2)n_N$.

Розрахункові точки вибирають через кожні 500...1000 об/хв. і визначають за емпіричними залежностями.

Побудова кривої ефективної потужності N_e , кВт:

для карбюраторних двигунів:

$$N_{ex} = N_{eном} \cdot \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (3.1)$$

для дизелів з нероздільними камерами:

$$N_{ex} = N_{eном} \cdot \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (3.2)$$

для дизелів з передкамерою:

$$N_{ex} = N_{eном} \cdot \frac{n_x}{n_N} \left[0,6 + 1,4 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (3.3)$$

для дизелів з вихровою камерою:

$$N_{ex} = N_{eном} \cdot \frac{n_x}{n_N} \left[0,7 + 1,3 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (3.4)$$

де N_e та n_x – відповідно ефективна потужність і число обертів колінчастого вала за хвилину в шуканій точці швидкісної характеристики;

$N_{eном}$ та n_N – номінальна ефективна потужність і відповідне їй число обертів за хвилину за швидкісною характеристикою.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення параметрів зовнішньо-швидкісної характеристики двигуна

n	Параметри зовнішньо-швидкісної характеристики			
	$N_e, \text{кВт}$	$M_e, \text{Н·м}$	$g_e, \text{г/кВт·год}$	$G_m, \text{кг/год}$
n_{\min}				
n_N				
n_{\max}				

За розрахованими точками в масштабі m_N (кВт/мм) будується крива ефективної потужності (рис. 3.1).

Побудова кривої ефективного крутного моменту $M_e, \text{Н·м}$

Розрахункові точки на кривій визначають за формулою:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{ex}}{n_x} \quad (3.5)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.1.

За отриманими точками у масштабі m_M (Н·м/мм) будують криву ефективного крутного моменту (рис. 3.1).

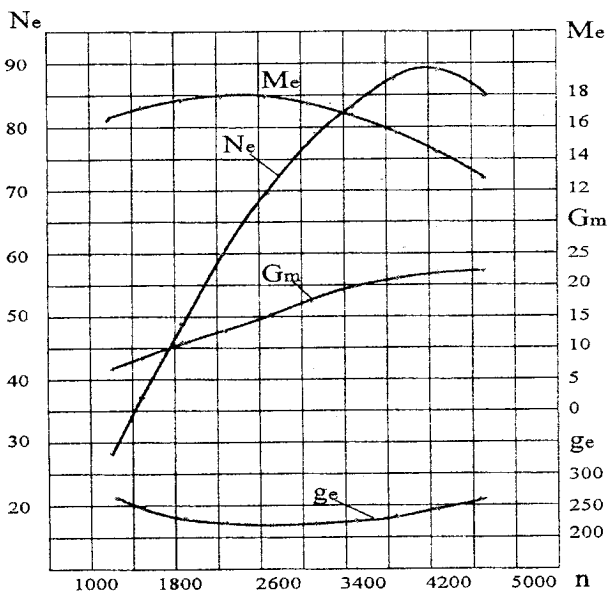


Рисунок 3.1 – Зовнішньо-швидкісна характеристика двигуна

Побудова кривої питомої витрати палива g_{ex} , г/кВт·год

Розрахункові точки на кривій визначають за емпіричними формулами.

Для карбюраторних двигунів:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \frac{n_x}{n_N} \left[1,2 - \frac{n_x}{n_N} + 0,8 \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (3.6)$$

Для дизелів з нероздільними камерами:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (3.7)$$

Для дизелів з передкамерою:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,35 - 1,35 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]. \quad (3.8)$$

Для дизелів з вихровою камерою:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[1,2 - 1,2 \frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \quad (3.9)$$

де g_{eN} і n_N – питома витрата палива, що відповідає номінальній потужності N_{eNOM} , і відповідне їй число обертів колінчастого вала за хвилину;

g_{ex} і n_x – питома витрата палива й відповідне число обертів колінчастого вала за хвилину в шуканій точці кривої питомих витрат палива.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.1.

За отриманими точками в масштабі m_{g_e} (г/кВт·год) в міліметрах будеться крива питомої витрати палива (рис. 3.1).

Побудова кривої годинної витрати палива G_{m_x} , кг/год

Годинна витрата палива для шуканих точок визначається за формулою:

$$G_{m_x} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (3.10)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

За отриманими даними в масштабі G_{m_x} (кг/год) в міліметрах будується крива годинної витрати палива (рис. 3.1).

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики рекомендуються масштаби за ГОСТ 14846-69:

- n – до 2000 об/хв., в 10 мм – 200 об/хв.;
- n – більше 2000 об/хв., в 10 мм – 500 об/хв.;
- N_e – до 100 кВт, в 10 мм – 5 кВт;
- N_e – більше 100 кВт, в 10 мм – 10 кВт;
- M_e – в 10 мм – 10 Н·м;
- g_e – в 10 мм – 20 г/(кВт·год);
- G_m – в 10 мм – 2 ... 5 кг/год.

3.2 Порівняння і аналіз основних показників проектного двигуна і прототипу

За результатами теплового розрахунку і зовнішньо-швидкісної характеристики складають таблицю основних показників двигуна, що проектується, і прототипу, що дозволяє провести їх порівняння і аналіз (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 – Основні показники двигуна, що проектується, і прототипу

Показники	Позначення	Од. вим.	Проектований двигун	Прототип
Діаметр циліндра	D	мм		
Хід поршня	S	мм		
Число циліндрів	i	-		
Ступінь стиснення	ε	-		
Частота обертання колінвала (номінальний режим)	n	об/хв.		
Робочий об'єм	V_n	л		
Максимальна потужність (номінальний режим)	$N_{e\max}$	кВт		
Питома ефективна витрата палива (номінальний режим)	g_e	г/(кВт·год)		
Максимальний крутний момент (номінальний режим)	$M_{e\max}$	Н·м		
Частота обертання при $M_{e\max}$	n_M	об/хв.		
Середній ефективний тиск при $N_{e\max}$ (номінальний режим)	P_e	МПа		
Літрова потужність	N_l	кВт/л		
Мінімальна питома ефективна витрата палива	$g_{e\min}$	г/(кВт·год)		

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

При роботі двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) діють сили тиску газів у циліндрі й сили інерції рухомих мас, механізму. Розрізняють сили інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертових мас k_r . Від сил тиску газів і сил інерції виникають похідні від них сили тертя, сили корисного опору на колінчастому валі, реакції на опорах колінчастого вала й двигуна. Розрахунок і аналіз сил, що діють у КШМ, необхідні для виконання розрахунку деталей двигуна на міцність; визначення навантажень на підшипники колінчастого вала й прогнозування їхнього зношування; аналіз зрівноваженості й розрахунку підвіски двигуна; визначення нерівномірності обертання колінчастого вала й розрахунку маховика.

Протягом кожного робочого циклу значення й напрямки сил, що діють у КШМ, змінюються. Для виявлення характеру зміни цих сил за кутом повороту колінчастого вала й побудови відповідних графіків необхідно розрахувати їхні значення при певних положеннях колінчастого вала через 15° у межах від 0° до 720° для чотиритактних двигунів. За нуль береться таке положення кривошипа, при якому поршень перебуває на початку такту впуску.

4.1 Кінематика кривошипного механізму

Динамічний розрахунок КШМ виконується для режиму номінальної потужності. Вихідні дані (з теплового розрахунку):

- індикаторна діаграма в координатах $p - V$;
- частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1} ;
- діаметр циліндра D , м ;
- хід поршня S , м ;
- відношення λ радіуса кривошипа R до довжини шатуна $l_{ш}$.

Для отриманого з теплового розрахунку ходу поршня визначити радіус кривошипа $R = S/2$ й за обраним відношенням $\lambda = R/l_{ш}$ визначити довжину шатуна (для існуючих автомобільних двигунів $\lambda = 1/3,5 \dots 1/4,5$).

Основні параметри КШМ наведені на рисунку 4.1.

Задача кінематичного розрахунку – знаходження переміщень, швидкостей і прискорень залежно від кута повороту колінчастого вала. На основі кінематичного розрахунку проводиться динамічний розрахунок двигуна.

Переміщення поршня, м :

$$S_n = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] = R \cdot A. \quad (4.1)$$

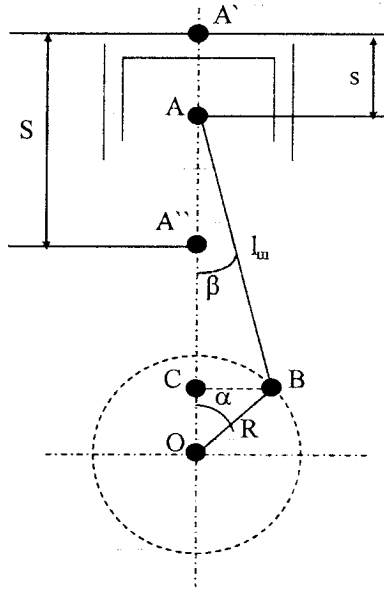


Рисунок 4.1 – Основні параметри КШМ

S – хід поршня, s – шлях поршня, α – кут повороту колінчастого вала, β – кут відхилення осі шатуна від осі циліндра, R – радіус кривошипа, l_w – довжина шатуна

Швидкість поршня, m/c :

$$v_n = R \cdot \omega \cdot \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right) = R \cdot \omega \cdot B. \quad (4.2)$$

Прискорення поршня, m/c^2 :

$$j_n = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right) = R \cdot \omega^2 \cdot E, \quad (4.3)$$

де R – радіус кривошипу, m ;

$\omega = \pi/30$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала, c^{-1} .

Користуючись формулами 4.1÷4.3 та даними таблиць 4.1÷4.3, аналітичним шляхом визначають значення переміщень, швидкостей і прискорень поршня від ВМТ до НМТ для ряду проміжних значень кута повороту колінчастого вала α (залежно від потрібної точності через кожні 5, 10, 15 або 30°). Результати розрахунків заносять у таблицю 4.4. За одержаними результатами будують графіки залежності переміщення $S_n = f(\alpha)$, швид-

кості $v_n = f(\alpha)$ і прискорення поршня $j_n = f(\alpha)$ від кута повороту колінчастого вала α (рис. 4.2).

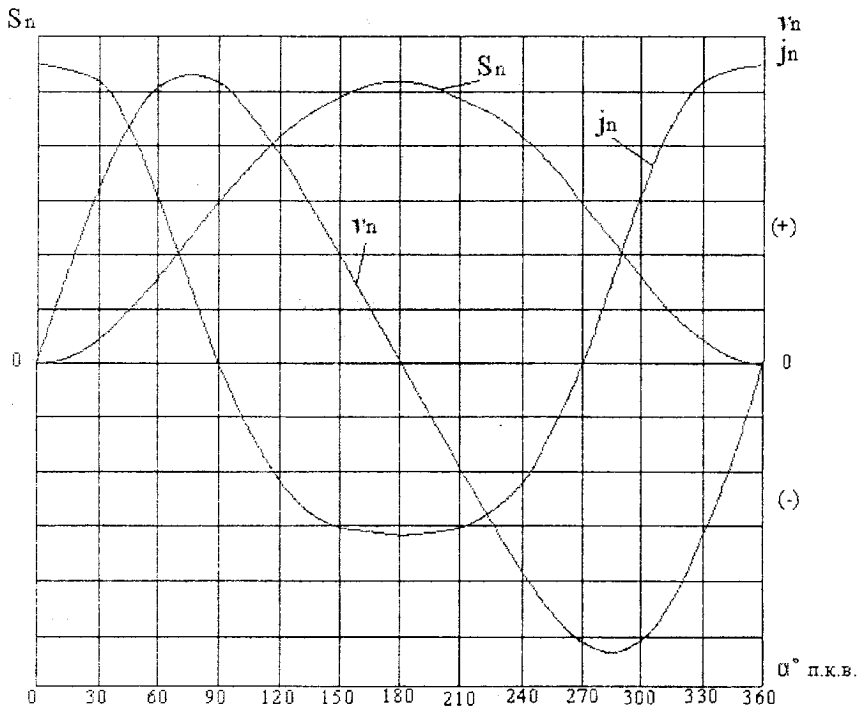


Рисунок 4.2 – Графіки переміщення S_n , швидкості v_n та прискорення поршня j_n

Таблиця 4.4 – Значення переміщення S_n , швидкості v_n та прискорення поршня j_n

α°	R	ω	λ	A	S_n	B	v_n	E	j_n
0									
15									
30									
45									
.									
.									
360									

Таблиця 4.1 – Значення A від кута повороту колінчастого вала α та λ

α°	знак	λ											знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
15	+	0,0446	0,0443	0,0439	0,0437	0,0434	0,0431	0,0429	0,0427	0,0425	0,0423	0,0421	+	345	
30	+	0,1733	0,1721	0,1700	0,1699	0,1689	0,1679	0,1671	0,1662	0,1653	0,1646	0,1639	+	330	
45	+	0,3722	0,3697	0,3672	0,3652	0,3631	0,3611	0,3594	0,3576	0,3559	0,3544	0,3529	+	315	
60	+	0,6197	0,6159	0,6121	0,6090	0,6059	0,6028	0,6001	0,5975	0,5949	0,5926	0,5904	+	300	
75	+	0,8918	0,8960	0,8813	0,8774	0,8734	0,8695	0,8662	0,8629	0,8596	0,8568	0,8539	+	285	
90	+	1,1606	1,1555	1,1504	1,1419	1,1399	1,1377	1,1341	1,1306	1,1270	1,1240	1,1209	+	270	
105	+	1,4084	1,4037	1,3989	1,3950	1,3911	1,3871	1,3838	1,3805	1,3772	1,3745	1,3716	+	255	
120	+	1,6197	1,6159	1,6121	1,6090	1,6059	1,6028	1,6000	1,5973	1,5949	1,5926	1,5904	+	240	
135	+	1,7664	1,7839	1,7814	1,7794	1,7773	1,7753	1,7736	1,7718	1,7601	1,7686	1,7671	+	225	
150	+	1,9054	1,9042	1,9030	1,8920	1,8910	1,9000	1,8991	1,8983	1,8974	1,8967	1,8959	+	210	
165	+	1,9764	1,9761	1,9758	1,9756	1,9753	1,9750	1,9748	1,9745	1,9743	1,9741	1,9739	+	195	
180	+	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	+	180	

Таблиця 4.2 – Значення V від кута повороту колінчастого вала α та λ

α°	знак	λ											знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
15	+	0,3371	0,3348	0,3326	0,3303	0,3284	0,3266	0,3245	0,3290	0,3216	0,3199	0,3185	-	345	
30	+	0,6369	0,6327	0,6288	0,6250	0,6215	0,6181	0,6150	0,6120	0,6091	0,6064	0,6038	-	330	
45	+	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	-	315	
60	+	1,0066	1,0020	0,9977	0,9937	0,9899	0,9864	0,9831	0,9799	0,9769	0,9741	0,9714	-	300	
75	+	1,0479	1,0452	1,0430	1,0402	1,0381	1,0359	1,0340	1,0320	1,0303	1,0287	1,0271	-	285	
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270	
105	+	0,8840	0,8867	0,8892	0,8916	0,8938	0,8960	0,8978	0,8998	0,9016	0,9032	0,9047	-	255	
120	+	0,7255	0,7301	0,7343	0,7383	0,7421	0,7457	0,7490	0,7522	0,7551	0,7580	0,7607	-	240	
135	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5613	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5832	0,5862	-	225	
150	+	0,3631	0,3673	0,3713	0,3750	0,3785	0,3819	0,3851	0,3881	0,3909	0,3936	0,3962	-	210	
165	+	0,1805	0,1828	0,1850	0,1873	0,1893	0,1910	0,1929	0,1946	0,1961	0,1938	0,1922	-	195	
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180	

Таблиця 4.3 – Значення E від кута повороту колінчастого вала α та λ

α°	ЗНАК	λ											ЗНАК	α°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	1,3131	1,3036	1,2941	1,2862	1,2782	1,2703	1,2635	1,2561	1,2500	1,2442	1,2334	+	360
15	+	1,2399	1,2314	1,2229	1,2159	1,2088	1,2018	1,1958	1,1898	1,1830	1,1786	1,1735	+	345
30	+	1,0305	1,0251	1,0196	1,0151	1,0107	1,0062	1,0024	0,9987	0,9849	0,9917	0,9886	+	330
45	+	0,7154	0,7146	0,7138	0,7133	0,7129	0,7124	0,7120	0,7116	0,7112	0,7109	0,7107	+	315
60	+	0,3438	0,3485	0,6562	0,6571	0,3611	0,3650	0,3684	0,3717	0,3751	0,3790	0,3809	+	300
75	-	0,0193	0,0143	0,0050	0,0026*	0,0101*	0,0177*	0,0241*	0,0304*	0,0368*	0,0422*	0,0476*	-	285
90	-	0,3598	0,3187	0,3977	0,2987	0,2897	0,2807	0,2732	0,2657	0,2582	0,2519	0,2455	-	270
105	-	0,5412	0,5820	0,5227	0,515	0,5075	0,4999	0,7935	0,4872	0,4808	0,4754	0,4700	-	255
120	-	0,6563	0,6516	0,6469	0,6429	0,6389	0,6350	0,6317	0,6284	0,6250	0,6220	0,6191	-	240
135	-	0,6987	0,6995	0,7003	0,7009	0,7013	0,7018	0,7022	0,7026	0,7030	0,7034	0,7036	-	225
150	-	0,7158	0,7070	0,7125	0,7169	0,7213	0,7258	0,7296	0,7333	0,7371	0,7402	0,7433	-	210
165	-	0,6919	0,7004	0,7089	0,7161	0,7232	0,7302	0,7361	0,7421	0,7481	0,7232	0,7583	-	195
180	-	0,6869	0,6964	0,7059	0,7138	0,7218	0,7297	0,7365	0,7432	0,7500	0,7558	0,7616	-	+180

* зі знаком (+)

4.2 Розрахунок силових факторів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Зміна тиску газів на днище поршня подається у вигляді індикаторної діаграми $p_z = f(v)$ або $p_z = f(S)$. Для зручності виконання наступних розрахунків індикаторна діаграма перебудовується в координати $p_z = \varphi(\alpha)$ (α – кут повороту кривошипа).

Перебудовування індикаторної діаграми виконується графічно за методом професора Ф. А. Брікса, взявши значення тиску p_z через кожні 30° (15°) кута повороту кривошипа. Для цього відповідно до рис. 4.2 під індикаторною діаграмою будується допоміжне півколо радіусом R' , який дорівнює половині відрізка на індикаторній діаграмі, що відповідає ходу поршня. Від центра O півкола в бік НМТ відкладається поправка проф. Ф. А. Брікса, яка дорівнює $R'\lambda/2$ у мм.

З отриманої точки O' проводяться промені до перетину з півколом під кутами від 30° до 150° із кроком 30° до горизонталі. Точки, отримані на півколі, відповідають певним кутам α . Із цих точок проводяться вертикальні лінії до перетину з лініями індикаторної діаграми.

Праворуч від індикаторної діаграми проводяться осі координат, де на осі ординат відкладається сила ΔP_z , а на осі абсцис – кут α .

Сила тиску газів ΔP_z у H визначається за формулою:

$$P_z = (p_z - p_o)F_{II}, \quad (4.4)$$

де p_z – індикаторний тиск газів (тиск над поршнем) при заданому куті повороту кривошипа, МПа;

p_o – тиск у картері двигуна (під поршнем), береться рівним атмосферному – $p_o = 0,1$ МПа;

F_{II} – площа поршня, m^2 ; визначається з виразу $F_{II} = \pi D^2 / 4$.

Оскільки надлишковий тиск газів із певною силою тисне на поршень, відлік ординат на індикаторній діаграмі, при перебудові, слід робити від атмосферного тиску. Розгорнута індикаторна діаграма у відповідному масштабі є графіком зміни сил тиску газів $p_z = \varphi(\alpha)$. Масштаб цих сил у $H/мм$ $\mu = 10^6 \mu_p F_{II}$, де μ_p – масштаб тиску в МПа/мм, прийнятий при побудові індикаторної діаграми. Визначення сили тиску газів у такий спосіб зводиться до множення ординат графіка $p_z = \varphi(\alpha)$ на масштаб сил μ . Результати розрахунку P_z зводяться в таблицю 4.9.

Для визначення сил інерції зворотно-поступальних мас необхідно визначити масу m_j в кг частин кривошипно-шатунного механізму, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

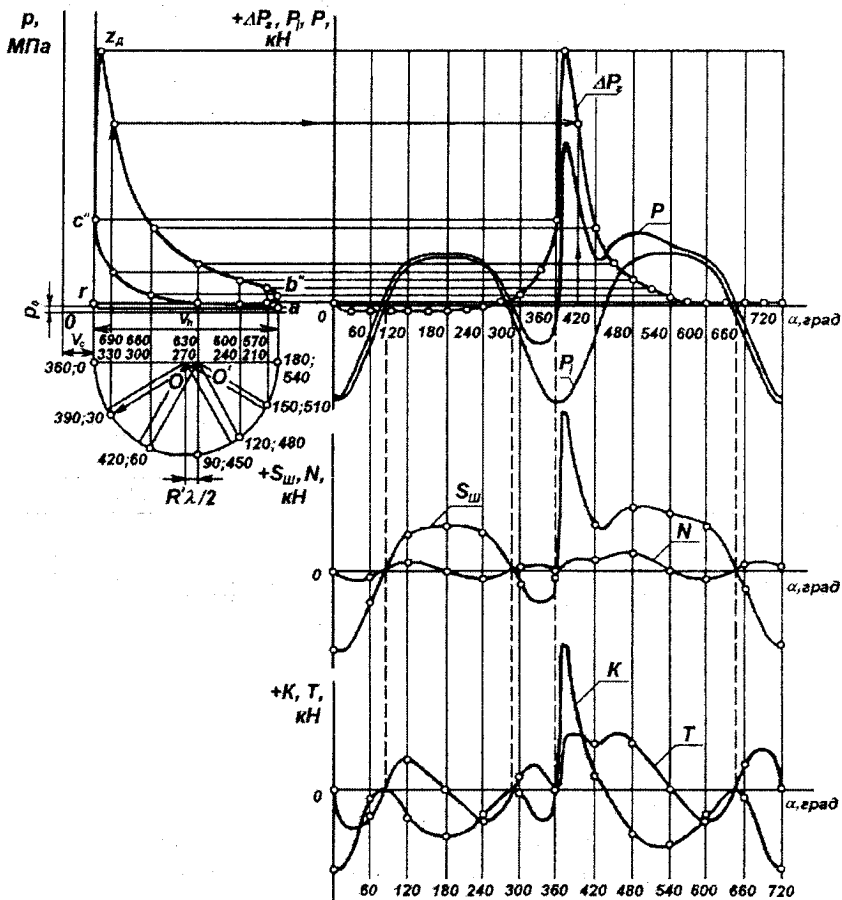


Рисунок 4.2 – Перебудова (розгорнення) індикаторної діаграми в координати $p - \alpha$ й побудова сил, що діють у КШМ, за кутом повороту кривошипа α

$$m_j = m_n + m_{ш.н}, \quad (4.5)$$

де m_n – маса поршневого комплекту (поршень, палець, поршневі кільця, деталі стопоріння пальця), кг;

$m_{ш.н}$ – частина маси шатуна в зборі, віднесена до поступально рухомих мас, кг.

Для більшості існуючих конструкцій автомобільних двигунів $m_{ш.п} = (0,25 \dots 0,30)m_{ш}$, де $m_{ш}$ – маса шатуна в зборі.

Маси m_n й $m_{ш}$ розраховуються за кресленнями деталей або вибираються за статистичними даними за такими залежностями:

$$m_n = m'_n F_{П}, \quad (4.6)$$

$$m_{ш} = m'_{ш} F_{П}, \quad (4.7)$$

де m'_n і $m'_{ш}$ – питомі маси відповідно поршневого комплекту й шатуна, значення яких наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Питома маса в $кг/м^2$ елементів КШМ

Елемент КШМ	Карбюраторні двигуни при діаметрі поршня, мм		Дизельні двигуни при діаметрі поршня, мм	
	60...80	80...120	80...100	100...140
Поршковий комплект:				
- алюмінієвий сплав	80...120	100...150	150...220	200...300
- чавун	150...200	180...250	250...320	300...400
Шатун	100...150	130...200	250...320	300...400

Сила інерції зворотно-поступальних мас, P_j у H визначається за формулою:

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (4.8)$$

де R – радіус кривошипа, m ; $R = 0,5S$ (S – хід поршня);
 ω – кутова швидкість колінчастого вала, $\omega = \pi/30$, $рад/с$.

Розрахунки P_j проводяться для тих самих значень α , для яких визначався P_2 .

Результати розрахунку зводяться в таблицю 4.9.

Сумарна сила P в H , що діє на поршковий палець, визначається алгебраїчним додаванням сил тиску газів P_2 і сил інерції зворотно-поступальних мас, P_j за формулою:

$$P = P_2 + P_j. \quad (4.9)$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 4.9.

Від дії сумарної сили виникають такі сили (рис. 4.3):

– сумарна нормальна (бічна) сила N в H , спрямована перпендикулярно осі циліндра, визначається за формулою:

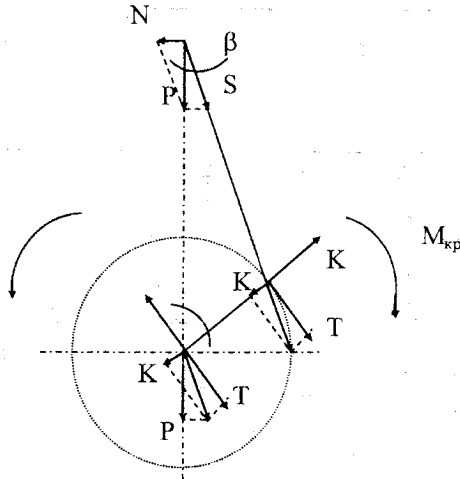


Рисунок 4.3 – Схема дії питомих сил в КШМ

$$N = P \operatorname{tg} \beta, \quad (4.10)$$

– сумарна радіальна сила K в H , спрямована по радіусу кривошипа, визначається за формулою:

$$K = P \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta, \quad (4.11)$$

– сумарна тангенційна сила T в H , спрямована перпендикулярно до радіуса кривошипа, визначається за формулою:

$$T = P \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta, \quad (4.12)$$

– сумарна сила, що діє вздовж шатуна $S_{ш}$ у H , визначається за формулою:

$$S_{ш} = P(1 / \cos \beta), \quad (4.13)$$

де β – кут відхилення осі шатуна від осі циліндра, $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$.

Значення тригонометричних функцій для різних α і λ наведені в таблицях 4.2, 4.6, 4.7, 4.8. Результати розрахунку сил K , N , T , $S_{ш}$ зводяться в таблицю 4.9.

Таблиця 4.6 -- Значення $tg \beta$ для різних α та λ

α°	знак	λ											знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
15	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599		-	345
30	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1435	0,1403	0,1365	0,1327	0,1293	0,1260	0,1229	0,1198		-	330
45	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,1652		-	315
60	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2556	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,2107		-	300
75	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280		-	285
90	+	0,3291	0,3184	0,3077	0,2984	0,2891	0,2809	0,2728	0,2655	0,2582	0,2517	0,2453		-	270
105	+	0,3051	0,2953	0,2855	0,2770	0,2684	0,2600	0,2534	0,2467	0,2400	0,2339	0,2280		-	255
120	+	0,2811	0,2722	0,2634	0,2556	0,2478	0,2409	0,2341	0,2279	0,2218	0,2162	0,1652		-	240
135	+	0,2196	0,2128	0,2060	0,1995	0,1940	0,1887	0,1834	0,1786	0,1739	0,1695	0,2107		-	225
150	+	0,1581	0,1534	0,1487	0,1435	0,1403	0,1365	0,1327	0,1293	0,1260	0,1229	0,1198		-	210
165	+	0,0790	0,0767	0,0743	0,0717	0,0701	0,0682	0,0663	0,0646	0,0630	0,0614	0,0599		-	195
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000		-	180

Таблиця 4.7 – Значення $\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$ для різних α і λ

α°	знак	λ											знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
15	+	0,9449	0,9455	0,9461	0,9463	0,9474	0,9478	0,9483	0,9488	0,9491	0,9495	0,9499	0,9499	+	345
30	+	0,7870	0,7894	0,7917	0,7939	0,7958	0,7978	0,7997	0,8014	0,8030	0,9046	0,9061	0,9061	+	330
45	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5614	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5932	0,5862	0,5862	+	315
60	+	0,2566	0,2645	0,2719	0,2789	0,2854	0,2915	0,2973	0,3028	0,3079	0,3129	0,3175	0,3175	+	300
75	-	0,0470	0,0368	0,0273	0,0184	0,0103	0,0024	0,0049	0,0120	0,0185	0,0246	0,0305	0,0305	-	285
90	-	0,3291	0,3180	0,3077	0,2981	0,2891	0,2807	0,2728	0,2653	0,2582	0,2515	0,2453	0,2453	-	270
105	-	0,5646	0,5545	0,5450	0,5361	0,5279	0,5200	0,5129	0,5056	0,4999	0,4931	0,4872	0,4872	-	255
120	-	0,7434	0,7355	0,7281	0,7212	0,7146	0,7085	0,7027	0,6972	0,6921	0,6871	0,6825	0,6825	-	240
135	-	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310	0,8280	0,8280	-	225
150	-	0,9451	0,9427	0,9404	0,9382	0,9362	0,9342	0,9324	0,9307	0,9290	0,9275	0,9259	0,9259	-	210
165	-	0,9869	0,9864	0,9857	0,9851	0,9846	0,9842	0,9836	0,9832	0,9828	0,9823	0,9819	0,9819	-	195
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

* зі знаком (+)

Таблиця 4.8 – Значення $\cos \beta$ для різних α і λ

α°	знак	λ											знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2			
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
15	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	+	345	
30	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	+	330	
45	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	+	315	
60	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	+	300	
75	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	+	285	
90	+	0,9499	0,9527	0,9558	0,9572	0,9606	0,9627	0,9648	0,9666	0,9683	0,9697	0,9712	+	270	
105	+	0,9563	0,9588	0,9614	0,9636	0,9656	0,9675	0,9692	0,9708	0,9723	0,9736	0,9748	+	255	
120	+	0,9627	0,9648	0,9670	0,9688	0,9706	0,9721	0,9737	0,9750	0,9763	0,9774	0,9785	+	240	
135	+	0,9753	0,9766	0,9780	0,9792	0,9804	0,9814	0,9824	0,9833	0,9842	0,9849	0,9857	+	225	
150	+	0,9877	0,9884	0,9891	0,9897	0,9903	0,9908	0,9913	0,9917	0,9922	0,9925	0,9929	+	210	
165	+	0,9938	0,9942	0,9946	0,9948	0,9951	0,9958	0,9936	0,9948	0,9961	0,9963	0,9964	+	195	
180	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	180	

Сумарний (індикаторний) крутний момент $M_{кр}$ у $H \cdot м$, що розвиває один циліндр двигуна, дорівнює

$$M_{кр} = TR. \tag{4.14}$$

Відцентрова сила інерції обертальної частини шатуна $K_{r,ш}$ в H , спрямована по радіусу кривошипа, й навантажуюча шатунну шийку (шатунний підшипник), дорівнює

$$K_{r,ш} = -m_{ш,к} R \omega^2. \tag{4.15}$$

де $m_{ш,к}$ – частина маси шатуна, віднесена до обертових мас, кг, $m_{ш,к} = m_{ш} - m_{ш,п}$.

Результуюча сила $R_{ш,ш}$, діюча на шатунну шийку, являє собою геометричну суму:

$$R_{ш,ш} = T + K + K_{r,ш}. \tag{4.16}$$

Абсолютне значення цієї сили в H визначається за формулою:

$$R_{ш,ш} = \sqrt{T^2 + (K + K_{r,ш})^2}, \tag{4.17}$$

а її напрямок щодо кривошипа визначається кутом:

$$\psi = \arctg [T / (K + K_{r,ш})]. \tag{4.18}$$

Результати обчислення сили $R_{ш,ш}$ й кута ψ зводяться в таблицю 4.9.

Таблиця 4.9 – Результати обчислення сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

α	P_2		P_j		P		$S_{ш}$		N		K		T		$R_{ш,ш}$		ψ
	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	мм	Н	

4.3 Побудова графіків сил і моментів

Графіки змінення сил, що діють у КШМ, залежно від кута повороту кривошипа, будуються в прямокутній системі координат за даними таблиці 4.9. При цьому рекомендується відповідно до рис. 4.2 на одній координатній сітці групувати декілька графіків – P_2 , P_j , P ; $S_{ш}$, N ; K , T . Усі графіки будуються в одному масштабі μ , з однаковим кроком кута поворо-

ту кривошипа, а прямокутні координатні сітки потрібно розташувати одну під одною.

Графік $R_{ш.ш}$ будуватиметься також і в полярних координатах з базовим напрямком (полярною віссю) по кривошипу (рис. 4.4), для чого використовується кут ψ . При побудові полярної діаграми додатний кут ψ вектора сили $R_{ш.ш}$ відкладається від осі $O_{ш} - K$ проти годинникової стрілки, початок вектора $R_{ш.ш}$ в точці $O_{ш}$, а кінець вектора є точкою на полярній діаграмі.

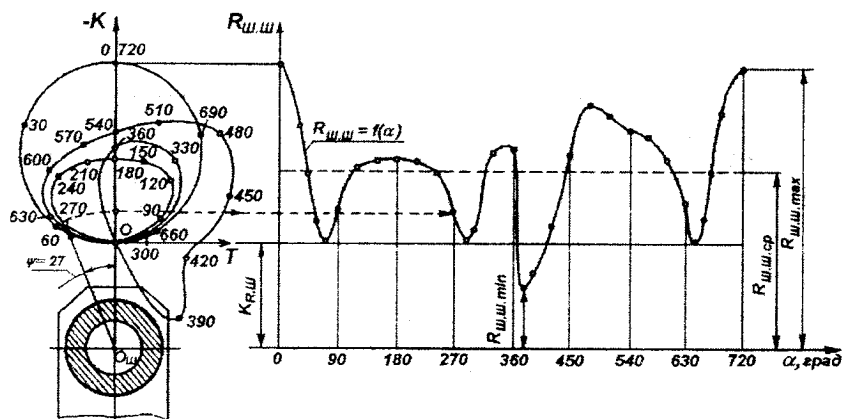


Рисунок 4.4 – Діаграма результуючої сили, що діє на патунну шийку кривошипа

За графіком сили $R_{ш.ш}$ в прямокутній системі координат визначають її максимальне $R_{ш.ш,макс}$, мінімальне $R_{ш.ш,мін}$ й середнє значення $R_{ш.ш,сп}$ (H) за формулою:

$$R_{ш.ш,сп} = F\mu/l, \quad (4.19)$$

де F – площа, обмежена кривою $R_{ш.ш} = f(\alpha)$ і віссю абсцис, $мм^2$;

μ – прийнятий у динамічному розрахунку масштаб сил, $H/мм$;

l – довжина діаграми по осі α , $мм$.

Крива тангенційних сил T у масштабі $\mu_{M_{кр}} = \mu R$ в $Hм/мм$ є кривою зміни індикаторного крутного моменту $M_{кр}$, що розвиває один циліндр. Побудова графіка сумарного індикаторного крутного моменту $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ багатопциліндрового двигуна (з рівномірним чергуванням одноім'єнних процесів) зводиться до підсумовування крутних моментів від

всіх циліндрів з урахуванням чергування спалахів. Оскільки величини й характер зміни крутного моменту за кутом повороту колінчастого вала однакові й відрізняються лише кутковими інтервалами, рівними кутковим інтервалам між спалахами в окремих циліндрах, то для підрахунку сумарного крутного моменту досить мати значення крутного моменту одного циліндра. При різних інтервалах між спалахами крутний момент буде періодично змінюватися для чотиритактних двигунів через $\theta = 720/i$ градуса.

Побудова кривої сумарного крутного моменту виконується графічним способом. Для цього криву крутного моменту одного циліндра розбиваємо на стільки рівних частин по довжині, скільки циліндрів у двигуні (рис. 4.5, а). Всі ділянки кривої зводяться на новій координатній сітці довжиною θ і графічно підсумовуються ординати (рис. 4.5, б).

Результуюча крива $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ показує зміну сумарного індикаторного крутного моменту двигуна залежно від кута повороту кривошипа колінчастого вала.

Середнє значення сумарного індикаторного крутного моменту двигуна $\sum M_{кр.ср}$ (індикаторний крутний момент) у $H \cdot м$ визначається графоаналітичним способом за формулою:

$$\sum M_{кр.ср} = (F_1 - F_2) \mu_{M_{кр}} / l, \quad (4.20)$$

де F_1 й F_2 – площі, обмежені кривою $\sum M_{кр} = f(\alpha)$ відповідно вище й нижче осі абсцис у межах одного періоду, $мм^2$ (при $l > 6$ в більшості випадків $F_2 = 0$);

l – довжина графіка в межах одного періоду, $мм$.

Ефективний крутний момент двигуна M_e в $H \cdot м$

$$M_e = \sum M_{кр.ср} \eta_M, \quad (4.21)$$

де η_M – механічний ККД двигуна (з теплового розрахунку).

Отримане значення M_e не повинно відрізнятися більше, ніж на $\Delta = 5\%$ від розрахованого в тепловому розрахунку значення M_e .

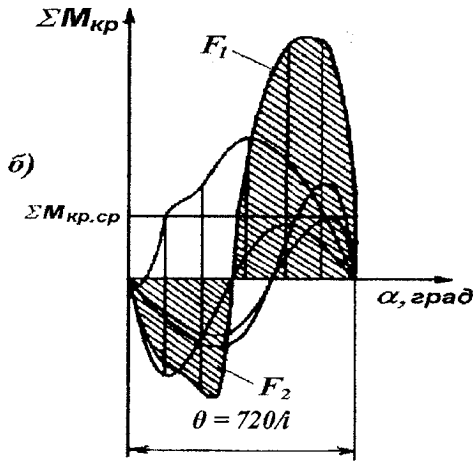
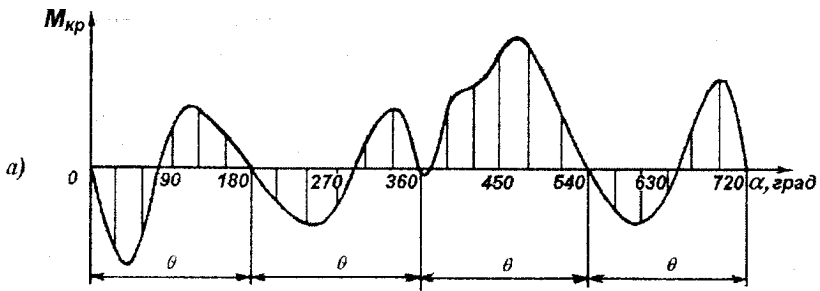


Рисунок 4.5 – Побудова графіка сумарного індикаторного моменту багаточиліндрового двигуна при рівномірному чергуванні процесів

- а – вихідний графік крутного моменту, що розвиває один циліндр;
- б – побудова графіка сумарного моменту

5 РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ

5.1 Загальні рекомендації

У курсовому проєкті виконують перевірочний розрахунок на міцність тільки основних деталей кривошипно-шатунного механізму й системи газорозподілу.

Перед розрахунком деталі варто встановити її матеріал і термообробку та з'ясувати, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

До розрахунку кожної деталі додають ескіз із вказанням небезпечних перерізів і всіх розмірів, необхідних для розрахунку.

Основні розміри поршня відповідно до рис. 5.1 і шатуну з рис. 5.2 визначаються за співвідношеннями, поданими в таблиці 5.1.

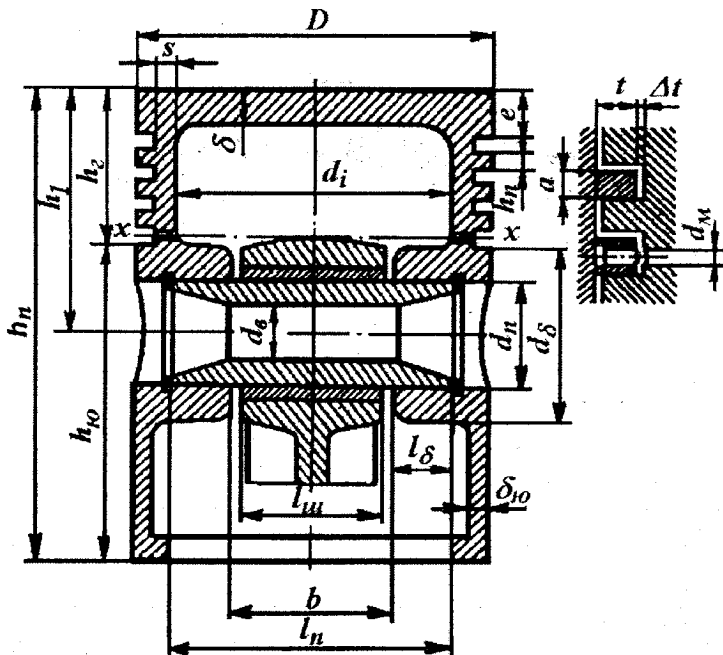


Рисунок 5.1 – Схема поршня

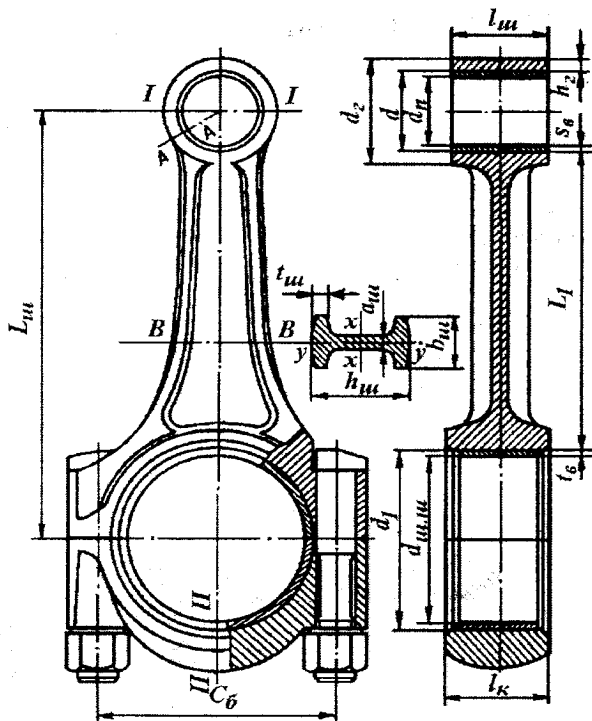


Рисунок 5.2 – Схема шатуна

Таблиця 5.1 – Розміри основних деталей кривошпинно-шатунного механізму й циліндро-поршневої групи

Найменування параметра	Значення розмірів у мм	
	карбюраторні двигуни	дизельні двигуни
1	2	3
Висота поршня h_n	$(0,8...1,3)D$	$(1,0...1,7)D$
Відстань від верхньої кромки поршня до осі пальця h_f	$(0,45...0,75)D$	$(0,6...1,0)D$
Число масляних отворів у поршні $n_{ш}$	6...12	
Товщина днища поршня δ	$(0,05...0,10)D$	$(0,12...0,20)D$
Товщина δ_c стінки циліндрів	4...10	8...15
Висота юбки поршня $h_{ю}$	$(0,6...0,8)D$	$(0,6...0,7)D$
Діаметр бобишки d_6	$(0,3...0,5)D$	
Відстань між торцями бобишок b	$(0,3...0,5)D$	
Товщина стінки юбки поршня $\delta_{ю}$	1,5...4,5	2,0...5,0

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Товщина стінки головки поршня s	$(0,05...0,10)D$	
Відстань до першої поршневої канавки e (вогняний або жаровий пояс)	$(0,06...0,12)D$	$(0,11...0,20)D$
Товщина першої кільцевої перемички h_n	$(0,03...0,05)D$	$(0,04...0,07)D$
Радіальна товщина кільця t : компресійного маслозійомного	$(0,035...0,045)D$ $(0,030...0,045)D$	$(0,04...0,05)D$ $(0,038...0,043)D$
Висота кільця a	$1,5...4,0$	$3,0...5,0$
Різниця між величинами зазорів замка кільця в вільному та робочому стані A_0	$(2,5...4,0) t$	$(3,2...4,0) t$
Радіальний зазор Δt кільця в канавці поршня: компресійного маслозійомного	$0,70...0,95$ $0,9...1,1$	
Внутрішній діаметр поршня d_i	$D - 2(s + t) + \Delta t$	
Діаметр масляного каналу d_m	$(0,3...0,5)a$	
Зовнішній діаметр пальця d_n	$(0,22...0,28)D$	$(0,30...0,38)D$
Внутрішній діаметр пальця d_a	$(0,65...0,75) d_n$	$(0,50...0,70) d_n$
Довжина пальця l_n : плаваючого закріпленого	$(0,78...0,88)D$ $(0,85...0,90)D$	$(0,80...0,85)D$ $(0,85...0,90)D$
Зовнішній діаметр d_2 верхньої головки (поршневої) шатуна	$(1,25...1,65)d_n$	$(1,3...1,7)d_n$
Внутрішній діаметр d верхньої(порш- невої) головки шатуна: без втулки з втулкою	$\approx d_n$ $(1,10...1,25) d_n$	
Мінімальна радіальна товщина стілки головки шатуна h_a	$(0,16...0,27) d_n$	
Довжина поршневої головки шатуна l_{uu} : з закріпленим пальцем з плаваючим пальцем	$(0,28...0,32)D$ $(0,33...0,45)D$	
Радіальна товщина стінки втулки s_a шатуна	$(0,055...0,085) d_n$	$(0,070...0,085) d_n$
Розміри неретину шатуна: $h_{u\min}$ h_u b_u $a_u \approx t_u$	$(0,5...0,55) d_2$ $(1,2...1,4) h_{u\min}$ $(0,5...0,6) l_{uu}$ $(2,5...4,0)$	$(0,5...0,55) d_2$ $(1,2...1,4) h_{u\min}$ $(0,55...0,75) l_{uu}$ $(4,0...7,5)$
Зовнішній діаметр головки шатуна d_2	$(1,25...1,65)d_n$	$(1,3...1,7)d_n$
Ширина кришки l_k	$(0,45...0,95) h_{u\min}$	

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Товщина кришки h_k	$\approx 0,5l_k$	
Довжина шатунної шийки $l_{ши}$	l_k	
Діаметр шатунної шийки $d_{ши}$	$(0,56...0,76)D$	
Відстань C_c між шатунними болтами	$(1,30...1,75)d_{ши}$	
Зовнішній діаметр корінної шийки $d_{ми}$	$(0,6...0,8)D$	$(0,7...0,9)D$
Внутрішній діаметр корінної шийки $d_{di.co}$	$(0,2...0,3)d_{ши}$	$(0,2...0,3)d_{ми}$
Товщина вкладиша t_z	$(0,03...0,05)d_{ши}$	
Ширина вкладиша l_g	$l_k - (3...4)$	

5.2 Розрахунок циліндра

Гільзи циліндрів є найбільш навантаженими деталями двигуна. Вони отримують напруження від дії сил газів, бокового тиску поршня та теплових навантажень.

Товщину стінки циліндрів, яку обрано конструктивно, перевіряють за виразом:

$$\delta_y = 0,5D \left(\sqrt{(\sigma_z + 0,4p_z) / (\sigma_z - 1,3p_z)} - 1 \right),$$

де D – діаметр циліндра, мм;

σ_z – допустиме напруження на розтяг (для чавунних – $\sigma_z = 50...60$, сталевих – $\sigma_z = 80...100$ МПа);

p_z – тиск газів в кінці згоряння, МПа.

Розраховують напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку.

Напруження в стінці циліндра визначають із урахуванням особливості конструкції циліндра.

Циліндри блочної конструкції розраховують на напруження розтягу від дії сил газів за формулою, МПа:

$$\sigma_p = \frac{P_{z\max} D}{2\delta_y}, \quad (5.1)$$

де $P_{z\max}$ – максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрі, МПа,

D – діаметр циліндра, мм,

δ_y – товщина стінки циліндра, мм.

Допустиме напруження розтягу $[\sigma_p]$ для чавунних гільз змінюється в межах – 30...60 МПа; для сталевих гільз – 80...120 МПа; для чавунних циліндрів без гільз – 20...40 МПа.

Для двигунів з повітряним охолодженням, у яких циліндри встановлені окремо, визначають сумарне напруження на розтяг по кільцевому перерізу та на згин під дією бічної сили N_{\max} :

а) напруження розтягу по кільцевому перерізу гільзи, МПа:

$$\sigma'_p = \frac{P_{2\max} D}{4\delta_{II}}; \quad (5.2)$$

б) згинальний момент від сили N_{\max} , прикладеної до середини поршневого пальця, МН·м:

$$M_z = N_{\max} \cdot F_n \cdot h, \quad (5.3)$$

де N_{\max} – максимальне значення бічного тиску, МПа,

$F_n = \frac{\pi D^2}{4}$ – площа поршня,

h – відстань від осі пальця до опорної площини циліндра, м;

в) напруження згину, МПа:

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W}, \quad (5.4)$$

де $W = 0,1 \frac{D_1^4 - D^4}{D_1}$ – момент опору поперечного перерізу циліндра,

м³;

D_1 – зовнішній діаметр циліндра, м;

D – внутрішній діаметр циліндра;

г) сумарне напруження від розтягу і згину:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_z \leq [\sigma_{\Sigma}], \quad (5.5)$$

де $\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{\Sigma}] = 60$ МПа – для чавунних циліндрів;

$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{\Sigma}] = 110$ МПа – для сталевих циліндрів.

Шпильки кріплення головки блоку розраховують на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок.

Сила попереднього затягування шпильки:

$$P_s = (1,25 \dots 1,3) P_{\Sigma\max} \cdot F_r, \quad (5.6)$$

де $P_{\Sigma\max}$ – максимальний тиск згоряння, МПа;

F_r – площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згоряння, м².

При верхньому розташуванні клапанів $F_r = (1,1\dots1,3)F_n$, при нижньому розташуванні клапанів $F_r = (1,7\dots2,2)F_n$.

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку, MH :

$$P_p = P_s + P_{\Sigma\max} \cdot F_r. \quad (5.7)$$

Сумарна сила, яка припадає на одну шпильку:

$$P'_p = \frac{P_p}{z}, \quad (5.8)$$

де z – число шпильок, що припадає на один циліндр.

Напруження розтягу в шпильці:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_o} \leq [\sigma_p], \quad (5.9)$$

де $F_o = \frac{\pi d_o^2}{4}$ – площа мінімального поперечного перерізу стержня шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби, m^2 (d_m – діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби, m);

$[\sigma_p] = 100\dots150 \text{ МПа}$ – для вуглецевих сталей;

$[\sigma_p] = 250\dots300 \text{ МПа}$ – для легованих сталей.

5.3 Розрахунок поршня

Для розрахунку поршня беруть максимальне значення тиску $P_{\Sigma\max}$ в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску N_{\max} .

Напруження згину в днищі поршня:

$$\sigma_s = P_{\Sigma\max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 \leq [\sigma_{sz}], \quad (5.10)$$

де r_i – внутрішній діаметр поршня, m ;

δ – мінімальна товщина днища, m .

Для сучасних автотракторних двигунів без ребер жорсткості:

$[\sigma_{3z}] = 20 \dots 25 \text{ МПа}$ – для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;
 $[\sigma_{3z}] = 40 \dots 50 \text{ МПа}$ – для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:

$[\sigma_{3z}] = 80 \dots 200 \text{ МПа}$ – для чавунних поршнів з ребрами жорсткості.
 $[\sigma_{3z}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$ – для алюмінієвих поршнів.

Напруження стиснення в кільцевому перерізі визначають за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_z}{F_{xx}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (5.11)$$

де F_{xx} – площа небезпечного перерізу, м^2 ;

$P_z = P_{\Sigma \text{max}} F_n$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня, МН ;

$[\sigma_{cm}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ – для поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{cm}] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$ – для чавунних поршнів.

Максимальний тиск на третьових поверхнях юбки поршня визначають за формулою:

$$q = \frac{N_{\text{max}} F_n}{h_{ю} D} \leq [q], \quad (5.12)$$

де $h_{ю}$ – висота юбки поршня, м .

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів $[q] = 0,33 \dots 0,96 \text{ МПа}$.

5.4 Розрахунок поршневого пальця

Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$q_1 = \frac{P_{\text{max}}}{d_n \cdot l_{iu}} \leq [q_1], \quad (5.13)$$

де $P_{\text{max}} = (P_{z \text{max}} + k P_{j \text{max}}) F_n$;

$k = 0,6 \dots 0,7$ – коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

$P_{j \text{max}}$ – максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних рухомих мас (з динамічного розрахунку), МН ;

d_n – зовнішній діаметр пальця, м;

l_{in} – довжина верхньої головки шатуна, м.

Тиск на бобишки поршня визначають за формулою:

$$q_2 = \frac{P_{\max}}{d_n(l_n - b)} \leq [q_2], \quad (5.14)$$

де l_n – загальна довжина пальця, м;

b – відстань між торцями бобишек, м.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно $[q_1] = 20 \dots 60$ МПа, $[q_2] = 15 \dots 50$ МПа.

Напруження згину в пальці визначають за формулою:

$$\sigma_{xz} = \frac{P_{\max}(l_n + 2b - 1,5l_{in})}{1,2(1 - \alpha^4)d_n^3} \leq [\sigma_{xz}], \quad (5.15)$$

де $\alpha = \frac{d_s}{d_n}$ – відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів $[\sigma_{xz}] = 100 \dots 250$ МПа.

Напруження в пальці на зріз визначають за формулою:

$$\tau = \frac{0,85P_{\max}(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)d_n^2} \leq [\tau], \quad (5.16)$$

де $[\tau] = 60 \dots 250$ МПа – для сучасних автомобільних і тракторних двигунів.

Максимальну овалізацію пальця визначають за формулою:

$$d_{n\max} = \frac{1,35P_{\max}}{E l_n} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \cdot 10^3 \leq [d_{n\max}], \quad (5.17)$$

де $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу пальця;

$[d_{n\max}] = 0,02 \dots 0,05$ мм – для сучасних автомобільних і тракторних двигунів.

5.5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

Середній тиск кільця на стінку циліндра, МПа:

$$P_{cp} = \frac{0,425E \frac{S_o}{t}}{(3 - \mu) \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 \frac{D}{t}}, \quad (5.18)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну $E = 1 \cdot 10^5$ МПа; для легованого чавуну $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа; для сталі $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5$ МПа;

S_o – різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, м;

t – радіальна товщина кільця, м;

$\mu = 0$ – для кільця рівномірного тиску; $\mu = 2$ – для кільця коригованого тиску;

D – діаметр циліндра, м.

Для бензинових двигунів $\frac{S_o}{t} = 2,5 \dots 4,0$; для дизелів $\frac{S_o}{t} = 3,2 \dots 4,0$; для компресійних кілець $P_{cp} = 0,11 \dots 0,37$ МПа.

Напруження згину в кільці в робочому стані, МПа:

$$\sigma_{зг1} = 2,61 P_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2. \quad (5.19)$$

Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, МПа:

$$\sigma_{зг2} = \frac{4E \left(1 - 0,114 \frac{S_o}{t} \right)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \frac{D}{t}} \leq [\sigma_{зг2}], \quad (5.20)$$

де $m = 1,57$ – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця;

$[\sigma_{зг1}] = 220 \dots 450$ МПа – для сучасних автомобільних і тракторних двигунів.

5.6 Розрахунок шатуна

Напруження на розрив у верхній головці шатуна:

$$\sigma_{роз} = \frac{P_{j\max}}{(d_z - d)l_{ш}} \leq [\sigma_{роз}], \quad (5.21)$$

де $P_{j\max} = -m_n r \omega^2 (1 + \lambda) F_n \cdot 10^5$ – сила інерції поршневого комплексу, що діє на верхню головку шатуна, МН;

m_n – маса поршневого комплексу, кг;

r – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість колінвала двигуна, c^{-1} ;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

F_n – площа поршня, M^2 ;

d_z, d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, м;

$l_{ш}$ – довжина верхньої головки шатуна, м;

$[\sigma_{роз}] = 15 \dots 25 \text{ МПа}$.

Запас міцності стержня шатуна розраховують по перерізу В-В по центру шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили $P_p = -P_{j\max} \cdot F_n$ і на стиск від сили $P_{cm} = P_{\Sigma\max} \cdot F_n$.

Значення тисків $P_{j\max}$ і $P_{\Sigma\max}$ беремо з графіків динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиснення без врахування повздовжнього згину для звуженого стержня шатуна визначають за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{cm}}{f}, \quad (5.22)$$

де f – площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу В-В), M^2 .

Площу розрахункового перерізу В-В можна визначити за формулою:

$$f = h_w \cdot b_w - (b_w - a_w)(h_w - 2t_w), M^2.$$

Вихідні дані для розрахунку f беруться з табл. 5.1.

Напруження розтягу визначають за формулою:

$$\sigma_p = -\frac{P_p}{f}. \quad (5.23)$$

Середнє напруження за цикл визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{ст} + \sigma_p}{2} \quad (5.24)$$

Амплітуду циклу визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{ст} - \sigma_p}{2} \quad (5.25)$$

Запас міцності стержня шатуна визначають за формулою:

$$n_{си} = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{cp}}, \quad (5.26)$$

де $\sigma_{-1p} = 180 \dots 250$ МПа – границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі $\sigma_{-1p} = 340 \dots 380$ МПа;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$ – коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0,2$ – коефіцієнт матеріалу.

Запас міцності стержня шатуна автотракторного двигуна не повинен бути менше 1,5.

Напруження згину в нижній кришці головки шатуна, МПа:

$$\sigma_{зг} = P_{j\max} \left[\frac{0,023 \cdot C_{\sigma}}{\left(1 + \frac{I_{\varepsilon}}{I}\right) W_{зг}} + \frac{0,4}{F_k + F_{\sigma}} \right] \leq [\sigma_{зг}], \quad (5.27)$$

де C_{σ} – відстань між шатунними болтами, м;

$W_{зг} = \frac{l_k h_k}{6}$ – момент опору розрахункового перерізу кришки без врахування ребер жорсткості, м³;

l_k, h_k – відповідно ширина і товщина кришки, м;

$I_{\varepsilon} = \frac{l_k h_k^3}{12}$ – момент інерції перерізу кришки, м⁴;

$I = \frac{l_{\sigma} h_{\sigma}^3}{12}$ – момент інерції перерізу вкладки, м⁴;

l_g, h_g – відповідно ширина і товщина вкладиша, m ;

F_k, F_g – площа поперечного перерізу відповідно кришки і вкладиша, M^2 ;

$P_{j\max} = -P_j(1,05\dots 1,1)$ – розрахункова сила, MH ;

$[\sigma_{z2}] = 120\dots 300 MPa$ – допустиме напруження для сучасних автомобільних і тракторних двигунів.

Запас міцності шатунних болтів

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, MH :

$$P_{\delta} = P_{nz} + \frac{\alpha \cdot P_{j\max}}{i_{\delta}}, \quad (5.28)$$

де $P_{nz} = (2\dots 3) \frac{P_{j\max}}{i_{\delta}}$ – сила попереднього затягування болтів, MH ;

$\alpha = 0,2\dots 0,25$ – коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання;

i_{δ} – кількість шатунних болтів.

Напруження в болті, MPa :

а) максимальне

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\delta}}{f_{\min}}; \quad (5.29)$$

б) мінімальне

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{nz}}{f_{\min}}, \quad (5.30)$$

де $f_{\min} = \frac{\pi d_g^2}{4}$ – мінімальна площа перерізу болта, m^2 ;

d_g – мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, m .

Середнє напруження за цикл, MPa :

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (5.31)$$

Амплітуда циклу, MPa :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \quad (5.32)$$

Запас міцності шатунного болта

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{k_{\sigma} \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{cp}}, \quad (5.33)$$

де $k_{\sigma} = 3,0..4,5$ – коефіцієнт концентрації напружень у різьбі.

Значення σ_{-1p} , α та ε беруться такими ж, як і при розрахунку стержня шатуна.

Для шатунних болтів значення запаса міцності не повинно бути нижче 2,0.

5.7 Колінчастий вал

Корінна шийка колінчастого вала

Для розрахунку запаса міцності корінні шийки колінчастого вала розраховують тільки на кручення.

Максимальне дотичне напруження, МПа:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa \max}}{W_{\kappa p}} = \frac{M_{\kappa \max}}{0,2d_{\kappa \text{ш}}^3}, \quad (5.34)$$

де $d_{\kappa \text{ш}}$ – діаметр корінної шийки, м;

$M_{\kappa \max} = T_{\Sigma \max} \cdot R \cdot F_n$ – максимальний крутний момент, МН·м;

R – радіус кривошипа, м.

Мінімальне дотичне напруження

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\kappa \min}}{W_{\kappa p}} = \frac{M_{\kappa \min}}{0,2d_{\kappa \text{ш}}^3}, \quad (5.35)$$

де $M_{\kappa \min} = T_{\Sigma \min} \cdot R \cdot F_n$ – мінімальний крутний момент.

Максимальний $T_{\Sigma \max}$ і мінімальний $T_{\Sigma \min}$ сумарний тиск дотичної сили визначають з графіка динамічного розрахунку першого листа курсового проекту.

Середнє напруження циклу, МПа:

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (5.36)$$

Амплітуда напружень, МПа:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (5.37)$$

Запас міцності корінної шийки:

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\tau_o \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \alpha_\tau \cdot \tau_{cp}} \quad (5.38)$$

де τ_{-1} – границя втоми матеріалу на кручення; $\tau_{-1} = 180..220$ МПа – для вуглецевої сталі; $\tau_{-1} = 280..320$ МПа – для легуваних сталей;

$k_\tau = 1,8..2,0$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_\tau = 0,7..0,8$ – коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$\alpha_\tau = 0,1$ – коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу.

Запаси міцності корінних шийок мають значення:

для бензинових двигунів 3-5;

для дизелів без наддуву 4-5;

для дизелів з наддувом 2-4;

для високо форсованих двигунів 2,0-2,5.

Шатунна шийка колінчастого вала

Середній тиск на шатунну шийку, МПа:

$$q_{cp} = \frac{P'_{иср}}{d_{шии} \cdot l_{шии}} \leq [q_{cp}], \quad (5.39)$$

де $P'_{иср} = P_{иср} F_n$ – середнє значення тиску, що діє на шатунні шийки, МПа;

$P_{иср}$ – середнє значення сили, що діє на шатунні шийки, МН;

$d_{шии}, l_{шии}$ – відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, м.

Максимальний тиск на шатунну шийку, МПа:

$$q_{\max} = \frac{P'_{и\max}}{d_{шии} \cdot l_{шии}} \leq [q_{\max}], \quad (5.40)$$

де $P'_{ш\max} = P_{ш\max} F_n$ – максимальне значення тиску, що діє на шатунні шийки, МПа;

$P_{ш\max}$ – максимальне значення сили, що діє на шатунні шийки, МН.

Величини $P_{ср}$, $P_{ш\max}$ визначають із графіка до динамічного розрахунку двигуна (з першого аркуша курсового проекту).

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	[q], МПа	
	$q_{ср}$	q_{\max}
бензиновий	4...12	7...20
дизельний	6...15	20...42

5.8 Розрахунок системи мащення

Розрахунок масляного насоса заключається у визначенні розмірів його шестерень. Цьому розрахунку передують визначення циркуляційної витрати масла в системі.

Кількість відведеної маслом теплоти, кДж/с:

$$Q_M = (0,015 \dots 0,030) Q_o, \quad (5.41)$$

де $Q_o = \frac{h_n G_T}{3600}$ – кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива за 1с, кДж/с;

h_n – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

G_T – годинна витрата палива, кг/год.

Кількість циркулюючого масла, м³/с:

$$V_M = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot C_M \cdot \Delta T_M}, \quad (5.42)$$

де $\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина масла;

$C_M = 2,094 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – середня теплоємність масла;

$\Delta T_M = 10 \dots 15 \text{ K}$ – різниця температури масла на вході і виході з двигуна.

Розрахунок масляного насоса

Для стабілізації тиску масла в системі двигуна циркуляційні витрати збільшуються в два рази.

$$V'_p = 2V_M.$$

З врахуванням витікання масла через зазори в насосі розрахункові витрати дорівнюють, M^3/c :

$$V_P = \frac{V'_P}{\eta_M}, \quad (5.43)$$

де $\eta_i = 0,6 \dots 0,8$ – об'ємний ККД подачі насоса.

Розміри шестерень насоса визначають з формули:

$$V_P = \frac{\pi D_o}{60} \cdot h \cdot b \cdot n_i, \quad (5.44)$$

де $D_o = z \cdot m$ – діаметр початкового кола шестерні, m ;

$m = 0,003 \dots 0,006$ m – модуль зачеплення;

$z = 6 \dots 12$ – число зубців;

h, b – відповідно висота і ширина зуба, m ;

n_i – частота обертання шестерні, *об/хв*.

Необхідно задатися числом зубців z , модулем m та частотою обертання n_i .

Висота зуба визначається як $h = 2m$, m .

Довжина зуба, m :

$$b = \frac{30V_P}{\pi \cdot z \cdot m^2 \cdot n_H}. \quad (5.45)$$

Потужність, витрачена на привід масляного насоса, kBm :

$$N_{MH} = \frac{V_P \cdot P_M \cdot 10^3}{\eta_M}, \quad (5.46)$$

де $P_i = 0,3 \dots 0,5$ $MПа$ – робочий тиск масла в системі;

$\eta_M = 0,85 \dots 0,9$ – механічний ККД насоса.

Звичайно $N_{MH} = 0,14 \dots 0,45$ kBm .

5.9 Розрахунок рідинної системи охолодження

Кількість відведеного тепла в охолоджувальну рідину визначають за формулою:

а) для бензинових, kJ/c :

$$Q_{\infty} = (0,20 \dots 0,30) \cdot Q_o; \quad (5.47)$$

б) для дизелів, $\kappaДж/с$:

$$Q_{ж} = (0,12...0,25) \cdot Q_o.$$

Кількість рідини, що циркулює в системі, визначають за формулою, $м^3/с$:

$$V_{ж} = \frac{Q_{ж}}{\rho_{ж} \cdot C_{ж} \cdot t_{ж}}, \quad (5.48)$$

де $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина охолоджувальної рідини;

$C_{ж} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність охолоджувальної рідини;

$t_{ж} = 5...15^\circ\text{C}$ – різниця температур охолоджувальної рідини на вході і виході з двигуна.

Розрахункову продуктивність водяного насоса визначають за формулою, $м^3/с$:

$$V_{ж.р} = \frac{V_{ж}}{\eta_H}, \quad (5.49)$$

де $\eta_H = 0,8...0,9$ – коефіцієнт подачі насоса.

Потужність, що витрачається на привод водяного насоса визначають за формулою, $\kappaВт$:

$$N_{в.н} = \frac{V_{ж.р} P_{ж} \cdot 10^3}{\eta_M}, \quad (5.50)$$

де $P_{ж} = 0,035...0,15 \text{ МПа}$ – напір, що створюється насосом;

$\eta_M = 0,7...0,9$ – механічний ККД насоса.

Звичайно $N_{в.н} = (0,007...0,014) N_{е.ном}$, $\kappaВт$.

5.10 Розрахунок вентилятора

Кількість повітря, що проходить через радіатор, визначають за формулою, $м^3/с$:

$$V_a = \frac{Q_{ж}}{\rho_a \cdot C_a \cdot t_a}, \quad (5.51)$$

де $Q_{жк}$ – кількість теплоти, відведеної від охолоджувальної рідини, кДж/с;

$\rho_0 = \frac{P_0}{R_0 T_0}$ – густина повітря при його середній температурі, кг/м³;

$P_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ – тиск навколишнього середовища;

$R_0 = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – газова стала повітря;

$T_0 = 273 + t_0$ – середня температура повітря в радіаторі;

$C_0 = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність повітря;

$t_0 = 6 \dots 12 \text{ }^\circ\text{C}$ – різниця температур повітря на вході з радіатора.

Діаметр лопатей вентилятора визначають за формулою, м:

$$D_{\text{вент}} = 1,3 \sqrt{\frac{V_0}{W_0}}, \quad (5.52)$$

де $W_0 = 13 \dots 30 \text{ м/с}$ – швидкість повітря у вентиляторі.

Звичайно $D_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,7 \text{ м}$.

Частоту обертання вала вентилятора визначають за формулою, об/хв:

$$n = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{\text{вент}}}, \quad (5.53)$$

де $U = 80 \dots 125 \text{ м/с}$ – колова швидкість кінця лопаті робочого колеса вентилятора.

Потужність, що витрачається на привод вентилятора, визначають за формулою, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_0 \cdot P_{\text{тр}}}{\eta_{\text{вент}} \cdot 10^3}, \quad (5.54)$$

де $P_{\text{тр}} = 800 \dots 1000 \text{ Н/м}^2$ – опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора (для клепаних – $\eta_{\text{вент}} = 0,3 \dots 0,4$; для литих $\eta_{\text{алю}} = 0,55 \dots 0,7$).

Звичайно $N_{\text{вент}} = (0,07 \dots 0,14) N_{\text{енол}}, \text{ кВт}$.

ГЛОСАРІЙ

Автомобіль (car)

Самохідна машина, що приводиться в рух за допомогою встановленого на ньому двигуна.

Вал (shaft)

Деталь у вигляді стержня, яка обертається або не обертається та передає крутний момент.

Вантажопідйомність (load rating)

Здатність транспортного засобу перевозити певну масу вантажу.

Вентилятор (fan)

Лопатеве колесо, яке нагнітає повітря при обертанні.

Вібрація (vibration)

Механічні коливання звичайно з відносно малою амплітудою та не дуже низькою, не менше 17-25 Гц, частотою. Все частіше вібрацією називають механічні коливання з будь-якою частотою.

Вузол (assembly)

З'єднання декількох деталей, прийняте у виробництві за самостійну складальну одиницю.

Гідродвигун (hydraulic motor)

Машина, яка перетворює механічну енергію потоку рідини в механічну енергію веденої ланки.

Двигун (engine)

Машина, яка перетворює який-небудь вид енергії в механічну роботу.

Деталь (part, element)

Частина виробу, в якій немає з'єднань.

Дисбаланс (unbalance)

Неврівноваженість деталей, що обертаються відносно їх осей обертання.

Довговічність (durability)

Властивість об'єкта зберігати роботоздатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту.

Зазор (clearance)

Відстань між поверхнями спряжених деталей, що регламентована для правильного функціонування або виникла в результаті експлуатації, неправильного виготовлення або складання.

Картер (case, casing, housing)

Нерухома частина пристрою, звичайно закритого коробочного перерізу, для опори рухомих деталей і захисту їх від ушкоджень і забруднень.

Клапан (valve)

Деталь або пристрій для керування витратою газу або рідини зміною площі прохідного перерізу.

Конструкція (construction)

Склад і взаємне розташування окремих частин із певних матеріалів, втілених в конкретну форму з певними розмірами.

Коефіцієнт (coefficient, factor)

Показник, виражений звичайно безрозмірною величиною.

Коефіцієнт нерівномірності обертання (rotational variation factor)

Відношення різниці між максимальним і мінімальним значенням кутової швидкості до її середнього значення за один цикл.

Коефіцієнт врахування обертальних мас (rotational inertia coefficient)

Відношення суми мас, що поступально рухаються і обертаються, приведених до ланки з основною масою, що рухається поступально, до цієї основної маси.

Коефіцієнт корисної дії (coefficient of efficiency)

Відношення відведеної від пристрою потужності до потужності, підведеної до нього.

Критерій (criterion)

Ознака, на основі якої виконується вибір вимірника кількісної оцінки.

Люфт (looseness; play)

Сумарний зазор між спряженими декількома послідовно розташованими деталями.

Маса корисна (useful weight)

Маса вантажу, пасажирів, водія і спорядження.

Маса (повна) транспортного засобу (gross vehicle weight)

Сума власної маси і маси вантажу та пасажирів, відповідної номінальної вантажопідйомності і пасажиромісткості даного транспортного засобу.

Модель (1 – form, model, 2 - mock-up facility, 3 - templet)

1. Зразок для масового виробництва виробу.
2. Об'єкт, відтворений в збільшеному чи зменшеному вигляді.
3. Об'єкт чи процес, досліджувані властивості якого відповідають властивостям реального об'єкта чи процесу.

Модель базова (basic model)

Основна модель, яка виготовляється на заводі.

Модернізація (modernization, updating)

Внесення змін в модель, які підвищують її відповідність сучасним вимогам.

Модифікація (1 - modification, 2 - restyling model)

1. Внесення змін в базову модель, які підвищують її відповідність спеціалізованому призначенню (наприклад, збільшення чи зменшення бази автомобіля).
2. Модель, яка відрізняється від базової моделі модифікацією.

Міцність (strength)

Властивість твердих тіл опиратися руйнуванню і незворотній зміні форми під дією зовнішніх навантажень.

Параметр (parameter, quantity, rating, value)

1. Змінна величина, постійна в межах одного рішення, від якої залежить значення іншої змінної величини.
2. Величина, яка характеризує істотну властивість об'єкта, явища.

Потужність (power)

Фізична величина, що дорівнює відношенню виконаної роботи або зміні енергії до проміжку часу, протягом якого була виконана робота чи відбувалось зміння енергії.

Привод (actuator)

Пристрій, який складається в загальному випадку з двигуна, передавальних механізмів і системи керування, для приведення в рух машин та механізмів.

Пристрій (1 - equipment, 2 - arrangement)

1. Сукупність деталей, вузлів, елементів, яка має конструктивну та функціональну єдність.

2. Склад і взаємне розташування окремих частин, які відображають основні функціональні та конструктивні ознаки, що притаманні даному технічному об'єкту.

Процес робочий (operation, working procedure)

Сукупність фізичних, фізико-хімічних та інших явищ, які виникають під час роботи в агрегатах і системах, їх послідовність, причинність, взаємозв'язок.

Пружина (spring)

Деталь, яка служить для тимчасового накопичення механічної енергії за рахунок пружної деформації під впливом навантаження.

Рухомий склад (rolling stock)

Транспортні одиниці автомобільного, залізничного, метропобудовного, трамвайного, троллейбусного.

Сила (force)

Міра механічного впливу на матеріальну точку чи тіло з боку інших тіл.

Система (1 - system, 2 - structure)

1. Сукупність пристроїв, пов'язаних загальною функцією в робочому процесі агрегата чи машини.

2. Об'єкти з їх зв'язками.

Склад рухомий автомобільного транспорту (vehicles)

Сукупність автомобілів, причепів, напівпричепів.

Тиск (pressure)

Величина, яка характеризує інтенсивність дії сил на поверхню тіла по нормалі до неї, при рівномірному розподілі сил по поверхні дорівнює відношенню сили до площі поверхні.

Фільтр (cleaner, filter, strainer)

Пристрій для очищення рідин чи газів від небажаних та шкідливих домішок.

Хід робочий (working travel)

Хід, що відповідає руху чи роботі механізму або машини при виконанні корисної роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобільні двигуни : [підручник] / Ф. І. Абрамчук, І. І. Тимченко, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долгунов. – [2-е вид.]. – К., 2004. – 476 с.
2. Алексеев И. В. Автомобильные двигатели : учебник [для студ. высш. учебн. завед.] / Алексеев И. В. – М. : Транспорт, 2010. – 464 с.
3. Анисимов В. Ф. Частная методика определения многофакторной связи параметров автотракторных дизелей / Анисимов В. Ф. – К. : Межвузовское полиграфизд., 1984. – 60 с.
4. Анісімов В. Ф. Конструкція та розрахунок автомобільних і тракторних двигунів : навчальний посібник / В. Ф. Анісімов, І. Г. Савчинський. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 90 с.
5. Анісімов В. Ф. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів : навчальний посібник / Анісімов В. Ф., Дмитрієва А. В., Севостьянов С. М. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 130 с.
6. Анохин В. И. Отечественные автомобили / Анохин В. И. – М. : Машиностроение, 1977. – 597 с.
7. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / [Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Круглов М. Г. и др.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 464 с.
8. Краткий автомобильный справочник. – М. : Транспорт, 1986. – 464 с.
9. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / Николаенко А. В. – М. : Колос, 1984. – 336 с.
10. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / Попык К. Г. – М. : Высшая школа, 1990. – 328 с.
11. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.
12. Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания : в 3-х кн. / А. С. Хачиян, К. А. Морозов, М. Г. Шатров; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высшая школа, 2005.

Зразок титульного аркуша курсового проекту

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА «АВТОМОБІЛІ ТА ТРАНСПОРТНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ (РОБОТА)

з дисципліни «Автомобільні двигуни»

на тему: РОЗРАХУНОК КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГУНА
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Студента (ки) 3 курсу ІАТ-12 групи
напряму підготовки 6.070106
«Автомобільний транспорт»
спеціальності «Автомобілі та автомо-
більне господарство»

Мазура Р.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник професор, д.т.н.

Поляков А.П.

(посада, місце звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії

Додаток Б

Зразки індивідуальних завдань до курсових проектів (робіт)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут МТ
Факультет АРВ
Кафедра АТМ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри АТМ
проф., к. т. н. В. В. Біліченко

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект з дисципліни „Автомобільні двигуни”

Студенту Мазуру Р. А. групи 1АТ-12
Тема проекту: Розрахунок карбюраторного двигуна внутрішнього згоряння

Вихідні дані

Потужність 58 кВт. Число обертів 5700 об/хв, Ступінь стиснення 8,5.

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ

1. Тепловий розрахунок двигуна
2. Динамічний розрахунок двигуна
3. Детальний розрахунок на міцність заданого вузла, деталі

Висновки

Список використаних джерел

Додатки

Об'єм графічної частини проекту

Перший аркуш – графіки до теплового та динамічного розрахунків.

Другий аркуш – повздовжній або поперечний розріз двигуна.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ПРОЕКТУ

Етапи	Розділи	% виконання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Тепловий розрахунок двигуна	30		
2.	Динамічний розрахунок двигуна	30		
3.	Розрахунок на міцність	30		
4.	Оформлення записки	10		

Проект виданий _____

Захист проекту _____

Керівник курсового проекту _____ д. т. н., проф. Поляков А. П.

Зразок технічного завдання

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет
Інститут машинобудування та транспорту

Затверджую

Керівник д. т. н., проф.

_____ А. П. Поляков

підпис

” ” _____ 201_ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

1. Назва та об'єкт проектування

2. Область застосування – *автомобілі*.

3. Основа розробки – робочий навчальний план дисципліни АД.

4. Мета, призначення та джерела розробки

Призначенням курсового проекту є виконання комплексу розробок для створення конструкції автомобільного двигуна за призначенням та за вимогами стандартів, з метою поглибленого вивчення конструкції, експлуатаційних властивостей та робочих процесів окремих систем та механізмів двигуна; визначення умов експлуатації та навантажень. Джерелами розробки є:

1. Анісімов В. Ф. Конструкція та розрахунок автомобільних і тракторних двигунів : навчальний посібник / В. Ф. Анісімов, І. Г. Савчинський. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 90 с.

2. Анісімов В. Ф. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів : навчальний посібник / Анісімов В. Ф., Дмитрієва А. В., Севостьянов С. М. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 130 с.

3. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.

4. Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания : в 3-х кн. / А. С. Хачиян, К. А. Морозов, М. Г. Шатров; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высшая школа, 2005.

5. Технічні вимоги та економічні показники

5.1. Нормативні значення техніко-економічних та експлуатаційних показників.

5.1.1. Вимоги до загальної структури і послідовності проектування: проектування двигуна внутрішнього згорання повинно проводитися з використанням варіантного пошуку раціонального рішення, включаючи елементи математичного моделювання.

5.1.2. Вимоги до проектних рішень.

Вихідні дані для проектування:

- установлення вимог до двигуна, що розробляється;
- аналіз і критична оцінка умов роботи двигуна;
- порівняння техніко-економічних показників існуючих двигунів подібного класу.

5.1.3. Вимоги до показників з модернізації конструкції вузла двигуна.

5.1.3.1. Загальні вимоги:

- з'ясування основних вимог до конструкції;
- розрахунок основних характеристик ДВЗ і побудова зовнішньої швидкісної характеристики;
- визначення компоновальних параметрів;
- довговічність роботи – до 10 років.

5.1.3.2. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

З метою підвищення надійності, ремонтпридатності та економічності експлуатації двигуна, що проектується (модернізується), слід максимально застосувати стандартні вироби. Рівень стандартизації та уніфікації конструкції повинен складати не менше 80 %.

6. Стадії та етапи розробки

6.1. Основні етапи виконання проекту в цілому:

- техніко-економічне обґрунтування;
- розробка основної проектної задачі;
- поглиблена розробка агрегату (вузла);
- стадії розробки та етапи робіт, встановлені за ГОСТ 2.ТГО-6К.

Поетапні строки, що вказуються в ТЗ, є орієнтовними. Основними термінами виконання робіт вважають строки, які встановлені в плані дослідно-конструкторських робіт.

Зміст стадій проектування та строки їх виконання визначаються завданням на курсовий проект.

7. Порядок контролю та приймання

Контроль та приймання розробок виконується відповідно до Положення про курсове проектування на кафедрі АТМ. Основа для розробки курсового проекту подана в додатку до технічного завдання.

8. Графічна та текстова документація розробленого привода повинна відповідати всім діючим стандартам України.

9. Економічні показники (вводяться при необхідності).

10. Порядок контролю та прийняття

Виконання етапів графічної та розрахункової документації курсового проекту контролюється викладачем згідно з графіком виконання проекту.

Прийняття проекту здійснюється комісією, затвердженою зав. кафедрою згідно з графіком захисту.

Коректування технічного завдання допускається з дозволу керівника проекту.

Критерії оцінювання курсових проектів (КП)

5 (відмінно) – назва об'єкта відповідає зазначеній у формулюванні темі КП; наявність в КП ТЕО оптимального варіанта вирішення основної задачі проекту на стадії ескізного проекту, наявність варіантних підходів при вирішенні проектних задач; у ПЗ обґрунтовуються всі головні проектні рішення; обґрунтування виконані на високому інженерному рівні; рівень перевірки прийнятих рішень експериментальними дослідженнями чи комп'ютерним моделюванням відповідає вимогам проектування; використання ЕОМ для вирішення задач проектування на належному рівні, обґрунтування вибору типу ЕОМ та програмних засобів виконано повністю, аналіз результатів проведений у достатньому обсязі, використання ЕОМ задовольнило існуючий рівень проектування; допоміжні розділи підпорядковані вирішенню основної проектної задачі; зміст графічної частини повністю відповідає конкретному об'єкту проектування, при цьому повністю розкрито відображення цього об'єкта, дотримано за неістотними відхиленнями всіх вимог щодо ЄСКД, ЄСТД тощо; в пояснювальній записці достатньо повно обґрунтовані всі основні та більшість допоміжних проектних рішень; стиль написання обґрунтовальний, є зв'язок між розділами і додатками, дотримано правил граматики та вимог діючих стандартів.

4 (добре) – назва об'єкта відповідає зазначеній у формулюванні темі КП; виконано КП на замовлення підприємства або організації (є в наявності документ, що підтверджує це); наявність в проекті оптимального варіанта вирішення основної задачі, але при цьому кількість проаналізованих варіантів не перевищує трьох; недостатньо обґрунтовано застосування тих чи інших технічних та економічних критеріїв; у ПЗ чи тексті КП обґрунтовуються всі головні проектні рішення, але ступінь обґрунтування неоднорідна; КП не передбачає можливості створення дослідного зразка; перевірка прийнятих рішень не завжди відображена експериментальними дослідженнями чи комп'ютерним моделюванням; не в повному обсязі використано ЕОМ для вирішення задач проекту, немає обґрунтувань вибору типу ЕОМ та програмних засобів, всі результати проаналізовані, але в неповному обсязі; допоміжні розділи повністю підпорядковані вирішенню основної проектної задачі; зміст графічної частини повністю відповідає конкретному об'єкту проектування; є невеликі відхилення від вимог щодо ЄСКД, ЄСПД тощо; в пояснювальній записці є незначні помилки; стиль написання обґрунтовальний, зв'язок між розділами і додатками повний, є незначні граматичні помилки.

3 (задовільно) – назва об'єкта відповідає зазначеній у формулюванні темі КП; КП виконано не на замовлення підприємства або організації (немає в наявності підтверджувального документа); відсутній в КП варіантний пошук вирішення основної задачі проекту, але є окремі спроби

описового характеру пропонування декількох перспективних рішень; у ПЗ чи тексті КП обґрунтування основного рішення не відповідають вимогам та виконані описово; КП не передбачає можливості впровадження технологічного процесу у виробництво; обсяг використання ЕОМ для вирішення задач проекту малий, без обґрунтувань вибору типу ЕОМ та програмних засобів, аналіз результатів відсутній, використання ЕОМ не підвищило рівень проектування; допоміжні розділи не повністю підпорядковані вирішенню основної проектної задачі; графічна частина неповна, виконана з недоліками та помилками; вимоги щодо ЄСКД, ЄСТД тощо мало дотримані; в пояснювальній записці зустрічаються помилки; стиль написання описовий; немає тісного зв'язку між розділами і додатками, порушені вимоги щодо діючих стандартів.

2 (незадовільно) – назва об'єкта та зміст розробок не відповідають зазначеній у формулюванні темі КП; виконано КП не на замовлення підприємства або організації (відсутність документів); відсутній в КП варіантний пошук, відсутні варіантні підходи при вирішенні проектних задач; у ПЗ чи тексті КП не обґрунтовуються проектні рішення; КП не передбачає можливості впровадження технологічного процесу у виробництво; використання ЕОМ для вирішення задач проекту відсутнє; аналіз результатів поверхневий та не відповідає суті; допоміжні розділи не відповідають вирішенню основної проектної задачі; зміст графічної частини не відповідає конкретному об'єкту проектування, не дотримано всіх вимог щодо ЄСКД, ЄСТД тощо; в пояснювальній записці багато помилок; стиль написання описовий; відсутній зв'язок між розділами і додатками, є порушення правил граматики та вимог діючих стандартів.

Навчальне видання

**Анісімов Віктор Федорович
Поляков Андрій Павлович
Севостьянов Сергій Миколайович**

АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Навчальний посібник

Редактор Т. Старічек

Оригінал-макет підготовлено С. Севостьяновим

Підписано до друку 07.12.2012 р.
Формат 29,7x42 ¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк ризографічний. Ум. друк арк. 6,2.
Наклад 75 прим. Зам. № 2012-119.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.