

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **“Дослідження впливу тиску компресорного наддуву на техніко-економічні показники бензинового двигуна”**

Виконав: студент групи Ат-62
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"
(шифр і назва)
Орест Луців
(ім'я та прізвище)
Керівник: Дмитро Рубан
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 631.173

Луців О.Б. Дослідження впливу тиску компресорного наддуву на техніко-економічні показники бензинового двигуна: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУП, 2024. 96с.

Таблиць 14; рисунків 17; бібліогр. джерел 15; додатків 1.

Об'єктом дослідження є бензиновий двигун легкового автомобіля.

Предмет дослідження стосується робочого процесу та техніко-економічних показників бензинового двигуна.

Метою роботи є визначення того, як параметри наддуву впливають на техніко-економічні характеристики двигуна.

Результати дослідження мають практичне значення, було вибрано чотиритактний бензиновий двигун з привідним компресором, який дозволяє підвищити поповнення циліндрів та досягати покращених експлуатаційних і ефективних показників чотиритактного ДВЗ з іскровим запалюванням. У порівнянні з базовими характеристиками ефективна потужність зросла на 34,9%, крутний момент збільшився на 34,8 % при зростанні витрат палива на 2,2%. Магістерська робота є останнім кроком до отримання освіти та диплому магістра, а також є кінцевим результатом навчання.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ.....	8
1.1 Класифікація бензинових двигунів	8
1.2 Наддув двигунів	9
Висновки за розділом.....	14
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ.....	15
2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна.....	15
2.2 Модернізація двигуна.....	17
2.3 Визначення особливостей розрахунку.....	18
2.4 Тепловий розрахунок.....	20
2.5 Контроль результатів розрахунку.....	30
Висновки за розділом.....	31
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ.....	32
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму.....	33
3.2 Сили інерції обертових мас.....	34
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийку колінчастого валу....	36
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.....	42
3.5 Розрахунок врівноваження двигуна.....	43
3.6 Розрахунок маховика.....	46
3.7 Розрахунок двигуна без наддуву на міцність.....	50
3.7.1 Розрахунок на міцність поршневих кілець.....	50
3.7.2 Розрахунок на міцність поршневого пальця.....	54
3.7.3 Розрахунок на міцність шатунних болтів.....	59
Висновки за розділом.....	61

4 ВПЛИВ ПІДВИЩЕНОГО ТИСКУ ПОВІТРЯ ВІД

ПРИВІДНОГО КОМПРЕСОРА НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ

ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317.....62

4.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву...62

Висновки за розділом.....64

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ

СИТУАЦІЯХ.....65

5.1 Аналіз потенційних небезпек.....65

5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії і гігієни праці.....66

5.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки.....69

5.5 Заходи з цивільного захисту.....69

Висновки за розділом.....70

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....71

6.1 Характеристика продукції.....71

6.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма.....72

6.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ...73

6.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ.....74

6.5 Розрахунок експлуатаційних витрат.....76

6.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації

нового ДВЗ.....78

Висновки за розділом.....79

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ80

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ81

ДОДАТКИ.....83

ВСТУП

Удосконалення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) має важливе значення для підвищення питомої потужності, надійності та довговічності, а також для зменшення їх габаритів і маси, а також для розробки та створення нових конструкцій двигунів [2, 3, 4].

З моменту появи перших безкінних екіпажів з поршневими двигунами конструктори боролися за те, щоб збільшити питому потужність двигунів. Підвищення питомої потужності двигуна можна досягти різними способами. Найпоширенішими з них є наступні: використання різних типів наддуву, використання впускного каналу змінної довжини, регулювання механізму газорозподілу та оптимізація конфігурації впускної системи. Подібні методи покращують наповнення циліндра свіжим зарядом. Це підвищує потужність двигуна та в цілому його техніко-економічні та експлуатаційні характеристики [7].

Наддув двигуна є найпоширенішим методом підвищення маси повітря в циліндрі за допомогою різних нагнітачів. Авіація під час Першої світової війни дала початок наддуву, який був результатом втрати потужності через зниження атмосферного тиску під час набору висоти. Наприклад, потужність двигуна знижується майже на 50% на висоті близько 5400 метрів, і наддув був методом вирішення цієї проблеми [6].

До 40-х і 50-х років минулого століття в основному застосовувалися поршневі компресори (ПК), оскільки вони мали такі переваги: порівняно високий ККД і ступінь підвищення тиску, високу надійність і низьку вартість. Неврівноваженість і пульсації тиску є недоліками [12].

Метою і завданням дослідження є

Покращення економічних та технічних характеристики вибраного бензинового 4-х тактного двигуна MeM3-317, оцінивши вплив підвищеного тиску.

Завдання, необхідні для досягнення мети, включали таке:

- аналіз існуючих типів бензинових 4-х тактних двигунів внутрішнього згорання з наддувом;
- вибір методу проведення експерименту з оптимізації параметрів;
- розрахунок робочого процесу та показників двигуна MeM3-317;
- дослідження робочих характеристик ДВЗ у різних режимах;
- економічне обґрунтування роботи.

Об'єктом дослідження є камера згорання бензинового двигуна MeM3-317.

Предмет дослідження стосується робочого процесу та техніко- економічних характеристик бензинового чотиритактного двигуна з наддувом.

Наукова новина дослідження :

- полягала в тому, що було отримано результат розрахунку впливу збільшеного тиску повітря від привідного компресора на ефективність та експлуатаційні характеристики чотиритактного ДВЗ;
- визначено раціональну величину тиску та ступеня стиснення бензинового двигуна MeM3-317, щоб підвищити ефективність його роботи.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ

1.1 Класифікація бензинових двигунів.

Двигуни внутрішнього згорання поділяються на:

- чотиритактні та двотактні за способом виконання робочого циклу;
- за способом сумішоутворення на зовнішнє та внутрішнє сумішоутворення.

Двотактні двигуни мають більшу потужність на одиницю об'єму, але менше ККД. Таким чином, двотактні двигуни застосовуються в місцях, де невеликі розміри є важливі, але не важлива економічність палива, такі місця включають мотоцикли, моторні човни, бензопили та моторизовані інструменти. Більшість інших транспортних засобів мають чотиритактні двигуни. Слід зазначити, що дизелі також можуть бути чотиритактними або двотактними. Двотактні двигуни залишають багато недоліків бензинових двотактних двигунів, але їх найбільше використовують на суднах і де що на поїздах і вантажівках:

- *за кількістю циліндрів* двигуни бувають одноциліндровими, двоциліндровими та багатоциліндровими;
- *за розташуванням циліндрів* - вертикальні або похилі циліндри в один ряд (відомі як «рядні» двигуни), V-подібні з циліндрами під кутом (відомі як опозитні двигуни, коли циліндри розташовані під кутом 180°).
- W-подібні, у яких чотири ряди циліндрів розташовані під кутом до одного колінвала (у V-подібному двигуні два ряди циліндрів);
- *до способу охолодження* двигуна можуть мати рідинне або повітряне охолодження;
- *за типом мастила* поділяється на змішаний(масло змішується з паливною сумішшю) і роздільний (масло знаходиться в картері);
- *за типом палива*: рідке або газоподібне;
- *за ступенем стиснення*. Двигуни з високим ступенем стиснення ($\epsilon = 12-18$) і низьким ступенем стиснення ($\epsilon = 4-9$);

- за спос- обом наповнення циліндра свіжою сумішшю: двигуни без наддування (атмосферні), у яких впускання повітря в робочий циліндр здійснюється за рахунок розрядки в циліндрі при всмоктуючому ході поршня; двигуни з наддувом, у яких впускання повітря або горючої суміші в робочий циліндр відбувається під тиском, створеним турбокомпресором, щоб збільшити потужність і ККД;

- відповідно до частоти обертання, існують три категорії: тихохідні, підвищеної частоти обертання та швидкохідні;

- за призначенням - стаціонарні, автотракторні, суднові, тепловозні, авіаційні та інші.

1.2 Наддув двигунів

Потужність двигунів автомобілів, в наслідок збільшення вантажопідйомності та швидкості руху, має бути збільшена, не збільшуючи їх габарити та масу. Потужність двигуна, як відомо, пропорційна масі заряду, яка надходить у циліндри, а також пропорційна густині заряду. Збільшуючи густину свіжого заряду, в камерах згоряння можна спалити більшу кількість повітряної суміші та отримати більшу потужність двигуна на одиницю робочого об'єму. У цьому випадку в циліндри під тиском подається новий заряд, наприклад повітря або горюча суміш. Цей метод носить назву наддув двигунів.

Конструкторам зовсім шукати нові способи значної модернізації поршневих моторів, щоб виконувати жорсткі стандарти токсичності Євро 3 . Крім того, швидше за все, не вдасться забути про наддув під час цього. Із способів створення двигунів, які можуть працювати з циклами з внутрішнім охолодженням, також відомі як цикли Міллера-Аткінсона, в одному з яких обов'язково застосовують наддув, який може бути механічним, так і комбінованим.

Класифікація систем наддуву.

За різними ознаками класифікують системи наддуву автомобільних двигунів.

За джерелом енергії для наддуву:

- 1) системи наступні системи, що вибирають відпрацьовані гази:
 - а) системи з турбокомпресором (ТК);
 - б) системи з хвильовим обмінником тиску (ХОТ);
- 2) системи з приводним компресором (ПК);
- 3) комбіновані системи (ТК і ПК);
- 4) системи, які здійснюють вибір енергії хвильових коливань на впуск (акустичний або динамічний наддув).

При підвищенні тиску заряду в компресорі, існує три види наддуву:

- 1) низький наддув ($k < 4$), тут приріст потужності двигуна на 20–35%;
 - 2) середній наддув ($4 < k < 7$), який забезпечує приріст потужності на 35–50 %;
 - 3) високий наддув, приріст потужності зростає на 50% і більше ($k > 7$).
- Механічні нагнітачі (по англ. Supercharger) дозволяють досить простим способом істотно підняти потужність мотора.

Маючи привід безпосередньо від колінчастого валу двигуна, компресор здатний закачувати повітря в циліндри при мінімальних обертах без затримки збільшувати тиск наддуву строго пропорційно оборотам мотора. Але у них є і недоліки. Вони знижують ККД ДВЗ, так як на їх привід витрачається частина потужності, що виробляється силовим агрегатом. Системи механічного наддуву займають більше місця, вимагають спеціального приводу (зубчастий ремінь або шестерний привід) і видають підвищений шум.

Показники роботи комбінованого ДВЗ у великій мірі залежить від ефективності роботи компресійного пристрою агрегату наддуву - повітряного компресора. Це відноситься не тільки до потужності комбінованого ДВЗ на номінальному режимі, але і до характеру зміни потужності і питомої витрати палива в залежності від частоти обертання

колінчастого валу або навантаження. Велике значення мають пускові якості, можливість стійкої бездимної роботи на холостому ході і на режимах малих навантажень, а також

забезпечення потрібної якості робочого циклу на несталіх і перехідних режимах, необхідних приємності і пристосовності комбінованих ДВЗ.

Зазначене визначає специфічні вимоги до компресорів агрегати газотурбінного наддуву комбінованих ДВЗ:

- компресор комбінованого ДВЗ повинен забезпечувати подачу повітря з параметрами, необхідними для отримання заданої потужності при високій паливній економічності, допустимому механічному і тепловому навантаженні деталей;

- ступінь підвищення тиску і витрата повітря, створювані когось компресорів, повинні забезпечувати отримання необхідного запасу крутного моменту на необхідних режимах роботи;

- режим спільної роботи поршневої частини комбінованого ДВЗ і компресора повинен бути віддаленим від кордону нестійкої роботи - лінії помпажу - на характеристиці компресора при досить високому ККД;

- для забезпечення необхідної приємності комбінованого ДВЗ компресор в складі турбокомпресора, що має газовий зв'язок з поршневою частиною, повинен мати мінімальну інерційність ротора для швидкої зміни робочого режиму і недопущення зниження коефіцієнта надлишку повітря при перевантаженнях.

Крім специфічних вимог до компресорів агрегатів наддуву пред'являється ряд загальних вимог:

- висока експлуатаційна надійність, простота конструкції;
- технологічність конструкції;
- мінімальний рівень шуму.

Принципова схема комбінованого двигуна з механічним наддувом приведена на рисунку 1. Колесо компресора має високу частоту обертання завдяки зв'язку з колінчастим валом двигуна через редуктор (мультиплікатор). Як компресійних пристроїв при механічному наддуванні можуть використовуватися поршневі, відцентрові, осьові і роторні

компресори. При такій схемі забезпечується тиск наддувочного повітря в інтервалі 0,15 ... 0,28 МПа. При великих значеннях тиску наддуву потужність, що витрачається на привід нагнітача, може виявитися чималою, і використання механічного наддуву є неефективним.

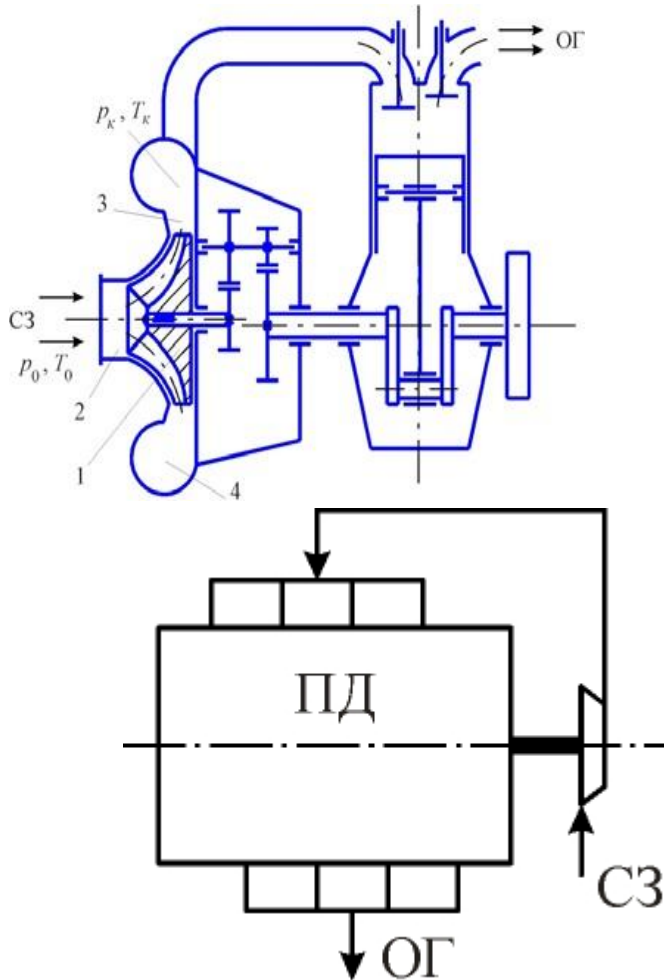


Рисунок 1.1- Принципова схема комбінованого двигуна з механічним способом наддуву

1 - колесо компресора; 2 - вхідний пристрій; 3 - дифузор; 4 - збірники повітря

Відпрацьовані гази двигунів мають значний запас теплової і кінетичної енергії, яка в разі механічного наддуву виявляється невикористаною. Цим недоліком не володіють комбіновані двигуни з газотурбінним наддувом. Принципова схема такого двигуна з газотурбінним наддувом представлена на рисунок 1.2.

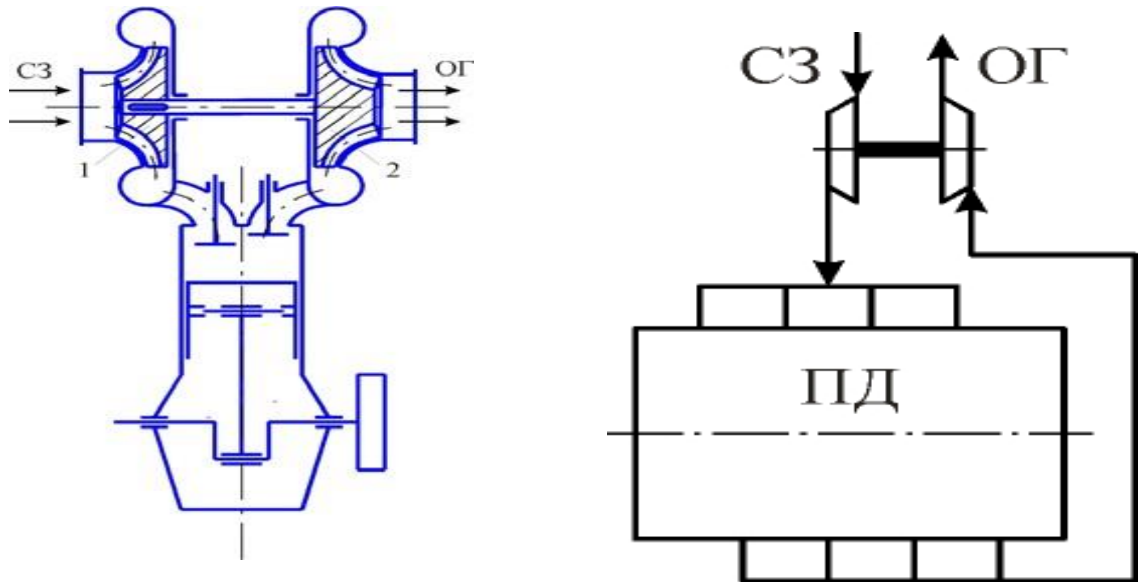


Рисунок 1.2 - Принципова схема комбінованого двигуна з газотурбінним способом наддуву

1 - колесо компресора; 2 - колесо турбіни

Існує два види механічних нагнітачів (рисунок 1.3): об'ємні і відцентрові.

Типовими представником об'ємних нагнітачів є нагнітач Roots і компресор Lysholm. На поточний момент найдосконаліші системи турбонаддуву вважаються двигуни TSI (Volkswagen) і TFSI (Audi). Але не сильно відстають і японські виробники, такі як EJ20 (Subaru), 13B-REW (Mazda), RB26DETT (от Nissan), 2JZ-GTE (Toyota), 4G63 (Mitsubishi).

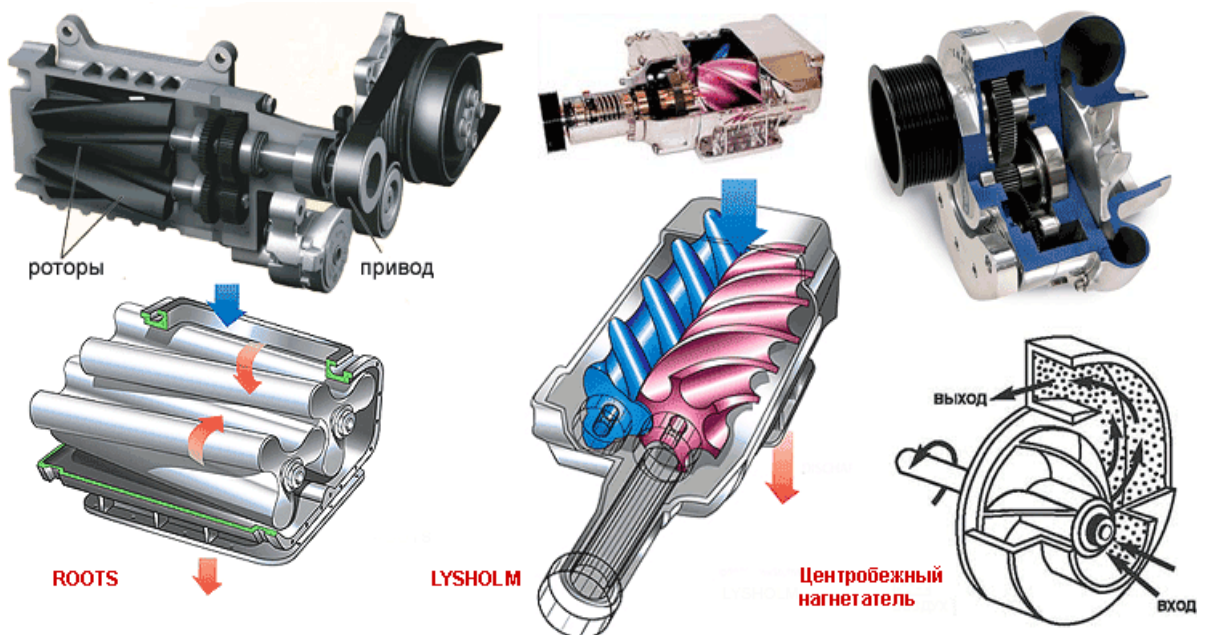


Рисунок 1.3 – Механічні нагнітачі.

До недоліків турбованного двигуна можна віднести дорогий ремонт, обслуговування турбіни. Не дивлячись на всі сказані мінуси, двигуни з турбонаддувом - це майбутнє автомобілебудування на основі двигунів внутрішнього згоряння.

Висновки за розділом

Для визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан бензинового двигуна необхідно вирішити ряд задач:

- виконати тепловий розрахунок циклу ДВЗ;
- встановити значення тиску.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ

Метою досліджень є поліпшення ефективних і техніко-економічних характеристик бензинового чотиритактного ДВЗ шляхом оптимізації параметрів тиску .

Характеристиками двигуна називають графічні залежності основних показників його роботи від параметрів, які характеризують режими та умови роботи.

2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна

Двигуни MeM3-317 (рисунок 2.1) - поперечні чотирициліндрові з системою розподіленого електронного уприскування [13]. MeM3-317 - базовий силовий агрегат з системою розгорнутого впорскування палива для автомобілів «Сенс» і «Ланос». Об'єм двигуна 1.386 л, потужність 77 к. с. (56.6 кВт). Двигун має ступінь стиснення 9,8 і розрахований на бензин з октановим числом не менше 95.

Циліндри двигуна розташовані вертикально в ряд, об'єднані разом з верхньою частиною картера і являють собою єдиний вилівок – блок циліндрів. При такій компоновці забезпечується міцність конструкції, жорсткість, компактність, надійність і зменшується маса двигуна. Протоки для охолоджуючої рідини зроблені по всій висоті циліндрів, що поліпшує охолодження поршнів і поршневих кілець і зменшує деформації блоку від нерівномірного нагрівання.

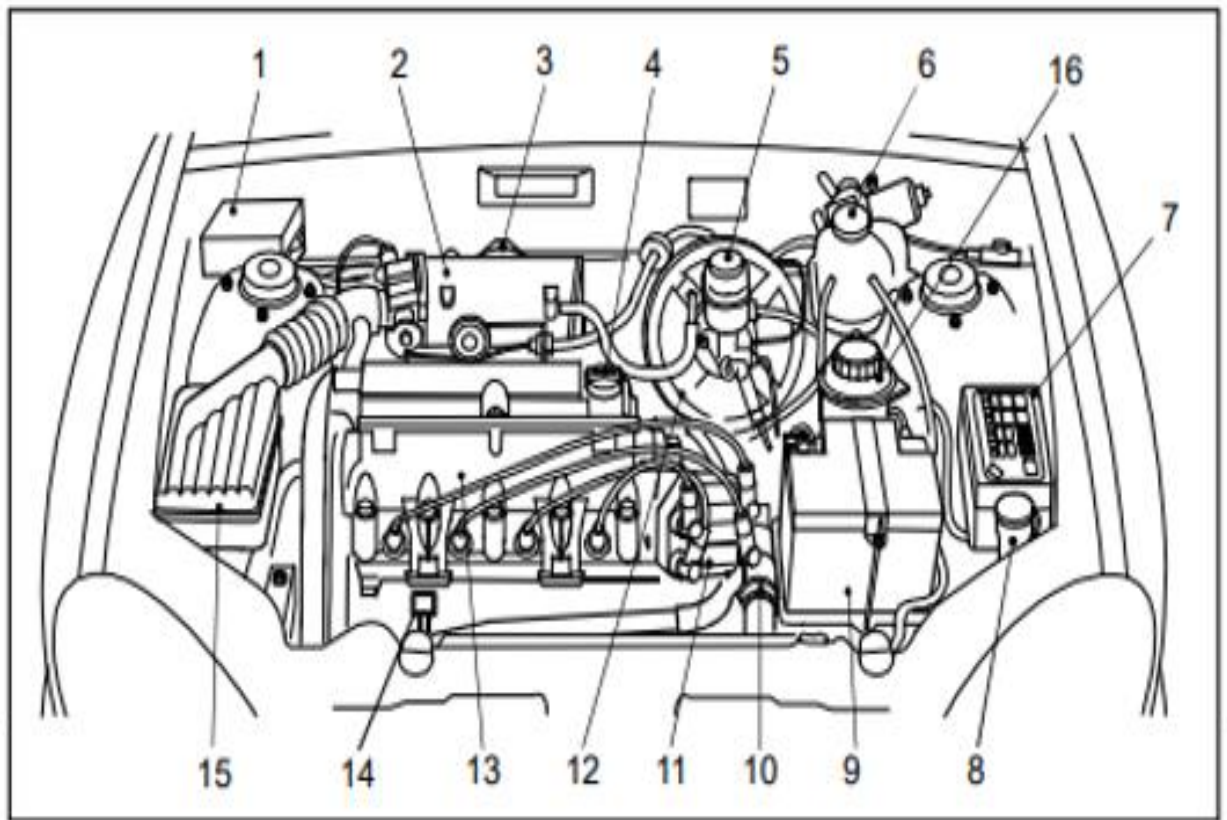


Рисунок 2.1 - Підкапотний простір автомобіля Daewoo Lanos

- | | |
|---|----------------------------------|
| 1- блок реле; | 8- бачок омивача вітрового скла; |
| 2- ресивер; | 9- акумуляторна батарея; |
| 3- датчик температури повітря та абсолютного тиску; | 10- термостат; |
| 4- пробка масляної горловини; | 11- модуль запалювання; |
| 5- бачок гідроприводу гальм та зчеплення; | 12- підсилювач гальм; |
| 6- розширювальний бачок; | 13- двигун; |
| 7- блок реле та запобіжників; | 14 - щуп рівня масла; |
| | 15- повітряний фільтр; |
| | 16- бачок гідропідсилювача руля. |

2.2 Модернізація двигуна

У даній роботі тепловий розрахунок виконується для режиму номінальної потужності, тобто для потужності встановленої підприємством-виробником при повному навантаженні і номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна, виготовленого, відрегульованого і обкатаного відповідно до технічної документації.

Для аналізу спільної роботи поршневого компресора з двигуном необхідно узгодити їхні характеристики, тобто залежностями витрати повітря від частоти обертання колінчастого валу двигуна і тиску наддуву [6]. Тому першим етапом проектування двигуна з ПК є тепловий розрахунок за методом Гриневецького-Мазінга [5] прийнятого для теоретичного аналізу двигуна MeM3-317 для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників 4-х циліндрового двигуна, можливе застосування конструкцій, в яких роль врівноважує механізму буде виконувати агрегат наддуву.

Таким чином, для вирішення цього завдання необхідно підібрати агрегат наддуву, виконати тепловий розрахунок вихідного двигуна MeM3-317 і розрахунок агрегату наддуву, конструктивно забезпечити їх сумісність при обліку врівноваженості ДВЗ.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MeM3-317

№ з/п	Показники	Характеристики
1	Тип	4 – х тактний
2	Число циліндрів і їх розташування	4 – х циліндровий, рядний
3	Порядок роботи	1 – 3 – 4 – 2
4	Газорозподільний механізм	Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу
5	Робочий об'єм двигуна V_h , л	1,4
6	Діаметр циліндра D , мм	77,5
8	Ступінь стиснення ε	9,8
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) N_e , кВт	56,6 (при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$)
10	Максимальний крутний момент $M_{k \text{ max}}$, Н·м	112,7
11	Мінімальна частота обертання холостого ходу n_{min} , хв^{-1}	870...940
12	Сорт палива	Бензин А – 95

Необхідне значення ступеня стиснення підтримується системою управління двигуном в залежності від навантаження (при максимальному навантаженні - мінімальна ступінь стиснення, при мінімальній - максимальна ступінь стиснення). Для проведення необхідного комплексу випробувань був налаштований двигун Daewoo Ланос (MeM3-317):

– проведено оптимальне налаштування коефіцієнта стиснення.

2.3 Визначення особливостей розрахунку

Підготовка вихідних даних проводиться на підставі технічних вимог на проектування, аналізу кінематичної схеми, силової характеристики, режимів роботи і параметрів робочого середовища, а також умов експлуатації, транспортування, зберігання і вартості. При цьому повинні бути враховані конструктивні рішення.

Вихідними даними для проектного розрахунку впливу зміни об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в

загальному випадку є:

- ступінь стиснення;
- номінальна частота обертання валу, хв^{-1} ;
- коефіцієнт надлишку повітря.

При обмеженнях:

- по атмосферному тиску;
- по температурі повітря.

Для дослідження двигуна MeM3-317, призведена оптимізація об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в залежності від режиму роботи двигуна використаний програмний комплекс «DVS-2».

Програма «DVS-2» призначена для розрахунку і оптимізації чотиритактних двигунів внутрішнього згорання.

Програма дозволяє проводити тепловий розрахунок, аналіз і дослідження наступних типів ДВЗ:

- дизельних;
- бензинових іскрових: карбюраторних, з уприскуванням бензину;
- газових іскрових: звичайних, форкамерних.

Як і належить, термодинамічна програма, «DVS-2» дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, а також прогнозувати різні характеристики двигунів. Програма постійно удосконалюється, до неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

Розрахунок чотиритактного карбюраторного бензинового двигуна з стандартними характеристиками двигуна MeM3-317, шляхом оптимізації об'єму камери згорання.

Проведення розрахунку робочого процесу здійснено в програмі DVS-2. Для визначення впливу зміни об'єму камери згорання двигуна Ланос 1,4 на робочий процес і техніко – економічні показники чотиритактного бензинового ДВЗ – був проведений тепловий розрахунок двигуна MeM3-317 в програмі «DVS-2» на різних режимах роботи.

У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива. У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива.

2.4 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок двигуна представляє основні труднощі в тому, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість факторів. Розрахунок проводиться з використанням програми ДВС-2, заснованій на фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ [1].

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску ре від тиску наддуву p_k , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових і дизельних двигунів [1], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то $p_k = 101300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,844 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]:

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.8)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 56,6 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,844 \cdot 10^6 \cdot 5800} = 0,0003469 \text{ м}^3, \quad (2.9)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, Вт;

i – число циліндрів;

p_e – середній ефективне тиск двигуна, Па;

τ – коефіцієнт тактності; розроблюваний двигун є чотиритактним для нього $\tau = 2$;

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

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003469}{3,14 \cdot 0,9484}} = 0,0775 \text{ м}, \quad (2.10)$$

де $\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}$ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [3]

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,0775}{0,0735} = 0,9484. \quad (2.11)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\pi} = 0,0775 \text{ м}$.

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,0775 \cdot 0,9484 = 0,0735 \text{ м}. \quad (2.12)$$

Приймається $S_{\pi} = 0,0735 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_{\kappa} = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м}. \quad (2.13)$$

На другому етапі виконуємо попередні розрахунки, які є вихідними при використанні фізико-математичної моделі:

1. Код двигуна.

Код двигуна Y в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для бензинових ДВЗ $Y = 0$.

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: бензиновий.

Тип двигуна впливає на рід використовуваного палива і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення.

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

$$H_{ut} = 44000000 \text{ Дж/кг}. [11]$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для бензинового ДВЗ $m_1 = 3,2$ [9].

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,0775$ м.

4.4 Площа поршня – це площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра, вона дорівнює:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,0775^2}{4} = 0,004717 \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

i може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа $r_{\text{к}}$ розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_{\text{к}} = 0,03675 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,03675}{0,120} = 0,3063, \quad (2.15)$$

де $L_{\text{ш}} = 0,120$ м – довжина шатуна.

Величина $\lambda_{\text{к}}$ вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_{\text{к}} = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектованого двигуна довжина шатуна $L_{\text{ш}} = 0,120$ м.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня бензинових ДВЗ:

$$F'_{\text{п}} = (1,0 \dots 1,1)F_{\text{п}} = 1,1 \cdot 0,004717 = 0,005189 \text{ м}^2. \quad (2.16)$$

Площа теплообміну поршня $F'_{\text{п}}$ залежить від конфігурації його днища $F'_{\text{п}} > F_{\text{п}}$, так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

4.8 Площа теплообміну кришки $F_{\text{к}}$ залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_{\text{к}} = (1,1 \dots 1,3)F_{\text{п}} = 1,2 \cdot 0,004717 = 0,00566 \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_p^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{3,14}{2} \cdot 0,0775^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,0000394 \text{ м}^3. \quad (2.18)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун без наддуву. Тиск на вході в двигун.

$$p_k = 101300 \text{ Па.}$$

5.2 Температура повітря на вході в двигун відповідає температурі навколишнього середовища.

6. Регулювальні дані.

6.1 Кут початку згоряння φ_c залежить від кута випередження запалювання $\varphi_{оп}$ в бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ. Для бензинових ДВЗ:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 21^\circ = 339^\circ, \quad (2.19)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$ — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 21^\circ$.

6.2 Кут кінця згоряння пов'язаний з кутовою тривалістю згоряння $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна:

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 339^\circ - 60^\circ = 279^\circ. \quad (2.20)$$

Для бензинових ДВЗ $\Delta\varphi_{сг} = 40^\circ \dots 60^\circ$ на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{сг} = 60^\circ$.

7. Режимні данні.

7.1 Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання валу n :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,4 \text{ с}^{-1}. \quad (2.21)$$

7.2 Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі вибирається за індивідуальним варіантом виходячи з типу використовуваного палива:

для бензинових ДВЗ: $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, [1]; приймаємо $\alpha = 0,95$.

7.3 Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\begin{aligned} \Delta m_{\text{вц}} &= V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003469 \cdot 1,205 \cdot 0,7111 \\ &= 0,0002971 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (2.23)$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_{\text{Г}}} = \\ &= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,1 \cdot 1100} = 0,7111, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де $\Delta p_{вп} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 101300 = 10130 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску, причому $\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$ – для дизельних ДВЗ, приймається $\Delta T = 10 \text{ К}$;

$\gamma = 0 \dots 0,1$ – приймається $\gamma = 0,1$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$ – приймається $T_r = 1100 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0002971}{0,95 \cdot 14,96} = 0,0000209 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.25)$$

де $l_0 = 14,96 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива (бензин).

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470 \text{ К}$, зі сталі і чавуну – $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$. Приймається $T_w = 600 \text{ К}$.

8. Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту кривошипа $\varphi = 180^\circ$, початок відліку кута φ відповідає положенню поршня у ВМТ.

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па}. \quad (2.26)$$

8.2 Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_K + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_K) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 10 + 0,1 \cdot 1100) = 375,5 \text{ К.} \quad (2.27)$$

8.3 Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0002971 = 0,0003268 \frac{\text{КГ}}{\text{ЦИКЛ}} \quad (2.28)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003469 = 0,0003861 \text{ м}^3. \quad (2.29)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівняння стану, яке є в даному випадку контрольним:

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (2.30)$$

$$91170 \cdot 0,0003861 = 287 \cdot 0,0003268 \cdot 375,5;$$

$$35,2 \text{ Дж} = 35,22 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{35,2 - 35,22}{35,2} \cdot 100\% = -0,05682\%. \quad (2.31)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4%,

9. Дані до динамічного розрахунку.

9.1 Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси поступально рухомих і обертових частин.

Приведена маса поступально рухомих частин включає в себе масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця :

$$m_A = m_p + (0,2 \dots 0,3)m_{ш} = 0,59 + 0,25 \cdot 0,755 = 0,779 \text{ кг}, \quad (2.32)$$

де коефіцієнт (0,2 ... 0,3) представляє частину маси шатуна, віднесені до осі поршневого пальця.

З таблиці 8.1[2], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_p = m'_p \cdot F_p = 125 \cdot 0,005189 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.33)$$

де $m'_p = m_p/F_p = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ [2, табл.8.1].

Приймаємо $m'_p = 125 \text{ кг/м}^2$;

F_p – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_p = 160 \cdot 0,005189 = 0,755 \text{ кг}, \quad (2.34)$$

де $m'_{ш} = m_{ш}/F_p = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ [2, таблиця 8.1].

Приймаємо $m'_{ш} = 160 \text{ кг/м}^2$.

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку.

10. Розрахунковий крок дорівнює $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна допрограми DVS-2.

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиницьвиміру
		Номинальний режим	
1	Код двигуна	0	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	44000000	$H_{ут}, Д$ ж/кг
	2.Показник процесу згорання	3,2	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,0775	$D, м$
	4.Площа поршня	0,004717	$F_{п}, м^2$
	5.Радіус кривошипа	0,03675	$r_k, м$
	6.Відношення $\lambda=r_k / L_{ш}$	0,3063	λ_k
	7.Площа теплообміну поршня	0,005189	$F'_{п}, м^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,00566	$F_k, м^2$
9.Об'єм камери стиснення	0,0000394	$V_c, м^3$	
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_k, Па$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_k, К$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	339	$\phi_c, град$
	2.Кут кінця згорання	399	$\phi_z, град$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	607,4	$\omega, рад/с$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,95	α
	3.Циклова подача палива	0,0000209	$m_{тц}, кг/цикл$
	4.Середня температура стінок	600	$T_w, К$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	91170	$p_a, Па$
	2.Температура	375,5	$T_a, К$
	3.Маса робочого тіла	0,0003268	$m_a, г/цикл$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0003861	$V_a, м^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
1.Маса частин, що рухаються поступально	0,779	$m_a, кг$	
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\phi^\circ$

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 30,12 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 120,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл ефективний момент для всього двигуна (з урахуванням механічного ККД):

$$(M_e)_{cp} = 90,38 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Ефективний крутний момент на валу (за даними теплового розрахунку):

$$M_e = 93,52 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Після введення числових значень з табл. 2.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа φ , причому слід мати на увазі, що розрахунок виконаний з кроком інтегрування $\Delta\varphi = 1^\circ$, а запис в протоколі зроблено з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ (з метою скорочення протоколу).

В кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна робота циклу L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i .

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат $p - V$ і $T - V$ (рисунок 2.1).

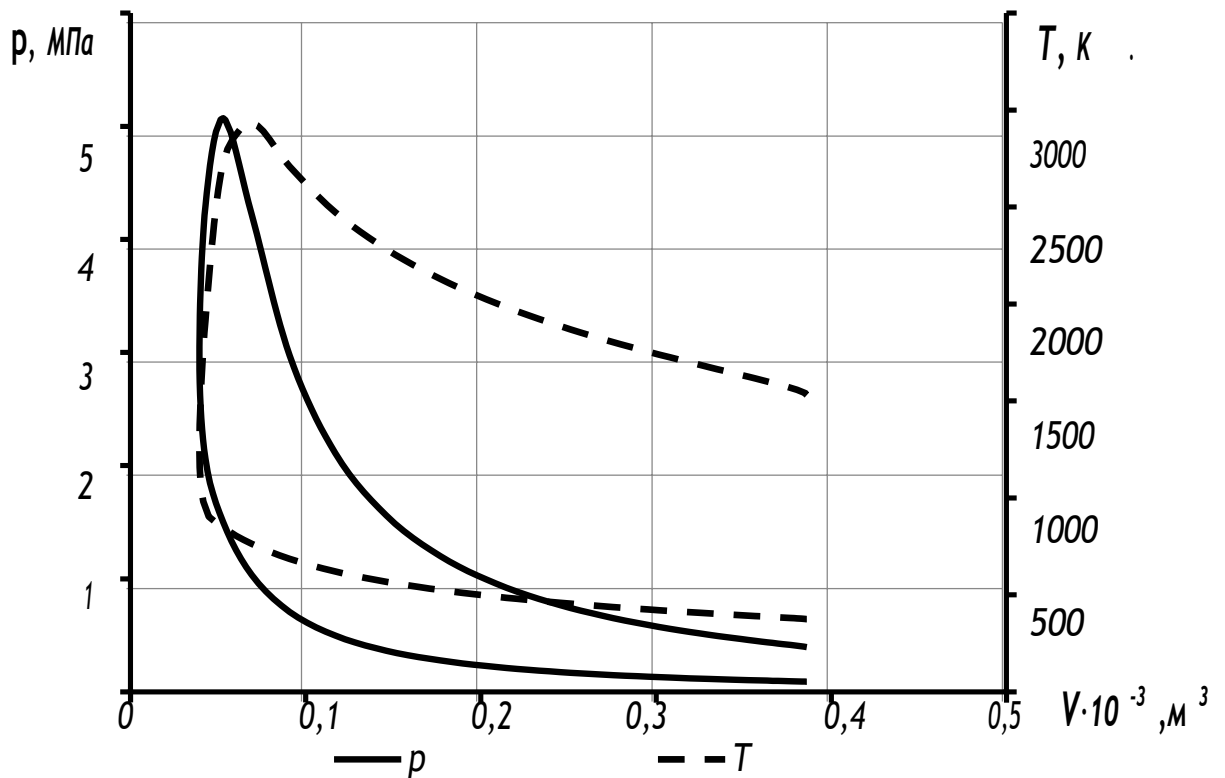


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

p – тиск, Па, T – температура, К, V – об'єм, м^3 .

2.5 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (таблиця 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 391,8$ Дж/цикл.

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.35)$$

$$N_e = 4 \cdot 391,8 \cdot \frac{96,7}{2} \cdot 0,75 = 56,8 \text{ кВт},$$

де $n = 5800 \text{ мин}^{-1} = 96,7 \text{ с}^{-1}$,

η_m – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для бензинових ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;

$\eta_m = 0,75$ – прийнято по прототипу проектованого двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{56,8 - 56,6}{56,6} \cdot 100\% = 0,3534\%. \quad (2.36)$$

Результати розрахунку задовільні, так як в подібних розрахунках допустима похибка становить $\pm 15\%$.

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,13 \cdot 0,75 = 0,8475 \text{ МПа}. \quad (2.37)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,426 \cdot 0,75 = 0,3195. \quad (2.38)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,192}{0,75} = 0,2561 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (2.39)$$

Висновки за розділом

Для аналізу спільної роботи поршневого компресора з двигуном необхідно підібрати агрегат наддуву, виконати тепловий розрахунок вихідного двигуна MeM3-317 і розрахунок агрегату наддуву, конструктивно забезпечити їх сумісність при обліку врівноваженості ДВЗ.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [3] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рисунок 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рисунок 3.2) від кута повороту кривошипа φ .

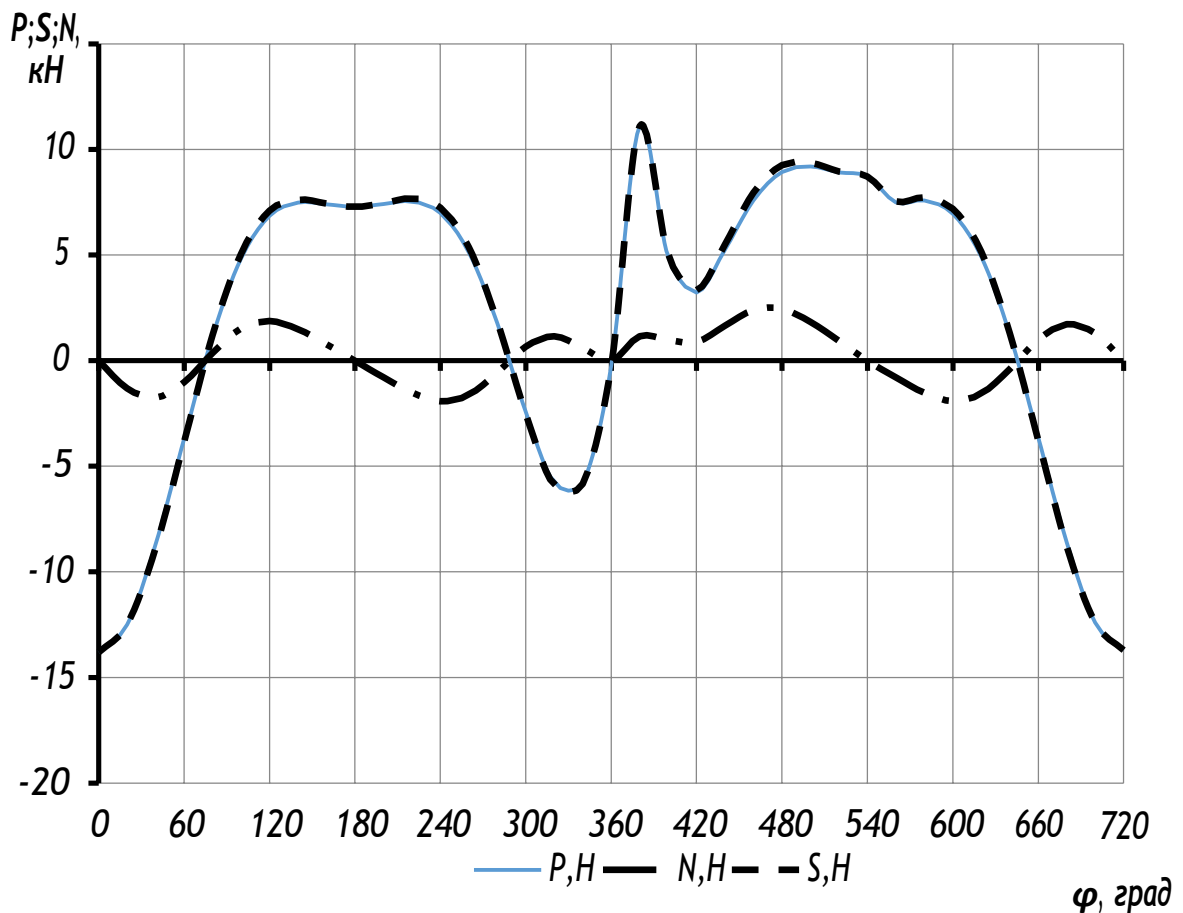


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун

P – сумарна сила, що діє на поршень, Н; N – бічна сила, що діє на поршень, Н; S – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

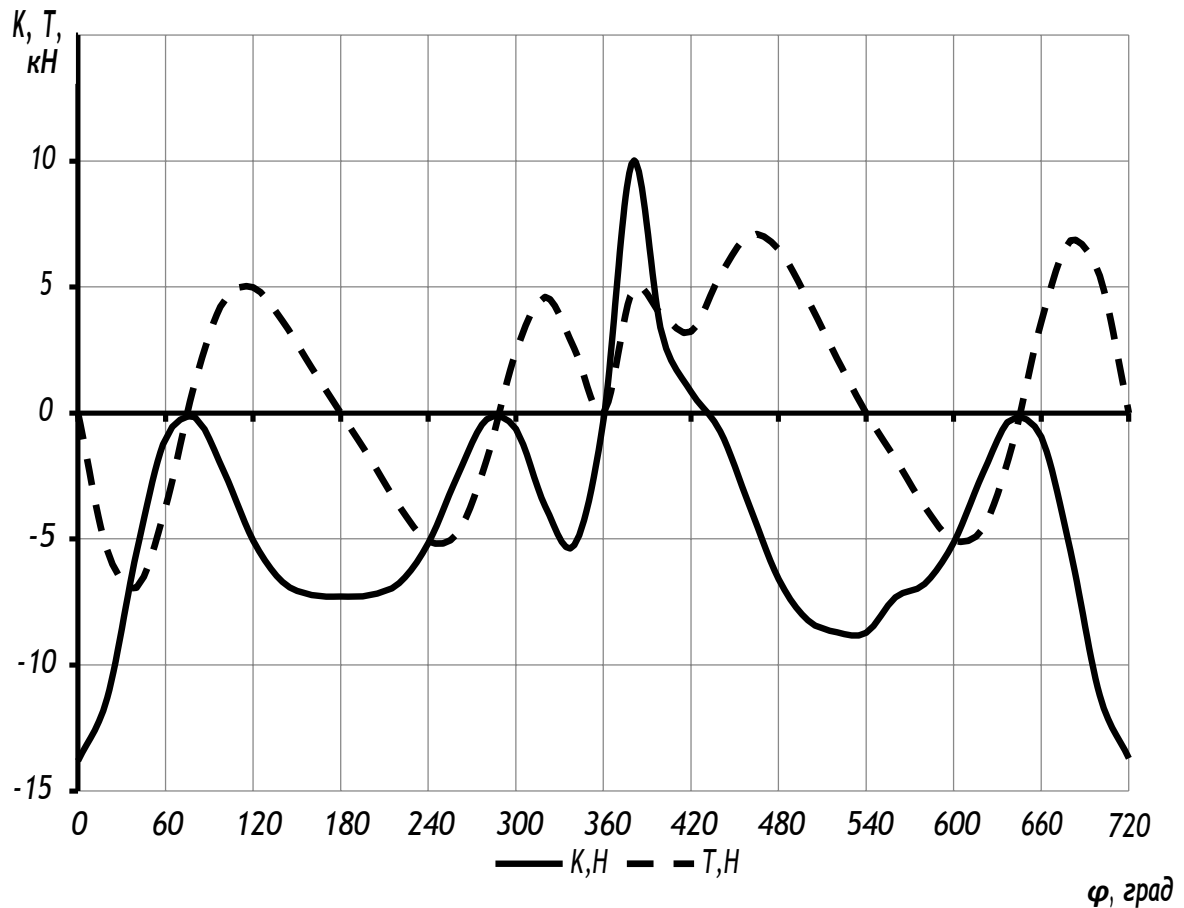


Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип
 Т – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н; К – нормальна сила, що діє на кривошип, Н.

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршневої групи:

$$m_{\text{п}} = m'_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} = 125 \cdot 0,004717 = 0,59 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

де $m'_{\text{п}} = m_{\text{п}}/F_{\text{п}} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{п}} = 125 \text{ кг/м}^2$;
 $F_{\text{п}}$ – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_{п} = 160 \cdot 0,004717 = 0,755 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

де $m'_{ш} = m_{ш}/F_{п} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{п} = 160 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{шп} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 0,755 = 0,189 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{шк} = (1 - 0,25) \cdot m_{ш} = (1 - 0,25) \cdot 0,755 = 0,566 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{к} = m'_{к} \cdot F_{п} = 175 \cdot 0,004717 = 0,825 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

де $m'_{к} = m_{к}/F_{п} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{к} = 175 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{п} + m_{шп} = 0,59 + 0,189 = 0,779 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_R = m_{к} + m_{шк} = 0,825 + 0,566 = 1,391 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

3.2 Сили інерції обертювих мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертювих мас K_R (рисунок 3.3).

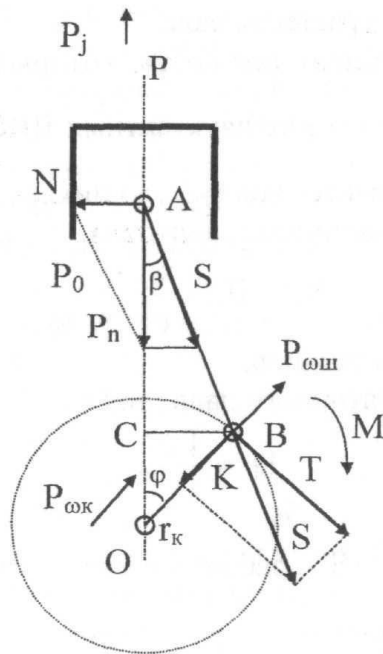


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.8)$$

де m_R – маси, які вчиняють обертальний рух, кг;

R – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, c^{-1} .

$$K_R = -1,391 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -18,864 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

$$K_{Rш} = -0,566 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -7,674 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3},$$

$$R_{Rk} = -0,825 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -11,19 \text{ кН.}$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ і величини $K_{Rш}$ і K_{Rk} , будують полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ і корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН,} \quad (3.12)$$

де T – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;

P_k – сила, що діє на шатунну шийку вздовж кривошипа, Н.

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (3.13)$$

де K – нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі, Н;

$K_{Rш}$ – сили інерції обертових мас шатуна, Н.

При $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -13,6 + (-7,674) = -21,3 \text{ кН,}$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-1,87)^2 + (-21,3)^2} = 21,4 \text{ кН.}$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{PK}^2},$$

де K_{PK} – сила, що діє на коліно валу по кривошипа, Н;

$$K_{PK} = P_K + K_{RK} = K + K_{RШ} + K_{RK} = K + K_R; \quad (3.15)$$

$$K_{PK} = -13,6 + (-18,864) = -32,5 \text{ кН},$$

тоді

$$R_K = \sqrt{(-1,87)^2 + (-32,5)^2} = 32,5 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу ϕ наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

φ °	Повні сили					
	K, Н	T, Н	P _к , Н	R _{шш} , Н	K _{рк} , Н	R _к , Н
0	-13800	0	-22700	22700	-33500	33500
20	-11300	-5320	-20100	20800	-30900	31400
40	-5640	-6690	-14500	16000	-25300	26200
60	-1030	-3450	-9880	10500	-20700	21000
80	-150	1640	-9000	9150	-19800	19900
100	-2460	5220	-11300	12500	-22100	22700
120	-5620	5950	-14500	15700	-25300	26000
140	-7860	4560	-16700	17300	-27500	27900
160	-8860	2340	-17700	17900	-28500	28600
180	-9110	0	-18000	18000	-28800	28800
200	-8930	-2350	-17800	17900	-28600	28700
220	-8100	-4700	-17000	17600	-27800	28100
240	-6100	-6450	-15000	16300	-25800	26500
260	-3100	-6580	-12000	13600	-22800	23700
280	-436	-4750	-9290	10400	-20100	20600
300	917	-3070	-7940	8510	-18700	19000
320	5110	-6070	-3740	7130	-14500	15800
340	31200	-14700	22300	26700	11500	18700
360	96100	0	87300	87300	76500	76500
380	71700	33800	62800	71300	52000	62000
400	22700	26900	13800	30300	3040	27100
420	5180	17300	-3680	17700	-14500	22600
440	-1260	13700	-10100	17000	-20900	25000
460	-5710	12100	-14600	18900	-25400	28100
480	-9280	9830	-18100	20600	-28900	30600
500	-11400	6630	-20300	21300	-31100	31800
520	-12200	3230	-21100	21300	-31900	32100
540	-12400	0	-21200	21200	-32000	32000
560	-7510	-1980	-16400	16500	-27200	27200
580	-6630	-3850	-15500	16000	-26300	26600
600	-4630	-4900	-13500	14400	-24300	24800
620	-1840	-3910	-10700	11400	-21500	21800
640	-17,6	-192	-8870	8870	-19700	19700
660	-1440	4830	-10300	11400	-21100	21600
680	-6550	7770	-15400	17300	-26200	27300
700	-12600	5920	-21400	22200	-32200	32700
720	-15200	0	-24100	24100	-34900	34900

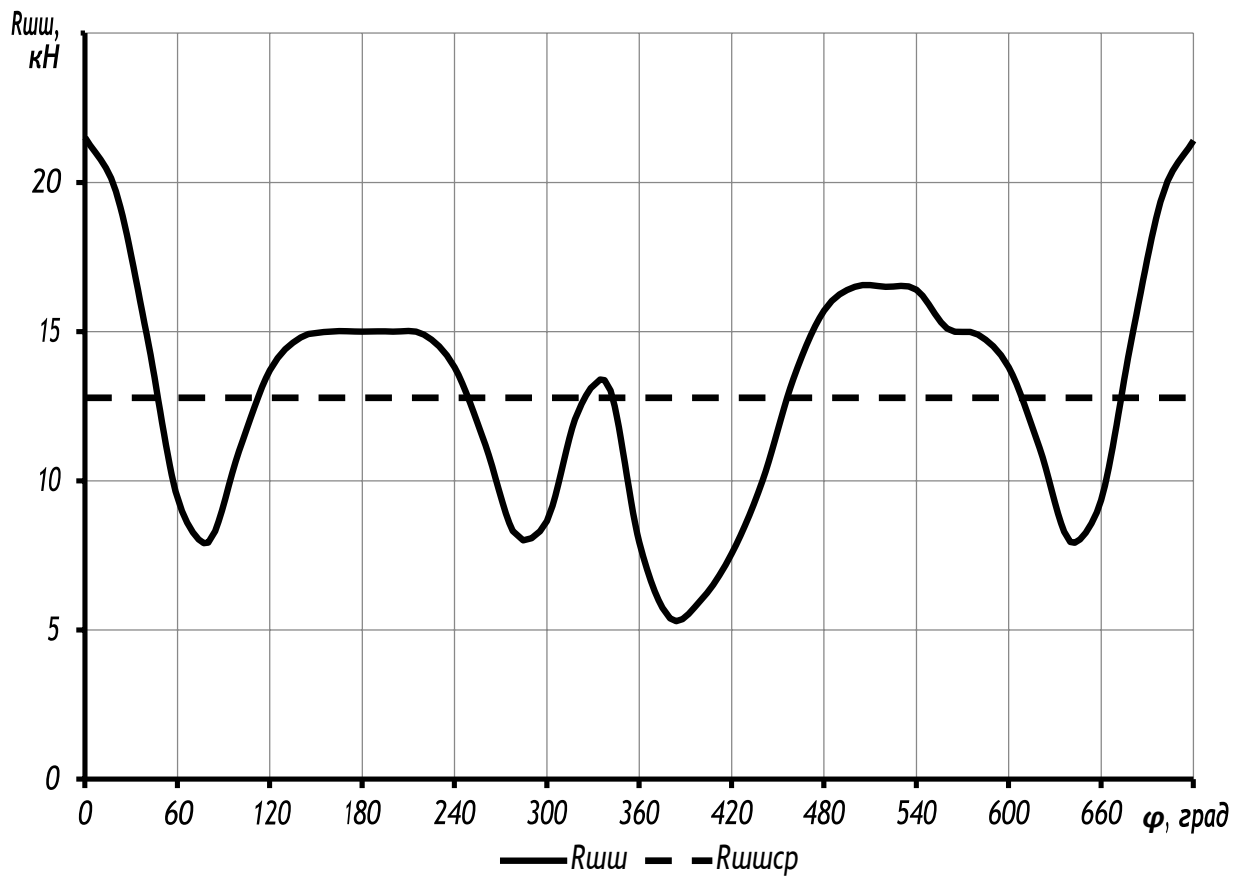


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 3.5) з полюсом в точці $O_{ш}$. Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

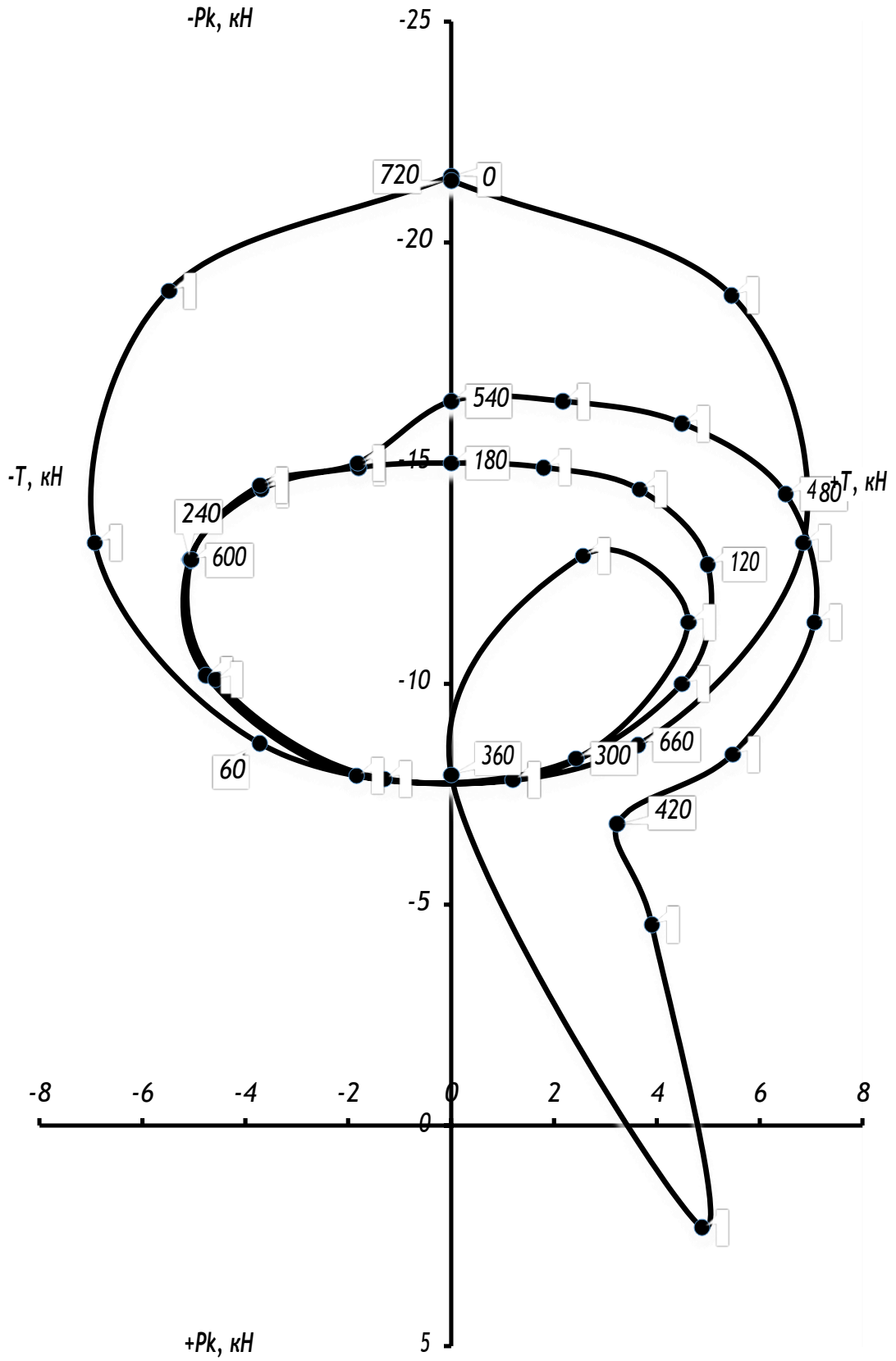


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.маx}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.6). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$\begin{aligned} R_{\text{шш маx}} &= 21,52 \text{ кН}; & R_{\text{кш маx}} &= 27,59 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 1,94 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 18,78 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 12,78 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 23,4 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Крім зображених діаграм (полярної і навантаження на шатунних шийку в прямокутних координатах) в пояснювальній записці.

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

Сила, що діє на першу корінну шийку при $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 32,5 = 16,3 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,67)^2 + (3,16)^2} = 3,23 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,935 - (-0,265)) = 0,67 \text{ кН}$;

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (16,2 + (-13,1)) = 3,16 \text{ кН}$.

Всі інші значення сил, що діють на корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу φ , наведені в додатку А

3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Друга частина динамічного розрахунку полягає у визначенні сумарного крутного моменту на вихідному валу двигуна $M_{\text{сум}}$. Це досягається за допомогою таблиці набігаючих крутних моментів (протокол розрахунку). Спочатку підсумовують крутний момент на кривошип, але з урахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу.

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{\text{ср}} = 30,12 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна

$$(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 120,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рисунок 3.6).

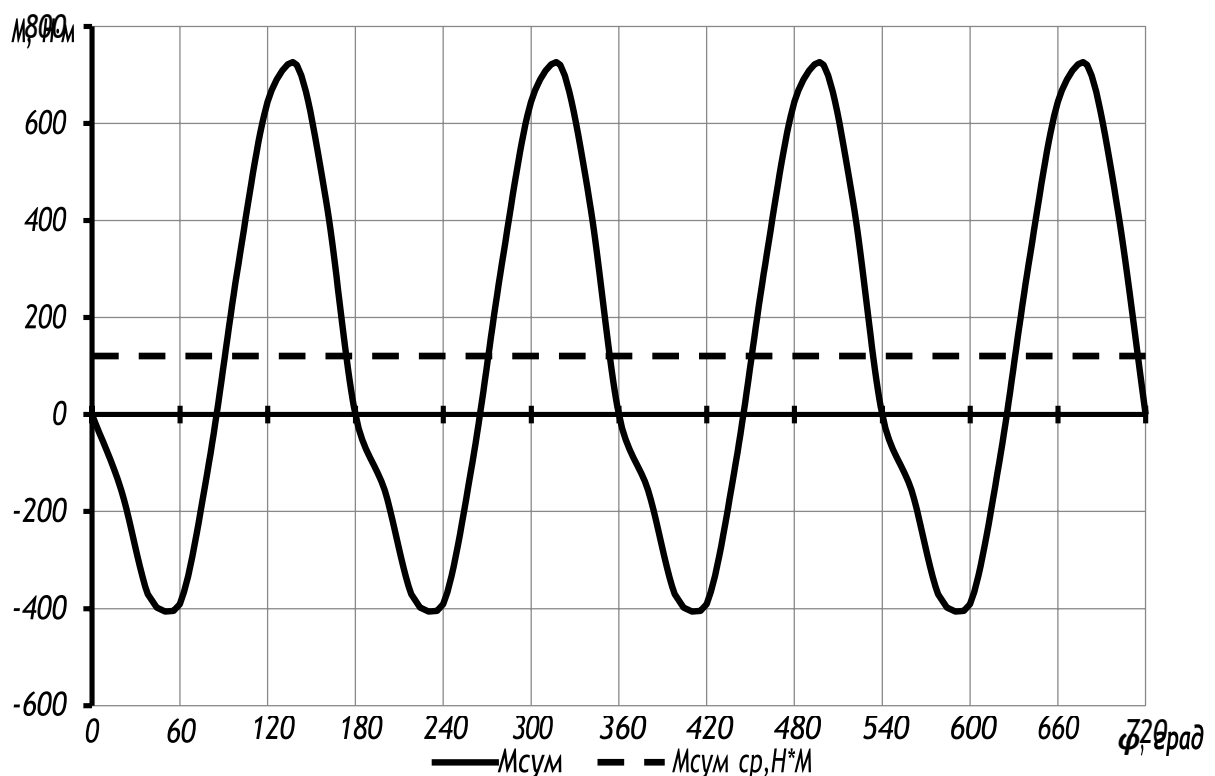


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

3.5 Розрахунок врівноваження двигуна

Сили і моменти, що діють в кривошипно-шатунного механізмі, безперервно змінюються і, якщо вони не врівноважені, викликають струс і вібрацію двигуна, що передаються рамі автомобіля.

До неврівноважених сил і моментів відносяться:

а) сили інерції зворотно-поступально рухомих мас $P_i = P_{jI} + P_{jII}$ і відцентрові сили інерції обертових мас K_R ;

б) поздовжні моменти $M_j = M_{jI} + M_{jII}$ и M_R , що виникають в багатоцил-ліндрових двигунах від неврівноважених сил P_j и K_R окремих циліндрів;

в) крутний момент $M_{кр}$ і рівний йому, але протилежно спрямований перекидаючий момент $M_{опр} = -M_{кр}$, що сприймається опорами двигуна.

Двигун вважається повністю врівноваженим, якщо в усталеному режимі роботи сили і моменти, що діють на його опори, постійні за величиною і напрямком. Однак поршневі двигуни не можуть бути повністю врівноваженими, так як крутний момент $M_{кр}$ завжди є періодичною функцією кута повороту колінчастого валу і, отже, величина перекидаючого моменту $M_{опр}$ завжди змінна.

Умови врівноваженості двигуна з будь-яким числом циліндрів (при дотриманні рівності мас рухомих частин і ідентичності протікання робочого процесу в усіх циліндрах, а також забезпечення статичної та динамічної врівноваженості колінчастого валу) прийнято записувати в наступному вигляді:

а) сумарні сили інерції першого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{jI} = 0 \text{ і } \sum M_{jI} = 0;$$

б) сумарні сили інерції другого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{jII} = 0 \text{ і } \sum M_{jII} = 0;$$

в) результуючі відцентрові сили інерції і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum K_R = 0 \text{ і } \sum M_R = 0.$$

Проектований двигун, чотирициліндровий рядний з кривошипами, розташованими під кутом 180. Порядок роботи двигуна 1 – 3 – 4 – 2. Проміжки між спалахами рівні 180°.

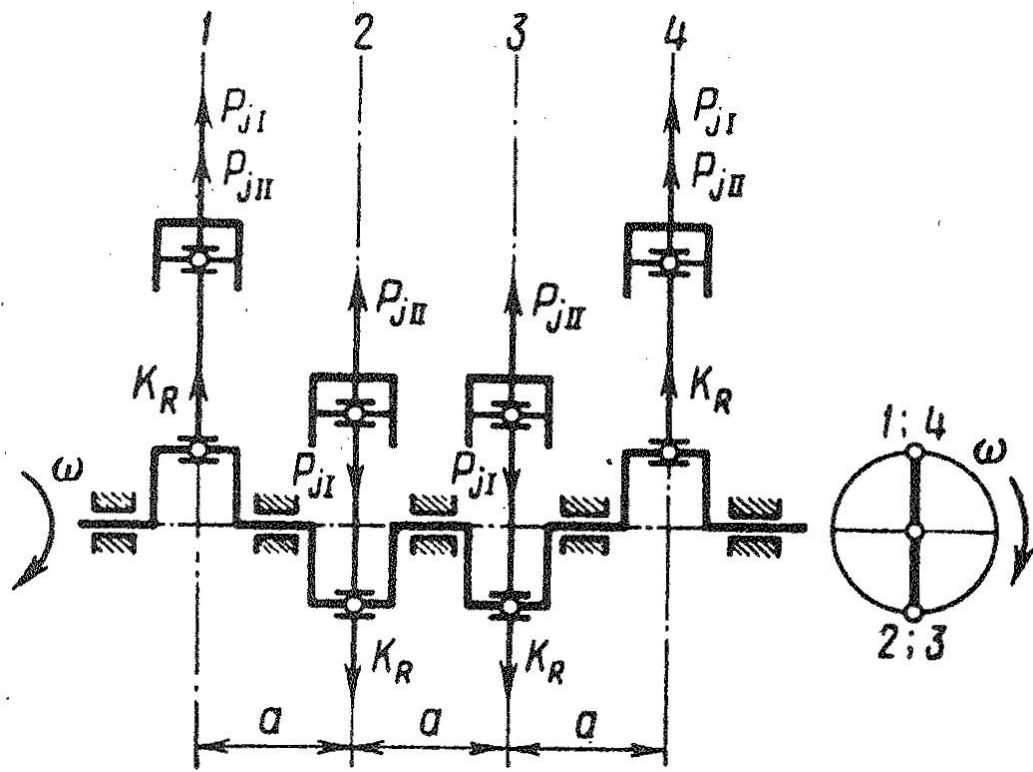


Рисунок 3.7 – Схема сил інерції, що діють в чотирициліндровому рядном двигуні.

Відцентрові сили інерції проектованого двигуна і їх моменти повністю врівноважені: $\sum K_R = 0$; $\sum M_R = 0$.

Сили інерції першого порядку і їх моменти також врівноважені:

$$\sum P_{jI} = 0; \sum M_{jI} = 0.$$

Сили інерції другого порядку для всіх циліндрів спрямовані в одну сторону:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (3.18)$$

Сили інерції другого порядку для $\varphi=0$:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 0,779 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \cdot 0,3063 \cdot \cos(2 \cdot 0) = 12940 \text{ Н.}$$

Всі інші значення сил інерції другого порядку при різних кутах повороту колінчастого валу φ наведені в таблиця 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення сил інерції другого порядку при різних φ .

φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$	φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$
0	1	12900	180	1	12900
10	0,94	12200	190	0,94	12200
20	0,766	9910	200	0,766	9910
30	0,5	6470	210	0,5	6470
40	0,174	2250	220	0,174	2250
50	-0,174	-2250	230	-0,174	-2250
60	-0,5	-6470	240	-0,5	-6470
70	-0,766	-9910	250	-0,766	-9910
80	-0,94	-12200	260	-0,94	-12200
90	-1	-12900	270	-1	-12900
100	-0,94	-12200	280	-0,94	-12200
110	-0,766	-9910	290	-0,766	-9910
120	-0,5	-6470	300	-0,5	-6470
130	-0,174	-2250	310	-0,174	-2250
140	0,174	2250	320	0,174	2250
150	0,5	6470	330	0,5	6470
160	0,766	9910	340	0,766	9910
170	0,94	12200	350	0,94	12200
180	1	12900	360	1	12900

Врівноваження сил інерції другого порядку в проєктованому двигуні недоцільно, так як застосування двовальної системи з противагами для врівноваження $\sum P_{jII}$ значно ускладнить конструкцію двигуна.

3.6 Розрахунок маховика

Крутний момент на валу двигуна є змінною за часом (або куту повороту валу) величиною. Це обумовлено періодичністю процесів в циліндрі ДВЗ протягом циклу, зміною тиску робочої порожнини, а також зміною сил інерції, що діють на деталі КШМ. Конкретна функція $M_{кр}(\varphi)$ залежить також від числа циліндрів, їх взаємного розташування і порядку роботи. Ця функція визначається в динамічному розрахунку ДВЗ.

На сталому режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр.ср} = M_c = 120,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.19)$$

В результаті має місце нерівномірність обертання валу протягом циклу, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}. \quad (3.20)$$

Нерівномірність обертання валу викликає додаткові навантаження на деталі основного приводу і допоміжних приводів, вібрації і т.д. Тому величину δ з цих міркувань обмежують, на основі практичних рекомендацій, для більшості двигунів можна прийняти $\delta = 0,02 \dots 0,03$; приймаємо $\delta = 0,03$.

Для забезпечення необхідних умов за рівнем нерівномірності обертання валу використовують маховик, який встановлюють, як правило, на хвостовику колінчастого валу. Розрахунок маховика ведуть на основі рівнянь динаміки системи, що обертається – «колінчастий вал - споживач». Для періоду циклу $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, коли кутова швидкість зростає, рівняння має вигляд:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2, \quad (3.21)$$

де J – момент інерції обертових мас.

Аналогічно можна записати рівняння для $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2, \quad (3.22)$$

В якому складові рівні відповідним величинам в попередньому рівнянні. Ліві частини цих рівнянь визначаються аналітичним шляхом по діаграмах $M_{кр}(\varphi)$, для чого діаграму зображують в масштабах, які зручно читати, від φ_1 до φ_2 (від φ_2 до φ_3):

Вибравши величину δ з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi. \quad (3.23)$$

Якщо відсутні конкретні дані про споживача, то вважають, що величину J повинен мати двигун. У свою чергу момент інерції дорівнює:

$$J = J_0 + J_M = 0,05067 + 0,04307 = 0,09374 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $J_0 = 0,05067 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_M = 0,04307 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика.

За статистичними даними величина J_M зазвичай становить $(0,8 \dots 0,9) J_0$, тому момент інерції маховика дорівнює:

$$J_M = (0.8 \dots 0.9) J_0; \quad (3.24)$$

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,05067 = 0,04307 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.25)$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{зг.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{560,8}{0,03 \cdot 607,4^2} = 0,05067 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.26)$$

де $L_{\text{зг.}}$ – величина надлишкової роботи:

$$L_{\text{зг.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 716 \cdot 10,77 \cdot 0,07272 = 560,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.27)$$

де $F_1 = 716 \text{ мм}^2$ – площа фігури над прямою $M_{\text{кр.ср}}$ (рис. 5.1);

$$M_\varphi = \frac{4 \cdot \pi}{i \cdot a c} = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 43,2} = 0,07272 \text{ мм}^{-1} \text{ – масштаб кута повороту}$$

валу, рад в мм;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.макс}}}{h_{\text{Мс}}} = \frac{735,4}{68,29} = 10,77 \text{ – масштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм.}$$

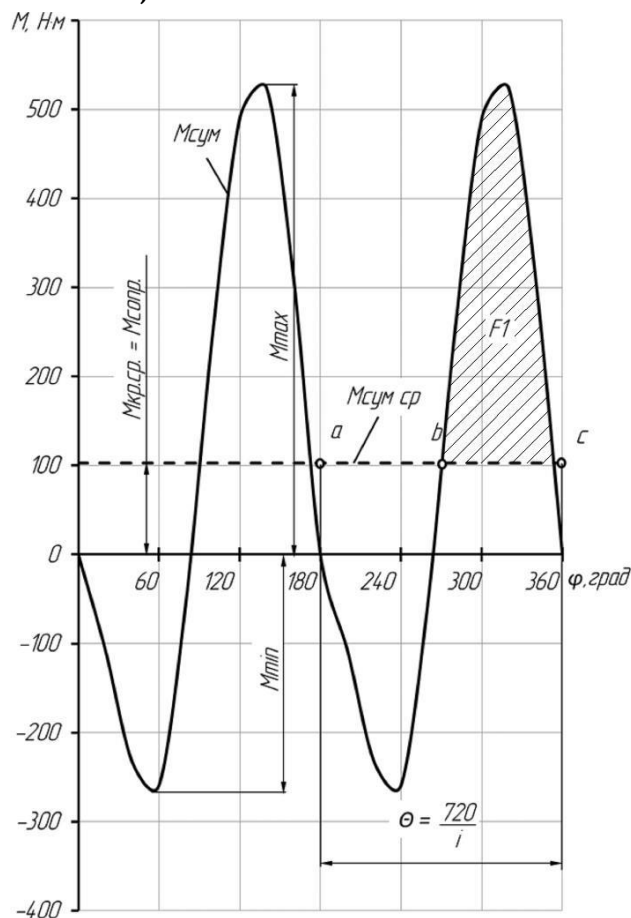


Рисунок 3.8. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу чотирициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4J_M \quad (3.28)$$

де m_M – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) S = 0,0735 \cdot 2,5 = 0,1838$ м – середній діаметр маховика.

З формули (5.10) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,04307}{0,1838^2} = 5,1 \text{ кг.} \quad (3.29)$$

Діаметр маховика вибирають з урахуванням габаритів двигуна, можливості розміщення механізму зчеплення і т. д.

Для наближених розрахунків можна прийняти $D_M = 0,242$ м.

За умовами міцності, зовнішній діаметр D_M маховика повинен бути обраний з урахуванням допустимих окружних швидкостей.

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$V_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,242 \cdot 5800}{60} = 73,49 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (3.30)$$

де $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу двигуна.

Окружна швидкість для литих чавунних маховиків не повинна перевищувати $70 \dots 80 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

3.7 Розрахунок двигуна без наддуву на міцність

3.7.1 Розрахунок на міцність поршневих кілець

Поршневі кільця працюють в умовах високих температур і значних змінних навантажень, виконуючи три основні функції:

- герметизації надпоршневого простору з метою максимально можливого використання теплової енергії палива;
- відводу надлишкової частки теплоти від поршня в стінки циліндра;
- «керування змащенням», тобто раціонального розподілу масляного шару подзеркалу циліндра і обмеження потрапляння масла в камеру згорання.

Основними конструктивними параметрами поршневих кілець є: відношення діаметра циліндра до радіальної товщини кільця – D/t ; висота кільця – a ; відношення різниці між величинами зазорів замку кільця у вільному і робочому станах до товщини кільця – A_0 / t .

Розрахунок кільця полягає:

- а) у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, яке повинно забезпечувати достатню герметичність камери згорання і не повинно різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кільця об стінки циліндра;
- б) в побудові епюри тиску кільця по окружності;
- в) у визначенні напружень згину, що виникають в перерізі, протилежному замку, при надяганні кільця на поршень і в робочому стані;
- г) у встановленні монтажних зазорів в прямому замку кільця.

Середній тиск кільця на стінку циліндра:

$$p_{\text{ср}} = 0.152E \frac{A_0/t}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \frac{D}{t}} = 0.152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \frac{3,3}{\left(\frac{0,0775}{0,0034} - 1\right)^3 \frac{0,0775}{0,0034}} = 0,2551 \text{ МПа}, \quad (3.31)$$

де $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності кільця для легованого чавуну;

A_0 – різниця між величинами зазорів кільця у вільному і робочому станах, приймаємо $A_0/t = 3,3$.

Допустимий середній радіальний тиск $[p_{cp}] = 0,11 \dots 0,37$, для проєктованого двигуна $p_{cp} = 0,2551$ МПа.

При зниженні частоти обертання двигуна і збільшенні діаметра циліндра величина p_{cp} повинна мати значення ближче до нижньої межі. Для забезпечення хорошого припрацювання кільця і надійного ущільнення тиск p кільця на стінку циліндра у замку повинен бути підвищеним. Практикою встановлено, що це підвищення має становити для кілець бензинових двигунів приблизно $(1.4 \dots 2.0) p_{cp}$. При цьому еюра тиску кільця на стінки циліндра двигуна внутрішнього згорання може мати грушоподібну форму (рис. 6.3), співвідношення тиску $p/p_{cp} = f(\psi)$ наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Тиск кільця на стінки циліндра

Кут ψ , що визначає положення поточного тиску кільця, град	0	30	60	90	120	150	180
Коефіцієнт, μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Тиск p у відповідній точці, МПа	0,2679	0,2679	0,2908	0,2296	0,1148	0,1709	0,727

Нове кільце, виготовлене із заздалегідь заданою епюрою тиску і встановлене в циліндр, не повинно мати просвітів між своєю зовнішньою поверхнею і дзеркалом циліндра. Значне підвищення тиску у замку сприяє рівномірному зносу кільця по окружності.

Напруження згину кільця, що виникає в перерізі кільця, протилежному замку:

в робочому стані:

$$\begin{aligned}\sigma_{зг1} &= 2,61 p_{ср} \left(\frac{D}{t} - 1 \right) = 2,61 \cdot 0,2551 \left(\frac{0,0775}{0,0034} - 1 \right) \\ &= 316,2 \text{ МПа};\end{aligned}\quad (3.32)$$

при надяганні на поршень:

$$\begin{aligned}\sigma_{из2} &= \frac{4E(1 - 0,114 \cdot A_0/t)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \cdot \frac{D}{t}} = \\ &= \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 (1 - 0,114 \cdot 3,3)}{1,57 \left(\frac{0,0775}{0,0034} - 1,4 \right) \cdot \frac{0,0775}{0,0034}} = 391,1 \text{ МПа},\end{aligned}\quad (3.33)$$

де m – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця (при розрахунку приймаємо $m = 1,57$).

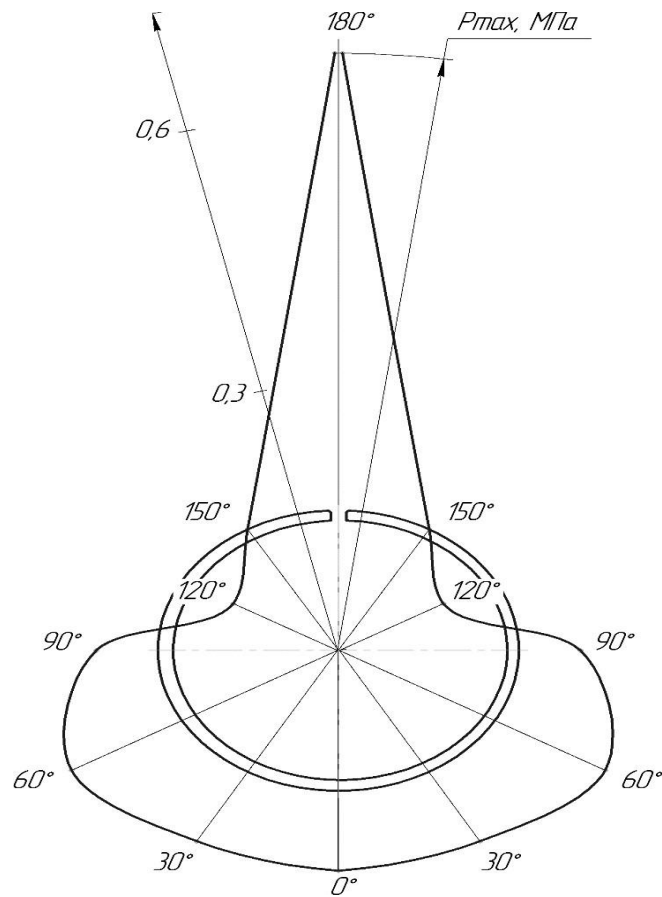


Рисунок 3.9 – Епюра тиску компресійного кільця бензинового двигуна на стінку циліндра

Допустимі напруження при згині кільця $[\sigma_{зг}] = 220 \dots 450$ МПа. Зазвичай $\sigma_{зг2} > \sigma_{зг1}$ на 10 – 30%. У розрахунку проектованого двигуна, отримані значення потрапляють у межі нормальної роботи.

Монтажний зазор в прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\begin{aligned} \Delta_k &= \Delta'_k + \pi D [\alpha_k (T_k - T_0) - \alpha_c (T_c - T_0)] = \\ &= 0,06 + 3,14 \cdot 77,5 [11 \cdot 10^{-6} (593 - 288) \\ &\quad - 11 \cdot 10^{-6} (398 - 288)] = 0,5823 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (3.34)$$

де $\Delta'_k = 0,06 \dots 0,10$ мм – мінімально допустимий зазор в замку кільця під час роботи двигуна, для проектового двигуна $\Delta_k = 0,06$ мм;

$\alpha_{ц}$ и α_k – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу гільзи циліндра і кільця. Для чавуну $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, для алюмінієвих сплавів

$$\alpha_k = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1};$$

T_k , $T_{ц}$ і T_0 – відповідно температура кільця, стінок циліндра в робочому стані

і початкова температура $T_0 = 288 \text{ K}$, при рідинному охолодженні

$$T_k = 473 \dots 573 \text{ K}, \quad T_{ц} = 383 \dots 388 \text{ K};$$

при повітряному охолодженні $T_k = 523 \dots 723 \text{ K}$, $T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ K}$;

для проектового двигуна приймаємо: $T_k = 593 \text{ K}$, $T_{ц} = 398 \text{ K}$.

Порівнюючи розрахунки проектового двигуна з прототипом, знаходимо різницю в монтажному зазорі у прототипу $\Delta_k = 0,2$ мм, а в розрахунку проектового двигуна $\Delta_k = 0,5823$ мм.

3.7.2 Розрахунок на міцність поршневого пальця

Під час роботи поршковий палець піддається впливу змінних за величиною навантажень, які носять здебільшого ударний характер. У поршковому пальці з'являються напруження згину, зрізу і овалізації, що можуть викликати його поломку [3].

Вихідні дані:

- матеріал пальця – Сталь 15Х;
- $a = 24$ мм – довжина втулки шатуна;
- $l_{п} = 61$ мм – довжина пальця;
- $b = 27$ мм – відстань між торцями бобишок;
- $l_{ш} = 24$ мм – довжина поршковий головки шатуна;
- $d_{п} = 24$ мм – діаметр поршкового пальця.

Зносостійкість пальця оцінюють за значеннями питомих тисків між втулкою шатуна $q_{ш}$ та бобишками поршня $q_б$, і опорними поверхнями пальця.

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{п} \cdot a} \leq [q]_{ш}, \quad (3.35)$$

де P – розрахункова сила, що діє на поршневий палець:

$$P = P_{z \max} + kP_j = 23,93 + 0,76 \cdot -4,025 = 20,87 \text{ кН}, \quad (3.36)$$

де $P_{z \max}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{п} = 36,23 \cdot 10^6 \cdot 5,073 = 23,93 \text{ кН}; \quad (3.37)$$

$k = 0,68 \dots 0,86$ – коефіцієнт, що враховує масу поршневого пальця;

P_j – сила інерції від маси поршневої групи на режимі максимального

моменту для бензинових ДВЗ:

$$\begin{aligned} P_j &= -m_{п} \cdot R \cdot \omega_m^2 (1 + \lambda) = \\ &= -0,59 \cdot 0,03675 \cdot 377^2 (1 + 0,3063) = -4,025 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (3.38)$$

де $m_{п}$ – маса поршневої групи.

$$q_{ш} = \frac{20,87}{0,024 \cdot 0,024} = 36,23 \text{ МПа.}$$

Питомий тиск пальця на бобишки.

$$q_б = \frac{P}{d_{п} \cdot (l_{п} - b)} [q]_б, \quad (3.39)$$

$$q_б = \frac{20,87}{0,024 \cdot (0,061 - 0,027)} = 25,58 \text{ МПа.}$$

Для сучасних двигунів [3]:

$$[q_{ш}] = 20 \dots 60 \text{ МПа}, [q_6] = 15 \dots 50 \text{ МПа}.$$

Напруження згину в середньому перерізі пальця:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{P(l_{п} + 2b - 1,5a)}{1,2d_{п}^3(1 - \alpha^4)} \leq [\sigma_{из}], \quad (3.40)$$

де $\alpha = \frac{d_{в}}{d_{п}} = \frac{15}{24} = 0,625$ – відношення внутрішнього діаметра поршневого

пальця до його зовнішнього діаметра..

$$\sigma_{зг} = \frac{20,87(0,061 + 2 \cdot 0,027 - 1,5 \cdot 0,024)}{1,2 \cdot 0,024^3(1 - 0,625^4)} = 117,3 \text{ МПа},$$

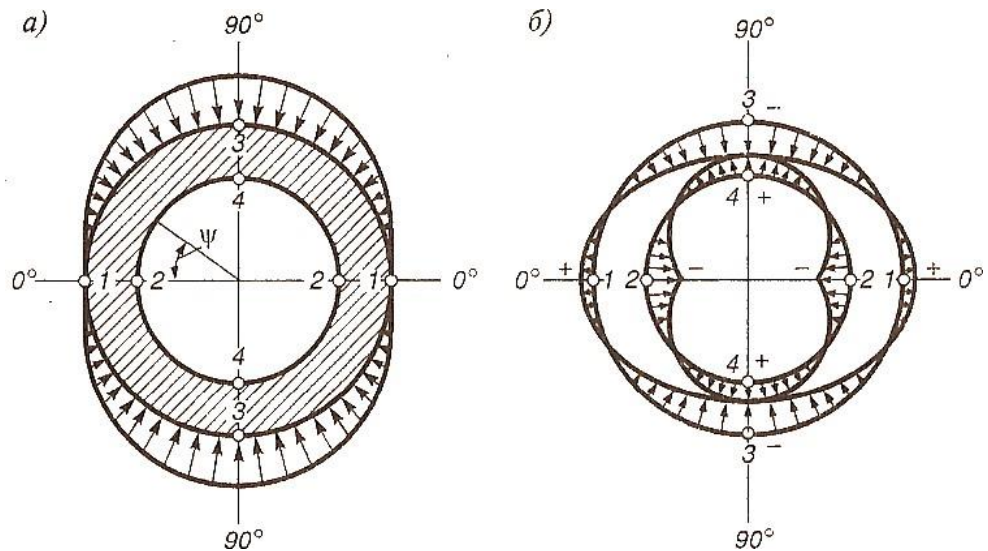
$$[\sigma_{зг}] = 100 \dots 300 \text{ МПа [3]}.$$

Максимальні дотичні напруження:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{п}^2[1 - \alpha^4]} = \\ &= \frac{0,85 \cdot 20,87(0,625 + 0,625 + 0,625^2)}{0,024^2[1 - 0,625^4]} = 73,25 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$[\tau] = 60 \dots 250 \text{ МПа [3]}.$$

Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:



а – розподіл навантаження; б – епюри напружень

Рисунок 3.10 – Розрахункова схема поршневого пальця

Діаметр пальця знаходимо по формулі

$$\begin{aligned} \Delta d_{п.маx} &= \frac{1,35P}{E I_{п}} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{1,35 \cdot 20,87}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,061} \left(\frac{1 + 0,625}{1 - 0,625} \right)^3 [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 0,01665 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (3.42)$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу поршневого пальця.

$$[\Delta d_{п.маx}] = 0,001 \cdot d_{п} = 0,001 \cdot 61 = 0,024 \text{ мм або}$$

$$[\Delta d_{п.маx}] = 0,02 \dots 0,05 \text{ мм.}$$

Напруження овалізації.

На зовнішній поверхні пальця:

в горизонтальній площині (точки 1, $\psi=0$):

$$\begin{aligned}\sigma_{a0^\circ} &= \frac{15P}{l_{\pi}d_{\pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 20,87}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,19 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2} - \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 58,67 \text{ МПа};\end{aligned}\tag{3.43}$$

у вертикальній площині (точки 3, $\psi=90$):

$$\begin{aligned}\sigma_{a0^\circ} &= \frac{15P}{l_{\pi}d_{\pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 20,87}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,19 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2} - \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 58,67 \text{ МПа};\end{aligned}\tag{3.44}$$

На внутрішній поверхні пальця:

в горизонтальній площині (точки 2, $\psi=0$):

$$\begin{aligned}\sigma_{i0^\circ} &= \frac{15P}{l_{\pi}d_{\pi}} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 20,87}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,19 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2 \cdot 0,625} + \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -200,3 \text{ МПа};\end{aligned}\tag{3.45}$$

у вертикальній площині (точки 4, $\psi = 90^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15P}{l_{\pi}d_{\pi}} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 20,87}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,174 \frac{(2 + 0,625)(1 + 0,625)}{(1 - 0,625)^2 \cdot 0,625} - \frac{0,636}{1 - 0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (a - 0,4)^3] = 105 \text{ МПа.}\end{aligned}\quad (3.46)$$

Найбільше напруження овалізації виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині. Це напруження не повинно перевищувати 300...350 МПа[10].

3.7.3 Розрахунок на міцність шатунних болтів

З розрахунку кривошипної головки шатуна маємо максимальну силу інерції, що розриває кривошипну головку і шатунні болти: $P_{jp} = 20,23 \text{ Н}$. Приймаємо: номінальний діаметр болта $d = 16 \text{ мм}$; крок різьби $t = 1,5 \text{ мм}$; кількість болтів

$$i_b = 2.$$

Матеріал – Сталь 40ХН визначаємо [3]:

- границя міцності $\sigma_b = 1300 \text{ МПа}$;
- границя плинності $\sigma_T = 1150 \text{ МПа}$;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 380 \text{ МПа}$;
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисканні $\alpha_\sigma = 0,2$.

Напруження при розтягуванні-стисканні:

$$\begin{aligned}\beta_\sigma &= \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{380}{1150} = 0,3304; \\ \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} &= \frac{(0,3304 - 0,2)}{(1 - 0,3304)} = 0,1947.\end{aligned}\quad (3.47)$$

Сила попереднього затягування:

$$P_{np} = (2 \dots 3) \frac{P_{jp}}{i_b} = 2,5 \frac{20,23}{2} = 25,29 \text{ Н.}\quad (3.48)$$

Сумарна сила, що розтягує болт:

$$P_6 = P_{\text{пр}} + \frac{\chi P_{\text{jp}}}{i_6} = 25,29 + \frac{0,24 \cdot 20,23}{2} = 27,72 \text{ Н}, \quad (3.49)$$

де χ – коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання:

$$\chi = \frac{K_{\text{ш}}}{K_6 + K_{\text{ш}}}, \quad (3.50)$$

де $K_{\text{ш}}$ – податливість частин шатуна, що стягуються;

K_6 – податливість болта.

За емпіричними даними коефіцієнт змінюється в межах 0,15...0,25.

Зі зменшенням діаметра шатунного болта значення χ , як правило, також зменшується [3].

Максимальні і мінімальні напруження, що виникають в болті:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4P_6}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 27,72}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 182,7 \text{ МПа}, \quad (3.51)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 25,29}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 166,7 \text{ МПа}. \quad (3.52)$$

де $d_B = d - 1,4t = 16 - 1,4 \cdot 1,5 = 0,0139 \text{ мм}$.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{182,7 + 166,7}{2} = 174,7 \text{ МПа}, \quad (3.53)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{182,7 - 166,7}{2} = 8 \text{ МПа}, \quad (3.54)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{\text{M}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{8 \cdot 4,3}{0,94 \cdot 0,84} = 43,57 \text{ МПа}, \quad (3.55)$$

де $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 1(4,3 - 1) = 4,3$;

$\alpha_{k\sigma} = 4,3$ визначається за табл. 11.6 [3];

$q = 1$ визначається за рис. 11.2 [3];

$\varepsilon_{m\sigma} = 0,94$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{п\tau} = 0,84$ коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл.11.8 [3].

Запаси міцності шатунних болтів:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma}\sigma_m} = \frac{380}{43,57 + 0,2 \cdot 174,7} = 4,84; \quad (3.56)$$

за границею плинності:

$$N_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{1150}{43,57 + 174,7} = 5,269. \quad (3.57)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{43,57}{174,7} = 0,249399 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,1947,$$

запас міцності шатунних болтів визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 4,84.$$

Для шатунних болтів значення запасу міцності не повинно бути нижче 2 [9].

Висновки за розділом

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі деталі мають значний запас міцності і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

4 ВПЛИВ ПІДВИЩЕНОГО ТИСКУ ПОВІТРЯ ВІД ПРИВІДНОГО КОМПРЕСОРА НА ТЕХНІКО- ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317

В проведеному тепловому розрахунку двигуна МЕМЗ-317 (розділ 3) виконано розрахунок для безнаддувного двигуна. З аналізу літератури відомо, що збитковий тиск наддуву p_k від привідного компресора може сягати 1,5 бар. Тому поставлена задача дослідити вплив тиску повітря на ефективність двигуна МЕМЗ- 317.

4.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву

Проведено ряд теплових розрахунків при значеннях збиткового тиску на вході в двигун $p_k = 0$ бар (атмосферний двигун, базовий розрахунок п.2), $p_k = 0,3$ бар, $p_k = 0,5$ бар, $p_k = 0,7$ бар, $p_k = 0,9$ бар. Для запобігання прояву детонації значення ступеня стиснення прийняті: $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 9,2$; $\varepsilon = 8,5$; $\varepsilon = 8$ [8]. Всі інші значення до теплового розрахунку (див.таблиця 4.1) залишились незмінними.

Таблиця 4.1– Значення ефективних показників

p_k , бар	0	0,3	0,5	0,7	0,9
ε	9,8	9,8	9,2	8,5	8
N_e , кВт	56,8	68,46	76,61	83,61	90,04
G_e, кг/кВт·ч	0,2561	0,2567	0,2617	0,2685	0,2742

За результатами теплового розрахунку побудовано графіки залежності ефективних показників робочого циклу від тиску наддуву (рисунки 4.1-4.2) .

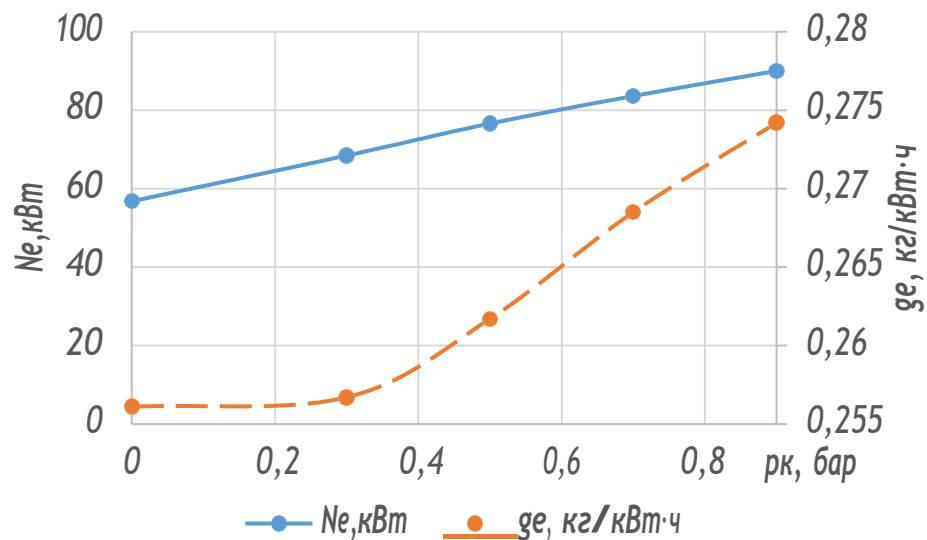


Рисунок 4.1 – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, при різних значеннях тиску наддуву

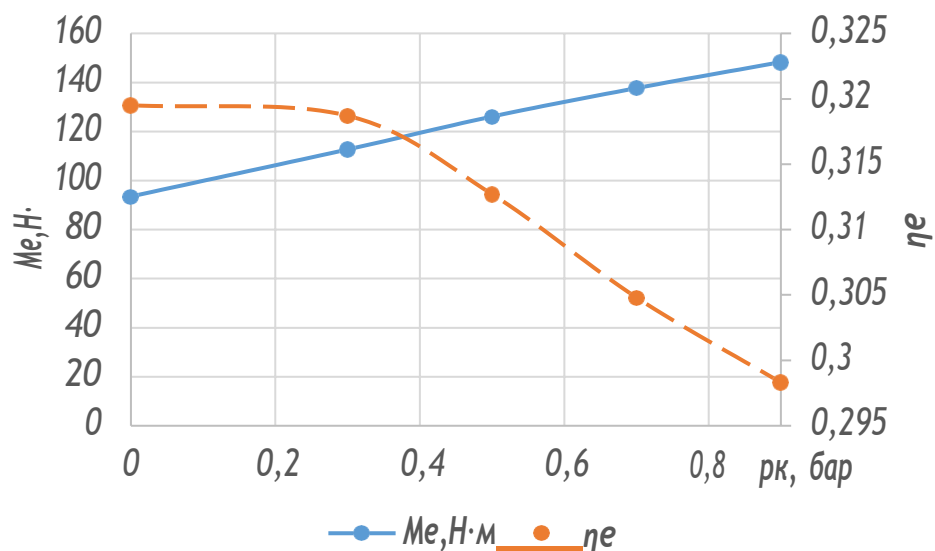


Рисунок 4.2 – Ефективний крутний момент та ефективний ККД двигуна, при різних значеннях тиску наддуву

З протоколів теплових розрахунків, і з рисунок 4.1- 4.2 видно, що ефективність робочого циклу знижується при збільшенні ступеня стиснення, в той же час потужність та крутний момент зростають майже лінійно. Зі збільшенням наддуву, незважаючи на зміну ступеня стиснення зростають пікові значення тиску та температури в циліндрі.

Виходячи з цього перевищення тиску наддуву на номінальному режимі, $p_k = 0,7$ бар може призвести до детонації, необхідна заміна палива або подальше зниження ступеня стиснення з відповідною втратою ефективності.

Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Збільшення тиску наддуву бензинового 4-тактного ДВЗ MeM3-317 викликає зростання потужності та крутного моменту. Збільшення ступеня стиснення призводить до зменшення ефективного ККД з одночасним зростанням питомої витрати палива.

2. Величину наддуву слід обмежувати у зв'язку зі стрімким зростання температур та тисків у циліндрах, що може призвести до детонаційного згорання.

3. Оптимальним, виходячи з розрахунків, обрано збитковий тиск $p_k = 0,5$ бар. Такий тиск дозволяє підвищити потужність на 34,9%,% при збільшенні питомої витрати палива на 2,2% без виходу за межі допустимих навантажень.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В АДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз потенційних небезпек

У розділі подано аналіз потенційних небезпек та основні заходи з охорони праці при визначенні впливу підвищеного тиску повітря від привідного компресора на техніко-економічні показники 4-тактного бензинового двигуна.

– можливість ураження електричним струмом, де основними причинами можуть бути: випадкове доторкання і наближення до струмопровідних частин, які знаходяться під напругою та порушення правил з електробезпеки, що може призвести к травмам або до летального наслідку.

– небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема:

а) незадовільне освітлення робочого місця може призвести до втоми та травмування дослідника;

б) тривалого статичного напруження м'язів спини, шиї, рук і ніг, що призводить до втоми і специфічних скарг.

в) важкість, напруженність, монотонність роботи за ПК, призводять до захворювань загально-невротичного характеру у вигляді підвищеної загальної втоми, головного болю, відчуття важкості голови, поганого сну.

г) незадовільні параметри повітряного середовища мікроклімату в приміщенні лабораторії обладнаної ПК, внаслідок неефективної роботи систем опалення та кондиціонування (повітрообміну).

– незадовільна організація робочого місця створює підвищену втому.

– незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні дослідницької лабораторії, внаслідок нагріву повітряного середовища від роботи двигуна внутрішнього згорання.

– незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії призводить до перевтомлення органів зору дослідника, зниження

загальної продуктивності та уваги що призводить до помилок у виконанні науково-дослідних процедур.

– незадовільний стан повітряного середовища через шкідливі речовини, які входять в відпрацьовані гази, викидаються двигунами автомобілів і призводить до отруєння організму.

– підвищення рівень шуму та вібрації від працюючого двигуна на робочому місці призводить до погіршення самопочуття, зниження працездатності та уваги дослідника що може привести до травмування.

– під час проведення експерименту можливе попадання паливо-мастильних матеріалів на розігріті частини двигуна що може призвести до пожежі, внаслідок чого можливе травмування, отруєння або летальній наслідок.

– при неефективному управлінні персоналом невоснізованих формувань можливе травмування та навіть загибель людей.

5.2 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за важкістю. Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, опалення, вентиляція и кондиціювання[15].

Захист персоналу від шуму двигуна, в виробничих приміщеннях і на робочих місцях забезпечується згідно вимог ДБН В.1.1-31:2013 «Захист територій, будинків і споруд від шуму».

Для захисту від шуму передбачають наступні заходи:

– віброізоляція стенду з двигуном, застосування індивідуальних віброізолюваних фундаментів для обладнання зі значними динамічними навантаженнями, а також віброізоляція трубопроводів інженерних мереж[14].

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості

та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці інженера-дослідника центральній заводській лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 3 ступеню. Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою:

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час дії уже врахований, тому – $X_{ст} = X_i = 3$;

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому – $X_{ст} = X_i = 1$ [13];

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення X_i визначаємо по формулі :

$$X_i = X_{ст} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot 0,625 = 1,25; \quad (5.1)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{ст} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , по формулі 6.8:

$$X_{факт} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,25 + 3 = 8,25; \quad (5.2)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{факт} = 8,25$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці

на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 5.4 [15]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

а) умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

б) відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії належать до категорії I-а, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії I-а, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – 21,0-23,4 °С;
- освітленість кабінетів та робочих кімнат відповідає розряду зорових робіт Б-1, нормована загальна освітленість якого – $E = 300$ лк;
- рівень шуму в робочій зоні інженера-дослідника ЦЗЛ – 80 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 139 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 75 %;
- тривалість робочого дня, 6 або 7 год.

в) для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно

забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення;

– освітленість приміщення відповідає нормам тому корегувати немає необхідності;

– для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника лабораторії необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

– для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год.

– для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;

– для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

5.3 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Для запобігання виникненню пожежі в дослідницькій лабораторії необхідно розрахувати кількість вогнегасників та місце їх установки. В лабораторії застосовується паливо(бензин), олія, дизпаливо, розчинники. Ці речовини можна віднести до класу пожежі А. Приміщення по вибухонебезпечності та пожежо-небезпечності можна віднести до категорії В. Площа приміщення складає 110м². Тому кількість вогнегасників вибираємо 4 вогнегасника ПВП-5 відповідно документу ДСТУ Б В.1.1-36:2016 [15].

5.4 Заходи з цивільного захисту

Невоєнізовані формування – це група робітників та службовців об'єкта, які об'єднані в окремий підрозділ, оснащений спеціальною технікою і майном,

без звільнення їх основної роботи і призначені для ведення РІНР при виникненні надзвичайної ситуації.

Формування можуть бути загального призначення і забезпечення (служб ЦО), за підпорядкованістю – територіальні й об'єктові.

Невоєнізовані формування загального призначення є основними підрозділами НФ ЦО. Вони створюються на територіях відповідно до адміністративно-територіального поділу України, на об'єктах господарювання і призначені для пошуку і порятунку потерпілих у районах лиха, надання їм долікарняної допомоги, проведення невідкладних робіт, які сприяють порятунку людей, захисту їх життя та здоров'я. Організаційно вони можуть бути зведені в загони, команди, групи.

Невоєнізовані формування забезпечення створюються в адміністративно-територіальних одиницях, на об'єктах господарювання і призначені для вирішення спеціальних завдань та всебічного забезпечення РІНР у районах стихійного лиха й вогнищах ураження.

Організаційно це можуть бути загони, команди, колони, бригади, дружини, групи, відділення, пости. Вони можуть виконувати такі завдання:

- Ведення розвідки;
- Забезпечення зв'язком;
- Ведення медичної розвідки, надання медичної допомоги;
- Проведення протиепідемічних і санітарно-гігієнічних заходів;
- Локалізація і гасіння пожеж;
- Ведення інженерної розвідки, РІНР, відновлення і ремонт доріг та дорожніх споруд.

Територіальні невоєнізовані формування загального призначення створюються на базі підприємств та організацій обласного, районного, міського підпорядкування, підкоряються начальникам Цивільної оборони відповідних територій і використовуються за їхніми розпорядженнями [15].

Висновки за розділом

В даному розділі розглянуто аналіз потенційних небезпек, які можуть

впливати на дослідника. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

6.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Дослідження впливу тиску компресорного наддуву на техніко-економічні показники бензинового двигуна». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 76,61 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива – $0,2617 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$ для проєктованого двигуна. Відхилення розрахункової потужності від заданої входить в діапазон допустимих значень (п. 2.5). Економічне обґрунтування проєкту побудовано на основі розрахункових значень.

Таблиця 6.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

Показники	Проектований ДВЗ, V_i	Бальна оцінка проєкт. ДВЗ, Q_i	Кращі аналоги			
			MeMZ-307	Бальна оцінка Q_i	BA3-21128	Бальна оцінка Q_i
1	2	3	4	5	6	7
Ефективна потужність, кВт	76,61	5	56,8	3	75	4
Маса двигуна, кг	120	3	102	5	112	4
Частота обертів колінчастого вала, хв^{-1}	5800	5	5800	5	5500	4
Питома витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	0,2617	3	0,2561	4	0,237	5
Витрата оливи на чад км, %	1,3	5	1,5	4	1,3	5
Моторесурс, км	200000	5	200000	5	125000	4
Разом сума балів Q_{Σ}		26		26		26

Важливим моментом при проведенні порівняльного аналізу є визначення технічного рівня проєктованого ДВЗ. Технічний рівень доцільно оцінювати за допомогою коефіцієнта технічного рівня $K_{\text{ту}}$. Він розраховується на основі бального методу за основними технічними параметрами, які визначені в технічному завданні на розробку дипломного проєкту і мають кількісну оцінку.

Коефіцієнт технічного рівня розраховується логічним шляхом, при цьому встановлюють ступінь важливості порівнюваних параметрів V_i . Оцінку проводимо за п'ятибальною системою. Дані порівняння наведені в табл.8.1.

Коефіцієнт технічного рівня:

$$K_{\text{ту}} = Q_{\Sigma}^{\text{пр}} / Q_{\Sigma}^{\text{а}}, \quad (6.1)$$

де $Q_{\Sigma}^{\text{пр}} = 24$ – сумарна бальна оцінка технічного рівня проєктованого ДВЗ;

$Q_{\Sigma}^{\text{а}}$ – сумарна бальна оцінка технічного рівня аналога:

$$K_{\text{ту отеч}} = 26 / 26 = 1,$$

$$K_{\text{ту заруб}} = 26 / 26 = 1.$$

6.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма

Згідно таблиці 6.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок збільшеної ефективної потужності до 76,61 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу 5800 хв^{-1} , що має позитивний вплив при експлуатації легкових автомобілів. Чотирициліндровий чотиритактний двигун для автомобілів та фургонів давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун (MeM3-307), який буде використаний в розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна $C_6 = 48076,92$ грн розрахована з середньої ціни реалізації нових двигунів.

Прогнозований обсяг продажів A_{Γ} двигунів:

$$A_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot K_{\text{ту отеч}}, \quad (6.2)$$

де $B = 200$ шт/рік – споживчий попит на двигуни;
 $K_{\text{ту отеч}} = 1,27$ - коефіцієнт технічного рівня.

$$A_r = 200 \cdot 1 = 200 \text{ шт.}$$

Приймаємо 200 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 200 штук.

6.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ

При визначенні витрат на проектування ДВЗ використовуємо методику питомої ваги однієї статті в загальній сумі витрат.

Розрахунок основної заробітної плати проектувальників визначаємо за формулою:

$$ЗП_{\text{осн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 5900 = 35400 \text{ грн.}, \quad (6.3)$$

де F_m – кількість місяців розробки;

R – чисельність проектувальників;

$З_m$ – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{35400 \cdot 100}{35} = 101142,86 \text{ грн.}, \quad (6.4)$$

де $Y_{\text{зп}}$ - питома вага ЗП в загальній сумі витрат, %.

Всі інші статті витрат визначаються за формулою:

$$З_i = \frac{C_{\text{пр}}}{100} Y_i, \quad (6.5)$$

де Y_i – питома вага і-х витрат у загальній собівартості, %.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 6.2.

Таблиця 6.2 – Калькуляція кошторисної вартості робіт НДР і її структура

Стаття витрат	Сума, грн	Питома вага %
1. Матеріали	10114,29	10%
2. Основна заробітна плата	35400,00	35%
3. Додаткова заробітна плата	5057,14	5%
4. Відрахування на соціальне страхування	15272,57	15,10%
5. Витрати на спеціальне обладнання	10114,29	10,00%
6. Накладні витрати	25184,57	24,90%
Сума	101142,86	100%

6.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун конструктивно відрізняється від базового наявністю привідного компресора. За каталогом магазину «Деталі» компресор та супутні комплектуючі коштують 10000 грн. Всі інші деталі залишаються незмінними. Відповідно до цього можна розрахувати зміни у витратах на матеріали.

Собівартість розроблюваного двигуна:

$$C_{\pi} = C_{\sigma} \pm \sum_{i=1}^n \Delta B_i + \frac{Z_{\text{нир}}}{A_{\Gamma}}, \quad - \quad (6.6)$$

де C_{π} – повна собівартість двигуна;

$C_{\sigma} = 48076,92$ грн – собівартість базового двигуна,;

ΔB_i – збільшення або зменшення витрат на виготовлення двигуна за рахунок конструктивних змін. Так як:

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{60,55}{31,35} = 1,93142 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$\Delta B_k = B_k^H \cdot k_{ТЗР} - B_k^6 \cdot k_{ТЗР}, \quad (6.7)$$

де B_k^H, B_k^6 – витрати на придбання і установку елементів системи наддуву повітря відповідно на базовий двигун і новий. У зв'язку з тим, що всі інші деталі ДВЗ залишаються без змін, $B_k^6 = 0$;

$k_{ТЗР}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат приймаємо 5% від вартості комплектуючих.

$$\Delta B_k = 10000 \cdot 1,05 - 0 \cdot 1,05 = 10500 \text{ грн.},$$

$$C_{п} = 48076,92 + 10500 + 101142,86 / 200 = 59082,63 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектованого двигуна на 11005,71 грн. вище собівартості базового ДВЗ.

Розрахунок ціни ДВЗ:

а) базового.

$$\begin{aligned} &\text{Ціна підприємства:} \\ &C_{п} = C_{п} \cdot (1 + \% \rho / 100), \end{aligned} \quad (6.8)$$

де $\rho = 30\%$ – норма рентабельності;

$$C_{п} = 48076,92 \cdot (1 + 30 / 100) = 62500 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$C_{р} = C_{п} + \text{ПДВ}, \quad (6.9)$$

де ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = C_{п} \cdot \% \text{ ПДВ} / 100, \quad (6.10)$$

де $\% \text{ ПДВ} = 20\%$ – процентна ставка податку на додану вартість;

$$\text{ПДВ} = 62500 \cdot 20 / 100 = 12500 \text{ грн.}$$

$$C_{р} = 62500 + 12500 = 75000 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$C_{п} = 59082,63 \cdot (1 + 30 / 100) = 76807,42 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 76807,42 \cdot 20 / 100 = 15361,48 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$\text{Цр} = 76807,42 + 15361,48 = 92168,9 \text{ грн.}$$

6.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива двигуном отримані в 2.5. Передбачається щоденна експлуатація двигуна в робочі дні. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

- витрати на паливо;
- витрати на оливу;
- витрати на ремонт і на технічне обслуговування;

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

$$Z_T = N_e \cdot g_e \cdot T_z \cdot C_T, \quad (6.11)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

g_e – питома витрата палива, кг / (кВт·год);

$T_z = 340$ г – річна зайнятість двигуна;

$C_{T1} = 30,51$ грн / кг (23,49 грн / л) – ціна 1 кг бензину;

$C_{T2} = 30,51$ грн / кг (23,49 грн / л) – ціна 1 кг бензину;

а) проектований двигун, $N_e = 76,61$ кВт, $g_e = 0,2617$ кг/(кВт·год):

$$Z_{T^{пр}} = 76,61 \cdot 0,2617 \cdot 340 \cdot 30,51 = 207974,61 \text{ грн.}$$

б) базовий двигун, $N_e = 56,8$ кВт, $g_e = 0,2561$ кг/(кВт·год):

$$Z_{T^б} = 56,8 \cdot 0,2561 \cdot 340 \cdot 30,51 = 150896,46 \text{ грн.}$$

Річні витрати на оливу:

$$Z_M = N_e \cdot g_M \cdot T_z \cdot C_M, \quad (6.12)$$

де g_M – питома витрата оливи, кг/(кВт·год);

$C_m = 125$ грн /кг – ціна 1 кг оливи;

а) проектований двигун, $g_m = g_e \cdot k_m$, кг/(кВт·год):

$$Z_{m,пр} = 76,61 \cdot 0,2617 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 125 = 1278,11 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $g_m = g_e \cdot k_m$ кг/(кВт·год):

$$Z_m^б = 56,8 \cdot 0,2561 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 125 = 927,34 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.3 – Види технічного обслуговування

Види технічного обслуговування	Періодичність огляду кількість раз		Трудомісткість (t),год		T _{общ} , год	
	Базовий	Проектіваний	Базовий	Проектіваний	Базовий	Проектіваний
1	2	3	4	5	6	7
Огляд перед запуском двигуна	170	170	0,08	0,08	13,6	13,6
ТО1	12	12	1,8	1,8	21,6	21,6
ТО2	6	6	1	1	6	6
ТО3	4	4	1	1	4	4
Всього					45,2	45,2

Витрати на технічне обслуговування:

$$Z_{то} = T_{общ} \cdot l, \quad (6.13)$$

де $T_{общ}$ – трудомісткість технічного обслуговування, год;

$l = 75$ грн – вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.

а) базовий двигун: $T_{общ} = 45,2$ год;

$$Z_{то} = 45,2 \cdot 75 = 3390 \text{ грн};$$

б) проектований $T_{общ} = 45,2$ год:

$$Z_{то} = 45,2 \cdot 75 = 3390 \text{ грн.}$$

Розраховані значення експлуатаційних витрат, для більш зручного розгляду, зведені в таблиця 6.4.

Таблиця 6.4 – Експлуатаційні витрати за рік

№ п/п	Вид витрат	Сума, грн	
		Базовий	Проектований
1	Витрати на паливо	150896,46	207974,61
2	Витрати на оливу	927,34	1278,11
3	Витрати на технічне обслуговування	3390	3390
4	Разом річні експлуатаційні витрати	155213,8	212642,72

6.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

$$\Delta_{\text{пр}} = A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{н}} - A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{б}}, \text{ грн.} \quad (6.14)$$

де $\text{Пр}^{\text{н}}$ – прибуток від реалізації нового двигуна;
 $\text{Пр}^{\text{б}}$ – прибуток від реалізації базового двигуна.

$$\text{Пр} = \text{Ц}_{\text{р}} - \text{С} - \text{Н}, \quad (6.15)$$

де $\text{Ц}_{\text{р}}$ – ціна продажу двигуна, грн;
 С – собівартість виробництва двигуна, грн;
 Н – податки від балансового прибутку.

$$\text{Н} = \text{ПДВ} + \text{Н}_{\text{п}}, \quad (6.16)$$

де $\text{Н}_{\text{п}}$ – податок на прибуток, грн;

$$\text{Н}_{\text{п}} = (\text{Ц}_{\text{п}} - \text{С}_{\text{п}}) \cdot \%_{\text{пр}} / 100, \quad (6.17)$$

де $\%_{\text{пр}}$ – норма податку на прибуток, %. (18% для 2023 року).

$$\text{Н}_{\text{п}}^{\text{б}} = (62500 - 48076,92) \cdot 0,18 = 2596,15 \text{ грн.}$$

$$\text{Н}_{\text{п}}^{\text{н}} = (76807,42 - 59082,63) \cdot 0,18 = 3190,46 \text{ грн.}$$

$$\text{Н}^{\text{б}} = 12500 + 2596,15 = 15096,15 \text{ грн.}$$

$$\text{Н}^{\text{н}} = 15361,48 + 3190,46 = 18551,94 \text{ грн.}$$

$$P_{p^6} = 75000 - 48076,92 - 15096,15 = 11826,93 \text{ грн.}$$

$$P_{p^H} = 92168,9 - 59082,63 - 18551,94 = 14534,33 \text{ грн.}$$

$$E_{np} = 200 \cdot 14534,33 - 200 \cdot 11826,93 = 541480 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від експлуатації нового двигуна визначається за питомими показниками.

Експлуатаційні витрати на одиницю потужності двигуна:

а) базовий двигун:

$$Z^6_{\text{експ}} = I_6 / N_e = 299835,76 / 56,8 = 15467,71 \text{ грн./кВт,} \quad (6.18)$$

б) проєктований двигун:

$$Z^6_{\text{експ}} = I_{п} / N_e = 298239,49 / 76,61 = 15094,15 \text{ грн./кВт,} \quad (5.19)$$

Економічний ефект від експлуатації проєктованого двигуна за питомими показниками:

$$E_{\text{екс}} = Z^6_{\text{експ}} - Z^H_{\text{експ}}, \quad (6.20)$$

$$E_{\text{эсп}} = 15467,71 - 15094,15 = 373,56 \text{ грн./кВт}$$

Висновки за розділом

Таким чином, споживач отримає економію річних витрат 373,56 грн на одиницю потужності, що в перерахунку на планову потужність складе 20919,36 грн. на рік. Такі показники досягається меншими питомими витратами палива і масла, більш низькими витратами на обслуговування, ремонт і більшою потужністю в порівнянні з базовим двигуном. Підвищення ціни обґрунтовується кращими якісними характеристиками двигуна, що за рахунок економічно обґрунтованого збільшення ціни двигуна і передбачуваного збільшення попиту дозволить підприємству виробнику отримати економічний ефект в розмірі 541480 грн. Проведені розрахунки підтверджують економічну ефективність проєкту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Метою даної роботи визначено поліпшення техніко-економічних характеристик обраного бензинового 4-х тактного двигуна MeM3-317, шляхом оцінки впливу тиску наддуву від привідного компресора.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

– проведено аналіз існуючих видів бензинових 4-х тактних двигунів внутрішнього згорання;

– розраховано параметри робочого процесу і показників двигуна MeM3-317;

– визначено вплив тиску наддуву на потужність та питому ефективну витрату палива за умови зменшення ступен стиснення;

– складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 101142,86 грн.;

– розраховано економічний ефект від застосування модернізованого двигуна у розмірі 20919,36 грн на рік експлуатації у перерахунку на планову потужність двигуна;

– проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті. Підручник. Київ: вища шк., 1997. 359 с.
2. Анісімов В. Ф. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботопаливної апаратури автотракторних двигунів / Анісімов В. Ф., Музичук В.І., П'ясецький А. А., Рябошапка В. Б. Вінниця: ВНАУ, 2012. 142 с.
3. Автомобільні двигуни : підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, Ф. Ф. Тимченко. Київ: Арістей, 2004. 476 с.
4. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Чигиринець А.Д. Експлуатаційна надійність автомобілів: Підручник у 2 ч., 4 кн. К.: Вища школа, 2000. Ч. 1: кн.1. 609с., кн.2. 458 с.; Ч.2: кн.3. 321 с.; кн. 4. 552 с.
5. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В.Ф. Кисляков, В.В.Лущик. Київ: Либідь, 2000. 399 с.
6. Силовий агрегат МемЗ-307 [Електронний ресурс]. Сайт "Мелітопольський моторний завод". Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>. (Переглянуто 01.12. 2023 р.).
7. Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є. Основи діагностики автомобіля: Навчально-методичний посібник. Чернігів: ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. 188 с.
8. Технічний звіт № 3617 Про проведення випробувань моторного масла ЛУКОЙЛ "Люкс" 5W40 API SL/CF з оцінки якості та можливості застосування у виробництві за методикою випробувань двигуна МЕМЗ-307.1000420
"Євро 4" на безвідмовність протягом 300 годин. Сайт "Інститут споживчих експертиз". Режим доступу: <http://www.expertise.in.ua/images/tech.pdf>. (Переглянуто 01.12. 2023 р.).

9. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію [Текст]: монографія / І.В. Парсаданов. Х.: Видавничий центр НТУ «ХП», 2003. 244с.
10. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ: Вища шк., 2007. 527 с.
11. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах.Т.5. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А. П. Марченко, проф. А. Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. 360 с.
12. Маркович С.І., Бевз О.В. Експлуатація та ремонт двигунів внутрішнього згорання: Навчальний посібник. Кропивницький : ЦНТУ. 2022. 147 с.
13. Мазепа С.С., Куцик А.С. Електрообладнання автомобілів. Львів: Львівська політехніка, 2004. 168 с.
14. Борисенко О.Є. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090210 «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укладачі: викладач Т.А. Антонечко, ас. О.Є. Борисенко. Запоріжжя: ЗНТУ, 2005. 22с.
15. Савчук О.М. Охорона праці у галузі: Конспект лекцій та методичні вказівки з виконання контрольних робіт для студентів технічних вузів [Текст] / Укл.: О.М. Савчук. – Запоріжжя: Просвіта, 2003. 164 с.

ДОДАТОК А

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУДВЗ

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

φ°	p , Па	T , К	M , кг	V , м ³
180	163300	401,1	0,002049	0,001445
190	165100	403,6	0,002049	0,001437
200	169500	407,6	0,002049	0,001414
210	176700	413,5	0,002049	0,001376
220	187300	421,5	0,002049	0,001323
230	202200	431,7	0,002049	0,001256
240	222800	444,7	0,002049	0,001173
250	251400	460,9	0,002049	0,001078
260	291200	481,3	0,002049	0,0009719
270	347800	506,7	0,002049	0,0008568
280	430100	538,5	0,002049	0,0007362
290	554100	578,6	0,002049	0,0006141
300	748300	629,7	0,002049	0,0004948
310	1067000	695,2	0,002049	0,0003831
320	1616000	779,8	0,002049	0,0002838
330	2596000	887,7	0,002049	0,0002011
340	4297000	1016	0,002049	0,0001391
350	6641000	1136	0,002049	0,0001006
360	9884000	1464	0,00206	0,00008756
370	10400000	1754	0,002079	0,0001006
380	8237000	1904	0,002097	0,0001391
390	5795000	1924	0,00211	0,0002011
400	3992000	1863	0,002119	0,0002838
410	2800000	1760	0,002124	0,0003831
420	2029000	1645	0,002127	0,0004948
430	1527000	1535	0,002128	0,0006141
440	1194000	1440	0,002128	0,0007362
450	969100	1359	0,002128	0,0008568
460	812100	1292	0,002128	0,0009719
470	701400	1238	0,002128	0,001078
480	621800	1195	0,002128	0,001173
490	564000	1159	0,002128	0,001256
500	522000	1131	0,002128	0,001323
510	491800	1108	0,002128	0,001376
520	471000	1091	0,002128	0,001414
530	457900	1077	0,002128	0,001437
540	451600	1068	0,002128	0,001445

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ °	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-13800	0	-13800	-13800	0	0
20	-12400	-1140	-12500	-11300	-5320	-319
40	-8620	-1500	-8750	-5640	-6690	-401
60	-3500	-832	-3600	-1030	-3450	-207
80	1590	432	1640	-150	1640	98,2
100	5570	1520	5770	-2460	5220	313
120	7960	1890	8190	-5620	5950	357
140	8950	1560	9090	-7860	4560	274
160	9130	837	9170	-8860	2340	140
180	9110	0	9110	-9110	0	0
200	9200	-844	9240	-8930	-2350	-141
220	9220	-1610	9360	-8100	-4700	-282
240	8640	-2050	8880	-6100	-6450	-387
260	7020	-1910	7270	-3100	-6580	-395
280	4600	-1250	4770	-436	-4750	-285
300	3120	-741	3200	917	-3070	-184
320	7820	-1360	7940	5110	-6070	-364
340	34300	-3150	34500	31200	-14700	-882
360	96100	0	96100	96100	0	0
380	78900	7230	79200	71700	33800	2030
400	34700	6040	35200	22700	26900	1620
420	17600	4180	18100	5180	17300	1040
440	13200	3610	13700	-1260	13700	820
460	12900	3520	13400	-5710	12100	726
480	13200	3130	13500	-9280	9830	590
500	13000	2270	13200	-11400	6630	398
520	12600	1160	12700	-12200	3230	194
540	12400	0	12400	-12400	0	0
560	7730	-709	7760	-7510	-1980	-119
580	7550	-1320	7670	-6630	-3850	-231
600	6560	-1560	6750	-4630	-4900	-294
620	4170	-1140	4320	-1840	-3910	-234
640	186	-50,7	193	-17,6	-192	-11,5
660	-4900	1170	-5040	-1440	4830	290
680	-10000	1740	-10200	-6550	7770	466
700	-13800	1270	-13900	-12600	5920	355
720	-15200	0	-15200	-15200	0	0
					(Mi) _{ср} =	139,2

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ °	$M_1,$ Н•м	$M_2,$	$M_3,$	$M_4,$ Н•м	$M_{кр},$	$M_{крср},$ Н•м
0	0	773	-351	0	-142	
20	-319	667	-219	-119	140	
40	-401	498	-221	-231	407	
60	-207	295	-620	-294	450	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	
120	357	-177	1960	290	-398	
140	274	-273	1280	466	-332	
160	140	-284	898	355	-54,1	
180	0	-142	773	0	226	
200	-141	140	667	-319	356	
220	-282	407	498	-401	326	
240	-387	450	295	-207	209	
260	-395	196	95,6	98,2	70	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	
300	-184	-398	-177	357	-213	
320	-364	-332	-273	274	-343	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	
360	0	226	-142	0	-351	11 14
380	2030	356	140	-141	-219	
400	1620	326	407	-282	-221	
420	1040	209	450	-387	-620	
440	820	70	196	-395	-787	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	
480	590	-213	-398	-184	1960	
500	398	-343	-332	-364	1280	
520	194	-407	-54,1	-882	898	
540	0	-351	226	0	773	
560	-119	-219	356	2030	667	
580	-231	-221	326	1620	498	
600	-294	-620	209	1040	295	
620	-234	-787	70	820	95,6	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	
660	290	1960	-213	590	-177	
680	466	1280	-343	398	-273	
700	355	898	-407	194	-284	
720	0	773	-351	0	-142	

φ°	$M_1,$ H•M	$M_2,$ H•M	$M_3,$ H•M	$M_4,$ H•M	$M_5,$ H•M	$M_6,$ H•M	$M_{кр},$ H•M	$M_{крср},$ H•M
0	0	773	-351	0	-142	0	0	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	
180	0	-142	773	0	226	0	0	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	11
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	14
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	
540	0	-351	226	0	773	0	0	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	
720	0	773	-351	0	-142	0	0	

φ°	$M_1,$ H• M	$M_2,$ H• M	$M_3,$ H• M	$M_4,$ H• M	$M_5,$ H• M	$M_6,$ H• M	$M_7,$ H• M	$M_8,$ H• M	$M_{кр}$, H• M	$M_{кр}$ ср, H• M
0	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	0	2390	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	0	1710	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	0	486	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	0	-136	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	0	1780	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	0	2220	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	0	1110	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	0	-40,7	
180	0	-142	773	0	226	0	0	0	506	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	0	2390	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	0	1710	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	0	486	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	0	-136	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	0	1780	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	0	2220	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	0	1110	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	0	-40,7	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	0	506	11 14
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	0	2390	
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	0	1710	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	0	486	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	0	-136	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	0	1780	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	0	2220	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	0	1110	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	0	-40,7	
540	0	-351	226	0	773	0	0	0	506	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	0	2390	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	0	1710	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	0	486	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	0	-136	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	0	1780	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	0	2220	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	0	1110	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	0	-40,7	
720	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип		2-я коренная шейка			φ°	2-й кривошип		3-я коренная шейка			φ°	3-й кривошип	
	$T_1', Н$	$K_{рк1}, Н$	$T_{к2}, Н$	$K_{к2}, Н$	$R_{кш2}, Н$		$T_2', Н$	$K_{рк2'}, Н$	$T_{к3}, Н$	$K_{к3}, Н$	$R_{кш3}, Н$		$T_3', Н$	$K_{рк3'}, Н$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	0	16700	6440	5130	8230	450	6440	11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600
20	2660	15500	8210	1820	8410	470	5550	-13600	3730	-23300	23600	290	-1820	-9650
40	3340	12600	7490	-2460	7880	490	4150	-15100	2310	-23900	24100	310	-1840	-8840
60	1720	10300	4180	-5470	6880	510	2460	-15800	-2710	-18900	19100	330	-5160	-3140
80	-818	9900	-21,9	-6100	6100	530	796	-16000	-5760	3370	6670	350	-6560	19400
100	-2610	11100	-3100	-2600	4050	550	-494	-13700	10700	26500	28600	370	11200	40200
120	-2980	12600	-4450	-783	4520	570	-1480	-13400	14800	-2110	15000	390	16300	11300
140	-2280	13800	-4550	1040	4670	590	-2270	-12700	8390	-16800	18800	410	10700	-4110
160	-1170	14300	-3540	2800	4510	610	-2370	-11500	5110	-20600	21200	430	7480	-9110
180	0	14400	-1180	4230	4390	630	-1180	-10200	5260	-21800	22400	450	6440	-11600
200	1180	14300	2350	4360	4950	650	1170	-9940	6730	-23600	24500	470	5550	-13600
220	2350	13900	5740	2230	6160	670	3390	-11600	7540	-26700	27800	490	4150	-15100
240	3230	12900	6980	-1810	7210	690	3750	-14700	6210	-30500	31100	510	2460	-15800
260	3290	11400	4920	-5710	7540	710	1630	-17100	2430	-33100	33200	530	796	-16000
280	2380	10000	899	-6360	6420	10	-1480	-16400	-1970	-30100	30100	550	-494	-13700
300	1530	9370	-1780	-4760	5080	30	-3320	-14100	-4790	-27500	28000	570	-1480	-13400
320	3030	7270	271	-4040	4050	50	-2760	-11300	-5040	-24000	24500	590	-2270	-12700
340	7350	-5760	6900	-15600	17100	70	-451	-9870	-2820	-21300	21500	610	-2370	-11500
360	0	-38200	1880	-48600	48600	90	1880	-10300	700	-20500	20500	630	-1180	-10200
380	-16900	-26000	-13900	-37900	40300	110	2960	-11900	4130	-21800	22200	650	1170	-9940
400	-13500	-1520	-10700	-14800	18300	130	2720	-13300	6110	-24900	25700	670	3390	-11600
420	-8660	7240	-6920	-6830	9730	150	1740	-14100	5490	-28800	29300	690	3750	-14700
440	-6840	10500	-6250	-3900	7370	170	583	-14400	2210	-31400	31500	710	1630	-17100

Продовження таблиці А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-6050	12700	-6630	-1680	6840	190	-584	-14400	-2060	-30800	30800	10	-1480	-16400
480	-4910	14500	-6690	323	6690	210	-1770	-14100	-5090	-28300	28700	30	-3320	-14100
500	-3310	15500	-6170	2080	6510	230	-2860	-13500	-5620	-24800	25400	50	-2760	-11300
520	-1610	15900	-5000	3790	6280	250	-3390	-12200	-3840	-22000	22400	70	-451	-9870
540	0	16000	-2920	5370	6120	270	-2920	-10600	-1040	-21000	21000	90	1880	-10300
560	989	13600	-834	3930	4020	290	-1820	-9650	1140	-21500	21500	110	2960	-11900
580	1920	13100	84,5	4300	4300	310	-1840	-8840	878	-22100	22100	130	2720	-13300
600	2450	12100	-2710	9000	9400	330	-5160	-3140	-3420	-17200	17500	150	1740	-14100
620	1950	10700	-4600	30100	0500	350	-6560	19400	-5970	5020	7810	170	583	-14400
640	96	9840	11300	50000	1300	370	11200	40200	10600	25800	27900	190	-584	-14400
660	-2410	10500	13900	21900	5900	390	16300	11300	14500	-2830	14800	210	-1770	-14100
680	-3890	13100	6770	8990	11300	410	10700	-4110	7800	-17600	19200	230	-2860	-13500
700	-2960	16100	4520	6990	8330	430	7480	-9110	4090	-21300	21700	20	-3390	-12200
720	0	16700	6440	5130	8230	450	6440	-11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600