

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему: «Вдосконалення робочого процесу 4-тактного бензинового двигуна для покращення техніко-економічних характеристик»

Виконав: студент(ка) 2 курсу, групи T-419м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Славний С.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник ст.викладач Слинько В.В.

(прізвище та ініціали)

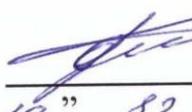
Рецензент Мозговий А.В.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний, Транспортний
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Двигуни внутрішнього згорання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ


Завідувач кафедри ДВЗ
Слинько Г.І.
“ 16 ” 12. 2020 року

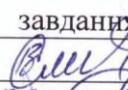
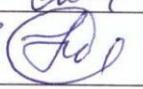
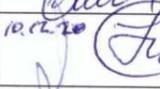
З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Славного Сергія Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема проєкту (роботи) Вдосконалення робочого процесу 4-тактного бензинового двигуна для покращення техніко-економічних характеристик
керівник проєкту (роботи) Слинько В.В., ст. викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 №362
- Строк подання студентом проєкту (роботи) 7 грудня 2020 р.
- Вихідні дані до проєкту (роботи) 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун з зовнішнім сумішоутворенням та іскровим запалюванням MeM3-317 потужністю 56,6 кВт при 5300...5500 хв⁻¹
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд літератури; огляд методології розрахунків та опис двигуна MeM3-317; тепловий та динамічний розрахунки двигуна MeM3-317; аналіз отриманих результатів; розрахунок економічного обґрунтування розробки методики; аналіз небезпек та розробка заходів охорони праці; висновки
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) рисунки систем зміни фаз газорозподілу, впуску та паливоподачі, схема системи впуску, рисунок двигуна MeM3-317

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1-3	Слинько В.В, ст. викладач каф. ДВЗ	01.09.20 	
4	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., проф. каф. ПТБД	09.11.20 	10.12.20 
5	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент.каф. ОПіНС		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ	14.12.20 	

7. Дата видачі завдання « 01 » 09 2020 року.

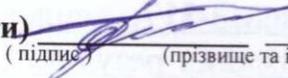
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.20	
2	Аналіз літературних джерел	10.09.20	
3	Методи досліджень	15.09.20	
4	Тепловий та динамічний розрахунки двигуна MeM3-317	25.09.20	
6	Отримання результатів розрахунків	10.10.20	
7	Аналіз отриманих результатів	15.10.20	
8	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	25.10.20	
9	Економічне обґрунтування наукової роботи	09.11.20	
10	Формування висновків з магістерської роботи	20.11.20	
11	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	23.11.20	
12	Розробка презентації та доповіді до захисту	04.12.20	
13	Подання роботи до захисту	07.12.20	

Студент(ка)

 Славний С.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

 Слинько В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 82 с., 17 табл., 19 рис., 1 дод., 20 джерел.

ГОЛОВКА БЛОКУ ЦИЛІНДРІВ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ПАЛИВО, ТУРБОКОМПРЕСОР, ЧОТИРИТАКТНИЙ ДВИГУН

Мета роботи – визначення способів вдосконалення та покращення техніко-економічних характеристик робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна; покращення техніко-економічних характеристик двигуна MeM3-317.

Об'єкт дослідження – комбінований чотиритактний бензиновий двигун MeM3-317.

Предмет дослідження – техніко-економічні показники чотиритактного бензинового двигуна.

Встановлення на двигун турбокомпресора Garrett GT2052 дозволить підвищити тиск на впуску до 1,5 атмосфер, внаслідок чого: ефективна потужність N_e зростає на 21,1 кВт (37,4 %), середній ефективний тиск p_e зростає на 0,33 МПа (37,4 %); ефективна питома витрата палива g_e зростає на 1 г/(кВт·год) (0,5 %); ефективний ККД зменшується на 0,4 %; годинна витрата палива зростає на 5,51 кг/год (38,1 %).

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЧОТИРИТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА.....	10
1.1 Опис чотиритактного бензинового двигуна.....	10
1.2 Огляд способів вдосконалення робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна.....	11
1.2.1 Підвищення ефективності процесу випуску в чотиритактних бензинових ДВЗ.....	11
1.2.2 Огляд способу сумішоутворення для подолання детонації.....	13
1.2.3 Встановлення турбокомпресора на двигун MeM3.....	14
1.2.4 Зміна фаз газорозподілу.....	15
1.2.5 Керування кутом випередження запалювання.....	17
1.2.6 Використання високооктанових палив та присадок.....	18
1.3 Висновки за розділом.....	19
2 ОГЛЯД МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	20
2.1 Опис чотиритактного бензинового двигуна MeM3-317.....	20
2.1.1 Загальні відомості.....	20
2.1.2 Основні параметри та розміри.....	20
2.1.3 Система живлення.....	21
2.1.4 Система газорозподілу та система випуску.....	23
2.1.5 Система мащення.....	23
2.1.6 Система охолодження.....	24
2.1.7 Електрообладнання.....	25
2.2 Методика дослідження.....	25
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MeM3-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ.....	27

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИСКУ НАДДУВУ НА ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317.....	36
4.1 Підготовка даних до теплових розрахунків двигуна MeMЗ-317 з варіативним фактором π_k	36
4.2 Аналіз результатів теплових розрахунків	37
4.3 Обґрунтування та підбір турбокомпресора для форсування двигуна MeMЗ-317.....	43
5 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	47
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	53
6.1 Аналіз потенційних небезпек	53
6.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки	54
6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	55
6.4 Заходи з пожежної безпеки	62
6.5 Заходи з цивільного захисту.....	63
6.6 Висновок з охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	65
7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ	66
7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи	66
7.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи	70
ВИСНОВКИ.....	73
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	75
ДОДАТОК А.....	78

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

АЗС – автозаправна станція

ВГ – відпрацьовані гази

ВМТ – верхня мертва точка

ГБЦ – головка блоку циліндрів

ГРМ – газорозподільним механізм

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ЕОМ – електронно-обчислювальна машина

КВЗ – кут випередження запалювання

ККД – коефіцієнт корисної дії

КШМ – кривошипно-шатунний механізм

НМТ – нижня мертва точка

ПКВ – поворот колінчастого валу

ТКР – турбокомпресор

ФММ – фізико-математична модель

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з найпоширеніших типів енергетичних установок, вимоги до яких по паливній економічності, екологічним характеристикам, надійності та показникам потужності постійно підвищуються в наслідок високої конкуренції та посиленням екологічних вимог.

Перспективним напрямком підвищення цих показників для двигунів з іскровим запалюванням є використання турбокомпресора, що дозволяє істотно знизити експлуатаційні витрати палива, викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами та підвищити показники потужності і крутного моменту.

В даній магістерській роботі розглядаються методи покращення робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна.

Мета роботи – визначення способів вдосконалення та покращення техніко-економічних характеристик робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна; покращення техніко-економічних характеристик двигуна MeM3-317.

Для досягнення мети, **вирішено ряд завдань:**

- проаналізовано літературні джерела та визначено найкращі шляхи для покращення показників 4-тактного бензинового ДВЗ;
- розглянуто конструкцію двигуна MeM3-317, особливості його систем;
- обрано дослідницькі методики;
- виконано тепловий розрахунок двигуна MeM3-317 на номінальному режимі, визначено вплив ступені підвищення тиску на індикаторні та ефективні показники двигуна, величину максимального тиску p_{\max} і максимальної температури T_{\max} ;
- виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі, визначити максимальні значення сил та моментів, що діють на деталі двигуна;

– проведено аналіз небезпек, що очікують дослідника при виконанні магістерської роботи, та заходів по їх усуненню;

– розраховано витрати на виконання магістерської роботи.

Об’єкт дослідження – комбінований чотиритактний бензиновий двигун MeM3-317.

Предмет дослідження – техніко-економічні показники чотиритактного бензинового двигуна.

Наукова та практична цінність роботи полягає в наступному:

– результати досліджень можуть бути використані при проектуванні нових двигунів з робочим об’ємом 1,4 л та для модернізації двигуна MeM3-317.

1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЧОТИРИТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

1.1 Опис чотиритактного бензинового двигуна

Бензиновий двигун — двигун, який як паливо використовує різні типи бензинів. Паливом для бензинових двигунів також може слугувати горючий газ, різні типи спиртів. Використовується як рушій в транспортних засобах, бензопилах, газонокосарках, електрогенераторах, компресорах.

Бензиновий двигун — клас двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), в циліндрах яких попередньо стиснута паливо-повітряна суміш підпалюється електричною іскрою. Управління потужністю здійснюється, як правило, регулюванням потоку повітря дросельною заслінкою.

Бензиновий двигун створений Ніколаусом Отто (запатентований в 1876), був використаний німецькими інженерами Готтлібом Даймлером і Карлом Бенцом в автомобілі у 1886.

Бензиновий двигун — складний механічний пристрій, що складається приблизно з 150 рухомих частин. Має один чи декілька поршнів, що рухаються усередині циліндрів. Поршні приводять в рух колінчатий вал, на кінцях якого знаходяться важкі крильчатки, з яких рух передається до ведучих коліс автомобіля через систему трансмісії, яка складається зі зчеплення, коробки передач і приводу [1].

1.2 Огляд способів вдосконалення робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна

1.2.1 Підвищення ефективності процесу випуску в чотиритактних бензинових ДВЗ

В даній роботі була запропонована та розрахована комбінована система випуску за рахунок отворів в циліндрі та випускного клапану в головці блоку циліндрів.

Розрахунок випуску на номінальному режимі роботи бензинового двигуна ВАЗ-2108, результати розрахунків приведені в таблиці 1.1 [2].

Таблиця 1.1 – Результати розрахунку випуску

Двигун	Результати розрахунків		
	$\frac{M_{OГп}}{M_{OГ}} \cdot 100, \%$	$\frac{\rho_{ц}}{\rho_{в}}$ на початку випуску	$\frac{\rho_{ц}}{\rho_{в}}$ в кінці попереднього випуску
ВАЗ-2108	40	6,5	3,4

В таблиці 1.1 позначено:

$M_{OГп}$ – кількість відпрацьованих газів, що виходять з циліндру в період попереднього випуску за цикл;

$M_{OГ}$ – кількість відпрацьованих газів, що відводяться з циліндру за цикл;

$\rho_{ц}$ – тиск в циліндрі, Па;

$\rho_{в}$ – тиск в випускному клапані, Па;

$\frac{\rho_{ц}}{\rho_{в}}$ – перепад тисків.

Процес попереднього випуску буде оптимальним при досягненні перепаду $\frac{\rho_{ц}}{\rho_{в}} = 1$, є визначальним, так як при цьому з циліндру вийде

максимально можлива кількість відпрацьованих газів, що більше 50% від загальної кількості.

Розрахунки показали, що кількість відпрацьованих газів в період попереднього випуску не досягла максимуму, так як відношення $\frac{\rho_y}{\rho_s} > 1$. Такі показники обумовлені, що двигун ВАЗ-2108 має менший кут початку відкриття випускного клапану $\varphi_{\text{кл}} = 47^\circ$ повороту колінчастого валу (ПКВ) до нижньої мертвої точки (НМТ).

Так як процес попереднього випуску здійснюється при русі поршня поблизу НМТ, то було запропонований спосіб в якому попередній випуск буде здійснюватись в випускний канал виконаний в блоці циліндрів, через вікна, які розташовані в циліндрі. Цей спосіб дозволяє оптимізувати попередній випуск, так як відпрацьовані гази (ВГ) відводяться найкоротшим шляхом, мінаючи головку блоку циліндрів (ГБЦ) та зменшити кількість залишкових газів в циліндрі, які виводяться примусово. Таким чином дана система дозволяє використовувати спрощену одноклапану систему примусового випуску ВГ.

Був виконаний експеримент, в ході якого були визначені оптимальний перетин вікон циліндру та тривалість їх відкриття по куту повороту колінчатого валу [2].

Таблиця 1.2 – Результати експерименту

Фактори	Рівень варіювання	
	1	2
$h_{\text{в}}$, мм	7,8	7,8
l_o/l_{oc}	0,4	0,4
$\varphi_{\text{кл}}$	45° (до МНТ)	25° (до МНТ)

В таблиці 1.2 позначено:

$h_{\text{в}}$ – висота вікна у циліндрі;

l_o/l_{oc} – відношення довжини дуги, що утворює вікно по внутрішній окружності стінки циліндра (l_o), до довжини внутрішньому колу циліндра (l_{oc});

$\varphi_{кл}$ – кут початку відкриття випускного клапану ГБЦ відносно НМТ.

На основі виконаних досліджень можна зробити висновки про те, що застосування запропонованого способу дозволяє:

- у період попереднього випуску відводити через вікна циліндра в канал блоку до 75 % ВГ у досліджуваному двигуні;
- знизити втрати на газообмін в 2,8 рази в досліджуваному двигуні;
- знизити температуру ВГ у циліндрі в кінці попереднього випуску на 370...430° у досліджуваному двигуні;
- збільшити тривалість розширення ВГ у циліндрі в досліджуваному двигуні на 20...30° ПКВ.

Це сприяє підвищенню індикаторних показників, зниження теплової напруги і спрощенню конструкції ГБЦ [2].

1.2.2 Огляд способу сумішоутворення для подолання детонації

Одночасне і повне випаровування легких і важких вуглеводневих фракцій палива дозволить виключити детонацію при роботі двигуна. Це можливо забезпечити при подачі палива на початку такту стиснення на гарячу поверхню витіснювача головки циліндра, температура якого на робочих режимах не нижче 250...300 °С. Завдяки цьому способу можливе використання високої ступені стиснення та низькооктанового палива, що неможливо на сьогодні.

З використанням теоретичних результатів експериментально було підтверджено ефективність виключення детонації використанням такого способу подачі палива, що дає можливим використання різних видів рідких

палив. В якості палива використовувалась суміш бензину А-76 та дизельного палива в відношенні 50/50.

Такий спосіб можливо реалізувати в існуючих двигунах шляхом модернізації блоку циліндрів та головки блоку циліндрів.

Подібний економічний і екологічний ДВЗ з іскровим запалюванням зі ступенем стиснення 13...15 одиниць, з високими питомими показниками, при відсутності детонації і сажі в ВГ і використовує різні види рідкого палива, можна розглядати прототипом перспективного двигуна, здатного конкурувати з альтернативними типами силових установок [3].

1.2.3 Встановлення турбокомпресора на двигун МеМЗ

В даній роботі за основу був взятий автомобіль ЗАЗ-1103 «Славута», з двигуном МеМЗ-3071 (робочий об'єм 1300 см³). Вибір необхідного турбокомпресора (ТКР) відбувався за методикою запропонованою фірмою «GARRETT», зображено на рисунку 1.1 [4].

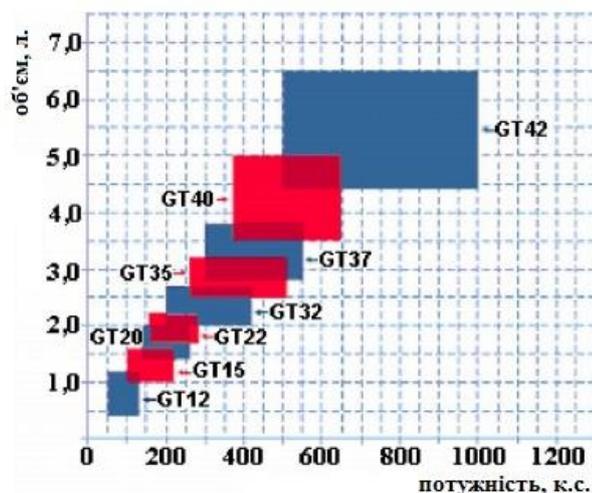


Рисунок 1.1 – Графік залежності класу ТКР від робочого об'єму та потужності двигуна

Дана методика полягає в виборі ТКР в залежності від об'єму та очікуваної потужності, тому було обрано ТКР GT12.

ТКР був встановлений під випускним колектором шляхом його переробки, теплообмінник (інтеркулер) встановили над двигуном.

Але, на жаль, експериментальних даних не було наведено, проте прогнозовано, що зі встановленням ТКР максимальна потужність двигуна зросте від базових 64 к.с. до 90...95 к.с. при 5300 хв^{-1} , а це в середньому на 45,5 %; питома витрата палива зменшиться до $240 \text{ г}/(\text{к.с.} \cdot \text{год})$ від базових $285,5 \text{ г}/(\text{к.с.} \cdot \text{год})$, тобто на 16 % [4].

1.2.4 Зміна фаз газорозподілу

Система зміни фаз газорозподілу (рисунок 1.2) призначена для регулювання роботи газорозподільного механізму (ГРМ) в залежності від режимів роботи двигуна [5].

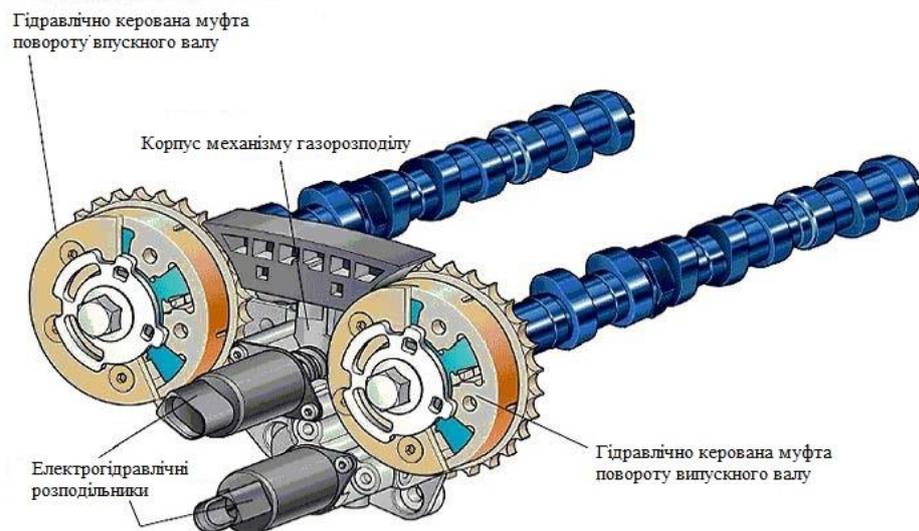


Рисунок 1.2 – Система зміни фаз газорозподілу

Параметри роботи ГРМ, які регулюються:

- момент відкриття/закриття клапанів;
- тривалість відкриття клапанів;
- висота підйому клапанів.

В сукупності ці параметри складають фази газорозподілу. Фаза газорозподілу визначається формою кулачку розподільчого валу. На різних режимах роботи двигуна необхідна різна величина фаз, при низьких обертах – мінімальна тривалість («вузькі» фази), при високих обертах – максимальну тривалість («широкі» фази) і при цьому забезпечувати перекриття тактів впуску/випуску.

Кулачок розподільчого валу не може одночасно забезпечувати вузькі та широкі фази, тому своєю формою являє компроміс між високим крутним моментом на низьких обертах та високою потужністю на високих обертах. Цей недолік й вирішує використання системи змін фаз газорозподілу.

В залежності від параметрів роботи ГРМ, що регулюються розрізняють наступні способи змінних фаз газорозподілу:

- поворот розподільчого валу;
- застосування кулачків різного профілю;
- зміна висоти підйому клапанів.

Найбільш розповсюдженими є системи зміни фаз газорозподілу із використанням повороту розподільчого валу по ходу руху, чим досягається ранішнє відкриття клапанів в порівнянні з початковим положенням.

Застосування даної системи забезпечує: підвищення потужності, крутного моменту, паливної економічності та екологічності двигуна [5].

1.2.5 Керування кутом випередження запалювання

Якщо запалювання робочої суміші відбувається при положенні поршня в верхній мертвій точці(ВМТ), то період повного згорання закінчиться, коли поршень пройде деякий шлях і максимальна величина тиску газів буде менше, ніж в тому випадку, якщо б згорання всієї суміші відбулося до досягнення ВМТ.

Якщо запалювання робочої суміші відбувається занадто рано, то тиск газів досягне значної величини до того, як поршень підійде до ВМТ і буде протидіяти руху поршня, що призведе до зменшення потужності двигуна та його перегріву. Тому, при правильному виборі моменту запалювання, тиск газів досягає максимальної величини приблизно через 10...12 градусів повороту колінчастого валу після проходження поршнем ВМТ. Випередження запалювання характеризується кутом випередження запалювання (КВЗ).

Кут випередження запалювання – кут повороту кривошипу від моменту, при якому на свічку запалювання починає подаватися напруга для запалювання до надходження поршня до ВМТ.

Найефективніше випередження запалювання в основному залежить від співвідношення між швидкістю горіння робочої суміші і числом обертання колінчастого валу. Чим більше число обертів, тим більше повинно бути випередження запалювання, а чим більше швидкість горіння суміші, тим менше.

Для зміни випередження запалювання залежно від обертів колінчастого валу використовують відцентрові регулятори, розташовані зазвичай в переривнику. При зміні навантаження на двигун і збереженні його обертів постійними відцентровий регулятор не змінює випередження запалювання, в той час як в цих умовах (постійні оберти і змінне навантаження) кут випередження запалювання повинен змінюватися. Для цього відцентровий регулятор доповнюють вакуумним регулятором.

У сучасних інжекторних системах встановленням КВЗ займається бортова електронно-обчислювальна машина (ЕОМ) на підставі програми і показників датчиків, в тому числі і датчика детонації, тому установка відцентрових регуляторів, октан-коректорів та інших елементів карбюраторних систем не потрібна [6].

1.2.6 Використання високооктанових палив та присадок

Використання високооктанових палив є доцільним лише для форсованих (зі збільшеним ступенем стиснення та допрацьованим програмним забезпеченням) двигунів з безпосереднім впорскуванням та двигунів, які розраховані на використання бензину з октановим числом вище 95 [7].

Проте існують ще так звані спортивні види бензину з октановим числом 102, 106 і навіть 110. В ході проведення експерименту було порівняно 98 та 102 бензин на звичайному двигуні, приросту потужності, крутного моменту та економічності майже не відбулось, все в межах погрішності виміру, а от застосування 102 бензину на двигуні з допрацьованою ГБЦ, програмним забезпеченням і ступенем стиснення 11...12 одиниць дали приріст крутного моменту на 12...17 % [8].

Виробники паливних присадок позиціонують їх як універсальний засіб паливної системи - вони підвищують якість палива, зменшують детонацію, видаляють з палива шкідливі домішки, очищають і захищають деталі від відкладень і навіть підвищують термін експлуатації двигуна. Присадки підвищують октанове число приблизно на 6...8 одиниць. Високооктанові компоненти підвищують показники палива, а ефірні речовини забезпечують рівномірний загоряння.

Вибір присадки залежить від того на яке значення октанового числа розрахований двигун, зазвичай для двигуна з компресією 8...10 одиниць

використовується 92-й бензин, 10,5...11 одиниць - 95-й, 11...12 одиниць – 98-й. Проте їх використання бажане лише в тому випадку, якщо немає можливості заправитись підходящим паливом або є сумніви щодо якості палива [9].

1.3 Висновки за розділом

Мною були розглянуті одні з основних способів покращення характеристик бензинового чотиритактного двигуна.

Зміна фаз газорозподілу сприяє покращенню показників ДВЗ на певному режимі роботи, але призводить до погіршення на інших режимах, для застосування на серійних ДВЗ типу МеМЗ не є доцільним, так як для покращення показників на всіх режимах роботи необхідне застосування системи змін фаз газорозподілу, що потребує розробки нової ГБЦ, програмного забезпечення та іншого, при цьому необхідне економічне обґрунтування доцільності застосування цієї системи.

Застосування високооктанових палив і присадок є доцільним лише для певних двигунів, проте це з фінансової точки зору – дорожче і, в більшості випадків, не продається на звичайних автозаправних станціях (АЗС). А застосування спортивного палива доцільно лише при доопрацюванні двигуна і програмного забезпечення.

Виходячи з цього поставлена задача з'ясувати як вплине встановлення ТКР на показники двигуна МеМЗ-317. Також доцільним буде визначити вплив КВЗ, при переводі на бензин А-95, так як базовий двигун розрахований на використання бензину А-92, різниця в вартості невелика, проте застосування може виявитись вигідним.

2 ОГЛЯД МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Опис чотиритактного бензинового двигуна MeMЗ-317

2.1.1 Загальні відомості

Двигун MeMЗ-317, який зображено на рисунку 2.1, встановлювався на автомобілі «Сенс» і «Ланос», прийшов на зміну MeMЗ-307 та призначений для установки на легкові автомобілі з колісною формулою 4x2 і повною масою до 1,4 тонни та експлуатації при температурі навколишнього повітря від -40°C до $+50^{\circ}\text{C}$, при відносній вологості повітря до 90 % при температурі $+27^{\circ}\text{C}$, запиленості повітря до $0,4\text{ г/м}^3$ і в районах, розташованих на висоті до 3000 м над рівнем моря. Маса двигуна – 105 кг. Відповідає нормам токсичності ЄВРО-2. Ресурс двигуна при дотриманні правил експлуатації не менше 130000 км [10].



Рисунок 2.1 – Двигун MeMЗ-317

2.1.2 Основні параметри та розміри

Характеристика двигуна наведена в таблиці 2.1.

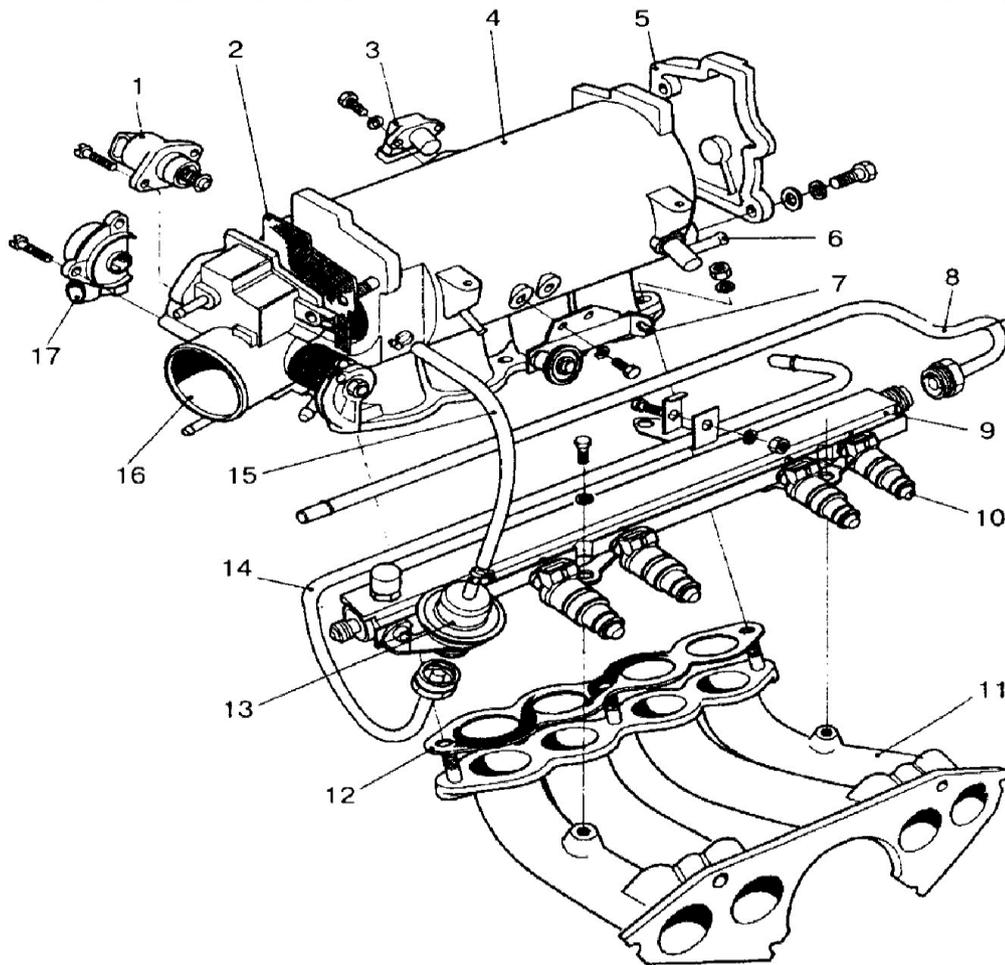
Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна [10]

Технічні характеристики	Позначення силового агрегату
	MeM3-317
Тип двигуна	Бензиновий з зовнішнім сумішоутворенням
Паливоподача	Система розподіленого впорскування палива з електронним керуванням
Кількість тактів	4
Кількість циліндрів	4
Розташування циліндрів	Рядне
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	77,5
Хід поршня, мм	73,5
Робочий об'єм двигуна, л	1,386
Ступінь стиснення	9,8
Номінальна потужність, кВт	56,6
Передавальне число головної передачі	4,176
Максимальна частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	5800
Максимальний крутний момент, Н·м	112,7
Частота обертанням відповідна максимальному крутному моменту, хв^{-1}	3000-3300
Мінімальна частота обертання холостого ходу, хв^{-1}	870+70
Мінімальна питома витрата палива, г/кВт · год	273,4
Номінальна частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	5300-5500

2.1.3 Система живлення

До системи живлення входять система впуску та система паливоподачі, які зображено на рисунку 2.2. Система паливоподачі – розподілене впорскування палива з електронним управлінням паливоподачею і моментом

запалювання. Паливо – бензин автомобільний згідно ДСТУ 4063 з октановим числом не менше 92 [10].



1 – регулятор холостого ходу; 2 – прокладка дроселя; 3 – датчик абсолютного тиску и температури повітря ; 4 – ресивер; 5 – кришка ресиверу; 6 – штуцер шлангу вакуумного підсилювача гальм; 7 – кронштейн приводу дросельної заслінки; 8 – трубка підводу палива; 9 – паливна рампа; 10 – форсунка; 11 – впускний колектор; 12 – прокладка ресивера; 13 – регулятор тиску палива; 14 – трубка відводу палива; 15 – повітряна трубка регулятора тиску; 16 – дросель; 17 – датчик положення дросельної заслінки.

Рисунок 2.2 – Система впуску та паливоподачі:

2.1.4 Система газорозподілу та система випуску

Система газорозподілу складається з зубчасторемінної передачі, розподільного валу, впускних і випускних клапанів в зборі. Передача складається з зубчатих шківів колінчастого вала і шківу розподільного валу, об'єднаних зубчастим ременем ГРМ, і забезпечує синхронізуючи їх роботу [11].

Фази газорозподілу при зазорі 0,45 мм між наконечником регулювального гвинта і клапаном [10]:

- відкриття впускного клапану – 15° до ВМТ;
- закриття впускного клапану – 57° після НМТ;
- відкриття випускного клапану – 47° до НМТ;
- закриття випускного клапану – 25° після ВМТ.

Система випуску, яка зображена на рисунку 2.3 складається з:

- випускного колектору;
- прийомних труб глушника;
- нейтралізатора (каталізатора);
- резонатора;
- глушника.

2.1.5 Система мащення

Система мащення – комбінована з мокрим картером. Під тиском змащуються підшипники колінчастого і розподільного валів та коромисел клапанів. Інші деталі змащуються завдяки розбризкуванню мастила.

Масляний насос – шестерний внутрішнього зачеплення, односекційний.

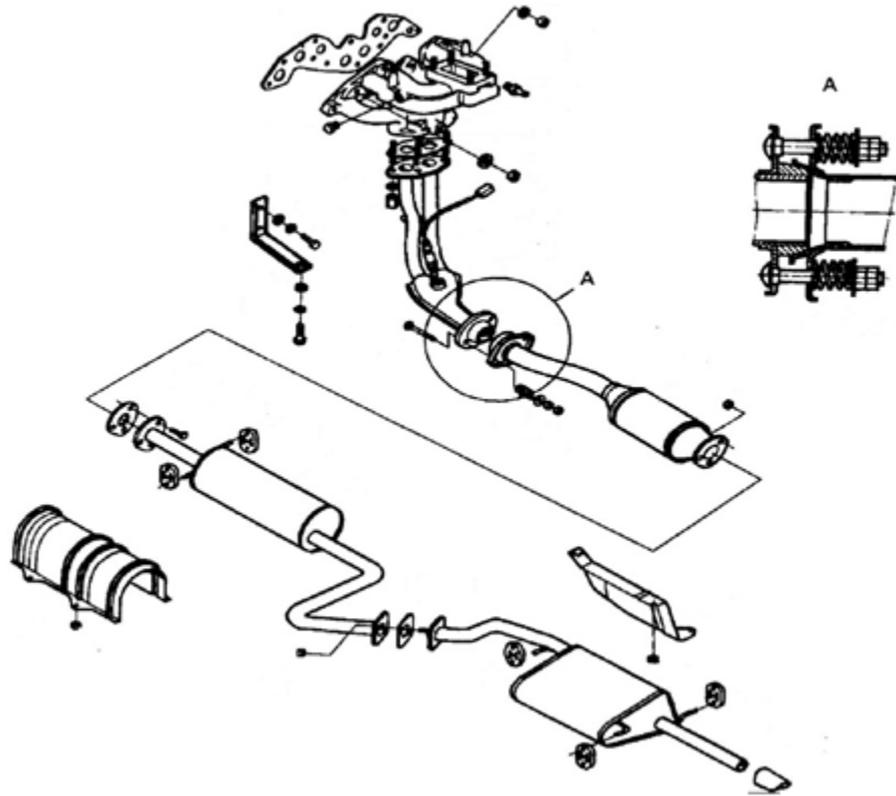


Рисунок 2.3 – Схема системи випуску

Масляні фільтри – повнопоточний, з паперовим елементом, з сітчастим масляним приймачем. Тиск масла в системі змащення двигуна при температурі масла в масляному картері + 80°C – не менше 0,4 МПа при частоті обертання колінчастого вала 4000 хв⁻¹, і не менше 0,085 МПа при частоті обертання 870...940 хв⁻¹.

Об'єм системи мащення – 3,45 л. Мащення двигуна – масла моторні з класом в'язкості по класифікації SAE: 5W30, 5W40, 10W30, 10W40 і рівнем експлуатаційних властивостей по класифікації API: SH, SJ, SL, SM [10].

2.1.6 Система охолодження

Система охолодження – рідинна, закритого типу. Водяний насос – відцентровий.

Система охолодження забезпечує температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна в межах $+ 82...95$ °С. Допускається короткочасне (не більше 40 хв.) підвищення температури охолоджуючої рідини до $+ 103$ °С, при відсутності її кипіння в специфічних умовах дорожнього руху автомобіля (гірські дороги, бездоріжжя, руху в місті в заторах) [10].

2.1.7 Електрообладнання

Електрообладнання – однопровідне, номінальна напруга 12 В. Клеми «-» джерела струму і споживачів електроенергії підключені до "маси".

Генератор - з вбудованим інтегральним регулятором напруги (14 В) і перешкодоподавляючим конденсатором.

Стартер - з електромагнітним збудником, на постійних магнітах, напрямок обертання – за часовою стрілкою, пускова потужність - не менше 1 кВт [10].

2.2 Методика дослідження

В основу методики дослідження входять тепловий та динамічний розрахунки, які розраховуються за допомогою програми Engine Calculation [12].

Завдання сформульоване в такій постановці, коли при відомому призначенні двигуна, при цих вихідних показниках (потужності, частоті обертання валу), а також заданому виді палива і кількості циліндрів визначають розміри циліндра (діаметр циліндра D , хід поршня S). На основі розробленої фізико-математичної моделі (ФММ) за допомогою персонального комп'ютера отримують:

- розрахункову індикаторну діаграму двигуна. Для цього розраховують функції $V(\varphi)$, $m(\varphi)$, $T(\varphi)$, $p(\varphi)$, тобто залежності об'єму, маси, температури і тиску в робочій порожнині від кута повороту кривошипа;
- циклові показники (індикаторну роботу L_i ; індикаторну потужність N_i)
- питомі циклові енергетичні і економічні показники (середній індикаторний тиск p_i ; індикаторний ККД η_i ; питома індикаторна витрата палива g_i);
- дані про характер і міру впливу певного вибраного чинника Z (конструктивного, режимного, регульовального, експлуатаційного) на показники двигуна;
- сили, діючі на основні деталі КШМ;
- крутні моменти, діючі на кожен корінну шийку валу і на вихідному валу двигуна.

Рішення поставлених питань дозволяє:

- дати оцінку технічної якості двигуна відносно ефективності і економічності;
- сформулювати рекомендації про величину або оптимізацію одного з чинників Z , вибраного для дослідження; якщо конкретні рекомендації дати неможливо, то обмежуються констатацією виявленого впливу чинника Z на показники двигуна і поясненням фізичних причин цього впливу;
- оцінити діючі сили і моменти, що необхідні для розрахунків на міцність деталей КШМ (поршня, поршневого пальця, шатуна, кривошипа, колінчастого валу, підшипників);
- перевірити відповідність отриманих розрахункових даних, реальних функцій $M(\varphi)$ впродовж циклу середнім значенням M_{cp} на вихідному валу двигуна [12].

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MeM3-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна.

З таблиці 2.1 визначаємо наступні дані для теплового розрахунку двигуна:

- діаметр циліндра $D = 0,0775$ м;
- хід поршня $S = 0,0735$ м.

Розраховуємо радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,0368 \text{ м.} \quad (3.1)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,0775^2}{4} 0,0735 = 0,0003465 \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Розраховуємо усі величини, які являються початковими при використанні ФММ, заносимо їх до таблиці 3.1.

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

Вид розрахунку: номінальний або дослідницький

Тип двигуна – бензиновий.

1. Теплота згорання палива $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за

емпіричними даними. Для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2 \dots 4,0$. Приймаю $m_1 = 3,5$.

3. Кількість циліндрів: 4.

4. Компоновка циліндрів: рядний.

5. Діаметр циліндра $D = 0.0775$ м.

6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0.0775^2 = 0,0047149 \text{ м}^2. \quad (3.3)$$

7. Радіус кривошипа $r_{\text{к}} = 0,0368$ м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$ є

конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину $\lambda_{\text{к}}$ вибирають за практичними рекомендаціями [12]. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_{\text{к}} = 0,25 \dots 0,32$. За прототипом приймаємо $\lambda_{\text{к}} = 0,3$.

9. Площа теплообміну поршня $F_{\text{п}}'$ залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі $F_{\text{п}}' = F_{\text{п}}$. Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів чи камеру згорання, то $F_{\text{п}}' > F_{\text{п}}$. Для бензинових ДВЗ $F_{\text{п}}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\text{п}}$;

За прототипом приймаю:

$$F_{\text{п}}' = 1,1 \cdot F_{\text{п}} = 1,1 \cdot 0,0047149 = 0,0051864 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

10. Площа теплообміну кришки $F_{\text{к}}$ залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ має місце співвідношення $F_{\text{к}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\text{п}}$. Таким чином:

$$F_k = 1,2 \cdot F_{II} = 1,2 \cdot 0,0047149 = 0,0056579 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,0775^2 \cdot 0,0368 \cdot \frac{1}{9,8 - 1} = 0,0000394 \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

12. Двигун оснащено турбокомпресором, ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,5$, тоді тиск наддуву

$$p_k = p_o \cdot \pi_k = 101000 \cdot 1,5 = 151500 \text{ Па}. \quad (3.7)$$

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{k \text{ ад}}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,75} \right) = 341 \text{ К}, \quad (3.8)$$

де $\kappa = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{k \text{ ад}} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора.

При малих ступнях підвищення тиску в компресорі ($\pi_k < 1,5$) охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях π_k (особливо при $\pi_k > 2$) після компресора встановлюють охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 293 + 0,7(341,0 - 293) = 326,6 \text{ К}, \quad (3.9)$$

де $\sigma = 0,50 \dots 0,80$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача.

14. Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 33 = 327^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.10)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10 \dots 35^\circ$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 327 + 50 = 377^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.11)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$ – для бензинових ДВЗ.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа ω , рад/с, визначається від частоти обертання колінчатого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5500}{60} = 575,7 \text{ с}^{-1}. \quad (3.12)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 0,95$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003465 \cdot 1,616 \cdot 0,766 = 0,00042931 \text{ кг/цикл}, \quad (3.13)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{151500}{287 \cdot 326,6} = 1,616 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.14)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.15)$$

$$\eta_v = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{151500 - 18180}{151500} \cdot \frac{326,6}{326,6 + 15 + 0,08 \cdot 950} = 0,766.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,12 \cdot 151500 = 18180$ Па – втрата тиску на впуску ;

$\Delta T = 0 \dots 20$ К – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ [12],

$\gamma = 0,06 \dots 0,2$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 900 \dots 1100$ К – температура залишкових газів для бензинових двигунів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вп}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,00042931}{0,95 \cdot 14,96} = 0,00003021 \text{ кг/цикл.} \quad (3.16)$$

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають [12]:

– для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650$ К,

– для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470$ К.

Приймаю $T_w = 450$ К.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 151500 - 18180 = 133320 \text{ Па.} \quad (3.17)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,08} (326,6 + 15 + 0,08 \cdot 950) = 386,7 \text{ К.} \quad (3.18)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,08) \cdot 0,00042931 = 0,0004637 \text{ кг/цикл.} \quad (3.19)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003465 = 0,0003859 \text{ м}^3. \quad (3.20)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, & (3.21) \\ 133320 \cdot 0,0003859 &= 287 \cdot 0,0004637 \cdot 386,7, \\ 51,4482 &= 51,4628. \end{aligned}$$

Похибка цього рівняння складає 0,03 %.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна MeM3-317 з наддувом ($\pi_k = 1,5$) до програми Engine Calculation

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
		Номинальний режим	
I.	Код двигуна	0	У
II.	Вид розрахунку	1	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44000000 3,5	$H_{ут}$, Дж/кг m_1
IV.	Конструктивні дані		
	3. Кількість циліндрів	4	i
	4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
	5. Діаметр циліндра	0.0775	D , м
	6. Площа поршня	0,0047149	F_p , м ²
	7. Радіус кривошипа	0.0368	r_k , м
	8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$	0.3	λ_k
	9. Площа теплообміну поршня	0,0051864	F_p' , м ²
	10. Площа теплообміну кришки	0,0056579	F_k , м ²
	11. Об'єм камери стиснення	0,0000394	V_c , м ³
	V.	Наддув	
12. Тиск наддуву		151500	p_k , Па
13. Температура повітря		326,6	T_k , К
VI.	Регульовальні дані		
	14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	327 377	φ_c , град. φ_z , град.
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	575,7	ω , рад/с
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,95	α
	18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	0,00003021 450	$\Delta m_{тц}$, кг/цикл T_w , К
VIII.	Початкові умови		
	20. Тиск	133320	p_a , Па
	21. Температура	386,7	T_a , К
	22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	0,0004637 0,0003859	m_a , кг/цикл V_a , м ³
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,589	m_A , кг	
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$, град.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.22)$$

$$m_A = [90 + 0,25 \cdot 140] \cdot 0,0047149 = 0,589 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Результати теплового і динамічного розрахунку на ПК отримано у вигляді протоколів (додаток А).

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа $\varphi = 180 \dots 540^\circ$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ [12].

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- середній індикаторний тиск $p_i = 1,792$ МПа;
- індикаторна робота $L_i = 621,88$ Дж/цикл;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,5033$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1749$ кг/(кВт·год).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 621,88 \cdot \frac{5500}{2 \cdot 60} \cdot 0,68 = 77,53 \text{ кВт}, \quad (3.23)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1749 / 0,68 = 0,257 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.24)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,792 \cdot 0,68 = 1,219 \text{ МПа}. \quad (3.25)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5033 \cdot 0,68 = 0,342. \quad (3.26)$$

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 12,139$ МПа і максимальної температури $T_{\max} = 3791,4$ К (при 360° п.к.в.).

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми для номінального та дослідницьких режимів, які наведено в розділі 4).

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИСКУ НАДДУВУ НА ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317

4.1 Підготовка даних до теплових розрахунків двигуна MeMЗ-317 з варіативним фактором π_k

Визначимо вплив підвищення ступеню наддуву π_k на ефективні показники двигуна MeMЗ-317.

Згідно методики теплового розрахунку, наведеної в розділі 2, проводимо підготовку величин для комп'ютерної програми Engine Calculation. Ті з них, які відрізняються від значень для двигуна при роботі з $\pi_k = 1,5$, заносимо до таблиці 4.1. Розрахунок проводимо для $\pi_k = 1,0 \dots 2,5$ з кроком $\pi_k = 0,5$.

Таблиця 4.1 – Параметри двигуна MeMЗ-317, що змінюються в ході теплового розрахунку ДВЗ в комп'ютерній програмі Engine Calculation при варіюванні π_k

Величина	Значення			
	1	1,5	2	2,5
π_k	1	1,5	2	2,5
p_k , кПа	101,0	151,5	202,0	252,5
T_k , К	293,0	326,6	352,9	374,8
ρ_k , кг/м ³	1,201	1,616	1,994	2,347
$\Delta p_{вп}$, Па	12120	18180	24240	30300
η_v	0,748	0,766	0,779	0,789
$\Delta m_{вц}$, г/цикл	0,31124	0,42931	0,53849	0,64140
$\Delta m_{тц}$, г/цикл	0,02190	0,03021	0,03789	0,04513
p_a , кПа	88,88	133,32	177,76	222,2
T_a , К	355,6	386,7	411,0	431,3
m_a , г/цикл	0,3361	0,4637	0,5816	0,6927

4.2 Аналіз результатів теплових розрахунків

Проведено теплові розрахунки двигуна MeM3-317 з різним тиском наддуву за даними з таблиць 3.1 і 4.1. Протоколи розрахунків наведено в додатку А.

Побудуємо індикаторні діаграми $p(V)$, $T(V)$ для двигуна MeM3-317 з різним значенням π_k (рисунки 4.1, 4.2).

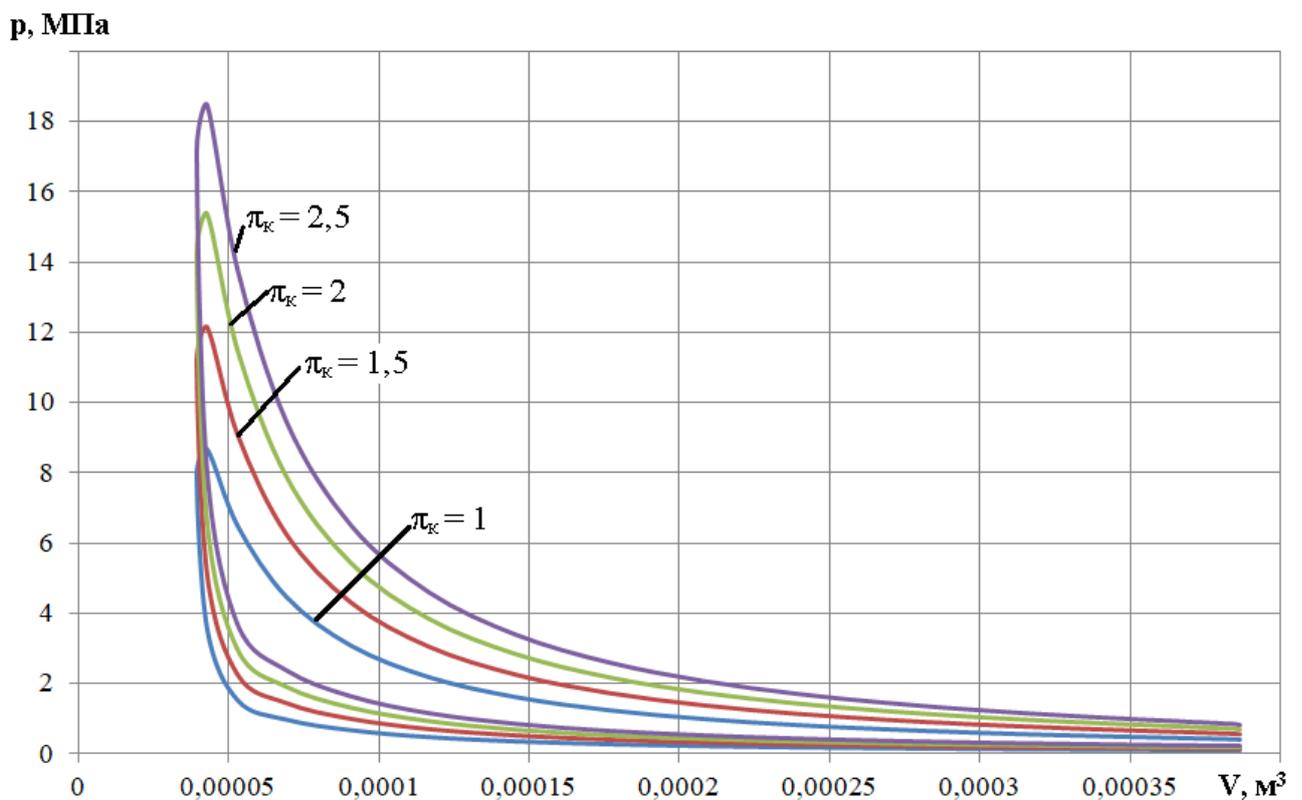


Рисунок 4.1 – Індикаторна діаграма тиску двигуна MeM3-317 при різних значеннях π_k

З діаграми $P(V)$ на рисунку 4.1 видно, що ступінь підвищення тиску наддуву π_k суттєво впливає на тиск робочого тіла в циліндрі. Під час такту стиснення ($\varphi = 180 \dots 360^\circ$ ПКВ) збільшення ступеня підвищення тиску з $\pi_k = 1,0$ до $\pi_k = 1,5$ призводить до зростання тиску в середньому на 49,2 %. Під час такту розширення ($\varphi = 360 \dots 540^\circ$ ПКВ) аналогічне підвищення ступеня

наддуву π_k призводить до зростання тиску в середньому на 39,8 %. Таким чином, робимо висновок, що при форсуванні двигуна підвищенням тиску наддуву суттєво збільшуються навантаження на деталі двигуна (поршень, поршневий палець, шатун, колінчастий вал, шатунні болти тощо).

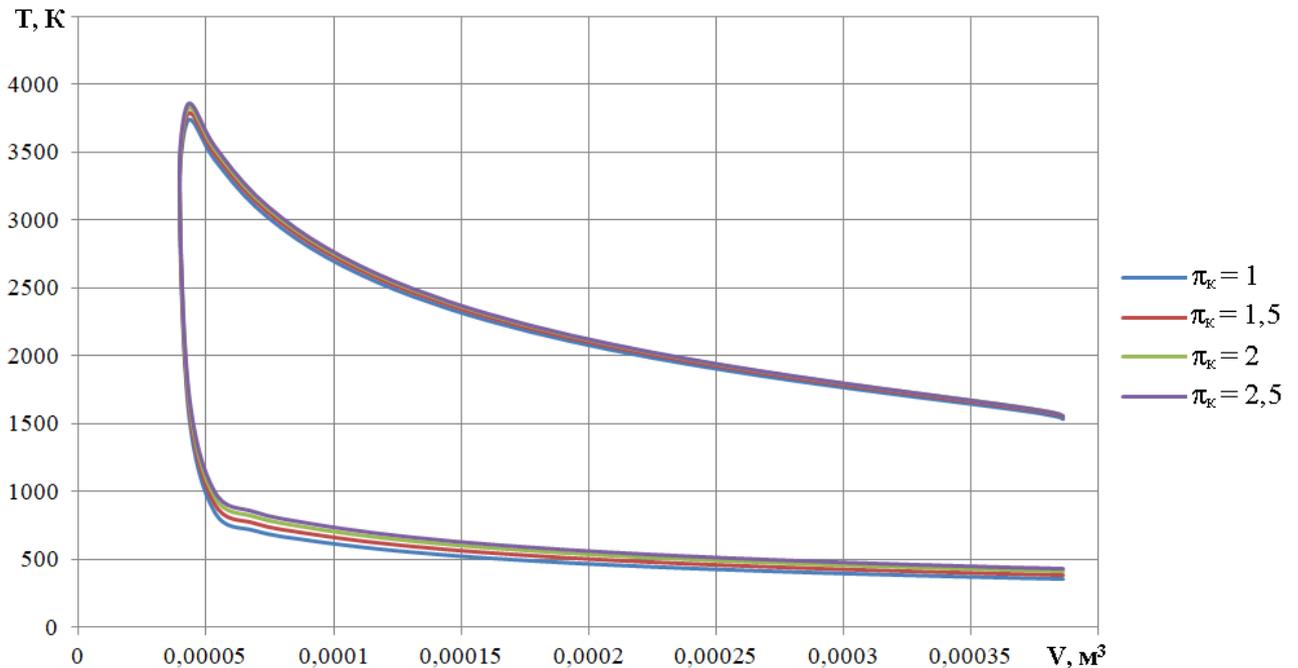


Рисунок 4.2 – Індикаторна діаграма температури двигуна MeM3-317 при різних значеннях π_k

Вплив ступеня підвищення тиску на температуру в циліндрі менш значний. З індикаторної діаграми $T(V)$ на рисунку 4.2 видно, що збільшення π_k з 1,0 до 1,5 призводить до росту температури на 4,1...8,7 % під час такту стиснення (31...66 K в абсолютному зчисленні). А під час такту розширення зміна температури менша (19...62 K або 1,2...1,9 %). Оскільки підвищення температури займає тривалий проміжок циклу, можна зробити висновок, що тепловий стан двигуна стає більш навантаженим та може стати перешкодою для форсування двигуна MeM3-317.

Максимальні значення тиску і температури за цикл наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2– Максимальний тиск p_{\max} і температура T_{\max} за цикл

Величина	Значення			
	1	1,5	2	2,5
π_k				
p_{\max} , МПа	8,667	12,139	15,382	18,460
T_{\max} , К	3734,8	3791,4	3830,4	3859,6

З протоколів теплового розрахунку визначено індикаторні показники (середній індикаторний тиск p_i , індикаторна робота L_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i) двигуна MeM3-317, що працює при різному значенні тиску наддуву. Ці дані заносимо до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3– Індикаторні показники двигуна MeM3-317

Величина	Значення			
	1	1,5	2	2,5
π_k				
p_i , МПа	1,304	1,792	2,232	2,635
L_i , Дж/цикл	452,5	621,9	774,4	914,4
η_i	0,505	0,503	0,500	0,495
g_i , кг/(кВт·год)	0,174	0,175	0,176	0,178

За допомогою формул 3.23 – 3.26 на основі індикаторних показників з таблиці 4.3 розраховуємо ефективні показники (середній ефективний тиск p_e , ефективну потужність N_e , ефективну питому витрату палива g_e , ефективний ККД η_e) двигуна MeM3-317 при різних значеннях ступеня підвищення наддуву π_k . Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.4 та будуємо графіки рисунки 4.3–4.6. Також визначаємо годинну витрату палива G_T .

Таблиця 4.4– Ефективні показники двигуна MeM3-317

Величина	Значення			
	1	1,5	2	2,5
π_k				
p_e , МПа	0,887	1,219	1,517	1,792
N_e , кВт	56,41	77,53	96,54	114,00
g_e , кг/(кВт·год)	0,256	0,257	0,259	0,261
η_e	0,343	0,342	0,340	0,337
G_T , кг/год	14,43	19,94	25,00	29,79

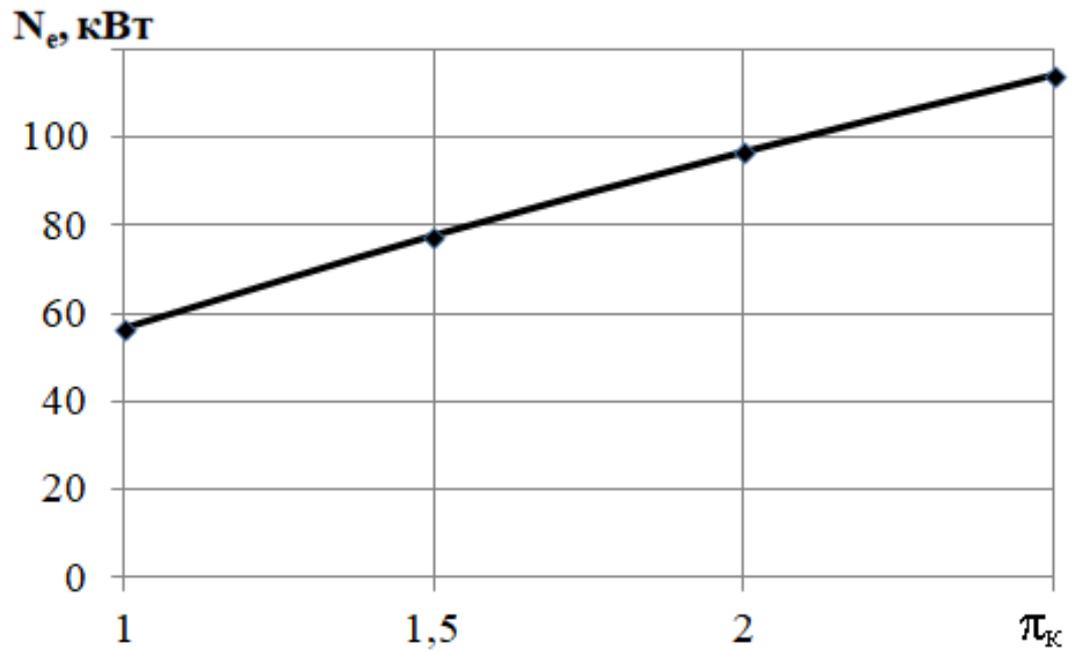


Рисунок 4.3 – Вплив ступеня підвищення тиску π_k на ефективну потужність N_e двигуна MeM3-317

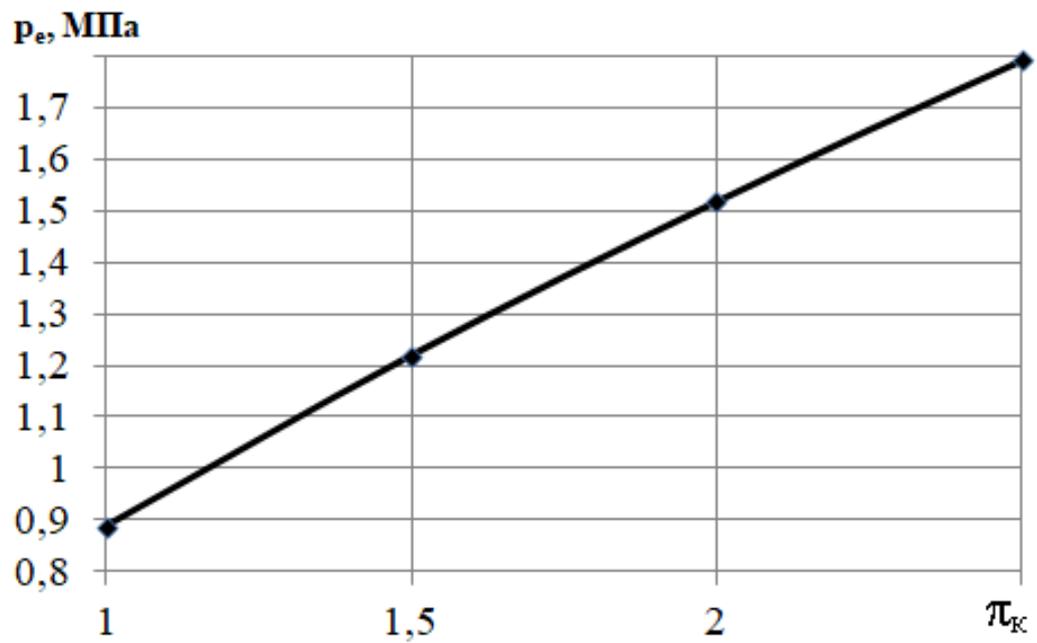


Рисунок 4.4 – Вплив ступеня підвищення тиску π_k на середній ефективний тиск в циліндрі двигуна MeM3-317

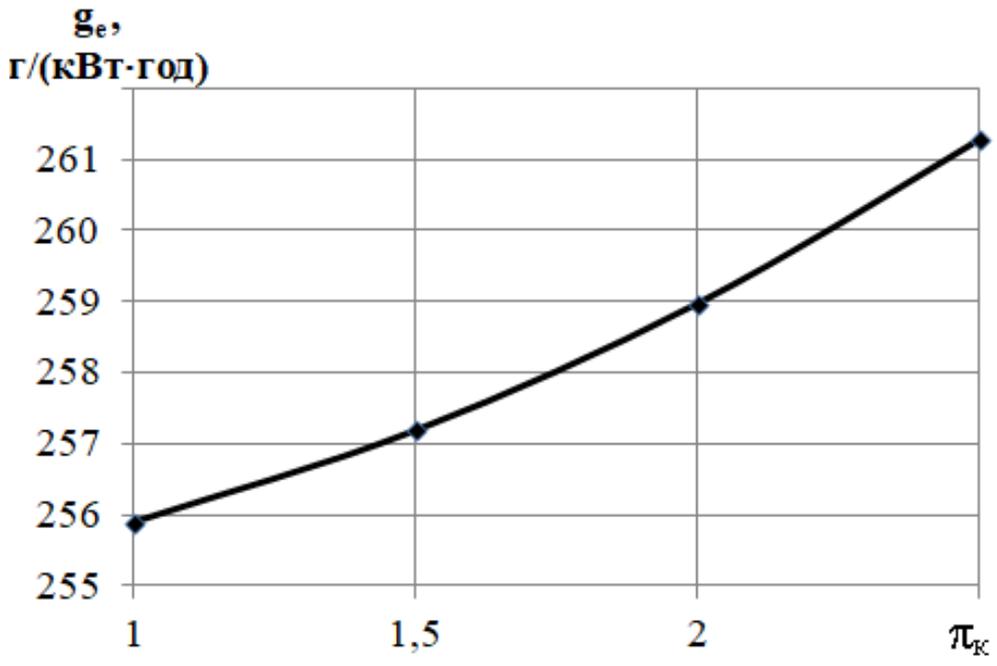


Рисунок 4.5 – Вплив ступеня підвищення тиску π_k на питому ефективну витрату палива g_e двигуна MeM3-317

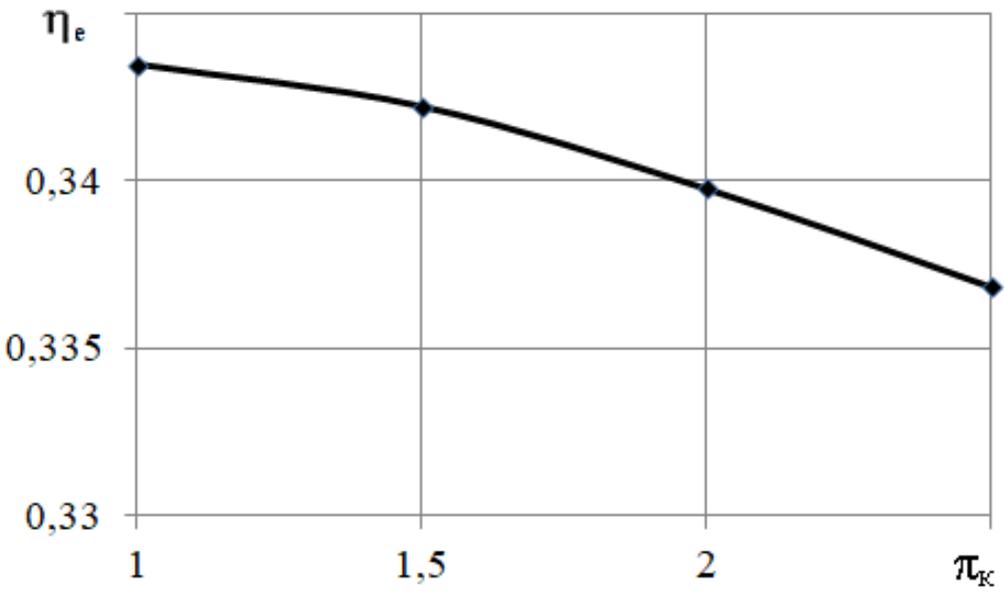


Рисунок 4.6 – Вплив ступеня підвищення тиску π_k на ефективний ККД η_e двигуна MeM3-317

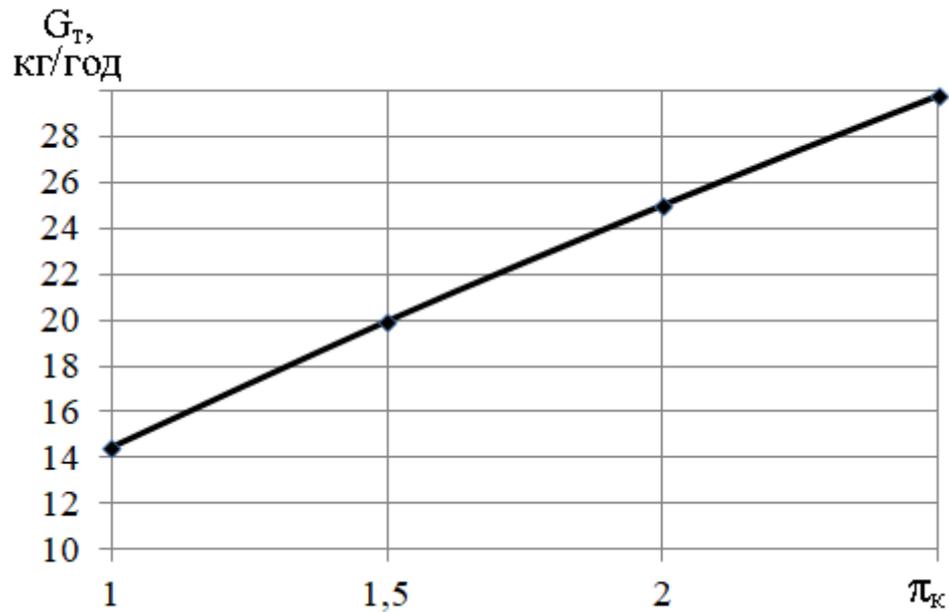


Рисунок 4.7 – Вплив ступеня підвищення тиску π_k на годинну витрату палива двигуна MeM3-317

З аналізу рисунків 4.3-4.7 можна зробити висновок, що підвищення ступеня підвищення тиску π_k покращує техніко-економічні показники ДВЗ.

Зростання π_k з 1 до 1,5, тобто збільшення тиску наддуву з 101 кПа (атмосферний двигун) до 151,5 кПа (див. табл. 4.1) призводить до наступних змін ефективних показників двигуна MeM3-317:

- ефективна потужність N_e зростає на 21,1 кВт (37,4 %);
- середній ефективний тиск p_e на 0,33 МПа (37,4 %);
- ефективна питома витрата палива g_e зростає на 1 г/(кВт·год) (0,5 %);
- ефективний ККД зменшується на 0,4%;
- годинна витрата палива зростає на 5,51 кг/год (38,1 %).

4.3 Обґрунтування та підбір турбокомпресора для форсування двигуна MeM3-317

Використовуючи методику [13] виконуємо підбір турбокомпресора для двигуна MeM3-317 зі ступенем підвищення тиску від $\pi_k = 1$ до $\pi_k = 2,5$.

Годинна витрата палива КДВЗ, кг/год

$$G_{\Pi} = N_e \cdot g_e . \quad (4.1)$$

Витрата повітря КДВЗ, кг/с

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha l_o G_{\Pi} , \quad (4.2)$$

де l_o – теоретично необхідна кількість повітря.

Витрата повітря через компресор

$$G_k = G \cdot \beta , \quad (4.3)$$

де $\beta = 1 \dots 1,02$ – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати у впускній системі між компресором і КДВЗ.

За формулами 4.1 – 4.3 розраховуємо витрату палива та повітря для двигуна MeM3-317 з $\pi_k = 1,5$:

$$G_{\Pi} = 77,53 \cdot 0,257 = 19,94 \text{ кг/с.}$$

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-0,01} \cdot 0,95 \cdot 14,96 \cdot 19,94 = 0,080 \text{ кг/год,}$$

$$G_k = 0,080 \cdot 1,01 = 0,080 \text{ кг/с.}$$

За формулами 4.1–4.3 розраховуємо значення витрати повітря при інших значеннях π_k , заносимо результати до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5– Розрахунок параметрів для підбору турбокомпресора

Величина	Значення			
	1	1,5	2	2,5
π_k				
N_e , кВт	56,41	77,53	96,54	114,00
g_e , кг/(кВт·год)	0,256	0,257	0,259	0,261
G_p , кг/год	14,43	19,94	25,00	29,79
G , кг/с	0,058	0,080	0,100	0,119
G_k , кг/с	0,058	0,080	0,101	0,120

Знаючи величину ступеня підвищення тиску π_k і витрату повітря компресором G_k можна знайти турбокомпресор, який задовольнить дані технічні вимоги.

Обрано агрегат наддуву Garrett GT2052 (див. рис. 4.8), який має наступні характеристики [14, 15]:

- максимальний ступінь підвищення тиску $\pi_k = 2,6$;
- максимальна частота обертання $180\,000\text{ хв}^{-1}$;
- максимальний ККД компресора 75%;
- турбокомпресор на гідродинамічному підшипнику (ковзання);
- корпус підшипника турбонагнітача з масляним охолодженням;
- вбудований вестгейт;
- фланець T25.

На рисунку 4.8 зображена компресорна карта турбокомпресора Garrett GT2052, по осі «х» якої – витрата повітря G_k , кг/с, а по осі «у» – ступінь підвищення тиску π_k .

На компресорну карту наносимо червоні крапки, які позначають перетин значень G_k і π_k .

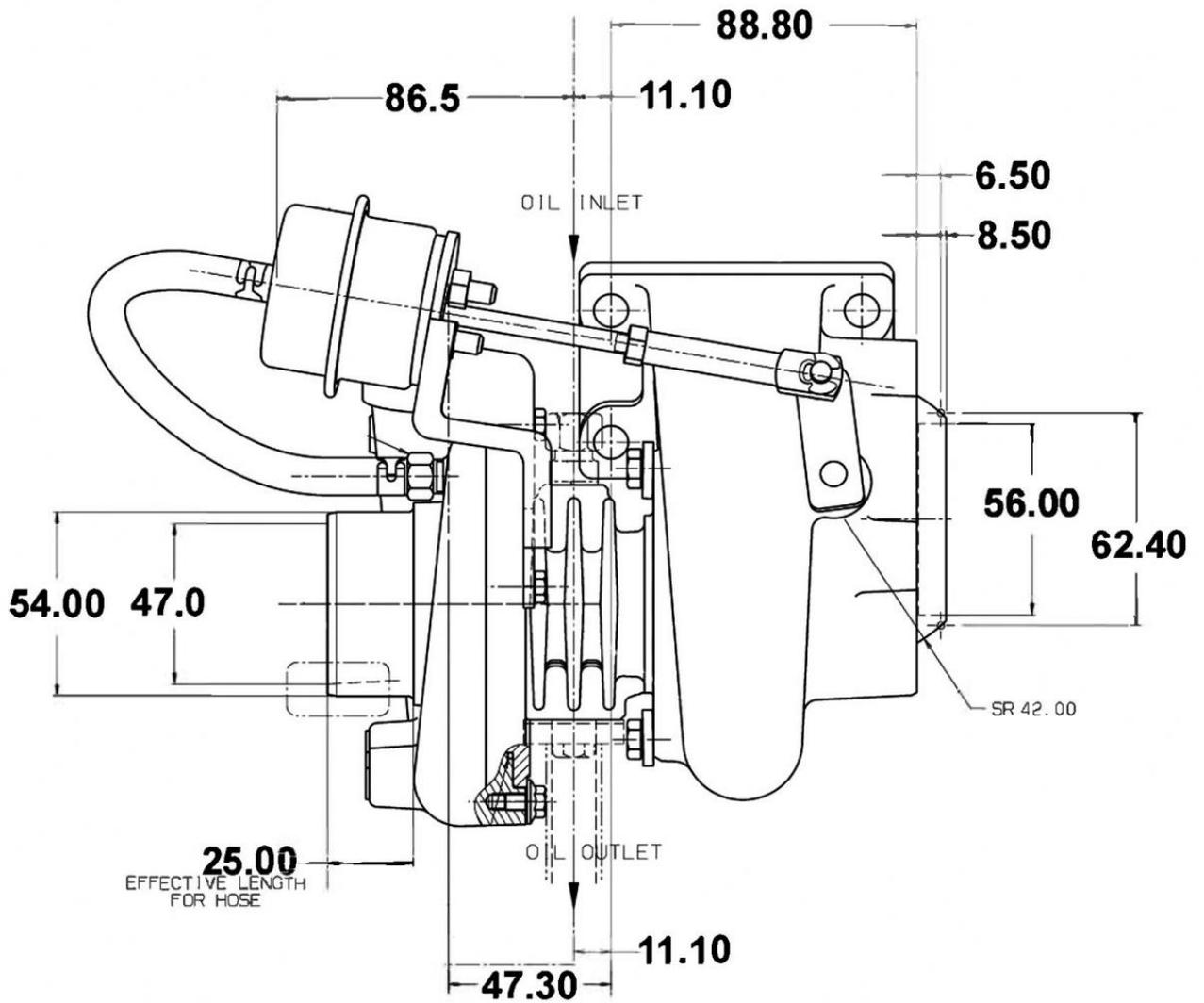
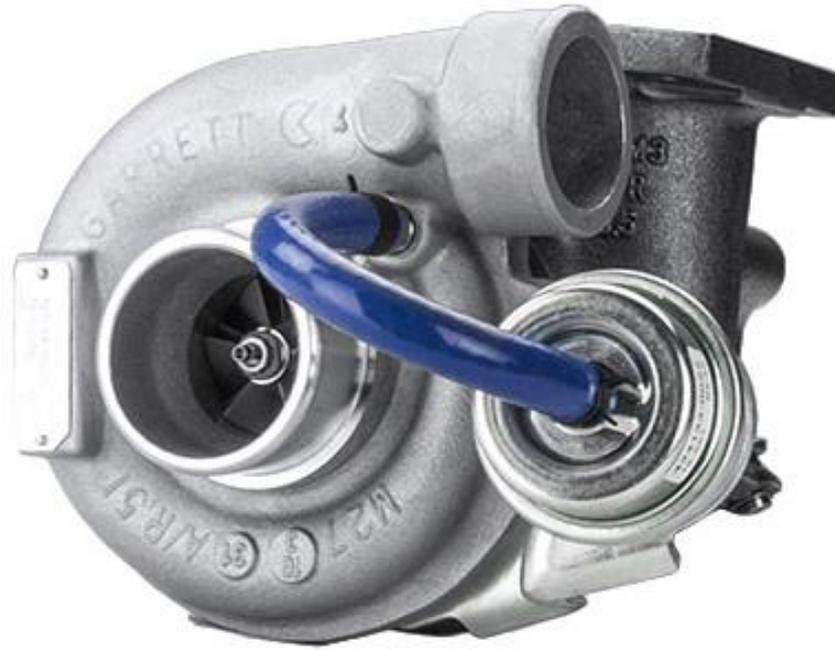


Рисунок 4.8 – Турбокомпрессор Garrett GT2052 [16]

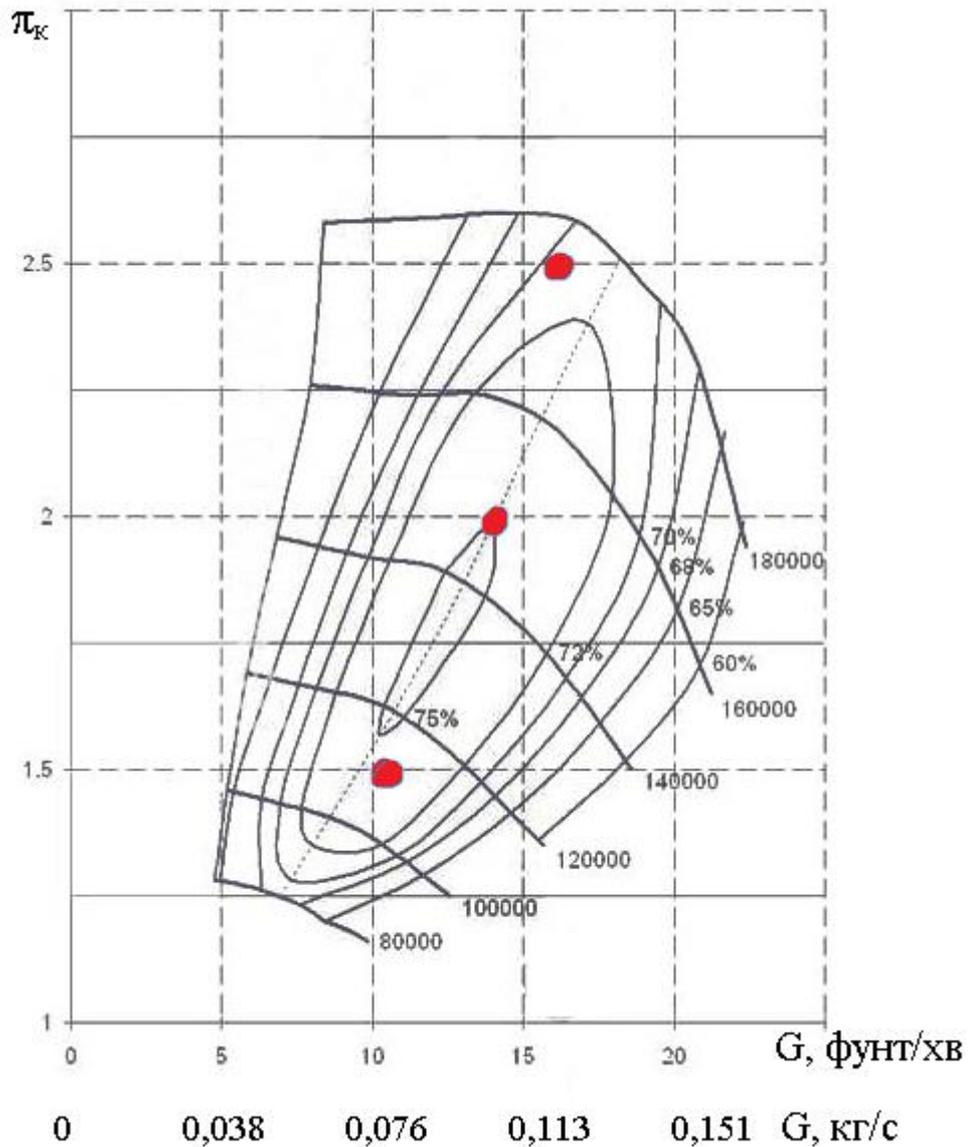


Рисунок 4.9 – Компресорна карта турбокомпресора Garrett GT2052

На рисунку 4.9 видно, що крапки $\pi_k = 1,5$ і $\pi_k = 2$ потрапили в зону максимальної ефективності (ККД компресора $\eta_k = 0,72...0,75$). Можна констатувати, що турбокомпресор Garrett GT2052 підібрано вірно, і даний агрегат може забезпечити необхідні показники наддуву за ступенем підвищення тиску $\pi_k = 1,5...2,5$ і витратою повітря $G_k = 0,08...0,1$ кг/с на номінальному режимі роботи двигуна MeM3-317.

5 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок виконують з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також моменту на вихідному валу двигуна [12]. Діючі сили і момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 5.1):

- сила P_n , що діє на поршень уздовж осі циліндра;
- бокова сила N , що діє на поршень
- сила S , що діє на шатун
- тангенціальна сила T , що діє на кривошип
- нормальна сила K , що діє на кривошип уздовж його осі
- крутний момент на кривошипі M

Динамічний розрахунок виконано для номінального режиму роботи двигуна MeM3-317.

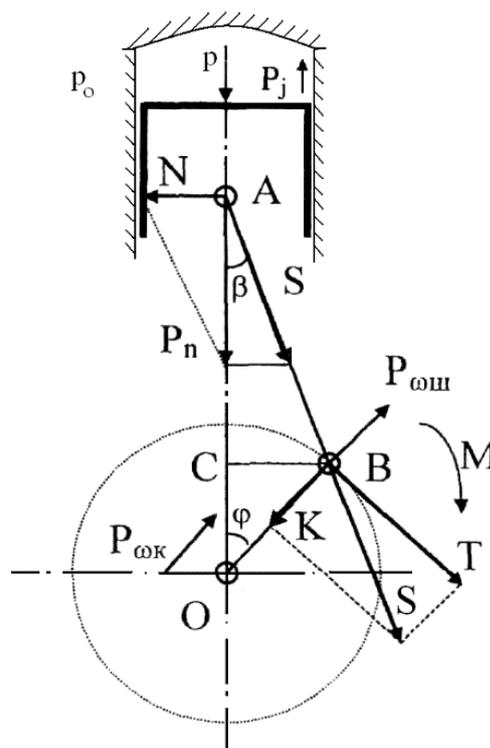


Рисунок 5.1 – Сили і моменти, що діють в КШМ [12]

Результати динамічного розрахунку проілюстровано графіками (див. рис. 5.2, 5.3, 5.4), побудованими на основі даних протоколу (додаток А).

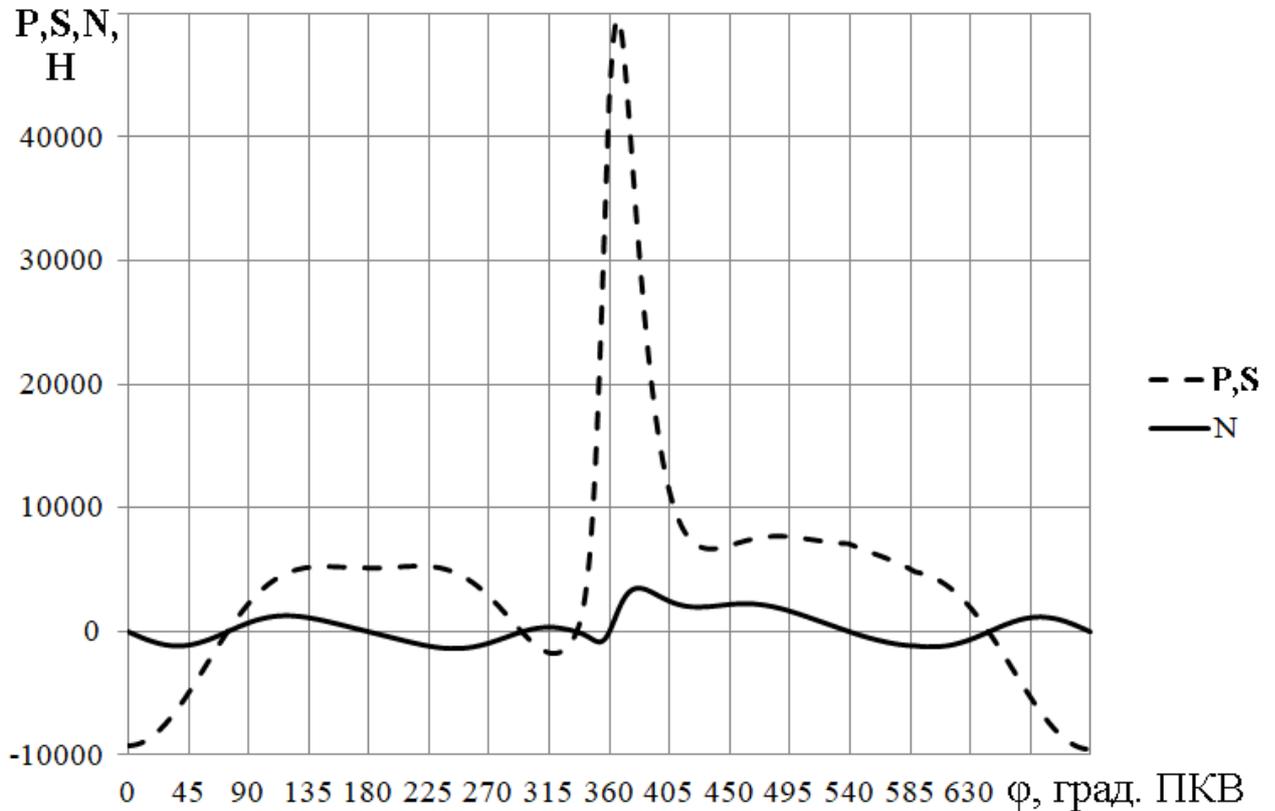


Рисунок 5.2 – Сили, що діють на поршень (P, N) і шатун (S)

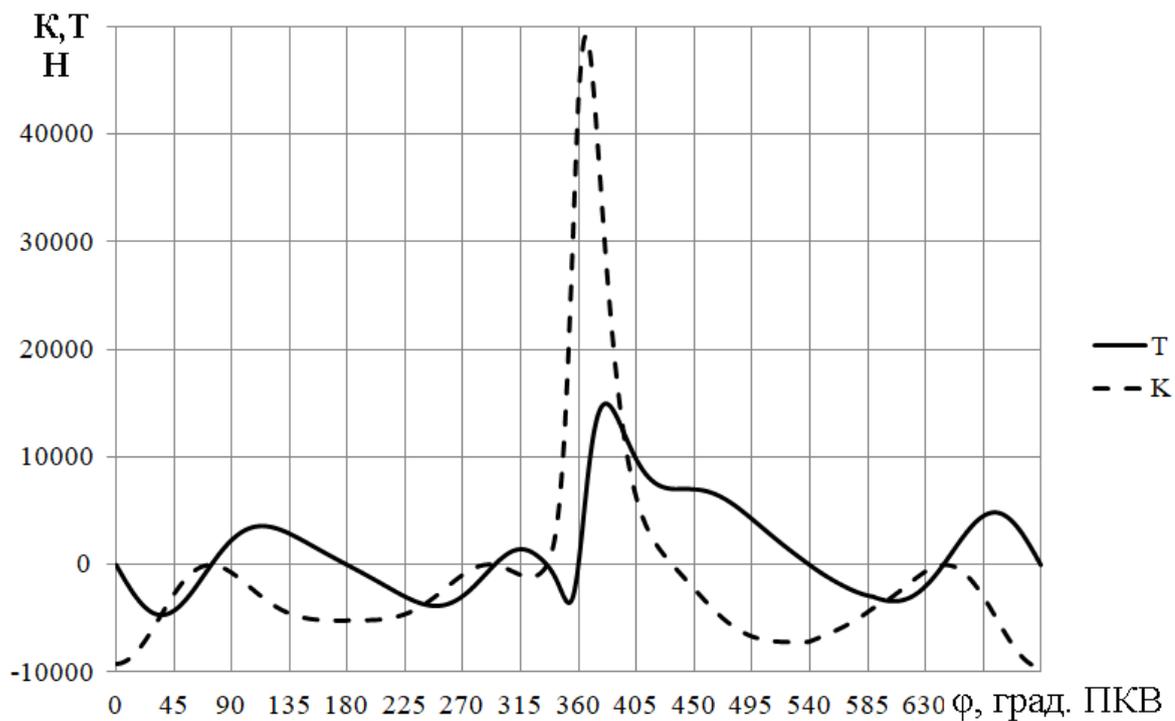


Рисунок 5.3 – Сили K і T, що діють на кривошип двигуна MeM3-317

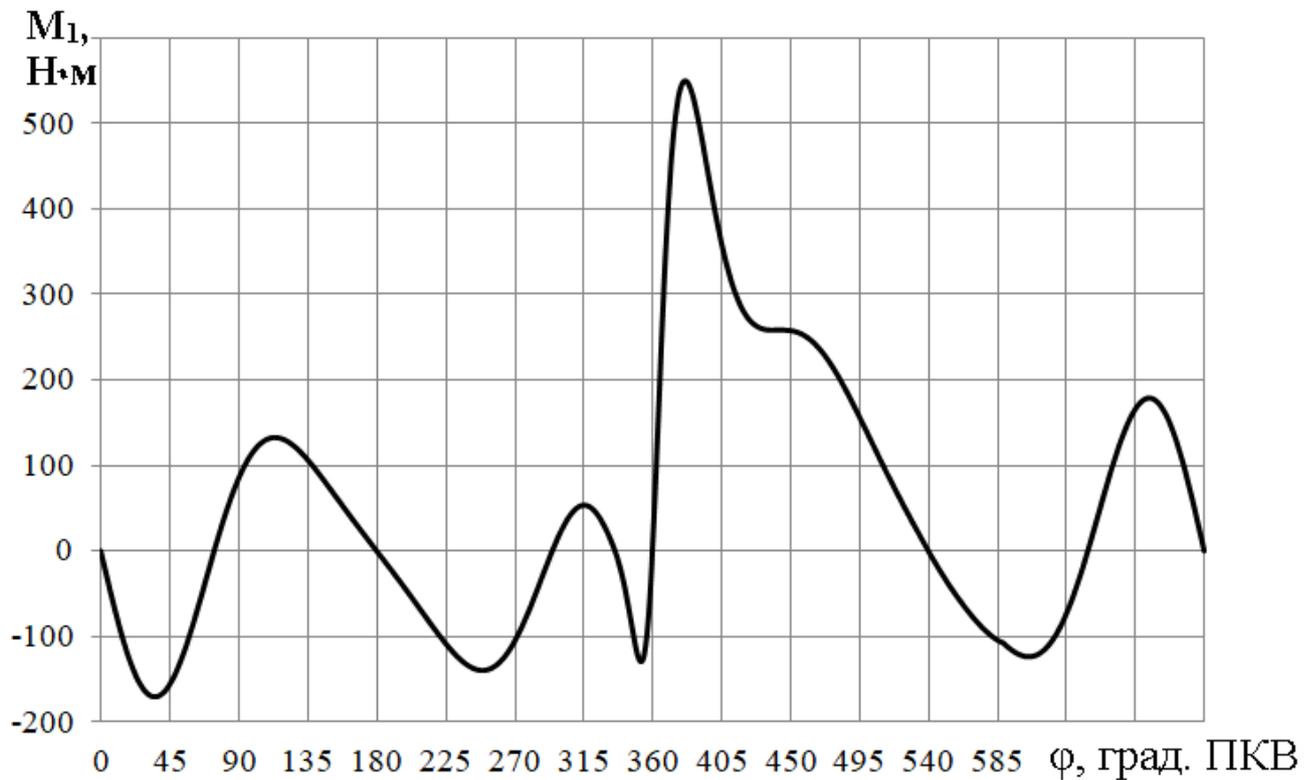


Рисунок 5.4 – Крутний момент від одного циліндра двигуна MeM3-317

Крутний момент на кривошипі від одного циліндра підсумовується і визначається середній крутний момент $M_{i\text{cp}}$.

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих крутних моментів і графік, що зображує вихідний крутний момент на валу двигуна. Останні (таблиця і графік) складаються з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчатому валу двигуна.

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу $\Delta\varphi_{\text{кр}}$, та кут розвалу блоків циліндрів γ в двигунах V-подібної конструкції.

У 4-х циліндровому рядному двигуні:

- порядок роботи циліндрів 1-3-4-2.
- шатунні шийки розташовані під кутом 180° .

Таблиця 5.1 – Таблиця індикаторних крутних моментів, для рядного 4-циліндрового двигуна MeM3-317, Н·м

φ, °ПКВ	1-й циліндр M _{кр1}	2-й циліндр M _{кр2}	3-й циліндр M _{кр2}	4-й циліндр M _{кр2}	Сумарний момент M _Σ
0	0	0	0	0	0
30	-166,1	-72,1	-79,5	503,2	185,5
60	-87	-134,3	-121,6	278,3	-64,6
90	84,9	-105,9	-73,8	257,6	162,8
120	129,8	22	98,1	207,9	457,8
150	71,8	23,8	173,1	101,7	370,4
180	0	0	0	0	0
210	-72,1	503,2	-166,1	-79,5	185,5
240	-134,3	278,3	-87	-121,6	-64,6
270	-105,9	257,6	84,9	-73,8	162,8
300	22	207,9	129,8	98,1	457,8
330	23,8	101,7	71,8	173,1	370,4
360	0	0	0	0	0
390	503,2	-79,5	-72,1	-166,1	185,5
420	278,3	-121,6	-134,3	-87	-64,6
450	257,6	-73,8	-105,9	84,9	162,8
480	207,9	98,1	22	129,8	457,8
510	101,7	173,1	23,8	71,8	370,4
540	0	0	0	0	0
570	-79,5	-166,1	503,2	-72,1	185,5
600	-121,6	-87	278,3	-134,3	-64,6
630	-73,8	84,9	257,6	-105,9	162,8
660	98,1	129,8	207,9	22	457,8
690	173,1	71,8	101,7	23,8	370,4
720	0	0	0	0	0

$$M_{кр1ср} = 46,33 \text{ Н·м}$$

$$M_{крΣср} = 185,3 \text{ Н·м}$$

За даними таблиці 5.1 будемо діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна (рисунок 5.5).

Величину середнього індикаторного моменту використовують для контролю правильності теплового і динамічного розрахунку.

Знаючи ефективну потужність двигуна, можна знайти середній момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (5.1)$$

$$M_e = \frac{77,53 \cdot 10^3}{575,7} = 134,67 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

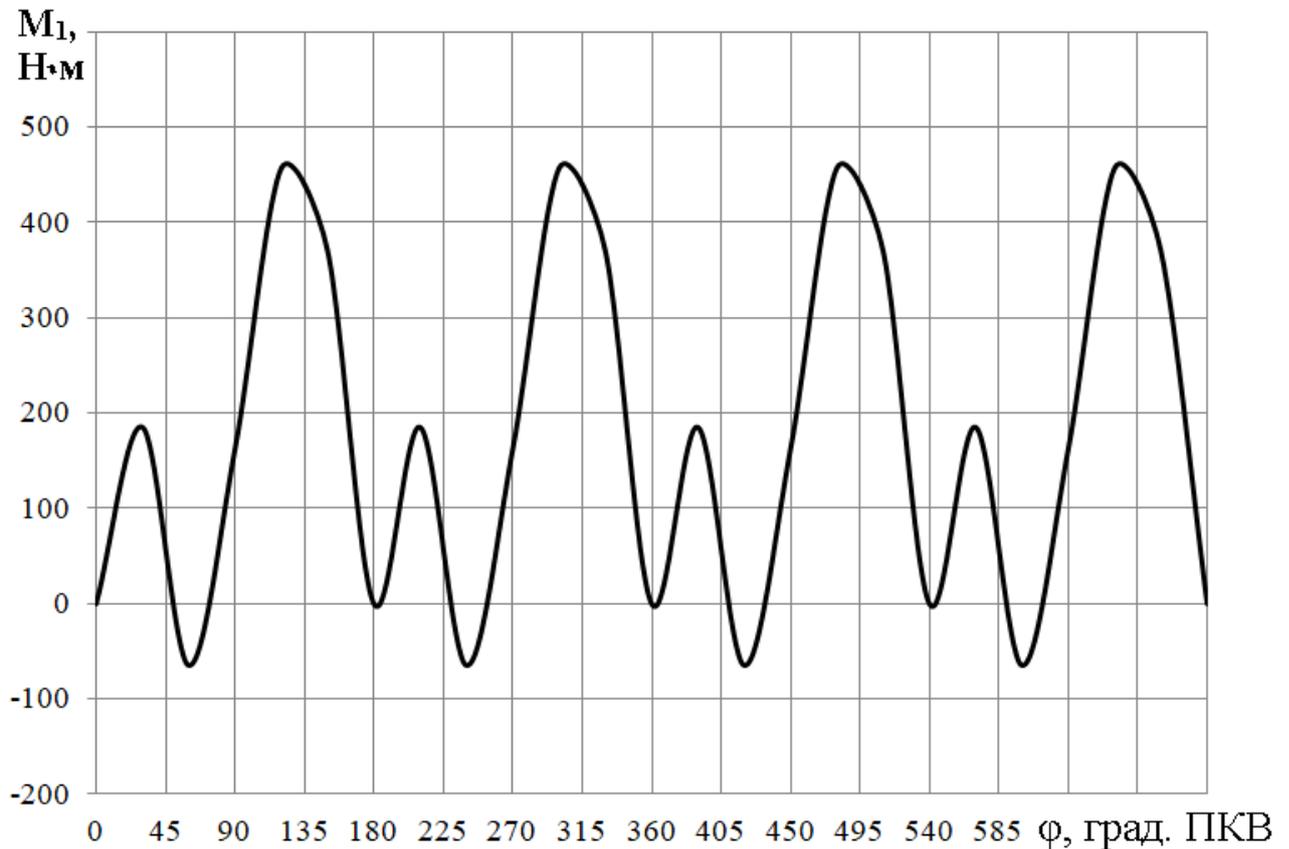


Рисунок 5.5 – Діаграма сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна MeM3-317

З іншого боку середній момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = M_{кр\Sigma\text{ср}} \cdot \eta_m \quad (5.2)$$

$$M_e = 185,3 \cdot 0,68 = 126,0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Величини M_e , знайдені за формулами 5.1 і 5.2, мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %). Похибка складає 6,4 %, тобто розрахунок виконано вірно.

З результатів динамічного розрахунку двигуна MeM3-317 (див. додаток А) визначаємо екстремуми сил та моментів, що діють на деталі циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунний механізм:

– сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_{\max} = 47657,7 \text{ Н при } \varphi = 370^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$P_{\min} = -9489,9 \text{ Н при } \varphi = 720^\circ \text{ ПКВ;}$$

– бокова сила, що діє на поршень

$$N_{\max} = 3500,5 \text{ Н при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$N_{\min} = -1342,7 \text{ Н при } \varphi = 240^\circ \text{ ПКВ;}$$

– сила, що діє на шатун

$$S_{\max} = 47722,5 \text{ Н при } \varphi = 370^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$S_{\min} = -9263,4 \text{ Н при } \varphi = 710^\circ \text{ ПКВ;}$$

– тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T_{\max} = 14895,5 \text{ Н при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$T_{\min} = -4542,9 \text{ Н при } \varphi = 40^\circ \text{ ПКВ;}$$

– нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K_{\max} = 46501,9 \text{ Н при } \varphi = 370^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$K_{\min} = -9489,9 \text{ Н при } \varphi = 720^\circ \text{ ПКВ.}$$

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Тема магістерської роботи «Вдосконалення робочого процесу 4-тактного бензинового двигуна для покращення техніко-економічних характеристик», тому розглянемо робоче місце працівника, який проводить експеримент за допомогою ПК.

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Під час роботи в кабінеті можуть виникнути такі потенційні небезпеки:

- ураження електричним струмом, де основними причинами можуть бути: випадкове доторкання до струмопровідних частин, які знаходяться під напругою та мають пошкодження, та порушення правил з електробезпеки, що може привести до травм або летального наслідку;
- негативний вплив на опорно-руховий апарат через постійну статичну сидячу роботу за персональним комп'ютером;
- незадовільна організація робочого місця створює підвищену втому, що може призвести до травмування;
- негативний вплив на зір через неправильно підібране штучне освітлення та монітору ПК;
- при роботі з ПК можливе виникнення важкості напруженості праці, що може призвести до травмування;
- використання слизьких матеріалів при обладнанні підлоги може призвести до падіння оператора ПК, як наслідок його травмуванню;
- емоційне вигорання, яке виникає внаслідок розумового навантаження;

- підвищені психофізіологічні навантаження при роботі за персональним комп'ютером через нераціональну організацію часу;
- незадовільний стан мікроклімату, що може викликати загальну слабкість організму та призвести до травм;
- підвищений рівень шуму через використання принтеру та копіювальних пристроїв, та використання кондиціонера, що може призвести до більш швидкої втоми;
- через недотриманням правил гігієни та карантинних заходів під час пандемії COVID-19 виникає велика вірогідність захворіти ним;

6.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Так як основна робота проходить в кабінеті з оргтехнікою, яка живиться від змінного струму 220 В, то в першу чергу ознайомитись вивчити правила користуванням технікою, правила поведінки при надзвичайних ситуаціях і т.д.

Згідно вимог НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці», з метою попередження можливих травмувань, а також у період роботи проводяться навчання, інструктажі з питань: охорони праці (вступний, первинний, повторний, позаплановий, цільовий); надання першої допомоги потерпілим від нещасних випадків; правилам поведження при виникненні аварій або навчання з правил електробезпеки.

Відповідно до вимог розділу «Мінімальні вимоги з охорони праці», директиви ЕС 90/270 ЕЕС виконані основні вимоги до моніторів, які жорстко регламентують безпечні умови роботи і захист здоров'я осіб, що працюють з комп'ютерами:

- символи на екрані чіткі і добре розрізняються;
- зображення позбавлене блимання;

- яскравість та / або контрастність легко регулюються;
- екрани вільні від відблисків і відбиття;
- випромінювання знижені до надзвичайно малих рівнів.

Для запобігання ураження електричним струмом необхідно зробити заземлення. Заземлення або занулення – це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитись під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Всі дроти від електропристроїв необхідно ізолювати додатково в захисний пластиковий короб. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ – 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Підлога повинна бути рівною, не слизькою, виготовленою з безпечних матеріалів.

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Робота, яка розглядається, являється малорухомою та через це відбувається навантаження на опорно-рухову систему людини. Тому для підтримки працездатності персоналу, потрібно керуватися ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин»: потрібно використовувати спеціальні підставки під кисті рук, при роботі за комп'ютером потрібно робити перерви на 15 хвилин кожні 2 години, також потрібно перерви супроводжувати гімнастичними вправами, стіл повинен бути просторим, дисплей ПК повинен бути розташованим на відстані 400-700 мм від користувача.

Для забезпечення нормальної роботи та зменшення кількості захворювань потрібно забезпечити правильний мікроклімат в кабінеті. Персонал буде себе добре почувати та буде максимально працездатним при

відносній вологості 40-60 %, температурі в кімнаті 18-22°C, а швидкість руху повітря 0,1-0,2 м/с (ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»).

Для запобігання зараженню COVID-19 необхідно надягати захисні медичні маски, які потрібно змінювати кожні 2 години, тримати дистанцію між людьми 1,5 метри, також бажане використання медичних рукавичок та антисептичних препаратів, та при можливості мити руки з милом протягом 30 секунд.

Таблиця 6.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{вим}$	Час дії год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{доп}$	$X_{визн}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, t , °C	28	8	22,9-25,8	4	3,4	4
Освітленість приміщення E , лк	450	8	500	—	1-2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, Z_{op}	A-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L , дБА	105	4	60	—	3,3	1,50
Загальні енергозатрати організму, Vt	250	7	290	0,75	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7	40000	1,32		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7	75	0,90		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

При роботі з ПК проводимо заміри шкідливих факторів на робочому місці та вносимо наявні фактори умов праці та робочого середовища, що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1, 2, 3 таблиці 6.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатка А, за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 174 Вт (121-150 ккал/год.) та повинні відповідати фізичним роботам середньої важкості – категорії Іб.

З додатків, відповідно до категорії робіт Іб, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці 6.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносять їх значення до стовпчика 5, таблиці 6.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою 6.1:

$$X_{\text{визн}} = \frac{3 \cdot t_3}{T} = \frac{3 \cdot 8}{8} = 3 \quad (6.1)$$

– для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою 6.2:

а) загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{250 * 7 * 1}{8 * 290} = \frac{1330}{2320} = 0,75 \quad (6.2)$$

б) стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{60300 * 7 * 1}{8 * 40000} = 1,32 \quad (6.3)$$

в) тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{77 * 7 * 1}{8 * 75} = 0,90 \quad (6.4)$$

г) тривалість робочого дня (зміни), $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{8 * 8 * 0,15}{8 * 8} = 0,15 \quad (6.5)$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 6.1 згідно з методичними вказівками [18]:

– для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 3$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

– при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 450$ лк – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 105$ дБА – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

– клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму

розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою 6.6:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0.75 + 1.32 + 0.90 + 0.15 = 3.12 \quad (6.6)$$

З таблиці «Визначення класу і ступеня важкості та напруженості» [18] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3.12$ – 1-2 клас (1-2);

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 дослідника 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, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 6.1:

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

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно – $X_{\text{ст}} = X_i = 1$;

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 4 годин, тому значення X_i визначаємо по формулі 6.7:

$$X_i = X_{\text{ст}} * \frac{T}{8} = 3 * 0,5 = 1,5 \quad (6.7)$$

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

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

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,5 + 3 = 8,5 \quad (6.8)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,5$, 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 «Розмір доплати в залежності від фактичного стану умов праці» [18]. 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:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню, 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;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

– мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – 18,2-20,9°C;

– освітленість приміщення для роботи з дисплеями й

відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-1, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах – $E = 500$ лк;

- рівень шуму в робочій зоні дослідника лабораторії обладнаної ПК – 75 дБА;

- загальні енергозатрати організму, до 290 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.

3. 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;

- для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника лабораторії обладнаної ПК 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.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці «Розмір доплати в залежності від фактичного стану умов праці» [18], у розмірі 20 %.

6.4 Заходи з пожежної безпеки

Відповідно до НАПБ Б.03.001-2004 "Типові норми належності вогнегасників" у приміщенні з ПК потрібно використовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники.

Площа лабораторії обладнаної ПК складає 25 м².

Приміщення, у яких розміщено оргтехніку, слід оснащувати переносними газовими вогнегасниками з розрахунку один вогнегасник ВВК-1,4 чи ВВК-2, але не менше ніж один вогнегасник зазначених типів на приміщення. Згідно площі приміщення (25м²) повинно бути щонайменше 4 переносних вогнегасники вагою 3,5 кг або 5 кг.

Для запобігання виникнення пожежі потрібно:

- проводити перевірку електроприладів на справність, щоб запобігти задимлення всього приміщення;
- автоматичне відключення вентиляційної системи;
- проводити інструктаж персоналу по техніці безпеки та проводити тренувальні заходи по евакуації в разі пожежі;
- мати евакуаційне освітлення та світловий покажчик «Вихід».

Таким чином, відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні» було розроблено комплекс заходів з пожежної безпеки.

6.5 Заходи з цивільного захисту

Евакуація проводиться за рішенням Кабінету Міністрів України і здійснюється органами виконавчої влади. Рішення на проведення екстреної евакуації можуть прийняти начальники ЦО об'єкта, району, міста. Підготовча й організаційна робота з проведення евакуації покладається на штаби ЦО і евакооргани.

Одержавши розпорядження про проведення евакуації, штаби ЦО об'єктів народного господарства разом з евакуаційним комісіями:

- уточнюють чисельність робітників, службовців і членів їхніх родин, що підлягають розосередженню й евакуації, номери залізничних ешелонів, автомобільних колон і пішохідних маршрутів, виділених об'єкту за планом;
- оповіщають і організовують збір робітників, службовців і членів їхніх родин;
- надають допомогу ЗЕП відносно реєстрації і посадки тих, кого евакуюють, на транспорт, а також у формуванні і відправленні піших колон;
- допомагають місцевим органам у районах розосередження й евакуації розміщувати прибуваюче населення.

Начальники ЗЕП з одержанням розпорядження про початок проведення евакуаційних заходів:

- приводять ЗЕП у готовність до прийому евакуйованих;
- встановлюють зв'язок з начальниками станцій, портів, пристаней і пунктів посадки, а також зі штабами ЦО об'єктів, приписаних до даного ЗЕП;
- уточнюють порядок відправлення робітників ті службовців підприємств, установ і організацій, номери виділених залізничних ешелонів (автоколон, суден), час їхньої подачі і відправлення, номери пішохідних маршрутів, склад піших колон і вихідні пункти.

Про початок евакуації населення оповіщається через підприємства, навчальні заклади, домоуправління й органи поліції.

Ідучи на ЗЕП, кожен повинен узяти із собою паспорт, військовий квиток, документи про освіту, трудову книжку чи пенсійне посвідчення, свідоцтво про народження дітей, необхідний запас продуктів (на 2-3 дні), білизну, постіль та інші необхідні речі з урахуванням тривалого перебування в заміській зоні.

Дітям дошкільного віку необхідно покласти в кишені до одягу записки із зазначенням прізвища, імені, по-батькові і місця проживання чи роботи батьків.

На ЗЕП ті, кого евакуюють, проходять реєстрацію, групуються і у призначений час вводяться до пунктів посадки на транспорт. На пунктах посадки адміністрація станції (платформи, пристані) разом із представниками об'єктів організовує посадку людей у вагони (автомашини, кораблі) і підтримує необхідний порядок.

Після прибуття тих, кого евакуюють, за розпорядженням начальника вивантажуються і прямують на прийомний евакопункт, де проходять реєстрацію, розподіляються по населених пунктах і йдуть до них. Діти, інваліди і старі, а також речі тих, кого евакуюють, перевозяться місцевим транспортом.

Ті, кого евакуюють пішки також проходять реєстрацію на ЗЕП, після чого зводиться в піші колони по 500-1000 чол., сформовані підприємствами (установами, організаціями, ЖЕКами). Начальники піших колон призначаються керівниками цих підприємств. Для зручності управління колона розбивається на групи по 50-100 чоловік, у них призначаються старші, котрі перевіряють склади своїх груп, не допускають у колону сторонніх і стежать, щоб не було відстаючих.

У призначений час колони виводяться на вихідні пункти і прямують зі швидкістю руху 3-4 км/год. Між колонами дистанція до 500м. Через кожні 1-1,5 години руху передбачається малий привал тривалістю 15 хв., а на початку другої половини добового переходу – великий привал на 1-2 год.

Добовий перехід закінчується з приходом у ППЕ. На ППЕ зорганізується облік прибулих, тимчасове розміщення їх у житлових приміщеннях, забезпечення їжею та водою і подальшим відправленням до місця розселення.

6.6 Висновок з охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

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.

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Магістерська робота за темою «Вдосконалення робочого процесу чотиритактного бензинового двигуна для покращення техніко-економічних характеристик» – наукового спрямування, тому визначаємо витрати на її проведення і рівень ефективності дослідження, використовуючи методики [19, 20].

7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Розраховуємо витрати на матеріали (табл. 7.1), які були використані при виконанні магістерської роботи

Таблиця 7.1 – Розрахунок витрат на матеріали

№ п/п	Матеріал	Одиниця виміру	Витрати матеріалу на тему	Ціна за одиницю виміру	Сума витрат, грн.
1	Папір А4	пачка	1	95,00	95,00
2	Настільний набір	набір	1	150,00	150,00
	Підсумок за винятком зворотних витрат	–	–	–	245,00
	Транспортно-заготівельні витрати	%	10	10	24,50
	Разом із транспортно-заготівельн. витратами	–	–	–	269,50

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою [19]:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{\text{эф}} \cdot K_b \cdot C_e}{\text{ККД}}, \quad (7.1)$$

$$E_{c \text{ ноутбук}} = \frac{0,5 \cdot 552 \cdot 0,8 \cdot 0,75}{0,85} = 194,82 \text{ грн.};$$

$$E_{c \text{ освітлення}} = \frac{0,01 \cdot 552 \cdot 0,8 \cdot 0,75}{0,85} = 3,90 \text{ грн.};$$

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{эф}}$ – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин. Приймаємо $\Phi_{\text{эф}} = 552$ год із розрахунку 69 днів на виконання магістерської роботи, роботи 8 годин кожного робочого дня;

K_b – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ($K_b \approx 0,8 \dots 0,9$);

C_e – ціна 1 кВт·години електроенергії, грн./(кВт·год);

ККД = 0,8.....0,9.

Виконані розрахунки вносимо до таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	P_y , Вт	$\Phi_{\text{эф}}$	Ціна чи вартість, грн./кВт·год	Вартість енерго-ресурсів, грн.
Комп'ютерна техніка	електрична енергія	500	552	0,75	194,82
Освітлення	електрична енергія	10	552		3,90
Разом					198,72

Розрахунок амортизації універсального устаткування

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховується у відповідності із зайнятістю їх для даної роботи [19]. Норму амортизації для комп'ютерної техніки приймаємо 50 %.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, год	Річний ефективний фонд часу, год	Сума амортизації, грн.
Комп'ютер	17000	50	552	2085	2250,36
Wi-Fi розтер	650	50	552	8760	20,48
Принтер	4500	50	10	40	562,5
Разом					2833,34

Розрахунок заробітної плати

Розрахунок основної заробітної плати зводимо до таблиці 7.4.

Таким чином, основана заробітна плата $ЗП_0 = 30740,00$ грн. До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 % [19]:

$$ЗП_д = ЗП_0 \cdot 0,1 \quad (7.2)$$

$$ЗП_д = 30740,00 \cdot 0,1 = 3074,00 \text{ грн.}$$

Таблиця 7.4 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	К-ть, людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Студент	1	1700,00	85,00	69	5865,00
Керівник	1	7500,00	375,00	49	18375,00
Консультант з економіки	1	9600,00	325,00	10	3250,00
Консультант з охорони праці	1	7800,00	325,00	10	3250,00
Підсумок	4	–	–	138	30740,00

Таким чином, основна і додаткова зарплата складає

$$ЗП = ЗП_о + ЗП_д, \quad (7.3)$$

$$ЗП = 30740,00 + 3074,00 = 33814,00 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи визначаємо у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій [19]:

$$B_{сз} = \frac{(ЗП_о + ЗП_д) \cdot Y_{сз}}{100\%} \quad (7.4)$$

$$B_{сз} = \frac{(30740 + 3074) \cdot 22}{100} = 7439,08 \text{ грн.},$$

де $Y_{сз}$ – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається за даними діючого законодавства, %. Приймаємо 22%.

Накладні витрати розраховуємо у відсотках від основної заробітної плати виконавців (50 %).

$$V_n = 3\Pi_o \cdot 0,5, \quad (7.5)$$

$$V_n = 30740,00 \cdot 0,5 = 15370,00 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків витрат заносимо до таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	269,50	0,45
Паливо й енергія з боку	198,72	0,33
Амортизація універсального устаткування	2833,34	4,73
Заробітна плата основна і додаткова	33814,00	56,43
Відрахування на соціальні заходи	7439,08	12,41
Накладні витрати	15370,00	25,65
Усього	59924,64	100

7.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

В зв'язку з тим, що результати дослідження мають теоретичний характер визначаємо техніко-економічну ефективність роботи з урахуванням наступних показників [19]:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюють по його призначенню:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;

– пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень.

Складність виконання роботи визначають порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{V_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.6)$$

$$K_{\text{НДР}} = \frac{3^2 \cdot 3 \cdot 2}{59,92464 \cdot \frac{3}{12}} = 3,605,$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт);

J^n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T – технічна складність виконання НДР;

$V_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, тис грн;

n – показник використання результатів НДР:

$n = 0$ – результати НДР не використовуються;

$n = 1$ – результати НДР використовуються частково;

$n = 2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n = 3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

При значенні $K_{\text{НДР}} \geq 1$ науково-дослідницька робота вважається

ефективною.

Таблиця 7.6 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	C	t_{ϕ}	N
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	–	–	1...8
Прийняті значення	3	3	2	–	–	3

Розрахований показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{НДР}} > 1$, що підтверджує економічну ефективність магістерської роботи дослідницького характеру.

ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз основних способів покращення характеристик бензинового чотиритактного двигуна. Найбільш перспективним способом форсування двигуна MeM3-317 є встановлення агрегату наддуву (турбокомпресора).

2. Розглянуто конструкцію двигуна, його основних систем. Визначено методики для проведення дослідження.

Встановлено, що збільшення ступеня підвищення тиску на впуску з $\pi_k = 1,0$ до $\pi_k = 1,5$ призводить до зростання тиску протягом такту стиснення в середньому на 49,2 %, протягом такту розширення середньому на 39,8 %.

3. Проведено теплові розрахунки базового двигуна, і модернізованого двигуна, з різними значеннями ступеня наддуву 1,5...2,5. Побудовано індикаторні діаграми модернізованого двигуна при різному тиску наддуву.

Встановлено, що температура робочого тіла зростає на 19...66 К протягом більшої частини циклу. Теплове навантаження двигуна дещо зростає.

4. Визначено індикаторні та ефективні показники двигуна. Збільшення тиску наддуву з 101 кПа (атмосферний двигун) до 151,5 кПа призводить до наступних змін ефективних показників двигуна MeM3-317:

- ефективна потужність N_e зростає на 21,1 кВт (37,4 %);
- середній ефективний тиск p_e на 0,33 МПа (37,4 %);
- ефективна питома витрата палива g_e зростає на 1 г/(кВт·год) (0,5 %);
- ефективний ККД зменшується на 0,4%;
- годинна витрата палива зростає на 5,51 кг/год (38,1 %).

5. Розрахувавши величину ступеня підвищення тиску π_k і витрату повітря компресором G_k обрано турбокомпресор Garrett GT2052. Даний агрегат може забезпечити необхідні показники наддуву за ступенем підвищення тиску $\pi_k = 1,5...2,5$ і витратою повітря $G_k = 0,08...0,1$ кг/с на номінальному режимі роботи двигуна MeM3-317.

6. Виконано динамічний розрахунок двигуна, визначено максимальні значення сил та моментів в двигуні. Аналітичне порівняння характеристик базового та модернізованого двигуна показало, що базовий двигун не потребує додаткової модернізації окрім власне оснащення його турбокомпресором.

7. Проаналізовано потенційні небезпеки, які можуть впливати на дослідника. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту.

8. Складено кошторис витрат на виконання магістерської роботи 59924,64 грн.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Бензиновый двигатель [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – Режим доступа: https://uk.wikipedia.org/wiki/Бензиновый_двигун (дата звернення: 10.09.2020).
2. Сорокотяга, А. С. Повышение эффективности процесса выпуска в четырехтактных ДВС [Текст] / А. С. Сорокотяга, С. С. Жилин // Автомобильный транспорт. – 2008. – № 22. – С. 123–127.
3. Мотлохов, А. В. Направления улучшения показателей современных ДВС [Текст] / А. В. Мотлохов // Автомобильный транспорт. – 2013. – № 32. – С. 47–50.
4. Абаджян, Б. А. «Славута» и «Сенс» с турбонаддувом – это не миф, а реальность [Текст] / Б. А. Абаджян, С. А. Нестеров, А. А. Танчук, Ю. А. Постол // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 144–148.
5. Система изменения фаз газораспределения [Электронный ресурс]. – Сайт «systemsauto.ru». – Режим доступа: <http://systemsauto.ru/vpusk/vvt.html> (дата звернення: 10.09.2020).
6. Опережение зажигания [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Опережение_зажигания (дата звернення: 10.09.2020).
7. Колодочкин, М. Бензин АИ-100: лить или не лить? [Электронный ресурс] / М. Колодочкин. – Сайт «За рулем». – 2019. – Режим доступа: <https://www.zr.ru/content/articles/920573-benzin-ai100-lit-ili-ne-lit/> (дата звернення: 10.09.2020).
8. Шабанов, А. Деликатес для мотора: кому и для чего нужен гоночный бензин? [Электронный ресурс] / А. Шабанов, М. Колодочкин. – Сайт «За рулем». – 2015. – Режим доступа: <https://www.zr.ru/content/articles/789471-delikates-dlya-motora-komu-i-dlya-chego-nuzhen-gonochnyj-benzin/> (дата звернення: 10.09.2020).

9. Как работает высокооктановая присадка к бензину? [Электронный ресурс]. – Сайт «АтлантАвто». – Режим доступа: <https://atlant-auto.info/sovety-po-uhodu/kak-rabotaet-vyskooktanovaya-prisadka-k-benzinu/> (дата звернення: 10.09.2020).

10. Силовой агрегат МЕМЗ-317 [Электронный ресурс]. – Сайт «Мелитопольский моторный завод». – Режим доступа: <http://memz.com.ua/html/memz-317.htm> (дата звернення 10.09.2020).

11. Система газораспределения на «Ланосе» и «Сенсе» [Электронный ресурс]. – Сайт «deolanossens.ru». – Режим доступа: <http://deolanossens.ru/dvigatel/78-sistema-gazoraspredelenija-na-lanose-i-sense.html> (дата звернення: 10.09.2020).

12. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинко, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

13. Методичні вказівки до практичних, індивідуальної і самостійної робіт "Газодинамічний розрахунок центробіжного компресора" з дисципліни "Газова динаміка і агрегати наддуву ДВЗ" для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згорання": за напрямом підготовки 133 - галузеве машинобудування усіх форм навчання [Текст] / Уклад. : В. О. Мазін. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – 15 с.

14. Турбокомпрессор Garrett GT2052 727264-5 [Электронный ресурс]. – Сайт «kartuning.ru». – Режим доступа: <http://www.kartuning.ru/shop/product/grt09/>

15. Performance Catalog Vol 8. Turbochargers. Intercoolers. Accessories [Электронный ресурс]. – Сайт «Garrett». – 2020. – 92 с. – Режим доступа: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2020/10/Catalog-Volume-8_Full-Version_October_2020_Digital.pdf

16. GT2052. Download section [Електронний ресурс]. – Сайт «Garrett». – Режим доступу: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gt2052/>

17. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

18. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона прав в галузі» [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 44 с.

19. Методичні вказівки для економічного обґрунтування дипломних проектів для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма: «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Борисенко О.Є.– Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 34 с.

20. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст]. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

ДОДАТОК А Протоколи теплових та динамічних розрахунків

 $\pi_k = 1,0$

φ , °П.К.В.	P, Па	T, К	M, кг	V, м ³
180	85992,0	355,6	0,000336	0,000386
190	86680,7	356,8	0,000336	0,000385
200	88578,5	359,3	0,000336	0,000379
210	91831,8	363,3	0,000336	0,000370
220	96703,1	369,1	0,000336	0,000357
230	103606,6	376,7	0,000336	0,000340
240	113171,1	386,6	0,000336	0,000319
250	126346,1	399,2	0,000336	0,000295
260	144582,2	415,1	0,000336	0,000268
270	170141,4	435,1	0,000336	0,000239
280	206639,9	460,1	0,000336	0,000208
290	260008,9	491,3	0,000336	0,000177
300	340182,9	530,4	0,000336	0,000146
310	463888,1	579,2	0,000336	0,000117
320	658228,3	639,3	0,000336	0,000091
330	960449,3	710,8	0,000336	0,000069
340	1514635,6	856,6	0,000337	0,000053
350	3546191,1	1603,6	0,000341	0,000043
360	7985621,6	3224,5	0,000351	0,000039
370	8667316,9	3734,8	0,000357	0,000043
380	6487006,2	3448,8	0,000358	0,000053
390	4460484,7	3099,4	0,000358	0,000069
400	3065144,2	2795,0	0,000358	0,000091
410	2170729,4	2544,5	0,000358	0,000117
420	1599970,0	2342,0	0,000358	0,000146
430	1228143,9	2178,7	0,000358	0,000177
440	979075,7	2046,5	0,000358	0,000208
450	807571,8	1938,9	0,000358	0,000239
460	686575,8	1850,9	0,000358	0,000268
470	599517,4	1778,6	0,000358	0,000295
480	535976,2	1719,0	0,000358	0,000319
490	489229,3	1670,0	0,000358	0,000340
500	454845,2	1629,7	0,000358	0,000357
510	429862,5	1596,8	0,000358	0,000370
520	412302,5	1570,2	0,000358	0,000379
530	400878,4	1549,1	0,000358	0,000385
540	389570,2	1534,4	0,000358	0,000386

MeM3 - 317

Дата: 13.10.2020

Li = 452,461516 Дж/цикл

pi = 1303833,497878 Па

KKDi = 0,505093

gi = 0,174247 кг/(кВт*год)

$$\pi_k = 1,5$$

φ , °П.К.В.	P, Па	T, К	M, кг	V, м ³
180	129010,0	386,7	0,000464	0,000386
190	129996,9	387,8	0,000464	0,000385
200	132795,9	390,4	0,000464	0,000379
210	137624,2	394,7	0,000464	0,000370
220	144872,6	400,7	0,000464	0,000357
230	155158,6	408,9	0,000464	0,000340
240	169420,0	419,5	0,000464	0,000319
250	189072,8	433,0	0,000464	0,000295
260	216280,3	450,1	0,000464	0,000268
270	254414,9	471,6	0,000464	0,000239
280	308867,2	498,4	0,000464	0,000208
290	388475,5	532,0	0,000464	0,000177
300	508036,9	574,1	0,000464	0,000146
310	692451,4	626,6	0,000464	0,000117
320	982031,8	691,3	0,000464	0,000091
330	1432058,2	768,2	0,000464	0,000069
340	2243109,1	919,5	0,000464	0,000053
350	5093656,0	1669,6	0,000470	0,000043
360	11231148,9	3287,1	0,000484	0,000039
370	12138949,3	3791,4	0,000493	0,000043
380	9080306,8	3499,1	0,000494	0,000053
390	6242093,3	3143,9	0,000494	0,000069
400	4288523,9	2834,5	0,000494	0,000091
410	3036571,2	2579,9	0,000494	0,000117
420	2237788,6	2374,3	0,000494	0,000146
430	1717481,3	2208,4	0,000494	0,000177
440	1368986,3	2074,1	0,000494	0,000208
450	1129035,5	1964,8	0,000494	0,000239
460	959757,1	1875,4	0,000494	0,000268
470	837960,1	1801,9	0,000494	0,000295
480	749062,0	1741,4	0,000494	0,000319
490	683655,4	1691,5	0,000494	0,000340
500	635539,4	1650,6	0,000494	0,000357
510	600570,3	1617,0	0,000494	0,000370
520	575979,3	1589,9	0,000494	0,000379
530	559965,6	1568,4	0,000494	0,000385
540	542332,2	1553,5	0,000494	0,000386

MeM3 - 317

Дата: 13.10.2020

Li = 621,880839 Дж/цикл

pi = 1792039,854963 Па

KKDi = 0,503258

gi = 0,174882 кг/(кВт*год)

$\pi_k = 2,0$

φ , °П.К.В.	P, Па	T, К	M, кг	V, м ³
180	171975,5	411,0	0,000582	0,000386
190	173245,5	412,1	0,000582	0,000385
200	176929,0	414,7	0,000582	0,000379
210	183313,3	419,1	0,000582	0,000370
220	192916,3	425,5	0,000582	0,000357
230	206557,1	434,0	0,000582	0,000340
240	225479,8	445,1	0,000582	0,000319
250	251563,4	459,4	0,000582	0,000295
260	287677,6	477,3	0,000582	0,000268
270	338296,2	499,9	0,000582	0,000239
280	410567,4	528,2	0,000582	0,000208
290	516208,7	563,7	0,000582	0,000177
300	674829,1	608,0	0,000582	0,000146
310	919407,5	663,3	0,000582	0,000117
320	1303291,9	731,5	0,000582	0,000091
330	1899494,0	812,4	0,000582	0,000069
340	2961153,6	967,8	0,000582	0,000053
350	6581171,8	1719,9	0,000589	0,000043
360	14284695,8	3333,3	0,000607	0,000039
370	15382009,2	3830,4	0,000619	0,000043
380	11493150,5	3531,1	0,000619	0,000053
390	7894461,5	3170,1	0,000619	0,000069
400	5420195,8	2856,2	0,000619	0,000091
410	3835748,1	2598,3	0,000619	0,000117
420	2825380,6	2390,0	0,000619	0,000146
430	2167526,2	2222,1	0,000619	0,000177
440	1727043,4	2086,2	0,000619	0,000208
450	1423826,7	1975,5	0,000619	0,000239
460	1209949,1	1885,0	0,000619	0,000268
470	1056074,1	1810,5	0,000619	0,000295
480	943760,4	1749,2	0,000619	0,000319
490	861114,1	1698,7	0,000619	0,000340
500	800296,7	1657,1	0,000619	0,000357
510	756070,6	1623,1	0,000619	0,000370
520	724935,9	1595,5	0,000619	0,000379
530	704615,0	1573,5	0,000619	0,000385
540	681039,8	1558,2	0,000619	0,000386

MeM3 - 317

Дата: 13.10.2020

Li = 774,390235 Дж/цикл

pi = 2231517,804805 Па

KKDi = 0,499654

gi = 0,176144 кг/(кВт*год)

$\pi_k = 2,5$

φ , °П.К.В.	P, Па	T, К	M, кг	V, м ³
180	214938,9	431,3	0,000693	0,000386
190	216477,4	432,3	0,000693	0,000385
200	221030,1	435,0	0,000693	0,000379
210	228953,7	439,5	0,000693	0,000370
220	240891,9	446,1	0,000693	0,000357
230	257864,1	454,9	0,000693	0,000340
240	281418,8	466,5	0,000693	0,000319
250	313894,5	481,2	0,000693	0,000295
260	358862,8	500,0	0,000693	0,000268
270	421890,3	523,5	0,000693	0,000239
280	511869,6	552,9	0,000693	0,000208
290	643372,8	589,8	0,000693	0,000177
300	840776,9	636,0	0,000693	0,000146
310	1145057,6	693,6	0,000693	0,000117
320	1622443,6	764,6	0,000693	0,000091
330	2363407,8	848,7	0,000693	0,000069
340	3670816,5	1007,3	0,000694	0,000053
350	8024850,0	1760,8	0,000702	0,000043
360	17200293,5	3369,9	0,000723	0,000039
370	18459839,9	3859,6	0,000737	0,000043
380	13774243,3	3553,1	0,000738	0,000053
390	9451767,4	3186,7	0,000738	0,000069
400	6484051,1	2868,8	0,000738	0,000091
410	4585429,1	2607,9	0,000738	0,000117
420	3375564,3	2397,5	0,000738	0,000146
430	2588231,9	2227,9	0,000738	0,000177
440	2061265,8	2090,6	0,000738	0,000208
450	1698624,0	1978,8	0,000738	0,000239
460	1442881,8	1887,3	0,000738	0,000268
470	1258905,8	1812,1	0,000738	0,000295
480	1124619,5	1750,1	0,000738	0,000319
490	1025789,0	1699,0	0,000738	0,000340
500	953035,5	1656,9	0,000738	0,000357
510	900093,1	1622,3	0,000738	0,000370
520	862774,2	1594,3	0,000738	0,000379
530	838352,2	1571,9	0,000738	0,000385
540	809119,3	1556,2	0,000738	0,000386

MeM3 - 317

Дата: 13.10.2020

Li = 914,407498 Дж/цикл

pi = 2634997,860750 Па

KKDi = 0,495346

gi = 0,177676 кг/(кВт*год)

$$\pi_k = 1,5$$

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·М
0	-9188,0	0,0	-9188,0	0,0	-9188,0	0,0
30	-7148,0	-1084,5	-7229,8	-4513,2	-5648,1	-166,1
60	-2363,4	-635,9	-2447,4	-2364,7	-631,0	-87,0
90	2306,1	725,2	2417,5	2306,1	-725,2	84,9
120	4820,5	1296,9	4991,9	3526,2	-3533,4	129,8
150	5294,8	803,3	5355,4	1951,7	-4987,1	71,8
180	5159,3	0,0	5159,3	0,0	-5159,3	0,0
210	5315,1	-806,4	5375,9	-1959,2	-5006,2	-72,1
240	4990,7	-1342,7	5168,1	-3650,7	-3658,2	-134,3
270	2877,1	-904,8	3016,0	-2877,1	-904,8	-105,9
300	-596,6	160,5	-617,8	596,9	-159,3	22,0
330	-1024,4	155,4	-1036,1	646,8	-809,5	23,8
360	43138,3	0,0	43138,3	0,0	43138,3	0,0
390	21654,9	3285,4	21902,7	13672,7	17111,0	503,2
420	7559,2	2033,8	7828,0	7563,4	2018,3	278,3
450	7000,9	2201,7	7339,0	7000,9	-2201,7	257,6
480	7723,7	2078,0	7998,3	5649,9	-5661,5	207,9
510	7497,9	1137,6	7583,7	2763,8	-7062,1	101,7
540	7108,1	0,0	7108,1	0,0	-7108,1	0,0
570	5857,7	-888,7	5924,7	-2159,2	-5517,3	-79,5
600	4518,5	-1215,7	4679,2	-3305,3	-3312,1	-121,6
630	2004,2	-630,3	2100,9	-2004,2	-630,3	-73,8
660	-2665,3	717,1	-2760,1	2666,8	-711,6	98,1
690	-7449,9	1130,3	-7535,2	4703,8	-5886,7	173,1
720	-9489,9	0,0	-9489,9	0,0	-9489,9	0,0