

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 Вплив частоти обертання дизельного двигуна на запас міцності поршня

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи Т-419м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Сухоруков С.Д.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Кубіч В.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет

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.
“ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Сухоруков Станіслав Дмитрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Вплив частоти обертання дизельного двигуна на запас міцності поршня

керівник проекту (роботи) к.т.н., доцент Кубіч В.І.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 року № 362

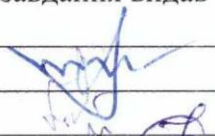


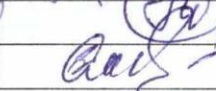




2. Строк подання студентом проекту (роботи) 01 грудня 2020 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 6-циліндровий дизельний двигун 6ЧН-12/14

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз літератури за темою дослідження; тепловий розрахунок двигуна 6ЧН-12/14 на номінальному та дослідницьких режимах; динамічний розрахунок двигуна 6ЧН-12/14 на номінальному та дослідницьких режимах; дослідження впливу частоти обертання двигуна на запас міцності поршня; розрахунок економічної ефективності дослідження; розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) повздовжній та поперечний перерізи двигуна, презентація до захисту

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Кубіч В.І., к.т.н., доцент		
7	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
8	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., професор		
в/контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2020	
2	Аналітичний огляд літератури	15.09.2020	
3	Методи досліджень та устаткування	20.10.2020	
4	Тепловий розрахунок двигуна	05.10.2020	
5	Динамічний розрахунок двигуна	15.10.2020	
6	Розрахунок поршня на міцність	20.10.2020	
7	Дослідження впливу частоти обертання двигуна на запас міцності поршня	01.11.2020	
8	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	07.11.2020	
9	Економічне обґрунтування наукової роботи	15.11.2020	
10	Формування висновків з магістерської роботи	20.11.2020	
11	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	25.11.2020	
12	Розробка презентації та доповіді до захисту, виконання креслень	28.11.2020	
13	Подання роботи до захисту	01.12.2020	

Студент(ка)


(підпис)

Сухоруков С.Д.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Кубіч В.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 99 с., 17 табл., 19 рис., 3 дод., 30 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ДИЗЕЛЬ, МІЦНІСТЬ,
НАВАНТАЖЕННЯ, ПОРШЕНЬ, РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, СИЛА

Метою даної роботи є підвищення надійності 4-тактного дизельного ДВЗ на прикладі двигуна 6ЧН12/14.

Об'єкт дослідження – робочі процеси 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14.

Предмет дослідження – запас міцності поршня двигуна 6ЧН12/14.

Виконано тепловий і динамічний розрахунки двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі при частоті обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, визначено екстремуми сил та моментів, що діють в циліндропоршневій групі та кривошипно-шатунному механізмі. Похибка розрахунку складає 5,3...5,65 %.

Виконано розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, розраховано запас міцності найбільш вразливих місць: днища поршня ($n_{\sigma} = 1,91$), у перерізі х-х ($n_{\sigma} = 7,2$), верхньої кільцевої перемички поршня ($n_{\sigma} = 5,51$). Виконано розрахунок на міцність поршня на дослідницьких режимах $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$; $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$; $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$. Встановлено, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна запас міцності днища поршня критично зменшується. Гранично безпечні максимальні оберти двигуна $n = 1620 \text{ хв}^{-1}$.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Методи визначення напружень, що діють на поршні ДВЗ

1.2 Запас міцності деталей ДВЗ

1.3 Висновки за розділом

2 ОПИС ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна 6ЧН12/14

2.2 Методика теплового розрахунку ДВЗ

2.3 Методика динамічного розрахунку двигуна та розрахунку поршня
на міцність

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА 6ЧН-12/14 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Підготовка даних до теплового розрахунку

3.2 Обробка результатів теплового розрахунку

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА 6ЧН12/14 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ ДВИГУНА 6ЧН12/14 ПРИ $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

5.1 Вихідні дані

5.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

5.3 Розрахунок теплових зазорів

5.4 Визначення запасу міцності елементів поршня

6 ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА 6ЧН12/14 НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ПОРШНЯ

6.1 Розрахунок швидкісних режимів двигуна

- 6.2 Визначення температури і тиску робочого тіла, ефективних показників двигуна при різних частотах обертання
- 6.3 Визначення сил і моментів, діючих в циліндропоршневій групі двигуна при різних частотах обертання
- 6.4 Перевірочні розрахунки поршня двигуна на міцність при збільшенні частоти обертання

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

- 7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи
 - 7.1.1 Визначення витрат на матеріали
 - 7.1.2 Розрахунок вартості палива й енергії
 - 7.1.3 Розрахунок амортизації універсального устаткування
 - 7.1.4 Розрахунок заробітної плати
 - 7.1.5 Внески на соціальні заходи
 - 7.1.6 Накладні витрати
- 7.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи
- 7.3 Висновки до розділу

8 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

- 8.1 Аналіз потенційних небезпек
- 8.2 Заходи по забезпеченню технічної безпеки
- 8.3 Заходи до забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці
- 8.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки
- 8.5 Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТОК А

ДОДАТОК Б

ДОДАТОК В

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

КДВЗ – комбінований двигун внутрішнього згорання;

КЕ – кінцеві елементи;

ККД, к.к.д. – коефіцієнт корисної дії;

ПКВ, п.к.в. – поворот колінчастого валу;

ТКР – турбокомпресор;

a – висота поршневого кільця, м;

D – діаметр циліндра, м;

d_k – діаметр поршня по дну канавок, м;

d_m – діаметр масляних каналів у поршні, м;

E – модуль пружності, Па;

F_p – площа поршня;

F_w – площа поверхні тепловіддачі, м²;

F_{x-x} – площа перетину $x-x$, м²;

G_t – година витрата палива, кг/год;

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

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

H – висота поршня, м;

H_{u_t} – теоретична теплота згорання (при повному згорянні палива),

Дж/кг;

H_u – дійсна теплота згорання палива, Дж/кг;

h_p – товщина верхньої кільцевої перемички, м;

$h_{ю}$ – висота юбки поршня, м;

k – показник адіабати;

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

$M_{из}$ – згинаючий момент, Н·м;

- m_1 – показник згоряння;
 N_e – ефективна потужність, кВт;
 n_m – число масляних каналів у поршні;
 n_σ – запас міцності за границею усталості;
 P_j – сила інерції зворотно поступально рухомих мас, Н;
 p_e – середній ефективного тиск, Па;
 p_i – середній індикаторний тиск, Па;
 p_k – тиск наддуву, Па;
 p_o – атмосферний тиск, Па;
 p_{zmax} – максимальний тиск згоряння, Па;
 r_i – внутрішній радіус днища, м;
 r_k – радіус кривошипа;
 q – питоме теплове навантаження, Вт/м²;
 R – газова стала для робочого тіла;
 s – товщина стінки головки поршня, м;
 T – абсолютна температура робочого тіла, К;
 T_k – температура атмосферного повітря (на впуску), К;
 T_w – температура стінки, К;
 t – радіальна товщина компресійного кільця, м;
 V_c – об'єм камери стиснення, м³;
 $W_{из}$ – момент опору вигину плоского днища, м³;
 α – коефіцієнт надлишку повітря;
 $\alpha_{ц}, \alpha_{п}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня, К⁻¹;
 $\Delta_r', \Delta_{ю}'$ – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня, м;
 $\Delta m_{вц}$ – циклова подача повітря, кг/цикл;
 $\Delta m_{тц}$ – циклова подача палива, кг/цикл;
 Δt – радіальний зазор кільця в канавці поршня, м;
 δ – товщина днища поршня, м;

η_e – ефективний ККД;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

σ_a – амплітуда напруження, Па;

σ_m – середнє напруження, Па;

σ_b – границя короткочасної міцності, Па;

σ_p – напруження розриву, Па;

$\sigma_{из}$ – напруження вигину, Па;

$\sigma_{теп}$ – теплові напруження, Па;

σ_{Σ} – сумарне напруження, Па;

φ – кут повороту кривошипа;

φ_c і φ_z – кути повороту кривошипа, що відповідають початку процесу згоряння і його кінцю;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа;

$\omega_{x.x.max}$ – максимальна частота обертання колінчастого валу, рад/с.

ВСТУП

Перед сучасним двигунобудуванням стоїть задача створення високоефективних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які будуть надійні та безвідмовні в процесі експлуатації. Рішення цієї задачі можливо тільки за умови забезпечення високої роботоздатості усіх деталей, особливо найбільш навантажених. Дії значних теплових та механічних навантажень підлягає поршень, особливістю роботи якого є нестационарність теплового і силового напруження.

Одним з найпростіших способів форсування ДВЗ є збільшення частоти обертання. При цьому покращуються його показники, проте збільшуються навантаження на деталі, зокрема на поршень. Отже, визначення запасу міцності поршнів при зміні частоти обертання двигуна сприяє підвищенню надійності 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14 та має важливе практичне значення для різних галузей промисловості і транспорту України.

Об'єкт дослідження – робочі процеси 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14.

Предмет дослідження – запас міцності поршня двигуна 6ЧН12/14.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є підвищення надійності 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14.

Для досягнення мети вирішено ряд завдань:

- визначити особливості конструкції та робочих процесів двигуна 6ЧН12/14;
- виконати тепловий розрахунок двигуна 6ЧН12/14 на номінальному та дослідницьких режимах;
- виконати динамічний розрахунок двигуна 6ЧН12/14 на номінальному

та дослідницьких режимах;

– виконати розрахунок міцності поршня двигуна 6ЧН12/14 на різних швидкісних режимах;

– визначити запас міцності елементів поршня;

– зробити висновки та рекомендації щодо підвищення надійності та можливості форсування 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14;

– розрахунок економічного ефекту магістерської роботи.

– розробити заходи охорони праці при виконанні магістерської роботи.

Методи дослідження: використані методи аналізу наукової літератури та теоретичного узагальнення, розрахунковий, методи статистичного аналізу, синтезу, спостереження, метод проектної розробки.

Наукова новизну роботи:

– визначено вплив частоти обертання колінчастого валу на запас міцності поршня двигуна 6ЧН12/14.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– результати досліджень можуть бути використані при форсуванні 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН12/14 з метою покращення його ефективних показників та надійності.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

Поршень – деталь ДВЗ, яка підвергається значним тепловим та циклічним знакоперемінним механічним навантаженням. В розділі наведено результати аналізу наукових публікацій щодо міцності поршня при різних умовах роботи ДВЗ.

Для виготовлення поршнів ДВЗ використовується чавуни та алюмінієві сплави. Останні мають чимало переваг: низька маса, достатньо висока міцність, невисока вартість. Однак у таких деталях є суттєвий недолік – низька теплостійкість поверхнею. Цей дефект проявляється у вигляді прогарів на днищі поршня, що веде за собою несправність всього двигуна [1].

1.1 Методи визначення напружень, що діють на поршні ДВЗ

В роботі [2] наведено результати досліджень терморегулювання, проектування геометричної форми поршня і прогнозування вібраційних характеристик пари «поршень–циліндр» при одночасному врахуванні руху поршня. Задачу дослідження термомеханічного стану поршня при функціонуванні ДВЗ на різних режимах, в тому числі несталих, перехідних, вирішено за допомогою спеціалізованого пакету програм COSMOS M. Для цього розроблено сіткову модель поршня з трьохвузловими елементами, що забезпечує достатню для практичних розрахунків точність. Розрахунки виконано для поршнів двигуна ТМЗ 450Д і ЗИЛ 4104. Порівняння розрахованих та експериментальних значень має розбіжність не більше 5 %.

В роботі [1] представлено результати розробки методики 3D-численного термогазодинамічного моделювання процесу нестационарного нагріву поршня

ДВЗ в САЕ-системі ANSYS CFX. Для розробки методики моделювання і перевірки її роботоздатності було проведено фізичні експерименти на спеціально виготовленому безмоторному стенді, в якому були виміряні температури поршня і газодинамічні параметри обдуваного повітрям поршня. В результаті порівняння результатів 3D-моделювання з даними фізичного експерименту було встановлено, що розроблена методика моделювання показує якісне і кількісне співпадіння з результатами безмоторних випробувань. Максимальна відносна похибка моделювання не перевищує 3 %. Комп'ютерний розрахунок виконувався протягом 280 годин на 16-ядерному комп'ютері з тактовою частотою 2,67 ГГц і об'ємом оперативної пам'яті 96 Гб.

В роботі [3] представлено розрахунковий аналіз полів температур, напружень і деформацій поршня швидкохідного дизеля 4ЧН12/14 з камерою згорання типу ЦНИДИ. Поставлена задача вирішується в трьохмірній стаціонарній постановці з використанням вузлової моделі комплексу поршня. Програмний комплекс, заснований на методі кінцевих елементів. Для дискретизації розрахункової моделі на кінцеві елементи (КЕ) використано КЕ у вигляді 5-вузлових пірамід. Кінцевоелементна модель поршня включає 131688 КЕ та 33286 вузлових точок. Вузлова модель включає в себе поршень, поршневий палець і поршневу головку шатуна.

Максимальна розрахункова температура поршня зареєстрована в області кромки камери згорання в поршні і досягає 340 °С. Температурні градієнти визивають значні термопружні напруження в області кромки камери згорання в поршні, які сягають до 50 МПа [3].

В роботах [4, 5] проведено розрахунок на міцність поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму 6-циліндрового 4-тактного ДВЗ Mercedes-Benz M115 за допомогою САД/САЕ-систем. При розрахунку задано постійний розподіл газової сили по поверхні поршня і розподіл температури по висоті поршня у вигляді ступеневої залежності. На рисунку 1.1 показано сіткову модель поршневої групи, на рисунку 1.2 – розподіл температури та напружень в поршні.

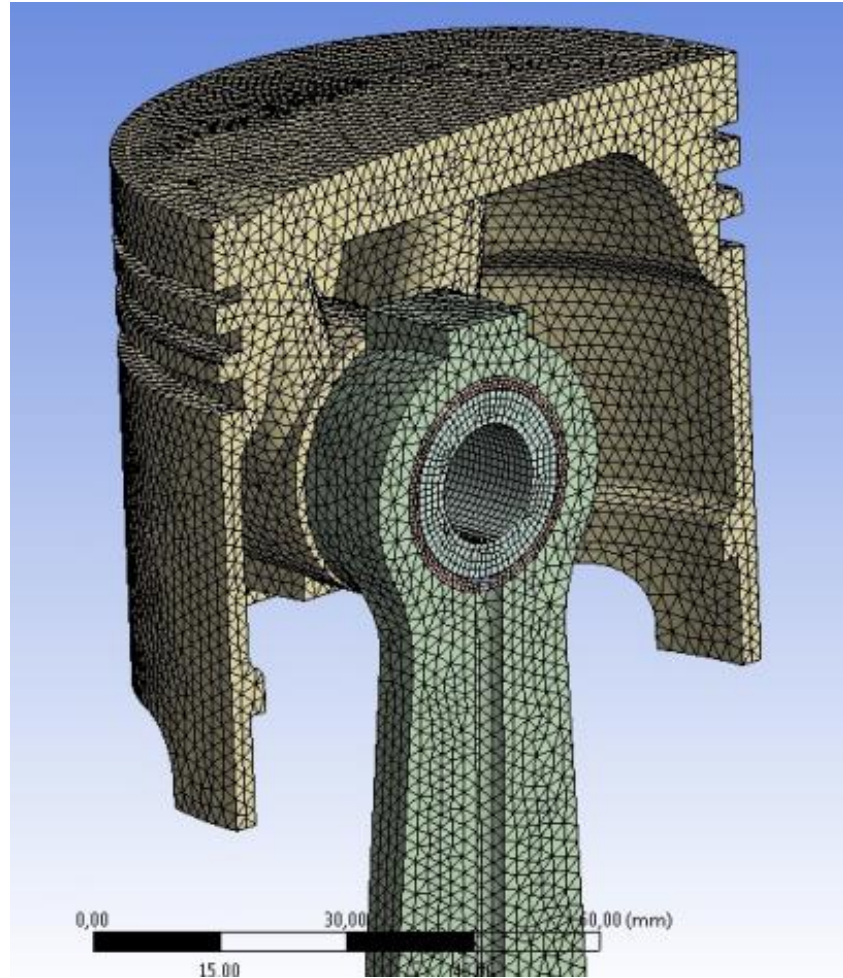
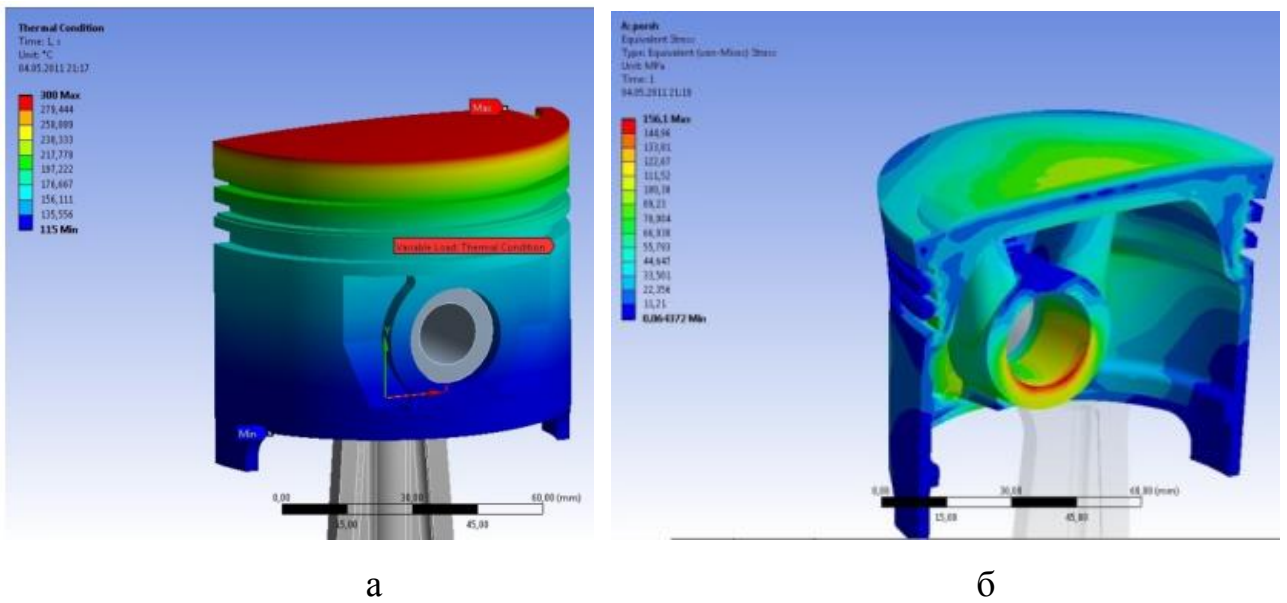


Рисунок 1.1 – Сіткова модель поршня ДВЗ [4]



а

б

Рисунок 1.2 – Розподіл температури по тілу поршня (а) поля напружень в поршні (б)

В роботах [6, 7] на прикладі поршня двигуна MeM3-2457 виконано розрахункове дослідження і розглянуто особливості температурного стану тонкостінного поршня бензинового ДВЗ на стаціонарному режимі і в перехідному процесі. Встановлено рівень значень термопружних напружень і на цій основі оцінена ресурсна міцність тонкостінного поршня у порівнянні з масивним поршнем дизеля. Авторами визначено, що прогрів тонкостінного поршня здійснюється в 9–12 разів швидше, ніж масивного дизельного. Цей факт визначає меншу теплову завантаженість тонкостінної конструкції в перехідному процесі двигуна і більш високу її ресурсну міцність.

1.2 Запас міцності деталей ДВЗ

В начально-методичних роботах, присвячених конструюванню та розрахунку двигунів [8, 9] наведено мінімально необхідні запаси міцності деталей ДВЗ:

- шпильки головки блоку циліндрів: по запасу міцності 2,5...4,0, по границі текучості 1,5...2,5;
- головка шатун – 2,5...5;
- стержень шатуна 2...2,5;
- шатунний болт – не нижче 2;

В роботах [8, 9] не наведено величин запасу міцності поршня та поршневих кілець, проте викладено значення допустимих напружень та методику щодо їх визначення.

В роботі [10] наведено запаси міцності деталей ДВЗ:

- колінчасті вали – для високооберткових двигунів – 1,5...3, для середньо- та низькооберткових – 2...6;
- головка шатуна – не нижче 3,0;
- поршневий палець – не нижче 2,0;

– днище поршня – 1,8...2,5.

В роботах [4, 5] наведено розрахункові дані щодо запасу міцності бензинового двигуна Mercedes-Benz M115 для легкового автомобіля на різних режимах роботи:

- поршень – 1,88...2,16;
- поршневий палець – 1,67...3,4
- втулка шатуна – 2...2,2;
- шатун – 1,8...2,9;
- вкладиш (підшипник ковзання) – 2,7...4,5;
- колінчастий вал – 8,5...12,1.

В роботі [11] міцність поршня пропонується оцінювати за допомогою безрозмірного параметру q_p , який враховує теплове навантаження поршня в залежності від параметрів робочого процесу і режиму роботи двигуна:

$$q_p = b \cdot c_m^{0,5} \cdot \left[\frac{D}{\eta_v \cdot p_k} \right]^{0,38} \cdot \left[p_e g_e \frac{T_k}{T_o} \right]^{0,88}, \quad (1.1)$$

де b – коефіцієнт, що дорівнює $b = 4,24$ для 4-тактних ДВЗ і $b = 7,53$ для 2-тактних ДВЗ з нерозділеними камерами згорання; $b = 4,7$ для 4-тактних ДВЗ і $b = 8,32...8,5$ для 2-тактних ДВЗ з розділеними камерами згорання;

D – діаметр циліндра, м;

p_e – середній ефективний тиск, МПа;

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

p_k , T_k – тиск, МПа, і температура, К, повітря перед впускними органами двигуна;

c_m – середня швидкість поршня, м/с;

$T_o = 293$ К;

η_v – коефіцієнт наповнення.

Для різних конструкцій поршнів встановлено граничні значення $q_p = 4...10$, де менші значення характерні для неохолоджуваних поршнів, більші

– для охолоджуваних.

До недоліку цієї методики варто віднести те, що вона не враховує механічні напруження.

1.3 Висновки за розділом

Методи аналізу міцності поршнем ДВЗ базуються на результатах розрахунку температурного та напружено-деформованого стану [6, 7].

В частині з розглянутих робіт [2–5] проведено дослідження міцності поршня та деталей поршневої групи з використанням комп'ютерних розрахунків з використанням методу кінцевих елементів. Цей метод дослідження є досить точним (у порівнянні з експериментальними результатами різниця складає менше 5 %), проте вимагає великих витрат часу на створення 3-D моделі, укладання сітки кінцевих елементів та безпосередньо комп'ютерний розрахунок, який потребує значних потужностей обчислювальної техніки. Проте головний недолік методу полягає в тому, що розрахунки проводяться на одному стаціонарному режимі роботи двигуна.

В роботі [6] напруження поршня визначалися під час нестационарного процесу прогріву поршня до робочої температури. В роботі [1] розрахунки міцності поршня проводились в нестационарному режимі, проте час комп'ютерних обчислень (280 годин) робить методику мало придатною для застосування у дослідницьких цілях. Використання методу кінцевих елементів є найбільш надійним і водночас найбільш ресурсоємним.

З аналізу літературних джерел [4, 5, 10] визначено мінімальний запас міцності поршня – 1,8.

2 ОПИС ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна 6ЧН-12/14

Двигуни родини 6ЧН-12/14 (рис. 2.1, 2.2) випускаються у різних виконаннях та використовуються для приводу електрогенераторів постійного чи перемінного струму в стаціонарних або рухомих (судових) установках, насосів, компресорів, вентиляторів, лебідок, шпалопідбивних машин, в якості головного судового двигуна, приводу залізнодорожних машин. Тип двигуна: дизельний, 6-циліндровий, з рядним розташуванням циліндрів, нереверсивний, чотиритактний з запалюванням від стиснення, безпосереднім впорскуванням палива, рідинним охолодженням. Існують атмосферні версії двигуна, а також більш потужні моделі з газотурбінним наддувом [12].

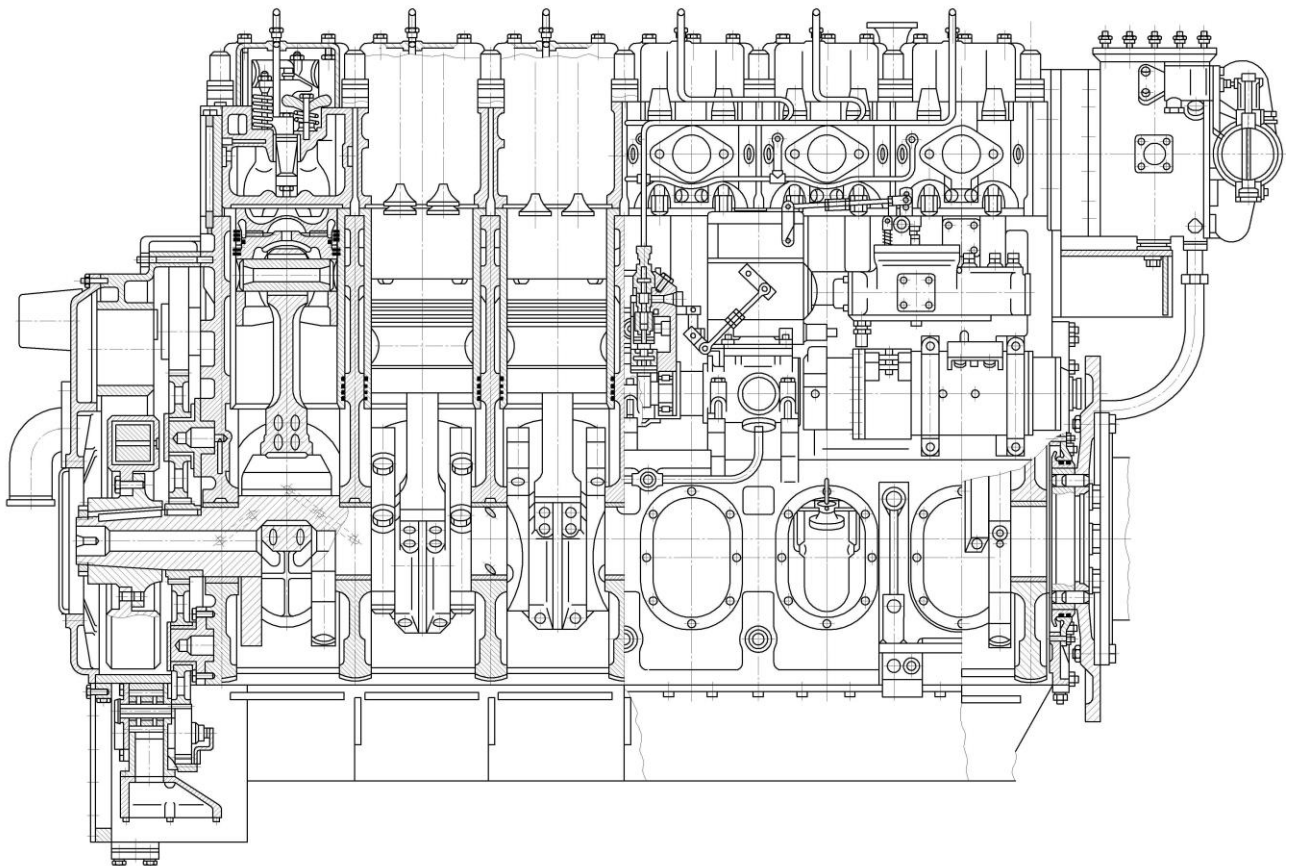


Рисунок 2.1 – Дизельний двигун 6ЧН12/14

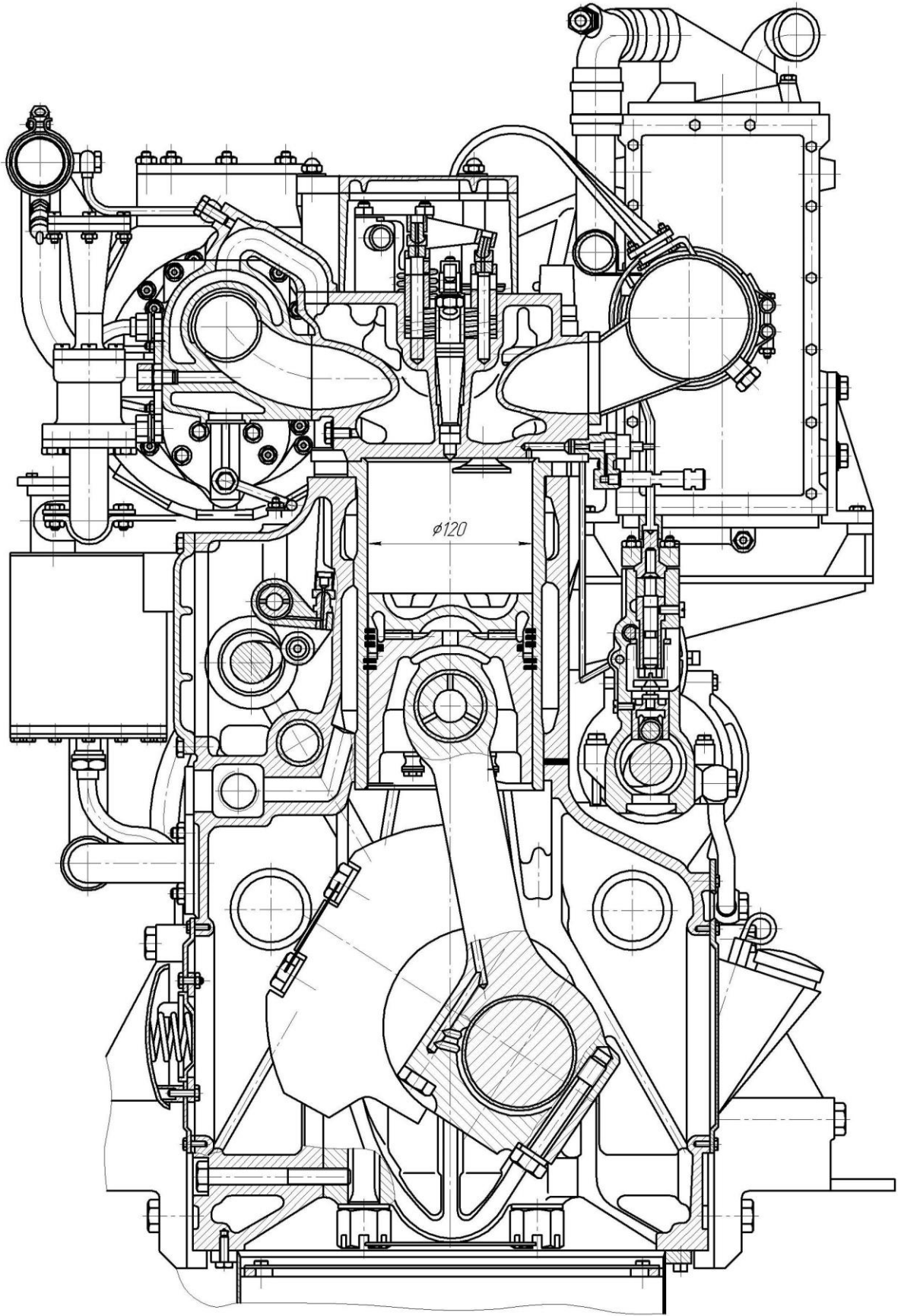


Рисунок 2.2 – Дизельний двигун 6ЧН12/14 – поперечний розріз

Двигуни 6ЧН12/14 мають багато модифікацій та виконань, для яких технічні характеристики можуть відрізнятися. В магістерській роботі розглядається двигун К-164МЗ, характеристики якого наведено в таблиці 2.1. Дизель К-164 є базовою моделлю уніфікованих дизелів з наддувом 6ЧН12/14 потужністю 84,5...132 кВт (115...180 к. с.) і призначений для приводу генераторів постійного і змінного струму в суднових умовах. На дизелі застосований турбокомпресор. Повітря, що нагнітається, охолоджується водою в холодильнику. Дизель має повітряну і електричну системи пуску і автоматизований по першого ступеня. На ньому встановлено реле частоти обертання, пристрій аварійної зупинки, комбіноване реле КРД-4 і електричний обігрівач масла. На дизелі може бути встановлений очисник повітря або шумоглушник на всмоктуванні [12]. Технічну характеристику дизельного двигуна К-164МЗ наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика дизельного двигуна К-164МЗ [13,14]

Найменування параметра	Значення
1	2
Тип	чотиритактний дизельний з наддувом
Число і розташування циліндрів	6, рядний
Потужність номінальна, кВт	100
Потужність максимальна протягом 1 години, кВт	121
Частота обертання номінальна, хв ⁻¹	1500
Частота обертання мінімальна стійка, хв ⁻¹	800
Ступінь автоматизації за ГОСТ 14228-80	1
Середній ефективний тиск, кПа	928
Середня швидкість поршня, м/с	7
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4

Продовження таблиці 2.1

1	2
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	140
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/(кВт·год)	228
Фази газорозподілу, °ПКВ	
– відкриття впускного клапану до ВМТ	45 ⁺⁸
– закриття впускного клапану після ВМТ	45 ⁺⁸
– відкриття випускного клапану до ВМТ	45 ⁺⁸
– відкриття випускного клапану до ВМТ	45 ⁺⁸
Кут випередження подачі палива до ВМТ	17...20
Спосіб сумішоутворення	вихрекамерний
Призначений ресурс, тис. годин:	
– до переборки	6
– до капітального ремонту	16
Питома витрата масла на угар, г/(кВт·год)	1,64
Система пуску	Електростартером та стисненим повітрям
Паливо	дизельне паливо
Масло	М-10В2, М-10В2С
Маса суха, кг	1250
Технічні умови	ТУ 24-6-6710-76

Блок циліндрів литий чавунний, має шість вставних втулок циліндрів, відлитих із спеціального чавуну з підвищеною твердістю робочих поверхонь. Зовнішні поверхні втулок, які омиваються водою, хромовані. До нижньої частини блоку кріпиться піддон, який служить резервуаром для мастила.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну (на два циліндра одна кришка). Кожна кришка кріпиться до блоку циліндрів шістьма силовими шпильками. Стик

кришки з блоком циліндрів ущільнюється залізоасбестовою прокладкою, окантованої білою жерстю. У кришці для кожного циліндра розміщені впускний і випускний клапани і форсунка. На дизелях з системою пуску стисненим повітрям в кришці встановлені також і пускові клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву. Поршневі кільця виготовляються зі спеціального чавуну, верхнє компресійне кільце хромоване.

Шатуни сталеві штамповані, двотаврового перетину, з прямим роз'ємом кривошипної головки. Для змащення поршневого пальця в стрижні шатуна просвердлений осьовий отвір.

Колінчастий вал цілісний штампований зі сталі. Шейки валу загартовані струмами високої частоти.

Вкладиші шатуна і колінчастого вала - біметалеві, взаємозамінні.

Газорозподільні клапани приводяться через штовхачі, штанги і коромисла від розподільного вала, розміщеного в блоці циліндрів.

Регулятор Р-11М забезпечує різницю частоти обертання при холостому ході і при номінальному навантаженні в межах $30 \pm 5 \text{ хв}^{-1}$. Коливання (нерівномірність) частоти обертання на будь-якому сталому режимі знаходиться в межах $\pm 8 \text{ хв}^{-1}$. Регулятор допускає зміну нахилу характеристики без зупинки дизеля. При раптовій зміні навантаження від повної до холостого ходу (або навпаки) частота обертання дизеля змінюється не більше ніж на 6 % (90 хв^{-1}) по відношенню до частоти обертання попереднього режиму.

На кожусі маховика розміщено валоповоротний пристрій. Відбір основної потужності від дизеля здійснюється з боку маховика за допомогою еластичної муфти з гумовими елементами - амортизаторами.

Муфта відбору потужності з переднього торця дизеля призначена для приводу судових механізмів.

Муфтою зчеплення обладнано дизелі, призначені для приводу водометних рушіїв судів, різного виду насосів і інших механізмів. Для з наддувом муфти зчеплення випускають з обертовим моментом $690 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Паливна система дизеля складається з фільтра грубої очистки палива,

підкачуючого насосу, фільтра тонкого очищення, паливного насоса з регулятором, форсунок, трубопроводів високого та низького тиску, трубопроводу зливу палива з насоса, форсунок і трубопроводу зливу палива в бак.

Система змащення циркуляційна, під тиском, з «мокрим» картером. Головними елементами системи є: масляний насос, фільтр-холодильник, центрифуга, мастилопроводи, маслосбірник (піддон дизеля) і контрольні прилади - манометр і термометр. На дизелі встановлюється масляний насос для прокачування дизеля маслом перед пуском. На дизелях з водоповітряною системою охолодження замість фільтра-холодильника встановлюється масляний фільтр, для охолодження масла служить масляний радіатор.

Дизелі в судновому виконанні обладнуються двухконтурною водоводяною системою охолодження, що складається з замкнутого контуру прісної води і незамкнутого контуру забірної води. Дизелі стаціонарного і транспортного виконання обладнуються водоповітряною системою охолодження з радіатором.

Пуск дизелів здійснюється електростартером. Перед пуском проводиться прокачування дизеля маслом. Система електричного пуску дизеля складається зі стартера, акумуляторних батарей, підігрівача повітря, кнопки включення стартера, кнопки прокачування.

Система електричного пуску дизеля К-164 двухпроводна. Робоча напруга 24 В. Електрообладнання дизелів екрановано для захисту від перешкод радіотрансляції. Система електрообладнання дизеля допускає живлення сторонніх споживачів електричного струму потужністю не більше 0,5 кВт при працюючому зарядному генераторі.

Прилади контролю розміщені на щиті приладів, встановленому на кожусі маховика: термометри для контролю температури охолоджуючої рідини і масла; манометри для контролю тиску масла в системі змащення і забортної води; вольтамперметр для контролю напруги і сили струму в ланцюгах заряду акумуляторних батарей; вимірювач тахометра (датчик встановлений на приводі

паливного насоса), вимикач шунтової обмотки зарядного генератора.

2.2 Методика теплового розрахунку ДВЗ

Основну складність у вирішенні задачі дослідження впливу частоти обертання на міцність поршня дизельного двигуна 6ЧН12/14 представляє тепловий розрахунок двигуна, у зв'язку з тим, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість чинників [15]. Для розрахунків використовуємо фізико-математичну модель другого рівня другої модифікації [16].

Модель теплового розрахунку другого рівня розроблена на основі диференціальних балансових рівнянь (розглядається баланс маси і баланс енергії), до яких додані кінематичні рівняння, а також рівняння стану робочого тіла і його складу. Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Перше кінематичне рівняння в диференціальній формі:

$$dV = F_{\Pi} r_{\kappa} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{\kappa}}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (2.1)$$

Зміна маси робочого тіла складає:

$$dm = \Delta m_{TЦ} \cdot dx, \quad (2.2)$$

де $\Delta m_{TЦ}$ – циклова масова подача палива;

dx – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту часу.

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складене на основі першого закону термодинаміки для закритої нетеплоізоляованої системи і має вигляд:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k - 1) \frac{dV}{V} T, \quad (2.3)$$

де T – абсолютна температура робочого тіла;

c_v – питома теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;

dQ_c – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння;

dQ_w – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);

k – показник адіабати робочого тіла.

Система основних рівнянь замикається за допомогою рівняння стану робочого тіла

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (2.4)$$

Система рівнянь (2.1), (2.2), (2.3) і (2.4) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned}
 dV &= F_{\pi} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\
 dm &= \Delta m_{\tau u} \cdot dx; \\
 dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\
 \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}.
 \end{aligned} \right\} (2.5)$$

Система (2.5) вирішується чисельними методами із застосуванням комп'ютера. Кінцевою метою рішення системи є функції $V(\varphi)$; $m(\varphi)$; $T(\varphi)$; $p(\varphi)$. Систему рівнянь (2.5) чисельно вирішують модифікованим методом Ейлера, використовується програма DVS2 або Engine Calculation.

Іншою важливою метою теплового розрахунку є визначення циклових енергетичних показників, а саме:

- індикаторна робота циклу;
- середній індикаторний тиск;
- індикаторний к.к.д.;
- питома індикаторна витрата палива.

2.3 Методика динамічного розрахунку двигуна та розрахунку поршня на міцність

Динамічний розрахунок виконують з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також моменту на вихідному валу двигуна за методикою [15]. Діючі сили і момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 2.3).

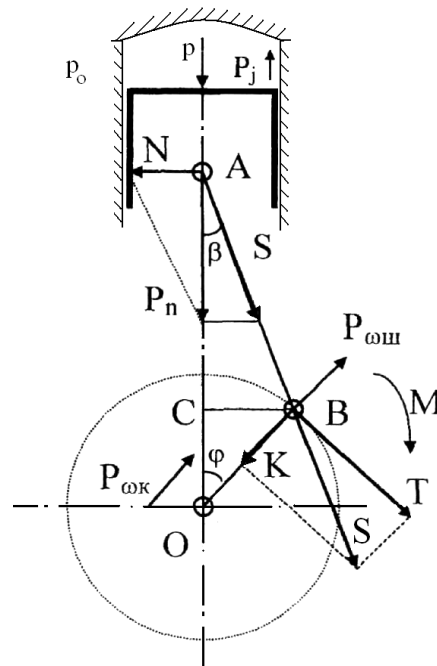


Рисунок 2.3 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному [15]

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_p - m_A r_k \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (2.6)$$

де m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А.

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (2.7)$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin \varphi)$.

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P_n}{\cos \beta}. \quad (2.8)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (2.9)$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (2.10)$$

Крутний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k = P_n \cdot r_k \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (2.11)$$

Отримавши значення сил та моментів, що діють в двигуні, можна виконати розрахунок поршня на міцність за методикою [8]. Проведення варіативних розрахунків зі зміною частоти обертання колінчастого вала двигуна 6ЧН12/14 дозволяє визначити її вплив на запас міцності поршня.

З ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА 6ЧН-12/14 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Підготовка даних до теплового розрахунку

Початкові дані для теплового розрахунку двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі наведено в таблиці 2.1. Тепловий розрахунок виконуємо за методикою, описаною у розділі 2.2.

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

Вид розрахунку: номінальний.

Тип двигуна – дизельний.

1. Теплота згорання палива $H_{\text{чт}} = 42,5$ МДж/кг.

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними [15]. Для дизельних ДВЗ $m_1 = -0,3...+0,7$. Приймаємо $m_1 = 0$.

3. Кількість циліндрів: 5.

4. Компоновка циліндрів: рядний.

5. Діаметр циліндра $D = 0.12$ м.

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

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0.12^2 = 0,0113 \text{ м}^2. \quad (3.1)$$

7. Радіус кривошипа $r_{\text{к}} = 0,07$ м.

$$r_{\text{к}} = \frac{S}{2} = \frac{0,14}{2} = 0,07 \text{ м}. \quad (3.2)$$

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [15]. За прототипом приймаємо $\lambda_k = 0,275$.

9. Площа теплообміну поршня $F_{п'}$ залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі $F_{п'} = F_{п}$. Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів чи камеру згорання, то $F_{п'} > F_{п}$. Для дизельних ДВЗ $F_{п'} = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$;

За прототипом приймаємо:

$$F_{п'} = 1,25 \cdot F_{п} = 1,25 \cdot 0,0113 = 0,01413 \text{ м}^2. \quad (3.3)$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$. Таким чином:

$$F_k = 1,05 \cdot F_{п} = 1,05 \cdot 0,0113 = 0,01187 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,12^2 \cdot 0,07 \cdot \frac{1}{15 - 1} = 0,113 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.5)$$

12. Двигун оснащено турбокомпресором, ступінь підвищення тиску в компресорі приймаємо $\pi_k = 1,7$, тоді тиск наддуву

$$p_k = p_o \cdot \pi_k = 101000 \cdot 1,7 = 171700 \text{ Па}. \quad (3.6)$$

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і

охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 361,5 \text{ К}, \quad (3.7)$$

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

$\eta_{\text{к ад}} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора. Приймаємо $\eta_{\text{к ад}} = 0,7$.

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:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 293 + 0,65(361,5 - 293) = 337,5 \text{ К}, \quad (3.8)$$

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 дизельних ДВЗ залежить від кута випередження впорскування $\Delta\varphi_{\text{оп}}$ і періоду затримки займання палива $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{\text{оп}} + \Delta\varphi_i = 360 - 20 + 10 = 350^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.9)$$

де $\Delta\varphi_{\text{оп}}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання (див. табл. 2.1);

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c, T_c) [15].

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{\text{сг}}$,

яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{cr} = 350 + 90 = 440^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.10)$$

де $\Delta\varphi_{cr} = 60\dots 100^\circ$ – для дизельних ДВЗ.

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 157 \text{ с}^{-1}. \quad (3.11)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,8$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0015826 \cdot 1,772 \cdot 0,815 = 0,002285 \text{ кг/цикл}, \quad (3.12)$$

де робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} 0,14 = 0,0015826 \text{ м}^3, \quad (3.13)$$

щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{171700}{287 \cdot 337,5} = 1,772 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.14)$$

коефіцієнт наповнення

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

$$\eta_v = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{171700 - 17170}{171700} \cdot \frac{337,5}{337,5 + 30 + 0,04 \cdot 800} = 0,815.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 171700 = 17170$ Па – втрата тиску на впуску;

ΔT – підігрів заряду на впуску, для дизельних ДВЗ $\Delta T = 20 \dots 40$ К;

γ – коефіцієнт залишкових газів, для дизельних ДВЗ $\gamma = 0,02 \dots 0,06$.

T_r – температура залишкових газів, для дизельних двигунів $T_r = 700 \dots 900$ К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,002285}{1,8 \cdot 14,45} = 0,00008785 \text{ кг/цикл.} \quad (3.16)$$

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:

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

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

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Приймаємо $T_w = 600$ К.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 171700 - 17170 = 154530 \text{ Па.} \quad (3.17)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,04} (337,5 + 30 + 0,04 \cdot 800) = 384,2 \text{ К.} \quad (3.18)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,04) \cdot 0,002285 = 0,002376 \text{ кг/цикл.} \quad (3.19)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{15}{15 - 1} \cdot 0,0015826 = 0,001696 \text{ м}^3. \quad (3.20)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, & (3.21) \\ 154530 \cdot 0,001696 &= 287 \cdot 0,002376 \cdot 384,2, \\ 350,98 &= 351,03. \end{aligned}$$

Похибка рівняння складає 0,04 %.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{\text{ш}}] \cdot F_n, & (3.22) \\ m_A &= [270 + 0,25 \cdot 300] \cdot 0,0113 = 3,9 \text{ кг,} \end{aligned}$$

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

Величини m'_n і $m'_{\text{ш}}$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН12/14 (К-164М3) до програми DVS2

№	Найменування величини	Численні величини		Позначення і одиниці виміру
		Номинальний режим		
I.	Код двигуна	1		У
II.	Вид розрахунку	1		–
III.	Тип двигуна			
	1. Теплота згорання палива	42500000		$H_{\text{ут}}$, Дж/кг
	2. Показник процесу згорання	0		m_1
IV.	Конструктивні дані			
	3. Кількість циліндрів	6		i
	4. Рядний (1); V-подібний (0)	1		–
	5. Діаметр циліндра	0.12		D , м
	6. Площа поршня	0,0113		$F_{\text{п}}$, м ²
	7. Радіус кривошипа	0.07		$r_{\text{к}}$, м
	8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0.275		$\lambda_{\text{к}}$
	9. Площа теплообміну поршня	0,01413		$F_{\text{п}}'$, м ²
	10. Площа теплообміну кришки	0,01187		$F_{\text{к}}$, м ²
	11. Об'єм камери стиснення	0,0001130		$V_{\text{с}}$, м ³
V.	Наддув			
	12. Тиск наддуву	171700		$p_{\text{к}}$, Па
	13. Температура повітря	337,5		$T_{\text{к}}$, К
VI.	Регульовальні дані			
	14. Кут початку згорання	350		$\varphi_{\text{с}}$, град.
	15. Кут кінця згорання	440		$\varphi_{\text{з}}$, град.
VII.	Режимні дані			
	16. Кутова швидкість валу	157		ω , рад/с
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	1,8		α
	18. Циклова подача палива	0,00008785		$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл
	19. Середня температура стінок	600		T_{w} , К
VIII.	Початкові умови			
	20. Тиск	154530		$p_{\text{а}}$, Па
	21. Температура	384,2		$T_{\text{а}}$, К
	22. Маса робочого тіла	0,002376		$m_{\text{а}}$, кг/цикл
	23. Об'єм робочої порожнини	0,001696		$V_{\text{а}}$, м ³
IX.	Дані до динамічного розрахунку			
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	3,9		$m_{\text{А}}$, кг
X.	Розрахунковий крок	1		$\Delta\varphi$, град.

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

Дані з таблиці 3.1 вносяться до комп'ютерної програми. Результати теплового і динамічного розрахунків отримано у вигляді протоколів (додаток А).

3.2 Обробка результатів теплового розрахунку

Протокол теплового розрахунку № 1 (див. додаток А) двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі 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 $\varphi = 180\dots540^\circ$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 1929,97$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,21995$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,5169$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1639$ кг/(кВт·год).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 6 \cdot 1929,97 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,72 = 104,22 \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

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

$$\text{Похибка складає } \frac{104,22 - 100}{100} = 4,2 \text{ \%}.$$

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1639 / 0,72 = 0,228 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.28)$$

Похибка складає 0 %.

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,21995 \cdot 0,72 = 0,878 \text{ МПа}. \quad (3.29)$$

Похибка складає 5,3 %.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5169 \cdot 0,72 = 0,372. \quad (3.30)$$

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму (див. рис. 3.1, рис. 3.2).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. З даних протоколу № 1 (додаток А) та з рисунків 3.1, 3.2 визначено величини максимального тиску $p_{\max} = 13,6 \text{ МПа}$ (при 360° п.к.в.) і максимальної температури $T_{\max} = 2448,9 \text{ К}$ (при 370° п.к.в.).

Проведені перевірки циклових і питомих показників вказують на те, що тепловий розрахунок виконано вірно. Отримані значення максимальної температури та тиску T_{\max} , p_{\max} відповідають літературним даним [15, табл. 2.6].

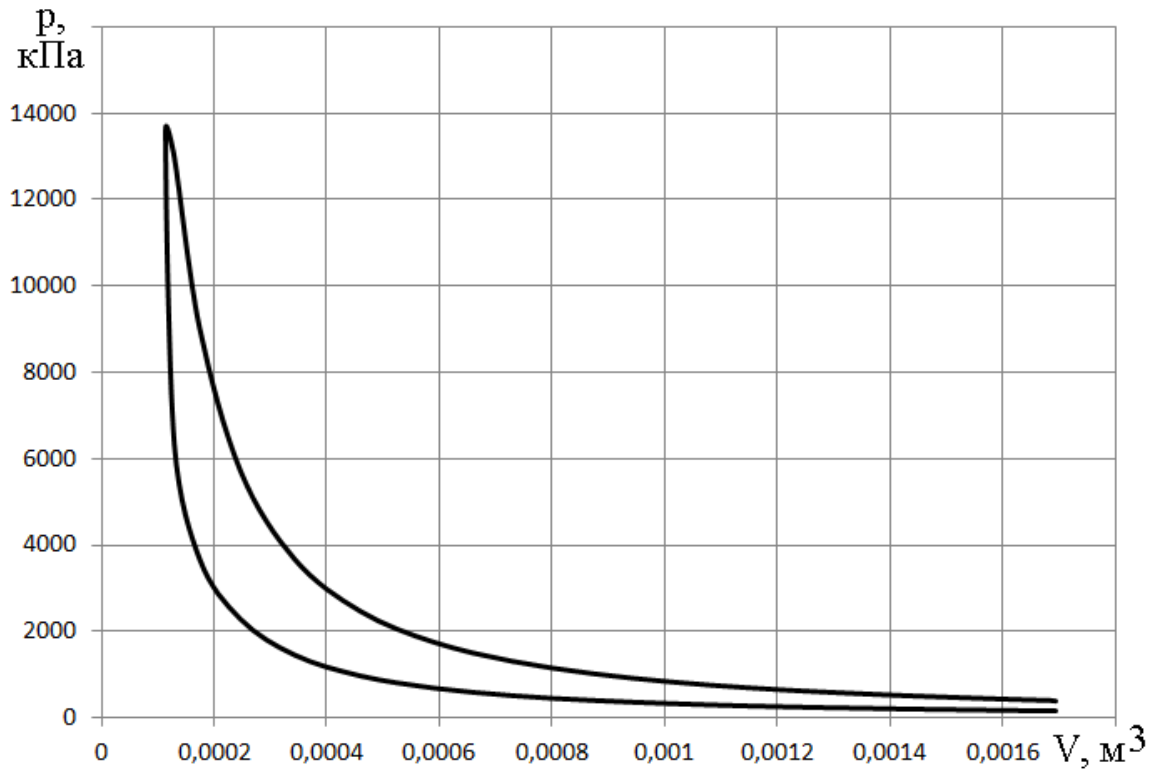


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску двигуна 6ЧН12/14 (К-164М3) на номінальному режимі

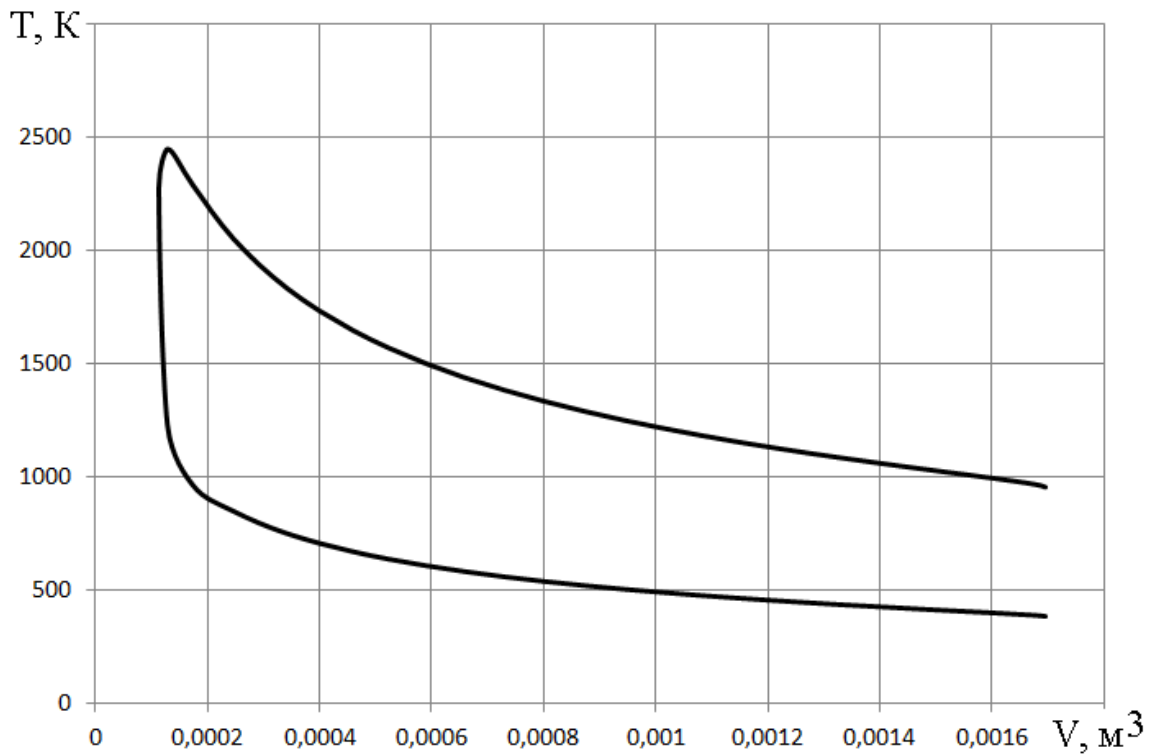


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма температури двигуна 6ЧН12/14 (К-164М3) на номінальному режимі

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА 6ЧН12/14 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН12/14 виконуємо з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму, а також визначення моменту на вихідному валу двигуна, згідно до протоколу № 1 (додаток Б). Діючі сили і момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 2.3):

- сила P_p , 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 .

Результати динамічного розрахунку проілюстровано графіками (див. рис. 4.1–4.3).

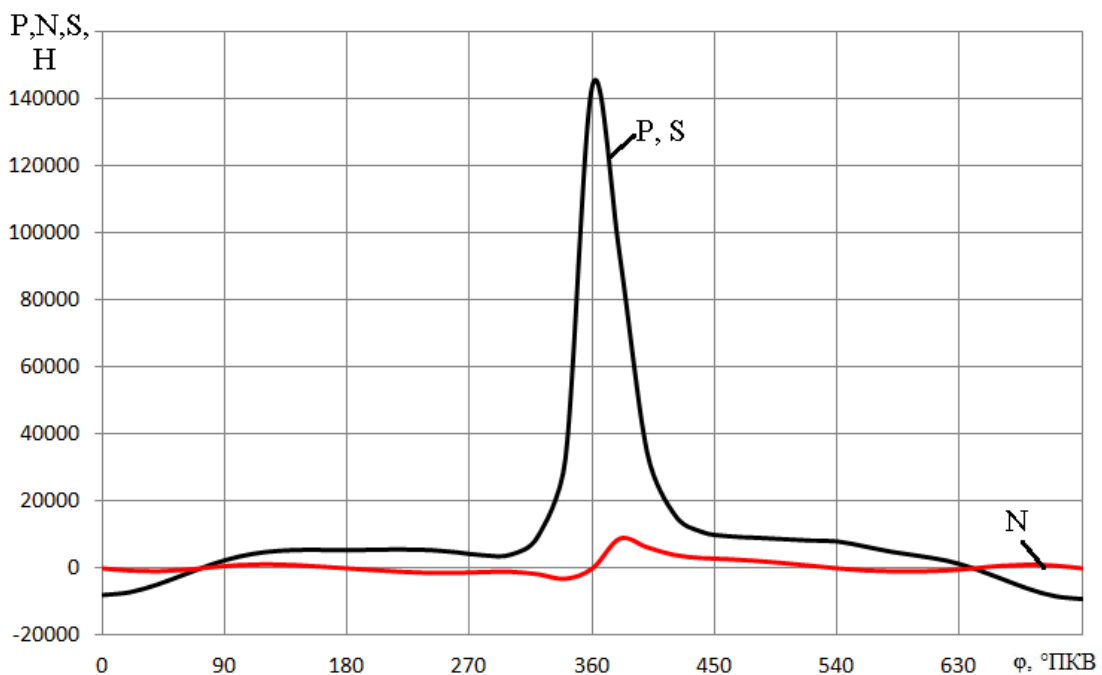


Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень і шатун двигуна 6ЧН12/14

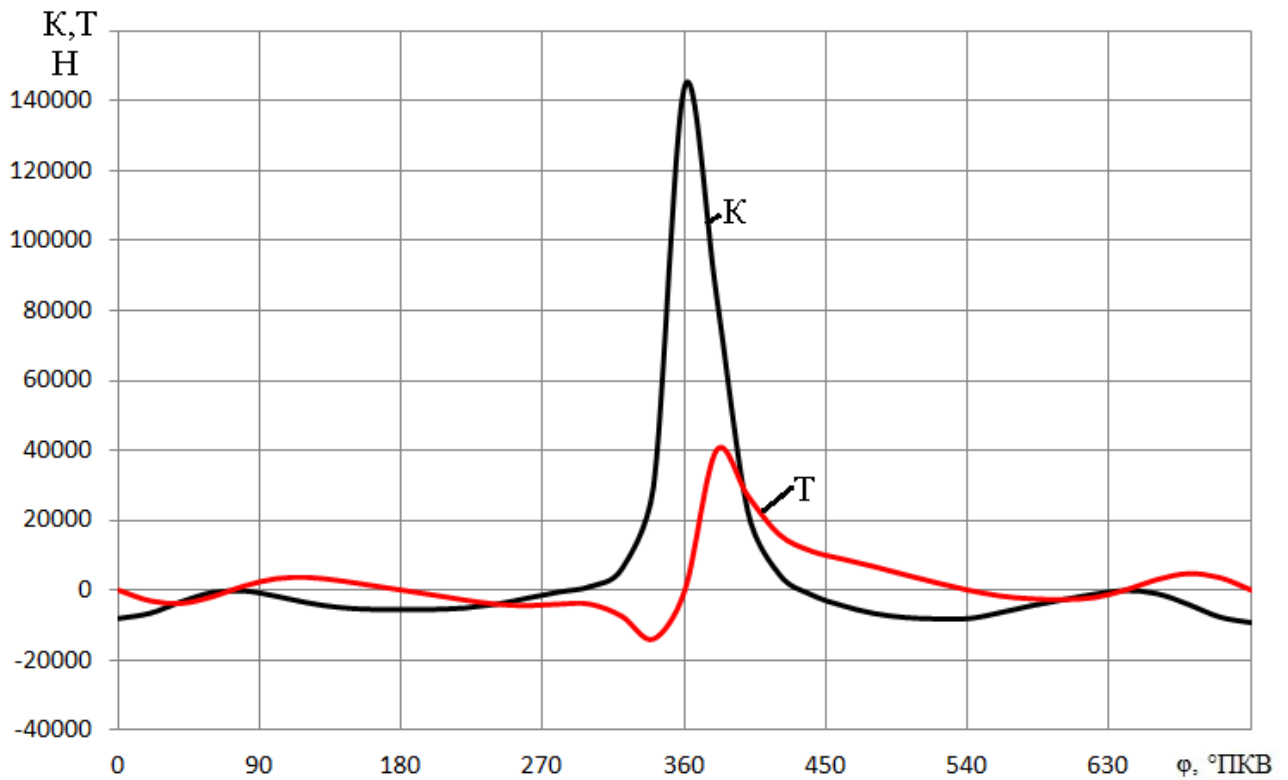


Рисунок 4.2 – Сили, що діють на кривошип двигуна 6ЧН12/14

З протоколу № 1 (додаток Б) та графіків на рисунках 4.1, 4.2 визначаємо максимальні значення сил, що діють в двигуні:

$$P_{\max} = 144249 \text{ Н};$$

$$N_{\max} = 8797,8 \text{ Н};$$

$$S_{\max} = 144249 \text{ Н};$$

$$T_{\max} = 40117,2 \text{ Н};$$

$$K_{\max} = 144249 \text{ Н}.$$

На рисунку 4.3 показано графік зміни індикаторного крутного моменту від одного циліндра двигуна 6ЧН12/14. Максимальне значення крутного моменту $M_{\text{кр}1} = 2808,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, середнє значення $M_{\text{кр}1 \text{ ср}} = 155,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

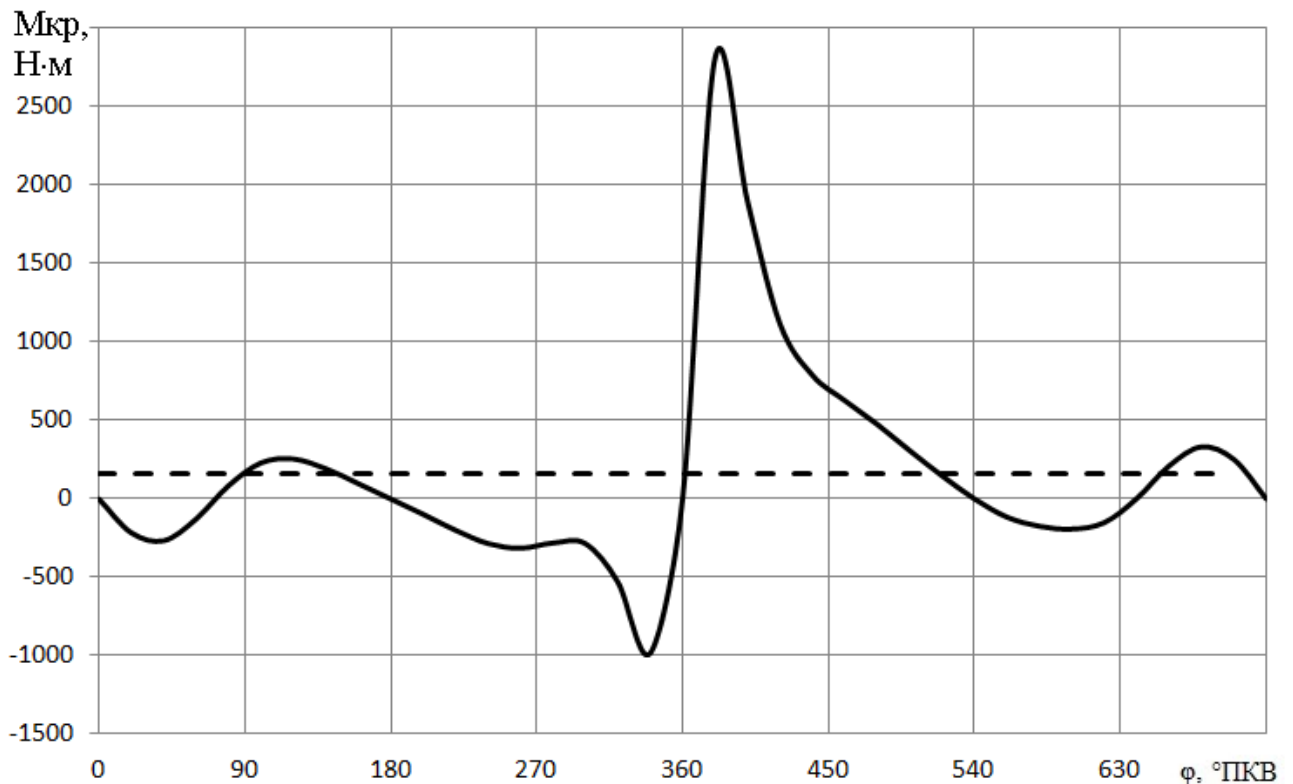


Рисунок 4.3 – Індикаторний крутний момент від одного циліндра двигуна
6ЧН12/14

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих крутних моментів (таблиця 4.1) і графік, що зображує вихідний крутний момент на валу двигуна (рисунок 4.4). 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 $\Delta\varphi_{кр}$, та кут розвалу блоків циліндрів γ в двигунах V-подібної конструкції.

У 6-циліндровому рядному двигуні 6ЧН12/14:

- порядок роботи циліндрів 1-5-3-6-2-4 (див. табл. 2.1).
- шатунні шийки розташовані під кутом 120° .

Таблиця 4.1 – Таблиця навігаючих крутних моментів, для двигуна БЧН12/14 на номінальному режимі, Н·м

φ, °ПКВ	Циліндр						Сумарний момент М _Σ
	1	2	3	4	5	6	
0	0,0	-284,4	475,4	254,5	-191,9	0,0	253,5
20	-215,3	-313,9	308,5	192,2	-151,1	2808,2	2628,6
40	-266,3	-281,0	147,3	97,6	2,2	1896,9	1596,8
60	-127,2	-284,4	0,0	0,0	210,4	1116,1	914,9
80	84,8	-529,3	-115,6	-97,9	332,0	788,5	462,5
100	229,9	-983,9	-174,0	-199,4	251,6	626,9	-249,0
120	254,5	0,0	-191,9	-284,4	0,0	475,4	253,5
140	192,2	2808,2	-151,1	-313,9	-215,3	308,5	2628,6
160	97,6	1896,9	2,2	-281,0	-266,3	147,3	1596,8
180	0,0	1116,1	210,4	-284,4	-127,2	0,0	914,9
200	-97,9	788,5	332,0	-529,3	84,8	-115,6	462,5
220	-199,4	626,9	251,6	-983,9	229,9	-174,0	-249,0
240	-284,4	475,4	0,0	0,0	254,5	-191,9	253,5
260	-313,9	308,5	-215,3	2808,2	192,2	-151,1	2628,6
280	-281,0	147,3	-266,3	1896,9	97,6	2,2	1596,8
300	-284,4	0,0	-127,2	1116,1	0,0	210,4	914,9
320	-529,3	-115,6	84,8	788,5	-97,9	332,0	462,5
340	-983,9	-174,0	229,9	626,9	-199,4	251,6	-249,0
360	0,0	-191,9	254,5	475,4	-284,4	0,0	253,5
380	2808,2	-151,1	192,2	308,5	-313,9	-215,3	2628,6
400	1896,9	2,2	97,6	147,3	-281,0	-266,3	1596,8
420	1116,1	210,4	0,0	0,0	-284,4	-127,2	914,9
440	788,5	332,0	-97,9	-115,6	-529,3	84,8	462,5
460	626,9	251,6	-199,4	-174,0	-983,9	229,9	-249,0
480	475,4	0,0	-284,4	-191,9	0,0	254,5	253,5
500	308,5	-215,3	-313,9	-151,1	2808,2	192,2	2628,6
520	147,3	-266,3	-281,0	2,2	1896,9	97,6	1596,8
540	0,0	-127,2	-284,4	210,4	1116,1	0,0	914,9
560	-115,6	84,8	-529,3	332,0	788,5	-97,9	462,5
580	-174,0	229,9	-983,9	251,6	626,9	-199,4	-249,0
600	-191,9	254,5	0,0	0,0	475,4	-284,4	253,5
620	-151,1	192,2	2808,2	-215,3	308,5	-313,9	2628,6
640	2,2	97,6	1896,9	-266,3	147,3	-281,0	1596,8
660	210,4	0,0	1116,1	-127,2	0,0	-284,4	914,9
680	332,0	-97,9	788,5	84,8	-115,6	-529,3	462,5
700	251,6	-199,4	626,9	229,9	-174,0	-983,9	-249,0
720	0,0	-284,4	475,4	254,5	-191,9	0,0	253,5

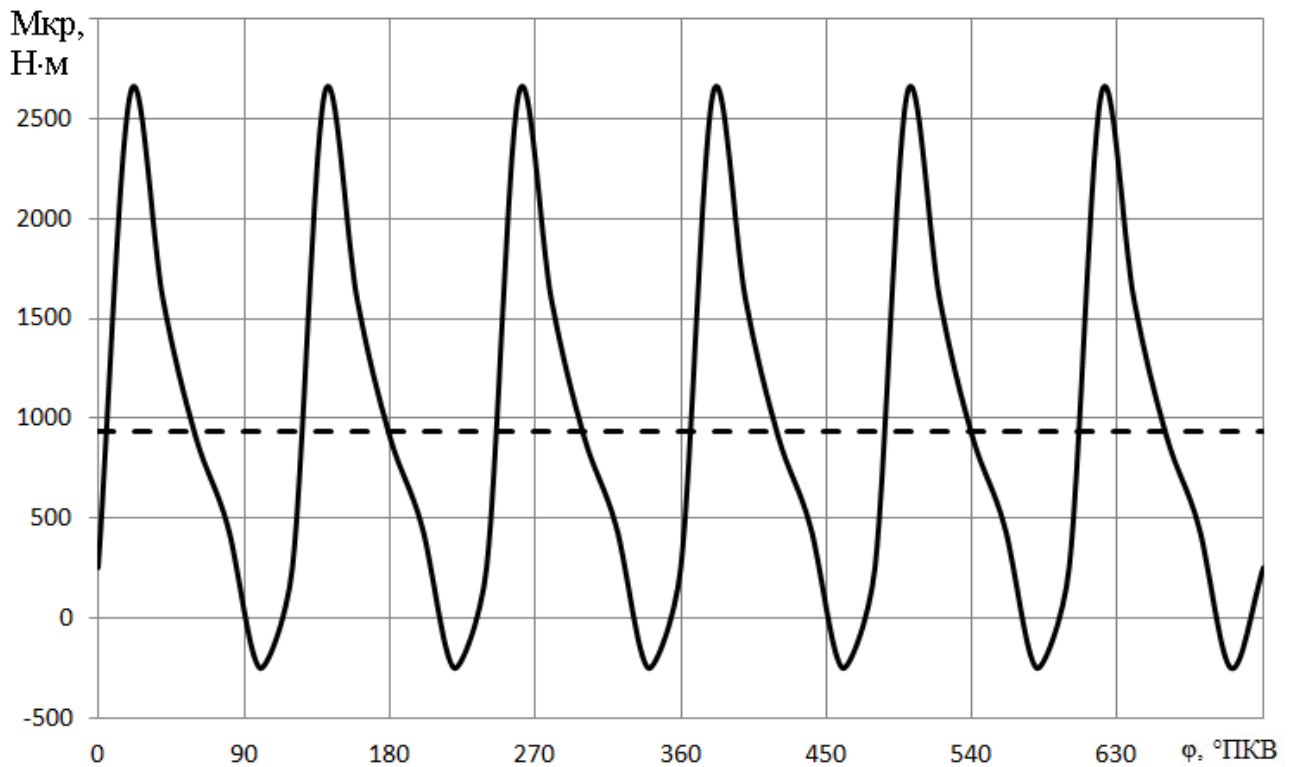


Рисунок 4.4 – Діаграма сумарного індикаторного оберального моменту на валу двигуна 6ЧН12/14

Для двигуна з рівними інтервалами між спалахами сумарний крутний момент буде періодично змінюватись через [8]

$$\Theta = 720^\circ/i, \quad (4.1)$$

де i – число циліндрів двигуна.

Для двигуна 6ЧН12/14

$$\Theta = 720/6 = 120^\circ.$$

Максимальне значення індикаторного крутного моменту двигуна $M_{кр \Sigma} = 2628,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, середнє значення $M_{кр \Sigma \text{ ср}} = 934,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

Знаючи ефективну потужність двигуна, можна знайти середній момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (4.2)$$

$$M_e = \frac{100 \cdot 10^3}{157} = 636,9 \text{ Нм.}$$

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

$$M_e = (M_i)_{\text{ср}} \cdot \eta_m \quad (4.3)$$

$$M_e = 934,6 \cdot 0,72 = 672,9 \text{ Нм.}$$

Величини M_e , знайдені за формулами 4.2 і 4.3, мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %). Похибка складає 5,65 %, тобто розрахунок виконано вірно.

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ ДВИГУНА 6ЧН12/14

ПРИ $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

При зміні частоти обертання дизельного двигуна 6ЧН12/14 суттєво змінюються теплові та динамічні навантаження, що діють на деталі циліндро-поршневої групи. Найбільш критично це для поршня двигуна, який підвергається як силовому, так і значному тепловому навантаженню.

Розрахунок на міцність поршня виконується з метою визначення напруг і деформацій, що виникають при роботі двигуна, за формулами опору матеріалів і деталей машин [8].

5.1 Вихідні дані

Перевірочний розрахунок елементів поршня двигуна 6ЧН-12/14 здійснюється з урахування максимальних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховуємо днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня. На рисунку 5.1 показана розрахункова схема поршня.

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено:

- діаметр циліндра $D = 120 \text{ мм}$;
- хід поршня $S = 140 \text{ мм}$;
- максимальний тиск згоряння $p_{z \text{ max}} = 13,6 \text{ МПа}$;
- номінальна частота обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;
- площа поршня $F_{\pi} = 0,0113 \text{ м}^2$;
- найбільша нормальна сила $N_{\text{max}} = 8797,8 \text{ Н}$ при $\varphi = 380^\circ \text{ ПКВ}$;
- маса поршневої групи $m_{\pi} = 3 \text{ кг}$;
- найбільша частота обертання $n_{\text{х.х. max}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

– відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,275$.

З креслення поршня встановлено:

– висота поршня $H = 135$ мм;

– висота юбки поршня $h_{ю} = 87$ мм;

– радіальна товщина компресійного кільця $t = 4,4$ мм;

– радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,4$ мм;

– товщина верхньої кільцевої перемички $h_{\pi} = 5,5$ мм;

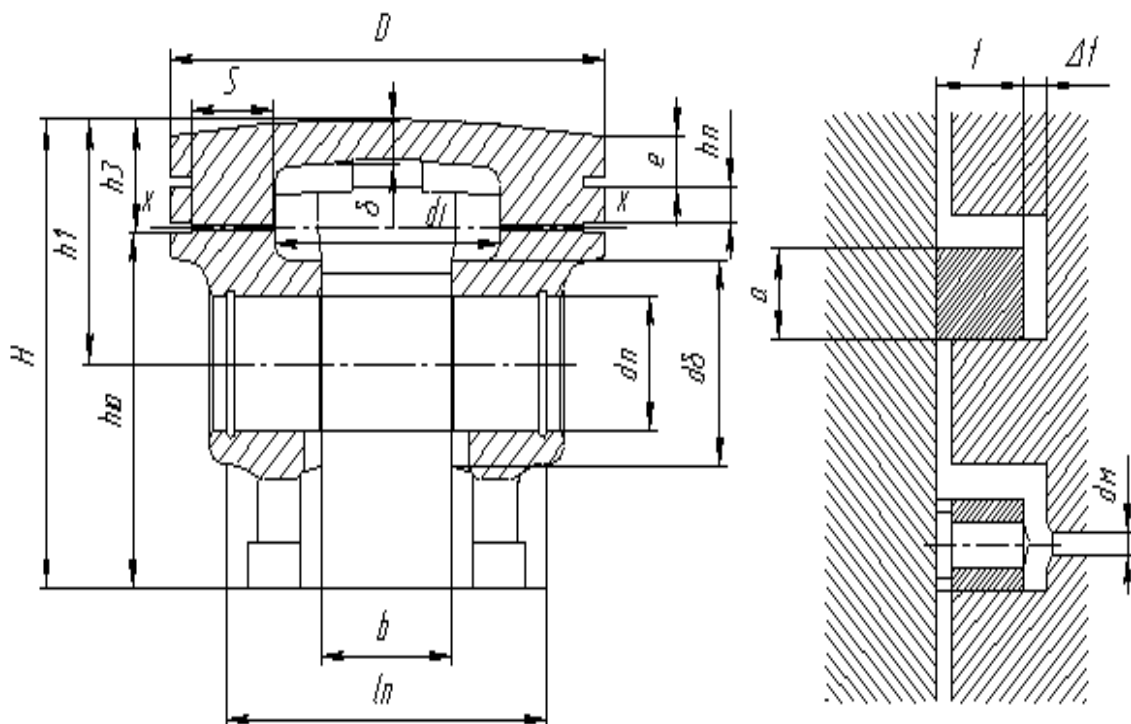
– товщина стінки головки поршня $s = 23,7$ мм;

– число и діаметр масляних каналів у поршні $n'_m = 4$ і $d_m = 3$ мм;

– висота кільця $a = 2,2$ мм;

– товщина днища поршня $\delta = 12$ мм.

Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (Ал25), з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [8], границею короточасної міцності $\sigma_b = 190$ МПа [17].



а)

б)

а – поршень; б – поршневі кільця

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поршня

5.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

Днище поршня розраховується на вигин від дії максимальних газових сил p_{zmax} як рівномірно навантажена кругла плита, що вільно спирається на циліндр.

Напруження вигину в днищі поршня:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = p_{zmax} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2, \quad (5.1)$$

$$\sigma_{из} = 13,6 \cdot \left(\frac{0,0315}{0,012}\right)^2 = 93,7 \text{ МПа},$$

де $M_{из} = \frac{1}{3} \cdot p_{zmax} \cdot r_i^3$ – згинаючий момент, МН · м;

$W_{из} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ – момент опору вигину плоского днища, м³;

p_{zmax} – максимальний тиск згоряння;

r_i – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t), \quad (5.2)$$

$$r_i = \frac{0,12}{2} - (0,0237 + 0,0044 + 0,0004) = 0,0315 \text{ м};$$

δ – товщина днища поршня.

Допустимі напруги вигину днища поршня $[\sigma_{из}] = 20 \dots 150$ МПа (для поршнів з алюмінієвих сплавів), залежно від конструкції поршня (наявності ребер жорсткості) [8]. Для поршня двигуна 6ЧН12/14 $\sigma_{из} = 93,7$ МПа, тобто поршень відповідає умові міцності по напруженню на вигин.

Крім напружень від тиску газів в днищі поршня виникають теплові напруження через різницю температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha_{\text{п}} \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{\text{теп}}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 638460,8 \cdot 0,012}{200 \cdot 215} = 0,431 \text{ МПа},$$

де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ – коефіцієнт лінійного розширення алюмінієвого сплаву;

$E = (1,0 \dots 1,2) \cdot 10^5$, МПа – модуль пружності алюмінієвого сплаву, приймаємо $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа;

$\lambda_{\text{теп}} = 215 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого сплаву;

q – питоме теплове навантаження:

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (5.4)$$

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot 1500) \cdot 1,21995 = 638460,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}}, \quad (5.5)$$

$$\sigma_{\Sigma} = 93,7 + 0,431 = 94,1 \text{ МПа}.$$

Допустимі сумарні напруги для поршнів знаходяться в межах $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250$ МПа [8]. Для поршня двигуна 6ЧН12/14 $\sigma_{\Sigma} = 94,1$ МПа, що не перевищує межі.

Головка поршня в перерізі х-х (див. рис. 5.1), ослаблена отворами для відводу масла, перевіряється на стиск і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{0,1537}{0,006168} = 24,917 \text{ МПа},$$

де $P_{z \max} = P_z \cdot F_{\Pi} = 0,1537 \text{ МН}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня;

F_{x-x} – площа перетину x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (5.7)$$

$$F_{x-x} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (0,1104^2 - 0,063^2) - 4 \cdot 0,0000711 \right] \cdot 10^{-6} = 0,006168 \text{ м}^2;$$

де $d_i = 2r_i = 2 \cdot 0,0315 = 0,063 \text{ м}$

d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t), \quad (5.8)$$

$$d_k = 0,12 - 2 \cdot (0,0044 + 0,0004) = 0,1104 \text{ м};$$

де F' – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m, \quad (5.9)$$

$$F' = \frac{0,1104 - 0,063}{2} \cdot 0,003 = 0,0000711 \text{ м}^2.$$

Напруження розриву в перетині x-x:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \quad (5.10)$$

$$\sigma_p = \frac{0,0033}{0,006168} = 0,535 \text{ МПа},$$

Сила інерції зворотно поступально рухомих мас визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot (1+\lambda), \quad (5.11)$$

$$P_j = 1,5 \cdot 0,07 \cdot 157^2 \cdot (1 + 0,275) \cdot 10^{-6} = 0,0033 \text{ МН},$$

де $m_{x-x} = (0.4 \dots 0.6) \cdot m_{п}$; приймаємо $m_{x-x} = 0.5 \cdot 3 = 1,5 \text{ кг}$;

$m_{п}$ – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0,07 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

$\omega_{x.x.max}$ – максимальна частота обертання колінчастого валу:

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30}, \quad (5.12)$$

$$\omega_{x.x.max} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с};$$

де $\lambda = \frac{R}{L_{ш}} = 0,275$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Допустимі напруження на стиск і розтяг для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_{сж}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$, $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$. [8]. Оскільки $\sigma_{сж} = 24,917 \text{ МПа}$, $\sigma_p = 0,535 \text{ МПа}$, то умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Товщина верхньої кільцевої перемички $h_{п}$ (див. рис. 5.1) розраховується на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили P_{zmax} . Перемичка розраховується як кільцева пластина, затиснена по окружності діаметром d_k і рівномірно навантажена по площі $F_{к.п.}$ силою P_k :

$$P_k = 0,9 \cdot p_{zmax} \cdot F_{к.п.}; \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned}
 P_k &= 0.9 \cdot 13,6 \cdot 0.00695 = 0.085 \text{ МН}; \\
 F_{\text{к.п.}} &= \pi \cdot (D^2 - d_k^2); \\
 F_{\text{к.п.}} &= 3.14 \cdot (0.12^2 - 0.1104^2) = 0.00695 \text{ м}^2.
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{0,0314 \cdot p_{z\text{max}} \cdot D}{h_{\text{п}}}, \\
 \tau &= \frac{0,0314 \cdot 13,6 \cdot 0,12}{0,0055} = 9,317 \text{ МПа},
 \end{aligned}
 \tag{5.15}$$

де D – діаметр циліндра;

$h_{\text{п}}$ – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{вз}} &= 0.0045 \cdot p_{z\text{max}} \cdot \left(\frac{D}{h_{\text{п}}} \right)^2, \\
 \sigma_{\text{вз}} &= 0.0045 \cdot 13,6 \cdot \left(\frac{0,12}{0,0055} \right)^2 = 29,133 \text{ МПа}.
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\Sigma} &= \sqrt{\sigma_{\text{вз}}^2 + 4\tau^2}, \\
 \sigma_{\Sigma} &= \sqrt{29,133^2 + 4 \cdot 9,317^2} = 34,583 \text{ МПа}.
 \end{aligned}
 \tag{5.17}$$

Допустимі сумарні напруги в верхніх кільцевих перемичках з врахуванням значних температурних навантажень знаходяться в межах $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа [8]. Розраховане значення $\sigma_{\Sigma} = 34,583$ МПа задовольняє вимоги міцності.

Максимальні питомі тиски юбки поршня $h_{ю}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаємо відповідно з рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D}, \quad (5.18)$$

$$q_1 = \frac{0,0087978}{0,087 \cdot 0,12} = 0.8427 \text{ МПа},$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D}, \quad (5.19)$$

$$q_2 = \frac{0,0087978}{0,135 \cdot 0,12} = 0.5431 \text{ МПа},$$

де N_{\max} – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності.

Для сучасних двигунів $q_1 = 0.3 \dots 1.0$ и $q_2 = 0.2 \dots 0.7$ МПа [8]. Вимога виконується

5.3 Розрахунок теплових зазорів

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки D_r і юбки $D_{ю}$ поршня визначаємо, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів Δ_r і $\Delta_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в холодному стані. За статистичними даними [8] для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками приймаємо:

$$\Delta_r = (0.006 \dots 0.008)D = 0.007 \cdot 0.12 = 0.00084 \text{ м},$$

$$\Delta_{ю} = (0.001 \dots 0.002)D = 0.0015 \cdot 0.12 = 0.00018 \text{ м}.$$

Встановивши Δ_r и $\Delta_{ю}$, визначаємо

$$D_r = D - \Delta_r, \quad (5.20)$$

$$D_r = 0.12 - 0.00084 = 0.11916 \text{ м},$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю}, \quad (5.21)$$

$$D_{ю} = 0.12 - 0.00018 = 0.11982 \text{ м}.$$

Правильність встановлених розмірів D_r і $D_{ю}$ перевіряємо з урахуванням теплового розширення в робочому стані за формулами

$$\Delta_r' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)], \quad (5.22)$$

$$\Delta_r' = 0.12 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 293)] - 0.11916 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (650 - 293)] = 0.00013 \text{ м},$$

$$\Delta_{ю}' = D \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)], \quad (5.23)$$

$$\Delta_{ю}' = 0.12 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 293)] - 0.11982 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (500 - 293)] = 0.00008 \text{ м},$$

де Δ_r' і $\Delta_{ю}'$ – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня;

$\alpha_{ц}$ і $\alpha_{п}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня. Для алюмінієвих сплавів $\alpha_{п} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$; для чавуну $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ К}$, приймаємо $T_{ц} = 463 \text{ К}$ – температура стінок циліндра;

$T_r = 573 \dots 873 \text{ К}$, приймаємо $T_r = 650 \text{ К}$ – температура головки;

$T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ К}$, приймаємо $T_{ю} = 500 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 294 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення Δ_r' і $\Delta_{ю}'$ є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі, і свідчить про неможливість їх заклинювання при роботі.

5.4 Визначення запасу міцності елементів поршня

Запас міцності без врахування форми, розмірів та обробки поверхні деталі визначається з виразів при розрахунку за границею усталості [8]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m}, \quad (5.24)$$

де α_{σ} і σ_{-1} – коефіцієнти приведення асиметричного циклу до рівнонебезпечного симетричного при нормальних та дотичних напруженнях.

Приймаємо для згину $\alpha_{\sigma} = 0,07$, для розтягування-стиснення $\alpha_{\sigma} = 0,07$, для кручення $\alpha_{\tau} = 0$.

Для оцінки границі усталості при перемінному навантаженні використовують емпіричну залежність [8]:

$$\sigma_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_b; \quad (5.25)$$

Для сплаву АЛ-25 $\sigma_b = 190$ МПа, тому

$$\sigma_{-1} = 0,5 \cdot 190 = 95 \text{ МПа.}$$

Максимальне σ_{\max} та мінімальне σ_{\min} напруження відомі з теплового та динамічного розрахунків. Тоді можна визначити середнє напруження

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5.26)$$

та амплітуду напруження

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} . \quad (5.27)$$

За допомогою наведеної методики (формули 5.24–5.27) визначимо запас міцності днища поршня. Максимальні напруження в днищі поршня мають місце при $p_{z \max} = 13,6$ МПа, мінімальні – при $p = 0,15$ МПа: $\sigma_{\Sigma \max} = 94,1$ МПа; $\sigma_{\Sigma \min} = 1,5$ МПа.

Тоді

$$\sigma_m = \frac{94,1 + 1,5}{2} = 47,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{94,1 - 1,5}{2} = 46,3 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{95}{46,3 + 0,07 \cdot 47,8} = 1,91.$$

Визначаємо запас міцності поршня у перерізі x-x.

$$\sigma_m = \frac{24,917 + 0,275}{2} = 12,596 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{24,917 - 0,275}{2} = 12,321 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{95}{12,321 + 0,07 \cdot 12,596} = 7,2.$$

Визначаємо запас міцності верхньої кільцевої перемички поршня.

$$\sigma_m = \frac{34,583 + 0,381}{2} = 16,460 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{34,583 - 0,381}{2} = 16,079 \text{ МПа};$$

$$n_{\sigma} = \frac{95}{16,079 + 0,07 \cdot 16,46} = 5,51.$$

Виконані розрахунки показують, що поршень двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ має запас міцності днища поршня $n_{\sigma} = 1,91$, запас міцності поршня у перерізі х-х $n_{\sigma} = 7,2$, запас міцності верхньої кільцевої перемички $n_{\sigma} = 5,51$. Розрахований запас міцності є достатнім, оскільки для поршнів дизельних ДВЗ такого класу, як 6ЧН12/14, має виконуватись вимога $n_{\sigma} > [n_{\sigma}]$, де $[n_{\sigma}] = 1,8$.

6 ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА 6ЧН12/14 НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ПОРШНЯ

6.1 Розрахунок швидкісних режимів двигуна

В розділах 3 і 4 вже виконано тепловий і динамічний розрахунки двигуна на номінальному режимі при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Згідно до поставлених задач дослідження, необхідно виконати тепловий та динамічний розрахунки двигуна 6ЧН12/14 при різних швидкостях обертання колінчастого валу. Отже, необхідно визначити, як зміняться вихідні величини для теплового розрахунку (див. табл. 3.1). Приймаємо наступні швидкісні режими для дослідження: $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$; $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$; $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$.

За методикою, наведеною в розділі 2.6 [15], визначаємо зміну тиску наддуву за формулою

$$p'_k = p_o + \left(\frac{n'}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \cdot (p_k - p_o), \quad (6.1)$$

де p_k – тиск наддуву на номінальному режимі.

Для $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$:

$$p'_k = 101000 + \left(\frac{1700}{1500} \right)^2 \cdot (171700 - 101000) = 191810,2 \text{ Па},$$

Тоді ступінь підвищення тиску складає $\pi_k = \frac{p'_k}{p_o} = \frac{191810,2}{101000} = 1,90$,

За формулою 3.7 перераховуємо значення температури на виході з компресора T'_k , на вході до ДВЗ T_k (формула 3.8), щільність заряду на вході в циліндр ρ_k формула 3.14, коефіцієнт наповнення η_v (формула 3.15), та інші

величини. Всі розраховані значення для $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$, $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$, $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН12/14 на різних швидкісних режимах у програмі DVS2

№	Найменування величини	Численні величини				
		$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$	$n = 1700 \text{ хв}^{-1}$	$n = 1900 \text{ хв}^{-1}$	$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$	
I.	У	1	1	1	1	
II.	Вид розрахунку	1	0	0	0	
III.	1. $N_{\text{ит}}$, Дж/кг	42500000	42500000	42500000	42500000	
	2. m_1	0	0	0	0	
IV.	3. i	6	6	6	6	
	4. Рядний (1)	1	1	1	1	
	5. D , м	0.12	0.12	0.12	0.12	
	6. $F_{\text{п}}$, М^2	0,0113	0,0113	0,0113	0,0113	
	7. $r_{\text{к}}$, м	0.07	0.07	0.07	0.07	
	8. $\lambda_{\text{к}}$	0.275	0.275	0.275	0.275	
	9. $F_{\text{п}}'$, М^2	0,01413	0,01413	0,01413	0,01413	
	10. $F_{\text{к}}$, М^2	0,01187	0,01187	0,01187	0,01187	
	11. $V_{\text{с}}$, М^3	0,0001130	0,0001130	0,0001130	0,0001130	
	V.	12. $p_{\text{к}}$, Па	171700	191810	214434	239572
		13. $T_{\text{к}}$, К	337,5	347,7	358,3	369,2
VI.	14. $\varphi_{\text{с}}$, град	350	350	350	350	
	15. φ_{z} , град.	440	440	440	440	
VII.	16. ω , рад/с	157	177,9	198,9	219,8	
	17. α	1,8	1,8	1,8	1,8	
	18. $\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл	0,00008785	0,00009478	0,00010235	0,00011052	
	19. T_{w} , К	600	600	600	600	
VIII.	20. $p_{\text{а}}$, Па	154530	172629,2	192990,8	215614	
	21. $T_{\text{а}}$, К	384,2	395,9	407,9	420	
	22. $m_{\text{а}}$, кг/цикл	0,002376	0,002576	0,002795	0,003033	
	23. $V_{\text{а}}$, М^3	0,001696	0,001696	0,001696	0,001696	
IX.	24. $m_{\text{А}}$, кг	3,9	3,9	3,9	3,9	
X.	$\Delta\varphi$, град.	1	1	1	1	

Отримані результати перевіряємо за рівнянням стану (формула 3.21). Похибка розрахунку складає $< 0,1 \%$.

Проводимо тепловий та динамічний розрахунок двигуна 6ЧН12/14 для режимів $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$, $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$, $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ в комп'ютерній програмі DVS2, результати заносимо до протоколів № 2-4 (додатки А, Б).

6.2 Визначення температури і тиску робочого тіла, ефективних показників двигуна при різних частотах обертання

З протоколів № 2-4 (додаток А) визначаємо зміну температури та тиску в циліндрі при різних частотах обертання колінчастого валу двигуна 6ЧН12/14. Будуємо індикаторні діаграми $P(V)$, $T(V)$ (рис. 6.1, 6.2).

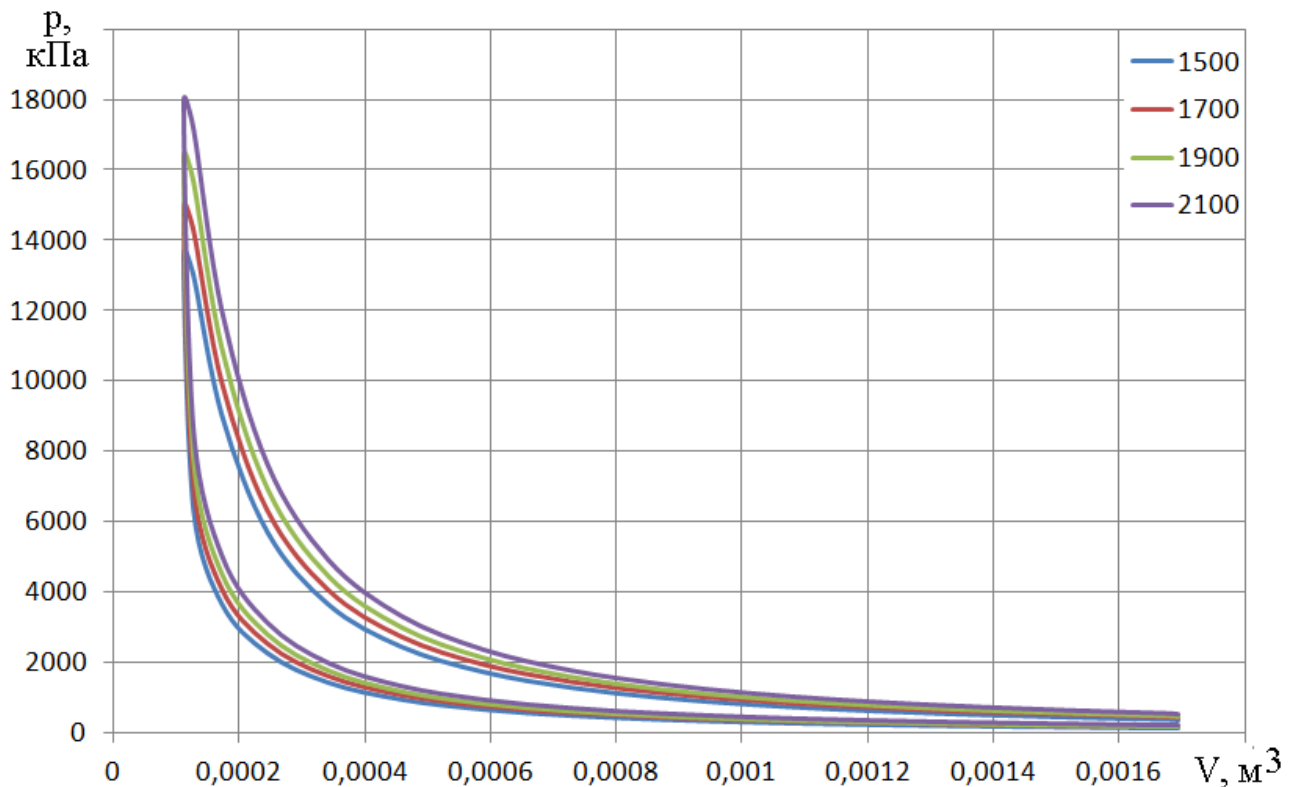


Рисунок 6.1 – Індикаторна діаграма тиску двигуна 6ЧН12/14 при частотах обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1}

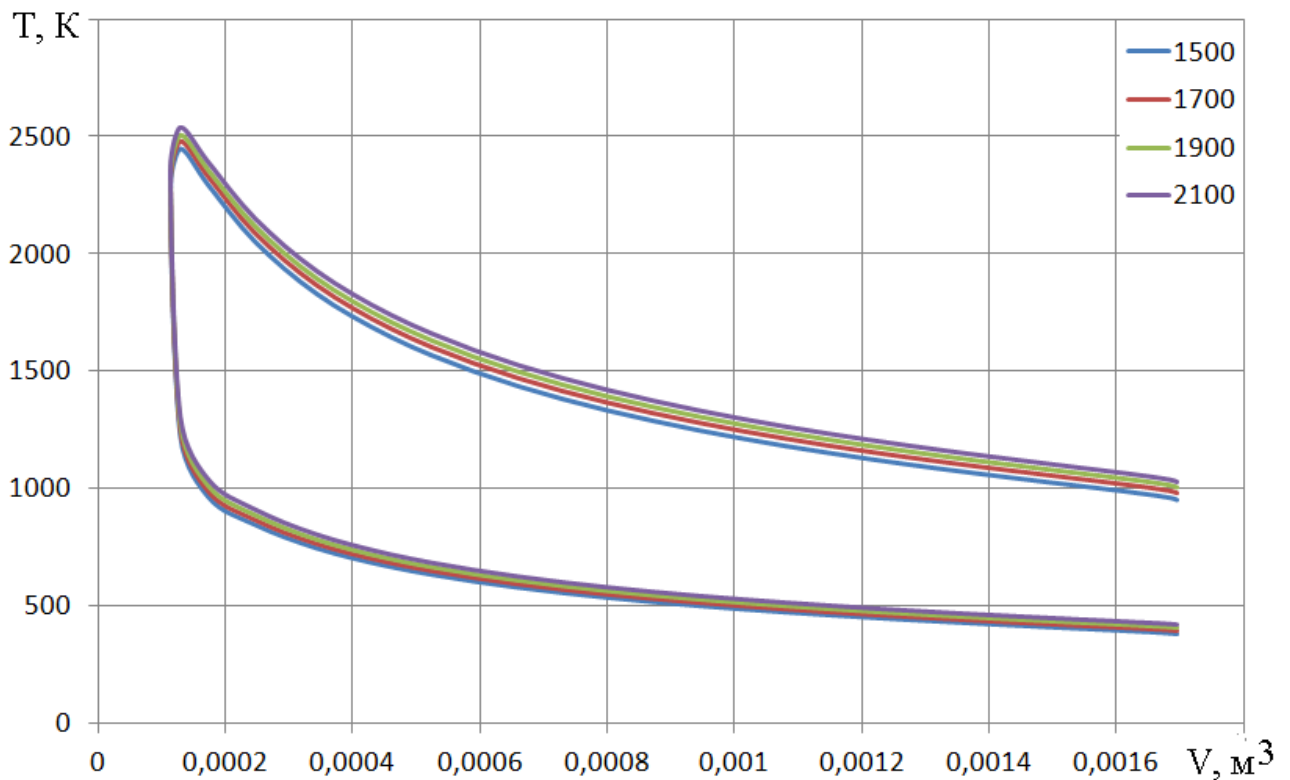


Рисунок 6.2 – Індикаторна діаграма температури двигуна 6ЧН12/14 при частотах обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1}

З протоколів № 1–4 (додаток А) визначаємо основні циклові і питомі показники двигуна 6ЧН12/14, що працює при частотах обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1} (див. табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Індикаторна робота L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i циліндра двигуна 6ЧН12/14 при різних частотах обертання

$n, \text{ хв}^{-1}$	1500	1700	1900	2100
$L_i, \text{ Дж/цикл}$	1929,97	2127,42	2335,49	2554,27
$p_i, \text{ МПа}$	1,21995	1,345	1,476	1,615
η_i	0,5169	0,5281	0,5369	0,5438
$g_i, \text{ кг/(кВт·год)}$	0,1639	0,1604	0,1578	0,1558

За формулами 3.21–3.30 розраховуємо ефективні показники двигуна,

заносимо їх до таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Ефективні потужність N_e , середній тиск p_e , ККД η_e , питома витрата палива g_e при різних частотах обертання двигуна 6ЧН12/14

$n, \text{хв}^{-1}$	1500	1700	1900	2100
$N_e, \text{кВт}$	104,22	130,20	159,75	174,81
$g_e, \text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,228	0,223	0,219	0,216
η_e	0,372	0,38	0,387	0,392
$p_e, \text{МПа}$	0,878	0,968	1,063	1,163

З таблиці 6.3 видно, що збільшення частоти обертання колінчастого валу призводить до покращення показників двигуна 6ЧН12/14, а саме, при збільшенні номінальних обертів на 200хв^{-1} :

- ефективна потужність N_e зростає на 24,9 %;
- середній ефективний тиск p_e зростає на 10,3 %;
- питома ефективна витрата палива g_e зменшується на 2,1 %;
- ефективний ККД η_e зростає на 2,2 %.

З протоколів № 1–4 (додаток А) визначаємо максимальні тиск і температура робочого тіла за цикл, заносимо до таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Максимальні тиск і температура робочого тіла в циліндрі двигуна 6ЧН12/14 (К-164М3) за робочий цикл при різних частотах обертання колінчастого валу

$n, \text{хв}^{-1}$	1500	1700	1900	2100
$p_{\max}, \text{МПа}$	13,6	14,9	16,4	18,0
$T_{\max}, \text{К}$	2448,9	2479,7	2508,8	2536,0

З таблиці 6.4 видно, що при збільшенні номінальних обертів на 200хв^{-1} : максимальний тиск в циліндрі зростає на 1,3 МПа (9,6 %), а максимальна

температура зростає на 30,8 К (1,26 %).

6.3 Визначення сил і моментів, діючих в циліндропоршневій групі двигуна при різних частотах обертання

З протоколів № 1–4 (додаток А) визначаємо значення сил, що діють в двигуна 6ЧН12/14 при частотах обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1} (див. рис. 6.3–6.6).

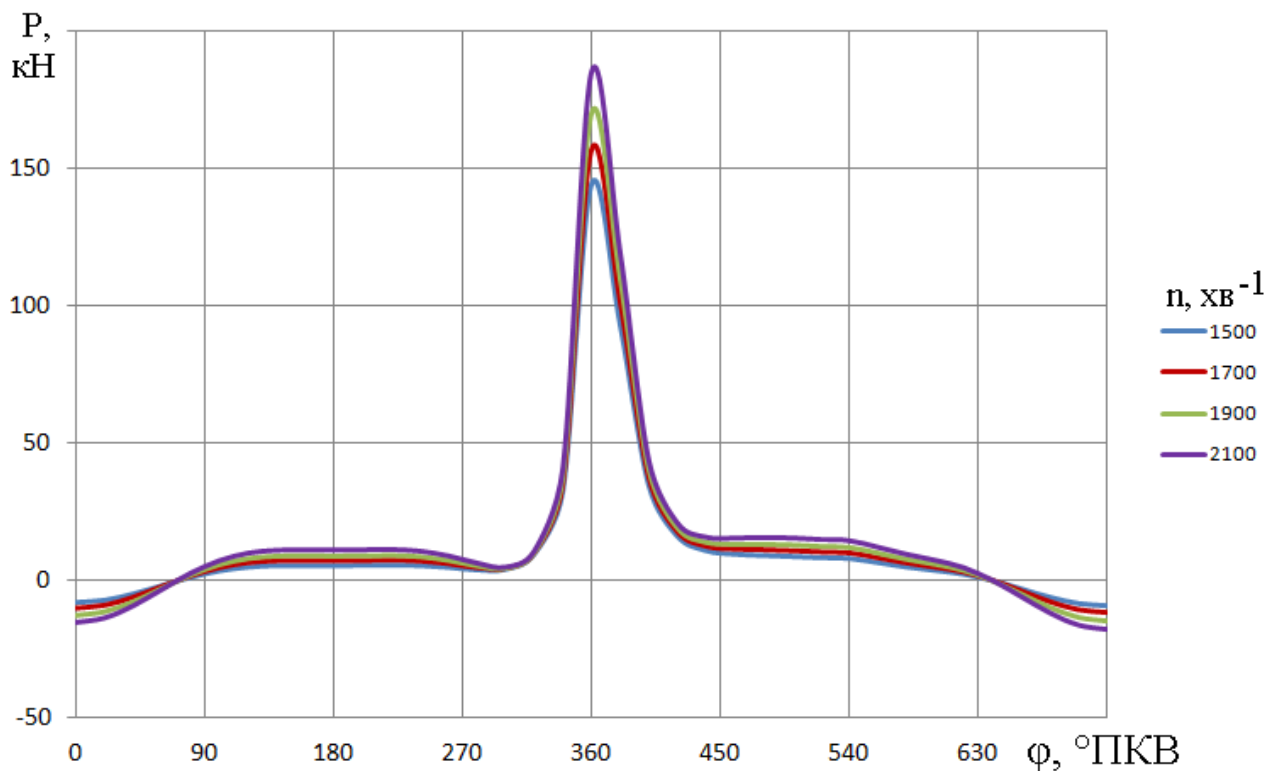


Рисунок 6.3 – Сила P , що діє на поршень уздовж осі циліндра при різних частотах обертання двигуна 6ЧН12/14

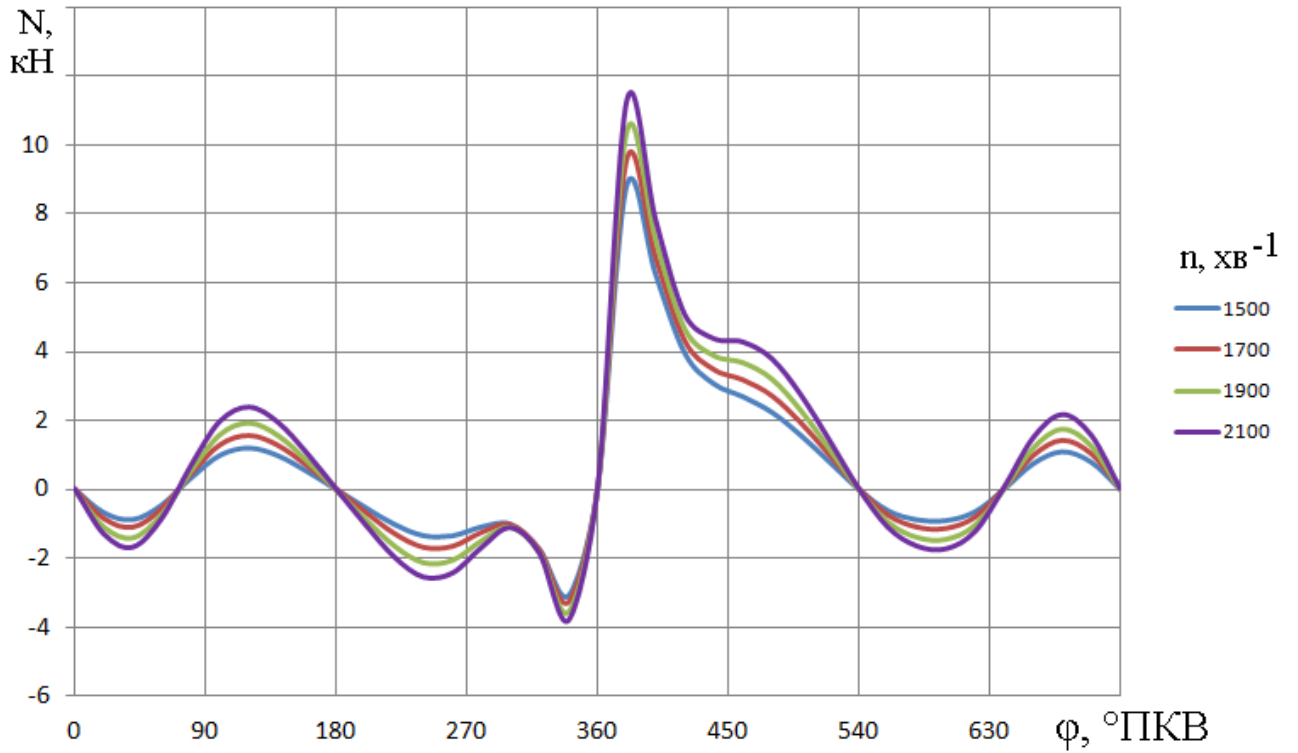


Рисунок 6.4 – Бокова сила N , що діє на поршень, при різних частотах обертання двигуна 6ЧН12/14

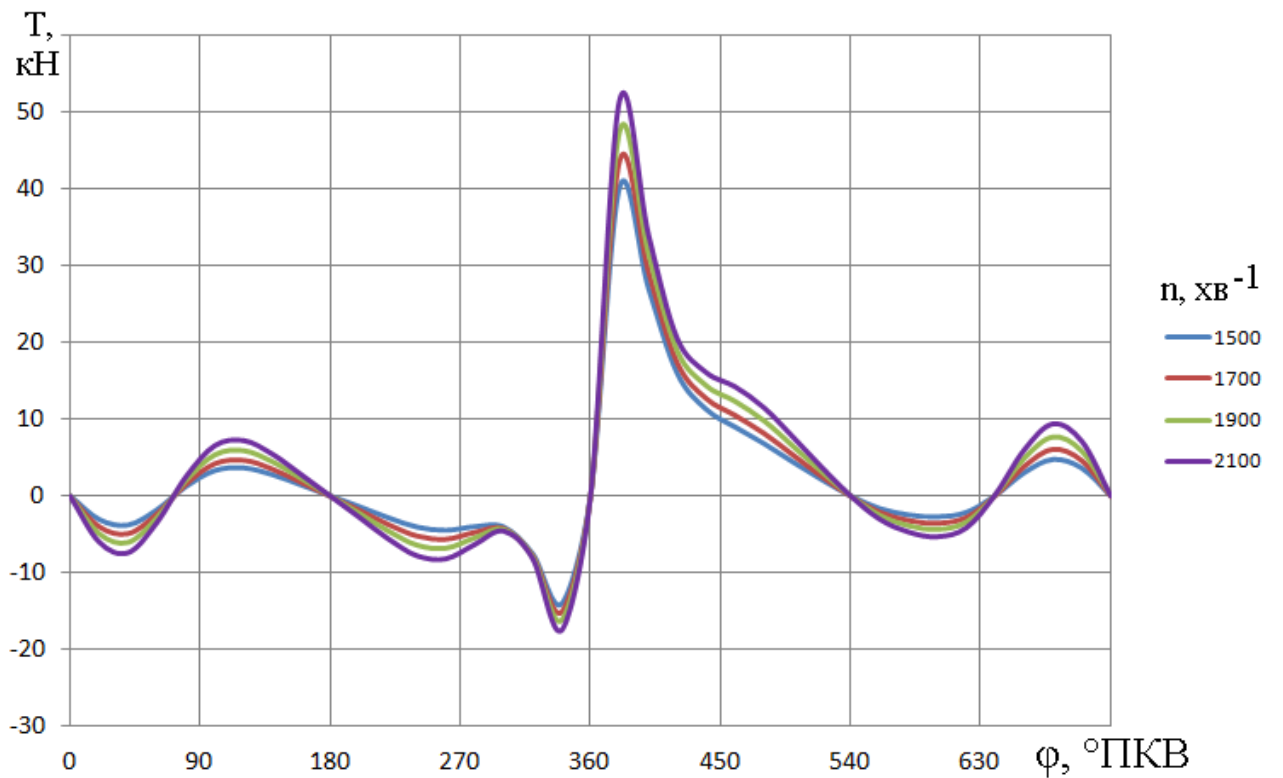


Рисунок 6.4 – Тангенціальна сила T , що діє на кривошип, при різних частотах обертання двигуна 6ЧН12/14

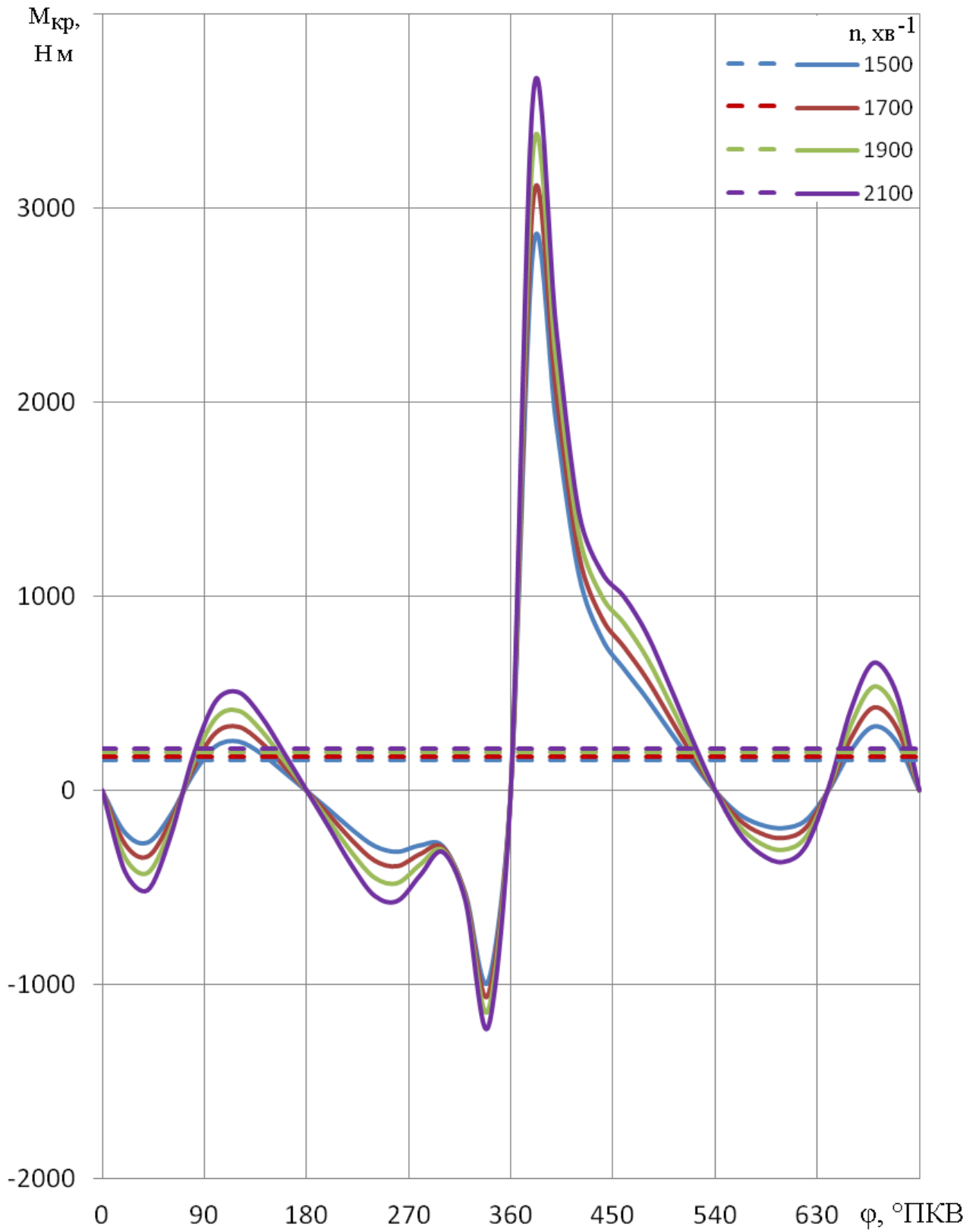


Рисунок 6.6 – Індикаторний крутний момент (абсолютне та середнє значення), при різних частотах обертання двигуна 6ЧН12/14

З протоколів № 1-4 (додаток Б) та графіків на рисунках 6.3–6.6 визначаємо максимальні значення сил, що діють в двигуна 6ЧН12/14 при частотах обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1} , заносимо до таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Максимальні сили, що діють на деталі циліндропоршневої групи та кривошипно-шатунного механізму двигуна 6ЧН12/14 при зміні частоти обертання

$n, \text{ хв}^{-1}$	1500	1700	1900	2100
$P_{\max}, \text{ кН}$	144,249	156,595	170,193	185,057
$N_{\max}, \text{ кН}$	8,798	9,5571	10,3769	11,2597
$S_{\max}, \text{ кН}$	144,249	156,595	170,193	185,057
$T_{\max}, \text{ кН}$	40,117	43,578	47,318	51,344
$K_{\max}, \text{ кН}$	144,249	156,595	170,193	185,057

З даних динамічного розрахунку двигуна 6ЧН12/14 при різних частотах обертання (рис. 6.3–6.6) визначено, що при збільшенні частоти обертання на 200 хв^{-1} екстремальні (найбільші за модулем) значення сил, що діють на деталі циліндропоршневої групи та кривошипно-шатунного механізму зростають на 8,6 %. Поршень дизеля сприймає збільшені механічні навантаження, а також теплові навантаження (див. пояснення до табл. 6.4), тому потребує додаткової перевірки на міцність на режимах підвищених обертів.

6.4 Перевірочні розрахунки поршня двигуна на міцність при збільшенні частоти обертання

Проводимо розрахунок поршня двигуна 6ЧН12/14 на міцність, при частоті обертання 1500 хв^{-1} ; 1700 хв^{-1} ; 1900 хв^{-1} ; 2100 хв^{-1} . Визначаємо:

- сумарне напруження в днищі поршня $\sigma_{\Sigma (д.п.)}$, за формулою 5.5;
- напруження стиснення в перерізі x-x, ослабленому отворами для відводу масла $\sigma_{сж (x-x)}$, за формулою 5.6;
- сумарне напруження верхньої кільцевої перемички $\sigma_{\Sigma (в.к.п.)}$, за формулою 5.17.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 6.6.

Запас міцності елементів поршня розраховуємо за методикою, наведеною в розділі 5.4. Визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Максимальні значення тиску в циліндрі p_{max} відомі з таблиці 6.4, мінімальні – з таблиці 3.1.

Максимальні значення бічної сили N відомі з таблиці 6.5, мінімальні – визначено з протоколів № 1–4 (додаток Б).

Таблиця 6.6 – Дані щодо розрахунку запасу міцності елементів поршня двигуна 6ЧН12/14 при різних частотах обертання

$n, \text{хв}^{-1}$		1500	1700	1900	2100
$p, \text{МПа}$	max	13,6	14,8	16,4	18
	min	0,15	0,17	0,19	0,22
$N, \text{Н}$	max	8797,8	9557,1	10376,9	11259,7
	min	-3082,5	-3302	-3549,1	-3827,8
$\sigma_{\Sigma (д.п.)}, \text{МПа}$	max	94,1	103,2	113,6	124,8
	min	1,5	1,7	2,0	2,2
$\sigma_{сж (x-x)}, \text{МПа}$	max	24,917	27,299	30,047	32,979
	min	0,275	0,311	0,348	0,403
$\sigma_{\Sigma (в.к.п.)}, \text{МПа}$	max	34,583	37,889	41,703	45,772
	min	0,381	0,432	0,483	0,559
$p_i, \text{МПа}$		1,21995	1,345	1,476	1,615

За даними таблиці 6.6 знаходимо запаси міцності елементів поршня, результати зводимо до таблиці 6.7.

Таблиця 6.7 – Запас міцності елементів поршня двигуна 6ЧН12/14 при різних частотах обертання

$n, \text{хв}^{-1}$	1500	1700	1900	2100
$n_{\sigma(\text{д.п.})}$	1,91	1,75	1,59	1,44
$n_{\sigma(\text{х-х})}$	7,2	6,57	5,97	5,44
$n_{\sigma(\text{в.к.п.})}$	5,51	4,73	4,3	3,92

З таблиці 6.7 можна зробити висновок, що з критичних елементів конструкції поршня двигуна 6ЧН12/14 найбільш вразливим є днище поршня. На рисунку 6.7 показано динаміку зменшення запасу міцності днища поршня від дії газової сили, величина якої зростає по мірі збільшення частоти обертання колінчастого валу дизеля.

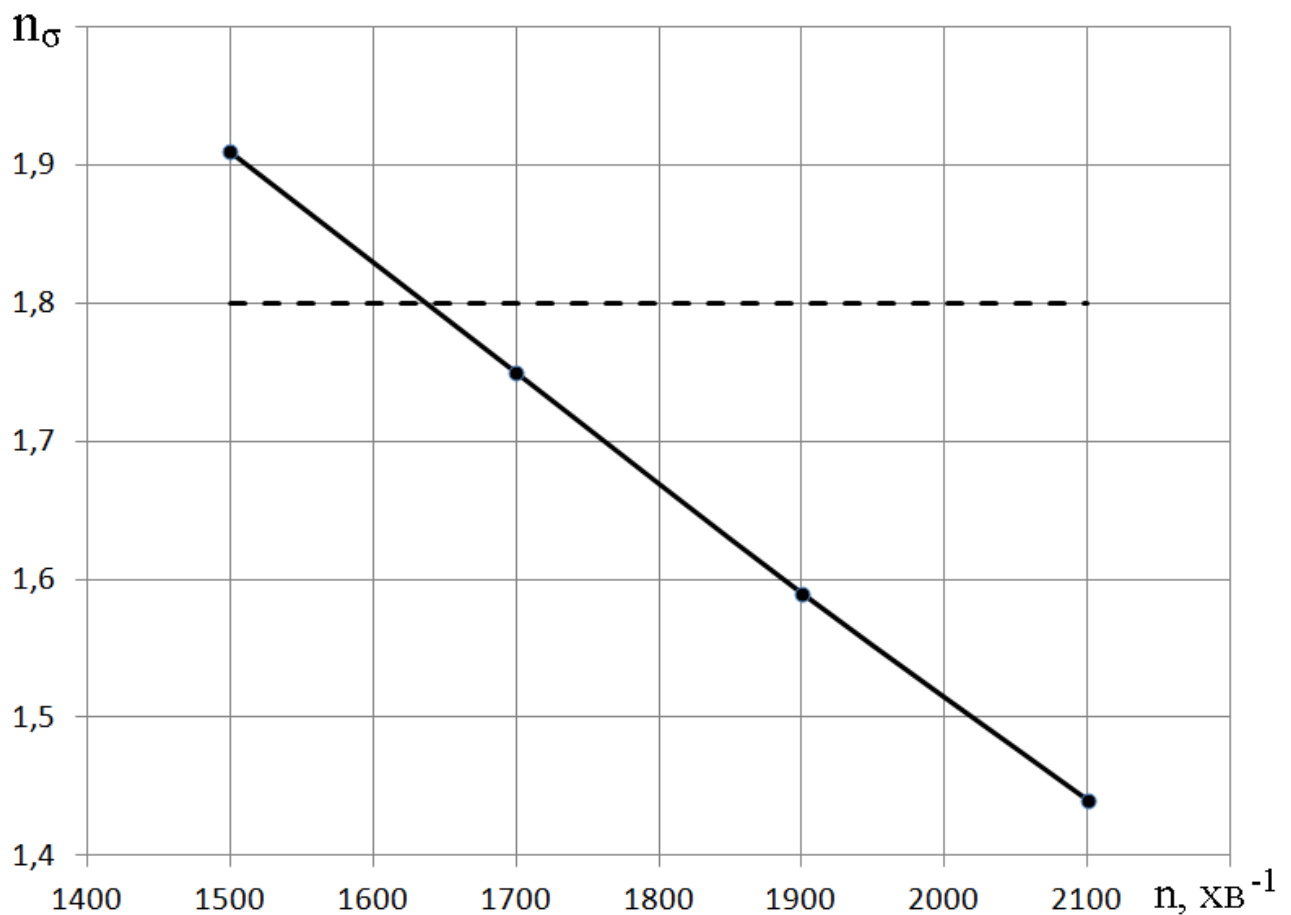


Рисунок 6.7 – Залежність запасу міцності днища поршня від частоти обертання колінчастого валу двигуна 6ЧН12/14

З таблиці 6.6 видно, що по мірі зростання частоти обертання двигуна збільшуються напруження, що діють на поршень, а з рисунку 6.7 видно, як це впливає на запас міцності найбільш вразливої частини поршня, яка сприймає як силу тиску газів в камері згорання, так і теплове навантаження від робочого тіла.

З огляду літератури відомо, що запас міцності для дизеля 6ЧН12/14 має складати щонайменше $n_{\sigma} = 1,8$. Тому можна стверджувати, що гранично безпечним є форсування двигуна збільшенням максимальних обертів 1620 хв^{-1} .

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Для раціонального планування виконання роботи визначаємо трудомісткість й тривалість робіт, складаємо календарний графік виконання робіт, визначаються витрати її проведення за умов мінімізації витрат трудових, матеріальних й грошових ресурсів [19, 20].

7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Для визначення грошових витрат на проведення науково-дослідної роботи складають кошторис витрат по статтях:

- матеріали за винятком зворотних відходів,
- покупні комплектуючі деталі і вироби;
- паливо й енергія з боку;
- спеціальне устаткування і технологічне оснащення;
- амортизація універсального устаткування;
- заробітна плата основна і додаткова;
- внески на соціальні заходи;
- витрати на відрядження;
- контрагенті роботи;
- накладні витрати [19, 20].

7.1.1 Визначення витрат на матеріали

Визначаємо витрати на основні матеріали (табл. 7.1).

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 А-4	пачка	1	90	90
2	Канц. товари	грн.	1	300	300
	Підсумок за винятком зворотних витрат	–	–	–	390
	Транспортно-заготівельні витрати	%	10	10	39
	Разом із транспортно-заготівельн. витратами	–	–	–	429

7.1.2 Розрахунок вартості палива й енергії

Визначаємо витрати на силову енергію (таблиця 7.2), примаючи, що робота виконувалась протягом 3 місяців. Тарифи приймаємо для населення, оскільки робота виконувалась в дистанційному режимі, вдома.

Таблиця 7.2 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	Норма витрати, кВт·год/міс.	Фонд часу, міс.	Ціна чи вартість, грн.	Вартість енерго-ресурсів, грн.
Ноутбук	електрична енергія	40	3	0,75	90,00
Освітлення	електрична енергія	5	3	0,75	11,25
Разом					101,25

7.1.3 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].

Річний ефективний фонд часу визначаємо із розрахунку того, що ноутбук працює 8 годин щодня. Зайнятість устаткування – 8 годин щодня протягом 3 місяців.

Результати розрахунку зводять у таблицю 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.
Ноутбук	12000	50	720	2920	1479,45
Разом					1479,45

7.1.4 Розрахунок заробітної плати

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів робіт. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу [19].

Розрахунок основної заробітної плати роблять у таблицю 7.4.

Таблиця 7.4 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	Кількість, людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Керівник	1	8000,00	400,00	20	8000,00
Магістрант (стипендія)	1	1700,00	85,00	65	5525,00
Економіст	1	6000,00	300,00	5	1500,00
Спеціаліст з охорони праці	1	6000,00	300,00	5	1500,00
Підсумок	4	–	1070	165	16525,00

До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 %:

$$ЗП = 16525,00 \cdot 0,1 = 1652,50 \text{ грн.}$$

Тоді основна зарплата і премія складають

$$16525 + 1652,50 = 18177,50 \text{ грн.}$$

7.1.5 Внески на соціальні заходи

Внески на соціальні заходи визначають у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій:

$$B_{сз} = \frac{(ЗП_{о} + ЗП_{д}) \cdot Y_{сз}}{100\%} \quad (7.1)$$

$$B_{cз} = \frac{(16525 + 1652,5) \cdot 22\%}{100\%} = 3999,05 \text{ грн.},$$

де $Y_{c/стр}$ – питома вага внесків на соціальні заходи, за діючим законодавством 22 %.

7.1.6 Накладні витрати

Накладні витрати розраховуються у відсотках від основної заробітної плати виконавців (50 %) [19].

$$B_n = ЗПо \cdot 0,5, \quad (7.2)$$

$$B_n = 165215 \cdot 0,5 = 8262,5 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків необхідно звести в табл. 7.5.

Таблиця 7.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	429	1,32
Паливо й енергія з боку	101,25	0,31
Амортизація універсального устаткування	1479,45	4,56
Заробітна плата основна і додаткова	18177,50	56,02
Відрахування на соціальні заходи	3999,05	12,32
Накладні витрати	8262,5	25,46
Усього	32448,75	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 і т. і.

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 [19].

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

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{V_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.3)$$

$$K_{\text{НДР}} = \frac{3^2 \cdot 3 \cdot 3}{32,44875 \cdot 0,25} = 6,66,$$

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 $K_{\text{НДР}} \geq 1$ дослідницька робота вважається ефективною. Наприклад, для НДР, у яких $V_{\text{НДР}} < 130$ тис. грн. і $t_{\text{НДР}} \leq 2$ років, можна застосовувати значення $J = 2...5$; $R = 2...5$; $T = 1...3$ (табл. 7.6).

Таблиця 7.6 – Значення оцінних факторів

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

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

7.3 Висновки до розділу

Складено кошторис витрат на проведення магістерської роботи загальною сумою 32448,75 грн.

В зв'язку з теоретичним характером дослідження для економічної ефективності роботи було використано метод, що враховує важливість, складність та результативність отриманих результатів.

Розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{НДР}} = 6,66$, що підтверджує економічну ефективність роботи.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В дипломному проекті на тему «Вплив частоти обертання дизельного двигуна на запас міцності поршня» розглянуто аналіз потенційних небезпек, які можуть підстерігати дослідника при проведенні досліджень, а також методи їх подолання.

8.1 Аналіз потенційних небезпек

Проаналізуємо основні небезпеки при дослідженні робочих процесів в ДВЗ [21, 22]:

- недоліки в організації робочого місця дослідника в приміщенні дослідницької лабораторії, що може привести до зниження працездатності та подальших захворювань опорно-рухового апарату;

- можливість ураження електричним струмом. Основні причини можуть бути: порушення правил з електробезпеки, що може привести до електричних травм або летальному наслідку;

- небезпеки при підготовці двигуна до випробувань; зокрема можливість отримання механічних травм при встановленні датчиків (кількості обертів колінчастого валу та температури); негативний вплив шуму при роботі двигуна;

- незадовільні параметри повітряного середовища дослідницької лабораторії. В наслідок неефективної роботи системи опалення та кондиціонування;

- незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії;

- можливість отруєння парами палива внаслідок відсутності або несправності місцевої витяжної вентиляції. Невикористання індивідуальних

засобів захисту;

- можливість займання суміші або вибухів газоповітряної фази;
- небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях.

8.2 Заходи по забезпеченню технічної безпеки

При проведенні досліджень необхідно організувати робоче місце згідно вимог технологічного процесу обладнанням, інструментами, пристосуваннями та іншими засобами праці [21, 22].

Організація робочого місця тісно пов'язана з формами і методами організованої праці. Цей взаємозв'язок виражений в організації трудового процесу, бо виконуючи раціоналізацію прийомів праці, можна ліквідувати надмірне фізичне навантаження наукового працівника, досягти скорочення і уповільнення рухів, а також визначити потребу в оснащенні робочого місця пристроями і пристосуваннями, що сприяють економії робочого часу.

На столі не повинно бути нічого зайвого. Оскільки погляд працюючого здебільшого спрямований на лівий бік стола, то на ньому розміщують ще не виконані документи, праворуч – виконані. Розташовуючи столи у робочому приміщенні дослідника, слід виходити із цілей підвищення продуктивності праці при мінімумі витрат енергії. Одночасно беруть до уваги фізіолого-гігієнічні фактори – об'єм та площу, що припадає на стіл.

Обладнання і організація робочого місця мають забезпечувати відповідність конструкції всіх елементів робочого місця та їх взаємного розташування ергономічним вимогам з урахуванням характеру і особливостей трудової діяльності.

Для виключення випадків ураження електричним струмом передбачено:

Організаційні заходи:

- до роботи допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли

медичний огляд, навчання і перевірку знань з електробезпеки згідно ДНАОП 1.1.10–1.1.0–2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Всі доступні неізолювані лінії повинні бути надійно огорожені суцільною огорожею, відкриття або зняття яких можливе лише за допомогою спеціального інструменту. Опір ізоляції кабельних ліній повинен бути не менше 0,5 мОм, найбільш ефективним засобом є подвійна ізоляція. Згідно ПУЕ – 2013 "Правила улаштування електроустановок" кожне обладнання повинно бути надійно заземлено для зниження напруги дотику до безпечних величин. Доцільно використовувати блокуючі пристрої, завдання яких – розрив електричного кола.

Заходи безпеки під час роботи.

Приступаючи до роботи з технічного обслуговування і ремонту ДВЗ, вжити заходів, що виключають проливання палива з паливного бака, паливопроводів і приладів системи живлення. Робити розбирання і ремонт у спеціальних верстатах або стендах. Користуватися тільки спеціальними пристосуваннями.

Обладнання, інструмент, пристосування при неправильному застосуванні можуть призвести до травм, робочий повинен працювати в спецодязі і в разі необхідності використовувати інші засоби індивідуального захисту.

8.3 Заходи до забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

Для забезпечення оптимального рівня параметрів повітряного виробничого середовища згідно ГН 2.2.5.686–98 "Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони. Гігієнічні нормативи" (таблиця 8.1) [21, 22]..

У проекті передбачено: облаштування системи водяного опалювання приміщення для забезпечення необхідної температури повітря в холодну пору року, використання кондиціонерів в теплу пору року при температурі повітря понад 25 °С згідно ДБН В.2.5–67:2013 «Опалювання, вентиляція та кондиціонування». Для забезпечення необхідного повітрообміну в теплу пору року передбачено облаштування штучної механічної загальної обмінної вентиляції по ДСТУ Б А.3.2м–12: 2009 "Системи вентиляційні. Загальні вимоги".

Таблиця 8.1 – Нормовані параметри повітряного середовища

Пора року	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Холодна	22...24	40...60	0,1
Тепла	23...25	40...60	0,1

Для забезпечення оптимального рівня освітлення для зорової роботи розрядом А2 передбачається:

– Штучне освітлення в приміщеннях з робочими місцями, що обладнані ВДТ ЕВМ і ПЕВМ, повинно здійснюватися системою загального рівномірного освітлення. Освітленість на поверхні столу в зоні розміщення документів згідно розряду зорового навантаження від 5 мм клас VI, освітлення повинно складати 200...300 лк згідно ДБН В.2.5–28–2018 "Природне і штучне освітлення". Допускається використання місцевого освітлення. При цьому місцеве освітлення встановлюється так, щоб не створювати відблисків на поверхні екрану, а освітленість екрану більше 250 лк.

– У проекті передбачено, за попередніми розрахунками, що для загального освітлення слід застосовувати лампи типу ЛБ–40 дві в кожному зі світильників серії ЛПО 36 з дзеркальними ґратами, укомплектовані високочастотними пуско-регулюючими апаратами (ВЧ ПРА) в кількості не менше 8 шт. для отримання освітленості 300 лк згідно ДБН В.2.5–28–2018.

Для усунення можливості отруєння при заливанні палива з каністри у

паливний бак, передбачено:

Засоби індивідуального захисту органів дихання (ЗІЗ ОД) – це пристрої, що забезпечують захист органів дихання людини від небезпечних і шкідливих виробничих чинників, які діють інгаляційно. Респіратор – полегшений засіб захисту органів дихання від шкідливих газів, парів, аерозолю, пилу.

Засоби індивідуального захисту повинні забезпечувати належний захист від ризиків, пов'язаних з використанням небезпечних хімічних речовин, які діють на особу, яка використовує їх протягом періоду. Індивідуальний захист повинен відповідати національним законам і критеріям, схваленим або визнаним компетентними органами і заснованим на національних або міжнародних стандартах.

8.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Типові норми належності вогнегасників (далі – НАПБ Б.03.001–2004), затверджено наказом МНС України від 02.04.2004 № 151 і зареєстровано в Міністерстві юстиції України 29.04.2004 за № 554/9153. Під час вибору типу і необхідної кількості пожежного інвентарю необхідно також керуватися вимогами НАПБ А.01.001–2004 Для вибору кількості вогнегасників необхідно встановити: клас пожежі – «А», категорія приміщення – «Г», площа приміщення 160 м². Тому кількість вогнегасників вибираємо 3 шт. – ВП–5.

8.5 Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях

У разі загоряння проводки спробувати загасити джерело загоряння за допомогою вогнегасників, та звернутися до Державної служби України з

надзвичайних ситуацій. Якщо пожежу не вдалося загасити вогнегасником, виникає можливість розповсюдження пожежі по приміщенню.

З цивільного захисту відомо, що в умовах надзвичайних ситуацій найголовніше знати свої дії і чітко їх наслідувати. Для цього необхідно регулярне проведення інструктажів по пожежній безпеці відповідно до НАПБ А.01.001–2004 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Для ефективнішого управління персоналом проводити навчання по пожежній безпеці. При пожежі дзвонити в пожежну службу і включити сигнал тривоги. Відключити усі електроприлади за допомогою автоматів на щитку.

У випадках неможливості загасити пожежу слід прикрити ніс і рот тканиною, бажано вологою, і повзучи пробиратися поряд із стінкою до виходу.

Якщо спалахнув одяг, потрібно лягти на підлогу (землю) і, перекочуючись, збити вогонь або накинути на себе пальто, плащ і щільно притиснути, щоб припинити приплив повітря до вогню.

Необхідно триматися чимдалі від вікон, дзеркал, світильників, уважно стежити, щоб не впала на голову штукатурка.

Коли приїдуть пожежники, якомога більше розповісти про причину пожежі, описати матеріали, що горять, надати усю інформацію про пожежу.

У разі спалаху випробувального гальмівного стенду з двигуном внутрішнього згоряння спробувати загасити вогонь за допомогою вогнегасників порошкового типу.

ВИСНОВКИ

В першому розділі магістерської роботи розглянуто методики, що застосовуються для перевірки на міцність поршня дизельних ДВЗ від дії механічних та теплових навантажень. Визначено, що використання методу кінцевих елементів є найбільш надійним і водночас найбільш ресурсоемним. Визначено мінімальний запас міцності поршня – 1,8.

В другому розділі виконано огляд особливостей конструкції об'єкта дослідження – двигуна 6ЧН12/14, визначено паспортні характеристики двигуна у виконанні К-164МЗ. Подано основні положення методики теплового розрахунку, динамічного розрахунку двигуна та розрахунку поршня на міцність.

В третьому розділі виконано тепловий розрахунок двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі при частоті обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Побудовані індикаторні діаграми двигуна, визначені індикаторні та ефективні показники. Перевірочним розрахунком за ефективною потужністю, середнім ефективним тиском, ефективною питомою витратою палива визначено похибку теплового розрахунку до 5,3 %.

В четвертому розділі наведено результати динамічного розрахунку двигуна 6ЧН12/14, побудовано графіки сил, діючих в циліндропоршневій групі та кривошипно-шатунному механізмі, та крутних моментів. Визначено екстремуми сил та моментів. Похибка розрахунку складає 5,65 %.

В п'ятому розділі виконано розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна 6ЧН12/14 на номінальному режимі при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, розраховано запас міцності найбільш вразливих місць: днища поршня ($n_{\sigma} = 1,91$), у перерізі x-x ($n_{\sigma} = 7,2$), верхньої кільцевої перемички поршня ($n_{\sigma} = 5,51$).

У шостому розділі наведено результати теплового і динамічного розрахунків двигуна 6ЧН12/14 при частотах обертання $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$; $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$; $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$, розраховано запаси міцності поршня на цих режимах. Зі

збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна запас міцності днища поршня критично зменшується. Гранично безпечні максимальні оберти двигуна $n = 1620 \text{ хв}^{-1}$.

В сьомому розділі складено кошторис витрат на проведення магістерської роботи загальною сумою 32448,75 грн.

В зв'язку з теоретичним характером дослідження для економічної ефективності роботи було використано метод, що враховує важливість, складність та результативність отриманих результатів. Розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{ндр}} = 6,66$, що підтверджує економічну ефективність роботи.

У восьмому розділі проведено аналіз потенційних небезпек, які можуть підстерігати дослідника при проведенні дослідження ДВЗ, розроблено заходи по їх усуненню, розглянуто питання цивільного захисту.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дударева, Н. Ю. Разработка методики моделирования теплового состояния поршней двигателе внутреннего сгорания [Текст] / Н. Ю. Дударева, А. Е. Кишалов, Р. В. Кальшиков, Д. А. Ахмедзянов, А. А. Гапонова // Вестник УГАТУ. – 2019. – № 3 (85). – С. 46–54.
2. Бабанин, В. В. Алгоритм нахождения температурного состояния поршня и его термоупругих деформаций [Текст] / В. В. Бабанин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2010. – № 1. – С. 246–253.
3. Абрамчук, Ф. И. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля [Текст] / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Авраменко // Автомобильный транспорт. – 2009. – № 24.
4. Горшкалев, А. А. Использование CAD/CAE-систем для расчета на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма ДВС [Текст] / А. А. Горшкалев, А. В. Кривцов, Е. А. Сайгаков, Д. В. Сморкалов // Вестник СГАУ. – 2011. – №3–4. – С. 172–176.
5. Бирюк, В. С. Расчёт на прочность элементов ДВС с помощью ANSYS с учётом тепловых процессов в камере сгорания [Текст] / В. С. Бирюк, А. А. Горшкалёв, С. С. Каюков, Е. А. Сайгаков // Вестник СГАУ. – 2015. – № 2. – С. 35–43.
6. Белогуб, А. В. Оценка низкочастотного термонапряженного состояния тонкостенного поршня ДВС [Текст] / А. В. Белогуб, В. А. Пылев // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49.
7. Белогуб, А. В. Исследование температурного поля поршня [Текст] / А. В. Белогуб, А.А. Зотов и др. // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. праць. – Харків : ХАІ. – 2002. – Вип. 31. – С. 100–104.
8. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]. – Учебное пособие для ВУЗов. – 4-е изд., стереотип. / А. И. Колчин, В. П. Демидов – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

9. Конструирование и расчет двигателей : практикум для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» : в 3 ч. Ч. 1 : Расчет деталей цилиндропоршневой и шатунной групп [Текст] / Сост. : В. А. Бармин, А. В. Предко. – Минск : БНТУ, 2016. – 50 с.

10. Расчет на прочность деталей машин : Справочник [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.

11. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

12. Дизели ряда 6Ч12/14. Техническое описание назначение и модификации дизелей и агрегатов. [Электронный ресурс]. – Сайт «Нева-дизель». – Режим доступа: <http://neva-diesel.com/dizeli-ryada-6ch12/14.-tehnicheskoe>

13. Дизели 6Ч12/14 и 6ЧН12/14 [Электронный ресурс]. – Сайт дизелистов СПб ГМТУ. – Режим доступа: <http://www.propulsionplant.ru/dvigateli/dizelnye-dvigateli/proizvodstvennoe-obedinenie-yuzhdizelmash/dizeli-6ch1214-i-6chn1214.html>

14. Краткое Описание дизелей К-559 и К-661 [Электронный ресурс]. – Сайт «Тепловозы». – Режим доступа: <https://www.dieselloc.ru/gruzopodyemnye-kranu-na-zhd/kratkoe-opisanie-dizelei-k-559-i-k-661.html>

15. 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. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

16. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

17. Алюминий АЛ25 [Электронный ресурс]. – Сайт «metallischekiy-portal.ru». – Режим доступа: [http://metallischekiy-](http://metallischekiy-portal.ru)

portal.ru/marki_metallov/alu/AL25

18. 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.

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.

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

22. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

23. Природне і штучне освітлення [Текст] : ДБН В.2.5-28-2018. – На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний з 2019-03-01. – К. : Мінрегіон України, 2018. – 133 с. – (Державні будівельні норми України)

24. Захист територій, будинків і споруд від шуму [Текст] : ДБН В.1.1-31:2013. – На заміну СНиП II-12-77 ; чинний з 01.06.2014. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 75 с. – (Державні будівельні норми України)

25. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б В.1.1-36:2016. – На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2016. – 66 с. – (Національний стандарт України)

26. Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)

27. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.042-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>. – (Державні санітарні норми)

28. Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом [Текст] : ДСТУ Б В.2.5-82:2016. – На заміну ДБН В.2.5-27-2006 ; чинний від 2017-04-01. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 109 с. – (Державний Стандарт України)

29. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-1.71-13. – Чинний від 2014-03-28. – К. : Міненерговугілля України, 2013. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0327-14>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)

30. Опалення, вентиляція та кондиціонування [Текст] : ДБН В.2.5-67:2013. – На заміну СНиП 2.04.05-91 ; крім розділу 5 та додатка 22. ; чинний від 2014-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с. – (Державні будівельні норми України)

ДОДАТОК А – Протоколи теплового розрахунку двигуна 6ЧН12/14 в
комп'ютерній програмі DVS2

ПРОТОКОЛ № 1 ($n = 1500 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{п.к.в.}$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	149800,7	384,4	0,002376	0,001695
190	151711,6	387,3	0,002376	0,001686
200	155895,6	391,8	0,002376	0,001660
210	162655,7	398,0	0,002376	0,001616
220	172522,2	406,1	0,002376	0,001555
230	186332,0	416,4	0,002376	0,001476
240	205366,7	429,4	0,002376	0,001381
250	231589,4	445,5	0,002376	0,001271
260	268059,6	465,4	0,002376	0,001147
270	319675,3	490,1	0,002376	0,001013
280	394545,8	520,9	0,002376	0,000872
290	506622,2	559,5	0,002376	0,000730
300	680898,3	608,3	0,002376	0,000590
310	963841,3	670,3	0,002376	0,000459
320	1443390,6	749,5	0,002376	0,000343
330	2277831,0	848,9	0,002376	0,000246
340	3673797,3	964,6	0,002376	0,000173
350	6345701,4	1229,1	0,002383	0,000128
360	13625956,4	2281,1	0,002428	0,000113
370	12995744,0	2448,9	0,002449	0,000128
380	9027329,8	2290,4	0,002459	0,000173
390	5709686,6	2052,4	0,002463	0,000246
400	3659005,5	1831,1	0,002465	0,000343
410	2459443,1	1647,8	0,002466	0,000459
420	1744347,3	1500,9	0,002467	0,000590
430	1301196,0	1384,0	0,002467	0,000730
440	1015172,9	1290,8	0,002467	0,000872
450	823121,9	1215,4	0,002467	0,001013
460	690790,9	1155,1	0,002467	0,001147
470	597291,5	1106,5	0,002467	0,001271
480	530035,6	1067,3	0,002467	0,001381
490	481168,3	1035,7	0,002467	0,001476
500	445648,8	1010,3	0,002467	0,001555
510	420182,8	990,1	0,002467	0,001616
520	402610,4	974,4	0,002467	0,001660
530	391550,9	962,6	0,002467	0,001686
540	379720,4	955,1	0,002467	0,001695

$L_i = 1929,97 \text{ Дж/цикл}$

$P_i = 1219950 \text{ Па}$

$\eta_i = 0,5169$

$g_i = 0,1639 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$

ПРОТОКОЛ № 2 ($n = 1700 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, Па	T, К	m, кг	V, м ³
180	167342,0	396,1	0,002576	0,001695
190	169337,7	398,7	0,002576	0,001686
200	173867,9	403,0	0,002576	0,00166
210	181264,6	409,1	0,002576	0,001616
220	192113,1	417,1	0,002576	0,001555
230	207338,4	427,4	0,002576	0,001476
240	228358,4	440,4	0,002576	0,001381
250	257346,3	456,6	0,002576	0,001271
260	297689,6	476,7	0,002576	0,001147
270	354812,9	501,8	0,002576	0,001013
280	437698,2	533,0	0,002576	0,000872
290	561801,5	572,3	0,002576	0,00073
300	754818,7	622,0	0,002576	0,00059
310	1068258,5	685,3	0,002576	0,000459
320	1599654,2	766,2	0,002576	0,000343
330	2524730,6	867,9	0,002576	0,000246
340	4073497,6	986,5	0,002576	0,000173
350	7015025,0	1253,2	0,002583	0,000128
360	14934101,3	2306,2	0,002632	0,000113
370	14264736,5	2479,7	0,002655	0,000128
380	9933129,3	2324,9	0,002665	0,000173
390	6296541,7	2088,0	0,002670	0,000246
400	4042550,2	1866,3	0,002672	0,000343
410	2721432,7	1682,0	0,002674	0,000459
420	1932663,7	1534,1	0,002674	0,00059
430	1443255,6	1416,2	0,002674	0,00073
440	1127061,6	1322,1	0,002674	0,000872
450	914594,7	1245,9	0,002674	0,001013
460	768094,4	1184,8	0,002674	0,001147
470	664530,2	1135,7	0,002674	0,001271
480	590009,2	1096,0	0,002674	0,001381
490	535855,0	1064,0	0,002674	0,001476
500	496496,4	1038,4	0,002674	0,001555
510	468290,6	1018,0	0,002674	0,001616
520	448849,4	1002,2	0,002674	0,00166
530	436646,6	990,3	0,002674	0,001686
540	423083,5	982,8	0,002674	0,001695

$L_i = 2127,42 \text{ Дж/цикл}$

$P_i = 1344763,7 \text{ Па}$

$\eta_i = 0,5281$

$g_i = 0,1604 \text{ кг/(кВт·год)}$

ПРОТОКОЛ № 3 ($n = 1900 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	187059,7	408,1	0,002795	0,001695
190	189167,7	410,5	0,002795	0,001686
200	194104,4	414,7	0,002795	0,001660
210	202235,5	420,7	0,002795	0,001616
220	214208,6	428,7	0,002795	0,001555
230	231049,1	439,0	0,002795	0,001476
240	254329,3	452,0	0,002795	0,001381
250	286460,8	468,4	0,002795	0,001271
260	331203,2	488,8	0,002795	0,001147
270	394577,2	514,3	0,002795	0,001013
280	486554,1	546,1	0,002795	0,000872
290	624292,7	586,1	0,002795	0,000730
300	838546,6	636,8	0,002795	0,000590
310	1186523,1	701,5	0,002795	0,000459
320	1776586,2	784,2	0,002795	0,000343
330	2804105,3	888,4	0,002795	0,000246
340	4525273,6	1010,0	0,002795	0,000173
350	7767920,1	1279,0	0,002803	0,000128
360	16381241,3	2331,7	0,002856	0,000113
370	15656814,5	2508,8	0,002880	0,000128
380	10920995,8	2356,2	0,002891	0,000173
390	6934120,9	2119,6	0,002897	0,000246
400	4458185,4	1897,2	0,002899	0,000343
410	3004841,0	1712,0	0,002900	0,000459
420	2136117,6	1563,0	0,002901	0,000590
430	1596592,0	1444,1	0,002901	0,000730
440	1247749,4	1349,2	0,002901	0,000872
450	1013211,2	1272,3	0,002901	0,001013
460	851404,8	1210,6	0,002901	0,001147
470	736975,6	1161,0	0,002901	0,001271
480	654616,3	1120,9	0,002901	0,001381
490	594761,1	1088,6	0,002901	0,001476
500	551264,8	1062,7	0,002901	0,001555
510	520108,0	1042,2	0,002901	0,001616
520	498655,4	1026,3	0,002901	0,001660
530	485223,9	1014,5	0,002901	0,001686
540	469780,3	1007,0	0,002901	0,001695

$$L_i = 2335,49 \text{ Дж/цикл}$$

$$P_i = 1476289,9 \text{ Па}$$

$$\eta_i = 0,5369$$

$$g_i = 0,1578 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$$

ПРОТОКОЛ № 4 ($n = 2100 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	208998,5	420,1	0,003033	0,001695
190	211243,3	422,5	0,003033	0,001686
200	216644,4	426,5	0,003033	0,00166
210	225605,8	432,4	0,003033	0,001616
220	238844,7	440,4	0,003033	0,001555
230	257498,9	450,8	0,003033	0,001476
240	283313,9	464,1	0,003033	0,001381
250	318967,7	480,7	0,003033	0,001271
260	368636,1	501,4	0,003033	0,001147
270	439006,5	527,3	0,003033	0,001013
280	541155,5	559,7	0,003033	0,000872
290	694145,3	600,6	0,003033	0,00073
300	932144,3	652,3	0,003033	0,00059
310	1318721,1	718,5	0,003033	0,000459
320	1974318,8	803,1	0,003033	0,000343
330	3116183,6	909,8	0,003033	0,000246
340	5029554,5	1034,5	0,003033	0,000173
350	8604787,8	1305,6	0,003041	0,000128
360	17966149,9	2356,9	0,003098	0,000113
370	17171533,2	2536,0	0,003125	0,000128
380	11991134,7	2384,5	0,003137	0,000173
390	7622776,0	2147,7	0,003143	0,000246
400	4906227,9	1924,4	0,003146	0,000343
410	3309920,5	1738,1	0,003147	0,000459
420	2354905,1	1588,2	0,003147	0,00059
430	1761358,5	1468,4	0,003148	0,00073
440	1377358,0	1372,7	0,003148	0,000872
450	1119069,6	1295,2	0,003148	0,001013
460	940802,8	1233,0	0,003148	0,001147
470	814694,7	1182,9	0,003148	0,001271
480	723913,3	1142,5	0,003148	0,001381
490	657934,7	1110,0	0,003148	0,001476
500	609995,4	1083,9	0,003148	0,001555
510	575670,7	1063,2	0,003148	0,001616
520	552059,4	1047,3	0,003148	0,00166
530	537309,6	1035,4	0,003148	0,001686
540	519833,9	1027,9	0,003148	0,001695

$$L_i = 2554,27 \text{ Дж/цикл}$$

$$P_i = 1614581,6 \text{ Па}$$

$$\eta_i = 0,5438$$

$$g_i = 0,1558 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$$

ДОДАТОК Б
 Протоколи динамічного розрахунку двигуна бЧН12/14 в комп'ютерній
 програмі DVS2

ПРОТОКОЛ № 1 ($n = 1500 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-7978,2	0,0	-7978,2	0,0	-7978,2	0,0
20	-7139,4	-674,5	-7171,2	-3075,7	-6478,2	-215,3
40	-4874,7	-875,5	-4952,7	-3804,0	-3171,5	-266,3
60	-1837,8	-450,7	-1892,3	-1816,9	-528,6	-127,2
80	1171,9	329,7	1217,4	1211,4	-121,2	84,8
100	3508,9	987,2	3645,2	3284,2	-1581,5	229,9
120	4891,4	1199,4	5036,3	3636,3	-3484,4	254,5
140	5435,0	976,1	5522,0	2745,8	-4790,9	192,2
160	5507,3	520,3	5531,8	1394,7	-5353,1	97,6
180	5426,7	0,0	5426,7	0,0	-5426,7	0,0
200	5522,7	-521,8	5547,3	-1398,6	-5368,1	-97,9
220	5638,3	-1012,6	5728,5	-2848,5	-4970,1	-199,4
240	5465,8	-1340,3	5627,7	-4063,4	-3893,6	-284,4
260	4791,8	-1348,1	4977,8	-4484,9	-2159,7	-313,9
280	3884,1	-1092,7	4034,9	-4014,8	-401,7	-281,0
300	4110,1	-1007,9	4231,9	-4063,4	1182,2	-284,4
320	9689,4	-1740,2	9844,5	-7561,3	6304,0	-529,3
340	32628,3	-3082,5	32773,6	-14056,2	29606,3	-983,9
360	144249,0	0,0	144249,0	0,0	144249,0	0,0
380	93123,2	8797,8	93537,9	40117,2	84498,2	2808,2
400	34725,9	6236,6	35281,5	27098,9	22592,8	1896,9
420	16127,1	3954,6	16604,9	15943,8	4638,8	1116,1
440	10897,2	3065,8	11320,2	11264,0	-1126,9	788,5
460	9568,7	2692,0	9940,2	8955,9	-4312,7	626,9
480	9134,6	2239,9	9405,2	6790,8	-6507,1	475,4
500	8724,7	1566,9	8864,2	4407,8	-7690,7	308,5
520	8310,6	785,1	8347,6	2104,6	-8077,9	147,3
540	8024,8	0,0	8024,8	0,0	-8024,8	0,0
560	6522,3	-616,2	6551,3	-1651,7	-6339,7	-115,6
580	4920,4	-883,7	4999,1	-2485,8	-4337,2	-174,0
600	3688,4	-904,4	3797,6	-2742,0	-2627,4	-191,9
620	2305,9	-648,7	2395,5	-2158,3	-1039,3	-151,1
640	-31,1	8,7	-32,3	32,1	3,2	2,2
660	-3040,8	745,6	-3130,9	3006,3	-874,7	210,4
680	-6077,7	1091,5	-6174,9	4742,8	-3954,2	332,0
700	-8342,4	788,1	-8379,6	3593,9	-7569,8	251,6
720	-9181,2	0,0	-9181,2	0,0	-9181,2	0,0

ПРОТОКОЛ № 2 (n = 1700 xB⁻¹)

$\varphi, ^\circ$ П.К.В.	P, H	N, H	S, H	T, H	K, H	M, H·M
0	-10210,0	0,0	-10210,0	0,0	-10210,0	0,0
20	-9133,1	-862,8	-9173,7	-3934,5	-8287,2	-275,4
40	-6225,2	-1118,0	-6324,8	-4857,9	-4050,1	-340,1
60	-2326,0	-570,4	-2394,9	-2299,5	-669,0	-161,0
80	1538,4	432,8	1598,1	1590,2	-159,1	111,3
100	4539,1	1277,0	4715,3	4248,4	-2045,8	297,4
120	6314,0	1548,3	6501,1	4694,0	-4497,9	328,6
140	7012,1	1259,3	7124,3	3542,6	-6181,0	248,0
160	7104,9	671,2	7136,5	1799,3	-6906,0	125,9
180	7010,3	0,0	7010,3	0,0	-7010,3	0,0
200	7118,9	-672,5	7150,6	-1802,8	-6919,6	-126,2
220	7232,2	-1298,9	7347,9	-3653,8	-6375,1	-255,8
240	6943,8	-1702,7	7149,5	-5162,1	-4946,5	-361,3
260	5952,2	-1674,6	6183,3	-5571,0	-2682,7	-390,0
280	4533,7	-1275,5	4709,7	-4686,3	-468,8	-328,0
300	4252,8	-1042,8	4378,8	-4204,4	1223,3	-294,3
320	9900,2	-1778,0	10058,6	-7725,8	6441,1	-540,8
340	34946,7	-3301,6	35102,4	-15055,0	31710,0	-1053,9
360	156595,0	0,0	156595,0	0,0	156595,0	0,0
380	101161,0	9557,1	101611,0	43579,7	91791,1	3050,6
400	37504,9	6735,7	38104,9	29267,5	24400,8	2048,7
420	17562,4	4306,5	18082,7	17362,7	5051,6	1215,4
440	12323,5	3467,0	12801,9	12738,3	-1274,4	891,7
460	11267,8	3170,0	11705,2	10546,2	-5078,5	738,2
480	11030,4	2704,8	11357,2	8200,2	-7857,6	574,0
500	10671,8	1916,6	10842,5	5391,5	-9407,0	377,4
520	10226,1	966,1	10271,7	2589,7	-9939,9	181,3
540	9900,2	0,0	9900,2	0,0	-9900,2	0,0
560	8121,9	-767,3	8158,0	-2056,8	-7894,5	-144,0
580	6215,9	-1116,4	6315,4	-3140,4	-5479,3	-219,8
600	4702,0	-1153,0	4841,3	-3495,6	-3349,5	-244,7
620	2927,0	-823,5	3040,7	-2739,6	-1319,2	-191,8
640	-73,6	20,7	-76,5	76,1	7,6	5,3
660	-3938,0	965,7	-4054,7	3893,3	-1132,7	272,5
680	-7837,2	1407,5	-7962,6	6115,9	-5098,9	428,1
700	-10745,1	1015,1	-10792,9	4629,0	-9749,9	324,0
720	-11822,0	0,0	-11822,0	0,0	-11822,0	0,0

ПРОТОКОЛ № 3 (n = 1900 xB⁻¹)

$\varphi, ^\circ$ П.К.В.	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-12734,2	0,0	-12734,2	0,0	-12734,2	0,0
20	-11388,0	-1075,9	-11438,7	-4905,9	-10333,2	-343,4
40	-7753,1	-1392,4	-7877,1	-6050,2	-5044,2	-423,5
60	-2879,0	-706,0	-2964,3	-2846,2	-828,1	-199,2
80	1951,6	549,1	2027,4	2017,3	-201,8	141,2
100	5702,5	1604,3	5923,9	5337,3	-2570,2	373,6
120	7921,2	1942,4	8155,9	5888,8	-5642,8	412,2
140	8793,8	1579,3	8934,5	4442,7	-7751,6	311,0
160	8909,8	841,7	8949,5	2256,3	-8660,4	157,9
180	8799,2	0,0	8799,2	0,0	-8799,2	0,0
200	8922,4	-842,9	8962,1	-2259,5	-8672,6	-158,2
220	9033,6	-1622,4	9178,1	-4563,9	-7963,0	-319,5
240	8614,4	-2112,4	8869,6	-6404,1	-6136,5	-448,3
260	7264,3	-2043,7	7546,3	-6799,0	-3274,1	-475,9
280	5268,9	-1482,3	5473,4	-5446,2	-544,9	-381,2
300	4415,8	-1082,8	4546,6	-4365,6	1270,2	-305,6
320	10141,5	-1821,4	10303,8	-7914,1	6598,1	-554,0
340	37566,8	-3549,1	37734,1	-16183,7	34087,4	-1132,9
360	170193,0	0,0	170193,0	0,0	170193,0	0,0
380	109838,0	10376,9	110328,0	47318,1	99665,3	3312,3
400	40443,6	7263,5	41090,7	31560,8	26312,7	2209,3
420	19078,4	4678,3	19643,6	18861,5	5487,7	1320,3
440	13870,4	3902,2	14408,9	14337,3	-1434,4	1003,6
460	13142,6	3697,5	13652,8	12300,8	-5923,5	861,1
480	13137,6	3221,5	13526,8	9766,8	-9358,7	683,7
500	12842,3	2306,4	13047,8	6488,1	-11320,3	454,2
520	12363,8	1168,1	12418,9	3131,1	-12017,7	219,2
540	11994,0	0,0	11994,0	0,0	-11994,0	0,0
560	9915,1	-936,7	9959,2	-2510,9	-9637,5	-175,8
580	7676,7	-1378,7	7799,5	-3878,3	-6766,9	-271,5
600	5849,0	-1434,3	6022,3	-4348,3	-4166,6	-304,4
620	3630,3	-1021,3	3771,2	-3397,8	-1636,2	-237,8
640	-120,6	33,9	-125,3	124,7	12,5	8,7
660	-4951,2	1214,1	-5097,9	4894,9	-1424,2	342,6
680	-9825,3	1764,6	-9982,5	7667,3	-6392,4	536,7
700	-13460,2	1271,6	-13520,1	5798,6	-12213,5	405,9
720	-14806,4	0,0	-14806,4	0,0	-14806,4	0,0

ПРОТОКОЛ № 4 ($n = 2100 \text{ хв}^{-1}$)

$\varphi, ^\circ \text{П.К.В.}$	P, H	N, H	S, H	T, H	K, H	M, H·M
0	-15524,5	0,0	-15524,5	0,0	-15524,5	0,0
20	-13880,5	-1311,4	-13942,3	-5979,7	-12594,9	-418,6
40	-9441,6	-1695,7	-9592,6	-7367,9	-6142,7	-515,8
60	-3489,3	-855,6	-3592,7	-3449,7	-1003,7	-241,5
80	2409,8	678,0	2503,3	2490,9	-249,2	174,4
100	6990,3	1966,6	7261,7	6542,6	-3150,6	458,0
120	9699,9	2378,5	9987,2	7211,1	-6909,8	504,8
140	10765,4	1933,4	10937,7	5438,8	-9489,6	380,7
160	10907,1	1030,4	10955,6	2762,1	-10601,7	193,4
180	10779,2	0,0	10779,2	0,0	-10779,2	0,0
200	10918,7	-1031,5	10967,3	-2765,1	-10613,0	-193,6
220	11027,9	-1980,6	11204,4	-5571,4	-9721,0	-390,0
240	10464,9	-2566,1	10774,9	-7779,8	-7454,8	-544,6
260	8719,5	-2453,1	9058,0	-8161,0	-3930,0	-571,3
280	6088,4	-1712,9	6324,7	-6293,3	-629,6	-440,5
300	4607,5	-1129,8	4744,0	-4555,1	1325,3	-318,9
320	10431,8	-1873,5	10598,7	-8140,6	6787,0	-569,8
340	40517,0	-3827,8	40697,4	-17454,6	36764,4	-1221,8
360	185057,0	0,0	185057,0	0,0	185057,0	0,0
380	119183,0	11259,7	119714,0	51343,6	108144,0	3594,1
400	43562,4	7823,6	44259,3	33994,5	28341,8	2379,6
420	20684,7	5072,1	21297,5	20449,5	5949,7	1431,5
440	15537,5	4371,3	16140,7	16060,5	-1606,8	1124,2
460	15185,0	4272,1	15774,5	14212,4	-6844,0	994,9
480	15443,6	3787,0	15901,2	11481,1	-11001,4	803,7
500	15221,9	2733,8	15465,5	7690,3	-13417,9	538,3
520	14708,9	1389,6	14774,4	3724,9	-14297,1	260,7
540	14291,6	0,0	14291,6	0,0	-14291,6	0,0
560	11887,1	-1123,0	11940,1	-3010,3	-11554,3	-210,7
580	9287,9	-1668,1	9436,5	-4692,3	-8187,1	-328,5
600	7116,4	-1745,0	7327,2	-5290,4	-5069,4	-370,3
620	4406,8	-1239,8	4577,9	-4124,6	-1986,2	-288,7
640	-173,7	48,9	-180,5	179,6	18,0	12,6
660	-6072,8	1489,1	-6252,7	6003,8	-1746,8	420,3
680	-12025,1	2159,6	-12217,5	9384,0	-7823,6	656,9
700	-16464,0	1555,4	-16537,3	7092,6	-14939,1	496,5
720	-18108,0	0,0	-18108,0	0,0	-18108,0	0,0

ДОДАТОК В

Специфікації складальних креслень двигуна 6ЧН12/14

