

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення температурного режиму функціонування циліндрів
двигуна з повітряним охолодженням»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Романченко В.М.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

Гмирко Віталій Сергійович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**

(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Гмирко Віталій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення температурного режиму функціонування циліндрів двигуна з повітряним охолодженням»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості циліндро-поршневої групи двигунів з повітряним охолодженням, що використовуються на тракторах універсально-просапних

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1 Стан питання, мета та завдання дослідження

2 Дослідження впливу теплонапруженості на зношування деталей циліндро-поршневої групи

3 Запропонований варіант конструкції гільзи циліндра двигуна внутрішнього згоряння та його характеристики

4 Економічна оцінка запропонованих технічних рішень

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Романченко В.М.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Гмирко В.С.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 51 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 23 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення температурного режиму функціонування циліндрів двигуна з повітряним охолодженням».

Отримані аналітичні залежності розподілу температурних полів у гільзі двигуна з повітряним охолодженням показали, що зносостійкість її робочої поверхні можна підвищити на 12...14% за рахунок зміни фізико-механічних характеристик, яка досягається шляхом наскрізного штифтування стінки гільзи матеріалами, що мають коефіцієнти теплопровідності та теплопередачі, відмінні від коефіцієнтів основного металу гільзи.

Теоретичні дослідження впливу вставок у тілі гільзи, що підвищують зносостійкість, на основні експлуатаційні показники двигуна підтвердили правильність висунутої гіпотези. У результаті встановлено, що штифтування стінки гільзи міддю М1 дозволило би зменшити зношування на 29...42% порівняно із суцільними.

У результаті проведених досліджень з метою покращення експлуатаційних показників двигуна з повітряним охолодженням було розроблено конструкцію гільзи. При цьому розрахунковий ресурс циліндро-поршневої групи з експериментальними гільзами збільшується на 12,3 %.

Ключові слова: гільза циліндра; двигун повітряного охолодження; зносостійкість; теплонапруженість; циліндро-поршнева група; штифтування гільзи; теплопровідність; трибологічні властивості; температурне поле; ресурс двигуна.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Основні причини відмов автотракторних дизелів	10
1.2. Аналіз методів підвищення зносостійкості гільз циліндрів тракторних дизелів	14
1.3. Оцінка впливу теплонапруженості деталей на їхню зносостійкість	21
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОСТІ НА ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ.....	26
2.1 Оцінка теплонапруженості гільзи під час експлуатації	26
2.2 Математичне моделювання розподілу температурного поля гільзи при зміні її конструкції	29
РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ КОНСТРУКЦІЇ ГІЛЬЗИ ЦИЛІНДРА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	40
3.1 Температура зовнішньої поверхні гільзи.....	42
3.2 Визначення зміни основних експлуатаційних показників двигуна з експериментальними гільзами під час експлуатації.....	43
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	46
ВИСНОВКИ.....	49
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	50
ДОДАТКИ.....	52

ВСТУП

Незважаючи на заходи, що вживаються урядом, істотних поліпшень в АПК досі не досягнуто. Так, технічна оснащеність рослинницьких галузей знизилася порівняно з 2010 р. удвічі і поступається розвиненим країнам Заходу за цим показником приблизно вп'ятеро. Існуючі парки машин не відповідають потребам села ні за кількістю, ні за структурою та технічним рівнем. Забезпеченість сільських товаровиробників основними видами техніки на кінець агросезону 2020 р. склала: по тракторах – 52 %, зерно- та кормозбиральних комбайнів відповідно 51 та 71 %.

Сьогодні з технічних причин трактори простоюють понад 25% робочого часу зміни, комбайни – близько 40%. Крім того, від виконання сільськогосподарських робіт машини доводиться відволікати для планових ремонтів та періодичного обслуговування, що скорочує тривалість робочих змін ще на 5...8%. Дослідження показують, що в умовах реальної експлуатації коефіцієнт оперативної готовності тракторів у господарствах не перевищує 70...75%. З цих причин сільськогосподарські та інші підприємства повинні мати парк самохідних машин, на 8...15% більший за оптимальний. Основна тяжкість робіт, пов'язаних із сервісом машин та обладнання, лежить на їх споживачах (96...98 % сумарного обсягу робіт).

Заводи-виробники компенсують зниження випуску машин підвищенням відпускних цін, а неможливість організації фірмового сервісу через слабкі виробничі потужності пояснюють дефіцитом техніки, запчастин та матеріалів, перекладаючи цю турботу на плечі споживачів. Однак зараз, коли трудові ресурси села різко скоротилися, а рівень надійності машин знизився, вирішити це завдання практично неможливо. У цій ситуації накопичений у минулі роки у сільгоспмашинобудуванні величезний потенціал різко скоротився, а підприємства опинилися у критичному становищі. Заводи простоюють, втрачають кваліфіковані кадри, вимушено виводять виробничі потужності, згортають НДР. Невідворотно наростає технічне та технологічне відставання підприємств галузі від провідних закордонних фірм.

За останні 12 років через різкий спад платоспроможності сільськогосподарських підприємств та інших обставин парк тракторів у сільському господарстві України зменшився приблизно вдвічі, застарів фізично та морально. За забезпеченістю АПК тракторами Україна відстає, наприклад, від США у 5,7 рази, і це відставання зростає [1].

Підтримка державою сільського господарства та пов'язаних з нею галузей поки що дуже слабка, при цьому тракторне та сільськогосподарське машинобудування перебуває у критичному стані.

Вітчизняний виробник, щоб продовжувати працювати і розвиватися, повинен випускати техніку, що відповідає як українським, так й світовим стандартам. Для цього він має інвестувати гроші в технічний розвиток свого виробництва з метою підвищення якості продукції, що випускається, з одного боку, а з іншого – зниження її собівартості. На жаль, більшість машинобудівних підприємств або зовсім не мають коштів для технічного розвитку, або мають їх небагато.

Якщо за надійністю, якістю виготовлення вузлів і деталей, збиранням, продуктивністю українська техніка відповідатиме своїм закордонним аналогам, то можна сміливо сказати, що конкурентна боротьба буде виграна. Це єдиний шлях, який дає змогу утримати позиції на ринку. Вітчизняні вироби поки що залишаються дешевшими за імпортні, оскільки у нас дешевші енергетичні складові та дешевше праця.

Двигуни повітряного охолодження, поряд з меншою металоємністю, зниженою чутливістю до коливань температури, особливо цінною при експлуатації транспортного засобу в районах зі спекотним або холодним кліматом, і простотою обслуговування, мають ряд недоліків, а саме [2 – 5]: нерівномірність охолодження першого і наступного циліндрів (для останнього гірші умови, пов'язані з віддаленістю від вентилятора примусового охолодження, а також закритістю від потоку повітря попередніми циліндрами; велика теплова напруженість окремих деталей; значна витрата потужності на привід вентилятора; погіршення наповнення циліндра, що призводить до того,

що при однакових частотах обертання колінчастого валу та інших параметрах двигун з повітряним охолодженням розвиває трохи меншу потужність, ніж двигун з рідинним охолодженням; підвищений шум під час роботи.

При повітряному охолодженні інтенсивність відведення теплоти від стінок гільз знижується дуже сильно, що суттєво впливає на надійність двигуна загалом. Так, при нерухомих відносно стінок води та повітря і при однакових різницях температур коефіцієнти тепловіддачі різняться в 30 разів, при русі зі швидкістю 1...3 м/с води та 50 м/с повітря вони відрізняються у 13...15 разів. При кипінні води інтенсивність тепловіддачі перевищує інтенсивність тепловіддачі повітря приблизно в 40 разів.

Якщо врахувати, що енергетична інтенсивність зносу [1] залежить від температури контактуючих тіл, стає очевидним актуальність дослідження залежності експлуатаційних показників двигунів від перерозподілу температурних полів у гільзах.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Система повітряного охолодження автомобільних та тракторних двигунів складається з ряду елементів, що регулюють її роботу та підтримують заданий тепловий стан двигуна.

Принципова схема повітряного охолодження включає підкапотний простір, закритий відповідними кузовними панелями; аксіальний або відцентровий вентилятор з напрямним апаратом, що приводиться від колінчастого валу двигуна; направляючі панелі сорочки охолодження, а також органи, що керують витратою повітря, наприклад у вигляді керованих термостатами заслінок, що дроселюють вхід або вихід повітря, або автоматичної муфти регулювання частоти обертання валу вентилятора.

У потоці повітря, що охолоджує, розміщують масляний радіатор (рис. 1.2). Для контролю теплового стану двигуна є датчик температури і прилад, що показує значення в кабіні водія.

У найбільш поширених системах з вентилятором застосовують дві принципові схеми подачі охолоджуючого повітря: з вентилятором, що нагнітає повітря, і вентилятором, що відсмоктує його. Нагнітаючий вентилятор працює в потоці холодного і щільнішого повітря, має більшу подачу і вимагає менших енергетичних витрат.

Менш економічний відсмоктуючий вентилятор забезпечує більш рівномірне охолодження циліндрів без складних напрямних та розподільних дефлекторів (рис. 1.2). Для підтримки оптимального теплового режиму двигуна регулюють кількість повітря, що подається до системи.

Найпростіший варіант – дроселювання потоку повітря в системі за допомогою заслінок, що керуються вручну або термостатом.

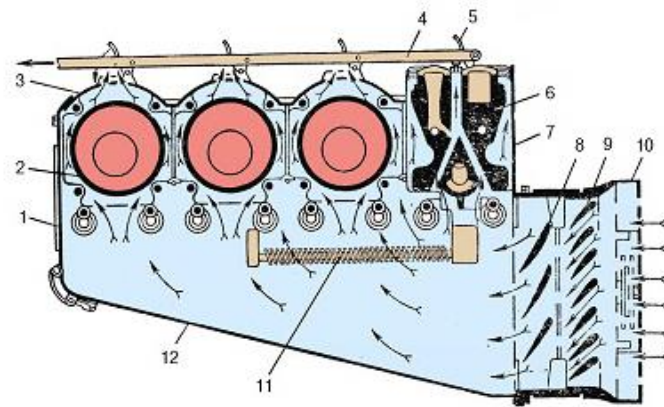
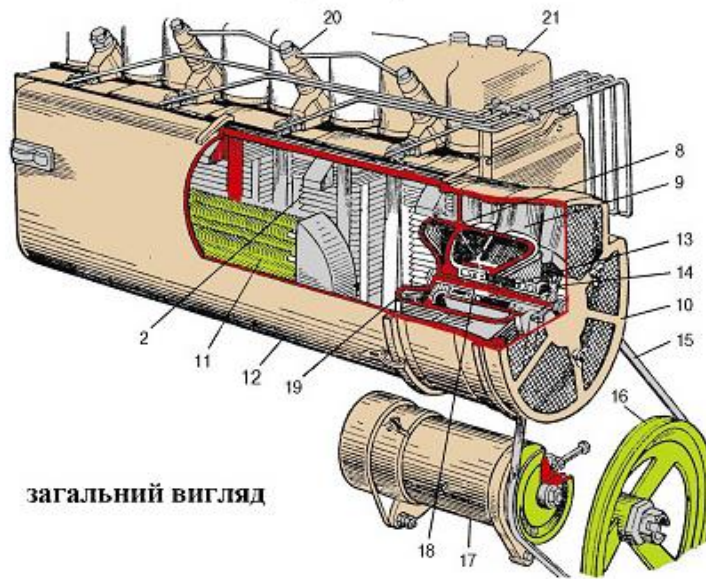


схема потоку повітря



загальний вигляд

1, 3, 7 – задній, середній і передній дефлектори; 2 – циліндр; 4 – тяга управління жалюзі; 5 – жалюзі; 6 – головка циліндра; 8 – ротор вентилятора; 9 – напрямний апарат; 10 – захисна сітка; 11 – масляний радіатор; 12 – кожух; 13 – вал; 14, 16 – шків; 15 – пас; 17 – генератор; 18 – стяжний болт; 19 – обтічник; 20 – форсунка; 21 – ковпак клапанного механізму

Рисунок 1.1 – Повітряна система охолодження

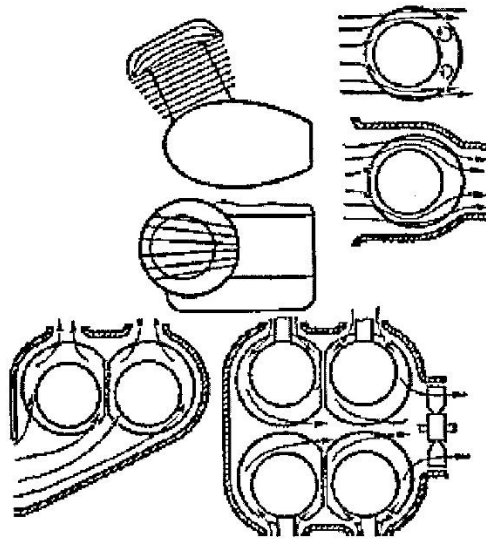


Рисунок 1.2 – Схеми повітряного охолодження

1.1 Основні причини відмов автотракторних дизелів

У процесі експлуатації сільськогосподарської техніки, у тому числі тракторів, відбуваються незворотні зміни в геометрії поверхонь та структурі матеріалів, з яких виконані деталі. В результаті, після закінчення деякого часу, настає відмова елемента або групи елементів, що складають механізм.

У табл. 1.1 наведені дані щодо відмов елементів двигуна, усунення яких пов'язане із заміною деталей або складальних одиниць [1], при цьому, найчастіше зустрічаються дефекти наведені в табл. 1.2 та на рис. 1.3.

Таблиця 1.1 – Роботи з усунення відмов двигунів автотракторної техніки

Найменування відмов і замін	Частота повторів, %;	Середній наробіток, тис. км
Заміна вкладишів підшипників колінчатого валу	59	88
Заміна поршневих кілець	59	96
Ремонт паливного насоса високого тиску	21	106
Заміна форсунок	28	87

Таблиця 1.2 – Найпоширеніші дефекти двигунів

№	Найменування дефекту	Кількість, шт.
1	Провертання шатунних вкладишів	149
2	Підвищена витрата оливи	52
3	Задир ЦПГ	69
4	Протікання охолоджувальної рідини та оливи	91
5	Дефекти корінних підшипників колінчатого валу	17
6	Руйнування шатунних болтів та шатунів	143
7	Руйнування колінчатого валу	22
8	Руйнування поршнів	17
9	Дефекти штовхачів	43
10	Розсухарювання клапанів	21

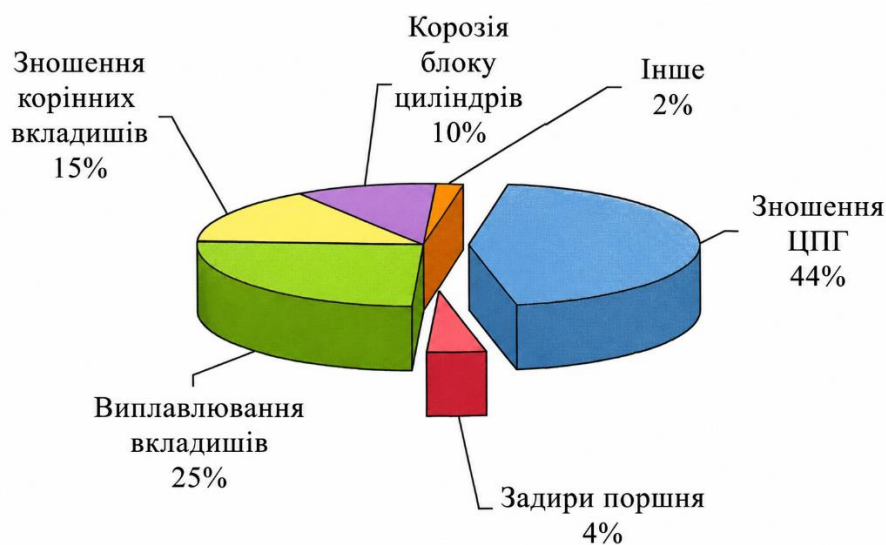


Рисунок 1.3 – Ресурсні відмови деталей та вузлів автотракторних двигунів

У свою чергу відмови гільз циліндрів двигунів з повітряним охолодженням можуть бути згруповані за такими позиціями – табл. 1.3 [1, 2].

Таблиця 1.3 – Розподіл ймовірності відмови гільз циліндрів

Відмова	Причини виникнення відмов	Середня ймовірність
Зношення внутрішньої поверхні гільзи	Порушення герметичності повітряного тракту	0,20
	Порушення строків заміни оливи	0,25
	Низька якість оливи	0,25
	Низька якість механічної обробки	0,20
	Низька якість матеріалу гільз	0,10
Задири внутрішньої поверхні гільз	Перекіс та згин шатуна	0,25
	Низька якість обробки гільзи	0,20
	Марка оливи не відповідає ТУ	0,15
	Недостатня обкатка	0,40
Зношення посадочного пояса	Неперпендикулярність осі гільзи	0,10
	Згин та скрученість шатуна	0,25
	Підвищена вібрація	0,30
	Низька якість матеріалу	0,20
	Зміщення осі циліндра	0,15
Злами ребер охолодження	Перегрів	0,40
	Низька якість виготовлення	0,20
	Порушення умов експлуатації	0,40
Тріщини гільз	Низька якість матеріалу гільз	0,70
	Перегрів	0,30

У розподілі відмов двигунів істотну роль відіграє теплове руйнування (табл.1.4) [3 – 5].

Таблиця 1.4 – Розподіл відмов двигунів

№ з/п	Причини відмов	Кількість, %
1	Зношування	40...50
2	Пластична деформація	17...26
3	Втомне руйнування	13...18
4	Теплове руйнування	12...14
5	Корозія	0,3...4
6	Інші	3...4

Аналіз наведених даних показує, що вузол ущільнення «гільза-поршень-кільця» є ресурсовизначальним для двигуна. При цьому витрати на ремонт, відновлення та заміну деталей ЦПГ є найбільшими в порівнянні з витратами на ремонт, відновлення та заміну інших деталей двигуна (співставлення витрат на підтримку працездатності до вартості трактора за термін служби становить 500...650%).

Теорія надійності машин класифікує відмови за часом появи [4 – 12]: приробіткові, параметр потоку відмов яких знижується з часом під час експлуатації машини; закономірні, параметр потоку відмов яких збільшується; раптові – параметр потоку постійний.

Зростання потоку закономірних відмов пов'язаний зі зміною технічного стану вузлів і деталей машини, двигуна, механізму. Більше того, через флуктуацію станів однойменних елементів знижуються ресурсні можливості всього механізму [2, 5]. У літературі наголошується, що витрати на усунення відмов при стратегії очікування відмови у 3...5 разів вище, ніж при запобіжному ремонті, хоча, як правило, саме стратегія очікування застосовується до двигуна [6 – 10].

Аналіз літературних джерел показує, що на закономірні відмови основних елементів двигуна припадає 58%, трудомісткості усунення відмов – 87%, простоїв при поточному ремонті – 76%, витрат за запасні частини – 83% [1].

Тому завдання підвищення безвідмовності роботи ресурсовизначальних елементів двигуна за рахунок поліпшення умов експлуатації, а саме створення

оптимальних умов мащення, оптимізації температурних режимів, у тому числі, зниження теплонапруженості деталей, зниження деформацій тощо є дуже актуальним.

1.2. Аналіз методів підвищення зносостійкості гільз циліндрів тракторних дизелів

Сучасні трактори та мобільні сільськогосподарські машини оснащуються форсованими дизельними двигунами з високою питомою потужністю. Вони працюють у широкому діапазоні навантажень і швидкісних режимів, у різних ґрунтових і кліматичних умовах, в умовах підвищеної запиленості атмосферного повітря та значних перепадів його температури протягом усього року [2, 8].

На зносостійкість циліндро-поршневої групи впливають температура, дія сил тертя, стан і тип мащення, запиленість повітря, конструкція деталей, спосіб відновлення та ремонту зношених деталей, дотримання технології ремонту й експлуатації. До основних параметрів, що визначають роботу трибоспряження, належать конструкція вузла, прикладені зовнішні сили, умови мащення, матеріали деталей трибоспряження, вид обробки їхніх поверхонь, наявність або відсутність вібрацій, температура в зоні тертя [3, 5].

Умови експлуатації тракторних дизелів характеризуються їхнім значним навантаженням, змінним характером роботи та підвищеною запиленістю повітря.

Середнє навантаження двигунів тракторів становить 60...80%, а під час виконання важкої оранки – 85...100%. Під час роботи двигуна на циліндро-поршкову групу діють значні змінні динамічні навантаження, абразивні та газові середовища, високі температури й тиски. Тиск газів у циліндрі двигуна досягає 5,5...9 МПа. Температура газів у камері згоряння досягає 1600...2100°C [3, 4, 6].

Унаслідок високої запиленості навколишнього повітря відбувається потрапляння пилу в циліндри двигуна через недостатню ефективність системи живлення повітрям, через негерметичності у впускному тракті, а також у результаті забруднення оливи та палива. Наявність пилу в циліндрах двигуна

спричиняє абразивне зношування деталей та посилює адгезійну взаємодію тертьових поверхонь. Потрапляння пилу в оливу, забруднення моторної оливи двигунів водою та паливом є основними причинами погіршення експлуатаційних властивостей оливи, зумовленого зменшенням їхньої в'язкості та вичерпанням присадок, що призводить до збільшення зношування двигуна [3, 4, 5, 8].

На зношування деталей циліндро-поршневої групи впливають взаємне розташування та зазори деталей кривошипно-шатунного механізму. Непаралельність осей шатунних шийок відносно корінних, неперпендикулярність осі циліндра відносно осі колінчастого вала, неточність взаємного розташування осей верхньої та нижньої головок шатуна призводять до перекосу поршня в циліндрі, що погіршує припрацювання поршнів, кілець і корінних вкладишів колінчастого валу. У разі перекосу погіршується контакт кілець із циліндром, зростає витрата оливи на угар, відбувається її швидке старіння та забруднення продуктами згоряння палива. Динамічні зусилля в циліндро-поршневій групі під час «перекладок» поршня значною мірою залежать від початкового зазору в з'єднанні поршень-циліндр, який істотно впливає на перекіс поршня [4, 5, 9, 10].

Гільзи циліндрів під час роботи сприймають механічні та теплові навантаження, а також піддаються зношуванню. Умови в камері згоряння двигунів зумовлюють такі основні вимоги, що висувуються до гільз циліндрів: міцність стінок при дії на них сил тиску газів; зносостійкість дзеркала циліндра при тривалій експлуатації двигуна; невеликі втрати на тертя при переміщенні поршня з кільцями в гільзі; антикорозійна стійкість внутрішньої та зовнішньої поверхонь гільзи; надійність ущільнення в місці газового стику.

У тракторних і автомобільних дизельних двигунах встановлюють гільзи «мокрого» типу з верхнім опорним буртом. Гільзи циліндрів автотракторних двигунів виготовляють із високоякісного сірого чавуну з легуванням нікелем і хромом, який має перлітну основу з рівномірним включенням графіту.

Для підвищення їхньої зносостійкості застосовують чавуни, леговані ванадієм, нікелем і хромом. З метою зменшення зношування та збільшення ресурсу у верхній частині гільз циліндрів встановлюють спеціальні втулки з чавуну з аустенітною основою (нерезисту). Для підвищення зносостійкості та протизадирних властивостей застосовують різні способи термічної та хіміко-термічної обробки дзеркала гільзи. Твердість внутрішньої поверхні гільз циліндрів автотракторних дизелів становить 43...55 HRC [2, 8, 10].

Гільза циліндрів встановлюється в блоці циліндрів двигуна, і під час роботи двигуна її поверхні зношуються. Характерними дефектами гільз циліндрів дизельних двигунів є зношування внутрішньої поверхні, зношування посадкових поясів і нижньої поверхні бурта, кавітаційні руйнування.

Особливу роль у підвищенні строку служби двигунів відіграє зносостійкість дзеркала гільзи циліндрів. Зносостійкість внутрішньої поверхні гільзи циліндрів, разом із зносостійкістю поршневих кілець і поршня, в основному визначає безвідмовність і довговічність відремонтованого двигуна [3, 4, 6]. Встановлено, що кращою зносостійкістю володіють чавуни з аустенітною або феритокарбідною основою. Проте вони є малотехнологічними і застосовуються для вставок у верхній частині гільзи [2, 6, 7].

Процес зношування змінюється з часом. Виділяють три стадії цього процесу: припрацювання, усталений режим і катастрофічне зношування [2, 6, 10, 12]. Суттєву роль у процесах зношування відіграє припрацювання [4, 7].

Гільза циліндрів під час роботи двигуна зазнає значних змінних механічних і теплових навантажень, піддається дії корозійно-активних речовин і абразивних частинок. Високі тиск і температура призводять до вигорання мастильної плівки та її розрідження паливоповітряною сумішшю, що погіршує мащення внутрішньої поверхні. Дія підвищених температур також спричиняє зниження механічних властивостей чавуну гільзи циліндрів. Вплив цих факторів викликає зношування гільзи циліндрів, що знижує потужність двигуна, збільшує витрату палива й оливи на угар, погіршує пускові властивості двигуна, може призвести до руйнування поршневих кілець і задиру гільзи. Після ремонту

знижуються механічні властивості обробленої внутрішньої поверхні гільзи та її твердість, порушується взаємне розташування внутрішньої поверхні і посадкових поясів, що підсилює дію негативних факторів і знижує зносостійкість гільзи циліндрів. Таким чином, умови роботи циліндро-поршневої групи зумовлюють швидке зношування гільз циліндрів, і необхідні додаткові заходи щодо підвищення їхньої зносостійкості, особливо після ремонту.

Підвищення зносостійкості гільз циліндрів досягається шляхом збільшення твердості зношуваної поверхні за допомогою різних видів термічної та хіміко-термічної обробки. Твердість внутрішньої поверхні гільзи сучасних дизельних двигунів становить 43...55 HRC. Проте в період припрацювання такі способи можуть бути недостатньо ефективними через невелику площу фактичного контакту поверхонь тертя [5, 7, 10]. Для підвищення зносостійкості також застосовують фінішну антифрикційну безабразивну обробку (ФАБО), а також нові мастильні матеріали та присадки [2, 7, 8].

Відкритий ефект вибіркового переносу [7 – 9] внаслідок високих температур, за яких працюють деталі циліндро-поршневої групи, забруднення поверхонь тертя, окиснення оливи та зміни її властивостей під час експлуатації не дозволяє ефективно його використовувати.

Фінішна антифрикційна безабразивна обробка (ФАБО) дозволяє отримувати на поверхні гільз циліндрів шар антифрикційного мастильного матеріалу товщиною 1...5 мкм, завдяки чому зменшується час припрацювання і підвищується зносостійкість гільз циліндрів у 1,6...1,75 рази, а поршневих кілець, що працюють у парі з ними, – у 1,35...1,4 рази. Ефективність цього виду обробки залежить не лише від сформованого на поверхні тертя шару, але й від створеної структури тонких приповерхневих шарів, які впливають на умови контакту. Наявність високої концентрації чужорідних атомів у покритті та їх локалізація у підповерхневих шарах в умовах інтенсивної пластичної деформації забезпечують дифузію атомів в об'єм матеріалу та формування модифікованих вторинних зон, що також підвищує опір зношуванню [6, 8, 9]. Основними

способами ФАБО, що існують нині, є нанесення металевих покриттів фрикційно-механічним і фрикційно-хімічним способами, а також нанесення шаруватих твердомастильних покриттів у вигляді графіту, дисульфиду молібдену або інших сполук [1, 2, 7].

Широке поширення для підвищення зносостійкості деталей двигунів отримали спеціальні присадки, що застосовуються як на етапі обкатки двигуна, так і в період його експлуатації. Залежно від способу введення присадок у двигун розрізняють присадки до повітря, до палива та до оливи.

Присадки до повітря чинять ефективний вплив на деталі циліндро-поршневої групи. Однак для їх введення в двигун необхідні спеціальні пристрої, що зумовлює застосування таких присадок переважно на етапі стендової обкатки двигуна і обмежує їх використання в період експлуатації.

Присадки до палива не набули широкого застосування через погіршення якості палива та утворення нагару внаслідок їх введення.

Найбільшого поширення для зниження тертя і зношування під час експлуатації двигуна набули присадки до оливи [6, 7, 9]. Присадки являють собою хімічні сполуки, що вводяться в базову оливу для поліпшення її властивостей у періоди експлуатації та зберігання. Вони надають базовій оливі нових властивостей (утворення на поверхнях деталей хемосорбційної сульфідної або фосфідної плівки, що запобігає зношуванню), покращують наявні властивості (зменшують в'язкісно-температурну залежність, знижують температуру застигання), а також сповільнюють або припиняють небажані процеси, що відбуваються під час експлуатації оливи (гальмують окиснення, утворення шламу, корозію металу).

Для прискорення обкатки та підвищення її якості застосовують спеціальні оливи з хімічно активними присадками, під впливом яких збільшується зношування найбільш навантажених виступів на поверхнях тертя, унаслідок чого вони вирівнюються і припрацьовуються. Завдяки цьому скорочується час стендової обкатки у 3 рази, експлуатаційної – у 4...5 разів, а ресурс зростає на 31...70% [7, 9]. Присадки, що вводяться в оливу в період експлуатації, являють

собою суспензії порошків м'яких металів (міді, олова, цинку тощо) та їхніх сполук, які не лише зменшують зношування поверхонь тертя, але й у деяких випадках металізують їх, відновлюючи початкові розміри.

Підвищити зносостійкість деталей можна за рахунок самодовільного утворення плівок у разі гетерогенної будови матеріалу. Плівка утворюється внаслідок високої податливості та здатності м'якої фази пластично деформуватися за менших навантажень, ніж міцна структурна складова гетерогенного матеріалу, і видавлюватися через різницю коефіцієнтів лінійного розширення. Тонкі, легко рухомі плівки виникають також за рахунок ефекту схоплювання з м'якою структурною складовою гетерогенного матеріалу, а також при значному нагріванні поверхонь тертя, коли відбувається розм'якшення і зниження міцності м'якої фази [1, 5, 7].

Підвищення зносостійкості деталей можна досягти за рахунок біметалізації поверхні тертя. Для цього привалочні площини чавунних поршнів повітряних компресорів мають спеціально фрезеровані виїмки, заповнені антифрикційним матеріалом – бабітом. Протекторні вставки з мідних сплавів покращують припрацьовуваність і зносостійкість поршневих кілець транспортних дизелів. Період припрацювання кілець після встановлення вставок зменшується у 3 рази, зношування після припрацювання – у 1,2...1,3 рази, знижується шорсткість поверхні гільзи циліндрів [2, 7]. У роботах [8 – 11] запропоновано спосіб біметалізації поверхні тертя за рахунок поперечних шарів пластичного металу, розташованих у площині, непаралельній площині тертя, тобто шляхом виконання поперечного шарування тіла деталі. Від співвідношення механічних властивостей матеріалів поверхні тертя залежить пластична або пружна взаємодія мікронерівностей поверхонь тертя. У цих роботах розглянуто чергування на поверхні тертя чавуну (або сталі) з пластичними металами (міддю та її сплавами, алюмінієм і його сплавами, цинком тощо). Чавун і сталь характеризуються пружною взаємодією мікронерівностей, тоді як мідь і мідні сплави – пластичною.

В процесі тертя відбувається пластичний зсув шару міді або її сплаву мікронерівностями контртіла та його натирання («намазування») на поверхні тертя деталей. Випробування на абразивне зношування зразків, виготовлених зі сталі 40 і таких, що мають на поверхні тертя шари з латуні Л63 і Л79, дюралюмініу Д16, на стенді зі зворотно-поступальним рухом зразків показали, що найкращу зносостійкість мають зразки з латунню Л79 та з її складовими.

Утворення на поверхні тертя зразків шару, що складається зі шпінелі $ZnFe_2O_4$ і латуні, пояснюється виникненням високих температур у зоні тертя та взаємодією цинку, заліза й електрокорунду Al_2O_3 за високих температур. Утворена мідь, яка має високу пластичність, наноситься рухомою мікронерівністю на поверхню тертя і зменшує зношування.

Однак дослідження показали, що ще одним ефектом біметалізації є зниження температури та перерозподіл температурних полів у зоні тертя [12]. При цьому було встановлено, що при прошаруванні твердого тіла металом із вищою теплопровідністю відбувається зміна температурного поля. Наприклад, для суцільного твердого тіла, прошарованого в поперечному напрямку, виявлено зниження загальної теплонапруженості у 1,5...2 рази, а поздовжнє шарування такого тіла призводило до повної теплоізоляції одного шару від іншого. В експериментах приріст температури реєструвався на стороні деталі, протилежній тій, на яку здійснювався механічний вплив (тертя).

Отже, може бути отриманий подвійний ефект – зниження теплонапруженості тіла з одночасним підвищенням зносостійкості поверхні тертя. Проте на сьогодні такі дослідження не проводилися для двигунів із повітряним охолодженням, які мають особливості тепловідведення від робочої поверхні до зовнішнього охолоджувального середовища, що проявляється у виконанні на зовнішній поверхні гільзи ребер. У цьому випадку ефект біметалізації робочої поверхні або гільзи разом із ребрами, або лише ребер, міг би суттєво вплинути на довговічність двигуна в цілому.

1.3. Оцінка впливу теплонапруженості деталей на їхню зносостійкість

Дія газів із високою температурою, що утворюються в камері згоряння, нагріває деталі циліндро-поршневої групи та головку циліндрів двигуна. Температура днища поршня дизельних двигунів може досягати $320\ldots350^{\circ}\text{C}$ біля кромки камери згоряння та $220\ldots240^{\circ}\text{C}$ у зоні верхнього компресійного кільця. Температура головки циліндрів досягає 400°C .

Температура гільзи циліндрів у зоні верхньої мертвої точки досягає $250\ldots300^{\circ}\text{C}$ і зменшується вниз уздовж стінки гільзи. Спостерігається нерівномірність температури по колу, яка в зоні верхньої мертвої точки становить 18°C . Унаслідок зношування температура у верхній частині гільзи збільшується з внутрішнього боку на 25°C , з боку сорочки охолодження – на $9\ldots12^{\circ}\text{C}$. Відповідно зростає температура і в нижній частині гільз на $10\ldots15$ і $4\ldots5^{\circ}\text{C}$ [3, 7].

У результаті нагрівання відбувається зниження механічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені деталі циліндро-поршневої групи. За температури понад 450°C механічні властивості чавуну знижуються настільки, що нормальна тривала робота гільз циліндрів за такої температури стає неможливою [2, 3, 7].

Значний вплив на роботу двигуна має температура навколишнього повітря, яка визначає температуру рідини в системі охолодження двигуна. Зміна температури охолоджувальної рідини від 60°C до 90°C у режимі номінальної потужності має незначний вплив на зношування двигуна.

За зниженої температури охолоджувальної рідини через погіршення мащення внаслідок підвищення в'язкості оливи, конденсації парів води та палива на стінках циліндрів і камер згоряння, а також підвищення жорсткості роботи зношування деталей циліндро-поршневої групи зростає вдвічі.

Робота двигуна за зниженого теплового режиму, особливо на холостому ході, може призвести до утворення нагару на деталях циліндро-поршневої групи, закоксування кілець і їх передчасного виходу з ладу. За підвищеної температури охолоджувальної рідини зношування зростає внаслідок зменшення в'язкості оливи та погіршення її змащувальних властивостей, а також зниження опору

матеріалів до стирання [2, 8]. Експериментально встановлено [1, 4], що основна частина роботи тертя перетворюється на теплоту, при цьому залежність кількості теплоти від роботи тертя можна вважати практично лінійною. Лінійною залишається і залежність інтенсивності зношування від температури поверхні тертя (рис. 1.4).

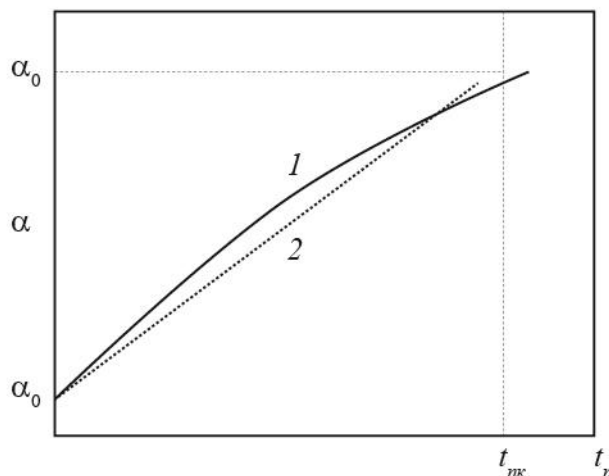


Рисунок 1.4 – Залежність інтенсивності зношування α від температури поверхні тертя t

За даними [5], найбільш достовірним показником теплового режиму двигуна в експлуатації є температура оливи в картері (рис. 1.5), при цьому залежність інтенсивності зношування від температури оливи в картері є неоднозначною. Нелінійною є також зміна температури стінок гільзи залежно від навантаження двигуна і температури охолоджувальної рідини на виході (рис. 1.6).

У роботі [1] зроблено такі висновки, пов'язані з встановленням впливу температури на інтенсивність зношування деталей двигуна: підвищення варіації теплового режиму агрегатів призводить до зростання інтенсивності зношування їхніх складових деталей навіть за однакового середнього теплового режиму; залежність інтенсивності зношування деталей від середньоквадратичного відхилення теплового режиму агрегатів або температури навколишнього повітря за однакової середньої температури має степеневий характер.

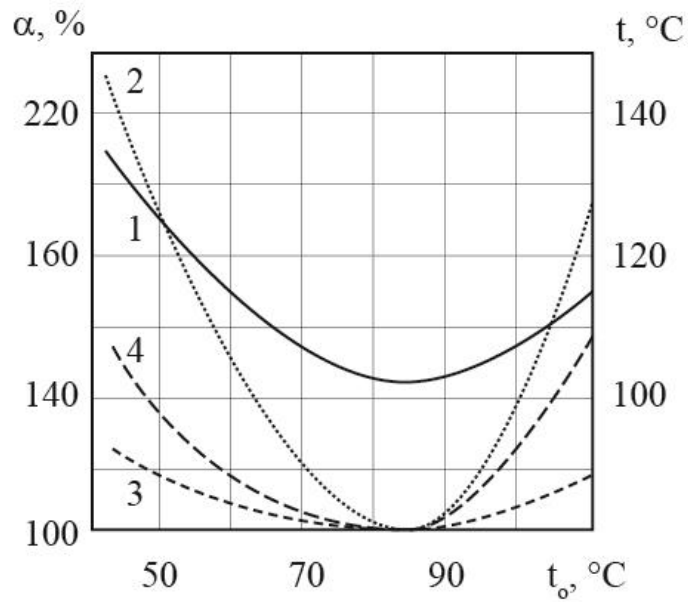
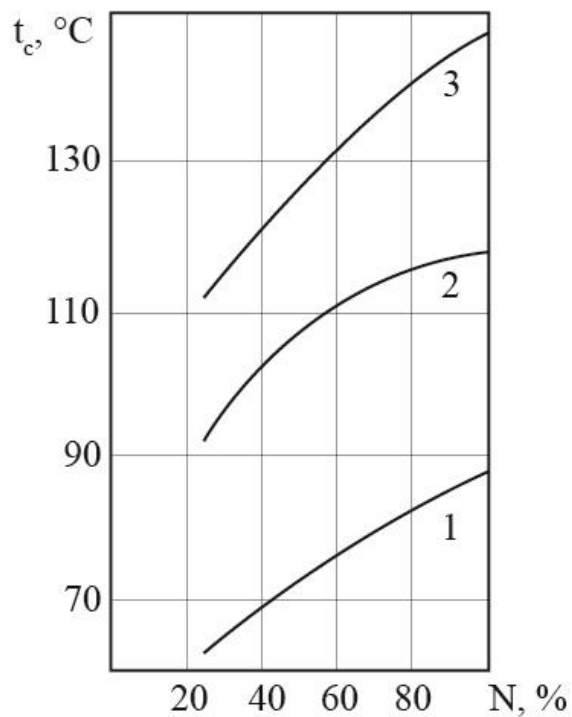


Рисунок 1.5 – Залежність температури корінних вкладишів (1), інтенсивності зношування шатунних вкладишів (2), корінних шийок (3) і гільз (4) від температури оливи у картері двигуна



1 – 20°C; 2 – 65°C; 3 – 100°C

Рисунок 1.6 – Зміна температури стінок гільзи залежно від навантаження двигуна та температури охолоджувальної рідини на виході

Таким чином, від інтенсивності процесу тепловідведення від зовнішньої поверхні стінки гільзи істотно залежить інтенсивність зношування робочої поверхні гільзи, довговічність циліндро-поршневої групи та двигуна в цілому.

В роботах [7, 13] наведено причини зниження зносостійкості поверхонь тертя внаслідок зміни теплофізичних характеристик матеріалів (рис. 1.7). Як зазначається в цих роботах, ці зміни можуть досягати 30...40% від номінальних значень при температурах 300...400°C.

При цьому розрахунок температурного поля за змінних (залежних від температури) характеристик порівняно з розрахунком за їх усередненням дає розбіжність у межах 10...20%.

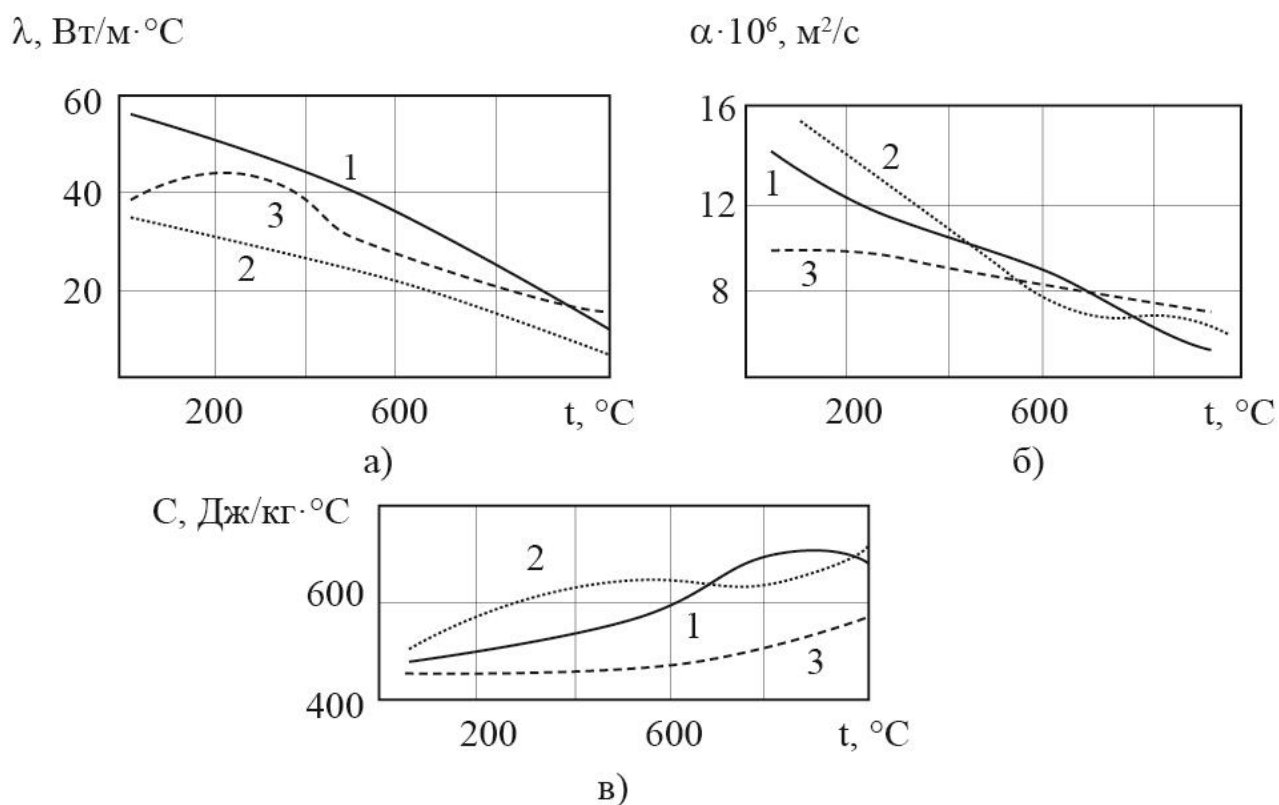


Рисунок 1.7 – Зміна теплофізичних характеристик матеріалів в залежності від температури (λ – теплопровідність, α – коефіцієнт тепловіддачі, c – теплоємність)

Розрахунок багат шарових конструкцій ґрунтується на використанні приведених теплофізичних характеристик шарів з урахуванням теплопровідності, товщини шарів, контактної площі шару, номінальної площі

тертя та ефективної товщини шару. Однак уточнення виконані лише для поздовжнього шарування тіл (типу «сендвіч») і не враховують поперечне шарування, яке є значно більш технологічним при практичній реалізації в умовах ремонтного виробництва.

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОСТІ НА ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

2.1 Оцінка теплонапруженості гільзи під час експлуатації

З літературних джерел [3, 4, 6, 7] відомо, що температурні поля в гільзі мають характерний розподіл, наведений на рис. 2.1.

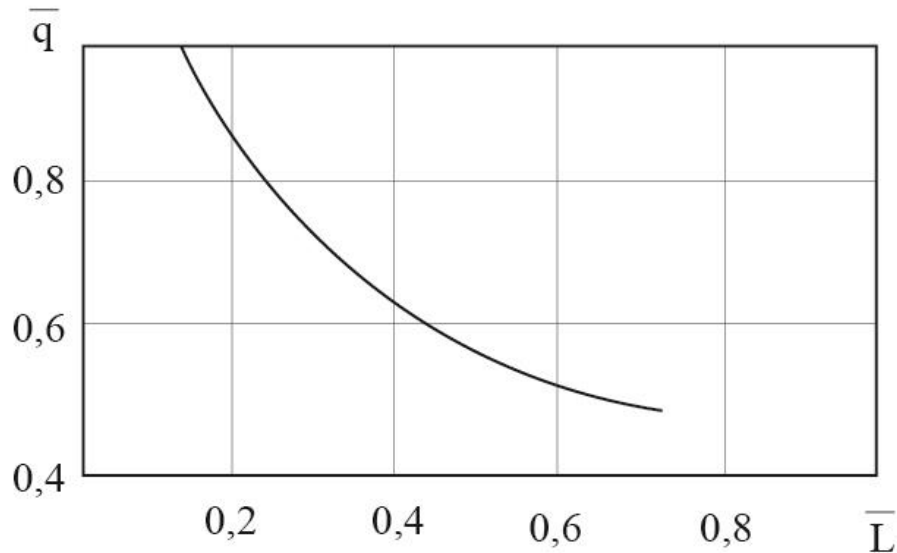
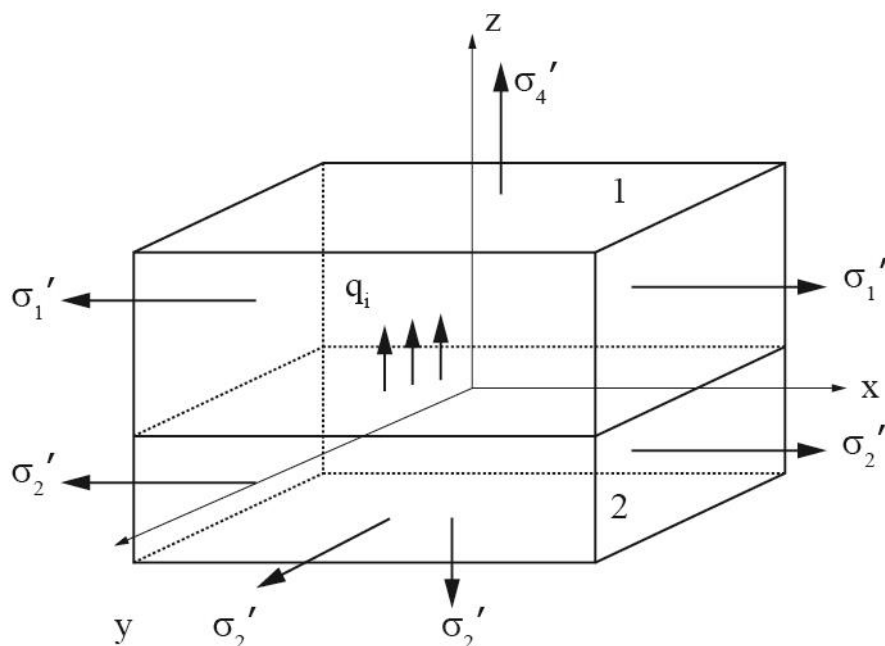


Рисунок 2.1 – Розподіл температурного поля за висотою гільзи ($\bar{q}$ – відносне теплове навантаження, $\bar{L}$ – відносна висота гільзи)

Задача теплопровідності при терті формулюється таким чином: знайти розподіл температур в елементах пари тертя, коли в зоні контакту існує змінне за часом і координатою джерело теплоти, а з вільних поверхонь відбувається тепловіддача в навколишнє середовище (рис. 2.2) [1].



1, 2 – тіла пари тертя; q_i – i -те джерело теплоти; α – коефіцієнт тепловіддачі (зони контакту мікронерівностей поверхонь заштриховані)

Рисунок 2.2 – Схема постановки загальної задачі теплопровідності

Математично задача може бути записана в такому вигляді:

$$T_{1,2} = \frac{1}{\alpha_{1,2}} \frac{dT_{1,2}}{dt}, \quad (2.1)$$

де $T_{1,2}$ – температура першого і другого тіл відповідно; $\alpha_{1,2}$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів першого і другого тіла.

Граничні умови матимуть такий вигляд:

1. Сумарний тепловий потік від тертя в зоні контакту дорівнює сумі теплових потоків, що надходять у тіла 1 і 2:

$$\lambda_1 \frac{dT_1}{dn} + \lambda_2 \frac{dT_2}{dn} = q(x, y, z = 0, t). \quad (2.2)$$

2. Температура на фактичних плямах контакту для обох тіл однакова:

$$T_1(x, y, z = 0, t) = T_2(x, y, z = 0, t). \quad (2.3)$$

3. На межі тіла з навколишнім середовищем відбувається теплообмін:

$$\lambda_{1,2} \frac{dT_{1,2}}{dn} = \sigma_{1,2} (T_{1,2} - T_{\text{навк}}). \quad (2.4)$$

При цьому в початковий момент часу $t = 0$, як правило, $T_1 = T_2 = T_{\text{навк}}$.

Середні значення температури поверхні тертя визначаються виходячи з температури спалаху в зонах контакту мікронерівностей, товщини елементів тертя, фактичної площі контакту, коефіцієнтів теплопровідності, часу контакту тощо.

Знаючи зміну температури (об'ємної та поверхневої) поверхонь, що перебувають у контакті, можна прогнозувати зміну їхньої зносостійкості, оскільки при терті суттєвий внесок в неї робить температурна складова – енергетична зносостійкість $I_{\text{ен}}$ (рис. 2.3).

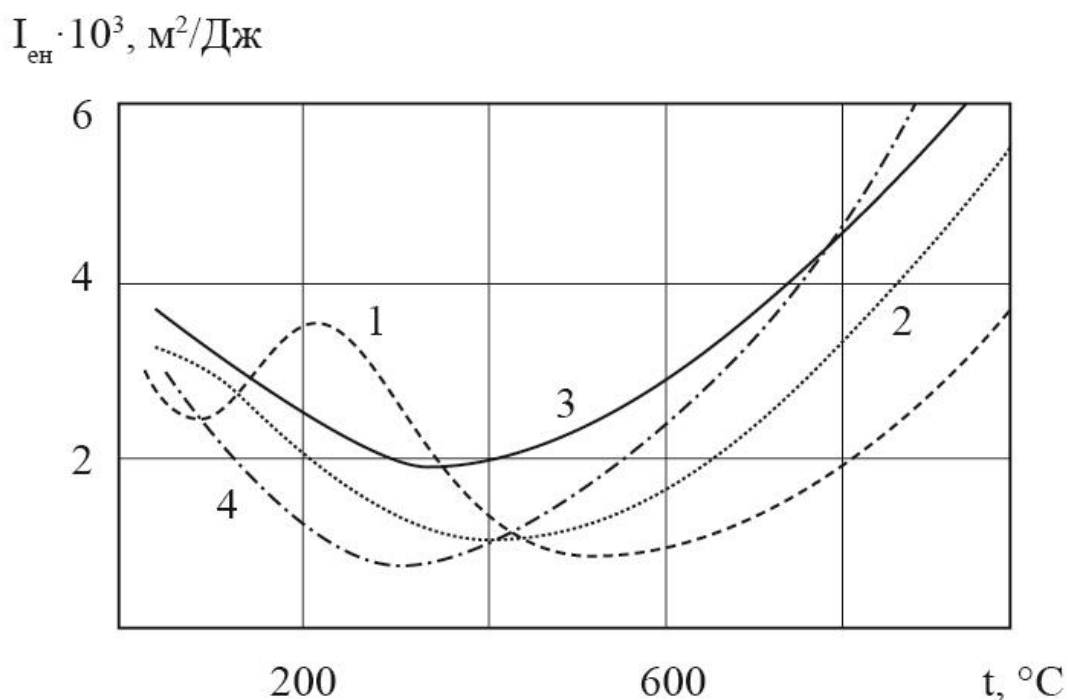


Рисунок 2.3 – Залежність зношування $I_{\text{ен}}$ різних фрикційних матеріалів від температури поверхні тертя

Для компенсації температурних складових зношування застосовують різні методи, суть яких полягає в зниженні температури поверхонь за рахунок максимального підвищення їхньої здатності до розсіювання теплоти [1, 8].

При цьому коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі характеризує кількість теплоти, що відводиться з одиниці поверхні за одиницю часу при різниці температур в 1 градус. Для інженерних розрахунків часто використовують формулу Т. П. Н'юкомба:

$$\sigma_{1,2} = 17,1 + 22,7\sqrt{v_{сep}}, \quad (2.5)$$

де $v_{сep}$ – швидкість повітряного потоку, що обдуває вузол тертя.

2.2 Математичне моделювання розподілу температурного поля гільзи при зміні її конструкції

Як було показано вище, двигуни внутрішнього згоряння з повітряним охолодженням характеризуються високою тепловою напруженістю окремих деталей [1, 3, 4]. При цьому схематично процес теплопередачі наведено на рис. 2.4.

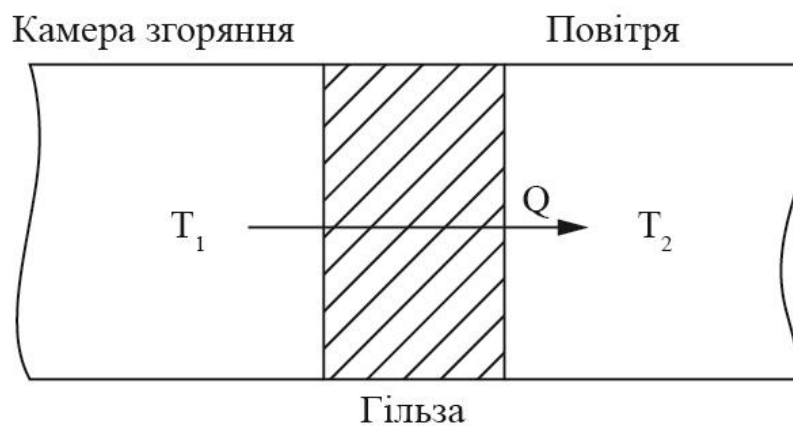


Рисунок 2.4 – Характер процесу теплопередачі

Крім того, якщо два рідких або газоподібних тіла, що мають різну температуру, розділені твердим тілом, то процес теплопередачі відбувається у три стадії (рис. 2.5) [1, 3]:

1. Тепловіддача Q_1 від першого середовища до поверхні твердого тіла; при цьому кількість теплоти, що проходить через поверхню контакту, визначається за формулою:

$$Q = \alpha St \Delta T, \quad (2.6)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·К; S – площа поверхні, через яку відбувається тепловіддача, м²; t – тривалість процесу тепловіддачі, с; ΔT – різниця температур поверхні твердого тіла і газу, К.

2. Теплопровідність Q_2 через стінку твердого тіла, яка визначається за формулою:

$$Q = \frac{\lambda S t \Delta T}{l}, \quad (2.7)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу твердого тіла, Вт/м·К; S – площа поперечного перерізу твердого тіла, м²; t – тривалість процесу теплопередачі, с; ΔT – різниця температур; l – довжина твердого тіла, м.

3. Тепловіддача з поверхні твердого тіла до другого середовища, яка визначається за формулою (2.6).

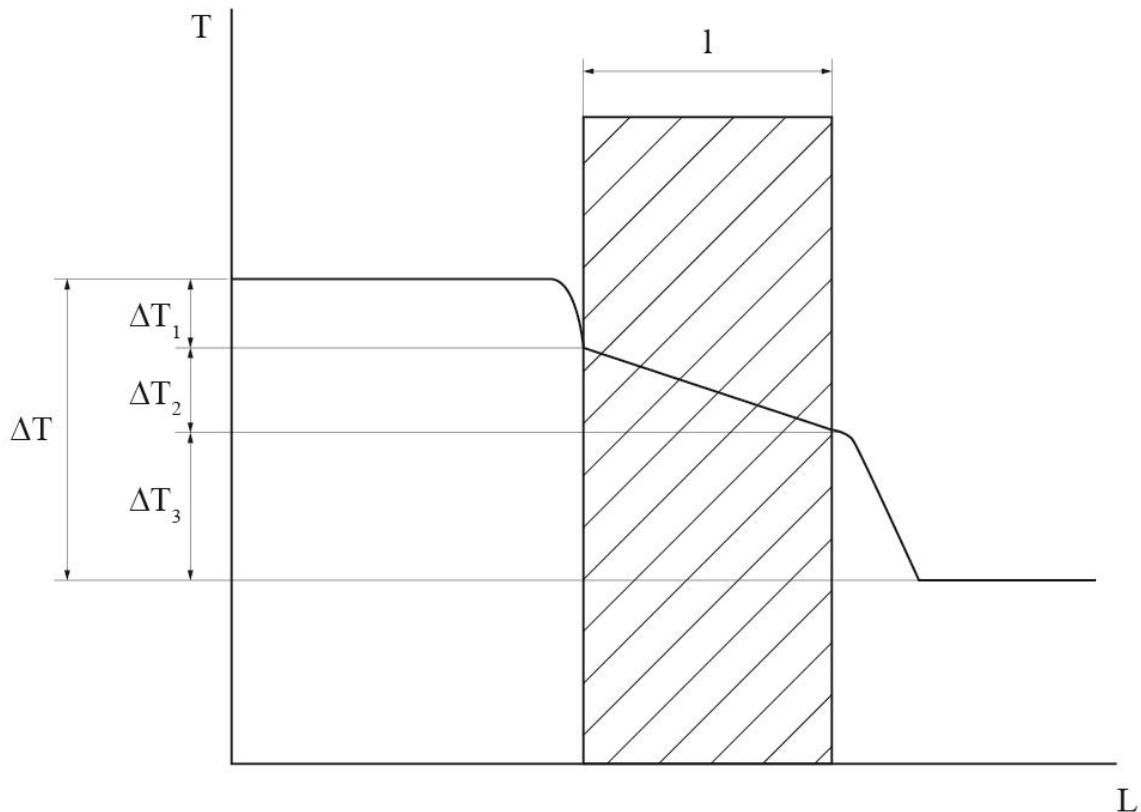


Рисунок 2.5 – Теплопередача від одного середовища до іншого за наявності між середовищами твердого тіла

Оскільки тепловий потік Φ , Дж/с, на всіх ділянках теплообміну має залишатися сталим, то з урахуванням (2.6) і (2.7):

$$\Phi = \frac{Q}{t} = \alpha_1 S \Delta T_1 = \frac{\lambda}{l} S \Delta T_2 = \alpha_2 S \Delta T_3. \quad (2.8)$$

При цьому сума перепадів температур дорівнює загальному перепаду температур ΔT , К:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3. \quad (2.9)$$

Із виразів (2.8) і (2.9) випливає:

$$\Delta T = \frac{Q}{\alpha_1 St} + \frac{Q}{\lambda St} + \frac{Q}{\alpha_2 St}. \quad (2.10)$$

Перетворимо (2.10), винісши за дужки відношення $\frac{Q}{St}$:

$$\Delta T = \frac{Q}{St} k. \quad (2.11)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, який визначається за формулою:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

У роботах [1, 5] показано, що при прошаруванні твердого тіла металом із вищою теплопровідністю відбувається зміна температурного поля. Крім того, змінюється і зносостійкість поверхні тертя, оскільки енергетична інтенсивність зношування залежить від температури контактуючих тіл.

Наприклад, якщо для суцільного твердого тіла характерний розподіл температури, наведений на рис. 2.6, то для того ж тіла, але прошарованого в поперечному напрямку, виявлено зниження загальної теплонапруженості у 1,5...2 рази (рис. 2.7).

Поздовжнє шарування розглянутого тіла призводило до повної теплоізоляції одного шару від іншого (рис. 2.8).

В експериментах приріст температури реєструвався на стороні деталі, протилежній тій, на яку здійснювався механічний вплив (тертя).

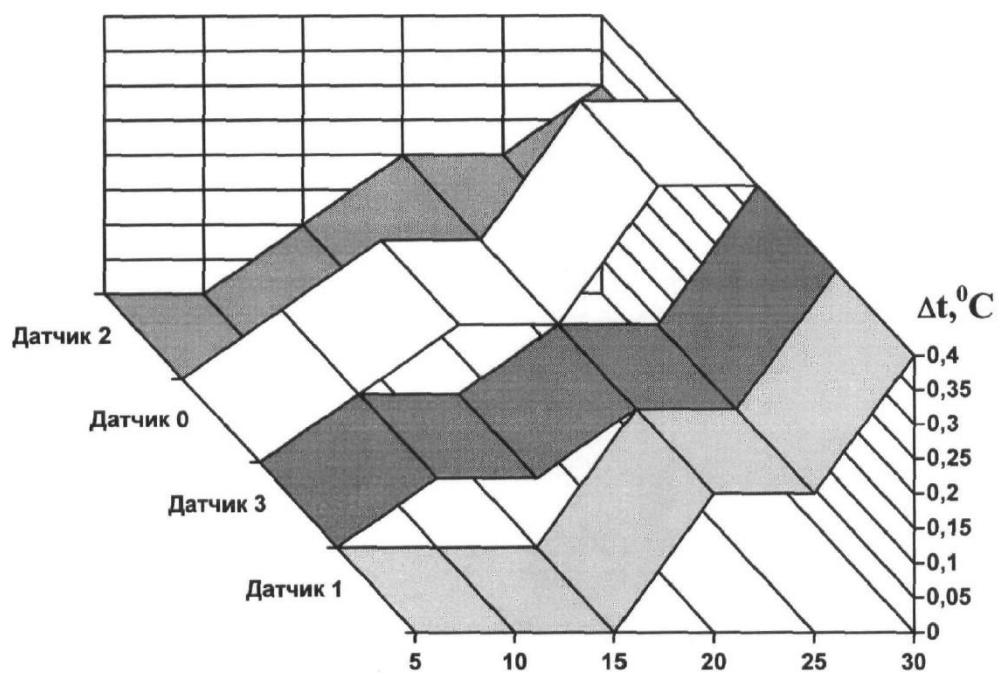


Рисунок 2.6 – Розподіл температурного поля в суцільному тілі [5]

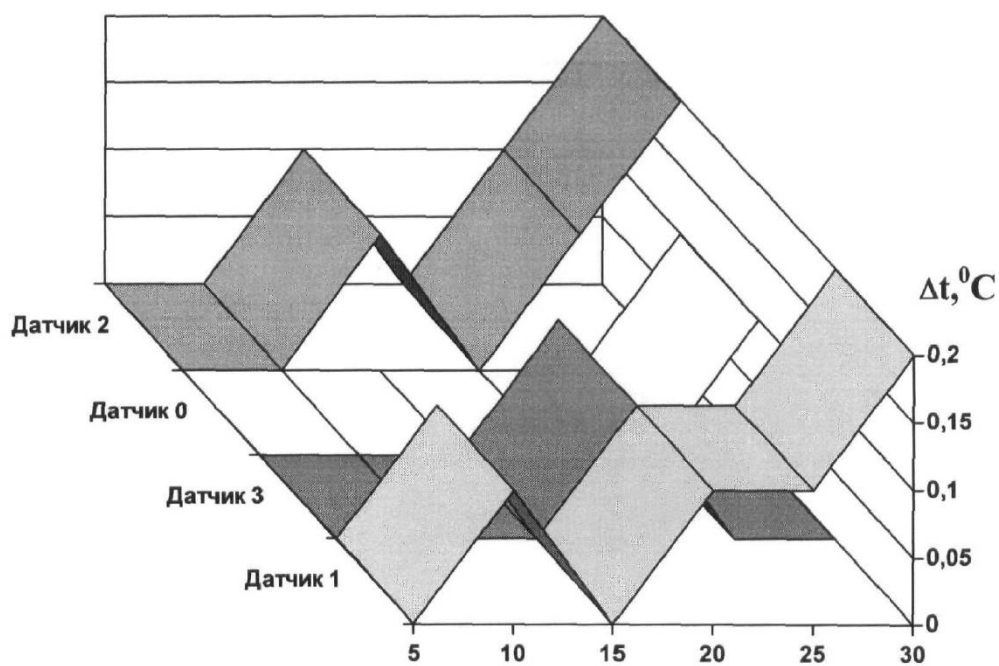


Рисунок 2.7 – Розподіл температурного поля в зразку з поперечним шаруванням сталь 40 – латунь Л63 [5]

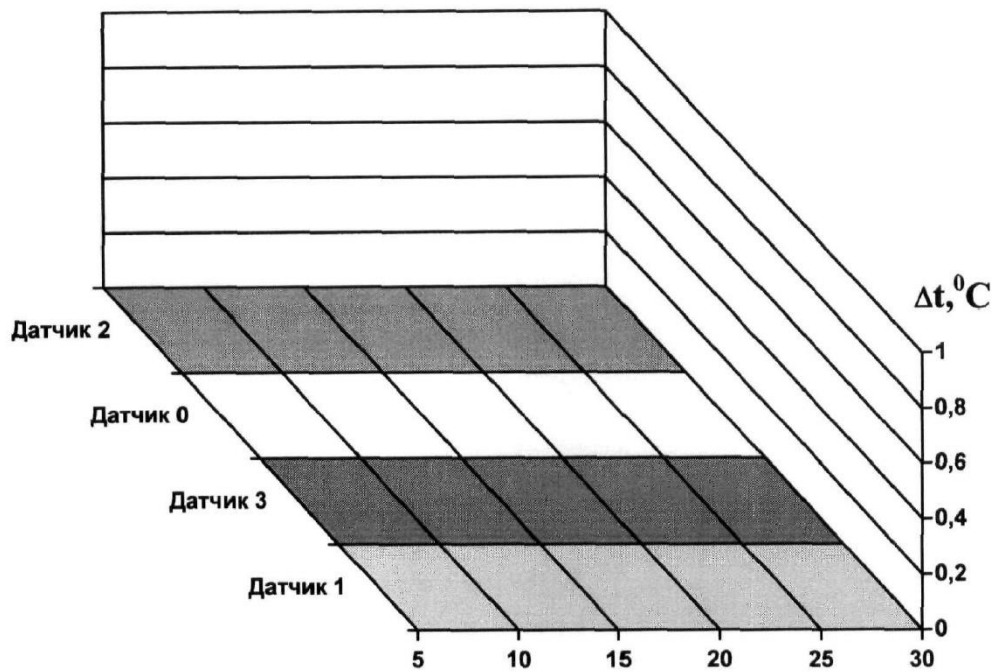


Рисунок 2.8 – Розподіл температурного поля при поздовжньому шаруванні тіла латунню Л63 [5]

Ґрунтуючись на формулах (2.6) – (2.11), можна запропонувати таку інтерпретацію процесів, що відбуваються в прошарованих тілах (рис. 2.9).

Оскільки теплопровідність шару вища, ніж у основного металу деталі, то процес теплопередачі на межі «основний метал — шар» відбуватиметься інтенсивніше, тобто температура основного шару знижуватиметься більш інтенсивно як за товщиною шару, так і за одиницю часу. У результаті температура прошарованої деталі має зменшитися на величину:

$$\Delta T'' = \Delta T' - \Delta T. \quad (2.12)$$

Тоді вираз (2.8) з урахуванням наявності прошарування матиме такий вигляд:

$$\Phi = \frac{Q}{t} = \alpha_1 S \Delta T_1 = \frac{\lambda_1}{l} S \Delta T'_2 = \frac{\lambda_2}{l} S \Delta T'_3 = \alpha_2 S \Delta T_4. \quad (2.13)$$

При цьому:

$$\Delta T = \Delta T'_1 + \Delta T'_2 + \Delta T'_3 + \Delta T'_4. \quad (2.14)$$

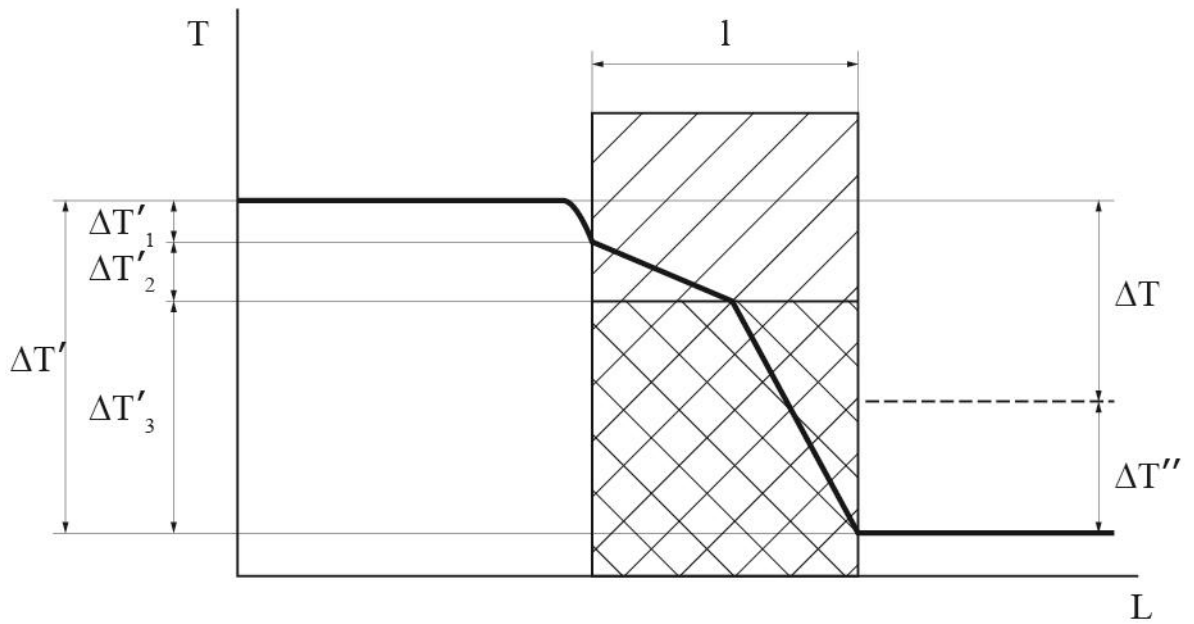


Рисунок 2.9 – Теплопередачі від одного середовища до іншого за наявності між середовищами твердого тіла, прошарованого у поперечному напрямку

Тоді (2.11) для прошарованого тіла буде виглядати як:

$$\Delta T' = \frac{Q}{\alpha_1 St} + \frac{Q}{\lambda_1 St} + \frac{Q}{\lambda_2 St} + \frac{Q}{\alpha_2 St}. \quad (2.15)$$

Таким чином, різниця температур $\Delta T''$ (2.12) з урахуванням (2.10) і (2.15) буде виглядати як ($\lambda = \lambda_1$):

$$\Delta T'' = \Delta T' - \Delta T = \frac{Q}{\lambda_2 St} > 0. \quad (2.16)$$

Оскільки вираз (2.16) більший за нуль, то маємо зниження температури на правій межі прошарованого тіла, що стикається з повітрям. Однак, згідно з виразом (2.8), тепловий потік на всіх ділянках теплообміну має залишатися незмінним. Отже, температура в камері згоряння знизиться на ту саму величину.

Аналогічно (2.11), перетворюємо (2.15):

$$\Delta T' = \frac{Q}{St} k'. \quad (2.17)$$

де $\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l}{\lambda_1} + \frac{l}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}.$

Тоді зміна температури прошарованого тіла:

$$\Delta T'' = \frac{Q}{St} k'. \quad (2.18)$$

Оскільки $k > 0$, $k' > 0$ і різниця $\frac{1}{k'} - \frac{1}{k} > 0$, то теплопровідність прошарованого тіла порівняно з суцільним тілом збільшується.

Оцінимо різницю $k - k'$:

$$\frac{1}{k'} - \frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{l}{\lambda_1} + \frac{l}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{l}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = \frac{l}{\lambda_2}$$

Перетворимо цей вираз:

$$\frac{k - k'}{kk'} = \frac{l}{\lambda_2} \Rightarrow (k - k')\lambda_2 - lkk' = 0$$

Виразимо з останнього виразу k' :

$$k' = \frac{k\lambda_2}{lk + \lambda_2}. \quad (2.19)$$

Тоді (2.18) виглядатиме як:

$$\Delta T'' = \frac{Q}{St} \frac{k\lambda_2}{lk + \lambda_2}. \quad (2.20)$$

Розглянемо зміну k' залежно від λ_2 і k відповідно до виразу (2.19). Можливі три варіанти:

1. $\lambda_2 \rightarrow 0$, тоді

$$k' = k \frac{\lambda_2}{lk + \lambda_2} = k \frac{0}{lk + 0} \rightarrow 0$$

2. $\lambda_2 \approx k$ і, враховуючи, що $l \ll 1$ м,

$$k' = k \frac{\lambda_2}{lk + \lambda_2} = k \frac{k}{lk + k} \rightarrow k;$$

3. $\lambda_2 \rightarrow \infty$, тоді $k' = \lim_{\lambda_2 \rightarrow \infty} k \frac{\lambda_2}{lk + \lambda_2} = k$.

Ґрунтуючись на міркуваннях, наведених вище, побудуємо графік розподілу k' в залежності від λ_2 (рис. 2.10).

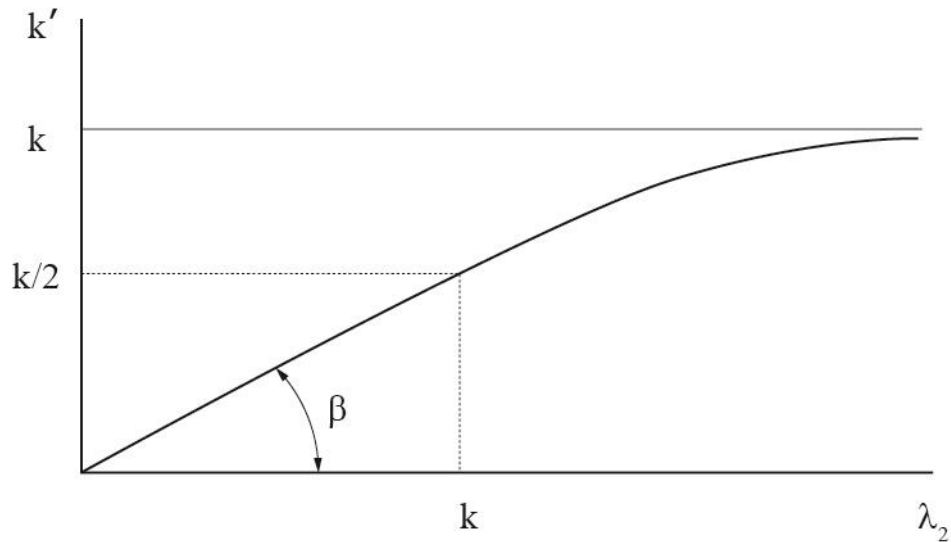


Рисунок 2.10 – Розподіл k' в залежності від λ_2

На відрізку $[0, k]$ залежність k' від λ_2 лінійна, і кут нахилу цього відрізка до осі абсцис визначиться формулою:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{k/2}{k} = \frac{1}{2} \Rightarrow \beta = \operatorname{arctg} \frac{1}{2} \approx 26,5^\circ$$

Тоді на цьому відрізку:

$$k' = \lambda_2 \operatorname{tg} \beta = \frac{1}{2} \lambda_2.$$

З літератури відомо, що теплопровідність металів, що застосовуються в двигунобудуванні, знаходиться в діапазоні 50...400 Вт/м·К, тоді як коефіцієнт теплопередачі, залежно від умов охолодження, – 3000...11000 Вт/м² К. Отже, для оціночних розрахунків можна прийняти таке співвідношення:

$$\lambda_2 \approx \frac{1}{10} \dots \frac{1}{60} k. \quad (2.21)$$

З (2.19) визначимо k' для нижньої межі (1/10):

$$k' = k \frac{\frac{1}{10} k}{k + \frac{1}{10} k} = \frac{\frac{1}{10} k^2}{\frac{10k + k}{10}} = \frac{k}{11} = \frac{1}{11} k.$$

Існуюча лінійна ділянка розподілу $k'(\lambda_2)$ дозволяє констатувати, що аналогічний лінійний розподіл матиме і залежність $\Delta T''$ від $\Delta T'$. Тоді:

$$\Delta T'' = \frac{1}{11} \Delta T'.$$

Отже, зниження температури при просочуванні тіла одним шаром становитиме 9°C.

Аналогічні міркування для верхньої межі (2.21) призводять до наступних значень:

$$\Delta T'' = \frac{1}{61} \Delta T',$$

і різниця температур у цьому разі складе 1,6°C.

Таким чином, можна констатувати, що зниження температури тіла за товщиною стінки при його прошаровуванні шаром металу з більш високою теплопровідністю, ніж у основного, знаходиться в межах 1,6...9°C.

Оскільки тепловий потік постійний (рис. 2.4), можна говорити про інтенсивність тепловідведення (зміна температури в одиницю часу) від стінки гільзи в навколишній простір (повітря) (рис. 2.11).

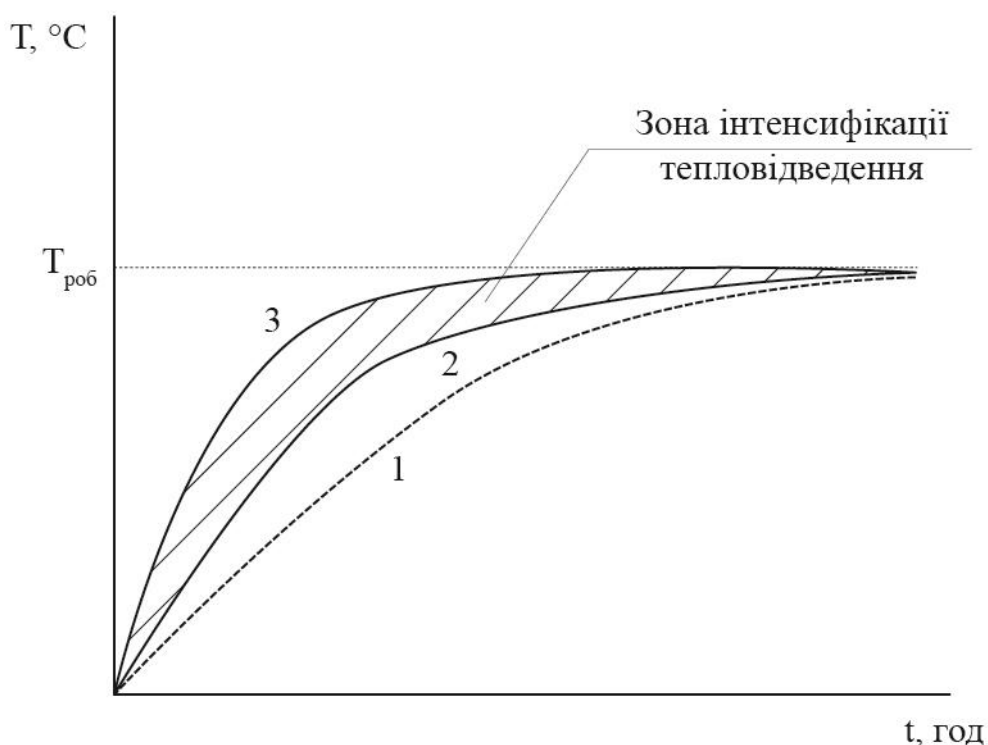


Рисунок 2.11 – Інтенсифікація тепловідведення при слоїнні тіла гільзи
Внаслідок зміни конструкції гільзи буде досягнуто:

- інтенсифікація тепловідведення від внутрішньої поверхні гільзи до зовнішньої;
- зменшення тривалості перехідного процесу розігріву двигуна;
- більш інтенсивне тепловідведення (конвекцією) до навколишнього простору;
- зниження інтенсивності зношування внаслідок зниження температури в зоні контакту кілець з матеріалом, що прошаровує, і відсутність руйнування оливної плівки навіть при дуже високих температурах.

За наявності кількох шарів у тілі деталі з тією ж теплопровідністю необхідно буде враховувати їхню сумарну площу на поверхні тіла деталі.

Вираз (2.13) матиме вигляд:

$$\Phi = \frac{Q}{t} = \alpha_1 S \Delta T_1 = \frac{\lambda_1}{l} (S - nS_{шару}) \Delta T'_2 = \frac{\lambda_2}{l} nS_{шару} \Delta T'_3 = \alpha_2 S \Delta T_4.$$

При цьому сума різниць температур виразиться наступною формулою:

$$\Delta T''' = \Delta T_1 + (\Delta T'_2 + n\Delta T'_3) + \Delta T_4, \quad (2.22)$$

де n – кількість шарів; $S_{шару}$ – площа одного шару.

При наявності шарів, виконаних з різних матеріалів (λ_i різні) тепловий потік буде виглядати наступним чином:

$$\begin{aligned} \Phi = \frac{Q}{t} &= \alpha_1 S \Delta T_1 = \frac{\lambda_1}{l} (S - (S_1 + S_2 + \dots + S_m)) \Delta T'_2 = \\ &= \frac{\lambda_2}{l} S_1 \Delta T'_3 = \frac{\lambda_3}{l} S_2 \Delta T'_4 = \dots = \frac{\lambda_m}{l} S_m \Delta T'_m = \alpha_2 S \Delta T_{m+1} \end{aligned} \quad (2.23)$$

а сума різниць температур:

$$\Delta T''' = \Delta T_1 + (\Delta T'_2 + \Delta T'_3 + \Delta T'_4 + \dots + \Delta T'_m) + \Delta T_{m+1} = \Delta T_1 + (\Delta T'_2 + \sum_{j=1}^m \Delta T'_j) + \Delta T_{m+1}, \quad (2.24)$$

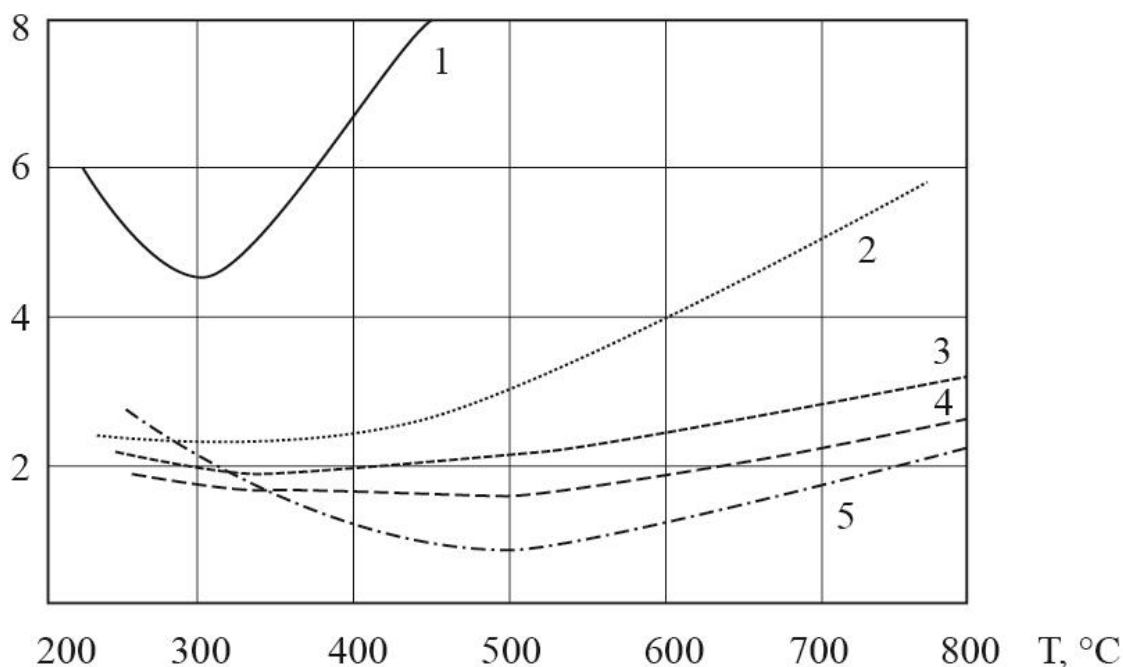
де m – кількість шарів із різною теплопровідністю.

Дослідження [12] показали, що щоб уникнути зростання деформацій гільзи циліндра понад 8...10% від вихідних, не можна виконувати кількість отворів більш ніж 5...6 в одному поперечному перерізі і більше 2 таких перерізів по висоті гільзи. Тобто кількість шарів (отворів) у тілі гільзи має знаходитися в

межах 10...12. З огляду на падіння температури на кожному шарі отримаємо загальне падіння температури в діапазоні – 16...108°C.

Оскільки існує температурна складова зносостійкості [10], її можна оцінити на підставі зроблених вище розрахунків з використанням графіка, наведеного на рис. 2.12, враховуючи, що температура внутрішньої поверхні гільзи в зоні камери згоряння досягає значень 300...350°C [3, 7, 13]. При зниженні температури в діапазоні 16...108°C зниження енергетичної складової зносостійкості становитиме до 12...14%.

$$I_{\text{ен}} \cdot 10^4, \text{ м}^2/\text{Дж}$$



1 – 10 м/с; 2 – 25 м/с; 3 – 45 м/с; 4 – 75 м/с; 5 – 100 м/с

Рисунок 2.12 – Залежність енергетичної складової зносостійкості від середньої температури для пари тертя чавун-сталь при різних швидкості ковзання

Таким чином, з використанням запропонованого способу, можна оцінити теплопровідність тіла, прошарованого і в поздовжньому, і в поперечному напрямках матеріалами, що мають теплопровідність, відмінну від теплопровідності основного металу.

РОЗДІЛ 3 ЗАПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ КОНСТРУКЦІЇ ГІЛЬЗИ ЦИЛІНДРА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

На твірній поверхні тіла гільзи (рис. 3.1) у вигляді регулярного макрорельєфу, наприклад у шаховому порядку, виконуються отвори, які заповнюються металами (сплавами) з низьким опором зсуву та високим опором нормальним навантаженням, а також високою теплопровідністю – у даному випадку міддю, конструктивно виконаною у вигляді шпильок.

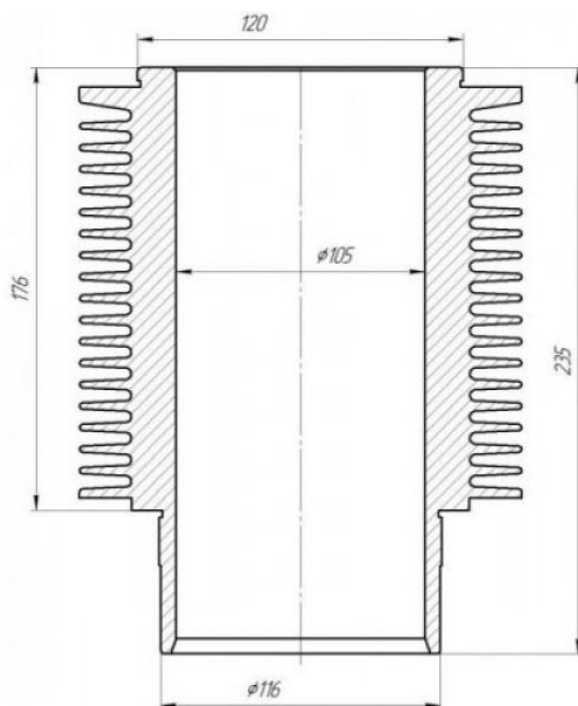


Рисунок 3.1 – Гільза двигуна Д-144

Кріплення шпильок в отворах тіла може здійснюватися, наприклад, за допомогою попереднього натягу. Крім того, завдяки вищій теплопровідності матеріалу, з якого виготовлені шпильки, порівняно з основним металом гільзи, відбуватиметься перерозподіл температурного поля тіла гільзи (рис. 3.2). Через зовнішню частину шпильок, що виступає назовні, теплота камери згоряння буде інтенсивніше – порівняно з прототипом – розсіюватися в навколишнє середовище, знижуючи тим самим її температуру, а також температуру інших теплонапружених деталей циліндро-поршневої групи, спряжених із тілом гільзи, – поршня та поршневих кілець.

У свою чергу, частина шпильки, що розташована на робочій поверхні, у процесі проходження поршневих кілець братиме участь у формуванні зносостійкого шару на її поверхні за рахунок пластичної деформації металу, що має низький опір зсуву та високий опір нормальним навантаженням. Шар міді, знятий із поверхні шпильки тіла гільзи, у процесі тертя переміщується з оливою та виноситься із зони тертя, водночас потрапляючи разом із мастильною оливою на інші трибоспряження – колінчастий вал із підшипниками, оливний насос тощо. Однак наявне джерело – шпильки – поповнює запас металу в оливі, при цьому процес нанесення шару міді на робочі поверхні кілець і тіло гільзи супроводжує весь період експлуатації циліндро-поршневої групи двигуна.

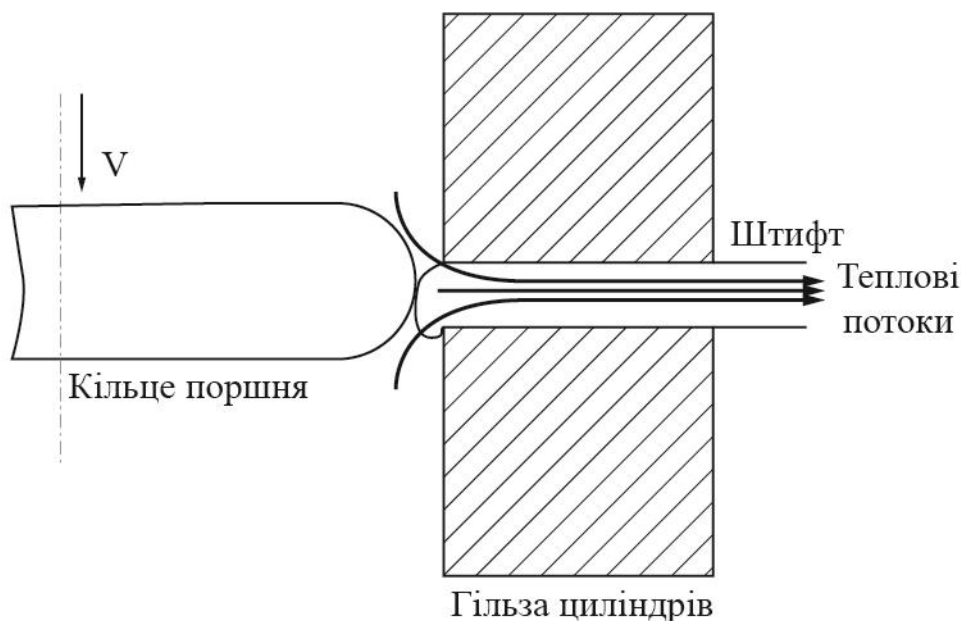


Рисунок 3.2 – Схема виникнення спрямованого теплохвилеводу

Перевага такої гільзи полягає в тому, що підвищення її довговічності досягається шляхом формування на поверхні тертя шару матеріалу з високими трибологічними властивостями та теплопровідністю, що дозволяє підвищити зносостійкість усіх трибоспряжень двигуна та знизити теплонапруженість деталей, які мають високі робочі температури.

3.1 Температура зовнішньої поверхні гільзи

Результати розрахунків температури запропонованої гільзи, з використанням залежностей, що наведені в розділі 2, наведені в табл. 3.1.

На рис. 3.3 наведено графіки температур, що побудовані за отриманими значеннями.

Таблиця 3.1. Результати розрахунку температури на зовнішній поверхні гільз

Внутрішня поверхня гільзи	Зовнішня поверхня гільзи	Температура мідних вставок
40°C	—	—
50°C	44°C	38°C
60°C	49°C	42°C
70°C	57°C	49°C
80°C	65°C	56°C
90°C	74°C	63°C
100°C	85°C	67°C

T, °C

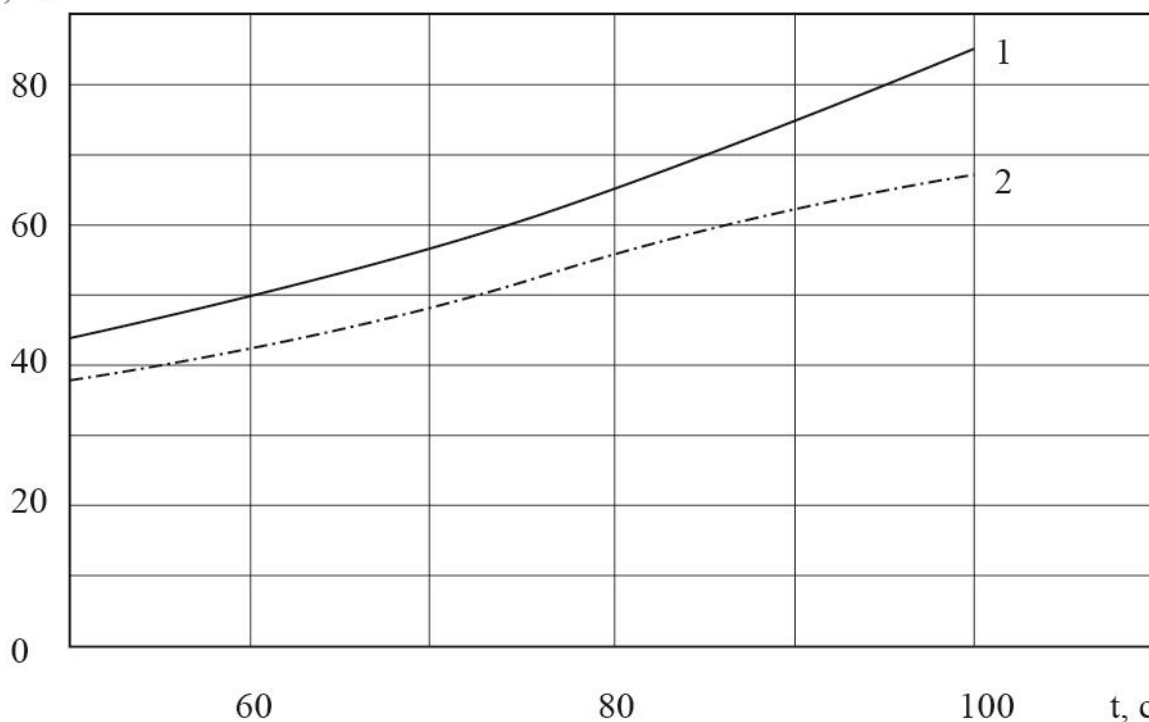


Рисунок 3.3 – Середні значення температур на ребрах (1) і штифтах (2) експериментальних гільз

Висновки, які можна зробити за результатами аналізу розрахункових даних, такі:

- Характер нагрівання стінки гільзи – лінійний (відповідно до рівнянь (2.6)...(2.8)).
- Різниця температури стінки гільзи та штифта становить 6...18°C.
- Характер зміни температури, виміряної на штифтах гільзи, показує, що за їх допомогою формується спрямований тепловхилевід, який дозволяє ефективніше відводити теплоту від робочої поверхні гільзи.

3.2 Визначення зміни основних експлуатаційних показників двигуна з експериментальними гільзами під час експлуатації

Для розрахунку приймемо, що напрацювання тракторів, оснащених експериментальними двигунами, становить 1500 годин.

Зношування спряження «гільза – кільце» є важливим параметром, що визначає технічний стан двигуна.

Залишковий ресурс спряження визначали за формулою [13]:

$$T_{зал} = T_{напр} \left(\left(\frac{S_{сп} - S_{поч}}{S_{ном} - S_{поч}} \right)^{1/\alpha} - 1 \right), \quad (3.1)$$

де $T_{зал}$ – залишковий ресурс, год; $T_{напр}$ – напрацювання двигуна, год; $S_{поч}$, $S_{сп}$, $S_{ном}$ – початкове, граничне та поточне значення витрати картерних газів, л/хв; α – показник ступеня, що характеризує швидкість зміни параметра.

Для двигуна Д-144 кількість газів, що прорвалися в картер, при номінальній частоті обертання холостого ходу становить: $S_{сп} = 85$ л/хв, $S_{поч} = 27$ л/хв.

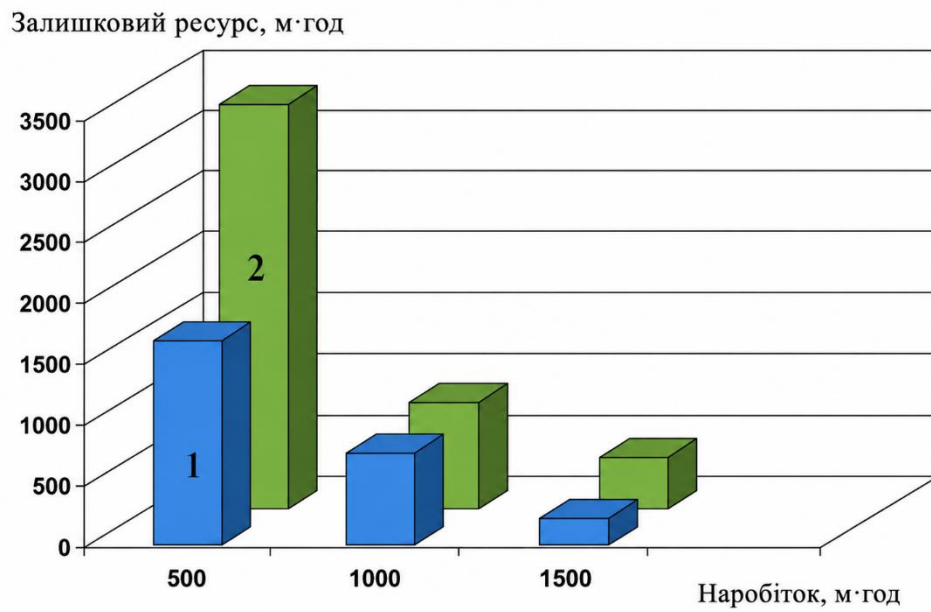
Під час діагностування деталей ЦПГ за проривом газів у картер показник ступеня α має значення [13]: до заміни поршневих кілець $\alpha = 1,3$, після заміни поршневих кілець $\alpha = 1,5$.

Отриманий за результатами розрахунку залишковий ресурс двигунів, укомплектованих експериментальними та серійними гільзами, наведений у табл. 3.2 та на рис. 3.4.

Таблиця 3.2 – Результати експлуатаційних випробувань двигунів Д-144

Серійні двигуни						
№ двигуна	Прорив газів, л/хв			Залишковий ресурс, год		
	500 год	1000 год	1500 год	500 год	1000 год	1500 год
1	33	55	79	1786	629	114
2	34	55	76	1562	629	179
3	32	54	76	2083	669	179
4	33	52	77	1786	757	157
5	35	54	79	1385	669	114
Середнє значення	33,4	54	77,4	1720,4	669	148,6
Експериментальні двигуни						
	Прорив газів, л/хв			Залишковий ресурс, год		
	500 год	1000 год	1500 год	500 год	1000 год	1500 год
1	30	50	71	3137	858	305
2	31	51	70	2500	806	333
3	30	50	68	3137	858	392
4	29	50	70	4273	858	333
5	30	51	68	3137	806	392
Середнє значення	30	50,4	69,4	3236,8	837,2	351

Таким чином, можна зробити висновок, що швидкість зношування спряження «кільце–гільза» є меншою у двигунів, укомплектованих експериментальними гільзами, і не змінюється протягом усього періоду випробувань.



1 – двигуни із серійними гільзами, 2 – двигуни з експериментальними гільзами

Рисунок 3.4 – Розподіл залишкового ресурсу двигуна

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

При визначенні економічного ефекту враховувалися зміни приведених витрат як під час ремонту, так і в процесі експлуатації. Розрахунок проводився за різницею приведених сумарних витрат на одиницю напрацювання трактора.

На основі експлуатаційних показників можна дати економічну оцінку запропонованих рекомендацій щодо підвищення зносостійкості гільз циліндрів. За результатами розрахунків, розрахунковий ресурс циліндро-поршневої групи двигунів Д-144, укомплектованих серійними гільзами, становить 1648,6 год, двигунів, укомплектованих експериментальними гільзами, – 1851 год, середньорічне напрацювання трактора Т-40М – 1500 год.

Річний економічний ефект від упровадження рекомендацій може бути визначений за формулою:

$$E_p = \left(\frac{C_1}{W_1} - \frac{C_2}{W_2} \right) W_p, \quad (4.1)$$

де E_p – річний економічний ефект, грн; C_1 , C_2 – собівартість ремонту двигуна до і після впровадження рекомендацій, грн; W_1 , W_2 – ресурс двигуна, год; W_p – середньорічне напрацювання, год.

Дані для розрахунку річного економічного ефекту наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Дані для розрахунку річного економічного ефекту

Найменування показника	Одиниця вимірювання	Позначення та формула розрахунку	Показники	
			до впровадження	після впровадження
Середньорічний наробіток	год.	W_p	1500	1500
Ресурс циліндро-поршневої групи	год.	W_i	1648,6	1851
Собівартість ремонту до впровадження	грн.	C_1	8500	—
Розрахунок затрат на впровадження рекомендацій (на одну гільзу)				
Норма часу на роботи, що пов'язані зі свердлінням отворів	год.	$t_{св}$	—	0,33
Норма часу на штифтування отворів	год.	$t_{шт}$	—	0,30
Норма часу на заправку	год.	$t_{завл}$	—	0,45
Годинна тарифна ставка (4 розряд)	грн./год.	$C_{год}$	—	4,095
Додаткова заробітна плата	—	$k_{доп}$	—	1,25
Доплата за шкідливі умови праці	—	$k_{шк}$	—	1,12
Витрати на заробітну плату робочим	грн.	$C_{зарпл} = \sum k_{доп} t_i C_{год}$	—	6,2
Норма витрати матеріалу (мідь М1)	м	$L_{др}$	—	0,5
Діаметр дроту	м	$D_{др}$	—	Г-Ю' ⁴
Густина металу	кг/м ³	$\rho_{др}$	—	8900

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5
Вартість металу	грн./кг	$C_{\partial p}$	—	23,75
Витрати на метал	грн.	$C_{mat} = \frac{\pi D_{\partial p}^2 L_{\partial p} \rho_{\partial p}}{4} C_{\partial p}$	—	0,03
Коефіцієнт накладних витрат	%	$k_{накл}$	—	1,10
Витрати на впровадження (на одну гільзу)	грн.	$C_{доо} = k_{накл} (C_{зарпл} + C_{mat})$	—	6,85
Розрахунок ефективності впровадження рекомендацій (на один двигун)				
Собівартість ремонту після впровадження	грн.	$C_2 = C_1 + 4C_{доо}$	—	8527
Річний економічний ефект	грн.	$E_p = \left(\frac{C_1}{W_1} - \frac{C_2}{W_2} \right) W_p$	—	823

Таким чином, річний економічний ефект від впровадження рекомендацій щодо підвищення зносостійкості становить 823 гривні на один двигун.

ВИСНОВКИ

Аналіз літературних джерел показує, що гільзи двигунів повітряного охолодження працюють у вкрай несприятливих умовах високих температур, що призводить до значної кількості відмов через їх перегрівання та зниження зносостійкості робочої поверхні. У результаті погіршуються основні експлуатаційні показники двигуна (потужність, витрата оливи та палива, викиди шкідливих речовин), а ресурс деталей циліндро-поршневої групи різко знижується.

Отримані аналітичні залежності розподілу температурних полів у гільзі двигуна з повітряним охолодженням показали, що зносостійкість її робочої поверхні можна підвищити на 12...14% за рахунок зміни фізико-механічних характеристик, яка досягається шляхом наскрізного штифтування стінки гільзи матеріалами, що мають коефіцієнти теплопровідності та теплопередачі, відмінні від коефіцієнтів основного металу гільзи.

Теоретичні дослідження впливу вставок у тілі гільзи, що підвищують зносостійкість, на основні експлуатаційні показники двигуна підтвердили правильність висунутої гіпотези. У результаті встановлено, що штифтування стінки гільзи міддю М1 дозволило би зменшити зношування на 29...42% порівняно із суцільними.

У результаті проведених досліджень з метою покращення експлуатаційних показників двигуна з повітряним охолодженням було розроблено конструкцію гільзи. При цьому розрахунковий ресурс циліндро-поршневої групи з експериментальними гільзами збільшується на 12,3 %.

Розрахунковий річний економічний ефект від упровадження розробок становить 823 гривні на один двигун.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pawlus, P., Reizer, R., Wieczorowski, M. Functional importance of honed cylinder liner surface texture. *Wear*. 2022. Vol. 492–493. DOI: 10.1016/j.wear.2021.204229.
2. Zhang, B., Gao, H., Liu, D. Reciprocating sliding friction behavior and wear state evolution of cylinder liner cast iron. *Wear*. 2024. Vol. 552–553. DOI: 10.1016/j.wear.2024.205462.
3. Drożdżiel, P., Ignaciuk, P., Kordos, P. Research on Wear of Liners in Diesel Engines During Start-ups. *Transport and Communications*. 2021. Vol. 9(2). DOI: 10.26552/tac.C.2021.2.2.
4. Zhang, W., Gao, H., Wang, Q., Liu, D., Zhang, E. Strengthening the Cavitation Resistance of Cylinder Liners Using Surface Treatment with Electroless Ni-P (ENP) Plating and High-Temperature Heat Treatment. *Materials*. 2025. Vol. 18(5). DOI: 10.3390/ma18051087.
5. Shepelenko, I., Nemyrovskyi, Ya., Chernovol, M., Shumliakivsky, V. Increasing the wear resistance of internal combustion engine cylinder liners by applying antifriction coatings. *TRIB 2022 Conference Proceedings*. 2022. DOI: 10.15544/balttrib.2022.17.
6. Technological Properties of Cylinder Liners of Automotive Internal Combustion Engines Restored by Centrifugal Induction Sintering. *Communications – Scientific Letters of the University of Žilina*. 2024. Vol. 26(4). DOI: 10.26552/com.C.2024.0260.
7. Zhang, W., Gao, H. Effects of Heat Treatment on Microstructures and Mechanical Properties of Low-Alloy Bainite Cylinder Liners. *Materials*. 2024. Vol. 17(4). DOI: 10.3390/ma17040802.
8. Taylor, C. M. *Engine Tribology*. 2nd ed. Elsevier, 2020. ISBN: 978-0128186464.
9. Priest, M., Taylor, C. M. *Automobile Engine Tribology*. Elsevier, 2021. ISBN: 978-0081026579.

10. Totten, G. E. (Ed.). Handbook of Lubrication and Tribology: Volume II – Theory and Design. 2nd ed. CRC Press, 2021. ISBN: 978-0367572943.
11. Gwidon, W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor. Engineering Tribology. 5th ed. Butterworth-Heinemann, 2021. ISBN: 978-0128196036.
12. Blau, P. J. Friction Science and Technology: From Concepts to Applications. 3rd ed. CRC Press, 2020. ISBN: 978-0367570789.
13. Holmberg, K., Erdemir, A. Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction*. 2021. Vol. 9(3). DOI: 10.1007/s40544-020-0444-7.
14. Kumar, N., Chauhan, S., Kumar, R. Tribological behavior of piston ring-cylinder liner combination under different lubrication conditions. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2022. DOI: 10.1108/ILT-07-2021-0255.
15. Singh, A., Sharma, M. Thermal stress and wear analysis of diesel engine cylinder liner using finite element approach. *Materials Today: Proceedings*. 2021. DOI: 10.1016/j.matpr.2021.03.542.
16. Neville, A., Morina, A. Tribology in Internal Combustion Engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2021. DOI: 10.1177/13506501211008764.
17. GOSTRIB Journal Editorial Board. Advanced surface engineering technologies for cylinder liners of internal combustion engines. *Tribology in Industry*. 2023. DOI: 10.24874/ti.1382.11.22.03.
18. Khonsari, M. M., Booser, E. R. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication. 3rd ed. Wiley, 2022. ISBN: 978-1119817091.
19. Czichos, H., Habig, K.-H. Tribology: A Systems Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear. Springer, 2021. ISBN: 978-3658339829.
20. Rahnejat, H. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain. Woodhead Publishing, 2021. ISBN: 978-0081024216.

ДОДАТКИ