

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка до дипломної роботи магістра

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»


Спеціалізація: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: «Підвищення несучої здатності спряження циліндр-поршень
текстуруванням робочих поверхонь»

Шифр: МРТАМ 24. 23619.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, група МТВАм -23-1  В.В. Подчинюк

Керівник

 д. філос. В.О. Дитинюк

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ  Диха О.В.

11 12 2024 р.

Хмельницький, 2024 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: спеціаліст

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»

Спеціалізація: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав.кафедрою ТАМ

Диха О.В.

" 30 " вересня 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ

Подчинюк Володимир Віталійович

1. Тема проекту:

«Підвищення несучої здатності спряження циліндр-поршень текстуруванням робочих поверхонь»

керівник проекту: Дитинюк Володимир Олександрович, д. філос.

Затверджено наказом університету від 26.08. 2024р. № 60

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 20.12.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

1) Дані про умови роботи циліндро-поршневої групи ДВЗ

2) Технічні умови на обслуговування і ремонт ЦПГ

3) Матеріали науково-дослідної практики.

4) Нормативно – технологічна документація по способам модифікації поверхневого шару деталей ЦПГ двигуна

5) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Огляд конструкції основних трибоспоряджень

2. Тепловий розрахунок двигуна

3. Застосування методу кінцевих елементів розрахунку теплового стану поршнів та гільзи циліндра

4. Моделювання роботи трибосполучення «поршень-циліндр»

консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

дата видачі завдання: 30 вересня 2024р.


КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
Огляд конструкції основних трибоспоряджень	1.11.2024	
Тепловий розрахунок двигуна	15.11.2024	
Застосування методу кінцевих елементів розрахунку теплового стану поршнів та гільзи циліндра	1.12.2024	
Моделювання роботи трибосполучення «поршень-циліндр»	15.12.2024	
Підготовка публікації	15.12.2024	
Оформлення презентаційних матеріалів	20.12.2024	

конт

 Подчинюк В.В.

вик роботи

 Дитинюк В.О.

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 88 сторінок, кількість рисунків - 33, таблиць - 7, додатків - 1, кількість джерел згідно із переліком посилань - 18.

Студент гр. МТВАм-23-1 Подчинюк В.В.

Тема «Підвищення несучої здатності спряження циліндр-поршень текстуруванням робочих поверхонь»

На етапі розвитку трибології процес тертя представляється складним процесом фізико-хімічної механіки. Описати процес тертя, не вдаючись до розумних спрощень, неможливо, тому широкого поширення набули різні моделі процесу тертя.





В роботі для підвищення зносостійкості мастильної здатності деталей циліндро-поршневої групи двигуна вирішені наступні задачі:

1. Виконано огляд основних видів мікропрофілювання;
2. Методика розрахунку трибосполучень доповнена врахуванням мікрогеометрії поверхонь тертя, зокрема, додано різні види «мікроканалок» різної геометрії: кругової, перехресної, вертикальної, синусоїдальної тощо, що дозволяє уточнити результати розрахунку трибосполучення;
3. Виконані розрахунки трибосполучення «поршень-циліндр», виходячи з яких, можна зробити наступний висновок: шляхом додавання каналок по колу потужність на тертя зменшилася на 12%, а при заданні перехресних каналок потужність на тертя зменшується на 26%.

Перелік ключових слів: циліндро-поршнева група двигуна, мікрогеометрія, зношування, потужність тертя

ЗМІСТ

ВСТУП		6
1	ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ ОСНОВНИХ ТРИБОСПОРЯДЖЕНЬ	8
1.1	Види трибосполучень ДВЗ	8
1.2	Основні причини та наслідки відмов у трибосполучення	26
1.2.1	Задири в поєднанні поршень-циліндр	26
1.2.2	Задири в поєднанні вал-підшипник	29
1.3	Основні види мікропрофілювання	32
1.3.1	Хонінгування	32
1.3.2	Текстурування	37
2	МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ	40
2.1	Тепловий розрахунок двигуна	40
2.2	Загальні принципи завдання граничних умов	41
2.2.1	Особливості завдання граничних умов	44
2.3	Застосування методу кінцевих елементів розрахунку теплового стану поршнів та гільзи циліндра	45
2.4	Моделювання роботи трибосполучення «поршень-циліндр»	49
2.5	Перевірка адекватності моделі	55
3	РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ	57
	ВИСНОВОК	68
	БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	69
	ДОДАТОК А	71

МРМТВА 24.23654.000.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Подчинок			
Перевір.	Дитинюк			
Н.контр.	Бабак			
Затвер	Диха			
Підвищення несучої здатності спряження циліндр-поршень текстуруванням робочих поверхонь			Літ.	Аркуш
			4	80
ХНУ, гр. МТВА-23-1				

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ ОСНОВНИХ ТРИБОСПОРЯДЖЕНЬ	8
1.1 Види трибосполучень ДВЗ	8
1.2 Основні причини та наслідки відмов у трибосполучення	26
1.2.1 Задири в поєднанні поршень-циліндр	26
1.2.2 Задири в поєднанні вал-підшипник	29
1.3 Основні види мікропрофілювання	32
1.3.1 Хонінгування	32
1.3.2 Текстурування	37
2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ	40
2.1 Тепловий розрахунок двигуна	40
2.2 Загальні принципи завдання граничних умов	41
2.2.1 Особливості завдання граничних умов	44
2.3 Застосування методу кінцевих елементів розрахунку теплового стану поршнів та гільзи циліндра	45
2.4 Моделювання роботи трибосполучення «поршень-циліндр»	49
2.5 Перевірка адекватності моделі	55
3 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ	57
ВИСНОВОК	68
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	69
ДОДАТОКА	71
ДОДАТОКБ	80
ДОДАТОКВ	83

									Арк.
									5
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	МРМТВА.24.23654.000ПЗ				

ВСТУП

Взаємодія поверхонь, що рухаються, зустрічаються в різних галузях техніки при проектуванні і створенні пристроїв і механізмів. Наприклад, у машинобудуванні та двигунобудуванні при розрахунку характеристик контакту та тертя у різних вузлах машин.

На етапі розвитку трибології процес тертя представляється складним процесом фізико-хімічної механіки. Описати процес тертя, не вдаючись до розумних спрощень, неможливо, тому широкого поширення набули різні моделі процесу тертя. У кожній моделі можна виділити дві складові: модельний опис мікрорельєфу шорстких поверхонь та модельне уявлення контактної взаємодії поверхонь [15].

Так само в сучасному машинобудуванні необхідно щоб машини та механізми мали високий коефіцієнт корисної дії (ККД), надійність, економічність та легкість в експлуатації.

Великий відсоток ККД від згоряння паливно-повітряної суміші втрачається за рахунок тертя в наступних агрегатах і механізмах:

- 35% (12-45%) на дорогах, у контакті шин та дорожнього покриття;
- 35% (30-35%) у двигуні;
- 15% (7-18%) у трансмісії;
- 15% (10-18%) у гальмівних механізмах [1].

З вищепереліченого можна дійти невтішного висновку що проблематика втрати ККДна тертя актуальна.

Найбільший відсоток ККД споживається у двигунів таких вузлах:

- 45% (38-68%) у циліндро-поршневій групі (ЦПГ);
- 30% (20-44%) у підшипниках та ущільненнях (гідродинамічна мастило);
- 15% (3-34%) у механізмі газорозподілу (змішане мастило);
- 10% за рахунок подачі мастила у вузли та гідравлічних в'язких втрат масла [1].

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		6

При зменшенні втрат на тертя у двигуні можливі такі поліпшення:

- Зниження витрати пального;
- Збільшення потужності двигуна;
- Зниження споживання палива;
- Зниження шкідливих викидів вихлопних газів;
- Підвищення міцності, надійності та ресурсу двигуна;
- Зниження вимог до технічного обслуговування та більш тривалі інтервали обслуговування [2].

Так само знос, викликаний тертям, вважається основною причиною для відмови механічних систем і основного джерела втрати енергії.

					<i>МРМТВА.24.23654.000ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ ОСНОВНИХ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ

1.1 Види трибосполучень ДВЗ

1.1.1 Трибосполучення «поршень-циліндр»

Поршень – найбільш відповідальна та специфічна деталь у сучасному двигуні [1]. Він повинен бути легким і міцним, здатним витримувати значні механічні навантаження і теплові удари від тиску газів і сил інерції, а, крім того, мати високу зносостійкість робочих поверхонь, низьке тертя при мінімально можливому зазорі в циліндрі. Остання вимога особливо важлива для гарної герметичності, можливості уникнути прориву газів з камери згоряння в картер і надходження олії у зворотному напрямку, іншими словами - для мінімальної витрати олії з одночасною відсутністю шуму (стукання) поршня об стінки.

Для забезпечення високої надійності він повинен мати жорстку силову схему, достатню механічну міцність і жаростійкість, велику втомну міцність при високих температурах, хорошу теплопровідність, низький коефіцієнт теплового розширення, оптимальну форму спідниці, що забезпечує рівномірний тиск на стінки циліндра, високу зносостійкість, хорошу обробку проти корозії.

Внаслідок високих значень максимального тиску газів та частоти робочих циклів, особливо у багатооборотних двигунах, характер навантаження на поршень близький до ударного. Сили інерції в багатооборотних двигунах за величиною трохи поступаються силам тиску газів, а іноді і перевищують їх. Передача поршнем цих навантажень поєднується з високою швидкістю руху. Температура газів, що впливають на поршень, може досягати 2000

- 2500 0С. Підвищення температури поршня супроводжується зниженням механічних властивостей його матеріалу. При цьому температури в тілі поршня неоднакові і, отже, існують температурні перепади, викликають термічні напруги. Таким чином, у тілі поршня

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		8

механічні напруги підсумовуються з термічними. При передачі сил виникає тертя, тому робочі поверхні деталей поршневої групи та робочого циліндра в умовах недосконалого мастила піддаються швидкому зносу. Підвищенню зносу сприяє деформація поршня та гільзи під впливом сил, що діють.

Основні вимоги до конструкції поршня [2]:

- 1) забезпечення герметичності порожнини циліндра від пропуску газів;
- 2) ефективне відведення тепла від днища в стінки циліндра, що забезпечує нормальні температури днища, стінок головки та поршневих кілець;
- 3) мінімальна теплосприйнятливність зовнішньої поверхні днища;
- 4) висока зносостійкість;
- 5) забезпечення мінімальної витрати двигуном олії;
- б) мінімально можлива маса при достатній міцності та жорсткості;
- 7) максимально можливий термін роботи до першої перебирання поршневої групи.

Основними елементами поршня є днище та циліндрична частина. Циліндрична частина складається з верхньої (ущільнюючої) та нижньої (напрямної). Ущільнююча частина несе на собі поршневі кільця, що забезпечують герметичність робочої порожнини циліндра. Через верхню частину поршня і встановлені в ній кільця в стінки циліндра відводиться велика частка тепла, що сприймається дном (60 - 75%). Направляюча частина передає на стінки циліндра бічні зусилля. Днище разом із прилеглою до нього ущільнюючою частиною утворює головку поршня. Бобишки для пальця відносять зазвичай до напрямної частини - черешку (спідниці) поршня.

Форма поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що сприймається ним. При конструюванні поршня необхідно прагнути того, щоб він мав найбільш просту (циліндричну) і по можливості симетричну щодо осі циліндра форму.

У статті [3] представлені результати аналізу конструктивних факторів, що впливають на гідродинамічні параметри трибосполучення «поршень-

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		9

циліндр» – головного джерела механічних втрат у ДВС, і зроблено висновок, що профіль напрямної частини поршня та цілеспрямований підбір його геометричних співвідношень дозволяють знизити втрати на тертя, значно покращити інші трибологічні параметри сполучення «поршень-циліндр» двигунів внутрішнього згоряння.

У статті [4] спеціалізованого моторного центру АБ-Інжиніринг розглянуто основні тенденції розвитку конструкцій поршнів. Дано описи та ілюстрації поршнів, що мають пробіг. На всіх представлених поршнях є натири. Це свідчить про те, що у цих місцях відбувається контакт поршня зі стінкою циліндра (утворюється пляма контакту). У різних двигунах плями контакту мають різну форму (рис. 1-4). Поршень двигуна AUDI розробки 70-х (рис. 1 а) має прямокутну форму плями контакту.

Поршень двигуна Mercedes початку 80-х (рис.1 б) має пляму контакту овальної форми зміщене в нижню частину спідниці. Поршень розробки кінця 80-х (рис. 1 в) – пляма контакту іксподібної форми.



Рисунок 1 – Геометрія контакту спідниці поршня з циліндром

На поршні (рис. 2 а) розробки початку 90-х помітно істотне зменшення площі натиру овальної форми. Поршень форсованого мотора (рисунок 2 б) розробки 90-х років, пляма контакту має значну площу овальної форми і зміщено у верхню частину поршня таким чином, що воно проявилось навіть у поясі ущільнювача на перегородці між маслоснімним і

компресійним кільцем. Поршень двигуна ЗМЗ-402 (рисунок 2), пляма контакту має прямокутну форму.

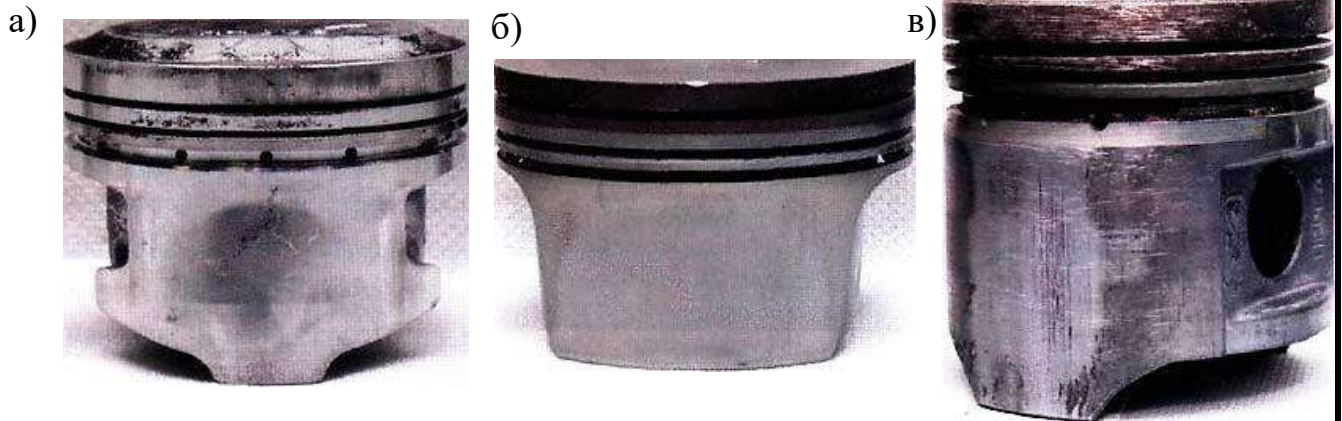


Рисунок 2 – Геометрія контакту спідниці поршня із циліндром

Конструкція сучасного спортивного поршня (рисунок 3) має яскраво виражену Т-подібну форму, два тонкі поршневі кільця, гранично жорстку спідницю, в якій виконані отвори для додаткової подачі масла в зону контакту поршня зі стінками циліндра. Натир робочої області такого поршня має іксоподібну форму, завдяки додатковій подачі олії пляма контакту практично непомітно.



Рисунок 3 – Поршень сучасного спортивного



Рисунок 4 – Поршень з антифрикційним покриттям

Отже, нині спостерігаються такі тенденції: зменшення ваги поршня; профіль на прямої частини поршня для поліпшення параметрів трисполучення «поршень-циліндр»; поділ спідниці поршня на навантажену та ненавантажену з відповідним профільуванням кожної; зменшення площі опорної поверхні спідниці поршня з менш навантаженої сторони шляхом зауження цієї поверхні або її вкорочування; перехід до Г – образної форми поршня.

Майже всі «форми» поршня – неправильні. Їхня «неправильність» обумовлена бажанням забезпечити рівномірний, мінімально можливий зазор між стінкою циліндра і поршнем по всій його висоті (рисунок 5). Труднощі цього завдання у тому, що різні частини поршня під час роботи нагріваються вкрай нерівномірно, отже, неоднаково змінюються у розмірах. Ситуація ще більше ускладнюється тим, що поршень має нерівножорстку конструкцію, що також впливає на наслідки теплового розширення.

Застосування легких поршнів з короткою та вузькою спідницею суттєво скорочує втрати на тертя, отже, сприяє підвищенню потужності при зменшенні витрат палива та токсичності. Дуже важливий момент – забезпечення ефективного мастила. Раніше основним завданням вважався знімання олії маслоснімним кільцем. Для його видалення в канавці маслоснімного кільця влаштовувалися отвори. На навантажених моторах виникає зворотне завдання - забезпечення змащення місць контакту спідниці з циліндром під час руху поршня вгору. Якщо цього не робити, не уникнути підвищеного тертя і задир на спідниці, особливо на її ненавантаженому боці. Проблема вирішувалася різними способами:

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		12

пристроєм отворів для мастила в зоні маслосніжного кільця, профільованих канавок під маслосніжним кільцем для збереження в них потрібної кількості олії. Потрібно було вжити додаткових заходів щодо відведення тепла від поршня. Один із часто застосовуваних способів - використання форсунок, що розбризкують масло на днище поршня. На дизельних моторах з наддувом іноді застосовують ще складніші способи боротьби з перегрівом поршнів. Точно налаштована форсунка подає олію в кільцеву порожнину, виконану в тілі поршня в районі пояса ущільнювача. Таким чином, поршень сучасного автомобільного двигуна – складний технічний виріб, що акумулює у собі велику кількість знань з різних галузей науки та техніки. Конструкція поршня жорстко пов'язана з особливостями двигуна, де він працює. Бездумний, необґрунтований вибір поршня може виявитися не просто невиправданим, наприклад, з технологічної чи економічної точок зору, а й завдати серйозної шкоди працездатності двигуна. Внаслідок гранично оптимізованої конструкції сучасні поршні мають менший запас міцності, а тому більш вимогливі до дотримання розрахункових умов експлуатації.

Мікропрофільювання в машинобудуванні призначене для зменшення тертя в трибосполучення, зниження зносу, підвищення надійності та економічності.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		13



Рисунок 5 – Трибосполучення «поршень-циліндр»

1.1.2 Трибосполучення «кільце-циліндр»

У будь-якому сучасному поршневому моторі є деталі, що забезпечують герметичність камери згоряння і мастило циліндрів - поршневі кільця.

Поршневі кільця- Деталі циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішнього згоряння; металеві роз'ємні кільця, що встановлюються на поршні з метою герметизації камери згоряння, скорочення втрат моторного масла і мінімізації кількості газів, що надходять у картер.

Для нормальної роботи поршневого ДВС критично важливо, щоб у камері згоряння наприкінці такту стиснення (при досягненні поршнем верхньої мертвої точки) створювався тиск, що перевищує певний мінімальний рівень - цей параметр називається компресією. Для бензинових двигунів компресія лежить в межах 9-12 атмосфер, для дизельних агрегатів цей параметр становить 22-32 атмосфери. Для досягнення необхідної компресії слід забезпечити герметизацію камери згоряння – це завдання вирішується поршневими кільцями.

Поршневі кільця виконують кілька ключових функцій:

									Арк.
									14
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	МРМТВА.24.23654.000ПЗ				

1) Герметизація камери згоряння - розмір кільця підбирається точно за внутрішнім діаметром циліндра, що запобігає прориву газів з камери згоряння в картер;

2) Зниження сил тертя — площа тертя кілець стінки циліндра значно менше площі поршня, що знижує втрати на тертя деталей ЦПГ;

3) Компенсація температурного розширення матеріалів ЦПГ - поршні та циліндри виготовляються з різних сплавів, що мають неоднакові коефіцієнти температурного розширення, введення кілець запобігає заклинюванню поршнів та зміна компресії при зростанні та падінні температури двигуна;

4) Змащування стінок циліндра і видалення надлишків олії (що запобігає його попаданню в камери згоряння і скорочує втрати олії на чад) - кільця спеціальної конструкції забезпечують знімання зі стінок циліндра надлишків олії, що утворюються під час роботи двигуна, але залишають необхідну для зниження тертя масляну плівку;

5) Охолодження стінок поршня - частина тепла від поршня відводиться на стінки циліндра через кільця.

Легко помітити, що поршневі кільця відіграють найважливішу роль роботі ЦПГ і функціонуванні всього силового агрегату. Будь-які несправності та знос кілець проявляються втратою потужності двигуна та загальним погіршенням його роботи, тому дані деталі підлягають заміні. Але перш, ніж купувати або замовляти нові кільця, слід розібратися в існуючих типах цих деталей, їх конструкції та особливостях роботи.

Типи, конструкція та принцип роботи поршневих кілець

На одному поршні встановлюються кільця двох типів:

- компресійні (верхні);
- Маслознімні (нижні).

Всі кільця розташовуються в поперечних канавках прямокутного профілю, виконаних ближче до днища поршня. Кільця різних типів відрізняються конструкцією та призначенням (рисунок 6-7).

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		15

Компресійні кільця забезпечують герметизацію камери згоряння, на одному поршні може встановлюватися одне, два або три кільця (одне - на двотактних ДВЗ мототехніки, два - на більшості сучасних чотиритактних моторах, три - на деяких дизелях), вони розташовуються у верхній частині поршня. Конструктивно компресійні кільця дуже прості: це металеве кільце роз'ємне, розріз якого виконаний у вигляді замку простої (прямої, косої) або складної форми, на деяких кільцях в замку передбачена виїмка під стопор. У замку передбачений невеликий проміжок (кілька мікрометрів), який служить для компенсації температурного розширення деталі під час роботи двигуна.

Кільця виготовляються із сталі або спеціальних марок чавуну, їх зовнішня (робоча) поверхня може мати різний профіль:

1) Простий плоский - у цьому випадку кільце має прямокутний переріз або переріз у вигляді неправильного чотирикутника;

2) Радіусний (бочкоподібний) - зовнішня поверхня кільця є дугою кола великого радіусу;

3) З фаскою - на зовнішній поверхні виконана фаска невеликої висоти;

4) "Хвилинні" кільця - зовнішня поверхня має нахил до верхньої частини, кут нахилу становить кілька десятків хвилин дуги, за рахунок чого кільця і отримали свою назву.

Плоский профіль мають верхні компресійні кільця, які змушені працювати при високих температурах та тисках в умовах недостатнього мастила. Для зменшення зношування робоча поверхня деталі піддається хромуванню, фосфатуванню, покриттю оловом або іншій обробці. Таке кільце під час роботи повністю прилягає до дзеркала циліндра, забезпечуючи ущільнення та відведення тепла від поршня.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		16

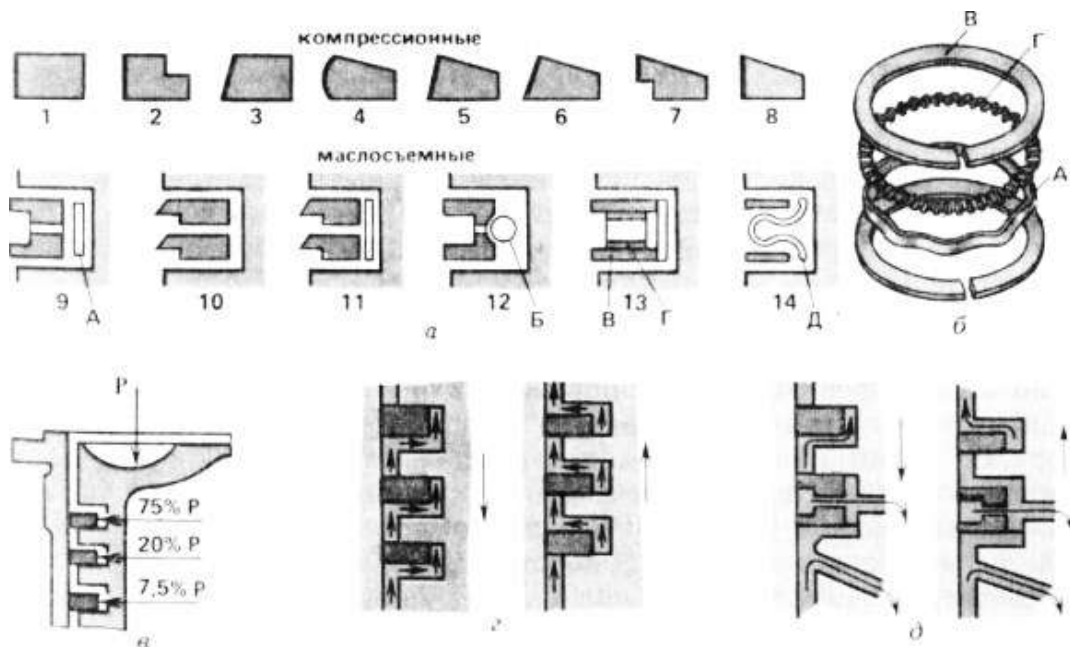


Рисунок 6 – Поршневі кільця та схема їх дії

Нижні кільця часто мають складніший профіль. Бочкоподібні кільця мають менший опір тертю за збереження достатнього ступеня герметизації. «Хвилинні» кільця за рахунок нахилу робочої поверхні знижують сили тертя: при русі поршня вниз (на робочому ході) кільце ковзає по дзеркалу циліндра своєю загостреною гранню, а при русі вгору кільце за рахунок масляного клина, що утворюється, віджимається від дзеркала циліндра.

Маслознімні кільця забезпечують правильний розподіл масляної плівки по поверхні циліндра і запобігають попаданню олії в камеру згорання (здійснюють його знімання з дзеркала циліндра). На одному поршні використовується тільки одне кільце, на поршнях двотактних двигунів цих деталей немає (оскільки масло додається безпосередньо в бензин). Зазвичай маслознімні кільця мають складову конструкцію, в яку входять власне кільця та розширювачі.

Маслознімні кільця бувають:

1) Цілісні - кільце П-подібного профілю, звернене основою до поршня. В основі виконаний ряд круглих або подовжених отворів, через які здійснюється стік олії;

2) Складові - використовується два тонкі (розрізні) кільця, між якими розташовується розпірний елемент.

3) Розпірні елементи бувають:

4) Радіальні - забезпечують притиск кілець до стінки циліндра;

5) Осьові - використовуються тільки разом із складовими кільцями, забезпечують розжим кілець;

6) Тангенціальні - комбіновані розпірні елементи, що забезпечують одночасний розтиск кілець та їх притиск до стінки циліндра.

Як розпірні елементи виступають пластинчасті (плоські) або кручені пружини, що вкладаються між або під кільцями, в маслосніжному кільці може використовуватися тільки одна або відразу дві пружини різних типів.

Маслосніжне кільце притискається до стінки циліндра і за рахунок своєї конструкції забезпечує знімання надлишків масляної плівки. Зібране масло через отвори в кільці надходить у канавку, звідки через отвори в стінці поршня зливається в картер двигуна. При цьому частина олії залишається у вигляді тонкої масляної плівки на стінці циліндра, яка забезпечує зниження тертя по всій ЦПГ.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		18



Рисунок 7 – Трибосполучення «кільце-циліндр»

1.1.3 Підшипники ковзання

Вкладиш колінчастого валу- Деталь кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння, підшипник ковзання, що знижує втрати на тертя і заклинювання деталей в місцях контакту колінчастого валу з постіллю блоку двигуна і колінчастого валу з шатунами поршнів. Застосування підшипників ковзання обумовлено складними умовами та високими навантаженнями, за яких підшипники кочення (кулькові або роликові) працювали б неефективно та мали б малий ресурс. Сьогодні на більшості силових агрегатів використовуються вкладиші, і тільки на деяких малопотужних одно- та двоциліндрових моторах як опори колінвала знаходять застосування підшипники кочення.

На вкладиші коленвала покладено кілька основних функцій:

- 1) Зниження сил тертя у місці контакту колінчастого валу, опор блоку циліндра та шатунів;
- 2) Передача сил і моментів, що виникають у процесі роботи двигуна – від шатунів на колінвал, від колінвала на блок двигуна тощо;

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		19

3) Правильне розподіл масла (утворення масляної плівки)

поповерхонь деталей, що труться;

4) Правильне центрування та позиціонування деталей один щодо одного.

5) Вкладиші коленвала відіграють важливу роль у роботі силового агрегату, але вони досить прості в конструктивному плані.

Типи та характеристики вкладишів колінчастих валів

Підшипники ковзання колінвалу діляться на типи за місцем встановлення, призначення та ремонтних розмірів.

За місцем встановлення вкладки бувають двох типів:

- Корінні;
- Шатунні.

Корінні підшипники ковзання встановлюються в постелі колінвала в блоці двигуна і охоплюють корінні шийки колінвала, забезпечуючи його вільне обертання. Шатунні підшипники ковзання встановлюються в нижній головці шатуна та охоплюють шатунну шийку колінчастого валу.

Також вкладки діляться на дві групи за призначенням:

1) Звичайні - забезпечують лише зниження сил тертя у місцях контакту деталей;

2) Фіксуючі корінні - додатково забезпечують фіксацію колінчастого валу в ліжку, запобігаючи його осьовим зміщенням.

Звичайні підшипники ковзання є плоскими тонкостінними півкільцями. Підшипники, що фіксують, можуть виконуватися у вигляді зав'язаних напівкільця (які використовуються в комплекті з плоским вкладишем) і вкладишів з буртами; півкільця встановлюються в торці двигуна, буртові вкладки монтуються на одній або двох опорах ліжка колінчастого валу.

Вкладиші колінвалу в процесі експлуатації зношуються і підлягають заміні, зносу схильні і шийки колінчастого валу, що призводить до збільшення зазору між деталями, що труться. Якщо встановити нові вкладиші тієї ж товщини, що й старі, то зазор залишиться занадто великим, що загрожує виникненням стукоту і ще інтенсивнішим зносом. Щоб

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		20

уникнути цього, використовуються вкладиші так званих ремонтних розмірів — дещо збільшеної товщини, що компенсує зношування шийок колінвала. Нові вкладиші мають розмір 0,00, ремонтні вкладиші випускаються із збільшенням товщини на 0,25, 0,5, 0,75, 1,0, 1,25, 1,5 мм, такі вкладиші позначаються відповідно +0,25, +0,5 тощо.

Конструкція вкладишів колінвала (рисунок 8)



Рисунок 8 – Конструкція вкладишів колінвала

Підшипник ковзання колінчастого валу - складовий, містить два металевих плоских півкільця, що повністю охоплюють шийку колінвала (зверху і знизу). У цій деталі виконується кілька елементів:

- 1) Отвори (одне або два) для пропускання олії в масляні канали в колінчастому валу та шатуні;
- 2) Замки у вигляді шипів або пазів під штифти для фіксації підшипника в опорі ліжка колінвала або нижньої голівки шатуна;
- 3) Поздовжня канавка для подачі олії в отвір (виконується тільки на вкладиші, розташованому з боку каналу — нижній корінний вкладиш і верхній шатунний вкладиш);
- 4) У буртових наполегливих вкладишах - бічні стінки (бурти) для фіксації підшипника та обмеження осьового переміщення колінчастого валу.

Вкладиш - це багатошарова конструкція, основу якої складає сталева пластина з нанесеним на її робочу поверхню антифрикційним покриттям (рисунок 9). Саме це покриття забезпечує зниження тертя та тривалий термін служби підшипника, воно виготовляється з м'яких матеріалів і, у свою чергу, також може бути багатошаровим. Покриття вкладиша за рахунок меншої м'якості поглинає мікроскопічні частки

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		21

зносу коленвала, запобігає заклинювання деталей, утворення задирів і т.д.



Рисунок 9 – Склад вкладок коленвала

За конструкцією вкладиші колінчастого валу діляться на дві основні групи:

- Біметалеві;
- Триметалеві.

Найбільш просто влаштовані біметалічні підшипники. Їх основу становить сталева смуга товщиною 0,9-4 мм (залежно від типу та призначення деталі, корінні підшипники – товщі, шатунні – тонші), на яку нанесений антифрикційний шар товщиною 0,25-0,4 мм. Даний шар виготовляється з мідно-свинцево-олов'яного (бронзового), мідно-алюмінієвого, мідно-алюмінієво-олов'яного, алюмінієво-кремнієво-свинцевого, алюмінієво-кремнієво-свинцево-олов'яного або інших м'яких сплавів з олова (яке виступає у ролі твердого мастильного матеріалу) до 25%, також можуть містити невелику кількість нікелю, кадмію, цинку та інших металів.

Триметалеві вкладиші крім основного антифрикційного покриття мають покривний шар товщиною 0,012-0,025 мм (12-25 мкм), що забезпечує захисні властивості (бореться з корозією та надмірним зношуванням основного шару) і покращують антифрикційні якості підшипника. Це

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		22

покриття виготовляється із свинцево-олов'яно-мідного сплаву із вмістом свинцю 92-100%, олова до 12% та міді не більше 3%.

Також у підшипниках ковзання можуть бути додаткові шари:

- Верхній захисний шар з олова - чисто олов'яне покриття товщиною всього 0,5-1 мкм, що забезпечує захист від корозії, жиру та забруднення під час транспортування, встановлення та припрацювання вкладиша;

- Нижній захисний шар з олова - такий самий шар, нанесений із зовнішнього боку вкладиша (навернений до опор колінвала або внутрішньої частини головки шатуна);

- Нікелевий підшар (нікелевий бар'єр, прокладка) тонкий, не більше 1-2 мкм шар нікелю між основним антифрикційним покриттям і покривним шаром. Цей шар запобігає дифузії атомів олова з покривного шару в основний, що забезпечує сталість хімічного складу основного антифрикційного покриття. За відсутності нікелевого бар'єру переважно покритті може збільшуватися концентрація олова, що призводить до негативних змін характеристик підшипника.

Розглянута структура підшипників ковзання не є стандартом, багато виробників пропонують свої унікальні схеми та конструкції. Наприклад, основний антифрикційний сплав може наносити на сталеву основу не безпосередньо, а через додатковий підшар з алюмінієвого або мідного сплаву, покривний шар може мати різноманітний склад, у тому числі без вмісту свинцю, і т.д.

За умовами кінематичної схеми кривошипно-шатунного механізму, що перетворює зворотно-поступальний рух поршня у обертальний рух, необхідно, щоб обидві головки шатуна були приєднані шарнірно. Поршневий палець є віссю качання шатуна у поєднанні з поршнем. Через поршневий палець передаються всі сили, що виникають між поршнем та шатуном. До цих сил відносяться сила інерції, що виникає при зміні напрямку руху поршня, сила тиску стискається в циліндрі двигуна повітряно

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		23

паливної суміші або повітря в дизельному двигуні при стисканні і, головне, сила тиску газів, що розширюються під час робочого такту.

Поршневий палець відноситься до деталей двигуна, що здійснює зворотно-поступальний рух під час роботи. Конструктори двигунів усіма способами прагнуть зменшити вагу таких деталей. Але, як зазначалося раніше, через поршневий палець передаються величезні сили. Тому розмір (діаметр) пальця, конструкція, технологія та матеріал виготовлення пальця з урахуванням собівартості масового виготовлення, це результат прийняття складного компромісного інженерного рішення.

Під час роботи двигуна на поршневий палець діють згинальні зусилля та зусилля зрізу. Під впливом цих зусиль поршневий палець може прийняти неприпустиму овальність, внаслідок якої можливе заклинювання поршня в поршневій голівці шатуна або бобишках поршня. Овальність поршневого пальця може призвести до появи тріщин у бобишках поршня та подальшого руйнування поршня.

За способом осьової фіксації пальці поділяються на дві групи:

- 1 - Фіксовані
- 2 - плаваючі

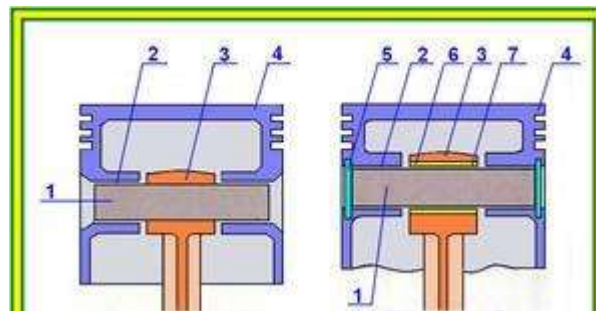


Рисунок 10 – Способи фіксації поршневого пальця:

- 1 – Поршневий палець; 2 – Зазор між пальцем та бобишкою поршня; 3 – Шатун; 4 – Поршень; 5 – Стопорне кільце пальця; 6 – Бронзова втулка поршневої головки шатуна; 7 – Зазор між пальцем та бронзовою втулкою

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

24

На сучасних автомобільних двигунах найбільшого поширення знайшли плаваючі пальці.

Фіксованим називається поршневий палець, який не обертається в одному з елементів, що з'єднуються за рахунок установки з тугою посадкою або у верхній головці шатуна або в отворах бобишок поршня.

Туга посадка поршневого пальця в одному з елементів забезпечує осьову фіксацію пальця.

У старих автомобільних та стаціонарних двигунах палець у верхній головці шатуна взагалі кріпився за допомогою розрізної втулки та стяжного болта, але в даний час в автомобільних двигунах такий спосіб кріплення поршневого пальця не застосовується.

Найчастіше фіксоване з'єднання забезпечується у верхній головці шатуна. У цьому обертання пальця здійснюється у отворах бобишек поршня.

Наприклад, у двигунах автомобілів ВАЗ надійна фіксація поршневого пальця забезпечується за рахунок встановлення пальця у верхній (поршневій) головці шатуна з натягом 0,01-0,042 мм. При цьому в з'єднанні пальця з боби поршня, для забезпечення шарнірного з'єднання, встановлюється необхідний зазор. Це найдешевший спосіб фіксації пальця у масовому виробництві. В цьому випадку під час ремонту двигуна при складанні шатунно-поршневої групи виникає необхідність нагрівання шатуна до високої температури. У двигунах із фіксованим поршневим пальцем бронзова втулка в поршневу головку шатуна не встановлюється.

Плаваючі називається палець, встановлений з необхідним зазором, і у верхній головці шатуна, і у бобишках поршня.

У цьому випадку осьова фіксація поршневого пальця здійснюється за рахунок стопорних кілець, що встановлюються у спеціальні проточки в бобишках поршня. Під час роботи плаваючий палець обертається і в голівці шатуна і в бобишках поршня. При такому з'єднанні необхідно забезпечити рекомендований зазор як між пальцем та бобишками поршня, так і між пальцем та втулкою поршневої головки шатуна. У двигуні з плаваючим

поршневим пальцем для зменшення тертя в поршневу головку шатуна

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		25

встановлюється бронзова втулка. Через різний температурний коефіцієнт розширення матеріалів, з яких виготовлені шатун, поршневий палець і поршень ці зазори різні.



Рисунок 11 – Підшипники ковзання ДВЗ

1.2 Основні причини та наслідки відмов у трибосполучення Основними наслідками відмови є задирання та знос поверхонь трибосполучення.

1.2.1 Задири в поєднанні поршень-циліндр

Розрізняють три види задир:

- від недостатнього зазору;
- від роботи всуху;

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

26

- відперегріву.

Задирки через недостатній зазор

Недостатній зазор може виникнути через неправильне регулювання рухомих деталей, при перекосі циліндрів через занадто сильне або нерівномірне затягування головки циліндра або при термічному перевантаженні.

Так само температура поршня значно вища за температуру циліндра, через що відбувається різне теплове розширення поршня і циліндра: поршень піддається більш сильному тепловому розширенню, ніж суміжний циліндр.

При зменшується зазорі між поршнем і циліндром виникає напівсухе тертя, тому що масляна плівка на стінці циліндра витісняється поршнем, що розширюється. В результаті тертя температура елементів стає ще вищою. Поршень при цьому надає все більшого тиску на стінку циліндра, а функція масляної плівки повністю зникає. Поршень у циліндрі починає працювати без мастила. Через що з'являються задирки з гладкою темною поверхнею (рисунок 12). Задирки з-за недостатнього зазору брасуються як на навантаженій, так і на ненавантаженій стороні.



Рисунок 12 – Задирки на поршні

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		27

Задираки від роботи всуху

При задираках від роботи всуху масляна плівка переривається часто лише в окремих місцях через високу температуру або переповнення паливом. У цих місцях з'являється тертя незмащених поверхонь поршня, поршневих кілець і робочої поверхні циліндра, що за дуже короткий час може призвести до задир з сильно потертою поверхнею (рисунок 13).



Рисунок 13 – Задири на поршні

Задири від перегріву

За наявності задира від перегріву масляна плівка руйнується внаслідок занадто високих температур. Спочатку з'являються напівсухе тертя та окремі місця стирання. Надалі поршень у циліндрі працює повністю всуху через додаткове нагрівання в місцях стирання. Задираки мають темний колір і сильне стирання.

Можливі причини:

- тривалависоке навантаження на двигун, коли він ще повністю пройшов обкатку;

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		28

- порушення у системі охолодження двигуна;
- порушення у постачанні маслом (поршні з масляним охолодженням або з охолоджуючим каналом);
- вигнуті або забиті маслорозбризкуючі форсунки, які не охолоджують поршень знизу або охолоджують його лише недостатньо [10].

Так само крім пошкодження поршнів, задираки утворюються і на гільзі циліндрів (рисунок 14).



Рисунок 14 – Задири на гільзі

1.2.2 Задири у поєднанні вал-підшипник

Розглянемо основні види зносу сполучення вал-підшипник (рисунок 15):

Абразивний знос

Однією з найпоширеніших причин ушкодження вкладишів є абразивні частинки. Вони викликають прискорене зношування, якщо довго не змінювати масло і масляний фільтр. При надмірному забрудненні фільтра в ньому відкриється перепускний клапан за рахунок перепаду тиску, тим самим значна частина олії почне надходити в двигун через клапан без очищення.

Абразивні частинки легко виявити - вони вкраплюються в м'який робочий шар вкладишів у вигляді маленьких цяток, дряпають поверхні вкладиша та валу - особливо поблизу мастильних отворів. Внаслідок неякісної

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		29

очищення олії вкладиші вже через кілька годин роботи будуть мати такі цятки, яких не зустрінеш і після тисячі годин нормальної експлуатації.

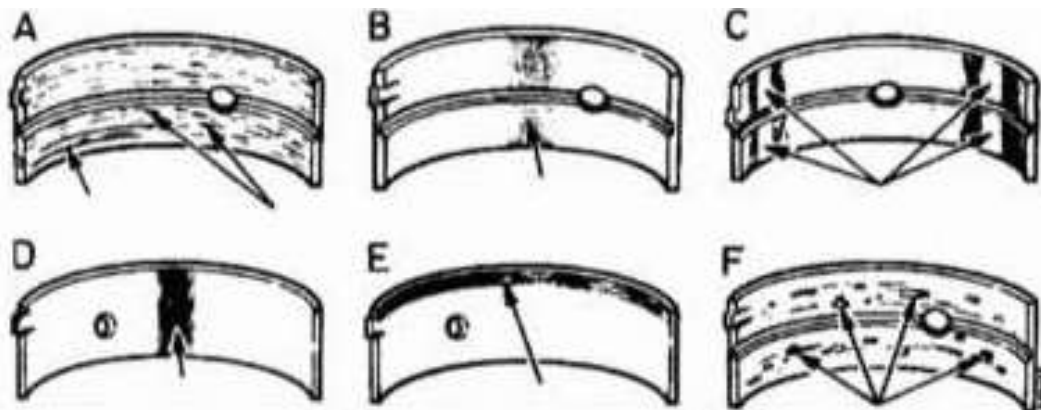


Рисунок 15 – Види зносу підшипників

А - Подряпані сторонніми частинками - видно крупиці, що занурилися в робочий шар вкладиша;

В - Нестача олії - верхній шар стертий;

С-Вкладиші неправильно розташовані при встановленні - є блискучі (відполіровані) ділянки;

Д - Шийка зведена на конус - верхній шар знятий з усієї поверхні; Е - Зношування краю вкладиша;

F – Несправність «втоми» - утворилися кратери чи кишеньі.

Корозія робочого шару вкладиша

Корозія – наслідок тривалої експлуатації двигуна із вкладишами на маслі, термін експлуатації якого вже вийшов. Воно здатне хімічно впливати на матеріал вкладишів, окислюючи та руйнуючи робочу поверхню. Корозія руйнує верхній шар, залишаючи на поверхні численні пори.

Така особливість більш характерна для дизельних двигунів із-за більшого навантаження в підшипниках, причому не тільки внаслідок нерегулярної заміни олії, а й при використанні невідповідних сортів олій.

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

30

Знос через недостатню кількість олії

Цей вид зносу є найпоширенішим. Зношування починається з руйнування масляної плівки.

Найпоширеніша причина цієї несправності – порушення подачі олії. Якщо масло витекло з пробитого піддона, зрізаний привід масляного насоса, забитий маслозабірник, або забруднений масляний фільтр з перепускним клапаном, який відкривається при більшому перепаді тиску, результат буде один - руйнування масляної плівки, контакт поверхонь, зростання температури та плавлення матеріалу вкладишів. До аналогічного результату призводить також недостатній зазор у підшипнику, неспіввісність та неправильна форма ліжка – все це викликає різке зростання навантажень та «вичавлювання» олії із зазору між вкладишем і шийкою валу. Подібний ефект спостерігається і при розрідженні олії паливом або охолоджувальною рідиною, а також при запуску на сильному морозі двигуна, заправленого густим маслом літнім.

Вкладиші, які зазнали режиму масляного голодування, на ранній стадії мають блискучі підплавлені ділянки. Подальша робота підшипника в такому режимі веде до швидкого розширення пошкоджених ділянок, прогресуючого зносу, задир (рисунок 16), плавлення та повного руйнування робочого шару.



Рисунок 16 – Задири на підшипниках

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

31

Зношування країв вкладишів

Такий знос виникає в результаті дуже великих жолобників, виконаних на шийках колінчастого валу при його ремонті. Такий знос можливий як з одного, і з обох сторін вкладишів залежно від форми галтелей[11].

1.3 Основні види мікропрофільювання

До основних видів мікропрофільювання відносять хонінгування та текстурування.

1.3.1 Хонінгування

Хонінгування – це механічна операція з обробки матеріалу різанням, де як різальний інструмент використовуються алмазні зерна.

Ця операція вважається дуже продуктивною та ефективною по відношенню до отворів. Знімати припуск при даній обробці можна до 2 млн. мм³(2 м³) на годину. Це відповідає чистовому точенню різцем при токарній обробці або чорновому шліфуванні абразивним колом. Тому можна сказати, що хонінгування – це ще й фінішна обробка, оскільки під час операції одержують остаточну поверхню, тобто готову деталь [3].

Метою хонінгування поверхні циліндрів є зниження шорсткості циліндрів для забезпечення плавного ходу поршня [4].

Шорсткість поверхні - сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками на базовій довжині.

Поверхня циліндрів після хонінгування представлена малюнку 17.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		32



Рисунок 17 – Поверхня циліндрів після хонінгування

Перевага хонінгування

Відмінність відшліфування, притирання полірування, хонінгування циліндрів є більш ефективним та точним.

Крім того, при хонінгуванні можна зіштовхнутися з іншими перевагами, серед яких:

- Підвищення стійкості до зношування. Це, своєю чергою, позитивно впливає подальшу роботу двигуна і дозволяє максимально підвищити його термін експлуатації.

- Відсутність шлюбних деталей. Справа в тому, що при обробці циліндрів хоном поверхня піддається меншому тиску, ніж, наприклад, при шліфуванні. Тобто шанси на одержання шлюбного циліндра значно зменшуються.

- Досягнення технічних вимог. За рахунок того, що хонінгувальні бруски мають ширшу номенклатуру в порівнянні з тими ж абразивними

кругами, досягти технічних вимог, що висуваються до деталі, у кілька разів простіше.

- Виготовлення точного отвору. За рахунок своєї конструкції хон під час обробки може автоматично виправити відхилення отвору від допустимих значень, які залишилися від попередніх операцій, наприклад, після свердління.

- Зменшення часу, відведеного на обробку. Як відомо, існує не один пристрій для хонінгування циліндрів. Є й такі пристрої, які дозволяють виконувати хонінгування блоку деталей. За рахунок обробки декількох отворів одночасно зменшується час, відведений на операцію. Це особливо важливо у масовому виробництві, як у день необхідно виготовляти тисячі циліндрів[3].

Етапи хонінгування

Хонінгування блоку циліндрів виконується у два етапи:

Чорнове хонінгування. На цьому етапі обробки застосовується хон із крупнозернистими брусками (рисунок 18). За допомогою такого інструменту можна забезпечити початкову, круглу форму отвору циліндра, яка ще не відповідатиме технічним вимогам.

Чистове хонінгування. Замість хону з крупнозернистими брусками тепер використовується дрібнозернистий абразив. Це може бути алмазні чи керамічні бруски (рисунок 19). Суть другого етапу полягає в усуненні остаточних припусків і створенні готової форми отвору, яка відповідатиме технічним вимогам до деталі.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		34



Рисунок 18 – Крупнозернисті бруски



Рисунок 19 – Алмазні бруски

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

35

Операції, що виконуються

Хонінгування шийок валів. Для обробки обробки зовнішніх поверхонь обертання застосовують спеціальний хон, що являє собою розтискну скобу з колодками, в яких поміщають абразивні бруски. Цими брусками охоплюють шийку вала, що обробляється, яка приводиться в обертання. Бруски мають поступальні рухи. Хонінгування мало змінює розмірів деталі.

Синтетичні алмази знаходять застосування у процесі суперфінішування. Шийки колінчастих і розподільних валів, осі сателітів, поверхні під голчасті підшипники, пальці причіпних шатунів та багато інших деталей суперфінішують алмазними брусками (рисунок 19). Найбільше застосування тому отримали бруски на металевому зв'язуванні. Надійне видалення стружки відбувається рахунок подачі в зону обробки охолоджуючої рідини становить одну з особливостей алмазного суперфінішування. Оптимальне поєднання продуктивності та низької шорсткості оброблюваної поверхні досягається, як правило, виконанням обробки за 2-3 операції з поступовим зменшенням розміру алмазних зерен у брусках [5].

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		36

1.3.2 Текстурування

Текстурування – метод моделювання поверхні, що дозволяє утворювати на поверхні мікроямки (рисунок 20) [6], завдяки чому затримуватиметься мастильний шар у сполученні.

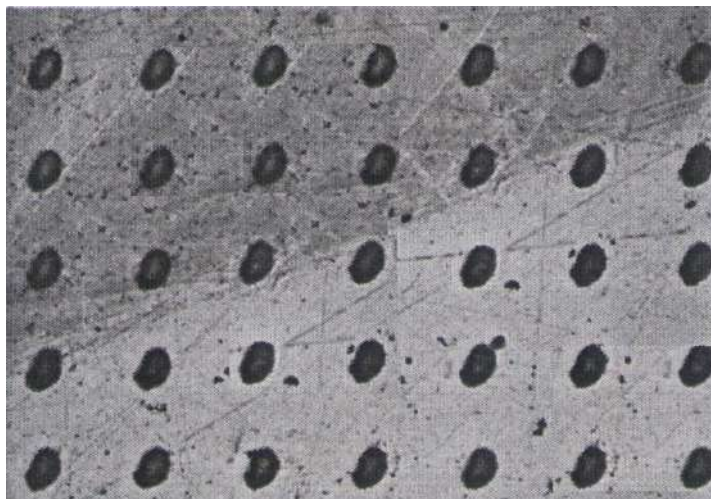


Рисунок 20 – Мікроямки

При важких навантаженнях необхідно збільшення терміну служби агрегатів через втому шляхом поліпшень мастила, матеріалів і обробки поверхні.

Для гідродинамічного тиску, що створюється між паралельними ковзними поверхнями, було узагальнено кілька факторів, що сприяють розвитку. Шорсткість поверхні визнана важливою роллю, і це відкриття призвело до методу поверхневого текстурування для покращення здатності до захоплення механічних ущільнень та ковзних підшипників. Текстурування поверхні має гідродинамічний ефект. Принаймні наближення потоку мастила до нерівності тиск збільшується. В результаті створюється додаткова здатність, що несе.

Також відомий вторинний змащувальний ефект, який діє в режимі змішаного мастила. Рідина, захоплена в низькій ділянці текстури, може розглядатися як вторинне джерело мастила, яке складено шляхом відносного переміщення, щоб пронизувати поверхню, зменшувати тертя і затримувати мастило [8].

Основні види текстурування представлені малюнку 21.

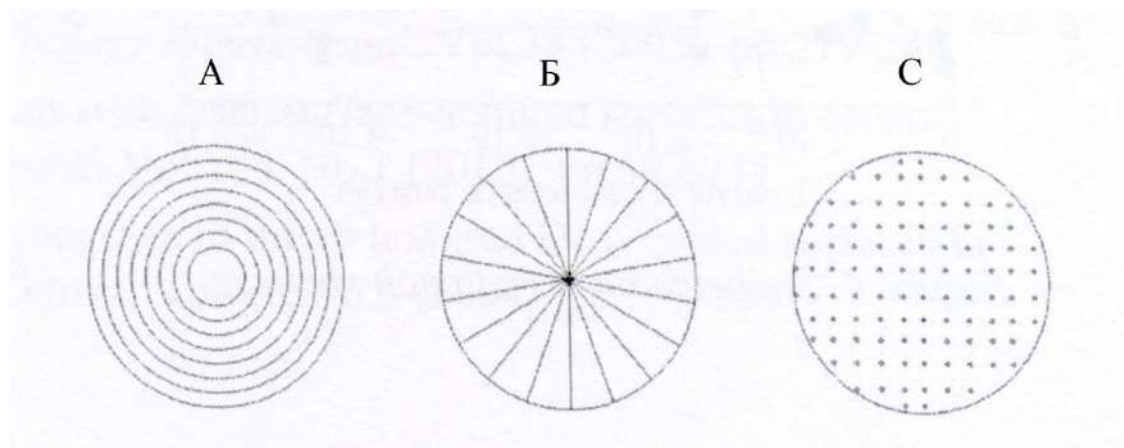


Рисунок 21 – Основні види текстурування

Переваги текстурування поверхні та ефекти від параметрів текстурування за трибологічними характеристиками були експериментально та теоретично досліджені за останні два десятиліття. Як експериментальний метод було проведено дослідження за допомогою випробувань на тертя, вивчено вплив текстурування поверхні на несучі навантаження, сили тертя та коефіцієнт тертя. У той же час були встановлені теоретичні моделі для опису механізмів текстурування поверхні для поліпшення трибологічних параметрів змашуваних контактів.

З експериментальних та теоретичних досліджень було встановлено, що правильно проєктована поверхнева текстура діє як мікрогідродинамічна пара тертя на підшипниках ковзання, яка допомагає зменшити тертя та збільшити навантаження.

Крім того, поверхня текстурування також забезпечує додаткові мікроканавки для запасу мастила та збирання сміття.

Було зроблено висновок у тому, що є оптимальні параметри текстурування, із якими пара тертя демонструє оптимальні трибологічні характеристики [9].

Останнім часом було розроблено як методи проєктування, так і методи обробки поверхні. Поверхневі технології, такі як реактивне

іонне травлення, лазерне текстування і дробоструминна обробка стали дуже популярними в останні роки [8].

Розглянемо лазерно-екстування, так як даний вид текстування є одним з найбільш високопродуктивних.

Процес лазерного текстування можна описати як зміна поверхневого шару підшипника пульсуючим лазерним променем, виходячи з сили променя та швидкості обробки на поверхні утворюються мікроямки із заданим діаметром та глибиною.

Переваги лазерного текстування:

- Швидкість нанесення мікроямок та мікромайданчиків;
- Простота у нанесенні;
- Висока ефективність.

Недоліки: в результаті лазерного плавлення матеріалу можуть бути порушені сусідні області, через що з'являються виступи та нерівності.

Тому після текстування зразки необхідно полірувати. У деяких випадках потужність випромінювання лазера може бути настільки сильною, що при обробці з'являються тріщини в сусідніх областях, тому міцність зразка сильно знижується. Однак на сьогоднішній момент розвиток промислового обладнання дозволяє забезпечити високу точність обробки та не допустити пошкодження поверхні [7].

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		39

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

2.1 Тепловий розрахунок двигуна

Теплонапруженість деталі визначається значенням її максимальної температури і градієнтом зміни температури і залежить від кількості введеної в двигун теплоти, її розподілу, кількості теплоти, що вводиться і відводиться від даної деталі.

Під теплонапруженістю двигуна зазвичай приймається кількість теплоти, що відводиться одиницею теплосприймаючої поверхні в систему охолодження за одиницю часу. Різні підходи до визначення теплонапруженості деталей двигуна докладно описані у роботах [55,56].

Тепловий потік в деталях двигуна, що формують камеру згоряння, визначається кількістю тепла, введеного в циліндр, інтенсивністю передачі тепла в деталі та ефективністю перетворення тепла на механічну роботу. При одній і тій же заданій потужності підвищення економічності двигуна зазвичай призводить до зменшення втрат тепла і, отже, зменшення теплонапруженості. Тому головним зниження теплової напруженості двигуна є забезпечення високих економічних показників з витрат палива. Це справедливо, однак, за однієї істотної умови: збільшення індикаторного ККД не повинно супроводжуватись значним збільшенням жорсткості перебігу робочого процесу, максимальних тисків та температур циклу.

Значення максимальної напруженості або максимальної сумарної напруженості поршня далеко не повністю визначає довговічність їхньої роботи. Тому при визначенні довговічності деталі важливо знати, який відносний час (стосовно загального експлуатаційного) поршень має максимальну напруженість і як довго двигун безперервно працює на цьому режимі.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		40

Від температури деталей ЦПГ великою мірою залежить надійність роботи двигуна. У цьому температура деталей насамперед визначається режимом роботи двигуна.

Для отримання теплового стану досліджуваного поршня необхідно спочатку зробити синтез робочого циклу двигуна в цілому, визначити параметри теплообміну робочого тіла в циліндрі, розглянути розподіл коефіцієнта тепловіддачі робочого тіла поверхнею поршня. Далі задаються граничні умови на основі отриманих даних та коефіцієнтів.

Тепловий розрахунок здійснюється за допомогою програмного забезпечення кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» із застосуванням методу кінцевих елементів.

2.2 Загальні принципи завдання граничних умов

Розрахунок теплового стану деталей на встановленому режимі роботи ДВЗ полягає у визначенні їх температурних полів у характерних перерізах. Залежно від особливостей конструкції деталі для розрахунку температурного поля можна використовувати математичні моделі різної складності. У цьому основна складність у розрахунку пов'язані з обґрунтованим вибором граничних умов теплообміну на поверхнях окремих елементів деталі.

Теплообмін між газом, дном кришки, головкою клапана, гільзою циліндра і головкою поршня характеризується сумарним коефіцієнтом тепловіддачі $\alpha_{\Sigma} = \alpha_1$ або сумарним тепловим потоком $q_{\Sigma} = q_0$, що об'єднують кількісно конвективну та променисту складові. При цьому розглядаються середні за цикл локальні значення α_1 та q_0 . Якщо не враховувати локальність параметрів теплообміну по поверхні поршня, то можна припуститися істотних помилок при визначенні теплового стану, так як у ряді випадків відмінності q_0 по поверхні днища досягає 500%. Відомі емпіричні залежності розподілу α_1 і q_0 за радіусом для різних типів поршнів.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		41

При розрахунку теплового стану поршнів, кришок і гільз циліндрів слід також враховувати локальність значень параметрів теплообміну, зокрема коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{ж} = \alpha_2$ в охолоджувальну рідину.

Для двигунів зі значною часткою променистої складової у сумарному тепловому потоці від газів до стінок деталей, що утворюють камеру згоряння, використовують залежність Вошні:

$$\alpha_T = 819,5 P_{\Gamma}^{0,8} \cdot W^{0,8} \cdot T_{\Gamma}^{-0,53} \cdot D^{-0,2} + \frac{\varepsilon_{\Pi} \cdot \sigma_0 \left[\left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{CT}}{100} \right)^4 \right]}{(T_{\Gamma} - T_{CT})}, \quad (2.6)$$

де T_{CT} – температура стінки;

ε_{Π} - ступінь чорноти полум'я;

σ_0 - Коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$W = 6,18 \cdot X_m$ – у період газообміну;

$W = 2,28 \cdot X_m$ – У період стиснення;

$$W = 2,28 \cdot C_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{V_S \cdot (P_r - P_0) \cdot T_r}{P_r \cdot V} \right]$$

в період згоряння розширення.

Оцінивши за наведеними залежностями значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні деталі загалом, надалі слід перейти до локальним значенням межах окремих характерних ділянок поверхні відповідно до рекомендаціями.

Середнярезультуюча температура газу $T_{рез} = T_{ср1}$ визначається:

$$T_{рез} = \frac{(\alpha_1 \cdot T_{\Gamma})_{ср}}{\alpha_{1ср}}. \quad (2.7)$$

Поряд з коефіцієнтом тепловіддачі $\alpha_{ср1}$ та середньою результуючою температурою $T_{ср1}$ газу (граничні умови III роду) можна ставити посередній

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		42

за цикл сумарний локальний тепловий потік q_{01} від газу до стінок деталей, що утворюють камеру згоряння (граничні умови роду II).

У літературі наводяться залежності, що описують розподіл потоку поверхнями головки циліндра і поршня:

$$\frac{q_X}{q_{\max}} = A + (B - A) \frac{X}{R} + \left(1 - A - (B - A) \frac{X}{R}\right) \left\{ 4 \left(\frac{X}{R}\right)^n - \left(\frac{X}{R}\right)^{2n} \right\}^k, \quad (2.8) -$$

де $A = q_c / q_{\max}$ і $B = q_{\text{пер}} / q_{\max}$ - відносні значення теплових потоків (коефіцієнтів тепловіддачі) відповідно в центрі та на периферії вогневої поверхні головки циліндрів або поршня;

X - Відстань від осі циліндра, м;

R - Радіус циліндра, м;

k - Показник ступеня, що визначає крутість функції і залежить від форми поверхні.

$$n = \frac{\lg 0,5}{\lg \rho},$$

де ρ - Відносний радіус, відповідний q_{\max} .

Максимальне значення теплового потоку q_{\max} можна визначити:

$$q_{\max} = \frac{q}{\left[2 \int \Phi_X \left(\frac{X}{R}\right) d\left(\frac{X}{R}\right) \right]}, \quad (2.9)$$

де q – середнє значення теплового потоку (коефіцієнта тепловіддачі) для аналізованої поверхні;

$$\Phi_X = \frac{q_X}{q_{\max}}.$$

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		43

Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{гз}$ та результуюча температура $T_{гз}$ у зазорі між гільзою та жаровим поясом поршня рівні:

$$\begin{aligned}\alpha_{гз} &= 0,25 \cdot \alpha_1 \\ T_{гз} &= T_{сп1} = T_{спрез}.\end{aligned}\tag{2.10}$$

Крім наведених досить загальних залежностей визначення параметрів теплообміну з боку газу, при розрахунку теплового стану окремих деталей доводиться оцінювати значну кількість додаткових величин, що характеризують теплообмін на різних ділянках з боку охолодження в місцях рухомих і нерухомих сполучення деталей і т.д.

2.2.1 Особливості завдання граничних умов

Коефіцієнт тепловіддачі від днища поршня масло залежить від способів охолодження. Так, у неохолоджуваних поршнях тепловіддача масляний туман від внутрішніх поверхонь поршня характеризується значенням коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_M = 60 \dots 290 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$.

При охолодженні обприскуванням днища поршня олією через шатун теплотдача у місцях сполучення струменя з днищем:

$$\alpha_M = \frac{984 \cdot V_M^{0,63}}{(d^{1,63} \cdot i^{0,81} \cdot \nu_M^{0,25})},\tag{2.11}$$

де V_M – об'ємна витрата олії, л/хв;

i – кількість отворів форсунки у головці шатуна;

d – діаметр отворів у мм;

ν – кінематична в'язкість, м²/с.

При циркуляційному охолодженні α_M можна визначити:

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$\alpha_M = \frac{30 \cdot V_M^{0,5} \cdot \Pi^{0,5}}{(v_M^{0,2} \cdot f)}, \quad (2.12)$$

де Π - змочений периметр поперечного перерізу каналу, см; f

– площа поперечного перерізу каналу, см².

В обох випадках за визначальну приймається середня температура між температурами олії та охолоджуваної поверхні.

Через кільця в гільзу циліндра приділяється до 50% кількості тепла, підведеного до поршня гарячими газами. У зв'язку з цим важливо досить точно оцінити умовні коефіцієнти тепловіддачі на поверхні дотику кільця з поршнем і гільзою.

Теплообмін між циліндричною поверхнею поршневої канавки та кільцем внаслідок великого зазору зазвичай не враховують та приймають $\alpha_{ПК} = 0$.

Часто поруч із поняттям коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{ПК}$ користуються поняттям термічного опору $R_{ПК} = 1/\alpha_{ПК}$. Загальний термічний опір кільця $R_{ПК}$ є частиною послідовно- паралельних опорів його третьових граней, при цьому для наближених оцінок можна використовувати залежність:

$$R_{ПК} = \left\{ \left[\frac{R_{ПК2} \cdot R_{ПК3}}{(R_{ПК2} + R_{ПК3})} \right] + R_{ПК1} + \frac{b_{\kappa}}{\lambda_{\kappa}} \right\} \cdot \gamma, \quad (2.13)$$

де b_{κ} , λ_{κ} – відповідно ширина та коефіцієнт теплопровідності кілець;

γ - Відносний термічний опір кілець.

2.3 Застосування методу кінцевих елементів для розрахунку теплового стану поршнів та гільзи циліндра

Метод кінцевих елементів (МКЕ) по праву займає заслужене місце у сучасній розрахунковій практиці [2]. Діапазон його застосування досить

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		45

широкий. Зокрема, в двигуні будівництві цей метод дозволив вирішити деякі важливі завдання термоміцності окремих деталей двигуна. МКЕ розглядає завдання довільних областей. Природно, що з позиції МКЕ може бути виконаний розрахунковий аналіз будь-якої деталі двигуна. Серед головних переваг (МКЕ) слід зазначити, що з погляду геометрії досліджуваної області МКЕ нічим не обмежений і є цілком загальним: він добре пристосований для програмування на ЕОМ і досить універсальний. Універсальність методу стосовно фізичної природи розв'язуваних завдань пояснюється лише тим, що застосування методу загалом передбачає формулювання математичної завдання як варіаційної. Оскільки багато завдань математичної фізики допускають варіаційне формулювання, їх вирішення може бути виконано з урахуванням підходу з позицій МКЭ, причому процедура вирішення в усіх випадках буде утримувати ідентичні функціональні операції. До числа таких завдань ставляться задачі теорії пружності таоріетеплопровідності, вирішення яких застосовок деталей поршневого двигуна становить основний зміст роботи. Головна ідея методу кінцевих елементів полягає в ідеалізації суцільного тіла ансамблем кінцевих елементів, що мають кінцеву кількість ступенів свободи та взаємодіють один з одним у вузлових точках. Концепція ідеалізації тіла кінцевими елементами ґрунтується на знаходженні альтернативної форми основним диференціальним рівнянням, які у цій формі легше піддаються рішенню на ЕОМ. У цьому використовується модифікована процедура Ритца на вирішення завдань стаціонарні значення. Відмінність МКЕ від нормальної процедури Ритца полягає у виборі апроксимуючих функцій. Замість гладких апроксимуючих функцій у методі Ритца, визначених усередині всього тіла, метод кінцевих елементів використовує набір апроксимуючих функцій, кожна з яких визначена у невеликій частині тіла (елементі).

До теперішнього періоду для вирішення осесиметричних та тривимірних завдань теорії пружності та теплопровідності розроблено кілька типів кінцевих елементів, які в основному відрізняються один від одного кількістю ступенів.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		46

свободи. В умовах використання сучасної обчислювальної техніки на найбільшу увагу заслуговують кінцеві елементи типу TRIAX-3 і TET-4 (рис. 22), що допускають лінійну форму апроксимуючих функцій.

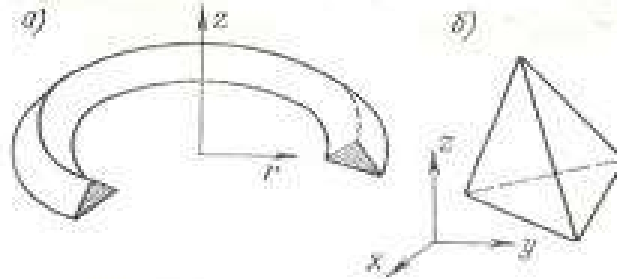


Рисунок 22 – Вид кінцевих елементів TRIAX-3 та TET-4

Елемент TRIAX-3 (рис. 22, а) застосовується для вирішення осесиметричних завдань і є кільцем з трикутним поперечним перерізом. Взаємодія суміжних елементів TRIAX-3 здійснюється по вузлових кіл, що проходять через вершини трикутного поперечного перерізу. Елемент TET-4 (рис. 22 б) застосовується для вирішення тривимірних завдань і являє собою тетраедр з чотирма вузловими точками, розташованими в його вершинах. Взаємодія суміжних елементів TET-4 здійснюється у вузлових точках. Очевидно, що елементами типу TRIAX-3 та TET-4 можна досить точно апроксимувати будь-яку осесиметричну або просторову конструкцію. МКЕ вперше став використовуватися під час вирішення завдань будівельної механіки.

Основними компонентами навантаження, що діє на поршень, є сили тиску газів в циліндрі, сили інерції мас, що поступово рухаються, і нерівномірно розподілене в обсязі поршня температурне поле. У загальному випадку реальна конструкція та характер розподілу навантаження виключають постановку задачі визначення напружено-деформованого стану як осесиметричну. Однак існує ряд конструкцій поршнів, що є осесиметричним тілом. Конструкція поршня вносить

певне порушення в осесиметричний характер дії сил тиску газів за рахунок дії на бічний поршень складової.

Поршень є тілом обертання, яке досить точно можна апроксимувати системою кінцевих елементів типу TRIAX-3. При розбиття тіла поршня на кінцеві елементи передбачається існування моментного напруженого стану майже у всій конструкції. Це припущення обумовлюється видом прикладеного механічного та теплового навантаження, а також міркуваннями геометрії конструкції. Розрахунок температурного поля поршня здійснюється за граничних умов другого та третього роду.

Розглянемо вплив на даний поршень теплового та механічного навантаження за допомогою програми Design Space, яка дозволила отримати наочне уявлення кінцево-елементної моделі поршня та циліндра, розподілу температур, вигляд кінцевого стану деформованої поверхні поршня та циліндра при дії теплового навантаження.

Дія температурного поля в поршні призводить до зміни початкової геометрії поршня. Днище поршня, де температури максимальні, спучується і розгортається, викликаючи при цьому згинальний момент, який призводить до зміни початкової форми канавок поршневих кілець. Так само в результаті повороту спочатку горизонтальної поверхні днища відбувається зменшення площі зони контакту та зростання реактивних сил. Що у свою чергу призводить до зношування поверхні днища поршня.

На відміну від існуючого положення, при якому величина зносу поверхні днища визначається тільки в процесі тривалих випробувань, методика дозволяє прогнозувати цю величину, щоб заздалегідь встановити значення початкового скосу площини днища для забезпечення повного контакту робочих поверхонь опор під час роботи поршня.

Внаслідок теплового розширення периферійної зони поршня відбувається зміщення кромки гребеня у бік від центру. Величина цього усунення має важливе значення практично. Крім того, що вона визначає величину робітника зазору між поршнем і циліндром, вона також істотно впливає

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		48

на роботу першого кільця. Сильне відмінність значень радіального зміщення кромки гребеня порівняно з радіальним зміщенням у районі першої та другої кільцевої канавок супроводжується помітним спотворенням початкової форми канавок, що може призвести до защемлення та втрати рухливості поршневих кілець.

Механізм утворення температурних напруг у спідниці поршня зводиться до того, що гребінь поршня як нагріта його частина значно зміщується в бік від центру, створюючи тим самим згинальні температурні напруги. Оскільки температурне поле спідниці від першого кільця і нижче є рівномірним, то дія температурного згинального моменту поступово згасає від першої кільцевої канавки до нижнього краю поршня.

Температурне поле гільзи у зв'язку з інтенсивним охолодженням рідиною є значно рівномірнішим порівняно з поршнем. Температура гільзи змінюється по висоті, отже змінюється радіальний зазор між поршнем і гільзою. Цю добавку можна врахувати, вводячи приблизно кожного кута повороту колінчастого валу температурну поправку до зазору.

2.4

До основних характеристик трибосполучення «поршень-циліндр» прийнято відносити: миттєві значення мінімальної товщини мастильного шару h_{\min} та максимального гідродинамічного тиску p_{\max} , а також їх середні

h^*, p^* за цикл величини; миттєві та середні втрати потужності на тертя

N, N^* ; середня витрата мастила у напрямку камери згоряння Q^* та середню за цикл ефективну (розрахункову) температуру мастильного шару T_E^* [16].

Контактна взаємодія елементів трибосполучення відбувається на майданчиках фактичного контактування, що експериментально підтверджується утворенням «натирів» на спідниці поршня дизельного двигуна після певного напрацювання. Тому розрахункові характеристики трибосистеми доповнюються відносними значеннями сумарних за цикл

									Арк.
									49
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	МРМТВА.24.23654.000ПЗ				

навантаження величин протяжності областей $\square_{h_{\partial on}}$, %, де значення h_{min} менше допустимих значень товщини мастильного шару $h_{\partial on}$ (тривалість контактної взаємодії).

У цьому дослідженні $h_{\partial on}$ приймалося рівним сумі максимальних висот мікронерівностей (\square_{max}) поверхонь, що сполучаються. Величина (\square_{max}) визначалася профілометруванням зразків поршня та гільзи циліндра з використанням електронного мікроскопа (LeicaDCM 3D) та спеціального програмного забезпечення, що дозволило встановити значення (\square_{max}), еквівалентне 15мкм.

Реакції мастильного шару визначалися на основі результатів чисельного інтегрування рівняння Рейнольдса для тисків у мастильному шарі, яке для підшипника з поступальним рухом шипа записується у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_E^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_E^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \frac{\bar{w}_{21}}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau}, \quad (1)$$

де $p = \pi \psi^2 / (\mu_0 \omega_0)$ безрозмірний тиск у мастильному шарі, $\psi = h_0 / R$

\bar{h} - відносна характерна товщина мастильного шару; $\bar{h} = \eta \eta_0$; $\bar{h} = h_0 + h_k - e \cdot \cos \varphi + Z \operatorname{tg} \gamma \cos \varphi$; $\bar{\mu}_E^* = \mu^* / \mu_0$; $-\alpha \leq \zeta \leq \alpha$; $z \parallel z R$; $a \parallel B \ 2R$ - відносна довжина поршня; $w_{21} = (\omega_2 - \omega_1) (l \parallel_0 R)$; $\bar{h}, \bar{\mu}_E^*$ - безрозмірні час, товщина мастильного шару та ефективна в'язкість мастила, що відповідає температурі T_{E0}^* ; B, R - ширина та радіус підшипника; $l \parallel 0, h, l \parallel 0$ - відповідно в'язкість мастила, характерні товщина мастильного шару при центральному положенні шипа та частота обертання шипа; w_1, w_2 - швидкості поступального руху підшипника та шипа; w_{21} - безрозмірна поступальна швидкість руху шипа; h_k - товщина мастильного шару в "канавці"; e - усунення центру мас поршня від осі циліндра; γ - кут нахилу поршня; φ - окружна координата.

									Арк.
									50
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	МРМТВА.24.23654.000ПЗ				

При розрахунку траєкторії руху поршня на мастильному шарі в просторі зазору циліндра двигуна внутрішнього згоряння (рисунок 23) систему координат закріплювали на нерухомому циліндрі, початок рухомої системи координат знаходилося в центрі мас поршня, що рухається. На малюнку позначено: P_{Γ} - сила тиску газів; P_j, P_j - Проекції сили інерції P_j поступального руху поршня вздовж осі циліндра (додана в центрі C); e_c - Зміщення центру мас поршня щодо центру осі пальця; e_{Π} - Зміщення осі пальця поршня щодо поздовжньої осі (дезаксаж поршня); e_o - Зміщення осі циліндра щодо осі кривошипно-шатунного механізму (дезаксаж двигуна); R_x, R_y - проекції реакції мастильного шару, що діє на відстані b від осі, що проходить через геометричний центр (точку C) прямої частини (спідниці) поршня перпендикулярно робочої осі.

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		51

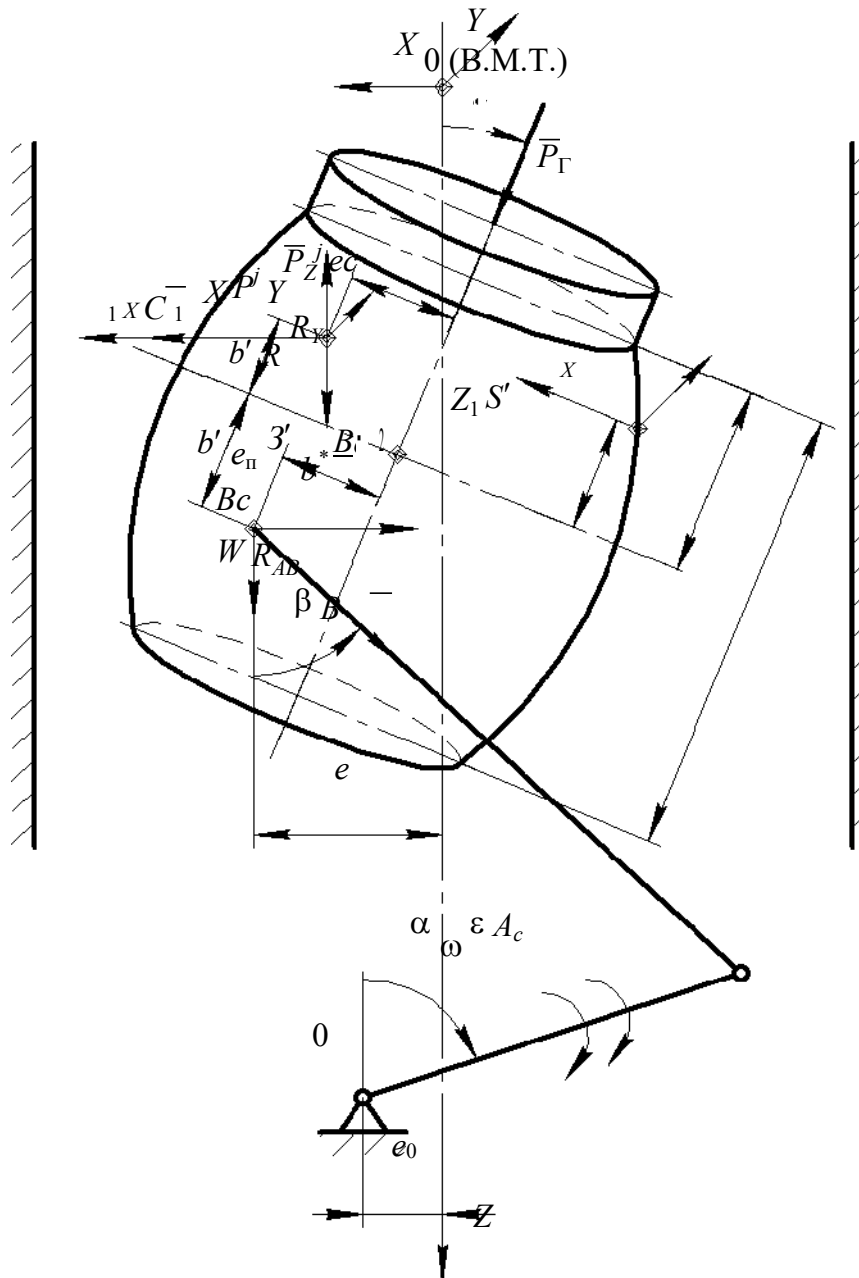


Рисунок 23 – Динаміка поршня на мастильному шарі у циліндрі дизеля

Складні рухи поршня складаються з поступальних переміщень його вздовж і впоперек осі циліндра (відповідно до швидкостей $w = w_2 i_2$), а також здвійливого руху воколопросіпоршневого пальця з пршвидкістю ω (тут e – ексцентриситет, а β – кут нахилу поршня). Силами тяжкості та силами тертя через їх небагато нехтували. Таким чином, внаслідок особливостей кінематики, а також наявності зазорів у кривошипно-шатунному механізмі поршень може переміщатися в загальному випадку в площинах XOZ , YOZ . Прискорення точки C вздовж осі OZ приймалося рівним прискоренню

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

поступального руху поршня, визначеного в кінематиці плоскопаралельного руху кривошипно-шатунного механізму Сила дії шатуна R_{AB} вважалася заданою силою, що знаходиться в площині, паралельній площині XOZ , циліндр нерухомий ($w_2 = 0$).

З урахуванням припущень при аналізі переміщень поршня в циліндрі не враховувалося переміщення поршня в площині перпендикулярної до осі поршневого пальця і обмежувалися рішенням для плоскої моделі руху. У цьому випадку вважалася, що поршень здійснює плоскопаралельний рух, а рівняння руху мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m\ddot{X}_c = F_x + R_x \\ m\ddot{Z}_c = F_z + R_z \\ J_{y_1}\ddot{\gamma}_y = M_{y_1}^F + M_{y_1}^R \end{cases} \quad (3)$$

де m - маса поршня; F_x, F_z - проекції головного вектора зовнішніх сил на осі OX та OZ ; $M_{y_1}^F$ - проекція головного моменту зовнішніх сил щодо центру поршня; J_{y_1} - момент інерції поршня щодо осі збігається з віссю поршневого пальця; $R_x, R_z, M_{y_1}^R$ - реакція та момент від реакції мастильного шару.

Періоди часу роботи трибоспряження, коли розрахункові значення мінімальної товщини мастильного шару менше допустимих величин, фактично визначають процес зношування контактуючих поверхонь трибоспряження та ресурс трибоспряження.

Для розрахункового аналізу гідродинамічного трибосполучення «напрямна поршня-гільза циліндра» двигуна внутрішнього згорання з урахуванням описаної методики розроблена програма трибологічного аналізу сполучення «PISTON-CYLINDER TRIBOSYSTEM».

Програма призначена для моделювання роботиресурсовизначального трибосполучення двигуна внутрішнього згорання «Напрямна поршня-гільза циліндра». Програма на основі вихідних

даних, що включають в себе силові фактори, геометричні та технологічні параметри, режимні та експлуатаційні характеристики дозволяє оцінити працездатність трибосполучення на підставі комплексу розрахункових триботехнічних характеристик.

Програма забезпечує виконання наступних функцій: розрахунок на підставі індикаторної діаграми зовнішніх сил, що діють на поршень; визначення поля гідродинамічних тисків у мастильному шарі, побудова траєкторії руху поршня, розрахунок триботехнічних характеристик, визначення режиму тертя та його тривалість по куту повороту колінчастого валу. На малюнку 24 показано вікно введення даних, малюнку 25 робоче вікно програми. Результати розрахунку наведені для двигуна 4t 371.

Програма підготовки входних даних расчета параметров КШМ

Файл Настройки Запуск расчета

Организация ЮУрГУ

Номер расчета 1

Двигатель 4t371

Объект поршень штатный без оптимизации

Дополнительная информация Mkr, Shell Rimula R3X 16.12.2009 Двигателестроение

Сетка

MZ 480

NFI 720

DHG - угол начала канавки [град] TGK - тангенс угла наклона канавки

DKG - угол конца канавки [град] BK - ширина канавки [м]

NZM - начало канавки по осевой координате [м] BBK - расстояние между канавками [м]

KZM - конец канавки по осевой координате [м]

Номер	DHG - угол...	DKG - угол к...	NZM - начал...	KZM - конец ...	TGK - тан...	BK - шири...	BBK - рас...
1	0.0	360.0	0.05740625	0.0815	0.0	0.0002	0.001

Рисунок 24 – Вікно введення даних

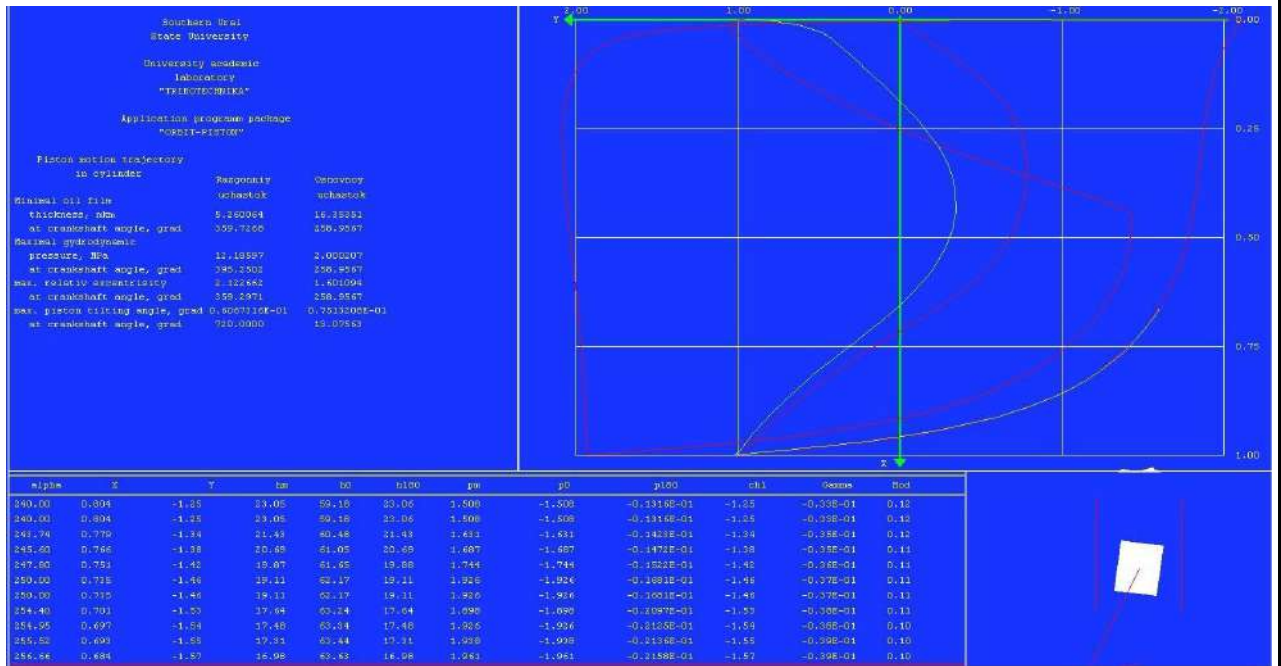


Рисунок 25- Робоче вікно програми розрахунку трибосполучення «поршень-циліндр»

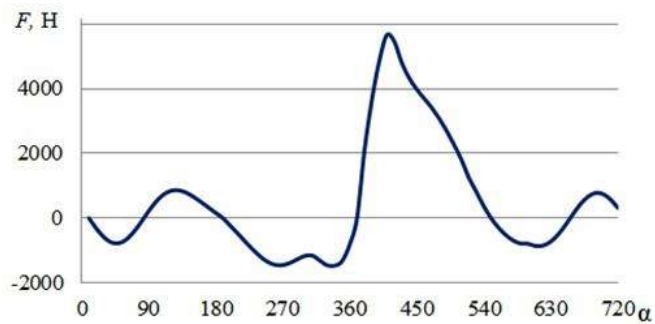
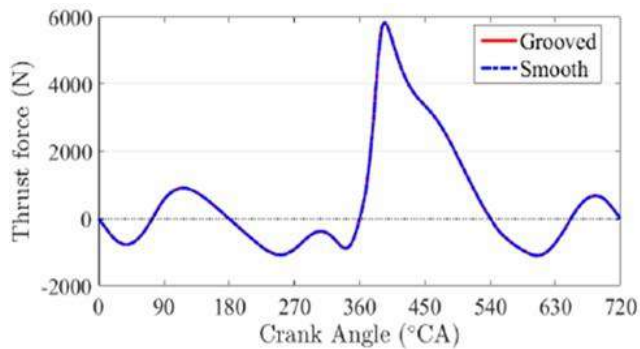
2.5 Перевірка адекватності моделі

Для перевірки адекватності моделі було проведено порівняння розрахунків методики зі статтею [17] з чотирициліндровим, рядним двигуном з турбонадувом. Вихідні параметри двигуна представлені у таблиці 1.

Таблиця 1- Вихідні параметри двигуна

Параметр	Одиниці виміру	Значення
Радіус кривошипу	м	0,045
Довжина шатуна	м	0,135
Діаметр циліндра	м	0,084
Діаметр поршня	м	0,084
Площа поршня	м ²	0,0055
Маса поршня	кг	0,434
Висота спідниці поршня	м	0,0305
Номінальний діаметральний зазор у поєднанні «поршень – циліндр»	м	0,0000145

Порівняння сили, що діє на поршень, представлено на малюнку 26.



а) б)

Рисунок 26 - Порівняння сили, що діє на поршень а) –

Результати Fang, Meng, Xie

б) – Розроблена методика

Порівняння потужності витрачається на тертя представлено малюнку 27.

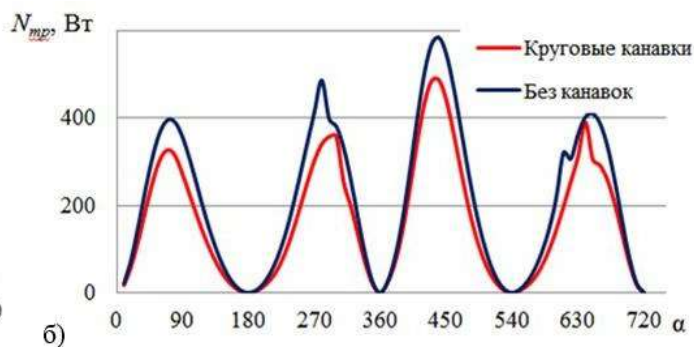
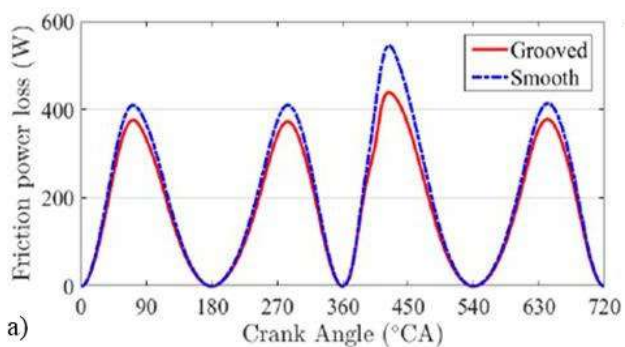


Рисунок 27 - Порівняння сили, що діє на поршень:

а) - Результати Fang, Meng, Xie; б) – розроблена методика

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

56

3 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Для визначення теплового та деформованого стану поршнів та гільзи циліндра, відповідно до креслень, були розроблені об'ємні кінцево-елементні моделі поршнів та гільзи, обрані параметри тепловіддачі та значення температур у реперних точках розробленої моделі. Розрахунок теплового та деформованого стану поршнів та гільзи проводився на кафедрі ДВС з використанням програми Design Space for Solid Works. Результати розрахунку теплового стану для режиму номінальної потужності ($N_e = 250$ к.с., $n = 2300$ хв-1), представлені на малюнку 28.

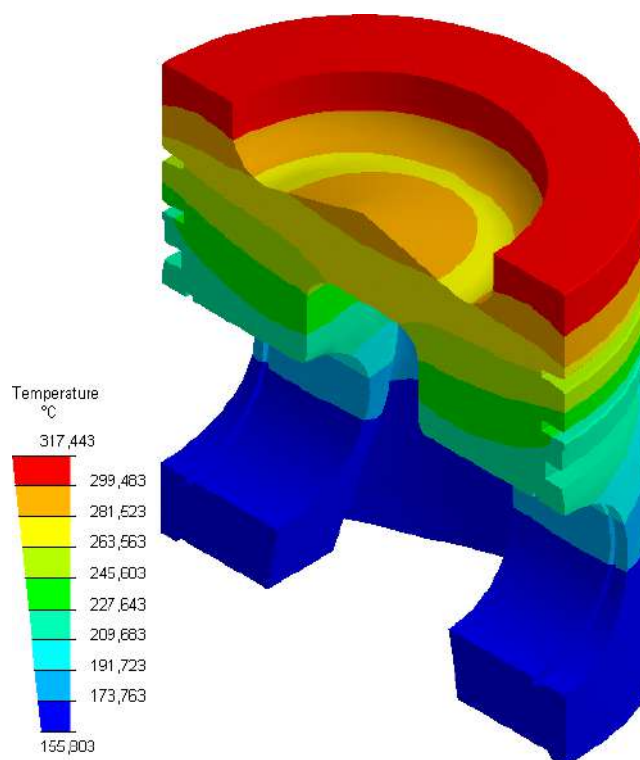


Рисунок 28 – Тепловий стан штатного поршня

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		57

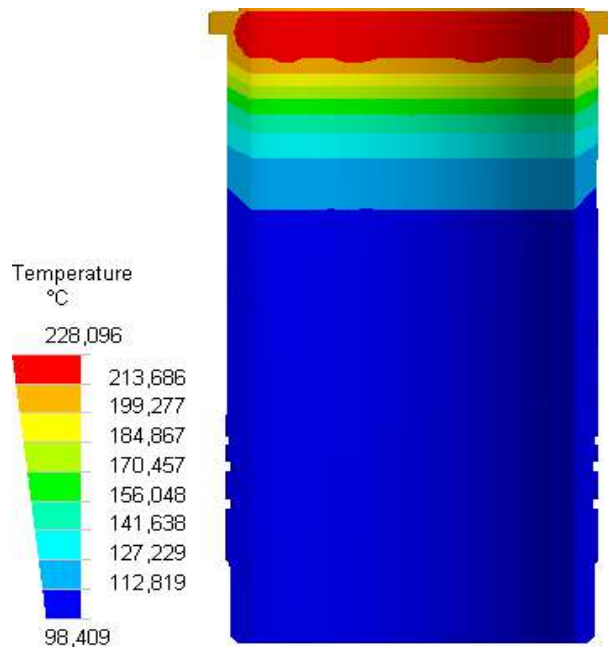


Рисунок 29 – Тепловий стан гільзи циліндра

Результати розрахунку теплових деформацій у радіальному напрямку для режиму номінальної потужності ($N_e = 250$ к.с., $n = 2300$ хв-1), представлені на малюнках 30-31 і в таблиці 2.

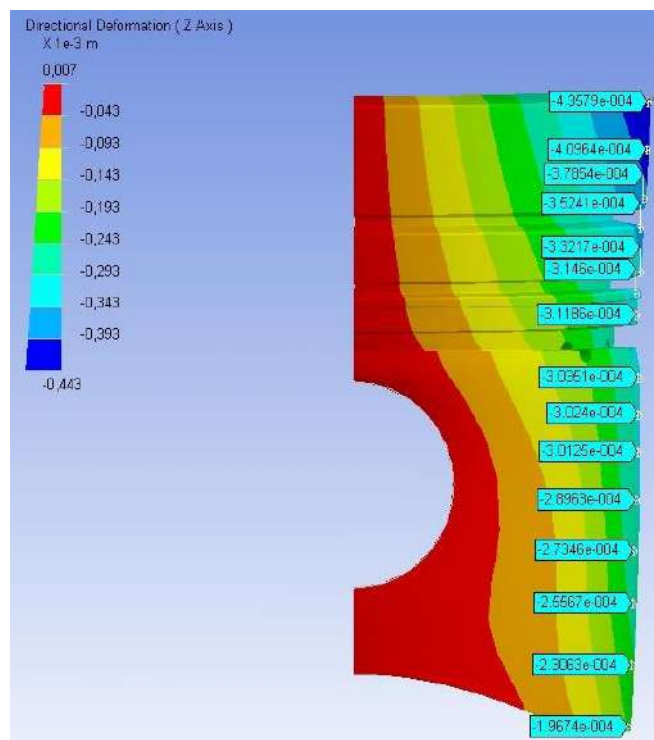


Рисунок 30 – Деформації штатного поршня у радіальному напрямку

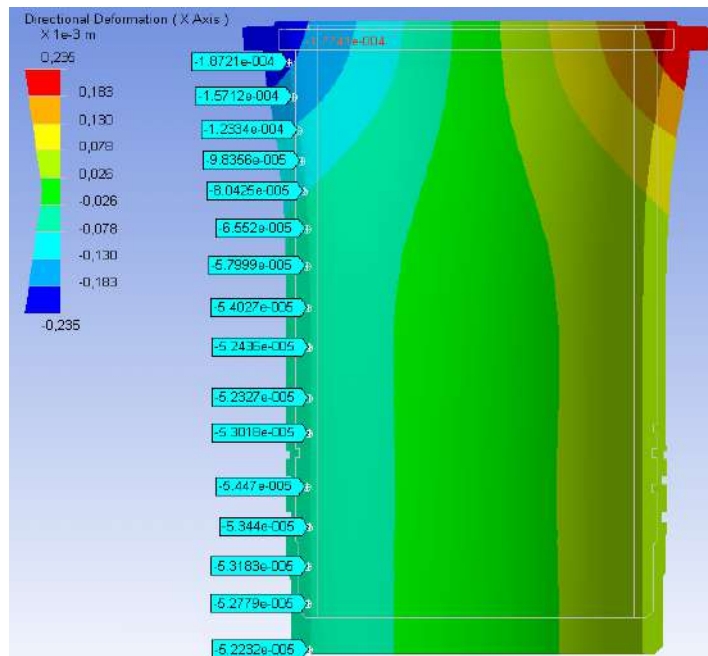


Рисунок 31 – Деформації гільзи циліндра у радіальному напрямку Таблиця 2

– Деформації поршнів у радіальному напрямку, мкм

Висота спідниці поршня, мм	Штатний поршень
83,5 (102,5) *	0,308
82 (101)	0,307
77 (95)	0,304
72 (98)	0,303
67 (82)	0,303
62 (76)	0,3
57 (70)	0,296
52 (64)	0,29
47 (58)	0,283
42 (52)	0,275
37 (45)	0,268
32 (39)	0,26
27 (33)	0,252
22 (27)	0,244
17 (21)	0,235
12 (15)	0,225
7 (9)	0,214
2 (2)	0,201
0 (0)	0,196

*у дужках наведено значення висоти спідниці для складеного поршня

Для оцінки впливу теплових деформацій поршня та гільзи циліндра на геометрію сполучення «поршень-циліндр» було здійснено зіставлення їх профілів у холодному та гарячому стані (рисунок 32).

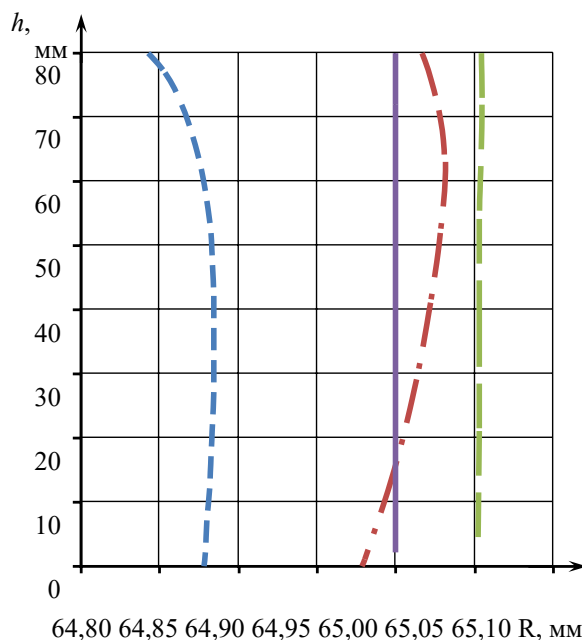


Рисунок 32 – Зіставлення деформацій штатного поршня та гільзи циліндра

- · — профіль спідниці поршня в холодному стані;
- · — профіль спідниці поршня у гарячому стані;
- профіль гільзи у холодному стані;
- профіль гільзи у гарячому стані.

Розрахунок характеристик сполучення виконаний на прикладі дизеля типу ЧН 13/15 (4 тактний з наддувом, діаметр поршня 130 мм, хід поршня 150 мм), вихідні дані для якого наведені в таблиці 3. Крім того, як вихідні дані використовувалася індикаторна діаграма, а також в'язкісно-температурна залежність моторного масла класу SAE5W-50 з характерними значеннями коефіцієнтів динамічної в'язкості за певної температури: $\mu_{40} = 0,074$ Па·с, $\mu_{80} = 0,0237$ Па·с, $\mu_{100} = 0,0154$ Па·с.

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

60

Таблиця 3 - Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Одиниці	Значення	вимірювання
Радіус кривошипа	мм	0,075	
Довжина шатуна	мм	0,260	
Діаметр циліндра	мм	0,130	
Діаметр поршня	мм	0,130	
Площа поршня	мм ²	0,013	
Маса комплекту поршня	кг	5,035	
Маса поступово рухаються частин поршня	кг	1,929	КШМ
Маса обертово рухомих частин поршня	кг	3,858	Висота спідниці
Номинальний діаметральний зазор в циліндрі	мм	0,0002	сполучення «поршень – циліндр»

Результати розрахунків, що відповідають режиму номінальної потужності, представлені в таблиці 4, з якої видно, що мінімальна за цикл товщина мастильного шару h_{min} менш припустимою величини $\alpha_{h_{доп}}$ і протяжність зони контактування становить 12,5% робочого циклу, що відповідає 90° повороту колінчастого валу.

Таблиця 4-Характеристики трибосполучення «поршень-циліндр» дизеля ЧН 13/15

N^* , Вт	Q^* , л/с	h^*_{min} , мкм	P^*_{max} , МПа	h_{min} , мкм	P_{max} , МПа	$\alpha_{h_{доп}}$, %
252,00	0,06755	72,78	616,0	12,5		

У ході розрахунку було визначено такі показники: $\inf h_{\min}$ - Мінімальна з мінімальних товщин мастильного шару, $\sup p_{\max}$ -максимальне з максимальних гідродинамічних тисків, Q^* -середня витрата мастила, h^* -Середня з мінімальних товщин мастильного шару, p^* -Середнє з максимальних гідродинамічних тисків, N^* - середня потужність втрати на тертя, залежно від кута повороту колінчастого валу (ПКВ) α .

Так само при виконанні розрахунку були задані мікроканавки, які повинні сприятливо впливати на характеристики двигуна шляхом додавання мастильного шару між поверхнями, що труться.

Результати розрахунку представлені у таблиці 5.

Повні результати представлені у Додатку А.

Результати розрахунку на дрібнішій сітці (480·2400) представлені у додатку Б.

Результати розрахунку без інтерполяції представлені у додатку Ст.

Таблиця 5 - Результати розрахунку

Види мікрогеометрії	$\inf h_{\min}$ n, мкм	$\sup p_{\max}$ МПа	h_{\min}^* *, мкм	P_{m^*} , МПа	Q^* , л/с	N_{mp}^* *, Вт
Без мікрогеометрії	5,62	7,86	19,99	1,63	0,00169	298,99
Кругова мікрогеометрія	4,84	10,51	18,92	2,05	0,00178	262,15
Перехресна мікрогеометрія	4,16	13,80	18,02	2,58	0,00186	236,09

Ці залежності представлені малюнки 33-36.

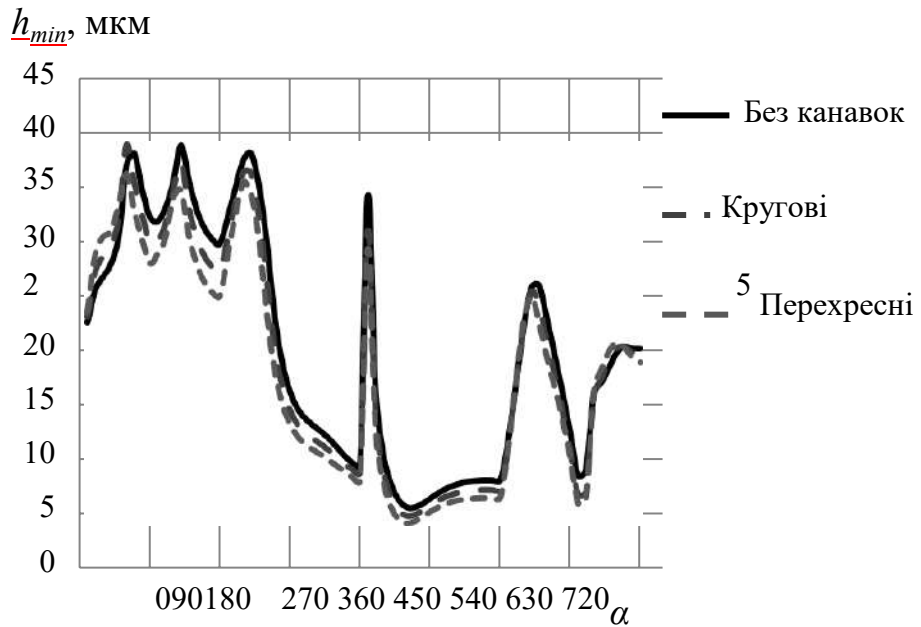


Рисунок 33 – Залежність товщини мастильного шару від ПКВ

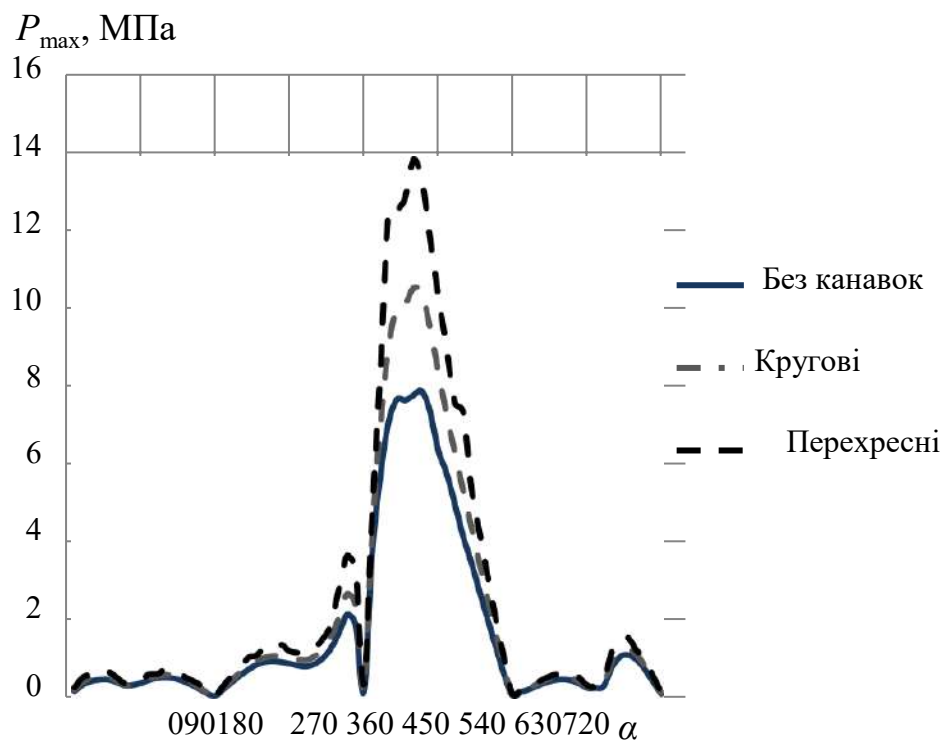


Рисунок 34 – Залежність максимального тиску від ПКВ

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

63

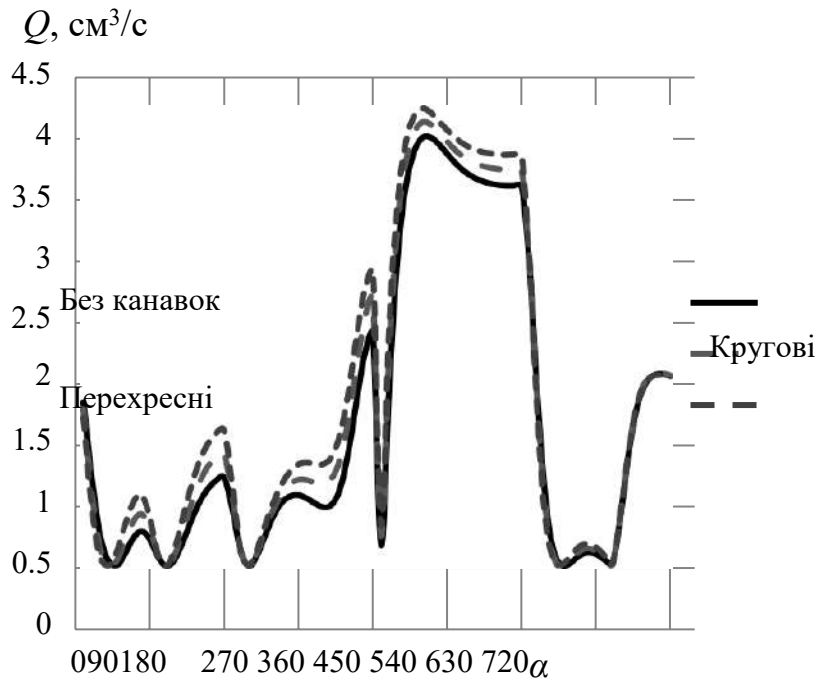


Рисунок 35 – Залежність витрати мастила від ПКВ

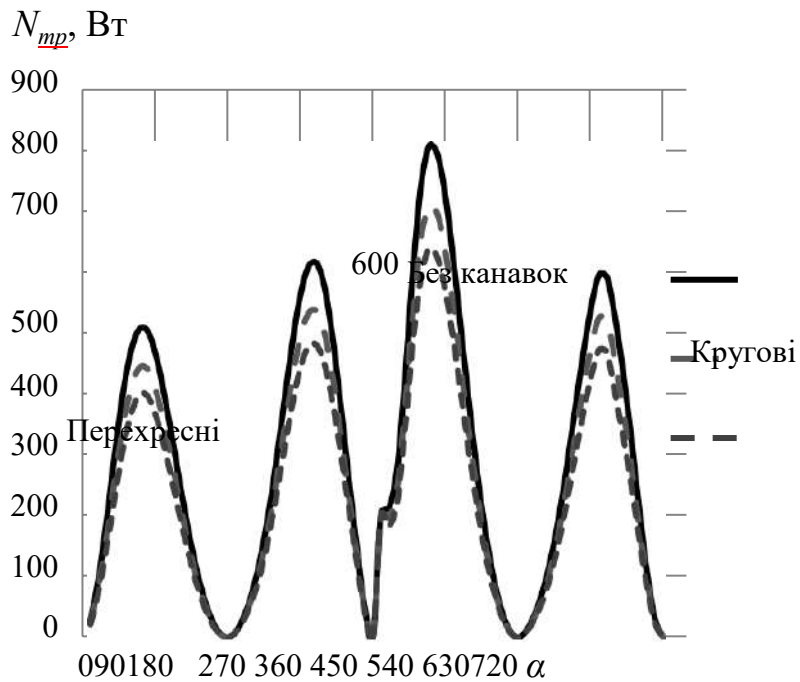


Рисунок 36 – Залежність потужності витрачається на тертя від ПКВ

Поле ГД тиску в мастильному шарі, в залежності від наноситься мікрогеометрії та ПКВ представлено на рисунках 37-42.

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

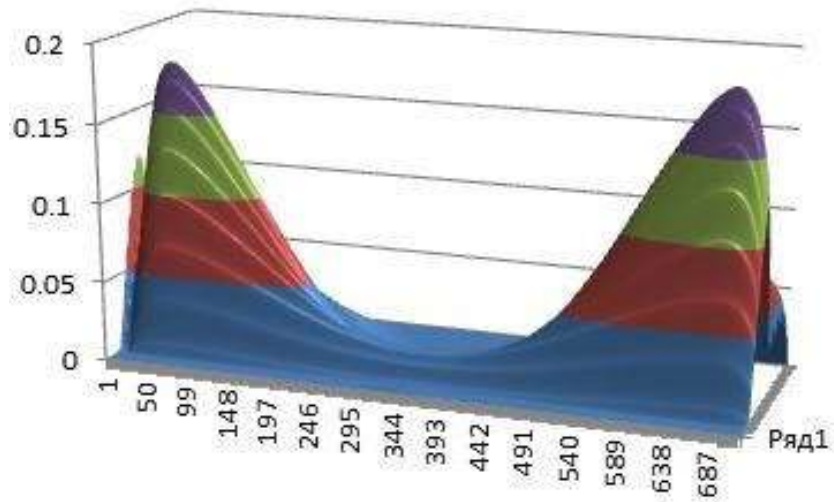


Рисунок 37 – Поле ГД тисків у мастильному шарі (без мікрогеометрії, при ПКВ = 110 °)

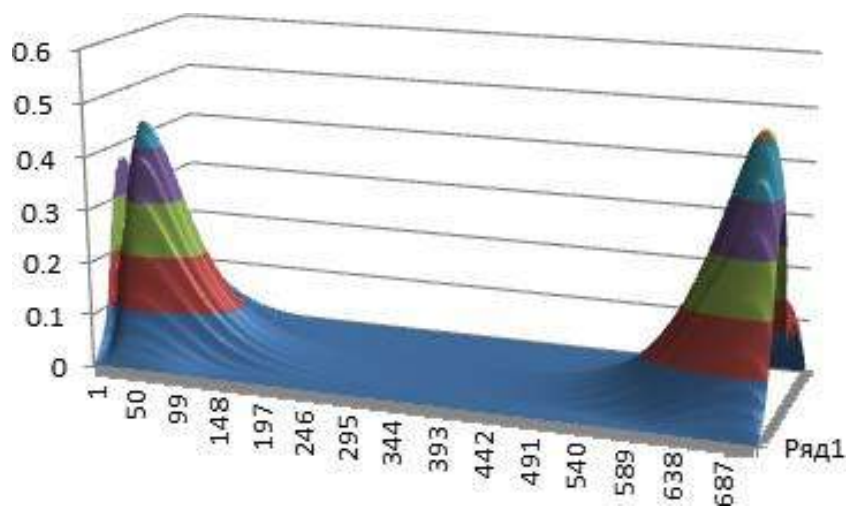


Рисунок 38 – Поле ГД тисків у мастильному шарі (без мікрогеометрії, при ПКВ = 390 °)

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

65

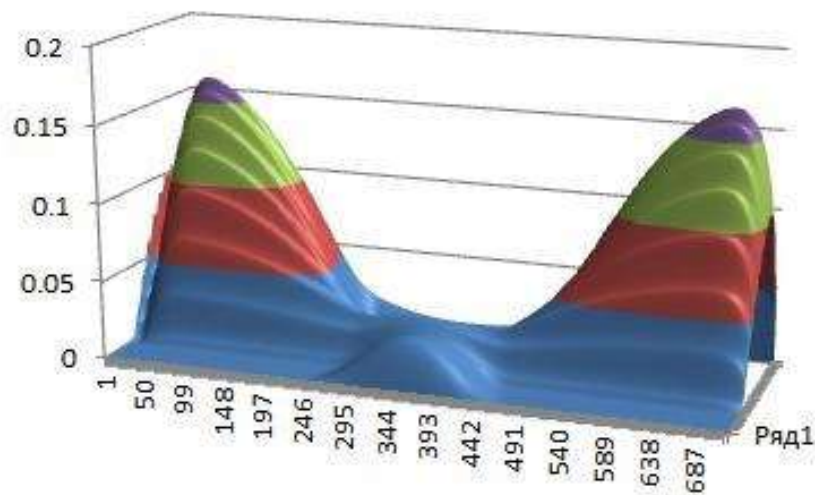


Рисунок 39 – Поле ГД тиску в мастильному шарі (кругова мікрогеометрія, при ПКВ = 90°)

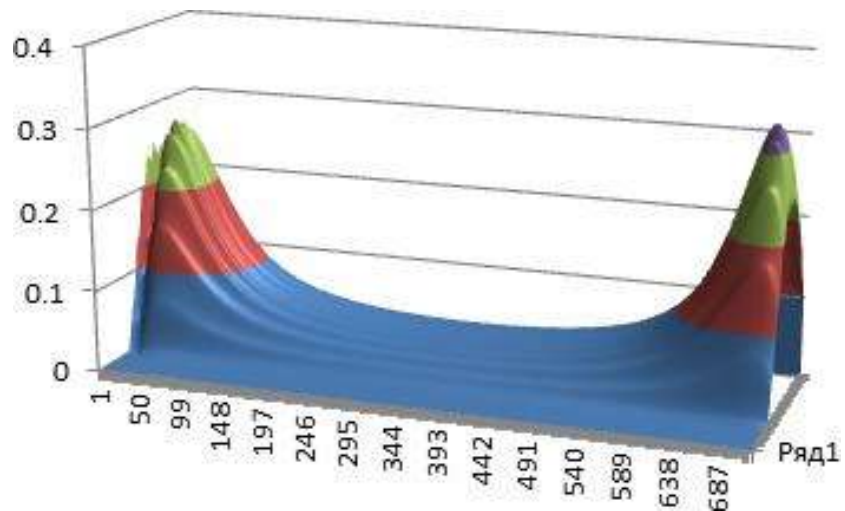


Рисунок 40 – Поле ГД тиску в мастильному шарі (кругова мікрогеометрія, при ПКВ = 400°)

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

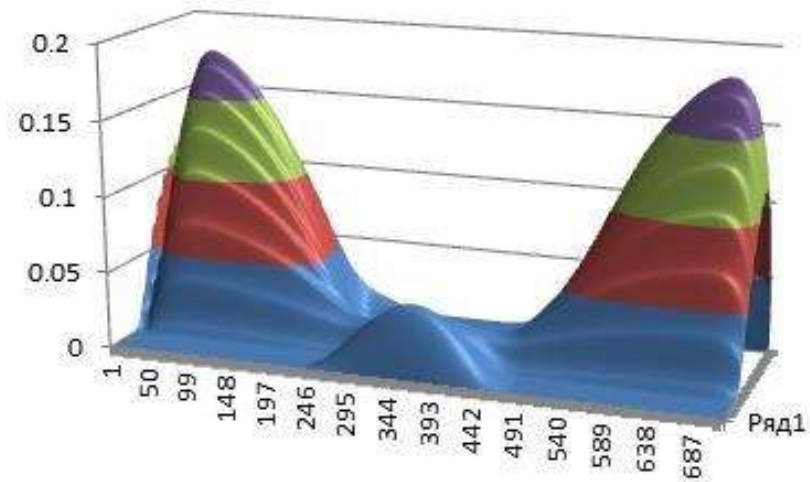


Рисунок 41 – Поле ГД тиску в мастильному шарі (перехресна мікрогеометрія, при ПКВ = 90°)

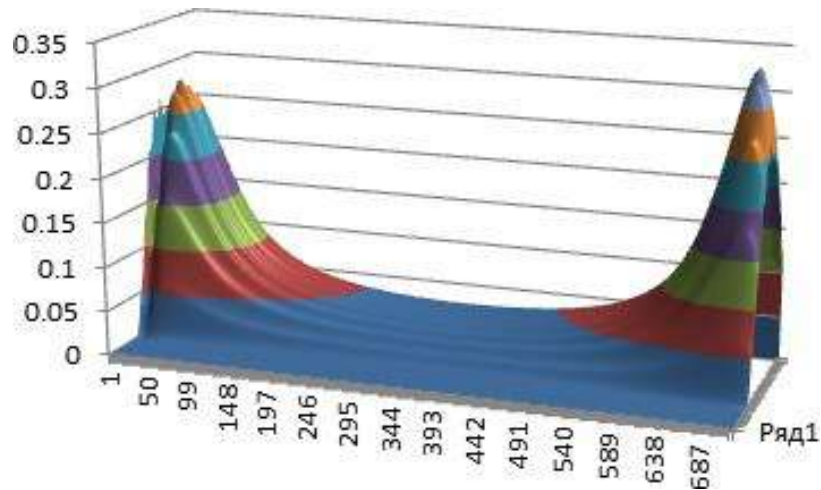


Рисунок 42 – Поле ГД тиску в мастильному шарі (перехресна мікрогеометрія, при ПКВ = 400°)

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

ВИСНОВОК

- 1) Виконано огляд основних видів мікропрофілювання;
- 2) Методика розрахунку трибосполучень доповнена врахуванням мікрогеометрії поверхонь тертя, зокрема, додано різні види «мікроканаловок» різної геометрії: кругової, перехресної, вертикальної, синусоїдальної тощо, що дозволяє уточнити результати розрахунку трибосполучення;
- 3) Виконані розрахунки трибосполучення «поршень-циліндр», виходячи з яких, можна зробити наступний висновок: шляхом додавання каналок по колу потужність витрачається на тертя зменшилася на 12%, а при заданні перехресних каналок потужність витрачається на тертя зменшується на 26%

					<i>МРМТВА.24.23654.000ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		68

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Холмберг, К. Global energy consumption due to friction in passenger cars/ K. Holmberg, P. Andersson, A. Erdemir//J. Tribology International №47, 2012. -P. 220-235.
2. Tung, S. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future/ SC Tung, ML McMillan // J. Tribology International №37, 2004. – P. 517–536.
3. Хонінгування – це що таке? Як виконується хонінгування циліндрів? - <http://fb.ru/article/313392/honingovanie---eto-cto-takoe-kak-vyipolnyaetsya-honingovanie-cilindrov>.
4. Хонінгування циліндрів - що це таке? - <http://365cars.ru/obzor/honingovanie-cilindrov-cto-eto-takoe.html>
5. Енциклопедія з машинобудування –<http://mash-xxl.info/info/157988/>
6. Wang X., Kato K., Adachi K. Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water. Tribology Transactions № 45, 2002. - P. 294-301.
7. Різдяний, Ю.В. Шляхи підвищення несучої здатності гідродинамічних трибосполучень текстурованням поверхонь тертя / Ю.В. Різдяний, К.В. Гаврилов, С.В. Чернейко//Вісник ХНАДУ. 2014 - 176 с.
8. Ohue, Y. Effect of Surface Texturing on Lubricating Condition under Point Contact Using Numerical Analysis/ Y. Ohue, H. Tanaka // J. Scientific Research №4, 2013. - P. 379-385.
9. Kangmei, L. Numerical investigation of tribological performance of micro-dimple textured surfaces under hydrodynamic lubrication/ L. Kangmei, J. Dalei, D. Xiaohong// Beilstein journal of nanotechnology №8, 2017– P. 324–338.
10. Задираки на поршнях –<http://www.remontauto.ru/rubric/na/tekhnologii/356422/>
11. Довідник моториста-http://www.dizelmotor.in/publ/1/pochemu_provernulsja_vkladysh_prichiny/1-1-0-316

					МРМТВА.24.23654.000ПЗ	Арк.
Змін.	Арк	№ доку К.	Підпис	Дата		69

12. Руйнування диференціалу: причини та способи запобігання -<http://motor.b-tuning.ru/nashim-klientam/statii-o-remonte-motora/137-razrushenie-differentsiala-2>

13. Диференціал. Призначення та основні типи- <http://ustroistvo-automobilya.ru/bez-rubriki/naznachenie-i-osnovny-e-tipy-differentsialov/>

14. Горячова, І.Г. Розробка методу розрахунково-експериментальної оцінки трибологічних параметрів сполучення «поршень-циліндр» дизеля/І.Г. Горячова, А.В. Морозов, Ю.В. Різдяний, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкін// Тертя та знос. – 2013. – т. 34, № 5. – с. 446-457.

15. Fang, C. A piston tribodynamic model з deterministicalconsideration skirt surface grooves/ C. Fang, X. Meng, Y. Xie// J. Tribology international, 2017. - 42 p.

					<i>МРМТВА.24.23654.000ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		70

ДОДАТОК А

Таблиця А1 - Результати розрахунків без канавок

α	h_{min} . МКМ	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	N_{mp}^* .В Т
10	22.58	0.16	1.86	27.76
20	25.57	0.33	1.25	98.37
30	26.77	0.42	0.78	193.34
40	27.93	0.46	0.56	300.47
50	30.41	0.46	0.52	399.47
60	36.99	0.40	0.62	469.99
70	38.12	0.32	0.75	506.85
80	34.80	0.32	0.81	505.71
90	32.24	0.37	0.74	469.81
100	31.86	0.45	0.60	409.89
110	33.05	0.50	0.52	336.96
120	35.38	0.51	0.57	259.36
130	38.84	0.50	0.72	185.21
140	35.65	0.43	0.89	120.49
150	32.97	0.34	1.04	68.38
160	31.24	0.23	1.15	30.53
170	30.21	0.11	1.22	7.67
180	29.81	0.03	1.24	0.07
190	32.19	0.21	0.99	9.66
200	34.89	0.39	0.64	34.32
210	37.45	0.56	0.52	72.79
220	38.11	0.71	0.61	127.22
230	35.18	0.84	0.78	199.42
240	30.11	0.91	0.93	287.94

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

71

Продовження таблиці А1 - Результати розрахунків без канавок

α	$h_{min.}$ мкм	$P_{max.}$ МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
250	23.32	0.93	1.04	386.38
260	18.92	0.91	1.09	482.73
270	16.25	0.87	1.10	562.14
280	14.68	0.82	1.07	610.21
290	13.75	0.80	1.03	616.38
300	13.13	0.86	1.00	576.24
310	12.58	1.00	1.02	493.50
320	11.93	1.26	1.14	382.20
330	11.16	1.67	1.44	263.09
340	10.35	2.13	1.85	148.86
350	9.73	1.89	2.24	47.44
360	9.38	0.13	2.42	0.06
370	34.20	3.65	0.69	205.61
380	16.31	5.71	2.02	212.69
390	10.46	7.08	3.05	277.49
400	7.70	7.65	3.62	432.88
410	6.25	7.63	3.90	610.04
420	5.64	7.76	4.01	747.95
430	5.63	7.87	4.01	809.42
440	5.96	7.35	3.96	795.18
450	6.44	6.34	3.88	724.13
460	6.92	5.76	3.80	616.92
470	7.33	4.98	3.74	495.41
480	7.63	4.14	3.70	374.24

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

72

Закінчення таблиці А1 - Результати розрахунків без канавок

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
490	7.85	3.47	3.66	262.81
500	8.00	2.72	3.64	168.64
510	8.08	1.99	3.63	94.63
520	8.12	1.28	3.62	41.90
530	8.11	0.57	3.62	10.47
540	8.11	0.05	3.62	0.06
550	11.64	0.14	2.92	11.19
560	16.85	0.21	1.82	37.18
570	22.14	0.30	0.99	75.40
580	25.81	0.39	0.61	127.77
590	25.97	0.44	0.52	195.77
600	22.91	0.47	0.55	278.27
610	19.55	0.44	0.61	370.04
620	16.11	0.37	0.63	461.54
630	12.41	0.25	0.62	540.70
640	8.49	0.25	0.58	596.49
650	9.06	0.29	0.55	593.07
660	16.06	0.78	0.95	526.83
670	17.08	1.05	1.47	436.03
680	18.47	1.09	1.83	328.65
690	19.88	0.97	2.01	211.68
700	20.35	0.72	2.08	103.98
710	20.22	0.40	2.09	27.68
720	20.19	0.09	2.07	0.07

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

73

Таблиця А2 - Результати розрахунків кругової мікрогеометрії

α	h_{min} . МКМ	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
10	23.11	0.20	0.65	24.31
20	27.24	0.40	0.66	85.62
30	28.67	0.50	0.67	166.80
40	29.60	0.54	0.53	258.90
50	32.05	0.53	0.56	345.59
60	38.90	0.44	0.72	409.13
70	35.42	0.32	0.88	443.05
80	32.49	0.31	0.95	442.56
90	29.89	0.38	0.84	410.70
100	30.08	0.49	0.61	358.18
110	31.56	0.55	0.52	294.63
120	34.64	0.58	0.61	226.64
130	37.26	0.56	0.80	162.02
140	33.13	0.50	1.02	105.60
150	30.41	0.40	1.20	60.03
160	28.68	0.27	1.33	26.84
170	27.68	0.13	1.41	6.75
180	27.29	0.04	1.44	0.09
190	30.36	0.24	1.09	9.19
200	33.55	0.44	0.65	31.26
210	36.37	0.64	0.52	65.05
220	36.27	0.81	0.63	112.93
230	32.36	0.95	0.82	176.72
240	26.71	1.02	0.99	254.75

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

74

Продовження таблиці А2 - Результати розрахунків кругової мікрогеометрії

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
250	20.46	1.06	1.11	341.23
260	16.81	1.06	1.19	424.64
270	14.55	1.02	1.23	492.98
280	13.22	0.98	1.22	533.35
290	12.44	0.97	1.20	536.90
300	11.89	1.05	1.19	500.76
310	11.40	1.23	1.23	429.71
320	10.86	1.54	1.39	336.06
330	10.24	2.06	1.69	235.01
340	9.62	2.67	2.13	134.67
350	9.13	2.39	2.54	43.13
360	8.75	0.17	2.71	0.08
370	31.01	4.18	0.77	203.46
380	14.06	6.97	2.30	196.12
390	8.96	9.02	3.31	246.52
400	6.56	10.01	3.82	383.58
410	5.31	10.10	4.06	540.64
420	4.85	10.52	4.14	660.18
430	4.95	10.43	4.12	710.75
440	5.33	9.50	4.06	696.48
450	5.80	8.37	3.98	633.30
460	6.25	7.28	3.91	540.39
470	6.60	6.30	3.86	434.46
480	6.86	5.32	3.82	328.28
490	7.04	4.39	3.79	230.90

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

75

Закінчення таблиці А2 - Результати розрахунків кругової мікрогеометрії

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
500	7.16	3.44	3.77	148.26
510	7.22	2.52	3.76	83.24
520	7.25	1.61	3.75	36.87
530	7.23	0.72	3.75	9.22
540	7.27	0.06	3.74	0.07
550	11.13	0.17	2.95	10.16
560	16.80	0.24	1.73	32.89
570	22.35	0.35	0.91	66.21
580	25.43	0.44	0.57	112.08
590	24.17	0.51	0.52	171.94
600	20.84	0.54	0.58	244.69
610	17.71	0.50	0.64	325.46
620	14.48	0.42	0.67	405.56
630	10.81	0.28	0.64	475.09
640	6.75	0.25	0.59	525.95
650	7.10	0.34	0.54	523.20
660	15.73	0.92	0.96	455.83
670	17.47	1.21	1.49	374.91
680	19.09	1.24	1.85	283.70
690	20.25	1.10	2.03	183.54
700	20.30	0.80	2.09	90.43
710	19.83	0.45	2.09	24.13
720	19.59	0.11	2.08	0.08

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

76

Таблиця А3 - Результати розрахунків перехресної мікрогеометрії

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
10	23.52	0.26	1.73	21.85
20	28.87	0.52	1.00	76.43
30	30.44	0.59	0.60	148.29
40	30.94	0.71	0.52	230.23
50	33.32	0.67	0.64	308.44
60	36.25	0.54	0.85	366.93
70	32.84	0.37	1.04	398.67
80	30.24	0.35	1.11	398.49
90	28.00	0.45	0.92	369.01
100	28.86	0.60	0.62	321.88
110	30.34	0.61	0.52	264.65
120	33.98	0.72	0.66	203.61
130	34.72	0.72	0.91	145.64
140	30.61	0.57	1.17	95.06
150	27.96	0.46	1.37	54.12
160	26.29	0.35	1.51	24.23
170	25.34	0.15	1.60	6.10
180	24.98	0.05	1.63	0.11
190	28.74	0.30	1.18	8.94
200	32.46	0.55	0.65	29.21
210	35.45	0.72	0.52	59.66
220	34.43	1.02	0.66	102.92
230	30.25	1.08	0.86	160.66
240	23.62	1.29	1.05	231.25

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

77

Продовження таблиці А3 – Результати розрахунків перехресної мікрогеометрії

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
250	18.30	1.35	1.19	308.52
260	15.18	1.36	1.30	382.75
270	13.28	1.19	1.35	443.16
280	12.12	1.15	1.36	478.67
290	11.39	1.17	1.35	481.42
300	10.89	1.27	1.35	449.13
310	10.45	1.49	1.41	386.32
320	9.97	1.87	1.59	304.02
330	9.43	2.80	1.92	214.71
340	8.91	3.65	2.37	123.94
350	8.40	3.27	2.77	39.93
360	7.98	0.34	2.93	0.00
370	29.38	4.70	0.85	202.75
380	12.55	8.39	2.52	182.65
390	7.93	12.53	3.49	222.49
400	5.60	12.52	3.98	347.26
410	4.49	12.83	4.19	490.64
420	4.16	13.81	4.25	597.02
430	4.35	13.35	4.22	640.15
440	4.78	11.80	4.15	625.00
450	5.23	10.32	4.07	568.47
460	5.63	8.97	4.01	485.52
470	5.94	7.56	3.96	391.09
480	6.17	7.34	3.93	295.39
490	6.32	5.39	3.90	207.91

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

78

Закінчення таблиці АЗ – Результати розрахунків перехресної мікрогеометрії

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
500	6.42	4.24	3.89	133.55
510	6.47	3.10	3.88	75.00
520	6.49	1.98	3.87	33.24
530	6.47	0.99	3.88	8.31
540	6.51	0.07	3.86	0.09
550	10.95	0.21	2.94	9.42
560	16.99	0.27	1.64	29.92
570	22.70	0.40	0.83	59.77
580	24.98	0.50	0.54	101.05
590	22.52	0.58	0.54	155.11
600	19.39	0.61	0.61	220.85
610	16.59	0.64	0.68	293.47
620	13.69	0.52	0.70	364.94
630	10.15	0.32	0.68	426.86
640	5.97	0.28	0.61	473.38
650	6.37	0.44	0.54	469.17
660	16.29	1.17	0.96	401.85
670	18.31	1.50	1.49	330.66
680	19.98	1.53	1.85	251.41
690	20.74	1.20	2.02	163.16
700	20.24	0.99	2.07	80.61
710	19.36	0.55	2.08	21.55
720	18.91	0.12	2.05	0.09

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

79

ДОДАТОК Б

Таблиця Б1 - Результати розрахунку кругової мікрогеометрії (сітка 480×2400)

α	h_{min} . МКМ	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
10	24.53	0.20	1.58	24.86
20	32.24	0.41	0.79	85.24
30	34.18	0.53	0.52	165.17
40	33.96	0.57	0.61	259.30
50	35.61	0.51	0.85	351.34
60	30.98	0.37	1.15	423.13
70	28.40	0.23	1.35	462.67
80	26.76	0.20	1.41	462.80
90	25.48	0.31	1.02	422.26
100	28.33	0.43	0.57	364.98
110	30.69	0.51	0.56	300.60
120	35.64	0.56	0.85	232.23
130	29.65	0.56	1.22	167.77
140	25.87	0.51	1.53	110.48
150	23.46	0.41	1.76	63.28
160	21.96	0.28	1.91	28.43
170	21.11	0.14	2.00	7.17
180	20.83	0.05	2.03	0.13
190	25.78	0.21	1.31	10.85
200	31.16	0.40	0.63	33.50
210	34.30	0.59	0.54	67.63
220	32.02	0.77	0.75	117.15
230	26.99	0.91	1.01	184.09
240	20.12	1.02	1.27	265.23

Продовження таблиці Б1 - Результати розрахунку кругової мікрогеометрії
(сітка 48 2400)

α	h_{min} . МКМ	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* .В Т
250	16.28	1.11	1.48	353.51
260	13.77	1.15	1.63	439.76
270	12.04	1.15	1.72	511.31
280	10.91	1.12	1.75	553.72
290	10.18	1.18	1.76	557.40
300	9.69	1.28	1.77	519.81
310	9.31	1.49	1.84	446.97
320	8.96	1.87	2.04	351.35
330	7.99	2.60	2.38	247.68
340	7.81	3.33	2.81	139.45
350	7.12	3.07	3.17	43.57
360	6.70	0.25	3.31	0.11
370	25.69	4.13	1.12	219.53
380	10.45	8.03	2.96	182.51
390	6.22	10.68	3.82	262.10
400	4.34	11.71	4.20	428.38
410	3.56	12.18	4.35	604.56
420	3.52	13.33	4.36	722.91
430	3.87	11.90	4.30	765.62
440	4.29	10.13	4.23	746.37
450	4.68	9.07	4.16	677.92
460	5.02	7.90	4.11	579.29
470	5.27	6.83	4.07	466.48
480	5.45	5.80	4.04	352.93

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

81

Закінчення таблиці Б1- Результати розрахунку кругової мікрогеометрії (сітка 480×2400)

α	h_{min} . МКМ	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	Nmp^* . В Т
490	5.57	4.78	4.02	248.59
500	5.64	3.76	4.01	159.75
510	5.67	2.75	4.00	89.73
520	5.68	1.75	4.00	39.77
530	5.65	0.78	4.00	9.95
540	5.74	0.06	3.98	0.11
550	11.29	0.17	2.80	10.83
560	18.68	0.23	1.34	33.18
570	24.61	0.33	0.65	66.26
580	25.25	0.43	0.52	113.14
590	22.63	0.51	0.62	175.20
600	21.09	0.53	0.75	250.30
610	20.30	0.50	0.86	331.29
620	18.82	0.45	0.90	409.52
630	15.89	0.29	0.86	473.19
640	11.71	0.17	0.76	513.41
650	12.45	0.29	0.52	491.51
660	21.23	0.73	0.84	430.51
670	21.91	0.96	1.38	363.92
680	22.82	1.02	1.74	280.75
690	22.06	0.90	1.90	184.05
700	20.11	0.66	1.96	91.51
710	18.35	0.38	1.97	24.54
720	17.41	0.11	1.94	0.11

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

82

ДОДАТОК В

Таблиця В1 - Результати розрахунку без мікрогеометрії без інтерполяції

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	$N_{mp}^* \cdot B$ т
10	33.96	0.14	0.52	40.53
20	16.59	0.41	2.07	110.63
30	9.86	0.90	3.06	247.68
40	6.84	1.27	3.48	424.45
50	5.66	1.25	3.62	591.25
60	5.37	0.88	3.58	704.46
70	5.84	0.28	3.38	736.43
80	20.80	0.04	1.32	548.35
90	26.61	0.24	1.23	498.81
100	13.19	0.75	2.53	504.25
110	7.87	1.31	3.19	462.71
120	5.85	1.65	3.49	378.65
130	4.90	1.75	3.66	279.85
140	4.37	1.62	3.75	185.40
150	4.06	1.34	3.81	106.10
160	3.86	0.97	3.83	47.50
170	3.74	0.55	3.84	11.90
180	3.80	0.03	3.80	0.18
190	40.85	0.09	0.55	20.27
200	20.07	0.30	1.97	42.48
210	11.51	0.66	3.07	94.11
220	7.73	1.11	3.66	182.25
230	5.66	1.61	4.01	309.70
240	4.44	2.13	4.20	472.92

Продовження таблиці В1 – Результати розрахунку без мікрогеометрії без інтерполяції

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	N_{mp}^* .В Т
250	3.63	2.67	4.29	661.21
260	3.09	3.20	4.32	850.86
270	2.72	3.70	4.28	1009.48
280	2.49	4.03	4.22	1102.39
290	2.42	4.15	4.16	1102.18
300	2.47	4.41	4.13	1009.24
310	2.55	5.29	4.16	848.18
320	2.50	7.31	4.26	649.18
330	2.20	11.21	4.40	435.59
340	1.77	16.75	4.55	229.43
350	1.42	16.87	4.64	65.79
360	1.28	0.55	4.67	0.01
370	5.19	11.37	4.02	89.62
380	1.83	45.90	4.60	191.64
390	1.05	81.18	4.72	433.27
400	0.79	83.21	4.74	724.43
410	0.77	69.29	4.70	964.71
420	0.87	54.11	4.64	1109.74
430	1.02	41.05	4.59	1155.13
440	1.17	33.13	4.55	1118.79
450	1.29	27.95	4.52	1019.22
460	1.37	24.24	4.50	875.99
470	1.41	21.11	4.49	709.79
480	1.44	18.06	4.48	539.91

Закінчення таблиці В1-Результати розрахунку безмікрогеометрії
безінтерполяції

α	h_{min} . мкм	P_{max} . МПа	Q^* . л/с	N_{mp}^* .В т
490	1.45	15.21	4.48	381.71
500	1.45	12.15	4.47	245.83
510	1.45	9.09	4.47	138.20
520	1.45	6.07	4.47	61.21
530	1.45	3.14	4.46	15.25
540	1.88	0.03	4.33	0.35
550	32.84	0.05	0.57	15.46
560	26.44	0.16	1.36	37.93
570	15.83	0.33	2.48	84.63
580	10.86	0.53	3.19	162.84
590	8.14	0.70	3.62	274.84
600	6.57	0.80	3.87	416.54
610	5.60	0.81	3.99	575.76
620	5.02	0.66	4.00	729.30
630	4.71	0.45	3.91	845.39
640	4.61	0.43	3.70	888.92
650	35.40	0.06	0.75	513.39
660	24.46	0.21	1.58	513.31
670	14.53	0.43	2.75	502.36
680	10.04	0.64	3.34	421.05
690	7.74	0.74	3.65	289.41
700	6.53	0.66	3.80	147.53
710	5.95	0.38	3.86	39.90
720	6.21	0.32	3.74	0.87

Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

МРМТВА.24.23654.000ПЗ

Арк.

85

