

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра безпеки життєдіяльності

Пояснювальна записка

до *дипломної роботи* на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
на тему: «Підвищення безвідмовності автотракторних двигунів шляхом
зниження деформацій шатунних вкладишів»

Виконав: здобувач вищої освіти за
освітньо-професійною програмою
Технології і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
спеціальності 208 Агроінженерія
ступеня вищої освіти «*магістр*» групи 6
Кичигін Андрій Сергійович
Керівник: Опара Н. М.
Рецензент: Ветохін В. І.

Полтава – 2021 року

ВСТУП

Актуальність теми. В процесі експлуатації автомобілів, тракторів, комбайнів та інших машин відбувається зміна їх технічного стану, основними причинами якого є зношування, втомне руйнування, пластична деформація, корозія. Пластична деформація і втомне руйнування є наслідком конструктивно-технологічних недоробок або порушення правил експлуатації. Зазначені явища викликають, в тому числі, повертання шатунних вкладишів, що є однією з основних причин ремонту автомобільних двигунів [1, 2].

Експлуатаційні характеристики підшипників залежать, в основному, від таких факторів, як мінімальна товщина масляної плівки, перепади температури, наявність абразивних частинок, невідповідність розташування елементів системи подачі масла.

Незважаючи на велику кількість робіт, присвячених причинам повертання шатунних вкладишів [3-5], проблема підвищення надійності двигуна КамАЗ шляхом виявлення і усунення причин повертання вкладишів повністю не вирішена до теперішнього часу.

Простої автомобілів КамАЗ в експлуатації викликані відмовами, в основному, двигунів, головним чином через повертання шатунних вкладишів. Протягом усього періоду експлуатації автомобілів КамАЗ ця відмова відноситься до категорії експлуатаційних; причинами відмови вважаються низька якість масла і попадання абразивних частинок в підшипники.

Масовість цього дефекту і численність досліджень, присвячених йому, свідчать про те, що все ж недостатньо розкрита фізична сутність повертання вкладишів. Немає чіткого обґрунтування впливу конструктивних, технологічних, експлуатаційних факторів, режимів, роботи двигуна на механізм розвитку відмови; більшість дослідників пояснюють цю відмову або погіршенням мащення шатунного підшипника і схоплюванням

поверхонь з цієї причини, або абразивним руйнуванням поверхонь, що труться. Тому дослідження причин деформації і повертання шатунних вкладишів безумовно актуальне в даний час.

Мета дослідження. Підвищення безвідмовності автотракторних двигунів шляхом зниження деформацій шатунних вкладишів в процесі експлуатації.

Об'єкт дослідження: шатунні вкладиші двигуна КамАЗ-740.

Предмет дослідження: напружено-деформований стан вкладишів.

Методика досліджень передбачає використання теорії ймовірності та надійності, методів математичного аналізу і системного підходу, що забезпечують аналітичний опис ефективного використання шатунних вкладишів в процесі експлуатації.

Наукова новизна. Розроблено модель шатунного вкладиша, що дозволяє задавати різні режими навантаження, які відповідають реальній експлуатації, а також проводити розрахунки на міцність. Розроблено універсальну схему навантаження моделей шатунних вкладишів, що дозволяє розраховувати значення деформацій вкладишів при різних умовах роботи. Розроблено теоретичні передумови роботи запобіжних елементів для зниження деформацій шатунних вкладишів в експлуатації.

Практична значимість. Розроблено рекомендації щодо зниження деформацій шатунних вкладишів, що дозволяють значно збільшити ресурс як підшипників колінчастого валу, так і двигуна в цілому. Запропоновано проводити попереджувальну заміну вкладишів на основі їх технічного стану, що визначається при діагностуванні автомобіля і використовувати розроблені способи зниження деформацій.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз відмов двигунів при їх експлуатації

Аналіз відмов елементів автомобіля, усунення яких проводять із заміною деталей і вузлів, представлений в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Розподіл видів робіт по усуненню відмов автомобілів КамАЗ шляхом заміни деталей і вузлів [6]

Назва відмов та замін	Частота повторення, %	Середній наробіток, тис. км	Коефіцієнт варіації
Заміна вкладишів підшипників колінчастого валу	59	88	0,54
Заміна поршневих кілець	59	96	0,58
Ремонт паливного насосу високого тиску	21	106	0,64
Заміна форсунок	28	87	0,62

З наведених у роботі [6] даних випливає, що на елементи автомобіля, параметр потоку відмов, яких в процесі експлуатації зростає, доводиться 58% відмов, 87% трудомісткості усунення відмов, 76% простоїв при поточному ремонті, 83% витрат на запасні частини.

Представлені дані свідчать про те, що підвищення надійності двигуна КамАЗ шляхом зниження відмов шатунних підшипників в експлуатації є актуальним завданням, що вимагає рішення і тому, що збільшення ресурсу підшипників при одночасному зростанні ступеня форсування дизелів тягне за собою підвищення рівня механічних і теплових навантажень на підшипник, а модернізація існуючих конструкцій дизелів зі збільшенням потужності за рахунок застосування турбонадува відбувається без заміни підшипників.

На двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ), в тому числі і на швидкохідних дизельних, широке розповсюдження в якості корінних і

шатунних підшипників колінчастого вала отримали тонкостінні багат шарові вкладиші. Незважаючи на великий досвід застосування тонкостінних вкладишів в підшипниках колінчастого вала та їх постійне вдосконалення, частка їх дефектів залишається значною.

В результаті проведених аналітичних досліджень встановлено, що найбільш часто зустрічається 10 дефектів (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Основні дефекти двигунів КамАЗ-740

№ п/п	Найменування дефекту	Частість, %
1	Провертання шатунних вкладишів через деформацію	23,8
2	Підвищена витрата масла	8,3
3	Задири циліндро-поршневої групи	11
4	Витік охолоджуючої рідини і масла	14,6
5	Дефекти корінних підшипників колінчастого валу	2,8
6	Руйнування шатунних болтів та шатунів	22,9
7	Руйнування колінчастого валу	3,5
8	Руйнування поршнів	2,8
9	Дефекти штовхачів	6,9
10	Заняття сухарів клапанів	3,4

На рис. 1.1 і в табл. 1.3 наведені дані, що відображають якісну картину зв'язку частоти появи дефектів з пробігом автомобіля. Видно, що основна кількість відмов (54%) відбувається при експлуатації до 10 тис. км, а на відмову «провертання» шатунних вкладишів припадає найбільша кількість ~24% (табл. 1.2). В роботі [7] відзначається, що найбільш характерною відмовою шатунних вкладишів є їх повертання. Ця відмова зовні проявляється в тому, що фіксуючий виступ вкладишів зрізається, вкладиші захоплюються шийкою, пошкоджують постіль; інтенсивно збільшуються зазори в з'єднанні шийка-вкладиш-постіль, відбувається ударна передача навантаження – прослуховуються стуки при роботі двигуна; різко підвищується температура шийки і шатуна, масло на них швидко випаровується, стрімко зростає витрата картерних газів через сапун. У ряді випадків повертання вкладишів призводить до обриву шатунних болтів або самого шатуна, що є найтяжчим наслідком цієї відмови (пробивається блок

циліндрів, пошкоджується колінчастий вал і інші деталі). Перегрів шийки колінчастого вала при провертанні вкладишів призводить до значних теплових напружень і деформацій, в результаті яких на шийках утворюються тріщини, вісь колінчастого вала згинається і іноді відбувається його поломка. Через значні деформації колінчастого вала, шатунів або їх поломки може заклинити двигун, зрізати болти кріплення маховика або пошкодити посадочні поверхні маховика і колінчастого вала.

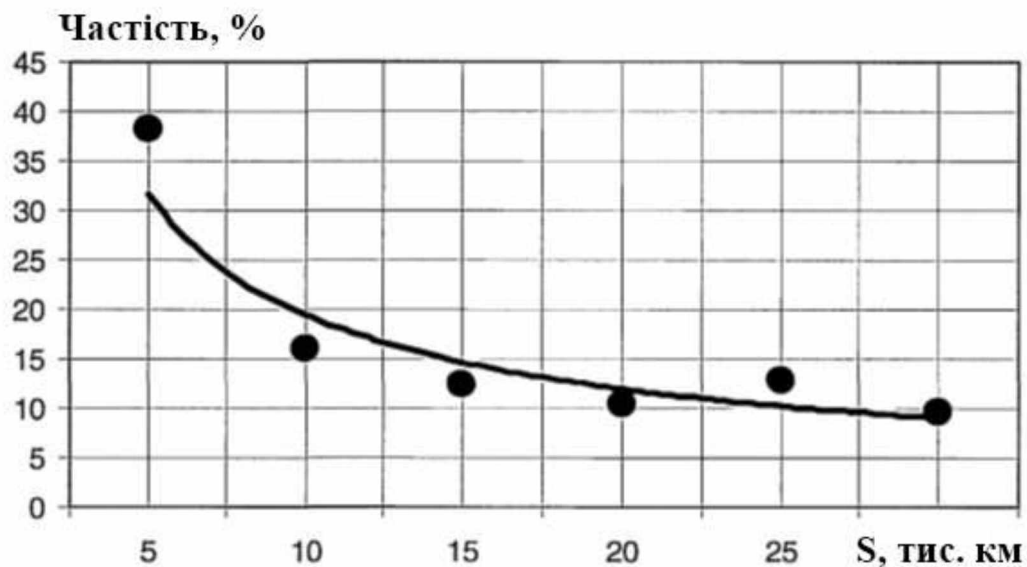


Рисунок 1.1. Розподіл відмов двигуна від пробігу.

Таблиця 1.3 – Розподіл відмов двигунів в залежності від їх напрацювання

Пробіг, тис. км	5	10	15	20	25	30
Число відмов, шт.	453	190	148	124	153	115
Частість, %	38,2	16,0	12,5	10,4	12,9	9,7

Встановлено, що є тенденція до їх зниження, особливо щодо відмов витоку масла та охолоджуючої рідини, руйнування шатунів і шатунних болтів, руйнування колінчастого валу. Це пов'язано з проведенням на заводі-виготовлювачі робіт зі зміни матеріалу і технології виготовлення та складання цих деталей. Однак, кількість рекламаций, пов'язаних з

провертанням шатунних вкладишів залишилася практично однаковою по всіх роках досліджуваних двигунів [5,8].

Провертання вкладишів шатунних підшипників відзначаються також по двигунах ГАЗ, ЗІЛ, ЯМЗ. Вкладиші корінних підшипників перевіряються в п'ять разів рідше [9]. Причиною повертання корінних вкладишів є дефекти масляного насоса, вибивання заглушок в масляній системі, падіння тиску в системі змащення, великий абразивний знос шийок і вкладишів з руйнуванням антифрикційного шару і ряд інших. Причини повертання шатунних вкладишів, як правило, не знаходять. Провертання шатунних вкладишів настає при справно працюючій системі мащення, при відсутності зносів в з'єднанні (при повністю збереженому свинцевому покритті вкладиша) часто у відносно нових двигунів. Наприклад, в роботах [6,10], дані по 518 двигунів КамАЗ-740, з відмовою шатунних підшипників показують, що ймовірність повертання шатунних вкладишів вище (рис 1.2) в початковий період експлуатації двигуна при малих зносах підшипників.

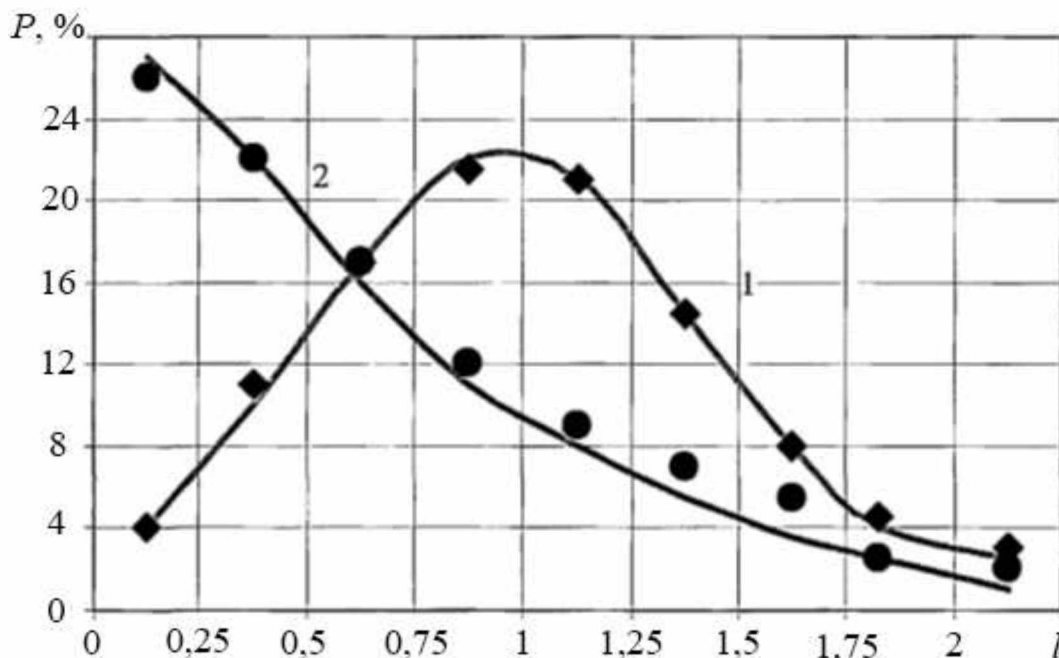


Рисунок 1.2. Розподіл наробітку l двигунів до ремонту через зношування циліндро-поршневої групи – 1 і повертання шатунних вкладишів – 2 (P – частість відмов) (за одиницю прийнято середній наробіток двигунів першої групи) [6]

Одержана залежність частоти повертання вкладишів від пробігу автомобіля, представлена на рис. 1.3, показує, що тільки в перший період експлуатації (до 5 тис. км) частка цієї відмови висока, і в подальшому вона залишається практично однакова і зменшується після 30 тис. км.

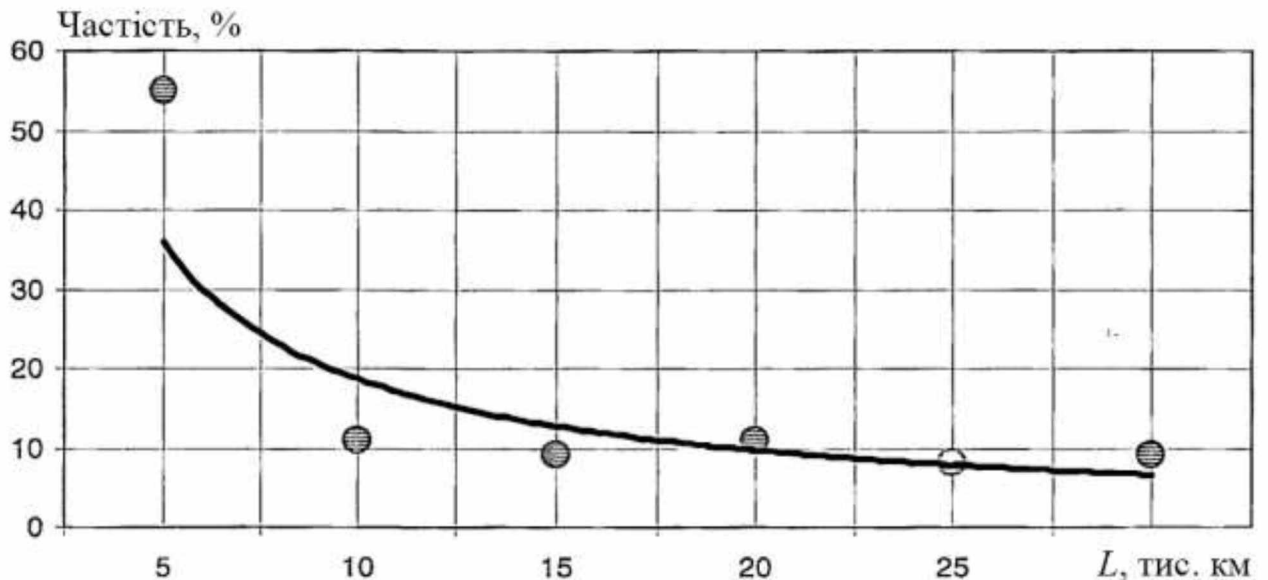


Рисунок 1.3. Розподіл відмов «провертання шатунних вкладишів» колінчастого валу в залежності від пробігу автомобілів [10]

Зазор в шатунних підшипниках, стан поверхонь шийки і вкладиша, зміна геометричної форми, розвиток абразивних процесів визначають ймовірність переходу з'єднання в аварійний стан. У великій кількості досліджень стверджується зв'язок відмов шатунних підшипників зі зношувальними характеристиками, що визначають величини граничних зносів шийок і вкладишів, в них розробляються способи діагностування шатунних підшипників по зносу і різні заходи (конструктивні, технологічні, експлуатаційні) для зниження зносів.

Підвищений знос шатунних підшипників на старих моделях автомобільних двигунів, таких як ГАЗ-51, традиційно пояснювали наявністю абразиву в підшипнику.

У тракторних двигунів знос шатунних шийок в 3-4 рази перевищував знос корінних шийок. Підвищений знос шатунних шийок пояснюється тим,

що до них надходить масло з корінних шийок, вже забруднене продуктами зносу. Зазвичай за параметр граничного стану шатунних підшипників приймають знос шийок – 150 мкм, конусоподібність – 55 мкм, овалоподібність – 35 мкм [2]. Дослідженнями в процесі експлуатації двигунів ЗІЛ-130 і ГАЗ-51 встановлено, що зі зміною геометричної форми деталей різко скорочується довговічність з'єднання. Так, збільшення некруглості в два рази знизило час роботи вкладиша до початку руйнування у вісім разів; у міру збільшення некруглості термін служби вкладиша зменшується по ступеневій залежності з показником ступеня більше одиниці. Виходячи з аналізу актів рекламаций на двигуни КамАЗ, де описувалися дефекти – провертання шатунних вкладишів колінчастих валів показав, що у 42% двигунів не вдалося встановити причину відмов. 35% відмов сталося через порушення технологічної дисципліни виробництва та збирання двигунів (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 – Причини провертання шатунних вкладишів

№ п/п	Причина дефекту	Частість, %
1	Причина не визначена	42,1
2	Неправильна орієнтація шатунного болта	15,9
3	Низький рівень масла	7,9
4	Неякісне масло, відсутність технічного обслуговування	6,9
5	Недозатягання шатунних гайок	6,1
6	Неповна посадка болта по конусу	4,3
7	Тріщина валу	0,03
8	Стружка в каналах колінчастого валу	3,0
9	Зміщення фаски масляного отвору на колінчастому валі	2,4
10	Невідповідність технічній документації діаметру шатуна	1,8
11	Неякісний ремонт	1,8
12	Інше	1,2
13	Невідповідність геометричних розмірів колінчастого валу конструкторській документації	1,2
14	Випадіння заглушки колінчастого валу	1,2
15	Зрив всмоктувального патрубку масляного насосу	0,6
16	Неякісна обробка конуса шатуна	0,6

Проведеними дослідженнями [11] по визначенню місця розташування дефекту (номер циліндра) встановлено, що найбільш частіше повертання шатунних вкладишів відбувається на третій шатунній шийці колінчастого валу.

1.2 Аналіз причин відмов шатунних підшипників

Раніше основною причиною повертання шатунних вкладишів на дизельному двигуні КамАЗ-740 вважалося також надходження в підшипники з маслом абразивних забруднюючих домішок. Механізм їх дії представляється наступним [8]. Досить великі і міцні абразивні частинки, потрапляючи в підшипники, утворюють кільцеві риси на антифрикційному шарі і сприяють підвищенню температури, викривленню, зменшенні натягу, задиру і повертанням вкладишів. При взаємодії абразивної частинки з поверхнею вкладиша на ньому можуть утворитися пластично видавлені канавки з випинанням металу з боків. Метал по сторонам подряпини, уже попередньо зруйнований, легко видаляється або викришується великими шматками, які затискаючись в парі, викликають задир, а потім повертання вкладишів.

В роботі [12] вказується вплив напружень в антифрикційному шарі вкладиша на стабільність його форми, а напруги виникають: за рахунок позитивної різниці коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів заливки і корпусу вкладиша, а також температур вкладиша і постелі при роботі двигуна. При посадці вкладиша в постіль також виникають напруги в осьовому і окружному напрямку від початкового натягу. Напруження стиску формуються і в антифрикційному шарі при його заливці в заготовку. Таким чином стабільність вихідних параметрів вкладишів на заданий термін служби залежить від співвідношення сумарних напружень і фактичної межі текучості матеріалу вкладиша.

У роботах [13] вказується вплив абразиву в системі мастила на стабільність геометричних параметрів підшипників. У звіті при візуальному огляді комплекту вкладишів вказується на наявність грязьових рисок у 20-100% вкладишів. Причому інтенсивність рисок вище в середині вкладишів, їх глибина на навантажених вкладишах більше, ніж на ненавантажених. Перевіркою прилягання вкладишів в контрольному калібрі було виявлено, що вкладиші з глибокими рисками не дотикаються до калібру в середній частині (по ширині), у вкладишів без рисок прилягання задовільне. Також на вкладишах з глибокими грязьовими рисками було відзначено зменшення вільного об'єму до 1,5-2,5 мм від мінімального креслярського і зменшення розміру вкладишів по висоті на 5-20 мкм, в окремих випадках на 30 мкм. У вкладишів з глибокими грязьовими рисками відхилення твірної від прямої становить 40-80 мкм.

На деяких вкладках в процесі роботи був видалений антифрикційний шар, але значення деформацій цих вкладишів було на рівні вкладишів зі збереженим антифрикційним шаром [14,15].

Дане спостереження говорить про те, що не антифрикційний шар є причиною і джерелом виникнення прогину, а сталева основа, так як вкладиші зі стертим антифрикційним шаром також були деформовані. Дані експлуатації показують, що у деяких вкладишів при роботі стирається або викришується антифрикційний шар, і навіть в цьому випадку вони виходять з ладу до закінчення їх ресурсу. Тобто вплив антифрикційного шару на деформації шатунних підшипників незначний, або зовсім відсутній.

Вплив напруженого стану сталевий основи на деформацію вкладиша не викликає сумнівів. По-перше, товщина сталевий основи і антифрикційного шару не однакові. По-друге, властивості матеріалів антифрикційного шару і матеріалів сталевий основи теж різні. Формування напружень в підшипниках відбувається вже на етапі їх виготовлення з цілісного листа при рубці, потім додаються напруження при формуванні вкладиша і кінцевим етапом у формуванні напружено-деформованого стану вкладиша є умови його роботи.

1.3 Аналіз характерних особливостей повертання шатунних вкладишів при експлуатації

На підставі аналізу технічного стану двигунів, що надійшли на капітальний ремонт [16], встановлено, що до 40% з них мають деформовані (прогнуті) шатунні вкладиші і, як наслідок, у багатьох пошкоджені колінчастий вал, блок циліндрів, шатун. Крім того, внаслідок даної деформації шатунних вкладишів відбувається їх повертання на двигунах задовго до вироблення ресурсу його спряжень.

Є конструктивно-технологічні резерви зниження інтенсивності повертання вкладишів, про що свідчить форма кривих розподілу напрацювання двигунів до ремонту (рис. 1.2). Криві побудовані за результатами обробки статистичних даних по 518 двигунів [12, 17]. Як видно з рис. 1.3 напрацювання до відмови за ознаками зносу розподіляється по закону, близькому до нормального, з коефіцієнтом варіації 0,465, а до відмови двигуна через повертання шатунних вкладишів – за законом, близькому до експоненціального, з коефіцієнтом варіації 0,776. Як відомо, [18] за нормальним законом розподіляються поступові відмови зношувального характеру, а за експоненціальним законом частіше розподіляються раптові відмови, обумовлені конструктивно-технологічними причинами і порушенням правил експлуатації.

Крім того, в процесі експлуатації і випробувань двигунів виявлений ряд особливостей повертання шатунних вкладишів, що дозволяють більш виразно говорити причини відмови.

Найбільша кількість з усіх відмовлених двигунів мають перевірені вкладиші в одному шатуні, не пов'язані з іншими відмовами (при справному масляному насосі, незначних зносах корінних і шатунних підшипників, при відсутності слідів попадання абразиву в шатунний підшипник). Такі випадки повертання шатунних вкладишів умовно названі «незалежними» [12,19]. В результаті статистичного аналізу встановлено частість повертання

вкладишів за номерами циліндрів [20] (рис. 1.4). Найчастіше, (до 100% на кожній шийці) провертання спостерігається на шийках циліндрів 6 і 4, а також (близько 30%) циліндрів 5 і 3. Тому підшипники циліндрів 6 і 4, 5 і 3, будемо вважати схильними до провертання, порівняно з іншими підшипниками 1, 2, 7, 8 циліндрів, у яких провертання вкладишів зустрічається в 5% і менше випадків. Це обумовлено тим, що масло, що витікає з каналу підведення в порожнину відцентрового брудовловлювача, динамічно впливає на рівень масла в брудовловлювачі в зоні ближнього отвору, створюючи тут турбулентність і наганяючи «хвилю» в зону дальнього отвору. Ці особливості і створюють несприятливі умови мащення підшипника, ближнього до каналу підведення масла, і більш сприятливі для дальнього.

При аналізі загальної закономірності в частоті незалежних випадків провертання шатунних вкладишів за номерами підшипників не враховувалися випадки спільних провертань відразу декількох підшипників в виду того, що в цьому випадку неможливо точно встановити, на якому з них відбулося «незалежне» провертання. Однак, в цій групі становить інтерес можливість провертання одночасно декількох підшипників з схильних до провертання (6, 4, 5, 3). Дослідження колінчастих валів показало, що поряд з задирами на одному підшипнику з групи схильних (6, 4, 5, 3) на решті підшипниках цієї групи відзначаються випадки припікання або натирання. Передбачається, що в момент, що передує провертанню вкладишів, підшипники з групи схильних (6, 4, 5, 3) знаходяться в однаковому стані, після чого провертання відбувається спочатку на якомусь одному підшипнику.

Отже, відзначена поява двох подій: 1 – провертання вкладишів; 2 – припікання і натирання на шийках і вкладишах. Їх можна розглядати як взаємозалежні, або як незалежні окремі події. Встановлено, що це взаємопов'язані події: припікання, натирання передують провертанню вкладишів і характеризують передровертальний стан в підшипниках.

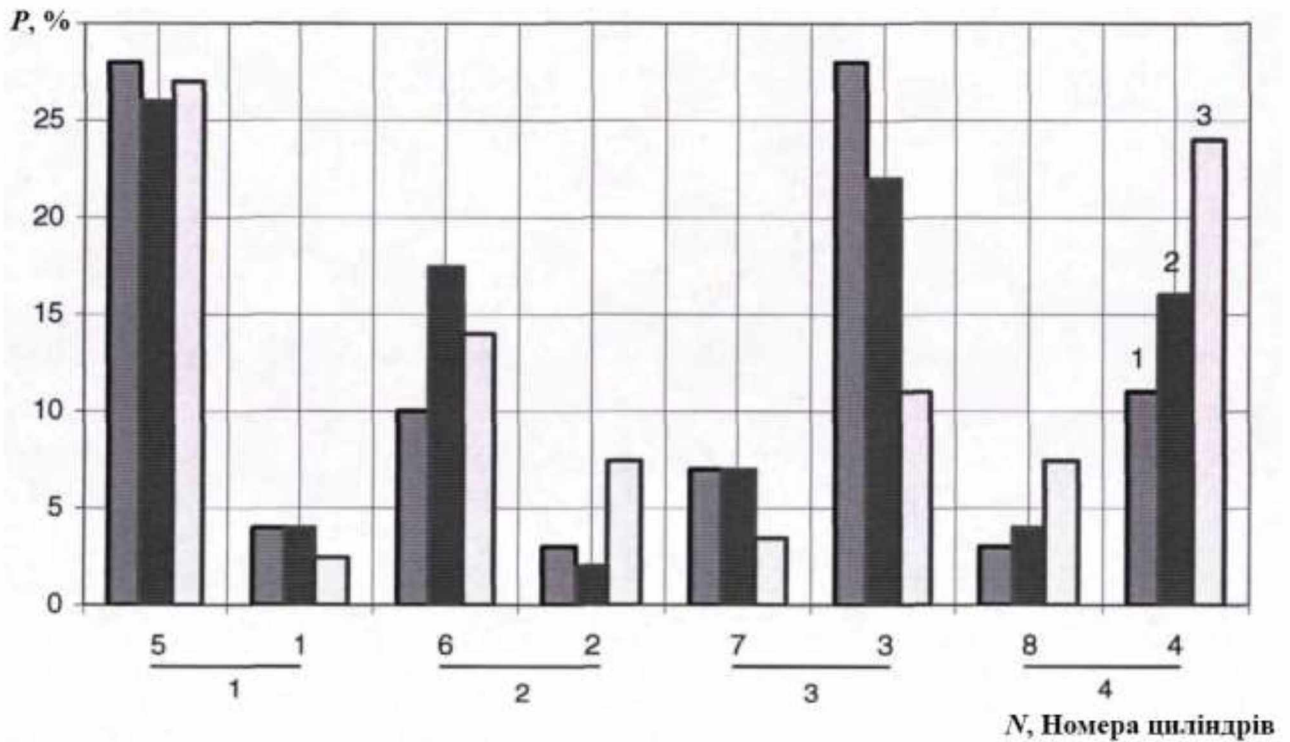


Рисунок 1.4. Розподіл частоти P випадків повертання вкладишів – 1, натирання на вкладишах – 2 і шийках колінчастого валу – 3 за номерами підшипників двигуна [20]

Таким чином отримано розподіл припикань і натирань як на шийках колінчастих валів, так і на відповідних вкладишах за номерами підшипників. З рис. 1.4 видно, що на схильних до повертання шатунних підшипниках (6, 4, 5, 3) відзначається максимум випадків припикання і натирання. Це вказує на явний взаємозв'язок припикань, натирань і повертання.

Розглянемо одну з ознак контактування поверхонь шийки колінчастого валу і шатунного підшипника – натирання. Натирання з'являються як на свинцевому шарі у нових вкладишів, так і на бронзовому шарі підшипників, які пройшли припрацювання. Зовнішній вигляд натирань характеризується тим, що вони мають однакову форму на всіх досліджених шатунних вкладишах. Зона натирань в середній частині вкладишів має форму еліпса, товщина вкладиша в зоні натирання менша, ніж поза нею. Слід натирання розташовується в середній частині по довжині вкладиша. Площа, яку займає натирання, становить від 10% до 50% площі поверхні вкладиша (рис. 1.5). У

ряді випадків в зоні натирань з'являються кольори мінливості і сітка мікротріщин, орієнтованих уздовж твірної вкладиша [21].

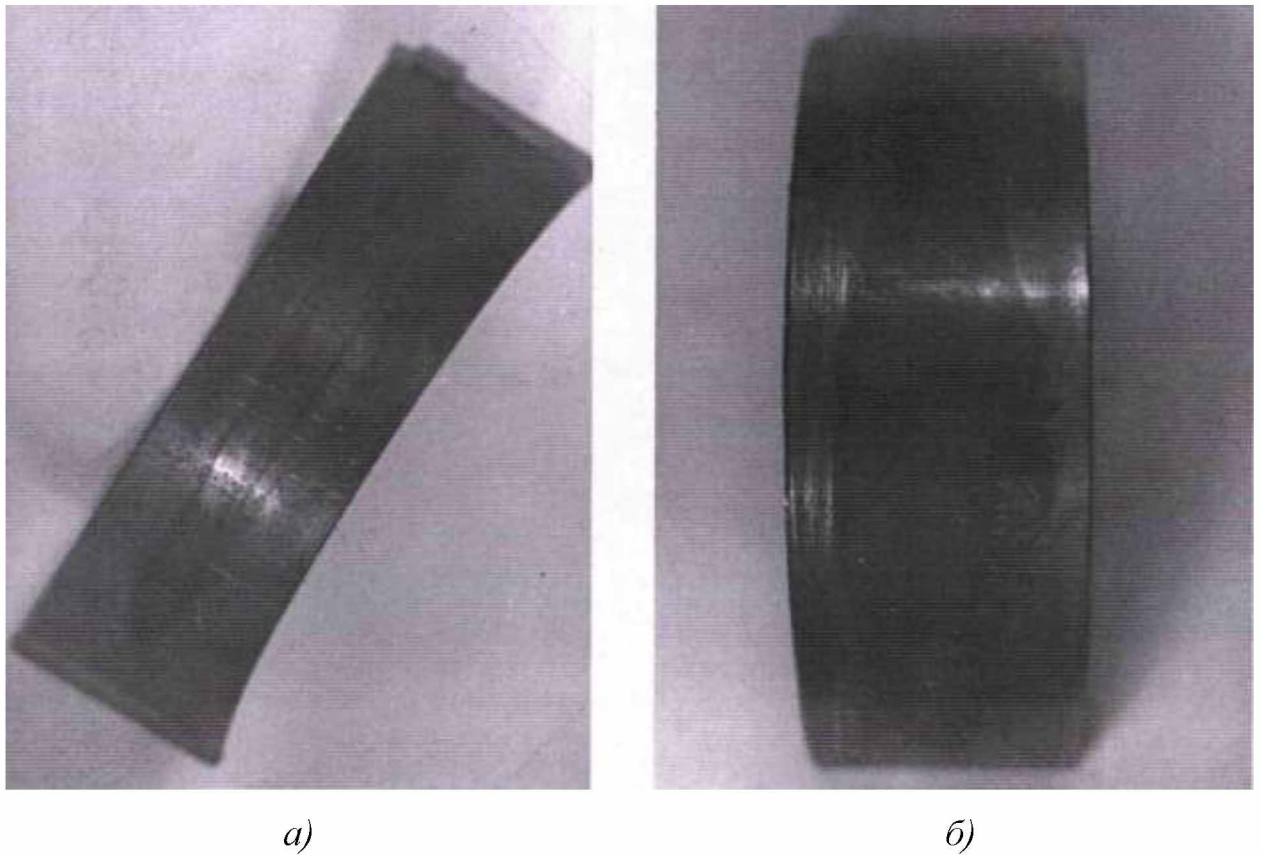


Рисунок 1.5. Вид вкладиша після експлуатації зі сторони робочої поверхні – *a)* і постелі – *б)*

Все це, безсумнівно, є свідченням безпосереднього контактування поверхонь шийки колінчастого вала і шатунного вкладиша в зоні натирання в результаті деформації шатунних вкладишів. На всіх вкладишах з натиранням виявляється прогин по твірній, величина якого порівняна з величиною зазору в шатунних підшипниках.

У процесі дослідження були виявлені ряд шатунних підшипників, у яких провертання тільки-тільки почалося. Про це свідчать: не до кінця зрізаний фіксуючий виступ на вкладиші і (або), стан зворотної поверхні вкладиша, тобто наявність натирань і прогинів. Дані випадки свідчать про те, що деформація (натирання) і провертання шатунних підшипників є одним безперервним процесом. З цього також випливає, що провертання вкладишів

– це кінцева стадія розвитку процесу в часі; йому безпосередньо передують натирання, тобто деформований стан вкладишів, який є передпроворотним станом шатунних підшипників. Для попередження повертання вкладишів в ході експлуатації двигуна пропонується періодично перевіряти шатунні підшипники на предмет їх деформації [21].

Визначено, що натирання утворюються в середній частині шатунних вкладишів на свинцевому шарі або на бронзі, з кольорами мінливості або без них, з руйнуванням бронзового шару або без його руйнування [22,23]. З'являється в середині вкладиша зона натирання і припикання, що має форму еліпса, як результат перетину тора і циліндра, поступово збільшується і займає значну площу, приводячи в подальшому до повертання вкладишів. Залежно від зовнішнього вигляду, ступеня деформації, площі натирань і припикань всі вкладиші розподілені на чотири групи, характеристика яких наведена в табл. 1.5. Кожна група розділена на дві підгрупи в залежності від того, на якому етапі з'являється деформація вкладиша: або відразу при збереженому свинцевому шарі, або після рівномірного зносу до бронзового шару.

Таблиця 1.5 – Характеристика вкладишів з натираннями [22,23]

Група	Під-група	Зовнішні ознаки вкладишів	Площа натирання C , %	Відхилення δ , мм	Прогин Δ , мкм
1	А	Повністю зберігся свинцевий шар (нові вкладиші)	–	–	–
	Б	Рівномірний знос до бронзового шару без натирань	–	0-0,5	0-10
2	А	Засвітлені ділянки на свинцевому шарі	10-20	1,0-1,5	0-10
	Б	Слабкі натирання на бронзовому шарі	20-25	1,0-1,5	20-25
3	А	Слабкі натирання, обростання на свинцевому шарі	25-30	0,5-1,0	15-20
	Б	Сильні натирання на бронзовому шарі до кольорів мінливості	25-30	2,0-2,5	35-40
4	А	Сильні натирання та обростання на свинцевому шарі	35-40	2,5-3,0	50-60
	Б	Дуже сильні натирання та припикання на бронзовому шарі з кольором мінливості	45-50	2,5-3,0	50-60

З табл. 1.5 видно залежність прогину вкладишів і площі натирань від відхилення розміру S вкладишів у вільному стані від номінального значення. Зростання зі ступенем натирань параметрів C , δ , Δ свідчить про їх взаємозв'язок.

Максимальна площа натирань на шатунних підшипниках може досягати до 50% від всієї площі робочої поверхні [23]. Діаметр вкладиша у вільному стані зменшується щодо номінального розміру до 5 мм. Величина прогину по твірній вкладиша досягає в окремих випадках 150 мкм, що перевищує величину зазору в шатунних підшипниках (70...128 мкм).

Натирання в середній частині вкладиша обумовлені інтенсивним зношуванням в ході непередбаченого контакту (тертя) шийки колінчастого вала і шатунного підшипника. Це підтверджується тим, що у всіх вкладишів в зоні натирання товщина менша, ніж в зоні без натирань. При підвищенні моменту тертя над моментом, який утримує вкладиш від провертання, може статися зрушення вкладиша і потім його провертання.

Прогин вкладиша знижує фактичну площу контакту вкладиша з шатуном. В складеному шатуні, якщо вкладиш має залишковий прогин він не дотикається до середньої частини шатуна. Зони контакту розташовані по краях вкладиша (світлі зони): середня – темна зона – зона, де контакт вкладиша з шатуном був відсутній, при прикладанні змінних за величиною і знаку навантажень вкладиш коливається, прогин досягає максимуму і мінімуму, це призводить до переміщення вкладиша в постілі про це свідчить стирання мікронерівностей (слідів обробки) по краях вкладиша, де висота мікронерівностей становить $R_a = 0,15$ мкм. У порожнину, що утворилася між вкладишем і шатуном, потрапляє масло, при навантаженні вкладиша масло виходить з цієї порожнини, при цьому відбуваються кавітаційні руйнування поверхонь вкладиша і шатуна, з'являються окремі каверни і цілі ділянки глибиною до 0,1 мм, особливо численні на межі вкладиша в тілі шатуна [23]. В районі стику вкладишів утворюється смуга кавітаційного зносу 2-3 мм на ширину вкладиша глибиною до 0,1 мм. Факти кавітаційного руйнування і

стирання мікронерівностей свідчать про те, що передпроворотний стан вкладиша існує і розвивається тривалий час.

Відсутність контакту вкладиша з шатуном різко погіршує теплопередачу від вкладиша до шатуна, особливо від середньої його частини, що викликає перегрів вкладиша, зростання в ньому напружень і деформації. Сутність деформованого стану вкладиша, його внутрішня причина полягає в тому, що волокна сталевих основи, розташовані поблизу робочої поверхні, виявляються пластично стислі уздовж окружності. При цьому за рахунок того, що вони коротшають щодо зовнішніх шарів, відбувається зменшення діаметра вкладиша у вільному стані. Одночасно це призводить і до загального зниження довжини вкладиша та його виступу.

Проведений аналіз причин провертання шатунних вкладишів дозволяє намітити способи зниження цих відмов. Оскільки відмови викликані напружено-деформованим станом вкладиша, то необхідні способи зниження напружень, тобто збільшення перетину аж до суцільного, зниження навантажень за рахунок умов монтажу. Знизити деформації можна також закріпленням найбільш деформованої ділянки вкладиша, а також використанням запобіжних елементів. Схематично зв'язок цих способів відображено на рис. 1.6.



Рисунок 1.6. Способи зниження напружено-деформованого стану шатунних вкладишів

Остаточного вибору способу зниження напружено-деформованого стану вкладишів можна тільки за результатами експерименту.

Висновки, мета і задачі дослідження

Проведений огляд літератури дозволяє зробити наступні висновки:

1. Значна частка двигунів потрапляє в ремонт як в гарантійний період, так і в після гарантійний період через провертання шатунних вкладишів.
2. Найбільш часто провертання вкладишів спостерігається на третій шатунній шийці (в шатуні третього циліндра – 26%), що обумовлено розташуванням масляного каналу в колінчастому валі.
3. Провертання шатунних вкладишів обумовлено не забрудненістю масла, а зміною напружено-деформованого стану в процесі експлуатації.
4. Для підвищення рівня надійності двигунів необхідно знизити деформації вкладишів в процесі експлуатації.
5. Для зниження деформації шатунних вкладишів в процесі експлуатації необхідно оптимізувати його напружено-деформований стан. Одним із способів управління напружено-деформованим станом вкладишів є використання запобіжних елементів.

Зроблені висновки дозволяють сформулювати мету дослідження: підвищення безвідмовності автотракторних двигунів шляхом зниження деформацій шатунних вкладишів в процесі експлуатації.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання дослідження:

1. Узагальнити і розробити способи зниження деформації шатунних вкладишів в процесі експлуатації.
2. Розробити методику дослідження напружено-деформованого стану шатунного вкладиша при роботі в стендових і експлуатаційних умовах.
3. Теоретично обґрунтувати залежність показників напружено-деформованого стану шатунного вкладиша від конструктивно-технологічних і режимних факторів.
4. Дати техніко-економічну оцінку виконаних розробок.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА І ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Методика проведення досліджень

Для визначення експериментальних даних по фактичному стану шатунних вкладишів дизельних двигунів розроблені і пропонуються відповідні методики комп'ютерного моделювання.

Мета моделювання – розробка методу дослідження шляхом створення достовірної моделі шатунного вкладиша в складно навантаженому стані з урахуванням геометричних параметрів, теплових і силових впливів, а також деформаційних процесів на основі програмного забезпечення APM WinMachine з аналізом різних варіантів конструктивно-технологічного виконання і розробка практичних рекомендацій щодо зниження деформації шатунних вкладишів в процесі експлуатації.

2.2. Методика моделювання деформації вкладиша

Для вирішення поставлених завдань дослідження розроблена модель шатунного вкладиша з використанням програми Autodesk Inventor Series 10.

Для реалізації комп'ютерного моделювання деформації шатунних підшипників розроблена схема навантаження моделі вкладиша. На підставі схеми навантаження були проведені всі наступні розрахунки. Розроблена схема навантаження є універсальною і дозволяє розрахувати можливі деформації шатунних вкладишів з різними геометричними параметрами і при різних умовах роботи.

Для проведення моделювання була обрана програма APM WinMachine. Суть комп'ютерного моделювання полягає в наступному: для кожного розробленого способу стабілізації геометричних параметрів вкладиша

розроблена тривимірна модель цього вкладиша з докладною деталізацією конструктивного рішення, що дозволяє здійснити даний спосіб. Далі проводився розрахунок, який дозволив оцінити параметри вкладиша після доданих до неї навантажень. Необхідно відзначити, що закріплення для всіх вкладишів були ідентичні, але температурні режими і напруги після монтажу були строго індивідуальні.

Моделлю для розрахунку є тривимірна модель (рис. 2.1) шатунного вкладиша. Модель шатунного вкладиша розробляється з розмірами, відповідними реальним умовам. Через обмеженість функціональних можливостей «APM WinMachine» при розробці моделі були прийняті два припущення:

1. У моделі вкладиша не враховуються скоси;
2. Вкладиш одношаровий, так як через малу товщину антифрикційного шару його вплив на деформацію сталевोї основи незначний.

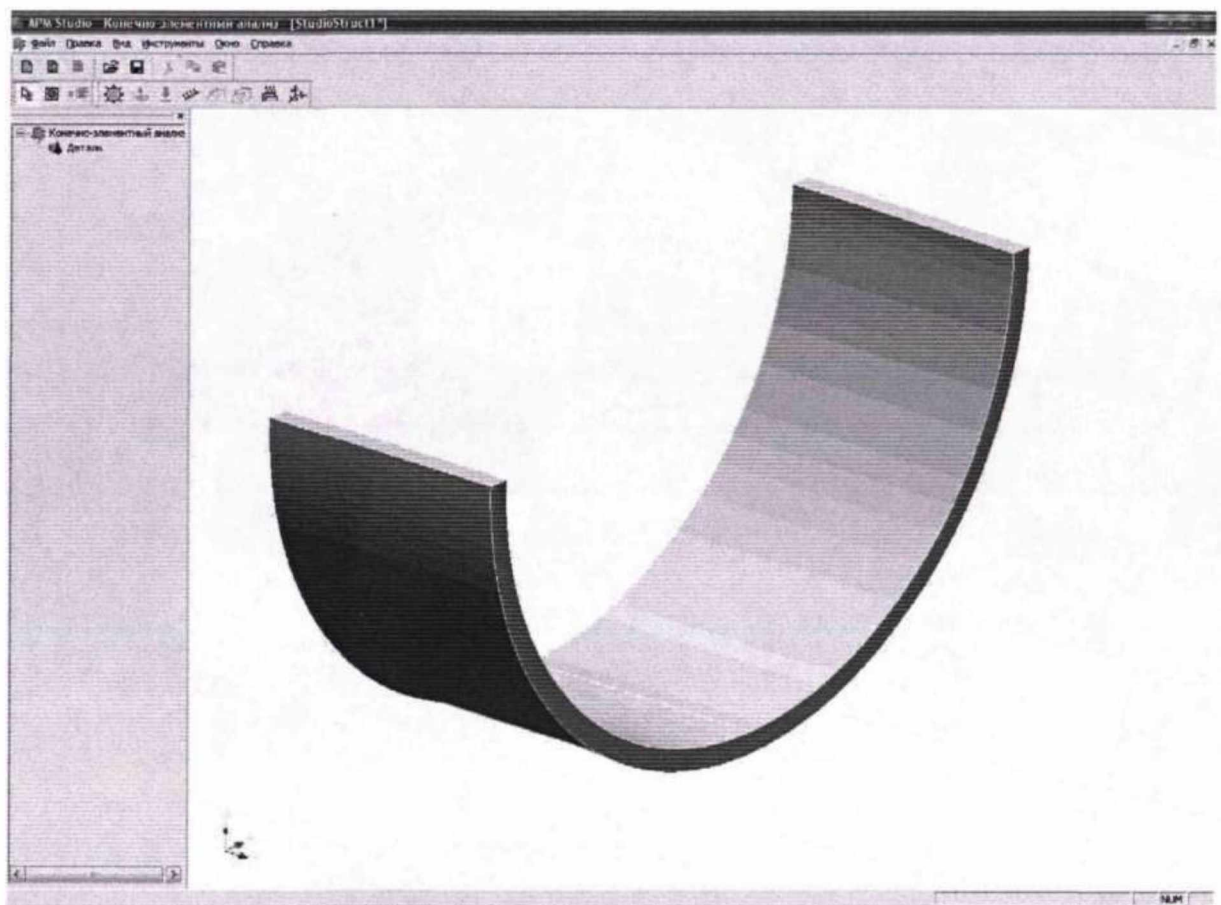


Рисунок 2.1. Тривимірна модель шатунного вкладиша

При імпорті STEP файлів приймається, що модель твердотільна, інакше результати моделювання не будуть достовірними. Для завдання параметрів теплового і напружено-деформованого стану вкладиша, необхідно: по-перше, в меню «APM Studio» вибрати пункт «Конечно-элементный анализ».

В даному режимі задаються наступні параметри:

1. Обмеження щодо переміщення вкладиша (рис.2.2): закріплення по двох осях – по крайніх гранях вкладиша і по торцях, (крім осі у напрямку осі колінчастого вала), робоча поверхня закріплюється тільки по осі колінчастого вала;

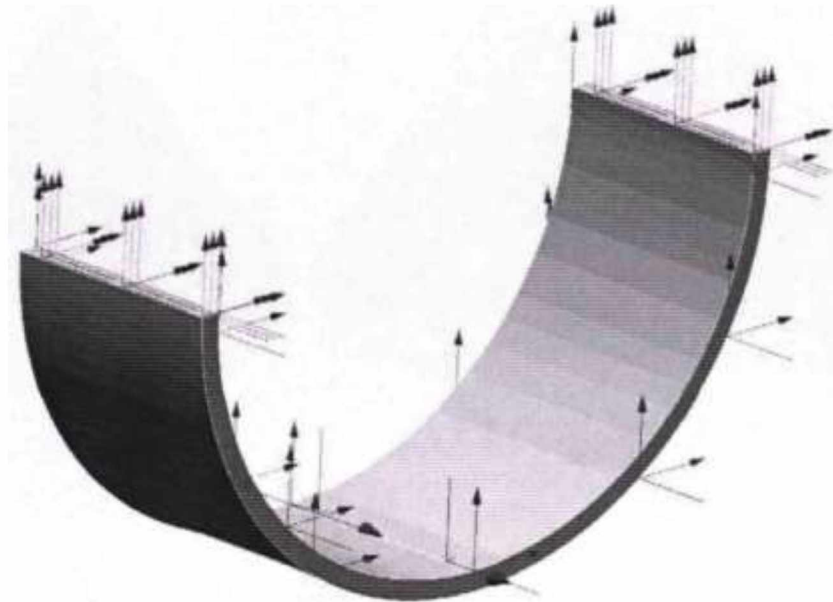


Рисунок 2.2. Закріплення вкладиша

2. Прикладаються навантаження: з торця радіальна розподілена сила R (рис. 2.3), в залежності від розпрямлення; на площину торця тиск T розраховується залежно від геометричних параметрів вкладиша;

3. Температурне навантаження (рис. 2.4) виникає від різниці температур на робочій поверхні і тильній стороні вкладиша, тобто на робочій стороні закладається 0°C , а на тильній стороні – температура з від’ємним значенням, наприклад, $T_{роб} = 135^{\circ}\text{C}$ і $T_{тил} = 85^{\circ}\text{C}$, отже, на тильній стороні – $\Delta t = -50^{\circ}\text{C}$.

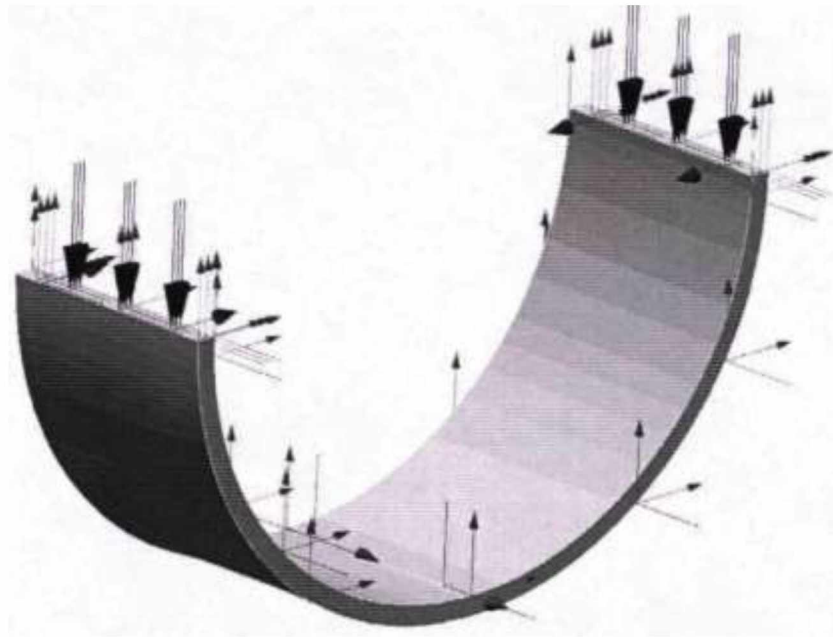


Рисунок 2.3. Монтажні навантаження і закріплення

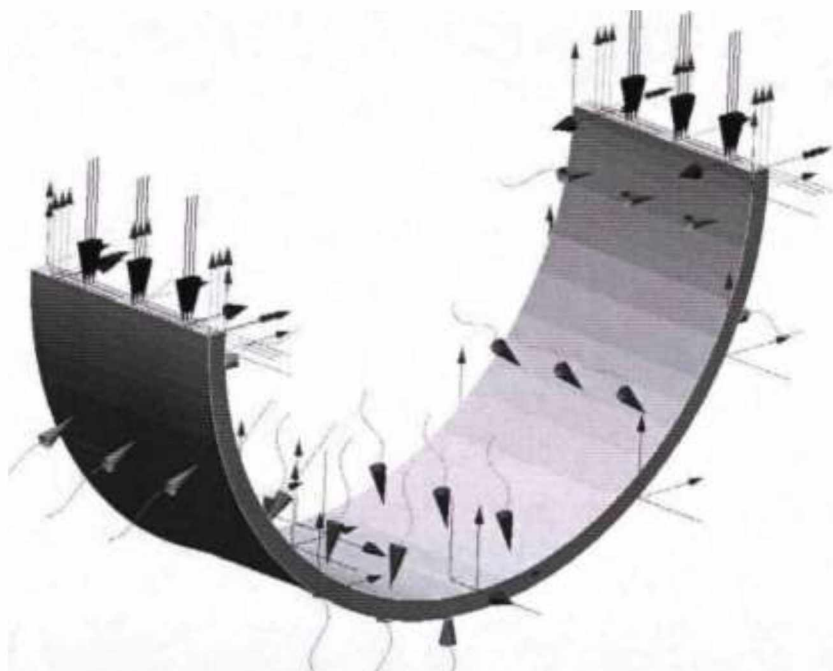


Рисунок 2.4. Температурні монтажні навантаження і закріплення

Наступним кроком, у вікні «Параметры разбиения» задається крок розбиття моделі на кінцево-елементну сітку, для більш точного розрахунку необхідно вибрати такий крок розбивки, щоб в перерізі містилося не менше 4 кінцевих елементів.

В результаті розрахунку моделі вкладиша виходить «Карта результатів» (рис. 2.5), в якій відображається як початковий стан моделі вкладиша (сіра сітка), так і стан моделі після докладання всіх діючих на вкладиш навантажень і розрахунку його деформацій (деформована модель).

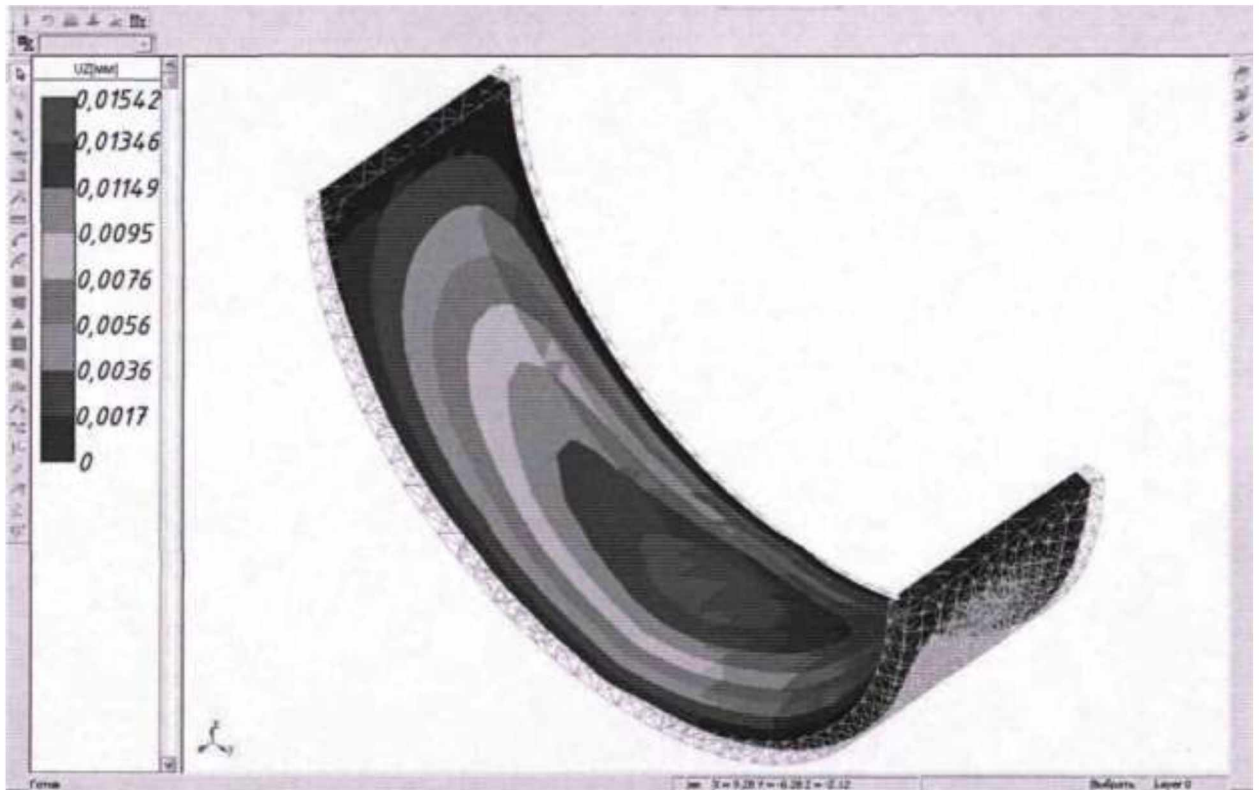


Рисунок 2.5. Вікно «Карта результатів»

Як можна побачити на рис. 2.5 з лівого боку вікна «Карти результатів» розташована шкала переміщень (або напружень (задається в меню)) з колірним і цифровим позначенням. За представленою шкалою можна судити про величини переміщень (або напружень).

2.3. Методика вимірювання геометричних параметрів вкладиша

У процесі досліджень було відзначено зміну форми шатунних вкладишів двигуна КамАЗ-740: втрата натягу (виступи), прогин по твірній, зниження діаметра у вільному стані, натирання на робочій поверхні.

Статистичні експлуатаційні дані щодо зміни геометричної форми вкладишів отримують за результатами мікрометрування. Діаметр вкладиша у вільному стані вимірюється мікрометром МК-100 ГОСТ 6507-80 (точність 0,01 мм) і потім визначається відхилення від мінімального розміру за кресленням. Площа натирання на робочій поверхні визначається за допомогою прозорого шаблона з оргскла з нанесеною на ньому сіткою 2х2 мм у відсотках від загальної площі робочої поверхні вкладиша (рис.2.6). Прогин вкладиша вимірюється індикаторним глибиноміром з індикатором МиГ-1 (рис. 2.7). Налаштування індикатора на нуль проводиться за зразком, виконаним у вигляді циліндра діаметром 45 мм. При вимірі вкладиша глибиномір встановлюється по осі симетрії вкладиша з тильного боку і погойдуванням в одну і іншу сторону визначається крайнє положення стрілки. В крайньому положенні стрілка індикатора показує величину прогину вкладиша.

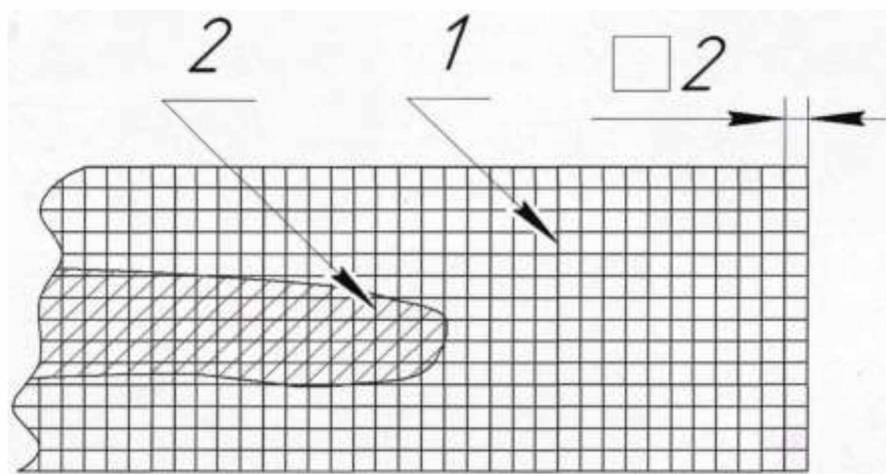


Рисунок 2.6. Схема визначення площі натирання на робочій поверхні вкладиша за допомогою сітчастого шаблону: 1 — сітчастий шаблон; 2 — ділянка натирання

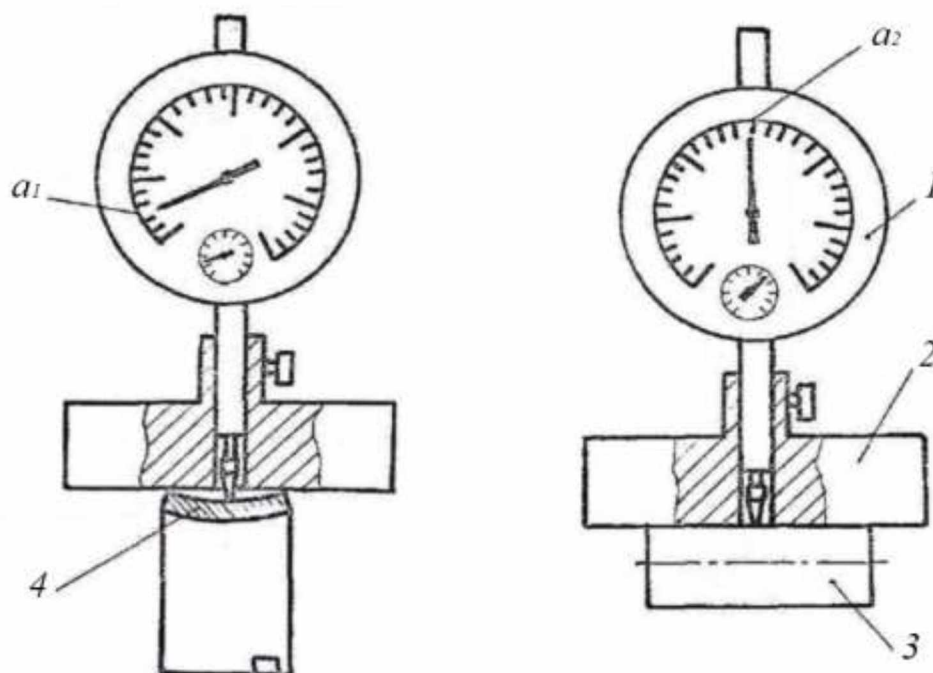


Рисунок 2.7. Схема вимірювання прогину вкладиша: 1 – індикатор; 2 – підстава глибиноміра; 3 – циліндр; 4 – вкладиш

В аналітичному дослідженні використані результати вимірювань виступів вкладишів, так як виступи визначають натяг вкладишів в складеному стані і радіальний тиск вкладиша на пастіль. Контроль величини виступу вкладиша на відповідність вимогам креслення проводиться в пристосуванні при прикладанні до стику навантаження 6,1 кН.

Висновки

1. Приведена методика проведення досліджень за допомогою комп'ютерних програм.
2. Запропонована методика моделювання деформації вкладиша, що дозволяє реалізацію комп'ютерного моделювання деформації шатунних підшипників. Була розроблена схема навантаження моделі вкладиша. На підставі схеми навантаження були проведені розрахунки.
3. Приведено методику вимірювання геометричних параметрів вкладиша з відзначенням зміни форми шатунних вкладишів двигуна КамАЗ.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Розрахунково-аналітичне дослідження зміни напружено-деформованого стану шатунного вкладиша

Основою опису процесу розвитку повертання шатунного підшипника є схема навантаження і обумовлений нею напружено-деформований стан (рис. 3.1, 3.2). Сумарне зусилля на торець вкладиша при монтажі становить [24]

$$T_{\Sigma} = T_K + T_B + T_Y, \quad (3.1)$$

де T_K – зусилля на стик вкладиша, що створюється при навантаженні контрольним зусиллям, T_B – зусилля при затягуванні в постілі на величину виступу, T_Y – зусилля від збільшення діаметра постілі при затягуванні вкладишів. З розрахунків, які наведені нижче, отримано, що $T_{\Sigma} = 11,13$ кН.

$$T_B = C_C \cdot t = 6,1 \text{ кН}. \quad (3.2)$$

де $C_C = 61$ кН/мм жорсткість вкладиша, визначена в лабораторних умовах, $t = 0,1$ мм – середня величина виступу вкладишів під контрольним навантаженням.

$$T_Y = C_C \cdot e_{ш} \cdot l = 1,07 \text{ кН}, \quad (3.3)$$

де $e_{ш} = 0,13 \cdot 10^{-3}$ – відносне подовження шатуна; $l = 135$ мм – довжина вкладиша; $C_C = 61$ кН/мм – жорсткість.

Середні напруження стиснення від монтажу в поперечному перерізі вкладиша:

$$\bar{\sigma}_{ст} = \frac{T_{\Sigma}}{b \cdot S} = 159 \text{ МПа}, \quad (3.4)$$

де $b = 2$ мм – ширина вкладиша; $S = 2,5$ мм – товщина вкладиша.

При установці вкладиша в шатун розмір його діаметра в вільному стані зменшується до діаметра розточки в нижній головці шатуна, що призводить до появи бічної сили R і напруження вигину в поперечному перерізі вкладиша. Максимальні напруження виникають по осі симетрії вкладиша на внутрішній (робочій) поверхні [25,26].

$$\sigma_{II} = \frac{R \cdot r}{W}, \quad (3.5)$$

де R – бічна сила, яку необхідно прикласти до вкладиша для зменшення розміру його діаметра в вільному стані до діаметра постілі, r – радіус вкладиша ($r = 42,5$ мм), $W = \frac{2 \cdot J}{S}$ – момент опору на вигин, $J = \frac{b \cdot S^3}{12}$ – момент інерції перерізу вкладиша.

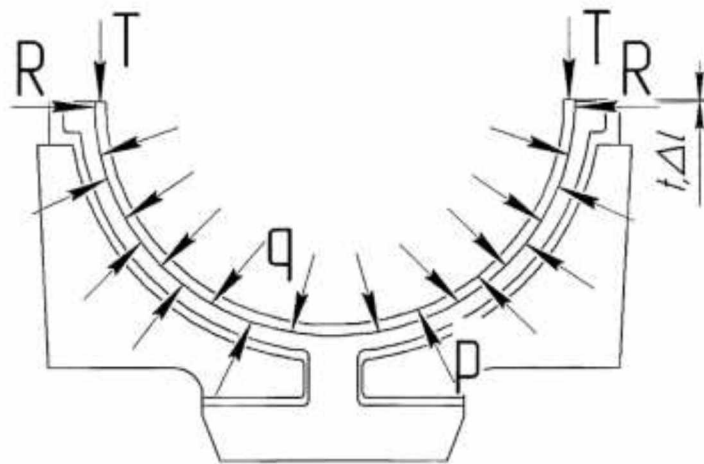


Рисунок 3.1. Схема для розрахунку посадки вкладиша в шатун: T – торцеве зусилля; R – радіальне зусилля від розпрямлення; q – тиск вкладиша на постіль; p – тиск відриву вкладиша від постелі; t – величина виступу; Δl – розрахункове подовження вкладиша

Використовуючи геометричні параметри вкладиша і параметр жорсткості вкладиша на вигин при середньому значенні розпрямлення $\delta = 0,05$ мм згинальні напруження в перетині вкладиша становлять $\bar{\sigma}_{II} = 7,65$ МПа. У внутрішніх шарах вкладиша при вигині з'являються напруження стиснення, а в зовнішніх – розтягування. Середня величина

сумарних напружень на внутрішній поверхні становить $\bar{\sigma}_\Sigma = 166,7$ МПа. З урахуванням того, що параметри вкладиша – виступ t і розпрямлення S можуть відрізнятися від середніх значень в більшу чи меншу сторону, а також з урахуванням допуску по ширині вкладиша $b = 28^{+0,28}$ [27] і товщини, напруження стиснення і вигину в сталевий основі вкладиша можуть набувати значень в інтервалі від мінімальних до максимальних: $\bar{\sigma}_{cm} = 146...179$ МПа, $\bar{\sigma}_H = \pm 3,8...12,2$ МПа.

На рис. 3.2 наведені епюри сумарних напружень в поперечному перерізі вкладиша. Різниця між сумарними максимальними напруженнями стиску і межею текучості на стиск – 33,4 МПа. Оскільки в процесі роботи двигуна виникають теплові напруження у вкладиші, то можливе перевищення межі текучості і накопичення залишкових деформацій. Розглянемо вплив інтенсифікують факторів.

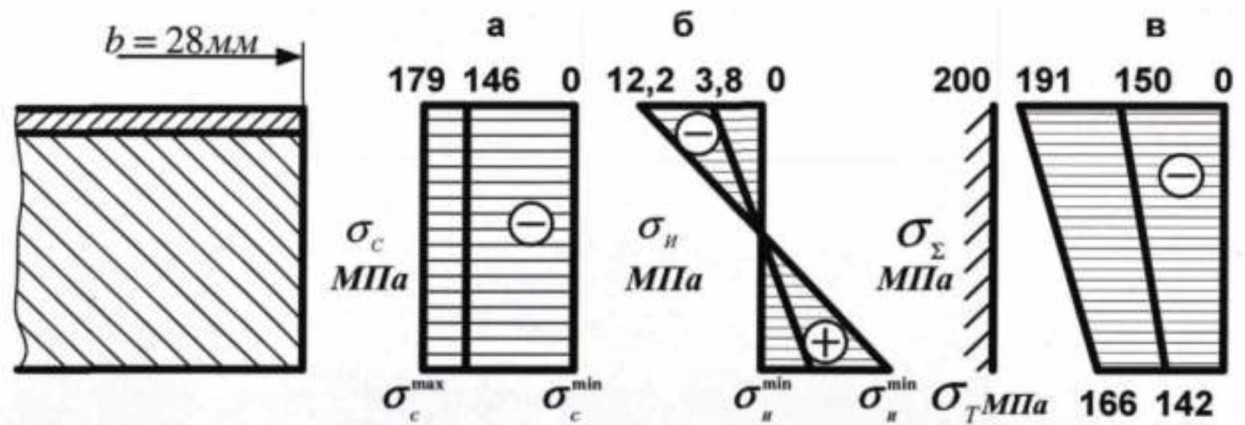


Рисунок 3.2. Епюри монтажних напружень в поперечному перерізі вкладиша: а – від натягу вкладиша; б – від зниження діаметра; в – сумарні

При роботі двигуна виникає додаткове зусилля на вкладиш від тиску в системі мащення, додаткові навантаження від якого за результатами розрахунків не перевищують 2,5%. Тому в подальшому їх не враховували. Можливі два види перепадів температур в шатунному підшипнику: 1. внутрішнього t_1 і зовнішнього t_2 шарів вкладиша Δt_1 (перепад по товщині вкладиша); 2. між вкладишами t_3 і тілом шатуна t_4 (Δt_2).

Частина теплоти, що виділилася в підшипнику, відводиться в шатун. Згідно із законом Фур'є [28] перепад температур на плоскій стінці завтовшки S залежить від теплового потоку Q (кількості теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю площі)

$$\Delta t_1 = \frac{\kappa \cdot Q \cdot S}{\lambda}, \quad (3.6)$$

де κ – коефіцієнт, що враховує відведення теплоти через вкладиш; λ – коефіцієнт теплопровідності системи вкладиш-шатун. Величини κ і λ визначаються експериментально [28]. Температура робочої поверхні вкладишів при експлуатації двигунів знаходиться в межах 101...126°C (в середньому 113,5°C) [29], температура шатуна при цьому дорівнює температурі масла, яка в експлуатації підтримується 93...97°C (в середньому 95°C) [29]. З огляду на це середній перепад температур між внутрішньою і зовнішньою стінками вкладиша $\Delta t_1 = 3^\circ\text{C}$, а перепад температур між серединою вкладиша і шатуном $\Delta t_2 = 13^\circ\text{C}$. Більш нагріті внутрішні шари вкладиша прагнуть подовжитися на величину Δl по колу і величину Δb по ширині вкладиша:

$$\Delta l = l \cdot \alpha \cdot \Delta t_1, \quad (3.7)$$

$$\Delta b = b \cdot \alpha \cdot \Delta t_1, \quad (3.8)$$

де α – температурний коефіцієнт розширення ($\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ [29]).

Оскільки подовженню вкладиша по колу перешкоджає спряжений вкладиш, то в ньому виникають додаткові напруження стиснення:

$$\sigma_{\Delta t_1} = \alpha \cdot \Delta t_1 \cdot E = 7,2 \text{ МПа}, \quad (3.9)$$

де E – модуль пружності. Під дією перепаду температур середини вкладиша і шатуна Δt_2 вкладиш прагне подовжитися, і в ньому з'являються додаткові напруження стиснення по всьому поперечному перерізу

$$\sigma_{\Delta t_2} = \alpha \cdot \Delta t_2 \cdot E = 31 \text{ МПа}. \quad (3.10)$$

Підраховані за середнім значенням сумарні напруження у внутрішніх шарах вкладиша при роботі двигуна досягають межі текучості, а за

максимальними – перевищують межу текучості, що призводить до залишкових деформацій цих шарів (рис. 3.3).

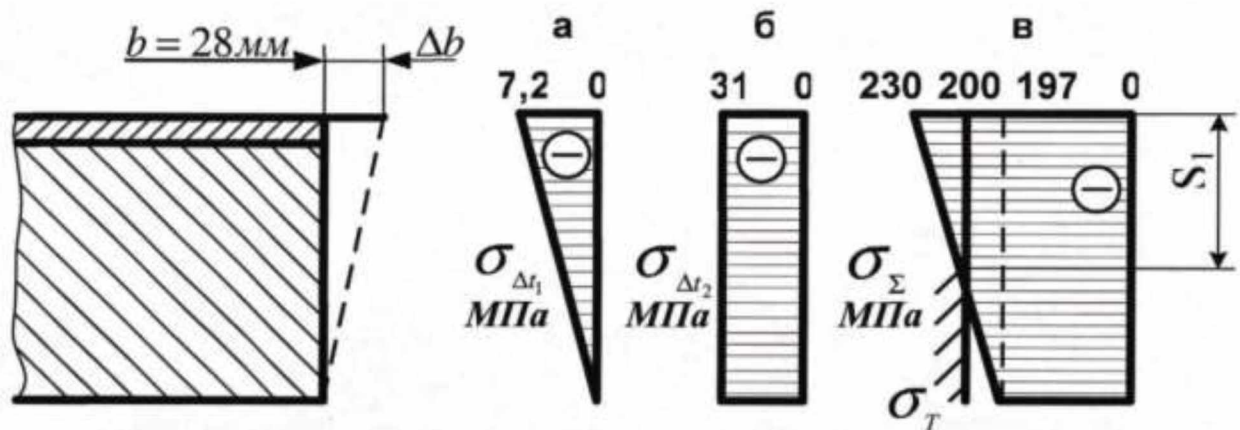


Рисунок 3.3. Епюри напружень у вкладиші від перепадів температур (а, б) і сумарні монтажні та теплові (в)

Так як деформація уздовж твірної (по ширині) вкладиша не обмежена, то її відносне подовження при двухосном напруженому стані складе [30]:

$$e_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - m \cdot \sigma_y), \quad (3.11)$$

де m – коефіцієнт Пуассона, для сталі $m = 0,3$ [30]. При відсутності опору вздовж котра утворює $\sigma_x = 0$. Визначимо відносне подовження (по ширині) внутрішнього шару щодо зовнішнього.

При різниці напружень в межах пружної області між внутрішньою та зовнішньою поверхнею $\Delta\sigma = 3$ МПа відносне подовження складе з виразу (3.10) $e_x = 3 \cdot 10^{-6}$. Внутрішні шари подовжуються в порівнянні з зовнішніми на величину $\Delta b' = e_x \cdot b = 0,000126$ мм. Крім того, відбувається подовження внутрішніх шарів щодо зовнішніх від дії перепаду температур Δt_1 по товщині, з виразу (3.8) воно складе $\Delta b'' = 0,001$ мм. Таким чином, сумарне подовження внутрішніх шарів щодо зовнішніх складе $\Delta b = \Delta b' + \Delta b'' = 0,0011$ мм. Визначимо при цьому прогин вкладиша через радіус кривизни в поперечному напрямку вкладиша (рис. 3.4).

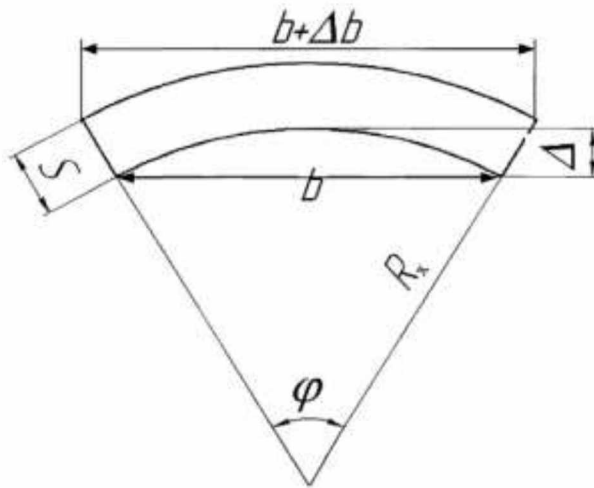


Рисунок 3.4. Схема поперечної деформації вкладиша

Для кута φ справедливе співвідношення $\varphi = \frac{b}{R} = \frac{b + \Delta b}{R + S}$, після перетворень отримаємо:

$$R_x = \frac{b \cdot S}{\Delta b} = 60864,2 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

З геометричних співвідношень визначимо прогин:

$$\Delta = R_x - \sqrt{R_x^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} = 0,016 \text{ мм.} \quad (3.13)$$

Як видно, величина прогину вкладиша становить 20-25% від величини діаметрального зазору в шатунному підшипнику (70...128 мкм) [31]. Отже, при роботі двигуна підвищується ймовірність безпосереднього контактування середини вкладиша з шийкою вала.

Перевищення напружень у внутрішніх шарах сталеві основи по колу над межею текучості призводить до залишкових деформацій (вкорочення) цих шарів на деяку глибину і зниження в процесі роботи напружень до $\sigma_{кр} = 200$ МПа. Таким чином, напруження знижуються на величину $\Delta\sigma = 33,4$ МПа від середніх сумарних монтажних напружень. Величина укорочення поверхневих шарів:

$$\Delta l = \frac{\Delta\sigma}{E} \cdot l' = 0,021 \text{ мм,} \quad (3.14)$$

де l' – довжина півкола вкладиша ($l' = 125,5$ мм). Залишкові вкорочення набуває шар на глибину до $S' = 0,75$ мм. Цей шар через виникнення напружень суміжності буде викликати пружне стиснення решти основи вкладиша товщиною $S_2 = 1,75$ мм. Розглядаючи ці суміжні шари відповідно до закону Гука [31] можна визначити зниження довжини центральних волокон, яке представляє фактично зниження виступів вкладиша і дорівнює $\Delta l_{cp} = 0,03$ мм. Одночасно, через укорочення поверхневих шарів вкладиша з внутрішньої сторони (нерівномірності по товщині) уздовж окружності відбувається зниження діаметра вкладиша у вільному стані.

Такий зв'язок деформацій з напруженим станом і характеристика фізичних процесів, що протікають у вкладиші при його деформації.

Процес зміни напружено-деформованого стану вкладиша при роботі розділяється на три етапи [32] (рис. 3.5).

I етап припрацювання	II етап деформаційний	III етап критичний
Перевищення напружень над σ_m	Підвищення температури і теплових напружень	Перевищення моменту тертя в підшипнику над моментом в постілі
Зниження натягу	Зростання прогину	Підвищення напружень у фіксуючому виступі до σ_m
Нерівномірні деформації по товщині	Вирівнювання моментів тертя і підшипнику	Зрив фіксуючого виступу та провертання вкладиша
Зниження радіального тиску на постіль		
Утворення початкового прогину	Зникнення зазору	

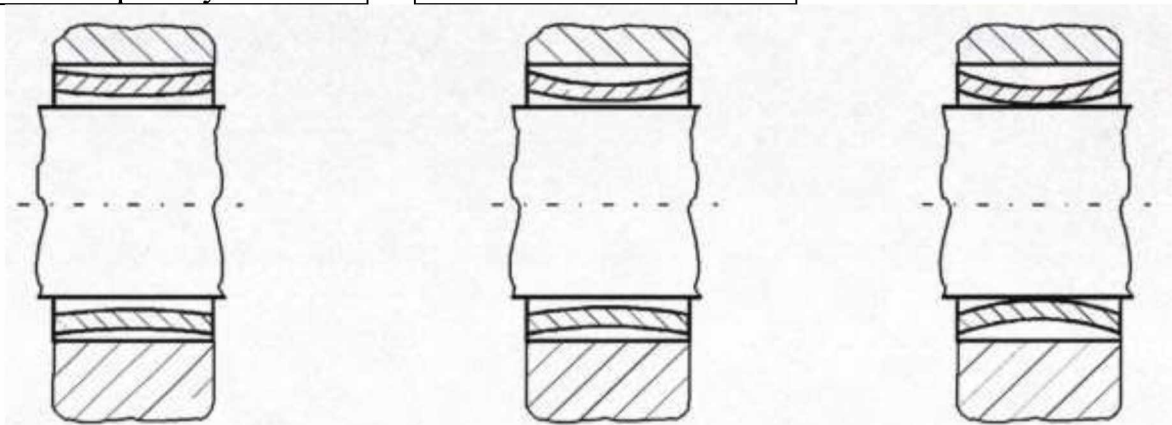


Рисунок 3.5. Схема розвитку процесу провертання шатунних вкладишів

Перший етап деформації закінчується утворенням первинного прогину. Як встановлено в процесі тривалих випробувань [32] тривалість його незначна і становить в середньому 200 годин. На даному етапі вкладиші будуть працювати зі зміненими параметрами та перебувати в стійкому стані, в подальшому у них параметри не змінюються і повертання не відбувається.

Якщо ж досягнуто умову відриву вкладиша від постілі, тобто тиск відриву більше або дорівнює загальному радіальному тиску, то настане другий етап – пластична деформація вкладиша. Протягом другого етапу відбувається подальше збільшення прогину до критичного стану, яке характеризується тим, що момент в підшипнику перевищує момент в контакті вкладиш-постіль. При утворенні первинного прогину вкладиш працює по шийці не всієї своєї площею, а опуклою частиною. Оскільки при цьому середня (опукла) частина вкладиша відірвана від постілі, то тепловідвід від цієї частини вкладиша погіршується, і відбувається її місцевий перегрів. В результаті цього утворюється градієнт температур по ширині вкладиша і відбуваються температурні деформації в середній частині вкладиша, що призводить до збільшення прогину по твірній. Збільшення прогину призводить до ще більшого наростання деформацій, і цей процес відбувається послідовно і необоротно до тих пір, поки момент тертя в підшипнику і в контакті постіль-вкладиш не зрівняються, після чого відбувається заключний третій етап – повертання шатунного підшипника [32].

Другий етап відбувається протягом тривалого проміжку часу, про що свідчать кавітаційні руйнування на шатуні і вкладишах, які виникають через попадання масла в зазор між вкладишем і шатуном при утворенні прогину і різкому видавлюванні масла з зазору при дії навантаження на вкладиш.

Третій етап – завершальний в процесі повертання вкладишів [32], коли вкладиш зрушився з посадки по постілі, то навантаження від моменту в підшипнику спочатку частково, а потім все в більшій мірі переходить на виступ, внаслідок того, що момент, який передається вкладишу M_{Π} не може

гаситися, роботою моменту в контактi M_K , так як величина переміщення вкладиша прагне до нуля. Напруження в матеріалі виступу поступово досягають межі текучості і відбувається зминання виступу. Після чого вкладиші, що затягуються шийкою, обертаються щодо шатуну, швидко зношуються, при роботі двигуна з'являється характерний стукіт: «починає стукати».

3.2. Аналітичні передумови зміни напружено-деформованого стану вкладишів

Одним із способів поліпшення напружено-деформованого стану вкладиша є використання запобіжних елементів. При цьому деформація запобіжного елемента знижує напруження в робочій частині вкладиша. Найпростішим конструктивним рішенням запобіжного елемента є фаска на стику. Схема навантаження звичайного вкладиша без запобіжних елементів (надалі запобіжників), наведена на рис. 3.1, показує, що при дії напружень стиску відбувається поперечна деформація. По осі y (по колу вкладиша) деформацій немає, так як їм перешкоджає спряжений вкладиш. Деформаціям в радіальному напрямку (z) з одного боку перешкоджає шатун або кришка, а з іншого боку на величину до радіального зазору нічого не перешкоджає. Немає перешкод також деформаціям уздовж твірної вкладишів (напрямок x). Таким чином, при чистому стисненні розміри перетину вкладиша будуть зростати відповідно до закону поперечної деформації (3.11) по двох осях: по твірній в дві сторони; по радіусу в сторону шийки колінчастого вала на величину до радіального зазору (рис. 3.6). При наявності напружень вигину від розпрямлення вкладиша і відмінності температур на його внутрішній і зовнішній стороні внутрішня сторона деформується більше, утворюючи прогин по твірній (рис. 3.7).

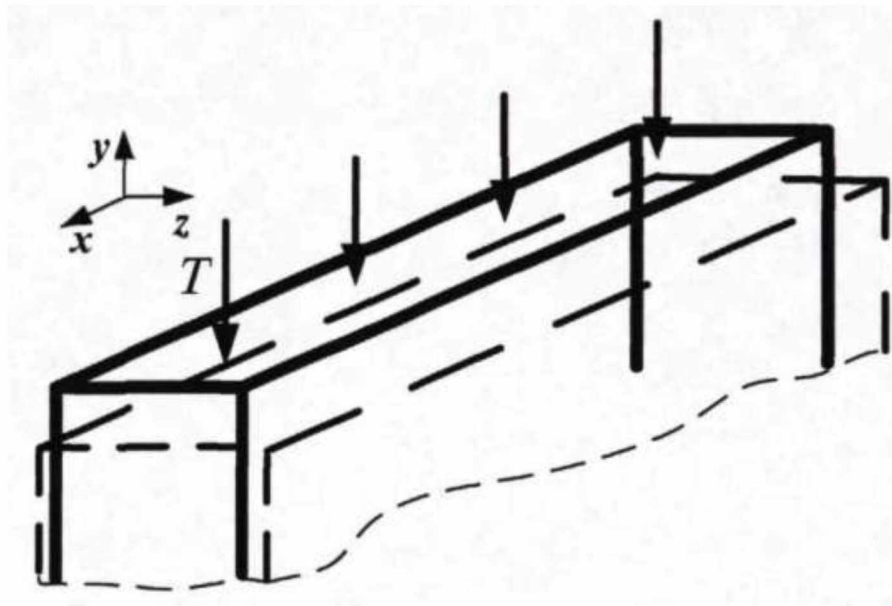


Рисунок 3.6. Схема поперечної деформації вкладиша при чистому стисненні: T – торцеве зусилля

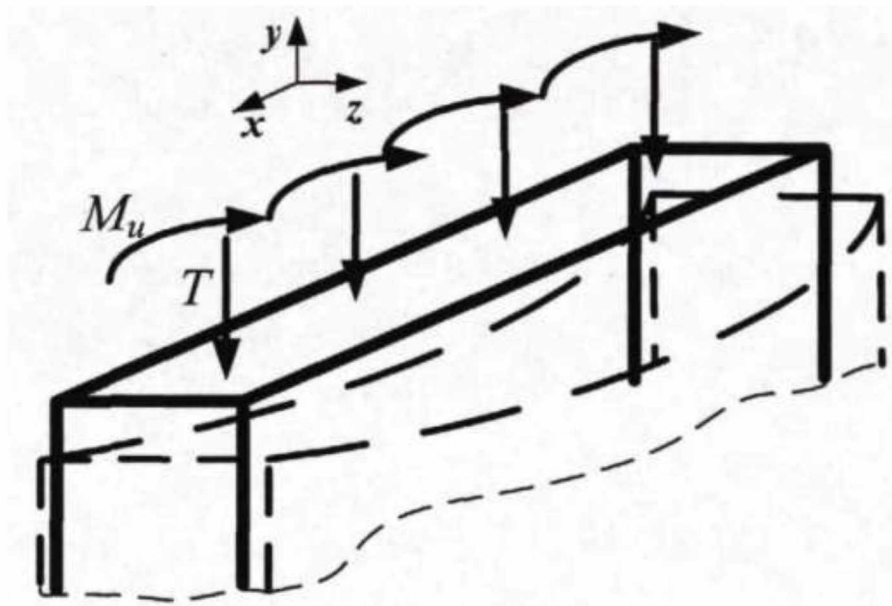


Рисунок 3.7. Схема поперечної деформації вкладиша при стисненні, вигині і нерівномірному нагріванні: T – торцеве зусилля; M_u – згинальний момент

Для зниження ймовірності перевищення межі текучості σ_m і утворення залишкового прогину вкладишів по твірній в роботах [22] розроблені і запатентовані запобіжники різних варіантів, один з яких наведено на рис. 3.8.

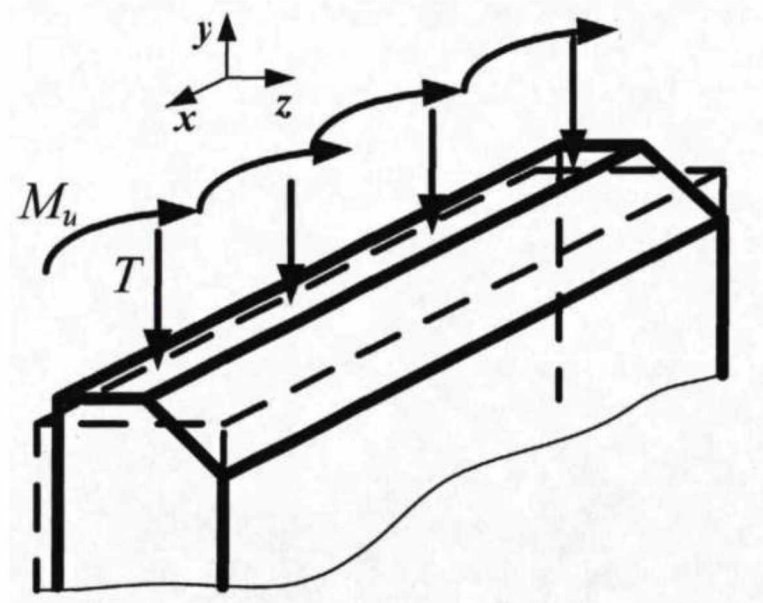


Рисунок 3.8. Запобіжник вкладиша у вигляді фаски на стику: T – торцеве зусилля; M_u – згинальний момент

В цьому випадку при перевищенні меж текучості залишкову деформацію мають в основному елементи фаски. При цьому можливості деформації по осі z (радіально) набагато більше, ніж радіальний зазор. В області пружних деформацій справедливий закон Гука [30]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (3.15)$$

де σ – напруга; ε – деформація; E – модуль пружності.

Звідси можна виразити деформацію з урахуванням геометричних параметрів вкладишів:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{E \cdot b \cdot c}, \quad (3.16)$$

де F – сумарна сила стиснення, діє вздовж по колу вкладиша (напрямок x); b – ширина вкладиша; c – товщина вкладиша.

З формули (3.16) бачимо, що навіть в межах пружності деформація обернено пропорційна товщині вкладиша або робочої поверхні його торця (рис. 3.9), а за межами пружних деформацій ці співвідношення порушуються, але залишається співвідношення пропорційності залишкових деформацій і діючих напружень, близьких і переважаючих межі текучості.

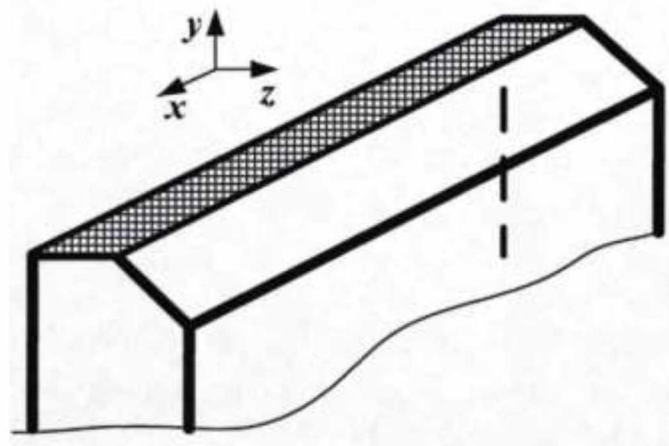


Рисунок 3.9. Робоча поверхня стику вкладиша

Стискаючі напруження на торці вкладиша досягають межі текучості, коли його поверхня становить не нижче 55-60% від товщини вкладиша. При відсутності запобіжної фаски сумарні напруження стиснення на внутрішній стороні середнього перетину вкладиша на 20-25% перевищують межу текучості (рис.3.3).

Таким чином, незважаючи на просте конструктивне і технологічне вирішення питання запобіжника вкладиша у вигляді фаски воно характеризується обмеженими можливостями. По-перше, основне своє призначення запобіжник виконує в основному в період припрацювання, (рис. 3.5), за межами якого істотно знижується виступ, а отже, і ефективність запобіжника. По-друге, такий запобіжник тільки знижує прогин вкладиша по твірній, а не усуває його зовсім в процесі експлуатації.

Наступним варіантом запобіжника є збільшення товщини вкладиша. Відомо, що ремонтний вкладиш для двигунів КамАЗ-740 товщий номінального на 1 мм або на 47%. Відповідно до формули (3.6) це знижує деформацію, а, отже, і напруження за формулою (3.15) на 28%. Крім того, підвищення товщини вкладиша збільшує його жорсткість і опір утворенню прогину по твірній. Однак велика товщина вкладиша сприяє більшому градієнту температур внутрішньої і зовнішньої поверхні вкладиша, що

підвищує прогин по твірній. В цілому це знижує ймовірність перевищення, межі текучості, але не виключає повертання вкладишів.

Оскільки максимальний прогин вкладиша по твірній спостерігається в його середині, то наступним варіантом запобіжника є механічне кріплення його до шатуна і до кришки шатуна. Таке закріплення за розрахунками відповідно до наведених формул повинно скоротити прогин в два рази. Однак картина прогину на кожній половині вкладиша залишається. Крім того, конструктивно-технологічне виконання цього закріплення утруднено.

Тому наступним варіантом запобіжника є розподіл послаблень перетину вкладиша (пазів) рівномірно по тильній стороні вкладиша. Така конструкція є більш гнучкою або пристосовується до підвищення напруги. Це аналогічно або панциру черепахи, або протектору автомобільної шини, або траками гусеничної машини, які мають значну міцність при хорошій еластичності. Розглянемо це докладніше аналітично.

У відповідності зі схемою навантаження вкладиша (рис. 3.1) еюра сумарних напружень по довжині вкладиша нерівномірна (рис. 3.10). Максимальні напруження спостерігаються в середині вкладиша (перетин А-А) на внутрішній стороні. Тут же повинні бути і максимальні деформації по осі y (уздовж вкладиша). Але оскільки їм перешкоджає спряжений вкладиш, то $\varepsilon_y = 0$ і з'являється поперечна деформація ε_x (рис. 3.10). Ця деформація також нерівномірна по товщині вкладиша. Максимум її доводиться на внутрішні шари, що і викликає появу прогину по твірній.

При відсутності запобіжників на внутрішніх шарах на глибині (рис. 3.11, а) напруження перевищують σ_m , і, отже, будуть залишкові деформації ε_y , так як $\varepsilon_x = 0$. При наявності запобіжного паза глибиною h_1 з тильного боку вкладиша (рис. 3.11, б) сумарні напруження зростають, що може збільшувати ε_y . Однак в цьому випадку з'являється третій напрямок деформації z (по радіусу). Деформація ε_z з'являється як всередині запобіжного паза, так і на робочій поверхні вкладиша (рис. 3.11, б). При $\sigma_\Sigma > \sigma_m$ ця деформація буде остаточною.

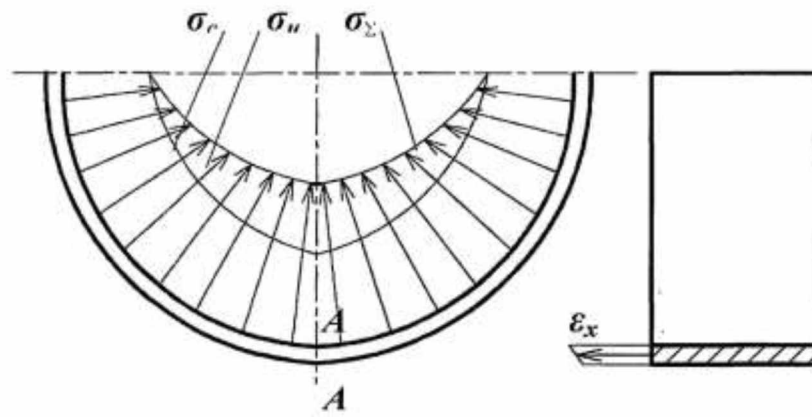


Рисунок 3.10. Епюри напружень стиску – σ_c , вигину – σ_u , і сумарних напружень – σ_Σ по довжині вкладиша

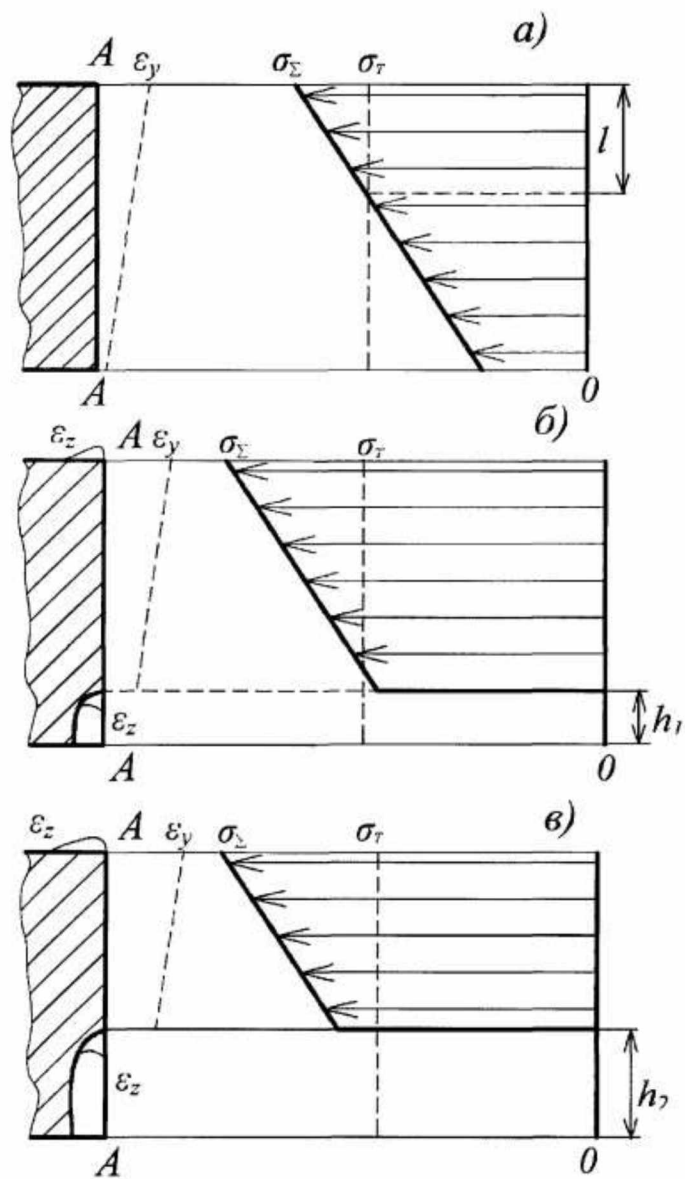


Рисунок 3.11. Епюри сумарних напружень і деформацій в перерізі А-А при відсутності запобіжника – а), при малій – б), великій – в) глибині запобіжника

Зі збільшенням величини запобіжного паза до h_2 (рис. 3.11, в) сумарні напруження зростають, що відповідно підвищить і ε_y і ε_z . При підвищенні числа таких запобіжних пазів сумарні напруження в кожному пропорційно знижуються (рис. 3.12), що знижує ймовірність перевищення σ_m і появи залишкових деформацій.

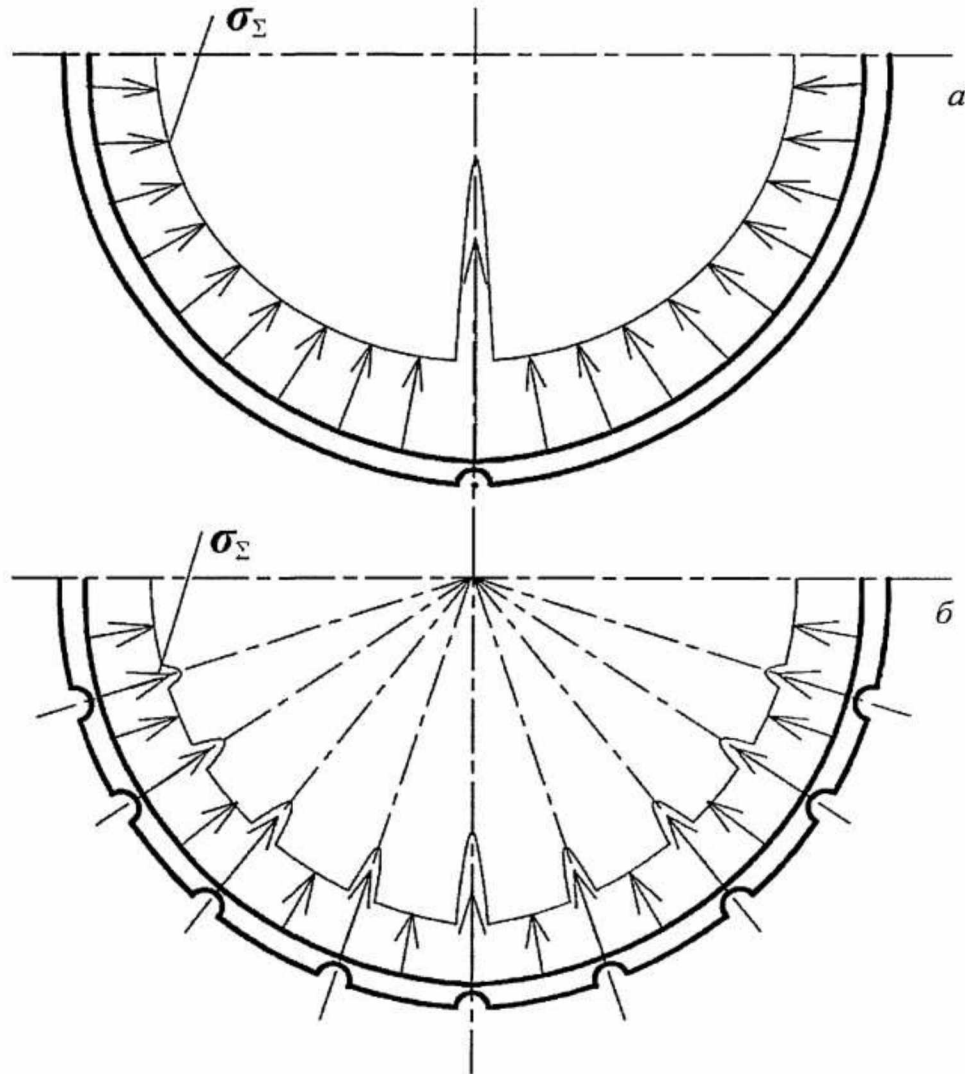


Рисунок 3.12. Епюра сумарних напружень по довжині вкладиша з одним (а) і з декількома (б) запобіжниками у вигляді пазів

Співвідношення деформацій ε_y і ε_z залежить від розмірів вкладиша (ширина, товщина). Поперечні запобіжні пази знижують залишкові деформації ε_y за рахунок залишкових деформацій ε_z , однак, ймовірність прояву прогину (в тому числі і залишкового) не зникає. Для зниження ймовірності виникнення залишкового прогину доцільно виготовити

поздовжні запобіжні пази (рис. 3.13, б) по всій довжині вкладиша з тильного боку. У звичайному вкладиші спостерігається нерівномірність теплових напружень σ_m по ширині (рис. 3.13, а), що сприяє збільшенню прогину Δ . При наявності поздовжніх запобіжних пазів (рис. 3.13, б) деформація ε_x скорочується за рахунок збільшення деформації ε_z . Частина цієї деформації з'являється в пазах, частина на робочій поверхні вкладишів (рис. 3.13, б).

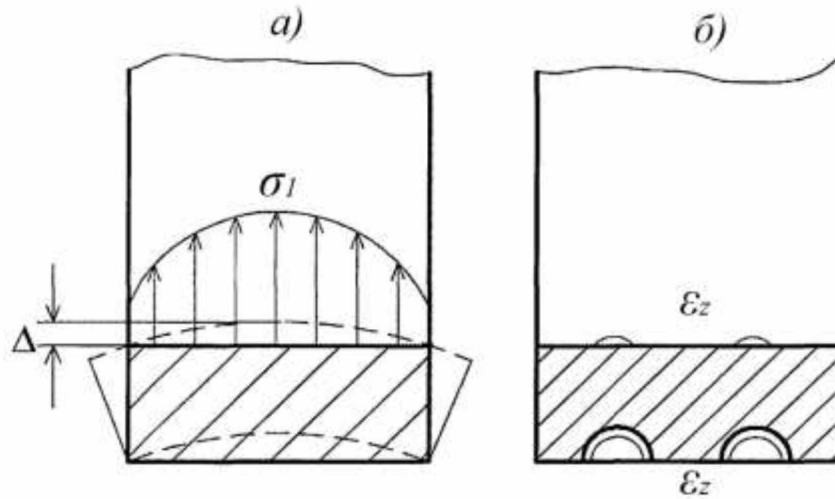


Рисунок 3.13. Епюра теплових напружень σ_m по ширині вкладиша і його деформація Δ без запобіжників – а); й деформація з поздовжніми запобіжниками – б)

Зі збільшенням числа поперечних запобіжних пазів внаслідок поздовжньої деформації сумарні напруження будуть знижуватися, що призведе до зниження деформацій вкладишів. Однак надмірне збільшення пазів ускладнює виготовлення вкладишів і веде до підвищення контактного тиску q_Σ в спряженні їх з голівками шатунів, що підвищує інтенсивність фретинг-зношування.

З урахуванням лінійного характеру епюр напружень по товщині вкладиша (рис.3.11) і закону Гука в межах пружних деформацій для деформацій ε_z можна записати лінійну залежність від числа запобіжних пазів N :

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{zo} - kN, \quad (3.17)$$

де ε_{zo} – деформація при відсутності запобіжних пазів ($N = 0$); k – коефіцієнт пропорційності (визначається розрахунково та експериментально).

Ця залежність носить стохастичний характер, тому визначати її параметри доцільно експериментально, а розрахунок деформацій при різному сполученні числа і глибини запобіжних пазів доцільно виконувати з використанням методу кінцевих елементів.

Як варіант усунення прогину шатунного вкладиша можна застосувати жорстку фіксацію підшипника в точці симетрії. Одним з безлічі варіантів закріплення є закріплення за допомогою гвинта рис 3.14. Також можливе застосування різного роду фіксаторів на клейовій основі.

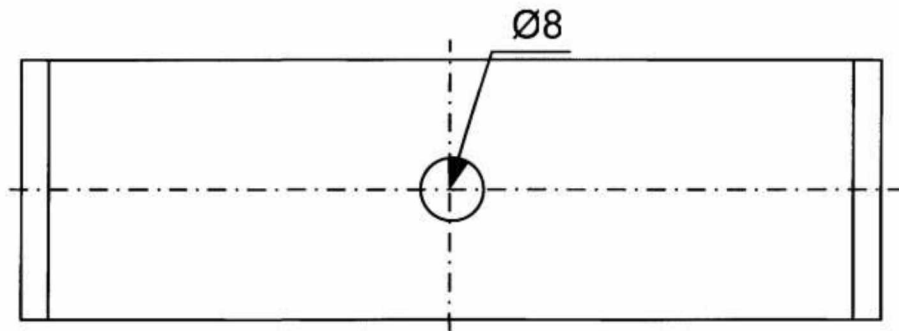
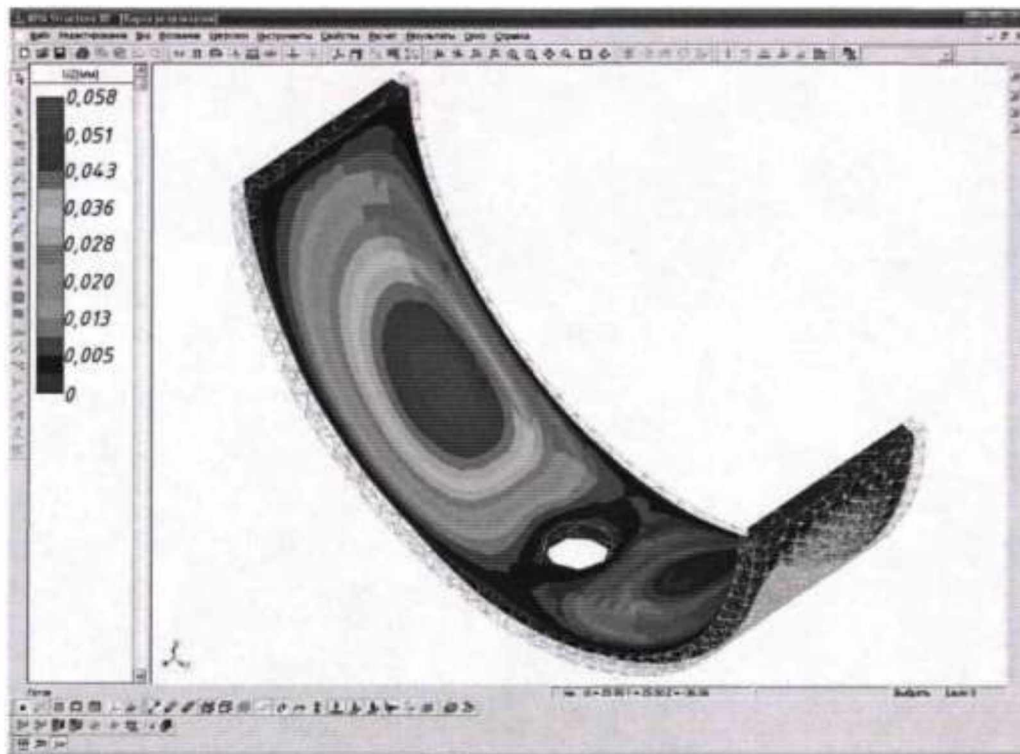


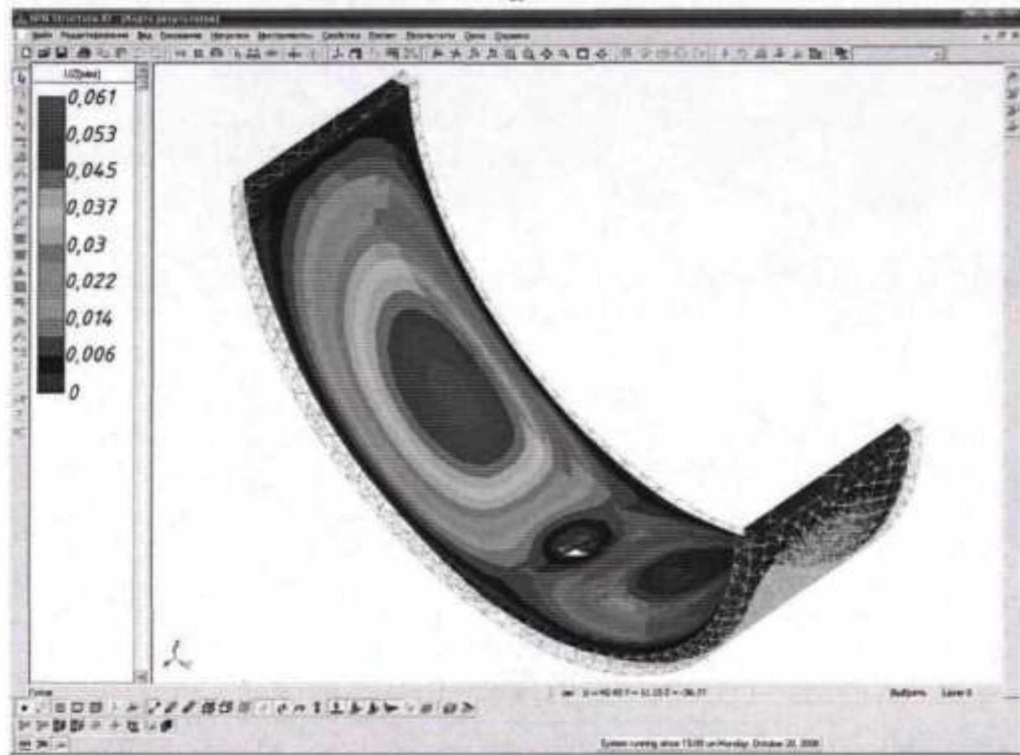
Рисунок 3.14. Ескіз вкладиша з отвором для фіксації

Розглянемо докладніше такий варіант. При звичайній установці вкладиша в постіль діаметр вкладиша перевищує відповідний розмір постелі, так як є необхідність натягу вкладиша в процесі складання шатуна. Це, в свою чергу, зумовлює появу напружень в зібраному підшипнику. Як відомо велике напруження в шатунному підшипнику викликають великі деформації (прогин) вкладиша. При жорсткій фіксації вкладиша доцільно зменшити його діаметр у вільному стані, тим самим, створивши умови для зниження монтажних напружень в зібраному вузлі, що в свою чергу, як і фіксація, буде служити передумовою для зменшення значень прогину вкладиша.

Для оптимального використання запропонованого способу стабілізації вкладиша необхідно правильно підібрати діаметр гвинта і форму його головки для виключення негативного впливу на масляний клин у вузлі.



а



б

Рисунок 3.15. Шатунні вкладиші з отворами: а) з діаметром 8 мм; б) з діаметром 4 мм

За результатами проведеного моделювання (рис. 3.15, 3.16) для фіксації вкладишів рекомендуємо використовувати гвинти з потайною головкою М8

ГОСТ 17475-80 (СТ СЭВ 2652-80), на кінці яких перед складанням наноситься крапля клею-фіксатора. Після установки вкладиша з гвинтом в кришку шатуна на головку гвинта нанести швидкотвердіючу смолу і силіконовим шпателем прибрати надлишки смоли для виключення негативного впливу на масляний клин в результаті зміни гладкої поверхні вкладиша.

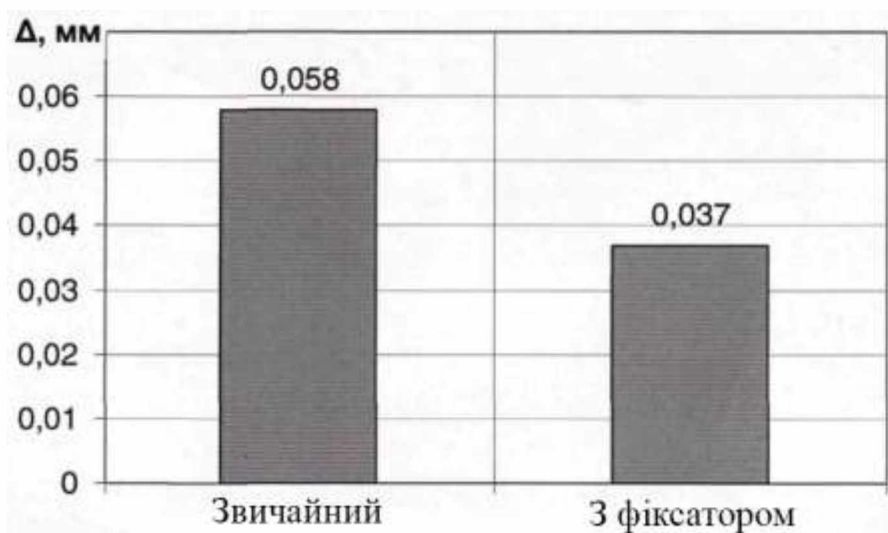


Рисунок 3.16 Зміна значень прогину після застосування фіксатора (гвинта) за результатами комп'ютерного моделювання

3.3. Аналіз результатів досліджень при фіксації вкладишів в точці максимального прогину

Для проведення порівняльних випробувань були відібрані 4 вкладиша з величинами виступів близьких до верхньої межі відхилення за кресленням. Вибрані вкладиші встановлювалися в більш навантажені і схильні до прогину циліндри (6, 4, 5, 3), тобто перебували у свідомо гірших умовах порівняно зі звичайними вкладишами, встановленими в інші циліндри двигуна. Результати досліджень наведені в табл. 3.1 і на рис. 3.17, 3.18.

Таблиця 3.1 – Результати порівняльних випробувань двигуна КамАЗ 740.3.10 з вкладишами, зафіксованими ГВИНТОМ

N п/п	№ циліндра	До випробувань						Після випробувань						
		$D_{св}$, мм	$t_в$, мм	Δ , мм	S , мм	$T_{сум}$, кН	$\sigma_{сум}$, МПа	Δ , мм	$t_в$, мм	$\Delta t_в$, мм	$D_{св}$, мм	δ , мм	$T_{сум}$, кН	$\sigma_{сум}$, МПа
1	1Н	86,5	0,09	0	2,5	10,51	167,24	0,02	0,067	0,023	85,74	0,74	9,12	159,20
2	6В	86,5	0,09	0	2,5	10,51	167,24	0,02	0,057	0,033	85,66	0,66	8,51	149,91
3	6Н	86,5	0,104	0	2,5	11,37	179,44	0,04	0,057	0,047	85,79	0,79	8,51	151,22
4	1В	86,5	0,105	0	2,5	11,43	180,31	0,05	0,065	0,04	86,04	1,04	8,99	160,98
5	8В	86	0,084	0	2,5	10,15	156,84	0,02	0,051	0,033	85,4	0,4	8,15	141,19
6	5Н	86,5	0,1	0	2,5	11,12	175,95	0,02	0,079	0,021	85,63	0,63	9,85	168,79
7	5В	86,5	0,109	0	2,49	11,67	184,60	0,06	0,075	0,034	85,43	0,43	9,61	163,28
8	3Н	86,5	0,111	0	2,49	11,79	186,35	0,06	0,081	0,03	85,43	0,43	9,98	168,53
9	8Н	86,5	0,094	0	2,5	10,76	170,73	0,04	0,067	0,027	85,65	0,65	9,12	158,48
10	2В	86,5	0,097	0	2,5	10,94	173,34	0,02	0,054	0,043	85,62	0,62	8,33	146,86
11	4В	86,5	0,112	0	2,5	11,86	486,41	0,03	0,069	0,043	85,55	0,55	9,24	158,91
12	4Н	86,5	0,102	0	2,51	11,25	176,92	0,04	0,064	0,038	85,55	0,55	8,94	153,99
13	7В	86,5	0,094	0	2,5	10,76	170,73	0,03	0,058	0,036	86,01	1,01	8,57	154,73
14	2Н	86,5	0,087	0	2,5	10,33	164,63	0,05	0,053	0,034	85,65	0,65	8,27	146,28
15	3В	86	0,111	0	2,5	11,80	180,37	0,04	0,071	0,04	85,65	0,65	9,36	161,96
16	7Н	86	0,096	0	2,49	10,89	168,02	0,01	0,065	0,031	85,82	0,82	9,00	158,93

В – верхній вкладиш; Н – нижній вкладиш

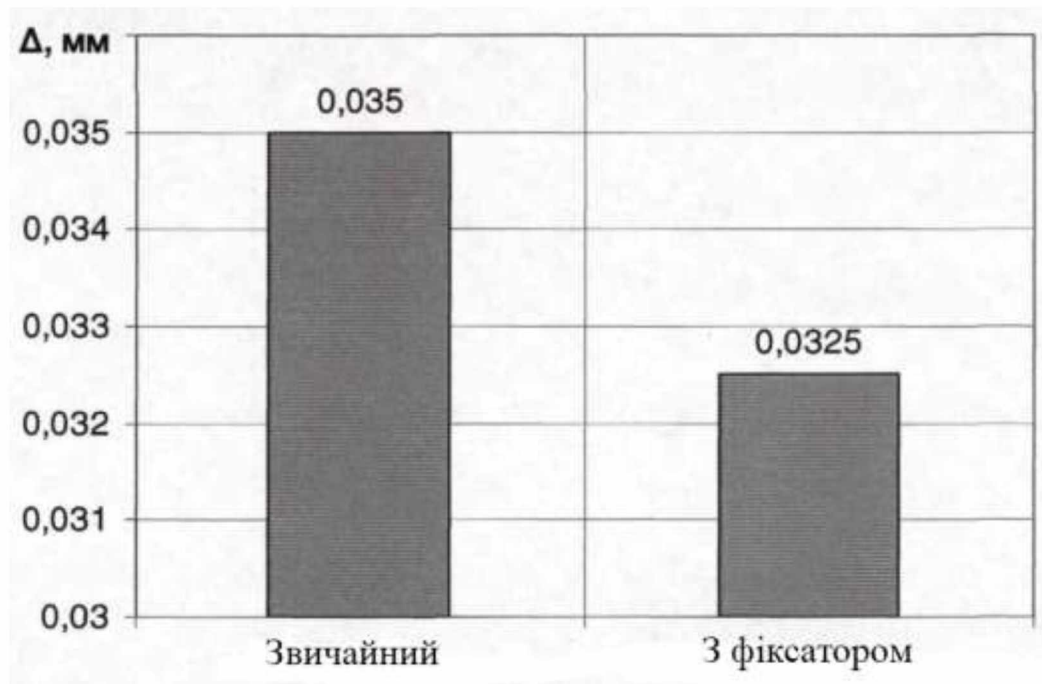


Рисунок 3.17. Зміна середніх величин прогину при застосуванні фіксації за результатами стендових досліджень

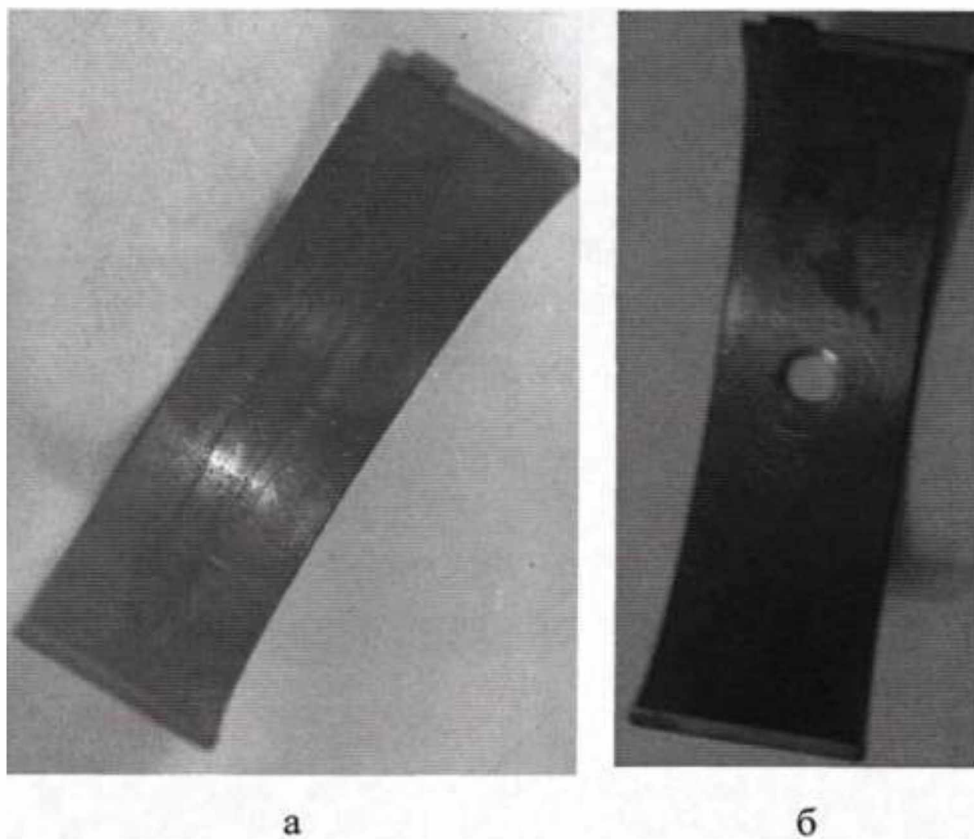


Рисунок 3.18. Зовнішній вигляд вкладишів після порівняльних випробувань: а) вкладиш з характерним слідом натирання в середній частині; б) вкладиш з отвором без характерного сліду

Як видно з даних табл. 3.1, отриманих після порівняльних випробувань, значення прогину спостерігаються у всіх вкладишів. Але за відсутністю характерного сліду на чотирьох вкладишах з отворами можна зробити висновок про те, що вкладиші, які були жорстко закріплені в постілі, не мали деформації в процесі роботи двигуна, в свою чергу, незакріплені вкладиші мали характерний слід натирання в середній частині (рис. 3.18).

Висновки

1. Напружено-деформований стан вкладиша визначається його розмірами, умовами монтажу та умовами роботи. Розрахунками встановлено, що монтажні напруження на внутрішніх шарах в середині вкладиша менші межі текучості (200 МПа) в середньому на 33,4 МПа. З урахуванням робочих теплових напружень максимальні сумарні напруження перевищують межі текучості на 30 МПа, що обумовлює залишкові деформації та забезпечення заданого коефіцієнта локальної інтенсивності зношування.

2. Знижувати напружено-деформований стан вкладиша в процесі експлуатації можна конструктивно-технологічним і експлуатаційно-ремонтними шляхами: поліпшення процесу подачі масла до підшипників та його діагностуванням; збільшенням товщини вкладишів; закріпленням середньої найбільш деформованої частини вкладиша; використанням запобіжників різних варіантів.

3. Збільшення товщини вкладишів на 20% (до 3,0 мм) знижує середнє значення прогину на 20%. Застосування фіксатора зменшує середній прогин вкладиша на 7%.

РОЗДІЛ 4

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ РОЗРОБОК

4.1. Екологічна експертиза розробок

Екологічна експертиза в Україні – вид науково-практичної діяльності спеціально уповноважених державних органів, еколого-експертних формувань та об'єднань громадян, що ґрунтується на міжгалузевому екологічному дослідженні, аналізі та оцінці передпроектних, проектних та інших матеріалів чи об'єктів, реалізація і дія яких може негативно впливати або впливає на стан навколишнього природного середовища та здоров'я людей, і спрямована на підготовку висновків про відповідність запланованої чи здійснюваної діяльності нормам і вимогам законодавства про охорону навколишнього природного середовища, раціональне використання й відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки.

Метою екологічної експертизи є запобігання негативному впливу антропогенної діяльності на стан навколишнього природного середовища та здоров'я людей, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях і об'єктах.

Об'єкти, суб'єкти, види екологічної експертизи висвітленні у законі України «Про екологічну експертизу» (9.02.1995р.).

Екологічна експертиза може бути державна, громадська та інша.

Державна екологічна експертиза проводиться експертними підрозділами чи спеціально створюваними комісіями спеціально уповноваженого центрального органу виконавчої влади з питань екології та природних ресурсів та його органів на місцях на основі принципів законності, наукової обґрунтованості, комплексності, незалежності, гласності та довгострокового прогнозування.

Для участі в проведенні державної екологічної експертизи можуть залучатися відповідні органи державного управління України, представники науково-дослідних, проектно-конструкторських, інших установ та організацій, вищих навчальних закладів, громадськості, експерти міжнародних організацій.

Висновок державної екологічної експертизи після затвердження спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади з питань екології та природних ресурсів є обов'язковим для виконання.

Позитивний висновок державної екологічної експертизи є підставою для відкриття фінансування всіх програм і проектів.

Реалізація програм, проектів і рішень без позитивного висновку державної екологічної експертизи забороняється.

Громадська екологічна експертиза здійснюється незалежними групами спеціалістів з ініціативи громадських об'єднань, а також місцевих органів влади за рахунок їх власних коштів або на громадських засадах.

Громадська екологічна експертиза проводиться незалежно від державної екологічної експертизи.

Висновки громадської екологічної експертизи можуть враховуватися органами, які здійснюють державну екологічну експертизу, а також органами, що зацікавлені у реалізації проектних рішень або експлуатують відповідний об'єкт.

Інші екологічні експертизи можуть здійснюватися за ініціативою зацікавлених юридичних і фізичних осіб на договірній основі із спеціалізованими еколого-експертними органами і формуваннями.

Завданням екологічної експертизи є:

а) визначення екологічної безпеки господарювання та іншої діяльності, яка може нині або в майбутньому прямо або посередньо негативно вплинути на стан навколишнього середовища;

б) встановлення відповідності передпроектних, передпланових, проектних та інших рішень вимогам законодавства про охорону навколишнього середовища;

в) оцінка повноти й обґрунтованості передбачуваних заходів щодо охорони навколишнього природного середовища та здоров'я населення, яка здійснюється Міністерством екології та природних ресурсів України разом із Міністерством охорони здоров'я України.

Об'єктом даної екологічної експертизи є досліджувана технологія підвищення безвідмовності підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння, зокрема двигунів КамАЗ-740, шляхом жорсткої фіксації шатунних вкладишів в постілі за допомогою потайних гвинтів через отвір виконаний в точці симетрії вкладиша.

При ремонті і відновленні деталей автотракторних двигунів основними факторами, що впливають на оточуюче середовище є:

- металевий пи́л, що утворюється при обробці деталей на токарних, шліфувальних, хонінгувальних верстатах;
- різноманітні хімічні речовини та їх розчини, що використовуються при відновленні деталей шляхом нанесення покриттів;
- ПММ та продукти їх згорання, що утворюються під час обкатки двигунів;
- шум та вібрація при роботі металообробних верстатів, обкатувальних стендів та ін.

Розроблено рекомендації щодо зниження деформацій шатунних вкладишів, що дозволяють значно збільшити ресурс як підшипників колінчастого валу, так і двигуна в цілому. Запропоновано проводити попереджувальну заміну вкладишів на основі їх технічного стану, що визначається при діагностуванні автомобіля і використовувати розроблені способи зниження деформацій. Збільшення товщини вкладишів на 20% (до 3,0 мм) знижує середнє значення прогину на 20%. Застосування фіксатора зменшує середній прогин вкладиша на 7%.

4.2. Охорона праці

Охорона праці в нашій країні охоплює заходи по подальшому полегшенні умов праці на основі механізації важких і шкідливих виробничих процесів, широкому впровадженню сучасних засобів охорони праці, усуненню причин, що породжують травматизм і професійні захворювання робітників. Вона тісно пов'язана з умовами праці.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях в умовах сільського виробництва – важливе завдання, вирішення якого забезпечить нормальні умови праці працівниками сільського господарства. Це заходи по подальшому поліпшенню і оздоровленню умов праці, широкому впровадженню сучасних засобів безпеки, усуненню причин, що породжують травматизм, створенню на виробництві необхідних гігієнічних і санітарно-побутових умов.

Кожна людина і, безперечно, людина з вищою освітою повинна усвідомлювати важливість питань уникнення ризиків у житті та праці.

Україна в освітньому плані приєдналася до Європейської програми навчання з ризиків FORM-OSE. Безпека життя та праці сьогодні формується як наука, без якої людство приречене на значні втрати.

Умови праці – це складне об'єктивне суспільне явище, що формується в процесі трудової діяльності під впливом взаємопов'язаних факторів соціально-економічного характеру, які впливають на здоров'я, працездатність людини, на її відношення до праці та ступінь задоволення від неї, на ефективність праці та інші економічні результати виробництва. Вони характеризуються оціночними показниками мікроклімату, наявністю в робочій зоні шкідливих та небезпечних виробничих факторів, психофізичним та естетичними елементами діяльності працівників господарства.

Охорона життя та здоров'я громадян у процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці є одним з найважливіших

державних завдань. Успішне вирішення цього завдання значною мірою залежить від належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці.

З часу виникнення людської цивілізації кожна людина дбала про власну безпеку та безпеку своїх близьких так само, як і людству доводилось дбати про безпеку свого існування. Людська цивілізація досягає все більшої могутності, а проблема безпеки її існування стає все більш гострою. Актуальність проблеми охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях в світі значно зросла на початку третього тисячоліття. Сьогодні ця проблема стала пріоритетною для світової цивілізації.

Висновки щодо підвищення стану охорони праці

У розділі охорони праці магістерської роботи представлений аналіз загальних питань охорони праці, розглянуто основні шкідливі фактори, що виникають в під час технологічного процесу та їх вплив на організм людини, запропоновано заходи для забезпечення нормальних умов праці:

- 1) для забезпечення безпеки обладнання запропоновані захисні і огорожувальні пристрої;
- 2) для виключення ураження електричним струмом необхідно застосування заземлюючих пристроїв;
- 3) для захисту від небезпечних хімічних речовин – використання спеціального захисного одягу;
- 4) для зменшення запиленості – використання вентиляції, для зменшення шуму і вібрацій – звукоізолюючі засоби;

4.3. Техніко-економічне обґрунтування розробки

Проведені дослідження показують, що відмова настає задовго до виробітку ресурсу базових деталей двигуна КамАЗ-740. Мінімальний ресурс

двигуна КамАЗ-740, визначений у результаті спостереження в експлуатаційних умовах, становить 223 тис. км (до перешліфування колінчастого валу, фактично визначає необхідність виконання капітального ремонту). Це значно вище наробітку двигунів, що відправляються в ремонт – 125-153 тис. км [6, 7], 25% яких через провертання шатунних вкладишів.

Відносно низькі наробітки двигунів КамАЗ-740 до відправки в ремонт викликані високими напруженнями в сталевій основі шатунних вкладишів та усталеною системою поточних ремонтів в умовах АТП із заміною деталей, що знаходяться в граничному стані. В силу зазначених причин, при призначеному заводом-виробником ресурсі, (що дорівнює 300 тис. км до капітального ремонту, а для 3-ї категорії умов експлуатації становить 240 тис.км), двигун за вказаний період (240 тис. км) проходить фактично два капітальні ремонти. Це призводить до додаткових витрат на запасні частини, а також до втрати залишкового ресурсу базових частин. Двигунів, які виходять з ладу через провертання шатунних вкладишів, можна продовжити термін експлуатації до призначеного ресурсу (240 тис. км) за рахунок впровадження вкладишів з поліпшеною сталевною основою і/або своєчасному впливі на вкладиші в стані перевертання (наприклад, жорстка фіксація в постілі) в умовах АТП і виключити, таким чином, один проміжний капітальний ремонт.

Додатковий економічний ефект може бути отриманий від зниження простоїв автомобіля через відсутність двигунів, підвищення продуктивності автомобілів, зниження витрат на транспортування двигунів на ремонтні заводи, зменшення дорожніх відмов автомобілів через технічні причини.

Таким чином, впровадження і використання розроблених способів стабілізації геометричних параметрів шатунних вкладишів дозволяє знизити потік відмов і продовжити ресурс двигунів.

Проведені дослідження надійності та технічного стану шатунних вкладишів колінчастого валу дозволяють істотно скоротити витрати на підтримку працездатності двигунів КамАЗ-740 за рахунок підвищення

ступеня використання ресурсу основних деталей і скорочення числа раптових (аварійних) відмов, що дає значний економічний ефект.

Вихідними даними для оцінки економічного ефекту є результати експлуатаційних випробувань, за якими кількість відмов шатунних підшипників по експериментальним двигунів скоротилося на 20,8%. В цілому економічну оцінку можна дати по зниженню собівартості перевезень і підвищення продуктивності автомобілів за рахунок скорочення простоїв в ремонті.

В даний час частка витрат на технічне обслуговування і поточний ремонт в собівартості перевезень по автомобілям КамАЗ досягає 15% [42]. На двигун КамАЗ в середньому припадає 27,7% всіх відмов автомобіля [43]. Частка відмов двигунів через відмову вкладишів становить 25%. Відносне зниження собівартості перевезень визначається множенням цих часток, результати показані в табл. 4.2.

Аналогічним чином визначено також скорочення простоїв в ремонті за рахунок зниження числа відмов вкладишів. Частка простоїв автомобілів КамАЗ з причини відмов двигунів становить 38% [43], з яких 46% припадає на відмови, пов'язані з вкладишами. Результати розрахунків наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків річного економічного ефекту

Показники	Одиниця вимірювання	Величина
Прибуткова ставка	грн./км	8
Собівартість перевезень	грн./км	6
Середньорічний пробіг	тис. км	50
Середні простої в ТО та ПР	днів/тис. км	0,6
Частка затрат на ТО і ПР в собівартості перевезень	%	15
Частка двигунів у відмовах	%	27,7
Частка відмов вкладишів у відмовах двигунів	%	25
Відносне зниження кількості відмов вкладишів	%	20,8

по результатам роботи		
Частка простоїв в ТО і Р по причині відмов двигунів	%	38
Часта простоїв на усунення відмов вкладишів в двигуні	%	46
Зниження собівартості	%	0,22
Зниження простоїв в ТО і Р	%	3,64
Зниження простоїв в ТО і Р	днів/тис. км	0,022
Річне зниження собівартості	грн./авто	1320
Річне зниження простоїв в ТО і Р	днів/авто	1,1
Річне збільшення доходів	грн./авто	2411
Всього річний економічний ефект	грн./авто	3731

Висновки

Проведена екологічна експертиза свідчить, що запропонована технологія підвищення безвідмовності підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння є безпечною для навколишнього середовища.

Виконано аналізу умов виникнення і розвитку травм і аварій, для їх усунення запропоновані наступні заходи: встановлення захисних щитків, блокуючих приладів, заземлення при роботі з металообробними верстатами, використання спецодягу для приготування технологічних розчинів, проведення регулярних інструктажів з техніки безпеки.

В результаті скорочення відмов шатунних підшипників знижена собівартість перевезень на 0,22%, а простоїв в ТО і Р на 3,64%.

Річний економічний ефект склав 3731 грн на один двигун.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Значна частина двигунів (до 25%) надходить в капітальний ремонт через повертання шатунних вкладишів. Відмову, в більшості випадків, вважають раптовою, проте вона має певну закономірність розвитку через зміни їх напружено-деформованого стану та утворення прогину по твірній. Інтенсивність цього процесу багато в чому залежить від геометричних параметрів вкладиша і режимів роботи двигуна.

2. Для зниження ймовірності повертання вкладишів необхідно поліпшити їх напружено-деформований стан за рахунок: збільшення товщини сталевोї основи вкладиша; зниження величини виступів вкладиша; використання закріплення вкладиша в постілі.

3. Для розрахунку деформацій шатунного вкладиша розроблена модель вкладиша і схема його навантаження. Схема навантаження враховує геометричні параметри вкладиша, монтажні та теплові навантаження, що виникають при роботі вкладиша.

4. Підвищення товщини вкладишів на 20% (до 3,0 мм) знижує середнє значення прогину на 20%. Застосування фіксатора скорочує середній прогин вкладиша на 7%.

5. В результаті скорочення відмов шатунних підшипників знижена собівартість перевезень на 0,22%, а простоїв в ТО і Р на 3,64%. Річний економічний ефект склав 3731 грн на один двигун.