

УДК 621.432.3

Слинько Г. І.

д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри ДВЗ Національного університету «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна,
e-mail: gslynko@zntu.edu.ua;

Кубіч В. І.

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри, Національного університету «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна,
e-mail: schmirung@gmail.com;

Бокарьов В. І.

аспірант кафедри ДВЗ Національного університету «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна, e-mail: vladislavmontoya@gmail.com

ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ БЕНЗИНОВОГО ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА НА КРИТЕРІЙ МАЩЕННЯ ШАТУННОГО ПІДШИПНИКА КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

Мета роботи. Визначення результуючої сили, що навантажує поверхні тертя шатунних підшипників у межах робочих частот обертання колінчастого валу та навантажень двигуна для отримання відповідних діапазонів критерію мащення із врахуванням в'язкості моторної оливи.

Методи дослідження. Розглянуто бензиновий чотиритактний двигун, який має діапазон робочих частот обертання колінчастого валу від 900 до 5600 хв⁻¹. За допомогою програми «DVS-2» з використанням ПЕОМ проведено серію теплових розрахунків двигуна. На базі теплових розрахунків, з урахуванням кінематики кривошипно-шатунного механізму та рухомих мас шатунної і поршневої групи, отримані величини сумарних сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу. Дослідження проведені для трьох частот обертання колінчастого валу і трьох величин навантаження для кожної з частот. В якості фактору навантаження використано початковий тиск в циліндрах двигуна — тиск у кінці такту впуску. Для кожної частоти обертання обрані вихідні дані для трьох навантажувальних точок: максимальне навантаження, яке відповідає повному відкриттю дросельної заслінки; середнє навантаження — тиск p_a , відповідний режиму половини максимального крутного моменту, що розвивається на даному режимі; для спрощення розрахунків мінімальне навантаження задано постійним тиском, який відповідає режиму холостого ходу двигуна. Розрахунки проводились для частоти обертання холостого ходу, максимального крутного моменту та номінальної частоти обертання.

Під час розрахунку критеріїв мащення шатунного підшипника для різних режимів роботи двигуна враховані в'язкість моторної оливи та шорсткість поверхонь тертя.

Отримані результати. Наведено результати теоретичних досліджень з моделювання величини результуючої сили, яка навантажує поверхні тертя шатунного підшипника бензинового чотиритактного двигуна за умов зміни розрахункових тисків горючих газів в циліндрах у кінці такту впуску на фіксованих частотах обертання колінчастого валу. Отримані дані дали можливість визначити діапазони значень критерію мащення шатунного підшипника за умов зміни в'язкості моторної оливи та шорсткості поверхонь тертя. В роботі показано зростання впливу газової складової сили, що навантажує поверхні тертя шатунного підшипника зі зниженням частоти обертання. При цьому за низьких та середніх частот обертання критерій мащення може сягати критичних величин, що призводить до порушення режиму гідродинамічного тертя шатунного підшипника під час процесу згорання паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна.

Наукова новизна. Визначено закономірності зміни сумарної сили, що діє на шатунний підшипник, її газової та інерційної складових від навантаження та частоти обертання колінчастого валу. Встановлено, що при роботі двигуна на високих частотах обертання навантаження на двигун практично не впливає на значення сумарної сили, що діє на шатунну шийку колінчастого валу. Розроблено методику визначення порушення умов гідродинамічного тертя у шатунному підшипнику на малих частотах обертання і високих навантаженнях на двигун. Встановлено критичні режими роботи шатунного підшипника бензинового двигуна 4Ч7,6/8.

Практична цінність. Методика розрахунку може бути використана у навчальному процесі з дисциплін «Теорія ДВЗ» та «Динаміка ДВЗ», а також при розробці стратегії мащення ДВЗ на різних режимах роботи чи формування вторинних мастильних утворень в парах тертя.

Ключові слова: критерій мащення; результуюча сила; тиск; фактор навантаження; частота обертання.

ВСТУП

Трибологічний стан підшипників ковзання колінчастого валу двигунів внутрішнього згорання являє собою функцію відгуку на прояв та вплив

досить великої сукупності параметрів, які дослідниками групуються за проявом їх властивостей та враховують при проведенні відповідних роз-

рахунків. Фізико-механічні властивості матеріалів колінчастих валів, антифрикційних шарів вкладишів їх підшипників, особливості прояву процесів фізичної адсорбції компонентів моторних оливи на металевих поверхнях з різним електрохімічним потенціалом активних зон мають значний вплив на трибологічні процеси в підшипниках, однак в даній роботі вони не розглядаються. Іншими параметрами, що визначають характер протікання процесів тертя та зношування в підшипниках ковзання колінчастого валу є:

- результуюча сила, яка діє в зоні контакту поверхонь шийки з вкладишем по куту обхвату;
- швидкість обертання колінчастого валу;
- мікро- та макрогеометричні параметри контактної взаємодії: шорсткість; хвилястість; зазор; ексцентриситет; кут обхвату по циліндричній поверхні, що утворюється при максимальному наближенні пар тертя;
- в'язкістий стан моторної оливи в пошаровій течії відносно нерівностей профіля поверхонь тертя;
- час прояву значень циклічних навантажень по куту обертання колінчастого валу, що визначається характером протікання термодинамічних процесів в циліндрах двигуна на різних експлуатаційних режимах роботи.

Комплексна оцінка динаміки проявів та впливів кожного з наведених факторів на створення сприятливих умов підведення, нанесення та утримання компонентів моторної оливи на поверхнях тертя є підставою не тільки для визначення режимів порушення ефективності дії мастильних утворень, але й розробки заходів щодо спрямованого впливу, за необхідністю, на робочі процеси у системі змащування двигунів.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ, ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Врахування усієї сукупності наведених параметрів для вирішення задач триботехнічної спрямованості в підшипниках ковзання представляється досить складним завданням. Однак проведення відповідних уточнень значень параметрів впливу на кожному з етапів досліджень дає можливість не тільки доповнити існуючі методики досліджень, а й отримати більш коректні та об'єктивні результати розрахунків.

Питання використання розрахункових сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигунів розглядалися в певних науково-технічних джерелах інформації [1–4] та інші. Так, в роботі [1] розглядалися питання встановлення закономірностей зношуваності деталей двигунів. Це здійснювалось за допомогою багатомірної функції, що включала в себе такі параметри, як ефективне навантаження, інтенсивність його зміни, кутова швидкість колінчастого валу, прискорення колінчастого валу і коефіцієнт динамічності. При

цьому у зв'язку зі складністю розв'язання рівняння, що враховує зміни ефективного навантаження, було запропоновано спрощений метод, заснований на експериментальних дослідженнях, при яких навантаження задавалось на випробувальному стенді. В роботі [2] для обґрунтування критерію діагностичного параметра підшипників ковзання колінчастого валу – різниці мінімальних амплітуд тисків моторної оливи, використано діаграму сил, що діють на корінну шийку. Остання дала можливість визначити загальне співвідношення положення шийки валу відносно вкладиша та амплітуди тиску в центральній масляній магістралі. Однак автором не уточнюється можливий характер змін положень шийки при зміні навантажень на двигун. В роботі [3] для визначення закономірностей зміни коефіцієнта надійності шатунних підшипників двигунів сімейства КамАЗ-740.11 (740.63) від температурного стану моторної оливи та діаметрального зазору авторами використані результати теплового та динамічного розрахунків двигунів за типовими методиками. Однак в роботі не наводяться свідчення про чисельні значення сил, які діють на шийку при відповідних частотних режимах зі змінами навантажень на двигун. Це, на наш погляд, у більшій мірі відображало би особливості протікання силового та швидкісного навантаження на мастильні шари. В роботі [4] для проведення аналітичного дослідження впливу характеристик режиму мащення на закономірності мастильного процесу і зношування підшипників колінчастого валу на режимі пуску двигуна автором виконано динамічний розрахунок сил, що діють на шатунні підшипники з використанням програм KPDVS-BOOK і LUBLAGER в табличному редакторі MS Excel. При цьому розрахунок проводився для частоти холостого ходу при варіюванні тиску оливи та її температури. Однак особливості зміни результуючої сили, яка використовується в математичній моделі як міра співвідношення з несучою здатністю мастильного шару, автором не наводяться.

Як правило, при проведенні динамічного розрахунку двигунів для визначення сил що діють по куту обертання колінчастого валу використовуються данні або для номінального режиму роботи, або на часткових режимах. При цьому для бензинових двигунів пріоритетними параметрами, які змінюються (варіюються), є коефіцієнт надлишку повітря та циклове наповнення циліндрів для відповідних кутових швидкостей колінчастого валу. Але авторами не повно враховуються значення параметрів робочого циклу двигуна, які створюють силову складову навантаження, як на часткових режимах, так і на номінальному режимі. Так і для бензинових двигунів і для дизелів характерно збільшення часу

знаходження поршня біля ВМТ зі зменшенням частоти обертання колінчастого валу. Незважаючи на значну різницю в робочих процесах двох типів двигунів, збільшення навантаження призводить до зростання газової складової сили, що діє на поршень. Таким чином пікове значення результуючої сили, що діє на шатунну шийку може припадати на режими відмінні від номінального. При цьому силова складова за сутністю протікання процесів у циліндрі може змінюватися від мінімального до максимального значення на кожному з частотних режимів, та обумовлювати режими мащення за відомим критерієм $-\lambda = \eta \cdot \omega \cdot p^{-1}$.

Виходячи з наведеного, є необхідним проведення аналітичних досліджень з оцінки впливу зміни швидкісного та силового навантаження деталей групи колінчастого валу на режими мащення поверхонь тертя шийки і вкладиша. Оскільки форма навантаження шатунних підшипників колінчастих валів у значній мірі залежить від газової складової сили, що діє на поршень, а інерційна сила відповідає у більшій мірі за середнє навантаження, то розгляд закономірностей сприймання силових та швидкісних складових навантаження представляє науково-технічний інтерес.

2 МЕТА РОБОТИ

Визначення результуючої сили, що навантажує поверхні тертя шатунних підшипників за умовами зміни розрахункових тисків робочого тіла в циліндрах у кінці такту впуску на фіксованих частотах обертання колінчастого валу, та отримання відповідних до цього діапазонів критерію мащення з врахуванням в'язкості моторної оливи.

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

Результуюча сила $R_{\text{шиш}}$, що діє на шатунну шийку є величиною, яку необхідно знайти, і для її визначення необхідно кілька разів провести тепловий і динамічний розрахунки при різних частотах обертання і навантаженнях на двигун. При цьому методика теплового і динамічного розрахунку двигуна є типовою [5], а обрані варіювані фактори описані нижче.

Розглянуто бензиновий двигун 4Ч7,6/8, який має діапазон робочих частот обертання колінчастого валу від 900 до 5600 хв⁻¹. Проведення дослідження для крайніх значень частот обертання двигуна, а також для обертів максимального крутного моменту, які становлять 3400 хв⁻¹. Як фактор навантаження використовується початковий тиск в циліндрі p_a — тиск у кінці такту впуску. Для кожної частоти обертання вибираються вихідні дані для трьох навантажувальних точок:

- максимальне навантаження, яке відповідає повному відкриттю дросельної заслінки;

- середнє навантаження — тиск p_a , відповідний режиму половини максимального крутного моменту, що розвивається на даному режимі;

- для спрощення розрахунків мінімальне навантаження задано постійним тиском $p_a = 28360$ Па, підібраним з умови нульового ефективного крутного моменту на валу двигуна на обертах холостого ходу.

Таким чином в результаті розрахунків можливо отримати навантажувальні характеристики із трьома значеннями навантажень для трьох значень частоти обертання колінчастого валу.

Для наближення умов робочого циклу до реальних, що мають місце під час експлуатації, інші вихідні дані (коефіцієнти надлишку повітря, залишкових газів, втрати тиску при повному відкритті дросельної заслінки, кути випередження запалювання) на різних режимах вибиралися за рекомендаціями [5, 6, 7] та представлені в табл. 1 в залежності від навантаження і частоти обертання колінчастого валу двигуна.

У вихідних даних (табл. 1) відображено тенденцію зниження кутової тривалості згорання (викликаной збільшенням відведеного часу на цей процес) зі зниженням частоти обертання, зміни показників наповнення і очищення циліндрів в залежності від частоти обертання і навантаження. При цьому кут випередження запалювання обирався по положенню точки максимального тиску відносно ВМТ такту стиснення. Обрано кут положення максимального тиску в циліндрі в межах 15...17 град. п.к.в. після ВМТ. У зв'язку з обмеженнями розрахункової методики, точне визначення оптимального кута запалювання неможливе. Тому кут запалювання, обраний для режиму максимального навантаження кожної з частот обертання колінчастого валу, залишався сталим для навантажувальної характеристики на цій частоті обертання. Такий вибір дещо знижує максимальну газову силу на часткових навантаженнях, але не призводить до значної похибки розрахунків і не знижує цінності отриманих результатів. Найбільше наповнення циліндрів досягнуто при частоті обертання найбільшого крутного моменту, що відповідає даним наведеним в літературі [6].

Всього проведено 9 теплових і динамічних розрахунків. Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу розраховувались за допомогою програми Microsoft Excel у відповідності з виразами, які наведено у [7].

Для визначення критерію режиму мащення використано вираз (1) [8]:

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} = \frac{0,57 \cdot \vartheta \cdot d \cdot l \cdot \eta}{R_{\text{шиш}} \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} = \frac{1,37 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot \eta}{R_{\text{шиш}} \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}, \quad (1)$$

де d — діаметр шатунної шийки ($d = 0,024$ м); l — довжина шатунної шийки ($l = 0,02$ м); ϑ — швидкість ковзання, м/с; η — в'язкість динамічна, Па·с.

Таблиця 1. Варійовані фактори

Параметр	Чисельні значення параметрів								
	5600			3400			900		
Частота обертання валу n , xv^{-1}									
Навантаження, %	100	50	0	100	50	0	100	50	0
Коефіцієнт надлишку повітря α	0,85	0,85	1	0,95	1		1		
$m_{вц} \cdot 10^{-4}$, кг/цикл	3,29	2,11	0,822	3,47	2,26	0,896	3,42	2,2	0,862
k_p	0,1	0,38	0,64	0,08	0,37	0,64	0,08	0,34	0,64
Y_T	0,1	0,12	0,23	0,07	0,08	0,17	0,07	0,1	0,2
T_T, K	1100	1000	900	1100	900	800	900	800	600
$m_{тц} \cdot 10^{-5}$, кг/цикл	2,59	1,66	0,549	2,44	1,51	0,599	2,29	1,47	0,576
$m_a \cdot 10^{-4}$, кг/цикл	3,4	2,3	1,21	3,62	2,5	1,32	3,68	2,57	1,39
p_a , Па	91170	62810	36470	93200	63820	36470	93200	66860	36470
φ_c , град	332			336			351		
φ_z , град	392			388			393		
ω , рад/с	586,4			356			94,25		

При цьому для виконання розрахунків використані значення параметрів:

- в'язкість моторної оливи $\eta = 0,989$ Па·с; 0,061 Па·с; 0,015 Па·с; 0,0066 Па·с при температурах $T = 0$ °С; 40 °С; 80 °С; 100 °С, відповідно [9];
- шорсткість поверхні шийки $R_{a1} = 0,21$ мкм [10];
- шорсткість поверхні вкладиша $R_{a2} = 0,14$ мкм [10].

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ ОБГОВОРЕННЯ

На рис. 1 зображена поверхня залежності максимального значення результуючої сили на шатунну шийку ($R_{шш, max}$), в табл. 2 наведені її числові значення.

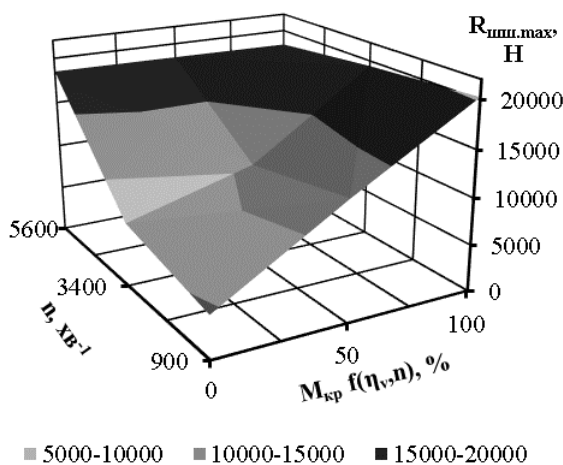


Рисунок 1. Діаграма залежності максимального значення результуючої сили, що діє на шатунні шийки від навантаження на двигун і частоти обертання колінчастого валу

З рис. 1 видно, що максимальне значення сили $R_{шш, max}$ доводиться не на режим номінальної потужності, а на максимальне навантаження при 900 xv^{-1} – частоті обертання валу на холостому ході. Слід відзначити, що найбільше наповнення (табл. 1), а отже і тиск (табл.3) згорання отримано на режимі максимального моменту. Збільшення величини $R_{шш, max}$ при зниженні частоти обертання зумовлено зростанням часу знаходження поршня біля ВМТ під час процесу згорання при порівняній швидкості розповсюдження полум'я в камері згорання. На рис. 2 наведено поверхню для мінімального значення результуючої сили ($R_{шш, min}$). Для цієї графічної залежності найбільше значення сили характерне вже для номінального режиму.

Таблиця 2. Значення $R_{шш, max}$, Н в теоретичних точках факторного простору

Навантаження, %	Частота обертання валу n , xv^{-1} / значення результуючої сили $R_{шш, max}$, Н		
	5600	3400	900
100	18280	19430	20250
50	18410	10580	12670
0	18520	6850	4474

Таблиця 3. Максимальний тиск згорання $p_{z, max}$, Па в теоретичних точках факторного простору

Навантаження, %	Частота обертання валу n , xv^{-1} / значення тиску згорання $p_{z, max}$, Па		
	5600	3400	900
100	5450000	6134000	4699000
50	3534000	4063000	3003000
0	1495000	1637000	1185000

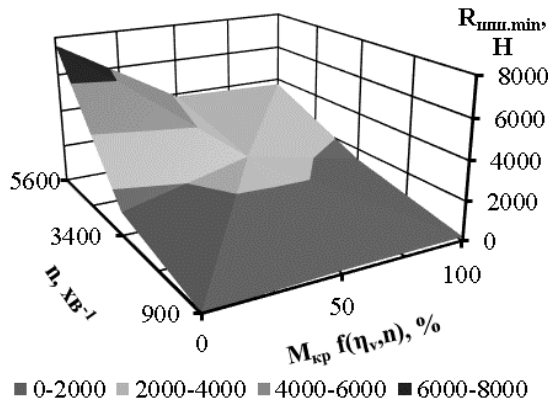


Рисунок 2. Діаграма залежності мінімального значення результуючої сили $R_{шш.мін}$, що діє на шатунні шийки від навантаження на двигун і частоти обертання колінчастого валу

Середнє значення сили $R_{шш.ср}$ (рис. 3) практично не залежить від навантаження і майже лінійно зростає з ростом частоти обертання колінчастого валу. Слід зазначити, що наявна незначна залежність $R_{шш.ср}$ від навантаження на низьких частотах обертання позитивна, а на високих — навпаки, негативна. Це свідчить про те, що зростання навантаження в бензиновому чотиритактному двигуні при роботі на високих частотах обертання колінчастого валу призводить до зниження навантаження на шатунні шийки. З огляду на те, що сила $R_{шш.ср}$ є головним фактором механічного впливу на процеси зношування при нормальній роботі і умовах змащування шатунних підшипників, зростання навантаження на двигун призводить до зниження впливу механічної складової на зношування поверхні шийки та вкладиша.

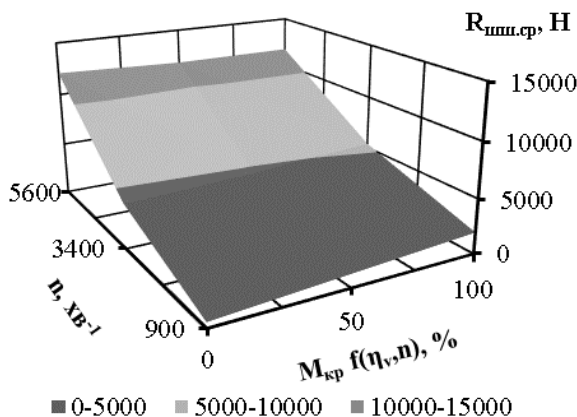


Рисунок 3. Діаграма залежності середнього значення результуючої сили $R_{шш.ср}$, що діє на шатунні шийки від навантаження на двигун і частоти обертання колінчастого валу

Для того, щоб визначити причини такого впливу навантаження на шатунні шийки колінчастого валу побудовано розгорнуті (рис.4) і полярні (рис. 5, 6, 7) діаграми для різних режимів роботи.

З наведених даних можна зазначити наступне. Для кожного зі значень частоти обертання валу характер залежностей $R_{шш}$ від навантаження на двигун по куту повороту колінчастого валу в діапазоні 0 ... 300 град. п.к.в. (поворот колінчастого валу) є практично ідентичним. Значна різниця значень $R_{шш}$ характерна для діапазону 300 ... 540 град. п.к.в. В діапазоні 540 ... 720 град. п.к.в. залежності знову перестають візуально відрізнятися. Це пов'язано з тим, що на діапазон 300 ... 540 град. п.к.в. припадають процеси згорання, розширення і кінець процесу стиснення, тиск в циліндрі значно зростає і істотно відрізняється залежно від навантажень, а значить зростає і сила, діюча на поршень.

Аналізуючи характер залежностей по частоті обертання, можна дійти висновку, що для розглянутого двигуна частота обертання є більш важливим фактором при визначенні середнього навантаження на шатунні шийки. Це в першу чергу пов'язано з наявними масами рухомих частин двигуна, що впливає на співвідношення інерційної та газової складових сил, що діють на шатунну шийку. Також видно, що, незважаючи на зниження наповнення і максимального тиску згорання (табл. 2), на режимі повного навантаження при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, спостерігається зростання сили, діючої на шатунні шийки, в зоні згорання. При цьому на режимі $N_{ном}$ характер залежності в діапазоні 300 ... 540 град. п.к.в. значно відрізняється від інших режимів. Значення навантаження на шатунну шийку нижче і ніж на режимі $M_{кр max}$ і ніж при $n = 900 \text{ хв}^{-1}$.

Полярні діаграми навантаження на шатунну шийку (рис. 5, 6, 7) якісно ілюструють зміну газової складової результуючої сили. Видно, що зі зменшенням навантаження зникає петля, викликана дією газової сили.

На рис. 5а ця петля виражена явно; при навантаженні, що дорівнює 50 % (рис. 5б) вона вироджується у незначний пік, а за умови мінімального навантаження (рис. 5в), зникає взагалі і дана діаграма фактично відображає інерційну складову сили. Аналогічний вплив навантаження на форму полярної діаграми представлено на рис. 6 для середньої частоти обертання. Діаграми на рис. 5 побудовані в однакових масштабах для того, щоб оцінити зміну діючих сил. Те ж саме стосується рис. 6. У свою чергу положення полярної діаграми на площині координат характеризує середнє значення навантаження на шатунну шийку.

Таким чином, хоча найбільше середнє значення результуючої сили на шатунну шийку є характерним для верхнього діапазону обертів двигуна,

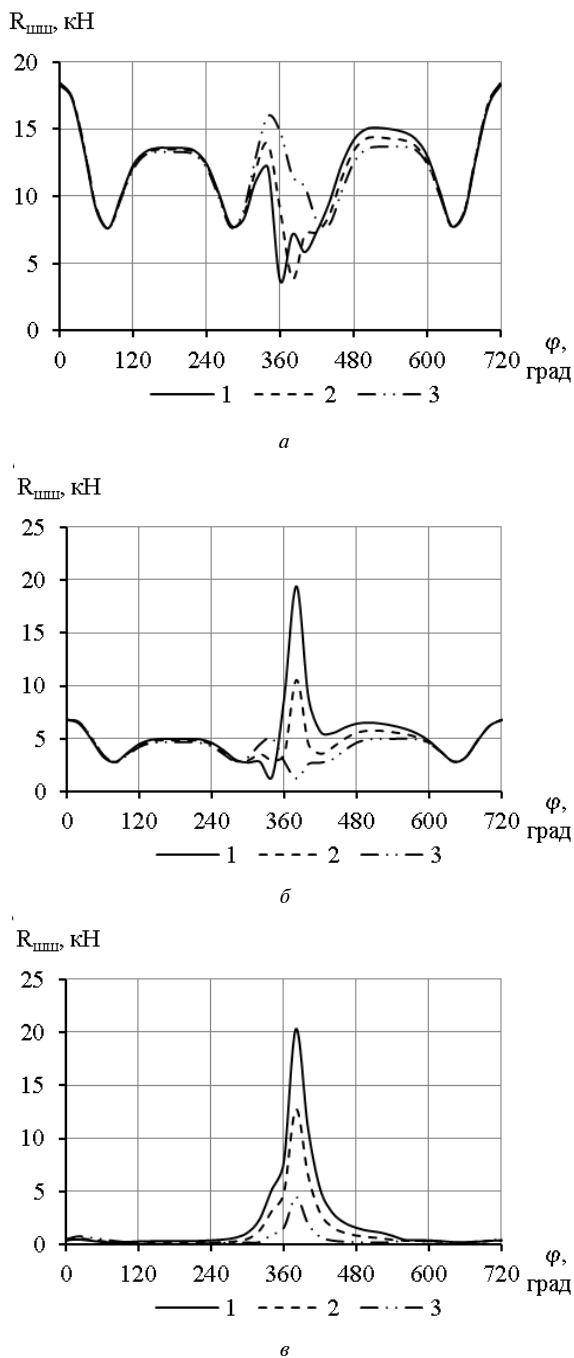


Рисунок 4. Діаграма навантаження на шатунну шийку по куту повороту колінчастого валу: 1 – максимальне навантаження; 2 – середнє навантаження; 3 – мінімальне навантаження; *a* – $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$; *b* – $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$; *v* – $n = 900 \text{ хв}^{-1}$

в нижньому діапазоні, особливо при великих наповненнях циліндрів, максимальне значення результуючої сили є вищим. З огляду на циклічність і синхронізацію процесів згорання з обертанням колінчастого валу, це означає різке збільшення цієї сили кожні 2 оберти в одному і тому ж місці шатунної шийки колінчастого валу, що може

привести до руйнування мастильних утворень при погіршенні умов мащення пари тертя.

Полярні діаграми навантаження на шатунну шийку валу для частоти обертання $n = 900 \text{ хв}^{-1}$ (рис.7) наведені в різних масштабах, так як при високих і середніх наповненнях характер зміни інерційної складової практично зливається в точку. Добре помітно, що газова складова відповідає високому піковому значенню результуючої сили, а сама петля локалізована у вузькому діапазоні кута п.к.в.

Так як результуюча сила складається з двох векторів, а саме сил T (тангенціальної сили, що діє на кривошип, рис. 8) і P_k (сили, що діє на шатунну шийку по кривошипу, рис. 9), то виникає потреба у більш докладному розгляді впливу навантаження і частоти обертання двигуна на ці складові.

З аналізу рис. 8, 9 видно, що інерційна складова має найбільший вплив на тангенціальну силу T . Однак при $n = 900 \text{ хв}^{-1}$ газова складова все одно переважає.

Отримані результати свідчать про те, що на високих частотах обертання колінчастого валу серед сил, що діють на шатунну шийку, переважають інерційні сили. Вектор газових сил в зоні процесу згорання спрямований у протилежний бік від вектору сил інерції, а значить з ростом навантаження на двигун при високих частотах обертання і середнє, і максимальне навантаження на шатунні шийки колінчастого валу знижуються. На середніх і низьких частотах найбільше впливають сили, спричинені тиском газів на поршень. Вони мають локальний, нетривалий характер, але можуть досягати високих значень. Особливо великий вплив таких навантажень має місце на найбільш низьких частотах обертання колінчастого валу.

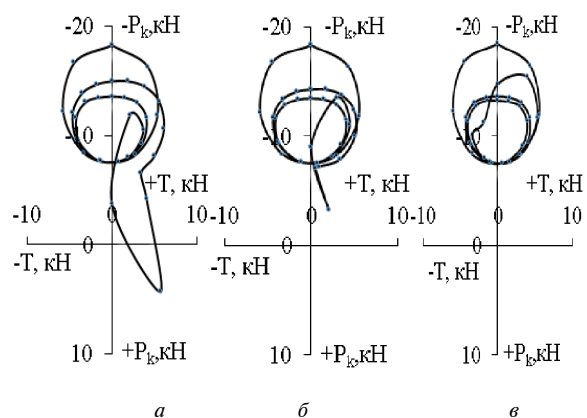


Рисунок 5. Полярні діаграми навантаження на шатунну шийку валу при $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$: *a* – максимальне навантаження; *b* – середнє навантаження; *v* – мінімальне навантаження

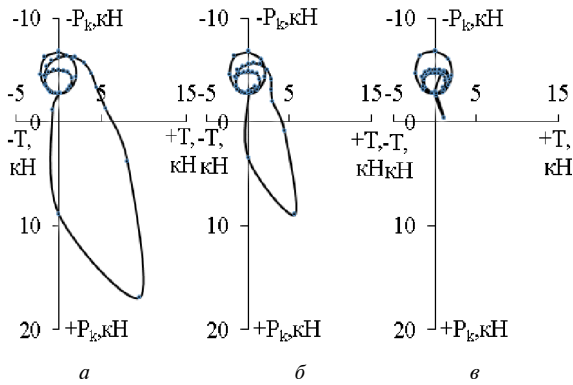


Рисунок 6. Полярні діаграми навантаження на шатунну шийку валу при $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$: *a* – максимальне навантаження; *б* – середнє навантаження; *в* – мінімальне навантаження

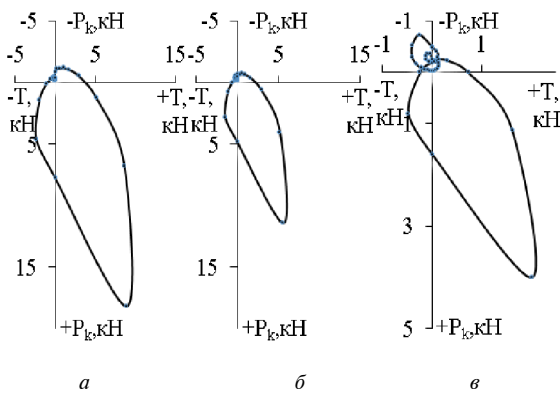


Рисунок 7. Полярні діаграми навантаження на шатунну шийку валу при $n = 900 \text{ хв}^{-1}$: *a* – максимальне навантаження; *б* – середнє навантаження; *в* – мінімальне навантаження

В табл. 4 наведено зведені дані максимальних та середніх значень результуючої сили, яка навантажує поверхні тертя та відповідні значення критерію мащення при різних режимах роботи двигуна. При цьому дані наведено для двох в'язкісних станів моторної оливи – $T_1 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ і $T_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Це обмеження вважається достатнім для проведення порівняльної оцінки та визначення спрямованості і характеру змін.

Аналіз розрахункових значень критерію мащення вказує на наступне:

- по-перше, існує режим навантаження, при якому має місце наближення критерію до нульового значення, що свідчить про явне тертя поверхонь через зруйновані шари мастильних утворень. Такі значення критерію в табл.4 виділені жирним шрифтом, та властиві режимам 50 % та 100 % навантаження при максимальних значеннях результуючої сили на частотах 900 і 3400 хв^{-1} . Ця сила проявляється один раз за два оберти колінчастого валу. Якщо умовно прийняти період її дії 30 град. п.к.в, вона має часове значення – 0,005 с та 0,0015 с, відповідно;

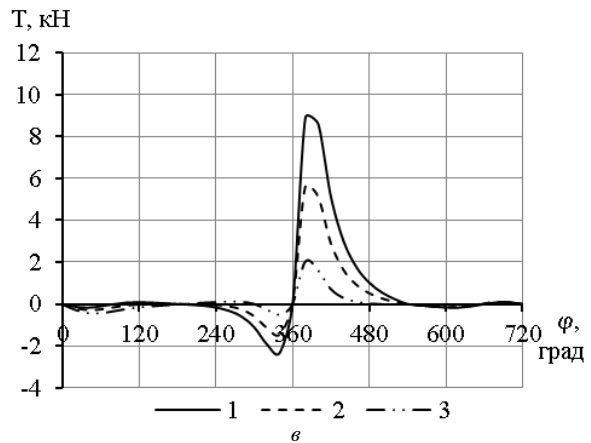
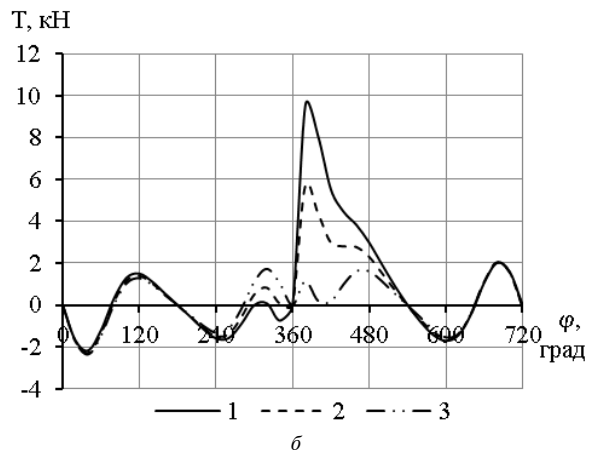
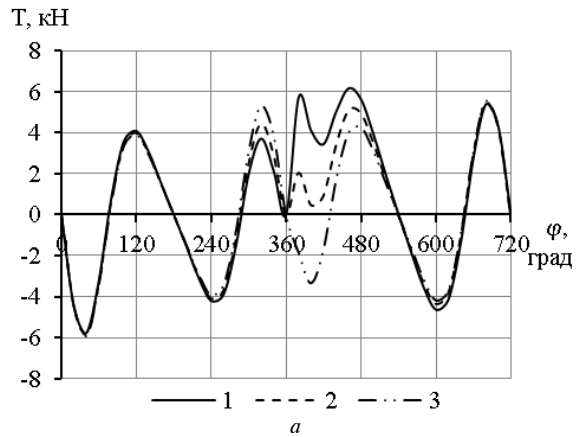


Рисунок 8. Залежність величини тангенціальної сили T , що діє на кривошип від кута повороту колінчастого валу: 1 – максимальне навантаження; 2 – середнє навантаження; 3 – мінімальне навантаження; *a* – $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$; *б* – $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$; *в* – $n = 900 \text{ хв}^{-1}$

- по-друге, режим граничного мащення лВ1 при робочій температурі двигуна $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ має місце для всіх значень результуючої сили на всіх режимах роботи. А для пікових навантажень межує з рубіжно-сухим тертям. При цьому граничне мащення в більшій мірі межує зі схильністю до руйнування мастильних утворень. Виняток становить режим нульового навантаження при частоті 900 хв^{-1} ;

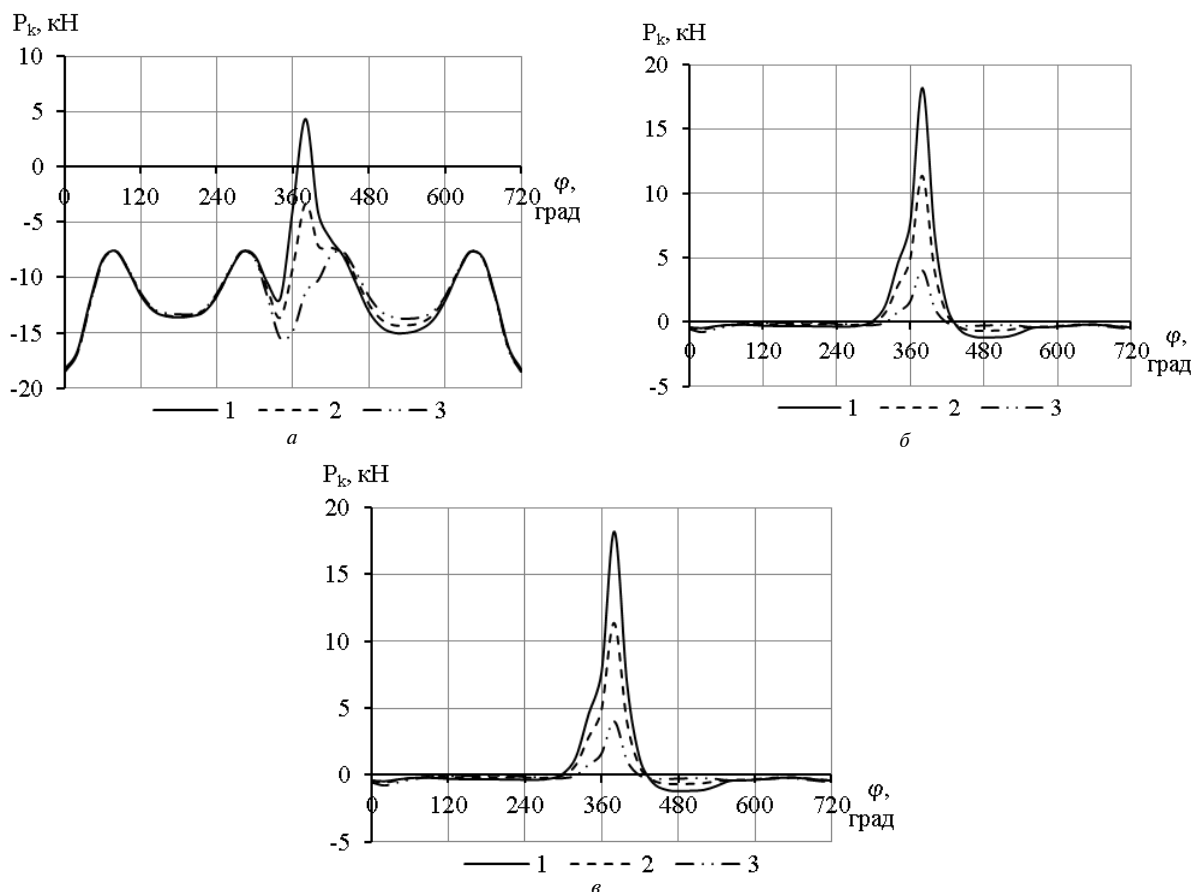


Рисунок 9. Залежність сили P_k , що діє на кривошип уздовж його осі від кута повороту колінчастого валу: 1 – максимальне навантаження; 2 – середнє навантаження; 3 – мінімальне навантаження; а – $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$; б – $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$; в – $n = 900 \text{ хв}^{-1}$

Таблиця 4. Зведені розрахункові данні в теоретичних точках факторного простору

Навантаження, %	Частота обертів $n, \text{ хв}^{-1}$; результуюча сила $R_{\text{шип}}, \text{ Н}$; критерій машення: значення критерію λ при $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; λ при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$					
	5600		3400		900	
	$R_{\text{шип, max}}, \text{ Н}$	$R_{\text{шип, ср.}}, \text{ Н}$	$R_{\text{шип, max}}, \text{ Н}$	$R_{\text{шип, ср.}}, \text{ Н}$	$R_{\text{шип, max}}, \text{ Н}$	$R_{\text{шип, ср.}}, \text{ Н}$
100	19916	12710	21167	5848	22062	2143
	1,52*	2,38*	0,09*	3,16*	0,22*	2,28*
	0,022**	0,035**	0,001**	0,047**	0,003**	0,034**
50	20052	12718	11520	5069	13802	1350
	1,51	2,39	1,6	3,64	0,35	3,62
	0,022	0,035	0,024	0,054	0,005	0,054
0	20177	13156	7461	4569	4874	553
	1,5	2,31	2,48	4,04	1,0	8,85
	0,022	0,034	0,037	0,06	0,015	0,13

Примітка: * – значення критерію λ при $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; ** – значення критерію λ при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

- по-третє, при збільшенні частоти обертання колінчастого валу незалежно від в'язкості оливи за середніми значеннями результуючої сили при навантаженні 100% має місце зростання значень критерію. При малих значеннях в'язкості в підшипнику має місце явне гідродинамічне машення. Зменшення навантаження від 50% до 0% при великих значеннях в'язкості оливи та

зростанням частоти обертання колінчастого валу обумовлює зменшення критерію в межах гідродинамічного машення, а при малих значеннях в'язкості – в межах граничного машення;

- вчетверте – мають місце значні відмінності у проявах гідродинамічного та граничного машення в залежності від в'язкості моторної оливи.

ВИСНОВКИ

На підставі проведених аналітичних досліджень отримано данні, які визначають режими мащення, обумовлені впливом результуючої сили, що навантажує поверхні тертя шатунних підшипників колінчастого валу бензинового чотиритактного двигуна в залежності від швидкісного режиму його роботи.

Отримані результати вказують на неоднозначність проявів режимів мащення за визначеними параметрами оцінки трибологічного стану підшипника ковзання шатунної шийки, та вказують на необхідність врахування цього при розробці заходів поліпшення умов змащування поверхонь тертя при змінах швидкісного режиму роботи двигуна.

Значний вплив в'язкості на забезпечення режимів граничного, та гідродинамічного мащення при змінах результуючої силової та швидкісної складових механічного навантаження вказують на необхідність створення умов для формування вторинних мастильних утворень на поверхнях тертя вкладиша та шийки з підвищеним опором до руйнування під дією гідравлічної складової навантаження при мінімальних значеннях шорсткості мікропрофілю.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Подоляк О. С. Дослідження зношуваності двигунів внутрішнього згорання при експлуатаційних режимах роботи / О. С. Подоляк, Ю. В. Малініна / Машинобудування. Піднімально-транспортні машини. — №16. — 2015. — С. 30–33
2. Куков С. С. Диагностирование коренных подшипников кривошипно-шатунного механизма по параметрам давления в центральной масляной магистрали / С. С. Куков, А. В. Гриценко // Вестник КрасГАУ. — 2009. — №3. — С.143–147.
3. Денисов А. С. Теоретический анализ смазочного процесса подшипников коленчатого вала на переходных режимах работы / А. С. Денисов, Слынько Г.И. д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры ДВС Национального университета «Запорожская политехника», Запорожье, Украина, e-mail: gslynko@zntu.edu.ua;
4. Казаков А. В. Методика оценки эффективности устройств облегчения пуска холодного двигателя автомобиля : дисс. канд. техн. наук / Казаков А. В. — Оренбург, 2018. — 137 с.
5. Егоров Я. А. Методические указания к курсовому проекту на тему: «Тепловой и динамический расчет ДВС» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания» дневной и заочной форм обучения / сост. Я. А. Егоров, Н. Е. Рябошапка. — Запорожье, 2003. — 55 с.
6. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : Учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов — 3-е изд. перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 2003. — 496 с.: ил.
7. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлин, М. Г. Круглов. — М. : Машиностроение, 1984. — 384 с.
8. Дмитриченко М. Ф. Триботехника та основи надійності машин / М. Ф. Дмитриченко, Р. Г. Мнацаканов, О. О. Микосянчик // Навчальний посібник. — К. : Інформавтор, 2006. — 216 с.
9. Кубич В. И. Моделирование удельного времени постоянства коэффициента трения в трибологических системах / В. И. Кубич // Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент: Материалы 10-й Международ. науч. конф., 75-летию юбилею профессора З. Ж. Жанабаева, 16–18 июня 2017. — Алматы : Изд-во Ках.НУ, 2017. — С. 287–292.
10. Кубич В. И. Коэффициент трения трибосопрежения «шейка-покрытие-вкладыш» в условиях «пленочного голодания» / В. И. Кубич // Проблемы трибологии. ХНУ. 2013. — № 1(67). — С. 51–57.

Статья поступила в редакцию 06.05.2019

Слынько Г.И.

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры ДВС Национального университета «Запорожская политехника», Запорожье, Украина, e-mail: gslynko@zntu.edu.ua;

Кубич В.И.

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей Национального университета «Запорожская политехника», Запорожье, Украина, e-mail: schmirung@gmail.com;

Бокарев В.И.

аспирант кафедры ДВС Национального университета «Запорожская политехника», Запорожье, Украина, e-mail: vladislavmontoya@gmail.com

ВЛИЯНИЕ НАГРУЗКИ БЕНЗИНОВОГО ЧЕТЫРЕХ-ТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА КРИТЕРИЙ СМАЗКИ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Цель работы. Определение результирующей силы, нагружающей поверхности трения шатунных подшипников в пределах рабочих частот вращения коленчатого вала и нагрузок двигателя для получения соответствующих диапазонов критерия смазки с учетом вязкости моторного масла.

Методы исследования. Рассмотрен бензиновый четырехтактный двигатель, который имеет диапазон рабочих частот вращения коленчатого вала от 900 до 5600 мин⁻¹. С помощью программы «DVS-2» с использованием ПЭВМ проведена серия тепловых расчетов двигателя. На базе тепловых расчетов, с учетом кинематики кривошипно-шатунного механизма, а также движущихся масс шатунной и поршневой группы, полученные величины суммарных сил, действующих на шатунные шейку коленчатого вала. Исследования проведены для трех частот вращения коленчатого вала и трех величин нагрузки для каждой из частот. В качестве фактора нагрузки использовано начальное давление в цилиндрах двигателя – давление в конце такта впуска. Для каждой частоты вращения выбраны исходные данные для трех погрузочных точек: максимальная нагрузка, соответствующая полному открытию дроссельной заслонки; средняя нагрузка - давление p_a , соответствующее режиму половины максимального крутящего момента, развиваемого на данном режиме; для упрощения расчетов минимальная нагрузка задана постоянным давлением, соответствует режиму холостого хода двигателя. Расчеты проводились для частоты вращения холостого хода, максимального крутящего момента и номинальной частоты вращения.

При расчете критериев смазки шатунного подшипника для различных режимов работы двигателя учтены вязкость моторного масла и шероховатость поверхностей трения.

Полученные результаты. Приведены результаты теоретических исследований по моделированию величины результирующей силы, которая нагружает поверхность трения шатунного подшипника бензинового четырехтактного двигателя в условиях изменения расчетных давлений горючих газов в цилиндрах в конце такта впуска на фиксированных частотах вращения коленчатого вала. Полученные данные позволили определить диапазоны значений критерия смазки шатунного подшипника в условиях изменения вязкости моторного масла и шероховатости поверхностей трения. В работе показано рост влияния газовой составляющей силы, нагружающей поверхности трения шатунного подшипника со снижением частоты вращения. При этом, при низких и средних частотах вращения, критерий смазки может достигать критических величин, что приводит к нарушению режима гидродинамического трения шатунного подшипника в процессе сгорания топливо-воздушной смеси в цилиндрах двигателя.

Научная новизна. Определены закономерности изменения суммарной силы, действующей на шатунный подшипник, и ее газовой и инерционной составляющих от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала. Установлено, что при работе двигателя на высоких частотах вращения нагрузка на двигатель практически не влияет на значение суммарной силы, действующей на шатунную шейку коленчатого вала. Разработана методика определения нарушения условий гидродинамического трения в шатунных подшипниках на малых частотах вращения и высоких нагрузках на двигатель. Установлено критические режимы работы шатунного подшипника бензинового двигателя 4Ч7,6/8.

Практическая ценность. Методика расчета может быть использована в учебном процессе по дисциплинам «Теория ДВС» и «Динамика ДВС», а также при разработке стратегии смазывания ДВС на различных режимах работы или формирования вторичных масляных образований в парах трения.

Ключевые слова: давление; критерий смазки; результирующая сила; фактор нагрузки; частота вращения.

- | | |
|----------------------|---|
| Slynko G. I. | Sci.D, Professor, Head of the Internal Combustion Engines department of National University «Zaporizka politeknika», Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: gslynko@zntu.edu.ua; |
| Kubich V. I. | Ph.D, Associate professor, Associate professor of Automobile department of National University «Zaporizka politeknika», Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: schmirung@gmail.com; |
| Bokarev V. I. | Postgraduate student of the Internal Combustion Engines department National University «Zaporizka politeknika», Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: vladislavmontoya@gmail.com |

EFFECT OF GASOLINE FOUR-STROKE ENGINE LOAD ON CRITERION OF LUBRICATION OF A CONNECTING ROD CRANKSHAFT BEARING

Purpose. Determination of the resultant force loading the friction surfaces of the connecting rod crankshaft bearings of the engine within the operating frequencies of the crankshaft rotation and the engine loads to obtain appropriate ranges of the lubrication criterion, taking into account the viscosity of the motor oil.

Methodology. The gasoline four-stroke engine, which has a range of operating frequencies of rotation of the crankshaft from 900 to 5600 rpm is considered. Program “DVS-2” for PC is used for a series of thermal calculations of the engine. On the basis of thermal calculations, taking into account the kinematics of the

crank mechanism and the moving masses of the crank and piston group, the values of resultant forces acting on the crank of crankshaft are obtained. Studies have been conducted for three crankshaft rotational frequencies and three load values for each of the frequency. The initial pressure in the engine cylinders (the pressure at the end of the intake stroke) is used as the load factor. Input data was selected for three load points on each frequency of rotation: the maximum load, which corresponds to the complete opening of the throttle valve; average load – pressure p_a , corresponding to the mode of half the maximum torque developed in this mode; to simplify the calculations, the minimum load is set at constant pressure, which corresponds to the idle speed of the engine. Calculations were made for the idle, maximum torque and nominal speed of rotation.

When calculating the lubrication criterion of the connecting rod crankshaft bearing for different engine operating modes, the viscosity of the motor oil and the roughness of the friction surfaces are taken into account.

Findings. The results of theoretical studies on the simulation of the resultant force value, which loads the friction surfaces of the connecting rod crankshaft bearing of a gasoline four-stroke engine, are presented in the conditions of change of the calculated pressures of combustible gases in the cylinders at the end of the intake stroke on fixed crankshaft rotating frequencies. The obtained data made it possible to determine the ranges of the values of the lubrication criterion of the connecting rod crankshaft bearing under the conditions of changeable viscosity of the motor oil and the roughness of the friction surfaces. An increase in the influence of the gas component of the load, which loads the friction surface of the connecting rod crankshaft bearing with a decrease in the speed of rotation, has been observed. At the same time, for low and medium rotational frequencies, the lubrication criterion may be critical, resulting in a violation of the hydrodynamic friction of the connecting rod during the combustion of the fuel-and-air mixture in the engine cylinders.

Originality. The regularities of changes in the resultant force acting on the connecting rod crankshaft bearing, and its gas and inertial components due to load and crankshaft speed change are determined. It is established that at work of the engine at high frequencies of rotation of load on the engine practically does not influence on the value of the resultant force acting on the crankpin. A method for determining the violation of the conditions of hydrodynamic friction in a connecting rod crankshaft bearing at low speeds and high loads per engine is developed. The critical modes of operation of the connecting rod crankshaft bearing of the gasoline engine 4Ч7,6 / 8 are established.

Practical value. The method of calculation can be used in the educational process in the disciplines “Theory of Internal Combustion Engines” and “Dynamics of Internal Combustion Engines”, as well as for development of the strategy of lubrication of Internal Combustion Engines in different operating modes or derivation of the secondary lubricant formations in the friction pairs.

Key words: criterion of lubrication; frequency of rotation; load factor; pressure; resultant force.

REFERENCES

1. Podoljak O. S., Malinina Ju. V. (2015) Doslidzhenija znoshuvanosti dviguniv vnutrishn'ogo zgorannja pri ekspluatacijnih rezhimah roboti. *Mashinobuduvannja. Pidnimal'notransportni mashini*, 16, 30–33.
2. Kukov S. S., Gricenko A. V. (2009) Diagnostirovanie korennyh podshipnikov krivoshipno-shatunnogo mehanizma po parametram davlenija v central'noj masljanoj magistrali. *Vestnik KrasGAU*, 3, 143–147.
3. Denisov A. S., Al'meev R. I. Teoreticheskij analiz smazochnogo processa podshipnikov kolenchatogo vala na perehodnyh rezhimah. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta*. 2011, 2 (55), 1, 133–142.
4. Kazakov A. V. (2018) Metodika ocenki jeffektivnosti ustrojstv oblegčhenija puska holodnogo dvigatelja avtomobilja, Dissertacija na soisk. uch. st. kand. teh. nauk. Orenburg, 137.
5. Egorov Ja. A. (2003) Metodicheskie ukazanija k kursovomu proektu na temu: «Teplovoj i dinamičeskij raschet DVS» po discipline «Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija» dlja studentov special'nosti 7.090210 «Dvigateli vnutrennego sgoranija» dnevnoj i začnoj form obuchenija /sost. Ja.A. Egorov, N. E. Rjaboshapka. – Zaporozh'e, 55.
6. Kolchin A. I. (2003) Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej: Učeb. posobie dlja vuzov / A. I. Kolchin, V. P. Demidov – 3-e izd. pererab. i dop. – M.: Vyssh. shk., 2003. – 496 s.: il.
7. Orlin A. S. (1984) Dvigateli vnutrennego sgoranija: Konstruirovanie i raschet na prochnost' porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej / Pod red. A.S. Orlin, M.G. Kruglov, M. : Mashinostroenie, 384.
8. Dmitrichenko M. F., Mnacacakanov R. G., Mikosjančik O. O. (2006) Tribotecnika ta osnovi nadijnosti mashin. Navchal'nij posibnik. K.: Informavtodor, 216.
9. Kubich V. I. (2017) Modelirovanie udel'nogo vremeni postojanstva kojefficienta trenija v tribologičeskijh sistemah. Haos i struktury v nelinejnyh sistemah. Teorija i jeksperiment: Materialy 10-oj Mezhdunar. nauch. konf., 75-letiju jubileju professora Z. Zh. Zhanabaeva., 16–18 ijunja 2017. Almaty : Izd-vo Kah.NU, 287–292.
10. Kubich V. I. (2013) Kojefficient trenija tribosoprjazhenija «shejka-pokrytie-vkladysh» v uslovijah «plenochnogo golodanija» Problemi tribologii. HNU, 1(67), 51–57.