Механіка, машинознавство та електропостачання

УДК 621.431

DOI: 10.30748/zhups.2020.66.13

В.Я. Гера, Ю.В. Шабатура

Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного, Львів

ОЦІНКА ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗРАЗКІВ ОЗБРОЄННЯ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ У РЕЗУЛЬТАТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ

У статті авторами розглянуто актуальне питання, збільшення ресурсу двигуна внутрішнього згоряння зразків озброєння та військової техніки за умови використання електромеханічної системи їх змащування. Проведений детальний аналіз та теоретичні розрахунки сил, які виникають у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, наведені графічні залежності дії цих сил на підшипники колінчастого валу силової установки транспортного засобу. Описаний зв'язок між величиною навантаження, яке зумовлене від процесу згоряння паливної суміші та товщиною масляної плівки на поверхні корінних та шатунних підшипників колінчастого валу двигуна. Наведені причини та наслідки "масляного голодування" робочих поверхонь двигуна внутрішнього згоряння. Проведений порівняльний аналіз між електромеханічною системою змащування та механічною системою змащування (класичною), наведені переваги використання електромеханічного принципу змащування вузлів двигуна.

Ключові слова: сила тиску газів, питоме навантаження, питомий тиск, мінімальна товщина масляного шару, тиск масла, коефіцієнт тертя, ресурс двигуна.

Вступ

Постановка проблеми. Проблема підвищення потужності, паливної ефективності, надійності і тривалості експлуатації двигунів внутрішнього згоряння була і залишається надзвичайно важливою для усіх галузей де використовуються такі двигуни. Відомо, що використання таких двигунів в стаціонарних умовах, при стабільних і рівномірних навантаженнях дозволяє отримувати значно більший ресурс їх експлуатації.

На відміну від цього у військовій сфері двигуни внутрішнього згоряння часто зазнають екстремальних навантажень, а отже задача збільшення ресурсу двигунів, які експлуатуються в зразках озброєння і військової техніки (ОВТ) стає особливо актуальною.

Збройні Сили України під час виконання своїх прямих задач пов'язаних з обороною та захистом державних кордонів, в тому числі і на сході України, а також і у своїй повсякденній службовій діяльності використовують зразки озброєння та військової техніки, які мають у своєму складі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Двигун, як і будь-яка інша техніка під час експлуатації втрачає свій ресурс, поступове зменшення якого спричиняє погіршення тактико-технічних характеристик озброєння та військової техніки, що у

свою чергу негативно впливає на боєготовність підрозділу та ставить під загрозу успішне виконання бойового завдання.

На систему змащування ДВЗ покладена задача, яка полягає у зменшенні шкідливої сили тертя, що виникає на робочих поверхнях деталей двигуна. Сучасна система змащування має у своєму складі шестерінчастий масляний насос, продуктивність якого залежить тільки від частоти обертання колінчастого валу (КВ) двигуна.

Така реалізація подачі моторного масла до навантажених вузлів ДВЗ є технічно простою, однак вона не враховує весь спектр зміни факторів, які впливають на процес змащування. Зокрема до таких факторів відносяться: нелінійна зміна частоти обертання та зміни навантаження на КВ; температура масла та його якість; динамічна зміна навантаження двигуна пов'язана з умовами руху зразка ОВТ, та інше.

Саме тому, пошук нових технічних рішень, щодо удосконалення механічної системи змащування (МСЗ) ДВЗ, що у свою чергу вплине на покращення технічного стану та збільшення ресурсу використання силових установок, які використовуються у військовій автомобільній та бронетанковій тех-

ніці є економічно важливим для практики і актуальним науковим завданням.

Аналіз останніх публікацій. У вільному доступі, а саме в мережі Інтернет є досить велика кількість наукових праць у яких пропонується передпускова подача моторного масла до найбільш навантажених деталей двигуна [1–2], що зменшить негативний вплив сили тертя під час пуску двигуна.

Значна кількість наукових робіт [3] присвячена покращенню термічних властивостей моторного масла, та покращенню захисного шару робочих поверхонь.

У той же час у перелічених працях залишається поза увагою задача забезпечення оптимального режиму змащування з врахуванням усіх факторів, які впливають на процес змащування двигунів внутрішнього згоряння під час широкого спектру зміни режимів його роботи.

У попередніх роботах авторів [4–5] наведені математичні моделі та їх аналітичні розрахунки для визначення оптимальних значень тиску масла в головній масляній магістралі в залежності від впливу температури масла, зміни навантаження на корінні та шатунні шийки колінчастого валу двигуна, та зміни умов руху зразка озброєння.

Практичне вирішення зазначеної задачі пропонується здійснити за рахунок впровадження електромеханічної системи змащування (ЕМСЗ) двигуна у якій електричний насос керується мікроконтролером, який отримує інформацію необхідну для підтримання оптимального процесу змащування за допомогою сенсорів кількості обертів, тиску масла, навантаження на двигун та температури масла [6].

Метою статті є аналіз збільшення значення ресурсу двигуна внутрішнього згоряння зразків озброєння та військової техніки при впровадженні в його конструкцію електромеханічної системи змащування, та визначення впливу товщини масляної плівки на процес змащування корінних та шатунних підшипників колінчастого валу.

Виклад основного матеріалу

Повне розуміння навантажень, що діють в деталях кривошипно-шатунного механізму, можна отримати на основі поєднання усіх сил, які виникають у цьому механізмі під час роботи двигуна. Більше того, оскільки у кожному з циліндрів багаточисельного двигуна роботи усіх сил теоретично повинні бути однаковими, тому при аналізі комбінованої дії різних сил ми можемо обмежитися прикладом одноциліндрового двигуна. Для проведення комп'ютерного моделювання були використані конструктивні параметри поширеного в зразках ОБТ Збройних Сил України чотирьохтактного двигуна ЯМЗ-236.

Схема прикладення діючих сил та її залежність відносно кута повороту колінчастого валу φ , такого двигуна наведена на рис. 1.

У кривошипно-шатунному механізмі двигуна діють наступні сили: сила тиску газів F_z , сила інерції зворотно-поступально рухомих мас F_j і відцентрова сила інерції F_c .

Сили тиску газів F_z та сили інерції F_j прикладені до поршня і діють вздовж його осі. Отже сума цих двох сил є сумарною силою, яка діє по осі поршня. В скалярному вираженні вона визначається за формулою [7]:

$$F = F_z + F_j. \quad (1)$$

Рис. 1. Зміна сили, яка діє на підшипник:

а – колінчастого валу;

б – схема дії усіх сил на підшипник колінчастого валу

Джерело: розроблено авторами за даними [8].

Для виведення розрахункових моделей виконаємо певні механіко-математичні процедури.

Перенесемо силу F в центр поршневого пальця та розкладемо її на дві складові:

– силу, направлену по осі шатуну

$$F_{uu} = \frac{F}{\cos(\beta)};$$

– силу, перпендикулярну до осі циліндра

$$N = F \cdot \operatorname{tg}(\beta).$$

Перенесемо силу F_{uu} в центр шатунної шийки і розкладемо її на дві складові, а саме: на силу F_z , яка діє по осі кривошипа:

$$F_z = \frac{F \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1}, \quad (2)$$

та дотичну силу F_T , яка перпендикулярна силі F_z :

$$F_T = \frac{F \cdot \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1}. \quad (3)$$

Під час розрахунку на міцність та зношування шатунної і корінної шийки колінчастого валу велике значення має визначення дійсних значень зусиль, які діють на ці деталі. На шатунну шийку діють: сила F_{ui} – яка направлена по шатуну і сила $F_2 = m_2 \cdot r \cdot \omega^2$ – відцентрова сила інерції маси ша-

туна m_2 . Рівнодіючу сил F_Z і можна знайти при геометричному додаванні цих сил. Цю силу називають питомою силою навантаження F_Q .

Модуль її значення можна знайти за формулою:

$$F_Q = \sqrt{\left(\frac{F \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1} + m_2 r \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{F \cdot \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1} \right)^2}. \quad (4)$$

Отримані у результаті комп'ютерного моделювання графіки зміни розглянутих сил, які діють на

корінні та шатунні шийки колінчастого валу зображені на рис. 2.

Рис. 2. Сили які діють на підшипник колінчастого валу під час його обертання
Джерело: розроблено авторами за даними [8].

В класичній теорії двигунобудування [9] нехтують складною формою зміни зазначеної сили, натомість використовують середнє значення сили

F_Q , а за його значенням розраховується середній тиск питомого навантаження на проекцію площі шатунних та корінних шийок КВ.

$$p_{num} = \frac{\sqrt{\left(\frac{F \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1} + m_2 r \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{F \cdot \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)))}{\lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 1} \right)^2}}{d \cdot l}, \quad (5)$$

де d та l діаметр та довжина шатунної або корінної шийки.

Цілком очевидно, що необхідно зауважити про те, що такий підхід, який передбачає усереднення основних чинників, які безпосередньо впливають на процес змащування підшипників кривошипу двигуна не може забезпечити правильний розрахунок

необхідної кількості та тиску моторного масла в підшипниках при різних режимах роботи двигуна.

Питомий тиск p_{num} в зазначеному підході є основною величиною для розрахунку параметрів системи змащування. Одним із таких параметрів є мінімальна товщина масляного шару h_{min} , яку можна визначити за допомогою наступної формули:

$$h_{min} = \frac{\mu \cdot n \cdot d^2}{18.36 \cdot \delta \cdot c} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{F \cdot \cos(a + \arcsin(\lambda \cdot \sin(a)))}{\lambda^2 \cdot \sin(a)^2 - 1} + m_2 r \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{F \cdot \sin(a + \arcsin(\lambda \cdot \sin(a)))}{\lambda^2 \cdot \sin(a)^2 - 1} \right)^2}{d \cdot l}}, \quad (6)$$

де $\mu = \mu_0 \cdot e^{-b \cdot t}$ – в'язкість моторного масла, Па·с;
 μ_0 – в'язкість моторного масла при температурі 0°C, Па·с;
 b – індекс в'язкості моторного масла для кожного типу масла;
 t – температура масла, C°;
 n – кількість обертів колінчастого валу двигуна, об/хв;

δ – радіальний зазор, м;
 $c = 1 + \frac{d}{l}$ – коефіцієнт форми підшипника.

Графіки зміни $h_{\min}$ при фіксованих значеннях температури масла в залежності від кута повороту колінчастого валу φ , отримані завдяки проведеному комп'ютерному моделюванню, та схематичне зображення підшипника з епюром сил представлені на рис. 3.

Рис. 3. Зміна мінімальної товщини масляного шару за один цикл роботи ДВЗ:
 а – при різних температурах моторного масла;
 б – схематичне зображення підшипника колінчастого валу ДВЗ з епюром сил
 Джерело: розроблено авторами за даними [8].

На основі аналізу рис. 3 можна зробити висновок, що мінімальна товщина масляного шару під час одного циклу роботи двигуна не є постійною а стрімко змінюється. Зокрема, необхідно зауважити, що в момент повороту колінчастого валу на кут 180° і $540^\circ \pm 30^\circ$, а особливо на куті повороту $360^\circ \pm 5^\circ$, під час якого відбувається робочий хід і швидкість руху поршня стає максимальною, при цьому товщина масляної плівки набуває мінімального значення $h_{\min} > 2 \text{ мкм}$, отже відбувається явище гострого масляного голодування підшипника [10], а це означає, що в цьому випадку різко зростає ймовірність безпосереднього контактування металевих поверхонь в підшипниковій парі шийка колінчастого вала – вкладиш.

Для вирішення задачі детальної оцінки умов змащування в парі шийка – вкладиш було прийнято рішення визначити конкретне значення питомої F_Q в режимі реального часу. На основі розрахованого за складним співвідношенням послідовного ряду числових значень авторами була знайдена значно простіша

апроксимуюча математична модель, яка дозволяє швидко і з необхідною точністю розраховувати (в реальному масштабі часу) значення $F_Q'(n)$, в залежності від числа оборотів кривошипу двигуна. Отримана формула наведена нижче:

$$F_Q'(n) = 38.6 + 4.3 \cdot n + 0.0023 \cdot n^2 + 0.53 \cdot 10^{-6} \cdot n^3. \quad (7)$$

За допомогою апроксимуючої математичної моделі (7), та на основі використання рівняння Рейнольдса для руху рідини при турбулентному режимі [11], була створена математична модель, яка дозволяє розраховувати оптимальний режим змащування підшипників колінчастого валу, при якому товщина масляного шару не буде зменшуватися менше ніж $h_{\text{const}} = 10 \text{ мкм}$, що забезпечить рідинний режим їх змащування, і при цьому буде враховуватися зміна температури моторного масла та нелінійної залежності зміни навантаження на підшипники кривошипу ДВЗ.

Дана модель представлена наступною формулою:

$$P_m(F_Q'(n), n, t) = \frac{5.84 \cdot R^2 \cdot F_Q'(n) \cdot \rho \cdot h_{\text{const}} \cdot c}{g \cdot q^2 \cdot d^3 \cdot \mu(t) \cdot n}, \quad (8)$$

де R – розхід масла через підшипник, м³/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

ρ – густина масла, $\text{м}^3/\text{кг}$;

q – коефіцієнт розходу масла через підшипник.

Отримані у результаті комп'ютерного моделювання у вигляді графіків залежності зміни тиску

моторного масла, яке необхідно подати до підшипників КВ для забезпечення оптимальних умов змащування зображені на рис. 4.

Рис. 4. Зміна тиску подачі масла в підшипнику колінчастого валу:

а) при використанні MC3 та EMC3;

б) розрахована необхідна зміна тиску масла при використанні EMC3 при зміні частоти обертання КВ та температури моторного масла

Джерело: розроблено авторами.

Аналіз даних залежностей показує, що використання електромеханічної системи змащування оптимізує процес змащування корінних та шатунних підшипників КВ, а зміна температури масла є одним із визначальних факторів, які суттєво впливають на забезпечення рідинного режиму змащування.

Визначимо коефіцієнт тертя f_{mp} в підшипниках кочення кривошипу при використанні електромеханічної системи змащування та при застосуванні механічної (класичної) системи змащування. Для цього скористаємось наступною формулою:

$$f_{mp} = f_{ж}(1 - \zeta) + f_{с} \cdot (\zeta) = \pi \cdot \left(\frac{\mu(t) \cdot \omega}{P_{num} \cdot \psi^2} \cdot \psi \cdot (1 - \zeta) + \sqrt{\frac{\mu(t) \cdot \omega}{P_{num} \cdot \psi^2}} \cdot \psi \cdot (\zeta) \right), \quad (9)$$

де $\zeta = \frac{2 \cdot 10^{-6}}{h_{\min}}$ – ймовірність сухого контакту поверхонь підшипника;

ψ – відносний зазор, м.

Графічне зображення зміни коефіцієнту тертя f_{mp} в підшипниках колінчастого валу двигуна в залежності від величини температури моторного масла при використанні розглянутих систем змащування отримане у результаті комп'ютерного моделювання представлено на рис. 5. Аналіз рис. 5 дає можливість зробити висновок, що використання електромеханічної системи змащування знижує значення коефіцієнту тертя в середньому на 40%. Виходячи з припущення [12], про лінійний зв'язок між інтенсивністю зношування підшипника і коефіцієнтом тертя f_{mp} , що обумовлено частковою роботою підшипника в умовах змішаних режимів змащування, пропонується визначати інтегральний показник зносу I . Даний параметр представляє собою визначений інтеграл від функції коефіцієнту тертя f_{mp} в шатунному підшипнику відносно кута

повороту колінчастого валу ϕ , та визначається за наступною формулою:

$$I = \int_0^{\phi} f_{mp}(\phi) d\phi, \quad (10)$$

Рис. 5. Зміна коефіцієнту тертя підшипника колінчастого валу при зміні температури моторного масла

Джерело: розроблено авторами.

Графіки, які показують відношення між показником зносу шатунного підшипника I у разі використання механічного масляного насосу, та при

електромеханічному способі змащування, відносно зміни температури моторного масла, представлені на рис. 6.

Рис. 6. Зміна інтегрального показника зносу підшипника колінчастого валу при зміні температури моторного масла
Джерело: розроблено авторами.

Аналіз графічно відображених залежностей показаних на рис. 6 дозволяє зробити висновок, що у разі використання електромеханічного принципу змащування ДВЗ показник зносу буде суттєво меншим, особливо при пуску двигуна при низьких температурах моторного масла. Для оцінки степені збільшення ресурсу Δ у разі використання електромеханічного принципу змащування двигуна, скористаємось наступною аналітичною залежністю [12]:

$$\Delta = \frac{(I_{MC3} - I_{EMC3}) \cdot a}{I_{MC3} \cdot a + I_{CP} \cdot (1 - a)} \cdot 100\%, \quad (11)$$

де I_{MC3} – показник зносу при використанні штатної механічної системи змащування;

I_{EMC3} – показник зносу при використанні електромеханічної системи змащування;

I_{CP} – показник зносу при сталому режимі роботи двигуна при використанні електромеханічної системи змащування;

a – показник нестационарного (робота з варіативним числом обертів) режиму роботи двигуна.

За результатами аналітичних розрахунків при наступних значеннях вихідних параметрів: температура масла $t = 90^\circ\text{C}$, номінальні оберти колінчастого валу $n_n = 1500 \text{ об/хв}$, визначені такі значення компонентів моделі (11): $a = 0.05$; $I_{MC3} = 0.79$; $I_{EMC3} = 0.34$; $I_{CP} = 0.14$. У підсумку для досліджуваного двигуна згідно розрахунків проведених за формулою (11), з'ясовано, що використання електромеханічної системи змащування дозволяє змен-

шити інтенсивність зносу підшипників колінчастого валу двигуна на 12.35%, що дає можливість стверджувати про відповідне збільшення ресурсу двигуна внутрішнього згоряння.

Висновок

Виконані в даній роботі дослідження дозволяють зробити висновок про те, що існує вагомий потенціал для збільшення ресурсу використання двигунів внутрішнього згоряння зразків ОВТ на основі впровадження у їх конструкцію електромеханічної системи змащування. Як показали теоретичні і експериментальні дослідження, штатна механічна система змащування розраховується на усереднений варіант експлуатації двигунів і крім того, сам принцип її функціонування не дозволяє враховувати більшість факторів і особливостей режимів експлуатації двигунів внутрішнього згоряння зразків ОВТ, тому її заміна або доповнення електромеханічною системою дозволяє забезпечити більш оптимальний режим змащування і, як наслідок – суттєво збільшити ресурс двигунів зразків ОВТ. В перспективі передбачається на основі використання більш потужної в обчислювальному відношенні мікропроцесорної системи створити електромеханічну систему змащування з розділеними каналами подачі масла до вузлів кривошипно-шатунного механізму, у якій будуть контролюватися і підтримуватися необхідні для створення оптимального режиму змащування складні діаграми зміни тиску масла в кожному вузлі окремо в залежності від значень усіх факторів впливу на процеси їх змащування.

Список літератури

1. Хрулев А.Э. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС / А.Э. Хрулев // Двигатели внутреннего сгорания – 2018. – № 1. – С. 74-88.
2. Денисов А.С. Влияние условий смазки на толщину масляного слоя в шатунных подшипниках дизельного двигателя / А.С. Денисов, И.К. Данилов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2005. – № 3. – С. 11-21.
3. Аулін В.В. Підвищення експлуатаційної надійності машин шляхом модифікування моторної оливи / В.В. Аулін, С.В. Лисенко, О.В. Кузик // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. – Х. : ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 127-133.
4. Hera V.Y. Analytical model of the optimal lubrication mode for internal combustion engines of arming and military machinery / V.Y. Hera, Yu.Va. Shabatura. – 2019. – № 2(7). – Р. 38-45.
5. Гера В.Я. Електромеханічна система змащування двигунів озброєння та військової техніки з мікропроцесорним управлінням, яка враховує нелінійний характер зміни характеристик масла від температури / В.Я. Гера, Ю.В. Шабатура // Збірник тез доповідей V Всеукраїнської курсантсько-студентської науково-практичної конференції. – 2009. – С. 22-23.
6. Гера В.Я. Мікропроцесорна система контролю і управління процесом змащування двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) бойових машин / В.Я. Гера, Ю.В. Шабатура // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ”. – Львів, 14-15 травня 2018 р. – С. 40-43.
7. Попык К.Г. Автомобильные и тракторные двигатели. пособие для вузов / К.Г. Попык, И.М. Ленин, О.М. Машкин. – М.: “Высшая школа”, 1969. – 650 с.
8. Анисимов А.И. Транспортная энергетика / А.И. Анисимов. – Тюмень: ПГУАС, 2016. – 58 с.
9. Белов П.М. Двигатели армейских машин / П.М. Белов, В.Р. Бурячко, Е.И. Акатов; под общ. ред. Н.Х. Дьяченко. – М.: Воениздат, 1971. – 508 с.
10. Кольчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.П. Кольчин, В.П. Демидов. – М. “Высшая школа”, 2008. – 493 с.
11. Чернявский С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернявский. – М.: Гос. научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 239 с.
12. Таланов Л.В. Смазка авиационного двигателя / Л.В. Таланов. – М.: ГНИ, 1988. – 120 с.
13. Альмеев Р.И. Повышение долговечности подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей путём применения управляемой предпусковой смазочной системы: дис. ... канд. техн. наук: 12.05.22 / Альмеев Руслан Игоревич. – Саратов, 2011. – 136 с.

Надійшла до редколегії 01.09.2020

Схвалена до друку 13.10.2020

Відомості про авторів:

Гера Володимир Ярославович

ад'юнкт
Національної академії
сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного,
Львів, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-5824-4214>

Шабатура Юрій Васильович

доктор технічних наук
завідувач кафедри
професор Національної академії
сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного,
Львів, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-9961-1244>

Information about the authors:

Volodymyr Hera

Doctoral Student
of the National Academy of Land Forces
named after Hetman Petro Sagaidachny,
Lviv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-5824-4214>

Yuriy Shabatura

Doctor of Technical Sciences Professor
Head of Department
of the National Academy of Land Forces
named after Hetman Petro Sagaidachny
Lviv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-9961-1244>

ОЦЕНКА УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ОБРАЗЦОВ ВООРУЖЕНИЯ И ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ В РЕЗУЛЬТАТЕ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СМАЗКИ

В.Я. Гера, Ю.В. Шабатура

В статье авторы рассматривают актуальную проблему увеличения ресурса двигателей внутреннего сгорания вооружения и военной техники при использовании электромеханической системы смазки. Проведен подробный анализ и теоретические расчеты сил, возникающих в кривошипно-шатунном механизме двигателя, приведены графические зависимости действия этих сил на подшипники коленчатого вала силовой установки автомобиля. Описана взаимосвязь между величиной нагрузки, возникающей при сгорании топливной смеси, и толщиной масляной пленки на поверхности коренных и шатунных подшипников двигателя. Приведены причины и последствия “нехватки масла” рабочих поверхностей двигателя внутреннего сгорания. Сравнительный анализ электромеханической системы смазки и механической системы смазки (классической), преимущества использования электромеханического принципа смазывания компонентов двигателя.

Ключевые слова: сила давления газа, удельная нагрузка, удельное давление, минимальная толщина масляного слоя, давление масла, коэффициент трения, ресурс двигателя.

ESTIMATION OF INCREASE OF RESOURCE OF ENGINES OF INTERNAL COMBUSTION OF SAMPLES OF WEAPON AS A RESULT OF IMPLEMENTATION OF ELECTROMECHANICAL LUBRICATION SYSTEM

V. Hera, Yu. Shabatura

In the article the authors consider the topical issue, increasing the service life of the internal combustion engine of weapons and military equipment under the condition of using an electromechanical system of their lubrication. The detailed analysis and theoretical calculation of forces that occur in the crank mechanism of the engine are carried out, graphical dependencies of the effect of these forces on the bearings of a crankshaft of the power plant of the vehicle result. The relationship between the magnitude of the load due to the combustion process of the fuel mixture and the thickness of the oil film on the surface of the main and connecting rod bearings of the engine crankshaft described. The causes and consequences of “oil starvation” of the working surfaces of the internal combustion engine are given. An analytical analysis of the process of supplying engine oil to the crankshaft bearings of the engine. An approximation dependence proposed which makes it possible to determine the force of the load on the crankshaft bearings depending on the speed of the crank in real time. The authors created a mathematical model of the optimal mode of lubrication of the internal combustion engine, which takes into account the full range of parameters that affect the process of supplying engine oil to engine parts, namely: engine oil temperature, engine crankshaft speed, engine oil pressure and external load factor. Due to the conditions of movement of the sample of military equipment. Comparative analysis between the electromechanical lubrication system and the mechanical lubrication system (classical), the advantages of using the electromechanical principle of lubrication of working parts during engine operation under maximum load. A rupture characteristic shown which shows the nonlinear nature of the process of supplying motor mass to engine parts. The authors disclose a method for estimating the service life of the power plant from the parameter of the coefficient of friction, which depends on the thickness of the oil film.

Keywords: gas pressure force, specific load, specific pressure, minimum oil layer thickness, oil pressure, coefficient of friction, engine resource.