

УДК 621.9.06

СТАБІЛІЗАЦІЯ ПОЛОЖЕННЯ КРИВОШИПА ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ В ГІДРОСТАТИЧНІЙ ОПОРІ

Сахно Ю.О., д. т. н.

Чернігівський державний технологічний університет,

Сахно Є.Ю., д. т. н.,

Шевченко Я.В., ст. викладач

Чернігівський державний інститут економіки і управління

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті наведено нову систему живлення гідроопор колінчатого вала двигуна внутрішнього згорання автомобіля. Проведено дослідження зміни тиску у кишені опори в залежності від радіального зміщення вала.

Ключові слова - двигун внутрішнього згорання, система живлення, гідроопори колінчатого вала.

Вступ. Під час роботи двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) відбуваються вібраційні процеси, які залежать від багатьох факторів впливу, таких як тертя поверхонь під час зворотньо-поступального руху деталей, вибух у циліндрі, навантаження на корінну шийку кривошипа зі сторони коробки передач, та інших. Тому для зменшення навантаження на корінні шийки кривошипу необхідно використовувати додаткові технологічні методи та прийоми, що дозволяють зменшувати рівень коливань ДВЗ під час його роботи.

Аналіз статей і публікацій. Відомо рівняння [1] руху автомобіля на горизонтальній ділянці, яке описане формулою: $M_{авт} \frac{dv}{dt} = P_{руш} - P_f$, де $M_{авт}$ – приведена маса машини; dv/dt - прискорення при виконанні технологічної роботи; $P_{руш}$ – рушійна сила; P_f – сила опору коченню. При цьому рушійна сила машини визначається за відомою формулою: $P_{руш} = \frac{M_{кр} \eta_{тр} i_{тр}}{r_k}$, тут $M_{кр}$ – крутний момент двигуна; $\eta_{тр}$ – К.К.Д. трансмісії; $i_{тр}$ – загальне передатне число трансмісії; r_k – радіус кочення.

Прикладений до вала двигуна сумарний момент інерції усіх мас вважають постійним. В цьому випадку рівняння руху мас, що

обертаються, записується у вигляді [2,3]: $J_n \frac{d\omega}{dt} = M_\delta - M_o$, де J_n – момент інерції всіх мас, що обертаються, прикладених до валу двигуна; M_δ – рушійний момент на валу; M_o – момент опорів на валу.

В роботі [4] приведено дослідження складної динамічної схеми ротор – опори – корпус газотурбінного двигуна, за допомогою масових реологічних моделей. Досліджуючи отриману модель, отримують АЧХ для ротора в опорі $x_p = f_p(\omega)$, втулки вібратора демпфера $x_\delta = f_\delta(\omega)$ та корпусу $x_k = f_k(\omega)$. Для побудови розрахункових залежностей необхідно скласти рівняння коливань системи релаксаційного демпфірування під дією збуджуючої сили $F_\varphi = \Delta\omega^2 \sin \omega t$:

$$-m_p \ddot{x}_p + K(\omega)(x_p - x_k) = \Delta\omega \sin \omega t;$$

$$-m_p \ddot{x}_p + c_3 x_k = K(\omega)(x_p - x_k);$$

$$(c_1 + id_1\omega)(x_\delta - x_k) = c_2(x_p - x_\delta),$$

де $K(\omega)$ – динамічна жорсткість моделі, $i = \sqrt{-1}$; m_p , m_k – відповідні маси ротора і опору; x_p , x_k , x_δ – переміщення ротора, корпусу і демпфера.

Розглядаючи рух кривошипу без врахування обертового моменту його переміщення в радіальному напрямку можливо описати у відповідності з основним законом динаміки поступального руху:

$$m \frac{d^2 h_0}{dt^2} = p_{k_2} \cdot F_2 - T_1 - p_{k_1} \cdot F_1 - P_2^*,$$

де m – маса частин, що рухаються; $d^2 h_0 / dt^2$ – прискорення частин, що рухаються; p_{k_1} та p_{k_2} – тиски у кишнях гідроопори; T_1 – сила рідинного тертя; P_2^* – сила зовнішнього навантаження; h_0 – переміщення корінної шийки кривошипа відносно осі гідроопори; t – час.

Для визначення переміщень в отриманій еквівалентній балці [5] використовують універсальне рівняння пружної лінії:

$$\delta(x) = w_0 + \Theta_0 x + \frac{1}{EI} \times \left[\sum_1^i M \frac{(x-l_i)^2}{2} + \sum_1^i P \frac{(x-l_i)^3}{6} + R \frac{x^3}{6} \right],$$

де x – отримана координата; $w(x)$ – зігнутість балки в отриманій координаті; w_0 – початкова зігнутість балки в лівій опорі; Θ_0 – початковий кут повороту в лівій опорі; M – згинаючий момент

на відповідній ділянці; P – поперечна сила на відповідній ділянці; R – реакція в лівій опорі; l – координата відповідної ділянки.

Постановка задачі дослідження. В даній роботі поставлено задачу вдосконалити систему живлення корінного підшипника ДВЗ шляхом усунення металевго контакту між спряженими поверхнями керуючого золотника і валу для зменшення величини ударних навантажень, і дослідити зміну тиску в модернізованій опорі в наслідок збільшення навантаження на кривошип.

Виклад основного матеріалу. Авторами пропонується нова конструкція регулятора жорсткості гідростатичної опори ДВЗ, що дозволяє здійснювати контроль переміщень кривошипу при різних навантаженнях безпосередньо в точці найбільшого зміщення валу. Це дає можливість своєчасної автоматичної компенсації витрат рідини змащування в гідростатичній опорі (ГСО) з підвищенням жорсткості опори в моменти перевантажень.

Запропонований регулятор показано на рис.1. Конструкція даного пристрою складається з блоку ДВЗ 10, на якому закріплено датчик електромагнітного імпульсу ДІ, що має гвинт 8 для регулювання зазору δ_2 , підсилювач електричного імпульсу ПІ; розподільника потоку РІ, автономного джерела живлення системи Н2 та додаткового каналу 9.

Контроль переміщень кривошипу підчас перевантажень здійснюється за допомогою кільця 6 з феромагнітними вставками 5.

Кільце закріплене на корінній шийці кривошипу 4 гвинтами 7 встановленими під кутом 120° , і є проміжною ланкою між корінною шийкою 4 кривошипу 2 і датчиком електричного імпульсу ДІ.

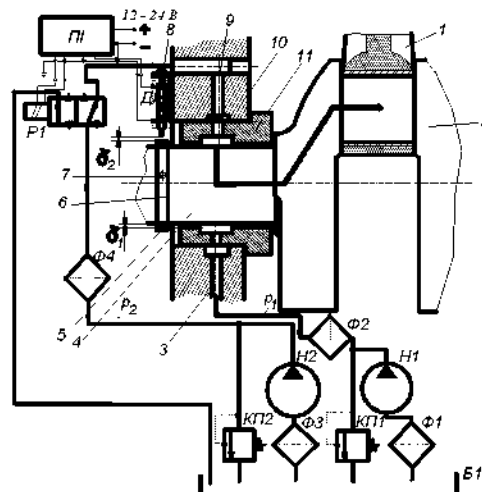


Рис.1. Система живлення модернізованої гідроопори:

1 – шатун; 2 – кривошип; 3 – робочий канал подачі рідини змащування; 4 – корінна шийка кривошипа; 5 – феромагнітна вставка; 6 – кільце; 7 – гвинт кріплення; 8 – датчик імпульсу; 9 – канал подачі додаткової порції рідини змащування; 10 – корпус ДВЗ; 11 – корінний підшипник

Після встановлення в кільце чотирьох феромагнітних вставок 5 (в прорізи через 90°), зовнішня поверхня кільця оброблена шліфуванням.

Робота регулятора полягає в наступному. В момент запуску двигуна кривошип 2 завдяки зміщенню шатуна 1 починає обертатися.

При максимальному навантаженні, фізична вісь обертання кривошипа 2 зміщується відносно геометричної вісі під дією сил навантаження. При цьому зазор δ_2 зменшується і феромагнітна вставка 5 наближається до датчика ДІ викликаючи підсилення збудження в котушці, в наслідок чого виникає стрибок напруги (імпульс). Далі сигнал потрапляє до підсилювача імпульсів ІІІ, де підсилюється і подається до розподільника РІ. В наслідок чого електричний розподільник РІ спрацьовує відкриваючи прохід рідині змащування від додаткової системи з тиском p_2 від насоса Н2 до гідростатичної опори І1, доповнюючи систему живлення від насосу Н1 через канал 3 з тиском p_1 . Величина відкриття розподільника РІ відповідає силі току поданого з підсилювача імпульсів ІІІ, яка залежить від правильності регулювання робочого зазору δ_2 між датчиком ДІ і кільцем 6. Таким чином здійснюється компенсація недостачі витрат рідини змащування в гідроопорі. Величина компенсації тисків залежить від величини відкриття вікна каналу підводу рідини, яка в свою чергу залежить від величини переміщення кривошипу під навантаженням зі зменшенням робочого зазору δ_1 .

Для проведення дослідження зміни тисків в ГСО розглянемо гідростатичну опору рис. 2 у вигляді розрахункової схеми показавши сили, що впливають на роботу ДВЗ.

На елемент, кільця опори з шириною dr (рис. 2), прикладена по радіусу r сила dP , яка визначається як:

$$dP = 2\pi \cdot r \cdot p \cdot dr. \quad (1)$$

З урахуванням того, що dP діятиме на всю поверхню гідроопори отримаємо значення для повної сили яка діятиме по поверхні:

$$P = 2\pi \int_{R_0}^R r \cdot p \cdot dr. \quad (2)$$

Визначаємо значення p , тиску по радіусу гідроопори, прийнявши, що витрата рідини через кільцевий зазор за умови $h' = h$ (рис. 2) буде дорівнювати:

$$Q = \frac{(p_k - p_n) \cdot \pi h^3}{6\mu_g \cdot l}, \quad (3)$$

де p_k – тиск у кармані гідроопори; p_h – втрати тиску через кільцеву щілину; $h = h$ – зазор між опорними поверхнями гідроопори; μ_g – динамічна в'язкість рідини змащування.

Знаходимо витрати рідини для елементарної кільцевої поверхні радіусом r та шириною dr :

$$Q = \frac{\pi}{6\mu_g} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot h^3, \text{ звідки } dp = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \cdot \frac{dr}{r}. \quad (4)$$

Проінтегрувавши отримане рівняння (4), знаходимо тиск за радіусом r :

$$p = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \int_r^R \frac{dr}{r} = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R}{r}. \quad (5)$$

Значення r замінюємо величиною R_0 – радіусом кармана гідроопори (рис. 2), тоді перепад тиску Δp в спряженні кривошип – гідроопора визначиться як:

$$\Delta p = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{h^3 \cdot \pi}; \quad p_k - p_h = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{h^3 \cdot \pi}. \quad (6)$$

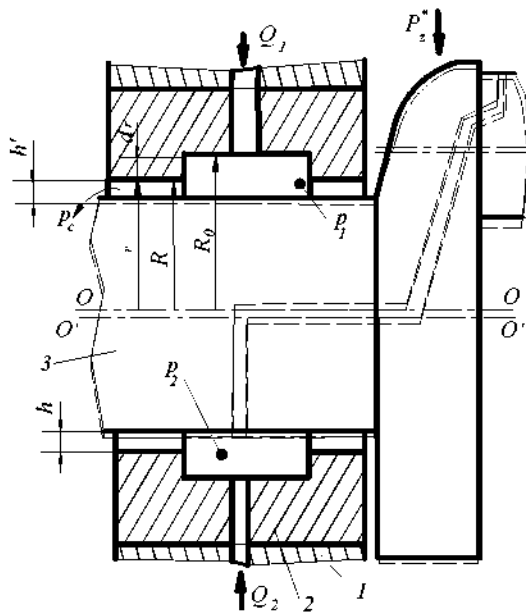


Рис. 2. Розрахункова схема гідростатичної опори:
1 – корпус ДВЗ; 2 – підшипник ковзання гідроопори; 3 – корінна шийка кривошипа

Визначаємо значення тиску в кармані p_k при зміні зазору між робочими поверхнями до критичної величини δ_0 , що змінюватиметься до значення h_0 :

$$p_k = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3 \cdot \pi} + p_h; \quad p_h = \frac{48\mu_g \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot R \cdot h^3}, \quad (7)$$

$$\text{тоді } p_{k_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3 \cdot \pi} + \frac{48\mu_g \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot R \cdot h^3}, \quad (8)$$

де Q – витрата рідини змащування; μ_g – динамічна в'язкість рідини змащування; R – зовнішній радіус кармана; R_0 – внутрішній радіус кармана; $l = R - R_0$ – товщина стінки кармана; h – кільцевий зазор між корінною шийкою кривошипа і підшипником ковзання; δ_0 – переміщення корінної шийки кривошипа до утворення критичного зазору; h_0 – діаметральне значення зміни розмірів щілини на Δh .

Для отримання розгорнутої картини залежності тиску у кармані гідроопори p_k від величини h_0 , тобто функції $p_k = f(h_0)$, рівняння (8) розв'яжемо за допомогою ПЕОМ (привівши його до вигляду зручного для розрахунку на ПЕОМ):

$$p_{k_1} = \frac{6\mu_g \cdot Q}{\pi} \cdot \left(\frac{\ln \frac{R}{R_0}}{(\delta_0 - h_0)^3} + \frac{8l}{R \cdot h^3} \right). \quad (9)$$

Блок-схема програми приведена на рис. 3.

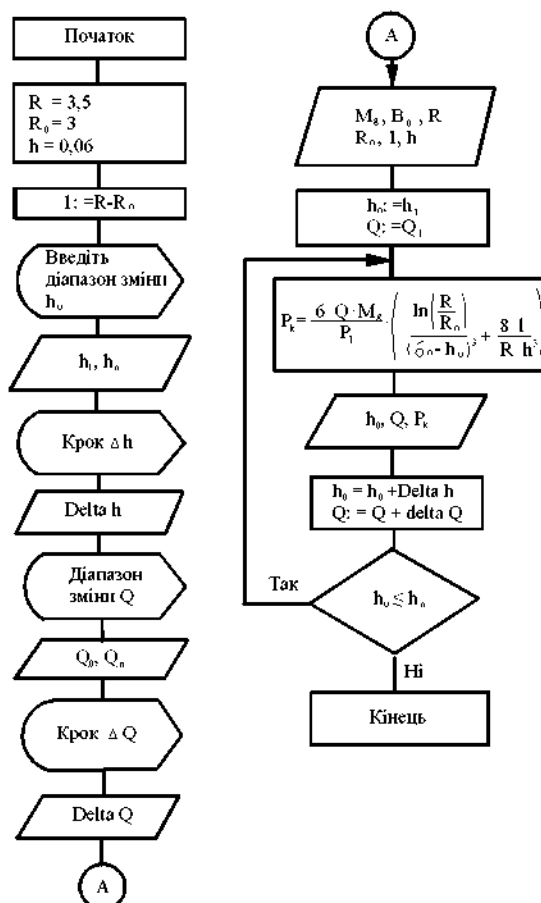


Рис. 3. Блок-схема програми

Припускаємо, що у рівнянні (9): $h = \delta_{max} = 0,008$ мм, тоді приймаємо умову, що:

1) h_0 збільшується від 0 до 0,0075 мм, при $\Delta h = 0,0001$ мм при зміні розрахункової витрати Q від 66,66 $\text{см}^3/\text{с}$ до 43,223 $\text{см}^3/\text{с}$, з величиною $\Delta Q = 0,031$ $\text{см}^3/\text{с}$.

2) h_0 зростає від 0,0075 мм до 0,008 мм при $\Delta h = 0,0001$ мм, а зміна витрати становитиме $Q = 43,223 \div 41,66$ $\text{см}^3/\text{с}$, при $\Delta Q = 0,031$ $\text{см}^3/\text{с}$.

Після розрахунку ПЕОМ, виходячи з отриманих значень p_k та h_0 будемо графік (рис. 4) залежності $p_k = f(h_0)$, яка спостерігається до $h = \delta_0 - h_{0,max} = 0$.

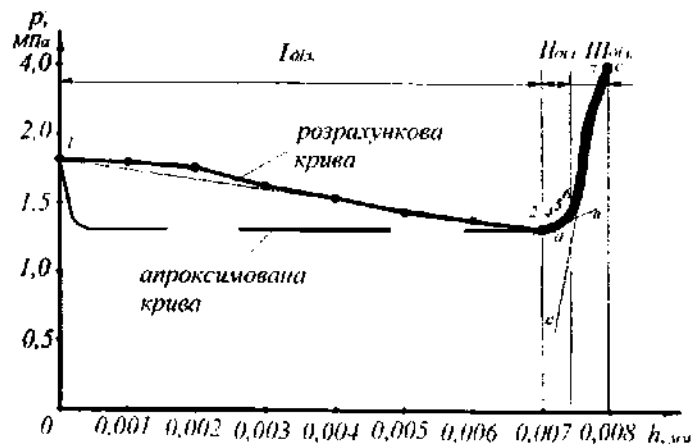


Рис. 4. Графік $p_k = f(h_0)$

На графіку (рис. 4) p_k – тиск у кишені гідроопори, h – переміщення осі корінної шийки кривошипа відносно центра підшипника ковзання.

Для перевірки правильності розрахунків змінюємо значення R , R_0 та l і після перерахунку на ПЕОМ робимо висновок, що при зміні цих параметрів, змін для залежності $p_k = f(h_0)$ не спостерігаються. Визначаємо витрату рідини змащування з урахуванням коефіцієнту витрат, записавши рівняння витрати рідини у кишені гідроопори:

$$(Q_2 - K_y \cdot p_k) \cdot dt = \beta \cdot V_0 dp_{k_2} + F_2 dh_0, \quad (10)$$

де K_y – коефіцієнт втрат; β – коефіцієнт стискаємості рідини.

Стиснення рідини змащування, (для розрахунку приймається $\beta = 5,8 \cdot 10^{-5}$ $\text{см}^2/\text{кг}$); V_0 – об'єм рідини у кишені з тиском p_2 і напірному каналі при значенні $h_0 = 0$; F_2 – ефективна площа кишені гідроопори; t – час; h_0 – переміщення корінної шийки кривошипа

відносно осі гідроопори; p_{k_2} - тиск у кишені гідроопори; Q_2 – витрата рідини змащування в гідроопорі для кишені з тиском p_2 .

Об'єм рідини у кишені гідроопори V_0 визначатиметься як сума об'ємів рідини змащування, що знаходиться у самій кишені V_{0_1} і об'єму рідини $V_{0_{\text{ноо}}}$ у каналі подачі системи змащування:
 $V_0 = V_{0_1} + V_{0_{\text{ноо}}}$.

При цьому об'єм рідини змащування, що знаходиться у самій кишені визначиться як:

$$V_{0_1} = \frac{\pi R_0^2}{1} \cdot h_0^* \quad (11)$$

де h_0^* - глибина кишені; R_0 – її радіус.

Об'єм рідини, що знаходиться у каналі системи змащування буде рівним:

$$V_{0_{\text{ноо}}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \quad (12)$$

Ефективна площа кишені гідроопори F_2 визначиться як: $F_2 = \pi \cdot R_0^2$. Тоді об'єм рідини у кишені гідроопори становитиме:

$$V_0 = 7,065 + 3,53 = 10,59 \text{ см}^3.$$

Значення K_y , знайдемо з рівняння Пуазейля витікання рідин через щілини: $Q_{\text{вип}} = \frac{\pi \cdot Z^3 \cdot R}{48 \mu_g \cdot l} \cdot p_{k_2}$. За умови $Z = h$ матимемо:

$$K_y = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot R}{48 \mu_g \cdot l}.$$

Підставляючи отримані раніше значення до цього рівняння матимемо коефіцієнт втрат через щілини гідроопори:

$$K_y = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot R}{48 \mu_g \cdot l} = \frac{3,14 \cdot 0,006^3 \cdot 3,5}{48 \cdot 0,0558 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5} = 1,773.$$

Для спрощення розрахунків і побудови залежності $p_k = f(h_0)$ скористаємося методом лінійно-кускової апроксимації [6] для підвищення точності наближення на заданому інтервалі. Побудований графік $p_k = f(h_0)$ розбиваємо на три ділянки та замінюємо прямими лініями, відповідно, a , b , c , які є дотичними до графіка реальних значень (рис. 4).

Рівняння для прямої ділянки a виглядатиме таким чином:
 $p_{k_1} = kh_0 + \xi_1$, де ξ_1 – коефіцієнт похибки, а $k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$,
де k – коефіцієнт нелінійності ділянки.

Для прямої, що проходить через дві задані точки з координатами (т. 1(0,0; 1,79) і т. 2(0,007; 12,3)) (рис.4) запишемо наступне:

$$k = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{1,23 - 1,79}{0,007 - 0} = -80,$$

$p_{k_1} = -80 \cdot h_0 + \xi_1$, а у зв'язку з тим, що $h_0 = 0$, тоді: $\xi_1 = 1,79$.

Тоді рівняння для прямої a на ділянці I, де $h_0 = 0 \div 0,007$, набуває вигляду:

$$p_{k_1} = -80 \cdot h_0 + 1,79. \quad (13)$$

Аналогічно отримуємо рівняння для ділянок II і III, відповідно прямі b і c , з координатами: пряма b , точка 4 (0,0071; 1,23), пряма c в точці 5 (0,0076; 1,53).

Для прямої b на ділянці II, де $h_0 = 0,007 \div 0,0076$, отримаємо:

$$p_{k_1} = 600 \cdot h_0 - 3,03. \quad (14)$$

І для точок 6 (0,0076; 1,53) та 7 (0,0079; 2,46) прямої c на ділянці III, при $h_0 = 0,0076 \div 0,008$, матимемо:

$$p_{k_1} = 77 \cdot h_0 \cdot 10^3 - 583,7. \quad (15)$$

За отриманими залежностями будуюмо апроксимовану криву (рис.4), яка наближена до розрахункової. З графіку видно, що похибка розрахунку знаходиться в межах 15%.

Висновки. Розроблена нова конструкція системи живлення гідроопор кривошипа ДВЗ, в якій, на відміну від існуючих, не відбувається металевого контакту між керуючим золотником та шийкою кривошипа.

Побудовано графік залежності тиску в кармані гідроопори від зміщення кривошипа під навантаженням. З графіка видно, що від початку роботи (ДВЗ) спостерігається падіння тиску p_{k1} до виходу кривошипа в центр гідроопори (т.2, рис.4), а при збільшенні h_0 , зміщення кривошипа спостерігається зростання тиску p_{k1} (т. 2; 7, рис.4) і компенсація відхилення.

Література

1. Щетинин Н.В. Методические основы исследования машин. Автореферат диссертации на соискание учёной степени доктора технических наук / Н.В. Щетинин. – Зеленоград: Азово-Черкасская государственная агро-инженерная академия, 2008. – 41 с.
2. Гоц А.И. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие / А.И. Гоц. – Владимир: Редакционно – издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
3. Иващенко Н.И. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем / Н.И. Иващенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 606 с.

4. Белоусов А.И. Исследование сложной динамической системы ротор – опоры – корпус газотурбинного двигателя с помощью многомассовых реологических моделей / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, А.И. Люев // Известия самарского научного центра Российской академии наук. – №2. – 2002. – Т.2. – С. 334 – 343.
5. Сопротивление материалов / [Ред. Г.С. Писаренко]. – К.: Вища школа, 1979. – 696 с.
6. Фильчаков П.Ф. Численные и графические методы прикладной математики. Справочник / П.Ф. Фильчаков. – К.: Наукова думка, 1970.- 799с.

СТАБИЛИЗАЦИЯ ПОЛОЖЕНИЯ КРИВОШИПА ПОД НАГРУЗКОЙ В ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЕ

Сахно Ю. А., Сахно Е. Ю., Шевченко Я. В.

Аннотация – в статье приведена новая система питания гидроопор коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания автомобиля. Проведены исследования изменения давления в кармане опоры в зависимости от радиального смещения вала.

REGULATION OF A CRANK POSITION BY LOAD IN THE HYDROSTATIC POST

U. Sahno, E. Sahno, Y. Shevchenko

Summary

In article the new power supply system of hydrostatic bears of a cranked shaft of an internal combustion engine of the car is resulted. Researches of change of pressure are conducted in a pocket of a support depending on radial displacement of a shaft.