

УДК 631.372

## АНАЛІЗ ТА НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д-240

Козаченко О.В., професор, Шкрегаль О.М., доцент,  
Сисой В.С., студент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна)*

*В роботі проаналізовано умови мащення деталей підшипникового вузла дизельного двигуна Д-240 за значеннями товщини оливної плівки та означені напрямки підвищення його ефективності шляхом зменшення інтенсивності зношування поверхонь тертя*

**Вступ.** Сучасні дизельні двигуни, що застосовують на тракторах сільськогосподарського призначення, обладнані системою мащення, яка є складною системою і включає обладнання забезпечення зберігання оливи, неперервну її подачу під заданим тиском до поверхонь тертя, очищення оливи від забруднення домішками, охолодження, а також контролю рівня, стану оливи та режимів мащення. На сьогодні на двигунах внутрішнього згоряння застосовують комбіновану систему мащення [1].

Системи мащення двигунів мають істотний недолік, який полягає в тому, що при пусковому режимі роботи, особливо в зимовий період, коли в'язкість оливи збільшується, відбувається запізнення її подачі у місця тертя. При цьому виникає граничне або сухе тертя, що призводить до значного зносу спряжень кривошипно-шатунного механізму.

**Мета роботи.** Виконати аналіз роботи системи мащення дизельного двигуна Д-240 та означити ефективні заходи зменшення зношування деталей кривошипно-шатунного механізму.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Проблемі підвищенню довговічності деталей дизельних двигунів присвячена значна кількість наукових досліджень. В [2] авторами досліджено нормативні та експлуатаційні показники довговічності деталей двигуна і встановлено, найменші значення довговічності мають деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Найбільша швидкість зношування характерна для корінних та шатунних шийок колінчастого валу і вкладишів. Середнє напрацювання цих деталей складає до 3 тис. мото-годин, при нормативному значенні ресурсу 6 тисяч мото-годин. Це вказує на доцільність проведення наукових досліджень в напрямку визначення ефективних заходів уповільнення зношування поверхонь тертя деталей двигуна.

**Основна частина.** При роботі автотракторних двигунів частота обертання колінчастого валу змінюється в досить широкому інтервалі [1]. Так, для дизельного двигуна Д-240 пускова частота складає  $100 \dots 200 \text{ хв}^{-1}$ , а частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності досягає  $2200 \text{ хв}^{-1}$ .

В залежності від умов експлуатації двигуна в досить широкому діапазоні змінюється також й температурний режим роботи оливи в системі мащення. При пуску двигуна в зимовий період температура оливи в картері і на поверхнях тертя може складати  $-25 \text{ }^\circ\text{C}$  і нижче, а в період роботи на нормальному режимі знаходиться в межах  $80 \dots 100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Умови мащення деталей підшипникового вузла дизельного двигуна Д-240 визначалися за значенням мінімальної товщини оливного шару  $h_{\min}$  (олива марки М10Г<sub>2</sub>) при зміні частоти обертання колінчастого валу в інтервалі  $0 \dots 2200 \text{ хв}^{-1}$  і температури оливи – від  $0$  до  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  за формулою:

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \frac{\eta_t \cdot n \cdot d}{k_{cp} \cdot \psi \cdot c}, \text{ мкм}, \quad (1)$$

де  $h_{\min}$  – мінімальна товщина оливного шару, мкм;  $\eta_t$  – динамічна в'язкість оливи,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;  $d$  – діаметр корінної шийки колінчастого валу двигуна Д-240,  $d = 75 \text{ мм}$ ;  $n$  – частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $k_{cp}$  – середній питомий тиск на опорну поверхню корінної шийки колінчастого валу,  $k_{cp} = 12 \text{ МПа}$ ;  $\psi$  – відносний зазор між вкладишами і корінною шийкою колінчастого валу двигуна, мкм:

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 75 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ мкм},$$

де  $\Delta = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}$  – діаметральний зазор вкладишем і шийкою колінчастого валу;  $c$  – коефіцієнт, що характеризує геометрію підшипника:

$$c = 1 + \frac{d}{l} = 1 + \frac{75}{40} = 2,9,$$

де  $l$  – ширина вкладиша,  $l = 40 \text{ мкм}$ .

Підставляючи в (1) кількісні характеристики параметрів отримаємо:

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \frac{0,011 \cdot 2200 \cdot 75}{12 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 2,9} = 4,78 \text{ мкм}.$$

Значення граничного шару оливи, що характеризує перехід до режиму сухого тертя в парі визначається за формулою:

$$h_{кр} = h_k + h_g = 0,4 + 1,6 = 2 \text{ мкм}, \quad (2)$$

де  $h_k$  – значення параметра шорсткості поверхні шийки колінчастого валу при тонкому шліфуванні, приймаємо  $h_k = 0,4 \text{ мкм}$ ;  $h_g$  – значення параметра шорсткості поверхні вкладиша, приймаємо  $h_g = 1,6 \text{ мкм}$ .

Коефіцієнт надійності  $H$  роботи підшипникового вузла дорівнює:

$$H = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} = 4,72 / 2 = 2,39. \quad (3)$$

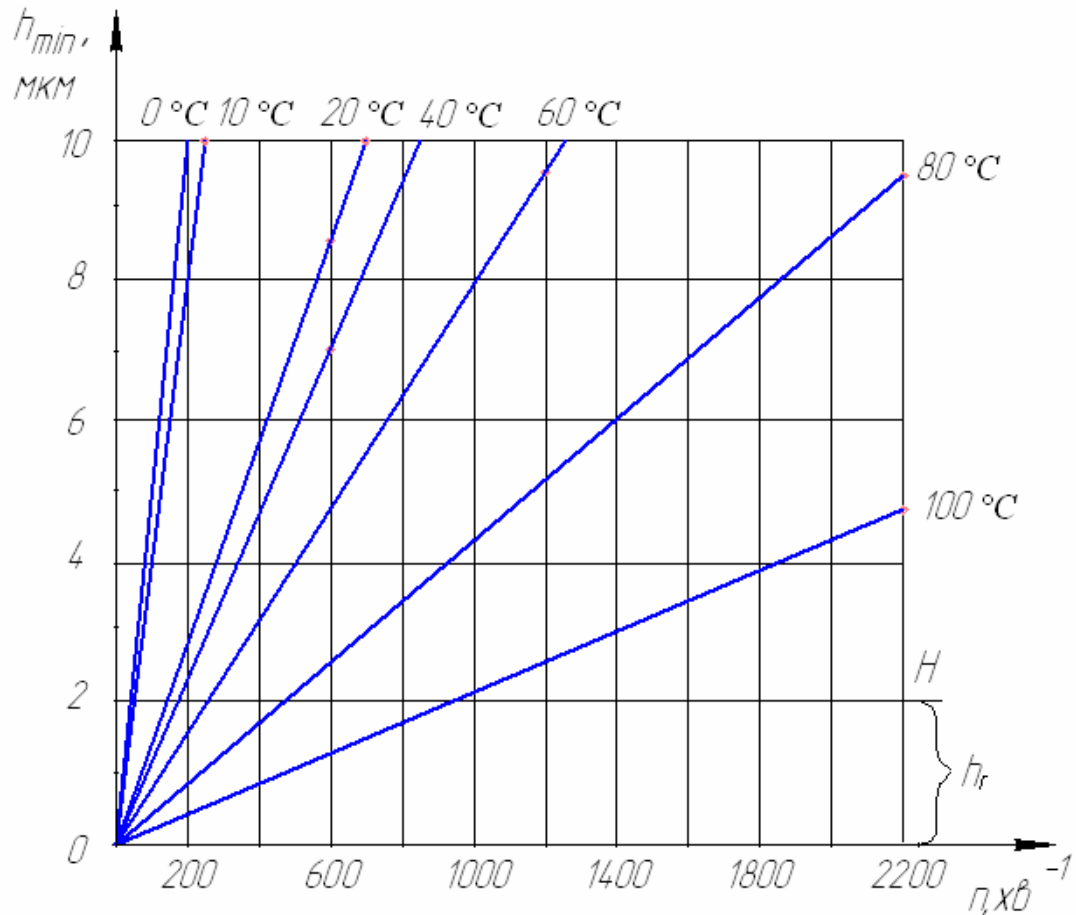
Таким чином, розрахована мінімальна товщина оливного шару  $h_{\min} = 4,78$  мкм забезпечує рідинне тертя при роботі спряження «шийка-вкладиш» при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна.

Необхідно зазначити, що в залежності від умов експлуатації двигуна в досить широкому діапазоні змінюється температурний режим. Перед пуском двигуна в зимових умовах температура оливи в картері і на поверхнях тертя може складати  $-25$  °С і нижче, а під час роботи на номінальному режимі знаходиться в межах  $80 \dots 100$  °С.

Мінімальна товщина оливного шару  $h_{\min}$  між шийками колінчастого валу і вкладишами змінюється також при зміні частоти обертання  $n$  та в'язкісно-температурних показників оливи ( $\eta_t - t$  °С). Результати розрахунків представлені в таблиці.

Таблиця – Залежність мінімальної товщини оливного шару від частоти обертання колінчастого валу, динамічної в'язкості оливи та температури

$n, \text{ХВ}^{-1}$	50	100	200	600	1200	1800	2200	$\eta_t, \text{Па} \cdot \text{с}$	$t$ °С
$h_{\min}, \text{МКМ}$	0,11	0,22	0,44	1,3	2,61	3,91	4,78	0,011	100
$H$	0,05	0,11	0,22	0,65	1,3	1,96	2,39		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	0,22	0,44	0,88	2,6	5,3	7,82	9,56	0,022	80
$H$	0,11	0,22	0,44	1,3	2,65	3,91	4,78		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	0,4	0,8	1,6	4,72	9,5	14,2	17,4	0,04	60
$H$	0,2	0,4	0,8	2,36	4,75	7,1	8,7		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	0,6	1,2	2,4	7,1	14,24	21,3	26,1	0,06	40
$H$	0,3	0,6	1,2	3,55	7,12	10,66	13,0		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	0,8	1,6	3,2	8,46	19	28,4	34,8	0,08	20
$H$	0,4	0,8	1,6	4,23	9,5	14,2	17,4		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	1,5	3,0	8,0	17,72	35,6	5,34	65,2	0,15	10
$H$	0,75	1,5	4,0	8,86	17,8	26,66	32,6		
$h_{\min}, \text{МКМ}$	2,5	5	10,0	29,6	59,3	88,9	108,6	0,25	0
$H$	1,25	2,5	5,0	14,8	29,7	44,45	54,3		

Рис. Залежність  $h_{\min}$  від  $n$ ,  $\eta_t$  та  $t$   $^{\circ}\text{C}$ 

Аналіз отриманих залежностей вказує на те, що умови рідинного тертя дотримуються в широкому діапазоні частоти обертання колінчастого валу від 2200 до 800  $\text{хв}^{-1}$  при використанні оливи М10Г<sub>2</sub>, що має в'язкість 9,5...11,5  $\text{мм}^2/\text{с}$  при температурі 100  $^{\circ}\text{C}$ . Це забезпечує роботу спряжень деталей підшипникового вузла з мінімальним зношуванням. Сили тертя при цьому визначаються тільки внутрішнім тертям шарів оливи.

При зменшенні частоти обертання колінчастого валу від  $n_{x.x}$  до  $n_{\text{пуску}}$ , тобто від 800 до 200  $\text{хв}^{-1}$ , товщина оливої шару  $h_{\min}$  зменшується від 1,74 до 0,44 мкм, а коефіцієнт надійності  $H$  зменшується від 0,87 до 0,22, рідинне тертя перетворюється в граничне. При частоті обертання колінчастого валу 50  $\text{хв}^{-1}$  і менше, шийка колінчастого валу і вкладиш розділені граничною оливою плівкою  $h_{\min} = 0,11$  мкм, товщина якої залежить від полярної активності молекул, що входять в рідину. Подальше зменшення частоти обертання колінчастого валу зумовлює можливість отримання тертя без шару оливи, коли тертя збільшується до значень  $f=0,1...0,8$ .

Таким чином, результати дослідження вказують на те, що максимальне зношування деталей кривошипно-шатунного механізму спостерігаються в режимі пуску і зупинки двигуна, коли товщина оливої плівки між поверхнями

тертя є мінімальною. Ефективним способом зниження сил тертя і зменшення зношування деталей кривошипно-шатунного механізму може бути подача оливи під тиском в головну оливну магістраль двигуна в передпусковий період.

### **Висновки**

1. Пусковий режим дизельного двигуна Д-240 характеризується зміною товщини оливного шару в підшипникових вузлах в межах 0,11...0,22 мкм, що є основною причиною інтенсивного зношування пар тертя.

2. Зменшення інтенсивності зношування деталей кривошипно-шатунного механізму може бути досягнуто подачею оливи під тиском в головну оливну магістраль двигуна в передпусковий період.

### **Список літератури**

1. Сандомирський М.Г. Трактори та автомобілі. Ч.1. Автотракторні двигуни. Навч.посібник / Сандомирський М.Г., Бойко М.Ф., Лебедєв А.Т. та ін. – Київ, Вища школа, 2000. – 357 с.

2. Єрмолов Л.С. Ремонт дизельних двигунів. Довідник / Л.С.Єрмолов, О.А.Науменко, О.І.Сідашенко, І.Г.Шержуков; За ред. Л.С.Єрмолова. – Урожай, 1991. – 248 с.

3. Окоча А.І. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали / А.І. Окоча, А.М.Антипенко. – Київ.: Урожай, 1996. – 336 с.

### **Аннотація**

#### **Анализ и направления повышения эффективности системы смазки дизельного двигателя Д-240**

Козаченко А.В., Шкрегаль А.Н., Сысой В.С.

*В работе проанализированы условия смазки деталей подшипникового узла дизельного двигателя Д-240 по значениям толщины масляной пленки и указаны направления повышения его эффективности путем уменьшения интенсивности износа поверхностей трения*

### **Abstract**

#### **Analysis and ways of increasing the efficiency of the diesel engine lubrication system D-240**

A.Kozachenko, A.Shkregal, V.Sysoy

*This paper analyzes the conditions of the diesel engine lubrication of the bearing assembly of parts D-240 from the values of the oil film thickness and indicated ways to improve its efficiency by reducing the rate of wear of the friction surfaces*