

Швець Л. В.

Савчук Б. В.

Вінницький
національний
аграрний
університет

УДК 621.436

ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО- ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ СМД-31А ЗА ВІБРОАКУСТИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

У роботі теоретично і експериментально визначені фазові параметри виникнення віброакустичного посилання від перекладки поршня для рядного дизельного двигуна. Розглядаються питання індивідуального прогнозування залишкового ресурсу за допомогою розробленої комп'ютерної програми.

Ключові слова: вібрація, поршень, циліндро-поршнева група, ресурс, діагностика.

The theoretical and experimentally determined phase parameters of vibroacoustic reference beam from a piston for diesel engine. Questions of individual prediction residual life using the developed computer program.

Актуальність досліджень. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського виробництва України намітилась тенденція широкого впровадження техніки нового покоління і принципово нових технологій. З кожним роком зростає парк сільськогосподарських машин, ускладнюється їх конструкція, різко зростають продуктивність та енергонасиченість.

В сучасному машинно-тракторному парку сучасні зернозбиральні комбайни є найбільш енергонасиченими машинами. Це накладає велику відповідальність на інженерно – технічну службу господарств щодо організації їх високопродуктивного використання. До мінімуму повинні бути зведені простоти із-за поломок, неправильної експлуатації, передчасного спрацювання деталей та інших причин. Тобто, рівень технічного обслуговування таких складних машин повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання. Однак, усунення відказів і пов'язані з цим простоти наносять значні матеріальні збитки господарствам.

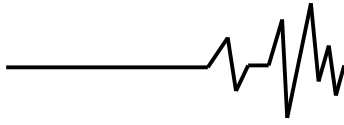
Важливим фактором підвищення ефективності роботи середньофорсованих дизельних двигунів складної зернозбиральної техніки є використання сучасних методів

діагностування і прогнозування їх технічного стану.

Постановка проблеми. Найбільш трудомісткими при діагностуванні двигунів є операції визначення технічного стану циліндро-поршневої групи (ЦПГ). Значна кількість методів діагностування не дозволяє вирішити дану проблему в повному обсязі за відсутності універсальності методу, низької чутливості та інформативності, а також значної похибки вимірювання. Тому розробка і впровадження такого методу є актуальними.

Мета роботи і задачі досліджень. Мета роботи полягає в підвищенні надійності двигуна шляхом удосконалення методу діагностування ЦПГ за параметрами ударних імпульсів, виділених в зарезонансній зоні ультразвукового діапазону на прикладі дизельного двигуна зернозбирального комбайна з урахуванням особливостей режимів і умов експлуатації.

Досягнення цієї мети залежить від вирішення ряду питань, які ввійшли до задач досліджень: проведення розрахунково-теоретичного аналізу виникнення віброакустичних посилювань в ЦПГ стосовно подальшого їх використання для діагностування даного з'єднання; теоретичного



обґрунтування умов оптимальної фільтрації вібраційного процесу для надійної селекції вібраційних послань, виявлення джерела в циклі роботи двигуна і визначення його положення на часовому інтервалі; обґрунтування методу прийняття рішення про технічний стан ЦПГ; розробки математичної моделі визначення залишкового ресурсу дизельного двигуна; експериментальне підтвердження теоретичних положень і виявлення параметрів віброударних послань, які однозначно характеризували б технічний стан ЦПГ дизельного двигуна; оцінка вибору діагностичних параметрів та шляхів можливої технічної реалізації запропонованого методу.

Основний зміст роботи. Аналіз досліджень показав, що середні простоті зернозбиральних комбайнів з причини відкасу двигунів становили 254 год., а трудомісткість їх усунення – 428 люд.год. Встановлено, що основним елементом двигуна, від технічного стану якого залежить його роботоздатність, є ЦПГ.

На інтенсивність зношення деталей ЦПГ значно впливає максимальний тиск в кінці згорання. Зростання його до 70% призводить до збільшення швидкості зношення кілець на 35-40%. Встановлено, що більшість факторів, які впливають на роботоздатність ЦПГ, можуть бути виявлені завдяки вчасному

діагностуванню віброакустичними методами. Їх аналіз виявив на низьку (до 80%) достовірність визначення технічного стану елементів ЦПГ. Це свідчить про те, що удосконалення віброакустичних методів діагностування ЦПГ є актуальною задачею.

Найбільш інтенсивний удар поршня об гільзу виникає поблизу верхньої мертвої точки на такті розширення, так як величина бокової сили має тут найбільше значення. Удар в цьому випадку направлений у бік, протилежний обертанню колінчастого валу.

Величина бокової сили \square може бути визначена за відомою формулою:

$$N = (P_e - P_j) \beta \quad (1)$$

де P_e – сила тиску газів на поршень, діюча вздовж вісі циліндра;

P_j – сила інерції мас, що рухаються поступально;

β – кут нахилу шатуна.

Однак залежність (1) не повною мірою враховує всі складові результуючої сили. Зокрема потребують уточненого врахування сили інерції шатуна та функціонально сила газів, які впливають на закономірності перекладки в зазорі між поршнем і гільзою. Враховуючи зазначені сили, формула (1) матиме вигляд:

$$N = \left[P_e - (m_n + m_1 + m_3 \cdot \frac{l_2}{l}) \cdot j - F_{ko} \right] \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{m_3 \cdot \varepsilon_{\omega} \cdot l_1 \cdot l_2}{l \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \quad (2)$$

де m_n , m_1 , m_3 – відповідно маса поршня, маса шатуна, яка рухається зворотно-поступально вздовж вісі циліндра та маса шатуна, віднесена до його центру мас, що здійснює складний рух;

l , l_1 – відповідно загальна довжина шатуна та відстань від центру мас до його верхньої

головки ($l_2 = l - l_1$);

j – прискорення зворотно-поступального руху поршня;

F_{ko} – сила тертя кілець об дзеркало гільзи циліндрів;

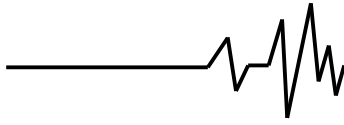
λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

φ – кут повороту кривошипа;

ε_{ω} – кутове прискорення качання шатуна.

Математична модель радіального переміщення поршня в зазорі циліндро-

поршневої групи побудована з врахуванням складного руху поршня при його перекладці. Тобто поряд із зворотно-поступальним рухом вздовж вісі циліндра, поршень здійснює поперечний рух перпендикулярно цій вісі в межах існуючого зазору. Відомі на цей час аналітичні моделі стосовно динаміки поршня, базуються на спрощеному уявленні поперечного руху поршня, тобто його тірна в будь-який момент часу залишається паралельною твірній гільзи. Насправді ж цей рух значно складніший. Поряд з поступальним поршень здійснює обертальний рух відносно вісі поршневого пальця. Динамічна модель цього складного руху описується системою диференціальних рівнянь другого порядку (3). Перше рівняння описує поперечний рух поршня, а друге – обертальний.



$$\begin{cases} \frac{d^2}{d\varphi^2} h = \frac{1}{m \cdot \omega^2} \cdot \left[-P_{gd} + N \left(\cos\gamma + \frac{\sin\gamma}{\operatorname{tg}\beta} \right) - F_{kp} \right] \\ \frac{d^2}{d\varphi^2} \gamma = \frac{1}{I_0 \cdot \omega^2} \cdot \left[-P_{gd} \cdot L_j + N \cdot L_j \cdot \cos\gamma - N \cdot \frac{L_y}{\operatorname{tg}\beta} + F_{kp} \cdot L_k + P_t \cdot \frac{D}{2} - M_0 \right] \end{cases} \quad (3)$$

де h – зазор між поршнем і гільзою;
 m – маса поршня і частина маси шатуна, що рухається поступально;
 ω – поточна кутова швидкість;
 P_{gd} – гідродинамічний тиск в масляному шарі;
 γ – куту нахилу поршня;
 F_{kp} – сила тертя кілець об гільзу;
 I_0 – момент інерції поршневого комплексу відносно центру тягіння $O_{ц.м}$;
 L_j – координата рівнодіючої гідродинамічного тиску в шарі масла відносно центру тягіння $O_{ц.м}$;

L_y – дезаксаж поршневого пальця;
 L_k – координата нижнього кільця відносно $O_{ц.м}$;
 P_t – сила тертя поршня об гільзу;
 D – діаметр циліндра;
 M_0 – момент сили тертя поршневого пальця об верхню головку шатуна.
 Дану модель доповнюють врахування гідродинамічного тиску в змінному масляному клині та сила тертя юбки поршня об гільзу.
 Сумарний тиск в шарі масла описується складним рівнянням:

$$P_{z\partial} = \frac{6 \cdot D^1 \cdot \mu \cdot v}{\gamma^2 \cdot (D^0 + L_{ю})} \cdot \left(\ln \frac{L_{ю} + \frac{h}{\gamma}}{\frac{h}{\gamma}} - \frac{2 \cdot L_{ю}}{L_{ю} + 2 \cdot \frac{h}{\gamma}} \right), \quad (4)$$

де μ – динамічна в'язкість масла;
 D^0 – діаметр юбки поршня;
 D^1 – діаметр гільзи циліндра;
 v – швидкість поршня;

$L_{ю}$ – довжина юбки поршня.
 Сила тертя юбки поршня об гільзу виражається залежністю:

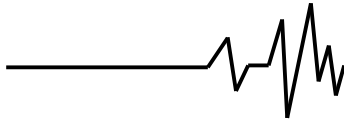
$$P_m = \frac{4D\mu v}{\gamma} \left[2 \operatorname{lg} \left(\frac{L_{ю} + \frac{h}{\gamma}}{\frac{h}{\gamma}} \right) - \frac{3L_{ю}}{L_{ю} + 2 \cdot \frac{h}{\gamma}} \right] \cdot \sqrt{\frac{4L_{ю} + D}{D}}, \quad (5)$$

При роботі з акустичним сигналом для вирішення ряду задач, пов'язаних з діагностуванням машин, виникає питання вибору моделі віброакустичного імпульсу, визначення ширини спектру та частоти квантування детектованного сигналу.

Нами прийнята модель віброакустичного імпульсу $x(t)$, у якого передній фронт веде себе як зростаюча півхвиля синусоїди з деякою частотою, а задній – як затухаючий по експоненті:

$$x(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} (1 - \cos \Omega \cdot t) n p u & 0 \leq t \leq \frac{\pi}{\Omega} \\ e^{-\delta \cdot (t - \frac{\pi}{\Omega})} n p u & t > \frac{\pi}{\Omega} \end{cases} \quad (6)$$

де Ω – кругова частота;
 δ – коефіцієнт затухання коливань імпульсу.



Використання перетворення Фур'є для виразу (6) дозволяє розрахувати дійсну $A(\omega_i)$ і комплексну $B(\omega_i)$ складові спектру віброакустичного імпульсу, які в свою чергу визначають його ширину:

$$\begin{cases} AG(\omega_i) = \sqrt{A(\omega_i)^2 + B(\omega_i)^2} \\ AG_1(\omega_i) = A(\omega_i)^2 + B(\omega_i)^2 \end{cases} \quad (7)$$

де $AG(\omega_i)$ – амплітудний спектр;

$AG_1(\omega_i)$ – спектр потужності акустичного сигналу.

Фаза виникнення віброударного посилання неоднозначно характеризує стан ЦПГ дизельного двигуна (нерівномірна подача палива, спрацювання газорозподільного механізму тощо.). Суттєво те, що області справного і несправного (дефектного) станів зазвичай пересікаються і тому в спільній зоні принципово неможливо вибрати значення x_0 , при якому прийняття рішення про стан не давало б помилок. Тому для цього використовується синтезований метод, який базується на методах Баєса, максимальної правдоподібності та зрізаного і описується системою рівнянь для прийняття рішення:

Дана математична модель радіального переміщення поршня в зазорі ЦПГ, дає змогу теоретично визначити залежність фази виникнення віброударного посилання від зазору в спряженні "поршень-гільза".

Висновки

1. На основі аналізу роботи зернозбирального комбайна Дон-1500А встановлено, що надійність двигуна СМД-31А (безвідмовність) найнижча в порівнянні з іншими його агрегатами. Одним з основних вузлів, від технічного стану якого залежить залишковий ресурс, є циліндро-поршнева група.

2. Встановлено, що одним з факторів підвищення надійності двигуна є впровадження перспективних методів діагностування і прогнозування технічного стану, одним з яких є віброакустичний, що базується на фазі виникнення вібраційного відгуку.

Література

1. Надточій О.В. Діагностування циліндро-поршневої групи дизеля зернозбирального комбайна за віброакустичними параметрами. – Рукопис. Київ 2001 р.