Мартинюк Д. І., Роговський І. Л.

УДК 631.04.001

АНАЛІТИЧНІ МОДЕЛІ РЕЖИМІВ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ СИЛОВОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО АГРЕГАТУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Д. І. МАРТИНЮК, аспірант
І. Л. РОГОВСЬКИЙ, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Національний університет біоресурсів і природокористування України
E-mail: rogovskii@nubip.edu.ua

https://doi.org/10.31548/dopovidi2019.05.016

Анотація. *У статті представлені результати обґрунтування підвищення технічної готовності зернозбиральних комбайнів, зменшення перевитрат палива і втрат потужності силового енергетичного агрегату за рахунок вчасного діагностування та усунення несправностей.*

Завдання дослідження полягало у дослідженні віброакустичних процесів, що протікають у форсунках дизельного силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів під час вприскування палива з метою їх використання для діагностування форсунок і досліджень, пов'язаних з розробкою технологічних карт та засобів для діагностування сільськогосподарських машин вітчизняного та зарубіжного виробництва. На першому етапі експериментальних досліджень форсунка з датчиком прискорень встановлювалась на стенд для регулювання паливної апаратури. За допомогою спектрального аналізу вібрацій форсунки уточнено діапазон частот, в якому найбільш активно проявляється енергія вібрацій. При обробці вхідного сигнала проаналізовано вплив дефектів форсунки на амплітуду та фазові параметри сигнала, а також на спектр вібрацій силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: *вібрація, спектр, діагностування, адекватність, оптимізація, режим, комбайн*

Актуальність. Технічна діагностика паливної системи силового енергетичного агрегату є важливою ланкою в системі керування надійністю зернозбиральних комбайнів [1]. Знання технічного стану паливної системи силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів в будь-який момент часу дозволяє використати її з найбільшою ефективністю [2], визначити обсяги робіт під час технічного обслуговування [3] та ремонту [4].

Для цього, в першу чергу, необхідні діагностичні засоби та технологія діагностування з врахуванням нових моделей комбайнів [5].

Створення бази діагностичних засобів необхідно здійснювати на основі динамічних методів діагностування [6], які дозволяють використати для діагностування параметри робочих процесів [7], що безпосередньо характеризують стан об'єкта [8], розробляються електронні діагностичні засоби [9]. Це особливо актуально з одночасною роботою в напрямку взаємної пристосованості засобів та комбайнів до діагностування [10]. Цього вимагає поява комбайнів, які оснащені бортовою діагностикою на основі вбудованих датчиків [11] та електронної техніки [12].

Актуальністю роботи є підвищення технічної готовності комбайнів, зменшення перевитрат палива і втрат потужності двигунів за рахунок вчасного діагностування паливної системи силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів та усунення несправностей.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Послідовність діагностування силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів залежить від конкретних виробничих умов [13], прийнятих організаційних форм обслуговування [14], забезпеченості діагностичними засобами та інших факторів [15]. В загальному випадку процес діагностування будується так, щоб уникнути виконання зайвих робіт і невиправданого завантаження цього процесу найпростішими профілактичними операціями [16]. Основний принцип полягає в тому, що глибоку перевірку стану складових частин машини треба виконувати лише в разі дійсної потреби [17]. В іншому випадку обмежуються загальною перевіркою якості функціонування складових частин та стану регулювання параметрів [18]. Наприклад [19], якщо при допустимих значеннях тиску впорскування палива, фаз паливоподачі, зазорів у клапанному механізмі, тиску в масляній магістралі та чистому повітряному фільтрі потужність та питома витрата палива двигуном не виходять за межі допустимих, то недоцільно перевіряти під час технічного обслуговування витрату картерних газів, стан паливного насоса, турбокомпресора, фази газорозподілу тощо. В разі відхилення основних показників двигуна від допустимих треба визначити причину їх порушень поглибленим діагностуванням [20]. При проведенні цього виду робіт значну роль відіграє пояснення тракториста про обставини [21], що передували відмові: стуки; поява диму чи стороннього запаху; зменшення тягового зусилля; перегрівання двигуна; нерівномірність руху машини тощо.

Під час передремонтного діагностування схема [22] дещо змінюється в зв'язку з тим, що її метою в цьому випадку є визначення

спрацювання спряжень основних складових частин незалежно від значень основних показників – потужності та витрати палива [23]. Отже, перевіривши та встановивши номінальні значення регульованих параметрів, контролюють всі ресурсні параметри. Для якості діагностування за ресурсними параметрами велике значення має підготовка зернозбиральних комбайнів, або приведення її до стандартного стану.

Мета дослідження. Наукове обґрунтування підвищення технічної готовності зернозбиральних комбайнів, зменшення перевитрат палива і втрат потужності силового енергетичного агрегату за рахунок вчасного діагностування та усунення несправностей.

Завдання дослідження полягало у дослідженні віброакустичних процесів, що протікають в форсунках дизельного силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів під час впорскування палива з метою їх використання для діагностування форсунок і досліджень, пов’язаних з розробкою технологічних карт та засобів для діагностування сільськогосподарських машин вітчизняного та зарубіжного виробництва.

Матеріали і методи дослідження. Для розгляду механізмів віброакустичних процесів, що виникають у форсунці при впорскуванні палива, визначали два основні фактори: ударні дії голки розпилювача при її підійманні і посадці та гідродинамічні явища, аналізувався процес паливоподачі у вихідному перерізі паливопровода біля форсунки.

При аналізі враховувалось, що в процесі паливоподачі від насоса до форсунки із швидкістю звука проходить первинна хвиля тиску, а скачкоподібний перехід перерізу нагнітального паливопровода до прохідних перерізів розпилюючих отворів призводить до гідравлічного удару. У момент впорскування палива через розпилюючи отвори потік палива мав турбулентний характер. Це викликало пульсацію як швидкості потоку, так і тиску, що мав досить широкий спектр амплітуд.

При аналізі процесів враховувалися напрацювання [5, 6]. Загалом результатами аналізу була встановлена можливість діагностування форсунок на дизелі за віброакустичними характеристиками, отримані вихідні дані для підбору вимірювально-реєструючої апаратури та розроблена методика експериментальних досліджень.

Експериментальна установка для досліджень вібраційних характеристик форсунок дизелів створювалась на базі комп’ютеризованої вимірювальної установки. Програми обробки сигналів, пристрою для випробування форсунок та стенда для регулювання паливної апаратури з стендовим паливним насосом та комплектом

паливопроводів. Датчик віброприскорень закріплювався на форсунці за допомогою спеціального затискача.

Експериментальна установка забезпечувала створення необхідного швидкісного режиму і вимірювання подачі палива форсункою. Програма обробки сигналів здійснювала на комп'ютері запис сигналу з датчика прискорень та його обробку в режимі спектрального аналізу коливань.

На першому етапі експериментальних досліджень форсунка з датчиком прискорень встановлювалась на стенд для регулювання паливної апаратури. Сигнал з датчика подавався на плату вводу-виводу сигналів L-1250. Реєстрація сигналу здійснювалася при полосовій фільтрації фільтром з частотою пропускання 9 кГц, орієнтуючись на діапазон вібрацій форсунки від 7 до 16 кГц [5]. Сигнал записувався в буфер оперативної пом'яті комп'ютера.

За допомогою спектрального аналізу вібрацій форсунки уточнювався діапазон частот, в якому найбільш активно проявляється енергія вібрацій. В процесі досліджень частота обертів кулачкового вала паливного насоса змінювалася від обертів холостого ходу до номінальних, а тиск початку впорскування в діапазоні від 13 до 25 МПа. При обробці вхідного сигнала аналізувався вплив дефектів форсунки на амплітуду та фазові параметри сигнала, а також на спектр вібрацій форсунки.

На другому етапі проводились дослідження на силовому енергетичному агрегаті зернозбиральних комбайнів «Славутич» з використанням датчика віброприскорень і комп'ютеризованої системи. Обробка сигналів здійснювалася за методикою, що використовувалася при стендових випробуваннях. Запис сигналу проводився при номінальному значенні тиску початку впорскування та при моделюванні таких дефектів, як поломка пружини та зависання голки розпилювача на режимі холостого ходу. Особлива увага приділялася фільтрації сигналу для виділення діагностичної інформації. Для аналізу вібросигналів застосовувалося перетворення (трансформанта) Гільберта і вибирався варіант, який дозволяв локалізувати складову спектра, що містив діагностичну інформацію.

Форсунка є одним із основних елементів паливної апаратури, який впливає на формування характеристики впорскування, і особливо її кінцевої фази. Тому, оцінка роботоздатності форсунок безпосередньо на дизелі дозволить вчасно запобігти порушенням процесу паливоподачі. Одним із можливих напрямків пошуку методів діагностування є використання віброакустичних процесів, які протікають в форсунці при

впорскуванні палива. Основними факторами, що викликають такі процеси є ударні дії голки розпилювача при її підйомі і опусканні та гідродинамічні явища в процесі паливоподачі. Розглянемо механізм виникнення цих віброакустичних процесів.

Після того, як хвиля тиску, що утворюється біля насоса, пройде паливопровод, тиск в порожнині розпилювача підвищується. Як тільки цей тиск почне перевищувати тиск початку підйому голки, вона відривається від сідла. З цього моменту тиск діє на ту частину голки, яка до підйому голки була закрита сідлом. Це призводить до різкого зростання швидкості підйому голки від 1,6 до 2,2 м/с. Переміщення голки з такою швидкістю і ударний характер її підйому і посадки викликають інтенсивне співударяння і вібрацію корпуса форсунки.

Скориставшись методом гідродинамічного розрахунку процесу паливоподачі [4] і розглянувши рівняння граничних умов для вихідного перерізу паливопроводу (біля форсунки) можна записати рівняння руху голки розпилювача в такому вигляді:

$$m_g \frac{d^2 h_g}{dt^2} = \left(f_g - f_g^{'}\right)\left(P_f - P_{fo}\right) - \delta_{pr}\left(h_g - h_{pr}\right) + f_g^{'} P_f^{'}, \qquad (1)$$

де δ_{pr} – жорсткість пружини, Н/м;

m_g – маса голки, кг;

h_g – підйом голки, м;

h_{pr} – попереднє стискання пружини, м;

f_g – площа поперечного перерізу голки, мм^2;

$f_g^{'}$ – площа, що визначається посадочним діаметром конуса голки, мм^2;

P_f, P_{fo} – тиск палива в порожнині розпилювача вище запірного конуса поточний і в момент початку руху голки, МПа;

$P_f^{/}$ – тиск між запірним конусом і розпилюючи ми отворами розпилювача (протитиск), МПа;

t – час, с.

З наведеного рівняння (1) видно, що величина $m_g \frac{d^2 h_g}{dt^2}$, що визначає інтенсивність удару голки при досягненні упору, буде залежати від зусилля попередньої затяжки пружини форсунки $P_z = \delta_{pr} h_{pr}$.

Процес подачі палива форсункою на етапі, коли голка притиснута до упору можна описати рівнянням:

$$\alpha V_\Phi \frac{dP_\Phi}{dt} = f_n C_n^{'} - \mu_c f_c C_p, \qquad (2)$$

де α – коефіцієнт стискає мості палива, МПа$^{-1}$;

V_ϕ – об’єм розпилювача форсунки, мм^3;

f_n,, f_c – площа поперечного перерізу канала в паливопроводі і площа соплових отворів розпилювача, мм^2;

$C_n^{'}$, C_p – швидкість руху палива на виході з паливопроводу і перерізі соплових отворів, мм/с;

μ_c – коефіцієнт розходу палива через соплові отвори.

Відомо, що процес подачі палива є короткочасним неусталеним рухом стискання рідини, при якому від насоса до форсунки зі швидкістю звука йде первинна хвиля тиску. Різкий перехід від поперечного перерізу канала паливопровода до перерізу соплових отворів гальмує рух палива і викликає гідравлічний удар. В момент впорскування через розпилюючи отвори потік палива має турбулентний характер. Турбулентність виникає також і в результаті стискання струменю в соплі і наступного розширення. Турбулентний рух рідини характеризується нерегулярно, неупорядкованою зміною (пульсацією) швидкості в часі в кожній точці потоку і пульсацією тиску. Спектр амплітуд і частот пульсацій швидкості і тиску досить широкий.

Таким чином, коливальні процеси в форсунці, які викликані ударними діями голки, обумовлені зусиллям затяжки пружини форсунки. Тому, зміна P_z в процесі експлуатації безпосередньо впливатиме на параметри вібросигналу.

Аналіз робіт з цього напрямку [5, 6] свідчить, що енергія вібрації форсунок найбільш активно проявляється в діапазоні частот від 12 до 18 кГц. Частота власних коливань форсунки знаходиться в ультразвуковому частотному діапазоні. Однак, автори неоднозначні у впливі ударної дії голки розпилювача на вібраційні характеристики форсунки. Найбільш реальним, з практичної точки зору, є використання вібраційних характеристик форсунок для оцінки ідентичності їх роботи на дизелі, визначення кута випередження початку впорскування, виявлення таких відмов, як поломка пружини форсунки та зависання голки розпилювача.

Дослідження проводились з метою використання вібраційних характеристик для оцінки технічного стану форсунок. Для цього була підготовлена експериментальна установка (рис. 1).

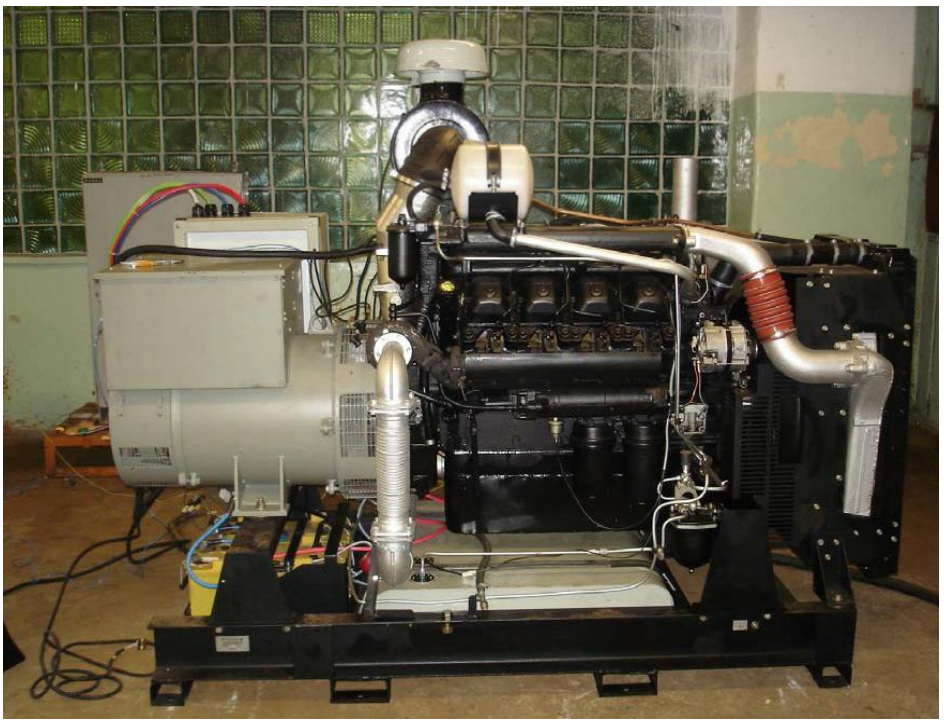

Рис. 1. Експериментальна установка і стенд віброакустичної діагностики

Результати дослідження та їх обговорення. При дослідженні використовували стандартний комплект діагностування дизельних двигунів, а саме: два датчика ультразвуку та датчик низьких частот, які були встановлені на головці двигуна; датчик прив'язки «дизель» і датчик високих частот, які встановлювалися на кожну паливну магістраль високого тиску та форсунку відповідно. Дослід мав на меті визначити динамічні показники спрацювання плунжера паливного насосу та роботи форсунки вибраної секції. Досліди були проведені для кожного циліндра двигуна окремо, що дало можливість потім порівняти результати між ними.

Загальна картина знятих показників роботи першої секції паливного насосу та форсунки першого циліндра двигуна зображено на рис. 2.

При більш детальному аналізі результатів, ми виділили і залишили на екрані лише ті показники датчиків, які потрібні для дослідження, які можна побачити на рис. 3.

Мартинюк Д. І., Роговський І. Л.

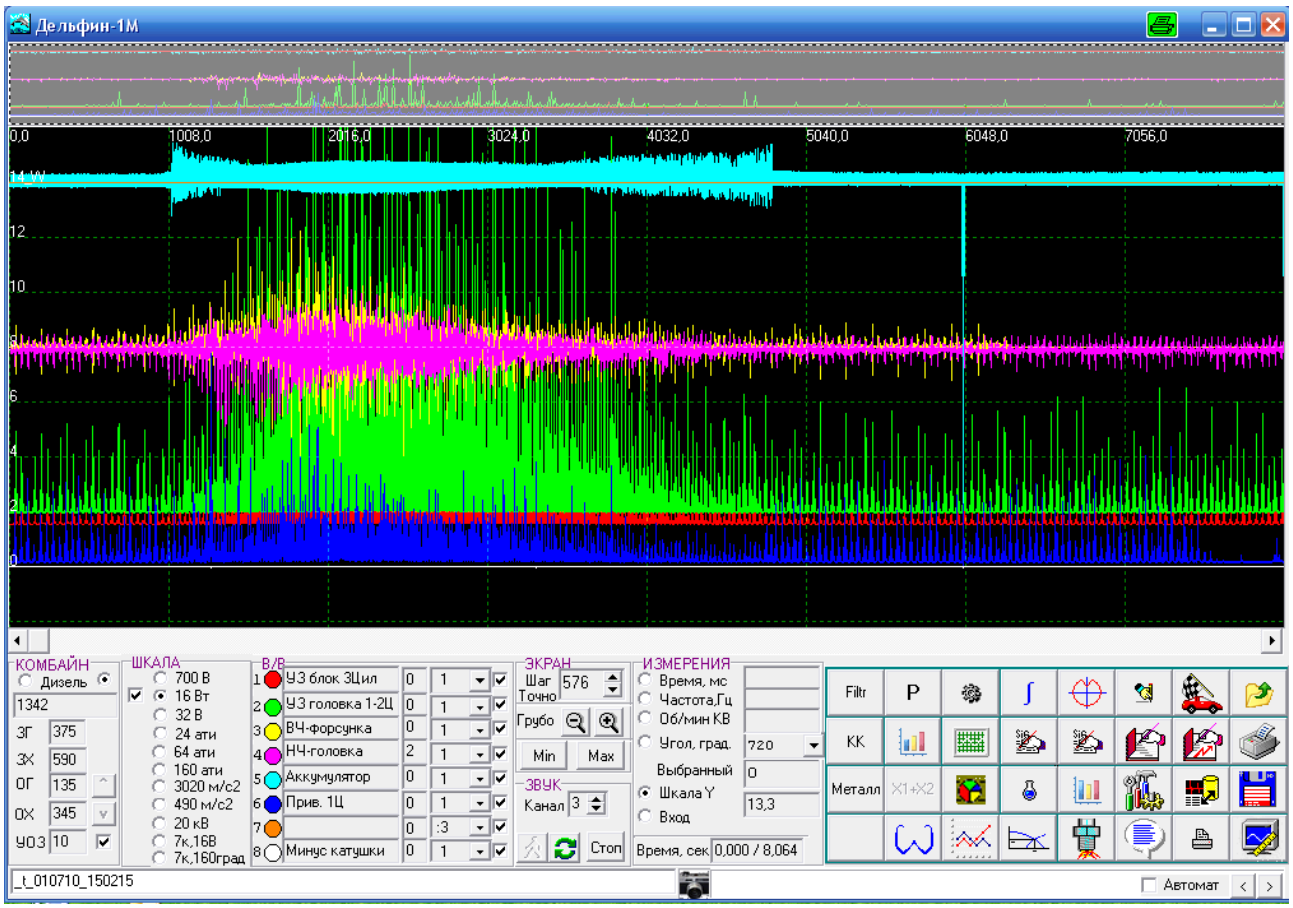

Рис. 2. Показники роботи першої секції паливного насосу та форсунки першого циліндра силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів

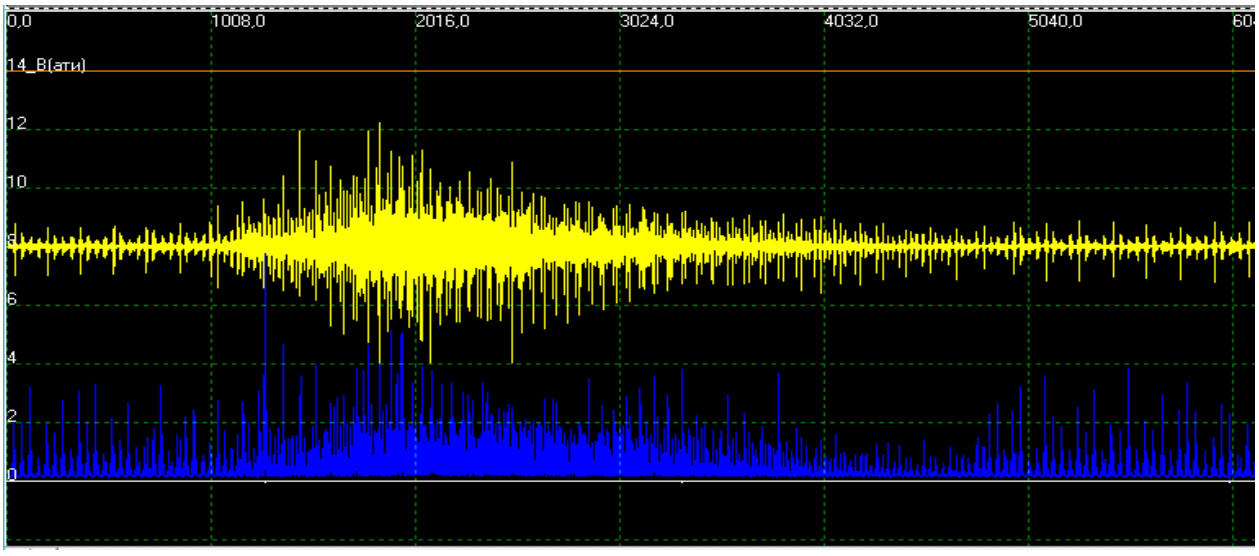

Рис. 3. Показники датчиків прив'язка силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів (знизу) та датчика високої частоти (зверху).

За результатами знятих показників оцінили орієнтовний час розпилення палива форсункою, який склав в середньому 1,5…2 мс. в залежності від режиму роботи дизеля. Час передачі тиску від плунжера до форсунки – 0,47 мс.

Знявши показники з паливної системи дизельного двигуна дійшли наступних висновків. Відсічні клапани плунжерів паливного насосу знаходяться не в найкращому стані, про це кажуть нерівномірні покази датчика. Це свідчить про те, що на клапанах вже є певні відкладення. Також можна з упевненістю сказати, що стан клапанів тісно пов'язаний з якістю сучасного дизельного палива. Форсунки мають помітне закоксування посадичних місць, що на осцилограмі відображається в більш плавних характеристиках відкриття і закриття форсунок, коли у нової характеристики максимально різкі.

Більш ретельні дослідження були проведені по діагностичним параметрам форсунок силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів. Аналізуючи роботу форсунки за даними високочастотного датчика видно, що при відкритті форсунка веде себе досить тихо, рухомі складові (голка) не мають ударних контактів з іншими деталями конструкції. Така робота забезпечується в першу чергу протидією пружини форсунки та центруванні голки розпилювача тиском впорскуваного палива. Після характерного впорскування палива в камеру згорання, відбувається закриття форсунки, яке характеризується потужним сплеском ВЧ складової показників. Це пояснюється самою суттю впорскування в даний момент. Форсунка повинна максимально різко закінчувати процес впорскування, від цього залежить підтікання палива в розпилювачі. Якщо форсунка недостатньо швидко закриється, то залишки палива будуть підтікати в розпилювачі, що в подальшому відіб’ється закоксовуванням розпилювача, яке веде за собою порушення утворення факела розпилення та горіння палива. Як наслідок збільшується токсичність вихлопних газів двигуна. Ці всі фактори тягнуть за собою втрату потужнісних характеристик та підвищене споживання палива двигуном, яке в подальшому обов’язково відіб’ється недешевим ремонтом паливної апаратури.

Дослідивши роботу форсунки другого циліндра виявили дефект, а саме: закоксовування посадочного місця голки розпилювача. Це видно по осцилограмі, зображеній на рис. 4: відсутність різких сплесків закриття форсунки знаменує про утруднений рух голки розпилювача і нечітке закінчення процесу впорскування палива до камери згорання.

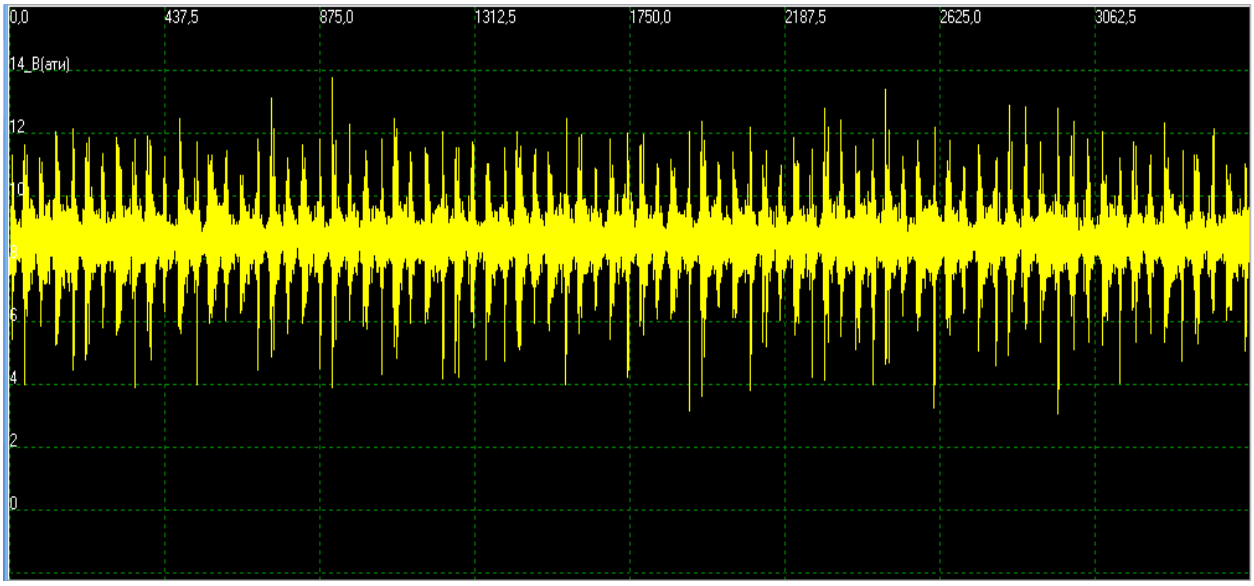

Рис. 4. Робота форсунки другого циліндра силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів

Рис. 5. Робота форсунки третього циліндра силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів

Характеристика роботи форсунки третього циліндра зображена на рис. 5. Форсунка має дещо завищену енергію закривання по сигналу датчика, що вказує на спрацювання спряження голки та її посадочного місця.

На сигналі датчика, як і на трансформанті Гільберта чітко проглядається два характерних віброімпульси, які відповідають підйому і посадці голки розпилювача. При збільшенні частоти обертання в 2 рази зростає амплітуда першого віброімпульса. На наступному етапі імітувалась поломка пружини форсунки зменшенням тиску $P_ф$ до 8,0 МПа. Положення рейки насоса залишалось незмінним. На режимі n=300 хв$^{-1}$ зменшилась амплітуда

другого віброімпульси в 1,5 рази. При збільшенні частоти обертання при такому дефекті в 6 разів зростає амплітуда першого віброімпульса і зникає другий віброімпульс, що навіть візуально відображає таку несправність форсунки.

Одна з реалізацій вібрації форсунки під час зависання голки розпилювача. Герметичність розпилювача незадовільна, циклова подача зменшилася до 8,7 мм^3/цикл. Такий дефект призводить до суттєвих змін сигналу вібродатчика. Тривалість його збільшується у 3 рази, а амплітуда зменшується у 4 рази. Такі зміни відображає і перетворення Гільберта. Зменшення амплітуди вібросигналу пояснюється тим, що коли голка знаходиться в завислому стані, паливо без затримки надходить до розпилюючих отворів. Внаслідок цього зменшується тиск перед розпилюючими отворами, що зменшує швидкість турбулентного руху частинок палива, яка також визначає енергію вібрацій форсунки. Аналогічне явище спостерігається і у випадку послаблення затяжки пружини внаслідок її поломки. Паливо, практично, вільно проходить через розпилювач. При збільшенні частоти обертання різко збільшується тиск палива, що і підвищує інтенсивність вібрацій.

Загалом, результати проведених експериментів свідчать про можливість оцінки ідентичності роботи форсунок і виявлення таких дефектів, як поломка пружини і зависання голки розпилювача за віброакустичними параметрами.

На основі розгляду та аналізу існуючих технологій діагностування було визначено перелік діагностичних параметрів технічного стану дизельної паливної апаратури, які наведені в табл. 1.

Послідовність діагностування паливної системи силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів залежить від конкретних виробничих умов, прийнятих організаційних форм обслуговування, забезпеченості діагностичними засобами та інших факторів. В загальному випадку процес діагностування будується так, щоб уникнути виконання зайвих робіт і невиправданого завантаження цього процесу найпростішими профілактичними операціями. Основний принцип полягає в тому, що глибоку перевірку стану складових частин машини треба виконувати лише у разі дійсної потреби. В іншому випадку обмежуються загальною перевіркою якості функціонування складових частин та стану регулювання параметрів.

Мартинюк Д. І., Роговський І. Л.

1. Діагностичні параметри технічного стану паливної системи силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів.

Паливна система і її складові	Назва параметра
Паливний насос	- об'ємні витрати палива; - установочний кут початку нагнітання (подачі) палива); - кут початку впорскування палива
Регулятор обертів	- частота обертання колінчастого вала (мінімальна, максимальна); - нерівномірність частоти обертання колінчастого вала
Автоматична муфта випередження подачі палива	- зміна кута початку подачі палива
Плунжерна пара	- тиск, який розвиває плунжерна пара на пусковій частоті обертання
Нагнітальний клапан	- герметичність
Форсунка	- тиск початку впорскування
Паливопідкачувальний насос	- тиск перед фільтром тонкої очистки палива при прокрутці колінчастого вала пусковим пристроєм і виключеній подачі палива; - максимальний тиск, який розвиває насос при запущеному вихідному штуцері
Фільтр тонкої очистки палива	- тиск на вході в фільтр при подачі палива ручним підкачувальним насосом і відкритому виході з фільтра

До комп'ютеризованої системи діагностування паливної системи двигуна комбайна ставляться такі вимоги:

а) ввід аналогової і ввід-вивід цифрової інформації через плату типу L-1250;

б) розрядність 12 (16) бит;

в) число каналів входів – 16;

г) діапазон вхідних напруг – від 0,1 В до 10 В;

д) наявність датчиків для отримання сигналів тиску в системі паливоподачі, положень верхньої мертвої точки кулачкового вала насоса, вібродатчики для отримання інформації про фазові параметри паливоподачі;

е) запис і відображення на моніторі характеристики зміни тиску в паливопроводі;

ж) наявність підсилюючих пристроїв, комутаторів сигналів, можливість синхронізації сигналів;

к) програма оброблення сигналів повинна забезпечувати цифрову фільтрацію, інтегрування сигналу, спектральний аналіз сигналів вібродатчиків на основі швидкого перетворення Гільберта.

Склад і число датчиків визначаються сукупністю діагностичних параметрів, які підлягають вимірюванню з врахуванням ряду технічних вимог.

Електронні засоби, на наш погляд, слід застосовувати, в першу

чергу, для вимірювання діагностичних параметрів, які характеризують робочі процеси системи дизеля.

Діагностичні ж параметри, які відображають робочі процеси, наприклад характеристика зміни тиску в паливопроводі високого тиску, містить декілька діагностичних ознак. Так, залишковий тиск в паливопроводі характеризує стан нагнітального клапана і голки розпилювача; швидкість зростання тиску в паливопроводі залежить від стану плунжерних пар. Максимальний тиск визначає тиск затяжки пружини форсунки.

Одночасно характеристика зміни тиску в паливопроводі містить ознаки занадто різних рівнів. Так залишковий тиск і максимальний тиск в паливопроводі можуть відрізнятись в 5-10 разів, що ставить жорсткі вимоги до датчиків по точності і здатності до перевантажень.

Частотний діапазон зміни діагностичних параметрів віброакустичних процесів в форсунках дизеля становить 10-20 кГц, параметрів робочих процесів 5-10 кГц. Тиск оливи в системі мащення має пульсуючий характер відносно середнього рівня з частотою пульсації до 40%.

Датчики повинні мати достатньо високий рівень вихідного сигналу, лінійність вихідної характеристики у всьому робочому діапазоні, (1,5-2,0)-кратну перевантажувальну здатність і стабільність вихідних характеристик.

Крім цього, до датчиків ставиться вимога взаємозамінності. Це особливо необхідно при аналізі ідентичності процесів, наприклад характеристики зміни тиску в паливопроводі по лініях нагнітання.

Висновки і перспективи. Дослідження вібраційних характеристик форсунок силового енергетичного агрегату зернозбиральних комбайнів показали, що енергія вібрацій форсунки найбільш активно проявляється на частоті від 5 кГц до 10 кГц. Застосування перетворення Гільберта для аналізу вібросигналу дозволило встановити можливість використання його для контролю ідентичності роботи форсунок та визначення таких дефектів, як поломка пружини форсунки та зависання голки розпилювача. При зміні тиску початку впорскування від 27,0 МПа до 8,0 МПа тривалість сигналу, яка виміряна між переднім і заднім фронтами з максимальними амплітудами, зменшується в 2 рази.

Список використаних джерел

1. Rademacher T. Trends in the Process Technology of Grain Crop Harvesting. Agritechnica, No 6, 2017, pp. 362-368.

2. Shinners K., Bennett R., Hoffman D. Single- and two-pass corn grain and stover harvesting. Transactions of the ASABE. Vol. 55 (2), 2018, pp. 341-350.

3. Pisarenko Georgiy, Voinalovych Oleksandr, Rogovskii Ivan, Motrich Myhailo. Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N248. Scopus.

4. Novotny J. Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15, pp. 16-20.

5. Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P. Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, vol. 266 (3), 2016, pp. 407-441.

6. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17, pp. 1166-1172.

7. Bulgakov V., Nikolaenko S., Holovach I., Ivanovs S., Vartukapteinis K. Theoretical investigations of oscillations of root crop head cleaner hanged on integral row-crop tractor. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, pp. 1395-1408.

8. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal, vol. 19, 2017, pp. 158-163.

9. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, vol. 16, 2018, pp. 79-84.

10. Rogovskii I.L., Melnyk V.I. Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 241. pp. 387-395.

11. Masek J., Novak P., Jasinskas A. Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, pp. 1180-1185.

12. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 2019. Vol. 57. No 1. 141–146. Scopus. WoS.

13. Zareei S. Regression and Neuro-Fuzzy Models for Prediction of Combine Header Loss. Iveco Journal of Science and Technology, vol.8. 2012, pp. 43-47.

14. Miodragovic R., Djevic M. Cotemporary combine harvesters in corn harvesting. Annals of faculty of Igineering Hunedoarara, Tome IV, Fasiccole 3, 2016, pp. 199-206.

15. Maertens K., Reyniers M., De Bardemaeker J. Design of a Dynamic Grain Flow Model for a Combine Harvester. Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development. Manuscript PM 01. 2015, vol. III. pp. 1-13.

16. Mahmoudi A., Mirzazadch A., Abdollahpor S. Minimizing combine harvester rear losses by intelligent modeling of MOG1 passing concave. Elixir Agriculture. №52, 2012. pp.11397-11401.

17. Evaluation Report. John Deere Sidehill 6600 Self-Propelled Combine. Prairie Agricultural Machinery institute, 2015, pp. 1-9.

18. Laverda M400 Series. New Lewellinc consept. Publshed by New Holland Brand Communications. Bts Adv. Printed in Italy- 05/12.2012. pp. 2-7.

19. Viba J., Lavendelis E. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, pp. 95-98.

20. Luo A.C.J., Guo Y. Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.

21. Lovarelli D., Bacenetti J. Bridging the gap between reliable data collection and the environmental impact for mechanised field operations. Biosystems engineering, vol. 160, 2017, pp. 109-123.

22. Lee J.W., Kim, J.S., Kim K.U. Computer simulations to maximise fuel efficiency and work performance of agricultural tractors in rotovating and ploughing operations. Biosystems engineering, vol. 142, 2016, pp. 1-11.

23. Tiwari V.K, Pandey K.P. Pranav P.K. A review on traction prediction equations. Journal of Terramechanics, vol. 47, 2010, pp. 191-199.

References

1. Rademacher T. (2017). Trends in the Process Technology of Grain Crop Harvesting. Agritechnica, No 6, 2017, 362-368.

2. Shinners K., Bennett R., Hoffman D. (2018). Single- and two-pass corn grain and stover harvesting. Transactions of the ASABE. Vol. 55 (2), 341-350.

3. Pisarenko Georgiy, Voinalovych Oleksandr, Rogovskii Ivan, Motrich Myhailo. (2019). Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N248. Scopus.

4. Novotny J. (2016). Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15, 16-20.

5. Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P. (2016). Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, vol. 266 (3), 407-441.

6. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. (2018). Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17, 1166-1172.

7. Bulgakov V., Nikolaenko S., Holovach I., Ivanovs S., Vartukapteinis K. (2017). Theoretical investigations of oscillations of root crop head cleaner hanged on integral row-crop tractor. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, 1395-1408.

8. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal, vol. 19, 158-163.

9. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, vol. 16, 79-84.

10. Rogovskii I.L., Melnyk V.I. (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 241, 387-395.

11. Masek J., Novak P., Jasinskas A. (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16,1180-1185.

12. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. (2019). Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. Vol. 57, No 1, 141–146. Scopus. WoS.

13. Zareei S. (2012). Regression and Neuro-Fuzzy Models for Prediction of Combine Header Loss. Iveco Journal of Science and Technology, Vol. 8. 43-47.

14. Miodragovic R., Djevic M. (2016). Cotemporary combine harvesters in corn harvesting. Annals of faculty of Igineering Hunedoarara, Tome IV, Fasiccole 3, 199-206.

15. Maertens K., Reyniers M., De Bardemaeker J. (2015). Design of a Dynamic Grain Flow Model for a Combine Harvester. Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development. Manuscript PM 01, vol. III. 1-13.

16. Mahmoudi A., Mirzazadch A., Abdollahpor S. (2012). Minimizing combine harvester rear losses by intelligent modeling of MOG1 passing concave. Elixir Agriculture. № 52, 11397-11401.

17. Evaluation Report. (2015). John Deere Sidehill 6600 Self-Propelled Combine. Prairie Agricultural Machinery institute, 1-9.

18. Laverda M400 Series. (2012). New Lewellinc consept. Publshed by New Holland Brand Communications. Bts Adv. Printed in Italy- 05/12.2012. 2-7.

19. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, 95-98.

20. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 213.

21. Lovarelli D., Bacenetti J. (2017). Bridging the gap between reliable data collection and the environmental impact for mechanised field operations. Biosystems engineering, vol. 160, 109-123.

22. Lee J.W., Kim, J.S., Kim K.U. (2016). Computer simulations to maximise fuel efficiency and work performance of agricultural tractors in rotovating and ploughing operations. Biosystems engineering, vol. 142, 1-11.

23. Tiwari V.K, Pandey K.P. Pranav P.K. (2010). A review on traction prediction equations. Journal of Terramechanics, vol. 47, 191-199.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РЕЖИМОВ ВИБРОДИАГНОСТИКИ СИЛОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО АГРЕГАТА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Д. И. Мартынюк, И. Л. Роговский

Аннотация. *В статье представлены результаты обоснования повышения технической готовности зерноуборочных комбайнов, уменьшение перерасхода топлива и потери мощности силового энергетического агрегата за счет своевременного диагностирования и устранения неисправностей.*

Задача исследования состояла в исследовании виброакустических процессов, протекающих в форсунках дизельного силового энергетического агрегата зерноуборочных комбайнов во время впрыскивания топлива с целью их использования для диагностирования форсунок и исследований, связанных с разработкой технологических карт и средств для диагностирования сельскохозяйственных машин отечественного и зарубежного производства. На первом этапе экспериментальных исследований форсунка с датчиком ускорений устанавливалась на стенд для регулировки топливной аппаратуры. С помощью спектрального анализа вибраций форсунки уточнен диапазон частот, в

котором наиболее активно проявляется энергия вибраций. При обработке входного сигнала проанализировано влияние дефектов форсунки на амплитуду и фазовые параметры сигнала, а также на спектр вибраций силового энергетического агрегата зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: *вибрация, спектр, диагностирования, адекватность, оптимизация, режим, комбайн*

ANALYTICAL MODEL OF MODES OF VIBRODIAGNOSIS OF POWER UNIT GRAINHARVESTER COMBINES

D. I. Martynyuk, I. L. Rogowski

Abstract. *The article presents the results justify raising the technical readiness of combine harvesters, reducing fuel consumption and power loss power unit due to timely diagnosis and Troubleshooting.*

The objective of the study was the study of vibroacoustic processes in the injectors of a diesel power unit combine harvesters during the injection of fuel with a view to their use for the diagnosis of the injectors and studies related to the development of process maps and tools for diagnostics of agricultural machinery of domestic and foreign production. In the first stage of experimental investigations the injector with the acceleration sensor was mounted on a stand to adjust the fuel equipment. Using spectral analysis of the vibration of the nozzle specified frequency range, which are most actively manifests the energy of the vibrations. When processing the input signal we analyze the influence of nozzle defects on the amplitude and phase parameters of the signal and the spectrum of vibrations of the power unit combine harvesters.

Key words: *vibration, spectrum, diagnosis, adequacy, optimization, mode, combine*