

Яцковський В. І.

Солона О. В.

Яцковська Р. О.

Вінницький
національний
аграрний
університет

УДК 621. 4.019

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕСПРАВНОСТЕЙ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ НА КРУТНИЙ МОМЕНТ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

В статье рассматриваются вопросы построения математической модели вибродиагностики дизельных двигателей. Показано, что кривая суммарного крутящего момента может быть диагностическим признаком.

The questions of construction of mathematical model of vibrodiagnostics of diesel engines are examined in the article. It is shown that a curve of total twisting moment can be a diagnostic sign.

Ефективність, економічність та надійність роботи двигуна залежать від характеру протікання та показників робочого циклу. При цьому середній індикаторний тиск, індикаторний к.к.д. характеризує організацію робочого циклу та визначає такі показники роботи двигуна як літрова потужність, питома витрата палива та токсичність відпрацьованих газів. Динамічні та температурні показники робочого циклу мають вплив на надійність двигуна. При цьому необхідно зробити аналіз фактичних даних цих показників в умовах експлуатації.

Авторами роботи [1] на основі індиціювання дизельних двигунів в умовах рядової експлуатації тракторів МТЗ встановлено істотне відхилення показників робочого циклу від нормальних значень. Приблизно 50% обстежених циліндрів (загальна вибірка складала більш ніж 100 циліндрів) мали середню швидкість наростання тиску в циліндрі, в 1,5 – 2 рази перевищуючу нормальне значення.

Дослідження також показали, що у циліндрів одного і того ж двигуна спостерігається велика нерівномірність по показникам робочого циклу. Для 60% обслідуваних двигунів ступінь нерівномірності середнього індикаторного тиску склав 15-25%, максимальний тиск згоряння – 15-30%. Близько 30% двигунів мали ступінь нерівномірності середньої швидкості зростання тиску 20-60%.

До основних причин порушення характеру протікання та відхилення від норми

показників робочого циклу в циліндрах двигунів відносяться зміна вихідних параметрів паливо подачі та загальне порушення технічного стану двигунів при недостатньому контролі в умовах рядової експлуатації.

При дослідженні 114 дизельних двигунів близько у 80% показники потужності були нижче номінальної (65% з них мали зниження потужності на 10-38%) і в 20% – вище номінальної (5% з них мали потужність вище номінальної на 8-18%). З 92 двигунів СМД приблизно в 85% потужність була нижче номінального значення. Ці дані говорять про те, що зниження потужності і збільшення витрати палива спостерігається у двигунів, які мають неправильне протікання робочого процесу.

Зниження потужності та паливної економічності двигунів в умовах експлуатації є наслідком несправностей та порушення регулювань паливної апаратури.

Перевіркою стану регулювань паливної апаратури дизельних двигунів тракторів МТЗ, встановлено, що кут випередження початку подачі палива, циклова подача палива, тиск початку піднімання голки форсунки коливається в досить широких межах, які перевищують допустимі значення.

Близько 30% двигунів мали заниження початку подачі палива (до 40 п.к.в) та 24% – завищення (до 30 п.к.в) в порівнянні з нормальними регулюваннями. Значення циклової подачі палива по 100 циліндрам знаходилися в межах від 0,0425 до 0,0635 г/цикл, що складає $\pm 20\%$ по відношенню до



значення, яке передбачене технічними умовами. Приблизно 40% циліндрів мали циклову подачу в межах передбачених допусків (+5%), 30% циліндрів – занижену циклову подачу, та стільки ж завищену на 5-20%. При перевірці 100 форсунок показала, що приблизно 55% з них мали знижену та 12% завищений тиск підняття голки розпилювача.

Таким чином, зберігання нормальних значень показників потужності та економічності автотракторних двигунів в експлуатації залежить від своєчасного та якісного проведення технічного обслуговування, зберігання заводських показників регулювань.

Встановлено, що усі варіанти несправностей паливної апаратури викликають форсоване спрацювання деталей двигуна. Найбільший вплив мають комплексні несправності.

Для визначення впливу несправностей паливної апаратури на зміну величини крутного моменту дизельного двигуна були вибрані наступні параметри – циклова подача палива, кут випередження впорскування палива, зміна діаметру соплового отвору форсунки та тривалість впорскування по куту повороту колінчатого валу двигуна. Всі ці параметри мали межі зміни $\pm 15\%$ від номінального значення.

Для визначення кривих крутного моменту необхідно було виконати тепловий розрахунок двигуна.

Для дослідження динаміки факелу використовуються інтегральні рівняння газової динаміки в змінних Ейлера [2], записані для багатокомпонентної газової суміші з урахуванням перенесення субстанцій [3] мають наступний вид:

$$\int_{\Delta V} (\rho_{i2} - \rho_{i1}) dv = \int_{\tau - \Delta\tau}^{\tau + \Delta\tau} d\tau \left[\int_{\Delta V} \rho_i dV - \oint_{\Delta S} \left(\vec{G}_i + \rho_i \vec{V}_i \right) \cdot \vec{n} dS \right];$$

$$\int_{\Delta V} \sum_i \left(\rho_{i2} \vec{V}_{i2} - \rho_{i1} \vec{V}_{i1} \right) dV = \int_{\tau - \Delta\tau}^{\tau + \Delta\tau} d\tau \left\{ \int_{\Delta V} \Delta \vec{P}_K dV - \oint_{\Delta S} \left[P \vec{n} + \sum_i \vec{P}_i + \sum_i \rho_i \left(\vec{V}_i \cdot \vec{n} \right) \vec{V}_i \right] dS \right\};$$

$$\int_{\Delta V} \sum_i \left[\rho_{i2} \left(\varepsilon_{i2} + \frac{1}{2} V_{i2}^2 \right) - \rho_{i1} \left(\varepsilon_{i1} + \frac{1}{2} V_{i1}^2 \right) \right] dV;$$

де $\rho_{i2}, \rho_{i1}, V_{i2}, V_{i1}, \varepsilon_{i2}, \varepsilon_{i1}$ – щільність, швидкість та питома теплова внутрішня енергія i -тої компоненти в елементі dV об'єму ΔV в моменти часу $\tau + \Delta\tau$ та $\tau - \Delta\tau$ відповідно; $\Delta\rho_i$ – об'ємна потужність джерела або стоку маси i -тої компоненти при хімічних реакціях та випаровуванні; \vec{n} – одиничний нормальний зовнішній вектор до елементу dS поверхні ΔS , яка обмежує об'єм ΔV ; $\vec{G}_i, \vec{P}_i, \vec{Q}_i$ – вектори потоків маси, імпульсу та енергії, які переносяться i -тим компонентом на елементі dS за рахунок молекулярної та турбулентної дифузії; $\rho_i, \vec{V}_i, \varepsilon_i, P_i$ – щільність, швидкість, питома теплова внутрішня енергія та парціальний тиск i -того компоненту на елементі dS поверхні ΔS .

Для розрахунку переносу маси, імпульсу та енергії за рахунок молекулярної та турбулентної дифузії використовуються осереднені рівняння переносу Буссінеска:

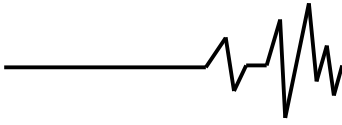
$$\vec{G}_i = -(D_i + D_{ei})(\nabla \rho_i);$$

$$P_{it} = -\rho_i (v_i + v_{ei}) \frac{dV_n}{dr_n};$$

$$P_{in} = -\rho_i (v_i + v_{ei}) \frac{dV_n}{dr_n};$$

$$\vec{G}_i = -c_{pi} \rho_i (a_i + a_{ei})(\nabla T_i),$$

де $D_i, D_{ei}, v_i, v_{ei}, a_i, a_{ei}$ – коефіцієнти молекулярної та турбулентної дифузії, в'язкості та температуропровідності; P_{it}, P_{in} – дотична та перпендикулярна до поверхні складова вектора



переносу імпульсу; $\frac{dV_t}{dr_n}, \frac{dV_n}{dr_n}$ – похідні по нормалі до поверхні від дотичної та нормальної складових швидкості; c_{pi} – питома теплоємність при постійному тиску.

Коефіцієнти турбулентної дифузії та температуропроводності виражаються при розвиненій турбулентності через коефіцієнт турбулентної в'язкості:

$$D_{ei} = \frac{v_{ei}}{Sc_t}; a_{ei} = \frac{v_{ei}}{Pr_t},$$

де Sc_t та Pr_t - турбулентні числа Шмідта та Прандтля.

На рис. 1 зображена розрахункова індикаторна діаграма дизельного двигуна при повністю справній паливній апаратурі.

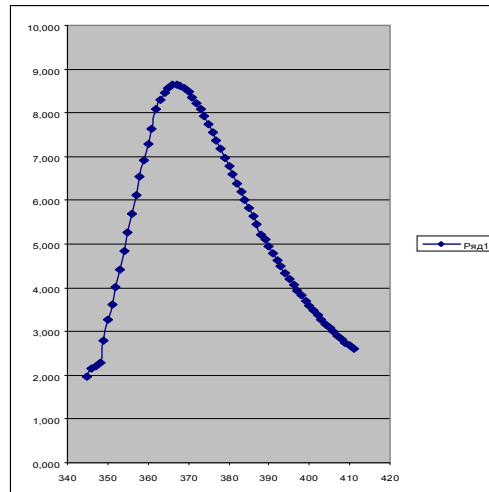


Рис. 1. Розрахункова індикаторна діаграма

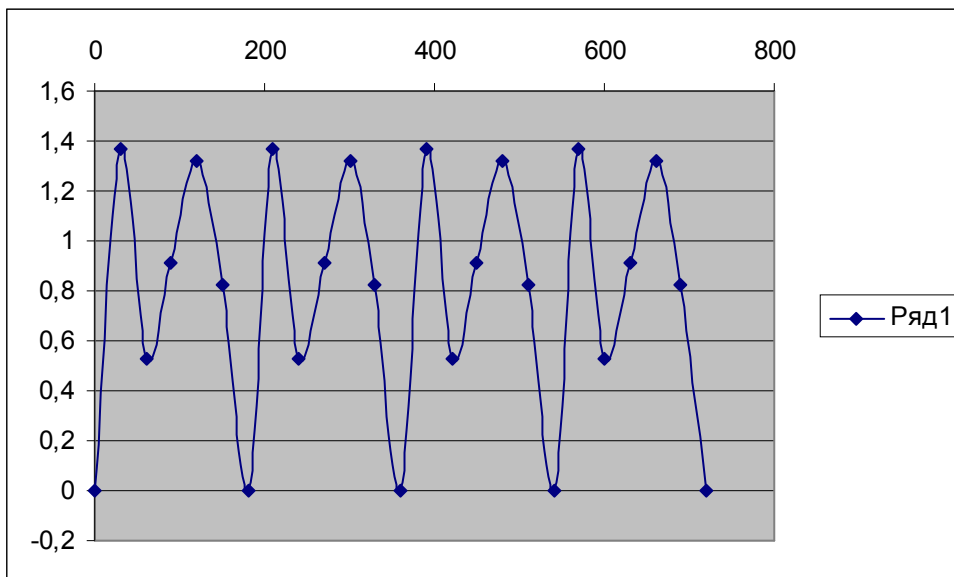


Рис. 2. Крива крутного моменту при справній паливній апаратурі

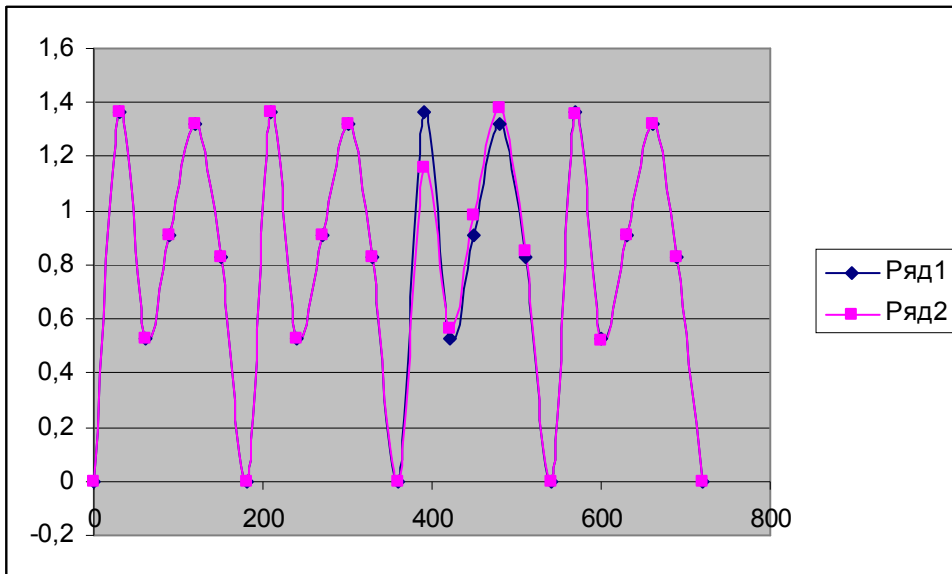


Рис. 3. Крива сумарного крутного моменту двигуна: ряд 1 – нормальні регулювання паливної апаратури; ряд 2 – в перший циліндр внесено комплексні розрегулювання (одночасно розрегульовані циклова подача палива +15%, кут випередження подачі палива +15%, тиск впорскування палива +15%, діаметр соплового отвору -15%)

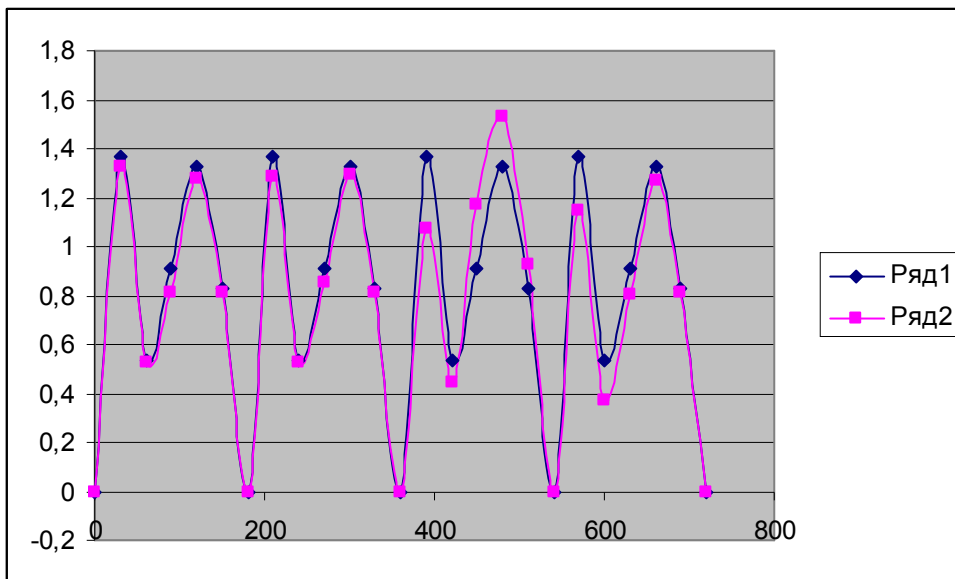
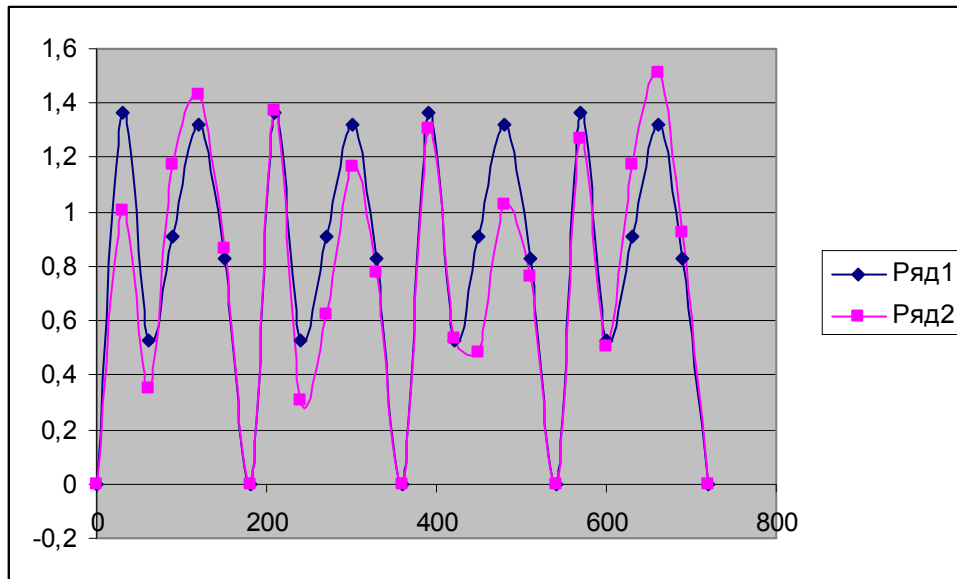


Рис. 4. Комплексні роз регулювання внесені в перший та четвертий циліндри двигуна: ряд 1 – нормальні регулювання; ряд 2 – крива при несправності паливної апаратури



**Рис. 6. комплексні несправності внесені в усі чотири циліндри двигуна:
ряд 1 – нормально відрегульована паливна апаратура;
ряд 2 – крива крутного моменту при несправній паливній системі**

Висновки

Як видно з розрахунків в залежності від несправностей паливної системи криві сумарного крутного моменту змінюються, що можна використовувати при діагностуванні двигунів внутрішнього згорання. Крім того дані розрахунки можна використовувати при визначенні крутильних коливань КШМ.

Література

1. Диагностика автотракторных двигателей. Изд. 2-е, перераб. И. доп. Под ред. Н.С. Ждановского, Л.; «Колос» (Ленингр. отделение), 1977. – С. 264.
2. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные схемы газовой динамики. М.: Наука, 1975, -С.352.
3. Лыков А.В. Тепломассообмен. М.; «Энергия»,1978.-С. 480.