

УДК 631.3.004.5(075.8)

Лімонт А.С.
Сичевський В.О.

ПРОГНОЗУВАННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Висвітлено вплив порушення герметичності циліндро-поршневої групи на екологічність функціонування тракторних дизельних двигунів та виявлено взаємозв'язок між витратою картерних газів і об'ємом циліндрів та номінальною частотою обертання колінчастого вала.

В умовах енергетичної кризи і загострення екологічної ситуації важливим резервом економії паливно-мастильних матеріалів і зменшення забруднення навколишнього середовища є забезпечення належного технічного стану циліндро-поршневої групи (ЦПГ) тракторних двигунів. В цьому велике значення має оцінка технічного стану ЦПГ - її діагностування.

На різних етапах вітчизняного і світового машиновикористання діагностичними параметрами технічного стану ЦПГ використовували, були спроби використовувати або використовують тепер такі: 1) функціональні (погужність двигуна); 2) візуальні (колір відпрацьованих газів); 3) почасові (тривалість запуску двигуна); 4) витратні (масла на вигар, витік стисненого повітря, прорив газів у картер); 5) тиск в кінці такту стиску і в картері двигуна; 6) вміст продуктів зносу в маслі; 7) віброакустичні (стуки, шуми, вібрації); 8) розрідження в надпоршневому просторі.

Через нещільності ЦПГ внаслідок зносу деталей, втрати

пружності компресійних кілець, їх поломки, залягання або пригоряння частина свіжого заряду і відпрацьованих газів проникає із камери згоряння в картер. На пусковій частоті обертання колінчастого вала частка втрат заряду повітря в дизельних двигунах, що мають неспрацьовану ЦПГ, коливається в межах 5-15%. Якщо деталі ЦПГ спрацьовані, частка втрат заряду повітря збільшується до 15-45%, тобто зростає у три рази. За даними різних дослідників газів, що прориваються в картер, містять 70-95% повітря і 5-30% продуктів згоряння. Суміш, яка проникла в картер двигуна, змішуючись з парами масла і палива, утворює картерні газів. Картерні газів є одним із джерел забруднення навколишнього середовища. Вони викидають в атмосферу до 40% вуглеводнів, оскільки концентрація останніх в картерних газах у 15-20 разів вища, ніж у відпрацьованих газах. Іншими токсичними компонентами в картерних газах є окисли азоту (45-80%) і альдегіди (до 30%).

Збільшення прориву газів у картер двигуна викликає зменшення

компресії, що призводить до погіршення потужносних і економічних показників двигуна та супроводжується збільшенням вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах. Надмірне зменшення компресії утруднює запуск двигунів, особливо в холодну пору року, що спричинюється зниженням температури повітря в кінці такту стиску до значень, недостатніх для самоспалаху палива. Мінімальне значення компресії (МПа) при прокручуванні двигуна на пусковій частоті обертання з урахуванням витоку повітря в картер двигуна рекомендують [2] визначати за формулою:

$$p_{c \min} = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \left(1 - \frac{\Delta Q_n}{100} \right)^{n_1}, \quad (1)$$

де p_a – тиск в кінці впуску, МПа;

ε – ступінь стиску двигуна;

n_1 – показник політропи стиску на пусковій частоті обертання;

ΔQ_n – частка витоку повітря в картер двигуна, % від кількості повітря, що всмоктується в циліндр (за даними НАТИ, при гранично спрацьованій ЦПГ $\Delta Q_n = 35\%$).

Прорив газів у картер нових двигунів становить 0,6...0,8 %, а в спрацьованих - 2,5...3 % від кількості повітря, що всмоктується в циліндр. В результаті прориву тиск газів в картері підвищується вище атмосферного і сягає 0,2...0,3 МПа (20...30 мм вод. ст.), а в спрацьованих двигунах - 0,5...0,6 МПа (50...60 мм вод. ст.), що супроводжується негативними в екологічному

відношенні наслідками. Масло вичавлюється через нещільності з'єднань, прискорюється його старіння, воно забруднюється, і його фізико-хімічні властивості погіршуються. Диміння із сапуна збільшується, а рівень масла в трубі маслoměра при закритій маслозаливній горловині підвищується [2].

Встановлено [1], що на пусковій частоті обертання витік повітря відбувається головним чином на такті стиску, а не при згорянні палива і розширенні газів. Відомо, що для надійного запуску дизеля температура в кінці стиску при прокручуванні на пусковій частоті обертання має бути 315...350°C. Зважаючи, що для задовільного запуску температура в кінці стиску $T_c = 600^\circ\text{K}$, допустиму кількість повітря, яка проривається в картер дизеля, визначають за формулою [1]:

$$Q_{\text{п.ст}} = Q_{\text{п}} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_x} \left(\frac{600}{T_a} \right)^{n_1 - 1} \right], \quad (2)$$

де $Q_{\text{п.ст}}$ – витік повітря на лінії стиску при прокручуванні дизеля на пусковій частоті обертання, л/хв;

$Q_{\text{п}}$ – витрата повітря дизелем на пусковій частоті обертання, л/хв;;

ε_x – ступінь стиску з урахуванням моменту закриття впускнуго клапана;

T_a – температура повітря на

початку стиску;

η_1 – показник політропи стиску на пусковій частоті обертання.

Тепер широкого застосування набув спосіб оцінки технічного стану ЦПГ за витратою картерних газів, реалізація якого здійснюється за допомогою відповідних витратомірів.

Обґрунтування номінальної, допустимої і граничної витрати картерних газів, як діагностичних параметрів ЦПГ конкретного двигуна, досить складний і трудомісткий процес.

Зроблена спроба відшукати взаємозв'язок між витратою картерних газів і параметрами двигунів, для яких ця витрата обґрунтована, щоб за виявленими кількісними закономірностями прогнозувати діагностичні параметри ЦПГ для двигунів, що розробляються і поставлені на виробництво та які імпортують з-за кордону.

За параметри двигуна взяті робочий об'єм циліндрів (л) та добуток цього об'єму на номінальну частоту обертання (хв^{-1}) колінчастого вала двигуна.

Досліджували взаємозв'язок між вказаними параметрами і витратою картерних газів тракторних двигунів, марки яких вказані на рисунку. Для відшукування зв'язку використовували метод

кореляційно-регресійного аналізу. Розрахунки показали, що коефіцієнти кореляції між робочим об'ємом циліндрів двигунів і номінальним, допустимим та граничним значеннями витрати картерних газів дорівнюють

відповідно 0,867; 0,901 і 0,974. При цьому рівняння регресії мають вигляд:

$$Q_{\text{КГН}} = 4,244 + 4,375V_{\text{Ц}} \quad (3)$$

$$Q_{\text{КГД}} = 19,904 + 7,126V_{\text{Ц}} \quad (4)$$

$$Q_{\text{КГГ}} = 22,264 + 11,20V_{\text{Ц}} \quad (5)$$

де $Q_{\text{КГН}}$, $Q_{\text{КГД}}$, $Q_{\text{КГГ}}$ – витрата картерних газів відповідно номінальна, допустима і гранична, л/хв;

$V_{\text{Ц}}$ – робочий об'єм циліндрів, л.

Більш тісний зв'язок відмічений між добутком робочого об'єму циліндрів на номінальну частоту обертання колінчастого вала двигуна та відповідними значеннями витрати картерних газів. Так, коефіцієнт кореляції між вказаним добутком і номінальною витратою картерних газів дорівнює 0,963; допустимою - 0,981 та граничною - 0,977. Графічна інтерпретація виявлених закономірностей наведена на рисунку і описується такими рівняннями регресії:

$$Q_{\text{КГН}} = 0,528 + 0,294 \cdot 10^{-2} D_{\text{нв}} \quad (6)$$

$$Q_{\text{КГД}} = 15,01 + 0,469 \cdot 10^{-2} D_{\text{нв}} \quad (7)$$

$$Q_{\text{КГГ}} = 21,387 + 0,679 \cdot 10^{-2} D_{\text{нв}} \quad (8)$$

де $D_{\text{нв}}$ – добуток номінальної частоти обертання колінчастого вала (хв^{-1}) на робочий об'єм циліндрів (л).

За наведеними рівняннями була розрахована витрата картерних газів для двигуна Д-240, який не був включений до аналізованої сукупності. Розрахунки показали,

