

## ОБ'ЄМ ГАЗІВ, ЩО ПРОРИВАЮТЬСЯ ЧЕРЕЗ ЗАЗОРИ У ЦПГ ДВЗ ТА НАВАНТАЖЕНІСТЬ МОТОРНОЇ ОЛИВИ

Кубіч В.І., Мимоход Д.Ю.

Національний університет «Запорізька політехніка», Україна

**Вступ.** Робочі процеси, які мають місце при роботі ДВЗ, досить багатогранні. Одним з таких процесів є, безумовно, взаємодія газів, що прориваються через трибоз'єднання деталей ЦПГ з моторною оливою. Якщо прорив відпрацьованих газів перевищує допустиму межу, то можуть спостерігатися такі явища: втрата потужності та підвищення питомої витрати пального; підвищення температури поршня та поршневих кілець; коксування оливи в канавках поршня та на поршневих кільцях; пригорання кілець; підвищений знос циліндра та кілець; втрата оливи з картера через сальникові ущільнення внаслідок підвищеного тиску, що виник у ньому; інтенсифікація протікання процесів фізико-хімічної взаємодії між відпрацьованими газами та моторною оливою, і, як наслідок, забруднення та прискорене старіння оливи в картері; підвищене навантаження на оливовідокремлювачі системи вентиляції картера, і, як наслідок, наприклад, разрегулювання систем бензинових двигунів з карбюраторами. Очевидним є те, що чим ненадійніше ущільнення цих трибоз'єднань, тим більша «внутрішня оливна небезпека» і нижчі потужнісні та економічні показники роботи ДВЗ у цілому.

**Актуальність досліджень.** Питанням оцінки змін експлуатаційних показників моторних олив та їх впливам на технічний стан ДВЗ у цілому приділяється значна увага, про що свідчать наукові публікації багатьох дослідників. При цьому основний акцент ставиться на: встановлення та опис закономірностей змін в'язкості, лужного та кислотного чисел; індексу в'язкості; термоокислювальної стабільності в залежності від багатьох факторів, які визначаються технічним станом ДВЗ, режимами їх роботи та заходами забезпечення їх експлуатаційної надійності. Приділяється також увага питанням діагностування ДВЗ за тиском картерних газів на виході із системи вентиляції. При цьому, питанням кількісної оцінки складових системи «моторна олива – відпрацьовані гази – вентиляція картера», які впливають на «внутрішню оливну небезпеку», приділено недостатньо уваги. Особливо значимими є закономірності, які встановлюють зв'язок між зносом трибоз'єднань ЦПГ, об'ємами газів, що прориваються на різних режимах роботи ДВЗ, та критеріями оцінки експлуатаційного стану моторних олив. Наведене обумовлює наукове корегування періодичності заміни моторних олив за різними основами в залежності від втрачання ресурсу ЦПГ ДВЗ.

**Постановка задачі.** Метою роботи є аналітична оцінка об'єму газів, що прориваються через зазори ЦПГ при зносі її деталей за існуючими підходами для визначення інтенсивності навантаження моторної оливи.

**Результати досліджень.** В основу досліджень покладені розрахунки, які виконувались у відповідності із запропонованими раніше математичними залежностями. Так, в роботі [1] автором наводиться математична модель процесу прориву газів з надпоршневого простору в порожнину картера, яка не враховує зношування та несправності ЦПГ, що виникають при експлуатації двигуна та збільшення його напрацювання. Вона має наступний вигляд:

$$V_g = 0,1 p_l \frac{D}{S} i^3 \sqrt{V_{hl}}, \quad (1)$$

де  $V_g$  – об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл, л/хв,  $p_l$  – середній індикаторний тиск, кг/см<sup>2</sup>;  $D$  – діаметр циліндра, см;  $S$  – хід поршня, см;  $V_{hl}$  – робочий об'єм циліндра, см<sup>3</sup>,  $i$  – кількість циліндрів; 0,1 – коефіцієнт, що визначається довготривалістю циклу.

Цю математичну модель можливо використати для попередньої прогнозої оцінки закономірності зміни об'ємів газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за апіорною інформацією про зміни середнього індикаторного тиску  $p_l$  та діаметру циліндра  $D$ . При цьому, в основу таких аналітичних досліджень пропонується покласти допущення про відсутність взаємозалежних

зав'язків між індикаторним тиском газів та лінійним діаметральним зносом. Це припущення пропонується ґрунтувати зберіганням меж пружності поршневих кілець та стійкості мастильних утворень на поверхні циліндра, які мінімально здатні утворювати газодинамічне ущільнення у трибоз'єднанні «кілець – циліндр». Більш того, існуюча теоретична залежність [2] для середнього ефективного тиску газів не враховує геометричні параметри зносу ЦПГ.

$$p_e = k \frac{Q_n}{a l_o} \eta_y \eta_l \eta_m \frac{p_o}{R T_o}, \quad (2)$$

де  $k$  – постійний коефіцієнт;  $Q_n$  – нижча теплота згорання палива;  $a$  – коефіцієнт надлишку повітря;  $l_o$  – кількість повітря, яке теоретично необхідно для повного згорання 1 кг палива;  $\eta_y$  – коефіцієнт наповнення;  $\eta_l$  – індикаторний ККД;  $\eta_m$  – механічний ККД;  $p_o$  і  $T_o$  – тиск і температура заряду на впуску у двигун;  $R$  – газова постійна заряду.

Якщо апіорі задати мінімальні та максимальні значення двох параметрів  $p_i$  та  $D$ , наприклад, для двигуна ВАЗ-21011,  $V_h = 1300 \text{ см}^3$  [3], то представляється можливим отримати графічну двофакторну модель впливів цих факторів у наступному вигляді:

$$V_g = f(p_i, D). \quad (3)$$

Для цього двигуна номінальний розмір циліндра складає  $D = 79^{+0,05} \text{ мм}$ , хід поршня  $S = 66 \text{ мм}$ . При цьому перший ремонтний розмір діаметру циліндра складає  $D_1 = 79,4^{+0,05} \text{ мм}$ , другий відповідно  $D_2 = 79,8^{+0,05} \text{ мм}$ . Данні по середньому індикаторному тиску газів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Середній індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна ВАЗ-2101

| $n, \text{хв}^{-1}$ | 1000   | 3200   | 5800   | 6000   |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|
| $p_i, \text{МПа}$   | 1,0827 | 1,2098 | 1,0664 | 1,0315 |

Таким чином становиться можливим розрахувати можливі значення об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл при наступних рівнях, наприклад,  $D_{min} = 79,002 \text{ мм}$ ,  $D_{max} = 79,3 \text{ мм}$  та  $p_{min} = 0,985 \text{ МПа}$ ,  $p_{max} = 1,21 \text{ МПа}$ .

Так, розрахунки, що проведені у відповідності з (1) при  $p_{max} = 1,2098 \text{ МПа}$  і  $D_{min} = 79,002 \text{ мм}$  визначили об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл  $V_g = 39810 \text{ см}^3/\text{хв}$ , а при  $p_{min} = 0,985 \text{ МПа}$  і  $D_{max} = 79,3 \text{ мм}$ ,  $V_g = 32660 \text{ см}^3/\text{хв}$ . При цьому за позначеними обмеженнями зміна прориву газів може складати за умовним зносом та падінням індикаторного тиску 18%.

Розрахувати витрату газів, що прориваються через зазори у деталях ЦПГ, можливо у відповідності з виразом (4), який запропонований для визначення газу через ущільнення ротору зі статором в ГТУ [4].

$$G = \mu \pi D \delta \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}, \text{ кг/с}, \quad (4)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат, що враховує гідравлічний опір і конструктивні особливості ущільнення,  $\mu=0,7$ ;  $D$  – середній діаметр зазору;  $\delta$  – зазор в ущільненні;  $p_1$  і  $p_2$  – тиск газу відповідно перед лабіринтом, на стороні високого тиску, і за лабіринтом;  $z$  – число гребнів лабіринтного ущільнення;  $R$  – газова постійна;  $T_1$  – температура газу перед ущільненням.

Тоді з використанням позначених вище даних для двигуна ВАЗ-21011 при  $T_1 = 400 \text{ К}$ , зазору між кільцем та циліндром при прориві газів  $\delta = 15 \text{ мкм}$  та  $p_2 = 280 \text{ Па}$  (тиск картерних газів за роботою [1]) витрата газів визначиться наступним чином:

$$V_{kg} = 0,7 \cdot 3,14 \cdot 7,91 \cdot 0,0015 \cdot \sqrt{\frac{1,02^2 - 0,00028^2}{2 \cdot 8,314 \cdot 673}} = 0,026 \cdot 0,00964 = 0,000251, \text{ кг/с}.$$

З урахуванням щільності повітря  $\rho = 1,1455 \text{ кг/м}^3$  при  $T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  витрата газів буде складати  $V_{kg} = 0,000219 \text{ м}^3/\text{с} = 219 \text{ см}^3/\text{с}$ .

З наведених розрахунків за виразом (4) витикає наступне:

- порядок цифр збігається з розрахунком за виразом (1), якщо значення привести до часу в 1 с;
- тиск картерних газів можливо не враховувати, так як його значення дуже мало;
- є можливим моделювати витрату газів, що прориваються з урахування виникнення зазору між кільцем та гільзою циліндра, що у розрахунку за виразом (3) мало ознаки апріорного допущення та не враховувало зазор, як окремий параметр.

Аналіз параметрів, які впливають на процеси взаємодії газів у картері двигуна з моторною оливою, вказує на наступне.

По-перше, має місце деякий об'єм моторної оливи  $V_m$ , який піддається газодинамічному навантаженню в процесі його аерування об'ємом газу  $V_g$ , що проривається через зазор при зносі ЦПГ. При цьому процеси відбуваються в об'ємі картера  $V_k$  двигуна. Тобто співвідношенням об'ємів газів обумовлюється можлива ефективність взаємодії оливи з картерними газами по наявності відпрацьованих газів, що прорвалися у картер.

По-друге, газодинамічний ефект створення тиску картерних газів  $p_c$  обумовлюється тиском  $p_n$ , який створюється на такті стискування з урахуванням зносу деталей ЦПГ.

По-третє, індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна залежить від частоти обертання колінчастого валу  $n$ . Більш того, індикаторний тиск газів створює умови створення притискної сили кілець до поверхні гільзи циліндра.

Виходячи з наведеного, становиться доцільним позначити критерій навантаженості моторної оливи та дати йому назву як інтенсивність навантаження моторної оливи картерними газами  $I_r^m$ ,  $[cm^3 \cdot xh^{-1}]$ . При цьому математичний його вигляд можливо визначити на підставі прямого впливу наведених вище співвідношень шляхом їх перемноження. Тобто вираз для інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами буде мати наступний вигляд:

$$I_r^m = \frac{n p_c V_g^2}{p_n (V_k + V_g)}, \quad (5)$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого валу двигуна,  $xh^{-1}$ ;  $p_c$  – тиск картерних газів, Па;  $p_n$  – тиск у циліндрі на такті стискування (компресія), МПа;  $V_m$  – об'єм моторної оливи, який піддається газодинамічному навантаженню,  $cm^3$ ;  $V_k$  – об'єм картера двигуна,  $cm^3$ ;  $V_g$  – об'єм газів, що прориваються через зазор при зносі ЦПГ,  $cm^3$ .

Попередні розрахунки, які проведені у відповідності з (5) за даними, які отримані за виразом (1) та даними, які раніше отримані в роботі [5] для двигунів ВАЗ-21011, показали наступне (табл. 2).

Таблиця 2 – Розрахункові данні інтенсивності навантаження моторної оливи за режимами роботи ДВЗ

| Тиск у циліндрі $p_n$ , МПа | Тиск газів у картері $p_c$ , Па | Частота обертання колінчастого валу $n$ , $xh^{-1}$ | Інтенсивність навантаження $I_r^m$ , $cm^3 \cdot xh^{-1}$ |
|-----------------------------|---------------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| 1,02                        | 280                             | 2000                                                | 22,3                                                      |
| 0,95                        | 600                             | 2000                                                | 51,3                                                      |
| 0,95                        | 880                             | 3000                                                | 112,9                                                     |
| 0,9                         | 400                             | 2000                                                | 36,1                                                      |
| 0,9                         | 880                             | 2000                                                | 119,0                                                     |

При розрахунках прийнято допущення відносно об'єму оливи, що взаємодії з газами з при товщині шара в 1 см. Для геометричних параметрів картера двигуна ВАЗ-21011 розрахунковий об'єм моторної оливи склав  $V_m = 639 cm^3$ . При цьому розрахункове значення об'єму картера склало  $V_k = 9445 cm^3$ , а середній об'єм газів, що прориваються, склало  $V_g = 604 cm^3/c$ .

Отриманні розрахункові данні вказують на те, що:

– порядок цифр у значеннях критерію має адекватний вигляд та може бути використано при моделюванні режимів взаємодії газів з моторною оливою;

– інтенсивність навантаження зростає, наприклад, зі зменшенням компресії в 1,1 рази и збільшенням тиску картерних газів у 2,14 рази при частоті обертання  $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$  в 2,3 рази, а при частоті обертання  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  і тиску картерних газів у 3,14 рази відповідно в 5,1 рази.

**Висновки.** Виконані аналітичні розрахунки показали, що існує можливість здійснювати оцінку об'ємів газів, що прориваються через зазори ЦПГ при зносі її деталей за деякими допущеннями. При цьому запропоновано здійснювати оцінку взаємозв'язку між складових системи «моторна олива – відпрацьовуванні газів – вентиляція картера» за допомогою критерію навантаженості моторної оливи. Значення цього критерію за режимами роботи двигунів є передумовами для подальшої оцінки часового показника роботи моторних оливи, на протязі якого втрачаються їх експлуатаційні властивості. Останнє є напрямком подальших досліджень.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Николаев Е. В. Совершенствование технологии диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов : автореф. дис. кан. тех. наук. М. : 2013. <https://www.dissercat.com/content/sovershenstvovanie-tekhnologii-diagnostirovaniya-tsilindroporshnevoi-gruppy-dizelnogo-dvigat>.
2. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. 4-е изд. М. : Высшая школа, 2008. 496 с. <http://padabum.com/d.php?id=18926>.
3. Двигатель ВАЗ-21011. <https://motorist.expert/vaz/vaz-21011.html>.
4. Сотніков Є. Г. Удосконалення складу газотермічних ущільнювальних покриттів деталей турбіни для підвищення ефективності газотурбінних двигунів : дис....канд. техн. наук : 05.02.01 «Матеріалознавство» / Сотніков Євгеній Георгійович. Запоріжжя : 2018. 193 с.
5. Кубіч В. І. Навантаження і тиск картерних газів при зміні триботехнічного стану ЦПГ бензинового ДВЗ / В. І. Кубіч, О. Г. Чернета, Д. Е. Дрібас // XI міжнар. наук.-практ. конфер. «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» 3–4 грудня 2020 року. ДІ НУ «Одеська морська академія» : С. 57–61.