

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ІНДИКАТОРНИХ ПОКАЗНИКІВ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

Сирота О.В.,

Постановка проблеми. Одним з методів експериментального дослідження робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння є індицирування, головною метою якого являється визначення параметрів робочого тіла в циліндрі двигуна для побудови індикаторної діаграми. Для проведення індицирування робочого процесу двигун необхідно обладнати пристроєм для з'єднання приладу для вимірювання тиску з камерою згоряння.

Основна частина. Для проведення таких досліджень в лабораторії кафедри "Двигуни і теплотехніка" НТУ створена експериментальна установка, призначена для індицирування робочого процесу двигуна 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 LE) з груповою системою впорскування бензину "Motronik ML 4.1" фірми Bosch. Навантаження двигуна створюється за допомогою гальмівного стенда СГЕУ – 100. Установка включає в себе прилади для вимірювання частоти обертання двигуна, витрати палива і повітря, динамометричний пристрій для визначення крутного моменту двигуна, датчики кута відкриття дросельної заслінки та розрідження у впускному трубопроводі. Крім цього, під час випробувань вимірюються температура охолоджуючої рідини, тиск і температура оливи в системі мащення, тиск в паливній рампі системи живлення двигуна, температура відпрацьованих газів, тощо.

Для запису тиску робочого тіла в циліндрі розроблена конструкція вимірювального пристрою (рис. 1), головним елементом якого є високотемпературний тензометричний перетворювач тиску 6 типу МИДА–ДИ–12П–081. Чутливий елемент 9 перетворювача являє собою напівпровідникову монокристалічну сапфірову основу, на якій сформовані гетероепітаксіальні кремнієві тензоопори. Для захисту від високої температури під час роботи двигуна контактна мембрана 7 пристрою з'єднана з вимірювальною мембраною 8 жорстким штоком з високоміцного титанового сплаву. Пристрій розрахований на діапазон вимірювання тиску від 0 до 10 МПа.

Для розміщення вимірювального пристрою в головці блоку циліндрів 1 двигуна встановлена опорна плита 2 і перехідник 3, який проходить через рідинну оболонку двигуна, не порушуючи герметичність системи охолодження. Для захисту від перегріву чутливого елемента пристрою і в той же час підтримки його оптимальної робочої температури під час роботи двигуна перехідник обладнаний додатковою порожниною охолодження 5.

Для передачі тиску, що створюється в циліндрі 4 двигуна, до чутливого елемента всередині вимірювального пристрою створений робочий канал. Під час проходження газу по цьому каналу створюється певний опір, що викликає похибку під час вимірювання тиску в циліндрі. Діаметр робочого каналу пристрою становить 3,5 мм. Його довжина від отвору в камері згоряння до чутливого елемента дорівнює 50 мм.

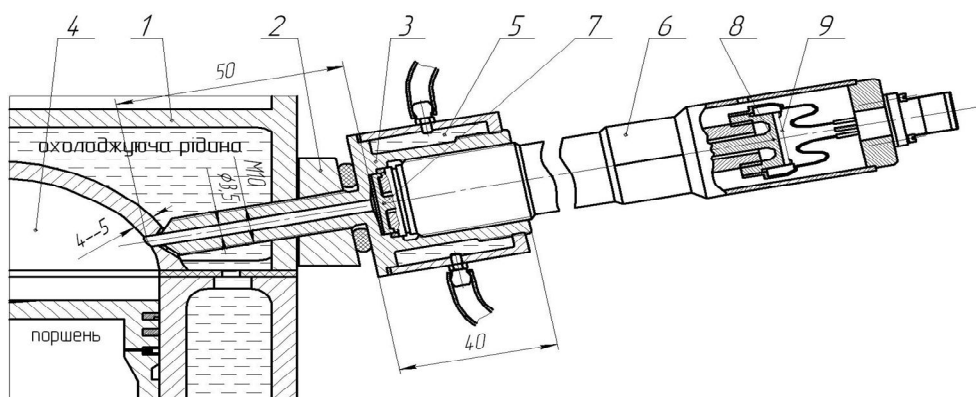


Рис. 1. Схема встановлення пристрою для вимірювання тиску в циліндрі двигуна.

Величину похибки (в бар) при таких геометричних розмірах робочого каналу в залежності від частоти обертання та тиску в циліндрі знайдемо за виразом [1]:

$$\Delta P_{\text{ік}} = \frac{n_{\text{д}}}{1250000} \cdot \frac{l_{\text{к}}}{d} \cdot P_{\text{з}}, \quad (1)$$

де n_d – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;
 l_k – довжина каналу, мм;
 d – діаметр каналу, мм;
 P_z – тиск в кінці згоряння, бар.

Графік залежності величини похибки від частоти обертання та тиску в циліндрі приведений на рис. 2. Як видно з рисунку максимальна похибка вимірювання тиску при частоті обертання двигуна 2800 хв^{-1} і тиску 51 бар становить 1,7486 бар, тобто не перевищує 3,5 %.

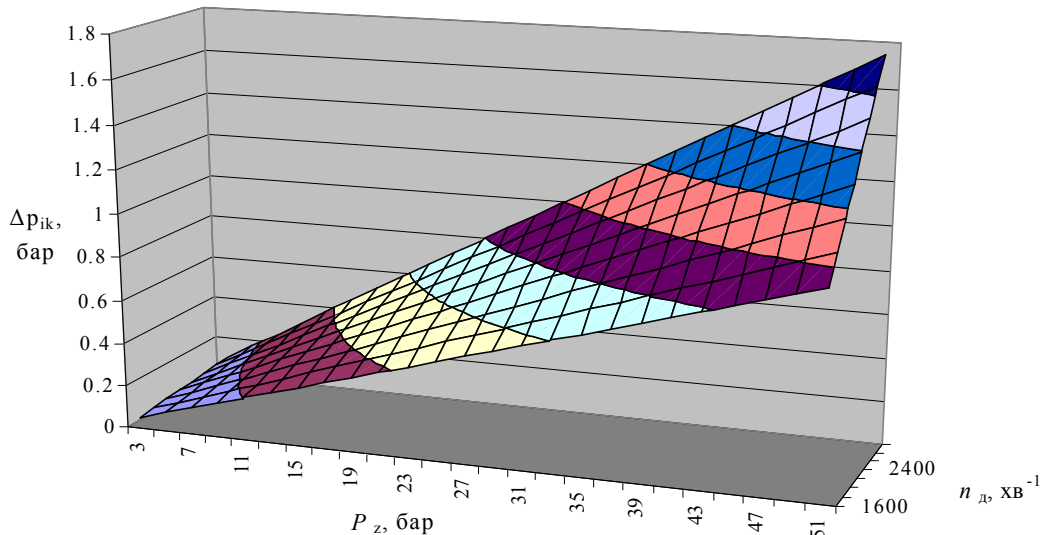


Рис. 2. Залежність величини похибки визначення індикаторних показників двигуна від частоти обертання та тиску в циліндрі

Наявність робочого каналу у вимірювальному пристрої збільшує об'єм камери згоряння [2], що зменшує ступінь стискання у циліндрі, що досліджується.

Об'єм робочого каналу становить, см^3 :

$$V_k = f_k \cdot l_k = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_k, \quad (2)$$

де f_k - площа поперечного перерізу каналу, мм^2 ;
 Об'єм камери згоряння визначаємо, за залежністю, см^3 :

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot (\varepsilon - 1)}, \quad (3)$$

де D – діаметр циліндра, см;
 S – хід поршня, см;
 ε - ступінь стискання.

При вказаних вище розмірах об'єм з'єднувального каналу дорівнює $0,481 \text{ см}^3$. При діаметрі циліндра 95 мм і ході поршня 698 мм об'єм камери згоряння до встановлення пристрою складає $60,336 \text{ см}^3$, після встановлення $60,817 \text{ см}^3$. Отже, об'єм камери згоряння при встановленні вимірювального пристрою зростає на 0,797 %.

Ступінь стискання ε_k у циліндрі, при встановленні вимірювального пристрою, розраховуємо як:

$$\varepsilon_k = \frac{V_h + V_c + V_k}{V_c + V_k}, \quad (4)$$

При вказаних геометричних розмірах робочого каналу ступінь стискання дорівнює 9,135139, що на 1,0071 % менше ε до встановлення пристрою.

Можна стверджувати, що наведена величина зниження ступеня стискання в циліндрі з вимірювальним пристроєм у порівнянні з іншими циліндрами двигуна не може мати суттєвого впливу на робочий процес згоряння в ньому.

Точність передачі тиску з камери згоряння до чутливого елементу пристрою залежить від частотних характеристик робочого каналу. Резонансну частоту коливань газу (в Гц), який знаходиться у робочому каналі розрахуємо за виразом [3]:

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{f_k}{l_k \cdot V_k}}, \quad (5)$$

де a – швидкість звуку в каналі, м/с. При температурі газу в межах 300 – 350° С швидкість звуку становить близько 500 м/с;

f_k - площа поперечного перерізу робочого каналу, м².

Для наведених вище геометричних розмірах робочого каналу резонансна частота коливань становить 1591 Гц. Цій частоті відповідає частота обертання двигуна близька $n = 95500 \text{ хв}^{-1}$. Отже, резонансна частота газового потоку в робочому каналі знаходиться за межами діапазону частот обертання двигуна і не може мати впливу на характер і величину індикаторної діаграми, одержаної за допомогою вимірювального пристрою.

Таким чином, розроблений і виготовлений пристрій дозволяє заміряти індикаторні показники роботи двигуна з точністю, яка визначається геометричними параметрами робочого каналу. Для пристрою, який використовується похибка в визначенні тиску не перевищує 3,5 %.

Література

- Райков И.Я.* Испытания двигателей внутреннего сгорания. М., Высшая школа, 1975. – 320 с.
 Испытания двигателей внутреннего сгорания / Стефановский Б.С., Скобцов Е.А., Корси Е.К. и др. – М., Машиностроение, 1972. – 368 с.
Сороко-Новицкий В.И. Испытания автотракторных двигателей. М. МАШГИЗ, 1950. – 378 с.

УДК 656.13.

КОМПЛЕКСНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИМІСЬКИХ АВТОБУСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Тарасенко О.М., кандидат технічних наук
Гуца О.О.

Постановка проблеми та її зв'язки з науковими та практичними завданнями.

Встановлені законодавством принципи свободи підприємництва, які дають можливість підприємцю на власний ризик займатися підприємницькою діяльністю з метою одержання прибутку та самостійно планувати свою діяльність, привели до бурхливого зростання кількості пасажирських перевізників на автобусних маршрутах, чисельність яких зросла з 450 автотранспортних підприємств у 1992 році, до більше як 30 тисяч на цей час. Третина цих перевізників зайняті на приміських перевезеннях пасажирів. Зросла кількість автобусних маршрутів та кількість транспортних засобів, що їх обслуговують. У той же час несистемність у підходах освоєння нових маршрутів та вихід на діючий ринок нових перевізників, прагнення використовувати дешеві в експлуатації автобуси, а це в основному автобуси малої місткості, привело до порушення відповідності транспортних засобів інтенсивності пасажиропотоків. Наслідок таких дій - погіршення безпеки перевезень, екологічної ситуації та недостатньої ефективності використання транспортних засобів. На практиці в більшості