

УДК 621.43.052

Д-р техн. наук Г. І. Слинько, В. В. Невретов

Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ ВПУСКНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА ВАЗ 2101 НА ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

На підставі проведеного моделювання процесу впуску карбюраторного двигуна внутрішнього згорання ВАЗ 2101 отримані розподіли тиску та концентрації бензину по площині базового впускного колектора, які свідчать про недосконалість конструкції впускної системи. Для усунення виявлених недоліків запропоновано замінити базовий впускний колектор на вдосконалений, що передбачає застосування інерційно-резонансного наддува. Спостерігається високий позитивний ефект.

Ключові слова: ДВЗ, впускна система, резонансний наддув, потужність, ефективність.

Кількість автомобілів на дорогах України зростає з кожним днем. Значна частина транспорту на теренах СНД приводиться в рух за допомогою карбюраторних двигунів внутрішнього згорання, які не є економічними у порівнянні з сучасними та перспективними двигунами. У більшості карбюраторних двигунів застосовуються впускні колектори різноманітних форм, які не є досконалими і потребують доводки або модернізації (рис. 1).

Основною вимогою, яку пред'являють до автомобільного двигуна, є отримання заданої потужності при найменших витраті палива, габаритах та вазі. Успішне вирішення цієї задачі визначається, по-перше, кількістю паливної суміші, яка поступає до циліндра і, по-друге, удосконаленням процесу перетворення теплової енергії в механічну. Якщо питанням вивчення процесу зго-

рання приділялося достатньо уваги, то процес наповнення вивчений відносно мало. Між тим, вагове наповнення циліндрів безпосередньо впливає на протікання робочого процесу, так як тиск у кінці такту впуску є прямо пропорційним середньому тиску циклу. Як наслідок, якісне наповнення забезпечує двигуну підвищену потужність при заданому робочому об'ємі.

Вплив впускної системи дуже великий в двигунах з кількісним регулюванням, в яких потужність змінюється в залежності від кількості паливної суміші, що потрапляє до циліндрів двигуна. В двигунах цього типу процес сумішоутворення не завершується в карбюраторі, а продовжується у впускному колекторі. В залежності від того, як добре впускна система забезпечує приготування паливної суміші, двигун працює більш або менш економічно та ефективно. Тому факторами, які визначають конструкцію та розмір впускної системи карбюраторного двигуна, є не тільки забезпечуваний коефіцієнт наповнення але й якість паливної суміші, яка потрапляє до циліндрів двигуна.

При проходженні впускного тракту тиск суміші знижується, за рахунок місцевих втрат та втрат по довжині. За допомогою рівняння Бернуллі, яке являє собою закон збереження енергії для двох довільних перетинів трубопроводу, отримуємо формулу, для знаходження втрат тиску у впускній системі:

$$\Delta P_a = (1 + \xi_{en} + \lambda \cdot \frac{l}{d}) \cdot \frac{\omega_{кл}^2}{2} \cdot \rho, \quad (1)$$

де ξ_{en} – коефіцієнт місцевих втрат;

λ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині;

l, d – довжина і діаметр трубопроводу відповідно;

$\omega_{кл}$ – середня швидкість руху заряду в прохідному перетині клапана;

ρ – густина середовища у трубопроводі.



Рис. 1. Загальний вид впускного колектора карбюраторного чотирициліндрового двигуна

З отриманої формули видно, що на втрати тиску впливає довжина та діаметр впускного тракту, значну частину якого складає впускний колектор. Виникає необхідність дослідження впливу конструктивних параметрів впускного тракту, для якого потрібно змоделювати тривимірну течію газу по базовому впускному колектору.

Для вирішення поставленої задачі був обраний програмний комплекс FlowVision, який заснований на чисельному вирішенні тривимірних стаціонарних та нестационарних рівнянь динаміки рідини та газу, що включають в себе закони збереження маси, імпульса та рівняння стану.

Результатом дослідження є розподіл тиску по площині базового впускного колектора (рис. 2), який відображає тиск в моменти відкриття впускних клапанів. Як видно з рисунка, при послідовному відкритті впускних клапанів тиск у впускному колекторі змінюється, утворюючи локальні зони з підвищеним та пониженим тисками. Різниця значень тисків спричиняє коливання, що призводить до нерівномірного наповнювання циліндрів.

Також при дослідженні був отриманий розподіл концентрації бензину в повітрі по площині базового впускного колектора (рис. 3). Очевидно, що в патрубки 2 і 3 поступає більш збагачена суміш. Це обумовлено тим, що в процесі сумішоутворення на стінках впускного тракту за карбюратором виникає плівка палива. Ця плівка, особливо при низькій температурі повітря, не завжди встигає випаровуватись і досягає впускних каналів у головці блоку циліндрів, в першу чергу тих, відстань до яких коротша.

На підставі отриманих даних, за допомогою комп'ютерної програми DVS-2 [1], був проведений тепловий розрахунок двигуна ВАЗ 2101 при різних значеннях тиску в кінці такту впуску. Отримавши значення основних експлуатаційних характеристик, були побудовані залежності ефективних показників роботи двигуна ВАЗ 2101 від тиску в кінці такту впуску (рис. 4). Збільшення тиску призводить до зростання ефективних потужності, крутного моменту та ККД двигуна, при цьому витрата палива зменшується.

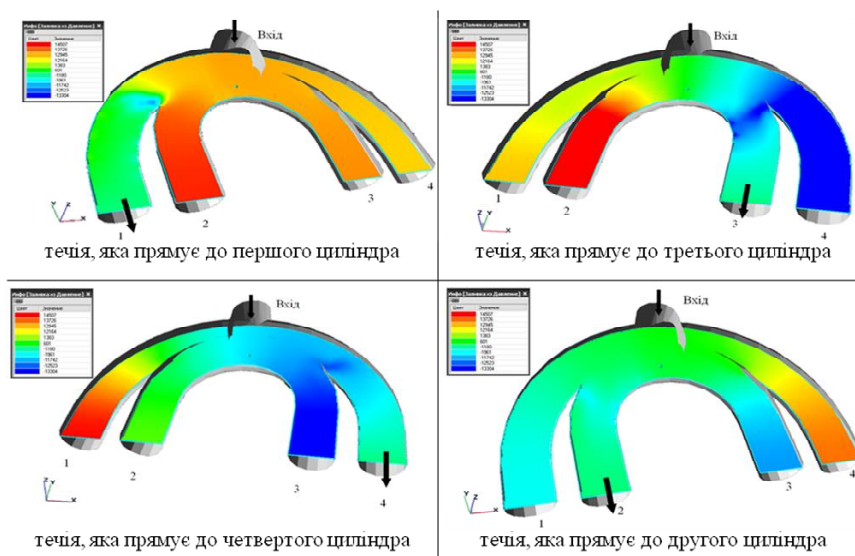


Рис. 2. Розподіл тиску по площині базового впускного колектора: 1, 2, 3, 4 – виходи до відповідних циліндрів двигуна

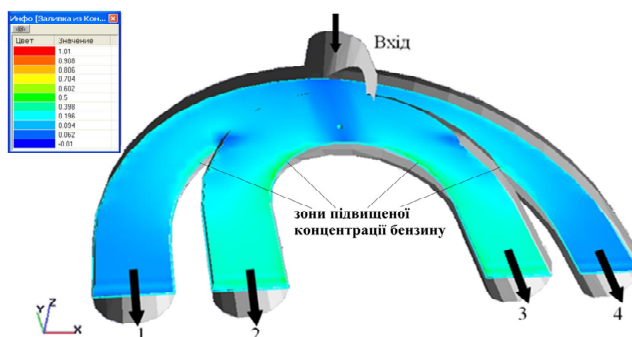


Рис. 3. Розподіл концентрації бензину в повітрі по площині базового впускного колектора: 1, 2, 3, 4 – виходи до відповідних циліндрів двигуна

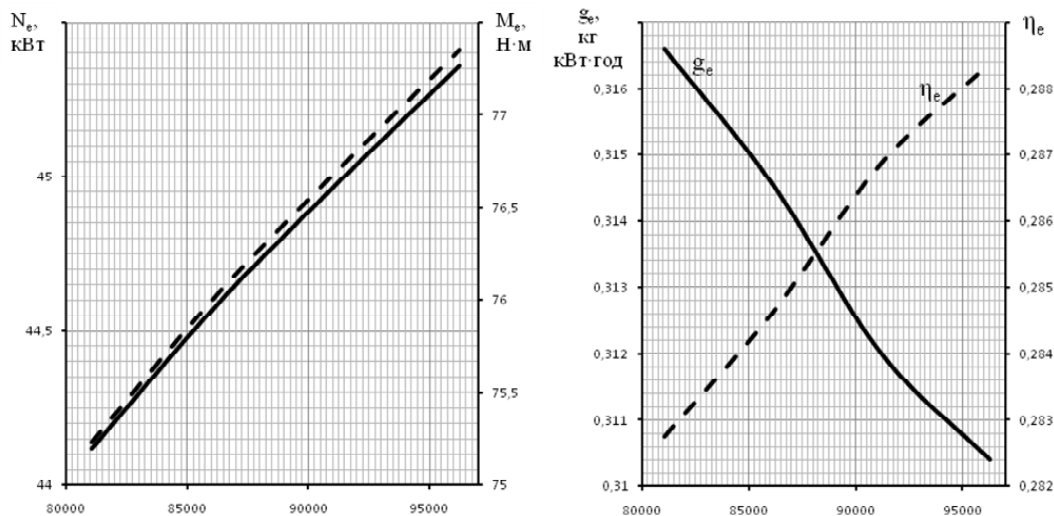


Рис. 4. Залежність ефективних потужності N_e , крутного моменту M_e , витрат палива g_e та ККД η_e двигуна ВАЗ 2101 від тиску в кінці такту впуску p_a

Отже, конструкція впускного тракту двигуна ВАЗ 2101 та періодичність роботи викликають пульсації тиску у впускній системі, що не дозволяє циліндрам наповнюватись в повній мірі. Конструкція системи впуску не забезпечує приготування необхідної паливо-повітряної суміші, в результаті чого суміш в одних циліндрах значно відрізняється від інших за якістю, як наслідок, погіршуються експлуатаційні показники роботи двигуна.

На підставі висновків, що вказують про недосконалу конструкцію базового впускного колектора, яка знижує працездатність двигуна ВАЗ 2101, пропонуємо замінити його на новий, більш досконалий.

Для зменшення гідравлічного опору модернізованого впускного тракту приймаємо прямолінійну циліндричну форму колектора. Патрубки нового впускного колектора не з'єднанні між собою, тобто у кожного окремого циліндра буде свій окремий впускний колектор. Така форма колектора виключає вплив сусідніх циліндрів на процес наповнення та повністю ліквідує проблему нерівномірності розподілу паливо-повітряної суміші по циліндрах двигуна.

Переваги запропонованого впускного колектора не виключають коливань тиску, що виникають при періодичному відкриванні-закриванні впускного клапана, але цей коливальний процес стовпа паливо-повітряної суміші здатен поліпшити експлуатаційні характеристики двигуна за рахунок використання газодинамічних якостей. Це можливо при застосуванні інерційно-резонансного наддува.

Принцип інерційно-резонансного наддуву заснований на перетворенні кінетичної енергії ро-

бочого тіла в процесі такту впуску на енергію тиску, що сприяє збільшенню наповнення циліндрів [2, 3].

Такий ефект використання інерційно-резонансного наддуву можливий тільки при відповідному виборі геометричних розмірів впускного тракту – довжини та діаметра.

На підставі забезпечення частоти коливального процесу стовпа суміші відповідно до частоти робочого циклу двигуна була отримана формула, для знаходження довжини впускного колектора:

$$l_s = 7,05 \cdot 10^{-4} \cdot \psi \cdot \mu \cdot \tau \cdot \frac{a^2}{V_a} \cdot \frac{V_h \cdot \eta_v}{60 \cdot \omega} \cdot \frac{\alpha^2}{n}, \quad (2)$$

де ψ – коефіцієнт, що характеризує коливальний процес;

μ – коефіцієнт витрат впускної системи;

τ – коефіцієнт тактності двигуна;

a – швидкість звуку в газі;

V_a – об'єм робочої порожнини;

V_h – робочий об'єм циліндра;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндра;

ω – швидкість газового потоку;

α – кут повороту колінчатого вала за період такту впуску;

n – частота обертання колінчастого вала.

Слід зазначити, що отримане значення довжини складається з довжин впускного каналу у головці блоку циліндрів, впускного колектора та карбюратора.

Діаметр трубопроводу повинен забезпечувати достатній запас кінетичної енергії стовпа суміші при мінімальних втратах енергії на подолання аеродинамічних опорів впускного тракту. Використовуючи основні природничі рівняння отри-

муємо формулу для знаходження діаметру трубопровода:

$$d_s = 0,1355 \sqrt{\frac{\lambda \cdot l_{\phi} \cdot D^4 \cdot (S \cdot n)^2}{T_2}}, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт втрат по довжині;

l_{ϕ} – фіктивна довжина впускного трубопровода;

T_2 – температура в кінці впускного трубопровода;

D – діаметр циліндра;

S – хід поршня;

n – частота обертання колінчастого вала.

Фіктивна довжина впускного трубопроводу – це довжина, в якій всі місцеві опори імітуються подовженням основного трубопроводу на деяку відповідну довжину.

Отримані величини довжини та діаметра дозволяють розробити схему нового впускного колектора двигуна ВАЗ 2101 (рис. 5), що передбачає застосування інерційно-резонансного наддуву.

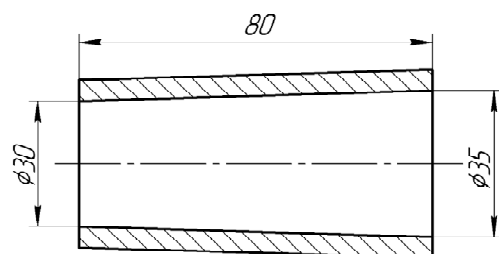


Рис. 5. Схема нового впускного колектора двигуна ВАЗ 2101

Конструкція нового впускного колектора передбачає встановлення двох горизонтальних карбюраторів WEBER з паралельно працюючими камерами (рис. 6). Діаметр каналів обраного карбюратора більший за отримане значення оптимального діаметра впускного трубопроводу, тому схема нового впускного колектора має форму усіченого конусу. Різниця діаметрів відносно невелика, тому вплив на роботу наддуву буде незначним.

Дослідження тривимірної течії газу через новий впускний колектор, за допомогою програмного комплексу FlowVision (рис. 7), показує, що нова форма впускного колектора сприяє рівномірному розподілу тиску по його об'єму при русі потоку паливо-повітряної суміші. Рівномірне зниження тиску по всій довжині колектора викликано кінцевою формою та аеродинамічними опорами, що, в даному випадку, характеризуються коефіцієнтом втрат по довжині трубопроводу.

Модернізована конструкція впускної системи двигуна ВАЗ 2101 за умов використання інерційно-резонансного наддуву забезпечує значення коефіцієнта наповнення $\eta_v = 1,1$, тому, для оцінки доцільності модернізації був проведений тепловий розрахунок, за допомогою комп'ютерної про-

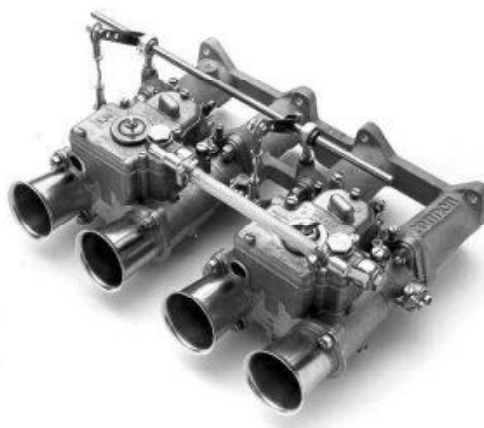


Рис. 6. Горизонтальні карбюратори WEBER DCOE з паралельно працюючими камерами у зборі з впускним колектором

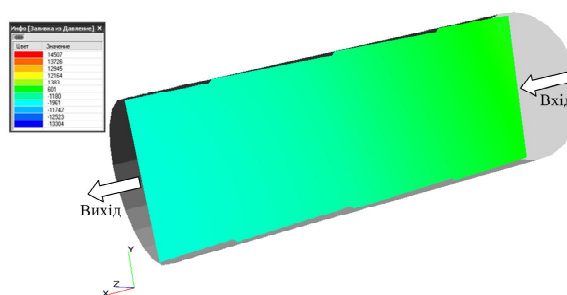


Рис. 7. Розподіл тиску по площині нового впускного колектора

грамі DVS-2 [1], результатом якого є отримання значень основних експлуатаційних показників.

Для оцінки ефективності проведено порівняльний аналіз робочих циклів базового та модернізованого двигуна використовуючи енергетичні та економічні показники роботи: ефективні потужність, крутний момент, ККД та витрата палива (рис. 8).

Застосування модернізованої конструкції системи впуску з використанням інерційно-резонансного наддува призвело до зростання потужності та крутного моменту більш ніж на чверть (25,8 %). Такий вплив спричинений зростанням тиску в кінці такту впуску, що перевищує значення атмосферного. Як наслідок, зростає індикаторна робота циклу двигуна, пропорційно якій зростають енергетичні показники роботи двигуна: ефективні потужність та крутний момент.

Більш досконаліший процес впуску сприяє поліпшенню економічних ефективних показників: ефективних ККД η_e та питомої витрати палива g_e . Завдяки використанню інерційно-резонансного наддува ККД зросло більш ніж на два відсотки (2,1 %), а витрата палива знизилась майже на десять (9,7 %).

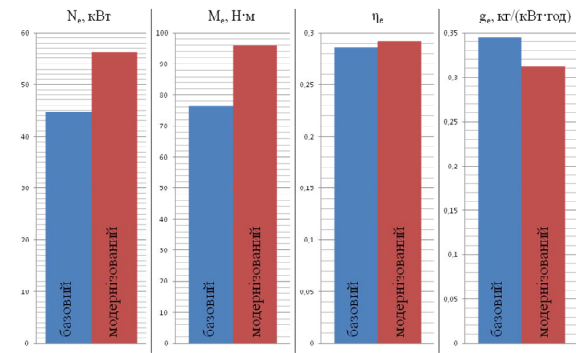


Рис. 8. Порівняльні діаграми енергетичних та економічних ефективних показників роботи базового та модернізованого двигунів

Отже, порівняння отриманих значень зі значеннями базового двигуна підтверджують доцільність модернізації, оскільки поліпшення показників роботи двигуна, які порівнювались, є вагомим у порівнянні з показниками базового.

Список літератури

1. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа : [учеб. пособие на укр. яз.] / Я. А. Егоров. – К. : УМК ВО, 1991. – 60 с.
2. Инерционно-резонансный наддув поршневых двигателей / [Р. В. Русинов, Г. П. Поршнев, И. М. Герасимов и др.] // Двигателестроение. – 2002. – № 2. – С. 13–16.
3. Оптимальный диаметр всасывающего трубопровода двигателей внутреннего сгорания с инерционно-резонансным наддувом / [Р. В. Русинов, А. Д. Элизов, И. Р. Русинов и др.] // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 13–16.

Поступила в редакцию 04.11.2011

Сльнько Г.И., Невретов В.В. Исследование влияния конструкции впускной системы двигателя ВАЗ 2101 на улучшение эксплуатационных характеристик

На основании проведенного моделирования процесса впуска карбюраторного двигателя внутреннего сгорания ВАЗ 2101 получены распределения давления и концентрации бензина по плоскости базового впускного коллектора, которые свидетельствуют о несовершенстве конструкции впускной системы. Для устранения выявленных недостатков предложено заменить базовый впускной коллектор на усовершенствованный, который предусматривает применение инерционно-резонансного наддува. Отмечен высокий позитивный эффект.

Ключевые слова: ДВС, впускная система, резонансный наддув, мощность, эффективность.

Slyn'ko G., Nevretov V. Research of VAZ 2101 engine inlet system or improving performance

Modeling of VAZ 2101 carburetor internal combustion engine's process of admission are spent. Pressure distribution and concentrations of gasoline on a base intake manifold plane are received which testify the imperfection of inlet system design. For elimination the revealed lacks it is offered to replace a basic intake manifold on new superior one which provides application of inertial-resonant forced aspiration. A high positive effect is marked.

Key words: internal combustion engine, inlet system, inertial-resonant forced aspiration, power, efficiency.