

складу РЗППЗ в циліндрі двигуна ($\alpha_{\text{цил.ек}}$), на значення максимальної економічності у вигляді мінімальної питомої ефективної витрати палива $g_{e \text{ min}}$. Визначено значення коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі ($\alpha_{\text{цил}} = \alpha_{\text{цил.ек}}$), які відповідають економічному режиму роботи двигуна з $g_{e \text{ min}}$.

Література

1. Pat. WO 2009/044225 A1, IPC F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine / Korogodskiy V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); applicants and patent holders Kulygin V.I. (UA), Korogodskiy, V.A. (UA), Kyrylyuk, I.O. (UA), Lomov, S.G. (UA). – International Application Number PCT/IB 2007/004105; priority date 03.10.2007; international publication date 09.04.2009.

2. Корогодский В.А. Оценка показателей газообмена при 3-D моделировании рабочего процесса двухтактного бензинового двигателя / В.А. Корогодский, Е.П. Воропаев // Автомобильный транспорт. – 2017. – Вып. 40. – С. 101–113.

3. Korohodskiy, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. (2016). Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (5(79)), 4-12.

4. Корогодский В.А. Влияние расслоенного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – 2015. – Вип. 154. – С. 142–148.

Криворот Анатолій Ігорович, старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, anatoliikryvorot@gmail.com,

ВИЗНАЧЕННЯ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА ЗМЗ-4063 ПРИ РОБОТІ НА ГЕНЕРАТОРНОМУ ГАЗІ

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі. У теорії автомобіля широко застосовують моделі, що побудовані на швидкісних зовнішніх характеристиках двигуна, зокрема і диференціальне рівняння прямолінійного руху, а саме [1, 2]:

$$\frac{dv}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha. \quad (1)$$

Якщо при переобладнанні бензинових автомобілів в газові колова сила на ведучих колесах буде однаковою або відрізняться на наперед задану величину,

то можна стверджувати, що і показники тягових властивостей обох модифікацій також будуть відрізнятися мало між собою, бо їх сили опору руху однакові [3].

Зважаючи на те, що аналітичну функцію для сили $P_{\text{кол}}(V)$ точно визначити неможливо, зазначене диференціальне рівняння (1) другого порядку із сталими коефіцієнтами є таким, що в загальному випадку не інтегрується. Проте його інтегрування можна провести, якщо вважати, що функція $P_{\text{кол}}(V)$ задана або визначена, наприклад, коли розглядати роботу двигуна за швидкісною зовнішньою характеристикою [1, 2].

Основною змінною у диференціальному рівнянні руху автомобіля є лінійна швидкість руху. У зв'язку з цим для інтегрування рівняння всі члени його правої частини мають бути виражені відносно лінійної швидкості руху.

Таким чином, для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно виразити повну колову силу та сили опору руху через лінійну швидкість руху автомобіля [3].

Повна колова сила на ведучих колесах є функцією крутного моменту двигуна, підведеного до ведучих коліс.

У розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей найбільш зручним є використання залежності $M_{\kappa}=f(\omega)$ у вигляді [1, 2]

$$M_{\kappa} = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (2)$$

де a , b , c - сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [3]:

Якщо відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, наприклад, за результатами експериментальних досліджень, то за допомогою рівняння (2) знаходять крутний момент двигуна, а потім і колову силу.

Якщо експериментальні дані відсутні, зокрема для двигуна, що працює на газогенераторному паливі, то побудову зовнішньої швидкісної характеристики двигуна здійснюють за величинами крутного моменту, потужності та частоти обертання двигуна в характерних точках. Такими точками є максимальні значення потужності N_{emax} і крутного моменту M_{emax} та відповідні їм кутової швидкості ω_N та ω_M . За значеннями потужності, крутного моменту і частот обертання знаходять коефіцієнт запасу крутного моменту [3] M_3 та коефіцієнти пристосованості двигуна за частотою обертання K_{ω} і крутного моменту K_M :

$$M_3 = \frac{M_{\text{emax}} - M_{eN}}{M_{\text{emax}}} 100, \quad K_{\omega} = \frac{\omega_N}{\omega_M}, \quad K_M = \frac{M_{\text{emax}}}{M_{eN}}. \quad (3)$$

З урахуванням значень M_3 та K_{ω} коефіцієнти полінома, що апроксимує швидкісну зовнішню характеристику двигуна

$$N_e = N_{\text{emax}} (a_{\delta} x_i + b_{\delta} x_i^2 - c_{\delta} x_i^3) = N_{\text{emax}} \cdot A, \quad \text{де } x_i = \omega_N / \omega_M, \quad (4)$$

запишуться у вигляді

$$a_{\delta} = 1 - \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega} (2 - \kappa_{\omega})}{(\kappa_{\omega} - 1)^2}, \quad b_{\delta} = 2 \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega}}{(\kappa_{\omega} - 1)^2}, \quad c_{\delta} = \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega}}{(1 - \kappa_{\omega})^2}. \quad (5)$$

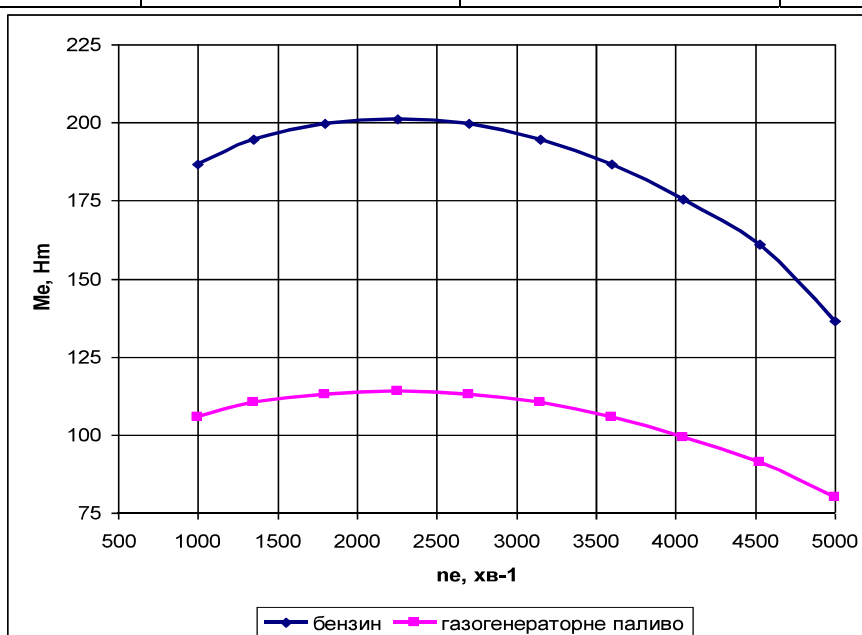
При переобладнанні бензинового двигуна в газовий змінюються як значення максимальної потужності, так і коефіцієнтів пристосованості двигуна по максимальному крутному моменту і частоті обертання, тобто змінюється характер протікання зовнішніх швидкісних характеристик. Проведеними розрахунками встановлено, що для визначення крутного моменту двигуна, що працює на газогенераторному паливі, можна використовувати апроксимуючий поліном для базового бензинового двигуна. Похибка при цьому не перевищує 3,58%.

Поряд із значеннями моменту двигуна у характерних точках в апроксимуючий поліном для крутного моменту на ведучих колесах входять і частоти обертання двигуна у цих точках в різних комбінаціях. Мінімальна і максимальна частоти обертання обох двигунів приймаються однаковими, змінюється лише частота, що відповідає максимальному крутному моменту. Так, для двигуна ГАЗ ця зміна складає 2,55. Зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 6,2 %, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

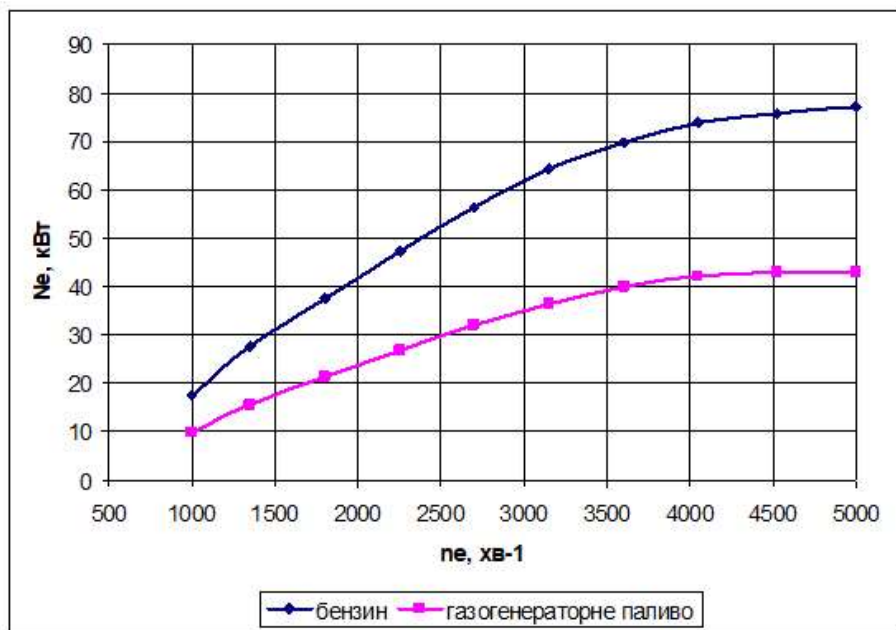
У табл. 1 наведені вихідні дані для розрахунку коефіцієнтів апроксимуючого поліному для визначення крутного моменту двигуна, що працює як на бензині, так і ГПП, а на рис.1 – відповідно зміна крутного моменту (рис.1а) і потужності (рис. 1б) двигуна від частоти обертання колінчастого вала.

Таблиця 1 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному для визначення крутного моменту двигуна

Двигун	a	b	c
ЗМЗ –4063	- 0,00128	12,765	889,98
ЗМЗ –4063г	- 0,00161	10,763	797,65



а)



б)

Рисунок 1 – Зміна моменту та потужності двигуна, що працює на бензині і ГГП, від частоти обертання колінчастого вала двигуна

Література

1. В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарлай Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / Навч. посібник /. – К.: В-во «КВІЦ», 2004, 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30.
2. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. – К.: НМК ВО, 1992. –344 с.
3. Бумага О.Д. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: Автореф. дис... к-та техн. наук: 05.22.02 / Нац. транспорт. ун-т. - К., 2005.- 20с.

Левченко Денис Вадимович, аспірант

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПІДГОТУВАННЯ СТЕНДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ БАГАТОФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКОВИХ ЯКОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Пускова характеристика автомобільного дизеля являється вагомим показником його експлуатаційної якості і роботи щодо покращення пускових властивостей двигуна – невід’ємна частина доводочних робіт, особливо при експлуатації в умовах низьких температур та форсуванні дизеля по наддуву. Перше призводить до збільшення моменту опору прокручуванню колінчастого вала, а друге – зниженням ступеня стиснення. Пусковий процес являється