

Одержане рівняння можливо вирішити методами алгебри.

Перевагою запропонованої моделі над відомими є більш висока ступінь відображення реальних процесів, можливість аналізу впливу транспортної та складської складових на формування оптимальної величини замовлення партії товару, що є дуже важливим при виконанні міжнародних перевезень, а також відображення зміни ціни реалізації товару від терміну його придатності.

Висновок. Запропонована модель є розвитком теоретичних основ організації логістичного забезпечення міжнародної торгівлі постійно псувними товарами.

Подальший напрямок дослідження. Визначення емпіричних коефіцієнтів запропонованої моделі у відповідності до номенклатури товарів, що постійно псуються. Виконання досліджень на моделі з метою пошуку заходів щодо підвищення ефективності логістичного забезпечення міжнародної торгівлі.

Література

1. *Транспортная логистика* : учебник для транспортных вузов / под ред. Л. Б. Миротина. — М. : Экзамен, 2002. — 512 с.
2. *Модели и методы теории логистики* / под ред. В.С. Лукинского. – СПб. : Питер, 2008. - 448 с.
3. *Ланге О.* Оптимальные решения. . — М. : Прогрес, 1967. —285 с.

УДК 621.436:665.75

УТОЧНЕНА МОДЕЛЬ РУХУ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ В РЕЖИМАХ ЇЗДОВОГО ЦИКЛУ ПРИ РОБОТІ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ТА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВАХ

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук

Корнач А.О., кандидат технічних наук

Левківський О.О.

Постановка проблеми. Дослідження ефективності застосування біодизельного палива, в порівнянні з традиційним нафтовим дизельним паливом, в якості енергоносія для вантажних автомобілів з точки зору зміни тягово-швидкісних, паливо-економічних та екологічних показників являється складною науково-технічною задачею. В умовах експлуатації, відносно легко, визначити лише витрату палива, натомість експериментальне дослідження концентрацій шкідливих речовин в відпрацьованих газах (ВГ) двигуна являється складною та дуже трудомісткою роботою. Крім того, під час експериментальних досліджень неможливо охопити всі фактори, що виникають в умовах експлуатації та впливають на зміну паливно-економічних та екологічних показників автомобіля (завантаженість автомобіля, дорожні умови та ін.).

Дослідити зміну експлуатаційних показників автомобіля, під час роботи на біодизельному паливі, з найменшою кількістю експериментальних досліджень, можливо шляхом розрахунку на математичній моделі по методиці розробленій в роботах [1, 2].

Основна частина. Згідно методики дорожній транспортний засіб розглядається в системі водій – автомобіль – дорога як споживач палива і повітря та джерело викидів забруднюючих речовин з ВГ.

Система водій – автомобіль – дорога для автомобіля з дизелем характеризується трирівневою структурою та функціонує в оточуючому середовищі, яке описується сталими величинами: тиск (p_0); температура (T_0); відносна вологість (φ_0). Підсистеми першого рівня автомобіль, водій і дорога – рівнозначні. Підсистема “автомобіль” включає чотири рівнозначні підсистеми другого рівня: двигун, трансмісія, ходова частина та кузов. Підсистеми другого рівня для автомобіля дозволяють описати передачу крутного моменту M_k через трансмісію, що характеризується передаточними числами коробки передач U_i , головної передачі U_p та к.к.д. трансмісії η_T , до ведучих коліс автомобіля, які описуються динамічним радіусом r_d , радіусом

кочення r_k та моментом інерції I_k . Крутний момент двигуна витрачається на подолання сил опору коченню P_f , підйому P_i і повітря P_o , а також сили інерції P_j . Кузов автомобіля характеризується фактором опору повітря kF , власною масою M_0 та масою вантажу M_g .

Підсистема “двигун” включає підсистему третього рівня – систему живлення, яка дозволяє описати закон зміни подачі палива в циліндри дизеля паливним насосом високого тиску (ПНВТ) в залежності від положення важеля керування подачею палива φ_g , та алгоритму роботи регулятора. При всережимному регулюванні циклова подача палива визначається законом переміщення рейки ПНВТ h_n . Положення рейки насоса визначається положенням муфти регулятора z . Для відцентрового регулятора положення муфти, в залежності від переміщення важеля керування подачею палива φ_g описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{V} \{P_g(z, n_n) - E_g[\varphi_g(t), z]\}, \quad (1)$$

де $\frac{dz}{dt}$ – швидкість переміщення муфти регулятора, мм/с;

V – коефіцієнт в'язкого тертя в з'єднаннях регулятора;

P_g – відцентрова сила тягарців, зведена до муфти регулятора, Н;

z – положення муфти регулятора, мм;

n_n – частота обертання кулачкового вала ПНВТ, хв⁻¹;

E_g – відновлююча сила пружини.

Відцентрова сила регулятора визначається за рівнянням:

$$P_g(z, n_n) = A(z) \cdot n_n^2, \quad (2)$$

де $A(z)$ – коефіцієнт інерції регулятора.

Положення рейки ПНВТ h_n визначається в залежності від положення муфти регулятора z з урахуванням передаточного відношення i_p та описується рівняннями:

$$\begin{aligned} \text{при } n_o \geq n_m & \quad h_n = i_p (z - z_0) + h_{n.ном} \\ \text{при } n_o \leq n_m & \quad h_n = i_p (z - z_m) + h_{n.max}, \end{aligned} \quad (3)$$

де z_0 і $h_{n.ном}$ – координати муфти і рейки ПНВТ в номінальному швидкісному режимі;

z_m і $h_{n.max}$ – координати муфти і рейки ПНВТ в режимі максимального крутного моменту.

Величина індикаторного крутного моменту визначається цикловою подачею палива ПНВТ, яка залежить від положення рейки h_n і частоти обертання кулачкового вала насоса n_n . Циклова подача описується поліноміальною залежністю другого степеня:

$$q_n = b_0 + b_1 \cdot h_n + b_2 \cdot n_n + b_{11} \cdot h_n^2 + b_{22} \cdot n_n^2 + b_{12} \cdot h_n \cdot n_n, \quad (4)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_{11}, b_{22}, b_{12}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Частота обертання колінчастого вала дизеля n_o з урахуванням передаточного числа i_n визначає частоту обертання вала насоса n_n :

$$n_n = i_n \cdot n_\delta, \quad (5)$$

Індикаторний крутний момент дизеля описується поліноміальною залежністю другого степеня, яка має вигляд:

$$M_i = c_0 + c_1 \cdot q_u + c_2 \cdot n_\delta + c_{11} \cdot q_u^2 + c_{22} \cdot n_\delta^2 + c_{12} \cdot q_u \cdot n_\delta, \quad (6)$$

де $c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}$ – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Величина моменту механічних втрат дизеля майже не залежить від навантаження, тому описується поліноміальною залежністю лише від частоти обертання колінчастого вала n_δ :

$$M_m = d_0 + d_1 \cdot n_\delta + d_{11} \cdot n_\delta^2, \quad (7)$$

де d_0, d_1, d_2 – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Ефективний крутний момент дизеля розраховується за формулою:

$$M_e = M_i - M_m, \quad (8)$$

Співвідношення між M_e та вищевказаними факторами в підсистемах “трансмсія”, “ходова частина” та “кузов автомобіля” визначають швидкість руху автомобіля V .

Розгін або уповільнення дизеля описується диференціальним рівнянням, яке набуває того чи іншого вигляду в залежності від режиму роботи двигуна. Наприклад, прискорення дизеля в режимі активного холостого ходу описується рівнянням:

$$\frac{dn_\delta}{dt} = \left[M_i \cdot (q_u, n_\delta) - M_m(n_\delta) \right] \cdot \frac{30}{I_\delta \cdot \pi}, \quad (9)$$

де $\frac{dn_\delta}{dt}$ – прискорення колінчастого вала дизеля, $\text{хв}^{-1}, \text{с}^{-1}$;

M_i – індикаторний крутний момент, Н·м;

M_m – момент механічних втрат дизеля, Н·м;

I_δ – момент інерції дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

q_u – циклова подача палива, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

Таким чином, процес підвищення частоти обертання колінчастого вала дизеля під час прискорення в режимі активного холостого ходу описується системою диференціальних рівнянь (1, 9) і алгебраїчних (2-8).

Підсистема другого рівня “водій” забезпечує керування важелями подачі палива та зміною передаточного числа трансмісії відповідно до своєї кваліфікації та умов дорожнього руху (режим руху автомобіля відповідно до вимог їздового циклу). Кваліфікація водія описується сталими величинами v_g – швидкість переміщення важеля керування подачею палива, t_{mn} – час перемикання передач, n_{mn} – частота обертання колінчастого вала двигуна під час перемикання передач.

Підсистема другого рівня “дорога” характеризується коефіцієнтами опору коченню f та кутом повздовжнього профілю дороги α , що виражають силу опору коченню P_f і підйому P_i .

Витрата палива $G_{нал}$, повітря $G_{нов}$ та концентрації шкідливих компонентів в відпрацьованих газах дизеля: CO – монооксид вуглецю, CH – вуглеводні, NO_x – оксиди азоту та N – димність, для режимів активного та примусового холостого ходу описуються

поліноміальними залежностями другого степеню від частоти обертання колінчастого вала n_δ .

В залежності від виду палива (дизельне або біодизельне паливо) та встановленого кута випередження впорскування поліноміальні залежності набувають різного вигляду. Наприклад, витрата палива при роботі на дизельному паливі описується поліноміальною залежністю виду:

$$G_{\text{налххон}}(n_\delta) = A_{\text{xx0}} + A_{\text{xx1}} \cdot n_\delta + A_{\text{xx2}} \cdot n_\delta^2, \quad (10)$$

де A_{xx0} , A_{xx1} , A_{xx2} – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на дизельному паливі.

Витрата біодизельного палива:

$$G'_{\text{налххон}}(n_\delta) = A'_{\text{xx0}} + A'_{\text{xx1}} \cdot n_\delta + A'_{\text{xx2}} \cdot n_\delta^2, \quad (11)$$

де A'_{xx0} , A'_{xx1} , A'_{xx2} – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на біодизельному паливі.

Витрата біодизельного палива з оптимальним кутом випередження впорскування:

$$G''_{\text{налххонотм}}(n_\delta) = A''_{\text{xx0}} + A''_{\text{xx1}} \cdot n_\delta + A''_{\text{xx2}} \cdot n_\delta^2, \quad (12)$$

де A''_{xx0} , A''_{xx1} , A''_{xx2} – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на біодизельному паливі з оптимальним кутом випередження впорскування.

Для навантажувальних режимів витрата палива описується поліноміальними залежностями другого ступеня від частоти обертання колінчастого вала n_δ та ефективного крутного моменту M_e . Витрата палива під час роботи на дизельному паливі описується поліноміальною залежністю виду:

$$G_{\text{налон}}(n_\delta) = A_0 + A_1 \cdot n_\delta + A_2 \cdot M_e + A_3 \cdot n_\delta^2 + A_4 \cdot M_e^2 + A_5 \cdot n_\delta \cdot M_e, \quad (13)$$

де A_0 , A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на дизельному паливі.

Витрата палива під час роботи на біодизельному паливі:

$$G'_{\text{налон}}(n_\delta) = A'_0 + A'_1 \cdot n_\delta + A'_2 \cdot M_e + A'_3 \cdot n_\delta^2 + A'_4 \cdot M_e^2 + A'_5 \cdot n_\delta \cdot M_e, \quad (14)$$

де A'_0 , A'_1 , A'_2 , A'_3 , A'_4 , A'_5 – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на біодизельному паливі.

Витрата палива під час роботи на біодизельному паливі з оптимальним кутом випередження впорскування:

$$G''_{\text{налон}}(n_\delta) = A''_0 + A''_1 \cdot n_\delta + A''_2 \cdot M_e + A''_3 \cdot n_\delta^2 + A''_4 \cdot M_e^2 + A''_5 \cdot n_\delta \cdot M_e, \quad (15)$$

де A''_0 , A''_1 , A''_2 , A''_3 , A''_4 , A''_5 – коефіцієнти поліноміальних залежностей під час роботи на біодизельному паливі з оптимальним кутом випередження впорскування.

Коефіцієнти поліноміальних залежностей, що характеризують двигун як споживач палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища, визначаються за результатами моторних досліджень дизеля Д-241, за роботи на дизельному та біодизельному паливах зі штатним або оптимальним кутами випередження впорскування [3], у широких межах швидкісних і навантажувальних режимів, які характерні для умов експлуатації. Регресія експериментальних

даних виконувалась з використанням методу найменших квадратів [4], за допомогою програмного комплексу Mathcad для ПК.

Розрахунок паливної економічності та викидів шкідливих речовин з ВГ проведено на фрагменті міського їздового циклу для дорожнього транспортного засобу повною масою понад 3,5 т згідно ГОСТ 20306-90 (Рис.1) [5].

Основними параметрами, що характеризують їздовий цикл, являються - швидкість V та пройдений шлях S , які розраховуються за допомогою ряду диференціальних та алгебраїчних рівнянь в залежності від режиму руху автомобіля та режиму роботи двигуна. Вищевказаний їздовий цикл, включає наступні режими руху автомобіля:

- робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу;
- розгін дизеля в режимі активного холостого ходу;
- розгін автомобіля з дизелем в режимі пробуксовування зчеплення;
- розгін автомобіля при заблокованому зчепленні;
- рух автомобіля при перемиканні передач;
- усталений рух автомобіля;
- уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном;
- уповільнення автомобіля з від'єднанням від трансмісії двигуном;
- уповільнення автомобіля з використанням робочого гальма;
- зупинка автомобіля та робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу.

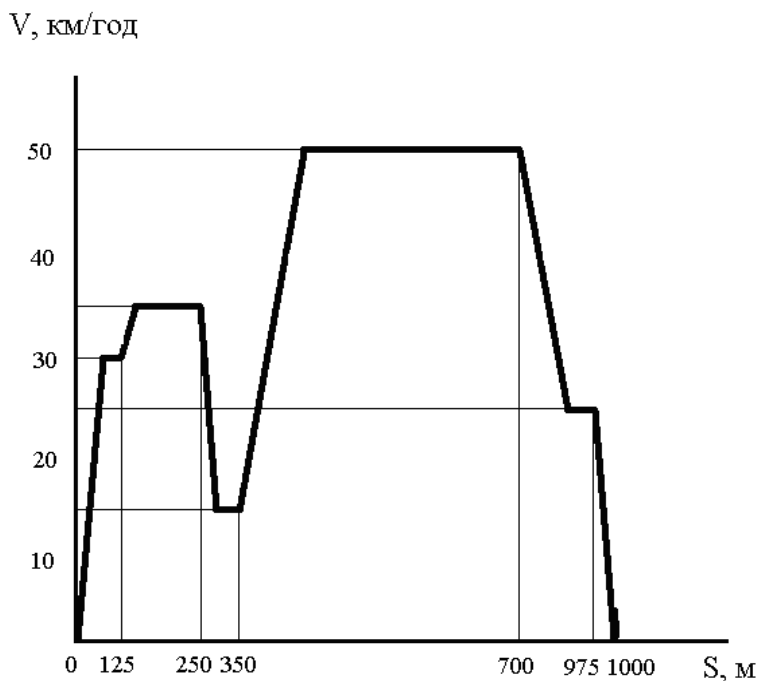


Рис. 1. Фрагмент міського їздового циклу для вантажних автомобілів повною масою понад 3,5 т

Висновок. Уточнено математичну модель для розрахунку витрати палива та повітря, а також викидів шкідливих компонентів з ВГ вантажного автомобіля повною масою понад 3,5 т з дизелем під час руху за їздовим циклом згідно ГОСТ 20306-90 при роботі на дизельному та біодизельному паливах зі штатним та оптимальним кутами випередження впуску.

Література

1. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис. ...доктора техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрий Федосеевич. – К., 1985. – 538 с.
2. Добровольський О.С. Покращення паливної економічності і екологічних показників вантажних автомобілів з дизелями: Дис. ... кандидат техн. наук: 05.22.20 / Добровольський Олександр Сергійович. – К., 2009 – 228 с.

3. Корпач А. О. Результаты стендовых испытаний автотракторного дизеля за работы на дизельному та біодизельному паливах / А.О. Корпач, О.О. Левківський // Systems and means of motor transport. Selected problems. – 2010. - №1. С. 115 – 118.

4. Рафалес–Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Рафалес–Ламарка Э.Э., Николаев В.Г. – К.: Наукова думка, 1971. – 119 с.

5. *Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306 – 90.* – [введен с 01.01.1992]. – М.: Изд – во стандартов, – 1991. – 34 с.

УДК 65.012.2

СИНЕРГЕТИЧНА КОРПОРАТИВНА ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ

Данчук В.Д., доктор фізико-математичних наук

Лемешко Ю.С., кандидат технічних наук

Лемешко Т.А.

Постановка проблеми. Характерними особливостями сучасного суспільства є нагромадження великих об'ємів інформації, швидка зміна поколінь технологій і глобалізація ринків праці, що вимагає потужної інформаційної підтримки персоналу середньої і вищої ланки управління організацій різного типу діяльності. З цією метою компанії застосовують інформаційні системи (ІС) управління проектами (УП).

Більшість існуючих ІС УП використовуються організаціями для ведення бази даних проектів (шаблонів проектів, їх документів, звітів, довідника доступних ресурсів), календарного планування, управління ризиками, супроводу (контролю) етапів проекту, здійснення вибірки за певними параметрами. Проте, враховуючи минулий досвід проектів, вони не враховують зміну вимог ринку (зовнішній вплив) та динаміку бізнес-процесів самої організації (внутрішній вплив), адже є закритими інертними системами. Нова парадигма управління проектами та програмами вимагає всебічної підтримки управлінської діяльності – не лише інтелектуального аналізу накопичених даних, а й застосування технологій інженерії знань для формування актуальної бази знань проектів та програм на базі принципів синергетики.

Одним з найбільш ефективних підходів, який дозволить вирішити зазначені проблеми, може бути впровадження синергетичних корпоративних ІС управління проектами та програмами (КІСУПП).

Аналіз публікацій та постановка задачі. Незважаючи на те, що були витрачені роки досліджень і велика кількість матеріальних ресурсів для проектування ІС УП, так і не був створений стандарт, що дозволяє спростити їх розроблення і використання в управлінській діяльності.

На жаль, доводиться констатувати відсутність теоретичних (фундаментальних) та практичних (прикладних) підходів щодо розробки синергетичних КІСУПП. Проте, необхідність застосування нових технологічних підходів потребує створення відповідної наукової бази, виконання наукових досліджень.

На думку авторів застосування проектного підходу з використанням синергетичних КІСУПП дозволить значно підвищити гнучкість і адаптивність компаній до зовнішнього середовища за рахунок управління окремими проектами, постійного оновлення портфеля проектів, планування і попередження ризиків, використання сучасних інтелектуальних технологій, методологій та знань проектного менеджменту. Впровадження синергетичних КІСУПП дозволить значно покращити ефективність самоорганізації, прозорість та якість управлінської діяльності, підвищити конкурентоздатність на глобальному ринку.

Мета роботи полягає у розробленні наукових основ створення та функціонування синергетичних КІСУПП з метою забезпечення якості та ефективності управління, що відповідає сучасним вимогам суспільства знань.

Основна частина. Аналіз нинішньої ситуації вказує, що впровадження ІС УП є стратегічним напрямом підвищення ефективності роботи організацій різного типу діяльності. ІС