

Висновки. Розглянуті методи визначення бічних сил, що діють на колеса осей ланок автопоїзда-контейнеровоза. Показано, що кращим є метод Антонова Д.А., в якому враховується зміна коефіцієнта опору відведення шин коліс автопоїзда в залежності від експлуатаційних факторів, що мають місце в експлуатації.

Література

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно; В.П.Онищук В.М. Придюк В.М.// Вісник Національного транспортного університету.-К., НТУ, 2009. — Вип. 19. — С.80-83.
2. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепи автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно, М.М.Горбаха, В.М. Придюк, В.П. Онищук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. — 2010. Випуск 13. С.72-75.
3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда контейнеровоза / В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П.Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. — №2(53) — 2010. — С. 127-134.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А.Антонов//М.: Машиностроение. — 1984. — 165 с.

УДК 621.436

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА РОБОТУ ДОРОЖНЬОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З РІЗНИМИ ТИПАМИ РЕГУЛЯТОРА

Доктор технічних наук Гутаревич Ю.Ф.,
кандидат технічних наук Добровольський О.С.

В статті наведено результати розрахунків на математичній моделі впливу експлуатаційних факторів, зокрема, коефіцієнту опору кочення на показники дорожнього транспортного засобу з дизелем при різних системах регулювання.

Results of calculations on mathematical model of influence of operational factors, in particular, influence of a rolling resistance factor on indicators of a road vehicle with a diesel engine at different systems of regulations are presented in the article.

Постановка проблеми та її зв'язок з науковими завданнями В даний час в Україні в експлуатації знаходиться багато вантажних автомобілів, на яких встановлені бензинові двигуни. Відомо, що одним з недоліків бензинових двигунів є їх незадовільна паливна економічність. Тому має місце широка заміна бензинових двигунів на дизелі, які в умовах експлуатації забезпечують зниження витрати палива на 20-25 %. В Україні автомобільні дизелі не випускаються, а ті, які надходять з інших країн мають досить високу вартість, тому найчастіше замість бензинових двигунів встановлюють тракторні дизелі. Як показали проведені численні дослідження, тракторні дизелі забезпечують значне покращення паливної економічності, але в деяких умовах експлуатації їх екологічні показники є гіршими.

Покращити ці показники, а також паливну економічність переобладнаного автомобіля можна шляхом застосування на тракторному дизелі зміненої системи регулювання частоти, зокрема, однорежимної системи регулювання. На тракторних дизелях застосовуються всережимні системи регулювання, які необхідні для забезпечення сталої швидкості руху сільськогосподарських тракторів та сільськогосподарських машин.

При встановленні тракторного дизеля на автомобілі ця вимога не має місця, більш того, швидкість автомобіля повинна легко встановлюватися водієм в залежності від умов руху. Цим вимогам і відповідає однорежимна система регулювання.

При однорежимному регулюванні швидкості дизеля регулятор обмежує тільки максимальну частоту дизеля. На всіх інших режимах забезпечується робота дизеля при безпосередньому управлінні з боку оператора, при цьому має місце поступове зменшення крутного моменту дизеля зі збільшенням частоти обертання в часткових режимах. Завдяки останньому забезпечується: а) стійка робота дизеля на всіх режимах,

в тому числі і в режимі мінімального холостого ходу; б) покращення тягових властивостей дизеля на часткових навантаженнях; в) значне зменшення «закидів» рейки паливного насосу під час розгону дизеля як під навантаженням, так і в режимі холостого ходу, а також при різких змінах навантаження, завдяки чому зменшується димність дизеля під час перехідних режимів і знижується експлуатаційна витрата палива.

Такий регулятор може застосовуватися на дизелях вантажних автомобілів.

В Національному транспортному університеті на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» проводилися дослідження згідно з планом науково-дослідних робіт за темою: «Розроблення та дослідження системи регулювання тракторних дизелів». Одним з етапів цієї роботи було дослідження та розробка однорежимного регулятора паливних насосів для транспортного дизеля [1].

Виклад основного матеріалу. В процесі виконання теми розроблена схема і конструкція однорежимного регулятора, який може застосовуватися на тракторних дизелях, які встановлюються на автомобілях при заміні бензинових двигунів.

Для перевірки працездатності однорежимної системи регулювання проведені стендові моторні та безмоторні дослідження, під час яких визначались ряд характеристик насоса високого тиску і дизеля Д-241. В ході проведення моторних досліджень на дизелі Д-241 був встановлений серійний паливний насос 4УТНМ з всережимним регулятором, а потім — той же паливний насос з однорежимним регулятором. Проведені дослідження показали працездатність даної системи регулювання [2, 3].

Тип регулятора є одним з чинників, які в умовах експлуатації визначають паливну економічність і токсичність відпрацьованих газів автомобіля з дизелем.

Методику дослідження експлуатаційних властивостей дорожнього транспортного засобу в системі «водій — автомобіль — дорога» було розроблено в Національному транспортному університеті в роботі [4]. На основі даної методики була розроблена математична модель руху вантажного автомобіля, обладнаного дизелем, повною масою більше 3,5 т за міським та магістральним їздовими циклами, які регламентовано згідно ГОСТ 20306-90. В цій моделі враховується тип регулятора, який встановлено на дизель.

При аналізі обраних їздових циклів, які відповідають вимогам цього ГОСТу, визначені типові режими руху автомобіля та відповідно режими роботи дизеля:

1. Робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу.
2. Розганяння дизеля автомобіля в режимі активного холостого ходу.
3. Розганяння автомобіля з дизелем при буксуючому зчепленні.
4. Розганяння автомобіля при заблокованому зчепленні (розганяння дизеля автомобіля при роботі в режимі часткових навантажень або при повному навантаженні).
5. Рух автомобіля при перемиканні передач.
6. Усталений рух автомобіля.
7. Уповільнення автомобіля з приєднанням до трансмісії двигуном.
8. Уповільнення автомобіля з від'єднанням від трансмісії двигуном.
9. Уповільнення автомобіля з використанням гальмів (гальмування).
10. Зупинка автомобіля та робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу.

Для проведення імітаційних досліджень для їздового циклу чи його частини необхідно послідовно розрахувати роботу дизеля в кожному режимі в порядку, який відповідає даному циклу.

Для прикладу, розганяння автомобіля при заблокованому зчепленні описується системою диференціальних рівнянь:

Частота обертання дизеля описується рівнянням:

$$\frac{dn_D}{dt} = [M_i(q_{ц}, n_D) - M_m(n_D)] \frac{30}{I_D \cdot \pi}, \quad (1)$$

де $\frac{dn_D}{dt}$ — прискорення колінчастого вала дизеля, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

M_i — індикаторний крутний момент дизеля, Н·м;

M_m — момент механічних втрат дизеля, Н·м;

I_D — момент інерції дизеля (визначається за довідковими даними), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$q_{ц}$ — циклова подача палива, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

Положення рейки насоса визначається положенням муфти регулятора z . Для відцентрових механічних регуляторів переміщення муфти в залежності від переміщення водієм важеля управління паливоподачі описується диференціальним рівнянням вигляду:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{\nu} \{P_u(z, n_n) - E_b[\varphi_b(t), z]\}, \quad (2)$$

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

ν — коефіцієнт в'язкого тертя в з'єднаннях регулятора;

P_u — відцентрова (підтримуюча) сила тягарців, зведена до муфти регулятора, Н;

z — положення муфти регулятора, мм;

n_n — частота обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску (ПНВТ), хв⁻¹;

E_b — відновлююча сила;

Відцентрова (підтримуюча) сила механічного регулятора визначається за виразом:

$$P_u(z, n_n) = A(z) \cdot n_n^2, \quad (3)$$

де $A(z)$ — інерційний коефіцієнт регулятора.

Положення муфти регулятора частоти обертання дизеля z і відповідно циклова подача палива буде залежати від відновлюючої сили.

При всережимному регулюванні відновлююча сила визначається деформацією пружини регулятора і залежить від встановленого водієм положення важеля управління паливоподачею і положення муфти регулятора. В математичній моделі відновлююча сила E_b механічного всережимного регулятора описується поліноміальною залежністю другого порядку від положення важеля керування паливоподачею φ_b та муфти регулятора z .

$$E_b = a_0 + a_1 \cdot \varphi_b + a_2 \cdot z + a_{11} \cdot \varphi_b^2 + a_{22} \cdot z^2 + a_{12} \cdot \varphi_b \cdot z, \quad (4)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$ — коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Рівняння для визначення величини відновлюючої сили E_b , при однорежимному регулюванні, в залежності від поточного положення муфти регулятора z і важеля керування паливоподачею $\varphi_b(t)$ буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} E = & C_{\text{пук.пр}} \cdot \left[z_{\text{н.пр}} \cdot \frac{l_1}{l_3} + z \right] \cdot \frac{l_3^2}{l_1^2} + \\ & + C_{\text{осн.пр}} \cdot \left[z + (\varphi_p(t) + \varphi_{\text{р.поч}}) \cdot K \cdot \frac{l_1}{l_2} - z_{\text{поч}} \right] \cdot \frac{l_2^2}{l_1^2} + \\ & + C_{\text{сум.пр}} \cdot \left[z - (\varphi_{\text{рм}} - \varphi_p(t)) \cdot K \cdot \frac{l_1}{l_2} - z_M \right] \cdot \frac{l_2^2}{l_1^2} + \\ & + C_{\text{рег.пр}} \cdot \left[z - (\varphi_{\text{рм}} - \varphi_p(t)) \cdot K \cdot \frac{l_1}{l_4} + z_{\text{рег.пр}} \cdot \frac{l_1}{l_4} - z_n \right] \cdot \frac{l_4^2}{l_1^2} \end{aligned}, \quad (5)$$

де $C_{\text{пук.пр}}, C_{\text{осн.пр}}, C_{\text{сум.пр}}, C_{\text{рег.пр}}$ — жорсткості відповідно пускової пружини регулятора, основної пружини коректора, сумарна пружин коректора, основної пружини регулятора;

l_1, l_2, l_3, l_4 — геометричні розміри важелів і міжосьові відстані регулятора;

$z_{\text{н.пр}}, z_{\text{рег.пр}}$ — попередня деформація відповідно пускової і регуляторної пружин регулятора;

z — поточне значення муфти;

$\varphi_p(t)$ — поточне значення важеля керування паливним насосом;

$\varphi_{\text{р.поч}}$ — початкове значення важеля керування паливним насосом;

$\varphi_{\text{рм}}, \varphi_{\text{рн}}$ — положення важеля керування відповідно при максимумі крутного моменту і номіналі;

K — коефіцієнт чутливості регулятора.

z_n, z_M — положення муфти відповідно на номіналі і на максимумі крутного моменту;

Перевірку адекватності математичної моделі виконано порівнянням витрати палива та тривалості виконання циклу отриманих за розрахунком із застосуванням математичної моделі та в експериментальних дослідженнях.

Математична модель дозволяє імітувати процеси руху транспортного засобу в залежності від типу регулятора, який встановлено на дизелі, а також вплив різних факторів на показники паливної економічності і викиди шкідливих речовин. Одним з таких факторів, який впливає на показники транспортного засобу є коефіцієнт опору кочення автомобіля.

На математичній моделі було проведено розрахункові дослідження по впливу коефіцієнта опору кочення на паливно-екологічні показники руху транспортного засобу з дизелем при різних типах регулювання і частковому положенні важеля керування паливopoдачі, а саме 70% (рис. 1 і 2).

Як видно з показаних залежностей коефіцієнт опору кочення під час руху вантажного автомобіля за режимами міського їздового циклу значно впливає на питому витрату палива, повітря та час руху (рис. 1). По мірі збільшення коефіцієнту опору кочення витрата палива збільшується від 140 до 173 г/км при всережимному регулюванні і від 135 до 168 г/км при однорежимному регулюванні. Час руху теж збільшується від 115 до 120 с при всережимному регулюванні і від 117 до 122,5 с при однорежимному регулюванні. Як видно з характеристики (рис. 1) при використанні однорежимного регулювання частоти обертання дизеля витрата палива G_n автомобіля зменшується в середньому на 3,5 %.

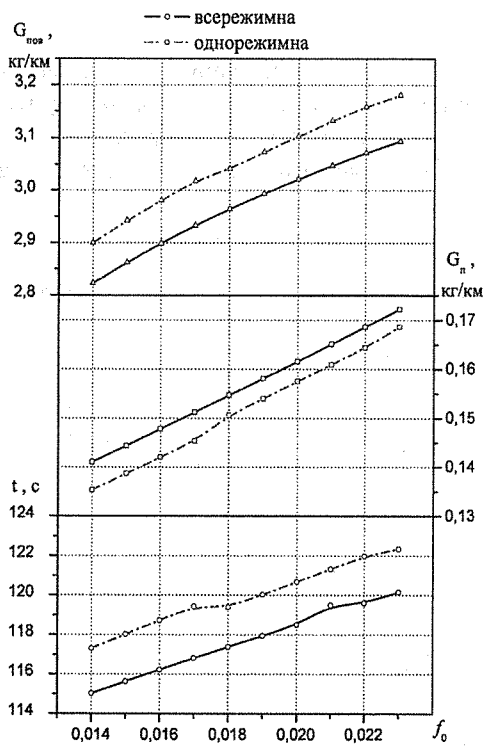


Рис. 1. Показники паливної економічності вантажного автомобіля ГАЗ-5312 при різних системах регулювання

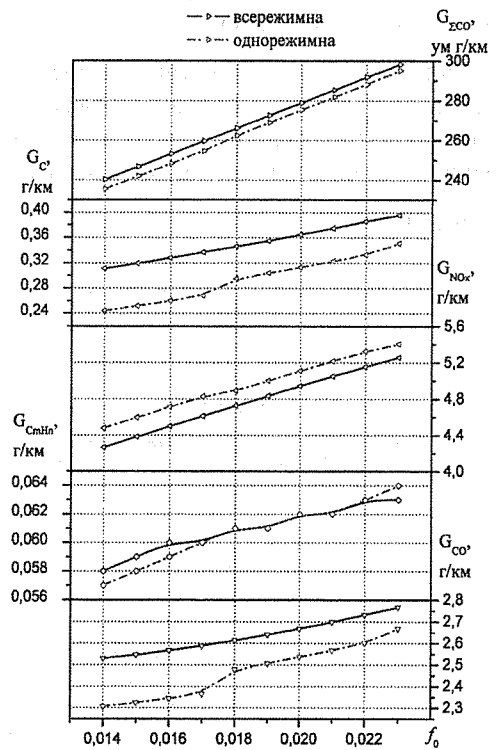


Рис. 2. Екологічні показники вантажного автомобіля ГАЗ-5312 при різних системах регулювання

З рис. 2. видно, що по мірі збільшення коефіцієнту опору кочення масові викиди шкідливих речовин значно зростають. Разом з тим, при використанні однорежимного регулятора частоти обертання дизеля в порівнянні з всережимним масові викиди шкідливих речовин при русі транспортного засобу, а саме: оксидів вуглецю G_{CO_2} , твердих частинок G_C , зменшуються, викиди вуглеводневих сполук G_{CmMn} залишаються майже незмінними, а викиди оксидів азоту G_{NOx} незначно зростають. Сумарні, приведені до оксиду вуглецю G_{yCO_2} , викиди шкідливих речовин зменшуються в середньому на 2-2,5%

Таким чином, показано, що в умовах експлуатації коефіцієнт опору кочення в значній мірі впливає на паливно-енергетичні показники транспортного засобу, а саме по мірі збільшення коефіцієнту опору ко-

чення витрата палива і масові викиди шкідливих речовин збільшуються. Покращити паливну економічність можна застосуванням однорежимного регулювання на дизелі.

Література:

1. Гутаревич Ю.Ф. Розробка і дослідження однорежимного регулятора швидкості для транспортного дизеля / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, О.С. Добровольський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. — 2006. — Ч. 1, № 6/2006 (41). — С. 67-69.
2. Гутаревич Ю.Ф. Вплив одно — та дворезимного регулювання на протікання часткових характеристик циклової подачі палива / Ю.Ф. Гутаревич, В.В. Мороз, О.С. Добровольський // Вісник Національного транспортного університету. — 2006. — Ч. 1, № 13. — С. 67-71.
3. Говорун А.Г. Порівняльні дослідження дизеля з однорежимним та всережимним регулятором швидкості / А.Г. Говорун, А.О. Корпач, В.В. Мороз, О.С. Добровольський // Вісник Національного транспортного університету. — 2007. — № 14. — С. 69-73.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путём оптимизации эксплуатационных факторов. Дисс. ... докт. техн. наук. — Киев. — 1985. — 533с.

УДК 629.113-592

ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ І МАЛИМ САМОПІДСИЛЕННЯМ І ПЛАВАЮЧИМИ КОЛОДКАМИ

Доктор технічних наук Дем'янюк В.А.,
Дем'янюк Р.В.

Запропонована методика підвищення ефективності барабанно-колодкових гальм з малим самопідсиленням і плаваючими колодками за рахунок оптимального вибору їх параметрів з одночасним виконанням вимог до інших функціональних характеристик гальм.

The Offered methods of increasing to efficiency drum brake with small reinforcement and sailling shoetree to account of the optimum choice their parameter with simultaneous performing the requirements to other functional feature brake.

Постановка проблеми. Підвищити ефективність гальмівного механізму без зміни його конструктивної схеми можна за рахунок збільшення його масо-габаритних показників або шляхом вибору такого співвідношення між параметрами, при якому коефіцієнт ефективності гальма досягає максимального значення. У статті розглянуто другий шлях підвищення ефективності гальмівних механізмів шляхом їх параметричної оптимізації, який, порівняно з першим, здешевлює конструкцію гальма і зменшує собівартість автотранспортного засобу.

Аналіз літератури. Параметрична оптимізація барабанних гальмівних механізмів розглядалася в роботах [1,2], але в роботі [1] досліджувався барабанний гальмівний механізм з двома самопритискними плаваючими колодками (з середнім самопідсиленням), а в роботі [2] розглядалися барабанно-колодкові гальма з шарнірним кріпленням колодок.

Невирішені частини проблеми. Досліджуваний в статті барабанний гальмівний механізм з малим самопідсиленням має в своєму складі самопритискну та самовідтискну колодки, робочі процеси і математичні моделі яких суттєво відрізняються між собою, тому параметрична оптимізація такого гальмівного механізму становить самостійну невирішену задачу.

Метою статті є розроблення методики і визначення оптимальних параметрів згаданого гальма з умови досягнення максимального значення його коефіцієнта ефективності.

Основна частина. На рис.1 наведена схема досліджуваного гальмівного механізму, який складається з гальмівного барабана 1, самопритискної (активної) 2 та самовідтискної (пасивної) 3 колодок, опори 4 яких забезпечують їм два ступені вільності. Привідні зусилля P на колодках створюються гідроциліндром або клиновим пристроєм 5 (у випадку пневматичного приводу).