

УДК 621.43.004
UDK 621.43.004

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ НА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЯХ ВИТРАТИ ПАЛИВА ТА
ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН В РЕЖИМАХ 8-МИ СТУПЕНЕВОГО ЦИКЛУ ЗА
УСТАЛЕНИХ І ПРИ ІМІТАЦІЇ НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ.

Говорун А.Г., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна
Павловський М.В., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ,
Україна
Куций П.В., Національний транспортний університет, Київ, Україна

CALCULATION RESEARCH BASED ON MATHEMATICAL MODELS OF FUEL
CONSUMPTION AND HARMFUL SUBSTANCES EMISSIONS IN 8-STEPPED MODE UNDER
BALANCED AND SIMULATION OF UNBALANCED MODES OF DIESEL OPERATION

Govorun A.G., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Pavlovskiy M.V., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Kutsyy P.V., National Transport University, Kyiv, Ukraine

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ РАСХОДА ТОПЛИВА И
ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В РЕЖИМАХ 8-МИ СТУПЕНЧАТОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО
ЦЫКЛА ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ И ПРИ ИМИТАЦИИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ
РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Говорун А.Г., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев,
Украина
Павловский М.В., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет,
Киев, Украина
Куций П.В., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Сучасна тенденція розвитку дизелебудування спрямована на зниження рівня викидів шкідливих речовин з ВГ та підвищення паливної економічності КТЗ. Для цього дизелі останнього покоління, як правило, обладнують системою рециркуляції відпрацьованих газів (для зменшення вмісту оксидів NO_x у ВГ), а для підвищення паливної економічності на сучасних дизелях застосовують нерозділені камери згоряння та системи паливоподачі з високим (до 200 МПа) тиском впорскування. Але на даний час в експлуатації знаходиться велика кількість КТЗ на яких встановлені класична система живлення з механічним регулятором, який, як відомо, погіршує паливну економічність дизеля за неусталених режимів роботи, що складають значну частину часу його роботи [1,2,3,4,5,6]. Тому підвищення економічних і екологічних показників таких КТЗ можна вважати цілком актуальною задачею.

Нормативна оцінка економічних і екологічних показників дизелів універсальних колісних тракторів сільськогосподарського призначення виконується згідно діючого міжнародного стандарту Женевської Угоди 1956 року - Правил ЄЕК ООН №96 [7].

Випробування двигунів колісних транспортних засобів, згідно Правил ЄЕК ООН №96, виконується на гальмівному стенді при їх роботі в окремих режимах або в 8-ми ступеневому дискретному циклі зі змінною частотою та навантаженням.

Екологічні показники дизелів оцінюються за питомими викидами шкідливих речовин q_{CO} , q_{CO_2} , q_{NO_x} , q_C (г/кВт·год).

Для дискретного 8-ми ступеневого циклу вони визначаються за залежністю:

$$q_i = \frac{\sum_{i=1}^8 (G_i \cdot K_{ВАГ})}{\sum_{i=1}^8 (N_i \cdot K_{ВАГ})} \quad (1)$$

де q_i - годинні викиди i -го компоненту газоподібних шкідливих речовин в г/кВт·год;

$K_{BAГ}$ - коефіцієнт вагомості режиму;

G_i - середні масові викиди ШР з ВГ в режимі, що розглядається, г/год

N_i - середня ефективна потужність, що розвивається в одному з 8-ми розглядуваних режимів, кВт.

Питомі викиди твердих частинок q_c г/кВт·год визначаються за залежністю:

$$q_i = \frac{\sum_{i=1}^8 (m_{ci} \cdot K_{BAГ})}{\sum_{i=1}^8 (N_i \cdot K_{BAГ})} \quad (2)$$

де m_{ci} - маса твердих частинок в г/год;

В таблицях 1 і 2 наведені вихідні дані, умови виконання і результати розрахунків питомих викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в умовах 8-ми ступеневого дискретного випробувального циклу.

Таблиця 1 - 8-ми ступеневий дискретний випробувальний цикл в усталених режимах.

№	Me, %	n, хв. ⁻¹	Ne, кВт	K _{ваг}	G _{CO}	G _{CmHn}	G _{NOx}	G _C	Питомі викиди, г/кВт·год			
									q _{CO}	q _{CmHn}	q _{NOx}	q _C
1	100	2100	52,44	0,15	302	19,5	614,5	36,5	45	2,9	92,1	5,48
2	75	2100	39,33	0,15	61,4	4,86	501,2	20,5	9,2	0,73	75,1	3,1
3	50	2100	26,22	0,15	31,2	4,87	389,5	11,4	4,7	0,73	58,4	1,7
4	10	2100	5,24	0,1	63,9	9,78	208,9	4,14	6,4	0,98	20,9	0,4
5	100	1600	43,98	0,1	709	29,46	516,2	42,8	70	2,9	51,6	4,3
6	75	1600	32,98	0,1	188	18,53	552,1	21,6	18	1,85	55,2	2,2
7	50	1600	21,99	0,1	71,9	7,46	494,8	9,43	7,2	0,75	49,5	0,9
8	0	1000	0	0,15	159	9,66	44,9	2,75	23	1,45	6,74	0,4

Таблиця 2 - Результати розрахунку питомих викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в режимах 8-ми ступеневого випробувального циклу в усталених режимах за експериментально отриманими даними при стендових випробуваннях дизеля Д-241

Питомі викиди шкідливих речовин, г/кВт·год	q _{CO}	q _{CmHn}	q _{NOx}	q _C	Σ q _{CO}
Нормативні значення згідно Правил №96 на 15.12.1995	6,5	1,3	9,2	0,85	424
Фактично отримані значення (експериментально)	6,6	0,43	14,51	0,65	631,7

Результати розрахунків за експериментально отриманими даними при стендових випробуваннях дизеля Д-241 в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу показали, що питомі викиди q_{CmHn} та q_C менше встановлених Правилами ЄЕК ООН №96 норм на 01.01.1995, а питомі викиди q_{CO} та q_{NOx} збільшуються на 1% та 37% відповідно.

Підвищені питомі викиди можна пояснити тим, що норми встановлювалися на нову продукцію, що виготовляється з 01.01.1995 р., а двигун, що випробовувався, знаходиться в експлуатації з 1992р.

Тобто норми викидів ШР з ВГ, що встановлені в 1995 р, не можна застосовувати для цього двигуна, тому будемо виконувати порівняльний аналіз відносної зміни викидів ШР з ВГ при зміні умов руху КТЗ чи конструктивних особливостей регулятора.

Але розрахунки витрати палива і викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу не дають об'єктивної оцінки фактичній зміні витрати палива і викидів ШР при русі КТЗ в умовах неусталених режимів по дорогах з різними значеннями нерівностей їх мікропрофіля, при цьому практично неможливо за Правилами №96 оцінити вплив конструктивних особливостей двигуна, наприклад типу регулятора, що встановлений на дизель КТЗ на вище перелічені показники.

Оцінку паливо-економічних і екологічних показників можна виконати, як експериментальним так і розрахунковим методом. Для цього будемо імітувати шляхом математичного моделювання неусталені режими роботи КТЗ, використовуючи квазістатичні характеристики дизеля, отримані при його випробуванні на моторному стенді. При визначенні коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують витрату палива в неусталених режимах, аргументом поліноміальних залежностей прийемо різницю ефективного моменту і моменту втрат на демпфування. Таким чином врахуємо в математичній моделі збільшення фактичної витрати палива і викидів шкідливих речовин при імітації неусталених режимів роботи двигуна, в залежності від типу регулятора, що використовується.

$$Y = a_0 + a_1 \omega_{dn} + a_2 (M_e - M_\delta) + a_5 \omega_{dn} (M_e - M_\delta) + a_3 (M_e - M_\delta)^2 + a_4 \omega_{dn}^2 + a_8 (M_e - M_\delta)^2 \omega_{dn} + a_8 (M_e - M_\delta) \omega_{dn}^2 + a_6 (M_e - M_\delta)^3 + a_7 \omega_{dn}^3 \quad (3)$$

Як показали дослідження [8,9] втрати енергії на демпфування двигуном при русі КТЗ зі всережимним регулятором можуть збільшуватися від 6% до 26%, втрати енергії двигуном з гранично-всережимним регулятором складають біля 5% при русі КТЗ по дорозі зі значними нерівностями мікропрофілю. Тобто має місце відносне збільшення витрати палива в умовах неусталених режимів руху з будь-якими типами регуляторів, з гранично-всережимним регулятором збільшення витрати палива складає біля 5%, а з всережимним може досягати 26%.

На рис 1 та 2 показані експериментальні та розрахункові залежності зміни годинної витрат палива G_{Π} і викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами G_{NOx} , G_{CO} , G_{CmHn} , G_C від навантаження двигуна M_e при імітації руху КТЗ в за неусталених режимів роботи з частинами розсіювання енергії на демпфування, що складає $M_\delta = 0,05M_e$; $M_\delta = 0,1M_e$; $M_\delta = 0,15M_e$, тобто 5%, 10% і 15% відповідно.

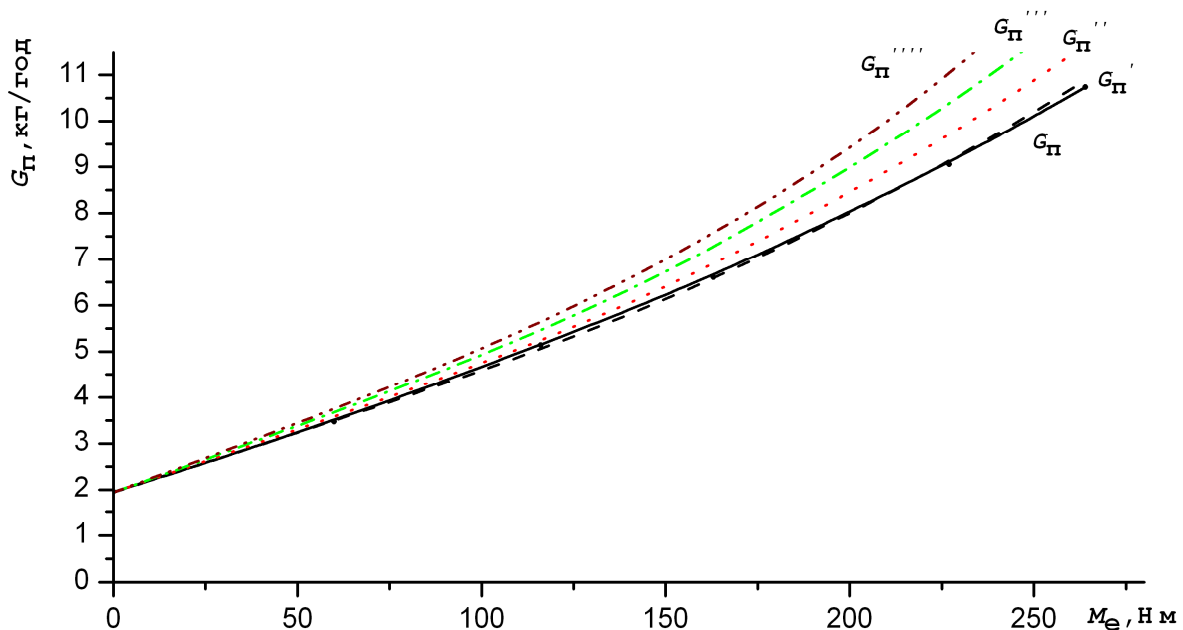


Рисунок 1- Навантажувальна характеристика витрати палива дизеля Д-241 при $n=1600$ хв⁻¹

На рисунку 1 зображено:

$G_{\text{п}}$ - експериментально визначена витрата палива на моторному стенді;
 $G_{\text{п}}^{\prime}$ - розрахунково визначена витрата палива на математичній моделі;
 $G_{\text{п}}^{\prime\prime}$ - розрахунково визначена витрата палива на математичній моделі при $M_{\text{д}} = 0,05M_e$;
 $G_{\text{п}}^{\prime\prime\prime}$ - розрахунково визначена витрата палива на математичній моделі при $M_{\text{д}} = 0,1M_e$;
 $G_{\text{п}}^{\prime\prime\prime\prime}$ - розрахунково визначена витрата палива на математичній моделі при $M_{\text{д}} = 0,15M_e$.

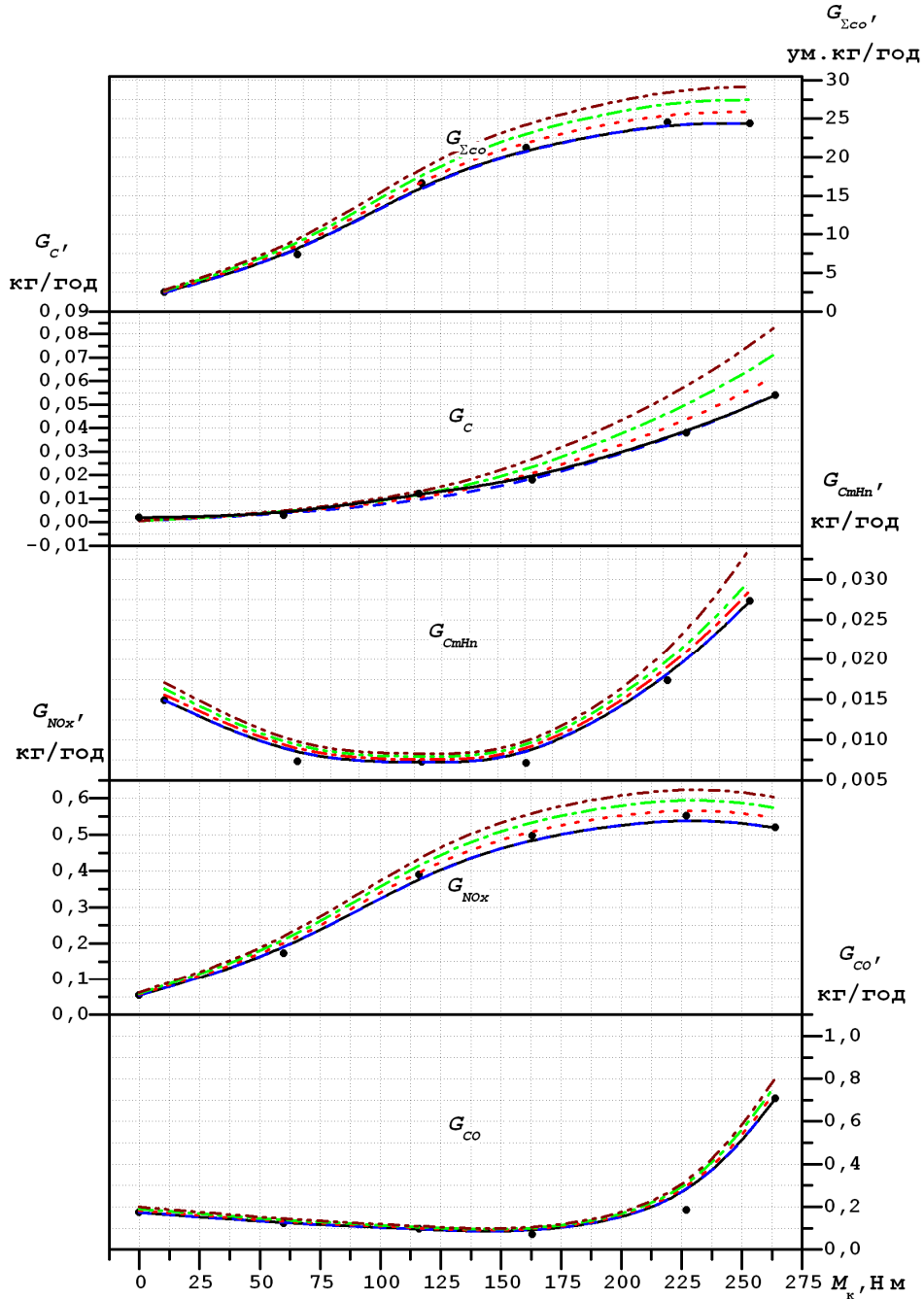


Рисунок 2 - Навантажувальна характеристика викидів шкідливих речовин дизеля Д-241 при $n=1600 \text{ хв}^{-1}$

На рисунку 2 зображено:

- експериментально визначені викиди і-ої шкідливої речовини на моторному стенді;
- - - розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі;
- ⋯ — розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі при $M_{\text{д}} = 0,05M_e$;

----- розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі при $M_o = 0,1M_e$;

----- розрахунково визначені викиди і-ої шкідливої речовини на математичній моделі при $M_o = 0,15M_e$.

Загальна кількість продуктів згорання палива коли $\alpha > 1$ при роботі дизеля в усталених режимах можна визначити по відомим з теорії двигунів залежностям:

$$\text{в вологих відпрацьованих газах: } M_{BG}^B = \left(\frac{q_C}{12} + \frac{q_H}{2} + \alpha L_0 - 0,21L_0 \right) G_{II} \quad (4)$$

$$\text{в сухих відпрацьованих газах: } M_{BG}^B = \left(\frac{q_C}{12} + \alpha L_0 - 0,21L_0 \right) G_{II} \quad (5)$$

При роботі двигуна за неусталених навантажувальних режимів витрата палива збільшується на величину ΔG_{II} через розсіювання частини енергії на демпфування коливань.

В цьому випадку загальна кількість продуктів згорання палива зростає. При $\alpha > 1$ кількість вологих продуктів згорання палива можна визначити за формулою:

$$M_{BG}^B = \left(\frac{q_C}{12} + \frac{q_H}{2} + \alpha L_0 - 0,21L_0 \right) (G_{II} + \Delta G_{II}) \quad (6)$$

а сухих продуктів згорання палива за формулою:

$$M_{BG}^B = \left(\frac{q_C}{12} + \alpha L_0 - 0,21L_0 \right) (G_{II} + \Delta G_{II}) \quad (7)$$

де q_C – частка вуглецю в дизельному паливі;

q_H – частка водню в дизельному паливі;

L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг дизельного палива, кмоль/год.

$L_0 = 0,495$ кмоль/год;

$$\alpha = \frac{G_{ПОВ}}{l_0 \cdot G_{II}} = \frac{G_{ПОВ}}{\mu_0 \cdot L_0 \cdot G_{II}} \quad (8)$$

G_{II} - годинна витрата палива;

μ_0 - молярна маса повітря. $\mu_0 = 28,97$ кг/кмоль;

$G_{ПОВ}$ - година витрата повітря

Після підстановки числових значень в рівняння 5 і 6 отримаємо кількість продуктів згорання палива:

$$\text{вологих: } M_{BG}^B = 0,03452 \cdot (G_{ПОВ} + 0,924 \cdot G_{II})(1 + K) \quad (9)$$

$$\text{сухих: } M_{BG}^B = 0,03452 \cdot (G_{ПОВ} - 0,911 \cdot G_{II})(1 + K) \quad (10)$$

де $K = \frac{\Delta G_{II}}{G_{II}}$ - частка розсіювання енергії за неусталених режимів роботи двигуна.

Розрахунки масових викидів ШР з ВГ виконувалися за залежністю (11)

$$G_i = \frac{C_i'}{100} \cdot \mu_i \cdot M_{BG} \cdot 1000 \quad \text{або} \quad G_i = \frac{C_i''}{10^6} \cdot \mu_i \cdot M_{BG} \cdot 1000 \quad (11)$$

де G_i - масові викиди і-ої ШР, г/год;

C_i' , C_i'' - концентрації і-ої шкідливої речовини, відповідно в % чи млн⁻¹;

μ_i - молярна маса і-ої шкідливої речовини;

M_{BG} - кількість продуктів згорання палива, кмоль/год.

Визначення маси твердих часток у відпрацьованих газах, виконувалися по концентрації їх у вологих продуктах згорання палива за залежністю (13):

$$G_C = C_C \cdot V_{BG} \cdot 1000, \text{кг/год} \quad (12)$$

де C_C - концентрація твердих часток, г/м³;

$$C_C = 0,121 \cdot K \quad (13)$$

V_{BG} - об'єм вологих продуктів згорання палива, м³/год;

$$V_{BG} = M_{BG}^B \cdot 22,4, \text{м}^3/\text{год} \quad (14)$$

K - натуральний показник послаблення світлового потоку, м⁻¹.

В таблиці 3 наведено результати розрахунків питомих викидів шкідливих речовин в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу при імітації неусталених режимів руху КТЗ зі всережимним і гранично-всережимним регуляторами.

Таблиця 3 - Результати розрахунків питомих викидів шкідливих речовин в режимах 8-ми ступеневого дискретного циклу при імітації неусталених режимів руху КТЗ зі всережимним і гранично-всережимним регуляторами.

Питомі викиди шкідливих речовин, г/кВт·год	q _{CO}	q _{CmHn}	q _{NOx}	q _C	Σ q _{CO}
Нормативні значення згідно Правил №96 на 15.12.1995	6,5	1,3	9,2	0,85	424
Розрахунково отримані значення при $M_{\partial} = 0$	6,6	0,43	14,51	0,65	631,7
Розрахунково отримані значення при $M_{\partial} = 0,05M_e$	6,9	0,45	15,2	0,72	663,6
Розрахунково отримані значення при $M_{\partial} = 0,1M_e$	7,3	0,48	16,02	0,81	701,2
Розрахунково отримані значення при $M_{\partial} = 0,15M_e$	7,7	0,51	16,9	0,92	744,8

Аналіз результатів розрахунку питомих викидів шкідливих речовин дизеля КТЗ показує, що при його роботі всережимним регулятором за неусталених режимів роботи при збільшенні моменту втрат на демпфування сумарна токсичність відпрацьованих газів зростає. В порівнянні з роботою при використанні гранично-всережимного регулятора зростання сумарної токсичності становить при $M_{\partial} = 0,1M_e$ - 6%, а при $M_{\partial} = 0,15M_e$ - 12%. Отже, використання гранично-всережимного регулятора за неусталених режимів роботи дає змогу знизити сумарну токсичність відпрацьованих газів.

Адекватність математичних моделей оцінювалась за різницею розрахункових і експериментальних значень витрат палива в умовах неусталених режимів руху, результати розрахунків наведено в таблиці 4.

Таблиця 4 - Витрати палива за розрахунками та за даними експерименту при русі КТЗ за неусталених режимів руху з всережимним та гранично-всережимним регулятором.

Джерело даних	Питома витрата палива, л/год	
	При русі з всережимним регулятором	При русі з гранично-всережимним регулятором
Математична модель	3,69	3,3
Експериментальні дані	3,65	3,24

Відхилення отриманих даних від експериментальних пояснюється незначними відмінностями умов при проведенні випробувань, а також похибкою вимірювального обладнання. Але відхилення склали 1,08% та 1,8% при швидкості 4,8 км/год., що свідчить про достатньо високу адекватність розробленої математичної моделі.

Підтвердження адекватності статичної математичної моделі шляхом розрахунку витрати палива $G_{п}$ дає змогу в подальшому визначити розрахунковим методом на математичній моделі викиди шкідливих речовин, таких як: оксиди вуглецю CO, вуглеводневих сполук CmHn, оксидів азоту NOx, та твердих часток C (N) з відпрацьованими газами двигуна та судити про ефективність роботи двигуна на КТЗ з гранично-всережимним регулятором.

Порівняльні результати розрахунку на математичній моделі показали, що при імітації руху КТЗ в умовах неусталених режимів руху має місце збільшення витрати палива двигуном зі всережимним регулятором в порівнянні з витратою палива двигуна з гранично-всережимним регулятором, для випадку що розглядається на 10,5% (останнє підтверджується результатами дорожніх випробувань КТЗ) [8,9].

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ждановський Н.С. Неустановившіся режими поршневих и газотурбинних двигателів автотранспортного типа./Ждановський Н.С., Коврыгин А.И., Шкрабак В.С., Соминич А.В.//Л., Машиностроение (Ленинградское отд-ние). 1974. 224 с.
2. Акатов Е.И. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. / Акатов Е.И. и др. // Л.: Машгиз, 1960, 256 с.
3. Великанов Д. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя / Великанов Д., Бернацкий В. // Автомобильный транспорт, 1960. №4, с. 40-44.
4. Болтинский В.Л. О работе тракторных агрегатов на повышенных скоростях. / Болтинский В.Л., Генрихович М.И., Кожен Е.А. // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1959, №3, с. 1-19.
5. Настенко Н.Н. Автоматизация производственных процессов в сельском хозяйстве. / Настенко Н.Н., Борошок Л.А. // Машгиз, М. – К., 1963.
6. Говорун А.Г. Результаты полевых испытаний трактора МТЗ-80 з різними способами регулювання дизеля /Говорун А.Г., Корпач А.О., Сельский М.П., Куций П.В.// Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. - №1 (10). – С. 110-115.
7. Правила ЄЕК ООН №96 «Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями»./ E/ECE/324/E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.95 – 15.12.1995
8. Говорун А.Г., Вплив способу регулювання двигуна КТЗ на витрату палива за умов неусталених режимів руху// Говорун А.Г., Куций П.В., Павловський М.В. // Вісник НТУ – 2013 - №28. – С. 104-110.
9. Говорун А.Г. Вплив стану дорожнього покриття на витрату палива.//Говорун А.Г., Куций П.В.// Автошляховик України.2014. - № 1. - стор. 14-17.

REFERENCES

1. Zhdanovsky N.S. Unstable modes of piston and gas-turbine engines of motor type. / Zhdanovsky N.S., Kovrygin A.I, Shkrabak V.S, Sominich AV.// L., Mashynosroenye (Leningrad otel). 1974. 224 p. (Rus)
2. Akatov E.I. Operation of the engine under conditions of unstable modes. / Akatov E.I. and others // L.: Mashgiz, 1960, 256 p. (Rus)
3. Velykanov D. Study of exploitation regimes of work of the automobile engine / Velykanov D., Bernatsky V. // Automobile transport, 1960. № 4, p. 40-44. (Rus)
4. Boltynskyy V.L. On the operation of motor-tractor units on high speeds. / Boltynskyy V.L., Henryhovych M.I, Kozhen E.A. // Mehanyzatsyya i Electrifikatcija sotsyalystycheskoho selskogo hozajstva, 1959, № 3, p. 1-19. (Rus)
5. Nastenka N.N. Automatization of manufacturing activities in agricultural industry. / Nastenka N.N., Boroshok L.A. // Mashgiz, M. – K., 1963. (Rus)
6. Govorun A.G. Results of field study of the tractor MTZ-80 with different modes of diesel governing/ Govorun A.G., Korpach A.O, Selskiy M.P., Kutsyy P.V.// Visti Avtomobilno-dorozhnogo instytutu. - №1 (10). – С. 110-115. (Ukr)
7. ECE UN Regulation No. 96 UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF COMPRESSION IGNITION (C.I.) ENGINES TO BE INSTALLED IN AGRICULTURAL AND FORESTRY TRACTORS AND IN NON-ROAD MOBILE MACHINERY WITH REGARD TO THE EMISSIONS OF POLLUTANTS BY THE ENGINE. // E/ECE/324/E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.95 – 15.12.1995 (Rus).
8. Govorun A.G. Influence of a wheeled vehicle engine control mode on fuel consumption under unbalanced conditions of movement.// Govorun A.G., Pavlovskiy M.V., Kutsyy P.V.// Visnyk National Transport University. – Kyiv. National Transport University. 2013. – Vol. 28. – p. 104-110 (Ukr).
9. Govorun A.G. Influence of road covering on fuel consumption.// Govorun A.G., Kutsyy P.V.// Avtoshliahovuk Ukrainu – Kyiv.: 2014. – Vol. 1. – p. 14-17 (Ukr).

РЕФЕРАТ

Говорун А.Г. Розрахункові дослідження на математичних моделях витрати палива та викидів шкідливих речовин в режимах 8-ми ступеневого циклу за усталених і при імітації неусталених режимів роботи дизеля / А.Г. Говорун, М.В. Павловський, П.В. Куций // Управління проектами і системний аналіз і логістика. Науковий журнал: в 2 ч. Ч. 1: Серія: „Технічні науки” – К. : НТУ, 2014. – Вип. 14.

В статті наведено методи випробувань двигунів колісних транспортних засобів згідно Правил СЕК ООН №96, що проводяться на гальмівному стенді, при їх роботі в окремих режимах або в 8-ми ступеневому дискретному циклі та наведено результати розрахунків питомих викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами в умовах 8-ми ступеневого дискретного випробувального циклу в умовах усталеного режиму та при імітації неусталених режимів руху з різними типами регуляторів.

Оцінку паливо-економічних і екологічних показників виконували розрахунковим та і експериментальним методом. Для математичного моделювання проводили імітування неусталених режимів роботи КТЗ, використовуючи квазістатичні характеристики дизеля, отримані при його випробуваннях на моторному стенді. При визначенні коефіцієнтів поліноміальних залежностей, що описують витрату палива в неусталених режимах, аргументом поліноміальних залежностей прийнято різницю ефективного моменту і моменту втрат на демпфування. Таким чином враховували в математичній моделі збільшення витрати палива і викидів шкідливих речовин при імітації неусталених режимів роботи двигуна, в залежності від типу регулятора, що використовується.

Результат розрахунків на математичній моделі показав, що питомі викиди шкідливих речовин дизеля КТЗ при його роботі в умовах неусталених режимів, зростають зі збільшенням моменту втрат на демпфування. При роботі КТЗ з всережимним регулятором за неусталених режимів роботи при збільшенні моменту втрат на демпфування сумарна токсичність відпрацьованих газів зростає. В порівнянні з роботою при використанні гранично-всережимного регулятора зростання сумарної токсичності становить при $M_{\delta} = 0,1M_e$ - 6%, а при $M_{\delta} = 0,15M_e$ - 12%. Аналіз на математичній моделі імітації руху КТЗ в умовах неусталених режимів руху показав, що має місце збільшення витрати палива двигуном зі всережимним регулятором в порівнянні з витратою палива двигуном з гранично-всережимним регулятором, зокрема для випадку що розглядається на 10,5%.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: КОЛІСНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА, СУМАРНА ТОКСИЧНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ.

ABSTRACT

Govorun A.G. Calculation research of fuel consumption and harmful substances emissions under 8-mode cycle with stable and simulation of unstable modes of diesel operation based on mathematical models/ Govorun A.G., Pavlovskiy M.V., Kutsyy P.V. // Project Management, Systems Analysis and Logistics. Science journal: In Part 2. Part 1: Series: "Technical sciences" - Kyiv: NTU, 2014. - Vol. 14.

The article presents methods of wheeled vehicle engine testing according to ECE UN Regulations №96 held on the brake stand under certain modes or during 8-mode discrete cycle, as well as results of calculations of exhaust gases specific emissions under conditions of 8-mode discrete test cycle in steady mode and while simulating unbalanced conditions of movement with different types of governors.

The estimation of fuel and economic as well as environmental rates was made using calculation and experimental method. For the mathematical modeling was performed simulation of unsteady modes of wheeled vehicles operation, applying quasi-static characteristics of the diesel, obtained when testing it on the engine stand. When determining polynomial dependence ratios describing fuel consumption under unbalanced modes, the difference between the net torque and damping loss was considered to be the argument for polynomial dependence. Thus in the mathematical model were taken into account increase in fuel consumption and emissions of harmful substances under simulation of unbalanced conditions of movement depending on the type of governor used.

The results of calculations on a mathematical model showed that specific emissions of harmful substances of a diesel of a wheeled vehicle under unbalanced modes increase when the damping loss moment increases. When the wheeled vehicle with all-range governing operates under unbalanced conditions given total toxicity of exhaust gases increases. In comparison with the work of the with marginal all-range governing increase the total toxicity is $M_{\delta} = 0,1M_e$ by 6%, and under $M_{\delta} = 0,15M_e$ by 12%. Analysis of mathematical models simulating the movement of wheeled vehicles under unbalanced conditions of movement proved that takes place increase in fuel consumption by the engine with all-range governor in comparison with fuel consumption by the engine with marginal all-range governor, in particular for the case that is considered as 10,5%.

KEY WORDS: WHEELED VEHICLE, FUEL EFFICIENCY, GOVERNOR OF ENGINE ROTATION FREQUENCY, TOTAL TOXICITY OF EXHAUST GASES.

РЕФЕРАТ

Говорун А.Г. Расчетные исследования на математических моделях расхода топлива и выбросов вредных веществ в режимах 8-ми ступенчатого испытательного цикла при установившихся и при имитации неустановившихся режимов работы дизеля / А.Г. Говорун, М.В. Павловский, П.В. Куцый // Управление проектами, системный анализ и логистика. Научный журнал: в 2 ч. Ч. 1: Серия: „Технические науки” – К. : НТУ, 2014. – Вип. 14.

В статье приведены методы испытаний двигателей колесных транспортных средств согласно Правил ЕЕК ООН №96, что проводятся на тормозном стенде при их работе в отдельных режимах или в 8-ми ступенчатом дискретном цикле и приведены результаты расчета удельных выбросов вредных веществ с отработавшими газами в условиях 8-ми ступенчатого дискретного испытательного цикла в условиях установившихся режимов и при имитации неустановившихся режимов движения с разными типами регуляторов.

Оценку топливо-экономических и экологических показателей выполняли расчетным и экспериментальным методом. Для математического моделирования проводили имитирование неустановившихся режимов работы КТС, используя квазистатические характеристики дизеля, полученные при его испытаниях на моторном стенде. При определении коэффициентов полиномиальных зависимостей, что описывают расход топлива в неустановившихся режимах, аргументом полиномиальных зависимостей принято разницу эффективного момента и момента потерь на демпфирование. Таким образом, учитывали в математической модели увеличение расхода топлива и выбросов вредных веществ при имитации неустановившихся режимов работы двигателя, в зависимости от типа регулятора, что используется.

Результаты расчета, на математической модели показав, что удельные выбросы вредных веществ дизеля КТС при его работе в условиях неустановившихся режимов, увеличиваются с увеличением момента потерь на демпфирование. При работе КТС со всережимным регулятором при

неустановившихся режимах работы при увеличении момента потерь на демпфирование суммарная токсичность отработавших газов увеличивается. В сравнении с работой при использовании предельно-всережимного регулятора увеличение составляет при $M_o = 0,1M_e$ - 6%, а при $M_o = 0,15M_e$ - 12%. Анализ на математической модели имитации движения КТС в условиях неустановившихся режимов движения показал, что имеет место увеличение расхода топлива двигателем со всережимным регулятором в сравнении с расходом топлива двигателем со предельно-всережимным регулятором, так для примера что рассматривается на 10,5%

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: КОЛЕСНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО, ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ, РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ, СУМАРНАЯ ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ.

АВТОРИ:

Говорун Анатолий Григорович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, професор кафедри «Двигунів та теплотехніки», e-mail: kafedradvzntu@gmail.com, тел. +38 044 280-47-16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 303а.

Павловський Максим Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації автомобілів та автосервісу», e-mail: Maks.Pavlovsky@ukr.net, тел. +38 044 280-56-21, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к.410.

Куций Петро Вікторович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Двигунів та теплотехніки», e-mail: Petro.Kutsyi@gmail.com, тел. +38 044 280-47-16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 303а.

AUTHORS:

Govorun Anatoliy G., Ph.D., associate professor, National Transport University, professor department of engines and heating, e-mail: kafedradvzntu@gmail.com, tel. +38 044 280-47-16, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 303 a.

Pavlovskiy Maxim V., Ph.D., associate professor, National Transport University, associate professor department of technical operation of cars and car services, e-mail: Maks.Pavlovsky@ukr.net, tel. +38 044 280-56-21, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 410.

Kutsyy Petro V., National Transport University, postgraduate department of engines and heating, e-mail: Petro.Kutsyi@gmail.com, tel. +38 044 280-47-16, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 303 a.

АВТОРЫ:

Говорун Анатолий Григорьевич, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, профессор кафедры «Двигателей и теплотехники» e-mail: kafedradvzntu@gmail.com, тел. +38 044 280-47-16, Украина, 01010, г. Київ, ул. Суворова 1, к. 303а.

Павловский Максим Викторович, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры «Технической эксплуатации автомобилей и автосервиса» e-mail: Maks.Pavlovsky@ukr.net, тел. +38 044 280-56-21, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к.410.

Куций Петр Викторович, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Двигателей и теплотехники», e-mail: Petro.Kutsyi@gmail.com, тел. +38 044 280-47-16, Украина, 01010, г. Київ, ул. Суворова 1, к. 303а.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри «Автомобілі», Київ, Україна.

Новікова А.М., доктор економічних наук, заступник директора з наукової роботи ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСПОРТПРОЕКТ», Київ, Україна.

REVIEWER:

Sahno V.P., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor, department of motor vehicles, Kyiv, Ukraine.

Novikova A.M., Economics (Dr.), deputy director for science DP "DERZHAUTOTRANSNDIPROJEKT", Kyiv, Ukraine.