

Критерій 1. Досягнення заданого цільового показника шляхом проведення заходів із мінімальною вартістю.

Це основний критерій, так як він дозволяє здійснити вибір ефективності КТЗ у відповідності із заданою величиною скорочення збитків на підприємстві.

Критерій 2. Досягнення максимального скорочення збитків при обмеженій вартості заходів.

Критерій 3. Досягнення максимального ефекту заходів при їх обмеженій вартості.

Критерій 4. Досягнення максимальної ефективності заходів при їх обмеженій вартості.

Таким чином кожному КТЗ ставляться у відповідність чотири показники: $\Delta U/U$, ΔU , $\Delta U-C$, $\Delta U/C$. Кожний із них є функцією, яка залежить від ефективності і вартості окремих заходів.

Висновки. Побудована таким чином система критеріїв дозволяє вибрати єдиний варіант КТЗ, які задовольняють вимогам досягнення заданого результату скорочення аварійності при мінімальному використанні організаційних і технічних заходів підвищення безпеки перевезень[3].

Підвищити «технічну культуру» застосування строго формалізованих процедур, лежачих в основі цільового методу планування заходів, можна, якщо:

- довести викладені процедури, що діють не ефективно, до методики загальної і економічної оцінки ефективності заходів щодо організації і підвищення БДР;

- довести їх до алгоритмічного рівня, орієнтованого на використання обчислювальної техніки із забезпеченням відповідною цифровою інформацією, що відображає вітчизняний і світовий досвід оцінки впливу планованих заходів на організацію і забезпечення безпеки дорожнього руху;

- реалізувати на практиці логіку процесу рішення задачі планування заходів.

Тільки таким шляхом можна істотно прискорити впровадження необхідної «технічної культури» в практику.

Таким чином можна сказати, що суть методики оцінки ефективності заходів передбачає:

- ретельне технічне і фінансове осмислення процесу розробки варіантів планованих заходів;

- прогнозування скорочення числа загиблих і поранених в результаті ДТП у разі реалізації того або іншого заходу;

- прогнозування скорочення інших видів зовнішніх витрат від автомобільного транспорту (зокрема, транспортних витрат часу, збитку навколишньому середовищу у вигляді забруднення повітря, шуму);

- оцінку зниження збитку від зовнішніх витрат у вартісному виразі;

- визначення витрат на реалізацію заходів і термінів їх окупності;

- вибір оптимального варіанту заходів, відповідного інтересам суспільства.

Таким чином, можна стверджувати, що в даний час в Україні існує значний і нереалізований потенціал зниження аварійності за рахунок недорогих, але результативних і короткострокових мір. Сумісні наукові дослідження і практичний досвід зарубіжних країн можуть дати основу для розвитку вітчизняної практики системного планування і обґрунтованого ухвалення управлінських рішень у сфері організації і підвищення безпеки дорожнього руху, дозволять намітити шляхи скорочення небажаних наслідків від діяльності транспортного сектора.

Література

1. «Збірник наукових праць: Проблеми транспорту»: Випуск 1.-Київ: НТУ, 2004.-192 с.
2. Редзюк А.М. « Державна концепція підвищення безпеки дорожнього руху в Україні», Автошляховик України: Випуск 3.- Київ: 2006.- 6-14 с.
3. Пригожинський В.М. «Методичні рекомендації з питань безпеки автомобільних перевезень», Автошляховик України: Випуск 4. – Київ: 2004 -13-16 с.

УДК 621.436

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ В РЕЖИМАХ ЇЗДОВИХ ЦИКЛІВ ПРИ РОБОТІ НА ШТАТНОМУ ТА БЮДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВАХ

**Говорун А.Г., кандидат технічних наук
Павловський М.В.**

Основними показниками для оцінювання викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) автомобіля з дизелем відповідно діючим вітчизняним та міжнародним стандартам (ГОСТ

20306 – 90, Правила ЕСК ООН R83 – 05), є масові викиди (г/км) оксиду вуглецю (карбону) CO , оксидів азоту (нітрогену) NO_x , суми оксидів азоту та вуглеводнів $HC+NO_x$ та твердих часток (Директива 98/69/ЕС).

Викиди ШР з відпрацьованими газами, як правило, визначаються експериментально за методикою Правила № 15 – 04 ЕСК ООН при імітації руху автомобіля на стенді з біговими барабанами в режимі їздових циклів. За відсутності відповідного обладнання таку інформацію можна отримати розрахунково-експериментальним методом, розробленим на кафедрі «Двигуни та теплотехніка» Національного транспортного університету [1].

При використанні розрахунково-експериментального методу визначення масових викидів ШР з відпрацьованими газами в режимах їздових циклів експериментально на гальмівному стенді визначались енергетичні, паливо-економічні та екологічні показники роботи двигуна. Отриманні результати дослідження двигуна на гальмівному стенді при живленні штатним дизельним та сумішевими біодизельними паливами описані емпіричними поліноміальними залежностями A_{i-20} параметра від крутного моменту M_e та кутової частоти обертання колінчатого валу ω

$$A_i = a_0 + a_1 \cdot \omega + a_2 \cdot M_e + a_5 \cdot \omega \cdot M_e + a_3 \cdot \omega^2 + a_4 \cdot M_e^2 + a_8 \cdot \omega^2 \cdot M_e + a_9 \cdot \omega \cdot M_e^2 + a_6 \cdot \omega^3 + a_7 \cdot M_e^3, \quad (1)$$

де, a_1, a_2, \dots, a_9 – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Масові викиди ШР з відпрацьованими газами в перехідних режимах базуються на методиці миттєвого визначення кутової частоти обертання колінчатого валу ω , крутного моменту M_e , витрати палива $G_{\text{пал}}$ та повітря $G_{\text{пов}}$, які, як показали дослідження [1], близькі до відповідних показників, що описуються квазістатичними характеристиками.

Миттєві значення кутової частоти обертання колінчатого валу ω , крутного моменту M_e в перехідних процесах визначаються по системі диференціальних рівнянь тягового балансу колісних транспортних засобів (КТЗ), алгебраїчних рівнянь паливного насосу високого тиску та інше.

Розрахунок масових викидів ШР визначались за методикою запропонованою в роботі [2].

В результаті проведених стендових досліджень дизеля VAG ASV 1.9 Tdi була отримана серія навантажувальних характеристик при роботі на штатному та біодизельному паливах (дво- та трикомпонентних), яка зображена на рис. 1, 2.

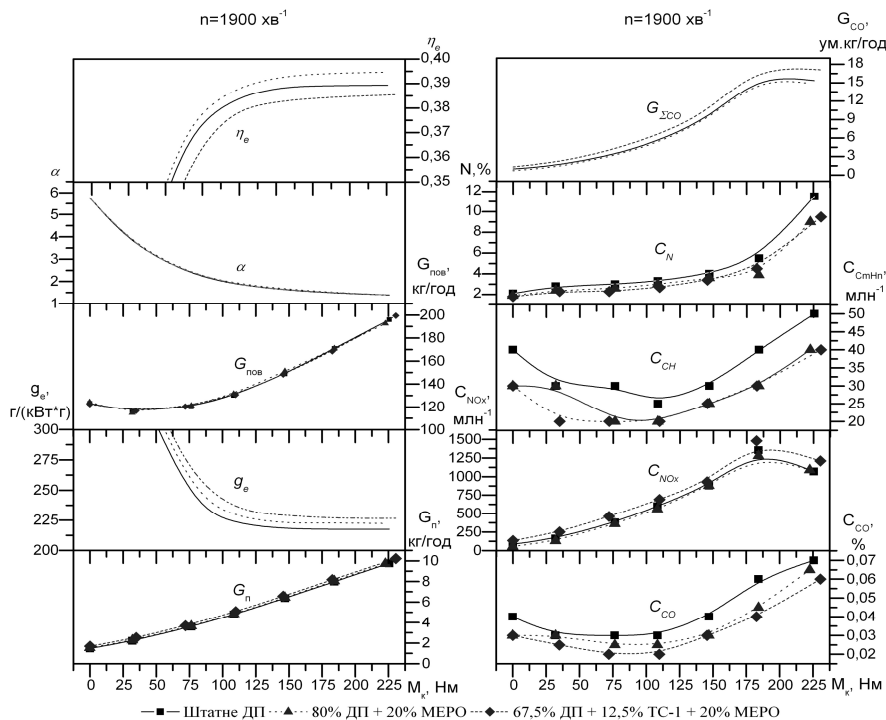


Рис.1 Навантажувальна характеристика дизеля моделі VAG ASV 1.9Tdi. Паливно-економічні, енергетичні та екологічні показники
Фізичні властивості досліджуваних палив приведені в табл. 1.

Таблиця 1

Фізичні властивості палив

	Штатне ДП	ТС-1	МЕРО	90% ДП+ 10% МЕРО	80% ДП+ 20% МЕРО	70% ДП+ 30% МЕРО	10% МЕРО+ 5% ТС-1	20% МЕРО+ 12,5% ТС-1	30% МЕРО+ 18% ТС-1
Кінематична в'язкість при 20 °С, м ² /с	3,92	1,51	10,24	4,14	4,58	4,89	3,94	3,92	3,93
Густина при 20 °С, кг/м ³	830	780	880	835	840	845	832,5	833,8	836

З рис. 1 видно, що найбільш високі економічні показники дизеля η_e отримані при роботі двигуна на трикомпонентному біодизельному паливі, при цьому спостерігається більш суттєве зниження викидів CO , C_mH_n та димності при незначному зниженні NO_x .

В табл. 2 наведено результати розрахунку на математичній моделі витрати палива в міському та заміському циклах (г/цикл), (г/км). З результатів розрахунку отримано, що витрата трикомпонентного сумішевого палива збільшується на величину дещо меншу, ніж зменшується теплота його згорання. Це пов'язано із більш високим ефективним коефіцієнтом корисної дії двигуна η_e при роботі на сумішевих паливах.

Масові викиди ШР із відпрацьованими газами двигуна при імітації руху автомобіля в режимах їздових циклів приведені в табл. 3 при роботі його на штатному та трикомпонентному біодизельному паливах.

Проаналізувавши результати розрахунку витрати палива при русі автомобіля Škoda Octavia 1.9 Tdi обладнаного двигуном VAG ASV 1.9 Tdi на штатному паливі встановлено, що витрата палива отримана в результаті розрахунку на математичній моделі практично співпадають із заводськими даними фірми Škoda Auto a.s. (табл. 2).

Таблиця 2.

Витрата палива при імітації руху автомобіля Škoda Octavia 1.9 Tdi за їздовими циклами

	Витрата палива					
	$G_{\text{пал}}, \text{ г/цикл}$			$G_{\text{пал}}, \text{ г/км}$		
	Міський цикл	Заміський цикл	Змішаний цикл	Міський цикл	Заміський цикл	Змішаний цикл
Штатне ДП	59,61	243,24	481,68	58,85	34,97	43,76
ДП + 10 % МЕРО	59,80	244,59	483,76	59,03	35,17	43,95
ДП + 20 % МЕРО	60,01	245,61	485,65	59,24	35,32	44,12
Норми заводу виробника	55,49	236,68	458,64	54,78	34,03	41,67
Відхилення	6,9 %	2,8 %	4,8 %	6,9 %	2,8 %	4,8 %

Різниця розрахункових та заводських даних при роботі двигуна на штатному паливі не перевищує 6,9 % для міського та 2,8 % для заміського циклів, що свідчить про адекватність математичної моделі.

Масові викиди ШР із відпрацьованими газами

Паливо	Викиди шкідливих речовин, г/км			
	Оксид вуглецю (карбону) CO	Вуглеводні C_mH_n	Оксиди азоту (нітрогену) NO_x	Тверді частки
Штатне ДП	0,5504	0,1616	0,6976	0,0149
ДП + 10 % МЕРО	0,4864	0,1483	0,6468	0,0142
ДП + 20 % МЕРО	0,4583	0,1332	0,6255	0,0137

Аналіз розрахунку масових викидів ШР із відпрацьованими газами в умовах руху автомобіля в режимах Європейського їздового циклу показує (табл. 3), що при використанні 10- та 20 %-го трикомпонентного біодизельного палива (10- та 20% об'ємний вміст МЕРО у сумішевому паливі) спостерігається зниження масових викидів ШР із відпрацьованими газами оксидів вуглецю (карбону) CO – 13,2% та 20,1% відповідно, вуглеводнів C_mH_n – 9,1% та 21%, оксидів азоту (нітрогену) NO_x – 7,9% та 11,5%, твердих часток – 4,9% та 8,8%.

Таким чином, забезпечення ідентичних до фізико-хімічних властивостей штатного дизельного палива фізико-хімічних властивостей сумішевих біодизельних палив дозволяє покращити економічні показники дизеля та зменшити масові викиди шкідливих речовин із ВГ.

Література

1. Гутаревич Ю.Ф. Математическая модель системы водитель – автомобиль с бензиновым двигателем – дорога для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнения окружающей среды автомобилями. / КАДИ. – Киев, 1986. – 22 с. – Рус. – Деп. в УкрНИИНТИ (ГМТБ України).
2. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мерзжисєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.

УДК 621.43

ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ЗГОРАННЯ ПРИ РОБОТІ ДВИГУНА НА СУМІШІ БЕНЗИНУ І БІОЕТАНОЛУ

Говорун А.Г., кандидат технічних наук
Щербатюк В.Б.

Розрахунок процесу згорання в першу чергу зводиться до визначення теплоти, яка виділяється в результаті згорання палива, тобто до визначення характеристики тепловиділення. В результаті згорання циклової дози палива виділена кількість теплоти буде меншою, ніж його нижча теплота згорання внаслідок неповноти згорання (не достаток повітря, недосконале згорання), дисоціації продуктів згорання, гідравлічних втрат на перетікання газів та втрат теплоти у стінки в результаті теплопередачі.

Неповноту згорання робочої суміші можна визначити кількістю парів палива у відпрацьованих газах (ВГ) шляхом газового аналізу під час стендових випробувань двигуна.

Найбільш точне уявлення про характеристику тепловиділення на основній ділянці процесу згорання дає розрахунково-експериментальний метод, який розроблений професором І.І. Вібе [1].

Для розрахунку процесу згорання вказаним методом при роботі двигуна на штатному чи сумішевому паливах використовується напівемпіричне рівняння його вигорання (характеристика тепловиділення)